

О. П. Остапенко

ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНІ УСТАНОВКИ

Курсове проектування

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Вінницький національний технічний університет**

О. П. Остапенко

ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНІ УСТАНОВКИ

Курсове проектування

Вінниця
ВНТУ
2012

УДК 621.1.016(075)

ББК 31.31я73

О-76

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 10 від 30.05.2012 р.).

Рецензенти :

О. В. Дорошенко, доктор технічних наук, професор

М. О. Прядко, доктор технічних наук, професор

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор

Остапенко, О. П.

О-76 Теплотехнологічні установки. Курсове проектування / О. П. Остапенко.
– Вінниця : ВНТУ, 2012. – 119 с.

В навчальному посібнику викладено теоретичні основи законів технічної термодинаміки з метою їх застосування для дослідження та аналізу термодинамічних процесів і циклів в теплотехнологічних установках, наведено теоретичний матеріал до виконання курсової роботи з прикладами розрахунків окремих елементів установок і термодинамічних циклів в теплотехнологічних установках, наведені схеми завдань і необхідні загальні пояснення щодо методів вирішення поставлених задач.

УДК 621.1.016(075)

ББК 31.31я73

ЗМІСТ

Передмова.....	5
1 РІВНЯННЯ СТАНУ ІДЕАЛЬНОГО ГАЗУ. ПАРАМЕТРИ ТА ФУНКЦІЇ СТАНУ. ФОРМИ ЕНЕРГООБМІНУ В ТДС	6
1.1 Рівняння стану ідеального газу. Параметри і функції стану.....	6
1.2 Функції стану. Форми енергообміну.....	8
2 ОСНОВНІ ЗАКОНИ ТЕРМОДИНАМІКИ. ЗАМКНЕНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ І ЦИКЛИ. ЦИКЛ КАРНО.....	16
2.1 Перший закон термодинаміки.....	16
2.2 Другий закон термодинаміки.....	17
2.3 Перший та другий закони термодинаміки для замкнених процесів.....	18
2.4 Цикл Карно.....	20
3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	22
3.1 Політропний процес.....	22
3.2 Ізохорний процес.....	25
3.3 Ізобарний процес.....	26
3.4 Ізотермічний процес.....	28
3.5 Адіабатний процес.....	30
4 ВОДЯНА ПАРА. ПРОЦЕСИ ПАРООТВОРЕННЯ	32
5 ЦИКЛИ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК. ЦИКЛ РЕНКІНА.....	34
5.1 Цикл найпростішої паротурбінної установки.....	34
5.2 Регенеративний цикл ПТУ	38
6 ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК. ЦИКЛ БРАЙТОНА.....	45
6.1 Цикл Брайтона	46
6.2 Цикл ГТУ з регенерацією.....	51
7 ЦИКЛИ ПАРОГАЗОВИХ УСТАНОВОК	55
8 ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК.....	59
8.1 Цикли парокомпресійних холодильних машин.....	60
8.2 Цикл парокомпресійного теплового насоса.....	63
9 ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ.....	73

10 ЗАВДАННЯ НА КУРСОВУ РОБОТУ.....	76
10.1 Завдання № 1.....	76
10.2 Завдання № 2.....	78
10.3 Завдання № 3.....	82
10.4 Завдання № 4.....	84
10.5 Завдання № 5.....	88
10.6 Завдання № 6.....	90
10.7 Завдання № 7.....	94
10.8 Завдання № 8.....	96
Література.....	100
Додатки.....	101

ПЕРЕДМОВА

Однією з головних задач наряду підготовки 6.050701 – “Електротехніка та електротехнології” (спеціальності “Енергетичний менеджмент”) є задача раціонального використання енергоресурсів в теплотехнічних та теплоенергетичних установках, в основу роботи яких покладені певні термодинамічні цикли. Виходячи з цього, витікає основна мета курсової роботи – застосування теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни “Теплотехнологічні установки”, для вирішення конкретних інженерних задач в галузі теплотехнології та теплоенергетики за допомогою методів термодинамічного аналізу.

Поставлена мета може бути досягнута тільки при усвідомленому виконанні завдання студентами. Для виконання курсової роботи студенту необхідно розуміти фізичну суть термодинамічних процесів, які складають задану схему теплотехнологічної або теплоенергетичної установки, володіти методами розрахунків процесів і циклів з використанням термодинамічної діаграми і таблиць стану, систематично працювати з рекомендованою літературою.

Відмітна особливість запропонованого навчального посібника з курсового проектування полягає в тому, що в ньому не лише наведені схеми завдань і необхідні загальні пояснення щодо методів вирішення поставлених задач, але й широко представлено теоретичний матеріал до виконання курсової роботи з прикладами розрахунків окремих елементів установок та термодинамічних циклів. Це дозволить студентам працювати самостійно і творчо.

Автор вдячна рецензентам за слушні пропозиції та поради в процесі підготовки даного посібника до друку.

І РІВНЯННЯ СТАНУ ІДЕАЛЬНОГО ГАЗУ. ПАРАМЕТРИ ТА ФУНКЦІЇ СТАНУ. ФОРМИ ЕНЕРГООБМІНУ В ТДС

1. 1 Рівняння стану ідеального газу. Параметри стану

Технічна термодинаміка (*technical thermodynamics*) вивчає закономірності взаємного перетворення теплоти й роботи, властивості робочих тіл, що беруть участь у цих перетвореннях.

Термодинамічною системою (ТДС) (*thermodynamic system*) називається сукупність тіл, здатних обмінюватись між собою енергією і речовиною. В ТДС існують два способи енергоперетворень: здійснення **роботи** (*work*) та **теплообмін** (*heat exchange*). ТДС, яка не спроможна обмінюватись енергією в формі теплообміну, називається **адіабатною** (*adiabatic*) або **теплоізолюваною**.

Енергоперетворення в термодинамічних системах здійснюються за допомогою **робочого тіла** (*working body*), яке перебуває в газоподібному стані (ідеальний газ). Якщо силами міжмолекулярної взаємодії і об'ємом молекул газу знехтувати, то такий газ називають **ідеальним** (*ideal*). Сукупність фізичних властивостей ТДС за конкретних умов називають її **термодинамічним станом** (*thermodynamic condition*).

Фізичні величини, значення яких однозначно визначає стан системи, називають **параметрами стану** (*parameters of condition*) (можуть бути безпосередньо виміряні на практиці) або **функціями стану** (*functions of condition*) (визначаються за допомогою параметрів стану).

Рівняння стану ідеального газу було отримане в 1834 р. французьким вченим Д. Клапейроном. Це рівняння однозначно пов'язує між собою параметри стану газу і називається **рівнянням стану ідеального газу** (*equation of condition of the ideal gas*) або **рівнянням Клапейрона**

$$Pv = RT, \quad (1.1)$$

де P – абсолютний тиск (*absolute pressure*),

v – питомий об'єм (*specific volume*),

R – газова стала (*gas constant*),

T – термодинамічна температура (*thermodynamic temperature*).

З рівняння стану ідеального газу $\frac{Pv}{T} = \text{const} = R$. Газова стала

$R \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$ – це постійна величина, яка залежить від природи газу, але не залежить від його стану (тиску, температури); тобто вона є фізичною константою речовини. Таким чином, газова стала має фізичний зміст: це робота, яку виконує 1 кг ідеального газу при зміні його температури на 1К в ізобарному процесі.

Універсальна (молярна) газова стала (*universal gas constant*) для нормальних фізичних умов становить $R_{\mu} = R \cdot \mu = 8314,4 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \right)$, де μ – молярна маса газу, $\left(\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \right)$. Фізичний зміст універсальної газової сталої – це робота зміни об'єму, яку виконує 1 кмоль ідеального газу при зміні його температури на 1К в ізобарному процесі.

Реальні гази за властивостями наближаються до ідеальних у разі виконання умов: $P \rightarrow 0, v \rightarrow \infty$.

Розглянемо три основні параметри робочого тіла.

Тиск P характеризує силу, що припадає на одиницю площі $P = \frac{N}{F}$ (Па), де N – сила за нормаллю до поверхні, за умови рівномірного розподілу по ній, F – площа поверхні.

Тиск навколишнього середовища називається **барометричним** (*barometric*) $P_{\text{б}}$ і вимірюється за показами барометра. Тиск, що перевищує барометричний, називають **надлишковим** або **манометричним** (*manometric*) $P_{\text{м}}$ і вимірюють за допомогою манометра. Тиск, значення якого менше за барометричний, називається **розрідженням** або **вакуумом** (*vacuum*) $P_{\text{вак}}$ і вимірюється вакуумметром.

Значення абсолютного тиску визначається зі співвідношень:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{б}} + P_{\text{м}} \text{ (Па);} \quad P_{\text{абс}} = P_{\text{б}} - P_{\text{вак}} \text{ (Па).} \quad (1.2)$$

Температура T практично визначається як міра внутрішньої середньої кінетичної енергії хаотичного теплового руху молекул речовини.

Питомий об'єм v — це об'єм одиниці маси речовини, який визначається як $v = V/M$ ($\text{м}^3/\text{кг}$). Між питомим об'ємом робочого тіла і його густиною (*density*) ρ існує співвідношення: $v = 1/\rho$.

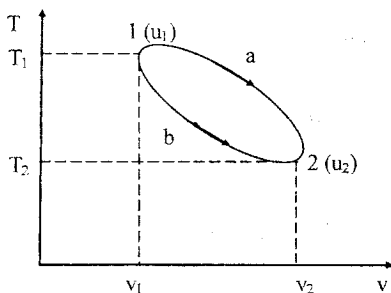
Якщо всі термодинамічні параметри постійні в часі і однакові в усіх точках системи, то така система називається **рівноважною** (*equilibrium*). Якщо між різними точками в системі існують різниці температур, тисків тощо, то вона називається **нерівноважною** (*nonequilibrium*). Ізольована система з часом завжди приходиться в стан рівноваги і ніколи сама вийти з нього не може.

Термодинамічним процесом (*thermodynamic process*) називають сукупність параметрів стану робочого тіла, що змінюються з часом.

1.2 Функції стану. Форми енергообміну

1.2.1 Внутрішня енергія

Робоче тіло, знаходячись в будь-якому стані, має певний запас внутрішньої енергії. Під **внутрішньою енергією** (*internal energy*) у розуміють всі види енергії, пов'язані з внутрішнім рухом молекул: кінетичну енергію, енергію поступального і обертального рухів молекул, потенціальну енергію молекул. Внутрішня енергія ідеального газу не залежить від характеру процесу, а залежить тільки від температури газу і питомого об'єму, отже, є функцією стану: $u = f(v, T)$.



Кожне тіло має певний запас внутрішньої енергії. В координатах T, v (рис. 1.1) стан в точці 1 відповідає питомій внутрішній енергії u_1 . Якщо тіло переходить в стан u_2 , тоді зміна внутрішньої енергії становитиме

$$\Delta u = u_2 - u_1. \quad (1.3)$$

Рисунок 1.1 – Зміна внутрішньої енергії

Зміна внутрішньої енергії в процесах 1–а–2 та 1–b–2 на рис. 1.1 буде однаковою

$$\Delta u = u_2 - u_1 = u(T_2, v_2) - u(T_1, v_1). \quad (1.4)$$

Якщо робоче тіло повертається в круговому процесі в початковий стан (наприклад, процес 1–а–2–b–1), то зміна внутрішньої енергії дорівнює нулю, тобто

$$\oint du = 0. \quad (1.5)$$

З математичного аналізу відомо, що за умови (1.5) підінтегральний вираз є повним диференціалом функції. Тоді можна записати

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv. \quad (1.6)$$

Для ідеальних газів $P \rightarrow 0$ або $v \rightarrow \infty$, тоді

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT = C_v dT, \quad (1.7)$$

де $C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$, $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$ – питома теплоємність при сталому об'ємі

або **питома ізохорна теплоємність** (*specific isochoric thermal capacity*).

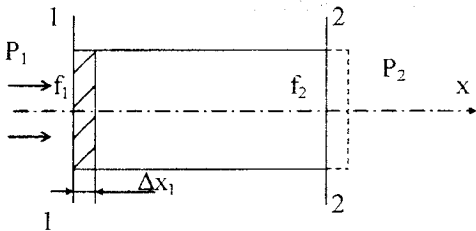
Зміна внутрішньої енергії в будь-якому процесі 1-2

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT = \int_1^2 C_v dT. \quad (1.8)$$

1.2.2 Ентальпія

Поняття “ентальпія” (*enthalpy*) ввів в термодинаміку Гібс. Воно переважно використовується для характеристики поточних процесів, а його фізичний зміст залежить від конкретних умов.

Розглянемо поняття ентальпії на прикладі найпростішої проточної системи (рис. 1.2). В цій системі зміна кінетичної і потенціальної енергій дорівнює нулю. У вхідний переріз системи з площею f_1 зі сталим тиском P_1 втікає одинична маса речовини. Тоді об'єм повинен зменшуватись на величину $f_1 \cdot \Delta x_1$. При цьому повинна бути виконана деформаційна робота $P_1 \cdot f_1 \cdot \Delta x_1 = P_1 \cdot v_1$.



Аналогічно для витікання одиничної маси об'єм збільшується на величину $f_2 \cdot \Delta x_2$, а робота виштовхування цього об'єму в середовище зі сталим тиском P_2 дорівнюватиме

$$P_2 \cdot f_2 \cdot \Delta x_2 = P_2 \cdot v_2.$$

Рисунок 1.2 – Проточна система

Різницю деформаційних робіт $l_{пр} = P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1$ називають **питомою роботою проштовхування** (*specific work of push*) $dl_{пр} = d(Pv)$.

Якщо враховувати зміну внутрішньої енергії в системі, то разом з роботою проштовхування зміна енергії в межах системи буде:

$$(u_2 + P_2 v_2) - (u_1 + P_1 v_1) = h_2 - h_1 = \Delta h, \quad (1.9)$$

або в диференціальній формі

$$d(u + Pv) = dh. \quad (1.10)$$

Величину $(u + Pv)$ називають **ентальпією**, яка є сумою внутрішньої енергії системи і потенціальної енергії джерела зовнішнього тиску. Ентальпія є функцією стану $h = f(P, T)$. Аналогічно зміні внутрішньої енергії зміна ентальпії в круговому процесі $\oint dh = 0$.

Тоді можна записати

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP. \quad (1.11)$$

Для ідеальних газів $P \rightarrow 0$, тоді

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT = C_p dT, \quad (1.12)$$

де $C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P$, $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$ – питома теплоємність при сталому тиску

або **питома ізобарна теплоємність** (*specific isobaric thermal capacity*).

Зміна ентальпії в будь-якому процесі 1-2 визначається тільки початковим і кінцевим станом тіла і не залежить від характеру процесу

$$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT = \int_1^2 C_p dT. \quad (1.13)$$

1.2.3 Робота

Поняття “робота” запозичене з механіки. Питома робота переміщення $dl = F \cdot dx$. Питома робота обертального руху $dl = M \cdot d\phi$, де M – момент сил, ϕ – кутове переміщення. Деформаційна робота $dl = P \cdot dv$. Спостерігається ідентичність формул для визначення елементарної роботи.

Лагранж ввів поняття “узагальненої сили” та “узагальненої координати”. Узагальнений вираз для елементарної механічної роботи

$$dl = X_k \cdot dx_k, \quad (1.14)$$

де X_k – узагальнена сила – це рушійна сила процесу;

x_k – узагальнена координата, яка характеризує ефект процесу.

1.2.4 Робота зміни об'єму

Розглянемо закриту просту ТДС, в якій під поршнем перебуває 1 кг ідеального газу (рис. 1.3). Початковий стан – переріз 1–1. Коли тиск P_1 більший за тиск зовнішнього середовища, поршень буде рухатись від положення 1 до положення 2.

Узагальнена сила переміщення $F = P \cdot f$. В процесі переміщення поршня на dx , за умови $f \cdot dx = dv$, виконується елементарна **робота зміни об'єму** (*work of alteration the volume*)

$$dl_v = F \cdot dx = P \cdot dv. \quad (1.15)$$

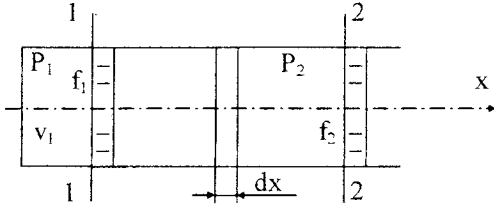


Рисунок 1.3 – Проста ТДС

Сумарна робота газу в процесі 1-2

$$l_v = \int_{v_1}^{v_2} P \cdot v = \int_1^2 P dv. \quad (1.16)$$

Для кругового процесу 1-a-2-b-1 робота зміни об'єму $l_v \neq 0$ (рис. 1.4). У випадку розширення газу (процес 1-a-2) виконується робота $l_1 = l_{1-a-2}$, яка еквівалентна площі с-1-a-2-d. У випадку стиску газу (процес 2-b-1) виконується робота, $l_2 = l_{2-b-1}$, яка еквівалентна площі d-2-b-1-с. Оскільки $l_1 > l_2$, то робота зміни об'єму є функцією процесу.

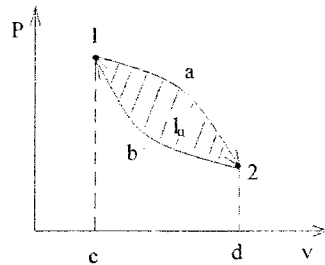


Рисунок 1.4 – Робота зміни об'єму на P-v діаграмі

Для замкненого кругового процесу (циклу) (cycle) робота зміни об'єму визначається

$$l_u = \oint dl_v = \oint P dv \neq 0. \quad (1.17)$$

Графічно ця робота зображається площею, обмеженою замкненою кривою 1-a-2-b-1. Робота циклу додатна, якщо він здійснюється за годинникової стрілкою (крива роботи розширення розташована вище кривої

стиску). Такий цикл називається **прямим** (*straight cycle*). Якщо цикл здійснюється проти годинникової стрілки, він називається **зворотним** (*reverse cycle*), тоді робота циклу від'ємна (тобто, робота стиску підводиться ззовні).

1.2.5 Робота зміни тиску

В поточному процесі потоком речовини переноситься енергія

$$dh = d(u + Pv) = du + Pdv + vdP. \quad (1.18)$$

Звідси $(-vdP) = du + Pdv - dh = dl_p$ – **робота зміни тиску** (*work of alteration the pressure*). Враховуючи, що зміна ентальпії $dh = du + d(Pv)$, для роботи зміни тиску можна записати

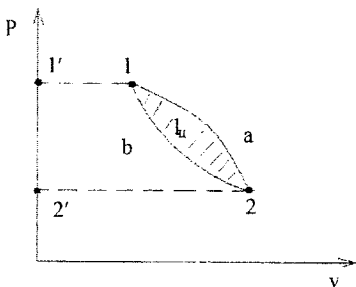
$$dl_p = -vdP = Pdv - d(Pv) = dl_v - d(Pv), \quad (1.19)$$

тобто робота зміни тиску дорівнює різниці робіт зміни об'єму та прощтовування. Знак "мінус" належить до dP та показує, що потік рухомий, коли є від'ємний градієнт тиску.

Робота зміни тиску в процесі 1-2

$$I_p = -\int_1^2 vdP = \int_1^2 Pdv - \int_1^2 d(Pv) = P_1v_1 + \int_1^2 Pdv - P_2v_2. \quad (1.20)$$

Робота I_p не є роботою робочого тіла (на відміну від I_v). За аналогією з роботою зміни об'єму I_v , робота зміни тиску для кругового процесу



$$I_u = \int dl_p = \int (-vdP) \neq 0. \quad (1.21)$$

Графічно ця робота зображається площею, обмеженою замкненою кривою 1-a-2-b-1 (рис. 1.5).

Рисунок 1.5 – Робота зміни тиску на P-v діаграмі

1.2.6 Теплоота

Теплота (*heat*) – кількісна міра теплообміну. Теплообмін відбувається, коли є різниця температур між ТДС та зовнішнім середовищем. Питома кількісна міра теплообміну – питома теплоота – пропорційна різниці температур

$$dq = C \cdot dT, \quad (1.22)$$

де C – коефіцієнт пропорційності, який називається **істинною питоною теплоємністю** (*true specific thermal capacity*) і характеризує теплооту, необхідну для підвищення температури одиниці тіла на один градус.

Є різні способи вимірювань одиниці тіла. Тому розрізняють масову C_m , $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$; об'ємну C' , $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \right]$ та мольну C_μ , $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \right]$ теплоємності; які пов'язані такими співвідношеннями

$$C_m = C_\mu / \mu; \quad C' = C_\mu / 22,4; \quad C' = C_m \cdot \rho. \quad (1.23)$$

Користуються середнім значенням теплоємності в заданому інтервалі температур, оскільки теплоємність залежить від температури.

Питома теплоота, яка передається шляхом теплообміну в процесі 1-2,

$$q_{1-2} = \int_{T_1}^{T_2} C dT = \int_1^2 C dT. \quad (1.24)$$

Елементарна питома теплоота може бути визначена через координату термічної взаємодії – **ентропію** s (*entropy*)

$$dq = T \cdot ds. \quad (1.25)$$

Оскільки $T > 0$, то при підведенні теплооти ($dq > 0$) ентропія зростає, при відведенні – зменшується.

Теплота довільного термодинамічного процесу 1-2

$$q_{1-2} = \int_{T_1}^{T_2} T ds = \int_1^2 T ds \quad (1.26)$$

Графічне зображення $T = f(S)$ називається тепловою або ентропійною діаграмою процесу (рис. 1.6).

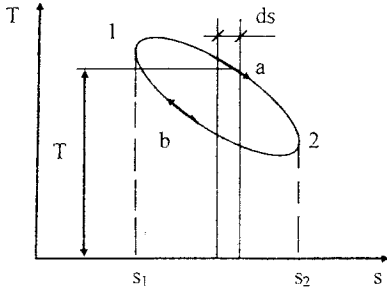


Рисунок 1.6 – Теплова діаграма

Для елементарної зміни ds можна вважати $T = \text{const}$. Елементарна теплота на T - s діаграмі зображується площею прямокутника з основою ds і висотою T . Площа, обмежена кривою 1-2 та віссю абсцис, характеризує підведену або відведену теплоту: підведення теплоти – процес 1-a-2; відведення теплоти – процес 2-b-1.

Різниця між підведеною і відведеною теплотою еквівалентна площі циклу 1-a-2-b-1.

Для замкнених процесів $\oint dq \neq 0$; $\oint ds = 0$. Елементарна питома теплота з формули (1.22) та (1.25)

$$dq = T ds = CdT \quad (1.27)$$

Звідси істинна теплосмність визначається як

$$C = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right) \quad (1.28)$$

а також теплоємності конкретних процесів:

– вихорного

$$C_v = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_v \quad (1.29)$$

– ізбарного

$$C_p = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p \quad (1.30)$$

2 ОСНОВНІ ЗАКОНИ ТЕРМОДИНАМІКИ. ЗАМКНЕНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ І ЦИКЛИ. ЦИКЛ КАРНО

2.1 Перший закон термодинаміки

Законо термодинаміки – це закони перетворення енергії для ТДС. Енергобаланс між ТДС і зовнішнім середовищем має вигляд

$$du = \sum_1^n P_k dx_k, \quad (2.1)$$

де P_k – потенціал певної взаємодії;

x_k – координата взаємодії;

n – кількість способів взаємодії (кількість ступенів свободи) системи.

Рівняння (2.1) – це закон збереження та перетворення енергії для ТДС, який називається **першим законом термодинаміки** (*first law of thermodynamics*). Його можна сформулювати так: зміна внутрішньої енергії ТДС дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх дій (енергообміну).

Для простих ТДС рівняння (2.1) можна записати

$$du = dq + dl, \quad (2.2)$$

де dq – теплообмін;

dl – будь-яка робота.

Для закритої ТДС рівняння (2.1) набуває вигляду

$$du = dq + dl_v. \quad (2.3)$$

Для проточних (відкритих) ТДС

$$du = dq + dl_p. \quad (2.4)$$

Враховуючи знаки роботи і теплоти, закон збереження енергії для ідеальних газів має вигляд

$$\left. \begin{aligned} dq &= du + dl_v = CdT = C_v dT + Pdv \\ dq &= dh + dl_p = CdT = C_p dT - vdP \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

2.2 Другий закон термодинаміки

Другий закон термодинаміки (*second law of thermodynamics*) по суті сформульований у вигляді принципу необоротності: всі процеси в природі необоротні.

В оборотних процессах і циклах зміна ентропії $ds = 0$, а всі необоротні процеси відбуваються зі збільшенням ентропії ($ds > 0$).

Суть другого закону термодинаміки складається з двох принципів:

- 1) принципу існування ентропії;
- 2) принципу зростання ентропії.

За першим принципом: знищення ентропії неможливо, а її зміна в оборотних процессах дорівнює нулю. За другим принципом – “вироблена” в необоротних процессах ентропія завжди додатна.

У разі підведення теплоти ентропія системи зростає на величину

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (2.6)$$

З формули (2.6) видно, що для однакової кількості теплоти значення ентропії буде тим більшим, чим нижча абсолютна температура. Ентропію можна розглядати як показник якості енергії.

Враховуючи вираз (2.6), загальний вираз першого закону термодинаміки (замість виразу 2.1) можна записати

$$du \leq Tds + dl + \sum_{k=1}^i \Pi_k dx_k, \quad (2.7)$$

де i – кількість взаємодій немеханічного походження. | **НТБ**

Для простих ТДС $i = 0$. Тому для закритих і відкритих ТДС з ідеальними газами рівняння (2.7) приймає вигляд

$$\left. \begin{aligned} Tds &\geq du + dl_v = C_v dT + Pdv \text{ (закритих)} \\ Tds &\geq dh + dl_p = C_p dT - vdP \text{ (відкритих)} \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Співвідношення (2.8) називають **основними** або **узагальненими рівняннями термодинаміки** (*generalized equations of thermodynamics*).

У співвідношеннях (2.7) та (2.8) знак рівності стосується оборотних процесів, а знак нерівності – необоротних.

