

**О. П. Остапенко**

# **ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ ТЕПЛОВІ НАСОСИ**



Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**О. П. Остапенко**

# **ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ ТЕПЛОВІ НАСОСИ**

**Навчальний посібник**

Вінниця  
ВНТУ  
2015

УДК 621.57(075)

ББК 31.392я73

О 76

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 4 від 29.11.2012 р.).

Рецензенти :

**О. В. Дорошенко**, доктор технічних наук, професор

**М. О. Прядко**, доктор технічних наук, професор

**С. Й. Ткаченко**, доктор технічних наук, професор

**Остапенко, О. П.**

О 76 Холодильна техніка та технологія. Теплові насоси : навчальний посібник / О. П. Остапенко. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 123 с.

В посібнику наведено теоретичні основи енергоперетворень в теплових насосах, класифікацію теплових насосів, схеми теплонасосних установок; подано термодинамічні основи ексергетичного аналізу парокомпресійних теплонасосних установок та станцій. Подано приклади розрахунків термодинамічних циклів теплових насосів, ексергетичного аналізу циклів парокомпресійних теплонасосних установок та теплонасосних станцій. Навчальний посібник передбачає завдання для самостійної роботи студентів: тестові завдання для самоперевірки знань студентів за основними темами та варіанти практичних завдань для самостійної роботи з індивідуальними числовими даними.

УДК 621.57(075)

ББК 31.392я73

## ЗМІСТ

Передмова .....	5
Перелік скорочень і абревіатур.....	6
1 ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ В ТЕПЛОВИХ НАСОСАХ. ЗАМКНЕНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК .....	8
2 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ .....	10
2.1 Класифікація теплових насосів.....	10
2.2 Сорбційні теплові насоси .....	11
2.3 Парокомпресійні теплові насоси .....	13
2.4 Холодоагенти для парокомпресійних теплових насосів.....	16
3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ.....	19
3.1 Цикл парокомпресійного теплового насоса .....	19
3.2 Цикл парокомпресійного теплового насоса з регенерацією теплоти .....	23
3.3 Ексергетичний аналіз парокомпресійної теплонасосної установки.....	25
4 СТРУКТУРА ТА УЗАГАЛЬНЕНА СХЕМА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ТЕПЛОНАСОСНОЮ УСТАНОВКОЮ. СХЕМИ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК .....	32
5 ТЕПЛОНАСОСНА СТАНЦІЯ З ЕЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ КОМПРЕСОРА. ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТНС .....	41
5.1 Теплонасосні станції у теплопостачанні .....	41
5.2 Теплонасосна станція з електричним приводом компресора.....	41
5.3 Ексергетичні та енергетичні показники роботи теплонасосної станції для системи теплопостачання .....	43
6 КОГЕНЕРАЦІЙНІ ТЕПЛОНАСОСНІ СТАНЦІЇ. ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТНС .....	51
6.1 Використання теплонасосних установок з приводом компресора від газопоршневого двигуна в системах теплопостачання.....	51
6.2 Теплонасосна станція з приводом від газотурбінної установки .....	55
7 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ .....	64
8 ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ ЗНАТЬ .....	90
9 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ.....	105
Література .....	111
Додатки.....	112
Додаток А. Lg P-h діаграма холодоагенту R717.....	113
Додаток Б. Lg P-h діаграма холодоагенту R134a .....	114
Додаток В. Lg P-h діаграма холодоагенту R600.....	115
Додаток Г. Lg P-h діаграма холодоагенту R600a .....	116
Додаток Д. Lg P-h діаграма холодоагенту R152a.....	117

Додаток Е. Lg P-h діаграма холодоагенту R290 .....	118
Додаток Ж. Lg P-h діаграма холодоагенту R407C .....	119
Додаток И. Lg P-h діаграма холодоагенту R1270.....	120
Словник найбільш вживаних термінів.....	121

## ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник призначений для підготовки спеціалістів теплоенергетичного профілю денної та заочної форм навчання за напрямом "Теплоенергетика".

Однією з головних задач напряму підготовки 6.050601 – "Теплоенергетика" є задача раціонального використання енергоресурсів в теплотехнологічних та теплоенергетичних установках, забезпечення високоефективних режимів роботи систем тепло- і холодопостачання. Це потребує застосування теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни "Холодильна техніка та технологія", для вирішення конкретних інженерних задач в галузі теплотехнології, тепло- та холодопостачання за допомогою методів термодинамічного та ексергетичного аналізу.

В посібнику наведено теоретичні основи енергоперетворень в теплових насосах, класифікацію теплових насосів, схеми теплонасосних установок; подано термодинамічні основи ексергетичного аналізу парокompресійних теплонасосних установок та станцій; показано застосування ексергетичного аналізу для дослідження ефективності теплонасосних установок і станцій. Відмітна особливість запропонованого навчального посібника полягає в тому, що в ньому широко подано теоретичний матеріал з прикладами розрахунків термодинамічних циклів теплових насосів, ексергетичного аналізу циклів парокompресійних теплонасосних установок та теплонасосних станцій.

Студенту необхідно розуміти фізичну суть термодинамічних процесів в теплових насосах, володіти методами розрахунків процесів і циклів з використанням термодинамічної діаграми і таблиць стану, систематично працювати з рекомендованою літературою.

Навчальний посібник передбачає завдання для самостійної роботи студентів: тестові завдання для самоперевірки знань студентів за основними темами та варіанти практичних завдань для самостійної роботи в табличному вигляді з індивідуальними числовими даними. Посібник містить необхідні додатки, що полегшує його використання для вирішення практичних завдань. Це дозволить студентам працювати самостійно і творчо.

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

## ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І АБРЕВІАТУР

ВЕР	вторинні енергоресурси;
ВК	– водогрійний котел;
ГТУ	– газотурбінна установка;
ДВЗ	– двигун внутрішнього згорання;
ДНТ	– джерела низькотемпературної теплоти;
ТЕЦ	– теплоелектроцентраль;
ТН	– тепловий насос;
ТНУ	– теплонасосна установка;
ТНС	– теплонасосна станція;
ХА	– холодоагент;
GWP	– потенціал глобального потепління;
ODP	– потенціал озонного руйнування;
TEWI	– загальний еквівалентний вплив потепління;
b	– питома витрата палива, кг/ГДж; кг/(кВт·год);
e	– питома ексергія, МДж/м <sup>3</sup> ; кДж/кг;
h	– питома ентальпія, кДж/кг;
l	– питома робота, кДж/кг;
q	– питома теплота, кДж/кг;
t	– температура, °С;
V	– витрата палива, кг/с; м <sup>3</sup> /с;
C	– питома теплоємність, кДж/(кг·°С);
E	– ексергетична потужність, МВт;
G	– масова витрата, кг/с;
H	– теплоперепад, кДж/кг;
N	– електрична потужність, МВт;
P	– тиск, МПа;
Q	– теплова потужність, МВт;
Q <sub>н</sub> <sup>P</sup>	– нижча теплота згорання робочого палива, МДж/м <sup>3</sup> ;
Q <sub>ну</sub> <sup>P</sup>	– нижча теплота згорання умовного палива, МДж/кг;
T	– температура, К
T <sub>ср</sub> <sup>B</sup>	– середньотермодинамічна температура теплоносія у випарнику, К;

$T_{\text{ср}}^{\text{к}}$	— середньотермодинамічна температура теплоносія в конденсаторі, К;
$\beta$	— частка теплової потужності ТНУ у складі ТНС;
$\varepsilon$	— холодильний коефіцієнт;
$\eta$	— коефіцієнт корисної дії (ККД);
$\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$	— ККД-нетто котельні;
$\eta_{\text{с}}^{\text{в}}$	— фактор Карно для підведеної теплоти у випарнику;
$\eta_{\text{к}}$	— фактор Карно для відведеної теплоти в конденсаторі;
$\Theta$	— величина недогріву, °С;
$\lambda, \pi$	— міра підвищення тиску в компресорі;
$\rho$	— густина, кг/м <sup>3</sup> ;
$\phi$	— коефіцієнт перетворення (опалювальний коефіцієнт).

#### Індекси:

а – адіабатний; в – випаровування; вг – відхідні гази; від – відведена теплота; відп – відпущена теплота; вк – водогрійний котел; г – гази; гту – газотурбінна установка; д – двигун; е – ексергетичний; ед – електродвигун; ем – електромеханічний; ес – електрична станція; еф – ефективний; заг – загальна; змв – зворотна мережна вода; к – конденсація; кз – камера згорання; км – компресор; кор – корисна; кот – котельна; мв – мережна вода; нс – навколишнє середовище; нт – низькотемпературне джерело теплоти; о – оборотний; оі – відносний внутрішній; ох – система охолодження; п, пал – паливо; пв – повітря; під – підведена; пмв – пряма мережна вода; р – робочий; см – суміш; ср – середній; тн – тепловий насос; тну – теплонасосна установка; тнс – теплонасосна станція; топ – топка; то,т – теплообмінник; тс – теплові споживачі; у – умовне паливо; ут – утилізатор; ха – холодоагент; ц – цикл.

# 1 ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ В ТЕПЛОВИХ НАСОСАХ. ЗАМКНЕНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Тепловий насос призначений для вироблення теплоти на основі зворотного термодинамічного циклу. Зворотні цикли зміни стану робочого тіла при зображенні на термодинамічних діаграмах мають напрямок проти годинникової стрілки. Замкнені або кругові процеси характерні для теплових машин, де робоче тіло здійснює певний цикл, повертаючись в початковий стан.

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

За холодильними циклами працюють **термотрансформатори** (*thermo-transformers*), до яких відносяться **теплові насоси (ТН)** (*heat pumps*), **холодильні машини (ХМ)** (*refrigeratory machines*) та **теплохолодильні установки** (*heat refrigerator installations*). Ці установки відбирають низькотемпературну теплоту від різних речовин та середовищ і підвищують температурний рівень цієї теплоти при підведенні додаткової енергії (роботи).

Холодильні машини (рис. 1.1) працюють за зворотними циклами, в яких підведення теплоти до робочого тіла (холодоагенту) здійснюється при температурах, нижчих за температуру навколишнього середовища:  $T_0 < T_{nc}$ . Для того, щоб передати теплоту з нижчого температурного рівня  $T_0$  на

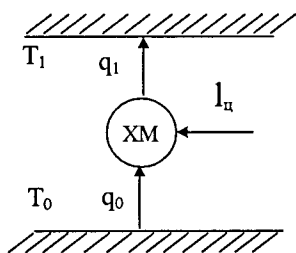


Рисунок 1.1 – Схема ХМ

вищий  $T_1$ , необхідно затратити зовнішню роботу  $l_{ц}$ . ХМ сприймає роботу  $l_{ц}$  і видає більш нагрітому середовищу з температурою  $T_1$  теплоту  $q_1 = q_0 + l_{ц}$ . Оскільки теплота  $q_0$  підводиться до робочого тіла, то вона вважається додатною і називається **питомою холодопродуктивністю** (*specific cold productivity*). Питома теплота  $q_1$ , що передається від робочого тіла на більш високий температур-

ний рівень  $T_1$ , називається питомою теплопродуктивністю (*specific heating productivity*). Якщо приймачем теплоти є навколишнє середовище ( $T_1 = T_{nc}$ ), то установка називається холодильною машиною.

Ефективність ХМ оцінюють холодильним коефіцієнтом (*refrigeratory coefficient*) – відношенням холодопродуктивності до роботи циклу:  $\varepsilon = \frac{q_o}{l_{ц}} = \frac{q_o}{(q_1 - q_o)}$ .

Якщо установка передає теплоту середовищу, температура якого вища за температуру навколишнього середовища ( $T_1 > T_{nc}$ ), то таку установку називають тепловим насосом (ТН) (*heat pump*). Під питомою теплопродуктивністю ТН розуміють питому теплоту  $q_1$ , яка передається до споживача на більш високий температурний рівень  $T_1$ . Ефективність роботи ТН оцінюють опалювальним коефіцієнтом (*heating coefficient*) або коефіцієнтом перетворення (*coefficient of transformation*):  $\varphi = \frac{q_1}{l_{ц}} = \frac{q_1}{(q_1 - q_o)} = \varepsilon + 1$ .

В теплових насосах до робочого тіла підводиться низькотемпературна теплота на нижньому температурному рівні циклу  $T_o$ , яка перетворюється у високотемпературну теплоту на верхньому температурному рівні  $T_1$  за умови підведення необхідної роботи циклу  $l_{ц}$ . Високотемпературна теплота від ТН відводиться до споживачів. Від ХМ теплові насоси відрізняються призначенням (для нагрівання об'єкта, а не охолодження), а також межами робочих температур.

### Контрольні запитання

1. Які цикли називаються холодильними?
2. Які установки називаються холодильними машинами?
3. Які установки називаються тепловими насосами?
4. Що розуміють під питомою холодопродуктивністю?
5. Що розуміють під питомою теплопродуктивністю?
6. Що називають холодильним коефіцієнтом та як він визначається?
7. Що називають опалювальним коефіцієнтом та як він визначається?
8. Теплові насоси та холодильні машини. Загальні ознаки та відмінності.

## 2 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

### 2.1 Класифікація теплових насосів

Теплові насоси можна класифікувати за такими ознаками:

а) за принципом дії ТН поділяють на компресійні, струминні; сорбційні та термоелектричні.

В компресійних (*compression*) ТН підвищення температурного рівня низькотемпературної теплоти відбувається при механічному стиску холодоагенту в компресорі (поршневому, ротаційному або турбокомпресорі).

Компресійні установки, в залежності від робочого тіла, поділяються на пароконпресійні (*steam compression*) та газоконпресійні (*gas compression*). Робочим тілом в пароконпресійних установках є холодоагенти (*refrigerants*). Це речовини, температура кипіння яких нижча за 0 °С при атмосферному тиску (аміак, фреони). В газоконпресійних установках робочим тілом є газ (повітря).

В струминних (*inkjet*) теплових насосах замість механічного компресора використовуються струминні компресори. В холодильній техніці використовують пароструминні (ежекційні) ХМ та ТН, де робочим тілом є водяна пара.

В сорбційних (*sorption*) ТН замість механічної приводної енергії підводиться зовнішня теплота, а стиск холодоагенту відбувається за допомогою розчинника. В таких ТН використовується термічний компресор (*thermal compressor*), який складається з кип'ятильника (генератора), абсорбера, насоса та регулюючого вентиля. В залежності від типу термохімічних реакцій розрізняють абсорбційні (*absorption*) та адсорбційні (*adsorption*) ТН. В абсорбційних установках процес сорбції здійснюється в усьому об'ємі абсорбенту (на межі рідкої та парової фази). В адсорбційних установках процес сорбції відбувається на поверхні адсорбенту, який перебуває в твердій фазі (лід).

В термоелектричних (*thermoelectric*) ТН використовується ефект Пельтьє: в місцях спайки двох різних електричних провідників при проходженні постійного струму виникає термопара та в залежності від напрямку струму відбувається нагрівання чи охолодження.

Найбільш поширені пароконпресійні ТН. Широко використовуються ТН абсорбційного типу, в яких відсутній компресор. Перевагою абсорб-

ційних ТН є використання теплової енергії. Це може бути безпосереднє спалювання палива, а також різні скидні потоки теплоти (гаряча вода, відпрацьована пара та ін.). Основний недолік абсорбційних машин – більш низький коефіцієнт перетворення (коефіцієнт трансформації) порівняно з парокомпресійними ТН.

б) за схемою застосування теплові насоси можуть бути моновалентні (тільки ТН) та бівалентні (ТН у сполученні з додатковим джерелом теплоти).

в) за джерелами низькотемпературної теплоти (ДНТ) (*low temperature heat sources*): зовнішнє повітря; поверхневі води (ріка, став, море); підземні води; ґрунт; сонячна енергія; низькотемпературна теплота штучного походження (скидні води, нагріті продукти технологічних процесів, очищена вода станцій аерації, витяжне повітря систем вентиляції та ін.).

г) за сполученням низькотемпературних та високотемпературних джерел теплоти: повітря – повітря; повітря – вода; ґрунт – повітря; ґрунт – вода; вода – повітря; вода – вода.

д) за джерелом приводної енергії: розрізняють ТН, що використовують для роботи електроенергію, паливо того чи іншого виду, вторинні енергетичні ресурси.

## 2.2 Сорбційні теплові насоси

В сорбційних ТН підвищення температурного рівня теплоти здійснюється з використанням термохімічних реакцій (сорбції). Робоче тіло поглинається сорбентом (*sorbent*) (поглиначем) при низьких температурах. Виділення робочого агента із суміші (десорбція) здійснюється при підведенні додаткової теплоти на високому температурному рівні.

В абсорбційних ТН використовуються бінарні розчини (*binary solutions*) складені з абсорбенту (*absorbent*) (бромистий літій, вода, нітрат літію та ін.) і робочого тіла (*working body*) (вода, аміак, дихлорметан та ін.), з різними температурами кипіння, що змінюють температуру при сумішоутворенні.

Принципова схема абсорбційного ТН показана на рис. 2.1.

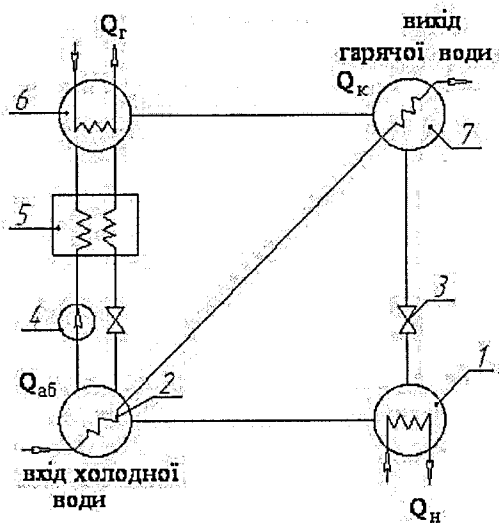


Рисунок. 2.1 – Принципова схема абсорбційного ТН: 1 – випарник; 2 – абсорбер; 3 – дросель; 4 – насос; 5 – теплообмінник; 6 – генератор; 7 – конденсатор

Робоче тіло у стані рідини при низькому тиску надходить у випарник 1, де за рахунок підведення низькотемпературної теплоти  $Q_n$  випаровується (кипить). Пара надходить в абсорбер 2 і поглинається абсорбентом, при цьому виділяється теплота  $Q_{аб}$  (оскільки збільшується температура суміші), яка відводиться мережною водою. Утворена суміш робочого тіла і абсорбенту (слабкий розчин) за допомогою насоса 4 перекачується в генератор 6, підігриваючись в регенеративному теплообміннику 5 зустрічним потоком міцного розчину абсорбенту. В генераторі 6 відбувається випаровування з розчину робочого тіла за рахунок підведення додаткової теплоти  $Q_g$  на високому температурному рівні  $t_g$ . Міцний розчин абсорбенту з генератора повертається через теплообмінник і дроселюючий пристрій 3 в абсорбер, а робоче тіло у стані пари з температурою  $t_k$  надходить в конденсатор 7, де передає теплоту  $Q_k$  мережній воді і конденсується. Після цього рідке робоче тіло дроселюється в пристрої 3 до тиску у випарнику і цикл повторюється.

Коефіцієнт перетворення абсорбційних ТНУ складає

$$\varphi = \frac{(Q_{аб} + Q_k)}{Q_r} > 1, \quad (2.1)$$

оскільки  $Q_{аб} + Q_k = Q_r + Q_n$ .

Основною перевагою абсорбційних ТНУ є відсутність рухомих частин і витрат механічної енергії (тільки незначні на насос). Проте для його роботи потрібне джерело високотемпературної теплоти: при  $t_k = 70$  °С температура теплоти, що підводиться, повинна складати приблизно  $t_r = 150$  °С.

### 2.3 Парокомпресійні теплові насоси

Розглянемо перетворення енергії в парокомпресійному ТН. Схема парокомпресійного теплового насоса показана на рис. 2.2.

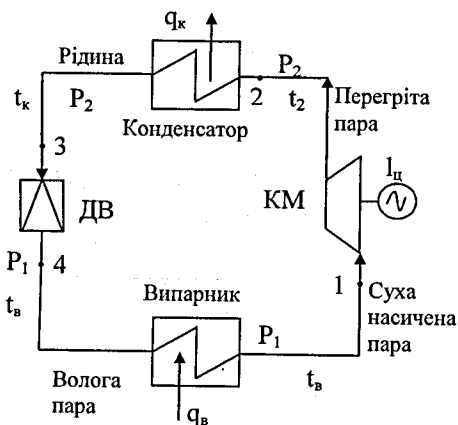


Рисунок 2.2 – Схема парокомпресійного ТН

Принцип дії парокомпресійного ТН полягає в здійсненні зворотного термодинамічного циклу легкокиплячою речовиною (холодоагентом). У випарнику (*evaporator*) ТН теплота від низькотемпературного джерела поглинається холодоагентом, який випаровується. Пара холодоагенту стискається в компресорі (КМ) (*compressor*), завдяки чому її температура підвищується. Високотемпературна теплота від стиснутого (гарячого) холодоагенту відводиться з конденсатора (*condenser*) до споживача, а сконден-

сована пара холодоагенту, після зниження тиску в дросельному вентилі (ДВ) (*throttle valve*), знов надходить у випарник.

Компресор всмоктує з випарника суху насичену пару холодоагенту при тиску випаровування  $P_1$  і адиабатно її стискає до тиску конденсації  $P_2$ . Перегріта пара з параметрами  $P_2$  і  $t_2$  ізобарно охолоджується і повністю конденсується в конденсаторі при температурі  $t_k > t_{нс}$ . При конденсації пари холодоагенту в конденсаторі вивільняється високотемпературна теплота  $q_k$ , яка відводиться з конденсатора до споживача. Конденсат пари дроселюється за допомогою дросельного вентиля до тиску  $P_1$ . Волога пара, що утворилась при дроселюванні, надходить у випарник теплового насоса, де, при підведенні теплоти  $q_b$ , стає сухою насиченою і знов всмоктується компресором.

Розрахунки парокompресійних ТН виконують за допомогою таблиць стану холодоагентів або їх  $\lg P-h$  діаграм. Зображення циклу парокompресійного ТН наведено на рис. 2.3.

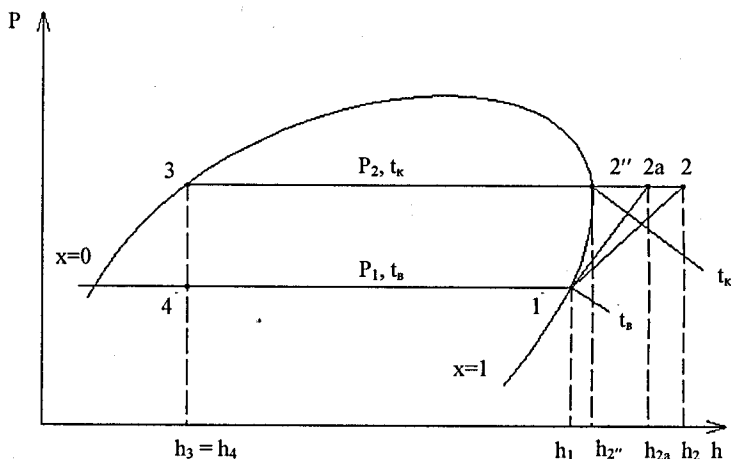


Рисунок 2.3 – Зображення циклу парокompресійного ТН на  $\lg P-h$  діаграмі

Процес 4 – 1 – ізобарне підведення теплоти до робочого тіла у випарнику. Процес 1 – 2а – адиабатний стиск пари холодоагенту в компресорі (теоретичний процес). Процес 1 – 2 – політропний стиск пари холодоагенту в компресорі (дійсний процес). Процес 2а – 3 – ізобарне відведення теп-

лоти в конденсаторі від холодоагенту до споживача (теоретичний процес). Процес 2 – 3 – ізобарне відведення теплоти в конденсаторі від холодоагенту до споживача (дійсний процес). Процес 3 – 4 розширення робочого тіла (зниження тиску) в дросельному вентилі.

Питома теоретична робота компресора (процес 1 – 2а)

$$l_{\text{кмо}} = h_{2\text{а}} - h_1. \quad (2.2)$$

Питома теплота, підведена у випарник

$$q_0 = q_{\text{в}} = h_1 - h_3 = h_1 - h_4. \quad (2.3)$$

Питома теплота, що відводиться до споживача з конденсатора ТН в теоретичному циклі,

$$q_1 = q_{\text{к}} = h_{2\text{а}} - h_3 = q_0 + l_{\text{кмо}} = q_{\text{в}} + l_{\text{кмо}}. \quad (2.4)$$

Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу ТН

$$\varphi_0 = \frac{q_1}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_1}{l_{\text{кмо}}}. \quad (2.5)$$

Теплова потужність випарника

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{ха}} \cdot q_{\text{в}}, \quad (2.6)$$

де  $G_{\text{ха}}$  – масова витрата холодоагенту, кг/с.

Теплова потужність, відведена з конденсатора ТН

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{ха}} \cdot q_{\text{к}}. \quad (2.7)$$

Теоретична потужність компресора ТН

$$N_{\text{кмо}} = G_{\text{ха}} \cdot l_{\text{кмо}}. \quad (2.8)$$

Масова витрата холодоагенту в ТН

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{в}}}{q_{\text{в}}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{к}}} = \frac{N_{\text{кмо}}}{l_{\text{кмо}}}. \quad (2.9)$$

Коефіцієнт перетворення ідеального циклу ТН (циклу Карно) (*Carnot cycle*)

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}}, \quad (2.10)$$

де  $T_{\text{к}}$  і  $T_{\text{в}}$  – абсолютні термодинамічні температури конденсації та випаровування холодоагенту, відповідно.

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

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = \frac{(h_{2a} - h_1)}{\eta_{oi}^{\text{км}}} = \frac{l_{\text{кмо}}}{\eta_{oi}^{\text{км}}}, \text{ де } \eta_{oi}^{\text{км}} - \text{відносний внутрішній ККД}$$

компресора теплового насоса. Ентальпія пари холодоагенту на виході з компресора для дійсного процесу стиску  $h_2 = h_1 + l_{\text{км}}$ . В цьому випадку значення коефіцієнта перетворення зменшується та визначається як

$$\varphi = \frac{q_k}{l_c} = \frac{q_k}{l_{\text{км}}} = \varphi_o \cdot \eta_{oi}^{\text{км}}. \text{ Питома теплота, що відводиться до споживача з}$$

конденсатора теплового насоса, в дійсному циклі збільшується порівняно з теоретичним та становить  $q_1 = q_k = h_2 - h_3 = q_b + l_{\text{км}}$ . Дійсна потужність компресора ТН  $N_{\text{км}} = G_{\text{ха}} \cdot l_{\text{км}}$ .

## 2.4 Холодоагенти для парокompресійних теплових насосів

Оскільки ТН працюють в вищому температурному діапазоні ніж ХМ, то в ТН використовуються холодоагенти для вироблення теплоти в діапазоні температур від 50 до 110 °С. В такому випадку не потрібні кардинальні конструктивні зміни в сучасних холодильних компресорах та машинах.

