

# ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

СЕРГІЙ РУСАНОВ  
ОЛЕГ КЛЮЄВ  
ВІКТОР АРДАШЕВ



Сергій РУСАНОВ

Олег КЛЮЄВ

Віктор АРДАШЕВ

# **ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ**

Навчальний посібник

Хмельницький 2024

УДК 621.1

Р 88

**Русанов С.А., Ключев О.І., Ардашев В.О.**

**Р 88** Основи теплотехніки: навч. посіб. / С. А. Русанов, О. І. Ключев, В. О. Ардашев – Херсон: Книжкове вид-во ФОП Вишемирський В.С., 2024. – 162 с.

**ISBN 978-617-8187-12-5 (електронне видання)**

Навчальний посібник призначений для студентів технічних ЗВО, зокрема для галузей знань 13 – Механічна інженерія, 27 – Транспорт.

В посібнику розглядаються основні поняття технічної термодинаміки, теплообміну, зокрема конвективний теплообмін, теплообмін випромінюванням, теплові установки. Викладено цикли та будова основних типів двигунів внутрішнього згоряння. Окремо викладено основи аналізу енерготехнологічних систем.

**Рецензенти:** *Драч І.В.* – д.т.н., доцент кафедри трибології, автомобілів і матеріалознавства Хмельницького національного університету.

*Вітков В.В.* – к.т.н, директор Відокремленого структурного підрозділу «Новокаховський політехнічний фаховий коледж національного університету «Одеська політехніка».

*Скороход В.В.* – голова наглядової ради ТОВ «Група компаній «Теплотехніка», президент Асоціації інженерів сталих енергоефективних технологій України (АІСЕТУ), заслужений енергетик України.

Затверджено на засіданні кафедри транспортних систем і технічного сервісу, протокол № 7 від 02 лютого 2024 року.

Затверджено на засіданні Вченої ради Херсонського національного технічного університету, протокол № 11 від 16 квітня 2024 року.

**УДК 621.1**

ISBN 978-617-8187-12-5 (електронне видання)

© С.А. Русанов, О.І. Ключев, В.О. Ардашев, 2024  
© ХНТУ, 2024

## ВСТУП

Теплотехніка є однією з найважливіших галузей інженерії, що вивчає процеси перетворення теплоти в роботу та використання її для різноманітних технічних потреб. Вивчення курсу теплотехніки має важливе значення для сучасного спеціаліста з різних галузей, включаючи механічну, енергетичну галузі, матеріалознавство та транспортну галузь тощо. Ключові аспекти, що ставляться до сучасного професіонала в інженерній сфері стосовно до теплотехнічних компетенцій це:

- Розуміння енергетичних систем – теоретичні основи теплотехніки надають глибоке розуміння процесів перетворення теплоти в роботу та використання її для різних технічних потреб. Це ключова компетенція для розробки, оптимізації, ремонту енергетичних систем.
- Проектування та оптимізація технологічних процесів – розуміння принципів термодинаміки та теплообміну дозволяє інженерам ефективно проектувати та оптимізувати технологічні процеси в різних галузях промисловості.
- Енергоефективність та сталість систем – знання в цій галузі допомагає інженерам розробляти більш енергоефективні та стійкі системи, зменшуючи енергетичні витрати, оптимізуючи використання ресурсів та знижуючи вплив на навколишнє середовище.
- Інноваційний розвиток. Розуміння принципів теплових процесів сприяє створенню нових технологій та матеріалів, які можуть відкривати нові можливості у різних сферах.
- Глобальні виклики – у світлі глобальних проблем, таких як зміна клімату та енергетична безпека, знання з теплотехніки стає надзвичайно важливим для розробки та впровадження рішень, спрямованих на зменшення викидів та підвищення сталості енергетичних систем.

Мета цього курсу полягає в стислому ознайомленні з поняттями технічної термодинаміки, ідеальними та реальними процесами, основними поняттями теплопередачі, з технічними системами, які використовуються для перетворення тепла на корисну роботу. Особливо викладено основи аналізу енерготехнологічних систем. Основні розділи закінчуються прикладами рішення задач.

Курс складається з чотирьох частин. У першій частині курсу викладено основні закони термодинаміки та їх застосування у різних процесах. Розглядаються процеси в ідеальних та реальних газах, парі, у вологому повітрі. Розглянуто термодинамічні процеси в компресорах, цикли двигунів внутрішнього згоряння, газотурбінних та паросилових установок, холодильне обладнання.

У другій частині розглядається теоретичні основи теплообміну. Представлений розгляд різних видів теплопередачі та приклади розрахунку. Розглядається конвективний теплообмін, теплообмін при кипінні, при конденсації. Особливо розглядається теплообмін випромінюванням. Розглянуто принципи розрахунків теплообмінних апаратів. Також представлено основи горіння палив, питання теплопостачання.

У третій частині надано відомості про теплові установки. Розглянуто сушильне обладнання, котельні установки, двигуни внутрішнього згорання, парові та газові турбіни, компресорні установки. Висвітлені питання відновлювальних джерел енергії.

В четвертій частині розглянуто методи аналізу енерготехнологічних систем за ентропійним та ексергетичним методами. Одним з основних застосувань концепції ексергії є аналіз та оптимізація теплових двигунів та електростанцій. Шляхом оцінки ексергії у різних етапах теплових процесів ми можемо визначити ефективність системи та виявити можливості для підвищення її продуктивності. Також, ексергійний аналіз може бути застосований для покращення енергоефективності промислових процесів та систем опалення. Розуміння розподілу та використання ексергії допомагає інженерам визначати найбільш ефективні стратегії для зменшення енергетичних втрат та оптимізації ресурсозбереження.

# I. ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА

## 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ Й ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

### 1.1. Технічна термодинаміка та її методи

*Термодинаміка* – це наука про закономірності перетворення енергії. Вона підрозділяється на загальну (фізичну), технічну і хімічну. Технічна термодинаміка вивчає закономірності перетворення теплоти в роботу і навпаки. В основі дисципліни лежать закони:

- *перший закон термодинаміки* визначає кількісну сторону;
- *другий закон термодинаміки* визначає якісну сторону перетворення енергії.

При вивченні процесів використовується два методи:

- 1 – статистичний, який вимагає уявлення про мікроскопічну будову речовини;
- 2 – феноменологічний, який вивчає явища в цілому.

### 1.2. Теплота і робота. Термодинамічна система. Робоче тіло

Тіла, які беруть участь у русі, обмінюються енергією. При цьому передача енергії відбувається у вигляді двох форм:

1. Якщо тіла переміщуються у просторі, то така форма передачі енергії називається *роботою*. Повна робота позначається  $L$  і має розмірність Дж, МДж, кДж, питома робота  $l = L/m$ , розмірність Дж/кг, і т.д.

2. Передача енергії між тілами з різною температурою здійснюється за допомогою елементарних частинок, що хаотично переміщуються. Така форма передачі називається *теплотою*. Повна теплота позначається буквою  $Q$  і має розмірність Дж, кДж, МДж, питома енергія  $q = Q/m$ , розмірність Дж/кг, і т.д.

Сукупність матеріальних тіл, що знаходяться між собою і навколишнім середовищем (НС) в механічній і тепловій взаємодії, називається термодинамічною системою (ТС).

Розрізняють такі види систем:

1. Закрита – немає обміну речовиною з НС;
2. Відкрита – є обмін речовиною з НС;
3. Адіабатна – немає обміну теплотою з НС;
4. Ізольована – немає обміну ні речовиною, ні енергією з НС.

Термодинамічна система від навколишнього середовища відокремлюється контрольною поверхнею.

Макросистема визначається тиском, об'ємом і температурою. Мікроскопічна система визначається швидкістю руху молекул та їхнім положенням у просторі. Сукупність мікростанів, що характеризують макростан, називається термодинамічною вірогідністю. Речовина, за рахунок зміни стану якої одержують роботу, називають *робочим тілом*.

### 1.3. Параметри стану. Рівняння стану

Фізичні величини, що визначають стан речовини або системи, називаються параметрами стану. Параметри, які залежать від маси, називаються екстенсивними, які не залежні від маси – інтенсивними. З іншого боку, параметри підрозділяються на термічні і калоричні:

Термічні	Калоричні
1. Абсолютний тиск – відношення сили до одиниці площі $P_a = P_{\bar{o}} + P_m = P_{\bar{o}} + P_{надл.}$ $P_e = P_{\bar{o}} - P_a$ . $P_a$ – абсолютний тиск; $P_{\bar{o}}$ – барометричний (атмосферний) тиск; $P_{надл.} = P_m$ – надлишковий або манометричний тиск; $P_e$ – вакуум (розрідження).	1. Внутрішня енергія – $U$ , кДж, Дж, ... Питома внутрішня енергія $u = U/m$ , Дж/кг. Для ідеального газу $u = f(t)$ , а для реальних $u = f(P, V, t)$ .
2. Абсолютна температура – міра інтенсивності теплового руху молекул $T(K) = t^{\circ}C + 273,15$ .	2. Ентальпія $I = U + PV$ , Дж, кДж, ... Питома ентальпія, $i = u + pv = I/m$ , Дж/кг. Для ідеального газу $i = f(t)$ , а для реальних $i = f(P, V, t)$ .
3. Об'єм – $V, м^3$ . Питомий об'єм $\nu = \frac{V}{m}, \frac{м^3}{кг}$ .	3. Ентропія – параметр стану, для якого $dS = dQ/T$ .  Позначення: $S, \frac{Дж}{К}$ .  Питома ентропія $s = \frac{S}{m}, \frac{Дж}{кг \cdot К}$ .  Ентропія – функція параметрів стану $s = f(P, V, t)$ .
4. Густина $\rho = \frac{1}{\nu} = \frac{m}{V}, \frac{кг}{м^3}$ . $\rho = f(t)$ .	

Якщо параметри стану системи постійні в часі й однакові в усіх точках, то такий стан системи називається *рівноважним*

Найпростішим рівнянням стану ідеального газу є рівняння Менделєєва – Клапейрона:

1. Для газу масою  $m$ :  $PV = mRT$ .
2. Для 1 кг газу  $PV = RT$ , де

$$R = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8314 \text{ Дж}}{\mu \text{ кг} \cdot \text{К}},$$

$R$  – газова стала,  $\mu$  – молярна маса газу.

3. Для одного кіломолю  $PV_{\mu} = \mu RT$ ,  $V_{\mu}$  – об'єм кіломолю речовини,

$$\mu R = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}.$$

Нормальні фізичні умови:

$$P=760 \text{ мм.рт.ст.}=101325 \text{ Па}, \quad T=273 \text{ К}, \quad t=0^{\circ}\text{C}$$

Нормальні технічні умови

$$P=735,6 \text{ мм.рт.ст.}=98000 \text{ Па}, \quad T=288 \text{ К}, \quad t=15^{\circ}\text{C}$$

## 1.4. Термодинамічні процеси

Зміна стану термодинамічної системи при взаємодії з навколишнім середовищем називається *термодинамічним процесом*. Розрізняють такі процеси:

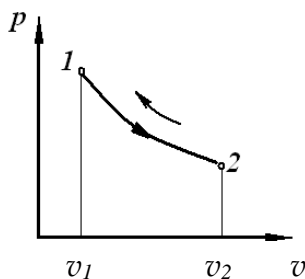
1. Процес, при протіканні якого відбувається нескінченно мале відхилення системи від стану рівноваги, називається *рівноважним*.

2. Процес, при протіканні якого система не знаходиться в стані рівноваги – *нерівноважний*.

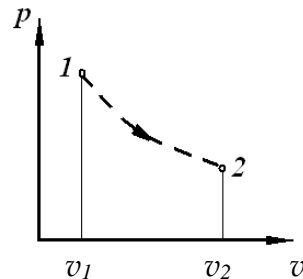
3. Процес, який протікає як у прямому, так і у зворотному напрямі без якихось залишкових змін в навколишньому середовищі, називається *зворотним*.

4. Процес, що протікає як в прямому, так і у зворотному напрямі і при якому система не повертається в початкове положення, називається *незворотним*.  
Причини незворотності: наявність сил тертя і кінцевих температур між тілами.

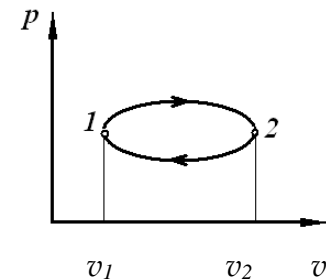
5. Якщо система, вийшовши з деякого стану *1*, приходить у стан *2* по одному шляху, а приходить в стан *1* по іншому шляху (повертається), то такий процес називається *круговим* (циклом).



Обернений процес



Необернений процес



Круговий процес (цикл)

## 1.5. Газові суміші

Суміші газів служать робочими тілами в багатьох процесах і установках. Вони підкоряються закону Дальтона:

*Тиск в суміші  $P_{\text{сум}}$  дорівнює сумі парціальних тисків його компонентів  $P_i$ .*

$$P_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n P_i = P_1 + P_2 + \dots + P_n, \quad (1.1)$$

де  $n$  – число компонентів,

$i$  –  $i$ -тий компонент,

$P_1, P_2, P_n$  – парціальні тиски компонентів.



Склад газових сумішей задається:

1. *Масовими частками* – відношення маси компонента до маси суміші

$$g_i = \frac{m_i}{m_{\text{сум}}}; \quad g_1 = \frac{m_1}{m_{\text{сум}}}; \quad g_2 = \frac{m_2}{m_{\text{сум}}}; \quad g_n = \frac{m_n}{m_{\text{сум}}};$$

$$m_{\text{сум}} = m_1 + m_2 + \dots + m_n; \quad \sum g_i = g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1. \quad (1.2)$$

2. *Об'ємними частками* – відношення приведенного об'єму  $V_i$  компонента до об'єму всієї суміші:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{сум}}}, \quad V_{\text{сум}} = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum V_i; \quad V_i = V_{\text{сум}} \frac{P_i}{P_{\text{сум}}}. \quad (1.3)$$

3. *Мольними частками* – відношення числа молів компонента до сумарної кількості молів усіх компонентів.

$$z_i = \frac{M_i}{M_{\text{сум}}} = \frac{M_i}{\sum M_i}, \quad (1.4)$$

для ідеальної газової суміші  $r_i = z_i$ .

Уявна молярна маса суміші – відношення маси суміші до сумарної кількості молей:

$$\mu = \sum r_i \mu_i; \quad \mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (1.5)$$

Газова стала суміші

$$R_{\text{сум}} = \sum_1^n g_i R_i = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n; \quad R_{\text{сум}} = \frac{8314}{\mu_{\text{сум}}}.$$

Зв'язок між об'ємними і масовими частками:

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum r_i \mu_i}; \quad r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (1.6)$$

Парціальний тиск суміші

$$P_i = P_{\text{сум}} r_i. \quad (1.7)$$

## 1.6. Теплоємність

Кількість теплоти, яку необхідно підвести (відвести до тіла), щоб змінити температуру на  $1^{\circ}\text{C}$ , називається *теплоємністю*:

$$c = \frac{Q}{m(t_2 - t_1)}, \quad (1.8)$$

де  $Q$  – кількість теплоти,  
 $m$  – кількість речовини,  
 $t_1$  і  $t_2$  – початкова і кінцева температури.

В залежності від одиниці кількості речовини, розрізняють питому теплоємність:

масову  $c$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

об'ємну  $c'$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$ ;

молярну  $\mu c$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ .

Взаємозв'язок між ними:  $c' = c\rho$ ;  $\mu c = 22,4c'$ .

Якщо теплота підводиться у процесі з постійним тиском, то такі теплоємності називаються *ізобарними*:

$$c_p = \frac{dq_p}{dT} = \frac{di}{dT}; \quad (1.9)$$

якщо в процесі з постійним об'ємом, то *ізохорними*:

$$c_v = \frac{dq_v}{dT} = \frac{du}{dT}. \quad (1.10)$$

Рівняння Майєра виражає зв'язок між ними:  $c_p - c_v = R$  – для ідеального газу;  $c_p - c_v > R$  – для реального газу.

Якщо теплоємність визначається в межах якоїсь однієї температури, то така теплоємність називається *істинною*

$$c_x = \frac{dq_x}{dT}; \quad (1.11)$$

$x=P$   
 $x=v$

якщо її визначають в інтервалі температур, то теплоємність називають *середньою*

$$c_{x=P, x+v}^{xm} = \frac{q_x}{t_2 - t_1} \quad (1.12)$$

У відповідності з молекулярно-кінетичною теорією теплоємності, вона залежить від температури, тоді

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu}; c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} \quad (1.13)$$

де  $\mu c_p, \mu c_v$  – молярні теплоємності, значення яких наводяться в довідниках в залежності від атомності газу. За квантовою теорією теплоємності, вона залежить від температури:

$$c = a + bt + ct^2 + dt^2 + \dots, \quad (1.14)$$

де  $a, b, c, d$  – постійні коефіцієнти,  $t$  – температура.

Перші два члени рівняння визначають лінійну залежність, а останні – нелінійну. Тоді середню теплоємність визначають як:

$$c_{xm} = \frac{c_1 \cdot t_1 - c_2 \cdot t_2}{t_1 - t_2} \quad (1.15)$$

## 1.7. Приклади рішення задач

Задача № 1. Знайти масу  $\text{CO}_2$  в ємності об'ємом  $V=4 \text{ м}^3$ , при температурі  $t=80^\circ\text{C}$ . Тиск газу по манометру  $P_m=0,04 \text{ МПа}$ , барометричний тиск  $P_\sigma=103990 \text{ Па}$ .

$$PV = mRT,$$

$$m = PV/RT.$$

$$P = P_m + P_\sigma = 0,10399 + 0,04 = 0,14399 \text{ МПа} = 143990 \text{ Па}$$

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{\mu R}{\mu_{\text{CO}_2}} = \frac{8314}{44} = 189 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{143990 \cdot 4}{189(80 + 273)} = 8,6 \text{ кг.}$$

Задача № 2. У ємності знаходиться повітря з розрідженням  $10 \text{ кПа}$  і температурою  $0^\circ\text{C}$ . Ртутний барометр показує  $P_\sigma=99725 \text{ Па}$  при  $t_{pm}=20^\circ\text{C}$ . Знайти питомий об'єм повітря.

Приведемо показання ртутного барометра до 0°C:

$$B_0 = B (1 - 0,000172 \cdot t) = 99725 (1 - 0,000172 \cdot 20) = 99382 \text{ Па}$$

$$P_p = P_\delta - P_a;$$

$$P_a = P_\delta - P_p = 99382 - 10000 = 89382 \text{ Па}$$

$$R_n = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8314}{29} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$v = \frac{RT}{P_a} = \frac{287(0 + 273,15)}{89382} = 0,876 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Задача № 3. Знайти ентальпію  $O_2$ , який знаходиться при  $t = -50^\circ\text{C}$  і має питому внутрішню енергію  $u = 144,2$  кДж/кг. Маса  $O_2$   $m_{O_2} = 10$  кг.

$$i = u + Pv,$$

$$Pv = RT.$$

$$R = \frac{\mu R}{\mu_{O_2}} = \frac{8314}{32} = 259,8 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$Pv = RT = 259,8 (-50 + 273) = 57935,4 \text{ Дж/кг} = 57,9 \text{ кДж/кг}$$

$$i = u + Pv = 144,2 + 57,9 = 202,1 \text{ кДж/кг}$$

$$I = i \cdot m = 202,1 \cdot 10 = 2021 \text{ кДж}.$$

Задача № 4. Газова суміш має наступний масовий склад:  $CO_2 = 38\%$ ,  $N_2 = 62\%$ . Знайти об'ємний склад суміші, уявну молекулярну масу, газову сталу і парціальні тиски компонентів, якщо тиск суміші  $P_{\text{сум}} = 1,2$  МПа.

$$r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum g_i / \mu_i};$$

$$r_{CO_2} = \frac{g_{CO_2} / \mu_{CO_2}}{g_{CO_2} / \mu_{CO_2} + g_{N_2} / \mu_{N_2}} = \frac{38/44}{38/44 + 62/28} = \frac{0,864}{0,864 + 2,214} = 0,281;$$

$$r_{N_2} = \frac{g_{N_2} / \mu_{N_2}}{g_{CO_2} / \mu_{CO_2} + g_{N_2} / \mu_{N_2}} = \frac{62/28}{38/44 + 62/28} = \frac{2,214}{3,078} = 0,719;$$

$$\mu_{\text{сум}} = \sum r_i \cdot \mu_i = r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} =$$

$$= 0,281 \cdot 44 + 0,719 \cdot 28 = 32,5 \text{ кг/кмоль}$$

$$R_{\text{сум}} = \mu R / \mu_{\text{сум}} = 8314 / 32,5 = 255,8 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$$

$$P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} \cdot P_{\text{сум}} = 0,281 \cdot 1,2 = 0,337 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{N}_2} = r_{\text{N}_2} \cdot P_{\text{сум}} = 0,719 \cdot 1,2 = 0,863 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{сум}} = \Sigma P_i = P_{\text{CO}_2} + P_{\text{N}_2} = 0,337 + 0,863 = 1,2 \text{ МПа.}$$

## 2. ПЕРШИЙ І ДРУГИЙ ЗАКОНИ ТЕРМОДИНАМІКИ

### 2.1. Формулювання й аналітичне вираження першого закону

Перший закон є окремим випадком загального закону збереження і перетворення енергії.

Формулювання й аналітичні вираження:

1. Повна енергія ізольованої термодинамічної системи залишається постійною при будь-яких процесах, що відбуваються в системі, або  $E_2 - E_1 = 0$ .

2. Теплота, що підводиться до тіла або системи в термодинамічному процесі, витрачається на зміну внутрішньої енергії і здійснення роботи для газу масою  $m$ :  $Q = \Delta U + L$ ; для 1кг:  $q = \Delta u + l$ ; у диференціальній формі:  $dq = du + dl = du + Pdv$  або  $dq = di - vdp$ .

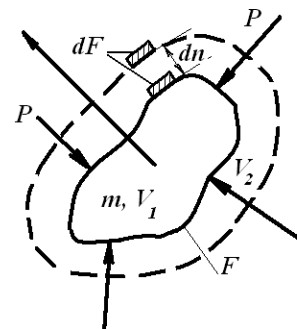
3. Неможливо побудувати таку теплову машину, в якій роботи вироблялося б більше, ніж кількість теплоти, що підводиться (вічний двигун першого роду неможливий).

### 2.2. Вираження теплоти і роботи через параметри стану

Розглянемо процес розширення газу масою  $m$ , поміщеного в еластичну оболонку поверхнею  $F$ , проти сил зовнішнього тиску. На початку розширення об'єм  $V_1$ , в кінці –  $V_2$ . При цьому елементарна площадка по нормалі до поверхні переміститься на відстань  $dn$ . Визначимо роботу газу. Елементарна робота  $dL = PdFdn = PdV$ , де  $PdF$  – сила, а  $dn$  – шлях.

Повна робота

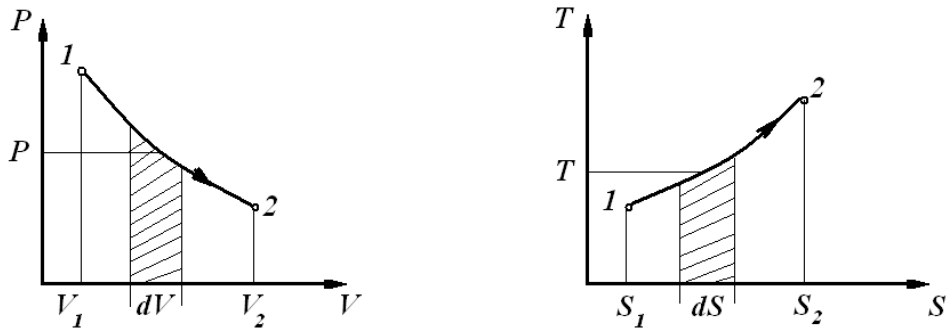
$$L = \int_{V_1}^{V_2} PdV,$$



питома робота

$$l = \int_{v_1}^{v_2} P dv .$$

Припустимо, що процес розширення в координатах  $P-V$  і  $T-S$  зображаються лінією 1-2.



Відповідно до другого закону термодинаміки теплота визначається за формулою:

$$Q = \int_{S_1}^{S_2} TdS; q = \int_{S_1}^{S_2} Tds . \quad (2.1)$$

У геометричному вираженні добуток  $PdV$  і  $TdS$  визначає елементарну площадку під нескінченно малою ділянкою процесу (заштрихована), тоді інтегрування показує, що площа під кривою процесу в  $P-V$  координатах дорівнює роботі  $L(l)$ , а в  $T-S$  координатах – теплоті. Теплота і робота залежать від шляху протікання процесу, і не мають властивості повного диференціалу, тому інтегрування по замкненому контуру  $\oint dq = q_u$  а  $\oint dl = l_u$  .

### 2.3. Формулювання і аналітичне вираження другого закону термодинаміки

Суть закону виражається *формулюванням Больцмана*:

*Природа від станів менш вірогідних прагне до станів вірогідніших, найбільш вірогідним станом є термодинамічна рівновага.*

*Формулювання другого закону термодинаміки:*

1. Будь-який мимовільний процес в природі є необоротним.
2. Теплота не може мимовільно переходити від тіл менш нагрітих до тіл більш нагрітих.

3. Неможливо за допомогою неживого матеріального агенту одержати від якоїсь маси або речовини механічну роботу шляхом охолодження її нижче за температуру найхолоднішого з навколишніх предметів (Кельвін, 1851 р.).

4. Неможливо побудувати періодичнодіючу теплову машину, всі дії якої зводилися б до підняття деякого вантажу і охолодження теплового джерела (вічний двигун першого роду).

5. Для теплового двигуна необхідно мати два джерела теплоти: гарячий і холодний.

*Аналітичне вираження другого закону термодинаміки:*

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \text{ або } TdS \geq dQ, \text{ або } TdS \geq dU + dL \quad (2.2)$$

де останнє – об'єднане рівняння I і II законів термодинаміки. Знак «>» відноситься до протікання в системі необоротних процесів, при цьому ентропія термодинамічної системи зростає і в рівноважному стані з рештою системи стає максимальною. Знак «=>» відноситься до протікання в системі зворотних процесів, при цьому ентропія термодинамічної системи не змінюється. Якщо  $dS > 0$ , теплота підводиться, якщо  $dS < 0$ , то відводиться. Фізичне значення ентропії:

1. Міра деградації енергії;
2. Міра безповоротності процесів;
3. Міра працездатності системи;
4. Міра хаосу або безладу.

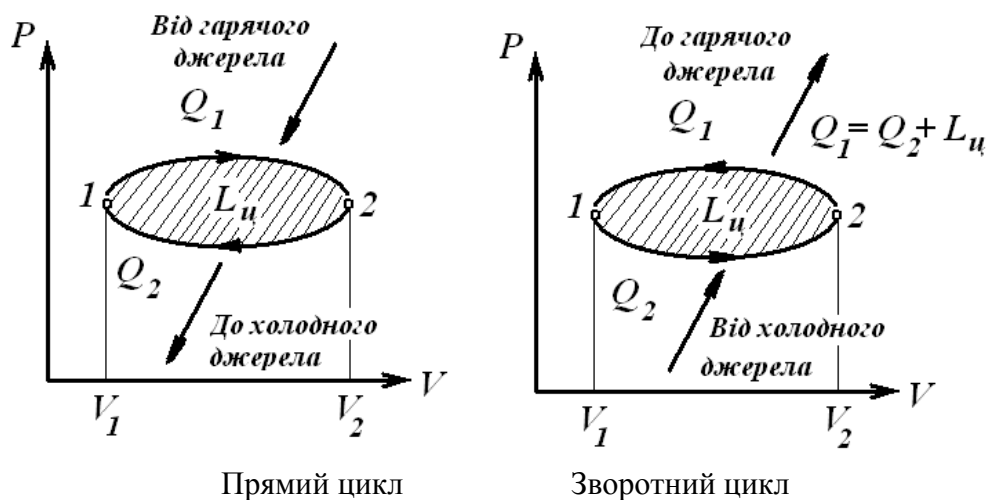
## 2.4. Прямі і зворотні цикли теплових двигунів

Безперервнодіюча система здійснює кругові процеси, в яких теплота перетворюється на роботу, або навпаки, називається *тепловим двигуном*. Теплові двигуни працюють по прямим і по зворотним циклах:

1. Цикл, в якому лінія розширення лежить вище за лінію стиснення і здійснена робота віддається зовнішньому споживачу, називається *прямим*.

2. Цикл, в якому лінія розширення лежить нижче за лінію стиснення, і на здійснення циклу витрачається робота, називається *зворотним*.

Прямі цикли характеризуються термічним к.к.д.  $\eta_t$ , а зворотні – холодильним коефіцієнтом  $\varepsilon$ .



Термічний к.к.д.:

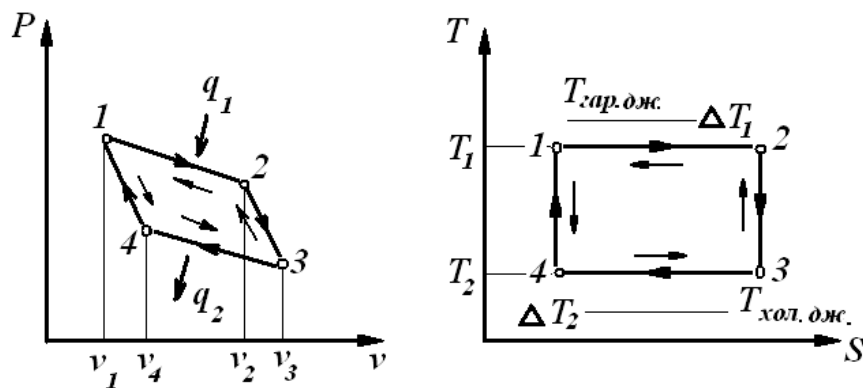
$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{L_u}{Q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_u}{q_1}. \quad (2.3)$$

Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{Q_2}{L_u} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l_u}. \quad (2.4)$$

## 2.5. Цикл Карно

Цикл Карно є ідеальним циклом, він не може бути здійснений ані у жодній з машин, проте він є еталоном, з яким порівнюють цикли інших теплових машин.



*Процеси циклу:*

1-2 – ізотермічне розширення робочого тіла, підведення теплоти  $q_1$ .

2-3 – адіабатичне розширення.

3-4 – ізотермічне стиснення, відведення теплоти  $q_2$ .

4-1 – адіабатичне стиснення.

*Властивості циклу Карно:*

1. Термічний к.к.д. циклу не залежить від властивостей змінного робочого тіла.
2. Термічний к.к.д. визначається температурами вищого і нижчого джерел теплоти.

Для зворотного циклу Карно

$$\eta_t^0 = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.5)$$

Для незворотного циклу температури гарячого і холодного джерел теплоти відрізняються від температури робочого тіла відповідно на  $\Delta T_1$  і  $\Delta T_2$ . Тоді



$$\eta_t^0 = \frac{T_{\text{гаряч.дж.}} - T_{\text{холод.дж.}} - (\Delta T_1 - \Delta T_2)}{T_{\text{гаряч.дж.}} - \Delta T_1}$$

Перебіг оборотного циклу Карно на рисунку показаний стрілками.

## 2.6. Приклади рішення задач

Задача №1. Знайти середні масову ізобарну та ізохорну теплоємності, середні об'ємну ізобарну та ізохорну теплоємності при зміні температури від  $t_1=108^\circ\text{C}$  до  $t_2=587^\circ\text{C}$  для двох варіантів: 1. Незалежність теплоємності від температури; 2. Лінійна залежність. Газ –  $\text{O}_2$ .

1. Постійна теплоємність.  $\text{O}_2$  є двоатомним газом, за табличними даними вибираємо значення мольних теплоємностей для двоатомного газу:

$$\mu c_p = 29,1 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}), \quad \mu c_v = 20,8 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}), \quad \mu_{\text{O}_2} = 32 \text{ кг}/\text{кмоль}.$$

Для інтервалу температур від  $t_1=108^\circ\text{C}$  до  $t_2=587^\circ\text{C}$  масові теплоємності:

$$\mu c_{pm} = \frac{\mu c_p}{\mu_{\text{O}_2}} = \frac{29,1}{32} = 0,909 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \mu c_{vm} = \frac{\mu c_v}{\mu_{\text{O}_2}} = \frac{20,8}{32} = 0,65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Об'ємні теплоємності:

$$c'_{pm} = \frac{\mu c_p}{22,4} = \frac{29,1}{22,4} = 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}; \quad c'_{vm} = \frac{\mu c_v}{22,4} = \frac{20,8}{22,4} = 0,929 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

2. Лінійна залежність.

За табличними даними для кисню  $\text{O}_2$  знаходимо теплоємності

$$\begin{aligned} c_{pm} &= 0,9127 + 0,00012724 t = 0,9127 + 0,00012724 \frac{t_1 + t_2}{2} = \\ &= 0,9127 + 0,00012724 \frac{108 + 587}{2} = 0,957 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{vm} &= 0,6527 + 0,00012724 t = 0,6527 + 0,00012724 \frac{t_1 + t_2}{2} = \\ &= 0,6527 + 0,00012724 \frac{108 + 587}{2} = 0,697 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
c'_{pm} &= 1,3046 + 0,00018183 t = 1,3046 + 0,00018183 \frac{t_1 + t_2}{2} = \\
&= 1,3046 + 0,00018183 \frac{108 + 587}{2} = 1,368 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}; \\
c'_{vm} &= 0,9337 + 0,00018183 t = 0,9337 + 0,00018183 \frac{t_1 + t_2}{2} = \\
&= 0,9337 + 0,00018183 \frac{108 + 587}{2} = 0,997 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.
\end{aligned}$$

Задача №2. SO<sub>2</sub> об'ємом V<sub>1</sub>=2 м<sup>3</sup> нагрівається від t<sub>1</sub>=10°C до t<sub>2</sub>=400°C в першому випадку при постійному тиску P<sub>1</sub>=P<sub>2</sub>=0,3МПа, а в другому при постійному об'ємі V<sub>1</sub>=V<sub>2</sub>=const. Визначити кількість підведеної теплоти при: 1. незалежності теплоємності від температури; 2. лінійній залежності.

1. Нагрівання при P=const. Газова стала SO<sub>2</sub>

$$R_{SO_2} = \frac{\mu R}{\mu_{SO_2}} = \frac{8314}{6,06} = 129,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Маса газу

$$m = \frac{P_1 V_1}{R_{SO_2} \cdot T_1} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 2}{129,8 \cdot (10 + 273)} = 16,3 \text{ кг}.$$

1.1. Кількість теплоти при постійній теплоємності. Середня ізобарна теплоємність газу:

$$c_{pm} = \frac{\mu c_p}{\mu_{SO_2}} = \frac{33,3}{64,06} = 0,52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$Q_P = m \cdot c_{pm} (t_2 - t_1) = 16,3 \cdot 0,52 (400 - 10) = 3306 \text{ кДж}.$$

1.2. Кількість теплоти при лінійній залежності.

$$c_{pm} = a + b \frac{t_1 + t_2}{2} = 0,6314 + \frac{400 + 10}{2} = 0,6633 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

де a=0,6314, b=0,00015541 – коефіцієнти вибрані за табличними даними.

$$Q_P = m \cdot c_{pm} (t_2 - t_1) = 16,3 \cdot 0,6633 (400 - 10) = 4217 \text{ кДж}.$$

2. Нагрівання при постійному об'ємі, V=const. Об'єм газу при нормальних умовах P=101325Па, t<sub>1</sub>=0°C знаходимо із співвідношення

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_H V_H}{T_H}, \text{ тоді } V_H = \frac{P_1 V_1 T_H}{T_1 P_H} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 273}{0,1013 \cdot 10^6 (10 + 273)} = 5,7 \text{ м}^3.$$

2.1. Кількість теплоти при постійній теплоємності. Середня об'ємна ізохорна теплоємність

$$c'_{vm} = \frac{\mu c_v}{22,4} = \frac{25}{22,4} = 1,116 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}};$$

$$Q_v = V_H \cdot c'_{vm} (t_2 - t_1) = 5,7 \cdot 1,116 \cdot (400 - 10) = 2481 \text{ кДж}.$$

2.2. Кількість теплоти при лінійній залежності

$$c'_{vm} = a + b \frac{t_1 + t_2}{2} = 1,4763 + 0,00004547 \frac{400 + 10}{2} = 1,4856 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}};$$

$$Q_m = c'_{vm} (t_2 - t_1) \cdot V_H = 1,4856 (400 - 10) \cdot 5,7 = 3302 \text{ кДж}.$$

Задача №3. Знайти масову та об'ємну ізобарну теплоємність газової суміші, що складається з  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ , та  $\text{O}_2$ . Об'ємний склад суміші:  $r_{\text{CO}_2} = 12\%$ ,  $r_{\text{N}_2} = 74\%$ ,  $r_{\text{O}_2} = 14\%$ . Прийняти теплоємність незалежною від температури.

Масові частки компонентів

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i} = \frac{r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2}}{r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2} + r_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2} + r_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2}} = \frac{12 \cdot 44}{12 \cdot 44 + 74 \cdot 28 + 14 \cdot 32} = 0,17;$$

$$g_{\text{N}_2} = \frac{r_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2}}{r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2} + r_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2} + r_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2}} = \frac{74 \cdot 28}{12 \cdot 44 + 74 \cdot 28 + 14 \cdot 32} = 0,68;$$

$$g_{\text{O}_2} = \frac{r_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2}}{r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2} + r_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2} + r_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2}} = \frac{14 \cdot 32}{12 \cdot 44 + 74 \cdot 28 + 14 \cdot 32} = 0,15.$$

Теплоємності

$$c_{p\text{O}_2} = \frac{\mu c_p}{\mu_{\text{O}_2}} = \frac{29,1}{32} = 0,91 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; c_{p\text{N}_2} = \frac{\mu c_p}{\mu_{\text{N}_2}} = \frac{29,1}{28} = 1,039 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$c_{p\text{CO}_2} = \frac{\mu c_p}{\mu_{\text{CO}_2}} = \frac{33,3}{44} = 0,757 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Газові сталі,

$$R_{O_2} = \frac{8314}{\mu_{O_2}} = \frac{8314}{32} = 259,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; R_{CO_2} = \frac{8314}{\mu_{CO_2}} = \frac{8314}{44} = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{N_2} = \frac{8314}{\mu_{N_2}} = \frac{8314}{28} = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Густина компонентів при нормальних умовах  $P_H=101325\text{Па}$ ,  $t_H=0^\circ\text{C}$ .

$$\rho_H^{CO_2} = \frac{P_H}{R_{CO_2} \cdot T_H} = \frac{101325}{189 \cdot 273} = 1,964 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \rho_H^{N_2} = \frac{P_H}{R_{N_2} \cdot T_H} = \frac{101325}{297 \cdot 273} = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\rho_H^{O_2} = \frac{P_H}{R_{O_2} \cdot T_H} = \frac{101325}{259,8 \cdot 273} = 1,429 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Об'ємні теплоємності

$$c'_{PO_2} = c_{PO_2} \cdot \rho_H^{O_2} = 0,91 \cdot 1,429 = 1,3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}; c'_{PN_2} = c_{PN_2} \cdot \rho_H^{N_2} = 1,039 \cdot 1,25 = 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}};$$

$$c'_{PCO_2} = c_{PCO_2} \cdot \rho_H^{CO_2} = 0,757 \cdot 1,964 = 1,487 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}.$$

Масова ізобарна теплоємність суміші

$$c_{P.cym} = c_{PCO_2} \cdot g_{CO_2} + c_{PN_2} \cdot g_{N_2} + c_{PO_2} \cdot g_{O_2} = 0,757 \cdot 0,17 + 1,039 \cdot 0,68 + 0,91 \cdot 0,15 = 0,972 \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

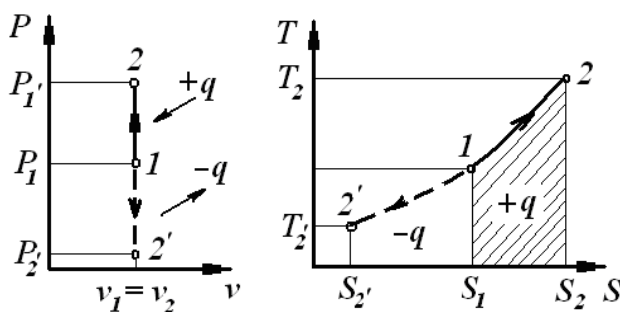
Об'ємна ізобарна теплоємність суміші

$$c'_{P.cym} = c'_{PCO_2} \cdot r_{CO_2} + c'_{PN_2} \cdot r_{N_2} + c'_{PO_2} \cdot r_{O_2} = 1,3 \cdot 0,12 + 1,299 \cdot 0,74 + 1,487 \cdot 0,14 = 1,325 \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

### 3. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ

#### 3.1. Ізохорний процес

Ізохорним називають процес, який протікає з постійним об'ємом  $V=\text{const}$ .



$$1. \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} \text{ – закон Шарля.}$$

$$2. l_v = \int_{v_1}^{v_2} P dv = 0$$

$$q_v = \Delta u + l_v = \Delta u;$$

$$3. q_v = c_{vm} \cdot (t_2 - t_1)$$

Процеси:

1-2 – підведення теплоти;

1-2' – відведення теплоти.

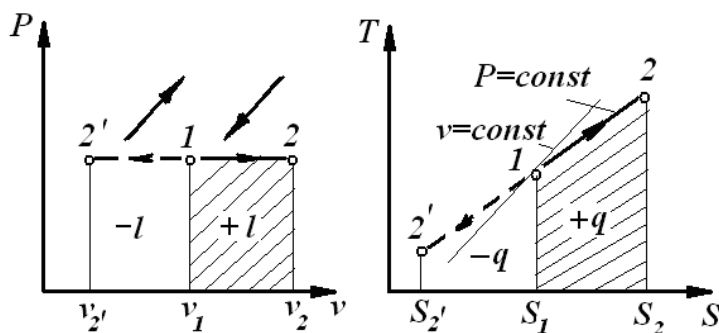
$$\left. \begin{aligned} 4. \Delta u &= c_{vm} (t_2 - t_1) \\ 5. \Delta i &= c_{pm} (t_2 - t_1) \end{aligned} \right\} \text{ для усіх термо-} \\ \text{динамічних} \\ \text{процесів}$$

$$6. \Delta s_v = c_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1} = c_{vm} \ln \frac{P_2}{P_1}$$

7. Схема енергобалансу: теплота, що підводиться, витрачається на зміну внутрішньої енергії.

### 3.2. Ізобарний процес

Ізобарним називається процес, який протікає з постійним тиском  $P = \text{const}$ .



$$1. \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} - \text{закон Гей-Люссака.}$$

$$2. l_p = \int_{v_1}^{v_2} P dv = P(v_2 - v_1) = 0.$$

$$3. q_p = \Delta i = c_{pm} (t_2 - t_1).$$

$$6. \Delta S_p = c_{pm} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = c_{pm} \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Процеси:

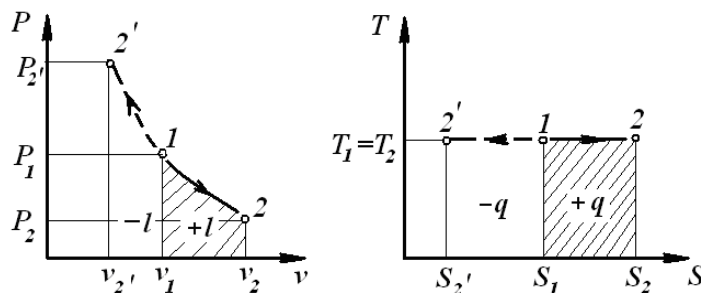
1-2 – розширення, підведення теплоти;

1-2' – стиск, відведення теплоти.

7. Схема енергобалансу: теплота, що підводиться, витрачається на здійснення роботи і зміну внутрішньої енергії.

### 3.3. Ізотермічний процес

Ізотермічним називають процес, який протікає з постійною температурою  $T = \text{const}$ . Підкоряється рівнянню  $Pv = \text{const}$ . У  $P$ - $V$  координатах ізотерма являє собою рівнобічну гіперболу.



1. Закон Бойля – Маріотта.

$$2. l_T = \int_{v_1}^{v_2} P dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\Delta u_T = 0; \Delta i_T = 0.$$

$$3. q_T = l_T = RT \ln \frac{P_1}{P_2} = RT \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$q_T = T(S_2 - S_1).$$

$$6. \Delta S_T = \frac{q_T}{T} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{P_1}{P_2}.$$

Процеси: 1-2 – розширення, підведення теплоти;

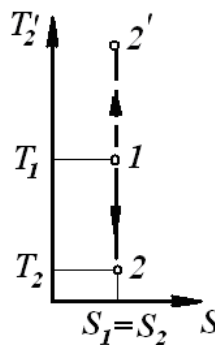
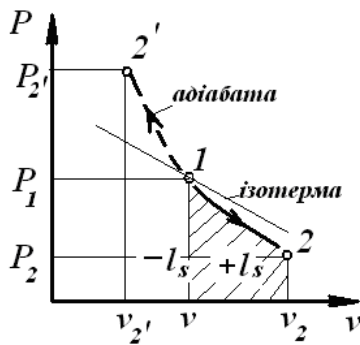
1-2' – стиск, відведення теплоти.

7. Схема енергобалансу: теплота, що підводиться, витрачається на зміну внутрішньої енергії.

### 3.4. Адіабатний процес

*Адіабатним* (ізоентропним) називається процес, який протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, з постійною ентропією  $S = \text{const}$ . У  $P$ - $V$  координатах адіабата являє собою нерівнобічну гіперболу, показник адіабати

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (3.1)$$



$$1. P_1 V_1^k = P_2 V_2^k, \quad \frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$2. l_s = \Delta u;$$

Процеси: 1-2 – розширення,  
1 – 2' – стиснення.

$$l_s = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) = \frac{RT_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

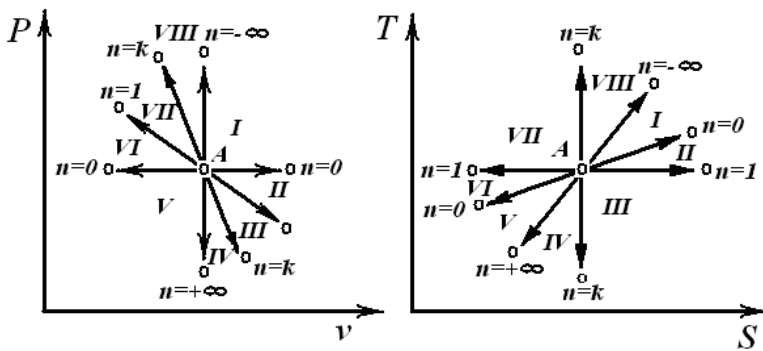
3.  $q_s = 0$ .

6.  $\Delta S = 0$ .

7. Схема енергобалансу: робота здійснюється за рахунок зменшення внутрішньої енергії.

### 3.5. Політропний процес

Політропним називається процес, який протікає з постійною теплоємністю  $c_n = \text{const}$  і підкоряється рівнянню  $Pv^n = \text{const}$ , де  $n$  – показник політропи.



Області:

I÷IV – розширення робочого тіла, позитивна робота;

V÷VIII – стиск робочого тіла, негативна робота;

I÷III, VIII – підведення теплоти;

IV÷VIII – відведення теплоти;

VII, VIII, I, II – підвищення температури тіла;

III, IV, V, VI – зниження температури тіла.

$$6. \Delta S_n = c_{nm} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}; \quad n = \frac{\lg \frac{P_2}{P_1}}{\lg \frac{v_1}{v_2}}; \quad n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}; \quad c_{nm} = c_{vm} \frac{n - k}{n - 1}.$$

В залежності від величини  $n$  поле діаграми  $P$ - $v$  і  $T$ - $S$  ділиться на вісім частин. Усі процеси починаються в точці  $A$ .

### 3.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. Повітря політропно розширюється від  $P_1=0,54$  МПа і  $t_1=45^\circ\text{C}$  до  $P_2=0,15$  МПа. Його об'єм змінюється від  $V_1=3\text{м}^3$  до  $V_2=10\text{м}^3$ . Знайти показник політропи, кінцеву температуру, роботу, кількість підведеної теплоти, зміну внутрішньої енергії, ентальпії, ентропії.

