

**С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко**

**ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОАСОСНІ  
УСТАНОВКИ В СИСТЕМАХ  
ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**



Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко**

**ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОАСОСНІ  
УСТАНОВКИ В СИСТЕМАХ  
ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

**Монографія**

Вінниця  
ВНТУ  
2009

УДК 621.577  
Т 23

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 11 від 24.04.2008 р.)

Рецензенти:

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

**В. М. Кошельник**, доктор технічних наук, професор

**Ткаченко, С. Й.**

Т 23 Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 176 с.

ISBN 978-966-641-309-6

В монографії розглядається підвищення енергоефективності джерел теплопостачання шляхом використання парокомпресійних теплонасосних установок в системах теплопостачання, визначення умов раціонального комбінування джерел теплопостачання і теплонасосних установок в системах теплопостачання, розробка методичних основ синтезу джерел теплопостачання з тепловими насосами.

Запропоновано комплексні методи визначення енергоефективності теплонасосних станцій в системах теплопостачання для різних схемних рішень та режимів роботи. Представлені рекомендації можуть бути використані для прогнозування умов ефективної інтеграції теплонасосних установок в системи теплопостачання.

УДК 621.577

ISBN 978-966-641-309-6

© С. Ткаченко, О. Остапенко, 2009

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ .....	5
ВСТУП .....	7
1. ТЕПЛОНАСОСНІ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ .....	9
1.1. Застосування ТНУ в світовій практиці .....	10
1.2. Технічні проблеми та економічні передумови застосування теплових насосів для опалення .....	18
1.3. Теплонасосні станції в системах теплопостачання .....	24
1.4. Застосування когенераційних технологій в теплонасосних джерелах теплопостачання .....	29
2. УЗАГАЛЬНЕНА ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНА СИСТЕМА З ТЕПЛОНАСОСНОЮ УСТАНОВКОЮ .....	36
2.1. Формалізована систематизація інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок .....	36
2.2. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою .....	46
2.3. Структура досліджуваної теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою .....	59
3. ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК .....	62
3.1. Структурна схема та методика дослідження теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою ...	62
3.2. Математичний опис теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою .....	66
3.3. Вибір холодоагенту для теплонасосних установок .....	92
3.4. Вплив температур підведення і відведення теплоти та температури навколишнього середовища на ефективність роботи ТНУ .....	97
3.5. Вплив схеми включення конденсаторів та випарників теплонасосних установок на ефективність роботи ТНУ у системі .....	104
4. ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ СТАНЦІЙ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ .....	109

4.1. Ефективність застосування ТНУ з електроприводом компресора на теплонасосних станціях .....	109
4.2. Ефективність застосування ТНУ з дизельним приводом компресора на теплонасосних станціях .....	116
4.3. Вплив топології теплонасосної станції на ефективність її роботи в системах тепlopостачання .....	121
4.4. Дослідження дійсних режимів роботи систем тепlopостачання .....	136
4.5. Ефективність застосування теплонасосних установок з приводом компресора від газотурбінної установки та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів .....	146
4.6. Аналіз комплексного впливу схем включення конденсаторів, виду приводу та режимів роботи ТНУ на показники ефективності роботи теплонасосних станцій .....	150
ЛІТЕРАТУРА .....	156

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

ВЕР	вторинні енергоресурси;
ВК	– водогрійний котел;
ГТУ	– газотурбінна установка;
ДВЗ	– двигун внутрішнього згорання;
ДНТ	– джерела низькотемпературної теплоти;
ТЕЦ	– теплоелектроцентрально;
ТН	– тепловий насос;
ТНУ	– теплонасосна установка;
ТНС	– теплонасосна станція;
ХА	– холодоагент;
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	– ексергія, 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>сп</sub> <sup>B</sup>	– середньотермодинамічна температура теплоносія у випарнику, К;
T <sub>сп</sub> <sup>K</sup>	– 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> ;
$\varphi$	–	коефіцієнт перетворення (опалювальний коефіцієнт).

#### Індекси:

а – адіабатний; в – випаровування; вип – випарник; 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 мережева вода; к – конденсація; кз – камера згорання; км – компресор; конд – конденсатор; кор – корисна; кот – котельня; мв – мережева вода; нс – навколишнє середовище; нт – низькотемпературне джерело теплоти; о – оборотний; оі – відносний внутрішній; ох – система охолодження; п, пал – паливо; пв – повітря; підв – підведена; пмв – пряма мережева 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.

## ВСТУП

В наш час, коли економія паливно-енергетичних ресурсів і охорона навколишнього середовища набувають все більш пріоритетного значення, задача підвищення енергоефективності теплотехнологічних систем стає особливо актуальною. Одним із засобів економії органічного палива в таких системах є впровадження теплонасосних установок (ТНУ). На сучасному етапі розвитку науки теплові насоси є майже єдиним засобом для енергетичного використання скидної низькотемпературної теплоти.

ТНУ є корисними в екологічному плані. Відсутність в теплових насосах процесу горіння приводить до зменшення забруднення повітряного басейну. Утилізація в ТНУ низькотемпературних теплових відходів є одним з ефективних напрямків захисту біосфери від теплового забруднення.

Технологія теплопостачання з використанням теплових насосів застосовується практично в усіх розвинених країнах світу. Всі широкомасштабні програми з енергозбереження, що реалізуються за кордоном, передбачають їх широке впровадження. Необхідність робіт зі створення і широкого впровадження теплових насосів знаходить все більше визнання.

В Україні значного впровадження ТНУ в теплоенергетичну галузь не спостерігається. Роботи з впровадження ТНУ перебувають, в основному, на стадії окремих досліджень. До факторів, які на теперішній час стимулюють впровадження ТНУ в промисловість і муніципальну енергетику слід віднести дефіцит паливних ресурсів, а також екологічні переваги ТНУ в порівнянні з альтернативними низькотемпературними джерелами теплопостачання. Для теплотехнологічних систем підприємств України недостатніми є системні дослідження умов теплопостачання цих підприємств з використанням теплових насосів.

Таким чином, проведення досліджень з підвищення енергоефективності джерел теплопостачання з використанням ТНУ, а також моделювання реальної роботи теплонасосних установок в системах теплопостачання є актуальним.



З метою підвищення енергоефективності джерел теплопостачання необхідно: визначення умов раціонального комбінування джерел теплопостачання і теплонасосних установок в системах теплопостачання з урахуванням комплексного впливу типу приводу компресора ТНУ, схемних рішень, режимів роботи та розробка методичних основ синтезу джерел теплопостачання з тепловими насосами.

В монографії розглядається підвищення енергоефективності джерел теплопостачання шляхом використання парокомпресійних теплонасосних установок в системах теплопостачання; визначаються умови раціонального комбінування джерел теплопостачання і теплонасосних установок в системах теплопостачання, висвітлюються розроблені методичні основи синтезу джерел теплопостачання з тепловими насосами.

Запропоновано комплексні методи визначення енергоефективності теплонасосних станцій в системах теплопостачання для різних схемних рішень та режимів роботи. Представлені рекомендації можуть бути використані для прогнозування умов ефективної інтеграції теплонасосних установок в системи теплопостачання.

## 1. ТЕПЛОАСОСНІ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Принцип дії теплонасосної установки (ТНУ) полягає в здійсненні зворотного термодинамічного циклу легкокиплячою речовиною (холодоагентом). У випарнику ТНУ (рис. 1.1) теплота від низькотемпературного джерела поглинається холодоагентом (ХА), який випаровується. Пара ХА стискається в компресорі, завдяки чому її температура підвищується. Теплота від стиснутого (гарячого) ХА віддається споживачу в теплообміннику – конденсаторі, а сконденсована пара ХА після зниження тиску в дросельному вентилі знов надходить у випарник.

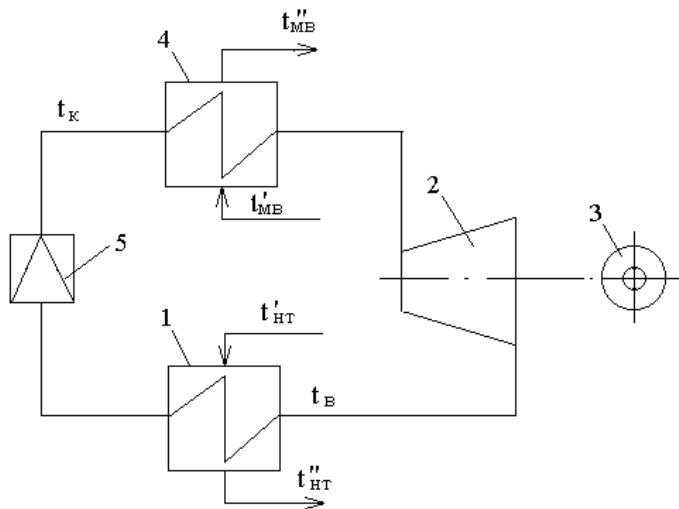


Рис. 1.1. Схема парокомпресійної ТНУ: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

Таким чином, сприйнята у випарнику низькотемпературна енергія  $q_v$  завдяки підведеній в компресорі механічній роботі  $l_{км}$  перетворюється на високотемпературну енергію, яка віддається споживачам в конденсаторі ТНУ:

$$q_k = q_b + l_{km} \quad (1.1)$$

Коефіцієнт перетворення енергії в ТНУ визначається з формули:

$$\varphi = \frac{q_k}{l_{km}} = \frac{(q_b + l_{km})}{l_{km}} = \varepsilon + 1 > 1, \quad (1.2)$$

де  $\varepsilon = q_b / l_{km}$  – холодильний коефіцієнт.

Формула (1.2) відображує той факт, що енергія, яка віддається споживачу, більша за енергію, яка витрачена на цикл –  $l_{km}$ . Отже, використання низькотемпературної (скидної) енергії в ТНУ дає змогу економити енергоресурси. Застосування ТНУ для опалення запропонував ще Томсон.

### **1.1. Застосування ТНУ в світовій практиці**

Завдяки раціональному використанню (перетворенню) енергії в ТНУ досягається економія паливно-енергетичних ресурсів. Тут для отримання низькотемпературної енергії (70–150 °С) не спалюється органічне паливо, як в котлах, а використовується скидна енергія (10–30 °С) і електрична енергія. Відсутність процесів горіння в ТНУ знижує забруднення навколишнього середовища. Крім того, утилізація низькотемпературних відходів, масштаби яких зростають пропорційно енергоспоживанню, являє собою один з найефективніших засобів захисту біосфери від теплових забруднень. На сучасному етапі ТНУ є практично єдиним засобом для використання скидної низькотемпературної енергії.

Теплонасосні установки використовуються вже майже століття. За цей час їх впровадження зазнало як підйомів, так і спадів. Огляд застосування ТНУ в світовій практиці наведено в [1 – 7]. Можна виділити чотири основних періоди розвитку ТНУ:

1927 – 1946 рр. – створення, головним чином, експериментальних та, в більшості, неекономічних установок;

1947 – 1962 рр. – розробка, масове виробництво та широке впровадження реверсивних теплових насосів – цілорічних кондиціонерів;

1963 – 1971 рр. – різкий спад попиту, аж до того, що в Європі теплові насоси виявились майже забутими [1, 2, 8].

1972 рік та до теперішнього часу – відродження інтересу до теплових насосів та різке зростання досліджень в усьому світі [8].

Перша парокомпресійна холодильна машина, з використанням етилового ефіру як робочого тіла, була побудована в 1834 році Дж. Перкінсом; вона вже складалася з основних елементів сучасних парокомпресійних машин (випарник, компресор, конденсатор, дросельний вентиль) [1]. Створення аміачної холодильної машини у 70-х роках ХІХ століття зумовило початок холодильного машинобудування. Ідею застосування холодильних машин з метою нагріву, а саме для опалення будівель, висунув інший основоположник термодинаміки, видатний англійський фізик У. Томсон (лорд Кельвін) в 1852 р. [1, 2, 4]. Однак реалізація ідеї Томсона затягнулась майже на 80 років.

Радянський фізик професор В. А. Міхельсон першим докладно розробив питання застосування парокомпресійних холодильних машин для опалення, яке він назвав динамічним [1, 2, 4]. Зростаючий дефіцит паливно-енергетичного балансу змушує приділяти цьому питанню все більше уваги [4].

Перша опалювальна установка на базі холодильної машини була споруджена в 1927 році англійським інженером Холдейном у власному будинку в Шотландії [1, 4]. З початку 30-х років дослідні ТНУ стали будуватись не тільки у Великобританії та США, а також у Швейцарії, Італії, Японії.

Другий період найбільш характерний для США та Японії. В США в 1952 році було розпочато промислове виробництво компактних реверсивних повітро-повітряних теплових насосів. До 1963 року їх випуск збільшився з однієї тисячі до 76 тисяч одиниць за рік [4, 8].

Третій період в історії практичного застосування ТНУ розпочався різким зниженням попиту, а потім і застоєм виробництва теплових насосів у США. Річний випуск теплових насосів (ТН) з 1963 по 1971 роки практично не збільшився (76 та 82 тис. одиниць за рік відповідно) [1, 2, 4]. Це також вплинуло на відношення до теплових насосів у Західній Європі.

Четвертий, сучасний період розвитку ТНУ характерний активізацією робіт у всьому світі. Про це свідчать дані Комітету з теплових насосів МІРЕК, який був заснований в 1976 році (тепер він перетворений у Комітет з централізованого теплопостачання і теплових насосів) [4].

Поштовхом до відродження робіт з теплових насосів була на початку 70-х років напруженість паливно-енергетичного балансу в найбільш розвинених країнах, яка зв'язана з енергетичною кризою 1973 року та різким збільшенням на світовому ринку цін на паливо [1, 2].

Стало зрозумілим, що економічно доступні ресурси органічного палива далеко не безмежні. Були терміново розроблені державні програми економії енергоресурсів, які передбачали значне збільшення капіталовкладень на розвиток ТНУ. В програмах вказується на те, що економія енергоресурсів дозволить не тільки зберегти органічне паливо, але й значно зменшити забруднення навколишнього середовища; відзначається, що економити енергію дешевше, ніж виробляти [3, 4].

В останні роки в багатьох країнах світу велика увага приділяється створенню та впровадженню теплових насосів, призначених для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, сушки, дистиляції і т.п. Особливий інтерес до неї визначається поширенням згаданих споживачів і значними масштабами можливої економії енергоресурсів [4].

Не менш важливим фактором є універсальність ТН як генераторів теплоти. Вони можуть використовуватись як різні підігрівники; підігрівники та охолодники одночасно або послідовно (наприклад, для нагріву повітря приміщень взимку і охолодження влітку); можуть мати електричний (від ТЕС, АЕС, ГЕС та інших електростанцій) чи тепловий (газовий або рідкопаливний ДВЗ, турбіна) привод [9–15].

Теплопродуктивність ТН змінюється від декілька сот ват до десятків мегават [16–21]. Теплові насоси дозволяють утилізувати низькотемпературну енергію практично будь-яких промислових або побутових теплових викидів [10, 11, 22–33]. Залучання останніх у тепловий баланс дозволить не тільки зменшити витрати первинної енергії на виробництво теплоти, але і знизити забруднення навколишнього середовища, що особливо важливо для великих промислових центрів. При цьому слід відмітити, що ТН є повністю або в значній мірі екологічно чистими джерелами [34]. Теплові насоси, що реалізують прогресивну

енергозберігаючу технологію виробництва теплоти, дозволяють підняти на якісно новий рівень системи теплопостачання [13, 25, 35–49].

Масове виробництво та впровадження ТН в теперішній час здійснюється в США, Японії, Німеччині, Франції, Швеції, Данії, Австрії, Румунії, Канаді та інших країнах. В цілому проблема створення ТН вийшла за межі окремих країн. Міжнародний Комітет з теплових насосів регулярно проводить наради, конференції. Публікується багато праць з цієї тематики. Багато закордонних фахівців вважають, що ТН в найближчій перспективі не тільки знайдуть широке застосування, але й займуть основне місце в низькотемпературних системах теплопостачання [50–57]. ТН знаходять застосування як в побутовому секторі і промисловості, так і в сільськогосподарському виробництві [58–61].

В побутовому секторі весь досвід розвитку теплових насосів, в першу чергу, відноситься до централізованого теплопостачання. Зазначались два основних напрямки: перший – теплопостачання одностовійних котеджів, а при необхідності – літнє кондиціонування повітря; другий – теплохолодопостачання споруд спеціального призначення. Для цих цілей, у першому випадку, знайшли застосування теплові насоси з електроприводом тепловидатністю до 20 кВт, а у другому – тепловидатністю не більше 1000 кВт, як з електричними, так і неелектричними приводами. Тут як низькотемпературні джерела використовуються: повітря, вода природних водоймищ, ґрунтові води, ґрунт, теплові та побутові скиди, сонячна радіація [62–67].

За кордоном все більше застосовуються так звані бівалентні опалювальні системи, що містять ТНУ та пікове джерело теплопостачання на газоподібному, рідкому або твердому паливі [2, 4, 7]. При одночасному використанні ще і сонячного колектора систему називають трикомпонентною (тривалентною) [4, 68]. В США та Японії переважне поширення отримали повітря-повітряні ТН тепловидатністю 2–17 кВт. Загальна кількість подібних установок в цих країнах складає більше 5 млн одиниць. При цьому певна частина діючих в США ТН обладнані піковими теплоджерелами [1, 4]. В значно менших масштабах теплові насоси подібного типу застосовуються в Канаді – 100 тис. штук [1, 8].

Якщо в США, Японії та Канаді в основному застосовуються повітря-повітряні ТНУ в моновалентному режимі, то в країнах Західної

Європи частіше використовуються повітро-повітряні установки, що працюють у бівалентному режимі.

Найбільш широко теплові насоси у Європі застосовуються у Німеччині. Нині в країні діє 210 тис. установок з електричним приводом. З них – 50 тис. (1–2 кВт) призначені для опалення, а 160 тис. (10 кВт) – для гарячого водопостачання. Крім того, споруджено більше 500 теплових насосів з газовими двигунами [8].

Загальна кількість діючих ТН у Франції не перевищує 200 тис. установок. У переважній більшості ТН застосовуються у складі бівалентних опалювальних систем. Швейцарія є однією із країн, в яких перші ТН були побудовані ще в 30-х роках ХХ-го сторіччя (м. Цюрих – 80 кВт). В цей час в експлуатації перебуває приблизно 20 тис. установок [1, 2, 4, 8].

Широко застосовуються теплові насоси в Австрії та Данії. Загальна їх кількість складає відповідно 30 та 28 тис. одиниць.

В останні роки ТН стали все частіше застосовуватись у централізованому теплопостачанні. Найбільш інтенсивно ці роботи розгорнулись у Швеції. Із діючих в країні 130 тис. теплових насосів 90 тис. мають сумарну теплопродуктивність 1000 МВт та забезпечують приблизно половину всього навантаження усіх ТН. Серед діючих великих теплонасосних станцій централізованого теплопостачання необхідно відзначити станції, що споруджені в містах Бурленге (24 МВт), Умеа (34 МВт), Ужала (39 МВт), Еребру (40 МВт) та Стокгольмі (160 МВт) [1, 2, 69]. Як низькотемпературні джерела для цих станцій використовуються міські стічні води, промислові водяні стоки та морська вода [1, 2, 69].

Крім Швеції, теплонасосні станції для централізованого теплопостачання споруджені також в інших західноєвропейських країнах, серед яких необхідно відзначити станції, що експлуатуються в Норвегії (м. Осло – 8 МВт), Німеччині (м. Киль – 9 МВт), Данії (м. Фредріксавн – 10 МВт), Швейцарії (м. Базель – 11 МВт).

Виробництвом обладнання для вказаних теплонасосних установок займається в основному фірма «Sulzer» у Швейцарії. Ця фірма виробляє ТН, що забезпечують теплопродуктивність в діапазоні 1 – 30 МВт [2].

В промисловості ТН в основному використовуються для процесів сушки, у випарних та дистиляційних установках, для взаємної передачі теплоти в одному або двох технологічних процесах, для теплопостачання цехів промислових підприємств та для рекомпресії пари (відпрацьованої та вторинної). При цьому привод ТН може бути застосований як електричний, так і неелектричний. Досвід застосування теплових насосів в країнах Північної Європи та Німеччини значний. Та якщо в Німеччині експлуатується приблизно 10 тис. ТН, то в решті країн (Данія, Фінляндія, Швеція, Великобританія) кількість установок, що функціонують, нараховується десятками.

У сільськогосподарському виробництві теплові насоси знайшли широке застосування на молочно-тваринницьких фермах та стійлових приміщеннях (Німеччина, Данія, Франція, Швеція, США); для теплопостачання теплиць, оранжерей та шампінйонниць (Німеччина); для сушки зерна та кормів (Швейцарія, Данія, Нідерланди) [2, 7].

За масштабами застосування теплонасосних установок країни пострадянського простору значно відстають від розвинутих країн. Хоча дослідження в цій галузі здійснюються давно [1, 35, 70, 71], не визначені масштаби і галузі найбільш ефективного застосування ТНУ, а роботи, що пов'язані з розробкою і впровадженням ТНУ в промислову енергетику перебувають на стадії окремих проектних рішень і практичних застосувань.

До основних факторів, що стримують широке впровадження ТНУ належать:

- незначне поширення систем кондиціонування повітря та електрообігріву;
- відсутність низькотемпературних систем опалення в децентралізованому теплопостачанні;
- відсутність серійного виробництва теплових насосів [72–78].

В країнах пострадянського простору експлуатується декілька дослідно-промислових теплонасосних установок, створених на базі серійних холодильних машин. В тому числі, найбільш великі – на Самтредській чайній фабриці (3,2 МВт) та в м. Ялті в пансіонаті «Дружба» (2,5 МВт) [9, 35].



Здійснена поставка двох головних зразків теплових насосів теплопродуктивністю по 9 МВт на Світогорський ЦПК. Джерело низькотемпературної теплоти – потоки механічно очищеної скидної води з температурою 30–35 °С. Теплота, що генерується ТН, використовується для підігріву підживлювальної води, що йде на поповнення втрат пари і конденсату та для гарячого водопостачання. При цьому підігрів здійснюється ступінчасто в пластинчастих теплообмінниках і далі в теплових насосах. Очікувана економія органічного палива – 6 тис. т. у. п. [72, 77, 79].

Виявлені такі доцільні галузі застосування теплових насосів, призначених для теплохолодопостачання:

- міст та промислових центрів з несприятливими екологічними характеристиками;
- будівель та споруд в регіонах з підвищеними вимогами до охорони навколишнього середовища (Чорноморське узбережжя Криму та Кавказу, Каспійське узбережжя, узбережжя озер Байкал, Іссик-Куль та ін.);
- промислових підприємств та прилеглих населених пунктів з використанням скидної низькотемпературної теплоти систем оборотного та прямотокового охолодження;
- виробничих процесів на тваринницьких фермах та приватних фабриках первинної переробки сировини [72, 80-83].

В Україні Мелітопольський завод холодильного машинобудування, після перетворення в акціонерне товариство відкритого типу АТ «Рефма», зберіг свій основний профіль – виробництво фреонових сальникових та безсальникових холодильних компресорів, агрегатів та холодильних машин на їх базі, а також іншого холодильного обладнання в діапазоні холопродуктивності на R22 від 5 до 50 кВт в стандартному режимі.

Велику питому вагу в нових розробках складають теплові насоси. Зокрема, виготовлені перші партії теплових насосів НТ-22 для сушіння пиломатеріалів; НКТ5 та НКТ10, що утилізують низькотемпературну теплоту трансформаторних підстанцій для отримання гарячої води.

На заводі впроваджена теплонасосна станція на базі холодильних машин ІМКТ28, що працюють на R142. Вона забезпечує душеві установки декількох цехів гарячою водою. Проходить випробування тепло-

вий насос НКВ60 типу «повітря-вода», розроблений за технічним завданням Кримського НВО «Геліотерм». Призначення цього теплового насоса – підтримувати необхідну температуру в приміщеннях санаторіїв, пансіонатів, будинків відпочинку, які не експлуатуються в зимовий період. Це дозволить з максимальними витратами електроенергії зберегти їх в робочому стані, уникнути додаткових витрат на ремонт.

Застосування теплових насосів вирішує проблему економії електроенергії в різних галузях народного господарства, і завод готовий реалізувати будь-які побажання замовників [16, 79, 84].

Використання теплових насосів для опалення, гарячого водопостачання і т.п., являє собою спосіб, альтернативний іншим способам, таким, як традиційне спалювання органічного палива, широко поширене центральне парове чи водяне опалення, електрообігрів та інше. Незважаючи на те, що можливість використання пристроїв, що здійснюють зворотний термодинамічний цикл, для вказаних цілей була вже досить давно, поширення ТН отримали лише в останні роки. Це пояснюється тим, що з різних причин ТН поступалися іншому опалювальному обладнанню. Нині зростаючий інтерес до ТН пояснюється перш за все їх енергетичними характеристиками [71, 85–89].

Теплові насоси можна класифікувати за такими ознаками [7]:

- 1) за принципом дії;
- 2) за схемою застосування;
- 3) за джерелами низькотемпературної теплоти (ДНТ), що використовуються;
- 4) за поєднанням ДНТ з нагріваним у ТН середовищем;
- 5) за джерелом витраченої енергії.

За ознакою «1» розрізняють: парокомпресійні, абсорбційні та термоелектричні ТН. Схеми застосування можуть бути моновалентні (тільки ТН) та бівалентні (ТН у сполученні з додатковим джерелом теплоти). Як ДНТ для ТН можуть бути використані: 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.). При класифікації за ознакою «4» розрізняють такі основні варіанти: повітря-повітря, пові-

тря-вода; ґрунт-повітря; ґрунт-вода; вода-повітря; вода-вода. За ознакою «5» розрізняють ТН, що використовують для роботи електроенергії, паливо того чи іншого виду, вторинні енергетичні ресурси.

Найбільший вплив на економічність теплових насосів спричиняють такі фактори:

- системи теплопостачання;
- температури теплоджерела та нагріваного середовища;
- частка гарячого водопостачання у сумарному тепловому навантаженні;
- тривалість опалювального періоду;
- вид органічного палива в альтернативному варіанті теплопостачання;
- місце розташування низькотемпературних джерел та споживачів [72, 78].

Недоліками є те, що технічна документація, яка надається споживачеві теплового насоса, явно недостатня для ефективного використання в конкретних теплотехнологічних системах.

## **1.2. Технічні проблеми та економічні передумови застосування теплових насосів для опалення**

У відповідності з «Енергетичною стратегією України на період до 2030 року» (затвердженою розпорядженням Кабінету міністрів України №145-р від 15 березня 2006 р.) розвиток системи теплопостачання планується здійснювати шляхом поступового нарощування виробництва теплоти на базі електричних теплогенераторів (переважно – теплових насосів). Планується, що до 2030 р. об'єм виробництва теплової енергії електричними теплогенераторами (з використанням теплових насосів) збільшиться до 180 млн Гкал порівняно з 1,7 Гкал в 2005 р. Таким чином, «Енергетична стратегія...» визначила новий концептуальний підхід до теплопостачання житлово-комунального комплексу.

З використанням теплових насосів можна надійно вирішити питання теплопостачання міського комплексу та об'єктів, що розташо-

вані далеко від теплових комунікацій. Схеми з тепловими насосами універсальні та можуть застосовуватись в цивільному, промисловому та приватному будівництві.

В деяких регіонах України для опалення житлових та громадських будівель можуть застосовуватись теплові насоси. Однак, проектування та будівництво будівель з тепловими насосами стримується рядом причин технічного та економічного характеру [38, 75, 78, 90].

Не зважаючи на те, що в Україні є декілька підприємств холодильного машинобудування, серійне виробництво теплонасосного обладнання все ще розвинено недостатньо. Тому проектні організації не можуть застосувати комплекти вітчизняних теплових насосів, у той час як можливості застосування імпоротної техніки обмежуються високими цінами на неї та виправданою обережністю замовників, що побоюються залишитись в морози без кваліфікованого сервісного обслуговування, що відповідало б рівню придбаній ними техніки.

Вартість теплових насосів висока у порівнянні з вартістю традиційних теплогенераторів. Однак, економічні перешкоди на шляхах впровадження пристроїв, що використовують енергію навколишнього середовища, не будуть видаватися такими ж нездоланими як зараз, у міру зростання цін на газ та інші види органічного палива. Разом з тим, вже сьогодні достатньо багато замовників були б готові забезпечити собі цілорічний комфорт з кондиціонуванням повітря, якби була в наявності високотехнологічна вітчизняна технічна база теплонасосного машинобудування та сервісного обслуговування [38, 75].

Зростанню споживачів теплових насосів сприяло б створення добре проробленої методики техніко-економічних розрахунків ефективності застосування теплових насосів з урахуванням використання конкретних місцевих джерел низькотемпературної природної енергії. Очевидно, що реальною основою для поширення досвіду застосування теплових насосів та методів їх розрахунків, в тому числі техніко-економічного, міг би стати досвід проектування, будівництва та експлуатації будівель з теплонасосним опаленням [75, 76, 79, 91, 92].

Дослідження ефективності теплонасосних установок розпочалося з праць проф. В. А. Міхельсона [93, 94], який першим розробив (в 1920 р.) питання реалізації ідеї У. Томсона про застосування парокompресійних холодильних машин для опалення.

Згідно з оцінкою В. А. Міхельсона, при наявності відповідного джерела низькотемпературної теплоти тепловий насос може забезпечити зниження витрати палива більш, ніж у 2 рази, у порівнянні з безпосереднім його спалюванням для опалення.

Англійський інженер Холдейн, як і В. А. Міхельсон, надавав перевагу воді як джерелу низькотемпературної теплоти. Він довів, що висока енергетична ефективність досягається при низьких температурах теплоносія в системі опалення. Малі температури нагріваної води забезпечують можливість одержання максимальних коефіцієнтів перетворення.

Г. Ф. Ундріц [95] проводив техніко-економічне зіставлення трьох опалювальних систем – теплонасосної, електричної та звичайної (від водогрійних котлів) – для трьох географічних пунктів – Ленінграда, Одеси, Баку. Згідно з цим, зона ефективного використання ТНУ розширюється зі зменшенням середньої температури опалювального періоду та зі збільшенням його тривалості.

А. М. Регирер [96] в результаті аналізу термодинамічних циклів та схем ТНУ запропонував схему з охолодженням конденсату робочого тіла. Це досягається включенням між конденсатором та дроселем теплообмінника, через який пропускається нагрівана вода, що дозволяє підвищити енергетичну ефективність ТНУ. В роботі показана ефективність застосування ТНУ для гарячого водопостачання в літній період, коли низькотемпературні джерела мають більш високу температуру, ніж в зимовий період.

А. Н. Ложкін та Ю. В. Голевінський [97, 98], згідно з результатами досліджень парокompресійних та пароструминних теплових насосів, вперше підкреслили економічні та інші додаткові, крім економії палива, переваги застосування ТНУ для централізованого теплопостачання промислових підприємств: зменшення забруднення атмосфери, зниження перевезень палива, ліквідація паливних складів на підприємствах, зменшення потреби у робочій силі та ін.

А. А. Канаєв [99] вказав такі доцільні джерела низькотемпературної теплоти для ТНУ: циркуляційну воду теплових електростанцій, скидні води промислових та комунальних підприємств; підкреслив можливість вирівнювання добового графіка навантаження енергосистем за допомогою ТНУ.

В дослідженні А. М. Каплана [100] зазначені такі актуальні положення:

1) для застосування ТНУ в системах централізованого теплопостачання більш сприятлива відкрита система гарячого водопостачання, оскільки зворотна вода (з підживленням) має більш низьку температуру, ніж в закритій системі;

2) як пікові джерела теплопостачання слід застосовувати водогрійні котли;

3) число годин використання встановленої потужності ТНУ залежить від температури нагріву води в конденсаторах ТНУ;

4) зниження вказаної температури дозволяє істотно зменшити встановлену потужність ТНУ і підвищити енергетичну ефективність, що незначно впливає на річне вироблення теплоти і робить установку більш економічною.

В роботі В. А. Зісіна [101] проведене порівняння термодинамічних циклів ТНУ і ТЕЦ. Доведено, що для досягнення однакових витрат палива при теплопостачанні від ТНУ та від ТЕЦ при невеликому віддаленні споживача від ТЕЦ температура мережевої води повинна становити 35–40 °С, що призводить до зростання капітальних витрат на систему опалення. При віддаленні споживача від ТЕЦ гранична температура мережевої води зростає, і ТНУ наближається за енергетичною ефективністю до ТЕЦ.

В цій роботі В. А. Зісін запропонував нову схему ТНУ, замінивши електричний привод компресора газомоторним. У схемі В. А. Зісіна мережева вода нагрівається послідовно в конденсаторі теплового насоса, теплообмінниках охолодження газового двигуна внутрішнього згорання та теплообміннику-утилізаторі теплоти відхідних газів. В результаті до води підводиться майже в 2 рази більше теплоти, ніж при звичайних методах опалення.

У ескізно-технічному проекті ТНУ з газомоторним приводом для системи гарячого водопостачання одержані високі показники ефективності: економія газу у порівнянні з котельною склала 72 %, термін окупності капіталовкладень – 1,3 роки [102]. Рекомендовано широке впровадження ТНУ з газомоторним приводом в системах гарячого водопостачання споживачів, що мають скидну теплоту. Зазначено, що за

допомогою таких установок витрата газу може бути знижена у 2–4 рази.

Термодинамічне пояснення економії палива при використанні теплових насосів замість котлів наведено у роботах Д. П. Гохштейна [103], В. С. Мартиновського [104–106], Л. М. Розенфельда [107]. При безпосередньому використанні палива для опалення зниження потенціалу теплоти, або її ексергії, що відбувається внаслідок теплообміну при великій різниці температур (між температурою горіння палива та температурою повітря у приміщенні), нічим не компенсується, оскільки при цьому не здійснюється робота. У випадку з тепловим насосом ексергії палива, за винятком неминучих втрат, використовується для підвищення ексергії низькотемпературної теплоти, без чого остання не могла би бути передана приміщенню.

В роботі [108] Г. Лорентцен навів зручний спосіб графічного зображення зон економічної ефективності різних джерел теплопостачання. Графік Г. Лорентцена заснований на тих же принципах, що і графік Г. Ф. Ундріца. Тому можна вважати метод Г. Лорентцена розвитком методу Г. Ф. Ундріца. Межі зон економічної ефективності джерел теплопостачання визначаються за допомогою цих методів в залежності від кліматичних умов району та співвідношення вартостей електроенергії та палива.

Г. Лорентцен у [108] показав вплив вартості палива, коефіцієнта перетворення, капіталовкладень в ТНУ та в системи електропостачання на розподіл меж економічної ефективності джерел теплопостачання.

Багаторічні роботи в Грузії під керівництвом академіка В. І. Гоме-лаури [35, 109–112] присвячені створенню ТНУ на базі серійних холодильних машин для технологічного теплохолодопостачання чайних фабрик.

Слід підкреслити, що за кордоном в останній час реалізується ідея В. А. Зісіна про застосування двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) для привода ТНУ [101].

Розроблена у Німеччині система теплопостачання великих об'єктів за допомогою теплових насосів з приводом від ДВЗ [113, с. 74–78] має схему нагріву мережевої води (в конденсаторі теплового насоса, кожусі двигуна та утилізаторі теплоти продуктів згорання), ідентичну запропонованій В. А. Зісіним.

В роботі [114] наведено таке порівняння: ТНУ на фреоні-12 з електроприводом забезпечує нагрів води до 70 °С, а ТНУ з приводом від ДВЗ та додатковим нагрівом відхідними газами дозволяє одержати 90 °С.

З короткого огляду випливає:

1) є багато цінних рекомендацій зі створення теплонасосних джерел централізованого тепlopостачання;

2) методичні матеріали з оцінки ефективності таких джерел хоча і не можуть бути застосовані безпосередньо, але є базою для подальших розробок.

Тому вибір параметрів та режимів роботи теплонасосної станції (ТНС), щоб забезпечувала такі ж параметри мережевої води, як при тепlopостачанні від ТЕЦ та районної котельні, потребує розробки методики оптимізації. Критерієм термодинамічної досконалості ТНУ є ексергетичний ККД [115–117]. Важливе значення ексергетичного аналізу при розробці енергозберігаючих технологій відзначене у [118] та роботах інших провідних енергетиків та економістів.

Ексергетичний аналіз термодинамічних циклів та технічних систем, в тому числі теплонасосних, дозволяє, по-перше, встановити їх максимальні термодинамічні можливості та, по-друге, обґрунтувати рекомендації з їх вдосконалення [105, 106, 119–129].

Найбільш докладно методичні питання ексергетичного аналізу теплонасосних установок розроблені в [58, 115, 116]. Однак, для аналізу великих ТНС цих матеріалів недостатньо: теплові насоси розглядаються поза зв'язком з енергозберігаючими системами та піковими джерелами тепlopостачання; немає методики порівняння ТНУ різних видів між собою та з іншими джерелами тепlopостачання за ексергетичним ККД. Усе це потребує розробки відповідної методики порівняння.

В наявній літературі містяться досить суперечливі дані щодо ефективності застосування ТНУ в системах тепlopостачання. Значення ексергетичного ККД в [3, 5, 92, 109, 130–133] відрізняються між собою майже на 50 %. Це зумовлено, насамперед, різними значеннями прийнятої температури навколишнього середовища і різними значеннями середньотермодинамічної температури підведення теплоти у випарнику ТНУ. Вплив цих температур на ексергетичний ККД ТНУ по суті справи досі невизначений.



Розбіжність в оцінках ефективності застосування ТНУ пов'язана також з тим, що робочими тілами в дослідженнях були різні холодоагенти (R12, R22, R114, R142 та ін.). Більшість з них є озonoактивними. Згідно з протоколом Монреальської міжнародної конференції такі холодоагенти підлягають заміні як екологічно небезпечні [134–138]. Отже, питання щодо робочих тіл для ТНУ залишається також невизначеним.

### **1.3. Теплонасосні станції – ефективне джерело теплопостачання**

Згідно з ієрархічною структурою великих систем енергетики [139–141] системи енергопостачання вузлів (великих міст, промислових центрів) містять системи теплопостачання, які забезпечують споживачів теплотою (парою та гарячою водою) від електростанцій та великих котельних. Системи теплопостачання міст та промислових центрів розвиваються на базі теплофікації та централізованого теплопостачання.

Джерелами теплопостачання в таких системах можуть бути:

- 1) теплоелектроцентралі (ТЕЦ) на органічному паливі;
- 2) атомні ТЕЦ, атомні електростанції змішаного конденсаційно-теплофікаційного типу;
- 3) районні котельні на органічному паливі, або районні станції теплопостачання;
- 4) атомні котельні або атомні станції теплопостачання;
- 5) нові великі джерела теплопостачання (теплонасосні станції (ТНС)).

Основні напрямки розвитку джерел теплопостачання пов'язані з тенденціями розвитку енергетичного комплексу країни. Як зазначено у [140–152], розвиток енергетики країни характеризують такі основні тенденції:

- 1) зменшення частки вуглеводневого палива, в першу чергу, нафти;
- 2) збільшення споживання дешевих твердих палив;
- 3) проведення активної енергозберігаючої політики;

4) покращення заходів з охорони навколишнього середовища.

Перерахованим тенденціям у повній мірі відповідає широке впровадження теплонасосних джерел тепlopостачання.

В 1975 р. у ВНДШенергопромі були розпочаті роботи зі створення у Москві першої у світі теплонасосної станції для системи централізованого тепlopостачання. Як низькотемпературне джерело для великих ТНС були рекомендовані очищені стічні води міських станцій аерації. Також можливе використання для крупних ТНС потоків циркуляційної води систем оборотного водопостачання промислових підприємств і теплових електростанцій, їх умовно-чистих скидних вод, а також низькотемпературних геотермальних вод та великих водоймищ, що не замерзають [63, 153, 154].

Статті [92, 155] стали поштовхом до розробки та спорудження ТНС у різних країнах. Норвезький професор Г. Лорентцен виступив з доповіддю [156] про розробку ТНС для приморських міст Норвегії з використанням теплоти морської води. В його статті [108], яка увійшла в книгу [157], зазначено, що великим ТНУ з піковими котлами легше конкурувати з існуючими опалювальними установками, ніж індивідуальним ТНУ.

Рекомендації [36, 92, 155] використані в закордонних розробках ТНС. У 1981 р. було розпочате будівництво ТНС тепловою потужністю 6 МВт для централізованого тепlopостачання одного з житлових районів Осло [158]. Як низькотемпературне джерело використані стічні води.

Найбільш інтенсивно розвиваються ТНС у Швеції. У проспектах фірми «Сталь-Лаваль Турбін АБ» зазначено, що у вересні 1982 р. був введений в експлуатацію перший теплонасосний блок тепловою потужністю 12 МВт (в м. Бестероо), а до квітня 1983 р. нараховувалось 11 ТНС, що працювали та споруджувались, сумарною тепловою потужністю ТНУ в їх складі 215 МВт.

Теплонасосні установки у Швеції комплектуються також турбокомпресорами швейцарської фірми «Зульцер» та інших фірм. За станом на грудень 1982 р. у Швеції було 7 діючих та 16 споруджуваних ТНС загальною тепловою потужністю ТНУ близько 270 МВт, у тому числі 10 установок (4 діючих та 6 споруджуваних) на 193 МВт – фірми «Сталь-Лаваль» [159]. Серед діючих – «найбільша в світі теплонасосна»

сосна станція» [160] в м. Упсала, що складається з трьох модулів «Сталь-Лаваль» по 13 МВт. Станція працює з листопада 1982 р. як джерело централізованого теплопостачання та покриває 15 % теплового навантаження міста.

У 1985 р. у Стокгольмі увійшла в експлуатацію чергова «найбільша теплонасосна установка» [161], яка складається з трьох теплових насосів фірми «Зульцер» сумарною електричною потужністю 25 МВт, тепловою – 86 МВт, з використанням теплоти морської води. В літній період ТНУ покриває навантаження гарячого водопостачання.

На 1986 р. було заплановане введення в експлуатацію в передмісті Стокгольма двох ТНС – на 60 та 150 МВт теплової потужності [159].

Згідно з [161] до початку 1984 р. в Швеції було встановлено 50 теплових насосів з відцентровими компресорами загальною тепловою потужністю 600 МВт.

В США також споруджуються ТНУ для централізованого теплопостачання. Відомою є розробка ТНС для торговельного кварталу в Вашингтоні [162]. Станція розрахована на опалювальне навантаження 3,8 МВт та навантаження гарячого водопостачання 0,9 МВт. Влітку передбачена робота ТНУ для гарячого водопостачання та холодопостачання.

Про створення центральної ТНУ тепловою потужністю 10 МВт у Великобританії повідомлялось у [163]. У Данії діє ТНУ такої ж потужності, яку планується довести до 34 МВт [159]. У цій статті наведені також параметри та схема розроблюваної у Німеччині ТНС тепловою потужністю 100 МВт (ТНУ та піковий водогрійний котел по 50 МВт). На відміну від розглянутих вище ТНУ в цій установці прийнятий газомоторний привод компресорів.

80-ті роки ХХ-го століття позначилися створенням у промислових розвинених країнах великих теплонасосних систем централізованого теплопостачання. Завдяки їм досягається значна економія палива, а також покращується екологічна ситуація.