Зростання ентропії в реальних процесах характеризує міру необоротності або міру втрати роботоспроможності $\Delta l = T \cdot \Delta s$.

2.3 Перший та другий закони термодинаміки для замкнених процесів

Замкнені або кругові процеси характерні для теплових машин, де робоче тіло здійснює певний цикл, повертаючись в початковий стан.

Зобразимо довільний цикл, який складається з чотирьох послідовних процесів на P-v і T-s діаграмах (рис. 2.1 та 2.2)

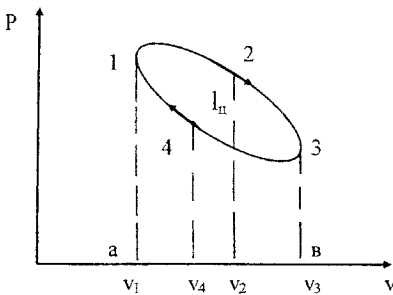


Рисунок 2.1 – Цикл на P-v діаграмі

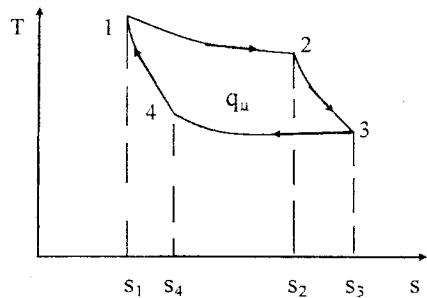


Рисунок 2.2 – Цикл на T-s діаграмі

Із рисунків 2.1 та 2.2 видно, що в процесах 1-2 та 2-3 до робочого тіла підводиться теплота ($ds > 0$) і здійснюється робота розширення ($dv > 0$). В процесах 3-4 і 4-1 теплота відводиться ($ds < 0$) і здійснюється робота стиску ($dv < 0$).

Запишемо перший закон термодинаміки для циклу

$$\left. \begin{aligned} \int dq &= \int du + \int dl_v \\ \int dq &= \int dh + \int dl_p \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

Але, для замкнених процесів, як видно з (1.5) та (1.11), $\int du = 0$ та $\int dh = 0$. В кругових процесах величина сумарної роботи дорівнює сумарній теплоті, яка підводиться і відводиться від робочого тіла.

Тобто

$$\int dq = \int dl. \quad (2.10)$$

Сумарна робота і сумарна теплота циклу складатимуть, відповідно

$$\begin{aligned} q_{\text{ц}} &= (\sum q_{\text{дод}} - \sum q_{\text{від}}) = (q_{1-2} + q_{2-3}) - (q_{3-4} + q_{4-1}) > 0, \\ l_{\text{ц}} &= (\sum l_{\text{дод}} - \sum l_{\text{від}}) = (l_{1-2} + l_{2-3}) - (l_{3-4} + l_{4-1}) > 0. \end{aligned}$$

В прямих циклах додатні теплота і робота більші, ніж від'ємні.

Позначивши додатну підведену теплоту q_1 , а від'ємну відведену теплоту q_2 , одержимо вираз теплоти циклу

$$q_{\text{ц}} = l_{\text{ц}} = q_1 - q_2, \quad (2.11)$$

де $l_{\text{ц}}$ – корисна робота, яка виконується в циклі.

В прямих циклах на корисну роботу перетворюється лише певна частина підведеної теплоти.

Ефективність перетворення теплоти на роботу оцінюється **термічним коефіцієнтом корисної дії (ККД)** (*thermal efficiency*), який являє собою відношення корисної роботи $l_{\text{ц}}$ до підведеної із зовні теплоти

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1} = \frac{(q_1 - q_2)}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (2.12)$$

Розглянутий цикл можна здійснювати в зворотному напрямку. Тоді робота і теплота в процесах 1-4 і 4-3 будуть додатними, а в процесах 3-2 і 2-1 – від’ємними.

Тоді

$$q_1 = (q_{1-4} + q_{4-3}) < q_2 = (q_{3-2} + q_{2-1}).$$

Отже,

$$q_u = (q_1 - q_2) < 0,$$

в зворотних циклах теплота і робота циклу **від’ємні**.

Для здійснення зворотного циклу (перенесення теплоти від менш нагрітих тіл до більш нагрітих) необхідно витратити роботу із зовнішнього середовища. Цикли, в яких теплота передається від менш нагрітих до більш нагрітих тіл, називаються **холодильними (refrigeratory)**.

Ефективність холодильних циклів оцінюється холодильним коефіцієнтом

$$\varepsilon = \frac{q_1}{l_u} = \frac{q_1}{(q_1 - q_2)} \quad (2.13)$$

2.4 Цикл Карно

Проаналізуємо цикл Карно (*Carnot cycle*) за допомогою T-s діаграми (рис. 2.3). Є два джерела теплоти: “холодне” з температурою T_2 і “гаряче” з температурою T_1 . Оборотний цикл Карно складається з двох ізотерм 1-2 і 3-4 і двох адіабат 2-3 і 4-1. Адіабатний – це процес без теплообміну: $dq = 0$; $T \neq 0$; отже, $ds = 0$, $s = \text{const}$.

Процес 1-2 — ізотермічне підведення теплоти q_1 . Процес 3-4 — ізотермічне відведення теплоти q_2 . Процес 2-3 — адіабатне розширення (температура від T_1 зменшується до T_2). Процес 4-1 — адіабатний стиск (температура від T_2 зростає до T_1).

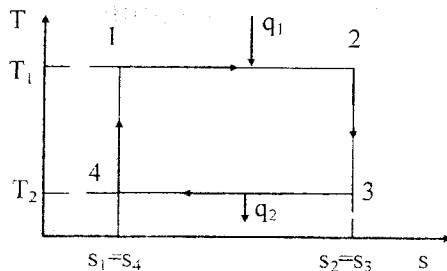


Рисунок 2.3 – Цикл Карно

Термічний ККД циклу Карно

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_2 \cdot |\Delta s_{3-4}|}{(T_1 \cdot |\Delta s_{1-2}|)} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.14)$$

Із рівняння (2.14) витікає:

- 1) термічний ККД циклу Карно не може дорівнювати одиниці, оскільки $T_1 \neq \infty$ або $T_2 \neq 0$;
- 2) ефективність циклу Карно залежить тільки від температур гарячого і холодного джерел і не залежить від властивостей робочого тіла — це **теорема Карно** (*Carnot theorem*).

Із рівняння (2.14) випливає, що

$$\frac{|q_2|}{|q_1|} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.15)$$

Із рівняння (2.15) видно, що температура тіла змінюється пропорційно підведенню теплоти. Термічний ККД циклу Карно є найбільшим з усіх можливих, оскільки цикл Карно складений з найдосконаліших оборотних процесів.

Для зворотного циклу Карно холодильний коефіцієнт визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{q_1}{(|q_2| - q_1)} = \frac{T_2}{(T_1 - T_2)} \quad (2.16)$$

3. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ ТА ЇХ АНАЛІЗ

Ідеальні гази — це гази, в яких теплоємності сталі (це справедливо лише для одноатомних газів). Теплоємність інших газів $C = f(T)$, $C \neq f(P, v)$.

Зв'язок між ізобарною та ізохорною теплоємностями визначається за співвідношеннями:

– з рівняння Майєра

$$C_p = C_v + R, \quad (3.1)$$

або

$$\frac{C_p}{C_v} = k, \quad (3.2)$$

де k – коефіцієнт Пуассона або показник адиабати, $k > 1$.

Для одноатомних газів $k = 1,66$; для двоатомних газів $k = 1,4$; для трьохатомних газів $k = 1,33$; для чотирьохатомних газів та більше $k = 1,29$.

Із цих рівнянь можна визначити теплоємності газів:

$$\text{ізохорну } C_v = \frac{R}{k-1} \text{ та ізобарну } C_p = k \cdot C_v = \frac{k \cdot R}{k-1}.$$

3.1 Політропний процес

Політропним (*polytropic*) називається такий процес, в якому теплоємність може приймати довільне, але стале в процесі значення.

Рівняння процесу визначаються з рівнянь першого закону термодинаміки (2.5)

$$\left. \begin{aligned} C_n dT &= C_p dT - v dP \\ C_n dT &= C_v dT - P dv \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

Звідси

$$n = \frac{C_n - C_p}{C_n - C_v} = -\frac{v dP}{P dv} = \frac{dl_p}{dl_v}, \quad (3.4)$$

(ліву частину позначимо n , оскільки $C = \text{const}$).

Сталу n називають **показником політропи** (*coefficient of polytrope*), що характеризує співвідношення робіт зміни тиску і зміни об'єму.

Теплоємність політропного процесу

$$C_n = C_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (3.5)$$

Проінтегрувавши (3.4) одержимо:

$$P \cdot v^n = \text{const} \text{ або } P^{1/n} \cdot v = \text{const}. \quad (3.6)$$

Формули (3.6) – це рівняння політропного процесу.

З урахуванням рівняння стану, співвідношення між параметрами в процесі 1-2

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (3.7)$$

Питома теплота процесу

$$q_{1-2} = \int_1^2 C dT = C_n (T_2 - T_1) = C_v \frac{n - k}{n - 1} (T_2 - T_1). \quad (3.8)$$

Зміна питомих внутрішньої енергії та ентальпії

$$\Delta u = C_v (T_2 - T_1); \quad \Delta h = C_p (T_2 - T_1). \quad (3.9)$$

Питома робота зміни об'єму

$$l_v = q - \Delta u = C_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) - C_v (T_2 - T_1) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (3.10)$$

Питома робота зміни тиску

$$l_p = n \cdot l_v = \frac{n \cdot R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{n}{n-1} P_1 \cdot v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (3.11)$$

Питома зміна ентропії

$$\Delta s = s_2 - s_1 = C_v \frac{n-k}{n-1} \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right). \quad (3.12)$$

Зображення політропного процесу в T-s та P-v координатах показано на рис. 3.1 та 3.2.

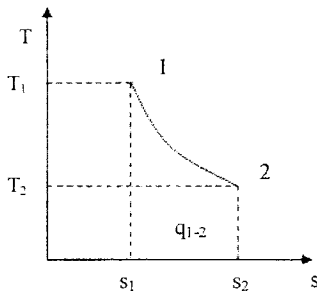


Рисунок 3.1 – Політропний процес в T-s координатах

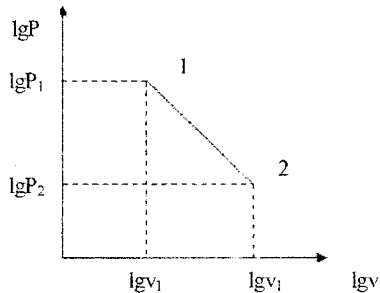


Рисунок 3.2 – Політропний процес в P-v координатах

Позначивши

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{n-1}{n-k} \quad \text{та} \quad \psi = 1 - \varphi = \frac{k-1}{k-n}, \quad (3.13)$$

де φ – частка теплоти, що витрачена на зміну внутрішньої енергії;
 ψ – частка теплоти, що витрачена на здійснення роботи;
отримаємо

$$\Delta u = \varphi \cdot q; \quad l_v = \psi \cdot q \quad l_p = n \cdot l_v = n \cdot \psi \cdot q. \quad (3.14)$$

Оскільки показник політропи може приймати довільне значення, то політропний процес – це узагальнений процес, що має окремі випадки.

3.2 Ізохорний процес

В ізохорному процесі $n = \pm\infty$; $v = \text{const}$; $dv = 0$.

Рівняння процесу

$$v = \frac{R \cdot T}{P} = \text{const}; \quad \frac{T}{P} = \text{const}.$$

або за законом Шарля

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (3.15)$$

Якщо $dv = 0$, то $Pdv = 0$ і робота зміни об'єму не здійснюється:
 $l_v = 0$.

Питома теплота процесу

$$q_{1-2} = \Delta u = C_v(T_2 - T_1). \quad (3.16)$$

В ізохорному процесі вся теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії, тому $\varphi = 1$; $\psi = 0$.

Питома робота зміни тиску

$$l_p = \int_1^2 -v dP = -v(P_2 - P_1). \quad (3.17)$$

Якщо значення роботи від'ємне, то це означає, що робота підведена ззовні.

Питома зміна ентальпії

$$\Delta h = C_p(T_2 - T_1) = \Delta u + v(P_2 - P_1) = \Delta u + (-l_p). \quad (3.18)$$

Питома зміна ентропії

$$\Delta s = s_2 - s_1 = C_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right). \quad (3.19)$$

Зображення ізохорного процесу в P-v та T-s координатах показано на рис. 3.3 та 3.4.

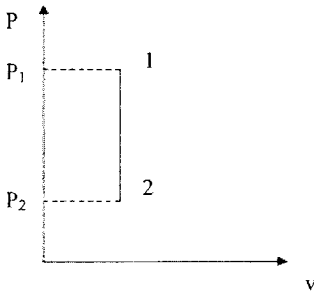


Рисунок 3.3 – Ізохорний процес в P-v координатах

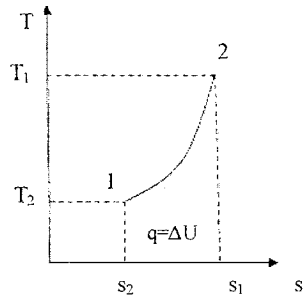


Рисунок 3.4 – Ізохорний процес в T-s координатах

3.3 Ізобарний процес

В ізобарному процесі $n = 0$; $P = \text{const}$; $dP = 0$; $l_p = 0$.

Рівняння процесу описується законом Гей-Люссака

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1}. \quad (3.20)$$

Питома теплота процесу

$$q_{1-2} = \Delta h = \int_1^2 C_p dT = C_p(T_2 - T_1) = h_2 - h_1 . \quad (3.21)$$

В ізобарному процесі робота зміни тиску не здійснюється

$$dl_p = -vdP = 0 .$$

Питома робота зміни об'єму

$$l_v = \int_1^2 Pdv = P(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1) . \quad (3.22)$$

Питома зміна внутрішньої енергії

$$\Delta u = C_v(T_2 - T_1) . \quad (3.23)$$

Питома зміна ентропії

$$\Delta s = s_2 - s_1 = C_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) . \quad (3.24)$$

В ізобарному процесі

$$\varphi = \frac{1}{k}; \quad \psi = \frac{k-1}{k} . \quad (3.25)$$

Зображення ізобарного процесу в P-v та T-s координатах показано на рис. 3.5 та 3.6.

Оскільки $C_p > C_v$, то для однакової зміни температури ізобара 1-2 розташована нижче ізохори 1-2а на T-s діаграмі (рис. 3.6).

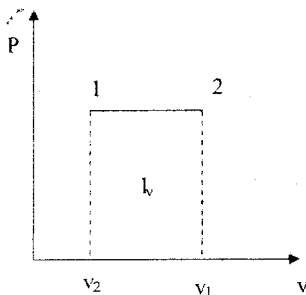


Рисунок 3.5 – Ізобарний процес в P-v координатах

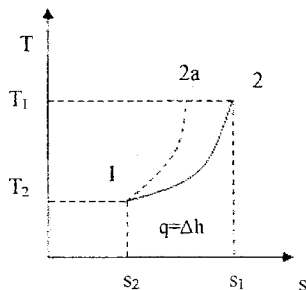


Рисунок 3.6 – Ізобарний процес в T-s координатах

3.4 Ізотермічний процес

В **ізотермічному** (*isothermal*) процесі $n = 1$; $T = \text{const}$; $dT = 0$; $Pv = RT = \text{const}$. Рівняння процесу $Pv = \text{const}$ або для процесу 1-2 визначається із закону Бойля-Маріотта

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.26)$$

Зміна питомих внутрішньої енергії та ентальпії

$$\Delta u = C_v \cdot \Delta T = 0; \quad \Delta h = C_p \cdot \Delta T = 0. \quad (3.27)$$

З першого закону термодинаміки, в ізотермічному процесі теплота витрачається на виконання роботи

$$dq = dl_v = dl_p. \quad (3.28)$$

Питома теплота процесу

$$q = l_p = l_v = \int_1^2 P dv = \int_1^2 P v \frac{dv}{v} = P v \cdot \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \cdot \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right), \quad (3.29)$$

або

$$q = l_p = - \int_1^2 v dP = - \int_1^2 v P \frac{dP}{P} = P v \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) = RT \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right). \quad (3.30)$$

З урахуванням (3.29) та (3.30) можна записати значення питомої теплоти процесу

$$q = RT \cdot \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) = T \cdot (s_2 - s_1). \quad (3.31)$$

Зміна питомої ентропії в процесі

$$\Delta s = \frac{q}{T} = R \cdot \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right). \quad (3.32)$$

Зображення ізотермічного процесу в P-v та T-s координатах показано на рис. 3.7 та 3.8.

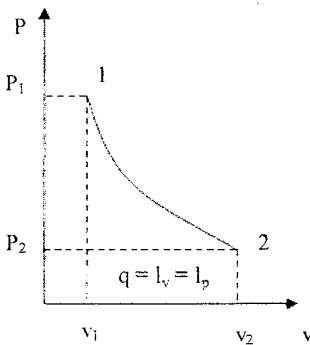


Рисунок 3.7 – Ізотермічний процес в P-v координатах

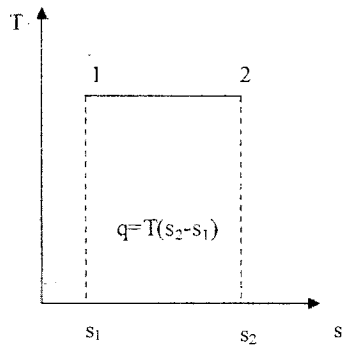


Рисунок 3.8 – Ізотермічний процес в T-s координатах

В ізотермічному процесі

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = 0; \quad \psi = 1 - \varphi = 1. \quad (3.33)$$

3.5 Адіабатний процес

Адіабатний (*adiabatic*) процес відбувається в теплоізолюваній системі, в якій $dq = Tds = 0$. Оскільки $T \neq 0$, $ds = 0$; $s = \text{const}$ (процес відбувається ізентропійно). Умова $s = \text{const}$ виконується тільки в адіабатних оборотних процесах. Процес відбувається при $n = k$, тоді $C_n = 0$ за (3.4).

Рівняння процесу

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.34)$$

Якщо $dq = 0$, то з рівняння першого закону термодинаміки отримаємо

$$\begin{aligned} dl_v &= -du = -C_v \cdot dT \\ dl_p &= -dh = -C_p \cdot dT \end{aligned} \quad (3.35)$$

Питома робота зміни об'єму

$$l_v = -\Delta u = -\int_1^2 C_v dT = C_v \cdot (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2). \quad (3.36)$$

Питома робота зміни тиску

$$l_p = k \cdot l_v = \frac{k \cdot R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2). \quad (3.37)$$

Питома робота зміни тиску в адіабатному процесі

$$l_p^{ad} = -\Delta h = h_1 - h_2 = C_p \cdot (T_1 - T_2). \quad (3.38)$$

Зображення адиабатного процесу в P-v та T-s координатах показано на рис. 3.9 та 3.10.

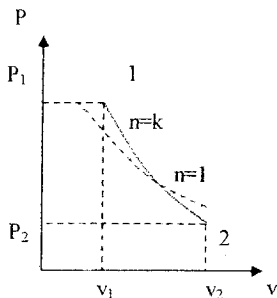


Рисунок 3.9 – Адиабатний процес в P-v координатах

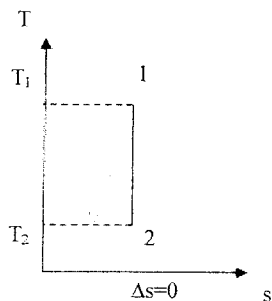


Рисунок 3.10 – Адиабатний процес в T-s координатах

На P-v діаграмі (рис. 3.9) адиабата $n = k$ проходить крутіше ізотерми $n = 1$, оскільки $k > 1$. Для оборотних адиабатних процесів $\Delta s = 0$, для необоротних адиабатних процесів $\Delta s > 0$. За умови $n = k$ значення $\varphi = \infty$, $\psi = -\infty$.

4 ВОДЯНА ПАРА. ПРОЦЕСИ ПАРОУТВОРЕННЯ

Речовина, в залежності від тиску і температури, може існувати в трьох агрегатних станах: твердому, рідкому та газоподібному.

Різні форми існування речовини, які відділені одна від одної поверхнею поділу, називаються **фазами** (*phases*). Речовина також може бути одночасно в двох або трьох станах. Стан, в якому знаходиться в рівновазі тверда, рідка і газоподібна фаза називається трійною точкою. Перехід речовини з однієї фази в іншу називається фазовим переходом або фазовим перетворенням. Фазовий перехід з твердого стану в рідкий називається плавленням, (зворотний – називається твердінням). Фазовий перехід з твердого в газоподібний стан називається сублімацією, зворотний – десублімацією. Фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний називається пароутворенням, зворотний – конденсацією.

Термодинамічні діаграми (P-v, T-s) для реального газу, на відміну від ідеального газу, називаються **фазовими діаграмами** (*phase diagrams*). Процес кипіння починається, коли рідина досягає певної температури, яка називається **температурою кипіння** або **насичення** (*temperature of saturation*). При кипінні $T_n = \text{const}$, оскільки вся теплота, що підводиться, витрачається на випаровування рідини. Тиск, який відповідає температурі насичення, називається **тиском насичення** (*pressure of saturation*).

Двофазна система, яка складається із сухої насиченої пари та рідини, називається **вологою насиченою парою** (*humid saturated steam*). Якщо існує тільки парова фаза, така пара називається **сухою насиченою парою** (*dry saturated steam*). Під час ізобарного підведення теплоти до сухої насиченої пари температура пари перевищує температуру насичення $T > T_n$ і така пара називається **перегрітою** (*superheating*). Фазові переходи здійснюються з виділенням або поглинанням теплоти, яка називається **теплотою фазових перетворень** (*heat of phase transformations*).

Робочим тілом в багатьох теплосилових установках є пара різних речовин. В техніці для отримання пари використовують процес випаровування, який складається з таких ізобарних процесів: підігрівання рідини до температури кипіння (насичення); пароутворення; перегрів пари.

Індексом “r” будемо позначати величини, які належать до рідкої фази. Індексом “l” позначаються величини, які належать до сухої насиченої пари. Індексом “n” – величини, які належать до перегрітої пари.

Теплота фазового переходу або теплота пароутворення

$$r = T_n(s'' - s') = h'' - h' = (u'' - u') + P_1(v'' - v'). \quad (4.1)$$

Для обчислення параметрів вологої пари необхідно визначити масові частки рідини і пари в суміші. Маса суміші (вологої пари) m_x складається із маси рідини m' і маси сухої насиченої пари m'' .

Відношення

$$\frac{m''}{m_x} = \frac{m''}{m' + m''} = x \quad (4.2)$$

називається **мірою сухості пари** і характеризує частку, яку складає маса сухої насиченої пари в суміші. Зрозуміло, що для киплячої рідини $x = 0$, а для сухої насиченої пари $x = 1$.

Параметри вологої пари адитивно складаються з параметрів рідини і сухої насиченої пари

$$\begin{aligned} v_x &= v'(1 - x) + v''x = v' + x(v'' - v'), \\ u_x &= u' + x(u'' - u'), \\ h_x &= h' + x(h'' - h') = h' + rx, \\ s_x &= s' + x(s'' - s') = s' + \left(\frac{r}{T_n}\right)x. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Теплота, що витрачається на перегрів пари,

$$q_n = \bar{C}_{pn}(T_n - T_n) = h_n - h'', \quad (4.4)$$

де \bar{C}_{pn} – середня ізобарна теплоємність пари в процесі.

Зміна ентропії в процесі перегріву пари

$$\Delta s_n = s_n - s'' = \bar{C}_{pn} \ln\left(\frac{T_n}{T_n}\right). \quad (4.5)$$

Внутрішню енергію перегрітої пари можна обчислити за формулою

$$u_n = u'' + q_n - P_1(v_n - v''). \quad (4.6)$$

5 ЦИКЛИ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК. ЦИКЛ РЕНКІНА

5.1 Цикл найпростішої паротурбінної установки

Паросилові (паротурбінні) установки (ПТУ) призначені для перетворення хімічної або атомної енергії у корисну механічну роботу. Робочим тілом в ПТУ є водяна пара, яка здійснює круговий процес.

Схема найпростішої ПТУ показана на рис. 5.1.

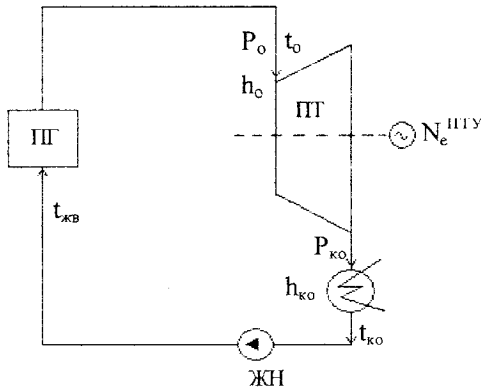


Рисунок 5.1 – Схема найпростішої ПТУ

Живильний насос ЖН адіабатно стискує живильну воду (конденсат) до тиску P_0 . Живильна вода з температурою $t_{жв}$ надходить в парогенератор ПГ. В парогенераторі, за рахунок теплоти, яка вивільняється при згорянні палива, генерується водяна з параметрами P_0 , t_0 , h_0 . Ця пара надходить в парову турбіну ПТ, де адіабатно розширюється до кінцевих параметрів $P_{ко}$, $t_{ко}$, $h_{ко}$, виконуючи технічну роботу.

Відпрацьована в турбіні пара надходить в конденсатор К, внутрішня поверхня якого охолоджується циркуляційною водою. На зовнішній поверхні труб конденсатора здійснюється повна конденсація пари, внаслідок чого утворюється глибокий вакуум, тобто кінцевий тиск $P_{ко}$ стає набагато менший за атмосферний. Зниження кінцевих параметрів па-

ри за рахунок конденсації значно збільшує корисну роботу пари в турбіні та підвищує економічність циклу. Конденсат пари насосом Н знову повертається в парогенератор. Такий ідеальний цикл ПТУ, що складається з двох ізобар та двох адіабат, називається **циклом Ренкіна**.

