

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет автоматики та енергетики
Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Енергозбереження в теплотехнологічних установках

Методичні рекомендації для самостійної роботи студентів спеціальності
141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» освітньо-
професійної програми „Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня магістр

Кропивницький 2018

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет автоматики та енергетики
Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Енергозбереження в теплотехнологічних установках

Методичні рекомендації для самостійної роботи студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» для освітньо-професійної програми „Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня магістр

„Ухвалено”
на засіданні кафедри
„Електротехнічні системи та енергетичний
менеджмент”
Протокол № 13 від 23.03.2018 р.

Кропивницький 2018

Методичні рекомендації для самостійної роботи студентів з курсу «Енергозбереження в теплотехнологічних установках» / Укл. Клименко В.В., Кравченко В.І. – Кропивницький: ЦНТУ, 2018, 46 с. – укр. мовою.

Укладачі: д.т.н., професор Клименко В.В., к. т. н, доцент Кравченко В.І.

Рецензент: доктор технічних наук, професор Пашинський В.А.

1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Самостійна робота є важливою ланкою в підготовці студентів до інженерної діяльності. Для того, щоб практичні заняття досягли мети, студенти повинні завчасно і систематично готуватися до занять; проявляти самостійність при рішенні задач; розуміти результати їх рішення.

При підготовці до самостійних занять кожен студент повинен вивчити теоретичний матеріал за вказаною темою. При цьому необхідно не тільки усвідомити і зрозуміти матеріал, але й самостійно довести всі положення теорії. Крім того, потрібно виділити прикладні питання теорії, які можуть бути потрібні при рішенні задач. Самостійні доведення і висновки є гарним тренуванням і першим кроком до самостійного рішення задач.

Важливо також провести порівняльний аналіз різних методик рішення або різних формул, що використовуються для визначення деяких величин, і чітко з'ясувати області їх застосування.

При вивченні нового матеріалу доцільно записувати всі питання, які залишаються незрозумілими. Поставлення і запис питань сприяє розвитку мислення і формування навичок грамотного викладення своїх думок.

2. ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО МЕТОДИЦІ РІШЕННЯ ЗАДАЧ

У вирішенні будь-якої теплотехнічної задачі можна виділити наступні основні етапи: розуміння задачі, її рішення у загальному виді, одержання чисельного результату і аналіз рішення.

Прочитавши задачу, необхідно її зрозуміти, тобто проаналізувати. Для цього потрібно:

- зробити схему або пристрій, що підлягає розрахунку. Якщо схема задана, її потрібно перерисувати, позначивши всі величини, що входять в умову задачі;
- розібратися у призначенні і взаємодії всіх елементів у нарисованій схемі;

- дати визначення всіх величин, що входять в умову задачі, і в першу чергу шуканій величині;

- якщо до вказаних величин входять нові величини, не задані в умові задачі, їх потрібно позначити на схемі;

- встановити, яким теоретичним законам або правилам підпорядковуються величини, що розглядаються в аналізі задачі;

- закінчивши аналіз задачі, переходять до пошуку алгоритму (схеми) вирішення задачі. Цей пошук зводиться до складання ланцюжка розрахункових співвідношень, що дозволяють визначити шукані величини через послідовну низку заданих і додаткових величин.

При рішенні задач у загальному виді можна здійснити часткову перевірку правильності рішення. Рішення неправильне, якщо не співпадають розмірності окремих доданків у багаточленах. При одержанні числової відповіді слід звернути увагу на вибір одиниць і необхідну точність розрахунку тієї або іншої величини.

Рішення задачі необхідно закінчити аналізом одержаного рішення. Такий аналіз включає в себе перевірку правильності рішення, відповідність одержаного рішення теоретичним передумовам. Також корисно з'ясувати, чи нема іншого, більш раціонального способу рішення.

Тема 1. Розрахунок теплових втрат в теплотехнологічних установках та їх теплоізоляція

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: склад, переваги, недоліки та область застосування теплоізоляційних матеріалів високотемпературних і холодильних установок; методику вибору теплоізоляційних матеріалів; методику розрахунку ефективної товщини ізоляції; уміти: здійснювати розрахунок теплової ізоляції поверхонь нагріву та вибирати вид ізоляційного матеріалу.

Методичні вказівки

Теплоізоляційні матеріали призначені для ефективного зниження теплових втрат через поверхні устаткування, апаратів, трубопроводів у навколишнє середовище. Вимоги до теплоізоляційних матеріалів наступні: низька теплопровідність, стабільність фізико-механічних та теплотехнічних властивостей в умовах експлуатації, не токсичність речовин, стійкість до підвищеної температури.

Кращим тепло ізолятором є шар нерухомого повітря. За помірних температур (не вище 500 °С), його коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,02...0,05$ Вт/(м*К), тобто на два-три порядки менша, ніж у більшості непористих конструкційних матеріалів. Тому теплопровідність теплоізоляційних матеріалів зменшує їхня пористість, при цьому кращими є ізольовані дрібні пори. Розрізняють теплоізоляційні матеріали які працюють в межах високих температур (>1100 °С) – легковагові вогнетриви та в межах низьких температур.

Для ефективного застосування ізоляції потрібно, щоб її критичний діаметр дорівнював або був менше від зовнішнього діаметра, тобто

$$\lambda_{із} \leq \frac{\alpha_2 d_2}{2},$$

де α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища; d_2 – зовнішній діаметра трубопроводу.

Невиконання цієї умови свідчить про неправильний вибір ізоляційного матеріалу.

У зв'язку з тим, що застосування ізоляції потребує капітальних витрат, їх слід зменшити настільки, щоб загальні витрати були мінімальними.

Сталевий трубопровід холодильної установки діаметром 60*5 мм має двошарову теплову ізоляцію: шар міпори – 20 мм при $\lambda = 0,041$ Вт/(м*К); шар шлакової вати – 30 мм при $\lambda = 0,07$ Вт/(м*К). Визначити частку кожного з ізоляційних шарів і стінки труби у загальній ізолюючій дії конструкції, якщо λ сталі = 45,5 Вт/(м*К).

1. Визначити, який перепад температур буде підтримуватися на обгороджу вальних поверхнях холодильної камери, якщо потужність наявної холодильної установки дає змогу врівноважувати ідеальне теплове тепло надходження $16,472 \text{ Вт/м}^2$. Стіни камери викладені з будівельної цегли і мають товщину 50 см, всередині покриті торфоплитами товщиною 10 см і шаром штукатурки у 2 см. Коефіцієнт теплопровідності приймаємо для цегли $\lambda_1 = 0,29 \text{ Вт/(м*К)}$, для торфоплит $\lambda_2 = 0,0638 \text{ Вт/(м*К)}$, для штукатурки $\lambda_3 = 0,777 \text{ Вт/(м*К)}$.

2. Ємність з водою, яка кипить, рівномірно втрачає теплоту в навколишнє повітря. Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки дорівнює $\alpha_1 = 4176 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$, від стінки до повітря $\alpha_2 = 25,52 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$. Як зміняться тепловитрати, якщо стінка ємності буде виготовлена не з червоної міді ($\delta_1 = 1,5 \text{ мм}$, $\lambda_1 = 385,12 \text{ Вт/(м*К)}$), а із сталі ($\delta_2 = 0,8 \text{ мм}$, $\lambda_2 = 15,31 \text{ Вт/(м*К)}$). Від чого більше залежить у даному випадку розмір витрат – від товщини і теплопровідності стіни, тепловіддачі всередині чи тепловіддачі зовні стіни? Вважати стінку плоскою.

3. Плоска сталева стінка з $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м*К)}$ і завтовшки $\delta_1 = 0,02 \text{ м}$ ізолювана від теплових втрат шаром азбестового картону з $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт/(м*К)}$ завтовшки $\delta_2 = 0,2 \text{ м}$ і шаром пробки з $\lambda_3 = 0,045 \text{ Вт/(м*К)}$ завтовшки $\delta_3 = 0,1 \text{ м}$. Визначити якої товщини необхідно взяти шар пінобетону з $\lambda = 0,08 \text{ Вт/(м*К)}$ замість азбесту і пробки, щоб теплоізоляційні властивості стінки залишилися без зміни.

4. Визначити доцільність використання азбесту з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,11 \text{ Вт/(м*К)}$ для теплоізоляції трубопроводу діаметром $d_1 / d_2 = 18 / 20 \text{ мм}$, якщо коефіцієнт тепловіддачі в навколишнє середовище з зовнішньої поверхні ізоляції $\alpha_2 = 8 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$. Яким повинен бути максимальний коефіцієнт теплопровідності ізоляції, що використовується для цієї умови?

Розрахунок економічно доцільної товщини ізоляції

Задача 1. Дах цеху фабрики вкритий одношаровою шиферною покрівлею загальною площею 2000 м^2 без ізоляції. Тривалість опалювального сезону $T_c = 2000$ годин. Опалення здійснюється від котла на мазутному паливі. Вартість палива $0,17$ доларів за літр. Коефіцієнт корисної дії котла $\eta = 75 \%$. Середня зовнішня температура протягом сезону опалення $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Для зменшення втрат теплоти запропоновано ізолювати дах знизу мінеральною ватою, підшитою сухою штукатуркою. Товщина штукатурки 10 мм .

Розглянути варіанти товщини ізоляції:

80 мм вартістю $11,8$ долар/ м^2 ;

100 мм вартістю $12,08$ долар/ м^2 ;

150 мм вартістю $16,0$ долар/ м^2 .

Інвестиції віднести до 10-літнього періоду.

Комплексна вправа

На підприємстві встановлено п'ять сталевих баків заповнених розчином для очищення вирбів шляхом занурення. Усі баки однакового розміру: довжина - 3 м , ширина - $1,5 \text{ м}$, висота - 1 м .