В сучасних умовах із зростанням екологічних вимог увага до теплонасосних установок суттєво зросла. Технологія теплопостачання з використанням теплових насосів застосовується практично в усіх розвинених країнах світу. Усі широкомасштабні програми з енергоз-

береження, 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 % [9, 74]. Корисним є досвід західних країн з впровадження ТНУ, в тому числі шляхом надання державою певних пільг або кредитів підприємствам [22].

В 1993 р. Генеральна дирекція з наукових досліджень Комісії Європейського Союзу затвердила комплексну програму впровадження ТНУ. Створюється банк даних фірм-виробників у Європі. Планується апробація нової техніки в різних проектах [54]. В Німеччині створено інформаційний центр ТНУ, який щорічно інформує громадськість про переваги ТНУ, які дозволяють ефективно використовувати енергію та зменшити шкідливі викиди в атмосферу [56, 57].

В останні роки енергетичні, екологічні та економічні проблеми у світі зумовили широке використання теплонасосних установок (ТНУ) в системах централізованого теплопостачання міст. У західних країнах вже дійшли висновку, що одним з найбільш ефективних заходів з утилізації теплоти вторинних енергоресурсів є ТНУ [50–52]. Одним з найбільш ефективних засобів утилізації теплоти низькотемпературних вторинних енергоресурсів є теплонасосні станції (ТНС), які широко застосовуються та добре зарекомендували себе у Швеції та інших західних країнах. У Швеції встановлено 50 великих ТНУ загальною тепловою потужністю 854 МВт. Усі вони використовують низькотемпературні вторинні енергоресурси та призначені в основному для централізованого теплопостачання [58]. За даними шведських авторів [9], у Стокгольмі у 1994 р. кількість теплоти для теплопостачання, виробленої ТНС, склала 38 %. Це засвідчує, що ТНС є важливим та ефективним засобом виробництва теплоти.

Значну увагу розвитку нетрадиційної енергетики приділяє Україна. Так, згідно з прогнозами Міністерства палива та енергетики України, потужність ТНУ в Україні у 2010 р. планується довести до 1800 МВт [164]. Загальний технічно можливий потенціал нашої держави за напрямком використання ТНУ складає 12,03 млн т у. п. на рік. На даний час при промислового використанні ТНУ в Україні можна досягти додаткових теплових потужностей у 4900 МВт [165].

Для економічної роботи цих установок необхідними є такі умови: сприятливе співвідношення цін на паливо та електроенергію, природні або промислові низькотемпературні джерела теплоти, а також достатньо потужна мережа споживачів, яка б забезпечувала цілорічну роботу ТНУ [53].

Оскільки в Україні до 2010 р. планується істотне підвищення потужності встановлених ТНУ, необхідно розробити вискоелективне джерело теплопостачання з ТНУ. Для цього необхідно провести дослідження впливу топології на ефективність роботи ТНС.

Є. І. Янговським та Ю. В. Пустоваловим у [1, 5, 36, 85, 92, 120, 121, 128, 155] досліджувалась ефективність роботи ТНС з електроприводом в системах теплопостачання. Проводилась оптимізація параметрів та режимів роботи парокомпресійної ТНС на холодоагенті R12. Ними розроблено ексергетичну методику порівняння парокомпресійних та абсорбційних ТНУ та інших джерел теплопостачання за ексергетичним ККД, визначено зони економічної ефективності ТНС та розроблено рекомендації по застосуванню ТНС.

В сучасних економічних умовах розроблені Є. І. Янговським та Ю. В. Пустоваловим методики та рекомендації не висвітлюють реального стану ефективності застосування ТНС та можуть бути використані лише частково. Оскільки холодоагент R12 підлягає заміні як екологічно небезпечний, відкритим залишається питання пошуку оптимального холодоагенту для ТНУ та дослідження оптимальних режимів роботи ТНУ на різних холодоагентах.

Є. І. Янговським та Ю. В. Пустоваловим досліджувалась обмежена кількість схем теплонасосних станцій. Не проводився аналіз впливу схем включення конденсаторів та випарників на ефективність роботи ТНУ. Відсутні дослідження ефективності роботи ТНС з іншими видами приводу компресора (ДВЗ, ГТУ, парова турбіна), що набувають актуальності з урахуванням теперішньої ситуації на енергетичному ринку України.

Оскільки ефективність впровадження ТНУ з електроприводом у значній мірі залежить від вартості електроенергії та палива, визначені ними у [1, 5, 85] зони ефективності ТНС можуть зміщуватись залежно від коливань цін на світових енергоринках.

Враховуючи зазначене вище, необхідно дослідити ефективність ТНС з різними схемами, складом обладнання та режимами роботи в нових економічних умовах.

В. Є. Онішков у [63, 153, 154] висвітлив результати дослідження економічної ефективності ТНС, а також питання вибору типу ТНС для промислового підприємства. Запропоновані ним аналітичні залежності повинні бути скореговані у відповідності з новими економічними умовами. Т. В. Морозюк у [166] переважно висвітлені дослідження водоаміачних термотрансформаторів, хоча також приділяється увага ефективності застосування парокompресійної ТНУ як альтернативного варіанта. А. Є. Денисовою у [46, 167] досліджувалась ефективність комплексної альтернативної системи тепlopостачання з використанням ТНУ, сонячного колектора, іншого обладнання.

В. П. Проценко у [12, 15] проводив дослідження ефективності застосування ТНУ з приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання. Слід зазначити, що досліджувались лише конкретні схеми з певним визначеним складом обладнання. Дослідження економічної та енергетичної ефективності таких ТНУ проводилось для холодоагенту R12. Крім того, запропоновані ним рекомендації та узагальнення стосовно ефективності застосування ТНУ з приводом від ДВЗ можна використовувати лише частково в сучасних умовах.

Враховуючи зазначене вище, можна зробити висновок, що питання дослідження ефективності ТНС з різним складом обладнання, схемами та режимами роботи залишається відкритим. В наявній літературі відсутні системні дослідження цього питання.

#### **1.4. Застосування когенераційних технологій в теплонасосних джерелах тепlopостачання**

Економія органічного палива та термін окупності теплових насосів з електричним приводом компресора у значній мірі залежить від співвідношення цін електроенергії та палива:  $P = K_E / K_{\Gamma}$ . Світова практика впровадження теплових насосів свідчить, що найбільш при-

йнятний період окупності відповідає  $P \leq 3$ . Величина співвідношення  $P$  для більшості країн, де теплові насоси здобули значного поширення, знаходиться в межах  $P = 2 \dots 6$  [78]. Таким чином, у найближчі роки слід очікувати помітного впровадження ТНУ. Альтернативу ТНУ з електроприводом можуть скласти теплові насоси з приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання або від газової турбіни, економічна ефективність яких не залежить від вартості електроенергії. Тобто, можливе створення когенераційних систем з тепловими насосами для роботи в системах тепlopостачання. Це відповідає тенденціям розвитку паливно-енергетичного комплексу країни, а також перспективним програмам розвитку житлово-комунального господарства [146–152]. Слід зазначити, що термін окупності когенераційних систем з двигунами внутрішнього згорання та газовими турбінами не перевищує двох років.

Ефект економії палива когенераційною установкою (в порівнянні з роздільним виробництвом тієї ж кількості теплоти та електроенергії) досягається за рахунок заміщення частини палива, що спалювалось в котлі, теплотою відпрацьованих газів двигуна або газотурбінної установки. При однакових рівнях собівартості виробленої електроенергії термін окупності когенераційних установок з газопоршневим приводом майже в 2,5 рази нижчий, ніж з газотурбінним. Крім того, перевагою когенераційних установок є те, що електроенергія виробляється практично в місці її споживання. Це ліквідує колосальні втрати (які досягають в деяких випадках 50 %) в лініях електропередачі [147].

Теплофікація отримала в нашій країні широке застосування, що забезпечило значну економію палива. Головною причиною цього є відома перевага комбінованої виробки тепла і електроенергії і виключення з експлуатації малих неефективних опалювальних котлів, які до того ж не відповідають екологічним вимогам. В наш час, коли електричний ККД сучасних КЕС досягає 0,4–0,45, а ККД індивідуальних опалювальних пристроїв на природному газі досягли значень ККД котлів ТЕЦ, відносна економія палива від використання теплофікації значно зменшилася. При цьому збільшилася тривалість окупності капіталовкладень в ТЕЦ і теплові мережі. В деяких регіонах відбулися масштабні аварії магістральних трубопроводів в період підтримання в

тепломережах найбільш високих тисків і температур. Ці обставини стали причиною відмови від теплофікації нових житлових районів в містах і зумовили будівництво там квартальних котелень (теплових центрів) [47–49, 168, 169].

Разом з тим в деяких країнах (Німеччина, Данія, США та інші) спостерігається розвиток комбінованої виробки енергії як на великих ТЕЦ, так і на багатьох сотнях міні-ТЕЦ (М-ТЕЦ) з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) чи газотурбінними установками (ГТУ) малої потужності. Повна автоматизація установок і швидка окупність капіталовкладень забезпечують їх високу ефективність і надійність роботи. Але такі М-ТЕЦ при їх самостійній роботі не забезпечують економію палива в порівнянні з сучасними великими ТЕЦ і часто екологічно несприйнятні. Як відомо [170, 171], економія палива від комбінованої виробки електроенергії на тепловому споживанні, з врахуванням витрати енергії на власні потреби, залежить від кількості виробленої електроенергії на відбірній парі турбіни і від теплоти цієї пари. В найбільш холодний період року здійснювалась утилізація теплоти відхідних газів двигунів М-ТЕЦ, розташованих на майданчиках квартальних теплових центрів. Цим досягається максимальне значення ККД на ТЕЦ, більш повно використовується потенціал відхідних газів ДВЗ чи ГТУ М-ТЕЦ, які функціонують тільки взимку [170, 172, 173].

Для вибору оптимального варіанта необхідне економічне порівняння між собою декількох альтернативних варіантів систем енергозбереження. За первинний варіант можна прийняти систему окремої виробки заданої кількості електроенергії на КЕС і теплоти в місцевій котельні. Вихідна вимога для техніко-економічного порівняння: в кожному з порівнюваних варіантів: всі споживачі повинні отримати однакову кількість електроенергії і теплоти. Основним критерієм паливної ефективності порівнюваних варіантів може бути відносна економія палива в системі в порівнянні з системою окремого енергопостачання [170].

Можливість серійного випуску блочних ГТУ малої потужності підприємствами авіаційної і суднобудівної промисловості дозволяє широко застосовувати такі ГТУ для комбінованої виробки електроенергії і теплоти на блок-ТЕЦ з ГТУ. В нових економічних умовах при



значному зростанні цін на паливо і різкому зростанні цін на електроенергію і теплоту, які відпускаються з районних ТЕЦ, багато промислових підприємств створюють свої котельні і блок-ТЕЦ малої потужності з ГТУ. Цьому сприяє можливість серійного випуску блочних ГТУ на базі судових і авіаційних газотурбінних агрегатів (ГТА). Такі ГТА потужністю 0,8...1,1 МВт з верхньою температурою циклу  $t_3 = 800...900$  °С мають ефективний ККД близько 22...26 % і температуру відхідних газів  $t_{\text{відх}} = 410...460$  °С. Більш потужні ГТА (15...17 МВт) мають ККД 28...32 % [174, 175]. Встановлюючи на блок-ТЕЦ 3...4 ГТУ, можна регулювати електричну і теплову потужність для споживачів. Покриття пікових теплових навантажень зазвичай здійснюється за допомогою встановлених на котлах утилізаторах (К-У) допалювальних пристроїв, які можуть робити на холодному повітрі. В парових К-У, щоб знизити втрати теплоти з відхідними газами, можна встановити теплофікаційні економайзери, які забезпечують водопостачання підприємств і житлового району. В цьому випадку опалювальні котельні працюють тільки в холодний період.

Сконструйовані провідними закордонними фірмами-розробниками і виробниками ГТУ нові потужні агрегати для прямого приводу електрогенераторів в енергосистемах з частотою 50 і 60 Гц. Коефіцієнт корисної дії цих ГТУ при автономній роботі збільшений до 37,5–39,5 %, ПГУ з ними до 58–60 %. Ці результати досягнуті шляхом удосконалення проточної частини компресорів і турбін, застосування більш ефективних систем охолодження деталей турбіни і камери згорання, використання відлитих з направленою кристалізацією чи монокристалічних лопаток і термобар'єрного покриття та інших заходів [173, 176].

В 1985–1990 роках провідними закордонними фірмами були розроблені нові енергетичні ГТУ [176], за якими закріпилася назва «технологія F». Близько ста таких ГТУ використовується в енергосистемах з частотою 60 Гц (робоча частота обертання найбільш потужних модифікацій 3600 об/хв). Застосування ще більш потужних агрегатів в наш час тільки починається, досвіду їх тривалого застосування поки ще немає. Не зважаючи на це, ті ж самі фірми активно працюють над ГТУ наступного покоління: технологіями G і H з суттєво кращими показниками.

Всесвітньо відомі закордонні фірми, такі як: «Сименс» (Німеччина), «Вестінгауз» (США), «Дженерал Електрик» (США), «АББ» (Швеція–Швейцарія) ведуть успішні розробки ГТУ в різних технологіях.

В останні десятиліття питання про конверсію авіаційних двигунів, що виготовляються в Україні, і використання їх в енергетиці стало доволі актуальним [172, 165]. Це пов'язано, з однієї сторони, з деяким технічним відставанням вітчизняних енергетичних газових турбін від закордонних аналогів, а з другої сторони, з наявністю дуже широких виробничих, конструкторських і технологічних можливостей на підприємствах і конструкторських бюро вітчизняного авіаційного моторобудування з випуску широкої гами газових турбін потужністю від одиниць до десятків мегават. Ці машини можуть ефективно застосовуватись як двигуни пересувних енергоустановок (0,6–2,5 МВт) і привод електродвигунів автономних енергоустановок (0,6–10,0 МВт). Установки електричної потужності 2,5–25,0 МВт, використовуючи теплоту відхідних газів в водогрійних чи парових котлах-утилізаторах, можуть бути основою ГТУ-ТЕЦ, які постачають теплову енергію і електроенергію містам з населенням до декількох сотень тисяч людей, а також промисловим підприємствам. Ці ж газотурбінні енергоустановки можуть застосовуватись для надбудови існуючих теплових електростанцій (ТЕС). Зазначимо, що вже сьогодні газотурбінні приводи, створені на основі авіаційних і корабельних машин [вироби НВО «Машпроект» (м. Миколаїв), ККБМ (м. Самара), і деякі інші] успішно функціонують у складі газоперекачувальних агрегатів на газопроводах країни, а турбіни НВО «Машпроект» – і в енергетиці [165]. Поряд з технічними, технологічними і виробничими можливостями створення ГТУ, принциповим моментом є її економічна доцільність [177, 178].

Національна економіка України і її теплова енергетика будуть розвиватися в конкурентній обстановці. Добробут країни і її населення в значній мірі залежатиме від ефективності перетворення енергії для отримання електроенергії і теплової енергії та впливу на навколишнє середовище. Встановлена потужність теплових електростанцій України складає майже 70 % всіх електрогенеруючих потужностей; частка їх виробки трохи менша. На теплових електростанціях вироб-

ляється також велика кількість теплоти (більша, ніж електроенергії). Серед копалин, які використовуються на ТЕС, більше 60 % природного газу [165, 179–185].

Протягом останніх 30-ти років і в перспективі до 2010 р. (а можливо і ще далі) ГТУ буде тепловим двигуном, що найбільш динамічно розвивається в світі. В період з 1960 по 2000 роки максимальна одинична потужність збільшилася з 50 до 235 МВт, ККД при автономній роботі з 27–28 до 36,5 % (багатовалові ГТУ, створені на базі авіадвигунів з високими ступенями підвищення тиску, забезпечують ККД до 40 % і більше), початкова температура газів збільшилася з 850–900 до 1300–1400 °С, а ступінь стиснення – з 7–9 до 15–17. Проектуються ще більш потужні і економічні ГТУ [165, 183–185].

Сформувався профіль і принципи конструювання енергетичних ГТУ, що забезпечили їх надійність, теплову економічність, невисоку питому вартість і експлуатаційні витрати, малу кількість шкідливих викидів. Висока надійність і економічність ГТУ досягнуті в результаті досконалого конструювання і розрахунків на основі останніх наукових досліджень в області аеродинаміки, тепломасообміну, горіння, механіки і конструкційної міцності, металознавства, металургії і формування.

В умовах реформування економічних відносин і переходу до ринку усе яскравіше виявляється тенденція зниження бюджетних асигнувань держави в різноманітні галузі господарства, у т.ч. і в паливно-енергетичний комплекс. Кризові явища в енергетиці супроводжуються, з одного боку, істотним підвищенням вартості теплової і електричної енергій, з іншого боку – різким зниженням надійності електротеплопостачання підприємств і регіонів. Зазначені чинники стимулюють розвиток децентралізованої енергетики, тобто створення невеличких і економічних джерел енергії за рахунок власних коштів підприємств [165, 179–182].

В останні роки з'явилася значна кількість публікацій, в яких аналізуються економічна ефективність і галузі застосування енергетичних установок для комбінованого виробітку теплової і електричної енергії (міні-ТЕЦ). При цьому в якості привода електрогенератора повсюдно пропонується застосовувати газотурбінні установки; в деяких

специфічних умовах не виключається установка газових двигунів. Варто підкреслити, що мова, як правило, йде не стільки про спорудження нових ТЕЦ, скільки про модернізацію існуючих станцій і опалювальних котельних газотурбінними надбудовами. Той факт, що при когенерації коефіцієнт використання теплоти палива є істотно вищим, ніж при роздільному виробництві тієї ж кількості теплової й електричної енергії, приводить деяких авторів до досить категоричного висновку: найбільш дефіцитне і якісне паливо – природний газ – необхідно спалювати тільки в установках для комбінованого виробництва теплоти й електрики [144, 165].

В результаті аналізу літературних джерел слід зазначити.

В усіх проаналізованих роботах робочими тілами в теплових насосах були фреони, переважно R12, R22 та R114, які в тій чи іншій мірі є озonoактивними і за висновками Монреальської міжнародної конференції 1987 р. підлягають заміні як екологічно небезпечні.

В цитованій літературі використовувались різні значення температури навколишнього середовища і різні значення температур підведення теплоти, що приводить до розбіжностей в оцінці ефективності роботи ТНУ, які не можливо зіставити.

В наявних літературних джерелах дуже обмежені дослідження стосовно використання ТНУ у складі теплонасосних станцій на базі опалювальних котелень, а дані щодо ефективності застосування ТНУ в системах теплопостачання (ексергетичні ККД) відрізняються між собою майже на 50 %.

По суті справи є лише поодинокі дослідження щодо застосування дизельних двигунів як привода компресора ТНУ [15].

Проведений аналіз досліджень з ефективності джерел теплопостачання з ТНУ виявив обмеженість та недостатність системних досліджень зазначених систем.

В результаті аналізу досліджень ефективності застосування ТНС виявлено, що недостатня увага приділялась питанням дослідження ефективності ТНС з різним типом привода, схемами та режимами роботи. В наявній літературі відсутні системні дослідження цього питання. Відсутні комплексні дослідження впливу зовнішніх умов та схемних рішень на ефективність роботи ТНУ.

## **2. УЗАГАЛЬНЕНА ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНА СИСТЕМА З ТЕПЛОНАСОСНОЮ УСТАНОВКОЮ**

### **2.1. Формалізована систематизація інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок**

Аналітичний огляд літературних джерел, проведений у розділі 1, засвідчив, що у переважній більшості дослідження ефективності застосування ТНУ зводяться до визначення ефективності застосування ТНУ в певній системі з визначеним складом обладнання та зовнішніми зв'язками. По суті, в наявній літературі є лише поодинокі дослідження окремих застосувань ТНУ без узагальнення одержаних результатів та поширення їх на решту теплотехнологічних систем. Не визначено вплив зовнішніх умов та характеру споживачів при застосуванні теплонасосних установок в системах теплопостачання. Відсутні системні дослідження ефективності застосування ТНУ в залежності від конкретних джерел низькотемпературної теплоти. Не визначено найбільш сприятливі галузі застосування теплонасосних установок. Для кліматичних умов України відсутня систематизована інформація з ефективності застосування ТНУ для певних конкретних умов, схем та галузей застосування, немає узагальнень та методичних рекомендацій з вибору та впровадження ТНУ в теплотехнологічні системи з різними схемами. Відсутня систематизована інформація про впровадження ТНУ та ефективність їх функціонування в реальних теплотехнологічних системах.

Не зважаючи на значний потенціал нашої держави за напрямком використання ТНУ, значного впровадження ТНУ в теплоенергетичну галузь не спостерігається. Для теплотехнологічних систем підприємств України недостатніми є системні дослідження умов теплопостачання цих підприємств з використанням теплових насосів.

Зважаючи на викладене вище, автори зробили спробу систематизувати та узагальнити наявну літературну інформацію з розробки та впровадження ТНУ [186], а також окреслити коло питань, які підіймаються авторами публікацій у фахових виданнях. При цьому вико-

ристані в основному наукові та науково-технічні статті з журналів «Холодильная техника» (Росія), «Холодильная техника и технология» (Україна), «Теплоэнергетика» (Росія), «Промышленная теплотехника» (Україна), «Промышленная энергетика» (Росія), «Проблемы энергосбережения» (Україна), «Электрические станции» (Росія), «Водоснабжение и санитарная техника» (Росія), «Экотехнологии и ресурсосбережение» (Україна), «Известия ВУЗов «Энергетика» » (Росія), «Економіка України» (Україна), «Ринок інсталяційний» (Україна) за період з 1978 до 2001 р.

Систематизована інформація наведена в таблиці 2.1. Систематизація інформації здійснена таким чином:

- 1) за видом системи, яка розглядається: ТН – тепловий насос; ТНУ – теплонасосна установка; ТНС – теплонасосна станція;
- 2) за різновидом проблем, що розглядаються;
- 3) за тепловою потужністю ТН (середня – до 1 МВт, велика – понад 1 МВт);
- 4) за видом джерела низькотемпературної теплоти для ТН (вода, повітря, ґрунт, водяна пара);
- 5) за сферами та галузями застосування ТН;
- 6) за наявністю в літературі даних про впровадження конкретної теплонасосної системи («+» – дані про впровадження наведені, «—» – дані відсутні).

Не зважаючи на досвід застосування ТНУ за кордоном, в нашій країні роботи з впровадження ТНУ перебувають, в основному, на стадії окремих досліджень. До факторів, які на теперішній час стимулюють впровадження ТНУ в промисловість і муніципальну енергетику слід віднести дефіцит паливних ресурсів, а також екологічні переваги ТНУ в порівнянні з альтернативними низькотемпературними джерелами теплопостачання.

Отже, основними питаннями, які розглядаються, є:

- 1) використання альтернативних холодоагентів для ТН для заміни озonoактивних фреонів, а також екологічні аспекти застосування ТН;
- 2) впровадження ТН в кліматичних умовах України;
- 3) впровадження ТН на промислових підприємствах;
- 4) можливість використання ВЕР для виробництва теплоти у ТН;
- 5) можливість впровадження ТН в систему централізованого теплопостачання;
- 6) оцінка енергетичних та економічних показників систем з ТН.

Таблиця 2.1

## Систематизація інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок

Джерело	Система	Проблема, яка розглядається	Потужність	Джерело низькотемпературної теплоти	Сфера застосування	Впровадження
1	2	3	4	5	6	7
[134]	ТН	Альтернативні холодоагенти для ТН для заміни озонактивних фреонів	Середня	Повітря	Гаряче водопостачання	+
[136]	ТН	Альтернативні холодоагенти для ТН для заміни озонактивних фреонів	—	—	—	—
[78]	ТН	Перспективи використання ТН як засобу енерго- і ресурсозбереження	—	—	Промисловість, агропромисловий комплекс	—
[135]	ТН	Альтернативні холодоагенти для ТН для заміни озонактивних фреонів	—	—	—	—
[75]	ТН	Впровадження ТН в кліматичних умовах України	Середня	Повітря	Гаряче водопостачання, опалення, кондиціонування	+
[38]	ТН	Впровадження ТН в кліматичних умовах України	Середня	Повітря	Гаряче водопостачання, опалення, кондиціонування	+
[76]	ТН	Проблеми використання ТН на промислових підприємствах. Структура інформаційної системи розробки даних для проектування.	Велика	Вода	Промислові підприємства	—

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7
[23]	ТН	Можливість використання вторинних енерго-ресурсів (ВЕР) для виробництва теплоти ТН. Економічні передумови впровадження ТН	Велика	Вода	Промислові підприємства	—
[24]	ТНС	Можливість впровадження ТН в систему централізованого теплопостачання. Техніко-економічна оцінка ТНС	Велика	Вода	Промислові підприємства	—
[25]	ТН	Можливість використання ТН у виробництві теплоти з метою зменшення її собівартості	Велика	Вода	Централізоване теплопостачання	+
[22]	ТН	Дослідження можливості впровадження ТНУ в систему централізованого теплопостачання з використанням теплоти стічних вод. Техніко-економічна оцінка ТНУ	Велика	Стічна вода	Централізоване теплопостачання	+
[10]	ТН	Оцінка енергетичних та економічних показників повітряного опалення з використанням ТН	Середня	Повітря	Метрополітен	+
[11]	ТН	Передумови та підходи до розробки схемних та технічних рішень утилізації за допомогою ТН енергії викидів систем вентиляції метрополітенів. Основні характеристики дослідної ТНУ	Середня	Повітря	Метрополітен	+
[74]	ТН	Можливість впровадження ТН для теплопостачання споживачів теплової енергії малої потужності. Техніко-економічна оцінка ТНУ	Середня	Ґрунт	Теплопостачання	—



Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7
[9]	ТН	Використання ТН для теплопостачання. ТН малої та великої потужності. Екологічна, енергетична та економічна ефективність ТН. Досвід з впровадження ТН	Середня та велика	Вода	Теплопостачання	+
[12]	ТН	Дослідження експериментальної ТНУ з газовим двигуном. Схема, показники та характеристики дослідної ТНУ	Середня	Повітря	Гаряче водопостачання	+
[187]	ТН	Аналіз режимів нагрівання води в ТНУ. Схеми, показники та характеристики систем з ТН	—	—	Гаряче водопостачання	—
[26]	ТН	Використання ТН як напрямком енергозбереження. ТН на неаізотропних сумішах	—	—	—	—
[39]	ТН	Теплотехнічний аналіз спільної роботи існуючих систем опалення та теплових насосів. Оцінка енергетичної ефективності систем теплопостачання для різних варіантів схемних рішень	Середня	Повітря	Теплопостачання	—
[13]	ТН	Обрунтування застосування ТН в теплофікаційних системах теплопостачання. Схема включення та умови економічної ефективності	—	Водяна пара	Теплофікаційна система ТЕЦ	—
[27]	ТН	Впровадження утилізаційної установки на базі ТН. Характеристики та схемне рішення	Велика	Вода	Промислове підприємство	+
[188]	ТН	Визначення розрахункових характеристик ТН для різних умов навколишнього середовища	—	—	Проегування	—
[40]	ТНС ТНУ	Економічні показники систем теплопостачання з тепловими насосами або ТНС	—	—	Теплопостачання	—

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7
[153]	ТНС	Оцінка ефективності використання ТНС	Велика	—	Тепло- та холодопостачання	—
[83]	ТН	Випробування компресійного ТН в широкому-пературному діапазоні. Одержання повної тепло-енергетичної характеристики ТН	Середня	Вода	—	—
[28]	ТН	ТН для охолодження та пастеризації молока	Середня	Вода	Промисловість	+
[63]	ТН	Економічна ефективність використання ТНУ на підприємствах харчової промисловості	Середня	Вода	Промисловість	+
[29]	ТН	Впровадження каскадної ТНУ для охолодження та пастеризації молока. Дані з експлуатації	Середня	Вода	Промисловість	+
[77]	ТН	Впровадження теплонасосних установок	Велика	Вода	Промисловість	+
[32]	ТН	Багатокритеріальне оцінювання економічної ефективності ТНУ	—	—	Промисловість	+
[189]	ТНС	Визначення ефективності систем теплопостачання з ТН	—	Вода, повітря	Теплопостачання	—
[42]	ТН	Використання ТН в системах централізованого теплопостачання	Середня	Вода	Теплопостачання	+
[64]	ТН	Використання ТН для теплопостачання. Статистичні дані	Середня	Вода	Теплопостачання	+
[6]	ТН	Практика та проблеми впровадження ТН	—	—	Теплопостачання	+
[69]	ТН	Впровадження ТН в систему централізованого теплопостачання	Велика	Вода	Централізоване теплопостачання	+
[30]	ТН	Використання ТН для опалення та гарячого водопостачання	Середня	Повітря	Теплопостачання	—

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7
[14]	ТН	Енергетична ефективність систем утилізації теплоти вентиляційних викидів за допомогою ТН	—	Повітря	Теплопостачання	—
[43]	ТН	Аналіз енергетичної ефективності комбінованого джерела теплопостачання з ТН	—	Вода	Теплопостачання	—
[15]	ТН	Аналіз ефективності застосування теплонасосних установок з газовим двигуном	—	Вода	Теплопостачання	—
[44]	ТН	Енергетична ефективність джерел теплопостачання з ТН	—	Вода	Теплопостачання	—
[3]	ТН	Використання ТН як засобу економії паливно-енергетичних ресурсів. Огляд наукових розробок	—	—	Промисловість та теплопостачання	—
[109]	ТН	Визначення характеристик парокompресійних холодильних машин в режимі ТНУ	—	—	Проектування	—
[92]	ТНС	Визначення енергетичної та економічної ефективності застосування ТНС в енергетиці	Велика	Вода	Теплопостачання	—
[130]	ТН	Визначення енергетичних характеристик парокompресійних теплонасосних установок	—	—	Проектування	—
[4]	ТН	Визначення галузей та умов застосування ТН у світі	Середня та велика	Вода, повітря	Теплопостачання, промисловість	+

Джерела тепlopостачання з ТН переважно знаходять застосування у системах тепlopостачання та вентиляції (опалення, гаряче водопостачання, кондиціонування), промисловості (у тому числі харчовій), та агропромислового комплексу. На рис. 2.1 наведений розподіл теплових насосів по галузях застосування, здійснений на основі систематизованої інформації. Як видно з рис. 2.1, найбільше поширення теплові насоси здобули в системах тепlopостачання.

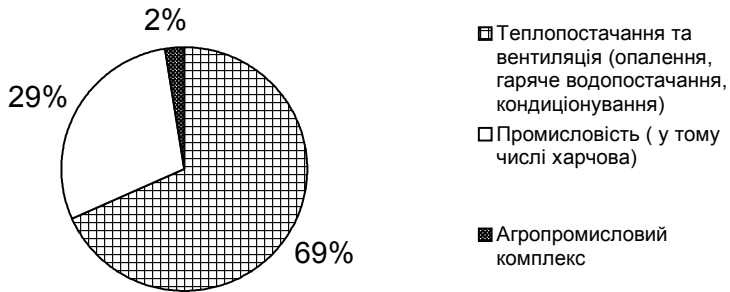


Рис. 2.1. Розподіл теплових насосів по галузях застосування на основі систематизованої інформації

Як джерела низькотемпературної теплоти в досліджуваних застосуваннях теплових насосів розглядаються: вода (в тому числі у вигляді ВЕР, стічна), атмосферне повітря, теплота ґрунту та водяна пара. На рис. 2.2 показано розподіл теплових насосів за джерелами низькотемпературної теплоти.

Як видно з рис. 2.2, найбільш широко використовуваним джерелом низькотемпературної теплоти для теплових насосів є вода.

Результати впровадження систем з ТН висвітлені у 40 % публікацій, з яких впроваджено по галузях: 1) теплопостачання та вентиляція – 78 %; 2) промисловість – 22 %.

Розподіл впроваджень теплових насосів по галузях застосування наведений на рис. 2.3. Як видно із рис. 2.3, теплові насоси переважно застосовуються для забезпечення потреб гарячого водопостачання, кондиціонування та опалення.

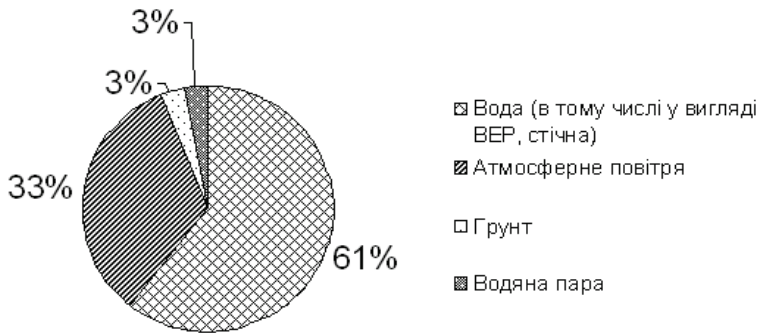


Рис. 2.2. Розподіл теплових насосів за джерелами низькотемпературної теплоти

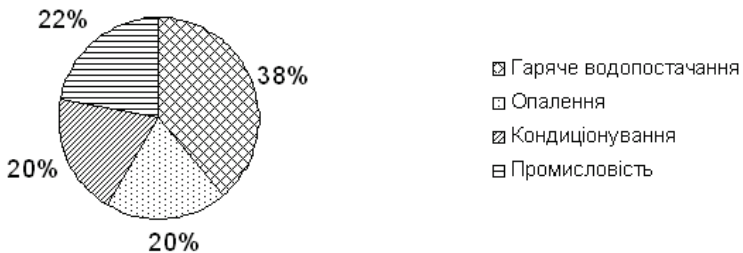


Рис. 2.3. Розподіл впроваджень теплових насосів по галузях застосування

В зазначених системах використовується теплонасосне устаткування малої, середньої та великої потужності. Можливість застосування теплових насосів малої та середньої потужності (до 1 МВт) відбито у 59 % публікацій, а ТН великої потужності (понад 1 МВт) – у 41 %. Це пояснюється тим, що ТН малої та середньої потужності застосовуються переважно у теплових схемах промислових підприємств за умов невеликих теплових навантажень. У той же час ТН великої потужності знаходять застосування у системах централізованого теплопостачання за умов великих теплових навантажень теплових споживачів.

Теплові насоси можуть працювати як окремо, так і у складі бівалентної системи теплопостачання, яка, крім ТН, передбачає ще використання водогрійного котла як пікового джерела теплоти. Застосування бівалентних теплонасосних систем теплопостачання (теплонасосних станцій (ТНС)) розглянуто у 11 % публікацій.

Найбільші можливості має впровадження ТНС в системі централізованого теплопостачання з метою зниження собівартості теплової енергії та уникнення теплового забруднення навколишнього середовища.

Основна інформація з розробки та дослідження ефективності застосування ТНУ висвітлена у публікаціях таким чином:

1) проектування та дослідження ефективності систем теплопостачання з ТН, розробка схемних та технічних рішень – 41,9 %;

2) економічні передумови застосування ТН, техніко-економічна оцінка ефективності системи з ТН – 17,6 %;

3) задачі впровадження ТН, в тому числі і в кліматичних умовах України – 17,5 %;

4) ТН як засіб енерго- і ресурсозбереження, можливості використання утилізованої теплоти ВЕР промисловості та енергетики у виробництві теплоти тепловими насосами – 12,2 %;

5) можливості та ефективність використання ТН у теплових схемах промислових підприємств – 5,4 %;

6) екологічні аспекти застосування ТН – 5,4 %.

Зважаючи на широкий спектр питань, що розглядаються у напрямку розробки, дослідження та впровадження ТН у промисловість та енергетику, слід зазначити таке:

1) ТН все більше визнаються як екологічно чисті альтернативні джерела теплоти;

2) підтверджується універсальність ТН за джерелами низькотемпературної теплоти;

3) акцентується увага на необхідності розробки теплонасосних систем для кліматичних умов України;

4) зазначається можливість впровадження ТН у муніципальну теплоенергетику та переважно харчову промисловість з метою утилізації теплоти низькотемпературних ВЕР останніх та забезпечення на-

вантажень теплових споживачів та теплоти господарських потреб підприємств;

5) можливість впровадження ТН підтверджується відповідними енергетичними та техніко-економічними розрахунками окремих застосувань;

6) техніко-економічні та енергетичні оцінки можливих застосувань ТН не супроводжуються ще й екологічною оцінкою. Врахування зменшення забруднення навколишнього середовища за рахунок використання ТН (викиди CO, NO<sub>x</sub>, теплове забруднення) та відповідного зменшення відшкодувань за шкідливі та теплові викиди може суттєво покращити економічні показники роботи підприємств та зменшити термін окупності теплонасосного обладнання. Отже, виникає необхідність екологічно-економічної оцінки ТН.

Наприкінці слід зазначити, що зростанню застосувань теплових насосів в Україні сприяло б створення добре розробленої методики техніко-економічних та екологічних розрахунків ефективності застосування теплових насосів з врахуванням використання конкретних місцевих джерел низькотемпературної енергії. В наш час розробляються відповідні обґрунтування. Очевидно, що реальною основою для поширення досвіду застосування теплових насосів та методів їх розрахунків міг би стати досвід проектування та експлуатації ТН у теплових схемах підприємств енергетичної та харчової галузей.

## **2.2. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою**

Ефективність теплових насосів у значній мірі 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.

У [7] наведено узагальнену схему опалювальної системи з тепловим насосом. У спрощеному вигляді ця схема наведена на рис. 2.4.

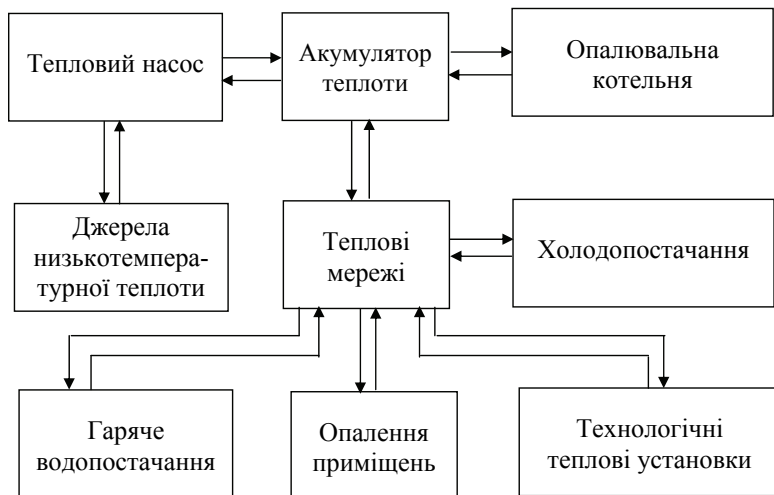


Рис. 2.4. Узагальнена схема опалювальної системи з тепловим насосом [7]

Така узагальнена схема має певні недоліки, а саме:

- 1) відсутність енергетичних зв'язків (наведені тільки теплові зв'язки);
- 2) як складова частина системи відсутній привод компресора;
- 3) не враховано зв'язки верхнього (у конденсаторі) та нижнього (у випарнику) рівнів теплового насоса;
- 4) тепловий насос, опалювальна котельня та теплові мережі не пов'язані між собою безпосередньо, а тільки через акумулятор;
- 5) не розглянуті джерела теплоти, альтернативні тепловому насосу;
- 6) передбачено холодопостачання тільки через акумулятор, теплові мережі, тобто на верхньому рівні (конденсатора). Не передбачено холодопостачання на нижньому рівні (випарника).

Враховуючи зазначені вище недоліки, необхідним є подальше удосконалення наведеної схеми.



На основі систематизації та узагальнення наявної інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок для потреб теплопостачання, здійснених на основі публікацій [3, 4, 6, 9–15, 23–30, 38–44, 63, 64, 69, 74–78, 83, 92, 109, 130, 134–136, 153, 187–189] та наведених у підрозділі 2.1, була розроблена узагальнена схема системи з тепловим насосом [190].

Така схема включає в себе, як складові частини, теплонасосне, котельне, енергетичне, утилізаційне обладнання, теплообмінне устаткування, акумулятори, ємності, джерела палива, енергії, теплоти та холоду, споживачів теплоти та холоду, допоміжне обладнання та інше. Окремо наведені системи, з якими порівнюється ефективність теплонасосних систем. Ця схема враховує й опалювальні системи з тепловими насосами, досліджені автором, а також складові частини цих систем та зв'язки. Така схема дозволяє з'ясувати місце проведених досліджень у загальній системі.

Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою є узагальненням набутого досвіду застосування теплонасосних установок в системах теплопостачання, а також синтезу теплотехнологічних систем з ТНУ. Зазначена система у зручному вигляді концентрує досягнення в області формування теплотехнологічних систем з ТНУ та дослідження ефективності застосування теплонасосних установок в системах теплопостачання.

Узагальнена теплотехнологічна система з ТНУ – це виявлення внутрішніх сутнісних зв'язків підсистем та елементів підсистем в теплотехнологічній системі з ТНУ. Зазначена узагальнена система дозволяє обґрунтовано описувати зв'язки підсистем та елементів системи з теплонасосною установкою.

Узагальнена теплотехнологічна система з ТНУ допомагає у виборі складу обладнання, встановленні зв'язків між обладнанням та виборі режимів роботи реальних теплотехнологічних систем з ТНУ.

Узагальнена теплотехнологічна система з ТНУ є відкритою системою. Вона може розвиватись у міру розвитку науково-технічного прогресу в цій області, накопичувати та узагальнювати досягнення у сфері досліджень та синтезу теплотехнологічних систем з ТНУ. Враховуючи зазначене вище, за методологією створення узагальненої те-

плотехнологічної системи, можливий подальший розвиток узагальненої теплотехнологічної системи з ТНУ в концентрованому вигляді.

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

На рис. 2.5 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. На межі зазначених підсистем виявлені зв'язки між ними, які не висвітлені у наявній літературі, або не були досліджені.

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

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

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

1. До складу підсистеми теплового насоса входять основні елементи теплового насоса (випарник, компресор, конденсатор, дросель). Також в цій підсистемі враховуються схеми включення випарників та конденсаторів теплових насосів (паралельні, послідовні тощо). Підсистема теплового насоса в варіантному вигляді представлена на рисунках 2.6 та 2.7 відповідно.

