

М. М. Чепурний, Н. В. Резидент

**НАГНІТАЧІ ТА ТЕПЛОВІ
ДВИГУНИ**

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

М. М. Чепурний, Н. В. Резидент

НАГНІТАЧІ ТА ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2012

УДК 536.2 (075)

ББК 31.31я73

Ч44

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 7 від 23.02.2012 р.)

Рецензенти :

С. С. Титар, кандидат технічних наук, професор

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор

І. І. Пуховий, доктор технічних наук, професор

Чепурний, М. М. /
Ч44 Нагнітачі та теплові двигуни : навчальний посібник /
М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 99 с.

В посібнику розглянуто теоретичні основи з теорії нагнітачів та теплових двигунів, наведено конкретні приклади розв'язування задач, сформовано контрольні запитання і набір задач для самостійної роботи студентів заочної та очної форми навчання.

УДК 536.2(075)

ББК 31.31я73

ЗМІСТ

Передмова.....	4
1 НАГНІТАЛЬНІ МАШИНИ.....	5
1.1 Класифікація нагнітальних машин.....	5
1.2 Лопаткові нагнітачі. Робота лопаткового колеса.....	9
1.3 Основне енергетичне рівняння лопаткових нагнітачів.....	11
1.4 Елементи конструкцій лопаткових нагнітачів.....	12
1.5 Напори насосної установки.....	13
1.6 Потужність насоса (нагнітача).....	15
1.7 Режими роботи нагнітачів і умови подібності режимів.....	16
1.8 Коефіцієнт швидкохідності.....	18
1.9 Теоретичні характеристики лопаткових нагнітачів.....	19
1.10 Характеристика мережі та робоча точка нагнітача.....	20
1.11 Сумісна робота нагнітачів на загальну мережу.....	21
1.12 Явище кавітації в насосах.....	23
1.13 Експлуатація лопаткових насосів.....	25
1.13.1 Пуск насосів.....	25
1.13.2 Регулювання подачі насосів.....	26
1.14 Нестійка робота насосів.....	29
1.15 Струминні насоси.....	30
1.16 Об'ємні нагнітачі.....	32
1.16.1 Поршневі компресори.....	32
1.16.2 Поршневі насоси.....	34
1.17 Приклади розв'язання задач.....	36
Контрольні запитання.....	43
2 ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ.....	45
2.1 Загальні відомості.....	45
2.2 Перетворення енергії на робочих лопатках.....	49
2.3 Втрати в східці та ККД східця турбіни.....	53
2.3.1 Внутрішні втрати.....	53
2.3.2 Зовнішні втрати.....	57
2.4 Приклади розрахунків східців турбін.....	58
2.5 Багатосхідцеві турбіни.....	64
2.6 Класифікація парових турбін.....	65
2.7 Витрата пари на турбіну і потужність турбіни.....	66
2.8 Принципові теплові схеми паротурбінних установок.....	68
2.9 Приклади розрахунків теплових схем паротурбінних установок.....	71
2.10 Газові турбіни і газотурбінні установки.....	77
Контрольні запитання.....	82
Література.....	84
Завдання на СРС.....	85
Додатки.....	89
Українсько-англійський словник найбільш вживаних термінів.....	97

ПЕРЕДМОВА

Даний початковий посібник призначений для студентів заочної та денної форми навчання напряму підготовки теплоенергетика. Він підготовлений відповідно до навчальної програми дисципліни «Нагнітачі та теплові двигуни». В рамках годин, відведених за навчальним планом (32 год лекцій і 16 год практичних занять), автори намагались в стислому вигляді викласти основи теорії нагнітачів (насосів, компресорів, вентиляторів) та теплових двигунів (парових і газових турбін), а також ознайомити з елементами їх конструкцій.

Автори виходили з того, що в процесі навчання важливо отримати навички інженерних розрахунків нагнітальних машин і теплоенергетичних двигунів. Зважаючи на це, в посібнику наведено приклади розрахунків нагнітачів і теплових двигунів. Безумовно, наведені приклади розрахунків не висчерпують всю їх багатоваріантність, але висвітлюють основні принципи та інженерні підходи. Викладений в посібнику матеріал буде корисним в подальших процесах курсового та дипломного проектування.

В посібнику подано необхідний додатковий матеріал, що спрощує роботу з літературними та довідковими джерелами. Він містить набір задач для виконання контрольних робіт студентами заочної форми навчання або виконання самостійної роботи студентами стаціонарного відділення. Автори вдячні рецензентам за поради і зауваження в процесі підготовки рукопису посібника.

1 НАГНІТАЛЬНІ МАШИНИ

1.1 Класифікація нагнітальних машин

Нагнітальними машинами (*pumping machines*) називають пристрої, які призначені для стиску та переміщення рідин і газів. Нагнітачі (НГ) для рідин називають насосами, а для газів – вентиляторами (до тиску 2 – 12 кПа), газодувками (до тиску 15 – 30 кПа), компресорами (до тиску $P > 30$ кПа).

За принципом дії НГ поділяють на струминні, лопаткові, об'ємні. В струминних (ежекторах) використовується енергія струмини рідини або газоподібних речовин. Об'ємні НГ поділяються на поршневі, зубчасті та пластинчасті.

В об'ємних НГ потужність речовині (робочому тілу, *working body*) передається шляхом її безпосереднього стиску робочим органом нагнітача; в лопаткових – внаслідок закручування колесом, що обертається, а в струминних – внаслідок змішування зі струминою активного робочого середовища. У відцентрових (*centrifugal*) НГ робоче тіло РТ в лопатковому колесі переміщується в радіальному напрямку, а в осьових – в осьовому.

Поршневий об'ємний НГ в найпростішому випадку (рис. 1.1) являє

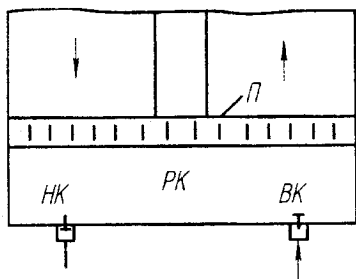


Рисунок 1.1 – Схема поршневого нагнітача

собою розташований в циліндричному корпусі поршень, при русі якого в один бік середовище всмоктується через всмоктувальний клапан ВК і надходить в робочу камеру (РК). В разі зворотного руху поршня РТ стискається і виштовхується із робочої камери через нагнітальний клапан НК.

Позитивними якостями такого НГ є досить високе значення ККД, можливість стиску до високих тисків (*pressure*) P , незалежність подачі (*supply*) від створеного тиску. Недоліками є: громіздкість, труднощі з'єднання з електродвигуном, наявність клапанів, нерівномірність та періодичність подачі, складнощі регулювання.

Шестеренні (*gearing*) нагнітачі (ШН) складаються з пари зчеплених між собою шестерень (рис. 1.2), які розташовані в корпусі з мінімальним зазором між зубцями (*tooth*) і корпусом. Зубці під час обертання захоплюють рідину і переносять її з боку всмоктування в бік нагнітання. Стиск здійснюється в зазорі між зубцями. Такі нагнітачі конструктивно дуже прості та компактні. Їх можна безпосередньо з'єднувати з електродвигуном. Вони призначені для в'язких рідин, мають малу подачу і більш низь-

кий ККД. Це пояснюється втратами в торцевих зазорах і тертям від зчеплення шестерень.

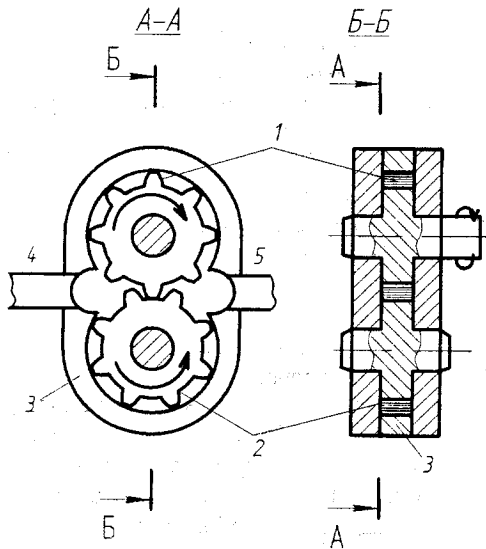


Рисунок 1.2 – Шестеренний насос: 1 і 2 – шестерні; 3 – корпус; 4 і 5 – нагнітальна та всмоктувальна лінія, відповідно

Пластинчасті нагнітачі, або ротаційні (*rotaty*), в найпростішому випадку (рис. 1.3) являють собою циліндричний корпус 1, в якому ексцентрично розташований ротор 2, в пазах якого перебувають пересувні пластини (*plates*) 3. Під час обертання ротора пластини пересуваються в пазах (*slot*).

Внаслідок зменшення простору між пластинами і стінками корпусу рідина, яка надходить через всмоктувальний патрубок 4, стискається і виштовхується в нагнітальний патрубок 5. Принцип дії на рідину в поршневому і пластинчастому насосі схожий. Але в першому поршень переміщується поступально, а в другому здійснюється більш зручний для привода обертальний рух.

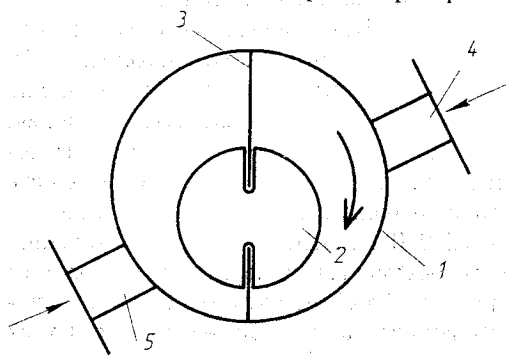


Рисунок 1.3 – Схема пластинчастого нагнітача

Схема струминного (*streaming*) нагнітача показана на рис. 1.4. Він складається із корпусу 1 з патрубками 2 і 3, сопла 4, камери змішування 5 і дифузора 6. Рідина з великим тиском надходить в сопло 4, де швидкість її зростає а тиск значно зменшується. Це дозволяє через патрубок 3 підсмоктувати іншу рідину або газ. В процесі перемішування струмин виникає обмін кількості руху між частинками середовищ, які мають різні швидкості. Завдяки цьому в кільцевих зазорах між соплом і камерою змішування надходить підсмоктувальне середовище. Тиск суміші підвищується в дифузорі. Такі насоси називають також ежекторами (*ejector*), інжекторами (*injector*) та елеваторами (*elevator*).

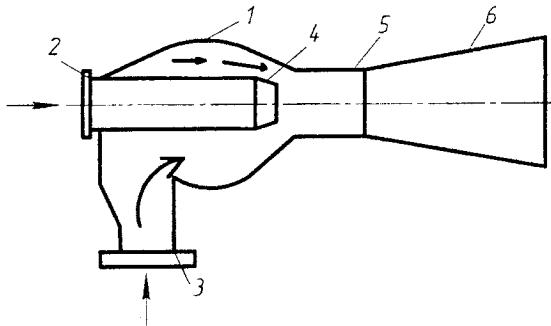


Рисунок 1.4 – Схема струминного нагнітача

Вони дуже прості за конструкцією, але мають низький ККД.

Лопаткові відцентрові (*bladeing centrifugal*) нагнітачі (рис. 1.5)

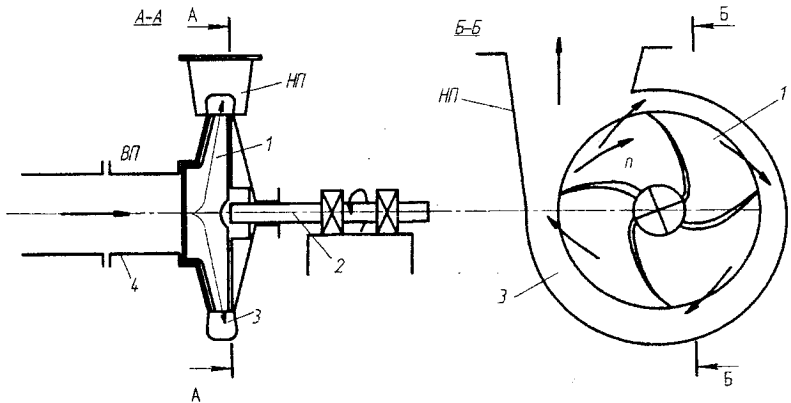


Рисунок 1.5 – Схема відцентрового нагнітача: 1 – колесо, 2 – вал, 3 – передній диск, 4 – задній диск, 5 – лопатки, 6 – підшипники, 7 і 8 – ущільнення, 9 – підвід, 10 – спіральний відвід, 11 – напірний патрубок

являють собою лопаткове колесо 1, яке розташоване в спіральній камері (*spiral chamber*) 3. Під час обертання колеса рідина, яка надходить в осьовому напрямку через всмоктувальну трубку (*suctioning tube*) 4, відхиляється від цього напрямку на 90° і надходить в міжлопаткові канали. Під дією відцентрової сили здійснюється закручування потоку і виштовхування ре-

човини в спіральну камеру 3, де через нагнітальний патрубок НП спрямовується в нагнітальний трубопровід. Відцентрові НГ мають порівняно високий ККД, досить прості за конструкцією. Мають плавну подачу, а їх подача залежить від тиску середовища. Відцентрові НГ використовуються як насоси, так і вентилятори, а також як багатоступеневі компресори.

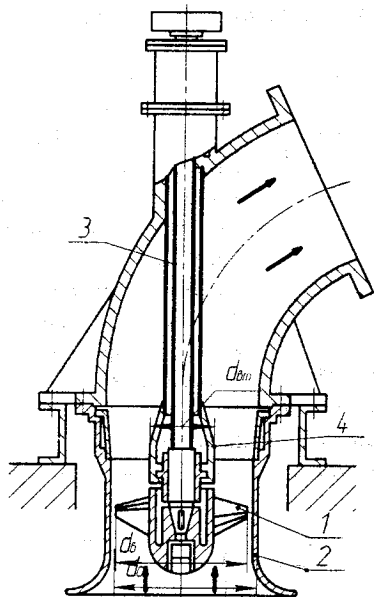


Рисунок 1.6 – Схема осевого нагнітача

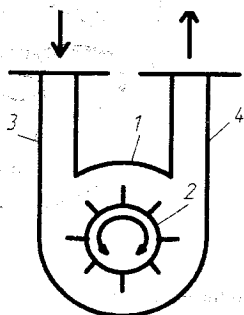


Рисунок 1.7 – Схема вихорового нагнітача

Осьові (*axles*) нагнітачі (рис. 1.6) найпростішого типу мають вигляд лопаткового колеса 1, яке розташоване в циліндричному кожусі 2.

Вертикальний осьовий насос на валі 3 має втулку, на якій кріпиться лопаткове колесо 1. Під час обертання колеса здійснюється рух середовища за віссю обертання. Осьовий нагнітач порівняно з відцентровим може мати більш високий ККД, бути реверсним. Він більш компактний, але створює менший тиск, оскільки в ньому не створюються відцентрові сили. Такі нагнітачі призначені для отримання більш високих подач.

Вихорові (*whirlwinding*) нагнітачі в найпростішому вигляді являють собою лопаткове колесо (рис. 1.7). Яке нагадує відцентрове, але з прямими лопатками. Речовина надходить в корпус 1 по дотичній, пере-

міщується завдяки обертанню робочого колеса 2 і відводиться також по дотичній в нагнітальну лінію 4. Ці нагнітачі відносяться до групи лопаткових. Через відсутність радіального переміщення речовини їх не можна відносити до відцентрових, а через відсутність осьового переміщення – до

осьових. Вони конструктивно прості, можуть працювати в реверсному режимі, але мають невеликий ККД.

1.2 Лопаткові нагнітачі. Робота лопаткового колеса

Основною частиною будь-якого лопаткового нагнітача є робоче колесо з лопатками, яке в процесі обертання передає середовищу (рідині або газу) енергію від привода (двигуна). В інших частинах нагнітача (кожусі, напрямних апаратах) величина повного тиску може зменшуватись, хоча статичний тиск, як правило, зростає внаслідок зменшення динамічного тиску. Розглядаємо рух речовини вздовж лопатки робочого колеса нагнітача в міжлопатковому просторі, утвореному двома сусідніми лопатками (рис. 1.8).

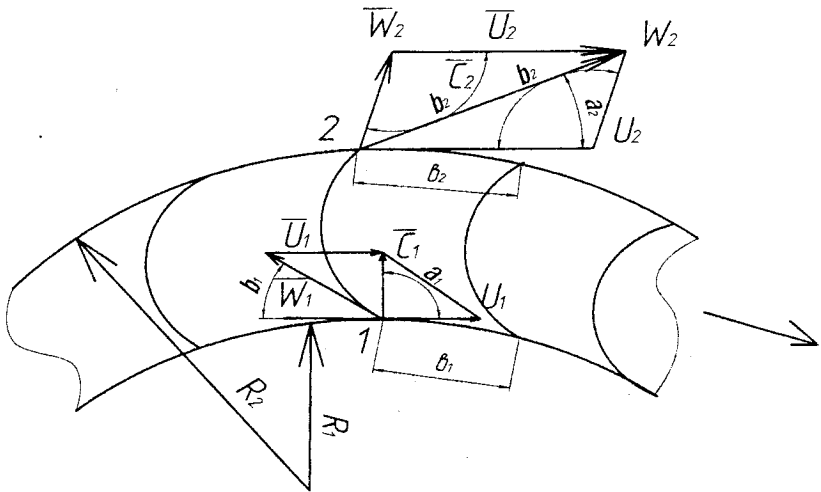


Рисунок 1.8 – Трикутники швидкостей

Речовина на вході в робоче колесо (*wheel*) надходить в радіальному напрямку (*radial direction*) з абсолютною швидкістю (*absolute velocity*) C_1 . В міжлопатковому просторі її рух складний: вона переміщується вздовж профілю лопаток з відносною (*relatively*) швидкістю W і одночасно переміщується по колу з коловою (*circular*) швидкістю U , яка направлена по дотичній в будь-якій точці робочого колеса. Ця швидкість дорівнює [3, 7]

$$U = \pi \cdot D \cdot n / 60, \quad (1.1)$$

де D – діаметр робочого колеса; n – кількість обертів за хвилину.

За умови безударної дії нагнітача відносна швидкість W має бути направлена по дотичній (*tangent*) в будь-якій точці лопатки. Розглянемо особливості руху речовини на вході в робоче колесо та на виході з нього.

На вхід в робоче колесо речовина надходить з абсолютною швидкістю C_1 , яка дорівнює [1, 2]

$$C_1 = Q/(\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \psi_1), \quad (1.2)$$

де Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

D_1 – діаметр робочого колеса на вході;

b_1 – ширина між лопатками на вході в робоче колесо;

ψ_1 – коефіцієнт, який враховує стиснення речовини.

В нагнітачах з радіальним підведенням робочого середовища (рідина або газ) можна вважати, що C_1 направлена по радіусу, тобто кут між C_1 і U_1 дорівнює $\alpha_1 = 90^\circ$; $U_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n/60$.

Відклавши вектори швидкостей C_1 і U_1 , із вхідного трикутника швидкостей визначають відносну швидкість W_1 , яку також можна обчислити за тригонометричною формулою [1, 7]

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1. \quad (1.3)$$

Кут β_1 між напрямками швидкостей W_1 і U_1 є утворюючим профіль лопатки на вході в робоче колесо.

На виході з робочого колеса колова або переносна швидкість дорівнює

$$U_2 = \pi D_2 n / 60. \quad (1.4)$$

Відносна швидкість W_2 має напрям по дотичній до профілю лопатки на виході (в точці 2), а її величина визначається за формулою

$$W_2 = Q/(\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot \sin \beta_2). \quad (1.5)$$

Визначивши U_2 і W_2 із побудови трикутника швидкостей на виході з робочого колеса, визначають значення абсолютної швидкості C_2 і кут α_2 . Швидкість C_2 також може бути визначена із співвідношення [1, 7]:

$$W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2. \quad (1.6)$$

Робоче колесо нагнітача закручує потік речовини. Показником закручування є циркуляція Γ (*circulation*), яка визначається за формулою [8]:

$$\Gamma = \pi D C \cos \alpha. \quad (1.7)$$

За умови $\alpha_1 = 90^\circ$ закручування на вході в колесо нема, тобто $\Gamma_1 = 0$. На виході з робочого колеса $\alpha_2 \neq 90^\circ$ і $\Gamma_2 > 0$. Таким чином із просуванням робочого тіла вздовж лопаток закрученість потоку (циркуляція) зростає.

Осьові нагнітачі відрізняються тим, що в межах робочого колеса середовище переміщується в осьовому напрямку. Тому є дві особливості, які потрібно враховувати під час побудови трикутників швидкостей в усіх точках циліндричного перерізу (див. рис. 1.6). Тут однакові $U_1 = U_2 = \pi \cdot D \cdot n/60$; осьові складові векторів абсолютної та відносної швид-

костей; колові швидкості всіх точок лопаток в даному циліндричному перерізі мають бути рівними, тобто:

$$C_1 \sin \alpha_1 = W_1 \sin \beta_1 = C_2 \sin \alpha_2 = W_2 \sin \beta_2. \quad (1.8)$$

Якщо взяти рівний розподіл осьових компонент швидкостей в перерізі, то

$$C_1 \sin \alpha_1 = W_1 \sin \beta_1 = 4Q / \left[\pi (D^2 - d_{\text{вт}}^2) \psi \right], \quad (1.9)$$

де $d_{\text{вт}}$ – діаметр втулки.

Побудова трикутників швидкостей в робочому колесі осьового насоса наведено на рис. 1.9.

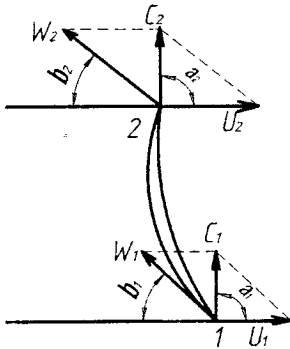


Рисунок 1.9 – Трикутники швидкостей в робочому колесі осьового нагнітача

На вхідній кромці колеса 1 визначається швидкість U_1 . Вважаючи, що на вході потік незакручений ($\Gamma = 0$) і $\alpha_1 = 90^\circ$, швидкість C_1 визначається за (1.9). Вхідний трикутник швидкостей будується за відомими значеннями C_1 , U_1 , і α_1 . З цього трикутника визначається значення W_1 і β_1 . Для побудови трикутника швидкостей на вихідній кромці робочого колеса визначають значення W_2 за (1.8). Трикутник швидкостей будують за значеннями W_2 і U_2 , звідки визначають значення C_2 і α_2 .

1.3 Основне енергетичне рівняння лопаткових нагнітачів

Для визначення силової взаємодії між лопатками робочого колеса і речовиною використаємо рівняння моментів кількості руху. Із механіки відомо, що прикладений до потоку момент дорівнює моменту на валі колеса і спричиняє відповідну зміну моменту кількості руху потоку, тобто:

$$\begin{aligned} C_{1u} R_1 &= 0,5 D_1 C_1 \cos \alpha_1, \\ C_{2u} R_2 &= 0,5 D_2 C_2 \cos \alpha_2. \end{aligned} \quad (1.10)$$

Моменти зовнішніх сил відносно осі обертання вала, які діють на об'єм рідини, складаються із моменту, що передають лопатки нагнітача M , і моменту сил тертя. Якщо в першому наближенні знехтувати силами тертя, то сума моментів зовнішніх сил зводиться до крутильного моменту робочого колеса M

$$M = 0,5 p Q (D_2 C_2 \cos \alpha_2 - D_1 C_1 \cos \alpha_1), \quad (1.11)$$

оскільки сили тиску не створюють моменту відносно осі вала обертання.

В рівнянні (1.11) позначено: ρ – густина речовини; Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$.

Отже, момент робочого колеса пропорційний масовій витраті середовища та зміні проекції абсолютної швидкості в напрямку обертання (проекції C на напрям U). Якщо момент помножити на кутову швидкість $\omega = 2\pi n/60$, то одержимо теоретичну потужність, яка передана робочим колесом

$$M_o \cdot \omega = N_o = 0,5\rho Q\omega(D_2 C_2 \cos \alpha_2 - D_1 C_1 \cos \alpha_1). \quad (1.12)$$

Ця потужність називається теоретичною, оскільки не враховує втрат на тертя. Зважаючи на те, що $\omega = 2u/D$, одержимо ($U = \omega R = \omega D/2$), а

$$N_o = \rho Q(U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1). \quad (1.12, a)$$

Із (1.12, a) видно, що теоретична потужність тим більша, чим кут α_1 ближчий до 90° .

З іншого боку теоретичну потужність нагнітача можна подати у вигляді

$$N_T = \rho g H_T Q, \quad (1.13)$$

де H_T – теоретичний напір (*pressure*) нагнітача, який характеризує різницю питомої енергій на вході та на виході із нагнітача.

Прирівнюючи (1.12, a) і (1.13) одержимо

$$H_T = \frac{(U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (1.14)$$

Остання формула, або рівняння Ейлера, дає зв'язок між теоретичним напором і кінематичними характеристиками потоку в робочому колесі та являє собою основне енергетичне рівняння лопаткових нагнітачів.

Зрозуміло, що дійсний напір нагнітачів буде менше теоретичного внаслідок гідравлічних втрат як в робочому колесі, так і елементах, які підводять та відводять потік. Якщо ці втрати позначити ΔH_r , то дійсний напір нагнітача буде

$$H = H_T - \Delta H_r, \text{ або } H = H_T \cdot \eta_r, \quad (1.15)$$

де $\eta_r = H / H_T = H / (H + \Delta H_r)$ – гідравлічний ККД.

1.4 Елементи конструкцій лопаткових нагнітачів

Потік, який сходиться з лопаткового колеса, збирається в кожусі (*case*). У відцентрових нагнітачів кожух має спіральну форму (рис. 1.10), а в осьових – циліндричну обичайку (рис. 1.11). Для зменшення втрат від ударів застосовують напрямні апарати. Найпростішим напрямним апаратом є безлопатковий дифузор. Дифузор складається з двох нерухомих дископодіб-

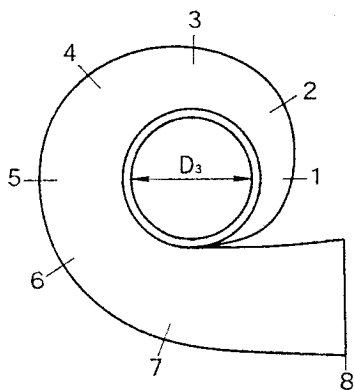
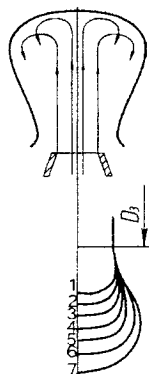


Рисунок 1.10 – Спіральний кожух



них площин, площа перерізу між якими збільшується, внаслідок чого швидкість виходу потоку, а отже, і гідравлічні втрати зменшуються. Профіль спірального кожуха відповідає формі архімедової спіралі.

Циліндричний кожух осьового нагнітача для зменшення швидкості потоку на виході та перетворення динамічного тиску на статичний

доцільно обладнувати осьовим дифузором. Часто для перетворення динамічного тиску на статичний застосовують спрямний апарат, який установлюють за робочим колесом. Цей апарат складається з плоских або профільованих лопаток, що утворюють повздовжні канали. Діаметр кожуха осьового нагнітача повинен лише не-

набагато перевищувати діаметр робочого колеса для запобігання перетікання значної кількості речовини через зазор. Дифузор може бути установлений і за спіральним кожухом. Більш детально про конструкції нагнітачів викладено в [9].