Розчин у баках підігрівається до температури $75 \text{ }^\circ\text{C}$ парою, яка проходить по трубах, занурених у розчин. Коефіцієнт корисної дії парового котла 60% .

Розрахуйте:

1. Втрати теплоти через стінки та з поверхні розчину неізольованих баків.
2. Втрати теплоти після ізолювання баків ізоляційним матеріалом.
3. Втрати теплоти після покриття поверхні розчину подвійним шаром ізолювальних кульок.
4. Річну економію коштів від зниження втрат після ізолювання стінок баків.
5. Річну економію коштів після ізолювання поверхні розчину.
6. Термін окупності затрат на ізолювання стінок баків.

Методичні рекомендації та додаткова інформація

1. Додаткова інформація:

- втратами теплоти через дно баків можна знехтувати;
- знехтуйте термічним опором сталевих стінок баків;
- температура навколишнього середовища $+15^{\circ}\text{C}$;
- коефіцієнт тепловіддачі з усіх поверхонь баків не залежить від наявності ізоляції і дорівнює $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт теплопередачі від рідини розчину до навколишнього середовища дорівнює $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт тепловіддачі від рідини до внутрішньої поверхні баку дорівнює $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- теплові втрати від випаровування з поверхні рідини $8000 \text{ Вт}/\text{м}^2$;
- коефіцієнт теплопередачі ізолювального матеріалу, що використовується для ізолювання стінок баків - $0,035 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- теплові втрати від випаровування з поверхні рідини, покритої ізолювальними кульками – $1500 \text{ Вт}/\text{м}^2$;
- вартість ізоляції – $19,8 \text{ доларів}/\text{м}^2$;
- вартість ізоляційних кульок – $99 \text{ доларів}/\text{м}^2$;
- вартість палива, що спалюється у паровому котлі – $0,016 \text{ доларів}/\text{кВт} \cdot \text{год}$;
- тривалість річної експлуатації баків – 4800 годин .

2. Порядок розрахунку:

2.1. Термічний опір неізолюваного бака розраховується як сума опорів переходу від рідини до внутрішньої поверхні бака і від зовнішньої поверхні до навколишнього середовища.

2.2. Термічний опір ізолюваного бака збільшується на величину опору ізолювального матеріалу, який пропорційний товщині і обернено пропорційний термічній провідності матеріалу.

2.3. Розрахувати коефіцієнт теплопередачі неізолюваної та ізолюваної стінки бака як обернену величину до відповідного сумарного термічного опору.

2.4. Розрахувати втрати через неізолювані стінки сумарною площею F .

2.5. Розрахувати втрати через ізолювані стінки баків.

2.6. Розрахувати зменшення теплових втрат після ізолювання та кількість зекономленої енергії за рік.

2.7. Розрахувати обсяг річної економії палива з урахуванням ККД котла.

2.8. Розрахувати вартість зекономленого палива.

2.9. Розрахувати втрати теплоти з неізолюваної поверхні від випаровування та конвекції.

2.10. Розрахувати втрати з ізолюваної поверхні розчину. Втрати теплоти складаються з:

- теплових втрат випаровуванням; - тепловіддачею з поверхні шляхом конвекції і випромінювання (необхідно врахувати опір переходу від рідини до навколишнього середовища та додатковий опір, обумовлений наявністю кульок);

- коефіцієнт теплопередачі буде оберненою величиною до суми цих опорів.

2.11. Розрахувати річне зменшення теплових втрат з поверхні рідини, зменшення втрат споживання палива котлом та річну економію коштів.

2.12. Розрахувати термін окупності ізоляційних заходів, як відношення сумарних затрат на ізоляцію до суми річної економії коштів.

Тема 2. Методи термодинамічного аналізу ефективності перетворення енергії

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: енергетичний та ексергетичний методи термодинамічного аналізу ефективності перетворення енергії; сутність ексергії маси робочого тіла і ексергії теплоти; методику складання ексергетичних балансів; уміти: Використовуючи ексергетичний

баланс проводити розрахунок ексергетичного ККД і витрати палива теплотехнічного обладнання.

Методичні вказівки

Під ефективністю перетворення енергії розуміють одержання максимального вироблення даної продукції (роботи, теплоти, холоду окремо чи сумісно), мінімальні затрати на утримання і експлуатацію установки, зведення до мінімуму шкідливих змін в навколишньому середовищі (енергетичних забруднень). Реалізація цих факторів можлива лише на підставі термодинамічного аналізу і техніко-економічних розрахунків перетворення енергії.

Одним з методів термодинамічного аналізу ефективності перетворення енергії є енергетичний метод (метод ККД), суть якого полягає у тому, що спочатку аналізується оборотний теоретичний цикл, а потім – необоротний (реальний) цикл з урахуванням основних джерел необоротності.

До недоліків методу ККД належить наступне: в методі не враховується, що теплота і робота якісно не рівноцінні і що теплота різного потенціалу має різну цінність (працездатність); крім того, в методі враховуються тільки втрати, обумовлені внутрішньою необоротністю циклу, і не враховуються втрати, пов'язані з кінцевою різницею температур джерел теплоти і робочого тіла (зовнішня необоротність).

У зв'язку з цим ефективність перетворення енергії доцільно оцінювати відношенням фактично одержаної роботи до максимальної роботи, яка могла б бути одержана за рахунок затраченої енергії. Максимальна робота, яку може здійснити система при її переході з даного стану до рівноваги з навколишнім середовищем, називається ексергією. Питома ексергія робочого тіла, кДж/кг (води, повітря, пари, фреону тощо), визначається рівнянням

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0),$$

де h і s – ентальпія і ентропія речовини в даному стані, кДж/кг; h_0 , T_0 , s_0 – ентальпія, температура і ентропія речовини при параметрах навколишнього середовища.

Ексергія теплоти визначається за виразом

$$e_q = q (1 - T_0 / T_m),$$

тобто питома ексергія теплового потоку чисельно дорівнює питомій кількості теплоти q , помноженій на термічний ККД циклу Карно.

На підставі ексергетичного балансу, який можна скласти як для окремих апаратів і елементів, так і для установки і системи в цілому ($\Sigma E_{ex} = \Sigma E_{вих} + \Sigma D$, де ΣD – втрати ексергії), визначаються втрати ексергії, значення яких залежить від ефективності роботи установки. На підставі ексергетичного балансу завжди можна визначити ККД установки (апарата) або системи:

$$\eta = \Sigma E_{вих} / \Sigma E_{ex} = (\Sigma E_{ex} - \Sigma D) / \Sigma E_{ex} = 1 - (\Sigma D / \Sigma E_{ex}).$$

Задача 1. Визначити ексергію $Q = 750$ кДж теплоти при температурі $t_1 = 1000$ °С і втрату ексергії при передачі цієї кількості теплоти тілу, що має температуру $t_2 = 600$ °С. Температура навколишнього середовища $t_0 = 17$ °С. Показати схематично значення ексергії і її втрати на T - s -діаграмі.

Задача 2. На промисловому підприємстві встановлено пароводяний підігрівник для нагрівання за 1 с $m = 24$ кг води від температури $t_1 = 45$ °С до температури $t_2 = 72$ °С, розрахований на використання грійної пари з абсолютним тиском $p = 0,07$ МПа. Через відсутність на підприємстві пари такого тиску використовується пара підвищеного тиску $p^l = 0,3$ МПа. Визначити термодинамічні характеристики цього підігрівника при проектних і дійсних параметрах пари. Втратами в навколишнє середовище знехтувати.

Задача 3. У котельному агрегаті при спалюванні палива виділяється тепловий потік $q = 3200$ кДж/кг при температурі $t_1 = 1900$ °С для одержання перегрітої пари з $t^l_1 = 500$ °С. Температура навколишнього середовища $t_0 = 20$ °С. Визначити зміну ентропії, втрату ексергії і ексергетичний ККД в процесі теплообміну між продуктами згоряння і паром.

Задача 4. Визначити значення коефіцієнта працездатності теплоти $(\tau_q)_0$, що відведене при температурі кипіння хладону $R-12$ ($t_k = -29,8$ °С), і порівняти його з коефіцієнтом працездатності, підрахованим для температури рідкого гелію ($T_k = 4,22$ К).

Задача 5. Скласти тепловий і ексергетичний баланс системи, що виробляє холод Q_0 , і визначити її ККД, якщо відомо, що система споживає 20 кВт електроенергії N і з системи відводиться енергія Q_T у вигляді теплоти у кількості 62 кВт. Коефіцієнт працездатності відведеної з установки теплоти $\tau_q = +0,033$; коефіцієнт працездатності одержаного холоду $(\tau_q)_0 = -0,22$.

Задача 6. Визначити наскільки зменшилася питома ексергія потоку холодоагенту $R-12$, який у теплообмінному апараті при тиску 0,425 МПа охолоджується з $t_1 = 55$ °С до $t_2 = 20$ °С.

Питання для контролю знань

1. Які процеси називаються внутрішні необоротні, а які зовнішньо необоротні?
2. Які недоліки притаманні енергетичному методу оцінки ефективності теплових машин і апаратів?
3. Що називається ексергією?
4. Що являє собою ексергетичний метод?
5. Запишіть вираз ексергії маси робочого тіла.
5. Запишіть вираз ексергії теплоти.
7. Які втрати враховуються ексергетичним методом?
8. Що являє собою ексергетичний баланс і в чому його відмінність від енергетичного балансу?
9. Як розраховується ексергетичний ККД?
10. Чи завжди доцільно підвищувати ексергетичний ККД теплообмінних апаратів?
11. Які переваги має ексергетичний метод аналізу ефективності теплових машин і апаратів у порівнянні з іншими методами?