Робочі речовини для ТН повинні відповідати таким загальним вимогам:

- 1) бути хімічно стабільними та інертними до основних конструкційних матеріалів та мастил;
- 2) мати допустимі значення робочих тисків, різниці і відношення тисків нагнітання і всмоктування;
- 3) не чинити негативної дії на навколишнє середовище і людину;
- 4) бути негорючими та вибухобезпечними;
- 5) мати високий ступінь термодинамічної досконалості та велику об'ємну теплопродуктивність;
- 6) мати сприятливе сполучення теплофізичних властивостей, що впливають на масу і габарити теплообмінників;
- 7) повинні випускатись промисловістю та мати відносну низьку вартість.

Робочі речовини (як і ТН) можна поділити на 2 групи:

1) середньотемпературні (з нормальною температурою кипіння нижче мінус 10 °С);

2) високотемпературні (з нормальною температурою кипіння вище мінус 10 °С).

Як холодоагенти для ТН використовуються синтетичні холодоагенти – фреони та їх суміші, що руйнують озоновий шар атмосфери; та природні холодоагенти, а також їх суміші.

Фреони: R134a; R152a; R32; R125; R124, R 143a; R 142b.

Суміші фреонів: R 407C; R 410A, RC318.

Природні холодоагенти: аміак R717, вуглеводні (пропан R290, бутан R600, ізобутан R600a, пропілен; суміші пропану, бутану, ізобутану, етану), двоокис вуглецю R744.

Основні вимоги до холодоагентів, що можуть використовуватись в теплових насосах, поділяються на такі групи:

– екологічні та токсикологічні – низький потенціал глобального потепління GWP (*Global Warming Potential*), низьке значення загального еквівалентного впливу потепління TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*), низьке значення або відсутність потенціалу озонного руйнування ODP (*Ozone Depletion Potential*), низькі показники токсичності: гранично допустима концентрація (ГДК) та інші;

– теплофізичні – невисокі значення тиску конденсації, велика прихована теплота пароутворення, низьке значення поверхневого натягу, в'язкості та питомого об'єму пари при тисках всмоктування холодоагенту в компресор, високі значення показників теплопровідності рідкої та парової фаз холодоагенту;

– експлуатаційні – термохімічна стабільність та хімічна сумісність з матеріалами та компресорними мастилами, достатня взаємна розчинність з мастилом, пожежобезпечність, здатність розчиняти воду, незначна текучість, наявність запаху та інші;

– економічні – наявність товарного виробництва та низька вартість холодоагентів і компресорних мастил, можливість дозаправлення холодильного обладнання та регенерації холодоагенту.

В табл. 2.1 наведені основні властивості чистих холодоагентів, які використовуються в теплових насосах останнього покоління, або є перспективними до використання в ТН у найближчому майбутньому.

Таблиця 2.1 – Основні властивості холодоагентів для ТН

Холодоагент	Хімічна формула	Критичні параметри		ODP	GWP	ГДК, ppm
		температура $t_k, ^\circ\text{C}$	тиск $P_k, \text{МПа}$			
R744	$\text{CO}_2$	31,06	7,364	0	1	5000
R290	$\text{C}_3\text{H}_8$	96,7	4,248	0	<1	1000
R717	$\text{NH}_3$	132,3	11,33	0	<1	25
R134a	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	101,1	4,059	0	1300	1000
R152a	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	113,3	4,517	0	150	1000
R600	n- $\text{C}_4\text{H}_{10}$	152	3,796	0	3	800
R600a	i- $\text{C}_4\text{H}_{10}$	134,9	3,640	0	3	1000
R142b	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_2\text{Cl}$	137,1	4,123	0,065	2000	1000
RC318	$\text{C}_4\text{F}_8$	115,2	2,778	0	9100	1000
R124	$\text{C}_2\text{HF}_4\text{Cl}$	122,3	3,624	0,10	480	500

де ГДК – гранично допустима концентрація холодоагенту в робочій зоні, ppm ( $1 \text{ ppm} = 10^{-4} \% \text{ об'єму}$  за Європейським стандартом pr EN 388-1).

В додатках (А – И) наведені термодинамічні lg P-h діаграми холодоагентів для теплових насосів.

### Контрольні запитання

1. Класифікація теплових насосів за принципом дії.
2. Класифікація ТН за схемою застосування, джерелами теплоти та приводної енергії, сполученням джерел теплоти.
3. Класифікація сорбційних теплових насосів.
4. Абсорбційні теплові насоси. Принцип дії.
5. Як визначається коефіцієнт перетворення абсорбційного ТН. Переваги та недоліки абсорбційних ТН.
6. Парокомпресійні теплові насоси. Принцип дії.
7. Холодоагенти для парокомпресійних теплових насосів.
8. Основні вимоги до холодоагентів для ТН.
9. Коефіцієнт перетворення циклу парокомпресійного ТН. Коефіцієнт перетворення ідеального циклу ТН (циклу Карно).

### 3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

#### 3.1 Цикл парокомпресійного теплового насоса

Схема парокомпресійної теплонасосної установки (ТНУ) показана на рис 3.1, а зображення циклу на T-s і P-h діаграмах на рис. 3.2 і 3.3, відповідно.

У випарник ТНУ надходить теплота від низькотемпературного джерела з температурою  $t'_в$ . У випарнику теплота відбирається від низькотемпературного теплоносія та витрачається на випаровування холодоагенту. Температура низькотемпературного теплоносія на виході з випарника, після охолодження, становить  $t''_в$ . В конденсатор ТНУ надходить високотемпературне джерело теплоти з температурою  $t'_к$ . Внаслідок конденсації холодоагенту, в конденсаторі відбувається нагрівання високотемпературного теплоносія. Після підігрівання в конденсаторі температура високотемпературного джерела підвищується та становить  $t''_к$  на виході з конденсатора.

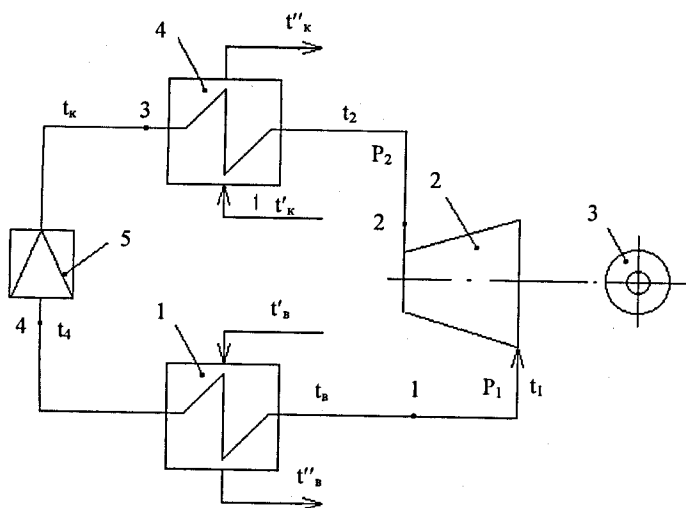


Рисунок 3.1 – Схема парокомпресійної ТНУ: 1 – випарник; 2 – компресор;  
3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

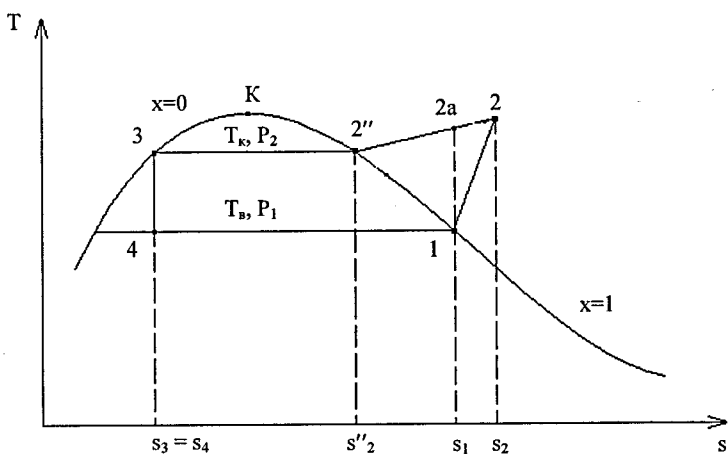


Рисунок 3.2 – Цикл парокompресійної ТНУ на T-s діаграмі

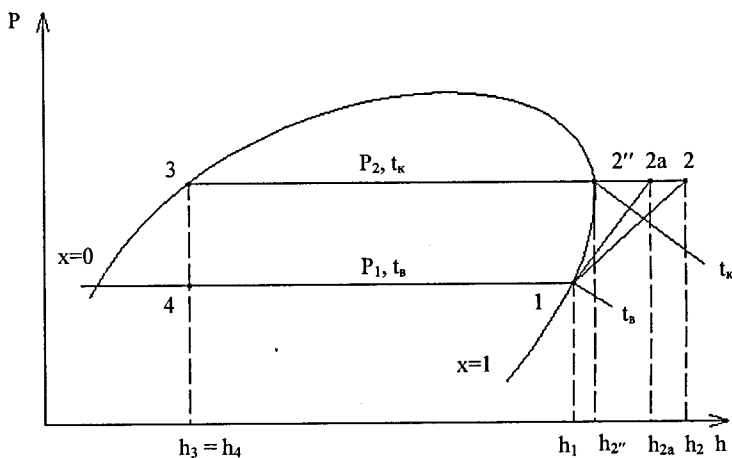


Рисунок 3.3 – Цикл парокompресійної ТНУ на lg P-h діаграмі

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_{\text{KM}} = h_2 - h_1 = \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_{\text{oi}}^{\text{KM}}} = \frac{l_{\text{KM0}}}{\eta_{\text{oi}}^{\text{KM}}}, \quad (3.1)$$

Питома підведена робота електродвигуна, кДж/кг

$$l_{ед} = l_{під} = \frac{l_{км}}{\eta_{ем}} = \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_{oi}^{км} \cdot \eta_{ем}}, \quad (3.2)$$

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

Питома теплота, яка відводиться з конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3 = h_2 - (h_2'' - r), \quad (3.3)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення робочої рідини, кДж/кг.

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

$$q_b = h_1 - h_4. \quad (3.4)$$

Рівняння енергетичного балансу ТНУ, кДж/кг

$$l_{км} + q_b = q_k = q_{тну},$$

або:

$$\frac{l_{кмо}}{\eta_{oi}^{км}} + q_b = q_k = q_{тну}, \quad (3.5)$$

де  $l_{кмо} = h_{2a} - h_1$  – питома робота компресора в оборотному циклі, кДж/кг.

Енергетична ефективність ТНУ оцінюється за допомогою коефіцієнта перетворення:

$$\varphi = \frac{q_{\text{ТНУ}}}{l_{\text{ед}}} = \frac{(l_{\text{км}} + q_{\text{в}})}{l_{\text{ед}}} = \left[ \frac{l_{\text{км}}}{\left( \frac{l_{\text{км}}}{\eta_{\text{ем}}} \right)} \right] + \varepsilon = \eta_{\text{ем}} + \varepsilon, \quad (3.6)$$

де  $\varepsilon = \frac{q_{\text{в}}}{l_{\text{ед}}}$  – холодильний коефіцієнт.

Остання формула відображає той факт, що втрати енергії в приводі компресора розсіюються в зовнішньому середовищі та не входять в теплову продуктивність ТНУ, оскільки:  $q_{\text{ТНУ}} = \frac{q_{\text{в}}}{\left( 1 - \eta_{\text{ем}} / \varphi \right)}$ .

Величина коефіцієнта перетворення парокompресійної ТНУ залежить від: температур високотемпературного (ВДТ) та низькотемпературного джерела теплоти (НДТ), термодинамічних властивостей робочого тіла, особливостей термодинамічного циклу ТН, технічної досконалості конструкції теплового насоса.

Орієнтовні числові значення коефіцієнта перетворення ТНУ в залежності від різниці температур ВДТ та НДТ наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта перетворення в залежності від різниці температур ВДТ та НДТ

Різниця температур $t_{\text{вдт}} - t_{\text{ндт}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт перетворення
80	2,2
60	3,0
40	4,5

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

$$\eta_{\text{е}} = \frac{\varphi}{\varphi_0}, \quad (3.7)$$

де  $\eta_e$  – ексергетичний ККД,

$\Phi_0$  – коефіцієнт перетворення оборотної ТНУ.

### 3.2 Цикл парокомпресійного теплового насоса з регенерацією теплоти

Для підвищення ефективності циклу ТНУ здійснюється внутрішній регенеративний теплообмін між потоком рідкого робочого тіла перед дросельним вентиляем та потоком пари перед компресором. В результаті теплообміну рідке робоче тіло додатково охолоджується, а суха насичена пара холодоагенту перегрівається. Однак із застосуванням регенеративного теплообміну збільшується робота стиску в компресорі. Тому ефективність циклу підвищується лише при використанні певних робочих тіл, зокрема фреонів.

Принципова схема парокомпресійної ТНУ з регенерацією теплоти показана на рис. 3.4.

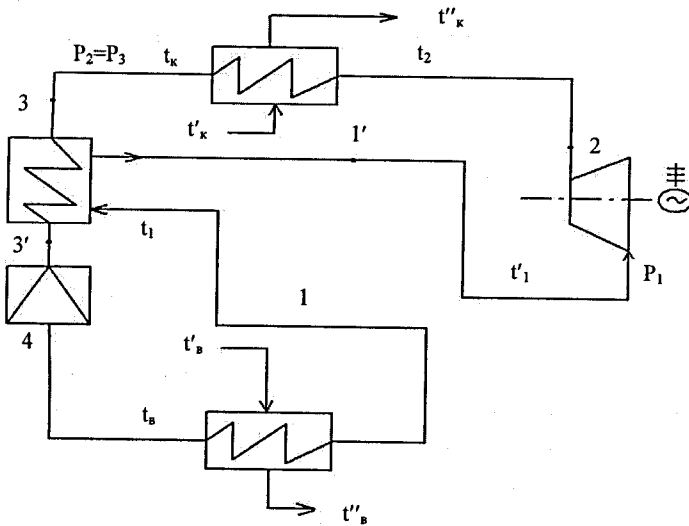


Рисунок 3.4 – Принципова схема парокомпресійної ТНУ з регенерацією теплоти

Регенерація теплоти в циклі ТНУ забезпечується встановленням проміжного перегрівника пари холодоагенту (охолодника конденсату) перед компресором. З випарника суха насичена пара холодоагенту надходить у перегрівник пари, де перегрівається, відбираючи теплоту від гарячого рідкого холодоагенту після конденсатора. Перегріта пара з проміжного перегрівника надходить в компресор. Це унеможливує конденсацію пари холодоагенту при стиску в компресорі, завдяки чому підвищується ефективність роботи компресора та теплонасосної установки.

Зображення циклу парокомпресійної ТНУ з регенерацією теплоти на P-h діаграмі показано на рис. 3.5.

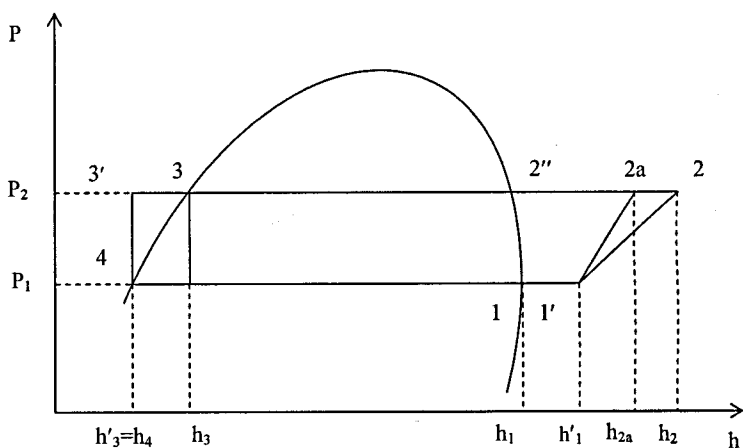


Рисунок 3.5 – Побудова циклу парокомпресійної ТНУ з регенерацією теплоти на lg P-h діаграмі

Процес 4 – 1 – ізобарне підведення теплоти до робочого тіла у випарнику. Процес 1 – 1' – перегрів сухої насиченої пари холодоагенту в перегрівнику пари. Процес 1 – 2а – адіабатний стиск пари холодоагенту в компресорі (теоретичний процес). Процес 1 – 2 – політропний стиск пари холодоагенту в компресорі (дійсний процес). Процес 2а – 3 – ізобарне відведення теплоти в конденсаторі від холодоагенту до споживача (теоретичний процес). Процес 2 – 3 – ізобарне відведення теплоти в конденсаторі від холодоагенту до споживача (дійсний процес). Процес 3 – 3' – ізобарне охолодження конденсату в охолоднику конденсату (перегрівнику пари) перед

дросельним вентиляем. Процес 3 – 4 розширення робочого тіла (зниження тиску) в дросельному вентилі.

Температура перегрітої пари холодоагенту на виході з перегрівника пари (охолодника конденсату)

$$t'_1 = t_v + \theta_p, \quad (3.8)$$

де  $\theta_p$  – величина перегріву пари холодоагенту, °С.

Питома теплота, яку сприймає пара холодоагенту в охолоднику, кДж/кг

$$q_{по} = h'_1 - h_1. \quad (3.9)$$

Ентальпія рідкого холодоагенту на виході охолодника (ентальпія конденсату), кДж/кг

$$h'_3 = h_3 - q_{по}. \quad (3.10)$$

Ентальпія холодоагенту після дросельного вентиля  $h_4 = h'_3$ .

Питома теплота, підведена у випарник  $q_v = h_1 - h_4$ .

Адіабатний теплоперепад в компресорі  $H_a = l_{кмо} = h_{2a} - h'_1$ .

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі (дійсна робота компресора)  $H_p = l_{км} = H_a / \eta_{oi}^{км}$ .

Дійсна ентальпія холодоагенту за компресором  $h_2 = h'_1 + H_p$ .

Питома теплота, відведена з конденсатора  $q_k = h_2 - h_3$ .

### 3.3 Ексергетичний аналіз парокompресійної теплонасосної установки

Тепловий насос сприймає тепловий потік при низькій температурі (на холодильній стороні), а також необхідну для привода енергію та використовує обидва цих потоки енергії при підвищеній (порівняно з холодною стороною) температурі у вигляді теплового потоку.

**Ексергія** (*exergy*) термодинамічної системи визначається кількістю роботи, яку можна отримати від системи при її оборотному приведенні у рівновагу з навколишнім середовищем.

В загальному випадку ексергія теплоти визначається за формулою:

$$e_q = q \cdot \left(1 - \frac{T_{nc}}{T}\right) = q \cdot \eta_c, \quad (3.11)$$

де  $T_{nc}$  і  $T$  – абсолютна температура навколишнього середовища і середня термодинамічна температура підведення або відведення теплоти;  
 $\eta_c$  – ексергетична температурна функція (фактор Карно).

При сталій температурі  $T > T_{nc}$  тепловий потік  $q$ , його ексергія  $e_q$  та анергія  $a_q$  пов'язані співвідношеннями:

– тепловий потік

$$q = e_q + a_q, \quad (3.12)$$

– ексергія

$$e_q = q \cdot \left(1 - \frac{T_{nc}}{T}\right) = q \cdot \eta_c, \quad (3.13)$$

– анергія

$$a_q = q \cdot \frac{T_{nc}}{T} = q \cdot (1 - \eta_c). \quad (3.14)$$

Схема парокомпресійної ТНУ показана на рис. 3.6, а зображення циклу на P-h та T-s діаграмах на рис. 3.7 та 3.8, відповідно.

Позначимо температури низькотемпературного теплоносія: на вході у випарник  $t'_в$ , на виході з випарника  $t''_в$ . Позначимо температури високотемпературного теплоносія: на вході в конденсатор  $t'_к$ , на виході з конденсатора  $t''_к$ .

Із конденсатора ТНУ теплота відводиться при сталій температурі  $T_k$ , яка має бути більшою за температуру джерела високотемпературної теплоти на величину недогріву  $\theta$ . У випарник теплота підводиться при сталій

температурі  $T_b$ , яка має бути меншою від температури низькотемпературного джерела на величину недогріву  $\theta$ .

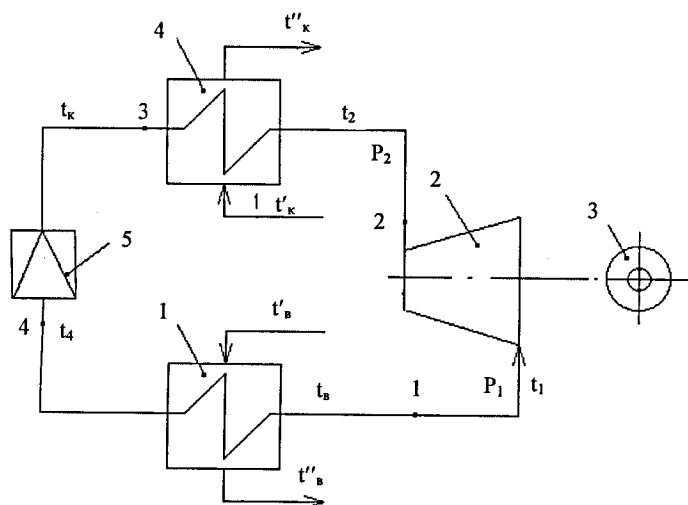


Рисунок 3.6 – Схема парокompресійної ТНУ: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

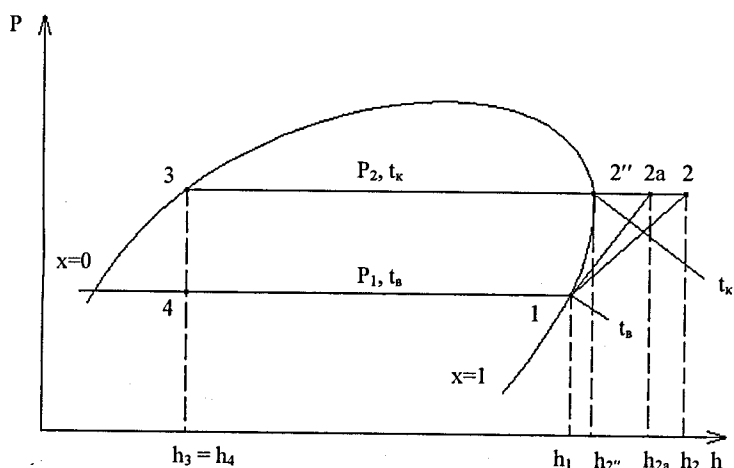


Рисунок 3.7 – Цикл парокompресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі

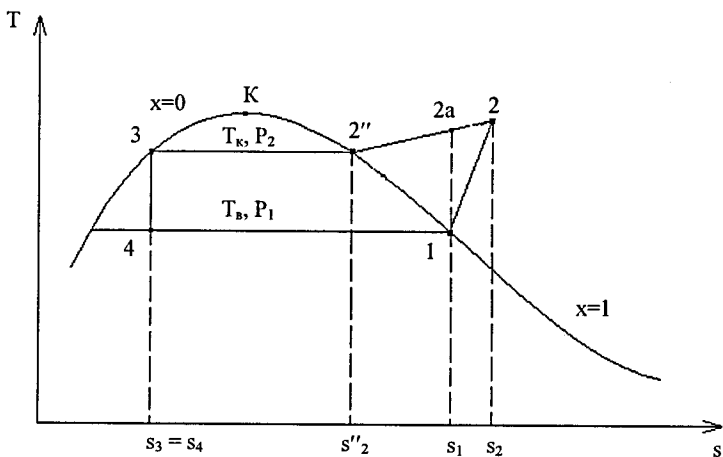


Рисунок 3.8 – Цикл парокompресійної ТНУ на T-s діаграмі

Критерієм термодинамічної досконалості ТНУ є ексергетичний ККД (*exergetic efficiency*)

$$\eta_e = \frac{e_{\text{від}}}{e_{\text{під}}} = \frac{e_{\text{qк}}}{e_{\text{qв}} + l_{\text{ед}}} = \frac{q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{к}}}{l_{\text{ед}} + q_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{в}}}, \quad (3.15)$$

де  $e_{\text{під}}$ ,  $e_{\text{від}}$  – ексергія підведеної до випарника і компресора та відведеної з конденсатора енергії, відповідно;

$e_{\text{qв}}$ ,  $e_{\text{qк}}$  – ексергія теплоти у випарнику та конденсаторі, відповідно;

$\eta_{\text{с}}^{\text{в}} = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{ср}}^{\text{в}}}$  – ексергетична температурна функція (фактор Кар-

но) для підведеної до випарника теплоти;

$\eta_{\text{с}}^{\text{к}} = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{ср}}^{\text{к}}}$  – фактор Карно для відведеної з конденсатора теплоти;

$T_{\text{ср}}^{\text{в}}$  і  $T_{\text{ср}}^{\text{к}}$  – середньотермодинамічні температури підведення (у випарник) і відведення (з конденсатора) теплоти, відповідно;

$T_{\text{нс}}$  – абсолютна температура навколишнього середовища.

## Ексергетичний баланс ТНУ

$$e_{\text{під}} = e_{\text{від}} + \Sigma \Delta e_{\text{вт}}, \quad (3.16)$$

або:

$$l_{\text{ед}} + e_{\text{qv}} = e_{\text{qк}} + \Sigma \Delta e_{\text{вт}}, \quad (3.17)$$

де  $\Sigma \Delta e_{\text{вт}}$  – втрати ексергії.

Загальні втрати ексергії в теплонасосній установці поділяються на внутрішні і зовнішні. До внутрішніх належать втрати ексергії в компресорі і дроселі, де процеси здійснюються без теплообміну із зовнішнім середовищем і характеризуються збільшенням ентропії робочого тіла.

Втрати ексергії в компресорі

$$\Delta e_{\text{вт}}^{\text{км}} = T_{\text{нс}} \cdot (s_2 - s_1), \quad (3.18)$$

де  $s_1$  і  $s_2$  – ентропія холодоагенту на вході та виході з компресора, кДж/(кг·К).

Втрати ексергії в дроселі

$$\Delta e_{\text{вт}}^{\text{др}} = T_{\text{нс}} \cdot (s_4 - s_3), \quad (3.19)$$

де  $s_3$  і  $s_4$  – ентропія холодоагенту на вході та виході з дроселя, кДж/(кг·К).

