

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**



**ТРАДИЦІЙНІ ТА НЕТРАДИЦІЙНІ  
СИСТЕМИ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ  
УРБАНІЗОВАНИХ І ПРОМИСЛОВИХ  
ТЕРИТОРІЙ УКРАЇНИ**

Монографія

Під загальною редакцією академіка НАН України Г.Г. Півняка

**Дніпропетровськ**

**НГУ**

**2013**

УДК 620.92  
ББК 31.15  
Т 65

Рекомендовано до видання вченою радою Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» (протокол № 6 від 02 липня 2013 р.).

Рецензенти:

М.С. Четверик, д-р техн. наук, проф., завідувач відділу геомеханічних основ технологій розробки родовищ Інституту геотехнічної механіки НАН України;

В.І. Голінко, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри аерології та охорони праці Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет».

Авторський колектив:

Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, М.М. Табаченко, В.І. Самуся, Ф.П. Шкрабець, Р.О. Дичковський, В.С. Фальштинський, В.Ю. Медяник, Ю.І. Оксень, Д.В. Ципленков, Є.В. Тимошенко, В.Г. Лозинський, П.Б. Саїк.

**Традиційні** та нетрадиційні системи енергозабезпечення урбанізованих і промислових територій України: моногр. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, М.М. Табаченко та ін.; під заг. ред. Г.Г. Півняка. – Д.: Національний гірничий університет, 2013. – 333 с.

ISBN 978-966-350-428-5

Проведено оцінку ресурсної бази України та узагальнено напрями розвитку її енергетичного потенціалу, встановлено напрями енергозбереження на основі традиційних і нетрадиційних технологій на урбанізованих та промислових територіях нашої держави. Розроблено наукові засади способів та технологій перетворення енергії нетрадиційних природних і техногенних джерел. Науково обґрунтовано створення принципів теплонасосних технологій використання підземних вод для опалення і водопостачання. Наведено геотермальні системи виробництва енергоносіїв. Встановлено енергоефективну систему сонячного теплопостачання. Розглянуто формування системи використання природних і техногенних енергетичних потоків на урбанізованих та промислових територіях України.

Призначена для широкого кола інженерно-технічних працівників вугільної та енергетичної галузей промисловості, науково-дослідних і проектних організацій. Може бути використана у навчальному процесі вищих навчальних та середніх професійних закладів при викладанні гірничих спеціалізованих дисциплін.

УДК 620.92  
ББК 31.15

© Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, М.М. Табаченко, В.І. Самуся, Ф.П. Шкрабець, Р.О. Дичковський, В.С. Фальштинський, В.Ю. Медяник, Ю.І. Оксень, Д.В. Ципленков, Є.В. Тимошенко, В.Г. Лозинський, П.Б. Саїк, 2013

ISBN 978-966-350-428-5

© Державний ВНЗ «НГУ», 2013

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	7
ВСТУП. АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ УКРАЇНИ.....	8
РОЗДІЛ 1 ВСТАНОВЛЕННЯ НАПРЯМКІВ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА ОСНОВІ ТРАДИЦІЙНИХ І НЕТРАДИЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	49
1.1 Напрями розвитку енергетики.....	49
1.2 Альтернативна енергетика із вторинних відновлюваних джерел енергії.....	51
1.3 Породні гірничі відвали – джерело теплової енергії.....	56
1.4 Перспективи розвитку вітрової енергетики.....	60
1.5 Сучасний стан гідроенергетики України та розробка принципів використання функціональних блоків гідроенергетичних установок для малих і великих річок.....	68
1.5.1 Гідравлічна енергія річок.....	68
1.5.2 Особливості функціонування гідроенергетики України.....	76
1.5.3 Гідроенергетичний потенціал річок України.....	77
1.5.4 Мала гідроенергетика.....	79
1.5.5 МікроГЕС та їх застосування.....	82
1.5.6 Способи побудови мікроГЕС та стабілізації параметрів електроенергії, що генерується.....	83
1.5.7 Машино-вентильні системи генерування електроенергії і стабілізація їх параметрів.....	92
1.5.8 Принципи побудови мікроГЕС з вентильним регулюванням напруги у колі якоря.....	93
1.5.9 Вільнопоточні мікроГЕС.....	100
1.5.10 Загальна характеристика технічних рішень у гідроенергетиці.....	102
1.6 Дослідження енергетичного потенціалу і розробка принципів перетворення енергії вторинного тепла та стічних вод промислових виробництв.....	105
1.6.1 Класифікація вторинних енергоресурсів.....	105
1.6.2 Види ВЕР і способи їх використання.....	107
1.6.3 Вторинні енергетичні ресурси паливно-енергетичного комплексу.....	117
1.6.4 Економія палива при використанні теплоти відхідних газів у металургії.....	119
1.6.5 Показники використання ВЕР.....	122

1.7 Розвиток нетрадиційних технологій на основі біомаси.....	125
1.8 Сучасна воднева енергетика.....	134
1.9 Перспективний енергетичний потенціал газонасичених вод.....	139
<b>РОЗДІЛ 2 СПОСОБИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ НЕТРАДИЦІЙНИХ ПРИРОДНИХ І ТЕХНОГЕННИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>144</b>
2.1 Основні джерела та шляхи використання викидного тепла на гірничих підприємствах .....	144
2.2 Дослідження ефективності використання тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітропостачальних стволів..	147
2.2.1 Схемне рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітропостачальних стволів.....	147
2.2.2 Математична модель формування теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту.....	148
2.2.3 Моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту.....	150
2.3 Дослідження ефективності теплонасосної технології використання тепла вихідного вентиляційного струменя.....	155
2.3.1 Схема теплоутилізаційної установки.....	155
2.3.2 Математична модель формування режимів роботи теплоутилізаційної установки.....	156
2.3.3 Моделювання режимів роботи теплонасосної установки, що иутилізує тепло вихідного вентиляційного струменю.....	160
2.3.4 Економічна ефективність утилізації тепла вихідного вентиляційного струменю з метою отримання гарячої води.....	163
2.4 Дослідження ефективності утилізації тепла турбокомпресорів.....	166
2.4.1 Математична модель формування режимів роботи турбокомпресора.....	166
2.4.2 Моделювання режимів турбокомпресора при утилізації тепла з метою отримання гарячої води за схемою прямого нагріву.....	171
2.4.3 Дослідженні ефективності теплонасосної утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря.....	175
<b>РОЗДІЛ 3 СТВОРЕННЯ ПРИНЦИПІВ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ПІДЗЕМНИХ ВОД ДЛЯ ОПАЛЕННЯ І ВОДОПОСТАЧАННЯ .....</b>	<b>181</b>
3.1 Використання теплової енергії підземних вод.....	181
3.2 Основні параметри водопостачання і опалення від джерела підземних вод.....	182

3.3 Підвищення енергетичної ефективності систем теплопостачання за рахунок вибору раціональних параметрів та управління режимами роботи теплових насосів.....	189
3.3.1 Особливості функціонування теплових насосів в системах теплопостачання.....	189
3.3.2 Аналіз шляхів покращення енергетичної ефективності роботи теплонасосного обладнання.....	194
3.4 Методика визначення доцільності застосування теплового насосу в системі опалювання будівель.....	198
3.4.1 Алгоритм методики визначення доцільності застосування теплового насосу в системі опалювання.....	198
3.4.2 Аналіз теплового навантаження опалювання.....	199
3.4.3 Температурний графік регулювання опалювального навантаження.....	200
3.5 Основні характеристики теплового насоса.....	202
3.6 Порівняльний аналіз витрати умовного палива котельним агрегатом і тепловим насосом.....	204
3.7 Визначення області застосування теплового насоса.....	205
3.8 Обґрунтування підходу до керування режимом роботи теплонасосної установки.....	208
3.9 Розробка математичної моделі теплового насосу.....	210
3.10 Підхід до чисельного вирішення задачі розрахунку параметрів роботи теплового насосу.....	216
<b>РОЗДІЛ 4 ГЕОТЕРМАЛЬНІ СИСТЕМИ ВИРОНИЦТВА ЕНЕРГОНОСІЇВ.....</b>	<b>220</b>
4.1 Геотермальна енергія – великий ресурс надр Землі .....	220
4.2 Буріння свердловин для видобутку геотермальної енергії .....	221
4.3 Технологічні схеми розкриття геотермальних родовищ .....	226
4.4 Устьове обладнання геотермальних свердловин .....	234
4.5 Перспективні теплонасосні схеми геотермальної енергетики.....	236
4.6 Видобування і використання тепла Землі в комплексі з технологією підземної газифікації вугілля в традиційних енергоустановках.....	246
<b>РОЗДІЛ 5 ЕНЕРГОЕФЕКТИВНА СИСТЕМА СОНЯЧНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....</b>	<b>251</b>
5.1 Використання сонячної енергії у найпростіших побутових геліосистемах.....	251
5.2 Промислові енергетичні геліоустановки .....	259
5.3 Акумулявання сонячного тепла.....	267
5.4 Проектування геліосистем.....	276

5.5 Сучасний підхід до використання теплових сонячних електростанцій .....	286
5.6 Переваги і недоліки сонячної енергетики.....	292
<b>РОЗДІЛ 6 ФОРМУВАННЯ СИСТЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНИХ І ТЕХНОГЕННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ.....</b>	<b>295</b>
6.1 Енергозберігаюча технологія на базі теплонасосного циклу.....	295
6.2 Системи тепlopостачання на базі двох відновлюваних джерел енергії.....	299
6.3 Енергія ґрунтової породи в геліосистемах енергопостачання.....	302
6.4 Ефективність теплонасосної системи сонячного тепlopостачання.....	305
6.5 Конструктивні особливості породних теплообмінників.....	310
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>320</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>327</b>

## ПЕРЕДМОВА

Метою роботи є створення фундаментальних засад напрямів енергозбереження на основі традиційних і нетрадиційних технологій, формування системи використання природних і техногенних енергетичних потоків.

Об'єктом досліджень слугує комплексна генерація та утилізація енергії в умовах урбанізованих та промислових територій України.

У вступі детально проведено аналіз енергетичного потенціалу України.

У першому розділі висвітлені напрями енергозбереження на основі традиційних і нетрадиційних технологій.

Другий розділ присвячений комплексу способів та технологій перетворення енергії нетрадиційних природних і техногенних джерел. Проведено дослідження ефективності теплонасосної технології використання тепла вихідного вентиляційного струменя, утилізації тепла турбокомпресорів, теплонасосної утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря.

У третьому розділі охарактеризовані принципи створення теплонасосних технологій використання підземних вод для опалення і водопостачання та методи покращення енергетичної ефективності роботи теплонасосного обладнання.

У четвертому розділі детально описані геотермальні системи виробництва енергоносіїв. Обґрунтовані перспективні теплонасосні схеми геотермальної енергетики, обґрунтовано технологію видобування і використання тепла Землі в комплексі з технологією підземної газифікації вугілля в традиційних енергоустановках.

Сучасний підхід до використання теплових сонячних електростанцій, методи використання сонячної енергії у побутових геліосистемах представлено у п'ятому розділі.

У шостому розділі розглянуто питання щодо формування системи використання природних і техногенних енергетичних потоків. Розглянуто: системи теплопостачання на базі двох відновлюваних джерел енергії; використання енергії ґрунтової породи в геліосистемах енергопостачання; ефективність теплонасосної системи сонячного теплопостачання.

Дана тематика є актуальною, а отримані результати мають наукове і практичне значення. Дана робота виконана в рамках реалізації проекту: «Комплексна генерація та утилізація енергії в умовах урбанізованих та промислових територій України Науково-навчального центру Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет»: «Проблеми вискоелективного використання енергетичного потенціалу геотехнічних систем України» на виконання заходів Міністерства освіти і науки України Державної цільової науково-технічної та соціальної програми «Наука в університетах».

Вклад авторів в роботу: Півняк Г.Г.(1, 4), Бешта О.С. (2, 5), Табаченко М.М.(1, 3, 4, 5, 6), Самуся В.І.(3), Шкрабець Ф.П.(1), Дичковський Р.О.(1,5,6), Фальштинський В.С., Медяник В.Ю.(вступ), Оксень Ю.І.(2,3), Ципленков Д.В.(1), Тимошенко Є.В.(3, 4), Лозинський В.Г. (4, 5), Саїк П.Б. (5, 6). Автори висловлюють щиру вдячність усім учасникам даного проекту за надані результати досліджень та консультації щодо підготовки цієї роботи та особисто Л.С. Шломіній за внесок у систематизацію матеріалів та графічне оформлення монографії.

## ВСТУП. АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ УКРАЇНИ

Україна входить до числа провідних мінерально-сировинних держав світу. Поєднання різновікових (від архею до кайнозою) структурних елементів, що сформувалися внаслідок вияву всіх властивих становленню земної кори процесів, обумовило широкий діапазон корисних копалин, що складають мінерально-сировинну базу країни. Україна, яка займає всього 0,4% земної суші і де проживає 0,8% населення планети, має в своїх надрах 5% мінерально-сировинного потенціалу світу.

В Україні, за даними Геоінформу, розвідано 20 тис. родовищ та проявів 111 видів корисних копалин (за даними УНІАН - 200 видів корисних копалин, 120 з яких використовує людство сьогодні). З них 7807 родовищ 94 види корисних копалин мають промислове значення і враховуються Державним балансом запасів. Найбільше економічне значення мають кам'яне вугілля, нафта і газ, залізні і марганцеві руди, самородна сірка, кам'яна і калійна солі, нерудні будматеріали, мінеральні води (табл. 1). Їх родовища знаходяться у різних геологічних регіонах України (рис. 1).

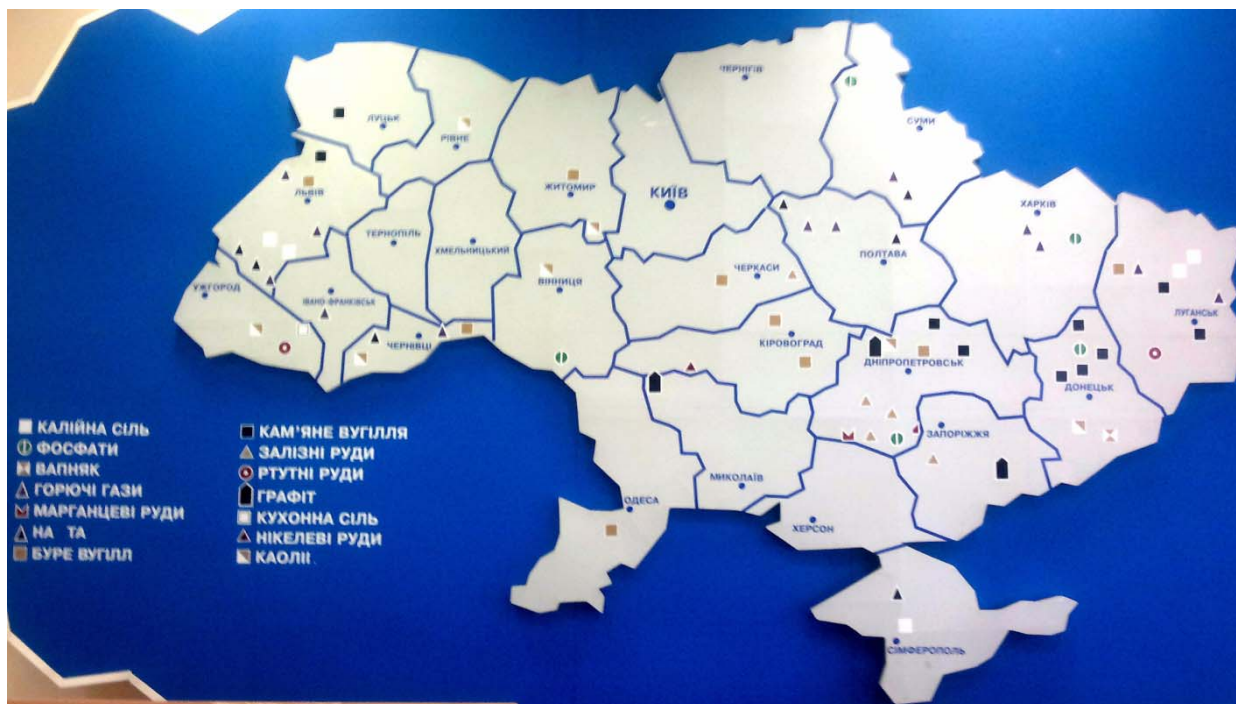


Рисунок 1 – Схематична карта родовищ корисних копалин України

За розвіданими запасами деяких корисних копалин Україна випереджає РФ, США, Великобританію, Францію, Німеччину, Канаду та ін. Зокрема, за запасами і видобутком залізних, марганцевих, титано-цирконієвих руд, багатьох видів неметалічної сировини Україна в кінці ХХ ст. займала провідне місце серед країн СНД, Європи і світу.

Гірнична промисловість України має потужний гірничодобувний потенціал і займає одне з провідних місць серед європейських країн з видобутку залізних і



марганцевих руд, кам'яного і бурого вугілля, руд кольорових і рідкісних металів, самородної сірки, кам'яної та калійної солей, виробництва феромарганцю і глинозему. Видобувають також нафту і газ, індустріальні мінерали – доломіт, каолін, графіт, кварц та ін.

Економіка України забезпечена вже розвіданими геологічними запасами на 20-30 років наперед. Проте в ХХ ст. при перебуванні України в складі СРСР внаслідок низької технологічної культури та специфічної політики центру стосовно республік часто мало місце екстенсивне і нерациональне використання надр. Цьому сприяло і те, що МСК України розвивався як частина єдиної економічної системи СРСР в умовах міжреспубліканського розподілу праці. Некомплексне, нерациональне використання надр призвело до передчасного відпрацювання багатьох родовищ корисних копалин: газу, нафти, сірки, ртуті, флюсової сировини, дорогоцінного каменю, води тощо. На початку ХХІ ст. МСК України об'єднує понад 2000 гірничодобувних і переробних підприємств, має розвинену наукову і технологічну структуру. До промислового освоєння на кінець ХХ ст. залучено 3349 родовищ, тобто 40 – 75% розвіданих запасів різних видів корисних копалин. Тут зосереджено близько 1/3 всіх виробничих фондів держави і близько 20% трудових ресурсів промисловості, щорічно виробляється до 25% ВВП, який у 2000 р. склав 173 млрд грн. Розвідані запаси майже 8 тис. родовищ вітчизняні спеціалісти оцінюють у 7,5 трлн дол. США, а західні експерти – у понад 11 трлн дол. США. Загальна вартість річної продукції гірничовидобувного комплексу України наприкінці ХХ сторіччя, коли було досягнуто найвищого рівня видобутку, становила майже 20 млрд дол. США.

В Україні у великих обсягах ведеться видобуток кам'яного вугілля (2% від світового видобутку), залізних (4 %) і марганцевих (10%) руд, урану, титану, цирконію, германію, графіту (4%), каоліну (18%), бром, вохри, нерудної металургійної сировини (кварцити, флюсові вапняки і доломіти), хімічної сировини (самородна сірка, кам'яні і калійні сульфатні солі), облицювального каменю (граніти, габро, лабрадорити і ін.), скляного піску. В значній кількості видобувають з надр вуглеводневу сировину, буре вугілля, торф, цементну сировину, карбонатну сировину для хімічної і харчової промисловості, тугоплавкі і вогнетривкі глини, сировину для будівельних матеріалів, йод, бром, різноманітні мінеральні води, дорогоцінні і виробні камені, п'єзокварц і ін. У відносно невеликих обсягах видобувають також нікелеві руди, золото, скандій, гафній, янтар, цеоліти. Іде переоцінка запасів ртуті, що видобувалася раніше в значних обсягах. В різному ступені розвідані і підготовлені до експлуатації родовища хрому, свинцю, цинку, міді, молібдену, золота, берилію, літію, танталу, ніобію, скандію, ітрію, рідкісних земель, алмазів, металів

платинової групи, плавикового шпату, фосфоритів, апатиту, горючих сланців, бішофіту і ін.

Запаси корисних копалин та виробничі потужності України дають можливість забезпечити себе та експортувати: залізо, марганець, титан, цирконій, графіт, каолін, самородну сірку, бентонітові та вогнетривкі глини, калійну та кухонну сіль, флюсову сировину, декоративно-облицювальні мінерали. Власний видобуток паливно-енергетичної сировини (нафти, газу, окремих сортів коксівного вугілля) на початку XXI ст. не задовольняє внутрішні потреби країни. В Україну імпортуються нафта, газ, глинозем, кольорові, рідкісні, рідкісноземельні метали, плавиковий шпат та ін.

Незважаючи на світову кризу, в країні постійно збільшується видобуток нафти і газу, будівельних матеріалів, дорогоцінного каміння та ін. корисних копалин. У 2010 р. в Україні перероблено 9,1 млн т нафти.

Сукупність запасів корисних копалин у надрах України містять:

1. Горючі корисні копалини – газоподібні (газ природний, гелій, етан, пропан, бутан, метан вугільних родовищ), рідкі (нафта, газовий конденсат), тверді (вугілля буре, вугілля кам'яне, торф, сапропель, горючі сланці).

2. Металічні (залізо, манган, алюміній, нікель, свинець, цинк, титан).

3. Рідкіснометалічні руди (берилій, ванадій, гафній, кадмій, кобальт, літій, ніобій, тантал, ртуть, стронцій, цирконій).

4. Руди дорогоцінних металів (золото, срібло).

5. Руди розсіяних елементів (германій, скандій, ітрієві лантаноїди).

6. Руди радіоактивних металів (уран).

7. Неметалічні корисні копалини (apatит, барит, бром, карбонати, крейда, калійна сіль, кам'яна сіль, магнеєва сіль, сірка, фосфорити, абразиви, бітум, бурштин, глини, графіт, каолін, озокерит, онікс, польовий шпат, пегматит, п'єзокварц, родоніт, цеоліти, вапняк, доломіт, кварцит, магнезит, пісок, плавиковий шпат, ставроліт, флуор, гіпс, виробне каміння, облицювальне каміння, мергель, перліт, туфи і т.д.).

8. Підземні води (прісні, мінеральні, промислові, термальні).

Україна має поклади залізних і марганцевих руд, на основі яких розвивається її чорна металургія. Рудні концентрати вивозять і до інших країн. Розвідані запаси залізних руд становлять 1/3 від запасів колишнього СРСР, а видобуток – близько половини. В Україні освоєно 35 родовищ залізних руд осадового та метаморфічного походження. Багаті промислового значення залізні руди поширені в Криворізькому басейні, Кременчуцькому та Білозірському залізорудних районах.

Криворізький залізорудний басейн – один із найбільших залізорудних басейнів світу, за сумарними запасами він є другим після КМА. Залізні руди тут добувалися ще скіфами у V–IV ст. до н. е. У Кривбасі діяло 17 шахт,

10 кар'єрів і 5 гірничо-збагачувальних комбінатів. Криворізький басейн тяжіє до центральної частини Українського щита і має площу близько 300 км<sup>2</sup>. Основне промислове значення мають магнетитові й залістисті кварцити, завдяки збагаченню яких отримується концентрат із вмістом заліза 65%. Руди з вмістом заліза 40 – 70% поширені на Саксаганському (Головному) рудному полі, де зосереджено до 90% запасів залізних руд басейну. А взагалі в Кривбасі відомо до 300 родовищ багатих залізних руд, розвідані запаси сягають 18 млрд т. Зараз видобування залізних руд ведеться вже на глибині 1000 м. До 2000 р. глибина їх видобування досягне 1500 м, однак єдиним перспективним районом на багаті залізні руди є Саксаганське рудне поле.

Кременчуцький залізорудний район прилягає до північно-східного схилу Українського щита. Вміст заліза в рудах становить 27 – 40%. Розвідані запаси магнетитових кварцитів Кременчуцької магнітної аномалії оцінюються в 4 млрд т.

Білозірський залізорудний район простягається смугою завширшки 20 км і завдовжки 65 км уздовж південного схилу Українського щита. Залізні руди представлені залістистими і магнетитовими кварцитами. В багатих рудах вміст заліза 58 – 61%. За запасами багатих залізних руд цей район є одним із найбільших після Кривбасу. Однак значна глибина залягання залізних руд зумовлює їх видобування шахтним способом.

Керченський залізорудний басейн об'єднує родовища еолітових бурих залізняків із вмістом заліза до 40% . їх запаси становлять 1,8 млрд т. Геологи вважають, що перспективним на залізну руду є Азовське море, яке знаходиться в центрі Азово-Чорноморської залізорудної провінції.

Нікопольський марганцеворудний басейн – основна база чорної металургії; охоплює Зеленодільське, Орджонікідзевське, Марганцівське й Токмацьке родовища. Вміст марганцю в окисних рудах становить 25 – 30%, а загальні запаси руди перевищують 2 млрд т.

Унікальні родовища титанових руд розробляються в Житомирській області. В нашій державі є родовища кольорових металів, а також хрому, кобальту, нікелю, ванадію, молібдену, міді, свинцю, цинку, алюмінію, ртуті, олова та ін. У межах Кіровоградського металогенічного регіону трапляються рудопрояви вольфраму, апатиту, урану, вісмуту, танталу, ніобію, рідкоземельних елементів, золота.

Упродовж тривалого часу в Україні золота не видобували. Тепер геологи відкрили його родовища на Українському щиті, де закладено розвідувально-експлуатаційні шахти. Промислове видобування золота можливе на великих родовищах у таких золоторудних районах, як Придніпровський, Земнокам'яний, Кіровоградський, Донецький, Закарпатський. Одним із відомих є Мужіївське родовище, де золото вже видобувається.

В Україні є декілька уранорудних районів (Кіровоградський, Центральнорудний з Ватутінським рудним полем, Побузький). Уранову руду видобувають і переробляють п'ять підприємств, але замкнутого циклу з виробництва ядерного палива, на жаль, поки що не створено.

На території України неогенові хлоридно-сульфатні магнієві руди є в Калуському та Стебниківському родовищах. В Західному Приазов'ї (Сорокінська тектонічна зона) виявлені високомагнезійні гіпербазити (Родіонівська ділянка). Прогнозні ресурси магнієвої сировини (категорії P<sub>2</sub>) до глибини 200 м складають 250 млн т. Перспективним джерелом магнієвої сировини є ропа Сивашського родовища. Україна володіє суттєвими запасами бішофіту (Чернігівська та Полтавська обл.). Сумарні ресурси бішофіту складають бл. 50 км<sup>3</sup>.

Запаси Львівсько-Волинського басейнів коливається в межах 0,5 – 25 м<sup>3</sup>/т. Ресурси метану в розвіданих кондиційних вугільних пластах до глибини 1800 м складають 0,45-0,55 трлн м<sup>3</sup>. В породах акумульовано в 1,5 – 2 рази більше вуглеводневих газів, ніж у вугільних пластах, тобто в них не менше 1,5 – 2,0 трлн м<sup>3</sup> метану. Таким чином, вугільні родовища України містять близько 2,5 – 3,0 трлн м<sup>3</sup> метану. За іншими оцінками ресурси метану тільки у вугільних пластах діючих шахт Донбасу складають 0,491 трлн м<sup>3</sup>; ресурси метану у вугільних пластах за межами полів діючих шахт – 0,592 трлн м<sup>3</sup>; ресурси вільного метану у вмісних породах – 3,77 трлн м<sup>3</sup>. Загалом – понад 4,0 трлн м<sup>3</sup>.

В Україні використання метановугільних родовищ знаходиться на початковій стадії. Аналіз діяльності об'єднання "Донецьквугілля" за останні 10 років ХХІ ст. показав, що з 4,5 млрд м<sup>3</sup> метану, який виділився при видобуванні вугілля, 80% було викинуто в атмосферу, 18% каптовано системами підземної дегазації, 2% вилучено через свердловини, пробурені з поверхні. В каптованій метаноповітряній суміші концентрація метану частіше за все складає менше 25% (тільки іноді до 60%), що обумовлює обмежене його використання в енергетиці (близько 9%).

Найбільш перспективним вважається видобування метановугільних родовищ із застосуванням свердловин, пробурених з поверхні. В залежності від стану перебування метану в газовому колекторі застосовуються три технології добування метановугільних родовищ:

1. Для дегазації масиву, який містить вугільні пласти, породи з розсіяною вугільною речовиною і газоносні пісковики, використовують технологію з частковим розвантаженням масиву в результаті його підробки і відводом газу через спрямовані дегазаційні свердловини. Суть способу полягає в просторовому розташуванні активного стовбура свердловини у відповідності з особливостями формування зони повного зрушення вуглепородного масиву

при його підробці. Нижню частину свердловини бурять паралельно одній з границь зони повного зрушення.

2. Попередня дегазація шахтних полів до будівництва шахти застосовується при наявності геологічних структур, які включають антиклінальні, купольні та флексурні системи, що мають газonosні пісковики що вкриті шаром герметизуючих порід (т.зв. “газові пастки”). Дегазаційну свердловину бурять в найбільш продуктивній точці “пастки” з перебуrom продуктивних за газом горизонтів. Свердловину кріплять обсадною колоною, розрахованою на тривалий термін експлуатації, перфорованою по потужності продуктивних горизонтів.

3. Технологія попередньої дегазації вуглепородного масиву із застосуванням гідродинамічного способу обробки вугільних пластів та газonosних порід. Суть її полягає у закачуванні робочої рідини в пласт при витратах, які перевищують природну приймальну здатність пласта. Це призводить до багатократного підвищення проникності пласта за рахунок розкриття і розширення природних тріщин, які об’єднані в єдину гідравлічну систему, орієнтовану до свердловини, по якій після видалення робочої рідини відбувається транспортування газу з пласта до свердловини.

Метановугільні родовища є джерелом для одержання моторного палива (замінник нафтопродуктів) і може використовуватися для одержання електроенергії. Згідно з Державною програмою [2, 3] до 2020 р. за рахунок метановугільних родовищ на Донбасі повинно бути забезпечено вироблення щорічно 8237 млн кВт-год електроенергії, 9508 тис. Гкал теплової енергії, 164 млн м<sup>3</sup> газомоторного палива, 670 тис. т метанолу.

Розвідані родовища мідних руд в Україні невідомі. Перспективні та прогнозні ресурси мідних руд оцінені: у Волинському регіоні (в утвореннях трапової формації рифей-венду); на Донбасі і в Дніпровсько-Донецькій западині (в утвореннях теригенної червоно-кольорової формації пермі; в межах Українського щита в Середньо-Придніпровському та Волинському регіонах та ін.

Мідисті пісковики Бахмутської улоговини (Донбас) розроблялися в епоху бронзи (II тис. до н.е., зокрема копальня “Картамиш”). Прогнозні ресурси міді в цьому регіоні складають близько 2 млн т; в Карпатському регіоні (у метаморфізованих вулканітах Рахівського масиву).

Найбільший інтерес являють ресурси самородної міді в трапах Волині (Луківсько-Ратнівська зона). Тут мінералізація самородної міді встановлена в смугі шириною 3 – 6 км і довжиною до 120 км. Зруденіння локалізується у верхніх мигдалекам’яних частинах базальтових лав. Рудопрояви цього району зіставляються з аналогічними родовищами міді Верхнього озера (США), але за своїми якісними показниками вони не мають аналогів: вміст міді в рудному

концентраті становить 99,5% за вище при наявності срібла до 0,03%, золота до 1 г/т, платини – 0,8 г/т і паладію – 0,4 г/т. Загальні ресурси руд Волинського району із середнім вмістом міді 1,0% оцінюються в 28 млн т металу.

Мідно-молібденові руди, в яких мідний мінерал звичайно представлений халькопіритом, борнітом, халькозином, ковеліном, малахітом, азуритом, купритом, теноритом та самородною міддю. Молібденовий мінерал – молібденіт  $\text{MoS}_2$  з домішкою феримолібдиту. Мідно-молібденові руди складають мідно-молібден-порфірові родовища плутоногенного гідротермального класу.

Крайніми членами цього ряду родовищ є мідно-порфірові родовища без молібдену і молібден-порфірові родовища без міді. Основна маса родовища – комплексні при співвідношенні  $\text{Cu}:\text{Mo} = 10:1$ .

В Україні немає розвіданих мідно-молібденових родовищ, проте є передумови для виявлення промислових запасів. У північно-західній та центральній частинах Українського щита виявлена велика кількість рудопроявів молібдену, які відповідають мідно-молібденовій та молібденовій рудним формаціям.

В Україні мідисті пісковики широко розповсюджені в Передкарпатському прогині та Донецькій складчастій споруді.

В Україні поклади магнезиту зосереджені в південній і південно-східній частинах Українського щита (Придніпровський блок). Розвідане і прийняте на баланс Правдинське родовище талько-магнезитів та карбонатних серпентинітів.

Родовище розташоване біля с. Грушівка Криничанського району на Дніпропетровщині. Запаси категорії  $\text{B}+\text{C}_1$  складають 105,1 млн т, з яких 55% талько-магнезити і 45% карбонатизовані серпентиніти. Талько-магнезити містять також  $\text{Ni}$ ,  $\text{Co}$ ,  $\text{Cr}$ .

В Оріхівському р-ні Запорізької обл. розвідано Веселянське родовище талько-магнезиту з запасами категорії  $\text{C}_1$  132,3 млн т. У 1999 – 2009рр. Україна імпортувала магнезитову сировину (річна потреба 675 тис. т), у тому числі з Китаю.

Загальні запаси марганцевої руди в Україні складають 2,5 млрд т (42,3% світових). За якісним складом марганцевої руди України поділяються на оксидні, карбонатні та змішані. Найбільш багаті – оксидні руди (вміст  $\text{Mn}$  37 – 45%), але запаси їх обмежені (20% від загальної кількості). Найбільші запаси мають карбонатні руди, але вони гірше збагачуються та мають вміст  $\text{Mn}$  29-31%. Головні рудні мінерали (вміст  $\text{Mn}$  72 – 73%) – псиломелан, брауніт, піролюзит, манганіт, родохрозит. Найбільше в Україні – Нікопольське манганове родовище (початок розробки з 1886 р.), яке вміщує оксидні, а також змішані і карбонатні руди. Великотокмацьке родов. в кінці ХХ ст. законсервоване.

Марганцеворудна (манганорудна) промисловість – галузь гірничої промисловості, підприємства якої добувають марганцеві (манганові) руди, збагачують та грудкують –їх головний споживач марганцевих руд – чорна металургія, на потреби якої витрачається до 95% світового видобутку.

Промислові запаси марганцевої руди представлені осадовими, вулкано-осадовими, метаморфогенними родовищами і родовищ вивітрювання. Понад 70% світових запасів пов'язано з родо-хрозит-псиломелан-піролюзитовими осадовими родовищами прибережно-морських і лагунових відкладів – Нікопольський манганорудний басейн (Україна), у Нікопольському басейні. (Україна) видобуток марганцевих (манганових) руд проводиться переважно відкритим способом на кар'єрах Орджонікідзевського ГЗК (73%), підземним способом на шахтах Марганецького ГЗК (27%). Крім того, діють Шевченківський, Грушівський і Запорізький кар'єри, Чкаловська, Богданівська і Грушівська 2 збагачувальні фабрики.

Річний видобуток марганцевих руд в Україні на початку XXI ст. складав близько 10 млн т, виробництво марганцеворудного концентрату – 3,5 млн т.

За запасами мергелей (7 родовищ) перше місце в Україні займає Донбас. Використовують мергель у цементній промисловості, будівництві. На мергелі працює, зокрема, Амвросіївський цементний завод (Донбас, Україна).

Також в Україні є нафта і природний газ, вугілля, горючі сланці, торф, рудні корисні копалини: залізо, марганець, мідь, алюміній, кобальт і нікель, поліметали; рідкісні метали: титан, цирконій, германій, молібден, стронцій, олово і вольфрам, уран, ртуть, стибій (сурма), хроміт, золото;

неметалічні корисні копалини; графіт; гірничо-хімічна сировина; дорогоцінне та декоративне каміння; будівельні та індустріальні корисні копалини; облицювальний камінь; гідромінеральні ресурси, а також ще ведеться розвідка запасів.

Таблиця 1 – Загальна картина запасів корисних копалин в Україні на кінець XX ст.

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
			Всього	Розроб л.	Всього	Розроб л.	Всього	Розроб бл.
<u>Горючі корисні копалини</u>								
<u>Газоподібні</u>								
1			Всього	Розроб л.	Всього	Розроб л.	Всього	Розроб бл.
	<u>Газ природний</u>							
	Вільний	млн м <sup>3</sup>	245	135	1089580	790136	17305	22

## Продовження табл.1

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
<u>Горючі корисні копалини</u>								
<u>Газоподібні</u>								
2	Розчинений Гелій	млн. м <sup>3</sup>	109	88	37317	34165	723	15
	З вільного газу	тис. м <sup>3</sup>	61	48	216867	167987	-	4904
	З розчиненого у нафті	тис. м <sup>3</sup>	5	5	375	375	-	2
3	Етан							
	З вільного газу	тис. т	73	60	56371	44325	-	920
	З розчиненого у нафті	тис. т	32	32	1530	1528	-	44
4	Пропан							
	З вільного газу	тис. т	73	60	30614	24653	-	486
	З розчиненого у нафті	тис. т	32	32	1481	1479	-	52
5	Бутани							
	З вільного газу	тис. т	73	60	14032	11440	-	257
	З розчиненого у нафті	тис. т	31	32	849	848	-	23
6	Газ природний вугільних шахт	тис. м <sup>3</sup>	125	76	153948,6	70473	387,2	-
<u>Рідкі</u>								
7	Нафта	тис. т	134	87	141648	117204	2684	-
8	Газовий конденсат	тис. т	155	101	80286	56761	1163	153
<u>Тверді</u>								
9	Вугілля							
	Буре	тис. т	78	9	2583068	121326	1298	311
	Кам'яне	тис. т	680	236	43038715	9521851	50597	7826
10	Торф	тис. т	1561	505	660507	435496	856	55
11	Сапропель	тис. т	274	8	56430	4754	-	-
<u>Металічні корисні копалини</u>								
<u>Руди чорних металів</u>								
12	Руди заліза	руда, тис. т	57	33	25947232	17545512	113256	4020
13	Руди марганцю	руда, тис. т	3	2	2262230	251628	5568	452



## Продовження табл. 1

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
<u>Руди кольорових металів</u>								
14	Руди алюмінію	руда, тис. т	1	0	18885	-	-	-
16	Руди свинцю та цинку	руда, тис. т			22024			
		сви-нець, тис. т	3	0	301,5			
		цинк, тис. т	4	0	723,7			
<u>Руди рідкісних металів</u>								
24	Руди ртуті	руда, тис. т	11	4	5245	5223	-	-
		ртуть, т			5017	4883	-	-
<u>Елементи розсіяні</u>								
30	Германій	вугілля, тис. т	203	87	7684931	2665669	14360	1867
		германій, т			38082,04	13894,11	54,35	6,67
<u>Неметалічні корисні копалини</u>								
<u>Гірничо-хімічні корисні копалини</u>								
34	Апатит	руда, тис. т	3	0	1955062	-	-	-
		P <sub>2</sub> O <sub>5</sub> , тис. т			66694	-	-	-
35	Барит	руда, тис. т	1	0	2522	-	-	-
		барит, тис. т			1009	-	-	-
36	Бішофіт	руда, тис. м <sup>3</sup>	1	0	11900	-	-	-
		роз-чин м <sup>3</sup> /міс.			720	-	-	-
37	Бром (статичні запаси)	ропа і розсоли, тис. т	2	2	216,02	216,02	1,79	-
38	Сапоніт	тис. т	1	-	29638 (C <sub>2</sub> )	-	-	-
39	Сировина карбонатна для вапнування кислих ґрунтів	тис. т	31	2	88895	218	10	-
40	Сировина для виробництва мінеральних пігментів	тис. т	11	3	11324,3	1007,7	22,8	1

Продовження табл. 1

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
<u>Неметалічні корисні копалини</u>								
<u>Гірничо-хімічні корисні копалини</u>								
41	Сировина карбонатна для кормових додатків	тис. т	2	0	6625	-	-	-
42	Сировина карбонатна для хімічної промисловості	тис. т	4	3	72323	59736	193	3
43	Сировина карбонатна для цукрової промисловості	тис. т	14	10	334479	212627	1074	-
44	Сіль калійна	сірі солі, тис.т	13	2	2350576	731743	407	40
		K <sub>2</sub> O, тис.т			250258	78492	43	5
45	Кухонна сіль	тис. т	14	11	16674149	11389999	3425	6346
46	Сіль магнієва	сірі солі, тис. т	5	4	1141875	1141875	407	40
		MgO, тис. т			87051,3	86953,3	105,5	5
47	Сірка	руда, тис. т	12	5	525931	295248	423	2
		сірка, тис. т			133051	74428	113	1
48	Фосфорит	руда, тис. т	5	1	300004	2007 (С2)	-	-
		P <sub>2</sub> O <sub>5</sub> , тис. т			6663	113	-	-
49	Флуор	руда, тис. т	2	0	905209	-	-	-
		флуор, тис. т			2923,6	-	-	-
<u>Гірничорудні корисні копалини</u>								
50	Бурштин	-	2	2	-	-	-	-
51	Глини бентонітові	тис. т	6	3	61054	60460	122	6
52	Графіт	руда, тис. т	5	1	125748	96889	72	3
		графіт, тис. т			7836,7	6148,7	4,6	0,2
53	Каолін	тис. т	34	22	451551,7	222532	1237,2	99

Продовження табл.1

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
<u>Гірничорудні корисні копалини</u>								
54	Озокерит	т	3	1	191993	113679	-	-
55	Онїкс мрамуровий	т	1	0	213(С <sub>2</sub> )	-	-	-
56	Родонїт	т	1	0	419(С <sub>2</sub> )	-	-	-
57	Сировина абразивна	руда, тис. т	4	3	54235,1	49799,1	33,4	-
		міне-рал, тис.т			4102,6	3429,6	1,2	-
58	Сировина п'єзооптична	-	1	1	-	-	-	-
59	Сировина польвошпатова	тис. т	7	4	6833,28	6206,28	13,88	1,03
60	Сланець пірофілітовий	тис. т	2	0	1780	-	-	-
61	Цеоліти	тис. т	3	2	130402	130123	14	1
<u>Нерудні корисні копалини для металургії</u>								
62	Вапняк флюсовий	тис. т	14	7	2468368	1551824	20231	1111
63	Глина для вогнетривів	тис. т	20	8	519519	307657	1718	182
64	Доломіт для металургії	тис. т	8	4	424403	134988	247	36
65	Кварцит і кварц для вогнетривів	тис. т	6	5	168561	153353	833	2
66	Магнезит	тис. т	1	0	105134	-	-	-
67	Пісок формувальний	тис. т	22	10	882714	682897	5633	332
68	Плавиківий шпат	руда, тис.т	1	0	1927	-	-	-
		СаF <sub>2</sub> , тис.т			1231	-	-	-
69	Сировина високоглиноземна (дистен-силіманіт)	руда, тис. м <sup>3</sup>	2	1	181767	153713	3622	206
		мінерал, тис.т			3126,4	1966,4	68	3,7
70	Ставроліт	тис. т	1	1	1974	1974	50	3

Продовження табл. 1

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
<u>Корисні копалини для будівництва</u>								
71	Бітум	вугіл-ля, тис. т	18	3	197116	15800	209	60
		бітум, тис. т			3126,4	1966,4	68	3,7
72	Вапняк для випалювання на вапно	тис. т	92	31	751129	460419	1728	11
73	Гіпс та ангідрит	тис. т	35	9	457624	202878	396	128
74	Глина тугоплавка	тис. т	23	11	106451	62355	287	20
75	Камінь будівельний	тис. м <sup>3</sup>	711	326	9298769	4663159	17573	214
76	Камінь облицювальний	тис. м <sup>3</sup>	157	84	378677	214704	214	-
77	Камінь пиляний	тис. м <sup>3</sup>	188	113	1032351	634281	1135	465
78	Крейда будівельна	тис. т	66	22	505210	215226	497	13
79	Мергель будівельний	тис. м <sup>3</sup>	1	0	284	-	-	-
80	Пісок будівельний	тис. м <sup>3</sup>	344	117	2637174	1017534	4678	317
81	Пісок для пісочниць локомотивів	тис. м <sup>3</sup>	8	2	12109	3680	47	-
82	Сировина для закладання виїмкового простору	тис. т	4	3	221241	219787	224	839
83	Сировина для мінеральної вати та волокон	тис. т	4	2	134454	1193	13	3
84	Сировина керамзитова	тис. м <sup>3</sup>	53	19	317977	83076	156	1
85	Сировина крем'яна (кристаліт-опалова)	тис. м <sup>3</sup>	5	1	43575	2899	-	-
86	Сировина перлітова	тис. м <sup>3</sup>	3	2	48034	15317	14	2
87	Сировина петрургічна	тис. т	1	0	26038	-	-	-

Продовження табл. 1

№ п/п	Корисна копалина, сорт, різновид	Одиниці виміру	Кількість родовищ		Балансові запаси категорії А+В+С <sub>1</sub> , на 01.01.10 р.		Ліквідовано запасів у 2009 році	
<u>Корисні копалини для будівництва</u>								
88	Сировина скляна	тис. т	29	11	247927	57968	692	32
89	Сировина цегельно-черепична	тис. м <sup>3</sup>	1818	839	2404200	987909	2677	98
90	Сировина цементна	тис. т	38	22	3086370	1826554	8289	158
91	Сланець менілітовий	тис. т	2	1	3770	11	81	-
92	Суміш піщано-гравійна	тис. м <sup>3</sup>	43	13	260134	40171	125	1
<u>Підземні води</u>								
93	Прісні	тис. м <sup>3</sup> /добу	917	541	14797,9	9845,34	4186,228	122,153
94	Мінеральні	м <sup>3</sup> /добу	149	113	65522,9	56541,4	1283,925 тис. м <sup>3</sup> /рік	304,993 тис. м <sup>3</sup> /рік
95	Промислові	тис. м <sup>3</sup> /добу	1	1	33,6	33,6	-	-
96	Термальні	тис. м <sup>3</sup> /добу	2	1	5,283	0,871	6,3	-

Щодо нафтогазової промисловості України, то початок ХХІ століття в Україні відомо близько 350 родовищ вуглеводнів (нафти, газу і конденсату) у трьох нафтогазоносних регіонах: Західному, Східному та Південному. Державним балансом запасів враховано 133 родовища нафти, 151 родовище газового конденсату та 289 родовищ природного газу (з них газових 79 родовищ; більшість родовищ комплексні: газоконденсатних – 98; нафтогазоконденсатні – 53 родовища; газонафтові і нафтогазові – 11 родовищ). На 48 родовищах підраховано запаси розчиненого газу.

Початкові розвідані запаси нафти та газового конденсату категорії А+В+С<sub>1</sub> на 01.01.2010 р. становили відповідно 433,9 млн т та 140,8 млн т. Враховуючи ступінь розвіданості початкових потенційних ресурсів нафти (близько 33 %) і газового конденсату (близько 37 %) і ступінь виробленості (відповідно близько 22 % та 16 %), потенційні видобувні ресурси нафти, які залишаються в надрах на кінець ХХ століття, оцінюються в 1043 млн т,

газового конденсату – 316 млн. т. З них нерозвідані ресурси – 896 млн т нафти та 295 млн т конденсату.

Балансові запаси горючих газів категорії A+B+C<sub>1</sub> на 01.01.2010 р. складають 1136 млрд м<sup>3</sup>, позабалансові – близько 10 млрд м<sup>3</sup>. Перспективні ресурси газу категорії C<sub>3</sub> оцінюються в 712 млрд м<sup>3</sup> (139 перспективних площ на 47 родовищ). Прогнозні ресурси категорії D<sub>1</sub>+D<sub>2</sub> – 2816 млрд м<sup>3</sup>, в тому числі вільного газу – 2651,8 млрд м<sup>3</sup>.

На перспективній площі, яка складає біля 40 % всієї території країни, потенційні ресурси вуглеводнів оцінюються в 8643,7 млн т умовного палива. З них природний газ становить 79,8, нафта – 12,5, конденсат – 5,3 і розчинений в нафті газ – 2,4 %. У межах суші зосереджено 6264,8, а на акваторіях Чорного і Азовського морів – 2378,9 млн т умовного палива (все – станом на 2010 рік).

Станом на 01.01.2010 р. Державним балансом України враховано 320 родовищ вуглеводневої сировини, 138,283 млн т нафти, 1 118 млрд м<sup>3</sup> газу, 79483 тис. т конденсату.

Основною є Дніпровсько-Донецька нафтогазоносна область, відкрита в 1950-і рр., з перспективною площею близько 78 тис. км<sup>2</sup>. Нафтові і газові поклади приурочені до нещільних зон порід кристалічного фундаменту і відкладів девонського, кам'яновугільного, пермського, тріасового і юрського віку. Вони містяться в теригенних і карбонатних породах. Нафта малосірчиста, містить багато легких фракцій, густина її 850 – 860 кг/м<sup>3</sup>. Газ метановий (до 98,5 %), сума важких вуглеводнів змінюється від десятих часток до декількох відсотків. Кількість продуктивних горизонтів – 45, потужність нафтогазоносних відкладів близько 1000 м. Нафтові відклади залягають переважно на глибині до 4500 м, газові і газоконденсатні – до 5000 – 6000 м. Найбільші родовища газу – Шебелинське, Західно-Хрестищинське, Єфремівське (сумарні запаси перевищують 970 млрд м<sup>3</sup>). Найбільші нафтові родовища – Леляківське, Гнідницьке, Глинсько-Розбищівське, які дали понад 70 % нафти Дніпровсько-Прип'ятської газонафтоносної провінції.

Карпатська нафтова область охоплює Передкарпаття, Українські Карпати і Закарпаття. Більшість родовищ тяжіють до Передкарпатського прогину. Поклади нафти зосереджені в палеогенових, а газу – у верхньоюрських, верхньокрейдових та міоценових відкладах. Глибина залягання нафтових родовищ 500 – 4800 м, газових 100 – 5000 м. Поклади вуглеводнів приурочені головним чином до піщаних, рідше карбонатних товщ. Нафта малосірчиста, вміст парафіну 7 – 10 %, густина 800 – 900 кг/м<sup>3</sup>, газ метановий (93 – 99 %). Найбільші родовища – Долинське і Бориславське.

Причорноморсько-Кримська нафтогазоносна провінція охоплює Причорноморську западину з Кримським півостровом, акваторію Чорного і

Азовського морів. Тут розвідано понад 60 родовищ нафти і газу. Промислові газові, газоконденсатні та нафтові поклади розташовані в палеогенових і нижньокрейдових гірських породах на глибині 100 – 4500 м. У підводних надрах Чорного моря родовища газу є на глибині 300–750 м. Найбільші газові родовища – Штурмове, Фонтанівське, Голіцинське. Переважна більшість вуглеводневих родовищ пов'язана з зонами глибинних розломів.

За оцінками експертів, у Східному районі доцільно особливо уважно вивчити промислову газоносність стратиграфічно і літологічно екранованих пасток, карбонатних порід різного віку, докембрійських і девонських утворень. У Західному регіоні перспективними на нафту і газ є піднасувні частини геологічних розривів, а також глибокі горизонти Передкарпаття і Карпат. У Південному районі найбільш перспективні піднасувні комплекси Переддобруджинського прогину і палеозойські карбонатні товщі Західного Причорномор'я.

Оцінка ресурсів і запасів метану вугільних родовищ в Україні за різними джерелами різна. За даними Геоінформу ресурси метану у вугільних пластах становлять 491 млрд м<sup>3</sup>, а за межами діючих шахт – 592 млрд м<sup>3</sup>. Ресурси вільного метану у вмісних породах складають 37,65 млрд м<sup>3</sup>. За даними різних експертів [4] оцінка запасів метану коливається від 4 трлн м<sup>3</sup> (1998) до 12 трлн м<sup>3</sup> (2002) нафтогазових і газоконденсатних родовищ, нафтогазоносні регіони України.

Вугілля є єдиною вуглеводневою викопною сировиною, запаси якої можуть забезпечити потреби промисловості і енергетики України в найближчі 200 – 500 років. У паливно-енергетичному балансі України вугілля займає провідне місце. Якщо в структурі світових запасів вуглеводневої викопної сировини вугілля становить 67 %, нафта – 18 % і газ – 15 %, то в Україні відповідно 94,5 , 2 і 3,6 % (за іншими даними: вугілля – 97,4 %; нафта і газ – 2,6 %).

Ресурси вугілля в Україні до глибини 1500 м станом на 01.01.2011 р. складають 117,2 млрд т, з яких 45,8 млрд т розвідані балансові запаси, в числі яких 32,1 млрд т – енергетичне вугілля і 13,7 млрд т – коксівне. Запаси кам'яного вугілля категорій А+В+С<sub>1</sub> в Україні на кінець ХХ століття за українськими джерелами складала близько 43,1 млрд т, категорії С<sub>2</sub> – 10,1 млрд т. Запаси кам'яного вугілля зосереджені в Донецькому і Львівсько-Волинському басейнах (94,9 % від загальних запасів вугілля України – 92,4 % – в Донецькому і 2,5 % – у Львівсько-Волинському). Понад третини запасів цих басейнів – коксівне вугілля. Вугленосними є теригенно-карбонатні гірські породи кам'яновугільного віку.

На 2010 рік розвідані запаси промислових категорій вугілля Донбасу становлять 57,5 млрд т і перспективні ще 18,3 млрд т. Найбільші запаси

газового вугілля – 27,5; запаси антрацитів становлять 13,8; коксівного вугілля – 9,8; пісного – 6,3 млрд. т. При річному видобутку 100 млн т цих запасів вистачить на 570 років.

Умови залягання вугілля в Донбасі складні: глибина – 1200 м, товщина пластів – 0,5 – 2,0 м, висока крутизна падіння пластів. Це ускладнює видобуток вугілля і зумовлює його високу собівартість. Видобуток вугілля у Львівсько-Волинському басейні менш складний, товщина пластів тут досягає 2 м і запаси становлять 1 млрд т.

Родовища бурого вугілля зосереджені у Дніпровському вугільному басейні, частково в межах Донецького басейну, а також в Закарпатській, Полтавській, Харківській областях. Більшість промислових покладів пов'язана з гірськими породами палеогену і неогену. Головні родовища – Коростишівське (Житомирська область), Звенигородське (Черкаська область), Олександрійське (Кіровоградська область), а також Андрушівське, Козацьке, Новомиргородське, Морозівське та інші. Балансові запаси бурого вугілля складають близько 5 % від загальних запасів вугілля України. В абсолютних оцінках запаси бурого вугілля категорій А+В+С<sub>1</sub> в Україні на кінець ХХ століття за українськими джерелами складала близько 2,6 млрд т, категорії С<sub>2</sub> – 0,3 млрд т.

На початку ХХІ століття запаси бурого вугілля за оцінками складають 2-6 млрд т, у тому числі 0,5 млрд т придатні для відкритого видобутку.

Таблиця 2 – Запаси бурого вугілля

Родовище вугілля	Запаси (млн т)	Річний видобуток (млн т)
Донецький басейн	52814	71,1
Львівсько-Волинський басейн	1437	3,6
Дніпровський басейн	2186,7	1,4

### Горючі сланці

На межі Кіровоградської і Черкаської областей відкриті запаси горючих сланців (3,7 млрд т). Основні їх поклади зосереджені в Бовтишській западині і приурочені до гірських порід палеогену. Виділено 5 горизонтів потужністю 2 – 40 м, що залягають на глибинах 180 – 500 м. Вміст керогену 30 – 40 %, вихід смол 10 – 20 %, зольність 50 – 60 %, теплота згоряння 10 – 16МДж/кг. Поклади горючих сланців виявлені також в межах Дніпровсько-Донецької западини, Волино-Подільської плити, в Карпатах і Кримських горах. Менілітові сланці у великій кількості залягають у Карпатах.



## Торф

В Україні є понад 2500 родовищ торфу (Держбалансом враховано понад 1560), запаси якого оцінюють у 2,2 млрд т. Поклади торфу розміщені в основному у Волинській, Рівненській, Київській, Чернігівській і Львівській областях.

У зональному розрізі в Україні виділяють п'ять торфово-болотних областей: Полісся (58% запасів торфу-сирця), Мале Полісся (7%), Лісостеп (35,9%), Степ (0,4%), Карпати і Прикарпаття (2,9%). Крім того, на території України відомі поклади сапропелю (близько 350 родовищ, Держбалансом враховано 274 родовища). Детальніше: Торфово-болотні області і райони України.

## Рудні корисні копалини

Залізо. За розвіданими запасами залізних руд перші три позиції займають Україна, Росія, Австралія (станом на початок ХХ сторіччя). При цьому відносні оцінки їх частки у світових запасах за різними джерелами різні. Вітчизняні джерела наводять таке співвідношення розвіданих запасів заліза в країнах світу: Україна – 16 %; Росія і Австралія – по 15 %; Китай – 11 %; США – 9 %; Бразилія і Казахстан – по 6 %; інші країни – 22 %. Російські аналітично-інформаційні джерела наводять інші дані щодо розвіданих запасів залізних руд: Росія – 16,9 %; Австралія – 10,4 %; Україна – 9,7 %; США – 9,3 %; Китай – 5,2 % (1999).

Загальні запаси залізних руд в Україні оцінюються в 27,4 млрд т (категорія А+В+С<sub>1</sub>). З 88 родовищ 60 розташовані в Криворізькому басейні, запаси якого становлять 18,7 млрд т. Запаси залізної руди в Кременчуцькому басейні оцінюють в 4,5 млрд т, а в Білозерському залізрудному районі (Запорізька область) вони становлять 2,5 млрд т. У Керченському родовищі залягає 1,4 млрд т. Прогнозні запаси залізних руд в Україні оцінюються в 20 млрд т. Значна їх кількість залягає близько до поверхні і видобуток ведеться відкритим способом. Зарубіжні експерти оцінюють запаси залізних руд в Україні в 30 млрд т.

За матеріалами Державного інформаційного геологічного фонду України запаси залізних руд категорій, що не розробляються А+В+С<sub>1</sub> оцінюється в 26,1 млрд т, а категорії С<sub>2</sub> – в 4,3 млрд т; запаси категорій, що розробляються А+В+С<sub>1</sub> становлять 17,7 млрд т, категорії С<sub>2</sub> – 2,7 млрд т. Серед руд родовищ основного Криворізького басейну виділяються багаті (магнетитові і гематит-магнетитові з середнім вмістом заліза 58,1 %) і бідні (залізисті кварцити зі середнім вмістом заліза 33,3 %).

Родовища залізних руд метаморфогенні, пов'язані з залізисто-кременистими формаціями докембрію (Кривбас, Кременчуцький, Приазовський, Білозерський та інші райони) і осадовими породами неогену

(Керченський басейн). Основні запаси пов'язані з першим типом. Серед них виділяють: багаті руди (вміст Fe 46 – 70 %) та залістисті кварцити (10 – 45 %). Багаті руди переважно гематитові. Рудні тіла пластові, стовпоподібні та лінзові потужністю від 2 – 4 до 100 – 120 м. Залістисті кварцити за мінеральним складом поділяються на магнетитові і гематитові (окислені). Потужність промислових пластових рудних тіл від 10 до 500 – 600 м. Осадкові залізні руди представлені пластами (від 2 – 3 до 15 м) бурих оолітових залізників переважно гідрогетинового складу (вміст Fe 32-40 %).

За даними Криворізького технічного університету на 2010 рік загальні розвідані запаси залізних руд в Україні становили 32,597 млрд т, у тому числі промислові 28,124 млрд т. З них 68,5 % руд зосереджено в Криворізькому залізорудному басейні, у Кременчуцькому залізорудному районі промислові запаси залізняка становлять 4,65 млрд т, а в Білозерському 0,543 млрд т. Приазовський залізорудний район є резервною базою, де зосереджено близько 3,0 млрд т розвіданих запасів руд, з яких 0,9 млрд т – легкозбагачувані високоякісні магнетитові кварцити.

Таблиця 3 – Запаси, річний видобуток та вміст заліза в руді з регіонів

Родовище заліза	Запаси (млн т)	Річний видобуток (млн т)	Вміст заліза (%)
Горішнє-Плавинське	1310	11,6	35,1
Петровське	312,5	2,7	32,68
Галещинське	240	–	58,5
Південно-Білозірське	235	3,2	62,0

За запасами і ресурсами марганцевих руд Україна займає 1-е місце в Європі і 2-е місце в світі (після ПАР). Головні запаси (близько 2,28 млрд т.) зосереджені в Нікопольському марганцеворудному басейні (33 % розвіданих запасів країни) і Велико-Токмацькому родовищі (67 %).

Руди осадові, приурочені до відкладів олігоцену. Рудні пласти, що залягають на глибині 10 – 100 м, мають потужність 0,65 – 3,6 м (середня – 2 м), являють собою теригенну пачку з включеннями конкрецій, пізолітів, оолітів, прошарків рудної речовини. Вміст Mn 14,5-32,1 %. Виділяють три типи руд: карбонатні (77 % запасів України при середньому вмісті марганцю 21,9 %, переважна їх частина – у Велико-Токмацькому родовищі), оксидні (15 % запасів країни при вмісті марганцю 28,6 %, переважають на Нікопольському родовищі) і змішані (8 % запасів при середньому вмісті 25 %). Руди фосфористі (в середньому 0,25 %).

Головні родовища: Велико-Токмацьке, Зеленодільське, Орджонікідзівське, Марганцівське. Запаси марганцевих руд України категорій А+В+С<sub>1</sub> на 01.01.00 р. складала 2,27 млрд т. (на 2010 р. – 2,5 млрд т). На початку ХХІ ст. проводилися пошуки оксидних і оксиднокарбонатних марганцевих руд в інших районах Українського щита; найбільш перспективними вважаються межиріччя Дніпра і Інгульця, Інгулу і Інгульця.

Таблиця 4 – Запаси, річний видобуток та вміст марганцю в руді з регіонів

Родовище марганцю	Запаси (млн т)	Річний видобуток (млн т)	Вміст марганцю (%)
Нікопольський басейн	704,8	4,98	23
Токмацьке родовище	1578,5	–	25,8

Мідь. В кінці ХХ ст. в межах Волино-Подільської плити в трапових покривах базальтів в інтервалі глибин 200 – 600 м відкриті великі запаси самородної міді, аналог відомих родовищ району Великих Озер (США). Прогнозні ресурси міді категорій Р<sub>1</sub>+Р<sub>2</sub>+Р<sub>3</sub> з вмістом від перших до декількох десятків відсотків оцінюється в 25 млн т. Крім того, тут є попутне золото, срібло, метали платинової групи.

Алюміній. Мінеральною базою алюмінію в межах України є родовища бокситів, нефелінових руд та алунітів. Україна бідна на боксити – виявлено лише 3 родовища (всі – на Українському щиті): Високопільське, Нікопольське та Смілянське. Вони приурочені до кір вивітрювання докембрійських утворень Українського щита. Держбаланс запасів враховує лише Високопільське родовище залізистих бокситів. Руда низької якості. Запаси категорій А+В+С<sub>1</sub> на 01.01.09 р. – 18,9 млн. т. Запаси нефелінових руд Мазурівського і Калино-Шевченківського родовищ складають близько 2,9 млрд т, однак переробка руд цього типу вимагає значних енергозатрат й істотної модернізації технологічного процесу. У зв'язку з цим всі родовища поки не освоєні. Крім того, є запаси алунітів у Закарпатті.

Кобальт і нікель. Ресурси і запаси кобальту в Україні незначні: підтвержені запаси 8 тис. т (0,1 % світових), вміст кобальту 0,04 %. Україна має незначні підтвержені запаси нікелю – 190 тис. т, що складає 0,4 % від світових запасів.

Невеликі родовища кобальт-нікелевих руд виявлені на Побужжі (6 родовищ – Капітанівське, Деренюхське та ін.) і в Придніпров'ї (4 родовища – Девладівське, Тернівське та ін.). Вони пов'язані з корою вивітрювання серпентинітів. Їх розвідані запаси складають близько 200 тис. т нікелю. Рудні поклади складені нонтронітами, бурими залізяками і вохрою з середнім вмістом Ni 1% і Co 0,1%. Ресурси силікатних руд нікелю в Побузькому районі становлять 469 тис. т металу, а в межах Середнього Придніпров'я – 1,1 млн т. Сульфідно-нікелеве зруденіння встановлене в габродолеритах Північно-Західного району Українського щита (Прутовська площа), де перспективні ресурси руд (з середнім вмістом нікелю 0,55, кобальту 0,012 і міді 0,254 %) становлять 14,6 млн т.

