Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

С. О. Шарапов

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМАХ

Навчальний посібник

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету

Суми
Сумський державний університет
2020

УДК 620.9:621.51(075.8)
Ш-25

Рецензенти:
В. І. Мілованов – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри компресорів та пневмоагрегатів Одеської національної академії харчових технологій;
М. І. Сотник – доктор технічних наук, доцент, доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету

Рекомендовано до видання
вченою радою Сумського державного університету
як навчальний посібник
(протокол № 6 від 10 грудня 2020 року)

Шарапов С. О.

Ш-25 Енергозбереження в компресорних системах : навчальний посібник / С. О. Шарапов. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 147 с.
ISBN 978-966-657-846-7

У навчальному посібнику наведено основні теоретичні відомості, необхідні для вивчення дисципліни «Енергозбереження в компресорних системах», що вміщують знання з раціонального використання природних енергоресурсів, поняття про вторинні енергоресурси, порядок проведення енергообстеження, енергоаудиту та визначення шляхів модернізації компресорних систем із метою енергозаощадження, а також проведення енергетичного аналізу основного й допоміжного устаткування компресорних систем.

Для здобувачів вищої освіти закладів вищої освіти III–IV рівнів акредитації спеціальності «Енергетичне машинобудування».

УДК 620.9:621.51(075.8)

© Шарапов С. О., 2020
© Сумський державний університет, 2020

ISBN 978-966-657-846-7

ЗМІСТ

С.
Передмова 5
Вступ 6
1 Концептуальні положення раціонального використання енергоресурсів 8
1.1 Енергоефективність і її значення на світовому, державному та виробничому рівнях 8
1.2 Енергетичний менеджмент. Функції та структура 15
Контрольні питання 19
2 Енергообстеження та енергетичний аудит компресорних систем 20
2.1 Енергетичний аудит. Його мета, основні завдання 20
2.2 Енергетичний аудит промислових підприємств та побутових об'єктів. 21
2.3 Енергоаудитне оцінювання компресорних систем 23
2.4 Аналіз потоків енергії в компресорних системах 25
2.5 Оцінювання енергетичного потенціалу компресорних систем 31
2.6 Вибір пріоритетних напрямів енергозбережень 34
Контрольні питання 41
3 Вторинні енергетичні ресурси та їх застосування в компресорних системах 42
3.1 Загальні відомості про вторинні енергетичні ресурси 42
3.2 Застосування вторинних енергетичних ресурсів у промисловості 47
3.3 Ексергетичний потенціал потоку ідеального газу 52
3.4 Ексергетичний потенціал потоку нестисливої рідини 57
3.5 Ексергетичний потенціал потоку паливних вторинних енергетичних ресурсів 58
3.6 Складання структурних схем основних енергопотоків 60
Контрольні питання 63
4 Енергетичний аналіз компресорних систем 64
4.1 Фактори раціонального теплопостачання 64
4.2 Загальні відомості про теплові насоси 67
4.3 Ефективність парокомпресійних теплових насосів 72

4.4 Джерела поновлюваної низькопотенціальної теплоти 78
4.5 Визначення питомої вартості енергоспоживання та економії палива за повним ланцюгом енергетичних перетворень 91
Контрольні питання 92
5 Напрями енергозаощадження в компресорних системах 93
5.1 Шляхи підвищення енергоефективності існуючих установок 93
5.2 Основні положення ексергетичного аналізу компресорних систем 100
5.3 Ексергетичні критерії енергоефективності 111
5.4 Ексергетична ефективність енергоперетворень 111
Контрольні питання 117
6 Енергоефективність допоміжного обладнання компресорних систем 118
6.1 Загальні відомості про теплообмінні апарати 118
6.2 Інтенсифікація теплообміну в кожухотрубних апаратах 120
6.3 Інтенсифікація теплообміну в апаратах повітряного охолодження 125
6.4 Застосування нових компактних типів теплообмінних апаратів 132
Контрольні питання 144
Список використаної літератури 145

ПЕРЕДМОВА

Дисципліна «Енергозбереження в компресорних системах» є базовою для вивчення спеціальних дисциплін, пов'язаних з розрахунком, аналізом та конструюванням енергетичних систем.

Цей навчальний посібник найбільшою мірою відповідає навчальній програмі з дисципліни «Енергозбереження в компресорних системах» для здобувачів вищої освіти за другим (магістерським) рівнем, які навчаються за освітньою програмою «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка».

Для покращання розуміння навчального матеріалу зміст посібника повністю відповідає змісту навчальної програми з відповідної дисципліни. Навчальний посібник складається з таких розділів:

1. Концептуальні положення раціонального використання енергоресурсів.
2. Енергообстеження та енергетичний аудит компресорних систем.
3. Вторинні енергетичні ресурси та їх застосування в компресорних системах.
4. Напрями енергозаощадження в компресорних системах.
5. Енергетичний аналіз компресорних систем.
6. Енергоефективність допоміжного обладнання компресорних систем.

Навчальний посібник може використовуватися на практичних заняттях із дисципліни «Енергозбереження в компресорних системах» і для самопідготовки здобувачів вищої освіти до складання заліків та іспитів.

Автор висловлює щиру вдячність і подяку рецензентам за зауваження і поради, висловлені ними під час підготовки матеріалу до видання, а також співробітникам кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету за допомогу в оформленні.

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку людства усе більше галузей промисловості потребують упровадження компресорних систем у свої технологічні процеси.

Вони можуть застосовуватися як основне або допоміжне устаткування. Як основне устаткування компресорні системи використовують на місцях видобування і транспортування природного газу, в системах підготовки повітря, синтезу технічних газів або їх сумішей, на всіх машинобудівних та металургійних підприємствах, у народному господарстві для систем теплопостачання й гарячого водопостачання, харчовій промисловості для систем кондиціювання та штучної вентиляції будівель і споруд, а також у медицині для систем життєзабезпечення та ін. Як допоміжне обладнання компресорні системи застосовують для забезпечення потреб виробництва стисненим повітрям пневмообладнання і пневмоінструменту, під час проведення випробувань інших компресорних станцій і установок та ін.

Більшість компресорних систем, що експлуатуються на сьогодні в Україні, є технічно застарілими, випущеними ще в 70–80-х рр. XX ст. Їх енергоефективність є дуже низькою, що в умовах ринкової економіки значно підвищує вартість енергоресурсів, які транспортуються цими установками, або збільшує ціну продукції, виробленої з їх допомогою. Так, втрати енергії в усіх галузях енергетики є досить значними, що зумовлено низькою вартістю енергоносіїв до початку 2000-х рр., державним регулюванням енергетичного сектору, відсутністю коштів на модернізацію енергогенеруючих потужностей і транспортних мереж. У інших галузях застосування компресорних систем спостерігається подібна картина. Втрати теплової енергії лише під час транспортування в централізованих мережах теплопостачання в Україні становлять 45–60 %. Низький рівень теплоізоляції збільшує ці втрати на 15–20 %,

тобто споживач отримує лише 30–40 % всієї частини теплової енергії, виробленої на ТЕЦ [1].

Зважаючи на це, можна зробити висновок, що першочерговими завданнями для поліпшення ситуації в усіх галузях енергетики, економіки, промисловості, житлово-комунального господарства нашої країни є підвищення ефективності застосовуваних існуючих компресорних систем та проєктування нових установок з урахуванням сучасних вимог до їх енергоефективності. Це дозволить зменшити енергоспоживання як мінімум удвічі – втричі.

Також важливу роль відіграє застосування поряд із традиційними робочими середовищами для компресорних систем, такими як природний газ, нафта та вугілля, вторинних енергетичних ресурсів і альтернативних джерел енергії, що дозволить підвищити їх енергетичний потенціал.

Тому для збільшення темпів зростання економіки України необхідно зробити енергообстеження та енергоаудит усіх існуючих компресорних систем, які на цей час експлуатуються, визначити напрями енергозаощадження, виконати їх енергетичний аналіз та почати масштабну модернізацію цих систем.

Усі ці заходи є необхідними у зв’язку з політикою України на шляху до євроінтеграції та конкурентоспроможності нашої країни на європейському та світовому ринках енергоресурсів, що є невід’ємною складовою паливно-енергетичного сектору економіки.

1 КОНЦЕПТУАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

1.1 Енергоефективність і її значення на світовому, державному та виробничому рівнях

Енергозбереження в компресорних системах насамперед залежить від їх енергоефективності, що закладається на етапі проєктування.

Для розгляду поняття енергоефективності необхідно ввести ряд таких понять:

Енергія – це кількісна міра руху матерії в просторі.

Енергетична система – це сукупність енергетичних ресурсів усіх видів, методів і засобів їх одержання, перетворення, розподілення й використання, що забезпечують постачання споживачів усіма видами енергії.

Енергопостачання – це забезпечення підприємства усіма видами енергії й палива.

Паливно-енергетичні ресурси (ПЕР) – це сукупність усіх природних і перетворених видів палива та енергії, використовуваних у національному господарстві.

Раціональне використання ПЕР – це досягнення максимальної ефективності використання ПЕР за існуючого рівня розвитку техніки й технології з одночасним зниженням техногенного впливу на навколишнє природне середовище.

Економія ПЕР – це відносне скорочення витрат ПЕР, що виражається в зниженні їх питомих витрат на виробництво продукції, виконання робіт і надання послуг установленої якості.

Енергозбереження – це сукупність правових, організаційних, наукових, виробничих, технічних і економічних заходів, спрямованих на раціональне використання та економне витрачання первинної енергії або перетворених її видів і природних енергетичних ресурсів у національному господарстві, що реалізується з використанням технічних, економічних та

правових методів.

Енергоефективність – це раціональне використання енергії, що дозволяє змінювати її параметри або форму і транспортувати до споживача з мінімальними втратами.

Значення енергоефективності визначається різними підходами до її оцінювання:

– для населення – це скорочення комунальних витрат;

– для енергетичних компаній та установ – це зменшення витрат на паливо;

– для держави – це заощадження наявних ресурсів, підвищення продуктивності промисловості та конкурентоспроможності на міжнародному ринку;

– для довкілля – це регулювання кількості парникових викидів у атмосферу.

За останні 100–150 років у світі стрімко збільшилося споживання енергетичних ресурсів. Це пов'язано насамперед із розвитком промисловості. Якщо взяти динаміку споживання енергоресурсів для розвинених країн і країн, які розвиваються, то простежується загальне збільшення енергоспоживання за останні 20–25 років (рис. 1.1).

Основними причинами споживання енергоресурсів серед країн, які розвиваються, є більші темпи зростання ВВП і достатньо висока енергоємність виробництва. Основними споживачами енергії серед країн, які розвиваються, є Китай та Індія.

Необхідно зазначити, що в цілому у світі зберігається тенденція використання традиційних джерел енергії, до яких відносять нафту, природний газ та кам'яне вугілля (табл. 1.1). Не зважаючи на стрімкий розвиток відновлювальної енергетики, частка гідроенергетики та інших відновлювальних джерел енергії становить лише незначний відсоток. Це негативно відображається на довкіллі.

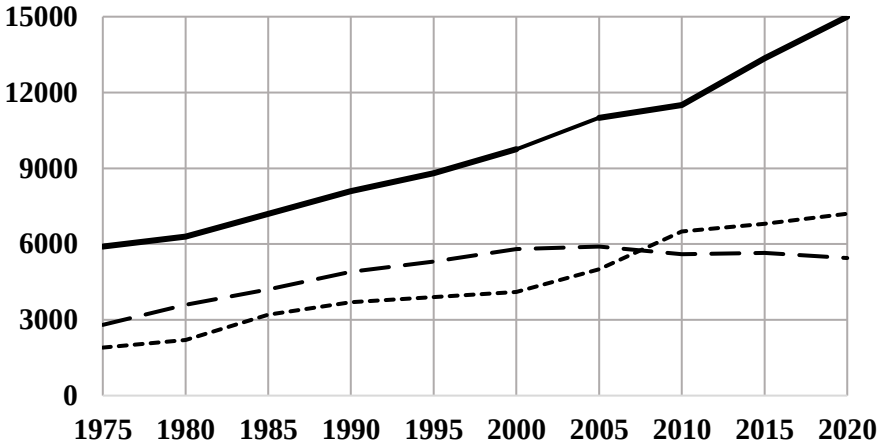


Рисунок 1.1 – Динаміка енергоспоживання у світі,
млн т у нафтовому еквіваленті [2]:
——— – світ; – – – – розвинені країни;
- - - - – країни, які розвиваються

Таблиця 1.1 – Структура споживання енергоресурсів у світі, % [2]

Вид енергоресурсу	**Категорія країн**			
	весь світ	**розвинені країни**	**країни, які розвиваються**	**Україна**
Нафта	33,1	37,9	29,1	10,5
Природний газ	23,9	25,1	22,5	35,6
Кам’яне вугілля	29,9	19,9	38,9	35,6
Атомна енергетика	4,5	8,8	1,7	16,3
Гідроенергетика	6,7	5,7	7,1	1,9
Інші відновлювальні джерела енергії	1,9	2,6	0,7	0,1

Частка атомної енергетики також становить лише декілька відсотків від загальної кількості використання енергоресурсів, хоча урану, основного ядерного палива за нинішніх темпів споживання вистачить на декілька тисяч років. Ціна енергії, отримана від цього виду палива, є однією з найнижчих. За умови додержання всіх заходів з техніки безпеки атомна енергетика значно менше впливає на довкілля, ніж викопні джерела енергії. Однак ризик техногенних катастроф, можливість створення ядерної зброї на основі палива для атомних електростанцій сповільнюють розвиток цього виду енергетики.

З таблиці 1.1 бачимо, що для виробництва енергії переважно використовують викопні джерела (близько 87 % усієї енергії). Частка відновлювальної енергетики становить лише 8,6 %. До того ж відновлювальна енергетика активніше розвивається в розвинених країнах світу внаслідок державних дотацій.

Також згідно з прогнозами аналітиків компанії «British Petroleum» до 2030 року частка енергоносіїв, отриманих із викопних джерел енергії, зменшиться до 82 %, частка відновлювальної енергетики зросте до 12 %, а відносна кількість енергії, отримана від ядерної енергетики, зміниться незначно.

З огляду на це у світі впроваджують програми, за допомогою яких ставлять собі за мету зменшення використання викопних джерел енергії, перехід до альтернативних енергоресурсів та збереження екологічної безпеки на Землі. Найвідомішими серед цих програм є Кіотський протокол та Енергетична хартія [3].

Кіотський протокол – міжнародна угода про обмеження викидів в атмосферу парникових газів. Основна мета угоди – стабілізувати рівень концентрації парникових газів в атмосфері на рівні, що не допускав би небезпечного антропогенного впливу на кліматичну систему планети.

Енергетична хартія – міжнародна угода, спрямована на подолання економічного розділення європейського континенту. Договір до Енергетичної хартії відіграє важливу роль у контексті

зусиль зі створення правового поля для глобальної енергетичної безпеки, на основі відкритих, конкурентних ринків і принципів стійкого розвитку.

Також у світі діє ціла низка стандартів Міжнародної організації зі стандартизації (ISO), спрямованих на підвищення рівня продукції з використанням принципів енергозбереження.

Порівнюючи промисловість України з іншими країнами, можна зазначити, що вона є однією з найбільш енергоємних у світі: енергоємність виробництва у перерахунку на одиницю ВВП вдвічі більша, ніж у країн-експортерів нафти, таких як Саудівська Аравія, ОАЕ, Венесуела (рис. 1.2). Тоді як у розвинених країнах – США, Японії, Німеччині – цей показник у 5–8 разів менший [4].

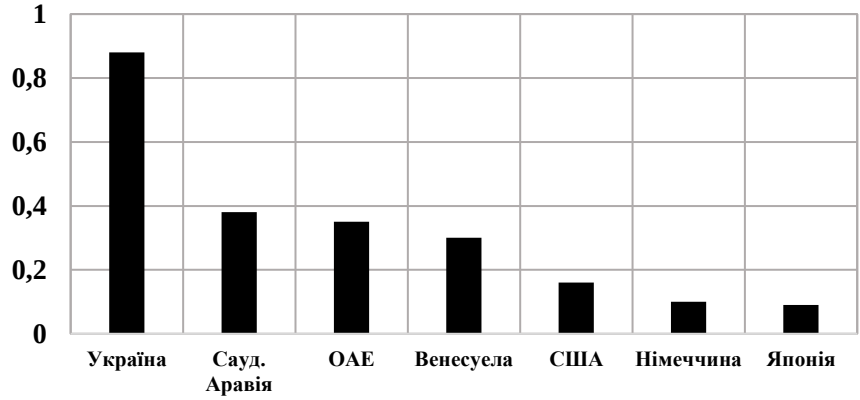


Рисунок 1.2 – Питома енергоємність промисловості деяких країн, т н. е./$ 1000 ВВП [4]

Після 1991 року динаміка енергоспоживання України, як і більшості країн СНД, стрімко зменшилася, причиною цього стала економічна криза; в середині 2000-х років із початком економічної стабілізації енергоспоживання України становило 140 млн тонн нафтового еквівалента (т н. е.), і лише подорожчання енергоресурсів після 2007 року зменшило енергоспоживання внаслідок проведення ряду заходів з енергозбереження.

Висока енергоємність України спричинена використанням застарілого енергоємного обладнання у металургійній, машинобудівній і хімічній галузях промисловості, а також значними втратами в теплових (30 %) та електричних (12 %) мережах.

Водночас, як бачимо з таблиці 1.1, залежність енергетики України від викопних джерел становить 82 %, що дещо менше від загальносвітових показників. Це пояснюється великою часткою енергоресурсів, отримуваних від ядерної енергетики – 16 %. Однак українська промисловість значно залежить від природного газу, який упродовж багатьох років експортувався з Російської Федерації. Це питання особливо гостро постало впродовж останніх 5 років і є ключовим у відносинах України з Європейським Союзом.

Використання відновлювальних джерел енергії (крім гідроенергетики) в Україні нижче від загальносвітових (2 %). Проте цей сегмент енергетики швидко зростає впродовж останніх декількох років. Зокрема, у 2012 році загальний обсяг енергії, вироблений об'єктами відновлювальної енергетики (крім гідроенергетики), зріс у 4 рази.

На цей час відновлювальні джерела на території України виробляють близько 2,5 млн т н. е. енергії (майже вся енергія генерується великими ГЕС), тобто потенціал відновлювальної енергетики України використовується на 3 %. Причиною таких низьких показників є висока собівартість енергії порівняно з викопними джерелами енергії.

На цьому етапі більшість галузей відновлювальної енергетики розвивається за державної підтримки. Для цього використовують ряд механізмів:

− ратифікацію міжнародних угод з енергозбереження (Кіотський протокол, Енергетична хартія);

− затвердження національних програм із розвитку відновлювальної енергетики, в рамках яких енергію, вироблену відновлювальними джерелами, держава закуповує за вищим «зеленим» тарифом, ніж в інших виробників; виробникам енергії

з відновлювальних джерел надають податкові пільги, для енергоносіїв із відновлювальних джерел енергії надають квоти на ринку енергоресурсів.

В Україні діють дві національні програми з енергозбереження [3]:

– державна цільова економічна програма енергоефективності на 2010–2020 роки [5];

– енергетична стратегія України на період до 2030 року [6].

На виробничих підприємствах України згідно з цими програмами також упроваджуються заходи з енергозбереження, з яких можна виділити основні, що стосуються компресорних систем:

− перехід на тризмінний робочий день, що дозволяє зменшити пікові навантаження на мережу постачання повітря на підприємствах та дозволити компресорам працювати на ресивери з переходом у режим «холостого» ходу;

− застосування кільцевих або децентралізованих систем постачання повітря в цехи підприємства, що дозволяє знизити споживання електроенергії шляхом переходу до менш енергоємних компресорів;

− переоснащення технологічних ліній виробництв шляхом переходу до більш сучасного обладнання та устаткування, що само по собі є більш енергоощадним;

− використання нових багатоопераційних верстатів зарубіжного виробництва, що мінімізує переміщення деталі у процесі її оброблення;

− застосування сучасного пневмообладнання та пневмоінструменту, що зменшує потребу в стисненому повітрі, оскільки в мережі значно зменшуються протікання.

Зважаючи на тенденції розвитку світової економіки та вибраний Україною шлях до Євроінтеграції, найближчим часом наша країна повинна збільшити частку енергії, отримуваної від альтернативних джерел, до загальносвітового рівня [7].

1.2 Енергетичний менеджмент. Функції та структура

Енергетичний менеджмент – це система керування, що ґрунтується на проведенні типових замірів і перевірок, це забезпечує таку роботу підприємства, за якої споживається лише необхідна для виробництва кількість енергії.

Енергетичний менеджмент являє собою інструмент управління підприємством, що забезпечує постійне дослідження, а отже, й знання про розподіл та рівень споживання енергоресурсів на підприємстві, а також про оптимальне використання енергоресурсів як для виробництва, так і для інших невиробничих потреб, зокрема опалення та гарячого водопостачання [8].

Впровадження системи енергетичного менеджменту на підприємстві є дуже поширеною світовою практикою. Так, у 2011 році Міжнародна організація зі стандартизації ввела в дію стандарт ISO 50001. Енергетичний менеджмент. Стандарт призначений для забезпечення організацій, які вирішили зробити енергетичну ефективність частиною своєї системи управління.

Основними функціями системи енергетичного менеджменту на промисловому підприємстві є:

1) впровадження і додержання енергетичної політики, що розробляється вищим керівництвом підприємства, формулювання цілей та постановлення завдань у сфері енергоменеджменту, планування реалізації поставлених цілей та завдань;

2) забезпечення ресурсами і повноваженнями представників відділу енергоменеджменту, періодичний енергоаналіз організації;

3) встановлення базових ліній енергоспоживання, індикаторів енергоефективності, розроблених для конкретного підприємства і в сукупності з базовою лінією, дозволяє оцінити зміни в енергоспоживанні;

4) операційний контроль і процедури в частині істотного енергоспоживання, вимірювання й документування

енергоменеджменту, періодичний аналіз функціонування системи енергоменеджменту з боку керівництва.

Енергетичний менеджер на промисловому підприємстві – це фахівець, який виконує певні функції з метою досягнення ефективного використання енергетичних ресурсів за умови забезпечення мінімально необхідних потреб організації в енергії та найменшому негативному впливі на довкілля. Професійна діяльність енергоменеджера спрямована на організацію ефективного використання ПЕР і передбачає:

– участь у складанні енергетичного паспорта підприємства та організації;

– збирання даних із споживання ПЕР із використанням лічильників та контрольно-вимірювальної апаратури;

– збирання даних за потоками сировини, ПЕР та готової продукції;

– складання та аналіз енергетичних балансів;

– розрахунки ключових даних із підвищення ефективності використання енергії в цілому на підприємстві та окремих виробництвах;

– розроблення, планування та впровадження заходів щодо економії енергії, які не потребують інвестицій, або з мінімальними інвестиціями;

– розроблення, оцінювання, визначення та планування пріоритетних заходів щодо економії енергії;

– визначення норм споживання ПЕР;

– інформування керівництва підприємства про діяльність енергетичного менеджменту та заходи, впроваджувані й спрямовані на економію енергії;

– участь у складанні виробничих планів, бюджету та виробничої стратегії підприємства;

– упровадження нових технологій на існуючих та нових енергосистемах для підвищення енергоефективності виробництва;

– управління групою з раціонального використання енергії, а також проєктами у сфері енергозбереження;

– проведення внутрішнього енергетичного аудиту;
– розроблення пропозицій щодо зацікавленості персоналу в економії енергії.

Енергетичний менеджмент на підприємстві – це комплексне завдання з енергозбереження та енергоефективності, вирішення якого надається системі енергетичного менеджменту. Інтеграція системи енергетичного менеджменту у структурі підприємства подана на рисунку 1.3.

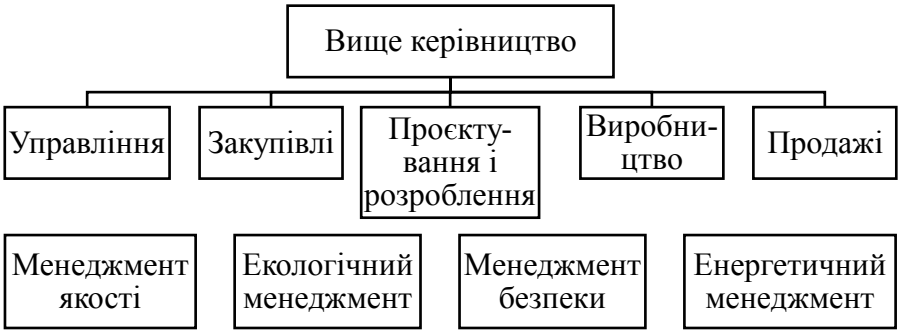


Рисунок 1.3 – Структура підприємства
із системою енергетичного менеджменту

Як бачимо з рисунка 1.3 система енергетичного менеджменту є однією зі служб менеджменту і підпорядковується безпосередньо вищому керівництву. Саму службу енергетичного менеджменту очолює енергоменеджер підприємства. Основними його функціями є забезпечення досягнення запланованих ефектів енергозбереження та управління функціонуванням служби. Йому підпорядковані енергоменеджери різних напрямів енергозбереження (електропостачання, теплопостачання, водопостачання, постачання стисненого повітря), до обов'язків яких входять: планування та контроль споживання різних видів енергії, забезпечення циклу енергоменеджменту за напрямами енергозбереження та розроблення і впровадження заходів під час

розподілу, генерації, використання видів енергії. Також енергоменеджеру підприємства підпорядковані енергоменеджери цехів і дільниць із річним енергетичним бюджетом 10 млн грн і більше. Вони організовують усунення втрат енергії, планують та контролюють енергоспоживання в цехах і на дільницях та впроваджують енергозбережні заходи на всі види енергії, що споживається устаткуванням в цехах і на дільницях. Служба енергетичного менеджменту також є ланкою, яка зв'язує підприємства з різними інспекціями, що здійснюють нагляд за ефективним використанням енергоресурсів.

Згідно зі стандартом ISO 50001 система енергетичного менеджменту на підприємстві керується міжнародними та загальнодержавними нормативними документами, а також розробляє нормативну базу підприємства для забезпечення своєї діяльності. Це може бути комплекс внутрішніх стандартів підприємства (СТП), до складу якого входять:

1) система енергетичного менеджменту в галузі, якій працює підприємство;
2) технічний облік ПЕР на підприємстві;
3) взаємодія служби енергетичного менеджменту і підприємства;
4) моніторинг програми енергозабезпечення;
5) умови вибору енергозбережних заходів на підприємстві.

Контрольні питання

1 Що таке енергоефективність? Її значення для компресорних систем.

2 Основні галузі, що споживають найбільше ресурсів на державному та світовому рівнях. Динаміка споживання.

3 Міжнародні програми, які регулюють зменшення споживання енергоресурсів у світі.

4 Національні програми з енергозбереження, що діють в Україні.

5 Енергетичний менеджмент, його функції.

6 Енергетичний менеджер та його обов'язки на підприємстві.

7 Енергетичний менеджмент та його місце в структурі підприємства.

8 Міжнародні та загальнодержавні нормативні документи, якими керується система енергетичного менеджменту на підприємстві.

2 ЕНЕРГООБСТЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМ

2.1 Енергетичний аудит. Його мета, основні завдання

Енергетичний аудит (енергоаудит) – це обстеження підприємств, організацій та окремих виробництв, що проводиться з їх власної ініціативи для визначення можливостей економії споживаної енергії, для допомоги підприємству в здійсненні практичної економії шляхом застосування механізмів енергетичної ефективності, а також із метою впровадження на підприємстві системи енергетичного менеджменту [9].

Предметом енергетичного аудиту є система обстеження споживання палива та енергії, аналізу й вироблення рекомендацій щодо ефективного використання енергоресурсів.

Основною ***метою*** енергетичного аудиту є пошук можливостей енергозбереження й допомоги суб'єктам господарювання у визначенні напрямків ефективного енерговикористання.

Об'єктом енергетичного аудиту можуть бути будь-яке підприємство, енергетична установка, агрегат, побутовий об'єкт, що виробляє, перетворює, передає або споживає енергію.

Призначенням енергетичного аудиту є вирішення таких ***завдань***:

– складання карти використання об'єктом ПЕР;

– розроблення організаційних і технічних заходів, спрямованих на підвищення ефективності енерговикористання;

– визначення потенціалу енергозбереження;

– фінансове оцінювання енергозбережних заходів.

Енергетичний аудит проводять енергосервісні компанії або незалежні експерти (енергоаудитори), вповноважені суб'єктами господарювання на його здійснення.

Енергоаудитором може бути громадянин України, який одержав професійну підготовку та має відповідний документ.

Ефективність і повнота енергетичного обстеження залежать від кваліфікації та досвіду енергоаудитора.

Під час проведення енергоаудиту повинні бути враховані такі чинники:

– енергоаудитори повинні не фіксувати помилки, а виявляти факти;

– результати, які надаються замовникові, – це передусім звіт про енергетичний аудит, в якому визначаються конкретні шляхи енергозбереження.

Основні шляхи підвищення ефективності використання ПЕР [9]:

– впровадження нового енергоекономічного обладнання;

– впровадження нових енергозбережних технологій;

– удосконалення існуючих технологій, обладнання, перероблення сировини та матеріалів і, як наслідок, підвищення якості продукції;

– заміщення і вибір найефективніших енергоносіїв;

– зменшення втрат сировини та матеріалів;

– скорочення втрат енергоресурсів;

– вжиття організаційно-технічних заходів, удосконалення обліку та контролю за витратами енергоресурсів;

– урахування економічних, правових та інших чинників зниження рівнів енергоспоживання.

2.2 Енергетичний аудит промислових підприємств та побутових об’єктів

Пріоритетними напрямками енергозбереження в галузі енергетичного машинобудування є впровадження нових технологій експлуатації енергетичного обладнання компресорних станцій та його реконструкція і модернізація, скорочення власних потреб в енергоресурсах, скорочення втрат у системах розподілення електричної та теплової енергії, впровадження нових енергозбережних технологій виробництва енергії (використання нових типів компресорів, утилізація

теплоти, що скидається, впровадження теплонасосної технології енергозбереження тощо).

Світовий досвід реалізації заходів енергозбереження в житлово-комунальному господарстві свідчить, що їх перелік невеликий, але комплексне впровадження цих заходів істотно впливає на скорочення споживання палива та енергії в економіці.