Показник політропи:

$$n = \frac{\lg \frac{P_1}{P_2}}{\lg \frac{v_2}{v_1}} = \frac{\lg 0,54 / 0,15}{\lg 10 / 3} = 1,063.$$

Кінцева температура газу

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} = (45 + 273) \left( \frac{3}{10} \right)^{1,063-1} = 318 \cdot 0,927 = 294,8\text{K}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 294,8 - 273 = 21,8^\circ\text{C}.$$

$$1. P_1 v_1 = P_2 v_2^n, \quad \frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^n;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$2. l_n = \frac{1}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) =$$

$$= \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right].$$

$$3. q_n = c_{nm} (T_2 - T_1) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) + c_{vm} (T_2 - T_1).$$

Питома робота процесу

$$l_n = \frac{R}{n-1} (t_1 - t_2) = \frac{287}{1,063-1} (45 - 21,8) = 105,7 \text{ кДж/кг.}$$

Маса газу

$$m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{0,54 \cdot 10^6 \cdot 3}{287(45 + 273)} = 17,8 \text{ кг.}$$

Повна робота

$$L = l_n \cdot m = 105,7 \cdot 17,8 = 1881 \text{ кДж.}$$

Середня масова ізохорна теплоємність

$$c_{vm} = \mu c_v / \mu = 20,8 / 29 = 0,717 \text{ кДж / (кг·К).}$$

Середня масова ізобарна теплоємність

$$c_{pm} = 29,1 / 29 = 1,0034 \text{ кДж / (кг·К).}$$

Середня масова теплоємність політропного процесу

$$c_{nm} = c_v (n - k) / (n - 1) = 0,717 (1,063 - 1,4) / (1,063 - 1) = -3,835 \text{ кДж / (кг·К).}$$

Теплота, підведена до газу

$$Q = m \cdot c_{nm} \cdot (t_2 - t_1) = 17,8 \cdot (-3,835) \cdot (21,8 - 45) = 1584 \text{ кДж.}$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta U = m \cdot c_{vm} \cdot (t_2 - t_1) = 17,8 \cdot 0,717 \cdot (21,8 - 45) = -296,1 \text{ кДж.}$$

Зміна ентальпії

$$\Delta I = m \cdot c_{pm} \cdot (t_2 - t_1) = 17,8 \cdot 1,0034 \cdot (21,8 - 45) = -414,4 \text{ кДж.}$$

Зміна ентропії

$$\Delta S = m \cdot c_{nm} \cdot \ln (T_1 / T_2) = 17,8 \cdot (-3,835) \cdot \ln (294,8 / 318) =$$



$$= 17,8 \cdot (-3,835) \cdot (-0,076) = 5,2 \text{ кДж/К.}$$

Для побудови процесу в  $P$ - $V$  і  $T$ - $S$  знаходимо величини тиску і зміну ентропії в проміжних точках: задамося значеннями  $V_{np}=6 \text{ м}^3$  і  $T_{np}=310 \text{ К}$ .

$$P_{np} = P_1 (V_1 / V_{np})^n = 0,54 \cdot (3 / 6)^{1,063} = 0,26 \text{ МПа};$$

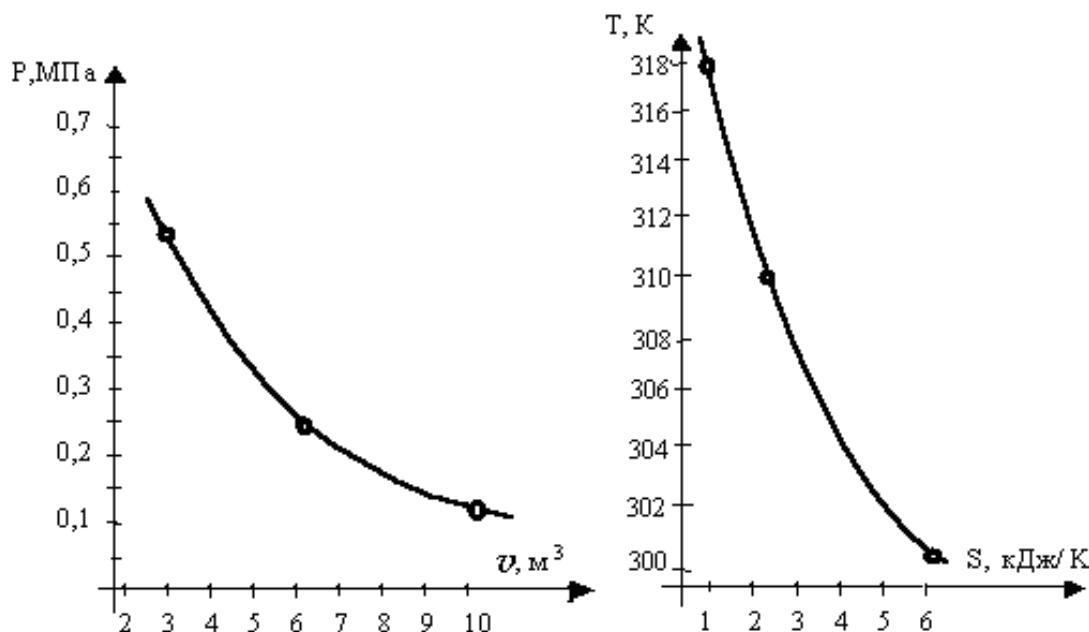
$$\Delta S_{np} = m \cdot c_{nm} \cdot \ln (T_{np} / T_1) = 17,8 \cdot (-3,835) \cdot \ln (310 / 318) = 1,74 \text{ кДж/К};$$

$$S_{np} = S_1 + \Delta S_{np} = 1 + 1,74 = 2,74 \text{ кДж/К.}$$

Політропу будуємо по трьох точках.

Приймаємо, що при  $T_1 = 318 \text{ К}$ ,  $S_1 = 1 \text{ кДж/К}$ , тоді

$$S_2 = S_1 + \Delta S = 1 + 5,2 = 6,2 \text{ кДж/К.}$$



## 4. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В РЕАЛЬНИХ ГАЗАХ І ПАРИ

### 4.1. Властивості реальних газів

*Реальним газом* (РГ) називається газ, між молекулами якого існують сили притягнення і відштовхування, а молекули й атоми цього газу мають масу і об'єм. При високому тиску  $P$  і низьких температурах  $T$  властивості РГ відхиляються від властивостей *ідеальних газів* (ІГ). Істотною відмінністю є те, що РГ може перебувати в газоподібному, рідкому і твердому стані. Згідно правил фаз Гіббса для чистої речовини в однофазному стані незалежно можуть змінюватися два параметри (наприклад  $P$  і  $T$ ), в двофазному стані – тільки один (наприклад, або  $T$ , або  $P$ ), в трифазному стані три фази можуть знаходитися в рівновазі

при цілком визначених  $P$  і  $T$ . Відмінність властивостей РГ від ІГ визначається по коефіцієнту стисливості

$$Z = \frac{PV}{RT} \quad (4.1)$$

Для ідеального газу  $Z=1$ , для реального  $1 \leq Z < 1$ .  
Рівняння стану Ван-дер-Ваальса:

$$\left( P + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT \quad (4.2)$$

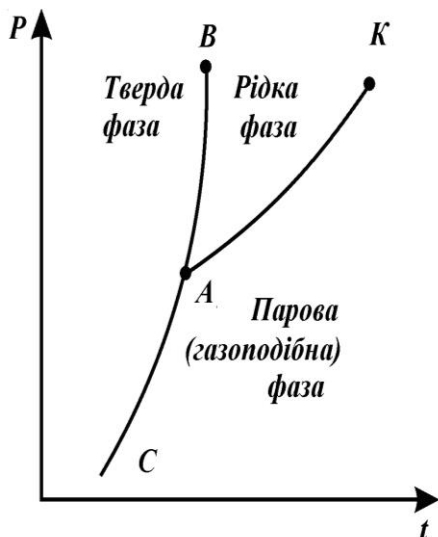
де  $a, b$  – постійні коефіцієнти, які залежать від природи газу;  
 $v$  – власний об'єм молекул;  
 $a/v^2$  – внутрішній тиск.  
Приведене рівняння Ван-дер-Ваальса:

$$\left( \pi + \frac{3}{\varphi^2} \right) (3\varphi - 1) = 8\tau,$$

$$\varphi = \frac{V}{V_{кр}}; \quad \pi = \frac{P}{P_{кр}}; \quad \tau = \frac{T}{T_{кр}}.$$

## 4.2. Фазові переходи

Рівноважне співіснування декількох, дотичних між собою фаз речовин, які переходять одна в одну, називається *фазовою рівновагою*. Перехід речовини з однієї фази в іншу називається фазовим переходом. Перехід з твердої фази в рідку – плавлення. Перехід з рідкої фази в пароподібну – випаровування: пароутворення з поверхні рідини, кипіння – бурхливе пароутворення в об'ємі з паровими мішурами. Перехід з пароподібного стану в рідкий – конденсація. Перехід з твердої фази у пароподібну – сублімація. Криві фазових переходів зображаються в  $P$ - $t$  діаграмі.



Рівноважні криві: АВ – плавлення; АК – пароутворення; АС – сублимація. Точка, у якій речовина існує в трьох агрегатних станах, називається потрійною точкою (т. А). Лінія пароутворення закінчується критичною точкою К. Її параметри у цій точці:

1. Питомий об'єм рідини і газу рівні один одному.
2. Рідина переходить в пару минувши двофазний стан.

Ніяким зусиллям стиснення неможливо сконденсувати пару.

Теплота, що витрачається на перехід 1 кг речовини з одного агрегатного стану в інший називається теплою фазового переходу. Вона витрачається на руйнування кристалічних ґрат, на розрив зв'язку між молекулами. Розрізняють теплоту плавлення, сублимації і паротворення (кДж/кг).

### 4.3. Пари, основні визначення

Пара, що перебуває в динамічній рівновазі з рідиною, називається *насиченою*. Її стан характеризується тиском насичення  $P_n$ , і температурою насичення  $t_n$ , причому  $t_n = f(P_n)$ . Пара, що не містить крапель рідини і температура якої дорівнює температурі насичення, називається *сухою насиченою* (с.н.п.). Суміш с.н.п. із крапельками рідини називається *вологою насиченою парою* (в.н.п.) і характеризується ступенем сухості  $x$

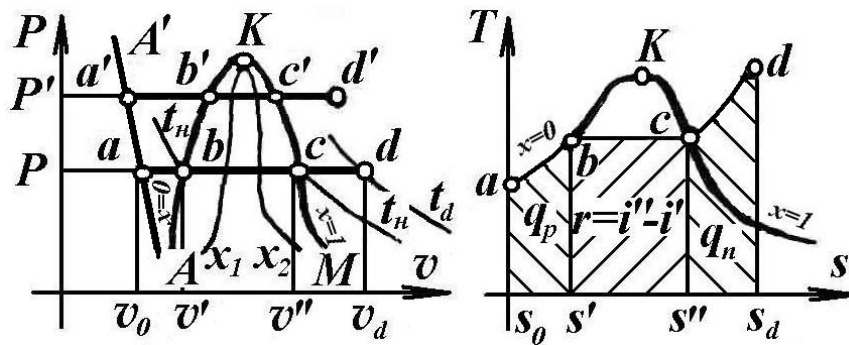
$$x = \frac{m_{\text{с.н.п.}}}{m_{\text{в.н.п.}}} = \frac{m_{\text{с.н.п.}}}{m_p + m_{\text{с.н.п.}}} \quad (4.3)$$

Для рідини, нагрітої до  $t_n$   $x=0$ , а для с.н.п.  $x=1$ . Величина  $(1 - x)$  називається *ступенем вологості*. Пара, температура якої вище температури насичення при даному тиску, називається *перегрітою*.

### 4.4. Процес паротворення в P-t і T-S координатах

Якщо при  $t=0^\circ\text{C}$  і тиску  $P$  підводить до 1 кг води теплоту, на рисунку – точка  $a$ , то одержують наступні процеси:  $ab$  – підігрів до температури кипіння ( $t_n$ ),  $bc$  – процес пароутворення;  $cd$  – перегрів пари. У точці  $b$  вода закипить, а у точці  $c$  вся перейде в пару та стане сухою насиченою. При збільшенні тиску до  $P'$  одержують аналогічні процеси:  $a'b'$ ,  $b'c'$  і  $c'd'$ . Область діаграми від осі  $P$  до лінії  $A'A$  – твердий стан речовини, між лініями  $A'A$  і  $AK$  – рідинний, між  $AK$  і  $KM$  – стан в.н.п., праворуч від лінії  $AM$  – перегріта пара. Лінії:  $A'A$  – крива плавлення;  $AK$  – ліва або нижня погранична крива, кожна точка лінії відповідає рідині, нагрітої до температури кипіння ( $t_n$ ), для неї  $x=0$ ;  $KM$  – права (верхня) по-

гранична крива, кожна точка лінії відповідає с.н.п.,  $x=1$ . Точка  $K$  – критична точка.



В  $T-S$  координатах площі під лініями:  $ab$  – теплота на нагрівання рідини до  $t_n$  –  $q_p$ ;  $bc$  – теплота пароутворення  $r$ , кДж/кг;  $cd$  – теплота на нагрівання пари –  $q_n$ .

### 4.5 Параметри рідини і пари

1. Параметри рідини, нагрітої до температури насичення  $t_n$  позначаються штрихом:

$$q_{ab} = q_p = i' - i_0 = i' = c_{pm p} \cdot t_n, \quad (4.4)$$

де  $i_0=0$  береться при  $t=0^\circ\text{C}$ .

$$\Delta u_{ab} = q_p - P_n(v' - v_0), \quad (4.5)$$

$$\Delta s_{ab} = c_{pm p} \cdot \ln \frac{T_n}{273}.$$

2. Параметри в.н.п. позначаються індексом “ $x$ ”.

$$v_x = xv'' + (1-x)v', \quad (4.6)$$

$$i_x = i' + r \cdot x,$$

$$s_x = s' + \frac{r \cdot x}{T_n},$$

$$u_x = i_x - P \cdot v_x.$$

3. Параметри с.н.п. позначаються двома штрихами:

$$i'' = i' + r, \quad (4.7)$$

$$u'' = i'' - p_n v''.$$

4. Параметри перегрітої пари:

$$\begin{aligned}
 q_{n,n} &= i - i'' = c_{pmn}(t - t_n), \\
 \Delta u_{nl} &= q_{n,n} - P(v - v''), \\
 \Delta s &= s - s'' = c_{pmn} \cdot \ln(T/T_n).
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

де  $i, s$  – відповідно ентальпія, ентропія перегрітої пари.

Рівняння стану пари Вукаловича – Новикова:

$$\left(P + \frac{q}{v^2}\right) \cdot (v - b) = RT \left(1 - \frac{c'}{v \cdot T^{\frac{3+2m}{2}}}\right).
 \tag{4.9}$$

де  $c', m$  – коефіцієнти степені асоціації.

#### 4.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. Знайти об'єм колектора, де знаходиться волога насичена пара масою  $m=10$  кг, з параметрами  $p_n=0,25$  МПа, ступінь сухості  $x=0,95$ . Який об'єм прийняла би пара, якби вона була: 1. Сухою насиченою, 2. Перегрітою при  $t_n=400^\circ\text{C}$ . Знайти ентальпію та ентропію вологої насиченої пари. Знайти довжину колектора, якщо внутрішній діаметр  $d=1$  м.

Користуючись таблицею властивостей водяної пари по тиску, знаходимо:

$P_n = 0,25$  МПа відповідає значення  $t_n = 127,4^\circ\text{C}$ ;  $v' = 0,0010672$  м<sup>3</sup>/кг;

$v'' = 0,7185$  м<sup>3</sup>/кг;  $r = 2182$  кДж/кг;  $i' = 535,4$  кДж/кг;

$i'' = 2717$  кДж/кг,  $s' = 1,6071$  кДж/(кг·К);  $s'' = 7,053$  кДж/(кг·К);

Питомий об'єм вологої насиченої пари

$$v_x = v'' \cdot x + (1 - x)v' = 0,7185 \cdot 0,95 + (1 - 0,95) \cdot 0,0010672 = 0,682 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Об'єм колектора

$$V_{кx} = m \cdot v_x = 10 \cdot 0,682 = 6,82 \text{ м}^3.$$

Довжина колектора

$$L = V_{кx}/S = V_{кx}/0,785 \cdot d^2 = 6,82/0,785 \cdot 1^2 = 8,7 \text{ м}.$$

1. При сухій насиченій парі

$$V_{к''} = m \cdot v'' = 10 \cdot 0,7185 = 7,2 \text{ м}^3$$

$$L = V_{к''}/S = 7,2/0,785 \cdot 1^2 = 9,2 \text{ м}.$$

2. При перегрітій парі ( $n.n.$ )

За таблицями властивостей перегрітої пари при  $P_n = 0,25$  МПа і  $t_n = 400^\circ\text{C}$ ,  $v_{n,n} = 2,02$  м<sup>3</sup>/кг

$$V_{к.н} = m \cdot v_{n,n} = 10 \cdot 2,02 = 20,2 \text{ м}^3$$

$$L = V_{к.н}/S = 20,2/0,785 \cdot 1^2 = 25,7 \text{ м.}$$

Ентальпія та ентропія вологої насиченої пари

$$i_x = i' + r \cdot x = 535,4 + 2185 \cdot 0,95 = 2076 \text{ кДж/кг};$$

$$I_x = m \cdot i_x = 10 \cdot 2076 = 20760 \text{ кДж};$$

$$s_x = s' + (r \cdot x)/T_n = 1,6071 + (2185 \cdot 0,95)/(273 + 127,4) = 6,79 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Задача № 2. Знайти, яку кількість теплоти необхідно підвести до 5 кг води для одержання перегрітої пари з температурою  $t_n=500^\circ\text{C}$  при тиску  $P_n=3$  МПа і нагріванні води від  $t=10^\circ\text{C}$ . Яка при цьому зміна ентропії у процесах нагрівання, пароутворення і перегріву?

За таблицею властивостей водяної пари по тиску, знаходимо, що значенню  $P_n=3$  МПа відповідає значення  $t_n= 233,8^\circ\text{C}$ ,  $i' = 108,3$  кДж/кг;  $i'' = 2804$ кДж/кг,  $r = 1796$  кДж/кг;  $s' = 2,646$ кДж/(кг·К);  $s'' = 6,186$ кДж/(кг·К)

Загальна кількість теплоти

$$Q = m(q_n + q_n + q_{n,n}).$$

Нагрівання:

$$q_n = c_{pm} (t_n - t) = 4,19 \cdot (233,8 - 10) = 937,7 \text{ кДж/кг.}$$

Пароутворення:

$$q_n = r = 1796 \text{ кДж/кг.}$$

Перегрів:

$$q_{n,n} = i - i'' = 3456 - 2804 = 652 \text{ кДж/кг.}$$

$$\Delta s_n = c_{pm} \cdot \ln(T_n/T) = 4,19 \cdot \ln(233,8+273) / (273+10) = 2,44 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\Delta s_n = s'' - s' = 6,186 - 2,646 = 3,54 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\Delta s_{n,n} = s - s'' = 7,231 - 6,186 = 1,045 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

За таблицями властивостей перегрітої пари при  $P_n = 3$  МПа і  $t_n=500^\circ\text{C}$

$$i_{n,n} = 3456 \text{ кДж/кг}; s_{n,n} = 7,231 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Зміна ентропії:

$$\begin{aligned} \Delta S &= m(\Delta s_n + \Delta s_n + \Delta s_{n,n}) = 5[4,19 \cdot \ln(T_n/T) + (s'' - s') + (s - s'')] = \\ &= 5(2,44 + 3,54 + 1,045) = 35,1 \text{ кДж/(кг·К)}. \end{aligned}$$

$$Q = m(q_n + r + q_{n,n}) = 5(933,7 + 1796 + 652) = 21577 \text{ кДж}.$$

Задача № 3. По трубі тече водяна пара під тиском  $P=0,2$  МПа і ступені сухості  $x=0,9$  зі швидкістю  $w=30$  м/с. Витрата пари  $G=3000$  кг/год. Знайти діаметр труби.

$$G = \rho_x \cdot w \cdot f = \rho_x \cdot w \cdot 0,785 \cdot d^2$$

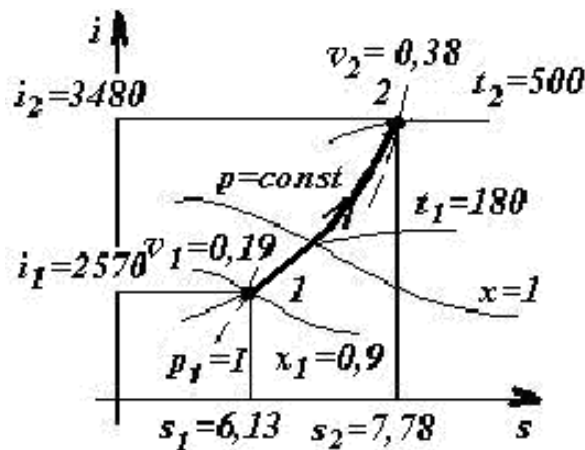
$$v_x = xv'' + (1 - x)v'$$

За таблицею властивостей водяної пари по тиску при  $P_n = 0,2$  МПа  $t_n = 120,2^\circ\text{C}$ ,  $v' = 0,0010605 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $v'' = 0,8854 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{0,9 \cdot 0,8854 + 0,0010605(1 - 0,9)} = 1,255 \text{ кг/м}^3$$

$$d = \sqrt{\frac{G}{0,785 \cdot w \cdot \rho_x \cdot 3600}} = \sqrt{\frac{3000}{0,785 \cdot 30 \cdot 1,255 \cdot 3600}} = 0,168 \text{ м}.$$

Задача № 4. Знайти кількість теплоти, яка необхідна для перегріву водяної пари від початкових параметрів  $x_1=0,9$ ,  $P_1=1$  МПа до  $t_2=500^\circ\text{C}$ . Витрата пари  $G=10$  кг/с. Яка робота процесу? Задачу вирішити за  $i$ - $s$  діаграмою.



$$Q = m(i_2 - i_1) = 10(3480 - 2570) = 9100 \text{ кДж/с}$$

$$L_p = m \cdot l_n = 10 \cdot p(v_2 - v_1) = 10 \cdot 1 \cdot 10^3(0,38 - 0,19) = 1900 \text{ кВт.}$$

## 5. ВОЛОГЕ ПОВІТРЯ

Вологе повітря – суміш сухого повітря з водяною парою. Суміш сухого повітря з перегрітою парою – ненасичене вологе повітря. Суміш сухого повітря із сухою насиченою парою – насичене вологе повітря. Вологе повітря підпорядковується закону Дальтона:

$$P_{\text{б}} = P_{\text{сн}} + P_n,$$

де  $P_{\text{сн}}, P_n$  – парціальні тиски сухого повітря й водяної пари.

Розрахунок процесів вологого повітря ведеться на 1 кг сухого повітря, змінною величиною є кількість водяної пари. Перехід з ненасиченого стану в насичене йде двома шляхами:

1. При  $t=\text{const}$  повітря насичується водяною парою, на початку процесу  $P_n < P_n$ , наприкінці процесу  $P_n = P_n$ , де  $P_n$  – парціальний тиск пари в стані насичення.

2. При  $P=\text{const}$  повітря охолоджується, на початку процесу  $P_n < P_n$ , наприкінці процесу  $P_n = P_n$ , кількість водяної пари не змінюється. Температура, при якій повітря з ненасиченого стану переходить у насичений при охолодженні, називається температурою точки роси  $t_{\text{т.р.}}$ . Параметри вологого повітря:

1. Кількість водяної пари в 1 м<sup>3</sup> повітря називається *абсолютною вологістю*, яка чисельно дорівнює густині пари

$$\rho_n = \frac{m_n}{V_n}, \quad \text{кг/м}^3. \quad (5.1)$$

2. Відношення абсолютної вологості до максимально можливої абсолютної вологості (стан насичення), називається *відносною вологістю*

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n} \cdot 100 = \frac{P_n}{P_n} \cdot 100, \% \quad (5.2)$$

3. Відношення маси водяної пари до маси сухого повітря називається *вологівмістом* –

$$d = \frac{m_n}{m_{\text{с.п}}} = 0,622 \cdot \frac{P_n}{P_{\text{б}} - P_n}, \quad \frac{\text{кг.парі}}{\text{кг.сух.п.}}, \quad (5.3)$$



$$\text{максимальний вологовміст } d_{\max} = 0,622 \cdot \frac{P_n}{P_\delta - P_n}, \frac{\text{кг. пари}}{\text{кг. сух.п.}}$$

Відношення вологовмісту до максимального вологовмісту називається ступенем насичення  $\psi = d / d_{\max}$ .

#### 4. Густина вологого повітря

$$\rho_{в.н} = \rho_n + \rho_{с.н}, \text{ або } \rho_{в.н} = \frac{28,96 \cdot P_\delta - 10,94 \cdot P_n}{8314 \cdot T_{в.н}}, \quad (5.4)$$

де  $P_\delta$  – барометричний тиск повітря;  $T_{в.п.}$  – температура вологого повітря, К;  $\rho_{с.п.}$  – густина сухого повітря (с.н.).

$$\rho_{в.н} = \rho_{с.н}(1 + d) = \rho_n \cdot \frac{1 + d}{d}.$$

#### 5. Теплоємність вологого повітря

$$c_{рв.н} = c_{рс.н} c_{pn} \cdot d = 1 + 1,96 \cdot d, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (5.5)$$

#### 6. Ентальпія вологого повітря

$$I = i_{с.н} + i_n \cdot d ;$$

$$I = t + (2500 + 1,96 \cdot t) \cdot d, \frac{\text{кДж}}{\text{кг с.п.}} \quad (5.6)$$

Процеси вологого повітря в  $I-d$  діаграмі:

1. нагрівання, охолодження – лінія  $d = \text{const}$ ;
2. адіабатне зволоження (осушення) – лінія  $I = \text{const}$ ;
3. ізотермічне зволоження (осушення) – лінія  $t = \text{const}$ ;
4. змішування – зображується в діаграмі прямою лінією, що з'єднує точки, які характеризують параметри потоків. Точка, що характеризує параметри суміші, знаходить на цій лінії по правилу важеля.

### 5.1. Приклади рішення задач

Задача № 1. Знайти параметри вологого повітря і його якісний стан, якщо парціальний тиск пари в ньому  $P_n = 0,01$  МПа, температура повітря  $t_n = 50^\circ\text{C}$ . Барометричний тиск повітря  $P_\delta = 0,101$  МПа.

За таблицями властивостей водяної пари (по тиску) знаходимо: при  $P_n = 0,01$  МПа температура насичення пари  $t_n = 46^\circ\text{C}$ , отже пара в повітрі пере-

гріта, оскільки  $t_n = 50^\circ\text{C} > t_n = 46^\circ\text{C}$ . Суміш перегрітої пари з сухим повітрям є ненасиченим повітрям.

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n}; R_n = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{18} = 462 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$T_n = 50 + 273 = 323 \text{ К}$$

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n} = \frac{10000}{462 \cdot 323} = 0,067 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Абсолютна вологість  $\rho_n = 0,067 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

За таблицями властивостей пари (по температурі) температурі  $t_n=50^\circ\text{C}$ , відповідає  $P_n = 0,0123 \text{ МПа}$ .

$$\varphi = \frac{P_n}{P_n} \cdot 100 = \frac{0,01}{0,0123} \cdot 100 = 81\%.$$

$$d = 622 \frac{P_n}{P_\sigma - P_n} = 622 \frac{0,01}{0,101 - 0,01} = 68,4 \frac{\text{г. пари}}{\text{кг. с.п.}}$$

$$d_{\max} = 622 \frac{P_n}{P_\sigma - P_n} = 622 \frac{0,0123}{0,101 - 0,0123} = 86,2 \frac{\text{г. пари}}{\text{кг. с.п.}}$$

$$\psi = \frac{d}{d_{\max}} = \frac{68,4}{86,2} = 0,79$$

$$P_{c.n.} = P_\sigma - P_n = 0,101 - 0,01 = 0,091 \text{ МПа}$$

$$\rho_{c.n.} = \frac{P_{c.n.}}{R_{c.n.} \cdot T_n} = \frac{0,091 \cdot 10^6}{287(50 + 273)} = 0,982 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$\rho_{в.н.} = \rho_{c.n.} + \rho_n = 0,982 + 0,067 = 1,049 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$I = t + 0,001(2500 + 1,96 \cdot t) \cdot d =$$

$$= 50 + 0,001 \cdot 68,4(2500 + 1,96 \cdot 50) = 177,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг. с.п.}}$$

Задача № 2. Знайти параметри вологого повітря, якщо вологовміст  $d=25$  г.пари/(кг с.п.), температура  $t=50^\circ\text{C}$ . Барометричний тиск  $P_\sigma = 99800 \text{ Па}$ .

$$d = 622 \frac{P_n}{P_\sigma - P_n}$$

$$d(P_\sigma - P_n) = 622 \cdot P_n$$

$$d \cdot P_\sigma - d \cdot P_n = 622 \cdot P_n$$

$$d \cdot P_\sigma = (622 + d)P_n$$

$$P_n = \frac{d \cdot P_{\bar{o}}}{622 + d} = \frac{25 \cdot 0,0998}{622 + 25} = 0,0038563 \text{ МПа} = 3856,3 \text{ Па}$$

При  $t_n = 50^\circ\text{C}$   $P_n = 0,0123 \text{ МПа} = 12300 \text{ Па}$ .

$$\varphi = \frac{P_n}{P_n} \cdot 100 = \frac{3856,3}{12300} \cdot 100 = 31,4\%$$

$$d_{\max} = 622 \frac{P_n}{P_{\bar{o}} - P_n} = 622 \frac{12300}{99800 - 12300} = 87,4 \frac{\text{г. пари}}{\text{кг. с. п.}}$$

$$\psi = \frac{d}{d_{\max}} = \frac{25}{87,4} = 0,286$$

$$P_{c.n.} = P_{\bar{o}} - P_n = 99800 - 3856,3 = 95943,7 \text{ Па}$$

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n} = \frac{3856,3}{462 \cdot (273 + 50)} = 0,026 \text{ кг/м}^3$$

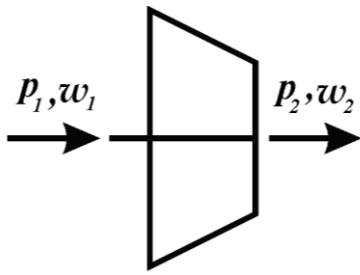
$$\rho_{c.n.} = \frac{P_{c.n.}}{R_{c.n.} \cdot T_n} = \frac{95943,7}{287 \cdot 323} = 1,035 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{в.н.} = \rho_{c.n.} + \rho_n = 0,026 + 1,035 = 1,061 \text{ кг/м}^3$$

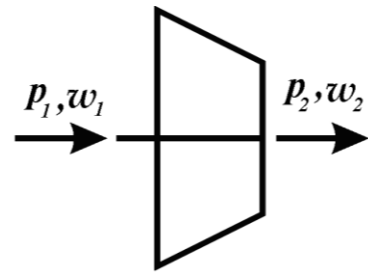
$$I = t + 0,001(2500 + 1,96 \cdot t) \cdot d = 50 + 0,001 \cdot 25(2500 + 1,96 \cdot 50) = 115 \frac{\text{кДж}}{\text{кг. с. п.}}$$

## 6. ВИТІКАННЯ ТА ДРОСЕЛЮВАННЯ ГАЗІВ І ПАРИ

*Витіканням* називається рух газу через короткі канали особливої форми. Якщо в каналі збільшується швидкість газу, а тиск падає, то такий канал називають *сопло*. Якщо в каналі зменшується швидкість руху, а тиск збільшується – *дифузор*. Розрахунковими величинами в процесах витікання є швидкість у вхідному перетині каналу та масова витрата газу. Час перебування газу в коротких каналах невеликий, тому теплообміном між газом і стінкою можна знехтувати, що дає можливість вважати процес витікання адіабатним, тоді  $S = \text{const}$ . Сопло і дифузор виконують свої функції доти, поки швидкість газу на вході в канал менша за швидкість звуку в середовищі витікання. Як тільки вхідна швидкість  $w_1$  дорівнює швидкості звуку і більша за неї, то сопло гальмує потік, а дифузор прискорює.



Сопло  
 $P_1 > P_2; w_2 > w_1$



Диффузор  
 $P_1 < P_2; w_2 < w_1$

Перший закон термодинаміки для потоку для випадку витікання

$$(i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0. \quad (6.1)$$

Тоді вихідна швидкість

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot (i_2 - i_1)}, \quad (6.2)$$

де  $i_2, i_1$  – ентальпія газу на вході та виході каналу.

Через параметри стану для звужуючого сопла

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}. \quad (6.3)$$

Масова витрата

$$m = f_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}, \quad (6.4)$$

де  $k = c_p / c_v$  – показник адіабати;  $f_2$  – площа поперечного перерізу на виході з каналу;  $v_1, v_2$  – питомі об'єми газів на вході та виході з каналу.

Зі зменшенням відношення  $P_2/P_1$  настає момент, коли швидкість і масова витрата газу через сопло не змінюється, вони досягають максимального (критичного) значення. Таке відношення тиску називають *критичним*:

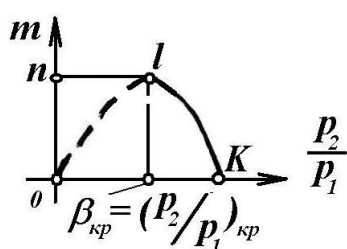
$$\beta_{kp} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)_{kp}.$$

Критична (максимальна) швидкість і витрата:

$$w_{2,кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} P_1 v_1}; \quad m_{max} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{P_1}{v_1} \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k-1}{k}}}$$

Критична швидкість на виході із звужуючого сопла дорівнює швидкості звуку в середовищі витікання. Для переходу через швидкість звуку використовується комбіноване сопло Лаваля, що складається звужуючої та розширюючої частини.

Лінія  $Kln$  відповідає дійсній витраті газу, а  $Kl0$  – теоретичній.



Залежність витрати від відношення тисків

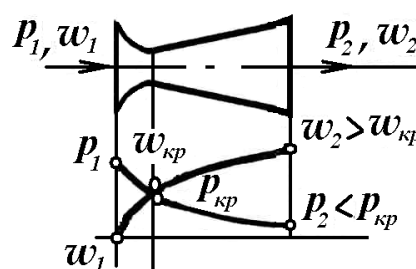
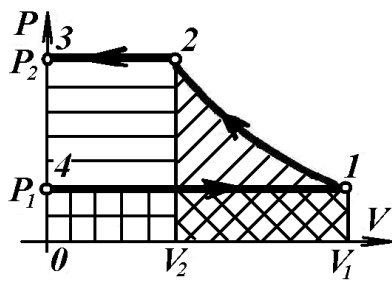


Схема сопла Лаваля

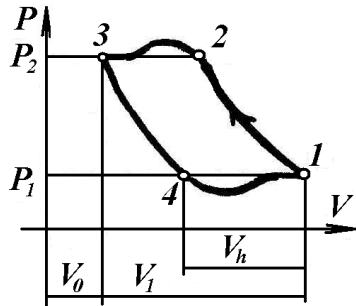
*Дроселюванням* називається явище зниження тиску при проходженні потоком місцевого опору в трубопроводі. Дроселювання ідеального газу характеризується  $i = \text{const}$ , тобто  $i_2 = i_1$  і  $t_2 = t_1$ . При дроселюванні реального газу температура після дроселювання може бути рівною, більшою або меншою за температуру до дроселювання (ефект Джоуля-Томсона). Якщо температури рівні, то температуру  $t_2$  називають *температурою інверсії*. Відношення  $\alpha_i = (\partial T / \partial P)_i$  називається *диференціальний дросель-ефект*, а відношення  $\Delta T / \Delta P$  – *інтегральний дросель-ефект*.

## 7. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В КОМПРЕСОРАХ

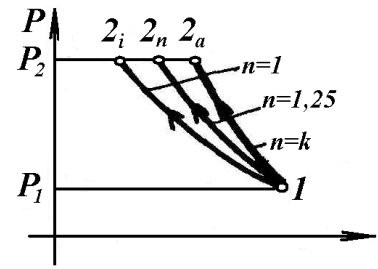
*Компресор* – це пристрій, призначений для стискування газів. У залежності від робочого органа, що здійснює стиск, вони підрозділяються на два основних типи: поршневі і відцентрові. У поршневих газ стискується поршнем у циліндрі, а у відцентрових – колесом з робочими лопатками, розташованими по ободу колеса.



Процеси в ідеальному компресорі

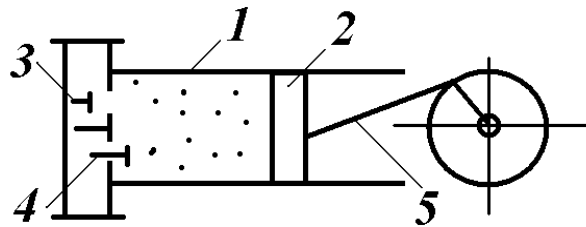


Процеси в реальному компресорі



Процеси стиску

Процеси в ідеальному і реальному компресорі: 4-1 – всмоктування газу в циліндр 1, робота всмоктування – площа 4-1- $V_1$ -0; 1-2 – стиск газу, робота стискування – площа  $V_1$ -1-2- $V_2$ ; 2-3 – виштовхування газу із циліндра, робота виштовхування – площа  $V_2$ -2-3-0- $V_2$ ; 3-4 – миттєве падіння тиску,  $L=0$ . Газ виштовхується поршнем 2.



Принципова схема поршневого компресора

Діаграма реального компресора називається *індикаторною*. У реальному компресорі між поршнем і кришкою циліндра є шкідливий простір з об'ємом  $V_0$ , де газ розширюється по лінії 3-4. Вигини в процесах 2-3 і 4-1 пояснюються запізнюванням спрацьовування нагнітального 3 і всмоктувального 4 клапанів. Поршень здійснює зворотно-поступальний рух кривошипно-шатунним механізмом 5. Робочий об'єм циліндра  $V_1$ ;  $V_h$  – дійсний об'єм всмоктування.

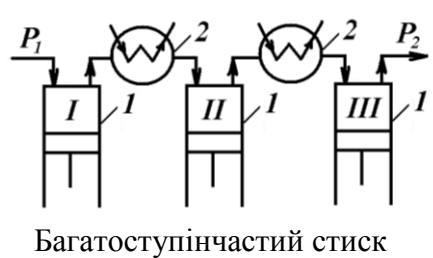
Процеси стискування можуть проходити по адіабаті 1-2 $_a$ , політропі – 1-2 $_n$ , ізотермі – 1-2 $_i$ . Найменша робота, яка затрачується на стискування відповідає ізотермічному процесу, що видно з порівняння площ: пл.  $P_1$ -2 $_i$ - $P_2$ - $P_1$  < пл.  $P_1$ -1-2 $_n$ - $P_2$ - $P_1$  < пл.  $P_1$ -1-2 $_a$ - $P_2$ - $P_1$ , або

$$l = - \int_{P_1}^{P_2} v dp.$$

У реальному компресорі стискування іде по політропі з показником  $n=1,25 \div 1,3$ . Технічна робота компресора питома та повна:

$$l = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]; \quad L = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

В одноступінчастому (одноциліндровому) компресорі неможливо отримати високий тиск газу, оскільки при стискуванні підвищується температура газу, яка може досягнути до температури спалаху масла. Тому застосовується багатоступінчастий стиск, при цьому між ступенями 1, розташовуються теплообмінники для охолодження газу 2. Процес стискування наближається до ізотермічного.



### 7.1. Приклади рішення задач

**Задача.** Одноступінчатий поршневий компресор має відносну величину шкідливого простору  $\sigma = 0,08$ . Він стискує  $350 \text{ м}^3/\text{год}$ . повітря від початкового тиску  $P_1=0,1 \text{ МПа}$  до кінцевого тиску  $P_2=0,9 \text{ МПа}$ . Початкова температура повітря  $t_1=10^\circ\text{C}$ . Стиснення і розширення повітря здійснюється по політропі з показником: стиснення –  $n_c=1,2$ , розширення  $n_p=1,3$ . К.к.д. компресора  $\eta_e = 0,6 \div 0,7$ .

Для поршневого компресора знайти:

1. Термодинамічні параметри стану в характерних точках;
2. Теоретичну і реальну роботу (потужність) компресора. Роботи всмоктування, стиснення, виштовхування та розширення, роботу компресора при ізотермічному та адіабатному стисненні;
3. К.к.д. та потужність приводу компресора;
4. Параметри процесу стиснення в трьохступінчатому компресорі, якщо температури повітря на виході з кожної ступені рівні між собою, а газ охолоджується в теплообміннику до початкової температури. Коефіцієнт втрат тиску  $x=1$ .
5. Побудувати:
  - а) Цикл теоретичного компресора в  $P-v$  координатах;
  - б) Процес стискування в трьохступінчатому компресорі в  $P-v$  координатах.

#### 1. Розрахунок параметрів стану в характерних точках

Точка 1. Характеризує параметри повітря перед стисненням. По умові задачі задані  $P_1=0,1 \text{ МПа}$ ,  $t_1=10^\circ\text{C}$ . Питомий об'єм у точці 1, з рівняння Менделєєва – Клапейрона

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287(10+273)}{0,1 \cdot 10^6} \text{ м}^3/\text{кг},$$

де  $R=287$  – газова стала повітря, Дж/(кг·К).

Параметри у точці 1:  $P_1=0,1$  МПа,  $t_1=10^\circ\text{C}$ ,  $T_1=283$  К,  $v_1=0,812$  м<sup>3</sup>/кг.

Точка 2. Характеризує параметри повітря після стиснення. Для політропного процесу стиснення

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n, \text{ тоді питомий об'єм у точці 2}$$

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/n_c} = 0,812 \left(\frac{0,1}{0,9}\right)^{1/1,2} = 0,13 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура у точці 2

$$T_2 = \frac{P_2 v_2}{R} = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,13}{287} = 407,7; \quad t_2 = T_2 - 273 = 134,7^\circ\text{C} \approx 138^\circ\text{C}.$$

Параметри у точці 2:  $P_2=0,9$  МПа,  $t_2=135^\circ\text{C}$ ,  $T_2=408$  К,  $v_2=0,13$  м<sup>3</sup>/кг.

Точка 3. Характеризує параметри повітря залишеного у шкідливому просторі після виштовхування.

Процес 2-3 ізобарний, тому  $P_2=P_3=0,9$  МПа.

Об'ємний к.к.д. компресора

$$\eta_o = \frac{v_1 - v_4}{v_h}, \quad v_h = v_1 - \sigma \cdot v_h, \text{ тоді } v_h = \frac{v_1}{1 + \sigma} = \frac{0,812}{1 + 0,08} = 0,75 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Величина шкідливого простору або питомий об'єм у точці 3:

$$v_3 = v_o = \sigma \cdot v_h = 0,08 \cdot 0,075 = 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Параметри у точці 3:  $P_3=0,9 \cdot 10^6$  Па,  $t_3=135^\circ\text{C}$ ,  $T_3=408$  К,  $v_3=0,06$  м<sup>3</sup>/кг.

Точка 4. Характеризує параметри повітря після його розширення із шкідливого простору. Процес розширення політропний  $n=1,3$ .

Питомий об'єм у точці 4

$$v_4 = v_3 \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{1/n_p} = 0,06 \left(\frac{0,9}{0,1}\right)^{1/1,3} = 0,06 \cdot 9^{0,77} = 0,33 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процес 1-4 ізобарний, тому  $P_4=P_1=0,1$  МПа.



Приймаємо, що температура у точці 4 дорівнює температурі повітря всмоктувального в циліндр,  $T_4=T_1=283$  К.

Параметри у точці 4:  $P_4=0,1$  МПа,  $t_4=10^\circ\text{C}$ ,  $T_1=283$  К,  $v_4=0,33$  м<sup>3</sup>/кг.

## 2. Розрахунок робіт компресора

Робота теоретичного циклу реального компресора при політропному стисненні знаходиться по формулі:

$$L_n = -\frac{n_c}{n_c - 1} P_1 \cdot V \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,2}{1,2 - 1} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0972 \cdot \left[ \left( \frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,2 - 1}{1,2}} - 1 \right] = -25854 \text{ Дж/с} = -25,9 \text{ кДж/с}.$$

При ізотермічному стисненні

$$L_{iz} = -P_1 \cdot V \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0972 \cdot \ln \frac{0,9}{0,1} = -21357 \text{ Дж/с} = -21,4 \text{ кДж/с}.$$

При адіабатному стисненні, так як повітря двохатомний газ, то показник адіабати  $k=1,4$  і

$$L_{ad} = -\frac{k}{k - 1} P_1 \cdot V \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k - 1}{k}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0972 \cdot \left[ \left( \frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 1 \right] = -29755 \text{ Дж/с} = -29,8 \text{ кДж/с}.$$

Порівняння величин робіт показує, що найменша робота стиснення відповідає ізотермічному процесу або

$$L_i < L_n < L_a.$$

Питома теоретична робота стиснення для 1 м<sup>3</sup> газу:

$$l_n = \frac{n}{n - 1} P_1 \cdot 1 \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{1,2 - 1} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot \left[ \left( \frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,2 - 1}{1,2}} - 1 \right] = 266 (\text{кДж} \cdot \text{К}) / \text{м}^3.$$

Масова продуктивність компресора:

$$M = \frac{P_1 V}{RT_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0972}{287 \cdot (10 + 273)} = 0,12 \text{ кг/с} = 431 \text{ кг/год.}$$

Теоретична робота теоретичного циклу реального компресора:

$$L_k^T = L_n = 25,9 \text{ кДж/с.}$$

Питома робота всмоктування в ізотермічному процесі 4-1

$$l_g = P_1(v_1 - v_4) = 0,1 \cdot 10^6 \cdot (0,812 - 0,33) = 48200 \text{ Дж/кг} = 48,2 \text{ кДж/кг.}$$

Повна робота всмоктування

$$L_g = l_g \cdot M = 48,2 \cdot 0,12 = 5,8 \text{ кДж/с.}$$

Ця робота позитивна бо супроводжується розширенням газу.

Питома робота стиснення в політропному процесі 1-2

$$l_n = \frac{P_1 \cdot v_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] =$$
$$= \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,812}{1,2-1} \left[ 1 - \left( \frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} \right] = -179858 \text{ Дж/кг} = 179,9 \text{ кДж/кг.}$$

Повна робота стиснення:

$$L_c = l_c \cdot M = -179,9 \cdot 0,12 = -21,6 \text{ кДж/с.}$$

Ця робота від'ємна, бо витрачається на стиснення газу.

Питома робота виштовхування в ізобарному процесі 2-3:

$$l_{виц} = P_2(v_3 - v_2) = 0,9 \cdot 10^6 \cdot (0,06 - 0,13) = -63000 \text{ Дж/кг} = -63 \text{ кДж/кг.}$$

Повна робота виштовхування:

$$L_{виц} = l_{виц} \cdot M = -63 \cdot 0,12 = -7,56 \text{ кДж/с.}$$

Ця робота від'ємна, бо витрачається на виштовхування.

Питома робота розширення газу із шкідливого простору в політропному процесі 3-4:

$$l_p = \frac{P_3 \cdot v_3}{n_p - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n_p - 1}{n_p}} \right] = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,06}{1,3 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{0,1}{0,9} \right)^{\frac{1,3 - 1}{1,3}} \right] = 71646 \text{ Дж/кг} = 71,6 \text{ кДж/кг}.$$

Об'єм шкідливого простору:

$$V_0 = \sigma \cdot V_h; \quad V_h = v_h \cdot M = 0,75 \cdot 0,12 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_0 = \sigma \cdot V_h = 0,08 \cdot 0,09 = 0,0072 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Маса газу, що розширюється зі шкідливого простору:

$$M_p = \frac{P_3 V_0}{RT_3} = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,0072}{287 \cdot 408} = 0,055 \text{ кг/с}.$$

Повна робота розширення:

$$L_p = l_p \cdot M_p = 71,6 \cdot 0,055 = 3,9 \text{ кДж/с}.$$

Технічна робота теоретичного компресора:

$$L_{\kappa}^T = L_p + L_e - L_c - L_{\text{вн}} = 3,9 + 5,8 - 21,6 - 7,56 = -19,5 \text{ кДж/с}.$$

Величина технічних робіт теоретичного компресора, розрахованих по формулі стиснення  $L_{\kappa}^T = -25,9 \text{ кДж/с}$  і по алгебраїчній сумі видів робіт  $L_{\kappa}^T = -19,5 \text{ кДж/с}$  не зовсім співпадають. Це пояснюється прийнятим допущенням, що  $T_3 = T_2$  та  $T_4 = T_1$ , а також не точно заданим показником політропи розширення газу із шкідливого простору.

### 3. К.к.д. компресора та потужність приводу

Ізотермічний к.к.д.

Адіабатний к.к.д.

Об'ємний к.к.д.

$$\eta_{iz} = \frac{L_{iz}}{L_{\kappa}^{\partial}} = \frac{21,4}{37} = 0,58; \quad \eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_{\kappa}^{\partial}} = \frac{29,8}{37} = 0,805; \quad \eta_0 = \frac{V_1 - V_4}{V_h} = \frac{0,812 - 0,33}{0,75} = 0,64.$$

$$\text{Ефективна потужність приводу компресора } N_e = L_{\kappa}^{\partial} = \frac{L_n}{\eta_e} = \frac{25,9}{0,7} = 37 \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність  $N_i = N_e = 25,9\text{кВт}$ .

#### 4. Параметри стиснення в трьохступінчастому компресорі

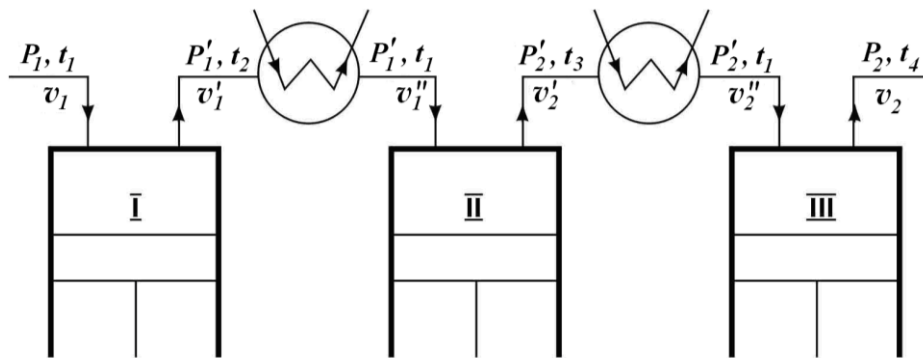


Схема трьохступінчатого компресора.

Розподіл тисків між ступенями в трьохступінчастому компресорі

$$\lambda = \psi_z \sqrt[n_c]{\frac{P_2}{P_1}} = 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,9}{0,1}} = 2,08.$$

Робота стиснення в одній ступені:

$$L_c = -\frac{n_c}{n_c - 1} P_1 \cdot V \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] =$$

$$= -\frac{1,2}{1,2 - 1} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0972 \left[ 2,08^{\frac{1,2 - 1}{1,2}} - 1 \right] = -7636 \text{Дж/с} = -7,64 \text{кДж/с}.$$

Повна технічна робота трьохступінчатого компресора

$$L_k^3 = 3 \cdot L_1 = 3 \cdot (-7,64) = 22,92 \text{кДж/с}.$$

Теоретична економія при застосуванні трьохступінчатого стиснення:

$$\Delta L = L_k^T - L_k^3 = 25,9 - 22,92 = 2,98 \text{кДж/с}.$$

Температура повітря на виході:

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} = T_1 \cdot \lambda^{\frac{n_c-1}{n_c}} = (10+273) \cdot 2,08^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 319,8\text{K} \approx 320 \text{ K}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 320 - 273 = 47^\circ \text{C}$$

$$t_2 = t_3 = t_4 = 47^\circ \text{C}; T_2 = T_3 = T_4 = 320\text{K}$$

Тиск повітря на виході з другої ступені:

$$P_1' = P_1 \cdot \lambda = 0,1 \cdot 2,08 = 0,208 \text{ МПа} .$$

Тиск повітря на виході із третьої ступені:

$$P_2' = P_1' \cdot \lambda = 0,208 \cdot 2,08 = 0,433 \text{ МПа} .$$

Тиск повітря на виході з третьої ступені:

$$P_2 = P_2' \cdot \lambda = 0,433 \cdot 2,08 = 0,9 \text{ МПа} .$$

Питомі об'єми повітря:

На вході в першу ступінь:  $v_1 = 0,812\text{м}^3/\text{кг}$  ,  $P_1=0,1 \text{ МПа}$ .

На виході з першої ступені:  $v_1' = \frac{RT_2}{P_1'} = \frac{287 \cdot 320}{0,208 \cdot 10^6} = 0,44\text{м}^3/\text{кг} .$

На вході в другу ступінь:  $v_1'' = \frac{RT_1}{P_1'} = \frac{287 \cdot (10+273)}{0,208 \cdot 10^6} = 0,39\text{м}^3/\text{кг} .$

На виході з другої ступені:  $v_2' = \frac{RT_3}{P_2'} = \frac{287 \cdot 320}{0,433 \cdot 10^6} = 0,212\text{м}^3/\text{кг} .$

На вході в третю ступінь:  $v_2'' = \frac{RT_1}{P_2'} = \frac{287 \cdot 283}{0,433 \cdot 10^6} = 0,19\text{м}^3/\text{кг} .$

На виході з третьої ступені:  $v_2 = 0,13\text{м}^3/\text{кг}$  ,  $P_2=0,9 \text{ МПа}$ .