Тема 3. Розрахунок ККД та витрати палива котельним агрегатом

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: втрати теплоти, які існують в котельних установках; величини, які підлягають вимірюванню при визначенні ефективності роботи котельних установок; перелік основних енергозаощаджуючих заходів, які можна рекомендувати при визначенні ефективності роботи котлів; способи підвищення їх ККД; уміти: складати тепловий баланс котельної установки; розроблювати ефективні енергозаощаджуючих заходів для їх роботи; проводити розрахунки ККД та витрату палива котельного агрегату.

Методичні вказівки

Загальна ефективність котельної установки визначається як 100 % мінус відносна сума втрат у відсотках. Нормальний режим роботи котлів означає, що вони працюють з неповним навантаженням [1]. Неповне навантаження дає низку негативних ефектів:

- рівень надлишкового повітря збільшується при зменшенні навантаження котла. Це призводить до збільшення втрат з відхідними газами;
- теплопередача менш ефективна при зниженні швидкості димових газів, що призводить до більш високої температури відхідних газів і, таким чином, до збільшення втрат з відхідними газами;
- втрати в навколишнє середовище (від теплового випромінювання та конвекції) при середньому навантаженні 50 % від максимального майже подвійні.

За даними експлуатації паро виробних установок і котлів, які наведені літературних джерелах, зокрема можна зробити загальні висновки щодо переліку енергозаощаджуючих заходів.

1. Виявлення місць підсмоктування повітря і проведення ремонтних робіт.

2. Потрібен постійний контроль температури відхідних газів і вміст в них O_2 , CO_2 та CO (газовий аналіз) для забезпечення максимальної ефективності використання палива і якості його згорання при будь-якому навантаженні.

3. Постійний контроль температури повітря, яке подається на пальники та їх регулювання.

4. Для забезпечення максимальної ефективності спалювання газоподібного палива необхідно налагоджувати пальники на оптимальне співвідношення „повітря-паливо” для режиму переважного навантаження.

5. Постійний контроль технічного стану регулятора тиску газу. Забруднення або несправність регулятора призводить до зміни тиску газу. Непостійність тиску призводить до згорання пере збагаченої суміші, до збільшення викидів CO і забрудненню сажею, що знижує ККД.

6. Постійний контроль за станом факела в пальниках для спалювання мазуту (сопла пальників схильні до забруднення сажею).

7. Підтримання постійного значення тиску мазуту перед форсунками.

8. Використання економайзерів і повітропідігрівачів.

9. Заміна пневматичних і аналогових електронних систем управління роботою котлів на цифрові децентралізовані системи на базі мікропроцесорів.

10. Глибока утилізація теплоти відхідних газів котлів, які працюють на природному газі.

11. Ізоляція поверхонь котлів для зниження втрат теплоти в навколишнє середовище внаслідок конвективного та променистого теплообміну поверхні котла з оточуючим середовищем.

12. Автоматизація процесу продування котлів.

13. Встановлення утилізаційного теплообмінника на лінії продування.

14. Регулярна перевірка чистоти поверхні димових труб. При значному її забрудненні втрачається більше 50 % корисної площі і тим самим погіршується тяга.

15.Заміна котлів старої конструкції з низьким ККД на сучасні котельні установки.

16.Регулярне проведення енергетичного аудиту та впровадження енергетичного менеджменту.

Завдання 1. Розробити перелік ефективних енергозощаджуючих заходів для парогенератора КЕ-2,5.

Завдання 2. Розробити перелік ефективних енергозощаджуючих заходів для парогенератора ДКВр-6,5, що працює на мазуті.

Завдання 3. Розробити перелік ефективних енергозощаджуючих заходів для парогенератора Е-25-14, що працює на природному газі.

Завдання 4. Розробити перелік ефективних енергозощаджуючих заходів для парогенератора БКЗ-75-39 ФБ, що працює на кам'яному вугіллі.

Завдання 5. Розробити перелік ефективних енергозощаджуючих заходів для парогенератора Е-75-40К, що працює на мазуті.

Задача. Розрахувати ККД та витрату палива котельного агрегату, який працює на мазуті, за наступними даними:

тиск перегрітої пари 4,0 МПа;

температура пари 370 °С;

паропроодуктивність – 25 т/год;

наявна теплота палива 37,9МДж/кг;

температура відхідних газів 140 °С;

коефіцієнт надлишку повітря на виході з останньої поверхні нагріву $\alpha_{відх} = 1,41$;

втрати теплоти від хімічного недопалу $q_3 = 0,5$;

втрати теплоти від зовнішнього охолодження парогенератора $q_5 = 1,25$.

Порівняти значення ККД та витрату палива аналогічного котельного агрегату з такими ж характеристиками, прийнявши коефіцієнт надлишку повітря на виході з останньої поверхні нагріву $\alpha_{відх} = 1,59$. Зробити висновок.

Питання для контролю знань

1. Дайте загальну характеристику паро виробних установок і котлів, що застосовуються в Україні.
2. Які величини підлягають вимірюванню при визначенні ефективності роботи котельних установок?
3. Які втрати теплоти існують в котельних установках?
4. Як складається тепловий баланс котельної установки при роботі на мазуті та природному газі?
5. Як впливає неповне навантаження на енергетичну ефективність котла?
6. Наведіть перелік основних енергозаощаджуючих заходів, які можна рекомендувати при визначенні ефективності роботи котлів.
7. Як впливає коефіцієнт надлишку повітря на ККД і витрату палива котельного агрегату і які заходи необхідно здійснити для його зменшення?

Тема 4. Методи підвищення теплової ефективності циклу ПСУ

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: способи підвищення ККД ПСУ; переваги і недоліки підвищення початкового тиску, ступеня перегріву пари і зменшення кінцевого тиску на ефективність циклу ПСУ; особливість здійснення циклу з проміжним перегрівом пари; за рахунок чого відбувається процес нагрівання живильної води при здійсненні регенеративного циклу ПСУ; відмінність парогазового циклу від газопарового; за рахунок чого досягається одержання теплової енергії у теплофікаційному циклі; уміти: довести за допомогою TS - та PV - діаграм способи підвищення ККД паросилових установок; показати як проходять наступні цикли ПСУ на TS - та PV - діаграмах: з проміжним перегрівом пари, регенеративний, парогазовий, теплофікаційний та пояснити за рахунок чого одержується їх ефективність; здійснити розрахунок ККД паросилової установки.

Методичні вказівки

Перетворення енергії органічного палива в механічну за допомогою водяної пари здійснюється у паросилових установках (ПСУ), основним циклом яких є цикл Ренкіна. Термічний ККД циклу Ренкіна визначається

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3},$$

де q_1 і q_2 – відповідно теплота, що підводиться і відводиться в циклі; h_1, h_2, h_3 – значення ентальпій пари на вході в турбіну, на виході з неї і води конденсату при тиску в конденсаторі p_2 відповідно.

ККД циклу паросилової установки зручно визначати за допомогою hs -діаграми, де початкові і кінцеві ентальпії визначаються за відомими початковими і кінцевими параметрами адіабатного процесу розширення пари в турбіні, а h_3 визначається за таблицями насиченої пари за тиском p_2 .

Безпосередньо з рівняння термічного ККД циклу Ренкіна неможливо виявити характер впливу на нього параметрів стану пари. При збільшенні середніх температур циклу термічний ККД будь-якого циклу зростає. Підвищення середньої температури в процесі підводу теплоти в циклі Ренкіна можна здійснити шляхом підвищення початкового тиску пари, температури перегріву та зниженням кінцевого тиску.

В реальних паросилових установках частка корисно використаної теплоти є невеликою через втрати, що пов'язані з внутрішньою необоротністю процесів. У зв'язку з цим існують інші способи підвищення теплової ефективності паросилової установки: регенеративний цикл, цикл з вторинним перегрівом пари, теплофікаційний цикл.

Приклад. Як зміниться термічний ККД паросилової установки, що працює за циклом Ренкіна, якщо при початкових параметрах пари тиску $p_1 = 3$ МПа і температури перегріву $T_1 = 773$ К та кінцевому тиску $p_2 = 0,2$ МПа, змінити кінцевий тиск на $p_2 = 0,004$ МПа.

Рішення. Термічний ККД циклу Ренкіна визначається за формулою

$$\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3),$$

З таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари або за hs -діаграмою водяної пари знаходимо (кДж/кг): $h_1 = 3456$; $h_2 = 2754$; $h_3 = 505$; $h^l_1 = 3456$; $h^l_2 = 2180$; $h^l_3 = 122$.

ККД циклів:

$$\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3) = (3456 - 2754) / (3456 - 505) = 0,237;$$

$$\eta^l_t = (h^l_1 - h^l_2)/(h^l_1 - h^l_3) = (3456 - 2180) / (3456 - 122) = 0,382.$$

Розрахунки показують, що при зменшенні тиску в кінці розширення ККД циклу Ренкіна зростає.

Задача 1. Для постачання підприємства електричною енергією і теплотою запроектована ТЕЦ, на якій встановлена турбіна з протитиском потужністю $N = 12000$ кВт. Вся пара з турбіни направляється на виробництво, звідки в котельню повертається конденсат при температурі насичення. Турбіна працює при наступних параметрах: $p_1 = 39,2$ бар, $t_1 = 455$ °С, $p_2 = 1,96$ бар. Визначити теплову потужність цієї установки. Підрахувати витрату теплоти в установці у тому випадку, якщо б для постачання підприємства електроенергією і теплотою була встановлена такої ж потужності конденсаційна турбіна, яка працювала б при тих же початкових параметрах і при кінцевому тиску $0,04$ ат, а для задоволення підприємства теплотою була б встановлена котельня низького тиску, яка подавала б на підприємство пару тих же параметрів, що виходить з турбіни.