Поліметали. Родовища і прояви свинцево-цинкових руд відомі в фанерозойських утвореннях Закарпаття (Мужіївське, Берегівське, Беганське), на Донбасі (Нагольний кряж, Слов'янське) і у Передкарпатті (Волинський прогин). Промисловий інтерес представляють закарпатські вулканогенні гідротермальні родовища і епітермальне Біляївське (Харківська область). Держбалансом запасів враховується 4 родовища: Мужіївське, Берегівське, Беганське і Пержанське комплексне цинкове родовище. Всього в Україні на кінець XX ст. запаси свинцю категорій А+В+С<sub>1</sub> склали за оцінками 302 тис. т, а цинку 724 тис. т.

Зруденіння Закарпаття пов'язане з міоцен-паннонськими вулканічними зонами і масивами, характеризується вузловим розподілом і приурочене до внутрішніх вулканічних дуг. Родовища складені вулканітами (андезити) та їх похідними. Розміщення рудних тіл контролюється розривними структурами, ділянками розвитку експлозивних брекчій, зонами інтенсивного проникнення і пористості. Жильні рудні тіла мають потужність до 5 м, містять Pb до 2 %, Zn 3 – 4,5 %, а також срібло.

На Нагольному кряжі відомо понад 500 рудних зон. Рудні тіла контролюються розривними порушеннями. Потужність рудних жил в гірських породах нижнього і середнього карбону – до 5 м. Поліметалічна мінералізація Слов'янської брахіантикліналі знаходиться у відкладах верхньої пермі. Потужність рудних тіл 0,1 – 8 м. Вміст Pb 1 %, Zn 3 – 10 %. Зруденіння бітумно-поліметалічного типу. На Біляївській солянокупольній структурі свинцево-цинкове зруденіння приурочене до надсоляної брекчії і дронівської світи нижньої пермі. Вміст Pb 0,1-10,3 %, Zn 0,36 – 15,72 %. Перспективні ресурси становлять 1,11 млн т із середнім вмістом суми свинцю і цинку в руді 6,14 %.

Рідкісні метали. Родовища рідкісних металів України різноманітні за віком, складом та походженням виявлені в межах Українського щита (головним чином в докембрійських утвореннях). Рудні об'єкти є у Волинському,

Подільському, Центральному, Криворізько-Кременчуцькому і Приазовському районах. Всі відомі рудопрояви приурочені до гранітних пегматитів, берилієвих лужних метасоматитів, фосфорвмісних основних лужних гірських порід, карбонатитів, нефелінових та лужних сієнітів.

За формаційно-парагенетичною класифікацією рідкіснометалічні родовища України поділяють на 4 типи:

- формація рідкіснометалічних пегматитів (Балка Крута, Шевченківське, Полохівське, Станковатське);
- габро-сієнітова формація (Азовське, Балка Мазурова);
- лужно-основна формація (Новополтавське);
- рідкіснометалічні метасоматити (Жовторічинське, Першотравневе, Калинівське, Лозоватське, Південне).

Потужним джерелом рідкісних металів можуть стати також нерідкіснометалічні родовища, зокрема:

- розсипні ільменітові, пов'язані з вивітрюванням основних порід плутонів (перспективні на скандій, ванадій), а також ільменіт-рутил-цирконієві прибережноморські розсипи (тантал, ніобій, скандій, циркон, гафній, ванадій);
- каолінові (Глуховецьке, Турбівське, Присянівське) з монацитом та ксенотимом. У пісках родовищ, які йдуть у відвали, вміст монациту сягає 1,5 кг/т;
- хлоридні високомінералізовані води Дніпровсько-Донецької западини та інших структур (літій, рубідій, цезій), а також мінералізовані, часто термальні води у районах прояву молодого вулканізму (літій, цезій);
- техногенні родовища.

Розвідані запаси і ресурси деяких з об'єктів (рудопровів, родовищ) класифікують як великі і навіть унікальні для руд цирконію, гафнію, літію, берилію, скандію, танталу, ніобію, ітрію, лантаноїдів (2000). На Приазовському блоці виявлені і станом на 2010 р. розвідуються великі родовища рідкісних і рідкоземельних металів (Азовське, Мазурівське).

За 1990-і роки в Україні розвідана низка перспективних рідкіснометалічних родовищ берилію, цирконію, літію, танталу, ніобію та ін. Також виявлені нові типи комплексних руд, що містять скандій, ванадій, галій та ін.

На початку XXI ст. особливо перспективними вважаються такі рудні об'єкти: Пержанське родовище берилію; Ястребецьке флюорит-циркон-рідкісноземельне родовище; Малишівське ільменіт-цирконове родовище; Полохівське, Шевченківське, Станковатське родовища літію; Азовське циркон-рідкіснометалічне; Жовторічинське скандій-ванадієве; Мазурівське циркон-рідкіснометалічне; Вербинське молібденове; Західно-Сергіївське золото-молібденове; Новополтавське апатит-рідкісноземельне; Стремигородське,

Федорівське, Видиборзьке та Крапивенківське апатит-титаномагнетит-рідкіснометалічне родовища.

За так званим коефіцієнтом унікальності (відношення прогнозних ресурсів елементів до їх кларку в земній корі) найбільші рідкіснометалічні родовища України віднесені до таких категорій. На Українському щиті за запасами:

- ніобію: гігантським родовищем можна вважати Чернігівське (Новополтавське), крупними – Октябрьське та Яструбецьке;

- цирконію: гігантським – Яструбецьке, середніми – Чернігівське, Октябрьське, Азовське;

- рідкісних земель: крупними – Чернігівське та Яструбецьке, середніми – Октябрьське і Азовське;

- танталу: крупними – Чернігівське та Октябрьське;

- стронцію: крупним – Чернігівське;

- молібдену: крупними – Вербинське та Східно-Серергіївське, середнім – Балка Мазурова;

- літію: середнім – Полохівське родовище в петалітових пегматитах.

Більшість із згаданих родовищ є комплексними, що підвищує їх цінність.

Таблиця 5 – Родовища рідкісних металів українського щита

<u>Родовище</u>	Середній вміст по родовищу	Ресурси, тис. т	<u>Кларк в земній корі, г/т (за Виноградовим)</u>	Коефіцієнт унікальності $\times 10^{11}$
<u>Лантанодів</u>				
Чернігівське (Новополтавське)	0,2	3217	184	0,175
	0,3	4824	184	0,262
	0,4	6433	184	0,35
Октябрьське	0,065	237	184	0,013
Яструбецьке	0,14	2000	184	0,11
Азовське	1,3	388,33	184	0,02
Петрово-Гутівське	5,0-6,0	2,25-2,7	184	0,00014
<u>Ітрію</u>				
Азовське	0,1	29,87	20	0,015
<u>Ніобію</u>				
Чернігівське (Новополтавське)	0,072	1150	20	0,57
	0,141	2270	20	1,135
	з корою вивітрювання	1500-2500	20	1
Октябрьське	0,14	198	20	0,099
Яструбецьке	0.021	307	20	0,15
<u>Танталу</u>				

Продовження табл. 1

<u>Родовище</u>	Середній вміст по родовищу	Ресурси, тис. т	<u>Кларк в земній корі, г/т</u> (за Виноградовим)	Коефіцієнт унікальності $\times 10^{11}$
Чернігівське (Новополтавське)	0,0035	68,7	2,5	0,27
	0,0016	31,4	2,5	0,125
	з корою вивітрювання	50-100	2,5	0,3
Октябрьське	0,005-0,01	24-44	2,5	0,14
<u>Цирконію</u>				
Чернігівське	0,014	216	170	0,013
Октябрьське	0,37	747	170	0,044
Азовське	2,5	746,79	170	0,044
Яструбецьке	1,46	20800	170	1,22
<u>Стронцію</u>				
Чернігівське	1,1	17700	340	0,52
<u>Молибдену</u>				
Вербинське	0,05	25,2	1,1	0,11455
<u>Сергіївське</u>	0,24	32,4	1,1	0,3
<u>Балка Мазурова</u>	0,018	1,35	1,1	0,01
<u>Літійу</u>				
Полохівське	11700	182	32	0,057

Деякі дослідження (Л. С. Галецький та ін.) показують наявність широтних поясів концентрації рідкіснометалічних елементів в Україні. Виділяють три широтні мегазони – Північно-Українську (між 51 і 52° півн. ш.), Центральньо-Українську (вздовж 48-ї паралелі) та Південно-Українську, в межах яких локалізовано більшість рудних родовищ та рудопроявів.

Титан. Україна має найбільші в Європі запаси та ресурси титану. Державним балансом запасів корисних копалин враховано 15 родовищ титану (з них 4 розробляють), які розташовані в межах Київської, Дніпропетровської, Харківської, Донецької областей.

Родовища титанових руд представлені корінними, залишковими і розсипними типами. Основною мінеральною базою титану є ільменітові і комплексні рутил-циркон-ільменітові розсипи кайнозою. Корінні руди пов'язані з інтрузіями олівінових габроїдів. Невеликі дайки або штоки приурочені до зон глибинних розломів. Вміст ільменіту в них досягає 25 %, апатиту 12 %.

Залишкові родовища просторово і генетично пов'язані з кораами вивітрювання основних порід. Потужність рудного пласта досягає 25 – 30 м, вміст ільменіту 150 – 200 кг/м<sup>3</sup>. Крім ільменіту присутній апатит. Серед розсипів ільменіту виділяються алювіальні (Іршанське родовище та інші) і прибережно-морські (Малишівське родовище). Алювіальні розсипи мають протяжність до декількох км. Продуктивний пласт (потужністю до 10 м) містить до 300 кг/м<sup>3</sup> ільменіту. Для прибережно-морських розсипів характерні пласто- або лінзоподібні рудні поклади, потужність яких досягає декількох метрів, а протяжність – декількох десятків кілометрів. Продуктивний пласт

складений кварцовими пісками. Крім лейкоксенізованого ільменіту присутні рутил і циркон.

В кінці ХХ ст. на початку ХХІ ст. встановлені і оцінені значні обсяги перспективних ресурсів титану, сума яких по відношенню до запасів промислових руд України становить 215 %.

Цирконій. Запаси цирконію в Україні значні, Держбалансом враховується 7 розсипних родовищ та одне корінне (розробляють Малишівське родовище на Дніпропетровщині). Долинське родовище цирконієвих руд – одне з найбільших у світі.

Германій. Запаси германію (у вугіллі і лігнітах) категорій А+В+С<sub>1</sub> на початок ХХІ ст. склали 36 тис. т. Крім того германій є в залізних рудах Криворізького та Кременчуцького родовищ.

Молібден. Молібденові руди встановлені на Українському щиті. Найбільш вивчене молібденове зруденіння в північно-західній частині регіону, де воно локалізується в зоні контакту Устинівського масиву гранітів (тут виявлено 4 рудопрояви молібдену – Вербинське, Устинівське, Річицьке і Високе), а також в Середньому Придніпров'ї (Сергіївське зруденіння). Прогнозні ресурси найбільш вивченого Вербинського рудопрояву Північно-Західного району становлять 9,5 млн т при середньому вмісті молібдену 0,054 % до глибини 150 м. У Середньому Придніпров'ї молібденове зруденіння супроводжує золоторудні об'єкти Солонянського рудного поля. Перспективні ресурси молібденових руд Сергіївського родовища із вмістом молібдену від 0,06 до 0,3 % становлять 33 тис. т металу.

Стронцій. Єдине в Україні родовище стронцію – Новополтавське рідкіснометалічне (Запорізька область).

Олово і вольфрам. Руди олова і вольфраму локалізуються переважно в північно-західній частині Українського щита (Сушано-Пержанська зона, загальні запаси близько 100 тис. т при вмісті олова від 0,1 до 1 – 2 %. Руди комплексні, містять каситерит, колумбіт, вольфраміт, флюорит і кріоліт. Всі рудопрояви на початку ХХІ ст. знаходяться на пошуковій стадії вивченості і потребують попередньої геолого-економічної оцінки. Мінералізація вольфраму відома також в Пержанському рудному полі і в зонах контактів Корсунь-Новомиргородського і Коростенського плутонів (Кочерівська структура, Селищанський рудопрояв). Загальні прогнозні ресурси вольфраму в межах цих районів оцінюються в 105 тис. т металу.

Магнезіальні руди з платиноїдами встановлені в Середньому Побужжі, де вони приурочені до ультрабазитів, в яких зміст оксиду магнію становить 43 %, нікелю – 0,35 % і платиноїдів – 0,4 %. Перспективні ресурси магнезіальних руд з платиноїдами в межах відміченого району становлять 546 млн т. Прогнозні



ресурси МГП України незначні і складають до 300 т (~ 0,6 % світових).

Уран. За підтвердженими запасами урану і його ресурсами країна займає 1-е місце в Європі (2010). Росія за цими показниками перевищує Україну, але її родовища знаходяться на Євразійському континенті. Україна за зарубіжними оцінками має 1,8 % підтверджених світових запасів урану, що складає 45,6 тис. т. Руди виявлені в межах Українського щита. Держбалансом запасів корисних копалин враховано 17 родовищ (у Кіровоградській – 14, Миколаївській – 2, Дніпропетровській – 1). Уранові руди приурочені до протерозойських натрієвих метасоматитів, розвинених в Кіровоградському ураноносному районі Українського щита. За вмістом урану (0,1 – 0,2 %) ці руди відносять до бідних і рядових. Дослідження останніх років дозволяють прогнозувати аналогічні родовища в центральній частині Українського щита [1].

Незважаючи на трагедію в Чорнобилі, яка потрясла весь світ, людство поступово оговтується від ядерного шоку. І навіть, незважаючи на протести «зелених», західний світ, де дуже обережно ставляться до всіх проектів, пов'язаних з екологічною безпекою, переглядає своє різко негативне ставлення до ядерної енергетики. І хоча Україні доводиться щогодини зіштовхуватися з наслідками тієї катастрофи, здатність до «виживання» української енергетики значною мірою зумовлена напруженою роботою саме підприємств ядерної енергетики України. Це зумовлено й тим, що до 70% потреб України в природному урані, усі 100% – у конверсії двоокису урану в гексафторид урану, збагачені ізотопи урану-235, потреби в тепловидільних елементах (твелах), цирконієвий прокат (причому з українського цирконієвого концентрату), науково-технічний супровід і удосконалення ядерного палива забезпечує Росія [6].

Водночас вітчизняний Східний гірничо-збагачувальний комбінат (Жовті води, Дніпропетровська обл.) цілком здатний забезпечити в ядерно-паливному циклі 100% потреб в урані (а нині його потужності завантажені на 30%), виробництво іонообмінних смол для випуску уранового концентрату може забезпечити держпідприємство «Смоли» (Дніпродзержинськ, Дніпропетровська обл.), а цирконієвого концентрату – Верхньодніпровський гірничо-металургійний комбінат у Вольногорську.

Тому, у принципі, логічно, що Україна повертається до ідеї створення власного неповного ядерно-паливного циклу (тобто виробництва вітчизняного ядерного палива для АЕС), яку, до слова, тодішній уряд вивчав ще 1993 року. З багатьох причин український «ядерний віз» і нині там. І, незважаючи на створений кілька років тому Фонд ядерно-паливного циклу (ФЯПЦ), наміри одержати ще торік першу вітчизняну ядерну паливну збірку так і залишилися

намірами. Фонд ЯПЦ практично порожній, констатував пан Нігматулін, і наповнення його за старою схемою найближчим часом дуже проблематичне, бо гроші, призначені для ФЯПЦ, «зависнули» в «Енергоринку». Держфінансування програми створення власного ядерного палива не передбачено... А тим часом «ядерну» держпрограму без цього ніхто не потягне.

На початку процесу формування бюджету-2012 ПЕКівський і бюджетний комітети ВР організували слухання з вищезазначеної теми. Але після того, як виступили безпосередні представники ядерної енергетики й підприємств, що можуть «замкнути» ядерно-паливне виробництво в Україні, на жаль, стало очевидно: поки що до реальної реалізації наміченої програми далеко – заковика у фінансуванні. «Ядерники» на майбутній рік під програму створення неповного ЯПЦ просять не менше 320 млн грн., а депутати з профільного комітету ВР кажуть, що й мінімальних 240 млн грн. узяти нема де. Чим закінчиться ця дискусія, поки що невідомо. Тим більше, що в ній досить складно знайти точку відліку: програма створення неповного ЯПЦ має бути ув'язана з довгостроковою й дуже стратегічною національною енергопрограмою, яка, можливо, дозріє лише 2020 року, а бюджетне фінансування розвитку «ядерної» галузі закладається парламентом уже сьогодні.

З усіх найширше використовуваних у світі енергоносіїв – нафти, газу, вугілля, урану – Україна має в достатній кількості лише два – вугілля й уран.

Вугільна промисловість України базується на досить значних покладах вугілля, що забезпечуватимуть потреби України ще протягом 200 – 300 років. Враховуючи ці запаси, а також ті значні енергетичні потужності, що використовують вугілля як енергоносії, прогнозується й у майбутньому провідна роль вугілля в енергетиці України.

Водночас не можна забувати про те, що понад 40% електроенергії в Україні виробляють атомні станції, але тільки 30% потреби в сировині для виготовлення ядерного палива (концентрат природного урану) виробляється в Україні.

Хоча для повного забезпечення вітчизняних АЕС власною урановою сировиною є всі умови.

Сировинна база атомної промисловості України. Уранова промисловість України базується на значних покладах уранових руд, розташованих в основному в межах Кіровоградської області. За сумарними запасами урану Україна входить у першу десятку країн світу, до того ж, переважна їхня частина розвідана до високих категорій вивченості, що визначає високий рівень їх підготовленості до промислового освоєння. Прогнозні ресурси урану в Україні оцінюються досить високо, зокрема, значний їх обсяг міститься в уранових родовищах традиційного типу – уранових рудах в альбітитах Українського

щита. Останніми роками в результаті аналізу й переоцінювання нагромадженої геолого-геофізичної інформації окреслено досить значні перспективи пошуку на території України нових типів родовищ, багатих на уранові руди. Пошук і розвідка таких родовищ могли б істотно поліпшити економічні показники вітчизняної урановидобувної промисловості. Нині видобуток урану з родовищ планети забезпечує лише близько 60% потреб АЕС світу. Дефіцит виробництва урану покривається в основному зі складських запасів. За прогнозом МАГАТЕ та Світової ядерної асоціації (WNA), світові потреби в урані неухильно зростатимуть: від 62000 тонн у 2000 році до 75000 тонн у 2020-му. Прогнозується збільшення виробництва природного урану від 34800 тонн у 2015 році до 52500 тонн у 2020-му (що становитиме майже 80% загальної потреби).

Існуючий дефіцит може бути частково покритий збройовим ураном. Іншим альтернативним джерелом може стати уран, отримуваний з відпрацьованого ядерного палива. Проте навіть за умови використання цих тимчасових резервів загальна світова потреба атомної енергетики в урані не буде забезпечена. А отже, й ціни на уран неухильно зростатимуть. До того ж, запаси урану в Європі вичерпуються і його видобуток, відповідно, різко скорочується. Це підтверджує й енергетична стратегія Росії, за якою запаси урану за ціною близько 40 дол. за 1 кг віднесено до дешевих, але навіть і за ціною 80 дол. за 1 кг вважаються рентабельними при розробці уранових родовищ.

Сировинна база самих лише розвіданих родовищ урану здатна забезпечити Україні одне з перших місць серед виробників природного урану. Поновлення повномасштабних геологорозвідувальних робіт з урану може вже найближчими роками призвести до відкриття нових родовищ, багатих на уранові руди, а це дозволить значно знизити собівартість виробництва концентрату природного урану.

Промислові родовища урану України представлені ендегенними родовищами в альбітитах і екзогенних родовищах у відкладеннях платформного чохла Українського щита. На сьогодні Україна має 12 детально розвіданих уранових ендегенних родовищ із сумарними запасами, які в змозі забезпечити потреби діючих АЕС України ще на 100 років. Найбільші з них розташовані в Кіровоградському рудному районі.

Ртуть. За загальними запасами ртуті (1,9 % світових) Україна займає 5-е місце (після Іспанії, Алжиру, Китаю і Киргизії). В Європі за загальними запасами металу Україна займає 2-е місце (після Іспанії, з великим відривом від неї, 1999). Ртутні руди представлені гідротермальними вулканогенними родовищами в Закарпатті (Боркут, Кам'яний кар'єр та інші) і епітермальними в Донецькій ртутній провінції (родовища Микитівського рудного поля).

У Закарпатті ртутне зруденіння асоціюється здебільшого з гіпабісальними інтрузивами (діорит-порфіритами і гранодіорит-порфіритами). Рудні тіла – подовжені за падінням стовпи, лінзи і гнізда. Зруденіння здебільшого комплексне ртутно-поліметалічне, рідше – ртутне і ртутно-стибієве з арсеном.

Родовища Донбасу приурочені до склепінчастих частин антикліналей. Поклад в пластах пісковиків і гнізда узгоджуються з січними тілами в ядрах антиклінальних складок. Руди практично мономінеральні (кіновар з незначною кількістю антимоніту).

На початок ХХІ ст. сумарні балансові запаси ртуті в Україні за оцінками склали 29 тис. т (за іншими даними – 24 тис. т ртуті). Категорій А+В+С<sub>1</sub> – 5 тис. т, С<sub>2</sub> – 19,9 тис. т. Перспективні ресурси запасів ртуті оцінені тільки по Микитівському рудному полю (1 тис. т металу).

Стибій (сурма). Сурма (стибій) є попутним компонентом ртутних руд Микитівського рудного поля. Розвідані її запаси тут складають близько 4200 т, а перспективні ресурси – 30 тис. т.

Хроміт. Хромітові руди в Україні на Побужжі утворюють родовища, приурочені до масивів гіпербазитів докембрію. На Капітонівському родовищі, де потужність рудних тіл 0,1 – 12 м, а вміст оксиду хрому в руді 9 – 40 % в (середньому 29 %), запаси становлять 600 тис. т. На базі родовища можна виробити 52 – 53 тис. т концентрату із вмістом оксиду хрому близько 50 %.

Золото. В Україні виділяють 3 основні золотоносні провінції: Карпатську, Українського щита та Донецьку. Тут виявлено шість золоторудних районів з ресурсним потенціалом в декілька тисяч тонн золота при середньому вмісті 6 – 8 г/т. Близько 75 – 80% загальних ресурсів золота зосереджено в Українському щиті, до 15% – в Карпатському регіоні і до 10 % – в надрах Донбасу.

В Українських Карпатах виявлено 3 золоторудні родовища (Мужіївське, Березівське, Сауляк) та численні рудопрояви корінного і розсипного золота. Корінне золоте зруденіння приурочене до Закарпатського прогину та Мармороського кристалічного масиву. Розсипна золота мінералізація локалізується в різноманітних структурно-фаціальних зонах складчастих (флішевих) Карпат і Передкарпатського прогину. У Закарпатському прогині золоте зруденіння (Березівський і Вишківський райони) формувалося на етапі неогенової тектоно-магматичної активізації і є просторово та генетично пов'язано з вулканічними породами ліпаритової та андезитової формацій в місцях їхнього спільного прояву. Воно представлене комплексними золотополіметалічними рудами, що належать до єдиної малоглибинної золотополіметалічної формації.

Провінція Українського щита – найбільш перспективна. Тут виявлено декілька родовищ (Клинцівське, Балка Широка, Балка Золота, Бердянське, Сергіївське, Майське та ін.), понад 10 рудопроявів та близько 20 перспективних

ділянок. Золоте зруденіння пов'язане з архейськими зеленокам'яними структурами і гнейсово-магматитовими комплексами верхнього протерозою, які не мають аналогів у зарубіжних щитах. Основні родовища та рудопрояви золота зосереджені у трьох геоструктурних блоках: Середньо-Придніпровському, Кіровоградському, Подільському. Є перспективи виявлення родовищ у Волинському та Приазовському блоках. На Українському щиті виділяють 7 золоторудних формацій: золотоуранова, золотосульфідно-уранова, золото-скарнова, золото-аргілітова, золото-сульфідно-кварцова, золотокварцова, золотосрібно-сульфідна.

У Донецькій провінції виявлені родовища корінного та розсипного золота. Корінне золото приурочене до чорносланцевої формації карбону. Найважливіше значення має Нагольчанський рудний вузол, що охоплює золотосульфідні і поліметалічно-срібні руди Бобріківського, Гостробугорського, Єсаулівського і Нагольно-Тарасівського рудних полів. Рудні тіла залягають на глибинах від 300 – 400 до 3300 м. Крім того, є перспективи виявлення золота в Криму, Добруджі і особливо на шельфі Чорного та Азовського морів, де відкрито ділянки з золотою мінералізацією. За зарубіжними даними загальні запаси золота в Україні на початок ХХІ ст. оцінюються в 30 т, підтверджені – 20 т. Загальні прогнозні ресурси золота в Українському щиті за українськими джерелами на 2010 р. становлять 2400 т. Найбільш детально вивчені родовища у Побузькому, Кіровоградському, Середньо-Придніпровському районах, ресурси золота яких оцінюються в 620,4 т.

В Україні загальні запаси золота складають 3200 т, ідентифіковано 236 проявів золота, 10 з яких має по 80 – 135 т золота кожний.

#### Неметалічні корисні копалини

Серед неметалічних корисних копалин найбільше значення для економіки України мають графіт, каоліни, плавиковий шпат, фосфорити, апатит, вогнетриви, бентонітові глини і інші.

Графіт. Україна займає 2-е місце у світі за запасами графіту (прогнозні ресурси понад 1 млрд т, 20 % світових, Китай – 26 %). Виявлено близько 300 родовищ і проявів графіту. Графітові родовища сконцентровані в Побузькому, Бердичівському, Криворізькому і Приазовському районах Українського щита. Всі родовища належать до метаморфогенного типу. Держбалансом ресурсів України враховано 5 родовищ графіту. Родовища кристалічного графіту (Заваліївське, Троїцьке та ін.) пов'язані з тілами графітових гнейсів і їх корою вивітрювання. Рудні тіла залягають серед метаморфічних порід і в середньому містять 6 % графіту. Балансові запаси графітової руди категорії А+В+С<sub>1</sub> напочатку ХХІ ст. склали в Україні 125,8 млн т, графіту – 7843 тис. т. Практичний інтерес представляють здебільшого рихлі руди зони вивітрювання.

Їх перспективні ресурси становили на 2010 р. 869 млн т (46,3 млн т графіту), а прогнозні – 700 млн тонн.

Таблиця 6 – Запаси графіту річний видобуток, та вміст графіту по родовищах

Родовище графіту	Запаси (тис. т)	Річний видобуток (тис. т)	Вміст графіту (%)
Заваллівське	4868	16,8	7,3
Балахівське	850	–	5,0
Буртинське	1260	–	6,3

Гірничо-хімічна сировина. Україна багата на гірничо-хімічну сировину. Великі запаси калійних солей зосереджені в Івано-Франківській (Калуське, Тростянецьке, Туро-Волинське родовища) і Львівській області (Стебниківське, Бориславське родовища). Калуське, Стебниківське і Сиваські родовища багаті на магнеєві солі.

Калійні солі пов'язані з неогеновою галогенною формацією Передкарпатського передового прогину. Прикарпатський калієносний басейн складений сульфатними відмінами калійно-магнеєвих солей. Усього тут відомо понад 20 родовищ. Найбільші з них Стебниківське і Калуш-Голинське. Багатопластові поклади солей зім'яті в складні складки, порушені численними скидами і насувами. Середній вміст  $K_2O$  в рудах 10 – 11 %, нерозчинного залишку до 30 %. Балансові запаси категорії А+В+С<sub>1</sub> в кінці ХХ ст. в перерахунку на  $K_2O$  склали 250 млн т.

Апатити. Родовища апатитових руд виявлені в межах Українського щита. Вони пов'язані з докембрійськими габро-анортозитами, лінійними тілами карбонатитів і корама їх вивітрювання. Руди комплексні апатит-титанові (Коростенський, Корсунь-Новомиргородський плутони) і апатит-рідкіснометалічні в родовищах Приазов'я, в основному бідні: вміст  $P_2O_5$  2,5 – 5 % в корінних рудах і 5 – 10 % в корах вивітрювання. Держбалансом запасів враховано 3 родовища комплексних апатитвмісних руд. Запаси апатиту категорії А+В+С<sub>1</sub> в кінці ХХ ст. складають 1955 млн т руди і 66,7 млн т.  $P_2O_5$ . Ресурси апатитів в Україні в кінці ХХ ст. оцінюються в 130 млн т ( $P_2O_5$ ).

Плавикий шпат (флюорит) утворює родовища і вияви в Північно-Західному районі Українського щита, Волино-Подільському регіоні і в Приазов'ї. Державним балансом запасів враховане одне Покрово-Киреевське родовище (східна частина Приазовського блоку) з запасами С<sub>1</sub> – 1,9 млн т руди (1,2 млн т  $CaF_2$ ). Перспективним є Бахтінське родовище (Подільська зона), перспективні ресурси флюориту якого становлять 184,1 млн т. По Україні загалом цей показник становить 221,8 млн т.

Кам'яна сіль пов'язана з пермськими (Донбас, Дніпровсько-Донецька западина), юрськими (Переддобруджа) і неогеновими (Передкарпаття і

Закарпаття) галогенними формаціями. Пластові родовища експлуатуються на Донбасі (Артемівське, Новокарфагенське) і в Передкарпаття (Губицьке, Верхньострутинське), солянокупольні – в Дніпровсько-Донецькій западині (Єфремівське, Роменське), на Донбасі (Слов'янське) і Закарпатті (Солотвинське). Вміст NaCl в солях досягає 98 – 99 %. Значні запаси кухонної солі містить ропа солоних озер і лиманів (Сиваш та ін.) і природні підземні розсоли в Передкарпатті. Держбалансом запасів враховано 14 родовищ кухонної солі, в тому числі: 8 – кам'яної солі, 2 – садової солі-ропи, 3 – соляних розсолів, 1 – кам'яної солі із шламу. Балансові запаси кухонної солі категорії А+В+С<sub>1</sub> в кінці ХХ ст. на початку ХХІ ст. склали 16,6 млрд т (здебільшого – кам'яна сіль).

Сірка. За розвіданими запасами самородної сірки України займає одне з перших місць у світі і 1-е місце серед країн СНД. Родовища самородної сірки зосереджені в Передкарпатському сірконосному басейні. Держбалансом запасів України враховано 12 родовищ (5 розробляють). Пластові і лінзові сірчані поклади приурочені до неогенової гіпсо-ангідритової товщі і представлені переважно вапняково-сірчаними рудами із вмістом S до 20 – 27 %. Найбільші родовища – Немирівське, Язівське, Подороженське, Роздольське та Яворівське. Балансові запаси руди категорії А+В+С<sub>1</sub> на початку ХХІ ст. склали 665 млн. т, сірки – 166 млн. т.

Фосфорити. В Україні є запаси фосфоритів, що залягають у Придніпров'ї (Незвиське), Сумській (Кролевецьке) і Харківській (Ізюмське) областях. Нещодавно відкрито Покрово-Керченське родовище апатитів.

Пластові поклади фосфоритів конкреційного і зернистого типів є в ряді районів Волино-Поділля, Передкарпаття, Придністров'я, Дніпровсько-Донецької западини і Донбасу. Представлені вони переважно малопотужними (0,5 – 1,0 м, рідше до 3 – 5 м) пластами кварц-глауконітових пісків, мергелей і вапняків, рідше – глини. Протяжність пластів досягає іноді десятків кілометрів. Вміст P<sub>2</sub>O<sub>5</sub> в жовно-зернистих фосфоритах 3 – 8 %, в галечникових та конкреційних фосфоритах – до 34 – 38 %. Запаси фосфоритів категорії А+В+С<sub>1</sub> на початку ХХІ ст. склали 300 млн. т руди і 6,7 млн т P<sub>2</sub>O<sub>5</sub>. За закордонними даними ресурси фосфоритів в Україні в 2005 р. оцінювалися в 400 млн т (P<sub>2</sub>O<sub>5</sub>). Прогнозні ресурси фосфоритів в Україні за вітчизняними джерелами становлять 1055 млн. т руди (2010) [1].

Дорогоцінне та декоративне каміння. Дорогоцінне та декоративне каміння є важливим елементом мінерально-сировинного комплексу України. Стан вивченості українських каменів незадовільний. Винятком є самоцвіти Волині, альмандин Закарпаття, опал Катеринівського прояву та квадрит Жовторіччянського родовища. Розвідано 8 родовищ і виявлено понад 300 проявів близько 40 видів ювелірного та ювелірно-виробного каменю. Всі вони,

а також родовища та рудопрояви декоративного каменю зосереджені головним чином у 4-х геологічних структурах: Українському щиті, Карпатських та Кримських горах і Дніпровсько-Донецькій западині. Кожна з них має власний перелік корисних копалин і відмінну від інших геологічну будову.

У геологічних утвореннях України виявлено таке дорогоцінне каміння: алмаз, рубін, моріон, димчастий кварц, гірський кришталь, аметист, цитрин, хризопраз, опал, топаз, фенакіт, циркон, хризоліт, піроп, альмандин, смарагд, геліор, аквамарин, турмалін, бурштин, халцедон, сердолік, агат, кривавик, тигрове, котяче та соколине око, родоніт, нефрит, лабрадор, амазоніт, содаліт, рожевий кварц, кремінь, яшма, кварцит, джеспіліт, обсидіан, скам'яніле дерево, чорноморит, унгварит, пірофіліт, родохрозит, мармуровий онікс, мармур, гагат та ін.

Найбільш відомі родовища коштовних каменів в Україні: Волинське (топаз, берил, кварц, графічний пегматит), Клесівське (бурштин), Головинське та Федорівське (іризуючий лабрадор), Калюсицьке (мармуровий онікс), Прилуцьке (родоніт, родохрозит), Кур'янівське та Нагорнянське (агальматоліт). Найбільш унікальні родовища знаходяться в межах Українського щита. В цілому, запаси кольорових каменів є у Волинській і Рівненській областях, Приазов'ї і Кривому Розі. Тут трапляються берил, топаз, бурштин, аметист, агат, яшма, гірський кришталь.

Алмази всіх відомих генетичних типів виявлені в кінці ХХ ст. на початку ХХІ ст на Українському щиті, Донецькій складчастій споруді і Скіфській плиті. Відкриттям у 2000 р. стали перші 168 алмазів з кімберлітових структур Приазов'я.

#### Будівельні та індустріальні корисні копалини

В Україні відомі численні родовища гіпсу (Пісківське, Михайлівське, Артемівське та ін.), каоліну (Великогадомінецьке, Глуховецьке, Володимирське та ін.), бентонітових і палигорськітових глин (Черкаське, Горбське та ін.), цеолітів (Сокирницьке), флюсових вапняків і доломіту (Оленівське, Новотроїцьке, Каракубське та ін.), вогнетривких глин (20 родовищ, зокрема Часів-Ярське, Новорайське, Новоселицьке, Пологівське та ін.), кварцитів (Овручське, Баничське), формувальних пісків (Оріхівське, Пологівське та ін.), кварцових пісків (Великоглібовичське, Новомихайлівське, Красногорівське та ін.), озокериту (Бориславське), природних пігментів (Целик), перліту в Закарпатті, магнезиту (Правдинське), нефеліну в Приазов'ї та ін.

Держбаланс запасів враховує 35 родовищ гіпсу, 34 родовища каоліну, 6 родовищ бентонітових глин, 22 родовища піску формувального, 8 родовищ доломіту, 5 родовищ кварциту і кварцових пісків. Балансові запаси гіпсу та ангідриту категорії А+В+С<sub>1</sub> на початок ХХІ ст. в Україні склали 458 млн т, каоліну (всього – 455 млн т, первинного – 342,2 млн т, вторинного – 66,2 млн т).



т., лужного – 46,6 млн т.); бентонітових глин 61,2 млн т; піску формувального – 889 млн т; доломіту 424,5 млн т; кварциту і кварцових пісків 154,8 млн т. Географічно ці родовища розташовуються так: великі запаси флюсових вапняків розміщені в Донецькій області та Автономній Республіці Крим, а доломітів – у Донецькій, Дніпропетровській і Закарпатській областях. Основні запаси вогнетривких глин у Донецькій, Дніпропетровській, Запорізькій і Черкаській областях, кварцитів – у Житомирській (Овруцьке), Кіровоградській (Малоскелеватське), Сумській (Банницьке) та Донецькій (Красногорівське) областях. Найбільші родовища формувальних матеріалів є в Донецькій, Дніпропетровській, Харківській і Запорізькій областях. Особливо багато в Україні високоякісного каоліну, запаси якого зосереджені в Житомирській, Хмельницькій, Черкаській, Дніпропетровській і Запорізькій областях. На бентонітові глини багаті Черкаська і Закарпатська області. У Тернопільській, Хмельницькій, Івано-Франківській і Львівській областях розміщені основні родовища вапняків.

Для виробництва вогнетривів необхідні тальк-магнезитові і форстеритові руди. Промислові запаси перших локалізуються в межах Правдинського родовища, пошуки форстеритових вогнетривів ведуться у Приазов'ї. У Криворізькому басейні є до 5 млрд т талькових порід, які також можуть бути використані як сировина для виробництва вогнетривів.

В Україні розвідано понад 1300 родовищ нерудних будівельних матеріалів: магматичні, метаморфічні і осадові породи різного віку. Найбільше значення мають родовища цементної сировини: вапняку (Волощинське, Григорівське та ін.), мергелю (Здолбунівське, Краматорське та ін.), глини (Гуменецьке, Волощинське та ін.), опоки (Первозванівське, Коноплянське, Амвросіївське та ін.). Держбалансом запасів враховано 335 родовищ піску будівельного, балансові запаси якого категорії А+В+С<sub>1</sub> на початок ХХІ ст. склали 2600 млн м<sup>3</sup>. В Україні є 36 родовищ цементної сировини, 61 – крейди.

Україна має значні ресурси і запаси високоглиноземної сировини, що локалізується головним чином в докембрійських утвореннях Українського щита. Вона представлена андалузит-, дистен- та силіманітвмісними породами (кварцити, сланці, гнейси тощо) та продуктами їх вивітрювання. Державним балансом запасів враховуються запаси дистену та силіманіту в пісках 2-х комплексних родовищ: Малишевському та Вовчанському (Дніпропетровщина). Прогнозні ресурси силіманіту в Приазов'ї оцінюються в 60 – 70 млн т. Балансові запаси високоглиноземної сировини категорії А+В+С<sub>1</sub> в кінці ХХ ст. в Україні склали близько 186 млн м<sup>3</sup> руди і 3,2 тис. т мінералів.

Таблиця 7 – Запаси, річний видобуток, та вміст каоліну по родовищах каолінів

Родовище каолінів	Запаси (тис. т.)	Річний видобуток (тис. т.)	Вміст каоліну (%)
Проснянське	69548	378	45-72
Володимирівське	11048	226	82
Велико-Гадомицьке	83050	–	60
Глухівське	55563	176	55-60

#### Облицювальний камінь

Особливе економічне значення серед мінеральної сировини України належить облицювальному каменю. Розвідано понад 300 родовищ природного облицювального каменя. Основним джерелом облицювального каменя є Український щит, в межах якого зосереджено біля 140 родовищ гранітів, чарнокітів, ендербітів, габро, лабрадоритів з високими технічними і декоративними властивостями. Значні запаси граніту зосереджені в Кіровоградській, Запорізькій, Дніпропетровській і Донецькій областях. Серед різноманіття українського декоративного каменя особливу увагу привертають граніти: червонокапустинський (с. Новоукраїнка Кіровоградської області), червоно-жовтий, сірий, коричневий, рожево-червоний (Омелянівське, Корнінське, Дідковецьке, Лизниківське родовища на Житомирщині), темно-малиновий та сірий (Токівське та Кудашівське на Дніпропетровщині); сірий (Танське на Черкащині та Янцівське на Запоріжчині) та ін. Серед лабрадоритів та габро відомі українські родовища: Осниківське, Синій Камінь, Верхолузьке, Торчинське. Взагалі, поклади облицювального каменя є в більшості областей, але найцінніші види його залягають на Поліссі – в Рівненській, Житомирській, а також Запорізькій, Закарпатській і Хмельницькій областях.

Таблиця 8 – Запаси, вид облицювального каменя та річний видобуток по родовищам України

Родовище облицювального каменя	Вид каменя	Запаси (тис. м <sup>3</sup> )	Річний видобуток (тис. м <sup>3</sup> )
<i>Гранітоїди</i>			
Капустинське	Граніт червоний	3545,6	22
Новоукраїнське	Граніт червоний	49735	2
Токівське	Гранодіорит світло-сірий	14116	11,4
Корнінське	Граніт червоно-сірий	5501	–
Дідковицьке	Граніт рожево-сірий	4504	–
Кудашівське	Граніт світло-сірий	11268	–

Богуславське	Граніт червоно-сірий	6249	1
Покостівське	Гранодіорит світло-сірий	2856	4,9
<i>Габроїди</i>			
Головинське	Лабрадорит чорний	12424	2,2
Васьковицьке	Лабрадорит світло-сірий	410	–
Сліпицьке	Габронорит чорний	11954	21,8

### Гідромінеральні ресурси

За запасами гідромінеральних ресурсів Україна займає провідне місце в Європі. Територіально вони розподілені надто нерівномірно; основна частина (близько 70 %) зосереджена в північних і західних областях. Розвідано 200 родовищ мінеральних вод. Широко розвинені практично всі відомі типи вод: вуглекислі, сульфідні, радонові різного хімічного складу (Поляна Квасова, Шаян, Трускавець, Свалівська група, Березовське, Куяльник та інш.). Родовища термальних вод відомі в Закарпатті (Ужгородське та інш.) і в Криму (Саки, Красне, Колодязне та ін.). Глибина їх залягання 600 – 3000 м, температура води від 40 – 80 до 110°C. Дебіт свердловин 150 – 2500 м<sup>3</sup>/добу.

#### Розвідка запасів

На початку ХХІ ст. спостерігається тенденція збільшення обсягів геологорозвідувальних робіт. Так, у першому півріччі 2011 р. виконано геологорозвідувальних робіт на суму 151893 тис. гривень (+175,4% до аналогічного періоду 2007 р). Підприємствами галузі отримані такі прирости запасів: нафти і конденсату - 262 тис. т; природного газу – 3559 млн м<sup>3</sup>; вугілля(антрациту) - 10377 тис. т; бурштину - 1225 кг.; топазу - 66,1 кг; п'єзооптичної сировини - 1469 кг.

#### Загальні висновки за регіонами України

Україна багата на різноманітні корисні копалини. В ній розвідано близько 90 їх видів і розробляється 8 000 родовищ.

За розвіданими запасами корисних копалин частка України в державах СНД становить: марганцевої руди – до 75 %, залізних руд – 31, титанових руд – 40, кам'яного вугілля – 28, самородної сірки – 80, каоліну – 60, графіту – 50, вогнетривких глин – 35 %.

В Україні вдало поєднуються основні групи корисних копалин. Це насамперед паливні корисні копалини, до яких належать вугілля, нафта, газ, горючі сланці, торф. Друга група – рудні, що охоплюють родовища заліза, марганцю, нікелю, титану, урану, хрому, золота. До третьої групи – нерудних – належать кам'яна сіль, каолін, вогнетривкі глини, цементна сировина, флюсові вапняки тощо.

Паливні (горючі) корисні копалини. На території України знаходяться Донецький і Львівсько-Волинський кам'яновугільні та Дніпровський буровугільний басейни. Донецький басейн у межах України (Великий Донбас) займає площу понад 50 тис. квадратних кілометрів. (Тут коксівне, газове вугілля, антрацит.) Донецький басейн залишається одним з основних у вугільній промисловості країни. Запаси вугілля оцінюються в 109,0 млрд тонн в шарах потужністю 0,6 – 1,2 м. З 1949 р. освоюється Західний Донбас, розташований на північному сході Дніпропетровської області і частково в Харківській області. Нині в Донбасі розвідано більш як сто ділянок, загальні запаси яких становлять 12 млрд тонн і більше. Львівсько-Волинський басейн знаходиться на Заході України, має площу близько 10 тис. квадратних кілометрів. Максимальна потужність кам'яновугільних шарів – 2,8 м, вугілля сірчисте, використовується як енергетична сировина і для коксування. Тому потрібно розширювати добування шляхом підземної газифікації в районах з малопотужними шарами вугілля.

Дніпровський буровугільний басейн займає площу близько 150 тис. квадратних кілометрів. Його родовища знаходяться в Кіровоградській, Дніпропетровській і Житомирській областях. Загальні розвідані запаси понад 6 млрд тонн. Родовища бурого вугілля відомі також в Полтавській і Харківській областях, в Придністров'ї, Передкарпатті і Закарпатті. Родовища горючих сланців є в Карпатах, на Поділлі, в Кіровоградській області (найбільше Бовтишське родовище). Торфові родовища знаходяться переважно на Поліській низовині, в річкових долинах. В Україні виявлено за останні роки до 150 нових нафтових, нафтогазових, газоконденсатних і газових родовищ. Родовища нафти і газу зосереджено в трьох регіонах: Карпатському, Дніпровсько-Донецькому, Причорноморсько-Кримському. Карпатський нафтогазоносний регіон охоплює родовища Передкарпаття, Українських Карпат і Закарпаття. Більшість нафтових і газових родовищ знаходиться у Львівській та Івано-Франківській областях і приурочена до Передкарпатського прогину. Тут виявлено більш як 30 родовищ газу, багато з яких в результаті тривалої експлуатації майже повністю вичерпано. Найбільшими нафтовими родовищами є Долинське, Бориславське.

Газові родовища Закарпаття промислового значення не мають.

Більш як 80 % добутих нафти і газу припадає на Дніпровсько-Донецький нафтогазоносний регіон. Найбільшими газовими родовищами є Шебелинське, Західнохрестищенське і Єфремівське (сумарні запаси більше 970 млрд кубічних метрів), нафтовими – Леляківське, Глинсько-Розбишівське, нафтогазовими – Гнідинцівське, Качанівське, Яблунівське. Причорноморсько-Кримський нафтогазоносний регіон займає територію на південь від лінії Одеса – Херсон – Бердянськ, західна межа проходить по меридіану м. Одеси, східна – вздовж

берега Азовського моря, південна – по широті м. Євпаторії. У ній розвідано більш як 60 родовищ нафти і газу. Вважаються перспективними щодо газу і нафти глибинні ділянки земної кори та підводні надра Чорного моря. Є перспективними щодо газу ділянки Чорного моря на глибинах 700–750 м. На ділянках з глибинами 300–350 м існують умови для утворення сумішей вуглеводневих газів. Про можливість їх добування свідчить досвід інших країн. На думку прихильників небіологічного походження нафти і газу, перспективною є найстаріша (за часом відкриття і експлуатації) Карпатська нафтогазоносна провінція, що охоплює смугу від родовищ нафти поблизу Коханівки, Судової Вишні у Львівській області до родовищ неподалік від Лопушної і Таталова в Івано-Франківській області.

Україна має поклади залізних і марганцевих руд, на основі яких розвивається її чорна металургія. Рудні концентрати також вивозять в інші країни. В Україні освоєно 35 родовищ залізних руд осадового і метаморфічного походження. Багаті залізні руди зосереджені в Криворізькому і Керченському залізорудних басейнах, Кременчуцькому і Білозерському залізорудних районах. Криворізький залізорудний басейн – один з найбільших залізорудних басейнів світу. Залізні руди тут добувалися ще скіфами в V–IV ст. до н. е. Криворізький басейн приурочений до центральної частини Українського щита і займає площу близько 300 км<sup>2</sup> (Дніпропетровська і частково Кіровоградська області). Основне промислове значення мають магнетитові і залісті кварцити, в результаті збагачення яких дістають концентрат з вмістом заліза до 65 %. У Кривбасі відомо понад 300 родовищ багатих залізних руд, їх розвідані запаси становлять 18 млрд тонн. Нині добування залізних руд ведеться вже на глибині 1000 м. Найперспективнішим районом на багаті залізні руди є Саксаганське рудне поле.

Кременчуцький залізорудний район приурочений до північно-східного схилу Українського щита (Полтавська область). Вміст заліза в рудах становить 27 – 40 %. Розвідані запаси магнетитових кварцитів Кременчуцької магнітної аномалії оцінюються в 4 млрд тонн.

Білозерський залізорудний район тягнеться смугою, що має 20 км завширшки і 65 км завдовжки, по південному схилу Українського щита (Запорізька область). Тут зосереджені родовища залістих і магнетитових кварцитів. У багатих рудах вміст заліза становить 58 – 61 %. За запасами багатих руд цей район поступається тільки Кривбасу. Значна глибина залягання руд уможливує їх видобування тільки шахтним способом. У Керченському залізорудному басейні залягає бурий залізняк із вмістом заліза до 40 %. Його запаси становлять 1,8 млрд тонн. Геологи вважають, що перспективним на залізну руду є дно Азовського моря.

Україна багата на марганцеві руди. Нікопольський марганцевий басейн – один з найбільших у світі. Складається з Нікопольського і Великотокмацького родовищ, а також рудоносних площ на межиріччі Дніпро – Інгулець. Басейн розміщений на території Дніпропетровської і Запорізької областей. Вміст марганцю в окисних рудах в середньому 25 – 30 %, а загальні запаси руди більш як 2 млрд тонн.

Унікальні родовища титанових руд розробляються в Житомирській і Дніпропетровській областях. На Кіровоградщині залягають уранові руди. В Україні є руди кольорових металів. У Кіровоградській області знаходяться родовища нікелевих руд (Деренюське і Липовеньківське), у Дніпропетровській – алюмінієвих – глинозему (Малишівське і Вовчанське родовища), на Закарпатті – поліметалевих руд (Берегівське, Беганське і Мужіївське родовища). За розвіданими запасами ртутної руди (кіновар) наша країна посідає друге місце в світі. Поклади цієї сировини виявлено в Донецькій і Закарпатській областях.

До недавнього часу вважали, що в Україні немає золота для промислового видобутку. Нині українськими геологами відкрито понад 15 його родовищ. Вони зосереджені в Придніпров'ї, Приазов'ї, Донбасі, на Закарпатті. За запасами нерудних (неметалеві) корисних копалин Україна посідає одне з провідних місць у світі. Так, родовища самородної сірки і озокериту в Передкарпатті – найбільші в світі. Озокерит використовується в парфумерії, легкій промисловості, медицині.

Родовища кам'яної солі розробляються в Донбасі (Артемівське, Слов'янське) і в Закарпатті (Солотвинське). Багаті на солі водойми Азово-Чорноморського узбережжя, особливо затока Сиваш. Хлоридно-сульфатні родовища калійних солей знаходяться в Передкарпатті – Калуш-Голинське, Стебниківське.

Родовища нерудної сировини для металургійної промисловості є в різних районах України: магнезит (вогнетрив) – в Запорізькій і Дніпропетровській областях, вогнетривкі глини – в Донецькій області (Часовоярське родовище), кварцити – в Житомирській, флюсові вапняки – в Донецькій області і Криму. Як технічна сировина використовуються азбест (Побужжя, Приазов'я), тальк, пірофілітові сланці (Житомирська область), слюда, бентонітові глини (Черкаська область), барит (Закарпатська область), графіт (Кіровоградська область). Сировиною для керамічної і скляної промисловості є польові шпати, скляні піски.

Україна багата запасами цементної сировини і різноманітних будівельних матеріалів. За запасами гранітів, лабрадоритів (Житомирська область) Україна в Європі є поза конкуренцією.

В Україні є родовища дорогоцінного і напівдорогоцінного каміння (берил, аметист, бурштин, яшма, гірський кришталь, моріон). Поклади його відомі в Криворіжжі, Приазов'ї, Криму, Закарпатті. Перспективними для видобутку бурштину є Житомирська, Рівненська і Волинська області.

В Україні є перспективи відкриття і видобутку родовищ такого дорогоцінного і напівдорогоцінного каміння, як опал, топаз, гранат, родоніт, онікс.

В Україні є родовища фосфоритів – сировини для виробництва добрив (Донецька область). Новим видом корисних копалин є сапоніт – камінь родючості, його родовища виявлено на півночі Хмельницької області.

Україна відома своїми лікувальними мінеральними водами (Миргород, Свалява, Трускавець, Феодосія), лікувальними грязями (Саки, Євпаторія).

До державного фонду корисних копалин тепер включають і техногенні родовища. Ними є відходи добування, збагачення та перероблення мінеральної сировини, які після геологічного вивчення і оцінки визнані такими, що можуть за новими технологіями промислово розроблятися. Раціональне використання корисних копалин базується на комплексному підході до їх вивчення, розробки родовищ, використання сировини без втрат.

РУДНІ КОРИСНІ КОПАЛИНИ		
<b>Чорних металів (залізні руди)</b>	▲	Криворізький басейн (фундамент УкЩ) Кременчуцький басейн (фундамент УкЩ) Білозерський басейн (фундамент УкЩ) Керченський басейн (Індоло-Кубанський прогин)
<b>Легуючих металів</b>	Т ⊠ ▼ Ⓜ	Ванадій (Індоло-Кубанський прогин) Титанова руда (розсипи чохла УкЩ) Хромова руда (кора вивітрювання УкЩ) Нікелева руда (кора вивітрювання УкЩ) Марганцева руда Нікопольський басейн (осадовий чохол УкЩ)
<b>Кольорові</b>	■ ⊛ ○	Мідна руда (Волино-Подільська плита) Поліметалеві руди (Вулканічні Карпати, Донбас) Ртутна руда (Донбас) Микитівське
<b>Благородні</b>	●	Золото. Мужіївське (Вулканічні Карпати) Клинцівське (фундамент УкЩ)
НЕРУДНІ КОРИСНІ КОПАЛИНИ		
<b>Паливні</b>	■ ■ ▨	Донбас (ДДЗ, Донецька складчаста область) Львівсько-Волинський басейн (Львівський прогин) Дніпровський басейн (осадовий чохол УкЩ)
	▲ ▲ △	Західно-Українська область (Карпатська складчаста область, Львівський прогин) Східно-Українська область (ДДЗ) Південно-Українська область (Причорноморська западина)
	Ⓜ	Торф (долини річок північної і західної частини України)
<b>Хімічна сировина</b>	▲ □ □ ⬮	Сірка. Передкарпатський басейн: Роздольське, Яворовське, Язівське Кам'яна сіль. Бахмутська та інші западини Калійна сіль. Передкарпатський прогин: Калуш, Стебник Графіт. Фундамент УкЩ: Заваллівське
<b>Будівельна сировина</b>	■ ◇ ⊠ ⊠ ⊠	Каолін (кора вивітрювання УкЩ) Граніт (фундамент УкЩ) Вапняк (Крим, Причорномор'я) Мармур (Крим, УкЩ) Крейда (Воронезький масив, Волино-Подільська плита)
<b>Металургійна сировина</b>	⊠ ⊠	Вапняки флюсові (Крим, Донбас) Вогнетриви (Донбас)

Рисунок 2 – Загальний висновок ресурсної бази України за регіонами



# РОЗДІЛ 1

## ВСТАНОВЛЕННЯ НАПРЯМІВ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА ОСНОВІ ТРАДИЦІЙНИХ І НЕТРАДИЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

### 1.1 Напрями розвитку енергетики

Виділяють чотири напрями енергетики: традиційна енергетика на органічному паливі (вугілля, газ, нафта, нафтопродукти), гідроенергетика, атомна енергетика і відновлювані джерела енергії (ВДЕ). Під нетрадиційною енергетикою розуміються чотири основні напрями: відновлювані джерела енергії (сонячна енергія, геотермальна, вітрова, біомаса, низькопотенціальне тепло Землі, води, повітря, гідравлічна, включаючи міні-ГЕС, хвилі, припливи, відливи морської води); вторинні відновлювані джерела енергії (тепло промислових і побутових стікань, тепло і газ векляції, тверді побутові відходи (ТПВ)); нетрадиційні технології використання не відновлюваних і відновлюваних джерел енергії (воднева енергетика, газифікація і піроліз, каталітичні методи спалювання і переробки органічного палива, синтетичного палива); енергетичні установки (чи перетворювачі), наприклад, теплові насоси, гідропарову турбіну, установки прямого перетворення енергії – паливні елементи, фотоелектричні перетворювачі, термоелектричні генератори, термоемісійні генератори, МГД-генератори.

В різних країнах світу величина енергоспоживання на душу населення постійно зростає. Збільшувати виробництво енергії можна двома шляхами. Перший – за рахунок величезного збільшення енергії (це дуже довгий шлях) і другий – використати принципи енергоресурсозбереження, майже не збільшуючи виробництво енергії. У цьому є досить тісна взаємодія між виробництвом, споживанням енергії і енергоресурсозбереженням.

Для України потенціал енергозбереження просто величезний. Він складає понад 40% від загального енергоспоживання. Це значить, що майже половину виробленої енергії витрачається по пустому, обігриваючи зовнішнє середовище. Але для реалізації такого потенціалу енергозбереження необхідні значні цільові інвестиції, яких в Україні просто немає. Потенціал відновлюваних джерел енергії в Україні є ще більшим. Якщо говорити про технічний потенціал, який може бути реалізований на сучасному рівні розвитку техніки і технології, то для нашої держави він складає 1,5 – 2 млрд т у.п. А це у 5 разів більше загального енергоспоживання. В цілому внесок ВДЕ, наприклад в Україні, знаходиться на початковій стадії, а в світовому виробництві електроенергії також досить незначний – всього 1,6 %. При цьому, в Європейському Союзі плани впровадження ВДЕ великі – в найближчі роки виробляти до 30%

електроенергії за рахунок відновлюваних джерел. Це, в першу чергу, пов'язано з дефіцитом запасів органічного палива, а також з екологією. Найбільший внесок в забруднення навколишнього середовища вносить традиційна енергетика на органічному паливі.

Відомо, що найбільш важливим елементом нетрадиційної енергетики і енергоресурсозбереження є тепловий насос, хоча більш загальним поняттям є термотрансформатор, який може працювати у різноманітних режимах – теплового насоса, холодильної машини, машини для комбінованого виробництва тепла і холоду.

Особливість теплового насосу є в тому, що вироблене тепло завжди більше підведеної енергії від енергоджерела високого потенціалу. Сутність замикається в тому, що тепло виробляється не тільки за рахунок енергії джерела (вугілля, газу, електроенергії чи пари), але і за рахунок додаткової теплової енергії, що відбирається від низькопотенціального джерела, тобто джерела з більш низькою температурою (повітря, ґрунта, річної (озерної) води, рідких промислових чи побутових стоків, геотермальних джерел тощо). В промислово виготовлених ТН – установках економія палива складає 25 – 75%. Можливий діапазон температур низько потенціального джерела, який використовує тепловий насос, дуже широкий – від  $-17$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ .

Незаслужено мало уваги приділяється двигуну Стерлінга. Він працює з максимально можливим коефіцієнтом корисної дії, як і машини на циклі Карно. Цей двигун зовнішнього згоряння, він має просту конструкцію і може працювати практично від будь-якого джерела енергії. Робочим паливом є гази типу водню чи гелію, тобто це екологічно чистий двигун. Сьогодні він привертає багато уваги в зв'язку з його застосуванням в системах автономного енергозабезпечення, але поки він не одержав широкого розповсюдження. Як приклад його використання можна навести недавно запущену в експлуатацію демонстраційну ТЕЦ на деревині в Австрії електричною потужністю 35 МВт і ККД 20%. Це невеликий коефіцієнт корисної дії, але в цих же умовах ККД паросилового циклу у 2 рази менше.

Найбільший інтерес приваблюють методи прямого перетворення енергії. До них відносять електрохімічні, фотоелектричні, термоелектричні, термоемісійні і магнітогідродинамічні (МГД) перетворювачі. Із електрохімічних перетворювачів сьогодні найбільший інтерес викликають паливні елементи. В них відбувається пряма трансформація хімічної енергії в електричну. На відміну від гальванічних елементів, тут маються витратні матеріали – паливо й окислювач. Найбільш популярна схема – це використання водню як палива, а кисню як окислювача. При цьому єдиним продуктом електрохімічної реакції є вода, тобто паливний елемент є надзвичайно чистим з

екологічної точки зору джерелом енергії. З енергетичної точки зору привабливість паливних елементів постає у максимальному на сьогодні коефіцієнті корисної дії (тобто коефіцієнті трансформації хімічної енергії в електричну) – 55 – 65%. Однак для того, щоб хімічна реакція відбулась з необхідною швидкістю, необхідно застосувати каталізatori – метали платинової групи. Незважаючи на те, що паливні елементи були запропоновані понад півтора століть назад, поки вони не одержали промислового застосування в зв'язку з дорожнечою пристроїв і вартістю згенерованої електроенергії, а також у зв'язку з технічними проблемами, рішення яких можливі лише на новому рівні розвитку техніки.

Відзначимо, що паливні елементи на водневому паливі – це багатообіцяльний, але не єдиний тип паливних елементів. Проявляється інтерес до портативних паливних елементів на рідкому паливі (метанолі, з'єднаннях бора), а також паливні елементи з застосуванням алюмінію як палива. На відміну від водню, алюміній і з'єднання бора є досить безпечними і екологічно чистими.

## **1.2 Альтернативна енергетика із вторинних відновлюваних джерел енергії**

### ***Тверді побутові відходи***

Із вторинних відновлюваних джерел енергії особливої уваги заслуговують горючі тверді побутові відходи (ТПВ). Побутові і інші відходи – це одна із великих екологічних проблем сучасного суспільства. Особливість ТПВ полягає у тому, що їх можна застосовувати для одержання теплової й електричної енергії. Найбільшу кількість ТПВ виробляють США – 250 млн т на рік. При цьому 10% відходів спалюються і виробляється тепла і електрична енергія. Кількість сміттєспалювальних заводів США складає 125 одиниць (1993 р.) В Японії функціонують 1 800 сміттєспалювальних установок, на яких спалюється 72% побутових відходів. В багатих країнах прийняті національні програми з переробки відходів і одержання з них значної кількості теплової і електричної енергії. Можливі різні методи одержання енергії з ТПВ, один з них – одержання біогазу, який є продуктом анаеробного зброджування у звалищах і являє собою суміш метану (60 – 70%) і вуглекислого газу. В подальшому біогаз очищується і використовується для спалювання у різних установках.

Найбільш ефективним методом є переробка відходів в термічній плазмі, тобто при високих температурах, які дозволяють радикально переробити всю органіку і не створити утворення особливо шкідливих речовин типа діоксанів і фуранів. Сьогодні розроблені методи піролізу, газифікації і спалювання

побутових і промислових відходів з одержанням синтез-газу і теплової енергії із застосуванням електродугового плазмотрона, а також плазмотрона з рідиннометалічними електродами. Це досить дорогі і складні технології, але їх потрібно використовувати для знешкодження небезпечних відходів (рис. 1.1). Особливістю цих проектів є виробництво теплової і електричної енергії, а також будівельних матеріалів. Станція переробки ТПВ розрахована на переробку 40 тис т відходів на рік, що відповідає міському району з населенням у 100 тис. жителів, з одночасним виробленням теплової енергії у кількості 100 тис Гкал.

### ***Потенціал використання біоетанолу***

Автомобілі всього світу все більш активніше продовжують переходити на спирт і рослинне масло. За даними Міжнародного Енергетичного агентства, за чверть століття виробництво етанолу у світі виросло в 8 разів при переробці біологічної маси. Разом з тим, враховуючи екологічну чистоту такого виду палива, великі обсяги земельних ресурсів, що пустують, і факт здешевлення при налагодженні його виробництва в великих масштабах можна очікувати досить високий як екологічний, так і економічний результат для України.