## 5. Побудова діаграм

### Теоретична діаграма для реального компресора

Для побудови індикаторної діаграми в  $P$ - $v$  координатах визначимо проміжні точки в політропних процесах стиснення і розширення, з метою проведення ліній процесу по трьом точкам. Для цього задаємось проміжними об'ємами і із співвідношення для політропного процесу визначаємо значення проміжного тиску.

Процес стиснення при  $v_{np}^c = 0,25\text{м}^3/\text{кг}$

$$P_{np}^c = P_1 \left( \frac{v_1}{v_{np}^c} \right)^{n_c} = 0,1 \cdot \left( \frac{0,812}{0,25} \right)^{1,2} = 0,41 \text{ МПа} .$$

Процес розширення при  $v_{np}^p = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$P_{np}^p = P_3 \left( \frac{v_3}{v_{np}^p} \right)^{n_p} = 0,9 \cdot \left( \frac{0,06}{0,2} \right)^{1,3} = 0,46 \text{ МПа} .$$

Процеси стиснення в трьохступінчатому компресорі:

– стиснення в I ступені при  $v_{np1} = 0,6 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$P_{np1} = P_1 \left( \frac{v_1}{v_{np1}} \right)^{n_c} = 0,1 \cdot \left( \frac{0,812}{0,6} \right)^{1,2} = 0,14 \text{ МПа} .$$

– стиснення в II ступені при  $v_{np2} = 0,3 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$P_{np2} = P_1' \left( \frac{v_1'}{v_{np2}} \right)^{n_c} = 0,208 \cdot \left( \frac{0,39}{0,3} \right)^{1,2} = 0,28 \text{ МПа} .$$

– стиснення в III ступені при  $v_{np3} = 0,16 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$P_{np3} = P_2' \left( \frac{v_2'}{v_{np3}} \right)^{n_c} = 0,433 \cdot \left( \frac{0,19}{0,16} \right)^{1,2} = 0,53 \text{ МПа} .$$

Значення характерних точок для побудови теоретичної діаграми одноступінчатого компресора:

1.  $P_1=0,1 \text{ МПа}$ ,  $v_1=0,812 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; 2.  $P_2=0,9 \text{ МПа}$ ,  $v_2=0,13 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; 1.  $^{np} P_{np}^c = 0,23 \text{ МПа}$ ,  
 $v_{np}^c=0,4 \text{ м}^3/\text{кг}$

3.  $P_3=0,9 \text{ МПа}$ ,  $v_3=0,06 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; 4.  $P_4=0,1 \text{ МПа}$ ,  $v_4=0,33 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; 2.  $^{np} P_{np}^p = 0,46 \text{ МПа}$ ,  
 $v_{np}^p=0,1 \text{ м}^3/\text{кг}$

Значення характерних точок для побудови процесів стиснення в трьохступінчатому компресорі:

1.  $P_1=0,1 \text{ МПа}$ ,  $v_1=0,812 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $P_{np1}=0,14 \text{ МПа}$ ,  $v_{np1}=0,6 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

2.  $P_1'=0,208 \text{ МПа}$ ,  $v_1'=0,44 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

3.  $P_{np1}=0,14 \text{ МПа}$ ,  $v_{np1}=0,6 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $P_{np2}=0,28 \text{ МПа}$ ,  $v_{np2}=0,3 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

4.  $P_2'=0,433 \text{ МПа}$ ,  $v_2'=0,212 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

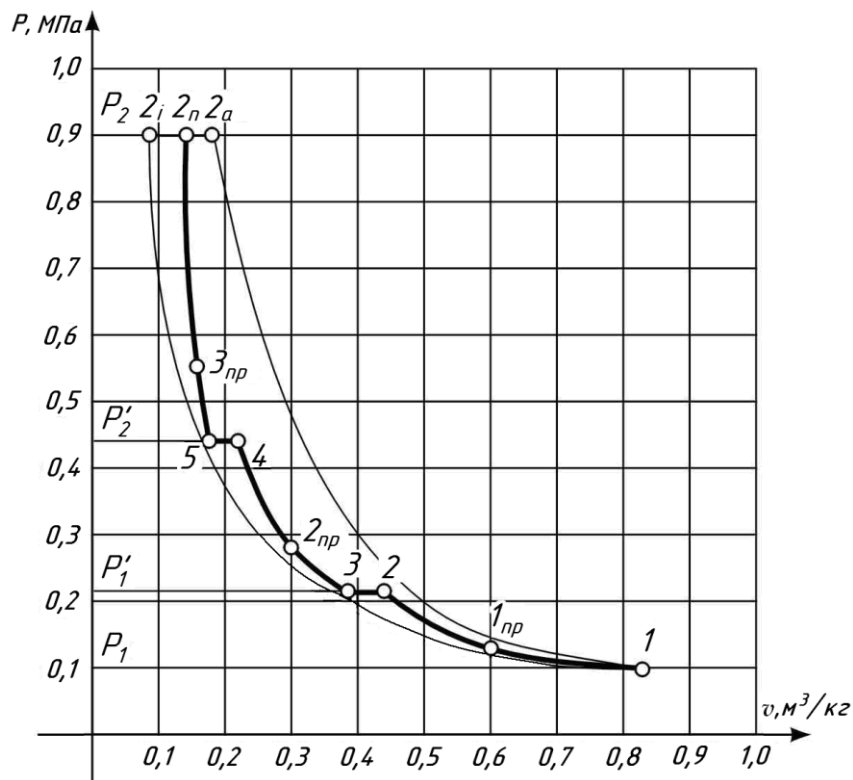
5.  $P_2'=0,433 \text{ МПа}$ ,  $v_2'=0,212 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $P_{np3}=0,53 \text{ МПа}$ ,  $v_{np3}=0,16 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

6.  $P_2=0,9\text{МПа}$ ,  $v_2=0,13\text{ м}^3/\text{кг}$ .

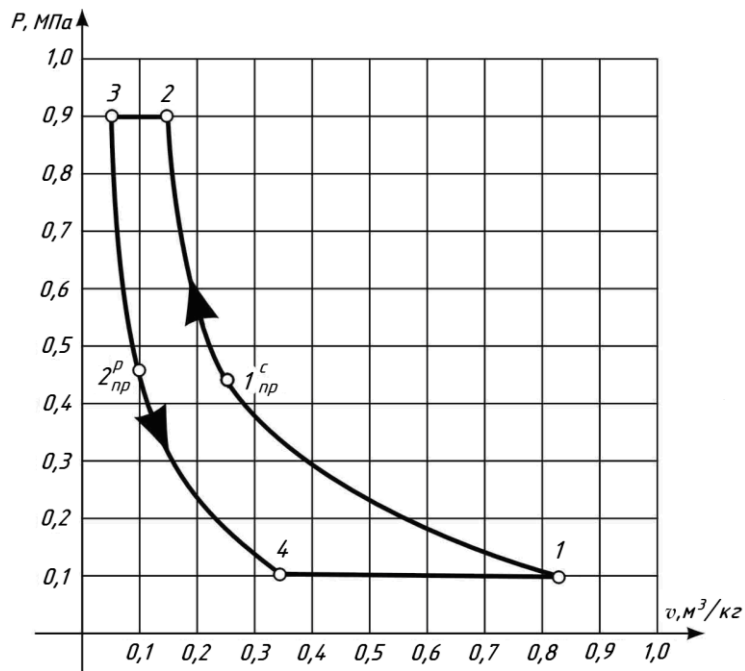
Проводимо взаємно перпендикулярні осі  $P$  і  $v$  і розбиваємо їх на координатні відрізки з масштабом  $1\text{ см} = 0,1\text{МПа}$  і  $1\text{см} = 0,1\text{ м}^3/\text{кг}$ . Наносимо точки на діаграму і з'єднуємо їх лініями.

Для трьохступінчатого компресора проводимо лінії ізотермічного та адіабатного стиснення. При ізотермічному стисканні відомі координати точки 1 –  $P_1=0,1\text{МПа}$ ,  $v_1=0,812\text{ м}^3/\text{кг}$ . Координати точки 2 –  $P_2=0,9\text{МПа}$ ,  $v_2=P_1v_1/P_2=0,1\cdot 0,812/0,9\text{ м}^3/\text{кг}$ . Координати проміжної точки при прийнятому значенні  $i$   $v_{np}^i=0,5\text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $P_{np}^i=P_1v_1/v_2=0,1\cdot 0,812/0,5=0,16\text{МПа}$ . При адіабатному стисненні координати точки 1 –  $P_1=0,1\text{МПа}$ ,  $v_1=0,812\text{ м}^3/\text{кг}$ , точки 2 –  $P_2=0,9\text{МПа}$ ,  $v_2=v_1/(P_2/P_1)^{1/k}=0,1\cdot 0,812/0,9=0,09\text{ м}^3/\text{кг}$ . Повітря – двоатомний газ для якого показник адіабати  $k=1,4$ , тоді  $v_2=0,812/(0,9/0,1)^{1/1,4}=0,170\text{ м}^3/\text{кг}$ . Координати проміжної точки при прийнятому значенні  $v_{np}^a=0,5\text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $P_{np}^a=P_1\cdot(v_1/v_{np})^k=0,1\cdot(0,812/0,5)^{1,4}=0,2\text{МПа}$ . Наносимо точки на поле діаграми і з'єднуємо їх лініями.

Аналіз побудови процесу стиснення в трьохступінчатому компресорі показує, що багатоступінчате політропне стиснення (лінія 1-2-3-4-5-б) відрізняється від процесів стиснення в одноступінчатому компресорі: адіабатного – лінія 1-2а, політропного – лінія 1-2п або 1-2-4-б, та ізотермічного – лінія 1-2і. Процес багатоступінчатого стиснення наближається до ізотермічного, за рахунок чого виникає економія в затратах роботи.



Процес стискування в трьохступінчатому компресорі.

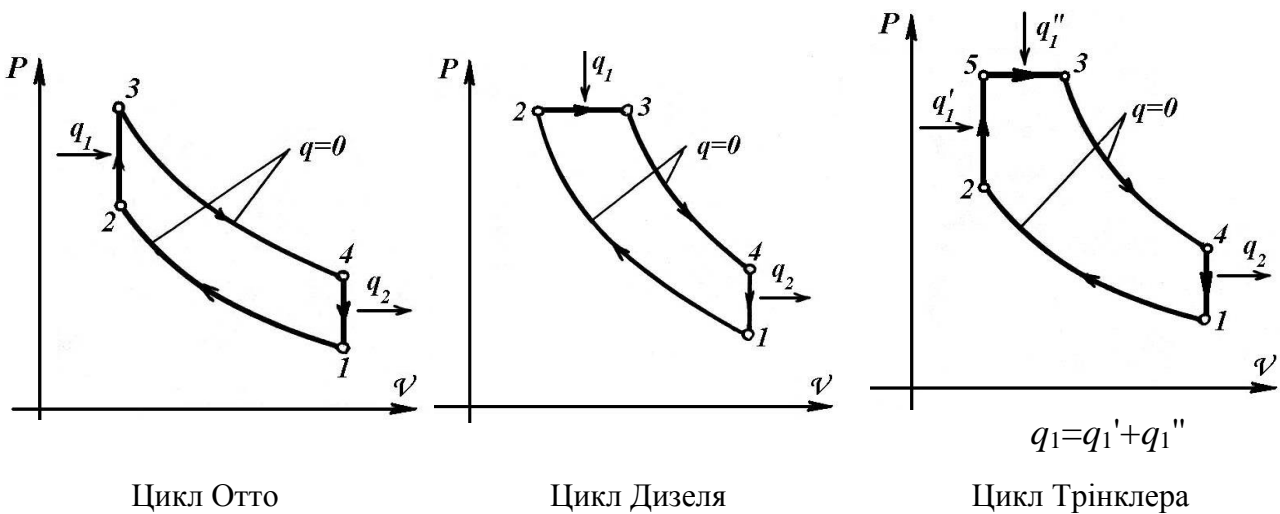


Цикл одноступінчатого компресора.

## 8. ЦИКЛИ ДВЗ (ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ)

Основні елементи ДВЗ: циліндр, поршень, КШМ, всмоктувальні і нагнітальні клапана. По способу підведення теплоти в циклі (спалюванню палива) ДВЗ підрозділяються:

1. Цикл із підведенням теплоти при  $V=\text{const}$  – карбюраторні двигуни, цикл Отто.
2. Цикл із підведенням теплоти при  $P=\text{const}$  – дизельні двигуни, цикл Дизеля.
3. Цикл зі змішаним підведенням теплоти при  $V=\text{const}$  і  $P=\text{const}$  – цикл Трінклера.



Цикл Отто

Цикл Дизеля

Цикл Трінклера



Крайні положення поршня, у яких рух поршня змінюється на протилежний, називаються: у кришки циліндра – верхня мертва точка; протилежна – нижня мертва точка (ВМТ і НМТ).

Рух від однієї точки до іншої називається *тактом*, а пройдена відстань – *ходом поршня*.

Термічний к.к.д.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \quad (8.1)$$

де  $q_1$  – теплота, що підводиться,  $q_2$  – теплота, що відводиться

Термічні к.к.д.

Цикл Отто	Цикл Дизеля	Цикл Трінклера
$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ ;	$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1} - 1}{k \cdot (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ ,	$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \text{ – ступінь стиску } (\varepsilon = 7 \div 10),$$

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} \text{ – ступінь попереднього розширення } (\varepsilon = 15 \div 17),$$

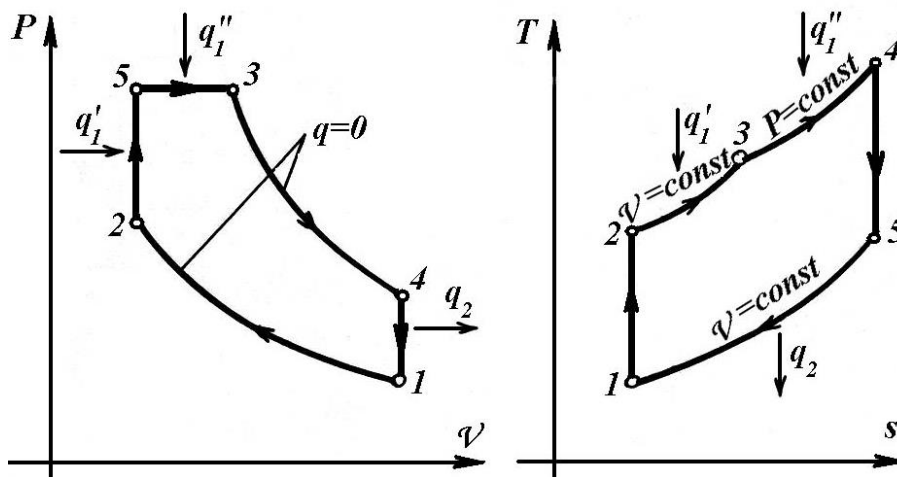
$$\lambda = \frac{P_5}{P_2} \text{ – ступінь підвищеного тиску.}$$

Процеси ДВЗ: 1-2 – адіабатний стиск паливо-повітряної суміші в циліндрі (у циклах Дизеля та Трінклера стискується повітря); 2-3, 2-5-3 – горіння палива, підведення теплоти  $q_1$ ; 3-4 – адіабатне розширення газів, робочий хід поршня, здійснення роботи; 4-1 – ізохорний вихлоп газів, відведення теплоти  $q_2$  у циклі. У циклі Отто паливо запалюється електричною свічею, а в циклах Дизеля та Трінклера – за рахунок високої температури стисненого повітря. Цикли ідеалізовані, чотиритактні.

### 8.1. Приклади рішення задач

Задача. Для циклу поршневого двигуна внутрішнього згорання зі змішаним підведенням теплоти при  $V = \text{const}$ ,  $P = \text{const}$  знайти параметри в характерних точках, корисну роботу, кількість підведеної і відведеної теплоти, термічний к.к.д., якщо задані: тиск  $P_1 = 0,1$  МПа, температура  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , ступінь стискування  $\varepsilon = 12$ , ступінь підвищення тиску  $\lambda = 1,5$ , ступінь попереднього розширення  $\rho = 2,0$ . Робоче тіло – повітря, показник адіабати  $k = 1,4$ . Побудувати розрахований цикл в  $P-v$  і  $T-s$  координатах.

Зображення циклу в  $P-v$  і  $T-s$  координатах



Точка 1.  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287(20 + 273)}{0,1 \cdot 10^6} = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Параметри:  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ,  $T_1 = 293 \text{ К}$ ,  $v_1 = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ .

Точка 2.  $v_2 = v_1/\varepsilon = 0,841/12 = 0,07 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$$T_2 = T_1 \cdot (v_1/v_2)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} = 293 \cdot 12^{1,4-1} = 792 \text{ К},$$

$$t_2 = 792 - 273 = 519^\circ\text{C};$$

$$P_2 = RT_2/v_2 = 287 \cdot 792/0,07 = 3247200 \text{ Па} = 3,25 \text{ МПа}.$$

Параметри:  $P_2 = 3,25 \text{ МПа}$ ,  $T_2 = 792 \text{ К}$ ,  $t_2 = 519^\circ\text{C}$ ,  $v_2 = 0,07 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Точка 5.  $v_2 = v_5 = 0,07 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $P_5/P_2 = T_5/T_2$ ,

$$T_5 = T_2 \cdot P_5/P_2 = T_2 \cdot \lambda = 792 \cdot 1,5 = 1188 \text{ К}, t_5 = 915^\circ\text{C};$$

$$P_5 = P_2 \cdot \lambda = 3,25 \cdot 1,5 = 4,875 \text{ МПа}.$$

Параметри:  $P_5 = 4,875 \text{ МПа}$ ,  $T_5 = 1188 \text{ К}$ ,  $t_5 = 915^\circ\text{C}$ ;  $v_5 = 0,07 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Точка 3.  $P_3 = P_5 = 4,875 \text{ МПа}$ ;  $\rho = v_3/v_5$ ;

$$v_3 = v_5 \cdot \rho = 0,07 \cdot 2 = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$T_3/T_5 = v_3/v_5; T_3 = T_5 \cdot \rho = 1188 \cdot 2 = 2376 \text{ К};$$

$$t_3 = 2376 - 273 = 2103^\circ\text{C}.$$

Параметри:  $P_3 = 4,875 \text{ МПа}$ ,  $T_3 = 2376 \text{ К}$ ,  $t_3 = 2103^\circ\text{C}$ ,  $v_3 = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Точка 4.  $v_4 = v_1 = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $T_4/T_3 = (v_3/v_4)^{k-1}$ ,

$$T_4 = T_3(v_3/v_4)^{k-1} = 2376 \cdot (0,14 / 0,841)^{1,4-1} = 1160 \text{ К};$$

$$P_4 = RT_4/v_4 = (287 \cdot 1160)/0,841 = 395862 \text{ Па} = 0,4 \text{ МПа}.$$

Параметри:  $P_4 = 0,4 \text{ МПа}$ ,  $T_4 = 1160 \text{ К}$ ,  $t_4 = 887^\circ\text{C}$ ,  $v_4 = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Теплоємності:

$$c_{pm} = \mu c_p / \mu = 29,1 / 29 = 1,0034 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$c_{vm} = 20,8 / 28 = 0,717 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Теплота, що підводиться:

$$q_1' = c_{vm} (T_5 - T_2) = 0,717 (1188 - 792) = 283,9 \text{ кДж}/\text{кг} \approx 284 \text{ кДж}/\text{К};$$

$$q_1'' = c_{pm} (T_3 - T_5) = 1,0034 (2376 - 1188) = 1192 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$q_1 = q_1' + q_1'' = 284 + 1192 = 1476 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Теплота, що відводиться:

$$q_2 = c_{vm}(T_4 - T_1) = 0,717(1160 - 293) = 1041,8 \approx 1042 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Корисна робота:

$$l = q_1 - q_2 = 1476 - 1042 = 434 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Термічний к.к.д.

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = (1476 - 1042) / 1476 = 0,294 = 29,4 \text{ \%}.$$

Термічний к.к.д. циклу Карно в області мінімальної і максимальної температур циклу

$$\eta_t^k = 1 - T_2/T_1.$$

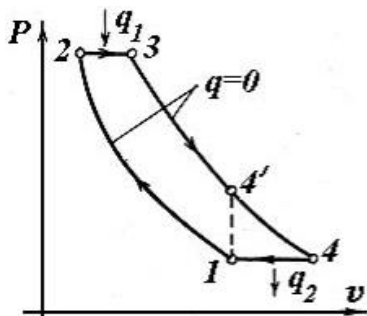
Для циклу ДВЗ мінімальна температура в циклі  $T_1$ , тоді  $T_2 = T_1$ ; максимальна температура в циклі  $T_3$ , тоді  $T_4 = T_3$ .

$$\eta_t^k = 1 - T_1/T_3 = 1 - 293/2376 = 0,877 = 87,7\%.$$

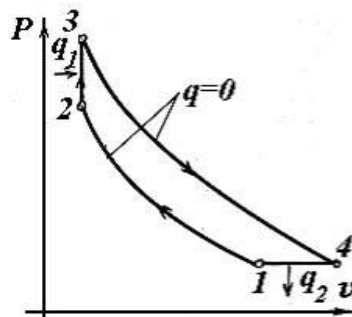
## 9. ЦИКЛИ ГТУ (ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК)

По способу підведення теплоти в циклі ГТУ підрозділяються:

1. Цикл із підведенням теплоти при  $P=\text{const}$ .
2. Цикл із підведенням теплоти при  $V=\text{const}$ .



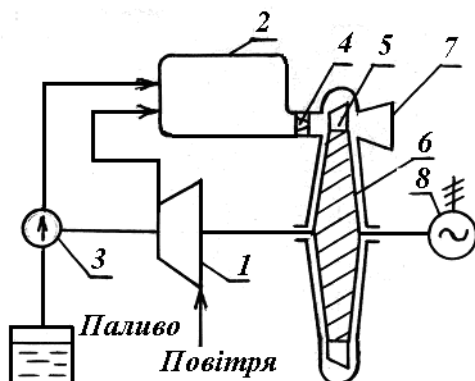
Ідеальний цикл ГТУ при  $P=\text{const}$ .



Ідеальний цикл ГТУ при  $v=\text{const}$ .

Термічний к.к.д. ГТУ з  $P=\text{const}$ :  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$ .

Ступінь підвищення тиску:  $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ .



Газотурбінна установка

В установці на одному валу розташований: відцентровий компресор 1, паливний насос 2, газова турбіна 8, електрогенератор 9.

Процеси циклу:

1-2 – адіабатний стиск повітря у відцентровому компресорі 1;  
2-3 – ізобарний або ізохорний процеси горіння палива, підведення теплоти  $q_1$  у циклі; горіння відбувається в камері згоряння 4. Паливо в камеру подається насосом 2 з паливного бака 3;

3-4 – адіабатне розширення продуктів згоряння в соплах 5 і лопатках 6, робочого колеса 7 газової турбіни 8; у процесі розширення газу роблять роботу з обертання колеса турбіни й ротора електрогенератора 9. При цьому механічна енергія ротора перетворюється в електричну;

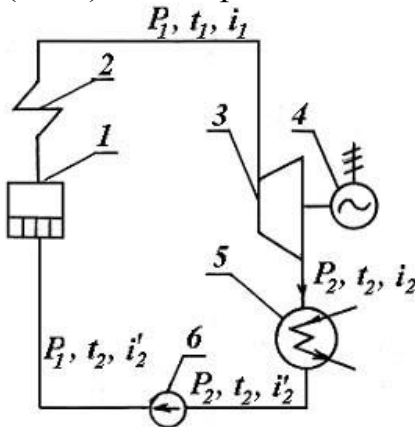
4-1 – ізобарний вихлоп, відвід теплоти  $q_2$  у циклі.

При порівнянні циклів ДВЗ і ГТУ ( $V=\text{const}$ ), термічний к.к.д. ГТУ більше термічного к.к.д. ДВЗ.

## 10. ЦИКЛИ ПСУ (ПАРΟΣИЛОВИХ УСТАНОВОК)

Паросилові установки встановлюються на теплових електростанціях (ТЕС). Якщо на станції одночасно виробляється електроенергія та теплота у вигляді гарячої води і пари (комбінований спосіб вироблення), то таку станцію

називають ТЕЦ – теплоелектроцентральною. Якщо на станції виробляють тільки електроенергію, а тепло виробляється на районній або промисловій котельні (роздільний спосіб вироблення), то такі станції називають конденсаційними (КЕС). ТЕС працюють по циклу Ренкіна.



Принципова схема паросилової установки

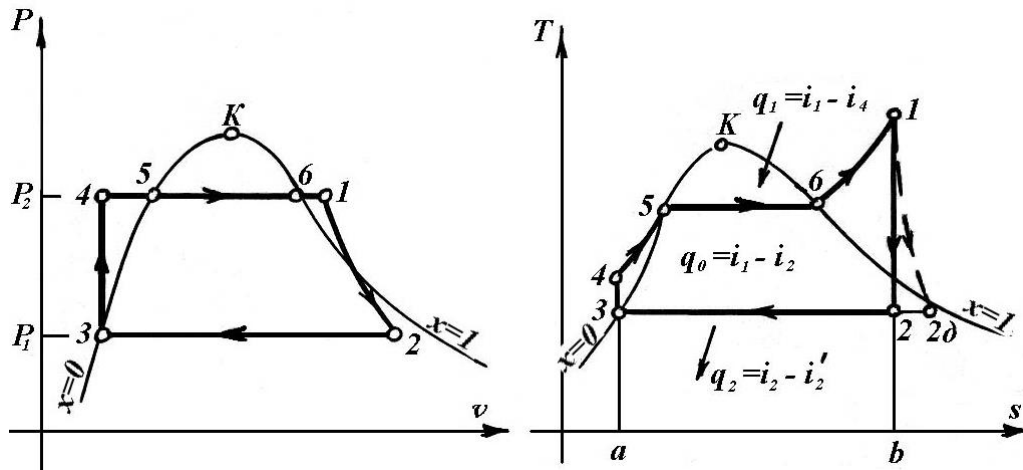
Процеси циклу Ренкіна:

1-2 – адіабатне розширення пари в паровій турбіні 3. При цьому пара виконує роботу з обертання ротора турбіни, а разом з ним і ротора електрогенератора 4, у якому виробляється електроенергія. Механічна енергія перетворюється в електричну.

2-3 – конденсація пари в конденсаторі 5, відвід теплоти  $q_2$  у навколишнє середовище охолоджувальною водою.

3-4 – адіабатний стиск конденсату в насосі 6.

4-5 – ізобарний підігрів води до температури кипіння в паровому котлі 1.



Цикл Ренкіна в  $p-v$  і  $T-s$  координатах

5-6 – ізобарно-ізотермічний процес паротворення в котлі 1.

6-1 – ізобарний підігрів пари в пароперегрівнику 2.

Теплота  $q_1$  підводиться у процесах 4-5, 5-6, 6-1 площа  $a-3-4-5-6-1-2-b-a$ ; теплота  $q_2$  відводиться в процесі 2-3 – площа  $a-3-2-b-a$ . Робота циклу  $l_{ц}$  і теплота  $q_{ц}$  обмежуються 1-2-3-4-5-6-1. Термічний к.к.д.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} \quad (10.1)$$

Зі збільшення параметрів пари перед турбіною ( $P_1$  і  $t_1$ ) і зниженням параметрів пари після турбіни ( $P_2$ ) термічний к.к.д. підвищується.

Шляхи підвищення ефективності циклів:

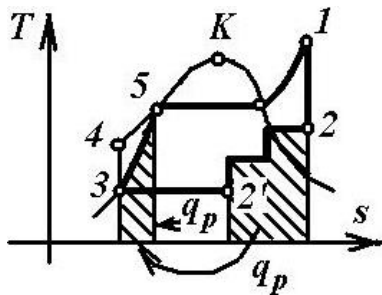
1. Регенеративний – конденсат після конденсатора 5 підігрівається у встановлених підігрівниках.

2. Із вторинним перегрівом пари – після первинного пароперегрівника, пара адіабатно розширюється в частині високого тиску турбіни (ЧВТ), потім знову перегрівається у вторинному пароперегрівнику й розширюється в частині низького тиску турбіни (ЧНТ).

3. Парогазовий цикл – комбінується ГТУ і ПСУ.

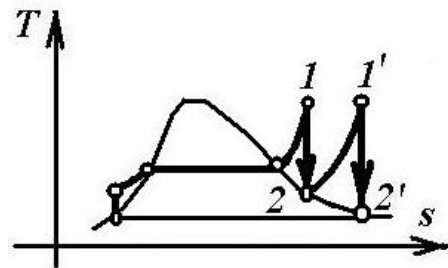
4. Бінарний цикл – ртуть і вода здійснюють цикл Ренкіна – ртуть при більш високих параметрах, вода – при більш низьких.

У всіх циклах величина  $\eta_i$  збільшується.



Регенеративний цикл

2-2' – ступінчастий підігрів конденсату



Цикл зі вторинним перегрівом пари

1-2 – розширення в ЧВТ

1'-2' – розширення в ЧНТ

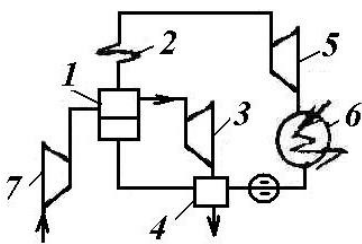
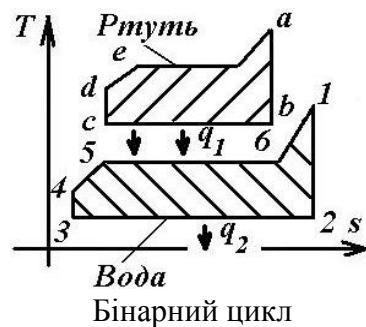


Схема установки парогазового циклу:

1–котел; 2–пароперегрівник; 3–газова турбіна;  
4–газоводяний теплообмінник; 5–парова турбіна;  
6–конденсатор; 7–відцентровий компресор.



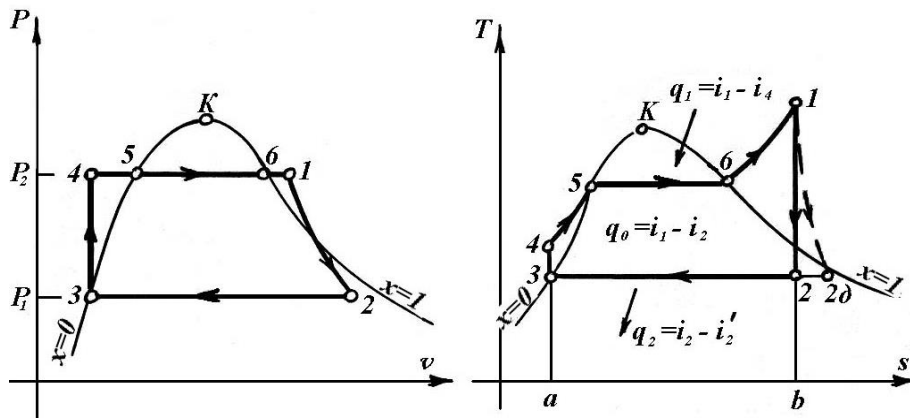
Бінарний цикл

## 10.1. Приклади рішення задач

Задача. Паросилова установка працює по циклу Ренкіна з параметрами  $N=8000$  кВт,  $P_1=3,0$  МПа,  $t_1=450^\circ\text{C}$ ,  $P_2=0,1$  МПа.

1. Розрахунок параметрів стану в характерних точках циклу.

Зображаємо цикл Ренкіна в  $p-v$  і  $T-s$  координатах



Точка 1. Для точки 1 задана температура пари  $t_1=450^\circ\text{C}$  і тиск  $P_1=3,0$  МПа. По таблиці властивостей насиченої водяної пари (по тискам) визначаємо, що тиску  $P_1=3,0$  МПа відповідає температура насичення  $t_n=233,8^\circ\text{C}$ . Оскільки в точці 1 пара має температуру  $t_1=450^\circ\text{C} > t_n=233,8^\circ\text{C}$ , то пара перегріта. По таблиці властивостей перегрітої пари визначаємо, що при  $P_1=3,0$  МПа і  $t_1=450^\circ\text{C}$  пара має параметри:

$$v_1=0,1078 \text{ м}^3/\text{кг}, i_1=3343 \text{ кДж/кг}, s_1=7,08 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Таким чином, параметри перегрітої пари в точці 1:  $P_1=3,0$  МПа,  $t_1=450^\circ\text{C}$ ,  $v_1=0,1078 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $i_1=3343 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_1=7,08 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Точка 2. Процес 1-2 відповідає адиабатному розширенню пари в турбіні. При цьому з рисунка видно, що пара з перегрітого стану переходить у стан вологої насиченої пари. Оскільки процес розширення адиабатний, то  $s_1=s_2=7,08 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Тиск у точці 2  $P_2=0,1$  МПа. По таблиці властивостей насиченої водяної пари визначаємо, що при  $P_2=0,1$  МПа, температура насичення пари  $t_n = t_2 = 99,64^\circ\text{C} \approx 100^\circ\text{C}$ . Цьому ж тиску відповідає  $v_2'=0,0010432 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $v_2''=1,694 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $i_2'=417,4 \text{ кДж/кг}$ ,  $i_2''=2675 \text{ кДж/кг}$ ,  $r=2258 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_2'=1,3026 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_2''=7,36 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Степінь сухості пари в точці 2 розраховуємо по співвідношенню, за умови, що  $s_1 = s_2$ , тоді

$$s_1 = s_2 = s_2' + \frac{r_2 x_2}{T_{i2}}.$$

З приведенного співвідношення  $s_1 - s_2' = \frac{r_2 x_2}{T_{i2}}$  визначаємо  $x_2$

$$x_2 = \frac{s_1 - s_2'}{r_2/T_{i2}} = \frac{s_1 - s_2'}{s_2'' - s_2'};$$

$$x_2 = \frac{7,08 - 1,3026}{7,36 - 1,3026} = \frac{5,777}{6,057} = 0,954.$$

Питомий об'єм вологої насиченої водяної пари в точці 2

$$v_2 = x_2 v_2'' + (1 - x_2) v' = 0,954 \cdot 1,694 + (1 - 0,954) \cdot 0,0010432 = 1,616 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Ентальпія вологої насиченої пари в точці 2

$$i_2 = i' + r \cdot x_2 = 417,4 + 2258 \cdot 0,954 = 2571,5 \text{ кДж/кг}.$$

Параметри вологої насиченої пари в точці 2:  $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$ ,  $t_2 = 100^\circ\text{C}$ ,  $v_2 = 1,616 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $i_2 = 2571,5 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_2 = 7,08 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ .

Точка 3. Процес 2-3 відповідає ізобарно-ізотермічному процесу конденсації пари в конденсаторі. Оскільки процес ізобарно-ізотермічний то,

$$P_3 = P_2 = 0,1 \text{ МПа}, t_3 = t_2 = 100^\circ\text{C}.$$

У процесі 2-3 робоче тіло переходить з парового стану в рідинний стан. Тому в точці 3  $x_3 = 0$ . Питомий об'єм конденсату при  $P_3 = 0,1 \text{ МПа}$ ,  $v_3 = v' = 0,0010432 \text{ м}^3/\text{кг}$ , ентальпія  $i_3 = i' = 417,4 \text{ кДж/кг}$ , ентропія  $s_3 = s' = 1,3026 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ .

Параметри конденсату в точці 3:  $P_3 = 0,1 \text{ МПа}$ ,  $t_3 = 100^\circ\text{C}$ ;  $v_3 = 0,0010432 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $i_3 = 417,4 \text{ кДж/кг}$ ;  $s_3 = 1,3026 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ,  $x_3 = 0$ .

Точка 4. У процесі 3-4 конденсат адіабатно стискується в насосі. При цьому його тиск підвищується від  $P_3$  до  $P_1$ , тоді  $P_4 = P_1 = 3 \text{ МПа}$ . Для адіабатного процесу  $s_4 = s_3 = 1,3026 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ , у  $p$ - $v$  координатах процес підвищення тиску вважається ізохорним, тому  $v_4 = v_3 = 0,0010432 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Для визначення температури в точці 4 використаємо співвідношення для розрахунку ентропії в ізобарному процесі 4-5 підігріву води до температури кипіння

$$\Delta s_{4-5} = s_5 - s_4 = c_p \ln \frac{T_5}{T_4}.$$

У точці 5 вода закипає при  $P_5 = P_1 = 3 \text{ МПа}$ , тому  $s_5 = s_5'$ , де величина  $s'$  визначається по  $P_5 = 3 \text{ МПа}$  по таблиці властивостей води і водяної пари по тискам,  $s' = 2,6455 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ . Теплоємність води  $c_p = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ . Тиску  $P = 3 \text{ МПа}$  відповідає температура насичення

$$T_H = T_5 = 233,8 + 273,15 = 507 \text{ K}.$$

Визначаємо температуру  $T_4$



$$\ln \frac{T_5}{T_4} = \frac{\Delta s_{4-5}}{c_p}$$

$$\ln T_5 - \ln T_4 = \frac{\Delta s_{4-5}}{c_p}$$

$$\ln T_4 = \ln T_5 - \frac{\Delta s_{4-5}}{c_p}$$

$$T_4 = e^{\ln T_5 - \frac{\Delta s_{4-5}}{c_p}} = 2,73^{\ln 507 - \frac{2,6455 - 1,3026}{4,19}} = 378,2 \text{ К},$$

$$t_4 = T_4 - 273,15 = 378,2 - 273,15 = 105^\circ\text{C}.$$

Ентальпія в точці 4

$$i_4 = c_p \cdot t_h = 4,19 \cdot 105 = 440 \text{ кДж/кг}.$$

Параметри в точці 4:  $P_4=3$  МПа,  $t_4=105^\circ\text{C}$ ,  $v_4=0,0010432$  м<sup>3</sup>/кг;  $i_4=440,0$  кДж/кг;  $s_4=1,3026$  кДж/(кг·К).

Точка 5. У процесі 4-5 вода в паровому котлі нагрівається до температури кипіння та у точці 5 вона закипає. Тому параметри робочого тіла в точці 5 визначаємо по таблицях властивостей води і водяної пари (по тискам) для киплячої рідини.

Параметри води в точці 5:  $P_5=3$  МПа,  $t_5=233,8^\circ\text{C}$ ,  $v_5=v'=0,0012164$  м<sup>3</sup>/кг;  $i_5=i'=1008,4$  кДж/кг;  $r=1794,7$  кДж/кг,  $s_5=s'=2,6455$  кДж/(кг·К).

Точка 6. Процес 5-6 відповідає процесу пароутворення в паровому котлі. У точці 6 вода переходить у стан сухої насиченої пари. Тому параметри робочого тіла в точці 6 визначаємо по таблицям властивостей води і водяної пари (по тискам) для сухої насиченої пари.

Параметри сухої насиченої пари в точці 6:  $P_6=3$  МПа,  $t_6=233,8^\circ\text{C}$ ,  $v_6=v''=0,06663$  м<sup>3</sup>/кг;  $i_6=i''=2803,1$  кДж/кг;  $s_6=s''=6,2129$  кДж/(кг·К).

2. Розрахунок кількості теплоти, роботи і зміни внутрішньої енергії в термодинамічних процесах, що складають цикл.

Адіабатний процес розширення пари в турбіні 1-2  
Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta u_{1-2} = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1) =$$

$$= (2571,5 - 0,1 \cdot 10^3 \cdot 1,616) - (3343 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,1078) = -609,7 \text{ кДж/кг}.$$

Робота адіабатного процесу 1-2

$$l_{1-2} = -\Delta u_{1-2} = -(-609,7) = 609,7 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота адіабатного процесу  $q_{1-2} = 0$ .

Ізобарно-ізотермічний процес 2-3 конденсації пари в конденсаторі, для ізотермічного процесу

$$\begin{aligned}\Delta u_{2-3} &= (i_3 - P_3 v_3) - (i_2 - P_2 v_2) = \\ &= (417,4 - 0,1 \cdot 10^3 \cdot 0,0010432) - (2571,5 - 0,1 \cdot 10^3 \cdot 1,616) = -1992,6 \text{ кДж/кг.} \\ q_{2-3} &= T(s_3 - s_2) = 373 (1,3026 - 7,08) = -2155 \text{ кДж/кг.} \\ l_{2-3} &= q_{2-3} - \Delta u_{2-3} = -2155 - (-1992,6) = -162,4 \text{ кДж/кг.}\end{aligned}$$

Адіабатний процес стискування конденсату в насосі 3-4

$$\begin{aligned}\Delta u_{3-4} &= (i_4 - P_4 v_4) - (i_3 - P_3 v_3) = \\ &= (440 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,0010432) - (417,3 - 0,1 \cdot 10^3 \cdot 0,010432) = 19,6 \text{ кДж/кг.} \\ l_{3-4} &= -\Delta u_{3-4} = -19,6 \text{ кДж/кг.} \\ q_{3-4} &= 0.\end{aligned}$$

Ізобарний процес підігріву води до температури кипіння 4-5

$$\begin{aligned}q_{4-5} &= c_{pm}(t_5 - t_4) = 4,19 \cdot (233,8 - 105) = 539,7 \text{ кДж/кг} \\ l_{4-5} &= P_4 \cdot (v_5 - v_4) = 3 \cdot 10^3 \cdot (0,0012164 - 0,0010432) = 0,52 \text{ кДж/кг} \\ \Delta u_{4-5} &= q_{4-5} - l_{4-5} = 539,7 - 0,5 = 539,2 \text{ кДж/кг.}\end{aligned}$$

Ізобарно-ізотермічний процес пароутворення 5-6

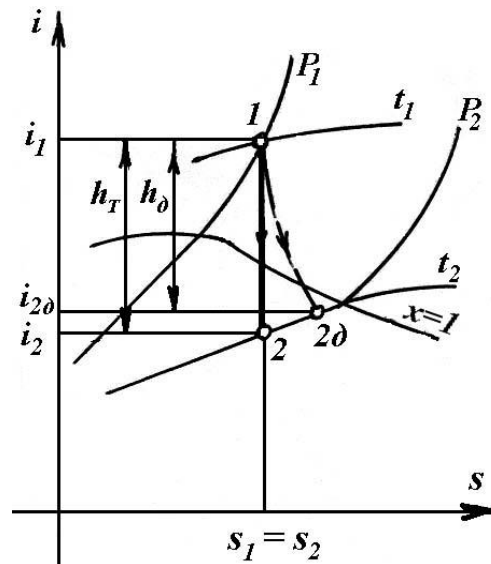
$$\begin{aligned}q_{5-6} &= r = i'' - i' = i_6 - i_5 = 1794,7 \text{ кДж/кг} \\ l_{5-6} &= P_5 \cdot (v_6 - v_5) = 3 \cdot 10^3 \cdot (0,06663 - 0,001264) = 196,1 \text{ кДж/кг} \\ \Delta u_{5-6} &= q_{5-6} - l_{5-6} = 1794,7 - 196,1 = 1598,6 \text{ кДж/кг.}\end{aligned}$$

Ізобарний процес перегріву пари 6-1

$$\begin{aligned}q_{6-1} &= i_1 - i_6 = 3343 - 2803 = 540 \text{ кДж/кг} \\ \Delta u_{6-1} &= (i_1 - P v_1) - (i_6 - P v_6) = \\ &= (3343 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,1078) - (2803,1 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,06663) = 416,4 \text{ кДж/кг} \\ l_{6-1} &= q_{6-1} - \Delta u_{6-1} = 540 - 416,4 = 123,6 \text{ кДж/кг}\end{aligned}$$

3. Визначення термічного і внутрішнього к.к.д. циклу.

Теоретичний і дійсний процеси розширення пари в турбіні в  $i-s$  діаграмі зображуються



Теоретичне розширення пари в турбіні відповідає процесу 1-2, а дійсне – процесу 1-2 $\delta$ .

Термічний к.к.д. циклу Ренкіна визначається за формулою

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{h_T}{i_1 - i_2'}$$

де  $i_1, i_2$  – значення ентальпій у точках циклу 1 і 2;

$i_2'$  – ентальпія конденсату, що надходить у котел і відповідає значенню ентальпії в точці 4;

тоді

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} = \frac{3343 - 2571,5}{3343 - 440} = 0,263.$$

Внутрішній к.к.д. циклу

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi} = 0,263 \cdot 0,87 = 0,229.$$

Внутрішній відносний к.к.д. турбіни може визначатися за формулою

$$\eta_{oi} = \frac{h_d}{h_T} = \frac{i_1 - i_{2d}}{i_1 - i_2}$$

Загальна кількість теплоти, що підводиться

$$q_1 = q_{4-5} + q_{5-6} + q_{6-1} = 539,7 + 1794,7 + 540 = 2874,4 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість теплоти, що відводиться

$$q_2 = q_{2-3} = 2155 \text{ кДж/кг.}$$

Термічний к.к.д.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{2874,4 - 2155}{2874,4} = 0,250.$$

Розраховані к.к.д. досить близькі.

4. Порівняння термічного к.к.д. даного циклу з термічним к.к.д. циклу Карно.

Максимальна температура підведення теплоти в циклі

$$T_1 = t_1 + 273 = 450 + 273 = 723 \text{ К.}$$

Мінімальна температура відведення теплоти в циклі

$$T_2 = t_2 + 273 = 100 + 273 = 373 \text{ К.}$$

Термічний к.к.д. циклу Карно

$$\eta_t^k = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{373}{723} = 0,553.$$

Порівняння показує, що

$$\eta_t^k = 0,553 \geq \eta_t = 0,263.$$

## 5. Побудова розрахованого циклу в $p$ - $v$ і $T$ - $s$ координатах

Проводимо координатні осі  $p$  і  $v$  і вибираємо масштаб. Тиск у циклі змінюється від 0,1 до 3 МПа, приймаємо  $1\text{см}=0,4$  МПа, питомий об'єм у циклі змінюється від 0,0010432 м<sup>3</sup>/кг до 1,616 м<sup>3</sup>/кг, приймаємо  $1\text{см}=0,2$  м<sup>3</sup>/кг. Розбиваємо осі на координатні відрізки. Наносимо точки циклу на  $p$ - $v$  діаграму:

Точка 1 –  $P_1 = 3$  МПа,  $v_1 = 0,1078$  м<sup>3</sup>/кг;

Точка 2 –  $P_2 = 0,1$  МПа,  $v_2 = 1,616$  м<sup>3</sup>/кг;

Точка 3 –  $P_3 = 0,1$  МПа,  $v_3 = 0,0010432$  м<sup>3</sup>/кг;

Точка 4 –  $P_4 = 3$  МПа,  $v_4 = 0,0010432$  м<sup>3</sup>/кг;

Точка 5 –  $P_5 = 3$  МПа,  $v_5 = 0,0012164$  м<sup>3</sup>/кг;

Точка 6 –  $P_6 = 3$  МПа,  $v_6 = 0,06663$  м<sup>3</sup>/кг.

З'єднуємо прямими лініями точки 2 і 3, 3 і 4, 4 і 6. Побудова адіабати розширення пари по процесу 1-2 проводимо так. Відомо, що для адіабати 1-2  $s_1=s_2=7,08$  кДж/(кг·К). Вона перетинає верхню (праву) пограничну криву  $x=1$  і в точці перетинання пара суха насичена, для цієї точки  $s''=7,08$  кДж/(кг·К). По

таблицям властивостей водяної пари (по тискам) визначаємо який тиск відповідає величині  $s''=7,08$  кДж/(кг·К), таким тиском є  $P=0,23$  МПа. Цьому тиску відповідає питомий об'єм сухої насиченої пари  $v''=0,7768$  м<sup>3</sup>/кг. Наносимо цю точку з параметрами  $P=0,23$  МПа  $v''=0,7768$  м<sup>3</sup>/кг на поле діаграми. Для проведення адіабати 1-2 трьох точок може виявитися недостатньо, тому по таблицям властивостей перегрітої пари по величині ентропії  $s=7,08$  кДж/(кг·К) визначаємо ще два значення тиску та відповідних їм питомих об'ємів:  $P_{пр2}=1$  МПа,  $v_{пр2}=0,26$  м<sup>3</sup>/кг,  $P_{пр3}=1,6$  МПа,  $v_{пр3}=0,28$  м<sup>3</sup>/кг. З'єднуємо точки адіабати та отримуємо лінію процесу 1-2.

Наносимо нижню і верхню пограничні криві на діаграму. Нижня погранична крива  $x=0$  будується по величинам довільно обраних  $p$  і відповідних їм  $v'$ , а верхня  $x=1$  по тим же величинам  $p$  і відповідних їм  $v''$ , Для цього задаємося величинами тисків у проміжку від 0,1 до 3 МПа і по таблицям властивостей водяної пари визначаємо відповідно тискам питомі об'єми  $v'$  і  $v''$ . Для умов приклада одержимо

$$P_{пр1}=0,4 \text{ МПа}, v' = 0,0010836 \text{ м}^3/\text{кг}, v'' = 0,4624 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_{пр2}=1 \text{ МПа}, v' = 0,0011273 \text{ м}^3/\text{кг}, v'' = 0,1946 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_{пр3}=2 \text{ МПа}, v' = 0,0011766 \text{ м}^3/\text{кг}, v'' = 0,09958 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При проведенні кривих необхідно враховувати, що нижня погранична крива проходить через точки 3 і 5, а верхня через точку 6 і перетинається з адіабатою 1-2.

Наносимо точки пограничних кривих на поле діаграми і плавно з'єднуємо їх кривими.

Проводимо координатні осі  $T$  і  $s$  та вибираємо масштаб. Температура в циклі змінюється від 373 К до 723 К, приймаємо  $2,5\text{см}=100$  К. Ентропія в циклі змінюється від 1,3 кДж/(кг·К) до 7,08 кДж/(кг·К), приймаємо масштаб  $2,5\text{см}=1$  кДж/(кг·К). Розбиваємо осі на координатні відрізки і наносимо точки на поле діаграми:

$$\text{Точка 1} - T_1 = 723 \text{ К}, s_1 = 7,08 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$\text{Точка 2} - T_2 = 373 \text{ К}, s_2 = 7,08 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$\text{Точка 3} - T_3 = 373 \text{ К}, s_3 = 1,3026 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$\text{Точка 4} - T_4 = 378 \text{ К}, s_4 = 1,3026 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$\text{Точка 5} - T_5 = 506,8 \text{ К}, s_5 = 2,6455 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$\text{Точка 6} - T_6 = 506,8 \text{ К}, s_6 = 6,2129 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

З'єднуємо прямими лініями точки 1 і 2, 2 і 3, 3 і 4, 5 і 6. Процес 4-5 нагрівання води до температури кипіння в котлі будуємо по трьом точкам, при цьому координати точок 4 і 5 уже визначені. Визначаємо координати проміжної точки, для чого довільно задаємося температурою в інтервалі від  $T_4$  до  $T_5$ , наприклад,  $T_{пр}=450$  К. Розраховуємо проміжне значення зміни ентропії в ізобарному процесі

$$\Delta s_{np} = s_{np} - s_4 = c_{pm} \ln \frac{T_{np}}{T_4} = 4,19 \cdot \ln \frac{450}{378} = 0,73 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$$

$$s_{np} = \Delta s_{np} + s_4 = 0,73 + 1,3026 = 2,0326 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Наносимо точку з координатами  $T_{np}=450 \text{ К}$ ,  $s_{np}=2,0326 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  на поле діаграми і з'єднуємо точки, що відповідають процесу 4-5.