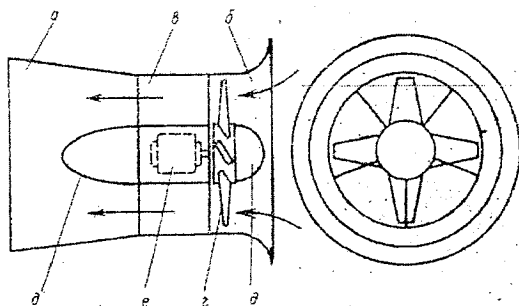


Рисунок 1.11 – Дифузор з осьовим колесом:

а – дифузор; б – колектор; в – спрямний апарат; г – колесо; д – обтічник; е – двигун

1.5 Напори насосної установки

Принципова схема насосної установки (*pumping installation*) наведена на рис. 1.12 і складається з приймального колодязя 1; напірного бака 2; насоса 3; вакуумметра В; манометра М; всмоктувального трубопроводу 4; нагнітального трубопроводу 5.

Крім того, на рис. 1.12 позначено $h_{вс}$ – висота всмоктування; $h_{н}$ – висота нагнітання; $z_{в}$ – висота установавання вакуумметра; $h_{м}$ – висота установавання манометра.

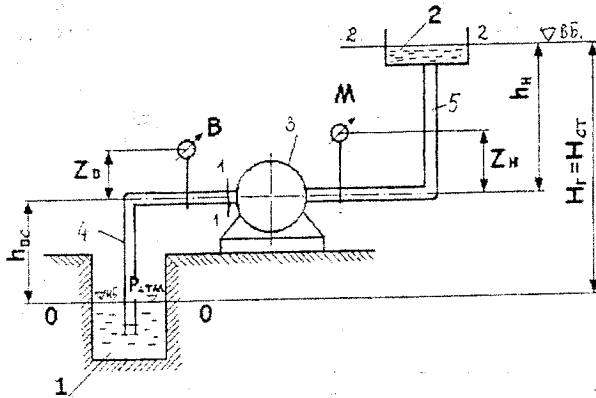


Рисунок 1.12 – Схема насосної установки

Висота підйому рідини називається статичним або гідравлічним напором, тобто

$$H_g = H_{ст} = h_{вс} + h_{н}. \quad (1.17)$$

Якщо рідина надходить в резервуар, де підтримується надлишковий тиск P , то статичний напір дорівнює

$$H_{ст} = h_{вс} + h_{н} + P / (\rho g), \quad (1.17, a)$$

де ρ – густина рідини; g – прискорення земного тяжіння.

Якщо скласти рівняння Бернуллі для перерізів 0-0 і 1-1, то з урахуванням того, що швидкість рідини на поверхні 0-0 дорівнює нулю ($v_0 = 0$), одержимо

$$P_{атм} / (\rho g) = h_{вс} + P_1 / (\rho g) + v_1^2 / 2g + \Delta H_{вс}, \quad (1.18)$$

де $\Delta H_{вс}$ – втрати напору у всмоктувальній лінії, м;

v_1 – швидкість рідини на вході в насос, м/с;

$P_{атм}$ – атмосферний тиск, Па.

Тоді напір в перерізі 1-1 становитиме

$$P_1 / (\rho g) = h_{вс} - P_{атм} / (\rho g) - v_1^2 / 2g - \Delta H_{вс} < P_{атм} / (\rho g). \quad (1.19)$$

Це свідчить про те, що у всмоктувальній трубі встановлюється певний вакуум. Вакууметрична висота всмоктування насоса буде дорівнювати:

$$H_v = h_{вс} + v_1^2 / 2g + \Delta H_{вс}. \quad (1.20)$$

Якщо скласти

$$P_2 / (\rho g) + h_{\text{вс}} + v_2^2 / 2g = H_{\text{ст}} + \Delta H_{\text{н}}, \quad (1.21)$$

де $\Delta H_{\text{н}}$ – втрати напору в нагнітальній лінії, то виходить

$$P_2 / (\rho g) = H_{\text{ст}} - h_{\text{вс}} - v_2^2 / 2g + \Delta H_{\text{н}}. \quad (1.22)$$

Повний напір насоса з урахуванням (1.18) і (1.22) буде

$$H = H_{\text{ст}} + \Delta H_{\text{н}} + (v_2^2 - v_1^2) / 2g, \quad (1.23)$$

де $\Delta H_{\text{вт}} = \Delta H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{н}}$ – сумарні гідравлічні втрати (*hydraulic losses*) в нагнітальному та всмоктувальному трубопроводах.

На рис. 1.12 вакуумметр показує величину вакууму, а манометр – тиску. П'єзометричний перепад, який створює насос, буде

$$P_2 - P_1 / (\rho g) = H_{\text{м}} + H_{\text{в}} + (Z_{\text{м}} - Z_{\text{в}}), \quad (1.24)$$

де $H_{\text{м}}$ і $H_{\text{в}}$ – покази манометра і вакуумметра, що перераховані на висоту підйому рідини.

В цьому разі повний напір насоса буде, м

$$H_{\text{н}} = (z_{\text{м}} - z_{\text{в}}) + (P_{\text{м}} + P_{\text{в}}) / \rho g + (v_2^2 - v_1^2) / 2g. \quad (1.25)$$

1.6 Потужність насоса (нагнітача)

Важливим параметром, який характеризує роботу насоса, є подача (витрата) речовини, тобто її об'єм, що надходить від нагнітача в нагнітальну лінію за одиницю часу, м³/с. Напір насоса являє собою питому енергію речовини. Отже, корисна потужність, яку насос (нагнітач) передає рідині, буде, Вт, кВт

$$N_{\text{к}} = \rho g H Q. \quad (1.26)$$

Не вся потужність, яку споживає нагнітач, передається середовищу. В насосі, як зазначалось раніше, мають місце втрати енергії, які враховуються коефіцієнтом корисної дії

$$\eta_{\text{н}} = N_{\text{к}} / N_{\text{сп}}, \quad (1.27)$$

де $N_{\text{сп}}$ – споживана приводом нагнітача потужність.

Зрозуміло, що споживана потужність дорівнюватиме

$$N_{\text{сп}} = N_{\text{к}} / \eta_{\text{н}}. \quad (1.27, a)$$

1.7 Режими роботи нагнітачів і умови подібності режимів

Умови режиму роботи нагнітача можуть бути задані двома величинами: подачею Q , кількістю обертів n . Розглянемо зміну режимів роботи залежно від Q за умови $n = \text{const}$ і $U = \text{const}$. На вході в робоче колесо певній витраті відповідає певне значення швидкості C_1 , а також кута β_1

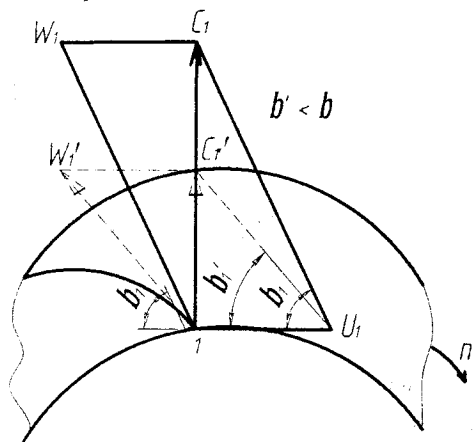


Рисунок 1.13 – Вплив подачі на вхідний трикутник швидкостей

(рис. 1.13). Під цим кутом спрямована швидкість W_1 , яка має бути дотичною до вхідної кромки лопатки за умови безударної дії нагнітача (див. п. 1.2). Нехай подача зменшилась. Тоді за умови $U = \text{const}$ зменшується абсолютна швидкість до значення C_1' , а W_1 – до значення W_1' .

При цьому кут β_1 зменшується до значення β_1' , внаслідок чого порушується умова безударного входу потоку на лопатки і виникає його місцевий відрив від лопатки, що призводить до гідравлічних втрат (втрат напору).

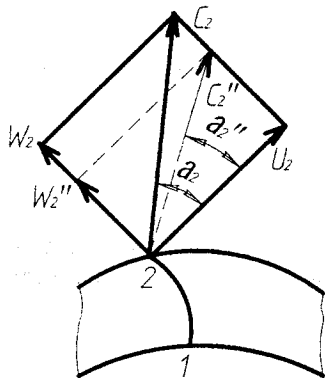


Рисунок 1.14 – Вплив подачі на вихідний трикутник швидкостей

На виході потоку з робочих лопаток зі зменшенням подачі Q згідно з (1.5) зменшується відносна швидкість W_2 до значення W_2'' (рис. 1.14). Це призводить до зменшення C_2 до значення C_2'' і зменшення кута α_2 до значення α_2'' . Внаслідок цього зростає величина $C_2 \cos \alpha_2$, що згідно з (1.12, а) збільшує необхідну теоретичну потужність нагнітача. Отже, подібний аналіз роботи лопаткового нагнітача для зменшення

подачі показує, що його режим роботи визначається, в основному, значеннями кутів β_1 і α_2 . Режимы, в яких ці кути залишаються незмінними, вважаються кінематично подібними.

В зв'язку з цим подібність режимів роботи зводиться до двох умов:

$$\alpha_1 = \alpha'_1; \beta_1 = \beta'_1; \alpha_2 = \alpha'_2; \beta_2 = \beta'_2,$$

$$C_1 / C'_1 = W_1 / W'_1 = U_1 / U'_1 = W_2 / W'_2 = C_2 / C'_2 = U_2 / U'_2. \quad (1.28)$$

На підставі (1.2) для певного нагнітача одержимо

$$\frac{C_1}{C'_1} = \frac{Q_1 / (\pi D_1 b_1 \psi)}{Q'_1 / (\pi D_1 b_1 \psi)} = \frac{Q_1}{Q'_1}.$$

З урахуванням того, що

$$\frac{U_1}{U'_1} = \frac{(\pi D_1 n_1) / 60}{(\pi D_1 n'_1) / 60} = \frac{n_1}{n'_1},$$

будемо мати

$$Q_1 / Q'_1 = C_1 / C'_1 = U_1 / U'_1 = n_1 / n'_1. \quad (1.29)$$

Звідки остаточно умова кінематичної подібності

$$Q / n = \text{const}. \quad (1.30)$$

Нагнітачі з геометрично подібною проточною частиною є нагнітачами одного типу і характеризуються співвідношеннями:

$$D_1 / D'_1 = D_2 / D'_2 = b_1 / b'_1 = b_2 / b'_2 = \text{const},$$

$$\alpha_1 = \alpha'_1; \beta_1 = \beta'_1; \alpha_2 = \alpha'_2; \beta_2 = \beta'_2. \quad (1.31)$$

Якщо є два подібні нагнітачі, але з різними значеннями $D_1, D_2, b_1, b_2, Q_1, Q_2, n_1$ і n_2 , то на підставі (1.2) і (1.5) неважко одержати:

$$C_1 / C_2 = Q_1 / Q_2 (D_2 / D_1)^2,$$

$$U_{11} / U_{12} = D_1 n_1 / D_2 n_2.$$

Оскільки $C_1 / C_2 = U_{11} / U_{12}$, то будемо мати

$$\frac{Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2}{Q_2 \left(\frac{D_1}{D_1} \right)} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \quad \text{або} \quad \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} = \text{const}. \quad (1.32)$$

Для подібних нагнітачів на підставі рівняння Ейлера (1.14) за умови (1.31) і допущення, що $\eta_1 \approx \eta_2$, можна визначити

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2. \quad (1.33)$$

З урахуванням (1.30) — (1.33) можна остаточно отримати

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right); \quad (1.34)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right) \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3; \quad (1.35)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5. \quad (1.36)$$

Зрозуміло, що для одного нагнітача $(D_1/D_2) = 1$, а подібні режими роботи будуть пов'язані з кількістю обертів таким чином:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (1.37)$$

Останні формули мають важливе значення, оскільки дозволяють перераховувати характеристики нагнітачів на іншу частоту обертання, про що буде сказано далі.

1.8 Коефіцієнт швидкохідності

Геометрично подібні нагнітачі певної конструкції (певного тиску) можуть виготовлятися різних розмірів і працювати в широкому діапазоні зміни n , Q і H . Для того, щоб характеризувати тип нагнітача та його особливості, необхідний показник, який би був зведений до єдиних норм і пов'язував би значення n , Q і H . Одним із таких показників є коефіцієнт швидкохідності n_s . Коефіцієнт швидкохідності даного нагнітача є частотою обертання цього нагнітача, який має напір $H = 1$ м і подачу $0,075$ м³/с, тобто

$$\frac{H}{1} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_s}\right)^2; \quad \frac{Q_1}{0,075} = \frac{n}{n_s} \left(\frac{D_1}{D_s}\right)^3.$$

Із останніх рівнянь можна визначити, (об/хв)

$$n_s = 3,65n \sqrt{Q_1} / H^{0,75}. \quad (1.38)$$

Універсальність n_s полягає в тому, що він враховує три основні параметри n , Q і H . Тихохідними нагнітачами вважаються такі, для яких $n_s = 60 - 120$ об/хв. Вони використовуються для створення великих напорів.

Для швидкохідних нагнітачів $n_s = 200 - 800$ об/хв, і використовуються вони для низьких напорів і великих подач. Оптимальні значення ККД нагнітачів відповідають діапазону $n_s = 140 - 220$ об/хв і більшим габаритам (розмірам) нагнітачів.

1.9 Теоретичні характеристики лопаткових нагнітачів

Залежності, які характеризують зміну показників роботи, називають характеристиками. Такими залежностями є $H = f(Q)$; $N = f_1(Q)$; $\eta = f_2(Q)$ за умови $p = \text{const}$.

Розглянемо залежність $H = f(Q)$. Будемо вважати, що на вході в робоче колесо $\alpha_1 = 90^\circ$, тоді теоретичний напір складатиме

$$H_\tau = (U_2 C_2 \cos \alpha_2) / g = U_2 C_{2u} / g.$$

Із трикутника швидкостей можна визначити

$$C_2 \cos \alpha_2 = U_2 - W_2 \cos \beta_2.$$

Враховуючи, що $W_2 = Q / (\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2)$, одержимо

$$H_\tau = \frac{U_2^2}{g} - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \frac{U_2^2}{g} \text{ctg} \beta_2 = \frac{U_2^2}{g} \left(\frac{1 - QK \text{ctg} \beta_2}{U_2} \right), \quad (1.39)$$

де K – стала.

Остання формула являє собою напірну теоретичну характеристику нагнітача, яка пов'язує між собою H_τ , Q і β_2 .

Для $\beta_2 < 90^\circ$ (лопатки загнуті назад) величина H зменшується зі збільшенням Q . Для $\beta_2 = 90^\circ$ (лопатки прямі) $\text{ctg} \beta_2 = 0$ і $H_\tau = U_2^2 / g = \text{const}$. Якщо $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатки загнуті вперед), то зі збільшенням Q зростає і H_τ (див. рис. 1.15). Для таких нагнітачів значення β_2 обмежено, оскільки зі збільшенням β_2 зростає абсолютна швидкість C_2 , тобто кінетична енергія $C_2^2/2$, а це викликає зростання гідравлічних втрат. Крім того, збільшення β_2 призводить до нестійких режимів роботи.

Розглянемо тепер залежність $N = f(Q)$. Тоді

$$N_\tau = \rho g Q H_\tau = \rho \left(U_2^2 Q - \frac{Q^2 U K}{\pi D b_2 \psi} \right) = \rho U_2^2 Q \left(\frac{1 - QK \text{ctg} \beta_2}{U_2} \right). \quad (1.40)$$

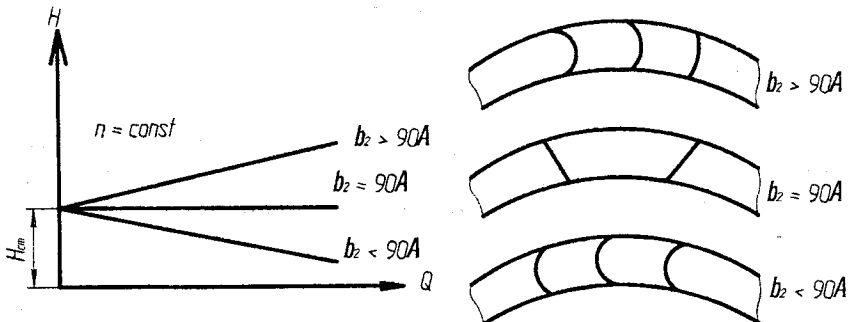


Рисунок 1.15 – Теоретичні напірні характеристики лопаткових нагнітачів

Із останнього виразу видно, що теоретична потужність змінюється за законом параболи. При цьому для $\beta_2 < 90^\circ$ максимум N_T спостерігається в точці $0,5Q_{max}$ (рис. 1.16). Теоретичні характеристики не враховують гідравлічних і механічних втрат. Дійсні характеристики можуть суттєво відрізнятись від теоретичних. Вигляд характеристики суттєво залежить від форми робочого колеса і має змінюватись від коефіцієнта швидкохідності n_s (рис. 1.17).

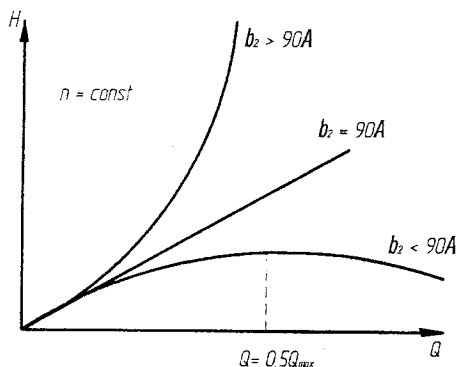


Рисунок 1.16 – Теоретична характеристика $N = f(Q)$

Зі збільшенням n_s напірна характеристика більш крута для швидкохідних (осьових) нагнітачів. В тихохідних нагнітачах потужність весь час зростає. В середньошвидкісних нагнітачах зміна N стає повільною, а в швидкохідних N зменшується зі збільшенням Q , за виключенням ділянки зламу напірної характеристики.

Зі збільшенням n_s напірна характеристика більш крута для швидкохідних (осьових) нагнітачів. В тихохідних нагнітачах потужність весь час зростає. В середньошвидкісних нагнітачах зміна N стає повільною, а в швидкохідних N зменшується зі збільшенням Q , за виключенням ділянки зламу напірної характеристики.

Зі збільшенням n_s напірна характеристика більш крута для швидкохідних (осьових) нагнітачів. В тихохідних нагнітачах потужність весь час зростає. В середньошвидкісних нагнітачах зміна N стає повільною, а в швидкохідних N зменшується зі збільшенням Q , за виключенням ділянки зламу напірної характеристики.

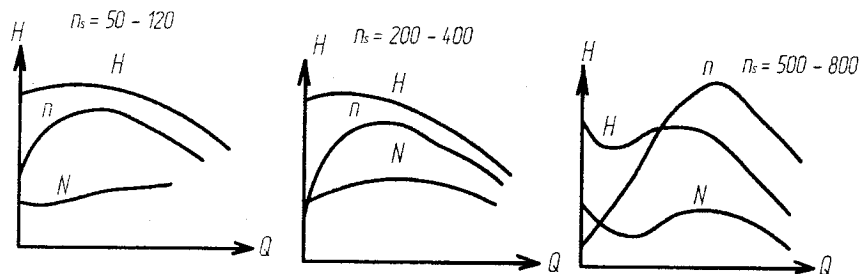


Рисунок 1.17 – Характеристики лопаткових нагнітачів для різних значень n_s

1.10 Характеристика мережі та робоча точка нагнітача

Розрахунки характеристики мережі (*hydro-system*) були розглянуті вище. Нагадаємо, що сумарні втрати напору в мережі пропорційні квадрату швидкості або подачі, тобто $\Delta H_{вт} = K_M Q^2$, де коефіцієнт K_M зберігає стале значення і має вигляд

$$K_M = \frac{16}{\pi^2 2g} \left(\sum \lambda_i \frac{\ell_i}{d_i^5} + \frac{\sum \xi_i}{d_i^4} \right), \quad (1.41)$$

де ℓ_i ; d_i – довжина певної ділянки та діаметр трубопроводу на цій ділянці,

ξ_i – коефіцієнт місцевих опорів.

Характеристика мережі (трубопроводу) може бути різною: крутою параболою, коли статичний напір малий, а гідравлічні втрати великі; поло- гою, коли довжина мережі мала, а діаметр великий. Фактична подача на- соса (нагнітача) з певною характеристикою може бути визначена в разі су- міснення характеристик нагнітача і мережі. Робочий режим нагнітача ви- значається в точці перетину цих характеристик, яка називається робочою точкою нагнітача, що працює на даний трубопровід (мережу) (рис. 1.18).

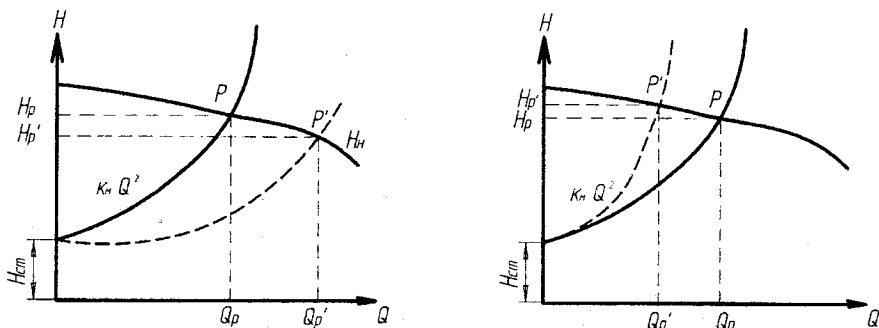


Рисунок 1.18 – Сумісні характеристики нагнітачів і мережі та робочі точки нагнітачів

Очевидно, що будь-яка зміна в трубопроводах, яка пов'язана зі зміною довжини, діаметра або арматури (місцевими опорами), зумовлює зміну характеристики мережі. Останнє призводить до переміщення робочої точки на характеристиці нагнітача, тобто до зміни Q , H , N і η . Перерахунки характеристик нагнітача на іншу кількість обертів здійснюються за формулами (1.37).

1.11 Сумісна робота нагнітачів на загальну мережу

Сумісна робота нагнітачів на загальну мережу (напірну лінію) може бути паралельною або послідовною. Паралельна робота застосовується для збільшення подачі.

Розглянемо паралельну роботу нагнітачів на загальний трубопровід (рис. 1.19), які мають напірні характеристики H_1 і H_2 . Робота на загальний трубопровід можлива лише за умови однакових напорів нагнітачів.

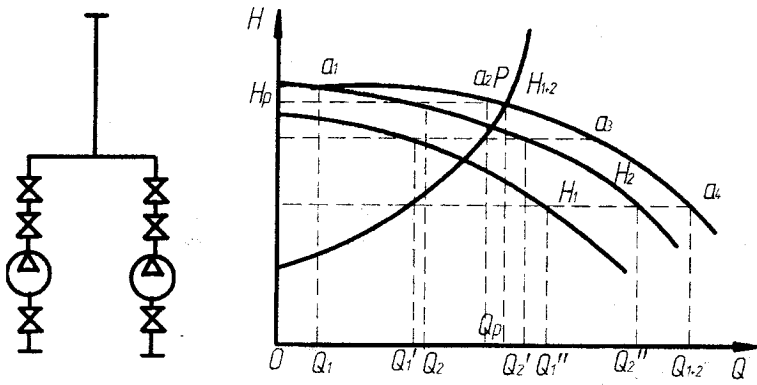


Рисунок 1.19 – Сумісна напірна характеристика паралельно працюючих нагнітачів

Тому, проводячи лінії сталого напору, які перетинають характеристики нагнітачів одержимо значення їх подачі для $H = \text{const}$. Додаючи ці напори для лінії $H = \text{const}$, одержимо точки a_1, a_2, a_3, a_4 . Проводячи через ці точки лінію, одержимо сумарну характеристику $H - Q$ для нагнітачів, що працюють паралельно. Побудувавши характеристику трубопроводу, за сумісною подачею нагнітачів $Q_1 + Q_2 = Q_{1+2}$ в точці перетину сумісної напірної характеристики $H_{1+2} - Q_{1+2}$ одержимо робочу точку роботи нагнітачів на загальну мережу.

Послідовна робота нагнітачів застосовується для підвищення тиску (напору). При цьому подача другого нагнітача дорівнює подачі першого нагнітача (рис. 1. 20), тобто $Q_1 = Q_2 = \text{const}$. Сумарну напірну характеристику $H_{1+2} - Q$ будують таким чином. Проводять кілька ліній $Q = \text{const}$ і ви-

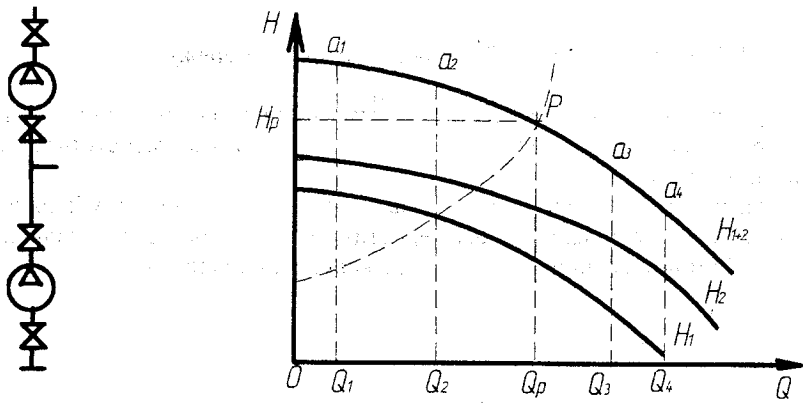


Рисунок 1.20 – Сумарна напірна характеристика послідовно працюючих нагнітачів

значають напори в точках перетину цих ліній з характеристиками нагнітачів. Далі підсумовують ці напори і суму відкладають по лінії $Q = \text{const}$, отримуючи сумарні напори в точках a_1, a_2, a_3, a_4 . Ці точки з'єднують лінією, яка характеризує сумарну напірну характеристику. Проводячи характеристику трубопроводу до перетину з сумарною характеристикою нагнітачів, визначають робочу подачу Q_p і робочий напір H_p .

Сумарні потужності нагнітачів визначаються як сума потужностей сумісно працюючих нагнітачів. ККД сумісно працюючих нагнітачів визначається за формулами:

$$\eta_{\text{сп}} = \frac{\sum Q_i}{\sum (Q_i / \eta_i)},$$

$$\eta_{\text{сп}} = \frac{\sum H_i}{\sum (H_i / \eta_i)}, \quad (1.42)$$

для паралельно і послідовно працюючих нагнітачів, відповідно.

1.12 Явище кавітації в насосах

Як було показано в п. 1.5 (див. (1.19)), тиск у всмоктувальній лінії насоса менший, ніж атмосферний. Крім того, під час роботи робочого колеса на тильному боці лопаток виникає додаткове зменшення тиску (епюра тисків показана на рис. 1.21). Внаслідок цього на вході рідини в робоче колесо насоса абсолютний тиск може зменшуватись до тиску насичення для певної температури рідини, тобто $P < P_n$. За цієї умови починається випаровування (*evaporation*) рідини, в процесі якого утворюються бульбашки пари в потоці (каверни). Це явище називається кавітацією. Бульбашки пари займають об'єм в потоці, який до 1000 разів більший, ніж об'єм рідини тієї ж самої маси. Потік речовини стає двофазним, а суцільність рідини порушується. Такому двофазному потоку на вході в робоче колесо передається механічна енергія обертання вала, внаслідок

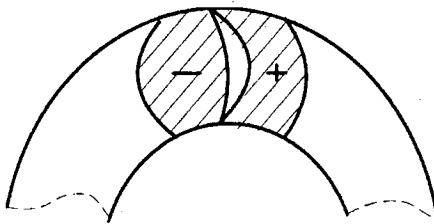


Рисунок 1.21 – Епюра тисків на лопатках нагнітача

чого тиск потоку в міжлопаткових зазорах зростає і стає більше тиску насичення. При цьому парові бульбашки (каверни) лопають на лопатках, а у звільнений об'єм з великою швидкістю надходить рідина, внаслідок чого виникають місцеві гідравлічні удари (*blows*), які руйнують (*destroy*) лопатки робочого колеса. Знос (*wear*) лопаток призводить до зменшення ККД

насоса. ККД насоса також зменшується завдяки збільшенню гідравлічних опорів від гідравлічних ударів.