Так, для стимулювання поширення біоетанолу як палива, ще наприкінці 1970-х років в США прийнято низку законів, що встановлюють податкові пільги для виробників подібного палива. Світове виробництво біоетанолу в 2006 році склало: в США – 39%, Бразилії – 33%, Франції – 14%, Індії – 4%, Китаї – 8%. В Америці заправлялися етаноловими сумішами 860 тис. автомобілів, 50,5 – використовували біодизельне паливо. Більшість цих машин використовувались державними і муніципальними структурами, наприклад, на біопаливі їздять автобуси і поштові машини.

Така практика є прийнятною для наслідування в нашій державі. Для успішного просування біоетанолу, як пального, в Україні первинним поштовхом може стати будівництво за державні кошти заводів та заправних станцій для автотранспорту бюджетної сфери. Питання промислового виробництва потребує законодавчого врегулювання і створення пільгових умов як для виробників, так і для реалізаторів такого виду палива.

Світовий досвід розвитку промисловості в умовах ринкової економіки свідчить, що ефективний розвиток промислового виробництва в Україні можливий за наступних умов:

- максимальному підвищенні надійності, технологічності й якості продукції;
- забезпеченні швидкої зміни виробів, що випускаються, і різкому скороченні строків підготовки виробництва;

- використанні технологій, що ґрунтуються на застосуванні новітніх досягнень науки й техніки;
- переході до ощадливого, ефективного використання матеріальних, енергетичних, трудових, фінансових і природних ресурсів.

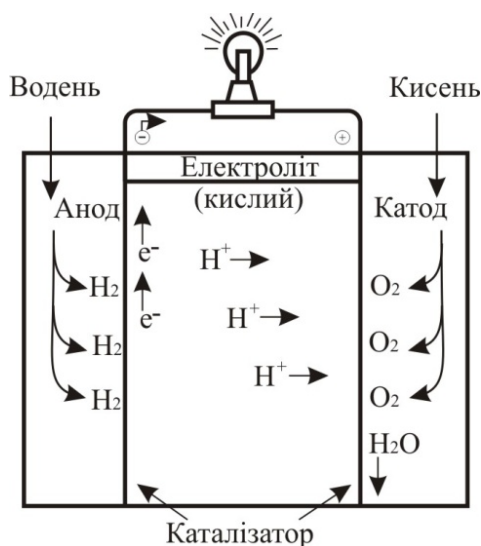


Рисунок 1.1 – Технологія плазменно-парової газифікації вугілля

Перспективи подальшого розвитку використання біоетанолу в Україні підпадає під суровий державний контроль, що значно ускладнює розвиток його випуску та реалізації. На відміну від етилового спирту – метиловий не підпадає під такий контроль. Метиловий спирт може використовуватись як моторне пальне, чи як добавка до пального. У суміші з бензином, де спирту до 20%, він може використовуватись як моторне пальне, при цьому не потрібно додаткової модернізації двигунів.

В Україні в промислових масштабах метиловий спирт випускається ЗАТ “Азот”, м. Северодонецьк. У 2007 році в Україні вироблено близько 274,1 тис т метанолу.

За прогнозами Міжнародного Енергетичного агентства, до 2020 року світове виробництво біопалива зросте, як мінімум, в чотири рази й досягне 120 млрд літрів на рік. В 2010 – 2015 рр. світові автовиробники випустять біля 2 млн одиниць автомобілів, здатних працювати на спирті й біодизельному паливі.

### *Технічні аспекти використання торфу в Україні*

Торф – органічна гірська порода, що утворилася внаслідок відмирання і неповного біохімічного розкладу болотних рослин в умовах надлишкового зволоження при нестачі кисню, який може містити до 50% мінеральних компонентів на суху речовину.

Зовнішнє торф – це волокнисте (при малому ступені розкладу рослинних залишків) чи пластична (при високому ступені розкладу) маса. Забарвлення торфу залежить від вмісту в ньому гумусу і змінюється від світло-жовтого у малорозкладеному стані до темнокоричневого чи майже чорного у сильно розкладеному стані.

Зольність торфу – це відношення маси мінеральної частини торфу, яка залишається після його згоряння, до маси сухого торфу. У практиці торфового виробництва торф за зольністю поділяється на малозольний ( $A_c < 5\%$ ), середньо зольний ( $A_c = 6 - 10\%$ ) та високо зольний ( $A_c > 10\%$ ).

Для палива використовують торф із зольністю до 35% і як добрива у сільському господарстві. Нижча теплота згоряння кускового торфу – 10 700, фрезерного торфу – 8 500 кДж/кг.

Торфові родовища зустрічаються майже по всій території України: Рівненській, Волинській, Чернігівській, Житомирській, Київській, Львівській областях і інших. Майже немає родовищ торфу в Миколаївській, Запорізькій, Дніпропетровській, Закарпатській, Івано – Франківській областях, де ступінь заторфованості не перевищує 0,1%.

Промисловий видобуток торфу на сьогодні ведеться в 12 областях України. За даними Держкомгеології, на території держави виявлено і розвідано 3118 торфових родовищ з геологічними запасами біля 2,2 млрд т загальна площа цих родовищ становить біля 1 млн га, в промислових межах – біля 600 тис га, балансові запаси торфу становлять біля 735 млн т.

За 1990 – 2004 роки в торф'яній галузі мало місце значне падіння обсягів виробництва промислової продукції та погіршення фінансового стану більшості підприємств. Основними причинами такого стану є:

- практично повне припинення закупівлі торфу для добрив сільськогосподарськими споживачами (колгоспами, радгоспами) через їх ліквідацію та призупинення виділення бюджетних коштів на закупівлю та вивезення торф'яних добрив новоствореними сільгоспорганізаціями;
- різке скорочення споживання торф'яного палива через низьку купівельну спроможність сільських споживачів;
- закриття окремих підприємств та виробничих ділянок через радіаційне забруднення торфовидобувних площ після Чорнобильської катастрофи;

- кризові явища в економіці, які постійно викликають погіршення фінансового стану підприємств через відсутність у них необхідних обігових коштів для нормальної фінансово – господарської діяльності;
- високі податки, особливо непомірна плата за торф'яні землі, які відведені для промислового видобування торфу.

Підвищення ціни на природний газ до середнього рівня європейських цін може призвести до спаду конкурентоспроможності виробництва України, тому використання у енергетичних установках твердого палива, зокрема – торфу, вартість якого у декілька разів менша за природний газ, є економічно доцільною. Сьогодні рівень ціни на природний газ для бюджетної сфери сягає 1 050 грн за 1 тис. кубічних метрів, в той же час вартість фрезерного торфу становить 50 – 80 грн/т, а торфобрикетів – 140 – 180 грн/т.

За даними Інституту промислової екології, порівняльна характеристика основних показників торфу та вугілля свідчить про конкурентоспроможність торфу порівняно з вугіллям щодо його використання у котлоагрегатах (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 - Порівняльна характеристика основних показників торфу і вугілля

Вид палива	Зольність, %	Вологість, %	Наявність сірки, %	Теплотворна здатність, кКал/кг
Торфобрикет Іванівського торфобрикетного заводу	13,9	18,3	0,15	4 200
Торфобрикет	18,2	13,9	0,16	4 200
Кусковий торф	> 23	< 45	0,5	3 100
Фрезерний торф	< 20	< 50	0,5	2 650
Вугілля АРШ-200	30,8	6,3	1,7	4 492
Вугілля ДГ-200	31,0	11,7	2,5	4 791
Вугілля ГР-200	32,4	8,7	2,1	4 445
Вугілля ДГ-100	19,6	11,2	1,7	4 493
Вугілля ДГР-200	30,8	8,7	2,0	4 326
Вугілля АС-6-13	11,7	5,7	1,7	6 228

В Україні виробляються вітчизняні твердопаливні водогрійні котли на ЗАТ “Житомирремхарчомаш” наступних марок: котли КВм(а) – 0,3 продуктивністю 300 кВт, КВм(а) – 0,5 – 500 кВт, КВм(а) – 0,82 – 820 кВт. На

них можна спалювати і підігрівати воду дровами, торфобрикетами, фрезерним торфом, щепю, тирсою, бурим та кам'яним вугіллям. Орієнтовна вартість котлоагрегату – 100 ÷ 172 тис. грн.

Таким чином, використання торфу, деревної щепи є досить добрим доповненням до вугільної газової енергії.

До того ж, торф вміщує суттєво меншу кількість важких металів, а викиди в атмосферу парникового газу CO<sub>2</sub> не перевищують значень викидів від горіння вугілля, мазуту, дров (біля 110 г/МДж). Виходячи з цих факторів торф і інші регіональні види палива повинні стати об'єктом інвестування зі сторони українського бізнесу. Розвиток біоенергетичних технологій дозволить зменшити залежність від імпорту енергоносіїв, а виробництво теплової енергії з торфу є досить конкурентоспроможним і має добрі перспективи щодо його комерціалізації.

### **1.3 Породні гірничі відвали – джерело теплової енергії**

У нинішній час на території України у гірничовидобувних регіонах знаходяться понад 2400 породних відвалів, які негативно впливають на екологію і ландшафт навколишнього середовища.

Проблему шахтних териконів можна вирішити шляхом використання їх як нетрадиційні джерела теплової і електричної енергії. Одним із варіантів вирішення цієї проблеми є газифікація відвалів. Вугільний терикон, як природний реактор, має необхідні умови для цього процесу: вміст органічного вуглецю і сірки складає 15 ÷ 30%, достатність вологи – 4 ÷ 16%, об'ємна повітропрониклість і теплопровідність порід.

Процес газифікації породних відвалів можливий при насиченні його вмісту горючими відходами нафтохімічного виробництва (відпрацьовані масла, мазут, бітуми, смоли, сира нафта тощо). Рівномірне насичення териконів рідкими відходами забезпечує повноту охоплення газифікацією практично всього відвального масиву за рахунок інтенсифікації горіння органічних і неорганічних матеріалів ( рис. 1.2).

На стадії підготовчих робіт в покрівлі і по периметру терикона, який складений кусками вугілля 1 і породи 2, вибурюють свердловини глибиною 5 – 10 м: вертикальну 3 і горизонтальні 4 і 5. У свердловину 3 нагнітають нафтохімічні відходи з температурою 150 – 180°C із розрахунку 1 – 3 л на 1 м<sup>3</sup> породи.

Після насичення відвалу на поверхню терикона наносять покрівельний матеріал, який створює достатню термоміцність і несучу здатність. Для цього можна використати рідке скло Na<sub>2</sub>O·nSiO<sub>2</sub> з добавкою 3 – 5% гідросилікату



кальцію, який прискорює процес затвердіння і забезпечує термостійкість покриття. Таким чином верхній шар породи терикона перетворюється в міцний панцир 6, товщиною не менше 0,5 м.

На стадії газифікації відвалу спочатку в свердловині 4 розмішують газоповітряний пальник 7, розпалюванням якого створюють зону горіння 8 з температурою 800 – 1 000°C.

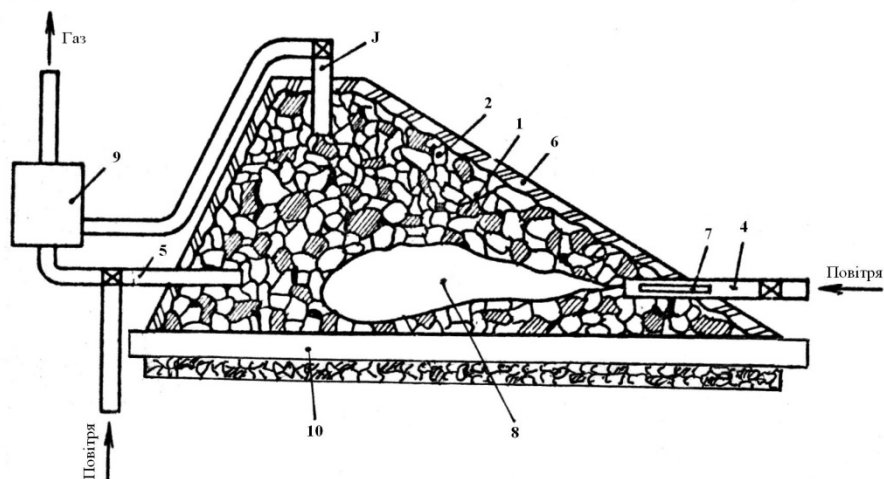


Рисунок 1.2 – Технологічна схема газифікації шахтних териконів: 1 – куски вугілля; 2 – куски шахтної породи; 3 – труба для насичення терикона рідкими продуктами і відведення утвореного газу; 4 – нагнітальна труба; 5 – відкачувальна труба; 6 – герметизуючий покрив; 7 – газоповітряний пальник; 8 – зона горіння терикона; 9 – газоочищуюча установка; 10 – теплогенеруюча обсадна труба

Після цього пальник видаляють і нагнітають повітря, витрачаючи 300 – 600 м<sup>3</sup>/г, по чергово в свердловини 4 і 5, змінюючи цим самим місцеположення вогневого вибою. Газову суміш, яку одержують внаслідок газифікації вугільних порід збагачених горючими нафтовими відходами, відводять через свердловину 3 на очищення в установку 9 і далі споживачу. Частина генераторного газу повертають через свердловину 5 в породний масив терикона для інтенсифікації процесу газифікації.

Під час газифікації і після її закінчення в териконі зберігається досить висока температура, тому для утилізації теплової енергії в трубу 10 подають проміжний теплоносій (повітря, воду, інертні гази), який в подальшому використовується для утворення електричної і теплової енергії.

Необхідно відзначити одну важливу особливість шахтних териконів щодо температурного режиму породного масиву. Відомо, що на деяких териконах температура порід починає підвищуватись вже через 2 – 3 місяці після початку їх складування. Зі збільшенням висоти відвалів підвищується інтенсивність їх

нагрівання, що в підсумку призводить до самозагоряння. Незалежно від форми і тривалості експлуатації породні відвали починають горіти при висоті 10 м і більше, і процес горіння всередині терикона продовжується упродовж багатьох десятиліть. При цьому температура всередині відвалу досягає 1200 – 1300°C. А це значить, що кожний терикон є джерелом теплової енергії значної потужності. Необхідно відзначити, що навіть в погашених чи повністю охолонутих териконах температура всередині їх стабільна на рівні 35 – 45 °С.

Український інститут проблем машинобудування (м. Харків) розробив технологічну схему теплоенергетичної установки з використанням тепла терикона при невеликому віддаленні (500 – 700 м) споживачів від терикону (рис. 1.3).

Температура у зоні теплогенеруючої труби 1 складає 130 – 150 °С. Такої температури досить, щоб циркулююча в цій трубі вода трансформувалась в пару і подавалась споживачу 4 трубопроводом високого тиску 2.

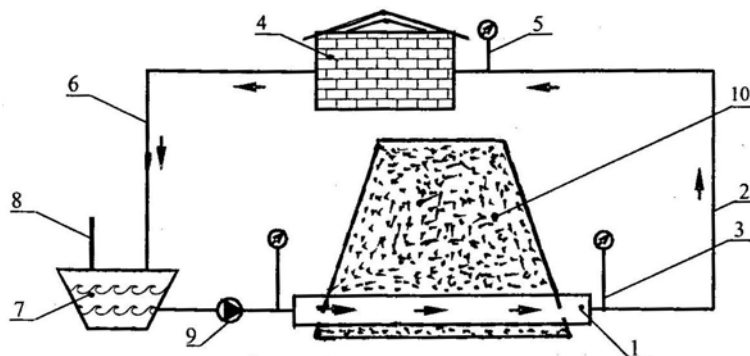


Рисунок 1.3 – Схема виробництва теплової енергії при газифікації шахтних породних відвалів: 1 – теплогенеруюча обсадна труба; 2 – трубопровід високого тиску; 3 – манометри для виміру тиску теплоносія; 4 – споживач теплової енергії; 5 – термометр; 6 – конденсатний трубопровід; 7 – конденсатна ємність; 8 – підпитуючий патрубкок; 9 – відцентрований насос; 10 – шахтний терикон

Конденсат від споживачів пари по конденсатній лінії 6 повертається в конденсатну ємність 7, звідкіля насосом 9 перекачується знову в теплогенеруючу трубу 1. Для поповнення втраченої конденсатної води система поповнюється додатковою водою через лінію підпитувального патрубка 8. Контроль над тиском і температурою в системі відбувається з допомогою манометра 3 і термометра 5. Діаметр теплогенеруючої обсадної труби 1 визначається розрахунковим шляхом, а її довжина вибирається залежно від розмірів терикона 10.

Для погашених териконів з температурою всередині них 35 - 45°C і при розташуванні об'єктів споживання тепла понад 1 000 м використовується

технологічна схема з застосуванням теплонасосної установки (ТН – установки) (рис. 1.4) і трьох замкнених контурів: I – низькопотенціального теплоносія, II – робочого тіла, III – теплопостачання. В першому контурі по теплогенеруючому патрубку 1, який прокладено в основі погашеного терикона 2, постійно прокачується технічна вода, яка нагріваючись, відбирає тепло із масиву порід відвалу. У контурі II за допомогою компресора 9 циркулює робочий агент - зононебезпечний фреон. Через контур III гаряча вода насосом 13 передається споживачу 12. Взаємозв'язок контурів відбувається за принципом роботи класичного теплового насоса через теплообмінник – випарник 8 і конденсатор 10. Безперервний відбір теплової енергії з відвалу з постійною температурною, незалежною від сезонних погодних умов, забезпечує стабільну і ефективну роботу ТН – установки з високим коефіцієнтом корисної дії. В підсумку це дозволяє одержати вигреш теплової потужності в 3 – 6 разів, що перевищує енерговитрати на циркуляцію води в контурах I, II і компримування теплоносія у контурі III.

Використання тепла шахтних відвалів з застосуванням теплонасосних технологій з вироблення 1 Гкал комунального тепла може дати економію 55 м<sup>3</sup> природного газу або 84 кг мазуту, або 269 кг вугілля.

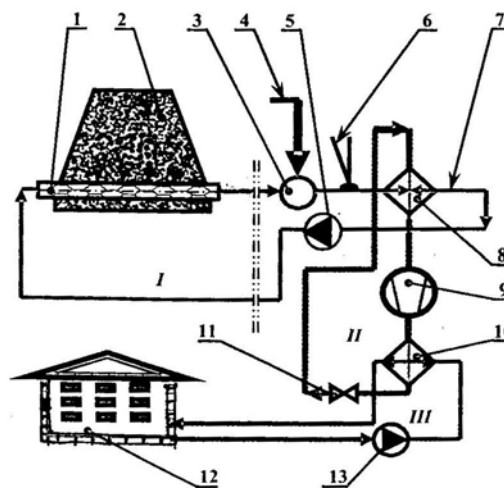


Рисунок 1.4 – Схема газифікації породного відвалу з використанням теплового насоса: 1 – теплогенеруюча труба; 2 – породний терикон; 3 – теплообмінник; 4 – трубопровід холодної води; 5 – нагнітальний насос; 6 – термометр; 7 – магістральний трубопровід; 8 - випарник; 9 – компресор; 10 – конденсатор; 11 – дросель; 12 – споживач; 13 – подавальний насос.

## 1.4 Перспективи розвитку вітрової енергетики

Вітрова енергетика – це відновлюване джерело енергії (ВДЕ), яке швидко розвивається в Європейському Союзі. За останні п'ять років загальна продуктивність вітроенергетики в ЄС зросла в середньому на 32%. В перспективі розглядається створення великих вітрових турбін і будівництво вітрових електричних станцій (ВЕС) до 1 000 МВт. Діаметр вітрових коліс досягне величин 115 – 140 м. Такі електростанції планують будувати в гористій місцевості і в прибережній частині морської акваторії і поза берегових умов.

Планується забезпечити інвесторам доступ до даних про вітрові ресурси у всіх регіонах Європи для забезпечення реалізації високоякісних проектів в області вітрової енергетики. Ключовим фактором успіху вітроенергетики є розробка рентабельних і надійних вітротурбін.

Вітрові парки будуть керуватись як традиційні електростанції. Концепції вітропарків будуть мати нові системи управління і захисту навколишнього середовища для нейтралізації шумових подразників і зіткнень з птахами.

Процес технологічного удосконалення буде підтримуватись безперервним розвитком сертифікації і стандартизації, створенням нових композиційних матеріалів підвищеної міцності.

Проблемою, пов'язаною з широким розповсюдженням наземних вітроелектричних установок (НВЕУ) є наявність вітру: електроенергія виробляється, коли дує вітер, а не тоді, коли вона необхідна. НВЕУ працюють на відкритому просторі з низькою ефективністю внаслідок постійного і часто зміненого напрямку повітряного потоку, який є результатом випадкових некерованих природних процесів.

Головна особливість вітру обумовлена великою зміною його швидкості і напрямку. Це призводить до зміни кінетичної енергії повітряного потоку у великих межах навіть упродовж відносно малих проміжків часу: від нульової енергії при штилевій погоді і в багато разів у період буревіїв і ураганних зростань швидкості. Звідси, змінність потужності, що створюється вітроелектричною установкою, коливання частоти електричного струму і напруги. Це вимагає додаткових витрат на виготовлення складного спеціального обладнання – стабілізатора частоти обертання і засобів автоматизації, тим самим зростання собівартості вітроагрегата. Такі НВЕУ мають значну матеріалоемність, оскільки їх міцність повинна забезпечити пульсуючі удари потоку вітру.

Шкідливі впливи наземних вітроелектричних установок на навколишнє середовище виявляються у наступному: вони спотворюють пейзаж, створюють шум, викликають електромагнітні завади теле - і радіоканалам.

Великомасштабне застосування НВЕУ на якійсь обмеженій ділянці земної поверхні може викликати локальні кліматичні зміни у даному районі (зміна напрямку вітру, зникнення дощів тощо).

На думку авторів перспективний розвиток вітряної енергетики може бути досягнутий на гірничовидобувних підприємствах [6]. Розміщення вітроелектричних установок (аероагрегатів) в гірничих виробках шахт пристовбурного двору, які тепер знаходяться в режимі водовідливу (закритих шахтах), корінним чином покращать умови їх роботи. Шахтний повітряний потік несе з собою великий запас постійної кінетичної енергії і слугує потужним джерелом обертання вітрових коліс підземних вітроелектричних установок (ПВЕУ) з постійною швидкістю і напрямком. Тому аероколеса обертаються рівномірно без пульсацій і коливань частоти електричного струму і напруги. Тим самим створюється надійний вискоефективний і дешевий процес одержання електричної енергії в шахтах, які в цих умовах змінюють свої видобувні і інші виробничі функції на принципово нові, і після їх закриття стають підприємствами з вироблення екологічно чистої вітроелектричної енергії.

У підтримуваних гірничих виробках закритих шахт, рудників чи інших підземних спорудах встановлюють каскад вітроелектричних установок (рис. 1.5). Аероагрегати безпосередньо трансформують енергію шахтного повітряного потоку у механічну (обертону), яка в подальшому електрогенератором (ПВЕУ) перетворюється в електричну енергію. Джерелом вітрової енергії може бути шахтна депресія, яка створюється головною вентиляторною установкою, або природна тяга.

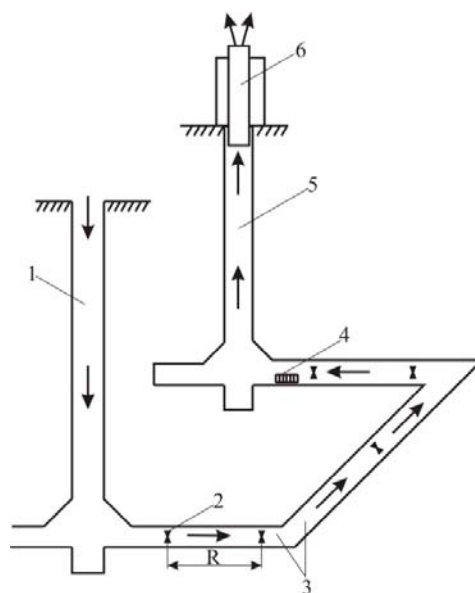


Рисунок 1.5 – Схема розміщення каскаду вітроенергетичних установок у підтримуваних виробках закритих шахт, що працюють в режимі водовідливу: 1

– вентиляційний стовбур; 2 – вітроелектричні установки; 3 – підтримувані виробки; 4 – електронагрівальний пристрій; 5 – витяжний стовбур; 6 – витяжна башта

Депресія природної тяги в гірничих виробках визначається за формулою

$$hn = RQ^2, \quad (1.1)$$

де  $R$  – опірність шахти,  $\text{Hc}^2/\text{m}^3$ ;

$Q$  – кількість повітря, що поступає в шахту під дією депресії природної тяги,  $\text{m}^3/\text{c}$ .

Природна тяга повітряного потоку виникає через різницю температур на земній поверхні і в підземних виробках глибоких шахт. Під час руху повітря у гірничих виробках відбувається його контактне нагрівання за рахунок тепла вміщуючих порід, внаслідок чого об'єм нагрітого повітря зростає, а щільність знижується. Як наслідок, створюється односторонній постійно направлений рух повітряного потоку у виробках через стовбури на поверхню землі.

За наявності двох шахтних стовбурів атмосферне повітря поступає в шахту через повітроподавальний стовбур і далі рухається в мережі підтримуваних гірничих виробок, в яких встановлено аероагрегати і нагрівальний пристрій – теплообмінник, проходячи через який, повітряний потік виводять на земну поверхню через вентиляційний стовбур (рис. 1.6) чи витяжну трубу, змонтовану для збільшення тяги на всій висоті копра. В цьому випадку шахтний повітряний потік нагрівається в теплообмінникові і стрімко рухається вгору у стовбурі з великою швидкістю, обертаючи вітроколесо аероагрегатів.

Найбільш ефективним повітроприймаючим пристроєм в підземних вітроелектричних установках може слугувати аероколесо з вертикальною віссю, яка обертається в горизонтальній площині. На рис. 1.7 наведена схема такого колеса. Воно має шість лопатей 1, жорстко закріплених на радіальних опорах 2 і обладнаних поворотними заслінками 3. В напрямку шахтного повітряного потоку заслінки щільно закривають лопать, вона створює опір повітряному потоку і змушує аероколесо обертатись навколо осі. В зустрічному напрямку заслінки відкриваються і повітряний потік вільно проходить через них і лопаті рухаються без опору. Таким чином, в роботі знаходяться ліва половина аероколеса, а права – пасивна. Така конструкція аероколеса забезпечує мінімальний місцевий аеродинамічний опір шахтному повітряному потоку. Якщо напрямку повітряного потоку змінюється в період реверсу на протилежний, то в роботі знаходиться права половина, а ліва буде пасивною, але аероколесо буде обертатись у тому ж напрямку – за годинниковою стрілкою.

Потужність такого аероколеса визначається крутним моментом на осі ( $M_{кр}$ ), який залежить від сили тиску повітряного потоку на лопать ( $Q_l$ ) і плеча цієї сили( $r$ ):

$$M_{кр} = Q_l \cdot r \quad (1.2)$$

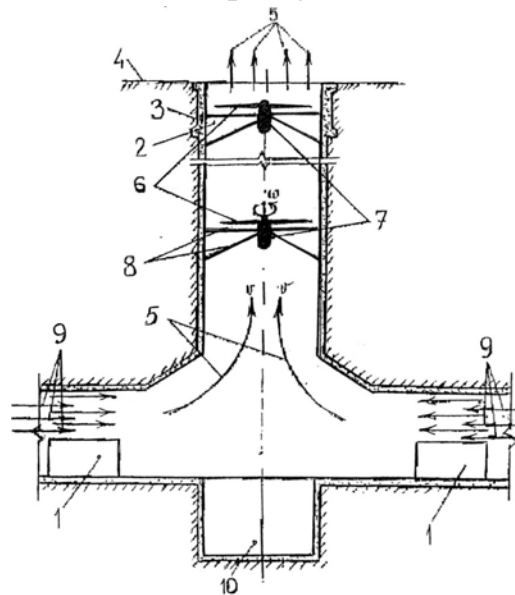


Рисунок 1.6 – Схема монтажу вітроелектричних установок в шахтному стовбурі: 1 – електронагрівальна установка; 2 – шахтний стовбур; 3 – кріплення стовбура; 4 – поверхня землі; 5 – вентиляційний потік із шахти; 6 – вітроколеса аероагрегатів; 7 – електрогенератори аероагрегатів; 8 – опори вітроустановок; 9 – повітряний потік із підтримуваних виробок шахти; 10 – шахтний зумпф

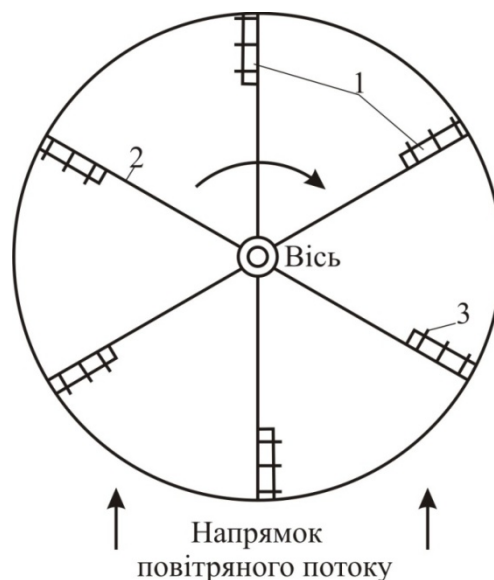


Рисунок 1.7 – Конструкція шахтного вітроколеса з вертикальною віссю: 1 – радіальні лопаті; 2 – двострижнева опора; 3 – відкидні заслінки

Із формули (1.1) бачимо, що чим більше плече  $r$ , тим більше зростає крутячий момент. Потужність же розраховується як добуток крутячого моменту на кутову швидкість аероколеса:

$$N = M_{кр} \cdot \omega. \quad (1.3)$$

Потужність аероколеса можна збільшити за рахунок зміни швидкості повітряного потоку  $V$ , який створює тиск потоку на лопаті  $q$  (так при  $V=15$  м/с,  $q=0,01$  кПа (см<sup>2</sup>). Швидкість же повітряного потоку в гірничих виробках можна збільшити, як наведено вище, при штучному підігріванні шахтного повітря нагрівальним пристроєм (теплообмінником).

Сила тиску повітряного потоку на лопать визначається за формулою

$$Q_l = S_l q, \quad (1.4)$$

де  $S_l$  – площа лопаті, м<sup>2</sup>

Чим більша площа  $S_l$ , тим більша сила тиску  $Q_l$  (лопать площею 1 м<sup>2</sup> і при тиску повітряного потоку  $q = 0,01$  кПа/см<sup>2</sup> може розвинути силу в 100 кПа).

Чим довші радіальні опори колеса (а значить, більше діаметр аероколеса), тим більший  $r$ . Із цього випливає: чим більше розміри аероколеса, тим більша потужність. Із конструктивних міркувань збільшувати розміри аероколеса у шахтних виробках можна тільки до певних розмірів. Аероколесо діаметром 3 м з шістьма лопатями по 1,5 м<sup>2</sup> при швидкості повітряного потоку 15 м/с може забезпечити потужність до 20 кВт, а при збільшенні швидкості до 20 м/с і площі лопатей до 2 м<sup>2</sup> - потужність зросте до 30 кВт. Практично, на шахті можна встановити 50 – 80 ПВЕУ з вертикальною віссю обертання.

Подальше збільшення потужності підземних ВЕУ доцільно при удосконаленій конструкції аероколеса. Якщо до нього прикріпити зубчасту кільцеву рейку і на вали генераторів насадити шестерні, то можна привести в дію одним аероколесом до 3 – 5 електрогенераторів.

Частота обертання ротора електрогенератора підбирається по діаметру шестерні  $d_m$  на валу і проміжному редуктору з передаточним числом  $I_p = 10$ . Передаточне відношення

$I_k = D_k/d_m$ , тоді  $n_r = n_k \cdot I_{об}$ . При  $D_k = 4$  м і  $d_m = 0,2$  м,  $I_k = 20$ . Загальне передаточне число  $I_{об} = I_k \cdot I_p = 200$ , а частота обертання ротора генератора при  $n_k = 5$  об/хв складе  $n_r = 1000$  об/хв.

Ефективність перетворення механічної енергії в підземних аероагрегатах в електричну складає 90%, а втрати електроенергії при передачі споживачам не перевищує 5 – 10%.

Досконально очевидно, що розвиток аеротурбінної енергетики у гірничих виробках шахт, рудників і інших підземних споруд забезпечує одержання дешевої енергії. Є надія, що в недалекому майбутньому стане можливим



створення більш цілісної системи аероагрегатів у шахтах, які зможуть конкурувати в цьому відношенні з тепловими електростанціями. Екологічна ж чистота таких станцій досить приладна.

Вітроенергетичні установки можна встановлювати в вентиляторах головного провітрювання шахт. Як відомо, для провітрювання підземних виробок використовуються потужні вентилятори, які створюють на виході з вентиляційного каналу вітряний потік з постійною швидкістю 15 – 20 м/с і більше, а це є робочою швидкістю вітряних коліс.

Конструктивна прив'язка до конкретного місця розташування ВЕУ визначається діаметром аероколеса [7], яке, в даному випадку, встановлюють на виході дифузора 5 вентилятора головного провітрювання (рис. 1.8). Електричний генератор 8 встановлюється за стінкою дифузора в окремому приміщенні на спеціальних опорах 7. Аероколесо 5 з'єднується з електрогенератором через проміжний вал 6 і шестерні різного діаметру. Конструкція такої вітроустановки дозволяє перетворити механічну енергію обертання аероколеса в електричну при обертанні ротора електрогенератора.

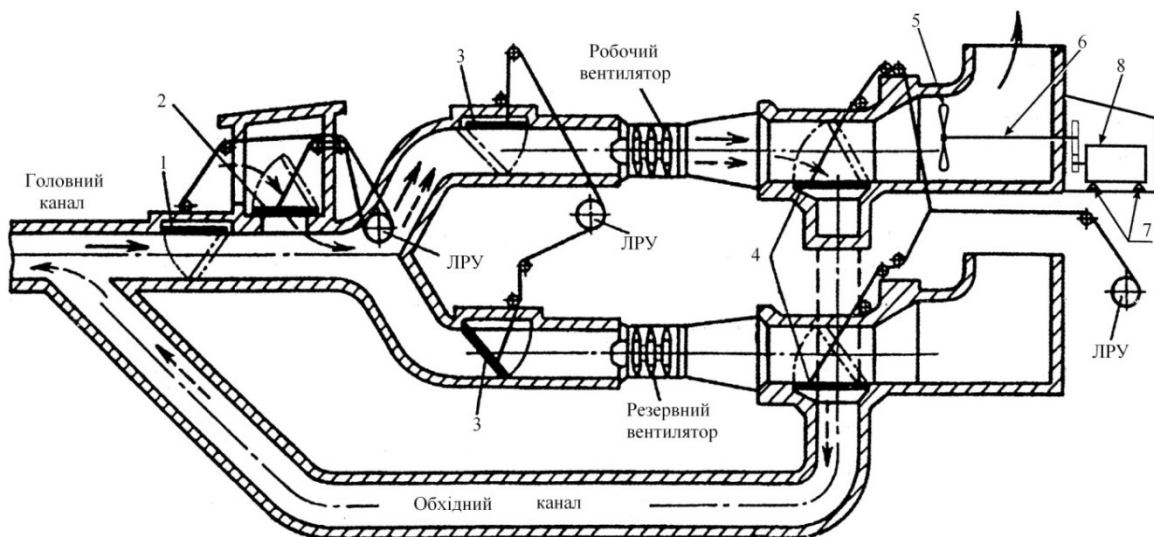


Рисунок 1.8 – Схема розташування вітроелектричної установки в дифузорі шахтного вентилятора головного провітрювання: 1,2,3,4 – кришки (ляди) для переключення шахтного повітряного потоку з працюючого вентилятора на резервний вентилятор і навпаки; 5 – вітроколесо установки; 6 – жорсткий вал для приведення в дію електрогенератора; 7 – опори електрогенератора; 8 – генератор змінного струму; ЛРУ – лебідка ручного управління лядами

Розміри дифузора дозволяють змонтувати аероколесо діаметром до 3 – 4 метрів.

Повітряний потік шахтного повітря, зустрічаючи на своєму шляху лопаті аероколеса, віддає енергію вітроколесу. Кінетична енергія вітрового потоку, як всякого рухомого тіла, дорівнює [8]:

$$E = \frac{mU^2}{2} \quad (1.5)$$

Потужність повітряного потоку визначається як

$$N = \frac{E}{t} = \frac{\rho \cdot S U^3}{2t}, \quad (1.6)$$

де  $\rho$  – щільність повітря,  $\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$ ;

$v$  – швидкість повітряного потоку, м/с;

$S$  – площа, через яку протікає повітряний потік, м<sup>2</sup>;

$t$  – температура повітря, °С.

Співвідношення швидкостей обертання ротора електрогенератора і аероколеса визначається відношенням діаметрів коліс передачі

$$n1/n2 = d1/d2, \quad (1.7)$$

де  $n1, d1$  – швидкість і діаметр проміжного вала;

$n2, d2$  – швидкість і діаметр вала електрогенератора.

В Україні в експлуатації знаходиться понад 200 шахт (разом з закритими шахтами, які ще працюють в режимі водовідливу). На кожній шахті дві і більше вентиляторних установок. Встановивши на кожному вентиляторі по одній вітроелектричній установці потужністю 10 – 20 кВт, одержимо загальну потужність 4 900 – 5 460 кВт, що складе 43 – 59 мк-кВт·г/рік або в грошовому виразі 16,9 – 18,1 млн грн., не говорячи про значне скорочення викидів в атмосферу від спалювання палива на теплових електростанціях і котельнях.

На шахтних породних відвалах (териконах) може бути використана технологічна схема нестандартної теплоповітряної електростанції з застосуванням вітроелектричної установки (рис. 1.9) [9].

В теплогенеруючій трубі 3, яка прокладена біля підніжжя терикона 4, холодне повітря нагрівається і з великою швидкістю рухається у дифузор 2, де встановлена вітроелектрична установка. Аероколесо 1 обертає електрогенератор 7, який виробляє електроенергію. За рахунок різниці між щільністю і температурою на вході і виході із теплогенеруючої труби 3 створюється повітряний потік постійного напрямку і швидкості. Перепад тиску  $\Delta Q$  на вході і виході із труби визначається за формулою:

$$\Delta Q = H(\gamma_{вх} - \gamma_{вих}), \quad (1.8)$$

де  $H$  – відстань між осями теплогенеруючої труби і раструбом;

$\gamma_{вх} = f(t)$  – щільність повітря в залежності від температури навколишнього повітря на вході в теплогенеруючу трубу;

$\gamma_{\text{вих}} = f(T)$  – щільність повітря залежні від температури в зоні горіння терикона на виході з труби.

Швидкість нагрітого повітряного потоку на виході із раструба визначається за формулою

$$\Delta Q = \sqrt{\frac{2\Delta Q g}{\gamma_{\text{вих}}}} = \sqrt{\frac{2Hg(\gamma_{\text{вих}} - \gamma_{\text{вих}})}{\gamma_{\text{вих}}}} \quad (1.9)$$

Встановлена потужність вітродвигуна

$$P = 0,000481 \cdot d^2 \cdot v^3 \cdot \eta, \quad (1.10)$$

де  $d$  – діаметр лопатей вітродвигуна, м;

$v$  – швидкість повітряного потоку, м/с;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії вітродвигуна.

Таким чином, застосування вітроенергетичних установок для боротьби з породними відвалами шахт протягом тривалого часу в кінцевому результаті призведе до їх погашення і повної ліквідації териконів, що значно покращить екологічну ситуацію у гірничодобувних регіонах.

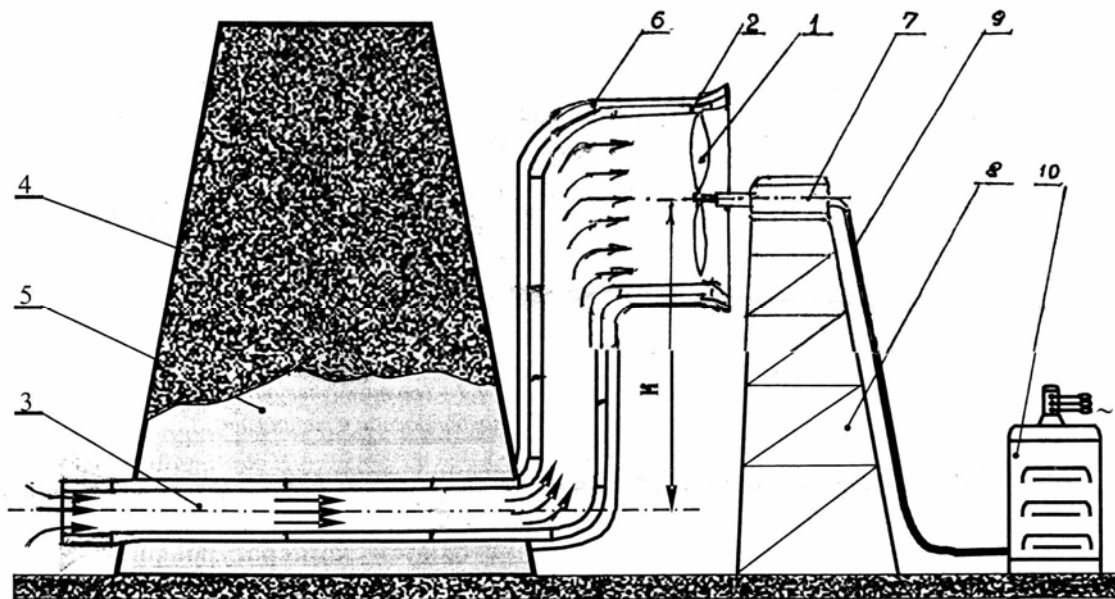


Рисунок 1.9 – Схема вітроелектричної установки з приводом від теплого повітря, утвореного при газифікації шахтного відвалу: 1 – вітроелектрична установка; 2 – спеціальний дифузор; 3 – теплогенеруюча труба; 4 – терикон, що підлягає газифікації; 5 – зона газифікації (горіння) вугільно-породної суміші терикона; 6 – теплоізоляція дифузора; 7 – електрогенератор вітрової установки; 8 – стержньова опора вітроустановки; 9 – електричний кабель; 10 – шафа управління

## **1.5 Сучасний стан гідроенергетики України та розробка принципів використання функціональних блоків гідроенергетичних установок для малих і великих річок**

### **1.5.1 Гідравлічна енергія річок**

Гідравлічна енергія річок проявляє себе у роботі, яку виконує вода, що в них тече. Природно, ця робота витрачається на розмив берегів та дна річок, на транспортування продуктів розмиву і на подолання опору нерівностей ландшафту та русла, що трапляються на її шляху. І ця енергія невичерпна, бо вона є якоюсь часткою енергії Сонця. Саме Сонце своїм промінням випаровує воду з поверхні суші та дзеркала озер, морів і океанів. Далі повітряні потоки, якими теж рухає Сонце, переносять пару через товщі і простори атмосфери, звідки вона випадає на Землю у вигляді дощу та снігу. Значна частина води потрапляє у річки і по їх руслах неуклінно прямує вниз до природних малих і надвеликих водоймів. Таким чином, круговорот води у природі замкнений і безперервний.

Енергія води екологічно чиста, бо вона є продуктом діяльності живої природи, але використання цієї енергії людиною дуже часто буває не безнаслідковим для екології. За своєю природою водна енергія умовно розподілена вздовж низпадаючого водяного потоку, і в такому вигляді для ефективного використання вона малоприсадаблена. Яскравий приклад тому – нижньобійне водяне колесо, яке не потребувало ніякої греблі, але, будучи найбільш екологічно чистим водяним двигуном, водночас було і найменш ефективним.

На шляху максимального використання енергії водяного потоку постають певні завдання і проблеми: можливість концентрації енергії у вигляді напору, підведення і відведення потоку, затоплення прилеглих земель, негативний вплив на рибне господарство, проблеми судноплавства, загальний вплив на екологічну обстановку.

Концентрація потенційної енергії досягається шляхом будівництва греблі 4 (рис. 1.10) більш або менш високої.

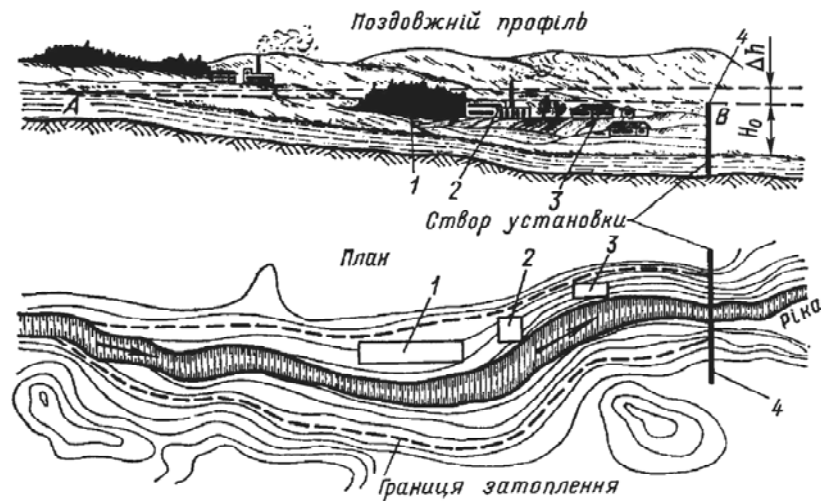


Рисунок 1.10 – Схема створення напіру за допомогою греблі

Але, підіймаючи свій рівень перед греблею і створюючи напір, вода затоплює при цьому прилеглу до водяного потоку територію та все, що на ній знаходиться (лісові угіддя 1; промислові підприємства 2; населені пункти 3). В гірських умовах така втрата землі найчастіше буває незначною, але на рівнинних річках затоплення земель може бути занадто великим.

На гідроенергетичних вузлах розрізняють верхній і нижній б'єфи. Акваторія перед підпірними спорудами, наприклад перед греблею, має більш високий рівень і називається верхнім б'єфом, а водний простір за греблею, за будовою ГЕС має нижчий рівень і називається нижнім б'єфом.

Спочатку енергію потоку води використовували в приводах робочих машин млинів, верстатів, молотів повітродувток тощо. З винаходом гідравлічної турбіни, електричної машини й способу передачі електроенергії на значні відстані гідроенергетика отримала нове значення вже як напрямок електроенергетики, пов'язаний з освоєнням водної енергії шляхом перетворення її в електричну на гідроелектричних станціях (ГЕС). ГЕС є мобільними енергетичними установками, що вигідно відрізняються від теплових електростанцій відносним регулюванням частоти, покриттям пікових навантажень і забезпеченням аварійного резерву енергосистеми.

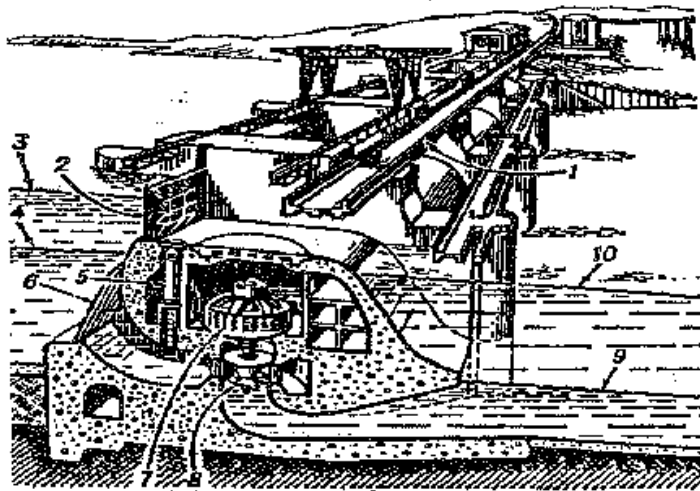


Рисунок 1.11 – Схема гідроелектричної станції: 1 – гребля; 2 – затвори; 3 – максимальний рівень верхнього б'єфа; 4 – мінімальний рівень верхнього б'єфа; 5 – гідравлічний підйомник; 6 – сміттєзатримувальні ґрати; 7 – гідрогенератор; 8 – гідравлічна турбіна; 9 – мінімальний рівень нижнього б'єфа; 10 – максимальний паводковий рівень

Гідроелектростанція (рис.1.11) – це комплекс споруд і обладнання, за допомогою яких здійснюється концентрація водної енергії та перетворення її на електричну. ГЕС складається з:

1. Гідротехнічних споруд, що забезпечують необхідну концентрацію потоку води при створенні зосередженого напору;
2. Енергетичного устаткування, яке перетворює енергію води, що рухається під напором, в електричну енергію.

Незалежно від прийнятої схеми до складу ГЕС входять такі основні споруди: водоприймач, напірний фронт, споруда ГЕС та установки гідроенергетичного і механічного обладнання.

Основне енергетичне устаткування розміщують у будинку ГЕС: у машинному залі – гідроагрегати, допоміжне устаткування, пристрої автоматичного керування – пульт оператора-диспетчера або автооператор. Підвищувальні трансформатори, як правило, розташовуються вздовж стіни будинку ГЕС на відкритому повітрі, розподільні пристрої вищої напруги – на спеціальних відкритих майданчиках. За напором ГЕС розрізняються на високонапірні (понад 80 м), середньонапірні (від 80 до 25 м) і низьконапірні (до 25 м). На високонапірних ГЕС встановлюють ковшові й радіально-осьові турбіни з металевими спіральними камерами; на середньонапірних – поворотнлопатевої й радіально-осьові турбіни із залізобетонними й металевими спіральними камерами; на низьконапірних – поворотнлопатевої турбіни в бетонній і залізобетонній спіральній камерах, іноді горизонтальні турбіни в капсулах або у відкритих камерах.

Створення напору на ГЕС здійснюється за трьома основними схемами:

- гребельна схема, коли напір утворюється греблею;
- дериваційна схема, коли напір утворюється за рахунок застосування деривації у вигляді каналу, тунелю або трубопроводу;
- гребельно-дериваційна схема, коли напір створюється сумісно греблею і деривацією.

Незалежно від умовних назв гребля присутня у кожній із трьох схем.

Гребельна схема (рис. 1.10) здійснюється переважно при наявності великих витрат у річці та при малих ухилах її вільної поверхні. За допомогою греблі, збудованої у пункті В, створюється підпір води, котрий розповсюджується уверх по річці до пункту А. Різниця рівнів води у пунктах А і В – і є сконцентрований напір  $H$  за винятком гідравлічних втрат напору вздовж потоку. У гребельній схемі залежні від напору може бути руслова ГЕС або ГЕС при греблі.

Руслова ГЕС – це така, в якій будинок ГЕС 1 входить до складу споруд, що разом з водозливною 2 і глухою 3 частинами греблі створюють напірний фронт (рис. 1.12). Будинок руслової ГЕС сприймає повний тиск води верхнього б'єфу і повинен, як і гребля, відповідати умовам стійкості проти звалення. Тому такі ГЕС зводяться лише при порівняно невеликих напорах.

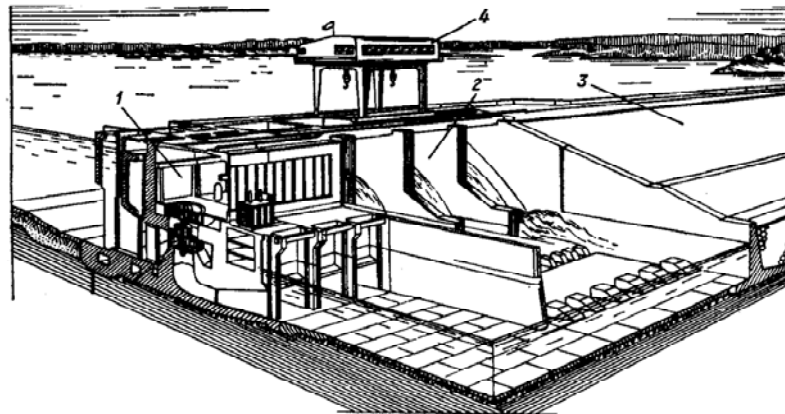


Рисунок 1.12 – Схема руслової ГЕС

ГЕС при греблі (рис. 1.13) має у своєму складі водоскидну частину греблі 1, затвори та кран 2, що їх обслуговує, глуху частину греблі 3, турбінні водоводи 5 та гідроагрегати 4. Така схема застосовується для середніх і більш високих напорів, які, наприклад, перевищують діаметр робочого колеса турбіни у 4 – 5 разів і більше, тобто, коли будинок ГЕС не має достатньої висоти порівняно з греблею і не може входити до складу споруд напірного фронту. При цьому він розташовується за греблею і не сприймає напірного тиску води.

Для будівництва ГЕС на високі напори гребельна схема малоприматна, бо потребує зведення надміру високої греблі і значних затоплень прилеглих земель. В таких умовах краще будувати дериваційні ГЕС. В гірських умовах при великих ухилах вільної поверхні ріки та при незначних її витратах води це дає можливість на відносно невеликій по довжині ділянці створити значний напір і одержати достатньо велику потужність ГЕС. Така ГЕС звичайно має у своєму складі невелику греблю, що створює незначний підпір для забезпечення відводу води із річки у деривацію. Гідравлічний ухил дериваційного водоводу значно менший, ніж ухил поверхні ріки. Завдяки різним ухилам в кінці ділянки, що використовується, створюється різниця рівнів води у річці і водоводі, яка і визначає напір дериваційної ГЕС. При цьому застосовуються деривації двох видів – напірна або безнапірна.

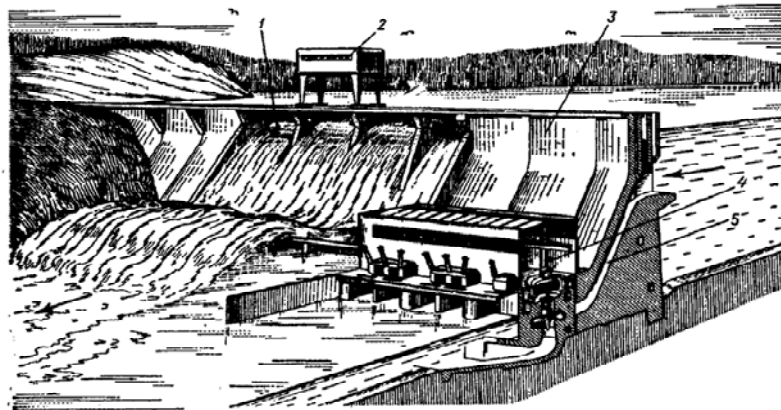


Рисунок 1.13 – Схема ГЕС при греблі

При безнапірній деривації з використовується відкритий канал (рис. 1.14), де вода із підпірного б'єфа по дериваційному каналу потрапляє у напірний басейн добового регулювання (іноді такий басейн у схему не включається), звідки по напірним водоводам подається у турбіни ГЕС. Далі, після турбін, вода скидається у відповідний канал або безпосередньо в річку. В умовах гірського рельєфу безнапірну деривацію можна виконати лише за допомогою тунелю, прокладеного крізь гірський масив, або у вигляді прокладеного по поверхні землі трубопроводу.



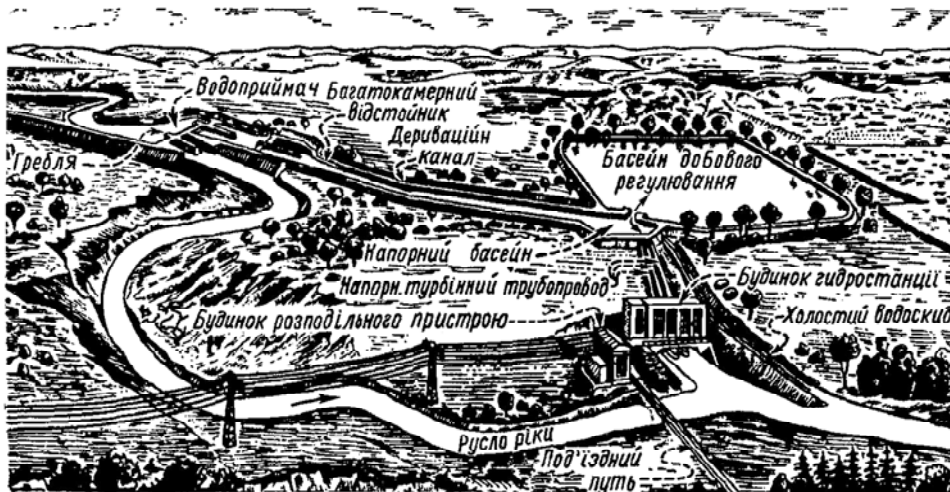


Рисунок 1.14 – ГЕС добового регулювання з безнапірною деривацією

Напірна деривація створюється за допомогою напірного тунелю або трубопроводу (рис. 1.15). На нижньому кінці дериваційного водоводу замість напірного басейну передбачають зрівнювальний резервуар. Ця споруда виконує спряження напірної деривації з турбінним водоводом і зменшує силу гідравлічного удару у водоводах, який виникає через нештатні режими роботи ГЕС.

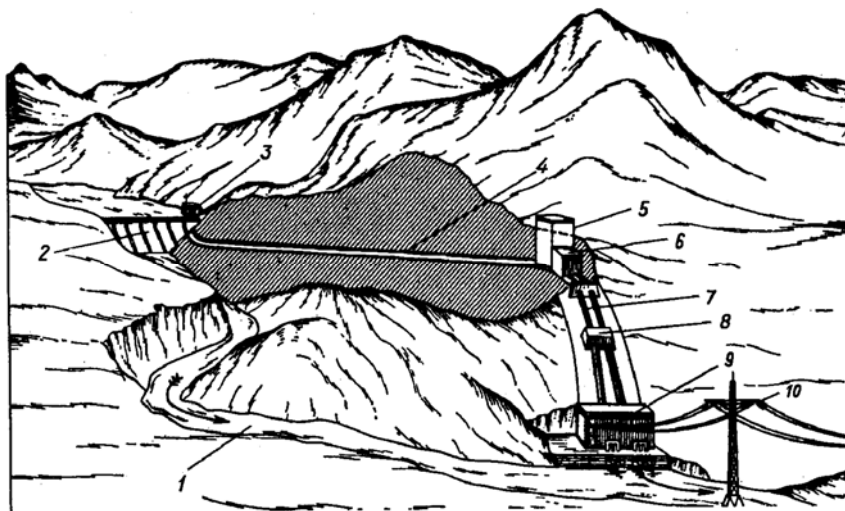


Рисунок 1.15 – ГЕС у гірському масиві з напірною деривацією: 1 – русло ріки; 2 – гребля 3 – водоприймач; 4 – напірний тунель; 5 – зрівнювальний резервуар; 6 – швидкодіючі затвори; 7 – турбінні трубопроводи; 8 – анкерні опори; 9 – будинок ГЕС; 10 – ЛЕП

Гребельно-дериваційна (змішана) ГЕС характеризується тим, що використовує вигідні властивості обох попередніх схем, тобто концентрація напору  $H_0$  здійснюється як греблею ( $H_{гр}$ ) так і напорною деривацією ( $H_{дер}$ ) у співмірному відношенні (рис. 1.16). У цьому випадку одночасно може бути

створене водосховище і використаний ухил поверхні ріки нижче греблі. Спорудження ГЕС за змішаною схемою дає можливість вибрати найбільш вигідне співвідношення між втратою затоплених земель і витратою коштів на будівництво дериваційного водоводу.

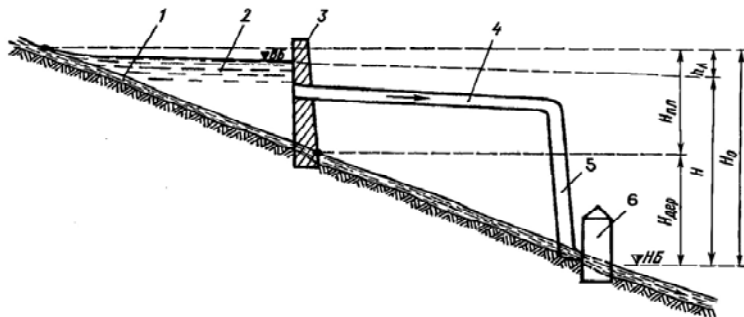


Рисунок 1.16 – Схема гребельно-дериваційної ГЕС: 1 – русло річки; 2 – водосховище; 3 – гребля; 4 – напірна деривація; 5 – турбінний водовід; 6 – будинок ГЕС

Гідротурбіна це лопаткова машина, що приводиться в обертання потоком рідини, звичайної річкової води. За принципом дії гідравлічні турбіни підрозділяють на активні (вільнострумні) і реактивні (напірноструйні) (рис. 1.17); по конструкції – на вертикальні й горизонтальні. Діаметр робочого колеса у великих гідротурбін досягає 10 м, потужність – понад 500 МВт. З активних гідротурбін найбільше поширення одержали ковшові турбіни. Реактивні гідротурбіни по напрямку потоку діляться на осьові й радіально-осьові турбіни.

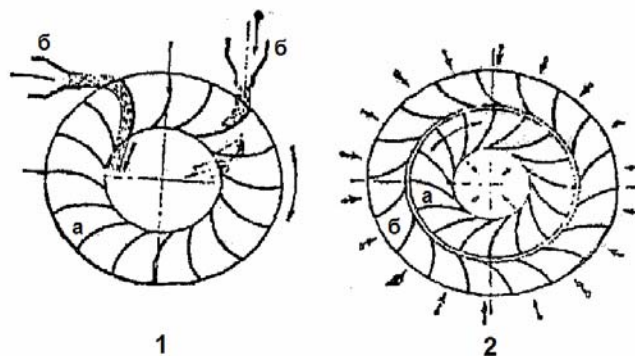


Рисунок 1.17 – Схема гідравлічної турбіни: 1 – активної (а – робоче колесо, б – сопло); 2 – реактивної (а – робоче колесо, б – напрямний апарат)

До реактивних гідротурбін одинарного регулювання відносять турбіни, що мають напрямний апарат (або робоче колесо) з поворотними лопатками (лопатками). У гідротурбін подвійного регулювання й напрямний апарат і робоче колесо – з поворотними лопатками. Звичайно гідротурбіни

використовуються в гідроелектричних станціях для приводу електричних генераторів.

Гідрогенератор (рис. 1.18) – синхронний генератор, що приводиться в обертання гідравлічною турбіною.

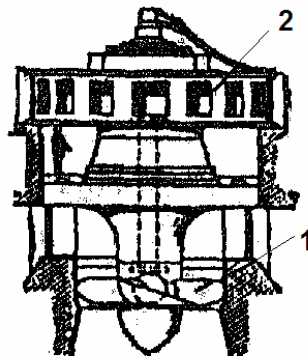


Рисунок 1.18 – Гідроагрегат:

1 – гідравлічна турбіна; 2 – гідрогенератор

Залежно від розташування осі обертання розрізняють вертикальні й горизонтальні гідрогенератори; по частоті обертання – тихохідні (до 100 об/хв) і швидкохідні (понад 100 об/хв). Потужність гідрогенераторів від декількох десятків до декількох сотень МВт.

#### *Переваги та недоліки гідроенергетики*

Гідроенергія як енергоресурс має принципові переваги в порівнянні з вугіллям або ядерним паливом. Її не потрібно добувати, або обробляти, транспортувати, її використання не дає шкідливих відходів і викидів в атмосферу. У деяких випадках греблі гідроелектричної станції дозволяють регулювати річковий стік, вони надійні, прості в експлуатації (у порівнянні з ТЕС і АЕС), дешеві. Вода водоймищ може використовуватися в сільському господарстві для поливу, у них можна розводити рибу. Одним словом, переваги ГЕС є досить серйозними для ухвалення рішення про їх будівництво.

Однак при розміщенні ГЕС на рівнинних ріках відчужуються родючі заплавні землі, що, безумовно, є негативним моментом. Необхідно враховувати також, що з ростом площі водоймищ ГЕС відбувається зниження швидкості води, що несприятливо позначається на їх водно-хімічному й гідробіологічному режимах. Наявність гребель, здебільшого без рибопідйомників, робить серйозний негативний вплив на цінні породи промислових риб. Нарешті, серйозну небезпеку представляють висотні греблі при їх випадковому або навмисному руйнуванні. Зазначені недоліки гідроенергії свідчать про

необхідність всебічного екологічного зіставлення варіантів спорудження ГЕС і інших альтернативних джерел.