Процес 6-1 перегріву пари також будуємо по трьом точкам, для двох з яких 6 і 1 координати відомі. Проміжну точку визначаємо по таблицям властивостей перегрітої пари при  $P=3\text{МПа}$  і довільно обраній температурі  $t_{np}$ . В інтервалі від  $t_6$  до  $t_1$  температурі  $t_{np}=300^\circ\text{C}$  відповідає  $s_{np}=6,48 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Наносимо проміжну точку процесу перегріву пари з координатами  $T_{np} = t_{np}+273=300+273=573 \text{ К}$ ,  $s_{np}=6,48 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  на поле діаграми і з'єднуємо точки процесу 6-1.

Наносимо цикл Карно на  $T$ - $s$  діаграму. Для цього з точки 1 проводимо горизонтальну штрихову лінію до перетину з вертикальною штриховою лінією, проведеною з точки 3. Отримуємо цикл Карно 1-2-3-4'-1.

**6.** Розрахунок зміни термічного к.к.д. циклу при зміні тиску і температури пари перед турбіною і зниження тиску пари, що відробило, після турбіни.

При збільшенні тиску пари перед турбіною на  $5\text{МПа}$ , величина  $P_1=3+5=8\text{МПа}$ , а температура пари  $t_1=450^\circ\text{C}$ . Тиск відпрацьованої пари приймається незмінним,  $P_2=0,1\text{МПа}$ . За допомогою  $i$ - $s$  діаграми визначаємо значення ентальпії пари перед турбіною, точка 1. Для цього в  $i$ - $s$  діаграмі знаходимо точку перетинання ізобари  $P_1=8\text{МПа}$  та ізотерми  $t_1=450^\circ\text{C}$  і визначаємо, що  $i_1=3260 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Опускаємося по лінії  $s=\text{const}$  до перетинання з ізобарою  $P_2=0,1\text{МПа}$  та у кінцевій точці процесу 2 визначаємо, що  $i_2=2330 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Тоді термічний к.к.д.

$$\eta_t^{P_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} = \frac{3260 - 2330}{3260 - 440} = 0,329.$$

При збільшенні температури пари перед турбіною на  $100^\circ\text{C}$  параметрам точки 1 відповідають  $t_1=450+100=550^\circ\text{C}$  і  $P_1=3\text{МПа}$ , а у точці 2  $P_2=0,1\text{МПа}$ . У точці перетинання ізобари  $P_1$  і ізотерми  $t_1$  по  $i$ - $s$  діаграмі визначаємо  $i_1=3570 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  опускаємося по лінії  $s$  до перетинання з ізобарою  $P_2=0,1\text{МПа}$  і визначаємо  $i_2=2675 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Тоді

$$\eta_t^t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} = \frac{3570 - 2675}{3570 - 440} = 0,286.$$

При зниженні тиску пари після турбіни  $P_2=0,004 \text{ МПа}$ ,  $P_1$  і  $t_1$  залишаються незмінними.  $P_1=3\text{МПа}$ ,  $t_1=450^\circ\text{C}$ . У  $i$ - $s$  діаграмі для  $P_1=3\text{МПа}$  і  $t_1=450^\circ\text{C}$  величина  $i_1$  уже визначена  $i_1=3343 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . З точки перетинання ізобари  $P_1$  і ізоте-

рми  $t_1$  опускаємося по лінії  $s=\text{const}$  до перетинання з ізобарою і визначаємо значення  $i_2=2130\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Тоді

$$\eta_t^{p_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4}$$

При  $P_2=0,004\text{МПа}$  ентальпія конденсату  $i'_2=i_3=121,3\text{ кДж}/\text{кг}$ . Підвищення ентальпії за рахунок стискування в насосі приймемо такою ж, як і раніше, тобто

$$\Delta i = i_4 - i_3 = 440 - 417,4 = 22,6\text{ кДж}/\text{кг}$$

Тоді при зниженні тиску до  $P_2=0,004\text{ МПа}$

$$i_4 = i'_2 + \Delta i = 124,3 + 22,6 = 143,9\text{ кДж}/\text{кг}$$

Термічний к.к.д.

$$\eta_t^{p_2} = \frac{3343 - 2130}{3343 - 143,9} = 0,379$$

При одночасному підвищенні тиску і температури пари перед турбіною і зниженні тиску пари після турбіни одержимо такі параметри:  $P_1=8\text{МПа}$ ,  $t_1=550^\circ\text{С}$ ,  $P_2=0,004\text{МПа}$ . По  $i-s$  діаграмі визначаємо  $i_1=3515\text{ кДж}/\text{кг}$ ,  $i_2=2070\text{ кДж}/\text{кг}$ . Тоді

$$\eta_t^{p_1, t_1, p_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} = \frac{3575 - 2070}{3515 - 143,9} = 0,429$$

Приведені розрахунки показують, що термічний к.к.д. циклу Ренкіна збільшується при підвищенні тиску і температури пари перед турбіною і зниженні тиску пари після турбіни, особливо істотне збільшення термічного к.к.д. має місце при одночасній зміні названих параметрів.

Будуємо цикл Ренкіна в  $p-v$  і  $T-s$  координатах.

## 7. Розрахунок годинної витрати палива.

Питома витрата пари на турбіні

$$d_0 = \frac{3600}{3343 - 2571,5} = 4,67\text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$$

Годинна витрата пари на турбіні

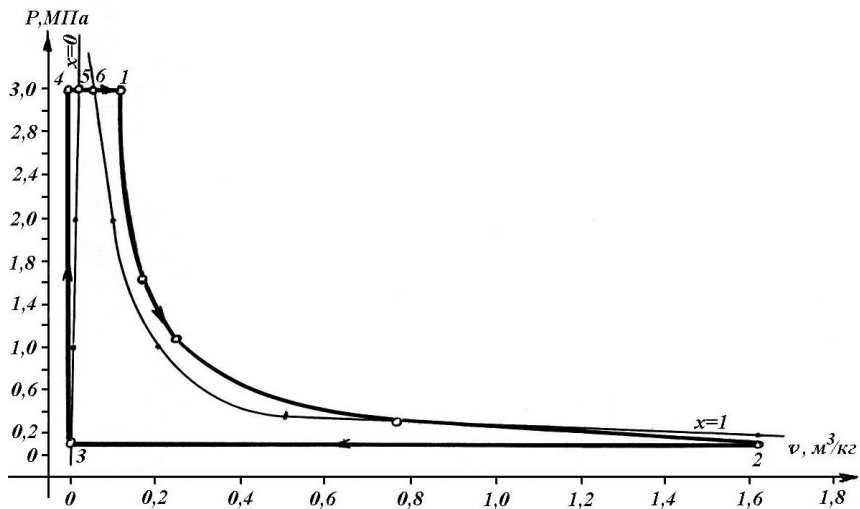
$$D_0 = N \cdot d_0 = 8000 \cdot 4,67 = 37360 \text{ кг/год.}$$

Кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла в циклі

$$Q = D_0 (i_1 - i_{ж.в.}) = D_0 (i_1 - i_4) = 37360 (3343 - 440) = 1,085 \cdot 10^8 \text{ кДж/год.}$$

Годинна витрата палива

$$B = \frac{Q}{Q_n^p \cdot \eta_{ку}} = \frac{1,085 \cdot 10^8}{29000 \cdot 0,85} = 4401,6 \text{ кг/год.}$$



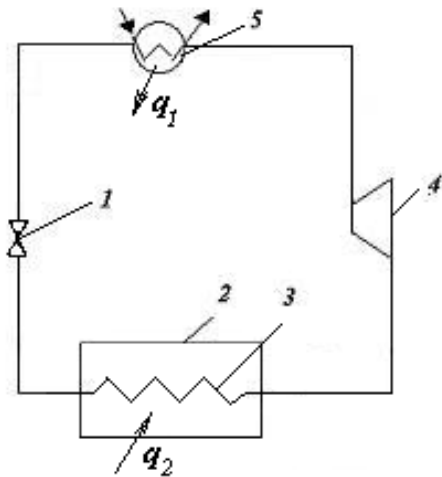
## 11. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ

Призначені для охолодження температури тіл нижче навколишнього середовища. Вони складаються з пристроїв для стискування та розширення робочого тіла. Робочі тіла називають *холодоагентами*. Якщо робоче тіло розширюється зі здійсненням роботи, то такий пристрій називається *детандером*. Розширення холодоагентів без здійснення роботи відбувається в *дрозельних пристроях*. Розрізняють холодильні установки: *повітряні* – робоче тіло – повітря; *парові* – робочі тіла – пари речовин – парокompресійні, абсорбційні, пароежекторні; установки, що не містять робочих тіл (ефект Зеебека й Пельтьє). Кількість теплоти, відібраної охолоджуванним середовищем в одиницю часу, називається *холодопродуктивністю* ( $Q_0$ , кДж/год.). Ефективність установки – *холодильний коефіцієнт*  $\varepsilon = q_2 / (q_1 - q_2)$  і  $0 < \varepsilon < 1$ .

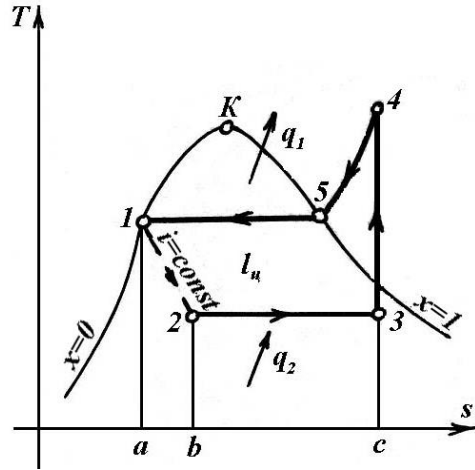
1. Парокompресійна установка: 1-2 – необоротний процес дроселювання рідкого холодоагенту та утворення вологої насиченої пари у вентилі 1; 2-3 – відбір теплоти  $q_2$  за рахунок різниці температур у камері охолодження 2 і всередині випарника 3. Теплота витрачається на випаровування крапель холодоагенту; 3-4 – стискування пари в компресорі 4; 4-5 – охолодження перегрітої пари в конденсаторі 5; 5-1 – конденсація пари в конденсаторі, відведення теплоти



$q_1$ .

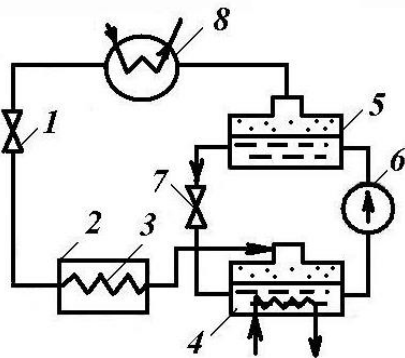


Принципова схема парокompресійної установки



Цикл парокompресійної холодильної установки в  $T-s$  координатах

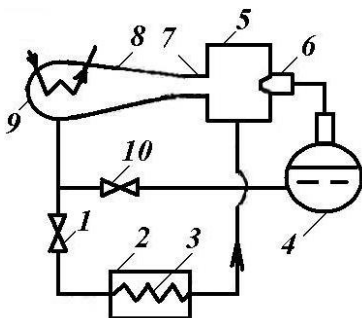
2. Абсорбційна установка: холодоагент дроселюється у вентилі 1 і в стані вологій насиченої пари надходить у випарні камери охолодження 2, де відбирається теплота  $q_2$ .



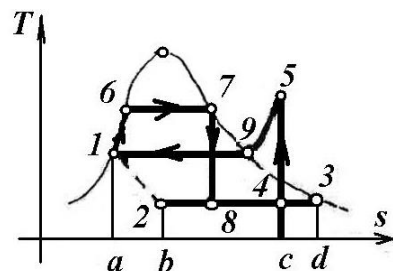
Принципова схема абсорбційної холодильної установки

Пара потім поглинається ненасиченим розчином агента в абсорбері 4 і насосом 6 подається в парогенератор 5 і випаровується за рахунок підведення теплоти. Пара з парогенератора надходить у конденсатор 8, переходить у рідину, а слабонасичений розчин надходить в абсорбер через вентиль 7.

3. Пароежекторна установка: 1-2 – необоротне дроселювання у вентилі 1; 2-3 – випаровування крапель у випарнику 3; відведення теплоти  $q_2$  з камери 2; 1-6 – підігрів холодоагенту в парогенераторі 4; 6-7 – випаровування в парогенераторі 4; 7-8 – розширення пари в соплі 6; 8-3 – змішування пари у камерах 5 і 7; 4-5 – стискування змішаної пари у дифузори 8; 5-9-1 – охолодження перегрітої пари й наступна його конденсація в конденсаторі 9.



Принципова схема паро ежекторної установки



Цикл пароежекторної установки в  $T-s$  координатах

## Контрольні запитання до розділу I

1. Дайте визначення поняттям теплота і робота, термодинамічна система, робоче тіло. Поясніть, що відносять до термічних і калоричних параметрів.
2. Дайте визначення ідеального газу та запишіть рівняння стану ідеального газу Менделєєва-Клайперона. Дайте пояснення зворотнім, незворотнім, рівноважним, нерівноважним, круговим процесам.
3. Дайте визначення масової, об'ємної та мольної теплоємності, ізобарної та ізохорної теплоємності. Що таке середня та істинна теплоємність. Запишіть та поясніть вираження теплоти та роботи через параметри стану.
4. Наведіть формулювання та аналітичний вираз I-го закону термодинаміки. Дайте формулювання та запишіть аналітичний вираз II-го закону термодинаміки.
5. Дайте пояснення прямим та зворотнім циклам, термічному к.к.д. Охарактеризуйте цикл Карно, опишіть його.
6. Охарактеризуйте та поясніть процеси пароутворення в  $P$ - $v$  і  $T$ - $S$  координатах.
7. Дайте визначення поняттям ступінь сухості вологої насиченої водяної пари. Дайте визначення та наведіть основні параметри вологого повітря.
8. Приведіть зображення циклу ДВЗ Отто, Дізеля і Трінклера.
9. Наведіть зображення циклу Ренкіна в  $P$ - $V$  і  $T$ - $S$  координатах та опишіть його. Вкажіть термічний к.к.д. циклу Ренкіна.
10. Наведіть схему та опишіть цикл ГТУ з підведенням теплоти при  $P = \text{const}$ . Вкажіть термічний к.к.д. циклу.

## II. ТЕОРІЯ ТЕПЛООБМІНУ

### 12. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

#### 12.1. Види теплообміну. Основні положення теплопровідності

Теплота переноситься трьома видами:

1. *Теплопровідність* – молекулярний перенос теплоти в просторі за рахунок перепаду температур.
2. *Конвекція* – перенос теплоти об'ємами рідини, що переміщуються.
3. *Теплове випромінювання* – перенос теплоти електромагнітними хвилями.

Перенос теплоти одночасно теплопровідністю та конвекцією називається *конвективним теплообміном* (КТ). КТ між поверхнею твердого тіла й рідиною (газом) називається *тепловіддачею*. Перенос теплоти одночасно тепловим випромінюванням і конвекцією називається *радіаційно-конвективним теплообміном*. Якщо теплота одночасно переноситься трьома видами, то такий теплообмін називають *складним*.

Сукупність значень температури в різних точках тіла називається *температурним полем*. Якщо температура не змінюється в часі, то таке поле назива-

ється *стаціонарним*, його рівняння  $t = f(x, y, z)$ , якщо змінюється в часі, то – *не-стаціонарним*,  $t = f(x, y, z, \tau)$ , де  $\tau$  – час. Температурне поле характеризується градієнтом температури – це є вектор, що направлений по нормалі до ізотермічної поверхні та чисельно дорівнює похідної від температури по даному напрямку  $\mathbf{n} \text{ grad } t = \partial t / \partial n$ ,  $n$  – нормаль до поверхні. Позитивний напрямок градієнта убік зростання температури.

## 12.2. Закон Фур'є

Закон Фур'є: *кількість теплоти, що переноситься через елемент ізотермічної поверхні  $dF$ , за проміжок часу  $d\tau$ , пропорційна температурному градієнту.*

$$d^2Q = -\lambda \cdot \text{grad } t \cdot dF \cdot d\tau = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF \cdot d\tau, \quad (12.1)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності.

Кількість теплоти, що проходить в одиницю часу через площу будь-якої величини поверхні, називається *тепловим потоком*  $Q$ , Вт, кВт, МВт, ..., Вт = Дж/с. Кількість теплоти, що проходить в одиницю часу через одиницю площі, називається *густиною теплового потоку*.

$$q = \frac{d^2Q}{dF \cdot d\tau} = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n}; \quad Q = \int_F q dF; \quad Q_\tau = \int_0^\tau \int_F q dF d\tau, \quad (12.2)$$

тоді  $\lambda = |q| / |\text{grad } t|$ , Вт/м·К

Коефіцієнт теплопровідності чисельно дорівнює кількості теплоти, що проходить в одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при  $\text{grad } t = 1$ . Він визначає здатність речовини проводити теплоту і для більшості тіл  $\lambda = a + bt$ , тобто  $\lambda = f(t)$ ,  $a$  і  $b$  – постійні коефіцієнти,  $t$  – температура.

Для газів  $\lambda = 0,006 \div 0,06$  Вт/(м·К); для рідин  $\lambda = 0,07 \div 0,7$  Вт/(м·К); для металів  $\lambda = 20 \div 418$  Вт/(м·К). Матеріали с  $\lambda < 0,25$  Вт/(м·К) використовуються як теплоізоляційні.

## 12.3. Диференціальне рівняння теплопровідності

*Диференціальне рівняння теплопровідності*

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c \cdot \rho}. \quad (12.3)$$

У скороченому вигляді без внутрішніх джерел  $q_v$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (12.4)$$

де  $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$  – оператор Лапласа;

$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$  – коефіцієнт теплопровідності.

Умови однозначності (крайові умови):

1. Геометричні – задаються форма та розміри тіла.
2. Фізичні – задаються теплофізичні константи речовини ( $\lambda, c, \rho, \nu$ ).
3. Початкові – задається температура в початковий момент часу.
4. Граничні: першого роду – задається розподіл температури по поверхні у функції часу; другого роду – задається розподіл густини теплового потоку по поверхні у функції часу; третього роду – задається температура рідини вдалині від поверхні та закон тепловіддачі на границі стінка-рідина. Закон тепловіддачі є рівнянням Ньютона-Ріхмана:

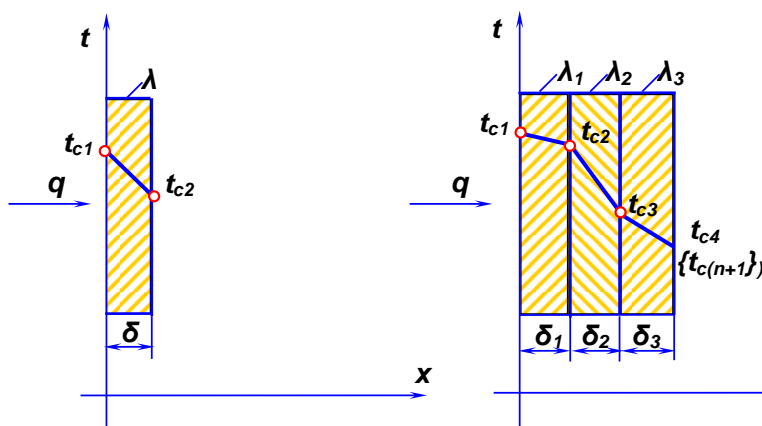
$$Q = \alpha \cdot F(t_c - t_\delta), \text{ Вт}; \quad (12.5)$$

$$q = \alpha \cdot (t_c - t_\delta), \text{ Вт/м}^2$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $t_c, t_p$  – температури стінки та рідини;  $F$  – площа поверхні.

## 12.4. Теплопровідність через стінку при стаціонарному режимі

### Плоска стінка



Розглянемо процес теплопровідності крізь одно- і багат шарову стінку, у яких товщина шарів –  $\delta$ , коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару –  $\lambda$ , температура на границі шарів  $t_{c1}, t_{c2}, t_{c3}, t_{c4}$ . Режим теплообміну – стаціонарний, температурне поле одномірне по осі  $x$ .

Для таких умов диференційне рівняння має вигляд:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0. \quad (12.6)$$

Граничні умови:  $x = 0, t = t_{c1}; x = \delta, t = t_{c2}$ .

Подвійне інтегрування дає:

$$c_1 = \frac{dt}{dx}; t = c_1 x + c_2; x = 0; t = t_{c1}; c_2 = t_{c1}; x = \delta; t = t_{c2}; c_1 = -\frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta};$$

і, тоді

$$t = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} x. \quad (12.7)$$

У рівнянні (12.7) густина теплового потоку  $q = -\lambda dt/dx = c_1$  або  $q = \lambda(t_{c1} - t_{c2})/\delta$ ,  $Q = \lambda(t_{c1} - t_{c2})F/\delta$ , а за час  $\tau$  крізь стінку проходить теплота  $Q_\tau = \lambda(t_{c1} - t_{c2})F\tau/\delta$ ;  $R_\lambda = \lambda/\delta$  – термічний опір теплопровідності плоскої стінки.

Через опори проходить тепловий потік

Одношарова стінка:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_\lambda};$$

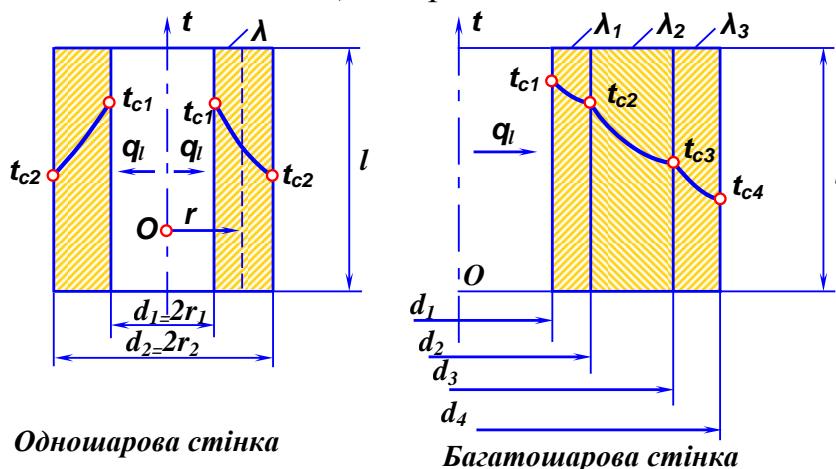
Багатошарова стінка (тришарова):

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R};$$

$$R = \sum R_{\lambda_i} \text{ – загальний термічний опір.}$$

Зі збільшенням товщини шару температура змінюється по прямої лінії.

### Циліндрична стінка



Одношарова стінка

Багатошарова стінка

де  $d$  – діаметр,  $l$  – довжина,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,  $t_c$  – температура стінки на границях шарів,  $r$  – радіус.

Закон Фур'є:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\lambda\pi r l \frac{dt}{dr}.$$

Граничні умови:  $r = r_1, t = t_{c_1}, r = r_2, t = t_{c_2}$

Рішення рівняння приводить до результату

$$Q = \frac{\pi l(t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (12.8)$$

тут

$$R_\lambda = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad \frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

– лінійний термічний опір теплопровідності шару.

Величина поверхні в напрямку поширення теплоти  $q_l$  безперервно збільшується, тому теплоту відносять не до одиниці площі, а до одиниці довжини, тоді лінійна густина теплового потоку:

Одношарова стінка:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi(t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{\pi(t_{c_1} - t_{c_2})}{R_\lambda}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}}. \quad (12.9)$$

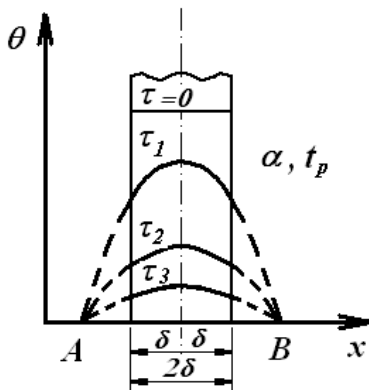
Багатошарова (тришарова) стінка:

$$q_l = \frac{\pi(t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} = \frac{\pi(t_{c_1} - t_{c_2})}{R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3}} = \frac{\pi(t_{c_1} - t_{c_2})}{R}. \quad (12.10)$$

Загальний термічний опір  $R = \sum R_{\lambda_i} = R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3}$ . Температура зі збільшенням товщини шару змінюється по логарифму. Температура на границях шарів  $t_{c_i} = t_{c_1} - \frac{q_l}{\pi} \sum_{i=1}^n R_{\lambda_i}$ .

## 12.5. Теплопровідність при нестационарному режимі

Нестационарні процеси відбуваються при нагріванні й охолодженні тіл і описуються диференціальним рівнянням  $\partial t / \partial \tau = a \nabla^2 t$ . Рішення цього рівняння отримано для тіл простої геометричної форми: пластини й циліндра. Тіла більш складної форми розглядаються як перетинання цих тіл. Для плоскої необмеженої пластини товщиною  $2\delta$ , з початковою температурою  $t_0$ , яка охолоджується або нагрівається у середовищі з постійною температурою  $t_{жс}$  і постійним коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ , безрозмірна температура  $\theta$  визначається зі співвідношення:



$$\theta = f\left(\frac{x}{\delta}; F_0; Bi\right),$$

де  $F_0 = \frac{a\tau}{\delta^2}$  – число Фур'є;  $Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}$  – число Біо.

Аналітична залежність

$$\theta = \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos(\mu_n \cdot X) \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot F_0),$$

$X = \frac{x}{\delta}$ ;  $\mu_n$  – корінь рівняння,

$\theta = \frac{t - t_p}{t_0 - t_p}$ ;  $t$  – поточна температура на відстані  $x$  від середини пластини.

Процес нагрівання (охолодження) поділяють на три режими: перший – має різну швидкість зміни температури в точках тіла, а температурне поле залежить від початкової температури – називається *неупорядкований режим*; другий – швидкість зміни температури в точках тіла постійна, початкова температура не впливає на поле температур, – називається *регулярний*; третій режим стаціонарний  $\partial t / \partial \tau = 0$ . Для регулярного режиму  $\theta = c \cdot e^{-m\tau}$ ,  $m$  – позитивне число, що не залежить ні від координати, ні від часу. Величину  $m$  називають *темпом охолодження*,

$$m = \frac{1}{\theta} \frac{\partial \theta}{\partial \tau}, \quad (12.11)$$

для двох довільних моментів часу

$$m = \frac{\ln \theta' - \ln \theta''}{\tau_2 - \tau_1}.$$

## 12.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. Стінка неекранованої топкової камери парового котла виконана із шару пеношамоту товщиною  $\delta_1=100$  мм із коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_1=0,5$  Вт/(м·К), шару діатомітової засипки товщиною  $\delta_2=80$  мм,  $\lambda_2=0,2$  Вт/(м·К), шару червоної цегли товщиною  $\delta_3=500$  мм,  $\lambda_3=0,7$  Вт/(м·К). Температура на зовнішніх поверхнях стінок топкової камери  $t_{c1}=1100^\circ\text{C}$ ,  $t_{c4}=50^\circ\text{C}$ . Знайти теплові втрати через  $1\text{ м}^2$  стінки топкової камери і температуру на поверхнях шарів. Побудувати графік зміни температури по товщині шарів. Як зміниться густина теплового потоку, якщо стінка камери буде складатися з червоної цегли товщиною, яка дорівнює товщині тришарової стінки?

Густина теплового потоку запишеться як

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c4}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{1100 - 50}{\frac{0,1}{0,5} + \frac{0,08}{0,2} + \frac{0,5}{0,7}} = 799 \text{ Вт/м}^2.$$

Для одношарової стінки

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = 0,1 + 0,08 + 0,5 = 0,68 \text{ м}$$

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta}{\lambda_3}} = \frac{1100 - 50}{\frac{0,68}{0,7}} = 1081 \text{ Вт/м}^2$$

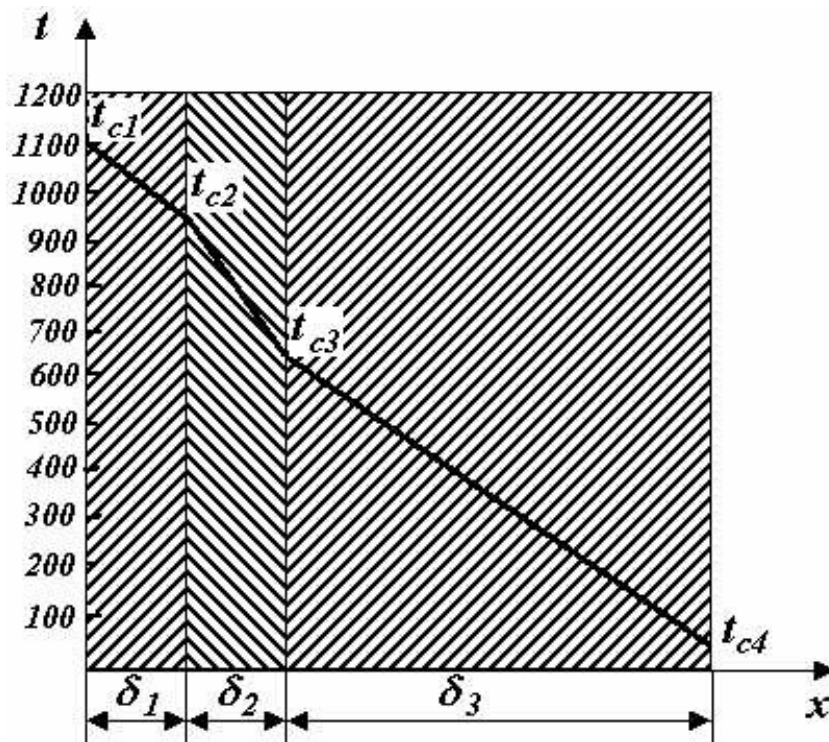
Температури на поверхнях шарів

$$t_{c2} = t_{c1} - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 1100 - 799 \cdot \frac{0,1}{0,5} = 940,2^\circ\text{C};$$

$$t_{c3} = t_{c1} - q \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) = 1100 - 799 \cdot \left( \frac{0,1}{0,5} + \frac{0,08}{0,2} \right) = 621^\circ\text{C}.$$

Побудова графіку температур





$$t_{c1}=1100^{\circ}\text{C}; t_{c2}=940^{\circ}\text{C}; t_{c3}=621^{\circ}\text{C}; t_{c4}=50^{\circ}\text{C}$$

Задача № 2. Паропровід діаметром  $d_2/d_1=180/160$  мм покритий шаром теплової ізоляції товщиною  $\delta_3=100$  мм із  $\lambda_3=0,08$  Вт/(м·К). Стінка паропроводу сталева  $\lambda_{ст}=50$ Вт/(м·К). Температура на внутрішній поверхні паропроводу  $t_{c1}=500^{\circ}\text{C}$ , на зовнішній поверхні ізоляції  $t_{c3}=50^{\circ}\text{C}$ . Знайти теплові втрати паропроводу довжиною  $l=10$  м, побудувати графік зміни температури по товщині шарів. Як зміняться втрати, якщо замість теплової ізоляції стінка труби буде мідною  $\lambda_{м}=420$  Вт/(м·К)?

Лінійна густина теплового потоку

$$q_l = \frac{(t_{c1} - t_{c3}) \cdot \pi}{\frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln \frac{d_3}{d_2}} = \frac{\pi \cdot (t_{c1} - t_{c3})}{R_{\lambda 1} + R_{\lambda 2}} = \frac{\pi \cdot (t_{c1} - t_{c3})}{R_{\lambda}}$$

$$d_3 = d_2 + 2 \cdot \delta_{i3} = 180 + 2 \cdot 120 = 420 \text{ мм}$$

$$q_l = \frac{(500 - 50) \cdot \pi}{\frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{180}{160} + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \ln \frac{420}{180}} = 267 \text{ Вт/м}$$

Теплові втрати паропроводу

$$Q = q_l \cdot l = 267 \cdot 10 = 2670 \text{ Вт.}$$

Температура на зовнішній поверхні стінки паропроводу

$$t_{c2} = t_{c1} - \frac{q_l}{\pi} \cdot R_{\lambda 1} = 500 - 2670 \cdot 0,00118 = 499,6^\circ \text{C}.$$

Для побудови графіку зміни температури по товщині стінки задаємо проміжним значенням діаметру  $d_{np}=380$  мм, тоді температура на циліндричній поверхні стінки, що відповідає діаметру  $d_{np}=380$  мм.

$$t_{c3np} = t_{c1} - \frac{q_l}{\pi} \cdot (R_{\lambda 1} + R_{\lambda np}) =$$

$$= 500 - \frac{267}{3,14} \left( 0,00118 + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \ln \frac{380}{180} \right) = 103^\circ \text{C}.$$

Якщо труба буде мідною, то лінійна густина теплового потоку

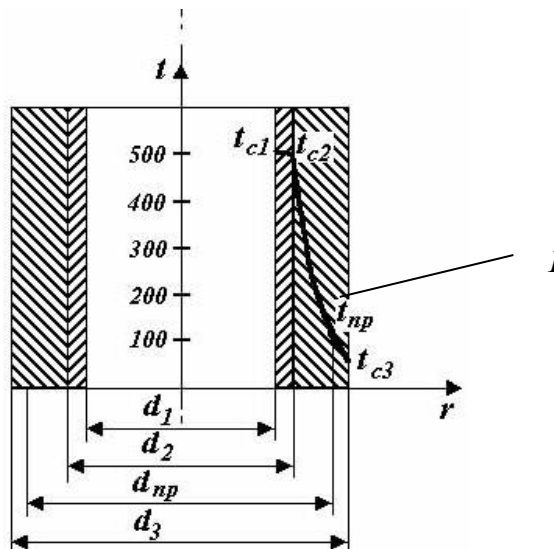
$$q_l = \frac{(500 - 50) \cdot \pi}{\frac{1}{2 \cdot 420} \ln \frac{180}{160} + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \ln \frac{420}{180}} = 266,8 \text{ Вт/м.}$$

Теплові втрати паропроводу

$$Q = q_l \cdot l = 266,8 \cdot 10 = 2668 \text{ Вт.}$$

Теплові втрати змінилися незначно.

Будуємо графік; для цього в масштабі відкладаємо діаметр та температуру, по осям  $t$  і  $r$ . З'єднуємо точки температур  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$ ,  $t_{np}$ ,  $t_{c3}$  плавною кривою і отримуємо лінію  $l$



## 13. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОБМІН (КТ)

### 13.1. Основні поняття й визначення

При конвективному теплообміні теплота одночасно переноситься конвекцією й теплопровідністю. Розрізняють вимушену й вільну конвекцію. Вільна виникає під дією різниці густин нагрітих і холодних об'ємів рідини. Вимушена виникає під дією сил, що спричиняють напрямлений рух рідини або газу (робота насоса, вентилятора й ін.). КТ підкоряється закону Ньютона-Ріхмана:

$$dQ = \alpha \cdot dF(t_c - t_p) \quad (13.1)$$

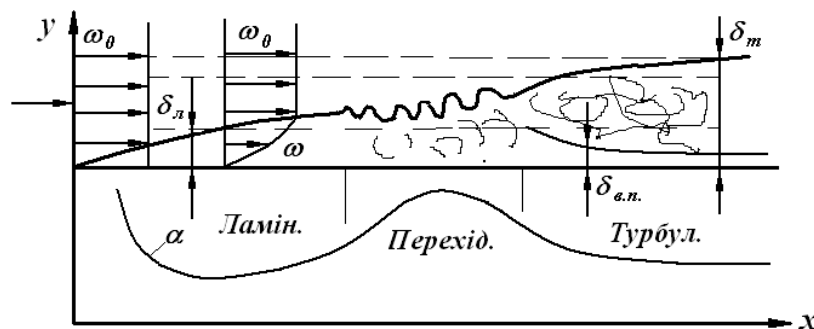
– диференціальна форма, або, при сталому  $\alpha$

$$Q = \alpha \cdot F(t_c - t_p), \quad (13.2)$$

де  $t_c, t_p$  – температура стінки й рідини, °С;  $F$  – площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Q}{F(t_c - t_p)}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^2\text{К}}. \quad (13.3)$$

Коефіцієнт тепловіддачі чисельно дорівнює кількості теплоти, що проходить в одиницю часу через одиницю площі поверхні при різниці температур між стінкою й рідиною в один градус. Якщо  $\alpha$  визначається для елемента поверхні, то його називають місцевим або локальним,  $\alpha = q/\Delta t$ . Якщо  $\alpha$  визначається для всієї поверхні, то його називають середнім  $\bar{\alpha} = \frac{\bar{q}}{\Delta t}$ .



При русі рідини уздовж поверхні поблизу неї утворюється шар загальмованої рідини. Шар, у якому швидкість  $\omega$  змінюється від значення на стінці до швидкості незбуреного потоку, називається *гідродинамічним приграничним шаром*. Він є основним термічним опором при переносі теплоти. Рух у шарі може бути ламінарним і турбулентним. У ламінарному шарі (товщина його  $\delta_l$ , див. рис.) теплота переноситься теплопровідністю, тому зі збільшенням  $\delta_l$ ,  $\alpha$  зменшується. У перехідному шарі  $\alpha$  зростає й зі збільшенням товщини турбулентно-

го шару  $\delta_m$  дещо знижується і в області розвиненого турбулентного плинну стабілізується. Турбулентний гідродинамічний шар складається з в'язкого підшару, товщиною  $\delta_{v.n.}$ , у якому вихри гасяться силами в'язкості. У турбулентному шарі теплота переноситься і конвекцією, й теплопровідністю. Шар рідини, у якому температура змінюється від значення на стінці до температури незбуреного потоку, називається *тепловим приграничним шаром*.

### 13.2. Фізичний зміст критеріїв подібності

КТ описується системою диференціальних рівнянь:

1. Рівняння руху Нав'є-Стокса показує, що прискорення маси на одиницю об'єму дорівнює сумі усіх сил, діючих на об'єм:

$$\rho \frac{d\mathbf{\omega}}{d\tau} = \rho \mathbf{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{\omega} . \quad (13.4)$$

2. Рівняння енергії описує поле температур рідини, що рухається:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \left( \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) . \quad (13.5)$$

3. Рівняння суцільності описує зміну густини рідини, що рухається:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \rho}{\partial z} = -\rho \left( \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) . \quad (13.6)$$

4. Рівняння тепловіддачі зв'язує  $\alpha$  з полем температур «прилиплої» рідини

$$\alpha = -\frac{\lambda}{(t_c - t_p)} \left( \frac{\partial t}{\partial \tau} \right)_{n=0} . \quad (13.7)$$

До рівнянь додають умови однозначності: геометричні, початкові, фізичні й граничні. Рішення складне, тому дослідження проводять експериментальним шляхом, а результати представляються у вигляді критеріальних рівнянь. У рівняння входять критерії (числа) подібності, складені з величин, що входять у рівняння, і крайові умови. Критерії безрозмірні.

Основні критерії:

1. Нуссельта  $Nu = \alpha \cdot l / \lambda$  – характеризує теплообмін на границі стінка-рідина,  $l$  – визначальний розмір ( $d$ ,  $\delta$ ,  $H$  та ін.);

2. Рейнольдса  $Re = \omega \cdot d_e / \nu$  – визначає режим руху середовища,  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості;

3. Пекле  $Pe = \omega \cdot l / a$  – характеризує вплив на теплообмін співвідношення між теплою, перенесеною конвекцією й теплопровідністю,  $a$  – коефіцієнт температуропровідності;

4. Грасгофа  $Gr = g \cdot b \cdot \Delta t \cdot l^3 / \nu^2$  – враховує вплив співвідношення між підйомною силою й силою в'язкості;

5. Прандтля  $Pr = \nu / a$  – враховує вплив теплофізичних властивостей;

6. Ейлера  $Eu = (P - P_p) / (\rho \cdot \omega_p^2)$  – характеризує відношення перепаду тиску до швидкісного напору.

Рівняння виду

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m (Gr \cdot Pr)^k \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (13.8)$$

називається критеріальним рівнянням,  $c$  – постійний коефіцієнт,  $n, m, k$  – показники степені,  $(Pr_p / Pr_c)^{0,25}$  враховує гістерезис при зміні в'язкості в процесах нагрівання й охолодження.

Температура, при якій вибираються теплофізичні константи, називається *визначальною*.

### 13.3. Основні види КТ

#### 1. Тепловіддача при русі уздовж пластини.

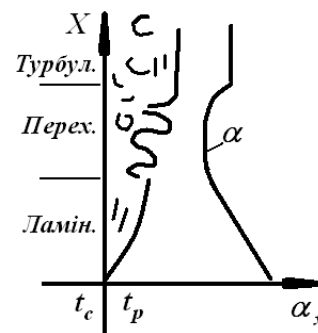
Тепловіддача визначається: швидкістю руху рідини; теплофізичними властивостями; гідродинамічним режимом; довжиною. Розрахунок середніх коефіцієнтів тепловіддачі проводиться за рівняннями:

1) Ламінарний приграничний шар:  $Re < 4 \cdot 10^4 \rightarrow Nu = 0,66 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$  .

2) Турбулентний приграничний шар:  $Re > 4 \cdot 10^4, Nu = 0,037 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$  .

Визначальний розмір – довжина пластини уздовж потоку; визначальна температура – температура рідини вдалині від пластини. Такий вид теплообміну має місце при обтіканні плоских поверхонь.

2. Тепловіддача при природній конвекції має місце, коли теплообмінна поверхня занурена в рідину. Тепловіддача визначається: швидкістю руху уздовж поверхні; режимом і видом плинку уздовж поверхні (див. рис.); теплофізичними властивостями; розташуванням поверхні в просторі (вертикальна, горизонтальна).



Різниця температур  $\Delta t = (t_c - t_p)$  визначає висоту переходу від ламінарного до турбулентного плинку.

Критеріальні рівняння для розрахунку середніх коефіцієнтів тепловіддачі:

1) Горизонтальні труби:  $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$  – ламінарний режим,  $Nu = 0,5(Gr \cdot Pr)^{0,33}$

2) Вертикальні труби й плити:

при  $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$  – ламінарний режим,  $Nu = 0,5(Gr \cdot Pr)^{0,25} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$ ,

при  $Gr \cdot Pr > 6 \cdot 10^{10}$  – турбулентний режим,  $Nu = 0,15(Gr \cdot Pr)^{0,33} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$ .

Перехідний режим має місце при  $10^9 < Gr \cdot Pr < 6 \cdot 10^{10}$ . Визначальний розмір для труб – діаметр, для вертикальних поверхонь – висота. Визначальна температура – температура навколишнього середовища. Для горизонтальних плит: якщо нагріта поверхня звернена нагору, те розрахований  $\alpha$  збільшують на 30%, якщо долілиць,  $\alpha$  зменшують на 30%. У вузьких каналах і щілинах мають місце нисхідні й висхідні потоки, тому розрахунок теплообміну ведуть за формулами:  $q = \lambda_e(t_{c_1} - t_{c_2}) / \delta$ ; еквівалентний коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_e = \varepsilon_\kappa \cdot \lambda$ ; виправлення на конвективні струми  $\varepsilon_\kappa = 0,18(Gr \cdot Pr)^{0,25}$ . Визначальний розмір – ширина щілини  $\delta$ , визначальна температура  $t_p = 0,5(t_{c_1} + t_{c_2})$ .

### 3. Тепловіддача при русі рідини в трубах каналу.

Тепловіддача визначається: швидкістю руху, режимом руху, теплофізичними властивостями, станом поверхні (гладка, шорстка), впливом вільної конвекції. Розрізняють такі режими теплообміну:

1) В'язкісний – характеризується відсутністю впливу на теплообмін вільної конвекції, має місце при  $Re < 2300$  – ламінарний режим і  $Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$ .

Критеріальне рівняння:

$$Nu = 1,55 \left( Pe \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\mu_c}{\mu_{жс}} \right)^{-0,14} \cdot \varepsilon_l;$$

$d$  – діаметр,  $l$  – довжина. Визначальний розмір – діаметр труби, визначальна температура  $t = t_c - \Delta t_n / 2$ , при  $l/d \geq 50, \varepsilon_l = 1$ ,  $\Delta t_n$  – середньологарифмічний температурний напір,  $\varepsilon_l$  – виправлення на ділянку гідродинамічної стабілізації.

2) В'язкісно-гравітаційний – вільна конвекція впливає на теплообмін, має місце при  $Re < 2300$  і  $Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$ . Критеріальне рівняння для середніх  $\alpha$ :

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l.$$

3) Турбулентний режим ( $Re > 1 \cdot 10^4$ ) – вплив вільної конвекції відсутній,

$$Nu = 0,021Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l.$$

Для п.п. 2 і 3 визначальним розміром є внутрішній діаметр, визначальною температурою  $\Delta t = 0,5(t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}})$  – середня температура рідини.

4) Перехідний режим – для розрахунку  $\bar{\alpha}$  використовується рівняння:

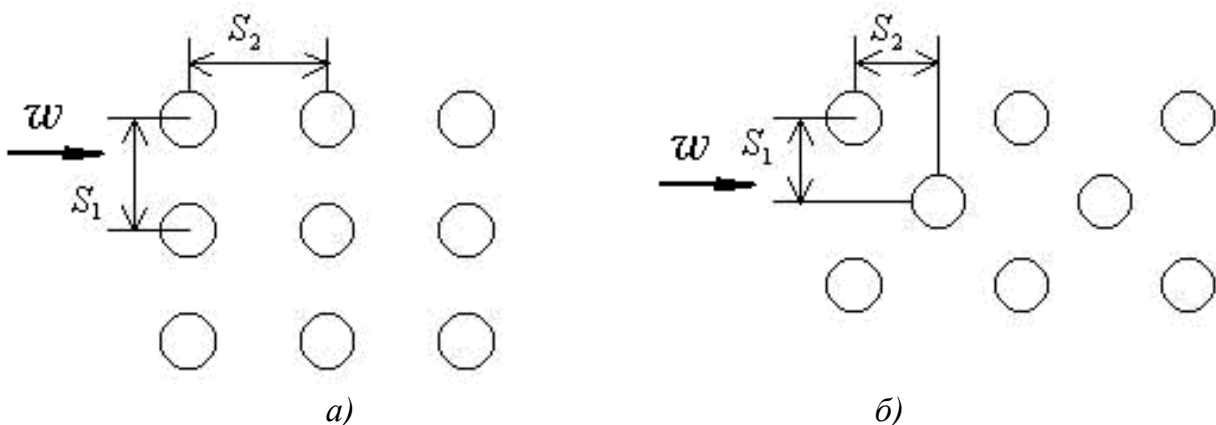
$$Nu = 0,021Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \eta,$$

де  $\eta = f(Re)$  визначається за графіком.

При русі рідини в трубах некруглого поперечного перерізу, розрахунок  $\alpha$  ведеться за такими ж рівняннями, тільки як визначальний розмір використовують еквівалентний діаметр труби  $d_e = 4f/P$ , де  $f$  – поперечний переріз,  $P$  – периметр каналу. При русі у вигнутих каналах тепловіддача збільшується за рахунок вторинної циркуляції, що виникає під дією відцентрових сил. Розрахунок  $\alpha$  ведуть по рівняннях для прямих труб із множенням на виправлення  $\varepsilon_{\text{виг}}$ .

4. Тепловіддача при поперечному обтіканні труб має місце в міжтрубному просторі теплообмінних апаратів. Тепловіддача визначається: швидкістю, режимом, властивостями рідини, видом пучка, кутом атаки, кроком розташування труб, номером ряду. З 1 по 3 ряд тепловіддача збільшується через турбулізацію потоку. Середній коефіцієнт ряду розраховується за рівнянням:

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_s.$$



Розташування труб у пучку:

*a* – коридорний; *b* – шаховий;  $S_1$  – поперечний крок,  $S_2$  – повздовжній крок.

Шаховий пучок:  $c = 0,41$ ;  $n = 0,6$ ;  
виправлення на крок труб:

$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} < 2 \quad \varepsilon_s = \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{6}}; \text{ при } \frac{S_1}{S_2} \geq 2; \quad \varepsilon_s = 1,12.$$

Коридорний пучок:  $c = 0,26$ ;  $n = 0,65$ ;  
виправлення на крок труб:

$$\varepsilon_s = \left( \frac{S_2}{d} \right)^{-0,15}.$$

Виправлення на номер ряду  $\varepsilon_i$ : для першого ряду  $\varepsilon_i = 0,6$ ; другого –  $\varepsilon_i = 0,7$ ; третього і наступних  $\varepsilon_i = 1$ .

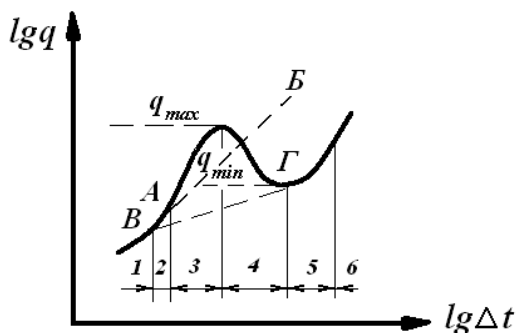
Середній коефіцієнт пучка:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_1^n \alpha_i \cdot F_i}{\sum_1^n F_i},$$

де  $\alpha_i$  – коефіцієнт тепловіддачі ряду,  $F_i$  – поверхня ряду,  $n$  – число рядів.

### 13.4. Теплообмін при кипінні

*Кипіння* – процес паротворення з паровими міхурами. Міхури утворюються при перегріванні рідини в точках, які називаються *центрами паротворення* (мікрозападини й мікротріщини поверхні). Міхур, що утворився, росте, відривається й спливає при якійсь температурі рідини  $t_n$ , якщо температура менша, то міхур схлопується – це процес недогрітого кипіння. Режим утворення й спливання міхурів називається *бульбашковим кипінням*. Зі збільшенням перегріву вся поверхня нагрівання в якийсь момент вкривається суцільною паровою плівкою – режим плівкового кипіння. Перехід від бульбашкового режиму до плівкового кипіння називається *кризою кипіння I роду*. Механізм теплообміну: 1) міхури виштовхують перегріту рідину; 2) частина теплоти переноситься паровими міхурами; 3) міхури турбулізують пристінний шар.



Області кипіння: 1 – конвективний підігрів; 2 – недогріте кипіння; 3 – бульбашкове; 4 – перехід від бульбашкового кипіння до плівкового; 5 – плівкове кипіння; 6 – плівкове з випромінюванням; *АБ* – перегрів без кипіння; *ВГ* – плівковий режим рідин, які не змочують поверхню.