Зовнішні витрати ексергії пов'язані з процесами теплообміну у конденсаторі та випарнику. Вони визначаються як різниця початкових та кінцевих значень ексергії за винятком ексергії, що відводиться в конденсаторі, або за додаванням ексергії, що підводиться у випарнику. Вони визначаються так:

– втрати ексергії у випарнику

$$\begin{aligned} \Delta e_{\text{BT}}^{\text{B}} &= (e_4 - e_1) + e_{\text{qB}} = [h_4 - h_1 - T_{\text{HC}} \cdot (s_4 - s_1)] + q_{\text{B}} \cdot \eta_{\text{C}}^{\text{B}} = \\ &= -q_{\text{B}} + q_{\text{B}} \cdot \eta_{\text{C}}^{\text{B}} + T_{\text{HC}} \cdot (s_1 - s_4) = -q_{\text{B}} \cdot (1 - \eta_{\text{C}}^{\text{B}}) + T_{\text{HC}} \cdot (s_1 - s_4), \end{aligned} \quad (3.20)$$

– втрати ексергії у конденсаторі

$$\begin{aligned} \Delta e_{\text{BT}}^{\text{K}} &= (e_2 - e_3) - e_{\text{qK}} = [h_2 - h_3 - T_{\text{HC}} \cdot (s_2 - s_3)] - q_{\text{K}} \cdot \eta_{\text{C}}^{\text{K}} = \\ &= q_{\text{K}} - q_{\text{K}} \cdot \eta_{\text{C}}^{\text{K}} - T_{\text{HC}} \cdot (s_2 - s_3) = q_{\text{K}} \cdot (1 - \eta_{\text{C}}^{\text{K}}) - T_{\text{HC}} \cdot (s_2 - s_3) \end{aligned} \quad (3.21)$$

Ексергетичний ККД ТНУ дорівнюватиме

$$\eta_e = \frac{e_{\text{від}}}{e_{\text{під}}} = \frac{e_{\text{qK}}}{e_{\text{qK}} + \sum \Delta e_{\text{BT}}} \quad (3.22)$$

Підведення теплоти у випарнику здійснюється при середньотермодинамічній температурі джерела низькотемпературної теплоти

$$T_{\text{B}}^{\text{CP}} = \frac{T'_{\text{B}} - T''_{\text{B}}}{\ln \frac{T'_{\text{B}}}{T''_{\text{B}}}} \quad (3.23)$$

Відведення теплоти у конденсаторі здійснюється при середньотермодинамічній температурі джерела високотемпературної теплоти, яка визначається

$$T_{\text{K}}^{\text{CP}} = \frac{T''_{\text{K}} - T'_{\text{K}}}{\ln \frac{T''_{\text{K}}}{T'_{\text{K}}}} \quad (3.24)$$

Відповідно до цього значення ексергетичних температурних функцій у випарнику та конденсаторі складають

$$\eta_{\text{C}}^{\text{K}} = 1 - \frac{T_{\text{HC}}}{T_{\text{K}}^{\text{CP}}} \quad (3.25)$$

$$\eta_c^B = 1 - \frac{T_{nc}}{T_B^{cp}} \text{ при } T_{nc} < T_B^{cp}, \quad (3.26)$$

$$\eta_c^B = \frac{T_{nc}}{T_B^{cp}} - 1 \text{ при } T_{nc} > T_B^{cp}. \quad (3.27)$$

Загальний вираз ексергетичного ККД

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{q_k \cdot \eta_c^k}{l_{ед} + q_v \cdot \eta_c^B} = \frac{q_k \cdot \eta_c^k}{l_{ед} + q_k \cdot \eta_c^B \cdot \left(1 - \frac{\eta_{ем}}{\varphi}\right)} = \\ &= \frac{q_k \cdot \eta_c^k}{l_{ед} \cdot \left[1 + \varphi \cdot \eta_c^B \cdot \left(1 - \frac{\eta_{ем}}{\varphi}\right)\right]}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Формула (3.28) є загальним виразом для визначення ексергетичного ККД ТНУ. В окремих випадках (3.28) спрощується. Так, у випадку  $T_B^{cp} = T_{nc}$ ,  $\eta_c^B = 0$ , тоді замість (3.28) одержимо:

$$\eta_e = \varphi \cdot \eta_c^k. \quad (3.29)$$

### Контрольні запитання

1. Коефіцієнт перетворення як міра енергетичної ефективності теплового насоса. Ідеальний та реальний коефіцієнт перетворення.
2. Рівняння енергетичного балансу ТНУ.
3. Зображення циклу парокомпресійної ТНУ на P-h діаграмі.
4. Зображення циклу парокомпресійної ТНУ на T-s діаграмі.
5. Питомі енергетичні показники роботи ТНУ.
6. Внутрішні та зовнішні втрати ексергії в ТНУ.
7. Рівняння ексергетичного балансу ТНУ.
8. Як визначаються внутрішні втрати ексергії в ТНУ?
9. Визначення факторів Карно у випарнику та конденсаторі.
10. Як визначаються зовнішні втрати ексергії в ТНУ?
11. Коефіцієнт перетворення та ексергетичний ККД як показники ефективності роботи ТНУ. Охарактеризувати.
12. Як визначається ексергетичний ККД ТНУ?

#### 4 СТРУКТУРА ТА УЗАГАЛЬНЕНА СХЕМА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ТЕПЛОНАСОСНОЮ УСТАНОВКОЮ. СХЕМИ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Ефективність теплових насосів значною мірою визначається доцільним розташуванням їх в загальній енергетичній системі. Включення теплового насоса в загальну схему здійснюється за допомогою периферійного обладнання для теплонасосних установок. Усі ці агрегати з'єднуються в єдину опалювальну систему з тепловими насосами або в охолоджувально-нагрівальну систему.

На основі систематизації та узагальнення інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок для потреб теплопостачання, розроблено узагальнену схему системи з тепловим насосом. Така схема включає в себе, як складові частини, теплонасосне, енергетичне, утилізаційне обладнання, теплообмінне устаткування, акумулятори, ємності, джерела палива, енергії, теплоти та холоду, споживачів теплоти та холоду, допоміжне обладнання та інше.

Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою характеризується складом обладнання, схемами та режимами роботи. Режими роботи реальних теплотехнологічних систем з тепловими насосами значною мірою залежать від складу обладнання та схеми теплотехнологічної системи.

На рис. 4.1 наведена узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою у спрощеному вигляді. Вона складається з ряду підсистем, а також зв'язків між ними. Як зв'язки між підсистемами враховуються потоки теплової енергії різних температурних рівнів, потоки електричної енергії та палива.

Для наочності аналізу узагальненої теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою були визначені такі підсистеми:

- 1) підсистема теплового насоса;
- 2) підсистема низькотемпературних джерел теплоти;
- 3) підсистема джерел енергії;
- 4) підсистема привода компресора теплового насоса;
- 5) підсистема утилізації теплоти привода;
- 6) підсистема акумуляції теплоти;
- 7) підсистема подачі теплоносія;
- 8) підсистема підвищення температурного рівня;
- 9) підсистема споживачів теплоти;
- 10) підсистема традиційних джерел теплоти.



Кожна із зазначених підсистем також характеризується певним складом обладнання, схемами та режимами роботи. Отже, слід проаналізувати ці підсистеми.

До складу підсистеми теплового насоса входять основні елементи теплового насоса (випарник, компресор, конденсатор, дросель). Також в цій підсистемі враховуються схеми підключення випарників та конденсаторів теплових насосів (паралельні, послідовні тощо). Підсистема теплового насоса у варіантному вигляді подана на рис. 4.2 та рис. 4.3, відповідно.

На рис. 4.2 показані такі варіанти підсистеми теплового насоса:

- а) – схема з паралельним підключенням випарників та конденсаторів;
- б) – схема з послідовним підключенням конденсаторів та паралельним підключенням випарників;
- в) – схема з послідовним підключенням випарників та паралельним підключенням конденсаторів;
- г) – схема з послідовним підключенням випарників та конденсаторів;
- д) – каскадна схема;
- е) – каскадна схема з паралельним підключенням випарників з різними температурними рівнями та послідовним підключенням конденсаторів;
- є) – каскадна схема з послідовним підключенням випарників та паралельним підключенням конденсаторів з різними температурними рівнями;
- ж) – каскадна схема з послідовним підключенням випарників та паралельним підключенням конденсаторів з різними температурними рівнями;
- з) – каскадна схема з паралельним підключенням випарників з різними температурними рівнями та послідовним підключенням конденсаторів.

Зауважимо, що:

- 1) схемам е) та з) відповідають різні температурні режими у випарниках.
- 2) схемам є) та ж) відповідають різні температурні режими в конденсаторах.

На рис. 4.3 показані такі варіанти підсистеми теплового насоса:

- а) – схема з паралельним підключенням випарників та конденсаторів;
- б) – схема з послідовним підключенням конденсаторів та паралельним підключенням випарників;
- в) – схема з послідовним підключенням випарників та паралельним підключенням конденсаторів;
- г) – схема з послідовним підключенням випарників та конденсаторів;
- д) – каскадна схема.

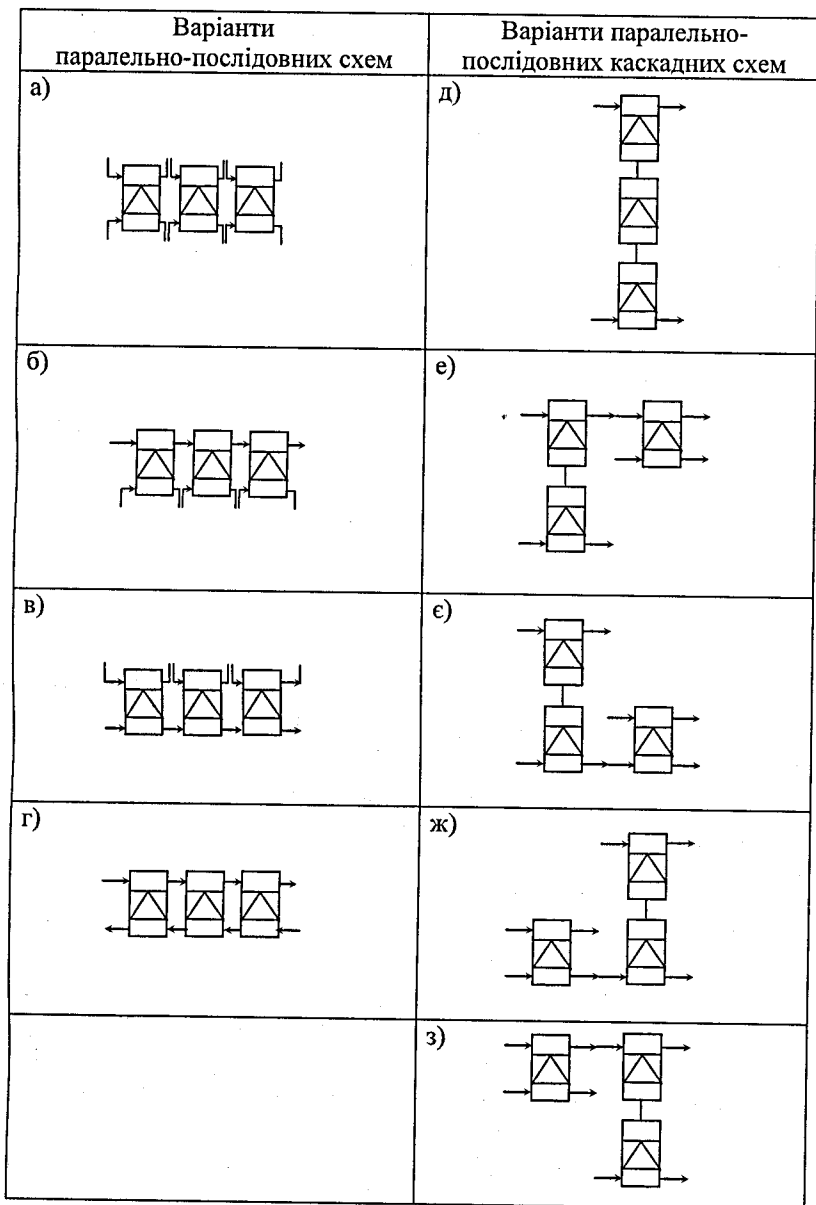


Рисунок 4.2 – Підсистема теплового насоса (варіанти підсистеми теплового насоса з трьох теплових насосів)

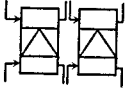
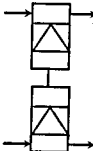
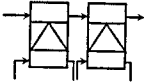
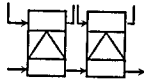
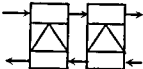
Варіанти паралельно-послідовних схем	Варіант каскадної схеми
а) 	д) 
б) 	
в) 	
г) 	

Рисунок 4.3 – Підсистема теплового насоса (варіанти підсистеми теплового насоса з двох теплових насосів)

Підсистема низькотемпературних джерел теплоти передбачає можливість використання як поновлюваних, так і неоновлюваних джерел теплоти. Як поновлювані джерела низькотемпературної теплоти для теплового насоса розглядаються: ґрунтова система, водонасосна станція, гідроакумуляційний резервуар, повітря зали ескалаторів тощо. Серед неоновлюваних джерел теплоти слід відзначити станцію очищення стічних вод, конденсатори парових турбін, водооборотну систему промислового підприємства, пастеризатори-охолодники, блоки теплообмінників, блоки теплотехнологічних установок тощо.

За температурними рівнями можливе використання в узагальненій системі таких джерел низькотемпературної теплоти:

- повітря зали ескалаторів ( $t = 15 - 20 \text{ }^\circ\text{C}$ );
- вода з шахт ( $t = 40 - 65 \text{ }^\circ\text{C}$ );
- вода з конденсаторів парових турбін ( $t = 25 - 40 \text{ }^\circ\text{C}$ );
- вода річок ( $t = 4 - 17 \text{ }^\circ\text{C}$ );
- комунальні стоки ( $t = 10 - 23 \text{ }^\circ\text{C}$ );

- оборотна вода промислового підприємства ( $t = 25 - 40 \text{ }^\circ\text{C}$ );
- теплота ґрунту (розсолу) ( $t = 8 - 15 \text{ }^\circ\text{C}$ );
- промислові стоки ( $t = 40 - 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

**Підсистема джерел енергії** враховує джерела палива (вугілля, природний газ тощо) та джерела електричної енергії (ТЕЦ, КЕС, ГЕС тощо), необхідні для функціонування теплотехнологічної системи.

**Підсистема привода теплового насоса** передбачає різні види привода компресора теплового насоса: електричний, від двигуна внутрішнього згорання, від газової турбіни, від гідротурбіни. До складу підсистеми привода компресора теплового насоса входять: електричний двигун, газовий двигун внутрішнього згорання, газова турбіна, гідротурбіна.

**Підсистема утилізації теплоти привода** розглядається для випадків, коли привод компресора теплового насоса здійснюється від двигуна внутрішнього згорання або від газової турбіни. За таких умов до складу зазначеної підсистеми входять: утилізатор відхідних газів та система охолодження двигуна внутрішнього згорання, а також утилізатор відхідних газів газової турбіни. У підсистемі враховуються різні схеми підключення зазначеного обладнання. Підсистема утилізації теплоти привода теплового насоса в узагальненому та варіантному вигляді подана на рис. 4.4. та 4.5, відповідно.

**Підсистема акумуляції теплоти** передбачає акумулювання теплоти різних температурних рівнів. До складу підсистеми акумуляції теплоти входять такі елементи, як: бак-акумулятор, ґрунтові системи акумуляції теплоти, різні акумулюючі системи та ємності. Зазначене обладнання може бути підключене за різними схемами.

**Підсистема подачі теплоносія** враховує допоміжне обладнання, необхідне для транспортування теплоносія (насоси тощо).

**Підсистема підвищення температурного рівня** передбачає обладнання, призначене для догрівання теплоносія після конденсаторів теплового насоса. Як таке обладнання слід розглядати пікові водогрійні котли, мережні підігрівники, електронагрівники тощо.

**Підсистема споживачів теплоти** враховує систему опалення та гарячого водопостачання споживачів. Така система працює за опалювальним графіком та має певні режими роботи.

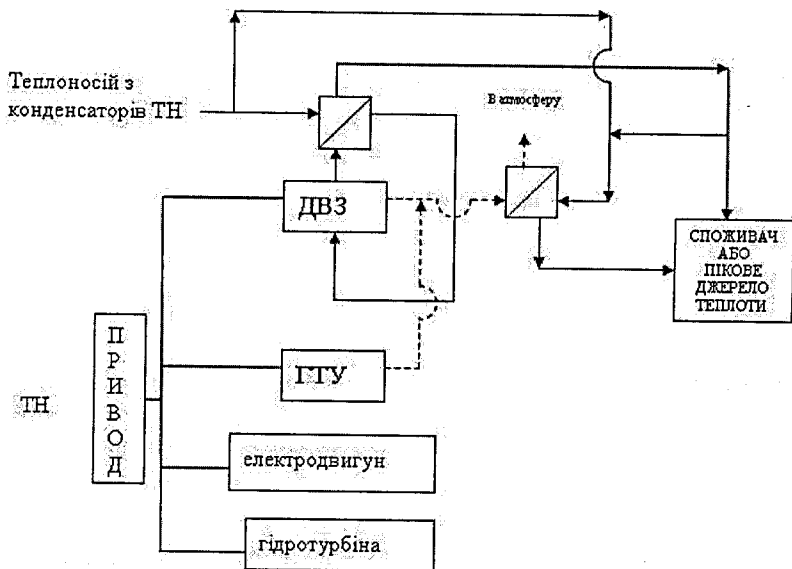


Рисунок. 4.4 – Підсистема утилізації теплоти привода теплового насоса в узагальненому вигляді

Підсистема традиційних джерел теплоти враховує джерела теплоти, альтернативні теплотехнологічній системі з теплонасосною установкою. Ефективність теплотехнологічних систем з теплонасосними установками порівнюється з ефективністю пікової опалювальної водогрійної котельні або систем електронагріву. Їх розташування та зв'язки між елементами підсистеми також враховані в цій підсистемі.

Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою (див. рис. 4.1) містить надлишкові зв'язки, елементи та підсистеми. На основі такої узагальненої системи можливе створення реальних теплотехнологічних систем з теплонасосними установками.

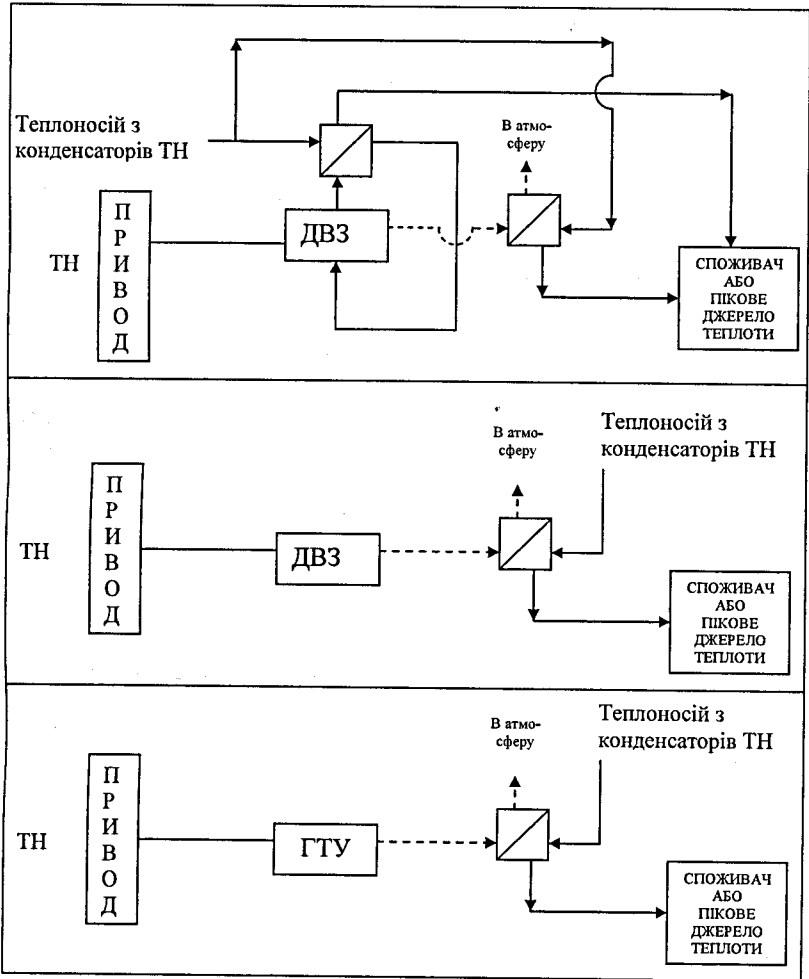


Рисунок 4.5 – Підсистема утилізації теплоти привода теплового насоса у варіантному вигляді

### Контрольні запитання

1. Які підсистеми входять до складу узагальненої теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою?
2. Які елементи входять до складу підсистеми теплового насоса?

3. Які елементи входять до складу підсистеми низькотемпературних джерел теплоти?
4. Які елементи входять до складу підсистеми джерел енергії?
5. Які елементи входять до складу підсистеми привода компресора теплового насоса?
6. Які елементи входять до складу підсистеми утилізації теплоти привода?
7. Які елементи входять до складу підсистеми акумуляції теплоти?
8. Які елементи входять до складу підсистеми подачі теплоносія?
9. Які елементи входять до складу підсистеми підвищення температурного рівня?
10. Які елементи входять до складу підсистеми споживачів теплоти?
11. Які елементи входять до складу підсистеми традиційних джерел теплоти?
12. Які джерел низькотемпературної теплоти знаходять використання в узагальненій системі?

## 5 ТЕПЛОНАСОСНА СТАНЦІЯ З ЕЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ КОМПРЕСОРА. ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТНС

### 5.1 Теплонасосні станції у теплопостачанні

У наш час технологія теплопостачання з використанням теплових насосів застосовується практично в усіх розвинених країнах світу. Усі програми з енергозбереження, що реалізуються за кордоном, передбачають їх широке впровадження. Згідно з прогнозами світового енергетичного комітету, до 2020 р. у передових країнах частка опалення та гарячого водопостачання з використанням теплових насосів складе 75%. Для України використання парокомпресійних ТНУ в системах опалення може забезпечити сумарні теплові навантаження близько 4900 МВт.

Одним з найбільш ефективних засобів з утилізації теплоти низькотемпературних вторинних енергоресурсів є теплонасосні станції (ТНС) (*heat pump stations*), які широко застосовуються та добре себе зарекомендували у Швеції та інших західних країнах.

### 5.2 Теплонасосна станція з електричним приводом компресора

Для країн з централізованим теплопостачанням, як свідчить досвід Швеції, найбільший ефект можна отримати за рахунок створення теплонасосних станцій на базі теплонасосних установок і водогрійних котлів (ВК).

Теплонасосна станція являє собою комплексне енергетичне підприємство, призначене для централізованого теплопостачання. В ТНС перетворення енергії здійснюється в двох установках: ТНУ і водогрійних котлах. В передвключеній ТНУ підводиться не первинна енергія палива, а перетворена енергія в формі механічної роботи.

На рис. 5.1 показана принципова схема ТНС, яка складається з парокомпресійної ТНУ та водогрійного котла, який підключений послідовно з конденсатором ТНУ. Теплонасосна станція забезпечує нагрів заданої витрати мережної води в системі теплофікації від температури зворотної мережної води  $T_{з\text{мв}}$  до температури прямої мережної води  $T_{п\text{мв}}$ .

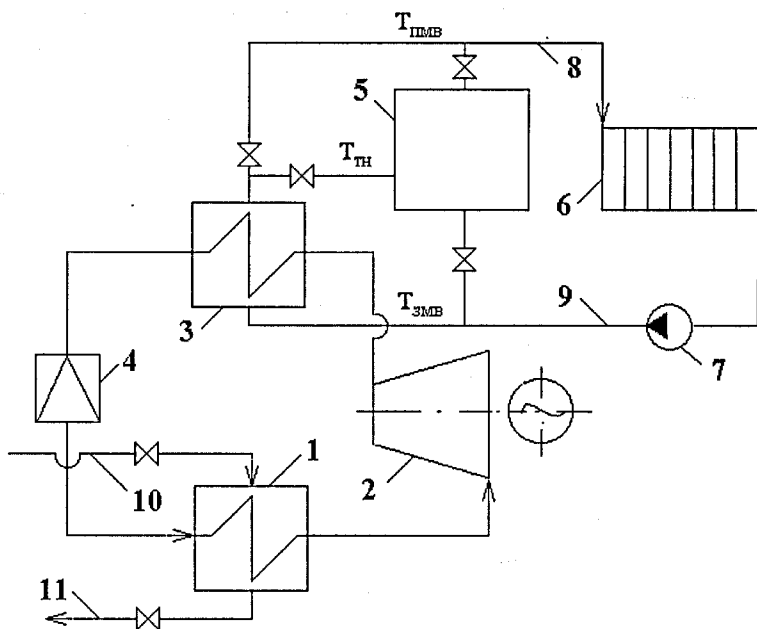


Рисунок 5.1 – Схема теплосасної станції: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор з електроприводом; 3 – конденсатор ТНУ; 4 – дросельний вентиль; 5 – водогрійний котел; 6 – теплові споживачі; 7 – мережний насос; 8 і 9 – лінії прямої та зворотної мережної води; 10 і 11 – лінії низькотемпературного джерела енергії;  $T_{ТН}$  – температура підігрітої води в ТНУ;  $T_{ПМВ}$  і  $T_{ЗМВ}$  – температура прямої та зворотної мережної води в системі тепlopостачання

Оскільки енергетична ефективність роботи ТНУ і ВК відрізняється, то розподіл підігріву мережної води між ними буде суттєво впливати на загальну ефективність роботи ТНС. Для кожного заданого температурного режиму роботи системи тепlopостачання ( $T_{ПМВ}/T_{ЗМВ}$ ) повинен існувати певний оптимальний розподіл підігріву між ТНУ ( $T_{ТН}-T_{ЗМВ}$ ) та ВК ( $T_{ПМВ}-T_{ТН}$ ).

Оптимальні температури підігріву мережної води у теплових насосах при роботі в системі тепlopостачання складають  $t_{ТН} = 70 - 80 \text{ } ^\circ\text{C}$  та залежать від температурного графіка, за яким працює ТНС.

Отже, відпуск води в систему гарячого водопостачання (за нормами 65 °С) у міжопалювальний сезон може здійснюватись безпосередньо від ТНУ. Для забезпечення потреб опалення в опалювальний період здійснюється відповідне догрівання теплоносія в водогрійному котлі від  $t_{\text{ТН}} = 70 - 80$  °С до необхідної температури за температурним графіком.

Джерелами низькотемпературної теплоти для ТНУ можуть бути теплові викиди промислових підприємств з температурою 20 – 40 °С.

### 5.3 Ексергетичні та енергетичні показники роботи теплонасосної станції для системи тепlopостачання

Теплова потужність ТНС становить  $Q_{\text{ТНС}}$ . У складі ТНС працюють водогрійний котел та ТНУ. Температура навколишнього середовища  $T_{\text{НС}}$ . Температура води на вході у випарник теплового насоса складає  $t'_{\text{В}}$ , на виході  $t''_{\text{В}}$ . Температура прямої та зворотної мережної води у системі тепlopостачання  $t_{\text{ПМВ}}$  та  $t_{\text{ЗМВ}}$ , відповідно. Витрата мережної води  $G_{\text{МВ}}$ . Температура мережної води після конденсатора теплового насоса  $t_{\text{ТН}}$ . Теплова потужність випарника теплового насоса  $Q_{\text{В}}$ . Теплова потужність водогрійного котла в складі ТНС  $Q_{\text{ВК}}$ .

Ексергетичні показники роботи ТНС слід порівнювати з показниками роботи водогрійної котельні такої ж потужності  $Q_{\text{КОТ}} = Q_{\text{ТНС}}$ .

Температура мережної води після конденсатора ТНУ, °С

$$t_{\text{ТН}} = t_{\text{К}} - \theta, \quad (5.1)$$

де  $t_{\text{К}}$  – температура конденсації холодоагенту, °С;

$\theta$  – величина недогріву, °С.