Задача 2. Турбіна потужністю 24000 кВт працює при параметрах $25,5$ бар і $t_1 = 420$ °С. Тиск у конденсаторі $p_2 = 0,0392$ бар. Для підігріву живильної води здійснюється відбір пари при $p_1 = 1,18$ бар. Визначити термічний ККД і питому витрату пари. визначити поліпшення термічного ККД у порівнянні з такою ж установкою без регенеративного підігріву.

Задача 3. Визначити економію палива на тепловій електричній станції з економічним ККД $\eta_e = 0,40$. Електрична потужність станції $N_e = 1000\ 000$ кВт. Теплота згоряння палива $Q = 29300$ кДж /кг.

Задача 4. Що відбудеться з термічним ККД паросилової установки, якщо при постійному кінцевому тиску за турбіною $p_2 = 0,005$ МПа і незмінній температурі перегріву пари $T_1 = 823$ К в межах допустимої зміни сухості пари в кінці розширення збільшити початковий тиск перед турбіною з $p_1 = 3$ МПа до $p_1^I = 9$ МПа? Рішення виконати за hs -діаграмою водяної пари.

Задача 5. Як зміниться термічний ККД паросилової установки, що працює на перегрітій водянній парі за циклом Ренкіна, якщо: а) перегрів пари збільшити до $T_{nep} = 873$ К; б) збільшити перегрів пари до $T_{nep} = 873$ К і тиск до $p_1 = 8,5$ МПа. Початкові параметри циклу: $T_{nep} = 773$ К; $p_1 = 5$ МПа; $p_2 = 0,005$ МПа; $x_2 = 0,822$. Рішення виконати за допомогою hs -діаграми.

Задача 6. Як зміниться розрахунковий термічний ККД паросилової установки, що працює на насиченій парі за циклом Ренкіна, якщо при його підрахункув одному випадку врахувати затрати, пов'язані зі стисненням води від тиску конденсату $p_2 = 0,005$ МПа до тиску пари у парогенераторі $p_1 = 8$ МПа, а в другому враховуючи незначущість цих затрат, знехтувати ними?

Задача 7. Як зміняться показники термічної економічності паросилової установки, що працює за циклом Ренкіна на перегрітій парі $T_1 = 773$ К і $p_1 = 10$ МПа, якщо в одному випадку пара в турбіні кількісно вся розширюється до $p_2 = 0,05$ МПа, а у другому – розширення проходить з двома частковими відборами пари з проточної частини турбіни для регенеративного підігріву живильної води. Перший відбір $g_m = 0,1$ кг/кг при $h_m = 2800$ кДж/кг, другий $g_n = 0,1$ кг/кг при $h_n = 2600$ кДж/кг.

Задача 8. Цикл паросилової установки здійснюється з двома відборами пари з проточної частини турбіни. Пара використовується для регенеративного підігріву живильної води парогенератора у двох підігрівниках до температури $T_n'' = 473$ К. Параметри циклу: $p_1 = 5$ МПа; $T_1 = 773$ К. Розширення в турбіні

відбувається до тиску $p_2 = 0,005$ МПа. Визначити, яку кількість пари необхідно відібрати від турбіни для *I* і *II* підігрівників. Яка кількість пари надходить до конденсатора? Визначити температуру у баку живильної води. Відомо, що температура відборів $T^I = 373$ К і $T^{II} = 473$ К. Прийняти, що підігрів води в регенеративних підігрівниках здійснюється до температури насичення, що відповідає тиску пари у відборах, а також вважати, що у підігрівниках нагрівна пара повністю конденсується без переохолодження.

Питання для контролю знань

1. Як впливає початковий тиск пари на ефективність циклу ПСУ?
2. Як впливає кінцевий тиск пари на ефективність циклу ПСУ?
3. Чи впливає підвищення початкового тиску пари на вологість пари?
5. Чи впливає підвищення ступеня перегріву пари на ефективність циклу ПСУ?
6. Як впливає зменшення кінцевого тиску пари на термічний ККД циклу ПСУ і на вологість пари на виході з турбіни?
7. Яких проблем дозволяє позбутися застосування циклу з проміжним перегрівом пари?
8. За рахунок чого відбувається процес нагрівання живильної води при здійсненні регенеративного циклу ПСУ?
9. Як на практиці відбувається регенеративний підігрів живильної води у ПСУ?
10. У скількох генераторах виробляється електрична енергія при застосуванні ПСУ з парогазовим циклом?
11. За рахунок чого одержується підвищення ефективності використання теплоти у парогазовому циклі?
12. Завдяки чому у теплофікаційному циклі одержується теплова енергія?
13. З якою метою при здійсненні теплофікаційного циклу застосовуються турбіни з регульованим відбором пари?

Тема 5. Енергетичне удосконалення паливних високотемпературних установок

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: схеми варіантів тепловикористання вторинних енергоресурсів у промислових печах; методику розрахунку економії палива у печах; вплив повернення відхідних технологічних газів в робочу камеру печі на її ефективність; вплив нагрітого повітря, що подається в робочу камеру печі, на економію палива; уміти: проводити розрахунки витрати палива у печах та економії палива при встановленні у них рекуператора для підігріву повітря.

Методичні вказівки

Для порівняння різних варіантів тепловикористання в паливних промислових печах використовується коефіцієнт виробничого тепловикористання, який за своєю суттю відповідає технологічному коефіцієнту

$$\eta_{техн} = \frac{Q_{кор}}{Q_{пал}^x + Q_{екз}}$$

де $Q_{кор}$ – теплота, що корисно використовується в робочому просторі на технологічний процес; $Q_{пал}^x$ - хімічна теплота, яка виділяється внаслідок згоряння палива; $Q_{екз}$ – теплота екзотермічних реакцій, що відбуваються в робочій камері печі, крім реакцій згоряння палива.

Тобто технологічний коефіцієнт корисної дії печі являє собою частку теплоти, що корисно використовується в робочому просторі на технологічний процес ($Q_{кор}$), від дійсної кількості теплоти, що вводиться у піч за умови, що фізична теплота палива (підігрітого) $Q_{пал}^ф = 0$ та фізична теплота, яка вноситься в робочу камеру з підігрітим повітрям $Q_{нов}^ф = 0$.

Питома витрата палива на гарячому повітрі скорочується за двома напрямками, тобто внаслідок:

1) більш повного використання для технологічного процесу в робочій камері теплоти технологічних газів, оскільки температура відхідних газів менше температури технологічних газів;

2) зростання продуктивності робочої камери через вищу температуру газу в ній, що приводить до збільшення питомого теплосприймання .

Витрата палива при умові використання повітря, нагрітого за рахунок теплоти технологічних газів, визначається з рівняння

$$b' = b \frac{G(Q_n^p - v_2 c_2 t_{m2})}{G'(Q_n^p - v_2 c_2 t_{e2})},$$

де b – питома витрата палива при використанні холодного повітря; G та G' – відповідно продуктивності агрегату при використанні холодного та нагрітого повітря; v_2 - об'єм газів; c_2 – теплоємність газів; t_{m2} – температура технологічних газів; t_{e2} – температура відхідних газів.

Задача 1. Визначити вплив температури нагрівання дуттьового повітря відхідними технологічними газами на технологічні показники камерної нагрівальної печі продуктивністю $G = 0,16$ кг/с. У печі, паливом в якій служить природний газ, вуглецева сталь нагрівається від початкової температури 15 °С до кінцевої 1250 °С. Побудувати графіки залежності від температури нагрівання повітря: коефіцієнта регенерації теплоти, коефіцієнта корисного паливо використання, коефіцієнта використання теплоти, коефіцієнта корисної дії робочого простору, втрат теплоти з відхідними технологічними газами, питомої витрати палива та економії палива. Проаналізувати отримані залежності та зробити висновок про ефективність регенерації теплоти технологічних газів.

Методичні вказівки до задачі

Теплотехнічні характеристики роботи печі визначають на основі складання її теплового балансу для трьох значень температури нагрівання повітря:

$$t_{нов1} = 15 \text{ °С}; t_{нов2} = 0,5 (t_{нов1} + t_{нов3}) \text{ і } t_{нов3}.$$

При складанні теплового балансу печі використовуємо наступні втрати теплоти в навколишнє середовище:

- від бічних поверхонь – 12970 Вт;
- від поверхонь склепіння – 9977 Вт;
- від поверхні поду – 16584 Вт;
- через садочне вікно – 110752 Вт.

Разом: 150286 Вт.

Для спрощення розв'язування задачі розрахунок процесу горіння палива не проводити, а використати лише результати такого розрахунку.

Додаткові початкові дані

Температура відхідних технологічних газів $t_{m2} = 1350$ °С.

Максимальна температура нагрівання повітря $t_{нов3} = 450$ °С.

Паливо – природний газ, $Q^p_n = 35,2$ МДж/м³.

Температура навколишнього середовища $t_{нов1} = 15$ °С.

Коефіцієнт витрати повітря $\alpha = 1,05$.

Об'єм повітря, теоретично необхідний для спалювання 1 м³ палива $v_{нов}^0 = 9,8$ м³/м³.

Вигар металу $\delta = 1,0$ %.

Задача 2. Визначити економію палива при встановленні на промисловій печі рекуператора для підігріву повітря до 300 °С. Камерна піч, призначена для нагріву виробів, опалюється природним газом з теплотою згорання $Q^p_n = 35200$ кДж/м³. Продуктивність печі $G = 800$ кг/год. Метал у печі нагрівається до температури 1200 °С.