До основних заходів енергозбереження в галузі необхідно віднести:

– створення та використання побутових систем та приладів із нижчим енергоспоживанням;

– модернізацію існуючого обладнання, зміну режимів його роботи;

– автоматизацію регулювання і управління режимами роботи побутових енергоспоживаючих систем та приладів;

– оснащення енергоприймачів регулювальними та вимірювальними пристроями;

– розвиток децентралізованого теплопостачання для зниження втрат теплової енергії під час транспортування до споживачів;

– стандартизацію та поліпшення теплоізоляції будинків і споруд; проведення організаційних заходів, спрямованих на стимулювання діяльності побутових підприємств щодо скорочення непродуктивних витрат палива та енергії;

– впровадження сплати вартості енергоносіїв, що відповідає реальним витратам;

– виключення можливості крадіжок енергоресурсів, зокрема електричної та теплової енергії;

– широку рекламу використання приладів домашнього і культурно-побутового призначення з поліпшеними експлуатаційними характеристиками.

2.3 Енергоаудитне оцінювання компресорних систем

Енергетичний аудит компресорних систем відбувається декількома етапами [10]:

1) збиранням інформації про об'єкт енергоаудиту;
2) визначенням паливно-енергетичних потоків на об'єкті в цілому та на окремих його ділянках;
3) аналізом ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів об'єктом аудиту;
4) поглибленим енергетичним аудитом окремих компонентів та компресорної системи в цілому;
5) підсумками енергетичного аудиту компресорної системи.

На першому етапі енергетичного аудиту відбувається збирання даних про витрати енергоресурсів (палива, тепла, води, електроенергії) за попередній та поточний роки. Це дає можливість визначити найбільші ділянки використання палива й енергії та сформулювати основні тенденції щодо економії ПЕР, що є підґрунтям для техніко-економічного аналізу об'єкта. Потім відбувається аналіз структури енергоспоживання різними ділянками об'єкта, що дозволяє виявити компоненти, які є найбільшими та найменшими споживачами палива та енергії, що має на меті визначення подальшої перспективної стратегії енерговикористання. Далі визначають структуру енерговитрат, а саме частки витрат різних видів енергії в загальній сукупності витрат, що дозволяє знайти попередній вектор енергетичного аудиту для ділянок із найбільшими частками енерговитрат. Завершальним завданням першого етапу є визначення витрати енергоносіїв на одиницю продукту на виході з компресорної системи в цілому та за кожним її компонентом окремо. Це дозволяє оцінити питомі витрати енергії основним та допоміжним обладнанням компресорної системи, порівняти її з існуючими аналогами та визначити питому вартість одиниці продукту.

Під час другого етапу енергетичного аудиту вивчають технологічну схему компресорної системи, що необхідно для подальшого обліку енергії та оцінювання правильності застосування основних видів енергопотоків. Далі складають карту-схему споживання енергетичних потоків системою та баланс енергопотоків для компресорної системи в цілому й окремо за кожним компонентом. Це дає можливість оцінити правильність вибору енергоносіїв для системи, ефективність їх застосування різними ділянками схеми та здійснити прогнозоване оцінювання їх споживання. За результатами визначення найенергоємніших споживачів енергії на першому етапі за допомогою необхідних вимірювань одержують дійсні значення споживаних величин енергії та палива і порівнюють їх із паспортними даними. Для одержання повної картини розподілу паливно-енергетичних потоків в усій системі визначають питомі норми споживання енергії для всіх компонентів системи та складають для них відповідні баланси.

Третій етап енергетичного аудиту передбачає аналіз ефективності використання всіх компонентів компресорної системи, в результаті якого роблять висновки про доцільність використання того чи іншого виду обладнання в даній системі або його заміну на більш ефективне з урахуванням додаткових витрат на цю операцію. Потім аналізують ефективність використання паливно-енергетичних ресурсів та визначають їх технологічно допустимі втрати. У разі переходу на інший вид палива необхідно навести відповідне техніко-економічне обґрунтування з урахуванням специфіки того чи іншого виду теплоносіїв (це стосується насамперед тепло- та пневмомереж).

Наприкінці може виникати потреба у визначенні пріоритетів для поглибленого енергетичного аудиту, тому що компресорні системи належать до специфічного типу енергоспоживачів. На початковій стадії необхідно окреслити необхідні додаткові обстеження, що можуть потребувати специфічних вимірювань або додаткових наукових досліджень, до яких необхідно залучати кваліфікованих спеціалістів. Тому під

час поглибленого енергетичного аудиту можна виконувати додаткові проміжні та непрямі вимірювання, визначати інші режими роботи компресорної системи, виявляти ефективності додаткового устаткування та вирішувати специфічні питання. Ці роботи проводять за узгодженням із керівництвом та укладенням додаткових договорів із відповідними організаціями.

Підбиваючи підсумки енергетичного аналізу компресорної системи, замовник отримує відповідний звіт, у якому зазначені розроблені енергозбережні заходи, наведені результати техніко-економічного аналізу ефективності компресорної системи в цілому й кожного компонента окремо, виконаний порівняльний аналіз одержаних результатів та обрані нові пріоритети й поставлені завдання на подальше зниження енергоємності компресорної системи.

Після отримання звіту енергокористувач може самостійно вирішувати такі проблеми:

– визначати, як споживається енергія в компресорній системі, формулювати пріоритети в переліку енергозбережних рекомендацій;

– порівнювати енергоспоживання на даному об’єкті з величинами споживання енергії на інших аналогічних об’єктах, визначаючи в такий спосіб об’єкт як «поганий» або «гарний» споживач енергії;

– показувати необхідність інвестицій для придбання й освоєння нового, більш економічнішого обладнання;

– обґрунтовувати запропонований проєкт, який не був би затверджений без підтримки зовнішнього консультанта.

2.4 Аналіз потоків енергії в компресорних системах

Для оцінювання енергетичної ефективності компресорних систем спираються на результати вимірювань різних потоків енергії. Це можуть бути первинні, вторинні або навіть третинні види енергоресурсів. Розрізняють вхідні й вихідні енергетичні потоки.

У будь-яких компресорних системах розрізняють головне та допоміжне обладнання. До головного обладнання належать компресор та приводний двигун, до допоміжного – проміжні та кінцеві охолоджувачі, конденсатори, випарники та ін.

2.4.1 Компресорна установка на базі поршневого компресора

Компресорна установка (рис. 2.1) складається з повітряного двоступеневого поршневого компресора із міжступеневими і кінцевими теплообмінниками та холодильниками.

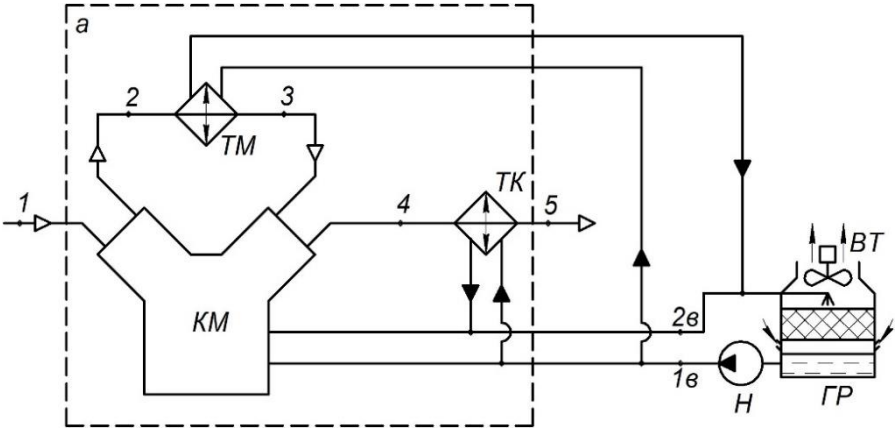


Рисунок 2.1 – Схема компресорної установки:
КМ – компресор; *ТМ* – теплообмінник міжступеневий;
ТК – теплообмінник кінцевий; *Н* – насос; *ГР* – градирня;
ВТ – вентилятор

Циліндри компресорів оснащені порожнинами для водяного охолодження. Охолоджувальна вода циркулює системою оборотного водопостачання зі скиданням теплоти на вентиляційній градирні. Температуру охолоджувальної води на вході та виході як із теплообмінників, так і з порожнин для водяного охолодження з циліндрів беруть однаковою.

Вхідними потоками в цій схемі є електрична енергія, теплота потоку газу на вході в компресор. Вихідними потоками є теплота, що відводиться від газу в міжступеневому та кінцевому теплообмінниках, і тепловтрати компресора.

Така компресорна установка є комплексом приладів, що забезпечує цикл перетворення енергії, в якому кількість теплоти, що відбирається від робочого середовища в міжступеневому та кінцевому теплообмінниках і частка тепла, яка відводиться від газу водою, що циркулює через порожнини для водяного охолодження компресора, дорівнює потужності приводного двигуна компресора, за винятком втрат тепла в процесі стиснення. Таким чином, виміривши будь-які два з цих компонентів, можна розрахувати третій. Цим ми не лише визначимо загальну кількість спожитої енергії, а й дізнаємося, наскільки добре працює система.

Інша сфера дослідження – це градирня водяного охолодження. У цьому разі є доцільним виміряти параметри оточуючого повітря і повітря, що нагнітається з вершини градирні водяного охолодження, з урахуванням показань сухого і змоченого термометрів. Якщо температура охолодженої води, що повертається в конденсатор, відрізняється від температури оточуючого повітря за показаннями змоченого термометра в межах 2 °С, то для багатьох систем це показник їх високої ефективності. Повітря, що входить у градирню водяного охолодження, повинне бути насиченим приблизно на 70–90 %. Якщо насичення менше зазначеного, це свідчить про надмірну штучну вентиляцію (якщо така існує) стосовно кількості води, яка підлягає охолодженню, або про те, що градирня водяного охолодження потребує ремонту, а саме модернізації системи розпилення води і поверхонь теплопередачі. Якщо насичення перевищує зазначене, то в градирню водяного охолодження подається недостатній потік повітря, крім випадків, коли висока вологість є результатом підвищеної вологості довкілля.

У процесі аналізу потоків енергії:

– вимірюються: електроенергія, що споживається компресором, підвищення температури в процесі стиснення;

– оцінюється норма витрати охолоджувальної води;

– розраховуються теплота, відведена в теплообмінниках і циліндрах компресора, витрата охолоджувальної води, різниця температур, питома теплоємність, коефіцієнт ефективності.

2.4.2 Парогенерувальний котел

Розглянемо парогенерувальний котел, зображений на рисунку 2.2. У цьому разі можна виміряти не лише значення витрати палива, але й кількість спожитої живильної води, виробленої пари, а також параметри вихідних газів. Ця інформація дає відомості про ефективність роботи котла і кількість пари, а також про втрати.

Вхідними потоками є паливо, повітря, живильна вода. Вихідними потоками є вироблена пара, відпрацьовані гази, продування, тепловтрати.

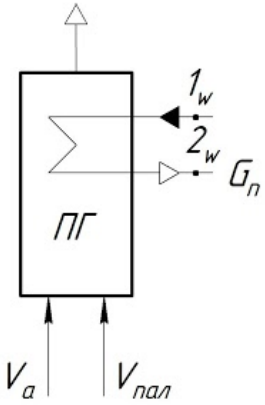


Рисунок 2.2 – Схема парогенерувального котла

На риснку 2.2 показані різні вимірювані енергетичні потоки всередині котельні. Розглянемо, як можна аналізувати ці потоки для визначення інших параметрів.

Потоки води і пари:

– вимірюються пара, холодна живильна вода;
– оцінюється скидання конденсату;
– визначається частка зворотного конденсату.

Енергопотоки:

– вимірюються витрата палива, вироблена пара;
– оцінюються теплові втрати, викиди;
– визначаються ефективність спалювання, інші втрати котла.

Загальний об’єм живильної холодної води дорівнює сумі об’єму гарячої води, що перетворюється на пару, та втрат системи, з яких можна виділити заплановані втрати системи впорскування пари і неконтрольовані втрати, такі як викидання й витікання пари. Неважко оцінити втрати під час скидання (обумовлені тиском котла, розмірами труб для скидання, їх довжиною) і, таким чином, визначити суму всіх інших втрат пари/конденсату. Цю величину можна порівняти із запланованими і незапланованими втратами для виявлення можливості поліпшення ефективності роботи установки. Ще один корисний показник ефективності – значення втрат пари – визначають як відсоток загальної кількості виробленої пари.

Аналогічно, якщо виміряти потік палива і кількість виробленої пари, можна підрахувати фактичну ефективність котла за період часу. Порівнюючи цю величину з результатами тесту процесу спалювання палива, можна виявити невідповідність величин одна одній або використати кожний набір даних для перевірки точності інших величин. Якщо обидва розрахунки ефективності відповідають один одному, можна обчислити втрати поза процесом горіння, такі як втрати через випромінювання і конвекцію, втрати під час скидання конденсату та втрати коротких циклів.

2.4.3 Теплообмінник

Добре ізольований теплообмінник має незначні втрати тепла, тому на практиці кількість теплових втрат гарячого потоку, що надходить у теплообмінник, дорівнює кількості пари, отриманої холодним потоком, яке входить у теплообмінник. Таким чином, вимірюючи кількість енергії, спожитої з одного потоку рідини або одержаної ним, можна розрахувати енергію, отриману іншим потоком рідини або таку, що відбирається з нього. Як вхідні й вихідні потоки можуть використовуватися будь-які теплоносії, наприклад вода.

Якщо теплообмінники мають значні теплові втрати, необхідно підрахувати їх і визначити, враховуючи конструкцію теплообмінника, ці втрати у відповідному потоці робочого тіла.

На рисунку 2.3 зображена конфігурація типового калорифера, що відбирає теплоту пари для підігрівання води.

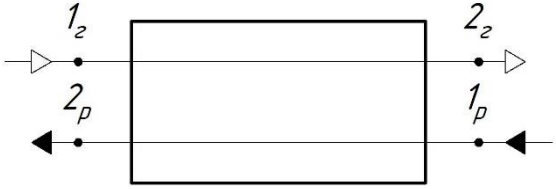


Рисунок 2.3 – Схема руху теплоносіїв
у поверхневому теплообміннику

Вхідними потоками є гаряча пара (перед охолодженням), холодна пара (перед нагріванням), вихідними потоками – гаряча пара (після охолодження), холодна пара (після нагрівання).

У цьому прикладі встановлення недорогого лічильника холодної води дає можливість вимірювати споживання води й енергії. Споживання води вимірюється лічильником безпосередньо, а енергоспоживання можна розрахувати як кількість води, помножену на теплоємність і на зміну температури (тобто температура підігрітої води мінус

температура подаваної холодної води).

Ця величина позначає кількість виділеної з пари теплоти, що дорівнює сумі поглиненої теплоти з води і будь-яких поверхневих втрат калорифера:

– вимірюється кількість холодної води;

– оцінюється зростання температури (як різниця між контрольною температурою і середньою температурою холодної води);

– визначається енергія, поглинена з пари.

2.5 Оцінювання енергетичного потенціалу компресорних систем

Компресори можуть працювати на різних режимах роботи залежно від потреби мережі, яку вони забезпечують. Керування компресорами з електроприводами здійснюють чотирма основними способами.

Керування типу ***«вмикання – вимикання».*** Використовують в основному для невеликих поршневих компресорів. Компресор підвищує тиск повітря в системі до певного рівня, а потім зупиняється. Коли тиск знижується, компресор знову вмикається.

Керування типу ***«з навантаженням – без навантаження».*** Використовують для більших поршневих компресорів, у яких часті вмикання – вимикання можуть призвести до пошкодження двигуна. За ситуації, коли досягнуто заданого рівня тиску, спрацьовують клапани, що дозволяють поршням рухатися без подавання до приймального пристрою стисненого повітря.

Керування типу ***«з повним навантаженням – половиною навантаження – без навантаження».*** Це окремий випадок наведеного вище способу керування, якщо існує стадія між положеннями повного навантаження і без нього, в разі якщо механізм використовується наполовину для зменшення кількості повітря, що його перекачує компресор.

Керування типу ***«повне регулювання»***. Цей метод зазвичай використовують під час роботи роторних гвинтових або турбокомпресорів, він дозволяє регулювати кількість повітря відповідно до попиту на нього. У деяких випадках можливо досягти діапазону зменшення кількості повітря у відношенні 3:1 або 4:1. Зазвичай для цього використовують регулювання робочого об'єму циліндрів, швидкості гвинта або турбіни, хоча на деякому устаткуванні застосовують двигуни зі змінною швидкістю. Проте завжди у разі зменшення навантаження спостерігається зниження ефективності установок.

Необхідно враховувати під час оцінювання кількості електроенергії, спожитої компресорами:

– номінальну потужність двигуна. Потужність зазвичай зазначають на інформаційній табличці двигуна;

– коефіцієнт середнього завантаження. Оцінювання коефіцієнта завантаження, зазвичай, базується на вимірюванні часу роботи компресора. Дані про типові навантаження двигуна;

– річне використання устаткування, що ґрунтується на кількості часу, впродовж якого потрібне стиснене повітря / охолоджування.

Розглянемо режим роботи повітряного компресора.

Поршневий повітряний компресор, що подає повітря з тиском 7 *бар*, для забезпечення необхідного тиску в системі розподілу стисненого повітря працює за циклом повного навантаження / половини навантаження / без навантаження (рис. 2.4). Енергоаудитор відмічає тривалість роботи компресора з різною продуктивністю (що визначається за звуком і показником зміни тиску повітря) впродовж приблизно двадцяти хвилин в умовах нормального функціонування і заносить дані до таблиць 2.1 і 2.2.

З таблиці 2.2 бачимо, як подання повітря й електрична потужність змінюються в різних режимах роботи компресора. З використанням цих даних проведений розрахунок середньої потужності компресора:

$$N_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} N_i \cdot \tau_i}{\tau_1 + \tau_2 + \cdots + \tau_n} = \frac{120 \cdot 371 + 73 \cdot 697 + 34 \cdot 115}{1183} = 84 \text{ кВт.}$$

Таблиця 2.1 – Параметри роботи повітряного компресора

Рівень навантаження	Тривалість роботи, с	Відсоток роботи на режимі
Повне	371	31
Половина	697	59
Без навантаження	115	10
Разом	1 183	100

Таблиця 2.2 – Енергетичні характеристики роботи повітряного компресора

Рівень навантаження	Потужність, кВт	Продуктивність, м³/хв
Повне	120	2,345
Половина	73	1,116
Без навантаження	34	0

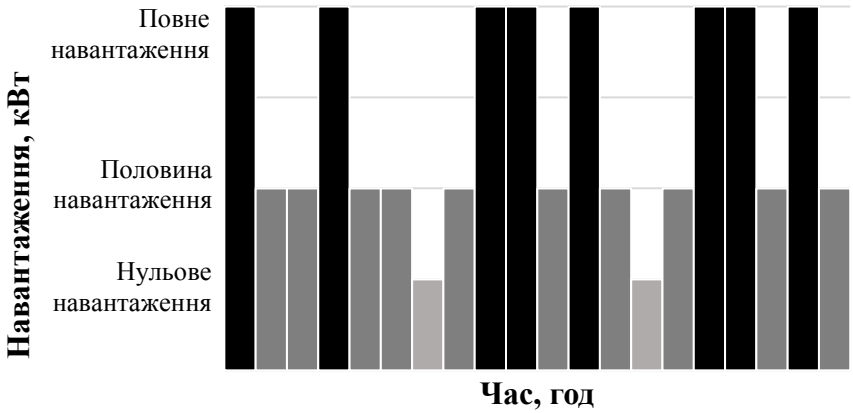


Рисунок 2.4 – Графік роботи компресора

Таким самим способом можна розрахувати середню подачу повітря. Потім для визначення розміру його витоків, наприклад через неякісні чи несправні засоби транспортування, цю середню подачу можна порівняти із сумою номінального споживання повітря всім задіяним компресорним устаткуванням.

2.6 Вибір пріоритетних напрямів енергозбережень

Пріоритетними напрямами та заходами енергозбереження для основних галузей, де застосовують компресорні системи в машинобудуванні та металообробленні, газовій промисловості, електроенергетиці й комунально-житловому господарстві є такими [6].

Машинобудування і металооброблення. Основна мета стратегії енергозбереження в машинобудуванні та металообробленні на перспективний період полягає у підвищенні частки високоефективних технологій використання палива та енергії за рахунок удосконалення та впровадження нових технологічних процесів у виробництві продукції машинобудування, зокрема ливарних і термічних печей, зварювального й гальванічного обладнання, металообробних агрегатів тощо.

Досягнення стратегічної мети енергозбереження в галузі можливе за рахунок реалізації в різних виробничих процесах нижче наведених пріоритетних напрямів.

1 Компресорне господарство: заміна морально та фізично застарілих компресорів на більш енергоекономічні; впровадження автоматичних систем регулювання витрат та тиску повітря; підігрівання стисненого повітря вторинними енергоресурсами на 30–50 °С перед споживанням.

2 Нагрівальні та термічні печі: оснащення нагрівальних і термічних печей високоефективними рекуператорами з підігріванням дуття до 400–450 °С, системами автоматичного регулювання режимів горіння палива, високоефективними пальниками з широким діапазоном регулювання продуктивності;

використання рециркуляції продуктів згоряння в робочому просторі сушильних печей; заміна традиційних технологій термооброблення на нові прогресивні технології (лазерні, плазмові, з використанням високочастотної та імпульсної індукції, оснащення печей пристроями безокиснювального нагрівання в контрольованому середовищі тощо); вдосконалення існуючих технологій термооброблення (підвищення температури вуглецезбагачування до 1 010 °С, використання цементації з безпосереднім загартуванням замість додаткового нагрівання, заміна цементації нітроцементацією або азотуванням, застосування вакуумної цементації та іонного азотування).

3 Виведення з експлуатації морально та фізично застарілих електростанцій підприємств галузі з переводом їх на режим роботи котельних.

4 Проведення реконструкції, уніфікації та автоматизації котелень: реконструкція котлів із переведенням їх з парового на водогрійний режим роботи; оснащення котлів рекуператорами та автоматичними системами керування режимами горіння палива; реконструкція котлів для спалювання твердого палива у низькотемпературному киплячому шарі; підготовка води та додержання водного режиму котлів.

5 Використання теплових вторинних енергоресурсів (тепла відхідних газів, фізичного тепла шлаку та нагрітих виробів, тепла м’ятої пари і конденсату тощо).

Газова промисловість. Метою основної стратегії енергозбереження в газовій промисловості до 2030 року є зниження технологічних витрат природного газу на його транспортування з 8,0–9,0 до 4,0–5,0 % за рахунок використання нових газотурбінних перекачувальних агрегатів з ККД 35–36 %, підвищення енергетичної ефективності процесів перероблення газу, а також підвищення рівня утилізації відхідних газів компресорних станцій та впровадження на них перспективних схем когенерації теплової й електричної енергії для автономного енергозабезпечення з одночасним зниженням викидів оксидів азоту та вуглекислого газу.

Енергозаощадження за рахунок скорочення технологічних витрат під час транспортування газу на рівні 2030 року становитиме 11,0–12,0 млрд м^3 з урахуванням транзиту, зокрема скорочення витрат на власне споживання – 4,5–5,5 млрд м^3.

Основної мети стратегії енергозбереження в газовій промисловості буде досягнуто за умови реалізації пріоритетних напрямів заощадження палива та енергії.

1 Підвищення ступеня утилізації тепла відхідних газів компресорних станцій. Розрахунки доводять, що використання тепла відхідних газів газотурбінних агрегатів компресорних станцій дасть можливість щорічно економити 1,5–2,0 млрд м^3 природного газу на теплозабезпеченні різних споживачів.

2 Заощадження витрат електричної та теплової енергії в процесах перероблення газового конденсату. Так, зменшення питомих витрат електроенергії на перероблення 8 млрд м^3 природного газу у 2030 році на 8,0–10,0 % порівняно з 2000 роком забезпечить економію електричної енергії об'ємом 13,8–17,2 млн кВт · год, а зниження питомих витрат теплової енергії на перероблення тієї самої кількості газу на 5,0–7,0 % на кінець прогнозного періоду забезпечить економію теплової енергії розміром 8,8–12,2 тис. Гкал.

3 Створення мережі парогазових установок для комбінованого виробництва електричної та теплової енергії (за наявності споживачів). За даними Укртрансгазу, в газотранспортній системі України можна впровадити парогазовий цикл більше ніж на 40 компресорних станціях.

4 Впровадження ПГУ дозволить підвищити ККД газової турбіни до 43–45 % та знизити шкідливі викиди в атмосферу.

5 Зменшення питомих витрат електроенергії на видобування природного газу на 8,0–10,0 % забезпечить на кінець прогнозного періоду економію 25–30 млн кВт · год електроенергії порівняно з 2000 роком за перспективного видобування 30 млрд м^3 природного газу.

6 Використання турбодетандерних установок, що утилізують надлишковий тиск газу на ГРС і ГРП великих

промислових споживачів та магістральних газопроводів.

7 Впровадження газотурбінної установки з турбокомпресорним утилізатором замість котла-утилізатора дозволить підвищити ККД газової турбіни до 43 %.

8 Використання метану вугільних родовищ на базі створення ефективних систем його відбору, збереження та очищення. За попередніми оцінюваннями, до 2030 року розміри використання метану можуть становити 3–5 млрд м^3.

9 Розроблення і освоєння малодебітних родовищ (до 10 млрд м^3), окремих розвідувальних свердловин для задоволення місцевих енергетичних потреб регіонів.

10 Підвищення ефективності розроблення газоконденсатних родовищ із високим питомим умістом конденсату в пластовому газі за рахунок упровадження передових вторинних енергозбережних технологій із підтриманням пластового тиску: сайклінг-процесу, закачування більш дешевих невуглеводневих газів (азоту), комбінування технологій закачування рідин і газів.

11 Впровадження організаційно-технічних заходів з енергозбереження, таких як оптимізація роботи компресорних станцій шляхом упровадження комп'ютерного програмного забезпечення, дозволить заощадити до 3 % енерговитрат на перекачування газу.

Електроенергетика. Основною стратегічною метою енергозбереження в електроенергетиці є насамперед модернізація, реконструкція та оновлення фізично зношеного обладнання, підвищення ефективності його експлуатації, зменшення питомих витрат палива на виробництво електричної і теплової енергії, зниження втрат енергії в мережах енергопостачання, вирішення проблеми покриття змінних електричних навантажень.

Досягненню зазначеної мети сприятиме реалізація таких заходів:

1 Проведення політики щодо модернізації та реконструкції морально застарілого і фізично зношеного обладнання, а також

його оновлення.

2 Підвищення ефективності енерговикористання за рахунок упровадження сучасних схем і систем енергопостачання.

3 Використання сучасних автоматизованих систем обліку витрат палива, електричної та теплової енергії.

4 Упровадження нових високоекономічних технологій виробництва енергії, зокрема, парогазових електростанцій, процесу спалювання низькоякісного палива у циклонних топках, топках з киплячим шаром тощо.

5 Будівництво нових маневрових потужностей і доведення їх частки у структурі генеруючих потужностей до 18–20 %.

6 Використання високоефективних технологій когенерації, коефіцієнт корисної дії яких може досягти 80–90 %.

7 Оптимізація співвідношення систем централізованого й децентралізованого теплопостачання.

8 Запровадження ефективної системи управління електроспоживанням, орієнтованої на стимулювання споживачів до участі у вирівнюванні графіка електричних навантажень.

9 Відбудова та модернізація малих гідроелектростанцій.

10 Створення власного паливного циклу для атомних електростанцій.

11 Зниження технологічних втрат електричної енергії в електричних мережах до 9–12 %.

Житлово-комунальне господарство. Основною стратегічною метою енергозбереження в житлово-комунальному господарстві України на період до 2030 року є підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів за рахунок сучасних схем і систем енергопостачання, приладів і пристроїв, які використовують тепло та енергію, зниження втрат енергоносіїв, що сприятиме більш повному задоволенню попиту населення на житлові, комунальні та побутові послуги.

З огляду на аналіз основних причин нераціонального споживання паливно-енергетичних ресурсів, зарубіжного та вітчизняного досвіду щодо заощадження палива й енергії,

енергозбереження в житлово-комунальному і побутовому господарствах може бути реалізоване за такими основними стратегічними напрямами:

1 Впровадження систем і пристроїв обліку витрат природного газу, теплової енергії й води (установлення індивідуальних та будинкових лічильників обліку витрат ресурсів).

2 Підвищення ефективності теплопостачання побутових споживачів: обладнання багатоповерхових будинків модульними котельними; зниження в період нічного водозабору (3–5 год) температури гарячої води, що подається в житлові будинки, до 35–45 °С; регулювання температури води в централізованих системах залежно від температури повітря; налагоджування режимів горіння в опалювальних котлах комунальних та індивідуальних котелень; скорочення втрат теплової енергії під час її транспортування до споживачів за рахунок поліпшення теплоізоляції тепломереж; заміна опалювальних котлів на більш економічні; використання опалювальних котлів потужності, що відповідає тепловому навантаженню; використання акумулювальних електросистем гарячого водопостачання тощо.

3 Скорочення втрат теплової енергії в будинках і спорудах: реконструкція та будівництво будинків з утепленням зовнішніх стін, горищ, входів із заміною вікон та дверей на сучасні з високими теплоізоляційними характеристиками; використання терморегуляторів і регулювальних пристроїв.

4 Підвищення ефективності використання паливних ресурсів у житловому секторі: розширення газифікації високотемпературних процесів у побутових споживачів із метою скорочення використання твердих видів паливних ресурсів; розширення електрифікації процесу приготування їжі в житловому секторі.

5 Підвищення ефективності використання електроенергії на освітлення приміщень будинків та зовнішнє освітлення міст і селищ міського типу: вдосконалення структури джерел освітлення житлових, адміністративно-господарських будинків і

зовнішнього освітлення; перехід від загального освітлення до місцевого; використання централізованих систем телемеханічного та дистанційного керуванням вуличним освітленням.

6 Підвищення ефективності використання електроенергії у водопровідно-каналізаційному господарстві: скорочення втрат води; комплекс заходів із підвищення технічного рівня водопровідно-каналізаційного господарства; заміна зношених двигунів, асинхронних – на синхронні з вищим ККД, впровадження контрольних точок у зоні обслуговування насосних станцій для зменшення зайвого напору води, впровадження регульованого електропривода насосів, ремонт і поліпшення гідравлічних характеристик трубопроводів за рахунок санації внутрішньої поверхні трубопроводів тощо.

7 Підвищення ефективності використання електроенергії в міському транспорті: доцільне співвідношення видів міського транспорту; вдосконалення рухомого складу; створення системи сервісного обслуговування рухомого складу, постійний контроль за його технічним станом, своєчасний ремонт; будівництво нових і реконструкція старих тягових підстанцій із телекеруванням; упровадження організаційно-експлуатаційних заходів (оптимізація довжини перегонів та розміщення зупинок транспорту, випуск на міські маршрути однотипного рухомого складу з урахуванням пасажиропотоків тощо).

