



**ЗАДАЧНИК
З ОСНОВ
ТЕПЛО-
ТЕХНІКИ**

621.40
3-15

ПЕРЕДУЧТНО
19 г.

Л. П. АНДРЕЄВ, Г. М. КОСТЕНКО,
В. О. МОРОЗ, С. О. РОМАНОВСЬКИЙ,
В. О. ЧЕБОТАРЬОВ

ЗАДАЧНИК З О С Н О В ТЕПЛОТЕХНІКИ

ПІД РЕДАКЦІЄЮ Г. М. КОСТЕНКА

Допущено Міністерством вищої і середньої спеціальної освіти УРСР як **учбовий посібник** для студентів вузів **нетеплотехнічних спеціальностей**

38123

п 93

БІБЛІОТЕКА
Сумського філіяла
ХПИ ім. В. І. Левин

ВИДАВНИЦТВО
„ТЕХНІКА“

КИЇВ
1967

6П2. 2
3-15

УДК 662. 6/9 (075.8) = 83

У книзі наведено тематично підібрані типові приклади та задачі з основних розділів курсу (основи технічної термодинаміки, паливо і його горіння, основи теплопередачі, паросилові установки, двигуни внутрішнього згорання, газотурбінні установки). Розв'язання прикладів і умови задач дано в Міжнародній системі одиниць (СІ).

У задачнику зібрано найважливіші довідкові матеріали, необхідні для проведення розрахунків.

Книга є учбовим посібником з курсу теплотехніки для студентів загальнотехнічних факультетів, а також може бути використана студентами нетеплоенергетичних спеціальностей заочних відділів і факультетів стаціонару.

Рецензенти *З. І. Геллер*, докт. техн. наук, *Н. Ю. Тобілевич*, канд. техн. наук

Редакція літератури з енергетики, електроніки, кібернетики та зв'язку

Завідуючий редакцією інж. *Р. П. Рак*

3-3-2
93-67

КИЇВСЬКА ФАБРИКА НАБОРУ

ПЕРЕДМОВА

Курс основ теплотехніки входить тепер до учбових планів багатьох нетеплотехнічних спеціальностей вищих технічних учбових закладів іноді під назвою «Загальна теплотехніка», а в інших випадках як «Технічна термодинаміка» або «Термодинаміка і теплопередача». При вивченні основ теплотехніки велике значення має набуття студентами навичок застосування досить широких теоретичних положень курсу до розв'язання прикладних задач інженерного характеру і виконання простих теплотехнічних розрахунків. Ця дуже важлива особливість учбового процесу у вищій школі безпосередньо зв'язана з посиленням самостійної роботи студентів, як основним засобом підвищення ефективності навчання, що вимагає, однак, наявності відповідних учбових посібників.

Ця книга є однією з перших в учбовій літературі спроб систематизованого викладу прикладів і задач з основ теплотехніки, які комплексно охоплюють найважливіші теоретичні і прикладні розділи цього курсу.

Кожний з розділів задачника починається коротким зведенням основних співвідношень і розрахункових формул, після чого наводяться числові приклади з розв'язками, що мають характер типових задач і охоплюють основний зміст відповідного розділу. Наприкінці кожного розділу вміщено задачі для самостійного розв'язання, починати яке треба лише після уважного розгляду методики і техніки викладу наведених числових прикладів.

При самостійному розв'язанні задач рекомендуємо додержуватись такої загальної методичної схеми*:

1. **Зрозуміти запропоновану задачу:** чітко уявити собі, що в задачі невідомо, що дано, в чому полягає умова задачі; зрозумінню задач часто допомагають схеми установок або схеми протікання робочих процесів в термодинамічних діаграмах і т. ін.

* Д. По й а, Как решать задачу, Учпедгиз, 1959.

2. Скласти план розв'язання задачі: вибрати аналітичні залежності між заданими і невідомими величинами у формі конкретних розрахункових співвідношень, намітити план розв'язання задачі в загальному вигляді, тобто в буквених позначеннях величин, після чого перевірити, чи всі дані задачі при цьому використано.

3. Реалізувати план розв'язання задачі: контролювати кожний розрахунок, добиваючись ясного уявлення про правильність виконуваних дій і обчислень. Числові значення вихідних даних задачі слід проставляти в остаточні вирази розрахункових співвідношень.

4. Критично оцінити одержані результати: при аналізі проміжних і остаточних результатів оцінити фактори, що визначають ці результати, з'ясовуючи, наприклад, в який бік зміняться результати розв'язання при зміні вихідних даних або умов задачі. Важливо оцінювати й правдоподібність результатів, узгодженість їх з теоретичними і практичними даними у відповідній галузі.

Для успішного розв'язання задач треба чітко уявляти собі фізичний зміст розрахункових співвідношень і характер усіх величин, які входять до них. Але в інженерних розрахунках, крім того, дуже важливо бездоганно знати одиниці виміру фізико-технічних величин.

За Державним стандартом ГОСТ 9867—61, запровадженим з 1 січня 1963 р., в усіх галузях науки, техніки і народного господарства, а також при викладанні повинна застосовуватись як найкраща Міжнародна система одиниць (СІ). Задачник і складено з послідовним використанням одиниць СІ, які мають ряд істотних переваг.

Застосування одиниць СІ в різних галузях техніки, в тому числі й у теплотехніці, поки що досить утруднено через тимчасову нестачу учбової, науково-технічної, нормативної та довідкової літератури, в якій би послідовно використовувались ці одиниці. Потрібен буде певний час для поступової заміни існуючої літератури новими виданнями.

Але вже тепер студенти та інженерно-технічні працівники повинні знати істотні переваги одиниць СІ і мати навички переходу від позасистемних одиниць до одиниць СІ.

Тому §§ 21 і 22 задачника присвячені викладові основ методики застосування одиниць СІ в теплотехнічних розрахунках. Можна сподіватися, що після вивчення цих ма-

теріалів студенти переконуються у безсумнівній доцільності застосування одиниць СІ у теплотехнічних розрахунках і здобудуть деякі навички, які допоможуть їм користуватися різною літературою в умовах поступового переходу до загального застосування Міжнародної системи одиниць.

Задачник уклали викладачі кафедр теоретичної і загальної теплотехніки Одеського та Київського політехнічних інститутів: §§ 1—5, 21 і 22 написав канд. техн. наук Г. М. Костенко; 6—7 і 16—інж. В. О. Мороз; 8—12 — канд. техн. наук В. О. Чеботарьов; 13 і 15 — інж. Л. П. Андреев; 17—20 — канд. техн. наук С. О. Романовський; 14 — інженери Л. П. Андреев і В. О. Мороз разом.

Автори з вдячністю приймуть усі критичні зауваження і вказівки про недоліки книги. Відзиви і побажання просимо надсилати на адресу: *Київ, 4, Пушкінська, 28, видавництво «Техніка».*

Розділ 1

ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

Технічна термодинаміка — наука про тепломеханічні перетворення і взаємодії між тілами, а також про властивості робочих тіл, які беруть участь у цих процесах. Вона базується на двох основних законах, що узагальнюють великий досвід, нагромаджений при численних спостереженнях за явищами природи.

Енергоресурси термодинамічних систем повинні визначатися двома групами характеристик: кількістю енергоресурсів системи та їх придатністю або цінністю (другу групу характеристик останнім часом називають *ексергією* відповідних енергоресурсів), з чим зв'язані передумови до необхідності двох основних законів термодинаміки, які не зводяться один до одного.

Першим законом встановлюється незмінність сумарної кількості енергоресурсів ізолюваної системи, другим — загальні ознаки необоротності процесів, а обома разом — неминучість знецінення енергоресурсів (тобто зменшення їх ексергії) при протіканні в ізолюваній системі односторонньо спрямованих, необоротних процесів.

В основних законах термодинаміки відображені дослідні дані про те, що потоки тепла і роботи, як енергоресурси системи, *кількісно еквівалентні, але якісно завжди нерівноцінні*. Послідовно використовуючи ці закони, можна дістати багато висновків, необхідних для розрахунку термодинамічних властивостей робочих тіл і прикладного інженерного аналізу досить поширених процесів тепломеханічних взаємодій і перетворень, головним чином робочих процесів тепловикористовуючих, теплосилових і холодильних установок.

§ 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ЗАКОНИ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

1. Суть *термодинамічного методу* — в спільному використанні першого і другого законів термодинаміки стосовно до окремих явищ енергообміну й енергоперетворень.

Перший закон термодинаміки можна сформулювати різними способами, що кінець кінцем стверджують існування *внутрішньої енергії* як функції стану, що виражає запас енергії тіла, яка змінюється в процесах енергообміну з іншими тілами системи.

У технічній термодинаміці розглядається дві форми енергообміну між тілами — тепло і робота. Відповідно до цього як вихідний постулат першого закону термодинаміки можна прийняти таке твердження:

існує функція стану тіла — внутрішня енергія U , зміна якої в будь-якому процесі енергообміну дорівнює сумі зовнішніх енергетичних затрат:

$$dU = \delta Q - A\delta L,$$

де тепловий еквівалент роботи $A = \text{const}$.

Якщо кількість тепла і роботи (Q і L) виміряно в однакових одиницях, наприклад у джоулях, то $A = 1$ Дж/Дж.

Другий закон термодинаміки теж можна сформулювати по-різному, що приводить до тверджень про існування двох функцій стану — *абсолютної термодинамічної температури* (яка не змінює свого знака і не залежить від способу вимірювання) і *ентропії* (яка дає загальні ознаки необоротності процесів).

Вихідним постулатом другого закону термодинаміки можуть бути такі незалежні твердження:

а) *існують функції стану тіла — абсолютна термодинамічна температура T і ентропія S , зв'язані в квазістатичних процесах термічної взаємодії співвідношенням*

$$dS = \frac{\delta Q}{T};$$

б) *при необоротних процесах ентропія ізольованої системи зростає:*

$$dS_c > 0.$$

2. Загальна *структура енергетичних співвідношень*, які виражають кількісну міру ϵ різних форм руху, має вигляд

$$\delta\epsilon = ydX,$$

де y — інтенсивна (незалежна від маси тіл) величина, яка спричиняє дану взаємодію, рушійна сила процесу; потенціал даної взаємодії;

X — екстенсивна (залежна від маси тіл) величина, що безпосередньо реагує на даний вплив і змінюється під його дією; заряд даної взаємодії.

Кількісна міра механічної взаємодії — кількість роботи L при зміні об'єму тіла (деформаційна робота) у квазістатичних або внутрішньо рівноважних процесах

$$\delta L = p dV;$$

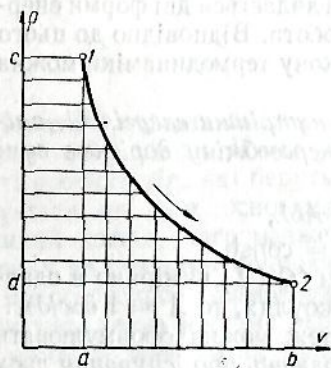


Рис. 1.

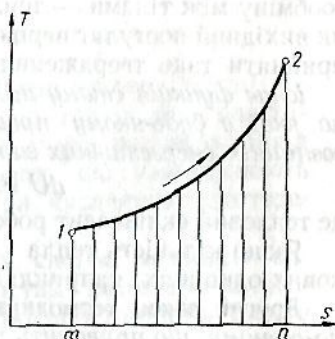


Рис. 2.

питома кількість деформаційної роботи

$$l = \int_1^2 p dv \text{ Дж/кг,}$$

(площа $a12ba$ в діаграмі $p - v$ на рис. 1).

Кількісна міра термічної взаємодії — кількість тепла Q у квазістатичних процесах, згідно з вихідним постулатом другого закону термодинаміки, зв'язана із зміною ентропії тіла

$$\delta Q = T ds;$$

питома кількість тепла

$$q = \int_1^2 T ds \text{ Дж/кг,}$$

(площа $m12nm$ у діаграмі $T - s$ на рис. 2).

3. Характеристики рівноважного *термодинамічного стану* являють собою сукупність величин, номенклатура й енергетичний зміст яких з'ясовуються при спільному розгляді співвідношень, що їх дають вихідні постулати основних законів термодинаміки:

$$dU = TdS - pdV.$$

Звідси виходить, що до базових характеристик стану при розгляді *двох* форм енергетичних взаємодій (механічної і термічної) належать п'ять взаємозв'язаних величин: p , V , T , S , U .

Абсолютний тиск p — потенціал механічної взаємодії — величина, що не залежить від маси тіла.

Якщо $p > p_{\text{бар}}$, то за схемою на рис. 3

$$p = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}} \text{ н/м}^2;$$

якщо $p < p_{\text{бар}}$, то

$$p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}} \text{ н/м}^2.$$

Об'єм V — заряд механічної взаємодії — величина, що залежить від маси тіла.

Питомий об'єм

$$v = \frac{V}{m} \text{ м}^3/\text{кг},$$

обернена йому величина

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} \text{ кг/м}^3$$

називається *густиною тіла*.

Абсолютна термодинамічна температура $T^\circ \text{K}$ — потенціал термічної взаємодії — величина, що не залежить від маси тіла. Результати вимірювання температури виражають за практичною температурною шкалою ($t^\circ \text{C}$). За цією шкалою умові $t_0 = 0^\circ \text{C}$ відповідає $T_0 = 273,15^\circ \text{K}$, а значить,

$$T = t + 273,15 \approx t + 273,$$

причому

$$\Delta T = \Delta t \text{ і } dT = dt.$$

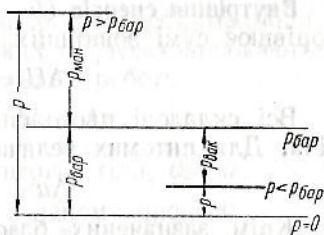


Рис. 3.

Ентропія S — заряд термічної взаємодії — величина, що залежить від маси тіла.

Питома ентропія

$$s = \frac{S}{m} \text{ дж/кг} \cdot \text{град}$$

і

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m} \text{ дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Внутрішня енергія U — запас енергії тіла, зміна якого дорівнює сумі зовнішніх енергетичних затрат на це тіло,

$$\Delta U = Q - L \text{ дж.}$$

Всі складові цього співвідношення залежать від маси тіла. Для питомих величин

$$\Delta u = q - l \text{ дж/кг.}$$

Крім зазначених базових характеристик стану тіл, у багатьох окремих задачах термодинаміки зручно користуватися додатковими, складеними з базових, характеристиками стану. Такими є, наприклад, екстенсивні величини: питома потенціальна енергія тиску

$$\pi = pv \text{ дж/кг;}$$

питома ентальпія

$$i = u + pv \text{ дж/кг.}$$

Величини p , v , T називають *термічними*, а s , u , i — *калоричними*. Для термічних величин у технічних застосуваннях характерні їх абсолютні значення, для калоричних — їх прирости (Δs , Δu , Δi).

4. У багатьох задачах термодинаміки, крім величини деформаційної роботи L , має значення кількість роботи при переході тіла з області одного тиску в область іншого тиску — кількість роботи *переміщення*. Для квазістатичних процесів

$$\delta L_{\pi} = -V dp,$$

або

$$l_{\pi} = \int_1^2 -v dp \text{ дж/кг}$$

(площа $v dp$ в діаграмі $p - v$ на рис. 1).

У випадку потоку робочого тіла кількість роботи, яка передається рухомими стінками каналів, називається *технічною роботою*. Для рівноважного потоку

$$\delta L_{\text{тех}} = -Vdp - d\left(\frac{m\omega^2}{2}\right)$$

і взагалі

$$l_{\text{тех}} = l_{\Pi} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} \text{ Дж/кг.}$$

Взаємозв'язки між кількостями роботи деформаційної, переміщення і технічної в будь-яких процесах виражаються узагальненим балансовим рівнянням роботи

$$l = l_{\Pi} + \Delta\pi \approx l_{\text{тех}} + \Delta k + \Delta\pi,$$

де $k = \frac{\omega^2}{2}$ — питома кінетична енергія тіла, Дж/кг.

5. Питома *теплоємність тіла* в даному процесі: *істинна*, віднесена до елементарної зміни температури тіла,

$$c = \frac{\delta q}{dT} = \frac{\delta q}{dt} \text{ Дж/кг} \cdot \text{град};$$

середня, віднесена до кінцевої зміни температури тіла (в даному інтервалі температур),

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_1^2 c dt \text{ Дж/кг} \cdot \text{град.}$$

У випадку сталої теплоємності, яка не залежить від температури ($c = \text{const}$), величини c і c_m не розрізняються.

6. Найважливіші математичні вирази *першого закону* термодинаміки у формі трьох рівнянь енергобалансів процесів через:

деформаційну роботу

$$Q = \Delta U + L \text{ Дж};$$

роботу переміщення

$$Q = \Delta I + L_{\Pi} \text{ Дж};$$

технічну роботу потоку

$$Q = \Delta I + \Delta K + L_{\text{тех}} \text{ Дж.}$$

Для колових процесів енергообміну, коли $\oint dU = 0$ (а також $\oint dI = 0$ і $\oint dK = 0$) при $\Sigma L = \Sigma L_{\Pi} = \Sigma L_{\text{тех}}$ для

робочого тіла справедливий принцип еквівалентності тепла і роботи

$$\frac{\Sigma Q}{\Sigma L} = A = \text{const.}$$

В одиницях СІ при $A = 1$ дж/дж чисельно

$$\Sigma Q = \Sigma L \text{ дж.}$$

7. Серед математичних виразів, зв'язаних з другим законом термодинаміки, можна відзначити:

Зміну ентропії окремих тіл системи в квазістатичних процесах термічної взаємодії

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}.$$

Зокрема, для ізотермічного ($T = \text{const}$) процесу

$$\Delta S_T = \frac{Q}{T} \text{ дж/град,}$$

а для неізотермічного процесу підведення або відведення тепла

$$\Delta S = \frac{Q}{T_m} \text{ дж/град,}$$

де T_m — середньотермодинамічна абсолютна температура тіла в даному квазістатичному процесі теплообміну.

Для процесів при $c = \text{const}$:

$$\Delta S = mc \ln \frac{T_2}{T_1} \text{ дж/град}$$

і тоді

$$T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}.$$

Зміну ентропії робочого тіла, що здійснює коловий процес,

$$\Delta S = \oint dS = 0.$$

Зміну ентропії ізольованої системи

$$\Delta S_c = \sum_{i=1}^n \Delta S_i.$$

причому для окремих тіл системи залежно від напрямку теплового потоку $\Delta S_i \leq 0$, але для ізольованої системи в цілому справедливий принцип неможливості убування ентропії системи

$$\Delta S_c \geq 0,$$

де знак нерівності стосується необоротних процесів, а знак рівності — граничного випадку оборотного перебігу процесів.

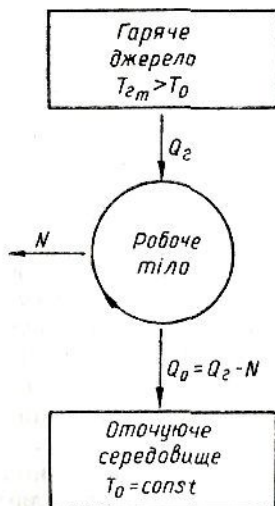


Рис. 4.

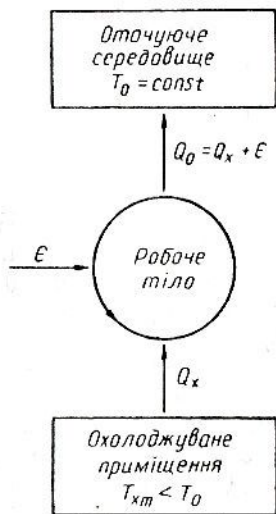


Рис. 5.

Виходячи з цього, під *необоротними* слід розуміти процеси, які супроводяться зростанням ентропії всієї ізольованої системи, а під *оборотними* — процеси, при яких ентропія ізольованої системи залишається незмінною.

8. Умова дії *циклічної тепломеханічної установки* (рис. 4):

$$\Delta S_c = \Delta S_r + \Delta S_{p.r} + \Delta S_0 = -\frac{Q_r}{T_{r.m}} + \oint dS + \frac{Q_r - N}{T_0} \geq 0,$$

звідки корисна робота

$$N \leq Q_r \frac{T_{r.m} - T_0}{T_{r.m}}$$

і тепломеханічний коефіцієнт установки (що називається також термічним к. к. д.)

$$\eta = \frac{N}{Q_r} = \frac{Q_r - Q_0}{Q_r} \leq \frac{T_{r_m} - T_0}{T_{r_m}}$$

де знак нерівності стосується необоротних, а знак рівності — оборотних процесів.

Аналогічно цьому для циклічної холодильної установки (рис. 5) затрата енергії

$$\epsilon \geq Q_x \frac{T_0 - T_{x_m}}{T_{x_m}}$$

і холодильний коефіцієнт установки

$$\epsilon = \frac{Q_x}{\epsilon} = \frac{Q_x}{Q_0 - Q_x} \leq \frac{T_{x_m}}{T_0 - T_{x_n}}$$

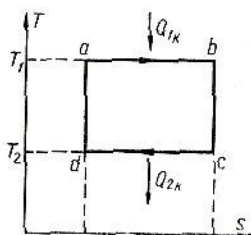


Рис. 6.

де знаки нерівності й рівності відповідають попередньому.

У наведених співвідношеннях виражається важливе твердження про те, що при перебігу в ізольованій системі необоротних процесів ефективність енергетичних перетворень знижується, тоді як оборотний перебіг процесів (при заданих температурних умовах) відповідає граничній їх ефективності. Цим визначається практичне значення абстрактного поняття оборотності процесів.

9. Для найпростішого оборотного тепломеханічного циклу, який протікає між двома тепловими джерелами із сталими температурами T_1 і T_2 (цикл Карно, рис. 6)

$$\Delta S_c = -\frac{Q_{1K}}{T_1} + \frac{Q_{2K}}{T_2} = 0,$$

звідки

$$\frac{Q_{2K}}{Q_{1K}} = \frac{T_2}{T_1}$$

і тепломеханічний коефіцієнт циклу Карно

$$\eta_{1K} = \frac{N_K}{Q_{1K}} = \frac{Q_{1K} - Q_{2K}}{Q_{1K}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

Аналогічно цьому для холодильного оборотного циклу Карно (рис. 7) холодильний коефіцієнт

$$\epsilon_{1K} = \frac{Q_{1K}}{\epsilon_K} = \frac{Q_{1K}}{Q_{2K} - Q_{1K}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Будь-який квазістатичний цикл характеризується ефективною, яка чисельно дорівнює ефективності еквівалентного циклу Карно, що протікає між двома умовними тепловими джерелами, температури яких сталі і дорівнюють середньотермодинамічним температурам робочого тіла відповідно в процесах підведення і відведення тепла (рис. 8). У випадку тепломеханічного циклу, при $T_{2m} < T_{1m}$

$$\eta_t = \eta_{t_k}^{\text{екв}} = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}}$$

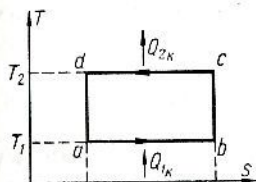


Рис. 7.

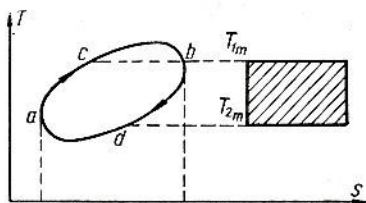


Рис. 8.

і для холодильного циклу ($T_{2m} > T_{1m}$)

$$\epsilon_t = \epsilon_{t_k}^{\text{екв}} = \frac{1}{\frac{T_{2m}}{T_{1m}} - 1}$$

10. *Основне рівняння технічної термодинаміки* узагальнює математичні вирази обох основних законів термодинаміки. Стосовно до процесів тепломеханічних перетворень (рис. 9) при узагальненому позначенні кількості роботи

$$N = L_{\pi} = L_{\text{тех}} + \Delta K = L - \Delta \pi$$

за першим законом

$$\Delta I = (Q - Q_0) - N,$$

за другим законом

$$\Delta S_c = -\frac{Q}{T_{\text{дж}m}} + (S_2 - S_1) + \frac{Q_0}{T_0}.$$

При спільному розв'язанні цих рівнянь дістанемо основне співвідношення

$$N = (I_1 - I_2) - T_0 (S_1 - S_2) + Q \left[1 - \frac{T_0}{T_{\text{дж}m}} \right] - T_0 \Delta S_c,$$

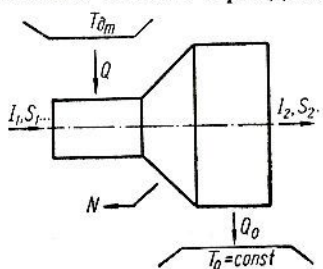


Рис. 9.

або в скороченому запису

$$N = (E_1 - E_2) + E_Q - \Pi,$$

де $E = (I - I_0) - T_0(S - S_0)$ — ексергія маси робочого тіла;

$$E_Q = Q \left[1 - \frac{T_0}{T_{джм}} \right] — ексергія потоку тепла;$$

$\Pi = T_0 \Delta S_c$ — втрати ексергії внаслідок необоротності процесів, тобто коли $\Delta S_c > 0$ (рівняння Гюї — Стодола).

Ексергією (роботоздатністю, придатністю, цінністю) даного енергоресурсу системи називають частину відповідних енергоресурсів, здатну до перетворення в упорядковану форму руху при оборотному перебігу процесів.

Очевидно, що ексергія потоку роботи завжди чисельно дорівнює величині роботи, тобто $E_N = N$.

11. При оцінці ефективності паливних тепломеханічних циклів і установок користуються двома термодинамічно різними способами:

1) за тепловими потоками — на основі енергобалансів за першим законом термодинаміки;

2) за ексергетичними величинами — потоками ексергії — на основі обох законів термодинаміки.

У першому випадку мірою ефективності циклу або установки є величина *тепломеханічного коефіцієнта* (ТМК) — відношення використаної кількості тепла до затраченої

$$\eta = \frac{Q_{\text{вик}}}{Q_{\text{затр}}} = \frac{Q_r - Q_0}{Q_r} = \frac{N}{Q_r},$$

або

$$\eta = \frac{N}{Q_{\text{п}}},$$

де $Q_{\text{п}}$ — тепловиділення при спалюванні палива; а в другому випадку — термодинамічно досконаліша величина *коефіцієнта корисної дії* (к. к. д.) — відношення використаної ексергії енергоресурсів до наявної

$$\eta_{\text{ех}} = \frac{\Delta E_{\text{вик}}}{\Delta E_{\text{наяв}}} = \frac{N}{E_{\text{п}}},$$

де $E_{\text{п}}$ — наявна ексергія спалюваного палива.

Якщо наближено вважати, що наявна ексергія палива чисельно дорівнює тепловиділенню при спалюванні палива (в ідеальних установках $Q_{\text{п}} = Q_r$)

$$E_{\text{п}} = Q_{\text{п}},$$

або

$$E_{\text{п}} = Q_{\text{г}},$$

то для паливних установок чисельно

$$\eta = \eta_{\text{ех}},$$

тобто тепломеханічний коефіцієнт чисельно дорівнює к. к. д. установки. Відмінність природи цих величин та істотні переваги поняття к. к. д. з'ясовуються при аналізі і зіставленні енергетичного й ексергетичного балансів установок (приклад 19).

Приклади

1. У посудині об'ємом 3 м^3 є 40 кг газу при надлишковому тиску $p_{\text{ман}} = 2,4 \text{ Мн/м}^2$. Визначити абсолютний тиск газу, його питомий об'єм, густину і питому потенціальну енергію тиску, якщо барометричний тиск $p_{\text{бар}} = 100 \text{ кн/м}^2$.

Абсолютний тиск газу

$$p = p_{\text{ман}} + p_{\text{бар}} = (2,4 + 0,1) \cdot 10^6 = 2,5 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2,$$

або

$$p = 2,5 \text{ Мн/м}^2.$$

Питомий об'єм газу

$$v = \frac{V}{m} = \frac{3}{40} = 0,075 \text{ м}^3/\text{кг}$$

і густина (маса одиниці об'єму)

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,075} = 13,3 \text{ кг/м}^3.$$

Потенціальна енергія тиску газу

$$\pi = p v = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,075 = 0,188 \cdot 10^6 \text{ дж/кг} = 188 \text{ кдж/кг}.$$

2. У квазістатичному ізобарно-ізоермічному процесі конденсації 1 кг водяної пари відведено 2315 кдж тепла, причому густина робочого тіла змінилась від $\rho_1 = 0,0319 \text{ кг/м}^3$ до $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$. Визначити кількість роботи (деформаційної та переміщення), а також зміни калоричних величин (Δu , Δi , Δs) у цьому процесі, якщо $p_{\text{вак}} = 98 \text{ кн/м}^2$ і $t = 29^\circ \text{ С}$. Взяти $p_{\text{бар}} = 102 \text{ кн/м}^2$.

Кількість деформаційної роботи при умові $p = \text{const}$

$$l = \int_1^2 p dv = p (v_2 - v_1) = 4 \cdot 10^3 (0,001 - 31,3) = -125 \cdot 10^3 \text{ дж/кг} =$$

38123



= - 125 кДж/кг (робота затрачується), де абсолютний тиск пари

$$p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}} = (102 - 98) \cdot 10^3 = 4 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2,$$

а питомі об'єми

$$v_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{0,0319} = 31,3 \text{ м}^3/\text{кг} \quad \text{і} \quad v_2 = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Робота переміщення

$$l_{\text{п}} = \int_1^2 -v dp = 0,$$

тобто в квазістатичному ізобарному процесі ($dp = 0$) роботи переміщення немає.

Зміна внутрішньої енергії (за першим законом термодинаміки)

$$\Delta u = q - l = -2315 + 125 = -2190 \text{ кДж/кг}$$

— внутрішня енергія зменшується.

Зміну ентальпії визначимо також за першим законом термодинаміки

$$\Delta i = q - l_{\text{п}} = -2315 \text{ кДж/кг},$$

тобто в квазістатичному ізобарному процесі зміна ентальпії чисельно дорівнює кількості тепла.

Зміна ентропії при сталій температурі $T = 29 + 273 = 302^\circ \text{ К}$ (згідно з другим законом термодинаміки) становитиме

$$\Delta s = \frac{q}{T} = -\frac{2315}{302} = -7,65 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}.$$

Зменшення ентропії робочого тіла пояснюється відведенням тепла від тіла.

3. В ізопотенціальному ($pV = \text{const}$) процесі при $p_1 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$ і $V_1 = 1,5 \text{ м}^3$ об'єм газу при розширенні збільшується в 5 раз. Визначити кількості деформаційної роботи і роботи переміщення в цьому процесі, вважаючи його рівноважним.

Кількість деформаційної роботи при $p = \frac{p_1 V_1}{V}$

$$L = \int_1^2 p dV = \int_{V_1}^{V_2} p_1 V_1 \frac{dV}{V} = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

і після підстановки числових значень при $\frac{V_2}{V_1} = 5$

$$L = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 1,5 \cdot 2,3 \lg 5 = 1,45 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 1,45 \text{ МДж}.$$

Для роботи переміщення при $\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} = 5$ дістанемо

$$L_n = \int_1^2 -V dp = \int_{p_1}^{p_2} -\rho_1 V_1 \frac{dp}{\rho} = \rho_1 V_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = \rho_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1},$$

тобто в даному процесі ($\rho V = \text{const}$) $L_n = L$.

4. При течії в нерухомому каналі тиск газу зменшився в 6, а густина — в 4 рази, причому швидкість газу збільшилась від 50 до 950 м/сек. Визначити кількості деформаційної роботи і роботи переміщення в цьому процесі, якщо $\rho_1 = 2,5 \text{ Мн/м}^2$ і $v = 0,12 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Як змінюються при цьому калоричні величини (Δu , Δi , Δs), якщо процес відбувається адіабатно?

За умовою для нерухомого каналу $l_{\text{тех}} = 0$, причому зміна кінетичної енергії газу становить

$$\Delta k = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \frac{950^2 - 50^2}{2} = 450 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг},$$

а зміна потенціальної енергії тиску

$$\begin{aligned} \Delta \pi &= p_2 v_2 - p_1 v_1 = p_1 v_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) = \\ &= 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \left(\frac{1}{6} \cdot 4 - 1 \right) = -100 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}. \end{aligned}$$

За балансовим рівнянням роботи знаходимо кількість деформаційної роботи

$$l = l_{\text{тех}} + \Delta \pi + \Delta k = -100 + 450 = 350 \text{ кДж/кг}$$

і кількість роботи переміщення

$$l_n = l_{\text{тех}} + \Delta k = 450 \text{ кДж/кг}.$$

Для зміни калоричних величин при $q = 0$ дістаємо:

а) зміна внутрішньої енергії газу

$$\Delta u = q - l = -l = -350 \text{ кДж/кг};$$

б) зміна ентальпії газу

$$\Delta i = q - l_n = -l_n = -450 \text{ кДж/кг};$$

в) зміна ентропії газу у випадку квазістатичності процесу

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = 0,$$

тобто квазістатичний адіабатний процес є ізоентропним ($\Delta s = 0$ і $s_2 = s_1$).

5. У квазістатичному процесі до 5 кг газу підведено 1200 кДж тепла, причому температура газу при сталій теплоємності ($c = \text{const}$) змінилась від 100 до 300° С. Виз-

начити середньотермодинамічну температуру газу, його теплоємність і зміну ентропії газу в цьому процесі.

Зобразити графічно всі ці величини в діаграмі $T - s$.

Середньотермодинамічна температура газу при $c = \text{const}$

$$T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{573 - 373}{2,3 \lg \frac{573}{373}} = 466^\circ \text{K},$$

де $T_1 = 100 + 273 = 373^\circ \text{K}$ і $T_2 = 300 + 273 = 573^\circ \text{K}$.

Питома теплоємність газу в даному процесі

$$c = \frac{q}{t_2 - t_1} = \frac{Q}{m \Delta t} = \frac{1200}{5 \cdot 200} = 1,2 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Зміна ентропії газу

$$\Delta S = \frac{Q}{T_m} = \frac{1200}{466} = 2,57 \text{ кдж/град.}$$

$$\Delta S = mc \ln \frac{T_2}{T_1} = 5 \cdot 1,2 \cdot 2,3 \lg \frac{573}{373} = 2,57 \text{ кдж/град.}$$

причому зміна питомої ентропії

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m} = \frac{2,57}{5} = 0,514 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Якщо відомий графік процесу в діаграмі $T - s$ (лінія 1-2 на рис. 10), то величина T_m виразиться висотою прямокутника $mc \ln$, рівновеликого криволінійній трапеції $m12n$; величина Δs — відрізком mn осі ентропій, а теплоємність — довжиною піддотичної ab для будь-якої проміжної точки A кривої процесу.

При цьому

$$\overline{ab} = \frac{\overline{Aa}}{\lg \varphi} = T \frac{ds}{dT} = \frac{\delta q}{dT} = c > 0.$$

6. У рівноважному процесі відведення від газу 50 кдж тепла внутрішня енергія газу збільшилась на 80 кдж . Визначити, розширяється газ у цьому процесі чи стискається. Навести схему енергобалансу для процесу.

За першим законом термодинаміки

$$L = Q - \Delta U = -50 - 80 = -130 \text{ кдж.}$$

тобто $L < 0$, що означає затрату роботи на стиснення (зменшення об'єму) газу.

Схему енергобалансу відповідно до рівняння $Q = \Delta U + L$ для цього процесу наведено на рис. 11.

7. Визначити зміну кінетичної енергії газу при адиабатній течії його по нерухомому каналу, якщо ентальпія газу зменшилась на 320 кдж/кг . Яка при цьому кінцева швидкість газу, якщо $\omega_1 = 50 \text{ м/сек}$?

За умовою $l_{\text{тех}} = 0$ і $q = 0$ при $\Delta i = -320 \text{ кдж/кг}$.

За першим законом термодинаміки для газового потоку

$$q = \Delta i + \Delta k + l_{\text{тех}},$$

звідки

$$\Delta k = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = -\Delta i = 320 \text{ кдж/кг},$$

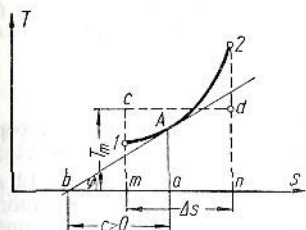


Рис. 10.

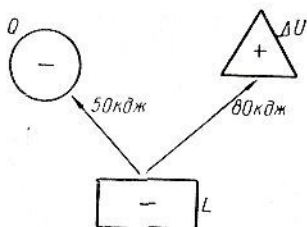


Рис. 11.

тобто кінетична енергія газу збільшується, причому кінцева швидкість газу

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 - 2\Delta i} = \sqrt{50^2 - 2 \cdot 320 \cdot 10^3} \approx 800 \text{ м/сек}.$$

8. Внутрішня енергія робочого тіла збільшилась на 400 Мдж , а ентальпія — на 560 Мдж . Визначити кількості тепла і деформаційної роботи, якщо рівноважний перехід тіла з початкового стану в кінцевий відбувається при сталому об'ємі; сталому тиску; без підведення і відведення тепла.

Навести схеми енергобалансів для цих процесів і зіставити одержані результати.

1. Для ізохорного процесу (при сталому об'ємі) кількість деформаційної роботи

$$L_V = \int_1^2 p dV = 0$$

і кількість тепла

$$Q_V = \Delta U + L_V = \Delta U = 400 \text{ Мдж}.$$

Таким чином, при ізохорній зміні стану в заданих умовах тепло підводиться ($Q_V > 0$), а деформаційна робота відсутня ($L_V = 0$). Схему енергобалансу для цього процесу наведено на рис. 12, а.

2. Для ізобарного процесу (при сталому тиску) відсутня робота переміщення: $L_{пр} = \int_1^2 -V dp = 0$, і тому для кількості тепла дістаємо

$$Q_p = \Delta I + L_{пр} = \Delta I = 560 \text{ Мдж.}$$

Тоді кількість деформаційної роботи

$$L_p = Q_p - \Delta U = 560 - 400 = 160 \text{ Мдж.}$$

Таким чином, при ізобарній зміні стану в заданих умовах тепло також підводиться ($Q_p > 0$), причому деформаційна робота віддається робочим тілом ($L_p > 0$) при його розширенні.

Схему енергобалансу для цього процесу показано на рис. 12, б.

3. Для адіабатного процесу (без підведення і відведення тепла) $Q_{ад} = 0$ і кількість деформаційної роботи

$$L_{ад} = Q_{ад} - \Delta U = -\Delta U = -400 \text{ Мдж.}$$

Таким чином, при адіабатній зміні стану в заданих умовах деформаційна робота витрачається ($L_{ад} < 0$) на стиснення робочого тіла.

Схему енергобалансу для цього процесу наведено на рис. 12, в.

З наведених даних видно, що одна й та сама зміна енергетичного запасу робочого тіла ($\Delta U = 400 \text{ Мдж}$) може бути досягнута при різних умовах енергообміну між робочим тілом і іншими тілами системи. Так, у першому випадку це досягається за рахунок передачі тілу енергії тільки у формі тепла ($\Delta U = Q_p$), в другому — не тільки підводиться тепло, але й тіло виконує роботу розширення ($\Delta U = Q_p - L_p$), а в третьому — витрачається робота тільки на стиснення тіла ($\Delta U = -L_{ад}$).

Всі ці особливості процесів енергообміну легко з'ясовуються з допомогою найпростіших балансових рівнянь першого закону термодинаміки $Q = \Delta U + L$ і наочно ілюструються відповідними схемами енергобалансів (рис. 12).

9. Тепловий потік $Q = 40 \text{ Мвт}$ передається від тіла з температурою $t_A = 500^\circ \text{C}$ до тіла з температурою $t_B = 200^\circ \text{C}$. Визначити зміну ентропії системи і втрату ексергії в цьому процесі, якщо температура навколишнього середовища $t_0 = 15^\circ \text{C}$.

Для системи, яка складається з двох тіл А і В із сталими температурами (рис. 13),

$$\Delta S_c = \Delta S_A + \Delta S_B = -\frac{Q}{T_A} + \frac{Q}{T_B} = Q \frac{T_A - T_B}{T_A T_B}$$

і після підстановки заданих числових даних

$$\Delta S_c = 40 \cdot \frac{773 - 473}{773 \cdot 473} = 0,0328 \text{ Мвт/град,}$$

тобто $\Delta S_c > 0$, що означає *необоротний* перебіг процесу теплообміну при кінцевій різниці температур між тілами.

Втрата ексергії (роботоздатності) при цьому

$$П = T_0 \Delta S_c = 288 \cdot 0,0328 \approx 9,4 \text{ Мвт.}$$

10. Визначити тепломеханічний коефіцієнт (ТМК) оборотного циклу Карно при температурах джерел $T_1 = 1600^\circ \text{ К}$ і $T_2 = 400^\circ \text{ К}$. Як зміниться ТМК циклу при

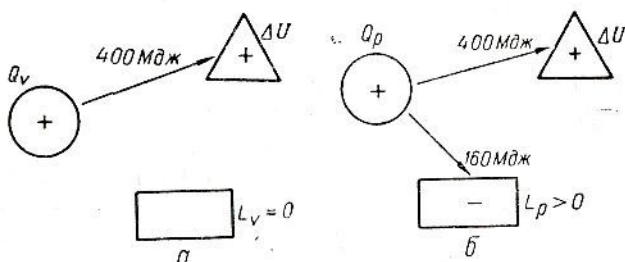


Рис. 12.

сприятливій зміні температури кожного з джерел окремо на 100 градус?

Вихідні значення ТМК циклу

$$\eta_{тк} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{400}{1600} = 0,75.$$

При сприятливому для підвищення ТМК збільшенні температури гарячого джерела до $T'_1 = 1700^\circ \text{ К}$ дістанемо

$$\eta'_{тк} = 1 - \frac{400}{1700} = 0,765,$$

а при зниженні температури холодного джерела до $T''_2 = 300^\circ \text{ К}$

$$\eta''_{тк} = 1 - \frac{300}{1600} = 0,813.$$

Як бачимо, в першому випадку ТМК циклу збільшується на 2%, тоді як в другому випадку збільшення перевищує 8%. Взагалі зниження температури холодного джерела впливає на зростання ТМК циклу Карно відносно інтенсивніше, ніж підвищення температури гарячого джерела.

11. Ідеальна тепломеханічна установка Карно корисною потужністю 500 квт одержує від гарячого джерела тепло-

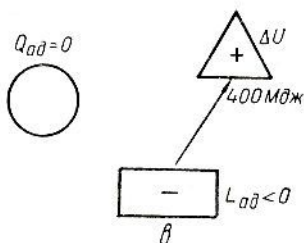


Рис. 13.

вий потік 750 кВт. Визначити температуру цього джерела, якщо для холодного джерела $t_2 = 27^\circ \text{C}$.

Для оборотного циклу Карно

$$\frac{Q_{2\text{К}}}{Q_{1\text{К}}} = \frac{T_2}{T_1}$$

звідки

$$T_1 = T_2 \frac{Q_{1\text{К}}}{Q_{2\text{К}}} = T_2 \frac{Q_{1\text{К}}}{Q_{1\text{К}} - N_{\text{К}}} = 300 \cdot \frac{750}{750 - 500} = 900^\circ \text{K}$$

12. Для ідеальної холодильної установки Карно холодопродуктивністю $Q_{1\text{К}} = 800 \text{ кВт}$ температури джерел становлять $t_1 = -10^\circ \text{C}$ і $t_2 = 25^\circ \text{C}$. Визначити холодильний коефіцієнт циклу і затрату потужності на привод установки.

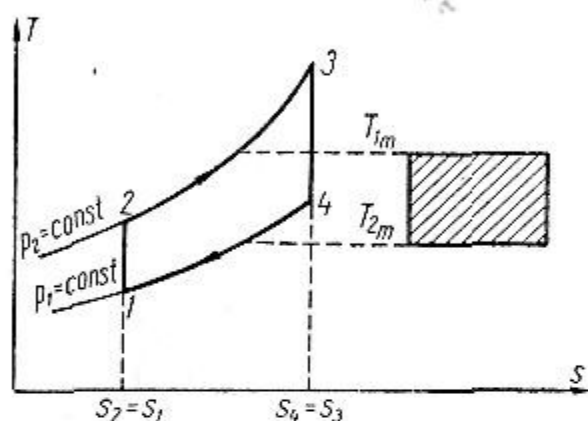


Рис. 14.

Холодильний коефіцієнт циклу Карно

$$\begin{aligned} \epsilon_{t\text{К}} &= \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \\ &= \frac{263}{298 - 263} = 7,52. \end{aligned}$$

З другого боку,

$$\epsilon_{t\text{К}} = \frac{Q_{1\text{К}2}}{E_{\text{К}24}}$$

звідки

$$E_{\text{К}24} = \frac{Q_{1\text{К}2}}{\epsilon_{t\text{К}}} = \frac{800}{7,52} = 106 \text{ кВт}.$$

13. Рівноважний цикл газотурбінної установки складається з двох ізобар і двох адіабат (рис. 14), причому в перехідних точках циклу відомі температури, $^\circ \text{C}$: $t_1 = 20$, $t_2 = 216$, $t_3 = 700$, $t_4 = 310$. Визначити тепломеханічний коефіцієнт цього циклу, користуючись поняттям про еквівалентний цикл Карно. Теплоємність робочого тіла вважати сталою.

Тепломеханічний коефіцієнт будь-якого рівноважного циклу визначається співвідношенням

$$\eta_t = \eta_{t\text{К}}^{\text{екв}} = 1 - \frac{T_{2\text{m}}}{T_{1\text{m}}}.$$

За умовою середньотермодинамічні температури робочого тіла в процесах підведення і відведення тепла

$$T_1 = \frac{T_3 - T_2}{\ln \frac{T_3}{T_2}} = \frac{973 - 489}{2,3 \lg \frac{973}{489}} = 705^\circ \text{K};$$

$$T_2 = \frac{T_4 - T_1}{\ln \frac{T_4}{T_1}} = \frac{583 - 293}{2,3 \lg \frac{583}{293}} = 423^\circ \text{K}.$$

Отже,

$$\eta_t = 1 - \frac{423}{705} = 0,40.$$

14. Визначити граничні ефективність і корисну потужність тепломеханічної установки, в якій гаряче джерело при $T_{gm} = 1950^\circ \text{K}$ віддає тепловий потік $Q_r = 50 \text{ Мвт}$, якщо температура навколишнього середовища $t_0 = 20^\circ \text{C}$.

Граничні ефективність і потужність тепломеханічної установки можуть бути обчислені при умові *о протного перебігу* процесів у системі. Використовуючи рівності (стор. 14, 17), дістанемо:

$$\eta_{ex_t}^{гран} = \eta_t^{гран} = \eta_t^{макс} = \frac{N^{макс}}{Q_r} = \frac{T_{gm} - T_0}{T_{gm}} = \frac{1950 - 293}{1950} = 0,85,$$

звідки максимальна корисна потужність ідеальної установки

$$N_t^{макс} = Q_r \eta_t^{макс} = 50 \cdot 0,85 = 42,5 \text{ Мвт}.$$

Чому ж навіть у граничному випадку к. к. д. тепломеханічної установки менший за одиницю?

Для найважливішого випадку паливної установки процес спалювання палива необоротний і супроводиться збільшенням ентропії системи

$$\Delta S_{сп} = \frac{Q_r}{T_{gm}},$$

а також відповідною втратою ексергії палива

$$P_{сп} = T_0 \Delta S_{сп} = Q_r \cdot \frac{T_0}{T_{gm}}.$$

Коли вважати, що $E_{п} = Q_r$, то відносне значення втрати ексергії

$$\omega_{сп} = \frac{P_{сп}}{E_{п}} = \frac{T_0}{T_{gm}},$$

внаслідок чого к. к. д. установки навіть при оборотному перебігу всіх процесів тепломеханічних перетворень, які відбуваються після спалювання палива,

$$\eta_{ex_t}^{гран} = 1 - \omega_{сп} = 1 - \frac{T_0}{T_{г.м}},$$

тобто $\eta_{ex_t}^{гран} < 1$, причому гранична ефективність установки визначається тільки температурними характеристиками джерела тепла і холодного джерела (навколишнього середовища).

Для підвищення термодинамічної ефективності спалювання палива цей процес слід проводити при якнайвищій температурі.

15. Визначити корисну потужність і к. к. д. установки за вихідними даними прикладу 14, якщо у випадку ідеального квазістатичного тепломеханічного циклу (рис. 15) для робочого тіла в процесах підведення і відведення тепла відповідно $T_{1m} = 600^\circ \text{K}$ і $T_{2m} = 330^\circ \text{K}$. Пояснити одержані результати.

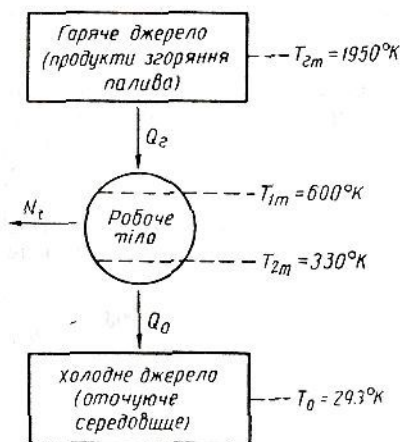


Рис. 15.

За умовою (рис. 15) відбуваються необоротні процеси термічної взаємодії робочого тіла з джерелами тепла, що спричиняє додаткові втрати ексергії і призводить до зниження корисної потужності та ефективності установки.

Так, при заданих умовах

$$\eta_{ex_t} = \eta_t = \eta_{t_k}^{екв} = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}} = 1 - \frac{330}{600} = 0,45;$$

$$N_t = Q_2 \eta_t = 50 \cdot 0,45 = 22,5 \text{ Мвт},$$

що значно менше від граничної потужності установки $N_t^{макс} = 42,5 \text{ Мвт}$.

Зменшення корисної потужності установки пояснюється і кількісно оцінюється додатковими втратами ексергії (методику розрахунку див. у прикладі 9):

а) при нерівноважному теплообміні робочого тіла з гарячим джерелом

$$П_{г} = T_0 \Delta S_{г} = T_0 Q_{г} \frac{T_{г.м} - T_{1m}}{T_{г.м} T_{1m}} = 293 \cdot 50 \cdot \frac{1950 - 600}{1950 \cdot 600} = 16,9 \text{ Мвт};$$

б) при нерівноважному теплообміні робочого тіла з навколишнім середовищем

$$P_0 = T_0 \Delta S_0 = (Q_r - N_t) \frac{T_{2m} - T_0}{T_{2m}} = 27,5 \cdot \frac{37}{330} = 3,1 \text{ Мвт},$$

що становить у сумі 20 Мвт і відповідає умові

$$P_r + P_0 = N_t^{\text{макс}} - N_t = 42,5 - 22,5 = 20 \text{ Мвт}.$$

Одержані дані використовуються в прикладі 19.

16. Розрахувати характеристики гранично ефективної холодильної установки при $Q_x = 200 \text{ кВт}$, якщо для охолоджуваного приміщення $T_{x,m} = 250^\circ \text{ К}$, а температура навколишнього середовища $t_0 = 27^\circ \text{ С}$.

При оборотному перебігу процесів дістаємо граничний (максимальний) холодильний коефіцієнт установки

$$\begin{aligned} \epsilon_t^{\text{гран}} &= \epsilon_t^{\text{макс}} = \\ &= \frac{Q_x}{\epsilon_t^{\text{мін}}} = \frac{T_{x,m}}{T_0 - T_{x,m}} = \\ &= \frac{250}{300 - 250} = 5 \end{aligned}$$

і мінімальну затрату енергії

$$\epsilon_t^{\text{мін}} = \frac{Q_x}{\epsilon_t^{\text{макс}}} = \frac{200}{5} = 40 \text{ кВт}.$$

17. Визначити ефективність і затрату енергії за вихідними даними прикладу 16, якщо у випадку квазістатичного холодильного циклу (рис. 16) для робочого тіла в процесах підведення і відведення тепла відповідно $T_{1m} = 220^\circ \text{ К}$ і $T_{2m} = 330^\circ \text{ К}$. Пояснити одержані результати.

За умовою (рис. 16) відбуваються необоротні процеси термічної взаємодії робочого тіла з джерелами тепла, що супроводиться втратами ексергії, які призводять до збільшення затрати потужності і зниження ефективності установки.

При заданих умовах холодильний коефіцієнт

$$\epsilon_t = \epsilon_{t_k}^{\text{екв}} = \frac{1}{\frac{T_{2m}}{T_{1m}} - 1} = \frac{1}{\frac{330}{220} - 1} = 2,$$

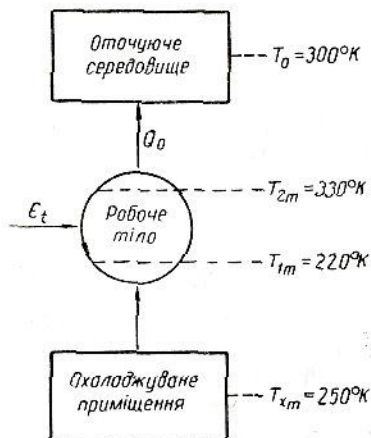


Рис. 16.

і затрата енергії

$$\epsilon_t = \frac{Q_x}{\epsilon_t} = \frac{200}{2} = 100 \text{ квт.}$$

що перевищує величину ϵ_t^{\min} (див. приклад 16) на 60 квт.

Ця додаткова затрата енергії визначається:

а) втратою ексергії при нерівноважному теплообміні робочого тіла з охолоджуванним приміщенням

$$\begin{aligned} P_x &= T_0 \Delta S_x = Q_x \frac{T_{x_m} - T_{1_m}}{T_{x_m} T_{1_m}} T_0 = \\ &= 200 \cdot \frac{30}{250 \cdot 220} \cdot 300 = 32,8 \text{ квт.} \end{aligned}$$

б) втратою ексергії при нерівноважному теплообміні робочого тіла з навколишнім середовищем

$$P_0 = T_0 \Delta S_0 = (Q_x + \epsilon_t) \frac{T_{2_m} - T_0}{T_{2_m}} = 300 \cdot \frac{30}{330} = 27,2 \text{ квт.}$$

Отже,

$$P_x + P_0 = \epsilon_t - \epsilon_t^{\min} = 100 - 40 = 60 \text{ квт.}$$

18. Тепломеханічний цикл протікає між джерелами тепла із сталими температурами 477 і 27° С, причому тепловий потік від гарячого джерела становить 1500 квт. З'ясувати характер циклу (оборотний він чи необоротний) і можливість його здійснення, якщо холодному джерелу віддається тепловий потік: а) 900 квт; б) 600 квт; в) 450 квт.

Характер циклу і можливість його здійснення можна оцінити за величиною зміни ентропії системи:

$$\Delta S_c = -\frac{Q_r}{T_r} + \oint dS + \frac{Q_0}{T_0} = -\frac{Q_c}{T_r} + \frac{Q_0}{T_0}$$

а) при $Q_0' = 900 \text{ квт}$

$$\Delta S_c' = -\frac{1500}{750} + \frac{900}{300} = 1,0 \text{ квт/град.}$$

тобто $\Delta S_c' > 0$, що вказує на *необоротність* перебігу процесів;

б) при $Q_0'' = 600 \text{ квт}$ відповідно

$$\Delta S_c'' = -\frac{1500}{750} + \frac{600}{300} = 0,$$

що вказує на *оборотність* процесів у системі;

в) при $Q_0''' = 450 \text{ квт}$

$$\Delta S_c''' = -\frac{1500}{750} + \frac{450}{300} = -0,5 \text{ квт/град.}$$

тобто $\Delta S_c^m < 0$, що вказує на неможливість перебігу процесів при заданих умовах.

Гранична (максимальна) корисна потужність установки досягається у випадку б, коли

$$N^{\max} = Q_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) = 1500 \left(1 - \frac{300}{750} \right) = 900 \text{ квт.}$$

У випадку а втрата ексергії

$$P' = T_0 \Delta S_c' = 300 \cdot 1,0 = 300 \text{ квт,}$$

і відповідно до цього корисна потужність установки

$$N' = N^{\max} - P' = 900 - 300 = 600 \text{ квт.}$$

19. Використовуючи математичні вирази основних законів термодинаміки, скласти баланси тепломеханічної установки за даними прикладу 15 і коротко їх проаналізувати.

1. Енергобаланс колового процесу (циклу), здійснюваного робочим тілом установки, виражається у формі принципу еквівалентності сумарних кількостей тепла і роботи

$$N_t = Q_r - Q_0,$$

звідки при $Q_r = 50 \text{ Мвт}$ і $N_t = 22,5 \text{ Мвт}$ (див. приклад 15) тепловий потік до холодного джерела (навколишнього середовища)

$$Q_0 = Q_r - N_t = 50,0 - 22,5 = 27,5 \text{ Мвт.}$$

Схему енергобалансу, яка відповідає цим даним, наведено на рис. 17,а.

2. З допомогою основного рівняння технічної термодинаміки можна скласти ексергетичний баланс установки. За цим рівнянням стосовно до робочого тіла установки, яке здійснює коловий процес, $I_2 = I_1$ і $S_2 = S_1$, а значить

$$N_t = Q_r \left(1 - \frac{T_0}{T_{r,m}} \right) - T_0 \Delta S_c.$$

У цьому випадку ексергія теплового потоку від гарячого джерела

$$E_{Q_r} = Q_r \left(1 - \frac{T_0}{T_{r,m}} \right),$$

причому

$$E_{Q_r} = E_n - P_{\text{сп}} \approx Q_r - P_{\text{сп}}.$$

Таким чином, ексергетичний баланс установки

$$N_t = E_n - \Sigma P = E_n - (P_{\text{сп}} + P_r + P_0),$$

де втрата ексергії внаслідок необоротності спалювання палива (див. приклад 14)

$$P_{\text{сп}} = Q_r \frac{T_0}{T_{r,m}} = 50 \cdot \frac{293}{1950} = 7,5 \text{ Мвт,}$$

а всі інші складові балансу обчислено в прикладі 15.

Схему потоків ексергії енергоресурсів установки, яка відповідає цьому балансові, показано на рис. 17, б.

Дані ексергетичного балансу дуже цікаві і повчальні, особливо в зіставленні з даними енергобалансу.

При цьому насамперед уточнюється зміст поняття «ідеального циклу» установки: для нього зберігаються умови квазістатичності (внутрішньої рівноважності) процесів, що їх здійснює робоче тіло, але разом з тим залишається зов-

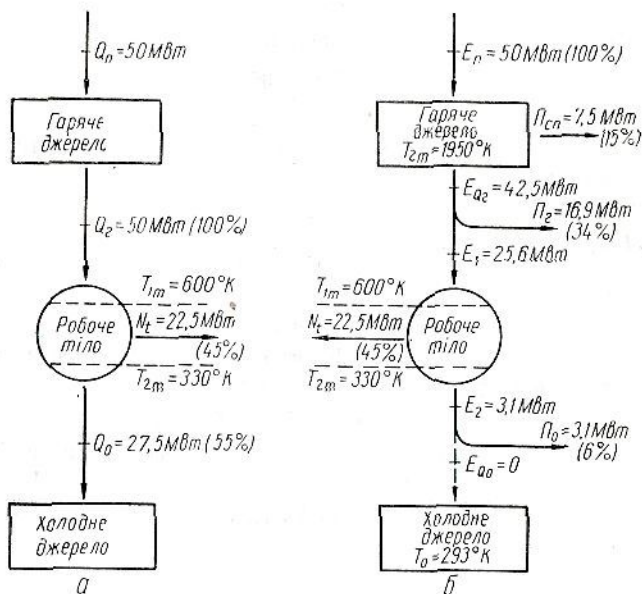


Рис. 17.

нішня необоротність процесів теплообміну між робочим тілом і тепловими джерелами, а також необоротність процесу спалювання палива.

Далі, за даними ексергетичного балансу можна зробити висновок про те, що основні втрати розглядуваної тепло-механічної установки стосуються робочих процесів, зв'язаних з гарячим тепловим джерелом (у цьому прикладі $P_{cn} + P_r$ становлять 49% від вихідної, наявної ексергії палива), тоді як втрата ексергії при взаємодії робочого тіла з холодним джерелом невелика (лише 6%). Тому стає очевидним, що раціоналізація циклу тепломеханічної установки має бути зв'язана насамперед із зниженням необо-

ротності процесів термічної взаємодії робочого тіла з гарячим джерелом: основне значення тут має підвищення величини T_{1m} .

Очевидно, що енергобаланс установки менш оперативний. За цим балансом єдиною причиною невисокої ефективності ідеальної установки ($\eta_i = 0,45$) може бути наявність значного теплового потоку, що його віддає робоче тіло холодному джерелу. Але з цього не можна безпосередньо зробити якихось висновків про поліпшення енерговикористання в тепломеханічній установці.

Тому використання в термодинамічному аналізі ексергетичних балансів на додаток до енергобалансів слід визнати дуже доцільним і необхідним.

20. Розрахувати енергобалансові характеристики ідеальної теплосилової установки та її елементів за даними прикладу 13, якщо установка працює за замкненою схемою (рис. 18, де K — компресор; Π — підігрівник; T — газова турбіна; X — холодильник). Вважати, що для робочого тіла $\Delta i = c_p \Delta t$, причому стала ізобарна теплоємність газу $c_p = 1,0$ кДж/кг·град, а витрата газу $m_r = 55$ кг/сек.

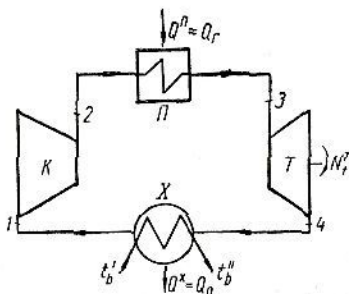


Рис. 18.

Енергобаланси елементів установки можна виразити на основі першого закону термодинаміки через величину технічної роботи

$$Q = \Delta I + \Delta K + L_{\text{тех}},$$

або, нехтуючи зміною кінетичної енергії робочого тіла, тобто при $\Delta K = 0$,

$$Q = \Delta I + L_{\text{тех}}.$$

1. Газовий компресор споживає потужність $N_t^k = -L_{\text{тех}}^k$ при $Q^k = 0$ (адіабатний стиск газу). Тоді

$$-L_{\text{тех}}^k = \Delta I^k - Q^k,$$

або

$$N_t^k = \Delta I_{1-2} = m_r \Delta i_{1-2} = m_r c_p (t_2 - t_1),$$

тобто затрата потужності на компресор

$$N_t^k = 55 \cdot 1,0 \cdot 10^3 (216 - 20) = 10,8 \cdot 10^6 \text{ вт} = 10,8 \text{ Мвт.}$$

2. Для газової турбіни аналогічно попередньому маємо

$$N_t^T = L_{\text{тех}}^T = -\Delta I_{3-4} = m_r c_p (t_3 - t_4) = 55 \cdot 1,0 \cdot 10^3 (700 - 310) = 21,4 \cdot 10^6 \text{ вт} = 21,4 \text{ Мвт.}$$

3. Для газового підігрівника (стінки каналів нерухомі) $L_{\text{тех}}^n = 0$, а значить,

$$Q^n = \Delta I_{2-3} = 55 \cdot 1,0 \cdot 10^3 (700 - 216) = 26,5 \cdot 10^6 \text{ вт} = 26,5 \text{ Мвт.}$$

З другого боку, теплове навантаження підігрівника визначається тепловиділенням при спалюванні палива

$$Q^n = B Q_{\text{н}}^p,$$

на підставі чого визначається витрата палива B . Якщо, наприклад, тепло згоряння палива $Q_{\text{н}}^p = 29,3 \text{ Мдж/кг}$ (умовне паливо), то

$$B = \frac{Q^n}{Q_{\text{н}}^p} = \frac{26,5}{29,3} = 0,91 \text{ кг/сек.}$$

4. Для газового холодильника при $L_{\text{тех}}^x = 0$

$$Q^x = |\Delta I_{4-1}| = 55 \cdot 1,0 \cdot 10^3 (310 - 20) = 15,9 \cdot 10^6 \text{ вт} = 15,9 \text{ Мвт}$$

і при водяному охолодженні холодильника

$$Q^x = m_b c_b (t_b'' - t_b').$$

звідки можна визначити витрату охолодної води m_b . Якщо, наприклад, $t_b' = 10^\circ \text{C}$ і $t_b'' = 160^\circ \text{C}$, то при $c_b = 4,2 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$

$$m_b = \frac{Q^x}{c_b (t_b'' - t_b')} = \frac{15,9 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 10^3 (160 - 10)} = 25 \text{ кг/сек.}$$

5. Нарешті, для газотурбінної установки (ГТУ) в цілому за принципом еквівалентності тепла і роботи в колових процесах корисна поужність

$$N_t = N_t^T - N_t^k = Q^n - Q^x$$

і, крім того,

$$\frac{N_t}{Q_{\text{н}}^p} = \frac{N_t}{Q^n} = \eta_t.$$

Отже

$$N_t = Q_{\text{н}}^p \eta_t = B Q_{\text{н}}^p \eta_t,$$

а тепломеханічний коефіцієнт установки

$$\eta_t = \frac{N_t^T - N_t^k}{B Q_{\text{н}}^p} = \frac{21,4 - 10,8}{0,91 \cdot 29,3} = 0,40,$$

що збігається з обчисленням у прикладі 13.

Виконані розрахунки стосуються ідеальної ГТУ. Вони не враховують умов реалізації циклу — використання тепла палива в газовому підігрівнику, втрат у компресорі, турбіні та з'єднувальних трубопроводах.

Задачі

21. Визначити у скільки раз змінюється тиск пари в турбіні, якщо перед турбіною надлишковий тиск пари становить $8,7 \text{ Мн/м}^2$, а після турбіни — вакуум 95 кн/м^2 . Барометричний тиск $p_{\text{бар}} = 100 \text{ кн/м}^2$.

22. Визначити питомий об'єм, густину і потенціальну енергію тиску газу, 5 кг якого при надлишковому тиску $p_{\text{ман}} = 0,12 \text{ Мн/м}^2$ займають об'єм $V = 2,5 \text{ м}^3$. Взяти $p_{\text{бар}} = 105 \text{ кн/м}^2$.

23. Водяна пара, яка перебуває під вакуумом 65 кн/м^2 , ізобарно розширюється від $5,32 \text{ м}^3/\text{кг}$ до $8,39 \text{ м}^3/\text{кг}$ із збільшенням ентальпії на 520 кДж/кг . Визначити зміну внутрішньої енергії пари в цьому процесі, якщо $p_{\text{бар}} = 105 \text{ кн/м}^2$.

24. Газ при $p_1 = 1,6 \text{ Мн/м}^2$ і $\rho_1 = 3,0 \text{ кг/м}^3$ ізобарно стискається із зменшенням об'єму в 4 рази. Визначити кількість деформаційної роботи і роботи переміщення в цьому процесі, вважаючи його рівноважним.

25. У рівноважному термодинамічному процесі при $p_1 = 0,25 \text{ Мн/м}^2$ і $\rho_1 = 0,20 \text{ кг/м}^3$ об'єм газу зменшується в 5 раз, а тиск збільшується в 10 раз, причому затрата деформаційної роботи становить $1,7 \text{ МДж/кг}$. Визначити величину роботи переміщення в цьому процесі.

26. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю характеристик механічної взаємодії робочого тіла:

Величина, кДж	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
Кількість деформаційної роботи	400	—250	0	...
Кількість роботи переміщення	1050	0	—600	360
Кількість технічної роботи	560	...	0	...	—750	...
Зміна потенціальної енергії тиску тіла	0	—300	500	...	0
Зміна кінетичної енергії тіла	0	150	...	—200	...	0

27. Визначити кількість тепла в рівноважному ізобарному процесі стиску 5 кг газу від $V_1 = 20 \text{ м}^3$ до $V_2 = 7,5 \text{ м}^3$, якщо $p = 0,25 \text{ Мн/м}^2$ і зменшення внутрішньої енергії газу становить 330 кДж/кг.

28. Визначити кількість тепла в рівноважному ізотермічному процесі розширення 8 кг газу, якщо при $t = 227^\circ \text{С}$ ентропія газу збільшується на $0,84 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

29. При течії нестисливого середовища густиною 750 кг/м^3 з незмінною швидкістю затрата технічної роботи становила $4,5 \text{ кДж/кг}$. Визначити зміну тиску цього середовища, вважаючи процес течії рівноважним.

30. При рівноважній ізобарній течії газу з витратою 35 кг/сек віддається технічна потужність, що дорівнює 4200 квт . Визначити початкову швидкість потоку, якщо кінцева швидкість $\omega_2 = 100 \text{ м/сек}$.

31. Коловий процес складається з чотирьох процесів: ab , bc , cd і da ; сумарна кількість тепла в циклі становить 400 кДж . Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю:

Процес	Кількість тепла Q , кДж	Кількість деформаційної роботи L , кДж	Зміна внутрішньої енергії тіла ΔU , кДж
ab	-100	...	0
bc	...	0	1200
cd	0	700	...
da

Навести схеми енергобалансів для кожного з процесів, що складають цикл.

32. При енергетично ізольованій течії газу ($q = 0$ і $l_{\text{тех}} = 0$) швидкість його змінюється від 150 до 650 м/сек. Визначити зміну ентальпії газу.

33. У рівноважному термодинамічному процесі внутрішня енергія газу зменшується на 500 кДж , а ентальпія — на 700 кДж/кг . Визначити кількість тепла, деформаційної роботи і роботи переміщення, якщо процес відбувається ізобарно, ізохорно, адіабатно.

Навести схеми енергобалансів цих процесів.

34. Турбокомпресор всмоктує $30 \text{ м}^3/\text{сек}$ повітря при $p_1 = 0,10 \text{ Мн/м}^2$, $\rho_1 = 1,15 \text{ кг/м}^3$ і $\omega_1 = 10 \text{ м/сек}$. Після компресора тиск, густина і швидкість повітря відповідно становлять $p_2 = 0,50 \text{ Мн/м}^2$, $\rho_2 = 3,60 \text{ кг/м}^3$ і $\omega_2 =$

= 50 м/сек, причому внутрішня енергія повітря збільшилась на 125 кдж/кг. Скласти енергобаланс компресора і визначити затрату потужності на привод компресора при адіабатному процесі нагнітання.

35. Турбіна споживає 18 кг/сек пари, ентальпія якої в турбіні адіабатно зменшується на 1300 кдж/кг. Скласти енергобаланс турбіни і визначити потужність, яку вона віддає, нехтуючи зміною швидкості пари для турбіни в цілому.

36. У пароводяному підігрівнику нагріваються 24 кг/сек води від 45 до 72° С, причому ентальпія гріючої пари та її конденсату відповідно дорівнюють 2730 і 550 кдж/кг. Скласти енергобаланс підігрівника і визначити витрату гріючої пари, нехтуючи зміною швидкостей робочих середовищ і теплообміном підігрівника з навколишнім середовищем.

37. При квазістатичному ізобарному охолодженні 20 кг газу з відведенням 10,5 Мдж тепла досягнуто температури $t_2 = 27^\circ \text{C}$. Визначити зміну питомої ентропії газу, вважаючи теплоємність його в даному процесі ($c_p = 1,05 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$) сталою.

38. Теплосилова установка корисною потужністю 800 квт працює за оборотним циклом Карно. Визначити тепломеханічний коефіцієнт установки і теплові потоки для гарячого джерела та холодильника, якщо температури їх відповідно дорівнюють 1227 і 27° С.

39. В оборотному тепломеханічному циклі Карно робоче тіло дістає від гарячого джерела з температурою 250° С тепловий потік 15 Мвт і віддає корисну потужність 6000 квт. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу і температуру холодильника.

40. В оборотному тепломеханічному циклі Карно робоче тіло дістає від гарячого джерела тепловий потік 30 Мвт і віддає холодильникові 12 Мвт, причому зміна ентропії холодильника становить 40 квт/град. Визначити температуру обох джерел тепла, тепломеханічний коефіцієнт і корисну потужність установки.

41. Оборотний холодильний цикл Карно відбувається між джерелами з температурами 5 і 35° С, причому холодопродуктивність установки дорівнює 250 квт. Визначити затрату потужності і холодильний коефіцієнт циклу.

42. Користуючись поняттям еквівалентного циклу Карно, визначити тепломеханічний коефіцієнт квазіста-

тичного циклу двигуна внутрішнього згорання (рис. 19), якщо для перехідних точок циклу відомо $t_a = 20$; $t_c = 537$; $t_z = 1347$ і $t_e = 500^\circ \text{C}$. Теплоємність робочого тіла стала.

43. Користуючись поняттям еквівалентного циклу Карно, визначити холодильний коефіцієнт рівноважного циклу (рис. 20) повітряної холодильної установки, якщо при ста-

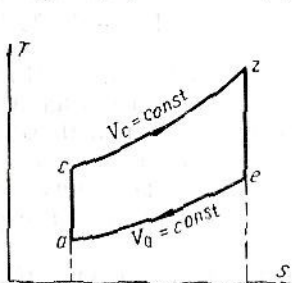


Рис. 19.

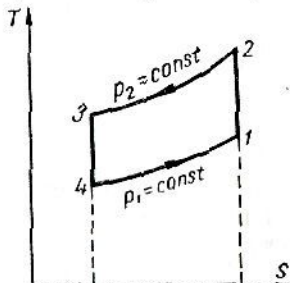


Рис. 20.

лій теплоємності робочого тіла відомо $t_1 = -10$; $t_2 = 143$; $t_3 = 10$ і $t_4 = -94^\circ \text{C}$.

44. Тіло ізотермічно дістає тепло $Q = 6000 \text{ квт}$ від джерела при $T_{\text{джм}} \approx 1000^\circ \text{K}$, причому ентропія тіла змінюється на $7,5 \text{ квт/град}$. З'ясувати, оборотний цей процес чи ні, і визначити температуру тіла, а також втрати ексергії в цьому процесі при $t_0 = 27^\circ \text{C}$.

45. Тепловий потік $Q = 800 \text{ квт}$ передається від тіла з температурою 977°C до тіла з температурою 277°C . Визначити зміну ентропії системи і втрату ексергії при $t_0 = 27^\circ \text{C}$.

46. 3 кг води при 100°C змішані з 5 кг води при 40°C . Визначити зміну ентропії системи, нехтуючи теплообміном із зовнішнім середовищем і вважаючи теплоємність води сталою ($c_v = 4,2 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$).

47. Розсіл у батареї холодильної установки в кількості $2,5 \text{ кг/сек}$ при теплоємності $3,8 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$ ізобарно нагрівається від -20 до 0°C , сприймаючи тепло від приміщення при сталій температурі 5°C . Визначити втрату ексергії в цьому процесі, вважаючи рух розсолу рівноважним.

Як зміниться результат при підвищенні температури охолоджуваного приміщення до 10°C ?

48. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю характеристик паливних тепломеханічних циклів *A*, *B*, *C* і *D*:

Цикл	Температура джерела		Тепловий потік, <i>квт</i>		Корисна потужність <i>N</i> , <i>квт</i>	К. к. д., η
	гарячого	холодного	Q_T	Q_X		
<i>A</i>	300° C	30° C	250	0,32
<i>B</i>	327° C	300° K	...	600	600	...
<i>C</i>	1000° K	500° K	420	...	250	...
<i>D</i>	1250° K	100° C	...	300	...	0,60

Вказати особливості кожного з цих циклів (оборотний цикл чи необоротний) і можливості їх здійснення.

49. Визначити граничну корисну потужність і граничну ефективність теплосилової установки, що віддає навколишньому середовищу як холодильникові при $t_0 = 27^\circ \text{C}$ тепловий потік $Q_0 = 30 \text{ Мвт}$, якщо для гарячого джерела $T_{г.м} = 1500^\circ \text{K}$.

50. Для циклу теплосилової установки при $T_{г.м} = 1500^\circ \text{K}$, $T_0 = 300^\circ \text{K}$ і корисній потужності $N = 75 \text{ Мвт}$ тепломеханічний коефіцієнт становить 50%. Визначити втрати ексергії і зростання ентропії системи, зумовлені необоротністю процесів перетворення одержуваного від гарячого джерела тепла в роботу.

51. Цикл теплосилової установки корисною потужністю 15 Мвт відбувається при $T_{г.м} = 2000$ і $T_0 = 300^\circ \text{K}$, причому втрати ексергії внаслідок необоротності процесів перетворення теплового потоку від гарячого джерела Q_T в роботу становлять 10 Мвт. Визначити величину теплового потоку Q_T і тепломеханічний коефіцієнт циклу.

§ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ І ГАЗОВИХ СУМІШЕЙ

1. *Ідеальним* називають газ, стан якого визначається умовою

$$p \nu = R = \text{const},$$

де θ — абсолютна газова температура за шкалою, встановлюваною дослідним законом Гей-Люссака:

$$\left(\frac{\theta}{V}\right)_p = \text{const};$$

R — газова стала даного газу.

Використовуючи дослідний закон Джоуля про залежність внутрішньої енергії ідеального газу тільки від його температури $u = f(\theta)$ і математичні вирази основних законів термодинаміки, можна дістати важливий висновок про тотожність газової і термодинамічної абсолютних температур

$$\theta = T.$$

Тому *термічне рівняння стану* ідеального газу (рівняння Клапейрона — Менделєєва) для 1 кг газу має вигляд

$$pv = RT.$$

Для 1 кмоль газу відповідно

$$pV_\mu = \mu RT.$$

Для будь-якої кількості (m кг або M кмоль) ідеального газу

$$pV = mRT$$

і

$$pV = M\mu RT.$$

Характеристики деяких ідеальних газів наведено в додатку 1.

2. Універсальні характеристики 1 кмоль ідеальних газів чисельно однакові для будь-якого газу:

мольний об'єм (при даних T і p)

$$V_\mu = \text{idem}$$

і, зокрема, при нормальних умовах ($t_n = 0^\circ \text{C}$ і $p_n \approx 101,3 \text{ кн/м}^2$)

$$V_{\mu_n} = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль};$$

універсальна газова стала

$$\mu R = 8,31 \cdot 10^3 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{град},$$

звідки питома газова стала

$$R = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8,31 \cdot 10^3}{\mu} \text{ Дж/кг} \cdot \text{град},$$

де μ — молекулярна маса даного газу, кг/кмоль;
різниця мольних теплоємностей

$$\mu c_p - \mu c_v = \mu R = idem.$$

3. Для теплоємностей c_v і c_p ідеальних газів при $\frac{c_p}{c_v} = k$ справедливе рівняння Майєра

$$c_p - c_v = R \text{ дж/кг} \cdot \text{град},$$

а також

$$c_v = \frac{du}{dT} = \frac{R}{k-1} \text{ дж/кг} \cdot \text{град};$$

$$c_p = \frac{di}{dT} = \frac{k}{k-1} R \text{ дж/кг} \cdot \text{град},$$

причому c_v і c_p не залежать від тиску та об'єму газу.

За наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії теплоємність ідеальних газів не залежить і від температури, тобто для даного газу є величиною сталою ($c = const$)

$$\mu c_v = (3 + \delta_{об}) \frac{\mu R}{2} \text{ дж/кмоль} \cdot \text{град},$$

де $\delta_{об}$ — число ступенів свободи обертального руху молекул.

Числові значення теплоємностей при цьому визначаються такими даними:

Атомність газу	$\delta_{об}$	Мольна теплоємність, кдж/кмоль · град		$k = \frac{c_p}{c_v}$
		μc_v	μc_p	
Одноатомний	0	12,5	20,8	1,67
Двохатомний	2	20,8	29,1	1,40
Багатоатомний	3	25,0	33,3	1,33

За даними квантово-статистичної теорії теплоємність ідеальних газів залежить від температури: $c = f(t)$. Спектроскопічні дані про середню теплоємність деяких газів, що ґрунтуються на цьому, наведено в додатку 2.

При наявності даних про мольну теплоємність легко обчислити теплоємність

масову, віднесену до 1 кг газу,

$$c = \frac{\mu c}{\mu} \text{ дж/кг} \cdot \text{град};$$

об'ємну, віднесену до 1 м^3 газу при нормальних умовах,

$$c'_n = -\frac{\mu c}{22,4} \text{ дж/м}^3 \cdot \text{град.}$$

4. Калоричні властивості ідеальних газів характеризуються такими співвідношеннями:

$$di = c_p dT \quad \text{при } i = i(T);$$

$$du = c_v dT \quad \text{при } u = u(T);$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad \text{при } s = s(T, p).$$

Методику обчислення калоричних властивостей ідеальних газів відносно умовного нульового базового стану (при T_6 і p_6) наведено в прикладі 57.

Найбільш достовірні числові значення **ентальпії** деяких ідеальних газів

$$\mu i = \int_{T_6=273^\circ\text{K}}^T \mu c_p dT \text{ дж/кмоль,}$$

що ґрунтуються на спектроскопічних даних, наведено в додатку 3, а температурну складову ентропії газів

$$\mu s^T = \int_{T_6=273^\circ\text{K}}^T \mu c_p \frac{dT}{T} \text{ дж/кмоль} \cdot \text{град}$$

—в додатку 4. При цьому, якщо базовий тиск $p_6 = 10^5 \text{ н/м}^2$, то

$$\mu s = \mu s^T - \mu R \ln \frac{p}{10^5}.$$

Для технічних застосувань найхарактерніші зміни калоричних величин (Δi , Δu , Δs) у термодинамічних процесах (див. § 3).

5. Важливе практичне значення мають газові суміші (двох і більше ідеально-газових компонентів), що підлягають рівнянню стану ідеальних газів

$$pV = mR_{\text{сум}}T,$$

де газова стала суміші

$$R_{\text{сум}} = \frac{\mu R}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{8,31 \cdot 10^3}{\mu_{\text{сум}}} \text{ дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Уявна молекулярна маса суміші ($\mu_{\text{сум}}$ кг/кмоль) являє собою масу газової суміші з універсальними властивостями кіломоля ідеальних газів (зокрема, $V_{\mu_{\text{сум}_n}} = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$).

Склад газової суміші визначається частками компонентів: *масовими*

$$g_i = \frac{m_i}{m} \quad \text{при} \quad \sum_{i=1}^n g_i = 1;$$

об'ємними або мольними

$$r_i = \frac{V_i}{V} = \frac{M_i}{M} \quad \text{при} \quad \sum_{i=1}^n r_i = 1.$$

6. Кожний компонент перебуває в газовій суміші при своєму фактичному *парціальному* тиску p_i , причому

$$p_i V = m_i R_i T,$$

а також за законом Дальтона

$$\sum_{i=1}^n p_i = p.$$

Парціальні тиски компонентів газової суміші обчислюються за співвідношенням

$$p_i = g_i \frac{\mu_{\text{сум}}}{\mu_i} p = r_i p,$$

звідки виходять формули перерахунку складу газової суміші

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\mu_{\text{сум}}}; \quad r_i = \frac{g_i}{\mu_i} \mu_{\text{сум}}.$$

Уявна молекулярна маса суміші обчислюється залежно від складу суміші як середньодинамічна або середньогармонічна величина:

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}} \text{ кг/кмоль}.$$

7. Теплоємність газової суміші визначається як *величина середньодинамічна*: для масової теплоємності — за

масовим складом суміші, а для об'ємної і мольної — за об'ємним

$$c_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n g_i c_i \text{ дж/кг} \cdot \text{град};$$

$$c'_{\text{сум}_n} = \sum_{i=1}^n r_i c'_i \text{ дж/м}^3 \cdot \text{град};$$

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i \text{ дж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

За аналогічними співвідношеннями, як величини середньодинамічні, можна обчислювати і калоричні характеристики стану газових сумішей ($i_{\text{сум}}$, $u_{\text{сум}}$, $s_{\text{сум}}$).

8. Деякі характеристики ідеальних газів і газових сумішей у прикладних розрахунках зручно виражати *приведеними до нормальних умов*: $t_n = 0^\circ \text{C}$ і $p_n = 101,3 \text{ кн/м}^2$.

Наприклад, для густини газів при нормальних умовах

$$\rho_n = \frac{\mu}{22,4} = \rho \frac{p_n}{p} \cdot \frac{T}{T_n} \text{ кг/м}^3;$$

для об'ємів газів

$$V_n = m v_n = V \frac{p}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T} \text{ м}^3$$

і для об'ємної теплоємності

$$c'_n = c'_n \text{ дж/м}^3 \cdot \text{град}.$$

Приклади

52. Визначити густину ідеального газу N_2 при розрідженні $p_{\text{вак}} = 35 \text{ кн/м}^2$ і температурі $t = -13^\circ \text{C}$. Привести густину газу до нормальних умов. Взяти $p_{\text{бар}} = 100 \text{ кн/м}^2$. Як зміняться результати для ідеального газу H_2 ?

Густина ідеального газу визначається з рівняння стану

$$p v = RT,$$

звідки

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{p}{RT}.$$

За умовою абсолютний тиск газу

$$p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}} = (100 - 35) \cdot 10^3 = 65 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2;$$

абсолютна температура газу

$$T = t + 273 = -13 + 273 = 260^\circ\text{K};$$

газова стала

$$R = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8,31 \cdot 10^3}{28} = 297 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Отже,

$$\rho = \frac{65 \cdot 10^3}{297 \cdot 260} = 0,842 \text{ кг/м}^3.$$

Приводячи густину газу до нормальних умов, дістанемо:

$$\rho_{\text{н}} = \rho \frac{p_{\text{н}}}{p} \cdot \frac{T}{T_{\text{н}}} = 0,842 \cdot \frac{101,3}{65} \cdot \frac{260}{273} = 1,25 \text{ кг/м}^3.$$

Такий же результат дістають і іншим способом:

$$\rho_{\text{н}} = \frac{\mu}{V_{\mu_{\text{н}}}} = \frac{28}{22,4} = 1,25 \text{ кг/м}^3.$$

Для газу H_2 при $\mu \approx 2 \text{ кг/кмоль}$ аналогічно дістанемо:

$$\rho = 0,060 \text{ кг/м}^3 \quad \text{і} \quad \rho_{\text{н}} = 0,089 \text{ кг/м}^3.$$

53. При пуску двигуна тиск стиснутого повітря в пусковому балоні місткістю $0,08 \text{ м}^3$ зменшився від $6,0$ до $4,5 \text{ Мн/м}^2$. Визначити кількість витраченого повітря, якщо температура його лишилась незмінною і дорівнює 25°C , взявши $R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$.

Вважаючи, що повітря при заданих умовах підлягає рівнянню стану ідеальних газів, дістаємо

$$\begin{aligned} m &= m_{\text{н}} - m_{\text{к}} = \frac{p_{\text{н}} V}{RT} - \frac{p_{\text{к}} V}{RT} = (p_{\text{н}} - p_{\text{к}}) \frac{V}{RT} = \\ &= (6,0 - 4,5) \cdot 10^6 \cdot \frac{0,08}{287 \cdot 298} \approx 1,4 \text{ кг.} \end{aligned}$$

54. Користуючись наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії, визначити масові і об'ємні теплоємності повітря, вважаючи, що повітря має властивості двоатомного газу і $\mu = 29 \text{ кг/кмоль}$.

Для двоатомних газів мольні теплоємності (наближено)

$$\mu c_v = 20,8 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad \mu c_p = 29,1 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Отже, для масової теплоємності повітря

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20,8}{29} = 0,72 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град};$$

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu} = \frac{29,1}{29} \approx 1,00 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град},$$

а для об'ємної

$$c'_{v_H} = \frac{\mu c_v}{V_{\mu_H}} = \frac{20,8}{22,4} = 0,93 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град};$$

$$c'_{p_H} = \frac{\mu c_p}{V_{\mu_H}} = \frac{29,1}{22,4} = 1,30 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град}.$$

Для об'ємних теплоемностей будь-якого ідеального газу

$$c'_{p_H} - c'_{v_H} = \frac{\mu c_p - \mu c_v}{V_{\mu_H}} = \frac{\mu R}{V_{\mu_H}} = \frac{8,31}{22,4} \approx 0,37 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град}$$

і відповідно газова стала, віднесена до 1 м³ газу при нормальних умовах, $R_H = 0,37 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град}$.

55. Користуючись табличними даними, визначити середню ізобарну теплоємність ідеального газу CO₂ в інтервалі температур від $t_1 = 300$ до $t_2 = 900^\circ \text{C}$. Порівняти одержаний результат з даними за молекулярно-кінетичною теорією при $c = \text{const}$.

Табличні дані про середню теплоємність газів при температурі t стосуються середньої теплоємності в інтервалі від 0°C до t , тобто $\mu c_{p_m} = \mu c_{p_m} \Big|_0^t$ 0°C .

При цьому

$$\begin{aligned} \mu c_{p_m} \Big|_{t_1}^{t_2} &= \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \mu c_p dt = \frac{1}{t_2 - t_1} \left[\int_{t_1}^{0^\circ \text{C}} \mu c_p dt + \right. \\ &\left. + \int_{0^\circ \text{C}}^{t_2} \mu c_p dt \right] = \frac{1}{t_2 - t_1} (\mu c_{p_{m_2}} t_2 - \mu c_{p_{m_1}} t_1). \end{aligned}$$

Використовуючи табличні дані середньої теплоємності газу CO₂ (додаток 2), дістанемо

$$\mu c_{p_m} \Big|_{300^\circ \text{C}}^{900^\circ \text{C}} = \frac{48,62 \cdot 900 - 41,76 \cdot 300}{900 - 300} = 52,1 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

Інакше цей же результат можна дістати за даними про ентальпію газу (додаток 3):

$$\mu c_{p_m} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{\mu i_2 - \mu i_1}{t_2 - t_1} = \frac{(43,75 - 12,53) \cdot 10^3}{900 - 300} = 52,1 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

За наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії для CO₂, як трьохатомного газу, $\mu c_p \approx 33,3 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}$, що відрізняється від одержаного раніше більш надійного результату на 36%.

56. Для ідеального газу при $t = 300^\circ \text{C}$ знайдено $c_p = 1,20 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$ і $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,35$. Визначити тиск цього газу, якщо при зазначеній температурі $4,9 \text{ кг}$ газу займають об'єм $0,6 \text{ м}^3$.

Тиск газу визначимо з рівняння стану

$$p = \frac{mRT}{V},$$

причому для газової сталої

$$R = \frac{k}{k-1} c_p = \frac{1,35}{0,35} \cdot 1,20 \cdot 10^3 = 311 \text{ дж/кг} \cdot \text{град}.$$

Отже,

$$p = \frac{4,9 \cdot 311 \cdot 573}{0,6} = 1,45 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2,$$

або $p = 1,45 \text{ Мн/м}^2$.

57. Розрахувати віднесені до 1 м^3 газу при нормальних умовах калоричні характеристики стану ідеального газу N_2 при $p = 0,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 1000^\circ \text{C}$ у двох випадках: 1) за табличними даними; 2) за наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії при $c = \text{const}$.

Числові значення калоричних властивостей робочих тіл у даному стані обчислюються відносно умовного базового стану, для якого беруть $i_0 = 0$ і $s_0 = 0$.

Для ідеальних газів

$$\begin{aligned} i_0 &= 0 \text{ при } t_0 = 0^\circ \text{C}; \\ s_0 &= 0 \text{ при } t_0 = 0^\circ \text{C} \text{ і } p_0 = 0,1 \text{ Мн/м}^2. \end{aligned}$$

Відповідно до цього з використанням табличних даних про ентальпію газу N_2 (додаток 3) дістанемо:

$$i'_n = \frac{\mu i}{V_{\mu_n}} = \frac{31,31}{22,4} = 1,40 \text{ Мдж/м}^3.$$

Ентропія газу N_2 (за додатком 4)

$$\begin{aligned} \mu s &= \mu s^T - \mu R \ln \frac{p}{p_0} = 47,17 - 8,31 \cdot 2,3 \lg \frac{0,5}{0,1} = \\ &= 33,80 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}, \end{aligned}$$

а значить,

$$s'_n = \frac{\mu s}{V_{\mu_n}} = \frac{33,80}{22,4} = 1,51 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град}.$$

Внутрішня енергія ідеального газу

$$\mu u = \mu i - pV_{\mu} = \mu i - \mu RT,$$

а також

$$u'_{\text{н}} = i'_{\text{н}} - \frac{\mu R}{V_{\mu}} T = 1,40 \cdot 10^6 - \frac{8,31 \cdot 10^3}{22,4} \cdot 1273 = \\ = 0,93 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3 = 0,93 \text{ Мдж/м}^3.$$

Калоричні властивості за наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії (при сталій теплоємності газу) обчислюють так: для ентальпії газу (якщо $T_G = 273^\circ \text{ К}$)

$$i'_{\text{н}} = \int_{T_G}^T c'_{p_{\text{н}}} dT = c'_{p_{\text{н}}} (T - 273) = c'_{p_{\text{н}}} t \text{ Дж/м}^3.$$

$$\text{Тоді при } c'_{p_{\text{н}}} = \frac{\mu c_p}{V_{\mu}} = \frac{29,1}{22,4} = 1,30 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град}$$

$$i'_{\text{н}} = 1,30 \cdot 10^3 \cdot 1000 = 1,30 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3 = 1,30 \text{ Мдж/м}^3$$

і відрізняється від більш точних обчислень на 7%; для внутрішньої енергії газу

$$u'_{\text{н}} = i'_{\text{н}} - R'_{\text{н}} T = 1,30 \cdot 10^6 - 0,37 \cdot 10^3 \cdot 1273 = 0,83 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3 = \\ = 0,83 \text{ Мдж/м}^3,$$

що відрізняється від більш точних обчислень на 11%;

для ентронії газу (при $T_G = 273^\circ \text{ К}$ і $p_G = 0,1 \text{ Мн/м}^2$)

$$s'_{\text{н}} = \int_{T_G}^T c'_{p_{\text{н}}} \frac{dT}{T} - \int_{p_G}^p R'_{\text{н}} \frac{dp}{p} = c'_{p_{\text{н}}} \ln \frac{T}{273} - R'_{\text{н}} \ln \frac{p}{10^5};$$

після підстановки числових даних

$$s'_{\text{н}} = 1,30 \cdot 2,3 \lg \frac{1273}{273} - 0,37 \cdot 2,3 \lg 5 \approx 1,4 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град},$$

що відрізняється від більш точних обчислень на 7%.

58. Склад сухого атмосферного повітря за масою $O_2 = 23,2\%$ і $N_2 = 76,8\%$. Визначити об'ємний склад повітря, уявну молекулярну масу і газову сталу суміші.

Уявна молекулярна маса суміші, заданої за масовим складом, визначається як величина середньогармонічна

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\frac{g_{O_2}}{\mu_{O_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{1}{\frac{0,232}{32} + \frac{0,768}{28}} \approx 29 \text{ кг/кмоль},$$

Газова стала при цьому становитиме

$$R_{\text{сум}} = \frac{\mu R}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{8,31 \cdot 10^3}{29} = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Об'ємний склад суміші визначимо за співвідношенням

$$r_i = \frac{g_i}{\mu_i} \mu_{\text{сум}}$$

тоді

$$r_{\text{O}_2} = \frac{0,232}{32} \cdot 29 = 0,21, \text{ або } 21\%;$$

$$r_{\text{N}_2} = \frac{0,768}{28} \cdot 29 = 0,79, \text{ або } 79\%.$$

59. Об'ємний склад газової суміші $\text{CO}_2 = 12,3$, $\text{O}_2 = 7,2$ і $\text{N}_2 = 80,5\%$. Визначити уявну молекулярну масу і газову сталу суміші, а також парціальні тиски компонентів при тиску суміші $p = 110 \text{ кН/м}^2$.