1. *Кипіння у великому об'ємі.* Тепловіддача визначається щільністю теплового потоку, властивостями рідини, тиском насичення, станом поверхні. Критеріальне рівняння для розрахунку  $\alpha$ : рівняння Толубінського  $Nu = 75k^{0,7} \cdot Pr^{-0,2}$ ; критерій кипіння  $k = \frac{q}{r \cdot \rho'' \cdot \varpi''}$ ; визначальний розмір  $l = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}$ , що визначає температура насичення,  $\varpi$  – швидкість росту бульбашок.

2. *Кипіння в трубах.* Тепловіддача визначається: щільністю теплового потоку, властивостями рідини, тиском насичення, швидкістю руху парорідинної суміші; режимом тиску парорідинної суміші – бульбашковий, снарядний, дисперсний. Розрахунок  $\alpha$ :

1) при  $\frac{\alpha_q}{\alpha_\varpi} < 0,5$  приймають  $\alpha = \alpha_\varpi$ ;

2) при  $\frac{\alpha_q}{\alpha_\varpi} > 2$  приймають  $\alpha = \alpha_q$ ;

3) при  $0,5 < \frac{\alpha_q}{\alpha_\varpi} < 2 \rightarrow \frac{d}{\alpha\varpi} = \frac{4\alpha_\varpi + \alpha_q}{5\alpha_\varpi - \alpha_q}$ ;  $\alpha_\varpi$  – коефіцієнт теплопередачі при змушеній конвекції;  $\alpha_q$  – коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі;  $\alpha$  – шуканий коефіцієнт тепловіддачі.

### 13.5. Теплообмін при конденсації

При зіткненні пари з охолоджуваною поверхнею з  $t < t_n$  відбувається конденсація пари. Якщо рідина змочує поверхню, то відбувається плівкова конденсація (поверхня вкрита плівкою рідини), якщо не змочує – на поверхні утворюються краплі конденсату з мікроплівкою конденсату, наступає краплинна конденсація. Тепловіддача визначається: швидкістю руху плівки по поверхні; режимом її плину – ламінарний, ламінарно-хвильовий, турбулентний; властивостями рідини; різницею температур  $\Delta t = t_n - t_c$ ; розташуванням поверхні в просторі:

1. *Вертикальна поверхня:*

ламінарний режим,  $Re < 1600$ , приведена висота  $z < 2300$

$$Re = 3,8z^{0,78},$$

де  $Re = \alpha \cdot \Delta t \cdot H \frac{4}{r\rho v}$ ;  $z = \Delta t \cdot H \left(\frac{g}{v^2}\right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot v}$ ,  $H$  – висота;

турбулентний режим

$$Re = \left[ 253 + 0,069 \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} (z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}}.$$

2. Горизонтальна поверхня (труби):

$$Re = 3,25z^{0,75},$$

де

$$Re = \alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot R \frac{4}{r\rho v}; \quad z = \Delta t \cdot \pi \cdot R \left( \frac{g}{v^2} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot v},$$

$R$  – радіус труби, визначальна температура – температура насичення  $t_n$ .

### 13.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. У трубi діаметром  $d=0,01$  м і  $l=0,4$  м нагрівається вода від  $t_{p1}=20$  до  $t_{p2}=40$  °С. Середня температура стінки труби  $t_c=85$  °С, швидкість руху води  $w=0,1$  м/с. Знайти, яку кількість теплоти необхідно підвести для нагрівання води? Прийняти  $\varepsilon_l=1$ .

Визначальна температура рідини

$$\bar{t}_{p1} = 0,5 \cdot (t_{p1} + t_{p2}) = 0,5 \cdot (20 + 40) = 30^\circ\text{C}.$$

При  $t_{p1} = 30^\circ\text{C}$   $\lambda_p = 64,8 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К);  $\nu_p = 0,556 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 3,54$ ;  $Pr_c = 2,08$ .

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu_p} = \frac{0,1 \cdot 0,01}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 1799$$

– режим ламінарний.

Визначаємо, чи має місце вплив конвекції на теплообмін у трубi. Визначальна температура

$$t_2 = 0,5 \cdot (t_p + t_c) = 0,5 \cdot (30 + 85) = 57,5^\circ\text{C}.$$

При  $t_2 = 57,5^\circ\text{C}$   $\nu_p = 0,431 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_2 = 2,658$ ;

$$\beta_2 = \frac{1}{68 + 273} = 2,93 \cdot 10^{-3}$$
$$(Gr \cdot Pr)_2 = \frac{g \cdot \beta_2 \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu_2^2} \cdot Pr_2 =$$

$$= \frac{9,81 \cdot 2,93 \cdot 10^{-3} \cdot (85 - 50) \cdot 0,01^3}{(0,431 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 2,658 = 54,09 \cdot 10^5 > 8 \cdot 10^5.$$

Оскільки  $(Gr \cdot Pr)_2 = 54,09 \cdot 10^5 > 8 \cdot 10^5$ , то режим теплообміну – в'язкістно-гравітаційний, конвекція впливає на теплообмін.

Для даного режиму критеріальне рівняння,

$$\begin{aligned} Nu &= 0,15 \cdot Re^{0,32} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot (Gr \cdot Pr)_2^{0,1} = \\ &= 0,15 \cdot 1799^{0,32} \cdot 3,54^{0,33} \cdot \left( \frac{3,54}{2,08} \right)^{0,25} \cdot (54,09 \cdot 10^5)^{0,1} = 13,5. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d} = \frac{13,5 \cdot 64,8 \cdot 10^{-2}}{0,01} = 874 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поверхня теплообміну

$$F = \pi dl = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 2 = 0,063 \text{ м}^2.$$

Кількість теплоти, що підводиться

$$Q = \alpha \cdot F (\bar{t}_c - \bar{t}_p) = 874 \cdot (85 - 50) \cdot 0,063 = 1921 \text{ Вт}.$$

Задача № 2. Знайти теплові втрати в навколишнє середовище з поверхні вертикального циліндричного теплообмінника діаметром  $d=0,5$  м, довжиною  $l=2,5$  м, при температурі поверхні ізоляції  $t_c=50^\circ\text{C}$  і температурі повітря  $t_n=5^\circ\text{C}$ . Як зміняться теплові втрати, якщо теплообмінник розташувати горизонтально?

При  $t_n = 5^\circ\text{C}$   $\nu = 12,84 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda = 2,48 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $\beta = 1/278 = 3,6 \cdot 10^{-3}$ ;  $Pr_n = 0,706$ ;  $Pr_c = 0,698$ .

$$(Gr \cdot Pr) = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot l^3}{\nu^2} \cdot Pr_n = \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot (50 - 5) \cdot 2,5^3 \cdot 0,706}{(12,84 \cdot 10^{-6})^2} = 1,06 \cdot 10^{11}.$$

Оскільки  $(Gr \cdot Pr) = 1,06 \cdot 10^{11} > 6 \cdot 10^{10}$ , то режим руху повітря біля поверхні теплообмінника турбулентний. У такому разі критеріальне рівняння має вид

$$Nu = 0,15(Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_c}\right)^{0,25} = 0,15 \cdot (1,06 \cdot 10^{11})^{0,333} \cdot \left(\frac{0,706}{0,698}\right)^{0,25} = 705,9.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні теплообмінника до повітря

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{l} = \frac{705,9 \cdot 2,48 \cdot 10^{-2}}{2,5} = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Втрати теплоти у навколишнє середовище

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_c - t_n) = \alpha \cdot \pi dl \cdot (t_c - t_n) = 7 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 2,5(50 - 5) = 1236 \text{ Вт}.$$

При горизонтальному розташуванні теплообмінника змінюється визначальний розмір, ним стає діаметр, а не довжина.

Тому

$$(Gr \cdot Pr)_n = \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot (50 - 5) \cdot 0,5^3 \cdot 0,706}{(12,84 \cdot 10^{-6})^2} = 8,5 \cdot 10^8$$

$$Nu = 0,5(Gr \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0,25} = 0,5 \cdot (8,5 \cdot 10^8)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,706}{0,698}\right)^{0,25} = 85,6$$

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d} = \frac{85,6 \cdot 2,48 \cdot 10^{-2}}{0,5} = 4,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_c - t_n) = 4,2 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 2,5(50 - 5) = 742 \text{ Вт}.$$

Задача № 3. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубки випарника до киплячої води, якщо теплове навантаження поверхні нагрівання  $q = 5 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , режим кипіння – бульбашковий, вода кипить при  $t_k = 120^\circ\text{C}$ .

При  $t_k = 120^\circ\text{C}$   $\sigma = 548,4 \cdot 10^{-4} \text{ Н}/\text{м}$ ;  $r = 2202 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $\lambda = 68,6 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $Pr = 1,47$ ;  $\rho' = 943,1 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho'' = 1,121 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Визначальний розмір

$$l = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} = \sqrt{\frac{548,4 \cdot 10^{-4}}{9,81(943,1 - 1,421)}} = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Число кипіння

$$K = \frac{q}{r \cdot \rho'' \cdot w''} = \frac{5 \cdot 10^4}{2202 \cdot 10^3 \cdot 1,121 \cdot 0,155} = 0,131.$$

Критеріальне рівняння

$$Nu = 75 \cdot K^{0,7} \cdot Pr^{-0,2} = \frac{75 \cdot 0,131^{0,7}}{1,47^{0,2}} = 16,7.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки випарника до води

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{16,7 \cdot 68,6 \cdot 10^{-2}}{2,44 \cdot 10^{-3}} = 4695 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Задача № 4. На зовнішній поверхні горизонтальних труб діаметром  $d=0,01$  м і довжиною  $l=1,5$  м у теплообміннику конденсується суха насичена водяна пара при температурі  $t=120^\circ\text{C}$ . Знайти кількість води, необхідної для охолодження (конденсації) пари, якщо її зміна температури складає  $\Delta t=15^\circ\text{C}$ . Кількість труб у теплообміннику  $n=50$  шт. Температура стінки труби  $t_c=100^\circ\text{C}$ .

Приведена довжина труби

$$z = \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot \left( \frac{g}{v^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot v} = \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot A.$$

При  $t = 120^\circ\text{C}$ ,  $A = 70,3 \text{ 1/(м} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$ ;  $B = 6,28 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}$  (табличні значення).

$$z = \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot 70,3 = (120 - 100) \cdot 3,14 \cdot 0,005 \cdot 70,3 = 22,07.$$

$$Re = 3,25 \cdot z^{0,75} = 3,25 \cdot 22,07^{0,75} = 33,1.$$

$$Re = \alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot \frac{4}{2 \cdot \rho \cdot v} = \alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot B ;$$

$$\alpha = \frac{Re}{\Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot B} = \frac{33,1}{(120 - 100) \cdot 3,14 \cdot 0,005 \cdot 6,28 \cdot 10^{-3}} = 16786 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$F = \pi \cdot d \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,5 \cdot 50 = 2,36 \text{ м}^2.$$

Кількість теплоти, яку необхідну відвести від пари

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_n - t_c) = 16786 \cdot 2,36 \cdot (120 - 100) = 790621 \text{ Вт}.$$

Рівняння теплового балансу

$$Q = G_e \cdot c_e \cdot (t_2 - t_1) = G_e \cdot c_e \cdot \Delta t$$

Кількість води, необхідної для конденсації пари

$$G_g = \frac{Q}{c_g \cdot \Delta t} = \frac{790621}{4,19 \cdot 10^3 \cdot 15} = 12,6 \text{ кг/с.}$$

Задача № 5. У трубі з внутрішнім діаметром  $d=20$  мм рухається кипляча вода зі швидкістю  $w=0,5$  м/с. Вода знаходиться під тиском  $P=8 \cdot 10^5$  Па. Знайти значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до води, якщо температура стінки  $t_c=180^\circ\text{C}$ .

$$\text{При } \frac{\alpha_k}{\alpha_w} < 0,5 \quad \alpha = \alpha_w$$

$$\text{при } \frac{\alpha_k}{\alpha_w} \geq 2 \quad \alpha = \alpha_k$$

$$\text{при } 0,5 \leq \frac{\alpha_k}{\alpha_w} \leq 2 \quad \frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_k}{5\alpha_w - \alpha_k}$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному руху киплячої води в трубах;  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі при розвиненому бульбашковому кипінні у великому об'ємі;  $\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному руху однофазної рідини в трубах.

При  $P=8 \cdot 10^5$  Па теплофізичні константи води:  $t_k = 170^\circ\text{C}$ ;  $\lambda_p = 0,679$  Вт/(м·К);  $\nu_p = 0,181 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\text{Pr}_p = 1,05$ .

При  $t_c = 180^\circ\text{C}$   $\text{Pr}_c = 1,0$ .

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному руху однофазної рідини

$$\text{Re}_w = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,5 \cdot 0,02}{0,181 \cdot 10^{-6}} = 55249,$$

$\text{Re}_w=55249 > \text{Re}_{\text{кр}}=1 \cdot 10^4$  – режим руху турбулентний.

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}_w^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 55249^{0,8} \cdot 1,05^{0,43} \left( \frac{1,05}{1} \right)^{0,25} = 135.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu} \lambda}{d} = \frac{135 \cdot 0,679}{0,02} = 4583 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при кипінні.

При  $t_n = 170^\circ\text{C}$  по таблиці знаходимо  $l_* = 1,07 \cdot 10^{-6}$  м.

$$\frac{\lambda}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} = 44,2 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\text{°C}}; \Delta t = t_c - t_n = 180 - 170 = 10^\circ\text{C}.$$

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} = 44,2 \cdot 10^{-2} \cdot 10 = 4,42,$$

Тоді

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} = 44,2 \cdot 1,05^{1/3} = 4,5 \geq 1,6,$$

і

$$Nu = 2,63 \cdot 10^{-3} \left( \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \right)^{1,86} \cdot \text{Pr}^{0,952} = 2,63 \cdot 10^{-3} (4,42)^{1,86} \cdot 1,05^{0,952} = 0,044.$$

Якщо  $\frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} \leq 1,6$ , то  $Nu = 3,91 \cdot 10^{-3} \left( \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \right) \cdot \text{Pr}^{2/3}$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні

$$\alpha_\kappa = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_*} = \frac{0,044 \cdot 0,679}{1,07 \cdot 10^{-6}} = 27921 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Відношення коефіцієнтів  $\frac{\alpha_\kappa}{\alpha_w} = \frac{27921}{4583} = 6,1$  оскільки  $\frac{\alpha_\kappa}{\alpha_w} \geq 2$ , то  $\alpha = \alpha_\kappa = 27921 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Задача № 6. Вода кипить у великому об'ємі при тиску  $P=0,198$  МПа. Знайти критичну густину теплового потоку.

При  $P_n=0,198 \cdot 10^6$  Па теплофізичні властивості води:  $r = 2,2 \cdot 10^6$  Дж/кг;  $\lambda = 68,6 \cdot 10^{-2}$  Вт/(кг·К);  $\rho' = 943,1$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho'' = 1,122$  кг/м<sup>3</sup>;  $\sigma = 5,484 \cdot 10^{-2}$  Н/м

Критична густина теплового потоку

$$q_{kp} = 0,13 \cdot r \cdot \sqrt{\rho''} \cdot \sqrt{g \cdot \sigma \cdot (\rho' - \rho'')} =$$

$$= 0,13 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{1,122} \cdot \sqrt{9,81 \cdot 5,484 \cdot 10^{-2} \cdot (943,1 - 1,122)} = 1,365 \cdot 10^6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

## 14. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

### 14.1. Процес теплопередачі

*Теплопередача* – перенос теплоти між двома середовищами через поділяючу стінку, процес необоротний. Він містить у собі такі етапи:

1. Тепловіддачу від «гарячого» теплоносія до внутрішньої поверхні стінки;
2. Перенос теплоти теплопровідністю через матеріал стінки;
3. Тепловіддачу від зовнішньої поверхні стінки до «холодного» теплоносія.

Перший етап характеризується коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_1$  і термічним опором тепловіддачі  $R_{\alpha_1}$ . Другий етап характеризується коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$  і термічним опором теплопровідності  $R_\lambda$ . Третій етап характеризується коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_2$  і термічним опором тепловіддачі  $R_{\alpha_2}$ . Форма стінки може бути плоскою, циліндричною, фігурною.

#### 14.2. Теплопередача через плоску стінку при стаціонарному режимі

Процес теплопередачі здійснюється через плоску стінку товщиною  $\delta$ , коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$ , від «гарячої» рідини з температурою  $t_{p_1}$  до «холодної» з температурою  $t_{p_2}$ . Коефіцієнти тепловіддачі по обох сторони стінки  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ . Багат шарова стінка характеризується:  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  і  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ . Теплообмін на окремих етапах теплопередачі описується рівняннями:

$$1. q = \alpha_1(t_{p_1} - t_{c_1})$$

$$2. q = \frac{(t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{\delta}{\lambda}} \text{ і } q = \frac{(t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}$$

$$3. q = \alpha_2(t_{c_2} - t_{p_2}); q = \alpha_2(t_{c_4} - t_{p_2})$$

Тепловий потік	Густина теплового потоку	Коефіцієнт теплопередачі
$Q = k \cdot F(t_{p_1} - t_{p_2}), \text{ Вт}$	$q = k(t_{p_1} - t_{p_2}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$k = \frac{Q}{F(t_{p_1} - t_{p_2})}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Лінійний коефіцієнт тепловіддачі чисельно дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю площі при різниці температур між середовищами в один градус. Коефіцієнти теплопередачі визначаються за формулами:

$$\text{Одношарова стінка: } k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R_{\alpha_1} + R_\lambda + R_{\alpha_2}} = \frac{1}{R}$$

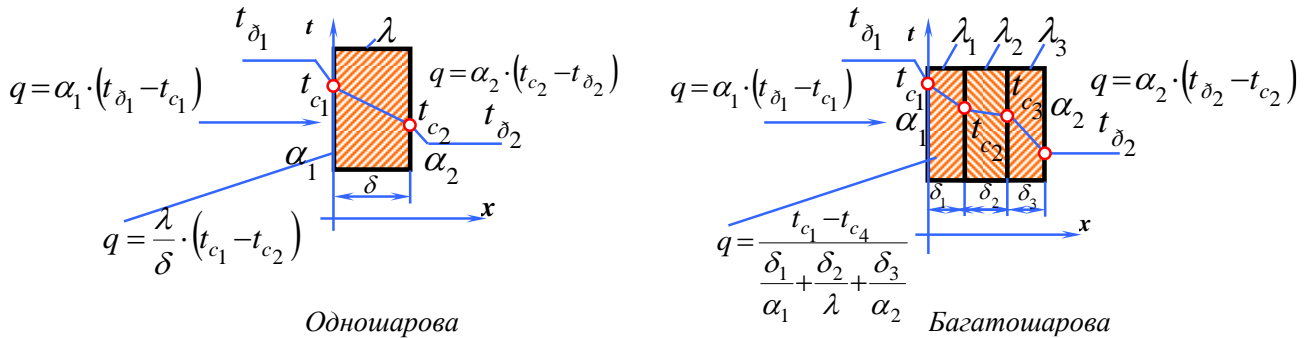
$$\text{Багат шарова стінка: } k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R_{\alpha_1} + R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3} + R_{\alpha_2}} = \frac{1}{R}$$

Загальний термічний опір теплопередачі:



$$R = \sum_1^n R_i = R_{\alpha_1} + R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3} + R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Температура на границях шарів:  $t_{c_i} = t_{p_1} - q_i \cdot \sum_1^n R_i$ .



### 14.3. Теплопередача через циліндричну стінку при стаціонарному режимі

Процес теплопередачі здійснюється через циліндричну стінку внутрішнім діаметром  $d_1$ , зовнішнім –  $d_2$ , коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки –  $\lambda$ , довжина стінки –  $l$  від «гарячої» рідини з температурою  $t_{p_1}$  до «холодної» з температурою  $t_{p_2}$ . Коефіцієнти тепловіддачі з обох боків стінки  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ . Для тришарової стінки  $d_1, d_2, d_3, d_4$  і  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ . Теплообмін на етапах:

1.  $Q = k_l \cdot \pi \cdot l (t_{p_1} - t_{p_2})$
2.  $q_l = k_l \cdot \pi (t_{p_1} - t_{p_2}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}}$ .
3.  $k_l = \frac{Q}{\pi \cdot l (t_{p_1} - t_{p_2})}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

Лінійний коефіцієнт теплопередачі чисельно дорівнює кількості теплоти, яка проходить в одиницю часу через одиницю довжини циліндричної стінки при різниці температур між середовищами в один градус. Коефіцієнти теплопередачі розраховуються за наступними формулами.

*Одношарова стінка:*

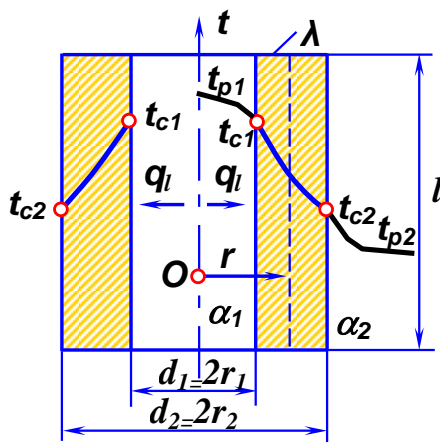
$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \frac{1}{R}. \quad (14.1)$$

*Багатошарова стінка:*

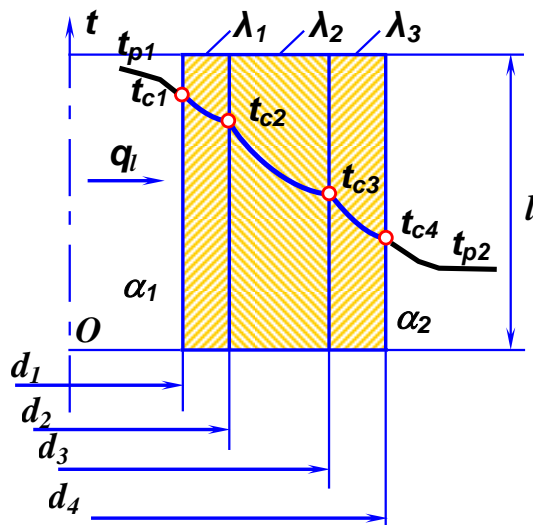
$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} = \frac{1}{R_{\alpha_1} + R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3} + R_{\alpha_2}} = \frac{1}{R} \cdot (14.2)$$

Загальний лінійний термічний опір:

$$R_l = \sum_1^n R_i = R_{\alpha_1} + R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + R_{\lambda_3} + R_{\alpha_2} = \\ = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 d_4}, \frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$



Одношарова стінка



Багатошарова стінка

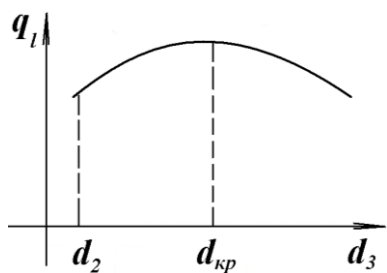
Температура на границях шарів:  $t_{c_i} = t_{p_1} - \frac{q_l}{\pi} \cdot \sum_1^n R_i$ .

#### 14.4. Критичний діаметр теплової ізоляції

Тепловою ізоляцією називають покриття поверхонь шаром матеріалу з малим  $\lambda$ , що зменшує теплові втрати в навколишнє середовище. Наприклад, труба, вкрита шаром ізоляції, являє собою двошарову стінку, для якої термічний опір

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d} + \frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln \frac{d_{u3}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{3i3}} = R_{\alpha_1} + R_{\lambda_1} + R_{\lambda_{i3}} + R_{\alpha_2}.$$

Залежність теплових втрат  $q_l$  від  $d_{i3}$  має вигляд:



Зі збільшенням товщини шару  $d_3 = d_{3из}$ , теплові втрати зростають до  $d_{кр}$ , а потім зменшуються. Для визначення  $d_{кр}$  (екстремума функції) диференціюємо  $\frac{d(R)}{d(d_3)}$  і дорівнюємо її до нуля:

$$\frac{d(Re)}{d(d_3)} = \frac{1}{2\lambda_{из}} - \frac{1}{\alpha_2 d_3} = 0, \text{ тоді } d_{кр} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}.$$

Отже, для ефективності ізоляції необхідно, щоб зовнішній діаметр труби  $d_2 \geq d_{кр}$ . У такому випадку  $\lambda_{из} = \alpha_2 d_2 / 2$ .

### 14.5. Інтенсифікація теплопередачі

Під інтенсифікацією теплопередачі мають на увазі збільшення  $q$ , а для цього слід підвищити коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Підвищення  $k$  можливе за рахунок зменшення термічних опорів  $R_\alpha$  і  $R_\lambda$ .

Зниження  $R_\lambda$  досягається: 1) підвищенням швидкості руху теплоносія; 2) руйнуванням прикордонного шару; 3) зміною виду теплообміну (КТ на кипіння); 4) турбулізацією потоку; 5) застосуванням малов'язких рідин. Для зниження  $R_\lambda$  може використовуватися зниження товщини стінки  $\delta$  і підвищення  $\lambda$  із застосуванням, наприклад, латунних і мідних труб. Для теплообміну газ-рідина слід застосовувати оребрення з боку газу.

### 14.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. У кубічному баку-акумуляторі зберігається гаряча вода з температурою  $t_{p1}=60$  °С. Товщина сталеві плоскої стінки бака  $\delta_{ст}=20$  мм,  $\lambda_{ст}=50$  Вт/(м·К). Температура навколишнього повітря  $t_n=t_{p2}=N$ °С. Коефіцієнт тепловіддачі: від води до стінки бака  $\alpha_1=100$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), від стінки бака до повітря  $\alpha_2=3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Знайти загальні теплові втрати в навколишнє середовище, якщо бак має ребро розміром  $a=1$  м. Як зміняться втрати, якщо бак обкласти тепловою ізоляцією товщиною  $\delta_{из}=50$  мм,  $\lambda_{из}=0,08$  Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопередачі без теплової ізоляції

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{1}{3}} = 2,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі з тепловою ізоляцією

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{0,02}{50} + \frac{0,05}{0,08} + \frac{1}{3}} = 1,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Площа теплообмінної поверхні баку

$$F = v \cdot a^2 = 6 \cdot 12 = 6 \text{ м}^2.$$

Теплові втрати в навколишнє середовище

$$Q_1 = k_1 \cdot F (t_{p1} - t_{p2}) = 2,91 \cdot 6 \cdot (60 - 5) = 960,3 \text{ Вт.}$$

$$Q_2 = k_2 \cdot F (t_{p1} - t_{p2}) = 1,03 \cdot 6 \cdot (60 - 5) = 340 \text{ Вт.}$$

Теплові втрати з тепловою ізоляцією зменшаться у

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{960,3}{340} = 2,8.$$

Задача № 2. Сталеві гладкі трубки економайзера ( $\lambda_2=50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ) обігріваються димовими газами з температурою  $t_{p1}=400^\circ\text{C}$ . Середня температура води в економайзері  $t_{p2}=200^\circ\text{C}$ . Діаметр сталевих труб  $d_3/d_2 = 80/70 \text{ мм}$ . Зовні труба покрита шаром сажі товщиною  $\delta_3=1 \text{ мм}$ ,  $\lambda_3=0,1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , а зсередини шаром накипу  $\delta_1=3 \text{ мм}$ ,  $\lambda_1=0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Визначити кількість теплоти, що передається через один метр стінки трубопроводу від газів до води. Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1=50 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ,  $\alpha_2=2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

Лінійна густина теплового потоку

$$q_l = k_l \cdot \pi(t_{p1} - t_{p2}).$$

Діаметри шарів

$$d_1 = d_2 - (2 \cdot \delta_1) = 70 - (2 \cdot 3,0) = 64 \text{ мм}; d_2 = 70 \text{ мм}; d_3 = 80 \text{ мм}.$$

$$d_4 = d_3 + (2 \cdot \delta_3) = 80 + (2 \cdot 1,5) = 83 \text{ мм.}$$

Лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_4} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 d_1}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{500 \cdot 0,083} + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \ln \frac{70}{64} + \frac{1}{2,5} \ln \frac{80}{70} + \frac{1}{2 \cdot 0,1} \ln \frac{83}{80} + \frac{1}{2500 \cdot 0,064}} = 1,29.$$

$$q_l = k_l \cdot \pi(t_{p1} - t_{p2}) = 1,29 \cdot 3,14 \cdot (400 - 200) = 810 \text{ Вт/м.}$$

## 15. ТЕПЛООБМІН ВИПРОМІНЮВАННЯМ

### 15.1. Основні поняття й визначення

Теплообмін випромінюванням являє собою перенесення теплоти електромагнітними хвилями. Енергія випромінювання випускається не безперервно, а у вигляді окремих порцій – квантів енергії. Випромінювання має подвійний характер, оскільки характеризується хвильовими й корпускулярними властивостями. У вакуумі хвилі поширюються зі швидкістю світла й характеризуються довжиною хвилі  $\lambda$  і частотою коливань  $\nu$ . Носіями енергії є елементарні частки, які називаються фотонами. Вони мають електромагнітну масу, енергією й кількістю руху. При попаданні на інші тіла енергія випромінювання частково поглинається, частково відбивається й частково пропускається. Більшість твердих і рідких тіл випромінюють енергію в інтервалі довжин хвиль від 0 до  $\infty$  (широкий спектр випромінювання). Гази випромінюють енергію тільки в певних інтервалах довжин хвиль. Тверді тіла випромінюють енергію поверхнею, а газы – об'ємом.

Випромінювана в одиницю часу енергія в інтервалах довжин хвиль від  $\lambda$  до  $\lambda+d\lambda$  називається потоком монохроматичного випромінювання –  $Q_\lambda$ , Вт. Випромінювана в одиницю часу енергія в усіх напрямках напівсферичного простору в інтервалі довжин хвиль від 0 до  $\infty$  називається повним (інтегральним) потоком випромінювання –  $Q$ , Вт. Інтегральний потік випромінювання в одиницю часу з одиниці площі поверхні  $F$  називають щільністю інтегрального випромінювання –  $E$ , Вт/м:  $E = dQ/dF$ ;  $Q = \int_F E \cdot dF$ , при  $E = \text{const}$   $Q = E \cdot F$ .

Щільність потоку монохроматичного випромінювання називається спектральною інтенсивністю випромінювання  $I_\lambda = dE/d\lambda \rightarrow E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I_\lambda d\lambda$ .

Падаюча енергія:  $E_{\text{пад}} = E_{\text{погл}} + E_{\text{відб}} + E_{\text{проп}}$ . Поділивши це рівняння на  $E_{\text{пад}}$ , одержимо  $1 = A + R + D$ , де  $A$  – коефіцієнт поглинання,  $R$  – коефіцієнт відбиття,  $D$

– коефіцієнт пропускання. При  $A=1, R=0, D=0$  – абсолютно чорне тіло; при  $A=0, R=1, D=0$  – абсолютно біле; при  $A=0, R=0, D=1$  – абсолютно прозоре. У природі абсолютних тіл немає, є сірі тіла. Власне випромінювання  $E$  і відбите  $E_{відб}$ . Називається ефективним випромінюванням:  $E_{ef} = E + E_{відб} = E + R \cdot E_{над}$ . Різниця між власним і поглиненим випромінюванням називається результуючим випромінюванням:

$$q_p = E - E_{погл} = E - A \cdot E_{над}. \quad (15.1)$$

Взаємозв'язок між видами випромінювання:

$$E_{ef} = q_p \left(1 - \frac{1}{A}\right) + \frac{E}{A}. \quad (15.2)$$

## 15.2. Закони випромінювання

1. Закон Планка – встановлює залежність між спектральною інтенсивністю випромінювання, довжиною хвилі й температурою  $I_{0\lambda} = c_1 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)^{-1} / \lambda^5$ ,  $c_1, c_2$  – постійні коефіцієнти.

2. Закон Віна – величина  $I_\lambda$  має максимум на певній довжині хвилі  $\lambda_{max} = 2,898 / (10^3 \cdot T)$ .

3. Закон Стефана-Больцмана – власне інтегральне випромінювання пропорційне температурі в четвертій степені.

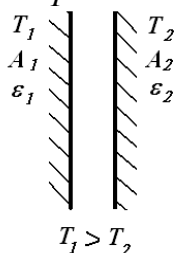
Для абсолютно чорного тіла  $E_0 = c_0 (T/100)^4$ , для сірих тіл  $E = \varepsilon \cdot c_0 (T/100)^4$ , ступінь чорноти  $\varepsilon = E / E_0$ .

4. Закон Кірхгоффа – ступінь чорноти дорівнює коефіцієнту поглинання  $\varepsilon = A$  або  $E / A = E_0 = c_0 (T/100)^4$ .

5. Закон Ламберта – потік випромінювання абсолютно чорного тіла в даному напрямку  $l$  пропорційний потоку випромінювання, що випускається по нормалі  $n$  і косинусу кута  $\varphi$  між ними:  $I_l = I_n \cdot \cos \varphi$ .

## 15.3. Теплообмін випромінюванням у прозорому середовищі

1. Паралельні пластини.



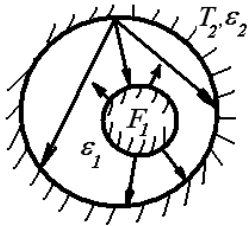
Результуючий потік випромінювання між двома пластинами:

$$q_{1,2} = \varepsilon_{1,2} \cdot c_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

## Приведений ступінь чорноти

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}.$$

2. *Тіло усередині іншого тіла.* Енергія випромінювання опуклого першого тіла повністю попадає на друге, тоді як увігнутого другого тіла на перше попадає частина енергії.



Результуючий потік:

$$q_{1,2} = \varepsilon_{1,2} \cdot c_0 \cdot F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Наведений ступінь чорноти:  $\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}.$

3. *Тіла довільно розташовані.*

$$Q_{1,2} = c_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \cdot \bar{\varphi}_{1,2} \cdot F_1 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \cdot \bar{\varphi}_{2,1} \cdot F_2 \right];$$

де  $\bar{\varphi}_{1,2}, \bar{\varphi}_{2,1}$  – середні кутові коефіцієнти випромінювання, що показують, яка частина потоку ефективного випромінювання попадає з одного тіла на інше по відношенню до всього потоку випромінювання,  $\bar{\varphi}_{1,2} = \frac{Q_{nad2}}{Q_1}$ ;  $\bar{\varphi}_{2,1} = \frac{Q_{nad1}}{Q_2}$ .

4. *Екрани* – зменшують результуючий потік випромінювання при наявності екранів. Один екран зменшує  $q$  в 2 рази.

$$q_{1e2} = \frac{1}{2} \varepsilon_{1,2} \cdot c_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

при наявності  $n$  екранів

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} + \frac{1}{\varepsilon_2} - (n-1)},$$

$\varepsilon_{ei}$  – ступінь чорноти  $i$ -го екрана,  $c_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

## 15.4. Складний теплообмін

Якщо теплота одночасно переноситься теплопровідністю, конвекцією й випромінюванням, то такий теплообмін називають складним. Сумарний тепловий потік випромінюванням і конвекцією, наприклад, від газу до стінки:

$$q = q_{\kappa} + q_{\lambda} = \alpha(t_p - t_c) + \varepsilon \cdot c_0 \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right]. \quad (15.3)$$

Якщо основним прийняте теплове випромінювання, то

$$q = (\varepsilon_{\kappa} + \varepsilon) \cdot c_0 \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \quad (15.4)$$

Конвекція враховується коефіцієнтом

$$\varepsilon_{\kappa} = \frac{\alpha(t_p - t_c)}{c_0 \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right]}. \quad (15.5)$$

Якщо основним процесом є конвекція, то

$$q = (\alpha - \alpha_{\lambda})(t_p - t_c). \quad (15.6)$$

Якщо основною є промениста складова, то

$$\alpha_{\lambda} = \frac{\varepsilon \cdot c_0 \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right]}{t_p - t_c}. \quad (15.7)$$

## 15.5. Випромінювання газів

Розрізняють газові потоки, які світяться, і які не світяться. Світіння середовища обумовлює наявність в ньому розпечених твердих частинок сажі, вугілля, золи. Полум'я, яке світиться, називають факелом. Якщо частинки не світяться, то середовище буде мутним. Одно- і двоатомні гази (He, H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>) практично прозорі для теплового випромінювання (діатермічні). Трьохатомні гази мають велику випромінювальну й поглинальну здатність, яка залежить від тиску  $P$ , температури  $T$  і товщини газового шару  $l$ . Наприклад,



$$E_{CO_2} = 3,5(P \cdot l)^{0,33} \left( \frac{T}{100} \right)^{3,5}, \quad E_{H_2O} = 3,5(P \cdot l)^{0,8} \cdot l^{0,6} \left( \frac{T}{100} \right)^4. \quad (15.8)$$

Випромінювання газів має вибіркового характер (на певну  $\lambda$ ). Ширина смуг випромінювання збільшується зі збільшенням  $T$ , а поглинальна здатність падає. Випромінювання газів відхиляється від закону Стефана-Больцмана, однак для практичних розрахунків приймають цей закон:

$$E = \varepsilon_2 \cdot c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad (15.9)$$

де  $\varepsilon_2$  – ступінь чорноти газового шару;  $\varepsilon_2 = f(P, l, T)$ . Для газових сумішей  $\varepsilon_2 \geq \varepsilon_{i1}$ .

Теплообмін між газом і стінками газоходу:

$$q_{\text{л}} = \varepsilon \cdot c_0 \left[ \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \quad (15.10)$$

наведена ступінь чорноти  $\varepsilon = \frac{\varepsilon_2 \cdot \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_2(1 - \varepsilon_c)}$ ,  $\varepsilon_2$  визначається по графіках, як  $f(T)$ .

## 15.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. Між двома паралельними сталевими пластинами проходить теплообмін випромінюванням. Температура першої пластини  $t_1=500^\circ\text{C}$ , ступінь чорноти  $\varepsilon_1=0,75$ , температура другої пластини  $t_2=20^\circ\text{C}$ , ступінь чорноти  $\varepsilon_2=0,2$ . Визначити густину теплового потоку випромінюванням. Як зміниться кількість переданої теплоти, якщо поверхні відполірувати, а температури пластин не зміняться, при цьому значенні  $\varepsilon_{1n}=0,52$ ,  $\varepsilon_{2n}=0,04$ ? Знайти значення власного ефективного, відбитого і падаючого випромінювання.

Густина теплового потоку

$$q = \varepsilon_{np} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Приведена ступінь чорноти плоскопаралельної системи тіл

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,2} - 1} = 0,188$$

$$q = \varepsilon_{np} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,188 \cdot 5,67 \left[ \left( \frac{500 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right] = 3727 \text{ Вт/м}^2.$$

Для розрахунку власного випромінювання використовується закон Стефана-Больцмана

$$E_{\text{вл1}} = \varepsilon_1 C_0 \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 = 0,75 \cdot 5,67 \left( \frac{773}{100} \right)^4 = 15183 \text{ Вт/м}^2$$

$$E_{\text{вл2}} = \varepsilon_2 C_0 \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 = 0,2 \cdot 5,67 \left( \frac{293}{100} \right)^4 = 83,6 \text{ Вт/м}^2$$

Ефективне випромінювання, враховуючи, що  $q_p = q_{12} = -q_{21}$

$$E_{\text{эф1}} = q_{12} (1 - 1/\varepsilon_1) + E_{\text{вл1}}/\varepsilon_1 = 3727(1 - 1/0,75) + 15183/0,75 = 19003 \text{ Вт/м}^2$$

$$E_{\text{эф2}} = -q_{21} (1 - 1/\varepsilon_2) + E_{\text{вл2}}/\varepsilon_2 = -3727(1 - 1/0,2) + 83,6/0,2 = 15326 \text{ Вт/м}^2.$$

Для системи паралельних тіл

$$E_{\text{над1}} = E_{\text{эф2}} = 15326 \text{ Вт/м}^2,$$

$$E_{\text{над2}} = E_{\text{эф1}} = 19003 \text{ Вт/м}^2.$$

Відбите випромінювання

$$E_{\text{відб1}} = (1 - \varepsilon_1) E_{\text{над1}} = (1 - 0,75) 15326 = 3831,5 \text{ Вт/м}^2,$$

$$E_{\text{відб2}} = (1 - \varepsilon_2) E_{\text{над2}} = (1 - 0,2) 19003 = 15202,4 \text{ Вт/м}^2.$$

Приведена степінь чорноти для полірованих поверхонь

$$\varepsilon_{npn} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{1n}} + \frac{1}{\varepsilon_{2n}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,52} + \frac{1}{0,04} - 1} = 0,039.$$

Густина теплового потоку для полірованих поверхонь

$$q_{pn} = \varepsilon_{npn} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 0,039 \cdot 5,67 \left[ \left( \frac{773}{100} \right)^4 - \left( \frac{293}{100} \right)^4 \right] = 773 \text{ Вт/м}^2.$$

Полірування поверхонь приводить до зменшення густини теплового потоку в  $q_p/q_{pn} = 4,83$  рази.

Задача № 2. В бетонному лотку прямокутного перерізу розміром  $a \times b = 0,8 \times 0,5$  м прокладена сталеві неізолювана труба діаметром  $d_2/d_1 = 325/309$  мм, коефіцієнт теплопровідності якої  $\lambda = 50$  Вт/(м·К). По трубі рухається гаряча вода з температурою  $t_p = 250^\circ\text{C}$ , температура внутрішньої поверхні лотка  $t_n = 50^\circ\text{C}$ . Знайти теплові втрати з 1 м трубопроводу випромінюванням, якщо коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби  $\alpha = 1500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), температура внутрішньої поверхні стінки  $t_{c1} = 220^\circ\text{C}$ , а степінь чорноти труби  $\varepsilon_1 = 0,75$ , бетону  $\varepsilon_2 = 0,4$ .

Густина теплового потоку за рахунок конвективного теплообміну визначається з рівняння Ньютона – Ріхмана

$$q_l = \alpha \pi d_1 (t_p - t_{c1}) = 1500 \cdot 3,14 \cdot 0,309 (250 - 220) = 43662 \text{ Вт/м.}$$

Теплота, яка переноситься теплопровідністю через матеріал стінки

$$q_l = \frac{\pi (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

З цього рівняння визначаємо температуру зовнішньої поверхні труби

$$t_{c2} = t_{c1} - \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{q_l}{\pi} = 220 - \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{325}{309} \cdot \frac{43662}{3,14} = 213^\circ\text{C}.$$

Тепловий потік випромінюванням з 1 м труби для випадку тіло всередині оболонки

$$Q = \varepsilon_{npn} \cdot C_0 \cdot F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Площа поверхонь довжиною  $l = 1$  м

труби  $F_{mp} = F_1 = \pi d_2 l = 3,14 \cdot 0,325 \cdot 1 = 1,02 \text{ м}^2$

лотка  $F_n = F_2 = (2a + 2b) l = (2 \cdot 0,8 + 2 \cdot 0,5) \cdot 1 = 2,6 \text{ м}^2$

Приведена степінь чорноти

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,75} + \frac{1,02}{2,6} \left( \frac{1}{0,4} - 1 \right)} = 0,422.$$

Теплові втрати трубопроводу випромінюванням, при  $T_1 = T_{c2}$ , а  $T_2 = T_{л}$ .

$$Q = \varepsilon_{np} \cdot C_0 \cdot F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \varepsilon_{np} \cdot C_0 \cdot F_1 \left[ \left( \frac{T_{c2}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{л}}{100} \right)^4 \right] = \\ = 0,422 \cdot 5,67 \cdot 1,02 \left[ \left( \frac{213+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{50+273}{100} \right)^4 \right] = 1096 \text{ Вт.}$$

Задача № 3. Знайти значення теплового потоку випромінюванням між двома паралельними чорними дисками. Температура першого диску  $t_1 = 600^\circ\text{C}$ , другого –  $t_2 = 180^\circ\text{C}$ . Диски однакового розміру  $d_1 = d_2 = 250$  мм, відстань між ними  $h = 0,5$  м. Як зміниться значення теплового потоку, якщо діаметр диска з меншою температурою збільшити в три рази, а відстань – в 2 рази?

Кутовий коефіцієнт променистого теплообміну для системи тіл згідно з умовою задачі обчислюється як

$$\bar{\varphi}_{12} = 1 + 2 \left( \frac{h}{d} \right)^2 - 2 \frac{h}{d} \sqrt{1 + \left( \frac{h}{d} \right)^2} = 1 + 2 \left( \frac{0,5}{0,25} \right)^2 - 2 \frac{0,5}{0,25} \sqrt{1 + \left( \frac{0,5}{0,25} \right)^2} = 0,056.$$

Оскільки диски однакових розмірів, то  $\bar{\varphi}_{12} = \bar{\varphi}_{21}$ .

Взаємна поверхня теплообміну

$$\bar{H}_{12} = \bar{\varphi}_{12} \cdot F_1 = 0,056 \cdot 0,785 \cdot 0,25^2 = 2,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Променистий тепловий потік від першого диску до другого

$$Q_{12} = C_0 \cdot H_{12} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 5,67 \cdot 2,75 \cdot 10^{-3} \left[ \left( \frac{600+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{180+273}{100} \right)^4 \right] = 84 \text{ Вт.}$$

При збільшенні діаметрів дисків в 3 рази, а відстані в 2 рази маємо

$$d_2' = 3 \cdot d_2 = 3 \cdot 0,25 = 0,75 \text{ м}; h_1 = 2 \cdot h = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ м.}$$

Взаємна поверхня теплообміну для випадку  $d_1 < d_2$  обчислюється за формулою

$$\begin{aligned} \overline{H}_{12} &= \frac{\pi}{4} \left[ \sqrt{\frac{d_1 + d_2}{2} + h_1^2} - \sqrt{\left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2 + h_1^2} \right] = \\ &= \frac{3,14}{4} \left[ \sqrt{\frac{0,25 + 0,75}{2} + 1^2} - \sqrt{\left(\frac{0,75 - 0,25}{2}\right)^2 + 1^2} \right] = 0,152. \end{aligned}$$

Променистий теплообмін від меншого диску до більшого

$$Q_{12} = C_0 \cdot H_{12} \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] = 5,67 \cdot 0,152 \left[ \left(\frac{600 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{180 + 273}{100}\right)^4 \right] = 4643 \text{ Вт.}$$

Задача № 4. Обмурівка топкової камери парогенератора виконана із шамотної цегли, а зовнішня обшивка з листової сталі. Відстань між обшивкою і кладкою із цегли  $l=65$  мм. Знайти втрати теплоти в навколишнє середовище з одиниці поверхні в одиницю часу в умовах стаціонарного режиму за рахунок променистого теплообміну. Температура поверхні обмурівки  $t_1=150^\circ\text{C}$ , а температура сталевий обшивки  $t_2=50^\circ\text{C}$ . Степінь чорноти шамоту  $\varepsilon_{ш} = 0,7$ , листової сталі  $\varepsilon_c = 0,55$ . Як зміняться теплові втрати, якщо між обшивкою і кладкою встановити сталевий екран  $\varepsilon_e = 0,6$ . Визначити ефективне і власне випромінювання обмурівки і обшивки.

Обшивку і кладку можна розглядати як дві паралельні пластини, тоді

$$\varepsilon_{12} = \varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{ш}} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,7} + \frac{1}{0,55} - 1} = 0,445.$$

Результативна густина теплового потоку

$$q_{12} = \varepsilon_{np} \cdot C_0 \cdot \left[ \left(\frac{T_{ш}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4 \right] = 0,445 \cdot 5,67 \left[ \left(\frac{150 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{50 + 273}{100}\right)^4 \right] = 533 \text{ Вт/м}^2.$$

Приведена степінь чорноти при наявності одного екрана

$$\varepsilon_{np e} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{12}} + \frac{F_1}{F_e} \left(\frac{2}{\varepsilon_e} - 1\right)} = \frac{1}{0,445 + \frac{1}{1} \left(\frac{2}{0,6} - 1\right)} = 0,218.$$

Результативна густина теплового потоку при наявності одного екрану

$$q_{12e} = \varepsilon_{np e} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_u}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,218 \cdot 5,67 \left[ \left( \frac{150+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{50+273}{100} \right)^4 \right] = 261 \text{ Вт/м}^2.$$

Густина теплового потоку зменшується в

$$n = q_{12}/q_{12e} = 533 / 261 = 2 \text{ рази.}$$

Ефективне і власне випромінювання шамотної обмурівки

$$E_u = \varepsilon_u \cdot C_0 \cdot (T_u/100)^4 = 0,7 \cdot 5,67 \cdot (423/100)^4 = 1270,9 \text{ Вт/м}^2,$$

$$E_{ef1} = q_{12e}(1 - 1/\varepsilon_u) + E_u/\varepsilon_u = 272 (1 - 1/0,7) + 1270,9/0,7 = 1700 \text{ Вт/м}^2.$$

Ефективне і власне випромінювання сталевий обшивки

$$E_c = \varepsilon_c \cdot C_0 \cdot (T_c/100)^4 = 0,55 \cdot 5,67 \cdot (323/100)^4 = 339,4 \text{ Вт/м}^2.$$

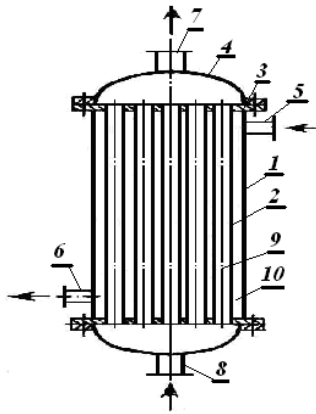
$$E_{ef2} = q_{12e}(1 - 1/\varepsilon_c) + E_c/\varepsilon_c = 272 (1 - 1/0,55) + 339,4/0,55 = 394,6 \text{ Вт/м}^2.$$

## 16. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

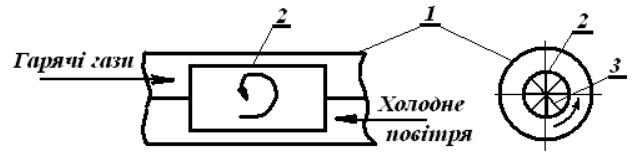
### 16.1. Класифікація апаратів

Теплообмінні апарати – це пристрої, в яких теплота передається від одного теплоносія до іншого. Теплообмінні апарати підрозділяються:

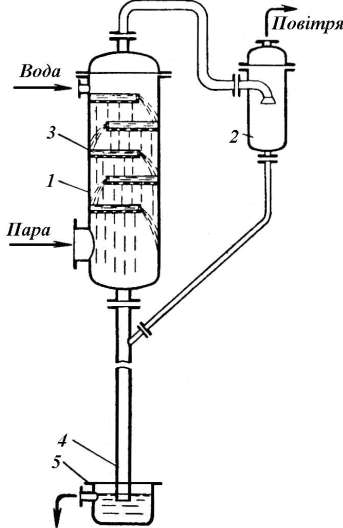
1. Апарати, в яких теплота передається через стінку, – рекуперативні.
2. Апарати, в яких поверхня теплообміну по черзі омивається потоком то «гарячого» те «холодного» теплоносія, – регенеративні.
3. Апарати, в яких теплота передається при безпосередньому контакті між теплоносіями – змішувальні.
4. Апарати з внутрішнім джерелом теплоти – ядерні реактори, випарники із зануреними пальниками.