8 Підвищення ефективності використання електроенергії в побутових електроприладах за рахунок використання сучасних типів із поліпшеними експлуатаційними та енергетичними характеристиками.

9 Реклама і пропаганда серед населення та побутових споживачів використання енергетичних пристроїв нового покоління з кращими експлуатаційними характеристиками.

Контрольні питання

1 Енергетичний аудит. Його мета, предмет та об’єкт.

2 Завдання енергетичного аудиту.

3 Як відбувається енергетичний аудит промислових підприємств та побутових об’єктів.

4 Етапи енергоаудитного оцінювання компресорних систем.

5 Аналіз потоків енергії в компресорній установці на базі поршневого компресора.

6 Аналіз потоків енергії в парогенерувальному котлі.

7 Аналіз потоків енергії в теплообміннику.

8 Способи регулювання роботи компресорних систем.

9 Вибір пріоритетних напрямів енергозбережень у машинобудуванні та металообробленні.

10 Вибір пріоритетних напрямів енергозбережень у газовій промисловості.

11 Вибір пріоритетних напрямів енергозбережень в електроенергетиці.

12 Вибір пріоритетних напрямів енергозбережень у житлово-комунальному господарств

3 ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ ТА ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ В КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМАХ

3.1 Загальні відомості про вторинні енергетичні ресурси

На сьогодні і в найближчій перспективі ще будуть існувати технологічні процеси з матеріальними та енергетичними відходами. У технологічному процесі витрачається певна кількість палива, електричної й теплової енергії. Крім того, самі технологічні процеси проходять із виділенням різних енергетичних ресурсів – теплоносіїв, горючих продуктів, газів і рідин із надлишковим тиском. Однак не вся ця енергія використовується в технологічному процесі або агрегаті; такі невикористовувані в процесі (агрегаті) енергетичні відходи називають вторинними енергетичними ресурсами.

Кількість вторинних енергетичних ресурсів, утворюваних під час цих процесів, досить велика. Тому корисне їх використання – один із найважливіших напрямків економії енергетичних ресурсів. Утилізація цих ресурсів пов'язана з певними витратами, зокрема й капітальними, тому виникає необхідність економічного оцінювання доцільності такої утилізації.

Під ВЕР розуміють енергетичний потенціал продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів, що утворюються під час технологічних процесів, в агрегатах і установках, який не використовується в самому агрегаті, але може бути частково або повністю використаний для енергозбереження інших агрегатів (процесів). Термін «енергетичний потенціал» тут необхідно розуміти в широкому сенсі, він означає наявність певного запасу енергії – хімічно зв'язаного тепла, фізичного тепла, потенціальної енергії надлишкового тиску і напору, кінетичної енергії та ін. Хімічно зв'язане тепло продуктів паливопереробних установок до ВЕР не належить.

ВЕР промисловості поділяють на три основні групи:

– горючі;

– теплові;
– надлишкового тиску.

Горючі (паливні) ВЕР – це хімічна енергія відходів технологічних процесів хімічного і термохімічного перероблення сировини, а саме:

– побічні горючі гази плавильних печей (доменний газ, колошниковий, газ шахтних печей і вагранок, конверторний газ і т. ін.);

– горючі відходи процесів хімічного і термохімічного перероблення вуглецевої сировини (синтез, відходи електродного виробництва, горючі гази при отриманні вихідної сировини для пластмас, каучуку і т. ін.);

– тверді й рідкі паливні відходи, не використовувані (непридатні) для подальшого технологічного перероблення;

– відходи деревооброблення, лугу целюлозно-паперового виробництва.

Горючі ВЕР використовують в основному як паливо і незначною кількістю (приблизно 5 %) на непаливні потреби (переважно як сировина).

Теплові ВЕР – це тепло відхідних газів під час спалювання палива, тепло води або повітря, використаних для охолодження технологічних агрегатів і установок, тепло відходів виробництва, наприклад гарячих металургійних шлаків.

Одним із дуже перспективних напрямів використання тепла слабонагрітих вод є застосування так званих теплових насосів, що працюють за тим самим принципом, що й компресорний агрегат у побутовому холодильнику. Тепловий насос відбирає тепло від скидної води та акумулює теплову енергію за температури близько 90 °С, іншими словами, ця енергія стає придатною для використання в системах опалення і вентиляції.

Необхідно зазначити, що поки ще велика кількість теплової енергії втрачається при так званому «скиданні» промислових стічних вод, що мають температуру 40–60 °С і більше, під час відведення димових газів із температурою 200–300 °С, а також у вентиляційних системах промислових і громадських будівель,

тваринницьких комплексів (температура повітря, що видаляється з цих приміщень, не менша ніж 20–25 °С).

Особливо значні обсяги теплових вторинних ресурсів у чорній металургії, в газовій, нафтопереробній та нафтохімічній промисловостях.

ВЕР надлишкового тиску (напору) – це потенціальна енергія газів, рідин і сипучих тіл, що на виході з технологічних агрегатів мають надлишковий тиск (напір), який необхідно знижувати перед наступним етапом використання цих рідин, газів, сипучих тіл або під час скидання їх в атмосферу, водойми, ємності та інші приймачі. Сюди ж відносять надлишкову кінетичну енергію.

Вторинні енергетичні ресурси надлишкового тиску перетворюються на механічну енергію, яка або безпосередньо використовується для привода механізмів і машин, або перетворюється на електричну енергію.

Прикладом застосування цих ресурсів може бути використання надлишкового тиску доменного газу в утилізаційних безкомпресорних турбінах для виробництва електричної енергії.

Кожний вид ВЕР має різні властивості, наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Загальна характеристика вторинних енергетичних ресурсів

№ пор.	Різновид ВЕР	Характеристика, кількісний параметр
1	**2**	**3**
1	Відвідні горючі гази коксових і доменних печей: а) коксовий газ – продукт випалювання коксу в коксових печах;	$Q_{н}^{р}$ = 1760–1800 *кДж/м*^{3} Склад газу: CO_2 = 2–4 %, CO = 6–8 %, H_2 = 55–62 %,

Продовження таблиці 3.1

1	2	3
		CH_4 = 24–28 %, етилен, пропілен та ін. = 2–3 %, N_2 = 2–3 %, O_2 = 0,4–0,8 %, густина – 0,4–0,55 *кг/м*^{3}. Вибухонебезпечний $Q_н^р$ = 3350–4610 *кДж/м*^{3}
	б) доменний газ – побічний продукт доменного виробництва, виходить у результаті неповного згоряння коксу;	Склад газу: CO_2 =10–12,5 %; CO = 28,5–30,5 %; H_2 = 1,5–3,8 %; N_2 = 58–59,5 %; O_2 = 0,1–0,2 %; густина – 1,28–1,3 *кг/м*^{3}. Теоретична температура горіння – 1430–1500 °С, для спалювання 1 МДж газу теоретично необхідна кількість кисню 0,19 м^3, $Q_н^р$ = 11300 *кДж/м*^{3}.
	в) феросплавний газ – виплавляння феросплавів в електропечах;	Склад газу: CO = 85 %, H_2 = 4 %, N_2 = 5,6 %, O_2 = 1 %, CO_2 = 3 %, сірководень = 0,4 %. Високотоксичний, вибухонебезпечний газ $Q_н^р$ = 41840–62760 *кДж/м*^{3}
	Відвідні горючі гази підприємств нафтової промисловості. Відвідні гарячі гази промислових печей.	$t_{в.\ г}$ = 500–1000 °*С*,
	Нагріта охолоджена вода і пара випарного охолодження промислових печей	$t_{н.\ в}$ = 95 °*С*

Продовження таблиці 3.1

1	2	3
	Тепло, що виділяється розплавленими металами, коксом і шлаками промислових печей	$t_{\text{від}} > 1000\ ^\circ C$
2	Гарячі гази, що відходять із двигунів внутрішнього згоряння. Нагріта охолоджувальна вода, що відходить з двигунів внутрішнього згоряння	$t_{\text{в. г}} = 350–600\ ^\circ C$, $t_{\text{н. в}} < 100\ ^\circ C$
3	Горючі тверді й рідкі відходи виробництва: а) відпрацьована виробнича пара; б) вторинна виробнича пара; в) конденсат пари, що використовується для нагрівальних цілей (гаряча зливна вода); г) внутрішні тепловиділення у виробничих приміщеннях	$P_{\text{в. п}} = 0{,}13–0{,}15\ МПа$, $P_{\text{вт. п}} = 0{,}1\ МПа$, $t_{\text{к. п}} < 100\ ^\circ C$, $t_{\text{в. т}} < 100\ ^\circ C$
4	Зливна забруднена вода	$t_{\text{з. в}} < 50\ ^\circ C$
5	Внутрішні тепловиділення промислових приміщень	$t_{\text{в. т}} < 100\ ^\circ C$
6	Зливна нагріта вода промислових агрегатів	$t_{\text{н. в}} < 100\ ^\circ C$

3.2 Застосування вторинних енергетичних ресурсів у промисловості

Вторинні енергетичні ресурси можна використовувати для задоволення потреб у паливі та енергії або безпосередньо (без зміни видів енергосистеми), або шляхом виробництва тепла, електроенергії, холоду та механічної енергії в утилізаційних установках. Більшість горючих ВЕР використовують безпосередньо у вигляді палива, однак деякі з них вимагають спеціальних утилізаційних установок. Безпосередньо застосовують також деякі теплові ВЕР (наприклад, гарячу воду систем охолодження опалення).

Розрізняють такі основні напрями використання споживачами ВЕР:

– паливне – безпосередньо як паливо;

– теплове – безпосередньо як тепло або вироблення тепла в утилізаційних установках;

– силове – використання електричної або механічної енергії, що виробляється з ВЕР в утилізаційних установках;

– комбіноване – теплова й електрична (механічна) енергія, одночасно виробляється з ВЕР в утилізаційних установках.

Розглянемо деякі приклади схемних рішень для утилізації теплових скидань компресорної установки.

Утилізаційна схема, призначена для потреб гарячого водопостачання, зображена на рисунку 3.1. Вона передбачає установлення теплоутилізаторів *ТУМ* і *ТУК* паралельно базовим охолоджувачам газу *ТМ* та *ТК*. Розподілення газу, охолоджуваного теплообмінниками, здійснюється методом відповідного впливу на вентилі *РВ1*, *РВ2*, *РВ3* та *РВ4*. Середовище споживача нагрівається в теплоутилізаторах від температури $t_{1в}$ до $t_{2в}$.

Утилізаційна схема для опалювальних потреб під час використання як теплоносія води (рис. 3.2) містить теплоутилізатори *ТУМ* та *ТУК*, що не забезпечують повного відведення теплоти охолоджуваного газу. Тому виникає потреба

встановлення на обвідній лінії додаткових охолоджувачів *ТД1* і *ТД2*. Зазначеному схемному рішенню відповідає умова $t_{1n} > t_3$.

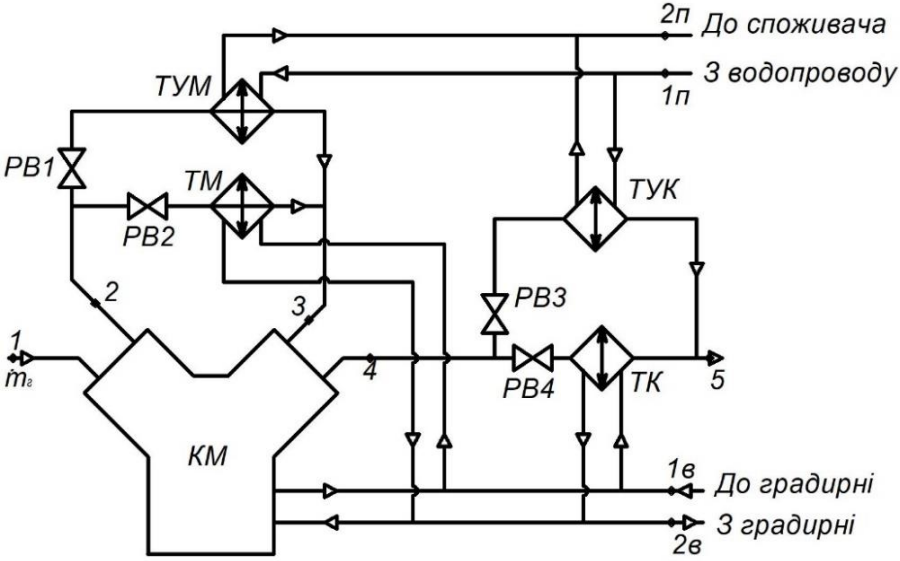


Рисунок 3.1 – Схема рекуперації теплоти
компресорної установки для потреб гарячого водопостачання:
КМ – компресор; *ТМ* – теплообмінник міжступеневий;
ТК – теплообмінник кінцевий;
ТУМ – теплоутилізатор міжступеневий;
ТУК – теплоутилізатор кінцевий; *РВ* – регулювальні вентилі

Для оцінювання виходу і використання ВЕР застосовують такі показники:

1) вихід ВЕР ($Q_{\text{вих}}$) – кількість ВЕР, що утворюються в процесі виробництва у даному технологічному агрегаті за одиницю часу;

2) виробництво енергії за рахунок ВЕР (Q) – кількість енергії, отримуваної в разі використання ВЕР в утилізаційній установці. Вироблення енергії відрізняється від її виходу на величину втрат тепла в утилізаційній установці. Розрізняють

можливе, економічно доцільне, плановане і фактичне вироблення енергії;

3) використання ВЕР – кількість використовуваної в споживачів енергії, що виробляється за рахунок ВЕР в утилізаційних установках;

4) економію палива (B) за рахунок ВЕР – кількість первинного палива, зекономленого в результаті використання ВЕР.

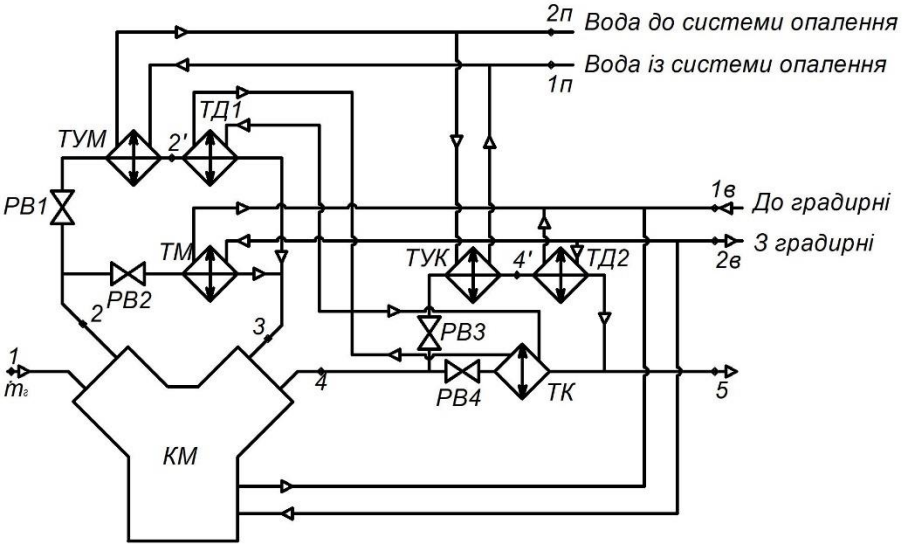


Рисунок 3.2 – Схема рекуперації теплоти
компресорної установки для опалювальних потреб:
КМ – компресор; *ТМ* – теплообмінник міжступеневий;
ТК – теплообмінник кінцевий;
ТУМ – теплоутилізатор міжступеневий;
ТУК – теплоутилізатор кінцевий;
Д1, ТД2 – теплообмінники додаткові; *РВ* – регулювальні вентилі

Ступінь використання ВЕР – це показник, що являє собою відношення фактичного (планованого) вироблення до виходу ВЕР:

$$K_1^{\text{у}} = \frac{Q_{\text{у}}}{Q_{\text{вих}}}.$$

Показник використовується, якщо немає обмежень за кінцевим температурним потенціалом, наприклад під час охолодження нагрівальних печей.

Коефіцієнт утилізації – це відношення кількості теплоти, яку отримує котел-утилізатор, до тепла палива, спаленого в печі:

$$K_2^{\text{у}} = \frac{\alpha_{\text{пит}}}{q_{\text{вих}}},$$

де $\alpha_{\text{пит}}$ – питоме вироблення пари котлом утилізатором на 1 *т* виплавленої сталі (*МВт/т*);

$q_{\text{вих}}$ – питома витрата умовного палива на 1 *т* виплавленої сталі (*т у. п./т).*

Коефіцієнт можна застосовувати для порівняння використання ВЕР в однотипних за конструкцією і технологією агрегатах. Складні й різноманітні процеси (наприклад, характерні для кольорової металургії) не можна характеризувати таким показником.

Показник використання ВЕР – це відношення фактичного вироблення тепла на базі ВЕР до можливого:

$$K_3^{\text{у}} = \frac{Q_{\text{у}}}{Q_{\text{в}}}.$$

Під час планування паливоспоживання застосовують ***коефіцієнт утилізації*** – це відношення фактичної (планованої) економії палива $B_{\text{у}}$ за рахунок ВЕР до можливої (або економічно доцільної) $B_{\text{в}}$:

$$K_4^{\text{у}} = \frac{B_{\text{у}}}{B_{\text{в}}}.$$

Коефіцієнт вироблення енергії на одиницю перероблюваного матеріалу, визначається за формулою

$$K_5^{\text{у}} = \frac{Q_{\text{у}}}{\alpha_{\text{пит}} \cdot N},$$

де N – продуктивність агрегата, *т/рік*.

Вихідною інформацією для розрахунку виходу і можливого використання ВЕР є:

– теплові та матеріальні баланси основного технологічного обладнання;

– обсяг випуску продукції в аналізованому періоді;

– звітний енергетичний баланс підприємства;

– техніко-економічні характеристики технологічних агрегатів, енергетичних та утилізаційних установок;

– плани впровадження нової технології і нового обладнання на перспективу.

У результаті аналізу всіх цих матеріалів установлюють види ВЕР і їх потенціал; виявляють агрегати, ВЕР яких можуть входити до енергетичного балансу підприємства або використані поза цим підприємством; визначають за кожним агрегатом вихід ВЕР; розраховують величину можливого, економічно доцільного і планованого вироблення енергії з кожного виду ВЕР; визначають величини фактичного вироблення й фактичного використання ВЕР, а також можливого та планованого використання всіх видів ВЕР.

Вихід ВЕР залежить від чинників і режиму роботи технологічної установки (агрегата). У загальному випадку добовий (і сезонний) вихід ВЕР характеризується значною нерівномірністю. Тому розрізняють показники питомого та загального виходу ВЕР – максимальний, середній і мінімальний (гарантований), як у добовому, так і в сезонному розрізі. У будь-якому випадку утилізації ВЕР ефективність їх використання досягається економією первинного палива і забезпечується за

рахунок цієї економії витрат на видобування, транспортування і розподіл палива (енергії). Тому важлива умова економічної ефективності ВЕР – правильне визначення виду та кількості палива, зекономленого під час їх утилізації.

Економія палива залежить від напрямку використання ВЕР і схем паливо- та енергопостачання підприємства. У разі теплового напрямку використання ВЕР економія палива визначається шляхом зіставлення кількості тепла, отриманого від використання ВЕР, з техніко-економічними показниками вироблення тієї самої кількості й тих самих параметрів тепла в основних енергетичних установках. У разі силового напрямку використання ВЕР вироблення електроенергії (або механічної енергії) зіставляється з витратами палива на вироблення електроенергії (або механічної енергії) в основних енергоустановках.

Під час визначення економічної ефективності використання ВЕР порівнюють варіанти енергопостачання, що задовольняють потреби даного виробництва в усіх видах енергії з урахуванням використання ВЕР, задовольняють ті самі потреби й без обліку використання ВЕР.

Основними показниками порівнянності цих варіантів є:

– створення оптимальних (для кожного з варіантів) умов їх реалізації;

– забезпечення однакової надійності енергозбереження;

– досягнення необхідних санітарно-гігієнічних умов і безпеки праці;

– найменше забруднення довкілля.

3.3 Ексергетичний потенціал потоку ідеального газу

Поняття ***«ексергія»*** ввів у 1958 році Зігмунд Рант. Він визначив її як термодинамічний еквівалент різних форм енергії [11]. Передумовою необхідності введення цього поняття були обмеження, які накладав ІІ закон термодинаміки, і, як наслідок, асиметрія перетворення енергії.

У зв'язку з цим з'являється нове формулювання І закону термодинаміки:

$$E + A = const,$$

де E – ексергія, *Дж*;
A – анергія, *Дж*.

Для стану системи на початку та в кінці процесу рівняння І закону термодинаміки має вигляд

$$E_1 + A_1 = E_2 + A_2.$$

В усіх оборотних процесах ексергія є величиною сталою ($E = const$), тобто вона повністю переходить в інший вид, у необоротних процесах ексергія не втрачається, а перетворюється на анергію ($E \rightarrow A$). Тобто в необоротних процесах анергія являє собою втрати, що мають місце в процесі перетворення ексергії:

$$E_1 = E_2 + A.$$

Ексергія довкілля дорівнює нулю.

Ексергія має важливе технічне значення, оскільки для всіх енергетичних машин потрібна не енергія, а лише корисна її частина – ексергія. Ексергія міститься у викопному та ядерному паливі, а також в екологічних джерелах енергії (напір води, потік вітру).

Ексергія може бути двох видів:

– ексергія, що не характеризується ентропією ($EN = E$, $A = 0$): механічна, електрична, хімічна;

– ексергія, що характеризується ентропією ($EN = E + A$): ексергія речовини в замкненому об'ємі, ексергія потоку речовини, ексергія потоку енергії.

Ексергія потоку речовини визначається з такої формули:

$$E = E^P + E^{KN} + E^{PH} + E^{CH},$$

де E^P – потенціальна ексергія;

E^{KN} – кінетична ексергія;

E^{PH} – фізична ексергія, що складається з термічної та механічної частин;

E^{CH} – хімічна ексергія, що складається з реакційної та концентраційної частин.

Також в ексергії потоку речовини можуть бути додаткові складові.

Ексергія потоку енергії складається з ексергії теплового потоку та ексергії потоку випромінювання.

Для процесів енергоперетворень ексергія є максимально можливою корисною роботою, виконаною деякою речовиною, яка за хімічним складом відрізняється від довкілля ($\mu \neq \mu_д$), визначається за температури й тиску, що відрізняються від аналогічних характеристик довкілля ($P \neq P_д$, $T \neq T_д$), якщо цю робочу речовину оборотно перевести з початкового стану (μ, P, T) в кінцевий, що перебуває в рівновазі з довкіллям $(\mu_д, P_д, T_д)$.

Для всіх видів ексергії, що характеризуються ентропією, розрахунковий вираз буде мати вигляд

$$dE = dH^0 - T_д \cdot dS + dE_0, \text{Дж}.$$

Аналогічним буде вираз для питомої ексергії, *Дж/кг*, віднесеної до одиниці маси:

$$de = dh^0 - T_д \cdot ds + de_0.$$

Ексергію речовини в замкненому об'ємі (рис. 3.3 а) визначаємо таким чином:

$$E_V = M \cdot e_v, \text{Вт},$$

де e_v – питома ексергія речовини в замкненому об'ємі, *Дж/кг*,

$$e_v = (u - u_д) - T_д \cdot (s - s_д) + P_д \cdot (\upsilon - \upsilon_д).$$

Ексергію матеріального потоку, або потоку речовини (рис. 3.3 б), *Вт*, визначаємо за формулою:

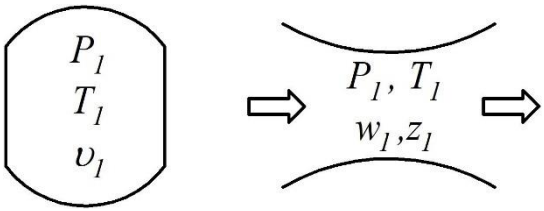
$$E = M \cdot e. \tag{3.1}$$

У цьому разі

$$dE = dH^0 - T_д \cdot dS, (E_0 \approx 0),$$

$$E = m \cdot \left[(h - h_д) + \frac{w^2 - w_д^2}{2} + g \cdot (z - z_д)\right] - \\ -T_д \cdot m \cdot (s - s_д).$$

$$e = (h - h_{н.\,с}) - T_{н.\,с} \cdot (s - s_{н.\,с}) + \frac{w^2}{2} + g \cdot z.$$



а) б)

Рисунок 3.3 – Ексергія речовини в замкненому об'ємі (а) та матеріального потоку (б)

Ексергію потоку ідеального газу (рис. 3.4), Bm, визначаємо за формулою (3.1), а її зміну записуємо у вигляді:

$$E_1 - E_2 = m \cdot \Delta e.$$

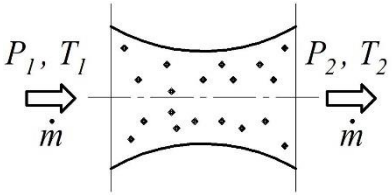


Рисунок 3.4 – Ексергія потоку ідеального газу

Питому ексергію в цьому разі визначаємо за таких припущень:

$$\left.\begin{array}{c} dh = C_p dT, \\ TdS = dh - \upsilon dp, \\ p\upsilon = RT \end{array}\right\} \Rightarrow de = dh - T_{\text{д}} \cdot ds,$$

$$de = c_p dT - T_{\text{д}} \cdot \left(c_p \cdot \frac{dT}{T} - R \cdot \frac{dP}{P}\right). \qquad (3.2)$$

За $e_{\text{д}} = 0$ рівняння (3.2) має вигляд

$$e = \tilde{c}_p \cdot \left(T - T_{\text{д}}\right) - T_{\text{д}} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot ln\frac{T}{T_{\text{д}}} - R \cdot ln\frac{P}{P_{\text{д}}}\right). \qquad (3.3)$$

За $\Delta e = e_1 - e_2$ рівняння (3.2) має вигляд

$$\Delta e = \tilde{c}_p \cdot (T_1 - T_2) - T_{\text{д}} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot ln\frac{T_1}{T_2} - R \cdot ln\frac{P_1}{P_2}\right). \qquad (3.4)$$

Для суміші ідеальних газів у формулах (3.3) та (3.4) необхідно виконати такі підстановки $\tilde{c}_p = \tilde{c}_{p_{\text{сум}}} = \frac{\sum r \cdot \mu_{c_p}}{\mu_{\text{сум}}}$, $R = R_{\text{сум}} = \frac{R_\mu}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{8314{,}4}{\sum r_i \cdot \mu_i}$..

3.4 Ексергетичний потенціал потоку нестисливої рідини

Ексергію потоку нестисливої рідини (рис. 3.5) визначаємо за формулою (3.1), а її зміну – за формулою (3.2).

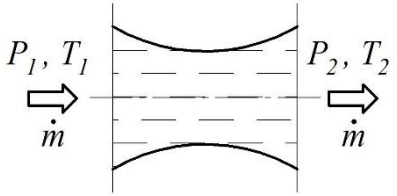


Рисунок 3.5 – Ексергія потоку нестисливої рідини

Питому ексергію в цьому разі визначаємо за таких припущень:

$$\left.\begin{aligned} ds = \frac{dq}{T} = \frac{c_f dT}{T}, \\ dh = dq + \upsilon_f dp \end{aligned}\right\} \Rightarrow de = dh - T_{\text{д}} \cdot ds,$$

$$de = \tilde{c}_f dT + \frac{dP}{\rho_f} - T_{\text{д}} \cdot \tilde{c}_f \cdot \frac{dT}{T}. \qquad (3.5)$$

За $e_{\text{д}} = 0$ рівняння (3.5) має вигляд

$$e_f = \tilde{c}_f \cdot \left(T - T_{\text{д}}\right) + \frac{P - P_{\text{д}}}{\rho_f} - T_{\text{д}} \cdot \tilde{c}_f \cdot ln\frac{T}{T_{\text{д}}}.$$

За $\Delta e = e_1 - e_2$ рівняння (3.5) має вигляд

$$\Delta e_f = \tilde{c}_f \cdot (T_1 - T_2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho_f} - T_{\text{д}} \cdot \tilde{c}_f \cdot ln\frac{T_1}{T_2}.$$

3.5 Ексергетичний потенціал потоку паливних вторинних енергетичних ресурсів

Ексергію потоку теплоти E_Q визначаємо за формулою

$$\dot{Q} = E_Q + A_Q,$$

$$E_Q = \dot{Q} - A_Q. \tag{3.6}$$

Неперетворювану частину енергії теплового потоку визначаємо за рівнянням Гюї – Стодоли:

$$A_Q = \text{П} = T_\text{д} \cdot ds. \tag{3.7}$$

У диференціальному вигляді рівняння (3.6) після підстановки в нього (3.7) буде мати вигляд

$$dE_Q = d\dot{Q} - T_\text{д} \cdot ds. \tag{3.8}$$

Зміну ексергії в процесі 1–2 виражають з (3.8) у такому вигляді:

$$E_{Q_{1-2}} = \dot{Q_{1-2}} - T_\text{д} \cdot (s_2 - s_1).$$

Відповідно питома ексергія буде дорівнювати

$$e_{q_{1-2}} = \dot{q_{1-2}} - T_\text{д} \cdot (s_2 - s_1).$$

Для виключення з розрахунку ΔS уводять ексергетичну температурну функцію (фактор Карно):

$$dE_Q = d\dot{Q} - T_\text{д} \cdot \frac{d\dot{Q}}{\tilde{T}},$$

$$dE_Q = \left(1 - \frac{T_\text{д}}{\tilde{T}}\right) \cdot d\dot{Q},$$

$$\tau_{ex} = 1 - \frac{T_д}{\tilde{T}},$$

де $\tilde{T}$ – середня температура більш нагрітого середовища, *Вт*:

$$E_Q = \tau_{ex} \cdot \dot{Q}.$$

Ексергію променистого (радіаційного) потоку, *Вт*, визначають за формулою

$$E_{пром} = e_{пром} \cdot F.$$

Відповідно питома ексергія, *Вт/м*^{2}, дорівнює

$$e_{пром} = a_ч \cdot c_0 \cdot \left\{ \begin{array}{c} \left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_д}{100}\right)^4 - \\ -\frac{4}{3} \cdot \frac{T_д}{100} \cdot \left[\left(\frac{T}{100}\right)^3 - \left(\frac{T_д}{100}\right)^3\right] \end{array} \right\},$$

де $a_ч$ = 0,6–0,95 – ступінь чорноти поверхні;

c_0 = 5,67 *Вт/(м*^{2} $\cdot K^4$*)* – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Хімічну ексергію викопного палива у твердому чи рідкому стані визначають за формулою (3.9), в газоподібному – за формулою (3.10):

$$E_т = E_{рід} = G_{пал} \cdot e_{газ}, \quad (3.9)$$

$$E_{газ} = V_{газ} \cdot e_{газ}. \quad (3.10)$$

Відповідно питомі ексергії викопного палива у твердому чи рідкому стані визначають за формулою (3.11), в газоподібному – за формулою (3.12):

$$e_т = e_{рід} = \alpha_{пал} \cdot Q_В^Р = \alpha_{пал} \cdot \left[Q_Н^Р + 0{,}025 \cdot (9H^Р + W^Р)\right], \quad (3.11)$$

$$e_{\text{газ}} = \alpha_{\text{газ}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{С}} = \alpha_{\text{газ}} \cdot \left[H_U + \left(h_{\text{газ}} - h_{\text{д}}\right) - T_{\text{д}} \cdot \left(s_{\text{газ}} - s_{\text{д}}\right)\right], \quad (3.12)$$

де $\alpha_{\text{пал}}$ = 1,05–1,08 – для вугілля;

$\alpha_{\text{пал}}$ = 0,975 – для рідкого палива;

$\alpha_{\text{газ}}$ = 0,95 – для газоподібного палива.