Уявна молекулярна маса суміші, заданої за об'ємним складом, визначається як величина середньодинамічна:

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = 0,123 \cdot 44 + 0,072 \cdot 32 + 0,805 \cdot 28 = 30,3 \text{ кг/кмоль.}$$

Газова стала суміші

$$R_{\text{сум}} = \frac{\mu R}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{8,31 \cdot 10^3}{30,3} = 275 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Парціальні тиски компонентів газової суміші визначимо за формулою $p_i = r_i p$:

$$p_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} p = 0,123 \cdot 110 = 13,5 \text{ кН/м}^2;$$

$$p_{\text{O}_2} = r_{\text{O}_2} p = 0,072 \cdot 110 = 7,9 \text{ кН/м}^2;$$

$$p_{\text{N}_2} = r_{\text{N}_2} p = 0,805 \cdot 110 = 88,6 \text{ кН/м}^2.$$

60. Визначити об'ємний склад і уявну молекулярну масу суміші ідеальних газів H_2 і N_2 , якщо при тиску суміші $p = 0,316 \text{ МН/м}^2$ парціальний тиск азоту становить $p_{\text{N}_2} = 0,090 \text{ МН/м}^2$.

Використовуючи співвідношення $r_i = \frac{p_i}{p}$, визначимо об'ємний склад суміші:

$$r_{\text{N}_2} = \frac{p_{\text{N}_2}}{p} = \frac{0,090}{0,316} = 0,285, \text{ або } 28,5\%;$$

$$r_{\text{H}_2} = \frac{p - p_{\text{N}_2}}{p} = \frac{0,316 - 0,090}{0,316} = 0,715, \text{ або } 71,5\%.$$

Уявна молекулярна маса суміші

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = 0,285 \cdot 28 + 0,715 \cdot 2 \approx 9,4 \text{ кг/кмоль.}$$

61. Визначити масову, об'ємну і мольну ізобарні теплоємності газової суміші об'ємного складу $\text{CO}_2 = 12$, $\text{N}_2 = 70$ і $\text{H}_2\text{O} = 18\%$. Обчислення виконати наближено за даними молекулярно-кінетичної теорії, вважаючи, що теплоємність компонентів не залежить від температури.

Мольна теплоємність газової суміші, заданої за об'ємним складом, визначається як величина середньодинамічна:

$$\begin{aligned} \mu c_{p_{\text{сум}}} &= \sum_{i=1}^n r_i \mu c_{p_i} = 0,12 \cdot 33,3 + 0,70 \cdot 29,1 + 0,18 \cdot 33,3 = \\ &= 30,4 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Аналогічно визначається і об'ємна теплоємність суміші

$$\begin{aligned} c'_{p_{\text{сум}_n}} &= \sum_{i=1}^n r_i c'_{p_{i_n}} = 0,12 \cdot \frac{33,3}{22,4} + 0,70 \cdot \frac{29,1}{22,4} + 0,18 \times \\ &\times \frac{33,3}{22,4} = 1,36 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Масову теплоємність суміші зручніше обчислювати за її масовим складом

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\mu_{\text{сум}}},$$

де

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = 0,12 \cdot 44 + 0,70 \cdot 28 + 0,18 \cdot 18 \approx 28,1 \text{ кг/моль,}$$

а значить,

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{0,12 \cdot 44}{28,1} = 0,188;$$

$$g_{\text{N}_2} = \frac{0,70 \cdot 28}{28,1} = 0,697;$$

$$g_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,18 \cdot 18}{28,1} = 0,115.$$

а масова теплоємність суміші

$$c_{\rho_{\text{сум}}} = \sum_{i=1}^n g_i c_{\rho_i} = 0,188 \cdot \frac{33,3}{44} + 0,697 \cdot \frac{29,1}{28} + \\ + 0,115 \cdot \frac{33,3}{18} = 1,08 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Контрольні обчислення для об'ємної теплоємності

$$c'_{\rho_{\text{сум}_H}} = \frac{\mu c_{\rho_{\text{сум}}}}{V_{\mu_H}} = \frac{30,4}{22,4} = 1,36 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град.}$$

для масової теплоємності

$$c_{\rho_{\text{сум}}} = \frac{\mu c_{\rho_{\text{сум}}}}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{30,4}{28,1} = 1,08 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Крім того, при $\rho_{\text{сум}_H} = \frac{\mu_{\text{сум}}}{V_{\mu_H}} = \frac{28,1}{22,4} = 1,26 \text{ кг/м}^3$

$$c'_{\rho_{\text{сум}_H}} = c_{\rho_{\text{сум}}} \rho_{\text{сум}_H} = 1,08 \cdot 1,26 = 1,36 \text{ кдж/м}^3 \cdot \text{град.}$$

62. У посудину об'ємом $V = 3,5 \text{ м}^3$, яка містить газ CO при тиску $0,15 \text{ Мн/м}^2$ і температурі 22°C , підведено 4 кг газу SO_2 . Визначити число кіломолив суміші, її об'ємний склад, а також температуру суміші, якщо після змішування тиск $p = 0,21 \text{ Мн/м}^2$.

Кількість газу CO до змішування

$$m_{\text{CO}} = \frac{p_{\text{CO}} V}{R_{\text{CO}} T_{\text{CO}}} = \frac{0,15 \cdot 10^6 \cdot 3,5}{297 \cdot 295} = 6,0 \text{ кг.}$$

Число кіломолив суміші

$$M = M_{\text{CO}} + M_{\text{SO}_2} = \frac{m_{\text{CO}}}{\mu_{\text{CO}}} + \frac{m_{\text{SO}_2}}{\mu_{\text{SO}_2}} = \frac{6,0}{28} + \frac{4}{64} = 0,277 \text{ кмоль.}$$

Об'ємний склад суміші, що збігається з мольним складом:

$$r_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M} = \frac{0,214}{0,277} \approx 0,77;$$

$$r_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M} = \frac{0,063}{0,277} \approx 0,23.$$

Температуру газів після змішування визначимо з рівняння стану

$$pV = M\mu RT,$$

звідки

$$T = \frac{pV}{M\mu R} = \frac{0,21 \cdot 10^6 \cdot 3,5}{0,277 \cdot 8,31 \cdot 10^8} = 320^\circ K,$$

або $t = 47^\circ C$.

63. Визначити питому ексергію газу ($k = 1,35$; $R = 0,30$ кдж/кг·град) перед газовою турбіною, якщо тиск газу $p = 0,65$ Мн/м² і температура $t = 750^\circ C$. Для стану навколишнього середовища взяти $p_0 = 0,10$ Мн/м² і $t_0 = 15^\circ C$.

Як зміниться результат, якщо в першому випадку $p' = 1,2$ Мн/м², в другому — $p'' = 6,5$ Мн/м² і в третьому — $t''' = 1200^\circ C$?

Ексергія маси робочого тіла визначається за основним рівнянням технічної термодинаміки (див. § 1), якщо граничним кінцевим станом робочого тіла вважати стан його рівноваги з навколишнім середовищем, коли $t_2 = t_0$ і $p_2 = p_0$.

Для питомої ексергії робочого тіла в заданому стані при цьому ($Q = 0$ і $\Delta S_c = 0$)

$$e = (i - i_0) - T_0 (s - s_0).$$

Таким чином, при певному стані навколишнього середовища (p_0, t_0) величина e є однозначною характеристикою стану робочого тіла.

Для ідеального газу в найпростішому випадку, коли $c_p = \frac{k}{k-1} R = \text{const}$,

$$e = c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} \right).$$

За вихідними даними цього прикладу

$$e = 1,16 \cdot 735 - 288 \left(1,16 \cdot 2,3 \lg \frac{1023}{288} - 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{0,65}{0,10} \right) = \\ = 590 \text{ кдж/кг.}$$

Зміст одержаного результату в тому, що в процесах оборотного переходу газу із заданого стану ($p = 0,65$ Мн/м²; $t = 750^\circ C$) у стан рівноваги з навколишнім середовищем ($0,10$ Мн/м², $15^\circ C$) може бути виконана гранична, максимальна робота, що дорівнює 590 кдж/кг.

Залежність ексергії (максимальної роботоздатності) газу від його параметрів стану характеризується такими даними:

а) при підвищенні тиску до $p' = 1,2 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 750^\circ \text{С}$

$$e' = 1,16 \cdot 735 - 288 \left(1,16 \cdot 2,3 \lg \frac{1023}{288} - 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{1,2}{0,1} \right) = \\ = 640 \text{ кдж/кг};$$

б) при дальшому підвищенні тиску до $p'' = 6,5 \text{ Мн/м}^2$

$$e'' = 1,16 \cdot 735 - 288 \left(1,16 \cdot 2,3 \lg \frac{1023}{288} - 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{6,5}{0,1} \right) \approx \\ \approx 800 \text{ кдж/кг};$$

в) при підвищенні температури до $t''' = 1200^\circ \text{С}$ і $p = 0,65 \text{ Мн/м}^2$

$$e''' = 1,16 \cdot 1185 - 288 \left(1,16 \cdot 2,3 \lg \frac{1473}{288} - 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{0,65}{0,1} \right) \approx \\ \approx 1000 \text{ кдж/кг}.$$

З наведених простих обчислень бачимо, що підвищення температури газу перед газовою турбіною впливає на збільшення ексергії газу значно ефективніше, ніж підвищення тиску газу. Тому найбільш перспективними слід вважати високотемпературні енергоустановки. Наприклад, для високотемпературного магнітогазодинамічного генератора (МГДГ) при $p = 1,2 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 3200^\circ \text{С}$

$$e = 1,16 \cdot 3185 - 288 \left(1,16 \cdot 2,3 \lg \frac{3473}{288} - 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{1,2}{0,1} \right) \approx \\ \approx 3100 \text{ кдж/кг},$$

що значно вище, ніж у попередніх обчисленнях.

Задачі

64. Визначити мольний об'єм ідеального газу CO при тиску $0,5 \text{ Мн/м}^2$ і температурі 60°С . Привести об'єм до нормальних умов. Чи зміняться результати для ідеального газу CO_2 ?

65. 5 кг ідеального газу N_2 при $t = 30^\circ \text{С}$ займають об'єм $V = 6 \text{ м}^3$. Визначити тиск газу. Як зміниться при тих же вихідних даних результат для ідеального газу CO_2 ?

66. Визначити температуру, при якій густина ідеального газу O_2 тиском $0,105 \text{ Мн/м}^2$ становить $0,65 \text{ кг/м}^3$.

67. Визначити молекулярну масу і газову сталу ідеального газу, густина якого при $p = 0,25 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 75^\circ \text{С}$ становить $\rho = 2,76 \text{ кг/м}^3$.

68. У посудині сталого об'єму було 12 кмоль ідеального газу N_2 при $p = 1,0 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 80^\circ \text{С}$. Визначити кількість витраченого газу, якщо тиск у посудині знизився до $0,35 \text{ Мн/м}^2$, а температура — до 25°С .

69. Визначити газову сталу ідеального газу, для якого густина при нормальних умовах $\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$.

70. Газовий двигун в одному випадку витрачав 65 м^3 газу при тиску 104 кН/м^2 і температурі 5°С , а в другому випадку — 70 м^3 при 96 кН/м^2 і 30°С . В якому випадку двигун при однаковій потужності працював економічніше?

71. Визначити теплоємності c_v і c_p ідеального газу при $R = 0,35 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ і $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,38$.

72. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю властивостей ідеальних газів:

Позначення величин	Одиниці виміру	Варіанти				
		1	2	3	4	5
μ	кг/кмоль	4
R	дж/кг·град	...	297
ρ_n	кг/м ³	2,86
v_n	м ³ /кг	1,25	...
c_p	дж/кг·град	610	...	915
c_v	дж/кг·град	...	740	655
k	—	1,67	1,33	...

73. Визначити густину ідеального газу при тиску $p = 1,5 \text{ Мн/м}^2$ і температурі $t = 500^\circ \text{С}$, якщо при нормальних умовах $\rho_n = 1,25 \text{ кг/м}^3$. Який це газ?

74. Визначити калоричні характеристики стану (i , u , s) ідеального газу CO_2 при $p = 1,2 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 600^\circ \text{С}$. Обчислення виконати у двох варіантах: 1) при сталій теплоємності газу; 2) за табличними спектроскопічними даними.

75. Визначити питому ексергію ідеального газу CO_2 при $p = 1,2 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 600^\circ \text{С}$, взявши для навколишнього середовища $p_0 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$. Обчислення виконати у двох варіантах: 1) при сталій теплоємності газу; 2) за табличними спектроскопічними даними.

76. Визначити питому ексергію повітря при тиску $2,5 \text{ Мн/м}^2$ і температурі 15°С , взявши для навколишнього середовища $p_0 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

77. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю характеристик стану ідеальних газів:

Позначення величин	Одиниці виміру	Гази				
		H ₂	N ₂	O ₂	Повітря	CO ₂
$p \cdot 10^{-6}$	н/м ²	0,08	0,20	...	0,40	...
v	м ³ /кг	...	1,82
t	°С	200	...	250
$u \cdot 10^{-3}$	дж/кг
$i \cdot 10^{-3}$	дж/кг	0	510
$s \cdot 10^{-3}$	дж/кг·град	0	...	0,730
$e \cdot 10^{-3}$	дж/кг

При обчисленнях використати табличні спектроскопічні дані про калоричні властивості газів.

78. Газова суміш складається з 5 кг газу CH₄ і 0,4 кмоль газу O₂. Визначити об'ємний і масовий склади суміші та густину її при тиску 0,12 Мн/м² і температурі 120° С.

79. Продукти згоряння палива мають такий об'ємний склад, %: CO₂ = 10, CO = 5, N₂ = 73 і H₂O = 12. Визначити густину суміші і парціальні тиски компонентів при $p = 90$ кн/м² і $t = 20$ ° С.

80. 1,2 кмоль газової суміші, яка має масовий склад CO₂ = 25, CH₄ = 15 і N₂ = 60%, містяться в посудині при $p = 0,5$ Мн/м² і $t = 5$ ° С. Визначити об'єм посудини і парціальні тиски газів, що складають суміш.

81. Газова суміш, яка складається з CO₂ і CH₄, має газову сталу $R = 392$ дж/кг·град. Визначити масовий і об'ємний склади суміші.

82. Газова суміш складається з 3 кг газу CO₂, 2 м³ (приведених до нормальних умов) газу O₂ і 0,5 кмоль газу N₂. Визначити кількість суміші та її об'ємну ізобарну теплоємність при температурі 1000° С за табличними даними.

83. Визначити питомі масові калоричні характеристики стану (i , u , s) газової суміші з таким об'ємним складом, %: CO₂ = 20, O₂ = 15 і N₂ = 65, якщо $p = 0,1$ Мн/м² і $t = 500$ ° С.

84. Визначити середню ізобарну (мольну, масову і об'ємну) теплоємність газової суміші з об'ємним складом CO₂ = 12,3, O₂ = 7,2 і N₂ = 80,5% при температурі $t = 1000$ ° С.

85. У посудині об'ємом 2,5 м³ міститься суміш газів CO₂ і O₂ при $p = 0,4$ Мн/м² і $t = 200$ ° С. Визначити пар-

ціальні тиски компонентів і ентальпію суміші, якщо кількість газу O_2 в суміші становить 6 кг.

86. Потік сухого повітря при $m_n = 12$ кг/сек і $t_n = 100^\circ$ С змішується з потоком димових газів при $m_r = 28$ кг/сек і $t_r = 800^\circ$ С. Визначити температуру суміші, вважаючи змішування енергетично ізольованим ($Q = 0$ і $L_{\text{тех}} = 0$) і нехтуючи зміною кінетичної енергії потоків ($\Delta K = 0$). Вважати, що термодинамічні властивості димових газів тотожні властивостям повітря.

§ 3. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ГАЗОВІ ПРОЦЕСИ

Розглянемо закономірності квазістатичних (внутрішньо рівноважних) термодинамічних процесів з ідеальними газами ($pv = RT$).

1. До основних газових процесів належать:
ізохорний (при сталому об'ємі);
ізобарний (при сталому тиску);
ізотермічний (при сталій температурі);
адіабатний (без підведення і відведення тепла).

В останньому випадку $ds = \frac{\delta q}{T} = 0$, тобто рівноважний адіабатний процес є процесом *ізоентронним* ($s = \text{const}$).

Крім того, в теорії газових процесів розглядається узагальнений випадок *політропного* процесу, який підлягає рівнянню

$$pv^n = \text{const},$$

де n — стала для даного процесу величина (показник політропи).

При розрахунку й аналізі газових процесів розглядаються такі питання:

- співвідношення між термічними величинами p , v , T ;
- зміни калоричних величин Δi , Δu , Δs ;
- кількість тепла в процесі;
- кількість роботи в процесі;
- енергобаланс процесу.

Основою для цього є математичні вирази першого і другого законів термодинаміки, рівняння стану ідеальних газів і дані про калоричні властивості (або теплоємності) газів.

2. Співвідношення між *термічними величинами* в основних газових процесах наведено в табл. 1.

Співвідношення між термічними величинами
в основних газових процесах

Характер процесу	Розрахункові співвідношення
Ізохорний $v = \text{const}$	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1}$
Ізобарний $p = \text{const}$	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1}$
Ізотермічний $T = \text{const}$ і $pv = \text{const}$	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$
Адіабатний $\delta q = 0$ і $s = \text{const}$ при $k = \frac{c_p}{c_v} = \text{const}$ (k — показник адиабати)	$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$; $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

Слід відзначити обмеженість наведених у цій таблиці співвідношень для адіабатного процесу, справедливих тільки при умові сталої теплоємності газу ($k = \frac{c_p}{c_v} = \text{const}$).

Більш надійні розрахунки адіабатного газового процесу виконуються з допомогою табличних даних (див. приклад 94).

3. Зміну калоричних величин найнадійніше обчислювати за табличними спектроскопічними даними (додатки 3 і 4).

В учбових розрахунках часто користуються наближеним прийомом обчислень, вважаючи теплоємність газів за даними молекулярно-кінетичної теорії сталою ($c = \text{const}$).

Відповідні розрахункові співвідношення наведено в табл. 2. Ці співвідношення справедливі для будь-якого рівноважного газового процесу. В окремих випадках деякі співвідношення набирають простішого вигляду. Наприклад, при $T = \text{const}$

$$\Delta s_T = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

а також $\Delta i_T = 0$ і $\Delta u_T = 0$.

Зміна питомих калоричних величин у газових процесах

Розрахункові величини	Розрахункові співвідношення	
	при використанні табличних даних	при умові $c = \text{const}$
Зміна ентальпії газу, дж/кг	$\Delta i = i_2 - i_1$	$\Delta i = c_p (T_2 - T_1)$
Зміна ентропії газу, $\text{дж/кг} \cdot \text{град}$	$\Delta s = s_2 - s_1 =$ $= (s_2^T - s_1^T) - R \ln \frac{p_2}{p_1}$	$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} -$ $- R \ln \frac{p_2}{p_1}$
Зміна внутрішньої енергії газу, дж/кг	$\Delta u = \Delta i - \Delta (pv) =$ $= \Delta i - R (T_2 - T_1)$	$\Delta u = c_v (T_2 - T_1)$

Якщо $c = \text{const}$, то при $p = \text{const}$

$$\Delta s_p = c_p \ln \frac{T_2}{T_1},$$

а при $v = \text{const}$

$$\Delta s_v = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

4. *Кількість тепла* в різних процесах зручно обчислювати на основі математичних виразів першого і другого законів термодинаміки з використанням даних про зміну калоричних величин у даному процесі (див. табл. 3).

5. *Кількість роботи* в різних процесах зручно обчислювати за балансовими співвідношеннями першого закону термодинаміки:

$$L = Q - \Delta U \quad \text{і} \quad L_n = Q - \Delta I.$$

Зведення розрахункових співвідношень наведено в табл. 3.

Для газових процесів у деяких окремих випадках цим загальним співвідношенням можна надати інших форм (див. приклад 92).

6. *Енергобаланси* процесів відповідають загальним математичним виразам першого закону термодинаміки

$$Q = \Delta U + L,$$

Загальні розрахункові співвідношення
для визначення кількості тепла і роботи
в основних термодинамічних процесах

Характер процесу	Кількість тепла, дж	Кількість роботи, дж	
		деформаційної	переміщення
Ізохорний	$Q_v = \Delta U$	$L_v = 0$	$L_{пv} = \Delta U - \Delta I$
Ізобарний	$Q_p = \Delta I$	$L_p = \Delta I - \Delta U$	$L_{пp} = 0$
Ізотермічний	$Q_T = T\Delta S$	$L_T = T\Delta S - \Delta U$	$L_{пT} = T\Delta S - \Delta I$
Адіабатний	$Q_{ад} = 0$	$L_{ад} = -\Delta U$	$L_{пад} = -\Delta I$

або $Q = \Delta I + L_{п}$.

З їх допомогою з'ясовуються важливі енергетичні особливості окремих термодинамічних процесів.

Наприклад, коефіцієнт перетворення енергії в даному процесі

$$\psi = \frac{L}{Q} = \frac{Q - \Delta U}{Q}$$

для основних газових процесів становить:

$$\begin{aligned} \psi_v &= 0 \quad \text{при} \quad v = \text{const} (L_v = 0); \\ \psi_p &= \frac{k-1}{k} \quad \text{при} \quad p = \text{const} (L_p = Q - \Delta U); \\ \psi_T &= 1 \quad \text{при} \quad T = \text{const} (L_T = Q); \\ \psi_{ад} &\rightarrow \infty \quad \text{при} \quad Q = 0 (L_{ад} \neq 0). \end{aligned}$$

7. Для політропних газових процесів співвідношення між термічними величинами:

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n; \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \end{aligned}$$

зміни калоричних величин визначаються за співвідношеннями, наведеними в табл. 2;

кількість тепла визначається за балансними співвідношеннями

$$Q = \Delta U + L = \Delta I + L_{п},$$

де кількість деформаційної роботи

$$L = \int_1^2 p dV = \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{mR}{n-1} (T_1 - T_2) = \\ = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right],$$

а кількість роботи переміщення

$$L_{\text{п}} = \int_1^2 -V dp = nL.$$

Крім того, при $c = \text{const}$

$$Q = mc(T_2 - T_1),$$

де стала теплоємність політропного процесу

$$c = c_v \frac{n-k}{n-1}.$$

Коефіцієнт перетворення енергії в політропному процесі (при $k = \text{const}$)

$$\psi = \frac{L}{Q} = \frac{k-1}{k-n}.$$

Показник політропи визначається співвідношенням

$$n = \frac{L_{\text{п}}}{L} = \frac{\lg \beta}{\lg \beta - \lg \tau},$$

де $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ — ступінь зміни тиску в процесі;

$\tau = \frac{T_2}{T_1}$ — ступінь зміни температури в процесі.

Крім того, при сталій теплоємності газу

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = k - \frac{k-1}{\psi}.$$

8. Розрахунок і аналіз *газових процесів* необхідно супроводити графіками процесів, принаймні в діаграмах $p - v$ і $T - s$.

Схему графіків основних газових процесів наведено на рис. 21.

На діаграмі $p - v$ (рис. 21, а) ізотерма ідеального газу зображається рівносторонньою гіперболою $\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T = -\frac{p}{v}$,

а адіабата — нерівносторонньою гіперболою $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s = -k \frac{p}{v}$. Адіабата крутіша, ніж ізотерма, бо $k = \frac{c_p}{c_v} > 1$.

На діаграмі $T - s$ (рис. 21, б) ізобара та ізохора зображаються експоненціальними кривими $\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p = \frac{T}{c_p}$ і $\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_v = \frac{T}{c_v}$, причому ізохора крутіша, ніж ізобара, бо $c_v < c_p$.

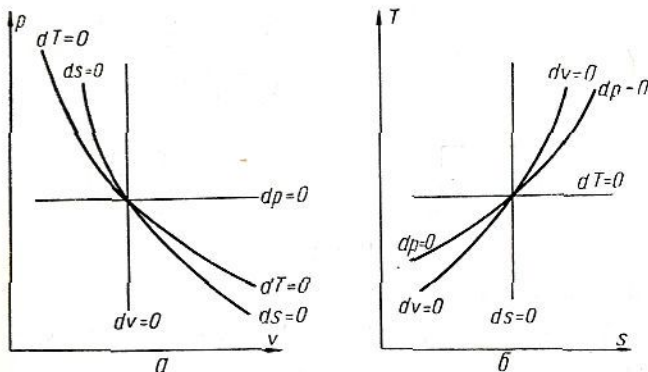


Рис. 21.

Політропи характеризуються умовою $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_n = -n \frac{p}{v}$ і на діаграмі $p - v$ при $n > 0$ зображаються сім'єю нерівносторонніх гіпербол різної крутості, а при $n < 0$ мають параболічний характер (рис. 29).

Приклади

87. 1 кмоль ідеального газу N_2 при $p_1 = 0,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 0^\circ \text{С}$ ізохорно нагрівається до $t_2 = 1000^\circ \text{С}$. Визначити кінцевий тиск газу, зміну калоричних величин, а також кількість тепла і роботи в цьому процесі.

Показати схему енергобалансу процесу і графіки його в координатах $p - v$, $T - s$, $p - T$, $i - s$, $v - T$, $u - t$, $i - p$, $i - t$. Теплоємність газу вважати сталою.

Кінцевий тиск газу становитиме

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 0,3 \cdot \frac{1273}{273} = 1,4 \text{ Мн/м}^2.$$

Для дальших обчислень у випадку сталої теплоємності за наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії візьмемо $\mu c_v = 20,8 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}$; $\mu c_p = 29,1 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}$, причому $\mu R = 8,3 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}$.

Зміна ентальпії газу

$$\Delta I = \mu c_p (T_2 - T_1) = 29,1 \cdot 1000 = 29,1 \cdot 10^3 \text{ кдж/кмоль.}$$

Зміна ентропії газу

$$\Delta S = \mu c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 20,8 \cdot 2,3 \lg \frac{1273}{273} = 31,9 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

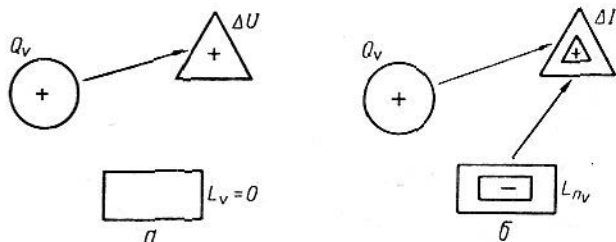


Рис. 22.

Зміна внутрішньої енергії газу

$$\Delta U = \mu c_v (T_2 - T_1) = 20,8 \cdot 1000 = 20,8 \cdot 10^3 \text{ кдж/кмоль.}$$

Кількість тепла в ізохорному процесі

$$Q_v = \Delta U = 20,8 \text{ Мдж/кмоль};$$

кількість деформаційної роботи

$$L_v = 0;$$

кількість роботи переміщення

$$L_{nv} = Q_v - \Delta I = 20,8 - 29,1 = -8,3 \text{ Мдж/кмоль,}$$

причому робота переміщення затрачується в зв'язку з підвищенням тиску газу (рис. 22, б).

Схему енергобалансу ізохорного процесу при $\psi_v = \frac{L_v}{Q_v} = 0$ наведено на рис. 22, а, а схеми графіків процесу в різних координатах — на рис. 23.

88. Виконати обчислення за умовою прикладу 87, користуючись табличними даними про калоричні властивості газу.

Кінцевий тиск газу залишається таким самим, як і в попередньому обчисленні: $p_2 = 1,4 \text{ Мн/м}^2$.

Зміна ентальпії газу за даними додатка 3

$$\Delta I \approx I_2 - I_1 \approx 31,3 - 0 = 31,3 \text{ Мдж/кмоль};$$

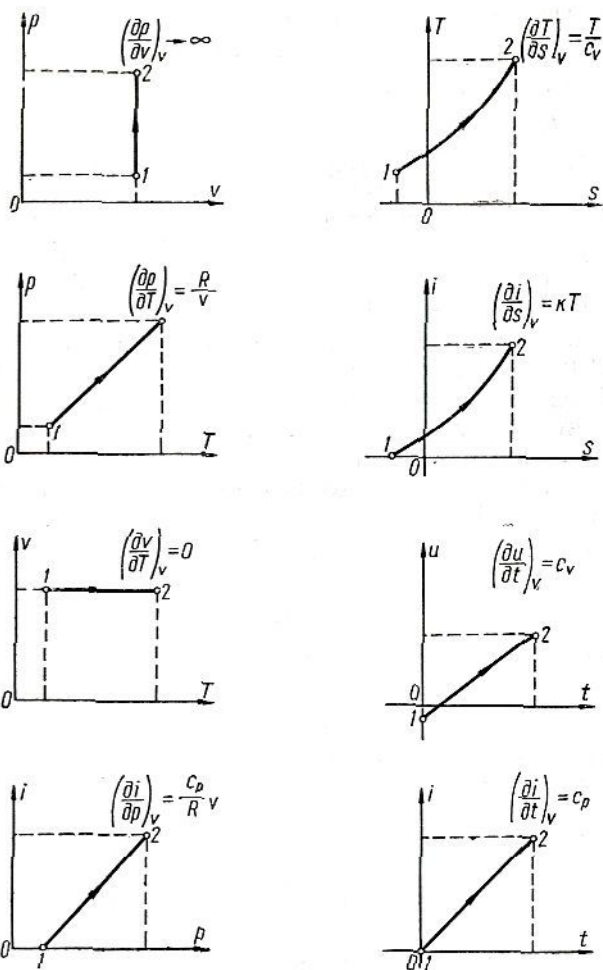


Рис. 23.

зміна ентропії газу

$$\begin{aligned} \Delta S &= (\mu s_2^T - \mu s_1^T) - \mu R \ln \frac{p_2}{p_1} = (47,2 - 0) - \\ &- 8,3 \cdot 2,3 \lg \frac{1,4}{0,3} = 47,2 - 12,8 = 34,8 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}; \end{aligned}$$

зміна внутрішньої енергії газу

$$\Delta U = \Delta I - \mu R (T_2 - T_1) = 31,3 - 8,3 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 = 23,0 \text{ Мдж/кмоль.}$$

При цих даних кількість тепла

$$Q_v = \Delta U = 23,0 \text{ Мдж/кмоль;}$$

кількість роботи переміщення

$$L_{\text{п}} = Q_v - \Delta I = 23,0 - 31,3 = -8,3 \text{ Мдж/кмоль.}$$

Порівнюючи ці дані з результатами наближених розрахунків у прикладі 87, бачимо, що наближений розрахунок по зміні внутрішньої енергії газу і кількості тепла в процесі виконаний з помилкою 9,5%, по зміні ентропії — з помилкою 8,5% і по зміні ентальпії — 7%.

Кількість роботи в ізохорному процесі, як взагалі в усіх газових процесах, крім адіабатного, від характеру теплоємності і калоричних властивостей газу не залежить.

89. 0,6 м³ повітря, взяті при $p_1 = 1,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 250^\circ \text{С}$, ізотермічно розширюються із збільшенням об'єму в 7 раз. Потім, після ізобарного стиску повітря адіабатно повертається в початковий стан.

Визначити термічні характеристики стану повітря в перехідних точках цих процесів, вважаючи теплоємність повітря сталою ($k = 1,40$).

Кількість повітря (за масою) визначимо з рівняння стану

$$m = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{1,3 \cdot 10^6 \cdot 0,6}{287 \cdot 523} = 5,2 \text{ кг.}$$

Питомий об'єм повітря в початковому стані

$$v_1 = \frac{V_1}{m} = \frac{0,6}{5,2} = 0,115 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Для ізотермічного процесу $t_1 = t_2 = 250^\circ \text{С}$, причому за умовою в кінці ізотермічного розширення

$$V_2 = 7V_1 = 7 \cdot 0,6 = 4,2 \text{ м}^3 \quad \text{і} \quad v_2 = \frac{4,2}{5,2} = 0,81 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2} = 1,3 \cdot \frac{1}{7} = 0,185 \text{ Мн/м}^2.$$

За умовою $p_3 = p_2 = 0,185 \text{ Мн/м}^2$. Тоді характеристики стану повітря на початку адіабатного процесу (рис. 24, точка 3)

$$T_3 = T_1 \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 523 \left(\frac{0,185}{1,3} \right)^{0,286} = 300^\circ \text{К, або } 27^\circ \text{С;}$$

$$V_3 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,6 \left(\frac{1,3}{0,185} \right)^{0,715} = 2,4 \text{ м}^3,$$

а значить,

$$v_3 = \frac{2,4}{5,2} = 0,46 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Результати обчислень зведено в такій таблиці:

Перехідна точка (рис. 24)	p , Мн/м ²	T° , К	t , °С	v , м ³ /кг	V , м ³
1	1,30	523	250	0,115	0,6
2	0,185	523	250	0,81	4,2
3	0,185	300	27	0,46	2,4

90. Користуючись даними прикладу 89, визначити зміну калоричних величин у розглядуваних процесах.

Вважаючи теплоємність сталою, для повітря як двоатомного газу при $\mu = 29 \text{ кг/кмоль}$, дістанемо:

$$c_v = \frac{20,8}{29} = 0,72 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}; \quad c_p = \frac{29,1}{29} \approx 1,00 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град},$$

причому $R = c_p - c_v \approx 0,28 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

Тепер обчислюємо калоричні величини.

Зміна ентальпії:

для ізотермічного розширення 1—2

$$\Delta I_{1-2} = mc_p (t_2 - t_1) = 0 \text{ (ізоентальпійний процес);}$$

для ізобарного стиску 2—3

$$\Delta I_{2-3} = mc_p (t_3 - t_2) = 5,2 \cdot 1,0 (27 - 250) = -1160 \text{ кДж};$$

для адіабатного стиску 3—1

$$\Delta I_{3-1} = mc_p (t_1 - t_3) = 5,2 \cdot 1,0 (250 - 27) = 1160 \text{ кДж}.$$

Зміна ентропії:

для ізотермічного розширення 1—2

$$\Delta S_{1-2} = mR \ln \frac{V_2}{V_1} = 5,2 \cdot 0,28 \cdot 2,3 \lg 7 = 2,82 \text{ кДж/град};$$

для ізобарного стиску 2—3

$$\Delta S_{2-3} = mc_p \ln \frac{T_3}{T_2} = 5,2 \cdot 1,0 \cdot 2,3 \lg \frac{300}{523} = -2,82 \text{ кДж/град};$$

для адіабатного стиску 3—1

$$\Delta S_{3-1} = 0 \text{ (ізоентропний процес).}$$

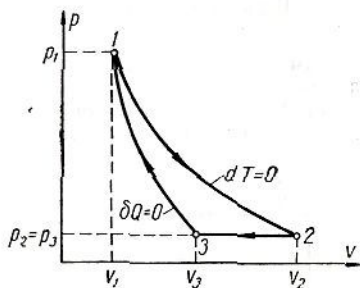


Рис. 24.

Зміна внутрішньої енергії:

для ізотермічного розширення 1—2

$$\Delta U_{1-2} = mc_v (t_2 - t_1) = 0 \text{ (ізоенергетичний процес);}$$

для ізобарного стиску 2—3

$$\Delta U_{2-3} = mc_v (t_3 - t_2) = 5,2 \cdot 0,72 (27 - 250) = -830 \text{ кдж;}$$

для адіабатного стиску 3—1

$$\Delta U_{3-1} = mc_v (t_1 - t_3) = 5,2 \cdot 0,72 (250 - 27) = 830 \text{ кдж.}$$

Результати обчислень зведено в такій таблиці:

Процес	ΔI , кдж	ΔS , кдж/град	ΔU , кдж
Ізотермічне розширення	0	2,82	0
Ізобарний стиск	-1160	-2,82	-830
Адіабатний (ізоентропний) стиск	1160	0	830
Всього	0	0	0

Сумарна зміна калоричних величин тут дорівнює нулю, що є характерним для всіх характеристик стану в *колових процесах*.

Графік процесів для повітря, як ідеального газу, в діаграмах $T-s$ і $i-s$ схематично показано на рис. 25.

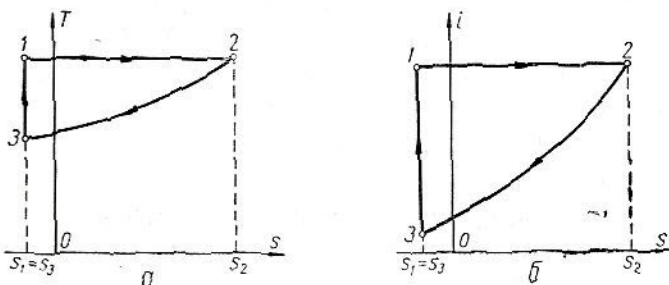


Рис. 25.

91. Визначити кількості тепла і роботи в процесах за даними прикладів 89 і 90. Показати для цих процесів схеми енергобалансів.

Для *ізотермічного розширення 1—2* дістаємо:
кількість тепла

$$Q_{1-2} = T \Delta S_{1-2} = 523 \cdot 2,82 = 1470 \text{ кдж (тепло підводиться);}$$

кількість деформаційної роботи (при $\Delta U_{1-2} = 0$)

$$L_{1-2} = Q_{1-2} = 1470 \text{ кдж (робота віддається);}$$

кількість роботи переміщення (при $\Delta I_{1-2} = 0$)

$$L_{п1-2} = Q_{1-2} = 1470 \text{ кдж (робота віддається).}$$

Для ізобарного стиску 2-3 відповідно маємо:

$$Q_{2-3} = \Delta I_{2-3} = -1160 \text{ кдж (тепло відводиться);}$$

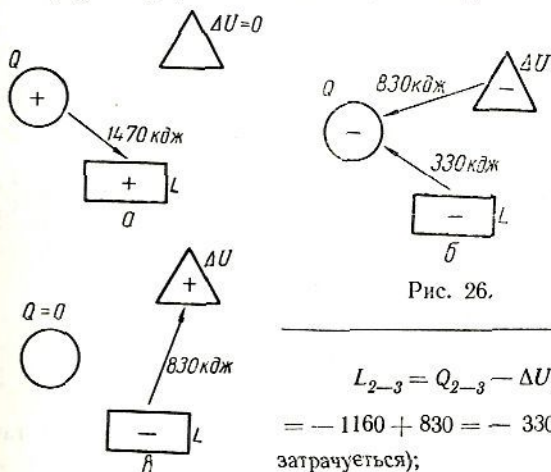


Рис. 26.

$$\begin{aligned} L_{2-3} &= Q_{2-3} - \Delta U_{2-3} = \\ &= -1160 + 830 = -330 \text{ кдж (робота} \\ &\text{затрачується);} \end{aligned}$$

$$L_{п2-3} = Q_{2-3} - \Delta I_{2-3} = -1160 + 1160 = 0.$$

Для адиабатного стиску 3-1:

$$Q_{3-1} = 0;$$

$L_{3-1} = -\Delta U_{3-1} = -830 \text{ кдж (робота витрачається у зв'язку з зменшенням об'єму газу);}$

$L_{п3-1} = -\Delta I_{3-1} = -1160 \text{ кдж (робота витрачається у зв'язку з підвищенням тиску газу).}$

Схеми енергобалансів процесів показано на рис. 26:

а — ізотермічне розширення ($\Delta U = 0$); б — ізобарний стиск;

в — адиабатний стиск ($Q = 0$).

Слід відзначити, що для колового процесу 1-2-3-1 в цілому дістаємо:

$$\Sigma Q = 1470 - 1160 + 0 = 310 \text{ кдж;}$$

$$\Sigma L = 1470 - 330 - 830 = 310 \text{ кдж;}$$

$$\Sigma L_{п} = 1470 + 0 - 1160 = 310 \text{ кдж,}$$

тобто $\Sigma Q = \Sigma L$, що виражає принцип еквівалентності тепла і роботи в колових процесах енергообміну (див. § 1).

92. Перетворити загальні співвідношення для кількості деформаційної роботи, наведені в табл. 3, виразивши величину L через зміну об'єму і тиску в різних процесах.

Для ізобарного процесу загальне співвідношення $L_p = \Delta I - \Delta U$ при $I = U + pV$ дає

$$L_p = \Delta U + p\Delta V - \Delta U = p\Delta V,$$

або

$$L_p = p(V_2 - V_1).$$

Для ізотермічного процесу

$$L_T = T\Delta S - \Delta U,$$

причому у випадку ідеального газу $\Delta U = 0$ і $\Delta S = mR \ln \frac{V_2}{V_1}$.

Тому

$$L_T = mRT \ln \frac{V_2}{V_1},$$

а також

$$L_T = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = p_1 V_1 \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Для адіабатного процесу $L_{ад} = -\Delta U$ і для ідеального газу при сталій теплоємності $c_v = \frac{R}{k-1}$ можна дістати:

$$\begin{aligned} L_{ад} &= mc_v (T_1 - T_2) = \frac{mR}{k-1} (T_1 - T_2) = \\ &= \frac{1}{k-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2), \end{aligned}$$

а також

$$L_{ад} = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Слід зазначити, що одержані тут розрахункові формули можна дістати безпосередньо, використовуючи співвідношення

$$L = \int_1^2 p dV.$$

93. У циліндрі двигуна внутрішнього згорання (дизеля) повітря ізоентропно стискається при $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 70^\circ \text{С}$ так, що в кінці стиску $t_2 = 700^\circ \text{С}$. Визначити

кінцевий тиск повітря і ступінь стиску $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ у двох випадках: 1) при $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,4 = \text{const}$ і 2) не обмежуючись цією умовою, за табличними даними про властивості повітря.

1. При сталому значенні k кінцевий тиск повітря

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1 \left(\frac{973}{343} \right)^{3,5} \approx 3,9 \text{ Мн/м}^2$$

і ступінь стиску

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} = \frac{3,9}{0,1} \cdot \frac{343}{973} = 13,7.$$

2. Якщо k залежить від температури, то слід використати умову ізоентропності процесу стиску $s = \text{const}$ з розшифруванням його за табличними даними (додаток 4).

Тут дістаємо

$$\mu s_2 = \mu s_2^T - \mu R \ln \frac{p_2}{10^5} = \mu s_1,$$

звідки

$$\ln \frac{p_2}{10^5} = \frac{\mu s_2^T - \mu s_1}{\mu R}.$$

При підстановці числових величин за даними додатка 4 дістанемо:

$$\ln \frac{p_2}{10^5} = \frac{38,47 - 6,34}{8,314} = 3,865,$$

звідки

$$\lg p_2 = 6,678 \quad \text{і} \quad p_2 \approx 4,8 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 4,8 \text{ Мн/м}^2.$$

Ступінь стиску при цьому

$$\varepsilon = \frac{4,8}{0,1} \cdot \frac{343}{973} = 16,8.$$

Як бачимо, у двох розглянутих варіантах розрахунку результати помітно відрізняються. У випадку сталої теплоємності робочого тіла при заданій t_2 ступінь стиску нижчий від фактично необхідного.

94. Для робочого тіла газової турбіни ($k = 1,37$ і $c_p = 1,10 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$) перед турбіною $p_1 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 800^\circ \text{С}$, а після адіабатного розширення в турбіні $p_2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_2 = 450^\circ \text{С}$. З'ясувати, оборотний процес розширення газу в турбіні чи необоротний. Визначити зміну ентальпії і ексергії робочого тіла при розширенні,

а також втрати ексергії в цьому процесі, беручи для навколишнього середовища $t_0 = 15^\circ \text{C}$.

Відповідно до другого закону термодинаміки умова оборотності адіабатного процесу $\Delta s = 0$, а для необоротних адіабатних процесів $\Delta s > 0$.

За вихідними даними цього прикладу при $R = \frac{k-1}{k} c_p =$

$$= \frac{0,37}{1,37} \cdot 1,10 = 0,30 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

дістаємо

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} =$$

$$= 1,10 \cdot 2,3 \lg \frac{723}{1073} =$$

$$- 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{0,1}{0,6} =$$

$$= -0,43 + 0,53 = 0,10 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град},$$

тобто $\Delta s > 0$, а значить, процес необоротний. Умовну схему процесу необоротного адіабатного розширення газу наведено на рис. 27.

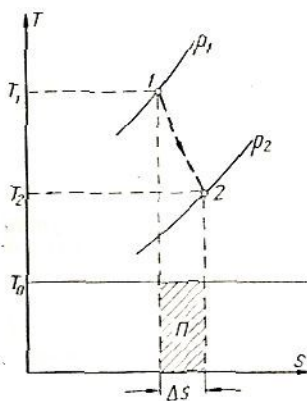


Рис. 27.

Зміна ентальпії ідеального газу при заданій ізобарній теплоємності в будь-якому процесі

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_p (t_2 - t_1) = 1,10 (450 - 800) = -385 \text{ кДж/кг}.$$

Зміна ексергії маси газу в будь-якому процесі

$$\Delta e = e_2 - e_1 = (i_2 - i_1) - T_0 (s_2 - s_1) = \Delta i - T_0 \Delta s$$

і на підставі попередніх обчислень

$$\Delta e = -385 - 288 \cdot 0,10 = -414 \text{ кДж/кг}.$$

Втрата ексергії визначиться за загальним співвідношенням Гюї-Стодола (див. § 1) при $\Delta s_c = \Delta s$

$$П = T_0 \Delta s = 288 \cdot 0,10 \approx 29 \text{ кДж/кг}.$$

95. Показати, що політропний газовий процес

$$p v^n = \text{const} \quad (n = \text{const})$$

при сталій теплоємності газу ($c_v = \text{const}$ і $k = \text{const}$) узагальнює закономірності всіх основних газових процесів: ізохорного, ізобарного, ізотермічного і адіабатного.

Узагальнення закономірностей основних газових процесів розглянемо за такими визначальними ознаками:

рівняння процесу в змінних p, v ;

теплоємність газу в даному процесі $c = c_v \frac{n-k}{n-1}$;

коефіцієнт перетворення енергії в даному процесі $\psi = \frac{l}{q} = \frac{k-1}{k-n}$.

Надаючи величині показника політропи n різних значень, дістанемо такі дані:

Значення n	Рівняння процесу в змінних p, v	Теплоємність c	Коефіцієнт перетворення енергії ψ	Характер процесу
$\pm \infty$	$v = \text{const}$	c_v	0	Ізохорний
0	$p = \text{const}$	c_p	$\frac{k-1}{k}$	Ізобарний
1	$p v = \text{const}$	$\pm \infty$	1	Ізотермічний (ізоенергетичний)
k	$p v^k = \text{const}$	0	$\pm \infty$	Адіабатний (ізоентропний)

Слід відзначити, що за енергобалансом $q = \Delta u + l$ серед основних процесів граничними є: ізохорний ($l = 0$), ізотермічний ($\Delta u = 0$) і адіабатний ($q = 0$).

96. Показати, що політропний газовий процес

$$p v = \text{const} (n = \text{const})$$

при сталій теплоємності газу, крім узагальнення основних процесів, виділяє три характерні групи проміжних (розташованих між граничними) газових процесів.

Використовуючи визначальні ознаки і співвідношення, вказані в прикладі 95, при сталій теплоємності газу дістаємо такі результати:

Характер процесу	Показник політропи n	Теплоємність c	Коефіцієнт ψ	Особливості енергобалансу процесу у формі $q = \Delta u + l$
$v = \text{const} (l = 0)$	$\pm \infty$	c_v	0	$q \cong 0$ при $l = 0$ і $\Delta u \cong 0$
1-а група політроп	$n < 1$	$c > c_v$	$0 < \psi < 1$	$q \cong 0$ при $l \cong 0$ і $\Delta u \cong 0$
$T = \text{const}$ ($\Delta u = 0$)	1	$\pm \infty$	1	$q \cong 0$ при $l \cong 0$ і $\Delta u = 0$

Характер процесу	Показник політропії n	Теплоємність c	Коефіцієнт ψ	Особливості енергобалансу процесу у формі $q = \Delta u + l$
2-а група політроп	$1 < n < k$	$c < 0$	$\psi > 1$	$q \cong 0$ при $l \cong 0$ і $\Delta u \cong 0$
$s = \text{const}$ ($q = 0$)	k	0	$\pm \infty$	$q = 0$ при $l \cong 0$ і $\Delta u \cong 0$
3-я група політроп	$n > k$	$0 < c < c_v$	$\psi < 0$	$q \cong 0$ при $l \cong 0$ і $\Delta u \cong 0$
$v = \text{const}$ ($l = 0$)	$\pm \infty$	c_v	0	$q \cong 0$ при $l = 0$ і $\Delta u \cong 0$

Як бачимо, можна виділити три характерні групи проміжних політропних процесів: 1) $n < 1$; 2) $1 < n < k$ і 3) $n > k$, причому кожна з них описується певними закономірностями перебігу процесів. Схеми енергобалансу цих груп процесів для випадків розширення газу ($l > 0$) наведено на рис. 28. Графіки політропних процесів у діаграмі $p \sim v$ показано на рис. 29.

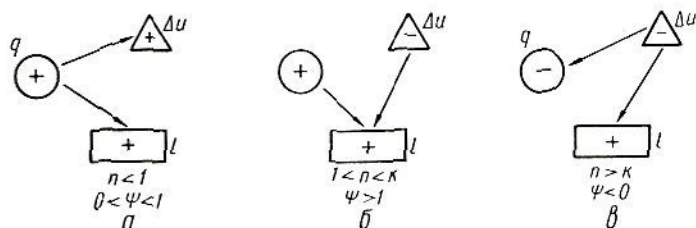


Рис. 28.

97. 1 м³ повітря при $p_1 = 1,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 1000^\circ \text{С}$ політропно розширяється до $p_2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_2 = 470^\circ \text{С}$. Розрахувати характеристики цього політропного процесу ($c = \text{const}$).

Показник політропного процесу визначимо за формулою

$$n = \frac{\lg \beta'}{\lg \beta' - \lg \tau'}$$

причому $\beta' = \frac{p_1}{p_2} = \frac{1,5}{0,1} = 15$ і $\tau' = \frac{T_1}{T_2} = \frac{1273}{743} = 1,72$,

а значить,

$$n = \frac{\lg 15}{\lg 15 - \lg 1,72} = 1,25.$$

Кінцевий об'єм газу

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 \cdot 15^{0,80} \approx 8,8 \text{ м}^3.$$

Кількість деформаційної роботи в процесі розширення

$$L = \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{10^6}{1,25-1} (1,5 \cdot 1 - 0,1 \cdot 8,8) =$$

$$= 2,50 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 2,50 \text{ Мдж},$$

а кількість роботи переміщення

$$L_{\text{п}} = nL = 1,25 \cdot 2,50 = 3,12 \text{ Мдж}.$$

Для обчислення зміни калоричних величин візьмемо за наближеними даними молекулярно-кінетичної теорії для повітря, як двоатомного газу,

$$\mu c_v \approx 20,8 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad \mu c_p \approx$$

$$\approx 29,1 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad k = \frac{c_p}{c_v} =$$

$$= 1,40 \text{ і } \mu R \approx 8,3 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

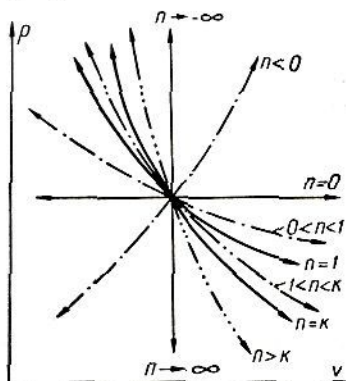


Рис. 29.

Мольна кількість газу

$$M = \frac{p_1 V_1}{\mu R T_1} = \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 1}{8,3 \cdot 10^3 \cdot 1273} = 0,142 \text{ кмоль}.$$

При цьому дістанемо:

$$\Delta I = M \mu c_p (t_2 - t_1) = 0,142 \cdot 29,1 \cdot 10^{-3} (470 - 1000) = -2,18 \text{ Мдж};$$

$$\Delta U = M \mu c_v (t_2 - t_1) = 0,142 \cdot 20,8 \cdot 10^{-3} (470 - 1000) = -1,56 \text{ Мдж};$$

$$\Delta S = M \left(\mu c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \mu R \ln \frac{p_2}{p_1} \right) = 0,142 \left(29,1 \cdot 2,3 \lg \frac{1}{1,72} - 8,3 \cdot 2,3 \lg \frac{1}{15} \right) = 0,142 \cdot 6,8 = 0,96 \text{ кдж/град}.$$

Кількість тепла в процесі розширення

$$Q = \Delta U + L = -1,56 + 2,50 = 0,94 \text{ Мдж},$$

тобто тепло підводиться ($Q > 0$).

Кількість тепла можна визначити й іншим способом:

$$Q = M \mu c (t_2 - t_1) = 0,142 (-12,5) \cdot 10^{-3} (470 - 1000) = 0,94 \text{ Мдж},$$

де стала теплоємність політропного процесу

$$\mu c = \mu c_v \frac{n-k}{n-1} = 20,8 \cdot \frac{1,25-1,40}{1,25-1} = -12,5 \text{ кдж/кмоль} \cdot \text{град},$$

причому у випадку від'ємної теплоємності знаки кількості тепла і зміни температури газу протилежні: в даному разі при підведенні тепла ($Q > 0$) газ охолоджується ($\Delta t < 0$).

Схему енергобалансу процесу наведено на рис. 30, а графіки процесу — на рис. 31, а, б. При $1 < n < k$ політропа розташована між ізотермою і адіабатою (2-а група політроп).

Одержані результати справедливі для будь-якого двоатомного ідеального газу, а також для будь-якої їх суміші.

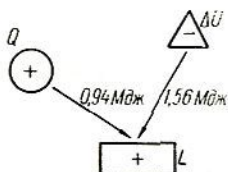


Рис. 30.

98. У деяких прикладних задачах теплотехніки закономірності реальних нестатичних процесів умовно виражають у формі розрахункових рівнянь політропного процесу. Користуючись цим прийомом, визначити ступінь розширення $\delta = \frac{v_2}{v_1}$ і кількість

роботи опорів $l_R = q_R$ для нерівноважного адіабатного процесу за даними прикладу 94.

Умовний показник нерівноважного (при наявності опорів) адіабатного процесу за даними прикладу 94

$$n = \frac{\lg \beta'}{\lg \beta' - \lg \tau'} = \frac{\lg \frac{0,6}{0,1}}{\lg \frac{0,6}{0,1} - \lg \frac{1073}{723}} = 1,28,$$

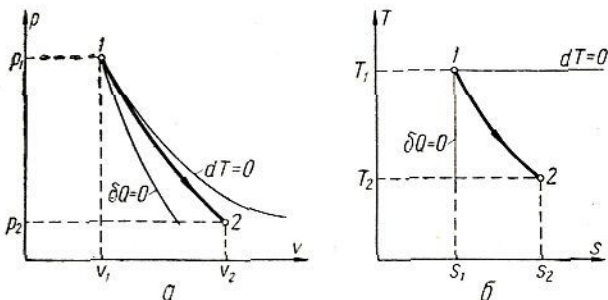


Рис. 31.

тобто тут $n < k = 1,37$, що є характерним для нерівноважних адіабатних процесів розширення газу (при стиску $n > k$).

Ступінь розширення газу

$$\delta = \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{0,6}{0,1} \right)^{0,78} \approx 4,0.$$

Величину роботи опорів можна визначити із співвідношення

$$q + q_R = \Delta i - \int_1^2 v dp = \Delta i + l_{\text{п}}^{\text{пол}},$$

звідки при $q = 0$

$$q_R = \Delta i + l_{\text{п}}^{\text{пол}} = -385 + 480 = 95 \text{ кДж/кг},$$

причому кількість роботи переміщення політропного процесу

$$l_{\text{п}}^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} R (T_1 - T_2) = \frac{1,28}{0,28} \cdot 0,30 \cdot 350 = 480 \text{ кДж/кг}.$$

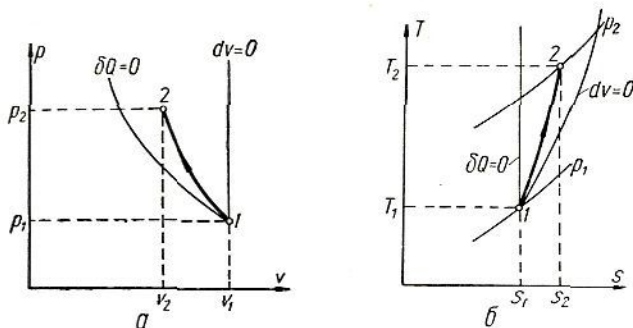


Рис. 32.

99. Ідеальний газ ($k = 1,35$) політропно стискається при $n = 1,6$. З'ясувати характер зміни термічних і калоричних величин у цьому процесі та його енергетичні особливості.

За умовою $n > k$, тобто процес знаходиться між адіабатою стиску й ізохорою (рис. 32, а, б) і належить до 3-ї групи політроп (див. приклад 96).

З наведених на цьому рисунку схематичних графіків процесу виходить, що при $v_2 < v_1$ (стиск газу при $l < 0$) тиск газу збільшується ($p_2 > p_1$) і газ нагрівається ($T_2 > T_1$), причому $s_2 > s_1$, що для квазістатичного процесу виражає підведення тепла ($q > 0$).

При цьому з нагріванням газу $u_2 > u_1$, або $\Delta u > 0$. Схему енергобалансу процесу наведено на рис. 33. Ця схема відповідає коефіцієнтові перетворення енергії в процесі:

$$\psi = \frac{l}{q} = \frac{k-1}{k-n} = \frac{1,35-1}{1,35-1,6} = -1,4,$$

тобто чисельно $l = |1,4q|$ і тому $\Delta u = 2,4q$.

100. При політропному розширенні газу ($k = 1,4$) виконується 80 кДж роботи і підводиться 32 кДж тепла.

З'ясувати характер цього процесу. Як зміниться результат при збільшенні теплопідведення в 5 раз?

Коефіцієнт перетворення енергії

$$\psi = \frac{L}{Q} = \frac{80}{32} = 2,5$$

і показник політропного процесу

$$n = k - \frac{k-1}{\psi} = 1,4 - \frac{0,4}{2,5} = 1,24,$$

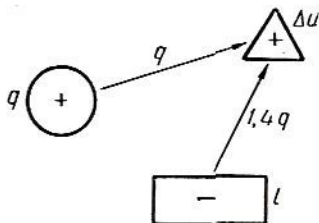


Рис. 33.

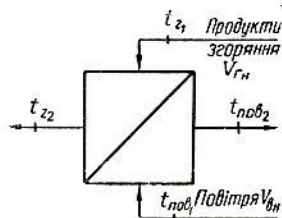


Рис. 34.

тобто процес належить до 2-ї групи політроп ($1 < n < k$).

При збільшенні теплопідведення до $Q' = 5Q = 5 \cdot 32 = 160$ кДж

$$\psi' = \frac{80}{160} = 0,5,$$

а значить,

$$n' = 1,4 - \frac{0,4}{0,5} = 0,6,$$

тобто процес належить уже до 1-ї групи політроп ($n' < 1$).

Схема енергобалансу для першого з розглянутих процесів збігається з наведеною на рис. 28, б, а для другого — на рис. 28, а.

101. Повітря в кількості $V_{пн} = 150$ м³/сек (при нормальних умовах) нагрівається за рахунок тепла, що його віддають продукти згоряння палива, які охолоджуються при цьому від $t_{г1} = 600^\circ$ С до $t_{г2} = 150^\circ$ С (рис. 34).

Визначити теплове навантаження повітропідігрівника і кінцеву температуру нагрітого повітря, якщо початкова його температура $t_{п1} = 20^\circ$ С, маса продуктів згоряння в 1,1 раза більша від маси повітря і об'ємний склад продуктів згоряння $\text{CO}_2 = 15$, $\text{O}_2 = 5$, $\text{N}_2 = 70$, $\text{H}_2\text{O} = 10\%$. Віддачею тепла навколишньому середовищу знехтувати. Розрахунок виконати за табличними даними про калоричні властивості робочих середовищ.

Рівняння енергобалансу за першим законом термодинаміки при $L_{\text{техн}} = 0$ і $\Delta K = 0$

$$Q \approx \Delta I_{\text{п}}, \text{ а також } Q = -\Delta I_{\text{г}},$$

звідки

$$V_{\text{пн}} (i'_{\text{пн}_2} - i'_{\text{пн}_1}) = V_{\text{гн}} (i'_{\text{гн}_1} - i'_{\text{гн}_2}). \quad (\text{а})$$

Для масових і об'ємних витрат робочих середовищ справедливе співвідношення

$$\frac{m_{\text{г}}}{m_{\text{п}}} = \frac{V_{\text{гн}}}{V_{\text{пн}}} \cdot \frac{\rho_{\text{гн}}}{\rho_{\text{пн}}},$$

звідки

$$V_{\text{гн}} = V_{\text{пн}} \frac{\rho_{\text{пн}}}{\rho_{\text{гн}}} \cdot \frac{m_{\text{г}}}{m_{\text{п}}}.$$

Для повітря ($\mu_{\text{п}} = 29$ кг/кмоль) густина при нормальних умовах

$$\rho_{\text{пн}} = \frac{\mu_{\text{п}}}{V_{\mu_{\text{п}}}} = \frac{29}{22,4} = 1,29 \text{ кг/м}^3.$$

Для продуктів згорання (як газової суміші)

$$\mu_{\text{г}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = 0,15 \cdot 44 + 0,05 \cdot 32 + 0,70 \cdot 28 + 0,10 \cdot 18 = 29,6 \text{ кг/моль}$$

і тому

$$\rho_{\text{гн}} = \frac{29,6}{22,4} = 1,32 \text{ кг/м}^3.$$

Отже, об'ємна витрата продуктів згорання

$$V_{\text{гн}} = 150 \cdot \frac{1,29}{1,32} \cdot 1,1 = 162 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

За таблицею ентальпії газів (додаток 3) для повітря при $t_{\text{п1}} = 20^\circ \text{C}$

$$i'_{\text{пн}_1} = \frac{\mu i_{\text{п1}}}{V_{\mu_{\text{п}}}} = \frac{0,58}{22,4} = 0,026 \text{ Мдж/м}^3.$$

Для продуктів згорання (як газової суміші) в початковому стані при $t_{\text{г1}} = 600^\circ \text{C}$

$$i'_{\text{гн}_1} = \frac{1}{V_{\mu_{\text{г}}}} \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{22,4} (0,15 \cdot 27,45 + 0,05 \cdot 19,06 + 0,70 \cdot 18,09 + \\ + 0,10 \cdot 21,72) = 0,889 \text{ Мдж/м}^3$$

і в кінцевому стані при $t_{\text{г2}} = 150^\circ \text{C}$

$$i'_{\text{гн}_2} = \frac{1}{22,4} (0,15 \cdot 5,91 + 0,05 \cdot 4,47 + 0,70 \cdot 4,38 + 0,10 \cdot 5,10) = \\ = 0,210 \text{ Мдж/м}^3.$$

При цьому з рівняння (а)

$$i'_{п_{н2}} = i'_{п_{н1}} + \frac{V_{гн}}{V_{пн}} (i'_{г_{н1}} - i'_{г_{н2}}) = 0,026 + \\ + \frac{162}{150} (0,889 - 0,210) = 0,760 \text{ Мдж/м}^3,$$

або $\mu i_{п_{н2}} = V_{пн} i'_{п_{н2}} = 22,4 \cdot 0,760 = 17,0 \text{ Мдж/кмоль}$, чому за таблицею додатка 3 для повітря відповідає $t_{п2} = 560^\circ \text{С}$.

Теплове навантаження повітропідігрівника по повітрю

$$Q = V_{пн} (i'_{п_{н2}} - i'_{п_{н1}}) = 150 (0,760 - 0,026) = 110 \text{ Мвт}$$

і по продуктах згоряння

$$Q = V_{гн} (i'_{г_{н1}} - i'_{г_{н2}}) = 162 (0,889 - 0,210) = 110 \text{ Мвт}.$$

Якщо за наближеними даними взяти $c = \text{const}$, то дістанемо $Q \approx 98 \text{ Мвт}$ і $t_{п2} \approx 520^\circ \text{С}$.

Задачі

102. Газ O_2 початкового стану $p_1 = 1,98 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 1200^\circ \text{С}$ охолоджується при сталому об'ємі з відведенням 3500 кдж тепла до $p_2 = 0,25 \text{ Мн/м}^2$. Визначити кількість газу, а також зміну його ентальпії і ентропії, вважаючи теплоємність газу сталою.

103. При ізохорному підведенні тепла ентальпія повітря збільшується на 750 кдж/кг . Визначити питому затрату тепла і зміну тиску газу Δp , якщо його густина становить $2,5 \text{ кг/м}^3$. Теплоємність повітря вважати сталою.

104. Визначити зміну внутрішньої енергії і ентальпії повітря, якщо при його ізобарному розширенні виконується робота $L = 275 \text{ кдж}$. Теплоємність повітря вважати сталою.

105. При ізобарному охолодженні газу CO_2 до температури $t_2 = 27^\circ \text{С}$ об'єм його зменшується в 3,5 рази. Визначити початкову температуру газу, зміни питомих калоричних величин, кількості тепла і роботи в цьому процесі. Використати табличні дані про калоричні властивості газу.

106. 1 кг газу N_2 ізобарно нагрівається при $p = 0,3 \text{ Мн/м}^2$ від $t_1 = 0^\circ \text{С}$ до $t_2 = 200^\circ \text{С}$. Визначити зміни калоричних величин, кількості тепла і роботи в цьому процесі, вважаючи теплоємність газу сталою.

Показати графіки процесу (схематично) в координатах $p - v$, $T - s$, $i - s$, $i - p$, $v - T$, $i - v$, $u - T$, $i - t$.

107. До повітря при $t_1 = 100^\circ \text{C}$ підводиться 1200 кдж тепла один раз ізобарно, а другий — ізохорно. Визначити кінцеву температуру повітря в обох випадках, вважаючи теплоємність газу сталою. Показати схему процесів у діаграмах $p - v$ і $T - s$.

108. При мішаному (спочатку ізохорному, а потім ізобарному) підведенні тепла тиск повітря збільшується в 1,8 раза і об'єм — в 1,3 раза. Визначити питому кількість тепла в цих процесах, якщо для початкового стану $t_1 = 470^\circ \text{C}$. Розрахунок провести в двох варіантах: вважаючи теплоємність газу сталою і користуючись таблицями калоричних властивостей газу.

109. $0,25 \text{ м}^3$ повітря при $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 17^\circ \text{C}$ ізотермічно стискаються з відведенням $11,8 \text{ кдж}$ тепла. Визначити кінцевий тиск газу, зміну ентропії і затрачену на стиск роботу.

110. При ізотермічному розширенні повітря ($t = 27^\circ \text{C}$) виконано роботу 120 кдж/кг . Визначити термічні характеристики повітря в кінцевому стані, кількість тепла і зміну ентропії в процесі, якщо $v_1 = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$.

111. 1 кг газу CO при $p_1 = 0,4 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 20^\circ \text{C}$ ізобарно розширяється вдвоє і потім ізотермічно стискається до початкового об'єму. Визначити термічні характеристики газу в кінцевому стані, а також кількості тепла і роботи в зазначених процесах, вважаючи теплоємність газу сталою. Показати схему процесів у діаграмах $p - v$ і $T - s$.

112. При адіабатному розширенні 2 кг газу CO_2 початкової температури $t_1 = 700^\circ \text{C}$ виконується робота $L = 0,80 \text{ Мдж}$. Визначити кінцеву температуру газу, користуючись таблицями калоричних властивостей CO_2 .

113. При адіабатному стиску газу N_2 ($k = 1,4$) об'єм його зменшується в 15 раз. Визначити кінцевий стан газу і питому роботу стиску, якщо $p_1 = 0,12 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 30^\circ \text{C}$. Навести схему процесу в діаграмах $p - v$ і $T - s$.

114. При адіабатному розширенні повітря ($k = 1,4$) температура його знижується від 287°C до 7°C . Визначити початковий тиск газу і питому роботу розширення, якщо $p_2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$. Навести схему процесу в діаграмах $p - v$ і $T - s$.

115. 1 кг повітря ($k = 1,4$) ізобарно розширяється із збільшенням об'єму в 3 рази, а потім адіабатно стискається до початкового об'єму. Визначити відношення роботи

адіабатного стиску до роботи ізобарного розширення. Навести схему процесів у діаграмах $p - v$ і $T - s$.

116. 1 кг газу N_2 при $t_1 = 150^\circ C$ ізохорно охолоджується з відведенням 50 кДж тепла, після чого адіабатно стискається до початкового тиску. Визначити роботу адіабатного стиску, вважаючи теплоємність газу сталою.

117. Газ CO_2 при $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 27^\circ C$ стискається до $p_2 = 0,35 \text{ Мн/м}^2$ один раз ізотермічно, а другий — адіабатно. Визначити кінцеву температуру газу і кількість роботи переміщення в цих процесах, вважаючи теплоємність газу сталою. Навести графіки процесів у діаграмах $p - v$ і $T - s$.

118. 1 кг повітря адіабатно стискається із зменшенням об'єму в 5 раз, після чого ізотермічно розширяється до початкового об'єму. Визначити сумарну кількість деформаційної роботи в цих процесах, якщо при ізотермічному розширенні $t = 300^\circ C$. Теплоємність газу вважати сталою. Навести графік процесів у діаграмі $p - v$.

119. 1 кг повітря при $p_1 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 300^\circ C$ спочатку адіабатно розширяється, потім ізотермічно стискається і, нарешті, ізохорно повертається в початковий стан, причому в ізохорному процесі ентропія газу збільшується на $0,125 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$. Визначити характеристики термодинамічного стану повітря в усіх перехідних точках процесів, вважаючи теплоємність газу сталою. Навести схему процесів у діаграмах $p - v$ і $T - s$.

120. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю розрахункових характеристик, що стосуються основних газових процесів:

Розрахункова величина і одиниця виміру	Процеси			
	ізохорний	ізобарний	ізотермічний	адіабатний
$p_1, \text{ Мн/м}^2$	0,5	...	0,3	0,4
$t_1, ^\circ C$	100	200	...	500
$V_1, \text{ м}^3$	7,5	2,5
$p_2, \text{ Мн/м}^2$...	0,1	0,9	...
$t_2, ^\circ C$	500	700
$Q, \text{ кДж}$	7500
$\Delta U, \text{ кДж}$	-2000
$L, \text{ кДж}$...	2300
$\Delta S, \text{ кДж/град}$	-5,20	...
Робоче тіло	H_2	Повітря	CO_2	O_2

Навести для кожного з цих процесів схему енергобалансу. Вважати $c = \text{const}$.

121. 5 кг газу N_2 політропно розширюються від $p_1 = 8,0 \text{ Мн/м}^2$ і $V_1 = 0,127 \text{ м}^3$ до $p_2 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $V_2 = 0,8 \text{ м}^3$. Визначити кількості тепла і роботи в цьому процесі. Навести схему енергобалансу процесу ($c = \text{const}$).

122. При політропному розширенні газу CO_2 віддається деформаційна робота $l = 540 \text{ кДж/кг}$. Визначити кількість тепла і зміну ентропії в цьому процесі, якщо температура газу змінюється від 200°C до 0°C ($c = \text{const}$).

123. 2,5 кг повітря політропно нагріваються від 50 до 250°C при відведенні 220 кДж тепла. Визначити показник політропи і зміну ентропії в цьому процесі ($c = \text{const}$). Показати схему процесу в діаграмі $T - s$.

124. При політропному стиску повітря ($n = 1,15$ і $k = 1,4$) затрачено деформаційну роботу в кількості 500 кДж . Визначити кількість тепла і зміну внутрішньої енергії газу в цьому процесі. Показати схему енергобалансу і графіки процесу.

125. При політропному розширенні газу CO ($n = 1,75$ і $k = 1,4$) внутрішня енергія газу зменшується на 450 кДж . Визначити кількості тепла і роботи в цьому процесі. Показати схему енергобалансу і графіки процесу.

126. При політропному стиску газу O_2 ($n = 0,9$ і $k = 1,4$) підводиться 300 кДж тепла. Визначити зміну внутрішньої енергії газу і кількість роботи в цьому процесі. Показати схему енергобалансу і графіки процесу.

127. Визначити показник політропного процесу ($k = 1,3$), який протікає із зменшенням внутрішньої енергії газу, для таких трьох випадків:

- 1) при розширенні газу і $\Delta U = 1,2 Q$;
- 2) при розширенні газу і $\Delta U = -0,5 Q$;
- 3) при стиску газу і $\Delta U = 0,5 Q$.

128. Визначити показник політропного процесу ($k = 1,4$) стиску газу для таких трьох випадків:

- 1) при підведенні тепла і $\Delta U = 0,8 L$;
- 2) при відведенні тепла і $Q = 0,8 L$;
- 3) при підведенні тепла і $Q = -0,8 L$.

129. 1 кмоль газу H_2 політропно розширюється ($n = 1,2$) від $p_1 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 200^\circ \text{C}$ до $t_2 = 50^\circ \text{C}$. Визначити зміни калоричних величин, кількості тепла і роботи в цьому процесі ($c = \text{const}$).

130. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю характеристик політропних газових процесів:

Характеристики процесу	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
$k = \frac{c_p}{c_v}$...	1,38	...	1,35	...	1,30
n	0,60	...	1,15	...	2,20	...
$\psi = \frac{L}{Q}$
Q , кДж	600	400
L , кДж	250	-800	960
$L_{\text{ш}}$, кДж	-270	660	...
ΔI , кДж	350	0	520
ΔU , кДж	200	-900	...

131. При політропному стиску повітря ($k = 1,4$) із збільшенням тиску в 4 рази зміна ентропії газу становить $\Delta s = 0,226$ кДж/кг · град. Визначити показник політропи для цього процесу.

132. Газ N_2 ($k = 1,4$) при $p_1 = 1,0$ Мн/м² і $t_1 = 50^\circ$ С адіабатно стискається до $p_2 = 2,0$ Мн/м², а потім, після політропної зміни стану, ізотермічно повертається в початковий стан з віддачею 42,7 кДж/кг роботи. Визначити показник політропного процесу, а також кількості тепла і роботи в цьому процесі. Показати графіки процесів у діаграмах $p - v$ і $T - s$.

§ 4. ВОДЯНА ПАРА І ВОЛОГЕ ПОВІТРЯ

1. *Парою* називають реальний газ в області рівноваги його з рідиною і в станах, близьких до цієї області.

Особливості пароподібних станів наочно з'ясовуються за так званою фазовою діаграмою (діаграма $p - t$, рис. 35).

Пару, яка перебуває в рівновазі з рідиною, називають *насиченою*. Насичена пара (по лінії АК, рис. 35) при даній температурі має найбільший тиск, причому $p_s = \varphi(t)$, а також $t_s = f(p)$.

Суха насичена пара — насичена пара, що не містить частинок рідини. *Волога насичена пара* — суміш сухої насиченої пари з рідиною (двофаз-

на система). Масова частка сухої насиченої пари у вологій парі називається паровмістом або ступенем сухості пари

$$x = \frac{m_{\text{сух}}}{m_{\text{вол}}},$$

причому $0 < x < 1$. Для граничного стану насиченої рідини $x = 0$, а для граничного стану сухої насиченої пари $x = 1$.

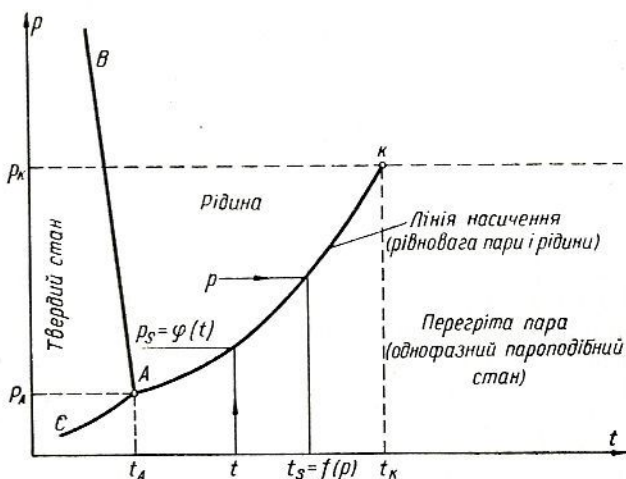


Рис. 35.

Перегрітою називають пару, температура якої вища від температури насичення при даному тиску: $t > t_s = f(p)$. Перегрита пара є однофазною системою (рис. 35).

2. При певних для кожної речовини значеннях тиску і температури різниця між паром і рідиною як двома фазами зникає. Такий стан речовини називається *критичним* (точка K на рис. 35). Для водяної пари $p_K = 22,129 \text{ Мн/м}^2$ і $t_K = 374,15^\circ \text{С}$. Розрізняти стани насиченої і перегрітої пари слід лише при докритичних тисках.

Іншим особливим фазовим станом речовини є так звана *потрійна точка* (точка A на рис. 35), в якій рівноважно співіснують три фази речовини: тверда, рідка і газоподібна. Для води $t_A = 0,01^\circ \text{С}$ (точно) і $p_A \approx 0,6 \text{ кн/м}^2$, причому при табулюванні термодинамічних властивостей води і водяної пари умовно вважають $i_A = 0$ і $s_A = 0$.

3. При докритичних тисках ($p < p_K$) процес *ізобарного* пароутворення можна поділити на три характерні стадії:

Ознаки рідкого і пароподібного станів

Стан речовини та його особливість	Рідина		
	холодна	нагрівана	насичена
	Умовний початок процесу паро- утворення $t = t_0$ (для води $t_0 = 0^\circ\text{C}$)	Однофазний рід- кий стан $t_0 < t_p < t_s$	Нижня межа об- ласті насичення $t = t_s = f(p)$ при $x = 0$
Характеристика стану			
Питомий об'єм	v_0	$v_0 < v_p < v'$	v'
Ентальпія	i_0	$i_0 < i_p < i'$	i'
Ентропія	s_0	$s_0 < s_p < s'$	s'

підігрів рідини — від умовно вибраного стану холодної рідини при $t = t_0$ до граничного стану насиченої (або нагрітої) рідини при $t = t_s = f(p)$;

випаровування (область насичення) — від стану насиченої рідини ($x = 0$) до другого граничного стану сухої насиченої пари ($x = 1$), причому для цих граничних станів і для всіх проміжних станів в області насичення $t = t_s = f(p)$;

перегрів пари — від стану сухої насиченої пари ($t = t_s$) до будь-якого іншого стану в області $t > t_s$.

При надкритичних тисках ($p > p_k$) процес ізобарного пароутворення відбувається без фазових переходів і на стадії не ділиться.

4. Термодинамічні властивості водяних парів чисельно оцінюються з допомогою таблиць.

Для області насичення (див. додаток 5) табулюються властивості лише граничних станів насиченої води і сухої насиченої пари при даному тиску p або температурі насичення t_s .

У цьому випадку дуже важливі такі співвідношення: для тепла випаровування на основі першого закону термодинаміки

$$i'' - i' = r;$$

для зміни ентропії при випаровуванні на основі другого закону термодинаміки

$$s'' - s' = \frac{r}{T};$$

речовини при докритичних тисках

Пара		
волога насичена	суха насичена	перегріта
Суміш сухої пари і рідини $t = t_s = f(p); 0 < x < 1$	Верхня межа області насичення $t = t_s = f(p)$ при $x = 1$	Однофазний пароподібний стан $t_{пер} > t_s$
$v' < v_x < v''$	v''	$v_{пер} > v''$
$i' < i_x < i''$	i''	$i_{пер} > i''$
$s' < s_x < s''$	s''	$s_{пер} > s''$

для зміни об'єму при випаровуванні (рівняння Клапейрона — Клаузіуса) на основі обох законів термодинаміки

$$v'' - v' = \frac{r}{T_s} \frac{dp}{dT_s}$$

Властивості вологої насиченої пари при заданому тиску p (або температурі насичення t_s) і паровмісті x розраховуються за формулами змішування:

$$\text{питомий об'єм } v^x = v''x + v'(1-x);$$

$$\text{ентальпія } i_x = i''x + i'(1-x) = i' + rx;$$

$$\text{ентропія } s_x = s''x + s'(1-x) = s' + \frac{r}{T_s} x.$$

Для однофазних областей нагріваної рідини ($t_0 < t < t_s$) і перегрітої пари ($t > t_s$) табулюються безпосередньо всі основні властивості: p , t , v , i , s .

Внутрішня енергія парів і рідин звичайно не табулюється, а обчислюється за загальним співвідношенням

$$u = i - pv$$

на основі відповідних табличних даних.

Зведення ознак рідкого і пароподібного станів речовини при докритичних тисках ($p < p_k$) дано в табл. 4.

5. Крім таблиць *термодинамічних властивостей* води і водяної пари, в теплових розрахунках широко користуються масштабними термодинамічними діаграмами.

Найпоширеніша діаграма $i - s$ водяної пари (діаграма Мол'є).

6. Основні *термодинамічні процеси* (ізохорний, ізобарний, ізотермічний і адіабатний) з водяною парою розраховуються за допомогою таблиць або масштабних діаграм.

Термічні величини (p, v, t) і прирости калоричних величин ($\Delta i, \Delta s$) визначаються за допомогою таблиць або діаграм безпосередньо, а величина Δu — додатковим розрахунком. Кількості тепла і роботи в рівноважних процесах визначаються за загальними формулами, наведеними в табл. 3.

7. *Вологим повітрям* називають суміш сухого повітря з водяною парою.

Стан вологого повітря при даному тиску задається, звичайно, значеннями температури t і відносної вологості φ , яка визначається відношенням абсолютної вологості $\rho_{\text{п}}$, кг/м^3 , до максимальної вологості $\rho_{\text{п}}^{\text{макс}}$, кг/м^3 :

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}^{\text{макс}}} \approx \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{п}}^{\text{макс}}}.$$

Якщо температура вологого повітря t не перевищує температури насичення водяної пари $t_{s,p}$ при даному тиску ($t \leq t_{s,p}$), то стан максимальної вологості суміші визначається характеристиками насичення парового компонента і тоді

$$\rho_{\text{п}}^{\text{макс}} = \rho_s \quad \text{і} \quad p_{\text{п}}^{\text{макс}} = p_s$$

визначаються за таблицями для сухої насиченої пари при даній температурі суміші.

Якщо $t > t_{s,p}$, то стан максимальної вологості суміші визначається характеристиками перегрітої пари при даних p і t :

$$\rho_{\text{п}}^{\text{макс}} = \rho_{p,t}, \quad p_{\text{п}}^{\text{макс}} = p.$$

8. Серед характеристик стану *вологого повітря* найпоширеніші:

вологівміст (кількість водяної пари, що припадає на 1 кг сухого повітря)

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{пов}}} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{пов}}} \approx 0,62 \frac{\varphi \rho_{\text{пов}}^{\text{макс}}}{p - \varphi \rho_{\text{п}}^{\text{макс}}} \text{ кг/кг};$$

ентальпія (віднесена до 1 кг сухого повітря)

$$I = i_{\text{пов}} + di_{\text{п}} = c_{p_{\text{пов}}} t + di_{\text{п}}$$

Наближено можна вважати для сухого повітря

$$c_{p_{\text{пов}}} \approx 1,0 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град};$$

для водяної пари при малих парціальних тисках

$$i_{\text{п}} = 2500 + 1,9 t \text{ кДж/кг}.$$

Тоді для вологого повітря

$$I \approx t + d(2500 + 1,9 t) \text{ кДж/кг}.$$

Парціальний тиск водяної пари

$$p_{\text{п}} \approx \varphi p_{\text{п}}^{\text{макс}} = \frac{d}{0,62 + d} p \text{ н/м}^2.$$

Парціальний тиск сухого повітря

$$p_{\text{пов}} = \frac{\rho_{\text{пов}}}{R_{\text{пов}} T} \approx p - p_{\text{п}} \text{ н/м}^2.$$

Густина вологого повітря

$$\rho = \rho_{\text{пов}} + \rho_{\text{п}} = \rho_{\text{пов}} (1 + d) = \rho_{\text{п}} \frac{1 + d}{d} \text{ кг/м}^3.$$

У графічній формі властивості вологого повітря можна визначати з допомогою масштабної діаграми $I - d$ (діаграма Л. К. Рамзіна).

Приклади

133. Користуючись таблицями термодинамічних властивостей води і водяної пари, визначити стан робочого тіла, якщо відомі такі дані:

1. $p = 10 \text{ Мн/м}^2$ і $s = 6,90 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

2. $p = 0,06 \text{ Мн/м}^2$ і $s = 6,90 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

3. $p = 0,14 \text{ Мн/м}^2$ і $i = 2690 \text{ кДж/кг}$.

4. $p = 0,14 \text{ Мн/м}^2$ і $i = 250 \text{ кДж/кг}$.

Яка температура робочого тіла в усіх цих станах? Перевірити результат за діаграмою $i - s$ для водяної пари.

1. За таблицями насиченої водяної пари (додаток 5) при $p = 10 \text{ Мн/м}^2$ знаходимо $s'' = 5,615 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$. У цьому випадку $s > s''$, а значить, у заданому стані водяна пара перегріта. Температуру пари визначимо за таблицями перегрітої водяної пари: $t = 600^\circ \text{C}$ (при $t_s \approx 311^\circ \text{C}$), тобто пара перегріта на 289 град .

2. За таблицями при $p = 0,06 \text{ Мн/м}^2$ знаходимо $s'' = 7,531 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$ і $s' = 1,145 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$.

В цьому випадку $s' < s < s''$, а значить, у заданому стані пара волога насичена при паровмісті

$$x = \frac{s - s'}{s'' - s'} = \frac{6,90 - 1,145}{7,531 - 1,145} = 0,90.$$

Температура насиченої пари (за таблицями) $t = t_s = 86^\circ \text{С}$.

3. За таблицями при $p = 0,14 \text{ Мн/м}^2$ знаходимо, що $i'' = 2690 \text{ кдж/кг}$. Оскільки $i = i''$, то в заданому стані пара суха насичена. Температура пари $t = t_s = 109^\circ \text{С}$.

4. За таблицями при $p = 0,14 \text{ Мн/м}^2$ знаходимо $i'' = 458 \text{ кдж/кг}$, тобто $i < i'$, а значить, в заданому стані робоче тіло — нагрівана рідина. За таблицями однофазних станів знаходимо температуру води $t = 60^\circ \text{С}$ (при $t_s = 109^\circ \text{С}$), тобто вода недогріта до температури насичення на 49 град .

† На діаграмі $i - s$ (рис. 36) схематично показано стани a , b і v . Стан z (нагріваної води) в робочу частину діаграми $i - s$ не входить.

134. Визначити характеристики термодинамічного стану водяної пари при $p = 1,0 \text{ Мн/м}^2$ і $v = 0,175 \text{ м}^3/\text{кг}$.

При заданому тиску за таблицями знаходимо

$$v'' = 0,1945 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ і } v' = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Таким чином, $v' < v < v''$ і пара є вологою насиченою, причому

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} = \frac{0,175 - 0,0011}{0,1945 - 0,0011} = 0,90.$$

Користуючись таблицями насичення, знаходимо: температура пари

$$t = t_s \approx 180^\circ \text{С};$$

ентальпія пари

$$i = i_x = i' + rx = 762 + 2015 \cdot 0,90 = 2575 \text{ кдж/кг};$$

ентропія пари

$$s = s_x = s' + \frac{r}{T_s} x = 2,138 + \frac{2015}{180 + 273} 0,90 = 6,142 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град};$$

внутрішня енергія пари

$$u_x = i_x - pv_x = 2575 - 1,0 \cdot 10^3 \cdot 0,175 = 2400 \text{ кдж/кг}.$$

135. Визначити характеристики термодинамічного стану водяної пари при $p = 13,0 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 550^\circ \text{С}$.

При заданому тиску $t_s \approx 330^\circ \text{С}$, а значить, $t > t_s$, тобто водяна пара перегріта. Безпосередньо за таблицями перегрітої пари (однофазний стан) знаходимо:

питомий об'єм пари $v = 0,0268 \text{ м}^3/\text{кг}$;

ентальпія пари $i = 3467 \text{ кдж/кг}$;

ентропія пари $s = 6,606 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$;

внутрішня енергія пари

$$u = i - pv = 3467 - 13,0 \cdot 10^3 \cdot 0,0268 = 3120 \text{ кдж/кг.}$$

136. Користуючись таблицями термодинамічних властивостей води і водяної пари, визначити затрату тепла і зміну внутрішньої енергії при ізобарному пароутворенні, якщо $p = 10 \text{ Мн/м}^2$. Розрахунок виконати для процесу в цілому і по стадіях процесу пароутворення, взявши для початкового стану холодної рідини $t_0 = 0^\circ\text{C}$ і для кінцевого стану перегрітої пари $t_{\text{пер}} = 500^\circ\text{C}$.

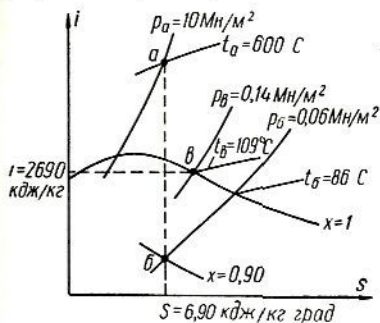


Рис. 36.

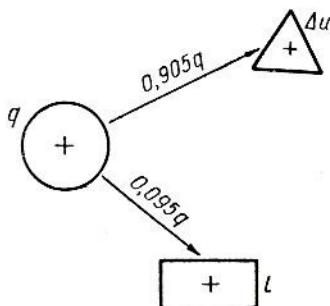


Рис. 37.

За таблицями при заданих умовах знаходимо такі необхідні для розрахунків дані:

Стан робочого тіла	Температура t , °C	Ентальпія i , кдж/кг	Внутрішня енергія u , кдж/кг
Холодна рідина	0	10	0
Насичена »	311	1408	1393
Суша насичена пара	311	2725	2545
Перегріта пара	500	3372	3044

Для процесу пароутворення в цілому затрата тепла

$$q = i_{\text{пер}} - i_0 = 3372 - 10 = 3362 \text{ кдж/кг,}$$

а зміна внутрішньої енергії робочого тіла

$$\Delta u = u_{\text{пер}} - u_0 = 3044 - 0 = 3044 \text{ кдж/кг,}$$

що становить 90,5% від кількості тепла (рис. 37).

Для стадії підігріву рідини відповідно дістаємо:

$$q_1 = q_p = i' - i_0 = 1408 - 10 = 1398 \text{ кдж/кг,}$$

$$\Delta u_1 = \Delta u_p = u' - u_0 = 1393 - 0 = 1393 \text{ кдж/кг;}$$

для стадії випаровування

$$q_2 = r = i'' - i' = 2725 - 1408 = 1317 \text{ кДж/кг},$$

$$\Delta u_2 = \omega = u'' - u' = 2545 - 1393 = 1152 \text{ кДж/кг};$$

для стадії перегріву пари

$$q_3 = q_{\text{пер}} = i_{\text{пер}} - i'' = 3372 - 2725 = 647 \text{ кДж/кг},$$

$$\Delta u_3 = \Delta u_{\text{пер}} = u_{\text{пер}} - u'' = 3044 - 2545 = 499 \text{ кДж/кг}.$$

Як бачимо, в першій стадії процесу пароутворення зміна внутрішньої енергії робочого тіла становить 99,6% від кількості підведеного тепла, в другій стадії — 87,6% і в третій — 77,1%.

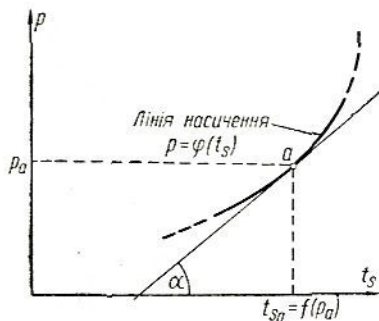


Рис. 38.

137. Визначити величину $\frac{dp}{dT_s}$ для станів насичення H_2O при тиску $p = 1,0 \text{ Мн/м}^2$. Пояснити смисл цієї величини.

За рівнянням Клапейрона — Клаузіуса

$$\frac{dp}{dT_s} = \frac{r}{T_s(v'' - v')}$$

Користуючись табличними даними про властивості води і водяної пари на лінії насичення, дістанемо:

$$\frac{dp}{dT_s} = \frac{2015}{(180 + 273) \cdot (0,1945 - 0,0011)} \approx 23 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Одержана величина характеризує швидкість зміни тиску при зміні температури H_2O на лінії насичення. Геометрично ця величина виражається кутовим коефіцієнтом лінії насичення фазової діаграми $p - t$ у точці a (рис. 38), де $\frac{dp}{dT_s} = \text{tg } \alpha$.

Величину $\frac{dp}{dT_s}$ можна наближено визначити й іншим способом, замінивши похідну відношенням кінцевих різниць відповідних величин. За таблицями знаходимо:

$$\text{при } p_1 = 0,9 \text{ Мн/м}^2 \quad t_{s1} = 175,4^\circ \text{ C};$$

$$\text{при } p_2 = 1,1 \text{ Мн/м}^2 \quad t_{s2} = 184,1^\circ \text{ C}.$$

Отже,

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dT_s} &= \frac{dp}{dt_s} \approx \frac{\Delta p}{\Delta t_s} = \frac{p_2 - p_1}{t_{s2} - t_{s1}} = \\ &= \frac{(1,1 - 0,9) \cdot 10^6}{184,1 - 175,4} \approx 23 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2 \cdot \text{град}, \end{aligned}$$

що збігається з попереднім обчисленням.

138. $0,6 \text{ м}^3$ водяної пари, взяті при $p_1 = 1,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 250^\circ \text{С}$, ізотермічно розширюються із збільшенням об'єму в 7 раз. Після ізобарного стиску водяна пара адіабатно повертається в початковий стан.

Визначити термічні характеристики стану водяної пари в перехідних точках цих процесів, вважаючи процеси рівноважними.

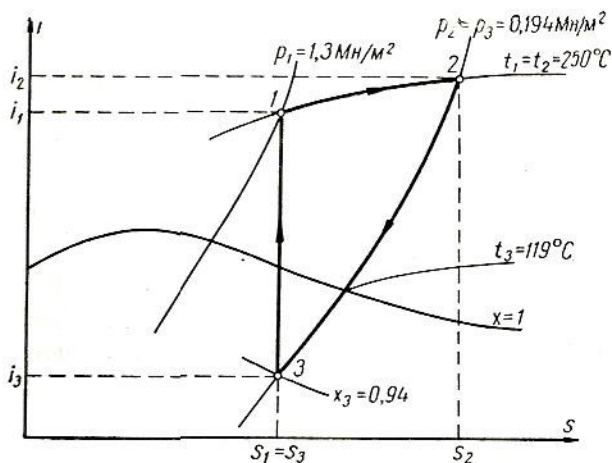


Рис. 39.

Схему заданих процесів у діаграмі $i - s$ наведено на рис. 39.

Для точки 1 при $p_1 = 1,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 250^\circ \text{С}$ знаходимо, що $t_1 > t_s = 129^\circ \text{С}$ (пара перегріта) і за таблицями перегрітої водяної пари $v_1 = 0,177 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Для точки 2 — за умовою $t_2 = t_1 = 250^\circ \text{С}$ і $v_2 = 7v_1 = 7 \times 0,177 = 1,24 \text{ м}^3/\text{кг}$ (а також $V_2 = 7V_1 = 4,2 \text{ м}^3$).

Пара залишається перегрітою, бо при даній температурі $v_2 > v_2'' = 0,050 \text{ м}^3/\text{кг}$. За таблицями перегрітої пари інтерполяцією визначаємо $p_2 \approx 0,194 \text{ Мн/м}^2$.

Для точки 3 використовуємо умову ізоентропності ($s_3 = s_1$) рівноважного адіабатного процесу 3—1 (рис. 39).