Хотілося б звернути увагу на можливості безплотинних ГЕС (вільнопоточних), які можуть бути споруджені на малих ріках і навіть струмках.

### **1.5.2 Особливості функціонування гідроенергетики України**

Гідроенергетика в Україні заснована зі спорудження найбільшої в Європі Дніпровської ГЕС – 560 МВт (1927 р. – початок будівництва, 1932 р. – введена в експлуатацію). До складу споруди входили будівлі ГЕС з дев'ятьма агрегатами.

Концентрація потужностей в процесі розвитку енергетики призвела до будівництва переважно потужних ГЕС. З ГЕС середньої потужності була споруджена лише Тероблю – Рікська (27 МВт, 1955 р.) – надзвичайно цікава ГЕС, де задіяно процедуру перекидання стоку р. Теробля в р. Ріку.

Тут використовується різниця наявних природних рівнів рік Теробля і Ріки, яка складає 200 м у тому місці, де ці ріки зближаються на відстані 3,5 км.

У період з 1955 р. почалось освоєння гідропотенціалу р. Дніпро – спорудження ГЕС Дніпровського каскаду. Сьогодні почався важливий процес реконструкції цих ГЕС. Як бачимо, всі ГЕС, крім Каховської (періодично – полупікової об'єкт), є піковими електростанціями.

У 1983 р. введена в експлуатацію Дністровська ГЕС. Встановлена потужність Дністровської ГЕС – 702 МВт, середньобагаторічне (проектне) виробництво електроенергії складає 800 млн кВт·год, розрахунковий напір – 55 м, число годин використання потужності по проекту – 1140 годин, тобто це абсолютно гостропікова електростанція. Дана електростанція має характер гірської, тому площа затоплення земель під водосховищем складає лише 14,2 тис. га (буферне водосховище – 1,04 тис. га).

ГЕС, залежні від водності, виробляли в останні роки 14–16 % електроенергії в енергосистемі. Собівартість електроенергії на великих ГЕС склала, наприклад, в 1998 р. 0,59 коп./кВт·год. Зрозуміло, що саме ГЕС стримують зростання тарифів. Причому, слід мати на увазі, що в структурі собівартості плата за водокористування складає 31 % (одна й та ж вода проходить через всі ГЕС Дніпровського каскаду та оплачується багаторазово), а витрати на заробітну плату у структурі собівартості вкрай малі.

У 20 – 30-ті роки почався масовий розвиток малої гідроенергетики. Так, в 1924 р. в Україні експлуатувалось 84 малих гідроелектростанцій (МГЕС) (сумарна потужність 4000 кВт, середня потужність 47,6 кВт), а до 1929 р. їх було вже 150 (сумарна потужність 8400 кВт, середня потужність 56 кВт). Серед

них достатньо потужною була Бузька (введена в експлуатацію в 1929 р., потужність 570 кВт), Вознесенська (1929 р., 840 кВт), Сутиська (1927 р., розширена в 1935 р. до 1000 кВт). В 1935 – 1937 рр. з відомих введені в експлуатацію Шумська (120 кВт), Потуська (32 кВт), Писаревська (160 кВт), Білоусівська (88 кВт), Березовська (108 кВт), Клебанська (64 кВт) та багато інших МГЕС.

У 1934 р. споруджена Корсунь-Шевченківська станція (1650 кВт), яка була однією з найдосконаліших МГЕС та стала основою першої в Україні і в СРСР місцевої Корсунь-Шевченківської сільської енергосистеми з дуже високими для того часу економічними показниками (існувала до 1957 р.). До складу її увійшли та працювали паралельно ще Юрківська МГЕС (2000 кВт), Стеблівська ГЕС (2800 кВт), Дибненська ГЕС (560 кВт).

З розвитком потужного гідроенергобудівництва, спорудженням великих ГЕС, зростанням централізації енергопостачання, а також низькими цінами на паливо і електроенергію у відомств та підприємств, на балансі яких знаходились МГЕС, інтерес до них зник, почалась їх консервація та стихійний демонтаж. Значною мірою втрачено досвід проектування, виробництва обладнання та спорудження. Сотні МГЕС були закинуті і поступово руйнувались, зносились основне обладнання, колись споруджені греблі або зруйновані або знаходяться в аварійному стані.

Технічний стан діючих ГЕС характеризується значно або цілком зношеним основним гідросиловим, гідротехнічним і електротехнічним устаткуванням; наявністю несправностей у спорудах напірного фронту, що можуть стати причиною виникнення аварійних ситуацій; замуленням водоймищ; ростом забору води на неенергетичні потреби; розмивами кріплень водозливних і берегових ділянок нижніх б'єфів тощо.

### **1.5.3 Гідроенергетичний потенціал річок України**

Рівень освоєння гідропотенціалу великих рік практично вичерпаний. В останні роки використання технічного гідропотенціалу великих рік в Україні перевищувало 60 %. До використання потенціалу р. Дністер вимагає серйозних екологічних досліджень та обґрунтування (крім верхів'я). Ускладнює цю роботу нове міждержавне значення річки.

Значні енергетичні ресурси малих річок (загальні – 2300 – 2400 МВт, технічні – 1600 – 1700 МВт, першочергові – 600 – 700 МВт) практично не використовуються. Розрахунки показують, що розвиток малої гідроенергетики в Україні забезпечить надійне енергопостачання споживачів промислового і житлово-комунального господарства сіл та районних центрів, інтенсивний

розвиток сільського господарства, поліпшить стан соціальної сфери та екології. Для регіонів Західної України впровадження МГЕС дасть значний вклад в енергозабезпечення.

В Україні нараховується понад 63 тис. малих річок і водотоків загальною довжиною 135,8 тис. км, з них близько 60 тис. (95%) – дуже малі (довжина менше ніж 10 км), їхня сумарна довжина – 112 тис. км, тобто середня довжина такого водотоку – 1,9 км. Більшість малих річок довжиною менш ніж 10 км мають площу водозбору від 20,1 до 500 км<sup>2</sup> (87% всієї кількості і 72% всієї довжини малих річок України). Малих річок з площею водозбору від 50,1 до 100 км<sup>2</sup> нараховується 890 (28% всієї кількості), а 797 річок (25%) мають площу водозбору 20,1 – 50 км<sup>2</sup>.

Основною гідрологічною характеристикою є середній багаторічний стік або норма річного стоку.

Найбільшою водоносністю відрізняються річки Карпат, стік яких значною мірою залежить від висоти басейна.

При використанні енергетичних ресурсів малих річок велике значення має стан льодоставу на річках взимку. Це особливо важливо для мікро-ГЕС, які використовують кінетичну енергію потоку річок.

Енергетичний потенціал малих річок України наведено в табл. 1.2, а його розподіл по областях України – у табл. 1.3 [10].

Таблиця 1.2 – Гідроенергетичний потенціал малих річок України

Загальний потенціал		Технічний потенціал		Доцільно економічний Потенціал	
млрд кВт·год / рік	млн т у.п. / рік	млрд кВт·год / рік	млн т у.п. / рік	млрд кВт·год / рік	млн т у.п. / рік
12,5	4,5	8,3	3,0	3,7	1,3

Таблиця 1.3 – Розподіл загального гідроенергетичного потенціалу малих рік по областях України

Область	Потенціал, млн. Вт·год / рік
Автономна Республіка Крим	211,0
Київська	200,0
Вінницька	360,0
Волинська	115,2
Дніпропетровська	101,2
Донецька	189,0
Житомирська	336,0
Закарпатська	4532,0
Запорізька	50,5
Івано – Франківська	399,0
Кіровоградська	170,0
Луганська	436,0
Львівська	1814,0
Миколаївська	156,8
Одеська	37,5
Полтавська	396,0
Рівненська	304,0
Сумська	298,0
Тернопільська	427,2
Харківська	268,0
Херсонська	2,2
Хмельницька	303,5
Черкаська	331,0
Чернівецька	883,7
Чернігівська	178,2
<b>Всього по Україні</b>	<b>12500,0</b>

Таким чином, можна зробити висновок, що розподіл гідроенергетичного потенціалу по областях досить нерівномірний та потребує врахування при плануванні енергетичної безпеки регіону.

#### 1.5.4 Мала гідроенергетика

Мала енергетика України через її незначну питому вагу (0,2 %) в загальному енергобалансі не може суттєво впливати на умови енергозабезпечення країни. Однак експлуатація малих ГЕС дає можливість

виробляти близько 250 млн кВт·год електроенергії на рік, що еквівалентно щорічній економії до 75 тис. тонн дефіцитного органічного палива.

За оцінками Світової енергетичної ради, економія органічного палива за рахунок малої гідроенергетики у загальному виробництві енергії на 2020 рік буде складати 69 та 99 млн т у.п. для відповідно мінімального та максимального варіантів розвитку.

На різних етапах розвитку вітчизняної енергетики мала гідроенергетика посідала далеко не останнє місце серед інших напрямів у електрифікації народного господарства. Досить згадати, що з 1926 по 1952 роки на території СРСР було збудовано близько 7000 малих ГЕС, які на той час успішно вирішували питання забезпечення електроенергією споживачів у різних регіонах країни, що не входили до Єдиної енергетичної системи.

Надалі, коли у зв'язку з бурхливим розвитком промислового виробництва, сільського господарства і побуту виникла нагальна потреба інтенсивного нарощування енергетичних потужностей, був прийнятий напрям на будівництво потужних ГЕС переважно у центрі Росії і в Україні. В результаті постали каскади ГЕС на Волзі та Дніпрі і почалось освоєння річок Сибіру.

Починаючи з 50-х років, на фоні будівництва цілої низки потужних гідроелектростанцій питанням створення малих ГЕС приділялося все менше і менше уваги. Їх будівництво фактично припинилося, а збудовані раніше були у подальшому занедбані, розукомплектовані, порушені і майже повністю припинили своє існування.

Лише на початку 90-х років відношення до малих ГЕС знову змінилося на позитивне. Ця переміна була викликана необхідністю використання екологічно чистих відновлюваних джерел енергії для компенсації дефіциту енергоносіїв, особливо, для вирішення місцевих енергетичних проблем в окремих регіонах, віддалених від великих паливно-енергетичних джерел. При цьому певну роль відіграє низка переваг малого гідроенергобудування.

Сьогодні в Україні збереглося всього 48 малих гідроелектростанцій, більшість яких потребує реконструкції. До них відносяться такі порівняно потужні станції, як Теремля-Рікська, Гайворонська, Корсунь-Шевченківська, Стеблівська, Ладизинська та інші.

Малі ГЕС будуються безпосередньо поблизу споживача, використовують природні джерела енергії малих річок і водостоків, не викликаючи затоплення значних територій при будівництві, і не потребують коштовних гідротехнічних споруд та передачі струму на значні відстані.

Поряд із згаданими вище перевагами існує значний фактор, що стримує будівництво малих ГЕС: це – питомі витрати коштів на 1 кВт встановленої



потужності. На малих ГЕС вони завжди були більші, ніж на потужних ГЕС, а тим паче – на теплових станціях. Але цей негативний фактор можна подолати за рахунок створення малих ГЕС за модульними проектами із використанням уніфікованого, однотипового, багаторазово повторюваного у виробництві гідросилового обладнання, що працює у автономному автоматичному режимі без обслуговуючого персоналу.

На рис. 1.19 показана схема модульної мікроГЕС, у складі якої верхній басейн 1 із водозабірником 2, напірна труба 3, уніфікований енергоблок з пропелерною турбіною 4, нижній басейн 5, регулятор напруги і частоти струму 6 з автобаластним навантаженням 7, захисне заземлення 8 і лінія до споживача 9.

Дещо більший уніфікований енергоблок з фронтальною радіально-осьовою турбіною потужністю до 1000 кВт і на напір до 100 м зображений на рис. 1.20.

Водяні турбіни малої та середньої потужності, які використовуються в малій енергетиці так само, як і у "великій", поділяються на турбіни з віссю, розташованою вздовж потоку, та з віссю, розташованою перпендикулярно до потоку.

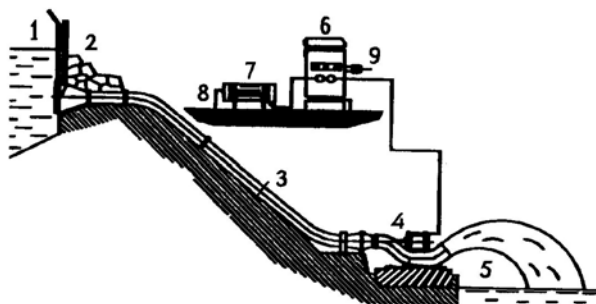


Рисунок 1.19 – МікроГЕС потужністю до 5 кВт на напір до 5 м

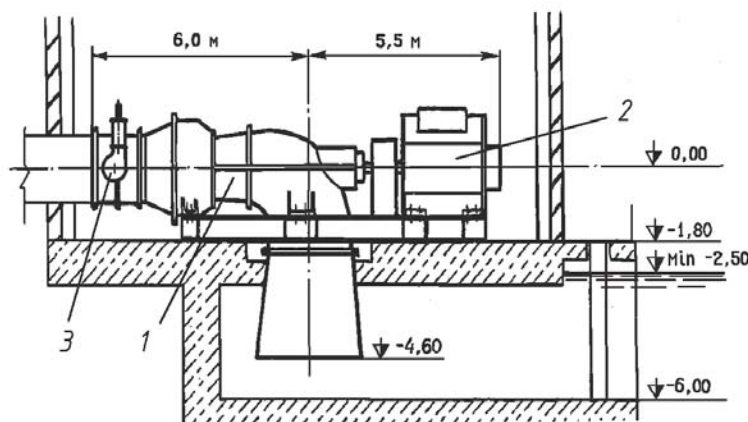


Рисунок 1.20 – Компонівка малого горизонтального енергоблоку з фронтальною радіально-осьовою турбіною: 1 – турбіна; 2 – генератор; 3 – дисковий затвор

Для малої гідроенергетики найбільш складним технічним питанням є проектування турбоагрегатів для заданого потоку води чи протилежне завдання: створення заданої витрати й швидкості води для даної турбіни.

Проектування та установка гідротурбін мають свої особливості, які відрізняють їх від парових і газових турбін. Парові та газові турбіни працюють у комплекті з відповідним чином спроектованими і підібраними джерелами енергії, які однозначно відповідають номінальній потужності агрегатів. При проектуванні гідроагрегатів завжди існує діапазон оцінки потужності потоку робочого тіла, що створює проблеми для проектування та будівництва.

Найбільш трудомістким та складним процесом для гідроелектричних станцій є спорудження захисних і напірних дамб, а також водоспадних каналів. Зведення цих споруд останніми роками набагато спростилося завдяки використанню нових матеріалів і готових виробів.

### **1.5.5 МікроГЕС та їх застосування**

МікроГЕС (МГЕС) – об'єкти малої гідроенергетики, що використовує енергію водних ресурсів і гідравлічних систем за допомогою гідроенергетичних установок малої потужності (від 1 до 3000 кВт).

МікроГЕС складається з турбіни, генератора і системи автоматичного управління. За характером гідроресурсів, що використовуються, МГЕС можна розділити на наступні категорії:

- станції, що використовують швидкісну енергію вільного перебігу води;
- станції, що використовують існуючі перепади рівнів води в самих різних об'єктах водного господарства – від судноплавних споруд до водоочисних комплексів (питних водоводів, а також промислових і каналізаційних стоків).

МікроГЕС є надійним, екологічно чистим джерелом електричної енергії.

Вони можуть працювати як автономно в місцях, віддалених від ліній електропередач, так і паралельно з іншими мікроГЕС в "острівну" або промислову мережу.

МікроГЕС придатні для тривалої експлуатації без ремонтів і екологічно чисті – не забруднюють водойми і навколишнє середовище. Вони мають максимально спрощену конструкцію з мінімальним числом регулюючих органів.

МікроГЕС вимагають мінімум витрат на установку і обслуговування в процесі експлуатації.

Оригінальне компонування агрегатів мікроГЕС, застосування передової технології, сучасні матеріали і дизайн забезпечують високі споживчі властивості та їх надійну роботу.

Комплектність поставки обладнання для мікроГЕС обговорюється з замовником під час укладення контракту.

МікроГЕС комплектуються трифазними генераторами асинхронного типу з ємнісним збудженням, розташованим в окремому блоці регулятора напруги і частоти (РНЧ). Даний регулятор стабільно підтримує параметри вироблюваної електричної енергії (частота струму, напруга) в заданих межах. Блок баластного навантаження РНЧ можна використовувати для підігріву побутових і виробничих приміщень.

Використання енергії невеликих водотоків за допомогою малих ГЕС є одним з найбільш ефективних напрямів розвитку поновлюваних джерел енергії і в нашій країні. МГЕС (потужністю до 100 кВт) можна встановити практично в будь-якому місці.

Як приклад, можна навести поперечно-струменеві гідротурбіни. Вони можуть експлуатуватися при тиску потоку води від 1 метра й одержувати при цьому потужність близько 6 – 8 кВт, при наявності необхідних витрат води. Турбіни обладнані пристроєм для регулювання витрати води в процесі експлуатації і автоматичним пристроєм захисту гідроагрегату від розгону при раптовому відключенні енергоспоживачів.

Сучасні станції прості в конструкції і повністю автоматизовані, тобто не вимагають присутності людини під час експлуатації. Повний ресурс роботи станції – не менше 40 років (не менше 5 років до капітального ремонту).

### **1.5.6 Способи побудови мікроГЕС та стабілізації параметрів електроенергії, що генерується**

Зазвичай мікроГЕС містить у своїй конструкції такі обов'язкові елементи як гідротурбіна, електромашинний генератор, система стабілізації вихідної напруги і низку елементів, наявність та конструкція яких залежить від типу та особливостей станції: певні гідротехнічні споруди, запірні арматури, баластні навантаження тощо.

Як гідродвигуни, що перетворюють енергію потоку в механічну енергію приводного вала генератора, в тій чи іншій мірі використовуються всі типи гідротурбін: поворотно-лопатевої, радіально-осьової, імпульсної, осьової, турбіни з горизонтальною і похилою осями обертання тощо.

Як правило, мікроГЕС не вимагають зведення складних гідротехнічних споруд – дамб. Тому їх турбіни встановлюються або у вільному потоці води,

або в спеціальному напірному трубопроводі. Для роботи у вільному потоці води застосовують, в основному, гідротурбіни активного типу, типовим прикладом яких можуть слугувати водяні млини. Перевагою активних турбін є їх максимальна простота і відносна жорсткість механічних характеристик. Тим не менш, низька частота обертання і малий коефіцієнт корисної дії активних гідродвигунів обмежує їх застосування в гідроенергетиці.

Напірний трубопровід дозволяє підвищити енергію робочого потоку води, застосовувати більш ефективні типи гідротурбін реактивного типу. Потужність, що розвивається гідротурбіною, визначається з виразу:

$$P_T = \gamma \frac{QH}{\Omega} \eta_T, \quad (1.11)$$

де  $\gamma$  – вага одиниці об'єму води;  $Q$  – витрата води;  $H$  – робочий напір;  $\Omega$  – кутова частота обертання;  $\eta_T$  – повний к.к.д. турбіни.

Очевидно, що потужність гідротурбіни з напірним трубопроводом не залежатиме від водного режиму річки, якщо її мінімальний сток перевищує кількість води, що надходить в трубопровід. Діаметр трубопроводу і перепад висот між його верхньою та нижньою точками визначають розрахункову потужність станції. Трубопровід мікроГЕС може виконуватися із сталевих, бетонних, гумових та інших труб, широко застосовуються у зрошувальних системах. Його вартість істотно залежить від рельєфу місцевості, визначаючи доцільність застосування мікроГЕС, насамперед у гірських районах з великими ухилами русла річки. Правильне використання рельєфу місцевості, а також найпростіші споруди типу дериваційних каналів, у багатьох випадках, дозволяють зменшити довжину та відповідно, і вартість напірного трубопроводу. Слід зазначити, що потужність і частота обертання гідротурбіни визначають розрахункову потужність генератора, його масу, габарити і вартість. У загальному випадку ці параметри зв'язані співвідношенням [11, 12]:

$$\frac{D^2 l_\delta \Omega}{P} = \sigma \frac{1}{AB_\delta}, \quad (1.12)$$

де  $D$  – внутрішній діаметр статора електричної машини;  $l_\delta$  – розрахункова довжина повітряного зазору;  $P$  – розрахункова повна потужність;  $\Omega$  – частота обертання;  $A$  – лінійне навантаження;  $B_\delta$  – магнітна індукція в повітряному зазорі;  $\sigma$  – коефіцієнт пропорційності.

При відносно постійних значеннях розрахункової потужності і електромагнітних навантажень генератора його об'єм, який характеризується добутком  $D^2 l_\delta$  визначається частотою обертання  $\Omega$ . З цієї точки зору, швидкохідні гідротурбіни дозволяють використовувати генератори, що мають добрі масогабаритні показники та низьку вартість. У випадку, коли частота

обертання гідротурбіни мікроГЕС мала (практично менш 400 об/хв) доцільне застосування мультиплікаторів. Це дозволяє домогтися максимального ККД перетворення і мінімальної маси установки в цілому.

Стосовно до низьконапірних мікроГЕС, переважне поширення отримали реактивні гідротурбіни пропелерного типу з номінальною частотою обертання від 1000 до 3000 об / хв.

Цей тип турбін дозволяє виключити мультиплікатор зі складу гідроенергоустановки. На рис. 1.21 показані експериментальні характеристики нерегульованої пропелерної гідротурбіни типу К-245, діаметром 289 мм, при напорі  $H = 9$  м, для двох положень відкриття напрямного апарату [13].

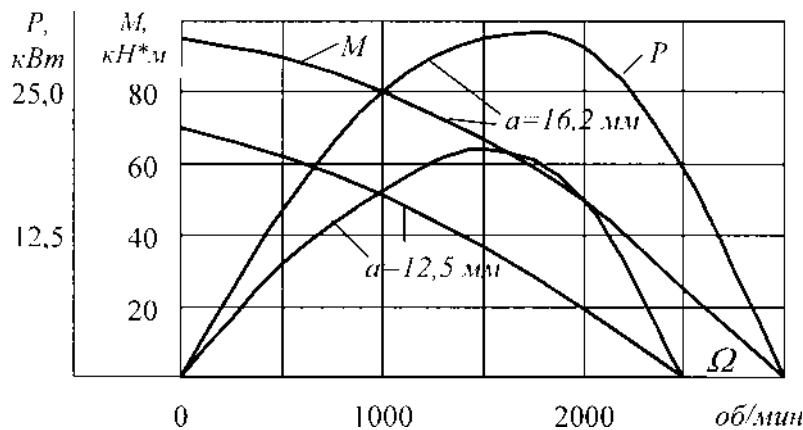


Рисунок 1.21 – Характеристики гідротурбіни типу К-245,  $D = 289$  мм,  $H = 9$  м

Як видно з рис. 1.21, частота обертання гідроагрегату може істотно змінюватися залежно від коливань величини навантаження і енергії робочого потоку води. Отже, особливу увагу при створенні мікроГЕС, необхідно звертати на системи стабілізації її робочих режимів.

Рівняння руху системи "гідротурбіна – генератор" має вигляд:

$$M_m = M_z + J \frac{d\Omega}{dt}, \quad (1.13)$$

де  $M_m$  – механічний момент, що розвивається гідротурбиною;  $M_z$  – момент опору генератора;  $J$  – момент інерції частин, що обертаються;  $\Omega$  - кутова частота обертання гідроагрегата.

Статична стійкість системи «гідротурбіна – генератор» і похибка стабілізації частоти її обертання визначаються сумарним коефіцієнтом саморегулювання мікроГЕС:

$$e_{\Sigma} = e_z - e_m \quad (1.14)$$

$$e_z = \frac{dM_z}{d\Omega} \cdot \frac{M_{z.ном}}{\Omega_{ном}}, \quad (1.15)$$

$$e_m = \frac{dM_m}{d\Omega} \cdot \frac{M_{m.ном}}{\Omega_{ном}}, \quad (1.16)$$

де  $e_z$ ,  $e_m$  – коефіцієнти саморегулювання генератора і гідротурбіни відповідно;  $M_{z.ном}$ ,  $M_{m.ном}$  – номінальні (розрахункові) значення моментів генератора та гідротурбіни в точці номінального режиму;  $\Omega_{ном}$  – номінальна частота обертання гідроагрегату.

Для стійкої роботи гідроагрегату сумарний коефіцієнт саморегулювання повинен мати позитивне значення.

Залежно від умов в мікрогідроелектростанціях застосовуються практично всі типи гідротурбін: поворотно-лопатеві, радіально-осьові, ковшові, капсульні та ін. Для максимального спрощення та здешевлення гідроагрегатів досить широко використовується стандартне насосне обладнання. Насоси відрізняються від традиційних гідротурбін тим, що у них немає пристроїв регулювання витрати води і, отже, потужності. Насоси призначені для роботи в одному режимі, що визначає їх простоту і меншу вартість у порівнянні з регульованими турбінами, потужність яких приводиться у відповідність з потужністю навантаження шляхом регулювання витрати води або поворотом робочих лопатей. Оптимізацію умов роботи насоса в турбінному режимі нескладно виконати за допомогою найпростіших гідротехнічних споруд, наприклад, напірного трубопроводу і системи стабілізації електричної потужності гідроагрегату.

Проведений аналіз показує, що електромеханічні системи перетворення енергії потоків води в електроенергію необхідної якості можна умовно розділити на п'ять основних класів [14 - 16]:

- системи зі стабілізацією частоти обертання гідротурбіни шляхом впливу на елементи гідротехнічного устаткування;
- системи в яких між гідродвигуном і генератором встановлюються приводи постійної швидкості, що дозволяють стабілізувати частоту обертання електричної машини;
- системи, що здійснюють стабілізацію частоти вихідної напруги за допомогою спеціальних конструкцій електричних машин - генераторів стабільної частоти при змінній частоті обертання;

- системи з використанням статичних перетворювачів частоти, що перетворюють напругу генератора зі змінною частотою обертання;
- системи побудовані на принципі регулювання гальмівного моменту генератора за допомогою введення додаткового регульованого навантаження.

Необхідно відзначити, що крім зазначених способів стабілізації напруги, мікроГЕС, можуть застосовуватися їх комбінації в різних поєднаннях. Перший і другий класи енергоустановок припускають використання різних електро- і гідромеханічних регуляторів, інші будуються на основі вентильних електричних машин. Зазначений поділ систем стабілізації відповідає різним принципам регулювання вихідної напруги мікроГЕС. Системи, що регулюють потужність гідротурбіни або використовують приводи постійної швидкості, управляють приводним двигуном генератора, здійснюючи регулювання механічної енергії електромеханічного перетворювача. Станції на основі машинно-вентильних систем регулюють електричні параметри установки. Відповідно, властивості мікроГЕС, побудованих з використанням різних принципів стабілізації вихідних параметрів, будуть суттєво відрізнятися.

В результаті можна зробити наступні висновки:

- мікроГЕС є перспективним екологічно чистим джерелом електроенергії широкого призначення;
- принципово процес перетворення механічної енергії потоку води в електричний струм може здійснюватися за допомогою досить широкого набору пристроїв, у тому числі і не призначених спеціально для застосування в мікроГЕС. Проблема полягає в оптимізації цього перетворення з метою отримання найкращих споживчих і експлуатаційних властивостей енергоустановок;
- в гідроелектростанціях класу «мікро» спостерігається тенденція до деякого ускладнення електричної частини установок, яка в більшості випадків здійснює і функції стабілізації виробленої електроенергії, за рахунок відповідного спрощення гідротехнічного устаткування.

Генератор є найважливішим елементом електрообладнання автономної енергоустановки. Крім основного призначення, що полягає в генеруванні електричної енергії, генератор повинен виконувати певні функції щодо стабілізації або регулювання параметрів, що характеризують її якість. Тому однією з вимог, що пред'являються до генератора автономної електроустановки, є керованість. Конструктивне виконання генератора повинно забезпечити можливість експлуатації його на відкритому повітрі з високим ступенем надійності протягом тривалого часу.

В агрегатах мікроГЕС в основному застосовуються генератори змінного струму синхронного або асинхронного типів. Перевагами асинхронних генераторів є висока надійність, малі габарити, низька вартість, простота включення на паралельну роботу. До основних їх недоліків відносяться необхідність в конденсаторній батареї для самозбудження і відносна складність регулювання вихідної напруги. Синхронні машини мають дещо більші габарити і масу, а також більш дорогі, ніж асинхронні. Проте менша потужність збудження і простота збуджуючих і регулюючих пристроїв в ряді випадків роблять кращим використання у мікроГЕС синхронних генераторів.

Залежно від умов роботи енергоустановки, можна рекомендувати застосування асинхронних генераторів, якщо станція працює на потужну електричну мережу або на пасивне автономне навантаження. При автономному режимі роботи на навантаження зі змінним коефіцієнтом потужності переваги мають мікроГЕС, побудовані на основі синхронних генераторів [11].

За кордоном випускаються різні модифікації генераторів, спеціально призначених для роботи в складі мікроГЕС. Серед них є як синхронні, так і асинхронні машини. Заслугує на увагу також досвід використання в генераторному режимі асинхронних двигунів з ємнісним збудженням. Одним з найважливішим елементом енергоустановки є система стабілізації, що забезпечує статично стійкий режим роботи гідроагрегату і стабілізацію його вихідної напруги.

Методи побудови системи стабілізації частоти змінного струму автономного джерела електроживлення можна розділити на дві групи: стабілізація частоти обертання приводного двигуна і генерування змінного струму стабільної частоти при мінливих швидкості приводу. Основні варіанти побудови стабілізуючих систем показані на рис. 1.22.



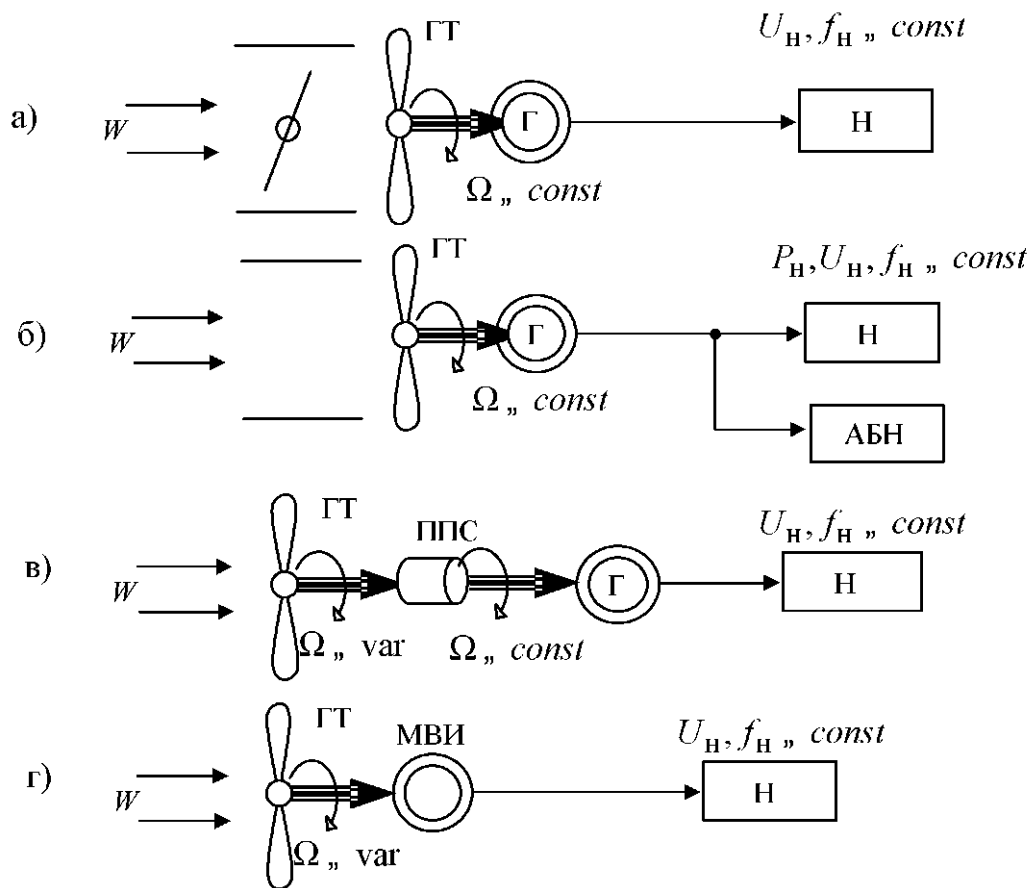


Рисунок 1.22 – Варіанти побудови систем стабілізації  $W$  – енергія потоку води; ГТ – гідротурбіна; Г – генератор; Н – корисне навантаження; АБН – автобаластне навантаження; ППС – привід постійної швидкості; МВД – машино-вентильне джерело

Регулювання частоти обертання турбіни полягає в зміні кута повороту робочих лопатей або регулюванні витрати води. При цьому відбувається вирівнювання потужності, що розвивається турбіною, і потужності навантаження. У мікрогідроелектростанціях найбільшого поширення набуло регулювання витрати води шляхом зміни величини відкриття прямого апарату. Схему енергоустановки з регулюванням частоти обертання турбіни шляхом зміни енергії робочого потоку або кута атаки робочих лопатей показано на рис. 1.22, а.

Основними недоліками регульованих турбін є ускладнення їх конструкції, а також необхідність у електромеханічній системі регулювання частоти обертання установки. Через наявність в системі регулювання інерційних елементів частота вихідної напруги може змінюватися в широких межах. В літературі наводяться дані, що час регулювання для малих гідротурбін дорівнюють 1,5-3 с [15].

Спростити конструкцію турбін і домогтися більшої швидкодії регуляторів частоти можливо шляхом регулювання величини навантаження

енергоустановки. Така можливість визначається залежністю частоти обертання турбіни від потужності, що розвивається нею, яка в автономній системі електропостачання споживається електричним навантаженням. Отже, вибираючи відповідне навантаження джерела електроживлення, можна стабілізувати частоту обертання генератор-привідна турбіна. Змінювати величину навантаження мікроГЕС можливо включенням на вихід генератора регульованого баластного навантаження.

Якщо під «баластним» розуміти деяке корисне навантаження, то цей спосіб стабілізації передбачає автоматичний перерозподіл електричної потужності між деякими споживачами, частина з яких допускає зниження величини напруги живлення або його відключення. Схему енергоустановки з автобаластним регулюванням вихідних параметрів представлено на рис. 1.22, б.

Перевагою даного способу є повне виключення електромеханічних пристроїв з системи стабілізації частоти обертання гідродвигуна. Заміна їх статичним регулятором вельми вигідна і з точки зору поліпшення характеристик мікроГЕС, і з точки зору суто економічної. Так, за даними [14], вартість регулятора автобаласту може становити лише 20% від механічного регулятора гідротурбіни.

Системи з автобаластним регулюванням мають високу швидкодію, що позитивно позначається на якості вихідної напруги. За рахунок стабілізації частоти обертання гідроагрегату, в розглядаємо типі енергоустановок, можуть застосовуватися загальнопромислові генератори без великого запасу механічної міцності, а як гідродвигун – насос в турбінному режимі. Крім того, автобаластний спосіб стабілізації добре поєднується з регулюванням вихідних параметрів асинхронного генератора з ємнісним самозбудженням, що дозволяє застосовувати в автономних мікроГЕС як синхронні, так і асинхронні машини.

Одним із способів стабілізації частоти обертання електричного генератора, що входить до складу енергоустановки з нерегульованим двигуном, є застосування приводів постійної швидкості (ППС), які забезпечують сталість частоти обертання вихідного валу при змінній в певних межах частоті обертання приводної турбіни. Схема такої установки показана на рис. 1.22, в. ППС стосовно мікроГЕС є акумулятором механічної енергії, яка запасається у вигляді води, піднятої в резервуар. У гідроенергоустановках подібні системи можуть застосовуватися при малих кінетичних енергіях потоку, коли для створення необхідного напору вода піднімається в бак, розташований на певній висоті відносно турбіни.

Машино-вентильні джерела електроживлення дозволяють стабілізувати частоту змінного струму, що генерується, при змінній в широкому діапазоні

частоті обертання приводу (системи типу змінна швидкість - постійна частота, ПС - ПЧ). Перевагами таких пристроїв є висока якість вихідної напруги і незалежність електричних параметрів генератора від режиму роботи турбіни. Недоліки подібних систем полягають у їх складності, а значить, більш високій вартості. Крім того, нерегульована турбіна визначає підвищені вимоги до механічної потужності генератора. Для пропелерних турбін розгінне число оборотів в 2,5 рази перевищує частоту обертання при номінальному режимі. У той же час для загальнопромислових електричних машин допускається перевищення номінальної частоти обертання не більше ніж на 30%. Тому виникає необхідність або використовувати спеціальні електричні машини, здатні працювати в широкому діапазоні зміни частоти обертання, або обмежувати частоту обертання гідротурбіни. Схема установки, яка містить машино-вентильне джерело електроживлення (МВД), показана на рис. 1.22,з.

Таким чином, спосіб побудови та стабілізації вихідних електричних параметрів мікроГЕС залежить від напору води, характеристик двигуна і від структури і складу навантажень.

В результаті огляду існуючих конструкцій мікроГЕС можна зробити висновок, що найбільш перспективним варіантом автономної станції є установка, що містить машино-вентильне джерело електроживлення. Серед різних машино-вентильних систем суттєві переваги мають системи стабілізації автобаластного типу.

Найбільш перспективним варіантом побудови станцій є бехплотна конструкція з автобаластною системою стабілізації напруги. Саме за цим принципом виконано більшість автономних систем електропостачання, які успішно експлуатуються в багатьох країнах світу: США, Японії, Китаї, Данії, Швеції і т.д. Також слід зазначити, що мікроГЕС автобаластного типу можуть виконуватися в різних модифікаціях.

У даний час основні зусилля розробників мікроГЕС спрямовані на вдосконалення систем стабілізації вихідної напруги енергоустановки, що дозволяє використовувати максимально просте й дешеве гідротехнічне обладнання. В результаті вартість мікроГЕС знижується при одночасному підвищенні її надійності.

### **1.5.7 Машино-вентильні системи генерування електроенергії і стабілізація їх параметрів**

Енергоустановки, робочі режими яких регулюються за допомогою управління потужністю їх електричних навантажень, можуть бути розділені на дві групи. До першої групи відносяться системи стабілізації частоти обертання гідроагрегату за рахунок створення гальмівного моменту на валу додаткової електричної машини. Стабілізація іншого параметра мікроГЕС – величини вихідної напруги здійснюється відомими методами регулювання напруги генераторів. Як додаткові електричної машини, що створює керуючий механічний вплив на гідротурбіну, можуть застосовуватися різні типи машин.

Машинно-вентильні системи генерування й стабілізації параметрів електроенергії поділяються на системи зі стабілізацією частоти вихідної напруги при змінній частоті обертання гідротурбіни й на системи, що стабілізують частоту обертання гідроагрегату.

Оцінюючи машинно-вентильні джерела електроживлення зі стабільною частотою вихідної напруги при змінній частоті обертання гідротурбіни, слід зазначити, що краща якість виробленої електроенергії досягається в них ціною суттєвого ускладнення (а, отже, подорожчання) перетворювальної частини установки [14, 17]. Крім того, подібні гідроагрегати повинні бути розраховані на роботу в досить широкому діапазоні частот обертання, обумовленому характеристиками гідротурбіни й навантаження джерела електроживлення.

Спростити конструкцію, як вентильного перетворювача, так і гідроагрегату, дозволяє спосіб стабілізації параметрів мікроГЕС, що полягає в регулюванні величини її електричного навантаження. Змінювати величину навантаження автономного джерела електроживлення можливо включенням на вихід генератора регульованого баластового навантаження. Якщо під «баластовим» розуміти деяке корисне навантаження, то при даному способі стабілізації відбувається автоматичний перерозподіл електричної потужності між деякими споживачами, частина з яких допускає зниження величини живлячої напруги або її відключення. Схема енергоустановки з автобаластним регулюванням вихідних параметрів показана на рис. 1.23.

Перевагою даного способу є можливість стабілізації частоти обертання гідроагрегату при повному відключенні з системи стабілізації електромеханічних пристроїв. Заміна їх статичним регулятором досить вигідна і з точки зору поліпшення характеристик мікроГЕС і з точки зору суттєво економічної. Так, за даними [18], вартість регулятора автобаласту може складати лише 20% від механічного регулятора гідротурбіни.

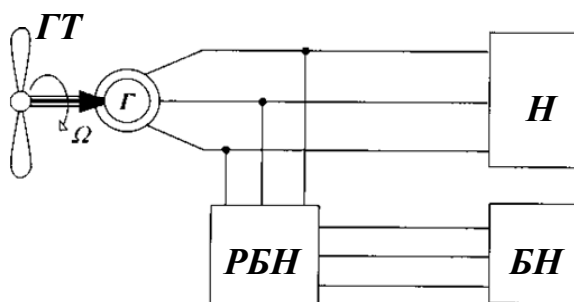


Рисунок 1.23 – Структурна схема стабілізації параметрів мікроГЕС автобаластного типу ГТ – гідротурбіна; Г – генератор; Н – корисне навантаження; БН – баластне навантаження; РБН – регулятор баластного навантаження

Електронна система регулювання може мати високу швидкість, що позитивно позначається на якості вихідної напруги джерела електроживлення.

За рахунок стабілізації частоти обертання гідроагрегату, у представленому типі енергоустановок, можуть застосовуватися загальнопромислові генератори без великого запасу механічної міцності, а як гідродвигун – насос в турбінному режимі. Крім того, автобаластний спосіб стабілізації добре поєднується з регулюванням вихідних параметрів асинхронного генератора з ємнісним самозбудженням, що дозволяє застосовувати в автономних мікроГЕС як синхронні, так і асинхронні машини [18, 19].

Зазначені переваги мікроГЕС автобаластного типу визначають їх перспективність і широке поширення в різних модифікаціях, наприклад [20 – 22].

### 1.5.8 Принципи побудови мікроГЕС з вентильним регулюванням напруги у колі якоря

Наприклад, можна використовувати додатковий синхронний генератор, розташований на одному валу з гідроагрегатом (рис. 1.24). Основний генератор працює на корисне навантаження, а додатковий – на баластне навантаження, що дорівнює за потужністю корисному. Обмотка збудження додаткового генератора підключена до регулятора, який при зміні величини корисного навантаження змінює величину струму збудження синхронного генератора таким чином, щоб сумарний момент опору двох генераторів залишався на рівні, що забезпечує сталість частоти обертання енергоустановки (рис. 1.24).

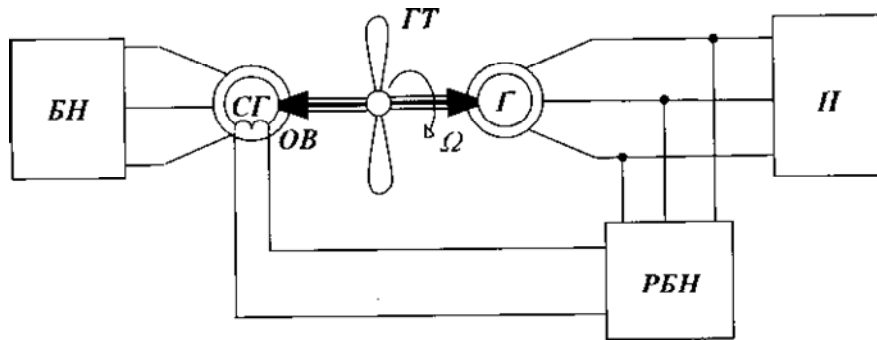


Рисунок 1.24 – Структурна схема мікроГЕС автобаластного типу, побудована на базі двох генераторів: СГ – синхронний генератор; ОЗ – обмотка збудження СГ

Перевагами таких схем є простота, невелика потужність кіл керування, висока швидкодія, відсутність впливу регулюючих елементів на коло навантаження.

До недоліків слід віднести використання двох електричних машин сумірної потужності, що значно погіршує масогабаритні показники джерела електроживлення. Для стабілізації напруги на корисному навантаженні необхідний додатковий регулятор напруги основного генератора. Несиметрія навантаження джерела не компенсується системою стабілізації, що викликає додаткові втрати електроенергії і погіршення її якості.

Зазначені недоліки обмежують застосування в мікроГЕС автобаластних систем, призначених тільки для регулювання гальмівного моменту гідроагрегату. Набагато ефективніше управляти електричною потужністю генератора мікроГЕС, регулюючи його навантаження.

Можна запропонувати кілька способів регулювання електричного навантаження станції. Найпростіший з них полягає у відключенні частини навантажень при зменшенні енергії, що підводиться до гідродвигуна [11]. Більш досконалий тип регулятора передбачає наявність низки дозованих навантажень, які можуть підключатися або відключатися в визначених поєднаннях за допомогою тиристорного комутатора [21 – 24].

Структурна схема мікроГЕС з тиристорним комутатором дискретних баластних навантажень показана на рис. 1.25. При зміні величини корисного навантаження  $H$  система керування  $СУ$  видає керуючий сигнал на певні тиристорні ключі  $K_1 - K_n$ , які комутують одну або декілька ступенів баластного навантаження  $БН_1 - БН_n$ . В результаті відбувається зміна величини гальмівного моменту генератора, що компенсує відхилення моменту турбіни, і частота обертання стабілізується. Крім того, регулюється струм

якірної обмотки генератора, що позитивно впливає на стабільність його напруги.

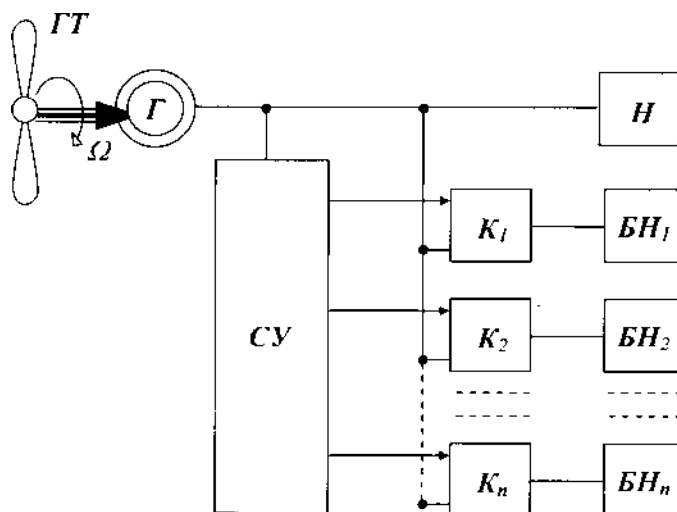


Рисунок 1.25 – Структурна схема мікроГЕС з дискретним баластом

Комутація вентилів комутатора звичайно здійснюється природним чином, тому для ряду схемних рішень тиристорних ключів характерна відсутність викривлень форми напруги генератора. У цьому полягають найважливіші переваги автобаластних систем стабілізації з тиристорними комутаторами.

Недоліком таких схем є необхідність використання більшої кількості керованих вентилів, що ускладнює і здорожує систему регулювання. Для досягнення прийнятної точності стабілізації напруги кількість дозованих ступенів баластного навантаження вибирається не менше ніж  $n = 15$ .

Крім ускладнення схеми, дроблення баласту на ряд точно дозованих ступенів ускладнює корисне використання потужності, що розсіюється на ньому. Тому тиристорні комутатори більш доцільні в установках невеликої потужності, в межах декількох кВт [24, 25].

Усунути ці недоліки, при певному погіршенні якості вироблюваної електроенергії, дозволяє використання в регуляторах автобаласту схем з фазовим регулюванням. Такі регулятори вимагають значно меншої кількості тиристорів для побудови силових схем і найбільшою мірою задовольняють основним вимогам, що пред'являються до мікроГЕС – простота і надійність [14].

Структурна схема мікроГЕС, система стабілізації якої побудована на тиристорному перетворювачі з фазовим регулюванням потужності баласту, показана на рис. 1.26.

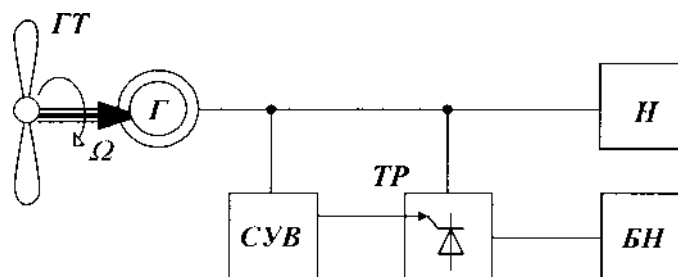


Рисунок 1.26 – Структурна схема мікроГЕС з фазним керуванням СУВ – система керування вентилями; ТР – тиристорний регулятор

Система управління вентилями регулятора, зазвичай вертикального типу (СУВ), формує певний кут управління тиристорами регулятора (ТР) залежно від величини керуючого впливу, що характеризує відхилення вихідних електричних параметрів установки щодо номінальних значень.

Основним недоліком регуляторів автобаласту з фазовим регулюванням в порівнянні з тиристорними комутаторами є викривлення кривих фазних струмів і напруг генератора мікроГЕС.

До параметрів автономної енергоустановки, за якими доцільно здійснювати регулювання робочих режимів гідроагрегату, відносяться, перш за все, струм навантаження та його складові, частота вихідної напруги і його величина.

Для стабілізації частоти змінного струму мікроГЕС необхідно так змінювати потужність результуючого навантаження енергоустановки, щоб частота обертання системи «генератор - гідротурбіна» залишалася незмінною при коливаннях корисного навантаження і енергії робочого потоку води. Регулювати величину баластного навантаження в цьому випадку доцільно по відхиленню частоти змінного струму джерела електроживлення від номінального значення. При зміні енергії робочого потоку води, що надходить на турбіну, за допомогою частотнорегульованого баласту неможливо домогтися стабілізації величини – вихідної напруги установки. Для цього необхідний додатковий канал напруги регулювання генератора, який будується залежно від типу генератора, умов його роботи та вимог до точності стабілізації.

Таким чином, система стабілізації вихідної напруги і частоти мікрогідроелектростанції являє собою двоканальну систему автоматичного регулювання, що має адаптивні властивості. Залежно від величини збурюючих впливів – корисного навантаження і енергії робочого потоку води система автоматично вибирає необхідну потужність баластного навантаження так, щоб частота обертання гідроагрегату залишалася незмінною. Регулятор збудження генератора забезпечує стабілізацію величини його напруги.

Робота автоматичних систем стабілізації напруги станції повинна, перш



за все, забезпечувати стійкість робочого режиму енергоустановки.

Статично стійкий режим роботи мікроГЕС характеризується сумарним коефіцієнтом саморегулювання, який залежить як від параметрів турбіни, так і генератора. Коефіцієнт саморегулювання генератора графічно визначається, як тангенс кута нахилу дотичної до кривої електромагнітного моменту у розглянутій точці. Електромагнітний момент генератора залежить від багатьох чинників, серед яких визначальним є спосіб управління баластним навантаженням. Якщо управління баластним навантаженням здійснюється за частотою вихідної напруги, то приблизно можна вважати, що в статичних режимах активна потужність, частоти обертання і момент опору на валу гідроагрегату незмінні. Відповідно, величина  $e_2 = 0$ .

Більш складно оцінити  $e_2$  при струмовому способі управління автоблестним навантаженням, коли момент опору генератора і частота обертання гідроагрегату можуть змінюватися.

Отже, статична стійкість мікроГЕС залежить від вибору параметру, за яким здійснюється регулювання баластного навантаження. При частотному регулюванні мікроГЕС зберігає стійкість незалежно від типу і параметрів генератора і турбіни. Точність підтримки вихідних параметрів станції на номінальному рівні визначається статичними похибками регуляторів збудження і автобаласту.

Якщо натиск і витрата води гідротурбіни не змінюються, що характерно для установок з напірним трубопроводом, то для стабілізації робочого режиму мікроГЕС досить стабілізувати потужність, споживану результуючим навантаженням. У цьому випадку може виявитися цілком достатньо точним застосування тільки одноканальної стабілізуючої системи автобаластного типу. Регулювання баласту в цьому випадку доцільно здійснювати за потужністю результуючої навантаження, за активною складовою струму генератора, а також і за повним струмом, якщо характер навантаження джерела змінюється в невеликих межах. Завдяки постійності і рівності потужності, споживаної навантаженням джерела електроживлення, і потужності гідротурбін, що розвивається, енергоустановка працює в статичному режимі, який легко може бути оптимізовано за енергетичними показниками.

Регулювання за навантаженням мікроГЕС дозволяє досить просто компенсувати несиметрію навантаження генератора. Наприклад, на рис. 1.27 показана схема системи регулювання баласту по струму навантаження.

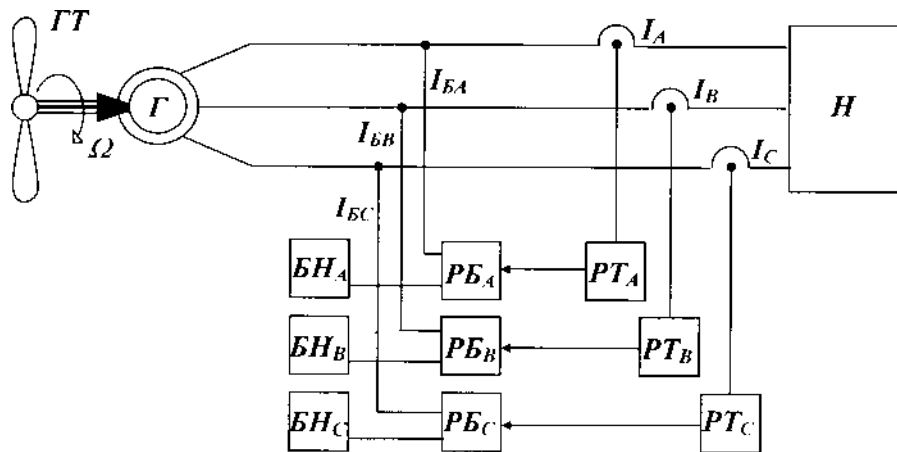


Рисунок 1.27 – Структурна схема мікроГЕС з керуванням за струмом навантаження

Фазні струми навантаження  $I_A$ ,  $I_B$ ,  $I_C$  вимірюються регуляторами струму  $РТ_A$ ,  $РТ_B$ ,  $РТ_C$  і, якщо вони відрізняються від номінальних значень, то струми баластного навантаження  $I_{БА}$ ,  $I_{БВ}$ ,  $I_{БС}$  змінюються таким чином, щоб струм кожної фази генератора залишався незмінним.

Сталість результуючого навантаження і частоти обертання генератора автономного джерела електроживлення визначає стабільність його вихідної напруги, що дозволяє виключити зі складу системи стабілізації канал регулювання напруги. Конструкція мікроГЕС, особливо на базі асинхронного генератора, в цьому випадку істотно спрощується.

Швидкодія системи регулювання баластного навантаження за струмом навантаження забезпечує високу якість стабілізації напруги в перехідних режимах, викликаних комутацією у колі навантаження. Однак статична стійкість мікроГЕС з струмовим автобаластом суттєво залежить від систем регулювання збудження синхронного генератора. Для генераторів з незалежним порушенням мікроГЕС зберігає сталий режим роботи практично з будь-яким типом гідротурбін, оскільки коефіцієнт саморегулювання генератора в цьому випадку дорівнює  $e_2 = 0,1 - 0$ ,

Як показали дослідження, як загальні рекомендації для забезпечення необхідного запасу стійкості системи, регулятор збудження генератора повинен мати зону нечутливості близько 4 – 6%. У цьому випадку мікроГЕС буде стійко працювати в діапазоні зміни  $\cos \varphi$  від 0,8 до 1 практично з будь-яким типом гідротурбін.

Хороших результатів дозволяють домогтися комбіновані системи стабілізації, в яких використовуються кілька параметрів регулювання. Наприклад, представляє інтерес двоканальна система, в якій об'єднані

струмовий і частотний спосіб регулювання потужності, що розсіюється на баластних навантаженнях.

Як силові схеми регуляторів баластного навантаження, побудованих як на принципі комутаторів, так і схем з фазовим регулюванням, можуть бути використані практично будь-які варіанти схемних рішень тиристорних перетворювачів. Різниця в їх застосуванні полягає лише в тому, що в першому випадку тиристорний перетворювач використовується як ключ, а в фазових регуляторах – в режимі плавного регулювання кута включення тиристорів.

Ці особливості дозволяють спрощувати схеми тиристорних ключів шляхом заміни керованих вентилів некерованими – діодами, побудовою схем включення ступенів баластного навантаження з мінімальною кількістю ключових елементів і т.д. Основними вимогами до тиристорних ключів в даному випадку є надійність замикання при природному способі комутації вентилів і відсутність або мінімум спотворень кривих струмів і напруг генератора, що вносяться тиристорним ключем.

Тиристорні регулятори баластного навантаження з фазовим регулюванням вентилями принципово вносять суттєво більші спотворення струмів і напруг генератора мікроГЕС. Крім того, невелика величина кута керування вентилями регулятора змінює характер баластного, а отже, і результуючого навантаження генератора, коефіцієнт використання його потужності. Тому, крім вимоги до якомога менших спотворень форми кривих струмів і напруг, для схем фазових регуляторів важливе значення мають діапазон зміни кутів керування тиристорами, закон регулювання потужності на баластному навантаженні, коефіцієнт використання потужності генератора.

Таким чином, генератор, що входить до складу мікроГЕС з автобаластної системної стабілізації, крім звичайного навантаження має вентиляне навантаження сумірної потужності. Особливо яскраво вентиляний характер баластного навантаження проявляється в регуляторах з фазовим регулюванням потужності баласту. Отже, генератор мікроГЕС працює на складне результуюче навантаження, характер якого залежить від параметрів корисного навантаження, типу регулятора і закону регулювання автобаластного навантаження й інших факторів. У загальному випадку такі установки відносяться до класу машинно-вентильних систем, для яких характерно взаємний вплив електричної машини і вентиляного пристрою.

В результаті огляду існуючих конструкцій мікроГЕС можна зробити висновок, що найбільш перспективним варіантом автономної станції є установка, що містить машинно-вентильне джерело електроживлення. Серед різних машинно-вентильних систем істотними перевагами володіють системи стабілізації автобаластного типу. Автобаластні системи стабілізації застосовні

для будь-якого типу генератора і можуть виконуватися на основі тиристорних комутаторів або схем регуляторів з фазовим керуванням. Зазвичай фазові регулятори баластного навантаження простіше і дешевше дискретних комутаторів, але вносять більше спотворень у форму фазних струмів і напруг генератора. Основні зусилля розробників мікроГЕС спрямовані на удосконалення систем стабілізації вихідної напруги енергоустановки, що дозволяє використовувати максимально просте й дешеве гідротехнічне обладнання. В результаті вартість мікроГЕС знижується при одночасному підвищенні її надійності. Для мікроГЕС, що працюють у вільному потоці води, необхідні системи стабілізації, контролюють як мінімум два параметри вихідної напруги: її величину і частоту.

### **1.5.9 Вільнопотоківі мікроГЕС**

Вільнопотоківі двигуни працюють без спеціальних пристроїв для направлення водного потоку і без будь-яких спеціальних гідротехнічних споруд (гребель). Вільнопотоківі установки не знайшли широкого застосування через відносну складність всієї конструкції, тихохідність (швидкість обертання 3 – 20 об/хв), внаслідок чого ускладнювалася передача енергії двигуна на вал генератора; крім того, глибина річки для використання цих установок повинна бути не менше 60 см.

Для збільшення швидкохідності вільнопотоківого двигуна з використанням поперечних турбін застосовуються турбіни малого діаметра, закріплені по кілька десятків штук на одному тросі, що є валом цих турбін. В процесі робіт з такими установками трос із закріпленими на ньому турбінами був названий «гірляндю», звідси і установки такого типу отримали назву «гірляндних установок», а установки, що працюють на генеруванні струму, - «гірляндних ГЕС».

Гірляндні установки можуть працювати як на дні, так і на поверхні потоку. Різноманітність типів і видів гірляндних установок дозволяє використовувати енергію річкових потоків з різними гідрологічними даними в створах установок. Гірляндні гідродвигуни можуть бути встановлені в потоках широких і вузьких (0,5 м шириною і більше), глибоких і дрібних (від 0,3 м глибиною і вище), зі швидкостями течії 1 м/с і більше, вони можуть бути встановлені і на судноплавних річках (постановки на дні і на прибережних перекатах) і на несудноплавних, у тому числі з порожистими рельєфом дна (постановка на поверхні води).

Турбіни обертаються з тросом як одне ціле. Збільшення потужності таких установок досягається не зростанням розмірів турбін, а збільшенням їх

кількості на одному тросі, а також збільшенням кількості гірлянд, що працюють на один генератор.

Перебуваючи в потоці, гірлянда турбін сприймає значний лобовий опір. Сили цих опорів використовуються в конструкціях гірляндних ГЕС для натягування троса гірлянди. У розтягнутому стані трос здатний передавати крутний момент турбін до робочої машини – генератора, що знаходиться на береговій опорі.

У гірляндних установках вільнопоточним двигуном слугують турбіни поперечні або торцеві, з яких набирають гірлянди.

Гірлянди можуть розташовуватися поперек потоку (гірлянди на поперечних турбінах між береговими опорами або на певній ширині річки (на якірних або гвинтових опорах)). Загальний вигляд працюючої однієї гірляндної ГЕС з поперечними турбінами діаметром 20 см наведено на рис. 1.28. Такі малі гідроелектричні станції в залежності від швидкості води в річці (1,2 - 3,0 м/с) створюють від 1 до 5 кВт потужності.

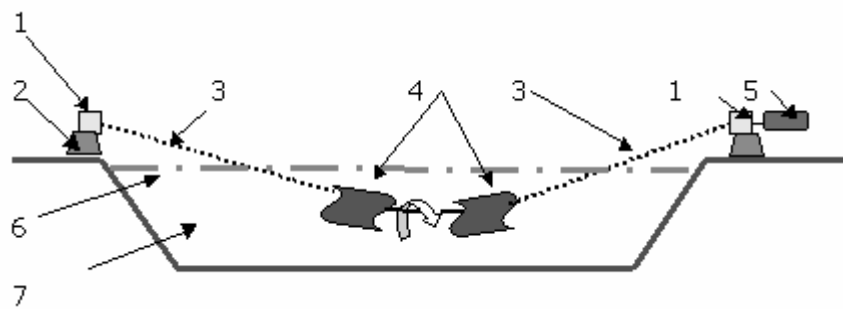


Рисунок 1.28 – Схема поперечної гірляндної ГЕС: 1 – підшипник; 2 – опора; 3 – металевий трос; 4 – гідроколесо (турбіна); 5 – електрогенератор; 6 – рівень верхньої течії річки; 7 – русло річки

Гірляндні установки малої потужності можуть бути використані для електрифікації і механізації. Вони можуть слугувати джерелом для вироблення електроенергії, працюючи на генератор, або джерелом механічної енергії, працюючи на вал сільськогосподарської машини.

Гірляндні агрегати можуть бути вдало скомпоновані з помпами і поршневими насосами для зрошення сільськогосподарських культур та водопостачання населених пунктів і тваринницьких ферм. Характерні простота і дешевизна таких насосних установок. Адже поршневі насоси працюють при 30 – 90 об/хв. Ці обороти саме відповідають оборотам гірлянд під робочим навантаженням, тобто передача потужності з гірлянди на насос здійснюється безпосередньо, без будь-яких проміжних редукторів. Ми наводимо основні насоси, які порівняно недорогі за ціною і просто компонується з гірляндами.

Загальний КПД насосних установок на поперечних турбінах може досягати 30%.

### 1.5.10 Загальна характеристика технічних рішень у гідроенергетиці

Існуючі перетворювачі енергії течій можна умовно розділити на дві групи. До першої доцільно віднести ті з них, в основу яких покладено принцип перетворення швидкісного напору в обертальний рух турбін. До другої, менш чисельної, групи відносять перетворювачі, основані на інших фізичних принципах (об'ємні насоси, пружні перетворювачі та ін.)

Для характеристики схем установки перетворювачів можна виділити дві основні схеми – споруд, що закріплюються на морському дні, і споруд, що плавають в товщі води і заякорених до дна.