Витрата мережної води, що циркулює в системі тепlopостачання, кг/с

$$G_{\text{МВ}} = \frac{Q_{\text{ТНС}} \cdot 10^3}{C_{\text{РВ}} \cdot (t_{\text{ПМВ}} - t_{\text{ЗМВ}})}, \quad (5.2)$$

де  $Q_{TC}$  – потужність теплових споживачів, МВт;

$C_{pв}$  – питома теплоємність води, кДж/(кг · °С);

$t_{пмв}$  – температура прямої мережної води, °С;

$t_{зmv}$  – температура зворотної мережної води, °С.

Теплова потужність ТНУ, МВт

$$Q_{ТНУ} = Q_K = G_{мв} \cdot C_{pв} \cdot (t_{ТН} - t_{зmv}) \cdot 10^{-3}. \quad (5.3)$$

Температура холодоагенту у випарнику, °С

$$t_B = t_B'' - \theta, \quad (5.4)$$

де  $t_B''$  – температура низькотемпературного теплоносія на виході з випарника ТНУ, °С;

$\theta$  – величина недогріву, °С.

Питома теплота, підведена до випарника, кДж/кг

$$q_B = h_1 - h_4, \quad (5.5)$$

де  $h_1, h_4$  – ентальпії холодоагенту в точках 1 та 4, відповідно (див. рис. 3.3), кДж/кг.

Адіабатний теплоперепад в компресорі, кДж/кг

$$H_a = l_{кмо} = h_{2a} - h_1, \quad (5.6)$$

де  $h_{2a}$  – ентальпія холодоагенту в точці 2a (див. рис. 3.3), кДж/кг.

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі, кДж/кг

$$H_p = l_{км} = \frac{H_a}{\eta_{oi}^{км}}, \quad (5.7)$$

де  $\eta_{oi}^{км}$  – відносний внутрішній ККД компресора.

Ентальпія холодоагенту в точці 2 (див. рис. 3.3), кДж/кг

$$h_2 = h_1 + H_p. \quad (5.8)$$

Питома теплота, відведена з конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (5.9)$$

де  $h_3$  – ентальпія холодоагенту в точці 3 (див. рис. 3.3), кДж/кг.

Масова витрата холодоагенту, що циркулює в ТНУ, кг/с

$$G_{xa} = \frac{Q_{тну} \cdot 10^3}{q_k \cdot \eta_{то}}, \quad (5.10)$$

де  $\eta_{то}$  – ККД теплообмінника (конденсатора).

Потужність, яка витрачається на компресор, МВт

$$N_{км} = \frac{G_{xa} \cdot H_p}{\eta_{ем} \cdot 10^3}, \quad (5.11)$$

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

Теплова потужність випарника, МВт

$$Q_b = G_{xa} \cdot q_b \cdot 10^{-3}. \quad (5.12)$$

Коефіцієнт перетворення ТНУ

$$\varphi = \frac{Q_{тну}}{N_{км}}. \quad (5.13)$$

Витрата умовного палива на компресор ТНУ, кг/с

$$B_y^{\text{ТНУ}} = N_{\text{кМ}} / (Q_{\text{НУ}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (5.14)$$

де  $Q_{\text{НУ}}^{\text{р}}$  – нижча робоча теплота згорання умовного палива, МДж/кг;

$\eta_{\text{ес}}$ ,  $\eta_{\text{ем}}$  – ККД електростанцій і електромереж, відповідно.

Середня температура мережної води в конденсаторі ТНУ, °С

$$t_{\text{ТН}}^{\text{ср}} = (t_{\text{ТН}} + t_{\text{ЗМВ}}) / 2. \quad (5.15)$$

Абсолютна середня температура мережної води в конденсаторі ТНУ (середньотермодинамічна температура відведення теплоти), К

$$T_{\text{К}}^{\text{ср}} = 273 + t_{\text{ТН}}^{\text{ср}}. \quad (5.16)$$

Фактор Карно для відведеної теплоти в конденсаторі

$$\eta_{\text{с}}^{\text{к}} = 1 - T_{\text{нс}} / T_{\text{К}}^{\text{ср}}, \quad (5.17)$$

де  $T_{\text{нс}}$  – абсолютна температура навколишнього середовища, К.

Абсолютна середня температура низькотемпературного теплоносія у випарнику ТНУ (середньотермодинамічна температура підведення теплоти), К

$$T_{\text{В}}^{\text{ср}} = 273 + (t'_{\text{В}} + t''_{\text{В}}) / 2, \quad (5.18)$$

де  $t'_{\text{В}}$ ,  $t''_{\text{В}}$  – температура низькотемпературного теплоносія на вході та виході з випарника, відповідно, °С.

Фактор Карно для підведеної теплоти у випарнику

$$\eta_{\text{с}}^{\text{в}} = 1 - T_{\text{нс}} / T_{\text{В}}^{\text{ср}}. \quad (5.19)$$

Ексергетичний ККД ТНУ

$$\eta_e^{\text{ТНУ}} = Q_K \cdot \eta_c^K / [Q_B \cdot \eta_c^B + N_{\text{КМ}}] \quad (5.20)$$

Теплова потужність водогрійного котла, МВт

$$Q_{\text{ВК}} = Q_{\text{Тс}} - Q_{\text{ТНУ}} \quad (5.21)$$

Абсолютна середня температура мережної води у котлі, К

$$T_{\text{ВК}}^{\text{СР}} = 273 + (t_{\text{ТН}} + t_{\text{ПМВ}}) / 2 \quad (5.22)$$

Ексергетична потужність відведеної з котла теплоти, МВт

$$E_{Q_{\text{ВК}}} = Q_{\text{ВК}} \left( 1 - \frac{T_{\text{НС}}}{T_{\text{ВК}}^{\text{СР}}} \right) \quad (5.23)$$

Витрата умовного палива на котел, кг/с

$$B_y^{\text{ВК}} = Q_{\text{ВК}} / (Q_{\text{НУ}}^{\text{Р}} \cdot \eta_K^{\text{Н}}) \quad (5.24)$$

де  $\eta_K^{\text{Н}}$  – ККД-нетто котельні.

Ексергетична потужність підведеної у котел теплоти, МВт

$$E_{\text{Під}}^{\text{ВК}} = 1,05 \cdot Q_{\text{НУ}}^{\text{Р}} \cdot B_y^{\text{ВК}} \quad (5.25)$$

Ексергетичний ККД котельні у складі ТНС

$$\eta_e^{\text{ВК}} = \frac{E_{Q_{\text{ВК}}}}{E_{\text{Під}}^{\text{ВК}}} \quad (5.26)$$

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти ТНС, К

$$T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{(t_{\text{пмв}} + t_{\text{зmv}})}{2}. \quad (5.27)$$

Загальна ексергетична потужність теплоти, відпущеної ТНС, МВт

$$E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}} = Q_{\text{Тс}} \left( 1 - \frac{T_{\text{Тс}}}{T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}}} \right). \quad (5.28)$$

Загальна витрата умовного палива на ТНС, кг/с

$$B_y^{\text{ТНС}} = B_y^{\text{ТНУ}} + B_y^{\text{ВК}}. \quad (5.29)$$

Ексергетична потужність підведеної у ТНС теплоти, МВт

$$E_{\text{під}}^{\text{ТНС}} = 1,05 \cdot B_y^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{НУ}}^{\text{р}}. \quad (5.30)$$

Ексергетичний ККД ТНС

$$\eta_e^{\text{ТНС}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}}}{E_{\text{під}}^{\text{ТНС}}}. \quad (5.31)$$

Загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ, кг/с

$$B_y^{\text{заг}} = \frac{Q_{\text{Тс}}}{\left( Q_{\text{НУ}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \right)}. \quad (5.32)$$

Економія умовного палива за рахунок використання ТНС, кг/с

$$\Delta B_y = B_y^{\text{заг}} - B_y^{\text{ТНС}}. \quad (5.33)$$

Частка теплової потужності ТНС, що покриває ТНУ

$$\beta = Q_{\text{ТНУ}} / Q_{\text{Тс}} \quad (5.34)$$

Частка палива, яка витрачається на ТНУ

$$\alpha_{\text{п}} = B_{\text{у}}^{\text{ТНУ}} / B_{\text{у}}^{\text{ТНС}} \quad (5.35)$$

Питома витрата умовного палива ТНУ, кг/ГДж

$$b_{\text{у}}^{\text{ТНУ}} = B_{\text{у}}^{\text{ТНУ}} / [Q_{\text{ТНУ}} \cdot 10^{-3}] \quad (5.36)$$

Питома витрата умовного палива котлами у складі ТНС, кг/ГДж

$$b_{\text{у}}^{\text{БК}} = B_{\text{у}}^{\text{БК}} / [Q_{\text{БК}} \cdot 10^{-3}] \quad (5.37)$$

Питома витрата умовного палива ТНС, кг/ГДж

$$b_{\text{у}}^{\text{ТНС}} = B_{\text{у}}^{\text{ТНС}} / [Q_{\text{Тс}} \cdot 10^{-3}] \quad (5.38)$$

Питома витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ, кг/ГДж

$$b_{\text{у}}^{\text{зар}} = B_{\text{у}}^{\text{зар}} / [Q_{\text{Тс}} \cdot 10^{-3}] \quad (5.39)$$

Ексергетичний ККД котельні без роботи ТНУ

$$\eta_{\text{е}} = E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}} / (1,05 \cdot B_{\text{у}}^{\text{зар}} \cdot Q_{\text{НУ}}^{\text{р}}) \quad (5.40)$$

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНС, %

$$\Delta B_y (\% / \%) = \frac{\Delta B_y \cdot 100}{B_y^{\text{зар}}} \quad (5.41)$$

### Контрольні запитання

1. Що називають теплонасосною станцією?
2. Підігрівання якої води здійснюється в тепловому насосі у складі ТНС?
3. Як визначається навантаження водогрійного котла у складі ТНС?
4. Як визначити витрату умовного палива на компресор ТНУ?
5. Вкажіть діапазон температур оптимального підігріву теплоносія в ТНУ у складі ТНС?
6. Вкажіть температуру підігріву води в водогрійному котлі ТНС?
7. Як визначається витрата умовного палива на ТНС з електроприводом?
8. Що може бути джерелом низькотемпературної теплоти для ТНС?
9. Як визначається ексергетичний ККД ТНС з електроприводом?

## 6 КОГЕНЕРАЦІЙНІ ТЕПЛОАСОСНІ СТАНЦІЇ. ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТНС

### 6.1 Використання теплонасосних установок з приводом компресора від газопоршневого двигуна в системах теплопостачання

Застосування ТНУ з приводом компресора від газових двигунів може розглядатись як один з важливих напрямів енерго- і ресурсозбереження, оскільки передбачає утилізацію теплоти відхідних газів після газового двигуна.

Принципова схема ТНС з приводом компресора від газопоршневого двигуна показана на рис. 6.1. Привод компресора ТНУ забезпечується за допомогою газопоршневого двигуна 5, електрогенератора 6, електродвигуна 4 і мультиплікатора 3. Частка зворотної мережної води із системи теплофікації поступово підігривається в утилізаційних поверхнях системи охолодження двигуна 7 і в утилізаторі відхідних газів 8 до температури підігрітої в ТНУ води  $T_{\text{ТН}}$ . Далі, в залежності від температурного режиму роботи теплової мережі, гаряча вода може додатково підігриватись у водогрійному котлі або безпосередньо надходити до теплових споживачів 13.

Методика розрахунку ТНС на базі ТНУ з приводом компресора від дизельного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) наведена нижче.

Ефективний ККД ДВЗ

$$\eta_e = 0,123 / b_y, \quad (6.1)$$

де  $b_y$  – питома витрата умовного палива за паспортними даними, кг/(кВт·год).

Повний ККД ДВЗ і електрогенератора

$$\eta_d = \eta_e \cdot \eta_{\text{ем}}, \quad (6.2)$$

де  $\eta_{\text{ем}}$  – електромеханічний ККД електрогенератора.

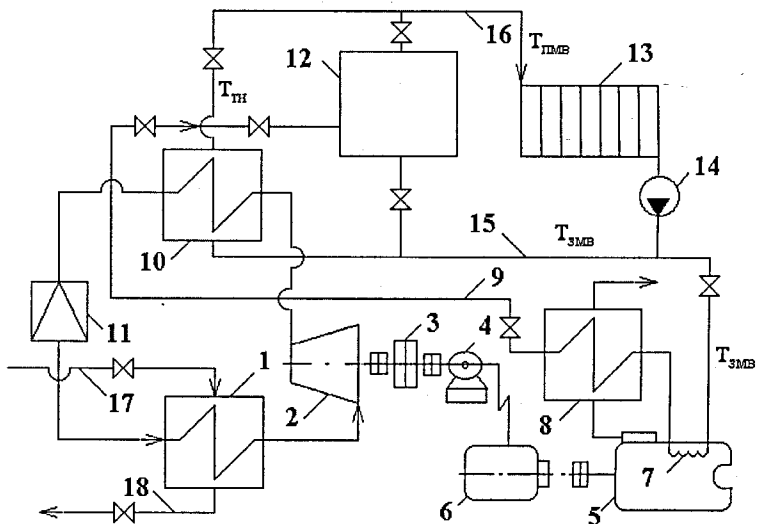


Рисунок 6.1 – Принципова схема ТНС з дизель-генераторним приводом компресора ТНУ і з утилізацією теплоти відхідних газів після дизеля: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор; 3 – мультиплікатор; 4 – електродвигун; 5 – дизельний двигун; 6 – електрогенератор; 7 – теплообмінна поверхня системи охолодження дизеля; 8 – утилізатор відхідних газів після дизельного двигуна; 9 – лінія гарячої мережної води від утилізатора; 10 – конденсатор ТНУ; 11 – дросельний вентиль; 12 – водогрійний котел; 13 – теплові споживачі; 14 – мережний насос системи теплофікації; 15 і 16 – лінія прямої та зворотної мережної води, відповідно; 17 і 18 – лінія підведення і відведення низькотемпературного теплоносія у випарник ТНУ;  $T_{пмв}$ ,  $T_{зmv}$  – температури прямої та зворотної мережної води в системі теплопостачання, відповідно;  $T_{тн}$  – температура мережної води після підігріву в ТНУ

Питома витрата умовного палива на дизель-генератор, кг/(кВт·год)

$$b_y^d = 0,123 / \eta_d \quad (6.3)$$

Теоретична маса повітря для спалювання 1 м<sup>3</sup> палива, кг/м<sup>3</sup>

$$M^{\circ} = V^{\circ} \cdot \rho, \quad (6.4)$$

де  $V^{\circ}$  – теоретичний об'єм повітря для спалювання  $1 \text{ м}^3$  робочого палива,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;

$\rho$  – густина повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Питома витрата суміші (повітря і палива),  $\text{кг}/\text{м}^3$

$$M_{\text{см}} = 1 + \alpha \cdot M^{\circ}, \quad (6.5)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря.

Витрата умовного палива на ДВЗ для привода компресора,  $\text{кг}/\text{с}$

$$B_y^d = \frac{b_y^d \cdot N_{\text{км}}}{3,6}, \quad (6.6)$$

де  $N_{\text{км}}$  – потужність компресора теплового насоса, МВт.

Витрата робочого палива на ДВЗ,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$B_p^d = \frac{B_y^d \cdot Q_{\text{нв}}^p}{Q_{\text{н}}^p}, \quad (6.7)$$

де  $Q_{\text{н}}^p$  – нижча теплота згорання робочого палива,  $\text{МДж}/\text{м}^3$ .

Витрата відхідних газів після ДВЗ,  $\text{кг}/\text{с}$

$$G_{\text{вг}} = B_p^d \cdot M_{\text{см}}. \quad (6.8)$$

Потужність утилізатора відхідних газів ДВЗ, МВт

$$Q_{\text{ут}} = G_{\text{вг}} \cdot C_{\text{рг}} \cdot (t_d - t_{\text{ут}}^{\circ}) \cdot \eta_{\text{то}} \cdot 10^{-3}, \quad (6.9)$$

де  $C_{\text{рг}}$  – питома теплоємність газів після ДВЗ при середній температурі газів в утилізаторі,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;

$t_d$  – температура вихідних газів після ДВЗ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{yt}^*$  – температура вихідних газів після утилізатора, °С;

$\eta_{то}$  – ККД утилізатора.

Потужність системи охолодження ДВЗ, МВт

$$Q_{ox} = 0,2 \cdot V_p^d \cdot Q_H^p \cdot \eta_{то} \quad (6.10)$$

Загальна потужність теплоутилізаційного устаткування ДВЗ, МВт

$$\Sigma Q_{yt} = Q_{yt} + Q_{ox} \quad (6.11)$$

Загальна теплова потужність ТНУ, МВт

$$Q_{тну} = Q_k + \Sigma Q_{yt} \quad (6.12)$$

де  $Q_k$  – потужність конденсатора теплового насоса, МВт.

Теплова потужність водогрійних котлів у складі ТНС, МВт

$$Q_{вк} = Q_{тс} - Q_{тну} \quad (6.13)$$

Далі методика розрахунку аналогічна методиці розрахунку ТНС з електроприводом компресора ТНУ і відповідає формулам (5.1 – 5.13), (5.15 – 5.20), (5.22 – 5.28) та (5.30 – 5.41).

Загальна витрата умовного палива на ТНС з приводом від ДВЗ, кг/с

$$V_{уд}^{тнс} = V_y^d + V_y^{вк} \quad (6.14)$$

Економія умовного палива на ТНС з ДВЗ в порівнянні з ТНС з електроприводом, кг/с

$$\Delta V_y^* = V_y^{тнс} - V_{уд}^{тнс} \quad (6.15)$$

де  $V_y^{тнс}$  – загальна витрата умовного палива ТНС з електроприводом з формули 5.29, кг/с.

## 6.2 Теплонасосна станція з приводом від газотурбінної установки

Методика розрахунку ТНС на базі ТНУ з приводом компресора від газотурбінної установки (ГТУ) та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів наведена нижче.

Тиск повітря за компресором, МПа

$$P_2 = P_1 \cdot \lambda_{\text{км}}, \quad (6.16)$$

де  $P_1$  – тиск повітря перед компресором, МПа;

$\lambda_{\text{км}}$  – міра підвищення тиску в компресорі.

Тиск газів перед турбіною, МПа

$$P_3 = P_2 \cdot \varepsilon, \quad (6.17)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт повного стиску.

Міра зменшення тиску в турбіні

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{P_3}{P_4}, \quad (6.18)$$

де  $P_4$  – тиск газів за турбіною, МПа.

Температура повітря за компресором, К

$$T_2 = T_1 \cdot \left[ 1 + \frac{\lambda_{\text{км}}^{0,286} - 1}{\eta_{\text{oi}}^{\text{км}}} \right], \quad (6.19)$$

де  $T_1$  – температура повітря перед компресором, К;

$\eta_{\text{oi}}^{\text{км}}$  – ККД компресора.

Температура газів за турбіною, К

$$T_4 = T_3 \cdot \left[ 1 - (1 - \lambda_{\text{т}}^{-0,286}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{т}} \right], \quad (6.20)$$

де  $T_3$  – температура в камері згорання, К;

$\eta_{oi}^T$  – ККД газової турбіни.

Середня температура газів в турбіні, К

$$\bar{T}_{2T} = \frac{T_3 + T_4}{2}, \quad (6.21)$$

де  $T_4$  – температура газів за турбіною, К.

Питома робота газів в турбіні, кДж/кг

$$l_T = \bar{C}_{pg} \cdot (T_3 - T_4), \quad (6.22)$$

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

Питома робота стиску в компресорі, кДж/кг

$$l_{км} = C_{pp} \cdot (T_2 - T_1), \quad (6.23)$$

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

Питома робота циклу ГТУ, кДж/кг

$$l_{ц} = (l_T - l_{км}) \cdot \eta_{ем}, \quad (6.24)$$

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

Середня теплоємність суміші, кДж/(кг·К)

$$\bar{C}_p = 0,35 \cdot C_{pg} + 0,65 \cdot C_{pp}, \quad (6.25)$$

де  $C_{pg}$ ,  $C_{pp}$  – теплоємність повітря і газів при  $t_3$ , відповідно, кДж/(кг·К).

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

$$q_{кз} = \frac{(\bar{C}_{pg} \cdot t_3 - C_{pp} \cdot t_2)}{\eta_{кз}}, \quad (6.26)$$

де  $\eta_{кз}$  – ККД камери згорання.

Коефіцієнт корисної дії ГТУ

$$\eta_{ГТУ} = \frac{l_{ц}}{q_{кз}}. \quad (6.27)$$

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

$$b_y = 0,123 / \eta_{ГТУ}. \quad (6.28)$$

Загальна витрата умовного палива ГТУ, кг/с

$$B_y^{ГТУ} = \frac{b_y \cdot N_e}{3,6}, \quad (6.29)$$

де  $N_e$  – потужність електрогенератора ГТУ, яка відповідає потужності компресора ТНУ, МВт.

Витрата робочого палива ГТУ, м<sup>3</sup>/с

$$B_p^{ГТУ} = B_y^{ГТУ} \cdot \frac{Q_{ну}^p}{Q_H^p}, \quad (6.30)$$

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

$Q_H^p$  – нижча теплота згорання робочого палива, МДж/м<sup>3</sup>.

Витрата димових газів ГТУ, кг/с

$$G_r = N_e \cdot 10^3 / l_{ц}, \quad (6.31)$$

де  $l_{ц}$  – питома робота циклу ГТУ, кДж/кг.

Витрата робочого палива на одиницю витрати димових газів

$$q_{\text{п}} = \frac{q_{\text{кз}} \cdot \eta_{\text{кз}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{кз}} - C_{\text{рп}} \cdot t_2 + C_{\text{пал}} \cdot t_{\text{пал}}}, \quad (6.32)$$

де  $q_{\text{кз}}$  – питома теплота, що підведена в камері згорання, кДж/кг;

$C_{\text{пал}}$  – теплоємність палива, кДж/(кг · °С);

$t_{\text{пал}}$  – температура палива, °С.

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{1}{\left( V^{\circ} \cdot \rho_{\text{пв}} \cdot q_{\text{п}} \right)}, \quad (6.33)$$

де  $V^{\circ}$  – теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 м<sup>3</sup> палива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{пв}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Витрата продуктів згорання в димових газах, кг/с

$$G_{\text{пз}} = G_{\text{г}} / \alpha. \quad (6.34)$$

Витрата повітря, кг/с

$$G_{\text{пв}} = G_{\text{г}} - G_{\text{пз}}. \quad (6.35)$$

Витрата кисню в димових газах, кг/с

$$G_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot G_{\text{пв}}. \quad (6.36)$$

Процентний вміст кисню в димових газах, %

$$C_{\text{O}_2} = G_{\text{O}_2} / G_{\text{г}} \cdot 100. \quad (6.37)$$

Потужність камери згорання, МВт

$$Q_{кз} = G_{г} \cdot q_{кз} \cdot 10^{-3}, \quad (6.38)$$

де  $q_{кз}$  – питома теплота, що підведена в камері згорання ГТУ, кДж/кг.

Теплова потужність відпрацьованих в ГТУ газів, МВт

$$Q_{вг} = (1 - \eta_{гту}) \cdot Q_{кз}, \quad (6.39)$$

де  $\eta_{гту}$  – ККД ГТУ .

Коефіцієнт використання теплоти відпрацьованих газів в утилізаторі

$$\Psi = \frac{t_4 - t_{вг}}{t_4 - t_1}, \quad (6.40)$$

де  $t_{вг}$  – температура відпрацьованих газів на виході з утилізатора, °С;

$t_4$  – температура газів за турбіною, °С.

Корисна потужність утилізатора, МВт

$$Q_{кор} = \Psi \cdot Q_{вг} \cdot \eta_{то}, \quad (6.41)$$

де  $\eta_{то}$  – ККД утилізатора.

Потужність водогрійного котла без скидання продуктів згорання в топку котла, МВт

$$Q'_{вк} = Q_{тс} - Q_{к} - Q_{кор}, \quad (6.42)$$

де  $Q_{тс}$  – потужність теплових споживачів, МВт;

$Q_{к}$  – потужність конденсатора ТНУ, МВт.

Потужність, яка вноситься з відхідними газами ГТУ в топку котла, МВт

$$Q_{топ} = Q'_{вк} / 4. \quad (6.43)$$

Потужність відхідних газів, які надходять в утилізатор, МВт

$$Q_{\text{газ}} = Q_{\text{вг}} - Q_{\text{топ}} \quad (6.44)$$

Потужність утилізатора відхідних газів, МВт

$$Q_{\text{утил}} = \Psi \cdot Q_{\text{газ}} \cdot \eta_{\text{то}} \quad (6.45)$$

Загальна теплова потужність ТНУ з приводом від ГТУ, МВт

$$Q_{\text{тну}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{утил}} \quad (6.46)$$

де  $Q_{\text{к}}$  – потужність конденсатора ТНУ, МВт.

Потужність водогрійного котла за рахунок спалювання органічного палива, МВт

$$Q_{\text{вк}}^{\text{пал}} = Q_{\text{тс}} - Q_{\text{тну}} - Q_{\text{топ}} \quad (6.47)$$

Загальна теплова потужність водогрійного котла, МВт

$$Q_{\text{вк}}^{\text{ГТУ}} = Q_{\text{вк}}^{\text{пал}} + Q_{\text{топ}} \quad (6.48)$$

Витрата умовного палива на водогрійний котел, кг/с

$$V_{\text{уг}}^{\text{вк}} = \frac{Q_{\text{вк}}^{\text{пал}}}{(Q_{\text{нч}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{н}})} \quad (6.49)$$

де  $\eta_{\text{к}}^{\text{н}}$  – ККД-нетто котельні.

Загальна витрата умовного палива ТНС з приводом від ГТУ, кг/с

$$V_{\text{уг}}^{\text{ТНС}} = V_{\text{уг}}^{\text{ГТУ}} + V_{\text{уг}}^{\text{вк}} \quad (6.50)$$

де  $V_{\text{уг}}^{\text{ГТУ}}$  – витрата умовного палива на ГТУ з формули 6.29, кг/с.

Загальна потужність теплонасосної станції з приводом від газотурбінної установки, МВт

$$Q = N_e + Q_{тс}, \quad (6.51)$$

де  $N_e$  – потужність електрогенератора ГТУ, яка відповідає потужності компресора ТНУ, МВт;

$Q_{тс}$  – потужність теплових споживачів, МВт.

Частка теплового споживання

$$\beta_T = Q_{тс} / Q. \quad (6.52)$$

Частка теплової потужності ТНС, яку покриває ТНУ

$$\beta = (Q_{тну} + Q_{топ}) / Q_{тс}. \quad (6.53)$$

Ексергетична потужність підведеної у ТНС теплоти, МВт

$$E_{під}^{ТНС} = 1,05 \cdot B_{уг}^{ТНС} \cdot Q_{ну}^p. \quad (6.54)$$

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти ТНС, К

$$T_{ТНС}^{ср} = 273 + (t_{пмв} + t_{зmv}) / 2. \quad (6.55)$$

Загальна ексергетична потужність відпущеної ТНС теплоти, МВт

$$E_{відп}^{ТНС} = Q_{тс} \left( 1 - \frac{T_{тс}}{T_{ТНС}^{ср}} \right). \quad (6.56)$$

Ексергетичний ККД ТНС

$$\eta_{ег}^{ТНС} = \frac{E_{відп}^{ТНС}}{E_{під}^{ТНС}} \quad (6.57)$$

Економія умовного палива ТНС з приводом від ГТУ в порівнянні з ТНС з електроприводом, кг/с

$$\Delta B_y^{**} = B_y^{ТНС} - B_{уг}^{ТНС}, \quad (6.58)$$

де  $B_y^{ТНС}$  – загальна витрата умовного палива ТНС з електроприводом з формули 5.29, кг/с.

Загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ, кг/с

$$B_y^{заг} = \frac{Q_{тс}}{(Q_{ну}^p \cdot \eta_k^n)} \quad (6.59)$$

Економія умовного палива за рахунок використання ТНС з приводом від ГТУ, кг/с

$$\Delta B_y^r = B_y^{заг} - B_{уг}^{ТНС}, \quad (6.60)$$

де  $B_{уг}^{ТНС}$  – загальна витрата умовного палива ТНС з приводом від ГТУ з формули 6.50, кг/с.

Частка палива, яка витрачається на ТНУ

$$\alpha_n^r = \frac{B_y^{гту}}{B_{уг}^{ТНС}}, \quad (6.61)$$

де  $B_y^{гту}$  – витрата умовного палива на ГТУ з формули 6.29, кг/с.

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНС з приводом від ГТУ, %

$$\Delta B_y^r (\% / \%) = \frac{\Delta B_y^r \cdot 100}{B_y^{\text{заг}}} \quad (6.62)$$

Питома витрата умовного палива на вироблення теплової енергії ТНС, кг/ГДж

$$b_{\text{уг}}^{\text{ТНС}} = \frac{B_{\text{уг}}^{\text{ТНС}}}{Q_{\text{ТНС}} \cdot 10^{-3}} \quad (6.63)$$

### Контрольні запитання

1. Що називають теплонасосною станцією?
2. Підігрівання якої води здійснюється в тепловому насосі у складі ТНС?
3. Як визначається навантаження водогрійного котла у складі ТНС?
4. Як визначається загальна теплова потужність ТНУ з приводом від ДВЗ?
5. Як визначається витрата умовного палива на ТНС з приводом від газової турбіни?
6. Як визначається витрата умовного палива на ТНС з приводом від двигуна внутрішнього згорання?
7. Як визначається економія умовного палива на когенераційних ТНС?
8. Що називають когенераційною теплонасосною станцією?
9. Як визначається ексергетичний ККД когенераційних ТНС?

## 7 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

### Приклад 7.1

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

### Розв'язання

Принципова схема парокompресійної ТНУ показана на рис. 7.1.

Побудова циклу парокompресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі показана на рис. 7.2.

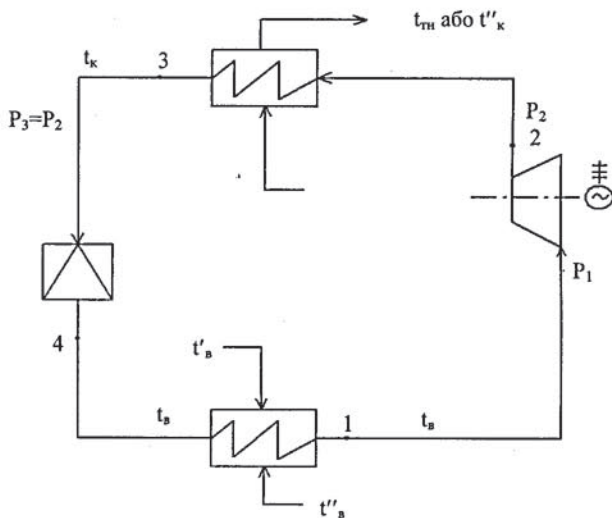


Рисунок 7.1 – Принципова схема парокompресійної ТНУ

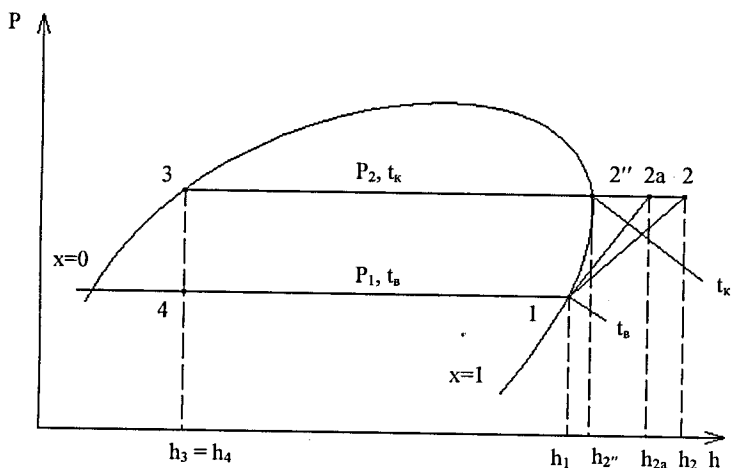


Рисунок 7.2 – Цикл парокompресійні ТНУ на lg P-h діаграмі

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

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

Визначаємо температуру води на виході з конденсатора теплового насоса

$$t_{\text{TH}} = t_K - \theta = 65 - 5 = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Питома теплота, підведена до випарника

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

Адіабатний теплоперепад в компресорі

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

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

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

Дійсна ентальпія холодоагенту на виході з компресора, в точці 2, (рис. 7.2)

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

Питома теплота, відведена з конденсатора

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

Витрата холодоагенту

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

Потужність, яка витрачається на компресор,

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

Теплова потужність конденсатора

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

або з рівняння енергетичного балансу ТНУ

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

Примітка. Рівняння енергетичного балансу ТНУ має похибку до 5%.

Коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу

$$\varphi = \frac{Q_k}{N_{\text{KM}}} = \frac{26,89}{6,78} = 3,976.$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно (теоретичний)

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

## Приклад 7.2

У випарник парокомпресійної теплонасосної установки надходить вода з температурою  $t'_b = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ , а виходить з температурою  $t''_b = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Теплова потужність випарника складає  $Q_b = 9 \text{ МВт}$ . Температура навколишнього середовища складає  $T_{\text{нс}} = 293 \text{ К}$ . Температури води на вході та виході з конденсатора складають відповідно  $t'_k = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $t''_k = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Холодоагентом є аміак. Відносний внутрішній ККД компресора складає  $\eta_{\text{оі}}^{\text{км}} = 0,75$ , а електромеханічний ККД  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Величина недогріву води у випарнику та конденсаторі складає  $\theta = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити масову витрату холодоагенту, потужність компресора, теплову потужність конденсатора, ексергію підведеної та відведеної теплоти, та ексергетичний ККД теплонасосної установки. Навести схему ТНУ та зображення циклу на  $\lg P$ - $h$  діаграмі.

### Розв'язання

Принципова схема парокомпресійної ТНУ показана на рис. 7.1.

Побудова циклу парокомпресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі показана на рис. 7.2.

Для побудови циклу парокомпресійної ТНУ на діаграмі необхідно визначити температури випаровування та конденсації холодоагенту.

Температура конденсації холодоагенту

$$t_k = t''_k + \theta = 60 + 5 = 65 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура випаровування холодоагенту

$$t_b = t'_b - \theta = 18 - 5 = 13 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Будуємо цикл парокомпресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі аміаку.

Визначаємо ентальпію холодоагенту у відповідних точках циклу

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

Питома теплота, підведена до випарника

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

Адіабатний теплоперепад в компресорі

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

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

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

Дійсна ентальпія холодоагенту на виході з компресора

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

Питома теплота, відведена з конденсатора

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

Витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^3}{q_{\text{в}}} = \frac{9 \cdot 10^3}{965} = 9,33 \text{ кг/с.}$$

Потужність, яка витрачається на компресор

$$N_{\text{км}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_p}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{9,33 \cdot 296}{0,95 \cdot 10^3} = 2,9 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність конденсатора

$$Q_k = G_{\text{ха}} \cdot q_k \cdot \eta_{\text{то}} \cdot 10^{-3} = 9,33 \cdot 1261 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3} = 11,53 \text{ МВт}$$

або з рівняння енергетичного балансу ТНУ

$$Q_k = N_{\text{км}} + Q_{\text{в}} = 2,9 + 9 = 11,9 \text{ МВт.}$$

Примітка. Рівняння енергетичного балансу ТНУ має похибку до 5%.

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти в конденсаторі

$$T_{\text{к}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{t'_{\text{к}} + t''_{\text{к}}}{2} = 273 + \frac{50 + 60}{2} = 328 \text{ К.}$$

Середньотермодинамічна температура підведення теплоти у випарнику

$$T_{\text{в}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}}{2} = 273 + \frac{25 + 18}{2} = 294,5 \text{ К.}$$

Ексергетична потужність відведеної з конденсатора теплоти

$$E_{Q_{\text{к}}} = Q_{\text{к}} \cdot \left( 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{н}}^{\text{ср}}} \right) = 11,53 \left( 1 - \frac{293}{328} \right) = 1,23 \text{ МВт.}$$

Ексергетична потужність підведеної у випарник теплоти

$$E_{Q_{\text{в}}} = Q_{\text{в}} \cdot \left( 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{в}}^{\text{ср}}} \right) = 9 \left( 1 - \frac{293}{294,5} \right) = 0,046 \text{ МВт.}$$

Ексергетичний ККД теплонасосної установки

$$\eta_{\text{с}} = \frac{E_{Q_{\text{к}}}}{E_{Q_{\text{в}}} + N_{\text{км}}} = \frac{1,23}{0,046 + 2,9} = 0,418.$$

### Приклад 7.3

Теплова потужність конденсатора теплонасосної установки становить  $Q_{\text{к}} = 10$  МВт. Температура конденсації холодоагенту  $t_{\text{к}} = 75$  °С. Холодоагентом є аміак. Величина недогріву води у випарнику та конденсаторі складає  $\theta = 3$  °С. Відносний внутрішній ККД компресора складає  $\eta_{\text{оі}}^{\text{км}} = 0,75$ , а електромеханічний ККД  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Температура води на вході в конденсатор становить  $t'_{\text{к}} = 50$  °С.

Визначити температуру випаровування холодоагенту  $t_{\text{в}}$ , масову витрату холодоагенту, потужність компресора, теплову потужність випарника, коефіцієнт перетворення ТНУ та ексергетичний ККД. У випарник парокompресійної ТНУ надходить вода з температурою  $t'_{\text{в}} = 25$  °С, а вихо-

дять з температурою  $t_b'' = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура навколишнього середовища  $T_{\text{нс}} = 293 \text{ K}$ . Навести схему ТНУ та зображення циклу на  $\lg P$ - $h$  діаграмі.

### Розв'язання

Принципова схема парокомпресійної ТНУ показана на рис. 7.1.

Побудова циклу парокомпресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі показана на рис. 7.2.

Для побудови циклу парокомпресійної ТНУ на діаграмі необхідно визначити температуру випаровування холодоагенту.

Температура випаровування холодоагенту

$$t_b = t_b'' - \theta = 18 - 3 = 15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Будуємо цикл парокомпресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі аміаку.

Визначаємо ентальпію холодоагенту у відповідних точках циклу

$$h_1 = 1678 \text{ кДж/кг}; h_3 = h_4 = 770 \text{ кДж/кг}; h_{2a} = 1930 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо температуру води на виході з конденсатора теплового насоса

$$t_k'' = t_k - \theta = 75 - 3 = 72 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Питома теплота, підведена до випарника

$$q_b = h_1 - h_4 = 1678 - 770 = 908 \text{ кДж/кг}.$$

Адіабатний теплоперепад в компресорі

$$H_a = i_{\text{кмо}} = h_{2a} - h_1 = 1930 - 1678 = 252 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

$$H_p = i_{\text{км}} = \frac{H_a}{\eta_{\text{оі}}} = \frac{252}{0,75} = 336 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсна ентальпія холодоагенту на виході з компресора

$$h_2 = h_1 + H_p = 1678 + 336 = 2014 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, відведена з конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 2014 - 770 = 1244 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_k \cdot 10^3}{q_k \cdot \eta_{\text{го}}} = \frac{10 \cdot 10^3}{1244 \cdot 0,98} = 8,2 \text{ кг/с.}$$

Потужність, яка витрачається на компресор

$$N_{\text{км}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_p}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{8,2 \cdot 336}{0,95 \cdot 10^3} = 2,9 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність випарника

$$Q_B = G_{\text{ха}} \cdot q_B \cdot 10^{-3} = 8,2 \cdot 908 \cdot 10^{-3} = 7,45 \text{ МВт}$$

або з рівняння енергетичного балансу ТНУ

$$Q_B = Q_k - N_{\text{км}} = 10 - 2,9 = 7,1 \text{ МВт.}$$

Примітка. Рівняння енергетичного балансу ТНУ має похибку до 5%.

Коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу

$$\varphi = \frac{Q_k}{N_{\text{км}}} = \frac{10}{2,9} = 3,448.$$

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти в конденсаторі

$$T_k^{\text{ср}} = 273 + \frac{t'_k + t''_k}{2} = 273 + \frac{50 + 72}{2} = 334 \text{ К.}$$

Середньотермодинамічна температура підведення теплоти у випарнику

$$T_B^{\text{ср}} = 273 + \frac{t'_B + t''_B}{2} = 273 + \frac{25 + 18}{2} = 294,5 \text{ К.}$$

Ексергетична потужність відведеної з конденсатора теплоти

$$E_{Q_k} = Q_k \cdot \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_H^{cp}} \right) = 10 \left( 1 - \frac{293}{334} \right) = 1,23 \text{ МВт.}$$

Ексергетична потужність підведеної у випарник теплоти

$$E_{Q_B} = Q_B \cdot \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_B^{cp}} \right) = 7,45 \left( 1 - \frac{293}{294,5} \right) = 0,038 \text{ МВт.}$$

Ексергетичний ККД теплонасосної установки

$$\eta_e = \frac{E_{Q_k}}{E_{Q_B} + N_{KM}} = \frac{1,23}{0,038 + 2,9} = 0,419.$$

#### Приклад 7.4

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

#### Розв'язання

Принципова схема парокомпресійної ТНУ з проміжним перегрівником пари показана на рис. 7.3.

Побудова циклу парокомпресійної ТНУ з проміжним перегрівником пари на lg P-h діаграмі наведена на рис. 7.4.

Визначаємо температуру перегрітої пари холодоагенту на виході з перегрівника пари (охолодника конденсату)  $t'_1 = t_b + \theta_n = 13 + 7 = 20$  °С.

З діаграми визначаємо ентальпії холодоагенту у відповідних точках циклу:

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



Питома теплота, яку сприймає пара холодоагенту в охолоднику

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

Ентальпія рідкого холодоагенту на виході охолодника (ентальпія конденсату)

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

Ентальпія холодоагенту після дроселя

$$h_4 = h'_3 = 308 \text{ кДж/кг.}$$

Питома теплота, підведена до випарника

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

Адіабатний теплоперепад в компресорі

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

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

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

Дійсна ентальпія холодоагенту за компресором

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

Питома теплота, відведена з конденсатора

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

Витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{к}} \cdot 10^3}{q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{то}}} = \frac{10 \cdot 10^3}{160,3 \cdot 0,98} = 63,6 \text{ кг/с.}$$

Потужність компресора

$$N_{\text{км}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_{\text{п}}}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{63,6 \cdot 53,3}{0,95 \cdot 10^3} = 3,5 \text{ МВт.}$$

Потужність випарника

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

Коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу

$$\varphi = \frac{Q_{\text{к}}}{N_{\text{км}}} = \frac{10}{3,5} = 2,86.$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно (теоретичний)

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

### Приклад 7.5

Теплова потужність теплонасосної станції  $Q_{\text{ТНС}} = 20$  МВт. Температура прямої мережної води  $t_{\text{пмв}} = 130$  °С, зворотної –  $t_{\text{зmv}} = 65$  °С. Температури низькотемпературного джерела теплоти: на вході у випарник –  $t'_{\text{в}} = 30$  °С, на виході –  $t''_{\text{в}} = 23$  °С. Величина недогріву у випарнику та конденсаторі  $\theta = 5$  °С. Температура конденсації холодоагенту  $t_{\text{к}} = 80$  °С. Температура навколишнього середовища  $t_{\text{нс}} = 20$  °С. Холодоагент – аміак. Відносний внутрішній ККД компресора  $\eta_{\text{оі}}^{\text{км}} = 0,75$ ; електромеханічний  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Нижча теплота згорання робочого палива  $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 33,7$  МДж/м<sup>3</sup>. ККД – нетто котельні  $\eta_{\text{к}}^{\text{н}} = 0,8$ . Компресор ТНУ має електричний привод.

Визначити потужність компресора, конденсатора, випарника ТНУ, потужність котла, коефіцієнт перетворення ТНУ, витрату умовного палива ТНУ, ТНС; ексергію підведеної та відведеної у ТНС теплоти, ексергетичні ККД ТНУ, котельні, ТНС; економію умовного та робочого палива за рахунок використання ТНУ, питомі витрати умовного палива ТНУ, ТНС, котельної; частку теплової потужності ТНУ.

## Розв'язання

Принципова схема теплонасосної станції показана на рис. 7.5.

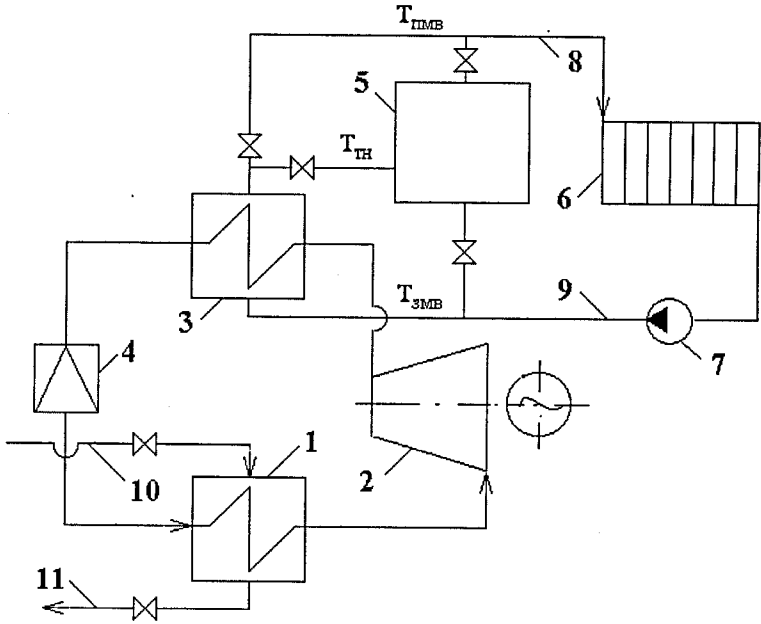


Рисунок 7.5 – Схема теплонасосної станції: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор з електроприводом; 3 – конденсатор ТНУ; 4 – дросельний вентиль; 5 – водогрійний котел; 6 – теплові споживачі; 7 – мережний насос; 8 і 9 – лінії прямої та зворотної мережної води; 10 і 11 – лінії низькотемпературного джерела енергії;  $T_{ТН}$  – температура підігрітої води в ТНУ;  $T_{ПМВ}$  і  $T_{ЗМВ}$  – температура прямої та зворотної мережної води в системі тепlopостачання

Побудова циклу парокомпресійної ТНУ на  $\lg P-h$  діаграмі наведена на рис. 7.2.

Температура випаровування холодоагенту

$$t_B = t_B'' - \theta = 23 - 6 = 18 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Будуємо цикл парокомпресійної ТНУ на  $\lg P-h$  діаграмі аміаку.

Визначаємо ентальпію холодоагенту у відповідних точках циклу

$$h_1 = 1680 \text{ кДж/кг}; h_3 = h_4 = 800 \text{ кДж/кг}; h_{2a} = 1920 \text{ кДж/кг}.$$

Адіабатний теплоперепад в компресорі

$$H_a = l_{\text{кмо}} = h_{2a} - h_1 = 1920 - 1680 = 240 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

$$H_p = l_{\text{км}} = \frac{H_a}{\eta_{oi}^{\text{км}}} = \frac{240}{0,75} = 320 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія холодоагенту в точці 2 (див. рис.7.2)

$$h_2 = h_1 + H_p = 1680 + 320 = 2000 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, підведена до випарника

$$q_b = h_1 - h_4 = 1680 - 800 = 880 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, відведена з конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 2000 - 800 = 1200 \text{ кДж/кг}.$$

Температура води на виході з конденсатора

$$t_{\text{тн}} = t_k - \theta = 80 - 5 = 75 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Витрата мережної води, що циркулює в системі теплопостачання

$$G_{\text{мв}} = \frac{Q_{\text{тс}} \cdot 10^3}{C_{\text{рв}} \cdot (t_{\text{пмв}} - t_{\text{змв}})} = \frac{20 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (130 - 65)} = 73,435 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність конденсатора ТНУ

$$\begin{aligned} Q_{\text{тну}} &= Q_k = G_{\text{мв}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot (t_{\text{тн}} - t_{\text{змв}}) \cdot 10^{-3} = \\ &= 73,435 \cdot 4,19 \cdot (75 - 65) \cdot 10^{-3} = 3,077 \text{ МВт}. \end{aligned}$$

Масова витрата холодоагенту

$$G_{ха} = \frac{Q_{ТНУ} \cdot 10^3}{q_k \cdot \eta_{то}} = \frac{3,077 \cdot 10^3}{1200 \cdot 0,98} = 2,616 \text{ кг/с.}$$

Потужність, яка витрачається на компресор

$$N_{км} = \frac{G_{ха} \cdot H_p}{\eta_{ем} \cdot 10^3} = \frac{2,616 \cdot 320}{0,95 \cdot 10^3} = 0,881 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність випарника

$$Q_B = G_{ха} \cdot q_B \cdot 10^{-3} = Q_K - N_{км} = 3,077 - 0,881 = 2,196 \text{ МВт.}$$

Коефіцієнт перетворення ТНУ

$$\varphi = \frac{Q_{ТНУ}}{N_{км}} = \frac{3,077}{0,881} = 3,491.$$

Витрата умовного палива на компресор ТНУ

$$B_{у}^{ТНУ} = \frac{N_{км}}{(Q_{ну}^p \cdot \eta_{ем} \cdot \eta_{ем})} = \frac{0,881}{(29,3 \cdot 0,36 \cdot 0,95)} = 0,088 \text{ кг/с.}$$

Абсолютна середня температура мережної води в конденсаторі

$$T_K^{cp} = 273 + \frac{t_{ТН} + t_{ЗМВ}}{2} = 273 + \frac{75 + 65}{2} = 343 \text{ К.}$$

Фактор Карно для відведеної теплоти в конденсаторі

$$\eta_c^K = 1 - \frac{T_{нс}}{T_K^{cp}} = 1 - \frac{(20 + 273)}{343} = 0,146.$$

Абсолютна середня температура низькотемпературного теплоносія у випарнику

$$T_B^{cp} = 273 + \frac{t'_B + t''_B}{2} = 273 + \frac{30 + 23}{2} = 299,5 \text{ К.}$$

Фактор Карно для підведеної теплоти у випарнику

$$\eta_c^B = 1 - \frac{T_{nc}}{T_B^{cp}} = 1 - \frac{(20 + 273)}{299,5} = 0,022.$$

Ексергетичний ККД ТНУ

$$\eta_e^{TNU} = \frac{Q_{TNU} \cdot \eta_c^k}{[Q_B \cdot \eta_c^B + N_{KM}]} = \frac{3,077 \cdot 0,146}{[2,196 \cdot 0,022 + 0,881]} = 0,483.$$

Теплова потужність водогрійного котла у складі ТНС

$$Q_{BK} = Q_{TC} - Q_{TNU} = 20 - 3,077 = 16,923 \text{ МВт.}$$

Абсолютна середня температура мережної води у котлі

$$T_{BK}^{cp} = 273 + \frac{t_{TH} + t_{пмв}}{2} = 273 + \frac{75 + 130}{2} = 375,5 \text{ К.}$$

Ексергетична потужність відведеної з котла теплоти

$$E_{Q_{BK}} = Q_{BK} \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_{BK}^{cp}} \right) = 16,923 \left( 1 - \frac{293}{375,5} \right) = 3,718 \text{ МВт.}$$

Витрата умовного палива на котел

$$B_y^{BK} = \frac{Q_{BK}}{(Q_{ny}^p \cdot \eta_k^H)} = \frac{16,923}{(29,3 \cdot 0,8)} = 0,722 \text{ кг/с.}$$

Ексергетична потужність підведеної у котел теплоти

$$E_{під}^{BK} = 1,05 \cdot B_y^{BK} \cdot Q_{ny}^p = 1,05 \cdot 0,722 \cdot 29,3 = 22,212 \text{ МВт.}$$

Ексергетичний ККД котельні у складі ТНС

$$\eta_e^{BK} = \frac{E_{Q_{BK}}}{E_{під}^{BK}} = \frac{3,718}{22,212} = 0,167.$$

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти у ТНС

$$T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{t_{\text{ПМВ}} + t_{\text{ЗМВ}}}{2} = 273 + \frac{130 + 65}{2} = 370,5 \text{ К.}$$

Загальна ексергетична потужність теплоти, відпущеної ТНС

$$E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}} = Q_{\text{Тс}} \left( 1 - \frac{T_{\text{ТНС}}}{T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}}} \right) = 20 \left( 1 - \frac{(20 + 273)}{370,5} \right) = 4,184 \text{ МВт.}$$

Загальна витрата умовного палива теплонасосною станцією

$$B_{\text{у}}^{\text{ТНС}} = B_{\text{у}}^{\text{ТНУ}} + B_{\text{у}}^{\text{БК}} = 0,088 + 0,722 = 0,81 \text{ кг/с.}$$

Ексергетична потужність підведеної у ТНС теплоти

$$E_{\text{під}}^{\text{ТНС}} = 1,05 \cdot B_{\text{у}}^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{НУ}}^{\text{р}} = 1,05 \cdot 0,81 \cdot 29,3 = 24,917 \text{ МВт.}$$

Ексергетичний ККД ТНС

$$\eta_{\text{с}}^{\text{ТНС}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}}}{E_{\text{під}}^{\text{ТНС}}} = \frac{4,184}{24,917} = 0,168.$$

Загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ

$$B_{\text{у}}^{\text{зар}} = Q_{\text{Тс}} / \left( Q_{\text{НУ}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{н}} \right) = 20 / (29,3 \cdot 0,8) = 0,853 \text{ кг/с.}$$

Економія умовного палива за рахунок використання ТНС

$$\Delta B_{\text{у}} = B_{\text{у}}^{\text{зар}} - B_{\text{у}}^{\text{ТНС}} = 0,853 - 0,81 = 0,043 \text{ кг/с.}$$

Економія робочого палива за рахунок використання ТНС

$$\Delta B_{\text{р}} = \Delta B_{\text{у}} \cdot Q_{\text{НУ}}^{\text{р}} / Q_{\text{Н}}^{\text{р}} = \frac{0,043 \cdot 29,3}{33,78} = 0,037 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Частка теплової потужності ТНС, що припадає на ТНУ

$$\beta = Q_{\text{к}} / Q_{\text{ТНС}} = 3,077 / 20 = 0,154.$$

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНС

$$\Delta B_y (\% / \circ) = \frac{(\Delta B_y \cdot 100)}{B_y^{\text{зар}}} = \frac{(0,043 \cdot 100)}{0,853} = 5,077 \%$$

Ексергетичний ККД котельні без ТНУ

$$\eta_c^{\text{кот}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}}}{(1,05 \cdot B_y^{\text{зар}} \cdot Q_{\text{ТНУ}}^p)} = \frac{4,184}{(1,05 \cdot 0,853 \cdot 29,3)} = 0,159.$$

Питома витрата умовного палива ТНУ

$$b_y^{\text{ТНУ}} = \frac{B_y^{\text{ТНУ}}}{[Q_k \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,088}{[3,077 \cdot 10^{-3}]} = 28,584 \text{ кг/ГДж.}$$

Питома витрата умовного палива котлом у складі ТНС

$$b_y^{\text{БК}} = \frac{B_y^{\text{БК}}}{[Q_{\text{БК}} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,722}{[16,923 \cdot 10^{-3}]} = 42,662 \text{ кг/ГДж.}$$

Питома витрата умовного палива ТНС

$$b_y^{\text{ТНС}} = \frac{B_y^{\text{ТНС}}}{[Q_{\text{ТНС}} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,81}{[20 \cdot 10^{-3}]} = 40,496 \text{ кг/ГДж.}$$

Питома витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ

$$b_y^{\text{кот}} = \frac{B_y^{\text{кот}}}{[Q_{\text{ТНС}} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,853}{[20 \cdot 10^{-3}]} = 42,662 \text{ кг/ГДж.}$$

### Приклад 7.6

Теплова потужність теплонасосної станції та теплових споживачів становить  $Q_{\text{ТНС}} = Q_{\text{Тс}} = 20$  МВт. Температура прямої мережної води  $t_{\text{ПМВ}} = 130$  °С, зворотної –  $t_{\text{ЗМВ}} = 65$  °С. Температури низькотемпературного джерела теплоти: на вході у випарник –  $t'_b = 30$  °С; на виході –  $t''_b = 23$  °С.