Задача 3. Як зміниться теплове навантаження і питома витрата теплоти, якщо піч, що розглядається у задачі 3, буде працювати без підігріву повітря з продуктивністю 1000 кг/год.?

Задача 4. Визначити годинну витрату палива для безперервно діючої камерної печі. Продуктивність печі, що використовує як паливо мазут – 741 кг/год. Угар металу складає 1,3 % від маси нагрітого металу, втрата від

хімічного недопалу – 1,5 % від теплоти згоряння палива. Температура відхідних газів – 1300 °С. Визначити також економію палива у випадку застосування підігріву повітря, що іде на горіння, до 400 °С.

Питання для контролю знань

1. Як можна використати технологічні гази, відпрацьовані у робочій камері промислової печі?
2. В чому полягає сутність регенеративного тепловикористання у промислових паливних печах?
3. Чи можна одержати економію палива при регенеративному нагріванню повітря у паливних печах?
4. Чи ефективно здійснювати попередній нагрів відхідними газами технологічного матеріалу у паливних печах?

Тема 6. Інтенсифікація теплопередачі в теплотехнологічних установках

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: способи підвищення інтенсифікації теплопередачі в теплоенергетичних установках; методику розрахунку коефіцієнта теплопередачі для ребристої стінки; Уміти інтенсифікувати теплопередачу, знати на який коефіцієнт тепловіддачі і як необхідно вплинути, щоб збільшити коефіцієнт теплопередачі.

Методичні вказівки

Інтенсифікації процесів теплообміну приділяється велика увага. Пояснюється це тим, що теплообмін визначає швидкість протікання технологічних процесів і, отже, продуктивність агрегату і праці. Інтенсифікація теплообміну приводить до зменшення витрати палива, габаритних розмірів установки і, як наслідок, до скорочення капітальних і експлуатаційних витрат.

При незмінній різниці температур між теплоносіями тепловий потік, що передається, залежить від коефіцієнта теплопередачі. Оскільки теплопередача – процес складний, розглядання шляхів її інтенсифікації пов'язано з аналізом часткових складових процесу. Коефіцієнт теплопередачі плоскої стінки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

і підвищити його можна шляхом зменшення товщини стінки або вибору більш теплопровідного матеріалу. Якщо термічний опір стінки малий, то при $\delta/\lambda \rightarrow 0$

$$k^1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}}$$

Звідси витікає, що коефіцієнт теплопередачі завжди менше найменшого з коефіцієнтів тепловіддачі. Отже, для підвищення коефіцієнта теплопередачі потрібно збільшувати найменше зі значень коефіцієнтів тепловіддачі α_1 або α_2 . Якщо $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то необхідно збільшувати кожне зі значень α .

Задача 1. Для значень коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 , як задані табл. 1, виконати розрахунок коефіцієнта теплопередачі k . Проаналізувати одержані результати коефіцієнта теплопередачі і дати висновок.

Таблиця 1.

	1	2	3	4	5	6
α_1	4000	8000	4000	20	20	30
α_2	20	20	40	40	60	40
k						

Застосування оребреної поверхні стінки або труби – один із засобів інтенсифікації теплопередачі збільшенням площі поверхні теплообміну з боку меншого значення коефіцієнта тепловіддачі. Крім того, оребрена стінка сприяє вирівнюванню термічних опорів тепловіддачі, коли одну зі сторін омиває середовище з великим коефіцієнтом α (наприклад, вода), а другу – з малим значенням α (наприклад, повітря); як у системах опалення, де коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря 12...60, а від гарячої води до стінки – 2500...6000 Вт/(м²*К).

Якщо тепловий потік віднесений до одиниці гладкої поверхні, то коефіцієнт теплопередачі через ребристу стінку

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}},$$

якщо тепловий потік віднести до одиниці ребристої поверхні, то

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

При розрахунку густину теплового потоку необхідно слідкувати за тим, до якої поверхні він віднесений, оскільки коефіцієнти теплопередачі для протилежних сторін будуть різними.

Оребрення поверхні дозволяє збільшенням площі поверхні зменшити загальний термічний опір теплопередачі та збільшити тепловий потік.

Задача 2. Визначити кількість теплоти, яка передається через 1 м² оребреної стінки, коефіцієнт оребрення якої дорівнює $F_2/F_1 = 12$. Стінку зроблено з чавуну з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 60$ Вт/(м*К). Товщина стінки $\delta = 12$ мм. Стінку омиває з одного боку робоче тіло з температурою $t_1 = 120$ °С, а з іншого боку температура робочого тіла $t_2 = 20$ °С. Коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до стінки (гладка сторона) $\alpha_1 = 250$ Вт/(м²*К), а від стінки (оребрена сторона) до другого робочого тіла $\alpha_2 = 20$ Вт/(м²*К).

Задача 3. Повітря нагрівається в оребреному повітрянагрівнику системи вентиляції гарячою водою. Коефіцієнт тепловіддачі від гарячої води до внутрішньої стінки оребреної труби $\alpha_1 = 2700$ Вт/(м²*К). Середня температура гарячої води $t_g = 82,5$ °С. Приведений коефіцієнт тепловіддачі від ребристої стінки до повітря $\alpha_{np2} = 48,3$ Вт/(м²*К). Середня температура повітря $t_n = -4,5$ °С. Несучі сталеві труби діаметром $d_3 * \delta = 25 * 2$ мм, довжина труб $l = 0,56$ м, кількість труб $n = 18$. Коефіцієнт оребрення $K_{op} = 4,54$. Термічним опором ребер знехтувати. Визначити коефіцієнт теплопередачі та тепловий потік. Порівняти отримані результати з результатами, коли повітря нагрівається в повітрянагрівнику з гладкими трубами, для якого $\alpha_2 = 88,9$ Вт/(м²*К).

Задача 4. На алюмінієвій стінці холодильної камери розміром 500*200 мм розташовані 20 ребер завтовшки $\delta = 2$ мм і висотою 30 мм. Ребра зроблені вздовж стінки на всю довжину в 500 мм. На початку ребра $t = 50$ °С. Навколишнє середовище має температуру 10 °С. Коефіцієнта тепловіддачі з поверхні ребер і з поверхні між ребрами в навколишнє середовище дорівнює $8 t = 50$ °С. Визначити кількість теплоти, яку віддає ребриста стінка, а також стінка без ребер. Зробити висновок.

Задача 5. Горизонтальна алюмінієва труба діаметром 60*4 мм і з температурою зовнішньої стінки 100 °С має на поверхні круглі ребра з того самого матеріалу постійної товщини 2 мм і діаметром 160 мм. На 1 м довжини труби розташовується 25 ребер. Навколишнє повітря має температуру $t = 10$ °С, а коефіцієнт тепловіддачі від труби і ребер дорівнює 10 Вт/(м²*К). Визначити кількість теплоти, що віддається від ребристої труби і гладкої труби без ребер. Зробити висновок.

Питання для контролю знань

1. В яких випадках і за рахунок чого можна інтенсифікувати теплопередачу?
2. Яке існує загальне правило для інтенсифікації теплопередачі?
3. В яких випадках застосовують ребристі стінки?
4. Теплопередача і коефіцієнт теплопередачі через ребристу стінку.
5. Теплопровідність ребра (стрижня). Вивести рівняння для теплового потоку.
6. Проаналізувати зміну температури вздовж ребра.
7. Як впливає форма ребра на значення теплового потоку теплопровідності?

Тема7. Застосування та підвищення ефективності теплових насосів і холодильних установок

В результаті вивчення теми студент повинен засвоїти: принцип роботи теплових насосів і холодильних машин; методику розрахунку показника ефективності теплового насосу; переваги теплового насосу; Способи розміщення теплообмінників у джерелі низькопотенційної енергії. Шляхи підвищення ефективності використання теплового насосу. Уміти: проводити розрахунок ефективності застосування теплових насосів та витрат на нього з горизонтальним і вертикальним теплообмінним апаратом.

Методичні вказівки

Тепловий насос, як і холодильна установка працює за зворотним циклом, тобто за рахунок затрати питомої роботи l_0 у компресорі, який відбирає питому теплоту q_2 у джерела низької температури (тепловіддатчика) і передає питому теплоту q_1 джерелу високої температури (теплоприймачу), причому $q_1 = q_2 + l_0$.

Циклами теплових насосів є цикли холодильних установок, що працюють в іншому інтервалі температур. Ефективність циклу теплового насосу, що споживає для переносу теплоти роботу, характеризується коефіцієнтом перетворення теплоти, або опалювальним коефіцієнтом

$$\psi = q_1 / l_0 = (q_2 + l_0) / l_0 = \varepsilon + 1.$$

З останнього виразу витікає, що при холодильному коефіцієнті $\varepsilon = 3 \dots 4$ споживач одержує у три-чотири рази більше питомої теплоти, що витягується з навколишнього середовища, ніж при звичайному електрообігріві і тій же питомій витраті електроенергії l_0 . Використання теплового насосу тим ефективніше, чим нижче температура, при якій споживачу необхідна теплота (зі зниженням температури споживачу збільшується ε).

У тих випадках, коли джерелом низько потенціальної теплоти є охолоджуюча вода промислових печей та інші промислові та побутові стічні води, ефективність роботи теплового насосу також підвищується.

Теплові насоси комплектуються обладнанням, призначеним для холодильних установок. Розрахунок і далі вибір ТН починається з заданої теплопродуктивності, яка забезпечується конденсатором тепло насосної установки. Знаючи температурний рівень T_c , одержуваної теплоти Q_c і приймаючи в конденсаторі, можна визначити питома теплове навантаження конденсатора і витрату холодоагенту в ТН. Далі за витратою холодоагенту з урахуванням всіх параметрів вибирається марка компресора, конденсатора і випарника.