Родоначальником пристроїв першої групи по правді вважають водяне колесо (рис. 1.29, а).

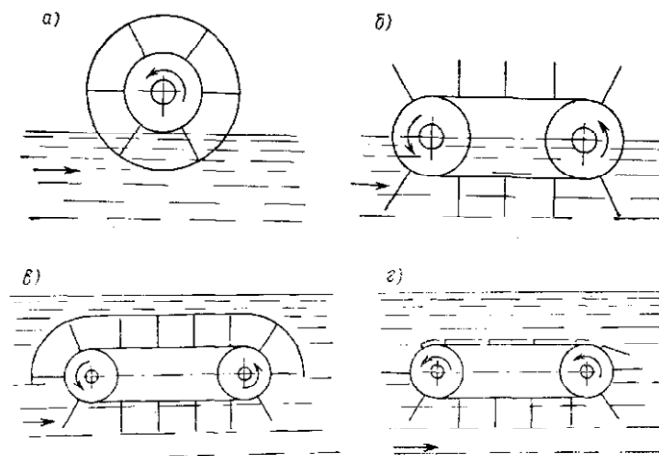


Рисунок 1.29 – Еволюція водяного колеса: а – колесо-прототип;

б – стрічкове колесо на плавучій основі; в – стручкове колесо у товщі потоку; г – стрічкове колесо зі складними лопатями

У вдосконаленні водяного колеса спостерігаються дві основні тенденції. Одна – власне поліпшення показників колеса (за рахунок оптимізації конструкції ферм, лопатей, механізмів передачі енергії, розташування по відношенню до потоку, застосування сучасних матеріалів і т.п.), друга – принципова зміна уявлень о колесі

Стрічкове колесо (рис. 1.29, б) виявляється більш компактним, потребує менше матеріалів, менш піддається впливу атмосфери. Подібний пристрій може бути встановлено в потоці на понтонах з таким розрахунком, щоб нижні лопаті входили в воду, а верхні залишалися «сухими». Ефективність перетворення

швидкісного напору підвищується за рахунок того, що відразу кілька лопатей опиняються під впливом потоку. Однак просте збільшення числа лопатей стрічкового колеса не призведе до істотного збільшення моменту на валах.

На базі стрічкового колеса створені пристрої повністю занурюємо в товщу потоків (рис. 1.29, в, з). Для таких пристроїв пропонується декілька способів зменшення опору руху стрічки під час холостого ходу. Це і спорудження повітряної камери над колесом і застосування різних варіантів механізмів складання лопатей.

Найбільші надії гідроенергетики, які займаються розробкою перетворювачів енергетики течій, пов'язують з агрегатами, за допомогою яких можуть бути отримані значні одиничні потужності. Як варіанти таких пристроїв розглядається робоче колесо у вигляді вільного пропелера, пропелера в насадці, водяний аналог турбіни Дар'є, системи з керованим крилом (рис. 1.30, а-в). У всіх цих конструкціях, так само як і у перспективних вітрових турбінах, головний перетворюючий елемент – криловий профіль, обтікання якого потоком створює гідродинамічну силу, що змушує турбіни обертатися.

Найкращі показники має турбіна, виконана у вигляді робочого колеса з горизонтальною віссю в насадці. Це пояснюється тим, що таке робоче колесо менше збурює потік, не так сильно, як вільне, залучаючи рідину в обертальний рух. Насадок як би відокремлює збурену частину потоку від незбуреної і в той же час забезпечує деяку концентрацію енергії. Форму насадки вибирають з такого розрахунку, щоб забезпечити плавну безупинну течію потоку при підході до турбіни, виконати всю систему стійкою на потоці, максимально знизити завихреність потоку на виході з неї.

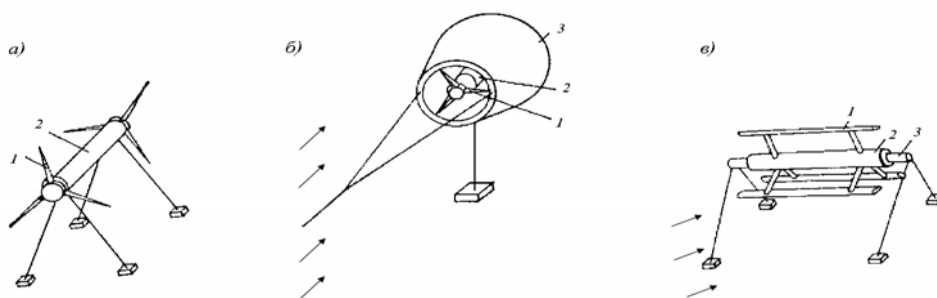


Рисунок 1.30 – Варіанти схем перспективних турбін: а – вільний ротор; б – ротор в насадці; в – ротор, встановлений поперек потоку

Збільшення потужності одного такого агрегату можна досягти за рахунок подовження крила. У порівнянні з вітровими перетворювачами океанські турбіни в цьому плані мають перевагу: критичний розмір крила, при якому в ньому досягається межа міцності матеріалів для такої турбіни вище. Але є обмеження і у воді: при занадто великій довжині крила на зміну згинальним моментам, створюваним під впливом сили тяжіння, приходять моменти, створювані силою тиску потоку.

Інше обмеження діаметра робочого колеса пов'язано з технологічними труднощами при будівництві та встановленні на дуже громіздких споруд в океані. Фахівці сходяться на думці, що діаметр турбін в насадках навряд чи перевищить 200 м (за габаритами подібна споруда нагадує критий стадіон на 20 тисяч глядачів). Накопичений до теперішнього часу досвід будівництва експлуатаційних платформ для видобутку нафти і тазу водотоннажністю в сотні тисяч тонн показує, що такі об'єкти можуть бути створені.

Розглянемо перетворювачі енергії потоків, віднесені за нашою класифікацією до другої групи, і, перш за все, пристрої типу об'ємного насосу. На рис. 1.31 зображена одна зі схем такого пристрою, в основі якого - нерухомо закріплене в потоці сопло Вентурі.

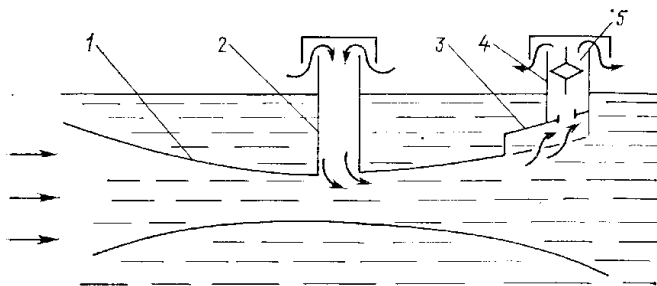


Рисунок 1.31 – Схема об'ємного насоса: 1 – профільований корпус; 2 – шахта повітрязабірника; 3 – повітрязабірник; 4 – вихлопна шахта; 5 – повітряна турбіна з електрогенератором.

У пережатому перерізі сопла через збільшення швидкості рідини відбувається падіння статичного тиску, який може бути використано, наприклад, для всмоктування повітря з поверхні. У вихідному перерізі вже стиснене повітря витісняється з потоку в напірну камеру, звідки поступає і повітропровід турбіни, з'єднаний з електрогенератором. При помірних ступенях пере тискання потоку робота такого пристрою може бути описана за допомогою рівняння Бернуллі.

Продуктивність такого насоса залежить від витрати рідини через переріз насоса і може бути доведена приблизно до 20% об'ємної витрати. Ежекційні властивості дуже залежать від способу введення в потік газу, що відсмоктується.



## **1.6 Дослідження енергетичного потенціалу і розробка принципів перетворення енергії вторинного тепла та стічних вод промислових виробництв**

### **1.6.1 Класифікація вторинних енергоресурсів**

Кожна технологічна установка характеризується певним енергетичним ККД, який показує, яка величина підведеної до процесу енергії втрачається. На практиці відбувається постійна боротьба з втратами, використовуються найрізноманітніші способи їх скорочення, у тому числі організаційно-технічні, пов'язані з налагодженням технологічних процесів і режимів роботи агрегатів, поліпшенням ізоляції технологічного обладнання, трубопроводів гарячої води, пари тощо. Один із шляхів зниження втрат – використання можливості повернення частини втрат енергії безпосередньо в той процес, в якому вони утворюються.

Численні дослідження підтверджують енергетичну та економічну ефективність регенерації та рекуперації енергії. Після цього залишаються лише втрати, які за даною технологією при існуючому рівні розвитку техніки зменшити і уникнути неможливо. Цю частину енергетичних втрат прийнято вважати вторинними енергоресурсами (ВЕР), які поділяються на горючі (паливні), теплові та надлишкового тиску.

Горючі ВЕР – побічні газоподібні продукти технологічних процесів, які можуть бути використані як енергетичне або технологічне паливо, а саме це:

- побічні горючі гази плавильних печей (доменний колошниковий газ, шахтних печей і вагранок, конверторний тощо);
- горючі відходи процесів хімічної і термохімічної переробки вуглецевої сировини (синтез, відходи електродного виробництва, горючі гази при отриманні початкової сировини для пластмас, каучуку тощо);
- тверді і рідкі паливні відходи, які не використовуються (не придатні) для подальшої технологічної переробки;
- відходи деревообробки, луги целюлозно-паперового виробництва.

Горючі ВЕР використовуються в основному як паливо та небагато (5%) – на не паливні потреби (переважно як сировина).

Теплові ВЕР – це тепло газів, що відходять при спалюванні палива, тепло води або повітря, що використовують для охолодження технологічних агрегатів і установок, тепловідходів виробництва, наприклад, гарячих металургійних шлаків [26].

Одним з дуже перспективних напрямів використання тепла слабо нагрітих вод є застосування так званих теплових насосів, що працюють за тим же принципом, що і компресорний агрегат в домашньому холодильнику.

Тепловий насос відбирає тепло від скидної води й акумулює теплову енергію при температурі близько  $90^{\circ}\text{C}$ , іншими словами, ця енергія стає придатною для використання в системах опалення та вентиляції.

Слід зазначити, що поки ще велика кількість теплової енергії втрачається при так званому "скиданні" промислових стічних вод, що мають температуру  $40 - 60^{\circ}\text{C}$  і більше, при відведенні димових газів з температурою  $200 - 300^{\circ}\text{C}$ , а також у вентиляційних системах промислових і громадських будівель, тваринницьких комплексів (температура видаляється з цих приміщень повітря не менше  $20 - 25^{\circ}\text{C}$ ).

ВЕР надлишкового тиску (напору) – це потенційна енергія газів, рідин і сипучих тіл, які покидають технологічні агрегати з надлишковим тиском (напором), який необхідно знижувати перед наступною сходинкою використання цих рідин, газів, сипучих тіл або при викиді їх в атмосферу, водойми, ємності та у інші приймачі. Сюди ж відноситься надлишкова кінетична енергія.

Вторинні енергетичні ресурси надлишкового тиску перетворюються на механічну енергію, яка або безпосередньо використовується для приводу механізмів і машин, або перетворюється в електричну енергію. Прикладом застосування цих ресурсів може слугувати використання надлишкового тиску доменного газу в утилізаційних безкомпресорних турбінах для вироблення електричної енергії.

Залежно від виду і параметрів, вторинні енергоресурси використовуються в одному з наступних напрямів.

Паливний – безпосереднє використання горючих ВЕР як котельно-пічного палива.

Тепловий – використання енергоносіїв, що виробляються за рахунок ВЕР в утилізаційних установках або одержуваних безпосередньо як ВЕР, для забезпечення потреби в тепловій енергії. До цього напрямку відноситься також отримання штучного холоду за рахунок ВЕР в абсорбційних холодильних установках.

Електроенергетичний – використання ВЕР з перетворенням енергоносія для отримання електроенергії в газових або парових конденсаційних турбоагрегатах.

Комбінований – перетворення потенціалу теплових ВЕР для вироблення в утилізаційних установках (утилізаційних ТЕЦ) за теплофікаційним циклом електро- і теплоенергії.

## 1.6.2 Види ВЕР і способи їх використання

Види ВЕР і способи їх використання наведені у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Види ВЕР і способи їх використання

Вид ВЕР	Носій ВЕР	Енергетичний потенціал	Спосіб використання
Горючі	Газоподібні відходи	Низька теплота згоряння	Спалювання в паливо в установках
Теплові	Відхідні гази, готова продукція та відходи виробництва, теплоносії охолодження відпрацьований і попутний пар	Ентальпія	Вироблення в теплоутилізаційних установках водяної пари, гарячої води покриття теплової потреби, вироблення електроенергії в конденсаційному або теплофікаційному турбоагрегаті
Надлишковий тиск	Гази з надлишковим тиском	Робота ізоентропійного розширення	Вироблення електроенергії в газовому утилізаційному турбоагрегаті

Вихід ВЕР – кількість ВЕР, що утворюються в технологічному агрегаті.

Вихід ВЕР для горючих:

$$q^{zop} = mQ^P; \quad (1.17)$$

для теплових:

$$q^T = mi; \quad (1.18)$$

для ВЕР надлишкового тиску:

$$q^H = ml; \quad (1.19)$$

де  $q$  – вихід відповідних ВЕР;  $m$  – питома або годинна кількість енергоносія;  $Q^P$  – найнижча теплота згоряння;  $i$  – ентальпія енергоносія;  $l$  – робота ізоентропійного розширення газів.

*Характеристика горючих ВЕР чорної металургії*

Горючі ВЕР чорної металургії – це коксовий, доменний, конверторний і феросплавний гази.

Доменний газ утворюється при виплавці чавуну в доменних печах. Його вихід і хімічний склад залежать від властивостей шихти та палива, режиму роботи печі, способів інтенсифікації процесу. Частка негорючих компонентів

азоту та вуглекислого газу в доменному газі становить 70%. При спалюванні доменного газу максимальна температура продуктів згоряння дорівнює 1487° С. На виході з печі газ забруднений колосниковим пилом. Використовувати доменний газ як паливо можна тільки після його очищення.

Феросплавний газ утворюється при виплавці феросплавів в рудо відновлювальних печах. Сумарний вміст сірководню та оксиду сірки в перерахунку на оксид сірки не повинний перевищувати 1 г/м<sup>3</sup>.

Конвертерний газ утворюється при виплавці сталі в кисневих конвертерах. Газ в основному складається з оксиду вуглецю. Як паливні ВЕР конвертерний газ використовується при відведенні без допалювання.

Доменний і коксовий газу використовуються практично повністю. Використання феросплавного газу можливе для технологічних (підігрів матеріалів, часткове попереднє відновлення сировини) і теплофікаційних цілей, спалюванням в котельні. Конвертерний газ частково використовують в охолоджувачах, але повне використання його ще не вирішено. При спалюванні його в печах після газоочистки втрачається до 900 кг у.п./т конвертерної сталі.

Річний вихід горючих ВЕР у цілому по даній галузі оцінюється в десятки млн. т.у.п., а ступінь їх використання сягає 93%. При цьому використання доменного газу становить 96,6%, феросплавного – 38,0%. Подальше підвищення ступеня їх використання пов'язане з вирішенням цілої низки науково-технічних завдань: розробкою і впровадженням установок для очищення газів феросплавних печей, розробкою системи очищення і вловлювання конвертерного газу без допалювання тощо

#### *Характеристика горючих ВЕР хімічної промисловості*

Понад 98% загальної кількості горючих ВЕР хімічної промисловості припадає на азотну, фосфорну і хлорну підгалузі. Горючі відходи мають на виробництвах аміаку, метанолу, ацетилену, капролактаму, каустичної соди, жовтого фосфору тощо.

При виробництві аміаку утворюються ретурні і продувні газу, фракція СО, а також рідкі вуглеводні, які можуть бути використані як паливо. При отриманні метанолу виділяються танкові і продувні газу; ацетилену – сажовий шлам і вищі ацетиленові гомологи; капролактаму – продувний газ і водень; каустичної соди – водень. Горючими також є газу електропечей у виробництві жовтого фосфору і карбїду кальцію. Сумарний вихід горючих ВЕР в галузі еквівалентний кільком млн т у.п./рік, а коефіцієнт використання досягає 75%.

Всі названі ВЕР використовуються або можуть бути використані як паливо, що спалюється в технологічних або енергетичних установках. Економічно це, безумовно, доцільно, бо витрати, пов'язані з організацією спалювання, наприклад горючих газів, складають не більше 10 – 20% від витрат

на видобуток і транспорт первинного палива. Крім того, при їх спалюванні відбувається знешкодження речовин, що викидаються в атмосферу, від токсичних і канцерогенних компонентів, що містяться в них, це покращує екологічну обстановку в районах розташування розглянутих виробництв.

Основні труднощі при використанні горючих ВЕР пов'язані з їх збиранням, транспортуванням, а також необхідністю вдосконалення існуючих та розробки нових методів і пристроїв для їх спалювання.

#### *Характеристика теплових ВЕР*

Найбільші труднощі виникають при вирішенні питань, пов'язаних з утилізацією теплових ВЕР промисловості, які обумовлені великою різноманітністю останніх по температурі, режиму видачі, виду і фізико-хімічних властивостях їх носія та інших чинниках. Деякі з них не використовуються, оскільки немає існуючих технічних рішень та обладнання для їх утилізації (або встановлення обладнання занадто дороге).

До числа галузей, що визначають вихід теплових ВЕР в промисловості, в першу чергу, відноситься чорна та кольорова металургія. З печей і агрегатів металургійного виробництва готовий продукт і шлак виходять з високою температурою, у деяких випадках це теплота ВЕР. Теплота рідкого чавуну використовується в наступних переділах (мартенівські печі, кисневі конвертери).

*Теплота рідкої сталі* використовується в прокатному виробництві за рахунок гарячого посаду злитків. Використання фізичної теплоти коксового газу можливе після сухої очистки. Найбільшу температуру мають конверторні гази.

*Теплота продуктів згоряння печей.* У мартенівських печей теплота продуктів згоряння дорівнює 12,5 ГДж / т сталі, у нагрівальних печей – 0,8 ГДж/т прокату. Використання цієї теплоти можливо в котлах-утилізаторах за умови оснащення їх віброочисткою та дробоочищенням, так як запиленість газів досягає 5 г/м<sup>3</sup>. Можливе використання цієї теплоти для нагріву шихти в шахтних підігрівачах. Нагрівання шихти газами економить 12% палива, підвищує продуктивність печі на 15%, порівняно швидко окупає капітальні витрати.

*Теплота матеріалів.* Втрати складають: 1 ГДж/т рідкого чавуну, 1,2 ГДж/т рідкої сталі, 0,8 ГДж/т рідкого шлаку, 12 ГДж/т коксу, 0,6 ГДж/т агломерату. Вирішено тільки використовувати теплоту коксу. В установках сухого гасіння отримують 0,3 – 0,4 т пари коксу. Використання теплоти чавуну, сталі, шлаку неналагоджено. Використання теплоти агломерату повторним використанням охолоджуючого повітря для нагріву шихти на 25 – 30% знижує вміст вуглецю в шихті, що вигідно для основного технологічного процесу.

Використання теплоти шлаку можливо при створенні нових типів грануляторів.

*Теплота охолоджуючої води.* В установках випарного охолодження вихід пари 0,1 т/т чавуну і 0,2 т/т мартенівської сталі. Всі технологічні питання випарного охолодження печей вирішені і тому потрібно максимально широке впровадження способу у виробництво. Необхідно поліпшити технічні рішення по уніфікації охолоджуваних елементів, підвищенню тиску пари, поліпшити контроль за щільністю схем охолодження, вдосконалити автоматику утилізуючих установок. Необхідно поширення досвіду чорної металургії в хімічну промисловість, машинобудування і т. д.

Сумарний вихід теплових ВЕР галузі еквівалентний 20 млн т.у.п./рік. Проте фактично в даний час вироблення тепла утилізаційними установками становить близько 3 млн т.у.п./рік. Що дозволяє покрити 34% загальної потреби галузі. Невисокий ступінь використання ВЕР в значній мірі пояснюється недоліком вже освоєного промисловістю утилізаційного обладнання. До теплових ВЕР відносяться енергоносії у вигляді водяної пари, гарячої води та вентиляційних викидів.

Коротка характеристика розглянутих домішок наведена в таблиці 1.5.

У промисловості будівельних матеріалів ВЕР утворюються при випалюванні цементного клінкеру і керамічних виробів, виробництві скла, виплавці теплоізоляційних матеріалів. Їх використанню поки що приділяється недостатня увага. При сумарному виході теплових ВЕР, еквівалентних 1,0 – 1,5 сотням тисяч т.у.п. на рік, їх утилізація з виробленням тепла не перевищує 15 – 17%. У даний час котлами утилізаторами обладнуються в основному великі скловарні печі на заводах листового скла.

У хімічній промисловості найбільш енергоємними є виробництво аміаку, хімічного волокна, синтетичної смоли, кальцинованої соди, фосфору, метанолу, яке споживає понад 70% електроенергії і більше половини тепла, що витрачається всією галуззю. Вихід ВЕР по галузі в цілому досить великий і становить більше 1,0 т.у.п./рік.

Теплові ВЕР в значній мірі покривають потреби в теплі окремих виробництв. Так, в азотній промисловості, за рахунок ВЕР задовольняється понад 26% потреб в теплі, в содової – понад 11%.

Таблиця 1.5 – Коротка характеристика ВЕР металургії та хімічної промисловості

		ВЕР	
Первинні енергетичні ресурси	Різновиди енергоресурсів	Характеристика, якісні параметри	
Тверде рідке, газоподібне паливо або електроенергія для обслуговування технологічних високотемпературних процесів (промислові печі) і охолоджуюча вода	<p>Горючі гази коксових і доменних печей, що відходять:</p> <p>а) коксовий газ – продукт випалу коксу в коксових печах</p> <p>б) доменний газ – побічний продукт доменного виробництва, виходить в результаті неповного згоряння коксу</p> <p>в) феросплавний газ – виплавка феросплавів в електропечах</p>	<p>а) Теплоота згорання:  <math>Q_n^p = 1760 - 1800 \text{ кДж/м}^3</math>                      Склад газу: <math>\text{CO}_2 = 2 - 4\%</math>; <math>\text{CO} = 6 - 8\%</math>;  <math>\text{H}_2 = 55 \div 62\%</math>;  <math>\text{CH}_4 = 24 - 28\%</math>; етилен, пропілен і др. = <math>2 \div 3\%</math>;  <math>\text{N}_2 = 3 - 2\%</math>; <math>\text{O}_2 = 0,4 - 0,8\%</math>, густина <math>0,4 - 0,55 \text{ кг/м}^3</math>. Вибухонебезпечний.</p> <p>б) <math>Q_n^p = 3350 - 4610 \text{ кДж/м}^3</math>                      Склад газу:  <math>\text{CO}_2 = 10 - 12,5\%</math>;  <math>\text{CO} = 28,5 - 30,5\%</math>; <math>\text{H}_2 = 1,5 - 3,8\%</math>;  <math>\text{N}_2 = 58 - 59,5\%</math>;  <math>\text{O}_2 = 0,1 - 0,2\%</math>, густина <math>1,28 - 1,3 \text{ кг/м}^3</math>, теоретична температура горіння <math>1430 - 1500 \text{ }^\circ\text{C}</math>, для спалювання <math>1 \text{ МДж}</math> газу потрібно теоретично необхідна кількість кисню <math>0,1 \hat{\text{ м}}^3</math></p> <p>в) <math>Q_n^p = 113</math> Продовження табл. 1.5                      Склад:  <math>\text{CO} = 85\%</math>; <math>\text{H}_2 = 4\%</math>;  <math>\text{N}_2 = 5,6\%</math>; <math>\text{O}_2 = 1\%</math>;  <math>\text{CO}_2 = 3\%</math>; сірководень <math>= 0,4\%</math>.                      Високотоксичний, вибухонебезпечний газ.  <math>t_{0,г} = 350 - 600 \text{ }^\circ\text{C}</math></p>	

<i>ВЕР</i>	
Первинні енергетичні ресурси	Різновиди енергоресурсів
<p>Газ і рідке паливо для обслуговування технологічних силових процесів (з двигунами внутрішнього згорання повітродувних, компресорних та інших агрегатів) і охолоджуюча вода.</p> <p>Горюча і технологічна сировина (в підприємствах деревообробної, текстильної, харчової та інших галузях промисловості).</p> <p>Пара для обслуговування технологічних силових (в молотових, пресових і штампувальних агрегатах) і нагрівальних процесів.</p> <p>Гаряча вода для побутового споживання тепла</p>	<p>Гарячі гази, що відходять з двигунів внутрішнього згорання.</p> <p>Нагріта охолоджуюча вода, що відходить з двигунів внутрішнього згорання.</p> <p>Горючі тверді і рідкі відходи виробництва.</p> <p>Відпрацьований виробничий пар.</p> <p>Вторинний виробничий пар.</p> <p>Конденсат пари, що використовується для нагрівальних цілей (гаряча зливна вода).</p> <p>Внутрішні тепловиділення у виробничих приміщеннях.</p> <p>Зливна забруднена вода.</p> <p>Внутрішні тепловиділення у виробничих приміщеннях.</p> <p>Зливна нагріта вода виробничих агрегатів</p>
	<p>Характеристика, якісні параметри</p> <p><math>t_{0,в} &lt; 100 \text{ }^{\circ}\text{C}.</math></p> <p><math>Q^p = 10000 \text{ ккал/кг}.</math></p> <p><math>P_{0,п} = 1,3 - 1,5 \text{ атм}.</math></p> <p><math>P_{в,п} = 1 \text{ атм}.</math></p> <p><math>t &lt; 100 \text{ }^{\circ}\text{C}.</math></p> <p><math>t &lt; 100 \text{ }^{\circ}\text{C}.</math></p> <p><math>t &lt; 50 \text{ }^{\circ}\text{C}.</math></p> <p><math>t &lt; 100 \text{ }^{\circ}\text{C}.</math></p> <p><math>t &lt; 100 \text{ }^{\circ}\text{C}.</math></p>



Проте рівень використання цього виду ВЕР в галузі все ж не відповідає сучасним вимогам. На даний час, в найбільш енергоємних її підгалузях коефіцієнт використання становить лише близько 37%. Основна причина відносно низького рівня їх використання полягає в тому, що технологічні агрегати далеко не повністю обладнані вже освоєним утилізаційним обладнанням, крім того, в низці випадків утилізація неможлива через відсутність необхідних технічних засобів.

*Низькопотенційне тепло (НПТ).* До низькопотенційних теплових відходів відносяться ентальпія газів, що відходять з технологічних і енергетичних установок з температурою нижче 400° С; води, що охолоджують елементи конструкцій технологічного обладнання; вентиляційні викиди; шахтні води; пара вторинного закипання і т.п. Утилізації їх до останнього часу не приділялося належної уваги, оскільки вважалося, що це економічно не обґрунтовано. Тепер ситуація різко змінилася, і в різних енергозберігаючих програмах утилізація низькопотенційного тепла виділена в самостійний напрям робіт з економії енергоресурсів.

Насправді, утилізація НПТ є важливим завданням, оскільки його вихід становить близько половини від сумарного виходу всіх видів ВЕР. Актуальність цього завдання буде зростати, так як удосконалення технологічних процесів, як правило, супроводжується скороченням втрат тепла високого потенціалу. Крім того, не можна забувати, що утилізація НПТ, як і всіх ВЕР, сприяє охороні навколишнього середовища від теплового і хімічного забруднення [27].

Носіями низькопотенційного тепла звичайно є корозійно-активні, забруднені, запылені рідини і гази, від яких його практично неможливо відвести, використовуючи стандартну теплообмінну апаратуру. Інакше кажучи, для виконання завдання по використанню НПТ необхідне створення спеціального утилізаційного обладнання.

Досвід зарубіжної і відносно невеликої вітчизняної практики з утилізації низькопотенційних теплових відходів дозволяє назвати необхідні для цього основні технічні засоби:

- контактні апарати з різними насадками для використання тепла димових газових та інших парогазових потоків;
- багатоступінчасті установки з апаратами миттєвого скидання для забруднених гарячих стоків;
- багатоступінчасті установки з апаратами типу «теплова труба» для утилізації тепла агресивних рідин (сірчаної, фосфорної, азотної кислот)
- скрубберно-сольові установки для димових газів;

- випарні апарати з обертовими елементами (роторно-плівковими) для забруднення газів з метою отримання тепла і концентрування стічних вод;
- теплові насоси (пароструминні, абсорбційні і компресійні) для виробництва холоду і теплопостачання;
- абсорбційні холодильні установки (на водних розчинах аміаку, броміду літію, хлориду кальцію та інші);
- установки, що працюють по водо-фреоновому циклу;
- регенеративні обертові теплообмінники, пластинчасті рекуператори, теплообмінники з проміжним теплоносієм, з «тепловими трубами» для використання тепла вентиляційних викидів.

Створення перерахованого обладнання пов'язане з додатковими витратами, які суттєво більше необхідних для утилізації високотемпературних ВЕР. Вирішення завдання ефективного використання НПТ ускладнюється ще й тим, що зазвичай постає проблема відповідного споживача для енергоносія, що вироблений утилізаційними установками.

Дійсно, тепло, вироблене в утилізаційних установках НПТ, дуже важко вписати в графік традиційних споживачів. У таких випадках виникає проблема завдання пошуку нових споживачів низькопотенційного енергоносія, які раніше з будь-яких причин не обліковувалися. Потрібно вивчити можливість його використання як всередині розглянутого підприємства: для очищення стоків і конденсату, деаерації та знесолення поживної води, виробництва холоду і т.п., так і на стороні: для опалення теплиць та парникових господарств, опріснення морської води та інших комунальних потреб. У випадках, коли вироблення низькопотенційної енергії значно перевищує потребу в ній підприємства та прилеглих до нього споживачів, може виявитися економічно доцільним її використання для виробництва електроенергії в енергоустановках з низькокиплячими робочими тілами (фреонами). Температура стічних вод нижче температури зовнішнього повітря в літній час і вище – в зимовий; це робить їх ідеальним джерелом низькопотенційного тепла техногенного походження.

Використання такого ресурсу стічних вод для теплопостачання можливе тільки за допомогою парокомпресорних теплових насосів, що вигідно відрізняє їх з технічної, енергетичної, екологічної та економічної точок зору в порівнянні з паливними котельнями.

Тепловий насос являє собою термодинамічну установку, в якій теплота від низькопотенційного джерела передається споживачеві при більш високій температурі завдяки витраті механічної енергії. Сучасне теплонасосне теплопостачання розвивається досить успішно. Кількість працюючих

парокомпресійних ТН у світі досить велика – близько 40 млн штук різної одиничної теплопродуктивності від декількох кіловат до сотень мегават. Розвитку цієї галузі приділяється велика увага. Зокрема, Світова енергетична рада (СвітЕР) прогнозує, що до 2020 року близько 75% тепла, потрібного для теплопостачання, в розвинених країнах буде вироблятися тепловими насосами. Хоча, потрібно відзначити, що теплонасосне теплопостачання досить відстала галузь, що підтверджується тим, що в ній протягом останніх 50 – 60 років практично не було проривних розробок. Тому традиційні ТН працюють вже багато десятиліть за традиційним парокомпресійним циклом. Цей цикл більш-менш дозволяє отримувати гарячу воду тільки для гарячого водопостачання з температурою  $+70 - +750$  С з позитивною, хоча і невеликою, близько 20%, ефективністю.

Низькотемпературна електроенергетика – це електричні станції з низькокиплячими робочими тілами (озонобезпечні фреони R-134a, C-10, R-21; вуглеводні бутан, ізобутан і т.д.), що виробляють електроенергію, використовуючи як паливо відносно низькопотенційне тепло с  $t_{\text{НПТ}} > 70^{\circ}\text{C}$ .

Основними джерелами низькопотенційної скидної теплоти техногенного походження є вентиляційні викиди та охолоджуюча вода технологічного та енергетичного обладнання підприємств, промислові та комунально-побутові стоки.

В Україні загальний річний обсяг комунально-побутових стоків становить близько 3740 млн м<sup>3</sup>. Температура стоків становить 12 – 20 °С залежно від сезону. Потужні теплонасосні станції теплопостачання можуть розміщуватися біля відповідних каналів очищених комунально-побутових вод.

Для розрахунку ресурсів низькопотенційної теплової енергії стічних вод прийнято, що температура стоків в літній період складає 20°C, а в зимовий період 12 °С. В ідеальному випадку в тепловому насосі стічні води можна охолодити до 0 °С, але в реальних умовах досягається охолодження до 0,5 °С.

Завдяки роботі теплонасосних станцій можна зменшити споживання високоякісного палива в комунальних системах теплопостачання міст; при використанні теплових насосів з приводом від двигунів внутрішнього згоряння, паро- або газотурбінних установок значно збільшуються можливі обсяги виробництва товарної теплової енергії, а ефективність теплонасосних станцій зростає майже в два рази.

Енергетичний потенціал низькопотенційної теплової енергії стічних вод у Дніпропетровській області складає, МВт·ч/рік:

загальний потенціал – 9398;

технічний потенціал – 4825;

доцільно-економічний потенціал – 1809.

Енергетичний потенціал стічних вод по регіонах України представлений на рисунку 1.32.

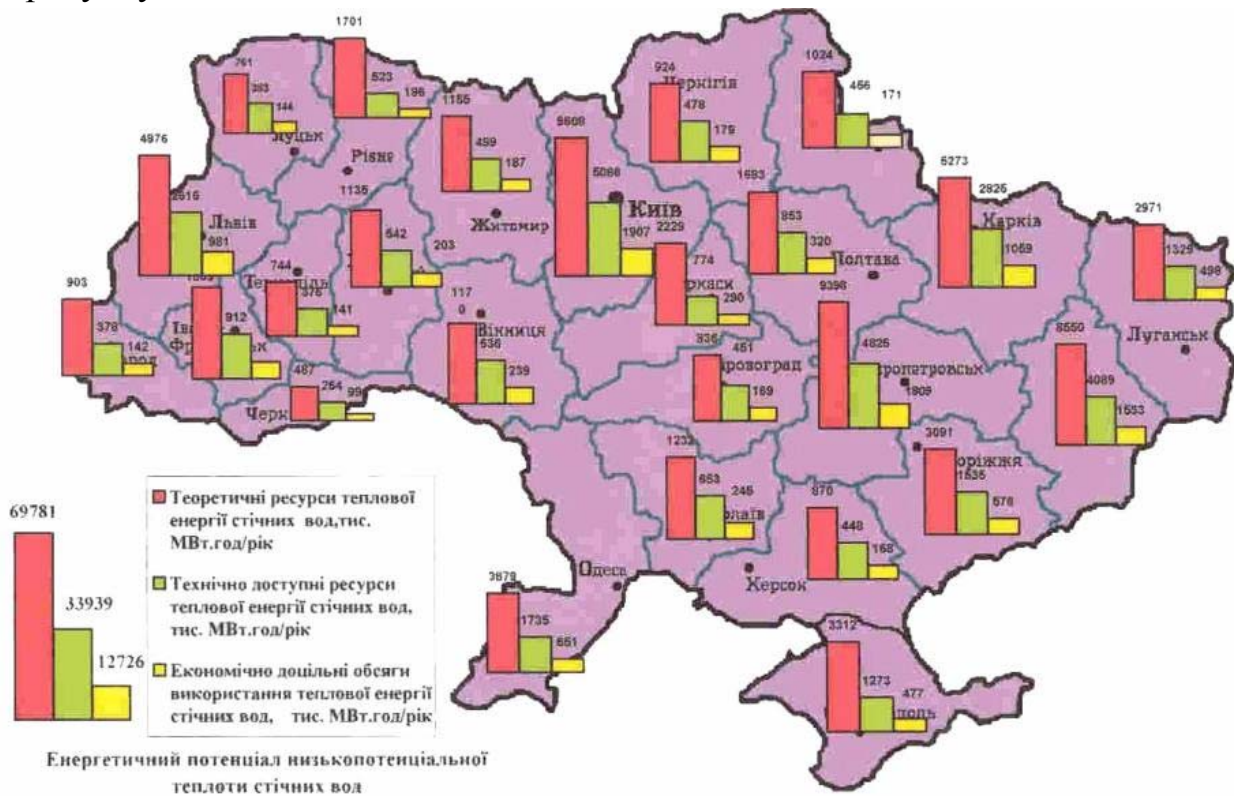


Рисунок 1.32 – Енергетичний потенціал стічних вод по регіонах України  
Основними перевагами застосування теплонасосних технологій перетворення теплоти є:

- висока енергетична ефективність;
- екологічна чистота;
- надійність;
- комбіноване виробництво тепла й холоду в єдиній установці;
- мобільність;
- універсальність по тепловій потужності;
- універсальність по виду використовуваної низькопотенційної енергії;
- повна автоматизація роботи установки.

Кажучи про переваги отримання теплової енергії за допомогою теплового насоса, не можна піддаватися спокусливого висновку про їх абсолютну застосовність. Необхідно ретельно оцінювати доцільність використання ТНУ в порівнянні з традиційними, альтернативними видами енергоджерел, базуючись на наступних факторах:

Фактор термодинамічний: реалізований цикл, температура НПТ і температура теплоносія споживача теплоти, властивостей робочого тіла.

Фактор конструктивний: тип компресора, тип теплообмінників, їх

технічні характеристики, схемне рішення установки.

Фактор економічний: рівень цін на електроенергію і паливо, що заміщують; ціни на застосовуване обладнання та його монтаж та налагодження, ціни на систему автоматизації.

Фактор екологічний: відсутність процесу спалювання палива в циклі ТН, зменшення викидів CO<sub>2</sub> за рахунок витіснення частини потрібного палива при високій енергетичній ефективності установки.

*ВЕР надлишкового тиску.* Значна економія природних енергоресурсів може бути отримана за рахунок утилізації цього виду ВЕР в чорній металургії та системах газопостачання.

На даний час в Україні близько  $\frac{3}{4}$  всіх доменних печей працюють під тиском 0,2 МПа і більше. Сумарний вихід доменного газу при цьому тиску досягає сотень тис. м<sup>3</sup>/ч. До останнього часу перед подачею очищеного доменного газу в заводську розподільчу мережу його надлишковий тиск скидався в спеціальних дросельних пристроях. При цьому втрачалася значна кількість потенційної енергії газу.

Розрахунки показують, що при тиску газів, що перевищує атмосферний на 0,09 МПа і більше, при існуючому рівні цін на паливо, економічно доцільно утилізувати цю енергію. Зокрема, спрацьовувати надлишковий тиск доменного газу на газорозширювальних станціях, обладнаних спеціальними газовими утилізаційними безкомпресорними турбінами з генераторами для виробництва електроенергії.

Великі резерви потенційної енергії надлишкового тиску мають газорозширювальні станції природного газу, на яких здійснюється його дроселювання перед подачею в розподільчу мережу. Обсяг споживання природного газу, як у чорній металургії, так і в цілому по народному господарству безперервно росте.

### **1.6.3 Вторинні енергетичні ресурси паливно-енергетичного комплексу**

Світовий видобуток вугілля складає 2025 млн. т в рік (4033 шахти). При цьому утворюється близько 6 млрд. т твердих, рідких та газоподібних відходів, що складає близько 3 т відходів на 1 т вугілля (з них відвальної породи 2,5 т). При підземному видобутку вугілля питомий вихід породи, що видається з шахт на поверхню становить близько 0,3 т на 1 т вугілля. Власне горюча маса у вугільній промисловості становить всього 20% гірської маси.

Сланець має не менше значення, ніж вугілля. Близько 40% сланцю видобувається відкритим способом і 60% з шахт.

Подальші етапи удосконалення технології переробки сланців:

- енергетичне використання органічного матеріалу шляхом спалювання чи газифікації;
- розробка технології одержання алюмінію зі сланцю;
- повне комплексне вилучення кольорових металів.

В Україні основним органічним енергоносієм є кам'яне та буре вугілля, геологічні запаси кам'яного вугілля складають 94,5%, бурого - 5,5%. Загальні запаси вугілля складають біля 300 млрд.т. Цих запасів країні вистачить на 400 років, запасів нафти та газу – лише на 90 років. У цих умовах на даному етапі технологічного розвитку, вугілля є в Україні основним енергетичним ресурс, а розвиток вугільної промисловості і енергетики розглядається як пріоритетний.

Аналіз економічної та промислової діяльності вугледобувної галузі, а також динаміки просування промислових запасів показує, що підготовлених резервних потужностей за десять останніх років вибуло 89 млн.т, введення нових склало 8,2 млн.т. Вибування виробничих потужностей супроводжується низьким рівнем використання їх, до 81,2% при нормі 95%. Передбачається нестабільність обсягів видобутку, зростання собівартості та ускладнення технологічної і екологічної безпеки. Ці чинники призводять до збитковості, що у свою чергу слугує однією з причин закриття шахт. Ускладнюють ситуацію списані забалансові запаси вугілля в умовах експлуатації та балансові при ліквідації шахт.

Одним із способів підвищення ефективності технології свердловинної підземної газифікації вугілля є введення багатоконтурної схеми рекуператорів теплової енергії «труба в трубі» з теплоємким рідким носієм в породи. Використання таких схем рекуперації в підземному газогенераторі забезпечує можливість зняття залишкового тепла з породного масиву під час вигазовування вугільного пласта, а також після закінчення процесу газифікації.

Отримана тепла й електрична енергія, забезпечує ефективність процесу підземної газифікації й економічну вірогідність вигазовування вугільних пластів некондиційної потужності.

При застосуванні цього способу перевага надається шахтам, які вичерпали термін експлуатації й мають некондиційні, надроблені або підроблені запаси твердого палива.

Підземний газогенератор готують таким чином: з підготовчих виробок здійснюється буріння закладної свердловини у покрівлі пласта, горизонтальних експлуатаційних свердловин по пласту твердого палива, збійку між ними формують бермою (реакційний канал), яка відділяється від підготовчої виробки цементною перемичкою. Розпалювання вугільного пласта, подача дуття,

газифікація твердого палива здійснюється за допомогою сумішей, які за допомогою дуття, подаються по експлуатаційній свердловині і керованому гнучкому трубопроводу у реакційний канал газогенератора. У міру вигазовування вугільного пласта деформовані породи та вигазований простір газогенератора ін'єктуються закладним матеріалом. Продукти газифікації відводяться по експлуатаційній свердловині на очищення та переробку в силові установки [28].

Запропонований спосіб дозволяє ефективно й мобільно знімати залишкове тепло по всій площі розповсюдження температур у підземному газогенераторі та в породах, що його вміщують, під час вигазовування вугільного пласта та після закінчення процесу газифікації у стадії «затухання» робіт, а також вести процес газифікації вугільних пластів в умовах техногенної зрушеності масиву, забезпечити економічну доцільність процесу газифікації вугільних пластів малої потужності і парової конверсії синтезу газу.

#### *Газові викиди промислових підприємств як ВЕР*

Розвиток енергетики, металургії, транспорту, хімії та нафтохімії призводить до швидко зростаючого споживання повітря, що використовується як сировина в процесі окислення. Підприємства хімічної, нафтохімічної, харчової, фармацевтичної та інших галузей промисловості споживають великі кількості чистого повітря і викидають величезні обсяги відпрацьованих кисневмісних газів і забрудненого вентиляційного повітря.

Перспективним є метод очищення повітря від мікродомішок – об'єднання енергетичних та хімічних комплексів. Можливістю об'єднання цих процесів є використання відпрацьованого повітря промислових підприємств як окиснювача, наприклад дуттєвого повітря в топках котлів. У цьому випадку забезпечується дешеве очищення забрудненого повітря від токсичних домішок і відпадає необхідність у споживанні чистого повітря для окислення палива.

### **1.6.4 Економія палива при використанні теплоти відхідних газів у металургії**

Використання фізичної теплоти відхідних газів здійснюється за трьома схемами: технологічною (замкнутою і розімкнутою), енергетичною та комбіновано [29, 30].

Технологічна схема передбачає використання цієї теплоти для технологічних процесів, як правило, у тій же теплотехнологічній установці. За такою схемою нагрівають повітря, а також в деяких випадках і газоподібні палива, попередньо підігрівають оброблюваний в печі матеріал або виробляють хіміко-термічну переробку деяких шихтових матеріалів, що використовуються

в даному процесі. При опаленні печей природним газом до технологічної схеми відноситься також термохімічна регенерація теплоти відхідних газів, що використовується для конверсії метану. Описані схеми є замкнутими, вони забезпечують економію палива в самому технологічному агрегаті (рис.1.33).

Теплоту відхідних газів можна використовувати і в іншій пічній установці з меншим температурним рівнем процесу. Така схема є розімкнутою (рис.1.34). У цьому випадку заощаджується паливо в установці, що використовує теплоту відхідних газів. Можливо також послідовне використання теплоти в основному і в низькотемпературних агрегатах.

Застосування замкнутої технологічної схеми підвищує ефективність використання палива в технологічному агрегаті, тобто знижує вихід ВЕР.

Енергетична схема передбачає використання теплоти відхідних газів в енергетичних установках для виробництва будь-яких енергоносіїв (теплоти, електроенергії, холоду тощо).

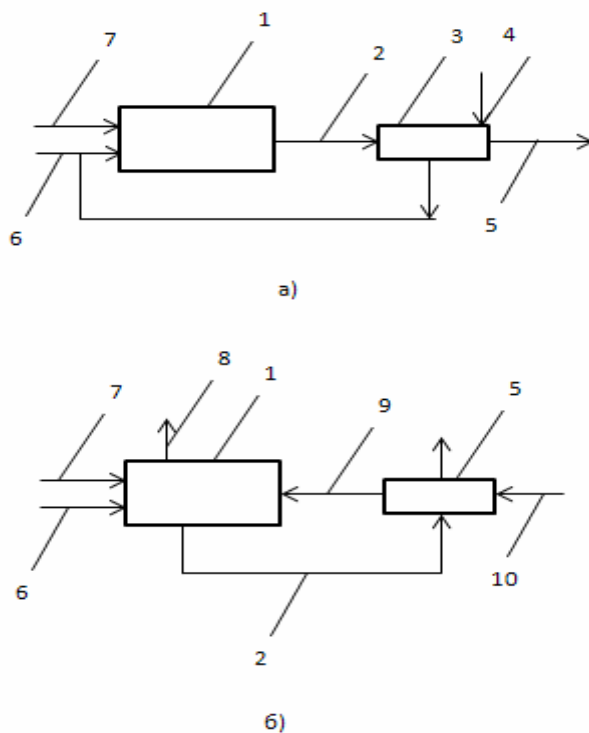


Рисунок 1.33 – Замкнені технологічні схеми використання теплоти відхідних газів: а – для підігріву повітря; б – для попереднього нагрівання матеріалу; 1 – піч; 2 – відвід газів з печі; 3 – рекуператор; 4 – підведення повітря в рекуператор; 5 – відвід диму; 6 – підвід повітря в піч; 7 – підведення палива в піч; 8 – видача матеріалу; 9 – подача підігрітого матеріалу в піч; 10 – подача холодного матеріалу



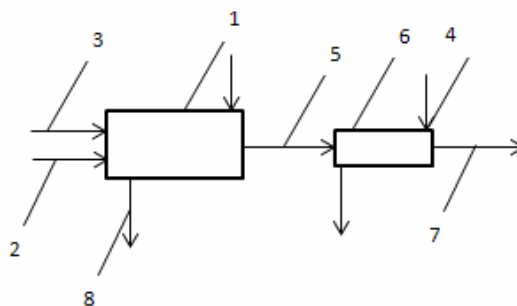


Рисунок 1.34 – Розімкнута технологічна схема використання теплоти відхідних газів: 1 – піч; 2 – підведення палива; 3 – підведення повітря; 4 – подача матеріалу; 5 – відвід газів з печі; 6 – технологічна установка другого ступеня; 7 – відвід газів установки другого ступеня; 8 – видача матеріалу

Можливо послідовне розміщення декількох тепловикористовуючих установок, наприклад, котлів-утилізаторів і економайзерів для підігріву мережної води. Таким чином, енергетична схема є розімкнутою і дозволяє заощадити паливо, що витрачається на виробництво відповідних видів і кількостей енергоносіїв за рахунок використання ВЕР технологічного агрегату (рис.1.35).

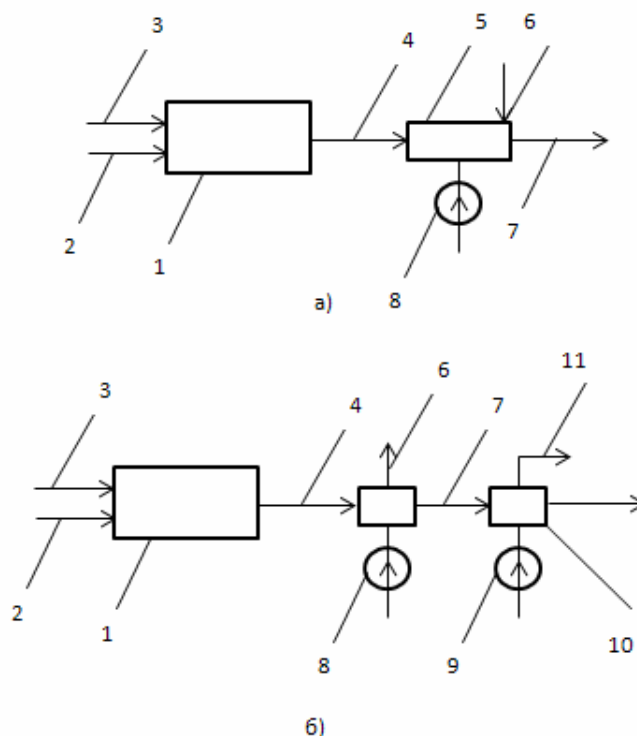


Рисунок 1.35 – Енергетичні схеми використання теплоти відхідних газів: а – для отримання пари; б – для отримання пари та гарячої води; 1 – піч, 2 – підведення повітря; 3 – підведення палива; 4 – відвід газів з печі; 5 – КУ; 6 – відвід пара з КУ; 7 – відвід диму з КУ; 8 – підведення живильної води в КУ; 9 – підігрівач мережної води; 10 – підведення води в підігрівач; 11 – відведення гарячої води

Комбінована схема поєднує технологічну та енергетичну схеми і забезпечує як зменшення виходу ВЕР, так і більш ефективно їх використання (рис.1.36).

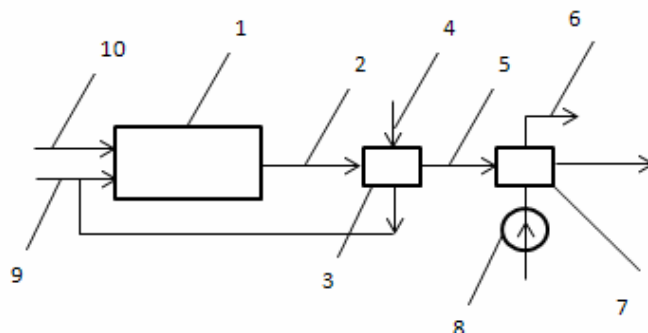


Рисунок 1.36 – Комбінована схема використання теплоти відхідних газів: 1 – піч; 2 – відвід газів з печі; 3 – рекуператор; 4 – підведення повітря в рекуператор; 5 – відвід диму з рекуператора; 6 – відвід пари з КУ; 7 – КУ; 8 – підведення живильної води в КУ; 9 – підведення повітря в піч; 10 – підведення палива в піч

Кожна зі схем має переваги і недоліки. Основним критерієм для їх порівняння є економія палива, що досягається. Однак цей критерій ще не дає підстави для остаточної оцінки схем. Тут необхідний техніко-економічний розрахунок, який враховує капітальні та експлуатаційні витрати, стійкість споживання енергоносіїв, отриманих за рахунок теплоти відхідних газів та ін.

### 1.6.5 Показники використання ВЕР

Для оцінки виходу і використання ВЕР застосовуються такі показники:

1) Вихід ВЕР ( $Q_{вих}$ ) – кількість ВЕР, що утворюються в процесі виробництва в даному технологічному агрегаті в одиницю часу

2) Вироблення енергії за рахунок ВЕР ( $Q$ ) – кількість енергії, що отримується при використанні ВЕР в утилізаційній установці. Вироблення енергії відрізняється від її виходу на величину втрат тепла утилізаційної установки. Розрізняють можливе, економічно доцільне, плановане і фактичне вироблення енергії.

3) Використання ВЕР – кількість використовуваної у споживачів енергії, що виробляється за рахунок ВЕР в утилізаційних установках.

4) Економія палива ( $B$ ) за рахунок ВЕР – кількість первинного палива, яке економиться в результаті використання ВЕР.

Ступінь використання ВЕР – показник представляє відношення фактичного (планованого) вироблення до виходу ВЕР

$$K_1^y = \frac{Q_y}{Q_{вих}} \quad (1.20)$$

Показник використовується, якщо немає обмежень по кінцевому температурному потенціалу, наприклад, при охолодженні нагрівальних печей.

*Коефіцієнт утилізації* – відношення кількості теплоти, сприйнятої котлом-утилізатором, до тепла палива, спаленого в печі. Наприклад, для мартенівської печі:

$$K_2^y = 0,143 \left( \frac{\alpha_{num}}{q_{вих}} \right) \cdot 1,16 \quad (1.21)$$

$\alpha$  – питома вироблення пару котлом утилізатором на 1 т виплавленої сталі, [МВт/т],  $q$  – питома витрата умовного палива на 1 т виплавленої сталі, [т у.п./т].

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

*Показник використання ВЕР* – відношення фактичного вироблення тепла на базі ВЕР до можливої:

$$K_3^y = \frac{Q_y}{Q_g} \quad (1.22)$$

При плануванні паливоспоживання застосовують *коефіцієнт утилізації* – відношення фактичної (планованої) економії палива  $B_y$  за рахунок ВЕР до можливої (або економічно доцільної)  $B_g$ :

$$K_4^y = \frac{B_y}{B_g} \quad (1.23)$$

Коефіцієнт вироблення енергії на одиницю матеріалу, що переробляється:

$$K_4^y = \frac{Q_y}{\alpha_{num} N}, \quad (1.24)$$

$N$  – продуктивність агрегату, т/рік.

*Розрахунок ВЕР на економічну ефективність.* Вихідною інформацією для розрахунку виходу і можливого використання ВЕР слугують: теплові і матеріальні баланси основного технологічного обладнання; обсяг випуску продукції в аналізованому періоді; звітний енергетичний баланс підприємства; техніко-економічні характеристики технологічних агрегатів, енергетичних і утилізаційних установок; плани впровадження нової технології та нового обладнання на перспективу.

У результаті аналізу всіх цих матеріалів встановлюють види ВЕР та їх потенціал; виявляють агрегати, ВЕР яких можуть бути включені до енергетичного балансу підприємства або використані поза даним підприємством; визначають по кожному агрегату вихід ВЕР; розраховують на величину можливого, економічно доцільного і планованого вироблення енергії з кожного виду ВЕР; визначають величини фактичного вироблення і фактичного використання ВЕР, а також можливого і планованого використання всіх видів ВЕР.

Вихід ВЕР залежить від факторів та режиму роботи технологічної установки (агрегату). У загальному випадку добовий (і сезонний) вихід ВЕР характеризується значною нерівномірністю. Тому розрізняють показники питомого і загального виходу ВЕР – максимальний, середній і мінімальний (гарантований) як у добовому, так і сезонному розрізі. У кожному разі утилізації ВЕР ефективність їх використання визначається економією первинного палива, що досягається та забезпечується за рахунок цього економією витрат на видобуток, транспортування і розподіл палива (енергії). Тому важлива умова економічної ефективності ВЕР – правильне визначення виду і кількості палива, яке економиться при їх утилізації.

Економія палива залежить від напрямку використання ВЕР і схем паливо- і енергопостачання підприємства. При тепловому напрямку використання ВЕР економія палива визначається шляхом порівняння кількості тепла, отриманого від використання ВЕР, з техніко-економічними показниками виробки тієї ж кількості і тих же параметрів тепла в основних енергетичних установках. При силовому напрямку використання ВЕР виробка електроенергії (або механічної енергії) порівнюється з витратами палива на вироблення електроенергії (або механічної енергії) в основних енергоустановках.

При визначенні економічної ефективності використання ВЕР порівнюють варіанти енергопостачання, які задовольняють потреби даного виробництва в усіх видах енергії з урахуванням використання ВЕР, задовольняють ті ж потреби і без обліку використання ВЕР. Основні показники сумісності 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 навколишнього середовища.

Один з основних напрямків підвищення ефективності виробництва і використання енергетичних ресурсів в промисловості – збільшення одиничної потужності агрегатів, концентрація виробництва і створення укрупнених комбінованих технологічних процесів. Особливо це ефективно для технологічних процесів з великим виходом теплових ВЕР, тобто для

підприємств хімічної, нафтопереробної, целюлозно-паперової та металургійної промисловості.

Створення великих комбінованих виробництв дозволяє використовувати ВЕР одних процесів для потреб інших, що входять до загального комбінованого комплексу.

### **1.7 Розвиток нетрадиційних технологій на основі біомаси**

Біопаливо – це постійно відновлюване джерело енергії, яке може забезпечити використання енергії для тепло- і холодопостачання, виробництва електричної енергії, а також у транспортному секторі. Паливо, створене на основі біомаси, можна легко зберігати і використовувати для задоволення пікової і базової енергетичної потреби. Біологічне паливо, аналогічно традиційному буває твердим, рідким чи газоподібним, тому може безпосередньо замінити викопне паливо повністю чи частково, тобто змішуватися з традиційним в різних процентних відношеннях. В останньому випадку частіше всього навіть не потрібна модернізація обладнання.

За останні десятиліття досягнуто значного прогресу в процесах одержання і обробки біомаси, що дозволило збільшити число конкурентоспроможних, надійних і ефективних технологій, наприклад, спалювання міських твердих побутових відходів, одержання біологічного газу методом анаеробного зброджування тощо. В процесі розробки технологій знаходяться нові можливості з застосуванням більш складних процесів і методів перетворення енергії (газифікація, піроліз).

Розробляються технології теплопостачання з застосуванням біомаси. Паливні гранули (пілети), стружка і інші побічні продукти сільського і лісового господарства, відходів збагачувальних фабрик є сировиною для біотеплопостачання. Створення нових пічок на паливних гранулах у побутовому секторі, будівництво нових заводів з виробництва пілет і реконструкція існуючого обладнання (пічок, бойлерів, топок) для спалювання повинні призвести до значного розширення ринку паливних гранул.

*Виробництво біологічного газу.* Проблема підвищення якості і ефективності використання біогазу поступово виходить на передній план розвитку відповідної технології. Основними елементами біогазової установки є: камера зброджування (метантенк), прилад підтримки постійної температури в метантенку, пристрій, що забезпечує переміщення біомаси в камері, пристрій накопичення і зберігання біогазу (газгольдер).

На рис. 1.37 наведена принципова схема установки, яка призначена для виробництва біогазу. Така установка слугує ефективним засобом переробки

сільськогосподарських і тваринних відходів за рахунок анаеробної ферментації (листя, бадилля, стебла рослин, бур'яни, солома, лушпиння соняшнику, кукурудзяні качани, гній скотарських ферм і послід птахофабрик), а також комунальні відходи на очисних спорудах тощо. Їх застосування дозволяє вирішити три завдання, важливих з енергетичної, сільськогосподарської і екологічної точки зору: отримати біогаз, перетворити відходи на доходи (високоєфективні добрива), знешкодити навколишнє середовище від різних збудників захворювань людини і тварин, оскільки такі збудники гинуть в процесі бродіння біомаси. Найбільша активна діяльність бактерій при температурі бродіння 35 – 45°C.

Внаслідок анаеробної ферментації утворюється біогаз, який вміщує: газ метан  $\text{CH}_4$  (65 – 80%), вуглекислий газ  $\text{CO}_2$  (15 – 25%), окис вуглецю  $\text{CO}$  (2 – 3%), невелику кількість азоту  $\text{N}_2$ , кисню  $\text{O}_2$  і сірководню  $\text{H}_2\text{S}$ , і залишок у вигляді шламу, що є високоєфективним екологічно чистим незараженим добривом. Одна його тонна еквівалентна 3 – 4 тоннам азотнофосфорних добрив, що випускаються промисловістю.

Метод отримання біогазу широко поширений у ряді країн з теплим кліматом, в яких необхідна для ефективного протікання біоконверсії достатньо висока температура, зумовлена природними умовами (Бразилія, Індія, Китайська республіка та ін.).

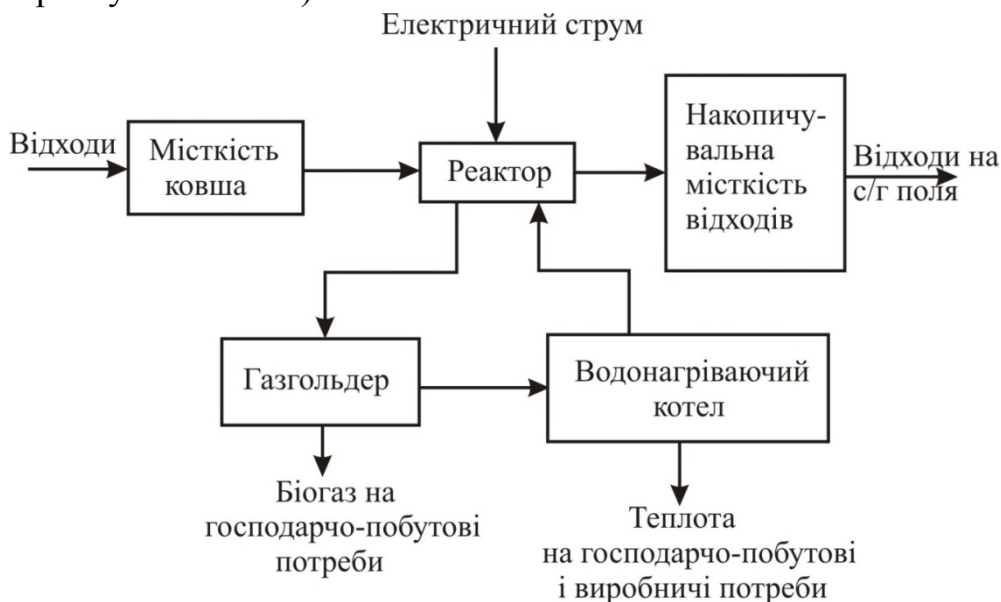


Рисунок 1.37 – Структурна схема біогазової установки

В умовах континентального клімату України (особливо в холодну пору року) безперервна експлуатація біоустановок протягом року, вимагає позитивної температури (35 – 45 °C) і економічно вигідна при підігріванні метантенків за рахунок утилізації теплоти гарячого температурного газу свердловинної підземної газифікації вугільних пластів (СПГВ). Суть даного

технічного рішення полягає в наступному (рис. 1.38). Дільницю вугільного пласта 1 розкривають похило направленими нагнітальною 2 і газовідводною 3 свердловинами, які в площині пласта сполучають між собою гідророзривом або фільтраційним каналом, утворюючи тим самим зону для горіння (газифікації) вугілля, яка в подальшому після розпалювання пласта перетворюється у вогняний вибій 4. Через свердловину 2 до вибою 4 подають дуття (повітря, пара, кисень, діоксин вуглецю), яке реагує з вугіллям (а точніше з вуглецем), утворюючи штучний генераторний газ, який видається на земну поверхню через свердловину 3.

На поверхні землі газ прямує до установки з очищення газу 5, де він звільняється від пилоподібних частинок, фенолів і рухається далі у теплообмінник 6. В останньому тепло генераторного газу нагріває проміжний теплоносій (воду, повітря, інертні гази). Охолоджений у теплообміннику газ направляють до магістрального трубопроводу 8, а проміжний теплоносій по трубопроводу 7 подають до біологічних реакторів (метантенків) 10 у порожнину кожуху підігрівання 11, яка оточує реактор біоконверсії 12. Утворений в реакторі 10 біогаз збирається в його верхній частині, яка виконує роль накопичувача газу, звідкіль біогаз, а точніше метан  $\text{CH}_4$ , трубопроводом 9 подається в магістральний трубопровід продуктивного газу 8, де змішується з генераторним газом підземної газифікації вугілля. Внаслідок такого змішування збільшується вміст метану в кінцевому продуктивному газі. Тим самим істотно підвищується загальна теплота згоряння продуктивного газу до 10 – 15 МДж/м<sup>3</sup>.