Нульова ексергія – це концентраційна частина хімічної ексергії:

$$E_0 = \dot{m} \cdot e_0.$$

Нульова ексергія пов’язана з установленням рівності хімічних потенціалів між відповідними компонентами речовини та довкілля $\mu_i \Rightarrow (\mu_i)_{\text{д}}$.

Таким чином нульова ексергія – це кількість роботи, яку можна одержати в оборотному процесі встановлення рівноваги компонентів речовини з відповідними компонентами довкілля при $P_{\text{д}}$ і $T_{\text{д}}$.

Для газових сумішей (повітря), де компоненти перебувають не у вигляді хімічних сполук, а у вільному стані, питома нульова ексергія буде дорівнювати

$$e_0 = T_{\text{д}} \cdot \sum_{j=1}^{n} R_j \cdot ln\frac{1}{r_j},$$

де r_j – мольна (об’ємна) частка j-го компонента в суміші.

3.6 Складання структурних схем основних енергопотоків

Енергоперетворювальні системи поділяють на три категорії, для кожної з яких визначають показники енергоефективності.

Першу категорію визначають одним потоком продукту, а вхідні й вихідні потоки не характеризуються ентропією ($EN = E$,

$A = 0$). Наприклад, до першої категорії енергоперетворювальних систем належать електродвигун та насос (рис. 3.6).

За показник, що визначає ексергетичну ефективність такої системи, беруть ефективний ККД, який обчислюють за формулою

$$\eta_e = \frac{N_{\text{вих}}}{N_{\text{вх}}} = \varepsilon_{ex}.$$

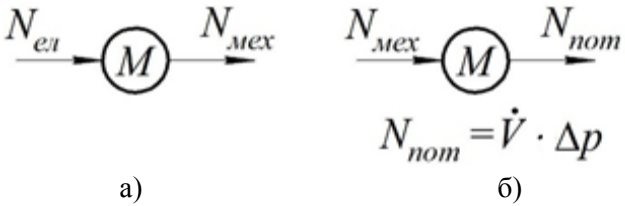


Рисунок 3.6 – Приклади енергоперетворювальних систем першої категорії: а) електродвигун; б) насос

Другу категорію визначають одним потоком продукту, а вихідні потоки характеризуються ентропією ($EN = E + A$, на вході потік будь-якої форми енергії). Наприклад, до другої категорії енергоперетворювальних систем належать теплогенератор та парокомпресійний тепловий насос (рис. 3.7).

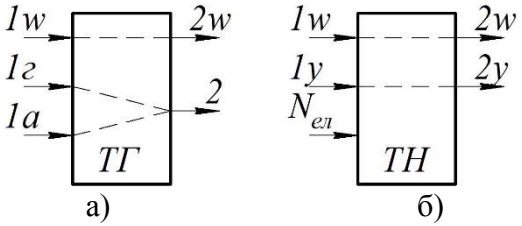


Рисунок 3.7 – Приклади енергоперетворювальних систем другої категорії: а) теплогенератор; б) парокомпресійний тепловий насос

За показник, що визначає ексергетичну ефективність такої системи беруть сумарний коефіцієнт перетворення або кожного компонента окремо, який розраховують за формулами:

– для теплогенератора

$$\eta_e = COP_{\text{ТГ}} = COP_{\Sigma} = \frac{Q_W}{Q_{\text{Г}}},$$

$$\varepsilon_{ex}^{\text{ТГ}} = \frac{\Delta E_W}{E_{\text{Г}}};$$

– для парокомпресійного теплового насоса

$$COP_{\text{ТН}} = \frac{Q_W}{N_{\text{ел}}},$$

$$COP_{\text{ТН}}^{\Sigma} = COP_{\text{ТЕС}} \cdot COP_{\text{ЛЕП}} \cdot COP_{\text{ТН}},$$

$$\varepsilon_{ex}^{\text{ТН}} = \frac{\Delta E_W}{N_{\text{ел}} + \Delta E_{\text{у}}}.$$

Третю категорію визначають двома (трьома) потоками продукту, тобто в процесі відбувається когенерація або тригенерація, а вхідні й вихідні потоки будь-якої форми енергії. Наприклад, до третьої категорії належать «газотурбінний двигун + котел-утилізатор» (рис. 3.8).

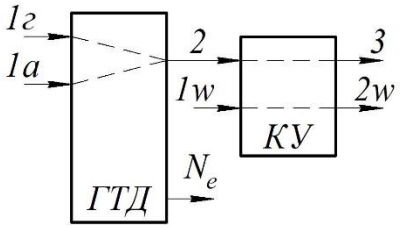


Рисунок 3.8 – Приклад енергоперетворювальної системи третьої категорії

За показник, що визначає ексергетичну ефективність такої системи, як і для другої категорії, беруть сумарний коефіцієнт перетворення, який розраховують за формулою

$$\eta_e = COP_{\text{ТГ}} = COP_{\Sigma} = \frac{N_e + Q_W}{Q_{\Gamma}},$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{N_e + Q_W}{Q_{\Gamma}}.$$

Контрольні питання

1 Вторинні енергетичні ресурси. Їх види.

2 Властивості вторинних енергетичних ресурсів.

3 Рекуперація теплоти компресорної установки для потреб гарячого водопостачання.

4 Рекуперація теплоти компресорної установки для опалювальних потреб.

5 Показники, що визначають ефективність застосування вторинних енергетичних ресурсів.

6 Поняття ексергії. Нульова ексергія. Формули для її розрахунку.

7 Ексергетичний потенціал потоку ідеального газу.

8 Ексергетичний потенціал потоку нестисливої рідини.

9 Ексергетичний потенціал потоку паливних вторинних енергетичних ресурсів.

10 Категорії енергоперетворювальних систем. Складання структурних схем основних енергопотоків для першої категорії.

11 Категорії енергоперетворювальних систем. Складання структурних схем основних енергопотоків для другої категорії.

12 Категорії енергоперетворювальних систем. Складання структурних схем основних енергопотоків для третьої категорії.

.

4 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМ

4.1 Фактори раціонального теплопостачання

Основний потенціал енергоефективності та енергоощадності припадає на ефективне використання енергоресурсів. Одним із найбільш енергоємних споживачів енергоресурсів є системи централізованого та автономного теплопостачання. Ці найважливіші інфраструктурні об'єкти населених пунктів, міст і промислових підприємств забезпечують тепловою енергією як від теплоелектроцентралей (когенерація), так і котелень, теплових насосів, ПДЕ та інших джерел енергії.

Системи централізованого теплопостачання є одним з ефективних і перспективних способів забезпечення тепловою енергією населення та інших споживачів теплової енергії в країнах із перехідною економікою та європейських країнах. Це обумовлено такими основними його особливостями:

– відсутність залежності від одного виду палива, особливо природного газу;

– можливість комбінованого вироблення теплової та електричної енергії;

– використання як палива поновлюваних джерел (біопалива), сміття та інших твердих побутових відходів, а також теплової енергії стічних вод;

– широкомасштабне використання сонячної енергії для гарячого водопостачання та опалення;

– виробництво теплової енергії за найменших викидів в атмосферу;

– акумулювання теплової енергії в умовах її нерівномірного споживання та виробництва.

Сьогодні системи ЦТ набули великого поширення і забезпечують значну частку потреби в тепловій енергії в таких країнах, як Росія (70 %), Латвія (65 %), Україна (66 %), Данія (63 %), Польща (53 %), Білорусь (50 %), Фінляндія (50 %),

Словаччина (40 %) та інших країнах. У країнах-членах ЄС частка ЦТ у 2013 р. становила 12 % і відповідно до директивних і нормативно-правових актів планується доведення частки централізованого теплопостачання до 50 % до 2050 р.

Близько половини всіх систем ЦТ у світі перебувають у країнах з перехідною економікою. Значні потужності експлуатуються в країнах Західної Європи, Північної Америки та Азії, а також в усіх країнах-членах МЕА. Швидкими темпами централізоване теплопостачання розвивається в Азії. Системи централізованого охолодження є характерними для Північної Америки; вони також досить швидкими темпами розвиваються в країнах Євросоюзу. Зокрема, в Парижі мережа централізованого постачання холоду має загальну довжину 71 км та обслуговує понад 500 тис. домогосподарств.

У Німеччині, Польщі та Швеції відзначено найбільш інтенсивне зростання сектору ЦТ в ЄС, обсяг споживання тепла на їх національних ринках перевищує 50 ТВт · год/рік.

У разі застосування технологічно ефективних систем ЦТ вартість теплоенергії для кінцевих споживачів зазвичай є нижчою, ніж у разі застосування альтернативних джерел теплової енергії. Наприклад, згідно з даними фінської енергетичної галузі за відносно низької вартості надійність централізованого опалення у Фінляндії становить 99,98 %.

Понад 75 % систем ЦТ, використовуваних у 28 країнах-членах ЄС – це похідне тепло від виробництва електроенергії ТЕЦ, із сміттєспалювальних заводів і від промислових процесів.

Таким чином, сектор ЦТ у країнах ЄС є хорошою основою для розвитку когенерації з переходом на поновлювані види палива, а також використання відходів замість природного газу.

За останні 30 років у світі темпи зростання обсягів споживання теплоенергії від ТЕЦ і великих котелень істотно випереджали зростання споживання первинної енергії. Виробництво теплоенергії зросло майже на 49 % у разі зростання споживання первинної енергії лише на 5 %. У країнах Євросоюзу зростання було ще більш динамічним – до 72 %. У Китаї

виробництво теплової енергії зросло з 349 млн Гкал у 2000 р. до 547 млн Гкал у 2005 р. Зона ЦТ розширюється за рахунок швидкого зростання як кількості великих міст, так і кількості їх населення.

Підвищення економічної ефективності – зростання частки ТЕЦ у виробництві теплової енергії, зокрема, в ЄС – із 60 до 70 %. В окремих країнах світу ця частка варіюється від 9 % у США до 50 % у Данії. У багатьох країнах світу та Європейського Союзу прийнято законодавчі акти, які стимулюють нарощування обсягів вироблення теплової енергії на теплоелектроцентралях.

Розвиток ТЕЦ вважається важливою складовою енергетичних стратегій і реалізації національних планів щодо виконання зобов'язань за Кіотським протоколом. В Європейському Союзі поставлено завдання збільшити потужність ТЕЦ щодо 2010 р. на 80 % і довести її до 180 ГВт до 2050 р. Для стимулювання розвитку ТЕЦ в Японії і Південній Кореї на урядовому рівні надаються субсидії і податкові пільги. У США на федеральному рівні прийнято «дорожню карту» щодо стимулювання розвитку ТЕЦ. Поставлено завдання збільшити потужність ТЕЦ країни з 85 ГВт у 2007 р. до 92 ГВт до 2020 р.

У роботі МЕА «Прогрес розвитку чистих технологій в енергетиці 2016» (Tracking Clean Energy Progress 2016, IEA) наведено обсяги продажу теплоенергії систем ЦТ на національних ринках та частку населення щодо використання системи ЦТ за 2011 та 2013 рр. в ряді країн світу. Зокрема, в північному Китаї мережа ЦТ є більш розвиненою; до систем теплопостачання приєднано близько 90 % міського населення.

Для того щоб у повному обсязі скористатися всіма перевагами систем централізованого теплопостачання, політична стратегія повинна бути спрямованою на вирішення поточних проблем, які гальмують і послаблюють сталий розвиток сектору в довгостроковій перспективі. Ці завдання пов'язано з такими проблемами: недостатня увага до споживача, низька ефективність, надлишок потужностей, що призводить до порушення рівноваги між попитом і пропозицією,

нераціонального управління, нерівних умов що стримують розвиток конкуренції.

За висновками МЕА, під час порівняння економічної ефективності альтернативних методів теплопостачання із системами централізованого теплопостачання необхідно враховувати:

1) можливі види палива, їх наявність і прогнозовані ціни;

2) диверсифікацію використання палива й адекватну національну стратегію;

3) діючий та прогнозований ринок поставок палива, прогнозовані перспективи розвитку національної і місцевої енергетичної інфраструктури;

4) щільність споживачів тепла і можливі зміни попиту в перспективі;

5) екологічні, санітарні та інші вимоги до можливих видів палива.

4.2 Загальні відомості про теплові насоси

Тепловим насосом (ТН) називається технічний пристрій, що реалізує процес перенесення низькотемпературної теплоти, не придатної для прямого використання, на більш високий температурний рівень. За аналогією з водяними насосами, що перекачують воду, теплові насоси «перекачують» теплоту. Іншими словами, ТН є трансформаторами теплоти, в яких робочі тіла здійснюють зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту з низького температурного рівня на високий. Таким чином, із низькопотенціальної теплоти різного походження (природно відновлювальної теплоти ґрунтових і поверхневих вод, теплоти ґрунту, атмосферного повітря, а також скидної техногенної теплоти технологічних процесів промислових виробництв, стічних вод біологічних та інших очисних споруд) з температурою 0–50 °С виробляється тепло.

Водночас кількість одержуваної корисної теплової енергії середнього потенціалу, за винятком втрат, дорівнює сумі

теплових енергій низького й високого потенціалів, що обумовлює енергетичну і, як наслідок, економічну та екологічну ефективність теплових насосів.

На цей час в індустріально розвинених зарубіжних країнах Європи визначилося два основних принципових напрямки в розвитку теплових насосів: парокомпресійні теплові насоси (ПКТН) та абсорбційні теплові насоси (АБТН).

Принцип дії парокомпресійного теплового насоса, схема та цикл якого зображено на рисунках 4.1 та 4.2, аналогічний принципу дії холодильної машини. У ньому морозильна камера (випарник) забирає тепло з охолоджуваних продуктів. Це тепло й виділяється в приміщення з радіатора (конденсатора). «Перекачуване» тепло кілька разів перевищує витрачену енергію. Так само і ПКТН забирає тепло з природного (вода, ґрунт, повітря) або постійного техногенного джерела низькопотенціальної теплоти і, витрачаючи деяку енергію на свою роботу, перетворює енергію низького потенціалу на теплову енергію середнього потенціалу, придатну для споживачів.

Існують різні варіанти класифікації теплових насосів. ПКТН за агрегатним станом поновлюваного низькотемпературного джерела теплоти (НДТ) і нагрівального середовища поділяють на типи: «вода – вода», «повітря – вода», «повітря – повітря», «вода – повітря»; за типом використовуваного компресорного устаткування – на спіральні, поршневі, гвинтові й турбокомпресорні; за видом приводного двигуна – на електроприводні, або з приводом від теплових двигунів (двигунів внутрішнього згоряння парових, газових або гідравлічних турбін); за видом робочого тіла (хладону) – на низькотемпературні, середньотемпературні та високотемпературні; за ступенем герметичності з'єднання з приводом – на герметичні, безсальникові й сальникові.

За призначенням ПКТН можна поділити на чотири основні категорії.

Теплові насоси лише для опалення, застосовувані для

забезпечення комфортної температури в приміщенні. Існує велике поле діяльності щодо заміни котлів низькотемпературних опалювальних систем на основі підлог, які випромінюють тепло, або стінових панелей на вентиляційно-конвекторні або тепловентиляційні установки з ПКТН. Існуючий адміністративно житловий фонд зазвичай відчуває певні проблеми з димовідведенням і димоходами та проблеми пожежної безпеки в цілому, тому тепловий насос, який в принципі не має таких проблем, уявляється в цих випадках ідеальним варіантом заміни.

Теплові насоси опалювальні й холодильні, що застосовуються для кондиціювання приміщень упродовж усього року. Найбільш поширеними є реверсивні агрегати класу «повітря – повітря». Теплові насоси середньої і великої потужності для споруд сфери обслуговування використовують гідравлічні контури для розподілу тепла і холоду, а також можуть забезпечувати обидва робочих режими одночасно.

Інтегровані системи на основі теплових насосів, що забезпечують опалення приміщень, охолодження, приготування води гарячого водопостачання (ГВП) й іноді утилізацію повітря, яке відводиться.

Теплові насоси, призначені виключно для ГВП. Найчастіше як джерело тепла використовують як зовнішнє повітря, так і скидне вентиляційне повітря.

Теплоджерела на базі теплових насосів бувають як *моновалентні*, так і *бівалентні*.

Моновалентні теплоджерела повністю покривають річну потребу в опаленні й гарячому водопостачанні, включаючи сезонні, «пікові» теплові навантаження.

Теплові насоси з бівалентним теплоджерелом покривають від 50 % до 70 % річної потреби в тепловій енергії, але дозволяють істотно заощадити кошти на створення джерела тепла та отримати значну економію палива або електроенергії (порівняно з електрокотельнями). Пікове теплове навантаження покривається за рахунок додаткових джерел опалення, найчастіше електричних, вугільних, газових або рідкопаливних

котлів.

На рисунку 4.1 наведена принципова схема ПКТН типу «вода – вода» з позначенням основних елементів, а на рисунку 4.2 зображений спрощений термодинамічний цикл ПКТН у *p* ,*h*-координатах.

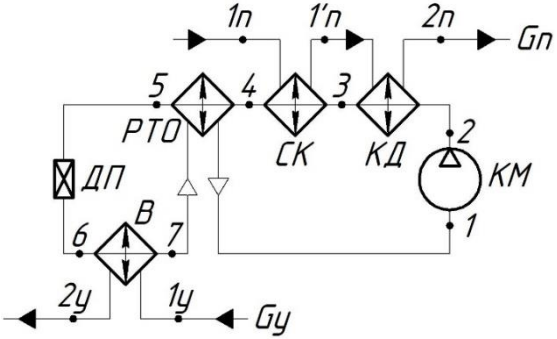


Рисунок 4.1 – Схема парокомпресійного теплового насоса:
КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер;
РТО – регенеративний теплообмінник;
ДП – дросельний пристрій; В – випарник

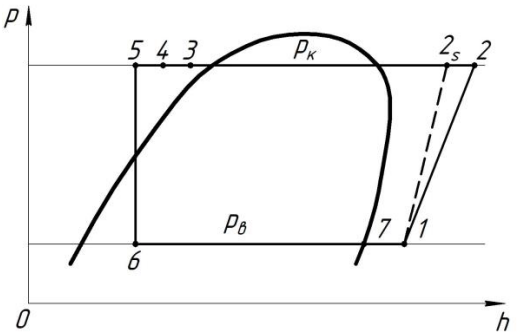


Рисунок 4.2 – Цикл парокомпресійного теплового насоса
в *p, h*-координатах

Стан робочого тіла після процесів, що відбуваються в основних елементах ПКТН, позначений відповідними цифрами циклу. На відміну від будь-якої іншої парокомпресорної холодильної машини ПКТН типу «вода – вода» має на один апарат більше (інші типи, за деякими винятками, мають ті самі основні апарати, що й холодильні машини). Це переохолоджувач рідкого хладону або субкулер *СК*.

ПКТН працює таким чином: у міжтрубний простір випарника *В* подається низькотемпературна вода, де вона охолоджується за рахунок кипіння (випаровування) в трубному просторі випарника хладону (робочого тіла, яким є низкокиплячі фторхлоровмісні вуглеводні, так звані фреони). Пари хладону з випарника постійно відсмоктуються компресором *КМ* і, проходячи регенеративний теплообмінник *РТО*, підігріваються внаслідок теплообміну з рідким хладоном, який протікає всередині труб теплообмінника. Компресор стискає підігріті пари хладону до тиску конденсації і спрямовує їх у міжтрубний простір конденсатора *КД*. У трубний простір конденсатора подається вода, що нагрівається, і нагрітою надходить до тепломережі. На зовнішній поверхні труб у міжтрубному просторі конденсатора пари хладону охолоджуються і конденсуються, перетворюючись на рідину, яка потім надходить у субкулер, де охолоджується за рахунок теплообміну зі зворотною водою тепломережі. Далі рідкий хладон проходить усередині труб регенеративного теплообмінника, охолоджуючись додатково за рахунок теплообміну з парами хладону, і дроселюється в регулювальному пристрої *ДП*, знижуючи свій тиск і відповідно температуру до тиску й температури випаровування. Парорідинна суміш, що утворюється внаслідок дроселювання, кипить (випаровується) у випарнику, одержуючи тепло через стінки труб з низькотемпературною водою. Утворювані пари хладону, відсмоктуються компресором, робочий цикл ПКТН замикається.

Таким чином, робоче тіло (хладон) постійно циркулює в замкненому контурі ПКТН, зазнаючи зміни агрегатного стану в

його апаратах і переносячи теплоту від поновлюваного низькотемпературного джерела теплоти до споживача теплоти середнього потенціалу за рахунок витрати енергії високого потенціалу в компресорі.

4.3 Ефективність парокомпресійних теплових насосів

Для успішної конкуренції на світовому ринку енергетичних установок робочий цикл парокомпресійного теплового насоса повинен бути енергетично досконалим, економічно вигідним та екологічно безпечним, тому виділяють енергетичну, економічну та екологічну ефективність ПКТН.

Енергетична ефективність ПКТН. Як було зазначено вище, тепловий насос, як і холодильна машина, реалізує зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту від менш нагрітого тіла до більш нагрітого за рахунок витрати первинної електричної або теплової енергії відповідно до другого закону термодинаміки. Відношення отриманої споживачем теплової енергії до витраченої (в тепловому еквіваленті) визначає ефективність роботи ТН і має назву коефіцієнта перетворення циклу:

$$COP_{\text{ПКТН}} = \frac{Q_{\text{СК}} + Q_{\text{КД}}}{Q_{\text{КМ}}},$$

де $Q_{\text{СК}} + Q_{\text{КД}}$ – теплота, отримана споживачем із субкулера і конденсатора;

$Q_{\text{КМ}}$ – потужність у тепловому еквіваленті, витрачена на привод компресора.

Величина коефіцієнта перетворення реального зворотного циклу Ренкіна, що реалізується в ПТН, в основному залежить від температур холодного і гарячого джерел теплоти:

$$COP_{\text{Р}} = COP_{\text{ід}} \cdot \mu,$$

де $COP_{\text{ід}}$ – коефіцієнт перетворення ідеального циклу Карно,

здійснюваного в діапазоні температур конденсації $T_к$ і кипіння T_0 робочого тіла циклу:

$$COP_{\text{ід}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_0},$$

μ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, які здійснюються робочим тілом у ПКТН,

$$\mu = \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3 \cdot \mu_4 \cdot \mu_5.$$

Для ПКТН типу «вода – вода»:

$$T_{\text{к}} = 273 + [t_{w2} + (5 - 10)\ ℃],$$

$$T_0 = 273 + [t_{s2} - (2 - 4)\ ℃].$$

Тут t_{w2} і t_{s2} відповідно – температура гарячого джерела теплоти (води, що нагрівається) на виході з конденсатора і температура холодного джерела теплоти (охолоджувальної води) на виході з випарника ПКТН.

Коефіцієнти $\mu_1 - \mu_5$ ураховують незворотні втрати реального циклу відповідно:

– μ_1 – заміну середньотермодинамічної температури відведення теплоти $T_{\text{к}}^{\text{сер}}$ у циклі Ренкіна на температуру конденсації робочого тіла $T_к$;

– μ_2 – втрати в процесі дроселювання;

– μ_3 – зміну значення коефіцієнта перетворення циклу, пов’язану з перегрівом пари робочого тіла перед стисненням у компресорі в регенеративному теплообміннику;

– μ_4 – втрати від незворотного стиснення в компресорі;

– μ_1 – додаткові витрати потужності компресора на подолання сил тертя з нагнітального та всмоктувального боків компресора.

Економічна ефективність ПКТН. Скорочення витрат на

опалення і гаряче водопостачання, зниження залежності від поставок (імпорту) органічного палива в багатьох регіонах, що не мають власних родовищ і джерел палива, є дуже актуальними завданнями.

Порівняно з автономними котельнями, які працюють на органічному паливі, застосування ПКТН може бути виправдане в разі, якщо вартість зекономленого палива (енергії) впродовж 2–4 років перевищує або дорівнює збільшенню неенергетичної частини вироблених річних витрат (капітальних витрат, витрат на обслуговування і ремонт), які зазвичай вищі під час застосування ПКТН як дорожчих.

Економію палива при зіставленні теплопостачання за допомогою ПКТН і котелень визначають так:

$$\Delta G = G_{\text{к}} \cdot \left(1 - \frac{K_{\text{к}}}{K_{\text{ТН}}}\right),$$

де $G_{\text{к}}$ – витрата палива в котельні, тонн умовного палива (т ум. п, нижча теплотвірна здатність однієї $Q_{\text{н}}$ = 7,0 Гкал);

$K_{\text{к}}$, $K_{\text{ТН}}$ – коефіцієнти використання первинної енергії в котельні і тепловому насосі.

Для котельні

$$K_{\text{к}} = \eta_{\text{к}},$$

де $\eta_{\text{к}}$ – коефіцієнт корисної дії котла.

Для теплового насоса

$$K_{\text{ТН}} = COP_{\text{ПКТН}} \cdot \eta_{\text{ЕД}}(\eta_{\text{ТД}}),$$

де $COP_{\text{ПКТН}}$ – коефіцієнт перетворення циклу ПКТН;

$\eta_{\text{ЕД}}$ – коефіцієнт корисної дії виробництва електроенергії в разі використання ПКТН з електроприводом;

$\eta_{\text{ТД}}$ – коефіцієнт корисної дії в разі використання теплового двигуна (двигун внутрішнього згоряння, парова або газова

турбіна).

Екологічна ефективність ПКТН порівняно з традиційними теплоджерелами, що працюють на органічному паливі, визначається енергетичною ефективністю, тобто економією первинних видів палива, завдяки тепловим насосам, за однакової виробленої теплової енергії однакового потенціалу, який задовольняє споживача.

Порівняльна екологічна ефективність ПКТН порівняно з котельнями на твердому, рідкому, газоподібному паливі, а також з електрокотельнями, що споживають електричний струм, вироблений на ТЕЦ, наведена в таблиці 4.1.

Як бачимо з таблиці 4.1, парокомпресійні теплові насоси з коефіцієнтом перетворення $COP = 3{,}0$, що відповідає температурі НДТ, яка дорівнює +8 °С, (у разі використання для вироблення електроенергії на ТЕЦ первинних видів палива: вугілля, мазуту топкового, природного газу), порівняно з котельнями на відповідних видах палива мають:

- майже вдвічі менше викидів окислів азоту, сірки, окису і двоокису вуглецю під час роботи на вугіллі;
- більш ніж у півтора рази менше під час роботи на мазуті;
- на 30 % менше під час роботи на природному газі.

Порівняно з електрокотельнями, які отримують електроенергію від ТЕЦ, тепловий насос з електроприводом, що живиться від тієї самої ТЕЦ, має викиди втричі нижчі. За коефіцієнта перетворення $COP = 6{,}0$ «наведені» викиди шкідливих газоподібних і твердих продуктів спалювання первинного палива в теплових насосах скорочуються ще вдвічі порівняно з ПКТН, які мають $COP = 3{,}0$. У теплоджерелах із тепловими насосами і з теплоджерелом з електрокотелень викиди виробляються на віддалених ТЕЦ, які продукують для них електроенергію, на відміну від котелень, в яких забруднення довкілля відбувається в районі їх розміщення, в безпосередній близькості до споживачів теплової енергії.

Таблиця 4.1 – Порівняльна таблиця екологічної ефективності теплових насосів порівняно з традиційними котельнями, що працюють на органічному паливі*

Виробник тепла	Традиційна котельня			Електро-котельня			Тепловий насос					
	ККД = 0,65	ККД = 0,80	ККД = 0,86				$T_{НДТ}$ = +8 °C, COP = 3,0			$T_{НДТ}$ = +40 °C, COP = 6,0		
Паливо	Вугілля	Мазут	Газ	Вугілля	Мазут	Газ	Вугілля	Мазут	Газ	Вугілля	Мазут	Газ
Річна витрата палива (вугілля і мазут – у *тоннах*, газ – у *тис. нм*^{3})												
Спалювання	у споживача			на віддалених ТЕЦ								
	586,3	351,6	374,7	1360	687	808,7	453,1	229	269,6	226,6	114,5	134,8
Сумарні шкідливі викиди оксидів азоту, сірки, вуглецю за рік, *тонн*												
На місцях виробництва тепла	16,31	9,98	2,48	–	–	–	–	–	–	–	–	–
У місцях спалювання палива (зокрема ТЕЦ)	1743	1029	667	25	18	5,58	8,6	6,2	1,9	4,3	3,1	0,9
Викиди CO_2 («парниковий ефект») за 1 рік, *тонн*												
В атмосферу Землі	1 743	1 029	667	2 768	1 919	1 499	922	689	500	461	320	250

*Розрахунки виконані для котелень споживача тепловою потужністю 1,163 *МВт* (1,0 *Гкал/год*), з річним виробленням теплової енергії 2 616 *Гкал*; витрата палива на ТЕЦ – 0,3 *кг* умовного палива на 1 *кВт · год*; теплова здатність: вугілля – 19,5 *МДж/кг*, мазуту – 39,0 *МДж/кг*, природного газу – 33,24 *МДж/м*^{3}

Необхідно мати на увазі, що системи очищення продуктів спалювання палива на ТЕЦ більш досконалі та підлягають обов'язковому установленню, що не можна стверджувати про малі й середні котельні, в яких вони практично відсутні. На рисунку 4.3 показане відносне зниження викидів «парникового» вуглекислого газу в ПКТН, які отримують електроенергію від конденсаційної електростанції (КЕС), з різними коефіцієнтами сезонної продуктивності *SEER* (відношення загальної теплової енергії, *кВт · год*, виробленої за сезон, до загальної витраченої за сезон електроенергії в ПКТН, тобто середній за сезон $COP_{сер}$) порівняно з газовими котлами однакової теплової потужності за їх різних ККД.