Величина недогріву у випарнику та конденсаторі  $\theta = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Холодоагент – аміак. Температура конденсації холодоагенту  $t_x = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура навколишнього середовища  $t_{nc} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . ККД теплообмінників  $\eta_{то} = 0,98$ . Привод компресора ТНУ від ДВЗ на природному газі. Температура повітря для спалювання палива у ДВЗ  $t_{пов} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт надлишку повітря у ДВЗ  $\alpha = 1,05$ . Відносний внутрішній ККД компресора  $\eta_{oi}^{KM} = 0,75$ ; електромеханічний ККД  $\eta_{ем} = 0,95$ . Теоретичний об'єм повітря для спалювання  $1\text{ м}^3$  робочого палива  $V^\circ = 9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$ . Питома витрата умовного палива ДВЗ за паспортними даними  $b_y = 0,3322 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ . Температура відхідних газів після ДВЗ  $t_d = 475 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура відхідних газів після утилізатора відхідних газів ДВЗ  $t_{yT}'' = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ . Нижча теплота згорання робочого палива  $Q_H^P = 33,78 \text{ МДж}/\text{м}^3$ .

Визначити потужність компресора, конденсатора, випарника ТНУ, потужність котла, теплові потужності утилізатора та системи охолодження ДВЗ, коефіцієнт перетворення ТНУ, витрату умовного палива ТНУ, ТНС; ексергію підведеної та відведеної у ТНС теплоти, ексергетичні ККД ТНУ, котельні, ТНС; економію умовного палива за рахунок використання ТНУ, питомі витрати умовного палива ТНУ, ТНС, котельної; частку теплової потужності ТНУ.

### Розв'язання

Принципова схема ТНС з приводом компресора ТНУ від газопоршневого двигуна та з утилізацією теплоти відхідних газів після ГПД показана на рис. 7.6.

Побудова циклу парокompресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі наведена на рис. 7.2.

Температура випаровування холодоагенту

$$t_B = t_B'' - \theta = 23 - 6 = 18 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Будуємо цикл парокompресійної ТНУ на  $\lg P$ - $h$  діаграмі аміаку.

Визначаємо ентальпію холодоагенту у відповідних точках циклу

$$h_1 = 1680 \text{ кДж}/\text{кг}; h_3 = h_4 = 800 \text{ кДж}/\text{кг}; h_{2a} = 1920 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

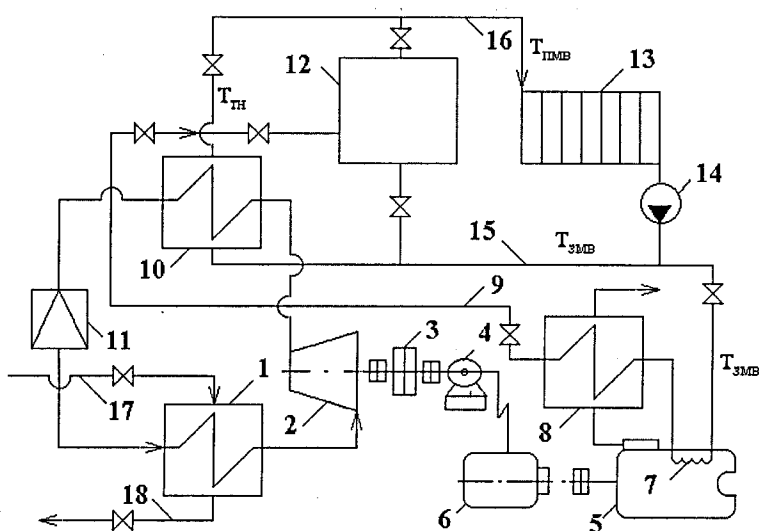


Рисунок 7.6 – Принципова схема ТНС з дизель-генераторним приводом компресора ТНУ і з утилізацією теплоти відхідних газів після дизеля: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор; 3 – мультиплікатор; 4 – електродвигун; 5 – дизельний двигун; 6 – електрогенератор; 7 – теплообмінна поверхня системи охолодження дизеля; 8 – утилізатор відхідних газів після дизельного двигуна; 9 – лінія гарячої мережної води від утилізатора; 10 – конденсатор ТНУ; 11 – дросельний вентиль; 12 – водогрійний котел; 13 – теплові споживачі; 14 – мережний насос системи теплофікації; 15 і 16 – лінія прямої та зворотної мережної води, відповідно; 17 і 18 – лінія підведення і відведення низькотемпературного теплоносія у випарник ТНУ;  $T_{ГМВ}$ ,  $T_{ЗМВ}$  – температури прямої та зворотної мережної води в системі тепlopостачання, відповідно;  $T_{ГН}$  – температура мережної води після підігріву в ТНУ

Адіабатний теплоперепад в компресорі

$$H_a = l_{кМО} = h_{2a} - h_1 = 1920 - 1680 = 240 \text{ кДж/кг.}$$

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

$$H_p = I_{\text{км}} = \frac{H_a}{\eta_{\text{оі км}}} = \frac{240}{0,75} = 320 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія холодоагенту в точці 2 (див. рис. 7.2)

$$h_2 = h_1 + H_p = 1680 + 320 = 2000 \text{ кДж/кг.}$$

Питома теплота, підведена до випарника

$$q_v = h_1 - h_4 = 1680 - 800 = 880 \text{ кДж/кг.}$$

Питома теплота, відведена з конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 2000 - 880 = 1200 \text{ кДж/кг.}$$

Температура води на виході з конденсатора

$$t_{\text{тн}} = t_k - \theta = 80 - 5 = 75 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Витрата мережної води, що циркулює в системі тепlopостачання

$$G_{\text{мв}} = \frac{Q_{\text{тс}} \cdot 10^3}{C_{\text{рв}} \cdot (t_{\text{пмв}} - t_{\text{змв}})} = \frac{20 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (130 - 65)} = 73,435 \text{ кг/с.}$$

Теплова потужність конденсатора ТНУ

$$\begin{aligned} Q_{\text{тну}} &= Q_k = G_{\text{мв}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot (t_{\text{тн}} - t_{\text{змв}}) \cdot 10^{-3} = \\ &= 73,435 \cdot 4,19 \cdot (75 - 65) \cdot 10^{-3} = 3,077 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

Масова витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{тну}} \cdot 10^3}{q_k \cdot \eta_{\text{го}}} = \frac{3,077 \cdot 10^3}{1200 \cdot 0,98} = 2,616 \text{ кг/с.}$$

Потужність, яка витрачається на компресор

$$N_{\text{км}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_p}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{2,616 \cdot 320}{0,95 \cdot 10^3} = 0,881 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність випарника

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{ха}} \cdot q_{\text{в}} \cdot 10^{-3} = Q_{\text{к}} - N_{\text{км}} = 3,077 - 0,881 = 2,196 \text{ МВт.}$$

Ефективний ККД ДВЗ

$$\eta_{\text{еф}} = \frac{0,123}{b_y} = 0,123 / 0,3322 = 0,37.$$

Повний ККД ДВЗ і електрогенератора

$$\eta_{\text{д}} = \eta_{\text{еф}} \cdot \eta_{\text{ем}} = 0,37 \cdot 0,95 = 0,35.$$

Питома витрата умовного палива на дизель-генератор

$$b_y^{\text{д}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{д}}} = \frac{0,123}{0,35} = 0,3514 \text{ кг/(кВт·год).}$$

Теоретична маса повітря для спалювання 1 м<sup>3</sup> палива

$$M^{\circ} = V^{\circ} \cdot \rho = 9,52 \cdot 1,165 = 11,09 \text{ кг/м}^3,$$

де  $\rho$  – густина повітря при заданій температурі, кг/м<sup>3</sup>.

Питома витрата суміші повітря і палива

$$M_{\text{сум}} = 1 + \alpha \cdot M^{\circ} = 1 + 1,05 \cdot 11,09 = 12,65 \text{ кг/м}^3.$$

Витрата умовного палива на ДВЗ для привода компресора

$$B_y^{\text{д}} = \frac{b_y^{\text{д}} \cdot N_{\text{км}}}{3,6} = \frac{(0,3514 \cdot 0,881)}{3,6} = 0,086 \text{ кг/с.}$$

Витрата робочого палива на ДВЗ

$$B_p^{\text{д}} = \frac{(B_y^{\text{д}} \cdot Q_{\text{пн}}^{\text{р}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{(0,086 \cdot 29,3)}{33,78} = 0,075 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Витрата відхідних газів після ДВЗ

$$G_{\text{вг}} = V_{\text{р}}^{\text{д}} \cdot M_{\text{сум}} = 0,075 \cdot 12,65 = 0,949 \text{ кг/с.}$$

Потужність утилізатора відхідних газів

$$\begin{aligned} Q_{\text{ут}} &= G_{\text{вг}} \cdot C_{\text{рг}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{ут}}^{\text{н}}) \cdot \eta_{\text{то}} \cdot 10^{-3} = \\ &= 0,949 \cdot 1,125 \cdot (475 - 140) \cdot 0,98 \cdot 10^{-3} = 0,35 \text{ МВт,} \end{aligned}$$

де  $C_{\text{рг}}$  – питома теплоємність газів після ДВЗ при середній температурі газів в утилізаторі, кДж/(кг · °С).

Потужність системи охолодження ДВЗ

$$Q_{\text{ох}} = 0,2 \cdot V_{\text{р}}^{\text{д}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{то}} = 0,2 \cdot 0,075 \cdot 33,78 \cdot 0,98 = 0,497 \text{ МВт.}$$

Загальна потужність теплоутилізаційного устаткування ДВЗ

$$\Sigma Q_{\text{ут}} = Q_{\text{ут}} + Q_{\text{ох}} = 0,35 + 0,497 = 0,847 \text{ МВт.}$$

Загальна теплова потужність ТНУ

$$Q_{\text{тну}} = Q_{\text{к}} + \Sigma Q_{\text{ут}} = 3,077 + 0,847 = 3,924 \text{ МВт.}$$

Теплова потужність водогрійного котла у складі ТНС

$$Q_{\text{вк}} = Q_{\text{тс}} - Q_{\text{тну}} = 20 - 3,924 = 16,076 \text{ МВт.}$$

Коефіцієнт перетворення ТНУ

$$\varphi = \frac{Q_{\text{тну}}}{N_{\text{км}}} = \frac{3,924}{0,881} = 4,454.$$

Абсолютна середня температура мережної води в конденсаторі

$$T_{\text{к}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{t_{\text{тн}} + t_{\text{зmv}}}{2} = 273 + \frac{75 + 65}{2} = 343 \text{ К.}$$

Фактор Карно для відведеної теплоти в конденсаторі

$$\eta_c^k = 1 - \frac{T_{nc}}{T_{cp}} = 1 - \frac{(20 + 273)}{343} = 0,146.$$

Абсолютна середня температура низькотемпературного теплоносія у випарнику

$$T_B^{cp} = 273 + \frac{t'_B + t''_B}{2} = 273 + \frac{30 + 23}{2} = 299,5 \text{ К.}$$

Фактор Карно для підведеної теплоти у випарнику

$$\eta_c^B = 1 - \frac{T_{nc}}{T_B^{cp}} = 1 - \frac{(20 + 273)}{299,5} = 0,022.$$

Ексергетичний ККД ТНУ

$$\eta_e^{TNU} = \frac{Q_{TNU} \cdot \eta_c^k}{[Q_B \cdot \eta_c^B + N_{KM}]} = \frac{3,924 \cdot 0,146}{[2,196 \cdot 0,022 + 0,881]} = 0,617.$$

Абсолютна середня температура мережної води у котлі

$$T_{BK}^{cp} = 273 + \frac{t_{TH} + t_{ПМВ}}{2} = 273 + \frac{75 + 130}{2} = 375,5 \text{ К.}$$

Ексергетична потужність відведеної з котла теплоти

$$E_{Q_{BK}} = Q_{BK} \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_{BK}^{cp}} \right) = 16,076 \left( 1 - \frac{293}{375,5} \right) = 3,532 \text{ МВт.}$$

Витрата умовного палива на котел у складі ТНС

$$B_y^{BK} = \frac{Q_{BK}}{(Q_{ny}^p \cdot \eta_k^H)} = \frac{16,076}{(29,3 \cdot 0,8)} = 0,686 \text{ кг/с.}$$

Ексергетична потужність підведеної у котел теплоти

$$E_{під}^{BK} = 1,05 \cdot B_y^{BK} \cdot Q_{ny}^p = 1,05 \cdot 0,686 \cdot 29,3 = 21,105 \text{ МВт.}$$

Ексергетичний ККД котельні у складі ТНС

$$\eta_{\text{е}}^{\text{вк}} = \frac{E_{\text{Qвк}}}{E_{\text{під}}^{\text{вк}}} = \frac{3,532}{21,105} = 0,167.$$

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти у ТНС

$$T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{t_{\text{пмв}} + t_{\text{змв}}}{2} = 273 + \frac{130 + 65}{2} = 370,5 \text{ К.}$$

Загальна ексергетична потужність теплоти, відпущеної ТНС

$$E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}} = Q_{\text{тс}} \left( 1 - \frac{T_{\text{ТНС}}}{T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}}} \right) = 20 \left( 1 - \frac{(20 + 273)}{370,5} \right) = 4,184 \text{ МВт.}$$

Загальна витрата умовного палива на ТНС з ДВЗ

$$B_{\text{уд}}^{\text{ТНС}} = B_{\text{у}}^{\text{д}} + B_{\text{у}}^{\text{вк}} = 0,086 + 0,686 = 0,772 \text{ кг/с.}$$

Ексергетична потужність підведеної у ТНС теплоти

$$E_{\text{під}}^{\text{ТНС}} = 1,05 \cdot B_{\text{уд}}^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{ну}}^{\text{р}} = 1,05 \cdot 0,772 \cdot 29,3 = 23,751 \text{ МВт.}$$

Ексергетичний ККД ТНС

$$\eta_{\text{е}}^{\text{ТНСд}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}}}{E_{\text{під}}^{\text{ТНС}}} = \frac{4,184}{23,751} = 0,176.$$

Загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ

$$B_{\text{у}}^{\text{заг}} = \frac{Q_{\text{тс}}}{(Q_{\text{ну}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{н}})} = \frac{20}{(29,3 \cdot 0,8)} = 0,853 \text{ кг/с.}$$

Економія умовного палива за рахунок використання ТНС з приводом від ДВЗ

$$\Delta B_{\text{у}}^{\text{д}} = B_{\text{у}}^{\text{заг}} - B_{\text{уд}}^{\text{ТНС}} = 0,853 - 0,772 = 0,081 \text{ кг/с.}$$

Економія робочого палива за рахунок використання ТНС з ДВЗ

$$\Delta B_p = \frac{\Delta B_y^d \cdot Q_{ny}^p}{Q_H^p} = \frac{0,081 \cdot 29,3}{33,78} = 0,07 \text{ кг/с.}$$

Частка теплової потужності ТНС, що припадає на ТНУ

$$\beta = \frac{Q_{тну}}{Q_{тс}} = \frac{3,924}{20} = 0,196.$$

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНС

$$\Delta B_y^d (\%) = \frac{(\Delta B_y^d \cdot 100)}{B_y^{\text{зар}}} = \frac{(0,081 \cdot 100)}{0,853} = 9,5 \%$$

Ексергетичний ККД системи без ТНУ

$$\eta_e^{\text{кот}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{тнс}}}{(1,05 \cdot B_y^{\text{зар}} \cdot Q_{ny}^p)} = \frac{4,184}{(1,05 \cdot 0,853 \cdot 29,3)} = 0,159.$$

Питома витрата умовного палива ТНУ

$$b_{y}^{\text{тну}} = \frac{B_y^d}{[Q_{тну} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,086}{[3,6 \cdot 10^{-3}]} = 23,89 \text{ кг/ГДж.}$$

Питома витрата умовного палива котлом у складі ТНС

$$b_{y}^{\text{вк}} = \frac{B_y^{\text{вк}}}{[Q_{\text{вк}} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,686}{[16,076 \cdot 10^{-3}]} = 42,66 \text{ кг/ГДж.}$$

Питома витрата умовного палива ТНС

$$b_{\text{уд}}^{\text{тнс}} = \frac{B_{\text{уд}}^{\text{тнс}}}{[Q_{\text{тс}} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,772}{[20 \cdot 10^{-3}]} = 38,6 \text{ кг/ГДж.}$$

Питома витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ

$$b_{y}^{\text{кот}} = \frac{B_y^{\text{кот}}}{[Q_{\text{тс}} \cdot 10^{-3}]} = \frac{0,853}{[20 \cdot 10^{-3}]} = 42,66 \text{ кг/ГДж.}$$

## 8 ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

### Тест 1. Класифікація теплових насосів

1. Які холодоагенти використовуються в парокомпресійних теплових насосах?

- 1) R134a;
- 2) R142b;
- 3) R11;
- 4) R12;
- 5) R22;
- 6) R600a;
- 7) R407C;
- 8) R717;
- 9) R290.

2. Які установки називаються тепловими насосами?

- 1) які переносять теплоту від менш нагрітого тіла до більш нагрітого;
- 2) які переносять теплоту від більш нагрітого тіла до менш нагрітого;
- 3) насоси, що перекачують гарячі рідини;
- 4) насоси, що перекачують теплі рідини.

3. Як теплонасосні установки поділяють за принципом дії?

- 1) струминні;
- 2) сорбційні;
- 3) компресійні;
- 4) термоелектричні;
- 5) з тепловим приводом;
- 6) з електричним приводом;
- 7) з механічним приводом.

4. Які теплонасосні установки називають компресійними?

- 1) ТН, в яких для стиску холодоагенту використовується механічний компресор;
- 2) ТН, в яких використовується ефект Пельтьє;
- 3) ТН, в яких стиск холодоагенту відбувається за допомогою розчинника;

- 4) ТН, в яких є струминний компресор.
5. Які теплонасосні установки називають сорбційними?
  - 1) з використанням теплоти термохімічних реакцій;
  - 2) зі струминним компресором;
  - 3) де робочим тілом є водяна пара.
6. Які теплонасосні установки називають абсорбційними?
  - 1) де процес сорбції здійснюється в усьому об'ємі абсорбенту;
  - 2) де процес сорбції відбувається на поверхні адсорбенту, який перебуває в твердій фазі;
  - 3) з використанням теплоти термохімічних реакцій.
7. Які теплонасосні установки називають адсорбційними?
  - 1) де процес сорбції відбувається на поверхні адсорбенту, який перебуває в твердій фазі;
  - 2) де процес сорбції здійснюється в усьому об'ємі абсорбенту;
  - 3) з використанням термохімічних реакцій.
8. Які теплонасосні установки називають термоелектричними?
  - 1) з електричним приводом компресора;
  - 2) де є електронагрівник;
  - 3) які працюють за ефектом Пельтьє.
9. Які теплонасосні установки називають струминними?
  - 1) де є потік теплоносія;
  - 2) де відбуваються хімічні реакції;
  - 3) зі струминним компресором;
  - 4) з ефектом термопари.
10. Як теплові насоси поділяють за типом привода?
  - 1) парокompресійні;
  - 2) газокompресійні;
  - 3) струминні;
  - 4) термоелектричні;
  - 5) з механічним приводом;
  - 6) з тепловим приводом;
  - 7) з електроприводом.
11. Які природні джерела низькотемпературної теплоти можуть бути використані в теплонасосних установках?
  - 1) поверхневій воді;
  - 2) ґрунтовій воді;

- 3) повітря;
- 4) ґрунт;
- 5) сонячна радіація;
- 6) трава;
- 7) дрова;
- 8) вітер.

12. Які вторинні енергоресурси можуть бути використані як джерела низькотемпературної теплоти для теплонасосних установок?

- 1) вода з охолодження конденсаторів парових турбін;
- 2) відпрацьована пара;
- 3) гаряче повітря;
- 4) горючий газ;
- 5) каналізаційні стоки;
- 6) біогаз;
- 7) тирса;
- 8) лушпиння.

13. Які теплові насоси називають бівалентними?

- 1) установка з двох теплових насосів;
- 2) з додатковим джерелом теплоти;
- 3) установка з трьох теплових насосів;
- 4) з можливістю використання двох джерел низькотемпературної теплоти.

14. Які недоліки абсорбційних теплонасосних установок?

- 1) використання високотемпературних теплоносіїв;
- 2) низький коефіцієнт перетворення;
- 3) використання холодних теплоносіїв;
- 4) ефект термохімічних реакцій.

15. Від яких чинників залежить значення коефіцієнта перетворення парокомпресійної ТНУ?

- 1) температур високотемпературного та низькотемпературного джерела теплоти;
- 2) термодинамічних властивостей робочого тіла;
- 3) особливостей термодинамічного циклу ТН;
- 4) технічної досконалості конструкції теплового насоса.

16. Який вираз має рівняння теплового балансу парокомпресійної теплонасосної установки?

- 1)  $Q_K = N_{KM} + Q_B$ ;
- 2)  $Q_K = N_{KM} - Q_B$ ;
- 3)  $N_{KM} = Q_K + Q_B$ ;
- 4)  $Q_B = Q_K + N_{KM}$ ;
- 5)  $Q_{аб} + Q_K = Q_G + Q_H$ ;
- 6)  $Q_{аб} - Q_K = Q_G + Q_H$ .

17. Як визначається коефіцієнт перетворення (трансформації) теплоти в парокompресійній теплонасосній установці?

- 1)  $(Q_{аб} + Q_K)/Q_G$ ;
- 2)  $(Q_{аб} - Q_K)/Q_G$ ;
- 3)  $Q_K/N_{KM}$ ;
- 4)  $Q_K - N_{KM}$ .

18. Як залежить значення коефіцієнта перетворення теплонасосної установки від температур випаровування та конденсації?

- 1) не залежить;
- 2) його значення прямо пропорційне різниці цих температур;
- 3) його значення тим більше, чим менша різниця цих температур.

19. Які переваги абсорбційних теплонасосних установок порівняно з парокompресійними?

- 1) використання теплової енергії для привода;
- 2) використання електричної енергії для привода;
- 3) вищий коефіцієнт перетворення.

20. Як визначається коефіцієнт перетворення (трансформації) теплоти в абсорбційних теплонасосних установках?

- 1)  $(Q_{аб} + Q_K)/Q_G$ ;
- 2)  $(Q_{аб} - Q_K)/Q_G$ ;
- 3)  $Q_K/N_{KM}$ .

## Тест 2. Показники роботи парокompресійної ТНУ

1. Як визначається дійсний робочий теплоперепад в компресорі?

- 1)  $h_p = h_2 - h_1$ ;
- 2)  $h_p = h_{2a} - h_1$ ;
- 3)  $h_p = h_{2a} - h_3$ ;
- 4)  $h_p = h_3 - h_{2a}$ ;

5)  $h_p = h_1 - h_{2a}$ .

2. Як визначається питома теплота, підведена у випарник?

1)  $q_b = h_1 - h_4$ ;

2)  $q_b = h_2 - h_4$ ;

3)  $q_b = h_3 - h_4$ ;

4)  $q_b = h_{2a} - h_1$ ;

5)  $q_b = h_2 - h_3$ .

3. Як визначається питома теплота, відведена з конденсатора?

1)  $q_k = h_1 - h_4$ ;

2)  $q_k = h_2 - h_4$ ;

3)  $q_k = h_2 - h_3$ ;

4)  $q_k = h_{2a} - h_3$ ;

5)  $q_k = h_{2a} - h_1$ .

4. Які значення може приймати коефіцієнт перетворення теплового насоса?

1) 1;

2)  $<1$ ;

3) 0;

4)  $>1$ .

5. Який із законів термодинаміки покладений у принцип роботи теплового насоса?

1) перший закон термодинаміки;

2) другий закон термодинаміки;

3) узагальнені рівняння термодинаміки.

6. Як здійснюється перенесення теплоти у теплому насосі?

1) з нижчого температурного рівня на вищий;

2) з вищого температурного рівня на нижчий;

3) за законом Фур'є.

7. Який показник визначає термодинамічну досконалість теплового насоса?

1) коефіцієнт перетворення;

2) холодильний коефіцієнт;

3) термічний ККД;

4) ексергетичний ККД;

5) відносний внутрішній ККД;

6) фактор Карно.

8. Як визначається адіабатний теплоперепад в компресорі?

1)  $h_{2a} - h_1$ ;

2)  $h_2 - h_1$ ;

3)  $h_{2a} - h_3$ ;

4)  $h_2 - h_3$ ;

5)  $h_1 - h_{2a}$ ;

6)  $h_1 - h_2$ .

9. Зазначте, який з термодинамічних процесів здійснюється у випарнику?

1) ізобарне підведення теплоти;

2) адіабатне підведення теплоти;

3) ізобарне відведення теплоти;

4) адіабатне відведення теплоти;

5) адіабатний стиск;

6) адіабатне розширення.

10. Зазначте, який з термодинамічних процесів здійснюється в конденсаторі?

1) адіабатний стиск;

2) адіабатне розширення;

3) адіабатне підведення теплоти;

4) адіабатне відведення теплоти;

5) ізобарне підведення теплоти;

6) ізобарне відведення теплоти.

11. Зазначте, який з термодинамічних процесів здійснюється у дроселі?