Відпрацьований проміжний теплоносій з міжстінної порожнини 11 метантенків 10 насосом 13 (якщо теплоносій вода), або вентилятором (теплоносій – повітря) по трубопроводу 14 спрямовуються в теплообмінник 6 і цикл кругообігу повторюється. Утворену внаслідок ферментації біологічну масу з реактора вивантажують і направляють споживачам як цінне і екологічно чисте органічне добриво у вигляді пульпи, або ж, після сушки – у вигляді порошкоподібної зернистої маси, розфасованої у відповідну тару.

Таким чином, станція підземної газифікації вугільних пластів за рахунок утилізації теплоти генераторного газу забезпечує підтримку в біологічному реакторі постійну температуру протягом року, не дивлячись на її сезонні коливання. Тим самим створюються необхідні умови вискоєфективного процесу зародження біомаси і отримання біогазу, що вміщує до 80% газу метану. Додавання метану до газу свердловинної підземної газифікації вугілля істотно підвищує теплоту згоряння кінцевого продуктивного газу.

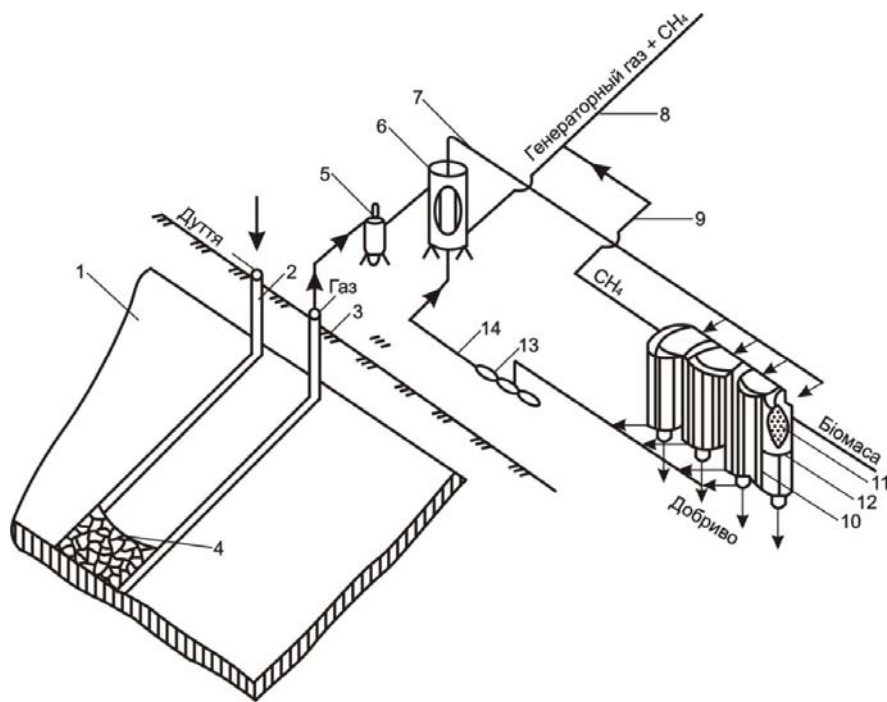


Рисунок 1.38 – Принципова схема виробництва генераторного газу методами газифікації вугільного пласта і анаеробного зброджування метану на біоустановці: 1 – вугільний пласт; 2 – нагнітальна похилонаправлена свердловина; 3 – газовідвідна похилонаправлена свердловина; 4 – зона газифікації вугільного пласта у вогняному вибої; 5 – газоочисна установка; 6 – теплообмінник; 7 – трубопровід проміжного теплоносія; 8 – магістральний трубопровід суміші генераторного газу і метану; 9 – трубопровід метану з біогазової установки; 10 – реактор зброджування (біоконверсії) біомаси; 11 – кожух для циркуляції теплоносія; 12 – зовнішній кожух метантенки; 13 – циркуляційний насос; 14 – трубопровід відпрацьованого теплоносія

### ***Низькотемпературне спалювання біомаси***

Все більше розповсюдження в енергетиці знаходить термохімічне перетворення біомаси, зокрема – газифікація – спалювання біомаси при температурі 800 – 1 500°C у присутності повітря чи кисню і води з одержанням синтез-газу чи генераторного газу з теплотою згоряння 10,5 – 16,7 МДж/м<sup>3</sup> (при нормальних умовах, який вміщує угарний газ CO (монооксид вуглецю), водень і суміш метану і інших вуглеводів). Генератори, які об'єднані в один енергетичний комплекс з водяними котлами чи дизель – генераторами, використовуються для одержання теплової і електричної енергії. Сучасні паротурбінні електростанції, що використовують біомасу у вигляді деревини, рослинних відходів, торфу, паливних брикетів, мають ККД 20 – 25%. В США потужність таких електростанцій складає 100, 200, 600, 3 000, 5 000, 8 000 МВт. Параметри подібних електростанцій на біомасі для фермерських господарств



можуть складати від декількох десятків кіловат до 100 МВт для промислових цілей.

Великобританія, Франція, Німеччина і інші європейські держави створили плантації енергетичних лісів для спалювання деревини на електростанціях. Широко використовуються відходи лісопереробки і лісозаготовок, а також енергетичного торфу для виробництва теплової і електричної енергії (країни Скандинавії) як при прямому спалюванні біомаси, так і через її газифікацію з подальшим спалюванням одержаного генераторного газу. Підвищений інтерес до створення таких плантацій викликаний не тільки одержанням альтернативного джерела енергії, але і можливістю переорієнтації селянських господарств з вирощування збільшених об'ємів сільськогосподарської продукції на ефективне використання земель в інших цілях. У даний час випробувано біля 20 різних видів рослин – деревних, кущових і трав'янистих, в тому числі такі як кукурудза і цукровий очерет. Як енергетичну сировину в Росії рекомендовано вирощувати будяк і коров'як, які ростуть на пустирях і цінні в енергетичному плані, бо мають в своєму складі 7,6 – 9,6% від ваги піролітичних масел [31]. В Україні є можливості для створення плантацій енергетичних лісів або часткового використання місцевих лісних ресурсів (відходи заготовки і переробки деревини) для спалювання у топках електростанцій або в спеціальних наземних газогенераторах.

Найближчі сусіди України, Білорусь і Молдова, рішуче взялися впроваджувати біоенергетичні технології. У Білорусі вже сьогодні 12% загального обсягу енергії виробляється з місцевих видів палива (біомаса, торф та ін.) До 2012 року мають замінити 25% котельно – пічного палива місцевими видами палива. У Молдові розроблено державну програму впровадження котлів для спалювання соломи, стебел, початків, лушпиння, деревних відходів, рідких палив з біомаси і енергетичних культур [32]. До енергетичних культур належать: однолітні трави, швидкоростучі дерева, рапс, соняшник, кукурудза, цукровий буряк, сорго, верба, тополя, акація та ін.

При використанні біомаси для виробництва електричної і теплової енергії можна виділити дві групи технологій, які базуються на прямому спалюванні і газифікації.

Технологія виробництва електричної енергії з газифікацією біомаси забезпечують досягнення більш високих значень коефіцієнта корисної дії. Завдяки успішній реалізації цілої низки демонстраційних проектів, у першу чергу в Європі, особливо інтенсивно розвинулись установки великої і середньої потужності.

У 1980 – х роках сім реакторів циркулюючим киплячим шаром (ЦКШ) потужністю 15 – 35 МВтт (“т” – теплові, “е” – електричні) було впроваджено для одержання газу, який використовувався для випалу вапна.

Однією із останніх успішно працюючих газифікаційних установок із спалюванням генераторного газу в двигунах є когенераційна установка в місті Гюссинг (Австрія) потужністю 2 МВт<sub>те</sub>+4,5 МВт (рис. 1.39). Введена в експлуатацію в 2002 р., ця установка повністю забезпечує тепло- і електропостачання міста з населенням біля 4 тис. людей. Процес газифікації деревних відходів і гранул на установці міста Гюссинг реалізується у двох реакторах киплячого шару, між якими циркулює проміжний теплоносій – пісок. В першому реакторі (газифікаторі) із біомаси виробляється середньо-калорійний газ (12 – 18 МДж/м<sup>3</sup>) і вуглиста речовина. Газ очищується в циклоні, привідокремлена вуглиста речовина і пісок прямують у другий реактор, де відбувається згоряння вуглистої речовини і нагрівання піску. Продукти згоряння проходять через циклон, де відбувається відокремлення гарячого піску, який повертається назад у газифікатор. Генераторний газ охолоджується з 850 – 900°C до 160 – 180 °C і очищується у двоступінчатій системі очистки – тканинний фільтр і скруббер. Відділені від газу тверді частинки повертаються із фільтра у газифікатор. Вода після скрубера з насиченими смолами і конденсатом, випарюється і повертається в зону горіння газифікатора. Температура очищеного генераторного газу після скрубера має біля 40°C, що і потрібно для його використання у газовому двигуні. Вихлопні гази двигуна піддаються каталітичному очищенню з метою зниження емісії окису вуглецю CO і далі проходять через теплообмінник і прямують у димову трубу. Якщо з деяких причин двигун не працює, весь генераторний газ можна спалювати у котлі з виробленням теплової енергії.

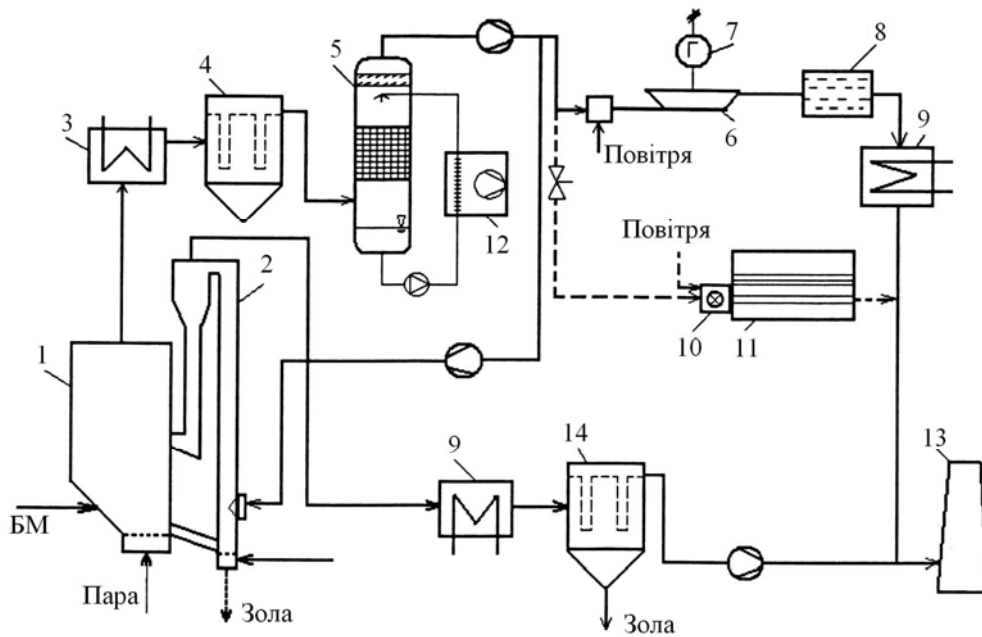


Рисунок 1.39 – Когенераційна схема газифікаційної установки в м. Гюссинг (Австрія): 1 – газифікатор біомаси (БМ) на киплячому шарі; 2 – камера згоряння киплячого шару; 3 – охолоджувальна установка генераторного газу; 4 – фільтр грубого очищення генераторного газу через тканину; 5 – скруббер для чистого очищення газу; 6 – газовий двигун; 7 – електричний генератор; 8 – каталічний реактор; 9 – охолоджувальна установка продуктів згоряння в двигуні; 10 – мазутний пальник; 11 – водонагрівальний котел; 12 – охолоджувач промиваючої води із скрубера; 13 – димова труба; 14 – тканинний фільтр грубого очищення продуктів згоряння

Когераційна установка м. Гюссинг виробляє газ такого складу: водень ( $H_2$ ) – 35 – 40%, окис вуглецю (CO) – 20 – 30%, діоксид вуглецю ( $CO_2$ ) – 15 – 25%, метан ( $CH_4$ ) – 8 – 12%, азот ( $N_2$ ) – 3 – 5%. Азот попадає в генераторний газ головним чином через використання продувального газу у поворотних клапанах і тканиновому фільтрі.

Основними критеріями використання наземних газогенераторів в даний час є їх простота виготовлення і експлуатації, надійність, низька вартість. До таких газогенераторів належить конструкція, що розроблена в Інституті технічної теплофізики НАН України (рис. 1.40). Генератор має корпус 1 з внутрішнім діаметром 600 мм, дифузор 2 з колосниковою решіткою, трубу 3 з соплом 4 для подачі повітряного дуття. У верхній і нижній частинах розташовані дверці 5 і 6, які прислужують для завантаження палива і видалення золи. Внутрішня поверхня робочої зони футерована жаростійкою керамікою завтовшки 15 мм. Як паливо використовують деревні відходи. Газогенератор виробляє газ наступного складу (об'ємні частки) CO – 21%,  $H_2$  –

17% ,  $\text{CH}_4$  – 2%,  $\text{N}_2$  – 48%,  $\text{CO}_2$  – 12%. Температура в зоні горіння (горловині корпусу) складає 1 000 – 10 000°C. Концентрація смол в генераторному газі – 2 – 3 г/м<sup>3</sup>.

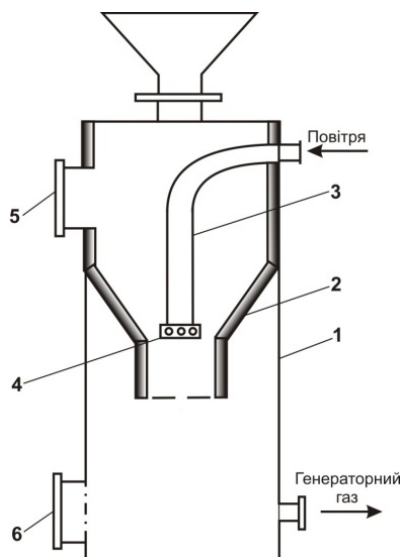


Рисунок 1.40 – Газогенератор з виробництва генераторного газу на базі спалювання біомаси (деревних відходів і ін.): 1 – корпус газогенератора, 2 – дифузор; 3 – криволінійна труба; 4 – сопло подачі повітря в зону горіння; 5 ,6 – герметичні дверці

У наземних газогенераторах широко використовується технологія утилізації відпрацьованого масла з дизельних і бензинових двигунів, коробок передач, гідравлічних систем, відпрацьоване трансмісійне масло і ін. Гаражі, станції технічного обслуговування, сервісні центри і транспортні компанії і будівельні організації часто викидають відпрацьоване масло, або платять великі гроші за його регенерацію або утилізацію. Теплогенератори, які працюють на відпрацьованому маслі, дозволяють його спалювати без додаткової регенерації і очищення. Таким чином економляться транспортні витрати при вивезенні на пункт регенерації, зменшується ризик забруднення навколишнього середовища.

Загальний вигляд газогенератора наведено на рис. 1.41. Основним елементом газогенератора є сталева циліндрична камера згоряння, в якій в нижній частині розміщена ємність для наповнення відпрацьованим маслом.

Повітря в камеру згоряння подається осьовим вентилятором тангенціально, щоб створити закручений газовий потік над поверхнею масла, для його інтенсивного випаровування.

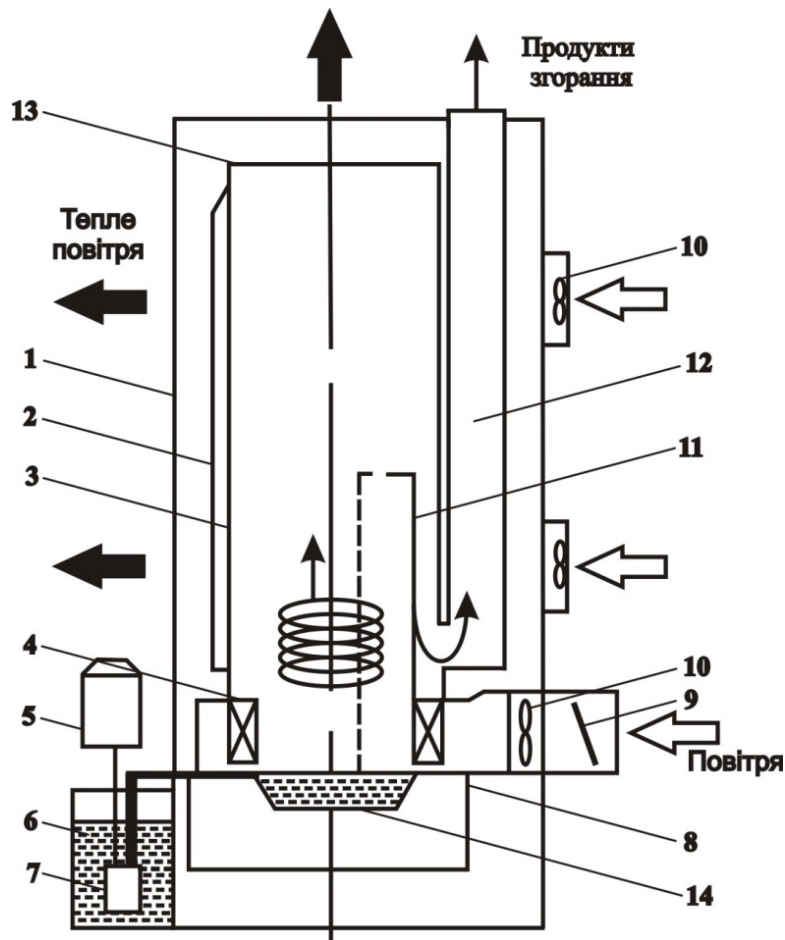


Рисунок 1.41 – Газогенератор, який працює на відпрацьованому маслі дизельних і бензинових двигунів: 1 – металевий корпус; 2 – вертикальні труби, 3 – циліндрична сталева камера згорання; 4 – завихрювач газового потоку; 5 – електродвигун привода насоса; 6 – бак з маслом; 7 – насос; 8 – піддон камери згорання; 9 – заслінка для повітря; 10 – вентилятор для подавання повітря в камеру згорання; 12 – газохід продуктів згорання; 13 – кришка камери згорання); 14 – ємність для масла

Для захисту від втягування полум'я в газохід встановлено металевий екран – відбійник так, щоб продукти згорання спочатку підіймались закрученим потоком вгору, а потім опускались у щілинний канал між екраном і поверхнею камери згорання і далі знову підіймались у газоході вгору. Таким чином були збільшені траєкторія переміщення продуктів згорання і відповідно час перебування гарячих газів на поверхні теплообміну між ними і навколишнім середовищем. Окрім цього, на зовнішній стороні камери згорання пристосовані вертикальні труби діаметром 70 мм для збільшення поверхні теплообміну і тепловідбору. Чотири осьові вентилятори обдувають камеру згорання холодним повітрям.

Не дивлячись на очевидні переваги і вигоди виробництва енергії з біомаси, біоенергетичні технології в Україні розвиваються дуже поволі. Однією з основних причин є відсутність чіткої державної політики в цій галузі і відсутність державної програми визначення найближчих і перспективних цілей і об'ємів використання біомаси для виробництва теплової і електричної енергії.

### 1.8 Сучасна воднева енергетика

До нетрадиційних технологій необхідно також віднести водневу енергетику. Вона цікава, насамперед, тому, що застосовується водень ( $H_2$ ), який має теплотворну спроможність у 2,5 рази вищу, ніж природний газ, і запаси його необмежені, він є екологічним – єдиний продукт згоряння – вода. І ще досить важливо, що його можна використовувати у паливних елементах, де відбувається пряма трансформація хімічної енергії в електричну.

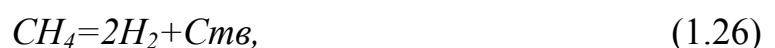
Воднева енергетика сформувалась як науково–технічний напрям біля 30 років тому. У США, Японії, Канаді і країнах Європейського союзу реалізується великі національні і міжнародні програми, спрямовані на швидкісну розробку ефективних методів виробництва, акумулювання, транспортування і практичного використання водню різними споживачами. Одним із пріоритетних напрямків розробок є створення комплексних систем і установок, які містять в собі всі основні компоненти водневої технології (від виробництва до споживання водню). Поряд з вирішенням перспективної проблеми переведення транспорту на водневе паливо особлива увага приділяється створенню екологічно чистих систем життєзабезпечення автономних споживачів, в яких як первинні використовуються відновлювані джерела енергії.

Основним процесом одержання водню для енергетичного застосування є конверсія природного газу:



Ця реакція слабоендотермічна, тобто для її проведення необхідно спалити додаткову кількість метану, що призведе до збільшення емісії діоксиду вуглецю ( $CO_2$ ). Тому виробництво водню конверсією метану призведе до зростання парникового ефекту і для широкого запровадження у стаціонарній енергетиці небажано.

При одержанні енергетичного водню з застосуванням процесів термічного розкладання природного газу можна значно зменшити утворення парникового газу  $CO_2$ :



де  $C_{тв}$  – твердий вуглець.

У даний час піроліз природного газу практично не розглядається як можливий процес виробництва водню для великої енергетики. Причин цьому дві: недосконаленість існуючих методів термічного розкладання природного газу; обмежена сфера застосування вуглецевих матеріалів у вигляді дисперсного технічного вуглецю (сажі) – в основному для потреб гумотехнічної промисловості.

У зв'язку зі зростанням ролі вугілля в енергетиці і економіці постає питання про підвищення ефективності використання вугілля. Особливу увагу планується приділити глибокій переробці вугілля, коли генерується не тільки енергія, але ще і виробляються цінні хімічні продукти. Одним із головних напрямків переробки є газифікація вугільних пластів, в числі цілей якої – одержання синтез-газу чи водню для водневої енергетики.

При взаємодії вуглецю палива з дуттям (повітря, пара, кисень) відбуваються реакції:



Є низка перспективних розробок з газифікації вугілля, наприклад, плазмено-парова газифікація (див. рис. 1.1). Тут одержують чистий горючий синтез-газ ( $H_2 + CO$ ) з високим вмістом водню до 50%.

Серед методів біологічної конверсії біомаси становить інтерес проект одержання водню методом біофотоліза за допомогою пурпурних фотосинтезуючих бактерій із органічних речовин чи відновлених неорганічних з'єднань сірки, а також за допомогою азотофіксуючих ціанобактерій безпосередньо з води. Однак практичне використання фотоводню – перспектива досить віддаленого майбутнього.

Сьогодні воднева енергетика розвивається на принципах побудови автономних енергоустановок на основі сонячних фотоелектричних, вітрових установок, а також на базі дизельних чи бензинових двигунів внутрішнього згоряння і електрогенераторів, які дозволяють виробляти теплову і електричну енергію. Застосування водню в цих установках як акумулятора енергії і проміжного енергоносія суттєво покращує експлуатаційні показники.

Принципова схема роботи автономної енергоустановки спрощено виглядає таким чином (рис. 1.42). Для забезпечення високої енергетичної ефективності системи автономного енергопостачання, енергія, що виробляється первинним її джерелом, прямує до споживача 1. В періоди генерування енергії, яка є надлишковою для споживача, вона запасується системою акумуляування II. При дефіциті енергії, що виробляється первинним джерелом, акумулятована

енергія від вторинних джерел спрямовується споживачу, покриваючи цей дефіцит III.



Рисунок 1.42 – Основні компоненти системи автономного енергозбереження

Система акумулювання енергії може бути побудована на базі накопичувача водню (рис. 1.43). У цьому випадку надлишок електроенергії спрямовується на електроліз води для одержання водню і кисню, які накопичуються у ресиверах. Зберігання цих газів, на відміну від акумулювання електроенергії у відповідних батареях може відбуватись практично без втрат і скільки завгодно. При дефіциті електроенергії, яка виробляється сонячною і (чи) вітровою установкою, водень і кисень направляються в батарею паливних елементів, які виробляють недостаючу для споживача електроенергію.

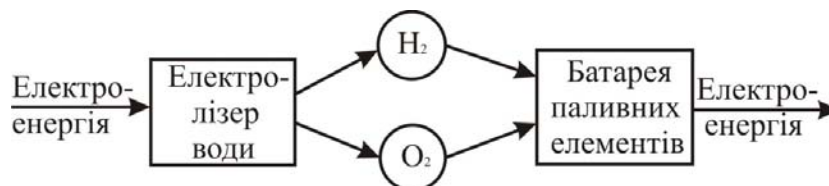


Рисунок 1.43 – Схема водневого накопичувача

В Україні збудовано комплексний стенд для експериментальних досліджень основних компонентів і випробувань автономних енергоустановок з відновлюваними первинними джерелами енергії і водневим акумулюванням (рис. 1.44).

Дослідження показали, що діапазон робочих температур процесу електрохімічної генерації водню знаходиться в межах від 280 до 425 К, інтервали тиску має величину від 0,1 до 70 МПа. Витрати електроенергії на генерацію 1 м<sup>3</sup> водню і 0,5 м<sup>3</sup> кисню знаходяться в межах 3,7 – 4,0 кВт·г.

При електролізі використовується рідкий лужний електроліт. При цьому в процесі електролізу луг не витрачається, а використовується тільки вода. Контроль рівня електроліту забезпечують датчики рівня, при досягненні мінімального значення відбувається доливання дистильованої води.



Процес генерації водню починається з подання на пасивний електрод від'ємного потенціалу, активний електрод виступає як анод. Реакція розкладання води відбувається з одночасним виділенням водню і кисню, тому водень виділяється на пасивному електроді в газоподібному стані, а кисень хімічно зв'язується активним електродом (накопичується у вигляді хімічного з'єднання).

Живлення електроенергією електролізної ячейки синхронізовано з електромагнітним перемикачем потоку, тому водень, що виділяється, заповнює тільки водневу магістраль.

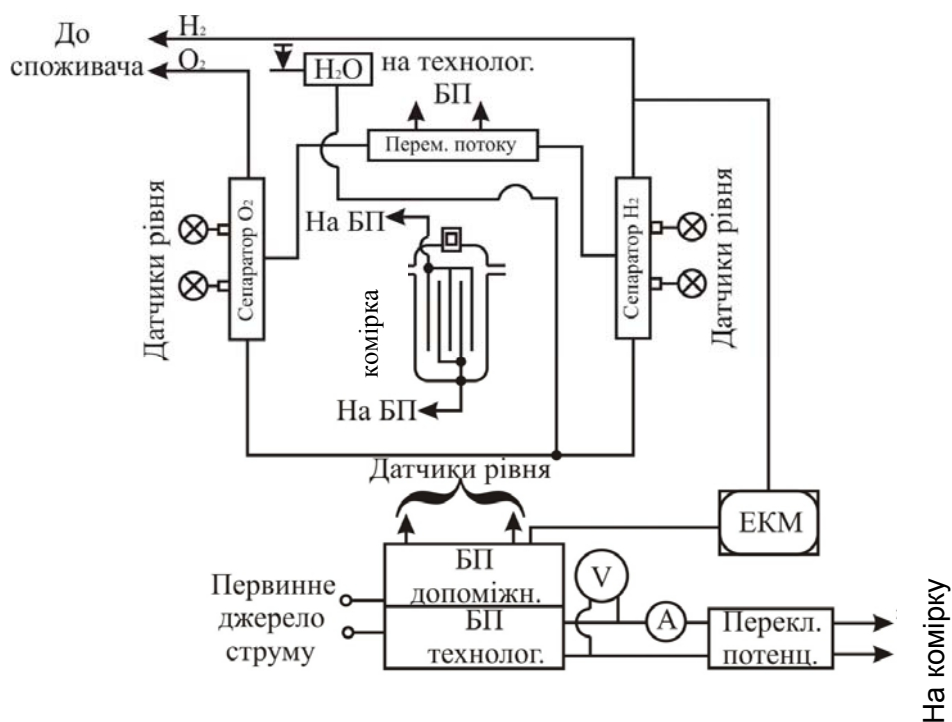


Рисунок 1.44 – Принципова схема станда з електрохімічною коміркою:  $H_2$  – водень;  $O_2$  – вода (пара); БП – блок питания;  $V$  – вольтметр;  $A$  – амперметр

Первинне очищення від пари електроліту відбувається в сепараторі, що також виконує функцію гідрозатвору, який перешкоджає проникненню атмосферного повітря в робочу зону реактора. Рівень рідини в системі електрохімічного генератора водню і кисню високого тиску, а також у сепараторних контролюється датчиками рівня. Сепаратори в нижній частині з'єднані між собою і з електролізною коміркою.

У нинішній час Інститут проблем машинобудування НАН України і Окреме конструкторське бюро "Південне" (м. Дніпропетровськ) розробили енерготехнологічний комплекс з водневим накопичувачем. Вітроенергетична

установка призначена для перетворення енергії вітру в екологічно чистий енергоносієй – водень, а також газоподібний кисень як комерційний продукт (рис.1.45).

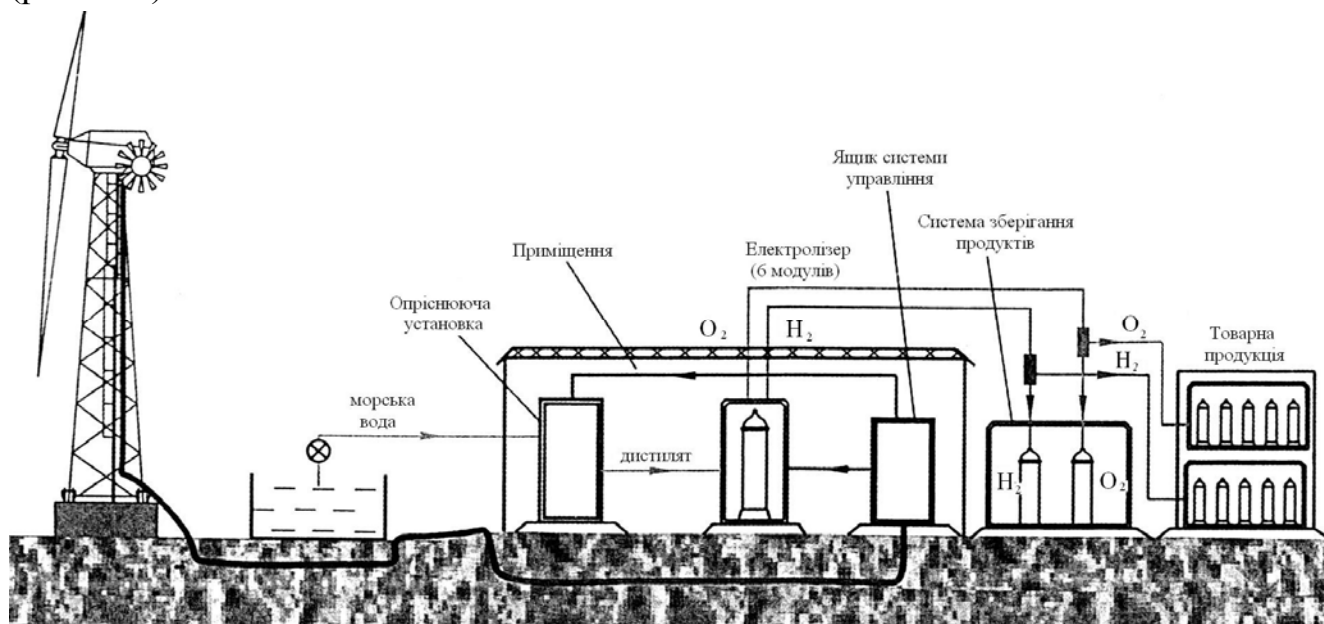


Рисунок 1.45 – Принципова схема автономного повітря-водневого енерготехнологічного комплексу

Основна відміна технології електричного одержання водню і кисню високого тиску від існуючих, це розділення процесів виділення газів (водню і кисню) у часі, тобто процес роботи електрохімічної системи стає циклічним – складеним із переміжних періодів виділення водню і кисню.

Таким чином, використання водню в енергетичному секторі як енергоносія і накопичувача енергії пов'язано із наступними мотиваціями стратегічного характеру.

З часом водень завдяки його енергетичним, фізико-хімічним, екологічним і іншим властивостям може стати основним і універсальним енергоносієм.

Водню відведена важлива роль у зниженні рівня забрудненості навколишнього середовища.

Водень розглядається як основа стійкого розвитку енергетики майбутнього, оскільки він є енергоносієм, який можна не тільки безпосередньо використовувати як унікальне паливо, але короткотерміново і досить тривало зберігати, а також екологічно чисто перетворювати запасену в ньому енергію в електричну, теплову й інші види. При цьому передбачається, що для виробництва водню насамперед будуть застосовуватись відновлювані джерела енергії (енергія вітру, біомаси, сонячної, геотермальної, гідравлічної енергії тощо).

При розгляді перспектив застосування біомаси, яка грає все більш вагому роль у паливно-енергетичному балансі багатьох країн як першоджерело енергії, важливим аспектом є можливість застосування водню в процесі біомаси для виробництва традиційних рідких органічних біопалив.

Застосування сонячних і вітрових установок як первинних джерел енергії дозволяє створити повністю автономні енергоустановки, які забезпечать в різних кліматичних умовах гарантоване цілорічне покриття електричних і теплових навантажень.

### **1.9 Перспективний енергетичний потенціал газонасичених вод**

З початком вичерпання традиційних родовищ природного газу, все більше уваги у всьому світі приділяється некондиційним малим газовим родовищам – газоміщуючих вод, розміщених на території України. Об'єм газу у підземних водах до глибини 10 км оцінюється в  $34 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup> [33]. Ще одне джерело широко розповсюджене в літосфері – це газогідрати (кларати) – газ у твердому стані. Запаси такого газу в енергетичному еквіваленті в два рази перевищують всі розвідані на планеті запаси вугілля, нафти і газу разом взяті. Наведені цифри свідчать про те, що використання одного чи обох джерел забезпечує потреби в газі на багато десятиріч після відпрацювання традиційних газових родовищ.

У даний час використання вищенаведених нетрадиційних джерел суттєво відмінні. Технологія видобування газогідратів не вийшла з експериментальної стадії, а видобуток водорозчинних газів відбувається з 20-х років ХХ століття в Японії. В розробці знаходяться три дільниці: Ніагата, Південний Кокто і Мубара. Глибина залягання газонасичених горизонтів від 200 до 2000 м. Мінералізація підземних вод не перевищує 30 г/л. Газовий фактор – 1 – 2 м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>. Склад газів майже чисто метановий з домішками діоксиду вуглецю  $CO_2$  і азоту  $N_2$  добові дебіти однієї свердловини по газу досягають 6000 м<sup>3</sup>, річний видобуток – до 36 млн м<sup>3</sup>.

Видобуток ведеться вилученням газонасиченої води на поверхню з виділенням газу в дегазаторах. Відпрацьовану воду спочатку скидали в море, але екологічні наслідки змусили повертати її назад в пласт. В 60-х роках ХХ століття видобуток водорозчинного газу забезпечувала біля 30 % потреби Японії. Попутно видобувався йод (до 80% потреби). Нині активно ведеться видобуток рідких елементів (бром, літій, рубідій, цезій, калій, магній тощо).

Запаси водорозчинних газів у пластових водах розповсюджені і в Україні в Харківській, Дніпропетровській, Донецькій, Сумській, Луганській, Полтавській, Чернігівській, Черновецькій, Івано – Франківській, Львівській та

Закарпатській областях, АР Крим. Загальні балансові запаси цих родовищ в Україні складають 35 887 млн м<sup>3</sup>, або 41 965 тис. тонн умовного палива [34].

Перспективними є три добре відомих родовища, на яких є свердловини безпосередньо біля споживачів. До таких родовищ відносяться Русько–Комарівська газоготермальне родовище (Закарпатська обл.), Північне – Сивашське геотермальне родовище (АР Крим), Гадячське газоконденсатне родовище (Полтавська обл.).

**Русько – Комарівське** родовище розташоване у північно – західній частині Закарпатської області на території Ужгородського району. Основне значення мають два артезіанських басейна: Верхньобаденське і Нижньосарматське. Всього на родовищі пробурено 8 свердловин. Дебіт газу складає 180 – 220 тис м<sup>3</sup>/добу. Температура термальної води 93 – 96°C. Запаси газу цього родовища визначені в об'ємі 2 145 млн м<sup>3</sup>, енергетичний потенціал двох свердловин складає 140 МВт електричної потужності і 1,0 МВт теплової.

Північне – Сивашське родовище – виробляє 13 МВт електричної і 20 МВт теплової енергії.

На родовищі пробурено 28 свердловин. У селищі Медведівка створена перша в Україні когенераційна геотермальна установка на базі двох свердловин. Вона виробляє 770 кВт теплової потужності і 60 кВт електричної енергії.

**Гадячське газоконденсатне родовище** розкрито двома свердловинами. Термальні води цього родовища мають температуру 110 – 130°C на глибині 4 500 – 5 200 м. Газонасиченість термальних вод досягає 5 500 м<sup>3</sup>, загальні запаси складають 310·10 м<sup>3</sup>. Вміст газу метану – 90%. Дебіт газу складає 1 300 – 1 600 м<sup>3</sup>/добу. Створення на родовищі когенераційної установки дозволить одержати 6 МВт електричної і 10 МВт теплової потужності.

Електроенергетичний потенціал когенераційних установок можна визначити за формулою (МВт·г/рік)

$$Ne = 0,28 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi_e \cdot W_p \cdot Q_n^p, \quad (1.30)$$

де  $\varphi_e$  – електричний коефіцієнт корисної дії установок;

$Q_n$  – нижня теплотворна спроможність газу;

$W_p$  – річні витрати газу, м<sup>3</sup>/рік.

$$W = \frac{B}{T}, \quad (1.31)$$

де  $B$  – балансові запаси газу, м<sup>3</sup>;

$T$  – термін розробки родовища, рік.

Теплоенергетичний потенціал (Гкал/рік):

$$Nm = 0,24 \cdot 10^{-6} \cdot W_p \cdot \psi_t \cdot Q_n^p \cdot (1 - \varphi_e), \quad (1.32)$$

де  $\psi_t$  – коефіцієнт використання складної теплоти.

Об'єм умовного палива, потрібного для вироблення розрахункових величин електроенергетичного і теплоенергетичного потенціалу визначається за формулою:

$$Pz = Pe + Pt = (\gamma_e \cdot Ne \cdot 10^{-3} + \gamma_t \cdot Nm) \cdot 10^3, \quad (1.33)$$

де  $Pz$  – загальний потенціал, еквівалентний кількості умовного палива, т у.п./рік;

$\gamma_e$  – питомі витрати умовного палива на вироблення електроенергії,  $\gamma_e = 0,365$  кг/кВт·г;

$\gamma_t$  – питомі витрати умовного палива на вироблення теплової енергії,  $\gamma_t = 173$  кг/Гкал.

Визначення методу видобування водорозчинних газів залежить від того чи є вони комплексним гідромінеральним джерелом, від глибини залягання, температури, наявності в районі видобутку промислової інфраструктури.

Вилучення газомішуючої води на земну поверхню виправдане тільки у разі попутного використання теплової енергії і вилучення рідких металів (йоду, бром, стронцію, рубідію, літію, цинку, кальцію, оксидів магнію тощо).

При вилученні із газонасичених вод тільки газів під'йом їх на поверхню і закачування назад на горизонт дегазованої води у глибинні горизонти економічні тільки при дуже великих значеннях газового фактора і при термічному і вибуховому впливові на пласт.

В інституті “Укргазпроект” розроблено технологію використання ефекту висолювання газонасиченої води. Збільшення засоленості пластової води викликає її дегазацію (рис. 1.46). Виконується буріння свердловини через пласт кам'яної солі і до підшови водогазозносного пласта. Свердловина закріплюється обсадною колоною, яка перфорована (пробиті отвори у стінці) в інтервалі пласта кам'яної солі. В обсадну колону свердловини спускається ліфтова (водовидавальна) колона труб. У міжтрубному просторі над покрівлею водоносного пласта монтується циркуляційний клапан. Устя свердловини обладнується превентором, оголовком і монтується водовід і газовід до найближчої установки газу (УКПГ).

Працює установка наступним чином. У міжтрубну порожнину поступає прісна вода, яка в інтервалі перфорації насичується кам'яною сіллю  $NaCl$  і далі рухається у водогазозносний пласт у вигляді розсолу. Підвищена мінералізація води збільшує ефект виділення газу у вільну фазу. Газ через ліфтову колону труб поступає до устя свердловини і доли на УКПГ, де він буде очищуватись від домішок і транспортуватись до споживачів. Відділена вода від газу повертається в пласт по міжтрубному простору. Під час інтенсивного виходу газу подача розсолу може бути скорочена чи повністю зупинена до падіння тиску в пласті, що також сприятиме виділенню газу у вільну фазу.

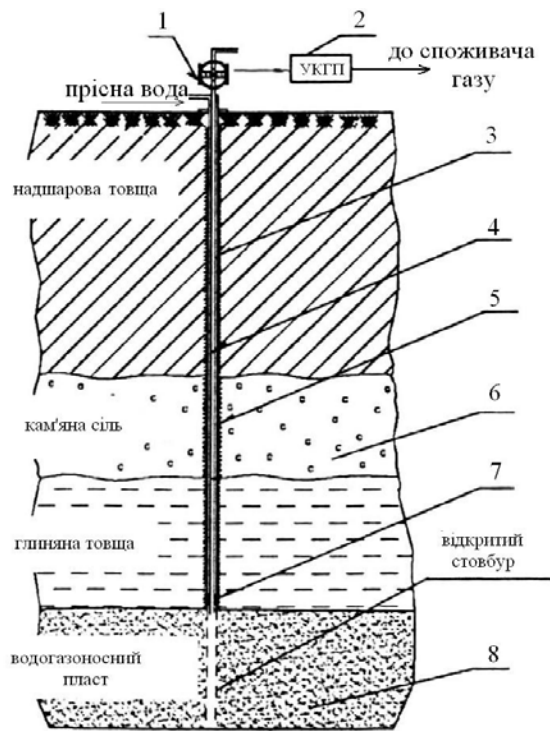


Рисунок 1.46 – Схема використання ефекту висолювання для видобування горючих газів із газонасичених підземних вод: 1 – оголовок свердловини з превентором; 2 – установка комплексної підготовки газу (УКПГ); 3 – обсадна колона з затрубною цементациєю; 4 – ліфтова (відкачка) сосно розташована колона труб; 5 – інтервал перфорації обсадної колони; 6 – пласт кам'яної солі NaCl; 7 – циркуляційний клапан; 8 – водоносний газонасичений пласт

Використання такого джерела, як водорозчинний газ, запаси якого у нафтогазових покладах України досягають 30 трлн м<sup>3</sup>, може в значній мірі зменшити енергозалежність держави і збільшити видобуток гідромінеральної сировини. Такий газ доцільно застосувати для вироблення електро- і теплоенергії в газотурбінних установках з утилізацією теплоти відхідних газів у котлах – утилізаторах, або в установках, що працюють у парогазовому циклі.

Перспективний енергетичний потенціал газоготермальних родовищ оцінюється величинами: електричний – 4,5 млн МВт·год на рік, тепловий – 20 млн МВт·год на рік [35].

Після закінчення відпрацювання газонасичених родовищ рекомендується використовувати геотермальне тепло надр землі із глибоких експлуатаційних свердловин. При видобуванні нафти і газу також можна використати тепло надр землі через свердловини, які відпрацювали свій ресурс. На рис. 1.47 наведена принципова технологічна схема використання теплової енергії, де як проміжний теплоносіє застосовується повітря, вода чи інертні гази.

Температура надр Землі на глибинах 3 – 5 км складає 120 – 180°C і більше і розподіляється у стовбурі свердловини згідно з температурним градієнтом для місцевого регіону. В деяких аномальних районах (Карпати, Донбас, Крим і ін.) вона досягає 300 – 400°C на глибинах понад 6 – 7 км. Для виключення забрудненості проміжних теплоносіїв мінералізованими підземними водами передбачається перфоровану зону свердловини на колишньому експлуатаційному пласті перекривати цементною заглишкою.

Використання тепла, акумульованого в надрах землі, забезпечує теплопостачання населених пунктів, прилеглих до газонасичених родовищ.

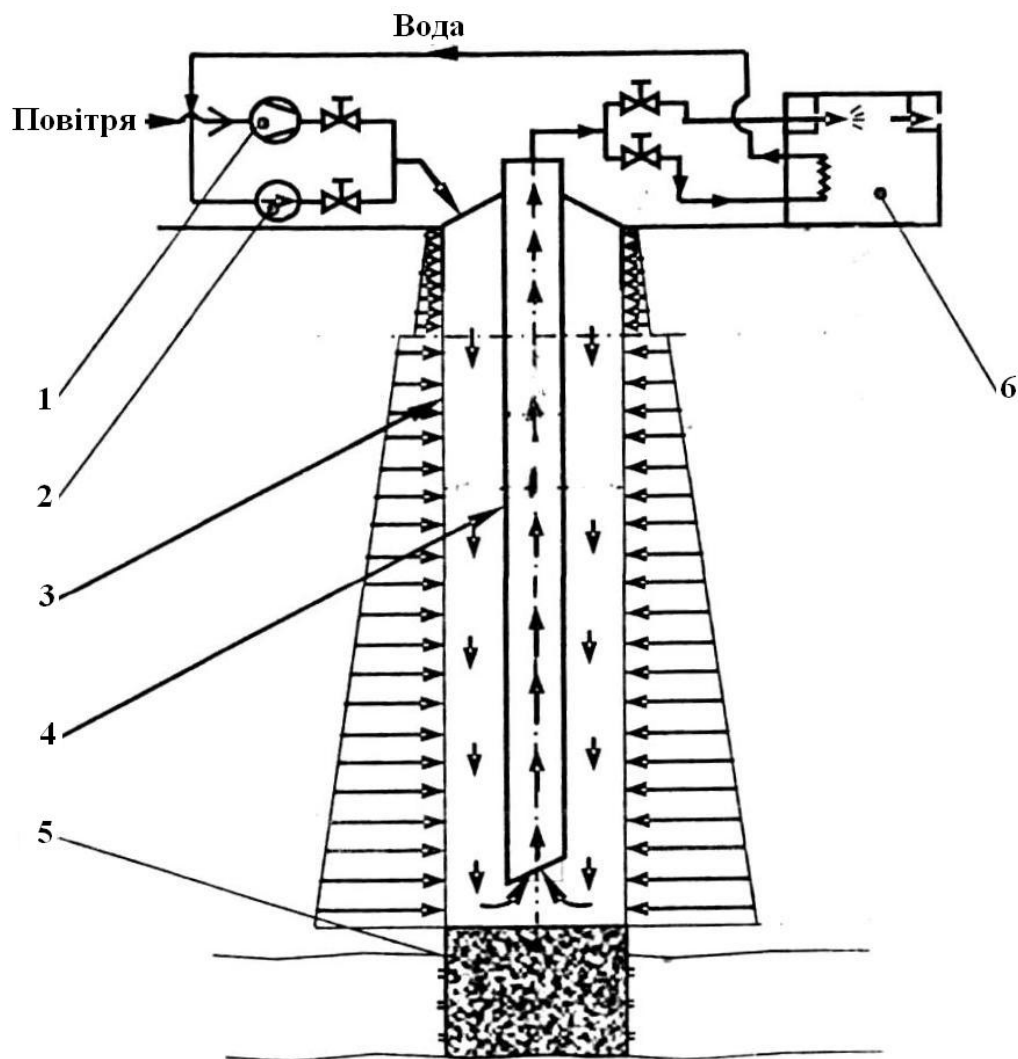


Рисунок 1.47 – Технологічна схема утилізації геотермальної енергії на відпрацьованих свердловинах: 1 – компресорна установка; 2 – циркуляційний насос; 3 – геотермальна свердловина; 4 – ліфтова колона труб; 5 – цементний заглишник; 6 – споживач теплової енергії

## РОЗДІЛ 2

### СПОСОБИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ НЕТРАДИЦІЙНИХ ПРИРОДНИХ І ТЕХНОГЕННИХ ДЖЕРЕЛ

#### **2.1 Основні джерела та шляхи використання викидного тепла на гірничих підприємствах**

На гірничих підприємствах існують різні потужні джерела викидного тепла, такі як: компресорні, котельні установки, установки для кондиціонування повітря, шахтна вода, вихідний вентиляційний струмінь та інші.

Утилізація викидного тепла дозволить знизити витрати паливних ресурсів на виробництво електроенергії і тепла, зменшити забруднення атмосфери викидами двоокису вуглецю та токсичних газів на електростанціях і котельних установках і, таким чином, поліпшити як енергетичний баланс країни, так і екологічний стан навколишнього середовища.

Викидне тепло може бути використане:

- для безпосереднього нагріву низькотемпературних споживачів, наприклад свіжого повітря, що подається в шахту в холодний період року;
- в системах опалення та гарячого водопостачання підприємства шляхом попереднього підвищення його потенціалу (тобто температури) за допомогою теплових насосів;
- для вироблення холоду в системах кондиціонування повітря в гірничих виробках глибоких шахт;
- для перетворення на електроенергію за допомогою теплосилових установок (ТСУ), що працюють на низькокиплячих робочих тілах (НРТ).

Раціональність того чи іншого технічного рішення з використання викидного тепла визначається, перш за все, потенціалом цього тепла та наявністю на гірничих підприємствах відповідних теплових споживачів. На ефективність, екологічні показники та схемні рішення з утилізації тепла може суттєво впливати вибір робочого тіла, а також вплив теплоутилізаційних установок на базові. Тому раціональні технічні рішення необхідно обґрунтовувати на основі комплексних математичних моделей систем функціонування базових та теплоутилізаційних установок, пошуку оптимальних режимів утилізації тепла, урахування можливості використання робочих тіл різного типу.

Одними з найбільш потужних джерел викидного тепла на гірничих підприємствах є вихідний вентиляційний струмінь, а на рудних та



багатогазових вугільних шахтах, на котрих основним видом енергії на підземних роботах є пневматична енергія, – також компресорні станції, обладнані повітряними турбокомпресорами. Тому саме ці об'єкти, перш за все, привертають до себе увагу з точки зору утилізації викидного тепла.

Температура вихідного вентиляційного струменя на глибоких шахтах впродовж року є досить стабільною величиною і, як правило, не опускається нижче 18 – 20°C при відносній вологості біля 80%. За такої температури можливі два шляхи використання викидного тепла. Перший полягає в передачі його споживачу, який має ще більш низьку температуру, а другий – в підвищенні потенціалу тепла за допомогою теплових насосів.

Більш низькотемпературним споживачем в умовах шахт може бути струмінь свіжого повітря, що подається в шахту на провітрювання виробок. Відповідно до вимог Правил безпеки [36], з метою попередження обмерзання стволів, повітря, що подається в шахту, повинне мати температуру не нижче +2°C. Щоб забезпечити плюсову температуру струменя свіжого повітря, його нагрівають в калориферах парою або гарячою водою, для чого в котельній установці витрачається значна кількість палива.

Із літератури відомо технічні рішення з передачі тепла від вихідного струменя до струменя свіжого повітря за допомогою термосифонів [37], теплообмінників поверхневого типу, теплонасосної установки [38, 39], проте на практиці вони не були реалізовані. Найістотніші недоліки їх полягають в тому, що поверхневі теплообмінні апарати, які застосовувались в цих технічних рішеннях, характеризуються:

- високим термічним опором ланки переносу тепла від повітря до зовнішньої поверхні теплообміну;
- високим аеродинамічним опором руху повітря, що може істотно погіршити режим провітрювання шахти;
- схильністю до забруднення зовнішньої поверхні при установленні на запиленому вихідному струмені, що призводить до збільшення як термічного, так і аеродинамічного опору апаратів.

За цих умов доцільним вважається застосування для відбору тепла у вихідному струмені і передача його свіжому повітрю теплообмінних апаратів контактного типу, наприклад форсункових камер.

Доцільність застосування їх замість теплообмінників поверхневого типу зумовлена тим, що:

- за рахунок високої дисперсності розбризканої води в реактивному просторі камер забезпечується велика поверхня контакту її з повітрям;

- інтенсивність теплообміну зростає за рахунок масообмінних процесів – випаровування води і конденсації водяної пари;
- форсункові камери мають малий аеродинамічний опір (до 400 Па [40]), що дозволить здійснити пропускання через них вентиляційного повітря за рахунок загальношахтної депресії практично без зміни режиму роботи головного вентилятора;
- безпосередній контакт води із запиленням повітрям сприяє очищенню повітря від пилу і поліпшенню екології навколишнього середовища.

При цьому, однак, необхідно мати на увазі, що циркулююча в системі вода забруднюватиметься і для її очищення необхідно застосовувати спеціальні пристрої (освітлювачі або фільтри).

Крім того, форсункові камери відрізняються простотою конструкції і незначною металоємністю, можливістю виготовлення форсунок з неметалічних матеріалів.

Передача тепла від вихідного струменя до свіжого вважається доцільним при розташуванні вентиляційного та повітроподавального стволів на одному й тому ж промисловому майданчику. При значній віддаленості стволів один від одного цей спосіб може стати неефективним.

Інший шлях використання тепла вихідного вентиляційного струменю полягає у підвищенні його потенціалу і отримання гарячої води для систем гарячого водопостачання підприємства за допомогою теплових насосів.

Застосування теплонасосної технології розглядувалося у згаданих вище роботах [38, 39] для обігріву повітроподавальних стволів, однак систематизованих аналізів її ефективності і порівняння з технологією прямого нагріву в цих роботах, а також в іншій відомій літературі не мається.

Найбільш потужними компресорами з застосовуваних на гірничих підприємствах є компресори типів К-250 і К-500. Потужність їхніх приводних синхронних електродвигунів складає відповідно 1600 і 3000 кВт. Ці компресори подібні в аеродинамічному і конструктивному відношеннях. Вони є шестиступінчастими відцентровими турбокомпресорами, що складаються з трьох секцій неохолоджуваних ступенів (по два ступеня в кожній секції). Охолодження стиснуваного повітря в цих компресорах передбачається після кожної секції у винесених проміжних та кінцевому повітроохолоджувачах [41]. Типова схема охолодження передбачає відведення тепла в атмосферу через градирні. Температура води в охолоджувальному контурі дорівнює 25...35°C. Однак в схемах з утилізацією тепла температура охолоджувального теплоносія

в утилізаційному контурі може бути суттєво підвищена, оскільки повітря, що прямує на охолодження, має температуру на рівні 90 – 140°C.

В літературі пропонуються різні технічні рішення з використання тепла, що відводиться від стиснутого повітря, для потреб підприємств, зокрема:

- для систем опалювання і гарячого водопостачання (ГВП) [42];
- для генерації пари холодильного агенту в абсорбційних холодильних машинах установок для кондиціонування повітря;
- для нагріву в зимовий час повітря, що прямує в шахту;
- для виробки електроенергії [43].

Перспективними можуть бути теплонасосні технології підвищення потенціалу викидного тепла та отримання гарячої води, а також когенераційні технології, які полягають в перетворенні низькопотенційного тепла на електроенергію і тепло з температурою, достатньою для використання в системі ГВП підприємств. Привабливість останньої технології зумовлена тим, що, на відміну від інших рішень, вона може застосовуватись цілорічно і практично на кожній шахті, обладнаній компресорними установками.

Робочі речовини, які застосовуються в теплових насосах та теплосилових установках, що перетворюють низькопотенційне тепло, характеризуються низькою температурою кипіння. До таких речовин відносяться, наприклад, аміак, фреони, деякі важкі вуглеводні та ін. Зміна їхнього стану в елементах установок відбувається згідно із законами для реальних газів. Тому для розробки моделей формування режимів роботи теплонасосних та теплосилових установок необхідно вибрати рівняння стану та моделі розрахунку термодинамічних параметрів їх робочих речовин.

## **2.2 Дослідження ефективності використання тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітропостачальних стволів**

### **2.2.1 Схемне рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітропостачальних стволів**

За схемне рішення з утилізації тепла вихідного вентиляційного струменю розглядатимемо наведене на рис. 2.1 [44].

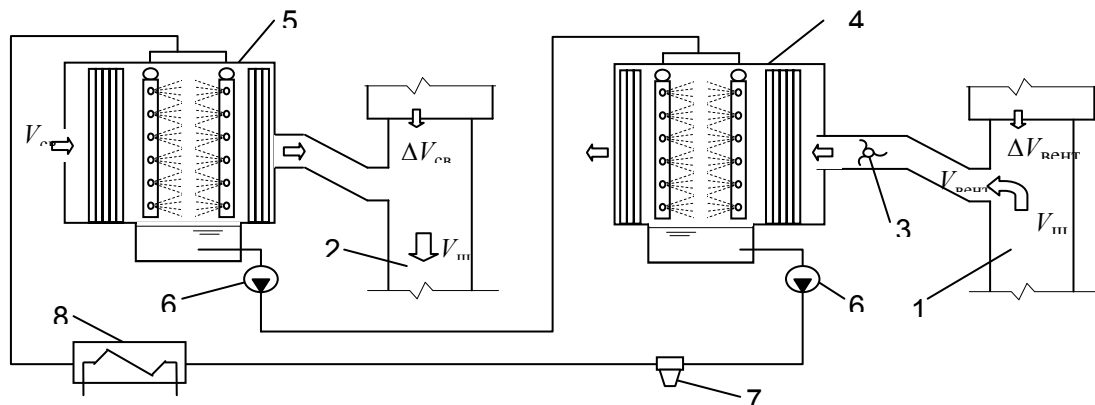


Рисунок 2.1 – Схема утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя для нагріву свіжого повітря, що подається в шахту

На рисунку показані стволи 1 і 2 з потоками відповідно вихідного та свіжого повітря, головний вентилятор 3 та елементи теплоутилізаційної установки: форсункові камери 4 та 5, встановлені на вихідному та свіжому струмнях, насоси 6 циркуляції проміжного теплоносія (води) та очищувач води від забруднень 7. З рисунка видно, що теплий вихідний струмінь, проходячи через форсункові камери, охолоджується водою, і виходить в атмосферу. Нагріта вода подається в форсункові камери, встановлені на свіжому повітрі, і віддає йому одержане тепло. Після контакту з повітрям вода стікає в піддони камер, звідки всмоктується і подається до форсунок насосами. В схемі передбачається також застосування додаткових джерел тепла для проміжного підігріву циркуляційної води в теплообмінниках 8.

### 2.2.2 Математична модель формування теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту

Задачу визначення теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки (див. рис. 2.1) розв'язуємо у наступній постановці.

Відомими є:

- температура  $t_0$  і відносна вологість  $\varphi_0$  атмосферного повітря;
- температура  $t_1$  і відносна вологість  $\varphi_1$  вихідного повітря в вентиляційному стволі перед змішенням вихідного струменя з підсосами через надшахтну будівлю;
- витрата повітря, що поступає в шахту (видається з шахти)  $V_{ш}$ , підсоси повітря через надшахтні будівлі до вихідного струменя  $\Delta V_{вент}$  та до свіжого  $\Delta V_{св}$ ;

- параметри режиму роботи вентилятора (депресія  $p_{\text{вент}}$ , ККД  $\eta_{\text{вент}}$  при подачі  $V_{\text{вент}}$ );
- кількість та конструктивні параметри форсункових камер;
- витрата води  $G_w$  в проміжному циркуляційному контурі між системами камер на вихідному та свіжому струменях.

Під витратами  $V_{\text{ш}}$ ,  $V_{\text{вент}}$ ,  $\Delta V_{\text{св}}$ ,  $\Delta V_{\text{вент}}$  розуміються об'ємні витрати, приведені до нормальних умов (тиску 0,10125 МПа, температури 273,15 К).

Витрата вихідного повітря на вході в форсункові камери визначається подачею вентилятора  $V_{\text{вент}}$  і складається з повітря, що видається з шахти  $V_{\text{ш}}$  та підсосів через надшахтну будівлю  $\Delta V_{\text{вент}}$ , тобто

$$V_{\text{вент}} = V_{\text{ш}} + \Delta V_{\text{вент}}. \quad (2.1)$$

Аналогічно, витрата свіжого повітря, що подається в шахту,  $V_{\text{ш}}$ , складається з повітря  $V_{\text{св}}$ , що проходить через форсункові камери, встановлені на свіжому струмені, та підсосів через надшахтну будівлю  $\Delta V_{\text{св}}$ , у зв'язку з чим

$$V_{\text{св}} = V_{\text{ш}} - \Delta V_{\text{св}}. \quad (2.2)$$

Температура і вологовміст повітря вихідного потоку перед вентилятором (після змішування з підсосами атмосферного повітря) визначаються за формулами:

$$t_{\text{см исх}} = \frac{V_{\text{ш}}t_1 + \Delta V_{\text{вент}}t_0}{V_{\text{вент}}}; \quad (2.3)$$

$$d_{\text{см исх}} = \frac{V_{\text{ш}}d_1 + \Delta V_{\text{вент}}d_0}{V_{\text{вент}}}. \quad (2.4)$$

Температура і вологовміст свіжого повітря, що подається в шахту (після змішування з підсосами)

$$t_{\text{ш}} = \frac{V_{\text{св}}t_{\text{св}} + \Delta V_{\text{св}}t_0}{V_{\text{ш}}}; \quad (2.5)$$

$$d_{\text{ш}} = \frac{V_{\text{св}}d_{\text{св}} + \Delta V_{\text{св}}d_0}{V_{\text{ш}}}, \quad (2.6)$$

де  $d_0$ ,  $d_1$ ,  $d_{\text{св}}$  – вологовміст атмосферного повітря, вихідного повітря перед змішуванням з підсосами, свіжого повітря на виході з форсункових камер;

$t_{\text{св}}$  – температура свіжого повітря, нагрітого в форсункових камерах.

Приріст температури повітря на вентиляторі визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{вент}} = \frac{p_{\text{вент}}}{\eta_{\text{вент}} \rho_0 c_p}, \quad (2.7)$$

Температура і вологовміст вихідного повітря на виході вентилятора

$$t_{\text{вент}} = t_{\text{см исх}} + \Delta t_{\text{вент}}; \quad (2.8)$$

$$d_{\text{вент}} = d_{\text{см исх}}. \quad (2.9)$$

Температура води, циркулюючої між камерами, встановленими на вихідному та свіжому струменях, буде залежати від витрат середовищ і конструктивних параметрів камер.

Якщо знехтувати зміною температури води в трубопроводах між камерами, можна записати функціональну залежність кінцевої температури води від початкової

$$t_{\text{ж}2} = f_1(t_{\text{ж}1}, A_{\text{исх}}); \quad (2.10)$$

$$t_{\text{ж}1} = f_2(t_{\text{ж}2}, A_{\text{св}}), \quad (2.11)$$

де  $t_{\text{ж}1}$  – температура води на вході в камери, встановлені на вихідному струмені (виході з камер, встановлених на свіжому струмені) °С;

$t_{\text{ж}2}$  – температура води на виході з камер, встановлених на вихідному струмені (вході в камери, встановлені на свіжому струмені) °С;

$A_{\text{исх}}$  і  $A_{\text{св}}$  – вектори параметрів, що визначають умови протікання процесів тепломасообміну в камерах, встановлених на вихідному і свіжому струменях.

В результаті сумісного рішення рівнянь (2.10) і (2.11) визначаються температури  $t_{\text{ж}1}$ ,  $t_{\text{ж}2}$  і інші параметри, що характеризують режим роботи системи камер форсунок: кінцеві температура і вологість повітря, що гріє, та повітря, що нагрівається, а також теплова потужність теплоутилізаційної установки.

У зв'язку з нелінійністю рівнянь (2.10) і (2.11) їх розв'язування проводиться чисельним методом дихотомії. Розрахунок реалізовано у вигляді комп'ютерної програми, складеної на мові Object Pascal в системі програмування Delphi 6.