За таблицями знаходимо $s_3 = s_1 = 6,783 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$, причому $s_3'' = 7,140 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ і $s_3' = 1,520 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

Як бачимо, $s_3' < s_3 < s_3''$, тобто в точці 3 пара є вологою насиченою при паровмістї (ступені сухості)

$$x_3 = \frac{s_3 - s_3'}{s_3'' - s_3'} = \frac{6,783 - 1,520}{7,140 - 1,520} = 0,94$$

і температури $t_3 = t_{s3} = 119^\circ \text{С}$.

Питомий об'єм пари при цьому

$$v_3 \approx v_3'' x_3 = 0,914 \cdot 0,94 = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг},$$

причому

$$V_3 = V_1 \frac{v_3}{v_1} = 0,6 \cdot \frac{0,86}{0,177} = 2,9 \text{ м}^3.$$

Результати обчислень термічних величин у перехідних точках зведено в такій таблиці:

Перехідна точка (рис. 39)	p , Мн/м ²	t , °С	v , м ³ /кг	V , м ³	Стан пари
1	1,3	250	0,177	0,6	Пара перегріта
2	0,194	250	1,24	4,2	Те ж
3	0,194	119	0,86	2,9	Пара волога насичена ($x = 0,94$)

Розв'язання цього прикладу рекомендується порівняти з розв'язанням аналогічного прикладу 89 для газових процесів.

139. Користуючись даними прикладу 138, визначити зміну калоричних величин у розглядуваних процесах.

Для зміни будь-якої калоричної величини Z справедливе співвідношення

$$\Delta Z = m \Delta z = m (z_{\text{кін}} - z_{\text{поч}}).$$

Кількість водяної пари

$$m = \frac{V_1}{v_1} = \frac{0,6}{0,177} = 3,4 \text{ кг}.$$

Питома ентальпія пари в перехідних точках визначається за таблицями властивостей водяної пари:

для точки 1 (перегрита пара) — $i_1 = 2930 \text{ кДж/кг}$;
 для точки 2 (перегрита пара) — $i_2 = 2970 \text{ кДж/кг}$;
 для точки 3 (волога насичена пара) —

$$i_3 = i_3' + r x_3 = 500 + 2205 \cdot 0,94 = 2570 \text{ кДж/кг}.$$

При цих даних зміна ентальпії в розглядуваних процесах при ізотермічному розширенні пари 1—2

$$\Delta I_{1-2} = m (i_2 - i_1) = 3,4 (2970 - 2930) = 136 \text{ кДж};$$

при ізобарному стиску пари 2—3

$$\Delta I_{2-3} = 3,4 (2570 - 2970) = -1360 \text{ кДж};$$

при адіабатному стиску пари 3—1

$$\Delta I_{3-1} = 3,4 (2930 - 2570) = 1224 \text{ кДж}.$$

Аналогічно обчислюється зміна ентропії в процесах. За таблицями $s_1 = s_3 = 6,783 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$ і $s_2 = 7,716 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$.

Отже,

$$\Delta S_{1-2} = 3,4 (7,716 - 6,783) = 3,17 \text{ кдж/град};$$

$$\Delta S_{2-3} = 3,4 (6,783 - 7,716) = -3,17 \text{ кдж/град};$$

$$\Delta S_{3-1} = 0.$$

Для зміни внутрішньої енергії пари знаходимо

$$u_1 = i_1 - p_1 v_1 = 2930 - 1,3 \cdot 10^3 \cdot 0,177 = 2700 \text{ кдж/кг};$$

$$u_2 = i_2 - p_2 v_2 = 2970 - 0,194 \cdot 10^3 \cdot 1,24 = 2730 \text{ кдж/кг};$$

$$u_3 = i_3 - p_3 v_3 = 2570 - 0,194 \cdot 10^3 \cdot 0,86 = 2400 \text{ кдж/кг}$$

і далі

$$\Delta U_{1-2} = 3,4 (2730 - 2700) = 102 \text{ кдж};$$

$$\Delta U_{2-3} = 3,4 (2400 - 2730) = -1122 \text{ кдж};$$

$$\Delta U_{3-1} = 3,4 (2700 - 2400) = 1020 \text{ кдж}.$$

Результати обчислень зведено в такій таблиці:

Процес	ΔI , кдж	ΔS , кдж/град	ΔU , кдж
Ізотермічне розширення 1—2	136	3,17	102
Ізобарний стиск 2—3 . . .	-1360	-3,17	-1122
Адіабатний стиск 3—1 . . .	1224	0	1020

Розв'язання цього прикладу рекомендується зіставити з розв'язанням аналогічного прикладу 90 для газових процесів.

140. Визначити кількості тепла і роботи в процесах за даними прикладів 138 і 139. Показати для цих процесів схеми енергобалансів.

Користуючись розрахунковими співвідношеннями табл. 3, для *ізотермічного розширення* пари 1—2 дістанемо:

а) кількість тепла

$$Q_{1-2} = T \Delta S_{1-2} = (250 + 273) \cdot 3,17 = 1660 \text{ кдж};$$

б) кількість деформаційної роботи

$$L_{1-2} = Q_{1-2} - \Delta U_{1-2} = 1660 - 102 = 1558 \text{ кдж};$$

в) кількість роботи переміщення

$$L_{п1-2} = Q_{1-2} - \Delta I_{1-2} = 1660 - 136 = 1524 \text{ кдж}.$$

Для *ізобарного стиску* 2—3 пари відповідно дістаємо:

$$Q_{2-3} = \Delta I_{2-3} = -1360 \text{ кдж};$$

$$L_{2-3} = Q_{2-3} - \Delta U_{2-3} = -1360 + 1122 = -238 \text{ кДж};$$

$$L_{п2-3} = Q_{2-3} - \Delta I_{2-3} = -1360 + 1360 = 0.$$

Для адиабатного стиску 3-1 пари:

$$Q_{3-1} = 0;$$

$$L_{3-1} = -\Delta U_{3-1} = -1020 \text{ кДж};$$

$$L_{п3-1} = -\Delta I_{3-1} = -1224 \text{ кДж}.$$

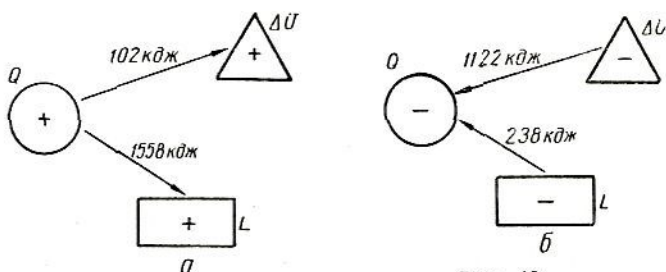


Рис. 40.

Схеми енергобалансів процесів показано на рис. 40: а — ізотермічне розширення; б — ізобарний стиск; в — адиабатний стиск.

Розв'язання цього прикладу рекомендується зіставити з розв'язанням аналогічного прикладу 91 для газових процесів.

141. Водяна пара надходить у пароперегрівник при $p_1 = 5,0 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,98$, а після ізобарного перегріву в паровий двигун, де адиабатно розширяється до $p_3 = 0,010 \text{ Мн/м}^2$ і $x_3 = 0,82$. Вважаючи процеси рівноважними, визначити стан пари перед двигуном, питому затрату тепла в пароперегрівнику і питому технічну роботу пари в двигуні.

Показати схему процесів у діаграмах $i-s$ і $T-s$.

Насамперед треба розглянути схеми процесів у діаграмах $i-s$ (рис. 41,а) і $T-s$ (рис. 41,б).

Для стану пари перед двигуном (після пароперегрівника) знаходимо:

$$p_2 = p_1 = 5,0 \text{ Мн/м}^2;$$

$$s_2 = s_3 = s_3' + \frac{r_3}{T_{s_3}} x_3 = 0,650 + \frac{2392}{46 + 273} \cdot 0,82 = 6,80 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}.$$

При цих умовах $s_2 > s_2'' = 5,97 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$, тобто пара перегріта.
За таблицями перегрітої пари

$$t_2 \approx 445^\circ\text{C} \quad \text{і} \quad i_2 \approx 3300 \text{ кдж/кг.}$$

Питома затрата тепла при ізобарному перегріві пари

$$q_{1-2} = \Delta i = i_2 - i_1 = 3300 - 2760 = 540 \text{ кдж/кг,}$$

$$\text{де } i_1 = i_1' + r_1 x_1 = 1154 + 1640 \cdot 0,98 = 2760 \text{ кдж/кг.}$$

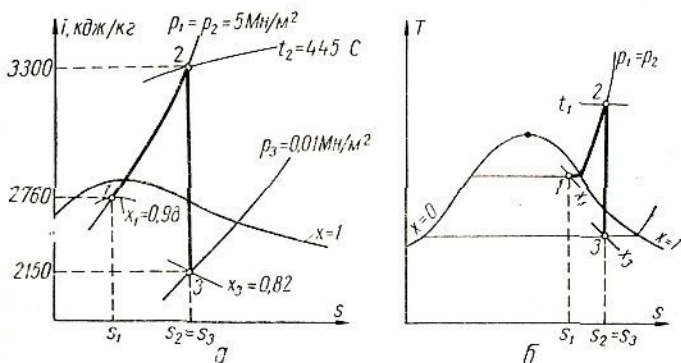


Рис. 41.

Питома технічна робота пари при адіабатному розширенні в двигуні за першим законом термодинаміки

$$l_{\text{тех}} = -\Delta i - \Delta k,$$

або при $\Delta k = 0$

$$l_{\text{тех}2-3} = i_2 - i_3 = 3300 - 2150 = 1150 \text{ кдж/кг,}$$

$$\text{де } i_3 = i_3' + r_3 x_3 = 192 + 2392 \cdot 0,82 = 2150 \text{ кдж/кг.}$$

Цей приклад можна розв'язати безпосередньо за допомогою масштабної діаграми $i-s$ водяної пари.

142. Визначити питому ексергію водяної пари перед турбіною, якщо тиск пари $p = 10 \text{ Мн/м}^2$ і температура $t = 500^\circ\text{C}$. Для стану навколишнього середовища вважати $p_0 = 0,10 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 15^\circ\text{C}$.

Як зміниться результат, якщо в одному випадку тиск пари збільшиться до $p' = 20 \text{ Мн/м}^2$, в другому — температура підвищиться до $t' = 600^\circ\text{C}$ і в третьому — одночасно зміняться до вказаних значень обидва параметри.

Маючи відомості, наведені раніше при розв'язанні прикладу 63, при $i_0 = 63 \text{ кдж/кг}$ і $s_0 = 0,224 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$, дістанемо:

а) при $p = 10 \text{ Мн/м}^2$ і $t = 500^\circ \text{С}$, коли $i = 3372 \text{ кДж/кг}$ і $s = 6,596 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$,

$$e = (i - i_0) - T_0(s - s_0) = 3309 - 288 \cdot 6,372 = 1470 \text{ кДж/кг};$$

б) при підвищенні тиску до $p' = 20 \text{ Мн/м}^2$, коли $i = 3238 \text{ кДж/кг}$ і $s = 6,144 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$,

$$e = 3175 - 288 \cdot 5,920 = 1475 \text{ кДж/кг};$$

в) при підвищенні температури до $t' = 600^\circ \text{С}$, коли $i = 3621 \text{ кДж/кг}$ і $s = 6,901 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$,

$$e = 3558 - 288 \cdot 6,677 = 1635 \text{ кДж/кг};$$

г) при одночасному підвищенні тиску і температури пари ($p' = 20 \text{ Мн/м}^2$ і $t' = 600^\circ \text{С}$), коли $i = 3530 \text{ кДж/кг}$ і $s = 6,508 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$,

$$e = 3467 - 288 \cdot 8,284 = 1660 \text{ кДж/кг}.$$

Як бачимо, в заданій області станів ($p = 10 \div 20 \text{ Мн/м}^2$; $t = 500 \div 600^\circ \text{С}$) ексергія водяної пари мало залежить від тиску, але помітно збільшується при зростанні температури пари. Найсприятливішим

для збільшення ексергії пари є одночасне підвищення тиску і температури пари.

Цими особливостями водяної пари як робочого тіла енергоустановок визначаються напрями розвитку сучасних паросилових установок: при високих початкових параметрах водяної пари краще підвищувати температуру пари перед турбіною, ніж далі підвищувати тиск пари.

143. Водяна пара в кількості $m = 80 \text{ кг/сек}$ при $p_1 = 10 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 550^\circ \text{С}$ адіабатно розширяється в турбіні до $p_2 = 0,004 \text{ Мн/м}^2$ і $x_2 = 0,88$. Скласти ексергетичний баланс цього процесу і порівняти його з енергетичним балансом. Взяти $p_0 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

Користуючись діаграмою $i-s$ для водяної пари (рис. 42) і співвідношенням $e = (i - i_0) - T_0(s - s_0)$, дістаємо такі необхідні для дальших розрахунків дані:

Стан пари	i , кДж/кг	s , кДж/кг·град	e , кДж/кг
Початковий (точка 1)	3500	6,756	1560
Кінцевий (точка 2)	2260	7,500	110

На основі співвідношень § 1 знаходимо втрати ексергії

$$\begin{aligned} \Pi &= T_0 \Delta S_C = T_0 m (s_2 - s_1) = 288 \cdot 80 (7,500 - 6,756) = \\ &= 17 \cdot 10^3 \text{ квт} = 17 \text{ Мвт} \end{aligned}$$

і корисну потужність турбіни (при $E_Q = 0$)

$$\begin{aligned} N &= (E_1 - E_2) - \Pi = 80 (1560 - 110) - 17 \cdot 10^3 = \\ &= 99 \cdot 10^3 \text{ квт} = 99 \text{ Мвт}. \end{aligned}$$

Ексергетичний баланс процесу, що відповідає одержаним результатам, показано на рис. 43, а.

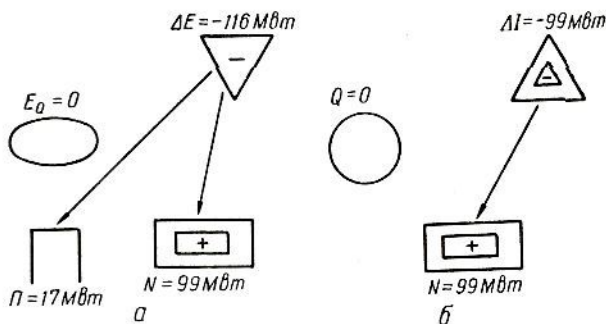


Рис. 43.

За енергетичним балансом цього ж процесу при $Q = 0$ дістанемо

$$N = I_1 - I_2 = 80 (3500 - 2260) = 99 \cdot 10^3 \text{ квт} = 99 \text{ Мвт}$$

відповідно до схеми на рис. 43, б.

Порівнюючи балансові схеми (рис. 43), помітимо, що ексергетичний баланс процесу значно повніше характеризує термодинамічні особливості розглядуваного процесу, ніж баланс енергетичний.

Зокрема, за енергетичним балансом не можна оцінити ступінь досконалості процесу, тоді як за даними ексергетичного балансу термодинамічно об'єктивний к. к. д. процесу

$$\eta_{ex} = \frac{N}{E_1 - E_2} = \frac{99}{116} = 0,85.$$

144. Визначити відносну вологість і температуру точки роси вологого повітря, якщо при $p = 100 \text{ кн/м}^2$ і абсолютній вологості $\rho_n = 0,014 \text{ кг/м}^3$ температура вологого повітря в одному випадку $t' = 20^\circ \text{C}$, а в другому $t'' = 120^\circ \text{C}$.

Відносна вологість повітря визначається за формулою

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n^{\text{макс}}}.$$

При $p = 100 \text{ кн/м}^2$ знаходимо $t_{sp} = 99,6^\circ \text{С}$. Отже, в першому випадку $t' < t_{sp}$, тому $\rho_{п}^{\text{макс}} = \rho_s = 0,0173 \text{ кг/м}^3$ (при $t' = 20^\circ \text{С}$) і

$$\varphi' = \frac{0,014}{0,0173} = 0,81, \text{ або } 81 \%$$

В другому випадку $t'' > t_{sp}$, тому

$$\rho_{п}^{\text{макс}} = \rho_{p,t} = \frac{1}{v} \approx \frac{1}{1,80} = 0,56 \text{ кг/м}^3,$$

а значить,

$$\varphi'' = \frac{0,014}{0,56} = 0,025, \text{ або } 2,5 \%$$

Температура точки роси визначається як температура насичення водяної пари, що відповідає даному парціальному тиску водяної пари у вологому повітрі.

В першому випадку, при $t' = 20^\circ \text{С}$

$$p'_{п} \approx \varphi' \rho_{п}^{\text{макс}} = \varphi' \rho_s = 0,81 \cdot 2,34 = 1,9 \text{ кн/м}^2,$$

чому за таблицями насичення відповідає $t'_p = 17^\circ \text{С}$.

В другому випадку, при $t'' = 120^\circ \text{С}$

$$p''_{п} \approx \varphi'' \rho_{п}^{\text{макс}} = \varphi'' \rho = 0,025 \cdot 100 = 2,5 \text{ кн/м}^2,$$

тоді $t''_p = 21^\circ \text{С}$.

145. Для вологого атмосферного повітря при $p = 100 \text{ кн/м}^2$ і $t = 40^\circ \text{С}$ відносна вологість становить $\varphi = 80\%$. Визначити інші характеристики вологого повітря в цьому стані.

За умовою $t < t_{sp} = 99,6^\circ \text{С}$, а тому $\rho_{п}^{\text{макс}} = 0,051 \text{ кг/м}^3$ і $\rho_{п}^{\text{макс}} = 7,4 \text{ кн/м}^2$.

Абсолютна вологість повітря

$$\rho_{п} = \varphi \rho_{п}^{\text{макс}} = 0,80 \cdot 0,051 = 0,041 \text{ кг/м}^3$$

і парціальний тиск водяної пари

$$p_{п} \approx \varphi \rho_{п}^{\text{макс}} = 0,80 \cdot 7,4 = 5,9 \text{ кн/м}^2.$$

Вологовміст вологого повітря

$$d \approx 0,62 \frac{\rho_{п}}{\rho - \rho_{п}} = 0,62 \cdot \frac{5,9}{100 - 5,9} = 0,039 \text{ кг/кг}$$

і його ентальпія

$$I \approx t + d(2500 + 1,9t) = 40 + 0,039(2500 + 1,9 \cdot 40) = 140 \text{ кДж/кг.}$$

Густина вологого повітря

$$\rho = \rho_{п} + \rho_{нов} = 0,041 + 1,05 = 1,09 \text{ кг/м}^3,$$

де

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p_{\text{пов}}}{R_{\text{пов}}T} = \frac{(100 - 5,9) \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 1,05 \text{ кг/м}^3.$$

Крім того, іншим способом знаходимо

$$\rho = \rho_{\text{п}} \frac{1+d}{d} = 0,041 \cdot \frac{1+0,039}{0,039} = 1,09 \text{ кг/м}^3.$$

При однакових p і t густина вологого повітря менша, ніж сухого (за умовами цього прикладу

$$\rho_{\text{с.пов}} = \frac{p}{R_{\text{пов}}T} = \frac{100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} =$$

$$= 1,11 \text{ кг/м}^3, \text{ тобто } \rho < \rho_{\text{с.пов}}.$$

146. Вологе повітря ($p = 100 \text{ кН/м}^2$) при $t_1 = 40^\circ \text{C}$ і $\varphi_1 = 80\%$ нагрівається при сталому парціальному тиску пари до $t_2 = 100^\circ \text{C}$. Визначити кінцевий стан вологого повітря і питому затрату тепла на нагрівання.

Умова $p_{\text{п}} = \text{const}$ при даному тиску p одночасно означає $d = \text{const}$, тобто процес відбувається при сталому вологовмісті вологого повітря.

Для початкового стану повітря (див. приклад 145) $d_1 = 0,039 \text{ кг/кг}$ і $I_1 = 140 \text{ кДж/кг}$.

Для кінцевого стану вологого повітря

$$d_2 = d_1 = 0,039 \text{ кг/кг},$$

а ентальпія при $t_2 = 100^\circ \text{C}$

$$I_2 = 100 + 0,039(2500 + 1,9 \cdot 100) = 205 \text{ кДж/кг},$$

причому відносна вологість повітря при $p_{\text{п}2} = p_{\text{п}1} = 5,9 \text{ кН/м}^2$

$$\varphi_2 \approx \frac{p_{\text{п}2}}{p} = \frac{5,9}{100} \approx 0,06, \text{ або } 6\%.$$

Витрата тепла на нагрівання, віднесена до 1 кг сухого повітря,

$$Q = I_2 - I_1 = 205 - 140 = 65 \text{ кДж/кг}.$$

Процес ізобарного нагрівання вологого повітря ($d = \text{const}$) у діаграмі $I - d$ схематично показано на рис. 44.

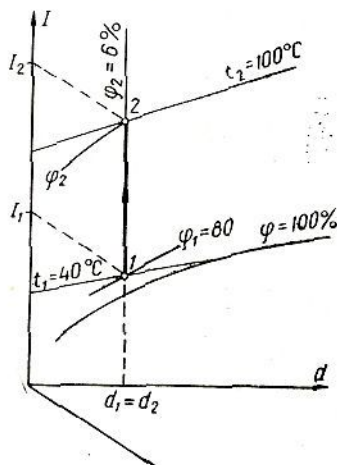


Рис. 44.

Задачі

147. У посудині об'ємом $0,15 \text{ м}^3$ міститься $1,1 \text{ кг}$ водяної пари при тиску $1,9 \text{ Мн/м}^2$. Визначити температуру пари та її внутрішню енергію.

148. У посудині об'ємом 68 м^3 міститься 10 кг води і 40 кг сухої насиченої водяної пари. Визначити тиск, температуру і ентальпію робочого тіла.

149. У барабані парогенератора міститься 1850 кг води і водяної пари при тиску $3,0 \text{ Мн/м}^2$. Визначити об'єм барабана, якщо вода займає 50% цього об'єму.

150. Доповнити даними, яких не вистає, таку таблицю термодинамічних властивостей води і водяної пари в різних станах:

Характеристика стану і одиниця виміру	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
$p, \text{ Мн/м}^2$...	0,80	9,0	15,0	5,0	...
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	0,194	...	0,0368
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	170	0	200	225
$i, \text{ кдж/кг}$...	2770
$s, \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$	2,564
$u, \text{ кдж/кг}$
Стан робочого тіла

151. Визначити затрату тепла для ізобарного переходу 1 кг води при тиску $4,0 \text{ Мн/м}^2$ і температурі 150°C у стани:

- насиченої рідини;
- вологої насиченої пари при вологості 2% ;
- перегрітої пари при температурі 450°C .

Показати схему процесів у діаграмі $T - s$.

152. Користуючись тільки діаграмою $i - s$ для водяної пари, визначити тепло випаровування при тиску 5 Мн/м^2 . Порівняти одержаний результат з табличними даними.

153. 5 кг водяної пари при $p_1 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$ і $V_1 = 0,5 \text{ м}^3$ ізохорно нагріваються до $t_2 = 190^\circ \text{C}$. Визначити кінцевий тиск пари і кількість тепла в цьому процесі. Показати схему процесу в діаграмах $p - v$ і $T - s$.

154. У процесі ізохорної зміни стану водяної пари при

$p_1 = 0,4 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 160^\circ \text{С}$ ентальпія пари збільшується на 200 кдж/кг . Визначити тиск і температуру пари в кінцевому стані. Показати схему процесу в діаграмах $T - s$ і $i - s$.

155. У пароперегрівнику парогенератора 15 кг/сек водяної пари при $p_1 = 3,5 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,98$ ізобарно перегріваються до $t_2 = 460^\circ \text{С}$. Визначити початковий і кінцевий питомі об'єми пари, зміну внутрішньої енергії та кількість тепла в цьому процесі. Показати схему процесу в діаграмах $T - s$ і $i - s$.

156. До вологої насиченої водяної пари при $p_1 = 0,3 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,75$ ізобарно підведено 520 кдж/кг тепла. Визначити кінцевий стан пари і зміну внутрішньої енергії. Показати схему процесу в діаграмі $i - s$.

157. Парогенератор продуктивністю 28 кг/сек працює при сталому тиску, що дорівнює 10 Мн/м^2 . Визначити затрати тепла при підігріванні води до температури насичення у випарній частині і в пароперегрівнику, якщо температура живильної води 210°С , вологість пари перед перегрівом $1,5\%$ і температура пари після перегріву 520°С . Показати схему процесів у діаграмі $T - s$.

158. У конденсатор парової турбіни надходить 42 кг/сек водяної пари при $p = 0,005 \text{ Мн/м}^2$ і $x = 0,88$. Пара в конденсаторі повністю конденсується при сталому тиску, причому температура конденсату дорівнює температурі насичення. Визначити витрату охолодної води, якщо температура її підвищується в процесі теплообміну на 12 град . Показати схему процесу в діаграмі $T - s$.

159. $1,25 \text{ м}^3$ водяної пари при $p_1 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 200^\circ \text{С}$ ізотермічно стискаються з відведенням 320 кдж тепла. Визначити кінцевий стан пари і кількість роботи переміщення. Показати графіки процесу в діаграмах $p - v$, $T - s$ і $i - s$.

160. 20 кг водяної пари, які займають при $x_1 = 0,9$ об'єм 12 м^3 , ізотермічно розширюються до подвійного об'єму. Визначити початковий і кінцевий тиск пари та кількість тепла в цьому процесі. Показати схему процесу в діаграмах $T - s$ і $i - s$.

161. При ізотермічній зміні стану водяної пари ($p_1 = 10 \text{ Мн/м}^2$, $x_1 = 0,95$) підведено 500 кдж/кг тепла. Визначити зміну внутрішньої енергії пари і кількість деформаційної роботи. Показати схему процесу в діаграмі $T - s$.

162. Визначити кількість тепла в процесі ізотермічного стиску 8 кг водяної пари при $p_1 = 1,0 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 200^\circ \text{С}$ до стану насиченої рідини. Показати схему процесу в діаграмі $T - s$.

163. У паровій турбіні водяна пара при $p_1 = 3,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 435^\circ \text{С}$ адіабатно розширяється до $p_2 = 0,004 \text{ Мн/м}^2$. Визначити стан пари в кінці розширення і кількість технічної роботи, нехтуючи зміною швидкості пари. Показати схему процесу в діаграмах $T - s$ і $i - s$.

164. У процесі адіабатного розширення водяна пара при $p_1 = 1,8 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 380^\circ \text{С}$ стає сухою насиченою. Визначити кінцевий тиск пари і зміну її ентальпії. Показати схему процесу в діаграмі $i - s$.

165. Водяна пара при $p_1 = 0,01 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,85$ адіабатно стискається до $p_2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$. Визначити початкову і кінцеву температуру пари, а також кількість роботи переміщення. Показати схему процесу в діаграмі $i - s$.

166. Водяна пара адіабатно розширяється від $p_1 = 2,5 \text{ Мн/м}^2$ до $p_2 = 0,005 \text{ Мн/м}^2$. Визначити початкову температуру і зміну ентальпії при розширенні, якщо в кінцевому стані $x_2 = 0,85$. Показати схему процесу в діаграмі $i - s$.

167. При адіабатному стиску водяної пари ($p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,4$) досягається стан насиченої рідини. Визначити кінцевий тиск робочого тіла і кількість роботи переміщення в цьому процесі. Показати схему процесу в діаграмі $T - s$.

168. Суха насичена водяна пара при $t_1 = 200^\circ \text{С}$ адіабатно розширяється до $t_2 = 60^\circ \text{С}$, після чого ізобарно досягає стану сухої насиченої пари. Визначити кількість тепла і технічної роботи в кожному з цих процесів, нехтуючи зміною швидкості пари. Показати схему процесів у діаграмах $T - s$ і $i - s$.

169. Водяна пара ($p_1 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,9$) після ізотермічного розширення при $\frac{V_2}{V_1} = 5$ ізобарно стискається так, що потім адіабатно повертається в початковий стан. Визначити характеристики стану пари на початку адіабатного процесу. Показати схему процесів у діаграмах $T - s$ і $i - s$.

170. Суха насичена водяна пара при $p_1 = 1,0 \text{ Мн/м}^2$ ізохорно нагрівається до $t_2 = 350^\circ \text{С}$, потім адіабатно роз-

ширюється і, нарешті, ізобарно повертається в початковий стан. Визначити кількості тепла і роботи переміщення в кожному з цих процесів. Навести схему процесів у діаграмах $T - s$ і $i - s$.

171. При адіабатному стиску 3 кг водяної пари тиском $0,3 \text{ Мн/м}^2$ температура робочого тіла досягає 250°C . Потім пара ізотермічно розширюється так, що після ізобарного процесу з відведенням 1530 кДж тепла повертається в початковий стан.

Визначити стан пари в перехідних точках і кількості тепла в кожному з процесів. Показати схему процесів у діаграмі $T - s$.

172. Водяна пара при $p_1 = 13 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 550^\circ \text{C}$ адіабатно розширюється так, що після наступного ізобарного процесу із збільшенням ентропії на $0,767 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ досягає початкової температури. Визначити тиск ізобарного процесу і кількість тепла в цьому процесі. Показати схему процесів у діаграмах $T - s$ і $i - s$.

173. У посудині при $t = 120^\circ \text{C}$ міститься суміш 1 кг сухої насиченої пари і 1 кг сухого повітря. Визначити об'єм посудини і тиск суміші.

174. Визначити абсолютну і відносну вологості вологого повітря, якщо парціальний тиск водяної пари в суміші $p_n = 10 \text{ кн/м}^2$, а температура $t = 60^\circ \text{C}$. Як зміняться результати при підвищенні температури суміші до 120°C ? Взяти $p = 100 \text{ кн/м}^2$.

175. Визначити вологовміст, ентальпію і густину вологого повітря при тиску $p = 100 \text{ кн/м}^2$, температурі $t = 80^\circ \text{C}$ і відносній вологості $\phi = 40\%$. Порівняти густину вологого повітря з густиною сухого повітря при тиску і температурі суміші.

176. При спалюванні палива витрачається $10 \text{ м}^3/\text{сек}$ вологого повітря при $t = 20^\circ \text{C}$ і $\phi = 75\%$ ($p = 100 \text{ кн/м}^2$). Визначити масу водяної пари, яка надходить при цьому в топковий пристрій.

177. Визначити температуру точки роси для продуктів згоряння палива, які містять за об'ємом $14,7\%$ водяної пари, якщо тиск вологого газу становить 110 кн/м^2 .

178. Визначити густину і температуру точки роси для вологого повітря при $t = 40^\circ \text{C}$ і $\phi = 0,6$, якщо тиск суміші $p = 100 \text{ кн/м}^2$.

179. Доповнити даними, яких не вистачає, таку таблицю характеристик стану вологого повітря:

Величина і одиниця виміру	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
$p, \text{кн/м}^2$	100	100	120	140	100	100
$t, \text{°C}$	80	60	140	40
$\varphi, \%$	100	40	...
$d, \text{кг/кг}$	0,025	0,032
$l, \text{кДж/кг}$	170
$p_{\text{п}}, \text{кн/м}^2$	30	...	20
$\rho_{\text{ч}}, \text{кг/м}^3$...	0,090

180. Вологе атмосферне повітря ($p = 100 \text{ кн/м}^2$) при $t_1 = 20^\circ \text{C}$ і $\varphi = 60\%$ ізобарно нагрівається до $t_2 = 95^\circ \text{C}$ і надходить в сушильну камеру, де при незмінній ентальпії охолоджується до $t_3 = 35^\circ \text{C}$. Визначити витрату сухого повітря і тепла, що припадає на 1 кг вологи, яка видаляється з матеріалу в сушильній камері.

Задачу розв'язати аналітично і з допомогою діаграми $l-d$.

181. Вологе повітря при $t_1 = 50^\circ \text{C}$ і $\varphi = 60\%$ ізобарно охолоджується до $t_2 = 20^\circ \text{C}$. Визначити кінцеву вологість повітря і зміну ентальпії його в процесі охолодження. Взяти $p = 100 \text{ кн/м}^2$. Задачу розв'язати аналітично і з допомогою діаграми $l-d$.

§ 5. ТЕЧІЯ І НАГНІТАННЯ ГАЗІВ ТА ПАРІВ

1. Особливості стаціонарної ($dm = 0$) енергетично ізольованої ($\delta q = 0$ і $\delta l_{\text{тех}} = 0$) течії газів та парів в умовах зовнішнього геометричного впливу ($df \neq 0$) на потік при відсутності або при наявності опорів ($\delta l_R = \delta q_R \geq 0$) визначаються такими основними закономірностями:

а) за першим законом термодинаміки

$$di + d\left(\frac{w^2}{2}\right) = di - vdp - \delta l_R = 0,$$

звідки

$$d\left(\frac{w^2}{2}\right) = -di = -vdp - \delta l_R;$$

б) за другим законом термодинаміки

$$ds = \frac{\delta q_R}{T} \geq 0;$$

в) за рівнянням витрати робочого тіла

$$m = f\omega\rho = \frac{f\omega}{v} \text{ кг/сек.}$$

2. Швидкість течії при початковій швидкості w_1

$$w = \sqrt{w_1^2 + 2(i_1 - i)} \text{ м/сек,}$$

а при $\rho v^k = \text{const}$ і при відсутності опорів ($\delta l_R = \delta q_R = 0$), коли $\Delta s = 0$

$$w = \sqrt{w_1^2 + 2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} \text{ м/сек,}$$

де $\beta = \frac{p}{p_1}$.

Безрозмірна швидкість течії (число M)

$$M = \frac{w}{a} = \frac{w}{\sqrt{kp v}},$$

де $a = \sqrt{kp v}$ — місцева швидкість звуку в робочому середовищі даного стану (p , v).

При $M < 1$ течія є дозвуквою, а при $M > 1$ — надзвуквою. Режим $M = M_{кр} = 1$ називають кризою течії.

3. Зміна термодинамічного стану робочого тіла при течії, якщо $\rho v^k = \text{const}$, визначається безрозмірними співвідношеннями

$$\tau = \frac{T}{T_1} = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2},$$

а також

$$\beta = \frac{p}{p_1} = \tau^{\frac{k}{k-1}},$$

тобто із збільшенням швидкості течії температура і тиск робочого тіла зменшуються.

4. Переріз каналу визначається з рівняння витрати

$$f = m \frac{v}{w} M^2.$$

Якщо $\rho v^k = \text{const}$, то питомий об'єм газу змінюється за законом

$$v = v_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{v_1}{\beta^{\frac{1}{k}}} M^{\frac{2}{k+1}}.$$

5. Для кризи течії, коли $M = M_{\text{кр}} = 1$, при $\rho v^k = \text{const}$ критичне відношення температур

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}}}{T_1} = \frac{k-1}{k+1} M_1^2 + \frac{2}{k+1}$$

і критичне відношення тисків

$$\beta_{\text{кр}} = \frac{\rho_{\text{кр}}}{\rho_1} = \tau_{\text{кр}}^{\frac{k}{k-1}}.$$

При цьому критична швидкість течії

$$w_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} = \sqrt{k \tau_{\text{кр}} \rho_1 v_1} = \varepsilon_{\text{кр}} \sqrt{\rho_1 v_1} \text{ м/сек}$$

і критичний переріз сопла

$$f_{\text{кр}} = m \frac{v_{\text{кр}}}{w_{\text{кр}}} = \frac{m}{\psi_{\text{макс}} \sqrt{\frac{\rho_1}{v_1}}} M^2,$$

де

$$\psi_{\text{макс}} = \sqrt{\frac{k+1}{k \tau_{\text{кр}}^{\frac{k-1}{k}}}}.$$

Числові характеристики кризи при ізоентропному витіканні деяких газів наведено в табл. 5.

6. При розрахунку й аналізі режимів течії (звичайно $w_1 = 0$) треба зважати на характер зміни тиску робочого тіла в межах сопла.

Для вхідного перерізу сопел беруть $p_{\text{вх}} = p_1$.

Для вихідного перерізу простих (звужених) сопел при заданому тиску середовища після сопла $p_{\text{ср}}$ слід розрізняти два випадки:

Характеристики кризи ($M = M_{кр} = 1$) при витіканні газів
 ($\kappa = \text{const}$ і $\omega_1 = 0$)

Розрахункові величини	Співвідношення для розрахункових величин	Двохатомні газы	Багатоатомні газы
Показник адиабати	$k = \frac{c_p}{c_v}$	1,4	1,3
Критичне відношення температур	$\tau_{кр} = \frac{2}{k+1}$	0,83	0,87
Критичне відношення тисків	$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,53	0,55
Розрахунковий коефіцієнт формули критичної швидкості течії	$\epsilon_{кр} = \sqrt{k \frac{2}{k+1}}$	1,08	1,06
Розрахунковий коефіцієнт формули критичного перерізу сопла	$\psi_{\text{макс}} = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$	0,69	0,67

а) режим *повного розширення* робочого тіла в соплі до $p_{\text{вих}} = p_{\text{ср}}$ (рис. 45, а), коли $\beta_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{ср}}}{p_1} > \beta_{\text{кр}}$ і $\omega < a$ — дозвукове або докритичне витікання;

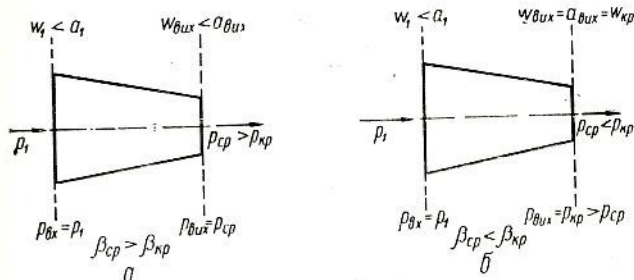


Рис. 45.

2) режим *неповного розширення* робочого тіла в соплі, коли $p_{\text{вих}} = p_{\text{кр}} > p_{\text{ср}}$ (рис. 46, б) при $\beta_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{ср}}}{p_1} < \beta_{\text{кр}}$ і $\omega = a$ — звукове або критичне витікання.

Для розрахункових режимів складених сопел (сопел Лаваля) при заданих p_1 і $p_{ср}$ розширення робочого тіла в соплі повне і $p_{вих} = p_{ср}$, причому $w > a$ — надзвукове або надкритичне витікання. Криза ізоентропного витікання ($M = M_{кр} = 1$) спостерігається в мінімальному перерізі сопла (рис. 46).

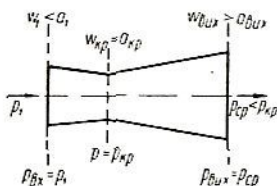


Рис. 46.

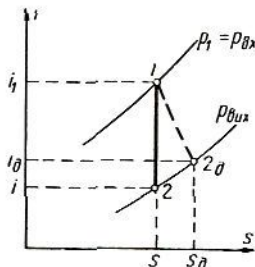


Рис. 47.

7. *Нерівноважне* (необоротне) адиабатне витікання при наявності опорів ($l_R = q_R > 0$) розраховують, використовуючи поняття про швидкісний коефіцієнт сопла

$$\varphi = \frac{w_{\partial}}{w} < 1,$$

причому, якщо $w_1 = 0$

$$w_{\partial} = \varphi w = \varphi \sqrt{2(i_1 - i)}.$$

Крім того, справедливим є співвідношення (рис. 47)

$$w_{\partial} = \sqrt{2(i_1 - i_{\partial})},$$

а також $s_{\partial} > s_1$.

З наведених співвідношень виходить

$$\varphi = \sqrt{\frac{i_1 - i_{\partial}}{i_1 - i}},$$

звідки

$$i_{\partial} = i_1 - (i_1 - i) \varphi^2.$$

Зведення розрахункових співвідношень для різних типів сопел при $w_1 = 0$ наведено в табл. 6.

8. *Дроселювання газів і парів* при $w_2 \approx w_1$ характеризується умовою $i_2 = i_1$, причому $p_2 < p_1$ і $s_2 > s_1$ (рис. 48).

Температура ідеальних газів при дроселюванні не змінюється, а температура водяної пари зменшується.

9. Основне рівняння теорії нагнітання за першим законом термодинаміки при $l_n = -l_{\text{тех}}$; $q_{\text{охол}} = -q$ і $\Delta\kappa = 0$

$$l_n = \Delta i + q_{\text{охол}} \text{ дж/кг.}$$

Крім того, для ідеальних і теоретичних ступенів нагнітачів

$$l_n = \int_1^2 v dp,$$

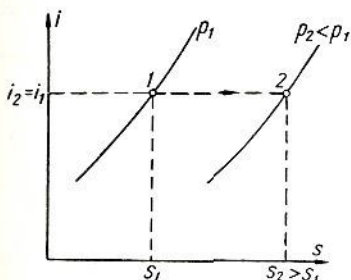


Рис. 48.

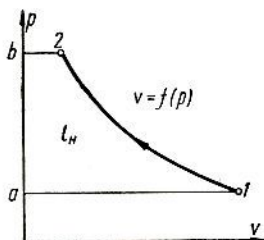


Рис. 49.

де $v = f(p)$ — рівняння процесу зміни стану робочого тіла в нагнітачі.

З діаграми $p-v$ (рис. 49) видно, що $l_n = \text{пл. } a12ba$.

10. Для ступеня ідеального *неохолоджуваного нагнітача* (при $q_{\text{охол}} = 0$) стиск робочого тіла вважають ізоентропним, причому

$$l_n^s = \Delta i \text{ дж/кг,}$$

а для газів при $pv^k = \text{const}$

$$l_n^s = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \text{ дж/кг,}$$

$$\text{де } \beta = \frac{p_2}{p_1}.$$

Для ступеня ідеального *охолоджуваного нагнітача* (при $q_{\text{охол}} > 0$) стиск робочого тіла вважають ізотермічним:

$$l_n^T = \Delta i + q_{\text{охол}}^T \text{ дж/кг,}$$

а для газів при $pv = \text{const}$, коли $\Delta i = 0$

$$l_n^T = q_{\text{охол}}^T = RT \ln \beta \text{ дж/кг.}$$

При даному значенні β нагнітання в ступені охолоджуваного нагнітача рентабельніше, ніж в ступені неохолоджуваного нагнітача.

Розрахункові характеристики витікання

Тип сопла і ознаки режиму витікання Розрахункова величина	Ідеальні сопла: $s = s_1$	
	Сопло звужене	
	Дозвукове витікання $\omega < a$ при $\beta_{\text{ср}} > \beta_{\text{кр}}$, коли $p_{\text{вих}} = p_{\text{ср}}$ (повне розширення газу в соплі)	Звукове (критичне) витікання $\omega_{\text{кр}} = a_{\text{кр}}$ при $\beta_{\text{ср}} < \beta_{\text{кр}}$, коли $p_{\text{вих}} = p_{\text{кр}} > p_{\text{ср}}$ (неповне розширення газу в соплі)
Швидкість течії, м/сек	$\omega = \sqrt{2(i_1 - i)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \times \frac{k-1}{k} \times (1 - \beta^{\frac{k}{k-1}})}$	$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{2(i_1 - i_{\text{кр}})} = \varepsilon_{\text{кр}} \sqrt{p_1 v_1}$
Вихідний переріз сопла, м ²	$f_{\text{вих}} = m \frac{v_{\text{вих}}}{\omega_{\text{вих}}}$	$f_{\text{кр}} = m \frac{v_{\text{кр}}}{\omega_{\text{кр}}} = \frac{m}{\psi_{\text{макс}} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}}$
Число M у вихідному перерізі сопла	$M = \frac{\omega_{\text{вих}}}{\sqrt{k p_{\text{вих}} v_{\text{вих}}}} < 1$	$M_{\text{кр}} = \frac{\omega_{\text{кр}}}{\sqrt{k p_{\text{кр}} v_{\text{кр}}}} = 1$

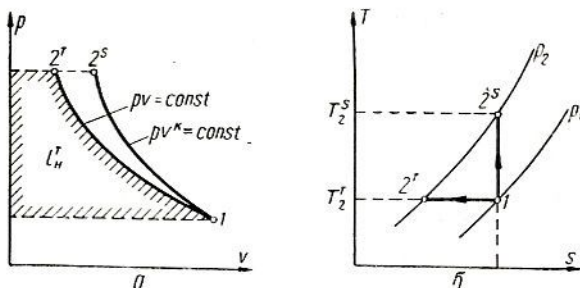


Рис. 50.

жуваного нагнітача. З графіка на рис. 50, а, б видно, що $l_n^r < l_n^s$ і $T_2^r < T_2^s$.

газів через сопла (при $\omega_1 = 0$)

$i l_R = q_R = 0$	
Сопло Лаваля	
Надзвукове витікання $\omega > a$ при $\beta_{\text{ср}} < \beta_{\text{кр}}$, коли $\rho_{\text{вих}} = \rho_{\text{ср}}$ (повне розширення газу в соплі)	Реальне сопло $s_{\partial} > s_1$ при $l_R = q_R > 0$ $i \varphi = \frac{\omega_{\partial}}{\omega} < 1$
$\omega = \sqrt{2(i_1 - i)} =$ $= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \rho_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}$	$\omega_{\partial} = \varphi \omega = \sqrt{2(i_1 - i_{\partial})}$ $\varphi = \sqrt{\frac{i_1 - i_{\partial}}{i_1 - i}}$
$f_{\text{вих}} = m \frac{v_{\text{вих}}}{\omega_{\text{вих}}}$	$f_{\text{вих}\partial} = m \frac{v_{\text{вих}\partial}}{\omega_{\text{вих}\partial}}$
$M = \frac{\omega_{\text{вих}}}{\sqrt{k p_{\text{вих}} v_{\text{вих}}}} > 1$	$M = \frac{\omega_{\text{вих}\partial}}{\sqrt{k p_{\text{вих}\partial} v_{\text{вих}\partial}}} \cong 1$

11. Якщо фактичну зміну термодинамічного стану газу в дійсному нагнітачі умовно описати рівнянням політропного газового процесу $p v^n = \text{const}$, то можна мати на увазі розрахункові характеристики умовного теоретичного ступеня нагнітачів при $l_R = q_R = 0$

$$T_2 = T_2^{\text{пол}} = T_1 \beta^{\frac{n-1}{n}};$$

$$l^{\text{пол}} = \Delta i + q_{\text{охол}}^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} RT \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right);$$

і при $1 < n < k$

$$q_{\text{охол}}^{\text{пол}} = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_2^{\text{пол}} - T_1).$$

Розрахункові характеристики ступеня

Розрахункова величина	Ідеальний нагнітач	
	неохолоджуваний $p v^k = \text{const}; s = \text{const}$	охолоджуваний $p v = \text{const}; T = \text{const}$
Робота нагнітання, <i>дж/кг</i>	$l_{\text{н}}^s = \Delta i = c_p (T_2^s - T_1);$ $l_{\text{н}}^s = \frac{k}{k-1} R (T_2^s - T_1) =$ $= \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$	$l_{\text{н}}^T = q_{\text{охол}}^T =$ $= RT \ln \beta$
Кінцева температура газу, °К	$T_2^s = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}$	$T_2^T = T_1$
Тепло охолодження при нагнітання, <i>дж/кг</i>	$q_{\text{охол}}^s = 0$	$q_{\text{охол}}^T = RT \ln \beta$
Затрата потужності на нагнітання, <i>вт</i>	$N_{\text{н}}^s = m l_{\text{н}}^s$	$N_{\text{н}}^T = m l_{\text{н}}^T$

12. Для дійсних нагнітачів з урахуванням роботи опорів ($l_R = q_R > 0$) внутрішня робота нагнітання

$$l_{\text{н}i} = l_{\text{н}}^{\text{пол}} + l_R = \frac{l_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{l_{\text{н}}^{\text{пол}}}{\eta_i},$$

де $\eta_{\text{н}}$ — ізоентропний або ізотермічний коефіцієнт потужності нагнітача (відповідно $\eta_{\text{н}}^s$ і $\eta_{\text{н}}^T$);

η_i — внутрішній (політропний) коефіцієнт потужності нагнітача, причому

$$\eta_i = \eta_{\text{н}}^s \frac{l_{\text{н}}^{\text{пол}}}{l_{\text{н}}^s} = \eta_{\text{н}}^T \frac{l_{\text{н}}^{\text{пол}}}{l_{\text{н}}^T}.$$

13. Затрата потужності на нагнітання визначається за співвідношенням

$$N = m l \text{ вт},$$

де m — продуктивність нагнітача, *кг/сек.*

нагнітача газів (при $pV = RT$ і $k = \text{const}$)

Умовно-теоретичний нагнітач $pV^n = \text{const}$ при $l_R = q_R = 0$	Дійсний нагнітач при $l_R = q_R > 0$
$l_n^{\text{пол}} = \Delta i + q_{\text{охол}}^{\text{пол}};$ $l_n^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} R (T_2^{\text{пол}} - T_1) =$ $= \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$	$l_{ni} = \Delta i + q_{\text{охол}};$ $l_{ni} = l_n^{\text{пол}} + l_R;$ $l_{ni} = \frac{l_n}{\eta_n} = \frac{l_n^{\text{пол}}}{\eta_i}$
$T_2^{\text{пол}} = T_1 \beta^{\frac{n-1}{n}}$	$T_2 = T_2^{\text{пол}}$
$q_{\text{охол}}^{\text{пол}} = l_n^{\text{пол}} - \Delta i =$ $= c \frac{k-n}{n-1} (T_2^{\text{пол}} - T_1)$	$q_{\text{охол}} = l_{ni} - \Delta i =$ $= q_{\text{охол}}^{\text{пол}} + q_R$
$N_n^{\text{пол}} = m l_n^{\text{пол}}$	$N_{ni} = m l_{ni};$ $N_{ni} = \frac{N_n}{\eta_n} = \frac{N_n^{\text{пол}}}{\eta_i}$

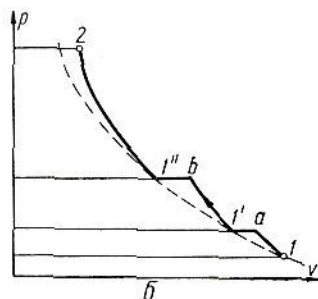
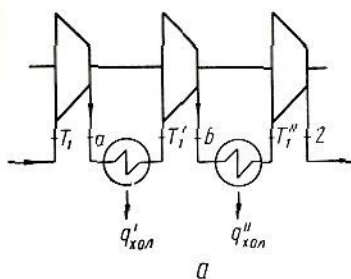


Рис. 51.

Зведення розрахункових характеристик ступеня нагнітачів газів наведено в табл. 7.

14. Найвигідніша (мінімальна) робота багатоступінчастого нагнітання газів (рис. 51, а, б) при повному проміжному охолодженні газу між ступенями ($T_1' = T_1'' =$

$= \dots = T_1)$ визначається оптимальним вибором проміжних тисків газу за умовою

$$\beta_{1\text{ст}} = \beta_{2\text{ст}} = \dots = \beta_{z\text{ст}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{z}},$$

де z — число ступенів нагнітання.

При цій умові робота багатоступінчастого нагнітання

$$l_n = z l_{\text{нст}},$$

де $l_{\text{нст}}$ — робота нагнітання одного ступеня.

Теплове навантаження кожного з проміжних холодильників газу між ступенями

$$q_{\text{хол}} = \Delta i_{\text{хол}} = c_p (T_2 - T_1) \text{ Дж/кг.}$$

Приклади

182. Визначити швидкість звуку в повітрі ($k = 1,4$) при температурах 0°C і 1000°C , а також число M для потоку повітря в обох зазначених випадках, якщо швидкість течії повітря $w = 400 \text{ м/сек}$.

Для повітря, як ідеального газу, $p v = RT$ і тому швидкість звуку

$$a = \sqrt{k p v} = \sqrt{k R T} = \sqrt{1,4 \cdot 287 T} \approx 20 \sqrt{T} \text{ м/сек.}$$

При $t' = 0^\circ \text{C}$ дістанемо

$$a' = 20 \sqrt{273} \approx 330 \text{ м/сек,}$$

а при $t'' = 1000^\circ \text{C}$

$$a'' = 20 \sqrt{1273} = 710 \text{ м/сек.}$$

Відповідно до цих даних число M

$$M' = \frac{400}{300} = 1,2 \quad \text{і} \quad M'' = \frac{400}{710} = 0,56,$$

тобто при заданій швидкості в першому випадку течія повітря надзвукова, а в другому — дозвукова.

183. Визначити швидкість витікання з сопла газу N_2 при $p_1 = 1,0 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 300^\circ \text{C}$, якщо при ізоентропній течії газу у вихідному перерізі сопла $p_{\text{вих}} = 0,1 \text{ Мн/м}^2$. Взяти $k = 1,4$. З'ясувати вплив початкової швидкості газу для трьох випадків: при $w_1 = 0$, $w_1 = 100 \text{ м/сек}$ і $w_1'' \approx 250 \text{ м/сек}$.

Для ідеального газу, при $p v = RT$ і $p v^k = \text{const}$ швидкість витікання (у вихідному перерізі сопла)

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{\omega_1^2 + 2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta_{\text{вих}}^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \\ &= \sqrt{\omega_1^2 + 2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta_{\text{вих}}^{\frac{k-1}{k}}\right)}. \end{aligned}$$

При $\omega_1 = 0$

$$\omega = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot 297 \cdot 573 (1 - 0,1^{0,286})} = 755 \text{ м/сек.}$$

Крім того, можна скористатися й іншою формулою:

$$\omega = \sqrt{2(i_1 - i_{\text{вих}})} = \sqrt{2c_p(T_1 - T_{\text{вих}})},$$

де $c_p = \frac{k}{k-1} R = \frac{1,4}{0,4} \cdot 297 = 1040 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град};$

$$T_{\text{вих}} = T_1 \beta_{\text{вих}}^{\frac{k-1}{k}} = 573 \cdot 0,1^{0,286} = 297^\circ \text{ К.}$$

а значить,

$$\omega = \sqrt{2 \cdot 1040 (573 - 297)} = 755 \text{ м/сек.}$$

При початковій швидкості $\omega_1' = 100 \text{ м/сек}$ дістанемо $\omega' = 762 \text{ м/сек}$, а при $\omega_1'' = 250 \text{ м/сек}$ — $\omega'' = 795 \text{ м/сек}$, тобто в даному випадку вплив початкової швидкості газу невеликий.

184. Використовуючи вихідні дані прикладу 183, визначити швидкість витікання з сопла, якщо робочим тілом є водяна пара.

Для водяної пари як реального газу вибрати значення показника адиабати k у рівнянні $p v^k = \text{const}$ важко, тому зручніше користуватися формулою

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + 2(i_1 - i_{\text{вих}})},$$

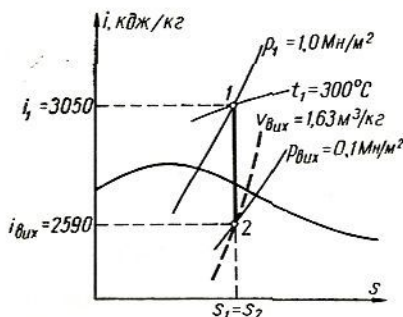
визначаючи величини i_1 і $i_{\text{вих}}$ за таблицями або за масштабними діаграмами водяної пари.

За умовами прикладу (рис. 52) $i_1 = 3050 \text{ кДж/кг}$ і $i_{\text{вих}} = 2590 \text{ кДж/кг}$. Отже, при $\omega_1 = 0$ швидкість витікання водяної пари

$$\omega = \sqrt{2(3050 - 2590) \cdot 10^3} = 960 \text{ м/сек.}$$

При $\omega_1' = 100$ м/сек швидкість у вихідному перерізі практично не зміниться ($\omega' \approx 960$ м/сек), а при $\omega_1'' = 250$ м/сек збільшиться до $\omega'' = 990$ м/сек.

185. При ізоентропному витіканні газу ($k = 1,4$) початкового стану $p_1 = 2,0$ Мн/м² і $t_1 = 350^\circ$ С у вихідному перерізі сопла досягнуто $M_{\text{вих}} = 2,5$. Визначити тиск і температуру газу у вихідному перерізі сопла, беручи $M_1 = 0$.



Зміна температури газу при витіканні

$$\tau = \frac{T_{\text{вих}}}{T_1} = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{вих}}^2} =$$

$$= \frac{1}{1 + 0,2 \cdot 6,25} = 0,444,$$

Рис. 52.

а значить,

$$T_{\text{вих}} = 0,444 \cdot 623 = 276^\circ \text{ К, або } t_{\text{вих}} = 3^\circ \text{ С.}$$

Для зміни тиску газу

$$\beta = \frac{p_{\text{вих}}}{p_1} = \tau^{\frac{k}{k-1}} = 0,444^{3,5} = 0,058,$$

звідки $p_{\text{вих}} = 0,058 \cdot 2,0 = 0,116$ Мн/м².

186. Визначити вихідний переріз сопел за даними прикладів 183 і 184 при $\omega_1 = 0$, якщо витрата робочого тіла становить $m = 5$ кг/сек.

Вихідний переріз сопла визначається за формулою

$$f_{\text{вих}} = m \frac{v_{\text{вих}}}{\omega},$$

де $v_{\text{вих}}$ — питомий об'єм робочого тіла у вихідному перерізі, тобто після розширення в соплі.

За даними прикладу 183 для ідеального газу N₂

$$v_{\text{вих}} = \frac{v_1}{\beta^{\frac{1}{k}}} = \frac{0,17}{0,1^{1,4}} = 0,88 \text{ м}^3/\text{кг},$$

де

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{297 \cdot 573}{1,0 \cdot 10^6} = 0,17 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Крім того, можна дістати

$$v_{\text{вих}} = \frac{RT_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вих}}} = \frac{297 \cdot 297}{0,1 \cdot 10^6} = 0,88 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Отже, при $\omega = 755 \text{ м/сек}$

$$f_{\text{вих}} = 5 \cdot \frac{0,88}{755} = 0,0058 \text{ м}^2.$$

За даними прикладу 184 для водяної пари питомий об'єм визначається за таблицями або діаграмами (рис. 52): $v_{\text{вих}} = 1,63 \text{ м}^3/\text{кг}$. Тому при $\omega = 960 \text{ м/сек}$

$$f_{\text{вих}} = 5 \cdot \frac{1,63}{960} = 0,0085 \text{ м}^2.$$

Різні (при однакових вихідних даних) значення ω і $f_{\text{вих}}$ для різних робочих тіл визначаються властивостями цих тіл і, головним чином, різною їх молекулярною масою.

187. З'ясувати режим і особливості ізоентропного витікання газу O_2 із звуженого сопла при $m = 3 \text{ кг/сек}$, $p_1 = 0,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 350^\circ \text{ С}$, якщо в одному випадку тиск середовища за соплом становить $p_{\text{ср}} = 0,35 \text{ Мн/м}^2$, а в другому $p'_{\text{ср}} = 0,1 \text{ Мн/м}^2$. Взяти $k = 1,4$, початковою швидкістю газу знехтувати.

Для з'ясування режиму витікання газу при $p_{\text{ср}} = 0,35 \text{ Мн/м}^2$ знаходимо

$$\beta_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{ср}}}{p_1} = \frac{0,35}{0,5} = 0,7, \text{ або } \beta_{\text{ср}} > \beta_{\text{кр}} = 0,53,$$

що відповідає дозвуковому (докритичному) витіканню газу ($\omega < a$ і $M < 1$) при повному розширенні газу в соплі до $p_{\text{вих}} = p_{\text{ср}}$.

Питомі об'єми газу

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{260 \cdot 623}{0,5 \cdot 10^6} = 0,324 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{\text{вих}} = v_1 \left(\frac{p_1}{p_{\text{вих}}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,324 \left(\frac{0,5}{0,35} \right)^{0,715} = 0,418 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Швидкість витікання газу у вихідному перерізі

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta_{\text{вих}}^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \\ &= \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,324 (1 - 0,7^{0,286})} \approx 330 \text{ м/сек}; \end{aligned}$$

вихідний переріз сопла

$$f_{\text{вих}} = m \frac{v_{\text{вих}}}{w} = 3 \cdot \frac{0,418}{330} = 0,0038 \text{ м}^2.$$

При тиску середовища за соплом $p'_{\text{ср}} = 0,1 \text{ Мн/м}^2$

$$\beta'_p = \frac{0,1}{0,5} = 0,2 < \beta_{\text{кр}},$$

що відповідає критичному витіканню газу з швидкістю, яка дорівнює місцевій швидкості звуку ($w = a$ і $M = 1$) при *неповному* розширенні газу в соплі, коли $p_{\text{вих}} = p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} p_1 \approx 0,53 \cdot 0,5 = 0,265 \text{ Мн/м}^2$.

При цьому критична швидкість витікання

$$w_{\text{кр}} = \varepsilon_{\text{кр}} \sqrt{p_1 v_1} = 1,08 \sqrt{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,324} \approx 400 \text{ м/сек};$$

вихідний (критичний) переріз сопла

$$f_{\text{кр}} = \frac{m}{\psi_{\text{макс}} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} = \frac{3}{0,69 \sqrt{\frac{0,5 \cdot 10^6}{0,324}}} \approx 0,0035 \text{ м}^2.$$

188. Визначити основні розміри сопла Лавала при ізотропному витіканні газу O_2 за вихідними даними прикладу 187 при $p_{\text{ср}} = 0,1 \text{ Мн/м}^2$.

Як зміняться результати, якщо при тих же вихідних даних робочим тілом буде водяна пара?

Як відомо, в соплах Лавала при $\beta_{\text{ср}} < \beta_{\text{кр}}$ на розрахункових режимах досягається надзвукове витікання газу при повному його розширенні в соплі до $p_{\text{вих}} = p_{\text{ср}} < p_{\text{кр}}$ (рис. 46).

1. Для ідеального газу O_2 швидкість витікання у вихідному перерізі

$$w = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{k-1}{k} \beta_{\text{вих}}^2\right)} = \\ = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,324 (1 - 0,2^{0,286})} = 650 \text{ м/сек}$$

при питомому об'ємі газу

$$v_{\text{вих}} = 0,324 \left(\frac{0,5}{0,1}\right)^{0,715} = 1,02 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Вихідний переріз сопла

$$f_{\text{вих}} = 3 \cdot \frac{1,02}{650} = 0,0047 \text{ м}^2,$$

що відповідає діаметрові сопла $d_{\text{вих}} = 78 \text{ мм}$.

Мінімальний переріз сопла (рис. 53) є критичним, і за даними прикладу 187 $f_{\text{мін}} = 0,0035 \text{ м}^2$, $d_{\text{мін}} = 67 \text{ мм}$.

При цих даних довжина частини сопла, яка розширяється, при куті конусності $\alpha = 10^\circ$

$$l = \frac{d_{\text{вих}} - d_{\text{мін}}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{78 - 67}{2 \operatorname{tg} 5^\circ} = 63 \text{ мм.}$$

2. Витікання водяної пари зручніше розраховувати з допомогою діаграми $i - s$ (рис. 54).

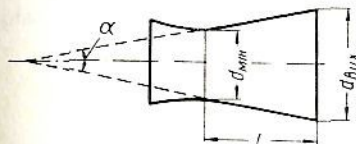


Рис. 53.

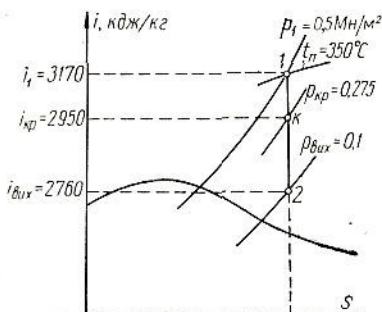


Рис. 54.

При початковій ентальпії пари $i_1 = 3170 \text{ кдж/кг}$ і критичному тиску $p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} p_1 \approx 0,55 \cdot 0,5 = 0,275 \text{ Мн/м}^2$ дістаємо:

Позначення величини і одиниця виміру	Розрахункова формула	Переріз сопла	
		вихідний	мінімальний
$i \cdot 10^{-3} \text{ дж/кг}$	—	2760	2950
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	—	1,85	0,86
$w, \text{ м/сек}$	$w = \sqrt{2(i_1 - i)}$	905	660
$f, \text{ м}^2$	$f = m \frac{v}{w}$	0,0061	0,0039
$d, \text{ м}$	$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}$	0,086	0,070

Довжина частини сопла, яка розширяється, при $\alpha = 10^\circ$

$$l = \frac{86 - 70}{2 \operatorname{tg} 5^\circ} = 92 \text{ мм.}$$

189. При ізоентропному витіканні повітря температура його в соплі змінилась від 250 до 50° С . Визначити швидкість витікання і тип сопла, вважаючи, що $\omega_1 = 0$ і $k = 1,4$.

Швидкість витікання визначимо за формулою

$$\omega = \sqrt{2(i_1 - i_{\text{вих}})} = \sqrt{2c_p(t_1 - t_{\text{вих}})},$$

де стала ізобарна теплоємність повітря

$$c_p = \frac{k}{k-1} R = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,287 = 1,0 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Отже,

$$\omega = \sqrt{2 \cdot 1,0 \cdot 10^3 (250 - 50)} \approx 630 \text{ м/сек.}$$

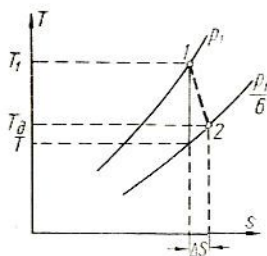


Рис. 55.

Для оцінки режиму витікання і типу сопла визначимо число M у вихідному перерізі:

$$M = \frac{\omega}{\sqrt{kRT_{\text{вих}}}} = \frac{630}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 323}} = 1,75,$$

тобто швидкість у вихідному перерізі сопла надзвукова ($M > 1$), що досягається в складеному соплі Лавала.

190. При необоротному адиабатному витіканні газу через наявність опорів ($R = 0,30 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$; $k = 1,4$) із зменшенням тиску при течії в 6 раз температура газу змінилась від $t_1 = 300^\circ \text{C}$ до $t_d = 99^\circ \text{C}$. Визначити швидкісний коефіцієнт сопла і втрату ексергії в процесі витікання. Взяти $t_0 = 15^\circ \text{C}$.

Для швидкісного коефіцієнта сопла при $c_p = \text{const}$

$$\varphi = \sqrt{\frac{i_1 - i_d}{i_1 - i}} = \sqrt{\frac{t_1 - t_d}{t_1 - t}},$$

де t — кінцева температура газу у випадку ізентропного його витікання (рис. 55)

$$T = T_1 \left(\frac{p_{\text{вих}}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 573 \left(\frac{1}{6} \right)^{0,286} = 342^\circ \text{K},$$

або $t = 69^\circ \text{C}$.

Отже,

$$\varphi = \sqrt{\frac{300 - 99}{300 - 69}} = 0,93.$$

При ізобарній теплоємності газу

$$c_p = \frac{k}{k-1} R = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,30 = 1,05 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$$

зміна ентропії газу при течії в соплі

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_\partial}{T_1} - R \ln \frac{p_{\text{вих}}}{p_1} = 1,05 \cdot 2,3 \lg \frac{372,4}{573} - \\ - 0,30 \cdot 2,3 \lg \frac{1}{6} = 0,085 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

і відповідно до цього втрата ексергії (при $\Delta s_c = \Delta s$)

$$П = T_0 \Delta s_c = 288 \cdot 0,085 = 24,5 \text{ кДж/кг.}$$

191. Розрахувати звужене сопло за даними прикладу 187 при $p_{\text{вих}} = 0,35 \text{ Мн/м}^2$ з урахуванням опорів, якщо швидкісний коефіцієнт сопла $\varphi = 0,95$.

Швидкість необоротного адиабатного витікання з урахуванням опорів

$$w_\partial = \varphi w = 0,95 \cdot 330 = 314 \text{ м/сек.}$$

Питомий об'єм газу у вихідному перерізі

$$v_{\text{вих}\partial} = \frac{RT_\partial}{p_{\text{вих}}},$$

де

$$T_\partial = T_1 - (T_1 - T) \varphi^2 = 623 - (623 - 563) \cdot 0,95^2 = 569^\circ \text{ К}$$

при

$$T = T_1 \left(\frac{p_{\text{вих}}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 623 \left(\frac{0,35}{0,5} \right)^{0,286} = 563^\circ \text{ К.}$$

Отже,

$$v_{\text{вих}\partial} = \frac{260 \cdot 569}{0,35 \cdot 10^6} = 0,422 \text{ м}^3/\text{кг};$$

вихідний переріз сопла

$$f_{\text{вих}\partial} = 3 \cdot \frac{0,422}{314} = 0,00402 \text{ м}^2,$$

що відрізняється від результату, одержаного в прикладі 187 для ізоентропного витікання, приблизно на 6%.

192. Повітря при $p_1 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 200^\circ \text{ С}$ дроселюється до $p_2 = 0,3 \text{ Мн/м}^2$. Визначити кінцевий стан повітря і втрату ексергії при дроселюванні ($t_0 = 15^\circ \text{ С}$).

На підставі умови дроселювання $i_2 = i_1$ для ідеальних газів дістанемо $t_2 = t_1 = 200^\circ \text{ С}$. При цьому кінцевий стан повітря при $p_2 < p_1$ характеризується збільшенням питомого об'єму ($v_2 > v_1$) і зростанням ентропії ($s_2 > s_1$)

$$\Delta s = s_2 - s_1 = -R \ln \frac{p_2}{p_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2} =$$

$$= 287 \cdot 2,3 \lg \frac{0,6}{0,3} \approx 200 \text{ дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Втрата ексергії в процесі дроселювання при $t_0 = 15^\circ \text{C}$

$$\Pi = T_0 \Delta s_c = 288 \cdot 0,20 = 58 \text{ кдж/кг.}$$

193. Визначити швидкість витікання водяної пари за даними прикладу 188, якщо перед соплом пара дроселюється до $p'_1 = 0,2 \text{ МН/м}^2$. Зіставити одержані результати з обчисленнями в прикладі 188.

Схему заданого процесу в діаграмі $i - s$ показано на рис. 56. Тут при $i'_1 = i_1 = 3170 \text{ кдж/кг}$ і $i'_{\text{вих}} = 2980 \text{ кдж/кг}$ дістаємо швидкість витікання при наявності дроселювання пари

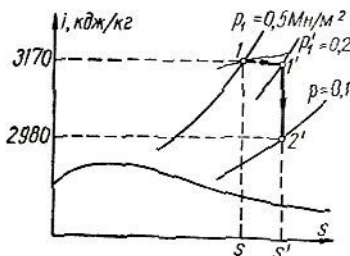


Рис. 56.

$$\begin{aligned} \omega' &= \sqrt{2(i_1 - i'_{\text{вих}})} = \\ &= \sqrt{2(3170 - 2980) \cdot 10^3} = \\ &= 615 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

При цьому зміна кінетичної енергії потоку пари порівняно з даними прикладу 188

$$\frac{\kappa'}{\kappa} = \left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2 = \left(\frac{615}{905}\right)^2 = 0,46,$$

тобто кінетична енергія зменшується більш як у два рази.

У процесах, які ми розглядаємо, ентропія пари (рис. 56) збільшується від 7,63 до 8,05 кдж/кг · град, що при витраті пари $m = 3 \text{ кг/сек}$ і $t_0 = 15^\circ \text{C}$ спричиняє втрату ексергії

$$\Pi = mT_0 (s' - s) = 3 \cdot 288 (8,05 - 7,63) = 360 \text{ кВт.}$$

194. Розрахувати характеристики ступеня охолодженого нагнітача повітря ($k = 1,4$) при початковій температурі $t_1 = 15^\circ \text{C}$, підвищенні тиску $\beta = \frac{p_2}{p_1} = 4$ і продуктивності нагнітача $m = 2,5 \text{ кг/сек}$.

Для умовно-теоретичного ступеня взяти показник політропи процесу стиску $n = 1,2$, а для дійсного ступеня — внутрішній коефіцієнт потужності $\eta_i = 0,75$ і електромеханічний к. к. д. $\eta_{\text{ем}} = 0,92$.

1. Для ступеня ідеального охолодженого нагнітача при ізотермічному стиску повітря робота нагнітання

$$l_{\text{н}}^T = RT \ln \beta = 287 \cdot 288 \cdot 2,3 \lg 4 = 114 \cdot 10^3 \text{ дж/кг,}$$

$$\text{або } l_{\text{н}}^T = 114 \text{ кдж/кг;}$$

тепло охолодження нагнітача (при $\Delta i = 0$)

$$q_{\text{охол}}^T = i_{\text{н}}^T = 114 \text{ кдж/кг.}$$

2. Для ступеня умовно-теоретичного нагнітача при політропному стиску повітря кінцева температура повітря

$$T_2^{\text{пол}} = T_1 \beta^{\frac{n-1}{n}} = 288 \cdot 4^{0,167} = 362^\circ\text{К};$$

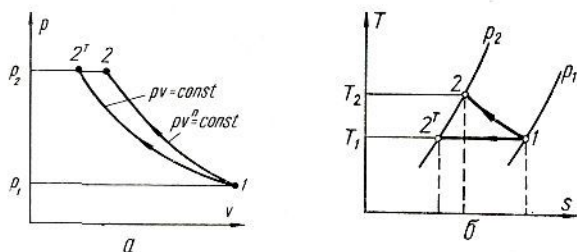


Рис. 57.

робота нагнітання

$$i_{\text{н}}^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{1,2}{0,2} \cdot 0,287 \cdot 288 (4^{0,167} - 1) = 127 \text{ кдж/кг};$$

тепло охолодження нагнітача

$$q_{\text{охол}}^{\text{пол}} = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_2^{\text{пол}} - T_1) = 0,72 \cdot \frac{1,4-1,2}{1,2-1} \cdot 74 = 53 \text{ кдж/кг.}$$

Величина

$$i_v = i_{\text{н}}^{\text{пол}} - i_{\text{н}}^T = 127 - 114 = 13 \text{ кдж/кг}$$

являє собою додаткову затрату роботи на нагнітання у зв'язку з підігрівом газу при політропному стиску (рис. 57, площа $12^T 2 1$).

3. Для ступеня дійсного нагнітача

робота нагнітання

$$i_{\text{н}i} = \frac{i_{\text{н}}^{\text{пол}}}{\eta_i} = \frac{127}{0,75} = 170 \text{ кдж/кг,}$$

причому робота опорів

$$i_R \approx q_R = i_{\text{н}i} - i_{\text{н}}^{\text{пол}} = 170 - 127 = 43 \text{ кдж/кг;}$$

тепло охолодження нагнітача

$$q_{\text{охол}} = q_{\text{охол}}^{\text{пол}} + q_R = 53 + 43 = 96 \text{ кдж/кг.}$$

Заграти потужності на привод нагнітача

$$N_{\text{нел}} = \frac{m l_{\text{нл}}}{\eta_{\text{ем}}} = \frac{2,5 \cdot 170}{0,92} = 462 \text{ квт.}$$

195. Розрахувати характеристики ступеня неохолоджуваного нагнітача повітря ($k = 1,4$) при початковій температурі повітря $t_1 = 15^\circ \text{C}$, підвищенні тиску $\beta = \frac{p_2}{p_1} = 4$ і продуктивності нагнітача $m = 2,5 \text{ кг/сек.}$

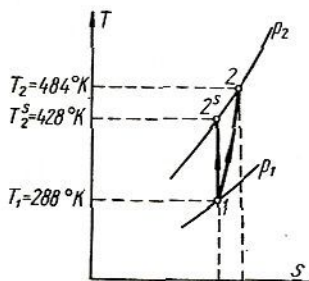


Рис. 58.

Взяти $n = 1,6$ і $\eta_{\text{ем}} = 0,92$.

1. Для ступеня *ідеального* неохолоджуваного нагнітача при ізоентропному стиску повітря робота нагнітання

$$l_{\text{н}}^{\text{і}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) =$$

$$= \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,287 \cdot 288 (4^{0,286} - 1) =$$

$$= 140 \text{ кдж/кг}$$

при кінцевій температурі повітря (рис. 58)

$$T_2^{\text{і}} = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot 4^{0,286} = 428^\circ \text{K.}$$

2. Для *умовно-теоретичного* ступеня нагнітача робота нагнітання

$$l_{\text{н}}^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{1,6}{0,6} \cdot 0,287 \cdot 288 (4^{0,375} - 1) =$$

$$= 150 \text{ кдж/кг}$$

при кінцевій температурі повітря

$$T_2 = T_2^{\text{пол}} = T_1 \beta^{\frac{n-1}{n}} = 288 \cdot 4^{0,375} = 484^\circ \text{K.}$$

3. Для *дійсного* ступеня нагнітача ($T_2 = 484^\circ \text{K}$) робота нагнітання при $q_{\text{охол}} = 0$

$$l_{\text{нл}} = \Delta i = c_p (T_2 - T_1) = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,287 (484 - 288) =$$

$$= 197 \text{ кдж/кг;}$$

робота опорів

$$l_{\text{R}} = l_{\text{нл}} - l_{\text{н}}^{\text{пол}} = 197 - 150 = 47 \text{ кдж/кг.}$$

Одержаним результатам відповідають:

$$\text{внутрішній коефіцієнт потужності } \eta_k = \frac{l_n^{\text{пол}}}{l_{n_i}} = \frac{150}{197} = 0,76;$$

$$\text{ізоентропний коефіцієнт потужності } \eta_n^s = \frac{l_n^s}{l_{n_i}} = \frac{140}{197} = 0,71.$$

Затрата потужності на привод нагнітача

$$N_{\text{нел}} = \frac{m l_{n_i}}{\eta_{\text{ем}}} = \frac{2,5 \cdot 197}{0,92} = 536 \text{ квт.}$$

196. Повітря ($k = 1,4$) в кількості $0,12 \text{ м}^3/\text{сек}$ при $p_1 = = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 20^\circ \text{С}$ стискається в ступені теоретичного нагнітача з підвищенням температури до $t_2 = 180^\circ \text{С}$. Визначити кінцевий тиск повітря, якщо нагнітач охолоджується водою при витраті $0,10 \text{ кг/сек}$ і нагріванні води на $\delta t_b = 15 \text{ град}$.

Вважаючи, що робочий процес ступеня теоретичного нагнітача при $l_R = q_R = 0$ описується формулами політропного нагнітання (табл. 7), для тепла охолодження дістанемо:

$$Q_{\text{охол}}^{\text{пол}} = m_r c_{v_r} \frac{k-n}{n-1} (T_2 - T_1) = m_b c_b \delta t_b,$$

звідки

$$\frac{k-n}{n-1} = \frac{m_b c_b \delta t_b}{m_r c_{v_r} (T_2 - T_1)},$$

де кількість газу, що нагнітається,

$$m_r = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,12}{287 \cdot 293} = 0,143 \text{ кг/сек};$$

ізохорна теплоємність газу

$$c_{v_r} = \frac{R}{k-1} = \frac{0,287}{1,4-1} = 0,72 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град};$$

теплоємність води $c_b = 4,2 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$.

Отже,

$$\frac{k-n}{n-1} = \frac{0,10 \cdot 4,2 \cdot 15}{0,143 \cdot 0,72 (180 - 20)} = 0,38,$$

звідки

$$n = \frac{0,38 + 1,4}{0,38 + 1} = 1,29.$$

Ступінь підвищення тиску газу при нагнітанні

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left(\frac{453}{293} \right)^{4,45} \approx 7,0;$$

кінцевий тиск газу

$$p_2 = \beta p_1 = 7,0 \cdot 0,1 = 0,7 \text{ Мн/м}^2.$$

197. В ступені неохолоджуваного нагнітача стискається водяна пара при $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 1$ до $p_2 = 0,5 \text{ Мн/м}^2$. Визначити кінцевий стан пари і затрати потужності на привод нагнітача при продуктивності його $m = 0,5 \text{ кг/сек}$, якщо $\eta_n^s = 0,81$ і $\eta_{ем} = 0,95$.

Схему процесу адиабатного стиску водяної пари в діаграмі $i - s$ показано на рис. 59. За діаграмою знаходимо початкову ентальпію пари $i_1 = 2675 \text{ кДж/кг}$ і ентальпію пари в кінці ізоентропного стиску $i_2^s = 3000 \text{ кДж/кг}$.

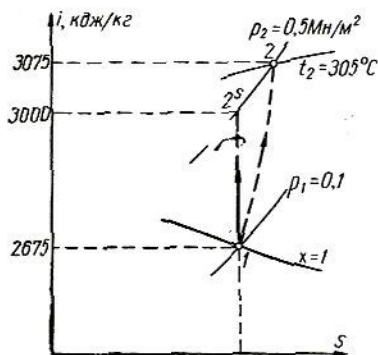


Рис. 59.

Використовуючи далі вираз для адиабатного коефіцієнта потужності

$$\eta_n^s = \frac{i_2^s - i_1}{i_2 - i_1},$$

визначимо кінцеву ентальпію пари при необоротному адиабатному стиску пари

$$i_2 = i_1 + \frac{i_2^s - i_1}{\eta_n^s} = 2675 + \frac{3000 - 2675}{0,81} = 3075 \text{ кДж/кг},$$

що відповідає перегрітій парі при $t_2 = 305^\circ \text{ С}$.

Робота нагнітання при $q_{охол} = 0$

$$l_{нi} = \Delta i = i_2 - i_1 = 3075 - 2675 = 400 \text{ кДж/кг};$$

затрата потужності на нагнітач

$$N_{нел} = \frac{ml_{нi}}{\eta_{ем}} = \frac{0,5 \cdot 400}{0,95} = 210 \text{ кат.}$$

198. Визначити річну економію електроресурсів при заміні неохолоджуваного повітряного компресора охолоджуваним, якщо при $V_n = 2,5 \text{ м}^3/\text{сек}$ (при нормальних умовах), $t_1 = 27^\circ \text{ С}$ і $\beta = 3$ для неохолоджуваного компресора $n_1 = 1,55$, а для охолоджуваного $n_2 = 1,15$. Взяти $k = 1,4$ і для обох випадків повний (електричний) коефіцієнт потужності компресора $\eta = \eta_i \eta_{ем} = 0,75$.

У випадку неохолоджуваного компресора питома робота нагнітання при $n_1 = 1,55$

$$l_{n_1}^{\text{пол}} = \frac{n_1}{n_1 - 1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right) = \frac{1,55}{0,55} \cdot 0,287 \cdot 300 (3^{0,355} - 1) = 115 \text{ кДж/кг,}$$

затрата потужності при густині повітря $\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$

$$N'_{\text{нел}} = \frac{V_n \rho_n l_{n_1}^{\text{пол}}}{\eta} = \frac{2,5 \cdot 1,29 \cdot 115}{0,75} = 495 \text{ кВт.}$$

Для охолоджуваного компресора при $n_2 = 1,15$ відповідно

$$l_{n_2}^{\text{пол}} = \frac{n_2}{n_2 - 1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} - 1 \right) = \frac{1,15}{0,15} \cdot 0,287 \cdot 300 (3^{0,130} - 1) = 99 \text{ кДж/кг,}$$

$$N^*_{\text{нел}} = \frac{2,5 \cdot 1,29 \cdot 99}{0,75} = 425 \text{ кВт.}$$

Річна економія електроресурсів (без урахування затрат у зв'язку з роботою охолодних пристроїв)

$$E_p = (495 - 425) 8760 \cdot 3600 = 2,2 \cdot 10^9 \text{ кДж} \approx 2,2 \cdot 10^3 \text{ ГДж,}$$

де 8760 — кількість годин за рік.

199. Визначити ефективність двоступінчастого нагнітання повітря порівняно з одноступінчастим при $t_1 = 15^\circ \text{C}$ і $\beta = \frac{p_2}{p_1} = 13,4$. Стиск газу в ступенях вважати ізоентропним при $k = 1,4$.

Для одноступінчастого нагнітача кінцева температура повітря

$$T'_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot 13,4^{0,286} = 586^\circ \text{K;}$$

питома робота нагнітання

$$l_n^s = \frac{k}{k-1} R (T'_2 - T_1) = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,287 (586 - 288) \approx 300 \text{ кДж/кг.}$$

При двоступінчастому нагнітанні з повним проміжним охолодженням оптимальне підвищення тиску в ступені при $z = 2$

$$\beta_{\text{ст}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{z}} = \beta^{\frac{1}{2}} = \sqrt{13,4} = 3,65,$$

причому кінцева температура повітря

$$T_2 = T_1 \beta_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot 3,65^{0,286} = 417^\circ \text{K;}$$

питома робота нагнітання

$$l_{\text{н}}^s = z l_{\text{нст}}^s = 2 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,287 (417 - 288) \approx 260 \text{ кДж/кг.}$$

Як бачимо, при двоступінчастому нагнітанні сприятливо знижується кінцева температура газу і зменшується величина роботи нагнітання, що наочно видно з діаграми на рис. 60, а, б.

Зменшення роботи нагнітання при заданих умовах

$$y = \frac{300 - 260}{300} 100 \approx 13\%.$$

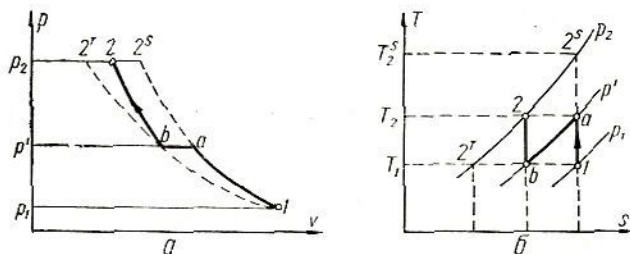


Рис. 60.

200. Визначити найменше число ступенів нагнітання при стиску газу ($n = 1,6$) від $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ до $p_2 = 20 \text{ Мн/м}^2$, якщо при $t_1 = 27^\circ \text{ С}$ температура газу при нагріванні не повинна перевищувати 150° С . Нагнітання багаступінчасте з повним проміжним охолодженням газу при оптимальному підвищенні тиску в ступенях. Яке при цьому питоме теплове навантаження проміжних холодильників повітря?

При заданих умовах граничне підвищення тиску в ступені

$$\beta_{\text{ст}}^{\text{гран}} = \left(\frac{T_2^{\text{гран}}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left(\frac{423}{300} \right)^{2,67} = 2,5,$$

причому також

$$\beta_{\text{ст}}^{\text{гран}} = \beta^{\frac{1}{z}},$$

звідки визначимо число ступенів нагнітання:

$$z = \frac{\lg \beta}{\lg \beta_{\text{ст}}^{\text{гран}}} = \frac{\lg 200}{\lg 2,5} = \frac{2,301}{0,398} = 5,8.$$

Візьмемо $z = 6$, і тоді для кожного ступеня

$$\beta_{\text{ст}} = \beta^{\frac{1}{z}} = 200^{0,167} = 2,42$$

при максимальній температурі газу

$$T_2^{\text{макс}} = T_1 \beta^{\frac{n-1}{n}} = 300 \cdot 2,42^{0,375} = 418^\circ \text{K},$$

$$\text{або } t_2^{\text{макс}} = 145^\circ \text{C},$$

що відповідає завданню ($t_2 < 150^\circ \text{C}$).

Питоме теплове навантаження проміжних холодильників повітря

$$q_{\text{хол}} = (z - 1) c_p (T_2 - T_1) = 5 \cdot 1,0 \cdot 118 = 590 \text{ кДж/кг}.$$

Задачі

201. Визначити число M для потоків ідеальних газів H_2 , повітря і CO_2 при $t = 300^\circ \text{C}$, якщо швидкість течії газів $w = 480 \text{ м/сек}$. Теплоємність газів вважати сталою.

202. Визначити показник адиабати ідеального газу ($\mu = 32 \text{ кг/кмоль}$), коли відомо, що при $t = 227^\circ \text{C}$ швидкість звуку в цьому газі становить 420 м/сек .

203. Визначити швидкість ізоентропного витікання газу із сопла, якщо при початковій швидкості $w_1 = 150 \text{ м/сек}$ зменшення ентальпії газу при розширенні в соплі становить 650 кДж/кг . Як зміниться результат при $w_1 = 0$?

204. Визначити швидкість ізоентропного витікання газу CO , якщо при $w_1 = 0$ у вхідному перерізі сопла $p_1 = 2 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 280^\circ \text{C}$, а у вихідному перерізі $p_{\text{вих}} = 0,5 \text{ Мн/м}^2$ ($k = 1,4$).

205. Визначити швидкість ізоентропного витікання водяної пари при $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 480^\circ \text{C}$, якщо у вихідному перерізі сопла досягнуто $p_{\text{вих}} = 3,5 \text{ Мн/м}^2$. Взяти $w_1 = 0$.

206. При ізоентропному витіканні газу ($k = 1,4$) у вхідному перерізі сопла $M_{\text{вих}} = 1,75$ при $p_{\text{вих}} = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{\text{вих}} = 27^\circ \text{C}$. Визначити початкові параметри газу (p_1, t_1), якщо $M_1 = 0,25$.

207. Визначити витрату повітря через сопло Лаваля, якщо при діаметрі горловини сопла $d_{\text{мін}} = 20 \text{ мм}$ відомо, що $p_1 = 1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 200^\circ \text{C}$. Взяти $w_1 = 0$, опорами при витіканні знехтувати.

208. При ізоентропному витіканні повітря з критичною швидкістю тиск у вихідному перерізі сопла становить $1,2 \text{ Мн/м}^2$. Визначити початкову швидкість газу, якщо $p_1 = 2 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 300^\circ \text{C}$.

209. Розрахувати характеристики кризи при ізоентропному витіканні газу O_2 ($k = 1,4$), якщо при $p_1 = 1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 300^\circ \text{С}$ початкова швидкість газу $\omega_1 = 250 \text{ м/сек}$.

210. При ізоентропному витіканні газу N_2 критичний тиск становить $0,5 \text{ Мн/м}^2$. Визначити, при яких значеннях числа M у цьому соплі досягаються тиски $p' = 0,75 \text{ Мн/м}^2$ і $p'' = 0,25 \text{ Мн/м}^2$. Взяти $k = 1,4$ і $\omega_1 = 0$.

211. Визначити вихідний переріз звуженого сопла при ізоентропному витіканні водяної пари, якщо $p_1 = 3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ \text{С}$, тиск за соплом $p_{\text{ср}} = 0,5 \text{ Мн/м}^2$, а витрата пари $3,5 \text{ кг/сек}$. Початковою швидкістю пари знехтувати.

212. Визначити швидкість ізоентропного витікання водяної пари із звуженого сопла при $p_1 = 4 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 450^\circ \text{С}$ і $p_{\text{ср}} = 0,1 \text{ Мн/м}^2$. Як зміниться результат у випадку сопла Лаваля? В обох випадках взяти $\omega_1 = 0$.

213. Визначити основні розміри сопла Лаваля при ізоентропному витіканні повітря, якщо $m = 5 \text{ кг/сек}$, $p_1 = 1 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 400^\circ \text{С}$ і $p_{\text{ср}} = 50 \text{ кн/м}^2$. Взяти $\omega_1 = 0$.

214. При ізоентропному витіканні газу H_2 температура його змінюється від 300 до 75°С . Визначити швидкість газу і число M у вихідному перерізі сопла, якщо $k = 1,4$ і $\omega_1 = 0$.

215. У вхідному перерізі сопла парової турбіни $p_1 = 4 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 420^\circ \text{С}$, а у вихідному перерізі $p_{\text{вих}} = 1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{\text{вих}} = 240^\circ \text{С}$. Визначити швидкісний коефіцієнт сопла і втрату ексергії при витіканні пари, якщо $m = 15 \text{ кг/сек}$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$. Взяти $\omega_1 = 0$.

216. Визначити витрату водяної пари через звужене сопло з вихідним діаметром 25 мм , якщо $p_1 = 6 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 450^\circ \text{С}$, $p_{\text{ср}} = 1 \text{ Мн/м}^2$ і швидкісний коефіцієнт сопла $\phi = 0,95$. Взяти $\omega_1 = 0$.

217. При адіабатному витіканні газу H_2 з швидкістю 1250 м/сек ($\omega_1 = 0$) відомо $p_1 = 1,2 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ \text{С}$. Визначити тиск і температуру газу у вихідному перерізі сопла, якщо швидкісний коефіцієнт $\phi = 0,94$.

218. При адіабатному витіканні водяної пари в кількості 6 кг/сек з швидкістю 790 м/сек у вихідному перерізі сопла діаметром $86,5 \text{ мм}$ тиск пари становить $0,2 \text{ Мн/м}^2$. Визначити початковий стан пари при швидкісному коефіцієнті сопла $\phi = 0,95$, вважаючи $\omega_1 = 0$.

219. У вихідному перерізі сопла водяна пара досягає стану сухої насиченої пари при тиску $0,12 \text{ Мн/м}^2$ і швид-

кості 560 м/сек. Визначити початковий стан пари при $\omega_1 = 0$ і $\varphi = 0,93$.

220. Повітря при $p_1 = 0,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 27^\circ \text{С}$ дроселюється до $p_2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$. Визначити густину газу після дроселювання, зміну ентропії повітря і втрату ексергії в цьому процесі при $m = 5 \text{ кг/сек}$. Взяти $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

221. При дроселюванні газу N_2 початкового стану $p_1 = 1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 150^\circ \text{С}$ зміна ентропії газу становить $0,48 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$. Визначити тиск газу після дроселювання і втрату ексергії в цьому процесі при $m = 7,5 \text{ кг/сек}$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

222. Водяна пара при $p_1 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $x_1 = 0,97$ дроселюється до стану сухої насиченої пари. Визначити тиск пари після дроселювання, зміну температури пари і втрату ексергії при $m = 15 \text{ кг/сек}$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

223. Визначити стан водяної пари після дроселювання її до тиску 10 Мн/м^2 , якщо $p_1 = 17 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 600^\circ \text{С}$. Яка втрата ексергії в цьому процесі при $m = 20 \text{ кг/сек}$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$?

224. Водяна пара при $p_1 = 2,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ \text{С}$ перед надходженням у сопло дроселюється до тиску $1,0 \text{ Мн/м}^2$, а потім адіабатно розширюється в соплі до $p_{\text{вих}} = 0,3 \text{ Мн/м}^2$ при $\varphi = 0,95$. Визначити швидкість витікання пари і втрати ексергії в зазначених процесах при $m = 10 \text{ кг/сек}$ і $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

225. Суха насичена пара тиском 15 Мн/м^2 дроселюється до тиску 3 Мн/м^2 . Визначити кінцевий стан пари і втрату ексергії в цьому процесі при $t_0 = 15^\circ \text{С}$.

226. Визначити затрату потужності на привод ідеального неохолоджуваного нагнітача газу H_2 продуктивністю $V_{\text{н}} = 1,5 \text{ м}^3/\text{сек}$ (при нормальних умовах), якщо температура газу при нагнітанні змінюється від 25 до 150°С . Який при цьому ступінь підвищення тиску газу?

227. Визначити затрату потужності на привод ідеального охолоджуваного нагнітача газу O_2 продуктивністю $V_{\text{н}} = 0,75 \text{ м}^3/\text{сек}$ (при нормальних умовах), якщо $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 20^\circ \text{С}$ і $p_2 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$. Визначити також витрату охолодної води при нагріванні її на 15 град .

228. Ідеальний неохолоджуваний нагнітач повітря продуктивністю $V_{\text{н}} = 0,25 \text{ м}^3/\text{сек}$ витрачає потужність 50 кВт . Визначити кінцеві тиск і температуру повітря, якщо $p_1 = 90 \text{ кн/м}^2$ і $t_1 = 30^\circ \text{С}$ ($k = 1,4$).

229. Визначити зміну потужності, яка витрачається на привод ідеального охолоджуваного повітряного нагнітача при $p_1 = 95 \text{ кН/м}^2$ і $t_1 = 17^\circ \text{С}$, якщо кінцевий тиск повітря збільшується від 0,3 до 0,6 Мн/м^2 .