Кавітація не буде виникати, коли в усіх точках потоку його тиск буде більше тиску насичення, тобто $P_1 > P_n$. Інакше кажучи, допустима вакууметрична висота за (1.20) H_v^a має бути на 15 – 20 % більша за величину H_v . Для заданої всмоктувальної лінії та витрати в ній обмежується висота всмоктування, величина якої має дорівнювати

$$h_{vc}^a = (P_{атм} - P_m) / (\rho g) - \Delta h_{vc} - v_{vc}^2 / 2g - \Delta H_k, \quad (1.43)$$

де ΔH_k – кавітаційний запас (*reserve*).

За умови $h_{vc} < h_{vc}^a$ кавітації не виникає. Кавітаційний запас характеризує надлишок абсолютної енергії рідини на вході у всмоктувальний патрубок порівняно з питомою енергією насиченої пари рідини

$$\Delta H = \left(\frac{P_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} \right) - \frac{P_i}{\rho g}. \quad (1.44)$$

Однією з особливостей коефіцієнта швидкохідності за (1.37) є те, що для подібних режимів насоса даного типу він не змінюється. Цю властивість можна використати і для отримання кавітаційного критерію. Дійсно, на підставі (1.37) будемо мати

$$\frac{\Delta H_{k1}}{\Delta H_{k2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2}. \quad (1.45)$$

Звідки $\Delta H_k = k \cdot H$, де для подібних режимів коефіцієнт пропорційності k зберігає сталі значення. Отже, після підстановки ΔH_k в (1.37) можна отримати коефіцієнт, який буде незмінним в подібних насосах

$$C = \frac{n \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta H_k}{10} \right)^{0,75}}. \quad (1.46)$$

Цей коефіцієнт називають коефіцієнтом Руднева (кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності).

Для лопаткових насосів різних типів коефіцієнт C змінюється мало. Для насосів, які наближені до роботи з оптимальними режимами, $C = 900 - 1000$. Для насосів, які мають найбільш високі кавітаційні якості, $C = 1300 - 1500$.

Для підвищення кавітаційних якостей насосів і збільшення вакууметричної висоти всмоктування здійснюється відповідна обробка проточної частини насоса. Для цього збільшуються прохідні перерізи, зменшується швидкість потоку, зменшується кривизна лінії току. В деяких випадках застосовують спеціальні пристрої. Одним із таких пристроїв є робоче колесо відцентрового насоса з передвключеним шнеком (рис. 1.22). Передвключений шнек жорстко зв'язаний з робочим колесом і обертається з такою самою кількістю обертів. Шнек являє собою дво- або тризаходний гвинт, який збільшує тиск на вході в робоче колесо та підвищує значення критичного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності до 3000 – 5000.

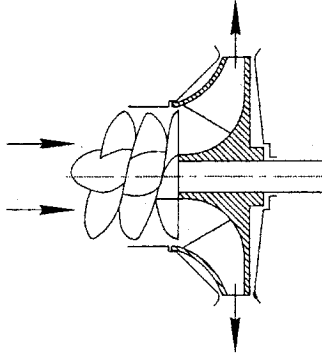


Рисунок 1.22 – Робоче колесо з передвключеним шнеком

1.13 Експлуатація лопаткових насосів

1.13.1 Пуск насосів

Якщо колесо насоса буде обертатися в повітрі, воно буде створювати напір 3-8 см. Оскільки висота всмоктування насоса h_b значно більша, то рідина не буде заповнювати всмоктувальну лінію і робоче колесо, тобто насос, не буде працювати. Отже, для того, щоб лопатковий насос запустити в роботу, необхідно заповнити рідиною його всмоктувальну лінію, камеру і робоче колесо. Це основна необхідна умова його запуску. Є такі основні способи запуску.

1. Установлення насоса з підпором (*support*), тобто нижче рівня в нижньому басейні. В цьому випадку $h_b < 0$ (рис. 1.23).

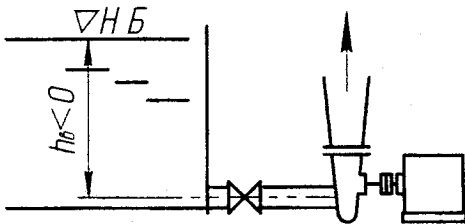


Рисунок 1.23 – Пуск насоса з підпором

При цьому всмоктувальна лінія і робоче колесо заповнюється рідиною. Однак така установка не завжди можлива. В осьових насосах вона може диктуватись і кавітаційними умовами, оскільки у них часто $h_b < 0$.

2. Заповнення всмоктувальної лінії та корпусу насоса рідиною перед пуском (рис. 1.24). На кінці всмоктувального трубопроводу встановлюється приймальний клапан ПК. Рідину заливають перед пуском через вентиль в напірному трубопроводі В. Інколи заливають через отвір А воронкою

вручну. Під час заповнення необхідно забезпечити вихід повітря із всмоктувальної лінії та корпусу. Наприклад, якщо заливають із точки В, тоді відкривають отвір А і навпаки. Успіх пуску залежить від того, наскільки добре відкривається приймальний клапан. Для того, щоб зменшити імовірність пошкодження клапана, перед ним ставиться захисна сітка. Для потужних насосів такий простий спосіб не застосовується. Він створює додатковий опір, що зменшує висоту всмоктування.

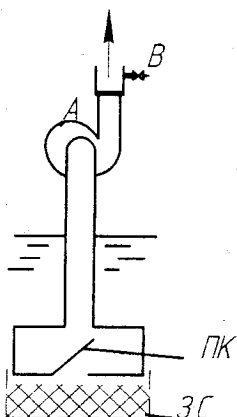


Рисунок 1.24 – Заповнення рідиною всмоктувальної лінії

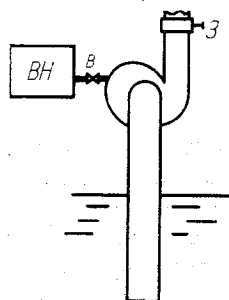


Рисунок 1.25 – Пуск з вакуумним насосом

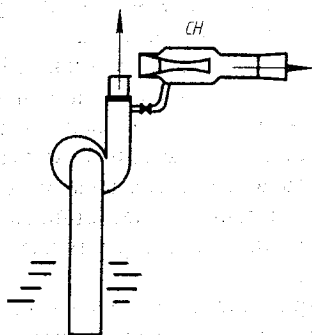


Рисунок 1.26 – Пуск зі струминним насосом

3. *Застосування вакуум-насосів (vacuum pump).* Перед запуском засувка на напірному трубопроводі закривається і відкривається вентиль В після чого запускають вакуумний насос ВН. Коли весь об'єм повітря із всмоктувальної лінії відкачає ВН, то з нього почне викидатися вода. Після цього можна включати двигун насоса і відкривати засувку З (рис. 1.25), а ВН виключати. Для цього застосовують спеціальні вакуум-насоси (водокільцевий ВН).

4. *Застосування ежектора (струминного насоса СН).* Струминний насос може використовуватись для створення вакууму, необхідного для заповнення робочої камери насоса. Вода надходить до сопла ежектора з напором 20-30 м. в. ст., а струмина води підсмоктує повітря із камери та всмоктувального трубопроводу і діє як вакуумний насос.

Ежектор зручний для запуску лопаткових насосів. Насоси запускаються на закриту засувку напірної лінії.

1.13.2 Регулювання подачі насосів

Нагнітачі підбираються, як правило, за величиною максимально необхідної подачі. Однак в процесі експлуатації виникає необхідність подавати в напірну лінію меншу витрату, тобто змінювати, регулювати подачу. Як відомо, фактична подача визначається точкою перетину напірно-витратної характери-

зі сталою кількістю обертів. Є можливість змінювати частоту обертання шляхом встановлення між насосом і двигуном регулювальної муфти ковзання. Однак це зумовлює ускладнення та здорожчання насосної установки. Крім того в муфтах є додаткові витрати енергії.

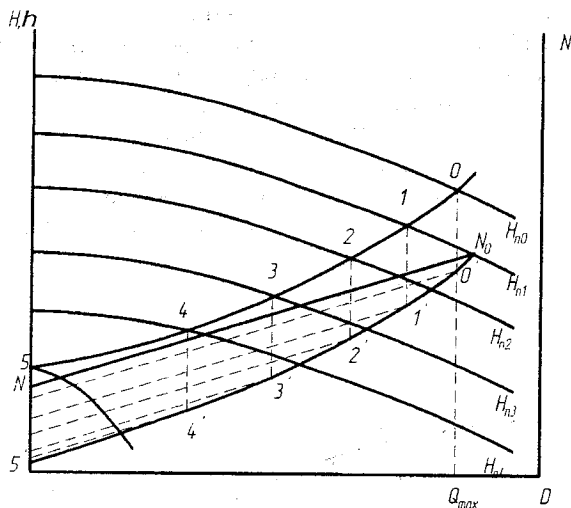


Рисунок 1.28 – Регулювання подачі кількості обертів

3. Регулювання перепуском

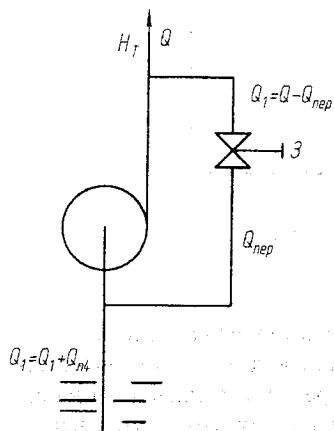


Рисунок 1.29 – Регулювання перепуском

За цим способом установка оснащується обвідним трубопроводом (*round pipeline*) із засувкою З, який зв'яже напірний трубопровід НТ із всмоктувальним – ВТ. Зі збільшенням відкриття засувки витрата в напірний трубопровід зменшується. Такий спосіб регулювання може бути доцільним для швидкохідних насосів, у яких зі збільшенням подачі потужність зменшується. Крім того, потрібно враховувати, що у міру відкриття засувки фактична подача насоса зростає і він потрапляє в режим роботи з гіршими кавітаційними показниками. Цей спосіб регулювання використовується рідко.

1.14 Нестійка робота насосів

Для нормальної експлуатації насосів необхідно забезпечити стійку

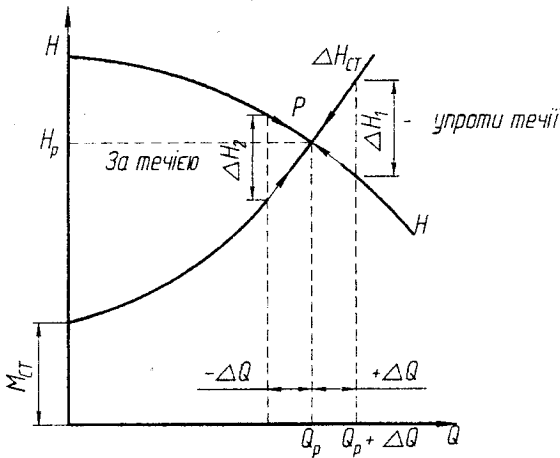


Рисунок 1.30 – Характеристики стійкої роботи насоса

пір H зменшиться. Різниця напорів ΔH_1 спрямована супроти течії рідини і буде зменшувати її витрату і діяти на режим, повертаючи його в точку P .

Якщо витрату тимчасово зменшити на ΔQ , то ΔH_2 буде спрямований за рухом рідини, що призведе до збільшення витрати, тобто до повернення режиму в точку P . Отже, режим P , який визначає фактичну подачу Q_p , є стійким.

роботу системи насосотрубопровод. Це означає, що після випадкових збурень (тимчасові зміни: витрати, гідравлічного опору та ін.) режим роботи має повертатися до початкового.

Розглянемо роботу насоса і трубопроводу для незмінного статичного напору і перевіримо, чи буде стійким режим роботи для подачі Q_p . Нехай збільшення витрати складає ΔQ . При цьому зростають гідравлічні втрати, а на-

стійким.

Розглянемо тепер роботу швидкохідного насоса, характеристика якого має перегин, і перевіримо стійкість робочого режиму (рис. 1.31).

Збільшимо витрату на ΔQ , при цьому напір насоса ΔH_n зростає більше, ніж $\Delta H_{вт}$. Тому створений ΔH буде спрямований за течією рідини і спричиняє ще більшу подачу. Режим не буде повертатися до початкового до тих пір, до-

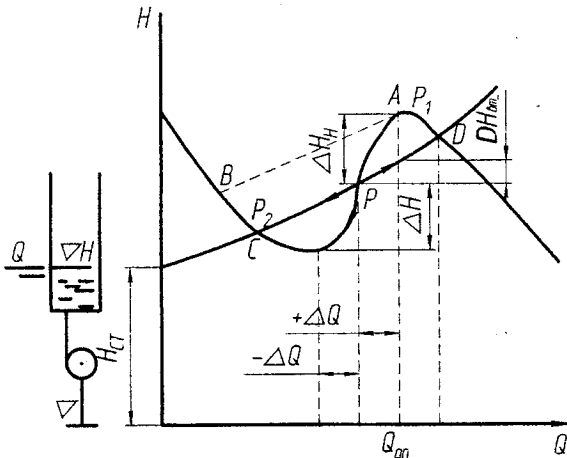


Рисунок 1.31 – Нестійкий режим роботи насоса

ки не буде досягнуто другої робочої точки P_1 . Якщо зменшити подачу на ΔQ , значення $\Delta H_{вт}$ буде більше, ніж напір насоса, що викликає додаткове зменшення подачі до тих пір, поки не буде досягнуто робочої точки P_2 . Проведений аналіз показує, що режим роботи насоса нестійкий і самовільно може зміщуватись в точки P_1 або P_2 .

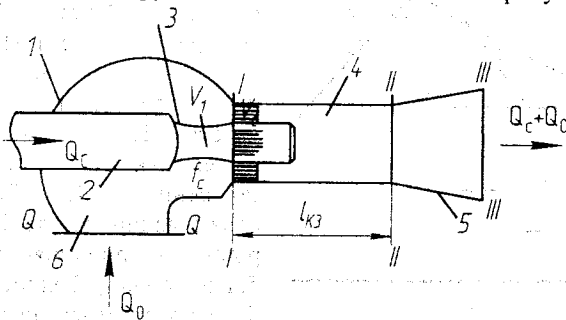
На підставі викладеного можна сформулювати критерій стійкості режиму. Режим роботи буде стійким за умови, що в заданій точці перетину характеристик насоса і мережі буде виконуватись нерівність

$$\frac{\partial H}{\partial Q} < \frac{\partial \Delta H_{вт}}{\partial Q}$$

Якщо із верхнього резервуара забирається певна витрата Q_n , то рівень в резервуарі може зростати і зменшуватись, що буде впливати на положення кривої $\Delta H_{вт}$. Нехай витрата Q_n попадає в точку перегину P , а витрата збільшилась. Це призведе до зростання рівня в резервуарі і підйому лінії $\Delta H_{вт}$, а подача збільшиться ще більше, що призведе до ще більшого підйому рівня в резервуарі. Це буде продовжуватись, доки лінія $\Delta H_{вт}$ не пройде до точки A . Тут $Q > Q_n$, а рівень в резервуарі продовжує зростати. Крива $\Delta H_{вт}$ підніметься, але відривається від характеристики насоса і режим перескакує по $\Delta H_{вт}$ в точку B , де $Q < Q_n$. Тепер рівень в резервуарі зменшується і режимна точка переходить в точку C . Тут знов виникає зрив режиму і переходить в точку D , де $Q > Q_n$. Це спричиняє знов підйом рівня в резервуарі і рух режиму в точку A . Після цього процес повторюється. Таким чином режимна робоча точка безперервно рухається по ділянках ДАСВ, ВСАД, проходячи через нестійку точку P . При цьому рівень змінюється від ∇H до ∇B . Це явище називають помпажем. Воно являє собою одну із форм автоколивань (*auto-oscillation*) і дуже небезпечне для роботи насоса.

1.15. Струминні насоси

Схема струминного насоса показана на рисунку 1.32. Насос складається з корпусу 1,



насос складається з корпусу 1, трубопроводу для підведення рідини 2, сопла 3, камери змішування 4, дифузorzом 5, патрубка для всмоктування рідини, що перекачується 6. Потік Q_c з тиском P_1 надходить в сопло 3, де швидкість його зростає, а

Рисунок 1.32 – Схема струминного насоса

тиск значно зменшується. В камері змішування утворюється низький тиск, внаслідок чого в камеру надходить рідина з витратою Q_0 . Обидва потоки надходять в камеру змішування 4, де здійснюється їх перемішування і вирівнювання швидкостей.

Суміш з витратою $Q = Q_c + Q_0$ надходить в дифузор, де її швидкість зменшується, а тиск збільшується до певного значення. В перерізі I-I значення швидкостей потоків дорівнюють

$$V_c = Q_c/f_c; V_1 = Q_0/(f_{кз} - f_c),$$

де f_c – площа перерізу сопла (струмини);

$f_{кз}$ – площа перерізу камери змішування.

На виході з перерізу II – II швидкість суміші дорівнює

$$V_2 = (Q_0 + Q_c)/f_{кз} = Q/f_{кз}.$$

Перепад тиску в камері змішування становить

$$\Delta H_{кз} = (P_2 - P_1)/(\rho g). \quad (1.47)$$

Запишемо рівняння кількості руху для перерізів II-II – I-I

$$m = \rho(Q_c + Q_0) = \rho Q.$$

Якщо в першому наближенні не враховувати сили тертя в камері, то одержимо

$$\rho Q_c V_c + \rho Q V_1 - \rho(Q_c + Q_0) V_2 = f_{кз}(P_2 - P_1). \quad (1.48)$$

На підставі (1.47) і (1.48) з урахуванням значень швидкостей можна отримати

$$\Delta H_{кз} = \frac{Q_c^2}{f_c g f_{кз}} \left[1 - \frac{1}{(f_{кз} - f_c)/f} \left(\frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 - \frac{f_c}{f_{кз}} \left(1 + \frac{Q_0}{Q_c} \right)^2 \right]. \quad (1.49)$$

Якщо ввести геометричний параметр $S = f_{кз}/f_c$ і режимний параметр $q = Q_0/Q_c$, то замість (1.49) одержимо

$$\Delta H_{кз} = \frac{V_c^2}{g S} \left[1 + \frac{q^2}{S-1} - \frac{1}{S} (1+q)^2 \right]. \quad (1.50)$$

Якщо в праву частину (1.50) додати різницю швидкісних напорів в перерізах II-II і I-I, то будемо мати

$$H_{сн}^r = \frac{V_c^2}{2g} \left[\frac{2}{S} + \frac{(S-2)q^2}{(S-1)^2 S} - \frac{1}{S^2} (1+q)^2 \right]. \quad (1.51)$$

Дійсний напір струминного насоса буде менший, ніж за (1.51), оскільки в останньому виразі не враховані втрати в приймальній камері, камері змішування та дифузорі. Залежність (1.51) дозволяє проаналізувати характеристики струминних насосів. Напір струминного насоса пропорційний напору

H_c , оскільки $V_c = \varphi \sqrt{2gH}$. Крім того напір $H_{сн}$ залежить як від S , так і від відносної витрати q .

ККД струминного насоса визначається за формулою

$$\eta_{сн}^T = q \left[\frac{2}{S} + \frac{(S-2)q^2}{(S-1)^2 S} - \frac{1}{S^2} (1+q)^2 \right]. \quad (1.52)$$

Струминний насос дуже простий за конструкцією. Однак потрібно мати на увазі, що для забезпечення його доброї роботи необхідний правильний підбір розмірів та ретельне виготовлення. Струминні насоси характеризуються невеликими значеннями ККД (до 0,35).

1.16. Об'ємні нагнітачі

1.16.1 Поршневі компресори

Схема поршневого компресора показана на рис. 1.33, де також цикл компресора зображений у вигляді індикаторної діаграми, побудованої в $P - V$ координатах.

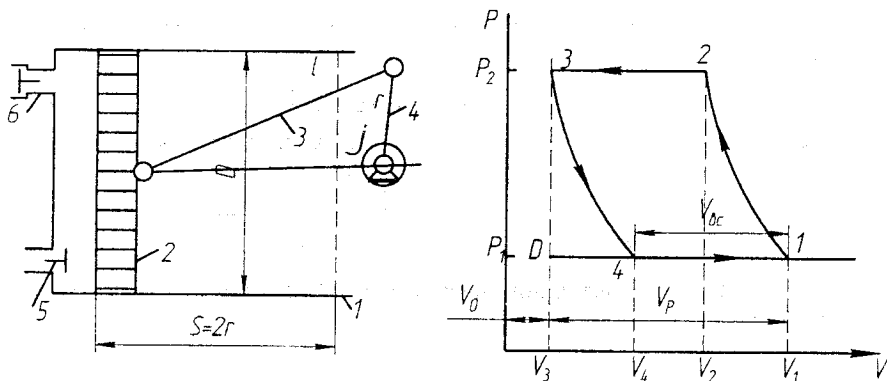


Рисунок 1.33 – Схема поршневого компресора та його цикл на $P-V$ діаграмі

Компресор складається з циліндра 1, поршня 2 діаметром D , який за допомогою шатуна 3 і кривошипа 4 може переміщатися на відстань (хід) $S = 2 \cdot r$. На кришці циліндра 1 змонтовані всмоктувальний 5 і нагнітальний 6 клапани, які автоматично відкриваються, коли тиск під поршнем досягає певних значень. Робочий цикл компресора здійснюється за два ходи поршня. Під час переміщення поршня вправо (від точки 0 до точки 1) тиск газу в циліндрі зменшується, відкривається клапан 5 і відбувається заповнення циліндра газом зі сталими параметрами P_1 і T_1 . В компресорі поршень ніколи не підступає впритул до кришки циліндра. Тому між ними залишається вільний простір, об'єм якого V_0 називають шкідливим об'ємом. В ре-

зультаті цього в циліндрі завжди залишається певний об'єм газу V_0 , який розширюється по лінії 3-4 в процесі заповнення циліндра газом. Процес всмоктування газу в циліндр починається лише від точки 4.

Під час зворотного руху поршня тиск газу під поршнем підвищується і клапан 5 закривається. Процес підвищення тиску під поршнем відбувається по лінії 1-2. З досягненням певного тиску P_2 відкривається клапан 6 і відбувається виштовхування газу з циліндра по лінії 2-3 при $P_2 = \text{const}$. Відношення об'єму всмоктування $V_{вс} = V_1 - V_4$ до робочого об'єму циліндра $V_p = V_1 - V_3$ називають об'ємним ККД компресора

$$\eta_0 = \frac{V_{вс}}{V_p} = 1 - \sigma \left(\lambda^{\frac{1}{n}} - 1 \right), \quad (1.53)$$

де $\sigma = V_0/V_p$ – відносний об'єм шкідливого простору;

$\lambda = P_2/P_1$ – міра підвищення тиску в компресорі;

n – показник політропи в процесі розширення газу, який залишається в шкідливому просторі (процес 3 – 4).

Чим більше значення $V_0(\sigma)$, тим менше значення об'ємного ККД. Чим більший кінцевий тиск P_2 , тим більша маса газу залишається в шкідливому просторі. Тому зі збільшенням λ зменшується значення η_0 . Крім того, з підвищенням $P_2(\lambda)$ зростає температура газу, яка буде дорівнювати

$$T_2 = T_1 \left[1 + \left(\lambda^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) / \eta_k \right], \quad (1.54)$$

де n' – показник політропи в процесі стиску;

η_k – ККД компресора.

Теоретична об'ємна подача компресора становить, м³/с

$$V_T = \pi D^2 \cdot S \cdot n_B / 4 = 0,785 D^2 \cdot S \cdot n_B. \quad (1.55)$$

Тут частота обертання вала n_B , об/с пов'язана зі швидкістю поршня W_p співвідношенням

$$n_B = W_p / (2S). \quad (1.56)$$

Дійсна подача компресора буде

$$V = V_T \cdot \eta_0 \cdot \eta_p = V_T \cdot \eta_v, \quad (1.57)$$

де η_0 – об'ємний ККД;

η_p – коефіцієнт, що враховує зміну тиску в процесі всмоктування;

η_v – коефіцієнт подачі компресора.

Теоретична потужність компресора (адіабатного)

$$N_1 = \rho V_T l_T = G_T l_T, \quad (1.58)$$

де теоретична робота дорівнює

$$l_T = C_{pr}(T_2 - T_1); \quad (1.59)$$

C_{pr} – теплоємність газу для середньої температури.

Питома робота політропного стиску газу буде

$$l_n = -\frac{n}{n-1} \cdot P_1 V_1 \left(1 - \lambda^{\frac{n-1}{n}} \right) = \frac{nRT_1}{n-1} \left(1 - \lambda^{\frac{n-1}{n}} \right). \quad (1.60)$$

Індикаторна (внутрішня) потужність компресора

$$N_i = P_i V_p n_B = GI_T / \eta_{oi}, \quad (1.61)$$

де $\eta_{oi} = T_T / (T_T + \Delta I_{BT})$;

ΔI_{BT} – величина необоротних втрат;

P_i – середній індикаторний тиск, який дорівнює роботі одиничного об'єму робочого циліндра $P_i = I/V_p$.

Ефективна на валі потужність компресора

$$N_{E\Phi} = N_i / \eta_m, \quad (1.62)$$

де η_m – механічний ККД, який враховує зовнішні механічні втрати.

Потужність електропривода компресора

$$N_E = N_{E\Phi} / \eta_{ед}, \quad (1.63)$$

де $\eta_{ед}$ – ККД електродвигуна.

Оптимальні значення міри підвищення тиску в одноступінчастому поршневому компресорі $\lambda_{opt} < 7$. Для досягнення більших тисків застосовують багатоступінчасті компресори з проміжним охолодженням газу після стиску в кожному ступені [7, 9].

1.16.2 Поршневі насоси

Схема одноциліндрового поршневого (*piston*) насоса простої дії показана на рис. 1.34.

Миттєва подача насоса

$$Q = \lambda_V \cdot F_{\Pi} \cdot r \cdot \sin\phi \cdot \omega, \quad (1.64)$$

де λ_V – коефіцієнт подачі, який дорівнює відношенню дійсної подачі до теоретичної та залежить від величини подачі; (для $V < 50 \text{ м}^3/\text{с}$ $\lambda_V = 0,87 - 0,9$; для $50 < V < 100$ $\lambda_V = 0,9 - 0,95$);

F_{Π} – площа поршня, яка дорівнює $F_{\Pi} = 0,785 \cdot D^2$;

r – радіус кривошипа;

ω – кутова швидкість.

Із (1.64) видно, що подача об'ємного насоса змінюється за законом синусоїди (рис. 1.35).