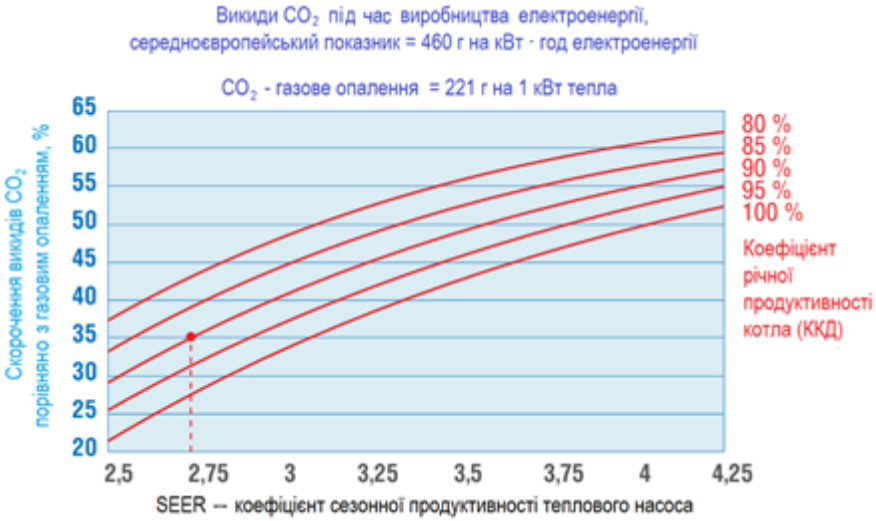


Рисунок 4.3 – Порівняння електроприводних ПКТН з газовими котлами за викидами CO_2

Сучасні ПКТН типу «повітря – повітря» забезпечують *SEER* = 3,0. Теплові насоси типу «вода – вода» і «ґрунт – вода» працюють більш ефективно й у них *SEER* = 4,0.

Для прикладу: ПКТН, що має *SEER* = 2,75, викидає в атмосферу CO_2 на 35 % менше, ніж газовий котел із ККД = 90 % за однакової сезонної продуктивності.

4.4 Джерела поновлюваної низькопотенціальної теплоти

Теплові, енергетичні та економічні характеристики теплових насосів істотно залежать від характеристик НДТ, звідки ПКТН «черпають» тепло.

Ідеальне джерело тепла повинно підтримувати стабільно високу температуру впродовж опалювального сезону, бути багатим і поновлюваним, не бути корозійноактивним і таким, що забруднює довкілля, мати гарні теплофізичні характеристики і низькі експлуатаційні витрати. Здебільшого НДТ є ключовим фактором, що визначає експлуатаційні характеристики ПКТН.

У таблиці 4.2 наведені температурні показники, типові для найбільш поширених джерел тепла.

Таблиця 4.2 – Температурний рівень, характерний для основних джерел тепла, використовуваних у системах на основі теплових насосів у режимі опалення

Джерело тепла	Температурний діапазон, °*C*
Зовнішнє повітря	–10/+15
Використане повітря	15/25
Ґрунтова вода	4/10
Озерна вода	0/10
Річна вода	0/10
Морська вода	3/8
Ґрунт	0/10
Підземні води	> 10
Геотермальні води	20/50

Повітря, яке знаходиться ззовні та відводиться з приміщень, ґрунт і ґрунтова вода є джерелами тепла, які широко

використовувані в невеликих системах на базі теплових насосів, тоді як морська, озерна і річкова вода, геотермальні джерела і ґрунтові води, що залягають на глибині нижче ніж 20 м, застосовуються для систем великої потужності.

Зовнішнє повітря, будучи абсолютно безкоштовним і загальнодоступним, є найкращим джерелом тепла. Однак теплові насоси, що використовують повітря як НДТ, мають фактор сезонного навантаження (SPF) в середньому нижче ніж на 10–30 % порівняно з тепловими насосами «вода – вода». Це пояснюється такими обставинами:

− швидким зниженням потужності і продуктивності зі зниженням зовнішньої температури;

− щодо великої різниці температур конденсації і випаровування в період мінімальних зимових температур, що в цілому знижує ефективність процесу;

− енерговитратами на розморожування повітря, яким обдувається випарник, і роботу відповідних вентиляторів.

В умовах теплого і вологого клімату на поверхні випарника в діапазоні від 0 °*C* до –6 °*C* утворюється іній, що призводить до зниження потужності і продуктивності ПКТН.

Іній зменшує площу вільної поверхні і перешкоджає проходженню повітря. Погіршується теплопередача, і, як наслідок, знижується температура випаровування хладону, що також сприяє наростанню інію і подальшому зниженню продуктивності аж до повного зупинення агрегата внаслідок спрацьовування датчика низького тиску, якщо раніше не усунути обледеніння. Розморожування випарника здійснюється реверсним перемиканням охолоджувального циклу або іншими, менш ефективними способами. Зі збільшенням частоти розморожування зростає енергоспоживання, знижується коефіцієнт перетворення *COP*.

Застосування спеціальної системи контролю, що забезпечує розморожування на вимогу (тобто коли воно фактично необхідне), а не періодичне, може істотно підвищувати загальну ефективність ПКТН.

Ще одне джерело тепла в житлових і торгово-адміністративних спорудах – ***вентиляційне повітря***. Тепловий насос регенерує тепло з повітря, яке відводиться з приміщення, і забезпечує приготування гарячої води або теплого повітря для опалення приміщень. У цьому разі, однак, потрібне постійне вентилювання впродовж усього опалювального сезону або навіть цілого року, якщо передбачено кондиціювання приміщень у літній період.

Існують апарати, в яких конструктивно закладена можливість використання теплоти вентиляційного і зовнішнього повітря. У деяких випадках теплові насоси, що використовують теплоту і відводять повітря, застосовують в комбінації з рекуператором тепла «повітря – повітря».

Теплові насоси «вода – вода» використовують тепло ґрунтових вод, відкритих водойм або технологічної охолоджувальної води.

Ґрунтові води є в багатьох місцевостях, вони мають досить стабільну температуру в діапазоні від 7 °C до 12 °C впродовж всього року. На рисунку 4.4 показана система з ПКТН «вода – вода» для підлогового опалення індивідуального будинку. Порівняно з іншими НДТ вода забезпечує найменшу різницю температур $(T_к - T_0)$ і відповідно найбільш високий коефіцієнт перетворення *COP*. Для її використання застосовують переважно штучно створювані колодязі і ґрунтові свердловини: водозабірні і водоприймальні (так звані нагнітальні).

У водозабірних колодязях і свердловинах розміщуються одно- або багатоступінчасті водяні насоси, які подають воду до випарника ПКТН. Охолоджена вода з випарника повертається через водоприймальні колодязі і свердловини знову під землю. Забір і повернення води повинно здійснюватися в напрямку підземного руху ґрунтових вод із метою виключення «байпасування» потоку. Між водозабірними і нагнітальними пристроями необхідно додержуватися певної відстані, щоб виключити зниження температури води, що подається в ПКТН.

Для невеликих обсягів подаваної води, (одно- і двоквартирні житлові будинки) відстань між подавальним і приймальним колодязями провинна бути не менша ніж 5 м. Водоприймальний колодязь повинен виконуватися таким чином, щоб точка виходу води перебувала нижче від рівня ґрунтових вод.

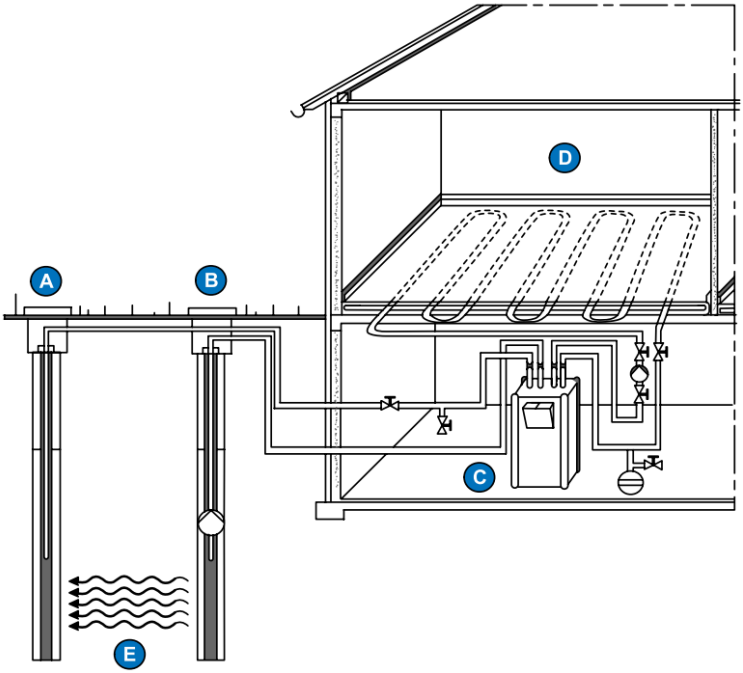


Рисунок 4.4 – Система опалення з ПКТН типу «вода – вода»:
A – приймальна свердловина; B – подавальна свердловина;
C – тепловий насос; D – підлогове опалення;
E – напрям потоку ґрунтових вод

Ґрунтова вода залежно від конструкції системи, початкової температури води, охолоджується у випарнику ПКТН максимально на 5 °*C*. Для великих ПКТН необхідна значно більша витрата ґрунтових вод, тому глибина і діаметр свердловин

більші. Кількість водоподавальних і водоприймальних свердловин може бути від однієї до десятків. З метою виключення взаємного впливу відстань між водозабірними і нагнітальними свердловинами повинна бути не менше ніж 50–80 м, а відстань між однотипними свердловинами – не менше ніж 30–50 м.

Рекомендується виконувати свердловини реверсивними, тобто з можливістю перетворення водозабірної свердловини в нагнітальну через кожен рік експлуатації для очищення фільтрів, установлених перед глибинними насосами, зворотною течією води. Підвід і відвід ґрунтової води до теплового насоса повинні бути захищені від замерзання і її потрібно прокладати з ухилом до свердловини або до криниці.

Значним недоліком теплових насосів, що працюють на ґрунтових водах, є висока вартість робіт з облаштування свердловин або колодязів, підводу і відводу НДТ. Крім того, залежно від якості ґрунтових вод, потрібно вжити заходів щодо захисту системи забезпечення НДТ від корозії і відкладень, особливо від оксидів заліза, мулу. Необхідно врахувати вимоги, часом досить жорсткі, місцевих адміністрацій щодо питань організації стічних вод.

Річкова та озерна вода з теоретичної точки зору є досить привабливим джерелом тепла, але має один істотний недолік – надзвичайно низьку температуру в зимовий період (вона може опускатися до рівня трохи вищого або практично впритул наблизитися до 0 °*C*).

З цієї причини потрібна особлива увага під час проектування системи з метою запобігання заморожування випарника. Морська вода в деяких випадках є відмінним джерелом тепла і використовується переважно в системах середньої і великої потужності. На глибині від 25 м до 50 м морська вода має постійну температуру в діапазоні від 5 °*C* до 8 °*C*, і зазвичай проблем з утворенням льоду не виникає, оскільки точка замерзання тут від –10 °*C* до –2 °*C*. Є можливість використовувати як системи прямого розширення, так і системи

з розсолом. У таблиці 4.3 наведені практичні значення *COP*.

Таблиця 4.3 – Практичні значення COP для різних типів опалювальних систем*

Тип опалювальної системи і температурні значення підвідної та відвідної води, °*C*	Значення *COP*
Системи з традиційними радіаторами 60–50 °*C*	2,5
Системи підлогового опалення 35–30 °*C*	4,0
Вентиляційно-конвективні системи 45–35 °*C*	3,5

*Температура вод НДТ на вході у випарник в усіх випадках дорівнює 5 °*C*

Важливо використовувати лише ті теплообмінники та насосні агрегати, які стійкі до впливу корозії, і запобігати накопиченню відкладень органічного характеру у водозабірному трубопроводі, теплообмінниках, випарнику та ін.

Прикладами можливих джерел тепла водних середовищ можна вважати каналізаційні очищені і неочищені стічні води, промислові водостоки, води оборотних систем охолодження промислових підприємств, конденсаторів водяної пари, що застосовуються під час виробництва електроенергії.

Останнім часом у США та країнах Європи у великих спорудах, що мають безліч приміщень, таких як адміністративні будівлі, житлові будинки, готелі, торгові центри, почали застосовувати замкнені (кільцеві) водяні системи, що містять кілька автономних реверсивних (тепло – холод) теплонасосних установок типу «вода – повітря», з'єднаних в єдиний гідравлічний контур двома трубопроводами – прямим і зворотним.

До складу системи входять також «піковий» котел (теплогенератор) і градирня. У США в новому будівництві їх використання становить уже 60 %, в реконструйованому – 40 %. В Європі такі системи лише з'явилися.

Принципова схема системи замкненого підводу води наведена на рисунку 4.5. У замкненому контурі циркулює тепла

вода, її температура впродовж всього року підтримується на рівні від 18 °*C* до 32 °*C*. Вода живить кондиціонери.

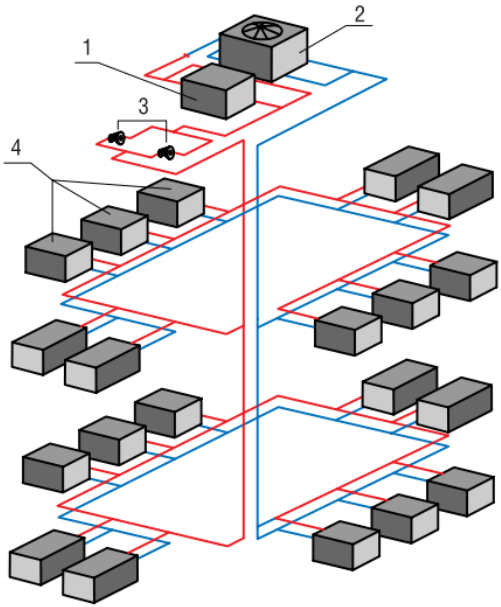


Рисунок 4.5 – Принципова схема системи замкненого водяного контура з кондиціонерами на основі теплових насосів:
1 – котел; 2 – градирня; 3 – водяні насоси;
4 – теплові насоси типу «повітря – повітря»

Замкнений водяний контур працює і як джерело тепла, з якого споживають енергію системні агрегати, що працюють у режимі теплового насоса, і як джерело холоду, куди агрегати в режимі охолодження «скидають» тепло. Якщо кількість агрегатів, що знаходяться в режимі опалення, дорівнює кількості агрегатів, що працюють на охолодження, то система самоврівноважена, для неї не потрібна енергія ззовні і відпадає необхідність переробляти тепло. В усіх інших випадках системі може знадобитися або додаткове тепло, або відведення зайвого тепла назовні.

На практиці в зимовий період, коли температура води може опуститися нижче ніж 21 °*C*, включають «піковий» котел додаткового обігріву, а влітку, коли температура вища ніж 29 °*C* – охолоджувальну градирню.

Теплові насоси, які застосовують ***ґрунт*** як джерело тепла, використовують для обслуговування житлових і торгово-адміністративних споруд. Ґрунт, як і підґрунтові води, має одну перевагу – відносно стабільну впродовж року температуру, що забезпечує високий коефіцієнт перетворення *COP* (див. рис. 4.6).

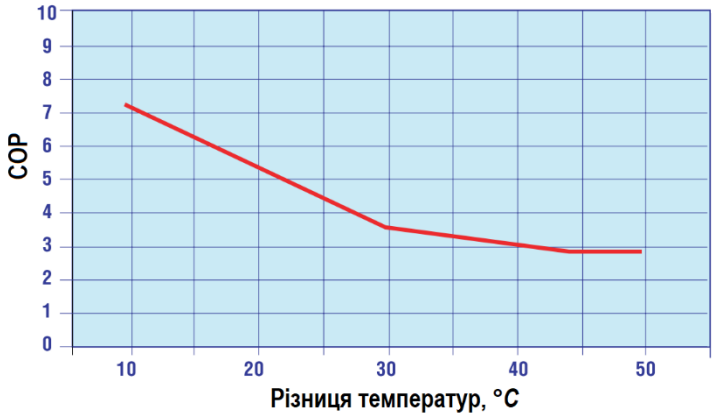


Рисунок 4.6 – Типова залежність коефіцієнту теплового насосу типу «ґрунт – вода» від різниці температур ґрунту та нагрітої води

Тепло проходить по трубах – ґрунтових теплообмінниках, прокладених під землею горизонтально (спіралеподібно) або вертикально (так звані ґрунтові зонди).

Тут можуть використовуватися:

− системи прямого розширення з охолоджувальною рідиною, що випаровується в міру циркуляції в контурі трубопроводу, заглибленого в ґрунт;

− системи з розсільної рідиною, що прокачується по трубопроводу, заглибленного в ґрунт.

У горизонтальних ґрунтових теплообмінниках забір тепла з ґрунту здійснюється за допомогою прокладеної в ґрунті системи пластикових труб великої площі (див. рис. 4.7).

Пластикові труби з поліетилену або поліхлорвінілу прокладають в ґрунті на глибині 1,2–1,5 м і залежно від обраного поперечного перерізу труби, на відстані приблизно 0,5–0,7 м паралельно один одному, так, щоб на кожний квадратний метр площі забору тепла було прокладено приблизно 1,43–2,0 м труб. Довжина кожної труби трубопроводу не повинна перевищувати 100 м, інакше втрати тиску і необхідна потужність насоса будуть занадто великими.

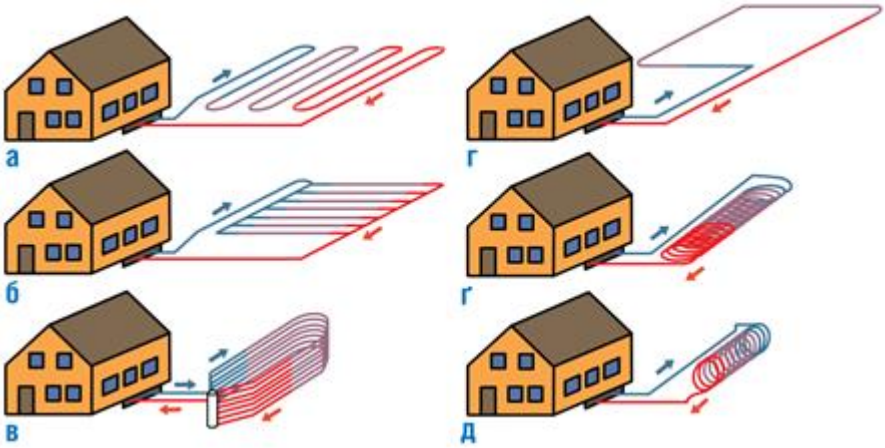


Рисунок 4.7 – Види горизонтальних ґрунтових теплообмінників:
а – теплообмінник із послідовно з’єднаних труб;
б – теплообмінник із паралельно з’єднаних труб;
в – горизонтальний колектор, укладений у траншеї;
г – теплообмінник у формі петлі;
ґ – теплообмінник у формі спіралі, розміщеної горизонтально (так званий «slinky»-колектор);
д – теплообмінник у формі спіралі, розміщеної вертикально

Труби на кінцях з'єднуються в розподільні гребінки зворотної і подавальної магістралей, які повинні міститися трохи вище, ніж самі труби, щоб повітря могло відводитися з усієї системи. Рекомендується, щоб кожна петля могла перекриватися арматурою окремо.

Розсіл циркулює за допомогою насоса через пластикові труби, забираючи накопичене ґрунтом тепло, і подається у випарник ПКТН, в якому віддає це тепло хладон. Далі це тепло в контурі ПКТН трансформується в тепло більш високого потенціалу для теплопостачання приміщень. Тимчасове замерзання ґрунту безпосередньо в зоні пролягання труб (здебільшого в другій половині опалювального сезону) не чинить негативного впливу на працездатність ПКТН і росту рослин. Але все ж у зоні проходження труб із розсолом на садових ділянках не рекомендується садити рослини з глибоким корінням.

Ґрунтове тепло – це накопичене сонячне тепло, яке переходить у ґрунт завдяки прямому обігріву сонячними променями, передаванню тепла від повітря або атмосферних опадів, що випали. Тепло, що надходить вгору з глибших шарів, нижче ніж 15–20 м (так звані «нейтральної зони»), формується з енергії, що надходить з надр землі, і практично не залежить від сезонних змін клімату. Величина потоку радіогенного тепла, що надходить з земних надр, для різних місцевостей становить 0,05–0,12 $Вт/м^2$ і як джерело тепла для верхніх шарів землі ними можна знехтувати через незначний вплив.

Корисна кількість тепла і, таким чином, площа необхідної поверхні теплообміну істотно залежать від теплофізичних властивостей ґрунту та енергії інсоляції, тобто від кліматичних умов. Термічні властивості, такі як об'ємна теплоємність і теплопровідність, дуже сильно залежать від складу і стану ґрунту. Теплоакумулювальні властивості і теплопровідність тим вищі, чим сильніше ґрунт насичений водою, чим вища частка мінеральних складових і чим менший вміст у ньому порожнин із повітрям. Водночас потужність із відбору тепла для ґрунту є приблизно 10–35 $Вт/м^2$ в разі прокладання труб із кроком близько

0,5–0,7 м. Питомі теплові потоки для різних ґрунтів становлять:

- сухий піщаний q_e = 10–15 *Вт/м*^{2};
- сирий піщаний q_e = 15–20 *Вт/м*^{2};
- сухий глинистий q_e = 20–25 *Вт/м*^{2};
- сирий глинистий q_e = 25–30 *Вт/м*^{2};
- водоносний шар q_e = 30–35 *Вт/м*^{2}.

У районах з високою щільністю населення і малими земельними ділянками рекомендується облаштовувати вертикальні ґрунтові теплообмінники (зонди). Зазвичай, зонди виготовляють з поліетиленової або поліпропіленової труби. Здебільшого паралельно встановлюють чотири труби (зонд у формі подвійної *U*-подібної труби) в одній свердловині (див. рис. 4.8). Усі порожнини між трубами і ґрунтом заповнені матеріалом, який добре проводить тепло (бетоніт). Розсіл по двох трубам тече з розподільника вниз, а по двох іншим – повертається вгору до розподільника. Інший варіант (див. рис. 4.9) – коаксіальні труби («труба в трубі») з внутрішньою пластиковою трубою для подавання та із зовнішньою пластиковою трубою для повернення розсолу.

Ґрунтові теплові зонди (залежно від виконання) монтують за допомогою бурильної установки або забивають копром. Глибина монтажу зондів – 50–200 м. Досвід засвідчує, що питомий тепловий потік дуже сильно коливається в межах 20–100 *Вт*/*метр довжини зонда*. Для різних ґрунтів він становить:

- сухий піщаний ґрунт q_e = 20 *Вт/м*;
- сирої піщаний ґрунт q_e = 40 *Вт/м*;
- вологий кам'янистий ґрунт q_e = 60 *Вт/м*;
- водоносні шари, що містять гравій q_e = 80–100 *Вт/м*.

Відстань між зондами повинна становити не менше ніж 5–6 *м*. Для невеликого будинку досить одного теплообмінника. Наприклад, за середнього значення q_e = 50 *Вт/м* для забезпечення холодильної потужності 6,5 *кВт* (теплова потужність ПКТН близько 10 *кВт*) необхідний зонд довжиною 130 *м* або два зонди по 65 *м*.

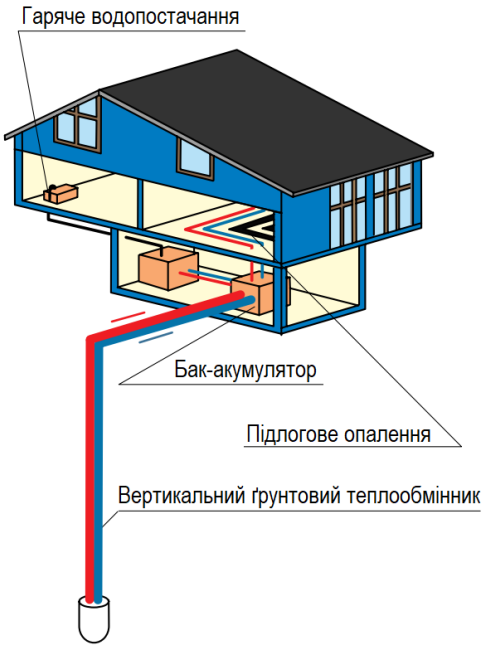


Рисунок 4.8 – Схема опалення і гарячого водопостачання житлового будинку за допомогою теплонасосної установки з вертикальним ґрунтовим теплообмінником

У цілому теплові насоси розсільного типу мають більш низьку продуктивність порівняно з агрегатами першого типу через те, що відбувається в них «подвійний» теплообмін (ґрунт – розсіл, розсіл – холодоагент) і енерговитрати на забезпечення роботи насоса циркуляції розсолу. Хоча необхідно зауважити, що обслуговувати такі системи значно простіше. Температура замерзання розсолу (суміші води й антифризу) повинна бути приблизно –15 °*C* для виключення його замерзання в процесі експлуатації.

Для великих будівель може знадобитися пристрій цілої групи свердловин із вертикальними теплообмінниками. Найбільше в світі свердловин використовують в системі тепло- та холодопостачання «Richard Stockton College» (США, штат Нью

Джерсі). Вертикальні ґрунтові теплообмінники цього коледжу розміщені в 400 свердловинах глибиною 130 *м*. У Європі найбільше свердловин (154 свердловини глибиною 70 *м*) використовують у системі тепло- та холодопостачання центрального офісу Німецької служби управління повітряним рухом «Deutschelugicherung».

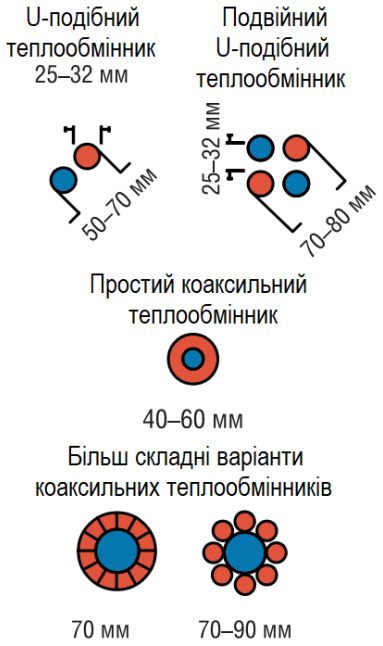


Рисунок 4.9 – Переріз різних типів вертикальних ґрунтових теплообмінників

Теплова ємність ґрунту варіюється залежно від його вологості і загальних кліматичних умов конкретної місцевості. Через відбір тепла, що відбувається під час опалювального сезону, його температура знижується. На ділянках із холодним кліматом велика частина енергії відводиться у формі латентного тепла, коли ґрунт промерзає. У літній період, проте, під дією сонця температура ґрунту знову підвищується аж до початкової.

4.5 Визначення питомої вартості енергоспоживання та економії палива за повним ланцюгом енергетичних перетворень

Пропоноване оцінювання дозволяє порівняти витрати на енергоспоживання для базового варіанта теплопостачання та пропонованого варіанта, який є більш енергоефективним за рахунок упровадження енергоощадних технологій.

Порівнюють за вартістю річного виробітку теплоти.

Річний виробіток теплоти:

$Q_{\text{річ}}^{\text{рек}} = \dot{Q}_{\text{т}} \cdot \tau_{\text{р}}$, *(кВт · год)* – для рекуперацiйної схеми;

$Q_{\text{річ}}^{\text{ТН}} = \dot{Q}_{\text{ТН}} \cdot \tau_{\text{р}}$, *(кВт · год)* – для теплонасосної схеми,

де $\tau_{\text{р}}$ – розрахункова кількість годин роботи системи теплопостачання.

Вартість виробленої теплоти, *грн*, заміщеної за допомогою теплогенератора, що працює на природному газі:

$$Q_{\text{газ}}^{\text{рек}} = c_{\text{газ}} \cdot \tilde{q}_{\text{газ}} \cdot Q_{\text{річ}}^{\text{рек}},$$

де $c_{\text{газ}}$ – ціна 1 $м^3$ природного газу;

$\tilde{q}_{\text{газ}}$ – питома витрата газу для теплогенератора.

Економія фінансових ресурсів для теплонасосної схеми, *грн*:

$$\Delta C^{\text{ТН}} = C_{\text{газ}}^{\text{ТН}} - C_{\text{е/е}},$$

де $C_{\text{газ}}^{\text{ТН}}$ – вартість витрат на газ для роботи теплогенератора, який забезпечує річний виробіток тепла $Q_{\text{річ}}^{\text{ТН}}$, *грн*;

$C_{\text{е/е}}$ – вартість витрат на електроенергію для привода компресора теплового насоса, *грн,*

$$C_{\text{газ}}^{\text{ТН}} = c_{\text{газ}} \cdot \tilde{q}_{\text{газ}} \cdot Q_{\text{річ}}^{\text{ТН}},$$

$$C_{\text{е/е}} = c_{\text{е/е}} \cdot N_{\text{пр}} \cdot \tau_{\text{р}}.$$

Сумарна економія фінансових витрат, *грн*:

$$C = C_{\text{газ}}^{\text{рек}} + \Delta C^{\text{ТН}}.$$

Контрольні питання

1 Основні особливості систем централізованого теплопостачання.

2 Поширення систем централізованого теплопостачання в країнах світу.

3 Теплоелектроцентралі (ТЕЦ) як основне джерело теплоти у світі та напрямки підвищення їх ефективності.

4 Тепловий насос. Його основні переваги.

5 Парокомпресійний тепловий насос. Його схема, цикл та основне функціональне призначення апаратів, що входять до його складу.

6 Енергетична ефективність парокомпресійного теплового насоса.

7 Економічна ефективність парокомпресійного теплового насоса.

8 Екологічна ефективність парокомпресійного теплового насоса.

9 Принципова схема парокомпресійного теплового насоса з використанням теплоти атмосферного повітря.

10 Принципова схема парокомпресійного теплового насоса з використанням теплоти стічних вод.