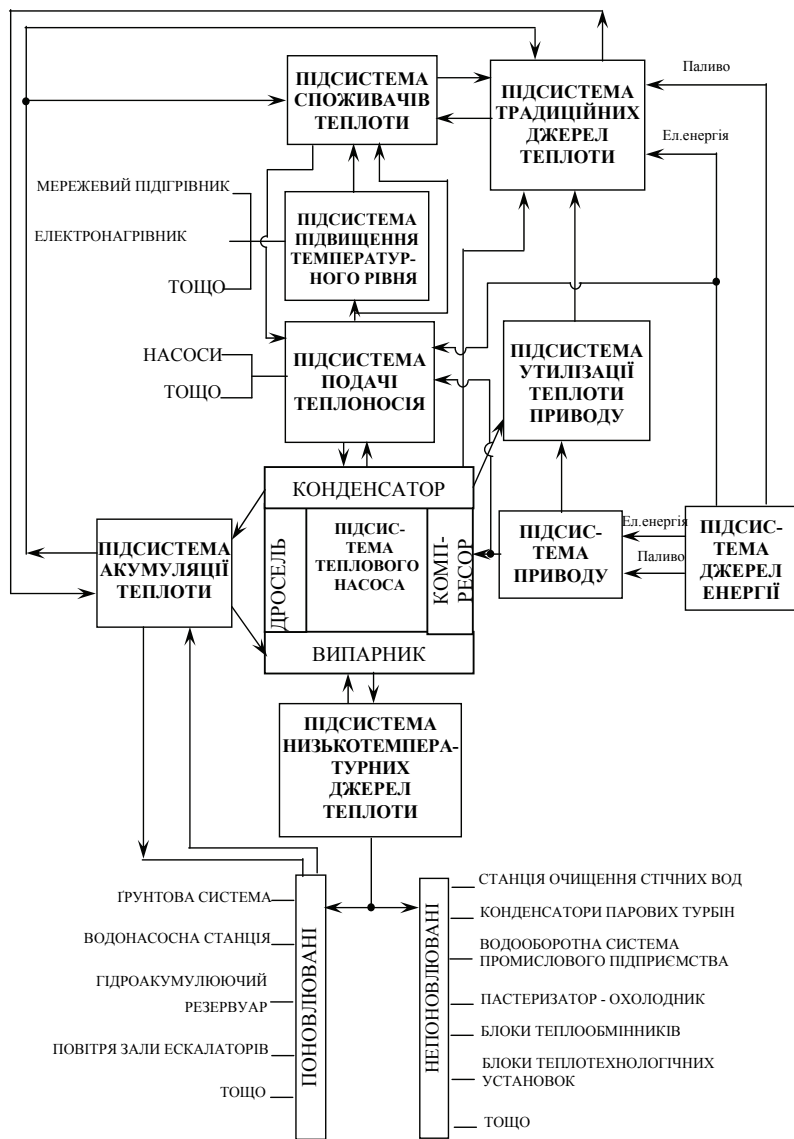


Рис. 2.5. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою

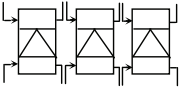
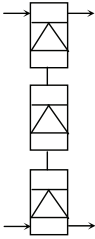
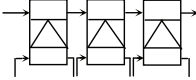
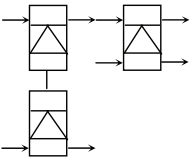
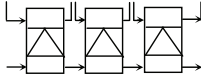
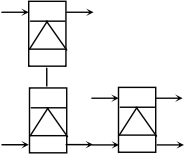
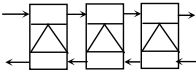
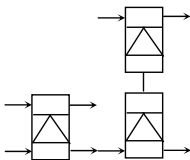
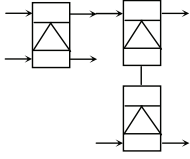
Варіанти паралельно-послідовних схем	Варіанти паралельно-послідовних каскадних схем
<p>а)</p> 	<p>д)</p> 
<p>б)</p> 	<p>е)</p> 
<p>в)</p> 	<p>є)</p> 
<p>г)</p> 	<p>ж)</p> 
	<p>з)</p> 

Рис. 2.6. Підсистема теплового насоса (варіанти підсистеми теплового насоса з трьох теплових насосів)

На рис. 2.6 показані такі варіанти підсистеми теплового насоса:

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

Зауважимо, що:

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

2. Підсистема низькотемпературних джерел теплоти передбачає можливість використання як поновлюваних, так і не поновлюваних джерел теплоти.

Як поновлювані джерела низькотемпературної теплоти для теплового насоса розглядаються: ґрунтова система, водонасосна станція, гідроакумуляуючий резервуар, повітря зали ескалаторів тощо. Серед непоновлюваних 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 ( $t = 15\text{--}20\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- вода з шахт ( $t = 40\text{--}65\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- вода з конденсаторів парових турбін ( $t = 25\text{--}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- вода річок ( $t = 4\text{--}17\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- комунальні стоки ( $t = 10\text{--}23\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- оборотна вода промислового підприємства ( $t = 25\text{--}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- теплота ґрунту (розсолу) ( $t = 8\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- промислові стоки ( $t = 40\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

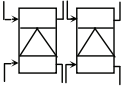
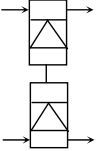
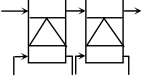
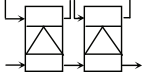
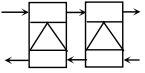
Варіанти паралельно-послідовних схем	Варіант каскадної схеми
<p>а)</p> 	<p>д)</p> 
<p>б)</p> 	
<p>в)</p> 	
<p>г)</p> 	

Рис. 2.7. Підсистема теплового насоса (варіанти підсистеми теплового насоса з двох теплових насосів)

На рис. 2.7 показані такі варіанти підсистеми теплового насоса:

- а) – схема з паралельним включенням випарників та конденсаторів;
- б) – схема з послідовним включенням конденсаторів та паралельним включенням випарників;

в) – схема з послідовним включенням випарників та паралельним включенням конденсаторів;

г) – схема з послідовним включенням випарників та конденсаторів;

д) – каскадна схема.

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

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

5. Підсистема утилізації теплоти приводу 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 включення зазначеного обладнання. Підсистема утилізації теплоти приводу теплового насоса в узагальненому та варіантному вигляді представлена на рисунках 2.8 та 2.9 відповідно.

6. 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.

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

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

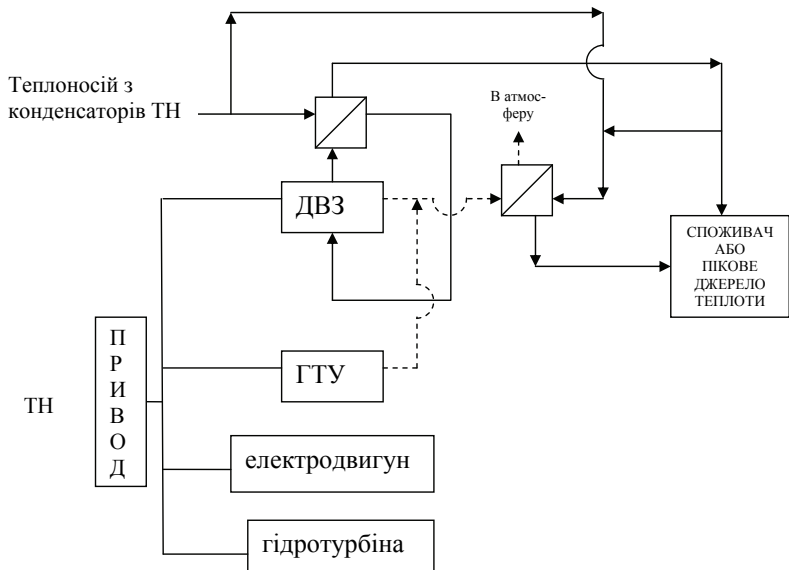


Рис. 2.8. Підсистема утилізації теплоти приводу теплового насоса в узагальненому вигляді

9. Підсистема споживачів теплоти представлена системою опалення та гарячого водопостачання споживачів. Така система працює за опалювальним графіком та має певні режими роботи.

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

Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою (див. рис. 2.5) містить надлишкові зв'язки, елементи та підсистеми. На основі такої узагальноної системи можливий синтез реальних теплотехнологічних систем з теплонасосними установками та аналіз систем, дослідження ефективності яких вже проводились.



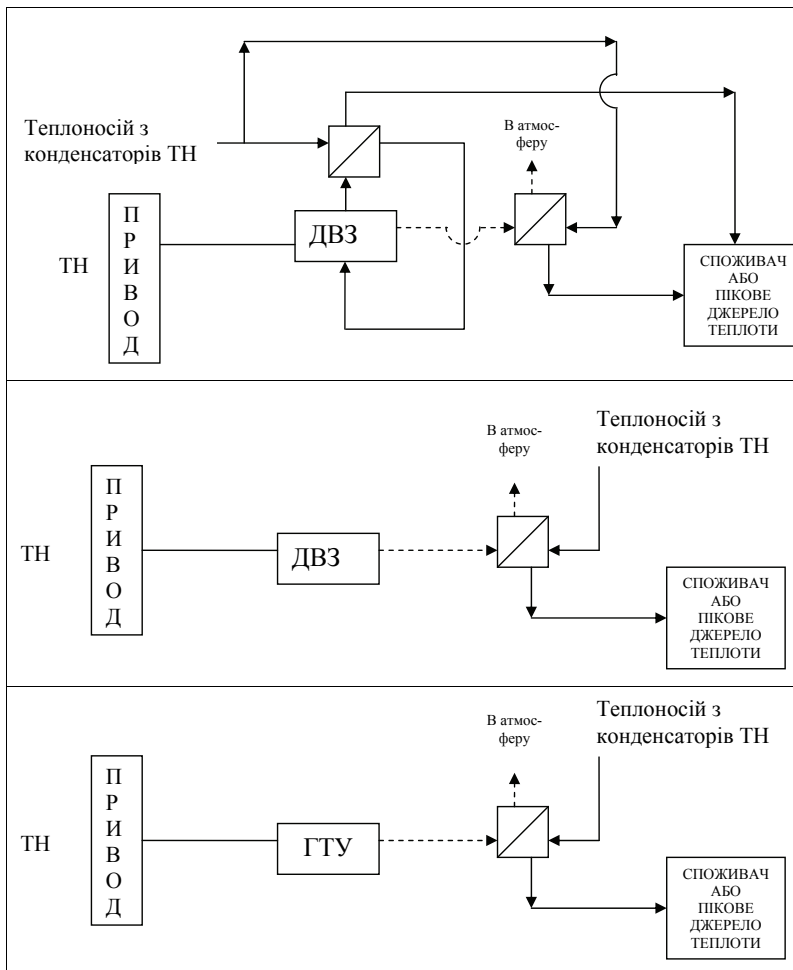
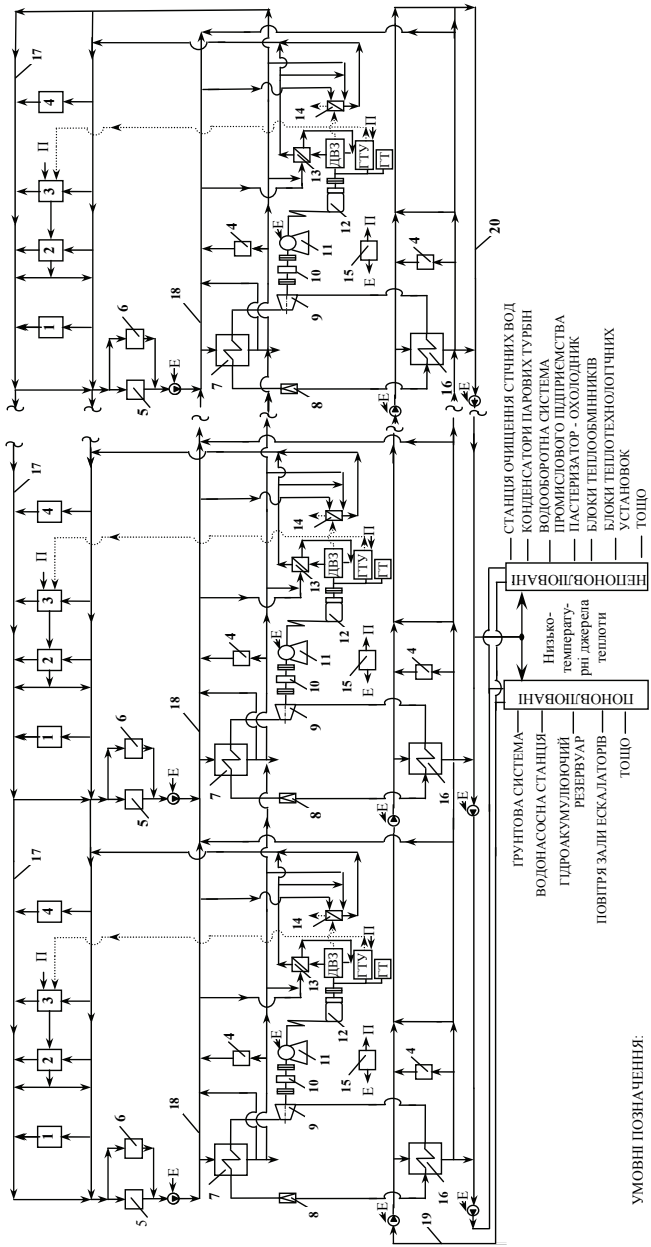


Рис. 2.9. Підсистема утилізації теплоти приводу теплового насоса у варіантному вигляді

На основі представленої на рис. 2.5 узагальненої теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою розроблено узагальнену теплову схему джерела тепlopостачання з теплонасосними установками, яка показана на рис. 2.10. Зазначена теплова схема джерела тепlopостачання з ТНУ враховує понад 3600 варіантів теплових схем джерел тепlopостачання з теплонасосними установками з різним складом обладнання, схемами та режимами роботи.



- УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ:**
- ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
  - ГТ – газотурбіна;
  - Е – електрична енергія;
  - П – паливо;
  - 1 – електропідстанція;
  - 2 – мережевий підстанція;
  - 3 – вогоневий котел;
  - 4 – бак-акумулятор;
  - 5 – система опалення;
  - 6 – система гарячого водопостачання;
  - 7 – конденсатор теплового насоса;
  - 8 – дресель;
  - 9 – компресор теплового насоса;
  - 10 – мультипликатор;
  - 11 – електровентилятор;
  - 12 – генератор;
  - 13 – система охолодження ДВЗ;
  - 14 – утилізатор теплоти вихідних газів ДВЗ або ГТУ;
  - 15 – підсистема джерел енергії та палива;

- 16 – випарник теплового насоса;
- 17 – лінія прямої мережевої води;
- 18 – лінія вторгової мережевої води;
- 19 та 20 – відповідо лінії підведення та відведення низькотемпературних джерел теплоти.

СТАНЦІЯ ОЧИЩЕННЯ СТИЧНИХ ВОД  
 КОНДЕНСАТОРИ ПАРОВИХ ТУРБИН  
 ВОДОПОБОРНА СИСТЕМА  
 ПРОМИСЛОВОГО ПІДПРИЄМСТВА  
 НАСРЕРІАТОР - ОХОЛОДНИК  
 БЛОКИ ТЕПЛОБІЛЬНИКІВ  
 БЛОКИ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНИХ  
 УСТАНОВОК  
 ТОЩО

ПОНОВЛЮВАНІ

Низько-температурні джерела теплоти

ПОНОВЛЮВАНІ

ПРИНТОВА СИСТЕМА  
 ВОДОНАСОСНА СТАНЦІЯ  
 ГІДРОАКУМУЛЮЮЧИЙ РЕЗЕРВУАР  
 ПОВІТРЯ ЗАЛИ ЕСКАЛАТОРІВ  
 ТОЩО

Рис. 2.10. Узагальнена теплова схема джерела тепlopостачання з теплонасосними установками

Для синтезу на основі узагальненої схеми гіпотез реальних схем джерел теплопостачання з ТНУ необхідні дослідження фрагментів узагальненої теплової схеми джерела теплопостачання з ТНУ, а також дослідження комплексного впливу виду приводу ТНУ, схем та режимів роботи на показники ефективності зазначених джерел теплопостачання.

Використовуючи узагальнену теплотехнологічну систему з теплонасосною установкою (див.рис.2.5), проаналізуємо дослідження систем з тепловими насосами, проведені іншими авторами [1, 5, 36, 46, 85, 92, 120, 121, 128, 155, 166, 167].

Грунтовні дослідження систем з тепловими насосами проводились Є. І. Янговським, Ю. В. Пустоваловим, Т. В. Морозюк та А. Є. Денисовою [1, 5, 36, 46, 85, 92, 120, 121, 128, 155, 166, 167].

Є. І. Янговський та Ю. В. Пустовалов у [1, 5, 36, 85, 92, 120, 121, 128, 155] досліджували ефективність системи з теплонасосною установкою та водогрійним котлом.

Структура досліджуваної ними системи може бути представлена такими підсистемами узагальненої системи: 1) підсистема джерел енергії; 2) підсистема теплового насоса; 3) підсистема підвищення температурного рівня.

Теплотехнологічна система з тепловим насосом, досліджувана Т. В. Морозюк [166], складається з таких підсистем узагальненої системи: 1) підсистема теплового насоса; 2) підсистема традиційних джерел теплоти; 3) підсистема акумуляції теплоти; 4) підсистема споживачів теплоти.

А. Є. Денисова [46, 167] проводила дослідження теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою та ґрунтовою системою. Структура досліджуваної системи може бути представлена такими підсистемами узагальненої системи: 1) підсистема джерел енергії; 2) підсистема споживачів теплоти; 3) підсистема низькотемпературних джерел теплоти; 4) підсистема акумуляції теплоти.

На основі проведеного аналізу досліджень систем з теплонасосними установками можна зробити висновок, що узагальнена система з теплонасосною установкою дозволяє з'ясувати місце проведених досліджень в узагальненій системі.

### **2.3. Структура досліджуваної теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою**

Аналіз літературної інформації, проведений в розділі 1, довів, що на енергетичному ринку України склалось співвідношення цін на електроенергію та паливо, сприятливе для впровадження теплонасосних установок. Економія органічного палива та термін окупності теплових насосів з електричним приводом компресора у значній мірі залежить від співвідношення цін на електроенергію та паливо. Внаслідок високої вартості електричної енергії в Україні в найближчі роки не слід очікувати помітного впровадження ТНУ з електроприводом.

Проте, альтернативу ТНУ з електроприводом можуть скласти теплові насоси з приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання або від газової турбіни, економічна ефективність яких не залежить від вартості електроенергії. Тобто, можливе створення когенераційних систем з тепловими насосами для роботи в системах теплопостачання. Це відповідає тенденціям розвитку паливно-енергетичного комплексу країни, а також перспективним програмам розвитку житлово-комунального господарства.

Ефект економії палива когенераційною установкою в порівнянні з роздільним виробництвом тієї ж кількості теплоти та електроенергії досягається за рахунок заміщення частини палива, що спалювалось в котлі, теплотою відпрацьованих газів двигуна або газотурбінної установки. Крім того, перевагою когенераційних установок є те, що електроенергія виробляється практично в місці її споживання. Це ліквідує колосальні втрати (які досягають в деяких випадках 50 %) в лініях електропередачі.

Застосування теплонасосних установок з приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання або від газотурбінної установки може розглядатись не тільки як один з важливих напрямків енерго- та ресурсозбереження, але й як засіб підвищення конкурентоспроможності ТНУ.

Можливість використання ТНУ з газовим двигуном розглядалась раніше [15, 102, 191]. В [15] розглянуто лише загальні умови конкурентоспроможності таких ТНУ в залежності від вартості палива.

Аналіз літературної інформації з досліджень ефективності ТНУ, проведений в розділі 1, довів недостатність системних досліджень ефективності теплотехнологічних систем з тепловими насосами з приводом від двигуна внутрішнього згорання та відсутність досліджень зазначених систем з приводом компресора від газотурбінної установки.

Зважаючи на це, ми ставили за мету дослідити ефективність теплотехнологічних систем з тепловими насосами з приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання та від газотурбінної установки при роботі в системах тепlopостачання. За порівняльний варіант брався варіант роботи водогрійної котельні.

При проведенні досліджень ефективності таких систем постає задача розробки структури системи. При роботі такої системи для тепlopостачання необхідно, щоб до її складу входили такі підсистеми: 1) підсистема низькотемпературних джерел теплоти; 2) підсистема теплового насоса; 3) підсистема джерел енергії; 4) підсистема приводу компресора теплового насоса; 5) підсистема утилізації теплоти приводу; 6) підсистема подачі теплоносія; 7) підсистема підвищення температурного рівня; 8) підсистема споживачів теплоти; 9) підсистема традиційних джерел теплоти. Кожна з зазначених підсистем характеризується певним складом обладнання, схемами та режимами роботи.

Отже, узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою (див. рис. 2.5) дозволяє синтезувати реальні теплотехнологічні системи, відкидаючи надлишкові зв'язки чи елементи. Вона є корисною і для визначення можливих напрямків досліджень теплонасосних систем, які раніше не розглядалися. Для систем, які вже досліджувалися, за умови сталого складу елементів, можливе дослідження інших зв'язків між ними з метою створення більш ефективних теплонасосних систем.

Із узагальненої теплової схеми джерела тепlopостачання з ТНУ, показаної на рис. 2.10, виділена структура досліджуваного джерела тепlopостачання з ТНУ.

Отже, слід зазначити.

На основі систематизації та узагальнення літературної інформації розроблена узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою.

Система (див. рис. 2.5) характеризується не тільки певним складом обладнання, а й врахуванням усіх можливих зв'язків між ним (теплових, енергетичних, паливних). Порівняно з попередніми роботами [7, 43], на схемі (див. рис. 2.10) детально представлена підсистема приводу компресора теплового насоса та її зв'язки з іншими підсистемами.

Для цієї схеми визначено джерела низькотемпературної теплоти для теплового насоса та їх температурні рівні, що дозволяє визначити склад системи для певного джерела теплоти.

Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою дозволяє синтезувати реальні теплотехнологічні системи, відкидаючи надлишкові зв'язки чи елементи. Вона буде корисною і для визначення можливих напрямків подальших досліджень з метою створення більш ефективних теплонасосних систем.

Розроблено узагальнену теплову схему джерела теплопостачання з теплонасосними установками. Для синтезу реальних схем джерел теплопостачання з ТНУ необхідні дослідження фрагментів узагальненої теплової схеми, а також дослідження комплексного впливу виду приводу ТНУ, схем та режимів роботи на показники ефективності зазначених джерел теплопостачання.

На основі узагальненої теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою розроблено структуру досліджуваної системи з теплонасосною установкою та приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання та від газотурбінної установки при роботі в системах теплопостачання. Із узагальненої теплової схеми джерела теплопостачання з ТНУ виділено структуру досліджуваного джерела теплопостачання з ТНУ.

### 3. ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

#### 3.1. Структурна схема та методика дослідження теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою

В розділі 1 був проведений аналіз досліджень ефективності теплонасосних джерел тепlopостачання. Виявлено, що недостатня увага приділялась питанням дослідження ефективності ТНС з різним типом приводу, схемами та режимами роботи. Відсутні комплексні дослідження впливу зовнішніх умов та схемних рішень на ефективність роботи ТНУ.

В розділі 2 на основі узагальненої теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою розроблена структура досліджуваної системи з теплонасосною установкою та приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання та від газотурбінної установки при роботі в системах тепlopостачання. Структурна схема такої системи наведена на рис. 3.1.

В основу досліджень покладено математичне моделювання. Використовувалось обладнання, яке серійно виготовляється в країнах СНД. До складу досліджуваної ТНС входили три водогрійних котли КВ-ГМ-10 з максимальною потужністю 11,6 МВт і три аміачних ТНУ на базі турбокомпресійних агрегатів АТФТ-5-10 і випарювально-конденсаційних агрегатів АИКТ-10 з максимальною потужністю по 11,6 МВт. В основу математичної моделі досліджень покладені рівняння для розрахунків дійсних термодинамічних циклів ТНУ, рівняння матеріальних та теплових балансів елементів схеми ТНС, паспортні дані агрегатів ТНУ і ВК [165, 188, 192–199].

Теплонасосна станція – це комплексне енергетичне підприємство, призначене для централізованого тепlopостачання. До такої системи підводиться як первинна енергія палива, так і перетворена енергія – електрична.

Тому, необхідно проводити ексергетичний аналіз всієї системи, згідно з структурною схемою, показаною на рис. 3.1. У структурній схемі кожна підсистема представлена певним складом обладнання, внутрішніми та зовнішніми зв'язками.

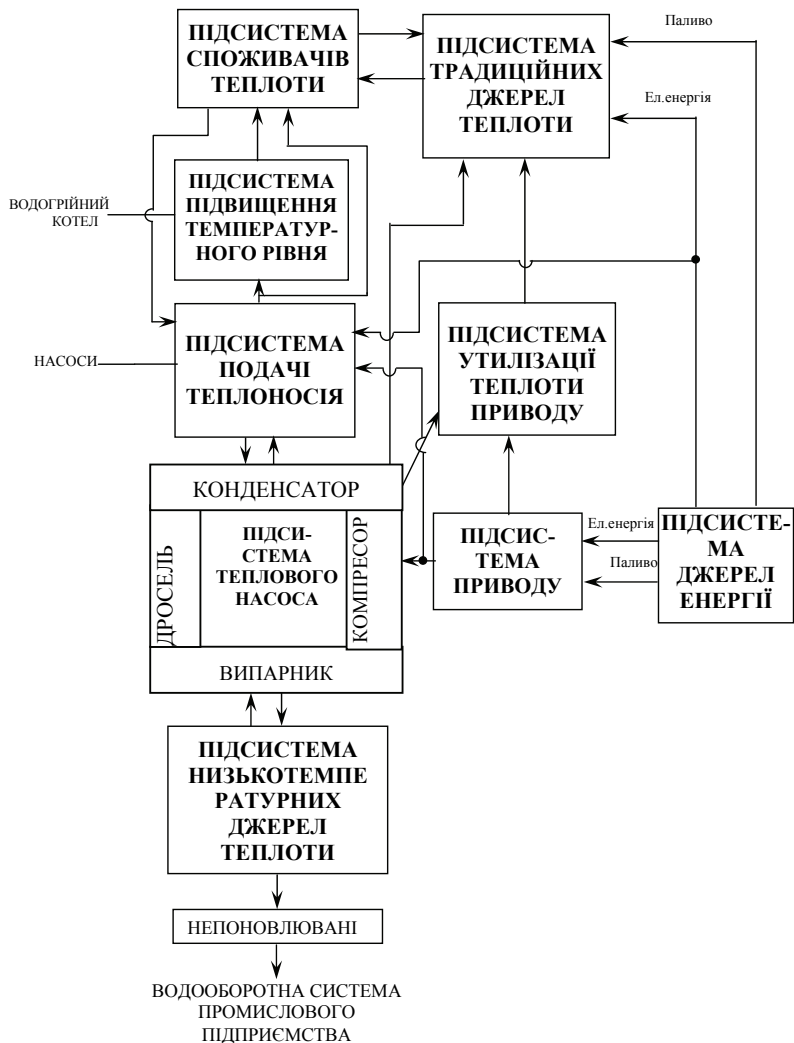


Рис. 3.1. Структурна схема досліджуваної теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою та приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання та від газотурбінної установки при роботі в системах тепlopостачання



Так, до складу підсистеми теплового насоса входять основні елементи теплового насоса (випарник, компресор, конденсатор, дросель). Також в цій підсистемі враховуються схеми включення випарників та конденсаторів теплових насосів (паралельні, послідовні тощо).

Підсистема традиційних джерел теплоти містить пікову опалувальну водогрійну котельню як джерело теплоти, альтернативне тепловому насосу.

Підсистема споживачів теплоти представлена системою опалення та гарячого водопостачання споживачів.

Підсистема джерел енергії складається з джерел електричної енергії (ТЕЦ, КЕС тощо) та джерела палива (природний газ).

Підсистема приводу теплового насоса може бути представлена електричним приводом компресора теплового насоса, або приводом від двигуна внутрішнього згорання на газоподібному паливі, або від газотурбінної установки.

Для двох останніх видів приводу компресора теплового насоса слід враховувати підсистему утилізації теплоти приводу. У випадку, коли привід компресора ТНУ здійснюється від двигуна внутрішнього згорання, підсистема утилізації теплоти приводу складається з утилізатора відхідних газів та системи охолодження двигуна. У випадку, коли привід компресора ТНУ здійснюється від газотурбінної установки, підсистема утилізації теплоти приводу представлена утилізатором відхідних газів.

Підсистема подачі теплоносія враховує допоміжне обладнання (насоси тощо).

Підсистема підвищення температурного рівня передбачає обладнання, призначене для догрівання теплоносія після конденсаторів теплового насоса. Як таке обладнання слід розглядати піковий опалувальний водогрійний котел.

Підсистема низькотемпературних джерел теплоти враховує непоновлювані джерела теплоти, такі, як водооборотна система промислового підприємства.

Як видно із схеми (див. рис. 3.1), в ТНС відбувається як послідовне перетворення та передавання енергії в підсистемах та елементах підсистем, так і підведення або відведення теплоти та інших видів енергії до певних елементів схеми.

Для вирішення задач дослідження та оптимізації теплотехнологічних систем з теплонасосними установками доцільно використати методологію системного підходу до моделювання складних систем. Одним з основних положень системного підходу є виділення в теплотехнологічній системі декількох ієрархічних рівнів (система-підсистема-елемент підсистеми). Це дозволяє істотно зменшити розмірність задачі, оскільки моделювання здійснюється на кожному ієрархічному рівні з урахуванням вимог до систем та підсистем, розташованих на верхніх рівнях ієрархії.

Задачами математичного моделювання теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою були:

- 1) дослідження впливу зовнішніх факторів на показники ефективності теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою;
- 2) оптимізація режимів, схем та складу обладнання теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою.

Слід зазначити, що для теплотехнологічних систем не визначений єдиний інтегральний показник енергетичної та економічної ефективності. Тому ефективність теплотехнологічної системи необхідно оцінювати комплексом показників. Такими показниками ефективності теплотехнологічної системи, згідно з [200] можуть бути:

- 1) забезпечення споживачів енергоресурсами необхідних видів та параметрів;
- 2) мінімальне споживання палива та електроенергії (в перерахунку на паливо) на одиницю виробленої продукції;
- 3) ступінь та ефективність використання низькотемпературних енергоресурсів;
- 4) мінімум або відсутність втрат енергоресурсів;
- 5) мінімум капітальних витрат;
- 6) мінімальне забруднення навколишнього середовища;
- 7) мінімум приведених витрат.

Зазначені показники дозволяють провести обґрунтоване порівняння оцінювання варіантів теплотехнологічних систем.

Математична модель теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою має блочну структуру. У відповідності з постановкою задачі моделювання кожний обчислювальний блок відповідає пе-

вному елементу, групі елементів або підсистемі структурної схеми досліджуваного об'єкта. Математична модель передбачає допоміжні блоки для розрахунку термодинамічних та теплофізичних властивостей робочих тіл.

Така структура математичної моделі теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою дозволяє здійснювати дослідження системи, підсистем та окремих елементів підсистем за умов різних принципово можливих схемних рішень в рамках єдиної математичної моделі.

Ефективність роботи джерела теплопостачання з теплонасосними установками оцінювалась за такими критеріями: ексергетичний ККД досліджуваного джерела теплопостачання з теплонасосною установкою (теплонапосної станції); загальна ексергія відпущеної ТНС теплоти; ексергія підведеної до ТНС теплоти; загальна витрата умовного палива на ТНС; питома витрата умовного палива на ТНС; частка теплової потужності ТНУ у складі ТНС; відносний ексергетичний ККД ТНС.

Відповідно до структури досліджуваної теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою (див. рис. 3.1) розроблено математичний опис підсистем та елементів підсистем, який дозволяє проводити дослідження систем, підсистем та елементів підсистем з різними схемами та складом обладнання.

Оскільки основним елементом схеми є підсистема теплового насоса, ексергетичний аналіз доцільно починати з аналізу парокompресійної теплонасосної установки.

## **3.2. Математичний опис теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою**

### **3.2.1. Ексергетичний аналіз парокompресійної теплонасосної установки**

Схема парокompресійної ТНУ показана на рис 3.2, а зображення циклу на T-s і P-h діаграмах на рис. 3.3 і 3.4 [7, 106, 116].

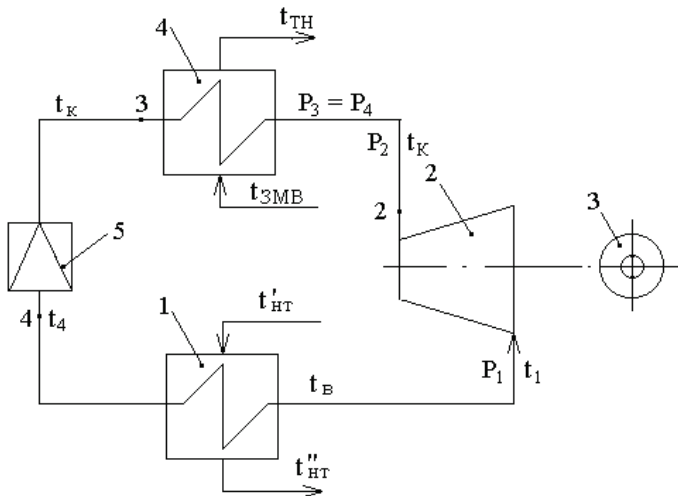


Рис. 3.2. Схема парокompресійної ТНУ: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_{\text{км}} = (h_2 - h_1) = (h_{2a} - h_1)/\eta_{0i} = l_{\text{кмо}}/\eta_{0i}, \quad (3.1)$$

де  $\eta_{0i}$  – відносний внутрішній ККД компресора;  $l_{\text{кмо}}$  – питома робота компресора в оборотному циклі, кДж/кг.

Питома підведена робота електродвигуна, кДж/кг

$$l_{\text{ед}} = l_{\text{під}} = l_{\text{км}}/\eta_{\text{ем}} = (h_{2a} - h_1)/(\eta_{0i} \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (3.2)$$

де  $\eta_{\text{ед}}$  – електромеханічний ККД електродвигуна.

Питома теплота, яка виводиться з конденсатора, кДж/кг

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

де  $r$  – теплота пароутворення робочої рідини.

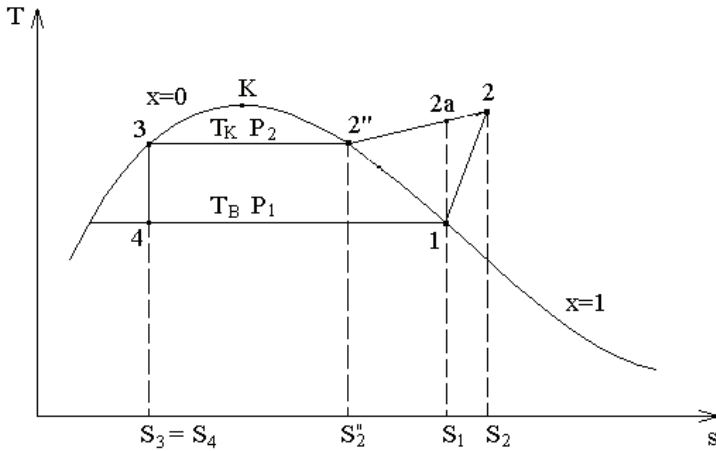


Рис. 3.3. Цикл парокомпресійної ТНУ на T-s діаграмі

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

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

Рівняння енергетичного балансу, кДж/кг

$$l_{\text{кмо}} + q_v = q_k = q_{\text{ТНУ}} ;$$

або

$$l_{\text{кмо}}/\eta_{0i} + q_v = q_k = q_{\text{ТНУ}} , \quad (3.5)$$

де  $l_{\text{кмо}} = h_{2a} - h_1$  – робота компресора в оборотному циклі.

Енергетична ефективність ТНУ оцінюється за допомогою коефіцієнта перетворення

$$\varphi = q_{\text{ТНУ}}/l_{\text{ед}} = (l_{\text{кмо}} + q_v)/l_{\text{ед}} = l_{\text{кмо}}/(l_{\text{кмо}}/\eta_{\text{ем}}) + \varepsilon = \eta_{\text{ем}} + \varepsilon , \quad (3.6)$$

де  $\varepsilon = q_v/l_{\text{ед}}$  – холодильний коефіцієнт.

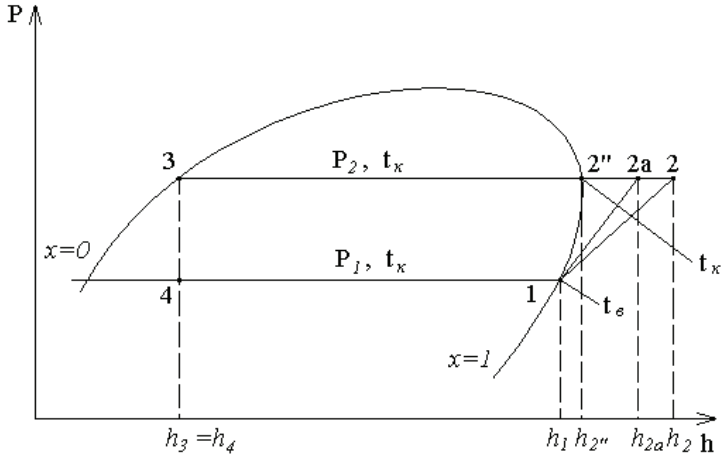


Рис. 3.4. Цикл парокompресійної ТНУ на P-h діаграмі

Критерієм термодинамічної досконалості ТНУ є ексергетичний ККД

$$\eta_e = e_{\text{від}} / e_{\text{під}} = e_k / (e_b + I_{\text{пр}}) = q_k \eta_c^k / (q_e \eta_c^b + I_{\text{пр}}), \quad (3.7)$$

де  $e_{\text{під}}$ ,  $e_{\text{від}}$  – ексергія підведеної до випарника і компресора та відведеної з конденсатора енергії відповідно;  $\eta_c^b = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{сп}}^b}$  – ексергетична температурна функція (фактор Карно) для підведеної до випарника теплоти;  $\eta_c^k = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{сп}}^k}$  – фактор Карно для відведеної з конденсатора теплоти;  $T_{\text{сп}}^b$  і  $T_{\text{сп}}^k$  – середньотермодинамічні температури підведення і відведення теплоти відповідно;  $T_{\text{нс}}$  – абсолютна температура навколишнього середовища.

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

### 3.2.2. Математичний опис дослідження ефективності парокompресійної теплонасосної установки

Температура мережевої води після конденсатора ТНУ, °C

$$t_{\text{TH}} = t_{\text{к}} - \theta, \quad (3.8)$$

де  $t_{\text{к}}$  – температура конденсації холодоагенту, °C;  $\theta$  – величина недогріву, °C.

Витрата мережевої води, що циркулює в системі теплопостачання, кг/с

$$G_{\text{MB}} = Q_{\text{TC}} \cdot 10^3 / [C_{\text{PB}} \cdot (t_{\text{ПМВ}} - t_{\text{ЗМВ}})], \quad (3.9)$$

де  $Q_{\text{TC}}$  – потужність теплових споживачів, МВт;  $C_{\text{PB}}$  – питома теплоємність води, кДж/(кг °C);  $t_{\text{ПМВ}}$  – температура прямої мережевої води, °C;  $t_{\text{ЗМВ}}$  – температура зворотної мережевої води, °C.

Теплова потужність конденсатора ТНУ, МВт

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{MB}} \cdot C_{\text{PB}} \cdot (t_{\text{TH}} - t_{\text{ЗМВ}}) \cdot 10^{-3}. \quad (3.10)$$

Температура холодоагенту у випарнику, °C

$$t_{\text{в}} = t''_{\text{HT}} - \theta, \quad (3.11)$$

де  $t''_{\text{HT}}$  – температура низькотемпературного теплоносія на виході з випарника ТНУ, °C;  $\theta$  – величина недогріву, °C.

Питома тепла продуктивність випарника, кДж/кг

$$q_{\text{в}} = h_1 - h_4, \quad (3.12)$$

де  $h_1, h_4$  – ентальпії холодоагенту в точках 1 та 4 відповідно (див. рис. 3.4), кДж/кг.

Адіабатний теплоперепад в компресорі, кДж/кг

$$H_a = h_{2a} - h_1, \quad (3.13)$$

де  $h_{2a}$  – ентальпія холодоагенту в точці 2a (див. рис. 3.4), кДж/кг.

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі, кДж/кг

$$H_p = \frac{H_a}{\eta_{oi}^{KM}}, \quad (3.14)$$

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

Ентальпія холодоагенту в точці 2 (див. рис. 3.4), кДж/кг

$$h_2 = h_1 + H_p. \quad (3.15)$$

Питома тепла продуктивність конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (3.16)$$

де  $h_3$  – ентальпія холодоагенту в точці 3 (див. рис. 3.4), кДж/кг.

Кількість холодоагенту, що циркулює в ТНУ, кг/с

$$G_{xa} = Q_k \cdot 10^3 / (q_k \cdot \eta_T), \quad (3.17)$$

де  $\eta_T$  – ККД конденсатора.

Потужність, яка витрачається на компресор, МВт

$$N_k = G_{xa} \cdot H_p / (\eta_{em} \cdot 10^3), \quad (3.18)$$

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

Теплова потужність випарника, МВт

$$Q_v = G_{xa} \cdot q_v \cdot \eta_T \cdot 10^{-3}, \quad (3.19)$$

де  $\eta_T$  – ККД випарника.



Коефіцієнт перетворення ТНУ

$$\varphi = Q_k / N_k. \quad (3.20)$$

Витрата умовного палива на компресор ТНУ, кг/с

$$B_y^{TNU} = N_k / (Q_{HY}^p \cdot \eta_{ec} \cdot \eta_{em}), \quad (3.21)$$

де  $Q_{HY}^p$  – нижча робоча теплота згорання умовного палива, МДж/кг з [201, 202];  $\eta_{ec}$ ,  $\eta_{em}$  – ККД електростанцій і електромереж відповідно.

Загальна теплова потужність ТНУ, МВт

- з електричним приводом компресора

$$Q_{TNU} = Q_k; \quad (3.22)$$

- з приводом компресора від ДВЗ або ГТУ

$$Q_{TNU} = Q_k + \Sigma Q_{yt}, \quad (3.23)$$

де  $\Sigma Q_{yt}$  – загальна потужність теплоутилізаційного устаткування ДВЗ або ГТУ, МВт; яка визначається за формулами (3.37) та (3.70) відповідно.

Питома витрата умовного палива ТНУ, кг/ГДж

$$b_y^{TNU} = B_y^{TNU} / [Q_{TNU} \cdot 10^{-3}]. \quad (3.24)$$

### 3.2.3. Математичний опис дослідження ефективності замішуваної водогрійної котельні

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

$$B_y^{zag} = Q_{tc} / (Q_{HY}^p \cdot \eta_k^H), \quad (3.25)$$

де  $\eta_k^H$  – ККД-нетто котельні.

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

$$b_y^{\text{заг}} = \frac{B_y^{\text{заг}}}{[Q_{\text{тс}} \cdot 10^{-3}]} \quad (3.26)$$

### 3.2.4. Математичний опис дослідження ефективності двигуна внутрішнього згорання

Ефективний ККД ДВЗ

$$\eta_e = 0,123 / b_y, \quad (3.27)$$

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

Повний ККД ДВЗ і електрогенератора

$$\eta_d = \eta_e \cdot \eta_{em}, \quad (3.28)$$

де  $\eta_{em}$  – електромеханічний ККД електрогенератора.

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

$$b_y^d = \frac{0,123}{\eta_d}. \quad (3.29)$$

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

$$M^o = V^o \cdot \rho, \quad (3.30)$$

де  $V^o$  – теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 м<sup>3</sup> робочого палива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> з [198];  $\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Питома витрата суміші (повітря і палива) з [203], кг/м<sup>3</sup>

$$M_{em} = 1 + \alpha \cdot M^o, \quad (3.31)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря.

Витрата умовного палива на ДВЗ для приводу компресора, кг/с

$$B_y^d = \frac{b_y^d \cdot N_k}{3,6}, \quad (3.32)$$

де  $N_k$  – потужність компресора з (3.18), МВт.