1) адіабатне розширення;

2) адіабатний стиск;

3) ізобарне розширення;

4) ізобарний стиск;

5) ізобарне підведення теплоти;

6) адіабатне підведення теплоти;

7) ізобарне відведення теплоти;

8) адіабатне відведення теплоти.

12. Зазначте, який з термодинамічних процесів здійснюється в компресорі?

1) адіабатний стиск;

- 2) політропний стиск;
- 3) адіабатне розширення;
- 4) політропне розширення;
- 5) адіабатне підведення теплоти;
- 6) політропне підведення теплоти;
- 7) ізобарне підведення теплоти;
- 8) ізобарне відведення теплоти;
- 9) політропне відведення теплоти.

13. Як визначається теплова потужність випарника?

- 1)  $Q_K - N_{KM}$ ;
- 2)  $N_{KM} - Q_K$ ;
- 3)  $N_{KM} + Q_K$ ;
- 4)  $1 - N_{KM}$ ;
- 5)  $1 - Q_K$ .

14. Як визначається теплова потужність конденсатора?

- 1)  $N_{KM} + Q_B$ ;
- 2)  $N_{KM} - Q_B$ ;
- 3)  $Q_B - N_{KM}$ ;
- 4)  $1 + Q_B + N_{KM}$ ;
- 5)  $Q_B + N_{KM} - 1$ .

15. Як визначається потужність компресора?

- 1)  $Q_B - Q_K$ ;
- 2)  $Q_K + Q_B$ ;
- 3)  $Q_B + 1$ ;
- 4)  $Q_K - Q_B$ ;
- 5)  $Q_K + 1$ .

16. Як визначається витрата холодоагенту?

- 1)  $Q_K/q_K$ ;
- 2)  $Q_K/q_B$ ;
- 3)  $N_{KM}/l_{KM}$ ;
- 4)  $Q_B/q_B$ ;
- 5)  $Q_K/l_{KM}$ ;
- 6)  $N_{KM}/q_K$ .

17. Як співвідносяться між собою значення холодильного коефіцієнта та коефіцієнта перетворення?

- 1) вони приймають однакові значення;

- 2) холодильний коефіцієнт більший за коефіцієнт перетворення;
- 3) холодильний коефіцієнт менший за коефіцієнт перетворення.

18. Як визначається коефіцієнт перетворення циклу Карно в ТНУ?

- 1)  $T_K/(T_K - T_B)$ ;
- 2)  $T_K/(T_K + T_B)$ ;
- 3)  $T_B/(T_B - T_K)$ ;
- 4)  $T_B/(T_K + T_B)$ ;
- 5)  $(T_K/T_B) - 1$ .

19. Як визначається коефіцієнт перетворення парокомпресійної ТНУ?

- 1)  $Q_K/N_{KM}$ ;
- 2)  $N_{KM}/Q_K$ ;
- 3)  $Q_B/N_{KM}$ ;
- 4)  $N_{KM}/Q_B$ ;
- 5)  $Q_K/Q_B$ ;
- 6)  $Q_K - Q_B + 1$ .

20. Що характеризує коефіцієнт перетворення теплового насоса?

- 1) кількість відведеної теплоти на одиницю витраченої енергії;
- 2) кількість витраченої енергії на одиницю відведеної теплоти;
- 3) кількість витраченої енергії на одиницю підведеної теплоти;
- 4) кількість підведеної теплоти на одиницю витраченої енергії.

### Тест 3. Ексергетичний аналіз ТНУ

1. Як визначається фактор Карно у випарнику?

- 1)  $T_{HC}/T_B - 1$ ;
- 2)  $1 - T_{HC}/T_B$ ;
- 3)  $T_{HC}/T_K - 1$ ;
- 4)  $1 - T_{HC}/T_B$ ;
- 5) не визначається.

2. Як визначається фактор Карно в конденсаторі?

- 1)  $1 - T_{HC}/T_K$ ;
- 2)  $1 - T_{HC}/T_B$ ;
- 3)  $T_{HC}/T_K - 1$ ;
- 4)  $T_{HC}/T_B - 1$ ;

5) не визначається.

3. Як визначають фактор Карно в компресорі?

1)  $T_{\text{HC}}/T_{\text{K}} - 1$ ;

2) не визначається;

3)  $1 - T_{\text{HC}}/T_{\text{K}}$ ;

4)  $T_{\text{HC}}/T_{\text{K}} + 1$ .

4. Який вираз має рівняння енергетичного балансу теплового насоса?

1)  $q_{\text{K}} = q_{\text{B}} + I_{\text{KM}}$ ;

2)  $q_{\text{B}} = q_{\text{K}} = I_{\text{KM}}$ ;

3)  $I_{\text{KM}} = q_{\text{B}} + q_{\text{K}}$ ;

4)  $q_{\text{B}} = q_{\text{K}} + I_{\text{KM}}$ .

5. Який вираз має рівняння ексергетичного балансу теплового насоса?

1)  $e_{\text{під}} = e_{\text{від}} - \Delta e_{\text{вТ}}$ ;

2)  $e_{\text{під}} = e_{\text{від}} + \Delta e_{\text{вТ}}$ ;

3)  $e_{\text{від}} = e_{\text{під}} + \Delta e_{\text{вТ}}$ ;

4)  $e_{\text{від}} = e_{\text{під}} - \Delta e_{\text{вТ}}$ .

6. За яким із запропонованих співвідношень можна визначити коефіцієнт перетворення ТНУ?

1)  $Q_{\text{K}}/N_{\text{KM}}$ ;

2)  $Q_{\text{B}}/N_{\text{KM}}$ ;

3)  $N_{\text{KM}}/Q_{\text{K}}$ ;

4)  $N_{\text{KM}}/Q_{\text{B}}$ ;

5)  $Q_{\text{K}}/Q_{\text{B}}$ ;

6)  $Q_{\text{B}}/Q_{\text{K}}$ .

7. За яким із запропонованих співвідношень можна визначити ексергетичний ККД ТНУ?

1)  $e_{\text{від}}/e_{\text{під}}$ ;

2)  $e_{\text{під}}/e_{\text{від}}$ ;

3)  $e_{\text{під}}/e_{\text{від}} - 1$ ;

4)  $e_{\text{від}}/e_{\text{під}} - 1$ .

8. Зазначте, в якому з елементів ТНУ визначаються внутрішні втрати ексергії?

1) випарник;

2) компресор;

3) конденсатор;

4) дросель.

9. Зазначте, в якому з елементів ТНУ визначаються зовнішні втрати ексергії?

- 1) дросель;
- 2) випарник;
- 3) компресор;
- 4) конденсатор.

10. Як визначаються втрати ексергії у випарнику?

- 1)  $T_{nc}(s_2 - s_1)$ ;
- 2)  $T_{nc}(s_4 - s_3)$ ;
- 3)  $(e_2 - e_3) - e_{qk}$ ;
- 4)  $(e_4 - e_1) + e_{qv}$ ;
- 5)  $(e_4 - e_1) - e_{qv}$ .

11. Як визначаються втрати ексергії в конденсаторі?

- 1)  $T_{nc}(s_2 - s_1)$ ;
- 2)  $T_{nc}(s_4 - s_3)$ ;
- 3)  $(e_2 - e_3) - e_{qk}$ ;
- 4)  $(e_4 - e_1) + e_{qv}$ ;
- 5)  $(e_4 - e_1) + e_{qk}$ .

12. Як визначаються втрати ексергії в компресорі?

- 1)  $T_{nc}(s_2 - s_1)$ ;
- 2)  $T_{nc}(s_4 - s_3)$ ;
- 3)  $T_{nc}(s_2 - s_3)$ ;
- 4)  $T_{nc}(s_1 - s_3)$ ;
- 5)  $(e_2 - e_3) - e_{qk}$ ;
- 6)  $(e_4 - e_1) + e_{qv}$ .

13. Як визначаються втрати ексергії в дроселі?

- 1)  $T_{nc}(s_2 - s_1)$ ;
- 2)  $T_{nc}(s_4 - s_3)$ ;
- 3)  $T_{nc}(s_3 - s_4)$ ;
- 4)  $T_{nc}(s_2 - s_3)$ ;
- 5)  $(e_2 - e_3) - e_{qk}$ ;
- 6)  $(e_4 - e_1) + e_{qv}$ .

14. Що називають фактором Карно?

- 1) ексергетичну температурну функцію;
- 2) ексергію теплового потоку;
- 3) анергію теплового потоку;

4) відношення ексергії до анергії теплового потоку;

5) відношення анергії до ексергії теплового потоку.

15. Що називають ексергією теплового потоку?

1) кількість теплоти, яку можна отримати від системи при її оборотному приведенні у рівновагу з навколишнім середовищем;

2) кількість роботи, яку можна отримати від системи при її оборотному приведенні у рівновагу з навколишнім середовищем;

3) міру втрати роботоспроможності системи.

16. Як визначається ексергія теплового потоку?

1)  $e = a - 1$ ;

2)  $e = q - a$ ;

3)  $a = q + e$ ;

4)  $q = a + e$ .

17. Як визначається анергія теплоти?

1)  $a = q$ ;

2)  $a = e$ ;

3)  $a = q - 1$ ;

4)  $a = q - e$ .

18. Як співвідносяться між собою значення теплового потоку, ексергії та анергії теплоти?

1)  $q = a + e$ ;

2)  $e = a + q$ ;

3)  $a = e + q$ ;

4)  $q = a - e$ .

19. Який показник визначає термодинамічну досконалість теплового насоса?

1) коефіцієнт перетворення;

2) холодильний коефіцієнт;

3) термічний ККД;

4) ексергетичний ККД;

5) відносний внутрішній ККД;

6) фактор Карно.

20. Як визначається коефіцієнт перетворення теоретичного циклу ТНУ?

1)  $T_K / (T_K - T_B)$ ;

2)  $T_K / (T_K + T_B)$ ;

- 3)  $T_B / (T_B - T_K)$ ;
- 4)  $T_B / (T_K + T_B)$ ;
- 5)  $(T_K / T_B) - 1$ .

#### Тест 4. Теплонасосні станції

1. Що називають теплонасосною станцією?

- 1) комплексне енергетичне підприємство, призначене для централізованого теплопостачання;
- 2) насосну станцію, що перекачує гарячу воду;
- 3) насосну станцію, що перекачує теплу воду.

2. Як визначити витрати умовного палива на компресор ТНУ?

- 1)  $Q_K / (Q_{НУ}^P \cdot \eta_{ес} \cdot \eta_{ем})$ ;
- 2)  $N_{км} / (Q_{НУ}^P \cdot \eta_{ес} \cdot \eta_{ем})$ ;
- 3)  $Q_B / (Q_{НУ}^P \cdot \eta_{ес} \cdot \eta_{ем})$ .

3. Підігрівання якої води здійснюється в тепловому насосі у складі ТНС?

- 1) сирої;
- 2) живильної;
- 3) мережної;
- 4) котлової;
- 5) підживлювальної.

4. Яке обладнання може входити до складу теплонасосної станції?

- 1) водогрійний котел;
- 2) газова турбіна;
- 3) двигун внутрішнього згорання;
- 4) конденсатний насос.

5. Вкажіть діапазон температур оптимального підігріву теплоносія в ТНУ у складі ТНС?

- 1) 70 – 80 °С;
- 2) 50 – 60 °С;
- 3) 60 – 70 °С;
- 4) 65 – 75 °С;
- 5) 75 – 85 °С;

6)  $55 - 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

6. Вкажіть температуру підігріву води в водогрійному котлі ТНС?

1)  $T_{\text{BK}}$ ;

2)  $T_{\text{TH}}$ ;

3)  $T_{\text{K}}$ ;

4)  $T_{\text{B}}$ ;

5)  $T_{\text{ЗМВ}}$ ;

6)  $T_{\text{ПМВ}}$ .

7. Як визначається навантаження водогрійного котла у складі ТНС?

1) пропорційно  $(T_{\text{ПМВ}} - T_{\text{ЗМВ}})$ ;

2) пропорційно  $(T_{\text{ПМВ}} - T_{\text{TH}})$ ;

3) пропорційно  $(T_{\text{ЗМВ}} - T_{\text{TH}})$ ;

4) пропорційно  $(T_{\text{TH}} - T_{\text{ЗМВ}})$ ;

5) пропорційно  $(T_{\text{K}} - T_{\text{ЗМВ}})$ ;

6) пропорційно  $(T_{\text{B}} - T_{\text{ЗМВ}})$ .

8. Як працює теплонасосна станція в літній період?

1) тільки тепловий насос;

2) тільки водогрійний котел;

3) працюють тепловий насос та водогрійний котел;

4) не працює.

9. Як працює теплонасосна станція в опалювальний період?

1) тільки тепловий насос;

2) тільки водогрійний котел;

3) працюють тепловий насос та водогрійний котел;

4) не працює.

10. Як визначається навантаження теплового насоса у складі ТНС?

1) пропорційно  $(T_{\text{ПМВ}} - T_{\text{ЗМВ}})$ ;

2) пропорційно  $(T_{\text{ПМВ}} - T_{\text{TH}})$ ;

3) пропорційно  $(T_{\text{TH}} - T_{\text{ЗМВ}})$ ;

4) пропорційно  $(T_{\text{K}} - T_{\text{ЗМВ}})$ ;

5) пропорційно  $(T_{\text{TH}} - T_{\text{ПМВ}})$ .

11. Як визначається витрата умовного палива на ТНС з електроприводом?

1)  $V_{\text{тпу}}$ ;

2)  $V_{\text{BK}}$ ;

3)  $V_{\text{тпу}} + V_{\text{гту}}$ ;

4)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ВК}}$ ;

5)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ДВЗ}}$ ;

6)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ДВЗ}}$ .

12. Як визначається витрата умовного палива на ТНС з приводом від газової турбіни?

1)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ВК}}$ ;

2)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ГТУ}}$ ;

3)  $V_{\text{ГТУ}} + V_{\text{ВК}}$ ;

4)  $V_{\text{ГТУ}}$ ;

5)  $V_{\text{ТНУ}}$ ;

6)  $V_{\text{ВК}}$ .

13. Як визначається витрата умовного палива на ТНС з приводом від двигуна внутрішнього згорання?

1)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ВК}}$ ;

2)  $V_{\text{ТНУ}}$ ;

3)  $V_{\text{ВК}}$ ;

4)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ГТУ}}$ ;

5)  $V_{\text{ТНУ}} + V_{\text{ДВЗ}}$ ;

6)  $V_{\text{ДВЗ}} + V_{\text{ВК}}$ ;

7)  $V_{\text{ДВЗ}}$ .

14. Як визначається загальна теплова потужність ТНУ з приводом від ДВЗ?

1)  $Q_{\text{ТНУ}} + \Sigma Q_{\text{ОХ}}$ ;

2)  $Q_{\text{ТНУ}} + N_{\text{ДВЗ}}$ ;

3)  $N_{\text{ДВЗ}} + \Sigma Q_{\text{ОХ}}$ ;

4)  $N_{\text{ДВЗ}} + \Sigma Q_{\text{ОХ}}$ .

15. Що може бути джерелом низькотемпературної теплоти для ТНС?

1) викиди промислових підприємств з температурою 120 – 140 °С;

2) зовнішнє повітря з температурою 5 – 25 °С;

3) сонячна енергія;

4) викиди промислових підприємств з температурою 20 – 40 °С;

5) теплота ґрунту;

6) викиди промислових підприємств з температурою 45 – 65 °С.

16. Як включений конденсатор теплового насоса в схемі ТНС?

1) включений перед водогрійним котлом;

2) включений після водогрійного котла;

3) паралельно з котлом.

17. Вкажіть температуру теплоносія на вході в конденсатор ТНУ у складі ТНС?

- 1)  $T_{ТН}$ ;
- 2)  $T_{ВК}$ ;
- 3)  $T_{ТНС}$ ;
- 4)  $T_{ЗМВ}$ ;
- 5)  $T_{ПМВ}$ ;
- 6)  $T_{К}$ ;
- 7)  $T_{В}$ .

18. Вкажіть температуру теплоносія на виході з конденсатора ТНУ у складі ТНС?

- 1)  $T_{ПМВ}$ ;
- 2)  $T_{ЗМВ}$ ;
- 3)  $T_{ТН}$ ;
- 4)  $T_{К}$ ;
- 5)  $T_{В}$ ;
- 6)  $T_{ВК}$ .

19. Вкажіть температуру теплоносія на вході у водогрійний котел ТНС?

- 1)  $T_{ПМВ}$ ;
- 2)  $T_{К}$ ;
- 3)  $T_{ЗМВ}$ ;
- 4)  $T_{В}$ ;
- 5)  $T_{ТН}$ ;
- 6)  $T_{ВК}$ .

20. Вкажіть температуру теплоносія на виході з водогрійного котла ТНС?

- 1)  $T_{ТН}$ ;
- 2)  $T_{ВК}$ ;
- 3)  $T_{ПМВ}$ ;
- 4)  $T_{ЗМВ}$ ;
- 5)  $T_{К}$ ;
- 6)  $T_{В}$ .

## 9 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Номер варіанта в задачах 1 – 6 визначається за шифром, який задає викладач.

### Задача 1

В парокompресійній теплонасосній установці з тепловою потужністю випарника  $Q_B$  температура випаровування холодоагенту становить  $t_B$ . Температура конденсації  $t_K$ . Холодоагентом є аміак. Величина недогріву води у конденсаторі складає  $\theta = 5$  °С. Відносний внутрішній ККД компресора складає  $\eta_{oi}^{KM} = 0,75$ ; а електромеханічний ККД  $\eta_{em} = 0,95$ ; ККД теплообмінників  $\eta_{to} = 0,98$ .

Визначити температуру води на виході конденсатора  $t_{TH}$ , масову витрату холодоагенту, потужність компресора теплового насоса, теплову потужність конденсатора, коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу та циклу Карно. Навести схему ТН та зображення циклу на  $\lg P-h$  діаграмі.

Дані, необхідні для розрахунку, вибрати з таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Варіанти завдань до задачі 1

Остання цифра шифру	$t_B$ , °С	$t_K$ , °С	Передостання цифра шифру	$Q_B$ , МВт
0	13	80	0	21
1	18	75	1	17
2	13	70	2	14
3	13	65	3	15
4	18	80	4	16
5	23	75	5	18
6	13	70	6	19
7	13	65	7	20
8	18	85	8	17
9	13	80	9	14

## Задача 2

У випарник парокомпресійної теплонасосної установки надходить вода з температурою  $t'_{\text{в}}$ , а виходить з температурою  $t''_{\text{в}}$ . Теплова потужність випарника складає  $Q_{\text{в}}$ . Температура навколишнього середовища складає  $T_{\text{нс}}$ . Температури води на вході та виході з конденсатора складають, відповідно,  $t'_{\text{к}}$  і  $t''_{\text{к}}$ . Холодоагентом є аміак. Відносний внутрішній ККД компресора складає  $\eta_{\text{oi}}^{\text{KM}} = 0,75$ , а електромеханічний ККД  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Величина недогріву води у випарнику та конденсаторі складає  $\theta = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити масову витрату холодоагенту, потужність компресора, теплову потужність конденсатора, ексергію підведеної та відведеної теплоти, та ексергетичний ККД теплонасосної установки. Навести схему ТНУ та зображення циклу на  $\lg P$ - $h$  діаграмі.

Дані, необхідні для розрахунку, вибрати з таблиці 9.2.

Таблиця 9.2 – Варіанти завдань до задачі 2

Остання цифра шифру	$t''_{\text{в}}$ , $^\circ\text{C}$	$t'_{\text{в}}$ , $^\circ\text{C}$	$T_{\text{нс}}$ , К	Передостання цифра шифру	$Q_{\text{в}}$ , МВт	$t'_{\text{к}}$ , $^\circ\text{C}$	$t''_{\text{к}}$ , $^\circ\text{C}$
0	18	25	273	0	9	50	60
1	23	30	283	1	13	50	65
2	28	35	293	2	17	50	70
3	18	25	293	3	20	50	75
4	23	30	273	4	11	60	80
5	28	35	273	5	7	70	85
6	28	35	283	6	5	70	80
7	23	30	293	7	9	60	75
8	18	25	283	8	12	55	70
9	23	30	288	9	10	65	80

## Задача 3

Теплова потужність конденсатора теплонасосної установки становить  $Q_{\text{к}}$ . Температура конденсації холодоагенту  $t_{\text{к}} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ . Холодоагентом є аміак. Величина недогріву води у випарнику та конденсаторі складає  $\theta = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Відносний внутрішній ККД компресора складає  $\eta_{\text{oi}}^{\text{KM}} = 0,75$ , а електромеханічний ККД  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Температура води на вході в конденсатор становить  $t'_{\text{к}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити температуру випаровування холодоагенту  $t'_B$ , масову витрату холодоагенту, потужність компресора, теплову потужність випарника, коефіцієнт перетворення ТНУ та ексергетичний ККД при різних значеннях температур води на вході та виході з випарника. У випарник парокompресійної ТНУ надходить вода з температурою  $t'_B$ , а виходить з температурою  $t''_B$ . Температура навколишнього середовища  $T_{nc} = 293$  К. Навести схему ТНУ та зображення циклу на  $\lg P$ - $h$  діаграмі. За результатами проведених розрахунків побудувати залежності коефіцієнта перетворення та ексергетичного ККД від різниці температур конденсації та випаровування.

Дані, необхідні для розрахунку, вибрати з таблиці 9.3.

Таблиця 9.3 – Варіанти завдань до задачі 3

Остання цифра шифру	1		2		3		Передостання цифра шифру	$Q_k$ , МВт
	$t'_B$ , °C	$t''_B$ , °C	$t'_B$ , °C	$t''_B$ , °C	$t'_B$ , °C	$t''_B$ , °C		
0	10	5	15	8	30	23	0	10
1	25	18	30	23	35	28	1	11
2	30	23	25	18	10	5	2	12
3	10	5	15	8	25	18	3	13
4	15	8	10	5	35	28	4	14
5	25	18	35	28	10	5	5	15
6	35	28	10	5	30	23	6	16
7	25	18	35	28	15	8	7	17
8	10	5	25	18	35	28	8	18
9	35	28	10	5	30	23	9	19

#### Задача 4

Потужність конденсатора теплового насоса складає  $Q_k$ . Температура випаровування холодоагенту становить  $t_B$ , температура конденсації  $t_k$ . Відносний внутрішній ККД компресора  $\eta_{oi}^{KM} = 0,75$ ; електромеханічний ККД  $\eta_{em} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{то} = 0,98$ . Величину перегріву пари холодоагенту в проміжному охолоднику конденсату прийняти рівною  $\theta = 7$  °C.

Визначити масову витрату холодоагенту, потужності випарника та компресора, коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу та циклу

Карно. Навести схему теплонасосної установки та зображення циклу на  $\lg P-h$  діаграмі.

Дані, необхідні для розрахунку, вибрати з таблиці 9.4.

Таблиця 9.4 – Варіанти завдань до задачі 4

Остання цифра шифру	$t_{\text{в}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	Передостання цифра шифру	Холодо-агент	$Q_{\text{к}},$ МВт
0	13	65	0	R134a	10
1	18	70	1	R600	11
2	23	75	2	R600a	12
3	13	80	3	R134a	13
4	18	65	4	R600	14
5	23	70	5	R600a	15
6	13	75	6	R134a	10
7	18	80	7	R600	11
8	23	65	8	R600a	12
9	13	70	9	R134a	13

### Задача 5

Теплова потужність теплонасосної станції  $Q_{\text{тнс}}$ . Температура прямої мережної води  $t_{\text{пмв}}$ , зворотної –  $t_{\text{змв}}$ . Температури низькотемпературного джерела теплоти: на вході у випарник –  $t'_{\text{в}}$ , на виході –  $t''_{\text{в}}$ . Величина недогріву у випарнику та конденсаторі  $\theta = 5$  °C. Температура конденсації холодоагенту  $t_{\text{к}}$ . Температура навколишнього середовища  $t_{\text{нс}} = 20$  °C. Відносний внутрішній ККД компресора  $\eta_{\text{oi}}^{\text{KM}} = 0,75$ ; електромеханічний  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Нижча теплота згорання робочого палива  $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 33,7$  МДж/м<sup>3</sup>. ККД-нетто котельні  $\eta_{\text{к}}^{\text{н}} = 0,8$ . Компресор ТНУ має електричний привод.

Визначити потужність компресора, конденсатора, випарника ТНУ, потужність котла, коефіцієнт перетворення ТНУ, витрату умовного палива ТНУ, ТНС; ексергію підведеної та відведеної у ТНС теплоти, ексергетичні ККД ТНУ, котельні, ТНС; економію умовного та робочого палива за рахунок використання ТНУ, питомі витрати умовного палива ТНУ, ТНС, котельної; частку теплової потужності ТНУ.

Дані, необхідні для розрахунку, вибрати з таблиці 9.5.

Таблиця 9.5 – Варіанти завдань до задачі 5

Остання цифра шифру	$t_{\text{пмв}},$ °C	$t_{\text{зmv}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	Передостання цифра шифру	$Q_{\text{тнс}},$ МВт	$t'_{\text{в}},$ °C	$t''_{\text{в}},$ °C	Холодоагент
0	150	65	80	0	20	25	17	R134a
1	100	55	70	1	25	25	17	R717
2	130	65	80	2	45	30	23	R134a
3	150	70	85	3	50	30	23	R717
4	90	50	70	4	30	25	17	R134a
5	130	70	85	5	35	35	38	R717
6	150	60	80	6	40	25	17	R134a
7	100	50	70	7	60	30	23	R717
8	130	60	75	8	55	35	28	R134a
9	150	70	85	9	50	25	17	R717

### Задача 6

Теплова потужність теплонасосної станції та теплових споживачів становить  $Q_{\text{тнс}} = Q_{\text{тс}}$ . Температура прямої мережної води  $t_{\text{пмв}}$ , зворотної –  $t_{\text{зmv}}$ . Температури низькотемпературного джерела теплоти: на вході у випарник –  $t'_{\text{в}}$ ; на виході –  $t''_{\text{в}}$ . Величина недогріву у випарнику та конденсаторі  $\theta = 5$  °C. Температура конденсації холодоагенту  $t_{\text{к}}$ . Температура навколишнього середовища  $t_{\text{нс}} = 20$  °C. Відносний внутрішній ККД компресора  $\eta_{\text{oi}}^{\text{KM}} = 0,75$ ; електромеханічний ККД  $\eta_{\text{ем}} = 0,95$ . ККД теплообмінників  $\eta_{\text{то}} = 0,98$ . Привод компресора ТНУ від ДВЗ на природному газі. Теоретичний об'єм повітря для спалювання  $1\text{ м}^3$  робочого палива  $V^{\circ} = 9,52$   $\text{м}^3/\text{м}^3$ . Питома витрата умовного палива ДВЗ за паспортними даними  $b_{\text{y}} = 0,3322$   $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$ . Температура повітря для спалювання палива у ДВЗ  $t_{\text{пов}} = 30$  °C. Коефіцієнт надлишку повітря у ДВЗ  $\alpha = 1,05$ . Температура відхідних газів після ДВЗ  $t_{\text{д}} = 475$  °C. Температура відхідних газів після утилізатора відхідних газів ДВЗ  $t''_{\text{yт}} = 140$  °C. Нижча теплота згорання робочого палива  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 33,78$   $\text{МДж}/\text{м}^3$ .