5.1.1 Теоретичні цикли

Якщо знехтувати початковою швидкістю пари перед турбіною, то технічна робота визначається

$$l_{\text{тo}} = h_o - h_{\text{кo}} = H_o, \quad (5.1)$$

де H_o – адіабатний теплоперепад в турбіні.

Оскільки вода практично нестислива, то процес стиску в насосі ізохорно-адіабатний.

Отже, робота насоса становить

$$l_{\text{нo}} = \int_1^2 -v dP = v(P_o - P_k) = h_2 - h_1 = H_{\text{нo}}, \quad (5.2)$$

де $H_{\text{нo}}$ – адіабатний теплоперепад в насосі.

Корисна робота циклу

$$l_{\text{цo}} = l_{\text{тo}} - l_{\text{нo}} = H_o - H_{\text{нo}}. \quad (5.3)$$

Термічний ККД теоретичного циклу

$$\begin{aligned} \eta_{\text{тo}} &= \frac{l_{\text{цo}}}{q_o} = \frac{(H_o - H_{\text{нo}})}{(h_o - h_{\text{жв}})} = \\ &= \frac{(H_o - H_{\text{нo}})}{(h_o - 4,19 \cdot h_{\text{жв}})}, \end{aligned} \quad (5.4)$$

де $h_{\text{жв}}$ – ентальпія живильної води.

При невеликих потужностях турбін і тисках P_o роботою насоса і підвищенням температури в насосі можна знехтувати.

Тоді термічний ККД можна обчислити за наближеною формулою

$$\eta_{to} \approx \frac{H_o}{(h_o - 4,19 \cdot t_k)} \quad (5.5)$$

Для кругових процесів справедливий такий вираз термічного ККД

$$\begin{aligned} \eta_{to} &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_k}{q_o} = \\ &= 1 - \left[\frac{(h_k - 4,19 \cdot t_k)}{(h_o - 4,19 \cdot t_k)} \right], \end{aligned} \quad (5.6)$$

де $q_2 = q_k$ – питомі теплові втрати в конденсаторі,

$q_1 = q_o$ – підведена теплота в циклі.

5.1.2 Реальні цикли

В реальних циклах ПТУ процеси розширення пари і стиску води адіабатно необоротні.

Робота турбіни і насоса в реальних циклах визначається, відповідно

$$l_{mo} = l_{mo} \cdot \eta_{oi} = H_o \cdot \eta_{oi}^m = H_p, \quad (5.7)$$

$$l_n = \frac{l_{no}}{\eta_{oi}^n} = \frac{H_{no}}{\eta_{oi}^n} = H_n, \quad (5.8)$$

де η_{oi}^m , η_{oi}^n – відносні внутрішні ККД турбіни і насоса, відповідно;

H_p , H_n – робочі теплоперепади в турбіні і насосі, відповідно.

Термічний ККД реального циклу ПТУ

$$\eta_t = \frac{(H_p - H_n)}{q_o} = \frac{(H_p - H_n)}{(h_o - 4,19 \cdot t_{жР})}. \quad (5.9)$$

В турбіні 1 кг пари виконує корисну роботу H_p . Отже, питома витрата пари на виробництво 1 кВт·год (3600 кДж) енергії становить,

$$d_o = \frac{3600}{l_u} = \frac{3600}{(H_p - H_n)} \quad (5.10)$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$D_o = \frac{d_o \cdot N_e}{3,6}, \quad (5.11)$$

де N_e – потужність електрогенератора ПГУ, МВт.

Потужність електрогенератора ПГУ, МВт

$$N_e = D_o \cdot l_m \cdot \eta_{em} \cdot 10^{-3} = D_o \cdot H_p \cdot \eta_{em} \cdot 10^{-3}, \quad (5.12)$$

де η_{em} – електромеханічний ККД.

Теплова потужність, підведена в парогенераторі паротурбінної установки, МВт

$$Q_{пг} = D_o \cdot q_o \cdot 10^{-3} = D_o \cdot (h_o - C_p \cdot t_{жв}) \cdot 10^{-3} \quad (5.13)$$

Втрати теплової потужності в конденсаторі (рівняння теплового балансу конденсатора), МВт

$$\begin{aligned} Q_K &= D_o \cdot q_K \cdot 10^{-3} = D_o \cdot (h_K - C_{pB} \cdot t_K) \cdot 10^{-3} = \\ &= G_{об} \cdot C_{pB} \cdot \Delta t_{об} \cdot 10^{-3}, \end{aligned} \quad (5.14)$$

де $G_{об}$ – масова витрата води в конденсаторі ПГУ,

C_{p_B} – масова ізобарна теплоємність охолодної води в конденсаторі,

$\Delta t_{ов}$ – величина підігріву охолодної води в конденсаторі.

Питома витрата умовного палива на виробництво 1кВт·год електричної енергії в паротурбінній установці визначається, кг у. п. / (кВт·год)

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_t}. \quad (5.15)$$

Загальна витрата умовного палива на ПТУ, кг у. п./с

$$B_y = \frac{b_y \cdot N_e}{3,6}. \quad (5.16)$$

5.2 Регенеративний цикл ПТУ

Підвищити ККД циклу ПТУ можна за рахунок збільшення температури живильної води за допомогою регенерації теплоти в циклі. Здійснити регенерацію в циклі Ренкіна можна, якщо конденсат підігрівати парою, яка вже частково відпрацювала в турбіні.

Схема і зображення на h - s діаграмі циклу ПТУ з одним регенеративним відбором пари наведені на рис. 5.2 та 5.3, відповідно.

Із відбору турбіни (точка 1) (рис. 5.3) в регенеративний підігрівник РП надходить частка пари α_1 з параметрами P_1 , h_1 , яка вже виконала роботу в турбіні $H_{o1} = h_o - h_1$. Ця грійна пара підігріває в РП конденсат від температури t_k до температури $t_{жв}$. Конденсат грійної пари при тиску P_1 і температурі насичення $t_{ч1}$ повертається в лінію живильної води.

Інша частка пари $\alpha_k = 1 - \alpha_1$ продовжує розширення в турбіні, виконуючи роботу $H_o = h_o - h_k$, після чого надходить в конденсатор.

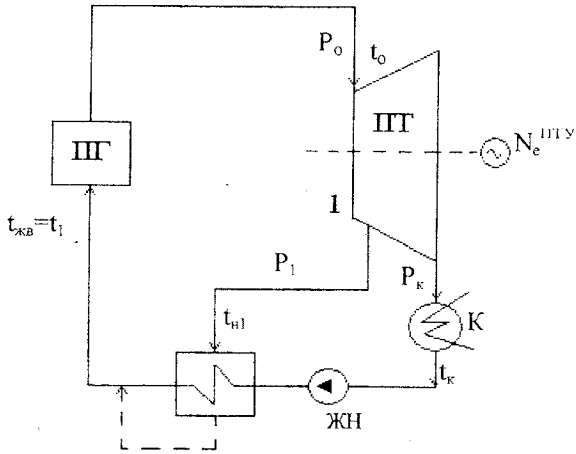


Рисунок 5.2 – Схема ПТУ з одним регенеративним відбором пари

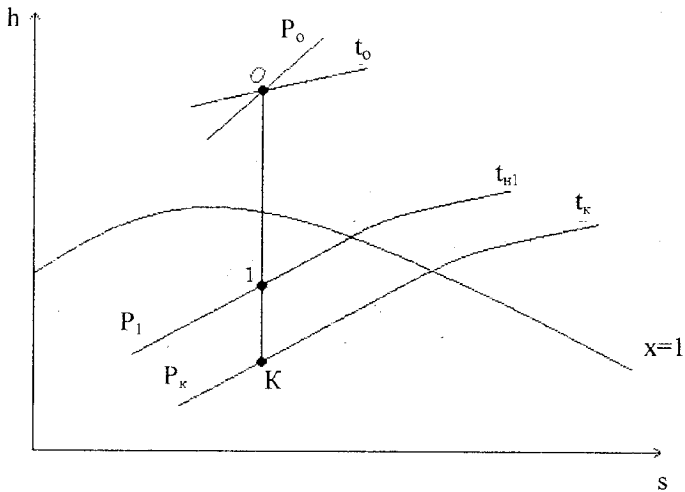


Рисунок 5.3 – Зображення циклу ПТУ з одним регенеративним відбором пари на h-s діаграмі

Таким чином, теоретична робота пари в турбіні складася

$$l_{\text{ТО}}^{\text{P}} = \alpha_1 \cdot H_{01} + \alpha_K \cdot H_0 = \alpha_1 (h_0 - h_1) + (1 - \alpha_1) \cdot (h_0 - h_K) = (h_0 - h_K) - \alpha_1 \cdot (h_1 - h_K) = H_0 - \alpha_1 (h_1 - h_K) = H_0 (1 - \alpha_1 \cdot y_1), \quad (5.17)$$

де $y_1 = (h_1 - h_k) / H_0$ – коефіцієнт недовиконання роботи (потужності).
Підведена питома теплота в регенеративному циклі

$$q_0^p = h_0 - h_{жв} = h_0 - C'_p \cdot t_{жв}. \quad (5.18)$$

Питома втрата теплоти в конденсаторі

$$q_k^p = h_k - C'_p \cdot t_k. \quad (5.19)$$

Термічний ККД циклу ПТУ з регенерацією:

$$\eta_{то}^p = \frac{l_{то}^p}{q_0^p} = \frac{H_0 \cdot (1 - \alpha_1 \cdot y_1)}{(h_0 - C'_p \cdot t_{жв})}. \quad (5.20)$$

або

$$\eta_{то}^p = 1 - \alpha_k \cdot \frac{q_k^p}{q_0^p} = 1 - \alpha_k \cdot \frac{(h_k - C'_p \cdot t_k)}{(h_0 - C'_p \cdot t_{жв})}. \quad (5.21)$$

Незважаючи на зменшення роботи пари в турбіні, економічність циклу ПТУ з регенерацією зростає як за рахунок зменшення втрат в конденсаторі, так і за рахунок зменшення теплоти, витраченої на цикл. Крім того, регенерація збільшує середню термодинамічну температуру підведення теплоти в парогенераторі, що зумовлює зменшення необоротних втрат при теплообміні. Підвищення термічного ККД при одноступінчастому регенеративному підігріванні живильної води в циклі складає

$$\Delta \eta_{то} = \eta_{то}^p - \eta_{то} = q_k \left(\frac{1}{q_0} - \frac{\alpha_k}{q_0^p} \right). \quad (5.22)$$

Частку пари з відбору турбіни, що надходить РП, можна визначити з рівняння теплового балансу підігрівника: $\alpha_1 C_p t_{н1} + \alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) C_p t_k = C_p t_{жв}$, звідки

$$\alpha_1 = \frac{q_{в1}}{(q_{в1} + q_{п1})} \quad (5.23)$$

де $q_{в1} = C'_p \cdot (t_{жв} - t_k)$ – питома теплота, яку сприймає вода в регенеративному підігрівнику;

$q_{п1} = h_1 - C'_p \cdot t_{п1}$ – питома теплота, яку віддає пара в регенеративному підігрівнику.

У випадку одноступінчастого регенеративного підігрівання живильної води в циклі частки пари в конденсаторі та у відборі пов'язані співвідношенням: $\alpha_1 + \alpha_k = 1$.

Витрата пари на конденсатор, кг/с

$$D_k = \alpha_k \cdot D_0 = (1 - \alpha_1) \cdot D_0 \quad (5.24)$$

Витрата пари на РП, кг/с

$$D_1 = \alpha_1 \cdot D_0 = (1 - \alpha_k) \cdot D_0 \quad (5.25)$$

Втрати теплової потужності в конденсаторі, МВт

$$Q_k = D_k \cdot q_k \cdot 10^{-3} = \alpha_k \cdot D_0 \cdot (h_k - C'_p \cdot t_k) \cdot 10^{-3} \quad (5.26)$$

Потужність електрогенератора ПТУ, МВт

$$N_e = D_0 \cdot 1_m^p \cdot \eta_{ем} \cdot 10^{-3} \quad (5.27)$$

Приклад 5.1

Виконати розрахунки циклу ПТУ, визначити термічний ККД та витрату умовного палива на ПТУ. Паротурбінна установка працює за циклом Ренкіна. Потужність електрогенератора ПТУ становить 25 МВт. Параметри пари перед турбіною: $P_0 = 9$ МПа, $t_0 = 540$ °С. Паротурбінна установка має один регенеративний підігрівник РП-1, в якому конденсат підігрівається від температури t_k до температури $t_{жв} = 75$ °С парою з

відбору турбіни при тиску $P_1 = 1,7$ бар. Тиск пари в конденсаторі $P_k = 0,045$ бар.

Розв'язання

Схема ПТУ наведена на рис. 5.2. Зображення циклу ПТУ на $h-s$ діаграмі наведено на рис. 5.3.

З $h-s$ діаграми водяної пари визначасмо параметри пари у відповідних точках циклу.

Параметри точки О: ентальпія $h_o = 3495 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; ентропія $s_o = 6,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;
питомий об'єм $v_o = 0,04 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

Параметри точки К: ентальпія $h_k = 2060 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; температура $t_k = 27$ °С;
питомий об'єм $v_k = 27 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$; міра сухості $x_k = 0,795$.

Параметри точки І: температура $t_{н1} = 115$ °С; ентальпія $h_1 = 2550 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;
питомий об'єм $v_1 = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$; міра сухості $x_1 = 0,932$.

Питома теплота, яку сприймає вода в регенеративному підігрівнику,

$$q_{в1} = C'_p \cdot (t_{жв} - t_k) = 4,19(75 - 27) = 201,12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теплота, яку віддає пара в РП,

$$q_{п1} = h_1 - C'_p \cdot t_{н1} = 2550 - 4,19 \cdot 115 = 2068,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Частка пари з відбору турбіни, яка надходить в РП,

$$\alpha_1 = \frac{q_{в1}}{(q_{в1} + q_{п1})} = \frac{201,12}{(201,12 + 2068,15)} = 0,089.$$

Частка пари, яка надходить на конденсатор,

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 = 1 - 0,089 = 0,911.$$

Теоретична робота пари в турбіні

$$I_{\text{то}}^p = \alpha_1(h_0 - h_1) + \alpha_k \cdot (h_0 - h_k) = 0,089(3495 - 2550) + \\ + 0,911(3495 - 2060) = 1391,39 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома теплота, підведена в парогенераторі,

$$q_0^p = h_0 - h_{\text{жв}} = h_0 - C'_p \cdot t_{\text{жв}} = 3495 - 4,19 \cdot 75 = 3180,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питомі теплові втрати в конденсаторі

$$q_k^p = h_k - C'_p \cdot t_k = 2060 - 4,19 \cdot 27 = 1946,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Термічний ККД циклу ПТУ з регенерацією

$$\eta_{\text{то}}^p = \frac{I_{\text{то}}^p}{q_0^p} = \frac{1391,39}{3180,75} = 0,437.$$

Питома витрата умовного палива на виробництво 1кВт·год енергії

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_{\text{то}}^p} = \frac{0,123}{0,437} = 0,281 \text{ кг у. п. / (кВт·год)}.$$

Загальна витрата умовного палива на ПТУ

$$B_y^{\text{пту}} = \frac{b_y \cdot N_e^{\text{пту}}}{3,6} = \frac{0,281 \cdot 25}{3,6} = 1,951 \text{ кг у. п./с.}$$

Витрата пари на турбіну

$$D_o = \frac{N_e^{ПТУ}}{I_{TO}^p} = \frac{0,281 \cdot 25}{3,6} = 1,951 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата пари на конденсатор

$$D_k = \alpha_k \cdot D_o = 0,911 \cdot 17,968 = 16,369 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата пари на РП

$$D_1 = \alpha_1 \cdot D_o = 0,089 \cdot 17,968 = 1,599 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальні втрати теплової потужності в конденсаторі

$$Q_k = D_k \cdot q_k \cdot 10^{-3} = 16,369 \cdot 1946,87 \cdot 10^{-3} = 31,868 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність, підведена в парогенераторі ПТУ

$$Q_{ПГ} = D_o \cdot q_o \cdot 10^{-3} = 17,968 \cdot 3180,75 \cdot 10^{-3} = 57,152 \text{ МВт.}$$

6 ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК. ЦИКЛ БРАЙТОНА

Газотурбінна установка (ГТУ) відрізняється від інших газосилових установок високою питомою потужністю, компактністю, швидкохідністю, простотою конструкції. Газова турбіна придатна для різноманітних силових установок на електростанціях, транспорті та в інших галузях промисловості. Газова турбіна як тепловий двигун являє тільки складову частину газотурбінної установки.

Розрізняють ГТУ замкнутого і відкритого типу. Схема ГТУ відкритого типу наведена на рис. 6.1.

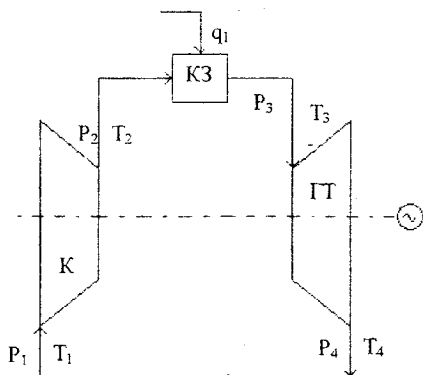


Рисунок 6.1 – Схема ГТУ відкритого типу

В ГТУ відкритого типу (рис. 6.1) компресор К стискає повітря з навколишнього середовища, яке з параметрами P_2 , T_2 надходить в камеру згорання КЗ. У камеру згорання також під тиском надходить рідке або газоподібне паливо. Продукти згорання палива (димові гази) з температурою T_3 надходять в газову турбіну, звідки після здійснення роботи виштовхуються в навколишнє середовище.

Перевагою ГТУ відкритого типу в порівнянні з ГТУ замкнутого циклу є менша вартість внаслідок меншої кількості допоміжного устаткування. Недоліком її є те, що продукти згорання забруднюють проточну частину турбіни. Крім того, в замкнутій ГТУ круговий процес може здійснюватись при більш високих тисках, що збільшує її питому

потужність, наявність зовнішнього газоагрівника в ГТУ замкнутого типу дозволяє також використовувати тверді види палива. На практиці, однак, найбільш поширені ГТУ відкритого типу, які працюють за технічно найбільш простими схемами.

6.1 Цикл Брайтона

Ідеалізований цикл ГТУ з ізобарним підведенням та відведенням теплоти називається **циклом Брайтона**.

Тиск повітря за компресором, МПа

$$P_2 = P_1 \cdot \lambda_k, \quad (6.1)$$

де P_1 – тиск повітря перед компресором, МПа;

λ_k – міра підвищення тиску в компресорі.

Тиск газів перед турбіною, МПа

$$P_3 = P_2 \cdot \varepsilon, \quad (6.2)$$

де ε – коефіцієнт повного стиснення.

Міра зменшення тиску в турбіні

$$\lambda_T = \frac{P_3}{P_4}, \quad (6.3)$$

де P_4 – тиск газів за турбіною, МПа.

Температура повітря за компресором, К

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{(\lambda_k^{0,285} - 1)}{\eta_k} \right], \quad (6.4)$$

де T_1 – температура повітря перед компресором, К;

η_k – ККД компресора.

Температура газів за турбіною, К

$$T_4 = T_3 \cdot \left[1 - \left(1 - \lambda_T^{-0,265} \right) \cdot \eta_k \right], \quad (6.5)$$

де T_3 – температура в камері згорання, К.

Питома робота газів у турбіні, кДж/кг

$$l_T = \bar{C}_{pr} \cdot (T_3 - T_4), \quad (6.6)$$

де \bar{C}_{pr} – середня теплоємність газів, кДж/(кг·К).

Питома робота стискання в компресорі, кДж/кг

$$l_k = C_{pn} \cdot (T_2 - T_1), \quad (6.7)$$

де C_{pn} – середня теплоємність повітря, кДж/(кг·К).

Питома робота циклу ГТУ, кДж/кг

$$l_u = (l_T - l_k) \cdot \eta_{em}, \quad (6.8)$$

де η_{em} – електромеханічний ККД.

Питома теплота, що підведена в камеру згорання ГТУ, кДж/кг

$$q_{kз} = \frac{(\bar{C}_{pr} \cdot t_3 - C_{pn} \cdot t_2)}{\eta_{kз}}, \quad (6.9)$$

де $\eta_{kз}$ – ККД камери згорання.

Коефіцієнт корисної дії ГТУ

$$\eta_{ГТУ} = \frac{l_u}{q_{kз}}. \quad (6.10)$$

Питома витрата умовного палива ГТУ, кг/(кВт·год)

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_{ГТУ}} \quad (6.11)$$

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_y^{ГТУ} = \frac{b_y \cdot N_e}{3,6}, \quad (6.12)$$

де N_e – електрична потужність турбіни, МВт.

Витрата робочого палива ГТУ, м³/с

$$B_P^{ГТУ} = B_y^{ГТУ} \cdot \frac{Q_{ну}^p}{Q_H^p}, \quad (6.13)$$

де $Q_{ну}^p$ – нижча теплота згорання умовного палива, МДж/кг;

Q_H^p – нижча теплота згорання робочого палива, МДж/м³.

Приклад 6.1

Виконати розрахунки циклу ГТУ, визначити термічний ККД та витрату умовного палива на ГТУ. Газотурбінна установка працює за циклом Брайтона. Потужність електрогенератора ГТУ становить 10 МВт. Температура повітря перед компресором $T_1 = 278$ К. Міра підвищення тиску в компресорі $\lambda_k = 5,4$. Температура газів за турбіною $T_3 = 1203$ К. Теплоємність повітря $C_{pH} = 1,05$ кДж/(кг К), теплоємність газів: $C_{pГ} = 1,17$ кДж/(кг К). Схема ГТУ наведена на рис. 6.1.

Розв'язання

Показник степеня

$$m = \frac{k-1}{k} = \frac{1,4-1}{1,4} = 0,286; \quad (6.14)$$

де k – показник адіабати; для повітря $k = 1,4$.

Температура повітря за компресором

$$T_2 = T_1 \cdot \lambda_k^m = 278 \cdot 5,4^{0,286} = 450 \text{ К}. \quad (6.15)$$

Температура газів за турбіною

$$T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} = \frac{278 \cdot 1203}{450} = 737 \text{ К.} \quad (6.16)$$

Ізобарна теплоємність повітря $C_{pn} = 1,05 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$.

Ізобарна теплоємність газів $C_{pg} = 1,17 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$.

Питома робота компресора

$$l_k = C_{pn} \cdot (T_2 - T_1) = 1,05 \cdot (450 - 278) = 180,6 \text{ кДж/кг.} \quad (6.17)$$

Питома робота газів в турбіні

$$l_T = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) = 1,17 \cdot (1203 - 743) = 538,2 \text{ кДж/кг.} \quad (6.18)$$

Питома робота циклу ГТУ

$$l_{ц} = l_T - l_k = 538,2 - 180,6 = 357,6 \text{ кДж/кг.} \quad (6.19)$$

Питома теплота, підведена в камеру згорання,

$$q_{кз} = q_1 = C_{pg} \cdot T_3 - C_{pn} \cdot T_2 = 1,17 \cdot 1203 - 1,05 \cdot 450 = 935,01 \text{ кДж/кг.} \quad (6.20)$$

Термічний ККД циклу ГТУ

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_{кз}} = \frac{357,6}{935,01} = 0,382. \quad (6.21)$$

Питома витрата умовного палива на ГТУ

$$b_y^{ГТУ} = \frac{0,123}{\eta_t} = \frac{0,123}{0,382} = 0,322 \text{ кг у. п./}(кВт\cdot\text{год.}) \quad (6.22)$$

Загальна витрата умовного палива на ГТУ

$$B_y^{\text{ГТУ}} = \frac{b_y^{\text{ГТУ}} \cdot N_e^{\text{ГТУ}}}{3,6} = \frac{0,322 \cdot 10}{3,6} = 0,894 \text{ кг у. п./с.} \quad (6.23)$$

Витрата робочого тіла в ГТУ

$$G_r = \frac{N_e^{\text{ГТУ}}}{I_{\text{ц}}} = \frac{10 \cdot 10^3}{357,6} = 27,964 \text{ кг/с.} \quad (6.24)$$

Потужність компресора

$$N_k = G_r \cdot l_k \cdot 10^{-3} = 27,964 \cdot 180,6 \cdot 10^{-3} = 5,05 \text{ МВт.} \quad (6.25)$$

Потужність газової турбіни

$$N_{\text{ГТ}} = N_e^{\text{ГТУ}} + N_k = 10 + 5,05 = 15,05 \text{ МВт.} \quad (6.26)$$

Теплота, підведена в камеру згорання,

$$Q_{\text{кз}} = G_r \cdot q_{\text{кз}} \cdot 10^{-3} = 27,964 \cdot 935,01 \cdot 10^{-3} = 26,147 \text{ МВт.} \quad (6.27)$$

Коефіцієнт використання потужності

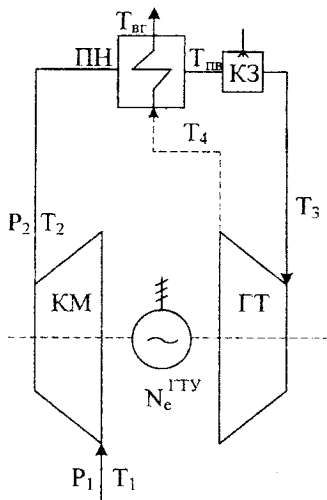
$$\varphi = \frac{N_e^{\text{ГТУ}}}{N_{\text{ГТ}}} = \frac{10}{15,05} = 0,664. \quad (6.28)$$

6.2 Цикл ГТУ з регенерацією

Істотним недоліком циклу Брайтона є те, що в ньому не використовується достатньо висока енергія відпрацьованих газів. Покращити газотурбінний процес можна за рахунок використання цієї енергії в схемі ГТУ. Оскільки температура відхідних газів T_4 вища за температуру повітря після

компресора T_2 , то є можливість збільшити останню шляхом підігріву повітря відпрацьованими газами. Процес попереднього нагрівання повітря перед камерою згорання за рахунок теплоти відхідних газів називають **регенерацією**, а цикл ГТУ, в якому здійснюється регенерація, – **регенеративним**.