### **2.2.3 Моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки нагріву повітря, що подається в шахту**

За форсункові камери можна використовувати форсункові камери серії ОКФ [40], які виготовляються ЗАТ "Інтеркондиціонер" (м. Харків). Серія складається з кількох типорозмірів, кожний з котрих розрахований на обробку певної витрати повітря, величина якої обмежується фактором унесення крапель води. Тому кількість камер обирається відповідно до потрібної кількості повітря, що обробляється. Регулювання теплової потужності камер можна

здійснити за рахунок зміни витрати води, а при проектуванні камер – також за рахунок вибору діаметра форсунок.

У зв'язку з цим метою моделювання є встановлення впливу витрати води, циркулюючої в системі, і діаметра форсунок на теплову потужність установки і кінцеву температуру повітря, що нагрівається, при різних його початкових температурах.

Моделювання виконуємо для наступних умов, характерних для вугільних шахт Центрального району Донбасу: температура та відносна вологість повітря в вентиляційному стволі  $t_1 = 22,0^\circ\text{C}$   $\varphi_1 = 0,9$ , об'ємна, приведена до нормальних умов, витрата повітря в цьому перерізі ствола  $V_{\text{ш}} = 265 \text{ м}^3/\text{с}$ ; підсоси через надшахтну будівлю на вентиляційному стволі  $\Delta V_{\text{вент}} = 35 \text{ м}^3/\text{с}$ ; на стволі із свіжим повітрям  $\Delta V_{\text{св}} = 5 \text{ м}^3/\text{с}$ , атмосферний тиск  $p_0 = 10000 \text{ Па}$ , відносна вологість атмосферного повітря  $\varphi_0 = 0,9$ ; депресія вентилятора  $\Delta p_{\text{вент}} = 3240 \text{ Па}$ , ККД вентилятора  $\eta_{\text{вент}} = 0,82$  (дані про режим вентилятора відповідають характеристикам вентилятора ВЦД-47У при частоті обертання 375 об/хв).

Згідно з цими даними витрата вентиляційного повітря, що оброблюється в форсункових камерах, встановлених на вихідному струмені, обчислюється за формулою (2.1)

$$V_{\text{вент}} = V_{\text{ш}} + \Delta V_{\text{вент}} = 265 + 35 = 300 \text{ м}^3/\text{с},$$

а повітря, що нагрівається в форсункових камерах, встановлених на свіжому струмені, за формулою (2.2)

$$V_{\text{св}} = V_{\text{ш}} - \Delta V_{\text{св}} = 265 - 5 = 260 \text{ м}^3/\text{с}.$$

За форсункові камери приймаються камери типу ОКФ-3-250, які мають наступні технічні характеристики:

- номінальна витрата повітря –  $69,4 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
- розміри прохідного перерізу по повітрю –  $5,0 \times 5,0 \text{ м}$ ;
- кількість форсунок – 624;
- діаметр форсунок – від 3,5 до 5,5 мм.

Кількість камер на вихідному і свіжому струменях приймаємо відповідно до кількості оброблюваного повітря і номінальної витрати повітря для однієї камери. Відповідно до наведених вище даних приймаємо 9 форсункових камер – 5 на вихідному і 4 на свіжому струменях.

Також прийнято: діаметр та довжина трубопроводу циркуляційних контурів  $D_{\text{тр}} = 350 \text{ мм}$ ,  $L_{\text{тр}} = 100 \text{ м}$ ; кількість поставів трубопроводів  $n_{\text{ст}} = 2$ .

Розрахунки режимів роботи теплоутилізаційної установки виконано при різних початкових температурах атмосферного повітря і витратах води, що циркулює між системами камер.

При моделюванні витрата води варіювалася в діапазоні, який відповідає діапазону застосовності математичної моделі процесів в форсункових камерах за значеннями коефіцієнта зрошення ( $0,5 < B < 2,0$ ) [45].

Основні результати розрахунків наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків режимів роботи теплоутилізаційної установки

$t_0$ , °C	$t_{ш}$ , °C	$Q_{ут}$ , кВт	$G_w$ , кг/с	$d_{ф}$ , м	$t_{ж1}$ , °C	$t_{ж2}$ , °C	$B_{св}$	$B_{ис}$	$\Delta p_{ф св}$ , $\cdot 10^{-5}$ Па	$\Delta p_{ф ис}$ , $\cdot 10^{-5}$ Па	$N_{нас}$ , кВт
-5	3,64	5209,6	240,0	0,0045	10,37	5,19	0,714	0,619	0,81	1,29	47,6
-10	1,00	5947,5	240,0	0,0045	8,59	2,68	0,714	0,619	0,81	1,29	47,6
-5	7,51	7932,8	480,0	0,0045	11,71	7,77	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-10	5,48	8874,6	480,0	0,0045	10,17	5,76	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-15	3,51	9743,9	480,0	0,0045	8,67	3,82	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-20	1,57	10565,9	480,0	0,0045	7,19	1,94	1,428	1,237	3,42	5,45	289,8
-5	8,51	8689,7	680,0	0,0045	11,63	8,58	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-10	6,62	9682,5	680,0	0,0045	10,10	6,70	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-15	4,78	10595,8	680,0	0,0045	8,61	4,89	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-20	2,97	11454,4	680,0	0,0045	7,15	3,13	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-25	1,16	12268,5	680,0	0,0045	5,68	1,38	2,023	1,753	7,07	11,26	794,5
-5	2,73	4606,7	240,0	0,0055	9,37	4,79	0,714	0,619	0,45	0,72	35,3
-10	-0,08	5293,2	240,0	0,0055	7,44	2,18	0,714	0,619	0,45	0,72	35,3
-5	7,13	7641,1	480,0	0,0055	11,49	7,69	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-10	5,04	8564,4	480,0	0,0055	9,92	5,66	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-15	3,01	9418,9	480,0	0,0055	8,39	3,71	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-20	1,02	10228,5	480,0	0,0055	6,88	1,80	1,428	1,237	1,92	3,06	185,9
-5	8,40	8599,9	720,0	0,0055	11,50	8,65	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-10	6,49	9588,1	720,0	0,0055	9,96	6,78	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-15	4,64	10497,9	720,0	0,0055	8,45	4,97	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-20	2,82	11353,8	720,0	0,0055	6,98	3,21	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9
-25	0,99	12165,7	720,0	0,0055	5,50	1,47	2,142	1,856	4,47	7,12	577,9

В таблиці, крім вказаних раніше, прийняті наступні позначення:

$Q_{ут}$  – теплова потужність, що утилізується, кВт;

$t_{ж1}$ ,  $t_{ж2}$  – температура води на вході і виході камер, встановлених на свіжому повітрі, °C;

$B_{св}$  та  $B_{ис}$  – коефіцієнт зрошення в форсункових камерах, встановлених на свіжому та вихідному повітрі;



$\Delta p_{\phi_{св}}$  та  $\Delta p_{\phi_{ис}}$  – втрати тиску в форсунках камер, встановлених на свіжому та вихідному повітрі, Па;

$N_{нас}$  – сумарна потужність насосів контурів циркуляції води, кВт;

На рис. 2.2-2.5 побудовано графіки залежності температури повітря, що подається в шахту,  $t_{ш}$ , і утилізованої теплової потужності  $Q_{ут}$  від температури атмосферного повітря  $t_0$ .

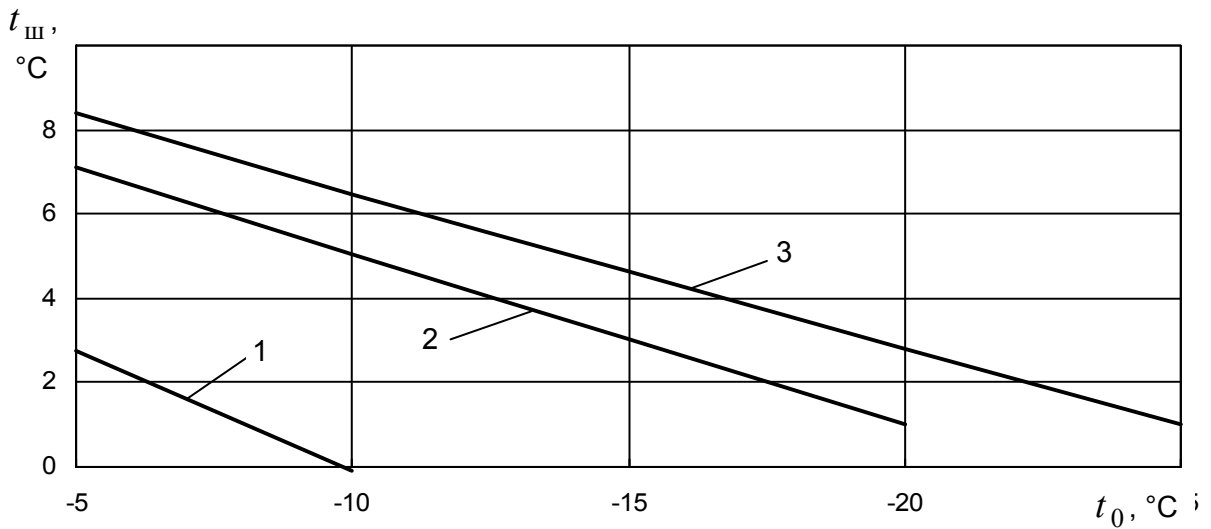


Рисунок 2.2 – Залежність температури повітря, що поступає в шахту, від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 5,5 мм

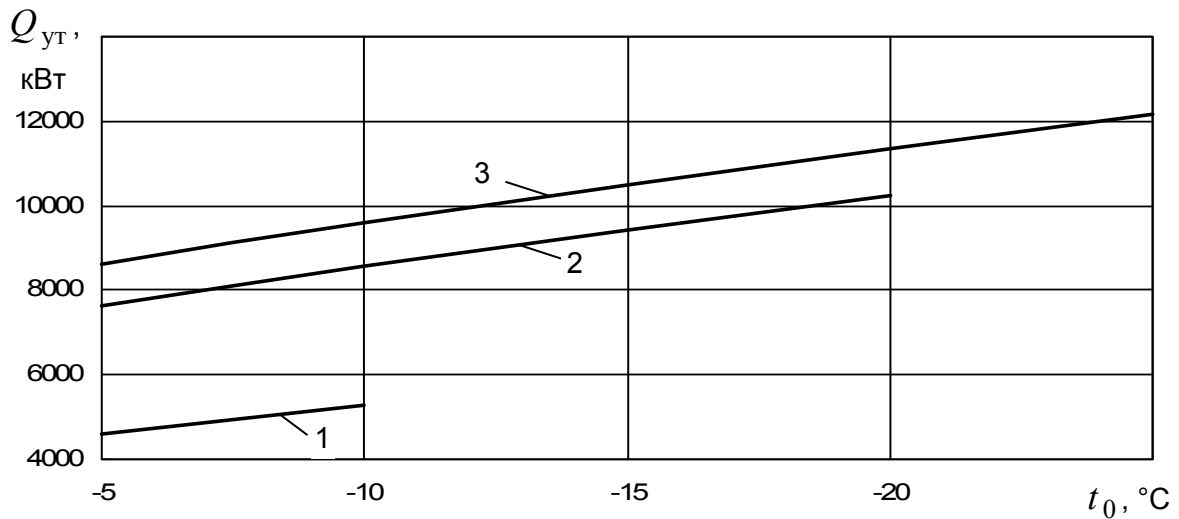


Рисунок 2.3 – Залежність утилізованої теплової потужності установки від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 5,5 мм

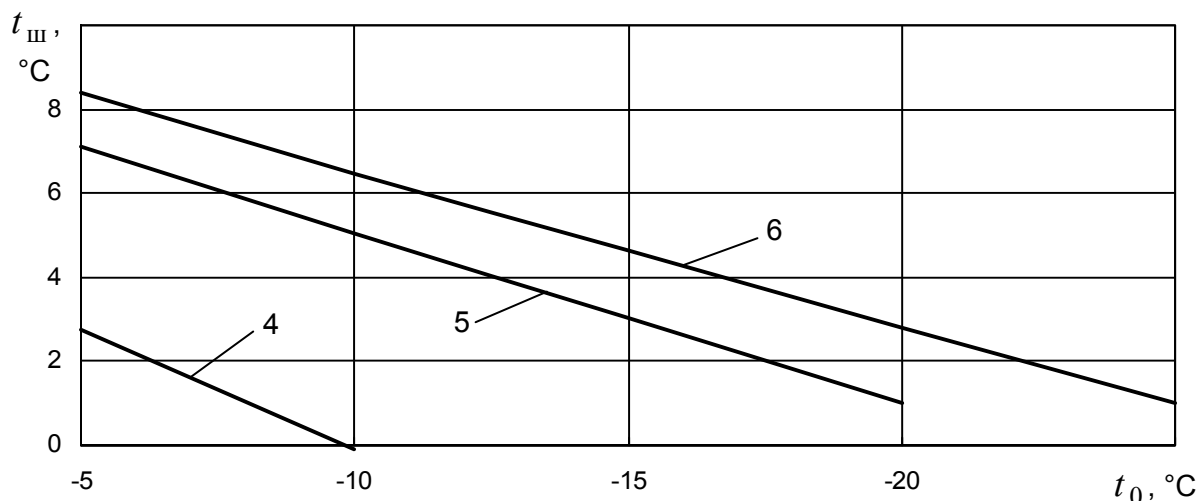


Рисунок 2.4 – Залежність температури повітря, що поступає в шахту, від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 4,5 мм

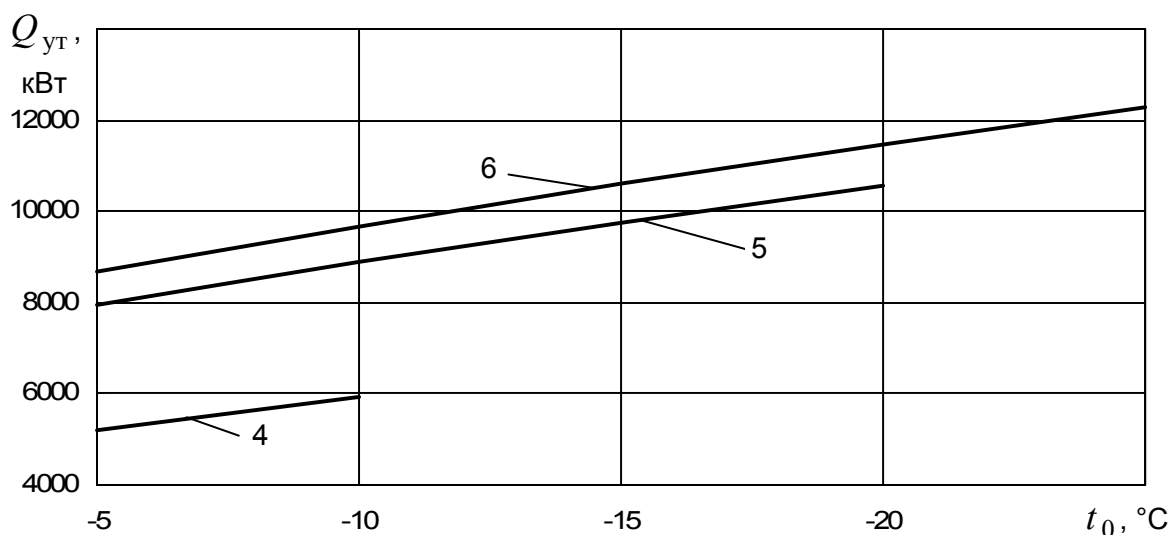


Рисунок 2.5 – Залежність утилізованої теплової потужності установки від температури атмосферного повітря при діаметрі форсунок 4,5 мм

Лінії 1, 2, і 3 на рис. 2.2 та 2.3 побудовано для діаметра форсунок  $d_{\phi} = 5,5$  мм за параметрами режимів, в яких витрата води в циркуляційному контурі дорівнює відповідно 240, 480 та 680 кг/с, а лінії 4, 5, і 6 на рис. 2.5 та 2.6 – для  $d_{\phi} = 4,5$  мм за параметрами режимів, в яких витрата води в циркуляційному контурі дорівнює відповідно 240, 480 та 720 кг/с.

Результати розрахунків показують, що теплова потужність установки зростає при збільшенні витрати циркулюючої води і зменшенні діаметра форсунок.

З рисунків 2.2 та 2.3 видно, що при діаметрі форсунок 5,5 мм збільшення витрати води до 680 кг/с дозволяє забезпечити необхідний температурний режим ствола при зниженні температури атмосферного повітря відповідно до мінус 22°C, утилізувавши в цих випадках 11500 кВт теплової потужності.

При меншому діаметрі форсунок (4,5 мм) такий ж ефект досягається при трохи меншій витраті води, але збільшення гідравлічного опору форсунок, яке виникає при зменшенні їх діаметра, призводить до значного зростання перепаду тиску на форсунках і потужності насосів. Згідно з рекомендаціями [40], тиск перед форсунками обмежується знизу значенням в 1,0 бар за умовою розкриття факелу, а зверху – 2,5 бар за досвідом конструювання дворядних камер зрошення. Враховуючи цей обмежуючий фактор, витрату води в циркуляційному контурі слід приймати не більш як 450 – 480 кг/с, при якій тиск перед форсунками діаметром 5,5 мм складатиме до 1,92 бар в камерах на вихідному повітрі, та до 3,06 бар в камерах на свіжому повітрі (див. табл. 2.1). Враховуючи також, що зменшення діаметра форсунок призводить до підвищення ймовірності їх забруднення, діаметр форсунок слід прийняти рівним максимальному з діапазону, що прийнятий заводом-виробником, тобто 5,5 мм.

При цих параметрах ( $d_{\text{ф}} = 5,5$  мм та  $G_w = 480$  кг/с) установка забезпечить потрібний нагрів атмосферного повітря до  $+2^{\circ}\text{C}$  від його початкової температури мінус  $17-18^{\circ}\text{C}$ .

## 2.3 Дослідження ефективності теплонасосної технології використання тепла вихідного вентиляційного струменя

### 2.3.1 Схема теплоутилізаційної установки

Схема підвищення температурного потенціалу викидного тепла та отримання гарячої води за допомогою теплових насосів зображена рис. 2.6.

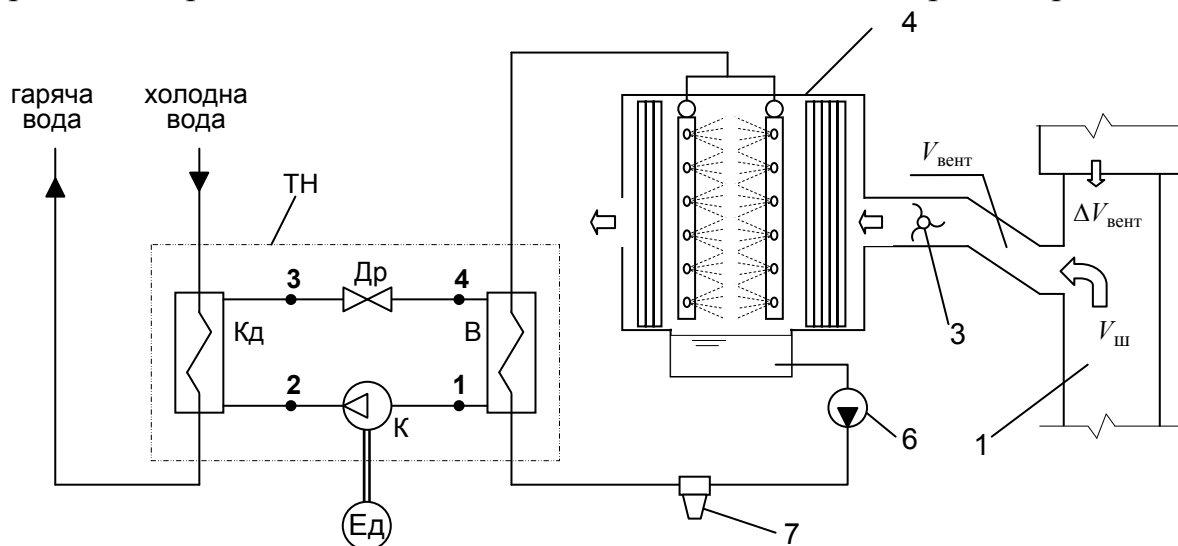


Рисунок 2.6 – Схема утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя для отримання гарячої води за допомогою теплового насосу

Також як і розглянута вище, дана схема містить форсункові камери, встановлені на вихідному струмені, однак, відрізняється тим, що вода, отеплена в форсункових камерах, направляється в випарник теплового насосу. Схожі елементи схеми позначені на цьому рисунку тими ж номерами, що і на рис. 2.1. За схему теплового насосу (ТН) умовно показана найпростіша схема, що відповідає роботі ТН за основним циклом. ТН при цьому складається з чотирьох основних елементів: випарника В, компресора К з приводним електродвигуном Ед, конденсатора Кд і дроселя Др.

### 2.3.2 Математична модель формування режимів роботи теплоутилізаційної установки

Задачу визначення теплового режиму роботи теплоутилізаційної установки (див. рис. 2.6) розв'язуємо у наступній постановці.

Відомими є:

- температура  $t_0$  і відносна вологість  $\varphi_0$  атмосферного повітря;
- температура  $t_1$  і відносна вологість  $\varphi_1$  вихідного повітря в вентиляційному стволі перед змішенням вихідного струменю з підсосами через надшахтну будівлю;
- витрата повітря, що видається з шахти  $V_{\text{ш}}$ , підсоси повітря через надшахтну будівлю до вихідного струменю  $\Delta V_{\text{вент}}$ ;
- параметри режиму роботи вентилятора (депресія  $p_{\text{вент}}$ , ККД  $\eta_{\text{вент}}$  при подачі  $V_{\text{вент}}$ );
- кількість та конструктивні параметри форсункових камер;
- витрата води  $G_w$  в проміжному циркуляційному контурі між системою форсункових камер та випарником (випарниками) теплових насосів;
- початкова  $t_{h1}$  та кінцева  $t_{h2}$  температура води, що нагрівається для системи ГВП;
- ізоентропний  $\eta_s$ , механічний  $\eta_{\text{мех}}$  ККД компресора теплового насосу та електричний ККД  $\eta_{\text{ел}}$  його приводного електродвигуна;
- мінімальні температурні напори в випарнику  $\Delta t_{w\text{min}}$  та конденсаторі  $\Delta t_{h\text{min}}$ ;
- холодоагент теплового насосу та його властивості.

Якщо при цих відомих величинах задатися ще й температурою води  $t_{w1}$  на вході в форсункові камери (виході з випарника теплового насосу), то задача

визначення теплового режиму теплоутилізаційної установки розв'язується послідовним розв'язуванням двох самостійних задач – визначення теплового режиму форсунок камер, а потім, використовуючи отримане значення температури води  $t_{w2}$  на виході з них (на вході в випарник), – теплових насосів.

Задачі визначення режиму теплового режиму форсунок камер, а також гідравлічного режиму циркуляційного контуру розглянуто вище.

Задача визначення режиму теплового режиму теплового насоса зводиться до визначення параметрів його термодинамічного циклу.

В реальному тепловому насосі мають місце втрати енергії на тертя в компресорі і теплообмінних апаратах, а температура робочого тіла у випарнику і конденсаторі відрізняється від температур джерел низько- і високопотенційного тепла, що призводить до необоротності процесів, що протікають в цих елементах установки.

Величина втрат тиску у випарнику і конденсаторі значно менше, ніж зміна тиску в компресорі і дроселі, тому реальні процеси в теплообмінних апаратах вважатимемо ізобарними. Процес стискування пари робочої речовини в компресорі, який протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, тобто адіабатно, але з тертям, розглядатимемо як політропний процес, що протікає без тертя, але підведенням зовнішнього тепла, рівного теплоті тертя. При цих допущеннях реальний цикл теплового насоса, що працює за схемою, наведеною на рис. 2.6, матиме вигляд, показаний в  $T, s$  – діаграмі (температура-ентропія) на рис. 2.7. Точки 1, 2, 3 і 4 циклу відповідають точкам, показаним на схемі установки (див. рис. 2.6).

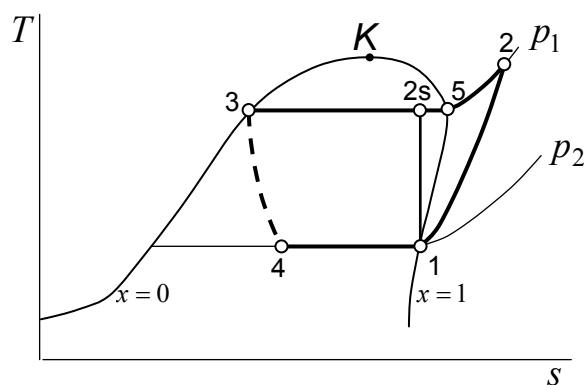


Рисунок 2.7 – Реальний термодинамічний цикл теплового насоса

Початковими величинами для розрахунку параметрів робочого тіла в характерних точках циклу є кінцеві температури теплоносіїв, з якими робоче тіло взаємодіє у випарнику  $t_{w2}$  і конденсаторі,  $t_{h2}$ ; температурні напори на

холодному кінці випарника  $\Delta t_{w2}$  і теплому конденсатора  $\Delta t_{h2}$ , ізоентропний ККД компресора  $\eta_s$ .

Температури випаровування і конденсації робочого тіла визначаються за формулами:

$$t_1 = t_{w2} - \Delta t_{w2}; \quad (2.12)$$

$$t_3 = t_{h2} + \Delta t_{h2}. \quad (2.13)$$

Розрахунок циклу може бути проведений за допомогою таблиць термодинамічних властивостей, діаграм стану робочої речовини або ж аналітично.

Тут розглянемо методику розрахунку циклу в загальному вигляді, без конкретизації аналітичних виразів для визначення термодинамічних властивостей робочих речовин.

Точка 1 циклу, що відповідає стану пари на виході з випарника (вході в компресор), знаходиться на перерізі ізотерми  $t_1$  з верхньою пограничною кривою (ступінь сухості  $x = 1,0$ ). В цій точці визначаються тиск  $p_1$ , густина  $\rho_1$ , ентальпія  $i_1$  і ентропія  $s_1$ . Оскільки в точці 1 робоче тіло знаходиться в стані сухої насиченої пари, тиск  $p_1$  визначається за виразом, що описує залежність тиску насиченої пари  $p_H$  від температури:

$$p_1 = p_H(t_1). \quad (2.14)$$

Стан сухої насиченої пари можна розглядати як граничний стан перегрітої пари, тому густину, ентальпію і ентропію в точці 1 визначаємо за рівняннями стану перегрітої пари:

$$\rho_1 = \rho_{\text{пп}}(p_1, t_1); \quad (2.15)$$

$$i_1 = i_{\text{пп}}(\rho_1, t_1); \quad (2.16)$$

$$s_1 = s_{\text{пп}}(\rho_1, t_1). \quad (2.17)$$

В точці 3 (вихід з конденсатора) робоче тіло знаходиться в стані киплячої (насиченої) рідини. Тиск і густина рідини в цій точці визначаються за виразами, що описують залежність тиску і густини насиченої рідини від температури

$$p_3 = p_H(t_3); \quad (2.18)$$

$$\rho_3 = \rho_{\text{жн}}(t_3) \quad (2.19)$$

де  $\rho_{\text{жн}}$  – густина киплячої рідини.

Ентальпія і ентропія насиченої рідини в точці 3 розраховуються за формулами:

$$i_3 = i_5 - r_0(p_3); \quad (2.20)$$

$$s_3 = s_5 - \frac{1}{273,15 + t_3} r_0(p_3); \quad (2.21)$$

де  $i_5$  і  $s_5$  – ентальпія і ентропія сухої насиченої пари в точці 5 циклу (див. рис. 2.7) при тиску  $p_5 = p_3$ , визначувані аналогічно точці 1;

$r_0(p_3)$  –теплота пароутворення робочої речовини при тиску  $p_3$ .

В точці 2 (вихід з компресора) робоче тіло знаходиться в стані перегрітої пари. Розрахунок параметрів в цій точці проводиться таким чином.

Спочатку знаходяться параметри в точці 2s, що відповідає кінцю ізоентропного стискування в компресорі від точки 1 до тиску  $p_{2s} = p_2 = p_3$ . Оскільки процес 1–2s – ізоентропний, то  $s_{2s} = s_1$ . Ентальпія в точці 2s знаходиться за рівнянням стану робочого тіла, заданого у вигляді

$$i_{2s} = i(p_{2s}, s_{2s}) \quad (2.22)$$

Потім визначається ізоентропний  $\Delta i_s$  і дійсний  $\Delta i$  приріст ентальпії в компресорі

$$\Delta i_s = i_{2s} - i_1; \quad (2.23)$$

$$\Delta i = \frac{\Delta i_s}{\eta_s}, \quad (2.24)$$

після чого розраховується ентальпія в точці 2

$$i_2 = i_1 + \Delta i. \quad (2.25)$$

Оскільки при дроселюванні ентальпія не змінюється, то

$$i_4 = i_3. \quad (2.26)$$

Питомі холодопродуктивність, теплопродуктивність циклу, робота компресора і коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса

$$q_x = i_1 - i_4; \quad (2.27)$$

$$q_T = i_2 - i_3; \quad (2.28)$$

$$l_k = i_2 - i_1; \quad (2.29)$$

$$k_{\text{тр тн}} = \frac{q_T}{l_k}; \quad (2.30)$$

За визначеною при розрахунку форсуноквих камер тепловою потужністю випарника ( $Q_x = Q_{\text{ут}}$ ) знаходиться витрата робочого тіла

$$G_{\text{рт}} = \frac{Q_x}{q_x}, \quad (2.31)$$

після чого знаходяться внутрішня потужність  $N_i$ , потужність на валу  $N_e$  компресора, споживана електрична потужність  $N_{\text{ел}}$ , тепла потужність конденсатора  $Q_T$  та витрата  $G_h$  води, що нагрівається в конденсаторі:

$$N_i = G_{\text{рт}} l_k; \quad (2.32)$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}}; \quad (2.33)$$

$$N_{\text{елк}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эд}}}, \quad (2.34)$$

$$Q_T = G_{\text{рт}} q_T, \quad (2.35)$$

$$G_h = \frac{Q_T}{c_w(t_{h2} - t_{h1})}. \quad (2.36)$$

Коефіцієнт трансформації тепла теплоутилізаційної установки в цілому визначається з урахуванням затрат електроенергії на циркуляцію води в проміжному контурі

$$k_{\text{тр0}} = \frac{Q_T}{N_{\text{елк}} + N_{\text{нас}}}. \quad (2.37)$$

### 2.3.3 Моделювання режимів роботи теплонасосної установки, що утилізує тепло вихідного вентиляційного струменя

Моделювання проводимо для наступних умов: температура та відносна вологість повітря в вентиляційному стволі  $t_{\text{в1}} = 22,0^\circ\text{C}$   $\varphi_{\text{в1}} = 0,9$ , об'ємна, приведена до нормальних умов, витрата повітря в цьому перерізі ствола  $V_{\text{в}} = 265 \text{ м}^3/\text{с}$ ; підсоси через надшахтну будівлю на вентиляційному стволі  $\Delta V_{\text{вент}} = 35 \text{ м}^3/\text{с}$ ; атмосферний тиск  $p_0 = 100000 \text{ Па}$ , відносна вологість атмосферного повітря  $\varphi_0 = 0,9$ ; депресія вентилятора  $\Delta p_{\text{вент}} = 3240 \text{ Па}$ , ККД вентилятора  $\eta_{\text{вент}} = 0,82$ .

За форсункові камери приймаємо камери ОКФ-3-250 (див. підрозділ 2.2) з діаметром форсунок 5,5 мм. Кількість форсункових камер – 5. Витрату проміжного теплоносія – води – приймаємо рівною 540 кг/с, що забезпечує значення коефіцієнта зрошення та тиску перед форсунками, близькі до верхніх границь допустимих інтервалів цих величин.

Додатково приймаємо, що робочим тілом теплового насосу є фреон R142Bb; ізоентропійний, механічний ККД компресора, та ККД приводного електродвигуна дорівнюють відповідно 0,75, 0,97 та 0,94; мінімальні температурні напори у випарнику та конденсаторі дорівнюють відповідно 4,0 та 5,0°C.

Початкова температура води в контурі гарячого водопостачання прийнята рівною  $t_{h1} = 5^\circ\text{C}$ , а кінцева  $t_{h2} = 45^\circ\text{C}$ .

Основні результати розрахунків представлені в табл. 2.2.



Таблиця 2.2 – Результати моделювання режимів роботи теплоутилізаційної установки

$t_{w1},$ °C	$t_{w2},$ °C	$Q_x,$ кВт	$t_{фк2},$ °C	$Q_T,$ кВт	$N_{элк},$ кВт	$N_{нас},$ кВт	$G_h,$ кг/с	$t_1,$ °C	$t_3,$ °C	$p_1,$ МПа	$p_3,$ МПа	$k_{тр\ грн}$	$\varepsilon$	$k_{тр0}$
3,0	7,66	10550,3	10,39	13831,6	3605,9	281,9	82,53	-1,0	50	0,14	0,69	3,84	2,92	3,56
5,0	9,19	9479,0	11,53	12275,4	3065,4	281,9	73,24	1,0	50	0,15	0,69	4,00	3,09	3,67
7,0	10,70	8362,5	12,67	10701,9	2555,7	281,9	63,85	3,0	50	0,16	0,69	4,19	3,28	3,77
9,0	12,18	7198,0	13,81	9082,7	2070,2	281,9	54,19	5,0	50	0,17	0,69	4,39	3,48	3,86
11,0	13,64	5982,4	14,95	7447,7	1617,1	281,9	44,44	7,0	50	0,19	0,69	4,61	3,69	3,92
12,2	14,51	5227,2	15,64	6469,2	1362,8	281,9	38,6	8,0	50	0,20	0,69	4,75	3,84	3,93
13,0	15,08	4712,5	16,09	5796,9	1196,2	281,9	34,59	9,0	50	0,20	0,69	4,85	3,93	3,92
15,0	16,50	3384,7	17,23	4130,8	808,2	281,9	24,65	11,0	50	0,22	0,69	5,11	4,20	3,79
17,0	17,88	1995,5	18,38	2395,1	443,1	281,9	14,29	13,0	50	0,23	0,69	5,41	4,49	3,30

Крім прийнятих раніше, в таблиці позначені:

$t_{фк2}$  – температура охолодженого вихідного повітря, °C.

На рис. 2.8 побудовано графіки зміни енергетичних показників в залежності від температури охолодженої в випарнику теплового насоса циркуляційної води  $t_{w1}$ . Оскільки ця температура однозначно зв'язана з температурою кипіння холодоагенту у випарнику – формула (2.14), – можна вважати, що ці графіки характеризують вплив теплового насоса на режим роботи і ефективність теплоутилізаційної установки в цілому.

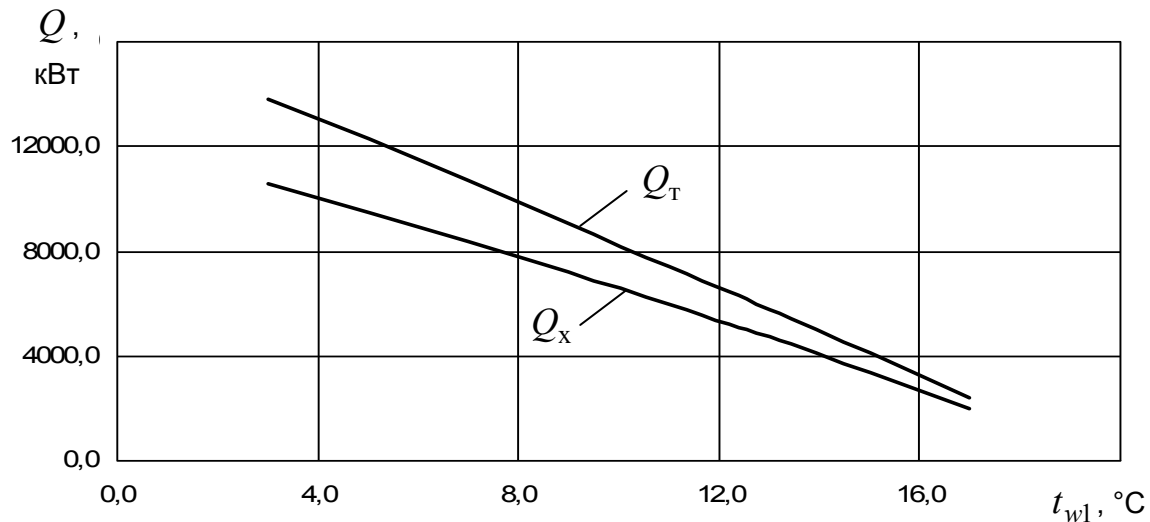


Рисунок 2.8 – Зміна утилізованої теплової потужності  $Q_x$  та теплопродуктивності установки  $Q_T$  залежно від режиму роботи теплового насоса

З рис. 2.8 видно, що утилізована теплова потужність  $Q_x$  і теплопродуктивність установки  $Q_T$  збільшуються при зменшенні температури

$t_{w1}$ . Це є природним, бо при цьому зростає температурний напір між вихідним повітрям та охолоджуючою водою в форсункових камерах і відповідно підвищується інтенсивність теплообміну в них. Але в той же час падає енергетична ефективність роботи теплового насосу, визначувана холодильним коефіцієнтом  $\varepsilon$  та коефіцієнтом трансформації тепла  $k_{\text{тр тн}}$  (рис. 2.9). Протилежна спрямованість інтенсивності відбору низькопотенційного тепла в форсункових камерах і ефективності його тоансформації в тепловому насосі призводить до появи максимуму на кривій залежності загального коефіцієнта трансформації тепла для установки в цілому  $k_{\text{тр0}}$  від температури  $t_{w1}$  (рис. 2.9). Різкому падінню значення цього показника на правій гілці кривій сприяє також зростання частки затрат електричної енергії на циркуляцію води в загальних затратах її по установці в цілому.

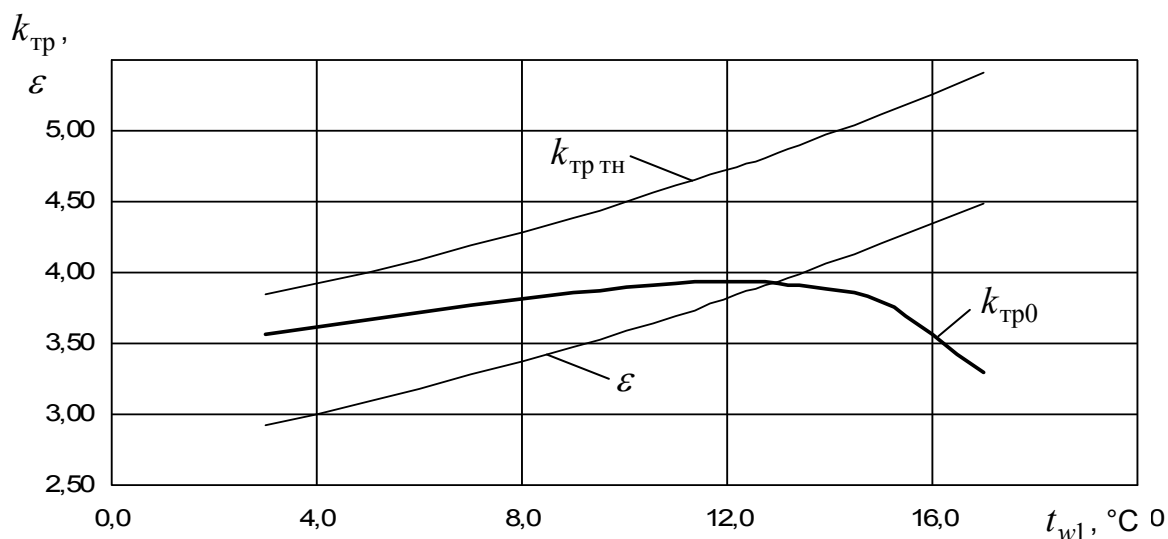


Рисунок 2.9 – Зміна показників енергетичної ефективності теплового насосу  $k_{\text{тр тн}}$ ,  $\varepsilon$  та установки в цілому  $k_{\text{тр0}}$  залежно від режиму роботи теплового насосу

Максимальна енергетична ефективність установки (максимальне значення коефіцієнта трансформації тепла  $k_{\text{тр0}}=3,93$ ) досягається при температурі охолодженої води  $t_{w1}=12,2^\circ\text{C}$ , яка відповідає температурі кипіння холодоагенту у випарнику  $t_1=8,2^\circ\text{C}$ . При цьому утилізована теплова потужність складає  $Q_x=5227$  кВт, а теплопродуктивність  $Q_T=6469$  кВт, що надає можливість нагрівати воду від 5 до  $45^\circ\text{C}$  при витраті  $G_h=38,6$  кг/с. Сумарна споживана електрична потужність в цьому режимі приводами компресора теплового насосу та водяних насосів складає  $N_{\text{ел}}=1645$  кВт.

### 2.3.4 Економічна ефективність утилізації тепла вихідного вентиляційного струменю з метою отримання гарячої води

Розрахунок економічних показників виконуємо для режиму з максимальною енергетичною ефективністю, дані для якого вказані вище. В цьому режимі теплопродуктивність установки  $Q_T = 6469$  кВт, споживана електрична потужність  $N_{ел} = 1645$  кВт.

При розрахунку річної витрати електроенергії приймаємо, що при цілорічній роботі ( $\tau = 8760$  годин) шість місяців установка буде працювати з повним навантаженням (гріти воду від мінімальної температури  $5^\circ\text{C}$ ), а шість (в теплий період року) – з навантаженням 60%. Отже, тоді середньорічний коефіцієнт навантаження складе  $k_H = 0,8$ , а річна витрата електроенергії

$$W_{ел} = k_H \tau N_{эл} = 0,8 \cdot 8760 \cdot 1645 \cdot 10^{-3} = 11526 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год.} \quad (2.37)$$

Річні затрати на електроенергію при тарифі  $c_{ел} = 0,46$  грн/(кВт·год)

$$C_{ел} = c_{ел} W_{ел} = 0,46 \cdot 11526 = 5302,0 \text{ тис. грн.} \quad (2.38)$$

Кількість виробленого тепла за рік складе

$$Q = Q_T \tau = 6469 \cdot 8760 \cdot 10^{-3} = 56670 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год} = 48736 \text{ Гкал.} \quad (2.39)$$

Його вартість при тарифі  $c_T = 350,0$  грн/Гкал буде дорівнювати

$$C_T = c_T Q = 350 \cdot 48736 \cdot 10^{-3} = 17058 \text{ тис. грн.} \quad (2.40)$$

Експлуатаційні витрати по теплоутилізаційній установці складаються, в основному, з вартості споживаної електроенергії та заробітної плати, річний фонд якої приймаємо  $C_{зп} = 63$  тис. грн

$$C_e = C_{ел} + C_{зп} = 5302 + 63 = 5365 \text{ тис. грн/рік.} \quad (2.41)$$

Річна економія за рахунок утилізації тепла складе

$$E = C_T - C_e = 17058 - 5365 = 11693 \text{ тис. грн/рік.} \quad (2.42)$$

Розрахунок вартості обладнання теплоутилізаційної установки наведений в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок вартості обладнання

Найменування обладнання	Одиниці вимірювання	Кількість	Вартість одиниці, тис. грн	Загальна вартість, тис. грн
Форсункові камери	шт.	5	80,0	400,0
Насоси	шт.	10	10,0	100,0
Теплові насоси	шт.	6	2500,0	15000,0
Електрообладнання	комплект	1	5000,0	5000,0
Трубопровідна траса	км	0,2	2000,0	400,0
<b>Всього</b>				<b>20900,0</b>
Невраховане обладнання (5% от урахованого)				1149,5
<b>Всього</b>				<b>22049,5</b>

З урахуванням вартості будівель форсункових камер (10000 тис. грн), монтажних робіт (приймається рівною 35% від загальної балансової вартості обладнання), транспортних витрат (7% від загальної вартості обладнання) капітальні витрати по установці складуть  $K = 41310,0$  тис. грн.

Розрахунок чистого дисконтованого доходу (ЧДД) і строку окупності капітальних витрат на спорудження теплоутилізаційної установки наведений в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахунок ЧДД

Рік експлуатації установки	Балансова вартість установки $BC_t$ , тис. грн.	Амортизаційні відрахування $AO_t$ , тис. грн.	Річний вхідний грошовий потік $ДП_t$ , тис. грн.	Річний дисконтований вхідний грошовий потік, $ДДП_t$ , тис. грн.	Кумулятивний дисконтований вхідний грошовий потік $КДДП_t$ , тис. грн.	Чистий дисконтований дохід $ЧДД_t$ , тис. грн.
0	41310,3					-41310,3
1	31395,8	9914,5	21607,3	16679,0	16679,0	-24631,3
2	23860,8	7535,0	19227,8	11457,0	28136,0	-13174,3
3	18134,2	5726,6	17419,4	8012,0	36148,0	-5162,3
4	13782,0	4352,2	16045,1	5696,6	41844,6	534,3
5	10474,3	3307,7	15000,5	4111,1	45955,7	4645,4

Балансова вартість установки на кінець кожного року експлуатації визначається за формулою

$$BC_t = BC_{t-1} - AO_t, \quad (2.43)$$

де  $BC_{t-1}$  – балансова вартість установки на кінець попереднього року;

$AO_t$  – амортизаційні відрахування в поточному році.

При цьому під первинною балансовою вартістю установки  $BC_0$  розуміються капітальні затрати, які необхідно вкласти для її створення

$$BC_0 = K = 26164,0 \text{ тис. грн.} \quad (2.44)$$

Амортизаційні відрахування

$$AO_t = n_a BC_{t-1} \quad (2.45)$$

де  $n_a$  – норма річних амортизаційних відрахувань ( $n_a = 0,24$ ).

Річний вхідний грошовий потік є сумою амортизаційних відрахувань і річної економії

$$ДП_t = AO_t + E. \quad (2.46)$$

Річний дисконтований вхідний грошовий потік

$$ДДП_t = КД_t \cdot ДП_t \quad (2.47)$$

де  $КД_t$  – коефіцієнт дисконтування.

Коефіцієнт дисконтування

$$КД_t = \frac{1}{[(1 + r_{\text{инф}})(1 + \alpha)]^t} \quad (2.48)$$

де  $r_{\text{инф}}$  – темп інфляції (прийнятий 10% на рік, тобто  $r_{\text{инф}} = 0,1$ );

$\alpha$  – дисконтна ставка (прийнята  $\alpha = 0,165$ ).

Кумулятивний дисконтований вхідний грошовий потік за  $T$  років визначається за формулою

$$КДДП_T = \sum_1^T ДДП_t, \quad (2.49)$$

а чистий дисконтований дохід за формулою

$$ЧДД_T = КДДП_T - БС_0. \quad (2.50)$$

За результатами розрахунків (див. табл. 2.4) на рис. 2.10 побудовано графік зміни ЧДД за роками експлуатації установки.

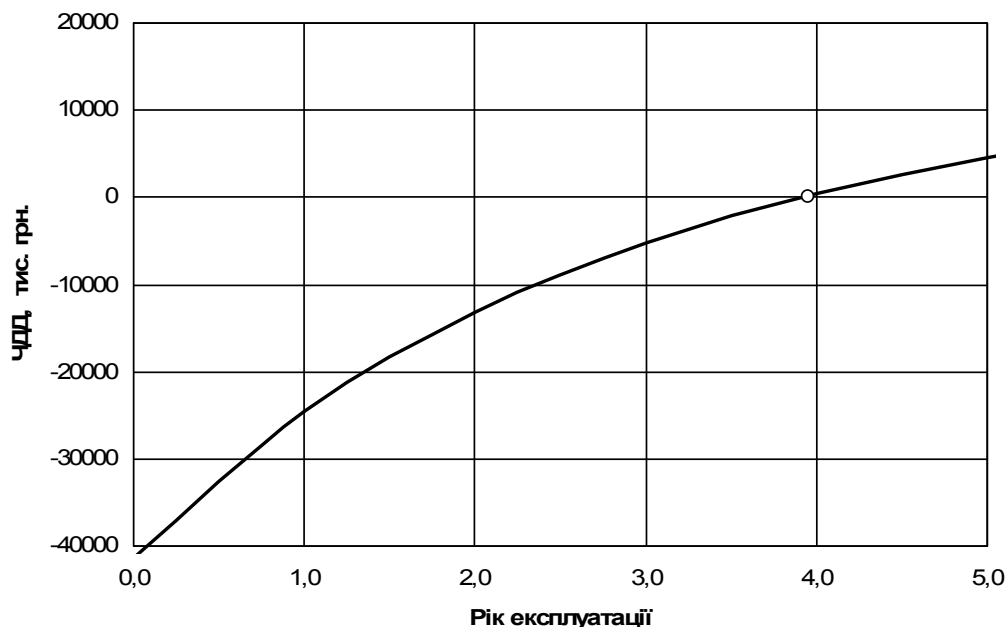


Рисунок 2.10 – Зміна ЧДД за роками експлуатації установки

З рисунку видно, що ЧДД стає позитивним через 3,95 роки експлуатації установки. Отже, строк окупності капітальних витрат на спорудження теплоутилізаційної установки складе 3,95 років.

## 2.4 Дослідження ефективності утилізації тепла турбокомпресорів

### 2.4.1 Математична модель і алгоритм розрахунку режимів роботи повітроохолоджувачів

Повітроохолоджувачі турбокомпресорних установок К-250-61-5 являють собою кожухотрубні апарати, в трубному просторі яких протікає вода, а в міжтрубному – стиснене повітря. Розташування трубок в пучку – шахове. Зовнішня поверхня трубок має поперечне оребрення. Ребра – круглі, форма поперечного перерізу – трапецієвидна. Матеріал трубок та ребер – мідь. Повітря рухається відносно трубок в поперечному напрямку.

Задача визначення режиму роботи повітроохолоджувача, або його окремих секцій (теплоутилізаційних чи доохолоджуючих) полягає у визначенні кінцевих температур повітря  $t_2$  і води  $t_{w2}$  при заданих їх початкових температурах  $t_1$  і  $t_{w1}$  та масових витратах  $G$  і  $G_w$ . Відомими є також геометричні параметри трубного пучка та оребрення трубок: довжина  $L_{тр}$ , внутрішній  $d_B$  та зовнішній  $d_H$  діаметри трубок, поперечний  $s_1$  та подовжній  $s_2$  кроки їх розташування в пучку (рис. 2.11), число трубок в ряду в поперечному  $z_1$  напрямку та число рядів трубок  $z_2$  в подовжньому напрямку пучка, число ходів по воді  $n_{xw}$ , та по повітряю  $n_{xв}$ , висота  $h_p$ , середня товщина  $\delta_p$  ребер, кут нахилу утворюючої конусу ребра  $\alpha_p$ , крок оребрення  $s_{op}$ .

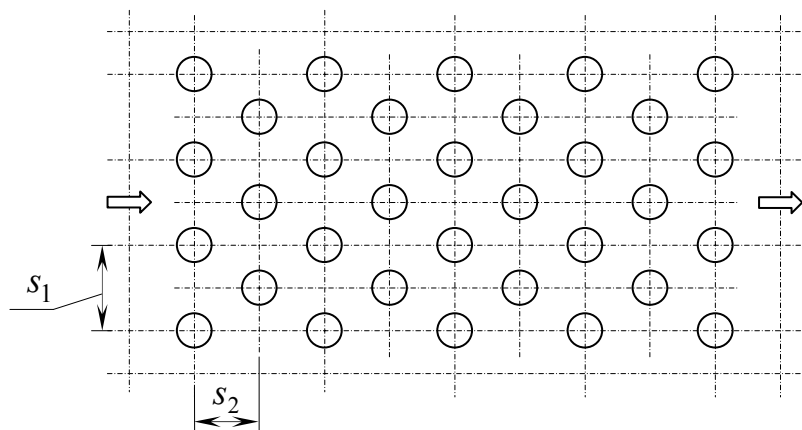


Рисунок 2.11 – Схема шахового пучка труб

Основними розрахунковими рівняннями є рівняння теплового балансу і теплопередачі повітроохолоджувача. Оскільки ці рівняння нелінійні, то задача розв'язується методом послідовних наближень. За межі  $t_{2\min}$  і  $t_{2\max}$  інтервалу, на якому знаходиться шукане значення  $t_2$ , можна прийняти температуру

повітря  $t_1$  та температуру води  $t_{w1}$  на вході в повітроохолоджувач (чи його секцію), тобто

$$\begin{cases} t_{2 \min} = t_{w1} \\ t_{2 \max} = t_1 \end{cases} \quad (2.51)$$

Приймається початкове наближення  $t_2$  в прийнятому інтервалі

$$t_{2 \min} < t_2 < t_{2 \max}, \quad (2.52)$$

після чого на основі рівняння теплового балансу розраховується тепловий потік  $Q$  у повітроохолоджувачі та температура води  $t_{w2}$  на виході з нього

$$Q = Gc_p(t_1 - t_2); \quad (2.53)$$

$$t_{w2} = \frac{Q}{G_w c_w} + t_{w1}, \quad (2.54)$$

де  $c_p$  і  $c_w$  – ізобарна теплоємність повітря і теплоємність води, Дж/(кг·°С).

Інтерполяцією табличних даних при середніх температурах повітря і води знаходяться їх теплофізичні властивості: теплопровідність  $\lambda_B$ , динамічна в'язкість  $\mu_B$  та число Прандтля  $Pr_B$  повітря, густина  $\rho_w$ , теплопровідність  $\lambda_w$ , динамічна  $\mu_w$ , кінематична  $\nu_w$  в'язкість і число Прандтля  $Pr_w$  води.

Визначаються температурні напори на кінцях та середній температурний напір в апараті

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{w2}; \quad (2.55)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{w1}; \quad (2.56)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)}. \quad (2.57)$$

Визначається швидкість  $w$ , число Рейнольдса  $Re_B$  для потоку води в трубках і коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_B$  від внутрішньої поверхні трубок до води

$$w = \frac{G_w n_{xw}}{\rho_w S_{w \text{ тр}} n_{\text{тр}}}; \quad (2.58)$$

$$Re_B = \frac{w d_B}{\nu_w}; \quad (2.59)$$

$$\alpha_B = 0,021 Re_B^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_B}, \quad (2.60)$$

де  $S_{w \text{ тр}}$  – площа внутрішнього перерізу однієї трубки, м<sup>2</sup>;

$n_{\text{тр}}$  – число трубок в апараті.

Для розрахунку теплообміну в міжтрубному просторі можна застосувати методику [46], яка дозволяє урахувати параметри оребрення трубок. Згідно з цією методикою так званий приведений коефіцієнт тепловіддачі від стисненого повітря, що рухається в міжтрубному просторі, до зовнішньої поверхні трубного пучка розраховується за формулою

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{н}} \left( \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{полн}}} E \psi + \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{полн}}} \right), \quad (2.61)$$

де  $\alpha_{\text{н}}$  – середній коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні трубок, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$F_{\text{р}}$  – площа поверхні оребрення, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{тр}}$  – площа неоребреної частини зовнішньої поверхні трубок, м<sup>2</sup>;

$E$  – коефіцієнт ефективності ребра;

$\psi$  – поправка на зміну коефіцієнта тепловіддачі по висоті ребра.

Середній коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні трубок

$$\alpha_{\text{н}} = \text{Nu}_{\text{н}} \frac{\lambda_{\text{в}}}{l}, \quad (2.62)$$

де  $\text{Nu}_{\text{н}}$  – число Нуссельта для теплообміну в міжтрубному просторі;

$l$  – характерний розмір трубного пучка, м.

За характерний розмір трубного пучка приймається величина

$$l = \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{полн}}} d_{\text{н}} + \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{полн}}} \sqrt{\frac{F'_{\text{р}}}{2n_{\text{р}}n_{\text{тр}}}}, \quad (2.63)$$

де  $F'_{\text{р}}$  – площа бокової поверхні всіх ребер (без урахування поверхні торців), м<sup>2</sup>;

$n_{\text{р}}$  – число ребер однієї трубки.

Для труб з поперечним оребренням

$$n_{\text{р}} = \frac{L_{\text{тр}}}{s_{\text{ор}}}. \quad (2.64)$$

Число Нуссельта для тепловіддачі від повітря до стінок трубного пучка

$$\text{Nu}_{\text{н}} = A_1 c_{\beta} c_s k_{\text{ор}}^m \text{Re}_{\text{н},l}^n \text{Pr}_{\text{в}}^{0,33}, \quad (2.65)$$

де  $A_1$  і  $m$  – коефіцієнти, залежні від розташування труб в пучку (згідно з для шахових пучків  $A_1 = 0,36$ ;  $m = -0,7$ );

$c_s$  – коефіцієнт форми пучка;



$c_\beta$  – коефіцієнт, що враховує кут атаки пучка (для розглядуваних повітроохолоджувачів можна прийняти рівним 1,0);

$Re_{n,l}$  – число Рейнольдса для потоку в міжтрубному просторі;

$Pr_B$  – число Прандтля для повітря;

$n$  – показник ступеня, рівний

$$n = 0,6k_{op}^{0,07}, \quad (2.66)$$

де  $k_{op}$  – коефіцієнт оребрення, який являє собою відношення площини повної зовнішньої поверхні теплообміну до площини зовнішньої поверхні неоребраних гладких труб.

Коефіцієнт форми пучка для шахових пучків

$$c_s = \left( \frac{s_1 - d_H}{s'_2 - d_H} \right)^{0,1}; \quad (2.67)$$

де,  $s'_2$  – діагональний кроки пучка труб, визначуваний за формулою

$$s'_2 = \sqrt{\frac{s_1^2}{4} + s_2^2}. \quad (2.68)$$

Число Рейнольдса, що характеризує режим руху повітря в міжтрубному просторі,

$$Re_{n,l} = \frac{Gl}{\mu_B S_H}, \quad (2.69)$$

де  $S_H$  – площа найвужчого живого перерізу потоку газу в міжтрубному просторі,  $m^2$ .

Формула (2.65) застосовна в діапазоні чисел Рейнольдса  $5000 \leq Re_{n,l} \leq 370000$ .

Для круглих ребер коефіцієнт ефективності розраховується за формулою

$$E = E_{\text{прям}} \varepsilon_{\text{круг}}, \quad (2.70)$$

де  $E_{\text{прям}}$  – коефіцієнт ефективності для прямих ребер;

$\varepsilon_{\text{круг}}$  – поправочний коефіцієнт.

Для прямих ребер прямокутного і трапецієвидного профілю коефіцієнт ефективності ребра розраховується за формулою

$$E_{\text{прям}} = \frac{\text{th}(\beta h'_p)}{\beta \cdot h'_p} \cdot \varepsilon_\delta, \quad (2.71)$$

де  $h'_p$  – умовна висота ребра, м;

$\varepsilon_\delta$  – поправка на зміну товщини ребра;

$\beta$  – параметр ребра, рівний

$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha_{\text{н}}}{\lambda_{\text{р}}\delta_{\text{р}}}}, \quad (2.72)$$

де  $\lambda_{\text{р}}$  – теплопровідність матеріалу ребер, Вт/(м·°С).

Умовна висота ребра приймається рівною

$$h'_{\text{р}} = h_{\text{р}} + \frac{\delta_{\text{р}}}{2}, \quad (2.73)$$

де – фактична висота ребра, м.

Поправка на зміну коефіцієнта тепловіддачі за висотою ребра

$$\psi = 1 - 0,058 \beta h'_{\text{р}}. \quad (2.74)$$

Поправка, що враховує відмінність круглих ребер від прямих

$$\varepsilon_{\text{круг}} = 1 - \left[ 1 - \frac{1}{\text{ch}(\beta h'_{\text{р}})} \right] \cdot \frac{1 - \varepsilon_{0,1}}{0,9}. \quad (2.75)$$

де  $\varepsilon_{0,1}$  визначається лінійною інтерполяцією даних табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_{0,1}$

$(d_{\text{н}} + 2h'_{\text{р}})/d_{\text{н}}$	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
$\varepsilon_{0,1}$	1,0	0,86	0,77	0,66	0,58

Коефіцієнт теплопередачі апарата, віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну трубного пучка  $F_{\text{вн}}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{d_{\text{в}}}{2\lambda_{\text{т}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}\varphi_{\text{ор}}}}, \quad (2.76)$$

де  $\lambda_{\text{т}}$  – теплопровідність матеріалу трубок, Вт/(м·°С);

$R_3$  – термічний опір забруднень, м<sup>2</sup>·°С/Вт;

$\varphi_{\text{ор}}$  – коефіцієнт оребрення, визначуваний як відношення площини повної зовнішньої поверхні трубного пучка до площини внутрішньої поверхні трубок.

Тепловий потік з рівняння теплопередачі

$$Q_1 = kF_{\text{вн}}\Delta t_{\text{ср}}. \quad (2.77)$$

Якщо різниця значень теплового потоку, одержаних з рівнянь теплового балансу і теплопередачі  $\delta(t_2) = Q - Q_1$  більша за задану, то значення температури  $t_2$  уточнюється і описані вище обчислення повторюються.

## 2.4.2 Моделювання режимів турбокомпресора при утилізації тепла з метою отримання гарячої води за схемою прямого нагріву

Моделювання режимів роботи компресорної установки при утилізації тепла з метою отримання гарячої води за схемою прямого нагріву здійснено для умов турбокомпресора К-250-61-1, паспортні газодинамічні характеристики СНС якого наведені на рис. 2.12.

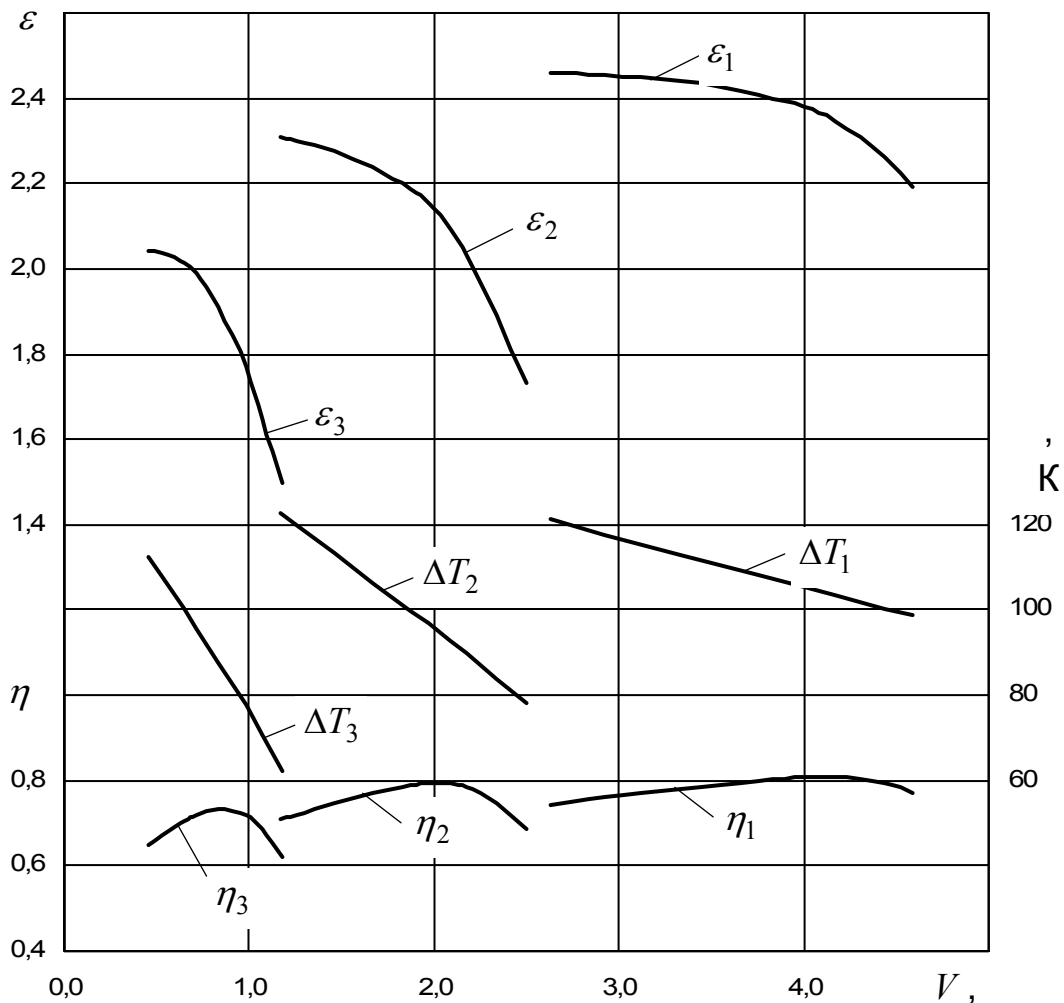


Рисунок 2.12 – Паспортні газодинамічні характеристики СНС турбокомпресора К-250-61-1  $\varepsilon_i = f(V_i, T_{\text{н пасп } i})$ ,  $\Delta T_i = f(V_i)$  і  $\eta_i = f(V_i)$  при температурі повітря на вході в 1-у, 2-у і 3-ю СНС відповідно  $T_{\text{н пасп } 1} = 293 \text{ К}$ ,  $T_{\text{н пасп } 2} = T_{\text{н пасп } 3} = 305 \text{ К}$

Прийнято, що повітроохолоджувачі виконані на основі однотипних трубних пучків і відрізняються один від одного кількістю рядів труб поперек  $z_1$  та вздовж потоку  $z_2$ . Параметри, що характеризують компоновку повітроохолоджувачів, наведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6 Параметри компоновки повітроохолоджувачів

Тип апарата	Z1	Z2	$n_{тр}$	$n_{хв}$	$n_{хв}$	$R_3$ , м <sup>2</sup> ·°C/Вт	$R_{ВО}$ , 1/м <sup>4</sup>	Призначення в типовій схемі
1	44	18	792	6	1	0,00005	140,0	ПВО1
2	22	18	396	6	1	0,0001	457,5	ПВО2
3	22	36	792	6	1	0,0002	1124,9	КВО

За утилізаційну секцію повітроохолоджувача ПВО1 в розглядуваній системі охолодження турбокомпресора (рис. 2.13) прийнятий апарат типу 1 (див. табл. 2.7), за утилізаційну і доохолоджуючу секції повітроохолоджувача ПВО2 прийняті апарати типу 2; за утилізаційну секцію кінцевого повітроохолоджувача КВО прийнятий апарат типу 2, а за доохолоджуючу – апарат типу 3.