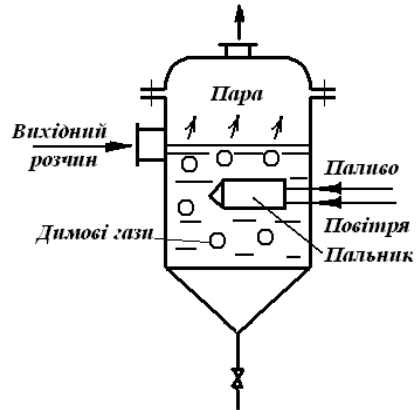
1. 1 – корпус; 2 – поверхня теплообміну у вигляді труб; 3 – трубні решітки; 4 – верхня і нижня кришки камери; 5, 6 – патрубки входу і виходу «гарячого» теплоносія; 7, 8 – патрубки «холодного» теплоносія; 9 – трубний простір; 10 – міжтрубний простір.



2. 1 – газохід; 2 – корпус апарату; 3 – листи, теплообмінна поверхня.



3. Барометричний конденсатор:  
1 – корпус; 2 – бризковловлювач;  
3 – перфорована полиця; 4 – барометрична труба; 5 – гідравлічний затвор.



4. Випарний апарат з зануреним пальником.

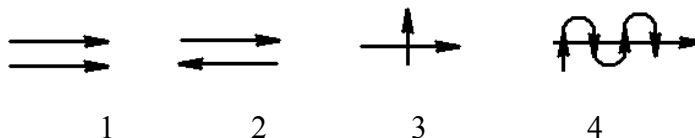
## 16.2. Схеми руху теплоносіїв

1. Якщо теплоносії рухаються паралельно в один бік, то така схема руху називається прямоочною (прямотечія).

2. Якщо теплоносії рухаються паралельно, але в різні боки – протитечія.

3. Якщо теплоносії рухаються у взаємно-перпендикулярних напрямках – перехресний струм.

4. Якщо одночасно спостерігається прямо-, проти- і перехресний струм – змішана схема.



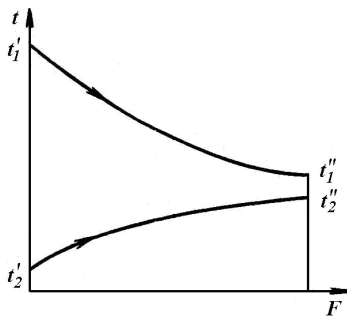
### 16.3. Середній температурний напір

При сталості масової витрати і коефіцієнта теплопередачі уздовж поверхні нагріву середня різниця температур (напір) визначається як середньологарифмічна величина

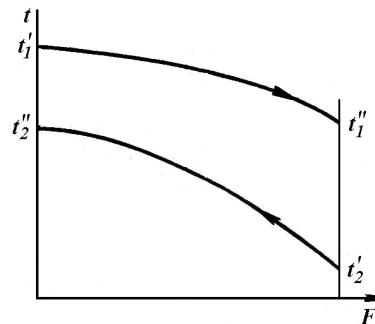
$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (16.1)$$

де  $\Delta t_{\delta}$  – більша різниця температур;  $\Delta t_{\text{м}}$  – менша різниця температур.

При  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7 \div 2$ ,  $\overline{\Delta t} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}})$ .



Прямотечія.



Протитечія.

$t_1', t_1''$  – початкова і кінцева температури «гарячого» теплоносія на вході й виході з апарату відповідно;

$t_2', t_2''$  – початкова і кінцева температури «холодного» теплоносія на вході й виході з апарату.

*Прямотечія:*  $\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'$ ;  $\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2''$ .

*Протитечія:*  $\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2'$ ;  $\Delta t_{\text{м}} = t_1' - t_2''$ .

*Для складних схем:*

1. Визначається  $\Delta t_{\text{прот.}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}$ ;

2. Визначаються допоміжні величини:  $P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\text{макс.}}}$ ;  $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}$ ;

3. За спеціальним графіком визначається поправка  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ .

4. Середній температурний напір  $\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\text{прот.}}$ .

### 16.4. Теплові розрахунки теплообмінних апаратів

Розрізняють проектний (конструктивний) і перевірочний розрахунки теплообмінних апаратів. Метою перевірочного розрахунку є визначення поверхні



нагріву апарату при його проектуванні. Перевірочний розрахунок виконується при визначенні кінцевих температур теплоносіїв при відомій величині поверхні нагріву. В основі розрахунку лежать два рівняння:

*Рівняння теплового балансу:*

$$1. Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \cdot \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') - \text{без зміни агрегатного стану теплоносіїв};$$

$Q = D(i_n - i_d) \cdot \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2')$  – зі зміною агрегатного стану одного теплоносія.

$$2. \text{Загальне рівняння теплопередачі: } Q = k \cdot \overline{\Delta t} \cdot F.$$

У цих рівняннях:  $G, c$  – витрата і теплоємність теплоносіїв;  $t$  – температура;  $\eta = 1,03 \div 1,05$  – коефіцієнт втрати теплоти в навколишнє середовище;  $D$  – витрата пари;  $i_n, i_d$  – ентальпія пари й конденсату;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі;  $\overline{\Delta t}$  – середній температурний напір;  $F$  – площа поверхні теплообміну;  $Q$  – кількість переданої теплоти. Індокси: «'» – вхід в апарат; «''» – вихід з апарату; 1 – гарячий; 2 – холодний.

У перевірконому розрахунку визначаються кінцеві температури теплоносіїв по формулах, в які вводять величини  $\Pi$  і  $Z$ , які є функціями  $(k \cdot F / G, c_2 / c_1)$  і визначаються по таблицях.

Наприклад,

$$\text{прямотечія: } t_1'' = t_1 - (t_1' - t_2') \Pi; \quad t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \Pi \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2};$$

$$\text{протитечія: } t_1'' = t_1 - (t_1' - t_2') Z; \quad t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') Z \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}$$

Тепловий проектний розрахунок проводиться в такому порядку:

1. За рівнянням теплового балансу визначається  $Q$ ;
2. Задаються швидкостями теплоносіїв і деякими конструктивними розмірами;
3. Розраховуються коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ ;
4. Розраховується коефіцієнт теплопередачі;
5. Визначається середній температурний напір  $\overline{\Delta t}$ ;
6. Із загального рівняння теплопередачі розраховується поверхня нагріву апарату  $F = \frac{Q}{k \overline{\Delta t}}$ ;
7. За величиною  $F$  визначають і уточнюють конструктивні розміри.

## 16.5. Основи гідромеханічного розрахунку теплообмінних апаратів

Результатом розрахунку є визначення втрат тиску теплоносія при проходженні через апарат.

$$\text{Повні втрати } \Delta P = \sum \Delta P_{\text{тер.}} + \sum \Delta P_{\text{м.о.}} + \sum \Delta P_{\text{прискор.}} + \sum \Delta P_c$$

де  $\sum \Delta P_{\text{тер.}}$  – сума втрат натиску на тертя;

$\sum \Delta P_{\text{м.о.}}$  – сума втрат натиску на місцеві опори;

$\sum \Delta P_{\text{прискор.}}$  – сума втрат натиску на прискорення;

$\sum \Delta P_c$  – сума опорів самотяги.

$$\Delta P_{\text{мер.}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}; \quad \Delta P_{\text{м.о.}} = \zeta \frac{\rho \omega^2}{2}; \quad \Delta P_{\text{прискор.}} = \rho_2 \omega_2^2 - \rho_1 \omega_1^2; \quad \Delta P_c = \pm g(\rho_0 - \rho)h,$$

де  $h$  – відстань по вертикалі між входом і виходом;  
 $\rho, \rho_0$  – густина теплоносія і навколишнього повітря.

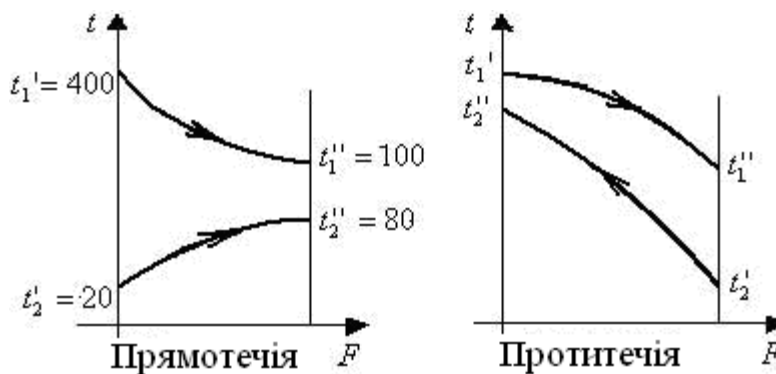
## 16.6. Приклади рішення задач

Задача № 1. Розрахувати поверхню теплообміну апарата для нагрівання води димовими газами від  $t_2' = 20^\circ\text{C}$  до  $t_2'' = 80^\circ\text{C}$ , температура димових газів змінюється від  $t_1' = 400^\circ\text{C}$  до  $t_1'' = 100^\circ\text{C}$ . Теплообмінник обладнаний трубками діаметром  $d = 22 \times 2$  мм,  $\lambda_{\text{тр}} = 20$  Вт/(м·К). Коефіцієнти тепловіддачі від газів до стінки  $\alpha_1 = 400$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), від стінки до води  $\alpha_2 = 1500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Витрата води  $G = 0,2$  кг/с. Розрахунок провести для прямо- і протитоквої схеми руху теплоносіїв. Визначити число трубок у теплообміннику, якщо активна довжина труби  $l = 2$  м.

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{400} + \frac{0,002}{20} + \frac{1}{1500}} = 306 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Графік зміни температур для прямо- та протитоквої руху теплоносіїв



Розрахунок середнього температурного напору

Прямотечія

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2' = 400 - 20 = 380^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2'' = 100 - 80 = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{прям.}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{380 - 20}{\ln \frac{380}{20}} = 122^\circ\text{C}$$

Протитечія

$$\Delta t_{\delta} = 400 - 80 = 320^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 100 - 20 = 80^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{прот.}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{320 - 80}{\ln \frac{380}{80}} = 173^\circ\text{C}$$

Теплова продуктивність теплообмінника

$$Q = G \cdot c (t_2'' - t_2') = 0,2 \cdot 4,19 (80 - 20) = 50,3 \text{ кВт.}$$

Поверхня теплообміну

$$F_{\text{прям}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{прям}}} = \frac{50,3 \cdot 10^3}{306 \cdot 122} = 1,35 \text{ м}^2; \quad F_{\text{прот.}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{прот.}}} = \frac{50,3 \cdot 10^3}{306 \cdot 173} = 0,95 \text{ м}^2.$$

Кількість труб у теплообміннику

$$n_{\text{прям.}} = \frac{F_{\text{прям}}}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{1,35}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 2} = 9,8 = 10 \text{ шт.}$$
$$n_{\text{прот.}} = \frac{F_{\text{прот.}}}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{0,95}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 2} = 6,9 = 7 \text{ шт.}$$

Задача № 2. Витрата води через теплообмінник складає  $G=100000$  кг/год. Густина води  $\rho=950$  кг/м<sup>3</sup>, швидкість  $w=1,0$  м/с, діаметр трубок  $d_2/d_1=16/14$ . Число ходів у теплообміннику  $z=3$ . Визначити конструктивні розміри теплообмінника, якщо довжина труб у ході  $l=2$  м. Розміщення труб - по сторонам рівностороннього трикутника, крок труб  $S=1,5 \cdot d_3$ .

Число труб в одному ході

$$n = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_{\text{ен}}^2 \cdot w \cdot \rho \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 0,014^2 \cdot 1,0 \cdot 950 \cdot 3600} = 190 \text{ шт.}$$

Площа теплообміну

$$F = \pi \cdot d_{\text{сер}} \cdot l \cdot n \cdot z = 3,14 \cdot 0,015 \cdot 2 \cdot 190 \cdot 3 = 53,7 \text{ м}^2.$$

За табличними даними числу труб  $n=190$  шт. відповідає

$$\frac{D'}{S} = 14.$$

При кроці  $S=1,5 \cdot 16=24$  мм діаметр між осями крайніх труб

$$D' = S \cdot 14 = 24 \cdot 14 = 336 \text{ мм.}$$

Діаметр корпуса, при прийнятому  $k=10$  мм

$$D = D' + d_3 + 2 \cdot k = 336 + 16 + 2 \cdot 10 = 372 \text{ мм.}$$

Живий перетин трубок

$$f_{\text{тр}} = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n = 0,785 \cdot 0,014^2 \cdot 190 = 0,0292 \text{ м}^2.$$

Живий перетин міжтрубного простору

$$f_{\text{м}} = 0,785 \cdot (D^2 - n \cdot d_3^2) = 0,785 \cdot (0,372^2 - 190 \cdot 0,016^2) = 0,0897 \text{ м}^2.$$

Еквівалентний діаметр міжтрубного простору

$$d_e = \frac{(D^2 - n \cdot d_3^2)}{(D + n \cdot d_3)} = \frac{(0,372^2 - 190 \cdot 0,016^2)}{(0,372 + 190 \cdot 0,016)} = 0,0263 \text{ м}.$$

## 17. ПАЛИВО І ОСНОВИ ГОРІННЯ

### 17.1. Види палива

Паливом називають горючу речовину, яку навмисне спалюють для отримання теплоти. Паливо поділяють:

1. За призначенням (енергетичне, технологічне, побутове).
2. За агрегатним станом (тверде, рідке і газоподібне).
3. За способом отримання (природне і штучне).

До природного твердого палива відносять: антрацити, кам'яне й буре вугілля, торф, дрова, горючі сланці, тирса, тріска, лушпиння тощо. Штучне тверде – брикети, кокс, деревне вугілля, пил. Природне рідке – нафта; штучне рідке – бензин, гас, мазут, солярка, спирти, суміш мазуту з вугільним пилом. Природне газоподібне – природний газ. Штучне газоподібне – доменний, коксівний, генераторний газ і газ підземної газифікації.

### 17.2. Елементарний склад палива

Паливо у тому вигляді, в якому воно поступає до споживача, називається робочим. Склад твердого й рідкого палива:  $C^p + H^p + N^p + O^p + S_{\text{п}}^p + A^p + W^p = 100\%$ . С, Н, N, O, S – хімічні елементи; А – зольність; W – вологість палива – відношення маси вологи до загальної маси палива. «р» – робоча маса, «л» – летка сірка. Якщо з палива видалити вологу, то одержують суху масу палива його склад:  $C^c + H^c + N^c + O^c + S_{\text{п}}^c + A^c = 100\%$ . Якщо з палива видалити золу і колчеданову сірку, то залишається органічна маса палива  $C^o + H^o + N^o + O^o = 100\%$ . Існують формули для перерахунку з однієї маси в іншу, наприклад,  $C^p = C^c(100 - A^p - W^p)/100$ . Склад палива виражають у %, величини відсотків залежать від родовища палива. Основним компонентом газоподібного палива є метан  $CH_4$  (85÷95%), вищі вуглеводні  $C_nH_m$ ,  $H_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ .

Кількість теплоти, яка виділяється при згорянні 1 кг ( $\text{м}^3$ ) палива і охолодженні продуктів згорання до початкової температури процесу, називається теплотою згорання палива. Розрізняють вищу  $Q_v^p$  і нижчу  $Q_n^p$  теплоти згорання. *Нижча теплота згорання* не враховує теплоту конденсації водяної пари при охолодженні продуктів згорання,  $Q_n^p = Q_v^p - G_n \cdot r$ ;  $G_n$  – кількість водяної пари,  $r$  – теплота конденсації. Паливо з теплотою згорання  $Q_n^p = 29,35$  МДж/кг називається умовним. Умовне паливо служить для порівняння енергетичної цінності різних палив. Способи спалювання палив: шаровий, у псевдозрідженому шарі, факельний. Шматкове тверде паливо спалюють трьома способами. При шаровому способі паливо горить у шарі на колосниковій решітці; у киплячому (псевдозрідженому) шарі – паливо витає і горить у висхідному потоці газу; при факельному – паливо горить у факелі, його заздалегідь перемелюють на пил. Рідке й газоподібне паливо подають до пальників повітрям. Транспортуюче повітря, яке вдувається в топку через пальник, називається первинним, а повітря, що подається в топку для повного згорання палива, називається вторинним.

### 17.3. Фізичний процес горіння палива

При горінні частинки твердого палива розрізняють такі стадії процесу:

1. Підігрівання;
2. Виділення летких речовин;
3. Горіння летких;
4. Горіння поверхні;
5. Проникнення горіння углиб;
6. Догорання коксівного залишку.

При горінні частинки рідкого палива розрізняють такі стадії:

1. Підігрівання потоку;
2. Розбризування потоку на краплі форсункою;
3. Підігрівання краплі до температури випаровування;
4. Випаровування;
5. Утворення горючої суміші пара-повітря;
6. Горіння.

При горінні газу:

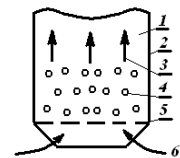
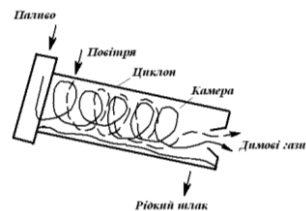
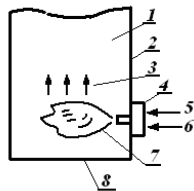
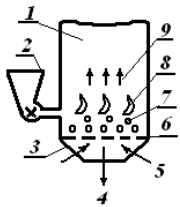
1. Утворення горючої суміші газ-повітря;
2. Горіння.

Горюча суміш готується або до пальника, або в самому пальнику.

### 17.4. Топковий пристрій

Пристрої, призначені для горіння палива називаються топками. Топка складається з камери і обмежуючих стін. Розрізняють:

шарові,	камерні (факельні),	циклонні	та топки з киплячим шаром.
---------	---------------------	----------	----------------------------



1 – камера; 2 – завантажувальний пристрій; 3 – золярник; 4 – зола, шлак; 5 – повітря; 6 – колосникова решітка; 7 – паливо; 8 – полум'я; 9 – димові гази.

1 – камера; 2 – стіни; 3 – димові гази; 4 – пальник; 5 – паливо; 6 – повітря; 7 – факел; 8 – під топки.

1 – камера; 2 – стіни; 3 – димові гази; 4 – паливо; 5 – колосникова решітка; 6 – повітря.

## 17.5. Основні формули процесу горіння

### 1. Теплота згорання палива.

Для твердого і рідинного палива, кДж/кг

$$Q_H^p = 338 \cdot C^p + 1025 \cdot H^p - 108,5 \cdot (O^p - S_a^p) - 25W^p.$$

Для газоподібного палива, кДж/м<sup>3</sup>.

$$Q_H^p = 108 \cdot H_2 + 126 \cdot CO + 234 \cdot H_2S + 358 \cdot CH_4 + 591 \cdot C_2H_4 + 638 \cdot C_2H_6 + 860 \cdot C_3H_6 + 913 \cdot C_3H_8 + 1135 \cdot C_4H_8 + 1187 \cdot C_4H_{10} + 1461 \cdot C_5H_{12} + 1403 \cdot C_6H_6.$$

### 2. Об'єм теоретично необхідної кількості повітря ( $\alpha_T=1$ ).

Для твердого і рідинного палива м<sup>3</sup>/(кг пал.)

$$V^0 = 0,089 \cdot C^p + 0,226 \cdot H^p + 0,033 \cdot (S_a^p - O^p).$$

Для газоподібного палива м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> пал.)

$$V^0 = 0,0478 \cdot \left[ 0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5 \cdot H_2S + 2CH_4 + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right].$$

Дійсний об'єм повітря

$$V_d = V^0 \cdot \alpha_T.$$

### 3. Повний об'єм продуктів згорання, м<sup>3</sup>/кг

$$V_z = V_{c.z} + V_{H_2O} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O},$$

$$V_{c.z} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}.$$

Для твердого і рідинного палива:

- Об'єм триатомних газів, м<sup>3</sup>/(кг пал.)

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 0,0187 \cdot (C^P + 0,375S_n^P).$$

- Об'єм двохатомних газів, м<sup>3</sup>/(кг пал.)

$$V_2 = V_{N_2} + V_{O_2} = 0,79 \cdot V^0 + \frac{0,8 \cdot N^P}{100},$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124 \cdot (9H^P + W^P) + 0,0161 \cdot V^0,$$

$$V_{c.z.}^0 = 0,0187 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S_n^P) + 0,79 \cdot V^0 + \frac{0,8 \cdot N^P}{100}.$$

Повний теоретичний об'єм продуктів згоряння  $V_z^0$  – тверде і рідинне паливо м<sup>3</sup>/(кг пал.), газоподібне паливо м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> пал.):

для твердих і рідинних палив,  $\alpha_T=1$

$$V_z^0 = V_{CO_2}^0 + V_{H_2O}^0 = 0,0187(C^P + 0,375S_n^P) + 0,79V^0 + \frac{0,8 \cdot N^P}{100} +$$

$$+ 0,0124 \cdot (9H^P + W^P) + 0,0161 \cdot V^0,$$

для газоподібного палива,  $\alpha_T=1$

$$V_{c.z}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n] + 0,79V^0 + \frac{N_2}{100}$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[ H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_z \right] + 0,0161 \cdot V^0,$$

$$V_z^0 = V_{c.z}^0 + V_{H_2O}^0 = 0,01 [CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n] +$$

$$+ 0,79 \cdot V^0 + \frac{N_2}{100} + 0,01 \left[ H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_z \right] + 0,0161 \cdot V^0.$$

Для твердих, рідинних і газоподібних при  $\alpha_T > 1$

- Об'єм продуктів повного згоряння  $V_z$  : тверде і рідинне паливо м<sup>3</sup>/(кг пал.), газоподібне паливо м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> пал.)

$$V_z = V_{c.z} + V_{H_2O} = V_{c.z}^0 + (\alpha_T - 1) \cdot V^0 + V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_T - 1) \cdot V^0.$$

- Об'єм продуктів повного згоряння при  $\alpha_T > 1$  для твердих і рідинних палив (повна формула), м<sup>3</sup>/кг

$$V_z = 0,0187(C^P + 0,375 \cdot S_n^P) + 0,79V^0 + \frac{0,8N^P}{100} + (\alpha_T - 1)V^0 + 0,0124(9H^P + W^P) + 0,0161V^0 + 0,0161(\alpha_T - 1)V^0,$$

де  $V_{RO_2} = 0,0187(C^P + 0,375 \cdot S_n^P)$ ;  $V_2 = 0,79V^0 + \frac{0,8N^P}{100} + (\alpha_T - 1)V^0$ ;

$$V_{H_2O} = 0,0124(9H^P + W^P) + 0,0161V^0 + 0,0161(\alpha_T - 1)V^0.$$

Для газоподібних палив (повна формула),  $\alpha_T > 1$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>

$$V_z = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n] + 0,79V^0 + \frac{N_2}{100} + (\alpha_T - 1)V^0 + 0,01[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124d_z] + 0,016V^0 + 0,016V^0 \cdot (\alpha_T - 1),$$

де  $V_{RO_2} = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n]$

$$V_2 = 0,79V^0 + \frac{N_2}{100} + (\alpha_T - 1)V^0;$$

$$V_{H_2O} = 0,01[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124d_z] + 0,016V^0 + 0,016V^0 \cdot (\alpha_T - 1).$$

Для сланців об'єм триатомних газів

$$V_{RO_{2k}} = 0,0187(C^P + 0,375S_l^P) + \left[ \frac{0,509(CO_2)_k^P}{100} \right] K ;$$

$$CO_2 = \left( \frac{V_{CO_2}}{V_{c.z}} \right) \cdot 100 ,$$

де  $K$  – коефіцієнт розкладання карбонатів, при спалюванні в шарі  $K = 0,7$ ; для камерного спалювання  $K = 1$ .

Повний об'єм продуктів згоряння сланців



$$V_{zk} = V_{RO_2K} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} = \\ = V_{RO_2K} + V_{N_2}^0 + 0,0124(9H^P + W^P) + 0,0161\alpha_T V^0.$$

Маса продуктів згоряння (твердих і рідинних), кг/м<sup>3</sup>

$$M_z = 1 - 0,01 \cdot A^P + 1,306 \cdot \alpha_T \cdot V^0.$$

Для газоподібного

$$M_z = \rho_{z.T}^C + 0,001d_{z.T} + 1,306\alpha_T \cdot V^0,$$

де  $\rho_{z.T}$  – густина сухого газу;

$d_{z.T}$  – вміст вологи в паливі.

Для сланців

$$M_{z.K} = 1 - 0,01 \cdot A_k^P + 1,306\alpha_T V^0 + 0,01(CO_2)_k^P \cdot K$$

де  $A_k^P = A^P + (1 - K)(CO_2)_k^P$  – розрахунковий вміст (%) золи в паливі з урахуванням карбонатів, що не розклалися.

## 18. ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.

1. Продуктивне тепло споживання – основними споживачами теплоти на виробництві є:

а) Пристрої опалювання, вентиляції та кондиціонування повітря, гарячого водопостачання;

б) Теплові технологічні апарати та інші установки;

в) Силлові установки, що здійснюють роботу і виробляють електроенергію.

Витрату теплоти на опалювання, вентиляцію і гаряче водопостачання розраховують так:

1) Опалювання, теплові втрати будівель –  $Q_o = x_o V_3 (t_6 - t_3)$ , кВт.

2) Вентиляція –  $Q_6 = x_6 V_3 (t_6 - t_3)$ , кВт.

3) Гаряче водопостачання –  $Q_{z.в.н.} = m \cdot a \cdot c (t_z - t_x)$ , кВт.

У формулах:  $x_o, x_6$  – опалювальна і вентиляційна характеристика будівель, наприклад, для виробничих будівель  $x_o = (0,55 \div 0,90) \cdot 10^{-3}$  кВт/(м<sup>3</sup>·К);  $x_6 = n \cdot c' \cdot V_6 / V_n$   $n$  – кратність повітрообміну,  $c'$  – об'ємна теплоємність повітря;  $V_6$  – вентиляційний об'єм, м<sup>3</sup>;  $V_3$  – об'єм будівлі по зовнішньому розміру, м<sup>3</sup>;  $t_6, t_3$  – температура повітря всередині і ззовні будівлі, °С;  $m$  – розрахункова кількість споживачів;  $a$  – норма витрачання води, кг/добу;  $c$  – теплоємність води, кДж/(кг·К);  $t_z, t_x$  – температури гарячої і холодної води.

2. Джерела теплопостачання:

- 1) Районні й міські ТЕЦ – виробляють електроенергію для потреб міста і підприємств.
- 2) Виробничі ТЕЦ – виробляють енергію і теплоту для потреб підприємства і робочого селища.
- 3) Районні і міські опалювальні котельні – виробляють тільки теплоту для потреб міста і робочого селища.
- 4) Промислові опалювальні котельні – виробляють теплоту для підприємства і робочого селища.
- 5) Промислові вогнетехнічні установки – тут теплоносієм є димові гази.
- 6) Вторинні енергоресурси – гази, рідини з відносно високими  $P$ ,  $t$ , що викидаються з технологічних апаратів.

Найраціональнішим способом енергопостачання є теплофікація, під якою розуміють централізоване тепло- і електропостачання на базі комбінованого вироблення від ТЕЦ. Централізація теплопостачання веде:

- 1) До зниження витрати палива за рахунок високих к.к.д. ТЕЦ у порівнянні з крупними районними і місцевими опалювальними котельними.
- 2) До впорядкування міст і поліпшення екології.
- 3) До зменшення трудовитрат на обслуговування теплового господарства.

### 3. Системи теплопостачання:

Складаються з джерела теплопостачання, магістралі подачі й повернення теплоносія, приймача (споживача) теплоти. Як магістралі служать найчастіше трубопроводи. За виглядом теплоносія системи підрозділяють на парові й водяні; за кількістю трубопроводів – одно- і багатотрубні. Водяні трубопроводи виконують найчастіше двотрубними: прямого трубопроводу теплоносія і зворотного трубопроводу – повернення теплоносія. У свою чергу водяні трубопроводи підрозділяють на відкриті й закриті. У відкритих вода використовується для технічних потреб, в закритих – ні. Переваги відкритих – спрощення абонентних виводів, використання низькопотенційних ресурсів; недоліки – наявність підживлювальної станції і нестабільність якості води. Переваги закритих – стабільність якості води, простота її контролю; недоліки – складність устаткування і корозія установок. Парові системи виконуються однострубними – використовується пара одного потенціалу, багатотрубні – використовується пара різних потенціалів. Парові системи бажано забезпечувати трубопроводом повернення конденсату. Приймачем теплоти є підприємство. Вода і пара підводяться в теплорозподільчий пункт (ТРП) на території підприємства.

### 4. Графіки теплових навантажень.

Являють собою залежність витрати теплоти від часу. Будуються для діб, місяця, кварталу, року. Дозволяє визначити величину і час настання мінімуму або максимуму (піку) навантажень і шляху для їх покриття.

## **Контрольні запитання до розділу II**

1. Наведіть та охарактеризуйте закон Фур'є, дайте визначення коефіцієнту теплопровідності.

2. Охарактеризуйте теплопровідність одної багатошарової плоскої стінки при стаціонарному режимі.

3. Опишіть конвективний теплообмін при тепловіддачі при поперечному обтіканні труб і пучка труб, та запишіть критеріальне рівняння для його розрахунку.

4. Опишіть процес теплопровідності через одно- та багатошарову циліндричну стінку при стаціонарному режимі.

5. Дайте визначення основним поняттям конвективного теплообміну та запишіть рівняння Ньютона-Ріхмана.

6. Поясніть фізичну сутність основних критеріїв подібності та запишіть формули для їх розрахунку.

7. Запишіть та поясніть елементарний склад твердого, рідинного і газового палива. Теплота згоряння палива.

8. Запишіть рівняння теплопровідності та поясніть умови однозначності до нього. Охарактеризуйте коефіцієнт температуропровідності.

9. Поясніть процес теплопередачі через одно- та багатошарову плоску стінку при стаціонарному режимі.

10. Дайте класифікацію теплообмінних апаратів, їхню коротку характеристику та схематичне зображення апаратів різних видів.

### III. ТЕПЛОВІ УСТАНОВКИ

#### 19. СУШИЛЬНІ УСТАНОВКИ

1. Процес сушіння. Сушінням називається термічний процес видалення вологи з матеріалу. Розрізняють

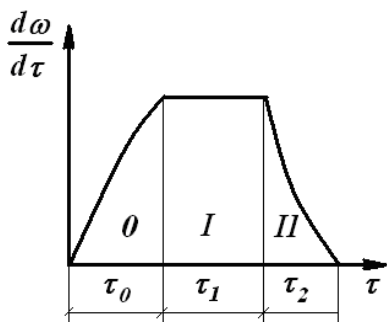
1) Природне сушіння – проводиться на відкритому повітрі, матеріал може бути висушений до параметрів навколишнього повітря. Процес характеризується великою тривалістю.

2) Штучне сушіння – проводиться в сушарках гарячим повітрям або газами. Сушильний агент подається вентилятором. Мала тривалість сушіння. Матеріал, що поступає на сушіння, характеризується вологістю. Вологість розраховують на загальну і суху масу:

$$\omega^s = \frac{W}{G} 100 = \frac{W}{G_{\text{сyx}} + W} 100; \quad \omega^c = \frac{W}{G_{\text{сyx}}} 100, \% \quad (19.1)$$

Тут  $W$  – кількість вологи,  $G$  – загальна маса,  $G_{\text{сyx}}$  – суха маса.

Процес сушіння характеризується кривими сушіння, які являють собою залежність швидкості сушіння від часу. Крива сушіння підрозділяється на три періоди:



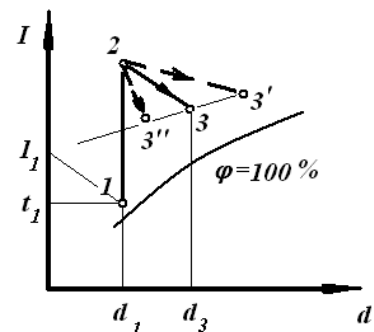
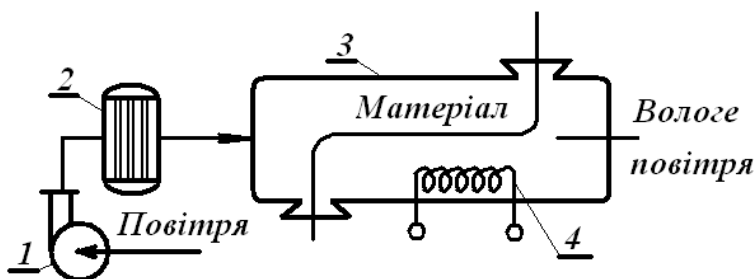
0 – період підігрівання, мала вологовіддача, підвищення температури матеріалу; I – період видалення вільної вологи; швидкість сушіння постійна, інтенсивна вологовіддача, температура поверхні матеріалу дорівнює температурі мокрого термометру; II – період видалення зв'язаної вологи, руйнування матеріалу, підвищення його температури, дуже низька вологовіддача.

Вологість, яка відповідає рівності парціального тиску водяної пари над поверхнею матеріалу і вдалині від нього, називається *рівноважною*. Рівноважна вологість при  $P/P_n=1$  називається *гігроскопічною вологістю*. Вологість матеріалу, яка відповідає переходу від постійної швидкості сушки до падаючої, називається *критичною*.

## 2. Способи сушіння:

- 1) Конвективне – сушіння гарячим газовим теплоносієм.
- 2) Контактне – при зіткненні матеріалу з нагрітою поверхнею.
- 3) Терморадіаційне – сушіння тепловим випромінюванням тонких шарів
- 4) Сушіння струмами високої частоти.
- 5) Сублімаційне сушіння – відбувається в замороженому стані.
- 6) Вакуумне сушіння – відбувається при тиску, нижчому за атмосферний.
- 7) Сушіння в киплячому шарі – зерновий матеріал витає у висхідному потоці гарячих газів.

## 3. Схема конвективного сушіння. Процес в I-d діаграмі.



Конвективна сушарка:

1 – вентилятор; 2 – калорифер; 3 – сушильна камера; 4 – додатковий підігрів.

Процеси в I-d діаграмі: 1-2 – підігрівання повітря в калорифері; 2-3 – адіабатний ( $I=\text{const}$ ) теоретичний процес сушіння матеріалу (зволоження повітря); 2-3 – адіабатний ( $I=\text{const}$ ) теоретичний процес сушіння матеріалу (зволоження повітря); 2-3'' – дійсне сушіння без підігрівання (політропний процес).

Витрата повітря і теплоти на 1 кг випареної вологи:

$$l = \frac{1000}{d_3 - d_1}; \quad q = \frac{I_2 - I_1}{d_3 - d_1}. \quad (19.2)$$

## 4. Тепловий баланс сушарки.

Теоретична сушарка:  $Q_k = Q_{\text{вип.}}$ . Дійсна:  $Q_k = Q_{\text{вип.}} + Q_{\text{н.п.}} + Q_m + Q_{\text{о.с.}} + Q_{\text{нов.}}$ , де  $Q_k$  – теплота, одержана повітрям в калорифері;  $Q_{\text{вип.}}$  – на випаровування вологи;  $Q_{\text{н.п.}}$  – на нагрівання пари до параметрів сушильного агента;  $Q_m$  – нагрівання матеріалу;  $Q_t$  – нагрівання транспортних пристроїв;  $Q_{\text{о.с.}}$  – втрати тепла в навколишнє середовище;  $Q_{\text{нов.}}$  – з повітрям, що виходить з сушарки.

## 20. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ

### 1. Основні поняття і визначення.

Пристрій, призначений для отримання гарячої води або пари підвищеного тиску за рахунок теплоти спалюваного палива, називається котлоагрегатом.

Котлоагрегати класифікують:

- 1) За призначенням – енергетичні, промислові, побутові котли-утилізатори;
- 2) За тиском – низького (до 1 МПа), середнього (1÷10 МПа), високого (14 МПа), надвисокого (18÷20), надкритичного (>22,5 МПа);
- 3) За продуктивністю – малої, середньої, великої;
- 4) За видом теплоносія – парові й водогрійні;
- 5) За способом циркуляції – з природною циркуляцією, коли циркуляція здійснюється за рахунок різниці густини води в опускних і підйомних кип'ятильних трубках (котли барабанні); з багаторазовою примусовою циркуляцією (барабанні), у яких циркуляція здійснюється насосом; прямотечійні – вода по поверхнях нагріву проходить один раз, заходить у вигляді рідини, а виходить у вигляді перегрітої пари.

Робота котлоагрегату забезпечується низкою допоміжних пристроїв по підготовці води, палива, золошлаковидалення. Котлоагрегат спільно з допоміжними пристроями називається *котельною установкою*. Основні параметри котлів: продуктивність, тиск пари, температура перегрітої пари, температура живильної води, температура газів, що виходять. Типорозмір котла включає: вид циркуляції – природна, Пр – примусова, П – прямотечійна; продуктивність; тиск. Наприклад, Пр-0,16-9 – котел з примусовою циркуляцією, продуктивністю 0,16 т/год. і тиском 9 кг/см<sup>2</sup>.

### 2. *Схема котельної установки.*

На рисунку надана схема котла середнього тиску П-подібної компоновки.

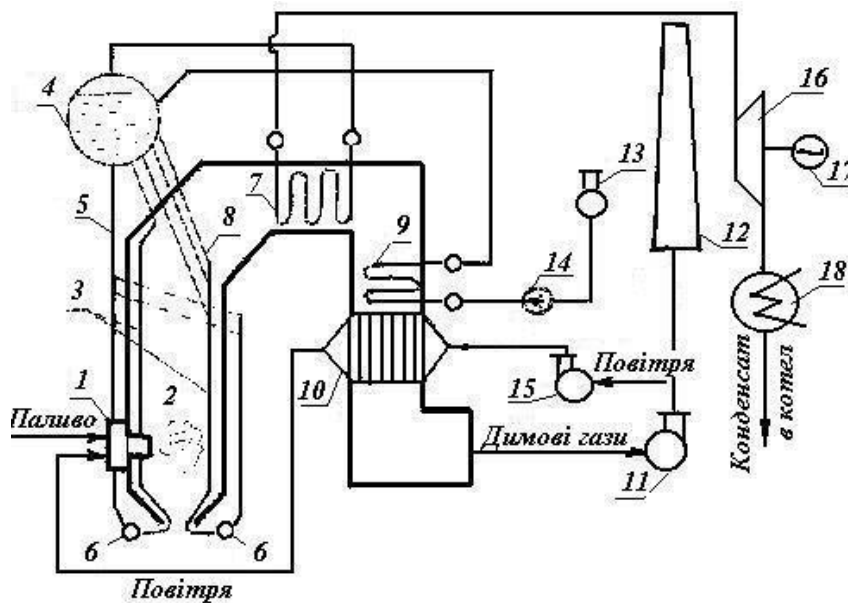


Схема котельної установки:

1 – паливник; 2 – топка; 3 – екранні труби; 4 – барабан котла; 5 – опускні труби; 6 – нижні колектора; 7 – пароперегрівник; 8 – фестон; 9 – економайзер; 10 – повітропідігрівник; 11 – димосос; 12 – димова труба; 13 – деаератор; 14 – живильні насоси; 15 – вентилятор; 16 – парова турбіна; 17 – електрогенератор; 18 – конденсатор.

Контур циркуляції включає: барабан – опускні труби – нижній колектор – підйомні труби – барабан.

*Газовий тракт:* топка – між трубами котельного пучка – між трубами перегрівача – між ребристими трубами економайзера – усередині труб повітропідігрівника – димосос – димова труба – атмосфера.

*Водяний тракт:* деаератор – живильні насоси – усередині труб економайзера – барабан – контур циркуляції.

*Паровий тракт:* барабан – усередині труб пароперегрівача – парова турбіна.

*Повітряний тракт:* вентилятор – між трубами повітропідігрівника – паливник.

Пароперегрівач, економайзер, повітропідігрівник називаються хвостовими поверхнями підігріву.

### 3. Розрахунок котлів

Розрізняють проектний і перевірочний розрахунки котлів. Проектний проводиться на заводі-виготівнику, а перевірочний – на підприємстві. У топці котла переважає теплообмін випромінюванням; у котельному пучку і перегрівнику – радіаційно-конвективний; у економайзері – конвективно-радіаційний; у повітропідігрівнику – конвективний теплообмін. Теплота між середовищами передається шляхом теплопередачі. В основі розрахунку елементів котла лежить рівняння теплового балансу  $Q = \varphi(I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I^0)$ , де  $Q$  – теплота, що передається;  $\varphi$  – коефіцієнт втрат теплоти в навколишнє середовище;  $I', I''$  – ентальпія газів на вході й виході з елемента;  $\Delta\alpha \cdot I^0$  – теплота, що вноситься в елемент з повітрям, яке усмоктується; рівняння теплопередачі  $Q = kF\Delta t$ .

### 4. Водний режим котла включає:

– підготовку води до подачі в котел: освітлення – фільтрування – зм'якшування – термічна деаерація і

– внутрішньокотельну обробку води: продування і фосфатування. Розрізняють періодичне й безперервне продування. Безперервне – випуск води через трубу малого діаметру в каналізацію. Періодичне – випуск води 2-3 рази на зміну. Безперервне проводиться з барабана котла, а періодичне – з нижніх колекторів.

#### 5. Тепловий баланс котла.

У топку котла вноситься теплота  $Q_p^p = Q_n^p + Q_n + Q_v + Q_\phi - Q_k$ , де  $Q_p^p$  – наявна теплота;  $Q_n^p$  – нижча теплота згоряння палива;  $Q_n$  – фізична теплота палива;  $Q_\phi$  – теплота пари при розпилуванні палива;  $Q_k$  – теплота розкладання карбонатів.

Наявна теплота витрачається так:  $Q_p^p = Q_1 + Q_{2n} + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$ , або  $100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$ , де  $Q_1 (q_1)$  – теплота, що використовується корисно (нагрівання води, пароутворення, перегрівання пари);  $Q_2 (q_2)$  – втрати теплоти з газами, що виходять;  $Q_3 (q_3)$  – втрати теплоти від хімічного недопалювання;  $Q_4 (q_4)$  – втрати теплоти від механічного недопалювання;  $Q_5 (q_5)$  – втрати теплоти в навколишнє середовище;  $Q_6 (q_6)$  – втрати теплоти зі шлаками;  $q_i = (Q_i / Q_p^p)100\%$ ; к.к.д. брутто  $\eta_{ка}^{бp} = q_1 = (Q_1 / Q_p^p)100\%$ ; к.к.д. нетто  $\eta_{ка}^{nm} = ((Q_1 - Q_{в.н.}) / Q_p^p)100\%$ ;  $Q_{в.н.}$  – витрата теплоти на власні потреби.

## 21. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

### 21.1. Класифікація ДВЗ

Поршневі ДВЗ класифікуються:

1. По способу здійснення робочого циклу: чотиритактні і двотактні. У чотиритактних повний цикл здійснюється за чотири ходи поршня (два оберти вала), двотактний за два ходи поршня (один оберт вала).

2. По призначенню: а) стаціонарні – нереверсивні з обертанням в одну сторону; в) судові – реверсивні (з обертанням в дві сторони); б) автотракторні; г) тепловозні; д) авіаційні і т.д.

3. По роду палива: а) газові; б) працюючі на легкому рідинному паливі (бензин); в) працюючі на важкому рідинному паливі (моторному).

4. По розташуванню робочих циліндрів: вертикальні, горизонтальні, похилі.

5. По числу робочих порожнин: а) простої дії – з роботою газів на одну сторону поршня; б) подвійної дії – з роботою газів на дві сторони поршня.

6. По числу циліндрів: одноциліндрові, багатоциліндрові.

7. По робочому процесу: цикл Отто, Дизеля, Трінклера.

8. По способу розпилення палива: пневматичного розпилення (компресорні) і механічного (безкомпресорні).

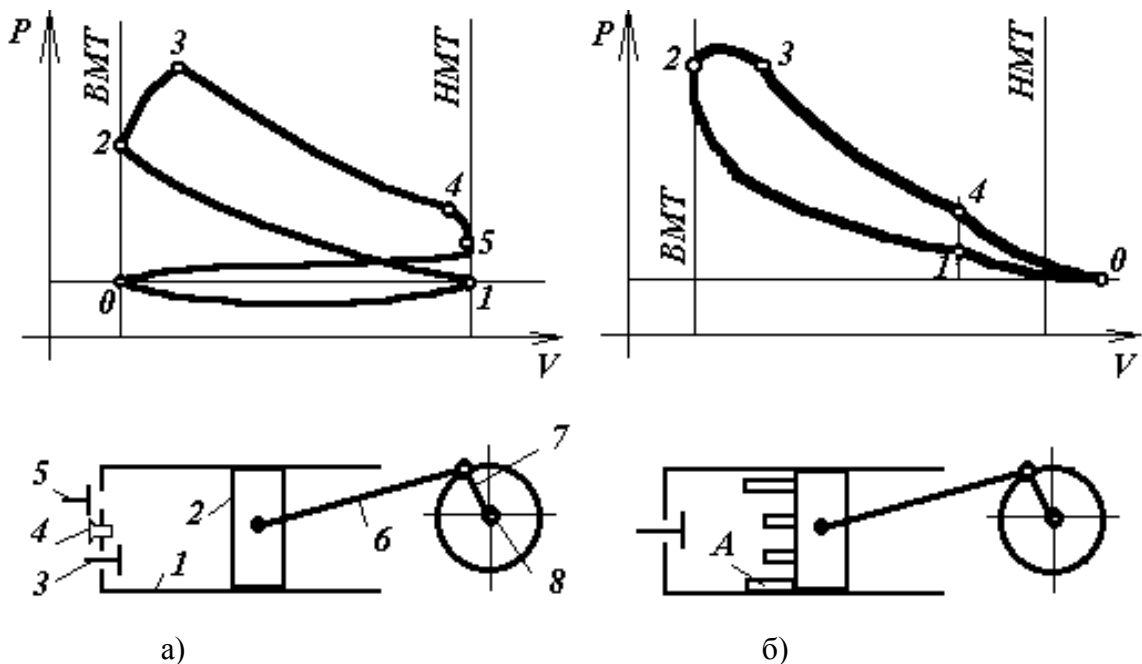
## 21.2. Робочий процес ДВЗ

У чотиритактному двигуні робочий циліндр *1* постачений двома клапанами – впускним *3* і вихлопним *5*. Відкриття і закриття клапанів здійснюється спеціальним газорозподільним механізмом. Поршень *2* виконує зворотно-поступальний рух, який за допомогою кривошипно-шатунного механізму – шатуна *6*, кривошипа *7* перетворюється в обертальний рух колінчатого вала *8*. Крайні положення поршня називаються: біля кришки циліндра – верхньою мертвою точкою (ВМТ), з протилежного боку – нижньою мертвою точкою (НМТ).

Процеси чотиритактного двигуна: 0-1 – всмоктування паливної суміші (1-й такт); 1-2 стискування суміші (2-й такт); 2-3 горіння; 3-4 розширення та отримання роботи; 4-5 вихлоп (3-й такт); 5-0 виштовхування продуктів згоряння (4-й такт).

Процеси двотактного двигуна: 0-1 продувка і введення нової порції суміші + 1-2 стискування (1-й такт); 2-3 горіння + 3-4 розширення + 4-0 вихлоп (2-й такт). У двотактному двигуні очищення циліндра від залишкових газів і наповнення його свіжим зарядом виконуються продувним повітрям через вікна *A* в стінках циліндра, які відкриваються поршнем.

У газових двигунах паливо (газ) і повітря з метою безпеки подають по окремих трубопроводах. Сумішоутворення здійснюється двома способами: 1-й – у спеціальному змішувачі до надходження в циліндр; 2-й – паливо і повітря подаються в циліндр по індивідуальним лініям. Суміш запалюється електричною іскрою. В даний час випускаються двигуни, у яких загоряння здійснюється за паливним рідинним паливом.



Індикаторні діаграми ДВЗ:  
а – чотиритактний; б – двотактний.



### 21.3. Техніко-економічні показники ДВЗ

Цикл ДВЗ характеризується індикаторними показниками, а механічна досконалість конструкції двигуна – ефективними показниками.

Середній індикаторний тиск  $P_i$  уявляє собою такий умовно-постійний тиск, який, діючи на поршень, за один хід виконує роботу, що дорівнює роботі газів за весь цикл.

Індикаторна робота в одному циліндрі за цикл, Дж:

$$L_i = P_i \cdot V_h, \quad (21.1)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм циліндра.

Індикаторна потужність двигуна, Вт:

$$N_i = z / (\tau \cdot L_i \cdot n_0), \quad (21.2)$$

де  $n_0$  – частота обертів вала, об/с;

$z$  – число циліндрів;

$\tau$  – коефіцієнт тактності (чотиритактний  $\tau = 2$ , двотактний  $\tau = 1$ ).

Індикаторний к.к.д. – частка від підведеної теплоти, яка перетворена в індикаторну роботу

$$\eta_i = N_i / Q_i = N_i / (B \cdot Q_H^P), \quad (21.3)$$

де  $\eta_i$  для карбюраторних двигунів (0,25÷0,35), для дизельних (0,4÷0,48);

$B$  – секундна витрата палива, кг/с;

$Q_H^P$  – нижча теплота згоряння палива.

Ефективна потужність – це потужність на валу двигуна, вона менше індикаторної потужності на величину механічних втрат у вузлах тертя двигуна, а також потужності, яка витрачається на привод допоміжних механізмів.

Зазначені витрати потужності і механічних втрат оцінюються механічним к.к.д.:

$$\eta_{\text{мех}} = N_e / N_i. \quad (21.4)$$

Ефективний к.к.д. – частка теплоти від  $Q_1$ , яка перетворена в механічну роботу:

$$\eta_e = N_e / B \cdot Q_H^P. \quad (21.5)$$

Ефективний і індикаторний к.к.д. зв'язані співвідношенням:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (21.6)$$

Питома ефектна витрата палива – це витрата палива, яка приходить на одиницю ефективної потужності двигуна:

$$b_e = B/N_e. \quad (21.7)$$

#### 21.4. Тепловий баланс ДВЗ

У загальному виді тепловий баланс записується:

$$Q_H^P = Q_e + Q_\Gamma + Q_{\text{охол}} + Q_{\text{зал}}, \quad (21.8)$$

де  $Q_e$  – теплота, перетворена в ефективну роботу;

$Q_\Gamma$  – теплота вихідних газів;

$Q_{\text{охол}}$  – теплота, відведена охолодженням;

$Q_{\text{зал}}$  – залишкові втрати теплоти (від хімічної і механічної неповноти згоряння).

Записаний баланс називається *зовнішнім тепловим балансом*. Він може бути записаний і в такому виді:

$$q_e + q_\Gamma + q_{\text{охол}} + q_{\text{зал}} = 100\%,$$

де  $q_i = Q_i / Q_H^P \cdot 100\%$ .