Схема ГТУ з регенерацією наведена на рис. 6.2.



ГТ – газова турбіна; КЗ – камера згорання; КМ – компресор; ПН – повітрянагрівник

Рисунок 6.2 – Схема газотурбінної установки з регенерацією

Ця схема ГТУ (рис. 6.2) відрізняється від попередньої схеми наявністю повітрянагрівника ПН, в якому гази після турбіни нагрівають стиснене повітря від температури T_2 до температури $T_{\text{п}}$. При цьому температура димових газів зменшується від T_4 до $T_{\text{вр}}$. В реальному процесі в повітрянагрівнику повітря не догрівається до температури T_4 на величину $\theta = T_4 - T_{\text{п}}$. Тому ефективність повітрянагрівника характеризується співвідношенням

$$\sigma = \frac{T_{\text{п}} - T_2}{T_4 - T_2} = 1 - \frac{\theta}{T_4 - T_2}, \quad (6.29)$$

в якому коефіцієнт $\sigma < 1$ називається **мірою регенерації**.

В такій ГТУ надходження більш підігрітого повітря в камеру згорання, за умови $T_3 = \text{const}$, дає змогу зменшити величину підведеної в камеру згорання теплоти q_1 , а, отже, і зменшити витрату палива на ГТУ.

Приклад 6.2

Виконати розрахунки циклу ГТУ, визначити термічний ККД та витрату умовного палива на ГТУ. Газотурбінна установка працює за циклом Брайтона з регенерацією теплоти. Потужність електрогенератора ГТУ становить 6 МВт. Температура повітря перед компресором $T_1 = 293$ К. Температура газів за турбіною становить $T_3 = 1350$ К. Міра підвищення тиску в компресорі $\lambda_k = 6,8$. Теплоємність повітря $C_{pp} = 1,05$ кДж/(кг К), теплоємність газів: $C_{pg} = 1,17$ кДж/(кг К). Значення міри регенерації $\sigma = 0,4$. Схема ГТУ наведена на рис. 6.2.

Розв'язання

Показник ступеня

$$m = \frac{k-1}{k} = \frac{1,4-1}{1,4} = 0,286; \quad (6.30)$$

де k – показник адиабати; для повітря $k = 1,4$.

Температура повітря за компресором

$$T_2 = T_1 \cdot \lambda_k^m = 293 \cdot 6,8^{0,286} = 511 \text{ К}. \quad (6.31)$$

Температура газів за турбіною

$$T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} = \frac{293 \cdot 1350}{511} = 599 \text{ К}. \quad (6.32)$$

Питома робота компресора

$$l_k = C_{pp} \cdot (T_2 - T_1) = 1,05 \cdot (511 - 293) = 228,9 \text{ кДж/кг}. \quad (6.33)$$

Питома робота газів в турбіні

$$l_T = C_{pr} \cdot (T_3 - T_4) = 1,17 \cdot (1350 - 774) = 673,92 \text{ кДж/кг.} \quad (6.34)$$

Питома робота циклу ГТУ

$$l_{ц} = l_T - l_k = 673,92 - 228,9 = 445,02 \text{ кДж/кг.} \quad (6.35)$$

Підставимо значення міри регенерації у формулу

$$\sigma = 0,4 = \frac{T_n - T_2}{T_4 - T_{вр}}, \quad (6.36)$$

де T_n – температура повітря після регенератора перед камерою згорання, яка визначається так:

$$T_n = \sigma \cdot (T_4 - T_{вр}) + T_2 = 0,4 \cdot (774 - 423) + 511 = 651,4 \text{ К.} \quad (6.37)$$

Питома теплота, підведена в камеру згорання,

$$q_{кз} = q_1 = C_{pr} \cdot T_3 - C_{рп} \cdot T_n = 1,17 \cdot 1350 - 1,05 \cdot 651,4 = 893,53 \text{ кДж/кг.} \quad (6.38)$$

Термічний ККД циклу ГТУ

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_{кз}} = \frac{445,02}{893,53} = 0,498. \quad (6.39)$$

Питома витрата умовного палива на ГТУ

$$b_y^{гту} = \frac{0,123}{\eta_t} = \frac{0,123}{0,498} = 0,247 \text{ кг у. п./кВт·год.} \quad (6.40)$$

Загальна витрата умовного палива на ГТУ

$$B_y^{гту} = \frac{b_y^{гту} \cdot N_e^{гту}}{3,6} = \frac{0,247 \cdot 6}{3,6} = 0,412 \text{ кг у. п./с.} \quad (6.41)$$

Витрата робочого тіла в ГТУ

$$G_r = \frac{N_e^{ГТУ}}{l_{ц}} = \frac{6 \cdot 10^3}{445,02} = 13,48 \text{ кг/с.} \quad (6.42)$$

Потужність компресора

$$N_k = G_r \cdot l_k \cdot 10^{-3} = 13,48 \cdot 228,9 \cdot 10^{-3} = 3,086 \text{ МВт.} \quad (6.43)$$

Потужність газової турбіни

$$N_{ГТ} = N_e^{ГТУ} + N_k = 6 + 3,086 = 9,086 \text{ МВт.} \quad (6.44)$$

Теплота, підведена в камеру згорання,

$$Q_{кз} = G_r \cdot q_{кз} \cdot 10^{-3} = 13,48 \cdot 893,53 \cdot 10^{-3} = 12,045 \text{ МВт.} \quad (6.45)$$

Коефіцієнт використання потужності

$$\varphi = \frac{N_e^{ГТУ}}{N_{ГТ}} = \frac{6}{9,086} = 0,66. \quad (6.46)$$

7 ЦИКЛИ ПАРОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

Підвищити ефективність циклів ПГУ та ГТУ можна за рахунок їх комбінування зі створенням **парогазових установок** (ПГУ). Таке комбінування дозволяє використати теплоту відхідних газів ГТУ в циклі ПГУ і, таким чином, підвищити ефективність паротурбінної установки в складі ПГУ.

Парогазова установка з використанням теплоти відхідних газів після ГТУ для регенеративного підігрівання живильної води в схемі ПГУ показана на рис. 7.1.

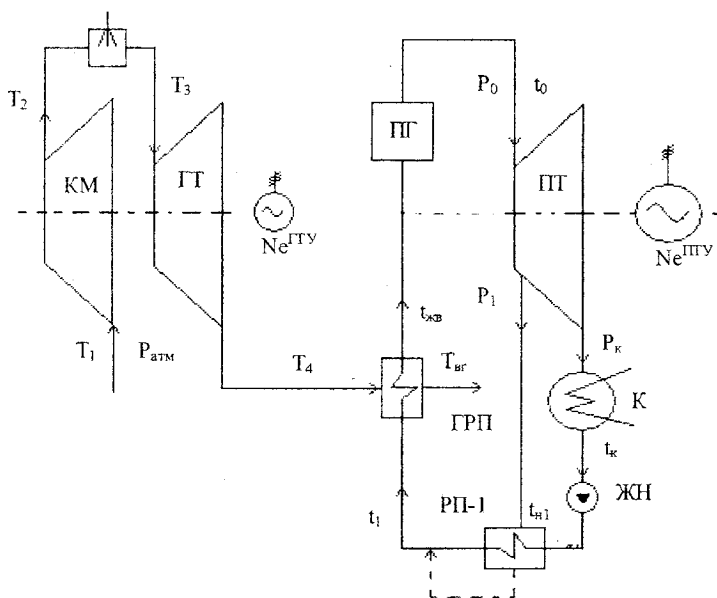


Рисунок 7.1 – Схема ПГУ

В схемі ПГУ (рис. 7.1) газотурбінна установка працює за циклом Брайтона, а паротурбінна – за циклом Ренкіна. Паротурбіна установка має один регенеративний підігрівник РП-1, в якому конденсат підігрівається від температури t_k до температури t_1 парою з відбору турбіни при тиску P_1 . Відпрацьовані в газовій турбіні гази з температурою T_4 надходять у

газовий регенеративний підігрівник ГРП, де охолоджуються до температури $T_{вг}$ і підігрівають живильну воду в схемі ПТУ від температури t_1 до температури $t_{жв}$.

Приклад 7.1

Виконати розрахунки ПТУ (див. рис. 7.1), визначити витрату умовного палива та економію умовного палива в комбінованому циклі, якщо відомо:

- термічний ККД циклу ГТУ 0,382;
- потужність електрогенератора ГТУ 10 МВт;
- витрата робочого тіла в ГТУ 27,96 кг/с;
- теплота, підведена в камеру згорання, 26,15 МВт;
- температура газів після турбіни 743 К;
- температура відхідних газів після регенератора 438 К;
- витрата пари на парову турбіну 17,97 кг/с;
- температура живильної води після РП-1 75 °С;
- ентальпія пари перед турбіною 3495 кДж/кг;
- питома робота в турбіні 1391,4 кДж/кг;
- потужність електрогенератора ПТУ 25 МВт;
- загальна витрата умовного палива на ПТУ і ГТУ, які працюють роздільно, 2,845 кг у. п./с.

Розв'язання

Питома витрата умовного палива ГТУ

$$b_y^{ГТУ} = 0,123 / \eta_{ГТУ} = 0,123 / 0,382 = 0,322 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}. \quad (7.1)$$

Загальна витрата умовного палива на ГТУ

$$B_y^{ГТУ} = \frac{b_y^{ГТУ} \cdot N_e^{ГТУ}}{3,6} = \frac{0,322 \cdot 10}{3,6} = 0,894 \text{ кг/с}. \quad (7.2)$$

Витрата робочого тіла в ГТУ

$$G_r = \frac{N_e^{ГТУ}}{l_{ц}} = \frac{10 \cdot 10^3}{357,6} = 27,964 \text{ кг/с}. \quad (7.3)$$

Теплота, підведена в камеру згорання,

$$Q_{\text{кз}} = G_{\text{r}} \cdot q_{\text{кз}} \cdot 10^{-3} = 27,964 \cdot 935,01 \cdot 10^{-3} = 26,147 \text{ МВт.} \quad (7.4)$$

Визначимо температуру живильної води $t_{\text{жв}}$ з рівняння теплового балансу газового регенеративного підігрівника

$$\begin{aligned} t_{\text{жв}} &= \frac{G_{\text{r}} \cdot C_{\text{пр}} \cdot (T_4 - T_{\text{вг}}) \cdot \eta_{\text{то}}}{D_{\text{o}} \cdot C_{\text{рв}}} + t_1 = \\ &= \frac{27,964 \cdot 1,17(743 - 438) \cdot 0,98}{17,968 \cdot 4,19} + 75 = 205 \text{ }^\circ\text{C,} \end{aligned} \quad (7.5)$$

де $\eta_{\text{то}} = 0,98$ – ККД теплообмінника.

Питома теплота, підведена в парогенератор ПТУ у складі ПГУ,

$$(q_{\text{o}}^{\text{p}})_{\text{пгу}} = h_{\text{o}} - C'_{\text{р}} \cdot t_{\text{жв}} = 3495 - 4,19 \cdot 205 = 2636,05 \text{ кДж/кг.} \quad (7.6)$$

Термічний ККД ПТУ у складі ПГУ

$$(\eta_{\text{то}}^{\text{пту}})_{\text{пгу}} = \frac{I_{\text{то}}^{\text{p}}}{(q_{\text{o}}^{\text{p}})_{\text{пгу}}} = \frac{1391,39}{2636,05} = 0,528. \quad (7.7)$$

Питома витрата умовного палива на ПТУ у складі ПГУ на виробництво 1кВт·год енергії

$$(b_{\text{y}}^{\text{пту}})_{\text{пгу}} = \frac{0,123}{(\eta_{\text{то}}^{\text{пту}})_{\text{пгу}}} = \frac{0,123}{0,528} = 0,233 \text{ кг у. п. / (кВт·год).} \quad (7.8)$$

Загальна витрата умовного палива на ПТУ у складі ПГУ

$$\left(B_{\text{y}}^{\text{пту}} \right)_{\text{пгу}} = \frac{(b_{\text{y}}^{\text{пту}})_{\text{пгу}} \cdot N_{\text{e}}^{\text{пту}}}{3,6} = \frac{0,233 \cdot 25}{3,6} = 1,618 \text{ кг у. п./с.} \quad (7.9)$$

Теплова потужність, підведена в парогенератор ПГУ у складі ПГУ,

$$\begin{aligned}(Q_{\text{пг}})_{\text{пгу}} &= D_o \cdot (q_o^p)_{\text{пгу}} \cdot 10^{-3} = \\ &= 17,968 \cdot 2636,05 \cdot 10^{-3} = 47,365 \text{ МВт.}\end{aligned}\quad (7.10)$$

Термічний ККД ПГУ

$$\eta_{\text{то}}^{\text{пгу}} = \frac{N_e^{\text{ГТУ}} + N_e^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{кз}} + (Q_{\text{пг}})_{\text{пгу}}} = \frac{10 + 25}{26,147 + 47,635} = 0,476. \quad (7.11)$$

Питома витрата умовного палива на ПГУ

$$b_y^{\text{пгу}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{то}}^{\text{пгу}}} = \frac{0,123}{0,476} = 0,258 \text{ кг у. п. / (кВт·год).} \quad (7.12)$$

Загальна витрата умовного палива на ПГУ

$$B_y^{\text{пгу}} = \frac{b_y^{\text{пгу}} \cdot (N_e^{\text{ГТУ}} + N_e^{\text{ПГУ}})}{3,6} = \frac{0,258 \cdot (10 + 25)}{3,6} = 2,512 \text{ кг у. п./с.} \quad (7.13)$$

Загальна витрата умовного палива на ПТУ і ГТУ, які працюють роздільно,

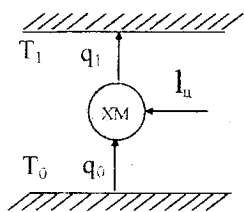
$$B_y^{\text{розд}} = B_y^{\text{ГТУ}} + B_y^{\text{ПТУ}} = 0,894 + 1,951 = 2,845 \text{ кг у. п./с.} \quad (7.14)$$

Економія умовного палива при використанні ПГУ

$$\Delta B_y = \frac{B_y^{\text{розд}} - B_y^{\text{пгу}}}{B_y^{\text{розд}}} \cdot 100 = \frac{2,845 - 2,512}{2,845} \cdot 100 = 11,7\%. \quad (7.15)$$

8 ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Холодильні машини (ХМ) (рис. 8.1) працюють за зворотними циклами, в яких підведення теплоти до робочого тіла (холодоагенту) здійснюється при температурах, нижчих за температуру навколишнього се-



редовища: $T_0 < T_{nc}$. Для того, щоб передати теплоту з нижчого температурного рівня T_0 на вищий T_1 , необхідно затратити зовнішню роботу $l_{ц}$. ХМ сприймає роботу $l_{ц}$ і віддає більш нагрітому середовищу з температурою T_1 теплоту $q_1 = q_0 + l_{ц}$. Оскільки теплота q_0

підводиться до робочого тіла, то вона вважається додатною і називається **питомою холодопродуктивністю**. Питому теплоту q_1 , що передається від робочого тіла на більш високий температурний рівень T_1 , називається **питомою теплопродуктивністю**. Якщо приймачем теплоти є навколишнє середовище ($T_1 = T_{nc}$), то установка називається **холодильною машиною**. Ефективність ХМ оцінюють **холодильним коефіцієнтом** – відношенням холодопродуктивності до роботи циклу: $\varepsilon = \frac{q_0}{l_{ц}} = \frac{q_0}{(q_1 - q_0)}$.

Якщо установка передає теплоту середовищу, температура якого вища за температуру навколишнього середовища ($T_1 > T_{nc}$), то таку установку називають **тепловим насосом (ТН)**. Під **питомою теплопродуктивністю ТН** розуміють питому теплоту q_1 , яка передається до споживача на більш високий температурний рівень T_1 . Ефективність роботи ТН оцінюють **опалювальним коефіцієнтом** або **коефіцієнтом перетворення**:

$$\varphi = \frac{q_1}{1_{\text{ц}}} = \frac{q_1}{(q_1 - q_0)} = \varepsilon + 1.$$

Холодильні машини і теплові насоси за принципом дії поділяються на компресійні, струминні, сорбційні та термоелектричні. Найпоширенішими є компресійні установки, в яких підвищення температурного рівня низькотемпературної теплоти відбувається при механічному стиску холодоагенту в компресорі (поршневому, ротаційному або турбокомпресорі). **Компресійні установки** в залежності від робочого тіла (холодоагенту) поділяються на **парокомпресійні** та **газокомпресійні**. Робочим тілом в парокомпресійних установках є речовини, температура кипіння яких нижча за 0°C при атмосферному тиску (аміак, фреони). В газокомпресійних установках робочим тілом є газ (повітря).

8.1 Цикли парокомпресійних холодильних машин

Схема парокомпресійної холодильної машини показана на рис. 8.2.

Компресор (КМ) всмоктує з випарника суху насичену пару холодоагенту при тиску випаровування P_1 і адіабатно її стискає до тиску конденсації P_2 . Перегріта пара з параметрами P_2 і T_2 ізобарно охолоджується і повністю конденсується в конденсаторі при температурі $T_k > T_{\text{нс}}$. Конденсат пари дроселюється за допомогою дросельного вентиля ДВ до тиску P_1 . Волога пара, що утворилась при дроселюванні, надходить у випарник холодильної машини, де, при підведенні теплоти q_0 , стає сухою насиченою і знов всмоктується компресором. Оскільки процеси теплопередачі необоротні, то температура конденсації T_k більша за температуру навколишнього середовища на величину θ , тобто $T_k = T_{\text{нс}} + \theta$.

Температура випаровування холодоагенту T_B повинна бути нижчою за температуру в холодильній камері T_0 , тобто $T_B = T_0 - \theta$.

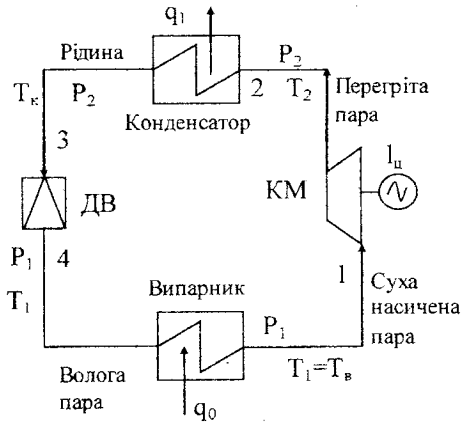


Рисунок 8.2 – Схема парокомпресійної ХМ

Розрахунки парокомпресійних ХМ виконують за допомогою таблиць стану холодоагентів або їх $\lg P - h$ діаграм. Зображення циклу парокомпресійної ХМ наведено на рис. 8.3.

Процес 4-1 – ізобарне підведення теплоти до робочого тіла у випарнику. Процес 1-2а – адіабатний стиск пари холодоагенту в компресорі (теоретичний процес). Процес 1-2 – політропний стиск пари холодоагенту в компресорі (дійсний процес). Процес 2а-3 – ізобарне відведення теплоти в конденсаторі від холодоагенту в навколишнє середовище (теоретичний процес). Процес 2-3 – ізобарне відведення теплоти в конденсаторі від холодоагенту в навколишнє середовище (дійсний процес). Процес 3-4 – розширення робочого тіла (зниження тиску) в дросельному вентилі.

Питома теоретична робота компресора (процес 1-2а) $l_{ко} = h_{2a} - h_1$.

Питома холодопродуктивність ХМ $q_0 = h_1 - h_3 = h_1 - h_4$.

Питома теплота, що відводиться в навколишнє середовище з конденсатора ХМ в теоретичному циклі, $q_1 = q_k = h_{2a} - h_3 = q_0 + l_{ko}$.

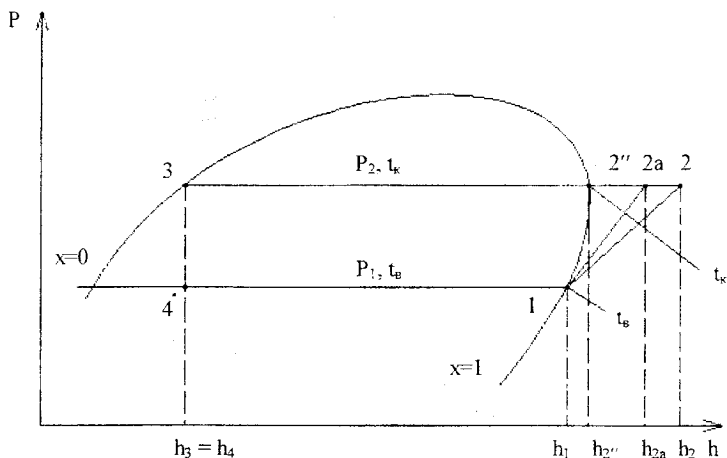


Рисунок 8.3 – Зображення циклу парокompресійної ХМ на lgP-h діаграмі

Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу ХМ $\epsilon_0 = \frac{q_0}{l_u} = \frac{q_0}{l_{ko}}$.

Загальна холодопродуктивність ХМ $Q_0 = G_{xa} \cdot q_0$.

Масова витрата холодоагенту в ХМ $G_{xa} = \frac{Q_0}{q_0}$.

Теоретична потужність компресора ХМ $N_{ko} = G_{xa} \cdot l_{ko}$.

Теплова потужність, відведена з конденсатора ХМ $Q_1 = G_{xa} \cdot q_1$.

При необоротному адиабатному стиску (процес 1–2) робота компресора збільшується порівняно з теоретичним процесом та становить

$l_k = h_2 - h_1 = \frac{(h_{2a} - h_1)}{\eta_{oi}^k} = \frac{l_{ko}}{\eta_{oi}^k}$, де η_{oi}^k – відносний внутрішній ККД

компресора холодильної машини. Ентальпія пари холодоагенту на виході з компресора для дійсного процесу стиску $h_2 = h_1 + l_k$. В цьому випадку значення холодильного коефіцієнта зменшується та визначається як

$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_0}{l_{\text{к}}} = \varepsilon_0 \cdot \eta_{\text{оі}}^{\text{к}}$. Питома теплота, що відводиться в навколишнє середовище з конденсатора холодильної машини, в дійсному циклі збільшується порівняно з теоретичним та становить $q_1 = q_{\text{к}} = h_2 - h_3 = q_0 + l_{\text{к}}$. Дійсна потужність компресора ХМ $N_{\text{к}} = G_{\text{ха}} \cdot l_{\text{к}}$.

8.2 Цикл парокомпресійного теплового насоса

Парокомпресійний тепловий насос призначений для вироблення теплоти на основі зворотного термодинамічного циклу. Зворотні цикли зміни стану робочого тіла при зображенні на термодинамічних діаграмах мають напрямок проти годинникової стрілки. В теплових насосах до робочого тіла підводиться низькотемпературна теплота (на нижньому температурному рівні циклу), яка перетворюється в теплоту більш високої температури (на верхньому температурному рівні) за рахунок підведення необхідної роботи в компресорі. Від парокомпресійних холодильних машин теплові насоси відрізняються призначенням (для нагрівання об'єкта, а не охолодження), а також межами робочих температур. Якщо в циклі холодильної машини температура навколишнього середовища є верхнім температурним рівнем, то в циклі теплового насосу – нижнім.

Розглянемо перетворення енергії в парокомпресійний теплонасосній установці (ТНУ). Принцип дії ТНУ полягає в здійсненні зворотного термодинамічного циклу легкокиплячою речовиною (тобто, холодоагентом). У випарнику ТНУ теплота від низькотемпературного джерела поглинається холодоагентом, який випаровується. Пара холодоагенту стискається в компресорі, завдяки чому її температура підвищується. Теп-

лота від стиснутого (гарячого) холодоагенту віддається споживачу в теплообміннику-конденсаторі, а сконденсована пара холодоагенту після зниження тиску в дросельному вентилі знов надходить у випарник.

Схема парокомпресійної ТНУ показана на рис. 8.4, а зображення циклу на T-s і P-h діаграмах на рис. 8.5 і 8.6.

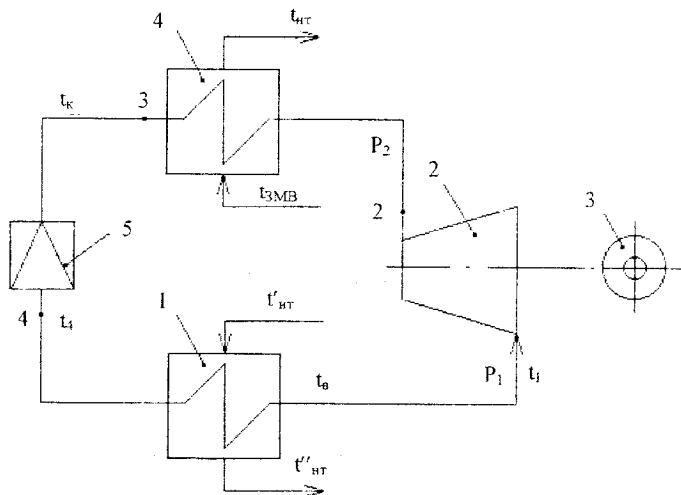


Рисунок 8.4 – Схема парокомпресійної ТНУ:

1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_k = h_2 - h_1 = \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_{oi}^k} = \frac{l_{ko}}{\eta_{oi}^k}, \quad (8.1)$$

Питома підведена робота електродвигуна, кДж/кг

$$l_{ед} = l_{під} = \frac{l_{км}}{\eta_{ем}} = \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_{oi} \cdot \eta_{ем}}, \quad (8.2)$$

де $\eta_{ем}$ – електромеханічний ККД електродвигуна.