230. Визначити річну економію електроресурсів, зумовлену заміною неохолоджуваного нагнітача охолоджуваним при продуктивності $V_n = 0,5 \text{ м}^3/\text{сек}$, якщо $p_1 = 95 \text{ кН/м}^2$, $t_1 = 25^\circ \text{С}$ і $p_2 = 380 \text{ кН/м}^2$. Вважати, що в обох випадках повний електричний коефіцієнт потужності нагнітача $\eta = 0,70$.

231. Неоохолоджуваний нагнітач газу ($k = 1,4$) працює при $\beta = \frac{p_2}{p_1} = 2,5$ із зміною температури газу від 25 до 150°С . Визначити умовний показник політропи стиску в цьому процесі, внутрішній та ізентропний коефіцієнти потужності нагнітача.

232. Охолоджуваний нагнітач газу працює при $\beta = \frac{p_2}{p_1} = 4$ із зміною температури газу від 15 до 80°С . Визначити умовний показник політропи стиску і внутрішній коефіцієнт потужності нагнітача, якщо $q_R = 40 \text{ кДж/кг}$.

233. Неоохолоджуваний нагнітач водяної пари працює при $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 110^\circ \text{С}$, $p_2 = 0,4 \text{ Мн/м}^2$ і $t_2 = 300^\circ \text{С}$. Визначити ізентропний коефіцієнт потужності нагнітача і затрату потужності на нагнітання $0,5 \text{ кг/сек}$ пари при $\eta_{\text{ем}} = 0,92$.

234. Повітря при $p_1 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 25^\circ \text{С}$ треба стиснути до $p_2 = 30 \text{ Мн/м}^2$. Визначити число ступенів компресора, якщо температура повітря при нагріванні не повинна перевищувати 150°С , а процес у ступенях ізентропний ($k = 1,4$) з повним проміжним охолодженням газу.

235. Визначити найвигідніші проміжні тиски повітря при тріступінчастому нагнітанні з повним проміжним охолодженням газу, якщо $p_1 = 90 \text{ кН/м}^2$ і $p_2 = 3 \text{ Мн/м}^2$.

236. Повітря при $t_1 = 15^\circ \text{С}$ нагнітається від 0,1 до $2,0 \text{ Мн/м}^2$. Визначити питому роботу нагнітання при ізентропному стиску газу в ступенях для одноступінчастого, дво- і тріступінчастого нагнітачів при найвигідніших проміжних тисках повітря. Яка в усіх випадках максимальна температура газу?

Розділ 2

ПАЛИВО І ЙОГО ГОРІННЯ

§ 6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАЛИВА

1. Склад *твердого і рідкого палива* прийнято характеризувати за такою схемою:

Індекс (на- рядковий)	Склад палива за масою						
	Вуглець С	Водень Н	Кисень О	Азот N	Сірка (летка) S _л	Баласт Б	
						Зола А	Волога W
г	Горюча маса						
с	Суха маса						
р	Робоче паливо						

2. При перерахунку *складу палива* з однієї маси на іншу користуються множниками, наведеними в табл. 8.

3. *Теплота згоряння палива* наближено визначається за емпіричними формулами:

а) для твердого і рідкого палива* за формулою Д. І. Менделєєва:

вища теплота згоряння

$$Q_b = 340C + 1260H - 110(0 - S_l) \text{ кДж/кг};$$

нижча теплота згоряння робочого палива

$$Q_n^p = Q_b^p - 25(W^p + 9H^p) \text{ кДж/кг};$$

б) для газоподібного палива**:

нижча теплота згоряння сухої маси палива

$$Q_n^c = 358CH_4 + 590C_2H_4 + 126CO + 108H_2 + 234H_2S \text{ кДж/м}^3.$$

* Всі питомі величини в дальшому стосуються 1 кг твердого чи рідкого палива або 1 м³ газоподібного палива при нормальних умовах.

** Об'єми в цьому розділі приведено до нормальних умов

$$(\rho_n = 101,3 \text{ кН/м}^2, t_n = 0^\circ\text{C}).$$

Множники для перерахунку складу палива і

Заданий склад палива	Множник і формула
	робочого палива
Робоче паливо	1
Суша маса палива	$M_{с.р} = \frac{100 - W^P}{100}$ $Q_n^P = Q_n^c M_{с.р} - 25W^P$
Горюча маса палива	$M_{г.р} = \frac{100 - W^P - A^P}{100}$ $Q_n^P = Q_n^r M_{г.р} - 25W^P$

При зміні вологості робочого палива від W_1^P до W_2^P теплота згоряння робочого палива змінюється від Q_{n1}^P до Q_{n2}^P , причому

$$Q_{n2}^P = Q_{n1}^P \frac{100 - W_2^P}{100 - W_1^P} + 2500 \frac{W_1^P - W_2^P}{100 - W_1^P} \text{ кДж/кг.}$$

4. При перерахунку теплоти згоряння палива з однієї маси на іншу користуються формулами, наведеними в табл. 8.

Для умовного палива приймають $Q_n^P = 29,3 \text{ Мдж/кг.}$

Приклади

237. Визначити склад робочого палива кам'яного вугілля марки Д Донецького родовища.

За таблицею характеристик твердих палив (додаток 6) знаходимо горючу масу палива, %:

$$C^r = 75,0; \quad H^r = 5,5; \quad S_n^r = 5,8; \quad N^r = 1,6; \quad O^r = 12,1, \text{ а також}$$

формули перерахунку теплоти згоряння палива

для визначення складу і теплоти згоряння

сухої маси палива	горючої маси палива
$M_{p.c} = \frac{100}{100 - W^p}$ $Q_H^c = (Q_H^p + 25W^p) M_{p.c}$	$M_{p.g} = \frac{100}{100 - W^p - A^p}$ $Q_H^g = (Q_H^p + 25W^p) M_{p.g}$
1	$M_{c.g} = \frac{100}{100 - A^c}$ $Q_H^g = Q_H^c M_{c.g}$
$M_{r.c} = \frac{100 - A^c}{100}$ $Q_H^c = Q_H^g M_{r.c}$	1

$$A^c = 22,5 \text{ і } W^p = 12,0.$$

За табл. 8 для визначення складу робочого палива використовуємо множники:

а) при перерахунку з сухої маси

$$M_{c.p} = M_1 = \frac{100 - W^p}{100} = \frac{100 - 12}{100} = 0,88;$$

б) при перерахунку з горючої маси

$$M_{r.p} = M_2 = \frac{100 - W^p - A^p}{100} = \frac{100 - 12 - 19,8}{100} = 0,682.$$

Отже, склад робочого палива, %, буде такий:

$$C^p = C^r \cdot M_2 = 75,0 \cdot 0,682 = 51,2$$

$$H^p = H^r \cdot M_2 = 5,5 \cdot 0,682 = 3,8$$

$$S_n^p = S_n^r \cdot M_2 = 5,8 \cdot 0,682 = 3,9$$

$$N^p = N^r \cdot M_2 = 1,6 \cdot 0,682 = 1,1$$

$$O^p = O^r \cdot M_2 = 12,1 \cdot 0,682 = 8,2$$

$$A^p = A^c \cdot M_1 = 22,5 \cdot 0,88 = 19,8$$

$$W^p \text{ за умовою} = 12,0$$

$$\text{Всього} \quad 100,0$$

238. Визначити нижчу теплоту згоряння горючої маси бурого вугілля Підмосковного родовища, користуючись формулою Д. І Менделєєва.

За додатком 6 склад горючої маси бурого вугілля Підмосковного родовища такий, %: $C^r = 67,0$; $H^r = 5,0$; $S_{II}^r = 5,9$; $N^r = 1,3$; $O^r = 20,8$.

За формулою Д. І. Менделєєва

$$\begin{aligned} Q_{II}^r &= 340C^r + 1260H^r - 110(O^r - S_{II}^r) - 25 \cdot 9H^r = \\ &= 340C^r + 1035H^r - 110(O^r - S_{II}^r) = 340 \cdot 67,0 + 1035 \cdot 5,0 - \\ &\quad - 110(20,8 - 5,9) = 26\,300 \text{ кдж/кг} = 26,3 \text{ Мдж/кг}. \end{aligned}$$

239. Нижча теплота згоряння кускового торфу при вологості $W_1^p = 40\%$ дорівнює $10\,700 \text{ кдж/кг}$. Визначити зміну нижчої теплоти згоряння робочого палива при підвищенні вологості до $W_2^p = 50\%$.

За наведеною вище формулою визначаємо нижчу теплоту згоряння робочого палива при зміненій вологості

$$\begin{aligned} Q_{II_2}^p &= Q_{II_1}^p \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} + 2500 \frac{W_1^p - W_2^p}{100 - W_1^p} = \\ &= 10\,700 \cdot \frac{100 - 50}{100 - 40} + 2500 \cdot \frac{40 - 50}{100 - 40} = 8500 \text{ кдж/кг}. \end{aligned}$$

Зміна теплоти згоряння

$\Delta Q_{II}^p = Q_{II_2}^p - Q_{II_1}^p = 8500 - 10\,700 = -2200 \text{ кдж/кг}$, тобто теплота згоряння зменшилась на $20,6\%$.

240. Визначити теплоту згоряння сухої маси палива і робочого палива, якщо теплота згоряння горючої маси палива дорівнює $Q_{II}^r = 26\,000 \text{ кдж/кг}$, зольність палива $A^c = 35\%$, вологість $W^p = 55\%$.

За формулами табл. 8

теплота згоряння сухої маси палива

$$Q_{II}^c = Q_{II}^r \frac{100 - A^c}{100} = 26\,000 \cdot \frac{100 - 35}{100} = 16\,900 \text{ кдж/кг};$$

теплота згоряння робочого палива

$$\begin{aligned} Q_{II}^p &= Q_{II}^c \frac{100 - W^p}{100} - 25W^p = 16\,900 \cdot \frac{100 - 55}{100} - 25 \cdot 55 = \\ &= 6230 \text{ кдж/кг}. \end{aligned}$$

241. Визначити вологість робочого палива, якщо баласт робочого палива 40%, а баласт сухої маси палива 20%.

Баласт робочого палива

$$B^P = A^P + W^P,$$

а баласт сухої маси палива $B^C = A^C$.

За табл. 8 $A^P = A^C \frac{100 - W^P}{100}$, тоді

$$B^P = A^C \frac{100 - W^P}{100} + W^P.$$

Після нескладних перетворень

$$W^P = \frac{B^P - A^C}{1 - \frac{A^C}{100}} = \frac{40 - 20}{1 - \frac{20}{100}} = 25\%.$$

Задачі *

242. Визначити склад робочого палива — кам'яного вугілля марки Г Донецького родовища.

243. Визначити склад сухої маси бурого вугілля Підмосковного родовища.

244. Визначити баласт робочого палива, якщо вміст вуглецю в горючій масі палива становить $C^r = 80\%$, а в робочому паливі $C^p = 70\%$.

245. Визначити зольність і вологість робочого палива, якщо вміст вуглецю в робочому паливі $C^p = 70\%$, в сухій масі палива $C^c = 75\%$ і в горючій масі палива $C^r = 82\%$.

246. Баласт робочого палива становить 20%, а вологість $W^p = 10\%$. Визначити зольність сухої маси палива.

247. Склад робочого палива, %: $C^p = 33$; $H^p = 2,5$; $O^p = 10$; $N^p = 0,5$; $S_{\text{л}}^p = 3$; $A^p = 18,5$; $W^p = 32,5$.

Як зміниться склад робочого палива, якщо після сушіння вологість його зменшилась до $W_2^p = 20\%$?

248. Склад робочого палива, %: $C^p = 68,3$; $H^p = 3,9$; $S_{\text{л}}^p = 0,4$; $N^p = 1,6$; $O^p = 4,3$; $A^p = 12,3$; $W^p = 9,2$.

* При розв'язанні задач, вміщених у розд. 2, слід користуватися даними, наведеними в додатках 6 і 7.

Визначити склад робочого палива, якщо після сортування зольність його зменшилась до $A_2^p = 8\%$.

249. Визначити склад робочої суміші палив, що складається за масою з 40% вугілля марки Г і 60% вугілля марки Т Донецького родовища.

250. Визначити нижчу теплоту згоряння кам'яного вугілля марки ПЖ Донецького родовища.

251. Визначити нижчу теплоту згоряння сухої маси; природного газу Шебелинського родовища.

252. В топці парогенератора спалюється суміш, яка складається за масою з 40% доменного газу і 60% бурого вугілля Підмосковного родовища. Визначити нижчу теплоту згоряння робочої суміші.

253. Визначити вищу і нижчу теплоту згоряння фрезерного торфу.

254. Визначити нижчу теплоту згоряння робочого палива і горючої маси палива, якщо нижча теплота згоряння сухої маси палива дорівнює 20 Мдж/кг , зольність палива $A^c = 20\%$ і вологість палива $W^p = 10\%$.

255. Побудувати графік залежності нижчої теплоти згоряння кускового торфу від вологості палива. Взяти $W^p = 30-40-50-60\%$.

256. Побудувати графік залежності нижчої теплоти згоряння кускового торфу від зольності палива. Взяти $A^p = 5-10-15-20\%$. Порівняти одержані результати з результатами попередньої задачі.

§ 7. ГОРІННЯ ПАЛИВА

1. Теоретично необхідна кількість повітря для твердого і рідкого палива

$$V^0 = \frac{\frac{8}{3} C^p + 8H^p + S_n^p - O^p}{100 g_{O_2} \rho_n} = 0,0889 (C^p + 0,375S_n^p) + \\ + 0,265 H^p - 0,0333 O^p \text{ м}^3/\text{кг},$$

де C^p , H^p , S_n^p , O^p — вміст вуглецю, водню, сірки і кисню в робочому паливі, %;

g_{O_2} — масова частка кисню в повітрі

$$g_{O_2} = 0,232;$$

ρ_n — густина повітря при нормальних умовах

$$\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3;$$

для газоподібного палива

$$V^0 = \frac{1}{r_{O_2}} \left[0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 1,5H_2S + \right. \\ \left. + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n - O_2 \right] \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

де r_{O_2} — об'ємна частка кисню в повітрі;
наближена формула для всіх палив

$$V^0 \approx a \cdot \frac{Q_n^p}{1000} \text{ м}^3/\text{кг} \text{ або } \text{м}^3/\text{м}^3,$$

де Q_n^p — нижча теплота згоряння робочого палива, *кДж/кг*;

$a = 0,27 \div 0,28$ для твердих і рідких палив:

$a = 0,275 \div 0,290$ для сланців і природного газу.

2. Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{V_d}{V^0},$$

де V_d — дійсний об'єм повітря, яке подається в топку, *м³/кг*.

3. Теоретичний об'єм продуктів згоряння (при $\alpha = 1$):

а) при спалюванні твердого або рідкого палива

$$V_{CO_2} = \frac{11}{3} \cdot \frac{C^p}{100} \cdot \frac{1}{\rho_{CO_2}} = \frac{C^p}{54} \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{SO_2} = 2 \cdot \frac{S_{II}^p}{100} \cdot \frac{1}{\rho_{SO_2}} = \frac{0,375S_{II}^p}{54} \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = \frac{C^p + 0,375S_{II}^p}{54} = 0,0186 K^p \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\text{де } K^p = C^p + 0,375S_{II}^p;$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + \frac{N^p}{100} \cdot \frac{1}{\rho_{N_2}} = 0,79V^0 + 0,008N^p \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}^0 = \left(\frac{9H^p + W^p}{100} + dV^0 \rho_B \right) \cdot \frac{1}{\rho_{H_2O}} = \\ = 0,111H^p + 0,0124W^p \div 0,0161V^0 \text{ м}^3/\text{кг},$$

де d — вологовміст повітря (вважається, що $d = 0,010$ кг/кг).

При спалюванні газоподібного палива

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + CH_4 + H_2S + \sum m C_m H_n) \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01N_2 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(H_2 + 2CH_4 + H_2S + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 124d_r \right) + \\ + 0,0161V^0 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

де d_r — вологовміст газоподібного палива, кг/м³.

Об'єм сухих газів

$$V_{c.r}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ або } \text{м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретичний об'єм продуктів згоряння

$$V_r^0 = V_{c.r}^0 + V_{H_2O}^0 \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ або } \text{м}^3/\text{м}^3.$$

4. Дійсний об'єм продуктів згоряння

$$(\alpha > 1), \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ або } \text{м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_{c.r} = V_{c.r}^0 + (\alpha - 1) V^0;$$

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79 (\alpha - 1) V^0;$$

$$V_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) V^0;$$

$$V_{c.r} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2};$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha - 1) V^0;$$

$$V_r = V_{c.r} + V_{H_2O}.$$

5. Максимальний вміст трьохатомних газів у продуктах згоряння

$$RO_2^{\text{макс}} = \frac{21}{1 + \beta} \%,$$

де β — характеристика палива.

Для твердого, рідкого і газоподібного палива

$$\beta = 2,37 \cdot \frac{H^p - 0,126O^p}{K^p}.$$

Для газоподібного палива

$$\beta \approx 0,21 \cdot \frac{0,01N_2 + 0,79V^0}{V_{RO_2}} - 0,79.$$

Орієнтовні значення коефіцієнта β для різних палив:

Паливо	β
Антрацит	0,04—0,06
Торф	0,07—0,09
Буре і кам'яне вугілля	0,1 —0,14
Мазут і сланці	0,20—0,35
Природні газ	0,7 —0,8
Генераторний газ	0,04—0,06
Доменний газ	$\beta < 0$

6. Визначення об'єму *сухих газів* за аналізом продуктів неповного згоряння палива при спалюванні:

а) твердого або рідкого палива

$$V_{c.r} = \frac{K^p}{0,54 (RO_2 + CO)} \text{ м}^3/\text{кг};$$

б) газоподібного палива

$$V_{c.r} = \frac{CO_2^n + CO^n + CH_4^n + \sum mC_mH_n^n}{CO_2 + CO} \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Об'ємна частка окису вуглецю

$$CO = \frac{21 - \beta RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0,6 + \beta} \%.$$

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2 - 0,5CO}{N_2}}.$$

7. *Ентальпія* продуктів згоряння палива (на 1 кг палива).

Для теоретичної кількості газів ($\alpha = 1$)

$$I_r^0 = I_{RO_2}^0 + I_{N_2}^0 + I_{H_2O}^0 = \frac{1}{22,4} (V_{RO_2} \mu_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 \mu_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 \mu_{H_2O}^0) \text{ кДж/кг},$$

де μ_i^0 — мольна ентальпія при температурі газів, кДж/кмоль.

Для теоретичної кількості повітря

$$I_{пов}^0 = \frac{V^0}{22,4} \mu_{пов}^0 \text{ кДж/кг}.$$

Для дійсної кількості газів ($\alpha > 1$)

$$I_r = I_r^0 + (\alpha - 1) I_{пов}^0 \text{ кДж/кг}.$$

8. *Теоретична температура згоряння* — температура, до якої нагрілися б продукти згоряння, коли б на їх нагрівання пішло все тепло, введене в топку, за винятком втрат від хімічного недопалу q_3 і фізичного тепла вогнищевих залишків q_ϕ .

Тепловий баланс при цьому

$$I_{\text{теор}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta' = \frac{1}{22,4} [V_{\text{RO}_2} \mu_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} \mu_{\text{N}_2} + \\ + V_{\text{H}_2\text{O}} \mu_{\text{H}_2\text{O}} + V_0 (\alpha - 1) \mu_{\text{пов}}],$$

де η' — коефіцієнт тепловиділення в топці

$$\eta' = \frac{100 - q_3 - q_\phi}{100} + \frac{I_{\text{пов}} + I_{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}};$$

$I_{\text{пов}}$ — фізичне тепло (ентальпія) повітря, *кДж/кг*;

$I_{\text{п}}$ — фізичне тепло (ентальпія) палива, *кДж/кг*.

Теоретична температура згоряння визначається при розв'язанні рівняння теплового балансу методом послідовних наближень, бо ентальпія газів є функцією температури.

Приклади

257. Визначити теоретичну кількість повітря, потрібну для спалювання 1 кг кам'яного вугілля, користуючись точною і наближеною формулами. Склад робочого палива, %: $C^{\text{р}} = 70$; $H^{\text{р}} = 4$; $S_{\text{л}}^{\text{р}} = 3$; $N^{\text{р}} = 2$; $O^{\text{р}} = 5$; $A^{\text{р}} = 6$; $W^{\text{р}} = 10$.

Теплота згоряння палива $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 26\,600$ *кДж/кг*.

Знаходимо потрібну кількість повітря

$$V^0 = 0,0889 (C^{\text{р}} + 0,375 S_{\text{л}}^{\text{р}}) + 0,265 H^{\text{р}} - 0,0333 O^{\text{р}} = \\ = 0,0889 (70 + 0,375 \cdot 3) + 0,265 \cdot 4 - 0,0333 \cdot 5 = 7,2 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

За наближеною формулою

$$V^0 \approx a \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{1000} = 0,275 \cdot \frac{26\,600}{1000} = 7,3 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

258. Визначити повний об'єм продуктів згоряння при спалюванні 1 кг палива, склад якого, %: $C^{\text{р}} = 70$; $H^{\text{р}} = 5$;

$$S_{\text{л}}^{\text{р}} = 4,2; \quad N^{\text{р}} = 1,8; \quad O^{\text{р}} = 4,5; \quad A^{\text{р}} = 7,5; \quad W^{\text{р}} = 7.$$

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,2$.

Теоретична кількість повітря

$$V^0 = 0,0889 (C^P + 0,375S_{\pi}^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P = \\ = 0,0889 (70 + 0,375 \cdot 4,2) + 0,265 \cdot 5 - 0,0333 \cdot 4,5 = 7,53 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретичний об'єм продуктів згорання

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{C^P}{54} = \frac{70}{54} = 1,3 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{0,375 \cdot S_{\pi}^P}{54} = \frac{0,375 \cdot 4,2}{54} = 0,029 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^P = 0,79 \cdot 7,53 + 0,008 \cdot 1,8 = 5,96 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V^0 = 0,111 \cdot 5 + \\ + 0,0124 \cdot 7 + 0,0161 \cdot 7,53 = 0,765 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{с.г}}^0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 = 1,3 + 0,029 + 5,96 = 7,3 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Дійсний об'єм сухих продуктів згорання

$$V_{\text{с.г}} = V_{\text{с.г}}^0 + (\alpha - 1)V^0 = 7,3 + (1,2 - 1) \cdot 7,53 = 8,86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Об'єм водяних парів

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0 = 0,765 + 0,0161(1,2 - 1)7,53 = \\ = 0,79 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Повний об'єм продуктів згорання

$$V_{\text{г}} = V_{\text{с.г}} + V_{\text{H}_2\text{O}} = 8,86 + 0,79 = 9,65 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

259. Визначити ентальпію продуктів згорання при такому складі палива, %: $C^P = 71$; $H^P = 1,5$; $O^P = 1,5$; $N^P = 1,0$; $S_{\pi}^P = 1,5$; $A^P = 16$; $W^P = 7,5$, якщо відомо, що димові гази містять $\text{RO}_2 = 15\%$ і $\text{O}_2 = 5\%$. Температура газів $t_{\text{г}} = 200^\circ \text{C}$.

Характеристики палива:

$$K^P = C^P + 0,375S_{\pi}^P = 71 + 0,375 \cdot 1,5 = 71,5\%;$$

$$\beta = 2,37 \frac{H^P - 0,126O^P}{K^P} = \frac{1,5 - 0,126 \cdot 1,5}{71,5} = 0,043.$$

Вміст окису вуглецю в продуктах згорання

$$\text{CO} = \frac{21 - \beta \text{RO}_2 - (\text{RO}_2 + \text{O}_2)}{0,6 + \beta} = \frac{21 - 0,043 \cdot 15 - (15 + 5)}{0,6 + 0,043} = \\ = 0,55\%.$$

Об'єм сухих газів

$$V_{c.r} = \frac{K^P}{0,54(RO_2 + CO)} = \frac{71,5}{0,54(15 + 0,55)} = 8,5 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2 - 0,5CO}{N_2}} = \frac{21}{21 - 79 \frac{5 - 0,5 \cdot 0,55}{79,45}} = 1,29,$$

де $N_2 = 100 - (RO_2 + O_2 + CO) = 100 - (15 + 5 + 0,55) = 79,45\%$.

Теоретична кількість повітря

$$V^0 = 0,0889K^P + 0,265H^P - 0,0333O^P = 0,0889 \cdot 71,5 + \\ + 0,265 \cdot 1,5 - 0,0333 \cdot 1,5 = 6,7 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Об'єм водяних парів

$$V_{H_2O} = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,016 \alpha V^0 = 0,111 \cdot 1,5 + \\ + 0,124 \cdot 7,5 + 0,0161 \cdot 1,29 \cdot 6,7 = 0,4 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Повний об'єм продуктів згоряння

$$V_r = V_{c.r} + V_{H_2O} = 8,5 + 0,4 = 8,9 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Склад продуктів згоряння

$$V_{CO_2} = \frac{C^P}{54} = \frac{71}{54} = 1,32 \text{ м}^3/\text{кг.};$$

$$V_{SO_2} = \frac{0,375S^P_{II}}{54} = \frac{0,375 \cdot 8,5}{54} = 0,01 \text{ м}^3/\text{кг.};$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^P = 0,79 \cdot 6,7 + 0,008 \cdot 1,0 = 5,30 \text{ м}^3/\text{кг.};$$

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 1,32 + 0,01 = 1,33 \text{ м}^3/\text{кг.};$$

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V^0 = 5,30 + 0,79(1,29 - 1)6,7 = \\ = 6,65 \text{ м}^3/\text{кг.};$$

$$V_{CO} = \frac{CO \cdot V_r}{100} = \frac{0,55 \cdot 8,9}{100} = 0,049 \text{ м}^3/\text{кг.};$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V^0 = 0,21(1,29 - 1) \cdot 6,7 = 0,41 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

При цьому

$$V_{c.r} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{CO} = 1,33 + 6,65 + 0,41 + 0,049 = \\ = 8,44 \text{ м}^3/\text{кг.},$$

що мало відрізняється від обчисленого раніше $V_{c.r} = 8,5 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Мольні ентальпії газів, взяті за таблицею (див. додаток 3), при $t_r = 200^\circ \text{C}$, Мдж/кмоль :

$$\mu_{\text{RO}_2}^i = 8,014; \quad \mu_{\text{N}_2}^i = 5,845; \quad \mu_{\text{пов}}^i = 5,862; \quad \mu_{\text{H}_2\text{O}}^i = 6,824.$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря

$$I_{\text{пов}}^0 = \frac{V^0}{22,4} \mu_{\text{пов}}^i = \frac{6,7}{22,4} \cdot 5,862 = 1,75 \text{ Мдж/кг.}$$

Ентальпія теоретичної кількості продуктів згоряння

$$I_r^0 = \frac{1}{22,4} (V_{\text{RO}_2} \mu_{\text{RO}_2}^i + V_{\text{N}_2}^0 \mu_{\text{N}_2}^i + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \mu_{\text{H}_2\text{O}}^i) =$$

$$= \frac{1}{22,4} (1,33 \cdot 8,014 + 5,3 \cdot 5,845 + 0,4 \cdot 6,824) = 1,98 \text{ Мдж/кг.}$$

Ентальпія продуктів згоряння

$$I_r = I_r^0 + (\alpha - 1) I_{\text{пов}}^0 = 1,98 + (1,29 - 1) \cdot 1,75 = 2,49 \text{ Мдж/кг.}$$

260. За умовами прикладу 258 побудувати $I - t$ діаграму для продуктів згоряння.

Діаграму $I - t$ будуємо за чотирма точками, для яких беремо таку температуру: 500, 1000, 1500 і 2000° С.

Ентальпія продуктів згоряння при $t_r = 500^\circ \text{C}$.

Мольні ентальпії газів, взяті за таблицею (див. додаток 3), знаходимо при $t = 500^\circ \text{C}$, Мдж/кмоль : $\mu_{\text{RO}_2}^i = 22,29$; $\mu_{\text{N}_2}^i = 14,93$; $\mu_{\text{пов}}^i = 15,05$; $\mu_{\text{H}_2\text{O}}^i = 17,81$.

Ентальпія теоретичної кількості повітря

$$I_{\text{пов}}^0 = \frac{V^0}{22,4} \mu_{\text{пов}}^i = \frac{7,53}{22,4} \cdot 15,05 = 5,06 \text{ Мдж/кг.}$$

Ентальпія теоретичної кількості продуктів згоряння

$$I_r^0 = \frac{1}{22,4} (V_{\text{RO}_2} \mu_{\text{RO}_2}^i + V_{\text{N}_2}^0 \mu_{\text{N}_2}^i + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \mu_{\text{H}_2\text{O}}^i) =$$

$$= \frac{1}{22,4} (1,33 \cdot 22,29 + 5,96 \cdot 14,93 + 0,765 \cdot 17,81) = 5,92 \text{ Мдж/кг.}$$

Ентальпія продуктів згоряння

$$I_r = I_r^0 + (\alpha - 1) I_{\text{пов}}^0 = 5,92 + (1,2 - 1) \cdot 5,06 = 6,93 \text{ Мдж/кг.}$$

Аналогічно розраховуємо ентальпію продуктів згоряння при температурах газів 1000, 1500 і 2000° С. Результати цих розрахунків зведено в таку таблицю:

Величина	Одиниця виміру	$t_{\Gamma} = 1000^{\circ} \text{C}$	$t_{\Gamma} = 1500^{\circ} \text{C}$	$t_{\Gamma} = 2000^{\circ} \text{C}$
μ_{RO_2}	Мдж/кмоль	49,40	78,50	108,6
μ_{N_2}	Мдж/кмоль	31,31	48,73	66,74
$\mu_{\text{пов}}$	Мдж/кмоль	31,60	49,15	67,28
$\mu_{\text{H}_2\text{O}}$	Мдж/кмоль	38,62	62,30	88,01
$I_{\text{пов}}^0$	Мдж/кг	10,6	16,5	22,5
I_{Γ}^0	Мдж/кг	12,0	19,6	27,2
I_{Γ}	Мдж/кг	14,1	22,9	31,7

За одержаними даними побудовано діаграму $I - t$ (рис. 61) продуктів згоряння палива. На цій же діаграмі наведено дані для інших значень α і t .

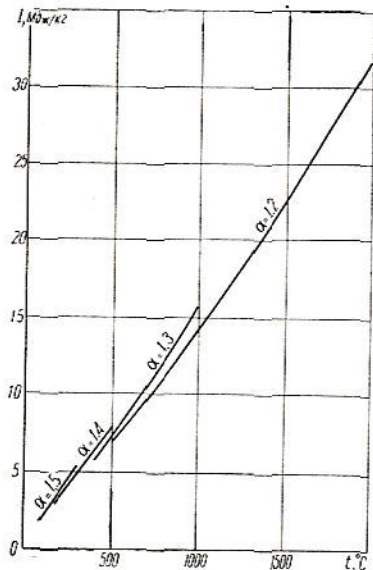


Рис. 61.

Коефіцієнт тепловиділення

$$\eta = \frac{100 - q_3 - q_{\text{ср}}}{100} + \frac{I_{\text{пов}} + I_{\text{п}}}{Q_{\text{п}}^{\text{P}}} = 1 + \frac{2,37}{28,5} = 1,083.$$

Теоретичну температуру горіння можна визначити з рівняння тепловиділення в топці, наведеного раніше. Розв'язати це рівняння можна лише при послідовних наближеннях, бо ентальпії газів, які входять

261. За умовами прикладу 260 визначити теоретичну температуру згоряння палива, якщо температура повітря, яке надходить у камеру згоряння, $t_{\text{пов}} = 200^{\circ} \text{C}$. Втрати від хімічної неповноти згоряння (q_3), фізичним теплом палива ($I_{\text{п}}$) і вогнищевих залишків ($q_{\text{ср}}$) знехтувати. Нижча теплота згоряння робочого палива

$$Q_{\text{п}}^{\text{P}} = 28,5 \text{ Мдж/кг.}$$

$$\text{Ентальпія повітря при } t_{\text{пов}} = 200^{\circ} \text{C}$$

$$I_{\text{пов}} = \frac{\alpha V^0}{22,4} \mu_{\text{пов}} = \frac{1,2 \cdot 7,53}{22,4} \times 5,862 = 2,37 \text{ Мдж/кг.}$$

у дужку правій частині, є функцією шуканої температури. Значно простіше визначити цю температуру за діаграмою $I-t$ продуктів згоряння.

Тоді

$I_{\text{теор}} = Q_{\text{H}}^{\text{P}} \eta' = 28,5 \cdot 1,083 = 30,8 \text{ Мдж/кг}$, і відповідно до цього за діаграмою $I-t$ (рис. 61) безпосередньо знаходимо

$$t_{\text{теор}} \approx 1950^{\circ} \text{C}.$$

Задачі

262. Визначити кількість теоретично необхідного повітря для спалювання кам'яного вугілля марки Г Тквібульського родовища.

263. Визначити кількість теоретично необхідного повітря для спалювання дашавського природного газу.

264. Визначити кількість повітря для спалювання бурого вугілля Карагандинського родовища при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,25$.

265. Визначити кількість повітря для спалювання доменного газу, якщо коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,1$.

266. Визначити об'єм продуктів згоряння при спалюванні кам'яного вугілля марки АШ Донецького родовища при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,3$.

267. Визначити коефіцієнт надлишку повітря при спалюванні кам'яного вугілля марки АС Донецького родовища, якщо за даними газового аналізу продуктів згоряння визначено $\text{RO}_2 = 14\%$; $\text{O}_2 = 5\%$.

268. Визначити ентальпію відхідних газів при температурі 160°C і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,4$, якщо в топці спалюється вугілля марки Д Черемховського родовища.

269. Побудувати діаграму $I-t$ продуктів згоряння для мазуту 40 малосірчистого при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,1$.

270. Визначити теоретичну температуру згоряння мазуту 40 малосірчистого, якщо коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,1$. Втратами від хімічної неповноти згоряння і фізичним теплом палива знехтувати. Температура повітря 30°C .

Як зміниться результат, якщо температура повітря становитиме 150°C ?

При розв'язанні задачі скористатися діаграмою $I-t$ за даними задачі 269.

271. Користуючись діаграмою $I-t$ (рис. 61), визначити зміну ентальпії продуктів згоряння при зміні температури їх від 1200 до 800°C ($\alpha = 1,2$).

272. У газоході парогенератора продукти згоряння віддають тепло парі в кількості 5000 кДж/кг . Визначити температуру продуктів згоряння на виході з газоходу, якщо температура газів на вході 1100°C .

При розв'язанні задачі скористатися діаграмою $l-t$ на рис. 61 (при $\alpha = 1,2$).

Розділ 3

ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

Теорія теплообміну або теплопередачі — наука про процеси перенесення і поширення тепла в просторі.

Необхідною умовою передачі тепла між тілами є різниця температур, причому тепло завжди переходить від тіл з більшою температурою до тіл з меншою температурою. Залежно від природи виникнення процесу теплообміну розрізняють три окремих види передачі тепла: теплопровідність, конвективний теплообмін (точніше, конвекцію) і теплообмін випромінюванням. Різні поєднання окремих видів теплопередачі називають складним теплообміном. Теплопередача є основним робочим процесом поширеного в техніці комплексу устаткування — теплообмінних апаратів, а також часто супроводить процеси, що відбуваються і в іншому устаткуванні, яке належить до різних галузей техніки.

При розв'язанні будь-якої задачі з теплообміну треба насамперед визначити залежність між розподілом температур у тілі (температурним полем) і тепловими потоками, що в ньому виникають. Залежно від виду передачі тепла ця задача розв'язується по-різному.

У цьому розділі розглядаються найуживаніші розрахунки в галузі теплообміну, обмежені умовами стаціонарного перебігу процесів.

§ 8. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

1. Основні *розрахункові співвідношення* для обчислення теплових потоків, проміжних температур і еквівалентного коефіцієнта теплопровідності складених плоскої і циліндричної стінок зведено в табл. 9.

У таблиці прийнято такі позначення:

Q — потужність теплового потоку, $вт$;

F — поверхня стінки, $м^2$;

q — питомий тепловий потік або густина теплового потоку, $вт/м^2$;

l — лінійний розмір (довжина) циліндричної стінки, перпендикулярний до напрямку теплового потоку, $м$;

q_l — лінійний тепловий потік, віднесений до одиниці довжини циліндричної стінки, $вт/м$;

$R_{ст}$ — термічний опір плоскої стінки, $\frac{град}{вт/м^2}$;

$R_{лст}$ — термічний опір циліндричної стінки, $\frac{град}{вт/м}$;

s — товщина стінок, $м$;

d_{i+1} , d_i — зовнішній і внутрішній діаметри шарів складеної стінки, $м$;

$t_{стi}$ — температура поверхні стінки, $°C$;

λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $вт/м \cdot град$.

2. Значення коефіцієнтів теплопровідності, а також інших теплофізичних величин різних речовин наведено в додатку 8. Залежність $\lambda = f(t)$ може бути задана лінійним рівнянням

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt),$$

де λ_0 відповідає коефіцієнтові теплопровідності при $t = 0° C$. В цьому випадку розрахунок провадиться за середньо-інтегральним значенням коефіцієнта теплопровідності, що визначається при підстановці в рівняння $\lambda = f(t)$ величини середньоарифметичної температури стінки

$$t = \frac{t_{ст1} + t_{ст2}}{2}.$$

В ряді випадків величина $\lambda_{ср}$ задається у вихідних даних розглядуваної задачі.

3. Якщо значення зовнішнього і внутрішнього діаметрів одношарової або багатшарової циліндричної стінки близькі між собою і $\frac{d_{i+1}}{d_i} \leq 2$, то всі характеристики процесу теплопровідності можна розраховувати за формулами плоскої стінки (при цьому похибка розрахунку не перевищить 4%). Тоді при розрахунку $R_{лст}$ беруть

$$d_{срi} = \frac{d_i + d_{i+1}}{2} \quad \text{і} \quad s_i = \frac{d_{i+1} - d_i}{2}.$$

Розрахункові співвідношення

Форма стінки і основна формула	Термічний опір
<p>А. Плоска стінка</p> $Q = \frac{\Delta t_{ст}}{R_{ст}} F \text{ вт}$ $q = \frac{Q}{F} \text{ вт/м}^2$ $R_{ст} = \frac{\Delta t_{ст}}{q} \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2}$	<p>Одношарова</p> $R_{ст} = \frac{s}{\lambda}$ <hr/> <p>Багатошарова</p> $R_{ст} = \sum R_{стi} = \sum \frac{s_i}{\lambda_i}$
<p>Б. Циліндрична стінка</p> $Q = \frac{\Delta t_{ст}}{R_{Iст}} l \text{ вт}$ $q_l = \frac{Q}{l} \text{ вт/м}$ $R_{Iст} = \frac{\Delta t_{ст}}{q_l} \frac{\text{град}}{\text{вт/м}}$	<p>Одношарова</p> $R_{Iст} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{s}{\pi d_{ср}\lambda}$ <hr/> <p>Багатошарова</p> $R_{Iст} = \sum R_{Iстi} =$ $= \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} =$ $= \sum \frac{s_i}{\lambda_i \pi d_{срi}}$

Приклади

273. Визначити тепловий потік через стінку з вогнетривкої цегли завширшки $b = 6 \text{ м}$, заввишки $h = 3 \text{ м}$ і завтовшки $s = 0,375 \text{ м}$, якщо на поверхнях стінки підтримуються температури $t_{ст1} = 1100^\circ \text{ С}$ і $t_{ст2} = 60^\circ \text{ С}$. Взяти $\lambda = 0,84 (1 + 0,7 \cdot 10^{-3} t) \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

процесів теплопровідності

Питомий тепловий потік	Температура поверхні стінки після m -го шару	Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності
$q = \frac{t_{cr1} - t_{cr2}}{R_{cr}} =$ $= \frac{\lambda}{s} (t_{cr1} - t_{cr2})$		
$q = \frac{t_{cr1} - t_{crn+1}}{\sum R_{cr_i}}$	$t_{cr_{m+1}} = t_{cr1} -$ $- q \sum_1^m R_{cr_i} = t_{crn+1} +$ $+ q \sum_{m+1}^n R_{cr_i}$	$\lambda_{екв} = \frac{\sum s_i}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i}}$
$q_i = \frac{t_{cr1} - t_{cr2}}{R_{lcr}} =$ $= \frac{t_{cr1} - t_{cr2}}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}$		
$q_i = \frac{t_{cr1} - t_{crn}}{\sum R_{lcr_i}}$	$t_{crn+1} = t_{cr1} -$ $- q_i \sum_1^m R_{lcr_i} =$ $= t_{crn+1} +$ $+ q_i \sum_{m+1}^n R_{lcr_i}$	$\lambda_{екв} = \frac{\ln \frac{d_{n+1}}{d_1}}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$

Для визначення теплового потоку знайдемо середньоінтегральне значення коефіцієнта теплопровідності при заданих температурах стінки

$$\lambda_{cp} = 0,84 \left(1 + 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{t_{cr1} + t_{cr2}}{2} \right) =$$

$$= 0,84 (1 + 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot 580) = 1,18 \text{ вт/м} \cdot \text{град.}$$

Потужність теплового потоку через стінку

$$Q = qF = \frac{\lambda_{\text{ср}}}{s} (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) bh = \\ = \frac{1,18}{0,375} (1100 - 60) \cdot 6 \cdot 3 = 58,6 \cdot 10^3 \text{ вт} = 58,6 \text{ квт.}$$

274. Обмурок печі зроблено з шарів шамотної і червоної цегли завтовшки $s_1 = 125 \text{ мм}$, $s_2 = 500 \text{ мм}$ (рис. 62).

Температури на зовнішніх поверхнях шарів цегли дорівнюють $t_{\text{ст1}} = 1000^\circ \text{С}$ і $t_{\text{ст3}} = 50^\circ \text{С}$; середні коефіцієнти теплопровідності шарів $\lambda_1 = 0,9 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ і $\lambda_2 = 0,75 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

Визначити втрати тепла 1 м^2 обмурку печі і проміжну температуру в площині стику шарів цегляної кладки. Значення останньої перевірити графічним способом.

Визначаємо термічні опори шарів складеної стінки:
для шамотної цегли

$$R_{\text{ст1}} = \frac{s_1}{\lambda_1} = \frac{0,125}{0,9} = 0,139 \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2};$$

для червоної цегли

$$R_{\text{ст2}} = \frac{s_2}{\lambda_2} = \frac{0,5}{0,75} = 0,667 \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2}.$$

Питомий тепловий потік через стінку

$$q = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст3}}}{\sum R_{\text{стi}}} = \frac{1000 - 50}{0,139 + 0,667} = 1,18 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2.$$

Температура в площині стику шарів цегли

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - qR_{\text{ст1}} = 1000 - 1180 \cdot 0,139 = 836^\circ \text{С},$$

або

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст3}} + qR_{\text{ст2}} = 50 + 1180 \cdot 0,667 = 836^\circ \text{С}.$$

Для перевірки значення температури $t_{\text{ст2}}$ графічним способом відкладаємо в будь-якому масштабі по осі абсцис величини термічних опорів шарів $R_{\text{ст1}}$ і $R_{\text{ст2}}$, а по осі ординат — граничні значення температур $t_{\text{ст1}}$ і $t_{\text{ст3}}$, сполучаючи одержані точки прямою лінією AB (рис. 63). Перетин цієї прямої з перпендикуляром із точки C визначить у масштабі ординат шукану температуру $t_{\text{ст2}}$.

Аналогічно можна визначити температуру обмурку в будь-якій площині по товщині шарів.

275. Для умов прикладу 274 визначити товщину шару червоної цегли, якщо при незмінній величині теплових витрат між шарами цегли є ще шар діатомової засипки завтовш-

ки $s_3 = 50$ мм із середнім коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_3 = 0,14$ *вт/м · град*.

Для сталості величини теплових втрат (при тих самих $t_{ст1}$ і $t_{ст4}$) треба додержати в обох випадках рівності термічних опорів багатшарової стінки, тобто

$$R_{ст1} + R_{ст2} = R_{ст1} + R'_{ст2} + R_{ст3},$$

або

$$\Sigma R_{стi} = \Sigma R'_{стi},$$

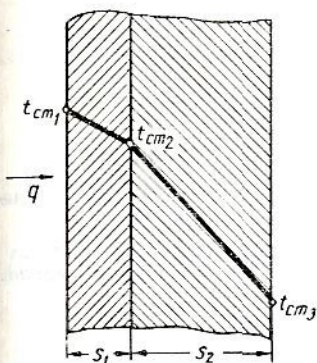


Рис. 62.

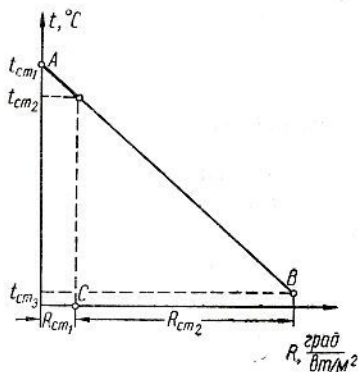


Рис. 63.

де $R'_{ст2} = \frac{s'_2}{\lambda_2}$ — термічний опір шару червоної цегли при наявності засипки:

$$R_{ст3} = \frac{s_3}{\lambda_3} \text{ — термічний опір діатової засипки.}$$

Підставляючи необхідні дані, дістанемо величину нового термічного опору шару червоної цегли:

$$\begin{aligned} R'_{ст2} = \frac{s'_2}{\lambda_2} &= (R_{ст1} + R_{ст2}) - (R_{ст1} + R_{ст3}) = \\ &= (0,139 + 0,667) - (0,139 + 0,393) = 0,274 \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2}, \end{aligned}$$

$$\text{де } R_{ст3} = \frac{s_3}{\lambda_3} = \frac{0,05}{0,14} = 0,393 \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2}.$$

Шукана величина шару червоної цегли при наявності засипки

$$s'_2 = \lambda_2 R'_{ст2} = 0,75 \cdot 0,274 \approx 0,2 \text{ м.}$$

276. Стальна плоска стінка випарника завтовшки $s_1 = 20$ мм вкрита шаром накипу завтовшки $s_2 = 2$ мм. Кое-

фіцієнти теплопровідності сталі і накипу $\lambda_1 = 56 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ і $\lambda_2 = 0,95 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$. Температура на зовнішній поверхні сталі $t_{\text{ст1}} = 350^\circ \text{С}$, на поверхні накипу $t_{\text{ст3}} = 105^\circ \text{С}$.

Визначити питомий тепловий потік, температуру в площині стику сталі й накипу, а також еквівалентний коефіцієнт теплопровідності складеної стінки.

Питомий тепловий потік

$$q = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст3}}}{R_{\text{ст1}} + R_{\text{ст2}}} = \frac{350 - 105}{\frac{0,02}{56} + \frac{0,002}{0,95}} = \frac{245}{(0,358 + 2,11) \cdot 10^{-3}} = 99 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2.$$

Проміжна температура

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - qR_{\text{ст1}} = 350 - 99 \cdot 10^3 \cdot 0,358 \cdot 10^{-3} = 314,5^\circ \text{С}.$$

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності сталій стінки з накипом

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{\sum s_i}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i}} = \frac{s_1 + s_2}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2}} = \frac{0,02 + 0,002}{(0,358 + 2,11) \cdot 10^{-3}} = 8,9 \text{ вт/м} \cdot \text{град}.$$

277. На циліндричну сталі трубу з внутрішнім діаметром $d_1 = 200 \text{ мм}$ і товщиною стінки $s_1 = 10 \text{ мм}$ нанесено шар теплової ізоляції з азбесту завтовшки $s_2 = 80 \text{ мм}$. Температура внутрішньої поверхні труби $t_{\text{ст1}} = 400^\circ \text{С}$, а зовнішньої поверхні ізоляції $t_{\text{ст3}} = 50^\circ \text{С}$. Коефіцієнти теплопровідності сталі $\lambda_1 = 56 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ і азбесту $\lambda_2 = 0,25 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

Визначити лінійний тепловий потік, виконавши розрахунки за формулами для циліндричної та плоскої стінки і порівняти одержані результати.

Лінійний тепловий потік знайдемо за формулою для циліндричної стінки

$$q_l = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст3}}}{R_{\text{ст1}} + R_{\text{ст2}}} = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст3}}}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}} = \frac{400 - 50}{\frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 56} \cdot 2,3 \lg \frac{0,22}{0,2} + \frac{1}{2 \cdot 0,25 \cdot 3,14} \cdot 2,3 \lg \frac{0,38}{0,22}} \approx 1000 \text{ вт/м}.$$

За умовою задачі зовнішній діаметр труби без ізоляції

$$d_2 = d_1 + 2s_1 = 220 \text{ мм},$$

зовнішній діаметр ізоляції

$$d_3 = d_2 + 2s_2 = 380 \text{ мм}.$$

Тепловий потік за наближеною формулою для плоскої стінки

$$q_l = \frac{t_{\text{ст}_1} - t_{\text{ст}_2}}{\frac{s_1}{\pi d_{\text{ср}_1} \lambda_1} + \frac{s_2}{\pi d_{\text{ср}_2} \lambda_2}} = \frac{400 - 50}{\frac{0,01}{3,14 \cdot 0,21 \cdot 56} + \frac{0,08}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,25}} = 1025 \text{ Вт/м};$$

середні діаметри шарів металу і азбесту

$$d_{\text{ср}_1} = \frac{d_1 + d_2}{2} = 210 \text{ мм}; \quad d_{\text{ср}_2} = \frac{d_2 + d_3}{2} = 300 \text{ мм}.$$

Розбіжність у розрахунках становить $\frac{1025 - 1000}{1000} \cdot 100 = 2,5\%$.

Слід відзначити, що в проведених розрахунках $R_{\text{ст}_1} \ll R_{\text{ст}_2}$, тому в подібних задачах термічним опором металеві стінки можна знехтувати, взявши $R_{\text{ст}_1} = 0$.

278. Стінка циліндричної форми зроблена з матеріалу, середній коефіцієнт теплопровідності якого $\lambda = 0,6 \text{ Вт/м} \times \text{град}$, а температура на внутрішній поверхні стінки $t_{\text{ст}_1} = 110^\circ \text{ С}$.

Визначити температуру зовнішньої поверхні стінки $t_{\text{ст}_2}$, якщо виміряний тепловий потік через стінку при $\tau = 300 \text{ сек}$ становить $60 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}$. Внутрішній і зовнішній діаметри дорівнюють $d_1 = 200 \text{ мм}$ і $d_2 = 650 \text{ мм}$.

Потужність теплового потоку через стінку в умовах стаціонарного режиму

$$q_l = \frac{Q_{\text{заг}}}{\tau} = \frac{60 \cdot 10^3}{300} = 200 \text{ Вт/м}.$$

Шукану температуру на зовнішній поверхні стінки можна визначити з формули

$$q_l = \frac{t_{\text{ст}_1} - t_{\text{ст}_2}}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}};$$

звідки

$$t_{\text{ст}_2} = t_{\text{ст}_1} - \frac{q_l}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} =$$

$$= 110 - \frac{200}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,6} \cdot 2,3 \lg \frac{650}{200} = 47,5^\circ \text{C}.$$

Задачі

279. Стінка топкової камери виконана з піношамоту завтовшки $s_1 = 125 \text{ мм}$ і шару червоної цегли завтовшки $s_2 = 400 \text{ мм}$. Температура на внутрішній поверхні топкової камери $t_{\text{ст}1} = 950^\circ \text{C}$, на зовнішній поверхні червоної цегли $t_{\text{ст}3} = 60^\circ \text{C}$. Коефіцієнт теплопровідності піношамоту $\lambda_1 = 0,28 + 0,2 \cdot 10^{-3} t \text{ вт/м} \cdot \text{град}$, для червоної цегли $\lambda_2 = 0,75 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

Обчислити теплові втрати через 1 м^2 стінки топкової камери і температуру в площині стику шарів $t_{\text{ст}2}$.

280. За даними задачі 279 визначити товщину ізоляційної засипки між шарами ($\lambda_3 = 0,15 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$) при умові, що товщина шару цегляної кладки зменшується в два рази, а теплові втрати залишаються незмінними.

281. Плоска стінка складається з двох шарів різних матеріалів, причому $s_1 = 0,08 \text{ м}$ і $s_2 = 0,3 \text{ м}$; $\lambda_1 = 0,3 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ і $\lambda_2 = 0,9 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$. Температури на зовнішніх поверхнях шарів $t_{\text{ст}1} = 400$ і $t_{\text{ст}3} = 30^\circ \text{C}$.

Визначити аналітично і графічно температуру в площині стику шарів, а також значення еквівалентного коефіцієнта теплопровідності двошарової стінки.

282. Визначити температуру $t_{\text{ст}2}$ зовнішньої поверхні ізоляції трубопроводу діаметром $d_1 = 120 \text{ мм}$, якщо при товщині шару ізоляції $s = 80 \text{ мм}$ і $\lambda = 0,3 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ лінійний тепловий потік $q_l = 300 \text{ вт/м}$, а температура на внутрішній поверхні ізоляції $t_{\text{ст}1} = 340^\circ \text{C}$.

Розрахунок виконати за формулою для циліндричної стінки з наступним розрахунком величини q_l за наближеною формулою для плоскої стінки. Порівняти одержані результати.

283. Стальний паропровід діаметром $d_1 = 220 \text{ мм}$ і довжиною $l = 5 \text{ м}$ вкритий двома шарами ізоляції: для першого шару $s_1 = 40 \text{ мм}$, $\lambda_1 = 0,1 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; для другого шару $s_2 = 60 \text{ мм}$, $\lambda_2 = 0,06 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$. Температура на поверхні металу трубопроводу $t_{\text{ст}1} = 320^\circ \text{C}$, на зовнішній поверхні ізоляції $t_{\text{ст}3} = 60^\circ \text{C}$. Визначити потужність теплового потоку, температуру в площині стику шарів, а також величину еквівалентного коефіцієнта теплопровідності.

284. Для умов задачі 283 виконати аналогічні розрахунки при $s_1 = 60$ мм і $s_2 = 40$ мм. Порівняти одержані результати.

285. При ізоляції плоскої стінки з температурою $t_{ст1} = 300^\circ$ С шаром матеріалу завтовшки $s = 120$ мм температура на поверхні ізоляції була $t_{ст2} = 90^\circ$ С. Як треба змінити товщину ізоляції, щоб при тому самому питомому тепловому потоці температура її на поверхні знизилась до $t'_{ст2} = 40^\circ$ С?

286. Для умов задачі 285 виконати аналогічні розрахунки, якщо розглядається циліндрична стінка з внутрішнім діаметром $d_1 = 200$ мм.

§ 9. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОБІН

1. *Інтенсивність* конвективного теплообміну між потоком робочої рідини і твердою поверхнею (тепловіддача) визначається коефіцієнтом тепловіддачі α *вт/м² · град*. За законом Ньютона питомий тепловий потік

$$q = \alpha \Delta t \text{ вт/м}^2;$$

потужність теплового потоку

$$Q = \alpha \Delta t F \text{ вт,}$$

де

$$\Delta t = |t_{ст} - t| \text{ град};$$

$t_{ст}$ і t — середні температури стінки і робочого середовища, $^\circ$ С;

F — поверхня теплообміну, м^2 .

2. Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі в інженерних розрахунках звичайно використовуються критеріальні залежності, одержані з досвіду на основі теорії подібності. Нижче наведено застосовувані в цих розрахунках значення критеріїв:

$$\text{Галілея } Ga = \frac{gl^3}{\nu^2};$$

$$\text{Грасгофа } Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t;$$

$$\text{Рейнольдса } Re = \frac{wl}{\nu};$$

$$\text{Нуссельта } Nu = \frac{\alpha l}{\lambda};$$

$$\text{Прандтля } Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{vcp}{\lambda};$$

$$\text{Пекле } Pe = \frac{\omega l}{a};$$

$$\text{Рейнольдса при кипінні } Re_{\text{вип}} = \frac{ql}{r\rho''v};$$

$$\text{тиску при кипінні } K_p = \frac{\rho l}{\sigma};$$

$$\text{Рейнольдса при конденсації } Re_k = \frac{ql}{r\rho'v}.$$

У формулах прийнято такі позначення величин:

- l — визначальний розмір, m ;
- ω — швидкість робочої рідини, $m/\text{сек}$;
- g — прискорення сили тяжіння, $m/\text{сек}^2$;
- ρ' і ρ'' — густина насиченої рідини і сухої насиченої пари, kg/m^3 ;
- μ — коефіцієнт динамічної в'язкості, $n \cdot \text{сек}/m^2$;
- ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, $m^2/\text{сек}$;
- λ — коефіцієнт теплопровідності, $вт/m \cdot \text{град}$;
- c — питома теплоємність, $дж/кг \cdot \text{град}$;
- a — коефіцієнт температуропровідності, $m^2/\text{сек}$;
- β — об'ємний коефіцієнт термічного розширення, $1/\text{град}$;
- σ — коефіцієнт поверхневого натягу, n/m ;
- r — теплота фазового переходу, $дж/кг$.

3. Деякі критеріальні рівняння тепловіддачі при вільній конвекції у великому об'ємі (при $Pr \geq 0,7$) наведено в табл. 10.

4. Деякі рівняння тепловіддачі при *вимушеному русі* в прямих трубах і каналах ($Pr \geq 0,7$) наведено в табл. 11.

5. Деякі критеріальні рівняння тепловіддачі при *поперечному обтіканні* ($\psi = 90^\circ$) круглих труб і трубних пучків ($Pr \geq 0,7$) наведено в табл. 12.

6. Деякі рівняння для тепловіддачі при *зміні агрегатного стану* речовини:

а) тепловіддача при бульбашковому кипінні;

у табл. 13 наведено деякі критеріальні рівняння, рекомендовані для різних умов тепловіддачі при кипінні;

Таблиця 10

Рівняння тепловіддачі при вільній конвекції у великому об'ємі

Режим теплообміну	Критеріальні рівняння	Сфера застосування
Плівковий	$Nu = 0,5$	$(Gr \cdot Pr) < 0,001$
Ламінарний	$Nu = 1,18 (Gr \cdot Pr)^{1/8}$	$0,001 < (Gr \cdot Pr) < 500$
Перехідний	$Nu = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{1/4}$	$500 < (Gr \cdot Pr) < 2 \cdot 10^7$
Вихровий	$Nu = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{1/3}$	$2 \cdot 10^7 < (Gr \cdot Pr) < 10^{13}$

Примітки: 1. Визначальна температура — середня температура пристінного шару $t_m = \frac{t_{ст} + t}{2}$.

2. Визначальний розмір: для круглих труб — діаметр; для вертикальних плит — висота; для горизонтальних плит — менший лінійний розмір.

Таблиця 11

Рівняння тепловіддачі при вимушеному русі в прямих каналах

Умова теплообміну	Критеріальне рівняння	Сфера застосування
Ламінарний режим	$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} \times$ $\times Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	$Re \leq 2 \cdot 10^3$
Турбулентний режим	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \times$ $\times \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	$Re \geq 10^4, Pr < 2500$

Примітки: 1. Визначальна температура — середня температура робочого середовища, t .

2. Визначальний розмір — еквівалентний діаметр перерізу $d_{екв} = \frac{4f}{u}$ (f — площа перерізу, u — периметр перерізу).

3. Для вигнутих труб (змійовиків) при розрахунку α вводять поправочний коефіцієнт $\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d_{екв}}{R}$, де R — радіус кривизни труби, м.

Рівняння тепловіддачі при поперечному обтіканні круглих труб

Умова теплообміну	Критеріальне рівняння	Сфера застосування
Обтікання оди- ночних труб	$Nu = 0,21 Re^{0,62} Pr^{0,38} \times \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	$10^3 < Re < 200 \cdot 10^3$
Обтікання труб- них пучків:		
а) шахових	$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} \times \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	$200 < Re < 200 \cdot 10^3$
б) коридор- них	$Nu = 0,23 Re^{0,55} Pr^{0,33} \times \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	

Примітки: 1. Визначальна температура — середня температура робочого середовища, t .

2. Визначальний розмір — зовнішній діаметр труби, m .

3. При куті атаки $\psi < 90^\circ$ слід вводити поправочні коефіцієнти, що визначаються з графіка на рис. 64.

4. За рівняннями табл. 12 визначаються коефіцієнти тепловіддачі для III і дальших рядів трубних пучків. Для розрахунку α I і II рядів вводяться поправки на одержані з формул величини ϵ ; для шахового пучка $\epsilon_I = 0,6$; $\epsilon_{II} = 0,7$; для коридорного пучка $\epsilon_I = 0,6$; $\epsilon_{II} = 0,9$.

емпіричні залежності при кипінні деяких середовищ на зануреній поверхні;

кипіння води при $p = 0,02 \div 0,6 \text{ Мн/м}^2$ (формула Міхеєва)

$$\alpha = 0,56 p^{0,15} q^{0,7} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

кипіння етилового спирту при $p = 0,1 \div 1,5 \text{ Мн/м}^2$ (формула Кічеллі і Бонілла)

$$\alpha = 3,3 \cdot 10^{-3} p^{0,52} q^{0,7} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}^*$$

У цих формулах q , вт/м^2 ; p , н/м^2

* Аналогічні розрахункові формули наведено в книзі С. С. Кутагладзе і В. І. Боршанського «Справочник по теплопередаче», Госенергоиздат, 1959, стор. 176—179.

Рівняння тепловіддачі при кипінні

Умова тепловіддачі	Критеріальне рівняння	Сфера застосування
Бульбашкове кипіння на за- нуреній по- верхні (у ве- ликому об'ємі)	Формула Кутателадзе $Nu = 7,0 \cdot 10^{-4} Re_{\text{вип}}^{0,7} \times$ $\times K_p^{0,7} Pr^{0,35}$	$Re_{\text{вип}} = 20 \div 2 \cdot 10^3$ $Pr < 10$
Бульбашкове кипіння у вер- тикальних трубах при оп- тимальному рівні киплячої рідини	Формула Кічигіна — Тобілевича $Nu = 3,25 \cdot 10^{-4} Pe_{\text{вип}}^{0,6} \times$ $\times K_p^{0,7} Ga^{0,125}$	$Pe_{\text{вип}} = 50 \div 5 \cdot 10^3$

Примітки: 1. Визначальна температура — температура киплячої рідини.

2. Визначальний розмір — величина, пропорційна відривному діаметрові парової бульбашки

$$l = \delta = \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')} \right]^{0,5} \text{ м.}$$

3. Оптимальний рівень киплячої рідини у вертикальних трубах від-
повідає таким умовам, при яких рідина кипить практично по всій ви-
соті труби.

б) тепловіддача при плівковій конденсації:

у табл. 14 наведено деякі розрахункові співвідношення для умов конденсації парів на зовнішній поверхні.

Приклади

287. По каналу кільцевого перерізу з діаметрами $D = 50 \text{ мм}$ і $d = 30 \text{ мм}$ протікає вода з швидкістю $w = 1 \text{ м/сек}$ при середній температурі потоку $t = 80^\circ \text{ С}$ і температурі стінки внутрішньої труби $t_{\text{ст}} = 160^\circ \text{ С}$. Визначити критерії подібності Pe , Gr , Re , Pr . Як зміняться результати для випадку течії повітря при тиску $p = 0,1 \text{ Мн/м}^2$? Визначальною температурою є середня температура потоку, а визначальним розміром — еквівалентний діаметр каналу.

Рівняння тепловіддачі при конденсації парів

Умова теплообміну	Розрахункова формула	Сфера застосування
Конденсація на вертикальній поверхні	Формули Нуссельта $\alpha = 1,15 \sqrt[4]{\frac{gr\rho'\lambda^3}{v\Delta tl}}$	Ламінарне або хвильове стікання конденсату
Конденсація на поверхні горизонтальних труб	$\alpha = 0,72 \sqrt[4]{\frac{gr\rho'\lambda^3}{v\Delta tl}}$	
Конденсація на вертикальній поверхні і на горизонтальних трубах	Формули Костенка $Nu = 1,3 Re_k^{-\frac{1}{3}} Ga^{\frac{1}{3}} Pr^{-\frac{1}{6}}$ $Nu = 0,23 Ga^{\frac{1}{3}} Pr^{-\frac{1}{6}}$	Те ж, при $Re_k \leq 180$ Вихрове стікання конденсату при $Re_k > 180$

Примітки: 1. Визначальна температура — середня температура плівки конденсату $t_m = \frac{t_{ст} + t_s}{2}$.

2. Визначальний розмір: для вертикальної поверхні — висота стінки $l = H$ м; для горизонтальної труби у формулі Нуссельта — зовнішній діаметр $l = d$; у формулах Костенка — довжина обводу труби $l = \pi d$ м.

3. За формулами Костенка можна визначити середній коефіцієнт тепловіддачі для горизонтального пучка труб, коли як визначальний розмір взяти $l = n^m \pi d$ м, де n — число рядів труб в пучку по вертикалі; $m = 0,5$ для коридорного розміщення труб; $m = 0,3$ для шахового розміщення труб.

Необхідний для розрахунку еквівалентний діаметр перерізу

$$d_{екв} = \frac{4f}{u} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{\pi(D + d)} = D - d = 20 \text{ мм.}$$

Фізичні параметри води при $t_m = 80^\circ \text{C}$ за даними додатка 9: $\rho = 971,8 \text{ кг/м}^3$; $c = 4,19 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$; $\lambda = 0,675 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$; $v = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $\beta = 6,32 \cdot 10^{-4} \text{ 1/град}$.

Критерій Пекле

$$Pe = \frac{wl}{a} = \frac{wd_{екв}}{\lambda} c\rho = \frac{1 \cdot 0,02}{0,675} \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 971,8 = 121 \cdot 10^3.$$

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{gl^3}{v^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,02^3 \cdot 6,32 \cdot 10^{-4}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^2} (160 - 80) = 29,8 \cdot 10^6.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega l}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,02}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 54,8 \cdot 10^3.$$

Критерій Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\nu \rho c}{\lambda} = \frac{0,365 \cdot 10^{-6} \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 971,8}{0,675} = 2,2.$$

Знайдений критерій Прандтля узгоджується з табличними даними. Фізичні параметри повітря при $p = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_m = 80^\circ \text{С}$ (додаток 10): $\rho = 1,0 \text{ кг/м}^3$; $c = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$; $\lambda = 0,304 \times 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$; $\nu = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

Критерій Пекле

$$Pe = \frac{\omega l}{\alpha} = \frac{\omega l}{\lambda} c \rho = \frac{1,0 \cdot 0,02}{0,304 \cdot 10^{-2}} \cdot 1,01 \cdot 10^3 \cdot 1,0 = 660.$$

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,02^3}{(21,09 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{80}{80 + 273} = 40,5 \cdot 10^3.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega l}{\nu} = \frac{1,0 \cdot 0,02}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 948.$$

Критерій Прандтля

$$Pr = \frac{\nu \rho c}{\lambda} = \frac{21,09 \cdot 10^{-6}}{0,304 \cdot 10^{-2}} \cdot 1,01 \cdot 10^3 \cdot 1,0 = 0,69.$$

288. Електронагрівник повітря, виготовлений з ніхромового дроту ($d = 2 \text{ мм}$; $\rho = 1,1 \cdot 10^{-6} \text{ ом} \cdot \text{м}$), охолоджуваного вільним потоком повітря при $t = 10^\circ \text{С}$. Визначити допустиму силу струму в нагрівнику при умові, що температура дроту не перевищує $t_{\text{ст}} = 1000^\circ \text{С}$.

Допустиму силу струму I визначимо, вважаючи, що тепловиділення електричного струму дорівнює тепловому потокові від дроту навколишньому середовищі.

Для 1 м дроту

$$\alpha (t_{\text{ст}} - t) \pi d = I^2 \cdot \frac{\rho}{l},$$

де f — переріз дроту, м^2 .

Коефіцієнт тепловіддачі від дроту до навколишнього повітря визначимо за даними табл. 10. Визначальна температура

$$t_m = \frac{t + t_{\text{ст}}}{2} = \frac{10 + 1000}{2} = 505^\circ \text{С}.$$

Фізичні параметри повітря при $t = 505^\circ \text{C}$ (додаток 10):

$$\nu = 79,38 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad \beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273 + 500} = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ 1/град};$$

$$\lambda = 5,75 \cdot 10^{-2} \text{ вт/м} \cdot \text{град}; \quad Pr = 0,69.$$

Визначальний розмір $l = d = 2 \text{ мм}$.

При цих даних

$$Gr \cdot Pr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t \cdot Pr = \frac{9,81 \cdot 0,002^3}{(79,38 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 1,3 \cdot 10^{-3} \cdot 990 \cdot 0,69 = 11,1,$$

що відповідає ламінарному режимові вільної конвекції (табл. 10).

Тоді $Nu = 1,18 (Gr \cdot Pr)^{1/4} = 1,18 (11,1)^{1/4} = 1,6$,

звідки коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l} = \frac{1,6 \cdot 5,75 \cdot 10^{-2}}{0,002} = 46 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Отже,

$$l = \sqrt{\frac{\alpha \Delta t \pi d f}{\rho}} = \sqrt{\frac{46 (1000 - 10) \cdot 3,14^2 \cdot 0,002^3}{1,1 \cdot 10^{-6} \cdot 4}} = 29,8 \text{ а}.$$

289. Трансформаторне масло в кількості $m = 2 \text{ кг/сек}$ при початковій температурі $t' = 65^\circ \text{C}$ охолоджується до $t'' = 35^\circ \text{C}$ в трубному одноходовому теплообміннику, який складається з 20 труб внутрішнім діаметром $d = 18 \text{ мм}$.

Визначити коефіцієнт тепловіддачі і необхідну довжину труб, якщо температура стінки труб $t_{\text{ст}} = 10^\circ \text{C}$.

Фізичні параметри при визначальній температурі

$$t_m = \frac{65 + 35}{2} = 50^\circ \text{C}; \quad \lambda = 0,11 \text{ вт/м} \cdot \text{град}; \quad c = 1,84 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град};$$

$$\nu = 7,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad \beta = 7,05 \cdot 10^{-4} \text{ 1/град};$$

$$\rho = 862 \text{ кг/м}^3; \quad Pr = 111;$$

$$\text{при } t_{\text{ст}} = 10^\circ \text{C} \quad Pr_{\text{ст}} = 484.$$

Швидкість потоку в трубках

$$\omega = \frac{m}{n \pi r^2} = \frac{2 \cdot 4}{20 \cdot 862 \cdot 3,14 \cdot 0,018^2} = 0,46 \text{ м/сек}.$$

$$\text{Критерій Рейнольдса } Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{0,46 \cdot 0,018}{7,58 \cdot 10^{-6}} = 1100,$$

що відповідає ламінарному режимові ($Re < 2 \cdot 10^3$).

Коефіцієнт тепловіддачі визначимо з рівняння табл. 11

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25},$$

причому критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{gd^3}{\nu^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,018^3}{(7,58 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 7,05 \cdot 10^{-4} (50 - 10) = 28 \cdot 10^3.$$

Отже,

$$Nu = 0,15 \cdot 1100^{0,33} \cdot 111^{0,43} \cdot 28\,000^{0,1} \left(\frac{111}{484} \right)^{0,25} = 22,8,$$

звідки коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{22,8 \cdot 0,11}{0,018} = 140 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Питомий тепловий потік

$$q = \alpha \Delta t = 140 (50 - 10) = 5600 \text{ вт/м}^2.$$

Кількість тепла, що передається стінкам трубок,

$$Q = mc (t' - t'') = 2 \cdot 1,84 \cdot 10^3 (65 - 35) = 110 \cdot 10^3 \text{ вт.}$$

Розрахункова довжина трубок

$$l = \frac{Q}{q \lambda d n} = \frac{110 \cdot 10^3}{5,6 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,018 \cdot 20} = 17,5 \text{ м.}$$

290. У каналі прямокутного перерізу 30×10 см рухається повітря, нагріваючись від $t' = 40^\circ \text{C}$ до $t'' = 160^\circ \text{C}$.

Визначити питомий тепловий потік, якщо розрахункова витрата повітря $V = 0,8 \text{ м}^3/\text{сек}$, а середня температура стінки каналу $t_{ст} = 180^\circ \text{C}$.

Визначальна температура (середня температура потоку)

$$t_m = \frac{t' + t''}{2} = \frac{40 + 160}{2} = 100^\circ \text{C.}$$

При цій температурі фізичні параметри повітря (додаток 10) $\lambda = 3,22 \cdot 10^{-2} \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $\nu = 23,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $Pr = 0,688$; при $t_{ст} = 180^\circ \text{C}$ критерій $Pr = 0,681$.

Визначальний розмір (еквівалентний діаметр перерізу)

$$d_{екв} = \frac{4f}{u} = \frac{4 \cdot 0,3 \cdot 0,1}{2(0,3 + 0,1)} = 0,15 \text{ м.}$$

Розрахункова швидкість повітря в каналі

$$w = \frac{V}{f} = \frac{0,8}{0,3 \cdot 0,1} = 26,6 \text{ м/сек.}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{wd_{\text{екв}}}{\nu} = \frac{26,6 \cdot 0,15}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 150 \cdot 10^3 > 10^4,$$

що відповідає розвинутому турбулентному рухові середовища.

Для цих умов використовуємо критеріальне рівняння (табл. 11):

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 (150 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot 0,688^{0,43} \left(\frac{0,688}{0,681} \right)^{0,25} = 255, \end{aligned}$$

звідки коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_{\text{екв}}} = \frac{255 \cdot 3,22 \cdot 10^{-2}}{0,15} = 54,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Питомий тепловий потік

$$q = \alpha (t_{\text{ст}} - t) = 54,5 (180 - 100) = 4,35 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

291. Восьмирядний трубний пучок із зовнішнім діаметром труб $d = 57$ мм поперечно обтікається ($\psi = 90^\circ$) потоком повітря з швидкістю $w = 12$ м/сек. Середня температура повітря $t = 300^\circ \text{C}$, середня температура стінки трубок $t_{\text{ст}} = 400^\circ \text{C}$. Визначити середній для пучка коефіцієнт тепловіддачі у випадках шахового і коридорного розміщення трубок. Як зміняться результати, якщо кут атаки зменшиться до $\psi = 50^\circ$?

При визначальній температурі $t_m = 300^\circ \text{C}$ фізичні параметри повітря з додатка 10: $\lambda = 4,6 \cdot 10^{-2}$ Вт/м·град; $\nu = 48,3 \cdot 10^{-6}$ м²/сек; $Pr = 0,674$. Температурі стінки $t = 420^\circ \text{C}$ відповідає $Pr_{\text{ст}} = 0,678$.

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{12 \cdot 0,057}{48,3 \cdot 10^{-6}} = 14,3 \cdot 10^3.$$

Для цього режиму ($Re > 200$) можна використати такі рівняння (табл. 12):

шахове розміщення трубок

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,41 (14,3 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,674^{0,33} \left(\frac{0,674}{0,678} \right)^{0,25} = 114,2,$$

звідки

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d} = \frac{114,2 \cdot 4,6 \cdot 10^{-2}}{0,057} = 92 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Одержане значення α справедливе для труб III—VIII рядів. Для визначення α в I і II рядах вводимо поправочні коефіцієнти:

$$\alpha_I = \varepsilon_I \alpha = 0,6 \cdot 92 = 55,2 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.};$$

$$\alpha_{II} = \varepsilon_{II} \alpha = 0,7 \cdot 92 = 64,4 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Середній для шахового восьмирядного пучка коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha(n-2)}{n} =$$

$$= \frac{55,2 + 64,4 + 92 \cdot 6}{8} = 84 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.};$$

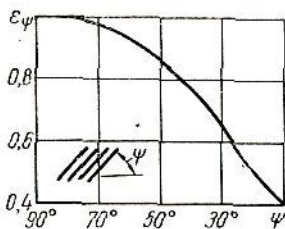


Рис. 64.

коридорне розміщення труб

$$Nu = 0,23 Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,23 (14,3 \cdot 10^3)^{0,65} \cdot 0,674^{0,33} \left(\frac{0,674}{0,678} \right)^{0,25} = 102,3,$$

звідки

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d} = \frac{102,3 \cdot 4,6 \cdot 10^{-2}}{0,057} = 83 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Поправочний коефіцієнт для всього пучка з урахуванням зниження α в I і II рядах

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \frac{\varepsilon_I + \varepsilon_{II} + (n-2)}{8} = \frac{0,6 + 0,9 + 6}{8} = 0,94.$$

Тоді середній для пучка коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{\text{ср}} = \varepsilon_{\text{ср}} \alpha = 0,94 \cdot 83 = 78 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

При зниженні кута атаки до $\psi = 50^\circ$ вводимо поправочний коефіцієнт, одержаний за графіком на рис. 64, $\varepsilon_\psi = 0,83$.

Відповідно значення коефіцієнтів тепловіддачі для шахового пучка

$$\alpha_\psi = \varepsilon_\psi \alpha_{\text{ср}} = 0,83 \cdot 84 = 69,5 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.};$$

для коридорного пучка

$$\alpha_\psi = \varepsilon_\psi \alpha_{\text{ср}} = 0,83 \cdot 78 = 64,5 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

292. Визначити коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у вертикальних трубах випарного апарата водного розчину NaOH концентрацією $b = 40\%$ під тиском $p = 59 \text{ кн/м}^2$ (температура кипіння $t_k = 110^\circ \text{C}$), якщо питомий тепловий потік $q = 30 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$. Фізичні параметри розчину при $b = 40\%$ і $t_k = 110^\circ \text{C}$: $\lambda = 0,56 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $\sigma = 0,104 \text{ н/м}$; $\rho' = 1,37 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 1,82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $Pr = 15,4$.

Для умов кипіння в трубах використовуємо рівняння Кічигіна — Тобілевича (табл. 13).

$$Nu = 3,25 \cdot 10^{-4} Re_{\text{вип}}^{0,6} \cdot Ga^{0,125} \cdot Kr^{0,7}.$$

Необхідні для розрахунку параметри H_2O :

при $p = 0,59 \text{ кн/м}^2$ $\rho'' = 0,36 \text{ кг/м}^3$; $r = 2,29 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$.

Визначальний розмір, величина пропорційнальна відривному діаметрові парової бульбашки,

$$l = \delta = \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')} \right]^{0,5} = \left[\frac{0,104}{9,81(1,37 \cdot 10^3 - 0,36)} \right]^{0,5} = 2,78 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Тоді визначальні критерії подібності:

$$Re_{\text{вип}} = Re_{\text{вип}} Pr = \frac{q\delta}{r\rho''\nu} \cdot Pr = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 2,78 \cdot 10^{-3}}{2,29 \cdot 10^6 \cdot 0,36 \cdot 1,82 \cdot 10^{-6}} \cdot 15,4 = 860;$$

$$Ga = \frac{g\delta^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot (2,78 \cdot 10^{-3})^3}{(1,82 \cdot 10^{-6})^2} = 63,5 \cdot 10^3;$$

$$Kr = \frac{p\delta}{\sigma} = \frac{59 \cdot 10^3 \cdot 2,78 \cdot 10^{-3}}{0,104} = 1,58 \cdot 10^3.$$

Отже,

$$Nu = 3,25 \cdot 10^{-4} \cdot 860^{0,6} (63,5 \cdot 10^3)^{0,125} \cdot 1580^{0,7} = 13,2$$

і коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{\delta} = \frac{13,2 \cdot 0,56}{2,78 \cdot 10^{-3}} = 2660 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

293. Визначити коефіцієнт тепловіддачі при кипінні води на зануреній поверхні, якщо температура кипіння $t_k = 120^\circ \text{C}$, а питоме теплове навантаження $q = 23000 \text{ вт/м}^2$.

Для обчислень визначаємо фізичні параметри води на лінії насичення при $t = 120^\circ \text{C}$ ($p \approx 0,2 \text{ Мн/м}^2$): $\rho' = 943 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,686 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $\nu = 0,252 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $\sigma = 55 \cdot 10^{-3} \text{ н/м}$. Крім того, $r = 2,2 \times 10^3 \text{ кДж/кг}$; $\rho'' = 1,12 \text{ кг/м}^3$; $Pr = 1,47$.

Розрахунок виконаємо за рівнянням Кутателадзе (табл. 13):

$$Nu = 7,0 \cdot 10^{-4} Re_{\text{вип}}^{0,7} Kr^{0,35}.$$

Визначальний розмір

$$l = \delta = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} = \sqrt{\frac{55 \cdot 10^{-3}}{9,81(943 - 1,12)}} = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Визначальні критерії подібності

$$Re_{\text{вип}} = \frac{q\delta}{\rho''\nu} = \frac{23\,000 \cdot 0,244 \cdot 10^{-2}}{2,2 \cdot 10^6 \cdot 1,12 \cdot 0,252 \cdot 10^{-6}} = 91,$$

$$Kp = \frac{\rho\delta}{\sigma} = \frac{2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,244 \cdot 10^{-2}}{55,10^{-3}} = 8850.$$

Тоді

$$Nu = 7,0 \cdot 10^{-4} \cdot 91^{0,7} \cdot 8850^{0,7} \cdot 1,47^{0,35} = 10,8$$

і коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{\delta} = \frac{10,8 \cdot 0,686}{2,44 \cdot 10^{-3}} = 3030 \text{ вт/м}^2 \text{ град.}$$

294. Користуючись розрахунковою формулою Міхеєва, визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінки парового котла до киплячої води, якщо тиск у котлі $p = 0,98 \text{ Мн/м}^2$, а температура стінки $t_{\text{ст}} = 190^\circ \text{С}$.

Як вихідне співвідношення використаємо формулу Міхеєва

$$\alpha = 0,56\rho^{0,15}q^{0,7}.$$

Зважаючи на відсутність в умові задачі теплового потоку, приведемо цю формулу до вигляду $\alpha = Ar^m \Delta t^n$, де $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_s$.

Для цього тепловий потік із співвідношення $q = \alpha\Delta t$ підставимо у вихідну формулу

$$\alpha = 0,56\rho^{0,15}(\alpha\Delta t)^{0,7}.$$

Після простих перетворень дістанемо:

$$\alpha = 0,146\rho^{0,5}\Delta t^{2,33}.$$

Для тиску $p = 0,98 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$ за таблицями водяної пари знаходимо температуру кипіння $t_k = t_s = 179^\circ \text{С}$.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha \approx 0,146(0,98 \cdot 10^6)^{0,5} \cdot (190 - 179)^{2,33} = 38 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

295. Визначити коефіцієнт тепловіддачі при конденсації сухої насиченої водяної пари при тиску $p = 98 \text{ кн/м}^2$ ($t_s = 99^\circ \text{С}$) на зовнішній поверхні вертикальної труби заввишки $H = 1,2 \text{ м}$, якщо питомий тепловий потік $q = 45 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$. Розрахунок виконати за формулами Костенка і Нуссельта.

Зважаючи на відсутність даних про температуру стінки, попередньо задаємо її величиною, беручи $t_{ст} = 93^\circ \text{C}$. Тоді визначальна температура (середня температура плівки конденсату)

$$t_m = \frac{t_s + t_{ст}}{2} = \frac{99 + 93}{2} = 96^\circ \text{C}.$$

При цій температурі визначаємо фізичні параметри конденсату (додаток 9): $\rho' = 960 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $\lambda = 0,68 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$; $r = 2,26 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$; $c = 4,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$; $Pr = 1,8$.

Для з'ясування режиму стікання конденсату знаходимо критерій Рейнольдса

$$Re_k = \frac{qH}{\rho' \nu} = \frac{45 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{2,26 \cdot 10^6 \cdot 960 \cdot 0,31 \cdot 10^{-6}} = 80,5 < 180.$$

Беремо розрахункові рівняння з табл. 14:
формула Костенка

$$Nu = 1,3 Re_k^{-1/3} \cdot Ga^{1/3} \cdot Pr^{-1/4},$$

причому критерій Галілея

$$Ga = \frac{gH^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 1,2^3}{(0,31 \cdot 10^{-6})^2} = 178 \cdot 10^{12}.$$

Отже,

$$Nu = 1,3 \cdot 80,5^{-1/3} (178 \cdot 10^{12})^{1/3} \cdot 1,8^{-1/4} = 15,4 \cdot 10^3$$

і коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{H} = \frac{15,4 \cdot 10^3 \cdot 0,68}{1,2} = 8740 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Перевіримо взятую температуру стінки труби, використовуючи формулу $q = \alpha (t_s - t_{ст})$,

$$\text{звідки } t_{ст} = t_s - \frac{q}{\alpha} = 99 - \frac{45 \cdot 1000}{8740} = 93,8^\circ \text{C},$$

що практично не відрізняється від раніше взятої величини. При значній розбіжності слід повторити розрахунок, взявши нове значення $t_{ст}$.

Формула Нуссельта

$$\alpha = 1,15 \sqrt[4]{\frac{g \rho' r \lambda^3}{\nu H \Delta t}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 960 \cdot 2,26 \cdot 10^6 \cdot 0,68^3}{0,31 \cdot 10^{-6} \cdot 1,2 (99 - 93)}} = 8550 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Розбіжність в результатах розрахунку за обома формулами — в межах 2,5%.

296. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі при конденсації сухої насиченої пари і при $p = 5 \text{ кН/м}^2$ ($t_s = 33^\circ \text{C}$) на поверхні горизонтальних труб восьмирядного трубного пучка з шаховим розміщенням, якщо середній

питомий тепловий потік $q = 100 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$, а зовнішній діаметр труб $d = 20 \text{ мм}$.

Зважаючи на відсутність даних про температуру стінки, попередю задаємо її величиною $t_{\text{ст}} = 20^\circ \text{С}$. Тоді середня температура плівки конденсату

$$t_m = \frac{t_s + t_{\text{ст}}}{2} = \frac{33 + 20}{2} = 26,5^\circ \text{С}.$$

Для цієї температури фізичні параметри конденсату:

$r = 2,42 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$; $\rho' = 997 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,88 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $\lambda = 0,61 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $c = 4,18 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$; $Pr = 6,1$ (додаток 9).
З'ясуємо можливість використання формули Костенка, визначивши

$$Re_{\text{к}} = \frac{ql}{r\nu}.$$

Для даної умови задачі визначальний розмір

$$l = n^{0,3} \pi d = 8^{0,3} \cdot 3,14 \cdot 0,02 = 0,117 \text{ м}.$$

При цьому

$$Re_{\text{к}} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 0,117}{2,42 \cdot 10^6 \cdot 997 \cdot 0,88 \cdot 10^{-6}} = 5,5 < 180.$$

Отже, можна застосувати рівняння

$$Nu = 1,3 Re_{\text{к}}^{-1/3} \cdot Ga^{1/3} \cdot Pr^{-1/3},$$

$$\text{де } Ga = \frac{gl^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,117^3}{(0,88 \cdot 10^{-6})^2} = 20 \cdot 10^9.$$

Тоді $Nu = 1,3 \cdot 5,5^{-1/3} (20 \cdot 10^9)^{1/3} \cdot 6,1^{-1/3} = 1,5 \cdot 10^3$ і середній для пучка труб коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{l} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{0,117} \cdot 0,61 = 7800 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Задачі

297. По каналу прямокутного перерізу $30 \times 60 \text{ мм}$ протікає вода в кількості $1,2 \text{ кг/сек}$ при середній температурі потоку $t = 90^\circ \text{С}$ і температурі стінки $t_{\text{ст}} = 110^\circ \text{С}$. Визначити для цих умов критерії подібності Gr , Re , Pe . Як зміняться результати при тих самих умовах для повітря при атмосферному тиску?

298. Визначити добову втрату тепла поверхнею вертикальної стінки бака з водою заввишки $H = 1,5 \text{ м}$ і завширшки $b = 0,8 \text{ м}$, якщо на поверхні стінки підтримується температура $t_{\text{ст}} = 120^\circ \text{С}$, а температура навколишньої води $t = 20^\circ \text{С}$.

299. Визначити втрати тепла трубопроводом у вільному потоці повітря при середній температурі середовища $t = 30^\circ \text{C}$. Зовнішній діаметр труби $d = 300 \text{ мм}$, довжина $l = 30 \text{ м}$, температура поверхні труби $t_{\text{ст}} = 170^\circ \text{C}$.

300. Для умов прикладу 288 визначити допустиму силу струму нагрівника, якщо середовище замінено водою.

301. По каналу кільцевого перерізу ($D = 30 \text{ мм}$ і $d = 20 \text{ мм}$) тече повітря в кількості $0,02 \text{ м}^3/\text{сек}$ при середній температурі $t = 40^\circ \text{C}$ і температурі стінки труби $t_{\text{ст}} = 20^\circ \text{C}$. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі і лінійний тепловий потік.

302. По прямолінійній ділянці труби діаметром $d = 16 \text{ мм}$ протікає $0,5 \text{ кг/сек}$ води з початковою температурою $t' = 90^\circ \text{C}$ при середній температурі труби $t_{\text{ст}} = 20^\circ \text{C}$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі і необхідну довжину труби для того, щоб вода охолодилась до $t'' = 30^\circ \text{C}$. Як зміняться результати для вигнутого каналу з радіусом кривизни $R = 0,5 \text{ м}$?

303. Виконати розрахунки для умов прикладу 288, вважаючи, що провід розміщений у поперечному потоці повітря, яке обтікає провід з швидкістю $\omega = 10 \text{ м/сек}$. Порівняти одержані дані з результатами обчислень у прикладі 288.

304. Шестирядний пучок труб із зовнішнім діаметром $d = 38 \text{ мм}$ обтікається поперечним потоком води при $\psi = 90^\circ \text{C}$. Швидкість потоку $\omega = 1,5 \text{ м/сек}$, середня температура середовища $t = 80^\circ \text{C}$, температура стінки $t_{\text{ст}} = 40^\circ \text{C}$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі при шаховому і коридорному розміщенні труб. Як зміняться результати при $\psi = 40^\circ$?

305. Користуючись розрахунковими формулами Міхеєва і Кічеллі-Бонілла, визначити коефіцієнти тепловіддачі і величини температурних напорів Δt при кипінні води і етилового спирту при нормальному атмосферному тиску, якщо тепловий потік $q = 58 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$. Виконати розрахунки α і q , якщо температурні напори при кипінні обох середовищ зменшаться в два рази.

306. Водний розчин цукру концентрацією $b = 60\%$ випарюється у вертикальних трубах випарного апарата при $p = 0,03 \text{ Мн/м}^2$ і $q = 12 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі при кипінні розчину за формулою Кічигіна—Тобілевича, використовуючи дані щодо фізич-

них параметрів розчину: $\rho' = 1250 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,53 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$;
 $\sigma = 71,5 \cdot 10^{-3} \text{ н/м}$; $\nu = 5,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $Pr = 40$.

Порівняти результат з дослідною величиною $\alpha = 1100 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

307. Користуючись рівнянням Кутателадзе, визначити коефіцієнт тепловіддачі при кипінні бензолу на зануреній поверхні при $p = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $q = 100 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$. Використати дані щодо фізичних параметрів середовища ($t_{\text{к}} = 165^\circ \text{С}$): $r = 3,2 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}$; $\rho' = 713 \text{ кг/м}^3$; $\rho'' = 19 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,12 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $\nu = 0,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $c = 2,34 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$; $\sigma = 11,2 \cdot 10^{-3} \text{ н/м}$; $Pr = 2,9$.

308. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі при конденсації насиченої пари бензолу при температурі насичення $t_s = 170^\circ \text{С}$ на поверхні труб ($d = 32 \text{ мм}$) дванадцятирядного горизонтального пучка з коридорним розміщенням, якщо середній тепловий потік $q = 25 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2$. Фізичні параметри середовища взяти за даними задачі 307 для $t_m = 165^\circ \text{С}$.

309. Суха насичена водяна пара при тиску $p = 0,01 \text{ Мн/м}^2$ конденсується на поверхні вертикальної труби $d = 30 \text{ мм}$ і висотою $H = 2,5 \text{ м}$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі і кількість зконденсованої пари, якщо температурний напір $\Delta t = 10^\circ \text{С}$.

310. Показати, що розрахункову формулу для коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари і ламінарному стіканні плівки конденсату

$$\alpha = \frac{A}{(ql)^{1/3}}$$

можна звести до вигляду

$$\alpha = \frac{B}{(\Delta t l)^{1/4}},$$

де $B = A^{3/4}$.

§ 10. ПРОМЕНИСТИЙ ТЕПЛОБМІН

Променистий теплообмін між твердими тілами в прозорому середовищі ($D=1$)

1. Розрахункові величини та формули для чорних і сірих тіл наведено в табл. 15.

Для обчислення середніх значень кутових коефіцієнтів φ , зведених коефіцієнтів випромінювання $C_{\text{зв}}$ і ефективної

Розрахункові співвідношення променистого теплообміну

Характеристика випромінювання	Чорне тіло	Сіре тіло
Поглиняльна здатність	$A_0 = 1$	$A = \varepsilon < 1$
Коефіцієнт випромінювання, $вт/м^2град^4$	$C_0 = 5,67$	$C = AC_0 = \varepsilon C_0$
Власне випромінювання, $вт/м^2$	$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$	$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4$
Відбите випромінювання, $вт/м^2$	$E_{0, відб} = 0$	$E_{0, відб} = (1 - A) E_{пад}$
Поглинуте випромінювання, $вт/м^2$	$E_{0, погл} = E_{пад}$	$E_{погл} = AE_{пад}$
Ефективне випромінювання, $вт/м^2$	$E_{0, еф} = E_0$ $\left(E_0 = \frac{E}{A} \right)$	$E_{1 еф} = E_1 + E_{2 еф} \times$ $\times (1 - A_1) = \frac{E_1}{A_1} -$ $- E_{рез} \left(\frac{1}{A_1} - 1 \right);$ $E_{2 еф} = E_2 + E_{1 еф} \times$ $\times (1 - A_2) = \frac{E_2}{A_2} +$ $+ E_{рез} \left(\frac{1}{A_2} - 1 \right)$
Результуюче випромінювання, $вт/м^2$	$E_{0, рез} = q = E_{01} - E_{02} =$ $= C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$	$E_{рез} = q = E_{1 еф} -$ $- E_{2 еф} =$ $= C_{зв} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$

Характеристика випромінювання	Чорне тіло	Сіре тіло
Зведений коефіцієнт випромінювання системи, $вт/м^2 \cdot град^4$	$C_{0,зв} = C_0$	$C_{зв} = \varepsilon_{зв} C_0 = A_{зв} C_0 =$ $= \frac{1}{\varphi_{1-2} \left(\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_0} \right) +}$ $+ \varphi_{2-1} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right) + \frac{1}{C_0}}$
Повне випромінювання (відповідно відбите, поглинуте, результуюче), $вт$	$Q_0 = E_0 H_{пр}$	$Q = E H_{пр}$
Ефективна променесприймальна поверхня, $м^2$	$H_{пр} = F_1 \varphi_{1-2} = F_2 \varphi_{2-1}$	
Усереднений кутовий коефіцієнт	$\varphi_{1-2} = \frac{F_2 \varphi_{2-1}}{F_1} = \frac{H_{пр}}{F_1}$; $\varphi_{2-1} = \frac{F_1 \varphi_{1-2}}{F_2} = \frac{H_{пр}}{F_2}$	
Умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, $вт/м^2 \cdot град$	$\alpha_{пр} = \frac{E_{рез}}{t_1 - t_2} = \frac{C_{зв} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{t_1 - t_2}$	

променесприймальної поверхні $H_{пр}$ в найпростіших випадках можна використати такі співвідношення:

плоскі, паралельні, тіла, що мають досить великий розмір (порівняно з відстанню між ними)

$$\varphi_{2-1} = \varphi_{1-2} = 1; \quad C_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}; \quad H_{пр} = F_1 = F_2 = F;$$

тіла з розміщенням за схемою на рис. 65, коли F_1 і F_2 сумірні

$$\varphi_{1-2} = 1; \quad \varphi_{2-1} = \frac{F_1}{F_2}; \quad C_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \varphi_{2-1} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}; \quad H_{вр} = F_1;$$

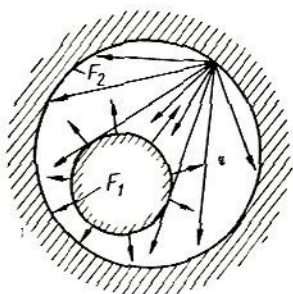


Рис. 65.