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

$$B_p^d = \frac{B_y^d \cdot Q_{ny}^p}{Q_n^p}, \quad (3.33)$$

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

### 3.2.5. Математичний опис дослідження системи утилізації двигуна внутрішнього згорання

Витрата відхідних газів після ДВЗ, кг/с

$$G_{вг} = B_p^d \cdot M_{см}, \quad (3.34)$$

де  $M_{см}$  – питома витрата суміші (повітря і палива), кг/м<sup>3</sup> з (3.31).

Потужність утилізатора відхідних газів, МВт

$$Q_{ут} = G_{вг} \cdot C_{рг} \cdot (t_d - t'_{ут}) \cdot \eta_{то} \cdot 10^{-3}, \quad (3.35)$$

де  $C_{рг}$  – питома теплоємність газів після ДВЗ при середній температурі газів в утилізаторі, кДж/(кг·°С);  $t_d$  – температура вихідних газів після ДВЗ, °С;  $t'_{ут}$  – температура вихідних газів після утилізатора, °С;  $\eta_{то}$  – ККД утилізатора.

Потужність системи охолодження ДВЗ, МВт

$$Q_{ох} = 0,2 \cdot B_p^d \cdot Q_n^p \cdot \eta_{то}, \quad (3.36)$$

де  $B_p^d$  – витрата робочого палива на ДВЗ, м<sup>3</sup>/с з (3.33).

Загальна потужність теплоутилізаційного устаткування ДВЗ, МВт

$$\Sigma Q_{yt} = Q_{yt} + Q_{ox}. \quad (3.37)$$

### 3.2.6. Математичний опис дослідження газотурбінної установки

Тиск повітря за компресором, МПа

$$P_2 = P_1 \cdot \lambda_k, \quad (3.38)$$

де  $P_1$  – тиск повітря перед компресором, МПа;  $\lambda_k$  – міра підвищення тиску в компресорі.

Тиск газів перед турбіною, МПа

$$P_3 = P_2 \cdot \varepsilon, \quad (3.39)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт повного стиснення.

Міра зменшення тиску в турбіні

$$\lambda_T = \frac{P_3}{P_4}, \quad (3.40)$$

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

Температура повітря за компресором, К

$$T_2 = T_1 \cdot \left[ \frac{1 + (\lambda_k^{0,285} - 1)}{\eta_k} \right], \quad (3.41)$$

де  $T_1$  – температура повітря перед компресором, К;  $\eta_k$  – ККД компресора.

Температура газів за турбіною, К

$$T_4 = T_3 \cdot \left[ 1 - (1 - \lambda_T^{-0,265}) \cdot \eta_k \right], \quad (3.42)$$

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

Середня температура газів у турбіні, К

$$\bar{T}_{2T} = \frac{T_3 + T_4}{2}. \quad (3.43)$$

Питома робота газів у турбіні, кДж/кг

$$l_T = \bar{C}_{pg} \cdot (T_3 - T_4), \quad (3.44)$$

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

Питома робота стискання в компресорі, кДж/кг

$$l_k = C_{pp} \cdot (T_2 - T_1), \quad (3.45)$$

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

Питома робота циклу ГТУ, кДж/кг

$$l_{ц} = (l_T - l_k) \cdot \eta_{ем}, \quad (3.46)$$

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

Середня теплоємність суміші, кДж/(кг·К)

$$\bar{C}_p = 0,35 \cdot C_{pg} + 0,65 \cdot C_{pp}, \quad (3.47)$$

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

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

$$q_{кз} = \frac{(\bar{C}_p \cdot t_3 - C_{pp} \cdot t_2)}{\eta_{кз}}, \quad (3.48)$$

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

Коефіцієнт корисної дії ГТУ

$$\eta_{ГТУ} = \frac{l_{ц}}{q_{кз}}. \quad (3.49)$$

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

$$b_y = 0,123 / \eta_{ГТУ} \quad (3.50)$$

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_y^{ГТУ} = \frac{b_y \cdot N_e}{3,6}, \quad (3.51)$$

де  $N_e$  – електрична потужність турбіни, МВт; яка відповідає потужності компресора ТНУ з (3.18).

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

$$B_p^{ГТУ} = B_y^{ГТУ} \cdot \frac{Q_{ny}^p}{Q_n^p}, \quad (3.52)$$

де  $Q_{ny}^p$  – нижча теплота згорання умовного палива, МДж/кг;  $Q_n^p$  – нижча теплота згорання робочого палива, МДж/м<sup>3</sup>.

### 3.2.7. Математичний опис дослідження ефективності водогрійної котельні у складі теплонасосної станції

Теплова потужність водогрійного котла, МВт

$$Q_{вк} = Q_{тс} - Q_{ТНУ}, \quad (3.53)$$

де  $Q_{ТНУ}$  – загальна теплова потужність ТНУ, яка для ТНУ з електроприводом визначається з (3.22); для ТНУ з приводом від ДВЗ або від ГТУ – з (3.23).

Витрата умовного палива на котел, кг/с

$$B_y^{вк} = \frac{Q_{вк}}{(Q_{ny}^p \cdot \eta_k^h)}, \quad (3.54)$$

де  $\eta_k^h$  – ККД-нетто котельні.

Питома витрата умовного палива котлами, кг/ГДж

$$b_y^{BK} = \frac{B_y^{BK}}{[Q_{BK} \cdot 10^{-3}]}. \quad (3.55)$$

### 3.2.8. Математичний опис дослідження системи утилізації газотурбінної установки

Витрата димових газів, кг/с

$$G_{\Gamma} = N_e \cdot 10^3 / I_{\Gamma}, \quad (3.56)$$

де  $N_e$  – електрична потужність турбіни, МВт; яка відповідає потужності компресора ТНУ з (3.18);  $I_{\Gamma}$  – питома робота циклу ГТУ з (3.46), кДж/кг.

Витрата робочого палива на одиницю витрати димових газів

$$q_{\Pi} = \frac{q_{k3} \cdot \eta_{k3}}{Q_{\text{ну}}^p \cdot \eta_{k3} - C_{\text{рп}} \cdot t_2 + C_{\text{пал}} \cdot t_{\text{пал}}}, \quad (3.57)$$

де  $q_{k3}$  – питома теплота, що підведена в камері згорання ГТУ з (3.48), кДж/кг;  $C_{\text{пал}}$  – теплоємність палива, кДж/(кг·°С);  $t_{\text{пал}}$  – температура палива, °С.

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 1 / (V^0 \cdot \rho_{\text{пв}} \cdot q_{\Pi}), \quad (3.58)$$

де  $V^0$  – 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>.

Вміст продуктів згорання в димових газах, кг/с

$$G_{\text{пз}} = G_{\Gamma} / \alpha. \quad (3.59)$$

Витрата повітря, кг/с

$$G_{\text{пв}} = G_{\text{г}} - G_{\text{пз}}. \quad (3.60)$$

Вміст повітря в димових газах, кг/с

$$G_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot G_{\text{пв}}. \quad (3.61)$$

Процентний вміст кисню в димових газах, %

$$C_{\text{O}_2} = \frac{G_{\text{O}_2}}{G_{\text{г}}} \cdot 100. \quad (3.62)$$

Потужність камери згорання, МВт

$$Q_{\text{кз}} = G_{\text{г}} \cdot q_{\text{кз}} \cdot 10^{-3}, \quad (3.63)$$

де  $q_{\text{кз}}$  – питома теплота, що підведена в камері згорання ГТУ з (3.48), кДж/кг.

Теплова потужність відпрацьованих в ГТУ газів, МВт

$$Q_{\text{вг}} = (1 - \eta_{\text{ГТУ}}) \cdot Q_{\text{кз}}, \quad (3.64)$$

де  $\eta_{\text{ГТУ}}$  – ККД ГТУ з (3.49).

Коефіцієнт використання теплоти відпрацьованих газів в утилізаторі

$$\Psi = \frac{t_4 - t_{\text{вг}}}{t_4 - t_1}, \quad (3.65)$$

де  $t_{\text{вг}}$  – температура відпрацьованих газів на виході з утилізатора, °С;  
 $t_4$  – температура газів за турбіною, °С.



Корисна потужність утилізатора, МВт

$$Q_{\text{кор}} = \Psi \cdot Q_{\text{вг}} \cdot \eta_{\text{то}}, \quad (3.66)$$

де  $\eta_{\text{то}}$  – ККД утилізатора.

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

$$Q_{\text{вк}}^1 = Q_{\text{тс}} - Q_{\text{к}} - Q_{\text{кор}}, \quad (3.67)$$

де  $Q_{\text{тс}}$  – потужність теплових споживачів, МВт;  $Q_{\text{к}}$  – теплова потужність конденсатора ТНУ з (3.10), МВт.

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

$$Q_{\text{топ}} = Q_{\text{вк}}^1 / 4. \quad (3.68)$$

Потужність відхідних газів, які надходять в утилізатор, МВт

$$Q_{\text{газ}} = Q_{\text{вг}} - Q_{\text{топ}}. \quad (3.69)$$

Потужність утилізатора відхідних газів, МВт

$$Q_{\text{утил}} = \Psi \cdot Q_{\text{газ}} \cdot \eta_{\text{то}}. \quad (3.70)$$

### **3.2.9. Математичний опис ексергетичного аналізу парокompресійної теплонасосної установки у складі теплонасосної станції**

Середня температура мережевої води в конденсаторі ТНУ, °С

$$t_{\text{тн}}^* = (t_{\text{тн}} + t_{\text{зМВ}}) / 2, \quad (3.71)$$

де  $t_{\text{тн}}$  – температура мережевої води після конденсатора ТНУ з (3.8), °С.

Абсолютна середня температура мережевої води в конденсаторі ТНУ, К

$$T_{\text{конд}}^{\text{ср}} = 273 + t_{\text{тн}}^* \quad (3.72)$$

Фактор Карно для відведеної теплоти в конденсаторі

$$\eta_{\text{с}}^{\text{к}} = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{конд}}^{\text{ср}}} \quad (3.73)$$

де  $T_{\text{нс}}$  – абсолютна температура навколишнього середовища, К;  $T_{\text{конд}}^{\text{ср}}$  – середньотермодинамічна температура відведення теплоти, К.

Абсолютна середня температура низькотемпературного теплоносія у випарнику ТНУ, К

$$T_{\text{вип}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{(t'_{\text{нт}} + t''_{\text{нт}})}{2} \quad (3.74)$$

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

Фактор Карно для підведеної теплоти у випарнику

$$\eta_{\text{с}}^{\text{в}} = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{вип}}^{\text{ср}}} \quad (3.75)$$

Ексергетичний ККД ТНУ

$$\eta_{\text{с}}^{\text{ТНУ}} = \frac{E_{\text{відп}}}{E_{\text{підв}}} = Q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{к}} \left[ Q_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{в}} + N_{\text{к}} \right] \quad (3.76)$$

де  $E_{\text{відп}}$  – ексергія відведеної в конденсаторі теплоти, МВт;  $E_{\text{підв}}$  – ексергія підведеної у випарнику теплоти та електричної енергії в компресорі, МВт;  $Q_{\text{к}}$  – теплова потужність конденсатора ТНУ з (3.10), МВт;  $Q_{\text{в}}$  – теплова потужність випарника ТНУ з (3.19), МВт;  $N_{\text{к}}$  – потужність компресора ТНУ з (3.18), МВт.

### 3.2.10. Математичний опис ексергетичного аналізу водогрійної котельні у складі теплонасосної станції

Абсолютна середня температура мережевої води у котлі, К

$$T_{\text{BK}}^{\text{CP}} = 273 + (t_{\text{TH}} + t_{\text{ПМВ}}) / 2, \quad (3.77)$$

де  $t_{\text{TH}}$  – температура мережевої води після конденсатора ТНУ з (3.8), °С.

Ексергія відведеної у котлі теплоти, МВт

$$E_{Q_{\text{BK}}} = Q_{\text{BK}} \left( 1 - \frac{T_{\text{HC}}}{T_{\text{BK}}^{\text{CP}}} \right), \quad (3.78)$$

де  $Q_{\text{BK}}$  – потужність водогрійної котельні у складі ТНС з (3.53), МВт.

Ексергія підведеної у котел теплоти, МВт

$$E_{\text{Підв}}^{\text{BK}} = e_{\text{п}} \cdot B_{\text{р}}^{\text{BK}}, \quad (3.79)$$

де  $e_{\text{п}}$  – питома ексергія палива, МДж/м<sup>3</sup>;  $B_{\text{р}}^{\text{BK}}$  – загальна витрата робочого палива водогрійним котлом, м<sup>3</sup>/с.

Враховуючи, що  $B_{\text{р}}^{\text{BK}} = (B_{\text{y}}^{\text{BK}} \cdot Q_{\text{HY}}^{\text{P}}) / Q_{\text{H}}^{\text{P}}$  та  $Q_{\text{H}}^{\text{P}} / e_{\text{п}} = 0,95$  для природного газу, формула (3.79) матиме вигляд

$$E_{\text{Підв}}^{\text{BK}} = 1,05 \cdot B_{\text{y}}^{\text{BK}} \cdot Q_{\text{HY}}^{\text{P}}, \quad (3.79a)$$

де  $B_{\text{y}}^{\text{BK}}$  – загальна витрата умовного палива на водогрійний котел з (3.54), кг/с;  $Q_{\text{HY}}^{\text{P}}$  – нижча теплота згорання умовного палива, МДж/кг;

$Q_{\text{H}}^{\text{P}}$  – нижча теплота згорання робочого палива, МДж/м<sup>3</sup>.

Ексергетичний ККД котельні у складі ТНС

$$\eta_{\text{e}}^{\text{BK}} = \frac{E_{Q_{\text{BK}}}}{E_{\text{Підв}}^{\text{BK}}}. \quad (3.80)$$

### 3.2.11. Математичний опис ексергетичного аналізу теплонасосної станції з електроприводом компресора

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти ТНС, К

$$T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{(t_{\text{пмв}} + t_{\text{зmv}})}{2}. \quad (3.81)$$

Загальна ексергія відпущеної теплоти, МВт

$$E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}} = Q_{\text{тс}} \left( 1 - \frac{T_{\text{тс}}}{T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}}} \right), \quad (3.82)$$

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

Загальна витрата умовного палива ТНС з електроприводом, кг/с

$$B_{\text{уе}}^{\text{ТНС}} = B_{\text{у}}^{\text{ТНУ}} + B_{\text{у}}^{\text{БК}}, \quad (3.83)$$

де  $B_{\text{у}}^{\text{ТНУ}}$  – витрата умовного палива на компресор ТНУ з (3.21), кг/с;

$B_{\text{у}}^{\text{БК}}$  – витрата умовного палива на водогрійні котли з (3.54), кг/с.

Ексергія підведеної у ТНС теплоти, МВт

$$E_{\text{підв}}^{\text{ТНС}} = 1,05 \cdot B_{\text{уе}}^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{нУ}}^{\text{р}}. \quad (3.84)$$

Ексергетичний ККД ТНС

$$\begin{aligned} \eta_{\text{е}}^{\text{ТНСе}} &= \frac{E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}}}{E_{\text{підв}}^{\text{ТНС}}} = \frac{Q_{\text{тс}} \cdot \left( 1 - \frac{T_{\text{тс}}}{T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}}} \right)}{1,05 \cdot B_{\text{уе}}^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{нУ}}^{\text{р}}} = \\ &= \frac{(Q_{\text{вк}} + Q_{\text{к}}) \cdot \left[ 1 - \frac{T_{\text{тс}}}{273 + (t_{\text{пмв}} + t_{\text{зmv}})/2} \right]}{1,05 \cdot Q_{\text{нУ}}^{\text{р}} \cdot (B_{\text{у}}^{\text{ТНУ}} + B_{\text{у}}^{\text{БК}})}. \end{aligned} \quad (3.85)$$

Враховуючи, що витрата умовного палива на ТНУ з електроприводом визначається як  $V_y^{ТНУ} = N_k / (Q_{HY}^p \cdot \eta_{ec} \cdot \eta_{em})$ , де  $N_k$  – потужність компресора ТНУ, МВт;  $\eta_{ec}$ ,  $\eta_{em}$  – ККД електростанцій та електромереж відповідно, а витрата умовного палива на водогрійні котли у складі ТНС –  $V_y^{BK} = Q_{BK} / (Q_{HY}^p \cdot \eta_{КОТ}^H)$ , де  $\eta_{КОТ}^H$  – ККД-нетто водогрійної котельні; формулу (3.85) можна записати в такому вигляді:

$$\eta_e^{ТНСe} = \frac{(Q_{BK} + Q_k) \cdot [1 - T_{HC} / (273 + (t_{ПМВ} + t_{ЗМВ}) / 2)]}{1,05 \cdot \left( \frac{N_k}{\eta_{ec} \cdot \eta_{em}} + \frac{Q_{BK}}{\eta_{КОТ}^H} \right)} \quad (3.85a)$$

Економія умовного палива за рахунок використання ТНУ, кг/с

$$\Delta V_y^e = V_y^{заг} - V_{ye}^{ТНС}, \quad (3.86)$$

де  $V_y^{заг}$  – загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ з (3.25), кг/с.

Частка теплової потужності, що покриває ТНУ

$$\beta = Q_{ТНУ} / Q_{TC}, \quad (3.87)$$

де  $Q_{ТНУ}$  – загальна теплова потужність ТНУ з (3.22), МВт.

Частка палива, яка витрачається на ТНУ

$$\alpha_{п}^e = \frac{V_y^{ТНУ}}{V_{ye}^{ТНС}}, \quad (3.88)$$

де  $V_y^{ТНУ}$  – витрата умовного палива на компресор ТНУ з (3.21), кг/с.

Питома витрата умовного палива ТНС, кг/ГДж

$$b_{ye}^{TNC} = \frac{B_{ye}^{TNC}}{[Q_{TC} \cdot 10^{-3}]} \quad (3.89)$$

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНУ з електроприводом, %

$$\Delta B_y^e (\% / \circ) = \frac{\Delta B_y^e}{B_y^{zar}}, \quad (3.90)$$

де  $B_y^{zar}$  – загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ з (3.25), кг/с.

### 3.2.12. Математичний опис ексергетичного аналізу теплонасосної станції з приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти ТНС, К

$$T_{TNC}^{cp} = 273 + \frac{(t_{пмв} + t_{змв})}{2}. \quad (3.91)$$

Загальна ексергія відпущеної теплоти, МВт

$$E_{відп}^{TNC} = Q_{TC} \left( 1 - \frac{T_{nc}}{T_{TNC}^{cp}} \right), \quad (3.92)$$

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

Загальна витрата умовного палива на ТНС, кг/с

$$B_{уд}^{TNC} = B_y^d + B_y^{BK}, \quad (3.93)$$

де  $B_y^d$ ,  $B_y^{BK}$  – витрати умовного палива на ДВЗ для приводу компресора та водогрійні котли, які визначаються з (3.32) та (3.54) відповідно.

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

$$\Delta B_y^* = B_{ye}^{TNC} - B_{уд}^{TNC}, \quad (3.94)$$

де  $B_{ye}^{TNC}$  – загальна витрата умовного палива ТНС з електроприводом з (3.83), кг/с.

Ексергія підведеної у ТНС теплоти, МВт

$$E_{підв}^{TNC} = 1,05 \cdot B_{уд}^{TNC} \cdot Q_{Hy}^p. \quad (3.95)$$

Ексергетичний ККД ТНС

$$\eta_e^{TNCд} = \frac{E_{відп}^{TNC}}{E_{підв}^{TNC}} = \frac{Q_{тс} \cdot (1 - T_{нс} / T_{TNC}^{cp})}{1,05 \cdot B_{уд}^{TNC} \cdot Q_{Hy}^p} =$$

$$= \frac{(Q_{вк} + Q_k + \sum Q_{yt}) \cdot [1 - T_{нс} / (273 + (t_{пмв} + t_{зmv}) / 2)]}{1,05 \cdot Q_{Hy}^p \cdot (B_y^{THyд} + B_y^{вк})}. \quad (3.96)$$

Враховуючи, що витрата умовного палива на ТНУ з приводом компресора від ДВЗ визначається як  $B_y^{THyд} = b_y^d \cdot N_k / 3,6$ ; де  $b_y^d$  – питома витрата умовного палива на ДВЗ, кг/ГДж; а загальна потужність теплоутилізаційного устаткування ДВЗ –  $\sum Q_{yt} = Q_{yt} + Q_{ox}$ , де  $Q_{yt}$  – потужність утилізатора відхідних газів, МВт;  $Q_{ox}$  – потужність системи охолодження ДВЗ, МВт; формулу (3.96) можна представити в такому вигляді:

$$\eta_e^{TNCд} = \frac{(Q_{вк} + Q_k + Q_{yt} + Q_{ox}) \cdot [1 - T_{нс} / (273 + (t_{пмв} + t_{зmv}) / 2)]}{1,05 \cdot Q_{Hy}^p \cdot \left( \frac{b_y^d \cdot N_k}{3,6} + \frac{Q_{вк}}{\eta_{кот}^H \cdot Q_{Hy}^p} \right)}. \quad (3.96a)$$

Економія умовного палива за рахунок використання ТНУ, кг/с

$$\Delta B_y^d = B_y^{\text{заг}} - B_{\text{уд}}^{\text{ТНС}}, \quad (3.97)$$

де  $B_y^{\text{заг}}$  – загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ з (3.25), кг/с.

Частка теплової потужності, що покриває ТНУ

$$\beta = Q_{\text{ТНУ}} / Q_{\text{тс}}, \quad (3.98)$$

де  $Q_{\text{ТНУ}}$  – загальна теплова потужність ТНУ з (3.23), МВт.

Частка палива, яка витрачається на ТНУ

$$\alpha_p^d = B_y^d / B_{\text{уд}}^{\text{ТНС}}, \quad (3.99)$$

де  $B_y^d$  – витрата умовного палива на ДВЗ для приводу компресора з (3.32), кг/с.

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНУ з приводом від ДВЗ, %

$$\Delta B_y^d (\% / \circ) = \Delta B_y^d / B_y^{\text{заг}}, \quad (3.100)$$

де  $B_y^{\text{заг}}$  – загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ з (3.25), кг/с.

Питома витрата умовного палива на ТНС з приводом від ДВЗ, кг/ГДж

$$b_{\text{уд}}^{\text{ТНС}} = B_{\text{уд}}^{\text{ТНС}} / [Q_{\text{тс}} \cdot 10^{-3}]. \quad (3.101)$$



### 3.2.13. Математичний опис ексергетичного аналізу теплонасосної станції з приводом компресора від газотурбінної установки

Потужність водогрійного котла за рахунок спалювання органічного палива, МВт

$$Q_{\text{ВК}}^{\text{пал}} = Q_{\text{тс}} - Q_{\text{тну}} - Q_{\text{топ}}, \quad (3.102)$$

де  $Q_{\text{тс}}$  – потужність теплових споживачів, МВт;  $Q_{\text{тну}}$  – загальна теплова потужність ТНУ з (3.23), МВт;  $Q_{\text{топ}}$  – потужність, яка вноситься з відхідними газами в топку котла з (3.68), МВт.

Загальна теплова потужність водогрійного котла, МВт

$$Q_{\text{ВК}}^{\text{ГТУ}} = Q_{\text{ВК}}^{\text{пал}} + Q_{\text{топ}}. \quad (3.103)$$

Витрата умовного палива на водогрійний котел, кг/с

$$B_{\text{уг}}^{\text{ВК}} = Q_{\text{ВК}}^{\text{пал}} / (Q_{\text{ну}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{н}}), \quad (3.104)$$

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

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_{\text{уг}}^{\text{ТНС}} = B_{\text{уг}}^{\text{ГТУ}} + B_{\text{уг}}^{\text{ВК}}, \quad (3.105)$$

де  $B_{\text{уг}}^{\text{ГТУ}}$  – витрата умовного палива на ГТУ з (3.51), кг/с.

Загальна потужність системи, МВт

$$Q = N_{\text{е}} + Q_{\text{тс}}, \quad (3.106)$$

де  $N_{\text{е}}$  – електрична потужність турбіни, МВт; яка відповідає потужності компресора ТНУ з (3.18).

Частка теплового споживання

$$\beta_{\text{т}} = Q_{\text{тс}} / Q. \quad (3.107)$$

Частка теплової потужності, яку покриває ТНУ

$$\beta = (Q_{\text{ТНУ}} + Q_{\text{топ}}) / Q_{\text{тс}}, \quad (3.108)$$

де  $Q_{\text{ТНУ}}$  – загальна тепла потужність ТНУ з (3.23), МВт.

Ексергія підведеної у ТНС теплоти, МВт

$$E_{\text{підв}}^{\text{ТНС}} = 1,05 \cdot B_{\text{уг}}^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{нУ}}^{\text{р}}. \quad (3.109)$$

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти ТНС, К

$$T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{(t_{\text{пмв}} + t_{\text{змв}})}{2}. \quad (3.110)$$

Загальна ексергія відпущеної теплоти, МВт

$$E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}} = Q_{\text{тс}} \left( 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}}} \right), \quad (3.111)$$

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

Ексергетичний ККД ТНС

$$\begin{aligned} \eta_{\text{е}}^{\text{ТНСг}} &= \frac{E_{\text{відп}}^{\text{ТНС}}}{E_{\text{підв}}^{\text{ТНС}}} = \frac{Q_{\text{тс}} \cdot \left( 1 - T_{\text{нс}} / T_{\text{ТНС}}^{\text{ср}} \right)}{1,05 \cdot B_{\text{уг}}^{\text{ТНС}} \cdot Q_{\text{нУ}}^{\text{р}}} = \\ &= \frac{(Q_{\text{вк}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{уг}}) \cdot \left[ 1 - T_{\text{нс}} / (273 + (t_{\text{пмв}} + t_{\text{змв}}) / 2) \right]}{1,05 \cdot Q_{\text{нУ}}^{\text{р}} \cdot (B_{\text{у}}^{\text{ТНУг}} + B_{\text{у}}^{\text{БК}})}. \end{aligned} \quad (3.112)$$

де  $Q_{\text{уг}}$  – потужність утилізатора відхідних газів ГТУ, МВт.

Враховуючи, що витрата умовного палива на ТНУ з приводом компресора від ГТУ визначається як  $B_{\text{у}}^{\text{ТНУг}} = b_{\text{у}}^{\text{г}} \cdot N_{\text{к}} / 3,6$ ; де  $b_{\text{у}}^{\text{г}}$  – питома витрата умовного палива на ГТУ, кг/ГДж; формулу (3.112) можна представити в такому вигляді:

$$\eta_{\text{e}}^{\text{THCr}} = \frac{(Q_{\text{BK}} + Q_{\text{K}} + Q_{\text{yT}}) \cdot [1 - T_{\text{HC}} / (273 + (t_{\text{ПМВ}} + t_{\text{ЗМВ}}) / 2)]}{1,05 \cdot Q_{\text{Hy}}^{\text{P}} \cdot \left( \frac{b_{\text{y}}^{\text{r}} \cdot N_{\text{K}}}{3,6} + \frac{Q_{\text{BK}}}{\eta_{\text{КОТ}}^{\text{H}} \cdot Q_{\text{Hy}}^{\text{P}}} \right)} \quad (3.112a)$$

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

$$\Delta B_{\text{y}}^{**} = B_{\text{ye}}^{\text{TNC}} - B_{\text{yT}}^{\text{TNC}}, \quad (3.113)$$

де  $B_{\text{ye}}^{\text{TNC}}$  – загальна витрата умовного палива ТНС з електроприводом з (3.83), кг/с.

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

$$\Delta B_{\text{y}}^{\text{r}} = B_{\text{y}}^{\text{зар}} - B_{\text{yT}}^{\text{TNC}}, \quad (3.114)$$

де  $B_{\text{y}}^{\text{зар}}$  – загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ з (3.25), кг/с.

Частка палива, яка витрачається на ТНУ

$$\alpha_{\text{п}}^{\text{r}} = \frac{B_{\text{y}}^{\text{ГТУ}}}{B_{\text{yT}}^{\text{TNC}}}, \quad (3.115)$$

де  $B_{\text{y}}^{\text{ГТУ}}$  – витрата умовного палива на ГТУ з (3.51), кг/с.

Процентна економія умовного палива за рахунок використання ТНУ, %

$$\Delta B_{\text{y}}^{\text{r}} (\% / \circ) = \frac{\Delta B_{\text{y}}^{\text{r}}}{B_{\text{y}}^{\text{зар}}}. \quad (3.116)$$

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

$$b_{\text{уг}}^{\text{ТНС}} = \frac{B_{\text{уг}}^{\text{ТНС}}}{Q_{\text{тс}} \cdot 10^{-3}}. \quad (3.117)$$

### 3.2.14. Математичний опис ексергетичного аналізу заміщуваної водогрійної котельні

Середньотермодинамічна температура відведення теплоти котельнею, К

$$T_{\text{кот}}^{\text{ср}} = 273 + \frac{(t_{\text{пмв}} + t_{\text{зmv}})}{2}. \quad (3.118)$$

Загальна ексергія відпущеної теплоти, МВт

$$E_{\text{відп}}^{\text{кот}} = Q_{\text{тс}} \left( 1 - \frac{T_{\text{тс}}}{T_{\text{кот}}^{\text{ср}}} \right), \quad (3.119)$$

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

Ексергія підведеної теплоти, МВт

$$E_{\text{підв}}^{\text{кот}} = 1,05 \cdot B_{\text{у}}^{\text{заг}} \cdot Q_{\text{ну}}^{\text{р}}, \quad (3.120)$$

де  $B_{\text{у}}^{\text{заг}}$  – загальна витрата умовного палива котельнею без роботи ТНУ з (3.25), кг/с.

Ексергетичний ККД заміщуваної котельні

$$\eta_{\text{е}}^{\text{кот}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{кот}}}{E_{\text{підв}}^{\text{кот}}}. \quad (3.121)$$

Запропонований математичний опис теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою дозволяє здійснювати дослідження системи, підсистем та окремих елементів підсистем за умов різних принципово можливих схемних рішень в рамках єдиної математичної моделі.

### **3.3 Вибір холодоагенту для теплонасосних установок**

До теперішнього часу переважна більшість робочих тіл, які використовуються в холодильних машинах, є фреони. Найбільш поширеними серед них є R12, R22, R114, R502 та деякі інші. Більшість наявних досліджень виконано якраз для машин і ТНУ, які працюють на R12, R22 і R114 [3, 5, 204], [92, 205], [120, 123, 198].

Але, згідно з протоколом Монреальської міжнародної конференції 1987 р. ці холодоагенти були визнані озonoактивними і підлягають заміні як екологічно небезпечні. Серед хладонів, які випускає вітчизняна промисловість, найбільш придатними зараз вважаються R22 і R142, а також неазеотропна суміш із R22 і R142, що за властивостями має наближатись до властивостей R12. До речі, R11, R12, R113 і R114 є найбільш озonoактивними, а склад зазначеної суміші ще не визначений. Слід додати, що фреонам хоча і властиві мала токсичність і вибухонебезпечність, але вони використовуються переважно для побутових холодильних машин і ТНУ невеликих потужностей. Аміак (R717) хоча і поступається фреонам в зазначених якостях, але має кращі теплофізичні властивості (рис. 3.5) [206], а головне, не є озonoактивним. Зараз він застосовується переважно в насосно-циркуляційних системах охолодження (наприклад, Вінницьке ВО «Хімпром», Вінницька кондитерська фабрика, Вінницький м'ясокомбінат). Крім того, аміачні машини не потребують проміжного охолодника рідкого холодоагенту, що здешевлює їх конструкцію.

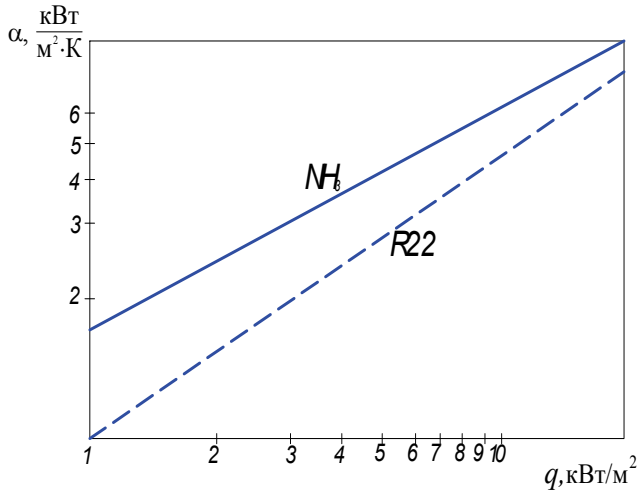


Рис. 3.5. Теплообмін при кипінні в щілинних каналах

Зважаючи на викладене вище, ми спробували з'ясувати придатність R717 для роботи в ТНУ в інтервалі температур кипіння 5–30 °С і конденсації 45–100 °С [207, 208]. За методикою [18, 19, 121, 209–211] розроблено математичну модель для розрахунків показників роботи аміачної ТНУ з двоциліндровим компресором 2АВ-27 з холодопродуктивністю  $Q = 260$  кВт і частотою обертання вала 360 об/хв, а також фреонові ТНУ з двоциліндровим компресором 2ФВ-35 з тією ж самою холодопродуктивністю і частотою обертання вала [18, 210]. Робочими тілами фреонового компресора були R12, R22, R114 і R142. Теплофізичні властивості фреонів і аміаку визначались за [212]. В процесі розрахунків на ЕОМ визначались енергетичні показники роботи компресорів і ТНУ в залежності від режимів роботи. Той чи інший режим роботи парокompресійної ТНУ залежить від температури кипіння холодоагенту у випарнику  $T_0$  і температури його конденсації  $T_k$  в конденсаторі. Цим температурам відповідають певні тиски  $P_0$  і  $P_k$ . Відношення  $\pi = P_k/P_0$  характеризує міру підвищення тиску в компресорі і є основним визначальним показником режиму роботи компресора і ТНУ.

На рис. 3.6 наведені залежності зміни коефіцієнтів подачі компресорів  $\lambda$  від значень  $\pi$ . Величина  $\lambda$  являє собою відношення дійсного об'єму перекачуваної пари  $V$  до об'єму, що утворений ходом поршня. Вона визначалась як добуток коефіцієнтів підігріву, густини та індикаторного коефіцієнта всмоктування, який залежить від депресії тиску в нагнітальному і всмоктувальному патрубках [210, 211]. Із рис. 3.6 видно, що зі збільшенням  $\pi$  об'ємна подача компресорів зменшується. Найбільші значення  $\lambda$  спостерігаються для R717 і R142, а найменші – для R22 і R12.

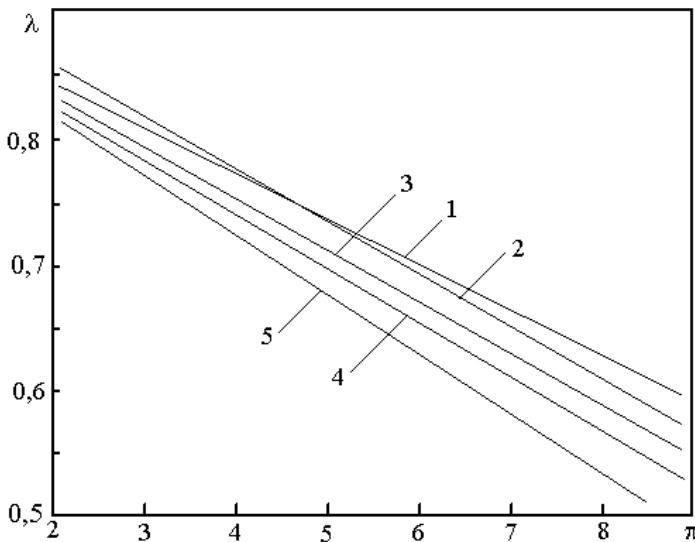


Рис. 3.6. Поточні значення коефіцієнтів подачі компресорів, які працюють на холодоагентах: 1 – R717; 2 – R142; 3 – R22; 4 – R114; 5 – R12

Поточні значення внутрішніх ККД компресорів показані на рис. 3.7, з якого також видно, що найбільші значення  $\eta$  властиві аміаку і R142, а найменші – R22 і R12. Отримані на рис. 3.6 і 3.7 залежності цілком задовільно узгоджуються з експериментальними даними [83, 109, 121, 130, 198] для R12, R114 і R142.

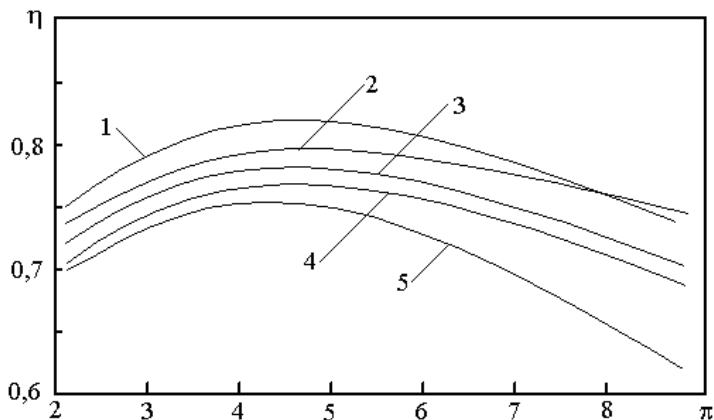


Рис. 3.7. Значення внутрішніх ККД компресорів: 1 – R717; 2 – R142; 3 – R22; 4 – R114; 5 – R12

Основними енергетичними показниками роботи ТНУ є теплопродуктивність  $Q$ , потужність компресора  $N$  і коефіцієнт перетворення  $\varphi=Q/N$  (опалювальний коефіцієнт). Для зручності порівняння показників роботи ТНУ різних потужностей і з різними робочими тілами побудовані узагальнені характеристики у вигляді безрозмірних величин  $Q^*=Q/(q_v \cdot V)$ ;  $N^*=P_0 V/N$ ;  $\varphi^*=Q^*/N^*$  в залежності від міри підвищення тиску в компресорі  $\pi$ . Тут  $q_v$  – питома об'ємна холодопродуктивність холодоагенту;  $P_0$  – абсолютний тиск холодоагенту у випарнику.

На рис. 3.8 для прикладу показані такі характеристики для аміачної (суцільні лінії) і фреонової (R114) ТНУ (штрихові лінії). Із рис. 3.8 наочно видно, що аміачна ТНУ працює більш економічно, ніж фреонова. Результати досліджень показали, що лише ТНУ з R142 дещо наближається за ефективністю до роботи аміачної ТНУ.

Таким чином, отримані характеристики підтверджують перевагу аміачних ТНУ над фреоновими. В зв'язку з цим виникає сумнів (з енергетичної точки зору) щодо правомірності рекомендації застосування як холодоагентів неазеотропних сумішей із R22 і R142, які за властивостями мають наближатись до властивостей R12 (див. рис. 3.7 і 3.8).



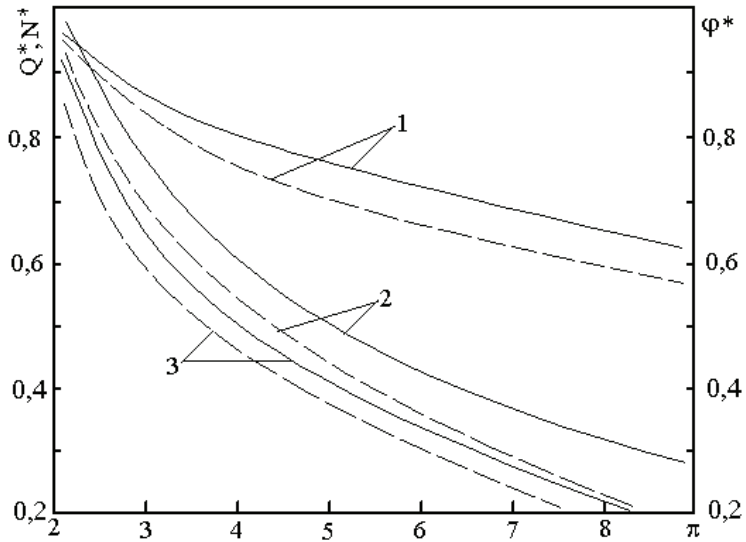


Рис. 3.8. Енергетичні характеристики ТНУ з холодоагентами R717 та R114: 1 – значення  $Q^*$ ; 2 –  $N^*$ ; 3 –  $\phi^*$

Зважаючи на те, що R717 не є озonoактивним, його слід вважати більш оптимальним холодоагентом для ТНУ на сучасному етапі, не дивлячись на деякі відомі недоліки (більшу токсичність і вибухонебезпечність).

За результатами проведених досліджень слід зазначити.

Енергетичні показники роботи аміачних теплонасосних установок кращі, ніж фреонових, які, крім того, ще й екологічно небезпечні.

Найбільш оптимальним холодоагентом для ТНУ на сучасному етапі слід вважати аміак.

### 3.4. Вплив температур підведення і відведення теплоти та температури навколишнього середовища на ефективність роботи ТНУ

В наявній літературі містяться суперечливі дані щодо оцінки ефективності застосування ТНУ в системах теплопостачання. Економія палива, наприклад, в системах централізованого теплопостачання комунально-побутового сектора оцінюється від 25 до 35 % в [5, 123] і до 70 % в [3, 120, 213]. Ці розбіжності, як показав аналіз, зумовлені неоднаковими умовами досліджень, зокрема температурами підведеної до ТНУ і відведеної від неї теплоти, а також температурою навколишнього середовища.

Розглянемо вплив температур на показники ефективності роботи парокompресійної ТНУ, схема якої показана на рис. 3.9, а зображення циклу на P-h діаграмі – на рис. 3.10. У випарнику ТНУ завдяки охолодженню низькотемпературного теплоносія ( $\Delta t_{нт} = t'_{нт} - t''_{нт}$ ) випаровується рідина холодоагенту (процес 4–1) за умови незмінної температури  $t_b = t'_{нт} - \theta$ , де  $\theta = 3-5$  °C – величина недогріву.

Питома теплота, що підведена до холодоагенту у випарнику

$$q_b = h_1 - h_4 = h_1 - h_3, \quad (3.122)$$

де  $h$  – ентальпія у відповідних точках циклу.

Суха насичена пара холодоагенту, яка утворилась у випарнику, адіабатно стискається в компресорі (процес 1–2), внаслідок чого підвищується тиск і температура робочого тіла.