Таким чином, маючи каталоги заводів, що випускають холодильне обладнання, на підставі попередньо проведених розрахунків схеми ТН, можна підібрати обладнання для комплектації і монтажу ТН.

Приклад вибору обладнання ТН на теплопродуктивність $Q_c = 500$ кВт.

1. За заданою теплопродуктивністю Q_c визначається масова витрата холодоагенту:

$$G = \frac{Q_c}{q_k} = \frac{500}{185} = 2,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де $Q_c = 500$ кДж/с при $t_k = 95$ °С; $q_k = 185$ кДж/кг – питома теплопродуктивність конденсатора.

2. Об'ємна продуктивність компресора

$$V = G * v = 2,7 * 0,08 = 0,216 \text{ м}^3/\text{с} = 780 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3. Вибирається компресор УУ-400 з об'ємною продуктивністю (за паспортом), що дорівнює $V_h = 1056 \text{ м}^3/\text{год} = 0,29 \text{ м}^3/\text{с}$.

З урахуванням коефіцієнта подачі λ реальна продуктивність компресора:

$$V = V_h * \lambda = 0,29 * 0,76 = 0,22 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. За заданою теплопродуктивністю визначається поверхня передачі теплоти конденсатора:

$$F_k = \frac{Q_c}{k \cdot \Delta t} = \frac{500}{0,3 \cdot 10} = 166 \text{ м}^2,$$

де k - коефіцієнта теплопередачі, що приймається орієнтовно $300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, Δt - різниця температур = 10 °С.

5. Вибирається конденсатор К-260 з поверхнею $F_k^r = 260 \text{ м}^2$.

6. При тепловому навантаженні випарника, яке визначається з розрахунку установки, знаходиться поверхня випарника:

$$F_s = \frac{Q_s}{k_n \cdot \Delta t_n} = \frac{365}{0,2 \cdot 5} = 365 \text{ м}^2,$$

де k_n – коефіцієнт теплопередачі, що приймається орієнтовно $200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt_n – різниця температур = $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

7. Вибирається випарник ИФ-400 з поверхнею передачі теплоти 400 м^2 .

8. Потужність компресора:

$$N_k = G \times l_k^p = 2,7 \times 50 = 135 \text{ кВт},$$

де l_k^p - реальна робота компресора $50 \text{ кДж}/\text{кг}$.

9. Електрична потужність для приводу компресора:

$$N_k^e = \frac{N_k}{\eta_{em}} = \frac{135}{0,9} = 150 \text{ кВт}.$$

10. Коефіцієнт трансформації:

$$\mu = \frac{Q_s}{N_k^e} = \frac{500}{150} = 3,3$$

11. Коефіцієнт корисної дії (ККД):

$$\eta = \mu * (\tau_q)_s = 3,3 * 0,2 = 0,66 \text{ (66 \%)},$$

де $(\tau_q)_s$ – коефіцієнт працездатності одержаної теплоти Q_s , який дорівнює

$$(\tau_q)_s = 1 - \frac{T_{oc}}{T_s} = 1 - \frac{293}{368} = 1 - 0,8 = 0,2.$$

Задача. Розрахувати схему одноступінчастого парокомпресійного теплового насосу з теплопродуктивністю $Q_s = 46,5 \text{ кВт}$. Як джерело теплоти низького потенціалу використовується річкова вода з температурою на вході у випарник $t_{н1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ і на виході з нього $t_{н2} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура води на вході в охолодник $t_{нo} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, а на виході з конденсатора $t_{с1} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$. Робочий агент в установці – хладон R-21.

Приклади розрахунків на встановлення теплового насоса

Розрахунок затрат на тепловий насос з горизонтальним теплообмінником у ґрунті

Одержання теплоти з кожного метра труби залежить від багатьох параметрів: глибини вкладання, наявності ґрунтових вод, якості ґрунту тощо. Орієнтовно можна вважати, що для горизонтальних колекторів воно складає 20 Вт/м. Більш точніше: сухий пісок – 10, суха глина – 20, волога глина – 25, глина з великим вмістом води – 35 Вт/м. На ділянці над колектором не слід зводити будівлі, щоб теплота ґрунту поповнювалася за рахунок сонячної радіації.

Мінімальна відстань між прокладеними трубами повинно бути 0,7...0,8 м. Довжина однієї траншеї складає звичайно від 30 до 120 м. Як теплоносій первинного контуру рекомендується використовувати 25-процентний розчин гліколю. В розрахунках слід врахувати, що його теплоємність при температурі 0 °С складає 3,7 кДж/(кг*К), густина – 1,05 г/см³. При використанні антифризу втрати тиску в трубах у 1,5 рази більші, ніж при циркуляції води.

Для розрахунку параметрів первинного контуру теплонасосної установки необхідно визначити витрату антифризу:

$$V_2 = Q_0 * 3600 / (1,05 * 3.7 * t),$$

де t – різниця температур між подавальною і зворотною лініями, яку часто приймають рівною 3 °С; Q_0 – теплова потужність, що одержується від низькопотенційного джерела (ґрунту).

Остання величина розраховується як різниця повної потужності теплового насоса Q_{wp} і електричної потужності, що витрачається на нагрівання фреону P :

$$Q_0 = Q_{wp} - P, \text{ кВт.}$$

Сумарна довжина труб колектора L і загальна площа ділянки під нього A розраховуються за формулами:

$$L = Q_0 / q, \quad A = L * d_a,$$

де q – питомий (з 1 м труби) зйом; d_a – відстань між трубами (крок укладання).

Приклад розрахунку

Вихідні умови: теплова потреба будівлі площею 120-240 м² (в залежності від теплоізоляції) – 12 кВт; температура води в системі опалення повинна бути 35 °С; мінімальна температура теплоносія – 0 °С. Для обігріву будинку вибрано тепловий насос потужністю 14,5 кВт, що витрачає на нагрівання фреону 3,22 кВт. Теплзйом з поверхневого шару ґрунту (суха глина) q дорівнює 20 Вт/м. У відповідності з наведеними вище формулами розраховуємо:

1) потрібну теплову потужність колектора $Q_0 = 14,5 - 3,22 = 11,28$ кВт;

2) сумарну довжину труб $L = Q_0 / q = 11,28 / 0,020 = 564$ м. Для організації такого колектора необхідно 6 контурів довжиною по 100 м;

3) при кроці укладання 0,75 м необхідна площа ділянки $A = 600 * 0,75 = 450$ м²;

4) загальна витрата гліколевого розчину $V_2 = 11,28 * 3600 / (1,05 * 3,7 * 3) = 3,51$ м³/год, витрата на один контур дорівнює 0,58 м³/год.

Для обладнання колектора вибираємо метало пластикову трубу типорозміру 32Ч3. Втрати тиску в ній складуть 45 Па/м; опір одного контуру – приблизно 7 кПа; швидкість потоку теплоносія – 0,3 м/с.

Розрахунок затрат на тепловий насос з вертикальним теплообмінником у ґрунті

При використанні вертикальних свердловин глибиною від 20 до 100 м в них занурюються U-подібні метало пластикові або пластикові (при діаметрах вище 32 мм) труби. В одну свердловину, звичайно, вставляється дві петлі, після чого вона заливається цементним розчином. В середньому питомий теплзйом такого зонду можна прийняти рівним 50 Вт/м.

Температура ґрунту на глибині більше 15 м постійна і складає приблизно +10 °С. Відстань між свердловинами повинно бути більше 5 м. При наявності підземних течій, свердловини повинні розташовуватися на лінії, перпендикулярній потоку.

Підбір діаметрів труб проводиться виходячи з втрат тиску для потрібної витрати теплоносія. Розрахунок витрати рідини може проводитися для $t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Приклад розрахунку

Початкові дані ті ж, що й у наведеному вище розрахунку з горизонтальним теплообмінником. При питомому теплотязомі зонду 50 Вт/м і потрібній потужності $11,28 \text{ кВт}$ довжина зонду L повинна скласти 225 м . Для обладнання колектора необхідно зробити три свердловини глибиною по 75 м . У кожній з них розміщається по дві петлі з металопластикової труби типорозміру $26\text{Ч}3$; всього – 6 контурів по 150 м . Загальна витрата теплоносія при $t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ складе $2,1 \text{ м}^3/\text{год}$; витрата через один контур – $0,35 \text{ м}^3/\text{год}$. Контури будуть мати наступні гідравлічні характеристики: втрати тиску в трубі – 96 Па/м (теплоносій – 25 -процентний розчин гліколю); опір контуру – $14,4 \text{ кПа}$; швидкість потоку – $0,3 \text{ м/с}$.

Вибір обладнання

Оскільки температура антифризу може змінюватися (від -5 до $+20 \text{ }^\circ\text{C}$) у первинному контурі теплонасосної установки потрібен розширювальний бак. Рекомендується також встановити на зворотній лінії накопичувальний бак: компресор теплового насоса працює в режимі „ввімкнено-вимкнено”. Дуже часті пуски можуть призвести до прискореного зносу його деталей. Бак корисний і як акумулятор енергії – на випадок відключення електроенергії. Його мінімальний об’єм приймається з розрахунку $10\text{-}20 \text{ л}$ на 1 кВт потужності теплового насоса.

Потужність теплового насоса можна підбирати виходячи з моно валентного або бівалентного режиму його роботи. У першому випадку припускається, що тепловий насос використовується як одиничний генератор теплової енергії. При використанні другого джерела енергії (електричного, газового, рідко- або твердопаливного котла) воно підключається до схеми через змішувальний клапан, привод якого керується тепловим насосом або загальною системою автоматики.