те саме при $F_1 \ll F_2$:

$$\varphi_{1-2} = 1; \quad \varphi_{2-1} = \frac{F_1}{F_2} \approx$$

$$\approx 0; \quad C_{зв} = C_1; \quad H_{вр} = F_1.$$

2. При наявності між двома плоскими тілами n екранів *звездний коефіцієнт випромінювання системи* визначається за формулою

$$C_{зв}^e = \frac{1}{\frac{1}{C_1} - \frac{0,5}{C_0} + 2 \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{C_{e_i}} - \frac{0,5}{C_0} \right) + \frac{1}{C_2} - \frac{0,5}{C_0}} \quad \text{вт/м}^2 \cdot \text{град}^4,$$

де C_{e_i} — коефіцієнт випромінювання екрана.

Якщо $C_1 = C_2 = C_e = C$, то дістанемо спрощену формулу

$$C_{зв}^e = \frac{1}{2(n+1) \left(\frac{1}{C} - \frac{0,5}{C_0} \right)} \quad \text{вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

Променистий теплообмін у поглинаючому (газовому) середовищі

1. *Власне випромінювання газів*, до складу яких входять CO_2 і H_2O ,

$$E_r = \varepsilon_r C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \quad \text{вт/м}^2,$$

де T_2 — абсолютна температура газів, °К;

$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ — ступінь чорноти газової суміші;

$\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(p_{\text{CO}_2} l, t_r)$ і $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f(p_{\text{H}_2\text{O}} l, t_r)$ — визначаються за графіками на рис. 66, а, б;

$\beta = f(p_{\text{H}_2\text{O}}, l, p_{\text{H}_2\text{O}})$ — поправочний коефіцієнт на парціальний тиск для водяної пари, що визначається за графіком на рис. 67;

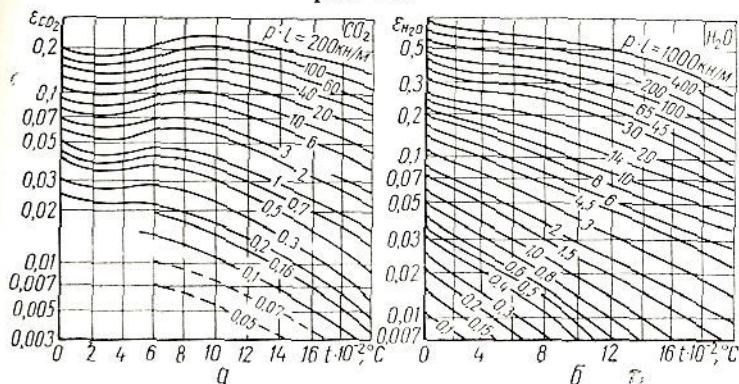


Рис. 66.

$p_i = r_i p$ — парціальні тиски газів CO_2 і H_2O , що визначаються за об'ємним складом суміші r_i , %, і абсолютним тиском суміші p , кН/м^2 ;

l — середня довжина шляху променя або товщина газового шару, м.

У загальному випадку

$$l = 3,6 \frac{V}{F} \text{ м,}$$

де V — об'єм газу, м^3 ;
 F — поверхня захисної стінки, м^2 .

2. Результуюче випромінювання газового середовища на поверхні стінки

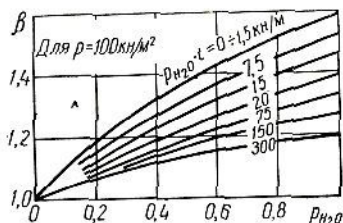


Рис. 67.

$$E_{\text{рез}} = q = \epsilon'_{\text{ст}} C_0 \left[\epsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] \text{ вт/м}^2,$$

де $\epsilon'_{\text{ст}} = \frac{\epsilon_{\text{ст}} + 1}{2}$ — ефективний ступінь чорноти стінки;

$A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}}$ — поглинальна здатність газів при температурі стінки, де

$$A_{\text{CO}_2} = \epsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_r}{T_{\text{ст}}} \right)^{0,65}; \quad A_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}.$$

3. Умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha = \frac{q}{t_r - t_{ст}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Приклади

311. Між обмурком топкової камери і обшивкою з листової сталі є повітряний прошарок ($D = 1$). У процесі променистого теплообміну обшивка передає поверхні камери променистий потік $E_{пад} = 1000 \text{ вт/м}^2$. Визначити власне, відбите, поглинуте й ефективне випромінювання цегляної кладки, якщо температура її поверхні $t_{ст} = 127^\circ \text{C}$, а поглинальна здатність $A = 0,8$.

За законом Стефана—Больцмана визначаємо власне випромінювання кладки

$$E = A C_0 \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 = 0,8 \cdot 5,67 \left(\frac{127 + 273}{100} \right)^4 = 1160 \text{ вт/м}^2.$$

За величиною падаючої на цегляну кладку променистої енергії (що дорівнює ефективному випромінюванню сталеної обшивки) знаходимо поглинуте й відбите кладкою випромінювання

$$E_{погл} = A E_{пад} = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ вт/м}^2;$$

$$E_{відб} = (1 - A) E_{пад} = E_{пад} - E_{погл} = 200 \text{ вт/м}^2.$$

Ефективне випромінювання кладки

$$E_{еф} = E + E_{відб} = 1160 + 200 = 1360 \text{ вт/м}^2.$$

312. Між двома плоскими, паралельними, абсолютно чорними поверхнями, що мають температури відповідно $t_1 = 527^\circ \text{C}$ і $t_2 = 27^\circ \text{C}$ відбувається процес променистого теплообміну. Визначити ефективне і результуюче випромінювання поверхонь та умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням. Як зміняться результати, якщо абсолютно чорні тіла замінити сірими, для яких $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,6$?

Для абсолютно чорних тіл ефективне випромінювання дорівнює власному випромінюванню

$$E_{01 \text{ еф}} = E_{01} = C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 = 5,67 \left(\frac{527 + 273}{100} \right)^4 = 23\,600 \text{ вт/м}^2;$$

$$E_{02 \text{ еф}} = E_{02} = C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = 5,67 \left(\frac{27 + 273}{100} \right)^4 = 460 \text{ вт/м}^2.$$

Результуюче випромінювання

$$E_{0 \text{ рез}} = E_{01 \text{ еф}} - E_{02 \text{ еф}} = 23\,600 - 460 = 23\,140 \text{ вт/м}^2.$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{E_0 \text{ рез}}{t_1 - t_2} = \frac{23\,140}{527 - 27} = 46,3 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Аналогічні розрахунки для сірих тіл вимагають визначення зведеного коефіцієнта випромінювання системи

$$\begin{aligned} C_{\text{зв}} &= \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}} = \frac{C_0}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1} = \\ &= \frac{5,67}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} - 1} = 2,95. \end{aligned}$$

Величина результуючого випромінювання

$$\begin{aligned} E_{\text{рез}} &= E_1 \text{ еф} - E_2 \text{ еф} = C_{\text{зв}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 2,95 \left[\left(\frac{800}{100} \right)^4 - \left(\frac{300}{100} \right)^4 \right] = 12\,100 \text{ вт/м}^2. \end{aligned}$$

Ефективне випромінювання обох поверхонь

$$\begin{aligned} E_1 \text{ еф} &= \frac{E_1}{A_1} - E_{\text{рез}} \left(\frac{1}{A_1} - 1 \right) = \frac{C_1 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4}{A_1} - E_{\text{рез}} \left(\frac{1}{A_1} - 1 \right) = \\ &= 5,67 \left(\frac{800}{100} \right)^4 - 12\,100 \left(\frac{1}{0,8} - 1 \right) = 20\,600 \text{ вт/м}^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_2 \text{ еф} &= \frac{E_2}{A_2} + E_{\text{рез}} \left(\frac{1}{A_2} - 1 \right) = \frac{C_2 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{A_2} + E_{\text{рез}} \left(\frac{1}{A_2} - 1 \right) = \\ &= 5,67 \left(\frac{300}{100} \right)^4 + 12\,100 \left(\frac{1}{0,6} - 1 \right) = 8500 \text{ вт/м}^2 \end{aligned}$$

Правильність розрахунків можна перевірити за формулою

$$E_{\text{рез}} = E_1 \text{ еф} - E_2 \text{ еф} = 20\,600 - 8500 = 12\,100 \text{ вт/м}^2,$$

що збігається з попереднім розрахунком

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{E_{\text{рез}}}{t_1 - t_2} = \frac{12\,100}{527 - 27} = 24,2 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

313. Визначити зведений коефіцієнт випромінювання системи і втрати тепла випромінюванням для трубопроводу зовнішнім діаметром $d = 200$ мм, який проходить у каналі прямокутного перерізу 600×400 мм, довжиною $l = 2$ м. Ступені чорноти поверхонь труби і стінок каналу відповідно $\epsilon_1 = 0,8$ і $\epsilon_2 = 0,7$, температура поверхні труби $t_1 =$

= 227° С, температура стінок каналу $t_2 = 37^\circ$ С. Виконати розрахунок при тих самих вихідних даних для безканального прокладення труби з випромінюванням тепла в навколишнє середовище.

Зведений коефіцієнт випромінювання (одне тіло замикає інше, за схемою на рис. 65)

$$C_{зв} = \frac{C_0}{\frac{1}{A_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{A_2} - 1 \right)} =$$

$$= \frac{5,67}{\frac{1}{0,8} + \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 2}{2(0,6 + 0,4)2} \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right)} = 4,1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

Втрати тепла трубопроводом

$$Q = C_{зв} \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100} \right)^4 \right] F_1 =$$

$$= 4,1 \left[\left(\frac{500}{100} \right)^4 - \left(\frac{310}{100} \right)^4 \right] 3,14 \cdot 0,2 \cdot 2 = 2750 \text{ вт.}$$

При випромінюванні в навколишнє середовище зведений коефіцієнт випромінювання

$$C_{зв} = C_1 = \varepsilon_1 C_0 = 0,8 \cdot 5,67 = 4,54 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4$$

і втрати тепла

$$Q = 4,54 (5^4 - 3,1^4) \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 2 = 3050 \text{ вт,}$$

тобто втрати тепла в цьому випадку зростають.

314. Для умов прикладу 312 визначити зведений коефіцієнт випромінювання і зміну результуючого випромінювання, якщо між сірими поверхнями встановлено плоский екран, ступінь чорноти якого $\varepsilon_e = 0,1$.

Зведений коефіцієнт випромінювання системи при наявності екрана

$$C_{зв}^e = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_1} - \frac{0,5}{C_0} \right) + 2 \left(\frac{1}{C_e} - \frac{0,5}{C_0} \right) + \left(\frac{1}{C_2} - \frac{0,5}{C_0} \right)} =$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{1}{0,8 \cdot 5,67} - \frac{0,5}{5,67} \right) + 2 \left(\frac{1}{0,1 \cdot 5,67} - \frac{0,5}{5,67} \right) + \left(\frac{1}{0,6 \cdot 5,67} - \frac{0,5}{5,67} \right)} =$$

$$= 0,268 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

Результуюче випромінювання пропорційно зведеному коефіцієнтові випромінювання системи. Отже,

$$\frac{E_{рез}}{E_{рез}^e} = \frac{C_{зв}}{C_{зв}^e} = \frac{2,95}{0,268} = 11,$$

тобто променистий тепловий потік при встановленні екрана зменшується в 11 разів.

315. Визначити власне випромінювання продуктів згоряння палива при об'ємних частках $\text{CO}_2 = 0,13$ і $\text{H}_2\text{O} = 0,04$, при температурі $t_r = 900^\circ \text{C}$ і атмосферному тиску ($p = 100 \text{ кн/м}^2$). Гази обтікають пучок труб ($d = 60 \text{ мм}$), розміщених у шаховому порядку, коли відносна ефективна товщина газового шару $\frac{l}{d} = 2,8$.

Величина власного випромінювання газових середовищ визначається за формулою

$$E = \epsilon_r C_0 \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \text{ вт/м}^2.$$

Ефективна товщина газового шару

$$l = 2,8 d = 2,8 \cdot 0,06 = 0,168 \text{ м.}$$

Для визначення ступеня чорноти газів знаходимо

$$p_{\text{CO}_2} l = r_{\text{CO}_2} p l = 0,13 \cdot 10^5 \cdot 0,168 = 2,18 \text{ кн/м;}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} l = r_{\text{H}_2\text{O}} p l = 0,04 \cdot 10^5 \cdot 0,168 = 0,67 \text{ кн/м.}$$

За рис. 66 і 67 для $t_r = 900^\circ \text{C}$ знаходимо значення $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,065$ і $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,014$, а також $\beta = 1$. Тоді

$$\epsilon_r = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065 + 1 \cdot 0,014 = 0,079$$

і власне випромінювання газів

$$E = 0,079 \cdot 5,67 \left(\frac{900 + 273}{100} \right)^4 = 880 \text{ вт/м}^2.$$

316. Для умови прикладу 315 визначити тепловий потік і умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, якщо ступінь чорноти поверхні труб $\epsilon_{\text{ст}} = 0,8$, а її температура $t_{\text{ст}} = 225^\circ \text{C}$.

Тепловий потік випромінюванням (результуюче випромінювання) газів можна знайти за формулою

$$q = E_{\text{рез}} = \epsilon'_{\text{ст}} C_0 \left[\epsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] \text{ вт/м}^2,$$

$$\text{де } \epsilon'_{\text{ст}} = \frac{\epsilon_{\text{ст}} + 1}{2} = \frac{0,8 + 1}{2} = 0,9.$$

Поглинальна здатність газів при температурі захисної стінки $t_{\text{ст}} = 225^\circ \text{C}$

$$A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}},$$

причому

$$A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_r}{T_{\text{ст}}} \right)^{0,65} = 0,059 \left(\frac{1173}{225} \right)^{0,65} = 0,103,$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1 \cdot 0,04 = 0,04.$$

($\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$, $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ і β знайдено за рис. 66 і 67 при $t_{\text{ст}} = 225^\circ \text{C}$).

Отже, $A_r = 0,103 + 0,04 = 0,143$.

Підставляючи знайдені величини, дістанемо

$$q = E_{\text{рез}} = 0,9 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{1173}{100} \right)^4 \cdot 0,079 - \left(\frac{498}{100} \right)^4 \cdot 0,143 \right] = 7300 \text{ вт/м}^2,$$

і умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{q}{t_r - t_{\text{ст}}} = \frac{7300}{900 - 225} = 10,8 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Задачі

317. Для кожної з двох паралельно розміщених пластин (1 і 2) визначити власне, поглинуте і відбите випромінювання, якщо на поверхнях підтримуються температури $t_1 \approx 500^\circ \text{C}$ і $t_2 = 100^\circ \text{C}$, а поглинальна здатність відповідно $A_1 = 0,5$ і $A_2 = 0,7$. Як зміняться результати, якщо $A_2 \approx 1$?

318. Для умов задачі 317 визначити результуюче випромінювання і умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням. Як зміняться результати при встановленні між поверхнями плоского екрана при $A_e = 0,1$?

319. Визначити температуру ніхромового дроту діаметром $d = 1 \text{ мм}$ із ступенем чорноти $\varepsilon = 0,8$, якщо по ньому проходить струм $I = 8 \text{ а}$, а питомий опір дроту $\rho \approx 1,1 \cdot 10^{-6} \text{ ом} \cdot \text{м}$. Температура навколишнього середовища $t = 10^\circ \text{C}$. В розрахунку взяти до уваги тільки променистий теплообмін.

320. Визначити умовний коефіцієнт тепловіддачі при променистому теплообміні паропроводу ($d = 220 \text{ мм}$; $\varepsilon \approx 0,7$; $t_{\text{ст}} = 250^\circ \text{C}$) з навколишнім середовищем, температура якого $t = 30^\circ \text{C}$.

321. Для умов задачі 320 визначити зміну величини теплових втрат у навколишнє середовище, якщо паропровід оточений концентричним екраном діаметром $d_e = 0,4 \text{ м}$ при $\varepsilon_e \approx 0,2$. Систему паропровід — екран розглядати за схемою, поданою на рис. 65.

322. Визначити зведений коефіцієнт випромінювання і втрати тепла трубою $d = 100$ мм, $l = 12$ м і $\epsilon_1 = 0,72$, якщо труба прокладена в прямокутному каналі перерізом 400×500 мм. Температура на поверхні труби $t_1 = 200^\circ$ С, температура стінок каналу $t_2 = 30^\circ$ С. Як зміняться результати, якщо при безканалному прокладенні труба знаходиться в приміщенні завширшки 5 м і заввишки 4 м? В обох випадках взяти $\epsilon_2 = 0,8$.

323. Визначити власне випромінювання газової суміші, яка має за об'ємом $\text{CO}_2 = 0,12$ і $\text{H}_2\text{O} = 0,06$ і міститься при $p = 110$ кН/м² в трубі діаметром $d = 600$ мм при температурі $t_r = 1000^\circ$ С. Як зміняться результати для складу газу за об'ємом $\text{CO}_2 = 6\%$ і $\text{H}_2\text{O} = 12\%$?

324. Для вихідних даних задачі 323 ($\text{CO}_2 = 12\%$; $\text{H}_2\text{O} = 6\%$) визначити умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, якщо газу обтікають пучок труб діаметром $d = 38$ мм, розміщених по трикутнику ($l = 2,8 \cdot d$); температура стінки труб $t_{\text{ст}} = 300^\circ$ С, а ступінь чорноти поверхні труб $\epsilon_{\text{ст}} = 0,7$?

§ 11. СКЛАДНИЙ ТЕПЛОБМІН І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

1. Вільна конвекція в обмеженому просторі.

При розрахунку тепловіддачі в прошарках незалежно від їх геометричної форми з достатньою точністю можна використати формули для плоскої стінки.

Питомий тепловий потік

$$q = \frac{\lambda_{\text{екв}}}{s} (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}) \text{ вт/м}^2,$$

де s — товщина шару робочого середовища, м;
 $t_{\text{ст}1}$ і $t_{\text{ст}2}$ — температури стінок, які обмежують прошарок, град;

$\lambda_{\text{екв}}$ — еквівалентний коефіцієнт теплопровідності:

$$\lambda_{\text{екв}} = \epsilon_K \lambda \text{ вт/м} \cdot \text{град},$$

де ϵ_K — безрозмірний коефіцієнт конвекції, що обчислюється за формулою

$$\epsilon_K = 0,18 (Gr \cdot Pr)^{0,25}, \text{ якщо } (Gr \cdot Pr) > 10^3,$$

і взятий $\epsilon_K = 1$, якщо $(Gr \cdot Pr) \leq 10^3$.

Розрахункові співвідношення

Форма стінки і основна формула	Питомий тепловий потік
<p>А. Плоска стінка (рис. 68)</p> $Q = kF(t_1 - t_2) \text{ вт};$ $q = \frac{Q}{F} \text{ вт/м}^2;$ $k = \frac{1}{R} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$	$q = k(t_1 - t_2) = \alpha_1(t_1 - t_{\text{ст}}) =$ $= \frac{\lambda_{\text{ст}}}{s_{\text{ст}}}(t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) = \alpha_2(t_{\text{ст2}} - t_2)$
<p>Б. Циліндрична стінка (рис. 69)</p> $Q = k_l l(t_1 - t_2) \text{ вт};$ $q_l = \frac{Q}{l} \text{ вт/м};$ $k_l = \frac{1}{R_l} \text{ вт/м} \cdot \text{град}$	$q_l = k_l(t_1 - t_2) =$ $= \alpha_1 \pi d_1(t_1 - t_{\text{ст1}}) =$ $= \frac{2\pi \lambda_{\text{ст}}}{\ln \frac{d_2}{d_1}}(t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) =$ $= \alpha_2 \pi d_2(t_{\text{ст2}} - t_2)$

Для визначення $Gr \cdot Pr$ беремо

$$t_m = \frac{t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}}}{2} \text{ і } l = s.$$

2. Спільний процес передачі тепла конвекцією і випромінюванням.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{\text{пр}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

де α_k — коефіцієнт конвективної тепловіддачі;

$\alpha_{\text{пр}}$ — умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.

Питомий тепловий потік

$$q = \alpha(t_1 - t_2) \text{ вт/м}^2.$$

3. Передача тепла між двома робочими рідинами через стінку, яка їх розділяє (теплопередача).

Розрахункові співвідношення для процесів теплопередачі через одношарову (плоску і циліндричну) стінку зведено в табл. 16.

Для багатшарових стінок використовуються співвідношення з урахуванням формул для теплопровідності, наведених у табл. 9.

процесу теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі	Термічний опір
$k = \frac{Q}{F(t_1 - t_2)} = \frac{q}{t_1 - t_2} =$ $= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}$	$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{\text{ст}}} +$ $+ \frac{1}{\alpha_2} = R_1 + R_{\text{ст}} + R_2 = \Sigma R_i$
$k_l = \frac{Q}{l(t_1 - t_2)} = \frac{q_l}{t_1 - t_2} =$ $= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2}}$	$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} +$ $+ \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2} =$ $= R_{l1} + R_{l\text{ст}} + R_{l2} = \Sigma R_{li}$

При цьому

$$R_{\text{ст}} = \Sigma R_{\text{ст}i}$$

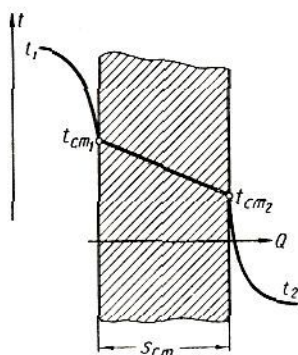


Рис. 68.

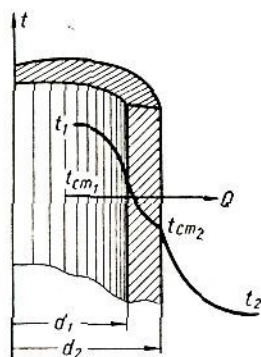


Рис. 69.

Обчислення температур на поверхні стінок ґрунтується на використанні співвідношень для стаціонарного теплового потоку

$$q = \frac{\Delta t_i}{R_i}; \quad q_l = \frac{\Delta t_i}{R_{li}}$$

звідки, зокрема, для одношарової плоскої стінки

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{R_1}{R} \Delta t = t_2 + \frac{R_2 + R_{ст}}{R} \Delta t;$$

$$t_{ст2} = t_1 - \frac{R_1 + R_{ст}}{R} \Delta t = t_2 + \frac{R_2}{R} \Delta t,$$

де загальна різниця температур $\Delta t = t_1 - t_2$.

Для визначення температур стінок можна використати графічний метод розрахунку, аналогічний розрахункам теплопровідності (див. приклад 274 і рис. 63).

Приклади

325. Визначити еквівалентний коефіцієнт теплопровідності і тепловий потік у повітряному прошарку між двома концентричними трубами (труба в трубі) діаметрами $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, якщо температури на трубних поверхнях, що обмежують прошарок, $t_{ст1} = 40^\circ \text{C}$ і $t_{ст2} = 20^\circ \text{C}$.

Тепловий потік через прошарок можна визначити за формулою для плоскої стінки

$$q_l = \frac{\lambda_{екв}}{l} \Delta t \pi d_{ср} \text{ вт/м},$$

де

$$s = \frac{D - d}{2} = \frac{0,08 - 0,04}{2} = 0,02 \text{ м};$$

$$d_{ср} = \frac{D + d}{2} = \frac{0,08 + 0,04}{2} = 0,06 \text{ м}.$$

При визначальній температурі

$$t_m = \frac{t_{ст1} + t_{ст2}}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30^\circ \text{C}$$

фізичні параметри повітря (додаток 10)

$$\lambda = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ вт/м} \cdot \text{град}; \quad \nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad Pr = 0,7;$$

$$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{273 + 30} = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ 1/град}.$$

При цих даних, беручи $l = s = 0,02$ м, дістанемо:

$$Gr \cdot Pr = \frac{q l^3}{\nu^2} \beta \Delta t \cdot Pr =$$

$$= \frac{9,81 \cdot 0,02^3}{(16 \cdot 10^{-6})^2} 3,3 \cdot 10^{-3} (40 - 20) \cdot 0,7 = 14,1 \cdot 10^3.$$

Коефіцієнт конвекції

$$\epsilon_k = 0,18 (Gr \cdot Pr)^{0,25} = 0,18 (14,1 \cdot 10^3)^{0,25} = 1,96.$$

Отже, еквівалентний коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{\text{екв}} = \epsilon_k \lambda = 1,96 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2} = 5,2 \cdot 10^{-2} \text{ вт/м} \cdot \text{град}$$

і тепловий потік

$$q_t = \frac{5,2 \cdot 10^{-2}}{0,02} (40 - 20) \cdot 3,14 \cdot 0,06 = 9,8 \text{ вт/м}.$$

326. Для вимірювання температури повітря, яке протікає по каналу в потік вміщено термопару, показ якої $t_T = 150^\circ \text{C}$. Ступені чорноти спаю термопару і стінок каналу однакові ($\epsilon_T = \epsilon_{\text{ст}} = 0,85$), температура стінок каналу $t_{\text{ст}} = 100^\circ \text{C}$. Визначити помилку в показах термопару, спричинявану променистим теплообміном між термопарою і стінками каналу, і дійсну температуру повітря t , якщо коефіцієнт конвективної тепловіддачі від потоку повітря до спаю термопару $\alpha = 40 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Рівняння балансу тепла спаю термопару, припускаючи, що все тепло, одержане спаєм від повітря в результаті конвективного теплообміну, буде передане випромінюванням стінкам каналу,

$$\alpha (t - t_T) F = \epsilon_{\text{зв}} C_0 \left[\left(\frac{t_T + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 \right] F,$$

де $\epsilon_{\text{зв}}$ — зведений ступінь чорноти стінки; зважаючи на мале відношення поверхні спаю до поверхні стінок каналу, беруть $\epsilon_{\text{зв}} > \epsilon_T$;
 F — поверхня спаю термопару.

Звідси помилка у вимірі температури повітря

$$\Delta t = t - t_T = \frac{0,8 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{423}{100} \right)^4 - \left(\frac{373}{100} \right)^4 \right]}{40} = 14,7^\circ \text{C};$$

дійсна температура повітря

$$t = t_T + \Delta t = 150 + 14,7 = 164,7^\circ \text{C}.$$

327. Для умов прикладу 288 визначити сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням, а також питомий тепловий потік, якщо ступінь чорноти дроту $\epsilon = 0,72$.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{\text{пр}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Значення α_k знайдено в прикладі 288: $\alpha_k = 62 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{пр}} = \epsilon C_0 10^{-8} \frac{T_{\text{ст}}^4 - T^4}{T_{\text{ст}} - T} =$$

$$= 0,72 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{1273^4 - 283^4}{1273 - 283} = 108 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = 62 + 108 = 170 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Питомий тепловий потік

$$q = \alpha \Delta t = 170 (1000 - 10) = 168 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2.$$

328. Визначити коефіцієнт теплопередачі, питомий тепловий потік і температури на поверхнях плоскої стінки газовадяного теплообмінника, якщо коефіцієнти тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_1 = 40 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$, від стінки до води $\alpha_2 = 4000 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$; середні температури газів $t_1 = 1000^\circ \text{C}$ і води $t_2 = 200^\circ \text{C}$. Для металевої стінки $s = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 50 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

Визначимо окремі термічні опори:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = \frac{1}{40} = 0,025;$$

$$R_{\text{ст}} = \frac{s}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,02}{50} = 0,0004;$$

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{4000} = 0,00025.$$

Загальний термічний опір

$$R = \Sigma R_i = R_1 + R_{\text{ст}} + R_2 \approx 0,0257 \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,0257} \approx 39 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Для даних умов $k \approx \alpha_1$, що буває, коли $R_{\text{ст}}$ мале, а $\alpha_1 \ll \alpha_2$.

Питомий тепловий потік

$$q = k (t_1 - t_2) = 39 (1000 - 200) = 31,2 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2.$$

Температури на поверхнях стінки:

з боку газів

$$t_{\text{ст}1} = t_1 - \frac{R_1}{R} \Delta t = 1000 - \frac{0,025}{0,0257} \cdot 800 = 220^\circ \text{C};$$

з боку води

$$t_{\text{ст}2} = t_2 + \frac{R_2}{R} \Delta t = 200 + \frac{0,00025}{0,0257} \cdot 800 = 207,8^\circ \text{C}.$$

Перевіримо розрахунок температур за величиною теплового потоку:

$$q = \frac{\lambda_{ст}}{s} \Delta t_{ст} = \frac{50}{0,02} (220 - 207,8) = 31 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2,$$

що практично збігається з одержаним раніше значенням.

329. Для умов прикладу 328 визначити коефіцієнт теплопередачі, питомий тепловий потік і температури на поверхнях металевої стінки $t_{ст2}$ і $t_{ст3}$, якщо стінка (рис. 70) з боку газів вкрита шаром сажі $s_c = 1 \text{ мм}$ при $\lambda_c = 0,1 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$, а з боку води — шаром накипу $s_H = 2 \text{ мм}$ при $\lambda_H = 1 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

Окремі термічні опори шарів сажі і накипу

$$R_c = \frac{s_c}{\lambda_c} = \frac{0,001}{0,1} = 0,01;$$

$$R_H = \frac{s_H}{\lambda_H} = \frac{0,002}{1} = 0,002.$$

Загальний термічний опір

$$R = R_1 + R_c + R_{ст} + R_H + R_2 = 0,0377 \frac{\text{град}}{\text{вт/м}^2}$$

і коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,0377} = 26,7 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

тоді як у прикладі 328 було одержано $k = 39 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Значне зниження коефіцієнта теплопередачі зумовлене, головним чином, термічним опором шару сажі.

Питомий тепловий потік

$$q = k(t_1 - t_2) = 26,7 (1000 - 200) = 21,2 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2.$$

Температура металевої стінки під шаром сажі

$$t_{ст2} = t_1 - \frac{R_1 + R_c}{R} \Delta t = 1000 - \frac{0,025 + 0,01}{0,0377} \cdot 800 = 256,5^\circ \text{C},$$

а під шаром накипу

$$t_{ст3} = t_2 + \frac{R_2 + R_H}{R} \Delta t = 200 + \frac{0,00025 + 0,002}{0,0377} \cdot 800 = 248^\circ \text{C}.$$

330. Визначити втрати тепла неізолюваним ($d_1 = 100 \text{ мм}$, $d_2 = 120 \text{ мм}$) та ізолюваним паропроводами при темпера-

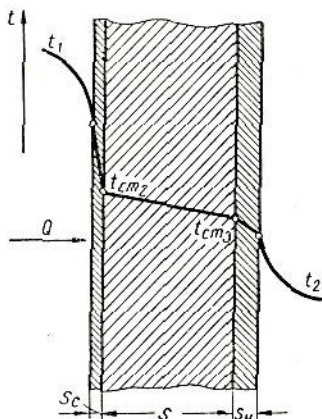


Рис. 70.

турі пари $t_1 = 200^\circ \text{C}$. Товщина шару ізоляції $s_{i3} = 50 \text{ мм}$ при $\lambda_{i3} = 0,62 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $\lambda_{ст} = 50 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; температура навколишнього повітря $t_2 = 20^\circ \text{C}$. Коефіцієнти тепловіддачі від пари до стінки $\alpha_1 = 120 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ і від стінки до повітря $\alpha_2 = 10 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Втрати тепла неізольованим паропроводом

$$q_l = \frac{\Delta t}{\Sigma R_{Li}} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_{ст}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2}} =$$

$$= \frac{200 - 20}{\frac{1}{120 \cdot 3,14 \cdot 0,1} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \cdot 2,3 \lg \frac{0,12}{0,1} + \frac{1}{10 \cdot 3,14 \cdot 0,12}} =$$

$$= 615 \text{ вт/м}^2,$$

причому коефіцієнт теплопередачі

$$k_l = \frac{q_l}{t_1 - t_2} = \frac{615}{200 - 20} = 3,42 \text{ вт/м} \cdot \text{град}.$$

Теплові втрати при наявності шару ізоляції

$$q'_l = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_{ст}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_{i3}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_3}} =$$

$$= \frac{200 - 20}{\frac{1}{120 \cdot 3,14 \cdot 0,1} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \cdot 2,3 \lg \frac{0,12}{0,10} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,62} \cdot 2,3 \lg \frac{0,22}{0,12} +$$

$$+ \frac{1}{10 \cdot 3,14 \cdot 0,22}} = 425 \text{ вт/м}, \text{ де } d_3 = d_2 + 2s_{i3} = 120 + 2 \cdot 50 = 220 \text{ мм}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k'_l = \frac{q'_l}{t_1 - t_2} = \frac{425}{200 - 120} = 2,35 \text{ вт/м} \cdot \text{град}.$$

Задачі

331. Визначити питомий тепловий потік через вертикальний повітряний прошарок завтовшки $s = 100 \text{ мм}$, якщо температури стінок, які обмежують прошарок, $t_{ст1} = 80^\circ \text{C}$ і $t_{ст2} = 40^\circ \text{C}$.

332. Визначити еквівалентний коефіцієнт теплопровідності і питомий тепловий потік для повітряного прошарку завтовшки $s = 60 \text{ мм}$ при температурах $t_{ст1} = 20^\circ \text{C}$ і $t_{ст2} = 0^\circ \text{C}$. Як зміняться результати при $s' = 120 \text{ мм}$?

333. Для умов задачі 320 визначити сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням та величину теплових втрат.

334. Використовуючи дані задачі 299, визначити лінійний тепловий потік при спільному процесі передачі тепла конвекцією і випромінюванням, взявши ступінь чорноти поверхні труби $\epsilon = 0,75$.

335. Неізолюваний електричний провід $d = 3$ мм при температурі $t_{\text{ст}} = 90^\circ \text{C}$ охолоджується потоком повітря, що має температуру повітря $t = 20^\circ \text{C}$ при коефіцієнті конвективної тепловіддачі $\alpha = 12 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$. Визначити лінійний тепловий потік, а також нову температуру поверхні провoda при покритті його шаром ізоляції завтовшки $s = 4$ мм при $\lambda_{\text{із}} = 0,2 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

336. Визначити коефіцієнт теплопередачі у випадку плоскої стінки завтовшки $s = 5$ мм при $\lambda_{\text{ст}} = 50 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$, якщо коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = \alpha_2 = 5000 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$. Як зміняться результати, якщо $\alpha'_1 = 50 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$?

337. Для умов задачі 336 виконати розрахунок, якщо плоска стінка з боку первинного теплоносія вкрита шаром сажі $s_c = 1$ мм при $\lambda_c = 0,5 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

338. Використовуючи дані задачі 336, визначити температуру стінки з боку вторинного теплоносія $t_{\text{ст}2}$, якщо середні температури робочих середовищ $t_1 = 800^\circ \text{C}$ і $t_2 = 180^\circ \text{C}$. Як зміняться результати, якщо з боку вторинного теплоносія з'явиться накип $s_{\text{н}} = 1,5$ мм при $\lambda_{\text{н}} = 1,5 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$?

339. Для цегляної стінки завтовшки $s = 0,25$ м і поверхнею 5×6 м потужність теплового потоку $Q = 12000$ вт, при цьому температури на поверхні стінок $t_{\text{ст}1} = 100^\circ \text{C}$ і $t_{\text{ст}2} = 20^\circ \text{C}$.

Визначити окремі термічні опори і коефіцієнт теплопередачі, а також значення $\alpha_1, \alpha_2, \lambda_{\text{ст}}$, якщо середні температури середовищ $t_1 = 110^\circ \text{C}$ і $t_2 = 0^\circ \text{C}$.

340. По бетонному каналу ($\lambda_{\text{ст}} = 1,5 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$) циліндричного перерізу внутрішнім діаметром $d_1 = 500$ мм і товщиною $s = 200$ мм протікає газ із середньою температурою $t_1 = 400^\circ \text{C}$. Визначити втрати тепла газопроводом і значення температур на поверхнях каналу, якщо температура навколишнього повітря $t_2 = 10^\circ \text{C}$, а коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = 50 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ і $\alpha_2 = 20 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$. При розрахунку температур використати також графічний метод (рис. 63).

341. Використовуючи дані задачі 324, визначити сумарний тепловий потік конвекцією і випромінюванням для випадку поперечного обтікання труб шестирядного пучка при швидкості газів $\omega = 12$ м/сек. Фізичні параметри газів взяти за властивостями повітря.

§ 12. ОСНОВИ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОБІМНИХ АПАРАТІВ

У цьому параграфі розглядаються тільки поверхневі теплообмінні апарати безперервної дії (рекуператори).

1. *Теплове навантаження* (потужність) апарата.

Теплове навантаження апарата (без урахування теплових втрат) визначається за рівнянням теплового балансу

$$Q = I'_1 - I''_1 = I''_2 - I'_2 \text{ вт,}$$

де I — ентальпія кожного з теплоносіїв; підрядкові індекси «1» і «2» стосуються відповідно первинного (охолоджуваного) і вторинного (нагріваного) середовища, надрядкові індекси «'» і «''» визначають відповідно початковий і кінцевий стани цих середовищ.

Для окремих випадків, залежно від умов робочих середовищ, справедливі співвідношення:

при конденсації пари

$$Q = \Delta I_1 = D(i_n - i_p);$$

при кипінні рідини

$$Q = \Delta I_2 = m(i_n - i_p);$$

при теплообміні однофазних середовищ

$$Q = \Delta I_1 = m_1 c_{p1}(t'_1 - t''_1),$$

або

$$Q = \Delta I_2 = m_2 c_{p2}(t''_2 - t'_2),$$

а також

$$Q = W_1 \Delta t_1 = W_2 \Delta t_2,$$

де $W = mc_p$ — водяний еквівалент або повна теплоємність середовища, *вт/град*.

2. *Характеристики умов теплообміну.*

Рівняння теплообміну

$$Q = k \Delta t_{cp} F \text{ вт}$$

До цього рівняння входять:

а) коефіцієнт теплопередачі, який визначається для плоскої стінки за загальними формулами (див. § 11),

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1 + R_{ст} + \Sigma R_3 + R_2} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{ст}} + \Sigma \frac{s_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

де $\Sigma R_3 = \Sigma \frac{s_3}{\lambda_3}$ — термічний опір забруднень стінки.

При наявності надійних експлуатаційних даних про коефіцієнт використання поверхні нагріву φ , що враховує зниження інтенсивності теплообміну внаслідок забруднень, можна записати:

$$k = \varphi k_0 = \frac{\varphi}{R_0} = \varphi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}};$$

якщо $R_{ст} \ll R_3$, то можна вважати, що $R_{ст} = 0$ і тоді

$$k = \varphi \frac{1}{R_1 + R_2} = \varphi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Методика визначення коефіцієнтів конвективної тепло-віддачі наводиться в § 9, а при наявності променистого теплообміну — в §§ 10 і 11.

Формули теплопередачі для плоскої стінки практично придатні і для розрахунку теплообміну в трубчастих апаратах, бо для труб звичайно $\frac{d_2}{d_1} < 2$;

б) середня різниця температур між робочими середовищами для прямої і протитокової схем руху теплоносіїв (рис. 71, а, б) або при сталій температурі одного з носіїв (конденсація або кипіння) визначається як величина середня логарифмічна *

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \text{ град},$$

де $\Delta t'$ і $\Delta t''$ — різниці температур між робочими середовищами відповідно на вході і виході з апарата одного з середовищ (наприклад, охолоджуваного);

* Розрахунок $\Delta t_{ср}$ для схеми перехресного току наведено в прикладі 348.

Δt_0 і Δt_M — більша і менша різниці температур між середовищами;

поверхня теплообміну F визначається в проектних розрахунках або задається в розрахунках перевірних.

3. Проектні розрахунки рекуператорів.

Основне завдання розрахунку — визначення поверхні теплообміну при заданому температурному режимі апарата:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} \text{ м}^2.$$

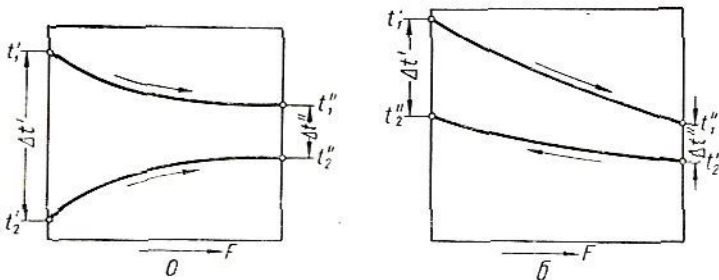


Рис. 71.

4. Перевірні розрахунки рекуператорів.

Основне завдання розрахунку — визначення характеристик температурного режиму роботи апарата при заданій поверхні теплообміну. При цьому використовується основне рівняння температурного напору, що визначає зміну різниці температур уздовж поверхні теплообміну (при сталості теплових навантажень і коефіцієнтів теплопередачі):

$$\frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-nkF} = M,$$

де, крім уже зазначених величин,

$$n = \frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2}.$$

Знак плюс стосується випадку прямогоку, мінус — протитоку.

Розв'язання рівняння температурного напору відносно шуканих температур залежить від схеми руху теплоносіїв. Для найпростіших випадків дістаємо:

апарат з конденсацією охолоджуваного середовища при $t_1 = \text{const}$

$$\left(n = \frac{1}{W_2}, \text{ оскільки } \frac{1}{W_1} = 0 \right)$$

$$\Delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1 - t_2')(1 - M);$$

апарат з кипінням нагріваної рідини при $t_2 = \text{const}$

$$\left(n = \frac{1}{W_1}, \text{ оскільки } \frac{1}{W_2} = 0 \right)$$

$$\Delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2)(1 - M);$$

апарати прямого току $\left(n = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)$

$$\Delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2')X$$

і

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{W_1}{W_2},$$

де $X = \frac{1 - M}{1 + \frac{W_1}{W_2}},$

звідки й визначаються шукані температури;

апарати протитоку $\left(n = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right)$

$$\Delta t = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2')Z \quad \text{і} \quad \Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{W_1}{W_2},$$

де

$$Z = \frac{1 - M}{1 - \frac{W_1}{W_2} M},$$

звідки й визначаються шукані температури.

Приклади

342. У парорідинному підігрівнику витрачається $D = 0,8 \text{ кг/сек}$ сухої насиченої водяної пари при $p = 0,12 \text{ Мн/м}^2$ для підігріву рідини при теплоємності $c_{p2} = 3,8 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ від $t_2' = 50^\circ \text{С}$ до $t_2'' = 90^\circ \text{С}$. Визначити теплове навантаження апарата, водяні еквіваленти теплоносіїв і кількість нагріваної рідини.

Теплове навантаження апарата (за конденсованою парою)

$$Q = I'_1 - I''_1 = D (i_p - i_p) \text{ вт.}$$

Вважаючи, що пара конденсується до стану насиченої рідини, знаходимо значення ентальпій пари і конденсату

$$i_p = i'' = 2,68 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}; \quad i_p = i' = 0,44 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді $Q = 0,8 (2,68 - 0,44) \cdot 10^3 = 1,79 \cdot 10^3 \text{ кат.}$

Кількість нагріваної рідини знайдемо з рівняння

$$Q = I''_2 - I'_2 = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2)$$

звідки

$$m_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t''_2 - t'_2)} = \frac{1,79 \cdot 10^3}{3,8 \cdot 10^3 (90 - 50)} = 11,8 \text{ кг/сек.}$$

Водяний еквівалент нагріваної рідини

$$W_2 = m_2 c_{p2} = 11,8 \cdot 3,8 \cdot 10^3 = 45 \cdot 10^3 \text{ вт/град.}$$

Водяний еквівалент гріючої пари $W_1 = \infty$, зважаючи на сталість температури теплоносія.

343. В маслоохолоднику трансформаторне масло охолоджується від $t'_1 = 80^\circ \text{C}$ до $t''_1 = 35^\circ \text{C}$. Температура охолодної води на вході в апарат $t'_2 = 10^\circ \text{C}$. Визначити теплове навантаження апарата і температуру води на виході з апарата, якщо водяні еквіваленти масла і води відповідно дорівнюють: $W_1 = 8 \cdot 10^3 \text{ вт/град}$; $W_2 = 20 \times 10^3 \text{ вт/град}$.

Теплове навантаження апарата за балансом тепла для масла

$$Q = W_1 \Delta t_1 = 8 \cdot 10^3 (80 - 35) = 360 \cdot 10^3 \text{ вт.}$$

Зміну температури охолодної води знайдемо з рівняння

$$W_1 \Delta t_1 = W_2 \Delta t_2,$$

звідки

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{W_1}{W_2} = (80 - 35) \cdot \frac{8 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^3} = 18 \text{ град}$$

і температура води на виході з апарата

$$t''_2 = t'_2 + \Delta t_2 = 10 + 18 = 28^\circ \text{C.}$$

344. Для умов прикладу 343 визначити середню логарифмічну різницю температур для прямої і протитокової схем руху теплоносіїв і з'ясувати співвідношення поверхонь теплообміну при однакових теплових навантаженнях та коефіцієнтах теплопередачі.

Прямотокова схема (рис. 71, а)
 $80^{\circ}\text{C} \rightarrow 35^{\circ}\text{C}$
 $10^{\circ}\text{C} \rightarrow 28^{\circ}\text{C}$.

Середня різниця температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(80 - 10) - (35 - 28)}{2,3 \lg \frac{(80 - 10)}{(37 - 28)}} = 27,4 \text{ град.}$$

Протитокова схема (рис. 71, б)
 $80^{\circ}\text{C} \rightarrow 35^{\circ}\text{C}$
 $28^{\circ}\text{C} \leftarrow 10^{\circ}\text{C}$.

Середня різниця температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(80 - 28) - (35 - 10)}{2,3 \lg \frac{(80 - 28)}{(35 - 10)}} = 36,7 \text{ град.}$$

З рівняння теплообміну $Q = k\Delta t_{\text{ср}}F$ виходить, що при однакових Q і k для розглядуваних схем руху теплоносіїв справедливе співвідношення

$$\frac{F_{\text{прот}}}{F_{\text{прям}}} = \frac{\Delta t_{\text{прям}}}{\Delta t_{\text{прот}}} = \frac{27,4}{36,7} = 0,72,$$

тобто у випадку протитоку необхідна поверхня теплообміну приблизно на 30 % менша, ніж у випадку прямого току.

345. Визначити поверхню теплообміну повітропідігрівника і температуру повітря на виході з теплообмінника, якщо температури гріючих газів $t'_1 = 380^{\circ}\text{C}$ і $t''_1 = 180^{\circ}\text{C}$, а температура повітря, що надходить для підігріву, $t'_2 = 20^{\circ}\text{C}$.

Середні водяні еквіваленти гріючих газів $W_1 = 35 \times 10^3 \text{ вт/град}$, повітря $W_2 = 32 \cdot 10^3 \text{ вт/град}$, а середній коефіцієнт теплопередачі $k = 35 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Теплове навантаження апарата (за балансом тепла гріючих газів)

$$Q = W_1 \Delta t_1 = 35 \cdot 10^3 (380 - 180) = 7 \cdot 10^6 \text{ вт.}$$

Зміна температури підігріваного повітря

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{W_1}{W_2} = \frac{7 \cdot 10^6}{32 \cdot 10^3} = 218 \text{ град.}$$

Температура повітря на виході з повітропідігрівника

$$t''_2 = t'_2 + \Delta t_2 = 20 + 218 = 238^{\circ}\text{C}.$$

Поверхня повітропідігрівника визначиться з рівняння теплопередачі

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2.$$

Даний температурний режим теплоносіїв не може бути здійснений за прямоотоковою схемою, бо тут $t_2'' > t_1''$, отже, приймаючи протитокову схему

$$\begin{aligned} 380^\circ \text{C} &\longrightarrow 180^\circ \text{C} \\ 218^\circ \text{C} &\longleftarrow 20^\circ \text{C}, \end{aligned}$$

знаходимо середню різницю температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(380 - 218) - (180 - 20)}{2,3 \lg \frac{(380 - 218)}{180 - 20}} = 110 \text{ град.}$$

Поверхня теплообміну

$$F = \frac{7 \cdot 10^6}{35 \cdot 110} \approx 1800 \text{ м}^2.$$

346. Визначити коефіцієнт теплопередачі забрудненої поверхні теплообмінника і з'ясувати вплив забруднень на інтенсивність теплообміну, якщо коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ і $\alpha_2 = 4000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, товщина шару забруднень $s_3 = 2 \text{ мм}$ при $\lambda_3 = 2 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$. Термічним опором металеві стінки знехтувати. Як зміняться результати, якщо $\alpha_1' = 2000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, а α_2 залишить-ся незмінним?

Коефіцієнт теплопередачі забрудненої стінки

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{R_0 + R_3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{s_3}{\lambda_3}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{1}{4000} + \frac{0,002}{2}} = 89 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Для чистої стінки

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{100 \cdot 4000}{100 + 4000} = 98 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Вплив забруднень на інтенсивність теплообміну можна оцінити величиною коефіцієнта використання поверхні нагріву

$$\varphi = \frac{k}{k_0} = \frac{89}{97,5} = 0,91.$$

Для умов, коли $\alpha_1' = 2000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, дістанемо

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{1}{4000} + \frac{0,002}{2}} = 575 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

$$k'_0 = \frac{\alpha'_1 \alpha_2}{\alpha'_1 + \alpha_2} = \frac{3000 \cdot 4000}{7000} = 1720 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Коефіцієнт використання поверхні нагріву

$$\varphi' = \frac{k'}{k'_0} = \frac{575}{1720} = 0,33.$$

Вплив забруднень значно зріс через те, що в цьому випадку термічний опір забруднень був основним.

347. Визначити поверхню теплообміну і витрату охолодної води для вертикального пароводяного трубчастого апарата, призначеного для конденсації $D = 0,6 \text{ кг/сек}$ сухої насиченої пари при тиску $p = 23 \text{ кн/м}^2$. Вода тече всередині сталевих труб ($\lambda_{ст} = 50 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$) діаметром $d = 14/12 \text{ мм}$, висотою $H = 1,5 \text{ м}$ з швидкістю $w = 1,5 \text{ м/сек}$. Температура води на вході і виході з апарата $t'_2 = 20^\circ \text{С}$, $t''_2 = 40^\circ \text{С}$. Коефіцієнт використання поверхні нагріву взяти $\varphi = 0,4$.

У цьому прикладі треба виконати проектний тепловий розрахунок конденсатора пари.

Для тиску $p = 23 \text{ кн/м}^2$ знаходимо температуру насичення $t_s = t_1 = 63^\circ \text{С}$. Припускаємо, що конденсація пари відбувається до стану насиченої рідини, тоді за таблицями $i_{п} = i'' = 2,61 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$, $i_p = i' = 0,263 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$.

Теплове навантаження апарата

$$Q = D (i_{п} - i_p) = 0,6 (2,61 - 0,263) \cdot 10^6 = 1,4 \cdot 10^6 \text{ вт.}$$

Витрату охолодної води ($c = 4,18 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$) визначимо з рівняння теплового навантаження

$$Q = mc (t''_2 - t'_2),$$

звідки
$$m = \frac{Q}{c (t''_2 - t'_2)} = \frac{1,4 \cdot 10^6}{4,18 \cdot 10^3 (40 - 20)} = 17,5 \text{ кг/сек.}$$

Середній температурний напір

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_1 - t'_2) - (t_1 - t''_2)}{\ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2}} = \frac{(63 - 20) - (63 - 40)}{2,3 \lg \frac{43}{23}} = 32 \text{ град.}$$

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі для чистої поверхні виконаємо за формулою для плоскої стінки

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Визначимо коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 . Для обчислення величини α_1 при конденсації пари попередньо беремо частинну різницю температур з боку пари — Δt_1 . Підставою для цього вибору може бути загальне співвідношення

$$q = k\Delta t_{cp} = \alpha_1\Delta t_1 = \alpha_2\Delta t_{11},$$

звідки

$$\Delta t_1 = \frac{k}{\alpha_1} \Delta t_{cp}.$$

Маючи на увазі значне зниження коефіцієнта теплопередачі внаслідок забруднень ($\varphi = 0,4$), а також приблизно однаковий порядок величин α_1 і α_2 , візьмемо попередньо $k/\alpha_1 = 0,2$. Тоді дістанемо

$$\Delta t_1 = \frac{k}{\alpha_1} \Delta t_{cp} = 0,2 \cdot 32 = 6,4 \text{ град.}$$

При середній температурі плівки конденсату

$$t_k = t_s - \frac{\Delta t_1}{2} = 63 - 3,2 \approx 60^\circ \text{C}$$

знаходимо фізичні параметри конденсату з додатка 9:

$$\rho' = 983,2 \text{ кг/м}^3; \quad c = 4,18 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град};$$

$$\lambda = 0,658 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}; \quad \nu = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек};$$

$$r = 2,35 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}; \quad Pr = 2,98.$$

Для з'ясування режиму стікання плівки конденсату визначимо

$$Re_k = \frac{qH}{g\rho'\nu} = \frac{1,5q}{2,35 \cdot 10^6 \cdot 983,2 \cdot 0,478 \cdot 10^{-6}} = 0,00135q,$$

тобто ламінарне або хвильове стікання ($Re_k < 180$) буде при $q < 124\,000 \text{ Вт/м}^2$, що очевидно відповідає умовам даної задачі. В цьому випадку можна використати рівняння Нуссельта (табл. 14):

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,15 \sqrt[4]{\frac{g\rho'\lambda^3}{\nu\Delta t_1 H}} = \\ &= 1,15 \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 2,35 \cdot 10^6 \cdot 983,2 \cdot 0,658^3}{0,478 \cdot 10^{-6} \cdot 6,4 \cdot 1,5}} \approx 7000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки труби до води знайдемо середню температуру потоку, а за нею — потрібні фізичні параметри води:

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 63 - 32 = 31^\circ \text{C} (\approx 30^\circ \text{C}).$$

З додатка 9 $\lambda = 0,616 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}; \quad \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad Pr = 5,42.$

Припускаючи, що значення α_1 і α_2 одного порядку, попередньо беремо різницю температур стінки — вода $\Delta t_{11} = \Delta t_1 = 6,4 \text{ град.}$ Тоді температура стінки з боку потоку води

$$t_{ст} = t_2 + \Delta t_{11} = 31 + 6,4 = 37,4^\circ \text{C}.$$

а критерій, що відповідає цій температурі, $Pr_{ст} = 4,6.$

Режим руху потоку в трубі

$$Re \approx \frac{wd_1}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 22\,400.$$

Для турбулентного режиму руху ($Re \geq 10^4$) використовується рівняння (табл. 11)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 22\,400^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \left(\frac{5,42}{4,6} \right)^{0,25} = 137. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = \frac{Nu\lambda}{d_1} = \frac{137 \cdot 0,616}{0,012} = 7100 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Коефіцієнт теплопередачі при чистій стінці

$$\begin{aligned} k_0 &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{7000} + \frac{0,001}{50} + \frac{1}{7100}} = 3250 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням забруднень

$$k = \varphi k_0 = 0,4 \cdot 3250 = 1300 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Перевіримо вірогідність взятих раніше величин: різниця температур з боку пари

$$\Delta t_I = \frac{k}{\alpha_1} \Delta t_{ср} = \frac{1300}{7000} \cdot 32 = 6^\circ \text{C};$$

різниця температур з боку води

$$\Delta t_{II} = \frac{k}{\alpha_2} \Delta t_{ср} = \frac{1300}{7100} \cdot 32 = 5,9^\circ \text{C}.$$

Дійсні величини різниць температур незначно відрізняються від попередньо взятих і на точність розрахунку істотно не впливатимуть, тому перераховувати дані немає потреби.

Питомий тепловий потік в апараті

$$q = k\Delta t_{ср} = 1300 \cdot 32 = 41\,500 \text{ вт/м}^2$$

не перевищує граничної величини $q = 124\,000 \text{ вт/м}^2$, при якій зберігається ламінарне або хвильове стікання конденсату, тому розрахункове рівняння для визначення α_1 взято правильно.

Поверхня теплообміну апарата

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}} = \frac{1,4 \cdot 10^6}{1300 \cdot 32} \approx 34 \text{ м}^2.$$

348. Визначити поверхню теплообміну і коефіцієнт теплопередачі трубчастого водопідігрівника, в якому вода тече по сталевих трубах $d = 38/32$ мм з швидкістю $w_{1в} = 1,2$ м/сек, а гріючі гази обтікають двадцятирядний шаховий пучок труб поперечним потоком з швидкістю $w_2 = 10$ м/сек. Температури газів: $t'_1 = 180^\circ \text{C}$ і $t''_1 = 60^\circ \text{C}$; температури води: $t'_2 = 20^\circ \text{C}$ і $t''_2 = 80^\circ \text{C}$. Витрата підігріваної води $V = 0,002$ м³/сек. В розрахунок коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки α_1 врахувати вплив променистого теплообміну, взявши умовний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{пр} = 20$ вт/м² · град.

Коефіцієнт використання поверхні нагріву $\varphi = 0,8$.

Фізичні параметри газів взяти наближено по повітрю.

Ця задача відповідає проектним розрахункам апаратів. Коефіцієнт теплопередачі при забрудненій поверхні

$$k = \varphi \frac{1}{R_1 + R_{ст} + R_2} = \varphi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

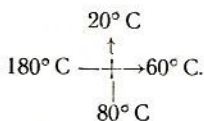
За умовами задачі встановлюємо, що найбільшим термічним опором буде опір тепловіддачі з боку газів, а термічними опорами металевої стінки і потоку води можна знехтувати

$$(R_1 \gg R_{ст} \text{ і } R_1 \gg R_2).$$

Тоді розрахунок коефіцієнта теплопередачі можна виконати за наближеною формулою:

$$k = \varphi \frac{1}{R_1} = \varphi \alpha_1.$$

Температурний режим апарата в цій задачі визначається перекресною схемою руху теплоносіїв



Середній температурний напір обчислюється за протитоковою схемою з внесенням поправки $\epsilon_{\Delta t}$ для даної схеми

$$\Delta t_{ср}^{прот} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(180 - 80) - (60 - 20)}{2,3 \lg \frac{100}{40}} = 65 \text{ град.}$$

Для визначення поправки обчислюються допоміжні величини

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{80 - 20}{180 - 20} = 0,375;$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{180 - 60}{80 - 20} = 2,0.$$

За графіком на рис. 72 знаходимо $\varepsilon_{\Delta t} = 0,93$ і тоді

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср}}^{\text{прот}} = 0,93 \cdot 65 = 60 \text{ град.}$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією від газів до стінки $\alpha_{\text{ІК}}$ знаходимо середню температуру газів

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{180 + 60}{2} = 120^\circ \text{C.}$$

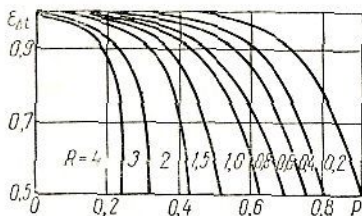


Рис. 72.

Фізичні параметри повітря при даній температурі (додаток 10): $\lambda = 0,0333 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $\nu = 25,45 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $Pr = 0,686$.

Для визначення $Pr_{\text{ст}}$ знаходимо температуру зовнішньої поверхні труби, маючи на увазі загальне співвідношення

$$\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{R_{\text{заг}}} = \frac{\Delta t_{\text{І}}}{R_1} = \frac{\Delta t_{\text{ІІ}}}{R_2},$$

звідки різниця температур газ — стінка

$$\Delta t_{\text{І}} = \Delta t_{\text{ср}} \frac{R_1}{R_{\text{заг}}} = 60 \cdot 0,8 = 48 \text{ град.}$$

Тоді температура з зовнішнього боку стінки

$$t_{\text{ст}}' = t_1 - \Delta t_{\text{І}} = 120 - 48 = 72^\circ \text{C.}$$

для цієї температури критерій $Pr_{\text{ст}} = 0,692$.

Для вибору розрахункового рівняння знаходимо критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w_2 d_2}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,038}{25,45 \cdot 10^{-6}} = 14\,900 (> 10^4);$$

величину $\alpha_{\text{ІК}}$ (3-й — 20-й ряди труб) обчислюємо за формулою табл. 12

$$\begin{aligned} Nu &= 0,41 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,41 \cdot 14\,900^{0,6} \cdot 0,686^{0,33} \left(\frac{0,686}{0,692} \right)^{0,25} = 112, \end{aligned}$$

$$\alpha_{\text{ІК}} = \frac{Nu \lambda}{d_2} = \frac{112 \cdot 0,0333}{0,038} = 99 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

середній коефіцієнт тепловіддачі для двадцятирядного пучка

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_{1к} &= \frac{\varepsilon_I + \varepsilon_{II} + (n-2)}{n} \alpha_{1к} = \\ &= \frac{0,6 + 0,7 + 18}{20} \cdot 99 = 96 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}\end{aligned}$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів конвекцією і випромінюванням

$$\alpha_1 = \bar{\alpha}_{1к} + \alpha_{пр} = 96 + 20 = 116 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Коефіцієнт теплопередачі від газів до води

$$k = \varphi \alpha_1 = 0,8 \cdot 116 = 93 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Теплове навантаження апарата

$$\begin{aligned}Q &= V \rho c (t_2'' - t_2') = 0,002 \cdot 983,2 \cdot 4,18 \cdot 10^3 (80 - 20) = \\ &= 490 \cdot 10^3 \text{ вт} = 490 \text{ квт.}\end{aligned}$$

Параметри води ρ і c взято з додатка 9 для

$$t_m = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{80 + 20}{2} = 50^\circ \text{ C.}$$

Поверхня теплообміну

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{4,9 \cdot 10^5}{90 \cdot 60} \approx 90 \text{ м}^2.$$

349. У парорідинному теплообміннику з поверхнею нагріву $F = 40 \text{ м}^2$ нагріваються 10 кг/сек робочої рідини при теплоємності $c_{p_2} = 4,0 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ від $t_2' = 30^\circ \text{ C}$ до $t_2'' = 90^\circ \text{ C}$. Визначити тиск гріючої сухої насиченої водяної пари, якщо коефіцієнт теплопередачі апарата $k = 1200 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Цей приклад належить до перевірних розрахунків апаратів, бо треба встановити температурний режим робочого середовища.

Характеристика теплообмінного апарата для цього випадку

$$\left(n = \frac{1}{W_2} \right)$$

$$M = e^{-nkF} = e^{-\frac{kF}{W_2}} = e^{-\frac{1200 \cdot 40}{40 \cdot 10^3}} = 0,3,$$

де водяний еквівалент нагріваного середовища

$$W_2 = m_2 c_{p_2} = 10 \cdot 4,0 \cdot 10^3 = 40 \cdot 10^3 \text{ вт/град.}$$

Температура гріючої пари

$$t_1 = \frac{t_2'' - t_2' M}{1 - M} = \frac{90 - 30 \cdot 0,3}{1 - 0,3} = 116^\circ \text{ C,}$$

чому відповідає тиск пари $p = 175 \text{ кН/м}^2$.

350. У протитоківому водоводяному теплообміннику з поверхнею $F = 22 \text{ м}^2$ підігріваються для опалення $m_2 = 12 \text{ кг/сек}$ води при початковій температурі $t_2' = 10^\circ \text{ С}$. Витрата гріючої води $m_1 = 18 \text{ кг/сек}$ при температурі на вході $t_1' = 90^\circ \text{ С}$. Визначити кінцеві температури робочих середовищ, якщо коефіцієнт теплопередачі $k = 3000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Для перевірних розрахунків протитоківих теплообмінників кінцеві температури середовищ визначаються з рівнянь

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') Z$$

і (з урахуванням $\Delta t_2 = \Delta t_1 \frac{W_1}{W_2}$)

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z = t_2' + (t_1' - t_1'') \frac{W_1}{W_2},$$

де

$$Z = \frac{1 - M}{1 - \frac{W_1}{W_2} M}.$$

Щоб знайти характеристику апарата M , визначаємо

$$n = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} = \frac{1}{18 \cdot 4,2 \cdot 10^3} - \frac{1}{12 \cdot 4,2 \cdot 10^3} = -6,6 \cdot 10^{-6};$$

(теплоємності середовищ взято $c_{p_1} = c_{p_2} = 4,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$)

Тоді $M = e^{-nkF} = e^{6,6 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 22} = 1,94;$

а також $Z = \frac{1 - 1,94}{1 - \frac{18 \cdot 4,2 \cdot 10^3}{12 \cdot 4,2 \cdot 10^3} \cdot 1,94} = 0,495.$

Кінцева температура охолоджуваного середовища на виході

$$t_1'' = 90 - (90 - 10) \cdot 0,495 = 50,5^\circ \text{ С}.$$

Температура підігріваної води на виході

$$t_2'' = 10 + (90 - 50,5) \cdot \frac{18 \cdot 4,2 \cdot 10^3}{12 \cdot 4,2 \cdot 10^3} = 69,5^\circ \text{ С}.$$

Задачі

351. У повітропідігрівнику нагрівається повітря від $t_2' = 30^\circ \text{ С}$ до $t_2'' = 220^\circ \text{ С}$, причому гріючий газ охолоджується від $t_1' = 400^\circ \text{ С}$ до $t_1'' = 250^\circ \text{ С}$. Визначити серед-

ній температурний напір для прямої і протитокової схем руху робочих середовищ.

352. У парорідинному теплообміннику підігріваються 4 кг/сек робочої рідини від $t_2' = 30^\circ \text{C}$ до $t_2'' = 80^\circ \text{C}$ при середній теплоємності середовища $c_{p_2} = 3,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$. Визначити теплове навантаження апарата і витрату сухої насиченої пари при тиску $p = 110 \text{ кН/м}^2$.

353. У прямої теплообміннику нагрівається середовище від $t_2' = 40^\circ \text{C}$ до $t_2'' = 120^\circ \text{C}$ при водяному еквіваленті $W_2 = 25\,000 \text{ вт/град}$. Гріюча робоча рідина при $W_1 = 15\,000 \text{ вт/град}$ охолоджується до $t_1'' = 160^\circ \text{C}$. Визначити середню різницю температур між робочими середовищами.

354. Для умов задачі 353 визначити теплове навантаження і поверхню теплообміну апарата, якщо коефіцієнт теплопередачі при чистій стінці $k_0 = 600 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$, а на стінці є шар забруднень при $s = 2 \text{ мм}$ і $\lambda = 1,8 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$.

355. Для умов задачі 352 визначити коефіцієнт використання поверхні теплообміну, якщо коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = \alpha_2 = 6000 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$, а поверхня апарата $F = 20 \text{ м}^2$. Термічним опором чистої стінки знехтувати.

356. Визначити коефіцієнт теплопередачі і витрату гарячої води в прямої водоводяному бойлері, поверхня нагріву якого $F = 12 \text{ м}^2$, а кількість нагріваної води $m_2 = 6 \text{ кг/сек}$. Температурний режим апарата: $t_1' = 120^\circ \text{C}$ і $t_1'' = 75^\circ \text{C}$, $t_2' = 20^\circ \text{C}$ і $t_2'' = 65^\circ \text{C}$.

357. Для умов задачі 351 визначити поверхню теплообміну повітропідігрівника, якщо $\alpha_1 = \alpha_2 = 80 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ і $W_2 = 60\,000 \text{ вт/град}$. Термічним опором стінки знехтувати.

358. Визначити витрату і кінцеву температуру води для пароводяного підігрівника $F = 30 \text{ м}^2$ при коефіцієнті теплопередачі $k = 2000 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$, якщо початкова температура води $t_2' = 20^\circ \text{C}$, а витрата гріючої сухої насиченої водяної пари $D = 2 \text{ кг/сек}$.

359. Визначити поверхню теплообміну вертикального трубчастого випарника, продуктивність якого за кількістю випареної води $D_2 = 3 \text{ кг/сек}$. Тиск сухої насиченої пари, що надходить у міжтрубний простір, $p_1 = 0,35 \text{ Мн/м}^2$, тиск вторинної пари $p_2 = 0,2 \text{ Мн/м}^2$. Труби сталеві $\lambda_{ст} = 50 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ діаметром $31/38 \text{ мм}$, довжиною $l =$

= 1,2 м. Коефіцієнт використання поверхні теплообміну $\varphi = 0,8$.

360. У прямокутовому повітроводяному підігрівнику типу «труба в трубі» вода в кількості $m_2 = 0,8$ кг/сек нагрівається від $t_2' = 30^\circ \text{C}$ до $t_2'' = 70^\circ \text{C}$, протікаючи з швидкістю $w_2 = 1,2$ м/сек по трубі ($\lambda_{\text{ст}} = 50$ вт/м · град) діаметром 30/25 мм. У кільцевому каналі при внутрішньому діаметрі більшої труби $D = 70$ мм протікає повітря з швидкістю $w_{\text{пов}} = 10$ м/сек при температурах $t_1' = 260^\circ \text{C}$ і $t_1'' = 100^\circ \text{C}$. Теплові втрати в навколишнє середовище виключаються надійною тепловою ізоляцією. Визначити теплове навантаження і поверхню теплообміну апарата при чистій стінці труби.

361. Для умов попередньої задачі виконати перевірний розрахунок, знайшовши нові значення температур робочих середовищ на виході з апарата, якщо коефіцієнт теплопередачі $k = 60$ вт/м² · град, а поверхня теплообміну $F = 22$ м² при $\frac{W_1}{W_2} = 0,2$.

362. Для умов задачі 352 визначити нову величину t_2'' , якщо поверхня теплообмінника $F = 25$ м², а коефіцієнт теплопередачі $k = 1200$ вт/м² · град.

Розділ 4

ПАРСИЛОВІ УСТАНОВКИ

Паросилові установки належать до найпоширенішого типу теплоенергетичних установок, призначених для перетворення тепла палива в роботу.

У паросилових установках як робоче тіло використовується пара якоїсь рідини (здебільшого води).

Паросилові установки бувають конденсаційні і теплофікаційні.

Корисним ефектом конденсаційних установок є енергопостачання споживачів, зокрема вироблення електрики (конденсаційні електричні станції — КЕС).

Схеми й ідеальні цикли деяких типів КЕС показано на рис. 73—75, а, б.

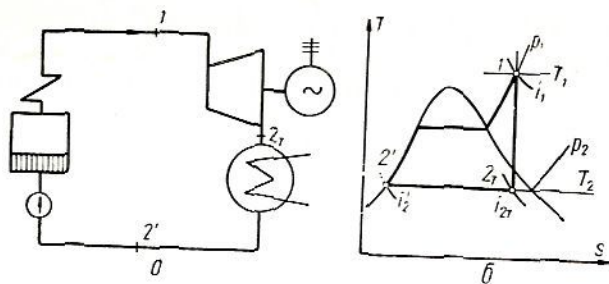


Рис. 73.

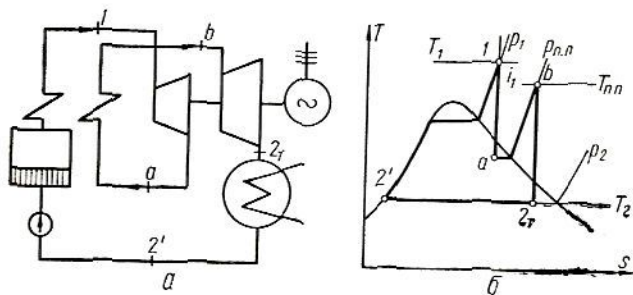


Рис. 74.

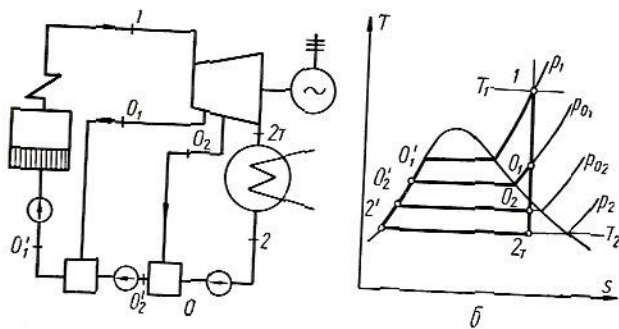


Рис. 75.

Теплофікаційні паросильві установки призначені для комбінованого і централізованого електро- і теплопостачання споживачів (теплоелектроцентралі — ТЕЦ).

§ 13. ІДЕАЛЬНІ ЦИКЛИ ПАРСИЛОВИХ УСТАНОВОК

1. Рівняння енергобалансу ідеальної паросильової установки:

$$N_t = D l_t = Q_{t_1} - Q_{t_2} \text{ вт,}$$

або

$$N_t = N_{t_1} - N_{t_2} \text{ вт,}$$

де N_t — корисна потужність установки, *вт*;

D — витрата пари, *кг/сек*;

l_t — питома корисна робота пари, *дж/кг*;

Q_{t_1} і Q_{t_2} — теплові потужності парогенератора і конденсатора, *вт*;

N_{t_1} і N_{t_2} — потужності парового двигуна і живильного насоса, *вт*.

2. Рівняння енергобалансу ідеального парового двигуна:

$$N_{t_1} = D l_{t_1} \text{ вт,}$$

де l_{t_1} — питома робота пари при ізоентропному розширенні в двигуні, *дж/кг*.

Роботою живильного насоса в паросильових установках можна знехтувати ($N_{t_2} \ll N_{t_1}$).

В цьому випадку

$$N_t \approx N_{t_1} \text{ і } l_t \approx l_{t_1}.$$

3. Рівняння теплового балансу ідеального парогенератора:

$$Q_{t_1} = B Q_{\text{н}}^{\text{р}} = D q_1 \text{ вт,}$$

де q_1 — питоме підведення тепла в парогенераторі, *дж/кг*.

4. Рівняння теплового балансу ідеального конденсатора:

$$Q_{t_2} = m_{\text{в}} c_{\text{в}} \delta t_{\text{в}} = D_{\text{к}} q_2 \text{ вт,}$$

де $m_{\text{в}}$ — витрата охолодної води, *кг/сек*;

$\delta t_{\text{в}}$ — зміна температури охолодної води в конденсаторі, *град*;

$D_{\text{к}}$ — кількість пари, яка надходить у конденсатор, *кг/сек*;

Розрахункові формули для найважливіших характеристик ідеальних циклів деяких типів паросилових установок (без урахування роботи живильного насоса)

Найпростіший цикл (рис. 73, б)	Цикл з проміжним перегрівом пари (рис. 74, б)	Регенеративний цикл (рис. 75, б)
$l_t = q_1 - q_2$	$l_t = q_1 - q_2$	$l_t = q_1 - a_k q_2$
$l_{t1} = i_1 - i_{2T}$	$l_{t1} = (i_1 - i_a) + (i_b - i_{2T})$	$l_{t1} = (i_1 - i_{ж.в}) - a_k (i_{2T} - i'_2)$
$q_1 = i_1 - i'_2$	$q_1 = (i_1 - i'_2) + (i_b - i_a)$	$q_1 = i_1 - i_{ж.в}$
$q_2 = i_{2T} - i'_2$	$q_2 = i_{2T} - i'_2$	$q_2 = i_{2T} - i'_2$
$\eta_t = \frac{i_1 - i_{2T}}{i_1 - i'_2}$	$\eta_t = \frac{(i_1 - i_a) + (i_b - i_{2T})}{(i_1 - i'_2) + (i_b - i_a)}$	$\eta_t = \frac{(i_1 - i_{ж.в}) - a_k (i_{2T} - i'_2)}{i_1 - i_{ж.в}}$
$T_{m1} = \frac{i_1 - i'_2}{s_1 - s'_2}$	$T_{m1} = \frac{(i_1 - i'_2) + (i_b - i_a)}{s_b - s'_2}$	—
$T_{m2} = \frac{i_{2T} - i'_2}{s_1 - s'_2}$	$T_{m2} = \frac{i_{2T} - i'_2}{s_b - s'_2}$	—

q_2 — питома кількість відведеного в конденсаторі тепла, Дж/кг.

Частка пари, що надходить у конденсатор при наявності відборів пари,

$$a_k = \frac{D_k}{D}$$

5. Тепломеханічний коефіцієнт (термічний к. к. д.) циклу:

$$\eta_t = \frac{N_t}{BQ_H^P} = 1 - \frac{Q_{t2}}{Q_{t1}}, \text{ або } \eta_t = \eta_{t_k}^{\text{екв}} = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}},$$

де $\eta_{t_k}^{\text{екв}}$ — тепломеханічний коефіцієнт еквівалентного циклу Карно;

T_{m1} і T_{m2} — середньотермодинамічні температури пари в процесах підведення і відведення тепла в даному циклі, °К.

При розширенні пари до області насичення

$$T_{m_2} = T_{s_2},$$

де T_{s_2} — температура насичення при тиску p_2 .

6. Питомі витрати пари і палива:

$$d_t = \frac{D}{N_t} = \frac{1}{l_t} \text{ кг/дж};$$

$$b_t = \frac{B}{N_t} = \frac{1}{Q_H^p \eta_t} \text{ кг/дж}.$$

Розрахункові формули для найважливіших характеристик ідеальних циклів деяких типів установок зведено в табл. 17.

Приклади

363. Розрахувати характеристики найпростішої ідеальної паросилової установки з початковими параметрами пари $p_1 = 3,4 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 435^\circ \text{С}$, якщо витрата пари становить $15,0 \text{ кг/сек}$, а тиск у конденсаторі $p_2 = 4,9 \text{ кн/м}^2$. Взяти $Q_H^p = 21 \cdot 10^3 \text{ кдж/кг}$.

Користуючись таблицями і діаграмами для води та водяної пари, знаходимо ентальпії і ентропії робочого тіла в характерних точках (рис. 76):

$$i_1 = 3310 \text{ кдж/кг};$$

$$i_{2T} = 2120 \text{ кдж/кг};$$

$$i'_2 = 137 \text{ кдж/кг};$$

$$s_1 = s_{2T} = 6,96 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град};$$

$$s'_2 = 0,47 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}.$$

Питома теоретична робота пари

$$l_{t1} = i_1 - i_{2T} = 3310 - 2120 = 1190 \text{ кдж/кг}.$$

Теоретична потужність турбіни і установки

$$N_t = N_{t1} = D l_{t1} = 15,0 \cdot 1190 \cdot 10^3 = 17,8 \cdot 10^6 \text{ вт} = 17,8 \text{ Мвт}.$$

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_{2T}}{i_1 - i'_2} = \frac{3310 - 2120}{3310 - 137} = 0,375.$$

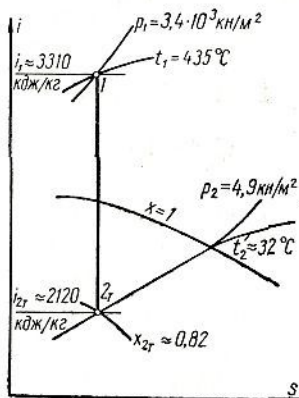


Рис. 76.

Питоме підведення тепла

$$q_1 = i_1 - i'_2 = 3310 - 137 = 3173 \text{ кдж/кг.}$$

Витрата палива

$$B = \frac{Dq_1}{Q_H^p} = \frac{15,0 \cdot 3173 \cdot 10^3}{21 \cdot 10^6} = 2,26 \text{ кг/сек.}$$

Питоме відведення тепла (в конденсаторі)

$$q_2 = i_{2T} - i'_2 = 2120 - 137 = 1983 \text{ кдж/кг.}$$

Витрата охолодної води при $\delta t_B = 12$ град становитиме

$$m_B = \frac{D_K q_2}{c_B \delta t_B} = \frac{15,0 \cdot 1983 \cdot 10^3}{4,2 \cdot 10^3 \cdot 12} = 595 \text{ кг/сек,}$$

оскільки $D_K = D = 15,0$ кг/сек.

Середньотермодинамічні температури пари в процесах підведення і відведення тепла

$$T_{m1} = \frac{i_1 - i'_2}{s_1 - s'_2} = \frac{3310 - 137}{6,96 - 0,47} = 488^\circ \text{ K;}$$

$$T_{m2} = T_{s2} = 305^\circ \text{ K.}$$

Ефективність еквівалентного циклу Карно

$$\eta_{f_K}^{\text{екв}} = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}} = 1 - \frac{305}{488} = 0,375, \text{ тобто } \eta_{f_K}^{\text{екв}} = \eta_f.$$

Питома витрата пари

$$d_t = \frac{1}{l_{t1}} = \frac{1}{1190 \cdot 10^3} \approx 0,84 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,84 \text{ мг/дж.}$$

Питома витрата палива

$$b_f \approx \frac{1}{Q_H^p \eta_f} = \frac{1}{21 \cdot 10^6 \cdot 0,375} \approx 0,13 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,13 \text{ мг/дж.}$$

364. Розрахувати характеристики циклу найпростішої паросилової установки при $p_1 = 12,7 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 565^\circ \text{ C}$ і $p_2 = 4,9 \text{ кн/м}^2$. Порівняти результати з обчисленнями в прикладі 363. Взяти $Q_H^p = 21 \cdot 10^3 \text{ кдж/кг.}$

Користуючись діаграмою $i-s$ для водяної пари, визначаємо ентальпії і ентропію пари на початку і наприкінці процесу ізоентропного розширення:

$$i_1 = 3520 \text{ кдж/кг; } i_{2T} = 2030 \text{ кдж/кг} \text{ і } s_1 = s_{2T} = 6,68 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Властивості насиченої рідини при тиску p_2 знаходимо за таблицями:

$$i'_2 = 137 \text{ кдж/кг; } s'_2 = 0,47 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

Питома затрата тепла в парогенераторі

$$q_1 = i_1 - i_2' = 3520 - 137 = 3383 \text{ кДж/кг.}$$

Питома кількість тепла, відведеного в конденсаторі,

$$q_2 = i_{2T} - i_2' = 2030 - 137 = 1893 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота пари

$$l_t = l_{t1} = q_1 - q_2 = 3383 - 1893 = 1490 \text{ кДж/кг.}$$

Тепломеханічний коефіцієнт

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{1893}{3383} = 0,441.$$

Питомі витрати пари і палива

$$d_t = \frac{1}{l_{t1}} = \frac{1}{1490 \cdot 10^3} \approx 0,67 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,67 \text{ мг/дж};$$

$$b_t = \frac{1}{Q_H^p \eta_t} = \frac{1}{21 \cdot 10^6 \cdot 0,441} \approx 0,108 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,108 \text{ мг/дж.}$$

Таким чином, підвищення початкових параметрів пари поліпшує всі характеристики циклу. Економія палива при порівнянні з циклом у прикладі 363

$$\Delta b = \frac{b_t^I - b_t^{II}}{b_t^I} = \frac{\eta_t^{II} - \eta_t^I}{\eta_t^I} = \frac{0,441 - 0,375}{0,441} = 0,15, \text{ або } 15\%.$$

Для аналізу причин зростання ефективності ідеальної установки при підвищенні початкових параметрів пари визначимо середньотермодинамічні температури в процесах підведення і відведення тепла в циклі:

$$T_{m1} = \frac{i_1 - i_2'}{s_1 - s_2'} = \frac{3520 \cdot 10^3 - 137 \cdot 10^3}{6,68 \cdot 10^3 - 0,47 \cdot 10^3} \approx 544^\circ \text{ К},$$
$$T_{m2} = T_{s2} = 305^\circ \text{ К}.$$

Тепломеханічний коефіцієнт еквівалентного циклу Карно при цьому

$$\eta_{t_K}^{\text{екв}} = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}} = 1 - \frac{305}{544} = 0,441, \text{ тобто } \eta_{t_K}^{\text{екв}} = \eta_t.$$

Таким чином, підвищення початкових параметрів пари з $p_1 = 3,4 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 435^\circ \text{ С}$ (приклад 363) до $p_1 = 12,7 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 565^\circ \text{ С}$ приводить до зростання середньотермодинамічної температури в процесі підведення тепла з 488 до 544° К . Як було відзначено в § 1, із зростанням середньотермодинамічної температури в процесі підведення тепла зменшуються ексергетичні втрати при термічній взаємодії робочого тіла з гарячим джерелом, що й зумовлює підвищення ефективності установки.

Еквівалентні цикли Карно для порівнюваних циклів зображено на рис. 77.

365. Розрахувати характеристики ідеальної паросилової установки при $p_1 = 12,7 \text{ МН/м}^2$, $t_1 = 565^\circ \text{С}$ і $p_2 = 4,9 \text{ кН/м}^2$ з проміжним перегрівом пари при $P_{п.п} = 2,45 \text{ МН/м}^2$ і $t_{п.п} = 565^\circ \text{С}$. Порівняти результати з обчисленнями за умовою прикладу 364 (без проміжного перегріву).

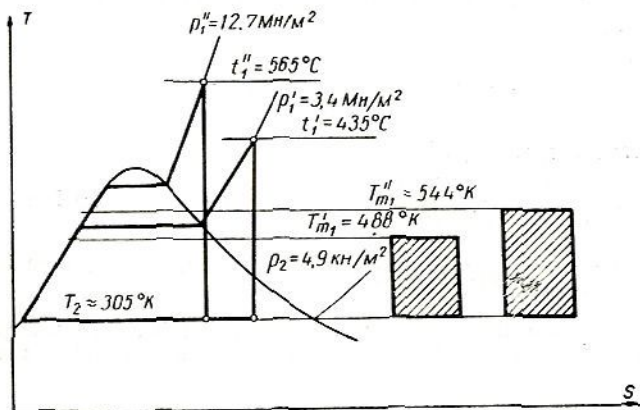


Рис. 77.

За умовою (рис. 78) знаходимо:

$$\begin{aligned} i_1 &= 3520 \text{ кдж/кг}; & s_1 &= s_a = 6,68 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}; \\ i_a &= 3020 \text{ кдж/кг}; & s_b &= s_{2T} = 7,52 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}; \\ i_b &= 3610 \text{ кдж/кг}; & & \\ i_{2T} &= 2300 \text{ кдж/кг}; & & \end{aligned}$$

і, крім того,

$$i_2' = 137 \text{ кдж/кг}; \quad s_2' = 0,47 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}.$$

Питома робота пари

$$\begin{aligned} l_t = l_{t1} &= (i_1 - i_a) + (i_b - i_{2T}) = (3520 - 3020) + (3610 - 2300) = \\ &= 1810 \text{ кдж/кг}. \end{aligned}$$

Питома затрата тепла

$$\begin{aligned} q_1 &= (i_1 - i_2') + (i_b - i_a) = (3520 - 137) + (3610 - 3020) = \\ &= 3973 \text{ кдж/кг}. \end{aligned}$$

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = \frac{1810 \cdot 10^3}{3973 \cdot 10^3} = 0,455.$$

Питома кількість відведеного в циклі тепла

$$q_2 = i_{2T} - i'_2 = 2300 - 137 = 2163 \text{ кДж/кг.}$$

Середньотермодинамічні температури підведення і відведення тепла

$$T_{m_1} = \frac{q_1}{s_b - s_2} = \frac{3973 \cdot 10^3}{7,52 \cdot 10^3 - 0,47 \cdot 10^3} = 563^\circ \text{ К;}$$

$$T_{m_2} = T_{s_2} = 305^\circ \text{ К.}$$

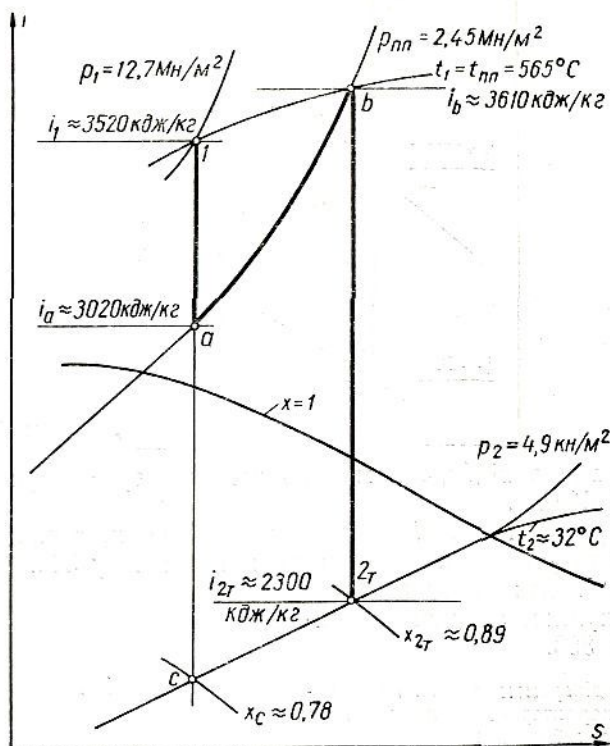


Рис. 78.

Ступінь сухості відпрацьованої пари за діаграмою $i-s$ (рис. 78)

$$x_{2T} \approx 0,89.$$

При відсутності проміжного перегріву пари відповідно до діаграми $i-s$ (точка C) ступінь сухості

$$x_c \approx 0,78.$$

Таким чином, при застосуванні проміжного перегріву з одного боку підвищується ефективність циклу за рахунок підвищення середньотер-

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = \frac{(i_2 - i'_{01}) - a_k (i_{2T} - i'_2)}{i_1 - i'_{01}} =$$
$$= \frac{(3310 - 605) - 0,822 (2120 - 137)}{3310 - 605} = 0,398.$$

Теплові потужності парогенератора і конденсатора

$$Q_{t1} = \frac{N_t}{\eta_t} = \frac{17,8 \cdot 10^6}{0,398} = 44,7 \cdot 10^6 \text{ вт} = 44,7 \text{ Мвт};$$

$$Q_{t2} = Q_{t1} - N_t = 44,7 \cdot 10^6 - 17,8 \cdot 10^6 = 26,9 \cdot 10^6 \text{ вт} = 26,9 \text{ Мвт}.$$

Питома витрата тепла в парогенераторі

$$q_1 = i_1 - i'_{01} = 3310 - 605 = 2705 \text{ кДж/кг}.$$

Питоме тепловідведення в конденсаторі

$$q_2 = i_{2T} - i'_2 = 2120 - 137 = 1983 \text{ кДж/кг}.$$

Витрати пари

$$D = \frac{Q_{t1}}{q_1} = \frac{44,7 \cdot 10^6}{2705 \cdot 10^3} = 16,5 \text{ кг/сек};$$

$$D_k = \frac{Q_{t2}}{q_2} = \frac{26,9 \cdot 10^6}{1983 \cdot 10^3} = 13,6 \text{ кг/сек};$$

$$D_0 = D - D_k = 16,5 - 13,6 = 2,9 \text{ кг/сек}.$$

Питома робота пари

$$l_{t1} = l_t = (i_1 - i'_{01}) - a_k (i_{2T} - i'_2) = (3310 - 605) -$$
$$- 0,822 (2120 - 137) = 1075 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата охолодної води на конденсатор при $\delta t_b = 12$ град

$$m_b = \frac{Q_{t2}}{c_b \delta t_b} = \frac{26,9 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 10^3 \cdot 12} = 534 \text{ кг/сек}.$$

Питомі витрати пари і палива

$$d_t = \frac{1}{l_{t1}} = \frac{1}{1075 \cdot 10^3} \approx 0,93 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,93 \text{ мг/дж};$$

$$b_t = \frac{1}{Q_H^p \eta_t} = \frac{1}{21 \cdot 10^6 \cdot 0,398} = 0,120 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,120 \text{ мг/дж}.$$

Витрата палива установкою

$$B^{per} = b_t N_t = 0,120 \cdot 10^{-6} \cdot 17,8 \cdot 10^6 = 2,13 \text{ кг/сек}.$$

Порівнюючи результати розрахунку регенеративного циклу з не-регенеративним (циклом Ренкіна), слід відзначити такі обставини:

- збільшення тепломеханічного коефіцієнта циклу;
- збільшення витрати пари (абсолютної і питомої);

в) зменшення витрати охолодної води;

г) зменшення абсолютної і питомої витрати палива.

Економія палива в результаті застосування регенерації в даному випадку

$$\Delta b = \frac{B - B_{\text{рег}}}{B} \cdot 100 = \frac{2,26 - 2,13}{2,26} \cdot 100 = 5,8\%.$$

Задачі

367. Визначити потужність найпростішої ідеальної паросилової установки з параметрами пари $p_1 = 6 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 480^\circ \text{С}$ і $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$, якщо витрата палива при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 20 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$ становить $B = 3 \text{ кг/сек}$.

368. Визначити, при яких початкових параметрах пари питома витрата пари в найпростішій ідеальній паросилової установці становитиме $d_t = 1,0 \text{ мг/дж}$, якщо стан відпрацьованої пари $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$ при $x_{2\text{т}} = 0,85$.

Як зміниться результат при $x_{2\text{т}} = 0,95$?

369. Визначити характеристики і витрату умовного палива найпростішою ідеальною паросиловою установкою, яка витрачає 28 кг/сек пари при $p_1 = 3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ \text{С}$, якщо тиск відпрацьованої пари $p_2 = 3 \text{ кн/м}^2$.

Як зміниться результат при $p_1 = 6 \text{ Мн/м}^2$?

370. Визначити потужність і середньотермодинамічні температури підведення і відведення тепла найпростішої паросилової установки, яка витрачає 3 кг/сек палива при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 20 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$, якщо $D = 14 \text{ кг/сек}$, а для відпрацьованої пари $p_2 = 5 \text{ кн/м}^2$ і $x_2 = 0,85$.

371. Розрахувати характеристики циклу найпростішої паросилової установки при $p_1 = 9,8 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 480^\circ \text{С}$ і $p_2 = 3,5 \text{ кн/м}^2$.

Як зміниться результат при підвищенні початкової температури до $t_1 = 565^\circ \text{С}$?

372. Визначити потужність найпростішої ідеальної паросилової установки, яка витрачає 10^3 кг/сек охолодної води для конденсації пари при $p_2 = 5 \text{ кн/м}^2$.

Параметри пари на виході з парогенератора: $p_1 = 2,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 350^\circ \text{С}$, а зміна температури води в конденсаторі $\delta t_{\text{в}} = 15 \text{ град}$.

373. Визначити потужність ідеальної паросилової установки з проміжним перегрівом пари при $p_{\text{п.п}} = 3,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{\text{п.п}} = 565^\circ \text{С}$, яка витрачає 110 кг/сек пари при $p_1 =$

$= 21,5 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 600^\circ \text{С}$. Тиск відпрацьованої пари $p_2^* = 3 \text{ кн/м}^2$. Яка при цьому витрата умовного палива?

374. Визначити тиск проміжного перегріву ідеальної паросилової установки при $p_1 = 15 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = t_{п.п} = 550^\circ \text{С}$ і $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$, при якому забезпечується кінцева сухість пари $x_{2т} = 0,88$.

Визначити також економію палива порівняно з установкою без проміжного перегріву.

375. Визначити потужність ідеальної регенеративної паросилової установки, яка витрачає 25 кг/сек пари при $p_1 = 1,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 350^\circ \text{С}$, якщо надходження пари в конденсатор при тиску $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$ становить 20 кг/сек , а температура живильної води $t_{ж.в} = 104^\circ \text{С}$.