11 Принципова схема парокомпресійного теплового насоса з використанням теплоти ґрунту.

12 Визначення економічних показників упровадження телоутилізаційних схем.

5 НАПРЯМИ ЕНЕРГОЗАОЩАДЖЕННЯ В КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМАХ

5.1 Шляхи підвищення енергоефективності існуючих установок

Сформована за останні роки тенденція подорожчання енергоресурсів стимулює проведення енергозбережних заходів у компресорних системах за такими напрямками, як:

− енергозбережні технологічні процеси компримування газів та їх сумішей;

− енергозбережна перекачувальна техніка;

− використання вторинних енергоресурсів.

Розглянемо приклади енергозбережних заходів для найбільш енергоємної галузі використання компресорних станцій – це транспортування газу. У цьому разі компресорна станція (КС) є інженерною спорудою, що забезпечує основні технологічні процеси з підготовлення та транспортування газу: очищення від сторонніх домішок, компримування і його охолодження. До складу компресорної станції входять: компресорні цехи (КЦ) для розміщення газоперекачувальних агрегатів (ГПА), газорозподільні станції (ГРС) та газорозподільні пункти (ГРП), установки пиловловлювачів, електростанції власних потреб, склади пально-мастильних матеріалів (ПММ) і метанолу, адміністративно-побутові будівлі та ін.

У зв’язку з віддаленістю магістральних газопроводів від центральних систем енергопостачання на компресорних станціях застосовують газотурбінний привод нагнітачів газу. Основним джерелом вторинних енергоресурсів є гази, що надходять від газотурбінних установок (ГТУ), які використовуються для водяного опалення об’єктів на території компресорних станцій, прилеглих населених пунктів і сільськогосподарських підприємств у холодний період року та для системи гарячого водопостачання в усі періоди року. В кінці 80-х років XX ст.

Мінгазпромом була накреслена програма робіт зі створення систем із застосуванням як теплоносія повітря з метою забезпечення надійної роботи обладнання. Програма передбачала створення стаціонарних та пересувних повітронагрівачів з використанням різних видів палива і вторинних енергоресурсів, які забезпечують постійне, передпускове й аварійне прогрівання будівлі, укриттів ГПА, обладнання газових промислів, об'єктів транспорту і перероблення газу.

Іншими споживачами теплоти вихлопних газів ГТУ можуть бути: системи підігріву паливного газу; магістральні нафтопроводи, прокладені паралельно газопроводам на відстані 1–1,5 км; різні системи сніготанення. Найбільшими споживачами теплоти КС можуть бути магістральні нафтопроводи. Відомо, що з підвищенням температури в'язкість нафти знижується, наприклад, за підвищення температури нафти від 0 °*C* до 15 °*C* в'язкість знижується в тричі, при цьому пропускна здатність нафтопроводу діаметром 1 000 мм збільшується на 21,5 %.

Залежно від в'язкості нафти і температури зовнішнього повітря необхідна кількість теплоти за основними пунктами підігріву коливається від 20 МВт до 60 МВт. Принципові схеми підігріву нафти на ГТУ з компресорними станціями з утилізацією теплоти наведені на рисунку 5.1.

Підігрів нафти до температури 30–65 °С відбувається в теплообмінниках (зазвичай типу «труба в трубі» або кожухотрубних), установлених на майданчику нафтоперекачувальної станції або на окремому пункті підігріву. Як проміжний теплоносій зазвичай використовують гарячу воду. Підігрів води може здійснюватися в утилізаційних теплообмінниках, установлених у газоходах ГТУ. Подача теплоносія здійснюється за допомогою насосів замкненим циклом. Схема підігріву нафти може бути одноконтурною і двоконтурною.

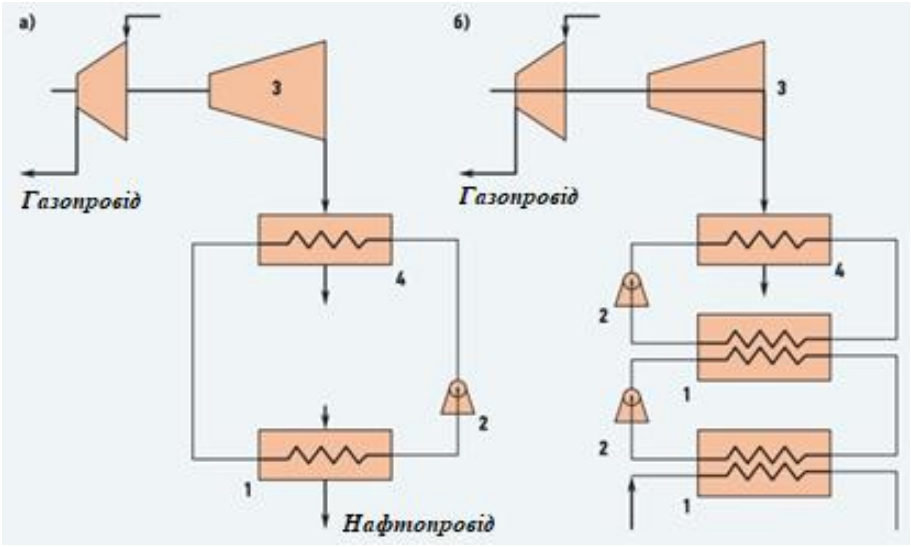


Рисунок 5.1 – Принципові схеми підігрівання нафти
а) одноконтурна схема; б) двоконтурна схема:
1 – теплообмінник для підігрівання нафти; 2 – насос; 3 – газохід;
4 – утилізаційний теплообмінник; 5 – водо-водяний теплообмінник

Крім того, до джерел теплових ресурсів можна віднести (рис. 5.2): системи охолодження мастила; системи охолодження газу; зворотну мережну воду системи теплопостачання (СТП); нагріті поверхні газоходів і ГТУ в машинних залах компресорної станції; витяжні системи машинних залів компресорних цехів; фізичну енергію паливного газу, що дроселюється.

На рисунку 5.3 наведена схема для опалювання галереї нагнітачів і ГВП багатомашинного КЦ за рахунок теплоти повітря, що видаляється з застосуванням теплових насосів типу «повітря – повітря», до того ж тепловий насос ТН2 може бути використаний у режимі холодильної машини для теплого періоду року. Фізична енергія газу, що дроселюється на ГРС і ГРП, може бути використана в усі періоди року за схемою на рисунку 5.4. Детандер-генератор (ДГА) паливно-насосної установки (ТНУ)

застосовують для отримання електроенергії, теплоти і холоду. Для підігрівання газу перед ДГА може бути використаний тепловий насос.

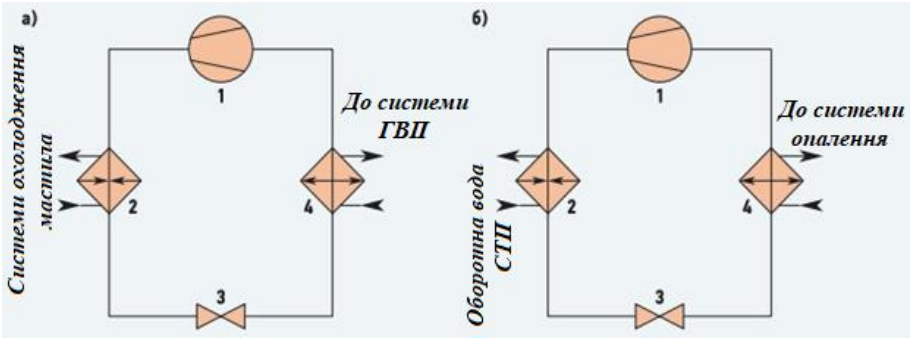


Рисунок 5.2 – Системи охолодження мастила (а) та оборотної мережної води (б) із застосування теплового насоса: 1 – компресор; 2 – випарник; 3 – дросельний вентиль; 4 – конденсатор

Теплота повітря, що видаляється з приміщень адміністративно-побутових будівель, може бути використана за схемою на рисунку 5.5. На цій схемі запропоновано використовувати як місцеві агрегати теплові насоси (ТН), об'єднані в кільцеву систему. Така схема реалізує в одному контурі опалення, охолодження і ГВП. Як джерело теплопостачання також може бути використана теплонасосна установка з ґрунтовим колектором. У північних кліматичних умовах у теплий період року для підтримки певного стану ґрунту кріолітозони може бути використана схема на рисунку 5.2 а. Як випарник застосовують ґрунтовий колектор.

Отже, застосування теплових насосів підвищує ефективність енергозбережних заходів. Однак через кліматичні та економічні особливості теплонасосні технології в Україні ще не отримали такого великого поширення, як в Європі. Це пов'язано насамперед із співвідношенням цін на електрику і

теплову енергію. Крім того, кожний тип теплового насоса має свої технічні проблеми. Так, наприклад, для рентабельної роботи повітряного ТН температура зовнішнього повітря повинна бути не меншою ніж 14 °*C*.

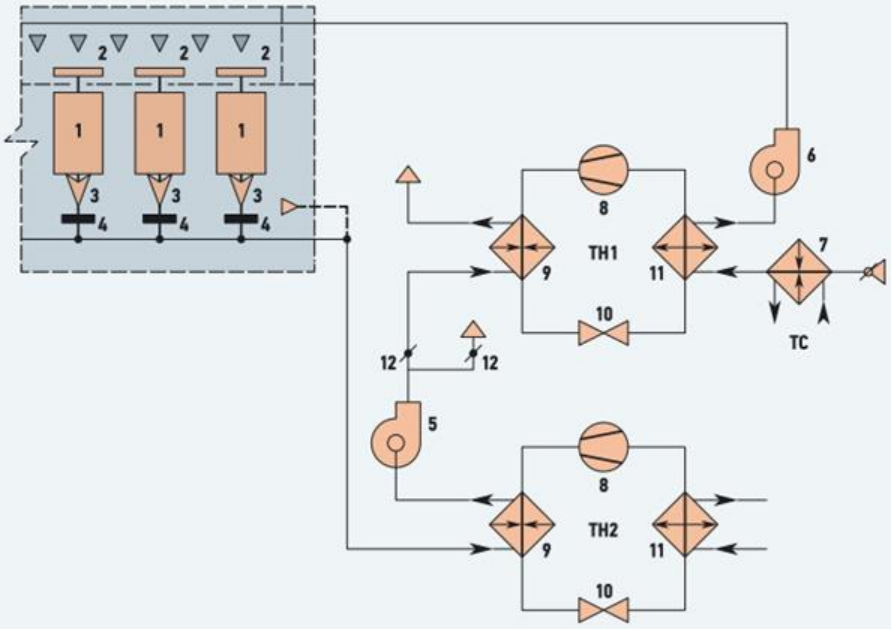


Рисунок 5.3 – Схема для опалювання галереї нагнітачів та ГВП багатомашинного КЦ: 1 – ГТУ; 2 – нагнітач газу; 3 – місцевий насос; 4 – вогнезатримувальний клапан; 5 – витяжний вентилятор; 6 – притяжний вентилятор; 7 – повітронагрівач; 8 – компресор; 9 – випарник; 10 – терморегулювальний вентиль; 11 – конденсатор; 12 – клапани

Крім технічних проблем, значні труднощі виникають і в процесі підбору повітряного теплового насоса. Під час проектування певної моделі теплового насоса закладається деяка сукупність параметрів роботи циклу і теплообмінних апаратів. Ці параметри забезпечують розрахунковий діапазон роботи

теплового насоса зі змінним коефіцієнтом перетворення енергії (COP) залежно від умов експлуатації.

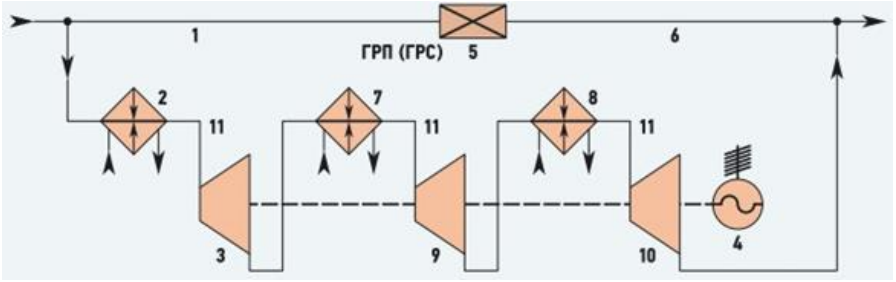


Рисунок 5.4 – Схема ДГА з триступеневим підігріванням газу: 1 – трубопровід високого тиску; 2, 7, 8 – теплообмінники підігрівання газу; 3, 9, 10 – детандери; 4 – електрогенератор; 5 – ГРП (ГРС); 6 – трубопровід низького тиску; 11 – з'єднувальні трубопроводи

Істотно впливають як на значення COP, так і на величину повної теплової потужності добові коливання температури зовнішнього повітря. Основними показниками ефективності парокомпресійного циклу є процеси охолодження нагрівального середовища, нагрівання холодоагента в компресорі і нагрівання води. Сукупність цих властивостей утворюють собою масив будь-яких значень роботи ТН без урахування впливу зовнішніх факторів. По суті, оцінюючи ймовірні параметри розглянутого циклу, можна говорити про певні первинні результати проектування, які, безумовно, будуть коригуватися в разі накладення подальших умов та обмежень.

Очевидно, що існує певна межа можливості реалізації ТН. Вирішенням цієї проблеми є пошук оптимального для конкретного теплового насоса співвідношення вироблюваної теплової енергії та рівня її реалізації. Для повітряних ТН також характерна проблема обмерзання, що призводить до випадання конденсату на випарнику. Обмерзання теплообмінної поверхні загрожує такими проблемами: зниженням ефективності процесу

теплообміну; зростанням аеродинамічного опору; руйнуванням теплообмінних і прилеглих конструкцій.

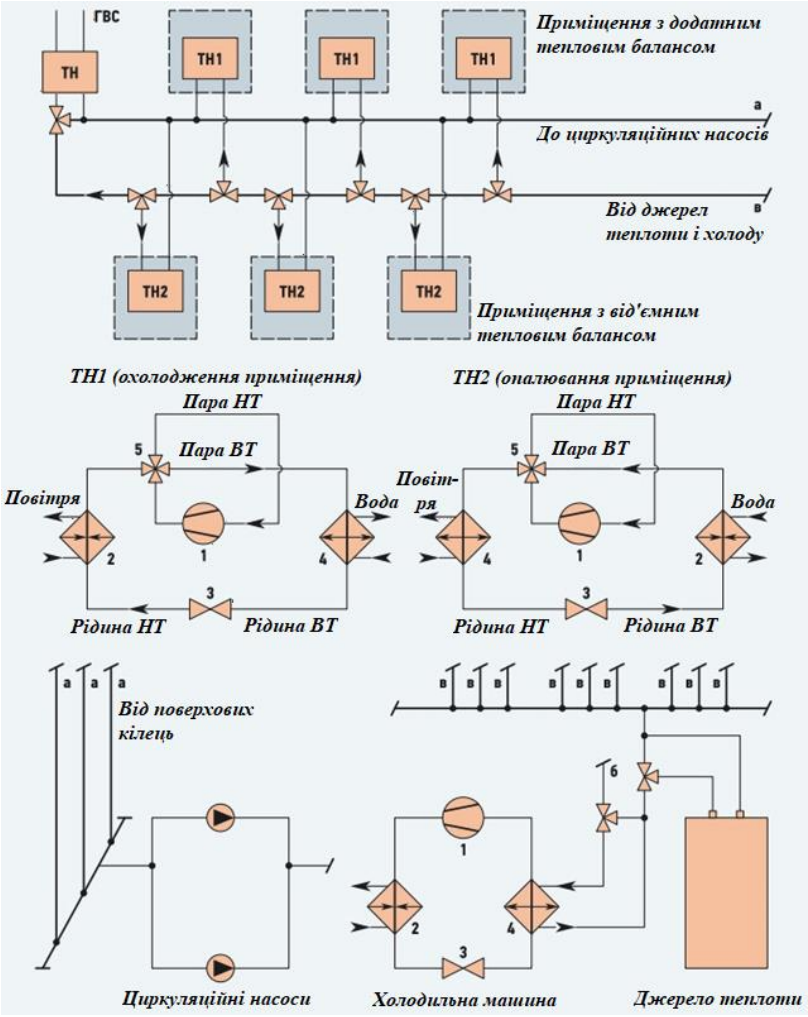


Рисунок 5.5 – Кільцева схема із застосуванням теплового насоса:
1 – компресор; 2 – випарник; 3 – терморегулювальний вентиль;
4 – конденсатор; 5 – чотириходовий клапан;
6 – циркуляційні насоси

Проблема обмерзання може вирішуватися шляхом відключення системи за критичного рівня обмерзання або до початку процесу, а також шляхом підігрівання повітря, що видаляється для зміщення «точки роси». Обидва варіанти часто виключають можливість роботи системи на основі повітряного теплового насоса у високоефективних режимах, що, безумовно, позначається на популярності такої системи. У цілому з урахуванням обмежень, що накладаються процесами теплообміну, можна візуалізувати область залежно COP і проаналізувати одержаний результат.

5.2 Основні положення ексергетичного аналізу компресорних систем

Для оцінювання енергетичної ефективності компресорних систем найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу [12]. Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати різнорідні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [11, 12].

Під паливом (*fuel*) мають на увазі будь-який ексергетичний потік, що входить до компонента. Особливим є компонент, в якому паливом компонента є паливо для всієї системи.

Продукт (*product*) – це потік, який прямує з розглянутого компонента до подальшого, для якого він буде паливом. Особливим є компонент, в якому продуктом компонента є корисний ефект всієї системи.

Деструкцію ексергії (*exergy destruction*) легко пояснити на прикладі регенеративного теплообмінника, в якому перехід тепла від «гарячого» потоку до «холодного» можливий лише за наявності різниці температур. У результаті теплопередачі тепло з високого температурного рівня переходить на низький, таким чином спостерігається руйнування (розсіювання) ексергії.

Різниця температур, яка є наслідком наявності деструкції ексергії, визначає розміри теплообмінної поверхні, а отже, і капітальні витрати, витрати на ремонт та обслуговування.

Втрати ексергії (*exergy losses*) спостерігаються під час розгляду умов взаємодії компонента з навколишнім середовищем. Кращим прикладом є тепловтрати від поверхні регенеративного теплообмінника, що має температуру вищу від температури довкілля.

Ексергетичний аналіз виконують із такими покроковими процедурами:

− вибирають межі системи;

− складають формалізовану схему ексергетичних перетворень у цілому і за компонентами системи;

− розраховують значення ексергетичних потоків, що перетинають межі системи або компонентів;

− виконують класифікацію ексергетичних потоків на категорії «паливо», «продукт», «деструкція», «втрати»;

− визначають показники (критерії) ексергетичного аналізу;

− визначають напрямки оптимізації системи в цілому або окремих її компонентів.

Відповідно до цієї методології основним показником під час порівняння схемних рішень є величина ексергетичної ефективності ε_{ex}:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F},$$

де E_P – ексергія потоку продукту системи;

E_F – ексергія потоку палива системи.

Різниця значень E_F та E_P дає значення деструкції E_D і втрат ексергії E_L у процесах енергоперетворень у заданій системі, тобто

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \qquad (5.1)$$

Необхідно відзначити, що величина E_D характеризує рівень

дисипативних втрат за рахунок внутрішньої незворотності, а E_L зумовлена наявністю зовнішнього теплообміну компонентів системи з довкіллям.

Застосування ексергетичного аналізу цього виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі, як це випливає з рівняння (5.1).

5.3 Ексергетичні критерії енергоефективності

У загальному вигляді для k-го компонента системи формалізована схема ексергетичних перетворень має вигляд, зображений на рисунку 5.6.

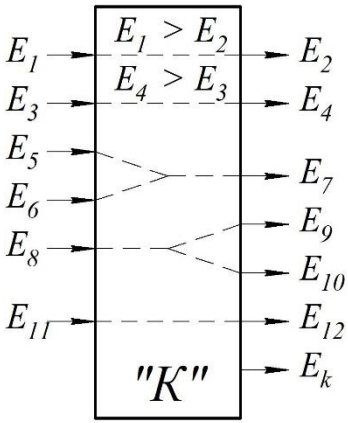


Рисунок 5.6 – Формалізована схема ексергетичних перетворень для k-го компонента системи в загальному вигляді

Умовні позначення на рисунку 5.6:

- $E_1 \rightarrow E_2$ – транзитний потік зі зменшенням ексергії;
- $E_3 \rightarrow E_4$ – транзитний потік із приростом ексергії;
- $(E_5 + E_6) \rightarrow E_7$ – потік змішування ексергії;
- $E_8 \rightarrow (E_9 + E_{10})$ – потік розгалуження ексергії;
- E_{11} – перервний вхідний потік ексергії;

– E_{12} – вироблений вихідний потік ексергії;

– $П_k$ – анергетичний результат енергоперетворення (дисипація ексергії у k-му компоненті).

Ексергетичний баланс k-го компонента системи виражають таким чином:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k},$$

де $E_{F,k}$ – ексергія «палива» («fuel») k-го компонента;

$E_{P,k}$ – ексергія «продукту» («product») k-го компонента;

$E_{D,k}$ – абсолютна деструкція ексергії (exergy destruction) як функція від термодинамічної недосконалості процесів;

$E_{L,k}$ – абсолютні втрати ексергії (exergy losses), що виникають у разі зовнішнього контакту компонента системи з довкіллям, наприклад, описують неідеальність ізоляції теплообмінників та ін.

Абсолютна деструкція ексергії – це додаткова наявна робота (одержана чи витрачена) для виробництва додаткового ефекту порівняно з теоретичною. Її визначають за формулою

$$E_{D,k} = T_{\partial} \cdot S_{\partial cn}.$$

Абсолютна деструкція ексергії ($E_{D,k}$) характеризує внутрішню необоротність, а абсолютні втрати ексергії ($E_{L,k}$) – зовнішню:

$$E_{D,k} + E_{D,k} = E_{F,k} - E_{P,k}.$$

Ексергетичну ефективність k-го компонента системи визначають за формулою

$$\varepsilon_{ex,k} = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} = 1 - \frac{E_{D,k} + E_{L,k}}{E_{F,k}}.$$

Для реальних процесів $E_{D,k} + E_{L,k} > 0$, відповідно $\varepsilon_{ex,k} < 1$.

Абсолютна деструкція ексергії та абсолютні втрати ексергії співвідносяться між собою порівняльними показниками, такими як:

– відносна деструкція ексергії в k-му компоненті

$$y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{F,k}};$$

– відносна величина втрат ексергії в k-му компоненті:

$$y_{L,k} = \frac{E_{L,k}}{E_{F,k}};$$

$$y_{D,k} + y_{L,k} = 1 - \varepsilon_{ex,k};$$

– частка деструкції в k-му компоненті від загальної деструкції системи

$$y^*_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{D,tot}};$$

– частка втрат ексергії в k-му компоненті від загальної деструкції системи

$$y^*_{L,k} = \frac{E_{L,k}}{E_{L,tot}}.$$

У разі застосування ексергетичного методу термодинамічного аналізу основним є правильно визначити та сформулювати такі поняття, як «продукт» та «паливо». Існує ряд правил, що допомагають правильно це зробити.

Під час визначення ексергії «палива» $E_{F,k}$ необхідно враховувати таке:

1 Ексергія всіх потоків, які входять до розглядуваного компонента, включаючи ексергію енергетичного потоку, що спожита в цьому компоненті.

2 Для транзитних матеріальних потоків усі зменшення ексергії між входом та виходом (так звані ексергетичні видалення).

3 Усі збільшення ексергії між вхідними та вихідними потоками, що не відповідають властивостям цього компонента.

Під час визначення ексергії «продукту» $E_{P,k}$ необхідно враховувати таке:

1 Ексергія всіх потоків, які виходять із розглядуваного компонента, включаючи ексергію енергетичного потоку, що вироблена в цьому компоненті.

2 Для транзитних потоків усі збільшення ексергії між входом та виходом (так звані ексергетичні доповнення).

Умови використання:

– в усіх процесах тиск і температура вищі від параметрів довкілля (p_∂ і T_∂ відповідно);

– однопотокові компоненти розглядають за моделлю «вхід – вихід» (вентилі, фільтри, труби та ін.);

– для потоків розділення, горіння та змішування залежно від призначення компонента.

Розглянемо деякі приклади визначення критеріїв ексергетичних перетворень для однокомпонентних систем.

Для теплообмінника (рис. 5.7) ексергетичну ефективність визначають за формулою (5.2):

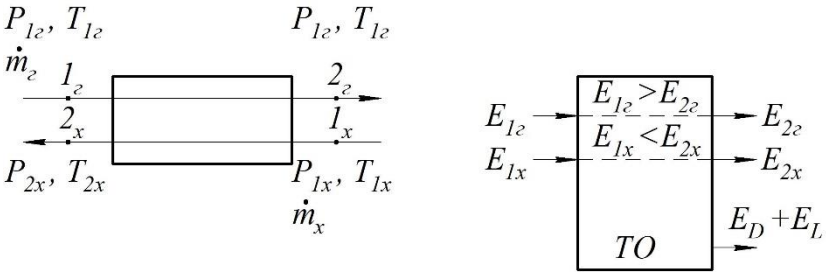


Рисунок 5.7 – Схема ексергетичних перетворень у теплообміннику

$$E_F = E_{1г} - E_{2г} = \dot{m}_Г \cdot \left(e_{1г} - e_{2г}\right),$$

$$E_P = E_{2x} - E_{1x} = \dot{m}_x \cdot \left(e_{2x} - e_{1x}\right),$$

$$\varepsilon_{ex}^{TO} = \frac{\dot{m}_x \cdot \left(e_{2x} - e_{1x}\right)}{\dot{m}_Г \cdot \left(e_{1г} - e_{2г}\right)}, \qquad (5.2)$$

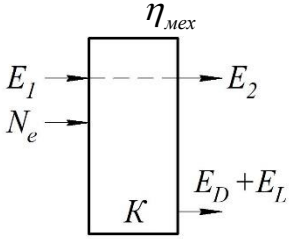
$$E_D + E_L = E_F - E_P.$$

Для неохолоджуваного компресора (рис. 5.8) ексергетичну ефективність визначають за формулою (5.3):

$$E_F = N_e = \dot{m} \cdot l_e = \frac{\dot{m} \cdot l_i}{\eta_{мех}} = \frac{\dot{m} \cdot \left(h_2 - h_1\right)}{\eta_{мех}},$$

$$E_P = E_2 - E_1 = \dot{m} \cdot \left(e_2 - e_1\right),$$

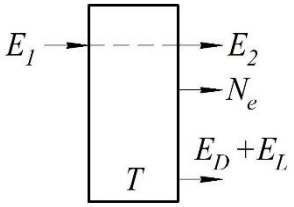
$$\varepsilon_{ex}^{K} = \frac{\dot{m}\cdot\left(e_2 - e_1\right)}{\underbrace{\dot{m}\cdot\left(h_2 - h_1\right)}_{\eta_{мех}}}. \qquad (5.3)$$



$E_2 > E_1$ $(P_2 > P_1;\ T_2 > T_1)$

Рисунок 5.8 – Схема ексергетичних перетворень у неохолоджуваному компресорі

Для турбіни чи детандера (рис. 5.9) ексергетичну ефективність визначають за формулою (5.4):



$E_1 > E_2$ $(P_1 > P_2;\ T_1 > T_2)$

Рисунок 5.9 – Схема ексергетичних перетворень у турбіні (детандері)

$$E_F = N_e = \dot{m}\cdot l_e = \frac{\dot{m}\cdot l_i}{\eta_{мех}} = \frac{\dot{m}\cdot\left(h_1 - h_2\right)}{\eta_{мех}},$$

$$E_P = E_1 - E_2 = \dot{m}\cdot\left(e_1 - e_2\right),$$

$$\varepsilon_{ex}^{T} = \frac{\dfrac{\dot{m}\cdot\left(e_1 - e_2\right)}{\dot{m}\cdot\left(h_1 - h_2\right)}}{\eta_{мех}}. \qquad (5.4)$$

Розглянемо приклади визначення критеріїв ексергетичних перетворень для потоків горіння, змішування та розділення.

Ексергетичну ефективність потоку горіння розглянемо на прикладі камери згоряння палива, схема якої зображена на рисунку 5.10. Вона призначена для підвищення фізичної ексергії вхідних потоків за рахунок хімічної ексергії потоку палива. Ексергетичну ефективність такої камери визначають за формулами (5.13) та (5.14):

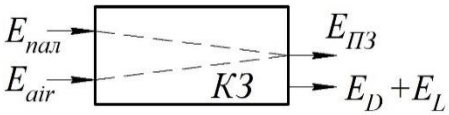


Рисунок 5.10 – Схема ексергетичних перетворень у камері згоряння

$$\varepsilon_{ex}^{КЗ} = \frac{E_{ПЗ} - E_{air}}{E_{пал}}, \qquad (5.5)$$

де $E_{пал} = E_{хім}$.

Якщо $P_{пал} > P_д$, $T_{пал} > T_д$ (потік паливного газу стиснений та нагрітий), то

$$\varepsilon_{ex}^{КЗ} = \frac{E_{ПЗ} - E_{air}}{E_{хім}^{газ} + E_{мех}^{газ}}, \qquad (5.6)$$

де $E_{мех} = \dot{V}\cdot\rho\cdot e_{мех} = \dot{V}\cdot\rho\cdot\left[\left(h - h_д\right) - T_{н.с}\cdot\left(s - s_д\right)\right]$.

Ексергетичну ефективність потоку змішування розглянемо на прикладі струминного компресора (рис. 5.11), призначеного для підвищення ексергії пасивного потоку за рахунок

споживання ексергії активного потоку. Ексергетичну ефективність у цьому разі визначаємо за формулами (5.7) та (5.8):

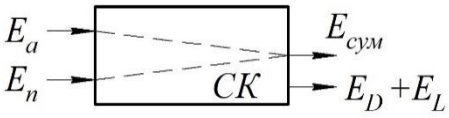


Рисунок 5.11 – Схема ексергетичних перетворень у струминному компресорі

$$E_F = m_a \cdot \left(e_a - e_{сум}\right),$$

$$E_P = \dot{m}_n \cdot \left(e_{сум} - e_n\right),$$

$$\varepsilon_{ex}^{CK} = u \cdot \frac{\left(e_{сум} - e_n\right)}{\left(e_a - e_{сум}\right)}, \qquad (5.7)$$

де $u = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_a}$ – коефіцієнт ефекції.