Для будинку площею 200 м² на 4 людини при теплових втратах 70 Вт/м² (при розрахунку на -28 °С зовнішньої температури повітря) потреба у теплоті буде 14 кВт. До цієї величини слід додати 700 Вт на приготування санітарної гарячої води. В результаті необхідна потужність складе 14,7 кВт.

На випадок можливих відключень електроенергії потрібно збільшити потужність встановленого теплового насоса на коефіцієнт, що розраховується за формулою:

$$f = 24 / (24 - t_{\text{відкл}}),$$

де $t_{\text{відкл}}$ – тривалість перерви в електропостачанні. На випадок можливого відключення електроенергії на 4 години цей коефіцієнт буде дорівнювати 1,2, тоді потужність теплового насоса повинна бути 17,6 кВт.

Дослідження ефективності роботи холодильної установки заводу з виробництва тонізуючого напою

Вихідні дані:

2. Річний обсяг виробництва тонізуючого напою – 140000 м³.
3. Річне споживання електроенергії заводом – 17 млн. кВт*год.
4. Холодильна установка охолоджує розчин спирту у воді до температури -5°С.
5. Холодильна система складається з чотирьох холодильних установок.
6. Склад холодильної установки:
 - компресор гвинтовий;
 - конденсатор з водяним охолодженням;
 - градирня для охолодження води;
 - випарник кожухотрубний.
7. Річне споживання електроенергії на потреби охолодження – 6.2 млн.кВт*год, у тому числі:
 - компресори – 73,6 % або 4,56 млн. кВт*год;
 - розподільчі помпи розчину – 16% або 0,992 млн. кВт*год;
 - допоміжні пристрої – 10,4 % або 0,645 млн. кВт*год.

Результати вимірювання показників роботи холодильної установки протягом тижня обстеження:

2. Склад холодильного навантаження:

- тепло ферментації – 30,7 %;
- охолоджувальна вода – 12,4 %;
- розподільчі помпи суміші спирту і води (розчину) – 11 %;
- помпи випарника – 2 %;
- охолодження зберігання дерев'яної стружки – 9,3 %;
- холодне зберігання тонізуючого напою – 6,6 %;
- охолодження суслу – 4,5 %;
- охолодження тонізуючого напою – 4,4%;
- охолодження бродильних ємностей – 4,3 %;
- зберігання хмелю – 2,1 %;
- теплота від роботи pomp перекачування пива – 4,1 %;
- втрати у розподільчих трубопроводах – 35 %.

3. Загальне навантаження охолодження (кількість теплоти, яку необхідно вилучити з розчину) – $Q_{ox} = 231000$ кВт*год.

4. Споживання електроенергії компресорами – $A_k = 88100$ кВт*год.

5. Споживання електроенергії допоміжними пристроями – $A_d = 31500$ кВт*год.

6. Сумарне споживання електроенергії – $A_{сум} = 119600$ кВт*год.

Оцінка ефективності роботи холодильних установок

1. Розрахунок холодильного коефіцієнта Карно - XK_k

$$XK_k = Q_{ox}/A_k = 231000/88100 = 2,62.$$

2. Розрахунок холодильного коефіцієнта системи - XK_c

$$XK_c = Q_{ox}/(A_k + A_d) = 231000/119600 = 1,93.$$

3. Розрахунок коефіцієнта корисної дії установки – η_c

$$\eta_c = XK_c / XK_k = 1,93 / 2,62 = 0,736.$$

Висновки

1. Коефіцієнт корисної дії холодильної установки низький.
2. Холодильний коефіцієнт Карно має дорівнювати 3,7...3,8. Причина цього – велике споживання енергії компресорами.
3. Мале значення холодильного коефіцієнта системи пов'язане з великим споживанням енергії допоміжним обладнанням (близько 36 % від споживання компресорами).

Додаткові експлуатаційні вимірювання

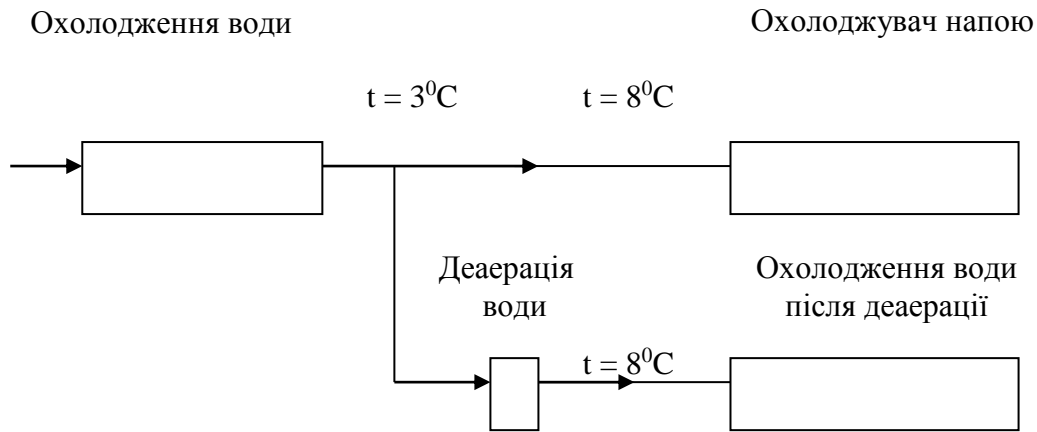
За умови 100 % навантаження вимірюють:

- кількість спожитої енергії компресорами;
- величину тиску на вході і виході компресора;
- температуру суміші спирту і води на вході і виході випарника;
- температуру охолоджувальної води на вході виході конденсатора;
- температуру охолоджувальної рідини (холодоагенту) на виході з конденсатора;
- температуру охолоджувальної рідини на вході випарника;
- температуру оливи змащування;
- величину тиску на вході і виході pomp охолоджувальної води;
- величину тиску на вході і виході pomp випарника.

Можливості зменшення навантаження охолодження

1. Зменшення споживання енергії розподільчими помпами суміші спирту і води та помпами випарника. Це обладнання споживає у сумі 13 % від навантаження охолодження або $0,13 * 231000 * 52 = 1561560$ кВт*год за рік. Обстеження показують, що за умови оптимізації часу роботи pomp можна зменшити споживання електроенергії на 40-45 %, або на 624624...702702 кВт*год за рік.

2. Оптимізація роботи споживачів охолодженої води. На підприємстві існує наступна схема розподілу охолодженої води:



У цій системі можливі такі шляхи енергозбереження:

1. Усунути причини підвищення температури на 5 °С:

- покращити ізоляцію водопроводів;
- наблизити охолоджувач води до охолоджувача тонізуючого напою.

В такій ситуації можна зекономити близько 3 % енергії холодильного навантаження.

2. Зменшити до можливого мінімуму втрати охолодженої води. В умовах підприємства зменшення втрат води на 5 % дасть економію близько 28000 кВт енергії.

Оптимізація роботи компресорів

Після обстеження і побудови графіка холодильного навантаження протягом тижня виявлено, що холодильні установки працюють з мінімальним навантаженням близько 45% потужності протягом 65 годин, а зі 100 % навантаженням також 65 годин.

Якщо взяти до уваги, що у режимі 40 % навантаження компресора холодильний коефіцієнт зменшується приблизно у 1,2 рази, то введенням нового режиму (покращення управління) роботи компресорів і встановленням мінімального навантаження близько 70 % з часом роботи 37 годин протягом тижні і 100 % навантаження протягом 65 годин, можна заощадити близько 5 % споживаної електроенергії.

Інші несправності

Холодильник 1.

1. Пара холодоагенту обходить розширювальний клапан. Причина – неправильно відрегульований регулятор.

2. Недостатня кількість холодоагенту у системі.

3. Мала ефективність роботи конденсатора внаслідок забруднення.

Холодильник 3.

Забруднений оливоохолоджувач.

Холодильник 4.

1. Недостатня кількість холодоагенту.

2. Забруднений конденсатор.

3. Забруднений оливоохолоджувач.

Потенційна економія енергії складає 15 % споживаної.

Підсумок енергозбереження

Річне споживання електроенергії на охолодження – 6,2 млн. кВт*год.

Можливе заощадження:

- зменшення навантажень охолодження – 1,16 млн. кВт*год;
- покращення управління компресорами – 0,26 млн. кВт*год;
- усунення дефектів холодильників – 0,80 млн. кВт*год;
- заміна градирні на інший конденсатор – 0,94 млн. кВт*год.

Сума заощаджень 3,16 млн. кВт*год.

або близько 50 % енергоспоживання.

Питання для контролю знань

1. З яких основних елементів складається тепловий насос?
2. Які існують категорії теплових насосів?
3. Як визначається ефективність роботи теплового насосу?
4. Як підвищити ефективність використання теплового насосу?
5. Які сфери застосування теплових насосів?
6. Які переваги теплового насосу?

7. Як підвищити ефективність використання теплового насосу?

Список літератури

1. Димо Б.В., Пилипчак В.І. Оцінка енергетичної ефективності теплових систем: Навчальний посібник. – Київ: Технології і Ремонт, 2008. – 144с.
2. Бакалін Ю.І. Енергозбереження та енергетичний менеджмент: Навч. посібн. – К.: Центр учбової літератури, 2008. – 224 с.