Яка при цьому витрата умовного палива?

376. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу ідеальної регенеративної паросилової установки потужністю $N_t = 25 \text{ Мвт}$ при $p_1 = 8,8 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 500^\circ \text{С}$; $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$, якщо температура живильної води $t_{ж.в} = 230^\circ \text{С}$, а витрата пари, що надходить у конденсатор, $D_k = 16 \text{ кг/сек}$.

Яка при цьому повна витрата пари в установці?

§ 14. ЕЛЕМЕНТИ ПАРОСИЛОВИХ УСТАНОВОК

А. Парогенератори

1. Тепловий баланс парогенератора можна виразити такими наближеними рівняннями, віднесеними до 1 кг твердого чи рідкого палива або до 1 м^3 газоподібного палива (при нормальних умовах):

$$Q_n^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

а також

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 100\%,$$

де

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_n^p} \cdot 100\%; \quad q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p} \cdot 100\% \text{ і т. д.}$$

Використане в парогенераторі тепло палива (без урахування продукції)

$$Q_1 = \frac{D}{B} (i_p - i_{ж.в}),$$

де i_p і $i_{ж.в}$ — питомі ентальпії пари та живильної води.

Невикористане тепло відхідних газів

$$Q_2 = (I_{\text{відх}} - I_{\text{х.п}}^0 \alpha_{\text{відх}}) \left(1 - \frac{q_4}{100} \right),$$

де $I_{\text{відх}}$ і $I_{\text{х.п}}^0$ — ентальпії відхідних газів і теоретично потрібного холодного повітря;

$\alpha_{\text{відх}} = \alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{відх}}$ — коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах.

Невикористане тепло за рахунок хімічної неповноти згоряння (Q_3), механічної неповноти згоряння (Q_4) і теплообміну з навколишнім середовищем (Q_5) у першому наближенні беруть у частках від $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ залежно від виду палива і способу його спалювання (q_3 і q_4) або продуктивності парогенератора (q_5).

Орієнтовні значення q_3 , q_4 , і q_5 дано в табл. 18—20.

Таблиця 18

Втрати від хімічної неповноти згоряння

Тип топкового пристрою	Вид палива				
	Буре вугілля	Кам'яне вугілля	Антрацит	Мазут	Газоподібне паливо
З ручною топкою	2—3	3—5	2	—	—
З ланцюговою решіткою	1	1	0	—	—
З шуруючою планкою	1	2	—	—	—
Шахтно-млинові	0,5	0,5	—	—	—
Камерні, пило-вугільні	0,5	0,5	0	1,0—1,5	1,5—2,0

2. Характеристики парогенераторів:

а) коефіцієнт використання тепла палива

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{q_1}{100} = \frac{100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{100};$$

б) дійсна витрата палива

$$B = \frac{D(i_{\text{п}} - i_{\text{ж.в}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{пр}}} \text{ кг/сек; (м}^3\text{/сек);}$$

Таблиця 19

Втрати від механічної неповноти згорання

Тип топкового пристрою	Вид палива		
	Буре вугілля	Кам'яне вугілля	Антрацит
З ручною топкою	7—11	6—7	7—14
З ланцюговою решіткою	5	5—6	7—14
З шпуруючою планкою	6—9	7	—
Шахтно-млинові	1—2	4—6	—
Пиловугільні	0,5—1,0	1,5—3,0	4—5

Таблиця 20

Втрати від зовнішнього охолодження (q_6)

D , кг/сек	1	3	5	10	20	30	40	50	60
q_6	2,9	1,7	1,3	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

в) розрахункова витрата палива (потрібна для визначення об'ємів продуктів згорання палива і повітря в газах парогенератора)

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \text{ кг/сек; (м}^3\text{/сек);}$$

г) випарність палива (видима і за умовним паливом)

$$u_{\text{вид}} = \frac{D}{B} = \frac{Q_n^p \eta_{\text{пг}}}{i_n - i_{\text{ж.в}}} \text{ кг/кг; (кг/м}^3\text{);}$$

$$u_{\text{ум}} = u_{\text{вид}} \frac{29,3 \cdot 10^3}{Q_n^p} \text{ кг/кг,}$$

де i_n , $i_{\text{ж.в}}$ і Q_n^p виражені в кДж/кг.

3. Розрахункові характеристики топкових пристроїв парогенераторів:

а) повне тепловиділення в топці

$$Q_T = Q_n^p \frac{100 - q_3}{100} + I_{\text{г.п}};$$

б) кількість тепла, внесеного в топку з гарячим повітрям,

$$I_{\text{г.п}} = \alpha_T I_{\text{г.п}}^0,$$

де α_r — коефіцієнт надлишку повітря в топці;

$I_{r.n}^0$ — ентальпія теоретично потрібної кількості повітря при температурі гарячого повітря;

в) теоретична температура горіння T_r визначається за методикою, наведеною в § 7;

г) коефіцієнт прямої віддачі топки

$$\mu = \frac{Q_{np}}{Q_r} = \frac{Q_r - I_r''}{Q_r} \varphi_r,$$

де Q_{np} — кількість тепла, яку сприймають радіаційні поверхні нагріву в топці;

I_r'' — ентальпія газів на виході з топки;

$\varphi_r = 1 - \frac{q_5^r}{100}$ — коефіцієнт, що враховує теплообмін топки з навколишнім середовищем (звичайно беруть $q_5^r = 0,5 q_5$);

д) радіаційна поверхня нагріву топки

$$F_{np} = X \frac{B_p Q_{np}}{\xi a_r T_r'' T_r^3} \sqrt[3]{\left(\frac{T_r}{T_r''} - 1\right)^2} \text{ м}^2.$$

Для антрацитових шарових топок беруть $X = 5,2 \cdot 10^{10}$.
В усіх інших випадках $X = 6,8 \cdot 10^{10}$.

Коефіцієнт забруднення ξ залежить від виду палива і типу топки. Для газоподібного палива можна брати $\xi = 1$, для рідкого і при шаровому спалюванні твердого палива $\xi = 0,9$, при спалюванні твердого палива в камерних топках $\xi = 0,7$. Ступінь чорноти топки a_r залежить від ступеня чорноти факела, ступеня екранування топки, коефіцієнта забруднення і звичайно визначається з допомогою номограм;

е) питомі теплові напруги топкового об'єму і дзеркала горіння

$$q_v = \frac{B Q_{\text{в}}^p}{V_r} \text{ вт/м}^3;$$

$$q_R = \frac{B Q_{\text{н}}^p}{R} \text{ вт/м}^2.$$

4. Розрахункові характеристики конвективних елементів парогенератора. Рівняння енергетичного балансу

$$Q = (I_i - I_i'' + \Delta \alpha_i I_{x.n}^0) \varphi,$$

де Q_i — кількість тепла, сприйнятого елементом парогенератора;

I_i і I_i'' — ентальпії газів на вході і на виході елемента парогенератора;

Δa_i — присос повітря в газоході;

φ — коефіцієнт, що враховує теплообмін з навколишнім середовищем.

Кількість тепла, що його сприймають елементи парогенератора, визначається такими співвідношеннями:

для економайзера некиплячого типу

$$Q_{ек} = \frac{D}{B_p} (i''_{ек} - i_{ж.в.}),$$

де $i''_{ек}$ — питома ентальпія рідини на виході з економайзера; для пароперегрівника

$$Q_{пп} = \frac{D}{B_p} (i_{пер} - i'');$$

для повітропідігрівника

$$Q_{пов.п} = \alpha_T (I_{г.п}^0 - I_{х.п}^0).$$

Рівняння теплопередачі конвективних елементів парогенератора

$$Q_i = \frac{F_i}{B_p} K_i \Delta t_{ср_i},$$

де F_i — поверхня теплообміну елемента, m^2 ;

K_i — коефіцієнт теплопередачі, $вт/m^2 \cdot град$;

$\Delta t_{ср_i}$ — середній температурний напір, $град$.

Приклади

377. Визначити коефіцієнт використання тепла палива, видиму випарність палива, а також невикористане тепло для парогенератора при $p_{п} = 1,3 \text{ Мн/м}^2$, $t_{п} = 300^\circ \text{C}$; $t_{ж.в.} = 50^\circ \text{C}$; $u_{ум} = 8,0 \text{ кг/кг}$ і $Q_{п}^p = 20 \cdot 10^3 \text{ кдж/кг}$.

За вихідними даними визначаємо ентальпії живильної води і пари:

$$i_{ж.в.} = 210 \text{ кдж/кг} \text{ і } i_{п} = 3040 \text{ кдж/кг}.$$

Видима випарність палива

$$u_{вид} = u_{ум} \frac{Q_{п}^p}{29,3 \cdot 10^3} = 8,0 \cdot \frac{20,0 \cdot 10^3}{29,3 \cdot 10^3} = 5,5 \text{ кг/кг}.$$

Коефіцієнт використання тепла палива в парогенераторі

$$\eta_{\text{пг}} = \eta_{\text{вид}} \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{ж.в}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = 5,5 \cdot \frac{3040 - 210}{20 \cdot 10^3} = 0,78.$$

Використане тепло (на 1 кг палива)

$$Q_1 = \frac{D}{B} (i_{\text{п}} - i_{\text{ж.в}}) = 5,5 (3040 - 210) = 15,6 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг.}$$

Невикористане тепло

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{п}} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 &= Q_{\text{н}}^{\text{р}} - Q_1 = 20 \cdot 10^3 - 15,6 \cdot 10^3 = \\ &= 4,4 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг,} \end{aligned}$$

або

$$\Sigma Q_{\text{п}} = (1 - \eta_{\text{пг}}) Q_{\text{н}}^{\text{р}} = (1 - 0,78) \cdot 20 \cdot 10^3 = 4,4 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг.}$$

378. За даними прикладу 259 визначити коефіцієнт використання тепла в парогенераторі продуктивністю $D = 10 \text{ кг/сек}$ при шаровому спалюванні палива, теплота згоряння якого $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 25,5 \text{ МДж/кг}$, якщо $t_{\text{відх}} = 200^\circ \text{C}$ і $t_{\text{х.п}} = 30^\circ \text{C}$.

За даними прикладу 259 ентальпія відхідних газів

$$I_{\text{відх}} = I_{\text{Г}} = 2,49 \text{ МДж/кг.}$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря при температурі $t_{\text{х.п}} = 30^\circ \text{C}$ і $V^0 = 6,7 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$I_{\text{х.п}}^0 = \frac{V^0}{22,4} \mu i_{\text{пов}} = \frac{6,7}{22,4} \cdot 0,88 = 0,26 \text{ МДж/кг.}$$

За табл. 19 беремо $q_4 = 6\%$.

Невикористане тепло відхідних газів при $\alpha_{\text{відх}} = 1,29$

$$\begin{aligned} Q_2 &= (I_{\text{відх}} - I_{\text{х.п}}^0 \alpha_{\text{відх}}) \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = \\ &= (2,49 - 0,26 \cdot 1,29) \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 2,03 \text{ МДж/кг,} \end{aligned}$$

або

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \cdot 100 = \frac{2,03}{25,5} \cdot 100 = 8,0\%.$$

Теплота згоряння окису вуглецю

$$Q_{\text{CO}} = 12,58 \text{ МДж/кг.}$$

При $V_{\text{CO}} = 0,049 \text{ м}^3/\text{кг}$ (див. приклад 259) невикористане тепло через хімічну неповноту згоряння палива

$$Q_3 = Q_{\text{CO}} V_{\text{CO}} = 12,58 \cdot 0,049 = 0,62 \text{ МДж/кг,}$$

або

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_H^p} \cdot 100 = \frac{0,62}{25,5} \cdot 100 = 2,4\%.$$

Втрати від зовнішнього охолодження за табл. 20 беремо $q_5 = 1,0\%$. Використане в парогенераторі тепло за балансом

$$q_2 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) = 100 - (8,0 + 2,4 + 6,0 + 1,0) = 82,6\%.$$

Коефіцієнт використання тепла палива в парогенераторі

$$\eta_{\text{пг}} = \frac{q_1}{100} = \frac{82,6}{100} = 0,826.$$

379. Визначити розрахункову витрату палива для парогенератора продуктивністю $D = 20 \text{ кг/сек}$ пари при $p_{\text{п}} = 3,92 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{\text{п}} = 450^\circ \text{С}$, устаткованого пиловугільною топкою для спалювання антрациту, якщо $Q_H^p = 25,2 \text{ МДж/кг}$, $q_2 = 9,1\%$ і $t_{\text{ж.в}} = 150^\circ \text{С}$.

Втрати від хімічної та механічної неповноти згоряння палива і внаслідок зовнішнього охолодження відповідно до табл. 18—20 становлять:

$$q_3 = 0; \quad q_4 = 5,0\% \quad \text{і} \quad q_5 = 0,9\%.$$

Коефіцієнт використання тепла палива в парогенераторі

$$\eta_{\text{пг}} = \frac{100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{100} = \frac{100 - (9,1 + 5,0 + 0,9)}{100} = 0,85.$$

Ентальпії пари і живильної води

$$i_{\text{п}} = 3330 \text{ кДж/кг}; \quad i_{\text{ж.в}} = 635 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсна витрата палива

$$B = \frac{D(i_{\text{п}} - i_{\text{ж.в}})}{Q_H^p \eta_{\text{пг}}} = \frac{20(3330 - 635)}{25,2 \cdot 10^3 \cdot 0,85} = 2,52 \text{ кг/сек}.$$

Розрахункова витрата палива

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 2,52 \left(1 - \frac{5,0}{100} \right) = 2,33 \text{ кг/сек}.$$

380. Визначити величину коефіцієнта прямої віддачі для пиловугільної топки парогенератора продуктивністю $D = 7,0 \text{ кг/сек}$ при $\alpha_{\text{т}} = 1,2$; $t'_{\text{т}} = 1000^\circ \text{С}$ і $t_{\text{г.п}} = 200^\circ \text{С}$, якщо склад палива відповідає даним прикладу 258, а його теплота згоряння $Q_H^p = 28,5 \text{ МДж/кг}$.

За табл. 18 для кам'яного вугілля беремо $q_3 = 0,8\%$.

Ентальпія гарячого повітря при теоретично необхідній кількості його $V^0 = 7,53 \text{ м}^3/\text{кг}$ (див. приклад 258)

$$I_{\text{г.п}} = \alpha_{\text{т}} I_{\text{г.п}}^0 = \alpha_{\text{т}} \frac{V_0}{22,4} \mu i_{\text{г.п}} = 1,2 \cdot \frac{7,53}{22,4} \cdot 5,862 = 2,37 \text{ МДж/кг}.$$

Повне тепловиділення в топці

$$Q_T = Q_n^p \frac{100 - q_3}{100} + I_{г.п} = 28,5 \cdot \frac{100 - 0,8}{100} + 2,37 = 30,6 \text{ Мдж/кг.}$$

Використовуючи діаграму $I-t$ для продуктів згоряння палива, склад якого заданий у прикладі 258 (рис. 61), визначимо ентальпію газів на виході з топки при $\alpha_T = 1,2$ і $t_T'' = 1000^\circ \text{C}$:

$$I_T'' = 14,1 \text{ Мдж/кг.}$$

Беручи за табл. 20 втрати від зовнішнього охолодження $q_5 = 1,2\%$, дістанемо:

$$\varphi_T = 1 - \frac{q_5^T}{100} = 1 - \frac{0,5q_5}{100} = 1 - \frac{0,5 \cdot 1,2}{100} = 0,994.$$

Кількість тепла, що її сприймають радіаційні поверхні нагріву в топці,

$$Q_{пр} = (Q_T - I_T'') \varphi_T = (30,6 - 14,1) \cdot 0,994 = 16,4 \text{ Мдж/кг.}$$

Коефіцієнт прямої віддачі топки

$$\mu = \frac{Q_{пр}}{Q_T} = \frac{16,4}{30,6} = 0,536.$$

Таким чином, за умовою прикладу поверхні нагріву в топці парогенератора сприймаються 53,6% повного тепловиділення в топці.

Решта тепла частково сприймається конвективними поверхнями нагріву парогенератора, а частково не використовується через втрати з відхідними газами і теплообмін з навколишнім середовищем.

381. Визначити радіаційну поверхню нагріву топки парогенератора за умовою попереднього прикладу, якщо видима випарність палива $u_{вид} = 10 \text{ кг/кг}$ і ступінь чорноти топки $\alpha_T = 0,5$.

Дійсна витрата палива при $D = 7,0 \text{ кг/сек}$

$$B = \frac{D}{u_{вид}} = \frac{7,0}{10} = 0,70 \text{ кг/сек.}$$

Розрахункова витрата палива при $q_4 = 3\%$ (табл. 19)

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 0,70 \left(1 - \frac{3}{100} \right) = 0,68 \text{ кг/сек.}$$

Теоретичну температуру горіння палива при $I_{теор} = Q_T = 30,6 \text{ Мдж/кг}$ визначаємо за рис. 61 ($t_{теор} = 1940^\circ \text{C}$).

Беручи коефіцієнт забруднення при спалюванні твердого палива в камерній топці $\xi = 0,7$, визначаємо радіаційну поверхню топки при $t_T'' = 1000^\circ \text{C}$:

$$F_{пр} = 6,8 \cdot 10^{10} \frac{B_p Q_{пр}}{\xi \alpha_T T_T'' T_T^3} \sqrt[3]{\left(\frac{T_T}{T_T''} - 1 \right)^2} =$$

$$= 6,8 \cdot 10^{10} \frac{0,68 \cdot 16,4 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 0,5 \cdot 1273 \cdot 2213^3} \sqrt[3]{\left(\frac{2213}{1273} - 1\right)^2} = 128 \text{ м}^3.$$

382. Визначити основні розміри топкового пристрою парогенератора продуктивністю $D = 0,5 \text{ кг/сек}$ пари при $p_{\text{п}} = 1,3 \text{ Мн/м}^2$, $t_{\text{п}} = 300^\circ \text{С}$, $t_{\text{ж.в}} = 95^\circ \text{С}$, устаткованого шаровою топкою, взявши $\eta_{\text{пг}} = 0,75$; $q_v = 300 \text{ кВт/м}^3$ і $q_R = 950 \text{ кВт/м}^2$.

Як зміняться теплові напруги при живленні парогенератора холодною водою при $t_{\text{ж.в}} = 15^\circ \text{С}$, якщо при цьому $\eta_{\text{пг}} = 0,70$?

За вихідними даними прикладу дістанемо:

$$i_{\text{п}} = 3050 \text{ кДж/кг} \quad \text{і} \quad i_{\text{ж.в}} = 400 \text{ кДж/кг}.$$

Теплова потужність топкового пристрою:

$$BQ_{\text{п}}^{\text{р}} = \frac{D(i_{\text{п}} - i_{\text{ж.в}})}{\eta_{\text{пг}}} = \frac{0,5(3050 - 400)}{0,75} = 1770 \text{ кВт}.$$

Об'єм топкової камери і поверхня дзеркала горіння

$$V_{\text{т}} = \frac{BQ_{\text{п}}^{\text{р}}}{q_v} = \frac{1770}{300} = 5,9 \text{ м}^3;$$

$$R = \frac{BQ_{\text{п}}^{\text{р}}}{q_R} = \frac{1770}{950} = 1,86 \text{ м}^2.$$

В результаті зниження температури живильної води до $t_{\text{ж.в}} = 15^\circ \text{С}$ дістанемо:

$$BQ_{\text{п}}^{\text{р}} = \frac{0,5(3050 - 63)}{0,70} = 2130 \text{ кВт};$$

$$q_v = \frac{BQ_{\text{п}}^{\text{р}}}{V_{\text{т}}} = \frac{2130}{5,9} = 360 \text{ кВт/м}^3;$$

$$q_R = \frac{BQ_{\text{п}}^{\text{р}}}{R} = \frac{2130}{1,86} = 1150 \text{ кВт/м}^2.$$

Таким чином, при живленні парогенератора холодною водою збільшуються теплові напруги топкового пристрою порівняно з розрахунковими значеннями, що відповідають оптимальним умовам роботи топки.

383. За вихідними даними прикладу 380 визначити поверхню нагріву прямотокового пароперегрівника, розміщеного безпосередньо за топковою камерою, якщо параметри перегрітої пари $p_{\text{п}} = 4,0 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{\text{пер}} = 450^\circ \text{С}$, а пара, що надходить у пароперегрівник, — суха насичена ($x = 1$).

Взяти: $B_p = 0,75 \text{ кг/сек}$; $\Delta\alpha_{пп} = 0,1$ і $k_{пп} = 40 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Ентальпією холодного повітря, яке засмоктується через нещільності газоходу, знехтувати.

Кількість підведеного тепла в процесі перегріву пари в пароперегрівнику

$$Q_{пп} = \frac{D}{B_p} (i_{пер} - i'') = \frac{7,0}{0,75} (3330 - 2800) = 4950 \text{ кДж/кг.}$$

При $q_5 = 1,2\%$ (табл. 20) дістанемо:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{1,2}{100} = 0,99.$$

Ентальпія газів на виході з газоходу пароперегрівника

$$i''_{пп} = i'_{пп} - \frac{Q_{пп}}{\varphi} + \Delta\alpha_{пп} i'_{х.п} = 14,1 - \frac{4,95}{0,99} = 9,1 \text{ МДж/кг.}$$

Температуру газів за пароперегрівником при $i''_{пп} = 9,1 \text{ МДж/кг}$ і $\alpha_{пп} = \alpha_r + \Delta\alpha_{пп} = 1,2 + 0,1 = 1,3$ визначаємо за діаграмою $I-t$, побудованою для заданого складу палива (рис. 61):

$$t''_r = 590^\circ \text{С.}$$

Температура насиченої пари при $p = 4,0 \text{ Мн/м}^2$ за таблицями становить $t_s = 250^\circ \text{С}$.

Температурний напір у пароперегрівнику

$$\Delta t_{српп} = \frac{(t'_r - t_s) - (t''_r - t_{пер})}{2,3 \lg \frac{t'_r - t_s}{t''_r - t_{пер}}} = \frac{(1000 - 250) - (590 - 450)}{2,3 \lg \frac{1000 - 250}{590 - 450}} = 364 \text{ град.}$$

Поверхня нагріву пароперегрівника

$$F_{пп} = \frac{Q_{пп} B_p}{k_{пп} \Delta t_{српп}} = \frac{4,95 \cdot 10^6 \cdot 0,75}{40 \cdot 364} = 255 \text{ м}^2.$$

Задачі

384. Визначити коефіцієнт використання тепла і палива та випарність за умовним паливом парогенератора продуктивністю $D = 5 \text{ кг/сек}$ пари при $p_{п} = 1,6 \text{ Мн/м}^2$, $t_{п} = 300^\circ \text{С}$, $t_{ж.в} = 100^\circ \text{С}$, якщо $Q_{п}^v = 14,3 \text{ МДж/кг}$ і $\alpha_{внд} = 4,5 \text{ кг/кг}$.

385. При якій температурі живильної води коефіцієнт використання тепла в парогенераторі, що працює при $p_{п} = 3,2 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{п} = 410^\circ \text{С}$, становитиме $\eta_{пг} = 0,86$, якщо $\alpha_{ум} = 9,5 \text{ кг/кг}$?

Як зміниться $\eta_{\text{пр}}$, якщо при інших однакових умовах підвищити $t_{\text{ж.в}}$ на 20 градус?

386. Визначити витрату натурального палива для парогенератора продуктивністю $D = 15 \text{ кг/сек}$, якщо $p_{\text{п}} = 3,2 \text{ Мн/м}^2$, $t_{\text{п}} = 420^\circ \text{С}$, $t_{\text{ж.в}} = 150^\circ \text{С}$ і $\mu_{\text{ум}} = 10 \text{ кг/кг}$. В топці котла спалюється газ при $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 35,5 \text{ Мдж/м}^3$.

387. Визначити кількість невикористаного тепла з відхідними газами при $I_{\text{Г}}^0 = 1,95 \text{ Мдж/кг}$, $I_{\text{В}}^0 = 1,77 \text{ Мдж/кг}$, $I_{\text{Х.п}}^0 = 0,27 \text{ Мдж/кг}$, $\alpha_{\text{відх}} = 1,25$ і $q_4 = 2\%$.

Як зміниться результат при $\alpha_{\text{відх}} = 1,45$?

388. Визначити розрахункову витрату палива для парогенератора продуктивністю $D = 1 \text{ кг/сек}$ пари при $p_{\text{п}} = 1,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_{\text{п}} = 250^\circ \text{С}$, якщо $t_{\text{ж.в}} = 50^\circ \text{С}$, $t_{\text{відх}} = 200^\circ \text{С}$, $t_{\text{х.п}} = 30^\circ \text{С}$, $\alpha_{\text{відх}} = 1,3$.

У топці парогенератора, устаткованій ланцюговою решіткою, спалюється донецький антрацит марки АС.

389. Визначити теплову напругу топкового об'єму для парогенератора продуктивністю $D = 10 \text{ кг/сек}$ пари при $p_{\text{п}} = 2,2 \text{ Мн/м}^2$, $t_{\text{п}} = 375^\circ \text{С}$, $t_{\text{ж.в}} = 100^\circ \text{С}$.

У топці парогенератора спалюється мазут при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 39,0 \text{ Мдж/кг}$, $\eta_{\text{пр}} = 0,88$ і $V_{\text{Т}} = 130 \text{ м}^3$.

Як зміниться результат, коли як паливо використовується дашавський природний газ при $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 35,5 \text{ Мдж/м}^3$, якщо $\eta_{\text{пр}} = 0,86$?

390. Визначити теплові напруги топкового об'єму і дзеркала горіння для парогенератора при $D = 1 \text{ кг/сек}$, $p_{\text{п}} = 1,5 \text{ Мн/м}^2$, $t_{\text{п}} = 350^\circ \text{С}$ і $t_{\text{ж.в}} = 50^\circ \text{С}$, якщо $V_{\text{Т}} = 25 \text{ м}^3$ і $R = 5 \text{ м}^2$ і як паливо використовується підмосковне буре вугілля з теплотою згоряння $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 10 \text{ Мдж/кг}$ і $\eta_{\text{пр}} = 0,73$.

Як зміниться результат, якщо топку переустаткувати для спалювання антрациту при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 26,5 \text{ Мдж/кг}$ і $\eta_{\text{пр}} = 0,77$?

391. Визначити величину коефіцієнта прямої віддачі топки для умов задачі 270, якщо температура газів на виході з топки $t_{\text{Т}}'' = 1000^\circ \text{С}$. Як зміниться результат при $t_{\text{Т}}'' = 800^\circ \text{С}$?

Взяти $q_5 = 0,8$.

392. Визначити радіаційну поверхню нагріву топки парогенератора, якщо витрата природного газу з теплотою згоряння $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 33,5 \text{ Мдж/м}^3$ становить $B = 0,14 \text{ м}^3/\text{сек}$ при $\mu = 0,3$; $a_{\text{Т}} = 0,35$; $t_{\text{геод}} = 1500^\circ \text{С}$ і $t_{\text{Т}}'' = 1000^\circ \text{С}$.

Фізичним теплом палива і повітря, яке надходить у топку, знехтувати.

393. Визначити поверхню нагріву протитокового пароперегрівника для парогенератора продуктивністю $D = 21$ кг/сек при $p_n = 4$ Мн/м² і $t_n = 440^\circ$ С, який витрачає $B = 16,5$ кг/сек мазуту 40 малосірчистого, якщо $\alpha_{np} = 1,2$; $k_{np} = 45$ вт/м² · град і $t'_r = 850^\circ$ С.

Присосом повітря через нещільності знехтувати. При розв'язанні задачі скористатись діаграмою $I-t$ (задача 259).

394. За даними прикладу 383 визначити поверхню нагріву конвективного пучка парогенератора, якщо температури газів $t'_r = 590^\circ$ С, $t''_r = 400^\circ$ С, а температура холодного повітря $t_{x.n} = 30^\circ$ С. Взяти $\Delta\alpha_{к.п} = 0,1$ і $k_{к.п} = 55$ вт/м² · град.

При розв'язанні задачі скористатись діаграмою $I-t$ (рис. 61).

395. Визначити поверхню нагріву протитокового водяного економайзера для парогенератора продуктивністю $D = 10$ кг/сек при $p_n = 4,0$ Мн/м², $t_n = 440^\circ$ С і $t_{ж.в} = 95^\circ$ С, якщо при спалюванні у топці мазуту 40 малосірчистого одержано такі розрахункові дані: $\eta_{пр} = 0,88$; $\alpha_{ек} = 1,3$; $t'_r = 300^\circ$ С; $k_{ек} = 48$ вт/м² · град.

Температура води за економайзером на 50 град нижча від температури насичення при тиску в барабані парогенератора ($p = 4,5$ Мн/м²).

Присосом повітря через нещільності знехтувати. При розв'язанні задачі скористатись діаграмою $I-t$ (задача 269).

396. Визначити поверхню нагріву протитокового повітропідігрівника, встановленого за економайзером парогенератора за умовою попередньої задачі, якщо $\alpha_r = 1,1$; $\Delta\alpha_{пов.п} = 0,1$; $t_{x.п} = 30^\circ$ С; $t_{r.п} = 150^\circ$ С і $k_{пов.п} = 20$ вт/м² · град.

При розв'язанні задачі використати діаграму $I-t$ (задача 269).

397. Визначити температуру вихідних газів за повітропідігрівником парогенератора за вихідними даними прикладу 380, якщо $t_{x.п} = 30^\circ$ С, $F_{пов.п} = 1500$ м², $k_{пов.п} = 20$ вт/м² · град, $\alpha_{відх} = 1,5$; $\Delta\alpha_{пов.п} = 0,1$, а температура газів перед повітропідігрівником $t'_r = 300^\circ$ С. Взяти $B_p = 0,68$ кг/сек. Які при цьому втрати з відхідними газами?

Як зміниться результат при збільшенні поверхні теплообміну вдвоє?

Б. Парові двигуни

5. *Енергетичний баланс парового двигуна.* Двигун без проміжних відборів пари

$$N_i = D (i_1 - i_2) \text{ вт},$$

де N_i — внутрішня потужність двигуна, *вт*;
 i_1 та i_2 — питомі ентальпії пари на вході і виході з двигуна, *дж/кг*.

Двигун з проміжними відборами пари

$$N_i = D (i_1 - i_2) - \sum_{i=1}^n D_{0_i} (i_{0_i} - i_2) \text{ вт},$$

де i_{0_i} — питома ентальпія пари у відборі, *дж/кг*;
 D_{0_i} — кількість відбираної пари, *кг/сек*.

6. *Відносні коефіцієнти потужності парового двигуна:*
внутрішній

$$\eta_{0_i} = \frac{N_i}{N_t};$$

ефективний

$$\eta_{0_e} = \frac{N_e}{N_t} = \eta_{0_i} \eta_m;$$

електричний

$$\eta_{0_{ел}} = \frac{N_{ел}}{N_t} = \eta_{0_i} \eta_m \eta_r,$$

де N_e — ефективна потужність двигуна (на муфті);
 $N_{ел}$ — електрична потужність двигуна (на клеммах електричного генератора);

причому

$$\frac{N_e}{N_t} = \eta_m \text{ — механічний к. к. д. двигуна};$$

$$\frac{N_{ел}}{N_e} = \eta_r \text{ — к. к. д. електричного генератора.}$$

Середні значення коефіцієнтів потужності і к. к. д. деяких типів парових двигунів дано в табл. 21—23.

Таблиця 21

Відносні внутрішні коефіцієнти потужності поршневих парових машин

Тип машини	Насичена пара		Перегріта пара	
	без конденсації	з конденсацією	без конденсації	з конденсацією
Одноразового розширення	0,50—0,80	0,40—0,70	0,65—0,85	0,50—0,80
Дворазового розширення	0,65—0,80	0,60—0,75	0,75—0,85	0,65—0,75
Триразового розширення	0,72—0,82	0,70—0,77	0,75—0,87	0,70—0,80

Таблиця 22

Механічний к. к. д. поршневих парових машин

Тип машини	Потужність N_e , квт					
	До 10	10—50	50—100	100—200	200—500	500—1000
Одноразового розширення	0,70—0,87	0,80—0,89	0,81—0,90	0,82—0,91	0,84—0,93	0,86—0,94
Дворазового розширення	—	0,79—0,84	0,80—0,87	0,81—0,88	0,83—0,90	0,85—0,92
Триразового розширення	—	—	0,79—0,85	0,80—0,86	0,82—0,88	0,84—0,90

Коефіцієнти потужності і к. к. д.

Тиск пари, Mn/m^2	1,5—			
Номінальна потужність турбогенератора, $Mвт$	1	1,5	3	6
Відносний внутрішній коефіцієнт потужності, η_{0i}	0,64—0,70	0,70—0,75	0,75—0,78	0,78—0,80
Механічний к. к. д. турбін, η_M	0,94—0,97	0,96—0,98	0,97—0,98	0,97—0,98
К. к. д. електричного генератора, η_r	0,92—0,93	0,93—0,94	0,94—0,95	0,95—0,96

7. *Питомі витрати пари.* Для двигунів без проміжних відборів пари питома витрата пари

$$d_i = \frac{D}{N_i} = \frac{1}{i_1 - i_2} \text{ кг/дж.}$$

При наявності проміжних відборів пари

$$d_i = \frac{D}{N_i} = \frac{1}{(i_1 - i_2) \left(1 - \sum_{i=1}^n \alpha_{0i} y_i \right)} \text{ кг/дж,}$$

де $\alpha_{0i} = \frac{D_{0i}}{D}$ — частка відбираної з проміжного відбору пари;

$y_i = \frac{i_{0i} - i_2}{i_1 - i_2}$ — так званий коефіцієнт недовироблення;

$$d_e = \frac{D}{N_e} = \frac{d_i}{\eta_m} \text{ кг/дж;}$$

$$d_{eл} = \frac{D}{N_{eл}} = \frac{d_i}{\eta_m \eta_r} \text{ кг/дж.}$$

8. *Розрахункові характеристики циліндра поршневої парової машини.* Середній індикаторний тиск у порожнині циліндра

$$p_i = \frac{f_{\text{інд}}}{m \cdot l_s} \text{ н/м}^2,$$

де $f_{\text{інд}}$ — площа індикаторної діаграми, мм^2 ;

Таблиця 23

конденсаційних парових турбін

3,0				9,0	12,0	17,0
12	25	50	100	50—100	50—100	50—100
0,80— 0,82	0,82— 0,84	0,82— 0,84	0,84— 0,85	0,80— 0,82	0,80— 0,81	0,78— 0,81
0,98— 0,99	0,98— 0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
0,96— 0,97	0,96— 0,97	0,97— 0,98	0,98— 0,99	0,985	0,985	0,985

m — масштаб пружини індикатора, $\frac{м.м.}{н/м^2}$;

i_s — повна довжина індикаторної діаграми, *м.м.*

Середня швидкість руху поршня (звичайно не перевищує 7 м/сек)

$$c_m = \frac{S\omega}{\pi} \text{ м/сек,}$$

де S — хід поршня, *м*;

$\omega = 2\pi n$ — кутова швидкість обертання вала машини, *рад/сек*;

n — число обертів вала, *об/сек*.

Індикаторна (внутрішня) потужність парової машини

$$N_i = 0,5c_m \sum_{i=1}^n p_i F_i = S n \sum_{i=1}^n p_i F_i \text{ вт,}$$

де $F_i = \frac{\pi}{4} D_i^2$ — площа поперечного перерізу порожнини циліндра машини при відсутності в ній штока поршня, *м²*;

$F_i = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_i^2)$ — те ж при наявності штока, *м²*;

D_i і d_i — діаметри циліндра і штока, *м*.

Звичайно $\frac{S}{D} = 0,5 \div 2,0$ і $\frac{d}{D} = 0,15 \div 0,20$.

Менші значення $\frac{S}{D}$ стосуються швидкохідних ($c_m > 5$ м/сек) і вертикальних машин.

9. Розрахункові характеристики ступеня парової турбіни. Швидкість пари на виході з сопел

$$c_1 = \varphi \sqrt{c_0^2 + 2(i_0 - i_{1r})} \text{ м/сек,}$$

або

$$c_1 = \sqrt{c_0^2 + 2(i_0 - i_1)} \text{ м/сек,}$$

де $\varphi = 0,92 - 0,98$ — швидкісний коефіцієнт сопел;

c_0 — швидкість пари на вході в сопла, *м/сек*;

i_0 та i_{1r} — питомі ентальпії пари на початку і наприкінці ізоентропного розширення в соплах, *дж/кг*;

i_1 — питома ентальпія пари на виході з сопел, *дж/кг*.

Колова швидкість робочих лопаток

$$u = \frac{D_{\text{ср}} \omega}{2} \text{ м/сек,}$$

де $D_{\text{ср}}$ — середній діаметр ступеня, м.

Найвигідніші відношення $\frac{u}{c_1}$:

для активного ступеня

$$\frac{u}{c_1} \approx 0,5 \cos \alpha_1 = 0,45 \div 0,48;$$

для реактивного ступеня

$$\frac{u}{c_1} \approx \cos \alpha_1 = 0,60 \div 0,90,$$

де α_1 — кут між вектором c_1 і площиною диска.

Реактивність ступеня

$$\rho = \frac{i_1 - i_{2\text{ад}}}{(i_0 - i_{1\text{T}}) + (i_1 - i_{2\text{ад}})},$$

де i_1 та $i_{2\text{ад}}$ — питомі ентальпії пари на початку і в кінці ізоентропного розширення в каналах робочих лопаток, дж/кг .

При цьому

$$(i_0 - i_{1\text{T}}) + (i_1 - i_{2\text{ад}}) \approx i_0 - i_{2\text{T}},$$

де $i_{2\text{T}}$ — питома ентальпія пари в кінці ізоентропного розширення в ступені турбіни, дж/кг .

Процеси розширення пари в діаграмі $i-s$ для активного і реактивного ступенів турбіни показано на рис. 83, 84.

Приклади

398. Визначити кінцевий стан і витрату пари для парової машини дворазового розширення ефективною потужністю $N_e = 300 \text{ кВт}$, яка працює при початкових параметрах пари $p_1 = 2,35 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ \text{ С}$ і при тиску в конденсаторі $p_2 = 14,7 \text{ кн/м}^2$.

Яка при цьому питома витрата пари?

Ентальпії пари при початкових параметрах і в кінці ізоентропного розширення

$$i_1 = 3240 \text{ кдж/кг та } i_{2\text{T}} = 2290 \text{ кдж/кг.}$$

Відносний внутрішній коефіцієнт потужності за табл. 21 беремо $\eta_{0i} = 0,70$.

Ентальпія відпрацьованої пари

$$i_2 = i_1 - (i_1 - i_{2T}) \eta_{0i} = 3240 - (3240 - 2290) \cdot 0,70 = 2570 \text{ кдж/кг.}$$

За ентальпією i_2 і тиском p_2 визначимо характеристики відпрацьованої пари:

$$t_2 = 53,6^\circ\text{C}; \quad x_2 = 0,99; \quad v_2 = 10,1 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Питома витрата пари на машину

$$d_i = \frac{1}{i_1 - i_2} = \frac{1}{(3240 - 2570) \cdot 10^3} = 1,49 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 1,49 \text{ мг/дж.}$$

Беручи за табл. 22 механічний к. к. д. $\eta_M = 0,85$, визначимо витрату пари на машину:

$$D = d_i N_i = d_i \frac{N_e}{\eta_M} = 1,49 \cdot 10^{-6} \frac{300 \cdot 10^3}{0,85} = 0,526 \text{ кг/сек.}$$

або

$$D = \frac{N_e}{(i_1 - i_2) \eta_M} = \frac{300}{(3240 - 2570) \cdot 0,85} = 0,526 \text{ кг/сек.}$$

Процес розширення пари в машині поданий на рис. 81 у діаграмі $i-s$.

399. Визначити потужність і питоми витрати пари для парової турбіни з одним нерегульованим відбором пари при $p_{01} = 60 \text{ кн/м}^2$ і $D_{01} = 0,2 \text{ кг/сек.}$

Турбіна витрачає $D = 8,0 \text{ кг/сек}$ пари при $p_1 = 2,85 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ\text{C}$.

Тиск у конденсаторі $p_2 = 5,4 \text{ кн/м}^2$.

Взяти $\eta_{0i} = 0,80$.

Питома робота пари при ізоентропному розширенні в турбіні до тиску p_2 становить

$$l_t = i_1 - i_{2T} = 3240 - 2130 = 1110 \text{ кдж/кг.}$$

Внутрішня робота пари при цьому дорівнює

$$l_i = i_1 - i_2 = l_t \eta_{0i} = 1110 \cdot 0,80 = 888 \text{ кдж/кг.}$$

Кінцева ентальпія пари

$$i_2 = i_1 - l_i = 3240 - 888 = 2350 \text{ кдж/кг.}$$

Лінія процесу розширення пари в турбіні в координатах $i-s$ зображена на рис. 82.

З діаграми $i-s$ визначаємо ентальпію пари у відборі:

$$i_{01} = 2610 \text{ кдж/кг.}$$

Внутрішня потужність турбіни

$$\begin{aligned} N_i &= D (i_1 - i_2) - D_{01} (i_{01} - i_2) = \\ &= 8,0 (3240 - 2350) - 0,2 (2610 - 2350) = 7070 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Беручи за табл. 23 к. к. д. $\eta_M = 0,98$ і $\eta_r = 0,96$, дістанемо:

$$N_{\text{еЛ}} = N_i \eta_M \eta_r = 7070 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 6650 \text{ квт.}$$

Питома витрата пари

$$d_i = \frac{D}{N_i} = \frac{8,0}{7070 \cdot 10^3} = 1,13 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 1,13 \text{ мг/дж.}$$

Питому витрату пари можна обчислити інакше.

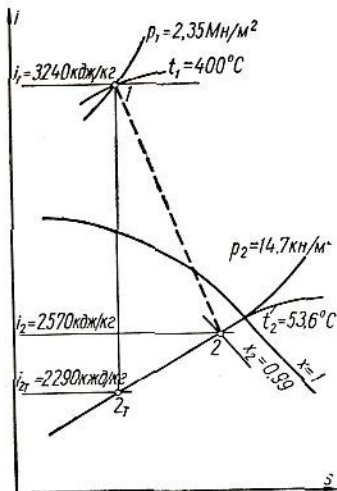


Рис. 81.

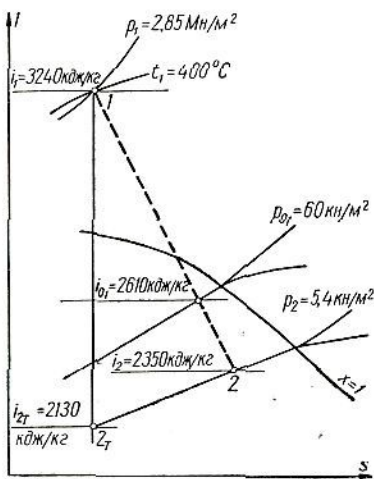


Рис. 82.

Коефіцієнт недовироблення

$$y_1 = \frac{i_{01} - i_2}{i_1 - i_2} = \frac{2610 - 2350}{3240 - 2350} = 0,292.$$

Частка відбіраної пари

$$\alpha_{01} = \frac{D_{01}}{D} = \frac{0,2}{8,0} = 0,025.$$

Питомі витрати пари

$$d_i = \frac{1}{(i_1 - i_2)(1 - \alpha_{01} y_1)} =$$

$$= \frac{1}{(3240 - 2350)(1 - 0,025 \cdot 0,292) \cdot 10^3} = 1,13 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 1,13 \text{ мг/дж.}$$

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_M} = \frac{1,13}{0,98} = 1,15 \text{ мг/дж.}$$

$$d_{\text{е.л}} = \frac{d_i}{\eta_m \eta_r} = \frac{1,13}{0,98 \cdot 0,96} = 1,20 \text{ мг/дм.}$$

400. Визначити ефективну потужність парової машини одноразового розширення, діаметр циліндра і хід поршня якої становлять $D = 275 \text{ мм}$ і $S = 550 \text{ мм}$, а кутова швидкість вала $\omega = 25,0 \text{ рад/сек}$.

В результаті індицирування машини одержано такі дані при $m = 50 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{н/м}^2}$: $l_s = 55 \text{ мм}$, $f_{\text{інд}_1} = 770 \text{ мм}^2$ і $f_{\text{інд}_2} = 740 \text{ мм}^2$.

Середній індикаторний тиск

$$p_{i_1} = \frac{f_{\text{інд}_1}}{ml_s} = \frac{770}{50 \cdot 10^{-6} \cdot 55} = 280 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2;$$

$$p_{i_2} = \frac{f_{\text{інд}_2}}{ml_s} = \frac{740}{50 \cdot 10^{-6} \cdot 55} = 269 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2.$$

Для передньої порожнини при $\frac{d}{D} = 0,15$ ефективна площа перерізу циліндра

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} = \{0,275^2 - (0,15 \cdot 0,275)^2\} = 0,0581 \text{ м}^2.$$

Для задньої порожнини

$$F_2 = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} 0,275^2 = 0,0594 \text{ м}^2.$$

Середня швидкість руху поршня

$$c_m = \frac{S\omega}{\pi} = \frac{0,550 \cdot 25,0}{3,14} = 4,38 \text{ м/сек}.$$

Індикаторна потужність машини

$$N_i = 0,5c_m \sum_{i=1}^2 p_i F_i = 0,5 \cdot 4,38 (280 \cdot 10^3 \cdot 0,0581 + 269 \cdot 10^3 \cdot 0,0594) = \\ = 70 \cdot 10^3 \text{ вт} = 70 \text{ квт}.$$

Беручи $\eta_m = 0,87$ (табл. 22), дістанемо:

$$N_e = N_i \eta_m = 70 \cdot 0,87 = 61 \text{ квт}.$$

401. Визначити діаметр і хід поршня вертикальної одноциліндрової парової машини одноразового розширення при $N_e = 20 \text{ квт}$; $n = 5 \text{ об/сек}$; $p_{i_1} \approx p_{i_2} = 0,35 \text{ Мн/м}^2$; $\frac{S}{D} = 1,1$ і $\frac{d}{D} = 0,15$.

Яка при цьому середня швидкість руху поршня?

Взявши за табл. 22 $\eta_m = 0,80$, визначаємо індикаторну потужність машини:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{20}{0,8} = 25 \text{ квт.}$$

При однакових значеннях p_i в обох порожнинах циліндра

$$S \sum_{i=1}^2 F_i = \frac{\pi}{4} S \sum_{i=1}^2 (2D_i^2 - d_i^2) = \frac{N_i}{p_i n},$$

звідки, після підстановки $S = 1,1D$ і $d = 0,15D$, дістанемо:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4N_i}{\pi p_i n 2,18}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,35 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 2,18}} = 0,203 \text{ м.}$$

Хід поршня

$$S = 1,1D = 1,1 \cdot 0,203 = 0,223 \text{ м.}$$

Середня швидкість руху поршня

$$c_m = \frac{S\omega}{\pi} = 2Sn = 2 \cdot 0,223 \cdot 5 = 2,23 \text{ м/сек.}$$

402. Визначити середній діаметр робочого колеса активного ступеня парової турбіни при $\omega = 524 \text{ рад/сек}$; $p_0 = 2,85 \text{ Мн/м}^2$; $t_0 = 400^\circ \text{С}$; $p_1 = 0,90 \text{ Мн/м}^2$ і $c_0 = 0$.

Як зміниться результат при зменшенні кутової швидкості обертання ротора вдвоє?

За діаграмою $i-s$ (рис. 83) ентальпії пари на вході в сопла і в кінці ізоентропного розширення

$$i_0 = 3240 \text{ кдж/кг} \text{ і } i_{1T} = 2920 \text{ кдж/кг.}$$

Швидкість пари на виході з сопел при $\varphi = 0,95$

$$c_1 = \varphi \sqrt{c_0^2 + 2(i_0 - i_{1T})} = 0,95 \sqrt{2(3240 - 2920) \cdot 10^3} = 760 \text{ м/сек.}$$

При найвигіднішому відношенні $\frac{u}{c_1} = 0,47$ колова швидкість робочих лопаток

$$u = 0,47 c_1 = 0,47 \cdot 760 = 357 \text{ м/сек.}$$

Середній діаметр робочого колеса ступеня

$$D_{cp} = \frac{2u}{\omega} = \frac{2 \cdot 357}{524} = 1,36 \text{ м.}$$

При зниженні швидкості обертання ротора турбіни вдвоє середній діаметр ступеня треба збільшити також у два рази. Він становитиме 2,72 м

403. Визначити кутову швидкість ротора парової турбіни, якщо параметри пари на вході в реактивний ступінь її становлять $p_0 = 0,90 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 280^\circ \text{ С}$. Тиск пари на виході з ступеня $p_2 = 0,60 \text{ Мн/м}^2$, діаметр ступеня $D_{\text{ср}} = 1,58 \text{ м}$.

Взяти: $\rho = 0,5$; $c_0 = 50 \text{ м/сек}$ і $\frac{u}{c_1} = 0,80$.

Який тиск пари на виході з сопел?

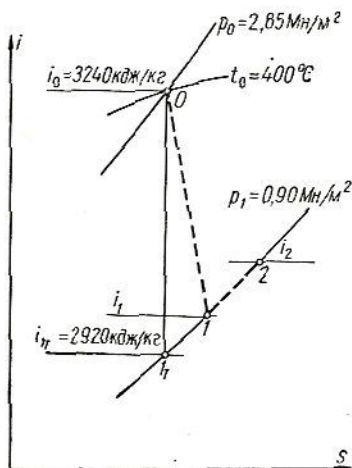


Рис. 83.

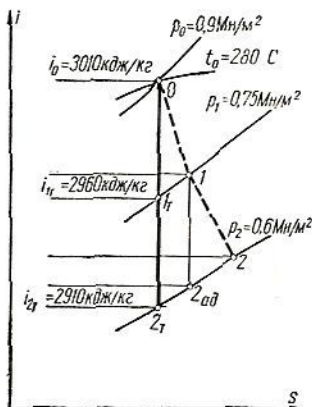


Рис. 84.

За діаграмою $i-s$ (рис. 84) визначаємо питомі ентальпії пари:

$$i_0 = 3010 \text{ кДж/кг} \text{ і } i_{2\text{T}} = 2910 \text{ кДж/кг}.$$

Зміна ентальпії пари при ізоентропному розширенні на робочих лопатках

$$i_1 - i_{2\text{ад}} = \rho (i_0 - i_{2\text{T}}) = 0,5 (3010 - 2910) = 50 \text{ кДж/кг}.$$

Зміна ентальпії пари при ізоентропному розширенні в соплах

$$i_0 - i_{1\text{T}} = (i_0 - i_{2\text{T}}) - (i_1 - i_{2\text{ад}}) = 3010 - 2910 - 50 = 50 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія пари в кінці ізоентропного розширення в соплах

$$i_{1\text{T}} = i_0 - (i_0 - i_{1\text{T}}) = 3010 - 50 = 2960 \text{ кДж/кг}.$$

За діаграмою $i-s$ знаходимо тиск пари на виході з сопел:

$$p_1 = 0,75 \text{ Мн/м}^2.$$

Беручи $\varphi = 0,97$, визначаємо швидкість пари на виході з сопел:

$$c_1 = \varphi \sqrt{c_0^2 + 2(i_0 - i_{1\text{T}})} = 0,97 \sqrt{50^2 + 2 \cdot 50 \cdot 10^3} = 310 \text{ м/сек}.$$

Колова швидкість робочих лопаток при найвигіднішому відношенні $\frac{u}{c_1} = 0,80$

$$u = 0,80 c_1 = 0,80 \cdot 310 = 248 \text{ м/сек.}$$

Швидкість обертання ротора турбіни

$$\omega = \frac{2u}{D_{\text{ср}}} = \frac{2 \cdot 248}{1,58} = 314 \text{ рад/сек,}$$

що відповідає числу обертів вала

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{314}{2\pi} = 50 \text{ об/сек.}$$

Задачі

404. Параметри пари перед паровою машиною одноразового розширення $p_1 = 1,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 280^\circ \text{С}$. Визначити, при якому кінцевому стані пари питома витрата її становитиме $d_e = 3,2 \text{ мг/дж}$, взявши $\eta_{0i} = 0,75$ і $\eta_m = 0,90$.

405. Визначити, при якому початковому стані пари перед паровою машиною дворазового розширення, що працює з випуском пари в атмосферу ($p_2 = 100 \text{ кн/м}^2$, $x_2 = 0,98$), потужність її при витраті пари $D = 0,10 \text{ кг/сек}$ становитиме $N_e = 35 \text{ кВт}$, взявши $\eta_{0i} = 0,80$ і $\eta_m = 0,82$.

406. Визначити внутрішній відносний коефіцієнт потужності суднової парової машини триразового розширення при $p_1 = 1,4 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 300^\circ \text{С}$; $p_2 = 20 \text{ кн/м}^2$, якщо при витраті пари $D = 1,6 \text{ кг/сек}$ потужність машини $N_e = 800 \text{ кВт}$.

Побудувати в діаграмі $i-s$ лінію процесу розширення пари в машині, взявши $\eta_m = 0,87$.

407. Визначити потужність і питому витрату пари парової турбіни, яка витрачає $D = 8,0 \text{ кг/сек}$ пари при $p_1 = 2,9 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 400^\circ \text{С}$ і $p_2 = 0,12 \text{ Мн/м}^2$.

Показати процес розширення пари в діаграмі $i-s$, взявши $\eta_{0i} = 0,78$; $\eta_m = 0,97$ і $\eta_r = 0,94$.

408. Визначити кількість відбіраної пари з турбіни потужністю $N_{\text{ел}} = 3000 \text{ кВт}$, яка витрачає $D = 5,0 \text{ кг/сек}$ пари тиском $p_1 = 1,8 \text{ Мн/м}^2$ при температурі $t_1 = 350^\circ \text{С}$, якщо тиск у конденсаторі $p_2 = 5,0 \text{ кн/м}^2$, а тиск відбіраної пари $p_{0i} = 0,25 \text{ Мн/м}^2$, взявши $\eta_{0i} = 0,77$; $\eta_m = 0,98$ і $\eta_r = 0,95$.

409. Визначити витрату пари для парової турбіни потужністю $N_{\text{ел}} = 12 \text{ Мвт}$ з двома відборами пари: $D_{0i} = 25 \text{ кг/сек}$ при $p_{0i} = 1,2 \text{ Мн/м}^2$ і $D_{0e} = 3,0 \text{ кг/сек}$ при

$p_{0_2} = 0,6 \text{ Мн/м}^2$, якщо $p_1 = 2,9 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 400^\circ \text{С}$;
 $p_2 = 0,15 \text{ Мн/м}^2$, взявши $\eta_{0i} = 0,80$; $\eta_m = 0,98$ і $\eta_r = 0,97$.

410. Визначити питомі витрати пари (d_i , d_e і $d_{eл}$) для парової турбіни з трьома відборами пари: $p_{0_1} = 0,24 \text{ Мн/м}^2$; $p_{0_2} = 0,15 \text{ Мн/м}^2$ і $p_{0_3} = 50 \text{ кн/м}^2$, якщо $\alpha_{0_1} = 0,09 \text{ кг/кг}$; $\alpha_{0_2} = 0,06 \text{ кг/кг}$ і $\alpha_{0_3} = 0,05 \text{ кг/кг}$.

Параметри пари перед турбіною: $p_1 = 2,9 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 400^\circ \text{С}$. Тиск у конденсаторі $p_2 = 5,0 \text{ кн/м}^2$.

Взяти $\eta_{0i} = 0,80$; $\eta_{0e} = 0,78$ і $\eta_{0eл} = 0,76$.

411. Визначити ефективну потужність одноциліндрової парової машини при $D = 400 \text{ мм}$; $S = 500 \text{ мм}$; $d = 80 \text{ мм}$ і $\omega = 20 \text{ рад/сек}$, якщо в результаті індицирування порожнини циліндра при $m = 100 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{н/м}^2}$ одержано такі дані: $l_s = 80 \text{ мм}$; $f_{\text{інд}_1} = 2680 \text{ мм}^2$ і $f_{\text{інд}_2} = 2590 \text{ мм}^2$, взявши $\eta_m = 0,88$.

412. Визначити середню швидкість поршня одноциліндрової парової машини потужністю $N_e = 35 \text{ кВт}$ при $\omega = 18,8 \text{ рад/сек}$ і $D = 300 \text{ мм}$, вважаючи, що потужність обох порожнин циліндра однакова.

В результаті індицирування задньої порожнини при $m = 80 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{н/м}^2}$ одержано такі дані: $l_s = 65 \text{ мм}$ і $f_{\text{інд}} = 1860 \text{ мм}^2$. Взяти $\eta_m = 0,85$ і $\frac{S}{D} = 1,2$.

413. Визначити кутову швидкість обертання вала парової машини одноразового розширення потужністю $N_e = 120 \text{ кВт}$ при $D = 380 \text{ мм}$, $S = 450 \text{ мм}$ і $d = 60 \text{ мм}$, якщо $p_{i_1} = 350 \text{ кн/м}^2$ і $p_{i_2} = 335 \text{ кн/м}^2$, взявши $\eta_m = 0,88$.

414. Визначити середній діаметр реактивного ступеня турбіни при початкових параметрах пари $p_0 = 1,1 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 300^\circ \text{С}$ і тиску за робочими лопатками $p_2 = 1,0 \text{ Мн/м}^2$. Реактивність ступеня $\rho = 0,5$; число обертів вала $n = 50 \text{ об/сек}$, а швидкість пари на вході в сопла $c_0 = 50 \text{ м/сек}$. Взяти $\varphi = 0,95$ і $\frac{u}{c_1} = 0,70$.

415. Визначити відношення $\frac{u}{c_1}$ для ступеня парової турбіни при $D_{\text{ср}} = 1,20 \text{ м}$; $n = 50 \text{ об/сек}$; $\rho = 0,10$; $p_0 = 20 \text{ кн/м}^2$; $x_0 = 0,90$ і $p_2 = 10 \text{ кн/м}^2$, взявши $c_0 = 0$ і $\varphi = 0,95$.

416. Визначити тиск пари на виході з ступеня парової турбіни при $D_{\text{ср}} = 1,30 \text{ м}$; $n = 50 \text{ об/сек}$; $\rho = 0$ і $\frac{u}{c_1} = 0,5$,

якщо стан пари на вході в сопла $p_0 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$ і $t_0 = 250^\circ \text{С}$, взявши $c_0 = 0$ і $\varphi = 0,95$.

Гідравлічними опорами в каналах лопаток знехтувати.

В. Допоміжні пристрої паросилових установок

10. *Тягодуттьові пристрої*. Розрахункові характеристики дуттьового вентилятора.

Продуктивність вентилятора

$$V_v = \beta_1 B V_n^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{\text{пов}}) \frac{T_v}{273} \cdot \frac{101,3}{p_v} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

де β_1 — коефіцієнт запасу за продуктивністю (вважають, що він дорівнює 1,05—1,1);

B — витрата палива, кг/сек ;

V_n^0 — теоретично необхідна кількість повітря (при нормальних умовах), $\text{м}^3/\text{кг}$;

α_T — коефіцієнт надлишку повітря в топці;

$\Delta\alpha_T$ — присос повітря в топці;

$\Delta\alpha_{\text{пов}}$ — витікання повітря в повітропідігрівнику;

T_v — температура повітря перед вентилятором, $^\circ\text{К}$;

p_v — тиск повітря перед вентилятором, кн/м^2 .

Потужність привода вентилятора (при $\Delta p_v < 10^4 \text{ н/м}^2$)

$$N_v \approx \beta_3 \frac{V_v \beta_2 \Delta p_v}{\eta_v} \text{ вт,}$$

де β_3 — коефіцієнт запасу за потужністю

$$\beta_3 = 1,05 \div 1,1;$$

β_2 — коефіцієнт запасу за напором ($\beta_2 = 1,1$);

Δp_v — повний напір, створюваний вентилятором, н/м^2 ;

η_v — повний коефіцієнт потужності вентилятора

$$\eta_v = 0,6 \div 0,8.$$

Розрахункові характеристики димососа. Продуктивність димососа

$$V_d = \beta_1 B V_{гн} \frac{T_d}{273} \cdot \frac{101,3}{p_d} \text{ м}^3/\text{сек,}$$

де $V_{гн}$ — об'єм відхідних газів (при нормальних умовах), $\text{м}^3/\text{кг}$;

T_d — температура газів перед димососом, $^\circ\text{К}$;

p_d — тиск газів перед димососом, кн/м^2 .

Потужність привода димососа (при $\Delta p_d < 10^4$ н/м²)

$$N_d \approx \beta_3 \frac{V_d \beta_2 \Delta p_d}{\eta_d} \text{ вт},$$

де Δp_d — повний напір, створюваний димососом, н/м²;
 η_d — коефіцієнт потужності димососа (звичайно $\eta_d = 0,5 \div 0,6$).

Розрахункові характеристики димаря.

Діаметр устя димаря

$$d = \sqrt{\frac{4V_\Gamma}{\pi \omega}} \text{ м},$$

де V_Γ — кількість газів в усті димаря, м³/сек;
 ω — швидкість газів в усті димаря, м/сек: при штучній тязі $\omega = 10 \div 20$ м/сек; при природній тязі $\omega = 6 \div 10$ м/сек.

Висота димаря при природній тязі вибирається з умов одержання заданої тяги:

$$\rho_{\text{вак}} + \sum_{n=1}^n \Delta p = Hg (\rho_{\text{пов}} - \rho_\Gamma) \text{ н/м}^2,$$

де $\rho_{\text{вак}}$ — розрідження в місці приєднання газоходу до димаря, н/м²;

$\Sigma \Delta p$ — втрати на тертя газів об стінки димаря із вихідною швидкістю, н/м²;

H — висота димаря, м;

g — прискорення сили тяжіння, м/сек²;

$\rho_{\text{пов}}$ — густина повітря при тиску і температурі навколишнього середовища, кг/м³;

ρ_Γ — густина повітря при середніх значеннях тиску і температури газів у димарі, кг/м³.

11. Конденсатор. Енергобаланс конденсатора

$$D_k (i_2 - i_k) = W (i_{v_2} - i_{v_1}) \text{ вт},$$

де D_k — кількість пари, яка надходить у конденсатор, кг/сек;

i_2 — ентальпія пари, Дж/кг;

i_k — ентальпія конденсату, Дж/кг;

W — витрата охолодної води, кг/сек;

i_{v_1} , i_{v_2} — ентальпія охолодної води на вході і виході конденсатора, Дж/кг.

Кількість пари, яка надходить у конденсатор, визначається з рівняння енергобалансу турбогенератора

$$\frac{N_{\text{ел}}}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} = D_1 i_1 - \sum D_{0_i} i_{0_i} - D_{\text{к}} i_2 \text{ вт},$$

де $N_{\text{ел}}$ — електричне навантаження генератора, *вт*;

$\eta_{\text{м}}$ — механічний к. к. д. турбіни;

$\eta_{\text{г}}$ — к. к. д. генератора;

D_1 — кількість пари, яка надходить у турбіну, *кг/сек*;

D_{0_i} — витрата пари з i -го відбору, *кг/сек*;

i_1 — ентальпія пари перед турбіною, *дж/кг*;

i_{0_i} — ентальпія пари в i -му відборі, *дж/кг*.

Розв'язуючи разом рівняння теплового балансу з рівнянням матеріального балансу

$$D_1 = \sum D_{0_i} + D_{\text{к}},$$

для витрати пари, яка надходить у конденсатор, дістанемо:

$$D_{\text{к}} = \frac{N_{\text{ел}} - \sum D_{0_i} (i_1 - i_{0_i}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{(i_1 - i_2) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} \text{ кг/сек.}$$

Кратність охолодження

$$m = \frac{W}{D_{\text{к}}} = \frac{i_2 - i_{\text{к}}}{i_{\text{в}_2} - i_{\text{в}_1}} \text{ кг/кг.}$$

Поверхня охолодження конденсатора

$$F_{\text{к}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{D_{\text{к}} (i_2 - i_{\text{к}})}{k \Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2,$$

де k — коефіцієнт теплопередачі, *вт/м². град*;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — середній температурний напір, *град*.

12. *Водопідігрівна установка.* Теплове навантаження установки (рис. 85)

$$Q = W (i_{\text{пр}} - i_{\text{зв}}) \text{ вт},$$

де W — витрата сільової води, *кг/сек*;

$i_{\text{пр}}$ — ентальпія прямої (гарячої) води, *дж/кг*;

$i_{\text{зв}}$ — ентальпія зворотної води, *дж/кг*.

Теплове навантаження основного підігрівника

$$Q_{\text{осн}} = W (i_{\text{осн}} - i_{\text{зв}}) \text{ вт},$$

де $i_{\text{осн}}$ — ентальпія сільової води після основного підігрівника, *дж/кг*.

Теплове навантаження пікового підігрівника

$$Q_{\text{пк}} = Q - Q_{\text{осн}} = W (i_{\text{пр}} - i_{\text{осн}}) \text{ вт.}$$

Витрата грійучої пари на піковий підігрівник (ПП)

$$D_{\text{пiк}} = \frac{Q_{\text{пiк}}}{(i_{\text{п}} - i_{\text{п}}^{\text{к}}) \varphi_{\text{пiк}}} = \frac{W(i_{\text{пр}} - i_{\text{осн}})}{(i_{\text{п}} - i_{\text{п}}^{\text{к}}) \varphi_{\text{пiк}}} \text{ кг/сек},$$

де $i_{\text{п}}$ — ентальпія грійучої пари, дж/кг;

$i_{\text{п}}^{\text{к}}$ — ентальпія конденсату, дж/кг;

$\varphi_{\text{пiк}}$ — коефіцієнт, що враховує теплообмін з навколишнім середовищем.

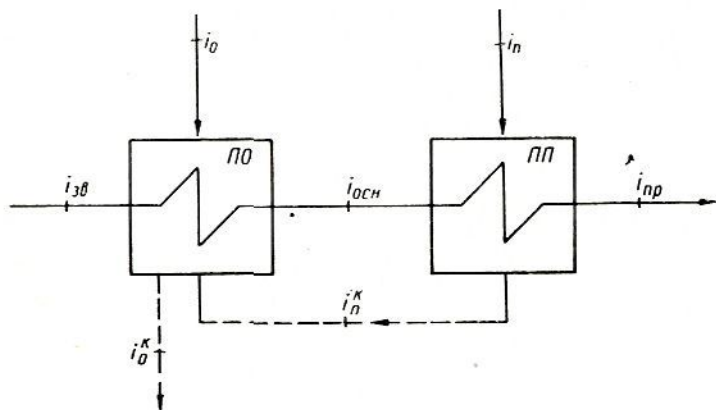


Рис. 85.

Витрата грійучої пари на основний підігрівник (ПО)

$$D_{\text{осн}} = \frac{Q_{\text{осн}} - D_{\text{пiк}}(i_{\text{п}}^{\text{к}} - i_0^{\text{к}})}{(i_0 - i_0^{\text{к}}) \varphi_{\text{осн}}} \text{ кг/сек},$$

де i_0 — ентальпія грійучої пари, дж/кг;

$i_0^{\text{к}}$ — ентальпія конденсату, дж/кг;

$\varphi_{\text{осн}}$ — коефіцієнт, що враховує теплообмін з навколишнім середовищем.

13. Редуційно-охолодна установка (РОУ).

Розрахунок РОУ полягає у визначенні витрати охолодної води $G_{\text{в}}$ кг/сек, потрібної для охолодження пари, а також витрати свіжої пари D_1 , кг/сек (рис. 86).

Для розрахунку треба знати: кількість редукованої пари D_2 , кг/сек; i_1 , i_2 і $i_{\text{в}}$ — ентальпії свіжої та редукованої пари.

Матеріальний баланс установки

$$D_2 = D_1 + G_{\text{в}} \text{ кг/сек}.$$

Енергобаланс установки

$$D_2 i_2 = D_1 i_1 + G_B i_B \text{ вт.}$$

Розв'язуючи разом ці два рівняння, дістаємо:
витрата охолодної води на 1 кг свіжої пари

$$z = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_B} \text{ кг/кг;}$$

витрата свіжої пари

$$D_1 = \frac{D_2}{1 + z} \text{ кг/сек;}$$

витрата охолодної води

$$G_B = D_1 z = \frac{D_1 (i_1 - i_2)}{i_1 - i_B} \text{ кг/сек.}$$



Рис. 86.

Приклади

417. Розрахувати тягодуттвову установку для парогенератора продуктивністю $D = 7 \text{ кг/сек}$. У топці парогенератора спалюється тверде паливо, склад якого, %, $C^P = 70$; $H^P = 5$, $S_n^P = 4,2$; $N^P = 1,8$; $O^P = 4,5$; $A^P = 7,5$; $W^P = 7$.

Параметри пари $p_1 = 3,5 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 440^\circ \text{С}$.

Температури, $^\circ \text{С}$, живильної води $t_{ж.в} = 150$; відхідних газів $t_{відх} = 200$; холодного повітря $t_{х.п} = 27$.

Коефіцієнт використання тепла палива $\eta_{пр} = 0,7$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_t = 1,2$, в газозоді $\alpha_r = 1,4$.

Повний опір повітряного тракту $\Delta p_B = 1,2 \text{ кн/м}^2$, газозового тракту $\Delta p_D = 2,0 \text{ кн/м}^2$.

Взяти коефіцієнти потужності $\eta_B = 0,7$, $\eta_D = 0,6$.

Барометричний тиск $p_6 = 101,3 \text{ кн/м}^2$.

Попередні обчислення

За таблицями води і водяної пари визначаємо ентальпію пари $i_1 = 3320 \text{ кДж/кг}$ і живильної води $i_{ж.в} = 634 \text{ кДж/кг}$.

Теплота згорання палива

$$Q_H^P = 340 C^P + 1260 H^P - 110 (O^P - S_n^P) - 25 (W^P + 9H^P) =$$

$$= 340 \cdot 70 + 1260 \cdot 5 - 110 (4,5 - 4,2) - 25 (7 + 9 \cdot 5) = 28,7 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг,}$$

$$\text{або } Q_H^P = 28,7 \text{ МДж/кг.}$$

Витрата палива при повній продуктивності парогенератора

$$B = \frac{D(i_1 - i_{ж.в.})}{Q_H^p \eta_{пг}} = \frac{7(3320 - 634) \cdot 10^3}{28,7 \cdot 10^6 \cdot 0,7} = 0,93 \text{ кг/сек.}$$

Згідно з розрахунком продуктів згоряння для даного палива (приклад 258) теоретична кількість повітря $V_H^0 = 7,53 \text{ м}^3/\text{кг}$; теоретична кількість водяних парів $V_{H_2O}^0 = 0,765 \text{ м}^3/\text{кг}$; теоретична кількість сухих газів $V_{с.г}^0 = 7,3 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Дійсна кількість газів (при $\alpha = 1,2$) $V_{ГН} = 9,65 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Кількість сухих газів (при $\alpha = 1,4$)

$$V_{с.г} = V_{с.г}^0 + (\alpha - 1) V_H^0 = 7,3 + (1,4 - 1) \cdot 7,53 = 10,3 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Кількість водяних парів (при $\alpha = 1,4$)

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1) V_H^0 = 0,765 + 0,0161(1,4 - 1) \cdot 7,53 = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Кількість газів (при $\alpha = 1,4$)

$$V_G = V_{с.г} + V_{H_2O} = 10,3 + 0,8 = 11,1 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Розрахунок дуттьового вентилятора.

Продуктивність вентилятора

$$V_B = B \alpha_T V_H^0 \frac{T_B}{273} \cdot \frac{101,3}{p_B} = 0,93 \cdot 1,2 \cdot 7,53 \cdot \frac{300}{273} \cdot \frac{101,3}{101,3} = 9,25 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Потужність привода вентилятора

$$N_B = \beta_3 \frac{V_B \beta_2 \Delta p_B}{\eta_B} = 1,1 \cdot \frac{9,25 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 10^3}{0,7} = 19,25 \cdot 10^3 \text{ вт,}$$

або $N_B = 19,25 \text{ квт.}$

Розрахунок димососної установки.

Продуктивність димососа

$$V_D = \beta_1 B V_{ГН} \frac{T_D}{273} \frac{101,3}{p_D} = 1,1 \cdot 0,93 \cdot 11,1 \cdot \frac{473}{273} \cdot \frac{101,3}{101,3} = 19,7 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Потужність привода димососа

$$N_D = \beta_2 \frac{V_D \Delta p_D}{\eta_D} = 1,1 \cdot \frac{19,7 \cdot 2,0 \cdot 10^3}{0,6} = 72 \cdot 10^3 \text{ вт,}$$

або $N_D = 72 \text{ квт.}$

418. Визначити висоту і діаметр димаря, якщо кількість продуктів згоряння $V_G = 20 \text{ м}^3/\text{сек}$, гідравлічний опір газового тракту 200 н/м^2 , середня температура газів $t_G = 190^\circ \text{ С}$, температура навколишнього середовища $t_{пов} = 30^\circ \text{ С}$, густина димових газів при нормальних умовах

$\rho_{гн} = 1,3 \text{ кг/м}^3$. Втратами на тертя газів об стінки димаря знехтувати.

Діаметр устя димаря

$$d = \sqrt{\frac{4V_{г}}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 8}} \approx 1,8 \text{ м.}$$

Втрата напору при виході газів з димаря

$$\Delta p = \frac{w^2}{2} \rho_{г} = \frac{8^2}{2} \cdot 0,765 = 24,4 \text{ н/м}^2.$$

Густина газів при середній температурі $t_{г} = 190^{\circ} \text{C}$

$$\rho_{г} = \rho_{гн} \frac{T_{гн}}{T_{г}} = 1,3 \cdot \frac{273}{463} = 0,765 \text{ кг/м}^3.$$

Густина навколишнього повітря

$$\rho_{пов} = \rho_{повн} \frac{T_{гн}}{T_{п}} = 1,29 \cdot \frac{273}{303} = 1,17 \text{ кг/м}^3.$$

Висота димаря

$$H = \frac{p_{вак} + \Sigma \Delta p}{g(\rho_{пов} - \rho_{г})} = \frac{200 + 24,4}{9,81(1,17 - 0,765)} = 57,5 \text{ м.}$$

419. Парова турбіна з промисловим відбором потужністю 4 Мвт працює при параметрах пари $p_1 = 2,9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 450^{\circ} \text{C}$ і тиску в конденсаторі $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$.

Визначити витрату охолодної води на конденсатор при електричному навантаженні турбіни 3,2 Мвт, якщо з промислового відбору відпускається пара при тиску $0,5 \text{ Мн/м}^2$ у кількості $4,5 \text{ кг/сек}$ і з регенеративного відбору відбирається пара при тиску $7,6 \text{ кн/м}^2$ у кількості $0,2 \text{ кг/сек}$.

Внутрішні відносні коефіцієнти потужності відповідно дорівнюють:

частини високого тиску (до відбору) $\eta'_{0i} = 0,75$;

частини низького тиску (після відбору) $\eta''_{0i} = 0,8$.

Взяти $\eta_m = 0,97$; $\eta_{г} = 0,96$.

Температура охолодної води на вході $t_{в1} = 10^{\circ} \text{C}$, а на виході на 3°C нижча, ніж температура в паровому просторі конденсатора.

Процес розширення пари в турбіні показано на рис. 87.

За діаграмою знаходимо: $i_1 = 3344 \text{ кдж/кг}$; $i_{відг} = 2884 \text{ кдж/кг}$.

Ентальпія пари в промисловому відборі при дійсному розширенні ($\eta'_{0i} = 0,75$)

$$i_{від} = i_1 - \eta'_{0i}(i_1 - i_{відг}) = 3344 - 0,75(3344 - 2884) = 3000 \text{ кдж/кг.}$$

Далі за рис. 87 знаходимо $i_{2t} = 2220$ кДж/кг і ентальпія пари на виході з турбіни при дійсному розширенні ($\eta_{0t}'' = 0,8$)

$$i_2 = i_{\text{від}} - \eta_{0t}'' (i_{\text{від}} - i_{2t}) = 3000 - 0,8 (3000 - 2220) = 2376 \text{ кДж/кг.}$$

За графіком на рис. 87 визначаємо ентальпію пари в регенеративному відборі при $p_{\text{рег}} = 7,6 \text{ кН/м}^2$ (перетин ізобари $p = 7,6 \text{ кН/м}^2$ з лінією процесу розширення)

$$i_{\text{рег}} = 2712 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість пари, що надходить у конденсатор,

$$D_K = \frac{N_e - [D_{\text{п}} (i_1 - i_{\text{від}}) + D_{\text{рег}} (i_1 - i_{\text{рег}})] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{(i_1 - i_2) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} =$$

$$= \frac{3,2 \cdot 10^6 - [4,5 (3344 - 3000) + 0,2 (3344 - 2712)] \cdot 0,97 \cdot 0,96}{(3344 - 2376) \cdot 0,97 \cdot 0,96} =$$

$$= 1,8 \text{ кг/сек.}$$

Температура насичення в паровому просторі конденсатора при тиску 4 кН/м^2

$$t_s = 28,6^\circ \text{C.}$$

Температура охолодної води на виході з конденсатора

$$t_{B_2} = t_s - 3 = 28,6 - 3 = 25,6^\circ \text{C.}$$

Ентальпія охолодної води на вході

$$i_{B_1} \approx 42 \text{ кДж/кг, а на виході } i_{B_2} \approx 107 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія конденсату

$$i_K = 120 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата охолодної води

$$W = \frac{D_K (i_2 - i_K)}{i_{B_2} - i_{B_1}} = \frac{1,8 (2376 - 120)}{107 - 42} = 62,5 \text{ кг/сек.}$$

що відповідає кратності охолодження

$$m = \frac{W}{D_K} = \frac{62,5}{1,8} = 35.$$

420. Визначити поверхню охолодження конденсатора парової турбіни, характеристики якої дано в прикладі 419. Взяти $k = 2000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$

З прикладу 419 відомо, що $i_2 = 2376$ кдж/кг; $i_K = 120$ кдж/кг; $t_{B_1} = 10^\circ \text{C}$, $t_{B_2} = 25,6^\circ \text{C}$; $t_s = 28,6^\circ \text{C}$.

Поверхня охолодження конденсатора розраховується при максимальному пропуску пари в конденсатор, який може бути при повному електричному навантаженні турбогенератора без відборів з промислового і регенеративного відборів

$$D_K = \frac{N_{\text{ел}} - \sum D_{0_i} (i_1 - i_{0_i}) \eta_M \eta_T}{(i_1 - i_2) \eta_M \eta_T} = \frac{4 \cdot 10^6}{(3344 - 2376) \cdot 0,97 \cdot 0,96} = 4,4 \text{ кг/сек.}$$

Середній температурний напір

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{18,6 - 3}{2,3 \lg \frac{18,6}{3}} = 8,6 \text{ град.}$$

Поверхня охолодження

$$F = \frac{D_K (i_2 - i_K)}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{4,4 (2376 - 120) \cdot 10^3}{2000 \cdot 8,6} = 575 \text{ м}^2.$$

421. Визначити витрату пари на підігрів сітьової води опалювальної сітки при тепловому навантаженні 50 Мвт , якщо вода підігрівається від 60° до 120°C . Тиск гріючої пари в основному підігрівнику $p_{\text{осн}} = 120 \text{ кн/м}^2$, а в піковому $p_{\text{пик}} = 600 \text{ кн/м}^2$. Взяти температуру на виході з основного підігрівника нижчу на 9°C від температури насичення гріючої пари.

Гріючу пару на вході в підігрівник вважати сухою насиченою ($x = 1$); $\varphi_{\text{осн}} = 0,98$; $\varphi_{\text{пик}} = 0,99$.

За таблицями води і водяної пари визначаємо ентальпії, кдж/кг:

$$i_{\text{п}} = 2760; i_{\text{п}}^K = 670; i_0 = 2680; i_0^K = 435; i_{\text{пр}} = 500; i_{\text{зв}} = 250.$$

Витрата сітьової води

$$W = \frac{Q}{i_{\text{пр}} - i_{\text{зв}}} = \frac{50 \cdot 10^6}{(500 - 250) \cdot 10^3} = 200 \text{ кг/сек.}$$

Згідно з умовою сітьова вода в основному підігрівнику нагріється при $t_s = 104^\circ \text{C}$ до

$$t_{\text{осн}} = t_s - 9 = 104 - 9 = 95^\circ \text{C.}$$

Ентальпія води відповідно $i_{\text{осн}} = 400$ кдж/кг.

Теплове навантаження пікового підігрівника

$$Q_{\text{пик}} = W (i_{\text{пр}} - i_{\text{осн}}) = 200 (500 - 400) \cdot 10^3 = 20 \cdot 10^6 \text{ вт,}$$

або $Q_{\text{пик}} = 20 \text{ Мвт.}$

Витрата гріючої пари на піковий підігрівник

$$D_{\text{пик}} = \frac{Q_{\text{пик}}}{(i_{\text{п}} - i_{\text{п}}^K) \varphi_{\text{пик}}} = \frac{20 \cdot 10^6}{(2760 - 670) \cdot 10^3 \cdot 0,99} = 9,7 \text{ кг/сек.}$$

Теплове навантаження основного підігрівника

$$Q_{\text{осн}} = Q - Q_{\text{пик}} = 50 - 20 = 30 \text{ Мвт.}$$

Витрата гріючої пари на основний підігрівник

$$D_{\text{осн}} = \frac{Q_{\text{осн}} - D_{\text{пик}}(i_{\text{п}}^{\text{к}} - i_0^{\text{к}})}{(i_0 - i_0^{\text{к}}) \varphi_{\text{осн}}} = \frac{30 \cdot 10^6 - 9,7 (670 - 435) \cdot 10^3}{(2680 - 435) \cdot 10^3 \cdot 0,98} = 12,6 \text{ кг/сек.}$$

Загальна витрата пари на підігрів сітьової води

$$D = D_{\text{пик}} + D_{\text{осн}} = 9,7 + 12,6 = 22,3 \text{ кг/сек.}$$

422. За даними прикладу 421 гріюча пара надходить на піковий підігрівник з редуційно-охолодної установки. Визначити витрати свіжої пари і охолодної води, якщо параметри свіжої пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$, а температура охолодної води $t_{\text{в}} = 200^\circ \text{С}$.

Тиск охолодної води взяти 13 Мн/м^2 .

За даними прикладу 421 для редукованої пари

$$D_2 = D_{\text{пик}} = 9,7 \text{ кг/сек}; \\ i_2 = i_{\text{п}} = 2760 \text{ кДж/кг.}$$

За таблицями знаходимо: $i_1 = 3380 \text{ кДж/кг}$; $i_{\text{в}} = 855 \text{ кДж/кг}$.

Витрата охолодної води на 1 кг свіжої пари

$$z = \frac{i_1 - i_2}{i_2 - i_{\text{в}}} = \frac{3380 - 2760}{2760 - 855} = 0,326 \text{ кг/кг.}$$

Витрата свіжої пари

$$D_1 = \frac{D_2}{1 + z} = \frac{9,7}{1 + 0,326} = 7,3 \text{ кг/сек.}$$

Витрата охолодної води

$$G_{\text{в}} = D_1 z = 7,3 \cdot 0,326 = 2,4 \text{ кг/сек.}$$

Перевіряючи розрахунок за матеріальним балансом установки, дістанемо:

$$D_2 = D_1 + G_{\text{в}} = 7,3 + 2,4 = 9,7 \text{ кг/сек.}$$

Задачі

423. Визначити висоту димаря, якщо гідравлічний опір газового тракту становить 200 н/м^2 , середня швидкість газів 8 м/сек , середня температура газів 190°С , температура навколишнього середовища 30°С , густина газів при нормальних умовах $\rho_{\text{гн}} = 1,3 \text{ кг/м}^3$.

424. Визначити потужність привода дуттьового вентилятора парогенератора продуктивністю $D = 47,2 \text{ кг/сек}$, якщо сумарний опір повітряного тракту $\Delta p_{\text{пов}} = 2400 \text{ н/м}^2$, коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T = 1,35$, присос повітря в топці $\Delta \alpha_T = 0,05$, витікання повітря у повітропідігрівнику $\Delta \alpha_{\text{пов}} = 0,05$, температура холодного повітря $t_{x.п} = 30^\circ \text{C}$, випарність палива $u = 7 \text{ кг/кг}$, теоретична кількість повітря $V_n^0 = 6,6 \text{ м}^3/\text{кг}$, взявши коефіцієнт потужності вентилятора $\eta_v = 0,8$.

425. Визначити потужність привода дуттьового вентилятора парогенератора продуктивністю $D = 64 \text{ кг/сек}$, якщо сумарний опір повітряного тракту $\Delta p_{\text{пов}} = 2000 \text{ н/м}^2$.

У топці парогенератора спалюється паливо марки АС Донецького родовища.

Параметри пари $p_1 = 9,0 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{C}$, температура живильної води $t_{ж.в} = 212^\circ \text{C}$. Коефіцієнт використання тепла палива $\eta_{пг} = 0,88$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T = 1,25$, присос повітря в топці $\Delta \alpha_T = 0,05$, витікання повітря у повітропідігрівнику $\Delta \alpha_{\text{пов}} = 0,05$, температура холодного повітря $t_{x.п} = 30^\circ \text{C}$.

Коефіцієнт потужності вентилятора $\eta_v = 0,8$.

426. Визначити потужність привода димососа, якщо в топці парогенератора спалюється $B = 5 \text{ кг/сек}$ палива, об'єм відхідних газів при нормальних умовах $V_{гн} = 10 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура відхідних газів $t_{відх} = 200^\circ \text{C}$, повний напір, що його розвиває димосос, дорівнює $\Delta p_d = 2250 \text{ н/м}^2$.

Коефіцієнт потужності димососа $\eta_d = 0,6$.

427. Визначити витрату охолодної води на конденсатор парової турбіни потужністю 50 Мвт , якщо з регульованого відбору при тиску $p_{від_1} = 1 \text{ Мн/м}^2$ відпускається 50 кг/сек пари, а з регульованого відбору при тиску $p_{від_2} = 120 \text{ кн/м}^2$ відпускається 20 кг/сек пари. Параметри пари перед турбіною $p_1 = 13 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 565^\circ \text{C}$. Тиск в конденсаторі $p_2 = 5 \text{ кн/м}^2$.

Внутрішні відносні коефіцієнти потужності відповідно дорівнюють:

частині високого тиску $\eta'_{0i} = 0,75$;

частині середнього тиску $\eta''_{0i} = 0,77$;

частині низького тиску $\eta'''_{0i} = 0,79$.

Взяти $\eta_m = 0,97$, $\eta_r = 0,98$.

Температура охолодної води на вході $t_{в_1} = 10^\circ \text{C}$, а на виході на 3°C нижча, ніж температура в паровому просторі конденсатора.

428. Визначити кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо тиск у конденсаторі 4 кн/м^2 , вміст пари на вході в конденсатор $x = 0,88$. Температура охолодної води на вході $t_{в_1} = 10$, а на виході $t_{в_2} = 20^\circ \text{C}$.

429. У парову турбіну потужністю 50 Мвт надходить $51,6 \text{ кг/сек}$ пари при $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 500^\circ \text{C}$. Тиск у конденсаторі $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$.

Визначити витрату охолодної води, якщо температура води на вході $t_{в_1} = 12^\circ \text{C}$, а на виході на 5°C нижча від температури насичення пари в конденсаторі. Внутрішній відносний коефіцієнт потужності турбіни $\eta_{oi} = 0,8$. Взяти $\eta_m = 0,97$, $\eta_r = 0,98$, $\Sigma D_{oi} (i_1 - i_{\text{від}}) = 30 \text{ Мвт}$.

430. Визначити витрату охолодної води на конденсатор парової турбіни потужністю 25 Мвт . Початкові параметри пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{C}$.

Тиск у конденсаторі $p_2 = 4 \text{ кн/м}^2$.

З турбіни відбирається пара в кількості $D_{\text{відб}} = 40 \text{ кг/сек}$ при тиску $p_{\text{від}} = 1 \text{ Мн/м}^2$. Внутрішній відносний коефіцієнт потужності турбіни: частини високого тиску $\eta'_{oi} = 0,68$, а частини низького тиску $\eta''_{oi} = 0,70$.

Температура охолодної води на вході $t_{в_1} = 14$, а на виході $t_{в_2} = 24^\circ \text{C}$.

431. Визначити витрату пари на підігрів сільової води опалювальної сітки при тепловому навантаженні $6,0 \text{ Мвт}$, якщо витрата сільової води 30 кг/сек , а температура зворотної води $t_{зв} = 60^\circ \text{C}$. Тиск гріючої пари в основному підігрівнику $p_{\text{осн}} = 120 \text{ кн/м}^2$.

432. Визначити витрату пари на теплофікаційну водопідігрівну установку при нагріві сільової води в кількості 100 кг/сек від $t_{зв} = 70$ до $t_{\text{пр}} = 150^\circ \text{C}$. Тиск гріючої пари в основному підігрівнику $p_{\text{осн}} = 120 \text{ кн/м}^2$, а в піковому підігрівнику $p_{\text{пик}} = 0,6 \text{ Мн/м}^2$.

Як зміниться результат, якщо тиск гріючої пари в основному підігрівнику підвищений до $p_{\text{осн}} = 250 \text{ кн/м}^2$?

433. Визначити витрату сільової води, якщо теплове навантаження теплофікаційної водопідігрівної установки становить 100 Мвт , температура прямої води $t_{\text{пр}} = 130$, а зворотної $t_{зв} = 70^\circ \text{C}$.

Як зміниться результат, якщо при інших рівних умовах температура гарячої води становитиме 150°C .

434. Визначити витрату охолодної води і свіжої пари на РОУ, якщо для свіжої пари $p_1 = 13 \text{ Мн/м}^2$ і $t_1 = 565^\circ \text{С}$. Витрата редукованої пари $D_2 = 64 \text{ кг/сек}$ при $p_2 = 1,3 \text{ Мн/м}^2$ і $t_2 = 300^\circ \text{С}$.

Температура охолодної води $t_b = 215^\circ \text{С}$ ($p_b = 15 \text{ Мн/м}^2$).

435. На РОУ надходить 40 кг/сек пари при $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$.

Визначити витрату редукованої пари при $p_2 = 0,8 \text{ Мн/м}^2$ і $t_2 = 250^\circ \text{С}$. Температура охолодної води $t_b = 212^\circ \text{С}$ ($p_b = 13 \text{ Мн/м}^2$).

436. Визначити витрату охолодної води на 1 кг редукованої пари РОУ, якщо для свіжої пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$, а для редукованої — $p_2 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$, $t_2 = 300^\circ \text{С}$. Температура охолодної води $t_b = 150^\circ \text{С}$ при $p_b = 13 \text{ Мн/м}^2$.

§ 15. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАЦІЙНИХ ПАРСИЛОВИХ УСТАНОВОК *

1. Рівняння енергобалансу КЕС

$$N_{\text{ел}} = BQ_{\text{н}}^p \eta_{\text{КЕС}} \text{ вт,}$$

де $\eta_{\text{КЕС}}$ — коефіцієнт використання тепла палива в установці (брutto).

При спалюванні палива, ексергія якого дорівнює його теплоті згоряння, коефіцієнт використання тепла палива $\eta_{\text{КЕС}}$ чисельно дорівнює к. к. д. установки.

2. Коефіцієнт використання тепла палива (к. к. д. установки)

$$\eta_{\text{КЕС}} \approx \eta_{\text{пр}} \eta_t \eta_{0 \text{ ел}}.$$

Тут не враховано втрат у з'єднувальних трубопроводах, бо вони порівняно невеликі і звичайно не перевищують 1—2%.

Коефіцієнт використання тепла палива з урахуванням витрати енергії на власні потреби (нетто)

$$\eta_{\text{КЕС}}^{\text{н}} = \eta_{\text{КЕС}} (1 - k_{\text{ел}}),$$

де $k_{\text{ел}} = 0,05 \div 0,10$.

* Теплоелектричні станції з такими установками називають КЕС.

Більші значення $k_{ел}$ стосуються установок з агрегатами великої потужності і з підвищеними параметрами пари.

3. Питома витрата тепла

$$q_{КЕС} = \frac{1}{\eta_{КЕС}} = 29,3 \text{ } b_{ум} \text{ дж/дж,}$$

де $b_{ум}$ — питома витрата умовного палива, $мг/дж$.

4. Питомі витрати:

натурального палива

$$b = \frac{B}{N_{ел}} = \frac{1}{Q_H^p \eta_{КЕС}} \text{ кг/дж;}$$

умовного палива

$$b_{ум} = \frac{B_{ум}}{N_{ел}} = \frac{0,0341 \cdot 10^{-6}}{\eta_{КЕС}} \text{ кг/дж.}$$

Приклади

437. Розрахувати основні характеристики реальної паросилової установки за даними прикладу 363, вважаючи $\eta_{пр} = 0,85$; $\eta_{oi} = 0,80$; $\eta_m = 0,98$ і $\eta_r = 0,96$, взявши $k_{ел} = 8\%$.

Втратами в трубопроводах знехтувати.

Потужність на клеммах генератора

$$N_{ел} = N_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r = 17,8 \cdot 0,80 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 13,4 \text{ Мвт.}$$

Коефіцієнти використання тепла палива

$$\begin{aligned} \eta_{КЕС} &= \eta_{пр} \eta_t \eta_{0\text{ел}} = \eta_{пр} \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r = \\ &= 0,85 \cdot 0,375 \cdot 0,80 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,24; \end{aligned}$$

$$\eta_{КЕС}^H = \eta_{КЕС} (1 - k_{ел}) = 0,24 (1 - 0,08) = 0,22.$$

Витрата палива

$$B = \frac{N_{ел}}{Q_H^p \eta_{КЕС}} = \frac{13,4}{21 \cdot 0,24} = 2,7 \text{ кг/сек.}$$

Питома витрата пари

$$d_{ел} = \frac{D}{N_{ел}} = \frac{15,0}{13,4 \cdot 10^6} = 1,12 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 1,12 \text{ мг/дж.}$$

Питома витрата палива

$$b_{ел} = \frac{B}{N_{ел}} = \frac{2,7}{13,4 \cdot 10^6} = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,2 \text{ мг/дж.}$$

438. Визначити ефективність і витрати тепла, палива і охолодної води для найпростішої конденсаційної паросилової установки потужністю $N_{ел} = 500$ квт, якщо відомі такі дані: $p_1 = 1,3$ Мн/м², $t_1 = 200^\circ$ С, $p_2 = 4,9$ кн/м² і $Q_H^p = 25$ Мдж/кг.

Взяти $\eta_{0i} = 0,700$; $\eta_m = 0,930$; $\eta_r = 0,920$ і $\eta_{пг} = 0,780$. Втратами в трубопроводах знехтувати.

За вихідними даними $i_1 = 2820$ кдж/кг; $i_{2t} = 2000$ кдж/кг і $i_2' = 137$ кдж/кг.