#### 21.5. Моторні палива

У ДВЗ застосовуються рідинні і газоподібні палива. Автомобільні бензини маркуються по величині октанового числа. *Октанове число* характеризує здатність палива до детонації і являє собою процентний вміст ізооктану  $C_8H_{18}$  (палива, які складно детонують) у суміші ізооктану з Н – гептаном  $C_7H_{16}$  (паливо, яке легко детонує). У маркіруванні бензину АІ, А – позначає, що бензин автомобільний, І – октанове число, визначене спеціальними випробуваннями, а цифра після букв саме октанове число. Чим воно вище, тим менше схильність бензину до детонації і тим вище допустимий ступінь стискування. Дизельне паливо маркується в залежності від в'язкості і вмісту сірки. У маркіруванні дизельного палива ДА, ДЛ, ДС, ДЗ буква Д позначає дизельне, А – арктичне ( $t_0 < -30^\circ\text{C}$ ); З – зимове ( $t_0 = 0 \div -30^\circ\text{C}$ ); Л – літнє ( $t_0 > 0^\circ\text{C}$ ); С – спеціальне, яке виробляється з малосірчаної нафти ( $t_0 > 0^\circ\text{C}$ ).

## 21.6. Система паливоподачі

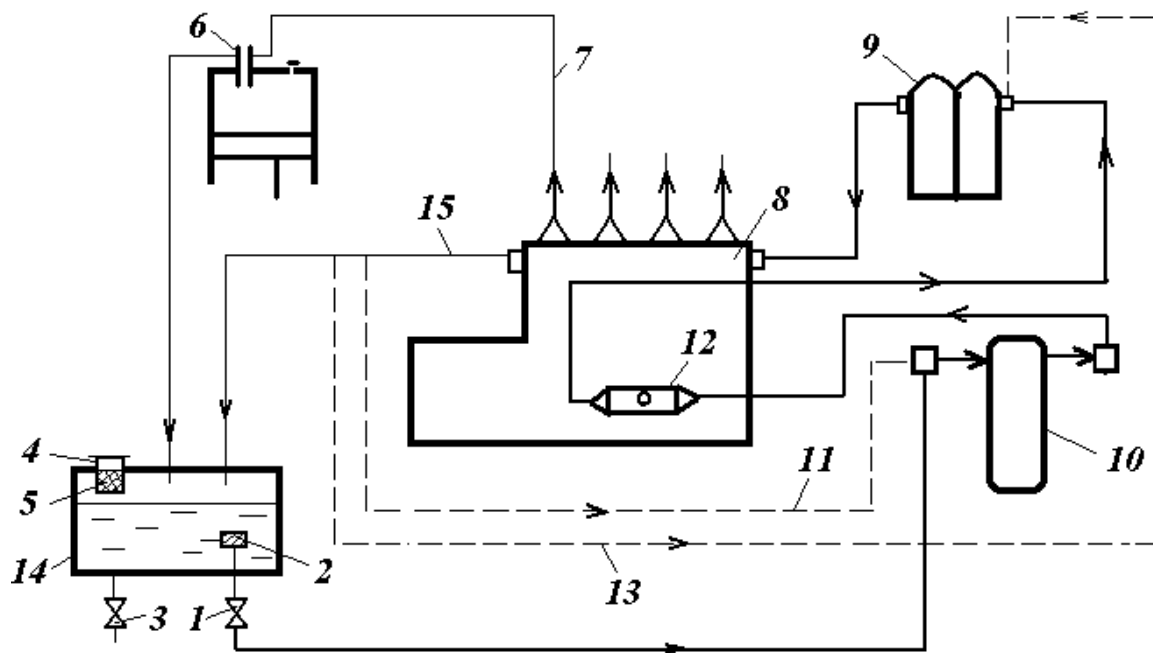


Схема паливоподаючої системи розділеного типу дизеля:

1 – кран; 2 – фільтр; 3 – зливний кран; 4 – заливна горловина; 5 – фільтр; 6 – форсунка;  
7 – нагнітальний трубопровід; 8 – насос високого тиску; 9 – фільтр тонкого очищення; 10 – фільтр грубого очищення; 11 – відвід на фільтр грубого очищення; 12 – паливоподаючий насос; 13 – відвід на вихід з підкачувальної помпи; 14 – паливний бак; 15 – відвід у бак.

Паливоподаюча апаратура здійснює подачу палива в циліндри. На дизелях дорожніх машин, тракторних і автомобільних двигунах найбільше застосування отримала паливоподаюча система розділеного типу.

На рисунку паливо з бака 14 надходить на фільтр грубого очищення 10, а з нього на насос низького тиску 12, який подає паливо через фільтр тонкого очищення 9 на насос високого тиску 8. З насоса паливо по рециркуляційних лініях 11, 13, 15 скидається в бак і фільтри.

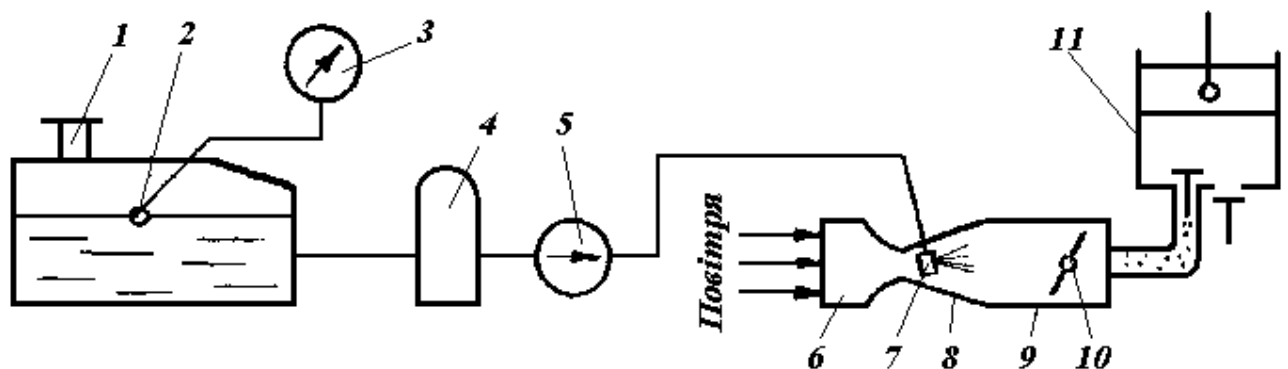
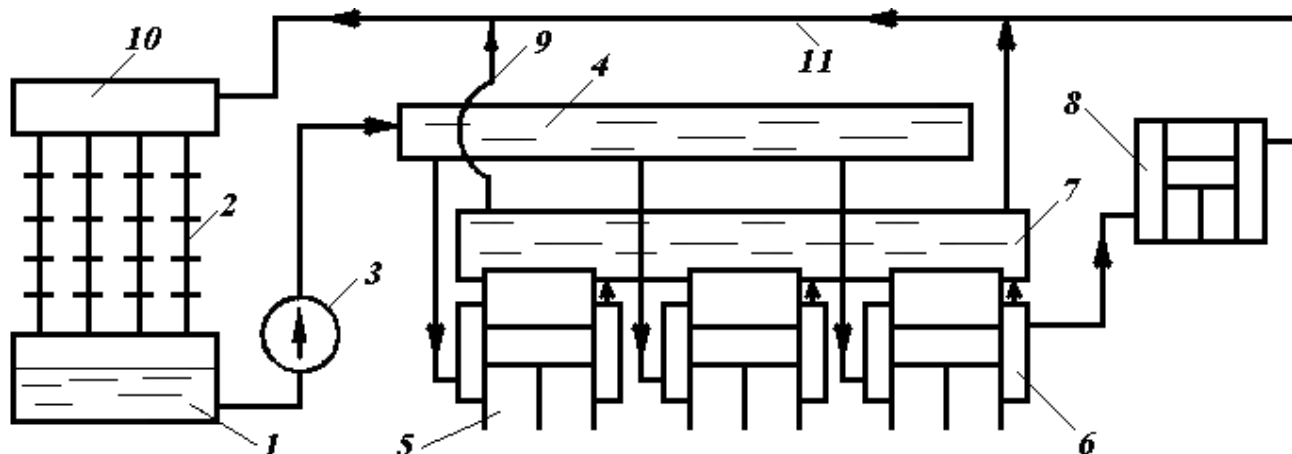


Схема паливоподачі карбюраторного двигуна:

1 – бак палива; 2 – рівнемір; 3 – прилад показу рівня; 4 – фільтр; 5 – насос; 6 – вхідний патрубок карбюратора; 7 – розпилювач; 8 – дифузор карбюратора; 9 – змішувальна камера карбюратора; 10 – дросельна заслінка; 11 – циліндр.

На рисунку паливо з бака 1 насосом 5 прокачується через фільтр 4 і надходить у розпилувач 7. При русі поршня до НМТ повітря проходить вхідний патрубок 6 у дифузор 8. Під дією різниці тисків у баці 1 і дифузори карбюратора 8 паливо розпилюється і надходить у дифузор через спеціальний калібрувальний отвір, що називається жиклером. Паливо розпадається на дрібні краплі, що перемішуються з повітрям і випаровуються в ньому. Суміш парів палива з повітрям надходить у циліндр.

## 21.7. Система охолодження



Система охолодження дизеля:

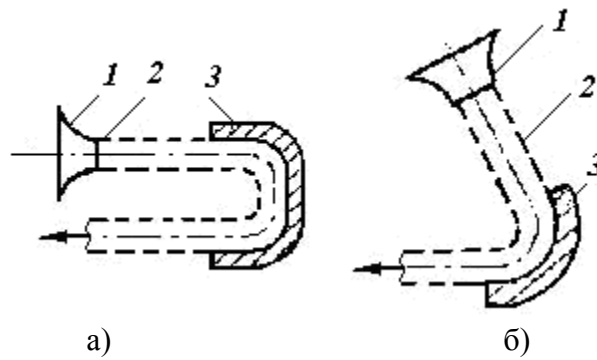
1 – нижній бачок радіатора. 2 – радіатор; 3 – насос; 4 – водорозподільний канал блоку циліндрів; 5 – циліндри; 6 – водяні оболонки циліндрів. 7 – водяна оболонка голівки блоку циліндрів; 8 – водяна оболонка пускового двигуна; 9 – водовідвідна труба; 10 – верхній бачок радіатора; 11 – водовідвідна труба.

Система охолодження дизельного двигуна представлена на рисунку. Вода з бачка радіатора 1 насосом 3 подається у водорозподільний канал 4, з якого через отвори охолоджена рідина надходить у всі гільзи циліндрів 5. З водяної оболонки циліндрів 6 вода через отвори виходить у водяну оболонку голівки блоку циліндрів 7, а з неї по трубопроводам 9 та 11 подається у верхній бачок радіатора 10.

## 22. ПАРОВІ ТА ГАЗОВІ ТУРБИНИ

### 22.1. Загальні відомості

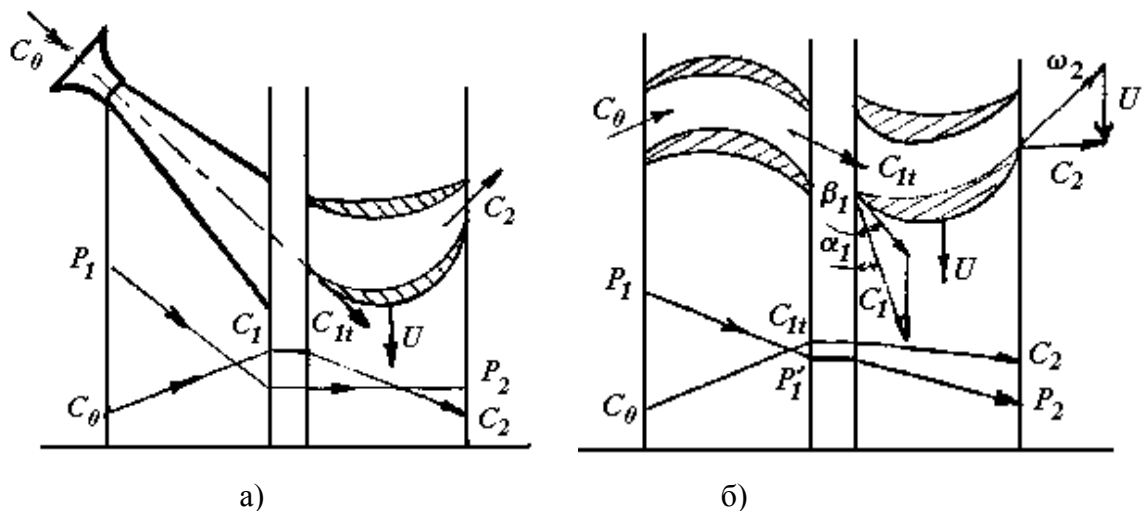
Тепловий двигун, у якому тепла енергія пари перетворюється в соплових апаратах у кінетичну енергію руху пари, а потім на робочих лопатках трансформується в механічну роботу обертання вала називається паровою турбіною. У газових турбінах протікає аналогічне перетворення теплової енергії димових газів, які утворюються при згорянні палива. Перетворення теплоти в кінетичну енергію відбувається в соплах і на лопатках турбіни. Сопла встановлюються на діафрагмах – нерухомих частинах турбіни, а лопатки на обертових робочих колесах турбіни.



Взаємодія струменя пари з лопаткою:  
1 – сопла; 2 – струмінь; 3 – лопатка.

У соплових апаратах встановлюються сопла, які звужуються, і такі, що розширюються. Швидкість виходу пари із сопла, яке звужується, не перевищує швидкість звуку і пара розширюється лише до критичного відношення тисків. На виході із сопла, яке розширюється, досягається швидкість звуку та вища за неї, а відношення тисків на виході та вході в сопло може бути менше критичного.

Після сопла струмінь пари з високою швидкістю надходить на лопатку, на якій відбувається подальше розширення пари. Причому для отримання максимальної роботи вплив струменя пари на лопатку повинний бути плавним. Найбільшу роботу (добуток сили, що діє на лопатку, на швидкість її переміщення) отримують в тому випадку, якщо форма лопатки забезпечує поворот струменя на  $180^\circ$ . Однак у силу конструктивних складностей застосування таких лопаток неможливе, тому в турбінах застосовуються вигнуті під деяким кутом до площини обертання лопатки. Кут складає  $11-16^\circ$ , іноді  $20-30^\circ$ .



Тепловий процес:  
а) – в активній ступіні; б) – у реактивній ступіні.

Вплив струменя пари (газу) на лопатку може бути різним. Якщо пара розширюється тільки в соплах турбіни, а на лопатках процес розширення не відбувається, то такий вплив на лопатку називається *активним*. При активному впливі на лопатку, у соплах активної турбіни пара розширюється від тиску  $P_1$

до  $P_2$ , а на робочих лопатках тиск залишається постійним і рівним  $P_2$ . Якщо ж пара розширюється в соплах турбіни і подальше його розширення відбувається на лопатках турбіни, то такий вплив називається *реактивним*. При реактивному впливі на лопатку в соплах реактивної турбіни пара розширюється від тиску  $P_1$  до проміжного тиску  $P'_1$  і додатково на лопатках турбіни до тиску  $P_2$ . Як при активному, так і при реактивному впливі швидкість пари в соплах росте, а на лопатках знижується.

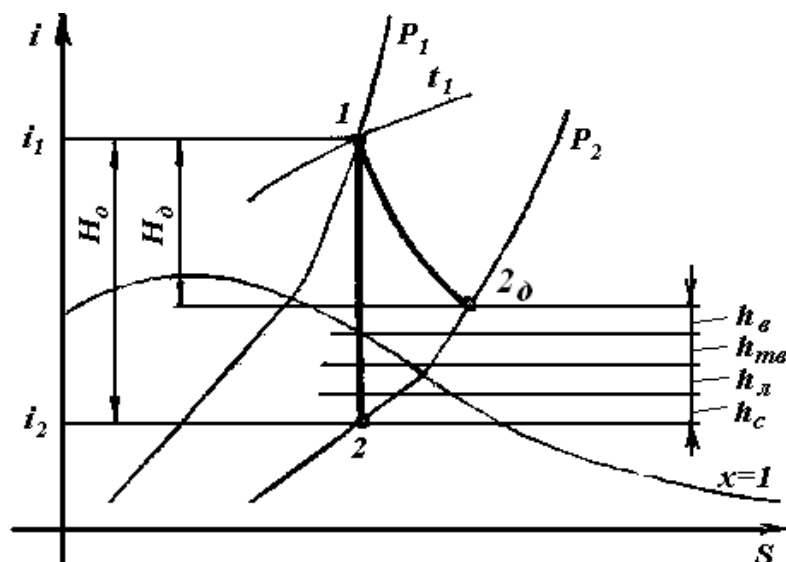
При реактивному способі вплив пари на лопатку конструкція парової або газової турбіни виходить більш раціональною, оскільки сполучаються сопловий і руховий апарати. Пара, надходячи на лопатки, має: швидкість щодо лопаток – відносну швидкість  $w_1, w_2$ , абсолютну швидкість  $C_1, C_2$  і окружну –  $u$ ; індекси: 1 – вхід, 2 – вихід. Названі величини складають вхідний і вихідний трикутники швидкості.

## 22.2. Процес розширення пари в $i$ - $s$ діаграмі

Для дослідження процесів розширення пари в соплах і на лопатках турбіни застосовується  $i$ - $s$  діаграма водяної пари. Унаслідок великих швидкостей пари в турбіні теплообмін практично не встигає відбутися, тому теоретичний процес розширення пари вважається адіабатним.

Теоретичний процес розширення пари відповідає лінії 1-2, а теплоперепад, який відповідає цьому процесові, називають *теоретичним* або *адіабатним*

$$H_0 = i_1 - i_2.$$



Процес розширення пари в турбіні.

У дійсності процес розширення пари супроводжується втратами теплоти на подолання сил тертя пари об стінки сопел, міжмолекулярне тертя, а також на подолання вихрових течій, які виникають у зв'язку з кривизною лопаток, втратами теплоти з вихідною швидкістю, вентиляційні втрати при терті пари об ко-

лесо ступені. Тому теплові втрати підрозділяють на: втрати в соплах –  $h_C$ ; втрати в лопатках –  $h_L$ ; втрати вихідні –  $h_B$ ; втрати на тертя і вентиляцію –  $h_{Т.В.}$ . З урахуванням усіх втрат пара після розширення в соплах та на лопатках турбіни виходить з параметрами в точці 2д. Дійсний теплоперепад

$$H_o = i_1 - i_{2d}.$$

Відношення дійсного теплоперепада до теоретичного називають *внутрішнім відносним к.к.д. турбіни*

$$\eta_{oi} = \frac{H_o}{H_o} = \frac{i_1 - i_{2d}}{i_1 - i_2} = \frac{N_i}{N_o}$$

$$\eta_{oi} = 0,7 \div 0,88,$$

де  $N_i$  – внутрішня потужність;

$N_o$  – теоретична потужність.

Механічні втрати враховують механічним к.к.д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$\eta_m = 0,9 \div 0,997,$$

де  $N_e$  – ефективна потужність.

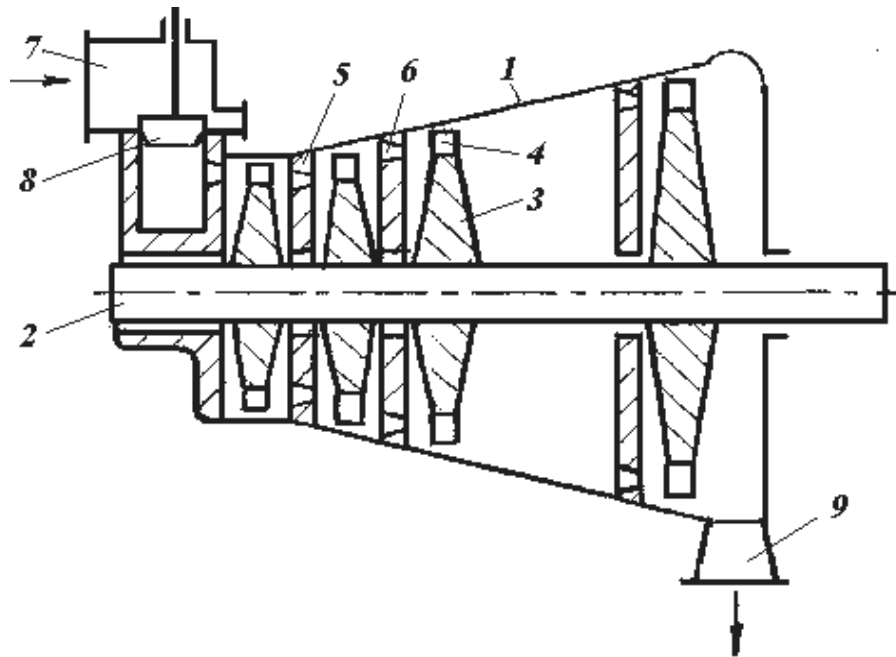
### 22.3. Конструкція парових турбін

Парова турбіна складається з установленого на фундаменті корпуса 1 і розміщеного на підшипниках усередині корпуса обертового ротора. Ротор являє собою вал 2, на якому міцно закріплені робочі колеса 3, по ободу яких розміщуються лопатки 4. У стінках корпуса турбіни закріплені нерухомі дискові діафрагми 5, у яких розміщені сопла 6. Ступінь турбіни складається з одного вінця сопел і одного вінця робочих лопаток.

Пара через патрубок 7 надходить до сопел через клапан 8, а виходить з турбіни через патрубок 9. У корпусі турбіни може бути розташовано кілька ступенів, а один агрегат турбіни може мати один або декілька послідовно розміщених корпусів. У цьому випадку вали скріплюються між собою спеціальними муфтами. Оскільки питомий об'єм пари при переході зі ступені на ступінь збільшується, то корпус турбіни виконують конусоподібним.

У перших зразках турбін (активній турбіні Лавалля (1883р.) і реактивної – Парсонса), паровий потік рухався в напрямку осі турбіни (осьові або аксіальні турбіни). У 1912р. шведські брати Юнгстрем запропонували конструкцію радіальної турбіни, у якій паровий потік рухався від центра дисків радіально до

ободів дисків, а робочі лопатки розташовувалися концентрично боковій поверхні біля ободів робочих дисків.



Конструкція парової турбіни:

1 – корпус; 2 – вал; 3 – робочі колеса; 4 – лопатки; 5 – діафрагма; 6 – сопла; 7 – вхідний патрубок; 8 – клапан; 9 – вихідний патрубок.

Американський інженер Кертис запропонував однодискову активну турбіну, на ободі диска якої розташовувалося два, а іноді і три вінці робочих лопаток – турбіни зі ступіннями швидкості.

## 22.4. Класифікація парових турбін

1. За принципом дії парові турбіни підрозділяють на активні і реактивні.
2. По числу ступенів: одноступінчаті і багатоступінчасті.
3. У залежності від тиску пари за останньою ступінню турбіни: конденсаційні і протитискові. У конденсаційних турбінах тиск пари значно нижче атмосферного. Конденсат, який утворився у конденсаторі направляється на живлення парових котлів. Пара після турбіни з протитиском має тиск вище атмосферного і використовується на технологічні потреби. На ТЕЦ встановлюються турбіни з проміжними регульованими відборами пари. Такі турбіни складаються з частини високого тиску ЧВТ і частини низького тиску ЧНТ. Пара, яка відбирається, використовується для нагрівання води, що надходить у котел. На деяких підприємствах накопичується багато відпрацьованої технологічної пари низького тиску. Для такої пари використовуються турбіни м'ятої пари.
4. По числу циліндрів (частин тиску): одно-, дво- і трициліндрові.
5. По способу регулювання навантаження турбіни: дросельне або якісне, і соплове або кількісне. При дросельному регулюванні регулятор відкриває або закриває паровпускний клапан. При сопловому регулюванні турбіна постачається декількома паровпускними клапанами, через кожний з яких до визначено-



го сегмента сопел підводиться пара. При закритті якого-небудь клапана, відкривається відповідний сегмент сопел. Турбіни випускаються потужністю від 2,5 до 1600 МВт на параметри  $P=3,4\div 23,5$  МПа,  $t=435\div 565^\circ\text{C}$ . Позначення типів турбін: конденсаційні – К; конденсаційні з опалювальним відбором – Т; з виробничим відбором для промислового споживання – П; із двома регульованими відборами – ПТ; із протитиском – Р; з виробничим відбором і з протитиском – ПР; теплофікаційні з протитиском і з опалювальним відбором пари – ТР.

#### Приклад розшифровки маркірування турбіни:

ПТ-60-130/13 – Турбіна з двома регульованими відборами пари, потужністю 60МВт, тиск перед турбіною 130 кг/см<sup>2</sup>, (12,7МПа), тиск відбору – 13 кг/см<sup>2</sup>, (1,27МПа).

### 23. КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ

*Компресор* призначений для стискування газів. Основними його елементами є циліндр, поршень, клапани всмоктувальні та нагнітальні, кривошипно-шатунний механізм.

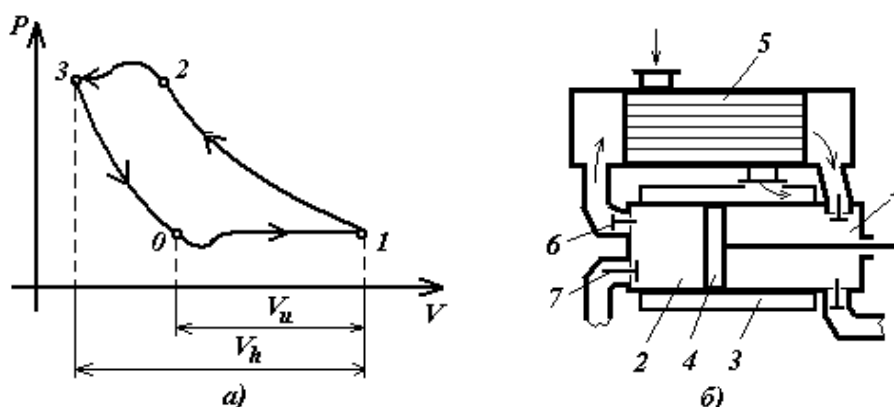
#### Процеси в компресорі:

0-1 – всмоктування робочого тіла в циліндр. Додаткове зниження тиску на початку всмоктування пов'язано з подоланням інерції всмоктувального клапана;

1-2 – політропний процес стискування газу в циліндрі, підкоряється рівнянню:  $PV^n = \text{const}$ ;  $n=1,2\div 1,25$ ;

2-3 – нагнітання стиснутого газу; виступ на початку нагнітання обумовлюється інерцією нагнітального клапана;

3-0 – розширення робочого тіла, що залишилося в шкідливому просторі.



#### Процеси в поршневому компресорі:

а) індикаторна діаграма; б) двоступінчастий компресор із стискуванням в одному циліндрі: 1 – порожнина другої ступені; 2 – порожнина першої ступені; 3 – водяна оболонка циліндра; 4 – поршень; 5 – холодильник; 6 – нагнітальний клапан; 7 – всмоктувальний клапан.

тут  $V_u$  – об'єм робочого тіла, всмоктуваного в циліндр;  $V_h$  – робочий об'єм циліндра.

### 23.1. К.к.д. компресора і витрати потужності на привід

Коефіцієнт подачі:

$$\lambda = V/V_h, \quad (23.1)$$

де  $V$  – об'єм робочого тіла, який нагнітає компресор.

Внутрішній к.к.д.

$$\eta_i = l/l_i, \quad (23.2)$$

де  $l$  – теоретична робота, яка витрачається на стискування 1 кг робочого тіла;

$l_i$  – дійсна робота, яка витрачається на стискування 1 кг робочого тіла.

Внутрішній адіабатний і внутрішній ізотермічний к.к.д. має місце, якщо процес стискування проводиться по адіабатному або ізотермічному процесу.

$$\eta_{i \text{ ад}} = \frac{l_{\text{ад}}}{l_i}, \quad \eta_{i \text{ із}} = \frac{l_{\text{із}}}{l_i}.$$

Втрати при обертанні вала в підшипниках, тертя поршня об стінки циліндра враховуються механічним к.к.д.:

$$\eta_m = \frac{l_i}{l_e}.$$

Ефективний к.к.д.:

$$\eta_e = l/l_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (23.3)$$

де  $l_e$  – ефективна робота на валу компресора.

У залежності від прийнятого порівняльного процесу стискування, розглядаються повний адіабатний або повний ізотермічний к.к.д. компресора:

$$\eta_{e \text{ ад}} = \eta_{i \text{ ад}} \cdot \eta_m; \quad \eta_{e \text{ із}} = \eta_{i \text{ із}} \cdot \eta_m.$$

Значення коефіцієнтів:  $\lambda=0,8\div 0,85$ ;  $\eta_{i \text{ ад}}=0,85-0,92$ ;  $\eta_{i \text{ із}}=0,75-0,8$ ;  $\eta_m=0,85-0,95$ .

Потужність, яка витрачається усередині циліндра реального компресора, кВт:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{10^3} = \frac{l \cdot V \cdot \rho_1}{\eta_i}, \quad (23.4)$$

де  $V$  – продуктивність, м<sup>3</sup>/с;  
 $\rho_1$  – густина на вході в компресор, кг/м<sup>3</sup>;  
 $n$  – число обертів вала, с<sup>-1</sup>;  
 $P_i$  – середній індикаторний тиск, Па.  
 Потужність на валу компресора:

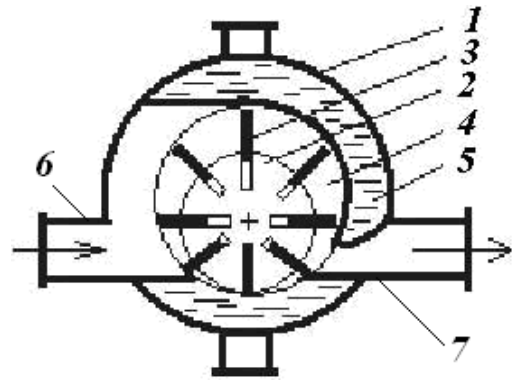
$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}. \quad (23.5)$$

Регулювання роботи компресорів здійснюється так. При зменшенні витрати газу або пари тиск у нагнітальній лінії зростає, робоче тіло давить на пластину регулятора, віджимає її, і надходить у всмоктувальну лінію. Досить високі тиски отримують у багатоступінчастих компресорах.

## 23.2. Ротаційні компресори

### 23.2.1. Пластинчатий компресор

Складається з ротора 2, вставленого на підшипниках ексцентрично по відношенню до корпусу 1. У радіальні прорізи ротора вільно вставлені сталеві пластини 3, які відцентровими силами викидаються з прорізів і сковзаються по внутрішній поверхні корпусу при обертанні ротора. Серповидний простір 4 поділяється на чарунки, які з боку подачі газу збільшуються в об'ємі і тиск у них падає, газ надходить в комірки через всмоктувальний патрубок 6. При подальшому обертанні ротора об'єм комірок зменшується, газ у них стискується і виштовхується до споживача через нагнітальний патрубок 7. Водяна оболонка 5 служить для охолодження корпусу. Регулювання продуктивності проводиться зміною числа обертів вала компресора. Компресор має невеликі габарити, масу і відносно невисокий ККД, малу продуктивність і невеликий ступінь підвищення тиску.



Ротаційний пластинчатий компресор:

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – сталеві пластини; 4 – серповидний простір;  
 5 – водяна оболонка; 6 – всмоктувальний патрубок; 7 – нагнітальний патрубок.

### 23.2.2. Водокільцевий компресор

Компресор складається з ротора 1, ексцентрично вставленого в корпус 2. Всмоктувальні і нагнітаючі отвори неправильної форми (заштриховані) розташовані в кришках корпусу. У середину корпусу, трохи менше половини, наливається вода, яка при обертанні ротора віджимається до стінок корпусу, утворюючи кільце. При цьому між кільцем і ротором створюється серповидний простір 3, який ребрами ротора поділяється на чарунки. При обертанні ротора чарунки змінюють свій об'єм, всмоктуючи робоче тіло, а потім виштовхуючи його. Вода, яка нагрівається при обертанні ротора, поступово замінюється.

### 23.2.3. Двороторний компресор Рутса

У корпусі 1 розташовані ротори 3, які мають найчастіше форму вісімки або тризубчасту форму. Вали роторів з'єднані між собою шестернями 2, одна з яких є ведучою та одержує рух від вала двигуна. Газ надходить у компресор через всмоктувальний патрубок 5. Ротори обертаються в протилежні боки. Обертаючись, вони приходять у таке положення, при якому замикається частина робочого тіла між ротором і корпусом (лівий ротор). Потім ротор виштовхує робоче тіло в нагнітальний патрубок 4, а інший (правий) ротор замикає робоче тіло у своєму просторі. Таким чином, за один поворот вала кожен ротор нагнітає два рази. Між роторами і корпусом є зазори для зменшення тертя, через них відбувається витік робочого тіла. Компресор простий за конструкцією, складний у виготовленні, має невисокий к.к.д.

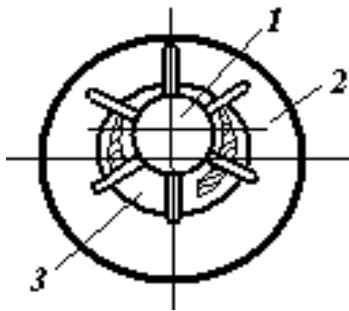


Схема водокільцевого компресора:

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – серповидний простір.

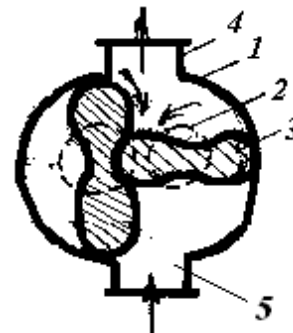


Схема двороторного компресора:

1 – корпус; 2 – шестерні; 3 – ротор;  
4 – нагнітальний патрубок; 5 – всмоктувальний патрубок.

### 23.2.4. Гвинтовий компресор

Ротори 3 і 5 виконані з гвинтовими зубами спеціального профілю і зв'язані між собою шестернями 1. Між роторами і корпусом 2 утворені невеликі зазори. Якщо приводом компресора є парова або газова турбіна, то її

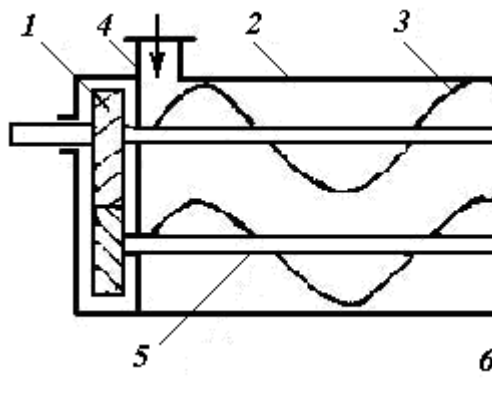


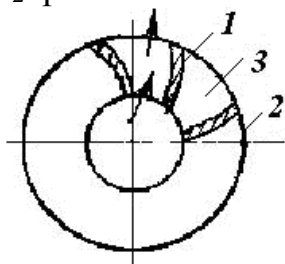
Схема гвинтового компресора:  
1 – шестерні; 2 – корпус; 3, 5 – ротори;  
4, 6 – патрубки.

вал з'єднується з ротором компресора через муфту. Якщо як привід застосовується електродвигун або ДВЗ, то з'єднання відбувається через зубчасту передачу. Частота обертання вала до 10000 об/хв. Газ, що надходить через патрубок 4, стискається при обертанні гвинтових зубів і виштовхується через патрубок 6. Компресор має високий к.к.д., але складний у виготовленні. Застосовується в газотурбінних установках середньої потужності.

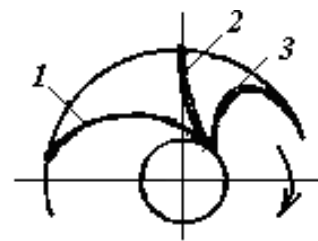
### 23.3. Відцентрові турбокомпресори

Основними частинами компресора є: корпус, який рознімається в горизонтальній або вертикальній площинах, він спирається на фундаментну плиту; ротор складається з вала і насадженими на нього робочими колесами; дифузори; лабіринтові ущільнення між корпусом і робочими колесами та між корпусом і валом.

Робочі колеса стаціонарних компресорів складаються з двох дисків: заднього і переднього. Задній диск (робочий) виготовляється за одне з маточиною. На цьому диску закріплюються робочі лопатки, які складають дифузорний канал. У цьому каналі за рахунок дії відцентрових сил кінетична енергія потоку робочого тіла переходить у потенційну (у статичний тиск). У залежності від кута виходу  $\beta_2$  робочі лопатки підрозділяються на три групи:



Робоче колесо компресора:  
1 – лопатки; 2 – диск колеса; 3 – дифузійний канал.



Типи робочих лопаток:  
1 – загнуті назад; 2 – радіальні;  
3 – загнуті вперед.

загнуті назад,  $\beta_2 < 90^\circ$  (1); ті, які закінчуються радіально,  $\beta_2 = 90^\circ$  (2); загнуті вперед (3). У стаціонарних установках переважно застосовуються лопатки загнуті назад через їх більш високий к.к.д. На валу встановлюється кілька робочих коліс у залежності від продуктивності. В одному корпусі компресора може розташовуватися кілька ступенів стискування, тоді газ одержавши стискування в одному колесі з підвищеним тиском надходить у наступне колесо. Часто навколо робочого колеса розташовують дифузори (направляючий) апарат,

який може бути безлопатковим або лопатковим. Дифузorz являє собою два кільцевих диски, які охоплюють із зазором робоче колесо по зовнішньому колу.

Корпуса компресорів виготовляються чавунними, литими, диски з легированих сталей, лопатки з листової сталі або легких сплавів.

Охолодження може бути зовнішнім і внутрішнім. При зовнішньому робоче тіло охолоджується в трубчатому теплообміннику, при внутрішньому – охолоджується в кожній ступені.

Регулювання продуктивності і кінцевого тиску проводиться: зміною числа оборотів вала і дроселюванням робочого тіла на вході в компресор.

### 23.4. Осьові турбокомпресори

Турбокомпресор складається з ряду робочих лопаток 2, насаджених на диски або загальний барабан 3 і рядів нерухомих направляючих лопаток 4, закріплених на корпусі 5. Направляючі лопатки утворюють направляючі апарати. Часто перед першим рядом робочих лопаток розташовується направляючий апарат 1. Сукупність робочих лопаток і розташованих за ними направляючих лопаток складають собою ступінь компресора.

Робоче тіло в таких компресорах рухається в осьовому напрямку. Пройшовши канали робочих лопаток, потік виходить із них з відносною швидкістю під кутом  $\beta_2$  до напрямку обертання і попадає на направляючі лопатки, які повертають потік. На направляючих лопатках відбувається зменшення абсолютної швидкості з перетворенням її в статичний тиск.

Повний теоретичний напір визначається за формулою:

$$H_o = \rho \cdot \left( \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right),$$

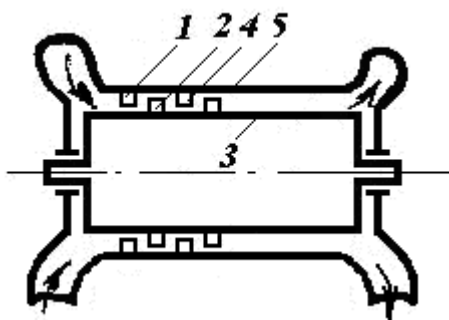
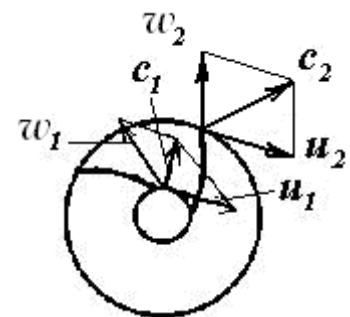


Схема осьового турбокомпресора:

1 – направляючий апарат; 2 – робочі лопатки;  
3 – барабан; 4 – направляючі лопатки; 5 – корпус.



Швидкості в робочому каналі колеса.

де  $c_1, c_2$  – абсолютна швидкість на вході і виході з лопатки (рис.49);

$w_1, w_2$  – відносна швидкість на вході і виході з лопатки;

$u_1, u_2$  – окружна швидкість,  $u = \pi dn/60$ .

Регулювання осьових турбокомпресорів проводиться так як і для відцентрових. Вони мають високий к.к.д. і продуктивність та застосовуються в газотурбінних установках.

## 24. ВІДНОВЛЮВАНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ (ВДР)

Під вторинними енергоресурсами (ВЕР) розуміють енергію газів і рідин – відходів виробництва, – яка може бути використана для отримання теплоти, холоду, роботи, електроенергії. ВЕР підрозділяються:

- 1) Пальні (паливні) гази та інші відходи виробництва, які можуть горіти.
- 2) Теплові – фізична теплота газів і рідин, що відходять, теплота продукції, відходів.
- 3) Надлишкового тиску – потенційна енергія газів і рідин, які покидають агрегати з надлишковим тиском.

Використовуються поняття:

- 1) Вихід ВЕР – кількість ВЕР, що утворюється в одиницю часу.
- 2) Вироблення ВЕР – кількість теплоти, холоду, роботи, яку одержують в установці утилізації. Розрізняють економічно доцільне, плановане і фактичне вироблення.
- 3) Коефіцієнт вироблення – відношення фактичного вироблення до економічно доцільного.
- 4) Коефіцієнт утилізації – відношення фактичної економії палива до економічно доцільної.

Відновлювані джерела енергії:

- 1) Сонячна енергія. За допомогою дзеркал фокусується у точці, в якій встановлюється котел; або використовується пряме перетворення в електроенергію.
- 2) Вітрова – виробляє електроенергію або роботу.
- 3) Енергія приливів і відливів – будується гребля, на якій встановлюються гідротурбіни, що працюють в період приливів і відливів.
- 4) Геотермальна – енергія гарячих підземних джерел води.

### Контрольні запитання до розділу III

1. Наведіть схему котельної установки та опишіть її роботу.
2. Наведіть та опишіть схему конвективної сушильної установки.
3. Приведіть та опишіть графік робочого процесу чотирьохтактного ДВЗ. Чим він відрізняється від двохтактного?
4. Назвіть класифікацію двигунів внутрішнього згорання. Чим відрізняються карбюраторні двигуни від дизельних?
5. Зобразіть схему системи охолодження ДВЗ і опишіть її роботу.
6. Зобразіть схему паливоподачі дизельного ДВЗ та опишіть її роботу.
7. Назвіть основні конструктивні елементи турбіни, дайте їм коротку характеристику.

8. Приведіть схему ротаційного пластичного компресора та опишіть його роботу. Приведіть назву відомих вам установок, де застосовуються пластинчасті компресори.

9. Опишіть принцип роботи турбокомпресора, дайте характеристику групам лопаток, назвіть матеріали з яких виготовляють корпус, диски, лопатки.

10. Приведіть схему та індикаторну діаграму компресора. Опишіть роботу компресора.

#### IV. МЕТОДИ АНАЛІЗУ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ (ЕТС)

#### 25. ЕНТРОПІЙНИЙ МЕТОД ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗА ЕТС

##### 25.1. Про методи аналізу ефективності циклів

Цикли теплосилових установок підрозділяються на 3 групи: теплосилові газові, теплосилові парові, теплосилові прямого перетворення теплоти в електроенергію.

Загальним для теплосилових газових циклів є те, що робоче тіло протягом всього циклу залишається в одному агрегатному стані, стані газу, а в теплосилових парових агрегатний стан робочого тіла протягом циклу змінюється. Особливою групою стоять цикли прямого перетворення.

Для оцінки теплосилової установки слід відповісти на такі питання:

1. Яка величина к.к.д. оборотного циклу теплосилової установки і від яких чинників він залежить?

2. Наскільки великі необоротні втрати в реальному циклі установки і як розподіляються ці втрати по окремих елементах циклу з метою вдосконалення процесів циклу?

Відповідно до цього аналіз циклів проводиться, як правило, в два етапи: перший – аналіз оборотного циклу, другий – аналіз реального циклу.

Зворотні цикли характеризуються термічним к.к.д.  $\eta_t$ , а реальні цикли – внутрішнім к.к.д.  $\eta_i$ , який характеризує міру досконалості процесів, що складають цикл

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{q_1 - q_2^{ob}}{q_1} = \frac{l_u^{ob}}{q_1}; \\ \eta_i &= \frac{q_1 - q_2^{\partial}}{q_1} = \frac{l_u^{\partial}}{q_1},\end{aligned}\tag{25.1}$$

де *об* – оборотний цикл.

*∂* – реальний цикл.

Ступінь досконалості оборотних циклів повністю характеризується величиною  $\eta_t$  у порівнянні з термічним к.к.д. циклу Карно, здійснюваним в тому ж інтервалі температур. Величина ж внутрішнього к.к.д. нічого не говорить про



ступінь необоротності циклу, або термодинамічного процесу. Ступінь необоротності визначається внутрішнім відносним к.к.д.  $\eta_{0i}$

$$\eta_i^u = \eta_{0i}^u \cdot \eta_t. \quad (25.2)$$

Внутрішній відносний к.к.д. циклу показує наскільки дійсний цикл менш досконалий чим оборотний. Крім необоротних втрат у термодинамічних процесах у реальному циклі є втрати на тертя: у підшипниках, поршня в циліндрі, втрати тепла в паропроводах і т.д. Тому ефективність теплосилової установки в цілому визначається ефективним к.к.д.  $\eta_e^{ycm}$ ; який представляє собою відношення роботи відданої споживачеві  $l_n$  до кількості тепла підведеного в установці

$$\eta_e^{ycm} = \frac{l_n}{q_1}. \quad (25.3)$$

Таким чином перший шлях аналізу циклу проводиться по розрахунку термічних к.к.д. і їх порівнянню.

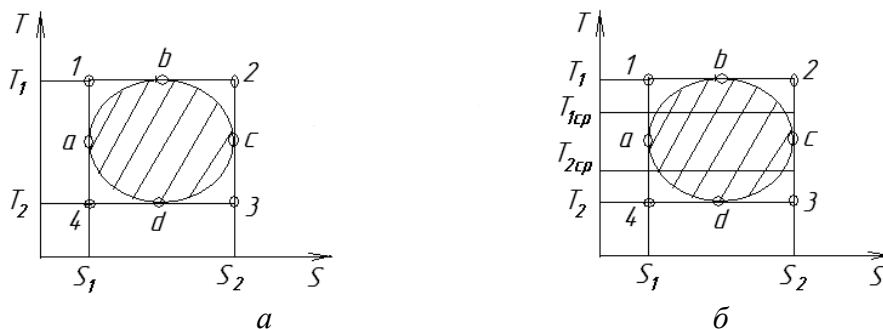
Інший шлях оцінки ефективності теплосилової установки використовує поняття працездатності системи. При аналізі циклу проводять розрахунок втрат працездатності у кожному із елементів установки та проводять їх оцінку. Існує два методи оцінки втрат працездатності: ентропійний та ексергетичний.

## 25.2. Метод коефіцієнтів корисної дії

### 25.2.1. Оборотні цикли

Порівняння термічних к.к.д. оборотного циклу з термічним к.к.д. циклу Карно проводиться такими способами:

1. Обчисленням термічних к.к.д. оборотного циклу й циклу Карно через величини  $q_1$  і  $q_2$ . Недоліком способу може бути великий об'єм обчислень  $q_1$  і  $q_2$ .
2. Визначенням коефіцієнта заповнення циклу, який являє собою відношення площі даного циклу в  $T-S$  діаграмі до площі циклу Карно.



Довільний цикл і цикл Карно в  $T-S$  координатах:

$a$  – до визначення коефіцієнта заповнення циклу;  $b$  – до визначення середніх температур.

3. Визначенням середніх температур підведення й відводу тепла в циклі й обчисленням по них термічного к.к.д. довільного циклу. Термічний к.к.д. довільного оборотного циклу в інтервалі від  $T_1$  до  $T_2$  рівний термічному к.к.д. циклу Карно, здійснюваного в більш вузькому інтервалі температур від  $T_{1cp}$  до  $T_{2cp}$ .

$$T_{1cp} = \frac{\int_{abc} TdS}{S_2 - S_1}; T_{2cp} = \frac{\int_{abc} TdS}{S_2 - S_1},$$

де  $T_{1cp}, T_{2cp}$  – середньо-планіметричні температури або температури підведення і відведення теплоти в довільному циклі  $abcd$ ,

$T_1, T_2$  – температури підведення і відведення теплоти в циклі Карно.

### 25.2.2. Необоротні цикли

Обов'язковими елементами теплосилової установки є пристрій для стискування й розширення робочого тіла. Реальні процеси стискування й розширення завжди супроводжуються необоротними втратами. Тому внутрішній відносний к.к.д. двигуна(циклу) рівний:

$$\eta_{0i}^p = \frac{l_p^{\partial}}{l_p^T}; \eta_{0i}^c = \frac{l_c^T}{l_c^{\partial}}, \quad (25.4)$$

де  $p$  – розширення,  $\partial$  – дійсний,  $t$  – теоретичний,  $c$  – стискування.

При стискуванні робота, яка підводиться, більша внаслідок наявності необоротних втрат. Величини внутрішніх відносних к.к.д. машин і апаратів визначаються експериментальним шляхом.

Робота, здійснена у оборотному циклі:

$$l_y^o = l_p^T - l_c^T. \quad (25.5)$$

Робота, здійснена у реальному необоротному циклі:

$$l_y^{\partial} = l_p^{\partial} - l_c^{\partial}. \quad (25.6)$$

Визначаючи величини  $l_p^{\partial}$  і  $l_c^{\partial}$  і підставляючи, отримаємо:

$$l_c^{\partial} = l_p^T \cdot \eta_{0i}^p - \frac{l_c^T}{\eta_{0i}^c}. \quad (25.7)$$

Тоді внутрішній відносний к.к.д. циклу:

$$\eta_{0i}^y = \frac{l_p^T \cdot \eta_{0i}^p - l_c^T}{l_p^T - l_c^T} \cdot \eta_{0i}^c = \frac{l_y^\delta}{l_y^o} . \quad (25.8)$$

Внутрішній відносний к.к.д. реального циклу не повністю характеризує ефективність установки. Механічні, теплові й електричні втрати в агрегатах враховуються ефективним к.к.д. Кожний елемент установки характеризується своїм ефективним к.к.д. Перемноживши між собою ефективні к.к.д. елементів установки й внутрішній абсолютний к.к.д. циклу одержимо ефективний абсолютний к.к.д. усієї установки.

$$\eta_e^y = \eta_i \cdot \Pi \eta_{ei} = \eta_{0i} \cdot \eta_t \cdot \eta_{ei} , \quad (25.9)$$

де  $\Pi \eta_{ie}$  – добуток ефективних к.к.д. елементів установки.

Ефективний к.к.д. теплосилової установки показує, яка доля теплоти, введеної в установку віддана зовнішньому споживачеві у вигляді роботи.

$$l_n = \eta_e^\delta \cdot q_1 . \quad (25.10)$$

Робота, віддається зовнішньому споживачеві й у вигляді електричної енергії й у вигляді обертання вала будь-якого агрегату і т.д.