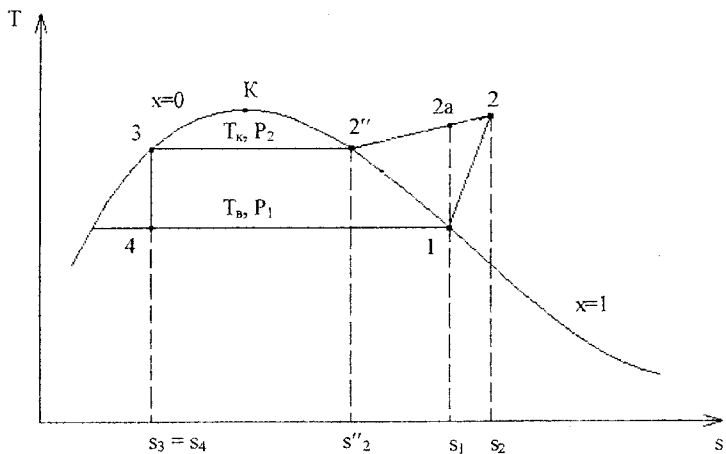


Рисунок 8.5 – Цикл парокompресійної ТНУ на T-s діаграмі

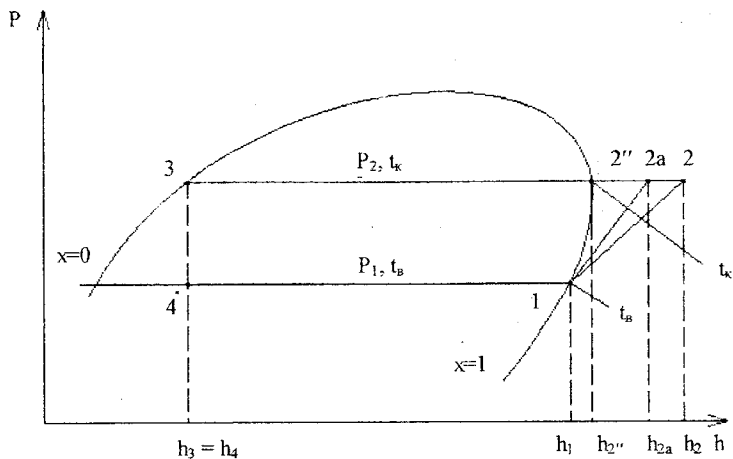


Рисунок 8.6 – Цикл парокompресійної ТНУ на lgP-h діаграмі

Питома теплота, яка виводиться з конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3 = h_2 - (h_2'' - r), \quad (8.3)$$

де r – теплота пароутворення робочої рідини.

Питома теплота, яка підводиться із зовнішнього середовища у випарник, кДж/кг

$$q_B = h_1 - h_4 \quad (8.4)$$

Рівняння енергетичного балансу, кДж/кг

$$l_{KM} + q_B = q_K = q_{TNU},$$

або:

$$l_{KMO} / \eta_{oi} + q_B = q_K = q_{TNU}, \quad (8.5)$$

де $l_{KMO} = h_{2a} - h_1$ -- робота компресора в оборотному циклі.

Енергетична ефективність ТНУ оцінюється за допомогою коефіцієнта перетворення:

$$\varphi = \frac{q_{TNU}}{l_{ед}} = \frac{(l_{KM} + q_B)}{l_{ед}} = \left[\frac{l_{KM}}{l_{ед}} \left(\frac{l_{KM}}{\eta_{ем}} \right) \right] + \varepsilon = \eta_{ем} + \varepsilon, \quad (8.6)$$

де $\varepsilon = \frac{q_B}{l_{ед}}$ -- холодильний коефіцієнт.

Коефіцієнт перетворення φ є показником питомого вироблення теплоти на одиницю витраченої роботи, але він не дозволяє визначити термодинамічні втрати і тому не може бути критерієм термодинамічної досконалості ТНУ. Міра якості ТНУ має оцінюватись величиною

$$\eta_e = \frac{\varphi}{\varphi_0}, \quad (8.7)$$

де η_e – ексергетичний ККД,

ϕ_o – коефіцієнт перетворення оборотної ТНУ.

Із конденсатора ТНУ теплота відводиться при сталій температурі T_k , яка має бути більшою за температуру гарячого джерела на величину недогріву θ , тобто $T_k = T_r + \theta$. У випарник теплота підводиться при сталій температурі T_b , яка має бути меншою від температури холодного джерела на θ , тобто $T_b = T_x - \theta$.

Приклад 8.1

В парокompресійній теплонасосній установці з тепловою потужністю випарника $Q_B = 21$ МВт температура випаровування холодоагенту становить $t_b = 13$ °С. Температура конденсації $t_k = 65$ °С. Холодоагентом є аміак. Величина недогріву води у конденсаторі складає $\theta = 5$ °С. Відносний внутрішній ККД компресора складає $\eta_{km} = 0,75$; а електромеханічний ККД $\eta_{em} = 0,95$; ККД теплообмінників $\eta_{то} = 0,98$. Визначити температуру води на виході конденсатора $t_{тн}$, масову витрату холодоагенту, потужність компресора теплового насосу, теплову потужність конденсатора, коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу та циклу Карно.

Розв'язання

Принципова схема парокompресійної ТНУ показана на рис. 8.7.

Побудова циклу парокompресійної ТНУ на $\lg P$ - h діаграмі була показана на рис. 8.6.

Будуємо цикл парокompресійної ТНУ на діаграмі та визначаємо ентальпію холодоагенту у відповідних точках циклу:

$$h_1 = 1675 \text{ кДж/кг}; h_3 = h_4 = 710 \text{ кДж/кг}; h_{2a} = 1897 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо температуру води на виході з конденсатора теплового насосу

$$t_{тн} = t_k - \theta = 65 - 5 = 60 \text{ °С}.$$

Питома тепла потужність випарника

$$q_B = h_1 - h_4 = 1675 - 710 = 965 \text{ кДж/кг}.$$

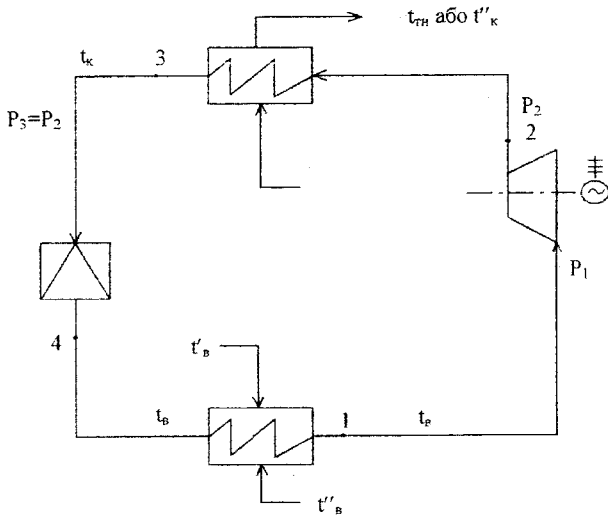


Рисунок 8.7 – Принципова схема парокомпресійної ТНУ

Адиабатний теплоперепад в компресорі

$$l_{\text{ко}} = H_a = h_{2a} - h_1 = 1897 - 1675 = 222 \text{ кДж/кг.}$$

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

$$H_p = l_k = \frac{H_a}{\eta_{oi}} = \frac{222}{0,75} = 296 \text{ кДж/кг.}$$

Дійсна ентальпія холодоагенту на виході з компресора (в точці 2)

$$h_2 = h_1 + H_p = 1675 + 296 = 1971 \text{ кДж/кг.}$$

Питома тепла потужність конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 1971 - 710 = 1261 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^3}{q_{\text{в}}} = \frac{21 \cdot 10^3}{965} = 21,76 \text{ кг/с.}$$

Потужність, яка витрачається на компресор,

$$N_{\text{KM}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_{\text{p}}}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{21,76 \cdot 296}{0,95 \cdot 10^3} = 6,78 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність конденсатора

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{ха}} \cdot q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{то}} \cdot 10^3 = 21,76 \cdot 1261 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3} = 26,89 \text{ МВт.}$$

або з рівняння енергетичного балансу ТНУ

$$Q_{\text{к}} = N_{\text{KM}} + Q_{\text{в}} = 6,78 + 21 = 27,78 \text{ МВт.}$$

Коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу

$$\phi = \frac{Q_{\text{к}}}{N_{\text{KM}}} = \frac{26,89}{6,78} = 3,976.$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно (теоретичний)

$$\phi_{\text{т}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}} = \frac{338}{338 - 286} = 6,5.$$

Приклад 8.2

Потужність конденсатора теплового насосу складає $Q_{\text{конд}} = 10$ МВт. Температура випаровування холодоагенту становить $t_{\text{в}} = 13$ °С, температура конденсації $t_{\text{к}} = 80$ °С. Відносний внутрішній ККД компресора $\eta_{\text{oi}} = 0,75$; електромеханічний ККД $\eta_{\text{ем}} = 0,95$. ККД теплообмінників $\eta_{\text{то}} = 0,98$. Холодоагент – R401A. Величину перегріву пари холодоагенту в проміжному охолоднику конденсату прийняти рівною $\theta = 7$ °С. Визначити масову витрату холодоагенту, потужності випарника та компресора, коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу та циклу Карно. Навести схему теплонасосної установки та зображення циклу на lg P-h діаграмі.

Розв'язання

Принципова схема парокомпресійної ТНУ з проміжним перегрівником пари показана на рис. 8.8.

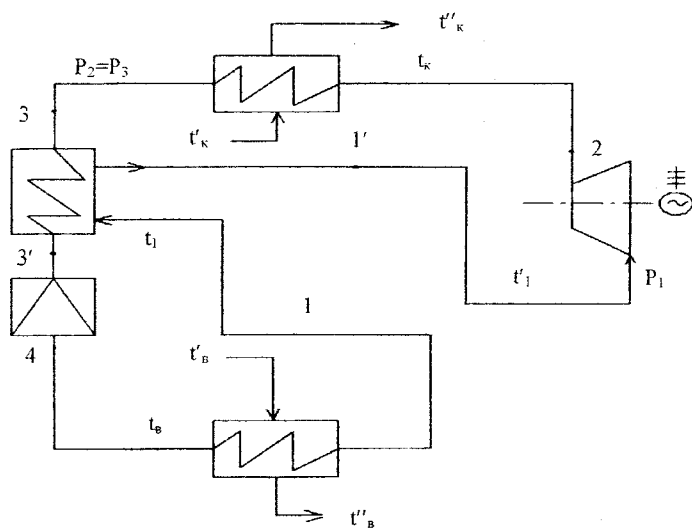


Рисунок 8.8 – Принципова схема парокompресійної ТНУ з проміжним перегрівником пари

Побудова циклу парокompресійної ТНУ з проміжним перегрівником пари на $\lg P-h$ діаграмі наведена на рис. 8.9.

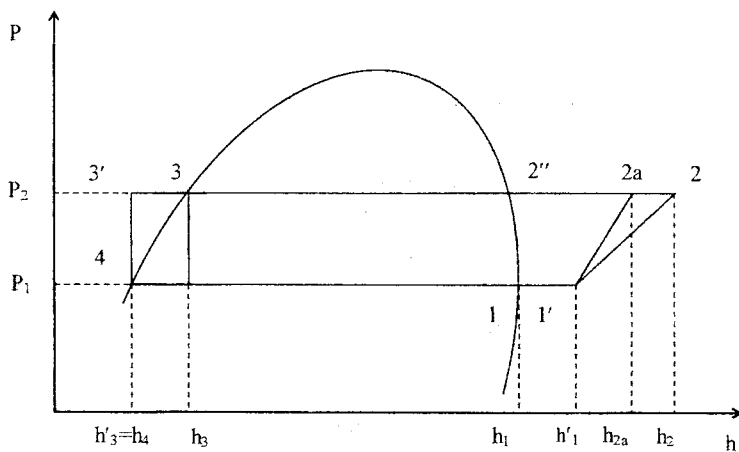


Рисунок 8.9 – Побудова циклу парокompресійної ТНУ з проміжним перегрівником пари на $\lg P-h$ діаграмі

Визначаємо температуру перегрітої пари холодоагенту на виході з перегрівника пари (охолодника конденсату) $t'_1 = t_v + \theta_p = 13 + 7 = 20^\circ\text{C}$.

З діаграми визначаємо ентальпії холодоагенту у відповідних точках циклу:

$$h'_1 = 420 \text{ кДж/кг}; h_3 = 313 \text{ кДж/кг}; h_1 = 415 \text{ кДж/кг}; h_{2a} = 415 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, яку сприймає пара холодоагенту в охолоднику,

$$q_{\text{по}} = h'_1 - h_1 = 420 - 415 = 5 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія рідкого холодоагенту на виході охолодника (ентальпія конденсату)

$$h'_3 = h_3 - q_{\text{по}} = 313 - 5 = 308 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія холодоагенту після дроселя

$$h_4 = h'_3 = 308 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплова потужність випарника

$$q_v = h_1 - h_4 = 415 - 308 = 107 \text{ кДж/кг}.$$

Адіабатний теплоперепад в компресорі

$$H_a = h_{2a} - h'_1 = 460 - 420 = 40 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

$$H_p = \frac{H_a}{\eta_{oi}} = \frac{40}{0,75} = 53,3 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсна ентальпія холодоагенту за компресором

$$h_2 = h'_1 + H_p = 420 + 53,3 = 473,3 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплова потужність конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 473,3 - 313 = 160,3 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{конд}} \cdot 10^3}{q_{\text{к}}} = \frac{10 \cdot 10^3}{160,3} = 62,4 \text{ кг/с.}$$

Потужність компресора

$$N_{\text{к}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_{\text{р}}}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{62,4 \cdot 53,3}{0,95 \cdot 10^3} = 3,5 \text{ МВт.}$$

Потужність випарника

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{ха}} \cdot q_{\text{в}} \cdot 10^{-3} = 62,4 \cdot 107 \cdot 10^{-3} = 62,4 \cdot 107 \cdot 10^{-3} = 6,68 \text{ МВт.}$$

Коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{Q_{\text{конд}}}{N_{\text{к}}} = \frac{10}{3,5} = 2,86.$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно (теоретичний)

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}} = \frac{353}{353 - 286} = 6,27.$$

9 ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Пояснювальна записка курсової роботи (КР) повинна відповідати індивідуальному завданню, а її оформлення – чинному стандарту (ДСТУ 3008-95), які слід враховувати на момент виконання розробки з врахуванням всіх офіційних змін, введених в дію.

Конкретний зміст пояснювальної записки до КР (вихідні дані та перелік питань, які підлягають розробці) визначає керівник, обов'язковими складовими якої є:

- вступ;
- аналіз сучасного стану питання та обґрунтування теми, знайомство з положеннями норм;
- основна частина, яка складається із аналітично-розрахункової частини КР;
- висновки;
- перелік посилань;
- додатки (при необхідності).

“ВСТУП”, “ВИСНОВКИ”, “ЛІТЕРАТУРА” (“ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ”), “Додатки” як розділи, не нумеруються.

Текст пояснювальної записки бажано подавати лаконічно та обґрунтовано.

Титульний аркуш є першою сторінкою КР, яка не нумерується. Згідно з чинним стандартом на текстову конструкторську документацію (ДСТУ 3008-95) титульний аркуш виконується за встановленим зразком. Для курсової роботи титульний аркуш виконується без рамки.

Вступ пишуть з нової пронумерованої сторінки з заголовком “ВСТУП” посередині (ДСТУ 3008-95) великими літерами з більш високою насиченістю (жирністю) шрифту.

Текст вступу повинен бути коротким і висвітлювати питання актуальності, значення, сучасний рівень і призначення курсової роботи. У вступі і далі за текстом не дозволяється використовувати скорочені слова, терміни, крім загальноприйнятих.

Вступ висвітлює:

- стан проблеми в даній галузі, якої стосується розробка;
- галузь використання та призначення;
- мету та загальну постановку задачі;
- актуальність, яка повинна висвітлюватись в останньому абзаці вступу, з метою стислого викладу суті розробки цього напрямку.

Кількість сторінок вступу не повинна перевищувати 1 - 2 сторінок.

Обсяг пояснювальної записки КР, як правило, встановлюється в межах годин, передбачуваних для вивчення дисципліни, та не повинен перевищувати 30 сторінок разом з теоретичною частиною.

В основній частині пояснювальної записки до КР викладаються проектні та перевірні розрахунки об'єкта проектування (дослідження).

Розрахункова частина має бути логічно пов'язана з теоретичними відомостями теми роботи, демонструватись ілюстративним матеріалом (рисунками, графіками, схемами, діаграмами) або таблицями з обов'язковим посиланням на них у тексті пояснювальної записки.

При викладенні тексту пояснювальної записки забороняється переписування матеріалів літературних джерел, сканування рисунків, які стосуються технічної частини. Допускається використання сканованих рисунків (в тому числі схем), взятих із довідкової літератури, що містяться в оглядовій частині ("Аналіз ..."), з обов'язковим посиланням на джерела. Частина описового змісту або розрахунків (таблиць), графічної інформації бажано розміщувати в додатках до пояснювальної записки.

В тексті пояснювальної записки повинні бути посилання на рисунки, таблиці, додатки, що входять до змісту роботи (проекту).

Графічна частина роботи може подаватись як інформація в тексті пояснювальної записки або додатків, що чітко визначається керівником роботи в індивідуальному завданні.

При виконанні текстової та графічної частин роботи рекомендується надавати перевагу машинному друку або використанню програмного продукту. Розрахунки та графічні роботи, які входять до пояснювальної записки, рекомендується виконувати за допомогою ліцензійного комп'ютерного забезпечення. Також можна використовувати програмні матеріали, які розроблені кафедрами відповідних інститутів.

Структурними елементами основної частини ПЗ є розділи, підрозділи, пункти, підпункти, переліки.

Розділ – головний ступінь поділу тексту, позначений номером і має заголовок.

Підрозділ – частина розділу, позначена номером і має заголовок.

Пункт – частина розділу чи підрозділу, позначена номером і може мати заголовок.

Підпункт – частина пункту, позначена номером і може мати заголовок.

Заголовки структурних елементів необхідно нумерувати тільки арабськими числами.

Допускається розміщувати текст між заголовками розділу і підрозділу, між заголовками підрозділу і пункту.

Кожен розділ рекомендується починати з нової сторінки.

Заголовок розділу курсової роботи записують посередині (ДСТУ 3008-95) великими буквами з більш високою насиченістю.

Заголовки підрозділів, пунктів та підпунктів (при наявності заголовка) записують з абзацу малими буквами, починаючи з великої.

Розділи нумерують порядковими номерами в межах всього документа (1, 2, і т. д.). Після номера крапку не ставлять, а пропускають один знак.

Підрозділи нумерують в межах кожного розділу, пункти в межах підрозділу і т.д. за формою (3.1, 3.2, 3.2.1, 3.2.2, 3.2.2.1 і т. д.).

Цифри, які вказують номер, не повинні виступати за абзац.

Посилання в тексті на розділи виконується за формою: “...наведено в розділі 3”.

Пояснювальну записку відносять до текстових документів, подається вона технічною мовою. Графічна інформація має подаватись у вигляді ілюстрацій (схеми, рисунки, графіки, діаграми тощо). Цифрова – у вигляді таблиць.

Пояснювальна записка супроводжується необхідними схемами, діаграмами, ескізами, розрахунковими графіками. Графічна частина курсової роботи повинна обов'язково містити технологічну схему завдання, на якій у вигляді умовних позначень показуються складові частини установки та лінії технологічних зв'язків між ними. При виконанні схем і креслень необхідно дотримуватись правил оформлення конструкторської документації. Пояснювальна записка складається таким чином, щоб її розуміння було можливе без роз'яснення автора.

До складу завдання входять: технологічна схема установки, необхідні пояснення до неї, а також короткі загальні рекомендації щодо порядку розрахунків. Приклади розрахунків вузлів установок викладені в попередніх розділах. Чисельні значення параметрів, необхідних для розрахунків завдань на курсову роботу, видаються студенту згідно з індивідуальним завданням.

10.1 Завдання № 1

Зробити розрахунки теплотехнологічної установки (рис. 10.1), яка складається з паротурбінної установки, що працює за циклом Ренкіна, і холодильної установки, що працює за циклом теплового насоса.

Комплексна установка призначена для підтримування оптимальної роботи паротурбінної установки в літній період і забезпечення гарячою водою теплових споживачів (ТС). Оптимальний режим роботи ПТУ в цей період обумовлений дотриманням певного вакууму в конденсаторі турбіни К, який залежить від температури охолоджувальної води в циркуляційній системі конденсатора. Тому циркуляційна вода після нагрівання в конденсаторі парової турбіни надходить у випарник холодильної машини В, де охолоджується до заданої температури t'_c і за допомогою циркуляційного насоса ЦН знов повертається в конденсатор К. За рахунок теплоти, що віддає циркуляційна вода у випарнику В холодильної машини, випаровується холодоагент. Пара холодоагенту стискається компресором КМ до певного тиску і температури, після чого надходить в конденсатор холодильної машини КХ. Там пара холодоагенту конденсується і нагріває мережну воду до температури $t_{мв}$, з якою вона за допомогою мережного насоса надходить до теплових споживачів системи гарячого водопостачання. Зворотна вода з температурою $t_{зс}$, пройшовши через проміжний охолодник ПО холодильної машини, повертається в конденсатор КХ.

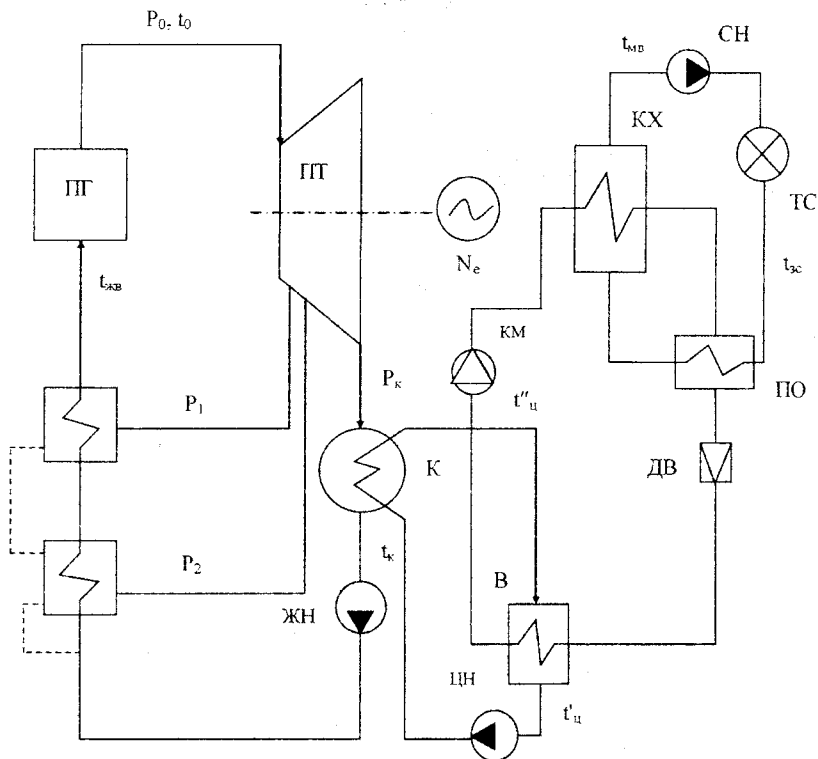


Рисунок 10.1 – Принципова схема установки

За результатами розрахунків треба визначити теплову потужність системи гарячого водопостачання, яку може забезпечити комплексна установка. Вихідними даними для розрахунків є: початкові параметри пари турбоустановки P_0, t_0 ; тиск в конденсаторі парової турбіни P_K ; тиски в регенеративних відборах турбіни P_1 і P_2 ; температура живильної води $t_{жв}$; температура циркуляційної води після випарника $t'_{и}$; потужність електрогенератора N_e ; температури мережної води $t_{мв}$ і $t_{зс}$; величина недогріву в усіх теплообмінних апаратах установки Δt_n .

Виконання завдання доцільно проводити в такій послідовності. Побудувати на $h-s$ діаграмі водяної пари цикл Ренкіна і, визначивши параметри в характерних точках циклу, обчислити техніко-економічні показники

його роботи з урахуванням потужності живильного насосу, а також витрату циркуляційної води, що проходить через конденсатор турбіни. Після цього визначити теплову потужність випарника холодильної машини, температури випаровування і конденсації холодоагенту. Побудувати цикл холодильної машини на $\lg P-h$ діаграмі і визначити параметри в характерних точках циклу, прийнявши температуру холодоагенту після проміжного охолодника на $10\text{ }^\circ\text{C}$ вище за температуру зворотної мережної води. Далі необхідно визначити техніко-економічні показники циклу теплового насоса, його потужність і витрату гарячої води, що надходить до системи гарячого водопостачання. Початкові дані, необхідні для розрахунків, вибирають з таблиці 10.1.

10.2 Завдання № 2

Виконати розрахунки парогазової установки (рис. 10.2), яка складається з паротурбінної установки (ПТУ), газотурбінної установки (ГТУ) і котла-утилізатора, куди скидаються продукти згорання після ГТУ для вироблення пари на ПТУ.

Газотурбінна установка працює за циклом Брайтона, а паротурбінна – за циклом Ренкіна. Компресором КМ всмоктується навколишнє повітря з атмосферним тиском $P_{ат} = 1$ бар і температурою T_1 , стискається до температури T_2 і спрямовується до камери згорання КЗ. Продукти згорання (димові гази) з температурою T_3 надходять у газову турбіну ГТ, яка обертає компресор і електрогенератор потужністю $N_e^{ГТУ}$. Відпрацьовані гази з температурою T_4 прямують в котел-утилізатор, де охолоджуються до температури відхідних газів $T_{вг}$ і випаровують живильну воду, яка з температурою $t_{жв}$ надходить в котел-утилізатор КУ з конденсатної лінії ПТУ. Пара, яка утворилася в КУ, з параметрами P_0, t_0 йде на парову турбіну ПТ; де, виконавши роботу з тиском P_{κ} , надходить в конденсатор К.