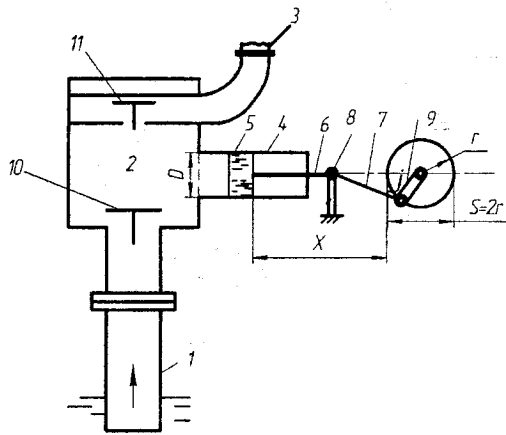


Рисунок 1.34 – Схема одноциліндрового поршневого (piston) насоса: 1 – всмоктувальна труба; 2 – робоча камера; 3 – напірний трубопровід; 4 – циліндр; 5 – поршень; 6 – шток; 7 – шатун; 8 – повзун; 9 – кривошип; 10 – всмоктувальний клапан; 11 – нагнітальний клапан

Середнє значення подачі можна визначити за формулою:

$$V = \lambda_V \cdot F \cdot S \cdot n / 60, \quad (1.65)$$

де S – хід поршня;

n – кількість обертів кривошипа, об/хв.

Швидкість поршня $W_{\Pi} = n \cdot 2S$ вибирають від 0,2 до 1 м/с, а хід поршня в межах $D < S < 2D$.

Діаметр поршня пов'язаний з величинами W_{Π} і V залежністю

$$D = 1,6[V/(W_{\Pi} \cdot \lambda_V)]^{0,5}. \quad (1.67)$$

Напір насоса або тиск, який створює насос, визначається за відомими формулами, як і для лопаткових насосів. Залежність $P=f(V)$ називається індикаторною діаграмою. На рис. 1.36 показана нормальна індикаторна діаграма, де штриховими лініями наведена теоретична індикаторна діаграма.

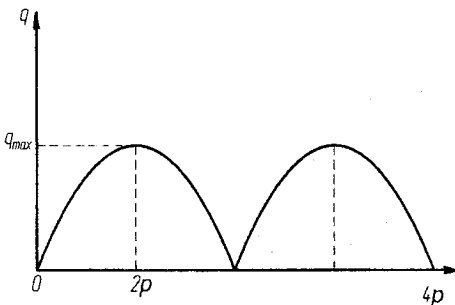


Рисунок 1.35 – Графік подачі поршневого насоса

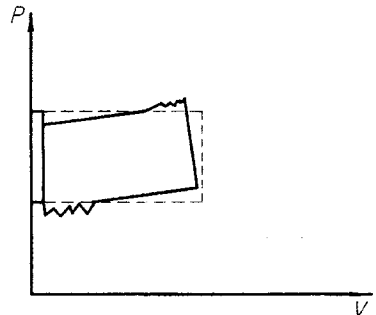


Рисунок 1.36 – Індикаторна діаграма поршневого насоса

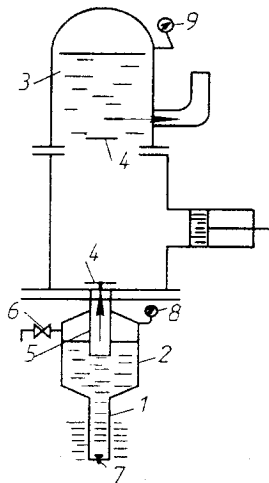


Рисунок 1.37 – Схема поршневого насоса з ковпаками на всмоктувальних та нагнітальних лініях

Для вирівнювання подачі застосовують насоси подвійної дії, насоси з кількома циліндрами, а також повітряні ковпаки на всмоктувальній та нагнітальній лініях. Ковпаки застосовують для збільшення рівномірності руху в трубопроводах та збільшення допустимої висоти всмоктування. Міра нерівномірності дії насоса $\delta = (P_{\max} - P_{\min})/P_{\text{ср}}$, де P_{\max} , P_{\min} , $P_{\text{ср}}$ – максимальний, мінімальний та середній тиск в ковпаку.

Поршневий насос з ковпаками на всмоктувальній та нагнітальній лініях показано на рис. 1.37. Тут 1 – всмоктувальна труба; 2 – всмоктувальний ковпак; 3 – напірний ковпак; 4 – клапани насоса; 5 – всмоктувальна труба; 6 – кран; 7 – клапан; 8 – вакуумметр; 9 – манометр.

Необхідний напір насоса

$$H = H_{\text{ст}} + \Delta H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{н}} + \rho(W_{\text{н}}^2 - W_{\text{вс}}^2)/2. \quad (1.68)$$

Необхідна потужність привода насоса

$$N = \rho \cdot g \cdot H \cdot V / (\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}). \quad (1.69)$$

1.17 Приклади розв'язання задач

Приклад 1.1. Діаметри всмоктувальної та нагнітальної лінії насоса 125 і 100 мм, відповідно, а подача – 10 л/с. Визначити напір насоса, якщо покази манометра 5,5 бар, покази вакуумметра 300 мм. рт. ст., відстань між точками установлення манометра і вакуумметра 1 м, густина води 1000 кг/м³.

Розв'язування

Покази манометра і вакуумметра в м. в. ст.

$$h_{\text{м}} = \frac{P_{\text{м}}}{\rho g} = \frac{5,5 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} = 56,$$

$$h_{\text{рт}} = \frac{h_{\text{рт}} \cdot \rho_{\text{рт}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{0,3 \cdot 13600}{1000} = 4,078.$$

Площа поперечного перерізу нагнітальної та всмоктувальної лінії, м²

$$f_n = \frac{\pi d_n^2}{4} = 0,785 d_n^2 = 0,785 \cdot 0,1^2 = 7,85 \cdot 10^{-3},$$

$$f_{bc} = \frac{\pi d_{bc}^2}{4} = 0,785 d_{bc}^2 = 0,785 \cdot 0,125^2 = 12,26 \cdot 10^{-3}.$$

Швидкості води в нагнітальній та всмоктувальній лініях, м/с

$$W_n = \frac{V}{f_n} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 1,273,$$

$$W_{bc} = \frac{V}{f_{bc}} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{12,26 \cdot 10^{-3}} = 0,815.$$

Динамічний напір в насосі, м. в. ст.

$$\Delta h_d = \frac{(W_n^2 - W_{bc}^2)}{2g} = \frac{(1,273^2 - 0,815^2)}{2 \cdot 9,81} = 0,0486.$$

Напір насоса, м. в. ст.

$$H = h_m + h_v + \Delta h_{m.v.} + \Delta h_d = 56 + 4,078 + 1 + 0,0486 = 61,126.$$

Приклад 1.2. Визначити допустиму висоту всмоктування і потужність насоса з подачею 54 м³/год. Діаметри всмоктувальної та нагнітальної лінії 100 мм, а їх довжина 12 і 1350 м, відповідно. Висота всмоктування і нагнітання 5 і 40 м, відповідно, а тиск на виході з нагнітальної лінії $P_n = 0,14$ МПа. Шорсткість труб $\Delta = 0,2$ мм; сумарні коефіцієнти місцевих втрат в нагнітальній та всмоктувальній лініях 40 і 18, відповідно. Рідина – вода з температурою 30 °С. Кількість обертів 1100 об/хв. Коефіцієнт корисної дії насоса $\eta_n = 0,75$; електромеханічний ККД $\eta_{ем} = 0,96$. Визначити також як зміняться подача, напір і потужність насоса в разі зменшення кількість обертів до 970 об/хв.

Розв'язування

Секундна об'ємна витрата води, м³/с

$$Q_c = \frac{54}{3600} = 0,015.$$

Площа перерізу трубопроводів, м²

$$f_n = f_{bc} = 0,785 d^2 = 0,785 \cdot 0,1^2 = 7,85 \cdot 10^{-3}.$$

Швидкість води в трубопроводах, м/с

$$W = \frac{Q_c}{f} = \frac{0,015}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 1,909.$$

Визначаємо теплофізичні властивості води для заданої температури із таблиць (додаток А): $\rho = 996 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,81 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; тиск насичення $P_n = 4,2 \text{ кПа}$.

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{Wd}{\nu} = \frac{1,909 \cdot 0,1}{0,81 \cdot 10^{-6}} = 2,385 \cdot 10^5.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,1} + \frac{68}{2,385 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,024.$$

Гідравлічні втрати в лініях, м. в. ст.

$$\Delta H_i = \frac{\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_{i_1} \right) W^2}{2g} = \frac{\left(0,024 \frac{1350}{0,1} + 40 \right) \cdot 1,909^2}{2 \cdot 9,81} = 67,8,$$

$$\Delta H_b = \frac{\left(\lambda \frac{l_b}{d} + \sum \xi_{i_m} \right) W^2}{2g} = \frac{\left(0,024 \frac{12}{0,1} + 18 \right) \cdot 1,909^2}{2 \cdot 9,81} = 3,88.$$

Сумарні гідравлічні втрати в гідролініях, м. в. ст.

$$\Delta H_{вт} = \Delta H_n + \Delta H_{вс} = 67,8 + 3,88 = 71,68.$$

Статичний напір насоса, м

$$H_{ст} = h_b + h_n = 5 + 40 = 45.$$

Надлишковий напір на виході з нагнітальної лінії, м

$$H_{над} = \frac{P_{над}}{\rho g} = \frac{0,14 \cdot 10^6}{996 \cdot 9,81} = 14,3.$$

Необхідний напір насоса, м

$$H = H_{ст} + \Delta H_{вт} + H_{над} = 45 + 71,68 + 14,3 = 131,62.$$

Перевіряємо допустиму висоту всмоктування, м

$$H_b^{доп} = \frac{P_{ат} - P_n}{\rho g} - \Delta H_b - \frac{W^2}{2g} = \frac{(100 - 4,2) \cdot 10^3}{996 \cdot 9,81} - 3,88 - \frac{1,909^2}{2 \cdot 9,81} = 6,1.$$

Оскільки $H_b < H_b^{\text{ном}}$, то кавітація на вході в насосі не виникає.
Необхідна потужність привода насоса, кВт

$$N = \frac{\rho g H Q \cdot 10^{-3}}{\eta_n \cdot \eta_{\text{ем}}} = \frac{996 \cdot 9,81 \cdot 131,62 \cdot 0,015 \cdot 10^{-3}}{0,75 \cdot 0,96} = 27,63.$$

Відносна зміна кількості обертів:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{970}{1100} = 0,8818; \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = 0,8818^2 = 0,777; \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = 0,8818^3 = 0,6857.$$

Подача, напір і потужність насоса в разі зменшення кількості обертів вала насоса

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = 54 \cdot 0,8818 = 47,167;$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = 131,62 \cdot 0,777 = 102,268;$$

$$N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = 27,63 \cdot 0,6857 = 18,945.$$

Приклад 1.3. Визначити потужність електропривода відцентрового вентилятора з подачею $7,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Барометричний тиск і температура повітря 745 мм. рт. ст. і 20°C , відповідно. Частота обертання 157 рад/с , діаметри робочого колеса: $D_1 = 0,6$ і $D_2 = 0,7 \text{ м}$. Розміри повітропроводу $0,7 \times 0,7 \text{ м}$, його довжина 15 м , а еквівалента шорсткість $0,2 \text{ мм}$. Абсолютні швидкості повітря на вході в колесо та на виході з нього: $C_1 = 30 \text{ м/с}$; $C_2 = 60 \text{ м/с}$. Кути на вході та на виході з колеса $\alpha_1 = 40^\circ$, $\alpha_2 = 20^\circ$. Коефіцієнт корисної дії вентилятора $0,65$, а електромеханічний ККД – $0,96$. Коефіцієнт місцевих втрат дорівнює 5 .

Розв'язування

Значення барометричного тиску, кПа

$$P_6 = \left(\frac{B}{750}\right) \cdot 100 = \left(\frac{745}{750}\right) \cdot 100 = 99,3.$$

Густина повітря на вході у вентилятор, кг/м^3

$$\rho = \frac{P_6}{RT} = \frac{99,3}{0,287 \cdot 293} = 1,2,$$

де $R = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – газова стала повітря.

Площа поперечного перерізу газоходу, м²

$$f_n = a \cdot b = 0,7 \cdot 0,7 = 0,49.$$

Середньовитратна швидкість повітря, м/с

$$W = \frac{Q}{f} = \frac{7,2}{0,49} = 14,69.$$

Еквівалентний діаметр газоходу, м

$$d_e = \frac{4 \cdot f}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,49}{4 \cdot 0,7} = 0,7.$$

Із таблиць (додаток Б) визначаємо кінематичну в'язкість повітря для заданої температури: $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Критерій Рейнольдса для повітря

$$Re = \frac{W \cdot d_e}{\nu} = \frac{14,69 \cdot 0,175}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 6,76 \cdot 10^5.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,175} + \frac{68}{1,69 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,0154.$$

Швидкісний напір, м

$$H_{шв} = \frac{W^2}{2g} = \frac{14,69^2}{2 \cdot 9,81} = 11.$$

Втрати напору в повітропроводі, м

$$\Delta H_{вт} = \left(\frac{\lambda l}{d_e} + \sum \xi \right) H_{шв} = \left(\frac{0,0154 \cdot 15}{0,7} + 5 \right) \cdot 11 = 58,63.$$

Кількість обертів вала, об/с

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{157}{2 \cdot 3,14} = 25.$$

Колові швидкості, м/с

- на вході в робоче колесо

$$u_1 = \pi D_1 n = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 25 = 47,1;$$

- на виході з робочого колеса

$$u_2 = \pi D_2 n = 3,14 \cdot 0,7 \cdot 25 = 55.$$

Теоретичний напір вентилятора, м

$$H_T = \frac{(u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{(55 \cdot 58 \cdot 0,939 - 47 \cdot 30 \cdot 0,766)}{9,81} = 195,24.$$

Дійсний напір вентилятора, м

$$H = H_T - \Delta H_{\text{вт}} = 195,24 - 58,63 = 136,61.$$

Аеродинамічний ККД вентилятора

$$\eta_{\text{ае}} = \frac{H}{H_T} = \frac{136,61}{195,24} = 0,6997.$$

Необхідна потужність електропривода, кВт

$$N = \frac{\rho g H Q \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{ае}} \cdot \eta_{\text{ем}}} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot 136,61 \cdot 7,2 \cdot 10^{-3}}{0,6997 \cdot 0,96} = 17,23.$$

Приклад 1.4. Одноциліндровий поршневий насос простої дії з діаметром поршня 150 мм і ходом 200 мм перекачує рідину з густиною 890 кг/м³ і в'язкістю $40 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Висота всмоктування та нагнітання 6 і 50 м, відповідно. Довжина всмоктувальної лінії 12 м, а нагнітальної лінії 88 м. Діаметр всмоктувального і нагнітального трубопроводу 100 і 80 мм. Коефіцієнт місцевих втрат на всмоктувальній та нагнітальній лінії 27 і 35, відповідно. Визначити необхідну потужність електропривода насоса, якщо: коефіцієнт подачі 0,87, ККД насоса – 0,78; швидкість поршня 0,9 м/с, електромеханічний ККД – 0,955.

Розв'язування

Площа поршня, м²

$$F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} = 0,785 D^2 = 0,785 \cdot 0,15^2 = 1,766 \cdot 10^{-2}.$$

Кількість обертів кривошипа, об/с

$$n = \frac{W_{\Pi}}{2S} = \frac{0,9}{2 \cdot 0,2} = 2,25.$$

Подача насоса, м³/с

$$V = \lambda_v \cdot F_{\Pi} \cdot S \cdot n = 0,87 \cdot 1,766 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 \cdot 2,25 = 6,94 \cdot 10^{-3}.$$

Площа поперечного перерізу всмоктувального і нагнітального трубопроводів, м²

$$f_{\text{вс}} = 0,785 \cdot d_{\text{вс}}^2 = 0,785 \cdot 0,1^2 = 7,85 \cdot 10^{-3},$$

$$f_n = 0,785 \cdot d_n^2 = 0,785 \cdot 0,08^2 = 5,02 \cdot 10^{-3}.$$

Швидкості течії рідини в трубопроводах, м/с

$$W_{вс} = \frac{V}{f_{вс}} = \frac{6,94 \cdot 10^{-3}}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 0,88,$$

$$W_n = \frac{V}{f_n} = \frac{6,94 \cdot 10^{-3}}{5,02 \cdot 10^{-3}} = 1,376.$$

Динамічні напори в лініях, кПа

$$P_{дв} = \frac{\rho \cdot W_{вс}^2}{2} = \frac{890 \cdot 0,88^2}{2} \cdot 10^{-3} = 0,345,$$

$$P_{дн} = \frac{\rho \cdot W_n^2}{2} = \frac{890 \cdot 1,376^2}{2} \cdot 10^{-3} = 0,613.$$

Критерії Рейнольдса в трубопроводах

$$Re_s = \frac{W_s \cdot d_s}{\nu} = \frac{0,88 \cdot 0,1}{40 \cdot 10^{-6}} = 2200,$$

$$Re_n = \frac{W_n \cdot d_n}{\nu} = \frac{1,376 \cdot 0,08}{40 \cdot 10^{-6}} = 2750.$$

Режими течії рідини в трубах ламінарні.

Коефіцієнти гідравлічного тертя в трубах

$$\lambda_b = \frac{68}{Re_b} = \frac{68}{2200} = 0,0309,$$

$$\lambda_n = \frac{68}{Re_n} = \frac{68}{2750} = 0,0247.$$

Втрати напору в трубопроводах, кПа

$$\Delta P_b = \left(\frac{\lambda_b l_b}{d_b} + \sum \xi_m \right) P_{дв} = \left(\frac{0,0309 \cdot 12}{0,1} + 27 \right) \cdot 0,345 = 10,59,$$

$$\Delta P_n = \left(\frac{\lambda_n l_n}{d_n} + \sum \xi_m \right) P_{дн} = \left(\frac{0,0247 \cdot 88}{0,08} + 35 \right) \cdot 0,613 = 38,11.$$

Статичний напір насоса, кПа

$$P_{ст} = \rho g(h_b + h_n) \cdot 10^{-3} = 890 \cdot 9,81 \cdot (6 + 50) \cdot 10^{-3} = 488,432.$$

Необхідний напір насоса, кПа

$$P_n = P_{ст} + \Delta P_b + \Delta P_n + (P_{дн} - P_{дв}) = \\ = 488,432 + 10,59 + 38,11 + (0,613 - 0,345) = 537,4.$$

Необхідна потужність електропривода, кВт

$$N = \frac{P_n \cdot V}{\eta_n \cdot \eta_{ем}} = \frac{537,4 \cdot 6,914 \cdot 10^{-3}}{0,78 \cdot 0,955} = 4,988.$$

Приклад 1.5. Одноциліндровий одноступінчастий компресор стискає навколишнє повітря з параметрами: $P = 755$ мм. рт. ст., $t = 17$ °С до п'ятикратного збільшення густини. Визначити необхідну потужність електропривода, якщо діаметр і хід поршня 0,25 і 0,3, відповідно; швидкість поршня 4 м/с; відносний об'єм шкідливого простору $\sigma = 0,05$; показник політропи $n = 1,2$; коефіцієнт, що враховує зниження тиску в процесі всмоктування, $\eta_p = 0,95$; ККД компресора 0,78; електромеханічний ККД $\eta_{ем} = 0,95$.

Розв'язування

Оскільки за умовою $\frac{P_2}{P_1} = \frac{v_1}{v_2} = 5$, то із рівняння політропи визначаємо міру підвищення тиску в компресорі

$$\frac{P_2}{P_1} = \lambda = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n = 5^{1,2} = 6,9.$$

Об'ємний ККД компресора

$$\eta_o = 1 - \sigma(\lambda^{\frac{1}{n}} - 1) = 1 - 0,05(6,9^{\frac{1}{1,2}} - 1) = 0,8.$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\eta_v = \eta_o \cdot \eta_p = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76.$$

Число обертів вала, об/с

$$n = \frac{W_{п}}{2S} = \frac{4}{2 \cdot 0,3} = 6,666.$$

Теоретична подача компресора, м³/с

$$V_T = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n}{4} = 0,785D^2 \cdot S \cdot n = 0,785 \cdot 0,25^2 \cdot 0,3 \cdot 6,666 = 0,0981.$$

Дійсна подача компресора, м³/с

$$V = V_T \cdot \eta_v = 0,0981 \cdot 0,76 = 0,07456.$$

Початковий тиск повітря, кПа

$$P = \left(\frac{P_{\text{ат}}}{750} \right) 100 = \left(\frac{755}{750} \right) 100 = 100,66.$$

Необхідна потужність привода компресора, кВт

$$N = \frac{n \cdot P_1 \cdot V (\lambda^{\frac{n-1}{n}} - 1)}{(n-1) \eta_{\text{п}} \eta_{\text{елм}}} = \frac{1,2 \cdot 100,66 \cdot 0,07456 (6,9^{\frac{1,2-1}{1}} - 1)}{(1,2-1) \cdot 0,78 \cdot 0,95} = 22,6.$$

Контрольні запитання

1. Поясніть, на які типи поділяються нагнітальні машини (нагнітачі).
2. Поясніть принцип дії лопаткових нагнітачів.
3. Поясніть принцип дії струминного нагнітача.
4. Поясніть суть основного енергетичного рівняння лопаткових нагнітачів.
5. Поясніть, що розуміють під напорами насосної установки.
6. Поясніть, як визначаються втрати напору в нагнітальній та всмоктувальній лініях насоса.
7. Поясніть, як змінюється робота робочого колеса нагнітача від подачі насоса за умови сталої кількості обертів.
8. Поясніть, що розуміють під подібними режимами роботи нагнітачів.
9. Поясніть, як залежать витрата, напір і потужність нагнітачів від числа обертів вала.
10. Поясніть, що розуміють під коефіцієнтом швидкохідності.
11. Поясніть, що розуміють під теоретичними характеристиками лопаткових нагнітачів і як вони залежать від конструкції робочого колеса.
12. Поясніть, як визначається робоча точка нагнітача, який працює на даній трубопроводі.
13. Поясніть особливості паралельної роботи нагнітачів на загальну мережу.
14. Поясніть особливості послідовної схеми роботи нагнітачів на загальну мережу.
15. Поясніть, що розуміють під кавітацією та допустимою висотою всмоктування лопаткових насосів.
16. Поясніть схеми пуску насосів.
17. Поясніть принцип дросельного регулювання нагнітача.
18. Поясніть принцип регулювання нагнітача зміною кількості обертів вала.
19. Поясніть принцип дії поршневих компресорів.
20. Поясніть принцип дії поршневих насосів.
21. Поясніть засоби вирівнювання нерівномірності подачі поршневих насосів.

2 ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ

2.1 Загальні відомості

Сучасними тепловими двигунами в теплоенергетиці є парові (*steam*) та газові (*gas*) турбіни (*turbine*). Турбіна являє собою ротаційний двигун лопатного типу. Струмина пари (газу) за допомогою напрямних соплових апаратів надходить на криволінійні лопатки, які закріплені на робочому колесі (диску) двигуна. Соплові (*nozzle*) апарати призначені для перетворення потенціальної енергії тиску та теплової енергії робочого тіла на кінетичну енергію потоку. Крім того, вони забезпечують необхідний кут входу потоку на робочі лопатки (*work plate*). Робоче тіло, безударно обтікаючи профілі лопаток, змінює вектор швидкості як за модулем, так і за напрямком. Внаслідок цього виникає колова сила, яка створює крутильний момент на валі і ротор турбіни обертається.

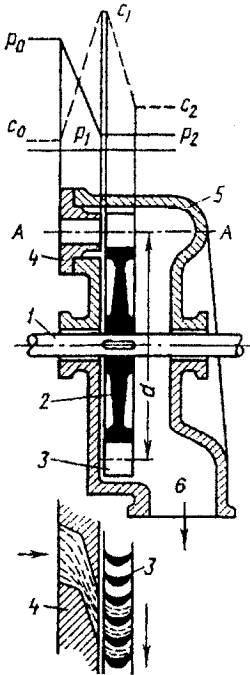


Рисунок 2.1 – Схема східця турбіни:
1 – вал; 2 – диск; 3 – лопатки; 4 – сопла;
5 – корпус; 6 – вихідний патрубок

від C_0 до значення C_1 поза соплами (рис. 2.1).

Турбіни, в яких перетворення енергії (потенціальної на кінетичну) здійснюється тільки в соплах, називаються активними (*active*). Тут тиск на робочих лопатках практично не змінюється. На робочих лопатках швид-

кістю потоку C в соплах і на робочих лопатках.

Східцем турбіни називають один ряд соплових апаратів, які закріплені в корпусі (статорі) і одне робоче колесо із закріпленими на ньому робочими лопатками. Шийки вала з робочим колесом лежать в опорних підшипниках, які на рис. 2.1 не показані. Потік робочого тіла надходить в сопла 4, де розширюється від початкового тиску P_0 , до кінцевого тиску P_2 . Зниження тиску супроводжується зменшенням ентальпії, внаслідок чого потенціальна енергія перетворюється на кінетичну (швидкісну) енергію струмини. При цьому абсолютна швидкість потоку зростає

кість струмینی зменшується (зменшується її кінетична енергія), яка перетворюється на механічну роботу обертання вала. Відпрацьоване в східці робоче тіло видаляється через випускний патрубок. Турбіни, в яких розширення пари (газу) здійснюється як в соплах, так і на робочих лопатках, називаються реактивними (*jet turbine*).

Не дивлячись на просту будову, односхідцеві турбіни не набули поширення внаслідок невеликої потужності (0,5 – 0,8 МВт) та економічності. Тому сучасні турбіни виконують багатосхідцевими, які являють собою ряд послідовно розташованих в одному корпусі східців. При цьому розрізняють східці тиску і східці швидкості. На рис. 2.2 зображена схема активної турбіни з трьома східцями тиску.

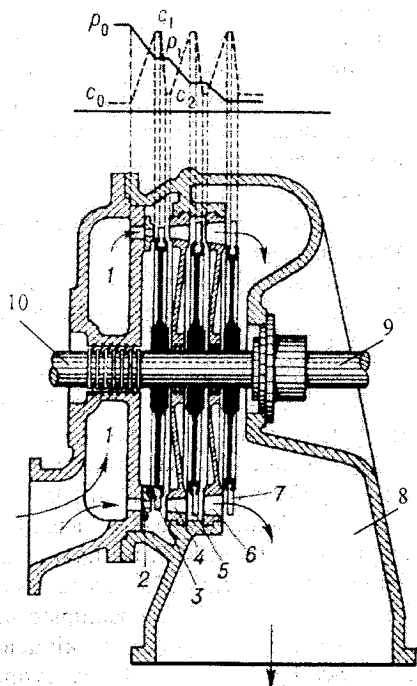


Рисунок 2.2 – Турбіна з трьома східцями тиску:
1 – камера робочого тіла; 2, 4, 6 – сопла; 3, 5, 7 – робочі лопатки; 8 – камера відпрацьованого робочого тіла; 9 – вал; 10 – осьові ущільнення

не розширюється, а лише спрямовується на наступне робоче колесо під певним кутом до робочих лопаток. Такі східці називаються східцями швидкості. На рис. 2.3 схематично показано активну турбіну з двома східцями (вінцями) швидкості на одному робочому колесі. На першому та

турбіні з трьома східцями тиску. Тут також наведені діаграми зміни тиску та швидкості потоку в проточній частині турбіни. В такій турбіні на валі закріплені три колеса з робочими лопатками. Сопла першого східця розташовані в корпусі, а сопла другого і третього східця – в діафрагмах, які відокремлюють один східець від іншого. Для зменшення витоків робочого тіла через зазори та діафрагми змонтовано діафрагмові та осьові ущільнення. В кожному із східців відбуваються такі самі перетворення енергії, як і в окремій односхідцевій турбіні.