3. Драганов Б.Х. та ін. Теплотехніка: Підручник. – Київ; „ІНКОС”, 2005. – 504 с.
4. Задачник по технической термодинамике и теории тепломасообмена: Учеб. пособие для энергомашиностроит. спец. вузов /Под ред. В.И. Крутова и Петражицкого. – М.: Высш. шк., 1986. – 383 с.
5. Лабай В.Й. Тепломасообмін: Підручник для ВНЗ. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 260 с.
6. Константінов С.М. Теплообмін: Підручник, - К.: ВПІ ВПК „Політехніка”: Інрес, 2005. – 304 с.
7. Варламов Г.Б. та ін. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: Підручник, - К.: ІВЦ „Політехніка”, 2003. - 232 с.
8. Ткаченко О.О. Високотемпературні процеси та установки: Підруч. – К.: А.С.К., 2005. – 480 с.
9. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕВЧЕНКО Б.О. Проблеми енергетики на межі ХХІ століття. Навчальний посібник, Харків: НТУ „ХПІ”, 2006. – 200 с.
10. Самохвалов В.С. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження. Навч. посібн. – К.: Центр учбової літератури, 2008. – 224 с.

ДОДАТКИ

Суша насичена пара і вода на кривій насичення (за тисками)

P, Мпа	$t_{н}$, °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг•К)	s'' , кДж/(кг•К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	2484,2	0,1053	8,9749
0,0020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	2459,7	0,2603	8,7227
0,0040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	2432,3	0,4225	8,4737
0,0060	36,17	0,0010065	23,77	151,49	2567,1	2415,6	0,5209	8,3297
0,0080	41,53	0,0010085	18,13	173,89	2576,4	2402,5	0,5919	8,2263
0,0100	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	2392,1	0,6496	8,1494
0,0140	52,57	0,0010132	10,69	220,05	2596,1	2376,0	0,7368	8,0305
0,0180	57,82	0,0010159	8,448	242,03	2605,4	2363,3	0,8040	7,9445
0,0200	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	2357,7	0,8324	7,9075
0,0400	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	2318,7	1,0261	7,6710
0,0600	85,94	0,0010330	2,734	359,90	2653,1	2293,2	1,1453	7,5313
0,0800	93,50	0,0010385	2,089	391,75	2665,3	2273,5	1,2331	7,4342
0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	2257,5	1,3026	7,3579
0,14	109,31	0,0010509	1,237	458,42	2690,1	2231,7	1,4109	7,2460
0,20	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	2202,0	1,5306	7,1279
0,24	126,09	0,0010659	0,7469	529,9	2714,9	2185,0	1,5931	7,0658
0,30	133,54	0,0010733	0,6055	661,7	2725,5	2163,9	1,6716	6,9922
0,40	143,62	0,0010836	0,4623	604,6	2738,7	2134,1	1,7766	6,8969
0,50	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	2108,7	1,8605	6,8221
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	742,7	2777,7	2031,0	2,0945	6,6223
1,5	179,88	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	1947,3	2,3148	6,4458
2,0	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	1890,7	2,4471	6,8411
3,0	233,87	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	1794,7	2,6455	6,1859
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	1713,2	2,7965	6,0689
6,0	275,56	0,0013119	0,03243	1213,9	2784,4	1570,5	3,0276	5,8894
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	1441,2	3,2079	5,7448
10,0	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	1316,9	3,3601	5,6147
12,0	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	1193,5	3,4966	5,4930
14,0	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	1067,0	3,6233	5,3731
18,0	356,96	0,001839	0,00751	1732,2	2510,6	778,4	3,8708	5,1054
22,0	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	185,9	4,2943	4,5815
22,1	374,15	0,00326	0,00326	2084,0	2084,0	0	4,4062	4,4062

Насичена пара і вода на лінії насичення (за температурами)

t, °C	P, МПа	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг•К)	s'' , кДж/(кг•К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,0006108	0,0010002	206,321	0,04	2501,0	2501,0	0,0002	9,1565
10	0,0012271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	2477,4	0,1510	8,9009
20	0,0023368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	2453,8	0,2963	8,6674
30	0,0042417	0,0010043	32,929	125,66	2555,9	2430,2	0,4365	8,4537
40	0,0073749	0,0010078	19,548	167,45	2574,0	2406,5	0,5721	8,2576
50	0,012335	0,0010121	12,048	209,26	2591,8	2382,5	0,7035	8,0771
60	0,019919	0,0010171	7,6807	251,09	2609,5	2358,4	0,8310	7,9106
70	0,031161	0,0010228	5,0479	292,97	2626,8	2333,8	0,9548	7,7565
80	0,047359	0,0010292	3,4104	334,92	2643,8	2308,9	1,0752	7,6135
90	0,070108	0,00110361	2,3624	376,94	2660,3	2283,4	1,1925	7,4805
100	0,101325	0,0010437	1,6738	419,06	2676,3	2257,2	1,3069	7,3564
120	0,19854	0,0010606	0,89202	503,07	2706,6	2202,9	1,5276	7,1310
140	0,36136	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	2144,9	1,7390	6,9307
160	0,61804	0,0011022	0,30685	675,5	2757,7	2082,2	1,9425	6,7498
180	0,10027	0,0011275	0,19381	763,1	2777,1	2014,0	2,1393	6,5838
200	1,5551	0,00115665	0,12714	852,4	2791,4	1939,0	2,3307	6,4289
220	2,3201	0,0011900	0,08602	943,7	2799,9	1856,2	2,5178	6,2819
240	3,3480	0,0012291	0,05964	1037,6	2801,6	1764,0	2,7021	6,1397
260	4,6940	0,0012756	0,04212	1135,0	2795,2	1660,2	2,8850	5,9989
280	6,4191	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	1541,6	3,0687	5,8555
300	8,5917	0,00114041	0,02162	1345,4	2748,4	1403,0	3,2559	5,7038
320	11,290	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	1236,2	3,4513	5,5356
340	14,608	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	1025,5	3,6638	5,3363
360	18,674	0,0018930	0,00697	1763,1	2485,7	722,6	3,9189	5,0603
374	22,084	0,002834	0,00348	2039,2	2150,7	111,5	4,3374	4,5096

Питомі об'єми і ентальпії перегрітої водяної пари при різних

t, °C	1,2 МПа		1,4 МПа		1,6 МПа		1,8 МПа		2,0 МПа		2,2 МПа		2,4 МПа	
	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг
240	0,188	0,188	0,160	2904	0,138	2895								
250	0,192	0,192	0,164	2928	0,142	2919	0,125	2911	0,112	2903	0,100	2894	0,091	2885
280	0,205	0,205	0,175	2996	0,152	2990	0,134	2983	0,120	2977	0,108	2970	0,098	2963
290	0,210	0,210	0,179	3019	0,155	3013	0,137	3007	0,123	3001	0,111	2994	0,101	2988
300	0,214	0,214	0,182	3041	0,159	3035	0,140	3030	0,126	3024	0,113	3018	0,103	3012
310							0,143	3052	0,128	3047	0,116	3042	0,106	3036
320							0,146	3075	0,131	3070	0,118	3065	0,108	3060
330							0,149	3097	0,133	3092	0,121	3088	0,110	3083
340							0,152	3119	0,136	3115	0,123	3110	0,112	3006
350							0,155	3141	0,137	3137	0,126	3133	0,115	3129
360							0,157	3164	0,141	3160	0,128	3156	0,117	3152
380							0,163	3208	0,146	3204	0,133	3200	0,121	3197
390							0,166	3230	0,149	3226	0,135	3223	0,123	3219
400							0,168	3251	0,151	3248	0,137	3245	0,125	3242
t, °C	3,0 МПа		3,2 МПа		3,4 МПа		4,0 МПа		4,2 МПа		4,4 МПа			
	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг		
280	0,0772	2942	0,0718	2934	0,0670	2972	0,0589	2962	0,0557	2955	0,0527	2946		
300	0,0812	2994	0,0756	2986	0,0707	2982	0,0605	2990	0,0572	2983	0,0542	2977		
310	0,0831	3019	0,0775	3014	0,0725	3008	0,0587	3010	0,0557	3010	0,0557	3005		
320	0,0850	3044	0,0793	3033	0,0610	3016	0,0635	3042	0,0601	3037	0,0571	3032		
330	0,0869	3068	0,0810	3063	0,0759	3058	0,0650	3068	0,0616	3063	0,0585	3058		
340	0,0887	3092	0,0828	3087	0,0776	3083	0,0665	3093	0,0630	3088	0,0597	3084		
350	0,0905	3116	0,0845	3111	0,0792	3107	0,0679	3118	0,0644	3114	0,0612	3109		
360	0,0923	3139	0,0862	3135	0,0808	3131	0,0693	3143	0,0657	3139	0,0625	3134		
370	0,0941	3163	0,0879	3159	0,0824	3155	0,0707	3167	0,0671	3163	0,0638	3159		
380	0,0959	3186	0,0896	3182	0,0840	3178	0,0720	3191	0,0684	3187	0,0651	3184		
390	0,0976	3209	0,0912	3205	0,0856	3202	0,0734	3215	0,0699	3211	0,0663	3208		
400	0,0993	3232	0,0929	3228	0,0871	3225	0,0761	3261	0,0722	3258	0,0688	3255		
420	0,1030	3277	0,0961	3274	0,0902	3271	0,0787	3308	0,0748	3305	0,0712	3302		
440	0,1060	3329	0,0993	3319	0,0932	3316	0,0589	2962	0,0557	2955	0,0527	2946		

Зміст

Тема 1.	Розрахунок теплових втрат в теплоенергетичних установках та їх теплоізоляція	5
Тема 2.	Методи термодинамічного аналізу ефективності перетворення енергії	10
Тема 3.	Розрахунок ККД та витрати палива котельним агрегатом	14
Тема 4.	Методи підвищення теплової ефективності циклу ПСУ	17
Тема 5.	Енергетичне удосконалення паливних високотемпературних установок	22
Тема 6.	Інтенсифікація теплопередачі в теплоенергетичних установках	25
Тема 7.	Застосування та підвищення ефективності теплових насосів і холодильних установок	29
Література		41
Додатки		42