Таблиця 10.1 – Початкові дані до завдання 1

№ варі- анта	Вихідні параметри комплексної установки											Тип холодо- агенту
	N_e , МВт	t_o , °C	P_o , МПа	$t_{жв}$, °C	P_1 , бар	P_2 , бар	P_k , бар	$t'_{ц}$, °C	$t_{мв}$, °C	$t_{зс}$, °C	Δt_n , °C	
1	4	440	3,5	90	3	1,5	0,05	15	80	50	6	R717
2	6	450	4	100	4	2	0,05	12	90	55	5	R134a
3	8	450	3,6	100	3,6	1,4	0,04	16	85	55	4	R407C
4	10	460	4,4	110	4,2	1,8	0,045	14	85	50	5	R717
5	12	480	5	100	3,4	1,6	0,04	10	90	45	5	R134a
6	20	510	9	120	4,4	2,2	0,035	12	96	60	6	R407C
7	40	530	9	110	5	3	0,042	10	85	55	5	R717
8	50	535	10	120	6	2	0,04	12	80	45	5	R134a
9	60	540	12	125	7	3	0,05	14	93	55	3	R407C
10	70	450	3,5	120	8	3	0,04	10	84	54	4	R717

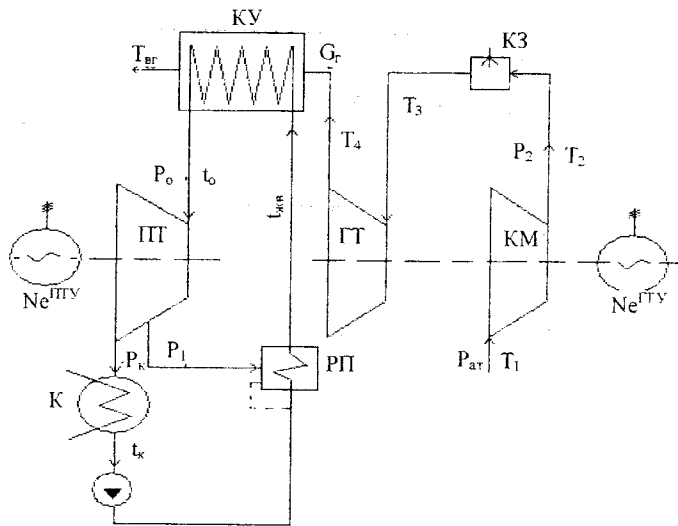


Рисунок 10.2 – Схема парогазової установки

Конденсат пари за допомогою живильного насоса проходить через регенеративний підігрівник РП, який обігрівается паром з відбору турбіни при тиску P_1 . При цьому температура конденсату підвищується до температури живильної води, яка повертається до котла-утилізатора.

Початкові дані наведені в таблиці 10.2. Розрахунки проводять з метою визначення потужності парогазової установки (ПГУ) і техніко-економічних показників її роботи. На початку розраховують схему ГТУ, зобразивши її цикл на T-s діаграмі. За результатами розрахунків визначають температуру T_4 , витрату відхідних газів $G_г$, ККД ГТУ, потужність компресора і його продуктивність.

При розрахунках можна прийняти такі значення теплоємностей повітря і газів: $C_{рп} = 1,05$ КДж/(кг·К), $C_{рг} = 1,17$ КДж/(кг·К). Потім визначають корисну теплоту, яка йде на процес пароутворення в котлі-утилізаторі, а також витрату пари, що надходить до парової турбіни. Побудувавши цикл ПГУ на h-s діаграмі, відшукують параметри пари в характерних точках, визначають частку відбору пари на регенеративний підігрівник, потужність електрогенератора ПГУ, а також показники її економічності. Наприкінці визначають потужність ПГУ і техніко-економічні показники її роботи, роблять висновки.

Таблиця 10.2 – Початкові дані до завдання 2

№ варі- анта	Вихідні параметри ІТУ					Вихідні параметри ПТУ					
	$N_e^{ІТУ}$, МВт	T_1 , К	$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$	T_3 , К	$t_{вг}$, °С	P_o , МПа	t_o , °С	P_k , бар	$t_{жв}$, °С	P_1 , бар	ККД котла- утиліза- тора
1	15	293	7,5	1353	165	3,2	400	0,045	70	2,6	0,87
2	16	285	8	1383	150	3,5	415	0,05	65	2,8	0,89
3	21	283	6,6	1483	170	5	435	0,035	75	1,8	0,9
4	26	293	7,4	1373	155	4,5	415	0,05	80	2,4	0,88
5	29	280	9	1423	165	2,8	440	0,044	60	1,6	0,91
6	35	297	6,2	1393	155	3,2	395	0,035	75	1,4	0,88
7	40	300	8,3	1453	170	5	420	0,048	90	3,2	0,92
8	45	303	6,8	1490	165	5,4	435	0,036	55	1,4	0,9
9	55	295	7,8	1363	145	3,8	410	0,042	65	2,2	0,89
10	70	303	5,8	1403	155	2,8	400	0,052	55	1,2	0,91
11	50	290	6,5	1423	150	3	400	0,045	70	1,6	0,9

10.3 Завдання № 3

Здійснити розрахунки газотурбінної установки ГТУ і повітряної конвективної сушарки за схемою, наведеною на рис. 10.3.

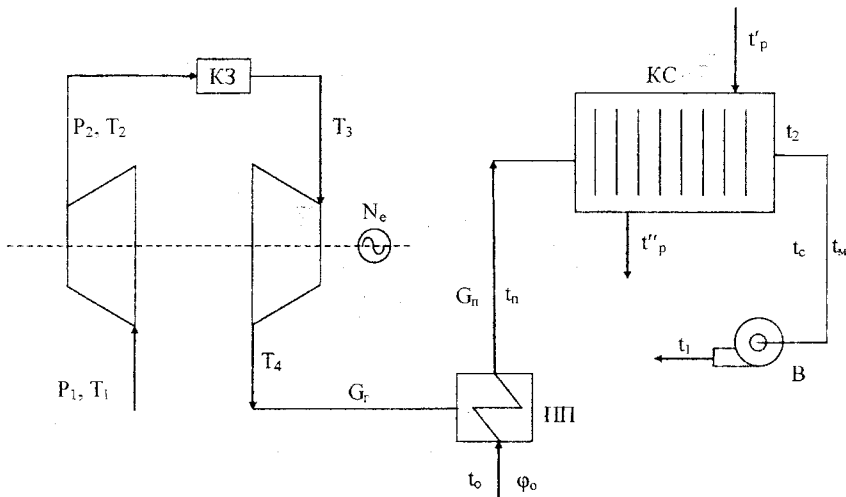


Рисунок 10.3 – Схема теплотехнологічної установки

Схема ГТУ, що входить до складу теплотехнологічної установки, відповідні позначення і порядок її розрахунків описані у завданні № 2. Відпрацьовані гази після газової турбіни надходять до повітропідігрівника ИП, в якому повітря, що всмоктується вентилятором В, підігрівається від початкової температури t_0 до температури t_n . Підігріте повітря прямує в теоретичну конвективну сушарку КС, де висушує речовину з теплоємністю C_p , яка надходить до неї з температурою t'_p . Температуру речовини на виході з сушарки t''_p приймають на 10°C нижчою, ніж температура повітря на виході з сушарки t_2 . Вихідні дані для розрахунків установки наведені в таблиці 10.3.

Таблиця 10.3 – Початкові дані до завдання 3

№ ва- ріанта	Вихідні параметри ГТУ					Вихідні параметри сушарки							
	$N_e^{ГТУ},$ МВт	T_1, K	$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$	T_3, K	$t_{вг}, ^\circ C$	$t_0, ^\circ C$	$\varphi_0, \%$	$t_1, ^\circ C$	$t_c, ^\circ C$	$t_m, ^\circ C$	$C_p,$ $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$t'_p,$ $^\circ C$	ККД пові- тро- піді- грів- ника
1	2,6	290	6	1123	175	20	30	120	50	34	3,6	15	0,96
2	4	283	5	1073	180	15	25	130	45	30	5,2	20	0,95
3	1,8	280	4,8	1023	160	25	30	110	42	32	2,8	25	0,94
4	1,2	273	5,4	1053	165	20	60	115	45	33	1,6	10	0,97
5	3,4	268	7	827	170	5	40	100	38	29	4,6	12	0,98
6	0,8	288	5,4	927	150	10	40	90	30	26	1,2	18	0,975
7	5	293	6,2	1083	165	0	40	1058	50	29	2,4	22	0,965
8	2,2	277	7,3	1040	155	30	50	85	35	29	1,8	25	0,96
9	7	268	6,6	1100	175	20	45	110	40	32	4	14	0,97
10	6	298	8	1083	190	10	50	130	70	36	1,4	10	0,98

Виконання завдання починають з розрахунків схеми ГТУ, за результатами яких визначають техніко-економічні показники її роботи і витрату димових газів G_r , що надходять у повітропідігрівник. Після цього визначають корисне теплосприймання у повітропідігрівнику і витрату повітря G_n , яке надходить до сушарки. Далі будують теоретичний процес в сушарці на $h-d$ діаграмі, для чого використовують температури сухого t_c і мокрого t_m термометрів, що вимірюють температури повітря поблизу вентилятора. За допомогою $h-d$ діаграми визначають параметри повітря в характерних точках процесу, розраховують питому теплоту, що витрачається на випаровування 1 кг вологи, визначають ККД сушарки та її продуктивність G_p , заощаджену теплоту за рахунок використання відпрацьованих газів після ГТУ.

10.4 Завдання № 4

Здійснити розрахунки паротурбінної установки з додатковим відбором пари на перегрів води для випарного охолодження і зволоження повітря в технологічному цеху (рис. 10.4).

Паротурбінна установка з потужністю електрогенератора N_e має один регенеративний підігрівник, в якому пара з відбору турбіни при тиску P_2 підвищує температуру конденсату, що надходить з конденсатора K за допомогою живильного насоса $ЖН$, до температури живильної води $t_{жв}$.

В технологічному цеху ТЦ повинні підтримуватись певні температура повітря t_2 і вологість ϕ_2 . З цією метою вирішено використати повітря з витратою G_n і параметрами t_1 і ϕ_1 . Але в лінії гарячого повітря $t_1 > t_2$, а $\phi_1 > \phi_2$. Для того, щоб отримати необхідні параметри повітря у ТЦ, застосовують метод випарного охолодження і зволоження повітря, який заснований на ефекті пароутворення розпиленої перегрітої води. До схеми ПТУ підключений технологічний підігрівник ТП. Насос технологічної води НТВ прокачує через ТП воду. Пара з відбору турбіни з тиском P_1 підігріває воду від температури $t'_в$ до температури $t''_в$. Ця перегріта (відносно атмосферного тиску) вода розпилюється форсунками в

технологічному цеху. Частина води $G_{\text{вип}}$ випаровується, а друга частина (залишкова вода) G_3 з температурою t_3 надходить у змішувач ЗМ, куди надходить також додаткова вода з витратою G_d і температурою t_d . Циркуляція повітря у ТЦ забезпечується вентилятором В. Частка води, що випаровується, $g = G_{\text{вип}}/G_B$ залежить від температури перегрітої води t''_B . Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 10.4.

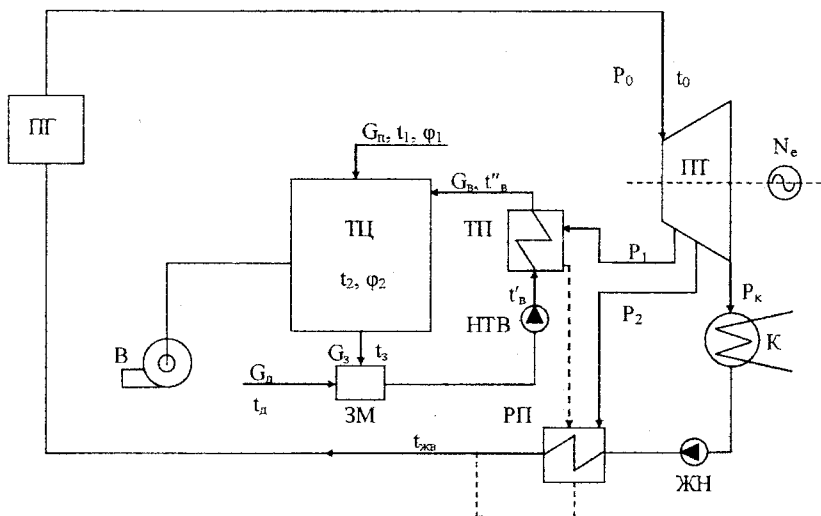


Рисунок 10.4 – Принципова схема установки

В процесі розрахунків треба визначити: необхідну витрату технологічної води G_B ; витрату пари на підігрів води у технологічному підігрівнику; витрату пари на ПТУ; техніко-економічні показники ПТУ; оцінити, як впливає наявність технологічного підігрівника на економічність циклу ПТУ.

Таблиця 10.4 – Початкові дані до завдання 4

№ варі- анта	Вихідні параметри ПТУ						Вихідні параметри ТЦ						
	N_e , МВт	P_0 , МПа	t_0 , °C	P_2 бар	P_k , бар	$t_{жв}$, °C	$G_{п}$, кг/с	t_1 , °C	φ_1 , %	t_2 , °C	φ_2 , %	$t''_в$, °C	$t_{дв}$, °C
1	1,5	2,6	420	1,8	0,05	70	2	60	10	40	90	130	20
2	3	3	435	2	0,045	75	3,5	70	10	45	90	140	15
3	3,5	3	450	2,4	0,045	80	4,5	70	5	50	60	145	10
4	5	4,5	445	2,8	0,05	90	5,5	80	5	45	80	150	12
5	6	5	460	2,2	0,035	85	6	74	10	45	90	140	14
6	8	5,5	480	1,7	0,04	80	7	75	7,5	50	60	135	16
7	10	6	500	2,6	0,05	100	8,5	60	10	45	70	155	18
8	12	7,5	520	6	0,045	110	9,5	65	15	45	90	160	20
9	6	4,5	500	2,2	0,05	80	6,5	65	10	40	90	145	24
10	4	3,5	450	3,2	0,05	105	5,2	65	5	35	90	160	22

Вирішувати завдання починають з побудови процесу випарного охолодження води на $h-d$ діаграмі і визначення різниць: $\Delta h = h_2 - h_1$ та $\Delta d = d_2 - d_1$. Зрозуміло, що приріст вологовмісту 1 кг повітря відбувається за рахунок випаровування води. Отже, кількість води, що випаровується у повітря, $G_{\text{вип}}$, легко визначити. З рівнянь теплового і матеріального балансів потоків повітря і води можна знайти формулу для визначення частки випару

$$g = \frac{A \cdot t'_b}{(\Delta h + A \cdot t_2)}, \quad (10.1)$$

де $A = C_v \cdot \Delta d \cdot 10^{-3}$; C_v – теплоємність води, кДж/кг.

Кількість води, що надходить у ТЦ, кг/с

$$G_v = \frac{G_{\text{вип}}}{g}. \quad (10.2)$$

Зрозуміло, що кількість додаткової води дорівнює кількості випару, тобто $G_d = G_{\text{вип}}$. Тоді температура води після змішувача буде становити

$$t'_b = (1 - g) \cdot t_2 + g \cdot t_d. \quad (10.3)$$

Далі будують цикл ПТУ на $h-s$ діаграмі і визначають параметри у характерних точках циклу. При визначенні точки відбору пари на підігрівник ТП температура насиченої пари у відборі повинна бути на 5°C вищою за температуру t''_b . Розраховують частки відборів пари на підігрівники α_1 і α_2 . Але треба зауважити, що частка відбору пари на підігрівник ТП буде дорівнювати

$$\alpha_{\text{ТП}} = \alpha_1 \cdot G_v. \quad (10.4)$$

Далі визначають витрату пари на турбину і техніко-економічні показники роботи ПТУ, а також вплив наявності підігрівника ТП на ці показники.

10.5 Завдання № 5

Виконати розрахунки парогазової установки з використанням відхідних газів після ГТУ для регенеративного підігрівання живильної води в схемі ПТУ (рис. 10.5).

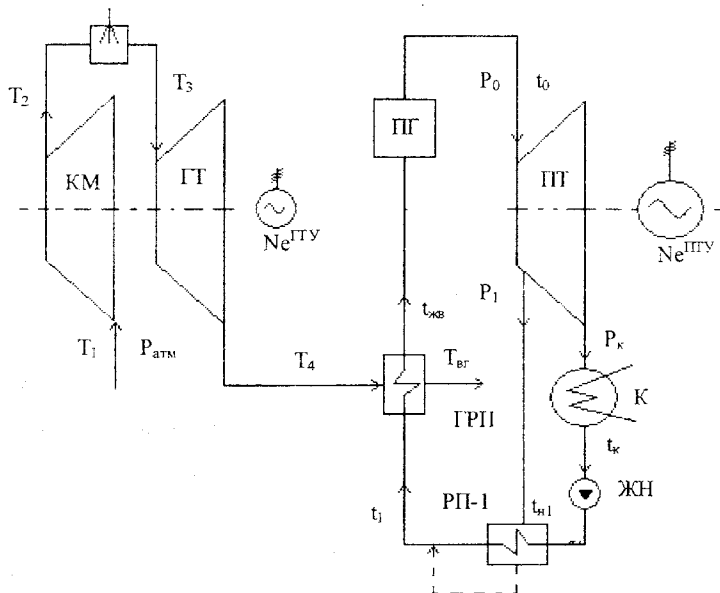


Рисунок 10.5 – Схема парогазової установки

Газотурбінна установка працює за циклом Брайтона, а паротурбінна – за циклом Ренкіна. Описання схем і відповідні позначення див. в підрозділі 10.2. Паротурбінна установка має один регенеративний підігрівник РП-1, в якому конденсат підігрівасться від температури t_k до температури t_1 парою з відбору турбіни при тиску P_1 . Відпрацьовані в газовій турбіні гази з температурою T_4 надходять у газовий регенеративний підігрівник ГРП, де охолоджуються до температури $T_{вг}$ і підігрівують живильну воду в схемі ПТУ від температури t_1 до температури $t_{жв}$.

Необхідні для розрахунків значення параметрів і величин вибрати з таблиці 10.5.

Таблиця 10.5 – Початкові дані до завдання 5

№ ва- ріанта	Вихідні параметри ГТУ						Вихідні параметри ГТУ				
	$N_e^{ГТУ}$, МВт	P_o , МПа	t_o , °C	P_1 , бар	t_1 , °C	P_k , бар	$N_e^{ГТУ}$, МВт	T_1 , К	$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$	T_3 , К	$T_{вр}$, К
1	12	5	510	1,6	75	0,05	5	290	6	1225	423
2	20	7,5	535	2	70	0,045	8	283	5	1173	433
3	20	8	530	1,7	75	0,05	15	283	5,2	1223	428
4	40	5,5	535	1,9	85	0,035	12,5	280	7	1253	443
5	50	10	545	2,2	85	0,04	16	293	6,4	1193	428
6	75	9	525	1,8	90	0,045	26	275	5,8	1153	433
7	100	12	535	2,2	85	0,04	35	288	8	1223	430
8	130	12,5	540	1,8	75	0,035	45	268	8,2	1173	428
9	160	12,7	545	1,6	80	0,03	50	298	7,4	1073	438
10	200	13	550	2,2	90	0,04	70	300	6,8	1023	423
11	50	5	520	1,7	70	0,045	30	293	6,5	1223	433

В процесі розрахунків треба визначити: витрату пари на парову турбіну і показники роботи ПТУ при відсутності ГРП, показники роботи ГТУ, температуру живильної води і показники роботи ПТУ при наявності в схемі ПТУ газового регенеративного підігрівника; техніко-економічні показники роботи парогазової установки. Порядок розрахунків такий же, як і означені вище задачі. На підставі розрахунків треба зробити обґрунтовані висновки.

10.6 Завдання № 6

Розрахувати схему паротурбінної установки з випарником для зволоження повітря парою в технологічному цеху (рис. 10.6).

Паротурбінна установка (ПТУ) з електрогенератором потужністю N_e працює з одним регенеративним підігрівником РП, в якому підігривається конденсат від температури t_k до температури живильної води $t_{жв}$ парою з відбору турбіни при тиску P_2 . Схема ПТУ і відповідні позначення описані у підрозділах 10.1, 10.2. і 10.4.

В технологічному цеху ТЦ повинна підтримуватись певна вологість середовища ϕ_2 . Для цього запропоновано використовувати низькотемпературне повітря з відхідної технологічної лінії повітря, параметри якого t_1 і ϕ_1 , а витрата $G_{п1}$. Однак в лінії повітря $\phi_1 < \phi_2$, тобто повітря потребує зволоження. Тому вирішено збільшувати вологість повітря доданням насиченої пари. В схемі ПТУ є випарник В, в якому одержують насичену пару (випар) з температурою $t_{вип}$ і витратою $G_{вип}$. У випарник надходить технічна вода з температурою $t_в$, яка випаровується за рахунок теплоти пари з відбору турбіни при тиску P_1 . Температура випару менша за температуру насичення пари у відборі на Δt , °С. Випар прямує в технологічну камеру ТК, де змішується з повітрям, внаслідок чого збільшується вологість останнього. Суміш з необхідною вологістю надходить в технологічний цех. Циркуляція середовища у ТЦ здійснюється за допомогою вентилятора ВН.

Таблиця 10.6 – Початкові дані до завдання 6

№ варіанта	Вихідні параметри ПТУ							Вихідні параметри ТЦ і В					
	N_e , МВт	P_o , МПа	t_o , °C	P_2 , бар	P_k , бар	$t_{жв}$, °C	$G_{п}$, кг/с	t_1 , °C	φ_1 , %	φ_2 , %	$P_{вип}$, бар	$\Delta t_{вип}$, °C	t_v , °C
1	4	4,5	455	0,7	0,04	50	7,4	45	10	50	3	20	20
2	3	4	435	0,8	0,05	55	6	50	15	55	3,2	30	14
3	3,5	3,5	490	1,2	0,045	70	6,2	40	15	45	2,8	20	16
4	2,5	2,5	450	0,9	0,055	65	5,2	35	20	55	2,6	25	18
5	2	3	440	1	0,05	60	4,8	40	25	60	1,5	15	10
6	1,5	2,5	430	0,8	0,06	65	4	35	30	65	2,4	20	25
7	5	5	460	0,9	0,055	70	8,2	30	20	60	1,8	24	20
8	6	6	480	1,2	0,045	75	8,8	55	15	40	3	30	12
9	8	7,5	520	1,2	0,04	80	9,4	40	5	55	2	25	17
10	10	8	530	1	0,035	75	12,6	45	10	60	1,6	25	15

Далі на h - s діаграмі знаходять температуру насиченої пари (випару) відповідно до заданого тиску $P_{\text{вип}}$ і за формулою (10.5) підраховують кутівий коефіцієнт. Після цього будують процес змішування і зволоження повітря на h - d діаграмі (рис. 10.7). Нехай, наприклад, $h_{\text{вип}} = 2700$ кДж/кг. Позначимо чисельник формули (10.5) через A , а знаменник – через B ; тоді $2700 = A/B$. Надамо A якого-небудь невеликого значення, наприклад, $A = 10$ кДж/кг. Ясно, що в цьому разі $B = 10/2700 = 3,7 \cdot 10^{-3}$.

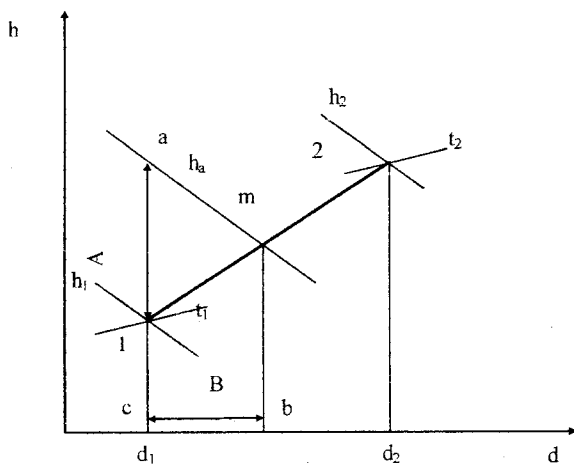


Рисунок 10.7 – Побудова на h - d діаграмі процесів змішування повітря і пари

Від точки 1 в масштабі діаграми відкладено відрізок $A = 10$ ($1-a$). Від абсциси точки 1 (точка c) відкладаємо величину $B = 3,7 \cdot 10^{-3}$ (відрізок c - b). З точки b проведемо вертикаль до перетину з лінією $h_a = \text{const}$ (точка m). З'єднавши точки 1 і m прямою (променем), продовжуємо її до перетину із заданою кривою вологості ϕ_2 (точка 2). Точка 2 є шуканою, оскільки лежить на промені, що відповідає кутівому коефіцієнту ϵ . Визначивши параметри вологого повітря у точці 2, знаходять кількість пари (випару) для зволоження повітря, кг/кг

$$G_{\text{вип}} = G_{\text{п}} \cdot (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}. \quad (10.6)$$

Після цього будують на h - s діаграмі цикл ПТУ і визначають параметри у характерних точках, розраховують витрату пари і показники роботи ПТУ за відсутності випарника В. За наявності випарника визначають температуру насиченої пари у відборі турбіни $t_{п1} = t_{вип} + \Delta t$, точку відбору пари на лінії робочого процесу в турбіні і ентальпію пари у відборі. Витрату пари з відбору турбіни на випарник визначають з рівняння теплового балансу випарника. Цю кількість пари додають до витрати пари на турбіну при відсутності випарника і уточнюють показники роботи ПТУ. На підставі розрахунків роблять обґрунтовані висновки.

10.7 Завдання № 7

Розрахувати схему установки для осушування і попереднього підігріву повітря в системі з конвективною сушаркою (рис. 10.8). Необхідні для розрахунків дані наведені в таблиці 10.7.