Питома робота компресора

$$l_{км} = (h_2 - h_1) / \eta_{км}, \quad (3.123)$$

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

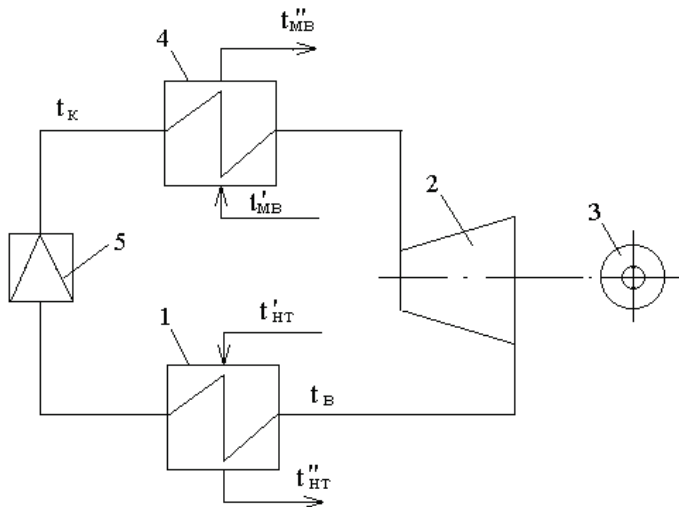


Рис. 3.9. Схема парокompресійної ТНУ: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – конденсатор; 5 – дросель

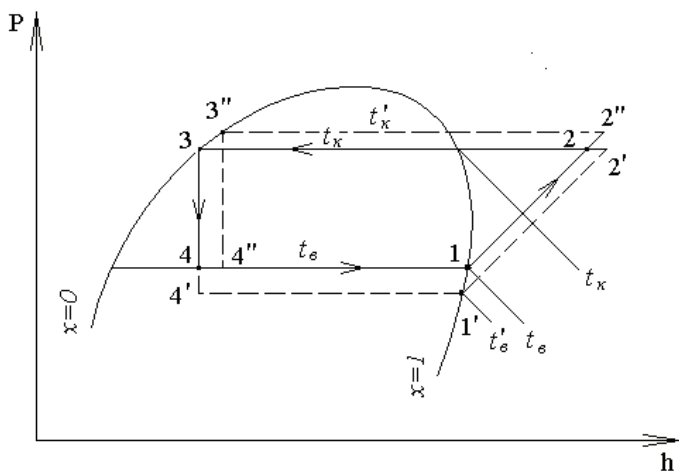


Рис. 3.10. Цикл парокompресійної ТНУ на P-h діаграмі

Питома робота, яка витрачається на привод компресора

$$l_{\text{пр}} = l_{\text{км}} / \eta_{\text{пр}}, \quad (3.124)$$

де  $\eta_{\text{пр}}$  – ККД привода компресора.

В конденсаторі ТНУ пара після компресора конденсується за умови сталої температури  $t_{\text{к}} = \text{const}$  (процес 2–3), віддаючи теплоту мережевій воді системи теплофікації, яка підігрівається від температури  $t'_{\text{мв}}$  до температури  $t''_{\text{мв}} = t_{\text{к}} - \theta$ .

Питома теплота, яка віддана в конденсаторі воді

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3 = q_{\text{в}} + l_{\text{км}}. \quad (3.125)$$

Далі конденсат пари дроселюється ( $h_3 = h_4$ ) в дросельному вентилі (процес 3–4) і з температурою  $t_{\text{в}}$  знов надходить у випарник.

Енергетична ефективність роботи ТНУ оцінюється за допомогою коефіцієнта перетворення (опалювального коефіцієнта):

$$\varphi = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{пр}}} = \frac{(q_{\text{в}} + l_{\text{км}})}{l_{\text{пр}}} = \varepsilon + \eta_{\text{пр}}, \quad (3.126)$$

де  $\varepsilon = q_{\text{в}} / l_{\text{пр}}$  – холодильний коефіцієнт.

Остання формула відображає той факт, що втрати енергії в приводі компресора не входять в теплову продуктивність ТНУ, а розсіюються в зовнішньому середовищі. На підставі (3.125) і (3.126) можна записати

$$q_{\text{к}} = \frac{q_{\text{в}}}{\left(1 - \frac{\eta_{\text{пр}}}{\varphi}\right)}. \quad (3.127)$$

Критерієм термодинамічної досконалості ТНУ, як відомо [49], є ексергетичний ККД

$$\eta_e = \frac{e_{\text{від}}}{e_{\text{під}}} = \frac{e_{\text{к}}}{(e_{\text{в}} + I_{\text{пр}})} = q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{к}} / (q_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}}^{\text{в}} + I_{\text{пр}}) \quad (3.128)$$

де  $e_{\text{під}}$ ,  $e_{\text{від}}$  – ексергія підведеної у випарнику і в компресорі та відведеної в конденсаторі енергії відповідно;  $\eta_{\text{с}}^{\text{в}} = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{ср}}^{\text{в}}}$  – ексергетична температурна функція (фактор Карно) для підведеної теплоти у випарнику;  $\eta_{\text{с}}^{\text{к}} = 1 - \frac{T_{\text{нс}}}{T_{\text{ср}}^{\text{к}}}$  – фактор Карно для відведеної теплоти в конденсаторі;  $T_{\text{ср}}^{\text{в}}$ , і  $T_{\text{ср}}^{\text{к}}$  – середньотермодинамічні температури підведення і відведення теплоти відповідно;  $T_{\text{нс}}$  – абсолютна температура навколишнього середовища.

З урахуванням (3.124), (3.126) і (3.127) замість (3.128) одержимо вираз

$$\eta_e = \frac{\eta_{\text{с}}^{\text{к}} \cdot \varphi}{[1 + \eta_{\text{с}}^{\text{в}} (\varphi + \eta_{\text{пр}})]}, \quad (3.129)$$

який за умови  $T_{\text{ср}}^{\text{в}} = T_{\text{нс}}$  спрощується і має вигляд

$$\eta_e = \eta_{\text{с}}^{\text{к}} \cdot \varphi, \quad (3.130)$$

що збігається з результатом [116].

Таким чином, за умови сталого значення  $\eta_{\text{пр}}$ , ексергетичний ККД ТНУ залежить від трьох величин:  $\eta_{\text{с}}^{\text{в}}$ ,  $\eta_{\text{с}}^{\text{к}}$  і  $\varphi$ . Значення факторів Карно для теплоти у випарнику і конденсаторі залежать від температури  $T_{\text{нс}}$  і температур  $T_{\text{ср}}^{\text{в}}$  і  $T_{\text{ср}}^{\text{к}}$  відповідно.

На рис. 3.11 наведені розрахункові значення  $\eta_e$  в залежності від зазначених температур. Із цього рисунка видно, що температура навколишнього середовища суттєво впливає на значення  $\eta_e$ . Наприклад, зміна  $T_{\text{нс}}$  від 273 до 293 К зумовлює зменшення  $\eta_e$  на 30 % для  $T_{\text{ср}}=303$  К і на 15 % для  $T_{\text{ср}}=353$  К. Отже, від вибору температури навколишнього середо-

вища залежить значення ексергетичного ККД ТНУ за умови однакових значень температур  $T_{\text{cp}}^{\text{B}}$  і  $T_{\text{cp}}^{\text{K}}$ . Різні значення прийнятої температури навколишнього середовища (258 К в [116], 273 К в [5] і 293 К в [123]) і приводять до розбіжностей наявних результатів.

В зв'язку з цим, на наш погляд, доцільно приймати  $T_{\text{nc}}=273$  К. Якщо ж температура підведення теплоти в ТНУ  $T_{\text{cp}}^{\text{B}} < 273$  К, то фактор Карно має визначатись так само, як і для холодильних машин:

$$\eta_{\text{c}} = \frac{T_{\text{nc}}}{T_{\text{cp}}^{\text{B}}} - 1.$$

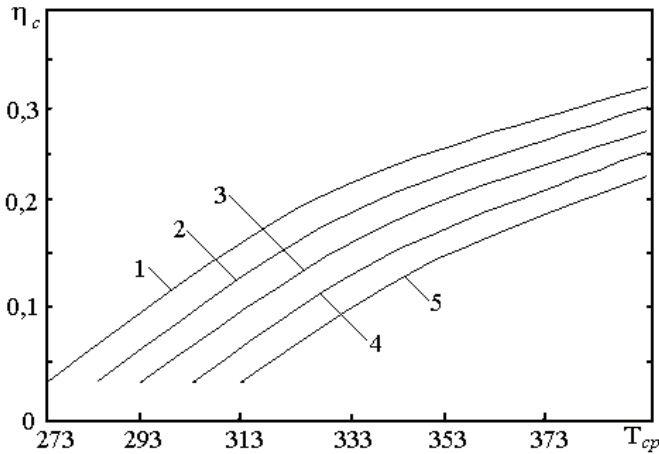


Рис. 3.11. Значення фактора Карно в залежності від середньотермодинамічної температури підведення (відведення) теплоти і температури навколишнього середовища  $T_{\text{nc}}$ , К: 1 – 263; 2 – 273; 3 – 283; 4 – 293; 5 – 303

Розглянемо тепер вплив температур  $T_{\text{cp}}^{\text{B}}$  і  $T_{\text{cp}}^{\text{K}}$  на ефективність роботи ТНУ. Візьмемо за базовий цикл (рис. 3.10) цикл 1–2–3–4–1 з певними значеннями температур випаровування  $t_{\text{в}}$  і конденсації  $t_{\text{к}}$ , °С. Якщо за умови  $t_{\text{к}}=\text{const}$  температура  $t_{\text{в}}$  зменшиться до якогось значення  $t_{\text{в}}'$ , то робота ТНУ буде здійснюватись за новим циклом 1'–2'–3–4–1, в

якому збільшується питома робота компресора  $l'_{\text{км}} = \frac{(h'_2 - h'_1)}{\eta_{\text{км}}}$  і зменшується питома теплота, що підводиться до випарника  $q'_b = h'_1 - h'_4$ . Крім того, зі зменшенням температури  $t_b$  зменшується величина  $\eta_c^B$  за умови  $T_{\text{nc}} = \text{const}$ . В загальному випадку на підставі (3.126) і (3.129) значення  $\phi$  і  $\eta_c$  можуть залишатись незмінними, зменшуватись або збільшуватись.

До подібного приводить і збільшення температури  $t_k$  за умови  $t_b = \text{const}$  і  $T_{\text{nc}} = \text{const}$  (цикл 1-2''-3''-4''-1 на рис. 3.10). Таким чином, питання про вплив температур  $t_b$  і  $t_k$  на значення  $\phi$  і  $\eta_c$  по суті справи залишається невизначеним.

На рис. 3.12 і 3.13 показані залежності коефіцієнта перетворення і ексергетичного ККД від значень  $T_{\text{cp}}^K$  і  $T_{\text{cp}}^B$ , які обчислені для аміачної ТНУ одиничної потужності 1 МВт за умови  $T_{\text{nc}} = 273 \text{ K}$  і  $\theta = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Із рис. 3.12 видно, що в розглянутому діапазоні температур  $T_{\text{cp}}^K$  коефіцієнти перетворення  $\phi$  зменшуються майже вдвічі для всіх значень середньотермодинамічних температур підведення теплоти у випарнику. Найбільший вплив температури  $T_{\text{cp}}^B$  на величину  $\phi$  спостерігається для менших значень температур  $T_{\text{cp}}^K$ . Характер зміни ексергетичних ККД ТНУ (див. рис. 3.13) неоднозначний. Значення  $\eta_c$  мають максимум, який зміщується в бік більш низьких температур  $T_{\text{cp}}^K$  у міру зменшення температури  $T_{\text{cp}}^B$ . Це зумовлюється особливостями теплофізичних властивостей холодоагенту (положенням кривої кипіння рідини ( $x=0$ ) і кривої насиченої пари ( $x=1$ ) на рис. 3.10).

Отримані результати є необхідною передумовою для прогнозування оптимальних температурних режимів підігріву мережевої води в конденсаторі ТНУ. Наприклад, для кривої 5 на рис. 3.13 оптимальний режим роботи відповідає умовам:  $T_{\text{cp}}^K = 337 \text{ K}$ ,  $t_{\text{cv}}' = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{cv}}'' = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ ; а для кривої 1 –  $T_{\text{cp}}^K = 327 \text{ K}$ ;  $t_{\text{cv}}' = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{cv}}'' = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Зазначимо однак, що ці дані можуть бути дещо скореговані в результаті експериментальної перевірки.

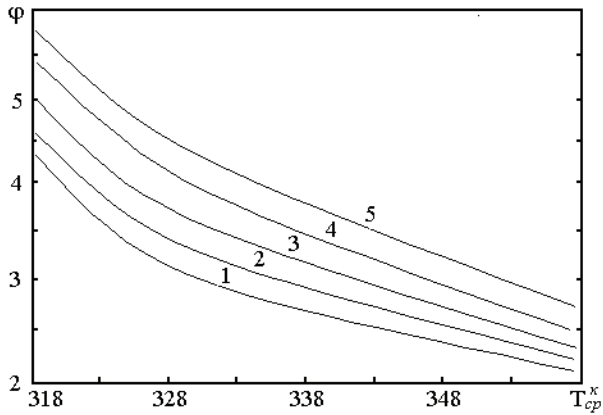


Рис. 3.12. Значення коефіцієнта перетворення в залежності від середньотермодинамічних температур теплоносіїв в конденсаторі і випарнику ТНУ  $T_{cp}^B$ , К:  
 1 – 278; 2 – 283; 3 – 288; 4 – 293; 5 – 298

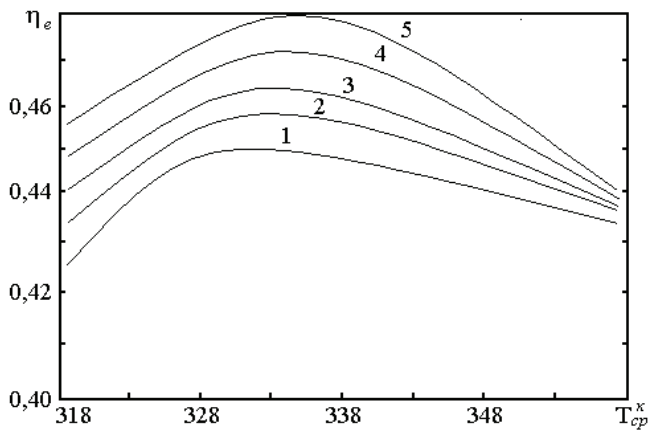


Рис. 3.13. Значення ексергетичного ККД ТНУ в залежності від середньотермодинамічних температур теплоносіїв в конденсаторі і випарнику ТНУ  $T_{cp}^B$ , К:  
 1 – 278; 2 – 283; 3 – 288; 4 – 293; 5 – 298



Згідно з проведеними дослідженнями можна зробити висновки:

1. Показники ефективності роботи теплонасосних установок суттєво залежать від середньотермодинамічних температур підведення і відведення теплоти, а також від температури навколишнього середовища.

2. Для узгодження між собою наявних дослідних даних останню пропонується приймати рівною 273 К.

3. Здійснений аналіз впливу температур на ефективність роботи ТНУ дозволяє прогнозувати оптимальні температурні режими її роботи.

### **3.5. Вплив схеми включення конденсаторів та випарників теплонасосних установок на ефективність роботи ТНУ у системі**

Схема включення конденсаторів та випарників теплонасосних установок може суттєво впливати на показники ефективності роботи ТНУ.

Підсистема теплового насоса в узагальненому вигляді представлена на рис. 3.14. Варіанти підсистеми теплового насоса з трьох теплових насосів наведено на рисунку 2.6. На рисунку 2.7 представлено варіанти підсистеми теплового насоса з двох теплових насосів.

Розглянемо підсистему теплового насоса з трьох теплових насосів. При роботі ТНУ у складі джерела тепlopостачання в системі тепlopостачання можна розрізнити чотири можливі схеми з'єднання конденсаторів та випарників теплових насосів. Згідно з рис. 3.14, необхідно розглянути такі схеми: а) випарники з'єднані паралельно, конденсатори з'єднані паралельно (схема I); б) випарники з'єднані паралельно, конденсатори з'єднані послідовно (схема II); в) випарники з'єднані послідовно, конденсатори з'єднані паралельно (схема III); г) випарники з'єднані послідовно, конденсатори з'єднані послідовно (схема IV).

Проаналізуємо вищевказані схеми стосовно системи з трьох парокompресійних ТНУ та визначимо найбільш ефективні з них з термодинамічної та енергетичної точок зору. На рис. 3.15 представлені досліджувані схеми включення випарників та конденсаторів теплових насосів в ТНУ.

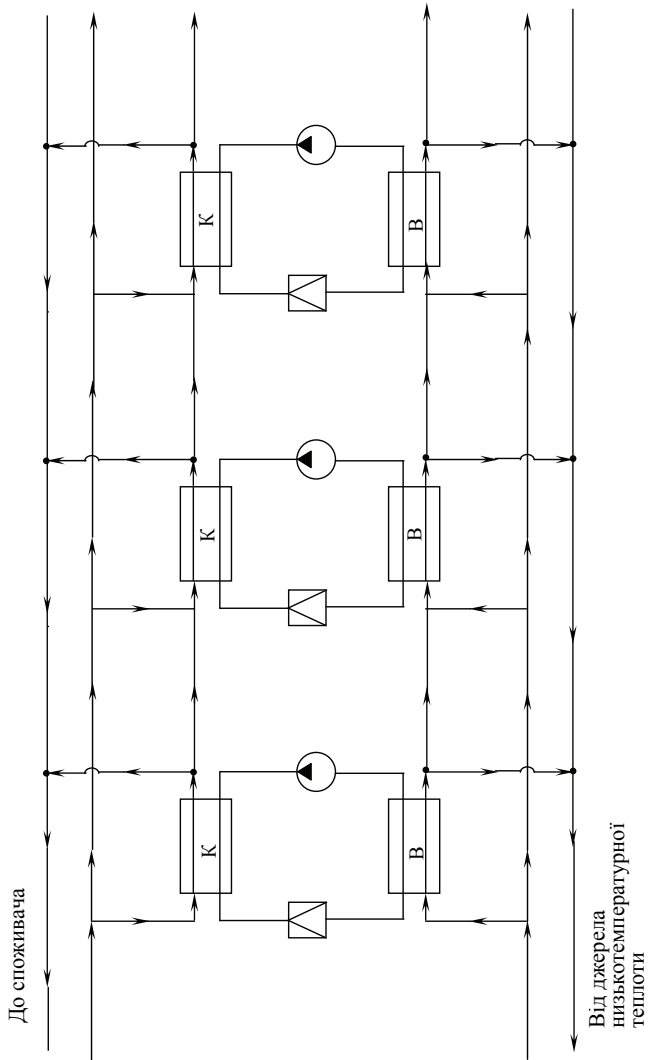


Рис. 3.14. Підсистема теплового насоса в узагальненому вигляді: В – випарник; К – конденсатор

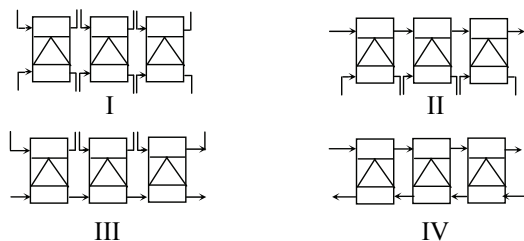


Рис. 3.15. Схеми включення випарників та конденсаторів теплових насосів в ТНУ: I – паралельне включення випарників та конденсаторів; II – послідовне включення конденсаторів та паралельне включення випарників; III – послідовне включення випарників та паралельне включення конденсаторів; IV – послідовне включення випарників та конденсаторів

Мірою енергетичної ефективності ТНУ є відношення теплоти, яка відпущена споживачу в конденсаторі, та витраченої енергії (коефіцієнт перетворення  $\phi$ ).

Величина коефіцієнта перетворення залежить від різниці температур нагріваного (у конденсаторі)  $t_{\text{ТН}}$  та грійного джерела (у випарнику)  $t_{\text{НТ}}$ , особливостей термодинамічного циклу, технічної досконалості конструкції теплового насоса. У першому наближенні можна вважати, що коефіцієнт  $\phi$  залежить тільки від різниці температур.

Для згаданих схем прийемо, що температури  $t_{\text{НТ}}$  на вході у перший за напрямком руху випарник та  $t_{\text{ТН}}$  на виході з останнього за напрямком руху конденсатора є сталими. Сталим значенням  $t_{\text{НТ}}$  та  $t_{\text{ТН}}$  будуть відповідати сталі значення температур випаровування  $t_{\text{в}}$  та конденсації  $t_{\text{к}}$  відповідно. Зміна значень температур випаровування та конденсації в системі з трьох ТНУ з різними схемами наведена в таблиці 3.1.

Вплив зміни різниці температур  $t_{\text{к}} - t_{\text{в}}$  на значення потужностей компресорів наведено у таблиці 3.2. З табл. 3.2 наочно видно, що для трьох ТНУ у схемі I  $N_1 = N_2 = N_3$ , а загальна потужність компресорів складе  $[\sum N]_I = 3 \cdot N_1$ . Схема II забезпечує певне заощадження енергії на привод компресора на величину  $\Delta N$ . Схема III має певну перевитрату електроенергії порівняно з попередніми схемами. Схема IV забезпечує, з одного боку, економію, а з іншого, – перевитрату енергії та за ефективністю дещо наближається до схеми I. Але для цієї схеми

суттєво зростуть витрати енергії на прокачування тепло- та холодоносіїв через послідовно з'єднані випарники та конденсатори.

Таблиця 3.1

**Значення температур випаровування та конденсації в системі з трьох ТНУ**

№ схеми	Характеристика схеми	Різниці температур		
		ТН - 1	ТН - 2	ТН - 3
I	$t_B = \text{const}$ $t_K = \text{const}$	$t_K - t_B = \text{const}$	$t_K - t_B = \text{const}$	$t_K - t_B = \text{const}$
II	$t_B = \text{const}$ $t_K = \text{var}$	$t_{K1} - t_B$	$t_{K2} - t_B > t_{K1} - t_B$	$t_{K3} - t_B > t_{K2} - t_B$
III	$t_B = \text{var}$ $t_K = \text{const}$	$t_K - t_{B1}$	$t_K - t_{B2} > t_K - t_{B1}$	$t_K - t_{B3} > t_K - t_{B2}$
IV	$t_B = \text{var}$ $t_K = \text{var}$	$t_{K1} - t_{B1}$	$t_{K2} - t_{B2} > t_{K1} - t_{B1}$	$t_{K3} - t_{B3} > t_{K2} - t_{B2}$

Отже, з проведеного аналізу схем випливає висновок, що найбільш ефективною з енергетичної точки зору є схема II, до якої наближається за ефективністю схема I. Схема II хоча і передбачає вищі витрати електроенергії на прокачування теплоносія через послідовно з'єднані конденсатори, але ці витрати компенсуються значною економією енергії на привід компресорів.

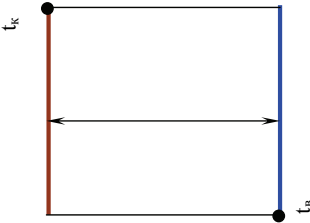
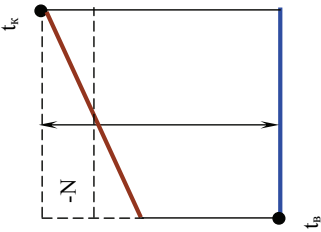
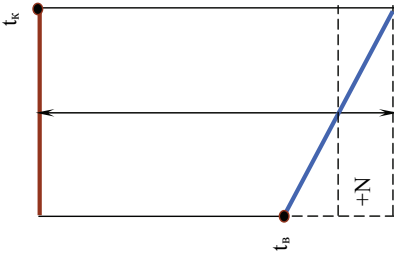
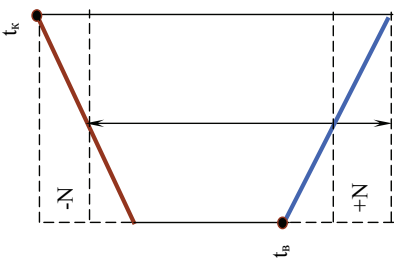
Послідовне включення конденсаторів теплових насосів при паралельному з'єднанні випарників забезпечує нагрівання теплоносія до певної температури з меншими витратами енергії, або дозволяє здійснити підігрів теплоносія на більшу величину з такими ж витратами енергії, як при паралельній схемі включення конденсаторів.

Здійснений аналіз ефективності схем включення конденсаторів та випарників ТНУ дозволяє визначити оптимальну схему для певних умов.

Так, для забезпечення вищих температур теплоносія на виході з конденсатора, найбільш ефективною є схема II. Схема I може застосовуватись при змінній витраті теплоносія в конденсаторах. Схема IV може бути використана для значного охолодження холодоносія у випарниках. Схема III може бути використана для забезпечення більшого охолодження холодоносія при змінній витраті теплоносія у конденсаторі.

Таблиця 3.2

Вплив зміни різниці температур  $t_k - t_b$  на значення потужностей компресорів

Схема I	Схема II	Схема III	Схема IV
 <p style="text-align: center;"><math>N_1 = N_2 = N_3</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{I1} = 3 \cdot N_1</math></p>	 <p style="text-align: center;"><math>N_1 &lt; N_2 &lt; N_3</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{II1} = 3 \cdot N_2</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{II2} &lt; \sum N_{II1}</math></p>	 <p style="text-align: center;"><math>N_1 &lt; N_2 &lt; N_3</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{III1} = 3 \cdot N_2</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{III2} &gt; \sum N_{III1}</math></p>	 <p style="text-align: center;"><math>N_1 &lt; N_2 &lt; N_3</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{IV1} = 3 \cdot N_2</math></p> <p style="text-align: center;"><math>\sum N_{IV2} \approx \sum N_{IV1}</math></p>

## 4. ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОАСОСНИХ СТАНЦІЙ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

### 4.1. Ефективність застосування ТНУ з електроприводом компресора на теплоасосних станціях

Теплоасосна станція (ТНС) являє собою комплексне енергетичне підприємство, яке призначене для централізованого теплопостачання (рис. 4.1). В ТНС перетворення енергії здійснюється в двох установках: ТНУ і водогрійних котлах (ВК). При цьому в передвключеній ТНУ підводиться не первісна енергія палива, а перетворена енергія в формі механічної роботи. На рис. 4.1 наведена принципова схема ТНС, яка складається з парокompресійної ТНУ і водогрійного котла, який включений послідовно з конденсатором ТНУ. Теплоасосна станція забезпечує нагрів заданої витрати мережевої води в системі теплофікації від температури  $T_{з\text{мв}}$  до  $T_{п\text{мв}}$  (позначення температур див. на рис. 4.1).

Оскільки енергетична ефективність роботи ТНУ і ВК відрізняються, то розподіл підігріву мережевої води між ними буде суттєво впливати на загальну ефективність роботи ТНС. Очевидно, що для кожного заданого температурного режиму роботи теплової мережі ( $T_{п\text{мв}}/T_{з\text{мв}}$ ) має існувати певний оптимальний розподіл підігріву води між ТНУ ( $T_{тн} - T_{з\text{мв}}$ ) і ВК ( $T_{п\text{мв}} - T_{тн}$ ). Дійсно, якщо підігрів води в ТНУ буде незначним, то загальна ефективність роботи ТНС буде мало відрізнятися від ефективності роботи ВК, незважаючи на те, що власне для ТНУ вона може виявитися і дуже високою. Переважний підігрів води в ТНУ навпаки приведе до того, що загальна ефективність роботи ТНС буде наближатися до ефективності роботи ТНУ. При цьому не виключено, що остання з підвищенням температури  $T_{тн}$  може виявитися значно нижчою за ефективність роботи ВК. Таким чином, вирішення задачі успішного впровадження ТНС зводиться до визначення оптимального розподілу навантаження між ТНУ і ВК для різних температурних режимів роботи теплової мережі.

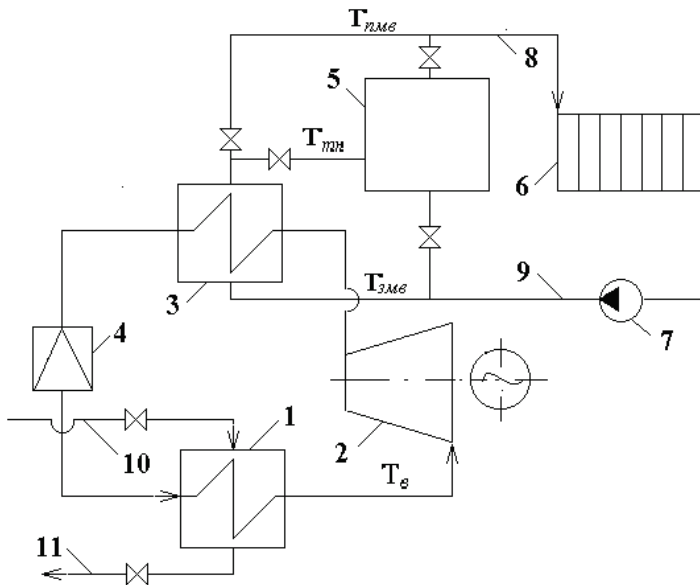


Рис. 4.1. Схема теплонасосної станції: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор з електроприводом; 3 – конденсатор ТНУ; 4 – дросельний вентиль; 5 – водогрійний котел; 6 – теплові споживачі; 7 – мережевий насос; 8 і 9 – лінії прямої та зворотної мережевої води; 10 і 11 – лінії низькотемпературного джерела енергії;  $T_{\text{в}}$  і  $T_{\text{к}}$  – температури випаровування і конденсації холодоагенту в ТНУ;  $T_{\text{тн}}$  – температура підігрітої води в ТНУ;  $T_{\text{пмв}}$  і  $T_{\text{змв}}$  – температура прямої та зворотної мережевої води в системі теплопостачання

Ця задача розв'язувалась методом математичного моделювання роботи ТНС потужністю 60 МВт для кількох режимів роботи системи теплофікації. Нами в [208, 214] розглядалися варіанти роботи ТНС з такими температурами  $T_{\text{пмв}}$ : 90, 100, 130 і 150 °С. Температура зворотної мережевої води  $T_{\text{змв}}$  варіювалась від 45 до 70 °С. До складу досліджуваної ТНС входили три водогрійних котли КВ-ГМ-10 з максимальною потужністю 11,6 МВт і три аміачних ТНУ на базі турбокомпресійних агрегатів АТФТ-5-10 і випарувально-конденсаційних агрегатів АИКТ-10 з максимальною потужністю по 11,6 МВт. Низькотемпературним джерелом була стічна вода промислового підприємства з тем-

пературою 25 °С, яка охолоджувалась у випарнику ТНУ на 8 °С. В основу математичної моделі досліджень були покладені рівняння для розрахунків дійсних термодинамічних циклів ТНУ, рівняння матеріальних і теплових балансів елементів схеми ТНС, паспортні дані агрегатів ТНУ і ВК [188, 192–199]. Варіантні розрахунки здійснювались за умовами:  $T_{\text{тн}}=\text{var}$ ,  $T_{\text{зmv}}=\text{const}$  і  $T_{\text{зmv}}=\text{var}$ ,  $T_{\text{тн}}=\text{const}$ . За порівняльний варіант приймався варіант роботи водогрійної котельні, до складу якої входило шість водогрійних котлів КВ-ГМ-10.

На рис. 4.2 для прикладу наведені залежності зміни показників ефективності роботи ТНУ (коефіцієнта перетворення  $\phi$ , ексергетичного ККД  $\eta_e$ , питомої витрати умовного палива  $v$ , кг/ГДж) від температури підігріву мережевої води в ТНУ для режиму роботи теплової мережі 100/50. Із цього рисунку видно, що ефективність роботи ТНУ зменшується зі збільшенням температури  $T_{\text{тн}}$ , що зумовлено зростанням витрат електроенергії на привод компресора. Подібні залежності спостерігаються і для інших температурних режимів роботи системи теплофікації.

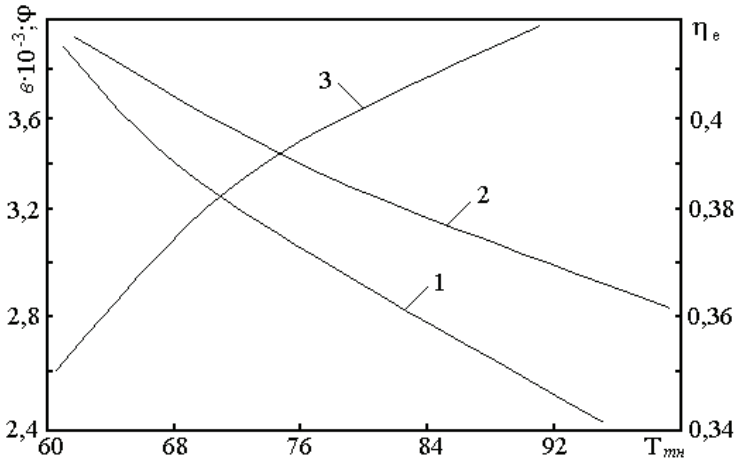


Рис. 4.2. Поточні значення коефіцієнтів ефективності роботи ТНУ: 1 – значення  $v$ ; 2 –  $\eta_e$ ; 3 –  $\phi$



Значення питомої витрати умовного палива і економії умовного палива  $\Delta B$ , кг/с на ТНС в залежності від температури  $T_{тн}$  для того ж самого температурного режиму, що і на рис. 4.2, показані на рис. 4.3. Тут для порівняння наведено також значення питомої витрати умовного палива на водогрійні котли (лінія 2). Наведені залежності свідчать про те, що питома витрата умовного палива на ТНС завдяки застосуванню ТНУ може бути знижена до 14 %, зумовлюючи економію в порівнянні з роботою котельні до 0,285 кг/с або до 1,026 т/год, що за опалувальний сезон ( $\tau_{оп}=5000$  год.) дає економію умовного палива до 5130 т і виключає з роботи три водогрійних котла.

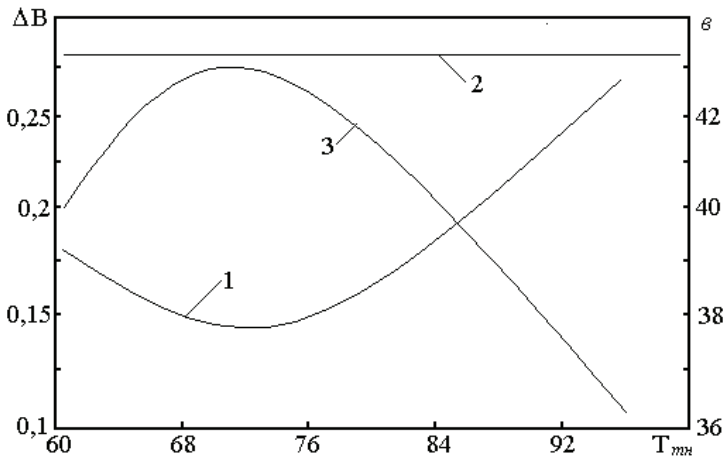


Рис. 4.3. Зміна енергетичних характеристик роботи ТНС за умови  $T_{тн}=75$  °С;  $T_{пмв}=100$  °С: 1 – значення  $v_{тну}$ ; 2 –  $v_{ак}$ ; 3 –  $\Delta B$

Аналогічні залежності для інших режимів роботи теплової мережі дозволили визначити оптимальні значення підігріву води в ТНУ, а, отже, і оптимальні режими роботи останніх. За результатами досліджень встановлено, що для температурних режимів 90/50 і 100/50 оптимальні значення  $T_{тн}$  складають 73 °С, для режимів 130/60 і 150/60 – 76 °С, для режиму 150/70 – 80 °С. Це означає, що відпуск води в систему гарячого водопостачання (за нормами 65 °С) з потужністю 15 МВт для

нашого випадку в міжопалювальний сезон ( $\tau_{\text{мо}}=3040$  год) може здійснюватись безпосередньо від ТНУ. Тоді додаткова економія умовного палива за цей період на підставі рис. 4.2 і 4.3 складатиме, т:

$$\begin{aligned} \Delta B_{\text{мо}} &= (b_{\text{вк}} - b_{\text{ТНУ}}) \cdot Q \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \tau_{\text{мо}} = \\ &= (42,66 - 32,95) \cdot 15 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot 3040 = 1594. \end{aligned}$$

Таким чином, загальна річна економія умовного палива на ТНС в порівнянні з котельнею для режиму роботи теплової мережі 100/50 може складати 6724 т. Зазначимо, що цей температурний режим є найбільш характерним для нашої кліматичної зони і є найбільш оптимальним для роботи ТНС. Для режимів з більшими значеннями температури  $T_{\text{пмв}}$  значення оптимальної температури  $T_{\text{тн}}$  підвищуються. Але, як відомо [199], підвищення температури води на вході у водогрійний котел приводить до зменшення його ККД внаслідок зростання температури відхідних газів.

Зауважимо також, що зменшення витрат органічного палива за рахунок впровадження ТНС зменшує витрати енергії на його видобуток і транспортування, витрати кисню на його спалювання, витрати енергії на евакуацію продуктів згорання, а головне, зменшує кількість шкідливих викидів в атмосферу. Розрахунки за [215] показують, що для нашого випадку роботи базової котельні на природному газі зазначена економія палива зменшує річну витрату кисню на 1200 м<sup>3</sup>, викидів окису вуглецю і оксидів азоту – на 5 і 23 т відповідно, заощаджує витрати електроенергії на привод тягодуттьових установок водогрійних котлів в кількості 116 МВт·год. Ці ж показники, що віднесені до одиниці відпущеної теплової потужності, складають на рік відповідно 20 м<sup>3</sup>/МВт; 0,083 т/МВт; 0,383 т/МВт і 1,93 МВт· год/МВт.

Залежності показників ефективності роботи ТНС за умови оптимального підігріву води в ТНУ від значень температур прямої і зворотної мережевої води показані на рис. 4.4 і 4.5 відповідно.

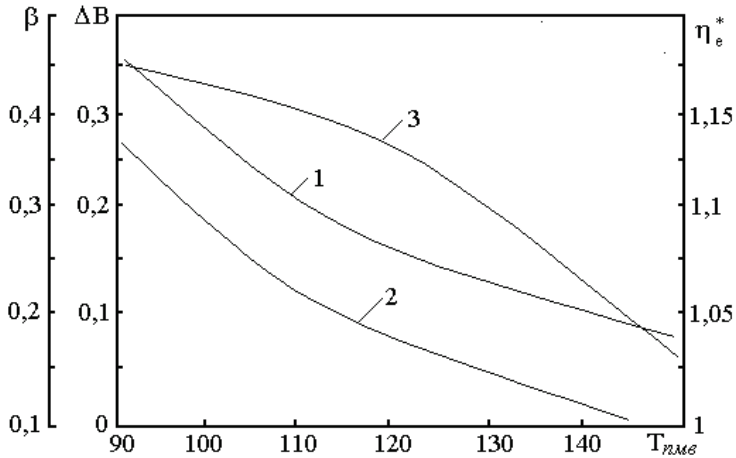


Рис. 4.4. Зміна енергетичних характеристик роботи ТНС за умови  $T_{зmv}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ :  
 1 – значення  $\Delta B$ ; 2 –  $\eta_e^*$ ; 3 –  $\beta$

Тут також наведені залежності зміни відносного навантаження ТНУ  $\beta=Q_{ТНУ}/Q_{ТНС}$ , де  $Q_{ТНУ}$  і  $Q_{ТНС}$  – теплове навантаження ТНУ і ТНС відповідно. Із рис. 4.4 видно, що з підвищенням температури  $T_{пмв}$  економія умовного палива  $\Delta B$  і відносний ексергетичний ККД  $\eta_e^*$ , який являє собою відношення ексергетичних ККД ТНУ і ВК, зменшуються. Це пояснюється тим, що зі збільшенням температури  $T_{пмв}$  зменшується частка відносного навантаження ТНУ за рахунок збільшення навантаження менш економічних водогрійних котлів.

Аналогічний характер зміни зазначених величин спостерігається і на рис. 4.5 за умови зростання температури  $T_{зmv}$ . Тут зі збільшенням останньої зменшується величина  $Q_{ТНУ}$ , що зумовлює зменшення  $\beta$  і збільшення навантаження водогрійних котлів. Результати досліджень показали, що найбільш економічними режимами роботи ТНС слід вважати режими, коли  $\beta = 0,45\text{--}0,25$  (менші значення  $\beta$  відповідають більшим значенням  $T_{пмв}$ ).

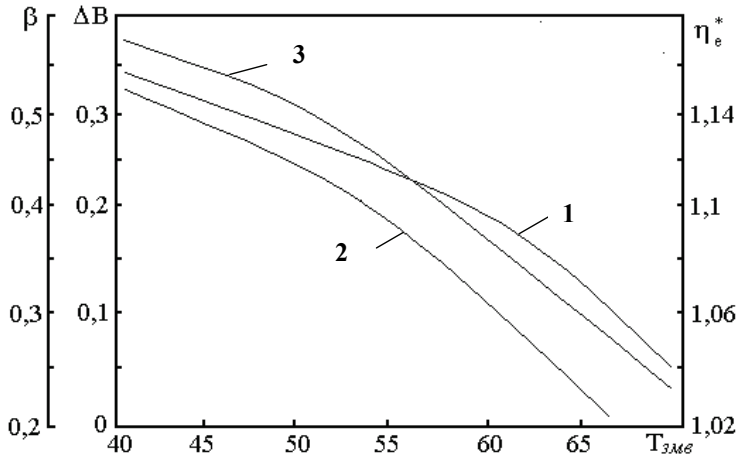


Рис. 4.5. Зміна енергетичних характеристик роботи ТНС за умови  $T_{\text{пмв}}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ :  
 1 – значення  $\Delta B$ ; 2 –  $\eta_e^*$ ; 3 –  $\beta$

Згідно з проведеними дослідженнями, можна зробити такі висновки:

1. Застосування теплонасосних станцій на базі водогрійних котелень забезпечує до 15 % економії палива, зменшує витрати електроенергії на тягодуттєві установки і кількість шкідливих викидів в атмосферу.

2. Оптимальні температури підігріву мережевої води в теплонасосних установках залежать від температурного графіка роботи систем теплофікації і складають 73–80 °С.

3. Оптимальними режимами роботи теплонасосних станцій слід вважати режими з майже однаковим розподілом навантажень між теплонасосними установками і водогрійними котлами.

#### 4.2. Ефективність застосування ТНУ з дизельним приводом компресора на теплонасосних станціях

Використання природного газу як моторного палива, не дивлячись на переважне поширення в світі ТНУ з електроприводом, має сприяти створенню і впровадженню ТНУ з приводом компресора від газових двигунів. Застосування таких ТНУ може розглядатись як один з важливих напрямів енерго- і ресурсозбереження, оскільки передбачає утилізацію відхідних газів після газового двигуна. Можливість використання ТНУ з газовим двигуном розглядалась раніше в [102, 191]. В [15] розглянуто лише загальні умови конкурентоспроможності таких ТНУ в залежності від вартості палива.

Зважаючи на це, ми ставили за мету виявити переваги застосування ТНУ з дизельним двигуном в порівнянні з ТНУ, яка працює з електроприводом компресора [208, 216, 217]. Силowymi агрегатами для привода компресорів ТНУ були дизель-генераторні станції 64Н32/35 з потужністю електрогенератора 2,5 МВт і ефективним ККД двигуна 0,37; виробництво яких здійснюється з 1993 р. за ліцензією фінської фірми «Вяртсила». Як і раніше, досліджувалась ефективність роботи ТНС з трьома ТНУ АТФТ5-10 і трьома водогрійними котлами КВ-ГМ-10. Принципова схема такої ТНС показана на рис. 4.6. Привод компресора ТНУ здійснюється за допомогою дизельного двигуна 5, електрогенератора 6, електродвигуна 4 і мультиплікатора 3. Частка зворотної мережевої 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.

Як і в попередньому випадку, досліджувалась робота ТНУ з такими ж самими значеннями  $T_{\text{пмв}}$ : 90, 100, 130 і 150 °С. Температура зворотної мережевої води варіювалась від 40 до 70 °С.