Якщо швидкість потоку за робочими лопатками східця велика, то для використання кінетичної енергії установлюють не один, а два ряди робочих лопаток і між ними – додаткові напрямні апарати, в яких робоче тіло

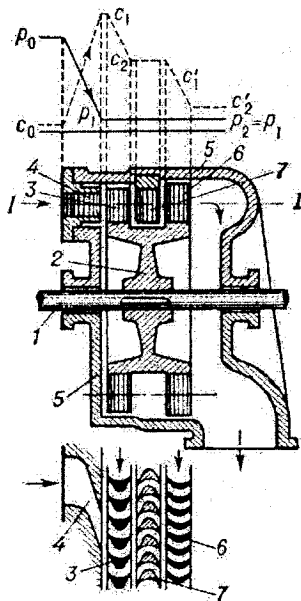


Рисунок 2.3 – Схема східця швидкості:
1 – вал; 2 – диск; 3 – перший ряд робочих лопаток; 4 – сопло; 5 – корпус; 6 – другий ряд робочих лопаток; 7 – напрямні апарати

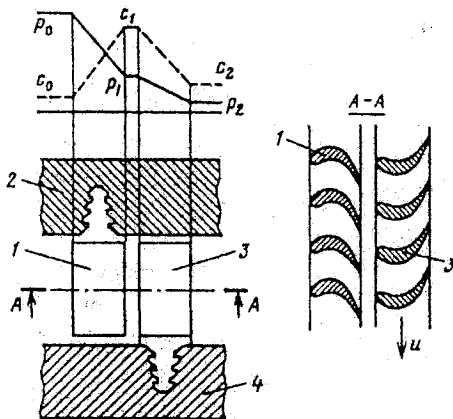


Рисунок 2.4 – Схема реактивного східця:
1 – напрямні апарати; 2 – корпус; 3 – робочі лопатки; 4 – ротор

другому рядках лопаток здійснюється перетворення кінетичної енергії робочого тіла на роботу обертання вала. При цьому його енергія зменшується на першому вінці від C_1 до C_2 , а на другому від C_1' до C_2' . Тиск зменшується від P_0 до P_2 лише в соплових апаратах. В напрямних (*directing*) апаратах тиск теоретично вважається незмінним як і на робочих лопатках. Таку конструкцію односхідцевої турбіни з двома вінцями швидкості запропонував в 1900 р. Кертіс. Цей східець отримав назву назву диска (*disk*) Кертіса. Основними перевагами турбін зі східцями швидкостей їх проста конструкція, невелика вартість, компактність, надійність в роботі, а недоліками – невеликий ККД, внаслідок збільшення втрат на тертя на робочих лопатках і в напрямних апаратах. Турбіни цього типу застосовуються переважно для приводів відцентрових насосів, судових генераторів та інших машин невеликої потужності.

Як уже зазначалося раніше, в реактивних турбінах перетворення потенціальної енергії в кінетичну здійснюється як в соплах, так і на робочих лопатках. Схема реактивного східця турбіни наведена на рис. 2.4. Робоче тіло надходить в канали між напрямними апаратами, які нерухомо закріплені в корпусі, та розширюється, але меншою мірою, ніж в соплах активного

східця. Далі розширення робочого тіла здійснюється в каналах, що утворені робочими лопатками, які закріплені на роторі турбіни.

При цьому тиск від значення P_0 зменшується до значення P_2 в усіх міжлопаткових каналах, як рухомих, так і нерухомих. В нерухомих каналах швидкість потоку робочого тіла зростає від значення C_0 до значення C_1 , а в рухомих зменшується від значення C_1 до значення C_2 . В разі багатосхідцевої реактивної турбіни ці процеси повторюються. Схема багатосхідцевої реактивної турбіни показана на рис. 2.5.

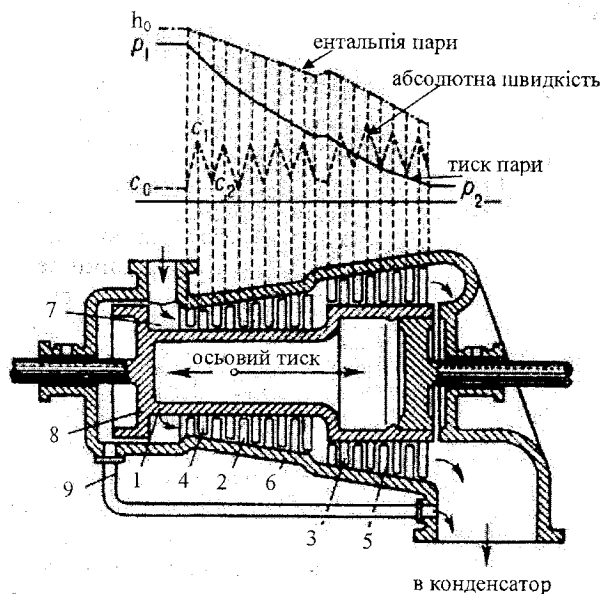


Рисунок 2.5 — Схема багатосхідцевої реактивної турбіни:
1 — барабан ротора; 2 і 3 — робочі лопатки; 4 і 5 — напрямні лопатки; 6 — корпус; 7 — кільцева камера свіжої пари; 8 — розвантажувальний поршень; 9 — з'єднувальний паропровід

турбіни оснащуються особливим пристроєм, який розвантажує вал від дії осьового зусилля, цей пристрій називається розвантажувальним (*unloading*) поршнем 8. Кільцева камера 7 з'єднується за допомогою паропроводу 9 з вихлопним патрубком турбіни, в якому тиск робочого тіла нижчий, ніж в камері справа. Різниця тисків $P_1 - P_x$ діє зліва на всю площину розвантажувального поршня і створює силу R , яка спрямована проти руху робочого тіла і зрівноважує діюче осьове зусилля. Турбіни, які складаються тільки з реактивних східців, не будуються. Перед реактивним східцем установлюють кілька активних східців.

Внаслідок того, що розширення відбувається в напрямних і робочих лопатках, завжди існує різниця (перепад) тисків з обох боків робочої лопатки. Цей перепад тисків створює зусилля в напрямку руху потоку (осьове зусилля), яке намагається зсунути ротор турбіни. Для зменшення цього зусилля ротор реактивних турбін виготовляється у вигляді барабана, в якому закріплюються робочі лопатки. Реактивні тур-

2.2 Перетворення енергії на робочих лопатках

На лопатках активного східця. В активних східцях робоче тіло розширюється тільки в соплах, де потенціальна енергія тиску і тепла енергія перетворюється на кінетичну енергію. Зі зменшенням тиску в процесі розширення зменшується і ентальпія потоку. На робочих лопатках лише здійснюється перетворення кінетичної енергії потоку на механічну роботу. Розглянемо рух робочого тіла в проточній (*flowing*) частині східця (рис. 2.6).

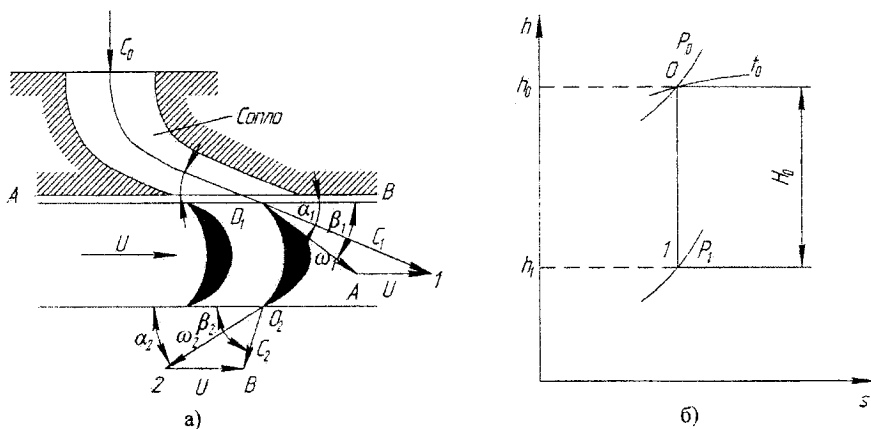


Рисунок 2.6 – Трикутники швидкостей в активному східці (а) і теоретичний процес розширення в соплах (б)

На $h-s$ діаграмі точка 0 відповідає стану робочого тіла на вході в сопла, який характеризується початковими параметрами P_0 , t_0 , h_0 і C_0 . Теоретичний процес розширення в соплах, як відомо з технічної термодинаміки, здійснюється ізоентропно, тобто за умови $S_0 = S_1$ від тиску P_0 до тиску P_1 . При цьому ентальпія робочого тіла зменшується на величину $H_0 = h_0 - h_1$, яка називається теоретичним теплоперепадом. Абсолютна швидкість потоку на виході з сопла визначається за відомою формулою, м/с

$$C_1 = 44,72 \cdot \varphi \cdot \sqrt{H_0 + \frac{C_0^2}{2000}}, \quad (2.1)$$

де H_0 вимірюється в кДж/кг; φ – швидкісний коефіцієнт, який враховує зменшення швидкості внаслідок тертя.

Початковою швидкістю C_0 , як правило, нехтують. Струмина, яка витікає із сопла спрямовується на лопатки під певним кутом α_1 . Робочий диск з лопатками має обертатись на валі з коловою швидкістю U , яка дорівнює:

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}, \quad (2.2)$$

де D – діаметр колеса до середини робочих лопаток;
 n – кількість обертів за хвилину.

Вектор швидкості \bar{U} направлений по дотичній до обода робочого колеса в будь-якій його точці. Внаслідок обертання робочого колеса струмина робочого тіла має складний рух. Вона обтікає профіль лопатки з швидкістю W і разом з лопаткою рухається з постійною швидкістю U в зазорах між лопатками по колу. Величина і напрямок відносної швидкості легко визначається з побудови трикутника швидкостей. На вході робочого тіла в міжлопаткові канали із точки 0_1 відкладається вектор швидкості $C_1(0_1 - 1)$, а із точки 1 – вектор швидкості $U_1(A - 1)$. Вектор відносної швидкості \bar{W}_1 визначається із трикутника $0_1 - 1 - A$. Ця величина також може бути визначена за формулою для косокутних трикутників:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cdot \cos \alpha_1}. \quad (2.3)$$

Кут нахилу швидкості W_1 до напрямку колової швидкості визначається за співвідношенням:

$$\sin \beta_1 = (C_1 / W_1) \cdot \sin \alpha_1. \quad (2.4)$$

Значення кута α_1 вибирається в межах $14 - 16^\circ$. За умови безударної роботи східця швидкість W_1 повинна бути направлена під кутом β_1 до профілю робочої лопатки в будь-якій точці профілю. Тому кут β_1 є твірним для профілю лопаток.

Оскільки в активному східці розширення робочого тіла на лопатках не виникає, то теоретична швидкість W_2 наближено дорівнює W_1 . Струмина робочого тіла внаслідок кривизни лопаток змінює напрямок і виходить із лопаток зі швидкістю $W_2 = \psi \cdot W_1$ під кутом β_2 . Коефіцієнт ψ враховує зменшення дійсної швидкості W_2 внаслідок тертя і зміни напрямку руху. Кут β_2 називають вихідним кутом і він, як правило, менший β_1 на $2 - 5^\circ$.

Вихідний трикутник швидкостей будується в такій послідовності. Від точки 0_2 відкладають вектор швидкості $W_2(0_2 - 2)$, а із точки 2 – вектор швидкості $U(2 - B)$. Із трикутника $0_2 - 2 - B$ визначають вектор абсолютної швидкості потоку C_2 , величину якої можна обчислити за формулою:

$$N_2 = \sqrt{U^2 + W_2^2 - 2U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}, \quad (2.5)$$

де $\cos \alpha_2 = (W_2 \cdot \cos \beta_2 - U) / C_2$.

Із трикутників швидкостей на рисунку 2.6 видно, що вектор абсолютної швидкості змінюється як за величиною, так і за напрямком, зумовлюючи зміну кількості руху потоку.

Із механіки відомо, що зміна кількості руху свідчить про наявність певної сили, внаслідок якої виникає ця зміна кількості руху. Для визначення зусилля, яке діє на робочу лопатку, скористаємося теоремою зміни кількості руху елементарної маси δ_m , що входить в міжлопатковий канал зі швидкістю C_1 під кутом α_1 і виходить з нього зі швидкістю C_2 під кутом α_2 . Оскільки зміна кількості руху маси δ_m дорівнює імпульсу сили F' , прикладеної до цієї маси, то в проекції на колдовий напрямок одержимо:

$$F'_u \delta t = \delta_m [C_2 \cos(180 - \alpha_2) - C_1 \cos \alpha_1]. \quad (2.6)$$

Оскільки $\delta_m / \delta t = G$ – масова втрата, то сила, яка діє на лопатку в колдовому напрямку, буде

$$F'_u = G(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2). \quad (2.7)$$

Шлях, який проходять лопатки за $1c$, дорівнює $U_{M/c} \cdot 1c = U_M$. Якщо силу F'_u помножити на шлях, то визначимо потужність повного потоку на робочих лопатках

$$N_n = F'_u \cdot U. \quad (2.8)$$

Питома потужність 1 кг газу буде дорівнювати:

$$N_u = U(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2). \quad (2.8, a)$$

Із трикутників швидкостей можна визначити:

$$U \cdot C_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2}(C_1^2 - W_1^2 + U^2),$$

$$U \cdot C_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2}(W_2^2 - C_2^2 - U^2).$$

Після підстановки цих значень можна отримати питому роботу на лопатках східця, кДж/кг

$$I_n = \frac{N_n}{G} = \frac{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{2000}. \quad (2.9)$$

Із останнього виразу видно, що робота східця тим більша, чим менші значення C_2 і W_1 . Для активного східця W_2 приблизно дорівнює W_1 і I_n тим більша, чим менше C_2 . Але $C_2 = C_{2\min}$ за умови, що $\alpha_2 = 90^\circ$. Теорія показує, що ця умова виконується при певному співвідношенні швидкостей

$$x_1 = \frac{U}{C_1} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2}. \quad (2.10)$$

На лопатках реактивного східця. Тут розширення робочого тіла здійснюється як на робочих лопатках, так і в соплах (див. рис. 2.4). В цю-

му разі профіль міжлопаткових каналів має бути ідентичним до профілю соплових апаратів. Робочий процес в сідці такої турбіни показаний на рис. 2.7. Теоретичний тепलोперепад $H_0 = h_0 - h_2$ «спрацьовується» як в соплах $H_{0c} = h_0 - h_1$, так і на робочих лопатках $H_{0л} = h_1 - h_2$. Відношення тепलोперепаду, який «спрацьовується» на робочих лопатках до тепलोперепаду всього сідця, називається мірою реактивності, тобто:

$$\rho = \frac{H_{0л}}{H_0}; H_{0л} = \rho \cdot H_0. \quad (2.11)$$

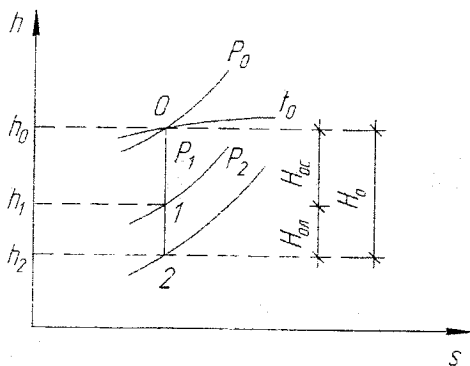


Рисунок 2.7 – Теоретичний процес в реактивному сідці

Збільшення габаритів соплових апаратів та робочих коліс (дисків). Збільшення ρ дозволяє зменшити габарити останніх сідців та поліпшити умови обтікання робочих лопаток.

Потік із соплових апаратів виходить зі швидкістю C_1 , яка дорівнює:

$$C_1 = 44,72 \cdot \varphi \sqrt{H_{0c}} = 44,72 \sqrt{(1-\rho)H_0}. \quad (2.12)$$

Вхідний трикутник швидкостей в реактивному сідці будується за тим же принципом, що і в активному сідці (рис. 2.8). В каналах, що утворені робочими лопатками, здійснюється подальше розширення робочого тіла з відповідним зменшенням тиску до значення P_2 і збільшенням відносної швидкості від значення W_1 до значення W_2 . Величина W_2 визначається за формулою, м/с

$$W_2 = 44,72 \psi \sqrt{H_{0л} + \frac{W_1^2}{2000}}, \quad (2.13)$$

де ψ – швидкісний коефіцієнт, який враховує зменшення відносної швидкості внаслідок тертя на лопатках.

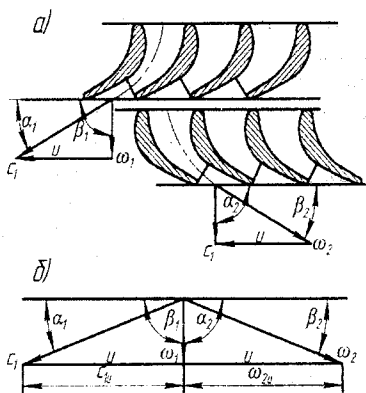


Рисунок 2.8 – Схема потоку в проточній частині (а); трикутники швидкостей (б)

Вихідний трикутник будують, відклавши швидкість W_2 і U . Швидкість C_2 і кут α_2 визначають за результатами побудови вихідного трикутника. Для так званих “чисто” реактивних турбін з $\rho = 0,5$; $\alpha_1 = \beta_2$; $\alpha_2 = \beta_1$; $W_2 = C_1$ (див. рис. 2.8). Для східців з мірою реактивності $\rho < 0,5$ швидкість C_2 визначається за (2.5). Робота реактивного східця визначається за формулою (2.9).

Оптимальне значення x_1 дорівнює:

$$\text{для } \rho = 0,5 - x_1 = \frac{U}{C_1} \approx 1 \approx \cos \alpha_1 \varphi, \text{ а}$$

$$\text{для } \rho < 0,5 - x_1 = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

2.3 Втрати в східці та ККД східця турбіни

Загальні втрати поділяються на 2 групи:

- 1) внутрішні втрати, які впливають на зміну стану робочого тіла в процесі його розширення та здійснення роботи в східці;
- 2) зовнішні втрати, до яких відносять механічні втрати в підшипниках і втрати від витоків робочого тіла через ущільнення вала.

2.3.1 Внутрішні втрати

Втрати в клапанах. Робоче тіло, яке надходить в турбіну, має пройти через запірні та регулювальні клапани (*regulation valves*), які є складовими частинами турбіни: стопорний та регулювальний клапани. Протікання робочого тіла через ці клапани характеризується втратами тиску, тобто пов'язано з дроселюванням. Незважаючи на те, ентальпія пари залишається сталою, теоретичний теплоперепад зменшується, тобто з'являються втрати теплоти від дроселювання: $\Delta H_k = H_{2k} - H_{2r}$ (рис. 2.9). Величина втрат тиску може складати $\Delta P = (0,03 - 0,05)P_0$.

Втрати в соплах. Втрати кінетичної енергії в соплах виникають як за рахунок входу робочого тіла в сопла, так і за рахунок тертя його об стінки каналів і внутрішнього тертя та вихорового руху за соплами. Втрати зменшують швидкість потоку, а отже і його кінетичну енергію. Втрата кінетичної енергії в соплах дорівнює, кДж/кг

$$\Delta H_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{2000} = \frac{(1 - \varphi^2)C_{1t}^2}{2000}. \quad (2.14)$$

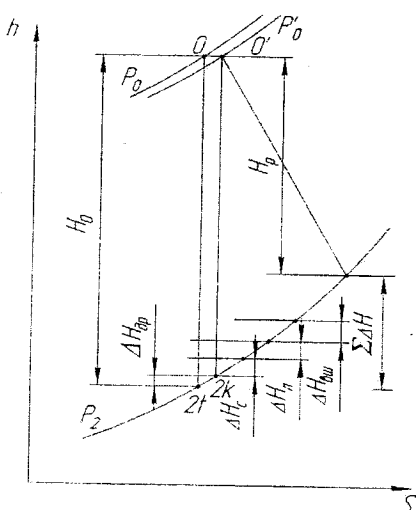


Рисунок 2.9 – Робочий процес в турбіні

Втрати з вихідною швидкістю. На виході з робочих лопаток робоче тіло має абсолютну швидкість C_2 і кінетичну енергію $C_2^2/2000$. В односхідцевих турбінах ця енергія втрачається повністю. В багатосхідцевих турбінах вона частково використовується в наступних східцях, але на виході з останнього східця ця кінетична енергія втрачається, тобто

$$\Delta H_{\text{вт}} = \frac{C_2^2}{2000}. \quad (2.16)$$

Якщо знехтувати початковою енергією робочого тіла на вході в турбіну $C_0^2/2000$, яка не перебільшує 1,3 кДж/кг, то повна енергія потоку на вході складає h_0 , а теоретична робота в турбіні – H_0 . З урахуванням визначених втрат дійсна робота на лопатках східця складатиме

$$H_{\text{сх}} = H_0 - (\Delta H_k + \Delta H_c + \Delta H_l + \Delta H_{\text{вт}}) = 1 - (\xi_k + \xi_c + \xi_l + \xi_{\text{вт}}), \quad (2.17)$$

де $\xi_k = \frac{\Delta H_k}{H_0}$; $\xi_c = \frac{\Delta H_c}{H_0}$; $\xi_l = \frac{\Delta H_l}{H_0}$; $\xi_{\text{вт}} = \frac{\Delta H_{\text{вт}}}{H_0}$ – частки внутрішніх втрат енергії в східці.

Ефективність роботи східця оцінюється відносним ККД на лопатках

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{H_{\text{сх}}}{H_0}. \quad (2.18)$$

Найбільше на значення $\eta_{\text{ол}}$ впливає відношення $x_1 = U/C_1$. Існування оптимальних значень x_1 для активних і реактивних турбін має важливі наслідки. Діаметр східця D обмежений умовами міцності робочого колеса,

Величина ϕ залежить від висоти сопла і зменшується зі зменшенням його висоти. Вона може змінюватися в межах 0,93 – 0,96 залежно від довжини і чистоти обробки.

Втрати на робочих лопатках. Сумарні втрати енергії на лопатках враховується швидкісним коефіцієнтом ψ і визначаються подібно втратам в соплах

$$\Delta H_l = \frac{W_{21}^2 - W_2^2}{2000} = \frac{(1 - \psi^2) W_{21}^2}{2000}. \quad (2.15)$$

Для реактивних східців ψ вищий, ніж для активних. Залежно від довжини лопаток і міри реактивності ψ змінюється від 0,84 до 0,92.

яке обертається зі сталою кількістю обертів n (зі сталою коловою швидкістю U). Отже, є певне допустиме значення колової швидкості, а також тепловперепаду, який може бути “спрацьований” в одному східці. Для активних східців цей тепловперепад складає 40 кДж/кг, а для реактивних до 80 кДж/кг. В разі відхилення x_1 від оптимальних значень різко зростає втрата з вихідною швидкістю, що призводить до зменшення $\eta_{ол}$.

Однак загальна економічність східця визначається не тільки оптимальними значеннями $\eta_{ол}$, але й додатковими внутрішніми втратами енергії, які не пов’язані з течією робочого тіла в проточній частині турбіни. Розглянемо ці втрати.

Втрати на тертя дисків, вентиляцію та вибивання. Між робочим колесом (диском), яке обертається, і робочим тілом виникає тертя. Крім того, диск захоплює частинки робочого тіла і надає їм прискорення. На подолання тертя та надання прискорення витрачається певна енергія, яка зменшує роботу робочого колеса. В разі підведення робочого тіла не по всьому колу (парціальному) тільки частина лопаткових каналів заповнена робочим тілом. Всі інші лопаткові канали заповнені неробочим тілом. При підході цих каналів до соплівих апаратів робоче тіло витрачає частину енергії на виштовхування неробочого тіла. Втрати на виштовхування називають втратами на вибивання. Перелічені втрати залежать від габаритів колеса і робочих лопаток, густини робочого тіла, міри парціальності та колової швидкості. Вони визначаються за емпіричними формулами, які наведені в літературі [2-3].

Втрати через внутрішні зазори. На рис. 2.10 наведено схему східця активної турбіни. З двох боків діафрагми (*diaphragm*), яка закріплена в корпусі, виникає різниця тисків внаслідок розширення робочого тіла в соплах.

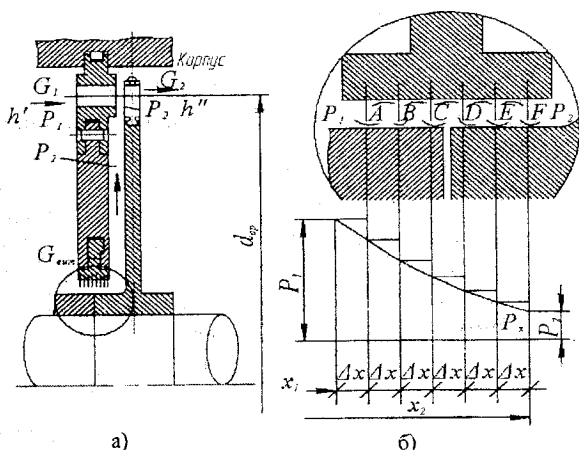


Рисунок 2.10 – Схема східця активної турбіни (а) і лабиринтових ущільнень (б)

Оскільки робочі диски обертаються разом із валом, а діафрагми закріплені в корпусі нерухомо, то між ступицею диска та діафрагмою є зазор (*aperture*). За наявності різниці тисків з обох боків діафрагми через зазор протікає деяка витрата робочого тіла $G_{\text{вит}}$, обминаючи сопловий апарат. Витоки через зазори діафрагми являють собою втрати енергії через зазори

$$\Delta H_{\text{вит}} = \frac{G_{\text{вит}}}{G(h' - h'')}, \quad (2.19)$$

де G – загальна витрата робочого тіла;

h' – ентальпія перед діафрагмою;

h'' – ентальпія за діафрагмою.

В реактивних східцях напрямні лопатки закріплені в корпусі, а робочі – в стінках барабана (див. рис. 2.5). Як між напрямними лопатками та барабаном ротора, так і між робочими лопатками і корпусом утворюються радіальні кільцеві зазори. По обидва боки напрямних і робочих лопаток є різниця тисків, внаслідок чого виникають витоки в зазори, не виконуючі корисної роботи. Величина втрат енергії з витоками залежить від величини зазора, висоти напрямних лопаток, кута входу α_1 . Втрати $\Delta H_{\text{вит}}$, так само як і інші втрати, відкладаються на h - s діаграми.

Втрата від вологості пари для парової турбіни. В турбінах конденсаційного типу кілька останніх східців працює в області вологості пари, в результаті чого утворюються крапельки води. Ці крапельки під дією відцентрової сили відкидаються до периферії. Одночасно вони отримують прискорення від пари основного потоку, який рухається зі швидкістю C_1 . Краплі води рухаються під кутом до спинок робочих лопаток, внаслідок чого останні витримують удари капель води. Втрачається певна енергія на подолання гальмуючої дії, яку спричиняють краплини води. Ці втрати можна визначити за формулою

$$\Delta H_{\text{вл}} = (1 - \bar{x}) \cdot H_1, \quad (2.20)$$

де $\bar{x} = 0,5(x_1 + x_2)$; x_1 і x_2 – міра сухості пари перед соплами і за робочими лопатками; H_1 – використаний теплоперепад на східці з урахуванням всіх попередніх втрат. Ці втрати також відкладаються на h - s діаграми.

Втрата у випускному патрубку. Відпрацьоване робоче тіло відводиться через випускний патрубок з певною швидкістю. Для створення цієї швидкості використовується перепад тиску. Кінетична енергія, з якою робоче тіло залишає турбіну, зумовлюючи втрати у випускному патрубку, дорівнює $\Delta H_{\text{вп}}$. Ці втрати також відкладаються на h - s діаграми.