Для реальних газів ексергетичну ефективність струминного компресора визначають таким чином:

$$\varepsilon_{ex}^{CK} = u \cdot \frac{\left(h_{сум} - h_n\right) - T_{н.с} \cdot \left(s_{сум} - s_n\right)}{\left(h_a - h_{сум}\right) - T_{н.с} \cdot \left(s_a - s_{сум}\right)}, \qquad (5.8)$$

де $h_{сум} = \frac{\left(h_a + u \cdot h_n\right)}{1+u}$ – з рівняння енергетичного балансу.

Ексергетичну ефективність потоку розділення розглянемо на прикладах випарного апарата та сепаратора.

Випарний апарат, схема якого зображена на рисунку 5.12, призначений для підвищення концентрації розчину за сухою

речовиною за рахунок випаровування розчинника в процесі теплообміну з потоком зовнішнього теплоносія. Ексергетичну ефективність у цьому разі визначають за формулою (5.9):

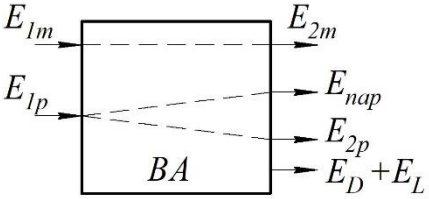


Рисунок 5.12 – Схема ексергетичних перетворень у випарному апараті

$$E_F = E_{1m} - E_{2m},$$

$$E_P = \left(E_{nap} + E_{2p}\right) - E_{1p},$$

$$\varepsilon_{ex}^{BA} = \frac{\left(E_{nap} + E_{2p}\right) - E_{1p}}{E_{1m} - E_{2m}}.$$

У разі використання балансових рівнянь для випарного апарата:

$$\begin{cases} \dot{m}_{1p} \cdot x_n = \dot{m}_{2p} \cdot x_к, \\ \dot{m}_{1p} = \dot{m}_{2p} + \dot{m}_{nap}, \end{cases}$$

$$\varepsilon_{ex}^{BA} = \frac{\dot{m}_{nap}}{\dot{m}_m} \cdot \frac{e_{nap} + \overline{x}_n \cdot e_{2p} - \overline{x}_к \cdot e_{1p}}{e_{1m} - e_{2m}}, \qquad (5.9)$$

де $\overline{x}_n = \dfrac{x_n}{x_к - x_n}$ – початкова відносна концентрація розчину;

$\overline{x}_к = \dfrac{x_к}{x_к - x_п}$ – кінцева відносна концентрація розчину.

Сепаратор (віддільник рідини), схема якого зображена на рисунку 5.13, призначений для розділення насиченої пари (стан *1*) на суху насичену пару (стан *2n*) та рідку фазу (*2w*). Ексергетичну ефективність у цьому разі визначають за формулою (5.10):

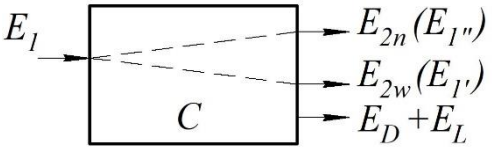


Рисунок 5.13 – Схема ексергетичних перетворень у сепараторі

$$E_F = E_1,$$

$$E_P = E_{2n} + E_{2w},$$

$$\varepsilon_{ex}^{BA} = \frac{E_{2n} + E_{2w}}{E_1}, \qquad (5.10)$$

де $E_{2n} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \cdot e_{2n} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \cdot e''$;

$E_{2w} = \dot{m}_1 \cdot (1 - x_1) \cdot e_{2w} = \dot{m}_1 \cdot (1 - x_1) \cdot e'$.

5.4 Ексергетична ефективність енергоперетворень

Розглянемо газотурбінну установку (ГТУ), схема якої наведена на рисунку 5.14. Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у ній подані на рисунку 5.15.

Ексергетичні перетворення в компонентах системи виражають такими формулами:

– компресор: $E_F = N_{TK}$, $E_P = E_2 - E_1$;

– камера згоряння: $E_F = N_Г = E_{Г,\,хім} + E_{Г,\,мех}$, $E_P = E_3 - E_2$;

– турбіна компресора: $E_F = E_3 - E_4$, $E_P = N_{ТК}$;

– турбіна силова: $E_F = E_4 - E_5$, $E_P = N_{СТ}$;

– електрогенератор: $E_F = N_{СТ}$, $E_P = N_{ЕГ}$.

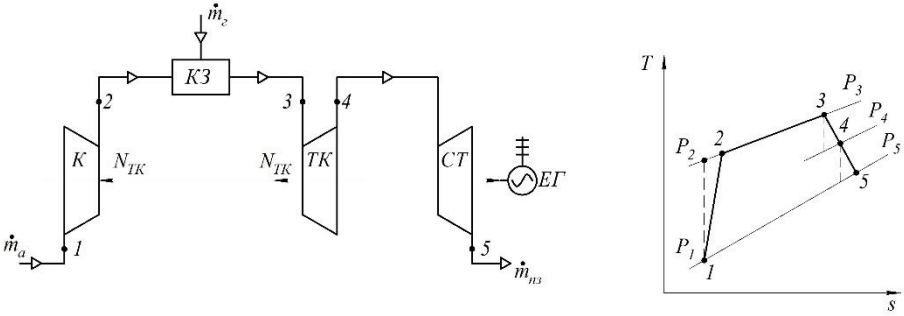


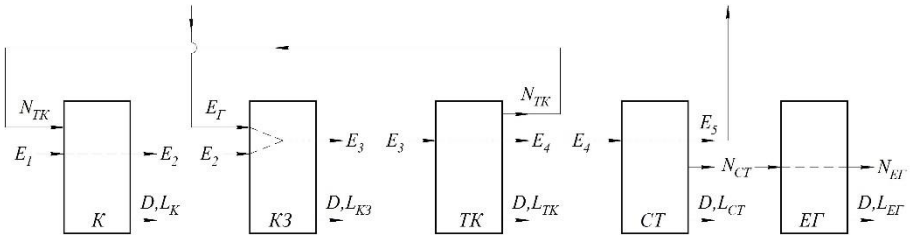
Рисунок 5.14 – Принципова схема та цикл ГТУ:
К – компресор; ТК – турбіна компресорна;
КЗ – камера згоряння; СТ – силова турбіна;
ЕГ – електрогенератор

Для системи в цілому ексергетичні перетворення записують таким чином:

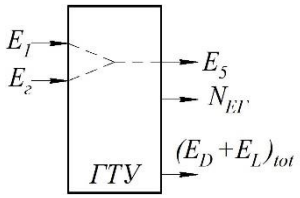
$$E_F = E_Г + E_1 - E_5,$$

$$E_P = N_{ЕГ}.$$

Під час розв'язання цієї задачі потоки повітря та продуктів згоряння розглядають в ідеально-газовому стані. Для продуктів згоряння беруть такі припущення: $R_{ПЗ}$ = 0,292 *кДж/(кг · К)*, k = 1,33, $\tilde{c}_{P,ПЗ} = 1{,}105 + 0{,}000132 \cdot \tilde{t}$.



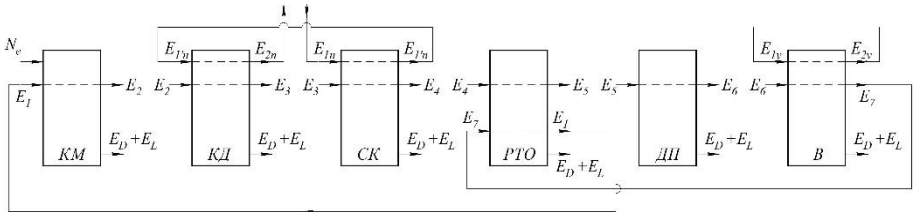
а)



б)

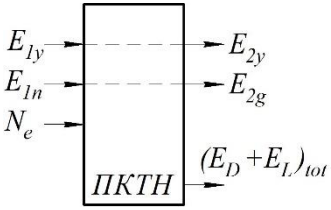
Рисунок 5.15 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у ГТУ: а) за компонентами; б) для системи в цілому

Для парокомпресійного теплового насоса, схема та цикл якого зображені на рисунках 4.1 та 4.2, формалізовані схеми ексергетичних перетворень мають вигляд, поданий на рисунку 5.16.



а)

Рисунок 5.16 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у парокомпресійному тепловому насосі: а) за компонентами; б) для системи в цілому



б)

Рисунок 5.16, аркуш 2

Ексергетичні перетворення в компонентах системи виражають такими формулами:

– компресор:

$$E_F = N_e = \frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{мех}},$$

$$E_P = E_2 - E_1 = \dot{m}_a \cdot (e_2 - e_1) = \dot{m}_a \cdot \left[(h_2 - h_1) - T_o \cdot (s_2 - s_1) \right];$$

– конденсатор:

$$E_F = E_2 - E_3 = \dot{m}_a \cdot (e_2 - e_3) = \dot{m}_a \cdot \left[(h_2 - h_3) - T_o \cdot (s_2 - s_3) \right],$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1'n} = G_n \cdot (e_{2n} - e_{1'n});$$

– субкулер:

$$E_F = E_3 - E_4 = \dot{m}_a \cdot (e_3 - e_4) = \dot{m}_a \cdot \left[(h_3 - h_4) - T_o \cdot (s_3 - s_4) \right],$$

$$E_P = E_{1'n} - E_{1n} = G_n \cdot (e_{1'n} - e_{1'n});$$

– регенеративний теплообмінник:

$$E_F = E_4 - E_5 = \dot{m}_a \cdot (e_4 - e_5) = \dot{m}_a \cdot \left[(h_4 - h_5) - T_o \cdot (s_4 - s_5) \right],$$

$$E_P = E_1 - E_7 = \dot{m}_a \cdot (e_1 - e_7) = \dot{m}_a \cdot \left[(h_1 - h_7) - T_д \cdot (s_1 - s_7) \right];$$

– дросельний пристрій:

$$E_F = E_5 = \dot{m}_a \cdot e_5 = \dot{m}_a \cdot \left[(h_5 - h_{н.с}) - T_д \cdot (s_5 - s_{н.с}) \right],$$

$$E_P = E_6 = \dot{m}_a \cdot e_6 = \dot{m}_a \cdot \left[(h_6 - h_{н.с}) - T_д \cdot (s_6 - s_{н.с}) \right];$$

– випарник:

$$E_F = E_{1y} - E_{2y} = G_y \cdot (e_{1y} - e_{2y}),$$

$$E_P = E_7 - E_6 = \dot{m}_a \cdot (e_7 - e_6) = \dot{m}_a \cdot \left[(h_7 - h_6) - T_д \cdot (s_7 - s_6) \right].$$

Для системи в цілому ексергетичні перетворення записують таким чином:

$$E_F = N_e + (E_{1y} - E_{2y}),$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1n}.$$

Ексергетичну ефективність компонентів системи визначають за формулами (для розрахунку беруть $P_д < P_в$, $T_д < T_в$):

– компресор:

$$\varepsilon_{ex}^{KM} = \frac{(h_2 - h_1) - T_д \cdot (s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{мех};$$

– конденсатор (середовище, що нагрівається, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{КД} = \frac{G_n}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\tilde{c}_n \cdot \left(T_{2n} - T_{1'n}\right) + \dfrac{p_{2n} - p_{1'n}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \dfrac{T_{2n}}{T_{1'n}}}{\left(h_2 - h_3\right) - T_\partial \cdot \left(s_2 - s_3\right)};$$

– субкулер (середовище, що нагрівається, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{СК} = \frac{G_n}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\tilde{c}_n \cdot \left(T_{1'n} - T_{1n}\right) + \dfrac{p_{1'n} - p_{1n}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \dfrac{T_{1'n}}{T_{1n}}}{\left(h_3 - h_4\right) - T_\partial \cdot \left(s_3 - s_4\right)};$$

– регенеративний теплообмінник:

$$\varepsilon_{ex}^{РТО} = \frac{\left(h_1 - h_7\right) - T_\partial \cdot \left(s_1 - s_7\right)}{\left(h_4 - h_5\right) - T_\partial \cdot \left(s_4 - s_5\right)};$$

– дросельний пристрій:

$$\varepsilon_{ex}^{ДП} = \frac{\left(h_6 - h_{o.c.}\right) - T_\partial \cdot \left(s_6 - s_{н.с}\right)}{\left(h_5 - h_{o.c.}\right) - T_\partial \cdot \left(s_5 - s_{н.с}\right)};$$

– випарник (середовище, теплота якого утилізується, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{В} = \frac{\dot{m}_a}{G_n} \cdot \frac{\left(h_7 - h_6\right) - T_\partial \cdot \left(s_7 - s_6\right)}{\tilde{c}_y \cdot \left(T_{1y} - T_{2y}\right) + \dfrac{p_{1y} - p_{2y}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_y \cdot \ln \dfrac{T_{1y}}{T_{2y}}}.$$

Контрольні питання

1 Шляхи підвищення енергоефективності існуючих установок.

2 Основні положення ексергетичного аналізу компресорних систем.

3 Основні поняття ексергетичного аналізу компресорних систем.

4 Формалізована схема ексергетичних перетворень для компонента системи.

5 Ексергетичний баланс компонента системи та його складові.

6 Ексергетичні критерії енергоефективності для теплообмінника.

7 Ексергетичні критерії енергоефективності для неохолоджуваного компресора.

8 Ексергетичні критерії енергоефективності для турбіни (детандера).

9 Ексергетичні критерії енергоефективності для камери згоряння.

10 Ексергетичні критерії енергоефективності для струминного компресора.

11 Ексергетичні критерії енергоефективності для випарного апарата.

12 Ексергетичні критерії енергоефективності для сепаратора.

13 Ексергетична ефективність енергоперетворень у газотурбінній установці.

14 Ексергетична ефективність енергоперетворень у парокомпресійному тепловому насосі.

6 ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМ

6.1 Загальні відомості про теплообмінні апарати

Основою класифікації теплообмінних апаратів можуть бути різні ознаки: спосіб передавання тепла, призначення, конструктивні особливості, напрямок руху теплоносіїв та ін.

За способом передавання тепла апарати цієї групи поділяють на такі:

− теплообмінники змішування, в яких передавання тепла здійснюється за безпосереднього контакту середовищ, які обмінюються між собою теплом; використовувати апарати цього типу можна лише в тому випадку, якщо допускається змішування потоків;

− поверхневі теплообмінники, в яких передавання тепла здійснюється через перегородку, яка розділяє потоки, що обмінюються між собою теплом; апарати цієї групи використовують найбільш часто у нафтопереробній та нафтохімічній промисловості.

Класифікація за призначенням передбачає поділ апаратів на теплообмінники, нагрівники, холодильники, випарники та конденсатори.

У теплообмінниках один потік нагрівається за рахунок тепла іншого потоку, використовуваного в технологічному процесі; застосування цих апаратів дозволяє скоротити витрати тепла і теплоносіїв (холодоагентів) на виробництві. В холодильниках або нагрівниках, а також у випарниках, або конденсаторах для здійснення процесу використовують спеціальні теплоносії (найчастіше водяну пару або гарячу воду) або холодоагенти (найчастіше воду або повітря).

Класифікація за конструкцією передбачає поділ поверхневих теплообмінників на такі типи:

− апарати, виготовлені з труб (кожухотрубні теплообмінники, теплообмінники типу «труба в трубі», заглибні змійовикові, зрошувальні, апарати повітряного охолодження);

− апарати з поверхнею теплообміну, виготовленою з листового матеріалу (пластинчасті та спіральні);

− апарати з поверхнею теплообміну, виготовленою з неметалічного матеріалу (графітові, пластмасові, скляні).

За напрямком руху теплоносіїв виділяють прямотечійні, протитечійні, з перехресним або змішаним рухом теплоносіїв.

Підбираючи апарату для того чи іншого технологічного процесу, необхідно враховувати: температурний режим, тиск, фізико-хімічні властивості середовищ, які обмінюються між собою теплом, їх агресивність.

Можна навести кілька загальних рекомендацій, які необхідно використовувати вибираючи тип апарата:

1 Для процесів, що проходять за високого тиску, переважно потрібно використовувати теплообмінники, виконані із труб. Водночас теплоносій із великим тиском необхідно спрямовувати в труби, оскільки вони витримують більший тиск порівняно з кожухом.

2 Під час використання агресивних і корозійних теплоносіїв віддають перевагу апаратам, виконаним з полімерних матеріалів (фторопласт). Під час використання трубчастих теплообмінників агресивний теплоносій краще спрямовувати в труби, щоб уникнути корозійного зношування корпусу.

З У разі використання забруднених теплоносіїв і теплоносіїв, що дають відкладення, їх спрямовують з того боку теплообміну, яка найбільш доступна для очищення. Наприклад, для кожухотрубних теплообмінників – це внутрішня поверхня труб, для заглибних змійовикових – зовнішня поверхня змійовика.

6.2 Інтенсифікація теплообміну в кожухотрубних апаратах

Кожухотрубні теплообмінні апарати відносять до теплообмінників, в яких поверхня теплообміну між двома потоками сформована з труб, укладених у кожух, а теплообмін здійснюється через поверхню цих труб (рис. 6.1).

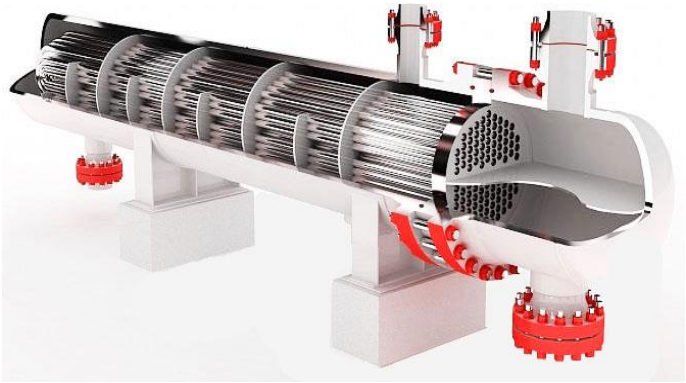


Рисунок 6.1 – Кожухотрубний теплообмінний апарат

Завдання інтенсифікації теплообміну полягає в збільшенні коефіцієнта теплопередачі між теплоносіями. Якщо не враховувати термічний опір теплопровідності стінки, коефіцієнт теплопередачі завжди менший від найменшого з коефіцієнтів тепловіддачі. Тому для того, щоб значною мірою вплинути на інтенсивність теплопередачі, необхідно збільшувати менший із коефіцієнтів тепловіддачі.

Методи інтенсифікації тепловіддачі класифікуються на пасивні (не вимагають додаткових витрат енергії) й активні (потребують безпосередніх витрат енергії).

Пасивні методи включають використання різних розвинених поверхонь теплообміну; використання турбулізаторів, завихрувачів і вставок, що підсилюють конвекцію і руйнують прикордонний ламінарний шар; додавання до теплоносія домішок.

До активних методів входять механічні дії (перемішування теплоносія або видалення його з поверхні теплообміну); обертання або вібрація теплообмінної поверхні; вплив електростатичним полем або ультразвуком. Також на практиці можливі комбіновані способи, які використовують одночасно два або більше методів.

Аналізуючи проведені дослідження з інтенсифікації конвективного теплообміну (зокрема, щодо теплообмінних апаратів), розглянемо докладніше різні методи інтенсифікації теплообміну, найбільш ефективні і прийнятні для використання.

1 Використання шорстких поверхонь і кільцевих діафрагм. При встановленні кільцевих канавок і використанні шорстких труб відбувається вимушена турбулізація в поверхні теплообміну, що дуже ефективно, оскільки основним механізмом передавання тепла є теплопровідність по нормалі до стінки. Тому дуже виправданим з точки зору гідравлічних втрат по довжині є турбулізація потоку біля стінки. Використання шорстких поверхонь для газів призводить до не менше ніж 40 % економії матеріалу поверхні теплообміну за рівних гідравлічних опорів порівняно з гладкими трубами. Для рідких теплоносіїв застосування шорстких поверхонь теплообміну ефективне за ламінарного режиму течії. Результати досліджень засвідчують, що коефіцієнт тепловіддачі збільшується не менше ніж у чотири рази, а коефіцієнт опору тертя – в 58 разів. Перевагами цього методу є те, що його застосування не викликає труднощів у зв’язку з розробленими методами виготовлення шорсткуватих труб і труб з кільцевими турбулізаторами, і водночас дає можливість отримати порівняно високу інтенсифікацію теплообміну з боку обох теплоносіїв. Недоліком є підвищена забрудненість; можуть виникнути труднощі в разі зміни вже існуючої конструкції.

2 Гвинтова стрічкова вставка закручує потік, що дозволяє розбивати ламінарний підшарок, інтенсифікуючи теплообмін. Переваги цього методу: простота у виготовленні й установленні, значне збільшення коефіцієнта тепловіддачі. Недоліком можна

вважати досить високе значення гідравлічного опору.

3 Шнекова вставка змінює течію теплоносія, закручує і турбулізує потік більш інтенсивно, ніж стрічкова вставка. Експериментальні дослідження різних авторів не продемонстрували життєздатність цього способу у зв'язку з високим значенням гідравлічного опору, і порівняно малою ефективністю.

4 Сферичні виступи і виїмки на стінках каналу працюють так само, як кільцеві діафрагми: спричинюють турбулізацію пристінкового ламінарного шару, тобто покращуючи тепловіддачу. Метод легко застосовний у реальних установках, але лунки постійно забруднюються; доводиться змінювати конструкцію, тому поряд із малою ефективністю цей метод стає практично нежиттєздатним. Ефективність застосування необхідно оцінювати окремо до конкретних умов роботи обладнання.

5 Спіральні перегородки змінюють течію потоку води, покращують омивання труб, ніяк не впливаючи на рух газу в них. Переваги: руйнування застійних зон, рух теплоносія перпендикулярно трубам і руйнування прикордонного шару. Недоліки: складність виготовлення, обмеження щодо збільшення коефіцієнта теплопередачі, оскільки інтенсифікація відбувається з боку рідини.

6 Щільноупаковані пучки витих труб із поперечними канавками дозволяють збільшити тепловіддачі всередині і зовні труб за помірного зростання гідравлічного опору. Основною перевагою є збільшення тепловіддачі по обидва боки труб за невисокого зростання гідравлічних втрат. Недоліками є підвищена забрудненість і серйозна зміна конструкції.

7 Вібрація поверхні теплообміну підсилює тепловіддачу як за ламінарного, так і турбулентного режиму течії теплоносія в каналах. У процесі вібрації очищається поверхня теплообміну від забруднень, що додатково сприяє інтенсивній теплопередачі. Однак існують труднощі застосування в реальних установках, а саме можливість регулювання інтенсивності теплообміну,

складність обладнання, що створює вібрацію, витрати електроенергії і небезпеку руйнування конструкції.

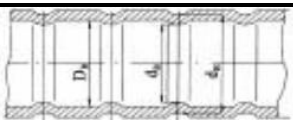
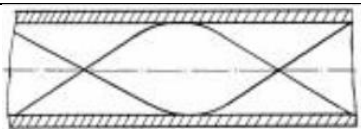
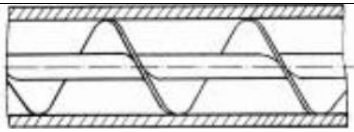
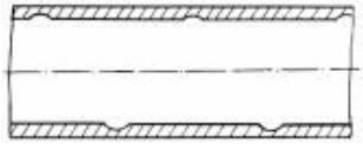
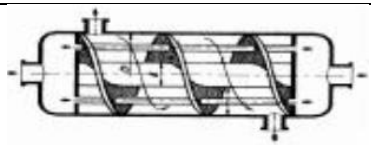
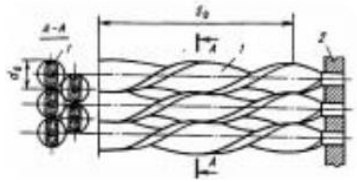
8 Дія електромагнітного поля також значно покращує теплообмін за певних режимів руху теплоносія. Переваги: можливість керування процесом теплообміну; відсутність опору потоку теплоносія; збереження конструкції. Недоліки: підвищене значення напруженості поля і частоти струму; необхідність установлення додаткового дорогого обладнання.

У таблиці 6.1 наведені можливі показники, які можна покращити шляхом застосування того чи іншого виду інтенсифікації теплообміну, з яких основними чинниками є співвідношення чисел Нуссельта (Nu/Nu_0) і відношення коефіцієнтів місцевого опору (ζ/ζ_0) після та до інтенсифікації.

Під час конструювання будь-якого теплообмінного обладнання, по-перше, основним завданням є додержання умов, які забезпечують оптимальне співвідношення між ступенем інтенсивності теплообміну і втратами тиску за високого коефіцієнта теплопередачі. По-друге, очищення поверхні теплообміну від термічно шкідливих відкладень і мінімізації таких відкладень. По-третє, необхідно забезпечити тривалу і надійну роботу поверхонь теплообміну та обладнання в цілому. По-четверте, технологія виробництва такого обладнання повинна бути максимально дешевою і легко здійсненною.

У теплообмінних апаратах нерідко ефективним є використання відразу декількох методів інтенсифікації.

Таблиця 6.1 – Порівняння ефективності застосування методів інтенсифікації

Метод інтенсифікації		Nu/Nu_0	ζ/ζ_0
		Re 10^4–$2 \cdot 10^4$	
Кільцеві діафрагми		2,6–2,7	2–4
Гвинтова стрічкова вставка		1,8–2,34	2,6–4,5
Шнекова вставка		1,1–1,75	2,2–4,8
Сферичні виступи і виїмки на стінках каналу		0,95–1,3	1–1,7
Спіральні перегородки		2,6	1
Щільноупаковані пучки витих труб із поперечними канавками		2,5–3	1,5
Акустичне поле (пульсація потоків газу, вібрація поверхні теплообміну)		1,5–2	–
Електромагнітне поле		2–2,5	–

6.3 Інтенсифікація теплообміну в апаратах повітряного охолодження

Апарати повітряного охолодження (АПО) призначені для охолодження природного і попутного нафтового газу в системах компресорних станцій різного призначення, а також для охолодження інших газоподібних і рідких середовищ у газовій, хімічній і нафтохімічній промисловості (рис. 6.2). Основним елементом цього апарата є труби, по яких рухається потік, який необхідно охолодити. Основним завданням інтенсифікації теплообміну в АПО є різні методи оребрення труб.

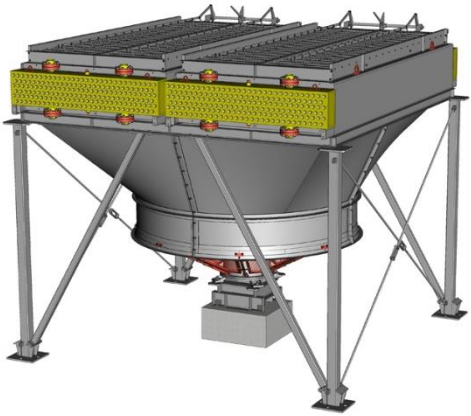


Рисунок 6.2 – Апарат повітряного охолодження

АПО з поздовжнім оребренням (рис. 6.3) використовуються в енергетиці на теплових електростанціях як парові та конвекційні нагрівачі, охолоджувачі і конденсатори. Виготовлення поздовжньо-оребрених АПО просте, ребра наносять або екструзією на основній трубі, або кріплять у вигляді U-подібних ребер уздовж її поверхні за допомогою контактного зварювання.

Існує велика різноманітність конструктивних форм поздовжнього оребрення, кожна з яких забезпечує характерну

інтенсифікацію тепловіддачі. Відзначено, що максимальний тепловий потік виділяється при товщині ребер не менше ніж 0,01 м, висотою не більше ніж 0,2 м, і кількістю ребер від 6 шт. до 12 шт.

Рисунок 6.3 – Поздовжньо-обребрена труба

Виробники поздовжньо-оребрених труб заявляють про їх високу ефективність. Однак перевагами таких АПО порівняно з гладкими трубами є лише збільшення поверхні теплопередачі. А саме, при поздовжньому обтіканні потоку уздовж труби коефіцієнт тепловіддачі зменшується, за рахунок зменшення інтенсивності теплообміну через відсутність турбулентності. Причиною цьому є ламінарний режим руху потоку, що характеризується шаруватою течією, в якому відсутнє перемішування. За відсутності турбулентності в поздовжніх трубах повітря розшаровується, і в теплопередачі беруть участь лише примежові шари. У той час як за поперечного обтікання поверхня працює рівномірно, але за рахунок сильної турбулізації різко зростає опір «за повітрям».

Теплообмінні елементи з шипами, наведені на рисунку 6.4, частіше застосовують у системах теплообміну на нафтохімічних заводах, де поверхня піддається впливу дуже агресивних середовищ, тому повинні бути стійкими до агресивних матеріалами і легко очищати. Шипи приварюють за допомогою контактного зварювання діаметрально протилежними парами по колу. Такий процес зварювання дозволяє комбінувати будь-які матеріали для шипів і труб.

Швидкість течії повітряного потоку в ошипованих-оребрених АПО залежить від міжреберної відстані і висоти ребер. Передбачається, що шипи повинні бути масивними для більш стійкої конструкції, як до механічних навантажень, так і до хімічного впливу. З цієї причини площа теплообміну істотно нижча, ніж площа спірально-оребрених апаратів. У зв'язку з цим їх використання видається недоцільним.

Рисунок 6.4 – Ошиповані труби

Такий теплообмінний елемент, на наш погляд, виправданий лише в одному випадку, коли зовнішнє середовище настільки агресивне, що стрічка або дріт не витримають довгої взаємодії з кислотами або лугами.

Наступним кроком у збільшенні тепловіддачі ***спірально-стрічкових оребрених труб*** стало здійснення попереднього просікання стрічки. Під час навивання стрічки формуються пластини-пелюстки з гострими краями (рис. 6.5). Газові потоки, оминаючи розриви ребер, руйнують потовщені примежові шари поблизу поверхні теплопередачі, створюючи умови для утворення вихрового режиму течії в міжреберних каналах. Крім того, збільшення кількості пелюсток призводить до більшого розриву примежового шару і перемішування потоку, чого, наприклад, не спостерігається за поздовжнього оребрення. В результаті цього підвищується інтенсивність тепловіддачі. Такі АПО добре зарекомендували себе в багатьох теплових системах, особливо в кондиціонерах і економайзерах.

За даними авторів, просічене оребрення характеризується збільшенням коефіцієнта тепловіддачі в середньому на 20 %

щодо оребрення суцільною стрічкою. Експериментальні дослідження показали, що коефіцієнт тепловіддачі просіченої стрічки на 10–30 % перевищує аналогічний показник суцільного стрічкового оребрення, а аеродинамічний опір АПО з розрізної стрічки вищий на 20–45 %. Однак спроби інтенсифікації тепловіддачі просіченими ребрами за деякими джерелами не дали високої ефективності.