Визначити потужність компресора, конденсатора, випарника ТНУ, потужність котла, теплові потужності утилізатора та системи охолодження ДВЗ, коефіцієнт перетворення ТНУ, витрату умовного палива ТНУ, ТНС; ексергію підведеної та відведеної у ТНС теплоти, ексергетичні ККД ТНУ,

котельні, ТНС; економію умовного палива за рахунок використання ТНУ, питомі витрати умовного палива ТНУ, ТНС, котельної; частку теплової потужності ТНУ.

Дані, необхідні для розрахунку, вибрати з таблиці 9.6.

Таблиця 9.6 – Варіанти завдань до задачі 6

Остання цифра шифру	$t_{\text{пмв}},$ °C	$t_{\text{змв}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	Передостання цифра шифру	$Q_{\text{ТНС}},$ МВт	$t'_{\text{в}},$ °C	$t''_{\text{в}},$ °C	Холодоагент
0	130	70	85	0	20	25	17	R134a
1	150	60	80	1	25	25	17	R717
2	100	50	70	2	45	30	23	R134a
3	130	60	75	3	50	30	23	R717
4	150	70	85	4	30	25	17	R134a
5	150	65	80	5	35	35	38	R717
6	100	55	70	6	40	25	17	R134a
7	130	65	80	7	60	30	23	R717
8	150	70	85	8	55	35	28	R134a
9	90	50	70	9	50	25	17	R717

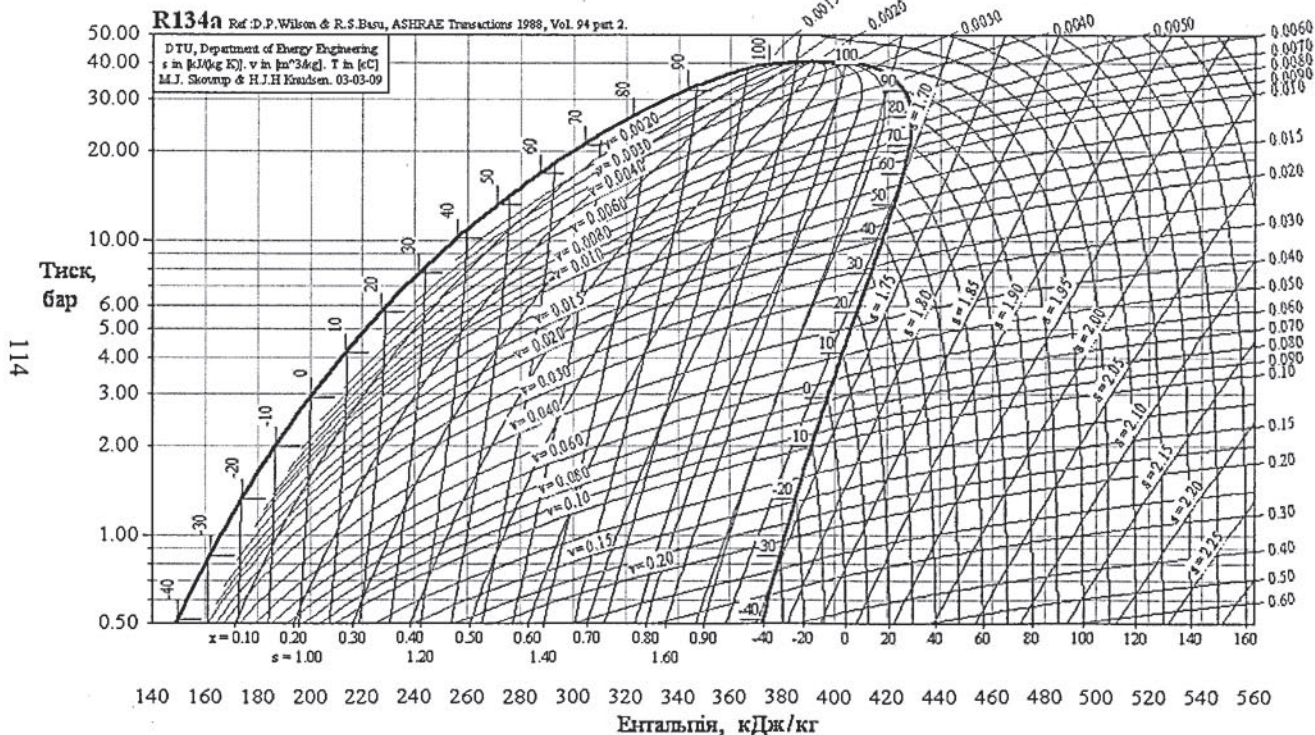
## ЛІТЕРАТУРА

1. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах тепlopостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 176 с.
2. Янговский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янговский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
3. Термодинамические диаграммы i-IgP для хладагентов. М. : АВИСАНКО, 2003. – 50 с.
4. Ткаченко С. Й. Систематизація інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2007. – № 4. – С. 176–184.
5. Ткаченко С. Й. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – № 3. – С. 136–141.
6. Остапенко О. П. Перспективи застосування теплонасосних станцій в Україні / О. П. Остапенко, О. В. Шевченко / Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2011. – № 2. – С. 132–139.
7. Долинский А. А. Тепловые насосы в теплоснабжении / А. А. Долинский, Е. Т. Базеев, А. И. Чайка // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т.28, № 2. – С. 99–105.

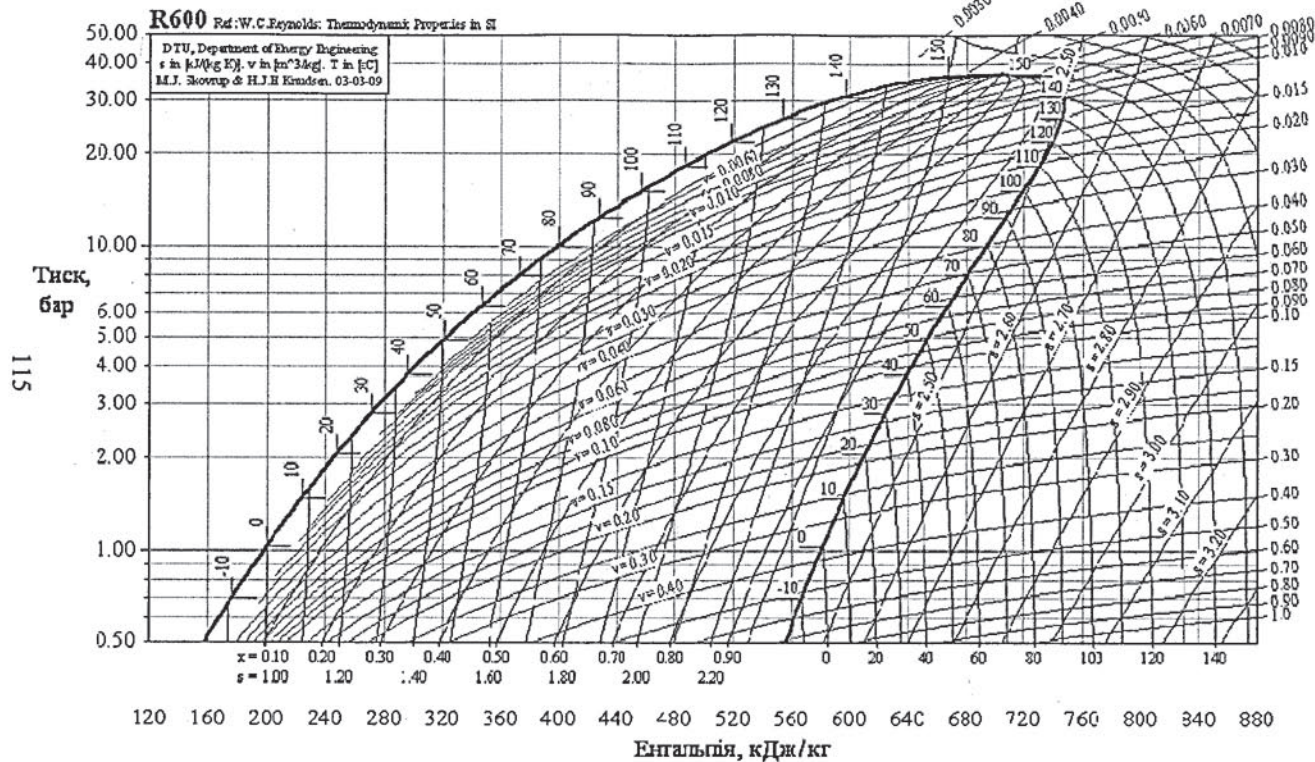
## ДОДАТКИ



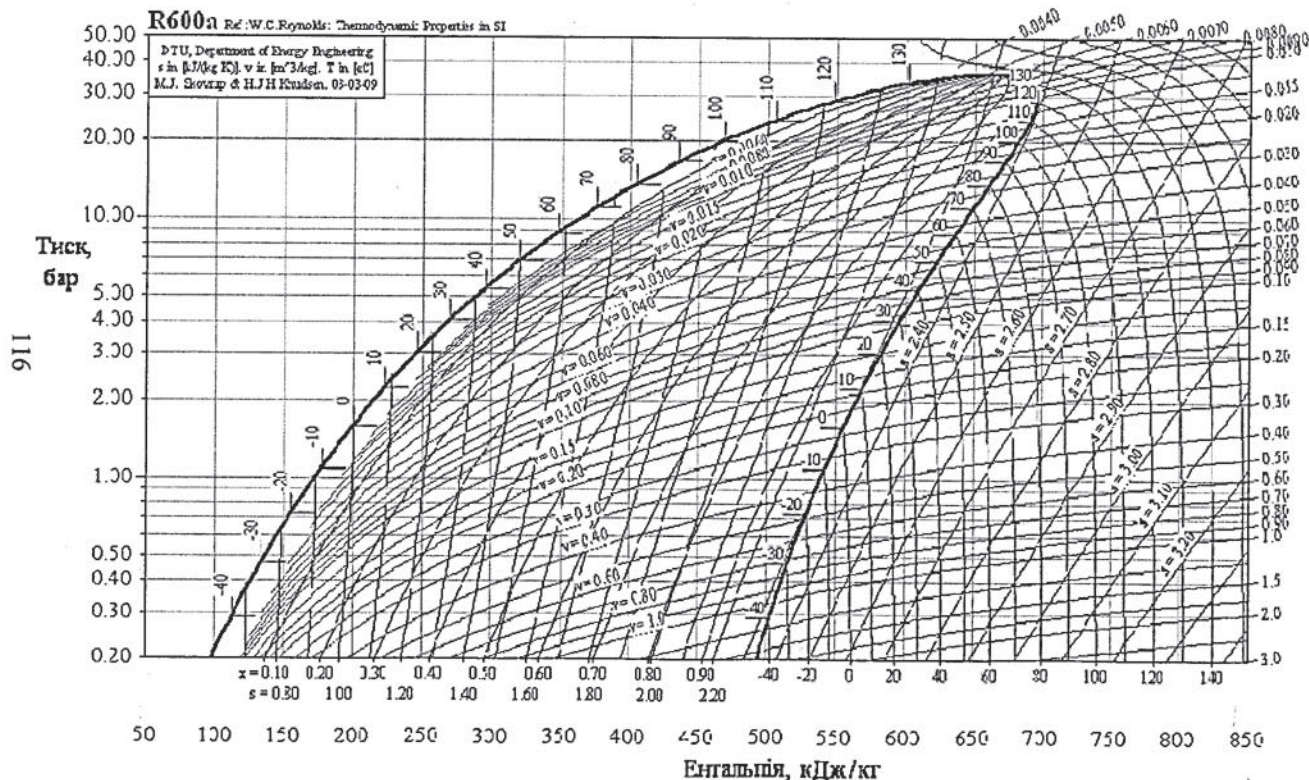
Додаток Б – Lg P-h діаграма холодоагенту R134a



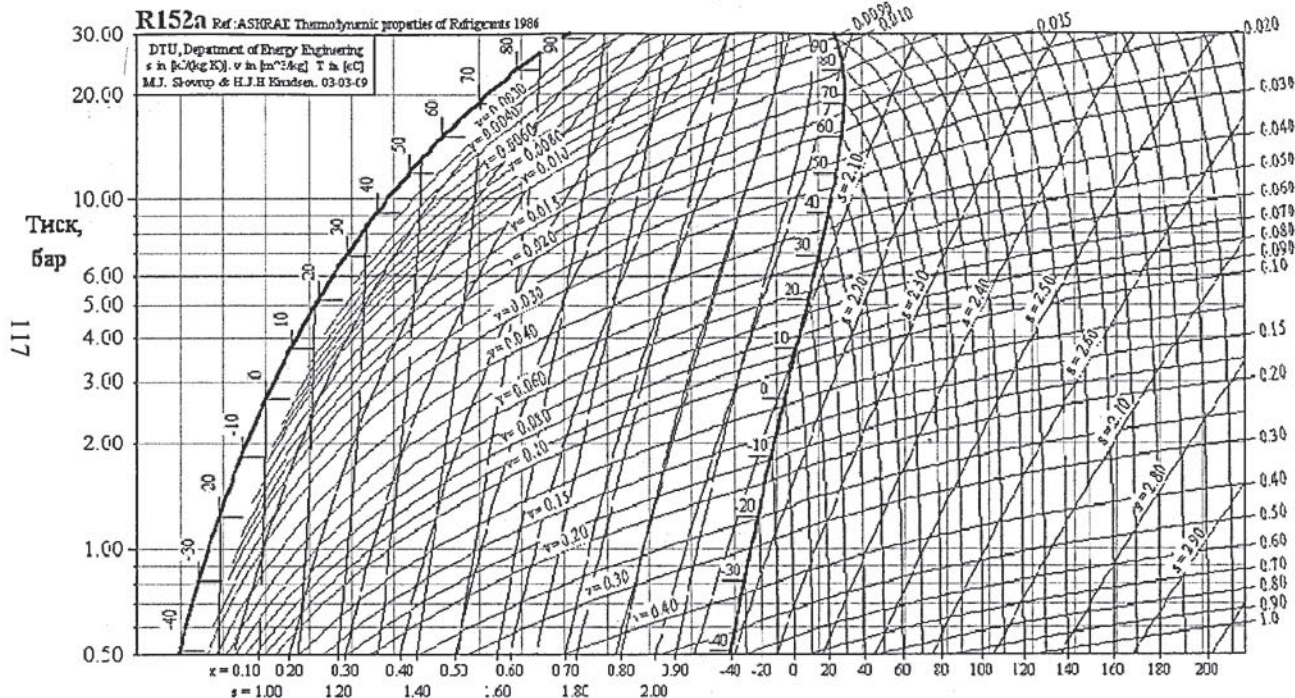
# Додаток В – Lg P-h діаграма холодоагенту R600



### Додаток Г – Lg P-h діаграма холодоагенту R600a



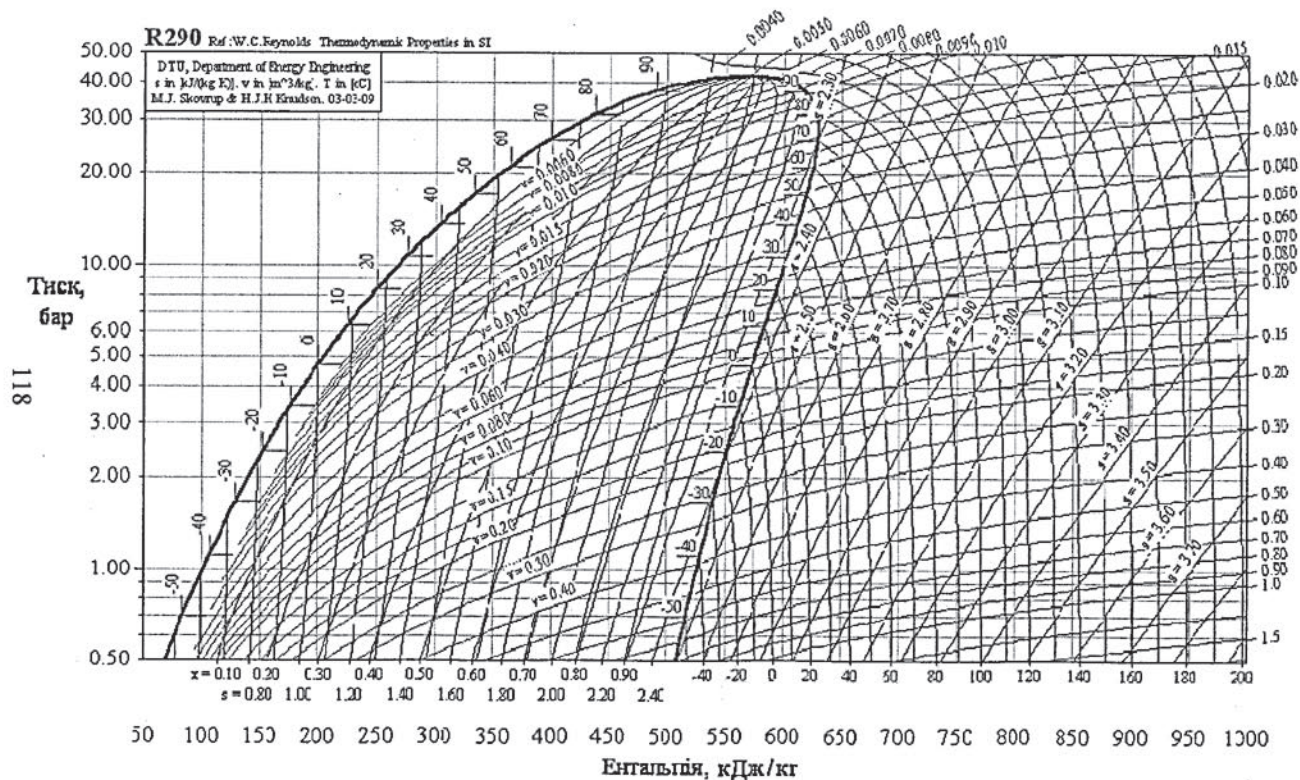
Додаток Д – Lg P-h діаграма холодоагенту R152a



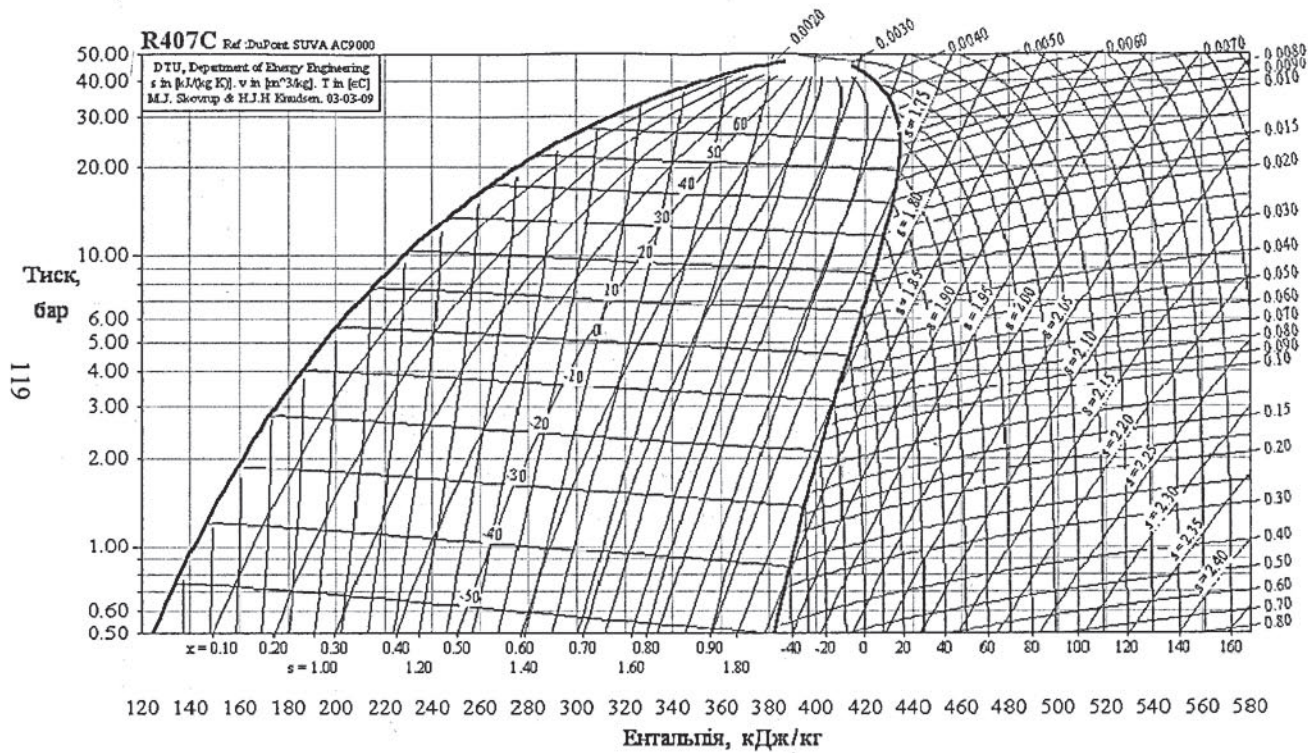
125 150 175 200 225 250 275 300 325 350 375 400 425 450 475 500 525 550 575 600 625 650 675 700 725 750 775

Ентальпія, кДж/кг

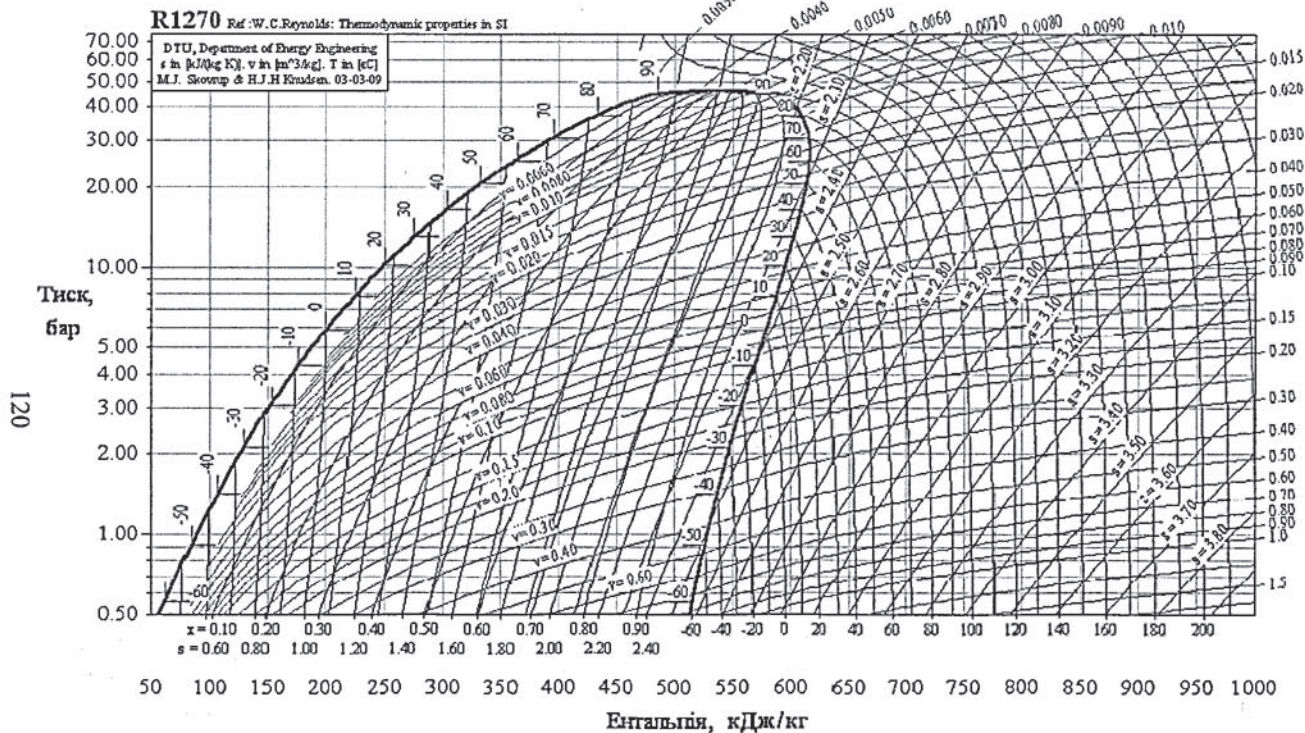
# Додаток Е – Lg P-h діаграма холодоагенту R290



Додаток Ж – Lg P-h діаграма холодоагенту R407C



# Додаток И – Lg P-h діаграма холодоагенту R1270



## Словник найбільш вживаних термінів

Абсолютний	absolute
Абсорбент	absorbent
Абсорбційний	absorption
Адіабатний	adiabatic
Адсорбційний	adsorption
Бінарний розчин	binary solution
Випарник	evaporator
Газ	gas
Газокомпресійний	gas compression
Густина	density
Джерела низькотемпературної теплоти	low temperature heat sources
Дросельний вентиль	throttle valve
Другий закон термодинаміки	second law of thermodynamics
Ексергія	exergy
Ексергетичний ККД	exergetic efficiency
Енергія	energy
Ентальпія	enthalpy
Ентропія	entropy
Закон	law
Загальний еквівалентний вплив потепління	total equivalent warming impact
Зворотний цикл	reverse cycle
Ідеальний	ideal
Ізобарний	isobaric
ККД	efficiency
Коефіцієнт	coefficient
Коефіцієнт перетворення	coefficient of transformation
Компресійний	compression
Компресор	compressor
Конденсатор	condenser
Конденсація	condensation
Опалювальний коефіцієнт	heating coefficient
Пара	steam
Парокомпресійний	steam compression
Перегріта пара	superheating steam
Питомий	specific

Питомий об'єм	specific volume
Питома теплопродуктивність	specific heating productivity
Питома холодопродуктивність	specific cooling productivity
Політропний	polytropic
Потенціал глобального потепління	global warming potential
Потенціал озонowego руйнування	ozone depletion potential
Процес	process
Рівняння	equation
Робота	work
Робоче тіло	working body
Система	system
Сорбент	sorbent
Сорбційний	sorption
Стан	condition
Струминний	inkjet
Суха насичена пара	dry saturated steam
Температура	temperature
Тепловий насос	heat pump
Теплоємність	thermal capacity
Теплонасосна станція	heat pump station
Теплообмін	heat exchange
Теплота	heat
Теплохолодильна установка	heat refrigeratory installation
Термічний компресор	thermal compressor
Термодинамічний	thermodynamics
Термоелектричний	thermoelectric
Термотрансформатор	thermo-transformer
Технічна	technical
Тиск	pressure
Фаза	phase
Фазова діаграма	phase diagram
Холодоагент	refrigerant
Холодильний	refrigeratory
Холодильний коефіцієнт	refrigeratory coefficient
Холодильна машина	refrigeratory machine
Холодопродуктивність	cold productivity
Цикл	cycle
Цикл Карно	Carnot cycle

*Навчальне видання*

**Остапенко Ольга Павлівна**

# **ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ ТЕПЛОВІ НАСОСИ**

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Коректор З. Поліщук

Оригінал-макет підготовлено О. Остапенко

Підписано до друку 12.12.2014 р.  
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 7,8.  
Наклад 75 пр. Зам. № 2015-030.

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.