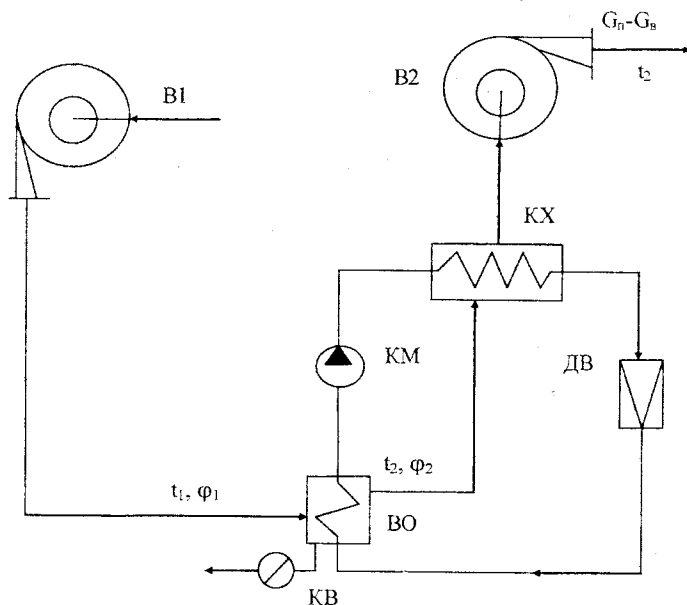


Рисунок 10.8 – Принципова схема установки

Таблиця 10.7 – Початкові дані до завдання 7

№ варіанта	$G_{п}$, кг/год	t_1 , °C	φ_1 , %	Θ , °C	λ_k	$\eta_{кх}$	Тип холодо-агенту
1	250	40	70	14	6,4	0,96	R717
2	360	50	40	18	5,2	0,95	R134a
3	760	45	60	13	4,6	0,96	R407C
4	420	60	40	18	6	0,955	R717
5	480	35	70	15	4,4	0,97	R134a
6	560	45	50	17	4,8	0,955	R407C
7	620	40	80	16	3,8	0,975	R717
8	290	55	40	17	6,2	0,965	R134a
9	520	45	40	13	5,4	0,95	R407C
10	580	45	70	13	4,6	0,97	R717

Вентилятором В1 всмоктується вологе повітря з конвективної сушарки. Це підігріте повітря з параметрами t_1 , φ_1 і витратою G_n надходить у випарник-осушник ВО холодильної машини, де охолоджується до температури t_2 , яка на θ °С нижча температури точки роси. При охолодженні повітря його вологовміст зменшується за рахунок часткової конденсації вологи. Отриманий конденсат у кількості G_B видаляється з ВО за допомогою конденсатовідвідника КВ. Підсушене і охолоджене повітря вентилятором В2 спрямовується в конденсатор холодильної машини КХ, де первинно підігрівається і з температурою t_3 повертається в систему конвективної сушарки. Схема роботи холодильної машини і необхідні позначення наведені у підрозділі 10.1. Зауважимо лише, що на запропонованій схемі відсутній проміжний охолодник холодоагенту. За результатами розрахунків треба визначити: потужність холодильної машини та техніко-економічні показники її роботи; кількість сконденсованої вологи; кількість підігрітого повітря і його температуру.

При розрахунках можна прийняти, що температура холодоагенту у ВО на 5 °С нижча за температуру точки роси вологого повітря. Температура холодоагенту в конденсаторі КХ визначається в залежності від заданої міри підвищення тиску в компресорі холодильної машини.

Розрахунки проводять в такій послідовності. На h-d діаграмі будують теоретичний процес охолодження повітря до заданої температури і визначають кінцеві параметри повітря t_2 і φ_2 , а також кількість сконденсованої вологи G_B . Далі визначають температуру випаровування холодоагенту в випарнику ВО і його тиск. За допомогою lgP-h діаграми будують цикл холодильної машини і визначають параметри у вузлових точках циклу. При визначенні температури підігрітого повітря t_3 враховують ККД конденсатора КХ.

10.8 Завдання № 8

Здійснити розрахунки ГТУ та утилізаційної установки, в якій використовується теплота відхідних газів після ГТУ (рис. 10.9).

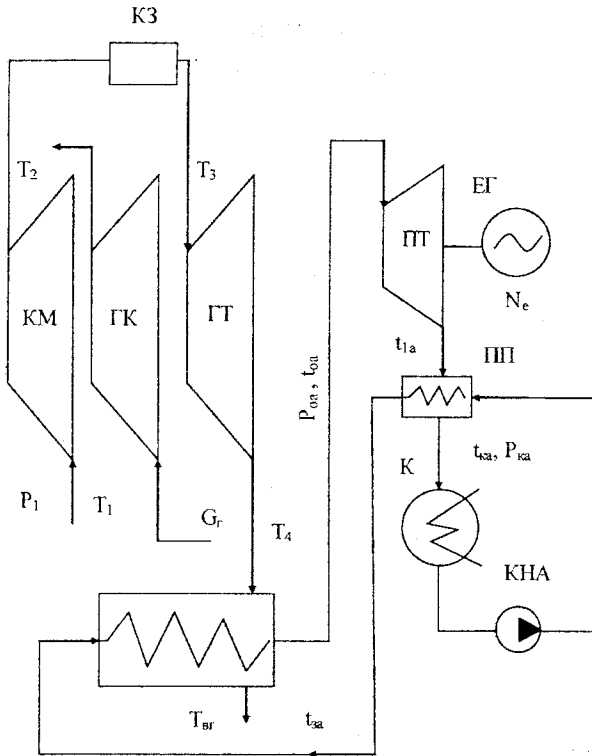


Рисунок 10.9 – Принципова схема утилізаційної установки

Газотурбінна установка є приводом газоперекачувального компресора ГК і працює за циклом Брайтона. Утилізаційна установка складається з котла-утилізатора, парової турбіни ПТ, проміжного підігрівника ПП, конденсатора К, конденсатного насоса КНА і працює за циклом Ренкіна. Робочим тілом в паротурбінній установці є холодоагент.

Потужність газоперекачувального компресора ГК складає $N_{ГК}$. Вихідні гази після газової турбіни надходять в котел-утилізатор з температурою T_4 , де, охолоджуючись до температури $T_{вг}$, випаровують холодоагент, параметри якого на виході з КУ – P_{oa} , t_{oa} . При цьому температура пари холодоагенту t_{oa} на Δt_1 °С нижча за температуру $T_{вг}$. Після адиабатного розширення пари в турбіні її температура на виході з ПТ

складає t_{1a} . З цією температурою пара прямує в проміжний регенеративний підігрівник ПП, де охолоджується на Δt_2 °С, підігріває на Δt_3 °С холодоагент після конденсатора, який з температурою $t_{ка}$ перекачується конденсатним насосом КНА через систему з проміжного підігрівника і контактного утилізатора. Параметри ГТУ вибирають з таблиці 10.3, а інші необхідні дані – з таблиці 10.8.

Розрахунки проводяться з метою визначення потужності паротурбінної установки N_e і техніко-економічних показників парогазової установки (циклу). Спочатку розраховують цикли ГТУ, зобразивши його на T-s діаграмі і визначивши G_r , T_4 . Значення теплоємностей повітря і газів приймають згідно з завданням № 2. Далі визначають теплоту, яка витрачається на випаровування пари в КУ, для чого будують цикл ПТУ на lgP-h діаграмі і визначають параметри в характерних точках циклу. Визначають витрату холодоагенту в циклі, потужність ПТУ, техніко-економічні показники ПТУ і парогазової установки.

Таблиця 10.8 – Початкові дані до завдання 8

№ варіанта	Температура відхідних газів $t_{вг}, ^\circ\text{C}$	Параметри ПТУ		Величини недогріву, $^\circ\text{C}$			Тип холодоагенту
		$P_{оа}, \text{МПа}$	$t_{оа}, ^\circ\text{C}$	Δt_1	Δt_2	Δt_3	
1	185	8	60	15	20	12	R717
2	180	3,2	55	20	20	14	R134a
3	165	1,4	50	25	15	10	R407C
4	180	5	65	20	20	15	R717
5	170	1,2	55	35	15	12	R134a
6	170	3	50	15	16	12	R407C
7	165	7	65	10	10	6	R717
8	170	5,4	60	25	15	12	R134a
9	155	1	45	15	15	10	R407C
10	150	6	60	10	15	12	R717

ЛІТЕРАТУРА

1. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : Поділля-2000, 2003. – 368 с.
2. Чепурний М. М. Технічна термодинаміка в прикладах і задачах / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2004. – 150 с.
3. Чепурний М. М. Методичні рекомендації з виконання курсової роботи з технічної термодинаміки / Уклад. М. М. Чепурний. – Вінниця : ВДТУ, 1993. – 26 с.
4. Лисенко Г. Л. Методичні вказівки до оформлення курсових проєктів (робіт) у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. Лисенко Г. Л., Буда А. Г., Обертюх Р. Р. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 60 с.
5. Техническая термодинамика / [под ред. В. И. Крутова]. – М. : Высшая школа, 1991. – 375 с.
6. Беляев Н. М. Термодинаміка / Беляев Н. М. – Киев : Вища школа. 1987. – 246 с.
7. Кириллин В. О. Техническая термодинамика / Кириллин В. О., Сычев В. В., Шейдлин О. Е. – М. : Энергоиздат, 1976. – 324 с.
8. Задачник по технической термодинамике / [под ред. В. И. Крутова]. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 292 с.
9. Ривкин Л. С. Термодинамические свойства воды и водяного пара / Ривкин Л. С. – М. : Энергия, 1980. – 192 с.
10. Ривкин Л. С. Термодинамические свойства газов / Ривкин Л. С. – М. : Энергия, 1973. – 224 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1 – Основні фізичні властивості деяких газів

Назва	Хімічна формула	Густина при 0°C і 760 мм рт. ст.	Молекулярна маса	Газова стала, Дж кг·К	Температура кипіння при 760 мм рт. ст.	Теплота пароутворення при 760 мм рт. ст., г·10 ⁻³ , Дж/кг	Критичні точки		Теплоємність при 20 °C і p = 1 бар, кДж/(кг·K)	
							Температура, °C	Абсолютний тиск, бар	C _p	C _v
Азот	N ₂	1,25	28	297	-195,8	199,4	-147,1	33,49	1,05	0,746
Аміак	NH ₃	0,77	17	488	33,4	1374	+132,4	111,5	2,22	1,68
Ацетилен	C ₂ H ₂	1,171	26,0	320	-83,7(в)	830	+35,7	61,6	1,68	1,36
Бензол	C ₆ H ₆	-	78,1	106	+80,2	394	+288,5	47,7	1,25	1,140
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,673	58,1	143	-0,5	387	+152	37,5	1,92	1,80
Повітря	-	1,293	(29,0)	287	-195	197	-140,7	37,2	1,01	0,721
Водень	H ₂	0,0899	2,02	2140	-252,8	450,5	-239,9	12,80	14,3	10,14
Гелій	He	0,179	4,0	2080	-268,9	19,5	-268,0	2,26	5,28	3,18
Двоокис азоту	NO ₂	-	46,0	181	+21,2	712	+158,2	100,00	0,804	0,62
Двоокис сірки	SO ₂	2,93	64,1	130	-10,8	394	+157,5	77,78	0,633	0,503
Двоокис вуглецю	CO ₂	1,90	44,0	189	78,2(возг)	574,0	+31,1	72,9	0,838	0,654
Кисень	O ₂	1,429	32	260	-83,0	213	-118,8	49,71	0,913	0,654
Метан	CH ₄	0,72	16,0	519	-161,6	511	-82,15	45,6	2,23	1,70
Окис вуглецю	CO	1,25	28,0	297	-191,5	212	-140,2	34,53	1,05	0,754
Пропан	C ₃ H ₈	2,02	44,1	189	-42,1	427	+95,6	43	1,87	1,65
Сірководень	H ₂ S	1,54	34,1	244	-60,2	549	+100,4	188,9	1,060	0,804
Хлор	Cl ₂	3,22	70,9	117	-33,8	306	+144,0	76,1	0,482	0,355

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Теплоємність окису вуглецю

Темпе- ратура	Мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К)				Масова теплоєм- ність, кДж/(кг·К)		Об'ємна теплоєм- ність, кДж/(см ³ ·К)	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	29.123	20.808	29.123	20.808	1.0396	0.7427	1.2992	0.9282
100	29.262	20.947	29.178	20.863	1.0417	0.7448	1.3017	0.9307
200	29.647	21.332	29.303	20.988	1.0463	0.7494	1.3071	0.9362
300	30.254	21.939	29.517	21.202	1.0538	0.7570	1.3167	0.9458
400	30.974	22.659	29.789	21.474	1.634	0.7666	1.3289	0.9579
500	31.707	23.392	30.099	21.784	1.0748	0.7775	1.3427	0.9718
600	32.402	24.087	30.425	22.110	1.0861	0.7892	1.3575	0.9864
700	33.025	24.710	30.725	22.437	1.0978	0.8009	1.3720	1.0011
800	33.574	25.259	31.070	22.755	1.1091	0.8122	1.3862	1.0153
900	34.055	25.740	31.376	23.061	1.1200	0.8231	1.3996	1.0287
1000	34.470	26.155	31.665	23.350	1.1304	0.8336	1.4126	1.0417
1100	34.826	26.511	31.937	23.622	1.1401	0.8432	1.4248	1.0538
1200	35.140	26.825	32.192	23.877	1.1493	0.8566	1.4361	1.0651
1300	35.412	27.097	32.427	24.112	1.1577	0.8608	1.4465	1.0756
1400	35.646	27.331	32.653	24.338	1.1656	0.8688	1.4566	1.0856
1500	35.856	27.541	32.858	24.543	1.1731	0.8763	1.4658	1.0948

Таблиця Б.2 – Теплоємність водню

Темпе- ратура	Мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К)				Масова теплоєм- ність, кДж/(кг·К)		Об'ємна теплоєм- ність, кДж/(см ³ ·К)	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	28.617	20.302	28.617	20.302	14.195	10.071	1.2766	0.9056
100	29.128	20.813	28.935	20.620	14.353	10.228	1.2908	0.9198
200	29.241	20.926	29.073	20.758	14.421	10.297	1.2971	0.9261
300	29.299	20.984	29.123	20.808	14.446	10.322	1.2992	0.9282
400	29.396	21.081	29.186	20.871	14.477	10.353	1.3021	0.9311
500	29.559	21.244	29.249	20.934	14.509	10.384	1.350	0.9341
600	29.793	21.478	29.316	21.001	14.542	10.417	1.3080	0.9370
700	30.099	21.784	29.408	21.093	14.587	10.463	1.3121	0.9412
800	30.472	22.157	29.517	21.202	14.641	10.517	1.3167	0.9458
900	30.869	22.554	29.647	21.332	14.706	10.581	1.3226	0.9516
1000	31.284	22.969	29.789	21.474	14.776	10.652	1.3289	0.9579
1100	31.723	23.408	29.944	21.629	14.853	10.727	1.3360	0.9650
1200	32.155	23.840	30.107	21.792	14.934	10.809	1.3431	0.9722
1300	32.590	24.275	30.488	21.973	15.023	10.899	1.3511	0.9801
1400	33.000	24.685	30.467	22.152	15.113	10.988	1.3591	0.9881
1500	33.394	25.079	30.647	22.322	15.202	11.077	1.3674	0.9964

Таблиця Б.3 – Теплоємність вуглекислого газу

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Мольна теплоємність, $\text{kJ}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$				Масова теплоємність, $\text{kJ}/(\text{кг} \cdot \text{K})$		Об'ємна теплоємність, $\text{kJ}/(\text{см}^3 \cdot \text{K})$	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	35.860	27.545	35.860	27.545	0.8148	0.6259	1.5998	1.2288
100	40.206	31.891	38.112	29.797	0.8658	0.6770	1.7003	1.3293
200	43.689	35.374	40.059	31.744	0.9102	0.7214	1.7373	1.4164
300	46.515	38.200	41.755	33.60	0.9487	0.7599	1.8627	1.4918
400	48.860	40.515	43.250	34.935	0.9826	0.7938	1.9227	1.5587
500	50.815	42.500	44.573	36.258	1.0128	0.8240	1.9887	1.6178
600	52.452	44.137	45.753	37.438	1.0396	0.8508	2.0411	1.6701
700	53.826	45.511	46.813	38.498	1.0639	0.8746	2.0884	1.7174
800	54.977	46.662	47.763	39.448	1.0852	0.8964	2.1311	1.7601
900	55.952	47.637	48.617	40.302	1.1045	0.9157	2.1692	1.7982
1000	56.773	48.458	49.392	41.077	1.1225	0.9332	2.2035	1.8326
1100	57.472	49.157	50.099	41.784	1.1384	0.9496	2.2349	1.8640
1200	58.071	49.756	50.740	42.425	1.1530	0.9638	2.2638	1.8929
1300	58.588	50.271	51.322	43.007	1.1660	0.9772	2.2898	1.9188
1400	59.030	50.715	51.858	43.543	1.1782	0.9893	2.3136	1.9427
1500	59.411	51.096	52.348	44.033	1.1895	1.0006	2.3354	1.9644

Таблиця Б.4 – Теплоємність сірчаного газу

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Мольна теплоємність, $\text{kJ}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$				Масова теплоємність, $\text{kJ}/(\text{кг} \cdot \text{K})$		Об'ємна теплоємність, $\text{kJ}/(\text{см}^3 \cdot \text{K})$	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	38.85	30.52	38.85	30.52	0.607	0.477	1.733	1.361
100	42.41	34.08	40.65	32.32	0.636	0.507	1.813	1.440
200	45.55	37.22	42.33	34.00	0.662	0.532	1.888	1.516
300	48.23	39.90	43.88	35.55	0.687	1.557	1.955	1.587
400	50.24	41.91	45.22	36.89	0.708	0.578	2.018	1.645
500	51.71	43.38	46.39	38.06	0.724	0.595	2.068	1.700
600	52.88	44.55	47.35	39.02	0.737	0.607	2.114	1.742
700	53.76	45.43	48.23	39.90	0.754	0.624	2.152	1.799
800	54.43	46.10	48.94	40.61	0.762	0.632	2.181	1.813
900	55.01	46.68	49.61	41.28	0.775	0.645	2.215	1.842
1000	55.43	47.10	50.16	41.83	0.783	0.653	2.236	1.867
1100	55.77	47.44	50.66	42.33	0.791	0.662	2.261	1.888
1200	56.06	47.73	51.08	42.75	0.795	0.666	2.278	1.908

Таблиця Б.5 – Теплоємність водяної пари

Температура	Мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К)				Масова теплоємність, кДж/(кг·К)		Об'ємна теплоємність, кДж/(см ³ ·К)	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	33.499	25.184	33.499	25.184	1.8594	1.3980	1.4943	1.1237
100	34.055	25.740	33.741	25.426	1.8728	1.4114	1.5052	1.1342
200	34.984	26.649	34.118	25.803	1.8937	1.4323	1.5223	1.1514
300	36.036	27.721	34.575	26.260	1.9192	1.4574	1.5424	1.1715
400	37.191	28.876	35.090	26.775	1.9477	1.4863	1.5654	1.1945
500	38.406	30.091	35.630	27.315	1.9778	1.5160	1.5897	1.2188
600	39.662	31.347	36.195	27.880	2.0092	1.5474	1.6148	1.2439
700	40.951	32.636	36.789	28.474	2.0419	1.5805	1.6412	1.2703
800	42.249	33.934	37.392	29.077	2.0754	1.6140	1.6680	1.2971
900	43.513	35.198	38.008	29.693	2.1097	1.6483	1.6957	1.3247
1000	44.723	36.408	38.619	30.304	2.1436	1.6823	1.7229	1.3519
1100	45.858	37.543	39.226	30.911	2.1771	1.7158	1.7501	1.3791
1200	46.913	38.598	39.825	31.510	2.2106	1.7488	1.7769	1.4059
1300	47.897	39.582	40.407	32.092	2.2429	1.7815	1.8028	1.4319
1400	48.801	40.486	40.976	32.661	2.2743	1.8129	1.8280	1.4570
1500	49.639	41.324	41.525	33.210	2.3048	1.8434	1.8527	1.4817
1600	50.409	42.094	42.056	33.741	2.3346	1.8728	1.8761	1.5052
1700	51.133	42.818	42.576	34.261	2.3630	1.9016	1.8996	1.5286

Таблиця Б.6 – Теплоємність повітря

Температура	Мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К)				Масова теплоємність, кДж/(кг·К)		Об'ємна теплоємність, кДж/(см ³ ·К)	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	29.073	20.758	29.073	20.758	1.0036	0.7164	1.2971	0.9261
100	29.266	20.951	29.152	20.838	1.0061	0.7193	1.3004	0.9295
200	29.676	21.361	29.299	20.984	1.0115	0.7243	1.3071	0.9362
300	30.266	21.951	29.521	21.206	1.0191	0.7319	1.3172	0.9462
400	30.949	22.634	29.789	21.474	1.0283	0.7415	1.3289	0.9579
500	31.640	23.325	30.095	21.780	1.0387	0.7519	1.3427	0.9718
600	32.301	23.986	30.405	22.090	1.0496	0.7624	1.3565	0.9856
700	32.900	24.585	30.723	22.408	1.0605	0.7733	1.3708	1.9998
800	33.432	25.117	31.028	22.713	1.0710	0.7842	1.3842	1.0312
900	33.905	25.590	31.321	23.006	1.0815	0.7942	1.3976	1.0262
1000	34.315	26.000	31.598	23.283	1.0907	0.8039	1.4097	1.0387
1100	34.679	26.687	31.862	23.547	1.0999	0.8432	1.4214	1.0505
1200	35.002	26.976	32.109	23.794	1.1082	0.8127	1.4327	1.0618
1300	35.291	27.231	32.343	24.028	1.1166	0.8215	1.4432	1.0722
1400	35.546	27.457	32.565	24.250	1.1242	0.8294	1.4528	1.0819
1500	35.772	27.662	32.774	24.459	1.1313	0.8441	1.4620	1.0999
1600	35.977	27.725	33.967	24.652	1.1380	0.8508	1.4708	1.1036
1700	36.170	27.855	33.151	24.836	1.1443	0.8570	1.4788	1.1078

Таблиця Б.7 – Теплоємність кисню

Температура	Мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К)				Масова теплоємність, кДж/(кг·К)		Об'ємна теплоємність, кДж/(см ³ ·К)	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	29.274	20.959	29.274	20.959	0.9148	0.6548	1.3059	0.9349
100	29.877	21.562	29.538	21.223	0.9232	0.6632	1.3176	0.9466
200	30.815	22.500	29.931	21.616	0.9353	0.6753	1.3352	0.9642
300	31.832	23.517	30.400	22.085	0.9500	0.6900	1.3561	0.9852
400	32.758	24.443	30.878	22.563	0.9551	0.7051	1.3775	1.0065
500	33.549	25.234	31.334	23.019	0.9793	0.7193	1.3980	1.0270
600	34.202	25.887	31.761	23.446	0.9927	0.7327	1.4168	1.0459
700	34.246	26.431	32.150	23.835	1.0048	0.7448	1.4344	1.0634
800	35.203	26.888	32.502	24.187	1.0157	0.7557	1.4499	1.0789
900	35.584	27.269	32.825	24.510	1.0258	0.7658	1.4645	1.0936
1000	35.914	27.599	33.118	24.803	1.0350	0.7750	1.4775	1.0166
1100	34.216	27.901	33.386	25.071	1.0434	0.7834	1.4892	1.1183
1200	36.488	28.173	33.633	25.318	1.0509	0.7913	1.5005	1.1296
1300	36.752	28.437	33.863	25.548	1.0580	0.7984	1.5106	1.1396
1400	36.999	28.684	34.076	25.761	1.0647	0.8051	1.5202	1.1493
1500	37.242	28.927	34.282	25.967	1.0714	0.8114	1.5294	1.1585
1600	37.480	28.165	34.474	26.159	1.0773	0.8173	1.5378	1.1669
1700	37.715	29.400	34.658	26.343	1.0831	0.8231	1.5462	1.1752

Таблиця Б.8 – Теплоємність азоту

Температура	Мольна теплоємність, кДж/(кмоль·К)				Масова теплоємність, кДж/(кг·К)		Об'ємна теплоємність, кДж/(см ³ ·К)	
	μC_p	μC_v	μC_{pm}	μC_{vm}	C_{pm}	C_{vm}	C'_{pm}	C'_{vm}
0	29.115	20.800	29.115	20.800	1.0392	0.7427	1.2987	0.9278
100	29.199	20.884	29.144	20.829	1.0404	0.7427	1.3004	0.9295
200	29.471	21.156	29.228	20.913	1.0434	0.7465	1.3038	0.9328
300	29.952	21.637	29.383	21.068	1.0488	0.7519	1.3109	0.9399
400	30.576	22.261	29.601	21.286	1.0567	0.7691	1.3205	0.9496
500	31.250	22.935	29.864	21.549	1.0660	0.7792	1.3322	0.9613
600	31.920	23.605	30.149	21.834	1.0760	0.7900	1.3452	0.9743
700	32.540	24.225	30.452	22.136	1.0869	0.8005	1.3586	0.9877
800	33.101	24.786	30.748	22.433	1.0974	0.8110	1.3716	1.0006
900	33.599	25.284	31.037	22.722	1.1078	0.8210	1.3845	1.0136
1000	34.039	25.724	31.313	22.998	1.1179	0.8210	1.3971	1.0178
1100	34.424	26.109	31.577	23.262	1.1271	0.8302	1.4089	1.0379
1200	34.773	26.448	31.828	23.513	1.1359	0.8395	1.4202	1.0492
1300	35.070	26.745	32.067	23.752	1.1447	0.8478	1.4306	1.0597
1400	35.330	27.005	32.293	23.978	1.1526	0.8558	1.4407	1.0697
1500	35.556	27.231	32.502	24.187	1.1602	0.8633	1.4499	1.0789
1600	35.757	27.432	32.899	24.384	1.1673	0.8704	1.4587	1.0877
1700	35.937	27.612	32.883	24.568	1.1736	0.8771	1.461	1.0961

Додаток В

Таблиця В.1 – Інтерполяційні формули для обчислення масових і об'ємних теплоємностей деяких газів в межах 0 – 1250 °С