Сума всіх внутрішніх втрат в турбіні складає

$$\sum \Delta H = \Delta H_{\kappa} + \Delta H_c + \Delta H_{\text{л}} + \Delta H_{\text{вщ}} + \Delta H_{\text{тв}} + \Delta H_{\text{вкт}} + \Delta H_{\text{вл}} + \Delta H_{\text{вп}}. \quad (2.21)$$

Тоді дійсний (робочий) теплоперепад в турбіні дорівнюватиме (див. рис. 2.9)

$$H_p + H_0 - \Sigma \Delta H = (1 - \Sigma \xi) H_0, \quad (2.21, a)$$

$$\text{де } \Sigma \xi = \Sigma H_i / H_0.$$

Ефективність роботи східця або турбіни оцінюються внутрішнім відносним ККД

$$\eta_{oi} = H_p / H_0. \quad (2.22)$$

Наявність втрат на тертя та вентиляцію, витоки через зазори зміщує оптимальні співвідношення у бік менших значень. Нижче наводяться дані, якими можна користуватись:

1) $U/C_1 = 0,34 - 0,4$ – для одновінцевої односхідцевої турбіни або односхідцевого регульовального східця багатосхідцевої турбіни;

2) $U/C_1 = 0,2 - 0,24$ – для односхідцевої турбіни з двома вінцями робочих лопаток на диску або двовінцевого регульовального східця багатосхідцевої турбіни;

3) $U/C_1 = 0,43 - 0,54$ – для проміжного східця турбіни з $\rho = (0,1 - 0,2) H_0$;

4) $U/C_1 = 0,8 - 1$ – проміжного східця з $\rho = 0,5$.

2.3.2 Зовнішні втрати

Механічні втрати. Ці втрати зумовлені витратою частки енергії на подолання опору в опорних і упорних підшипниках, на приводи системи регулювання і головного масляного насоса. Механічні втрати в турбоагрегаті враховуються механічним ККД η_m , який визначається дослідним шляхом. Він може змінюватись від 0,93 до 0,98. Графічні зміни η_m наведені в [3 – 5].

Втрати від витоків через кінцеві ущільнення. Кінці вала турбіни оснащені лабіринтовими ущільненнями. В частині турбіни, де тиск більший атмосферного, частка робочого тіла витікає назовні через лабіринтові ущільнення. В конденсаційній паровій турбіні з боку відпрацьованої пари підводиться пара з тиском, більшим атмосферного, для запобігання підсмоктувань повітря в конденсатор. В газових турбінах, де тиск на вході та на виході більший атмосферного, з боку високого та низького тиску підводиться повітря з більш високим тиском з метою запобігання витоку продуктів згорання палива через ущільнення в приміщенні машинного зала.

З урахуванням механічних втрат визначають ефективний (на валі) ККД східця або турбіни

$$\eta_{ef} = \eta_{oi} \cdot \eta_m. \quad (2.23)$$

Якщо турбіна обертає електрогенератор, то треба враховувати ККД електрогенератора η_{er} . В цьому разі визначають відносний електричний ККД турбогенератора

$$\eta_{oe} = \eta_{ef} \cdot \eta_{er} = \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{er} = \eta_{oi} \cdot \eta_{em}, \quad (2.24)$$

де $\eta_{em} = \eta_m \cdot \eta_{er}$ – електромеханічний ККД.

Абсолютний електричний ККД паротурбінної установки визначають за формулою

$$\eta_{ac} = \eta_{oc} \cdot \eta_t = \eta_{oi} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_t, \quad (2.25)$$

де η_t – термічний ККД паротурбінної установки, який визначається за [7].

2.4 Приклади розрахунків східців турбін

Приклад 2.1. Визначити відносний електричний ККД односхідцевої активної турбіни, якщо відомо: тиск пари $P_0 = 1,2$ МПа, температура пари $t_0 = 290$ °С; швидкісні коефіцієнти $\varphi = 0,94$; $\psi = 0,9$; кути: $\alpha_1 = 15^\circ$; $\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ$; втрати на тертя і вентиляцію 8 % від втрат з вихідною швидкістю; витрати на витоки через зазори 6 % від втрат з вихідною швидкістю; втрати у випускному патрубку 2 % від втрат з вихідною швидкістю; електромеханічний ККД 0,96; тиск за соплами 0,9 МПа; втратами в клапанах знехтувати; кількість обертів 3000 об/хв.

Розв'язування

Теоретичний теплоперепад в соплах, кДж/кг

$$H_0 = h_0 - h_t = 3020 - 2950 = 70.$$

Теоретична швидкість витікання пари, м/с

$$C_{1t} = 44,72 \cdot \sqrt{H_0} = 44,72 \cdot \sqrt{70} = 374.$$

Дійсна швидкість витікання із сопел, м/с

$$C_1 = C_{1t} \cdot \varphi = 374 \cdot 0,94 = 351,56.$$

Оптимальне відношення швидкостей

$$x_1 = U / C_1 = \varphi \cdot \cos \alpha_1 / 2 = 0,94 \cdot \cos 15^\circ / 2 = 0,435.$$

Колова швидкість обертання, м/с

$$U = x_1 \cdot C_{1t} = 0,435 \cdot 374 = 162,69.$$

Діаметр східця на середині висоти лопаток, м

$$D = U \cdot 60 / (\pi \cdot n) = 162,69 \cdot 60 / (3,14 \cdot 3000) = 1,06.$$

Відносна швидкість пари на вході в робоче колесо, м/с

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{351,56^2 + 162,69^2 - 2 \cdot 351,56 \cdot 162,69 \cdot \cos 15^\circ} = 198,92.$$

Значення кута $\beta_1, ^\circ$

$$\sin \beta_1 = (C_1 / W_1) \sin \alpha_1 = (351,56 / 198,92) \cdot \sin 15^\circ = 0,4574,$$

звідки $\beta = 27 ^\circ$.

Значення кута $\beta_2, ^\circ$

$$\beta_2 = \beta_1 - 4 = 27 - 4 = 23.$$

Відносна швидкість пари на виході з робочого колеса, м/с

$$W_2 = W_1 \cdot \psi = 198,92 \cdot 0,9 = 179.$$

Абсолютна швидкість пари на виході зі східця, м/с

$$C_2 = \sqrt{U^2 + W_2^2 - 2UW_2 \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{162,69^2 + 179^2 - 2 \cdot 169,69 \cdot 179 \cdot \cos 23^\circ} = 70.$$

Значення кута $\alpha_2, ^\circ$

$$\cos \alpha_2 = (W_2 \cos \beta_2 - U) / C_2 = (179 \cdot \cos 23^\circ - 162,69) / 70 = 0,0297.$$

Звідки $\alpha_2 = 88,8 ^\circ$.

Втрати енергії в соплах, кДж/кг

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) \cdot H_0 = (1 - 0,94^2) \cdot 70 = 8,15.$$

Втрати енергії на робочих лопатках, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{л}} = (1 - \psi^2) \cdot W_1^2 / 2000 = (1 - 0,9^2) \cdot 198,92^2 / 2000 = 3,76.$$

Втрати енергії з вихідною швидкістю, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{вх}} = C_2^2 / 2000 = 70^2 / 2000 = 2,45.$$

Втрати енергії на тертя, вентиляцію і вибивання пари, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{тв}} = 0,08 \cdot \Delta H_{\text{вх}} = 0,08 \cdot 2,45 = 0,196.$$

Втрати тертя на витоки через зазори, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{виг}} = 0,06 \cdot \Delta H_{\text{вх}} = 0,06 \cdot 2,45 = 0,147.$$

Втрати енергії у випускному патрубку, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{вп}} = 0,02 \cdot \Delta H_{\text{вх}} = 0,02 \cdot 2,45 = 0,049.$$

Внутрішні втрати в східці, кДж/кг

$$\Sigma \Delta H_{\text{вн}} = \Delta H_c + \Delta H_{\text{л}} + \Delta H_{\text{вх}} + \Delta H_{\text{тв}} + \Delta H_{\text{виг}} + \Delta H_{\text{вп}} = \\ = 8,15 + 3,76 + 2,45 + 0,196 + 0,147 + 0,049 = 14,801.$$

Відносний внутрішній ККД східця

$$\eta_{oi} = 1 - \Sigma \Delta H_{вн} / H_0 = 1 - 14,801 / 70 = 0,7885.$$

Робочий теплоперепад, або дійсна робота в східці, кДж/кг

$$\Delta H_p = H_0 \cdot \eta_{oi} = 70 \cdot 0,7885 = 55,2.$$

Ентальпія пари за східцем, кДж/кг

$$h_2 = h_0 - H_p = 3020 - 55,2 = 2964,8.$$

Відносний електричний ККД східця

$$\eta_{oc} = \eta_{oi} \cdot \eta_{ем} = 0,7885 \cdot 0,96 = 0,7569.$$

Приклад 2.2. За умови прикладу 1 визначити відносний електричний ККД східця з мірою реактивності 0,2.

Розв'язування

Теоретичні теплоперепади, кДж/кг

- в соплах

$$H_{oc} = (1 - \rho) \cdot H_0 = (1 - 0,2) \cdot 70 = 56;$$

- на робочих лопатках

$$H_{ол} = \rho \cdot H_0 = 0,2 \cdot 70 = 14.$$

Теоретична швидкість витікання із сопел, м/с

$$C_{it} = 44,72 \cdot \sqrt{H_{oc}} = 44,72 \sqrt{56} = 334,65.$$

Дійсна швидкість витікання із сопел, м/с

$$C_1 = C_{it} \cdot \phi = 334,65 \cdot 0,94 = 314,57.$$

Оптимальне відношення x_1

$$x_1 = \phi \cdot \cos \alpha_1 / (2\sqrt{1 - \rho}) = 0,94 \cdot \cos 15^\circ / (2\sqrt{1 - 0,2}) = 0,507.$$

Колова швидкість робочого колеса, м/с

$$U = x_1 \cdot C_{it} = 0,507 \cdot 334,65 = 169,85.$$

Середній діаметр східця, м

$$D = U \cdot 60 / (\pi \cdot n) = 169,85 \cdot 60 / (3,14 \cdot 3000) = 1,08.$$

Відносна швидкість пари на вході в робочі лопатки, м/с

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{314,57^2 + 169,85^2 - 2 \cdot 314,57 \cdot 169,85 \cdot \cos 15^\circ} = 155,75.$$

Кут нахилу відносної швидкості, °

$$\sin \beta_1 = (C_1 / W_1) \sin \alpha_1 = (314,57 / 155,75) \cdot \sin 15^\circ = 0,522,$$

звідки $\beta_1 = 32^\circ$.

Значення кута β_2 , °

$$\beta_2 = \beta_1 - 4 = 32 - 4 = 28.$$

Відносна швидкість пари на виході з лопатки, м/с

$$W_2 = 44,72 \sqrt{H_{\text{он}} + W_1^2 / 2000} = 44,72 \cdot 0,9 \sqrt{14 + 155,75^2 / 2000} = 205,73.$$

Абсолютна швидкість пари на виході зі східця, м/с

$$C_2 = \sqrt{U^2 + W_2^2 - 2UW_2 \cdot \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{169,85^2 + 205,73^2 - 2 \cdot 169,85 \cdot 205,73 \cdot \cos 28^\circ} = 97,3.$$

Внутрішні втрати енергії, кДж/кг:

- в соплах

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) \cdot H_{\text{oc}} = (1 - 0,94^2) \cdot 56 = 6,5;$$

- на робочих лопатках

$$\Delta H_{\text{л}} = (1 - \psi^2) \cdot \Delta H_{\text{л}} = (1 - 0,9^2) \cdot 14 = 2,66;$$

- з вихідною швидкістю

$$\Delta H_{\text{вш}} = C_2^2 / 2000 = 97,3^2 / 2000 = 4,73;$$

- на тертя, вентиляцію і вибивання пари

$$\Delta H_{\text{тв}} = 0,08 \cdot \Delta H_{\text{вш}} = 0,08 \cdot 4,73 = 0,378;$$

- на тертя і витоки через зазори

$$\Delta H_{\text{виг}} = 0,06 \cdot \Delta H_{\text{вш}} = 0,06 \cdot 4,73 = 0,283;$$

- у випускному патрубку

$$\Delta H_{\text{пн}} = 0,02 \cdot \Delta H_{\text{вш}} = 0,02 \cdot 4,73 = 0,0946.$$

Сумарні внутрішні втрати в східці, кДж/кг

$$\begin{aligned}\Sigma\Delta H &= \Delta H_c + \Delta H_n + \Delta H_{\text{шт}} + \Delta H_{\text{тв}} + \Delta H_{\text{втг}} + \Delta H_{\text{втн}} = \\ &= 6,5 + 2,66 + 4,73 + 0,378 + 0,283 + 0,0946 = 14,645.\end{aligned}$$

Відносний внутрішній ККД східця

$$\eta_{\text{oi}} = 1 - \Sigma\Delta H / H_0 = 1 - 14,645 / 70 = 0,7907.$$

Корисна робота в східці, кДж/кг

$$l = H_0 \cdot \eta_{\text{oi}} = 70 \cdot 0,7907 = 55,354.$$

Відносний електричний ККД східця

$$\eta_{\text{oe}} = \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{ем}} = 0,7907 \cdot 0,96 = 0,759.$$

Приклад 2.3. В реактивному східці газової турбіни ($\rho = 0,35$) газ з початковим тиском 0,5 МПа і температурою 800 °С розширюється до тиску 0,35 МПа. Визначити відносний внутрішній ККД східця, якщо швидкісні коефіцієнти $\varphi = 0,95$; $\psi = 0,9$; $\alpha_1 = 16^\circ$; $\beta_2 = 24^\circ$; $D = 0,7$ м; $n = 6000$ об/с; витрата газу 20 кг/с, витіки газу 0,2 кг/с, витрати на тертя і вентиляцію 0,4 кДж/кг, показний адиабати $k = 1,4$, а газова стала $R = 0,287$ кДж/(кг·К).

Розв'язування

Теоретична робота в східці турбіни (теоретичний теплоперепад), кДж/кг [7]

$$\begin{aligned}l_0 = H_0 &= \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(P_2 / P_1 \right)^{(k-1)/k} \right] = \\ &= \frac{1,4}{1,4-1} 0,287 \cdot 1073 \left[1 - (0,35/0,5)^{(1,4-1)/1,4} \right] = 104,42.\end{aligned}$$

Теоретична швидкість витікання із соплових апаратів, м/с

$$C_{1t} = 44,72 \sqrt{(1-\rho)H_0} = 44,72 \sqrt{(1-0,35) \cdot 104,42} = 368,426.$$

Дійсна швидкість витікання, м/с

$$C_1 = C_{1t} \cdot \varphi = 368,426 \cdot 0,95 = 350.$$

Втрати енергії в соплах, кДж/кг

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) \cdot C_{1t}^2 / 2000 = (1 - 0,95^2) \cdot 368,426^2 / 2000 = 6,617.$$

Колова швидкість, м/с

$$U = \pi D n / 60 - 3,14 \cdot 0,7 \cdot 6000 / 60 = 219,8.$$

Відносна швидкість газу на вході в лопатки, м/с

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{350^2 + 219,8^2 - 2 \cdot 350 \cdot 219,8 \cdot 0,961} = 151,368.$$

Відносна швидкість газу на виході з робочих лопаток, м/с

$$W_2 = 44,72 \sqrt{\rho H_0 + W_1^2 / 2000} = \\ = 44,72 \sqrt{0,35 \cdot 104,42 + 151,368^2 / 2000} = 309,83.$$

Втрати енергії на робочих лопатках,

$$\Delta H_{\text{л}} = (1/\psi^2 - 1)W_2^2 / 2000 = (1/0,9^2 - 1) \cdot 309,83^2 / 2000 = 11,258.$$

Абсолютна швидкість газу на виході з робочих лопаток, м/с

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2W_2 \cdot U \cdot \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{309,83^2 + 219,8^2 - 2 \cdot 309,83 \cdot 219,8 \cdot 0,913} = 141.$$

Втрати енергії з вихідною швидкістю, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{вих}} = C_2^2 / 2000 = 141^2 / 2000 = 9,95.$$

Втрати енергії від витоків газу в ущільненнях, кДж/кг

$$\Delta H_{\text{вит}} = G_{\text{вит}} / G_{\text{газ}} \cdot H_0 = 0,2 / 20 \cdot 104,42 = 1,044.$$

Сумарні внутрішні втрати енергії в східці, кДж/кг

$$\Sigma \Delta H = \Delta H_{\text{с}} + \Delta H_{\text{л}} + \Delta H_{\text{вих}} + \Delta H_{\text{вит}} + \Delta H_{\text{тв}} = \\ = 6,617 + 11,258 + 9,95 + 1,044 + 0,4 = 29,269.$$

Відносний внутрішній ККД східця

$$\eta_{\text{oi}} = 1 - \Sigma \Delta H / H_0 = 1 - 29,269 / 104,42 = 0,719.$$

Питома робота в турбіні, кДж/кг

$$l_{\text{T}} = [(C_1^2 - C_2^2) + (W_2^2 - W_1^2)] / 2000 = \\ = [(350^2 - 141^2) + (309,83^2 - 151,368^2)] / 2000 = 87,85.$$

Внутрішня потужність турбіни, кВт

$$N_{\text{i}} = l_{\text{T}} \cdot G_{\text{r}} \cdot \eta_{\text{oi}} = 87,85 \cdot 20 \cdot 0,719 = 1263,29.$$

Енергія Q_n , на яку збільшилась енергія групи східців, називається поверненою теплою

$$Q_n = \sum_1^z H'_{oi} - \sum_1^z H_{oi} = \sum_1^z H'_0 - H_0. \quad (2.26)$$

Відношення $\alpha_n = Q_n / H_0$ отримало назву коефіцієнта повернення теплоти (*return heat*), який визначає відносне збільшення наявного теплоперепаду за рахунок часткового повернення енергії на виході з кожного попереднього східця.

Внутрішня робота в турбіні H_i може бути подана як сума внутрішніх робіт в східцях

$$H_i = H_{01} \cdot \eta_{oi_1} + H_{02} \cdot \eta_{oi_2} + \dots + H_{0z} \cdot \eta_{oi_z}. \quad (2.27)$$

Якщо в першому наближенні вважати, що $\eta_{oi_1} \approx \eta_{oi_2} \approx \eta_{oi_z}$, то можна отримати

$$H_0 \cdot \eta_{oi}^T = H_i = \overline{\eta_{oi}} (H_{01} + H_{02} + \dots + H_{0z}) = (1 + \alpha_n) H_0 \cdot \eta_{oi}, \quad (2.28)$$

де $\eta_{oi}^T = (1 + \alpha_n) \eta_{oi}$ – внутрішній ККД багатосхідцевої турбіни.

Отже, повернена теплота підвищує ККД багатосхідцевої турбіни в $(1 + \alpha_n)$ рази порівняно з ККД окремого східця.

Паркінсоном був запропонований характеристичний коефіцієнт

$$Y = \sum U_i^2 / [(1 + \alpha_n) H_0] = x^2 \cdot 2000 / [(1 + \alpha_n) H_0], \quad (2.29)$$

який характеризує економічність багатосхідцевої турбіни.

Збільшення Y в межах $150 < Y < 500$ дає збільшення відносного ефективного ККД турбіни. Оптимальні значення $\eta_{оеф}$ перебувають в діапазоні $500 < Y < 700$.

2.6 Класифікація парових турбін

Парові турбіни поділяються на такі типи.

Конденсаційні, які мають такі маркування: К-25-90; К-200-130; К-500-240 та інші. Перша цифра означає електричну потужність турбогенератора в МВт, друга – робочий тиск перед турбіною в атмосферах. Буква К означає, що турбіна конденсаційна. Такі турбіни призначені для виробництва електроенергії на теплових електростанціях (ТЕС).

Теплофікаційні Т-12-35; Т-25-90; Т-175-130; Т-250-240. Такі турбіни мають конденсатор і відбір пари для підігрівання води, яка постачається споживачам на опалення і гаряче водопостачання (теплофікацію, *central*

heating). Такі турбіни встановлюються на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) і є комбінованими, які виробляють електроенергію та теплоту. Цифри в маркуванні такі самі, як і для турбін К. Тиск пари в теплофікаційному відборі 1,2-1,4 атм.

Турбіни з промисловим відбором пари: П-4-35/3; П-6-35/6; П-12-90/7 та інші. Такі турбіни також встановлюються на ТЕЦ. Вони мають конденсатор і відбір пари, яка постачається промисловим споживачам (*industrial consumers*). Дріб останньої цифри характеризує: чисельник – тиск пари перед турбіною в атм., знаменник – тиск пари в промисловому відборі в атм.

Турбіни з промисловим і теплофікаційним відбором пари: ПТ-12-90/5; ПТ-60-130/7; ПТ-135-130/13. Турбіни мають конденсатор. Тиск в промисловому відборі характеризує цифра в знаменнику. Тиск в теплофікаційному відборі складає, як правило, 1,2-1,4 атм.

Протитискові турбіни: Р-4-35/3; Р-25-90/7; Р-100-130/13 та інші. Кінцевий тиск в таких турбінах вищий за атмосферний (протитиск, *anti-pressure*). Його значення характеризує цифра в знаменнику. Такі турбіни не мають конденсатора і вся пара з турбіни надходить до промислових споживачів.

Турбіни з протитиском і промисловим відбором пари: ПР-12-35 (7) 3 та інші. Цифра в дужках характеризує тиск в промисловому відборі, а остання цифра – тиск за турбіною. Такі турбіни не мають конденсатора.

Всі турбіни можуть мати відбори пари для регенеративного підігріву живильної води. Такі відбори називають нерегульованими, параметри пари в них не підтримуються сталими в процесі експлуатації. Група підігрівників, яка розташована і заживлена паром до регульованого відбору, називається підігрівниками високого тиску. Так само називається і частина турбіни. Підігрівники, які заживлені з відборів пари після регульованого відбору, називаються підігрівниками низького тиску.

Оскільки в протитискових турбінах вся пара після турбіни надходить до промислових споживачів, то виробництво електроенергії в них залежить від витрати пари, яку будуть забирати промислові споживачі. В зв'язку з цим протитискові турбіни автономно працюють рідко.

2.7 Витрата пари на турбіну і потужність турбіни

Теоретична потужність турбін без відборів пари визначається за формулою, кВт

$$N_0 = D_0 \cdot H_0 = D_0 (h_0 - h_{к1}), \quad (2.30)$$

де D_0 – витрата пари, кг/с;

h_0 – ентальпія перед турбіною;

h_{kt} – ентальпія за турбіною при адіабатному розширенні.

Внутрішня потужність турбіни, кВт:

$$N_i = N_0 \cdot \eta_{oi} = D_0 H_0 \eta_{oi} = D_0 H_p, \quad (2.31)$$

де η_{oi} – відносний внутрішній ККД;

H_p – робочий теплоперепад в турбіні.

Електрична потужність турбогенератора, кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{er} = N_i \cdot \eta_{em} = D_0 H_p \cdot \eta_{em}, \quad (2.32)$$

де η_m , η_{er} і η_{em} – механічний ККД, ККД електрогенератора і електромеханічний ККД, відповідно.

Для турбін з відборами пари електрична потужність турбогенератора визначається за формулою, кВт

$$N_e = [D_1(h_0 - h_1) + D_2(h_0 - h_2) + \dots + D_k(h_0 - h_k)] \eta_{ai}. \quad (2.33)$$

Тут $D_1, D_2 \dots$ – витрати пари у відбори, кг/с; D_k – витрата пари в конденсаторі; h_1, h_2, \dots, h_k – ентальпія пари у відповідних відборах і на вході в конденсатор, відповідно.

Питома витрата пари на турбіну, кг/(кВт·год):

$$d_0 = D_0 \cdot 3600 / N_e. \quad (2.34)$$

Потужність турбогенератора не може бути довільно великою. Для фіксованих значень ККД потужність N_e за (2.32) можна підвищити тільки за рахунок збільшення витрати пари. Це потребує збільшення площі перерізу останніх східців $f_c = \pi D_{cx} l$, де D_{cx} – діаметр східця; l – довжина лопатки, оскільки останні східці працюють з малими тисками (великими питомими об'ємами). Для заданої частоти обертання (n , об/хв) збільшення f_c обмежено умовами міцності лопаток. Найбільша потужність однопоточної конденсаційної турбіни, останній східець якої обчислений на максимальну витрату, називають граничною потужністю. Збільшення граничної потужності можна досягти кількома заходами: зменшенням частоти обертання ротора; використанням більш міцних матеріалів ротора; збільшенням пропускної спроможності останніх східців за рахунок поділу витрати робочого тіла на кілька частин (багатопоточні конструкції циліндрів турбін низького тиску). Для сучасних турбін з $n = 3000$ об/хв. Граничне значення колової швидкості дорівнює 360 – 400 м/с, а відношення $D_{cx} / l = 3,0 - 2,6$.

2.8 Принципові теплові схеми паротурбінних установок

Принципові теплові схеми визначають основний характер технологічного процесу перетворення теплової енергії в електричну. В їх основу покладено схеми зв'язків парогенератора та паротурбінної установки разом зі схемами регенеративного підігріву живильної води, відпуску теплоти з парою і гарячою водою. На схемі показують частину допоміжного устаткування (деаератор, підігрівники, насоси та інші). Розрахунок принципової теплової схеми паротурбінної установки здійснюється з метою визначення загальної витрати пари на турбіну, потоків пари, конденсату і води в лініях допоміжного устаткування, визначення витрат палива, а також електроенергії на власні потреби. Для складання теплових схем використовують технічні характеристики турбін за довідковими даними. На схему наносять позначення витрат, температур, ентальпій, потужностей окремих елементів схеми.

На рис. 2.12 для прикладу показано принципову теплову схему турбоустановки типу ПТ з промисловим і теплофікаційним відборами пари. Із парогенератора ПГ перегріта водяна пара з початковими параметрами пари P_0 , t_0 , h_0 і витратою D_0 надходить в частину високого тиску (ЧВТ) турбіни, де розширюється до тиску P_1 , виконуючи певну роботу. Після цього певна частка пари забирається на промисловий споживач ПС з потужністю $Q_{\text{ис}}$ і на підігрівник (*preheater*) високого тиску ПВТ, а решта пари надходить в частину низького тиску (ЧНТ) турбіни. В ЧНТ пара розширюється від тиску P_1 до тиску в конденсаторі P_k . Із ЧНТ частка пари відбирається на мережний підігрівник (МП) системи теплофікації (*system of central heating*), на підігрівник основного конденсату (підігрівник низького тиску ПНТ) і на деаератор Д. Деаератор являє собою підігрівник змішувального типу (*mixed type*), який підігріває воду до температури насичення (*temperature of saturation*), внаслідок чого із води видаляються розчинені в ній газу (O_2 і CO_2), які викликають корозію труб. Зворотні конденсати від підігрівників ПВТ, ПНТ і МП надходять в деаератор, куди також за допомогою насоса зворотного конденсату НЗК надходить конденсат від промислових споживачів. Із деаератора живильним насосом (ЖН) вода спрямовується на ПВТ, де підігрівається до певної температури і надходить в парогенератор.

В конденсаторі К пара після турбіни конденсується при тиску P_k завдяки відведенню теплоти з охолодною водою, яка прокачується циркуляційним насосом ЦН. Конденсат із підігрівників ПНТ і МП повертається в теплову схему (в деаератор) за допомогою дренажних насосів ДН. Основний конденсат із конденсатора конденсатним насосом КН перекачується в деаератор через підігрівник ПНТ, в якому він підігрівається до певної тем-

ператури. Механічна робота ротора турбіни перетворюється на електричну енергію в електрогенераторі ЕГ, потужність якого N_e . Теплові потужності промислових споживачів і системи теплофікації складають $Q_{пс}$ і $Q_{тф}$, відповідно. Витрати на схемі позначені D , ентальпії пари – h , ентальпії води і конденсату h' , температури t , температури насичення – $t_{н}$, тиски – P з відповідними індексами.