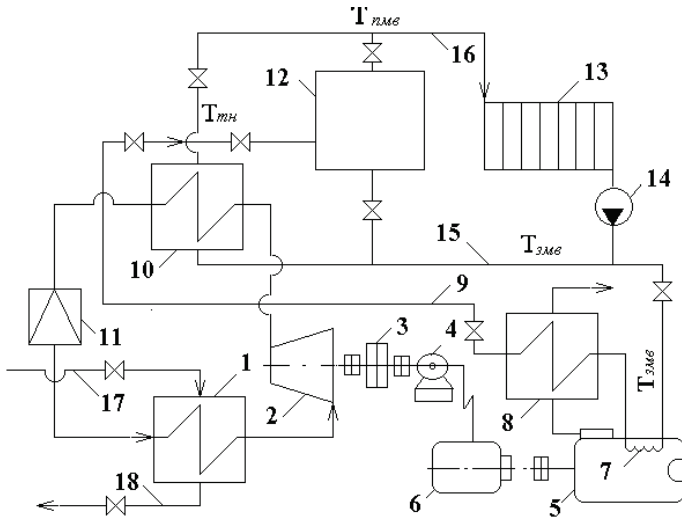


Рис. 4.6. Принципова схема ТНС з дизель-генераторним приводом компресора ТНУ і з утилізацією теплоти відхідних газів після дизеля: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор; 3 – мультиплікатор; 4 – електродвигун; 5 – дизельний двигун; 6 – електрогенератор; 7 – теплообмінна поверхня системи охолодження дизеля; 8 – утилізатор відхідних газів після дизельного двигуна; 9 – лінія гарячої мережевої води від утилізатора; 10 – конденсатор ТНУ; 11 – дросельний вентиль; 12 – водогрійний котел; 13 – теплові споживачі; 14 – мережевий насос системи теплофікації; 15 і 16 – лінія прямої та зворотної мережевої води відповідно; 17 і 18 – лінія підведення і відведення «холодного» теплоносія у випарник ТНУ;  $T_{ПМВ}$ ,  $T_{ЗМВ}$  – температури прямої та зворотної мережевої води в системі теплопостачання відповідно;  $T_{ТН}$  – температура мережевої води після підігріву в ТНУ

Оскільки оптимальні режими роботи ТНУ за температурою підігріву мережевої води  $T_{ТН}$  були вже визначені, то аналізувалась робота ТНУ і ТНС за умови підігріву мережевої води до оптимальної температури. За порівняльний варіант приймався варіант роботи ТНУ з електроприводом компресора.

На рис. 4.7 показані закономірності зміни ексергетичного ККД  $\eta_e$ , коефіцієнта перетворення  $\phi$  і питомої витрати умовного палива  $v$ , кг/ГДж в залежності від температури прямої мережевої води для  $T_{ЗМВ} = 55^\circ\text{C}$ .

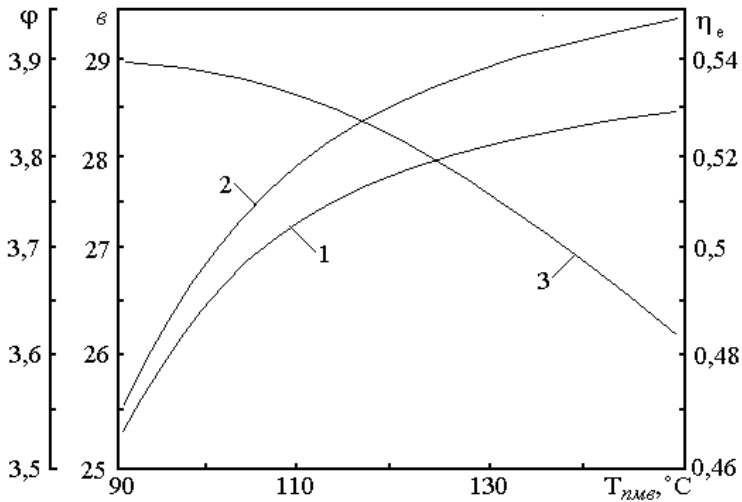


Рис. 4.7. Показники роботи ТНУ з дизельним приводом компресора: 1 – питома витрата  $\nu$  умовного палива в кг/ГДж; 2 – ексергетичний ККД  $\eta_e$ ; 3 – коефіцієнт перетворення  $\phi$

Залежності зміни основних показників ефективності роботи ТНУ з дизельним приводом компресора і утилізацією теплоти відхідних газів, які показані на рис. 4.7, подібні до залежностей роботи ТНУ з електроприводом компресора. Для режимів з більшими значеннями  $T_{пмв}$  підвищується оптимальне значення температури  $T_{тп}$ , що зумовлює зростання потужності компресора, збільшення витрати палива на його привід і зменшення коефіцієнта перетворення  $\phi$ . Значення ексергетичного ККД ТНУ при цьому дещо підвищується, що пояснюється збільшенням значення ексергетичної температурної функції  $\eta_c = 1 - T_{nc}/T_{cp}$  (фактора Карно) внаслідок збільшення абсолютної середньотермодинамічної температури відпуску теплоти  $T_{cp}$  за умови незмінної температури навколишнього середовища  $T_{nc}$ .

Порівняльні безрозмірні показники ефективності роботи теплонасосних станцій, в складі яких працюють ТНУ з електроприводом і з дизельним приводом компресора, наведені на рис. 4.8.

Тут  $\varphi^* = \varphi_d / \varphi_e$ ;  $\eta_e^* = \eta_{el} / \eta_{ce}$ ;  $\epsilon^* = \epsilon_e / \epsilon_d$ , де індексом «d» позначені величини для ТНС з дизельним двигуном, а індекс «e» – для ТНС з електроприводом компресора.

Із рис. 4.8 видно, що показники роботи ТНС з дизельним приводом компресора кращі, ніж такі для ТНС з електроприводом компресора ТНУ. Ці показники зменшуються у міру зростання температури  $T_{пмв}$ , що пов'язано зі зменшенням частки завантаження ТНУ  $\beta$  і відповідно збільшенням частки завантаження водогрійних котлів (див. рис. 4.8).

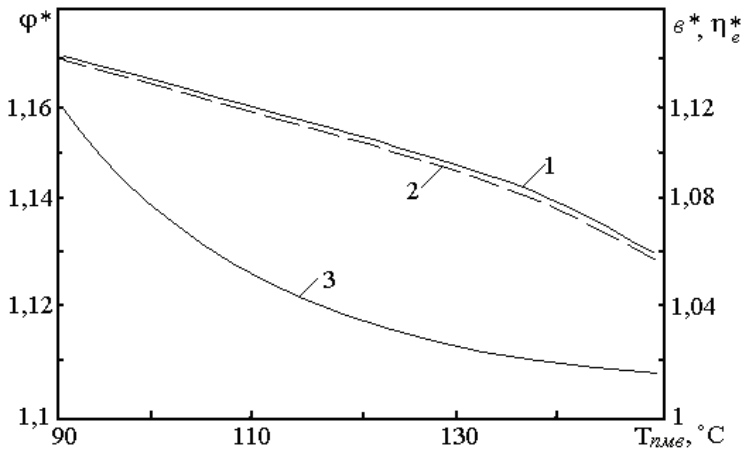


Рис. 4.8. Відносні показники ефективності роботи ТНС за умови  $T_{зmv}=55^\circ\text{C}$ :

1 – значення  $\epsilon^*$ ; 2 –  $\eta_e^*$ ; 3 –  $\varphi^*$

На рис. 4.9 показані залежності додаткової економії умовного палива за рахунок впровадження ТНУ з дизельним приводом компресора і утилізацією теплоти відхідних газів від двигуна. Крива 1 характеризує економію палива в порівнянні з роботою ТНУ з електроприводом компресора, а крива 2 – економію палива в порівнянні з роботою водогрійної котельні. Тут також наведено залежність зміни частки завантаження ТНУ (крива 3). Ці залежності свідчать про ефективнішу роботу ТНС з дизельним приводом компресора. Економія



палива на таких ТНС може складати 21 %, тобто підвищена в порівнянні з роботою ТНС з електроприводом компресора на 7 %.

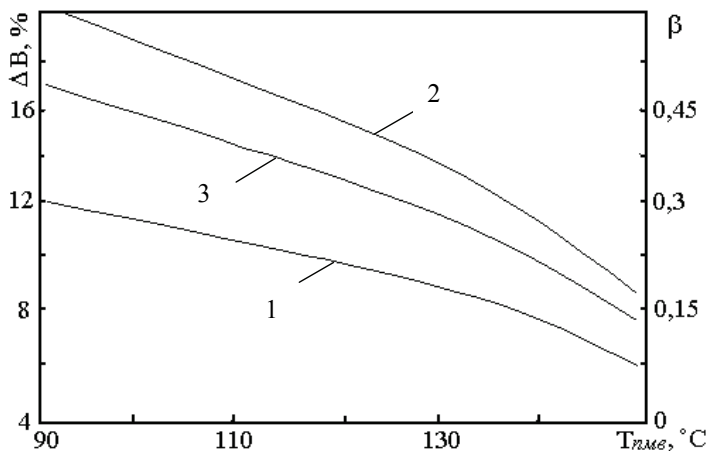


Рис. 4.9. Значення економії умовного палива  $\Delta B$  відносно роботи ТНС з електроприводом та частки навантаження ТНУ: 1 – економія палива на ТНУ; 2 – на ТНС; 3 – зміна частки навантаження ТНУ

Це означає, що річна економія умовного палива в цьому випадку може бути збільшена до 7195 т. При цьому річна економія кисню збільшиться до 1286 м<sup>3</sup>, кількість викидів окису вуглецю і оксидів азоту зменшиться на 5,4 та 24,6 т відповідно, а кількість заощадженої за рік електроенергії на привод тягодуттєвих установок складатиме понад 124 МВт-год.

На підставі викладеного вище можна зробити такі висновки:

1. Ефективність роботи теплонасосних установок з дизельним приводом компресора вища за ефективність роботи ТНУ з електроприводом завдяки утилізації теплоти відхідних газів після двигуна.

2. Застосування теплонасосних станцій з дизельними двигунами зумовлює економію палива в порівнянні з догрійними котельнями на 21 %.

3. Економія палива спричиняє зменшення витрат кисню на процеси горіння палива, зменшення шкідливих викидів в атмосферу і зменшення витрат електроенергії на тягодуттвові установки водогрійних котлів.

#### **4.3. Вплив топології теплонасосної станції на ефективність її роботи в системах тепlopостачання**

Топологія теплонасосної станції суттєво впливає на ефективність її роботи в теплотехнологічних системах [218–220].

Аналітичний літературний огляд, наведений в розділі 1, виявив недостатність та обмеженість системних досліджень впливу топології ТНС на ефективність її роботи для тепlopостачання. В цитованій літературі не виявлено системного вивчення цієї проблеми. В дослідженнях переважно розглядалась обмежена кількість схем з певним визначеним складом обладнання.

Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою, наведена в розділі 2 та розроблена на основі систематизованої інформації, використовується для визначення перспективних систем з теплонасосними установками, які не досліджувались, або були досліджені недостатньо.

Оскільки метою цієї роботи є розробка структури та дослідження оптимальних режимів роботи вискоефективного джерела тепlopостачання з ТНУ, необхідно дослідити вплив топології на ефективність роботи ТНС за схемами, визнаними перспективними на основі аналізу узагальненої теплотехнологічної системи з ТНУ.

Ми зробили спробу розширити коло досліджень ефективності ТНС за різними схемами за рахунок перспективних схем, не досліджуваних раніше або досліджених недостатньо.

Структурна схема досліджуваної теплотехнологічної системи з ТНУ, наведена в підрозділі 3.1, передбачає різний склад обладнання, схеми та режими роботи ТНС.

У підрозділі 3.5 здійснено аналіз впливу схеми включення конденсаторів та випарників на ефективність застосування ТНУ у системі. У підрозділах 4.1 та 4.2 досліджено ефективність ТНУ з різними видами приводу компресора.

Підсистема утилізації теплоти приводу теплового насоса в загальному та варіантному вигляді представлена на рис. 2.8 та 2.9 відповідно.

З урахуванням висновків та рекомендацій, здійснених на основі проведених досліджень, досліджувався вплив таких чинників на ефективність роботи ТНС [219, 221, 222]:

- 1) тип приводу компресора (електричний або від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ));
- 2) схема включення конденсаторів теплонасосних установок (паралельна або послідовна).

Досліджувана ТНС являє собою комплексне енергетичне підприємство, призначене для централізованого тепlopостачання. В ТНС перетворення енергії здійснюється в двох установках: ТНУ і водогрійних котлах (ВК). При цьому в передвключеній ТНУ підводиться не первісна енергія палива, а перетворена енергія в формі механічної роботи. ВК включені послідовно з конденсаторами ТНУ. Досліджувався комплексний вплив типу приводу компресора та схеми включення конденсаторів теплонасосних установок на ефективність роботи ТНС для тепlopостачання.

Ця задача розв'язувалась методом математичного моделювання роботи ТНС потужністю 60 МВт для різних схем ТНС та режимів роботи системи теплофікації. На рис. 4.10 наведена принципова схема ТНС, яка складається з парокompресійних ТНУ та водогрійних котлів. Теплонасосна станція забезпечує нагрів заданої витрати мережевої води в системі теплофікації від  $T_{зmv}$  до  $T_{пmv}$  (позначення температур див. на рис. 4.10). Оскільки енергетична ефективність роботи ТНУ і ВК відрізняється, то розподіл підігріву мережевої води між ними буде суттєво впливати на загальну ефективність роботи ТНС.

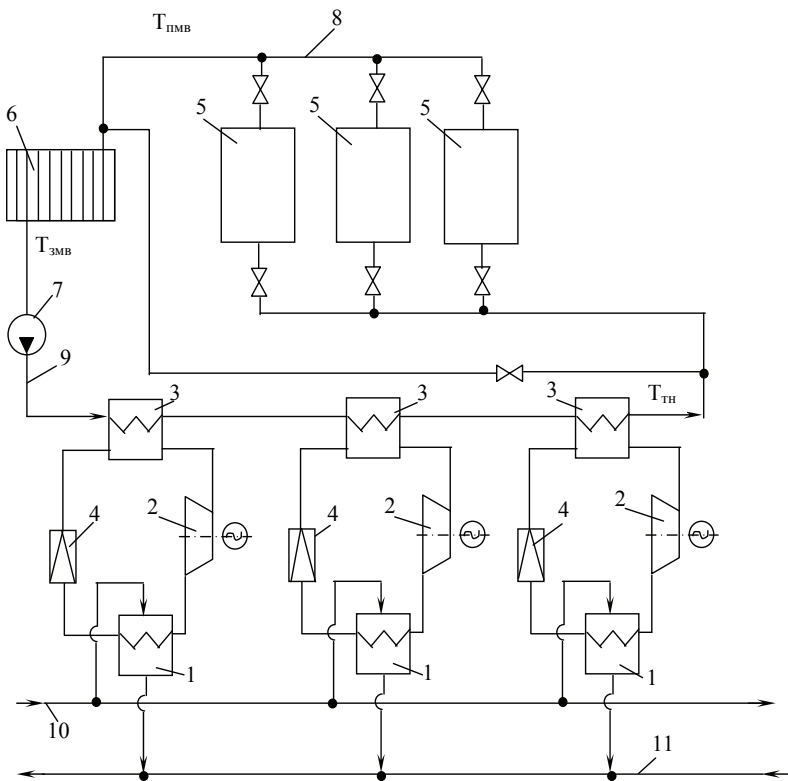


Рис. 4.10. Схема теплонасосної станції з послідовним включенням конденсаторів теплових насосів та електричним приводом компресорів: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор з електроприводом; 3 – конденсатор ТНУ; 4 – дросельний вентиль; 5 – водогрійний котел; 6 – теплові споживачі; 7 – мережевий насос; 8 і 9 – лінії прямої та зворотної мережевої води; 10 і 11 – лінії низькотемпературного джерела енергії;  $T_{ТН}$  – температура підігрітої води в ТНУ;  $T_{ПМВ}$  та  $T_{ЗМВ}$  – температура прямої та зворотної мережевої води в системі теплопостачання відповідно

В [208, 214, 216, 217, 219, 221, 222] викладені результати досліджень ефективності роботи ТНС з різними видами приводу компресора. Дослідження проводилось за умови використання теплоти стічної води промислового підприємства з температурою 25 °С та охолодженням її у випарнику ТНУ на 8 °С для різних режимів роботи системи теплофікації.

Так, за умови паралельного включення конденсаторів, економія палива на ТНС з електроприводом склала 14 % порівняно з котельнею при підігріві води у ТНУ до температури 73–80 °С. Для цих же умов економія палива на ТНС з приводом компресора від ДВЗ склала 21 %, тобто підвищена на 7 % порівняно з попередньою схемою. При цьому частка навантаження ТНУ  $\beta = Q_{\text{ТНУ}} / Q_{\text{ТНС}}$ , де  $Q_{\text{ТНУ}}$  і  $Q_{\text{ТНС}}$  теплове навантаження ТНУ і ТНС відповідно, склала 0,25–0,45.

Послідовне включення конденсаторів теплонасосних установок дозволяє здійснити підігрів теплофікаційної води в конденсаторах ТНУ на більшу величину.

Схему ТНС з послідовним включенням конденсаторів теплових насосів та електричним приводом компресорів наведено на рис. 4.10. Випарники теплових насосів включені по воді паралельно. Температура води після конденсаторів теплових насосів складає величину  $T_{\text{ТН}}$ .

Розглядалися варіанти роботи ТНС з такими температурами  $T_{\text{ПМВ}}$ : 90, 100, 130, 150 °С. Температура зворотної мережевої води  $T_{\text{ЗМВ}}$  варіювалась від 45 до 70 °С. Варіантні розрахунки здійснювались за умовами:  $T_{\text{ТН}} = \text{var}$ ,  $T_{\text{ЗМВ}} = \text{const}$  і  $T_{\text{ЗМВ}} = \text{var}$ ,  $T_{\text{ТН}} = \text{const}$ . За порівняльний варіант брався варіант роботи водогрійної котельні такої ж потужності.

На рис. 4.11 наведені залежності зміни показників ефективності роботи ТНУ (коефіцієнта перетворення  $\phi$  та питомої витрати умовного палива  $b$ , кг/ГДж) від температури підігріву мережевої води в ТНУ. Тут порівнюються результати досліджень роботи ТНС з паралельним та послідовним включенням конденсаторів для режиму роботи системи теплофікації 100/50.

Із цього рисунка видно, що при послідовній схемі ТНС теплонасосна установка працює ефективніше.

Отже, при послідовному включенні конденсаторів ТНУ можна досягти менших питомих витрат палива та більших коефіцієнтів перетворення ТНУ.

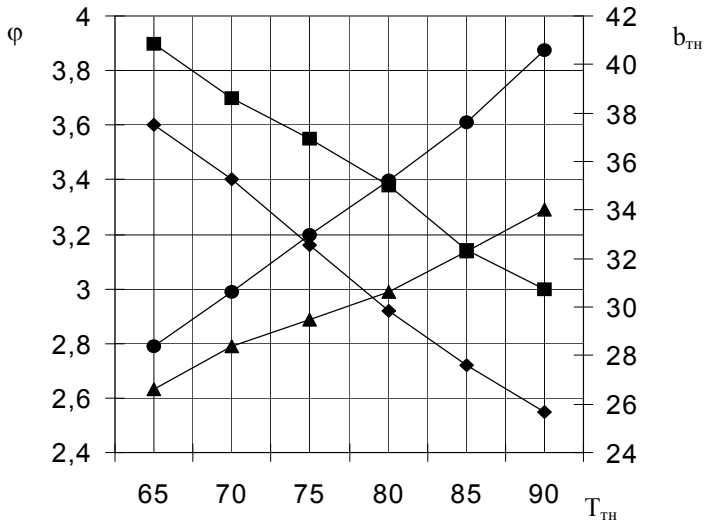


Рис 4.11. Поточні значення коефіцієнтів ефективності роботи ТНУ: ■, ◆ – значення  $\varphi$ ; ▲, ● – значення  $b$ , кг/ГДж для послідовної та паралельної схеми ТНС відповідно

Значення питомих витрат умовного палива  $b$ , кг/ГДж та економії умовного палива  $\Delta B$ , кг/с (порівняно з котельнею) на ТНС з паралельною та послідовною схемами в залежності від температури підігріву мережевої води в ТНУ наведені на рис. 4.12. Ці залежності відповідають температурному режиму 100/50. Тут для порівняння також наведені значення питомої витрати умовного палива на водогрійні котли.

З цих залежностей видно, що для схеми ТНС з послідовним включенням конденсаторів ТНУ оптимальні температури підігріву мережевої води у теплових насосах є вищими і складають 80–85 °С.

Тут спостерігається значне зменшення питомої витрати умовного палива ТНС та збільшення економії умовного палива порівняно з паралельною схемою ТНС.

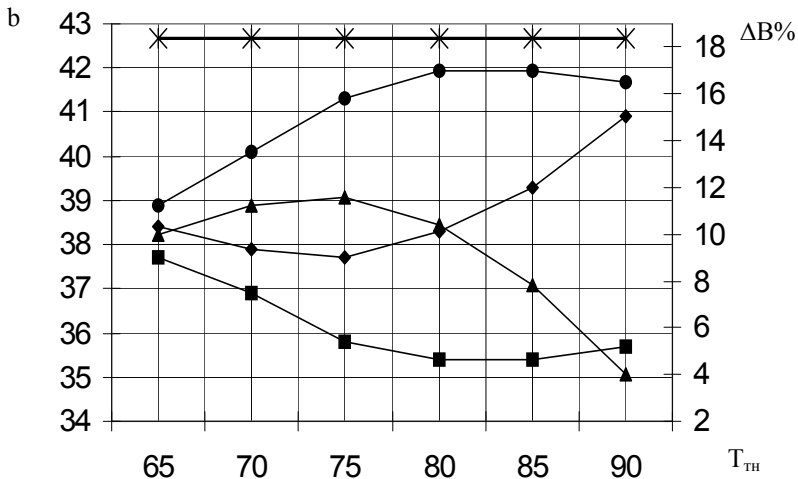


Рис. 4.12. Залежності питомих витрат умовного палива на ТНС та економії умовного палива в порівнянні з водогрійною котельнею: ■, ◆ –  $b_{TNS}$ , кг/ГДж, для послідовної та паралельної схем ТНС відповідно; ●, ▲ –  $\Delta B\%$  для послідовної та паралельної схем ТНС відповідно; ✕ –  $b_{VK}$ , кг/ГДж

Отже, відпуск води в систему гарячого водопостачання (за нормами 65 °C) у міжопалувальний сезон може здійснюватись безпосередньо від ТНУ. У разі роботи ТНС за такою схемою для забезпечення потреб опалення, оптимальна температура  $T_{TH}$  не повинна перевищувати 80 °C. Оскільки, як відомо [199], подальше підвищення температури води на вході у водогрійний котел приводить до зменшення його ККД внаслідок зростання температури відхідних газів.

Залежності показників ефективності роботи ТНС з послідовним включенням конденсаторів за умови оптимального підігріву води в ТНУ від значень температур прямої та зворотної мережевої води наведені на рис. 4.13 та 4.14 відповідно.

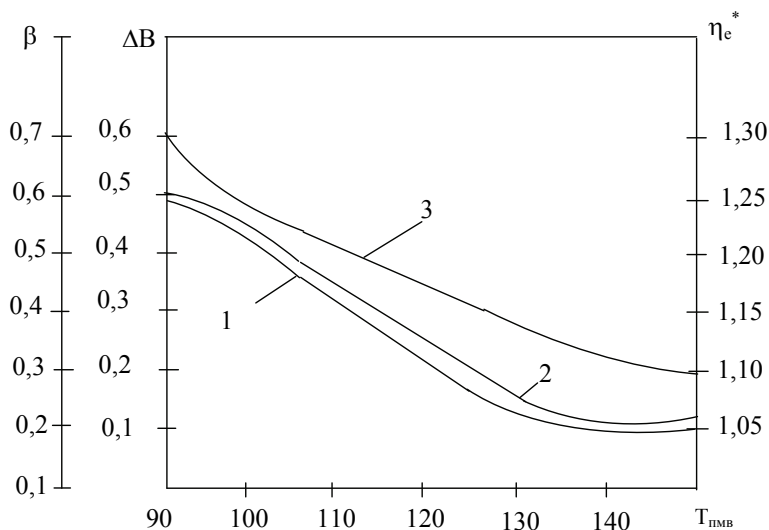


Рис. 4.13. Зміна енергетичних характеристик роботи ТНС з послідовним включенням конденсаторів ТНУ за умов  $T_{\text{ЗМВ}} = 50^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{ТН}} = 80^{\circ}\text{C}$ : 1 – значення  $\eta_{\epsilon}^*$ ; 2 –  $\Delta B$ , кг у. п./с; 3 –  $\beta$

Тут також наведені залежності зміни відносного навантаження ТНУ  $\beta$  та відносного ексергетичного ККД ТНС  $\eta_{\epsilon}^*$ , який являє собою відношення ексергетичних ККД ТНС з послідовною та паралельною схемою.

Збільшення  $T_{\text{ПМВ}}$  або  $T_{\text{ЗМВ}}$  призводить до зменшення значень показників ефективності роботи ТНС з послідовною схемою. Так, у першому випадку це викликане зменшенням частки відносного навантаження ТНУ  $\beta$  за рахунок збільшення навантаження менш економічно працюючих водогрійних котлів. У другому випадку до зменшення показників ефективності приводить зменшення величини  $Q_{\text{ТНУ}}$ , яка зумовлює зменшення  $\beta$  і збільшення навантаження водогрійних котлів.



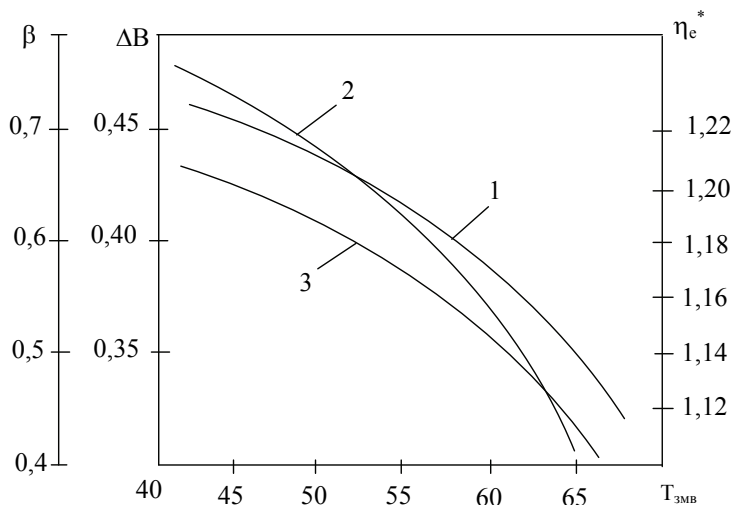


Рис. 4.14. Зміна енергетичних характеристик роботи ТНС з послідовним включенням конденсаторів ТНУ за умов  $T_{ПМВ} = 100^\circ\text{C}$ ;  $T_{ТН} = 80^\circ\text{C}$ : 1 – значення  $\eta_e^*$ ; 2 –  $\Delta B$ , кг у. п./с; 3 –  $\beta$

Результати досліджень показали, що найбільш економічними режимами роботи ТНС з послідовним включенням конденсаторів слід вважати режими з  $\beta = 0,7-0,6$  (менші значення відповідають більшим значенням  $T_{ПМВ}$ ).

З залежностей, наведених на рис. 4.11–4.14, видно, що послідовна схема включення конденсаторів ТНУ на ТНС забезпечує більшу економію палива при заміщенні котельні, вищі ексергетичні ККД ТНС та коефіцієнти перетворення, менші питомі витрати палива порівняно з паралельною схемою ТНС. А також забезпечуються вищі температури підігріву води у конденсаторах ТНУ.

Аналіз проведених досліджень довів:

1) ТНС з приводом компресора від ДВЗ має переваги порівняно з ТНС з електроприводом за умови паралельної схеми включення конденсаторів;

2) ТНС з послідовною схемою включення конденсаторів є ефективнішою за ТНС з паралельною схемою конденсаторів.

Враховуючи зазначене вище, ми ставили за мету дослідити ефективність ТНС з послідовною схемою конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ та порівняти з ефективністю інших ТНС.

Ця задача розв'язувалась методом математичного моделювання роботи ТНС потужністю 60 МВт для різних режимів роботи системи теплофікації. Розглядалися варіанти роботи ТНС з такими температурами  $T_{ПМВ}$ : 90, 100, 130, 150 °С. Температура зворотної мережевої води  $T_{ЗМВ}$  варіювалась від 45 до 70 °С. Варіантні розрахунки здійснювались за умов оптимальної температури води після конденсаторів теплових насосів, визначеної попередньо для кожного режиму.

На рис. 4.15 наведені залежності зміни питомої витрати умовного палива від температури прямої мережевої води.

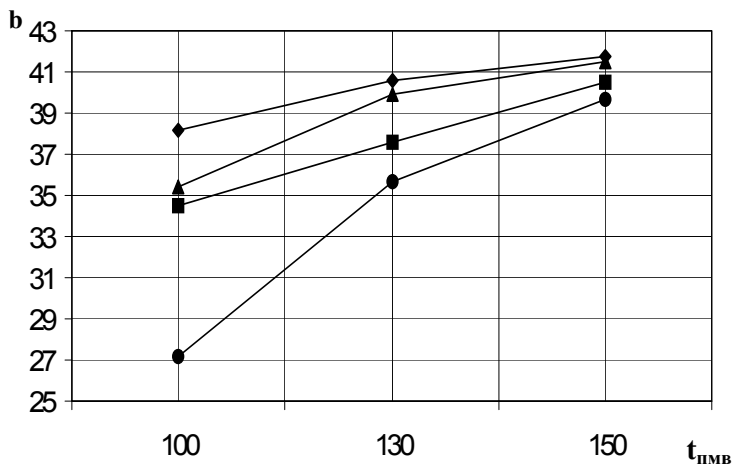


Рис. 4.15. Залежності зміни питомої витрати умовного палива  $b$ , кг/ГДж в залежності від температури прямої мережевої води: ◆ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів; ▲ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ● – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів

Тут порівнюються результати досліджень роботи таких систем:

- 1) ТНС з паралельною схемою та електричним приводом компресора (схема 1);
- 2) ТНС з паралельною схемою та приводом компресора від ДВЗ (схема 2);
- 3) ТНС з послідовною схемою та електричним приводом компресора (схема 3);
- 4) ТНС з послідовною схемою та приводом компресора від ДВЗ (схема 4);
- 5) водогрійної котельні.

Із цього рисунка видно, що ТНС з послідовною схемою конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ забезпечує найменші питомі витрати умовного палива. Збільшення питомих витрат умовного палива при збільшенні  $T_{\text{ПМВ}}$  пояснюється тим, що зростає частка навантаження водогрійних котлів, які працюють менш економічно, ніж ТНС.

Значення процентної економії умовного палива ТНС для схем 1–4 порівняно з роботою водогрійної котельні наведено на рис. 4.16 в залежності від  $T_{\text{ЗМВ}}$  за умови оптимального підігріву води в конденсаторах ТНС. Схема 4 ТНС забезпечує найбільшу економію палива. Зменшення економії палива зі зростанням  $T_{\text{ЗМВ}}$  пояснюється зменшенням частки навантаження ТНУ у складі ТНС.

Значення частки навантаження ТНУ у складі ТНС  $\beta = Q_{\text{ТНУ}} / Q_{\text{ТНС}}$  (де  $Q_{\text{ТНУ}}$  і  $Q_{\text{ТНС}}$  теплове навантаження ТНУ і ТНС відповідно) в залежності від  $T_{\text{ЗМВ}}$  наведено на рис. 4.17 для ТНС за схемами 1–4. У схемі 4 зростає частка навантаження ТНУ у складі ТНС, яка працює економічніше.

Залежності зміни відносного ексергетичного ККД, який являє собою відношення ексергетичних ККД ТНС та ВК  $\eta^*_E = \eta_E^{\text{ТНС}} / \eta_{\text{ВК}}$ , наведено на рис. 4.18 в залежності від  $T_{\text{ЗМВ}}$  для схем 1–4 за умов оптимального підігріву води в ТНУ. Тут спостерігається значне зростання ексергетичного ККД ТНС з послідовною схемою конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ (схема 4).

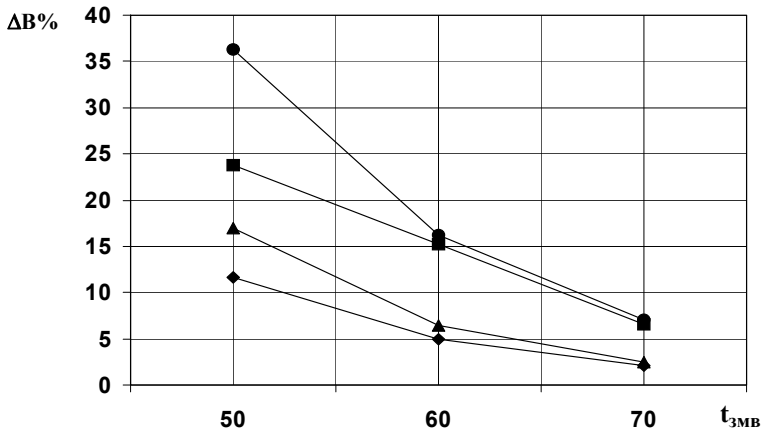


Рис. 4.16. Значення процентної економії умовного палива ТНС порівняно з роботою водогрійної котельні в залежності від температури зворотної мережевої води за умови оптимального підігріву води в конденсаторах: ● – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ▲ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів

На рис. 4.19 наведені залежності економії умовного палива  $\Delta B$  порівняно з водогрійною котельною для ТНС за схемами 1–4 за умови оптимального підігріву води в ТНУ в залежності від  $T_{пмв}$ . ТНС за схемою 4 забезпечує збільшення економії умовного палива у 2–3 рази порівняно з іншими схемами.

Порівняння показників ефективності ТНС з послідовною схемою конденсаторів та різними видами приводу компресорів наведено на рис. 4.20. Тут наведені залежності зміни питомої витрати умовного палива та економії умовного палива ТНС порівняно з роботою водогрійної котельні для схем 3 та 4 в залежності від  $T_{зmv}$ . Тут для порівняння наведена також залежність питомої витрати умовного палива водогрійної котельні.

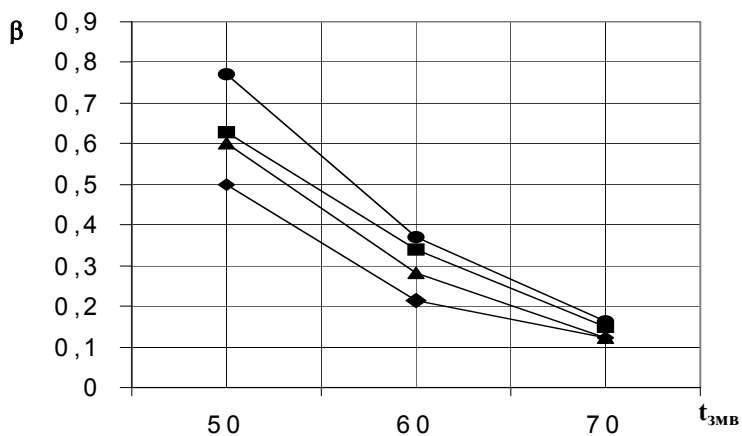


Рис. 4.17. Значення частки навантаження ТНУ у складі ТНС в залежності від температури зворотної мережевої води: ● – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ▲ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів

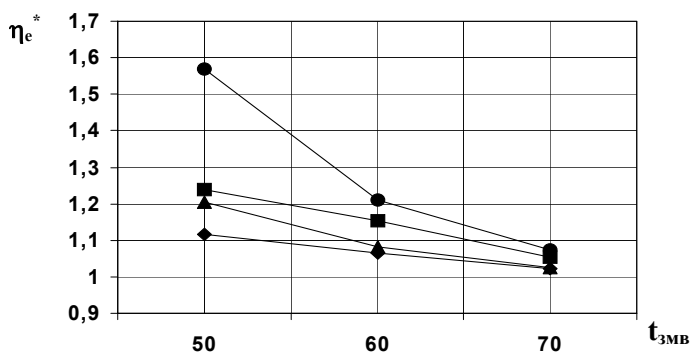


Рис. 4.18. Зміна відносного ексергетичного ККД ТНС в залежності від температури зворотної мережевої води за умов оптимального підігріву води в ТНУ: ● – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ▲ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів

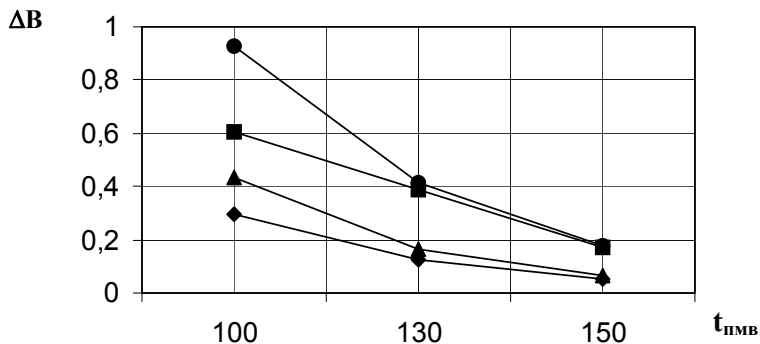


Рис. 4.19. Залежності економії умовного палива ТНС ΔВ порівняно з водогрійною котельнею в залежності від температури прямої мережевої води за умов оптимального підігріву води в ТНУ: ● – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ▲ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів

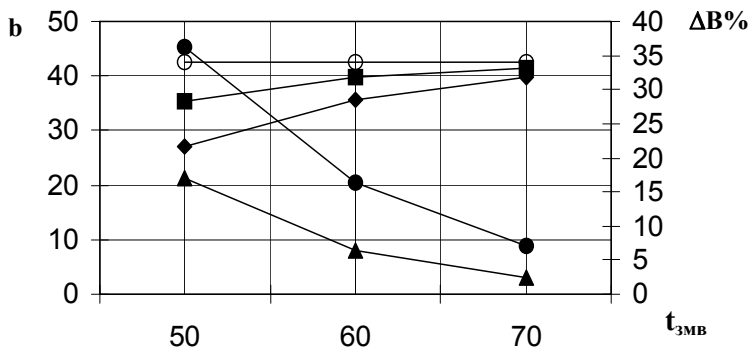


Рис. 4.20. Зміна питомої витрати умовного палива  $b$  та економії умовного палива ТНС ΔВ в залежності від температури зворотної мережевої води: ■, ▲ – значення  $b$  та ΔВ для ТНС з послідовним включенням конденсаторів та електроприводом; ◆, ● – значення  $b$  та ΔВ для ТНС з послідовним включенням конденсаторів та приводом від ДВЗ; ○ – значення  $b_{\text{кот}}$ .

З рис. 4.20 видно, що ТНС з послідовною схемою та приводом від ДВЗ (схема 4) забезпечує зменшення питомих витрат умовного палива та збільшення економії умовного палива порівняно з ТНС з послідовною схемою та електроприводом (схема 3).

На рис. 4.21 наведені показники ефективності роботи ТНС з приводом від ДВЗ для паралельної (схема 2) та послідовної (схема 4) схем включення конденсаторів в залежності від  $T_{зМВ}$ . ТНС за схемою 4 працює більш ефективно.

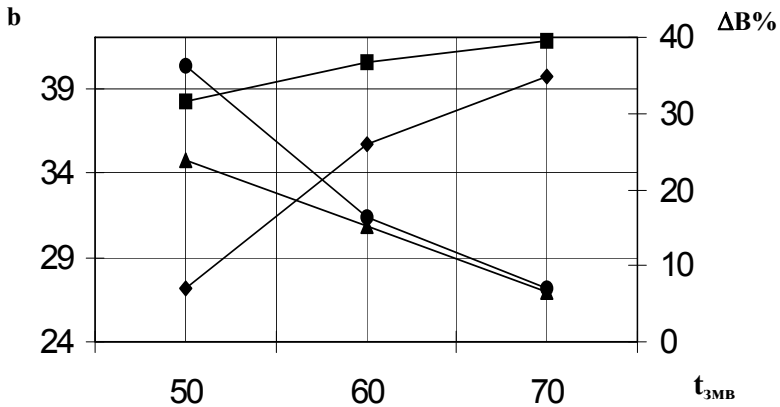


Рис. 4.21. Показники ефективності роботи ТНС з приводом компресора від ДВЗ для паралельної та послідовної схем включення конденсаторів в залежності від температури зворотної мережевої води: ■, ▲ – значення  $b$  та  $\Delta B$  для ТНС з паралельним включенням конденсаторів та приводом від ДВЗ; ◆, ● – значення  $b$  та  $\Delta B$  для ТНС з послідовним включенням конденсаторів та приводом від ДВЗ

Із залежностей, наведених на рис. 4.15–4.21, видно, що ТНС з послідовною схемою конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ забезпечує більшу економію палива при заміщенні котельні, вищі ексергетичні ККД ТНС, менші питомі витрати умовного палива порівняно з попередніми схемами. Процентна економія палива такої ТНС складає до 36 % (схема 4) і є вищою порівняно з іншими схемами ТНС.

Отже, враховуючи викладене вище, можна зробити такі висновки:

1. Здійснений аналіз впливу топології ТНС на показники ефективності її роботи в системах централізованого теплопостачання дозволяє прогнозувати оптимальні температурні режими роботи ТНС за різними схемами.

2. Застосування на ТНС теплонасосних установок з паралельною схемою включення конденсаторів та приводом компресорів від ДВЗ і утилізацією теплоти відхідних газів збільшує економію палива до 21 % (проти 14 % ТНС з електроприводом).

3. Для ТНС з паралельним включенням конденсаторів оптимальні температури підігріву води в ТНУ складають 73–80 °С залежно від режиму роботи. Оптимальна частка навантаження ТНУ для цієї схеми складає  $\beta = 0,45–0,25$ .

4. Застосування послідовної схеми включення конденсаторів ТНС дозволяє здійснити підігрів теплофікаційної води в конденсаторах на більшу величину. Для такої схеми ТНС оптимальні температури підігріву води в ТНУ складають 80–85 °С залежно від режиму роботи. Оптимальна частка навантаження ТНУ в цьому випадку складає  $\beta = 0,7–0,6$ .

5. Економія умовного палива на ТНС з послідовною схемою конденсаторів та електричним приводом компресорів при заміщенні котельні може бути збільшена порівняно з ТНС з паралельною схемою у 1,12–4 рази залежно від режиму роботи, а у середньому у 2 рази (див. рис. 4.12).

6. ТНС з послідовною схемою конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ є найефективнішою серед розглянутих схем. У такій системі забезпечуються найменші питомі витрати умовного палива (див. рис. 4.15), найвища економія умовного палива (див. рис. 4.16 та 4.19) порівняно з роботою водогрійної котельні, найвищі відносні ексергетичні ККД ТНС (див. рис. 4.18). Частка навантаження ТНУ у складі ТНС для такої схеми складає до  $\beta = 0,8$ , що суттєво впливає на економічність роботи системи (див. рис. 4.17).