Газ	Масова теплоємність, кДж/(кг · К)	Об'ємна теплоємність, кДж/(м ³ · К)
Повітря	$C_p = 0,9952 + 9,349 \cdot t \cdot 10^{-5}$ $C_v = 0,7084 + 9,349 \cdot t \cdot 10^{-5}$	$C'_p = 1,287 + 1,209 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C'_v = 0,9161 + 1,209 \cdot t \cdot 10^{-4}$
N ₂	$C_p = 1,0258 + 8,382 \cdot t \cdot 10^{-5}$ $C_v = 0,7289 + 8,382 \cdot t \cdot 10^{-5}$	$C'_p = 1,2833 + 1,049 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C'_v = 0,9123 + 1,049 \cdot t \cdot 10^{-4}$
O ₂	$C_p = 0,9127 + 1,2724 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C_v = 0,6527 + 1,2724 \cdot t \cdot 10^{-4}$	$C'_p = 1,3046 + 1,8183 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C'_v = 0,9337 + 1,8183 \cdot t \cdot 10^{-4}$
CO	$C_p = 1,0304 + 9,575 \cdot t \cdot 10^{-5}$ $C_v = 0,7335 + 9,575 \cdot t \cdot 10^{-5}$	$C'_p = 1,2883 + 1,1966 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C'_v = 0,9173 + 1,1966 \cdot t \cdot 10^{-4}$
CO ₂	$C_p = 0,8725 + 2,4053 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C_v = 0,6837 + 2,4053 \cdot t \cdot 10^{-4}$	$C'_p = 1,725 + 4,756 \cdot t \cdot 10^{-5}$ $C'_v = 1,354 + 4,756 \cdot t \cdot 10^{-5}$
SO ₂	$C_p = 0,6314 + 1,554 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C_v = 0,5016 + 1,554 \cdot t \cdot 10^{-4}$	$C'_p = 1,8472 + 4,547 \cdot t \cdot 10^{-5}$ $C'_v = 1,4764 + 4,547 \cdot t \cdot 10^{-5}$
H ₂ O	$C_p = 1,84 + 2,9278 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C_v = 1,3783 + 2,9878 \cdot t \cdot 10^{-4}$	$C'_p = 1,48 + 2,355 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C'_v = 1,105 + 2,355 \cdot t \cdot 10^{-4}$
H ₂	$C_p = 14,2494 + 5,9574 \cdot t \cdot 10^{-4}$ $C_v = 10,1241 + 5,9574 \cdot t \cdot 10^{-4}$	$C'_p = 1,2803 + 5,355 \cdot t \cdot 10^{-5}$ $C'_v = 0,9094 + 5,355 \cdot t \cdot 10^{-5}$

Додаток Г

Таблиця Г.1 – Значення теплоємності C_p води і водяної пари на нижній та верхній граничних кривих, кДж/(кг·К)

Температура насичення	Вода	Пара	Температура насичення	Вода	Пара	Температура насичення	Вода	Пара
t	C'_{ps}	C''_{ps}	t	C'_{ps}	C''_{ps}	t	C'_{ps}	C''_{ps}
0,01	4,218	1,87	130	4,264	2,27	260	4,981	4,31
10	4,193	1,88	140	4,286	2,34	270	5,118	4,66
20	4,182	1,88	150	4,311	2,42	280	5,28	5,09
30	4,178	1,89	160	4,340	2,52	290	5,49	5,60
40	4,179	1,90	170	4,372	2,62	300	5,75	6,22
50	4,181	1,92	180	4,409	2,73	310	6,10	7,06
60	4,184	1,95	190	4,451	2,86	320	6,56	8,25
70	4,189	1,98	200	4,498	3,00	330	7,21	9,88
80	4,196	2,01	210	4,552	3,15	340	(8,16)	(12,39)
90	4,205	2,05	220	4,614	3,32	350	(9,80)	(17,25)
100	4,217	2,09	230	4,686	3,53	360	(13,98)	(29,31)
110	4,230	2,14	240	4,769	3,75	370	(40,32)	(97,13)
120	4,245	2,20	250	4,866	4,01			

Додаток Д

Таблиця Д.1 – Термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення

Р, бар	$t, ^\circ\text{C}$	$v', \text{ м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$\rho'', \text{ кг}/\text{м}^3$	$h', \text{ кДж}/\text{кг}$	$h'', \text{ кДж}/\text{кг}$	$g, \text{ кДж}/\text{кг}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0,010	6,92	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484
0,015	13,038	0,0010007	87,9	0,01138	54,75	2525	2470
0,020	17,514	0,0010014	66,97	0,01493	73,52	2533	2459
0,025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,5	2539	2451
0,030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,04	2545	2444
0,035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	111,86	2550	2438
0,040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433
0,045	31,033	0,0010047	31,13	0,03211	130,00	2557	2427
0,050	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423
0,055	34,59	0,0010059	25,77	0,03880	144,95	2564	2419
0,060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415
0,065	37,65	0,0010070	22,02	0,04542	157,68	2570	2412
0,070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409
0,075	40,32	0,0010080	19,23	0,05198	168,8	2574	24,05
0,080	41,54	0,0010085	18,1	0,05525	173,9	2576	2402
0,085	42,69	0,0010090	17,1	0,05849	178,7	2578	2399
0,090	43,79	0,0010094	16,2	0,06172	183,3	2580	2397
0,095	44,84	0,0010098	15,4	0,06493	187,7	2582	2394
0,10	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392
0,11	47,72	0,0010111	13,4	0,07462	199,7	2588	2388
0,12	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207	2591	2384
0,13	51,07	0,0010126	11,46	0,08726	213,8	2594	2380
0,14	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376
0,15	54	0,0010140	10,02	0,0998	226,1	2599	2373
0,16	55,34	0,0010147	9,429	0,106	231,7	2601	2369
0,17	56,61	0,0010153	8,909	0,1123	236,9	2603	2366
0,18	57,82	0,0010159	8,444	0,1185	241,9	2605	2363
0,19	58,98	0,0010165	8,025	0,1247	246,7	2607	2360
0,20	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358
0,21	61,14	0,0010177	7,304	0,1369	255,9	2611	2355
0,22	62,16	0,0010183	6,992	0,143	260,2	2613	2353
0,23	63,14	0,0010188	6,708	0,1491	264,3	2614	2350
0,24	64,08	0,0101930	6,445	0,1551	268,2	2616	2348
0,25	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272	2618	2346
0,26	65,88	0,0010204	5,977	0,1673	275,7	2620	2344
0,27	66,73	0,0010209	5,769	0,1733	279,3	2621	2342
0,28	67,55	0,0010214	5,576	0,1793	282,7	2623	2640
0,29	68,35	0,0010218	5,395	0,1853	286	2624	2338
0,30	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336
0,32	70,6	0,0010232	4,922	0,20322	295,5	2627	2332
0,34	72,02	0,001024	4,65	0,2151	301,5	2630	2328

Продовження таблиці Д. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
0,36	73,36	0,0010248	4,407	0,2269	307,1	2632	2325
0,38	74,64	0,0010256	4,189	0,2387	312,5	2634	2322
0,4	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318
0,45	78,75	0,0010282	3,754	0,2797	329,6	2641	2311
0,45	78,75	0,0010282	3,754	0,2797	329,6	2641	2311
0,5	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2204
0,55	83,74	0,0010315	2,963	0,3375	350,7	2649	2298
0,6	85,95	0,001033	2,732	0,3661	360	2653	2293
0,65	88,02	0,0010345	2,534	0,3946	368,6	2657	2288
0,7	89,97	0,0010359	2,364	0,423	376,8	2660	2283
0,75	91,8	0,0010372	2,216	0,4512	384,5	2663	2278
0,8	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273
0,85	95,16	0,0010397	1,972	0,5071	398,7	2668	2269
0,9	96,72	0,0010409	1,869	0,535	405,3	2670	2265
0,95	98,21	0,0010421	1,777	0,5627	411,5	2673	2261
1,00	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258
1,1	102,32	0,0010452	1,55	0,6453	428,9	2679	2250
1,2	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244
1,3	107,14	0,0010492	1,325	0,7545	449,2	2687	2238
1,4	109,33	0,001051	1,236	0,8088	458,5	2690	2232
1,5	111,38	0,0010527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226
1,6	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221
1,7	115,17	0,0010559	1,031	0,9699	483,2	2699	2216
1,8	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211
1,9	118,62	0,0010591	0,929	1,076	497,9	2704	2206
2	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202
2,1	121,78	0,0010619	0,8459	1,182	511,4	2709	2198
2,2	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193
2,3	124,71	0,0010646	0,7768	1,287	524	2713	2189
2,4	126,09	0,0010659	0,7465	1,34	529,8	2715	2185
2,5	127,43	0,0010672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182
2,6	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178
2,7	129,98	0,0010697	0,6684	1,496	546,2	2721	2175
2,8	131,2	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171
2,9	132,39	0,0010721	0,6253	1,599	556,5	2724	2167
3	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164
3,1	134,66	0,0010744	0,5873	1,703	566,3	2727	2161
3,2	135,75	0,0010754	0,5701	1,754	571,1	2728	2157
3,3	136,82	0,0010765	0,5539	1,85	575,7	2730	2154
3,4	137,86	0,0010776	0,5386	1,857	580,2	2731	2151
3,5	138,88	0,0010786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148
3,6	139,87	0,0010797	0,5104	1,959	588,7	2734	2145
3,7	140,84	0,0010807	0,4975	2,01	592,8	2735	2142
3,8	141,79	0,0010817	0,4852	2,061	596,8	2736	2139
3,9	142,71	0,0010827	0,4735	2,112	600,8	2737	2136
4	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8
4,1	144,51	0,0010845	0,4518	2,213	608,5	2740	2131
4,2	145,32	0,0010855	0,4416	2,264	612,3	2741	2129
4,3	146,25	0,0010865	0,4319	2,315	616,1	2742	2126
4,4	147,09	0,0010874	0,4227	2,366	619,8	2743	2123
4,5	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121
4,6	148,73	0,0010892	0,4054	2,467	626,9	2745	2118
4,7	149,53	0,0010901	0,3973	2,517	630,3	2746	2116
4,8	150,31	0,001091	0,3895	2,568	633,7	2747	2113
4,9	151,08	0,0010918	0,3819	2,618	636,9	2748	2111
5	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109
5,2	153,32	0,0010943	0,3612	2,769	646,5	2750	2104
5,4	154,76	0,001096	0,3485	2,869	652,7	2752	2099
5,6	156,16	0,0010976	0,3368	2,969	658,8	2754	2095
5,6	156,16	0,0010976	0,3368	2,969	658,8	2754	2095
5,8	157,52	0,0010992	0,3258	3,069	664,7	2755	2090
6	158,84	0,0011007	0,3156	3,16	670,5	2757	2086
6,2	160,12	0,0011022	0,306	3,268	676	2758	2082
6,4	161,37	0,0011037	0,297	3,367	681,5	2760	2078
6,6	162,59	0,0011052	0,2885	3,467	686,9	2761	2074
6,8	163,79	0,0011066	0,2804	3,566	692,1	2762	2070
7	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067
7,2	166,1	0,0011095	0,2656	3,765	702,2	2765	2063
7,4	167,21	0,0011109	0,2588	3,864	707,1	2766	2059
7,6	168,3	0,0011123	0,2523	3,963	711,8	2767	2055
7,8	169,37	0,0011136	0,2462	4,062	716,4	2768	2052
8	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048
8,2	171,44	0,0011162	0,2347	4,26	725,4	2770	2045
8,4	172,44	0,0011175	0,2294	4,359	729,8	2771	2041
8,6	173,43	0,0011187	0,2243	4,458	734,2	2772	2038
8,8	174,4	0,00112	0,2195	4,556	738,6	2773	2034
9	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031
9,2	176,29	0,0011225	0,2104	4,753	746,9	2775	2028
9,4	177,21	0,0011237	0,2061	4,852	750,9	2776	2025
9,6	178,12	0,0011249	0,202	4,949	754,8	2777	2022
9,8	179,01	0,0011261	0,1982	5,045	758,8	2778	2019
10	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015
10,5	182,00	0,0011303	0,1856	5,388	772,1	2779	2007
11	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000
11,5	186,04	0,0011358	0,1701	5,879	789,8	2783	1993
12	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987
12,5	189,8	0,0011412	0,157	6,369	806,5	2786	1980
13	191,6	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973
13,5	193,34	0,0011464	0,1458	6,859	822,3	2789	1967
14	195,04	0,001149	0,1408	7,103	830	2790	1960
14,5	196,68	0,0011515	0,1361	7,348	837,4	2791	1954
15	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8
15,5	199,84	0,0011563	0,1276	7,837	851,5	2793	1941
16	201,36	0,0011586	0,1238	8,08	858,3	2793	1935
16,5	202,85	0,0011609	0,1201	8,325	865	2794	1929
17	204,3	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923
17,5	205,72	0,0011655	0,1135	8,812	878,1	2796	1918
18	207,1	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912
18,5	208,45	0,0011700	0,1075	9,303	890,6	2797	1907
19	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901
19,5	211,09	0,0011744	0,1021	9,795	902,6	2799	1896
20	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891
20,5	213,62	0,0011788	0,09719	10,29	914,2	2800	1886
21	214,84	0,0011809	0,09492	10,54	919,8	2800	1880
21,5	216,05	0,001183	0,09276	10,78	925,4	2800	1875
22	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870
19,5	211,09	0,0011744	0,1021	9,795	902,6	2799	1896
22,5	218,41	0,0011872	0,08869	11,28	936,3	2801	1865
23	219,5	0,0011892	0,8679	11,52	941,5	2801	1860
23,5	220,67	0,0011912	0,08498	11,77	946,7	2802	1855
24	221,77	0,0011932	0,8324	12,01	951,8	2802	1850
24,5	222,85	0,0011952	0,08156	12,26	956,8	2802	1845
25	223,93	0,0011972	0,07993	12,51	961,8	2802	1840
25,5	224,99	0,0011992	0,07837	12,76	966,8	2803	1836
26	226,03	0,0012012	0,7688	13,01	971,7	2803	1831
26,5	227,05	0,0012031	0,07545	13,25	976,6	2803	1820
27	228,06	0,001205	0,07406	13,5	981,3	2803	1822
27,5	229,06	0,0012069	0,07271	13,75	985,9	2803	1817
28	230,04	0,0012088	0,07141	14	990,4	2803	1813
28,5	231,01	0,0012107	0,07016	14,25	994,9	2803	1808
29	231,96	0,0012126	0,06895	14,5	999,4	2803	1804
29,5	232,9	0,0012145	0,06778	14,75	1003,8	2804	1800
30	233,83	0,0012163	0,06665	15	1008,3	2804	1796
31	235,66	0,0012201	0,0645	15,5	1016,9	2804	1787
32	237,44	0,0012238	0,06246	16,01	1025,3	2803	1778
33	239,18	0,0012274	0,06055	16,52	1033,7	2803	1769
34	240,88	0,001231	0,05875	17,02	1041,9	2803	1761
35	242,54	0,0012345	0,05704	17,53	1049,8	2803	1753
36	244,16	0,001238	0,05543	18,04	1057,5	2802	1745
37	245,75	0,0012415	0,05391	18,55	1065,2	2802	1737
38	247,31	0,001245	0,05246	19,06	1072,7	2802	1729
39	248,84	0,0012485	0,05108	19,58	1080,2	2801	1721
40	250,33	0,001252	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713
41	251,8	0,0012554	0,04852	20,61	1094,7	2800	1705
42	253,24	0,0012588	0,04732	21,13	1101,7	2800	1698
43	254,66	0,0012622	0,04617	21,66	1108,5	2799	1691
44	256,05	0,0012656	0,04508	22,18	1115,3	2798	1683
45	257,41	0,001269	0,04404	22,71	1122,1	2798	1676

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8
46	258,75	0,0012724	0,04305	23,23	1128,8	2797	1668
47	260,07	0,0012757	0,0421	23,76	1135,4	2796	1661
48	261,37	0,001279	0,04118	24,29	1141,8	2796	1654
49	262,65	0,0012824	0,04029	24,82	1148,2	2795	1647
50	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640
51	265,15	0,001289	0,03863	25,89	1160,6	2793	1632
52	266,38	0,0012923	0,03784	26,43	1166,8	2792	1625
53	267,58	0,0012955	0,03708	26,97	1172,9	2791	1618
54	268,77	0,0012988	0,03635	27,51	1179	2791	1612
55	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6
56	271,1	0,0013054	0,03495	28,61	1190,8	2789	1597,7
57	272,24	0,0013087	0,03429	29,16	1196,6	2788	1591
58	273,6	0,001312	0,03365	29,72	1202,4	2786	1584,3
59	274,47	0,0013152	0,03303	30,28	1208,2	2786	1577,6
60	275,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8
61	276,64	0,0013217	0,03185	31,4	1219,6	2784	1564,1
62	277,71	0,001325	0,0313	31,95	1225,1	2782	1557,4
63	278,76	0,0013282	0,03076	32,51	1230,6	2781	1550,7
64	279,8	0,0013314	0,03024	33,07	1236	2780	1544,1
65	280,83	0,0013347	0,02973	33,64	1241,3	2779	1537,5
66	281,85	0,001338	0,02923	34,21	1246,6	2778	1530,9
67	282,86	0,0013412	0,02874	34,79	1251,8	2776	1524,4
68	283,85	0,0013445	0,02827	35,37	1257	2775	1517,9
69	284,83	0,0013478	0,02782	35,95	1262,2	2773	1511,4
70	285,8	0,001351	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9
71	286,76	0,0013542	0,02694	37,12	1272,5	2771	1498,4
72	287,71	0,0013574	0,02652	37,71	1277,6	2769	1492
73	288,65	0,0013607	0,02611	38,3	1282,6	2768	1485,6
74	289,58	0,001364	0,02571	38,89	1287,6	2767	1479,2
75	290,5	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8
76	291,41	0,0013706	0,02494	40,09	1297,7	2764	1466,4
77	292,32	0,0013739	0,02457	40,7	1302,6	2763	1460
78	293,22	0,0013772	0,02421	41,3	1307,4	2761	1453,7
79	294,1	0,0013805	0,02386	41,91	1312,2	2759	1447,4
80	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317	2758	1441,1
81	295,85	0,0013872	0,02318	43,14	1321,8	2757	1434,8
82	296,71	0,0013905	0,02285	43,76	1326,6	2755	1428,5
83	297,56	0,0013938	0,02253	44,38	1331,4	2753	1422,2
84	298,4	0,0013972	0,02222	45	1336,1	2752	1416
85	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8
86	300,07	0,0014039	0,02162	46,25	1345,4	2749	1403,7
87	300,89	0,0014073	0,02132	46,9	1350,1	2747	1397,6
88	301,71	0,0014106	0,02103	47,55	1354,7	2746	1391,5
89	302,52	0,001414	0,02075	48,19	1359,2	2744	1385,4
90	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3
91	304,11	0,0014208	0,02021	49,48	1368,2	2741	1373,2

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8
92	304,9	0,0014242	0,01995	50,13	1372,7	2740	1367
93	305,67	0,0014276	0,01969	50,79	1377,1	2738	1360,9
94	306,45	0,001431	0,01944	51,45	1381,5	2736	1354,7
95	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4
96	307,98	0,001438	0,01895	52,77	1390,2	2732	1342,1
97	308,74	0,0014415	0,01871	53,44	1394,5	2730	1335,8
98	309,49	0,001445	0,01848	54,11	1398,9	2728	1329,5
99	310,23	0,0014486	0,01825	54,79	1403,3	2726	1323,2
100	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317
102	312,42	0,0014592	0,01759	56,85	1416,4	2721	1304,6
104	313,86	0,0014664	0,01716	58,27	1425	2717	1292,3
106	315,28	0,0014736	0,01675	59,7	1433,5	2713	1280
108	316,67	0,0014808	0,01636	61,13	1441,9	2709	1267,3
110	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4
112	319,39	0,001496	0,01561	64,05	1458,4	2701	1243
114	320,73	0,001503	0,01526	65,54	1466,6	2697	1230,6
116	322,05	0,001511	0,01491	67,06	1474,8	2693	1218,3
118	323,35	0,001519	0,01458	68,59	1483	2689	1205,9
120	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5
122	325,9	0,001535	0,01395	71,7	1499,2	2680	1181
124	327,15	0,001543	0,01364	73,3	1507,3	2676	1168,5
126	328,39	0,001551	0,01334	74,94	1515,4	2671	1156
128	329,61	0,001559	0,01305	76,61	1523,5	2667	1143,4
130	330,81	0,001567	0,01277	78,3	1531,5	2662	1130,8
132	332	0,001576	0,0125	80	1539,5	2658	1118,2
134	333,18	0,001585	0,01224	81,72	1547,3	2653	1105,5
136	334,34	0,001594	0,01198	83,47	1555,1	2648	1092,7
138	335,49	0,001602	0,01173	85,25	1562,9	2643	1079,9
140	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9
142	337,75	0,00162	0,01125	88,89	1578,7	2633	1053,8
144	338,86	0,001629	0,01101	90,83	1586,6	2628	1040,7
146	339,96	0,001638	0,01078	92,76	1594,5	2622	1027,6
148	341,04	0,001648	0,01056	94,69	1602	2617	1014,5
150	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1
152	343,18	0,001668	0,01014	98,62	1618	2606	987,5
154	344,23	0,001678	0,009928	100,72	1626	2600	973,8
156	345,27	0,001688	0,00972	102,9	1634	2594	960
158	346,3	0,001699	0,009517	105,1	1642	2588	946,1
160	347,32	0,00171	0,009318	107,3	1650	2582	932
162	348,33	0,001721	0,009124	109,6	1658	2576	917,7
164	349,32	0,001732	0,008934	111,9	1666	2569	903,2
166	350,31	0,001744	0,008747	114,3	1674	2562	888,4
168	351,29	0,001756	0,008563	116,8	1682	2555	873,4
170	352,26	0,001768	0,008382	119,3	1690	2548	858,3
172	353,21	0,001781	0,008203	121,9	1698	2541	843
174	354,17	0,001794	0,008025	124,6	1707	2534	827,4

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8
176	355,11	0,001808	0,007848	127,4	1715	2526	811,4
178	356,04	0,001822	0,007674	130,3	1723	2518	795
180	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2
182	357,87	0,001853	0,007336	136,3	1741	2502	761,2
184	358,78	0,00187	0,007169	139,5	1749	2493	743,9
186	359,67	0,001887	0,007003	142,8	1758	2484	726,4
188	360,56	0,001904	0,00684	146,2	1767	2475	708,5
190	361,44	0,001921	0,00668	149,7	1776	2466	690
192	362,31	0,00194	0,00652	153,4	1785	2456	671
194	363,17	0,001961	0,00636	157,3	1795	2446	651
196	364,02	0,001985	0,00619	161,6	1805	2435	630
198	364,87	0,00201	0,00602	166,1	1816	2423	607
200	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583
202	366,54	0,00207	0,00568	176	1838	2397	559
204	367,37	0,0021	0,00551	181,4	1849	2383	534
206	368,18	0,00213	0,00534	187,2	1861	2369	508
208	368,99	0,00217	0,00516	193,6	1874	2353	479
210	369,79	0,00221	0,00498	200,7	1888	2336	448
212	370,58	0,00226	0,0048	208,5	1903	2316	413
214	371,4	0,00232	0,0046	217,4	1920	2294	374
216	372,2	0,00239	0,00436	229,3	1940	2269	329
218	372,9	0,00249	0,00402	248,7	1965	2233	268
220	373,7	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152

Додаток Е

Таблиця Е.1 – Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмосферного тиску

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/кг}^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/м}^\circ\text{C}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Н} \cdot \text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	212	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Словник найбільш вживаних термінів

Абсолютний	absolute
Адіабатний	adiabatic
Барометричний	barometric
Вакуум	vacuum
Волога насичена пара	humid saturated steam
Внутрішня енергія	internal energy
Газ	gas
Газова стала	gas constant
Густина	density
Другий закон термодинаміки	second law of thermodynamics
Енергія	energy
Ентальпія	enthalpy
Ентропія	entropy
Закон	law
Зворотний цикл	reverse cycle
Ідеальний	ideal
Ідеальний газ	ideal gas
Ізобарний	isobaric
Ізотермічний	isothermal
Ізохорний	isochoric
Істинна теплоємність	true thermal capacity
Кипіння	boiling
ККД	efficiency
Коефіцієнт	coefficient
Конденсація	condensation
Манометричний	manometric
Нерівноважний	nonequilibrium
Об'єм	volume
Пара	steam
Параметр стану	parameter of condition
Перегріта пара	superheating steam
Перший закон термодинаміки	first law of thermodynamics
Питомий	specific
Питомий об'єм	specific volume
Показник політропи	coefficient of polytropic
Політропний	polytropic
Процес	process
Прямий цикл	straight cycle

Рівноважний	equilibrium
Рівняння	equation
Рівняння стану	equation of condition
Робота	work
Робота зміни об'єму	work of alteration the volume
Робота зміни тиску	work of alteration the pressure
Робота проштовхування	work of push
Робоче тіло	working body
Система	system
Стан	condition
Суха насичена пара	dry saturated steam
Температура	temperature
Температура насичення	temperature of saturation
Теорема	theorem
Теорема Карно	Carnot theorem
Теплоємність	thermal capacity
Теплообмін	heat exchange
Теплота	heat
Теплота пароутворення	heat generation of steam
Теплота фазових перетворень	heat of phase transformations
Термічний ККД	thermal efficiency
Термодинамічний	thermodynamics
Технічна	technical
Тиск	pressure
Тиск насичення	pressure of saturation
Узагальнені рівняння термодинаміки	generalized equations of thermodynamics
Універсальна	universal
Фаза	phase
Фазова діаграма	phase diagram
Функція стану	function of condition
Холодильний	refrigeratory
Холодовидатність	cold productivity
Цикл	cycle
Цикл Карно	Carnot cycle

Навчальне видання

Остапенко Ольга Павлівна

ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНІ УСТАНОВКИ

Курсове проектування

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено О. Остапенко

Підписано до друку 30.11.2012 р.

Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman.

Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 7,5.

Наклад 75 прим. Зам. № 2012-164.

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,

ВНТУ, к. 2201.

тел. (0432) 59-87-36.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,

ВНТУ, ГНК, к.114.

тел. (0432) 59-87-68.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.