Якщо в наведеній схемі вилучити систему теплофікації з підігрівником мережної води МП, то вона перетворюється на схему турбіни П. Якщо в цій схемі вилучити промисловий споживач ПС, то вона перетворюється на схему турбіни Т. За відсутності в схемі підігрівника МП і промислового споживача ПС ця схема перетворюється на схему конденсаційної турбіни К.

Схема на рис. 2.12 може бути перетворена і на схему протитискової турбіни. В цьому разі в схемі вилучається конденсатор і підігрівники ПВТ і ПВТ (рис. 2.13), а тиск за турбіною більший атмосферного. Тут промислові споживачі, система теплофікації та деаератор заживлені з протитиску турбіни. Якщо зворотний конденсат від промислових споживачів повертається неповністю, то нестача живильної води поповнюється водою з хімоводоочистки ХВО за допомогою насоса додаткової води. На рис. 2.12 і 2.13 наведено спрощені теплові схеми паротурбінних установок. На практиці теплові схеми більш складні та різноманітні.

Розрахунки теплових систем включають:

- побудову робочого процесу в турбіні на h - S діаграмі, визначення ентальпій в характерних точках, а також робочого теплоперепаду і теплоперепадів до відповідних відборів;

- складання матеріального балансу турбіни;
- складання теплових балансів підігрівників і деаератора;
- складання балансу електричної потужності турбогенератора;
- визначення всіх потоків пари, конденсату і води;
- визначення витрати палива на паротурбінну установку.

Розрахунки принципових теплових схем паротурбінних установок розглянемо на конкретних прикладах.

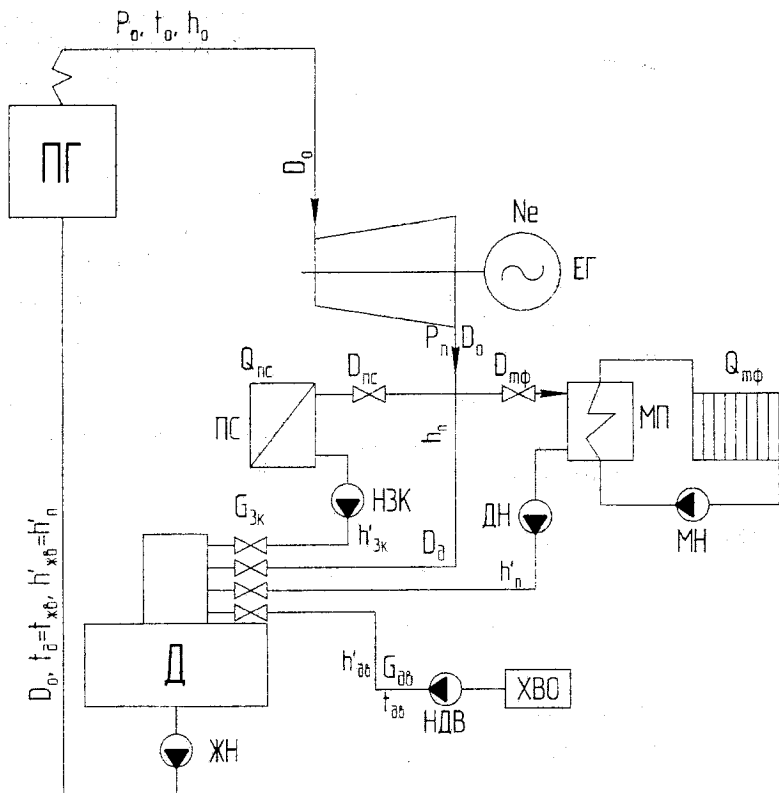


Рисунок 2.13 – Теплова схема протитискової турбіни

2.9 Приклади розрахунків теплових схем паротурбінних установок

Приклад 2.4. Початкова температура пари перед турбіною ПТ-25-90/7 складає $510\text{ }^{\circ}\text{C}$, а тиск в конденсаторі – 30 мм. рт. ст. Потужність промислових споживачів пари 15 МВт , а потужність системи теплофікації – 20 МВт . Мережний підігрівник заживлений паром з відбору турбіни з тиском $0,12\text{ МПа}$. З цього ж відбору заживлений деаератор і підігрівник ПНТ (рис. 2.12), в якому основний конденсат підігрівається на $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Підігрівник ПВТ заживлений паром з промислового відбору і підігріває живильну воду на $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Зворотні конденсати мають однакову температуру $95\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити загальну і питому витрати пари на турбіну, витрату умовного палива в парогенераторі, якщо: $\eta_{oi} = 0,815$; $\eta_{em} = 0,96$, а ККД парогенератора $\eta_{пр} = 0,9$.

Розв'язування

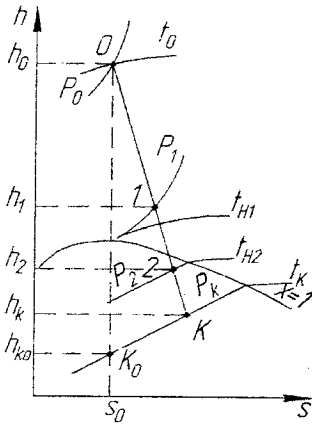


Рисунок 2.14 – Робочий процес в турбіні на h-S діаграмі

Перш за все будемо робочий процес в турбіні на h-S діаграмі (рис. 2.14). Початкову точку визначаємо на перетині ізобари $P_0 = 9000$ кПа з ізотермою $t_0 = 510$ °С. Ентальпія в початковій точці $h_0 = 3415$ кДж/кг. Тиск в конденсаторі турбіни, кПа:

$$P_k = 30 \cdot 100 / 750 = 4.$$

Із початкової точки по лінії $S_0 = \text{const}$ опускаємось до перетину її з ізобарою P_k і визначаємо кінцеву точку для адиабатного розширення в турбіні (K_0).

Ентальпія пари в точці K_0

$$h_{k0} = 2015 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретичний теплоперепад в турбіні, кДж/кг:

$$H_0 = h_0 - h_{k0} = 3415 - 2015 = 1400.$$

Робочий теплоперепад, кДж/кг:

$$H_p = H_0 \cdot \eta_{oi} = 1400 \cdot 0,815 = 1140.$$

Дійсна ентальпія пари на вході в конденсатор, кДж/кг:

$$h_k = h_0 - H_p = 3415 - 1140 = 2275.$$

Точку К визначаємо на перетині ізентальпи h_k з ізобарою P_k .

Отже, робочий процес пари в турбіні здійснюється по лінії $0 - K$. Точки відбору пари з турбіни визначаються на перетині ізобар $P_1 = 700$ кПа і $P_2 = 120$ кПа з лінією $0 - K$. Ентальпії в точках 1 і 2, кДж/кг: $h_1 = 2950$, $h_2 = 2670$. Температури насичення (конденсації) пари в цих точках визначаються із діаграми або із таблиць води і водяної пари (додаток Г). Із таблиць визначаємо ентальпії конденсатів, кДж/кг: $h'_1 = 717$; $h'_2 = 441$; $h'_{зк} = 400$.

Температура і ентальпія конденсату в конденсаторі (додаток Г) $t_k = 30$ °С; $h'_k = 126$ кДж/кг.

Температури за підігрівниками, °C:

$$t_{\text{пнт}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{пнт}} = 30 + 30 = 60,$$

$$t_{\text{пвт}} = t_{\text{д}} + \Delta t_{\text{пвт}} = 105 + 35 = 140.$$

Ентальпії живильної води за підігрівниками, кДж/кг:

$$h'_{\text{пнт}} = 251; h'_{\text{д}} = h'_2 = 441; h'_{\text{пвт}} = h'_{\text{кв}} = 590.$$

Теплоперепади до відборів, кДж/кг

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3415 - 2950 = 465,$$

$$H_1 = h_0 - h_2 = 3415 - 2970 = 745.$$

Витрата пари на промислові споживачі, кг/с

$$D_{\text{пс}} = Q_{\text{пс}} \cdot 10^3 / (h_1 - h'_{\text{зк}}) = 15 \cdot 10^3 / (2950 - 400) = 5,88.$$

Витрата пари на мережний підігрівник системи теплофікації, кг/с

$$D_{\text{тф}} = Q_{\text{тф}} \cdot 10^3 / (h_2 - h'_{\text{зк}}) = 20 \cdot 10^3 / (2670 - 400) = 8,82.$$

Матеріальні баланси відборів, кг/с

$$D_1 = D_{\text{пс}} + D_{\text{пвт}} = 5,88 + D_{\text{пвт}},$$

$$D_2 = D_{\text{тф}} + D_{\text{пнт}} + D_{\text{д}} = 8,82 + D_{\text{пнт}} + D_{\text{д}}.$$

Матеріальний баланс турбіни, кг/с

$$D_0 = D_1 + D_2 + D_{\text{к}} = 5,88 + D_{\text{пвт}} + 8,82 + D_{\text{пнт}} + D_{\text{д}} + D_{\text{к}},$$

$$D_0 = 14,7 + D_{\text{пвт}} + D_{\text{пнт}} + D_{\text{д}} + D_{\text{к}}. \quad (\text{а})$$

Тепловий баланс ПВТ, кВт

$$D_0 / (h'_{\text{жв}} - h'_{\text{д}}) = D_{\text{пвт}} / (h_1 - h'_1),$$

звідки визначаємо, кг/с

$$\begin{aligned} D_{\text{пвт}} &= D_0 \cdot (h'_{\text{жв}} - h'_{\text{д}}) / (h_1 - h'_1) = \\ &= D_0 / (590 - 441) / (2950 - 717) = 0,0667 D_0. \end{aligned} \quad (\text{б})$$

Тепловий баланс ПНТ, кВт

$$D_{\text{к}} / (h'_{\text{пнт}} - h'_{\text{к}}) = D_{\text{пнт}} / (h_2 - h'_2),$$

звідки визначаємо, кг/с

$$\begin{aligned} D_{\text{пнт}} &= D_{\text{к}} \cdot (h'_{\text{пнт}} - h'_{\text{к}}) / (h_2 - h'_2) = \\ &= D_{\text{к}} / (251 - 126) / (2670 - 440) = 0,0565 D_{\text{к}}. \end{aligned} \quad (\text{в})$$

З урахуванням (б) і (в) вираз (а) буде мати вигляд

$$D_0 = 14,7 + 0,0667D_0 + D_d + 0,0565D_k + D_k$$

або

$$D_0 = 15,75 + 1,13D_k + 1,07D_d. \quad (г)$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$D_0 \cdot h'_d = (D_{nc} + D_{тф})h'_{зк} + D_d \cdot h_1 + D_k \cdot h'_{шт} + D_{шт} \cdot h'_2 + D_{шт} \cdot h'_1$$

або

$$\begin{aligned} & (15,75 + 1,13D_k + 1,07D_d) \cdot 441 = \\ & = (5,88 + 8,82) \cdot 400 + D_d \cdot 2670 + D_k \cdot 251 + 0,0565D_k \cdot 440 + \\ & + 0,0667(15,75 + 1,13D_k + 1,07D_d) \cdot 717. \end{aligned}$$

З останнього рівняння впливає, кг/с

$$D_d = 0,139 + 0,0748D_k. \quad (д)$$

На підставі (г) і (д) одержимо, кг/с

$$D_k = 0,826 \cdot D_0 - 13,14. \quad (е)$$

З урахуванням отриманих співвідношень визначимо витрати пари у відборах, кг/с

$$D_1 = 5,88 + 0,0667D_0,$$

$$\begin{aligned} D_2 &= 8,82 + 0,139 + 0,0748D_k + 0,0565D_k = 8,959 + 1,313D_k = \\ &= 8,959 + 1,313(0,826D_0 - 13,14) = 0,933D_0 - 8,293. \end{aligned} \quad (ж)$$

Баланс електричної потужності турбогенератора, кВт

$$N_e / \eta_{ем} = D_1 H_1 + D_2 H_2 + D_k H_p,$$

тобто

$$\begin{aligned} 2500 / 0,96 &= (5,88 + 0,0667D_0) \cdot 465 + \\ &+ (0,933D_0 - 8,293) \cdot 746 + (0,826D_0 - 13,14) \cdot 1140. \end{aligned}$$

Із останнього рівняння визначаємо: $D_0 = 26,65$ кг/с.

Інші витрати потоків, кг/с

$$D_k = 0,826 \cdot D_0 - 13,14 = 0,826 \cdot 26,65 - 13,14 = 8,9,$$

$$D_d = 0,139 + 0,0748D_k = 0,139 + 0,0748 \cdot 8,9 = 0,8,$$

$$D_{шт} = 0,0667D_0 = 0,0667 \cdot 26,65 = 1,777,$$

$$D_{\text{пт}} = 0,0565D_k = 0,0565 \cdot 26,65 = 0,495.$$

Питома витрата пари на турбіну, кг/(кВт·год)

$$d_0 = D_0 \cdot 3600 / N_e = 26,65 \cdot 3600 / 25000 = 3,837.$$

Потужність парогенератора, МВт

$$Q_{\text{пр}} = D_0 (h_0 - h'_{\text{жв}}) \cdot 10^{-3} = 26,65 \cdot (3415 - 590) \cdot 10^{-3} = 75,31.$$

Витрата умовного палива в парогенераторі, кг/с

$$B_y = Q_{\text{пр}} / (Q_{\text{нр}}^p \cdot \eta_{\text{пр}}) = 75,31 / (29,3 \cdot 0,9) = 2,82.$$

Приклад 2.5. Протитискова турбіна Р-6-35/3 постачає пару промисловим споживачам потужністю 25 МВт і в систему теплофікації потужністю 8 МВт (рис. 2.13). Зворотний конденсат від промислових споживачів з температурою 90 °С повертається в кількості 60 %. Поповнення втрат конденсату здійснюється водою з хіміодоочистки, температура якої 20 °С. Визначити загальну і питому втрати пари на турбоустановку, витрату умовного палива, якщо відомо: температура пари перед турбіною 440 °С, тиск в деаераторі дорівнює протитиску в турбіні, внутрішні втрати в турбіні $\Delta H_{\text{вт}} = 0,0334$ кВт·год., втрати в парогенераторі 3000 кДж/кг.

Розв'язування

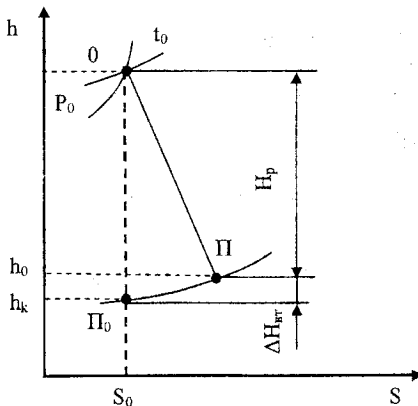


Рисунок 2.15 – Процес розширення в турбіні на h-S діаграмі

Будуємо процес розширення в турбіні на h-S діаграмі (рис. 2.15). Точку входу пари в турбіні (0) визначаємо на перетині ізобари P_0 з ізотермою t_0 .

Ентальпія пари в початковій точці: $h_0 = 3320$ кДж/кг. Теоретичний процес розширення здійснюється за умови $S_0 = \text{const}$ до протитиску $P_n = 300$ кПа. Точку Π_0 для теоретичного розширення визначаємо на перетині ізентропи S_0 з тиском P_n . Ентальпія пари в точці $\Pi_0 - h_{\text{но}} = 2715$ кДж/кг.

Теоретичний теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_0 = h_0 - h_{\text{но}} = 3320 - 2715 = 535.$$

Внутрішні втрати в турбіні, кДж/кг

$$\Delta H_{вт} = 0,0334 \cdot 3600 = 120.$$

Робочий теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_p = H_0 - \Delta H_{вт} = 535 - 120 = 415.$$

Дійсна ентальпія пари в протитиску, кДж/кг

$$h_n = h_0 - H_p = 3320 - 415 = 2905.$$

Із таблиць води і водяної пари (додаток Г) визначаємо ентальпії:

$$h'_n = h'_d = h'_{жв} = 574 \text{ кДж/кг}; h'_{зк} = 377 \text{ кДж/кг}; h'_{дв} = 84 \text{ кДж/кг}.$$

Оскільки проміжних відборів немає, то витрата пари в протитиску дорівнює $D_n = D_0$.

Витрата пари на промислових споживачів, кг/с

$$D_{пс} = Q_{пс} \cdot 10^3 / (h_n - h'_{зк}) = 25 \cdot 10^3 / (2905 - 377) = 10.$$

Витрата пари на систему теплофікації, кг/с

$$D_{тф} = Q_{тф} \cdot 10^3 / (h_n - h'_n) = 8 \cdot 10^3 / (2905 - 574) = 3,45.$$

Витрата зворотного конденсату та додаткової води, кг/с

$$G_{зк} = 0,6 \cdot D_{пс} = 0,6 \cdot 10 = 6;$$

$$G_{дв} = 0,4 \cdot D_{пс} = 0,4 \cdot 10 = 4.$$

Рівняння матеріального балансу турбіни, кг/с

$$D_0 = D_{пс} + D_{тф} + D_d = 10 + 3,45 + D_d = 13,45 + D_d.$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$G_{жв} \cdot h'_{жв} = D_0 \cdot h'_{жв} = D_d \cdot h_n + G_{зк} \cdot h'_{зк} + D_{тф} \cdot h'_n + G_{дв} \cdot h'_{дв}$$

або

$$(13,45 + D_d) \cdot 574 = 2905 D_d + 6 \cdot 377 + 3,45 \cdot 574 + 4 \cdot 84.$$

Із останнього рівняння виходить

$$D_d = 1,3 \text{ кг/с}.$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$D_0 = 13,45 + 1,3 = 14,75.$$

Потужність турбогенератора, МВт

$$N_e = D_0 \cdot H_p \cdot \eta_{em} = 14,75 \cdot 415 \cdot 0,96 \cdot 10^{-3} = 5,875.$$

Питома витрата пари, кг/(кВт·год)

$$d_0 = D_0 \cdot 3,6 / N_e = 14,75 \cdot 3,6 / 5,875 = 9,038.$$

Теплова потужність парогенератора, МВт

$$Q_{пр} = D_0 (h_0 - h'_{жв}) = 14,75 \cdot (3320 - 574) \cdot 10^{-3} = 40,5;$$

Коефіцієнт корисної дії парогенератора

$$\eta_{пр} = 1 - Q_{вт} / Q_{пр}^p = 1 - 3000 / 29300 = 0,897.$$

Витрата умовного палива на турбоустановку, кг/с

$$B_y = Q_{пр} / (Q_{пр}^p \cdot \eta_{пр}) = 40,5 / (29,3 \cdot 0,897) = 1,54.$$

2.10 Газові турбіни та газотурбінні установки

Газовою турбіною називається тепловий двигун ротаційного типу, в якому робочим тілом є продукти згорання палива в суміші з повітрям або інші гази, які нагріті до високої температури.

Конструктивно і за принципом дії газова турбіна аналогічна паровій. В її проточній частині розширення робочого тіла також супроводжується перетворенням теплової енергії на механічну енергію газового потоку, яка перетворюється на механічну роботу обертання ротора газової турбіни.

Газотурбінні установки (ГТУ) мають ряд суттєвих переваг порівняно з паротурбінними:

- більша компактність (замість громіздкого та складного парогенератора паливо спалюється в невеликій камері згорання);
- відсутність конденсаційної установки і систем водяного охолодження;
- прості за конструкцією та умовами експлуатації;
- менш металоемні для однакової потужності;
- значно менший період пуску.

Разом з тим ГТУ поступаються паротурбінним установкам за потужністю; менш довговічні в роботі; вимогливі до видів палива. Проблема роботи ГТУ на твердому паливі ще не розв'язана, а застосування важких сортів мазуту пов'язано зі значним ускладненням як конструкції ГТУ, так і умов експлуатації. За останні роки створені сучасні газові двигуни, які працюють з більш високими температурами газів на вході в турбіну, мають порівняно високі ККД (до 44 %) та відрізняються більшою довговічністю роботи. Великі перспективи мають також атомні енергетичні установки з газовими турбінами і ядерними реакторами.

Схема ГТУ простого циклу відкритого типу з ізобарним спалюванням палива зображена на рис. 2.16.

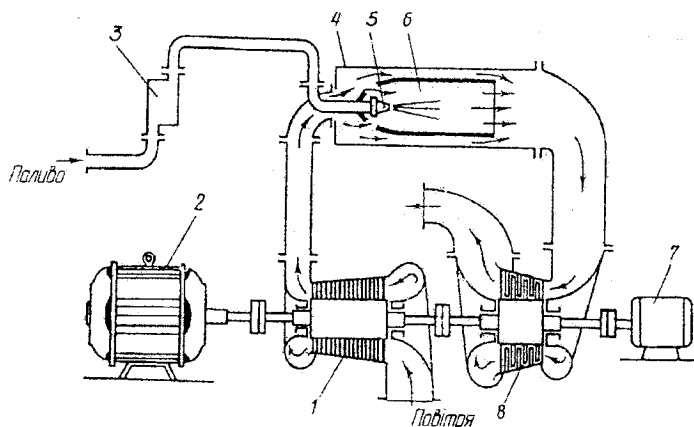


Рисунок 2.16 – Схема газотурбінної установки

Компресор (*compressor*) 1 всмоктує атмосферне повітря, стискає його до заданого тиску і спрямовує у відкриту камеру згорання (*combustion*) 4. Туди ж за допомогою паливного насоса (*fuel pump*) (або дожимного компресора) 3 надходить рідке або газоподібне паливо, яке змішується з повітрям і згорає. В процесі згорання палива утворюються газоподібні продукти (димові гази), які надходять на газову турбіну 8. Зазначимо, що тільки до 40 % повітря підводиться в активну зону горіння 6 і бере участь в процесі згорання палива. Інша частина повітря додається після активної зони. Вона змішується з димовими газами і дає змогу знизити температуру газів перед турбіною до заданої величини, виходячи з умов надійності та довговічності соплового і лопаткового апаратів. В газовій турбіні теплова енергія димових газів перетворюється на механічну енергію обертання вала турбіни. Потужність турбіни 8 частково витрачається на привід компресора 1 та інших допоміжних пристроїв (*auxiliary device*), а інша її надлишкова частина постачається споживачам у вигляді електричної енергії від електрогенератора 2. Пуск ГТУ здійснюється за допомогою пускового електродвигуна 7, а запалювання палива в камері згорання – за допомогою електричної свічки (*sparking plug*).

Теоретичний цикл такої ГТУ розглядався в технічній термодинаміці [7]. Дійсний цикл відрізняється від теоретичного наявністю втрат в компресорі, камері згорання, газовій турбіні. Такий цикл в $T-S$ діаграмі наведений на рис. 2.17, де штриховими лініями показано теоретичні процеси стиску повітря в компресорі та розширення газів в турбіні. Завдяки внутрішнім втратам дійсний процес стиску повітря в компресорі 1-2 і дійсний

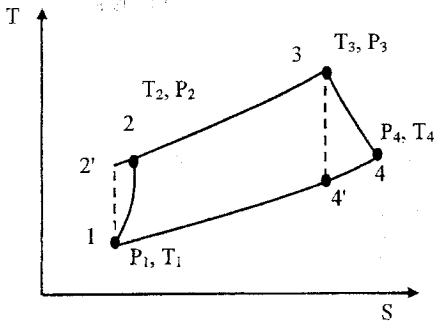


Рисунок 2.17 – Цикл ГТУ на T-S діаграмі

процес розширення газів в турбіні 3-4 здійснюється в бік підвищення ентропії. Внаслідок цього температури T_2 і T_4 підвищуються порівняно з температурами в точках 2' і 4', які відповідають ізоентропному стиску повітря та розширенню газів в турбіні. Ці втрати можуть бути враховані внутрішніми ККД компресора і турбіни.

Параметром, який характеризує роботу компресора, є ступінь підвищення тиску $\lambda = P_2/P_1$.

Температура повітря після стиску в компресорі визначається за формулою, К

$$T_2 = T_1 \left[1 + (\lambda^{m_c} - 1) / \eta_{oi}^k \right], \quad (2.35)$$

де $m_c = (k - 1)/k$ – показник степеня;

$k = 1,4$ – показник адиабати для двоатомних газів;

η_{oi}^k – відносний внутрішній ККД компресора.

Через втрати в лініях тиск повітря за камерою згорання P_3 буде меншим, ніж на виході з компресора P_2 , а саме $P_3 = (0,95 - 0,97) \cdot P_2$. Тиск за турбіною P_4 буде більшим атмосферного P_1 , а саме $P_4 = P_1 + (15 - 20)$ кПа. Тоді ступінь розширення газів в турбіні дорівнюватиме $\beta = P_3/P_4$ і буде меншою за міру підвищення тиску в компресорі λ . Температура газів за турбіною складатиме, К

$$T_4 = T_3 \left[1 - (1 - 1/\beta^{m_t}) / \eta_{oi}^r \right], \quad (2.36)$$

де $m_t = (k_t - 1)/k_t$ – показник степеня;

k_t – показник адиабати для триатомних газів ($k_t = 1,29 - 1,3$);

η_{oi}^r – внутрішній ККД турбіни.

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_k = \bar{C}_{p_{\text{ср}}} (T_2 - T_1), \quad (2.37)$$

де $\bar{C}_{p_{\text{ср}}}$ – середнє значення ізобарної теплоємності повітря в діапазоні зміни температур від T_1 до T_2 .

Питома робота газової турбіни, кДж/кг

$$l_t = \bar{C}_{p_t} (T_3 - T_4), \quad (2.38)$$

де \bar{C}_{pr} – значення теплоємності газів для середньої температури газів.

Корисна робота циклу ГТУ, кДж/кг

$$l_u = (l_t - l_k) \cdot \eta_{em}, \quad (2.39)$$

де η_{em} – електромеханічний ККД.

Питома теплота, яка підведена в камеру згорання, кДж/кг

$$q_{kz} = (C_{pr} \cdot t_3 - C_{рив} \cdot t_2) / \eta_{kz}, \quad (2.40)$$

де $\eta_{kz} = 0,97 - 0,98$ – ККД камери згорання.

Коефіцієнт корисної дії ГТУ

$$\eta_{гту} = l_u / q_{kz} \quad (2.41)$$

Питома витрата палива на 1 кг робочого тіла, кг/кг

$$b = \frac{C_{pr} \cdot t_3 - C_{рив} \cdot t_2}{Q_n^p \cdot \eta_{kz} + C_{pp} \cdot t_n - C_{рив} \cdot t_2}, \quad (2.42)$$

де Q_n^p – нижча теплота згорання робочого палива, кДж/кг;

C_{pp} і t_n – теплоємність і температура палива, яке надходить в камеру згорання.

Витрата димових газів в турбіні, кг/с

$$G_r = N_e \cdot 10^3 / l_u. \quad (2.43)$$

Витрата палива, кг/с або м³/с

$$B = G_r \cdot b. \quad (2.44)$$

Витрата повітря, кг/с

$$G_{пв} = G_r (1 - b). \quad (2.45)$$

Потужність газової турбіни, МВт

$$N_{гт} = G_r \cdot l_t \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{em}. \quad (2.46)$$

Потужність компресора, МВт

$$N_k = N_{гт} - N_e = G_{пв} \cdot l_k \cdot 10^{-3}. \quad (2.47)$$

Якщо в ГТУ застосовують двоступінчастий стиск в компресорі, то міра підвищення тиску в кожному ступені за умови $\lambda > (7 - 8)$ буде $\lambda_i = \sqrt{\lambda}$. Температура повітря за компресором складатиме

$$T_2' = T_1 \left[1 + (\lambda_i^{m_{oi}} - 1) / \eta_{oi}^k \right], \quad (2.48)$$

а питома робота компресора дорівнюватиме

$$l_k = 2\bar{C}_{p\text{пов}} (T_2' - T_1). \quad (2.49)$$

Всі інші розрахунки здійснюють за наведеними вище формулами.