7. Аналіз показників ефективності ТНС з послідовною схемою конденсаторів та різними видами приводу компресора довів, що найбільш ефективним приводом у цій схемі є привід від ДВЗ (див. рис. 4.20).



8. ТНС з приводом компресора від ДВЗ та послідовною схемою включення конденсаторів є ефективнішою за схему ТНС з паралельним включенням конденсаторів (див. рис. 4.21).

9. Економія умовного палива на ТНС з послідовною схемою конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ при заміщенні котельні може скласти до 36 % і є вищою порівняно з іншими схемами ТНС.

10. Відзначимо також, що зменшення витрат органічного палива за рахунок впровадження ТНС зменшує витрати енергії на його видобуток та транспортування, витрати кисню на його спалювання, витрати енергії на евакуацію продуктів згорання, а головне, зменшує кількість шкідливих викидів в атмосферу.

#### **4.4. Дослідження дійсних режимів роботи систем теплопостачання**

У підрозділах 4.1–4.3 представлені результати досліджень теплотехнологічних систем з теплонасосними установками при роботі в системах теплопостачання, визначені оптимальні режими роботи зазначених систем для різних схемних рішень та складу обладнання.

При побудові оптимальної теплотехнологічної системи підприємства слід враховувати такі фактори [200]:

- 1) неоднозначність вихідної інформації, тобто необхідно враховувати відхилення факторів від нормативних та осереднених значень;
- 2) реальні графіки вироблення теплоти з врахуванням режимних характеристик та умов роботи.

Тому при оптимізаційних розрахунках необхідно проводити дослідження не тільки при найбільш ймовірних значеннях факторів, що впливають; а й враховувати можливі відхилення вихідних даних в різних сполученнях. В результаті оптимізації буде визначена зона оптимальних значень досліджуваних показників ефективності з врахуванням неоднозначності вихідної інформації.

В теплотехнологічній системі з теплонасосною установкою розподілення теплового навантаження між ТНУ та водогрійними котлами (ВК) визначається режимом роботи системи теплопостачання та температурою мережевої води після нагрівання в конденсаторі ТНУ. Режим роботи системи теплопостачання залежить від температури зовнішнього повітря та визначається за температурним графіком.

Режими роботи реальних систем теплопостачання відрізняються від нормативних. При роботі теплотехнологічних систем з теплонасосними установками в системах теплопостачання слід враховувати сезонну нерівномірність вироблення теплової енергії та необхідність дотримання нормативних температур мережевої води за температурним графіком.

З метою дослідження реальних режимів роботи системи теплопостачання було проведено збір експериментальних даних роботи опалювальної водогрійної котельні Вінницького обласного підприємства теплових мереж «Вінницятеплокомуненерго» потужністю 60 МВт за період 1996–2002 рр.

Проводився аналіз температур прямої та зворотної мережевої води в системах теплопостачання та теплової потужності котельні протягом року та за досліджуваний період. Значення температур прямої та зворотної мережевої води усереднювались за добу та за місяць; враховувались максимальні, мінімальні та усереднені значення температур. Значення теплової потужності котельні усереднювались протягом місяця, а також визначались мінімальне, максимальне та середньорічне навантаження. Проводилось зіставлення реальних та нормативних температурних режимів роботи водогрійної котельні.

На рис. 4.22–4.26 наведені результати експериментальних досліджень режимів роботи водогрійної котельні для теплопостачання за період 1996–2000 рр. в залежності від місяця року. Тут показані значення температур прямої та зворотної мережевої води, а також середньомісячні та середньорічні значення теплової потужності котельні, що дозволяє враховувати сезонну нерівномірність вироблення теплової енергії.

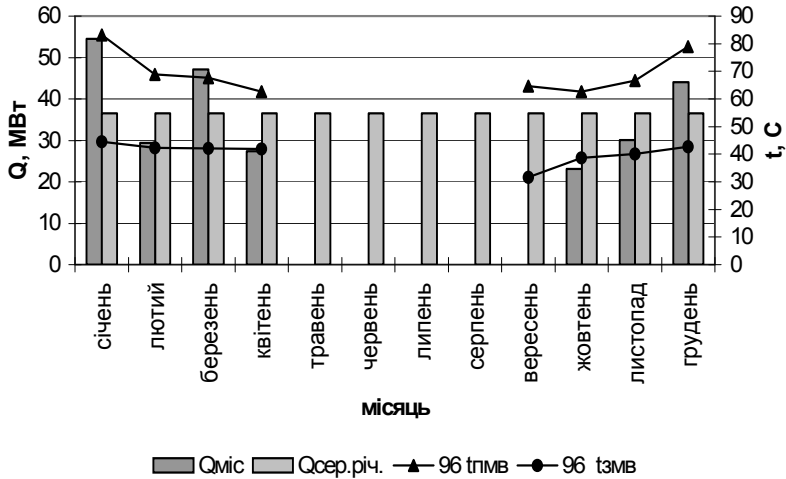


Рис. 4.22. Значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води у 1996 р.

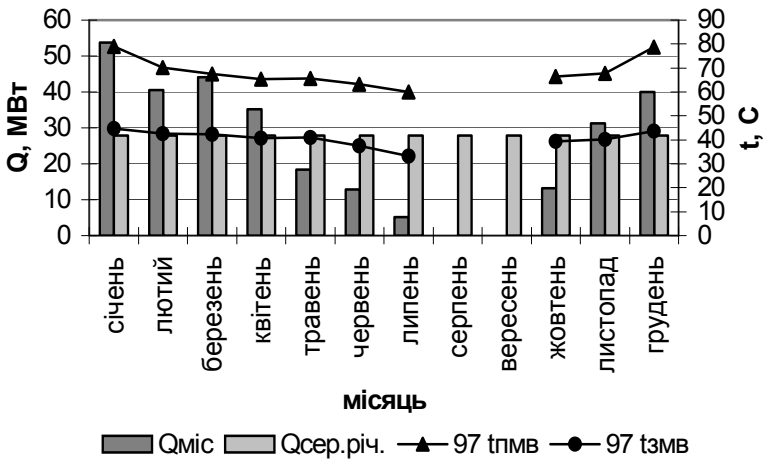


Рис. 4.23. Значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води у 1997 р.

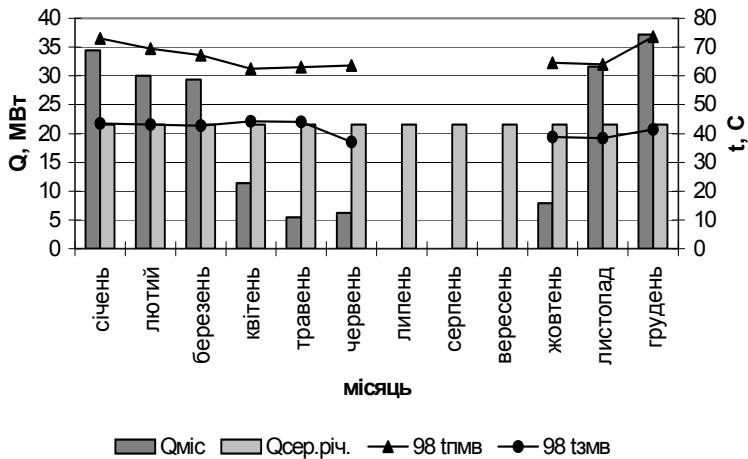


Рис. 4.24. Значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води у 1998 р.

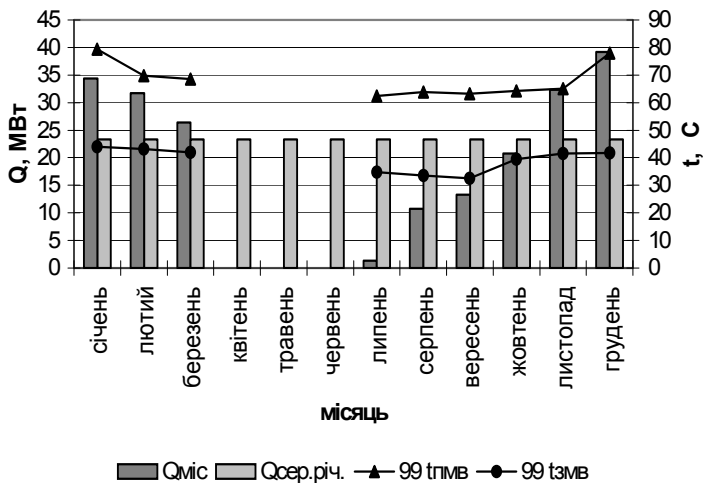


Рис. 4.25. Значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води у 1999 р.

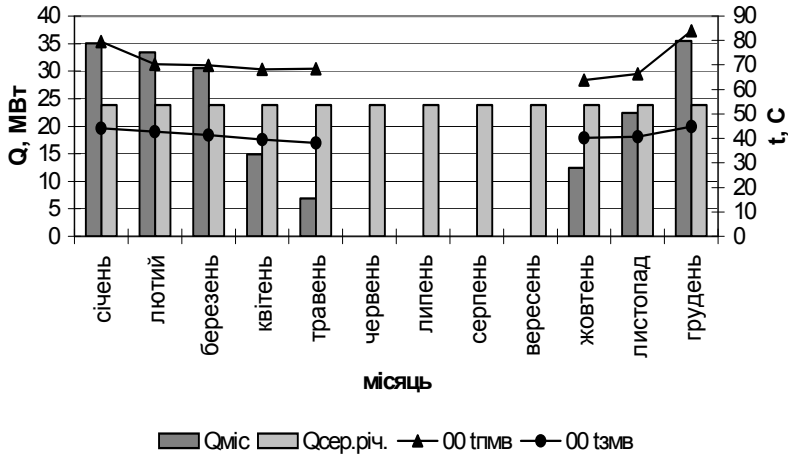


Рис. 4.26. Значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води у 2000 р.

З рис. 4.22–4.26 видно, що протягом року тепла потужність котельні змінюється в широкому діапазоні від максимальної до мінімальної. За період 1996–2000 рр. котельня не працювала від 2 до 4 місяців протягом року переважно у весняно-літній період за умови незначних теплових потужностей через значну заборгованість за використане паливо (природний газ).

На рис. 4.27 наведені усереднені значення теплової потужності котельні, а також усереднені значення температур прямої та зворотної мережевої води за період 1996–2000 рр. в залежності від місяця року. Результати досліджень, показані на рис. 4.27, дозволяють визначити реальні режими роботи водогрійної котельні протягом року та необхідні теплові навантаження за умови цілорічної роботи котельні.

На рис. 4.28 наведені усереднені значення теплової потужності котельні та температур прямої та зворотної мережевої води за період 1996–2002 рр. в залежності від температури зовнішнього повітря, яка визначає нормативні температурні режими роботи котельні.

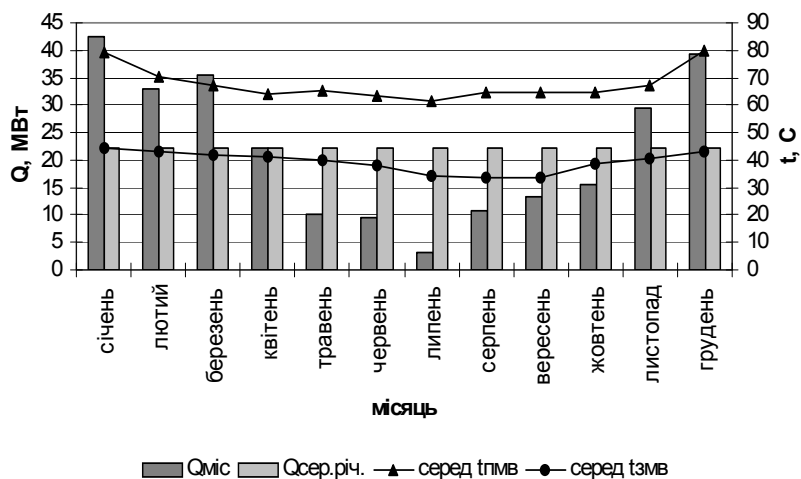


Рис. 4.27. Усереднені значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води за період 1996–2000 рр.

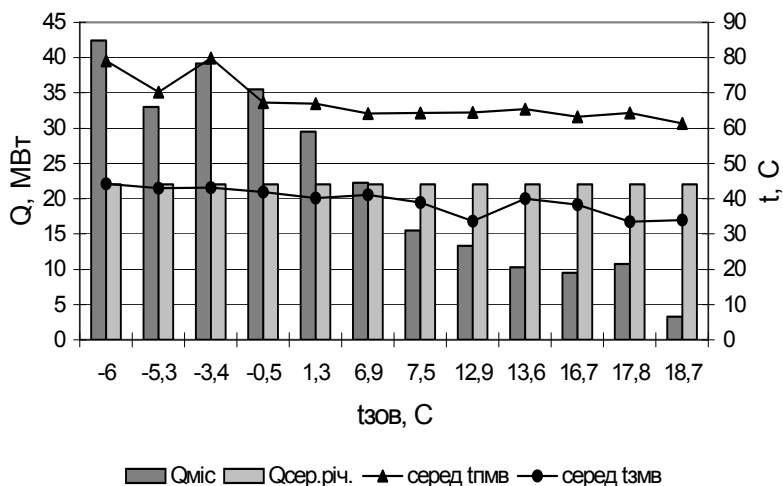


Рис. 4.28. Усереднені значення теплової потужності водогрійної котельні та температур прямої та зворотної мережевої води за період 1996–2000 рр. в залежності від температури зовнішнього повітря

Аналіз реальних температурних режимів роботи водогрійної котельні за період 1996–2002 рр. дозволив визначити, що за зазначений період спостерігались подібні режими роботи котельні протягом декількох років. Наявні експериментальні дані щодо температурних режимів групувались для років зі схожими режимами роботи котельні.

На рис. 4.29–4.31 наведені нормативні та експериментальні значення температур прямої та зворотної мережевої води в залежності від температури зовнішнього повітря для років з подібними режимами роботи. Як видно із рис. 4.29–4.31, спостерігається відхилення експериментальних значень температур від нормативних.

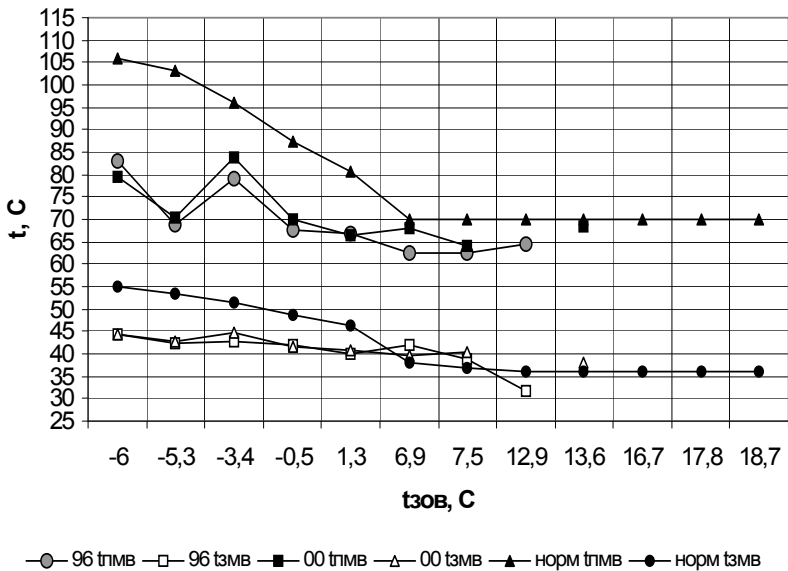


Рис. 4.29. Дійсні та нормативні значення температур прямої та зворотної мережевої води в залежності від температури зовнішнього повітря (1996, 2000 рр.)

Так, в осінньо-зимовий період реальні значення температур прямої та зворотної мережевої води є значно нижчими від нормативних. У весняно-літній період експериментальні значення температур перевищують нормативні.

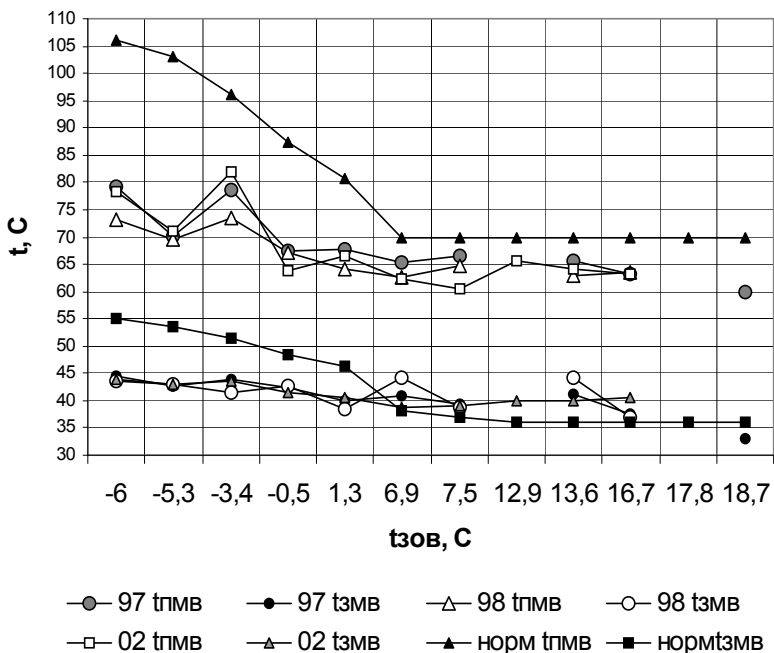


Рис. 4.30. Дійсні та нормативні значення температур прямої та зворотної мережевої води в залежності від температури зовнішнього повітря (1997, 1998, 2002 рр.)

На рис. 4.32 наведені нормативні та усереднені експериментальні значення температур прямої та зворотної мережевої води за період 1996–2002 рр. в залежності від температури зовнішнього повітря.

Аналіз реальних температурних режимів роботи котельні (рис. 4.29–4.32) довів, що дійсні значення температур прямої мережевої води знаходяться в межах  $t_{\text{пмв}} = 60\text{--}83 \text{ }^\circ\text{C}$  при нормативних значеннях  $t_{\text{пмв}} = 70\text{--}105 \text{ }^\circ\text{C}$ . Дійсні значення температур зворотної мережевої води становлять  $t_{\text{змв}} = 31\text{--}44 \text{ }^\circ\text{C}$  при нормативних значеннях  $t_{\text{змв}} = 36\text{--}55 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Причиною недотримання котельнею температурного графіка є недостатній тиск газу, особливо в осінньо-зимовий період.



Крім того, слід зазначити що максимальна нормативна температура прямої мережевої води для кліматичної зони м. Вінниці не перевищує 105 °С.

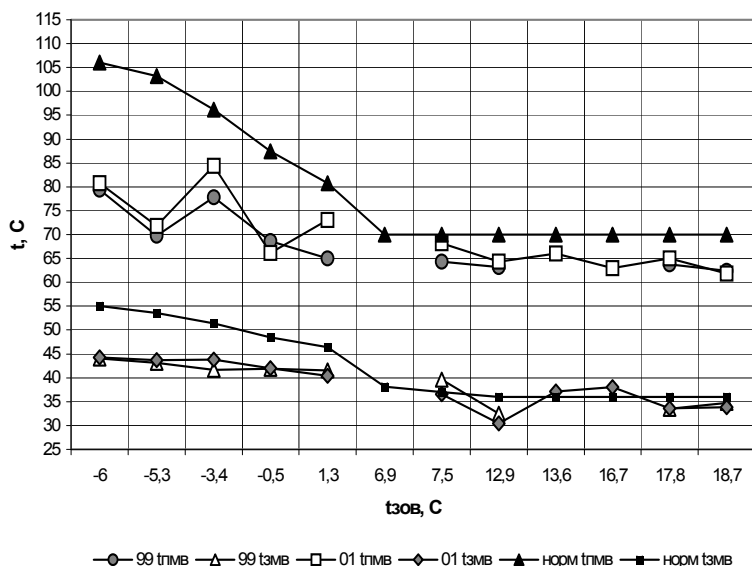


Рис. 4.31. Дійсні та нормативні значення температур прямої та зворотної мережевої води в залежності від температури зовнішнього повітря (1999, 2001 рр.)

Отже, враховуючи викладене вище, можна зробити такі висновки:

1. Здійснений аналіз реальних режимів роботи водогрійної котельні за період 1996–2002 рр. довів, що:

1) дійсні режими роботи водогрійної котельні відрізняються від нормативних;

2) дійсні значення температур прямої мережевої води становлять  $t_{пмв} = 60\text{--}83\text{ }^{\circ}\text{C}$  при нормативних значеннях  $t_{пмв} = 58\text{--}105\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

3) дійсні значення температур зворотної мережевої води становлять  $t_{змв} = 31\text{--}44\text{ }^{\circ}\text{C}$  при нормативних значеннях  $t_{змв} = 36\text{--}55\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

2. Проведено дослідження експериментальних значень реальних теплових навантажень водогрійної котельні потужністю 60 МВт та динаміку їх зміни протягом року за період 1996–2000 рр.

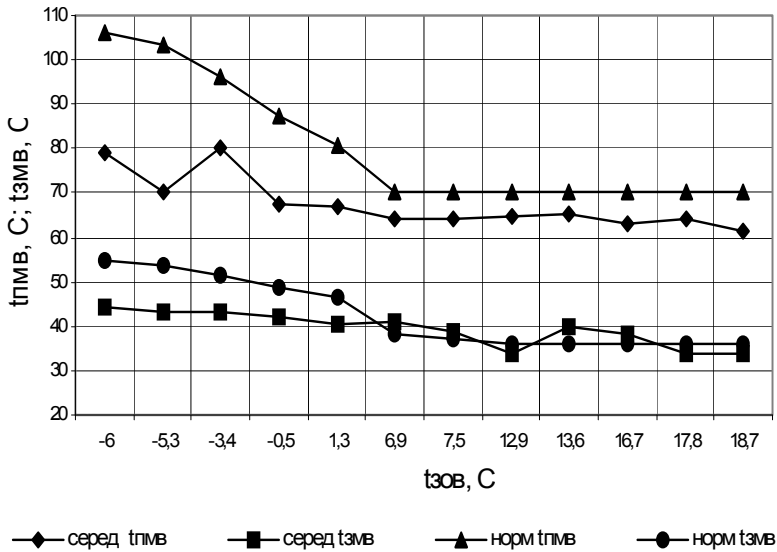


Рис. 4.32. Усереднені дійсні та нормативні значення температур прямої та зворотної мережевої води в залежності від температури зовнішнього повітря за період 1996 – 2002 рр.

3. Реальні режими роботи систем теплопостачання відповідають найбільш оптимальному температурному режиму роботи теплового насоса в теплотехнологічній системі.

4. З метою дотримання нормативних режимів роботи системи теплопостачання в досліджуваній теплотехнологічній системі з теплонасосною установкою необхідно передбачати догрівання мережевої води після конденсатора теплового насосу у водогрійному котлі до нормативної температури прямої мережевої води.

5. Проведення дослідження реальних режимів роботи водогрійної котельні дозволить визначити зону оптимальних значень показників ефективності теплотехнологічної системи з теплонасосною установкою з урахуванням неоднозначності вихідної інформації.

#### 4.5. Ефективність застосування теплонасосних установок з приводом компресора від газотурбінної установки та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів

Згідно з методикою, наведеною у розділі 3, було проведено дослідження ефективності застосування в системі централізованого тепlopостачання теплонасосних установок з приводом компресора від газотурбінної установки (ГТУ) та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів.

Ми ставили за мету виявити переваги та недоліки застосування ТНУ з приводом компресора від ГТУ в порівнянні з ТНУ, які працюють з іншими приводами компресора [219]. Силowymi агрегатами для привода компресора ТНУ були турбіни ГТЕ-1,5 з потужністю електрогенератора 1,5 МВт і ККД на номінальному режимі 31,5 %; виробництво яких здійснює НВП «Машпроект» [165]. Як і раніше, досліджувалась ефективність роботи ТНС з трьома ТНУ і трьома водогрійними котлами. Як і в попередніх випадках, досліджувалась робота ТНУ з такими значеннями температури прямої мережевої води  $T_{пмв}$ : 90, 95, 100, 110, 130, 140, 148, 150 °С. Температура зворотної мережевої води варіювалась від 40 до 70 °С. Оскільки оптимальні режими роботи ТНУ за температурою підігріву мережевої води  $T_{тн}$  були вже визначені, отже аналізувалась робота ТНС за умови підігріву мережевої води до оптимальної температури. За порівняльний варіант брався варіант роботи водогрійної котельні. Ефективність роботи ТНС з приводом компресора від ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів також порівнювалась і з ефективністю роботи водогрійної котельні з ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів в топках котлів.

На рис. 4.33 наведені закономірності зміни частки навантаження ТНУ  $\beta$  у складі ТНС в залежності від температури прямої мережевої води для таких систем:

- 1) ТНС з електроприводом компресора (схема 1);
- 2) ТНС з приводом компресора від ДВЗ (схема 2);
- 3) ТНС з приводом компресора від ГТУ (схема 3).

Тут спостерігається збільшення частки навантаження ТНУ  $\beta$  для ТНС з приводом компресора від ГТУ (схема 3) порівняно з іншими ТНС. Зменшення  $\beta$  зі зростанням температури прямої мережевої води пояснюється збільшенням навантаження водогрійних котлів.

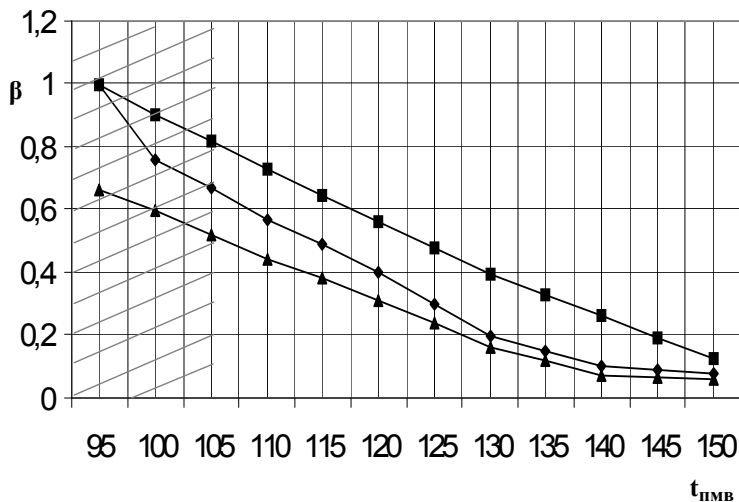


Рис. 4.33. Зміна частки навантаження ТНУ у складі ТНС в залежності від температури прямої мережевої води:  $\blacktriangle$  – ТНС з електроприводом;  $\blacklozenge$  – ТНС з приводом від ДВЗ;  $\blacksquare$  – ТНС з приводом від ГТУ

На рис. 4.34 наведено залежності зміни питомої витрати умовного палива в залежності від температури прямої мережевої води. Тут порівнюються результати роботи ТНС за схемами 1–3 та водогрійної котельні з ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів у топках котлів (схема 4). Із цього рисунка видно, що найменші питомі витрати умовного палива забезпечує ТНС з приводом компресора від ГТУ (схема 3), до неї за ефективністю дещо наближаються ТНС з електроприводом компресора (схема 1) та з приводом компресора від ДВЗ (схема 2). Для водогрійної котельні (ВК) з ГТУ властиві більші витрати умовного палива. Однак, при високих значеннях  $T_{пмв} = 140\text{--}150$  °C, питомі витрати умовного палива у досліджуваних схемах дещо збігаються, що пояснюється збільшенням навантаження водогрійних котлів, які працюють менш економічно, ніж ТНУ.

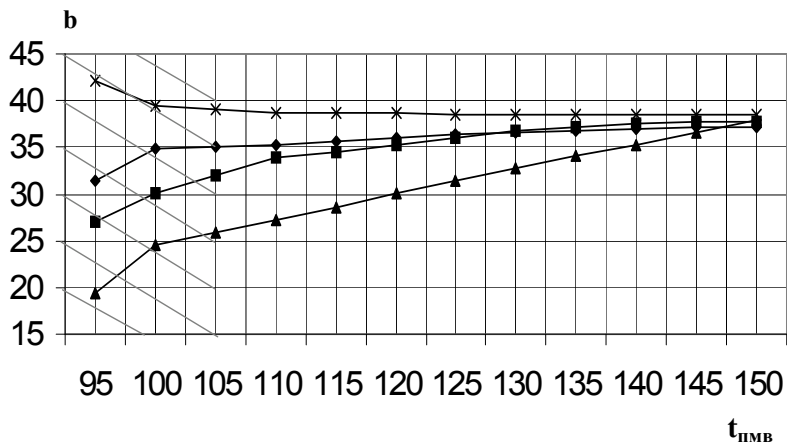


Рис. 4.34. Зміна питомої витрати умовного палива в залежності від температури прямої мережевої води: ◆ – ТНС з електроприводом; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ; ▲ – ТНС з приводом від ГТУ; ✕ – ВК з ГТУ

На рис. 4.35 наведені залежності економії умовного палива (в процентах) порівняно з роботою водогрійної котельні в залежності від  $T_{\text{пмв}}$  для ТНС за схемами 1–3 та ВК з ГТУ. Найвища економія умовного палива спостерігається для ТНС з приводом компресора від ГТУ (до 45,25 %) (схема 3). До неї за ефективністю наближаються ТНС з електроприводом компресора (схема 1) та з приводом від ДВЗ (схема 2). Водогрійна котельня з ГТУ забезпечує значно менші значення процентної економії умовного палива та не може конкурувати з ТНС з електричним приводом, з приводом компресора від ДВЗ та з приводом компресора від ГТУ (схеми 1, 2, 3). Слід відзначити, що ТНС з приводом від ГТУ (схема 3) забезпечує значно більшу економію умовного палива, ніж ВК з ГТУ.

На рис. 4.33–4.35 штриховими лініями позначена область дійсних режимів роботи системи теплопостачання.

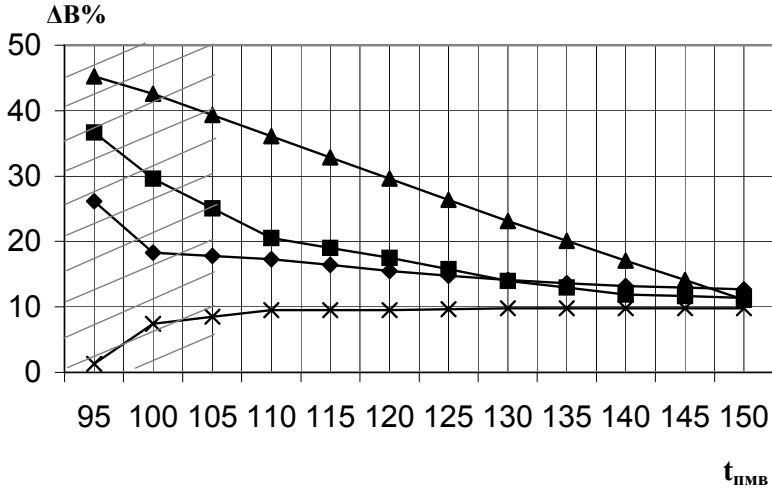


Рис. 4.35. Зміна процентної економії умовного палива ТНС порівняно з роботою водогрійної котельні в залежності від температури прямої мережевої води: ◆ – ТНС з електроприводом; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ; ▲ – ТНС з приводом від ГТУ; ✕ – ВК з ГТУ

Отже, враховуючи викладене вище, можна зробити такі висновки:

1. ТНС з приводом компресора від ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів у топках водогрійних котлів забезпечує більшу частку навантаження ТНУ  $\beta$  у складі ТНС, ніж ТНС з електроприводом чи приводом компресора від ДВЗ.

2. Найменші питомі витрати умовного палива забезпечує ТНС з приводом компресора від ГТУ. До неї за ефективністю наближається ТНС з електроприводом та з приводом від ДВЗ. Водогрійній котельні з ГТУ властиві найбільші питомі витрати умовного палива.

3. Найвища економія умовного палива спостерігається для ТНС з приводом компресора від ГТУ (до 45,25 %). Економія умовного палива на ТНС з приводом від ДВЗ складає до 36,7 %. Економія умовного палива на ТНС з електроприводом не перевищує 26,2 %, але є вищою, ніж економія умовного палива ВК з ГТУ.

4. Отже, найбільш ефективною схемою ТНС слід вважати ТНС з приводом компресора від ГТУ.

#### **4.6. Аналіз комплексного впливу схем включення конденсаторів, виду приводу та режимів роботи ТНУ на показники ефективності роботи теплонасосних станцій**

Метою даного дослідження є визначення комплексного впливу виду приводу компресора, схемних рішень та режимів роботи ТНУ на енергоефективність теплонасосних станцій в системах тепlopостачання; розробка комплексних методів оцінки енергоефективності теплонасосних станцій та визначення умов ефективної інтеграції ТНУ в наявні опалювальні системи тепlopостачання.

З урахуванням висновків та рекомендацій, здійснених на основі проведених досліджень [208, 214, 216, 217, 219, 221, 222], досліджувався комплексний вплив таких чинників на ефективність роботи ТНС: 1) виду приводу компресора ТНУ (електричний, від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) або від газотурбінної установки (ГТУ)); 2) схеми включення конденсаторів ТНУ (паралельна або послідовна); 3) режимів роботи ТНС.

Температури прямої та зворотної мережевої води в системі тепlopостачання визначаються за температурним графіком в залежності від температури зовнішнього повітря. Значення частки навантаження ТНУ у складі ТНС  $\beta$  залежить від температур прямої та зворотної мережевої води, які, в свою чергу, залежать від температури зовнішнього повітря.

На основі аналізу результатів проведених досліджень визначені оптимальні значення  $\beta$  для схем ТНС з різними видами приводу та схемами включення випарників та конденсаторів ТНУ при різних режимах роботи теплової мережі.

Нами запропоновано методика визначення частки теплової потужності ТНУ  $\beta$  у складі ТНС в залежності від температури зовнішнього повітря з урахуванням комплексного впливу схем включення конденсаторів ТНУ, виду приводу компресора ТНУ та режимів роботи ТНС [223].

На рис. 4.36 зображені значення показника  $\beta$  для різних схем ТНС в залежності від температури зовнішнього повітря. На основі отриманих залежностей визначається раціональне значення показника  $\beta$  для ТНС з різними схемами та видами приводу компресора ТНУ при різних режимах роботи і теплових навантаженнях в залежності від температури зовнішнього повітря.

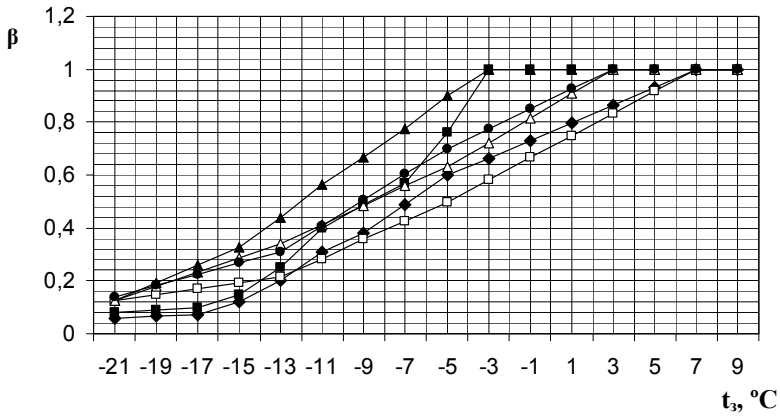


Рис. 4.36. Значення частки теплової потужності ТНУ  $\beta$  у складі ТНС в залежності від температури зовнішнього повітря ▲ – ТНС з приводом від ГТУ та послідовним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ● – ТНС з приводом від ГТУ та паралельним включенням конденсаторів; △ ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; □ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів

На основі залежностей, наведених на рис. 4.36, для певної схеми ТНС визначається значення  $\beta$  та потужність теплонасосної установки при певному температурному режимі роботи.

На рис. 4.37 та 4.38 показані результати аналізу комплексного впливу схем включення конденсаторів ТНУ, виду приводу компресора ТНУ та режимів роботи ТНС на показники ефективності ТНС в залежності від показника  $\beta$ . На рис. 4.37 показані залежності питомих витрат умовного палива ТНС для різних схем в залежності від частки навантаження ТНУ  $\beta$ . На рис. 4.38 представлені залежності економії умовного палива ТНС порівняно з роботою водогрійної котельні для різних схем ТНС в залежності від частки навантаження ТНУ  $\beta$  у складі ТНС. На основі зазначених вище залежностей визначається питома витрата умовного палива та економія умовного палива ТНС для



певного режиму роботи системи тепlopостачання.

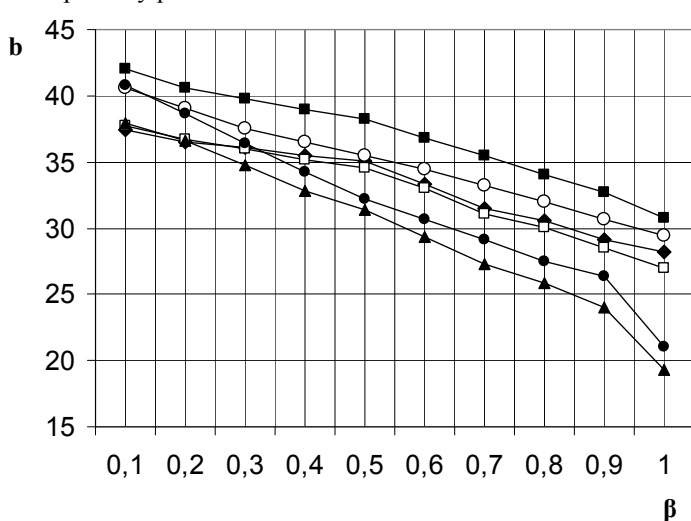


Рис. 4.37. Зміна питомої витрати умовного палива ТНС  $b$ , кг/ГДж, в залежності від показника  $\beta$ ; ■ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів; ○ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; □ – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ● – ТНС з приводом від ГТУ та паралельним включенням конденсаторів; ▲ – ТНС з приводом від ГТУ та послідовним включенням конденсаторів

Залежності, наведені на рис. 4.36–4.38, дозволяють оцінити ефективність роботи ТНС протягом року при різних режимах роботи. Представлені залежності можуть бути використані для прогнозування умов ефективної інтеграції теплонасосних установок в системи тепlopостачання.

За результатами проведених досліджень схема ТНС з послідовним включенням конденсаторів ТНУ та приводом компресора від ГТУ визнана найбільш раціональною при роботі в системі тепlopостачання.

Визначено, що найвища ефективність ТНС з різними видами приводу та схемами досягається при роботі в області реальних режимів роботи системи тепlopостачання, тобто при температурі прямої мере-

жевої води  $t_{\text{пмв}} \leq 105 \text{ }^\circ\text{C}$  та температурі зовнішнього повітря  $t_s \geq -6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

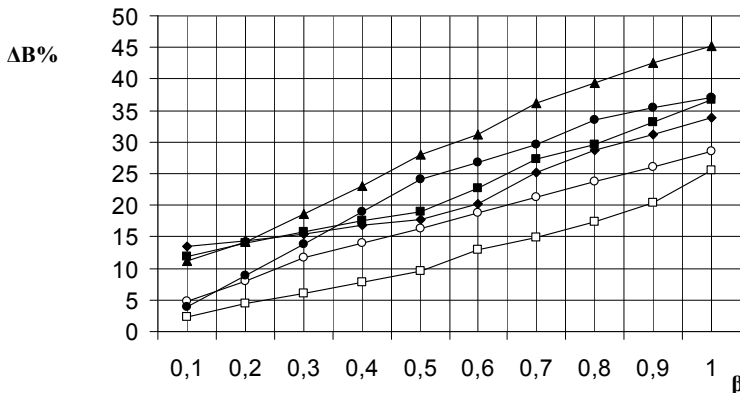


Рис. 4.38. Зміна економії умовного палива ТНС порівняно з роботою водогрійної котельні в залежності від показника  $\beta$  ▲ – ТНС з приводом від ГТУ та послідовним включенням конденсаторів; ● – ТНС з приводом від ГТУ та паралельним включенням конденсаторів; ■ – ТНС з приводом від ДВЗ та послідовним включенням конденсаторів; ◆ – ТНС з електроприводом та послідовним включенням конденсаторів; ○ – ТНС з приводом від ДВЗ та паралельним включенням конденсаторів; □ – ТНС з електроприводом та паралельним включенням конденсаторів;

Для формування та подальшого детального аналізу варіантів гіпотетичних теплотехнологічних систем з тепловими насосами проведені нами дослідження дозволяють акцентувати увагу на тому, що:

— застосування на ТНС теплонасосних установок з паралельною схемою включення конденсаторів та приводом компресорів від ДВЗ і утилізацією теплоти відхідних газів збільшує економію палива до 21 % (проти 14 % ТНС з електроприводом);

— застосування послідовної схеми включення конденсаторів ТНС дозволяє здійснити підігрів теплофікаційної води в конденсаторах на більшу величину. Для такої схеми ТНС раціональні температури підігріву води в ТНУ становлять 80–85  $^\circ\text{C}$  залежно від режиму роботи. Раціональна частка навантаження ТНУ в цьому випадку становить  $\beta = 0,7\text{--}0,6$ ;

— для ТНС з паралельним включенням конденсаторів раціональні температури підігріву води в ТНУ становлять 73–80 °С залежно від режиму роботи. Раціональна частка навантаження ТНУ для цієї схеми становить  $\beta = 0,45\text{--}0,25$ ;

— економія умовного палива на ТНС з послідовною схемою включення конденсаторів та електричним приводом компресорів при заміщенні котельні може бути збільшена порівняно з ТНС з паралельною схемою у 1,12–4 рази залежно від режиму роботи, а у середньому – у 2 рази;

— ТНС з послідовною схемою включення конденсаторів та приводом компресора від ДВЗ є ефективнішою за ТНС з електроприводом. Частка навантаження ТНУ у складі ТНС для такої схеми становить до  $\beta = 0,8$ , що суттєво впливає на економічність роботи системи;

— ТНС з приводом компресора від ДВЗ та послідовною схемою включення конденсаторів є ефективнішою за схему ТНС з паралельним включенням конденсаторів;

— ТНС з приводом компресора від ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів у топках водогрійних котлів забезпечує більшу частку навантаження ТНУ  $\beta$  у складі ТНС, ніж ТНС з електроприводом чи приводом компресора від ДВЗ;

— найменші питомі витрати умовного палива забезпечує ТНС з приводом компресора від ГТУ. До неї за ефективністю наближається ТНС з приводом від ДВЗ та з електроприводом;

— найвища економія умовного палива спостерігається для ТНС з приводом компресора від ГТУ (до 45 %). Економія умовного палива на ТНС з приводом від ДВЗ становить до 37 %. Економія умовного палива на ТНС з електроприводом не перевищує 26 %, але є вищою, ніж економія умовного палива водогрійної котельні з ГТУ;

— найвища ефективність ТНС з різними видами приводу та схемами досягається при роботі в області реальних режимів роботи системи теплопостачання, тобто при температурі прямої мережевої води  $t_{\text{пмв}} \leq 105$  °С та температурі зовнішнього повітря  $t_s \geq -6$  °С;

— найбільш ефективною схемою ТНС слід вважати ТНС з приводом компресора від ГТУ;

— слід відзначити, що зменшення витрат органічного палива за рахунок впровадження ТНС зменшує витрати енергії на його видобуток та транспортування, витрати кисню на його спалювання, витрати енергії на евакуацію продуктів згорання, а головне, – зменшує кількість шкідливих викидів в атмосферу.