Частка тепла не перетворена в роботу:

$$\Delta q = (1 - \eta_e^\delta) q_1 . \quad (25.11)$$

Величина  $\Delta q$  містить у собі втрати, що обумовлені необоротністю  $\Delta q_{em}$ , вони віддаються холодному джерелу.

$$\Delta q_{em} = l_y^o - l_n = (\eta_t - \eta_e^\delta) q_1 . \quad (25.12)$$

### 25.3. Ентропійний метод аналізу ЕТС

Втрати працездатності ізольованої системи, що складається із двох джерел тепла й робочого тіла визначаються:

$$\Delta L = l_n^{\max} - l_n , \quad (25.13)$$

де  $l_n^{\max} = \eta_t^{oik} q_1$  – робота, яка здійснюється при протіканні оборотних процесів;

$l_n = \eta_e^\delta q_1$  – робота, яка здійснюється при протіканні необоротних процесів.

У такому разі:

$$\Delta L = q_1(\eta_t^{оцк} - \eta_e^u). \quad (25.14)$$

Втрати працездатності установки можуть бути розраховані по цьому рівнянню, однак це рівняння не дає можливості оцінити втрати працездатності в окремих елементах установки. Тому проводять аналіз зміни ентропії в кожній із частин системи.

$$\Delta S_{cucm} = \sum_{i=1}^n \Delta S_i. \quad (25.15)$$

Помноживши ліву й праву частини рівняння на температуру навколишнього середовища  $T_0$  одержимо:

$$T_0 \cdot \Delta S_{cucm} = T_0 \cdot \sum_{i=1}^n \Delta S_i,$$

$$\Delta L_{cucm} = \sum_{i=1}^n \Delta L_i. \quad (25.16)$$

У такий спосіб втрати працездатності всієї системи дорівнюють сумі величин втрат працездатності в окремих елементах цієї системи. Знайдені значення покажуть у яких елементах установки необоротні процеси вносять основний вклад у втрати працездатності і які процеси в цих елементах вимагають удосконалення.

Цикл, у якому відсутні втрати на тертя при русі робочого тіла, називають внутрішньооборотним. Якщо ж у циклі відсутні втрати на тертя й втрати, пов'язані з наявністю кінцевої різниці температур між робочим тілом і гарячим і холодним джерелом тепла, то такий цикл називають повністю оборотним, Відповідно до цього існують поняття внутрішньої необоротності (втрати на тертя) і зовнішньої необоротності (втрати від кінцевої різниці температур).

Метод к.к.д. враховує втрати обумовлені тільки внутрішньою необоротністю циклу.

Враховуючи втрати, що обумовлені внутрішньою необоротністю, та втрати обумовлені й внутрішньою й зовнішньою необоротністю, отримаємо втрати від зовнішньої необоротності:

$$\Delta q_{ем}^{зобн} = \Delta L - \Delta q_{ем}^{зобн} = q_1(\eta_t^{оцк} - \eta_t). \quad (25.17)$$

Величину

$$\eta_{в.н.} = \frac{\Delta L}{l_n^{\max}}. \quad (25.18)$$

називають коефіцієнтом втрат працездатності, він показує яка частка працездатності губиться в результаті необоротності.

Величину

$$\eta_{o.n.} = 1 - \frac{\Delta L}{l_n^{\max}} = 1 - \eta_{e.n.} \quad (25.19)$$

називають відносним коефіцієнтом працездатності або коефіцієнтом використання енергії або ступінню термодинамічного досконалості установки.

$$\eta_e^o = \eta_{o.n.} \cdot \eta_t^{oцк} \quad (25.20)$$

Сутність ентропійного методу полягає в тому, що спочатку розраховується працездатність усієї установки як ізольованої системи, а потім підраховуються величини втрат працездатності в окремих елементах установки. Ступінь термодинамічної досконалості елемента оцінюється шляхом порівняння величини втрат елемента з величиною втрат усієї установки.

## 26. ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ ЕТС

### 26.1. Сутність ексергетичного методу

Ексергетичний метод аналізу ЕТС використовується для аналізу тільки таких технічних систем, у яких істотно місце займають енергетичні перетворення, пов'язані із другим законом термодинаміки. В енергетичних перетвореннях досить велике значення мають такі, які характеризуються відмінною від нуля ентропією. Таким перетворенням відповідають два види технічних систем:

- 1) призначені для перетворення енергії: електростанції, теплонасоси й холодильні установки;
- 2) призначені для перетворення речовини: хімічні, харчові й інші виробництва.

Перший вид систем називають енергетичними, другий – технологічними.

Якщо в механічних, електромеханічних, електричних системах не спостерігається істотних дисипативних ефектів, то вони не вивчаються методами термодинамічного аналізу.

Згідно ексергетичного методу кожний елемент установки розглядається як самостійна, неізольована термодинамічна система, оскільки через елемент протікає робоче тіло, що обмінюється з іншими частинами установки теплотою й роботою. Ефективність роботи елемента оцінюється шляхом порівняння працездатності, яку має робоче тіло на вході в елемент, з величиною втрат працездатності в елементі установки. Працездатність оцінюється стосовно навколишнього середовища з параметрами  $P_0$  й  $T_0$ . Переваги такого підходу полягають у тому, що він дозволяє аналізувати ступінь термодинамічної досконалості еле-

мента установки без попередньої оцінки працездатності всієї установки в цілому, що спрощує техніку розрахунків.

## 26.2. Ексергія

Залежно від зовнішніх умов енергія може мати різну цінність для практичного використання, наприклад, одна й та ж кількість теплоти при різному температурному потенціалі джерел. Для зіставлення різних видів енергії потрібний єдиний спосіб, який дозволяв би оцінити енергію з урахуванням її якісних характеристик. Таким способом служить ексергія. Вона являє собою кількість роботи, яка може бути отримана зовнішнім приймачем при оборотній взаємодії термодинамічної системи або потоку енергії з навколишнім середовищем до встановлення повної рівноваги.

Система, для аналізу якої використовується ексергія, може бути простою – робоче тіло в замкненому об'ємі, складною – хімічний агрегат, закритою, відкритою, стаціонарною й нестаціонарною.

Ексергія системи визначається не тільки дією системи, але одночасною дією навколишнього середовища. Так система може здійснювати роботу за рахунок навколишнього середовища, наприклад, ємність з газом, тиск якого менше тиску навколишнього середовища. При повній рівновазі системи й навколишнього середовища ексергія дорівнює нулю. Такий стан системи називають нульовим.

Взаємодія системи з навколишнім середовищем може проходити оборотно (ідеальний процес) і необоротно (реальний процес). В ідеальному процесі одержуємо роботу, рівну ексергії. У реальному процесі робота менше спаду ексергії, оскільки частина ексергії втрачається в результаті дисипації (розсіювання) енергії ексергія зникає. У цьому полягає одна з істотних відмінностей між ексергією і енергією.

## 26.3. Класифікація видів ексергії

Усі види “безентропійної” енергії повністю перетворювані. Для механічної (кінетичної й потенційної), електричної (електростатичної й електродинамічної) та ядерної енергії ексергія дорівнює енергії. Спеціальний розрахунок ексергії тут не проводиться, тому із класифікації ці складові ексергії виключаються.

Для “безентропійної” енергії види ексергії діляться за ознакою наявності або відсутності тіла – носія ексергії.

Розрізняють:

- ексергію речовини в об'ємі;

$$\text{повна } E_v = e_v \cdot m;$$

$$\text{питома } e_v = (u - u_{н.с.}) - T_0(s - s_{н.с.}) + P_0(v - v_{н.с.});$$

- ексергію речовини в потоці

$$\text{повна } E = e \cdot G;$$

$$\text{питома } e = (i - i_{н.с.}) + T_0(s - s_{н.с.}),$$

де  $G$  – масова витрата повітря, кг/с;  
- ексергію теплового потоку

$$E_q = e_q \cdot m;$$

$$e_q = q \cdot \tau_e = \frac{T - T_{н.с.}}{T}, \quad (26.1)$$

де  $q$  – питома теплота, кДж/кг;  $\tau_e$  – ексергетична температура;  
- ексергію потоку випромінювання

$$E_u = e_u \cdot F;$$

$$e_u = \varepsilon \cdot c_0 (3T^u + T_{н.с.}^u - 4T_{н.с.} \cdot T) / 3, \quad (26.2)$$

де  $F$  – площа поверхні;  $c_0 = 5,67$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) – коефіцієнт випромінювання абсолютно-чорного тіла;  
- ексергію палив

$$E_n = e_n \cdot m; \quad (26.3)$$

$$\text{твердих } e_n = Q_n^p + 2500 \cdot d_n,$$

$$\text{рідинних } e_n = 0,97 \cdot Q_b^p,$$

$$\text{газоподібних } e_n = 0,95 \cdot Q_b^p.$$

Параметри навколишнього середовища  $P_0 = 0,1$  МПа,  $T_0 = 298$  К.

Найбільш важливі для практики ексергія речовини в потоці й ексергія теплового потоку.

Ексергія речовини в потоці  $E$  класифікується залежно від виду енергетичних взаємодій з навколишнім середовищем: температурна взаємодія – термічна ексергія; взаємодія під тиском  $P$  – деформаційна ексергія; взаємодія при хімічному потенціалі  $\mu$  – реакційна ексергія й концентраційна ексергія.

## 26.4. Термомеханічна ексергія

### 26.4.1. Ексергія речовини в замкнутому об'ємі

Позначимо параметри речовини в закритій системі через  $U, S, P, V, T$ . Після здійснення роботи система перейде в нульовий стан, тобто в стан рівноваги з навколишнім середовищем, тоді ці параметри матимуть значення  $U_{н.с.}, S_{н.с.}, P_{н.с.}, V_{н.с.}, T_{н.с.}$ .

Завдання визначення ексергії речовини в замкнутому об'ємі  $l_v$  зводиться до розрахунку максимальної корисної роботи, яку може виробити система при переході від заданого стану до нульового. Робота буде максимальною, якщо

здійснюватиметься при протіканні оборотних процесів. Раніше нами було отримано:

$$L_{\text{кор.}}^{\text{max}} = (u_1 - u_2) - T_0(s_1 - s_2) - P_0(v_2 - v_1), \quad (26.4)$$

або питома працездатність

$$l_{\text{нов}}^{\text{max}} = (u_1 - u_2) - T_0(s_1 - s_2) - P_0(v_2 - v_1). \quad (26.5)$$

Для даних умов в початковому стані  $u_1 = u$ ;  $s_1 = s$ ;  $v_1 = v$ ;  $T_0 = T_{oc}$ ;  $P_0 = P_{oc}$ , в кінцевому стані  $u_2 = u_{н.с.}$ ,  $s_2 = s_{н.с.}$ ,  $v_2 = v_{н.с.}$ . Тоді ексергія речовини в замкнутому об'ємі:

$$e_v = l_{\text{нов}}^{\text{max}} = (u - u_{н.с.}) - T_{н.с.}(s - s_{н.с.}) + P_0(v - v_{н.с.}). \quad (26.6)$$

Знак "+" перед членом  $P_0(v - v_{н.с.})$  з'являється в результаті заміни місцями  $v_1$  і  $v_2$ . Значення функції  $e_v$  залежно від параметрів речовини і навколишнього середовища змінюються від нуля до безкінечності. Це означає, що в процесі вирівнювання параметрів робочого тіла дана система завжди здійснюватиме роботу над зовнішнім об'єктом.

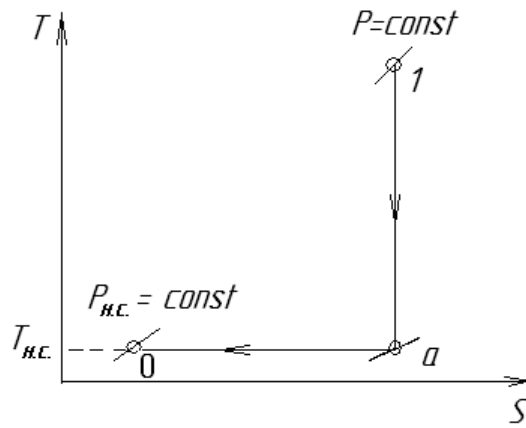
#### 26.4.2. Ексергія речовини в потоці

У більшості енерготехнологічних агрегатів доводиться мати справу з потоком робочого тіла. Тому для аналізу працездатності таких установок доцільно оперувати працездатністю потоку або ексергії потоку. Розглянемо сталий потік речовини, що має параметри  $U, S, P, V, T$ , параметри навколишнього середовища відповідно  $U_{н.с.}, S_{н.с.}, P_{н.с.}, V_{н.с.}, T_{н.с.}$ . Система не ізольована. Джерело роботи (потік речовини) оборотно може бути переведений в стан рівноваги з навколишнім середовищем, наприклад, в процесі адіабатному, при цьому температура джерела знизиться від  $T$  до  $T_{н.с.}$ , а потім здійснюється ізотермічний процес, в якому за рахунок теплообміну з середовищем джерело роботи досягає тиску  $P_{н.с.}$ . Будь-який інший процес або комбінація процесів буде необоротні, оскільки вони пов'язані з відведенням теплоти при кінцевій різниці температур.

У оборотному адіабатному процесі:

$$l_{1-a} = i_1 - i_a.$$





До визначення поняття «ексергія» потоку речовини.

У оборотному ізотермічному процесі:

$$l_{a-0}^{звор} = (i_a - i_0) + q_{a-0}.$$

де  $q_{a-0}$  – тепло, що відводиться від джерела роботи в ізотермічному процесі

$$q_{a-0} = T_{н.с.}(s_0 - s_a).$$

Робота, що здійснюється потоком в результаті переходу із стану 1 в стан 0

$$l_{звор.}^{1-0} = l_{звор.}^{1-a} + l_{звор.}^{a-0}.$$

Збираючи результати, отримаємо:

$$l_{нов}^{макс} = (i_1 - i_a) + (i_a - i_0) + T_{н.с.}(s_0 - s_{н.с.}).$$

Враховуючи, що  $i_1 = i$ ,  $s_0 = s$  запишемо:

$$e = l_{нов.}^{макс.} = (i - i_{н.с.}) + T_{н.с.}(s - s_{н.с.}),$$

або в диференційній формі:

$$de = di - T_{н.с.}ds.$$

Ексергія потоку у відмінності від ексергії речовини може бути як позитивною так і негативною.

Якщо  $P <> P_{н.с.}$ , а  $T = T_{н.с.}$ , то потік віддає так звану механічну складову ексергії

$$e_p = T_{н.с.}(s - s_{н.с.}) + \Delta i_T,$$

де  $\Delta i_T$  – ізотермічний дросель-ефект при  $T_{н.с.}$

Якщо  $T > T_{н.с.}$ , а  $P = P_{н.с.}$ , то потік віддає так звану термічну складову ексергії

$$e_T = \int_T^{T_{н.с.}} \frac{T - T_{н.с.}}{T} \cdot d_i.$$

Повна ексергія:  $e = e_p + e_T$ .

Вплив тиску навколишнього середовища  $P_{н.с.}$  на ексергію  $e$  встановлюється за допомогою аналізу в  $i$ - $s$  діаграмі. Зміна тиску змінює положення лінії початку відліку функції  $e$ , але це впливає на різницю її значень в будь-яких точках площини діаграми  $i$ - $s$ .

Тому вплив  $P_{н.с.}$  потрібно враховувати при аналізі відкритих систем. Для циклів, де важливі різниці  $\Delta e$  зміна  $P_{н.с.}$  значення не має.

Зміна температури  $T_{н.с.}$  позначається не лише на положення початку відліку функції  $e$ , але і на різниці значень  $e$  між двома точками площини  $i$ - $s$  діаграми. Тому зміну  $T_{н.с.}$  слід враховувати як для відкритих так і закритих систем.

Параметри навколишнього середовища позначають індексами «н.с.» або «0». Тоді  $P_{н.с.} = P_a$ , а  $T_{н.с.} = T_0$ . В такому разі питома ексергія потоку

$$e = (i - i_0) + T_0(s - s_0).$$

## 26.5. Хімічна ексергія

Хімічна ексергія  $E_x$  складається з двох складових – реакційної  $E_r$ , зв'язаної з хімічними реакціями і концентраційної  $E_k$ , що визначається концентрацією даної речовини у розчині.

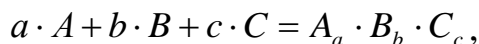
Реакційна ексергія важлива для практики. У більшості технічних систем речовини, що поступають в систему і виходять з неї, мають різні температури, тиски і концентрації, а також різний хімічний склад. Тому загальною формулою для визначення  $e$  користуватися не можна, оскільки величини  $i$  і  $s$  відносяться до однієї і тієї ж речовини. В такому разі для розрахунку величин  $i$  і  $s$  використовують методи, розроблені в хімічній термодинаміці, крім того для розрахунку цих величин потрібно мати один рівень відліку.

При розрахунку реакційної ексергії речовиною відліку служить речовина іншого хімічного складу. При цьому речовини відліку повинні залишатися однаковими для речовин на вході і виході з системи.

Концентраційну ексергію потоку речовини необхідно враховувати тоді, коли відбуваються процеси розділення суміші або її утворення. Концентраційна ексергія речовини визначається тією максимальною роботою, яка може бути отримана в процесі вирівнювання концентрації компонентів суміші з їх концентрацією в навколишньому середовищі. Це положення відноситься до твердих, рідинних і газоподібних речовин. Підрахунок концентраційної ексергії пов'язаний не з температурою і тиском навколишнього середовища, а лише з її складом.

Для простих речовин  $e_x$  розраховується для одного моля одноатомного і 0,5 моля двоатомної речовини. На основі набутих значень  $e_x$  простих речовин розраховується ексергія складних речовин.

Розрахунок ексергії складної речовини проводиться так. Хай є хімічна реакція утворення складної речовини з елементів:



де  $A, B, C$  – елементи;

$a, b, c$  – стехіометричні коефіцієнти;

$A_a, B_b, C_c$  – складна речовина.

Якщо відома вільна енергія утворення речовини  $A_a, B_b, C_c$ , що дорівнює  $\Delta G$  при тиску  $P_{н.с.}$ , і температурі  $T_{н.с.}$ , то хімічна ексергія цієї речовини розраховується по формулі:

$$e_x(A_a B_b C_c) = \Delta G + a \cdot e_A + b \cdot e_B + c \cdot e_C,$$

де  $e_A, e_B, e_C$  – ексергії відповідних елементів.

Розрахунок хімічної ексергії елементів включає два завдання: 1) обґрунтування і вибір однієї речовини відліку в навколишньому середовищі для кожного елемента; 2) розрахунок хімічної ексергії елемента відносно вибраної речовини і того середовища в якій воно знаходиться.

## 26.6. Ексергія розчинів

Ексергія розчину  $E$  розраховується по формулі

$$E = \sum E_i + \nabla E, \quad (26.7)$$

де  $\sum E_i$  – сума ексергій компонентів розчину;

$\nabla E$  – зниження ексергії в процесі утворення розчину

$$\nabla E = \Delta I - T_{н.с.} \Delta S,$$

$\Delta I$  – різниця між ентальпією розчину і сумою ентальпій його компонентів;

$\Delta S$  – приріст ентропії в процесі утворення розчину.

Рівняння справедливо як для оборотного, так і необоротного процесів утворення розчину.

## 26.7. Ексергія іонів

Термомеханічна ексергія потоку іонів визначається кількістю роботи, яка може бути отримана в оборотному процесі встановлення рівноваги між пото-

ком речовини і навколишнім середовищем за допомогою енергетичної взаємодії, але без обміну речовиною.

Хімічна ексергія іона визначається як мінімальна робота, яка необхідна для отримання іона в оборотному процесі з речовини відліку або для перетворення його на речовину відліку, при параметрах навколишнього середовища.

$$e_u = \sum_{i=1}^k \nu_i e_i - \Delta G, \quad (26.8)$$

де  $\Delta G$  – енергія Гіббса електрохімічної реакції девальвації;

$\nu_i$  – стехіометричні коефіцієнти;

$e_i$  – ексергія компонентів розчину.

Всі розрахунки ексергії іонів в розчинах повинні проводитися за умови збереження маси і електронейтральності розчину, а також хімічної рівноваги в реакції.

Для порівняльної оцінки термодинамічної цінності речовин і іонів, що беруть участь в електрохімічних процесах, введено поняття ексергетичного електрохімічного потенціалу.

Ексергетичний електрохімічний потенціал речовини або іона – це ексергія, що витрачається на отримання одиниці кількості електроенергії або ексергія, що отримується при витраті одиниці кількості електроенергії на проведення оборотних процесів в електрохімічній системі при параметрах навколишнього середовища  $P_{н.с.}$ ,  $T_{н.с.}$  – концентрація речовин відліку в навколишньому середовищі.

Ексергетичний електрохімічний потенціал (ЕЕП) дорівнює відношенню роботи оборотної електрохімічної реакції девальвації до кількості електроенергії, що отримується або витрачається в цій реакції.

$$\varphi_e = \frac{e}{zF}, \quad (26.9)$$

де  $z$  – заряд іона;

$F$  – постійна Фарадея;

$e$  – питома ексергія речовини або іона.

Значення ЕЕП приведені в таблицях у спеціальній літературі.

## 26.8. Барергія

З метою визначення залежностей основних показників теплових двигунів і циклів від параметрів процесів введена функція, яка називається барергія. На відміну від ексергії барергія визначає максимальну працездатність теплового потоку або потоку робочого тіла в умовах циклу.

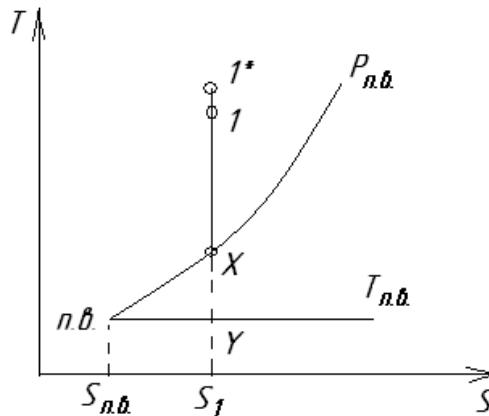
Під барергією робочого тіла розуміється максимальна робота, яка може бути отримана при ізоентропном розширенні одиниці маси газу з стану в точці

$l$  до стану в точці  $x$  і ізобарному відведенні теплоти при тиску  $P_{н.в.}$  (початок відліку) до  $T_{н.в.}$ .

Барергія газу в стані  $l$  визначається виразом:

$$e_l = i^* - i_{н.в.} - \int_{S_{н.в.}}^S T_p \cdot dS, \quad (26.10)$$

де  $T_p$  – температура газу в процесі його розширення при  $P=const$ .



Ізоентропне розширення та ізобарне відведення теплоти від газу.

Враховуючи, що в ізобарному процесі:

$$\int_{S_{н.в.}}^S T_p \cdot dS = i_x - i_{н.в.}$$

і підставивши це у попереднє рівняння отримаємо:

$$e_l = i^* - i_{н.в.} - (i_x - i_{н.в.}) = i_1^* - i_x, \quad (26.11)$$

де  $i_1^*$  – ентальпія газу в стані загальмованого потоку.

Із останнього рівняння витікає, що барергія – це сума роботи і кінетичної енергії газу при його ізоентропному розширенні

$$e = i^* - i_x = l_x + \frac{W_x^2}{2}. \quad (26.12)$$

## 26.9. Ексергія теплового потоку

Ексергія теплового потоку – це параметр не стану, а параметр процесу.

Ексергія теплового потоку:

$$e_q = \sum \delta q \cdot \frac{T - T_{н.с.}}{T} = \sum \delta q \cdot \tau_e. \quad (26.13)$$

У окремому випадку при  $T=idem$ , отже:

$$\tau_e = \frac{T - T_{н.с.}}{T} = idem, \quad (26.14)$$

та рівняння (26.13) прийме вид:

$$e_q = q \cdot \tau_e. \quad (26.15)$$

Величина  $\tau_e = (T - T_{н.с.})/T$  називається ексергетичною температурною функцією (або ексергетична температура). Вона представляє собою функцію стану системи і навколишнього середовища і залежить тільки від температури теплового потоку.

Зміна ексергії  $\Delta e$  потоку робочого тіла в ізобарному процесі дорівнює ексергії  $e_q$ , зв'язаного з цим процесом теплового потоку. Зв'язок між ексергіями потоку речовини і теплового потоку виражається рівнянням:

$$(\Delta e)_p = e_q. \quad (26.16)$$

## 26.10. Ексергія випромінювання

Упорядковане (монохроматичне когерентне) випромінювання електромагнітних хвиль не має ентропії тому енергія і ексергія співпадає.

Природне (сонячне) випромінювання має складний спектр електромагнітних коливань різних частот з визначеною ентропією, тому для нього енергія та ексергія істотно відрізняються.

Ексергія випромінювання чорного тіла, маючого температуру  $T > T_{н.с.}$ , віднесена до одиниці його поверхні визначається:

$$e_e = \varepsilon \cdot c_0 (3T^4 + T_{н.с.}^4 - 4T_{н.с.} \cdot 3T) / 3, \quad (26.17)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт теплового випромінювання поверхні; ступінь чорноти поверхні,  $c_0$  – стала Стефана-Больцмана, коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла. Це рівняння дійсно і в випадку  $T < T_{н.с.}$ , при  $T = T_{н.с.}$   $e_e = 0$ .

## 26.11. Ексергія палив

Склад палив та масел дуже складний, тому для розрахунку ексергії використовуються наближені методики, в яких використовується теплотворна здатність палива, що визначає ентальпію хімічної реакції горіння.

Для звичайних продуктів горіння в якості речовин відліку приймають складові атмосфери.

Хімічна ексергія палива точно розраховується через взяті зі знаком мінус енергію Гіббса (вільну ентальпію) реакції палива з відповідними речовинами відліку для такого навколишнього середовища. Але із-за складності палива це значення визначати точно неможливо, тому використовують наближені рівняння.

Найпростіші наближені рівняння засновані на використанні вищої  $Q_g^p$  або нижчої  $Q_n^p$  робочих теплот згорання з урахуванням вологовмісту палива  $d_n$ . Такий розрахунок справедливий, оскільки кількісно ексергія та теплота згорання мало відрізняються.

Хімічна ексергія розраховується:

- для твердих палив при  $P_{н.с.}=0,1$  МПа та  $T_{н.с.}=298$  К:

$$e_x = Q_n^p + 2500d_n ;$$

- для рідинних палив,  $P_{н.с.}=0,1$  МПа та  $T_{н.с.}=298$  К:

$$e_x = 0,975Q_g^p ;$$

- для газоподібних палив:

$$e_x = 0,95Q_g^p .$$

Рівняння не підходить, якщо в газах присутні помітні кількості метану, водню та монооксиду вуглеводу.

## 26.12. Ексергетичні діаграми стану

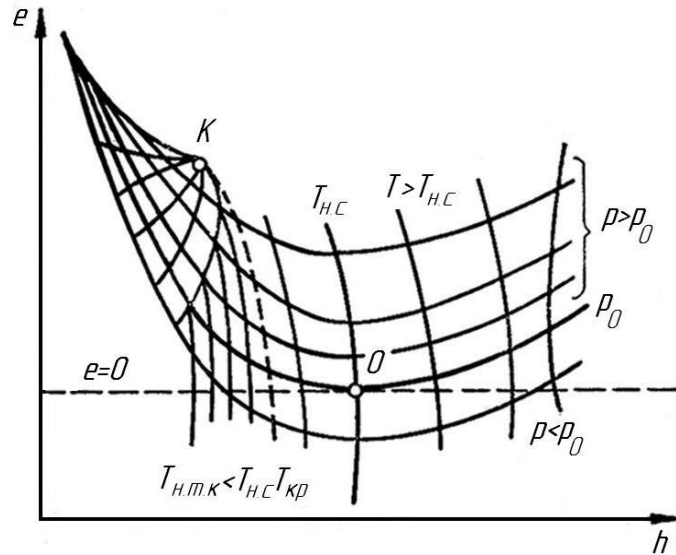
Ексергетичні діаграми застосовуються при термодинамічному аналізі енерготехнологічних систем: з них безпосередньо визначаються величини  $e, e_q$ , їх складові для різних речовин і їх сумішей,  $\tau_e$  при заданих значеннях  $T$  та  $T_{н.с.}$ , а також наочно проводяться вирішення відповідних завдань. Для термодинамічного аналізу використовуються звичайні термодинамічні діаграми  $i-s$ ,  $T-s$  з нанесеними на них лініями  $e = idem$ . Проте використання таких діаграм затрудняє їх читання і не підвищує наочність аналізу.

Всі ексергетичні діаграми діляться на дві групи: калоричні і калорично-термічні. До першої відносяться діаграми  $e-s$ ,  $e-i$ , ексергія концентрації ( $e-\xi$ ) для бінарних сумішей. До другої  $e-T$ ,  $e-P$ ,  $e-\tau_e$ . Діаграми будуються при фіксованих значеннях параметрів навколишнього середовища. При їх зміні в значеннях ексергії вводяться поправки, які розраховуються по наближеній формулі:

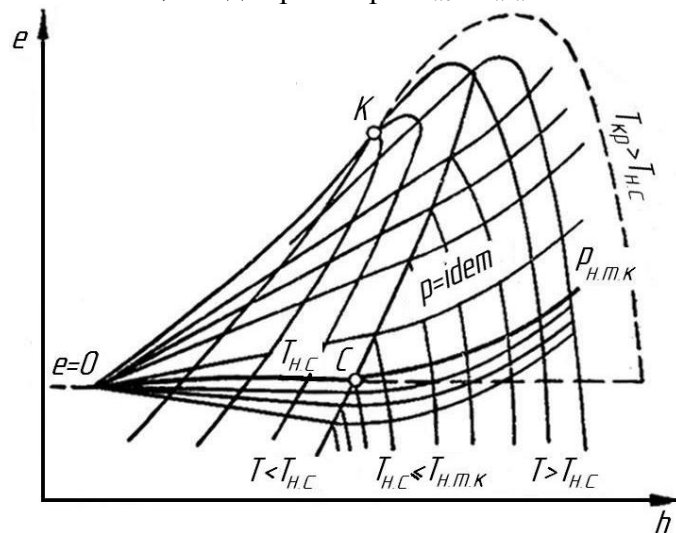
$$\Delta e \approx s_1 (T_{н.с.} - T_{н.с.}^{(1)})$$

де  $T_{н.с.}$  – температура навколишнього середовища, для якого розраховані діаграми;  $T_{н.с.}^{(1)}$  – змінена температура навколишнього середовища;  $s_1$  – ентропія при  $T_{н.с.}$ .

Незважаючи на зниження наочності при термодинамічних розрахунках використовується  $i-s$  діаграма з нанесеними лініями  $e=idem$ , які дотичні до ізобар у точках їх перетину з ізотермою  $T_{н.с.}$ .



$e, h$  – діаграма при  $T_{н.с.} > T_{н.т.к.}$ .



$e, h$  – діаграма при  $T_{н.с.} \leq T_{н.т.к.}$  ( $K$ - критична точка).

Лінія  $e=0$  дотична до ізобари  $P_{н.с.}$  у точці її перетину з ізотермою  $T_{н.с.}$ . Інші лінії  $e=idem$  не є прямими та їх побудувати складніше.

Діаграма  $e-i$  являє собою косо кутову модифікацію  $i-s$  діаграми, де вісь ентальпія нахилена так, щоб лінії  $e=idem$  були горизонтальними. Вид  $e-i$  діаграми у залежності від  $T_{н.с.} > T_{н.т.к.}$  або  $T_{н.с.} < T_{н.т.к.}$  відмінний ( $T_{н.т.к.}$  нормальна температура кипіння при тиску навколишнього середовища), оскільки розташун-



ня та вид ізобар і ізотерм залежить від рівня відліку ексергії. В  $e$ -і діаграмі ексергетична температурна функція  $\tau_e$  чисельно дорівнює тангенсу кута нахилу до осі і дотичною до ізобари у точці її перетину з ізотермою – при  $T > T_{н.с}$   $\tau_e > 0$ , при  $T < T_{н.с}$   $\tau_e < 0$ .

Діаграми  $e$ - $T$  і  $e$ - $p$  застосовуються рідше.

При роботі з розчинами використовують діаграму ексергія – концентрація ( $e$ - $\xi$ ).

### 26.13. Види ексергетичних витрат

Витрати ексергії підрозділяються на внутрішні  $D_i$  і зовнішні  $D_e$ . Необоротні процеси всередині установки викликають внутрішні витрати. Сполучення системи з навколишнім середовищем, джерелами і приймачами енергії викликають зовнішні витрати.

Внутрішні витрати діляться на дві підгрупи:

1. витрати, пов'язані з недосконалістю обладнання;
2. витрати, викликані необоротними явищами.

До першої підгрупи відносять, наприклад, витрати теплоти через ізоляцію, витрати обумовлені тертям, теплообміном і так далі. Ці витрати названі технічними  $D_m$ . До другої підгрупи відносять втрати при теплообміні, обумовлені неоднаковою теплоємністю потоків теплоносія по довжині апарату, витрати при дроселюванні, спалюванні палива та ін. Ці витрати називають власними і позначають  $D_v$ .

У ряді випадків витрати ексергії класифікуються за причинами, що їх викликають: витрати внаслідок зсуву, тертя, гідравлічних опорів і так далі.

Розглянемо витрати, що характеризуються ентропією:

1. Витрати ексергії в теплообмінному апараті  $D_{mi}$ . Ці витрати є сумою чотирьох витрат, викликаних кінцевою різницею температур  $D_m$ , гідравлічним опором  $D_p$ , теплообміном з навколишнім середовищем  $D_{нс}$ , втратами від теплопровідності уздовж теплообмінника нехтують:

$$D_{m.a.} = D_m + D_p + D_{нс} \quad (26.18)$$

Складові розраховуються як

$$D_m = E_q^B - E_q^A = m_B \cdot e_{qB} - m_A \cdot e_{qA} = m_B \cdot \Delta e_B - m_A \cdot \Delta e_A, \quad (26.19)$$

де  $E_q^A$ ,  $E_q^B$  – ексергія теплового потоку теплоносіїв А і В;

$m_B$ ,  $m_A$  – масова витрата теплоносіїв А і В;

$\Delta e_B$ ,  $\Delta e_A$  – зміна потоків ексергії теплоносіїв.

При фазових перетвореннях в теплообмінниках (кип'ятильник-конденсатор)

$$D_T = Q \cdot T_{nc} \left( \frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right). \quad (26.20)$$

Це рівняння може бути використане для будь-якого теплообмінника, якщо  $T_A$  і  $T_B$  замінити середньо інтегральними значеннями ( $T_A$  і  $T_B$  – температури теплоносіїв  $A$  і  $B$ )

$$D_p = L_A + L_B, \quad (26.21)$$

де  $L_A, L_B$  – технічна робота нагнітача теплоносіїв  $A$  і  $B$ .

$$D_{nc} = m_A \cdot e_q^A + m_B \cdot e_q^B = m_A \cdot q_A \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_{ізA}} \right) + m_B \cdot q_B \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_{ізB}} \right), \quad (26.22)$$

де  $q_A, q_B$  – густина теплових потоків теплоносіїв  $A$  і  $B$ ;

$T_{ізA}, T_{ізB}$  – середньо інтегральні температури зовнішньої теплової ізоляції.

2. Витрати ексергії в реакторі від протікання хімічної реакції при  $T=const$ ,  $P=const$ , розраховуються так: на початку визначаються

$$\Delta S_{x.p} = \Delta S + \Delta S_T,$$

де  $\Delta S_{x.p}$  – зміна ентропії в хімічному реакторі;

$\Delta S, \Delta S_T$  – зміна ентропії системи, де протікає реакція та зміна ентропії тіла відповідно

$$D_{x.p} = T_0 \cdot \Delta S_{x.p} = T_{nc} \frac{\Delta z}{T},$$

де  $\Delta z$  – зміна ізобарно-ізотермічного потенціалу хімічної реакції.

#### 26.14. Ексергичний баланс і ексергетичні к.к.д.

Ексергетичний баланс, на відміну від теплового, враховує витрати від необоротності в енерготехнологічних системах і тим самим відображає ступінь наближення системи до ідеальної, для якої ексергетичний к.к.д. дорівнює 1.

Перед складанням балансу умовно відокремлюють досліджувану систему від інших об'єктів контрольною поверхнею, а ексергії всіх потоків речовини та енергії включають в баланс.

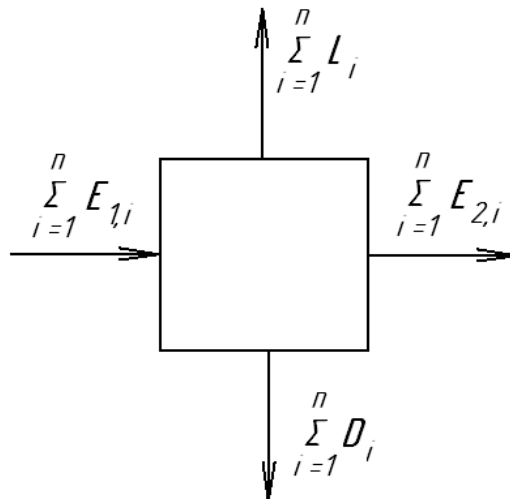


Схема потоків ексергій, роботи та ексергетичних витрат.

Для потоку речовини або для визначеного періоду часу баланс має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n E_{1,i} = \sum_{i=1}^n E_{2,i} + \sum_{i=1}^n L_i + \sum_{i=1}^n D_i, \quad (26.23)$$

де  $\sum_{i=1}^n E_{1,i}$  – сума ексергій, що входять в систему;

$\sum_{i=1}^n E_{2,i}$  – сума ексергій, що виходить з системи;

$\sum_{i=1}^n L_i$  – сума робіт, що виконуються в системі;

$\sum_{i=1}^n D_i$  – сума ексергетичних витрат.

Якщо в системі здійснюється оборотні процеси, то тоді в системі немає ексергетичних витрат  $D = 0$ , тоді

$$L = \sum_{i=1}^n E_{1,i} - \sum_{i=1}^n E_{2,i}. \quad (26.24)$$

Тобто робота, що здійснюється системою або витрачається на її дію дорівнює зміні ексергій.

Для 1 кг речовини ексергетичний баланс запишеться:

$$\sum_{i=1}^n e_{1,i} = \sum_{i=1}^n e_{2,i} + l + d. \quad (26.25)$$

У апаратах і теплообмінниках робота не здійснюється, тоді з балансу виключається величина  $l$ , якщо ж процеси в них оборотні, то ексергія речовини не змінюється.

Ступінь досконалості системи характеризується ексергетичним к.к.д., який визначається з ексергетичного балансу. Для енергохімічно-технологічної системи (ЕХТС) ексергетичний к.к.д. визначається як:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{2,i} + \sum_{i=1}^n L_i}{\sum_{i=1}^n E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{1,i} - \sum_{i=1}^n D_i}{\sum_{i=1}^n E_{1,i}}. \quad (26.26)$$

Для машин

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{2,i} + L}{\sum_{i=1}^n E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{1,i} - D}{\sum_{i=1}^n E_{1,i}}. \quad (26.27)$$

Для апаратів

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{2,i}}{\sum_{i=1}^n E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{1,i} - D}{\sum_{i=1}^n E_{1,i}}. \quad (26.28)$$

Для ЕХТС при протіканні оборотних процесів  $\eta_{ex} = 1$ .

### 26.15. Ексергетична продуктивність і потужність

Різні термодинамічні системи можна порівнювати по їх ексергетичній продуктивності.

Алгебраїчна сума всіх видів ексергії  $\sum E_{ef}$  яка визначає ефект ЕХТС називають ексергетичною продуктивністю. Величину  $\sum E_{ef}$  віднесено до часу  $\tau$  називають ексергетичною потужністю ЕХТС

$$N_{ex} = \frac{\sum E_{ef}}{\tau}. \quad (26.29)$$

Якщо будь-який з вихідних потоків викидається в навколишнє середовище, то він не включається в суму вихідних потоків ексергії і визначає зовнішню витрату ексергії в установці.

Розглянемо конкретні вирази ексергетичної потужності для енергетичних установок хімічної технології:

*Ексергетична потужність ТЕЦ:*

$$N_{ex} = N_{el} + \sum (m_{ni} \cdot e_{qni} - m_{ki} \cdot e_{qki}), \quad (26.30)$$

де  $N_{el}$  – електрична потужність ТЕЦ нетто;

$m_{ni}, e_{qni}$  – кількість та ексергія вихідних потоків пари та води;

$m_{ki}, e_{qki}$  – кількість та ексергія потоків конденсату та води, що повертаються від споживачів.

*Ексергетична потужність компресора:*

– при не використанні теплоти стиснення:

$$N_{ex} = \sum m_i \cdot \Delta e_i; \quad (26.31)$$

– при використанні теплоти стиснення:

$$N_{ex} = \sum m_i \cdot \Delta e_i + m_g \cdot \Delta e_g, \quad (26.32)$$

де  $m_i$  – кількість газу, що стискається (пара);

$\Delta e_g$  – збільшення ексергії середовища, що охолоджує;

$m_g$  – витрата середовища, що охолоджує;

$\Delta e_i$  – зростання ексергії газу, що стискається.

Ексергетична потужність комбінованої установки для отримання теплоти і холоду (тепловий насос, холодильна установка):

$$N_{ex} = \sum q_i + \sum q_{xi}, \quad (26.33)$$

де  $\sum q_i, \sum q_{xi}$  – сума ексергетичних потужностей гарячих та холодних потоків.

Рівняння можна записати у вигляді:

$$N_{ex} = \sum m_i \cdot \Delta e_i + \sum m_{xi} \cdot \Delta e_{xi}, \quad (26.34)$$

де  $\Delta e_{xi} m_{xi}$  – зміна ексергії потоків холодоагенту та його витрата;

$\Delta e_i m_i$  – зміна ексергії теплоносія та його витрата.

*Ексергетична потужність холодильної установки*

$$N_{ex} = \sum m_x \cdot \Delta e_{xi}, \quad (26.35)$$

де  $m_x$  – витрата охолодженого продукту в одиницю часу;

$\Delta e_{xi} = e'' - e'$  – підвищення ексергії продукту в установці.

*Ексергетична продуктивність ГЕЦ (газоелектроцентральної)*

$$N_{ex} = N_{el} + \sum m_2 \cdot e, \quad (26.36)$$

де  $N_{el}$  – електрична потужність;  
 $m_2$  – секундний вихід горючих газів;  
 $e$  – ексергія газів, що виходять.

Ексергетична продуктивність установки розділення газових сумішей

$$N_{ex} = \sum(G \cdot e)_{\text{вих}} - \sum(G_{cm} \cdot e_{cm}) \quad (26.37)$$

визначається як різниця між сумарною ексергією продуктів розділення, що виходять з установки і ексергію, що підводиться в установку.

В установках розділення повітря другий член рівняння дорівнює нулю, оскільки  $e_{cm} = 0$ .

## 26.16. Приклади рішення задач

Задача №5. Знайти максимальну корисну роботу (ексергію) азоту, який знаходиться у балоні об'ємом  $V_1=300$  літрів при тиску  $P_1=3$  МПа і температурі  $t_1=90^\circ\text{C}$ . Азот може використовувати роботу під час переходу із не рівноважного стану до рівноважного, знижуючи параметри до параметрів навколишнього середовища  $P_0=0,1$  МПа,  $t_0=10^\circ\text{C}$ , при цьому зміна ентропії системи (джерело – середовище) складає 1 кДж/К. Прийняти теплоємність незалежно від температури.

Маса азоту в балоні

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}{297(90 + 273)} = 8,35 \text{ кг}.$$

Об'єм азоту при параметрах навколишнього середовища

$$V_2 = \frac{mRT_0}{P_0} = \frac{8,35 \cdot 297(10 + 273)}{0,1 \cdot 10^6} = 7,02 \text{ м}^3.$$

Питомі об'єми азоту в стані «1» і «2»

$$v_1 = \frac{V_1}{m} = \frac{0,3}{8,35} = 0,036 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{7,02}{8,35} = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теплоємність процесу

$$c_{vm} = \frac{\mu c_v}{\mu_{N_2}} = \frac{20,8}{28} = 0,743 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Зміна внутрішньої енергії джерела роботи

$$\Delta U = U_1 - U_2 = c_{vm} \cdot m(t_1 - t_2) = 0,743 \cdot 8,35(90 - 10) = 496,3 \text{ кДж}.$$

Зміна ентропії

$$\Delta S = m \left[ c_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \right] = 8,35 \left[ 0,743 \ln \frac{283}{363} + 0,297 \ln \frac{0,84}{0,36} \right] = 6,12 \text{ кДж/К};$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 6,12 \text{ кДж/с}; S_1 - S_2 = -(S_2 - S_1) = -\Delta S = -6,12 \text{ кДж/с}.$$

Максимально корисна робота (ексергія)

$$E_x = L_{\max} = (U_1 - U_2) - T_0(S_2 - S_1) - P_0(V_2 - V_1) = \\ = 496,3 - (10 + 273) \cdot (-6,12) - 0,1 \cdot 10^3(7,02 - 0,3) = 1556,3 \text{ кДж}.$$

Зміна ентропії системи джерело – навколишнє середовище

$$\Delta S_{\text{сист}} = \Delta S_{\text{д}} + \Delta S_{\text{с}} = (S_1 - S_2) + (S_{02} - S_{01}),$$

тоді

$$(S_{02} - S_{01}) = \Delta S_{\text{сист}} - (S_1 - S_2) = 1 - 6,12 = -5,12 \text{ кДж/К}.$$

Корисна робота

$$L = (U_1 - U_2) - T_0(S_{02} - S_{01}) - P_0(V_2 - V_1) = \\ = 496,3 - (10 + 273) \cdot (-5,12) - 0,1 \cdot 10^3(7,02 - 0,3) = 1445 \text{ кДж}.$$

### Контрольні запитання до розділу IV

1. Вкажіть, які є методи аналізу енерготехнологічних систем.
2. Охарактеризуйте метод коефіцієнтів корисної дії аналізу ЕТС.
3. Охарактеризуйте ентропійний метод аналізу ЕТС.
4. Дайте визначення ексергії.
5. Охарактеризуйте ексергетичний метод аналізу ЕТС.
6. Вкажіть, які є види ексергії.
7. Дайте визначення барергії.
8. Охарактеризуйте ексергетичні діаграми стану.
9. Наведіть види ексергетичних витрат.
10. Охарактеризуйте поняття ексергетичної продуктивності і потужності.

## Література

1. Герасимов Г.Г. Теоретичні основи теплотехніки. Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2011. – 382 с.
2. Горобець В.Г. Основи теплотехніки: навч. посіб. – Київ: Компринт, 2019. – 403 с.
3. Дем'янчук Я.М. Термодинаміка, теплопередача і теплосилові установки: Методичні вказівки для самостійної роботи студентів спеціальності «Нафтогазова інженерія та технології». – Івано-Франк.: ІФНТУНГ, 2017. – 83 с.
4. Константинов С. М., Панов Є. М. Теоретичні основи теплотехніки: підручник. – К.: Золоті ворота, 2012. – 592 с.
5. Миронов О.С., Брижа М.Р., Бойко В.Б., Золотовська О.В. Теплотехніка: основи термодинаміки, теорія теплообміну, використання теплоти в сільському господарстві. – Дніпропетровськ: ТОВ «ЕНЕМ», 2011. – 424с.
6. Обертюх Р. Р., Слабкий А. В. Теоретичні основи теплотехніки: Електронний навчальний посібник 2-ге вид., перероб. та доп. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 180 с.
7. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина І. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2021. – 113 с.,
8. Закусило Р.В. Теоретичні основи теплотехніки: конспект лекцій. – Суми: Сумський державний університет, 2019. – 145 с.
9. Ардашев В.О., П'ятак О.В. “Теплотехніка. Теоретичні, практичні та довідкові матеріали”. Навчально-методичний посібник для самостійного опанування. – Херсон, ХНТУ, 2008. – 188 с.
10. Пугачова Т.М., Кошельник О.В., Круглякова О.В., Павлова В.Г., Долобовська О.В. Удосконалення методів підвищення довговічності парових турбін: колективна монографія. – Харків: Друкарня Мадрид, 2021. – 105 с.
11. Панкевич О.Д., Ободянська О.І., Титко О.В. Теплопостачання. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2021. – 85 с.
12. Буляндра О.Ф. Збірник задач з технічної термодинаміки: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2015. – 394 с.



## ЗМІСТ

ВСУП.....	4
<b>I. ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА</b>	
1. Основні поняття й визначення технічної термодинаміки.....	6
2. Перший і другий закони термодинаміки.....	13
3. Термодинамічні процеси ідеальних газів.....	20
4. Термодинамічні процеси в реальних газах і парі .....	25
5. Вологе повітря .....	32
6. Витікання та дроселювання газів і пари .....	35
7. Термодинамічні процеси в компресорах .....	37
8. Цикли ДВЗ (двигунів внутрішнього згоряння).....	48
9. Цикли ГТУ (газотурбінних установок).....	52
10. Цикли ПСУ (паросилових установок).....	52
11. Холодильні установки .....	64
<b>II. ТЕОРІЯ ТЕПЛООБМІНУ</b>	
12. Теплопровідність.....	66
13. Конвективний теплообмін (КТ).....	75
14. Теплопередача.....	88
15. Теплообмін випромінюванням.....	93
16. Теплообмінні апарати.....	102
17. Паливо і основи горіння.....	108
18. Теплопостачання. ....	113
<b>III. ТЕПЛОВІ УСТАНОВКИ</b>	
19. Сушильні установки.....	115
20. Котельні установки.....	117
21. Двигуни внутрішнього згоряння.....	119
22. Парові та газові турбіни.....	124
23. Компресорні установки.....	129
24. Відновлювані джерела енергії (ВДР).....	135
<b>IV. МЕТОДИ АНАЛІЗУ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ (ЕТС)</b>	
25. Ентропійний метод термодинамічного аналізу ЕТС.....	136
26. Ексергетичний метод аналізу ЕТС.....	141
Література.....	160

*Навчальне електронне видання*

Сергій Аркадійович Русанов  
Олег Ігорович Ключев  
Віктор Олексійович Ардашев

## **ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ**

**Навчальний посібник**

для студентів технічних закладів вищої освіти,  
зокрема для галузей знань 13 – Механічна інженерія, 27 – Транспорт

**ISBN 978-617-8187-12-5 (електронне видання)**

Підписано до видання 16.04.2024 р. Формат 60×84/8.  
Гарнітура Times.  
Ум. друк. арк. 19,87. Обл.-вид. арк. 21,37.  
Замовлення №3095.



Книжкове видавництво ФОП Вишемирський В.С.  
Свідоцтво про внесення до державного реєстру суб'єктів видавничої справи:  
Серія ХС №48 від 14.04.2005 р.  
Видано Управлінням у справах преси та інформації  
73000, Україна, м. Херсон, вул. Соборна, 2.  
Тел. +38(050)133-10-13  
e-mail: printvvs@gmail.com