Приклад 2.6. Параметри повітря перед компресором ГТУ: $P_1 = 100$ кПа; $t_1 = 15$ °С. Температура за камерою згорання 957 °С, ККД компресора і турбіни 0,86 і 0,88, відповідно; ККД камери згорання 0,98; електромеханічний ККД 0,96; електрична потужність 10 МВт. В камері згорання спалюється рідке газотурбінне паливо з теплотою згорання 41 МДж/кг і теплоємністю 1,8 кДж/(кг·К). Паливо надходить з температурою 40 °С. Визначити витрати палива, повітря і газів, а також потужності газової турбіни та компресора. Для розрахунків взяти міру підвищення тиску в компресорі 17, теплоємність повітря 1 кДж/(кг·К), теплоємність продуктів згорання 1,155 кДж/(кг·К); тиск за турбіною 115 кПа.

Розв'язування

Показник степеня для повітря

$$m_n = \frac{k_n - 1}{k} = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,2857.$$

Показник степеня для димових газів

$$m_r = \frac{k_r - 1}{k} = \frac{1,3 - 1}{1,3} = 0,23.$$

Оскільки міра підвищення тиску $\lambda > 7$, то має бути двоступінчастий компресор з проміжним охолодженням повітря.

Міра підвищення тиску в кожному ступені компресора

$$\lambda_1 = \sqrt{\lambda} = \sqrt{17} = 4,123.$$

Температура повітря на виході з компресора, К

$$T_2 = T_1 \left[1 + (\lambda_1^{m_n} - 1) / \eta_{oi}^k \right] = 288 \left[1 + (4,123^{0,2857} - 1) / 0,86 \right] = 455$$

або $t_2 = 455 - 273 = 182$ °С.

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_k = 2C_{p\text{пн}} (T_2 - T_1) = 2 \cdot 1 (455 - 288) = 334.$$

Тиск повітря за компресором, кПа

$$P_2 = P_1 \cdot \lambda = 100 \cdot 17 = 1700.$$

Тиск газів перед турбіною, кПа

$$P_3 = 0,97 \cdot P_2 = 0,97 \cdot 1700 = 1649.$$

Міра розширення газів в турбіні

$$\beta = P_3 / P_4 = 1649 / 115 = 14,34.$$

Температура димових газів за турбіною, К

$$T_4 = T_3 \left[1 - \left(1 - 1 / \beta^{m_r} \right) \cdot \eta_{oi}^r \right] = 1230 \left[1 - \left(1 - 1 / 14,34^{0,23} \right) \cdot 0,88 \right] = 721$$

або $t_3 = 721 - 271 = 448$ °С.

Питома робота турбіни, кДж/кг

$$l_r = \bar{C}_{pr} (T_3 - T_4) = 1,155(1230 - 721) = 588.$$

Корисна робота циклу ГТУ, кДж/кг

$$l_u = (l_r - l_k) \cdot \eta_{em} = (588 - 334) \cdot 0,96 = 244.$$

Витрата димових газів в газовій турбіні, кг/с

$$G_r = N_e / l_u = 10000 / 244 = 41.$$

Питома витрата палива на 1кг робочого тіла, кг/кг

$$b = \frac{C_{pc} \cdot t_3 - C_{piv} \cdot t_2}{Q_H^p \cdot \eta_{kz} + C_{pn} \cdot t_n - C_{piv} \cdot t_2} = \frac{1,155 \cdot 957 - 1 \cdot 182}{41000 \cdot 0,98 + 1,8 \cdot 40 - 1 \cdot 182} = 0,023.$$

Витрата робочого палива на ГТУ, кг/с

$$B = G_r \cdot b = 41 \cdot 0,023 = 0,943.$$

Витрата повітря, кг/с

$$G_{пв} = G_r (1 - b) = 41(1 - 0,023) = 40,05.$$

Потужність газової турбіни, МВт

$$N_{гт} = G_r \cdot l_r \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{em} = 41 \cdot 588 \cdot 10^{-3} \cdot 0,98 = 23,6.$$

Потужність компресора, МВт

$$N_k = G_{пв} \cdot l_k / \eta_{em} = 40,05 \cdot 334 \cdot 10^{-3} / 0,98 = 13,65.$$

Теплота, яка підведена в камеру згорання, МВт

$$Q_{кз} = B_r \cdot Q_H^p = 0,943 \cdot 41 = 38,663.$$

Коефіцієнт корисної дії ГТУ

$$\eta_{гту} = N_e / Q_{кз} = 10 / 38,663 = 0,2586.$$

Контрольні запитання

1. Поясніть, що розуміють під східцем турбіни та його будову.
2. Поясніть закономірності зміни тиску і швидкості в активному східці турбіни (діаграми).
3. Поясніть, як будуються трикутники швидкості в активному східці турбіни.
4. Поясніть, що розуміють під східцем швидкості (диском Кертіса), які його переваги та недоліки.
5. Поясніть перетворення енергії в соплах і на лопатках східця турбіни.
6. Поясніть, як визначається робота і потужність на лопатках східця.
7. Поясніть закономірності течії в реактивному східці турбіни.
8. Поясніть, які внутрішні втрати енергії є в східці турбіни та як визначається внутрішній ККД східця.
9. Поясніть, що розуміють під зовнішніми втратами та як визначають ефективний, відносний електричний та абсолютний ККД турбін.
10. Поясніть особливості робочого процесу в багатосхідцевих турбінах.
11. Поясніть, що розуміють під коефіцієнтом повернення теплоти та як визначається внутрішній теплоперепад в турбіні.
12. Поясніть, на які типи поділяються парові турбіни за класифікацією.
13. Поясніть теплову схему конденсаційної турбіни.
14. Поясніть теплову схему теплофікаційної турбіни.
15. Поясніть теплову схему турбін з промисловим відбором пари.
16. Поясніть теплову схему протитискової турбіни.
17. Поясніть, як визначаються витрати пари на турбіні та її потужність.
18. Поясніть, для чого застосовують регенеративний підігрів живильної води в паротурбінних установках.
19. Поясніть принцип дії газотурбінної установки та її схему.
20. Поясніть порядок розрахунків теплової схеми ГТУ.

Література

1. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / Черкасский В. М. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
2. Поляков В. В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М. : Стройиздат, 1990. – 336 с.
3. Шерстюк А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры / Шерстюк А. Н. – М. : Высшая школа, 1977. – 338 с.
4. Паровые и газовые турбины / под ред. А. Г. Костюна и В. В. Фролова – М. : Энергоатомиздат. 1985. – 316 с.
5. Щегляев А. В. Паровые турбины / Щегляев А. В. – М. : Энергия, 1976. – 328 с.
6. Паровые и газовые турбины. Сборник задач / под ред. Б. М. Трояновского, Г. С. Самойловича. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 235 с.
7. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко – Вінниця : Поділля, 2000. – 353 с.
8. Кривченко Г. И. Гидравлические машины / Кривченко Г. И. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
9. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини / Мандрус В. І. – Львів : Магнолія, 2006 – 2007. – 328 с.

Завдання на СРС

Задача 1. Визначити потужність двигуна для привода відцентрового вентилятора з подачею Q . Барометричний тиск B , температура повітря t . Частота обертання вала ω . Діаметри робочого колеса: D_1, D_2 . Абсолютні швидкості повітря на вході в робоче колесо та на виході з нього C_1, C_2 . Поперечний переріз повітропроводу $a \times b$; його довжина l , еквівалентна шорсткість матеріалу K_e . Сумарний коефіцієнт місцевих втрат $\sum \xi$, ККД вентилятора η_v ; ККД електродвигуна $\eta_{ед}$. Дані для розрахунків в таблиці. Кут на вході α_1 , кут на виході α_2 .

№ вар.	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$B, \text{ мм.рт.ст}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\omega, \text{ рад/с}$	$D_1, \text{ м}$	$D_2, \text{ м}$	$C_1, \text{ м/с}$	$C_2, \text{ м/с}$	$a \times b, \text{ м}$	$l, \text{ м}$	$K_e, \text{ мм}$	$\sum \xi$	η_v	$\eta_{ед}$	α_1	α_2
1	7,6	755	15	125,6	0,62	0,74	28	58	0,8×0,8	18	0,16	9	0,65	0,96	82	22
2	4,5	745	12	106,76	0,47	0,64	22	49	0,6×0,6	17,5	0,14	10	0,64	0,95	77	18
3	5,4	760	16	125,6	0,52	0,68	20	36	0,7×0,7	24	0,13	12	0,66	0,95	84	26
4	6,2	748	17	100,48	0,48	0,62	23	44	0,6×0,6	22	0,15	14	0,65	0,96	78	17
5	6,8	750	14	169,56	0,5	0,7	22	46	0,7×0,7	34	0,125	16	0,645	0,955	80	28
6	5,8	753	10	109,9	0,49	0,69	27	45	0,6×0,6	19,6	0,135	18	0,652	0,95	85	25
7	8,4	747	9	163,28	0,5	0,72	28	49	0,75×0,75	16	0,142	15	0,648	0,96	78	24
8	3,8	756	8	116,78	0,42	0,62	25	48	0,4×0,4	18	0,155	13	0,642	0,96	79	19
9	4,2	748	6	141,3	0,5	0,73	22	50	0,5×0,5	14	0,145	14	0,65	0,96	77	16
10	4,8	746	7	153,86	0,54	0,78	24	48	0,45×0,45	13	0,13	12	0,644	0,95	75	26
11	7,2	743	12	160,14	0,65	0,82	27	50	0,7×0,7	16	0,127	17	0,65	0,96	86	25
12	6,4	744	13	147,58	0,5	0,72	24	48	0,6×0,6	15	0,136	13	0,646	0,957	83	21
13	5,3	741	15	131,88	0,41	0,68	23	44	0,7×0,7	14,8	0,162	17	0,64	0,96	85	20
14	3,6	747	14	163,28	0,38	0,62	27	49	0,5×0,5	17	0,18	15	0,638	0,955	79	18
15	4,6	752	16	113,04	0,46	0,64	25	42	0,5×0,5	19	0,19	14	0,64	0,95	80	18
16	6,6	754	20	106,76	0,6	0,84	23	48	0,7×0,7	22	0,21	15	0,643	0,955	83	17
17	5,5	752	21	147,58	0,54	0,72	22	47	0,7×0,7	24	0,16	16	0,642	0,96	79	24
18	3,9	750	18	113,04	0,38	0,68	23	43	0,5×0,6	18	0,155	15	0,65	0,95	77	23
19	4,4	752	16	128,74	0,46	0,64	24	45	0,4×0,5	22	0,137	14	0,64	0,96	84	19
20	5	738	15	141,3	0,55	0,78	27	51	0,5×0,6	34	0,141	16	0,642	0,95	80	17
21	5,7	741	14	135,02	0,5	0,72	26	49	0,7×0,6	27	0,137	12	0,643	0,96	81	20
22	3,7	750	17	131,88	0,38	0,62	27	48	0,4×0,6	31	0,142	17	0,642	0,954	80	18
23	4,9	748	20	144,44	0,44	0,72	28	48	0,6×0,5	27	0,15	16	0,65	0,954	84	20

Задача 2. Визначити допустиму висоту всмоктування і потужність відцентрового насоса з подачею Q . Діаметри всмоктувальної та нагнітальної лінії d_v, d_n , а їх довжини l_v, l_n , відповідно. Висота всмоктування H_v . Тиск на виході з нагнітальної лінії P_n ; шорсткість труб K_e , сумарні коефіцієнти місцевих втрат в лініях $\sum \xi_{mv}, \sum \xi_{mn}$. Температура води t , ККД насоса та електродвигуна $\eta_n, \eta_{ед}$. Визначити також, як зміняться подача, напір і потужність насоса, якщо кількість обертів зміниться від n_1 до n_2 . Дані для розрахунків наведені в таблиці. Висота нагнітання H_n .

№ вар.	$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	$d_v, \text{ мм}$	$d_n, \text{ мм}$	$l_v, \text{ м}$	$l_n, \text{ м}$	$H_v, \text{ м}$	$H_n, \text{ м}$	$P_n, \text{ МПа}$	$K_e, \text{ мм}$	$\sum \xi_v$	$\sum \xi_n$	$t, ^\circ\text{C}$	η_n	$\eta_{ед}$	$n_1, \text{ об/хв}$	$n_2, \text{ об/хв}$
1	48	108/102	88/85	13	1400	5,2	42	0,14	0,15	22	50	26	0,76	0,96	970	1100
2	24	52/48	52/48	10	1250	5,6	36	0,16	0,14	20	46	30	0,75	0,95	1200	1000
3	36	79/76	79/76	12	1300	5,8	48	0,15	0,13	24	38	24	0,78	0,95	1100	1400
4	52	110/106	98/95	11	1380	5,4	52	0,12	0,145	21	47	27	0,77	0,96	1140	970
5	28	60/57	60/57	14	1420	5,6	45	0,13	0,16	23	49	26	0,76	0,95	1000	1200
6	42	86/82	78/75	15	1560	5,9	50	0,145	0,17	21	52	28	0,77	0,96	1150	1000
7	18	56/52	52/48	12	1480	6	38	0,125	0,175	20	46	31	0,76	0,95	1000	950
8	32	62/58	58/55	16	1340	5,4	29	0,16	0,18	18	38	30	0,75	0,95	970	1150
9	50	100/96	96/92	9	1410	5,8	52	0,125	0,185	20	42	28	0,77	0,95	1240	1100
10	44	92/88	92/88	11,5	1390	5,7	49	0,14	0,19	18	44	26	0,78	0,95	1110	1280
11	19,6	54/50	62/58	12,5	1280	5,8	50	0,13	0,2	19	48	25	0,79	0,95	1100	970
12	14,6	48/44	48/44	10,2	1310	5,7	44	0,14	0,12	20	38	24	0,78	0,95	1400	1170
13	34	70/67	68/62	11,8	1400	5,9	54	0,15	0,16	17	41	27	0,76	0,95	1100	1370
14	27	56/52	56/52	12,2	1320	5,5	39	0,133	0,17	14	47	28	0,75	0,96	1250	1100
15	33	66/62	68/64	14	1280	5,75	48	0,14	0,14	22	30	32	0,74	0,95	1110	1270
16	22	48/44	46/42	13	1350	5,8	50	0,15	0,15	24	42	34	0,73	0,95	970	780
17	16,8	44/40	48/44	12	1800	6,0	48	0,145	0,17	19	47	35	0,74	0,95	780	690
18	19,6	50/48	50/46	11,6	1530	5,8	39	0,13	0,18	21	38	33	0,74	0,96	970	1240
19	26	60/57	60/57	12	1310	5,5	54	0,16	0,19	22	48	30	0,745	0,95	1400	1200
20	32	70/67	66/62	14	1280	5,65	38	0,12	0,2	18	29	32	0,73	0,96	1100	780
21	42	79/75	79/75	13,2	1410	6,2	47	0,13	0,155	20	46	30	0,75	0,96	780	970

Задача 3. Паротурбінна установка (ПТУ) з електричною потужністю N і початковими параметрами P_0, t_0 постачає пару промисловим споживачам з тиском P_1 і в систему теплофікації. Потужність промислових споживачів пари дорівнює електричній потужності ПТУ, а витрата пари на підігрівник мережної води системи теплофікації вдвічі більша витрати пари в конденсатор. Параметри пари в конденсаторі: P_k, t_k, x_k , а величина питомої втрати теплоти – q_k . В регенеративному підігрівнику РП – 2 конденсат із конденсатора підігрівається до температури $t_{рп}$. Живильна вода підігрівається до температури $t_{жв}$. Зворотний конденсат повертається з температурою $95\text{ }^\circ\text{C}$. Відносний внутрішній ККД турбіни η_{oi} , а електромеханічний ККД дорівнює $0,958$. Визначити витрату умовного палива на виробництво одиниці енергії, якщо питома втрата в парогенераторі $q_{пт}$. Визначити також потужності живильного та циркуляційного насосів з ККД $0,7$ і $0,8$, відповідно. Напір циркуляційного насоса $40,8\text{ м. в. ст.}$ Дані для заданого варіанта вибрати в таблиці даних.

№ варіанта	N , МВт	P_0 , МПа	t_0 , $^\circ\text{C}$	P_k , МПа	t_k , $^\circ\text{C}$	x_k	q_k , кВт·год	$t_{рп}$, $^\circ\text{C}$	$t_{жв}$, $^\circ\text{C}$	$\Delta t_{ов}$, $^\circ\text{C}$	$q_{пт}$, кВт·год	P_1 , м.рт.ст	η_{oi}
1	12	5	510		29		0,595	60	155	15	0,814	5,25	0,82
2	25	9		4		0,89		65	135	13	0,772	3	
3	40		500		29			50	125	16	0,732	2,625	0,79
4	50	8		5			0,6	70	150	17	0,651	4,5	
5	60		475		33		0,605	75	130	14	0,68	2,625	
6	70	4	440		34			68	150	15	0,895	4,125	0,825
7	10	5		4		0,9		55	142	12	0,976	3,75	
8	12		490		33		0,615	58	153	13	0,936	4,875	
9	25	9		3,5		0,88		72	125	14	0,92	2,25	
10	80	10	540		29			63	150	16	0,735	5,25	0,8
11	60	3,5	435	4,5			0,585	72	140	17	0,755	3,75	
12	40		470	4		0,89		70	128	12	0,785	2,625	
13	24	11	540		30			58	133	13	0,825	3	0,785
14	50	12			29	0,88		60	140	14	0,915	3,375	
15	40	13	550	5,5			0,61	78	150	15	0,925	4,5	
16	60	9	520		33			58	145	16	0,685	4,125	0,815
17	100		540	5		0,9		75	128	17	0,735	2,625	
18	25	8			34		0,59	70	150	18	0,95	4,875	
19	12	5	490	4,5				66	152	14	0,965	5,25	0,805

Задача 4. Виконати розрахунок газотурбінної установки та визначити витрату умовного палива за умови, що ККД компресора 0,85; ККД газової турбіни 0,87; ККД камери згорання 0,98; електромеханічний ККД 0,96; $P_1=101,3$ кПа; $t_1=15$ °С; $P_3 = 0,98P_2$; $P_4 = 115$ кПа; $C_{пр} = 1,14$ кДж/(кг·К).

Примітка. Якщо за умови завдання або в результаті розрахунків міра підвищення тиску в компресорі $\lambda > 8$, застосовується двоступінчастий компресор з проміжним охолодженням повітря. Дані для розв'язування задач наведено в таблиці.

№ варіанта	Ne, Мвт	Витрата повітря тис.м ³ /год				T_3/T_2	ρ_1/ρ_4	ρ_1/ρ_3	ρ_2/ρ_4	ρ_4/ρ_3	№ варіанта	Ne, Мвт	Витрата повітря тис.м ³ /год				T_3/T_2	ρ_1/ρ_4	ρ_1/ρ_3	ρ_2/ρ_4	ρ_4/ρ_3
		T_3, K	T_4, K	T_2, K	T_1, K								T_3, K	T_4, K	T_2, K	T_1, K					
1		136					0,348		0,15	14	50			745						0,144	
2	27			695				22		15		196	1333			2					
3		108		750					22	16	40				615				9		
4	37						2,6			17		146		740						0,143	
5		116	1373			2,3				18	48							2,68	0,22		
6	25							0,355		19		154	1253							0,148	
7		180		653			2			20	25				685			0,365			
8	42		1273	740						21		178	1373	730							
9		128				2,65			15	22	32				670			2,55			
10	45						2,6	0,249		23		216	1403					2,65			
11		154					2,7			24	30				640					16	
12	30			610					9,2	25		200	1333					2,6			
13		180	1293					0,26		26	50			733						20	

Додатки

Додаток А

Теплофізичні властивості води на лінії насичення

t , °C	$p \cdot 10^3$, Па	ρ , кг/м ³	h , кДж/ кг	C_p , кДж/ (кг·K)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/ (м·K)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,000	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	875,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	15,8	288,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,6	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,1	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,4	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,7	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,5	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Додаток Б
**Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмо-
 сферного тиску**

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

Додаток В

Теплофізичні властивості деяких мастильних матеріалів

Таблиця В.1 – Теплофізичні властивості трансформаторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu, 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$a, 10^8 \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^4 \text{ 1/К}$	Pr
10	886,4	1,62	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,11	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,027	7	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,0	7,25	50,5
100	831,8	2,14	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,2	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819	2,25	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

Таблиця В.2 – Теплофізичні властивості масла МС-20

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu, 10^4 \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu, 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$a, 10^8 \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^4 \text{ 1/К}$	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	846,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,0	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Додаток Г

Таблиця Г.1 – Параметри сухої насиченої пари і води за тиском

P , МПа	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	Γ , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
0,0010	6,920	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,875
0,0015	13,038	0,0010007	87,90	0,01138	54,75	2525	2470	0,1958	8,827
0,0020	17,514	0,0010014	66,47	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,0025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,0030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,4	2545	2444	0,3546	8,576
0,0035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	11,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,0040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,0050	32,88	0,0010053	28,19	0,03541	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,0060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,0070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,0080	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,0090	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,010	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,012	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,014	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,016	55,34	0,0010147	9,429	0,1060	231,7	2601	2369	0,7722	7,984
0,018	57,82	0,0010159	8,444	0,1185	241,9	2605	2363	0,8038	7,944
0,020	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,025	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,030	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,040	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2634	2318	1,0261	7,670
0,050	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2304	1,0910	7,593
0,060	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,070	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,080	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,090	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
0,10	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
0,12	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
0,14	109,33	0,0010510	1,236	0,8088	458,5	2690	2232	1,4109	7,246

Продовження таблиці Г.1

P , МПа	t , °С	V' , М ³ /кг	V'' , М ³ /кг	ρ'' , кг/М ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	Γ , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
0,16	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
0,18	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
0,20	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,124
0,22	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
0,24	126,09	0,0010659	0,7465	1,340	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
0,26	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,040
0,28	131,20	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171	1,647	7,015
0,30	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,35	138,88	0,0010736	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	9,941
0,40	143,62	0,0010786	0,5241	2,288	584,5	2732	2148	1,728	6,897
0,45	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
0,50	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
0,60	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2186	1,931	6,761
0,70	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
0,80	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
0,90	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
1,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
1,1	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
1,3	191,06	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
1,4	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
1,5	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
1,6	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,442
1,7	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
1,9	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
2,0	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
2,2	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
2,4	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
2,6	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242

Продовження таблиці Г.1

P , МПа	t , $^{\circ}\text{C}$	v' , $\text{м}^3 / \text{кг}$	v'' , $\text{м}^3 / \text{кг}$	ρ'' , $\text{кг} / \text{м}^3$	h' , $\text{кДж} / \text{кг}$	h'' , $\text{кДж} / \text{кг}$	l , $\text{кДж} / \text{кг}$	S' , $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$	S'' , $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$
2,8	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
3,0	233,83	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
3,5	242,54	0,0012345	0,05704	17,53	1049,8	2803	1753	2,725	6,125
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
4,5	257,41	0,0012690	0,04404	22,71	1122,1	2798	1676	2,862	6,020
5,0	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
5,5	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
6,0	274,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
6,5	280,83	0,0013347	0,02937	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
7,0	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
7,5	290,50	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
8,5	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
9,0	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
9,5	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
10	310,96	0,0014512	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
11	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
12	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
13	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
14	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1056,9	3,623	5,372
15	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
16	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
18	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
20	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
22	373,70	0,00273	0,00367	272,5	2016	2198	182	4,303	4,591

Додаток Д

Теплофізичні властивості димових газів

($B=760$ мм рт.ст. $\approx 0,01 \cdot 10^5$ Па; $\bar{p}(\text{CO}_2) = 0,13$; $\bar{p}(\text{H}_2\text{O}) = 0,11$; $\bar{p}(\text{N}_2) = 0,76$)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\lambda, 10^2 \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$a, 10^6 \text{м}^2/\text{с}$	$\mu, 10^6 \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu, 10^6 \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,310	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Українсько-англійський словник найбільш вживаних термінів

абсолютна швидкість	<i>absolute velocity</i>
автоколивання	<i>auto-oscillation</i>
активна турбіна	<i>active turbine</i>
випаровування	<i>evaporation</i>
відносна швидкість	<i>relatively speed</i>
всмоктувальна трубка	<i>suctioning tube</i>
газ	<i>gas</i>
гідравлічні втрати	<i>hydraulic losses</i>
диск	<i>disk</i>
діафрагма	<i>diaphragm</i>
допоміжний пристрій	<i>auxiliary device</i>
дотична	<i>tangent</i>
ежектор	<i>ejector</i>
елеватор	<i>elevator</i>
електрична свічка	<i>spurking plug</i>
зазор	<i>aperture</i>
запас	<i>reserve</i>
згорання	<i>combustion</i>
змішувальний тип	<i>mixed type</i>
знос	<i>wear</i>
зубець	<i>tooth</i>
інжектор	<i>injector</i>
кожух	<i>case</i>
колова швидкість	<i>circular speed</i>
компресор	<i>compressor</i>
мережа	<i>hydro-system)</i>
нагнітальна машина	<i>pamping machines</i>
нагнітач	
- осьовий	<i>axles</i>
- відцентровий	<i>centrifugal</i>
- вихоровий	<i>whirlwinding</i>
- лопатевий	<i>bladeing</i>
- шестеренний	<i>gearing</i>
- ротаційний	<i>rotaty</i>
- струминний	<i>streaming</i>
напір	<i>pressure</i>
напрямний апарат	<i>directing device</i>
насосна установка	<i>pumping installation</i>
обвідний трубопровід	<i>round pipeline</i>
паз	<i>slot.</i>
паливний насос	<i>fuel pump</i>

пара	<i>steam</i>
підігрівник	<i>preheater</i>
пластина	<i>plate</i>
повернення теплоти	<i>return heat</i>
подача	<i>supply</i>
поршневий насос	<i>piston pump</i>
промислові споживачі	<i>industrial consumers</i>
протитиск	<i>anti-pressure</i>
проточний	<i>flowing</i>
радіальний напрямок	<i>radial direction</i>
реактивна турбіна	<i>jet turbine</i>
регулювальні клапани	<i>regulation valves</i>
робоче колесо	<i>working wheel</i>
робоче тіло	<i>working body</i>
робочі лопатки	<i>work plate</i>
розвантажувальний поршень	<i>unloading piston</i>
руйнувати	<i>destroy</i>
системи теплофікації	<i>system of central heating</i>
сопло	<i>nozzle</i>
спіральна камера	<i>spiral chamber</i>
температура насичення	<i>temperature of saturation</i>
теплофікація	<i>central heating</i>
тиск	<i>pressure</i>
турбіна	<i>turbine</i>
удар	<i>blow</i>
циркуляція	<i>circulation</i>

Навчальне видання

Чепурний Марко Миколайович
Резидент Наталія Володимирівна

НАГНІТАЧІ ТА ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ

Навчальний посібник

Редактор Т. Старічек
Оригінал-макет підготовлено Н. Резидент

Підписано до друку 07.12.2012 р.
Формат 29,7×42 1/4. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 6,3.
Наклад 75 прим. Зам. № 2012-142.

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, к. 2201.
тел. (0432) 59-87-36.

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

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
тел. (0432) 59-87-38.

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