В роботі запропоновано:

- математичний опис джерела тепlopостачання з теплонасосною установкою з різними видами приводу, схемами та режимами роботи;

- рекомендації з оцінювання ефективності джерел тепlopостачання з теплонасосними установками з урахуванням типу приводу, схем зазначених систем та реальних режимів роботи систем тепlopостачання;

- рекомендації з визначення раціональних режимів роботи систем тепlopостачання з теплонасосними установками для різних схемних рішень;

- комплексні методи визначення енергоефективності джерел тепlopостачання з теплонасосними установками.

Отримані в роботі результати дозволяють оцінювати техніко-економічну ефективність ТНУ та ТНС в системах тепlopостачання, можуть бути використані в процесі розробки теплотехнологічних систем з тепловими насосами для підприємств тепlopостачання, муніципальної енергетики, харчової та переробної промисловостей.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Янговский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янговский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат. – 1982. – 144 с.
2. Рэй Д. Тепловые насосы / Д. Рэй, Д. Макмайкл; пер. с англ. – М. : Энергоиздат. – 1982. – 224 с.
3. Везиришвили О. Ш. Тепловые насосы и экономия топливно-энергетических ресурсов / О. Ш. Везиришвили // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – 1984. – №7. – С. 61–65.
4. Проценко В. П. Тепловые насосы в капиталистических странах. Современное состояние и направления развития (по материалам Мировой энергетической конференции) / В. П. Проценко // Теплоэнергетика. – 1988. – №3. – С. 70–74
5. Пустовалов Ю. В. Исследование эффективности парокомпрессионных теплонасосных станций в системах энергоснабжения городов / Ю. В. Пустовалов. – М. : ВНИИ центр. – 1989. – 179 с.
6. Галай А. Помпи тепла. Історія. Реальність. Практика і помилки / А. Галай // Ринок інсталяційний. – 1998. – №11. – С. 25.
7. Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, Н. Нестлер; пер.с нем. Н. Л. Кораблевой, Е. Ш. Фельдмана; под ред. Б. К. Явнеля. – М. : Стройиздат, 1985. – 351 с.
8. Мировая энергетика: прогноз развития до 2020 г. / [под ред. Ю. Н. Старшинова]; пер. с англ. – М.: Энергия, 1980. – 256 с.
9. Зубков В. А. Использование тепловых насосов в системах теплоснабжения / В. А. Зубков // Теплоэнергетика. – 1996. – №2. – С. 17–20.
10. Зимин Л. Б. Опытная установка для утилизации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов метрополитенов / Л. Б. Зимин // Пром. теплотехника. – 2001. – Т.23, 1–2. – С. 92–95.
11. Фиалко Н. М. Утилизация энергии выбросов систем местной вентиляции метрополитенов с помощью тепловых насосов / Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин, Дубовской С. В. // Пром. теплотехника. – 2000. – Т.22, №1. – С. 90–93.

12. Экспериментальная теплонасосная установка с газовым двигателем / В. П. Проценко, Д. К. Ларкин, В. Н. Старшинин, Ю. Н. Васильев // Пром. энергетика. – 1992. – №7. – С. 34–35.
13. Стенин В. А. Использование теплонасосной установки в системах теплоснабжения / В. А. Стенин // Теплоэнергетика. – 1997. – №5. – С. 28–29.
14. Проценко В. П. Энергетическая эффективность систем утилизации теплоты вентиляционных выбросов с помощью тепловых насосов / В. П. Проценко, Д. К. Ларкин // Пром. энергетика. – 1986. – №11. – С. 45–49.
15. Проценко В. П. Анализ эффективности применения теплонасосных установок с газовым двигателем / В. П. Проценко // Промышленная энергетика. – 1986. – №7. – С. 30–33.
16. Шакурин Л. И. Холодильная техника Мелитопольского завода «Рефма» / Л. И. Шакурин, В. И. Тараканов // Холодильная техника. – 1995. – №3. – С. 16–19.
17. Буряк В. С. Новое холодильное оборудование / В. С. Буряк // Холодильная техника. – 1990. – №3. – С. 58–61.
18. Холодильные компрессоры: Справочник / [под. ред. А. В. Быкова]. – М. : Колос, 1992. – 304 с.
19. Быков А. В. Холодильные машины и тепловые насосы. (Повышение эффективности) / А. В. Быков. – М. : Агропромиздат, 1988. – 287 с.
20. Буряк В. С. Новое холодильное оборудование / В. С. Буряк // Холодильная техника. – 1991. – №12. – С. 35–36.
21. Буряк В. С. Новое холодильное оборудование / В. С. Буряк // Холодильная техника. – 1991. – №9. – С. 35–38.
22. Бубялис Э. Теплота городских сточных вод в системе централизованного теплоснабжения г. Алитуса / Э. Бубялис, К. Марцинаускас // Промышленная теплотехника. – 1999. – Т.21, №2–3. – С. 141–145.
23. Бубялис Э. Возможности и перспектива применения тепловых насосов в производстве низкопотенциальной теплоты / Э. Бубялис, К. Марцинаускас, Р. Шкема // Промышленная теплотехника. – 2000. – Т.22, №3. – С. 53–56.

24. Бубялис Э. Использование вторичных энергоресурсов АО «Ахема» в системах теплоснабжения г. Ионава / Э. Бубялис, К. Марцинаускас // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т.19, №4–5. – С. 93–98.

25. Марцинаускас К. Возможности использования тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения в крупных городах Литвы / К. Марцинаускас, Э. Бубялис, Р. Шкема // Пром. теплотехника. – 1999. – Т.21, №6. – С. 81–88.

26. Савельев С. Н. Использование тепловых насосов как направление энергосбережения / С. Н. Савельев // Пром. энергетика. – 1992. – №4. – С. 33–35.

27. Варварский В. С. Работы ВНИПИэнергопром в области энергосбережения / В. С. Варварский // Теплоэнергетика. – 1995. – №6. – С. 22–26.

28. Аюпов А. А. Применение теплонасосной установки для охлаждения и пастеризации молока / А. А. Аюпов, Н. А. Мухитдинов, И. Д. Ибрагимов // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 9–10.

29. Везиришвили О. Ш. Каскадная теплонасосная установка для охлаждения и пастеризации молока / О. Ш. Везиришвили, Н. Т. Хвятия // Холодильная техника. – 1990. – №7. – С. 4–6.

30. Тепла вода завдяки енергії з довкілля // Ринок інсталяційний. – 1997. – №4. – С. 22.

31. Ильюша А. В. Производство тепла шахтными теплонасосными станциями / А. В. Ильюша // Пром. энергетика. – 1995. – №12. – С. 46–48.

32. Жарські К. Охолоджувач відхідних газів як низькотемпературне джерело тепла для теплових pomp / К. Жарські, К. Лоренц // Ринок інсталяційний. – 2001. – №5. – С. 16–17.

33. Соколова И. В. Варианты практического применения тепловых насосов / И. В. Соколова, Л. А. Володина // Холодильная техника. – 1991. – №11. – С. 11–13.

34. Любчик Г. Н. Факторы, параметры и показатели экобезопасности энергетических объектов / Г. Н. Любчик, Г. Б. Варламов // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2001. – №3. – С. 53–58.

35. Гомелаури В. И. Опыт разработки и применения теплонасосных установок / В. И. Гомелаури, О. Ш. Везиришвили // Теплоэнергетика. – 1978. – №4. – С. 22–25.

36. Пустовалов Ю. В. Оптимизация работы теплонасосной станции по температуре воды после конденсаторов / Ю. В. Пустовалов, В. С. Янков, Е. И. Янговский // Теплоэнергетика. – 1979. – № 6. – С. 69–71.

37. Розенфельд Л. М. Тепловой насос для комплексного теплоснабжения на базе сбросного тепла / Л. М. Розенфельд, Г. С. Сердаков // Холодильн. техника. – 1967. – №6. – С. 15–20.

38. Сучасні системи опалювання, кондиціонування та гарячого водопостачання котеджу / Л. С. Богданович, О. С. Клепанда, А. М. Мурач [та ін.] // Ринок інсталяційний. – 1999. – №8. – С. 20–21.

39. Смирнова Е. Г. Теплотехнический анализ совместной работы существующих систем отопления и тепловых насосов / Е. Г. Смирнова, Л. М. Тростенецкий // Пром. теплотехника. – 1998. – Т.20, №3. – С. 38–41.

40. Рабинович М. Экономические показатели систем теплоснабжения с нетрадиционными источниками энергии и методика их расчета / М. Рабинович // Экономика Украины. – 1997. – №10. – С. 83–85.

41. Определение эффективности поливалентных систем теплоснабжения / В. К. Аверьянов, В. Ю. Мосягин, В. Н. Пономарёв, И. А. Чанышев // Водоснабжение и санитарная техника. – 1993. – №6. – С. 8–9.

42. Лоренц К. Оновлення обладнання централізованого опалення та постачання теплої води із застосуванням теплових pomp у санаторії Гостиніне-Круку біля Плоцька / К. Лоренц // Ринок інсталяційний. – 1997. – №11. – С. 28–29.

43. Проценко В. П. Анализ энергетической эффективности комбинированного источника теплоснабжения с теплонасосной установкой / В. П. Проценко, С. И. Петров, Д. К. Ларкин // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – 1991. – №7. – С. 81–87.

44. Проценко В. П. Энергетическая эффективность источников теплоснабжения / В. П. Проценко // Пром. энергетика. – 1986. – №10. – С. 49–52.



45. Науменко С. Е. Системи кондиціонування і опалення індивідуальних будинків на основі адсорбційних акумуляторів теплових насосів / С. Е. Науменко, В. Д. Білодід // Ринок інсталяційний. – 1997. – №9. – С. 22.

46. Денисова А. Е. Особенности работы теплового насоса в комплексной альтернативной системе теплоснабжения / А. Е. Денисова // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2001. – №1. – С. 6–8.

47. Крикавський Є. В. Стан і перспективи розвитку централізованого тепlopостачання / Є. В. Крикавський, З. С. Жуковська, М. В. Терех // Ринок інсталяційний. – 2001. – №3. – С. 14–15.

48. Крикавський Є. В. Стан і перспективи розвитку централізованого тепlopостачання населених пунктів / Є. В. Крикавський, З. С. Жуковська, М. В. Терех // Ринок інсталяційний. – 2001. – №4. – С. 12–15.

49. Крикавський Є. В. Стан і перспективи розвитку централізованого тепlopостачання населених пунктів / Є. В. Крикавський, З. С. Жуковська, М. В. Терех // Ринок інсталяційний. – 2001. – №5. – С. 20.

50. Granryd Eric. Les pompes a chaleur et les trios «E» Energie, environnement et economie / Granryd Eric, Jonsson Mats – Erik // Bull. Inst. int. froid. – 1996. – Vol.76, №4. – P. 2–15.

51. Schrofelbauer H. Entwicklungstrends in der Kraftwerkstechnik in einem sich andernden energiepolitischen Umfeld / H. Schrofelbauer // Elektrotechn. und Informationstechn. – 1996. – Bd.113, №2. – S. 72–82.

52. Nordgren Ola. District heating – a way to save energy resources and the environment / Nordgren Ola // Offic. Proc. 85<sup>th</sup> Annu. Conf. Int. District Heat. And Cool. Assoc., Seattle, Wash. – June 18–21, 1994. – Vol 85. – Washington (D. C.), 1994. – P. 63–78.

53. Kruse H. Nouvelles solutions pour les compresseurs et les cycles frigorifiques aux problemes des economies de l'energie et du remplacement des CFC / H. Kruse, M. Blanchard // Revue Generale du Froid. – 1991. – Vol.81, №8. – P. 77–87.

54. Die Wärmepumpe in Europa // Ki Klima – Kälte – Heizung. – 1993. – Bd.21, №12. – S. IV.

55. Beispielsammlung ausgeführter Wärmepumpen // HLH: Zeitschrift für Heizung, Lüftung, Klimatechnik, Haustechnik. – 1993. – Bd.44, №3. – S. 177.

56. Beispielsammlung ausgeführter Wärmepumpen // Brennstoff Wärme – Kraft. – 1993. – Bd.45, №3. – S. 85.
57. Stockholm Energi AB, Annual Report 1994. – Stockholm, 1995. – P. 41.
58. Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1968. – 336 с.
59. Новое в применении тепловых насосов в системах теплоснабжения для условий БССР / [О. Г. Зеленко и др.]. – Минск: Бел. НИИНТИ, 1987. – 58 с.
60. Блажеевский А. В. Тепловое загрязнение и вторичные энергоресурсы: (сбросные воды) / А. В. Блажеевский, Т. В. Сорокина. – Новосибирск, 1978. – 57 с.
61. Везиришвили О. Ш. Применение теплонасосных установок в отраслях АПК Грузии / О. Ш. Везиришвили // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 2–4.
62. Нартов И. М. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения: [учеб пособие] / И. М. Нартов. – Л. : Ленингр. лесотехн. акад., 1983. – 61 с.
63. Онишков В. Е. Экономическая эффективность использования теплонасосных установок на предприятиях пищевой промышленности / В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1990. – №7. – С. 2–4.
64. Теплові помпи // Ринок інсталяційний. – 1997. – №4. – С. 18–19.
65. Теплонасосные системы с подземными аккумуляторами теплоты / Б. Х. Драганов, Т. В. Морозюк, Р. К. Никульшин, Т. В. Гулько // Пром. теплотехника. – 2000. – Т.22, №5–6. – С. 46–49.
66. Солнечные системы автономного хладоснабжения / А. В. Дорошенко, М. М. Концов, И. В. Качарова, Л. М. Тростянецкий // Пром. теплотехника. – 2001. – Т.23, №6. – С. 120–125.
67. Пасечниченко О. Л. Використання теплоенергетичного потенціалу доквілля / О. Л. Пасечниченко, О. М. Щербина // Ринок інсталяційний. – 2001. – №8. – С. 8–9.
68. Вуйцік С. Теплові помпи в запитаннях і відповідях / С. Вуйцік // Зелена енергетика. – 2003. – №2. – С. 26–27.

69. Безкоштовна енергія // Ринок інсталяційний. – 1999. – №10. – С. 8.

70. Gilli P. V. The state of development and commercialization of the compressor heat pump in Europe / P. V. Gilli, F. Schabkar // New energy conversion technologies and their commercialization: proc. of an Internat. conference, Berlin, 6–10 April, 1981. – In 3 volumes. – Berlin /Heidelberg /New York: Springer–Verlag, 1981. – Vol. 1. – P. 519–533.

71. Везиришвили О. Ш. Эксплуатационные показатели теплонасосной установки с компрессором ФУУ-400/2 на фреоне-142 / О. Ш. Везиришвили // Тр. ВНИПИЭнергопрома. – 1977. – Вып. 9. – С. 122–129.

72. Рекомендации по экспериментальному проектированию систем теплохладоснабжения с использованием серийно выпускаемых холодильных машин, работающих в режиме теплового насоса. – М. : ЦНИИЭП инж. оборуд., 1986. – 40 с.

73. Янтовский Е. И. Использование теплоты оборотной воды / Е. И. Янтовский, В. С. Янков // Промышленная энергетика. – 1980. – №5. – С. 13–15.

74. Васильев Г. П. Теплонасосные системы теплоснабжения (ТСТ) для потребителей тепловой энергии в сельской местности / Г. П. Васильев // Теплоэнергетика. – 1997. – №4. – С. 24–27.

75. Теплові помпи для опалення і кондиціонування будинків в кліматичних умовах України / Л. С. Богданович, О. С. Клепанда, А. М. Мурач [та ін.] // Ринок інсталяційний. – 2000. – №6. – С. 24–25.

76. Кириллова Л. Г. Разработка методических и программных средств для проектирования теплонасосных установок и оценки экономической эффективности от внедрения их на промышленных предприятиях / Л. Г. Кириллова, М. П. Иваненко // Проблемы энергосбережения. – 1993. – №1. – С. 38–44.

77. Внедрение теплонасосных установок – важная народнохозяйственная задача (по итогам конкурса ГКНТ) / Л. С. Хрилев, И. М. Калнинь, Б. М. Козлов, И. В. Рябчиков // Теплоэнергетика. – 1992. – №4. – С. 20–23.

78. Мазур В. А. Тепловые насосы – шаг в будущее столетие / В. А. Мазур // Холодильная техника и технология. – 1997. – №57. – С. 19–22.

79. Применение и перспективы использования тепловых насосов: экспресс-информация Молд. НИИНТИ и техн.-экон. исслед. Госплана МССР. – Кишинев, 1986. – 8 с.

80. Крузе А. С. Тепловые насосы и энергосбережение / А. С. Крузе // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 57–59.

81. Гиндлин И. М. XVII Международный конгресс по холоду / И. М. Гиндлин // Холодильная техника. – 1988. – №1. – С. 48–51.

82. Янтовский Е. И. Схемы воздушных турбокомпрессорных тепловых насосов (ВТКТН) / Е. И. Янтовский // Тр. ВНИПИэнергопрома. – 1975. – Вып. 7. – С. 80–88.

83. Испытание компрессионного теплового насоса в широком температурном диапазоне / К. Д. Кан, Ю. Д. Колосков, Г. А. Рябинин, А. А. Раев // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 6–9.

84. Каталог холодильного оборудования Мелитопольского завода холодильного машиностроения “Рефма” на 1996 год. – Мелитополь. – 1996.

85. Пустовалов Ю. В. Экономическая эффективность парокомпрессионных теплонасосных станций / Ю. В. Пустовалов // Теплоэнергетика. – 1981. – №2. – С. 69–72.

86. Котырко Г. К. Расчет и конструирование термоэлектрических генераторов и тепловых насосов: справочник / Г. К. Котырко, Ю. Н. Лобунец. – К. : Наук. думка, 1980. – 327 с.

87. Vitocal 300 – теплова помпа // Ринок інсталяційний. – 2001. – №7. – С. 24–25.

88. Крузе А. С. Особенности холодильных машин различных типов и области их применения / А. С. Крузе // Холодильная техника. – 1991. – №6. – С. 28–30.

89. Калнинь И. М. Техника низких температур на службе энергетика / И. М. Калнинь // Холодильное дело. – 1996. – №1. – С. 26–29.

90. Везиришвили О. Ш. Оптимизация производительности теплонасосной установки в системах теплоснабжения / О. Ш. Везиришвили // Сообщ. АН ГССР. – 1982. – Т.108, №1. С. 137–141.

91. Везиришвили О. Ш. Эффективность применения теплонасосных установок в системах энергоснабжения / О. Ш. Везиришвили // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – 1981. – №7. – С. 47–51.

92. Янговский Е. И. Теплонасосные станции в энергетике / Е. И. Янговский, Ю. В. Пустовалов, В. С. Янков // Теплоэнергетика. – 1978. – №4. – С. 13–19.

93. Михельсон В. А. О динамическом отоплении / В. А. Михельсон // Журнал прикладной физики. – 1926. – Т. III, вып. 3–4. – С. 243–260.

94. Михельсон В. А. Проект динамического отопления: собр. соч., т. I / В. А. Михельсон. – М. : Изд-во Сельскохозяйственной академии им. К. А. Тимирязева, 1930. – С. 321–357.

95. Ундриц Г. Ф. Использование холодильных машин для целей отопления / Г. Ф. Ундриц // Известия Энергетического ин-та. – 1933. – Т. 1. – С. 107–132.

96. Регирер А. М. Новые схемы трансформирования электроэнергии в тепловую низкого потенциала / А. М. Регирер // Известия ВТИ. – 1936. – №8. – С. 28–36.

97. Ложкин А. Н. Трансформаторы тепла / А. Н. Ложкин, Ю. В. Голевинский; под ред. Р. В. Цукермана. – Л.: ЦКТИ, 1938. – 75 с.

98. Ложкин А. Н. Трансформаторы тепла / А. Н. Ложкин; под ред. акад. М. В. Кирпичева. – М. – Л. : Машгиз, 1948. – 200 с.

99. Канаев А. А. Тепловые насосы для использования низкопотенциального тепла / А. А. Канаев // Вестник машиностроения. – 1946. – №1. – С.20–27.

100. Каплан А. М. Тепловые насосы, их технико-экономические возможности и области применения / А. М. Каплан // Тепловые насосы; под ред. Л. А. Шубенко. – М. – Л.: Машгиз, 1947. – С. 3–30.

101. Зысин В. А. Отопительные установки с тепловым насосом / В. А. Зысин // Тепловые насосы; под ред. Л. А. Шубенко. – М. – Л. : Машгиз, 1947. – С. 31–39.

102. Зысин В. А. Тепловой насос как средство экономии газообразного топлива / В. А. Зысин, Н. Н. Михалев // Тр. ЛПИ. – 1951. – №1. – С. 154–164.

103. Гохштейн Д. П. Использование отходов тепла в тепловых насосах / Д. П. Гохштейн. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 80 с.

104. Мартыновский В. С. Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. – М. – Л. : Госэнергоиздат, 1955. –192 с.

105. Мартыновский В. С. Анализ действительных термодинамических циклов / В. С. Мартыновский. – М. : Энергия, 1972. – 216 с.
106. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В. С. Мартыновский; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Энергия, 1979. – 288 с.
107. Розенфельд Л. М. Термодинамическая теория циклов динамического отопления с помощью холодильной машины / Л. М. Розенфельд // Журнал технической физики. – 1952. – Т. XXII, вып.8. – С. 1334–1345.
108. Lorentzen G. Varmepumpens rolle i fremtidens energisystem / G. Lorentzen // Scandinavian refrigerat. – 1977. – №6. – С. 294, 307–315.
109. Везиришвили О. Ш. Характеристики парокомпрессионных холодильных машин в режиме теплонасосных установок / О. Ш. Везиришвили // Холодильная техника. – 1984. – №8. – С. 7–9.
110. Оценка эффективности внедрения теплонасосных установок в южных районах страны / О. Ш. Везиришвили, Г. И. Чоговадзе, Р. А. Хачатурян [и др.] // Теплоэнергетика. – 1981. – №12. – С. 45–47.
111. Перспективы применения теплонасосных установок на курортах Черноморского побережья / В. И. Гомелаури, О. Ш. Везиришвили, В. Г. Абрамова [и др.] // Холодильная техника. – 1979. – № 7. – С. 15–18.
112. Эффективность комплексного применения теплонасосных установок в чайной промышленности Грузии / В. И. Гомелаури, О. Ш. Везиришвили, А. И. Мухелишвили [и др.] // Холодильная техника. – 1974. – № 6. – С. 16–20.
113. Jahrbuch der Warmeruckgewinnung. 3 Aufgabe 1977–1978. Heizung, Klimatisierung, Warmeruckgewinnung und Wärmepumpenwendung in Hochbau, Gewerbe und Industrie. – Essen: Vulkan-Verlag, 1977. – 276 S.
114. Bringmann A. Wärmepumpeneinsatze im Industriebetrieb / A. Bringmann // Betriebstechnik. – 1977. – Bd 18, №12. – С. 42, 44–45.
115. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.
116. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр; пер. с нем.; под ред. В. М. Бродянского и Г. Н. Костенко. – М. : Мир, 1977. – 520 с.

117. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела; пер. с польского; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Энергия, 1968. – 280 с.

118. Макаров А. А. Энергосберегающая политика. Достижения и перспективы / А. А. Макаров // Эффективное использование топливно-энергетических ресурсов. Опыт и практика СССР, ВНР, ГДР и ЧССР; под ред. Д. Б. Вольфберга. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – С. 9–39.

119. Андрущенко А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок / А. И. Андрущенко. – [2-е изд.]. – М. : Высшая школа, 1977. – 280 с.

120. Пустовалов Ю. В. Эксергетический анализ парокompрессионной теплонасосной установки с электроприводом / Ю. В. Пустовалов // Сб. тр. ВНИПИЭнергопрома. Системы теплоснабжения с нетрадиционными теплоисточниками. – 1982. – С. 39–53.

121. Пустовалов Ю. В. Оптимизация параметров и режимов работы парокompрессионной теплонасосной станции электроприводом / Ю. В. Пустовалов // Сб. тр. ВНИПИЭнергопрома. Создание малоотходных технологий и совершенствование утилизационного оборудования. – 1984. – С. 127–144.

122. Фильков В. М. Тепловые насосы и теплофикация – звенья одной цепи / В. М. Фильков // Теплоэнергетика. – 1978. – №4. – С. 11–13.

123. Фильков В. М. Централизованное теплоснабжение и тепловые насосы (по материалам МИРЭК-ХI) / В. М. Фильков // Теплоэнергетика. – 1981. – №3. – С. 71–72.

124. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин. – М. : Энергия, 1978. – 416 с.

125. Попырин Л. С. Методика выполнения оптимизационных расчетов энергетических объектов при неоднозначности исходной информации / Л. С. Попырин // Теплоэнергетика. – 1980. – №2. – С. 27–32.

126. Гомелаури А. И. Эффективность внедрения теплонасосных установок / А. И. Гомелаури, О. Ш. Везиришвили // Теплоэнергетика. – 1986. – №5. – С. 28–30.

127. Везиришвили О. Ш. Безразмерные характеристики парокompрессионных теплонасосных установок / О. Ш. Везиришвили // Холодильная техника. – 1986. – № 6. – С. 8–13.

128. Янговский Е. И. Расчет экономии топлива при замещении котельных крупными теплонасосными станциями / Е. И. Янговский, В. С. Янков, Ю. В. Пустовалов // Промышленная энергетика. – 1978. – №10. – С. 9–12.

129. Парфенов И. А. Обзор и анализ опыта по применению теплового насоса / И. А. Парфенов. – М. : ВИНТИ, 1961. – 80 с.

130. Везиришвили О. Ш. Энергетические характеристики парокompрессионных теплонасосных установок / О. Ш. Везиришвили // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – 1989. – №3. – С. 92–94.

131. Везиришвили О. Ш. Методика определений объемных и энергетических характеристик парокompрессионных теплонасосных установок / О. Ш. Везиришвили // Научн. тр. ГПИ. – 1980. – № 7. – С. 107–112.

132. Проценко В. П. Анализ энергетической эффективности комбинированного источника теплоснабжения с теплонасосной установкой / В. П. Проценко, С. И. Петров, Д. К. Ларкин // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – 1991. – №7. – С. 81–87.

133. Проценко В. П. Энергетическая эффективность источников теплоснабжения / В. П. Проценко // Промышл. энергетика. – 1986. – №10. – С. 49–52.

134. Бубялис Є. Перспектива ретрофита R22 и энергетические характеристики теплового насоса на базе компрессора КХГ–14.0–1 / Є. Бубялис, Р. Шкема // Промышленная теплотехника. – 2001. – Т.23, № 1–2. – С. 79–83.

135. Лиспух В. М. Выбор оптимальных многокомпонентных хладагентов, альтернативных R12, R502 и R22 / В. М. Лиспух, А. Зейтер // Холодильная техника и технология. – 1997. – №57. – С. 57–59.

136. Железный В. П. Озоноразрушающие холодоагенты и экологическая безопасность Украины / В. П. Железный, В. В. Жидков // Холодильная техника и технология. – 1997. – №57. – С. 4–8.

137. Кан К. Д. Рабочие вещества для компрессионных тепловых насосов / К. Д. Кан // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 13–16.

138. Шавра В. М. Рабочие вещества холодильных машин / В. М. Шавра // Холодильная техника. – 1991. – №3. – С. 18–21.

139. Макаров А. А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства / А. А. Макаров, Л. А. Мелентьев. – Новосибирск: Наука, 1973. – 275 с.



140. Мелентьев Л. А. Оптимизация развития и управления больших систем энергетики / Л. А. Мелентьев. – [2-е изд.]. – М.: Высшая школа, 1982. – 319 с.

141. Мелентьев Л. А. Системные исследования в энергетике / Л. А. Мелентьев. – [2-е изд.]. – М.: Наука, 1983. – 456 с.

142. Макаров А. А. Топливо-энергетический комплекс / А. А. Макаров, А. Г. Выгдорчик; под ред. акад. Л. А. Мелентьева. – М.: Наука, 1979. – 280 с.

143. Энергетический комплекс СССР / [под ред. Л. А. Мелентьева и А. А. Макарова]. – М.: Экономика, 1983. – 264 с.

144. Карп И. Н. Экономические показатели использования различных видов топлив в энергетике / И. Н. Карп, А. В. Степанов // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 1999. – №4. – С. 3–6.

145. Паливно-енергетичний комплекс України у цифрах і фактах / [за ред. Ковалка М. П.]. – К.: Українські енциклопедичні знання, 2000. – 152 с.

146. Програма реформування і розвитку житлово-комунального господарства на 2002–2005 роки та на період до 2010 року // Міське господарство України. – 2002. – №1. – С. 24–33.

147. Дубіщев В. П. Як позбутися високих тарифів, подолати рифи світових цін. Механізм здешевлення теплової енергії в регіонах / В. П. Дубіщев, В. І. Винник, О. В. Шалікова // Міське господарство України. – 2002. – №2. – С. 13–14.

148. Покровський Л. Л. Энергосбережению – государственное регулирование / Л. Л. Покровський // Міське господарство України. – 2000. – №2. – С. 23–25.

149. Дубовик В. С. Направления энергосберегающей политики в Украине / В. С. Дубовик // Міське господарство України. – 2000. – №2. – С. 26–30.

150. Бабаев В. Н. Коммунальная политика энерго- и ресурсосбережения / В. Н. Бабаев // Міське господарство України. – 2000. – №2. – С. 31–33.

151. Шепель Я. Я. Шляхи ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів в комунальній теплоенергетиці / Я. Я. Шепель // Міське господарство України. – 2000. – №2. – С. 34–36.

152. Остапенко Я. В. Економічно-фінансові проблеми підприємств комунальної теплоенергетики / Я. В. Остапенко // Міське господарство України. – 2000. – №2. – С. 37–38.
153. Онишков В. Е. Оценка эффективности использования теплонасосных станций / В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 4–6.
154. Онишков В. Е. Выбор теплонасосной станции для промышленного предприятия / В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1988. – №10. – С. 24–27.
155. О создании теплонасосной станции в Москве / В. С. Варварский, В. Г. Жилин, Ю. В. Пустовалов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1978. – №4. – С. 20–22.
156. Lorentzen G. Comparison of large heat pump system and alternative methods / G. Lorentzen // A report to the WEC – CHP/HP committee meeting in Helsinki, June 1979.
157. Lorentzen G. Economic possibilities and limitations of heat pumps with electric drive / G. Lorentzen // Warmepumpen. Essen: Vulcan-Varlag, 1978. – S. 11–19.
158. Lorentzen G. Store miligheter for bespareleer. Varmepumpen i det norrake energisystemet / G. Lorentzen // Maskin. – 1981. – Bd 14, №9. – S. 7–8, 11–13.
159. Winkens H. P. Der Eisatz von Warmepumpen in der Fernwarmeversorgung / H. P. Winkens // Fernwarme International. – 1984. – Bd 13, №2. – S. 73–78.
160. The world's largest heat pump plant // ASXA Journal. – 1982. – Vol. 55, №3. – P. 74.
161. Largest heat pump installation // Sulser Technical Rewiew. – 1984. – №3. – P. 34.
162. Dubin F. S. The heat pump centered integreted community energy system (HP-C-ICES) / F. S. Dubin, A. Halfon, P. Hersog // ASHRAE Transactions. – 1980. – Vol. 86, № 1. – P. 979–990.
163. Prime heat pump // The Engineer. – 1982. – Vol. 254, H 6566. – P. 35.

164. Шульга В. І. Основні напрями та результати робіт Міненерго України щодо розвитку НВДЕ / В. І. Шульга // Питання розвитку і впровадження техн. і технол. використання нетрадиц. і відновлюваних джерел енергії: V Наук.–практ. конф., АР Крим, 2–9 вересня 1996 р.: тези доповід. – С. 3–6.

165. Проект развития частной энергетики Украины на базе когенерационных энергосберегающих технологий. – К. : Госкомэнергосбережения, НАН ИТТФ, ОАО «Рассвет», 1999. – 87 с.

166. Морозюк Т. В. Водоаміачні термотрансформатори (теорія, аналіз, синтез, оптимізація): автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Морозюк Т. В., Одеськ. держ. політехн. унів-т. – Одеса, 2001. – 36 с.

167. Денисова А. Є. Інтегровані системи альтернативного теплопостачання для енергозберігаючих технологій (теоретичні основи, аналіз, оптимізація): автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Денисова А. Є.; Одеськ. Націон. політехн. унів-т. – Одеса, 2003. – 36 с.

168. Досвід теплопостачання в Данії // Ринок інсталяційний. – 1999. – №7. – С. 23.

169. Дембіцкі Ф. Тенденції в теплофікації, опаленні, вентиляції / Ф. Дембіцкі // Ринок інсталяційний. – 1999. – №7. – С. 5–8.

170. Андрющенко А. И. Комбинированные системы энергоснабжения / А. И. Андрющенко // Теплоэнергетика. – 1997. – №5. – С. 2–6.

171. Андрющенко А. Важнейшие особенности энергосбережения на городских ТЭЦ и оценки эффективности их технического совершенствования / А. Андрющенко // Энергозберігаючі технології та автоматизація. – 2002. – №3. – С. 23–27.

172. Андрющенко А. И. Энергетическая эффективность промышленных блок-ТЭЦ с ГТУ / А. И. Андрющенко // Пром. теплотехника. – 1996. – №3. – С. 41–47.

173. Газовые турбины в электроэнергетике // Теплоэнергетика. – 1996. – №4. – С. 2–4.

174. Ольховский Г. Г. Разработки перспективных энергетических ГТУ / Г. Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 1996. – №4. – С. 66–75.

175. Смирнов И. А. Определение экономической эффективности и областей применения газотурбинных теплофикационных установок средней и малой мощности / И. А. Смирнов, В. Г. Молоднюк, Л. С. Хрыков // Теплоэнергетика. – 1994. – №12. – С. 11–16.

176. Ольховский Г. Г. Газовые турбины и парогазовые установки за рубежом / Г. Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 1988. – №11. – С. 70–75.

177. Гавриш В. И. Эффективная выработка электроэнергии в условиях рыночной экономики / В. И. Гавриш, В. В. Бурых, Дж. Д. Толо // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2001. – №1. – С. 3–5.

178. Poredos A. Cooling as a part of cogeneration / A. Poredos // Пром. теплотехника. – 2001. – Т.23, №6. – С. 90–93.

179. Долинский А. А. Новые теплофизические методы решения проблем современной теплоэнергетики Украины / А. А. Долинский, В. Г. Носач // Пром. теплотехника. – 2000. – №4. – С. 3–8.

180. Малая энергетика. Состояние разработок и перспективы их развития в Институте технической теплофизики НАН Украины / А. А. Долинский, Н. М. Фиалко, В. Г. Прокопов, Ю. В. Шеренковский // Пром. теплотехника. – 1997. – №6. – С. 84–90.

181. К вопросу окупаемости затрат на сооружение когенерационных установок в системе муниципального теплоснабжения / В. Н. Клименко, П. П. Сабашук, А. И. Мазур [и др.] // Пром. теплотехника. – 1997. – №6. – С. 91–97.

182. Дикий Н. А. Комбинированное производство энергии для преодоления кризиса в энергетике / Н. А. Дикий // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – №1. – С. 13–17.

183. Попырин Л. С. Эффективные типы парогазовых и газотурбинных установок для ТЭС / Л. С. Попырин, А. Г. Щеглов // Электрические станции. – 1997. – №7. – С. 8–17.

184. Разработки АО «Рыбинские моторы» для стационарной энергетики / А. С. Новиков, С. А. Мешков, Ю. Р. Миронов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1998. – №4. – С. 20–27.

185. Клименко В. Н. Проблемы когенерационных технологий в Украине / В. Н. Клименко // Пром. теплотехника. – 2001. – Т.23, №4–5. – С. 106–110.

186. 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.

187. Проценко В. П. Анализ режимов нагрева воды теплонасосной установки / В. П. Проценко, В. Н. Старшинин // Теплоэнергетика. – 1992. – №12. – С. 33–36.

188. Клепанда А. С. Методика расчета на ЭВМ парокompрессионного теплового насоса / А. С. Клепанда, Э. Б. Филиппов, П. В. Пашко // Холодильная техника. – 1990. – №7. – С. 10–13.

189. Многокритериальная оценка экономической эффективности устройств энергосбережения / А. Н. Златопольский, Е. И. Калинина, Е. М. Табачный, О. Н. Кирякова // Пром. энергетика. – 1992. – №12. – С. 9–12.

190. 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.

191. Зысин В. А. Комбинированные парогазовые установки и циклы / В. А. Зысин. – М. – Л. : Госэнергоиздат. – 1962. – 236 с.

192. Тимофеев А. В. Теоретический цикл парокompрессионного теплового насоса / А. В. Тимофеев // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 11–13.

193. Коздоба Л. А. Критерии эффективности тепловых и комплексных тепловых систем / Л. А. Коздоба // Пром. теплотехника. – 2000. – №5–6. – С. 22–28.

194. Братенков В. Н. Многофакторное сравнение вариантов теплоснабжения / В. Н. Братенков, П. А. Хаванов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1990. – №9. – С. 16–18.

195. Рапцун Н. В. Оценка энергетической эффективности объектов промышленной энергетикки / Н. В. Рапцун, С. Б. Сурнин, С. Ю. Шевченко // Проблемы энергосбережения. – 1995. – №4–6. – С. 64–71.

196. Леонков А. М. Паровые и газовые турбины. Курсовое проектирование / А. М. Леонков. – Минск: Высшая школа, 1986. – 232 с.
197. Манушин Э. А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы / Э. А. Манушин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
198. Методические указания по применению теплонасосных установок в системах теплоснабжения. – М.: ВНИПИЭНЕРГОПРОМ. – 1985. – 52 с.
199. Бузников Е. Ф. Производственные и отопительные котельные / Е. Ф. Бузников, К. Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш. – М.: Энергоатомиздат. – 1984. – 245 с.
200. Сазанов Б. В. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий: учеб. пособие для вузов / Б. В. Сазанов, В. И. Ситас. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 304 с.
201. Тепловой расчет промышленных парогенераторов / [под ред. В. И. Частухина]. – К.: Высшая школа. – 1980. – 182 с.
202. Белосельский Б. С. Энергетическое топливо / Б. С. Белосельский, В. К. Сомков. – М.: Энергия. – 1980. – 168 с.
203. Алексеев Г. Н. Общая теплотехника / Г. Н. Алексеев. – М.: Высшая школа. – 1980. – 552 с.
204. Везиришвили О. Ш. Эффективность применения теплонасосных установок для отопления и кондиционирования децентрализованных потребителей / О. Ш. Везиришвили // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – 1986. – №8. – С. 49–52.
205. Пустовалов Ю. В. Экономические вопросы развития теплонасосных станций / Ю. В. Пустовалов // Теплоэнергетика. – 1989. – №3. – С. 47–51.
206. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / [под ред. А. А. Гоголина]. – М.: Легкая и пищевая промышленность. – 1982. – 244 с.
207. До питання про вибір холодоагенту для теплонасосних установок / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко, В. А. Городецький // Вісник ВПІ. – 2002. – №2. – С. 42–44.
208. Остапенко О. П. Теплонасосні установки в системах теплопостачання / О. П. Остапенко // Вісник ВПІ. – 2002. – №3. – С. 55–59.
209. Холодильные машины: справочник / [под ред. А. В. Быкова]. – М.: Машиностроение. – 1982. – 342 с.

210. Холодильные компрессоры: справочник / [под ред. А. В. Быкова]. – М. : Машиностроение. – 1982. – 286 с.
211. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / [под ред. И. А. Сакуна]. – Л. : Машиностроение. – 1987. – 422 с.
212. Теплофизические основы получения холода: справочник / [под ред. А. В. Быкова]. – М. : Пищев пром-сть. – 1980. – 228 с.
213. Groff G. C. Heat pumps in the USA: 1950 – 1990 / G. C. Groff // Elektrowarme International Edition. – 1980. – Bd A.38. – №4–5. – S. 214–221.
214. М. М. Чепурний. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник ВПІ. – 2002. – №4. – С. 48–52.
215. Волков Э. П. Источники, состав и контроль выбросов промышленных предприятий / Э. П. Волков, М. И. Сапаров, Е. И. Фетисова. – М. : Изд-во МЭИ. – 1988. – 56 с.
216. Остапенко О. П. Застосування теплових насосів в системах теплопостачання – ефективний напрямок енерго- і ресурсозбереження / О. П. Остапенко // Збірка тез доповідей III Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених [«Екологія. Людина. Суспільство.»] (11–12 травня 2000 р., Київ). – К. : НТУУ «КПІ», 2000. – С. 131–132.
217. Чепурний М. М. Аналіз ефективності застосування теплонасосних установок з дизельним приводом компресора / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник ВПІ. – 2002. – №5. – С. 39–41.
218. Сторонський Л. М. Перспективи масштабного застосування теплопомпових установок / Л. М. Сторонський // Ринок інсталяцій. – 2002. – №5. – С. 12–14.
219. Остапенко О. П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання / О. П. Остапенко // Розроблення, дослідження і створення продуктів функціонального харчування, обладнання та нових технологій для харчової та переробної промисловості: програма і матеріали 69-ї наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів, Київ, 22–24 квітня 2003 р.: тези доповідей. – У 2 ч. – К.: НУХТ, 2003. – Ч.2. – С. 91.

220. Економічні системи опалення і вентиляції житлових і адміністративних будинків на базі теплових pomp / Л. С. Богданович, О. С. Клепанда, М. М. Синяговський, Є. Б. Філіппов // Зелена енергетика. – 2003. — №2. – С. 23.

221. Остапенко О. П. Використання перспективних систем тепlopостачання з тепловими насосами для утилізації теплоти викидів підприємств України / О. П. Остапенко // Збірка тез доповідей IV Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених [«Екологія. Людина. Суспільство.»] (14–16 травня 2001 р., Київ). – К.: НТУУ «КПІ», 2001. – С. 152–153.

222. Остапенко О. П. Дослідження ефективності роботи бівалентних теплонасосних систем тепlopостачання / О. П. Остапенко / Книга за матеріалами третьої республіканської науково-технічної конференції [«Індивідуальний житловий будинок»]. – Вінниця: Континент, 2001. – С. 119–124.

223. Ткаченко С. Й. Комплексні методи оцінки енергоефективності теплонасосних станцій в системах тепlopостачання / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник ВПІ. – 2007. – №4. – С. 83–85.



*Наукове видання*

**Ткаченко Станіслав Йосипович  
Остапенко Ольга Павлівна**

**ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОАСОСНІ  
УСТАНОВКИ В СИСТЕМАХ  
ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено О. Остапенко

Підписано до друку 21.07. 2009 р.  
Формат 29,7×42 ¼. Папір офсетний  
Гарнітура Times New Roman  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 10,12  
Наклад 100 прим. Зам. № 2009-141

Вінницький національний технічний університет,  
видавництво «УНІВЕРСУМ – Вінниця»  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95  
ВНТУ, ГНК, к. 114  
Тел. (0432) 59-85-32  
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) 59-81-59  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.