Рисунок 6.5 – Оребрення просіченою стрічкою

Є припущення, що збільшення ефективності виникає лише через турбулізацію потоку. Ймовірно, автори не проводили розрахунків та експериментів про те, як впливає зменшення поверхні теплообміну.

Таким чином, ймовірно, варто звернути увагу, що якщо знайдеться інший спосіб турбулізації, то конструкція без просічок отримає збільшення тепловіддачі вище ніж на 30 %, при порівнянні апаратів рівної маси та об’єму. Однак теза про інтенсифікацію теплообміну за рахунок турбулентності сумніву не викликає. До негативних чинників варто віднести додаткові технологічні операції, що збільшують кінцеву вартість установки.

АПО зі спірально-дротяним оребренням (рис. 6.6) мають малу вагу і невелику щільність, високу проникність і теплопровідність. Використовуються в основному для повітряних охолоджувачів мастила та палива, систем нагрівання й охолодження води і пари за високого тиску у зв’язку з

поліпшенням аеродинамічних і теплових характеристик охолоджувачів. Ребра виконують у вигляді петель, потім спірально накручують на несучу трубу. Кріплення елементів внутрішнього і зовнішнього оребрення здійснюють мідним дротом, припаяним до труб м'яким припоєм. Значним недоліком є швидке забруднення отворів пилом, пухом, комахами, що призводить до значного погіршення їх теплових характеристик.

Рисунок 6.6 – Теплообмінні елементи з дротяним накручуванням

За даними деяких розробників, таких як компанії Concept Engineering International (Індія) і Sun Heat Transfer Technologies (Індія) дротово-спіральне оребрення має ряд унікальних властивостей. По-перше, високий ступінь турбулентності, що зменшує забруднення теплообмінної поверхні. Це твердження можна легко спростувати тим, що забруднення дрібними частинками зменшує турбулентність, а великі фракції дуже критичні для такого роду апаратів. По-друге, турбулентність, забезпечуючи високі коефіцієнти тепловіддачі, підвищує компактність теплообмінника, ніж знижує втрати тиску. По-третє, діапазон робочої температури може досягати 290 °С. По-четверте, можливість використання численної різноманітності матеріалів. По-п'яте, дротове оребрення можна застосовувати як зовні, так і всередині труб.

Звісно ж, що метод цікавий, зважаючи на велику площу поверхні і відносну простоту виготовлення. Однак першим недоліком є чутливість АПО до великих фракцій забруднення. До наступного недоліка можна віднести складність технологічного

виготовлення, нанесення припою і конструктивну слабкість до зовнішніх механічних навантажень. Від якості фіксації теплообмінних елементів залежить міцність конструкції. Зазначені недоліки роблять метод малопридатним у більшості галузей.

Внутрішнє оребрення сприяє закручуванню потоку, яке призводить до руйнування примежового шару, що зменшує тепловий опір, і підвищує швидкість теплопередачі. Такий підхід дозволяє збільшити поверхню теплообміну з боку теплоносія з меншою тепловіддачею. Порівняно зі звичайними трубами АПО з внутрішнім оребренням мають більш високий коефіцієнт теплопередачі, який також залежить від геометричної форми ребер і відстані між ними. Внутрішнє оребрення дуже різноманітне, основними різновидами якого є поздовжні або спіральні ребра різної висоти, виступи з насічками, шорсткості або жолобки, прикладом є продукти виробництва Noranda Metal Industries (США), наведені на рисунку 6.7.

Рисунок 6.7 – Внутрішньооребрені труби

Дослідження ефективності застосування такого виду оребрення були переважно спрямовані на проблеми оптимізації поверхні внутрішнього оребрення, з метою підвищення ефективності, зменшення розмірів і ваги апаратів такого виду. Дослідивши конфігурацію внутрішніх ребер, вимірявши для кожного типу оребрення коефіцієнт тертя за різних температурних діапазонів, у результаті було визначено, що внутрішнє оребрення збільшує передавання тепла.

Водночас, зважаючи на наявність оребрення, враховуючи високий опір, швидкість потоку значно знижується, в результаті чого знижується й інтенсивність теплообміну. На внутрішніх стінках згодом накопичуються відкладення, що можуть повністю перекрити внутрішній переріз трубки. До того ж процес виробництва значно підвищує вартість готового продукту.

За останні роки набуває поширення технологія неповного поперечного оребрення плоскоовальних труб, яка була розроблена в Україні в НТУУ «КПІ» спільно з ІЕЗ ім. Є. О. Патона НАН України. Приклад такого оребрення наведений на рисунку 6.8.

Автори розробки вважають, що немає необхідності оребрення лобових і кормових ділянок поверхонь плоскоовальної труби, оскільки вони є тими частинами, «які не беруть участі» в теплообміні. У зв'язку з цим зменшується вага конструкції теплообмінника, збільшується площа поверхні ребер, які ефективно омиваються.

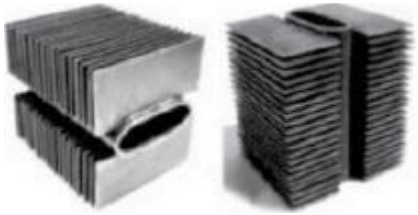


Рисунок 6.8 – Плоскоовально оребрені труби

Вважається, що завдяки такій конструкції відбувається турбулізація потоку, внаслідок взаємодії потоку з краями ребер, чим досягається підвищення інтенсивності конвективного теплообміну. Також така конструкція відрізняється низьким аеродинамічним опором.

6.4 Застосування нових компактних типів теплообмінних апаратів

Найбільші коефіцієнти теплопередачі, використання маси, об’єму і компактності серед рекуперативних теплообмінників, які застосовуються в компресорних установках, мають пластинчасто-ребристі теплообмінники (ПРТ). ПРТ є паяною багатошаровою конструкцією з тонкого листового металу, в якій чергуються канали для охолоджувального та охолоджувального середовища. У довгих, вузьких каналах рухається охолоджувальне середовище, а в перпендикулярно розміщених широких каналах переміщається охолодне повітря, яке нагнітається вентилятором з атмосфери (рис. 6.9).

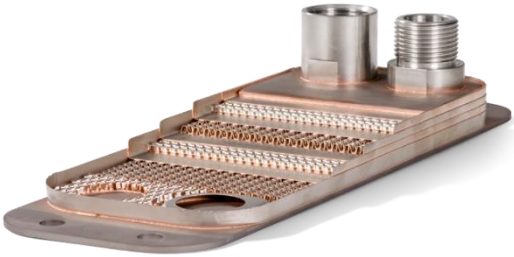


Рисунок 6.9 – Схема ПРТ

Конструкція ПРТ відрізняється насамперед будовою робочих каналів. Основні різновиди робочих каналів такі:

1 Робочі канали формуються плоскими, так званими проставковими листами і брусками, розміщеними на периферії листів (рис. 6.10). Між брусками і листами розміщена гофрована стрічка (насадка), яка утворює теплообмінну поверхню. З’єднаний за допомогою паяння набір перелічених деталей утворює серцевину теплообмінника – пластинчасто-ребристий елемент (ПРЕ) (рис. 6.10).

2 Робочі канали формуються із штампованих листів, що утворюють у з’єднанні між собою або з плоским листом робочий

канал без брусків (рис. 6.11). У цьому разі бруски встановлюють лише для утворення каналів для охолодного повітря (холодних каналів).

3 Робочі канали формуються із штампованих листів, в яких передбачені отвори для утворених вбудованих колекторів. Торці каналів і поверхні навколо отворів герметизують за допомогою штампованих деталей – скоб, кілець. Колектор утворюється під час паяння ПРЕ (рис. 6.12).

4 Робочі канали формуються із штампованих листів з отворами, відбортовуванням по периметру і кільцевими виступами навколо отворів, які під час складання та паяння утворюють вбудовані колектори і забезпечують герметичність усіх з'єднань (рис. 6.13).

5 Робочі канали формуються згортанням металевої стрічки для утворення плоскої трубки, в якій розміщується насадка гарячого каналу. Поздовжній шов плоскої трубки утворюється під час паяння з'єднанням у напуск. Кінці плоских трубок розміщуються в пазах штампованої колекторної пластини. Схема ПРЕ з такими каналами показана на рисунку 6.14, а зовнішній вигляд – на рисунку 6.15. Висота каналів *T* в таких ПРТ – в межах 2–4 мм, ширина (D) – до 80 мм; довжина каналів (*H*) – 500–600 мм; висота ПРТ (*W*) дорівнює 300–400 мм.

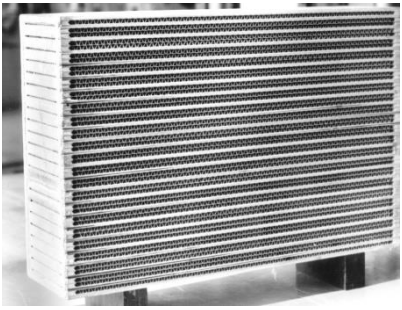


Рисунок 6.10 – Алюмінієвий паяний ПРТ із брусками на периферії каналів

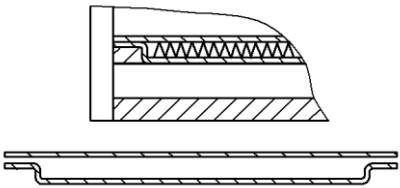


Рисунок 6.11 – Схема робочого каналу ПРЕ зі штампованого проставкового листа

Рисунок 6.12 – Стальний ПРТ зі штампованих проставкових листів із вбудованими колекторами

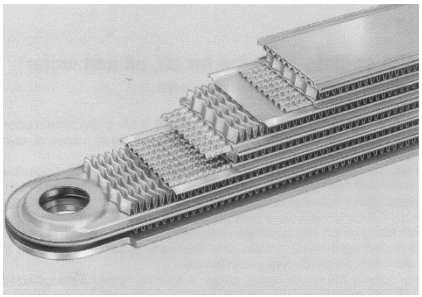


Рисунок 6.13 – Схема ПРТ зі штампованими проставковими листами для формування вбудованого колектора

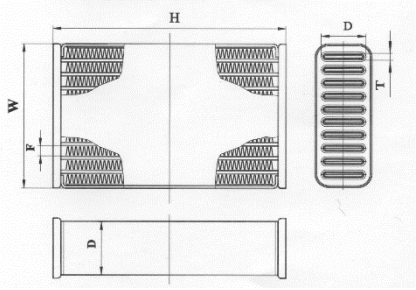


Рисунок 6.14 – Схема ПРТ з плоскими трубками, сформованими з тонкої стрічки

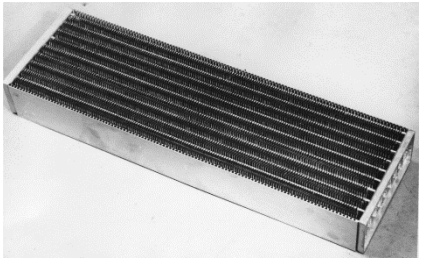


Рисунок 6.15 – ПРЕ з плоскими трубками як робочі канали, сформовані з тонкої стрічки

6 Робочі канали формуються з плоских алюмінієвих трубок. Усередині трубки для забезпечення міцності мають поздовжні ребра. Такі трубки виготовляють екструзією. Кінці трубок розміщуються в пазах штампованих колекторних пластин (рис. 6.16).

Вибір конструкції робочого каналу для охолоджувального середовища залежить від призначення ПРТ, робочого тиску, теплової потужності і технологічних можливостей виробництва.

Для формування робочих каналів застосовують металеві стрічки та листи товщиною 0,25–1 мм, а теплообмінну гофровану насадку виготовляють зі стрічки товщиною 0,15–0,3 мм. Розміри ПРЕ – в межах 50–150 мм × 200–600 мм × 400–1 200 мм і залежать від теплової потужності ПРТ та розмірів робочої камери печі, яку застосовують для паяння.

Рисунок 6.16 – Алюмінієвий ПРТ з плоскими трубками

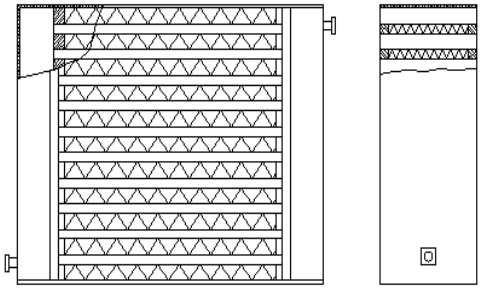


Рисунок 6.17 – Схема ПРТ з привареними колекторами

У тих випадках, якщо під час паяння формується лише серцевина теплообмінника – ПРЕ, до нього за допомогою зварювання з боку каналів для охолоджувального середовища приєднують колектори (кришки) (рис. 6.17). За необхідності ПРЕ за допомогою зварювання можна з'єднати в блоки для збільшення розмірів ПРТ.

Основним вузлом ПРТ є його серцевина ПРЕ. Багатошаровий пакет, зібраний із тонкостінних деталей, з'єднується у вузол ПРЕ за допомогою високотемпературного паяння. Водночас паяння є єдино можливим способом виготовлення ПРЕ, оскільки майже усі з'єднання ПРЕ є закритими. Керування та візуальний контроль за утворенням з'єднань є недоступним. Ця обставина вимагає високої точності виконання всіх технологічних операцій під час складання та додержання режимів процесу паяння. Значущість процесу паяння

у створенні ПРЕ можна оцінити таким прикладом. ПРЕ розміром 150 мм × 400 мм × 850 мм, що складається з робочих каналів висотою 3 мм і прилеглих до нього холодних каналів висотою 11 мм (рис. 6.2), з'єднується 12 500 паяними швами. Довжина паяних швів становить 2 258 м, а їх площа – 33 075 см^2. Якщо врахувати те, що паяння є груповим способом оброблення, і в камері печі під час паяння одночасно містяться десятки ПРЕ, то за продуктивністю з цим процесом не може зрівнятися жоден спосіб зварювання. Важливим є ще одна перевага паяння. У ПРЕ переважають таврові з'єднання. Відомо, що жолобник у таврі не є концентратором напруги при співвідношенні $R > 2s$, де R – радіус галтелі, s – товщина стінки тавра. Оскільки таврові з'єднання в ПРЕ утворені стрічкою товщиною 0,15–0,3 мм, а радіус жолобника, сформованого розплавленим припоєм під дією капілярних сил, дорівнює 0,3–0,5 мм, то ПРЕ є надійною конструкцією, що не руйнується під час вібрації.

Теплову ефективність ПРТ забезпечує розвинена теплообмінна поверхня з гофрованої металевої стрічки (насадка), припаяна до листів гарячих і холодних каналів (рис. 6.18).

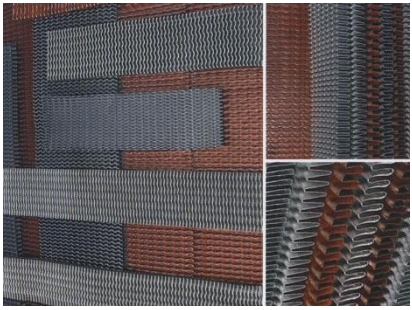


Рисунок 6.18 – Зовнішній вигляд насадки з гофрованої стрічки

Як характеристики насадки, крім форми і геометричних розмірів, застосовують еквівалентний діаметр і компактність поверхні. Еквівалентний діаметр застосовують у разі розрахунку теплообміну в ПРТ. Під час визначення чисел подібності

необхідно вводити визначальний лінійний розмір. Для пластинчасто-ребристих поверхонь за визначальний розмір беруть еквівалентний діаметр. Його визначають за такою формулою:

$$D_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot F_c \cdot L}{F},$$

де $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр, м;

F_c – площа вільного перерізу одного каналу, м^2;

F – площа повної поверхні теплообміну одного каналу, м^2;

L – робоча довжина поверхні теплообміну в каналі.

Практично висота каналів ПРТ – в межах 3–12 мм, а еквівалентний діаметр – відповідно 2–5 мм. Оптимальний переріз каналів вибирають з умови забезпечення максимального теплознімання за фіксованих втрат на опір. Для довгих каналів (L/D > 100) значення числа Нуссельта Nu близьке до мінімального. У ПРТ компресорних установок, які охолоджують гази і мастило, опір невеликий. У цих випадках число Nu практично не залежить від швидкості. Тому визначальним фактором вибору оптимального перерізу каналу є інтенсивність теплообміну незалежно від відповідного коефіцієнта опору, оскільки перепад тиску завжди можна збалансувати за рахунок зменшення швидкості потоку, якщо немає особливих вимог.

Порівнюючи канали трикутного, круглого і прямокутного профілю встановлено, що канал прямокутного перерізу має істотні переваги $Nu_{\triangle} = 2{,}7$: $Nu_{\circ} = 3{,}66$; $Nu_{\square} = 7{,}5$.

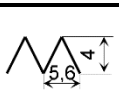
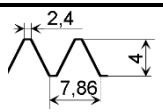
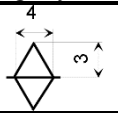
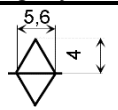
Як іншу характеристику взято компактність поверхні насадки (м^2/м^3). Вона визначає площу поверхні даної насадки (м^2) в одному кубічному метрі об’єму каналу, в якому вона розміщена. Водночас враховується і площа проставкового листа каналу, який з обох сторін обмежує насадку по висоті. Якщо насадка встановлюється в кілька шарів, її обмежує лист прокладки між шарами. У такому разі враховують площу

прокладки. Площа теплообмінної поверхні у разі збільшення кількості шарів у каналі збільшується, а компактність не змінюється, оскільки вона залежить лише від геометричних розмірів профілю насадки.

Гофрування стрічки виконується двома способами – прокатуванням між профільними роликами і штампуванням.

У таблиці 6.2 наведені характеристики насадки, гофрування якої виконується в разі переміщення стрічки через пару профільних роликів.

Таблиця 6.2 – Характеристика насадки, сформованої прокатуванням роликами

Тип насадки	Трикутна	Трикутна	Евольвентна	Двошарова трикутна	Двошарова трикутна
Геометричні розміри, мм					
Компактність поверхні, $м^2/м^3$	1 813	1 342	1 021	1 813	1 342
Еквівалентний діаметр, м	0,00192	0,0027	0,00362	0,00192	0,0027

Підвищення компактності насадки збільшує ефективність теплообміну. Компактність підвищується в разі зменшення відстані між гофрами. Однак під час формування насадки з металевої стрічки прокатуванням роликами крок накатки обмежується допустимими розмірами профілю їх зубів. Розмір зубів біля основи роликів установлюється з урахуванням міцності металу роликів. Тому зазвичай крок гофри насадки більший від висоти гофри (табл. 6.2). Крім того, форма профілю насадки, сформованої прокатуванням, може бути лише трикутною або евольвентною.

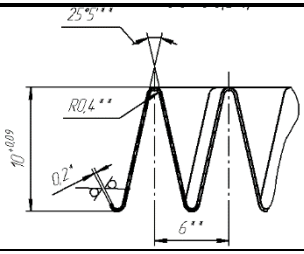
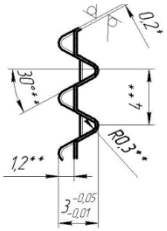
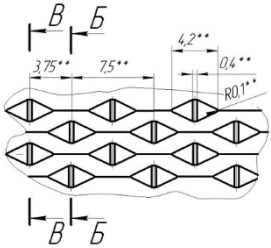
Для каналів охолодного середовища (холодних каналів) необхідна насадка з висотою гофри більше ніж 10 мм. У цьому разі застосовують кілька пар роликів для ущільнення гофр

насадки. На спеціальних станах перша пара роликів, зібрана з профільованих зубчастих дисків, забезпечує геометрію гофр. Гофрі можна надати хвилястості, на поверхнях гофр можна сформувати сфероїдальні виступи. Наступні дві або три пари роликів за рахунок різниці кроків зубів виробляють ступінчасте зміщення гофр до необхідного розміру кроку. За наявності опуклих ділянок у каналах хвилястої насадки утворюються аеродинамічні профілі, які керують потоком повітря. Простішу аеродинамічну форму каналів отримують у разі перетискання гребенів гофр. Таку форму насадки отримують під час прокатування однією парою профільованих роликів (табл. 6.3).

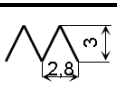
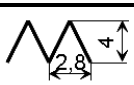
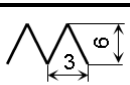
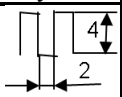
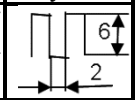
Ущільнення за кроком насадки з невеликою висотою гофр за допомогою роликів реалізувати на практиці складно. Ущільнену насадку формують штампуванням. На спеціальному пресі за допомогою штампів крок за кроком формують трикутну, прямокутну і трапецієподібну за формою насадку (табл. 6.4). У штампованої насадки формують крок розміром меншим від висоти гофр. Цим досягається найбільша компактність. Під час штампування можливе формування насадки з прямокутним профілем, що також дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну.

У разі переміщення теплоносіїв у каналах насадки, виготовленої з металевої стрічки прокатуванням роликами або штампуванням, формуються стійкі ламінарні потоки. Теплообмін ділянок, прилеглих до поверхні насадки, з ядром потоку відбувається за рахунок теплопровідності теплоносія. У робочих (гарячих) каналах ПРТ, в яких переміщується теплоносій із низькою теплопровідністю, насадка з гладкою поверхнею знижує ефективність теплообміну. Руйнування ламінарного контактного шару дозволяє активно інтенсифікувати теплообмін. У штампованої насадки зі стрічки можна створити турбулентний потік, розділяючи стрічку гофр. У розділеній стрічці можна сформувати жалюзі або зрушити стінку гофри для розриву контактного шару та утворення завихрення (табл. 6.5).

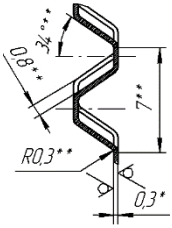
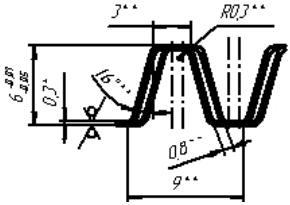
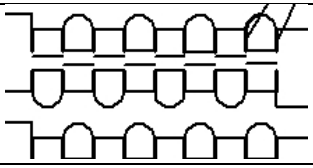
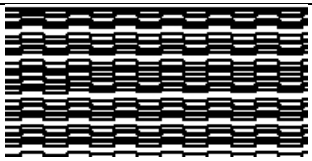
Таблиця 6.3 – Характеристика насадки, сформованої прокатуванням роликами з ущільненням і деформацією гофр

Тип насадки	Трикутна хвиляста	Трикутна з перетисканням
Геометрична характеристика, мм		
Форма гофр		
Компактність поверхні, $м^2/м^3$	883	1 813
Еквівалентний діаметр, м	0,0042	0,00192

Таблиця 6.4 – Характеристика штампованої насадки

Тип насадки	Трикутна	Трикутна	Трикутна	Прямо-кутна	Прямо-кутна
Геометричні розміри, мм					
Компактність поверхні, $м^2/м^3$	2 178	1 963	1 675	1 450	1 300
Еквівалентний діаметр, м	0,00155	0,00174	0,00207	0,00244	0,00275

Таблиця 6.5 – Характеристика штампованої розділеної насадки

Тип насадки	Трапецієподібна	Трапецієподібна
Геометрична характеристика, мм		
Форма гофр		
Компактність поверхні, $м^2/м^3$	1 306	781
Еквівалентний діаметр, м	0,00278	0,00482

Турбулізація потоку в’язкої рідини з малою теплопровідністю дозволяє інтенсифікувати теплообмін у 2–2,5 раза порівняно з ламінарним потоком. Розділення зі зсувом стінок гофр істотно інтенсифікує теплообмін і в газовому потоці. Заміна гладкої насадки, розділеною із зсувом у повітряному каналі ПРТ, дозволяє зменшити співвідношення *L*/*D* з 20 до 1,68.

Зовнішній вигляд розділеної насадки зі зсунутими стінками наведено на рисунку 6.19. Для формування розділеної, розділеної з утворенням жалюзі, розділеної зі зсувом частини гофри потрібні спеціальні високоточні штампи, спеціалізовані преси і стани. Необхідно зазначити, що продуктивність штампування насадки невисока.

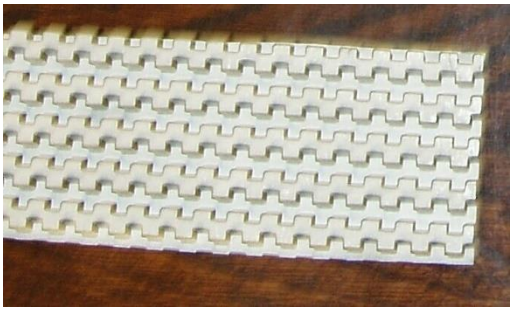


Рисунок 6.19 – Насадка з розділеними зсунутими гофрами

Формування одного кроку гофр триває 0,5–1 с. Крім того, насадка зі складним профілем формується в основному з алюмінієвих і мідних стрічок, що мають низьку міцність. Штампування такої насадки зі сталевої стрічки є складним.

Деякі проблеми виготовлення ефективної насадки з розділеною поверхнею гофр вирішується за допомогою прокатування між профільними роликами смуги з металевої дротяної тканої сітки. Насадку формують із сітки, виготовленої з тонкого дроту (близько 0,3–0,4 мм), що дозволяє отримати примежовий шар невеликої товщини. Крім того, в сіткових насадках при числах Рейнольдса $Re > 5$ (що практично завжди має місце в газоохолоджувачах) спостерігаються відрив ламінарного примежового шару і утворення вихорів за кормовою частиною дроту. Малий діаметр дроту, на якому утворюється тонкий примежовий шар, відрив примежового шару з утворенням вихорів зумовлюють високу тепловіддачу сіткових насадок. Із збільшенням числа Рейнольдса вихори періодично відриваються від дроту і несуться потоком рідини, що також інтенсифікує тепловіддачу гофрованих насадок із сітки. Крім того, виготовлення насадки із сітки має істотні технологічні та конструктивні переваги. Сітка виготовляється з комірками різного розміру і з дроту різного діаметра з вуглецевої та нержавіючої сталі, що дозволяє здійснити раціональний вибір конструкції ПРТ. Водночас сітка являє собою технологічний

матеріал для формування насадки необхідних розмірів для різних середовищ за допомогою високопродуктивного процесу прокатування роликами на порівняно нескладному технологічному обладнанні.

Металева ткана сітка є новим матеріалом для формування теплообмінної поверхні в ПРТ. Конструкція плетеної сітки не дозволяє точно передати профіль зуба накатних роликів, тому реально профіль насадки із сітки має не прямі лінії сторін, а радіусні криві, що плавно переходять одна в одну. Радіус на вершинах гофр становить не менше ніж 5 мм.

Контрольні питання

1 Класифікація теплообмінних апаратів за способом передавання тепла.

2 Класифікація теплообмінних апаратів за призначенням.

3 Класифікація теплообмінних апаратів за конструкцією.

4 Рекомендації з вибору теплообмінного апарата для компресорної системи.

5 Основні завдання інтенсифікації процесів у теплообмінних апаратах.

6 Активні методи інтенсифікації теплообміну у кожухотрубних теплообмінних апаратах.

7 Пасивні методи інтенсифікації теплообміну у кожухотрубних теплообмінних апаратах.

8 Інтенсифікація теплообміну в апаратах повітряного охолодження.

9 Пластинчасто-ребристі теплообмінники як один із видів компактних теплообмінників.

10 Різновиди конструкцій пластинчасто-ребристих теплообмінників.

11 Різновиди насадок пластинчасто-ребристих теплообмінних апаратів.

12 Технології виготовлення різних видів насадок пластинчасто-ребристих теплообмінних апаратів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сердюк Т. В. Організаційно-економічний механізм енергозбереження в промисловості : монографія / Т. В. Сердюк. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2005. – 154 с.

2. Європейська стратегія економічного розвитку «Європа 2020» [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://eeas.europa.eu/archives/delegations/ukraine/documents/eurobulletin/eurobulet_04_2010_uk.pdf.

3. Правове регулювання енергозбереження в Європейському союзі та в Україні / за заг. ред. канд. екон. наук В. Г. Дідика. – Київ, 2007. – 165 с.

4. Ковалко М. П. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України / М. П. Ковалко, С. П. Денисюк. – Київ : УЕЗ, 1998. – 512 с.

5. Державна цільова економічна програма енергоефективності і розвитку сфери виробництва енергоносіїв з відновлюваних джерел енергії та альтернативних видів палива на 2010–2020 роки [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/243-2010-п.

6. Енергетична стратегія України на період до 2030 р. Затверджена Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24.07.2013 № 1071 [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/n0002120-13.

7. Стратегія енергозбереження в Україні: аналітично-довідкові матеріали. – Київ : НАНУ ; Академперіодика, 2006.

8. Бакалін Ю. І. Енергозбереження та енергетичний менеджмент : навч. посіб. / Ю. І. Бакалін. – Харків : Бурун і К, 2006. – 320 с.

9. ДСТУ 4065-2001. Енергозбереження. Енергетичний аудит. Загальні технічні вимоги [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68875).

10. ДСТУ 4713:2007. Енергетичний аудит промислових

підприємств. Порядок проведення та вимоги до організації робіт [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://online. budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=26795).

11. Арсеньєв В. М. Теплонансосна технологія енергозбереження : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.

12. Тсатсароннс Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса : Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.

13. Арсеньєв В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : СумДУ, 2018. – 364 с.

14. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. – 2-ге вид., допов. та випр. – Харків : Світ Книг, 2014. – 495 с.

15. Врагов А. П. Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навч. посіб. / А. П. Врагов. – Суми : Університетська книга, 2015. – 262 с.

16. Малишев В. Технічна термодинаміка та теплопередача / В. Малишев, В. Крєтов. – Київ : Університет «Україна», 2015. – 258 с.

17. Вассерман О. А. Основи тепломасообміну / О. А. Вассерман, О. Г. Слинько, В. П. Мальчевський. – Одеса : Фенікс, 2014. – 150 с.

18. Дорохін В. О. Теплове обладнання підприємств харчування / В. О. Дорохін, Н. В. Герман, О. П. Шеляков. – Полтава : РВВ ПУСКУ, 2004. – 583 с.

Навчальне видання

Шарапов Сергій Олегович

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОМПРЕСОРНИХ СИСТЕМАХ

Навчальний посібник

Художнє оформлення обкладинки С. О. Шарапова
Редактори: Н. З. Клочко, С. М. Симоненко
Комп'ютерне верстання С. О. Шарапова

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 8,60. Обл.-вид. арк. 9,26. Тираж 300 пр. Зам. №

Видавець та виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.