Ентальпія відпрацьованої пари

$$i_2 = i_1 - (i_1 - i_{2t}) \eta_{0i} = 2820 - (2820 - 2000) \cdot 0,70 = 2250 \text{ кдж/кг.}$$

Витрата пари

$$D = \frac{N_{ел}}{(i_1 - i_2) \eta_m \eta_r} = \frac{500}{(2820 - 2250) \cdot 0,93 \cdot 0,92} = 1,02 \text{ кг/сек.}$$

Витрата охолодної води при $\delta t_B = 12$ град.

$$m_B = \frac{D(i_2 - i_2')}{c_B \delta t_B} = \frac{1,02(2250 - 137)}{4,2 \cdot 12} = 43 \text{ кг/сек.}$$

Тепломеханічний коефіцієнт ідеального циклу

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_{2t}}{i_1 - i_2'} = \frac{2820 - 2000}{2820 - 137} = 0,305.$$

Коефіцієнт використання тепла палива установки

$$\eta_{КЕС} = \eta_{пг} \eta_t \eta_{0ел} = \eta_{пг} \eta_t \eta_{0i} \eta_m \eta_r = 0,780 \cdot 0,305 \cdot 0,700 \cdot 0,930 \cdot 0,920 = 0,143.$$

Питома витрата тепла

$$q_{КЕС} = \frac{1}{\eta_{КЕС}} = \frac{1}{0,143} = 7,0 \text{ дж/дж}$$

Витрата палива

$$B = \frac{N_{ел}}{Q_H^p \eta_{КЕС}} = \frac{500}{25 \cdot 10^3 \cdot 0,143} = 0,14 \text{ кг/сек.}$$

439. Визначити ефективність, питому витрату палива і потужність регенеративної паросилової установки при $p_1 = 3,4$ Мн/м², $t_1 = 435^\circ$ С і $p_2 = 4,9$ кн/м², яка витрачає $B = 5,0$ кг/сек палива з теплотою згоряння $Q_H^p =$

$\approx 30 \text{ Мдж/кг}$, якщо питома витрата пари на турбіні становить $d_{\text{ел}} = 1,3 \text{ мг/дж}$, а температура живильної води $t_{\text{ж.в}} = 150^\circ \text{С}$.

Взяти $k_{\text{ел}} = 7\%$ і $\eta_{\text{пг}} = 0,875$.

Відповідно до вихідних даних

$$i_1 = 3310 \text{ кдж/кг} \quad \text{і} \quad i_{\text{ж.в}} = 630 \text{ кдж/кг.}$$

З рівняння енергобалансу парогенератора дістанемо:

$$D = \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{пг}}}{i_1 - i_{\text{ж.в}}} = \frac{5,30 \cdot 10^3 \cdot 0,875}{3310 - 630} = 49 \text{ кг/сек.}$$

Потужність на клеммах генератора

$$N_{\text{ел}} = \frac{D}{d_{\text{ел}}} = \frac{49}{1,3 \cdot 10^{-6}} = 37,7 \cdot 10^6 \text{ вт} = 37,7 \text{ Мвт.}$$

Корисна потужність установки

$$N \approx N_{\text{ел}} (1 - k_{\text{ел}}) = 37,7 (1 - 0,07) = 35,0 \text{ Мвт.}$$

Питома витрата палива

$$b = \frac{B}{N_{\text{ел}}} = \frac{50}{37,7 \cdot 10^6} = 0,133 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,133 \text{ мг/дж.}$$

Коефіцієнти використання тепла палива

$$\eta_{\text{КЕС}} = \frac{N_{\text{ел}}}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{37,7}{5,0 \cdot 30} = 0,251;$$

$$\eta_{\text{КЕС}}^{\text{н}} = \frac{N}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{35,0}{5,0 \cdot 30} = 0,233.$$

440. Визначити ефективність, а також питомі витрати тепла і умовного палива для паросилової установки з проміжним перегрівом пари за умовою прикладу 365, якщо потужність установки $N_{\text{ел}} = 200 \text{ Мвт}$, а витрата свіжої пари $D = 175 \text{ кг/сек}$. Температура живильної води після регенеративного підігріву становить $t_{\text{ж.в}} = 225^\circ \text{С}$. Взяти $\eta_{0i} = 0,85$ і $\eta_{\text{пг}} = 0,90$. Втратами в сполучних трубопроводах знехтувати.

Ентальпія пари на вході в проміжний пароперегрівник

$$i_a^{\text{р}} = i_1 - (i_1 - i_a) \eta_{0i} = 3520 - (3520 - 3020) \cdot 0,85 = 3100 \text{ кдж/кг.}$$

Питома затрата тепла в парогенераторі

$$q_1 = (i_1 - i_{\text{ж.в}}) + (i_{\text{в}} - i_a^{\text{р}}) = (3520 - 970) + (3610 - 3100) = 3060 \text{ кдж/кг.}$$

Теплова потужність парогенератора

$$Q_1 = q_1 D = 3060 \cdot 175 = 536 \cdot 10^3 \text{ кВт} = 536 \text{ Мвт.}$$

Питома витрата умовного палива

$$b_{\text{ум}} = \frac{B_{\text{ум}}}{N_{\text{ел}}} = \frac{Q_1}{N_{\text{ел}} Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{пг}}} = \\ = \frac{536}{200 \cdot 29,3 \cdot 10^6 \cdot 0,90} = 0,102 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,102 \text{ мг/дж}.$$

Коефіцієнт використання тепла палива в установці

$$\eta_{\text{КЕС}} = \frac{0,0341 \cdot 10^{-6}}{b_{\text{ум}}} = \frac{0,0341 \cdot 10^{-6}}{0,102 \cdot 10^{-6}} = 0,335.$$

Питома витрата тепла

$$q_{\text{КЕС}} = 29,3 b_{\text{ум}} = 29,3 \cdot 0,102 = 3,0 \text{ дж/дж}.$$

Задачі

441. Визначити потужність найпростішої паросилової установки, яка витрачає 5,5 кг/сек палива з теплою згоряння $Q_{\text{н}}^p = 23 \text{ Мдж/кг}$, працює при $p_1 = 4 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 450^\circ \text{С}$ і $p_2 = 5,0 \text{ кн/м}^2$. Втратами в трубопроводах знехтувати. Взяти $\eta_{\text{пг}} = 0,80$; $\eta_{0\text{т}} = 0,85$; $\eta_{\text{м}} = 0,98$ і $\eta_{\text{г}} = 0,97$.

442. Визначити витрату палива для найпростішої паросилової установки потужністю $N_{\text{ел}} = 3000 \text{ кВт}$, якщо питома витрата пари $d_{\text{ел}} = 1,7 \text{ мг/дж}$, а стан відпрацьованої пари $p_2 = 4,0 \text{ кн/м}^2$ і $x_2 = 0,9$.

Взяти $Q_{\text{н}}^p = 23 \text{ Мдж/кг}$, $\eta_{\text{пг}} = 0,70$; $\eta_{0\text{ел}} = 0,70$; $\eta_{\text{м}} = 0,94$ і $\eta_{\text{г}} = 0,95$.

Втратами в паропроводах знехтувати.

443. Визначити витрату умовного палива і ефективність найпростішої паросилової установки потужністю $N_{\text{ел}} = 25 \text{ Мвт}$, яка працює при $p_1 = 2,9 \text{ Мн/м}^2$; $t_1 = 400^\circ \text{С}$; $p_2 = 4,0 \text{ кн/м}^2$ і $x_2 = 0,88$.

Втратами в трубопроводі знехтувати, взявши $\eta_{\text{пг}} = 0,80$ і $\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = 0,95$.

444. Визначити ефективність і електричну потужність паросилової установки, яка працює без регенерації тепла і витрачає 2,8 кг/сек палива ($Q_{\text{н}}^p = 21 \text{ Мдж/кг}$), якщо витрата пари становить 14,0 кг/сек, а параметри пари $p_1 = 3,5 \text{ Мн/м}^2$, $p_2 = 5 \text{ кн/м}^2$, $t_1 = 435^\circ \text{С}$ і $x_2 = 0,91$. Втратами в трубопроводах знехтувати, взявши $\eta_{\text{пг}} = 0,78$ і $\eta_{0\text{ел}} = 0,80$.

445. Визначити витрату палива ($Q_{\text{н}}^p = 19 \text{ Мдж/кг}$) і питоми витрати пари й тепла для паросилової установки, яка

працює без відборів пари на регенерацію і витрачає 50 кг/сек пари при $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 480^\circ \text{С}$ і $p_2 = 4,0 \text{ кн/м}^2$. Знехтувати втратами в трубопроводах, взявши $\eta_{\text{пр}} = 0,85$; $\eta_{0 \text{ ел}} = 0,80$; $\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{г}} = 0,95$.

446. Розрахувати основні характеристики паросилової установки за даними прикладу 437 при включенні в роботу регенеративного підігрівника, якщо $p_{0_1} = 0,08 \text{ Мн/м}^2$ і $D_{0_1} = 1,5 \text{ кг/сек}$. Порівняти результати з обчисленими в прикладі 437.

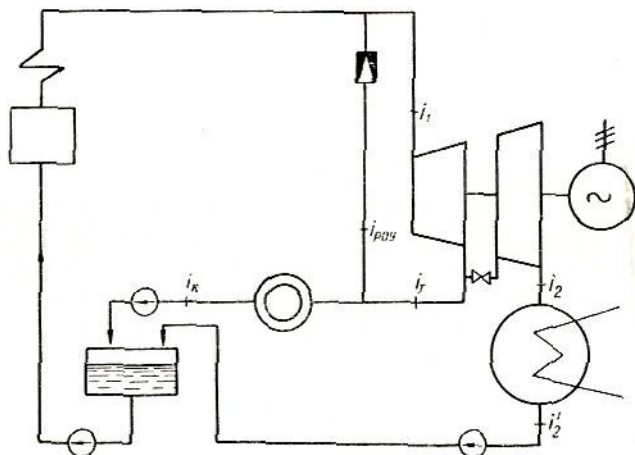


Рис. 88.

447. Визначити ефективність і витрати тепла, палива та охолодної води для регенеративної паросилової установки з турбіною за даними прикладу 399, якщо $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 30 \text{ Мдж/кг}$ і $\eta_{\text{пр}} = 0,80$. Втратами в трубопроводах знехтувати, взявши $\delta t_{\text{в}} = 12 \text{ град}$.

448. Визначити ефективність і питомі витрати тепла й умовного палива для регенеративної паросилової установки при $p_1 = 9,0 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$, $p_2 = 3,5 \text{ кн/м}^2$, яка витрачає $B = 10 \text{ кг/сек}$ палива при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 31 \text{ Мдж/кг}$, якщо питома витрата пари $d_i = 1,0 \text{ мг/дж}$, а температура живильної води $t_{\text{ж.в}} = 220^\circ \text{С}$. Взяти $\eta_{\text{пр}} = 0,89$; $\eta_{\text{м}} = 0,99$ і $\eta_{\text{г}} = 0,98$.

449. Визначити ефективність і питомі витрати тепла й умовного палива для паросилової установки з проміжним перегрівом пари за умовою задачі 373 при температурі

живильної води після регенеративного підігріву $t_{ж.в} = 240^\circ \text{C}$, якщо питома витрата пари становить $d_{ел} = 0,73 \text{ мг/дж}$. Втратами в трубопроводах знехтувати, взявши $k_{ел} = 10\%$; $\eta_{пг} = 0,93$; $\eta_{оел} = 0,83$ і $\eta_{м} = \eta_{г} = 0,99$.

§ 16. ОСНОВИ ТЕПЛОФІКАЦІЇ

Установки, в яких здійснюється комбіноване централізоване електро- і теплопостачання споживачів, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ).

Принципальну схему ТЕЦ та ідеальний цикл установки показано на рис. 88, 89.

Ідеальні теплофікаційні установки

1. Електрична потужність ТЕЦ на конденсаційному режимі

$$N_{к_1} = D_{к} (i_1 - i_2) \text{ вт},$$

де $D_{к}$ — витрата пари через конденсаційну частину турбіни, кг/сек .

Електрична потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі

$$N_{т_1} = D_{т} (i_1 - i_2) \text{ вт},$$

де $D_{т}$ — витрата пари з теплофікаційного відбору турбіни, кг/сек .

Повна електрична потужність ТЕЦ

$$N_{\text{т}} = N_{к_1} + N_{т_1} \text{ вт}.$$

2. Теплова потужність ТЕЦ

$$Q_{\text{ТЕЦ}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{РОУ}} \text{ вт},$$

де $Q_{\text{т}} = D_{\text{т}} (i_{\text{т}} - i'_{\text{т}})$ — теплова потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі, вт ;

$Q_{\text{РОУ}} = D_{\text{РОУ}} (i_{\text{РОУ}} - i'_{\text{РОУ}})$ — теплова потужність ТЕЦ на режимі теплопостачання через ре-

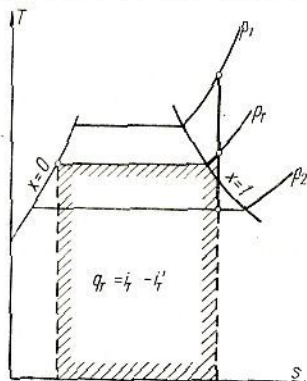


Рис. 89.

дукційно-охолодну установку (РОУ), *вт*;

$D_{\text{РОУ}}$ — витрата пари з РОУ, *кг/сек*.

3. Основні безрозмірні характеристики ТЕЦ: теплофікаційний коефіцієнт

$$\tau_t = \frac{N_{T_t}}{Q_T} = \frac{i_1 - i_T}{i_1 - i'_T};$$

частка теплофікаційного електропостачання

$$e_{T_t} = \frac{N_{T_t}}{N_t};$$

частка теплофікаційного тепlopостачання

$$q_{T_t} = \frac{Q_T}{Q_{\text{ТЕЦ}}}.$$

4. Економія палива на ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою (при однакових значеннях електричного і теплового навантаження установок)

$$\Delta b_t = \frac{B_{\text{розд}} - B_{\text{ТЕЦ}}}{B_{\text{розд}}} \cdot 100 = \frac{1 - \eta_V^k}{\frac{1}{e_{T_t}} + \frac{\eta_V^k}{\tau_t q_{T_t}}} \cdot 100\%.$$

де $B_{\text{розд}}$ — витрата палива при роздільній енергоустановці, *кг/сек*;

$B_{\text{ТЕЦ}}$ — витрата палива на ТЕЦ, *кг/сек*;

$\eta_V^k = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}$ — тепломеханічний коефіцієнт конденсаційного циклу.

Реальні теплофікаційні установки

5. Електрична потужність ТЕЦ на конденсаційному режимі

$$N_K = D_K (i_1 - i_2) \eta_{0\text{ел}}^k \text{ вт},$$

де $\eta_{0\text{ел}}^k = \frac{N_K}{N_{K_t}} = \eta_{0i}^k \eta_M \eta_T$ — електричний відносний коефіцієнт потужності турбіни на конденсаційному режимі.

Електрична потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі

$$N_T = D_T (i_1 - i_T) \eta_{0\text{ел}}^T \text{ вт},$$

де $\eta_{0\text{ел}}^T = \frac{N_T}{N_{T_t}} = \eta_{0i}^T \eta_m \eta_r$ — електричний відносний коефіцієнт потужності турбіни на теплофікаційному режимі.

Повна електрична потужність ТЕЦ

$$N = N_k + N_T \text{ вт}.$$

6. Теплова потужність ТЕЦ

$$Q_{\text{ТЕЦ}} = Q_T + Q_{\text{РОУ}} \text{ вт},$$

де $Q_T = D_T (i_{T_d} - i_k)$ — теплова потужність ТЕЦ на режимі теплопостачання з відборів турбін, вт;

i_{T_d} — ентальпія пари у відборі турбіни, дж/кг;

i_k — ентальпія конденсату, що його повертають споживачі тепла на ТЕЦ, дж/кг;

$Q_{\text{РОУ}} = D_{\text{РОУ}} (i_{\text{РОУ}} - i_k)$ — теплова потужність ТЕЦ на режимі теплопостачання з РОУ, вт.

7. Безрозмірні характеристики ТЕЦ:

теплофікаційний коефіцієнт

$$\tau = \frac{N_T}{Q_T} = \tau_t \eta_{0\text{ел}}^T \frac{q_{T_t}}{q_T} = \tau_t \cdot \frac{e_T}{e_{T_t}} \cdot \frac{q_{T_t}}{q_T};$$

частка теплофікаційного електропостачання

$$e_T = \frac{N_T}{N} = e_{T_t} \eta_{0\text{ел}}^T;$$

частка теплопостачання з відборів турбін

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_{\text{ТЕЦ}}} = \frac{q_{T_t} \tau_t \eta_{0\text{ел}}^T}{\tau} = q_{T_t} \cdot \frac{\tau_t}{\tau} \cdot \frac{e_T}{e_{T_t}}.$$

8. Економія палива на ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою

$$\Delta b = \frac{B_{\text{розд}} - B_{\text{ТЕЦ}}}{B_{\text{розд}}} \cdot 100 = \frac{Q_{\text{розд}} - Q_{\text{ТЕЦ}}}{Q_{\text{розд}}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{\frac{1}{e_T} \left(\frac{1}{\eta_{ст}^K} - \frac{1}{\eta_{ст}^T} \right) + \frac{1 - \eta_i^K}{\eta_{ст}^T} + \frac{1}{q_{T_i} \tau_i \eta_{0ел}^T} \left(\frac{1}{\eta_{пг}^K} - \frac{1}{\eta_{пг}^{ТЕЦ}} \right)}{\frac{1}{e_T \eta_{ст}^K} + \frac{1}{q_{T_i} \tau_i \eta_{0ел}^T \eta_{пг}^K}} \times 100,$$

де $Q_{розд} = \frac{N}{\eta_{ст}^K} + \frac{Q}{\eta_{пг}^K}$ — витрата тепла при роздільній енергоустановці, *вт*;

$$Q_{ТЕЦ} = \frac{N - N_T}{\eta_{ст}^T} + \frac{N_T}{\eta_{пг}^{ТЕЦ} \eta_{0ел}^T} + \frac{Q}{\eta_{пг}^{ТЕЦ}}$$
 — витрата тепла на

ТЕЦ, *вт*;

$\eta_{ст}^K = \eta_{пг}^{КЕС} \eta_i^K \eta_{0i}^{КЕС} \eta_m \eta_r$ — к. к. д. конденсаційної електричної станції (КЕС);

$\eta_{ст}^T = \eta_{пг}^{ТЕЦ} \eta_i^T \eta_{0i}^{ТЕЦ} \eta_m \eta_r$ — к. к. д. ТЕЦ на конденсаційному режимі;

$\eta_{пг}^{КЕС}$, $\eta_{пг}^{ТЕЦ}$, $\eta_{пг}^K$ — коефіцієнт використання тепла парогенератора відповідно на конденсаційній електричній станції, на ТЕЦ і на опалювальній котельній;

$\eta_{0i}^{КЕС}$, $\eta_{0i}^{ТЕЦ}$ — внутрішній відносний коефіцієнт потужності відповідно конденсаційної і теплофікаційної турбін.

Приклади

450. Визначити витрату пари на теплофікаційну парову турбіну потужністю 12 *Мвт* при витраті пари з відбору в кількості 13,5 *кг/сек*. Параметри пари перед турбіною $p_1 = 3,5$ *Мн/м²*, $t_1 = 435^\circ$ *С*. Тиск у конденсаторі турбіни 4 *кн/м²*. Тиск пари у відборі турбіни 0,12 *Мн/м²*.

При розв'язанні прикладу вважати, що пара в турбіні розширюється ізоентропно (рис. 90).

За діаграмою *i-s* визначаємо ентальпії пари, *кДж/кг*: перед турбіною $i_1 = 3300$; у відборі $i_T = 2560$; на виході з турбіни $i_2 = 2140$.

Електрична потужність турбіни на теплофікаційному режимі

$$N_{T_i} = D_T (i_1 - i_T) = 13,5 (3300 - 25600) = 10 \cdot 10^3 \text{ квт},$$

або $N_{T_i} = 10$ *Мвт*.

Електрична потужність турбіни на конденсаційному режимі

$$N_{к_t} = N_t - N_{т_t} = 12 - 10 = 2 \text{ Мвт.}$$

Витрата пари через конденсаційну частину турбіни

$$D_{к} = \frac{N_{к_t}}{i_1 - i_2} = \frac{2 \cdot 10^6}{(3300 - 2140) \cdot 10^3} = 1,7 \text{ кг/сек.}$$

Витрата пари на турбіну

$$D = D_{т} + D_{к} = 13,5 + 1,7 = 15,2 \text{ кг/сек.}$$

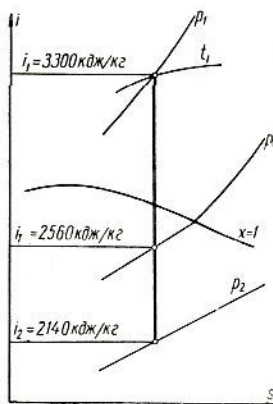


Рис. 90.

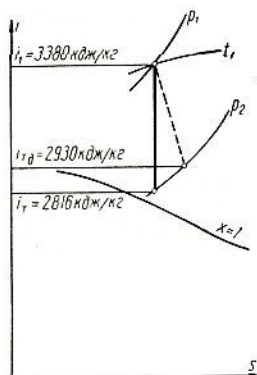


Рис. 91.

451. Теплоэлектроцентрально працює при параметрах пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$. Тиск пари у відборі $p_{т} = 1 \text{ Мн/м}^2$. Теплова потужність ТЕЦ — 250 Мвт . Конденсат від споживачів тепла повертається при температурі 70°С .

Визначити витрату пари РОУ, якщо з відборів турбін відпускається 80 кг/сек пари. Відносний коефіцієнт потужності теплофікаційної частини турбіни $\eta_{0i}^т = 0,8$.

Побудувавши процес ізоентропного розширення пари в діаграмі $i-s$ (рис. 91), визначаємо ентальпію пари на вході в турбіну $i_1 = 3380 \text{ кДж/кг}$ і у відборі турбіни $i_{т} = 2816 \text{ кДж/кг}$.

Ентальпія пари у відборі турбіни при дійсному розширенні

$$i_{т\partial} = i_1 - \eta_{0i}^т (i_1 - i_{т}) = 3380 - 0,8 (3380 - 2816) = 2930 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія конденсату $i_{к} = 293 \text{ кДж/кг}$.

Теплова потужність ТЕЦ на тепlopостачанні з відбору турбіни

$$Q_{т} = D_{т} (i_{т\partial} - i_{к}) = 80 (2930 - 293) = 210 \cdot 10^3 \text{ кВт,}$$

або $Q_T = 210 \text{ Мвт}$.

Витрата пари з РОУ

$$D_{\text{РОУ}} = \frac{Q_{\text{ТЕЦ}} - Q_T}{i_{\text{РОУ}} - i_k} = \frac{(250 - 210) \cdot 10^3}{2930 - 293} = 15 \text{ кг/сек.}$$

Тут вважається, що $i_{\text{РОУ}} = i_{\tau_d} = 2930 \text{ кДж/кг}$.

452. Визначити економію палива на ідеальній ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою, якщо початкові параметри пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$. Тиск у конденсаторі турбіни 4 кн/м^2 . Тиск пари у відборі турбіни $0,8 \text{ Мн/м}^2$. Електрична потужність ТЕЦ 100 Мвт , тепла — 300 Мвт при витраті пари з відборів турбін 100 кг/сек .

За діаграмою $i-s$ і таблицями водяної пари визначаємо ентальпії пари: перед турбіною $i_1 = 3380$; у відборі $i_T = 2772$; перед конденсатором $i_2 = 2010 \text{ кДж/кг}$; насиченої рідини при тиску у відборі $i'_T = 710 \text{ кДж/кг}$.

Теплофікаційний коефіцієнт установки

$$\tau_t = \frac{i_1 - i_T}{i_T - i'_T} = \frac{3380 - 2772}{2772 - 710} = 0,295.$$

Теплова потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі

$$Q_T = D_T (i_T - i'_T) = 100 (2772 - 710) = 206 \cdot 10^3 \text{ кВт},$$

або $Q_T = 206 \text{ Мвт}$.

Частка теплофікаційного теплопостачання

$$q_{\tau_t} = \frac{Q_T}{Q_{\text{ТЕЦ}}} = \frac{206}{300} = 0,686.$$

Електрична потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі

$$N_{\tau_t} = D_T (i_1 - i_T) = 100 (3380 - 2772) = 60,8 \cdot 10^3 \text{ кВт},$$

або $N_{\tau_t} = 60,8 \text{ Мвт}$.

Частка теплофікаційного електропостачання

$$e_{\tau_t} = \frac{N_{\tau_t}}{N_t} = \frac{60,8}{100} = 0,608.$$

Тепломеханічний коефіцієнт конденсаційного циклу

$$\eta_l^k = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} = \frac{3380 - 2010}{3380 - 117} = 0,42.$$

Економія палива на ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою

$$\Delta b = \frac{1 - \eta_l^k}{\frac{1}{e_{\tau_t}} + \frac{\eta_l^k}{\tau_t q_{\tau_t}}} \cdot 100 = \frac{1 - 0,42}{\frac{1}{0,608} + \frac{0,42}{0,295 \cdot 0,686}} \cdot 100 = 15,6\%.$$

453. Виконати розрахунок за даними прикладу 452 для реальної установки, якщо електричний відносний коефіцієнт потужності конденсаційної турбіни $\eta_{0ел}^{КЕС} = 0,76$, а теплофікаційної турбіни $\eta_{0ел}^{ТЕЦ} = 0,74$.

Коефіцієнт використання тепла парогенератора відповідно на конденсаційній електричній станції $\eta_{пг}^{КЕС} = 0,9$; на ТЕЦ $\eta_{пг}^{ТЕЦ} = 0,9$; на опалювальній котельні $\eta_{пг}^к = 0,7$.

За даними прикладу 452

$$\tau_t = 0,295; q_{\tau_t} = 0,686 \text{ і } \eta_t^к = 0,42.$$

К. к. д. конденсаційної електричної станції

$$\eta_{ст}^к = \eta_{пг}^{КЕС} \eta_t^к \eta_{0ел}^{КЕС} = 0,9 \cdot 0,42 \cdot 0,76 = 0,287.$$

Умовний к. к. д. ТЕЦ на конденсаційному режимі

$$\eta_{ст}^т = \eta_{пг}^{ТЕЦ} \eta_t^к \eta_{0ел}^{ТЕЦ} = 0,9 \cdot 0,42 \cdot 0,74 = 0,280.$$

Частка теплофікаційного електропостачання

$$e_{т} = \frac{N_{т}}{N} = e_{\tau_t} \eta_{0ел}^{ТЕЦ} = \frac{100 (3380 - 2772) \cdot 0,74}{100 \cdot 10^3} = 0,45.$$

Економія палива на ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою

$$\Delta b = \frac{\frac{1}{e_{т}} \left(\frac{1}{\eta_{ст}^к} + \frac{1}{\eta_{ст}^т} \right) + \frac{1 - \eta_t^к}{\eta_{ст}^т} + \frac{1}{q_{\tau_t} \tau_t \eta_{0ел}^{ТЕЦ}} \left(\frac{1}{\eta_{пг}^к} - \frac{1}{\eta_{пг}^{ТЕЦ}} \right)}{\frac{1}{e_{т} \eta_{ст}^к} + \frac{1}{q_{\tau_t} \tau_t \eta_{0ел}^{ТЕЦ} \eta_{пг}^к}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{\frac{1}{0,45} \left(\frac{1}{0,287} - \frac{1}{0,280} \right) + \frac{1 - 0,42}{0,280} + \frac{1}{0,686 \cdot 0,295 \cdot 0,74} \left(\frac{1}{0,7} - \frac{1}{0,9} \right)}{\frac{1}{0,45 \cdot 0,287} + \frac{1}{0,686 \cdot 0,295 \cdot 0,74 \cdot 0,7}} \times$$

$$\times 100 = 24\%.$$

Збільшення ефективності теплофікації (економії палива) в реальній установці порівняно з ідеальною можна пояснити тим, що коефіцієнт використання тепла парогенератора на ТЕЦ звичайно більший від коефіцієнта використання тепла парогенератора дрібних опалювальних котельних. Разом з тим в умовах реалізації теплофікаційних установок є фактори, які знижують економію палива порівняно з ідеальною установкою. До них належать: а) зниження ефективності турбіни $\eta_{0ел}^{ТЕЦ} < \eta_{0ел}^{КЕС}$; б) повернення конденсату від споживачів тепла з ентальпією, нижчою

від ентальпії насиченої рідини при тиску у відборі $i_k < i'_r$.

У прикладах, які ми розглядаємо, ці фактори менш значущі, ніж фактор, що підвищує економію палива, тобто $\eta_{пр}^{ТЕЦ} > \eta_{пр}^k$.

Задачі

454. Визначити електричну потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі, якщо її теплова потужність становить 200 Мвт при $q_r = 1$.

Початкові параметри пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$. Тепловим споживачем пара відпускається з відбору турбіни при тиску 1 Мн/м^2 . При розв'язанні задачі установку вважати ідеальною.

455. Визначити витрату пари через конденсаційну частину теплофікаційної турбіни потужністю 50 Мвт при відпуску пари з відбору турбіни в кількості 40 кг/сек і тиску 120 кн/м^2 . Параметри пари перед турбіною $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 \approx 500^\circ \text{С}$. Тиск у конденсаторі 4 кн/м^2 . При розв'язанні задачі установку вважати ідеальною.

456. Теплоелектроцентрально працює при параметрах пари $p_1 = 3,5 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 400^\circ \text{С}$.

Тиск пари у відборі турбіни $0,25 \text{ Мн/м}^2$, теплова потужність ТЕЦ 200 Мвт, конденсат повертається від споживачів при температурі 80°С .

Визначити витрату пари з РОУ, якщо з відборів турбін відпускається 30 кг/сек пари. Внутрішній відносний коефіцієнт потужності теплофікаційної частини турбіни $\eta_{0i}^r = 0,78$.

457. Визначити теплову потужність ТЕЦ на режимі теплопостачання через РОУ при тепловій потужності ТЕЦ 300 Мвт, якщо максимальна витрата пари з відборів турбін становить 100 кг/сек. Початкові параметри пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$. Тиск у відборі турбін $1,0 \text{ Мн/м}^2$, $\eta_{0i}^r = 0,78$.

458. Визначити максимальну кількість пари з відбору турбіни потужністю 25 Мвт, якщо для нормальної роботи конденсаційної частини турбіни пропуск пари в конденсатор не повинен бути меншим від 7 кг/сек.

Початкові параметри пари $p_1 = 9,0 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$. Тиск у конденсаторі 4, а у відборі 120 кн/м^2 , $\eta_{0i} = 0,8$.

459. ТЕЦ працює при початкових параметрах пари $p_1 = 9 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 500^\circ \text{С}$.

Тиск у конденсаторі 4 кн/м^2 . Електричне навантаження ТЕЦ 100 Мвт , теплове — 150 Мвт . Тиск пари у відборах 120 кн/м^2 . Максимальна теплова потужність ТЕЦ на теплофікаційному режимі 130 Мвт .

Визначити економію палива на ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою, вважаючи установку ідеальною.

460. Розв'язати задачу 459 для реальної установки, якщо електричний відносний коефіцієнт потужності турбіни на конденсаційній електричній станції $\eta_{\text{оел}}^{\text{КЕС}} = 0,76$, а теплофікаційної турбіни $\eta_{\text{оел}}^{\text{ТЕЦ}} = 0,72$; коефіцієнт використання тепла парогенератора відповідно на конденсаційній електричній станції $\eta_{\text{пр}}^{\text{КЕС}} = 0,9$, на ТЕЦ $\eta_{\text{пр}}^{\text{ТЕЦ}} = 0,9$; на опалювальній котельній $\eta_{\text{пр}}^{\text{к}} = 0,75$.

461. На заводській ТЕЦ встановлено парову турбіну з протитиском потужністю 3 Мвт . Початкові параметри пари $p_1 = 3,5 \text{ Мн/м}^2$, $t_1 = 435^\circ \text{С}$, протитиск 250 кн/м^2 . Вся пара після турбіни йде на виробництво, звідки повертається у вигляді конденсату при температурі 80°С .

Для повного забезпечення виробництва парою на ТЕЦ встановлено РОУ.

Визначити економію палива на ТЕЦ порівняно з роздільною енергоустановкою і при відпуску пари на виробництво в кількості 14 кг/сек , вважаючи установку ідеальною.

Як зміниться результат, якщо при інших однакових умовах відпуск пари на виробництво знизиться до 10 кг/сек ?

462. Розв'язати задачу 461 для реальної установки, якщо електричний відносний коефіцієнт потужності конденсаційної турбіни $\eta_{\text{оел}}^{\text{КЕС}} = 0,72$, а теплофікаційної турбіни $\eta_{\text{оел}}^{\text{ТЕЦ}} = 0,68$.

Коефіцієнт використання тепла парогенератора відповідно на конденсаційній електричній станції $\eta_{\text{пр}}^{\text{КЕС}} = 0,8$; на ТЕЦ $\eta_{\text{пр}}^{\text{ТЕЦ}} = 0,8$; на опалювальній котельній $\eta_{\text{пр}}^{\text{к}} = 0,6$.

463. Побудувати графік залежності теплофікаційного коефіцієнта від частки теплофікаційного електропостачання для реальної теплофікаційної установки, якщо $\tau_t = 0,3$; $q_{\tau_t} = 0,4$, а відносний коефіцієнт потужності турбіни на теплофікаційному режимі змінюється від $0,5$ до $0,8$.

Розділ 5

ДВИГУНИ ВНУТРІШЬОГО ЗГОРЯННЯ

§ 17. ІДЕАЛЬНІ ЦИКЛИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШЬОГО ЗГОРЯННЯ

1. *Тепломеханічний коефіцієнт* ідеальних циклів двигунів внутрішнього згоряння—ДВЗ.

Цикл з ізохорним підведенням тепла (рис. 92, а, б)

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{q_{2v}}{q_{1v}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

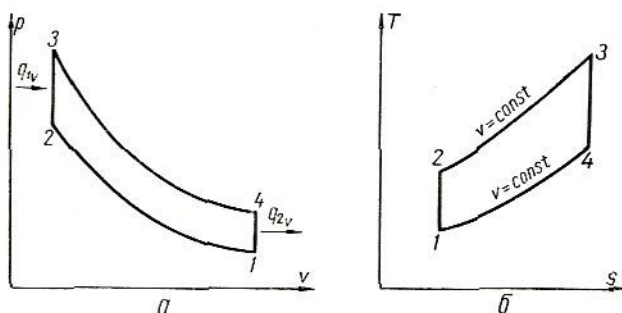


Рис. 92.

де q_{1v} — кількість підведеного тепла, Дж/кг;

q_{2v} — кількість відведеного тепла, Дж/кг;

$\epsilon = \frac{v_1}{v_2}$ — ступінь стиску;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — показник адіабати (при сталій теплоємності).

Цикл з ізобарним підведенням тепла (рис. 93, а, б)

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{q_{2v}}{q_{1p}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)},$$

де $\rho = \frac{v_3}{v_2}$ — ступінь попереднього розширення;

q_{1p} — кількість підведеного тепла, Дж/кг.

Цикл з мішаним підведенням тепла (рис. 94, а, б)

$$\eta_i = 1 - \frac{q_{2v}}{q_{1v} + q_{1p}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)},$$

де $\rho = \frac{v_4}{v_3}$ — ступінь попереднього розширення.

Крім наведених формул, справедливі такі загальні співвідношення:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}}; \quad \eta_t = \frac{N_t}{m_{\text{п}} Q_{\text{п}}^{\text{п}}},$$

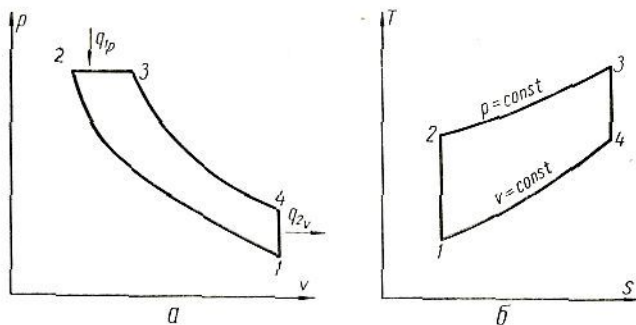


Рис. 93.

де T_{1m} і T_{2m} — середньотермодинамічні температури в процесах підведення і відведення тепла в даному циклі, °К;

N_t — потужність ідеального двигуна, *вт*;

$m_{\text{п}}$ — витрата палива, *кг/сек*;

$Q_{\text{п}}^{\text{п}}$ — теплота згоряння палива, *дж/кг*.

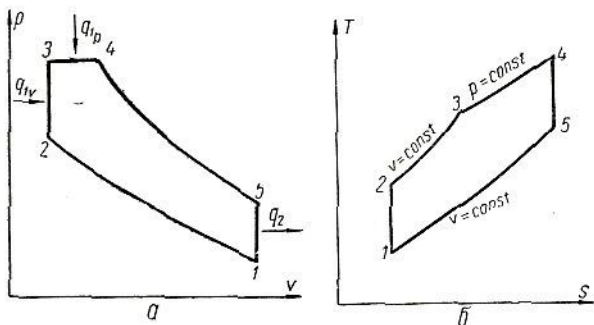


Рис. 94.

2. Рівняння енергобалансу ідеального двигуна внутрішнього згоряння

$$N_t = m(q_1 - q_2) = m l_t = m_{\text{п}} Q_{\text{п}}^{\text{п}} \eta_t,$$

де m — витрата робочого тіла в двигуні, кг/сек;

l_t — питома робота газу, дж/кг;

3. Питомі витрати *тепла* (q_t) і *палива* (b_t) для ідеального двигуна

$$q_t = \frac{m_n Q_n^p}{N_t} = b_t Q_n^p = \frac{1}{\eta_t} \text{ дж/дж};$$

$$b_t = \frac{m_n}{N_t} = \frac{1}{Q_n^p \eta_t} \text{ кг/дж}.$$

Приклади

464. Визначити тиски і температури в перехідних точках, тепломеханічний коефіцієнт, кількість підведеного і відведеного тепла, а також корисну роботу для ідеального циклу двигуна внутрішнього згорання з ізохорним підведенням тепла, якщо відомо, що $p_1 = 98 \text{ кН/м}^2$, $t_1 = 20^\circ \text{C}$, $\varepsilon = 3,6$, $\lambda = 3,0$.

Робоче тіло має властивості повітря, $k = 1,4$.

Визначимо тиск у перехідних точках циклу (рис. 92).

Для точки 2 використаємо співвідношення

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = \varepsilon^k,$$

звідки

$$p_2 = p_1 \varepsilon^k = 98 \cdot 10^3 \cdot 3,6^{1,4} = 0,59 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2.$$

Для точки 3

$$p_3 = p_2 \lambda = 0,59 \cdot 10^6 \cdot 3,0 = 1,77 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2.$$

Для точки 4 із співвідношення

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = \frac{1}{\varepsilon^k}$$

знаходимо

$$p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = \frac{1,77 \cdot 10^6}{3,6^{1,4}} = 0,28 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2.$$

Значення температур у перехідних точках:
точка 2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1},$$

отже

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 293 \cdot 3,6^{0,4} = 489^\circ \text{ K};$$

точка 3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda,$$

звідки

$$T_3 = T_2 \lambda = 489 \cdot 3,0 = 1467^\circ \text{ K};$$

точка 4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

звідки

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{1467}{3,6^{0,4}} = 880^\circ \text{ K}.$$

Кількість підведеного тепла при

$$c_v = \frac{R}{k-1} = \frac{287}{0,4} = 720 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$$

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) = 720 (1467 - 489) = 700 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Кількість відведеного тепла

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = 720 (880 - 293) = 420 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{3,6^{0,4}} = 0,40,$$

або

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{420 \cdot 10^3}{700 \cdot 10^3} = 0,40.$$

Питома робота газу

$$l_t = q_1 - q_2 = (700 - 420) \cdot 10^3 = 280 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

465. Визначити потужність, питому витрату палива і тепла для ідеального двигуна внутрішнього згорання, цикл якого розрахований у прикладі 464, якщо двигун витрачає $3,33 \cdot 10^{-3}$ кг/сек палива з теплою згорання $Q_n^p = 42 \cdot 10^6$ Дж/кг.

3 формули

$$\eta_t = \frac{N_t}{m_n Q_n^p}$$

знайдемо потужність двигуна

$$N_t = m_n Q_n^p \eta_t = 0,00333 \cdot 42 \cdot 10^6 \cdot 0,40 = \\ = 56,2 \cdot 10^3 \text{ вт} = 56,2 \text{ квт.}$$

Питома витрата тепла

$$q_t = \frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{0,40} = 2,5 \text{ дж/дж},$$

або

$$q_t = \frac{m_n Q_n^p}{N_t} = \frac{0,00333 \cdot 42 \cdot 10^6}{56 \cdot 200} = 2,5 \text{ дж/дж.}$$

Питома витрата палива

$$b_t = \frac{m_n}{N_t} = \frac{0,00333}{56 \cdot 200} = 0,059 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж.}$$

466. Визначити тепломеханічний коефіцієнт, кількість відведеного тепла і корисну роботу газу для циклу ДВЗ з ізобарним підведенням тепла, коли відомо, що $p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$; $t_1 = 20^\circ \text{ С}$, $\varepsilon = 12,7$, $q_1 = 823 \cdot 10^3 \text{ дж/кг}^2$.

Як зміниться результат, якщо кількість підведеного тепла збільшиться на 25%?

Робоче тіло — повітря. Теплоємність стала ($k = 1,4$).

Визначимо температури в перехідних точках циклу (рис 93):

точка 2

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 293 \cdot 12,7^{0,4} = 810^\circ \text{ К};$$

точка 3

з рівняння

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2)$$

знаходимо температуру

$$T_3 = \frac{q_1}{c_p} + T_2 = \frac{823 \cdot 10^3}{1000} + 810 = 1623^\circ \text{ К},$$

де

$$c_p = \frac{k}{k-1} R = 3,5 \cdot 287 \approx 1000 \text{ дж/кг} \cdot \text{град};$$

точка 4

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

але через те, що

$$v_3 = v_2 \rho, \quad v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}$$
$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1};$$

оскільки

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{1623}{810} \approx 2$$
$$T_4 = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = 1623 \left(\frac{2}{12,7}\right)^{0,4} = 773^\circ \text{K}.$$

Кількість відведеного тепла при

$$c_v = \frac{R}{k-1} = \frac{287}{0,4} = 720 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$$

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = 720 (773 - 293) = 346 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{346 \cdot 10^3}{823 \cdot 10^3} = 0,58.$$

Корисна робота газу

$$l_t = q_1 - q_2 = (823 - 346) \cdot 10^3 = 477 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

При збільшенні кількості підведеного тепла на 25% температура в точці 3

$$T_3 = \frac{q_1}{c_p} + T_2 = \frac{823 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{10^3} + 810 = 1030 + 810 = 1840^\circ \text{K}.$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{T_3}{T_2} = \frac{1840}{810} = 2,27.$$

Температура в точці 4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = 1840 \left(\frac{2,27}{12,7}\right)^{0,4} = 925^\circ \text{K}.$$

Кількість відведеного тепла

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = 720 (925 - 293) = 449 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Тепломеханічний коефіцієнт

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{449 \cdot 10^3}{1030 \cdot 10^3} = 0,563.$$

Корисна робота газу

$$l_t = q_1 - q_2 = (1030 - 449) \cdot 10^3 = 581 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Отже, при збільшенні підведеного тепла на 25% корисна робота зростає на 21,8%

$$\left[\frac{(581 - 477) \cdot 10^3}{477 \cdot 10^3} \cdot 100 = 21,8\% \right];$$

при зниженні тепломеханічного коефіцієнта — на 2,9%

$$\left[\frac{0,58 - 0,563}{0,58} \cdot 100 = 2,9\% \right].$$

Ця особливість характеристик ідеального циклу виявляється у зниженні економічності дизелів при їх додатковому навантаженні.

467. Визначити потужність і витрату палива для ідеального двигуна внутрішнього згорання, цикл якого розрахований у прикладі 466, якщо витрата робочого тіла у двигуні становить $m = 1,05 \text{ кг/сек}$, а теплота згорання палива $Q_H^p = 42 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$.

Потужність двигуна

$$N_t = m l_t = 1,05 \cdot 477 \cdot 10^3 = 500 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 500 \text{ кВт.}$$

Витрату палива знайдемо з виразу

$$\eta_t = \frac{N_t}{m_n Q_H^p},$$

звідки

$$m_n = \frac{N_t}{Q_H^p \eta_t} = \frac{500 \cdot 10^3}{42 \cdot 10^6 \cdot 0,58} = 0,021 \text{ кг/сек.}$$

468. Порівняти тепломеханічний коефіцієнт циклів з ізохорним та ізобарним підведенням тепла (рис. 95), якщо відомо:

$$p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2; \quad t_1 = 27^\circ \text{C}; \quad p_3 = 343 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2;$$

$$t_3 = 1400^\circ \text{C}; \quad k = 1,4, \quad \text{і пояснити одержаний результат.}$$

Цикл з ізохорним підведенням тепла
Ступінь стиску

$$\varepsilon_v = \frac{v_1}{v_{2v}} = \frac{v_1}{v_3} = \frac{T_1 p_3}{T_3 p_1} = \frac{300}{1673} \cdot \frac{343 \cdot 10^3}{98 \cdot 10^3} = 6,28.$$

Тепломеханічний коефіцієнт

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{6,28^{0,4}} = 0,520,$$

причому температура наприкінці стиску

$$T_{2v} = T_1 \epsilon^{k-1} = 300 \cdot 6,28^{0,4} = 624^\circ \text{ К.}$$

Цикл з ізобарним підведенням тепла
Ступінь стиску

$$\epsilon_p = \frac{v_1}{v_{2p}} = \left(\frac{p_{2p}}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{343 \cdot 10^3}{98 \cdot 10^3} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 12,7.$$

Температура робочого тіла
наприкінці адіабатного стиску

$$\begin{aligned} T_{2p} &= T_1 \epsilon_p^{k-1} = \\ &= 300 \cdot 12,7^{0,4} = 828^\circ \text{ К.} \end{aligned}$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{v_3}{v_{2p}} = \frac{T_3}{T_{2p}} = \frac{1673}{828} = 2,02.$$

Тепломеханічний коефіцієнт
циклу

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{2,76} \cdot \frac{2,02^{1,4} - 1}{1,4(2,02 - 1)} = 0,575.$$

Як бачимо з розрахунку, при однакових граничних тисках і температурах $\eta_{tp} > \eta_{tv}$. Для пояснення одержаного результату визначимо середні температури в процесах підведення і відведення в обох циклах і порівняємо їх між собою.

Для циклу 12_v341

$$T_{1m_v} = \frac{T_3 - T_{2v}}{\ln \frac{T_3}{T_{2v}}} = \frac{1673 - 624}{2,3 \lg \frac{1673}{624}} = 1065^\circ \text{ К.}$$

Для циклу 12_p341

$$T_{1m_p} = \frac{T_3 - T_{2p}}{\ln \frac{T_3}{T_{2p}}} = \frac{1673 - 828}{2,3 \lg \frac{1673}{828}} = 1205^\circ \text{ К.}$$

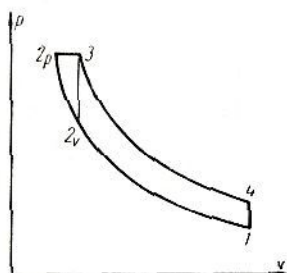


Рис. 95.

Для обох циклів

$$T_{2m_v} = T_{2m_p} = \frac{T_4 - T_1}{\ln \frac{T_4}{T_1}} = \frac{804 - 300}{2,3 \lg \frac{804}{300}} = 512^\circ \text{K},$$

де

$$T_4 = \frac{T_3}{\epsilon_v^{k-1}} = \frac{1673}{6,28^{0,4}} = 809^\circ \text{K}.$$

Тепломеханічні коефіцієнти еквівалентних циклів Карно

$$\eta'_t = 1 - \frac{T_{2m_v}}{T_{1m_v}} = 1 - \frac{512}{1065} = 0,52;$$

$$\eta''_t = 1 - \frac{T_{2m_p}}{T_{1m_p}} = 1 - \frac{512}{1205} = 0,575.$$

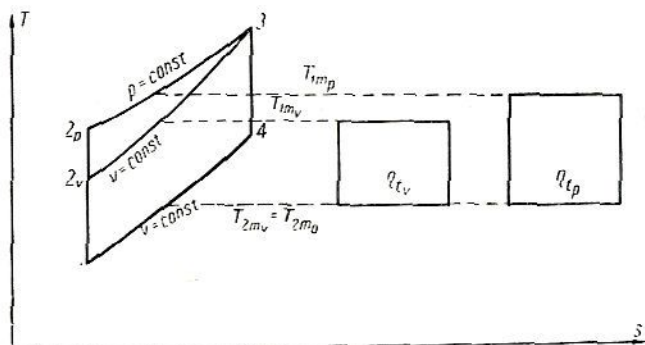


Рис. 96.

Цикли з підведенням тепла при $v = \text{const}$ і $p = \text{const}$, а також еквівалентні цикли Карно, які їм відповідають, умовно показано на рис. 96.

Аналізуючи одержані результати, бачимо, що більша ефективність циклу з підведенням тепла при $p = \text{const}$ пояснюється більш високим значенням середньої температури в процесі підведення тепла:

$$(T_{1m_p} = 1205^\circ \text{K}) > (T_{1m_v} = 1065^\circ \text{K}).$$

469. В циклі з мішаним підведенням тепла відомо: $p_1 = 88 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$; $t_1 = 67^\circ \text{C}$; $\epsilon = 10$; $q_1 = 840 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$; $p_{\text{макс}} = 4400 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$.

Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$. Значення тепломеханічних коефіцієнтів взяти з прикладу 466.

Визначити співвідношення $\frac{q_v}{q_p}$ і тепломеханічний коефіцієнт циклу.

Визначимо і температуру в точці 3 (рис. 94):

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 340 \cdot 10^{0,4} = 852^\circ \text{K};$$

$$p_2 = p_1 \varepsilon^k = 88 \cdot 10^3 \cdot 10^{1,4} = 2210 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2.$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_{\text{макс}}}{p_2} = \frac{4400 \cdot 10^3}{2210 \cdot 10^3} = 1,99.$$

Температура в точці 3

$$T_3 = \lambda T_2 = 1,99 \cdot 852 = 1700^\circ \text{K}.$$

Кількість тепла, підведена в ізохорному процесі,
 $q_v = c_v (T_3 - T_2) = 720 (1700 - 852) = 610 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$

Кількість тепла, підведена в ізобарному процесі,
 $q_p = q_1 - q_v = 840 \cdot 10^3 - 610 \cdot 10^3 = 230 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$

Шукане співвідношення

$$\frac{q_v}{q_p} = \frac{610 \cdot 10^3}{230 \cdot 10^3} = 2,65.$$

Температуру в точці 4 знайдемо з рівняння

$$q_p = c_p (T_4 - T_3),$$

звідки

$$T_4 = \frac{q_p}{c_p} + T_3 = \frac{230 \cdot 10^3}{1000} + 1700 = 1930^\circ \text{K}.$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{1930}{1700} = 1,13,$$

а термічний к. к. д.

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{10^{0,4}} \cdot \frac{1,99 \cdot 1,13^{1,4} - 1}{(1,99 - 1) + 1,4 \cdot 1,99(1,13 - 1)} = 0,6. \end{aligned}$$

Задачі

470. Для циклу ДВЗ з ізохорним підведенням тепла $p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$; $\epsilon = 6$; $\lambda = 1,6$; $t_1 = 100^\circ \text{С}$. Визначити температури в перехідних точках, тепломеханічний коефіцієнт циклу і його корисну роботу ($R = 287 \text{ дж/кг} \cdot \text{град}$, $k = 1,4$).

471. В ідеальному ДВЗ з ізохорним підведенням тепла температура робочого тіла (з властивостями повітря) при стиску змінюється від 70°С до 350°С . Визначити тепломеханічний коефіцієнт двигуна, його потужність і питому витрату палива, якщо теплова потужність холодильника 233 квт , взявши $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 44,1 \cdot 10^6 \text{ дж/кг}$ і $k = 1,4$.

472. Побудувати графік залежності $\eta_i = f(\epsilon)$ для ідеального циклу ДВЗ з ізохорним підведенням тепла, взявши для ступеня стиску $\epsilon = 2, 4, 6, 8$ і для показника адиабати $k = 1,4$.

473. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу ДВЗ з ізохорним підведенням тепла при $\epsilon = 7$ і порівняти його з тепломеханічним коефіцієнтом циклу Карно при тих самих граничних температурах, якщо $t_1 = 50^\circ \text{С}$; $\lambda = 4$ і $k = 1,4$.

474. Як робоче тіло в ідеальному двигуні внутрішнього згоряння застосовується повітря, витрата його становить $m = 3 \cdot 10^{-3} \text{ кг/сек}$. Визначити тепломеханічний коефіцієнт двигуна і його потужність, якщо кількість підведеного тепла становить 10 Мдж/кг , ступінь стиску $\epsilon = 4,6$, а $k = 1,4$.

475. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу ДВЗ з ізобарним підведенням тепла при $\epsilon = 16$, $\rho = 1,8$, $t_1 = 27^\circ \text{С}$, $k = 1,4$ і порівняти його з тепломеханічним коефіцієнтом циклу Карно при тих самих граничних температурах.

476. Для циклу ДВЗ з ізобарним підведенням тепла визначити температури і тиски в характерних точках, питому корисну роботу, кількість підведеного тепла і тепломеханічний коефіцієнт, якщо дано: $p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$; $t_1 = 70^\circ \text{С}$; $\epsilon = 12$; $q_2 = 260 \cdot 10^3 \text{ дж/кг}$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

477. Для умов задачі 476 визначити потужність, питому витрату палива і тепла, якщо ідеальний двигун внутрішнього згоряння витрачає $0,00407 \text{ кг/сек}$ палива, теплота згоряння якого $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42 \cdot 10^6 \text{ дж/кг}$.

478. Побудувати графік залежності тепломеханічного коефіцієнта циклу ДВЗ з ізобарним підведенням тепла від ступеня попереднього розширення при значеннях $\rho = 1,5; 2,0; 2,5$ і $3,5$ для гелію, повітря і двоокису вуглецю, вважаючи їх ідеальними газами із сталою теплоємністю. Взяти $\epsilon = 16$.

479. Визначити і порівняти значення тепломеханічних коефіцієнтів ідеальних циклів ДВЗ з ізохорним та ізобарним підведенням тепла при рівності ступенів стиску і граничних температур для випадку $\epsilon = 8$; $t_{\text{мін}} = 27^\circ\text{C}$; $t_{\text{макс}} = 1227^\circ\text{C}$; робоче тіло — повітря; $k = 1,4$. Пояснити одержані результати з допомогою еквівалентних циклів Карно.

480. Визначити тепломеханічні коефіцієнти циклів ДВЗ з ізохорним та ізобарним підведенням тепла (рис. 92 і 93), якщо температури в точках 1, 2, 4 однакові і, крім того, відомо $t_1 = 27^\circ\text{C}$ і $t_2 =$

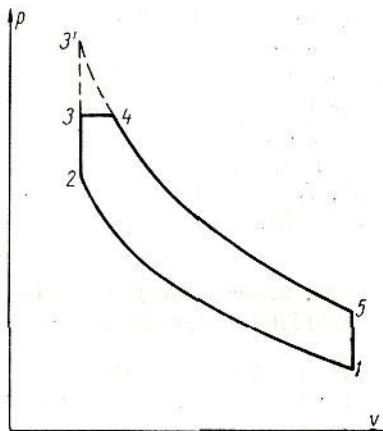


Рис. 97.

$= 249^\circ\text{C}$; робоче тіло — повітря; $k = 1,4$. Порівняти одержані результати, зіставивши цикли в координатах $T-s$.

481. В ідеальному циклі ДВЗ з ізобарним підведенням тепла (рис. 93) $t_1 = 27^\circ\text{C}$, $t_3 = 1527^\circ\text{C}$ і $q_1 = 840 \text{ кДж/кг}$. Визначити ступінь стиску і тепломеханічний коефіцієнт циклу. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

482. Визначити тиски і температури робочого тіла в перехідних точках ідеального циклу ДВЗ з мішаним підведенням тепла, кількість підведеного тепла, корисну роботу і тепломеханічний коефіцієнт, якщо відомо: $p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$, $t_1 = 30^\circ\text{C}$, $\epsilon = 7$, $\lambda = 2,0$ і $\rho = 1,2$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

483. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу ДВЗ з мішаним підведенням тепла за умовою задачі 482 для робочого тіла, що має властивості двоокису вуглецю ($k = 1,33$).

484. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу ДВЗ для умови задачі 482, якщо $\rho = 1$, а також, якщо $\lambda = 1$.

485. В циклі ДВЗ з мішаним підведенням тепла (рис. 97) відомо: $t_1 = 50^\circ \text{C}$, $t_2 = 450^\circ \text{C}$, $t_5 = 420^\circ \text{C}$, $p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$ і $p_4 = 2940 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу і порівняти його з тепломеханічним коефіцієнтом циклу, в якому ізобарне підведення тепла замінено додатковим ізохорним підведенням тепла в процесі 3—3'. Для порівняння циклів скористатися поняттям про еквівалентний цикл Карно.

486. В ідеальному двигуні внутрішнього згорання, що працює за циклом з мішаним підведенням тепла, витрата палива становить $m_{\text{п}} = 0,00438 \text{ кг/сек}$ при $Q_{\text{п}}^{\text{р}} = 40,3 \cdot 10^6 \text{ дж/кг}$. Визначити потужність двигуна, тому витрату тепла і палива, якщо відомо: $p_1 = 98 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$, $t_1 = 50^\circ \text{C}$, $p_2 = 3,53 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$, $p_3 = 4,9 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$ і $t_4 = 1700^\circ \text{C}$, взявши $k = 1,35$.

§ 18. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1. Потужність ДВЗ

Індикаторна потужність багаточиліндрового ДВЗ

$$N_i = \frac{V_h p_i \omega z}{\pi \tau} \text{ вт,}$$

де V_h — робочий об'єм циліндра, м^3 ;
 p_i — середній індикаторний тиск (середній для всіх циліндрів), н/м^2 ;
 ω — кутова швидкість вала, $1/\text{сек}$;
 z — число циліндрів;
 τ — тактність робочого процесу двигуна (двотактний або чотиритактний).

Ефективна потужність ДВЗ

$$N_e = N_i \eta_{\text{м}} = \frac{V_h p_e \omega z}{\pi \tau},$$

де $\eta_{\text{м}}$ — механічний к. к. д. двигуна;
 p_e — середній ефективний тиск, н/м^2 .

2. Коефіцієнти потужності ДВЗ

Індикаторний коефіцієнт потужності ДВЗ

$$\eta_i = \frac{N_i}{m_{\text{п}} Q_{\text{п}}^{\text{р}}} = \frac{1}{b_i Q_{\text{п}}^{\text{р}}}; \quad \eta_i = \eta_t \eta_0.$$

Ефективний коефіцієнт потужності ДВЗ

$$\eta_e = \frac{N_e}{m_{\text{п}} Q_{\text{п}}^{\text{р}}} = \frac{1}{b_e Q_{\text{п}}^{\text{р}}}; \quad \eta_e = \eta_t \eta_{oi} \eta_m,$$

де b_i і b_e — питомі витрати палива на одиницю індикаторної (внутрішньої) або ефективної роботи. кг/дж ;

η_{oi} — відносний коефіцієнт потужності двигуна

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_t} = \frac{\eta_i}{\eta_t} = \frac{b_t}{b_i};$$

η_m — механічний к. к. д. двигуна

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{b_i}{b_e}.$$

3. Основні розміри ДВЗ

Діаметр циліндра ДВЗ

$$D = \sqrt[3]{\frac{4N_e \tau}{\rho_e \omega z m}} \text{ м.}$$

Хід поршня

$$S = mD \text{ м,}$$

де $m = 1,1 - 1,6$ — вибирається з умови, щоб середня швидкість руху поршня $c_{\text{пор}} = \frac{S\omega}{\pi}$

для стаціонарних двигунів становила 5—6 м/сек і для транспортних 8—10 м/сек.

Деякі характеристики найпоширеніших ДВЗ наведено в табл. 24.

4. Питомі витрати тепла (q_e) і палива (b_e)

$$q_e = \frac{m_{\text{п}} Q_{\text{п}}^{\text{р}}}{N_e} = b_e Q_{\text{п}}^{\text{р}} = \frac{1}{\eta_e} \text{ дж/дж};$$

$$b_e = \frac{m_{\text{п}}}{N_e} = \frac{1}{Q_{\text{п}}^{\text{р}} \eta_e} \text{ кг/дж.}$$

Приклади

487. Визначити діаметр циліндра і хід поршня чотири-тактного шестициліндрового безкомпресорного дизеля

Характеристики двигунів різних типів

Тип двигуна	Ступінь стиску ε	Ефективний коефіцієнт потужності η_e	Механічний к. к. д. η_M	Середньо-індикаторний тиск p_i , Мн/м^2
Карбюраторний	4,0—8,0	0,18—0,24	0,80—0,90	0,5—1,0
Газовий	4,5—9,0	0,20—0,27	0,75—0,85	0,5—0,7
3 запаленням від стиску (чотиритактний)	12—16	0,32—0,39	0,78—0,85	0,6—0,9
3 запаленням від стиску (двотактний)	12—16	0,31—0,35	0,72—0,80	0,35—0,7
Калоризаторний двотактний	5—7,5	0,16—0,24	0,70—0,75	0,25—0,36

потужністю $N_e = 500 \text{ квт}$ при $\omega = 62,8 \text{ рад/сек}$, що працює на моторному паливі.

За даними табл. 24 візьмемо

$$p_i = 0,75 \text{ Мн/м}^2; \quad \eta_M = 0,81 \quad \text{і, крім того, } m = \frac{S}{D} = 1,3.$$

Діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4N_e\tau}{\rho_e\omega m}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 500 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,75 \cdot 10^6 \cdot 0,81 \cdot 62,8 \cdot 6 \cdot 1,3}} = 0,30 \text{ м,}$$

а хід поршня

$$S = mD = 1,3 \cdot 0,30 = 0,39 \text{ м.}$$

Беремо діаметр циліндра $D = 300 \text{ мм}$; хід поршня $S = 390 \text{ мм}$.

488. Визначити ефективну потужність, питому витрату палива і тепла на одиницю ефективної роботи двотактного транспортного чотирициліндрового дизеля, якщо відомо, що діаметр циліндра $D = 83 \text{ мм}$, хід поршня $S = 119 \text{ мм}$, кутова швидкість вала $\omega = 230 \text{ рад/сек}$ і середній індикаторний тиск $p_i = 0,70 \text{ Мн/м}^2$.

Ефективна потужність двигуна при

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,083^2}{4} \cdot 0,119 = 0,0064 \text{ м}^3$$

і $p_e = p_i \eta_m = 0,70 \cdot 10^6 \cdot 0,76 = 0,53 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$ ($\eta_m = 0,76$ за даними табл. 24)

$$N_e = N_i \eta_m = \frac{V_h p_e \omega z}{\pi \tau} = \frac{0,0064 \cdot 0,53 \cdot 10^6 \cdot 230 \cdot 4}{3,14 \cdot 2} = 50 \cdot 10^3 \text{ вт} = 50 \text{ квт.}$$

За даними додатка 6 для солярного масла $Q_H^p = 42,4 \cdot 10^6 \text{ дж/кг}$. З табл. 24 $\eta_e = 0,33$.

Питома витрата палива

$$b_e = \frac{1}{\eta_e Q_H^p} = \frac{1}{0,33 \cdot 42,4 \cdot 10^6} = 0,0712 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} \approx 0,07 \text{ мг/дж.}$$

Питома витрата тепла

$$q_e = \frac{1}{\eta_e} = \frac{1}{0,33} = 3,03 \text{ дж/дж.}$$

489. Визначити потужність, що її розвиває восьмициліндровий двотактний газовий двигун, і питому витрату палива при роботі на дашавському газі, якщо відомо, що $\omega = 31,4 \text{ рад/сек}$, $D = 435 \text{ мм}$, $S = 480 \text{ мм}$.

За табл. 24 знаходимо $\eta_m = 0,80$, $p_i = 0,6 \text{ Мн/м}^2$. Середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \eta_m = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,80 = 0,48 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2.$$

Робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,435^2}{4} \cdot 0,48 = 0,07 \text{ м}^3.$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = \frac{V_h p_e \omega z}{\pi \tau} = \frac{0,07 \cdot 0,48 \cdot 10^6 \cdot 31,4 \cdot 8}{3,14 \cdot 2} = 1340 \cdot 10^3 \text{ вт} = 1340 \text{ квт.}$$

Питома витрата дашавського газу на одиницю ефективної роботи при $Q_H^p = 35,6 \cdot 10^6 \text{ дж/м}^3$ (за даними додатка 7) і $\eta_e = 0,24$ (за даними табл. 24)

$$b_e = \frac{1}{\eta_e Q_H^p} = \frac{1}{0,24 \cdot 35,6 \cdot 10^6} = 0,117 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{дж.}$$

490. Визначити ефективну потужність і питому витрату палива для карбюраторного двигуна, ідеальний цикл якого розрахований у прикладі 464, якщо $\eta_{oi} = 0,62$, $\eta_m = 0,85$, взявши витрату палива і теплоту згоряння за даними прикладу 465.

Ефективний коефіцієнт потужності при $\eta_t = 0,40$ (за даними прикладу 464)

$$\eta_e = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = 0,40 \cdot 0,62 \cdot 0,85 = 0,21.$$

Ефективна потужність при $m_n = 3,33 \cdot 10^{-3}$ кг/сек і $Q_n^p = 42 \cdot 10^6$ Дж/кг (за даними прикладу 465)

$$N_e = \eta_e m_n Q_n^p = 0,21 \cdot 3,33 \cdot 10^{-3} \cdot 42 \cdot 10^6 = 29,4 \cdot 10^3 \text{ вт} = 29,4 \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива

$$b_e = \frac{m_n}{N_e} = \frac{3,33 \cdot 10^{-3}}{29,4 \cdot 10^3} = 0,113 \cdot 10^{-6} \text{ кг/Дж.}$$

Порівняно з ідеальним ДВЗ питома витрата палива більша на

$$\frac{(0,113 - 0,059) \cdot 10^{-6}}{0,059 \cdot 10^{-6}} \cdot 100 = 90\%.$$

Задачі

491. Чотиритактний шестициліндровий карбюраторний автомобільний двигун розвиває потужність $N_e = 55$ кВт при $\omega = 24,1$ рад/сек. Визначити основні розміри цього двигуна.

492. Одноциліндровий двотактний карбюраторний двигун розвиває потужність 1,5 кВт при кутовій швидкості $\omega = 26,25$ рад/сек. Визначити діаметр циліндра і хід поршня цього двигуна.

493. Чотиритактний карбюраторний двигун має 4 циліндри і розвиває потужність $N_e = 37$ кВт при $\omega = 37,6$ рад/сек і $\eta_e = 0,24$. Знайти робочий об'єм циліндрів цього двигуна і визначити, яку потужність він розв'є при двотактному виконанні, якщо $\eta_e = 0,18$.

494. Газовий двигун працює за двотактним робочим процесом. Визначити потужність, яку розвиває двигун, і питому витрату саратовського газу, якщо відомо, що дви-

гун має 8 циліндрів діаметром 280 мм, хід поршня 318 мм, середній ефективний тиск $p_e = 0,49 \text{ Мн/м}^2$, а $\omega = 36,7 \text{ рад/сек}$.

495. Визначити потужність двотактного газомотора і тому витрату дашавського газу, якщо число циліндрів $z = 10$; $\omega = 31,4 \text{ рад/сек}$; $D = 35,5 \text{ см}$; $S = 40 \text{ см}$.

496. Визначити витрату солярного масла і число циліндрів ($D = 240 \text{ мм}$) стаціонарного чотиритактного дизеля потужністю $N_e = 1000 \text{ кВт}$ при ході поршня $S = 270 \text{ мм}$, кутовій швидкості $\omega = 104,7 \text{ рад/сек}$, ефективному к. к. д. $\eta_e = 43\%$ і середньому ефективному тиску $p_e = 0,8 \text{ Мн/м}^2$.

497. Безкомпресорний двотактний дизель має 8 циліндрів діаметром 430 мм. Визначити хід поршня, якщо потужність двигуна $N_e = 1500 \text{ кВт}$ при $\omega = 31,4 \text{ рад/сек}$ і $p_i = 0,5 \text{ Мн/м}^2$.

498. Безкомпресорний 16-циліндровий двотактний дизель розвиває потужність 1100 кВт при $\omega = 72,2 \text{ рад/сек}$. Визначити основні розміри двигуна.

499. Компресорний дизель працює за чотиритактним робочим процесом. Потужність, що її розвиває двигун, дорівнює 440 кВт. Визначити, яку потужність він розв'є при двотактному виконанні, якщо середній індикаторний тиск знизиться на 15%, а число обертів не зміниться.

500. Стаціонарний чотиритактний безкомпресорний дизель має шість циліндрів діаметром 425 мм. Хід поршня дорівнює 600 мм, а потужність 550 кВт при $\omega = 26,2 \text{ рад/сек}$. Визначити кількість циліндрів двигуна при двотактному виконанні на ту саму потужність. Знайти також основні розміри двигуна (D, S), якщо кількість циліндрів і потужність двигуна при двотактному робочому процесі залишаться тими самими. Вважати, що при двотактному виконанні середній індикаторний тиск знижується на 10%.

501. Одноциліндровий двотактний калоризаторний двигун розвиває потужність 9 кВт при $\omega = 31,4 \text{ рад/сек}$. Визначити основні розміри двигуна і питому витрату умовного палива.

502. Визначити ефективну потужність та питому витрату палива для двигуна дизеля, ідеальний цикл якого наведено в задачі 476, якщо $\eta_{0z} = 0,78$, $\eta_m = 0,8$, взявши витрату палива і теплоту згоряння за даними задачі 477. Порівняти одержані результати з даними для ідеального ДВЗ (задача 477).

Розділ 6

ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ

§ 19. ІДЕАЛЬНІ ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

1. *Нерегенеративний цикл з ізобарним підведенням тепла.*

Принципіальну схему найпростішої газотурбінної установки (ГТУ) зображено на рис. 98, де ПК — повітряний компресор; ГТ — газова турбіна; КЗ — камера згоряння.

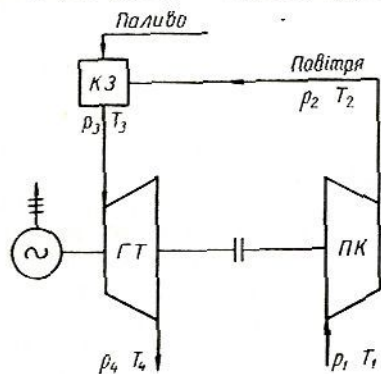


Рис. 98.

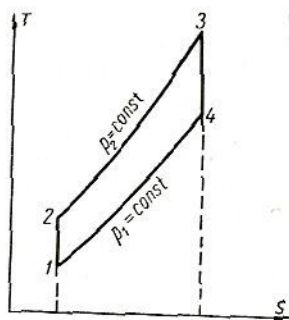


Рис. 99.

Ідеальний цикл установки з ізобарним підведенням тепла показано на рис. 99.

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = \frac{l_t^T - l_t^K}{q_1} = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{i_3 - i_2} = 1 - \frac{1}{\beta^m},$$

де l_t^T — питома робота ідеальної турбіни (при ізоентропному розширенні, лінія 3—4 на рис. 99)

$$l_t^T = i_3 - i_4 = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^m} \right) \text{ дж/кг};$$

l_t^K — питома робота ідеального компресора (при ізоентропному стиску, лінія 1—2 на рис. 99)

$$l_t^K = i_2 - i_1 = c_p T_1 (\beta^m - 1) \text{ дж/кг};$$

β — ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4};$$

$$m = \frac{k-1}{k},$$

де k — показник адіабати.

2. Регенеративний цикл з ізобарним підведенням тепла.

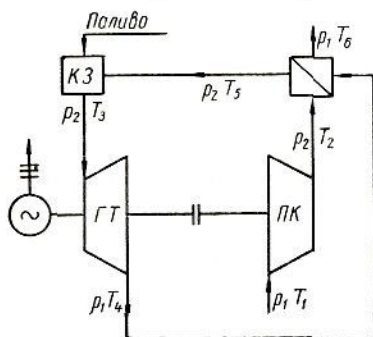


Рис. 100.

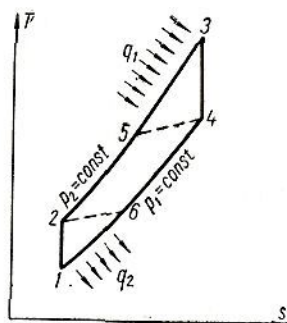


Рис. 101.

Принципальну схему газотурбінної установки з регенерацією тепла та ідеальний цикл цієї установки зображено на рис. 100 і 101.

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_{\text{тер}} = \frac{i_3^r - i_4^k}{q_{1\text{пер}}} = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{i_3 - i_5} = \frac{1 - \frac{1}{\beta^m}}{1 - \sigma \frac{\beta^m - \tau}{\tau - \beta^m}},$$

де $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ — ступінь підвищення температури в циклі;

$\sigma = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$ — ступінь регенерації.

При граничній регенерації ($\sigma = 1$)

$$\eta_{\text{тер}}^{\text{гран}} = 1 - \frac{\beta^m}{\tau}.$$

Крім наведених формул, справедливі також такі загальні співвідношення:

рівняння енергобалансу ідеальної газотурбінної установки

$$N_t = m_r(q_1 - q_2) = m_r l_t = m_n Q_n^p \eta_t,$$

де N_t — корисна потужність ідеальної газотурбінної установки, *вт*;

m_r — витрата робочого тіла, *кг/сек*;

q_1 — кількість підведеного тепла, *дж/кг*;

q_2 — кількість відведеного тепла, *дж/кг*;

l_t — питома корисна робота газу

$$l_t = l_t^T - l_t^K \text{ дж/кг};$$

m_n — витрата палива, *кг/сек*;

Q_n^p — теплота згоряння палива, *дж/кг*.

Питомі витрати тепла (q_t) і палива (b_t) для ідеальної установки

$$q_t = \frac{m_n Q_n^p}{N_t} = b_t Q_n^p = \frac{1}{\eta_t} \text{ дж/дж};$$

$$b_t = \frac{m_n}{N_t} = \frac{1}{Q_n^p \eta_t} \text{ кг/дж}.$$

Приклади

503. Для ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла без регенерації (рис. 99) визначити температури в перехідних точках, тепломеханічний коефіцієнт, питому роботу газу, потужність ідеальної установки, питому витрату тепла і умовного палива, якщо дано: $t_1 = 27^\circ \text{C}$, $t_3 = 727^\circ \text{C}$, $\beta = 5$. Робоче тіло — повітря, $k = 1,4$, $m_r = 10 \text{ кг/сек}$, $c_p = 1000 \text{ дж/кг} \cdot \text{град}$.

Температури в перехідних точках:

$$T_1 = 27 + 273 = 300^\circ \text{K}; \quad T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 300 \cdot 5^{0,286} = 475^\circ \text{K};$$

$$T_3 = 727 + 273 = 1000^\circ \text{K};$$

$$T_4 = T_3 \frac{T_1}{T_2} = 1000 \cdot \frac{300}{475} = 630^\circ \text{K}.$$

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^m} = 1 - \frac{1}{5^{0,286}} = 1 - \frac{1}{1,585} = 0,37.$$

Питома корисна робота газу

$$l_t = q_1 - q_2 \text{ або } l_t = l_t^T - l_t^K.$$

Кількість підведеного тепла

$$q_1 = i_3 - i_2 = c_p (T_3 - T_2) = 1000 (1000 - 475) = 525 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Кількість відведеного тепла

$$q_2 = i_4 - i_1 = c_p (T_4 - T_1) = 1000 (630 - 300) = 330 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Питома робота ідеальної турбіни

$$l_t^T = i_3 - i_4 = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^m} \right) = 1000 \cdot 1000 \cdot 0,37 = 370 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Питома робота компресора

$$l_t^K = i_3 - i_1 = c_p T_1 (\beta^m - 1) = 1000 \cdot 300 (1,585 - 1) = 175 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Отже,

$$l_t = q_1 - q_2 = (525 - 330) \cdot 10^3 = 195 \cdot 10^3 \text{ дж/кг,}$$

а також

$$l_t = l_t^T - l_t^K = (370 - 175) \cdot 10^3 = 195 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Потужність ідеальної газотурбінної установки

$$N_t = m_t l_t = 10 \cdot 195 \cdot 10^3 = 1950 \cdot 10^3 \text{ вт} = 1950 \text{ квт.}$$

Питома витрата тепла

$$q_t = \frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{0,37} = 2,7 \text{ дж/дж.}$$

Питома витрата умовного палива

$$b_t = \frac{1}{Q_H^p \eta_t} = \frac{1}{29,3 \cdot 10^{-6} \cdot 0,37} = 0,092 \cdot 10^6 \text{ кг/дж} = 0,092 \text{ мг/дж.}$$

504. Визначити основні характеристики газотурбінного циклу при введенні граничної регенерації (рис. 102) стосовно до вихідних даних прикладу 503.

При граничній регенерації $T_5 - T_2 = T_4 - T_2$ і $\sigma = 1$, а тепломеханічний коефіцієнт циклу, якщо $\tau = \frac{1000}{300} = 3,33$,

$$\eta_{t\text{рег}} = 1 - \frac{\beta^m}{\tau} = 1 - \frac{1,585}{3,33} = 0,525,$$

тобто при граничній регенерації тепломеханічний коефіцієнт циклу збільшується:

$$\frac{0,525 - 0,37}{0,37} \cdot 100 = 42\%.$$

Для пояснення одержаного результату визначимо характеристики відповідних еквівалентних циклів Карно і порівняємо їх між собою.
Цикл без регенерації:

$$T_{1m} = \frac{T_3 - T_2}{\ln \frac{T_3}{T_2}} = \frac{1000 - 475}{2,3 \lg \frac{1000}{475}} = 706^\circ \text{ К};$$

$$T_{2m} = \frac{T_4 - T_1}{\ln \frac{T_4}{T_1}} = \frac{630 - 300}{2,3 \lg \frac{630}{300}} = 445^\circ \text{ К}.$$

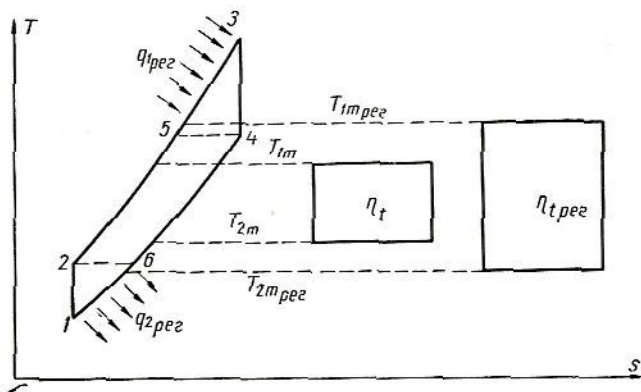


Рис. 102.

Цикл з регенерацією:

$$T_{1m\text{рег}} = \frac{T_3 - T_4}{\ln \frac{T_3}{T_4}} = \frac{1000 - 630}{2,3 \lg \frac{1000}{630}} = 804^\circ \text{ К};$$

$$T_{2m\text{рег}} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{475 - 300}{2,3 \lg \frac{475}{300}} = 380^\circ \text{ К}.$$

Отже, $T_{1m\text{рег}} > T_{1m}$, а $T_{2m\text{рег}} < T_{2m}$ і збільшення термомеханічного коефіцієнта зумовлене розширенням інтервалу середніх температур у процесах підведення і відведення тепла.

Кількість підведеного тепла

$$q_{1\text{рег}} = i_3 - i_5 = c_p (T_3 - T_5) = c_p (T_4 - T_3) = 1000 (1000 - 630) = \\ = 370 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Кількість відведеного тепла

$$q_{2\text{рег}} = i_6 - i_1 = c_p (T_6 - T_1) = c_p (T_2 - T_1) = 1000 (475 - 300) = \\ = 175 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Питома корисна робота газу в циклі

$$l_{\text{рег}} = q_{1\text{рег}} - q_{2\text{рег}} = (370 - 175) \cdot 10^3 = 195 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Як бачимо, $l_{\text{рег}} = l_t$, але $q_{1\text{рег}} < q_1$ і $q_{2\text{рег}} < q_2$. Отже, при регенерації дістаємо таку саму за величиною роботу, але з меншими затратами тепла.

Питома витрата умовного палива

$$b_{\text{рег}} = \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{рег}}} = \frac{1}{29,3 \cdot 10^6 \cdot 0,525} = 0,065 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,065 \text{ мг/дж.}$$

Таким чином, при регенерації економія палива становитиме

$$\frac{b_t - b_{\text{рег}}}{b_t} = \frac{0,092 - 0,065}{0,092} \cdot 100 = 29\%.$$

505. Ідеальна газотурбінна установка з ізобарним підведенням тепла працює при $\beta = 6$. Витрата палива на установку становить $m_{\text{п}} = 0,049 \text{ кг/сек}$ при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42 \cdot 10^6 \text{ дж/кг}$. Розрахувати тепломеханічний коефіцієнт циклу, потужність установки, питому витрату тепла і палива, якщо робоче тіло — ідеальний газ; $k = 1,3$.

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^m} = 1 - \frac{1}{6^{0,23}} = 0,34.$$

Потужність установки

$$N_t = m_{\text{п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_t = 0,049 \cdot 42 \cdot 10^6 \cdot 0,34 = 0,70 \cdot 10^8 \text{ вт} = 700 \text{ квт.}$$

Питома витрата тепла

$$q_t = \frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{0,34} = 2,94 \text{ дж/дж.}$$

Питома витрата палива

$$b_t = \frac{m_{\text{п}}}{N_t} = \frac{0,049}{700 \cdot 10^3} = 0,070 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,070 \text{ мг/дж.}$$

506. При ступені підвищення температури в ідеальному циклі газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла $\tau = 3$ знайти значення β , при яких можлива регенерація, якщо $k = 1,4$.

Регенерація можлива при умові, якщо $T_4 > T_2$ (рис. 101).
Для адіабатного процесу 3—4

$$T_4 = \frac{T_3}{\beta^m},$$

де $T_3 = T_1 \tau$.

Для адиабатного процесу 1-2

$$T_1 = \frac{T_2}{\beta^m}$$

Отже

$$T_4 = \frac{T_2 \tau}{\beta^{2m}}$$

Далі з умови можливості здійснення регенерації

$$\frac{T_2 \tau}{\beta^{2m}} > T_2, \text{ або } \tau > \beta^{2m},$$

звідки

$$\beta < \tau^{\frac{1}{2m}} = \beta_{\text{гран}}$$

При $m = \frac{k-1}{k} = 0,286$ знаходимо $\beta_{\text{гран}} = \tau^{\frac{1}{2m}} = 3^{1,75} = 6,8$.

Таким чином, при заданих умовах регенерація можлива, якщо $\beta < 6,8$.

507. Визначити основні характеристики газотурбінного циклу при введенні часткової регенерації ($\sigma = 0,5$) стосовно до вихідних даних прикладу 505, взявши $\tau = 3$.

Тепломеханічний коефіцієнт циклу

$$\eta_{\text{рег}} = \frac{1 - \frac{1}{\beta^m}}{1 - \sigma \cdot \frac{\frac{\tau}{\beta^m} - \beta^m}{\tau - \beta^m}} = \frac{1 - \frac{1}{6^{0,23}}}{1 - 0,5 \cdot \frac{3}{6^{0,23} - 6^{0,23}}} = 0,41.$$

Потужність установки

$$N_t = m_n Q_{\text{н}}^{\text{D}} \eta_{\text{рег}} = 0,049 \cdot 42 \cdot 10^6 \cdot 0,41 = 0,84 \cdot 10^6 \text{ вт} = 840 \text{ квт.}$$

Питома витрата тепла

$$q_t = \frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{0,41} = 2,44 \text{ дж/дж.}$$

Питома витрата палива

$$b_t = \frac{m_{\text{п}}}{N_t} = \frac{0,049}{840 \cdot 10^3} = 0,0583 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,0583 \text{ мг/дж.}$$

Задачі

508. Визначити тепломеханічний коефіцієнт ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла без регенерації при таких умовах:

$$\beta_1 = 10; \beta_2 = 15; \beta_3 = 20.$$

Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

509. Визначити питому корисну роботу і тепломеханічний коефіцієнт ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла при $\beta = 5$; $t_1 = 30$ і $t_3 = 700^\circ \text{C}$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$. Як зміниться результат при граничній регенерації?

510. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу ідеальної газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла при $\beta = 12$ для двох випадків: а) робоче тіло — повітря; б) робоче тіло — гелій. Теплоємність газів вважати сталою.

511. Для ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла визначити температури в перехідних точках, тепломеханічний коефіцієнт, корисну роботу газу, потужність ідеальної установки, питому витрату тепла і палива, якщо дано: $t_1 = 27$ і $t_3 = 700^\circ \text{C}$; $\beta = 10$; $m_{\text{п}} = 0,0739$ кг/сек; $Q_{\text{п}}^{\text{р}} = 42 \cdot 10^6$ Дж/кг. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

512. Ідеальна газотурбінна установка працює за циклом з ізобарним підведенням тепла і граничною регенерацією (рис. 101) при $\beta = 6$, $t_1 = 30^\circ \text{C}$ і $t_5 = 400^\circ \text{C}$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$. Визначити тепломеханічний коефіцієнт циклу і ефективність регенерації.

513. Визначити тепломеханічний коефіцієнт ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла і граничною регенерацією при $\tau = 4$ для таких значень ступеня підвищення тиску; $\beta = 2$; $\beta = 6$; $\beta = 8$; $\beta = 10$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

514. Знайти значення тепломеханічного коефіцієнта ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла і граничною регенерацією при $\beta = 4$ для таких значень ступеня підвищення температури в циклі: $\tau = 5$; $\tau = 4$; $\tau = 3$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

515. Визначити, при якому підвищенні тиску β можлива регенерація в ідеальному циклі газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла, якщо $\tau = 4$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

516. Знайти мінімальне значення ступеня підвищення температури τ , при якому регенерація в ідеальному циклі газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла і $\beta = 6$ стає неможливою. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

517. Визначити тепломеханічний коефіцієнт ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла при $\tau = 3$ і $\beta = 4$ для таких значень ступеня регенерації: $\sigma = 0$; $\sigma = 0,25$; $\sigma = 0,5$; $\sigma = 0,75$; $\sigma \approx 1$.

§ 20. ЕЛЕМЕНТИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА ЇХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Наближену схему робочого процесу реальної газотурбінної установки з ізобарним підведенням тепла без урахування зниження тиску в газовому і повітряному трактах наведено на рис. 103. На цій схемі лінія $12a$ відповідає необоротному процесові адіабатного стиску в компресорі, а лінія $34a$ — необоротному процесові адіабатного розширення в газовій турбіні.

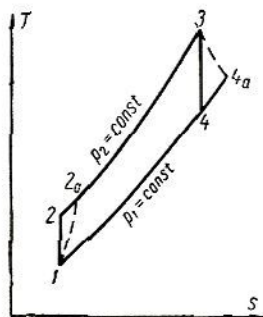


Рис. 103.

1. *Повітряний компресор.* Ізентропний коефіцієнт потужності компресора (при $c_p = \text{const}$)

$$\eta_s^k = \frac{l_i^k}{l_i^k} = \frac{i_2 - i_1}{i_{2a} - i_1} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2a} - T_1},$$

де l_i^k — питома внутрішня робота компресора в процесі $12a$.

Механічний к. к. д. компресора

$$\eta_m = \frac{l_i^k}{l_e^k},$$

де l_e^k — питома ефективна робота на валі компресора.

2. *Камера згоряння.* Рівняння енергобалансу камери згоряння:

$$m_{\text{п}} (Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.з}} + i_{\text{п}}) + m_{\text{пов}} i_{\text{пов}} = (m_{\text{пов}} + m_{\text{п}}) i_3,$$

де $m_{\text{п}}$ — витрата палива, кг/сек ;

$m_{\text{пов}}$ — витрата повітря, кг/сек ;

- Q_n^p — теплота згоряння палива, дж/кг ;
 i_n — ентальпія палива, дж/кг ;
 $i_{\text{пов}}$ — ентальпія повітря при температурі $t_{\text{пов}}$ перед камерою згоряння, дж/кг ;
 i_3 — ентальпія робочого газу на виході з камери згоряння при температурі t_3 , дж/кг ;
 $\eta_{\text{к.з}}$ — коефіцієнт використання тепла палива в камері згоряння ($\eta_{\text{к.з}} \approx 0,98$).

Витрата повітря

$$m_{\text{пов}} = \alpha m_{\text{пов}_0} m_{\text{п}},$$

де α — коефіцієнт надлишку повітря;

$m_{\text{пов}_0}$ — теоретично необхідна кількість повітря для спалювання палива, кг/кг .

Коефіцієнт надлишку повітря (нехтуючи ентальпією палива) можна виразити співвідношенням

$$\alpha = \frac{Q_n^p \eta_{\text{к.з}} + i_3}{m_{\text{пов}_0} (i_3 - i_{\text{пов}})}.$$

3. *Регенератор*. Рівняння енергобалансу регенератора

$$m_{\text{пов}} (i_{\text{пов}} - i_{\text{вх}}) = m_{\text{г}} (i_{\text{г4a}} - i_{\text{гб}}) \eta_{\text{пот}},$$

де $m_{\text{пов}}$ — витрата повітря, кг/сек ;

$m_{\text{г}} = m_{\text{пов}} + m_{\text{п}}$ — кількість газу після турбіни, кг/сек ;

$i_{\text{вх}}$ — ентальпія повітря перед регенератором, дж/кг ;

$i_{\text{г4a}}$ — ентальпія газу після регенератора, дж/кг ;

$\eta_{\text{пот}}$ — коефіцієнт, що враховує потік тепла в навколишнє середовище ($\eta_{\text{пот}} \approx 0,98$).

Поверхня нагріву регенератора при $c_{\text{рпов}} = c_{\text{рг}} = \text{const}$ може бути визначена наближеним співвідношенням

$$F = m_{\text{г}} \frac{c_{\text{рг}}}{k} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma},$$

де $c_{\text{рг}}$ — теплоємність газу, $\text{дж/кг} \cdot \text{град}$;

$\sigma = \frac{T_5 - T_{2a}}{T_{4a} - T_{2a}}$ — ступінь регенерації;

k — коефіцієнт теплопередачі від газу до повітря, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

4. Газова турбіна. Відносний внутрішній коефіцієнт потужності турбіни при $c_{pr} = \text{const}$

$$\eta_{0i}^{\tau} = \frac{l_i^{\tau}}{l_i^{\tau}} = \frac{i_3 - i_{4a}}{i_3 - i_4} = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_4},$$

де l_i^{τ} — внутрішня питома робота газу в процесі 34a.
Механічний к. к. д. турбіни

$$\eta_M^{\tau} = \frac{l_i^{\tau}}{l_e^{\tau}},$$

де l_e^{τ} — питома ефективна робота на муфті турбіни.

5. Газотурбінна установка. Установка без регенерації тепла. Внутрішня потужність установки

$$N_i = m_{\tau} l_i^{\tau} - m_{\text{пов}} l_i^{\kappa} \text{ вт},$$

а також

$$N_i = m_{\text{пов}} l_i^{\tau} \left[\left(\frac{1}{\alpha m_{\text{пов}_0}} + 1 \right) \eta_{0i}^{\tau} - \frac{\varphi_i}{\eta_s^{\kappa}} \right] \text{ вт},$$

де

$m_{\text{пов}} = \alpha m_{\text{пов}_0} m_{\text{п}}$ — витрата повітря через компресор, кг/сек;

m_{τ} — витрата газу через турбіну, кг/сек;

$m_{\text{пов}_0}$ — теоретично необхідна кількість повітря для спалювання палива, кг/кг;

α — коефіцієнт надлишку повітря;

$m_{\text{п}}$ — витрата палива, кг/сек;

$\varphi_i = \frac{l_i^{\kappa}}{l_i^{\tau}}$ — відношення питомої внутрішньої роботи

компресора до питомої внутрішньої роботи турбіни.

Внутрішній коефіцієнт потужності установки (без урахування втрат на гідравлічний опір)

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{l_i}{q_1} = \frac{l_i^{\tau} \eta_{0i}^{\tau} - l_i^{\kappa} \frac{1}{\eta_s^{\kappa}}}{q_1} = \\ &= \frac{\tau \left(1 - \frac{1}{\beta^m} \right) \eta_{0i}^{\tau} - (\beta^m - 1) \frac{1}{\eta_s^{\kappa}}}{(\tau - 1) - (\beta^m - 1) \frac{1}{\eta_s^{\kappa}}}, \end{aligned}$$

де l_i — внутрішня питома робота газотурбінної установки, дж/кг ;

$q_1 = i_3 - i_{2a}$ — питома теплопідведення установки, дж/кг .

Ефективний коефіцієнт потужності газотурбінної установки

$$\eta_e = \frac{l_e}{q_1} = \eta_i \eta_m \eta_{к.з.},$$

де $l_e = l_i \eta_m$ — ефективна питома робота газотурбінної установки;

q_1 — питома теплопідведення з урахуванням використання тепла в камері згоряння, дж/кг ;

η_m — механічний к. к. д. газотурбінної установки

$$\eta_m = 1 - \frac{\eta_{0i} l_i^T (1 - \eta_m^T) + \frac{l_i^K}{\eta_s^K} \left(\frac{1}{\eta_m^K} - 1 \right)}{l_i},$$

де η_m^T — механічний к. к. д. турбіни;

η_m^K — механічний к. к. д. компресора.

Коефіцієнт корисної роботи установки

$$\varphi = \frac{l_i}{l_i^T} = 1 - \frac{l_i^K}{l_i^T} = 1 - \frac{\frac{l_i}{\eta_s^K} l_i^K}{\eta_{0i}^T l_i^T} = 1 - \frac{\beta^m}{\eta_{0i}^T \eta_s^K \tau}.$$

Питома витрата тепла (на одиницю ефективної роботи)

$$q_e = \frac{m_n Q_n^p}{N_e} = b_e Q_n^p = \frac{1}{\eta_e} \text{ дж/дж},$$

де $N_e = N_i \eta_m$ — ефективна потужність газотурбінної установки, *вт*.

Питома витрата палива (на одиницю ефективної роботи)

$$b_e = \frac{m_n}{N_e} = \frac{1}{Q_n^p \eta_e} \text{ кг/дж}.$$

Установка з регенерацією тепла. Схему робочого процесу реальної ГТУ з регенерацією тепла наведено на рис. 104. Лінія *2а5* відповідає процесові нагрівання повітря в регенераторі тепла, лінія *4а6* — охолодженню газів.

Внутрішній коефіцієнт потужності установки (без урахування втрат на гідравлічні опори) можна визначити за співвідношенням

$$\eta_i^{\text{per}} = \frac{l_i^{\text{per}}}{q_1^{\text{per}}} = \frac{\tau \left(1 - \frac{1}{\beta^m}\right) \eta_{0i}^{\text{T}} - (\beta - 1) \frac{1}{\eta_s^{\text{K}}}}{\tau - \sigma \tau \left[1 - \eta_{0i}^{\text{T}} \left(1 - \frac{1}{\beta^m}\right)\right] - (1 - \sigma) \left[1 - \frac{1}{\eta_s^{\text{K}}} (\beta^m - 1)\right]}$$

де $q_1^{\text{per}} = i_3 - i_5$ — питоме теплопідведення установки з регенерацією, дж/кг .

Решта величин (η_e , η_m , φ , q_e , b_e) обчислюється за формулами, наведеними для установки без регенерації.

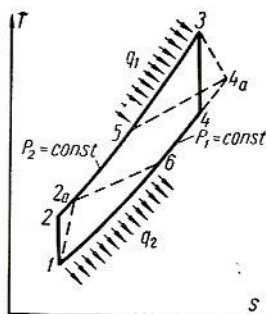


Рис. 104.

Приклади

518. Визначити внутрішній і ефективний коефіцієнти потужності газотурбінної установки, цикл якої розрахований у прикладі 503, якщо додатково відомі такі дані: $\eta_{0i}^{\text{T}} = 0,88$; $\eta_s^{\text{K}} = 0,86$; $\eta_m^{\text{T}} = 0,98$; $\eta_m^{\text{K}} = 0,99$.

З виразу

$$\eta_s^{\text{K}} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2a} - T_1}$$

знаходимо температуру повітря після компресора:

$$T_{2a} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_s^{\text{K}}} = 300 + \frac{475 - 300}{0,86} = 503^\circ \text{K}.$$

Питоме теплопідведення установки

$$q_1 = (i_3 - i_{2a}) = c_p (T_3 - T_{2a}) = 1000 (1000 - 503) = 497 \cdot 10^3 \text{ дж/кг}.$$

Внутрішній коефіцієнт потужності ГТУ

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{l_i^{\text{T}} \eta_{0i}^{\text{T}} - l_i^{\text{K}} \frac{1}{\eta_s^{\text{K}}}}{q_1} =$$

$$= \frac{370 \cdot 10^3 \cdot 0,88 - 175 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{0,86}}{497 \cdot 10^3} = \frac{123 \cdot 10^3}{497 \cdot 10^3} \approx 0,25.$$

Механічний к. к. д. газотурбінної установки

$$\eta_M = 1 - \frac{\eta_{0t}^T \eta_t^T (1 - \eta_M^T) + \frac{t_t^K}{\eta_s^K} \left(\frac{1}{\eta_M^K} - 1 \right)}{t_i} =$$

$$= 1 - \frac{0,88 \cdot 370 \cdot 10^3 (1 - 0,98) + 175 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{0,86} \left(\frac{1}{0,99} - 1 \right)}{123 \cdot 10^3} = 0,93.$$

Ефективний коефіцієнт потужності газотурбінної установки

$$\eta_e = \eta_i \eta_M \eta_{к.з} = 0,25 \cdot 0,93 \cdot 0,98 = 0,23.$$

519. Для умов попереднього прикладу визначити питомі витрати тепла, палива і секундні витрати палива й повітря для газотурбінної установки потужністю $N_e = 700$ квт (паливо — дашавський газ). Порівняти питомі витрати умовного палива для реальної й ідеальної установок. Теоретична витрата повітря $m_{пов_0} = 16,8$ кг/кг.

Теплота згоряння дашавського газу за додатком 7 $Q_H^P = 35,6$ Мдж/м³. При густині газу $\rho_r = 0,73$ кг/м³ тепло згоряння 1 кг газу

$$Q_H^P = \frac{35,6 \cdot 10^6}{0,73} = 49,3 \cdot 10^6 \text{ дж/кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{Q_H^P \eta_{к.з} + i_3}{m_{пов_0} (i_3 - i_{пов})} = \frac{Q_H^P \eta_{к.з} + c_{pг} t_3}{m_{пов_0} (c_{pг} t_3 - c_{pпов} t_{2a})}.$$

Беручи $c_{pпов} = c_{pг} = \text{const}$, дістанемо

$$\alpha = \frac{49 \cdot 10^6 \cdot 0,98 + 1000 \cdot 727}{16,8 \cdot 1000 (727 - 230)} \approx 5,9.$$

Питома витрата палива

$$b_e = \frac{1}{Q_H^P \eta_e} = \frac{1}{49,3 \cdot 10^6 \cdot 0,23} = 0,088 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,088 \text{ мг/дж.}$$

Секундна витрата палива

$$m_n = b_e N_e = 0,088 \cdot 10^{-6} \cdot 700 \cdot 10^3 = 0,062 \text{ кг/сек.}$$

Секундна витрата повітря

$$m_{\text{пов}} = m_{\text{п}} \alpha m_{\text{пов}_0} = 0,062 \cdot 5,9 \cdot 16,8 = 6,1 \text{ кг/сек.}$$

Питома витрата тепла

$$q_e = \frac{1}{\eta_e} = \frac{1}{0,23} = 4,35 \text{ дж/дж.}$$

Питома витрата умовного палива

$$b_e = \frac{1}{29,3 \cdot 10^6 \cdot 0,23} = 0,148 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,148 \text{ мг/дж.}$$

Порівняно з ідеальною установкою витрата палива збільшується на $\frac{0,148 - 0,092}{0,092} \cdot 100 = 60\%$.

520. Для умов прикладу 518 визначити зміну корисної роботи газотурбінної установки при зменшенні на 1% в одному випадку величини η_{0i}^T , а в другому — величини η_s^k .

Внутрішня робота турбіни

$$l_i^T = l_i^T \eta_{0i}^T = 370 \cdot 10^3 \cdot 0,88 = 326 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Внутрішня робота компресора

$$l_i^k = \frac{l_i^k}{\eta_s^k} = \frac{175 \cdot 10^3}{0,86} = 203 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Внутрішня робота ГТУ без урахування гідравлічних опорів

$$l_i = l_i^T - l_i^k = (326 - 203) \cdot 10^3 = 123 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

При зменшенні η_{0i}^T на 1% питома робота турбіни

$$l_i^T = 0,99 \cdot 326 \cdot 10^3 = 323 \text{ дж/кг,}$$

отже,

$$l_i' = l_i^{T'} - l_i^k = (323 - 203) \cdot 10^3 = 120 \cdot 10^3 \text{ дж/кг.}$$

Відносне зменшення корисної роботи установки становитиме $\frac{123 - 120}{123} \cdot 100 \approx 2,7\%$.

При зменшенні коефіцієнта потужності компресора на 1%

$$l_i^k = \frac{203 \cdot 10^3}{0,99} = 205 \cdot 10^3 \text{ дж/кг,}$$

отже,

$$l_i'' = 326 - 205 = 121 \cdot 10^3 \text{ дж/кг,}$$

тобто відносне зменшення корисної роботи в цьому випадку становитиме $\frac{123 - 121}{123} \cdot 100 \approx 1,6\%$.

521. Для умов прикладу 518 визначити температуру газу після турбіни і температуру повітря після регенератора, якщо ввести регенерацію із ступенем регенерації $\sigma = 0,7$.

З виразу

$$\eta_{0i}^r = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_4}$$

знаходимо

$$T_{4a} = T_3 - \eta_{0i} (T_3 - T_4) = 1000 - 0,88 (1000 - 630) = 674^\circ \text{ К.}$$

Температуру повітря після регенератора знайдемо з виразу

$$\sigma = \frac{T_5 - T_{2a}}{T_{4a} - T_{2a}}$$

звідки

$$T_5 = \sigma (T_{4a} - T_{2a}) + T_{2a} = 0,7 (674 - 503) + 503 = 623^\circ \text{ К.}$$

522. Для умов попереднього прикладу визначити поверхню регенератора, беручи $k = 84 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ і $c_{pr} = c_{рпов} = \text{const}$. Визначити також, на скільки зросте поверхня регенератора, якщо ступінь регенерації збільшиться на 10%.

Кількість газу після турбіни

$$m_r = m_{\text{пов}} + m_{\text{п}} = 6,1 + 0,062 = 6,162 \text{ кг/сек.}$$

Поверхня регенератора при $\sigma = 0,7$

$$F = m_r \frac{c_{pr}}{k} \frac{\sigma}{1 - \sigma} = 6,162 \cdot \frac{1000}{84} \cdot \frac{0,7}{1 - 0,7} = 170 \text{ м}^2.$$

Поверхня регенератора при $\sigma = 0,77$

$$F = 6,162 \cdot \frac{1000}{84} \cdot \frac{0,77}{1 - 0,77} = 245 \text{ м}^2.$$

При збільшенні ступеня регенерації на 10% поверхня регенератора збільшується на $\frac{245 - 170}{170} \cdot 100 = 44\%$.

523. Визначити вплив регенерації на внутрішній коефіцієнт потужності ГТУ, питомі витрати тепла і палива, використовуючи дані прикладів 518—521.

Внутрішній коефіцієнт потужності ГТУ з регенерацією

$$\eta_i^{\text{per}} = \frac{l_i}{q_1^{\text{per}}} = \frac{l_i}{i_3 - i_5} = \frac{l_i}{c_p (T_3 - T_5)} =$$

$$= \frac{123 \cdot 10^3}{1000(1000 - 623)} = 0,33.$$

Відносне збільшення внутрішнього коефіцієнта потужності становитиме $\frac{0,33 - 0,25}{0,25} \cdot 100 = 32\%$.

Питома витрата тепла (на одиницю ефективної роботи)

$$q_e = \frac{1}{\eta_e} = \frac{1}{\eta_i \eta_m \eta_{к.з}} = \frac{1}{0,33 \cdot 0,93 \cdot 0,98} = 3,33 \text{ Дж/дж.}$$

Відносне зменшення питомої витрати тепла $\frac{4,35 - 3,33}{4,35} \cdot 100 \approx 24\%$.

Питома витрата палива

$$b_e = \frac{q_e}{Q_{п}^p} = \frac{3,33}{49,3 \cdot 10^6} = 0,067 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж} = 0,067 \text{ мг/дж.}$$

Економія палива $\frac{0,088 - 0,067}{0,088} \cdot 100 = 24\%$.

Задачі

524. Визначити внутрішній та ефективний коефіцієнти потужності газотурбінної установки без регенерації для таких умов: $t_1 = 15^\circ \text{C}$; $t_3 = 750^\circ \text{C}$; $\beta = 8$; $\eta_{0i}^r = 0,89$; $\eta_m^r = 0,97$; $\eta_m^k = 0,98$.

525. Визначити питомі витрати тепла, умовного палива і коефіцієнт корисної роботи газотурбінної установки без регенерації тепла для умов задачі 524. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

526. Визначити, як зміниться коефіцієнт потужності газотурбінної установки, наведеної в задачі 524, якщо η_{0i}^r і η_s^k зменшаться кожний на 1% одночасно. Визначити також вплив такої зміни η_{0i}^r і η_s^k для випадку, якщо $t_3 = 600^\circ \text{C}$.

527. Побудувати графік залежності коефіцієнта корисної роботи газотурбінної установки від ступеня стиску для таких умов: $t_1 = 15^\circ \text{C}$; $t_3 = 750^\circ \text{C}$; $\eta_{0i}^r = 0,89$; $\eta_s^k = 0,86$. Ступінь стиску взяти $\beta = 3$; 5; 7; 8. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

528. Визначити питому витрату тепла газотурбінною установкою без регенерації при $\beta = 5$ і $\beta = 10$ для таких умов: $t_1 = 15^\circ \text{C}$; $t_3 = 600^\circ \text{C}$; $\eta_{0i}^r = 0,9$; $\eta_s^k = 0,87$; $\eta_m^r = 0,96$; $\eta_m^k = 0,98$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

529. Визначити питому витрату тепла газотурбінною установкою без регенерації в двох випадках: при $t_3 = 600^\circ \text{C}$ і $t'_3 = 800^\circ \text{C}$, взявши $\beta = 8$; $\eta_{0i}^r = 0,9$; $\eta_s^k = 0,87$; $\eta_M^r = 0,96$; $\eta_M^k = 0,98$. Робоче тіло — повітря, $k = 1,4$.

530. Визначити вплив η_{0i}^r і η_s^k на коефіцієнт корисної роботи газотурбінної установки в двох випадках: при $t_3 = 500^\circ \text{C}$ і $t'_3 = 900^\circ \text{C}$, якщо відомо: $t_1 = 15^\circ \text{C}$; $\eta_{0i}^r = 0,9$; $\eta_s^k = 0,87$; $\beta = 6$; $k = 1,4$.

531. Визначити внутрішній коефіцієнт потужності газотурбінної установки при $\beta = 4$ і $\beta' = 8$, якщо відомо: $t_1 = 15^\circ \text{C}$; $t_3 = 600^\circ \text{C}$; $\eta_{0i}^r = 0,9$; $\eta_s^k = 0,87$. Робоче тіло — повітря; $k = 1,4$.

532. Як зміниться результат, одержаний в задачі 531, якщо ввести регенерацію при $\sigma = 0,5$?

533. Побудувати графік залежності внутрішнього коефіцієнта потужності газотурбінної установки від β , взявши значення ступеня підвищення тиску $\beta = 3; 5; 7; 9$ для $\sigma = 0$; $\sigma = 0,5$ і $\sigma = 1$ при $\tau = 3$; $\eta_{0i}^r = 0,9$; $\eta_s^k = 0,87$. Робоче тіло має властивості повітря; $k = 1,4$.

534. Побудувати графік залежності питомої витрати палива газотурбінною установкою від ступеня підвищення тиску для умов задачі 533.

535. Визначити ефективну потужність газотурбінної установки, витрату саратовського газу і коефіцієнт корисної роботи, якщо витрата повітря становить 10 кг/сек . Температура повітря на вході в компресор $t_1 = 27^\circ \text{C}$, на виході з компресора $t_{2a} = 257^\circ \text{C}$, температура газів перед турбіною $t_3 = 700^\circ \text{C}$, на виході з турбіни $t_{4a} = 350^\circ \text{C}$, $\beta = 6$; $\eta_{0i}^r = 0,88$; $\eta_s^k = 0,86$.

536. Визначити витрату палива і коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння, якщо відомо: витрата повітря $m_{\text{пов}} = 30 \text{ кг/сек}$; температура повітря $t_{\text{пов}} = 300^\circ \text{C}$; температура газу на виході з камери $t_r = 700^\circ \text{C}$; теплота згоряння палива $Q_{\text{н}}^p = 40,8 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$; коефіцієнт використання тепла палива $\eta_{\text{к.з}} = 0,98$.

537. Визначити коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння для умов задачі 535.

538. Визначити поверхню нагріву регенератора газотурбінної установки при $\sigma = 0,5$ і $\sigma = 1$, взявши $m_{\text{пов}} = m_r = 23 \text{ кг/сек}$, $k = 90 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ і $c_{rг} = c_{r\text{пов}} = 1000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$.

539. Визначити внутрішні коефіцієнти потужності газотурбінної установки для двох випадків: а) $t_3 = 600^\circ \text{C}$; б) $t_3 = 800^\circ \text{C}$, взявши для обох випадків $t_1 = 20^\circ \text{C}$; $\beta = 7$; $\eta_{0f}^r = \eta_s^k = 0,85$; $k = 1,4$.

Розділ 7

МЕТОДИКА ЗАСТОСУВАННЯ МІЖНАРОДНОЇ СИСТЕМИ ОДИНИЦЬ У ТЕПЛОВИХ РОЗРАХУНКАХ

Серед переваг Міжнародної системи одиниць СІ в теплових розрахунках важливе значення мають:

чітке розмежування одиниць маси і сили (ваги тіл), з визначеністю вибору раціональної одиниці кількості речовини;

раціоналізація запису багатьох розрахункових співвідношень.

При чіткому розмежуванні одиниць маси (кілограм) і сили (ньютон) виключається дуже поширена раніше двоїстість вибору одиниці кількості речовини (кг і кГ).

Як відомо, на практиці прийнято називати одним терміном «кілограм» дві різні за фізичною природою величини: одиницю маси (кг) абсолютної системи МКС і одиницю сили (кГ ; кгс) технічної системи МКГСС. Незважаючи на те, що різниця в змісті цих фізично різнорідних величин загальновідома, при користуванні ними часто виникали неясності, непорозуміння і помилки.

На основі вихідного означення **кілограм-сила** дорівнює силі, що надає масі, яка дорівнює масі міжнародного прототипу кілограма 1 кг , нормального прискорення $9,80665 \text{ м/сек}^2$ (точно). Тому для системної одиниці сили в СІ — ньютона (н) — як сили, що надає тілу з сталою масою 1 кг прискорення в 1 м/сек^2 ,

$$1 \text{ н} = \frac{1}{9,80665} \text{ кГ} = \frac{1}{9,80665} \text{ кгс},$$

звідки

$$1 \text{ кГ} = 9,80665 \text{ н},$$

де $B = 9,80665 \text{ н/кг} = 9,80665 \text{ кг} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{сек}^2$ — перевідний множник одиниць сили.

Зв'язок між вагою тіла ($G_F, \text{кг}$) як силою притягання тіла до Землі і його масою ($m, \text{кг}$) визначається співвідношенням

$$G_F = \frac{mg}{B} \text{ кг},$$

звідки

$$\frac{G_F}{m} = \frac{g}{B} \text{ кг/кг},$$

де g — фактичне прискорення сили тяжіння в пункті зважування тіла, м/сек^2 .

Очевидно, що вага тіла, яка виражена в ньютонах,

$$G = G_F B = mg \text{ н.}$$

Фізично об'єктивною мірою кількості речовини є інертна маса відповідних тіл, але не їх вага. Тому дуже істотно, що в одиницях СІ $[m] = \text{кг}$, тоді як $[G] = \text{н}$. Це виключає зазначену двоїстість вибору одиниць кількості речовини, які на практиці мають однакову назву (кг і кг), — за масою тіл і за їх вагою.

Слід підкреслити, що вимірювати кількість речовини за вагою ($G_F, \text{кг}$, або $G, \text{н}$) нераціонально, бо вага тіл нестала і залежить від місцевого прискорення сили тяжіння g . Використання категорії ваги (сили тяжіння) тіл у тепло-технічних вимірюваннях і розрахунках повинно бути обмежене.

Характеристикою питомої кількості речовини має бути **густина** (але не питома вага) тіл — відношення маси тіла m у стані спокою до його об'єму V :

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ кг/м}^3.$$

Якщо виникає потреба визначити питому вагу тіла, то в одиницях СІ з урахуванням попередніх співвідношень

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \text{ н/м}^3,$$

тобто питому вагу тіла слід обчислювати за його густиною ρ з урахуванням фактичного прискорення сили тяжіння g .

Вибір об'єктивної одиниці кількості речовини важливий і при раціональній оцінці **питомих енергетичних**

величин. В одиницях СІ питомі енергетичні величини є **масовими**, тобто стосуються одиниці маси — 1 кг (наприклад, Дж/кг). Можна також застосовувати **мольні** величини, віднесені до 1 кіломоля (кмоль) речовини, тобто до маси речовини в кілограмах, яка чисельно дорівнює її молекулярній масі μ (наприклад, Дж/кмоль).

Якщо в позасистемних одиницях яка-небудь питома величина завідомо віднесена до одиниці ваги тіла (наприклад, x_F ккал/кГ або $m^3/кГ$) при даному прискоренні сили тяжіння g , то перерахунок її до одиниці маси (x ккал/кг або $m^3/кг$) виконується за співвідношенням

$$\frac{x_F}{x} = \frac{X}{G_F} : \frac{X}{m} = \frac{m}{G_F} = \frac{B}{g},$$

звідки

$$x = x_F \frac{g}{B}.$$

Звичайно в розрахунках величину g не вказують, вважаючи за числовими значеннями $g = g_n = B$, і тоді чисельно $m = G_F$, а також $x = x_F$. Ця обставина, мабуть, сприяла практичному формуванню вказаної вище двоїстості вибору одиниці кількості речовини (кг і кГ).

Треба визнати, що при застосуванні одиниць СІ вносьється необхідна чіткість і повна ясність у вибір одиниць маси й ваги тіл (сили), а також раціональних одиниць кількості речовини та питомих енергетичних величин.

Раціоналізація при використанні одиниць СІ запису багатьох розрахункових співвідношень полягає в спрощенні записів при одночасно більшій їх фізичній чіткості.

Пояснюється це тим, що при використанні однорідних одиниць СІ розрахункові співвідношення є одночасно й математичними залежностями, які виражають зв'язки між відповідними фізичними величинами. Тим часом, при менш строгому виборі одиниць виміру, при користуванні неоднорідними і позасистемними одиницями розрахункові співвідношення часто бувають складнішими, ніж математичні вирази об'єктивних фізичних закономірностей. Таке ускладнення зумовлене появою в розрахункових формулах різних перевідних множників для одиниць кількості речовини, тиску, кількості енергії та інших величин.

Так, наприклад, кінетична енергія тіла масою m , що

рухається з швидкістю ω , визначається співвідношенням

$$K = \frac{m\omega^2}{2},$$

звідки питома енергія, віднесена до одиниці маси тіла,

$$k = \frac{K}{m} = \frac{\omega^2}{2}. \quad (1)$$

Рівнянням (1) виражена залежність між фізичними величинами — швидкістю і питомою кінетичною енергією тіла. При використанні однорідних одиниць СІ це рівняння є одночасно і розрахунковою формулою: якщо $[\omega] = \text{м/сек}$, то $[k] = \text{дж/кг}$, що має чітко виражений смисл питомої енергії (зауважимо, що $1 \text{ н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/сек}^2$, а значить, $1 \text{ дж/кг} = 1 \text{ н} \cdot \text{м/кг} = 1 \text{ м}^2/\text{сек}^2$).

Але при користуванні поширеними тепер неоднорідними і позасистемними одиницями виміру розрахункова формула для питомої кінетичної енергії тіла видозмінюється і ускладнюється.

Так, коли врахувати, що

$$1 \text{ дж/кг} = B \text{ кг} \cdot \text{м/кг} = g \text{ кг} \cdot \text{м/кг} = \frac{B}{A} \text{ ккал/кг},$$

де тепловий еквівалент роботи $A = \frac{1}{426,935} \text{ ккал/кг} \cdot \text{м}$, то при різному виборі одиниць виміру енергії і кількості речовини — для заданої швидкості ω , м/сек , можна дістати такі записи розрахункових формул:

при $[K] = \text{кг} \cdot \text{м}$ і $[m] = \text{кг}$

$$k' = \frac{\omega^2}{2B} \text{ кг} \cdot \text{м/кг}, \quad (2)$$

при $[K] = \text{кг} \cdot \text{м}$, але $[m] = [G_F] = \text{кг}$

$$k'' = \frac{\omega^2}{2g} \text{ кг} \cdot \text{м/кг}; \quad (3)$$

при $[K] = \text{ккал}$ і $[m] = \text{кг}$

$$k''' = A \frac{\omega^2}{2B} \text{ ккал/кг}. \quad (4)$$

У технічній літературі найбільш поширеним тепер є запис у формі рівняння (3), але він найменш раціональний через невдалий вибір одиниці кількості речовини — за вагою (кг). Найбільш простий і фізично чіткий результат

дістанемо, користуючись формулою (1), записаною в однакових одиницях СІ.

Як бачимо, при застосуванні одиниць СІ підвищується культура інженерних теплотехнічних розрахунків і часто спрощуються обчислення. В цьому безсумнівна доцільність застосування одиниць СІ у теплових розрахунках.

§ 21. ОДИНИЦІ СІ І ПЕРЕВІДНІ МНОЖНИКИ ДЛЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ВЕЛИЧИН

До основних одиниць виміру СІ стосовно до теплових величин належать одиниці:

довжини	— метр, <i>м</i> ;
маси	— кілограм, <i>кг</i> ;
часу	— секунда, <i>сек</i> ;
термодинамічної температури	— градус Кельвіна, <i>град</i> ,
для числових значень	— $T^{\circ} \text{К}$.

Похідні одиниці СІ та перевідні множники стосовно до найважливіших теплотехнічних величин і для деяких найпоширеніших позасистемних щодо СІ одиниць виміру наведено в табл. 25. Наближені значення перевідних множників у таблиці дано з трьома значущими цифрами. Виняток являють числа, в яких перша значуща цифра — одиниця; в таких випадках вказано чотири значущі цифри перевідних множників.

Для теплотехнічних величин, виражених в одиницях МКГСС і в позасистемних одиницях, найчастіше зустрічаються такі перевідні множники (нижче вказуються їх точні числові значення):

Для одиниць сили (ваги тіл) і маси

$$a_F = a_m = B = 9,80665 \text{ н/кГ (а також кг/т.о.м.)}$$

Цей же перевідний множник справедливий для одиниць енергії [$\text{дж/кГ} \cdot \text{м}$], потужності $\left[\frac{\text{вт}}{\text{кГ} \cdot \text{м/сек}} \right]$, а також тиску, густини, питомої ваги, динамічної в'язкості та деяких інших одиниць.

Для одиниць енергії

$$a_e = \frac{B}{A} = 4186,8 \text{ дж/ккал,}$$

а також

$$a'_e = B' = 3,6 \cdot 10^6 \text{ дж/квт} \cdot \text{год.}$$

**Одиниці СІ і перевідні множники
для найважливіших теплотехнічних величин**

Найменування величин	Одиниці СІ	Перевідні множники для деяких поширених позасистемних одиниць
Маса (кількість речовини)	1 кг	1 т, о. м. = 1 кг · сек ² /м ≈ 9,81 кг 1 т = 10 ³ кг 1 ц = 10 ² кг
Сила (зокрема, вага, тобто сила тяжіння)	1 н = 1 кг · м/сек ²	1 кг ≈ 9,81 н
Площа	1 м ²	1 см ² = 1 · 10 ⁻⁴ м ²
Об'єм	1 м ³	1 л ≈ 1 · 10 ⁻³ м ³
Густина (об'ємна маса)	1 кг/м ³	1 т, о. м./м ³ = 1 кг · сек ² /м ³ ≈ ≈ 9,81 кг/м ³
Питома вага	1 н/м ³	1 кг/м ³ ≈ 9,81 н/м ³
Тиск	1 н/м ²	1 ат = 1 кг/см ² ≈ ≈ 9,81 · 10 ⁴ н/м ² 1 мм вод. ст. = 1 кг/м ² ≈ ≈ 9,81 н/м ² 1 мм рт. ст. = 1 торр ≈ ≈ 133,3 н/м ² 1 бар = 1 · 10 ⁵ н/м ²
Енергія, робота, кількість тепла	1 дж = 1 н · м	1 кг · м ≈ 9,81 дж 1 ккал ≈ 4,19 · 10 ³ дж 1 квт · год = 3,6 · 10 ⁶ дж 1 к. с. год ≈ 2,65 · 10 ⁶ дж
Потужність (в тому числі теплова)	1 вт = 1 дж/сек	1 кг · м/сек ≈ 9,81 вт 1 ккал/сек ≈ 4,19 · 10 ³ вт 1 ккал/год = 1,163 вт 1 к. с. ≈ 735 вт
Поверхнева густина теплового потоку	1 вт/м ²	1 ккал/м ² · год = 1,163 вт/м ²
Об'ємна густина теплового потоку	1 вт/м ³	1 ккал/м ³ · год = 1,163 вт/м ³
Коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі	1 вт/м ² · град	1 ккал/м ² · год · град = = 1,163 вт/м ² · град

Найменування величин	Одиниці СІ	Перевідні множники для деяких поширених позасистемних одиниць
Коефіцієнт теплопровідності	1 <i>вт/м · град</i>	1 <i>ккал/м · год · град</i> = = 1,163 <i>вт/м · град</i>
Теплоємність, ентропія	1 <i>дж/град</i>	1 <i>ккал/град</i> ≈ ≈ 4,19 · 10 ³ <i>дж/град</i>
Масова витрата	1 <i>кг/сек</i>	1 <i>кг/год</i> ≈ 0,278 · 10 ⁻³ <i>кг/сек</i> 1 <i>т/год</i> ≈ 0,278 <i>кг/сек</i>
Об'ємна витрата	1 <i>м³/сек</i>	1 <i>м³/год</i> ≈ 0,278 · 10 ⁻³ <i>м³/сек</i> 1 <i>л/хв</i> ≈ 16,67 · 10 ⁻⁶ <i>м³/сек</i>
Лінійна швидкість	1 <i>м/сек</i>	1 <i>км/год</i> ≈ 0,278 <i>м/сек</i> 1 <i>м/хв</i> ≈ 16,67 · 10 ⁻³ <i>м/сек</i>
Кутова швидкість	1 <i>рад/сек</i>	1 <i>об/хв</i> = $\frac{\pi}{30}$ <i>рад/сек</i> ≈ ≈ 0,1047 <i>рад/сек</i>
Динамічна в'язкість	1 <i>н · сек/м²</i>	1 <i>кг · сек/м²</i> ≈ 9,81 <i>н · сек/м²</i> 1 <i>пуаз</i> = 0,1 <i>н · сек/м²</i>
Кінематична в'язкість	1 <i>м²/сек</i>	1 <i>м²/год</i> ≈ 0,278 · 10 ⁻³ <i>м²/сек</i> 1 <i>стокс</i> = 1 · 10 ⁻⁴ <i>м²/сек</i>

Примітка. Для кількості речовини, вираженої в одиницях ваги, кг, перевідним множником для приведення до одиниць маси, кг, є величина $\frac{B}{g}$ кг/кг, а для питомих величин, віднесених до одиниці ваги, — величина $\frac{g}{B}$ кг/кг.

Для одиниць потужності

$$a_N = \frac{B}{3600A} = 1,163 \frac{вт}{ккал/год}$$

Цей же перевідний множник справедливий для одиниць густини теплового потоку і характеристик теплообміну.

Для одиниць лінійної швидкості та масової витрати

$$a_w = a_{тсек} = \frac{1}{3,6} = 0,2777 \dots \frac{м/сек}{км/год} \left[\text{а також } \frac{кг/сек}{т/год} \right].$$

Для обчислення перевідних множників похідних та складених одиниць виміру, не вказаних у табл. 25, можна користуватися правилом перерахунку:

щоб визначити перевідний множник похідної складеної одиниці виміру, слід у кожній із складових цієї одиниці, які треба замінити, підставити вихідний перевідний множник і потім об'єднати всі множники в один.

При наявності перевідних множників легко перелічити числове значення різних величин в одиниці СІ. Будь-яка розмірна фізико-технічна величина, виражена в одиницях однієї системи (або в позасистемних одиницях) числом n_A , однозначно виражається в одиницях будь-якої іншої системи і, зокрема, в одиницях СІ іншим числом n_B , причому

$$n_B = n_A a,$$

де a — перевідний множник для числових величин відповідної пари одиниць виміру.

Обидві вказані числові величини n_A і n_B повинні мати однакову розмірність, тобто однакову фізичну належність, зумовлену об'єктивними законами природи. Тоді перевідні множники a для різних величин безрозмірні. Такими є всі перевідні множники, наведені в табл. 25.

У деяких випадках, наприклад, якщо в позасистемних одиницях кількість речовини нерационально виміряна за вагою тіла (в кілограм-силах, $кГ$), коли має бути вказане фактичне прискорення сили тяжіння g , треба попереду раціоналізувати вибір одиниці кількості речовини за масою тіла. Такі перерахунки наведено в прикладі 547.

За ГОСТ 7663—55 допускається застосування кратних і частинних одиниць виміру, утворюваних при множенні або діленні основних і похідних одиниць СІ на степінь числа 10. Найменування кратних і частинних одиниць дістають додаванням десяткових приставок до найменувань первинних одиниць (табл. 26).

Так, наприклад, 1 Мвт (мегават) = 10^6 вт , а 1 мвт (міліват) = 10^{-3} вт ; 1 Гкал (гікакалорія) = 10^9 кал = $= 10^6 \text{ ккал}$ і т. д.

Приставки можна приєднувати тільки до простих найменувань одиниць, отже утворювати кратні й частинні одиниці приєднанням більш як однієї приставки не можна. Якщо найменування одиниці вже включає в себе приставку (як, наприклад, кілограм або кілокалорія), то нову приставку слід приєднати до простого найменування одиниці. Наприклад, не можна писати мегакілокалорія, а слід писати гікакалорія. Так само 10^3 кг виражається як мегаграм, Мг , і т. д.

Приставки для утворення кратних і частинних одиниць
за ГОСТ 7663—55

Кратність і частинність	Приставки	Скорочені позначення
10^{12}	тера	<i>T</i>
10^9	гіга	<i>G</i>
10^6	мега	<i>M</i>
10^3	кіло	<i>k</i>
10^2	гекто	<i>g</i>
10	дека	<i>da</i>
10^{-1}	деци	<i>d</i>
10^{-2}	санті	<i>c</i>
10^{-3}	мілі	<i>m</i>
10^{-6}	мікро	<i>mk</i>
10^{-9}	нано	<i>n</i>
10^{-12}	піко	<i>p</i>

При утворенні кратних і частинних одиниць від складених похідних одиниць приставку треба приєднувати до всієї одиниці в цілому, тобто практично до першої одиниці, що стоїть у чисельнику (меганьютон на квадратний метр, $Mн/м^2$, але не ньютон на квадратний міліметр, $н/мм^2$; міліграм на джоуль, $мг/дж$, але не кілограм на мегаджоуль, $кг/Мдж$).

Не можна приєднувати приставки до одиниць, що стоять у знаменнику, за винятком приставки «кіло» в тих одиницях, у знаменник яких входить основна одиниця маси кілограм, $кг$, або одиниця індивідуальної маси кіломоль, $кмоль$, що іноді замінює її.

Кратні і частинні одиниці виміру слід застосовувати по можливості обмежено. Їх можна рекомендувати переважно для скорочення записів числових значень розрахункових величин (8 мм замість $8 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ або $0,008\text{ м}$; $15,6\text{ Мн/м}^2$ замість $15,6 \cdot 10^6\text{ н/м}^2$) при вираженні остаточних результатів розрахунку. В розрахункових співвідношеннях слід оперувати з числовими значеннями величин, вираженими безпосередньо у первинних одиницях СІ.

Приклади

540. Визначити перевідні множники для позасистемних одиниць виміру питомих витрат робочих тіл і палива:

кг/квт·год і г/к.с. год; а також для одиниці питомої витрати тепла: ккал/квт·год.

За загальним правилом перерахунку, користуючись даними табл. 25, дістаємо:

$$1 \text{ кг/квт} \cdot \text{год} = \frac{1 \text{ кг}}{1 \text{ квт} \cdot \text{год}} = \frac{1 \text{ кг}}{3,6 \cdot 10^6 \text{ дж}} = 0,278 \cdot 10^{-6} \text{ кг/дж},$$

або

$$1 \text{ кг/квт} \cdot \text{год} = 0,278 \text{ мг/дж}.$$

Неправильно було б записати 0,278 кг/Мдж.

$$1 \text{ г/к.с.} \cdot \text{год} = \frac{1 \text{ г}}{1 \text{ к.с.} \cdot \text{год}} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \text{ кг}}{2,65 \cdot 10^6 \text{ дж}} = 0,378 \cdot 10^{-9} \text{ кг/дж},$$

або

$$1 \text{ г/к.с.} \cdot \text{год} = 0,378 \text{ мкг/дж}.$$

Неправильно було б записати 0,378 кг/Гдж.

$$1 \text{ ккал/квт} \cdot \text{год} = \frac{1 \text{ ккал}}{1 \text{ квт} \cdot \text{год}} = \frac{4,19 \cdot 10^3 \text{ дж}}{3,6 \cdot 10^6 \text{ дж}} = 1,163 \cdot 10^{-3} \text{ дж/дж}.$$

541. Визначити перевідні множники для позасистемних одиниць виміру теплової потужності: Гкал/год і Гкал/доба.

За загальним правилом перерахунку

$$1 \text{ Гкал/год} = \frac{4,19 \cdot 10^9 \text{ дж}}{3600 \text{ сек}} = 1,163 \cdot 10^6 \text{ вт},$$

або

$$1 \text{ Гкал/год} = 1,163 \text{ Мвт}.$$

$$1 \text{ Гкал/доба} = \frac{4,19 \cdot 10^9 \text{ дж}}{24 \cdot 3600 \text{ сек}} = 48,5 \cdot 10^3 \text{ вт},$$

або

$$1 \text{ Гкал/доба} = 48,5 \text{ квт}.$$

542. Визначити перевідні множники для позасистемних одиниць виміру кутової швидкості: об/сек і об/хв.

За аналогією з попередніми прикладами

$$1 \text{ об/сек} = \frac{1 \text{ об}}{1 \text{ сек}} = \frac{2\pi \text{ рад}}{1 \text{ сек}} = 2\pi \text{ рад/сек},$$

або

$$1 \text{ об/сек} = 6,28 \text{ рад/сек}.$$

$$1 \text{ об/хв} = \frac{1 \text{ об}}{1 \text{ хв}} = \frac{2\pi \text{ рад}}{60 \text{ сек}} = \frac{\pi}{30} \text{ рад/сек},$$

або

$$1 \text{ об/хв} = 0,1047 \text{ рад/сек.}$$

543. Виразити в одиницях СІ кутові швидкості вала двигуна $\omega_1 = 3000 \text{ об/хв}$ і $\omega_2 = 15 \text{ об/сек.}$

Маючи на увазі перевідні множники для одиниць кутової швидкості, обчислені в прикладі 542, дістаємо:

$$\omega_1 = 3000 \cdot 0,1047 = 314 \text{ рад/сек.};$$

$$\omega_2 = 15 \cdot 6,28 = 94 \text{ рад/сек.}$$

544. Виразити в одиницях СІ масові витрати: $m_1 = 135 \text{ т/год}$; $m_2 = 25,8 \text{ кг/год}$; $m_3 = 3,25 \text{ кг/хв}$; $m_4 = 12,2 \times 10^3 \text{ т/доба}$; $m_5 = 25 \cdot 10^3 \text{ ц/доба}$; $m_6 = 1,08 \text{ кГ} \cdot \text{сек/м.}$

Користуючись перевідними множниками, наведеними в табл. 25, і обчислюючи їх для інших одиниць виміру, дістаємо:

$$m_1 = 135 \cdot 0,278 = 37,5 \text{ кг/сек.};$$

$$m_2 = 25,8 \cdot 0,278 \cdot 10^{-3} = 7,17 \cdot 10^{-3} \text{ кг/сек} = 7,17 \text{ г/сек.};$$

$$m_3 = 3,25 \cdot 16,67 \cdot 10^{-3} = 54,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/сек} = 54,2 \text{ г/сек.};$$

$$m_4 = 12,2 \cdot 10^3 \cdot 11,57 \cdot 10^{-3} = 141 \text{ кг/сек.};$$

$$m_5 = 25 \cdot 10^3 \cdot 1,157 \cdot 10^{-3} = 28,9 \text{ кг/сек.};$$

$$m_6 = 1,08 \cdot 9,81 = 10,6 \text{ кг/сек.}$$

545. Виразити в одиницях СІ такі величини абсолютних тисків: $p_1 = 0,04 \text{ ат}$; $p_2 = 15 \text{ бар}$; $p_3 = 760 \text{ мм рт. ст.}$; $p_4 = 22 \text{ мм вод. ст.}$; $p_5 = 35 \text{ кГ/мм}^2$; $p_6 = 3500 \text{ кг/м} \cdot \text{сек}^2$.

Аналогічно попереднім розрахункам дістаємо:

$$p_1 = 0,04 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 3,92 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2 = 3,92 \text{ кн/м}^2;$$

$$p_2 = 15 \cdot 10^5 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 1,5 \text{ Мн/м}^2;$$

$$p_3 = 760 \cdot 133,3 = 101,3 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2 = 101,3 \text{ кн/м}^2;$$

$$p_4 = 22 \cdot 9,81 = 216 \text{ н/м}^2 = 21,6 \text{ дан/м}^2;$$

$$p_5 = 35 \cdot 9,81 \cdot 10^6 = 343 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 343 \text{ Мн/м}^2;$$

$$p_6 = 3500 \cdot 1 = 3500 \text{ н/м}^2.$$

546. Виразити в одиницях СІ такі енергетичні величини: кількість тепла $Q = 250 \text{ ккал}$;

теплоту згоряння палива $Q_H^p = 7000 \text{ ккал/кг}$;

універсальну газову сталу

$\mu R = 848 \text{ кГ} \cdot \text{м/кмоль} \cdot \text{град}$;

теплову потужність теплообмінного апарата

$$Q_N = 1,25 \text{ Гкал/год.};$$

питому витрату тепла $q = 2150 \text{ ккал/квт} \cdot \text{год}$;

питому кінетичну енергію $k = 16 \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{сек}^2$.

Для кількості тепла перевідний множник за табл. 25 становить
 $a_e = 4,19 \cdot 10^3 \text{ дж/ккал}$. Тому для решти величин

$$Q = 250 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 1,05 \cdot 10^6 \text{ дж} = 1,05 \text{ Мдж};$$

$$Q_n^p = 7000 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 29,3 \cdot 10^6 \text{ дж/кг} = 29,3 \text{ Мдж/кг};$$

$$\mu R = 848 \cdot 9,81 = 8,31 \cdot 10^3 \text{ дж/к.моль} \cdot \text{град} = \\ = 8,31 \text{ кдж/к.моль} \cdot \text{град};$$

$$Q_N = 1,25 \cdot 1,163 \cdot 10^6 = 1,45 \cdot 10^6 \text{ ат} = 1,45 \text{ Мвт};$$

$$q = 2150 \cdot 1,163 \cdot 10^{-3} = 2,50 \text{ дж/дж};$$

$$k = 16 \cdot 10^4 \cdot 1 = 16 \cdot 10^4 \text{ дж/кг} = 160 \text{ кдж/кг}.$$

547. Виразити в одиницях СІ такі величини, в яких кількість речовини оцінено за вагою тіл, кг:

питомий об'єм газу $v_F = 3,48 \text{ м}^3/\text{кг}$ при $g = 9,78 \text{ м/сек}^2$;

ентальпію газу $i_F = 75,6 \text{ ккал/кг}$ при $g = g_n \approx 9,81 \text{ м/сек}^2$;

витрату пари $D_F = 750 \text{ кг/год}$ при $g = 9,83 \text{ м/сек}^2$;

питому газову сталу повітря

$$R_F = 29,3 \text{ кг} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{град} \text{ при } g = g_n \approx 9,81 \text{ м/сек}^2.$$

В усіх випадках треба попередю виконати перерахунок величин з раціоналізацією вибору одиниці кількості речовини за масою, а не за вагою робочих тіл.

Користуючись приміткою до табл. 25, дістаємо:

$$v = v_F \frac{g}{B} = 3,48 \cdot \frac{9,78}{9,81} = 3,47 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

За умовою чисельно $g = B$ і тому

$$i = 75,6 \text{ ккал/кг} = 75,6 \text{ ккал/кг},$$

а значить,

$$i = 75,6 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 317 \cdot 10^3 \text{ дж/кг} = 317 \text{ кдж/кг}.$$

$$D = D_F \frac{B}{g} = 750 \cdot \frac{9,81}{9,83} = 748 \text{ кг/год}$$

і далі

$$D = 748 \cdot 0,278 \cdot 10^{-3} = 0,208 \text{ кг/сек}.$$

При $g = g_n = B$

$$R = 29,3 \text{ кг} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{град} = 29,3 \text{ кг} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{град}$$

і тому

$$R = 29,3 \cdot 9,81 = 287 \text{ дж/кг} \cdot \text{град}.$$

Задачі

Визначити перевідні множники для таких позасистемних одиниць виміру:

548. Одиниць тиску: кг/мм^2 ; кг/см^2 ; атм (фізична атмосфера).

549. Одиниць масової та об'ємної витрат: $кг/хв$; $т/доба$; $ц/доба$; $л/хв$; $м^3/доба$.

550. Одиниць теплового еквіваленту роботи: $ккал/кг \cdot м$; $ккал/к. с. \cdot год$; $ккал/квт \cdot год$.

551. Одиниць питомих енергетичних величин: $ккал/кг$; $кг \cdot м/кг$; $ккал/кг \cdot град$; $кг \cdot м/кг \cdot град$.

552. Одиниць теплоємності тіл: $ккал/кг \cdot град$; $ккал/м^3 \cdot град$; $ккал/кмоль \cdot град$; $ккал/град$.

553. Одиниць динамічної та кінематичної в'язкості: $кг \cdot год/м^2$; $м^2/хв$.

554. Одиниць коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі: $ккал/м^2 \cdot год \cdot град$; $вт/см^2 \cdot град$; $ерг/см^2 \cdot сек \cdot град$ [1 ерг = 10^{-7} дж].

Виразити в одиницях СІ такі величини:

555. Лінійну швидкість: 75 $км/год$; 460 $м/хв$; 2500 $см/хв$.

556. Густина речовини: 0,15 $кг \cdot сек^2/м^4$; 1,08 $кг/л$; 1,25 $г/см^3$; 0,75 $кг/дм^3$.

557. Об'ємну витрату: 350 $м^3/год$; 15 $л/хв$; 1500 $м^3/доба$.

558. Тиск робочих тіл: 130 $ат$; 1,58 $кг/мм^2$; 15 $м вод. ст.$; 45 $бар$; 250 $мм рт. ст.$; 35 $мм вод. ст.$

559. Енергетичні величини: 3560 $кг \cdot м$; 12,5 $к. с. \cdot год$; 18,5 $Мвт \cdot год$; 750 $ккал$; 120 $квт \cdot год$.

560. Потужність і теплову потужність: 45 $к. с.$; 2570 $кг \cdot м/сек$; 40 $Гкал/доба$; 250 $ккал/сек$; 1500 $ккал/год$.

561. Поверхневу та об'ємну густини теплового потоку: 250 $ккал/м^2 \cdot год$; 300 $\cdot 10^3$ $ккал/м^3 \cdot год$.

562. Теплоємність робочих тіл: 0,24 $ккал/кг \cdot град$; 0,35 $ккал/м^3 \cdot град$; 7,25 $ккал/кмоль \cdot град$; 150 $ккал/град$.

563. Коефіцієнти теплопровідності, тепловіддачі і теплопередачі: 45 $ккал/м \cdot год \cdot град$; 7500 $ккал/м^2 \cdot год \cdot град$; 2500 $ккал/м^2 \cdot год \cdot град$; 25 $ккал/м^2 \cdot хв \cdot град$.

564. Питомі витрати робочих тіл і тепла: 3,25 $кг/квт \cdot год$; 250 $г/к. с. \cdot год$; 1880 $ккал/квт \cdot год$; 2500 $ккал/к. с. \cdot год$.

§ 22. ПЕРЕВЕДЕННЯ В ОДИНИЦІ СІ РОЗРАХУНКОВИХ СПІВВІДНОШЕНЬ

При теплових розрахунках звичайно користуються двома групами розрахункових формул:

1) формули, які зв'язують між собою безрозмірні величини або однорідні поєднання фізичних величин, вира-

жених у погоджених одиницях однакової розмірності при безрозмірних числових коефіцієнтах;

2) формули з розмірними числовими коефіцієнтами або формули, які зв'язують між собою величини, виражені в неоднорідних одиницях різних систем, а також у позасистемних одиницях.

Для формул першої групи при переході до одиниць СІ не змінюються ні вигляд формул, ні значення безрозмірних числових коефіцієнтів. Формули другої групи при переході до одиниць СІ видозмінюються і водночас спрощуються. Вони зустрічаються в теплових розрахунках, побудованих на основі одиниць технічної системи МКГСС, досить часто:

а) у зв'язку з великою поширеністю різних позасистемних одиниць виміру, головним чином для кількості тепла, потужності і тиску;

б) внаслідок існуючого на практиці нехтування одиницею маси в системі МКГСС — технічною одиницею маси, *т. о. м.*, з оцінкою кількості речовини або в *кг* — за масою в одиницях системи МКС, або в *кГ* — за вагою тіл, тобто в одиницях сили системи МКГСС.

Треба вміти чітко перетворювати розрахункові формули другої групи, приводити їх до величин, виражених в однорідних одиницях будь-якої когерентної системи і, зокрема, в одиницях СІ.

Для переведення розрахункових співвідношень в одиниці СІ слід виразити в одиницях СІ кожну з величин, які входять у дане співвідношення у формі буквених позначень. Наприклад, якщо у формулу входить тиск *p* у технічних атмосферах ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кГ/см}^2$), то, щоб виразити його в одиницях СІ, *н/м²*, треба замість *p* підставити

$\frac{p}{9,81 \cdot 10^4}$, оскільки $1 \text{ н/м}^2 = \frac{1}{9,81 \cdot 10^4} \text{ кГ/см}^2$ (див. табл. 25).

Так само, якщо у співвідношення входить питома кількість тепла *q*, *ккал/кг*, то, щоб виразити її в одиницях СІ,

дж/кг, треба замість *q* підставити $\frac{q}{4,19 \cdot 10^3}$, оскільки

$1 \text{ дж/кг} = \frac{1}{4,19 \cdot 10^3} \text{ ккал/кг}$ і т. д.

Як бачимо, щоразу буквене позначення кожної величини тут треба поділити на перевідний множник відповідної одиниці виміру. Тому правило переведення розрахункових співвідношень можна сформулювати так:

щоб виразити дане розрахункове співвідношення в одиницях СІ, треба буквене позначення кожної величини поділити на перевідний множник відповідної одиниці виміру і потім об'єднати всі множники в один.

Приклади

565. За першим законом термодинаміки зміна внутрішньої енергії

$$\Delta U = Q - AL \text{ ккал,}$$

де Q — кількість тепла, ккал;

L — кількість деформаційної роботи, кГ · м;

A — тепловий еквівалент роботи: $A = \frac{1}{427} \text{ ккал/кГ} \cdot \text{м}$.

Це рівняння належить до другої групи розрахункових співвідношень, оскільки Q і L виражені в неоднорідних одиницях.

Застосовуючи правило переведення, в одиницях СІ дістаємо:

$$\frac{\Delta U}{4,19 \cdot 10^3} = \frac{Q}{4,19 \cdot 10^3} - \frac{1}{427} \cdot \frac{L}{9,81},$$

або

$$\Delta U = Q - L \text{ дж.}$$

Рівняння, виражене в однорідних одиницях, на відміну від вихідного, не містить теплового еквівалента роботи A . Слід зауважити, що в одиницях СІ

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{427} \text{ ккал/кГ} \cdot \text{м} = \frac{1}{427} \cdot \frac{1 \text{ ккал}}{1 \text{ кГ} \cdot \text{м}} = \\ &= \frac{1}{427} \cdot \frac{4,19 \cdot 10^3 \text{ дж}}{9,81 \text{ дж}} = 1 \text{ дж/дж.} \end{aligned}$$

Завдяки цьому спрощується запис багатьох розрахункових формул, виражених у позасистемних одиницях, що ґрунтуються на калорії.

Наприклад, рівняння Майєра для теплоємностей ідеального газу в позасистемних одиницях

$$c_p - c_v = AR \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$$

після переведення в одиниці СІ набирає простішого вигляду:

$$c_p - c_v = R \text{ дж/кг} \cdot \text{град.}$$

566. Енергетичні баланси теплових двигунів і тепло-силових установок у позасистемних одиницях відповідно виражаються співвідношеннями

$$860 N_{\text{дв}} = mAl \text{ ккал/год}; \quad (5)$$

$$860 N_{\text{ст}} = BQ_{\text{н}}^{\text{р}}\eta \text{ ккал/год}, \quad (6)$$

де N — потужність двигуна або установки (станції), *квт*;
 m — витрата робочого тіла (газу або пари), *кг/год*;
 Al — питома робота газу або пари, *ккал/кг*;
 B — витрата палива, *кг/год*;
 $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота згоряння палива, *ккал/кг*;
 η — к. к. д. установки (величина безрозмірна).

При переведенні величин рівняння (5) в одиниці СІ дістанемо

$$\frac{860N_{\text{дв}}}{10^3} = \frac{m}{0,278 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{l}{427 \cdot 9,81},$$

або

$$N_{\text{дв}} = ml \text{ вт},$$

де m виражено в *кг/сек* і l — в *дж/кг*.

Одержаний раціональний запис рівняння енергетичного балансу є одночасно і розрахунковою формулою для потужності двигуна.

Аналогічно рівнянню (6) відповідає вираз:

$$N_{\text{ст}} = BQ_{\text{н}}^{\text{р}}\eta \text{ вт},$$

де $[B] = \text{кг/сек}$ і $[Q_{\text{н}}^{\text{р}}] = \text{дж/кг}$.

567. Затрата потужності на привод гідравлічних машин (вентиляторів, димососів, насосів без урахування їх к. к. д.), якщо густину робочого тіла вважати незмінною, визначається звичайно за співвідношеннями:

$$N = \frac{V\gamma H}{3600 \cdot 75} \text{ к.с.}, \quad (7)$$

або

$$N = \frac{m\Delta p}{3600 \cdot 102\gamma} \text{ квт}, \quad (8)$$

де V — продуктивність машини, *м³/год*;

m — те ж, *кг/год*;

H — тиск (напір), створюваний машиною, *м*, стовпа робочого тіла;

Δp — те ж, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$, причому $\Delta p = H\gamma = H\rho g$;
 γ — питома вага робочого тіла, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$.
 Переводячи в одиниці СІ рівняння (7), дістаємо:

$$\frac{N}{735} = \frac{V \cdot 10^3}{0,278} \cdot \frac{\gamma}{9,81} H$$

звідки при $H\gamma = \Delta p$

$$N = V \Delta p \text{ вт},$$

де Δp виражено в $\text{н}/\text{м}^2$, а V — в $\text{м}^3/\text{сек}$.

Такий самий результат дістанемо після перетворення рівняння (8):

$$\frac{N}{10^3} = \frac{\frac{m \cdot 10^3}{0,278} \cdot \frac{g}{B} \cdot \frac{\Delta p}{9,81}}{3600 \cdot 102 \cdot \frac{\gamma}{9,81}},$$

звідки при $\frac{mg}{\gamma} = \frac{m}{\rho} = V$

$$N = V \Delta p \text{ вт}.$$

Як бачимо, тиск, створюваний гідравлічними машинами, раціональніше виражати через Δp , уникаючи величини напору H як висоти стовпа робочого тіла. Зауважимо, що величиною напору виражається питома енергія, яка передається робочому тілу і стосується одиниці ваги (сили тяжіння) цього тіла

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \text{ дж/н},$$

тоді як величина Δp виражає питому енергію, що стосується одиниці об'єму робочого тіла

$$[\Delta p] = \text{дж}/\text{м}^3.$$

568. Поверхня теплообмінних апаратів визначається за формулою

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_m} \text{ м}^2,$$

де Q — тепловий потік, $\text{ккал}/\text{год}$;

k — коефіцієнт теплопередачі, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}$;

Δt_m — середній температурний напір, град .

Таке співвідношення належить до розрахункових формул першої групи, оскільки його складові виражені в

узгоджених (хоч і позасистемних) одиницях виміру. Після переведення в одиниці СІ вигляд розрахункової формули не зміниться:

$$F = \frac{\frac{Q}{1,163}}{\frac{k}{1,163} \Delta t_m},$$

або

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_m},$$

де Q виражено у $вт$ і k — у $вт/м^2 \cdot град$.

Аналогічні результати дістанемо при розгляді багатьох інших розрахункових формул (одиниці СІ вказуються нижче в квадратних дужках).

Витрата палива на котлоагрегат

$$B = \frac{D(i_n - i_{ж.в})}{Q_n^p \varphi} \text{ т/год [кг/сек]},$$

де D — паропроодуктивність агрегату, $т/год$ [кг/сек];
 i_n та $i_{ж.в}$ — ентальпія пари і живильної води, $ккал/кг$ [дж/кг];

Q_n^p — теплота згоряння палива, $ккал/кг$ [дж/кг];
 φ — коефіцієнт використання тепла палива (величина безрозмірна).

Кратність охолодження для конденсатора парової турбіни

$$n = \frac{W}{D_k} = \frac{i_n - i_k}{c_b(t_{в2} - t_{в1})} \text{ кг/кг},$$

де i_n та i_k — ентальпія пари і конденсату, $ккал/кг$ [дж/кг];
 c_b — теплоємність води, $ккал/кг \cdot град$ [дж/кг \times град];

$t_{в1}$ і $t_{в2}$ — температура вхідної та вихідної циркуляційної води, $^{\circ}C$.

Витрата пари на турбіну

$$D = x d_n N_n + (1 - x) d_n N \text{ кг/год [кг/сек]},$$

де x — коефіцієнт холостого ходу (величина безрозмірна);
 d_n — питома витрата пари при номінальній потужності, $кг/квт \cdot год$ [кг/дж];

N_n — номінальна потужність турбіни, *квт [вт]*;

N — фактична потужність турбіни, *квт [вт]*.

569. Швидкість енергетично ізольованого витікання газів із сопел при початковій швидкості ω_1 визначається за співвідношенням

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{2B}{A}(i_1 - i)} \text{ м/сек}, \quad (9)$$

якщо ентальпія газу виражена в *ккал/кг*, або за формулою

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{2g}{A}(i_1 - i)} \text{ м/сек}, \quad (10)$$

якщо $[i] = \text{ккал/кг}$.

Обидва ці співвідношення належать до розрахункових формул другої групи, бо доданки виражені в неоднорідних одиницях.

При переведенні формули (9) в одиниці СІ

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 427 \cdot \frac{i_1 - i}{4,19 \cdot 10^3}},$$

або

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + 2(i_1 - i)} \text{ м/сек},$$

де $[i] = \text{дж/кг}$, причому $1 \text{ дж/кг} = 1 \text{ н} \cdot \text{м/кг} = 1 \text{ м}^2/\text{сек}^2$.

Аналогічно для формули (10)

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot 427g \cdot \frac{i_1 - i}{4,19 \cdot 10^3} \cdot \frac{B}{g}},$$

або

$$\omega = \sqrt{\omega_1^2 + 2(i_1 - i)} \text{ м/сек},$$

що збігається з раніш одержаним результатом.

Безсумнівно, що цей запис раціональніший і простіший, ніж вихідні співвідношення (9) і (10).

Аналогічний результат дістанемо після перетворення формули для швидкості звуку в газовому середовищі

$$a = \sqrt{Bkpv} \text{ м/сек},$$

де $[p] = \text{кг/м}^2$ і $[v] = \text{м}^3/\text{кг}$.

За правилом переведення в одиницях СІ

$$a = \sqrt{kpv} \text{ м/сек},$$

де p виражено в н/м^2 , а v — в $\text{м}^3/\text{кг}$ (величина k — безрозмірна).

570. Критеріальне рівняння теплообміну при розвинутій турбулентній течії ($Re > 10^4$) однофазного середовища

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4},$$

де всі складові безрозмірні.

Це співвідношення належить до рівнянь першої групи і при переведенні в одиниці СІ зберігає свій вигляд.

Вигляд безрозмірних співвідношень однаковий при будь-якому погодженому виборі одиниць виміру, як системних, так і позасистемних. Наприклад, при $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ з рівняння, яке ми розглядаємо, можна дістати вираз для коефіцієнта тепловіддачі в одиницях СІ:

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

де λ виражене у $\text{вт/м} \cdot \text{град}$ і d — в м.

У позасистемних одиницях

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \text{ккал/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град},$$

якщо $[\lambda] = \text{ккал/м} \cdot \text{год} \cdot \text{град}$ і $[d] = \text{м}$.

Якщо одиниці виміру різних величин неоднорідні, то для вираження безрозмірних величин потрібен раціональний запис.

Таким є, наприклад, часто вживаний вираз для безрозмірного числа Прандтля

$$Pr = 3600 \frac{\mu c_p}{\lambda},$$

де μ — динамічна в'язкість, $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$;

c_p — питома ізобарна теплоємність, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$;

λ — коефіцієнт теплопровідності, $\text{ккал/м} \cdot \text{год} \cdot \text{град}$.

При переведенні цього співвідношення в однорідні одиниці СІ

$$Pr = 3600 \cdot \frac{\frac{\mu}{9,81} \cdot \frac{c_p}{4,19 \cdot 10^3} \frac{\text{В}}{\text{г}}}{\frac{\lambda}{1,163}},$$

або

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda},$$

де μ виражене в $\text{н} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$; c_p — в $\text{дж}/\text{кг} \cdot \text{град}$ і λ — у $\text{вт}/\text{м} \cdot \text{град}$.

571. Теплота згоряння твердих і рідких палив наближено оцінюється за емпіричною формулою Д. І. Менделєєва

$$Q_B \approx 81C + 300H - 26(O - S) \text{ ккал}/\text{кг},$$

де C, H, O, S — елементарний склад палива в процентах за масою для вуглецю, водню, кисню і сірки.

Це співвідношення належить до розрахункових формул другої групи, бо коефіцієнти тут розмірні; розмір їх пропорціональний розмірові теплоти згоряння.

За правилом переведення співвідношень в одиницях СІ

$$\frac{Q_B}{4,19 \cdot 10^3} \approx 81C + 300H - 26(O - S),$$

або

$$Q_B \approx 340 \cdot 10^3 C + 1260 \cdot 10^3 H - 110 \cdot 10^3 (O - S) \text{ дж}/\text{кг}.$$

Як бачимо, розрахункові формули з розмірними коефіцієнтами після переведення в одиниці СІ містять нові числові значення і новий розмір цих коефіцієнтів.

Аналогічний результат дістанемо при перетворенні наближеної емпіричної формули для теоретично необхідної об'ємної (при нормальних умовах) кількості повітря для згоряння 1 кг палива

$$V_{0H} \approx 1,1 \frac{Q_H^P + 6W^P}{1000} \text{ м}^3/\text{кг},$$

де Q_H^P — теплота згоряння палива, $\text{ккал}/\text{кг}$;

W^P — вміст води в паливі за масою, %.

Після переведення в одиниці СІ

$$V_{0H} \approx 0,26 \cdot 10^{-6} (Q_H^P + 25 \cdot 10^3 W^P) \text{ м}^3/\text{кг},$$

де Q_H^P виражене в $\text{дж}/\text{кг}$, а W^P — у процентах за масою.

У теплових розрахунках кількість газоподібних тіл часто неправильно виражають у так званих «нормальних кубічних метрах» — нм^3 , маючи при цьому на увазі об'єм газу, приведений до нормальних умов (0°C і $101325 \text{ н}/\text{м}^2$).

Це слід завжди вказувати в поясненнях до розрахунку, але записувати треба, наприклад, $V_{H1} = 50 \text{ м}^3$ замість $V =$

= 50 нм³. Згідно з ГОСТ 7663—55 (табл. 26) запис нм³ слід читати як «кубічний нанометр»

$$1 \text{ нм}^3 = 10^{-27} \text{ м}^3.$$

Задачі

Перевести в одиниці СІ без застосування (за винятком величин кг і кмоль) кратних і частинних одиниць виміру такі розрахункові співвідношення:

572. Питому газову сталу

$$R = \frac{848}{\mu} \text{ кг} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{град},$$

де μ — молекулярна маса газу, кг/кмоль.

573. Коефіцієнт теплопровідності ідеальних газів

$$\lambda = 3600\beta\mu c_v g \text{ ккал/м} \cdot \text{год} \cdot \text{град},$$

де β — безрозмірний числовий множник;

μ — динамічна в'язкість, кг · сек/м²;

c_v — питома ізохорна теплоємність, ккал/кг · град;

g — прискорення сили тяжіння, м/сек².

574. Критичну швидкість ізоентропної течії газів у соплах

$$w_{кр} = \sqrt{2B \frac{k}{k+1} p_1 v_1} \text{ м/сек},$$

де k — показник адіабати (величина безрозмірна);

p_1 — початковий тиск, кг/м²;

v_1 — початковий питомий об'єм газу, м³/кг.

575. Мінімальний (критичний) переріз сопла Лаваля

$$f_{\min} = \frac{m_{сек}}{2,09 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} \text{ м}^2,$$

де $m_{сек}$ — масова витрата газу, кг/сек;

p_1 — початковий тиск газу, кг/м²;

v_1 — початковий питомий об'єм газу, м³/кг.

576. Температуру адіабатного гальмування ідеальних газів

$$T^* = T + A \frac{w^2}{2Bc_p} \text{ } ^\circ\text{К},$$

де w — швидкість газу, м/сек;

c_p — питома ізобарна теплоємність, ккал/кг · град.

577. Коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому кипінні води

$$\alpha = 3p^{0,15} q^{0,7} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град},$$

де p — тиск, ат;

q — поверхнева густина теплового потоку, ккал/м² · год.

578. Витрату нестислової рідини через отвори

$$G_{\text{сек}} = \mu f \sqrt{2g\gamma\Delta p} \text{ кг/сек},$$

де μ — коефіцієнт витрати (величина безрозмірна);

f — площа перерізу отвору, м²;

γ — питома вага рідини, кг/м³;

Δp — перепад тиску, кг/м²;

g — прискорення сили тяжіння, м/сек².

579. Критерій гідродинамічної подібності (число Ейлера)

$$Eu = \frac{\Delta p g}{\gamma \omega^2},$$

де Δp — різниця тисків, кг/м²;

ω — швидкість, м/сек;

γ — питома вага, кг/м³;

g — прискорення сили тяжіння, м/сек².

580. Крутий момент при обертанні вала

$$M_{\text{кр}} = 71\,620 \frac{N}{\omega} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

де N — передавана потужність, к. с.;

ω — кутова швидкість, об/хв.

581. Потужність тягового (транспортного) двигуна

$$N = \frac{F_{\text{т}} \omega}{270} \text{ к. с.},$$

де $F_{\text{т}}$ — тягове зусилля, кг;

ω — швидкість, км/год.

582. Витрату грюючої пари на парорідинні підігрівники

$$D = \frac{mc_p(t_2 - t_1)}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}} \text{ т/год},$$

де m — кількість нагріваної рідини, т/год;

c_p — питома теплоємність рідини, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$;
 i_n та i_k — ентальпія грюючої пари і конденсату, ккал/кг .
 583. Потужність циліндра поршневого теплового двигуна

$$N_e = \frac{p_e V_h \omega}{225\tau} \text{ к. с.},$$

де p_e — середній ефективний тиск, кг/см^2 ;
 V_h — робочий об'єм циліндра, л ;
 ω — кутова швидкість вала двигуна, об/хв ;
 τ — тактність двигуна (величина безрозмірна).

584. Енергетичний баланс теплосилової установки

$$632N = BQ_n^p \eta \text{ ккал/год},$$

де N — потужність установки, к. с. ;
 B — витрата палива, кг/год ;
 Q_n^p — теплота згоряння палива, ккал/кг ;
 η — к. к. д. установки (величина безрозмірна).

585. Питому витрату пари на парову турбiну

$$d_e = \frac{860}{h\eta_{oe}} \text{ кг/квт} \cdot \text{год},$$

де h — наявний (ізоентропний) теплоспад, ккал/кг ;
 η_{oe} — відносний ефективний коефіцієнт потужності турбiни (величина безрозмірна).

586. Питоме електропостачання на тепловому споживанні для теплофікаційної паротурбiнної установки

$$e = \frac{h\eta_{oel} \cdot 10^6}{860(i - i_k)} \text{ квт} \cdot \text{год/Гкал},$$

де h — наявний теплоспад, ккал/кг ;
 i та i_k — ентальпія пари і конденсату, ккал/кг ;
 η_{oel} — відносний електричний коефіцієнт потужності турбогенератора (величина безрозмірна).

587. К. к. д. теплосилової установки

$$\eta = \frac{860N}{3,6BQ_n^p} = \frac{239N}{BQ_n^p},$$

де N — корисна потужність установки, Мвт ;
 B — витрата палива, кг/сек ;
 Q_n^p — теплота згоряння палива, ккал/кг .

588. Питому витрату умовного палива на електропостачання

$$b_{\text{ум}} = \frac{123}{\eta} \text{ г/квт} \cdot \text{год},$$

де η — к. к. д. установки (величина безрозмірна).

589. Питому витрату тепла на електропостачання

$$q = \frac{860}{\eta} \text{ ккал/квт} \cdot \text{год},$$

де η — к. к. д. установки (величина безрозмірна).

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1

Характеристики деяких ідеальних газів

Газ	Хімічна формула	Молекулярна маса M кг/кмоль (наближено)	Газова стала R , дж/кг.град	Густина при нормальних умовах ρ_H , кг/м ³	Ізобарна теплоємність c_p , кдж/кг.град при $t = 0^\circ \text{C}$	$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ при $t = 0^\circ \text{C}$
Гелій	He	4	2080	0,18	5,23	1,67
Водень	H ₂	2	4130	0,089	14,2	1,41
Азот	N ₂	28	297	1,25	1,04	1,40
Окис вуглецю	CO	28	297	1,25	1,04	1,40
Кисень	O ₂	32	260	1,43	0,91	1,40
Повітря	—	29	287	1,29	1,01	1,40
Метан	CH ₄	16	520	0,72	2,17	1,32
Аміак	NH ₃	17	488	0,77	2,06	1,32
Водяна пара	H ₂ O	18	462	0,80	1,86	1,33
Ацетилен	C ₂ H ₂	26	320	1,17	1,61	1,25
Етилен	C ₂ H ₄	28	297	1,26	1,46	1,25
Етан	C ₂ H ₆	30	277	1,36	1,65	1,20
Двоокис вуглецю	CO ₂	44	189	1,98	0,82	1,30
Сірчистий ангідрид	SO ₂	64	129	2,93	0,61	1,27

ДОДАТОК 2

Середня ізобарна мольна теплоємність ідеальних газів

($\mu_{c_p} 10^{-3}$ дж/кмоль.град за спектроскопічними даними)

Температура t , °C	Гази					
	H ₂	N ₂	O ₂	Повітря	CO ₂	H ₂ O
0	28,62	29,12	29,27	29,07	35,86	33,50
100	28,93	29,14	29,54	29,15	38,11	33,74
200	29,07	29,23	29,93	29,30	40,06	34,12
300	29,12	29,38	30,40	29,52	41,76	34,58

Продовження ДОДАТКА 2

Температура t , °C	Гази					
	H ₂	N ₂	O ₂	Повітря	CO ₂	H ₂ O
400	29,19	29,60	30,88	29,79	43,25	35,09
500	29,25	29,86	31,33	30,10	44,57	35,63
600	29,32	30,15	31,76	30,41	45,75	36,20
700	29,41	30,45	32,15	30,72	46,81	36,79
800	29,52	30,75	32,50	31,03	47,76	37,39
900	29,65	31,04	32,83	31,32	48,62	38,01
1000	29,79	31,31	33,12	31,60	49,40	38,62
1100	29,94	31,58	33,39	31,86	50,10	39,23
1200	30,11	31,83	33,63	32,11	50,74	39,83
1300	30,29	32,07	33,86	32,34	51,32	40,41
1400	30,47	32,29	34,08	32,57	51,86	40,98
1500	30,65	32,50	34,28	32,77	52,35	41,53
1600	30,83	32,70	34,47	32,97	52,80	42,06
1700	31,01	32,88	34,66	33,15	53,22	42,58
1800	31,19	33,05	34,83	33,32	53,60	43,07
1900	31,37	33,22	35,01	33,48	53,96	43,54
2000	31,55	33,37	35,17	33,64	54,29	44,00

ДОДАТОК 3

Мольна ентальпія ідеальних газів
($\text{ці} \cdot 10^{-6}$ Дж/кмоль за спектроскопічними даними)

Температура t , °C	Гази					
	H ₂	N ₂	O ₂	Повітря	CO ₂	H ₂ O
0	0	0	0	0	0	0
100	2,893	2,914	2,954	2,915	3,811	3,374
200	5,815	5,845	5,987	5,862	8,014	6,824
300	8,738	8,813	9,119	8,855	12,53	10,37
400	11,67	11,84	12,35	11,92	17,30	14,03
500	14,62	14,93	15,67	15,05	22,29	17,81
600	17,59	18,09	19,06	18,24	27,45	21,72
700	20,59	21,31	22,50	21,51	32,77	25,75
800	23,61	24,60	26,00	24,82	38,21	29,91
900	26,68	27,93	29,54	28,19	43,75	34,21
1000	29,79	31,31	33,12	31,60	49,40	38,62
1100	32,94	34,73	36,72	35,05	55,10	43,17
1200	36,13	38,19	40,36	38,53	60,88	47,77
1300	39,37	41,69	44,00	42,04	66,74	52,54
1400	42,66	45,22	47,69	45,59	72,60	57,36
1500	45,97	48,73	51,41	49,15	78,50	62,30
1600	49,32	52,34	55,14	52,75	84,49	67,28

Температура t , °C	Гази					
	H ₂	N ₂	O ₂	Повітря	CO ₂	H ₂ O
1700	52,71	55,89	58,91	56,35	90,48	72,39
1800	56,14	59,49	62,72	59,95	96,51	77,54
1900	59,62	63,10	66,53	63,60	102,5	82,73
2000	63,10	66,74	70,34	67,28	108,6	88,01

ДОДАТОК 4

Мольна ентропія ідеальних газів

($\mu_s^T \cdot 10^{-3}$ Дж/к.моль · град віднесена до базового тиску $P_6 = 10^5$ н/м² за спектроскопічними даними)

Температура t , °C	Гази					
	H ₂	N ₂	O ₂	Повітря	CO ₂	H ₂ O
0	0	0	0	0	0	0
100	8,843	9,090	9,048	9,060	11,85	10,39
200	15,81	16,05	16,26	16,05	21,81	18,61
300	21,41	21,74	22,27	21,80	30,46	25,40
400	26,13	26,61	27,47	26,72	38,13	31,28
500	30,21	30,89	32,05	31,05	45,03	36,51
600	33,82	34,73	36,17	34,94	51,31	41,26
700	37,07	38,22	39,92	38,47	57,07	45,63
800	40,03	41,43	43,33	41,72	62,40	49,70
900	42,76	44,41	46,49	44,72	67,34	53,51
1000	45,31	47,17	49,41	47,51	71,95	57,12
1100	47,68	49,76	52,14	50,12	76,27	60,54
1200	49,93	52,19	54,69	52,57	80,33	63,79
1300	52,06	54,48	57,10	54,85	84,16	66,91
1400	54,08	56,65	59,37	57,06	87,79	69,88
1500	56,01	58,71	61,53	59,13	91,23	72,72
1600	57,85	60,66	63,58	61,09	94,49	75,49
1700	59,62	62,53	65,53	62,97	97,61	78,13
1800	61,31	64,31	67,40	64,76	100,6	80,68
1900	62,94	66,01	69,20	66,48	103,2	83,15
2000	64,51	67,65	70,92	68,12	106,2	85,54

Суха насичена пара і вода на лінії насичення (за тисками)

p , Мн/м ²	t_s , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	g , кДж/кг	s' , кДж/кг·град	s'' , кДж/кг·град
0,0010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	2484,2	0,1053	8,9749
0,0015	13,001	0,0010007	88,38	54,61	2524,7	2470,1	0,1952	8,8268
0,0020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	2459,7	0,2603	8,7227
0,0025	21,071	0,0010021	54,42	88,36	2539,5	2451,1	0,3119	8,6424
0,0030	24,078	0,0010028	45,77	100,93	2545,3	2444,4	0,3547	8,5784
0,0035	26,674	0,0010035	39,56	111,81	2549,9	2438,1	0,3912	8,5222
0,0040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	2432,3	0,4225	8,4737
0,005	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	2423,1	0,4764	8,3943
0,006	36,17	0,0010065	23,77	151,49	2567,1	2415,6	0,5209	8,3297
0,007	39,02	0,0010075	20,56	163,39	2571,8	2408,4	0,5588	8,2734
0,008	41,53	0,0010085	18,13	173,89	2576,4	2402,5	0,5919	8,2263
0,009	43,78	0,0010094	16,22	183,31	2580,5	2397,2	0,6222	8,1854
0,010	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	2392,1	0,6496	8,1494
0,012	49,44	0,0010118	12,37	206,96	2590,6	2383,7	0,6966	8,0850
0,014	52,57	0,0010132	10,69	220,05	2596,1	2376,0	0,7368	8,0305
0,016	55,34	0,0010146	9,437	231,63	2601,1	2369,5	0,7722	7,9852
0,018	57,82	0,0010159	8,448	242,03	2605,4	2363,3	0,8040	7,9445
0,020	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	2357,7	0,8324	7,9075
0,025	64,99	0,0010198	6,201	272,03	2617,6	2345,5	0,8934	7,8300
0,030	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	2335,3	0,9441	7,7673
0,04	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	2318,7	1,0261	7,6710
0,05	81,33	0,0010299	3,242	340,53	2645,2	2304,7	1,0912	7,5923
0,06	85,94	0,0010330	2,734	359,90	2653,1	2293,2	1,1453	7,5313
0,07	89,95	0,0010359	2,367	376,79	2659,8	2283,1	1,1920	7,4799
0,08	93,50	0,0010385	2,089	391,75	2665,3	2273,5	1,2331	7,4342
0,09	96,71	0,0010409	1,871	405,19	2670,2	2265,1	1,2699	7,3936

0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	2257,5	1,3026	7,3579
0,12	104,80	0,0010472	1,430	439,34	2683,0	2243,6	1,3610	7,2972
0,14	109,31	0,0010509	1,237	458,42	2690,1	2231,7	1,4109	7,2460
0,16	113,31	0,0010543	1,092	475,41	2696,3	2220,8	1,4550	7,2017
0,18	116,93	0,0010575	0,9782	490,68	2701,8	2211,1	1,4945	7,1628
0,20	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	2202,0	1,5306	7,1279
0,22	123,27	0,0010633	0,8103	517,7	2711,0	2193,3	1,5632	7,0953
0,24	126,09	0,0010659	0,7469	529,9	2714,9	2185,0	1,5931	7,0658
0,26	128,73	0,0010684	0,6929	541,2	2718,9	2177,7	1,6213	7,0399
0,28	131,20	0,0010709	0,6463	551,7	2722,3	2170,7	1,6471	7,0152
0,30	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	2163,9	1,6716	6,9922
0,35	138,87	0,0010787	0,5241	584,4	2732,3	2147,9	1,7276	6,9404
0,40	143,62	0,0010836	0,4623	604,6	2738,7	2134,1	1,7766	6,8969
0,45	147,92	0,0010883	0,4139	623,0	2743,9	2120,9	1,8204	6,8572
0,50	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	2108,7	1,8605	6,8221
0,60	158,84	0,0011009	0,3156	670,6	2756,9	2086,3	1,9311	6,7609
0,70	164,96	0,0011081	0,2728	697,2	2763,7	2066,5	1,9923	6,7090
0,80	170,41	0,0011149	0,2403	720,9	2769,0	2048,1	2,0461	6,6630
0,90	175,36	0,0011213	0,2149	742,7	2773,7	2031,0	2,0945	6,6223
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2015,3	2,1383	6,5867
1,1	184,05	0,0011330	0,1775	781,3	2781,2	1999,9	2,1786	6,5523
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	798,4	2784,6	1986,2	2,2156	6,5224
1,3	191,60	0,0011438	0,1512	814,6	2787,4	1972,7	2,2510	6,4954
1,4	195,04	0,0011488	0,1408	830,0	2789,7	1959,7	2,2841	6,4699
1,5	198,28	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	1947,3	2,3148	6,4458
1,6	201,36	0,0011587	0,1238	858,3	2793,5	1935,2	2,3437	6,4221
1,7	204,30	0,0011633	0,1167	871,7	2795,3	1923,5	2,3712	6,4000

p , Мн/м ²	t_s , °С	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	g , кДж/кг	s' , кДж/кг·град	s'' , кДж/кг·град
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	884,2	2796,5	1912,3	2,3975	6,3794
1,9	209,78	0,0011723	0,1048	896,6	2797,9	1901,3	2,4224	6,3597
2,0	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	1890,7	2,4471	6,3411
2,2	217,24	0,0011851	0,09069	930,9	2799,6	1869,7	2,4923	6,3056
2,4	221,77	0,0011932	0,08324	951,8	2801,8	1850,0	2,5346	6,2727
2,6	226,04	0,0012011	0,07687	971,9	2802,6	1830,8	2,5734	6,2407
2,8	230,04	0,0012088	0,07142	990,2	2803,1	1812,8	2,6101	6,2129
3,0	233,83	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	1794,7	2,6455	6,1859
3,5	242,54	0,0012344	0,05706	1049,8	2802,8	1753,0	2,7251	6,1242
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	1713,2	2,7965	6,0689
5,0	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	1639,6	2,9210	5,9739
6,0	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,4	1570,5	3,0276	5,8894
7,0	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	1504,7	3,1221	5,8143
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	1441,2	3,2079	5,7448
9,0	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	1378,8	3,2866	5,6783
10,0	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	1316,9	3,3601	5,6147
11,0	318,04	0,0014886	0,01597	1450,2	2705,2	1255,0	3,4297	5,5528
12,0	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	1193,5	3,4966	5,493
13,0	330,81	0,001568	0,01278	1531,3	2662,3	1131,1	3,5606	5,4333
14,0	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	1067,0	3,6233	5,3731
16,0	347,32	0,001710	0,009319	1649,6	2581,7	932,1	3,7456	5,2478
18,0	356,96	0,001839	0,007505	1732,2	2510,6	778,4	3,8708	5,1054
20,0	365,72	0,00203	0,00586	1826,8	2410,3	583,4	4,0147	4,9280
22,0	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	185,9	4,2943	4,5815

Примітка. Параметри критичної точки: температура $t_k = 374,15^\circ \text{C}$; тиск $p_k = 22,129 \text{ Мн/м}^2$; питомий об'єм $v_k = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Характеристики твердих і рідких палив

Родовище	Марка палива	Горюча маса палива в %						Сухе паливо	Робоче паливо	
		C _Г	H _Г	S _Г _л	N _Г	O _Г	V _Г	Ас, %	W _P , %	Q _P _H Мдж/к
Донецький басейн	Д	75	5,5	5,8	1,6	12,1	43	22,5	12	20,5
» »	Г	80,5	5,4	4,3	1,5	8,3	39	16	8	24,7
» »	ПЖ	83	5,1	4,8	1,5	5,6	32	20	6	25
» »	АС	93,5	1,8	1,7	1,0	2,0	4	13	6	27
» »	АРШ	93	1,8	2,2	1,0	2,0	4	15	6	26,5
» »	АШ	92,5	1,8	2,2	1,0	2,5	4	18,5	6,5	25,0
» »	Т	90	4,2	2,2	1,5	2,1	12	14	4	28,4
Кузнецький басейн (Кемеровське)	ПС	87	5,0	0,5	2,0	5,5	26	18	9	25
Карагандинський басейн	ПЖ	85	5,1	1,0	1,4	7,5	27	23	8	23,5
Підмосковний басейн	Б	67	5,0	5,9	1,3	20,8	45	35	32,5	10,6
Печорський басейн	ПЖ	85	5,3	1,3	2,3	6,1	30	23	10	23,2
Олександрійське (УРСР)	Б	66,5	6,0	5,1	0,8	21,6	57	35	55	6,3
Кізеловське (Урал)	ПЖ	78	5,6	8,8	1,3	6,3	40	33	5	20,3
Ткварчельське (Грузинська РСР)	ПЖ	80,5	5,9	2,1	1,7	9,8	35	35	6	19,0
Горючі сланці (Естонська РСР) . .	—	73,5	9,4	5,1	0,3	11,7	81	63	10	10,5
Торф кусковий	—	57,8	6,0	0,3	2,5	38,4	70	11	40	10,7
Торф фрезерний	—	57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	70	11	50	8,5
Дрова	—	51,0	6,1	0,0	0,6	42,3	85	1	35	11,3
Бензин	—	85,0	14,95	0,05	—	—	—	—	—	43,7
Солярове масло	—	86,5	12,8	0,3	0,4	—	—	—	—	42,4
Мазут 40 малосірчистий	—	87,5	11,2	0,6	0,7	—	—	0,15	3	39,4
Мазут 40 сірчистий	—	85,3	11,0	3,5	0,5	—	—	0,25	3	38,8

Характеристики газоподібних палив

Назва газу	Об'ємний склад сухих газів, %											Теплота згоряння, Мдж/м ³	Густина ρ _H , кг/м ³
	CO	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	H ₂	CO ₂	O ₂	N ₂		
Природні газ:													
Дашавський	—	—	97,9	0,5	0,2	0,1	—	Слідн	0,1	—	1,2	35,6	0,73
Саратовський	—	—	94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	»	0,2	—	3,3	36,0	0,77
Ставропольський	—	—	98,0	0,4	0,2	—	—	»	0,1	—	1,3	35,4	0,73
Шебелінський	—	—	89,9	3,1	0,9	0,4	—	»	0,3	0,2	5,2	34,8	0,79
Нафтові газ:													
«Азнафтовидобуток»	—	—	85,0	2,8	1,2	—	—	»	11,0	—	—	33,6	0,89
«Грознафта»	—	—	49,0	11,0	17,0	15,0	4,0	»	1,0	—	3	63,5	1,41
Гази сухої перегонки:													
Коксовий (Донбас)	6	57	22	—	—	—	1,8	0,6	2,2	0,7	9,7	15,9	0,49
Напівкоксний з підмос- ковного вугілля	7,8	9	28	—	—	—	3,5	1,5	48,5	—	1,7	15,6	1,36
Генераторні газ:													
Антрацитовий силовий	27,5	13,5	0,5	—	—	—	—	0,2	5,5	0,2	52,6	5,1	1,13
Водяний газ з коксу	37	50	0,5	—	—	—	—	0,3	6,5	0,2	5,5	10,6	0,72
Підземний газ з кам'яного вугілля	18,4	11,1	1,8	—	—	—	—	0,6	10,3	0,2	57,6	4,3	1,19
Доменний газ	28	2,7	0,3	—	—	—	—	0,3	10,2	—	58,6	4,0	1,30

Теплофізичні коефіцієнти деяких матеріалів

Назва матеріалу	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{вт/град}$	$\frac{c}{\times \text{град}}$ $\text{кДж/кг} \times$
Альфоль	50	20	0,046	—
Азбестове волокно	50	470	0,11	0,82
Азбест листовий	30	770	0,12	0,82
Азбозурит	0	700	0,16	—
Асфальт	20	2100	0,7	1,64
Бетон	20	2300	1,27	1,13
Глина вогнетривка	450	1850	1,03	1,1
Дерево (дуб):				
поперек волокон	20	820	0,23	2,38
вздовж волокон	20	820	0,37	2,38
Цегла ізоляційна	100	550	0,14	—
» будівельна	0	1800	0,7	0,88
» шамотна	0	1900	0,83	0,88
Мінеральна шерсть	50	200	0,046	0,92
Накип котельний (силікатний)	100	400—1200	0,08—0,23	—
Пісок річковий (сухий)	—	1500	0,35	0,8
Коркова плита	30	190	0,042	1,88
Корковий дрібняк	20	50	0,038	1,88
Гума	—	1200	0,155	1,38
Скло	20	2500	0,74	0,67
Скляна вата	0	200	0,037	—
Сніг ущільнений	0	400	0,46	2,1
Текстоліт	10	1400	0,23—0,34	1,5
Совеліт	100	450	0,097	—
Фарфор	90	2400	1,03	1,1
Фанера клеєна	0	600	0,15	2,5
Шлак котельний	0	1000	0,29	0,76
Шлакова вата	100	250	0,07	—
	Метали			
Алюміній	0	2700	200	0,92
Латунь	0	8600	85	0,38
Мідь	0	8800	380	0,38
Сталь	20	7900	45	0,46
Чавун	20	7200	63	0,5

Теплофізичні коефіцієнти води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{Мн/м}^3$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{вт/м}\cdot\text{град}$	$c, \text{кДж/кг}\cdot\text{град}$	$\alpha\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu\cdot 10^3, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\beta\cdot 10^4, \text{1/град}$	$\sigma\cdot 10^3, \text{н/м}$	Pr
0	0,000587	999,9	0,550	4,21	0,130	1,78	1,78	-0,63	75,6	13,7
10	0,00118	999,7	0,574	4,19	0,136	1,30	1,306	+0,70	74,1	9,52
20	0,00235	998,2	0,594	4,185	0,143	1,0	1,006	1,82	72,6	7,02
30	0,00422	995,7	0,616	4,175	0,148	0,8	0,805	3,21	71,1	5,42
40	0,00735	992,2	0,633	4,175	0,153	0,654	0,659	3,87	69,6	4,31
50	0,0123	988,1	0,647	4,175	0,157	0,549	0,556	4,49	67,7	3,54
60	0,0199	983,2	0,658	4,180	0,160	0,47	0,478	5,11	66,2	2,98
70	0,0312	977,8	0,668	4,187	0,163	0,405	0,415	5,70	64,4	2,55
80	0,0473	971,8	0,675	4,195	0,166	0,355	0,365	6,32	62,6	2,21
90	0,07	965,3	0,679	4,205	0,167	0,314	0,326	6,95	60,7	1,95
100	0,101	958,4	0,682	4,22	0,169	0,282	0,295	7,52	58,8	1,75
120	0,199	943,0	0,686	4,254	0,171	0,238	0,252	8,64	54,9	1,47
140	0,361	926,1	0,684	4,306	0,172	0,201	0,217	9,72	50,7	1,26
160	0,617	907,4	0,682	4,35	0,172	0,173	0,191	10,7	46,6	1,1
180	1,0	886,9	0,673	4,42	0,172	0,153	0,172	11,9	42,3	1,0
200	1,56	863,0	0,661	4,51	0,170	0,136	0,158	13,3	37,6	0,93
220	2,31	840,3	0,645	4,61	0,166	0,125	0,148	14,8	33,2	0,89
240	3,34	813,6	0,626	4,76	0,163	0,115	0,141	16,8	28,5	0,87
260	4,68	784,0	0,605	4,95	0,156	0,106	0,135	19,7	23,7	0,87
280	6,42	750,7	0,574	5,24	0,146	0,098	0,131	23,7	19,1	0,9
300	8,57	712,5	0,539	5,75	0,132	0,091	0,128	29,2	14,4	0,97
320	11,27	667,1	0,505	6,59	0,115	0,085	0,128	38,2	9,81	1,11
340	14,6	610,1	0,456	8,19	0,0916	0,077	0,127	53,4	5,66	1,39
360	18,65	528,0	0,395	13,95	0,0536	0,067	0,126	109,0	2,02	2,35
370	21,0	450,5	0,338	40,4	0,0186	0,057	0,126	264,0	0,47	6,79

Теплофізичні коефіцієнти сухого повітря при $p = 100$ кн/м²

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кдж/кг·град	$\lambda \cdot 10^2,$ вт/м·град	$\alpha \cdot 10^8,$ м ² /сек	$\mu \cdot 10^6,$ н. сек/м ²	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /сек	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,2	14,9	15,7	10,8	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,59	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	20,1	17,7	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,6	21,6	18,2	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,7	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,75	24,4	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,06	1,005	2,9	27,2	20,1	18,97	0,696
80	1,00	1,009	3,05	30,3	21,1	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,22	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,33	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,6	23,7	27,8	0,684
160	0,815	1,017	3,64	44,0	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,021	3,78	47,6	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,025	3,96	51,5	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,25	60,6	27,3	40,61	0,677
300	0,615	1,046	4,6	71,5	29,7	48,33	0,674
400	0,524	1,067	5,2	93,2	33,1	63,09	0,678
500	0,456	1,089	5,74	115,2	36,1	79,38	0,687
600	0,404	1,112	6,22	138,2	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,131	6,71	163,5	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,152	7,17	188,5	44,3	134,8	0,713
1000	0,277	1,182	8,06	246,0	49,0	177,1	0,719

З М І С Т

	Стор.
Передмова	3
Розділ 1. Основи технічної термодинаміки . .	6
§ 1. Основні поняття і закони технічної термодинаміки	7
§ 2. Термодинамічні властивості ідеальних газів і газових сумішей	37
§ 3. Термодинамічні газові процеси	54
§ 4. Водяна пара і вологе повітря	80
§ 5. Течія і нагнітання газів та парів	102
Розділ 2. Паливо і його горіння	131
§ 6. Характеристики палива	131
§ 7. Горіння палива	136
Розділ 3. Основи теплопередачі	146
§ 8. Теплопровідність	146
§ 9. Конвективний теплообмін	155
§ 10. Променистий теплообмін	171
§ 11. Складний теплообмін і теплопередача	181
§ 12. Основи теплового розрахунку тепло- обмінних апаратів	190
Розділ 4. Паросилові установки	205
§ 13. Ідеальні цикли паросилових устано- вок	207
§ 14. Елементи паросилових установок	217
§ 15. Основні характеристики конденса- ційних паросилових установок	253
§ 16. Основи теплофікації	259
Розділ 5. Двигуни внутрішнього згорання . .	268
§ 17. Ідеальні цикли двигунів внутрішньо- го згорання	268
§ 18. Основні характеристики двигунів внутрішнього згорання	280
Розділ 6. Газотурбінні установки	286
§ 19. Ідеальні цикли газотурбінних уста- новок	286
§ 20. Елементи газотурбінних установок та їх характеристики	294

Розділ 7. Методика застосування міжнародної системи одиниць у теплових розрахунках	304
§ 21. Одиниці СІ і перевідні множники для теплотехнічних величин	308
§ 22. Переведення в одиниці СІ розрахункових співвідношень	316
Додатки	329

Леонид Павлович Андреев, инженер
Георгий Николаевич Костенко, канд. техн. наук
Василий Осипович Мороз, инженер
Стефан Александрович Романовский, канд. техн. наук
Владимир Александрович Чеботарев, канд. техн. наук

**ЗАДАЧНИК
ПО ОСНОВАМ ТЕПЛОТЕХНИКИ**
(На украинском языке)

Редактор видавництва *С. К. Деревець*
Обкладинка художника *С. М. Габовича*
Художні редактори *Б. В. Валуєнко, І. Т. Лагутін*
Технічний редактор *Є. Т. Бабич*
Коректори *С. В. Плюта, В. П., Оровецька, Є. А. То-
карева*

Здано до складання 8.XII—1966 р. Підписано до друку
3/VI—1967 р. Формат паперу $84 \times 108^{1/32}$. Обсяг: 10,75 фіз.
арк.; 18,08 умовн. арк.; 88,8 обл.-вид. арк. Тираж 2 000.
Зам. № 2216. БФ 00704. Ціна 73 коп.

Издательство «Техніка»,
Киев, 4, Пушкинская, 28

Киевская фабрика набора Комитета по печати при Совете
Министров УССР. Довженко, 5

ДО УВАГИ ЧИТАЧІВ!

Видавництво «Техніка» випустить у 1967 р. такі книги для студентів вузів:

ІВАНОВ Ю. І., Керування і автоматика в електроустановках енергосистем.

20 друк. арк., ціна 85 коп.

У книзі описано сигналізацію, автоматичне керування основним і допоміжним устаткуванням електричних станцій і підстанцій, пристрої системної автоматики, схеми і правила вмикання генераторів на паралельну роботу, принцип дії схем АПВ, АВР, АЧР, наведено основи розрахунку параметрів настройки, а також технічні дані силового устаткування та апаратури автоматики.

Книга є учбовим посібником для студентів енергетичних спеціальностей вузів, а також може бути корисною інженерам і технікам, які працюють в проектних організаціях і енергосистемах.

БУДНИЦЬКИЙ А. Б. та ін., Енергоустаткування теплових електричних станцій, Вид. II.

25 друк. арк., ціна 1 крб. 10 коп.

У книзі подано основні відомості з електроустаткування теплових електричних станцій (синхронних генераторів, силових трансформаторів), апаратури розподільних пристроїв (вимикачів, розмикачів, запобіжників, розрядників, вимірювальних трансформаторів), наведено схеми електричних з'єднань станцій, релейного захисту устаткування, описано розрахунок і вибір апаратури і шин, прилади контролю і вимірювання.

Книга є підручником для студентів теплоенергетичних спеціальностей і може бути корисною інженерам-електрикам і теплоенергетикам, які працюють на теплових електростанціях.

Книги вийдуть російською мовою.

Замовити книги видавництва «Техніка» можна у місцевих книжкових магазинах або в республіканському магазині «Книга — поштою», Київ, 117, Попудренко, 30.

Видавництво „Техніка“