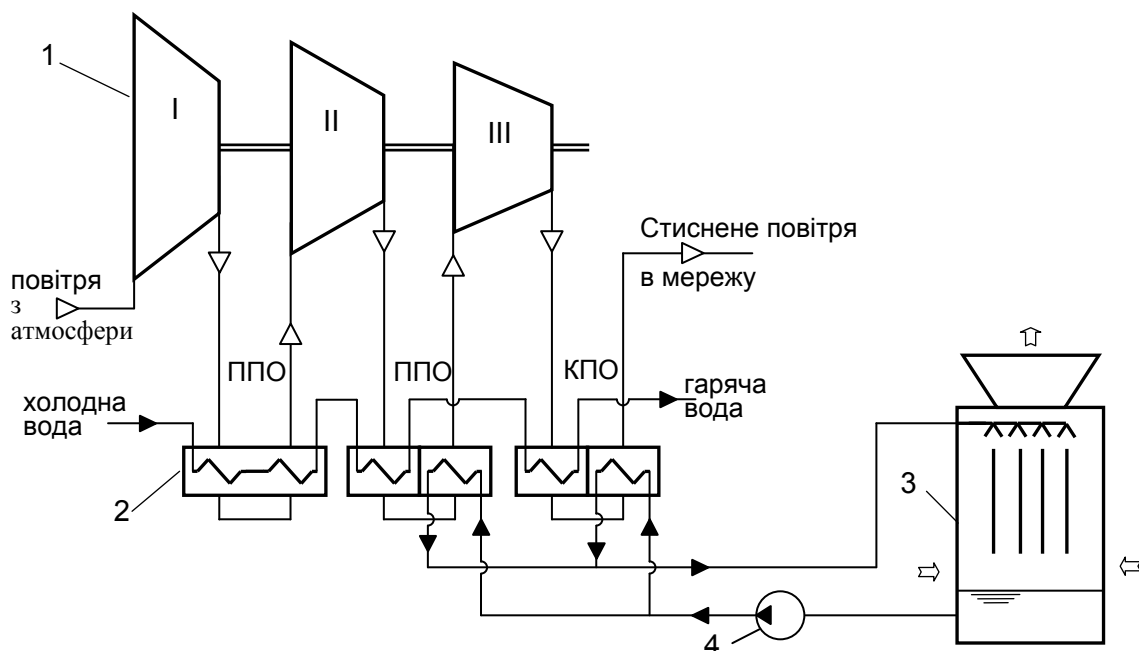


Рисунок 2.13 – Схема утилізації тепла турбокомпресорної станції шляхом прямого нагріву: ППО, КПО – відповідно проміжні і кінцевий повітроохолоджувачі; 1 – турбокомпресор; 2 – повітроохолоджувач; 3 – градирня; 4 – насос

Геометричні характеристики трубного пучка: довжина  $L_{тр} = 565$  мм, внутрішній та зовнішній діаметри трубок  $d_b = 10$  мм та  $d_n = 12$  мм, поперечний та подовжній кроки їх розташування в пучку  $s_1 = 20$  мм  $s_2 = 18$  мм, висота ребер  $h_p = 3,6$  мм, середня товщина ребер  $\delta_p = 0,6$  мм, кут нахилу утворюючої конусу ребра  $\alpha_p = 5,25^\circ$ , крок оребрення  $s_{op} = 2,4$  мм.

За вихідні дані при моделюванні режимів установки прийняті також:

- початкова температура повітря  $T_{\text{н1}} = 293 \text{ K}$ ;
- початкова температура води в контурі утилізації  $t_{w_{\text{УТН}}} = 18^\circ\text{C}$ ;
- початкова температура води в доохолоджуючому контурі  $t_{w_{\text{Н}}} = 20^\circ\text{C}$ ;
- витрата води на доохолоджуючі секції повітроохолоджувачів  $G_{w_{\text{ДХ2}}} = G_{w_{\text{ДХ3}}} = 5,56 \text{ кг/с}$ .

Витрата води в утилізаційному контурі  $G_{w_{\text{УТ}}}$  варіювалася в діапазоні від 2,22 до 12,5 кг/с. Основні результати моделювання приведені в табл. 2.7 та на рис. 2.14 і 2.15.

Таблиця 2.7 – Основні результати моделювання режимів роботи турбокомпресорної установки при утилізації тепла

$G_{w_{\text{УТ}}}$ , кг/с	$t_{w_{\text{УТН}}}$ , °C	$t_{w_{\text{УТК}}}$ , °C	$Q_{\text{УТ}}$ , кВт	$Q_{\text{ДХ}}$ , кВт	$V_1$ , м <sup>3</sup> /с	$L_{\text{эл}}$ , кДж/кг	$N_{\text{эл}}$ , кВт
2,22	18,0	101,2	775,1	576,8	4,225	302,15	1517,5
2,50	18,0	96,4	821,1	539,6	4,250	301,45	1523,0
2,78	18,0	92,0	861,0	507,4	4,272	300,88	1527,4
4,17	18,0	75,3	1000,4	393,9	4,333	299,17	1540,8
5,56	18,0	64,5	1083,4	325,9	4,365	298,31	1547,6
6,94	18,0	57,1	1138,5	280,7	4,383	297,79	1551,6
8,33	18,0	51,7	1177,7	248,5	4,397	297,45	1554,3
10,00	18,0	46,9	1212,1	220,2	4,407	297,15	1556,6
11,11	18,0	44,4	1230,0	205,5	4,413	297,01	1557,7
12,50	18,0	41,8	1248,3	190,5	4,418	296,86	1558,8

Крім введених раніше, в таблиці використані наступні позначення:

$Q_{\text{УТ}}$  – утилізована теплова потужність;

$Q_{\text{ДХ}}$  – теплова потужність, відведена в стисненого повітря в доохолоджуючому контурі;

$N_{\text{эл}}$  – електрична потужність, споживана електродвигуном компресора;

$L_{\text{эл}}$  – питомі затрати електроенергії на вироблення 1 кг стисненого повітря.

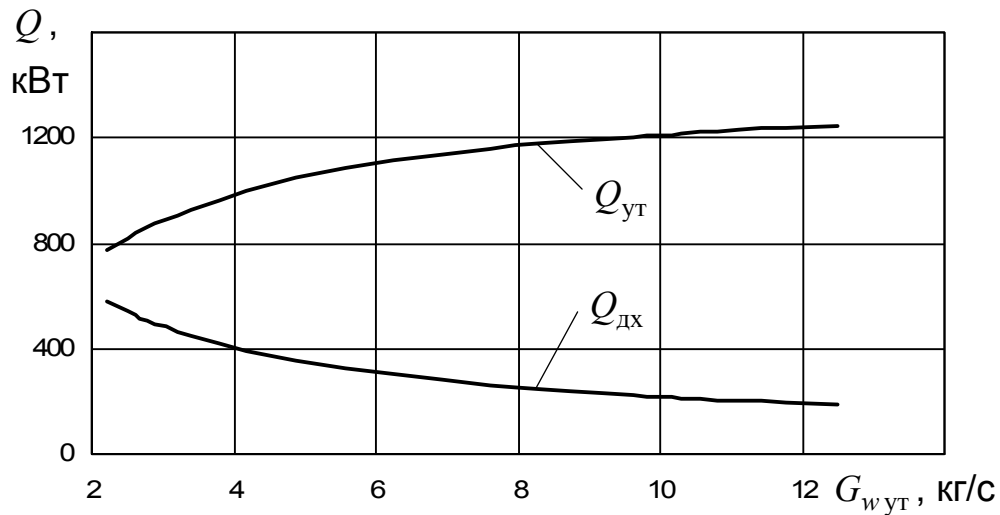


Рисунок 2.14 – Залежності теплових потужностей утилізаційного та доохолоджуючого контурів від витрати води в утилізаційному контурі

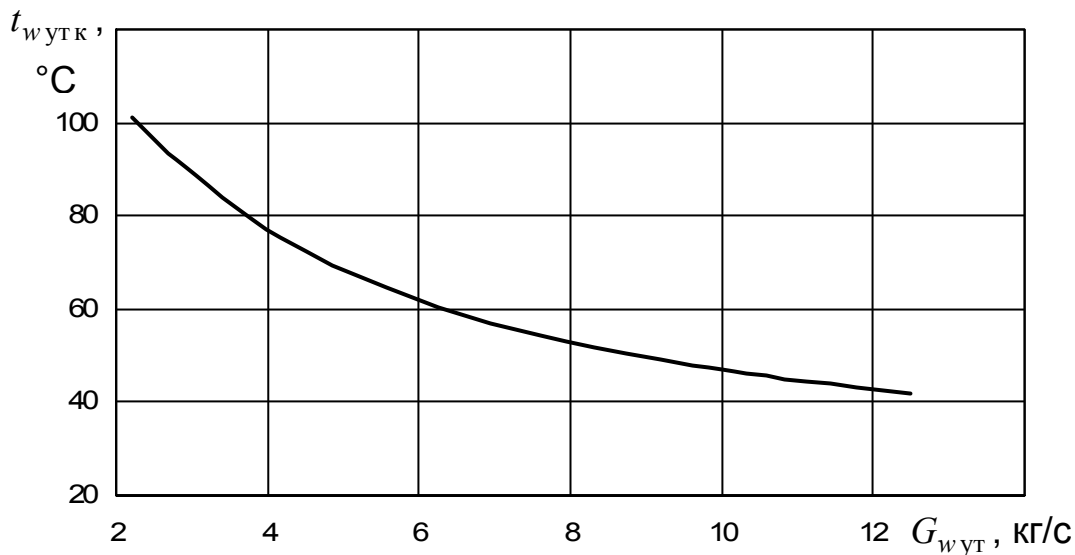


Рисунок 2.15 – Залежність кінцевої температури від витрати води в утилізаційному контурі

Результати моделювання показують, що, зменшуючи витрату води в утилізаційному контурі до 2,3 кг/с, в умовах турбокомпресора К-250-61-1 можна отримати гарячу воду з температурою понад 100°C, утилізувавши при цьому понад 800 кВт тепла, тобто біля 60% всього тепла, що відводиться від стисненого повітря. При збільшенні витрати води в утилізаційному контурі кількість утилізованого тепла збільшується, але зменшується кінцева температура води в цьому контурі. Тим не менше, воду з температурою 42 - 45°C, необхідною для системи гарячого водопостачання підприємства, можна отримати в кількості 10,5 - 12,5 кг/с, утилізувавши при цьому до 1250 кВт тепла, тобто до 85% всього тепла, що відводиться від стисненого повітря.

Аналіз також показує, що відсутність доохолоджуючої секції на першому ступені охолодження стисненого повітря призводить до деякого зниження на подачі турбокомпресора  $V_1$ , споживаної ним електричної потужності  $N_{\text{ае}}$  і питомих затрат електроенергії  $L_{\text{ае}}$ , але при витратах води в утилізаційному контурі більше 7,0 кг/с зміна цих показників вельми незначна, що надає засади рекомендувати розглянуту схему утилізації тепла до практичної реалізації.

### 2.4.3 Дослідженні ефективності теплонасосної утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря

В типовій системі охолодження компресорів температура охолоджуючої води залежить від температури і вологості атмосферного повітря і не може бути меншою, ніж температура повітря за мокрим термометром. На відміну від типової системи, у разі застосування теплонасосної технології (рис. 2.16) температура охолоджуючої води може бути істотно збільшена або знижена відносно температури атмосферного повітря шляхом відповідного вибору параметрів і регулювання теплових насосів. Від температури охолоджуючої води залежать витрати енергії як на отримання стиснутого повітря, так і на трансформацію тепла в тепловому насосі, причому вплив даного показника на показники ефективності повітряного компресора і теплового насоса носить різноспрямований характер.

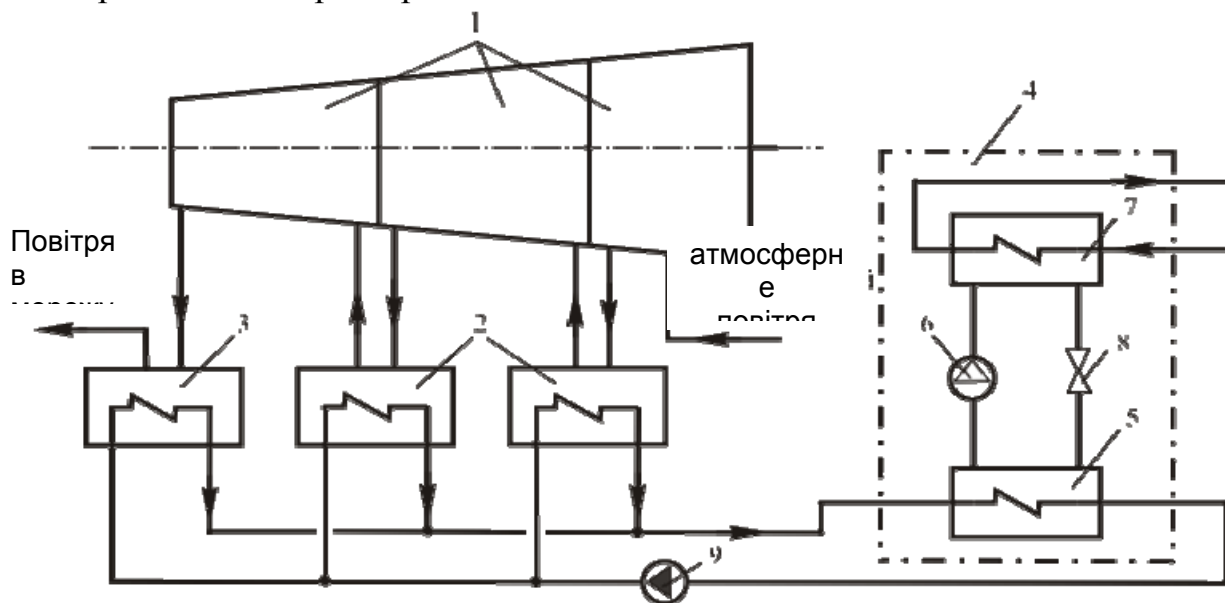


Рисунок 2.16 – Схема теплонасосної утилізації тепла турбокомпресорної установки: 1 – секції неохолоджуваних ступенів; 2, 3 – відповідно проміжні і кінцевий повітроохолоджувачі, 4 – тепловий насос; 5 – випарник; 6 – компресор; 7 – конденсатор; 8 – дросель; 9 – водяний насос

Тому в даному дослідженні за одну з основних задач було поставлене визначення таких температурних режимів контуру циркуляції охолоджуючої води, при яких досягається максимальна ефективність системи турбокомпресор – тепловий насос (ТКТН) в цілому.

Крім того, у зв'язку з дією трьохзонного часового тарифу оплати за спожиту електроенергію, з'ясовувалося також питання про раціональну тривалість (раціональний період) роботи теплового насоса протягом доби.

За показники ефективності системи ТКТН були прийняті вартість виробки  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря і прибуток від реалізації теплонасосної технології утилізації тепла  $\Pi$ .

При визначенні вартості виробки  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря враховувалися тільки ті елементи витрат, які залежать від температурного режиму контуру охолоджуючої води, тобто вартість електроенергії, споживаної приводами турбокомпресора  $C_{\text{ае.дс}}$  і теплового насоса  $C_{\text{ае.дт}}$ , вартість тепла, що виробляється,  $C_{\text{т}}$ , а також амортизаційні відрахування по теплонасосній установці  $C_{\text{ам.тн}}$  у зв'язку з реконструкцією системи охолодження турбокомпресора. Відповідно до цього, вартість виробки  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря:

$$c = \frac{C_{\text{ел.тк}} + C_{\text{ел.тн}} + C_{\text{ам.тн}} - C_{\text{т}}}{V_{\text{год}}}, \quad (2.78)$$

де  $V_{\text{год}}$  – об'єм виробленого стиснутого повітря за розглядуваний період (рік),  $\text{м}^3$ .

Прибуток  $\Pi$  від реалізації теплонасосної технології утилізації тепла визначався різницею вартостей річного вироблення повітря за звичайною технологією і технологією з теплонасосною утилізацією тепла

$$\Pi = (c_{\text{об}} - c_{\text{тн}})V_{\text{год}}, \quad (2.79)$$

де  $c_{\text{об}}$  і  $c_{\text{тн}}$  – вартість виробки  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря за звичайною технологією і за технологією з теплонасосною утилізацією тепла,  $\text{грн}/\text{м}^3$ .

При заданій температурі охолоджуючої води на вході у повітроохолоджувачі компресора (виході з випарника теплового насоса)  $t_{\text{w1}}$  задача розрахунку режимів роботи системи ТКТН розбивається на дві незалежні задачі – розрахунку режимів роботи турбокомпресора і теплового насоса.

Задача розрахунку режимів роботи турбокомпресора при заданому тиску повітря на вході і виході турбокомпресора, початковій температурі всмоктуваного повітря, витраті і температурі охолоджуючої води на вході у повітроохолоджувачі  $t_{\text{w1}}$  зводиться до визначення температур охолоджуючої води і повітря на виході з повітроохолоджувачів, температури охолоджуючої



води на виході компресорної установки  $t_{w2}$ , тиску і температур повітря на виході секцій неохолоджених ступенів (СНС), теплової потужності  $Q_x$ , що відводиться від повітря, що стискається, і електричної потужності, споживаної приводним двигуном компресора  $N_{\text{ае.дв}}$ .

Одержані в результаті розрахунку режиму роботи турбокомпресора величини  $t_{w2}$  і  $Q_x$  є початковими для розрахунку режимів роботи і енергетичних показників теплового насоса.

Задача розрахунку режимів роботи теплового насоса при заданих  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ,  $Q_x$  і температурі води  $t_{h2}$ , що готується для системи гарячого водопостачання підприємства, полягає у визначенні параметрів термодинамічного циклу, а також електричної потужності, споживаної приводним двигуном компресора теплового насоса  $N_{\text{эл.тн}}$ , теплопродуктивності теплового насоса  $Q_T$  і коефіцієнта трансформації тепла  $k_{\text{тр}}$ .

Моделювання режимів роботи системи ТКТН при різних температурах охолоджуючої води  $t_{w1}$ , варійованої в діапазоні від 5 до 30°C, проводилося для турбокомпресора К–250–61–5 при наступних умовах: тиск атмосферного повітря  $p_0 = 0,1$  МПа; його температура  $t_0 = 15^\circ\text{C}$ ; кінцевий тиск стиснутого повітря (абсолютний)  $p_k = 0,9$  МПа; витрата охолоджуючої води на кожний повітроохолоджувач  $G_w = 11,0$  кг/с. Температура води, що віддається в систему гарячого водопостачання, була прийнята рівною  $t_{h2} = 50^\circ\text{C}$ ; мінімальні температурні напори у випарнику і конденсаторі відповідно  $\Delta t_{w2} = 5^\circ\text{C}$  і  $\Delta t_{h2} = 5^\circ\text{C}$ ; ізоентропний ККД компресора теплового насоса  $\eta_{s\text{тн}} = 0,75$ , його механічний ККД  $\eta_{m\text{тн}} = 0,97$ , а ККД приводного електродвигуна  $\eta_{\text{эл.тн}} = 0,94$ ; холодоагент – R134a. При розрахунку вартості споживаної електроенергії враховувалася оплата за трьохзонним часовим тарифом: при роботі в пільговий (нічний) період (тривалістю 7 годин) – 0,10898 грн/кВт·год, в напівпіковий період (10 годин) – 0,46462 грн/кВт·год, в піковий період (7 годин) – 0,78462 грн/кВт·год. Вартість тепла була прийнята рівною 350 грн/Гкал.

Дослідження питання про раціональну тривалість роботи теплового насоса протягом доби було проведено для режиму установки, що відповідає температурі охолоджуючої води  $t_{w1} = 20^\circ\text{C}$ . За результатами розрахунків на рис. 2.17 побудовано графіки залежностей вартості електроенергії, спожитої приводним електродвигуном теплового насоса  $C_{\text{эл.тн}}$ , вартості виробленого тепла  $C_T$ , амортизаційних відрахувань по теплонасосній установці  $C_{\text{ам.тн}}$  і одержуваного прибутку  $\Pi$  від числа годин  $\tau$  роботи теплового насоса протягом доби. Перша 7-годинна ділянка графіків відповідає періоду дії

пільгового тарифу. Друга ділянка тривалістю 10 ч відповідає тарифу оплати за споживану електроенергію в напівпіковий період, а третій (тривалістю 7 ч) – тарифу оплати в піковий період завантаження електромережі.

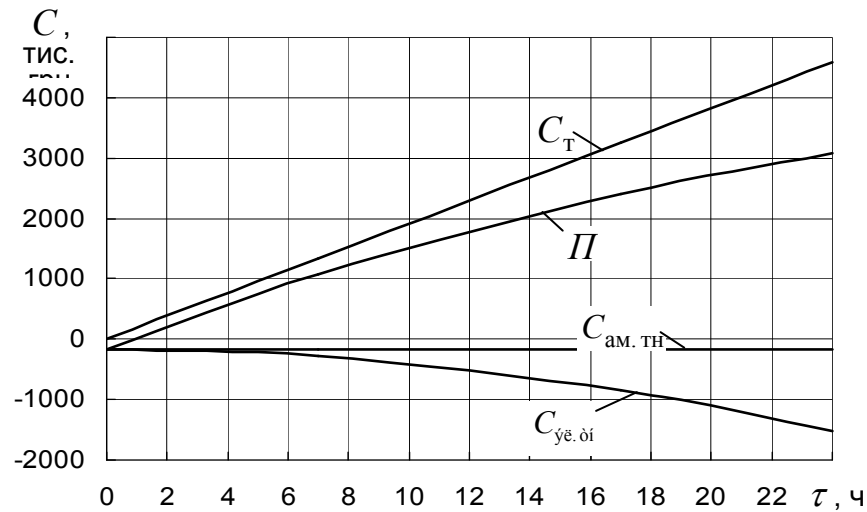


Рисунок 2.17 – Залежність вартісних показників теплонасосної утилізації тепла від числа годин роботи установки за добу

З рис. 2.17 видно, що, не дивлячись на значну різницю в тарифах за спожиту електроенергію в пільговий і піковий періоди, із збільшенням тривалості роботи теплового насоса прибуток, одержуваний від реалізації виробленого тепла, зростає і досягає найбільшого значення при цілодобовій роботі теплового насоса. Тому цілодобовий режим роботи теплового насоса слід визнати за найраціональніший.

Вплив температури охолоджуючої води  $t_{w1}$  на енергетичні і вартісні показники роботи системи ТКТН показано на рис. 2.18 – 2.20. При визначенні вартісних показників режим роботи теплового насоса приймався цілодобовим.

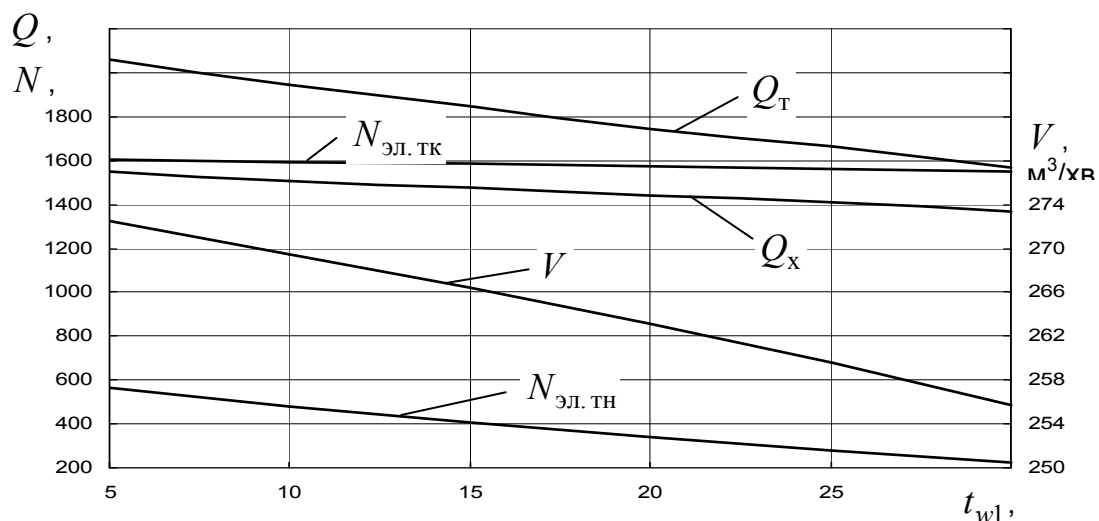


Рисунок 2.18 – Залежність енергетичних показників системи ТКТН від  $t_{w1}$

На рис. 2.18 показано вплив  $t_{w1}$  на подачу повітряного компресора  $V$  і енергетичні показники системи ТКТН: теплопродуктивність теплового насоса  $Q_T$ , теплову потужність, що відводиться від охолодженого повітря  $Q_X$ , електричну потужність, споживану приводними двигунами компресора теплового насоса  $N_{\text{ае.оі}}$  і повітряного турбокомпресора  $N_{\text{ае.оє}}$ . З рисунку видно, що при зниженні  $t_{w1}$  всі ці величини зростають. Зростання кількості тепла  $Q_X$ , що відводиться від стиснутого повітря, обумовлено більш глибоким його охолодженням і збільшенням подачі компресора  $V$ . У свою чергу, збільшення  $Q_X$ , сприяє зростанню теплопродуктивності  $Q_T$  і електричній потужності  $N_{\text{ае.оі}}$ , споживаної приводом компресора теплового насоса. Зростання останньої значною мірою обумовлено також зниженням коефіцієнта трансформації тепла теплового насоса  $k_{\text{тр}}$  при зниженні температури  $t_{w1}$  (рис. 2.19).

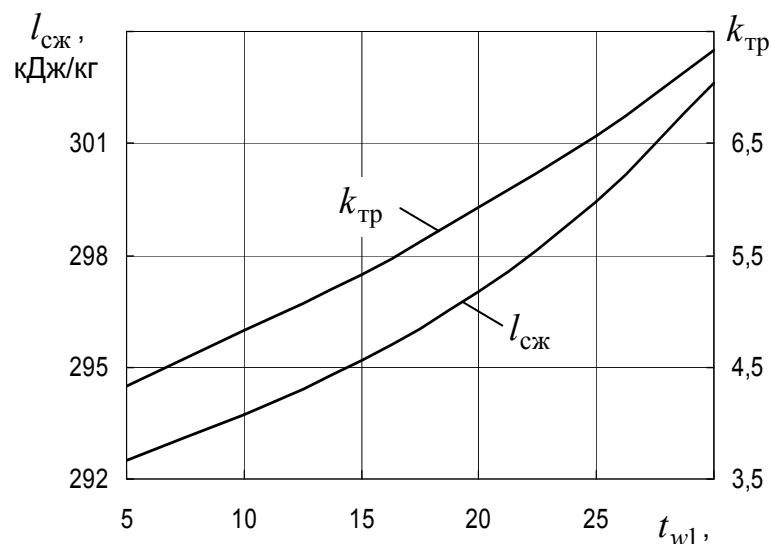


Рисунок 2.19 – Залежність показників енергетичної ефективності компресора і теплового насоса від  $t_{w1}$

З рис. 2.19 також видно, що при зростанні температури низькопотенційного джерела тепла  $t_{w1}$  до  $30^{\circ}\text{C}$  коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса підвищується до 7,0, що є вельми високим значенням. Збільшення подачі повітряного компресора приводить також до деякого збільшення потужності  $N_{\text{ае.оє}}$ , споживаної його електродвигуном, хоча питомі витрати енергії  $l_{\text{пo}}$ , що доводяться на  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря, при зниженні температури  $t_{w1}$  зменшуються. Величина утилізованої теплової потужності в умовах турбокомпресора К-250-61-5 складає 1400–1550 кВт, а теплопродуктивність теплового насоса – 1600–2100 кВт.

Вплив  $t_{w1}$  на ефективність отримання стиснутого повітря і роботу системи ТКТН наведено на рис. 2.20.

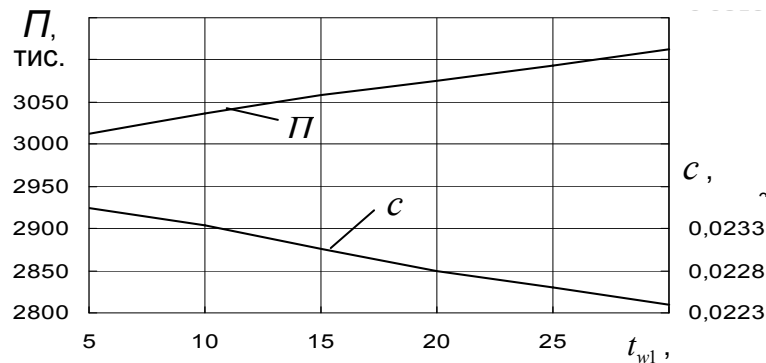


Рисунок 2.20 – Залежність прибутку  $P$  від роботи системи ТКТН і вартості вироблення  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря  $c$  від  $t_{w1}$

З рис. 2.20 виходить, що із збільшенням  $t_{w1}$  вартість вироблення  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря зменшується, а прибуток від роботи системи ТКТН зростає. Не дивлячись на те, що зростання  $t_{w1}$  призводить до збільшення роботи турбокомпресора і зниження його продуктивності, прибуток від реалізації тепла, вироблюваного тепловим насосом, зростає, сприяючи зменшенню вартості отримання  $1 \text{ м}^3$  стиснутого повітря. Це дозволяє зробити висновок про доцільність застосування теплонасосної технології для утилізації тепла стиснутого повітря турбокомпресорів. Але при цьому слід пам'ятати, що прагнення підвищити  $t_{w1}$  і, відповідно, ефективність роботи теплового насоса, приводить до зменшення продуктивності турбокомпресора, що може позначитися на нормальній роботі споживачів стиснутого повітря.

Таким чином, результати моделювання показують, що, якщо стиснуте повітря і тепло у вигляді гарячої води розглядати як рівноправні продукти, то можна рекомендувати здійснювати охолодження стиснутого повітря при більш високих температурах охолоджуючої води  $t_{w1}$  (до  $30 - 35^\circ\text{C}$ ), ніж при охолодженні за типовою схемою. Але, оскільки основним призначенням компресорної установки є вироблення стиснутого повітря, то слід, мабуть, віддати перевагу таким режимам роботи установки, при яких температура охолоджуючої води не була б вище, ніж у разі охолодження повітря за типовою схемою (тобто при  $t_{w1}$  на рівні  $25 - 30^\circ\text{C}$ ). Економічний ефект від застосування теплонасосної технології утилізації тепла в цьому випадку все одно значний – до  $3,0 - 3,2$  млн грн на рік.

Ще одним важливим достоїнством даної технології є замкнутість контуру циркуляції охолоджуючої води, що забезпечує відсутність утворення накипу на поверхнях теплообмінних трубок і призводить до істотного збільшення термінів міжремонтного обслуговування і зниження витрат на ремонт повітроохолоджувачів.

## РОЗДІЛ 3

### СТВОРЕННЯ ПРИНЦИПІВ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ПІДЗЕМНИХ ВОД ДЛЯ ОПАЛЕННЯ І ВОДОПОСТАЧАННЯ

#### 3.1 Використання теплової енергії підземних вод

Підземні води є у багатьох місцях надр землі, вони мають достатньо стабільну температуру у діапазоні від 7 до 12 °С протягом всього року. За допомогою теплових насосів можна використовувати тепло підземних вод шляхом буріння свердловин. У свердловинах розміщують одно- або багатоступеневі водяні насоси, які подають її у випарник ТН-установки. Охолоджена вода з випарника повертається через свердловини знову під землю. Забір і повертання води повинно відбуватись у напрямку підземного руху ґрунтових вод з метою виключення “байпасування” потоку. Між водозабірними і нагнітальними пристроями повинна додержуватись відповідна відстань, щоб виключити зниження температури води, що подається в ТНУ. Для невеликих об'ємів подаваної води (індивідуальне квартирне житло) відстань між подаючими і приймальними свердловинами повинна бути не менше 5 м. Підземна вода, в залежності від конструкції системи, початкової температури води, охолоджується у випарнику ТНУ максимально на 5 °С. Для крупних теплонасосів необхідні витрати підземної води значно вищі, тому глибина і діаметр свердловин вище. Кількість водоподаючих і водоприймальних свердловин може бути від однієї до десятків. З метою виключення взаємного впливу, відстань між водозабірними і нагнітальними свердловинами повинна бути не менше 50 – 80 м, а відстань між однотипними свердловинами – не менше 30 – 50 м. Рекомендується виконувати свердловини реверсивними, тобто з можливістю перевертання водозабірної свердловини у нагнітальну через кожен рік експлуатації для очищення фільтрів, що встановлені перед глибинними насосами, зворотним потоком води. Підведення і відведення підземної води до теплового насосу повинні бути захищені від замерзання і прокладатись з ухилом до свердловини.

Великим недоліком теплових насосів, що працюють на підземних водах, є висока вартість робіт з обладнання свердловин, підводу і відводу низько потенціальної теплоти. Окрім цього, залежно від якості підземних вод, необхідно передбачити заходи щодо захисту системи забезпечення низькотемпературного джерела теплоти від корозії і відкладень, особливо від окислів заліза. Необхідно врахувати вимоги, іноді досить жорсткі, місцевих адміністрацій у питаннях організації скидання стічних вод.

### 3.2 Основні параметри водопостачання і опалення від джерела підземних вод

У зимовий період виникає дефіцит теплової енергії у багатьох населених пунктах для опалення житлових і виробничих приміщень, а дефіцит водопровідної води збільшується з кожним роком. Тому використання теплоти підземних вод для водопостачання і опалення на базі теплових насосів є актуальною задачею. Позитивним ефектом є те, що забезпечується можливість застосування очищеної води на виході із випарника ТНУ як питної води для споживання (рис. 3.1)

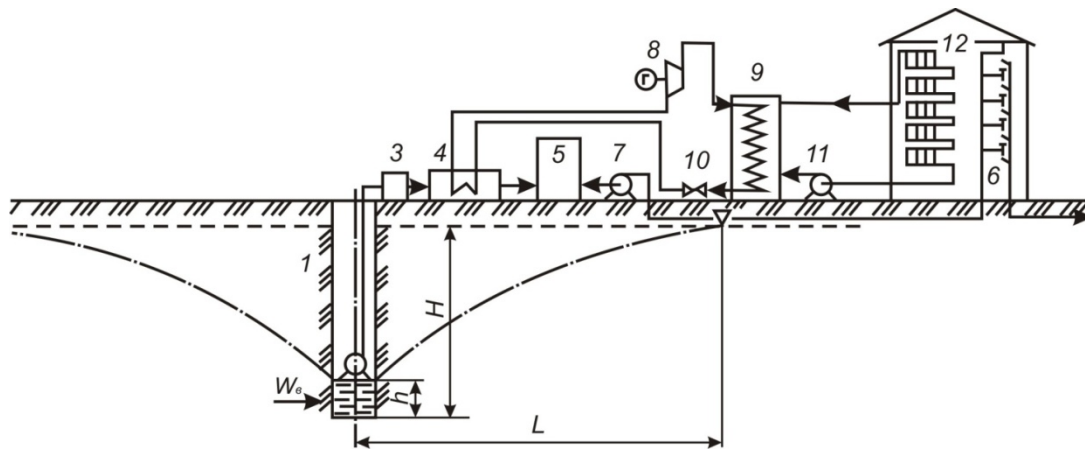


Рисунок 3.1 – Система опалення і водопостачання з використанням підземних вод: 1 – свердловина; 2,7,11 – насоси; 3 – модуль водоочищення; 4 – випарник ТНУ; 5 – бак; 6 – лінія водопостачання; 8 – компресор; 9 – конденсатор; 10 – дросельний вентиль; 12 – радіатори опалення

Насос 2 відкачує підземну воду із свердловини 1 і відправляє її в модуль очищення 3, далі у випарник 4, де підземна вода охолоджується приблизно з 14 до 4 °С, пізніше у бак 5 чистої води, яка подається у лінію водопостачання 6. Одночасно через випарник 4 циркулює холодний агент, який під впливом свого випарювання забирає теплоту від підземної води. Компресор 8 відкачує утворені пари холодильного агента (фреона) із випарника при тисковій насичення, стискує їх до тиску конденсації і направляє у конденсатор 9, де відбувається передача теплоти конденсації, яка витрачається на нагрівання води. Нагріта вода із конденсатора 9 подається у опалювальні пристрої 12 насосом 11 контуру теплового споживача

$$W_с = Q_с \cdot \rho_с \quad (3.1)$$

$W_с$  – масові витрати підземної води, кг/с;

$Q_с$  – об'ємні витрати підземної води, м<sup>3</sup>/с;

$$Q_e = \Pi(H^2 - h^2)\lambda / [\ln(L \cdot r)] \quad (3.2)$$

$H$  – глибина свердловини, м;

$h$  – потужність горизонту підземної води, м;

$\lambda$  – прийняті значення коефіцієнта фільтрації,  $\lambda = 10^{-5}$ ,  $\lambda = 0,5 \cdot 10^{-5}$ ,  $\lambda = 10^{-6}$ , і відповідають таким типам шарів породи: супісок, суглинок, глина [47];

$L$  – радіус депресійної воронки, м;

$$L = 3000(H - h)\lambda^{-2}$$

$r$  – радіус свердловини,  $r = 0,075, 0,150, 0,300$  м, приймається із [46];

$\rho$  – щільність підземної води,  $\text{кг/м}^3$

Теплова потужність, яка відбирається від потоку підземної води у випадку теплового насоса:

$$N = W_e \cdot C_p \cdot \Delta t \quad (3.3)$$

$C_p$  – теплоємність підземної води,  $\text{кДж}/(\text{кг К})$ ;

$\Delta t$  – гранична величина охолодження води у випарнику, приймається

$$\Delta t = t_e^{\text{ex}} - t_e^{\text{inx}} = 14 - 4 = 10^\circ\text{C}$$

$t_a^{\text{in}}, t_a^{\text{ex}}$  – температура підземної води на вході і виході із випарника,  $^\circ\text{C}$

Результати розрахунків наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Розрахункові параметри теплової потужності  $N$ , об'ємних витрат підземної води  $Q_e$  і співвідношення радіусів  $L/r$

Показники	$H = 100 \text{ м}$			$H = 80 \text{ м}$			$H = 60 \text{ м}$		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III
$L, \text{ м}$	960	625	280	740	510	230	545	380	166
$r = 0,075$									
$N, \text{ кВт}$	1392	728	166	926	482	107	524	280	61
$\ln(L/r)$	9,5	9,1	8,3	9	8,7	8,2	9	8,6	7,8
$W_e \cdot 10^3, \text{ кВт}$	32	17,5	3,7	21	11,6	2,45	12,4	6,7	1,48
$r = 0,15$									
$N, \text{ кВт}$	1510	780	178	990	520	117	580	301	70
$\ln(L/r)$	8,7	8,31	7,6	8,5	8,15	7,4	8,1	7,78	7,1
$W_e \cdot 10^3, \text{ кВт}$	37	18,5	4,25	23,3	12,5	2,8	13,8	7	1,7
$r = 0,3$									
$N, \text{ кВт}$	1620	869	194	1078	572	125	662	335	77
$\ln(L/r)$	8	7,7	6,9	7,8	7,5	6,5	7,4	7,2	6,4
$W_e \cdot 10^3, \text{ кВт}$	38,5	20,5	4,7	24,9	13,7	3,1	15,8	8	1,9

\*\*\*Примітка: результати розрахунків виконані при  $\lambda = 10^{-5}$  (I),  $\lambda = 0,5 \cdot 10^{-5}$  (II),  $\lambda = 10^{-6}$  (III),  $h = 5,2 \text{ м}$

Прийmemo як випарник теплового насосу випарник моделі 320П, що має площу поверхні теплообміну  $S = 320 \text{ м}^2$  і коефіцієнт теплопередачі  $\varphi = 0,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$  при температурному режимі  $t = 6 \text{ }^\circ\text{С}$ , що відповідає щільності теплового потоку  $d = 3 \text{ кВт}/\text{м}^2$  [48].

Теплова потужність випарника 320П

$$N = d \cdot F = 3 \cdot 320 = 960 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Величина охолодження підземної води у випарнику

$$\Delta t = t_g^{\text{ex}} - t_g^{\text{in}} = 14 - 4 = 10 \text{ }^\circ\text{С}$$

Згідно формули (3.4), визначимо необхідні видатки підземної води:

$$W_g = N / (C_p \cdot \Delta t) = 960 / (4,2 \cdot 10) = 22,9 \text{ кг} / \text{с}$$

Температура робочого агента (фреона), що кипить у випарнику, одержимо з рівняння [49].

$$D = C_g (t_g^{\text{ex}} - t_g^{\text{in}}) / C_{\text{min}} (t_g^{\text{ex}} - T_\phi) \quad (3.5)$$

$D$  – термодинамічна ефективність (враховує співвідношення фактичного теплового потоку у даному теплообміннику до максимально можливого теплового потоку в ідеальному теплообміннику, який в нашому випадку відповідає теплообміннику протитічного типу з безконечно великою витратною теплоємністю холодильного агента, так як його температура у випарнику ТНУ не змінюється);

$C_g$  – витратна теплоємність підземної води;

$$C_g = C_p W_g \quad (3.6)$$

$C_{\text{min}}$  – мінімальна витратна теплоємність;

$t_\phi$  – температура киплячого фреона.

Враховуючи те, що для кожного випадку  $C_g = C_{\text{min}}$ , тоді

$$D = (t_g^{\text{ex}} - t_g^{\text{in}}) / (t_g^{\text{ex}} - T_\phi) \quad (3.7)$$

звідсіля знайдемо:

$$T_\phi = t_g^{\text{ex}} - (t_g^{\text{ex}} - t_g^{\text{in}}) / D,$$

де для випарника 320 П:

$$D = 1 - \exp \left[ -\varphi F / (C_{(p)} \cdot W_g) \right] \quad (3.8)$$

З використанням значень  $\varphi, F, C_{(p)}, W_g$  визначемо з рівняння (3.8) ефективність теплообмінника, яка дорівнює в кожному випадку  $D = 0,8$ .

Результати розрахунку, які наведені у графічному вигляді (рис. 3.2) показують, що витрати підземної води з бурової свердловини знаходяться близько до квадратичної залежності від напору  $G_{(g)} = H - h$ , що пов'язано з ламінарним режимом вільного (під дією гравітації) руху підземних вод через розглядаємий шар порід. При цьому величина витрат води пропорційна



коефіцієнту фільтрації при ламінарному режимі течії згідно з законом Дарсі, а вплив величини радіуса свердловини на величину витрат незначний. Наведені графіки дають можливість визначити, виходячи із заданої теплової потужності ТНУ, необхідну глибину бурової свердловини  $H$  при достатній глибині  $h$  і кількості свердловин у разі обмеження допустимої глибини однієї свердловини.

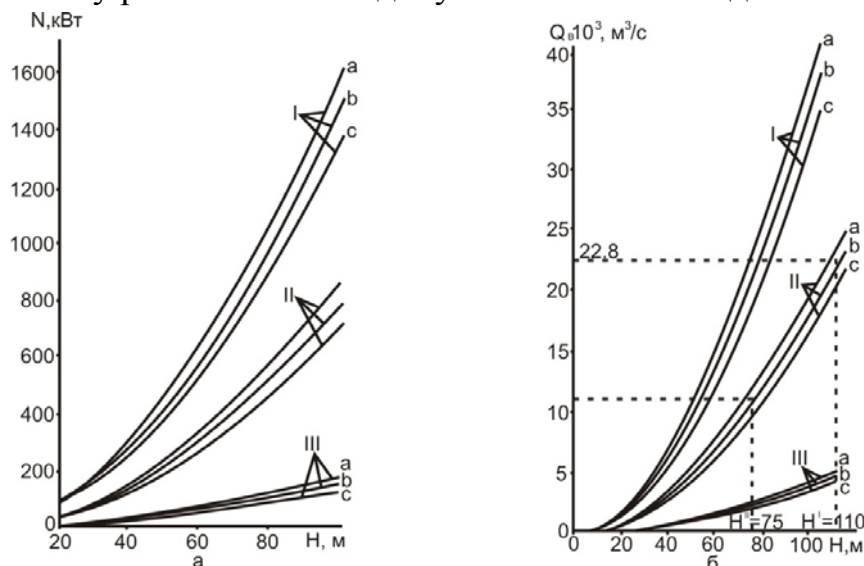


Рисунок 3.2 – Залежність теплової потужності  $N$  (а) і об'ємних витрат підземної води  $Q_v$  (б) від  $H$  при різних коефіцієнтах фільтрації  $\lambda$ , м/с: I –  $10^{-5}$  (супісок); II –  $0,5 \cdot 10^{-5}$  (суглинок); III –  $10^{-6}$  (глина) і різних радіусах  $r$ , м:  $a = 0,3$ ;  $b = 0,15$ ;  $c = 0,075$

З рівняння (3.7) знаходимо температуру кипіння фреону у випарнику  $t_{\phi} = 1,5$  °С і з графіка (рис. 3.2 б) знаходимо необхідну глибину бурової свердловини  $H$  при відомому рівні води в ній  $h = 5$  м (що відповідає  $Q_v = 22,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ), яка забезпечує необхідні видатки води  $W_v$ .

Враховуючи характер шарів породи і геометричний розмір свердловини  $r$  знайдемо глибину свердловини  $H$ . Наприклад, для шару породи (суглинок), коефіцієнт фільтрації якого дорівнює  $\lambda = 0,5 \cdot 10^{-5}$  [49], при радіусі свердловини  $r = 0,15$  м бачимо, що для підтримання видатків підземної води на рівні  $W_v = 22,9$  кг/с необхідно, щоб глибина першої свердловини була  $H = 110$  м. У разі використання двох свердловин ( $W_v = 11,4$  кг/с) необхідна глибина  $H^{\text{II}} = 75$  м, а для трьох свердловин ( $W_v = 7,6$  кг/с) глибина складе  $H^{\text{III}} = 60$  м тощо.

Коефіцієнт перетворення  $\wp$  випарника теплонасосної установки визначимо з формули

$$\wp = q_k / A_{cm}, \quad (3.9)$$

$q_k$  – теплота конденсації і перегріву пари;

$A_{cm}$  – робота стиснення агента;

Коефіцієнт перевертання можна також визначити з циклу ТНУ, відображеному на рис. 3.3 з діаграми Р-п.

В якості холодильного агента для ТНУ, що вибирається за прийнятим тиском конденсації  $P_k = 1,1-1,2$  МПа при температурі конденсації  $t_k = 70$  °С, прийємо фреон-142 (R-142).

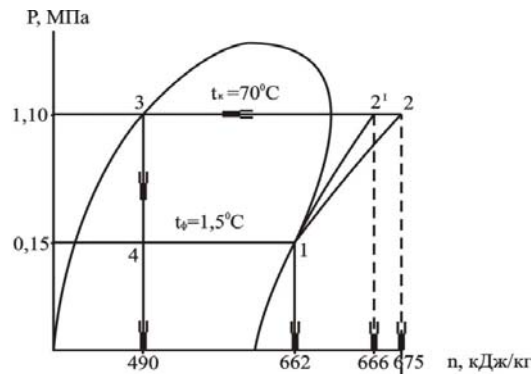


Рисунок 3.3 – Діаграма Р-п циклу теплонасосної установки

На основі розрахунку циклу ТНУ для визначеного агента R-142 одержимо наступні значення: розрахункова температура кипіння агента складає  $t_\phi = 1,5$  °С; температура конденсації R-142  $t_k = 70$  °С повинна забезпечити підігрівання води до  $T = 65-68$  °С; коефіцієнт корисної дії компресора  $\eta_k = 0,85$ ; лінія 3-4 відповідає умові  $n=const$ , лінія 1-2 –  $S = const$ ;

$$\varphi = (n_2 - n_3) / (n_2 - n_1) = (675 - 490) / (675 - 622) = 3,5, \text{ де } n_2 - n_1 = (n_2^I - n_1) / \eta_k$$

Видатки холодильного агента

$$Q_o = N / (n_1 - n_4) = 960 / (622 - 490) = 7,3 \text{ кг} / \text{с}$$

Теплова потужність конденсатора, яка передається у контур теплопостачання:

$$N_k = Q_o (n_2 - n_3) = 7,3 (675 - 490) = 1350 \text{ кВт} \quad (3.10)$$

Електрична потужність електродвигуна компресора, яка втрачається на стискання фреону R-142

$$\Phi_e = Q_o (n_2 - n_1) = 7,3 (675 - 622) = 390 \text{ кВт} \quad (3.11)$$

Теплова потужність випарника, який відбирає тепло від підземної води:

$$N_e = Q_o (n_1 - n_4) = 7,3 (622 - 490) = 960 \text{ кВт} \quad (3.12)$$

Отже, значення теплової потужності випарника, яка визначена із циклу ТНУ і за формулами (3.3) і (3.4) співпадають, що підтверджує про правильність розрахунків.

Потужність електродвигуна насоса 2 (рис. 3.1), що відкачує підземну воду із свердловини глибиною 110 м:

$$N_H^{110} = Q_e \cdot \Delta P^{110} / (1000 \cdot \eta_k) = 0,0229 \cdot 11 \cdot 10^5 / (1000 \cdot 0,85) = 30 \text{ кВт} \quad (3.13)$$

$\Delta P^{110}$  – перепад тиску, що відповідає  $H^I = 110$  м,  $\Delta P^{110} = 11 \cdot 10^5$  Па.

У разі використання трьох свердловин, необхідна глибина яких  $H^{III} = 60$  м (рис. 3.3), сумарна потужність трьох електродвигунів складе

$$N_H^{60} = Q_e \cdot \Delta P^{60} / (1000 \cdot \eta_k) = 0,0229 \cdot 6 \cdot 10^5 / (1000 \cdot 0,85) = 16 \text{ кВт} \quad (3.14)$$

Отже, у нашому випадку, використання декількох неглибоких свердловин дозволяє зекономити на витратах електроенергії для відкачування підземної води майже у два рази.

Визначимо кількість квартир  $k$ , які можна забезпечити теплом, якщо попередньо прийняти, що для опалення однієї квартири необхідна теплова потужність 3 кВт:

$$k = N_k / N_{кв} = 1350 / 3 = 450 \quad (3.15)$$

що відповідає можливості опалення трьох 150-квартирних будинків.

Для оцінки економічної ефективності розглянутих пропозицій необхідно порівняти вартість традиційних тепло – і водопостачання із вартістю тепло – і водопостачання на основі вищенаведених пропозицій. Для цього розрахуємо сумарні річні витрати на виробництво тепла  $\hat{A}_T^P$  і води  $\hat{A}_A^D$  установкою з витратою підземної води  $Q_e = 22,9$  кг/с:

$$\begin{aligned} B_T^P &= Z_T^P + C_T \Theta_H \\ B_B^P &= Z_B^P + C_B \Theta_H \end{aligned} \quad (3.16)$$

$C_T, C_A^P$  – річні експлуатаційні витрати на вироблення тепла і води, дол. США;

$C_T, C_A$  – вартість установки теплопостачання (включаючи вартість ТНУ і бурової свердловини з насосом) і водопостачання (включаючи водопідготовчу установку);

$\Theta_H$  – нормативний коефіцієнт амортизації (приймаємо  $\Theta_H = 0,1$ ).

Річні експлуатаційні витрати на виробництво тепла

$$Z_T^P = N_{el}^T \cdot C_{el}^T \cdot T_{річн} + 12 n_{люд}^T \cdot Z_{люд} = 420 \cdot 0,02 \cdot 8760 + 12 \cdot 5 \cdot 200 = 74800 \text{ дол} / \text{рік}$$

де  $N_{el}^T = \Phi_e + N_H = 390 + 30 = 420 \text{ кВт}$ ;

$C_{el}^T$  – вартість 1 кВт·г (0,02);

$T_{\delta^{2:i}}$  – кількість годин роботи протягом року,  $T_{\delta^{2:i}} = 8760$  годин;

$n_{\delta^{2:i}}^{\dot{}}$  – кількість людей, що обслуговують установку,  $n_{\delta^{2:i}}^{\dot{}} = 5$ ;

$Z_{\delta^{2:i}}$  – заробітна плата однієї людини в місяць,  $Z_{\delta^{2:i}} = 200$  дол. США

Сумарні річні витрати на установку теплопостачання, дол/рік:

$$B_T^P = Z_T^P + C_T \Theta_H = 74800 + 0,1 \cdot 5 \cdot 10^5 = 125 \cdot 10^3 \text{ дол} / \text{рік}$$

Тоді питомі витрати  $\hat{A}_{\delta^{2:i}}^D$  на вироблення тепла складуть:

$$B_{ТП}^P = B_T^P / (N_k \cdot T_{річн}) = 125 \cdot 10^3 / (1350 \cdot 8760) = 1,05 \cdot 10^{-2} \text{дол} / \text{кВт} \cdot \text{г} = 3 \text{дол} / \text{МДж}$$

Річні експлуатаційні витрати на виробництво водопровідної води, дол/рік:

$$3_B^P = N_{ел}^B \cdot C_{ел}^B \cdot T_{річн} + 12n_{люд}^B \cdot Z_{люд} = 30 \cdot 0,02 \cdot 8760 + 12 \cdot 5 \cdot 200 = 17250 \text{дол} / \text{рік}$$

де  $N_{ел}^B$  – потужність електродвигуна водопідготовчої установки,  $N_{ае}^A = 30$  кВт.

Сумарні річні витрати на установку водопостачання, дол/рік:

$$B_B^P = 3_B^P + C_B \Theta_H = 17250 + 0,1 \cdot 10^5 = 272500 \text{дол} / \text{рік}$$

Тоді питомі витрати  $B_{ВВ}^P$  на вироблення водопровідної води, дол/м<sup>3</sup>:

$$B_{ВВ}^P = B_B^P / (Q_B^P \cdot C_e^B \cdot T_{річн}) = 272500 / (22,9 \cdot 3,6 \cdot 8760) = 0,038 \text{дол} / \text{м}^3$$

Економічний ефект від тепlopостачання на основі вищенаведеної технології використання підземних вод складе, дол/рік:

$$E_T^P = (B_{ТК}^P - B_{ТП}^P) N_K \cdot T_{річн} \cdot C_{ел}^T = (5 - 3) 1350 \cdot 8760 \cdot 3,6 = 81 \cdot 10^3 \text{дол} / \text{рік}$$

$\hat{A}_{ОЕ}^P$  – вартість тепlopостачання від котельної,  $\hat{A}_{ОЕ}^P = 5$  дол/МДж.

Економічний ефект від водопостачання по наведеному методу за рік, дол./рік:

$$E_B^P = (B_{ВК}^P - B_{ВВ}^P) Q_B \cdot T_{річн} \cdot C_{ел}^B = (0,100 - 0,038) \cdot 22,9 \cdot 3,6 \cdot 8760 = 43 \cdot 10^3 \text{дол} / \text{рік}$$

$\hat{A}_{АЕ}^P$  – вартість водопровідної води,  $\hat{A}_{АЕ}^P = 0,1$  дол/м<sup>3</sup>.

Економія від водопостачання за період  $T$  експлуатації установки, дол:

$$\Delta B_B = E_B^P \cdot T = 43 \cdot 10^3 \cdot 10 = 450 \cdot 10^3 \text{дол}$$

а економія від тепlopостачання за термін експлуатації установки

$$\Delta B_T = E_T^P \cdot T = 81 \cdot 10^3 \cdot 10 = 810 \cdot 10^3 \text{дол}$$

Загальна економія від використання установки тепло — і водопостачання на підземних водах за час її експлуатації:

$$\Delta B = \Delta B_T + \Delta B_B = 810 \cdot 10^3 + 450 \cdot 10^3 = 1,26 \cdot 10^6 \text{дол}$$

Таким чином, тепло- і водопостачання від джерела підземних вод показує достатньо високу економічну ефективність даного методу практичного використання.

Це особливо актуально для населених пунктів, які визначаються циркуляцією підземних вод поблизу поверхні землі.

Одночасно з виробленням тепла і водопровідної води запропонований метод дозволяє запобігти підтопленню жилих будинків і підприємств приповерхневими водами, особливо в період паводка, що дає додатковий економічний ефект.

### **3.3 Підвищення енергетичної ефективності систем тепlopостачання за рахунок вибору раціональних параметрів та управління режимами роботи теплових насосів**

#### **3.3.1 Особливості функціонування теплових насосів в системах тепlopостачання**

Теплова і електрична енергія – необхідна умова життєдіяльності людини й створення сприятливих умов її побуту. Але з її виробництвом пов'язані великі проблеми. По-перше, необхідно здобувати енергоносії, що дорого й інколи важко. По-друге, для виробництва тепла і електроенергії необхідно спалювати паливо, а це спричиняє за собою значні викиди в атмосферу шкідливих речовин і витрати великої кількості кисню. Тому необхідно застосовувати альтернативні джерела енергії і установки, вплив яких на навколишнє середовище не такий значний.

До таких установок й відносяться теплові насоси (ТН). Теплові насоси є одним з найперспективніших видів обладнання для створення систем тепло- та холодопостачання завдяки можливості використання теплоти навколишнього середовища [50, 51]. Як джерело вони використовують природну відновлювану низькопотенційну теплову енергію навколишнього середовища. Як джерело може бути вода, повітря, ґрунт, стічні води, вентиляційне повітря та інші енергоносії, температура яких знаходиться в межах від 4 до 12 °С.

В тепловому насосі робочим тілом виступають низькотемпературні рідини, такі як фреони, аміак й інші хладагенти. Їх вибір залежить від виду конструкції машини і екологічності.

Теплові насоси – один з перспективних напрямів в області тепло- і холодопостачання. Це обумовлено наступним.

На сучасних ТЕС для вироблення теплової енергії необхідно спалювати органічне паливо, запаси якого на планеті скорочуються. Старі родовища вже практично вичерпані, а розробка нових – дуже дорогий захід.

Другим несприятливим чинником спалювання палива є значні викиди в атмосферу шкідливих газів: окисли азоту, вуглекислого газу, чадного газу, оксидів сірки і багатьох інших. Саме це істотно впливає на навколишнє середовище, живі організми, клімат, атмосферу.

На це можна сказати, що в першу чергу теплові насоси виконують екологічну функцію, оскільки спалювати паливо для виробництва тепла не потрібно. А використання альтернативних джерел енергії не завжди вигідне і не виправдовує себе (наприклад, сонячна енергія дуже дорога і має

низку недоліків). Що стосується джерел низькопотенційної енергії, то вони різноманітні і знаходяться всюди, головне навчитися їх застосовувати. На даний час використовується незначна їх кількість, що пов'язано з необхідністю розробки нових установок або перекваліфікацією старих для можливості відбору і використання низькопотенційної енергії.

В умовах ринкової економіки теплові насоси мають перспективу теплопостачання в основних галузях господарства: житлово-комунальному секторі, на промислових підприємствах, в курортно-оздоровчих і спортивних комплексах, сільськогосподарському виробництві. Їх основна функція – виробляти тепло (опалювання, гаряче водопостачання будівель), а також виробляти холод, який використовується в системі кондиціонування повітря.

Перспективним є можливість установаження теплонасосного обладнання в підвальних приміщеннях будівель. На відміну від ТЕС, це вигідно з погляду зменшення витрат на прокладення трубопроводу, його ізоляцію, оплату значних втрат тепла в самому трубопроводі, а також у відсутності необхідності нагрівати воду до великих температур. Це обумовлено низькими втратами в лініях передачі і розподілу теплової енергії в будівлях. У цих системах як низькопотенційне джерело тепла можна використовувати тепло вентиляційного повітря, що видаляється, стічних вод, а також тепло ґрунту поверхневих шарів Землі. Оскільки режим роботи теплових насосів, що використовують тепло землі і повітря, що видаляється, постійний, а споживання гарячої води змінне, система гарячого водопостачання повинна бути обладнана баками-акумуляторами.

Енергетична доцільність використання теплонасосних технологій доводиться як багатьма науковими дослідженнями [52, 53], так і досвідом експлуатації мільйонів теплонасосних установок в багатьох країнах світу.

Так в розвинених країнах теплові насоси застосовуються вже давно. Джерелом низькопотенційної енергії в них є тепло, що міститься в ґрунті. За даними на 1997 рік, з 90 млн теплових насосів, встановлених в світі, тільки близько 5 %, або 4,28 млн апаратів, змонтовано в Європі. Зовсім небагато в порівнянні з 57 млн систем, що є в Японії, де таке обладнання є основним в забезпеченні опалювання житлового фонду. У Сполучених Штатах налічується 13,5 млн встановлених агрегатів, а китайський ринок, який ще тільки розвивається, досяг рівня 10 млн систем. Зразкова оцінка кількості теплових насосів, встановлених в головних країнах ЄС в житловому фонді, торгово-адміністративних і промислових спорудах, наводиться в табл. 3.2.

На рис. 3.4 показана динаміка продажу кількості теплових насосів в країнах Євросоюзу за даними Європейської Асоціації теплових насосів [54]. Бачимо, що протягом останніх двох років спостерігається деяке зниження

кількості проданих установок, але спеціалісти пов'язують це з економічною кризою, а не зі зменшенням цікавості до цієї перспективної технології.

В останні роки в Росії також відбувається розвиток виробництва та експлуатації теплонасосних установок.

Таблиця 3.2 – Кількість теплових насосів в Європі на 1996 рік

Країна	Житловий фонд*	Торгово-адміністративний фонд	Промисловий фонд**	Всього на 1996 рік
Австрія	133100	4300	немає даних	137400
Данія	31300	2000	1000	34300
Франція	53000	61000	675	114675
Німеччина	363120	5300	300	368720
Греція	570840	266220	немає даних	837060
Італія***	800000	20000	немає даних	820000
Голландія***	2856	136	159	3151
Норвегія	13500	6400	726	20626
Іспанія	802000	411000	7390	1200390
Швеція	250000	немає даних	немає даних	250150
Швейцарія	39500	3400	немає даних	42900
Англія	13900	414060	600	428560
Всього	3073116	>1193816	>11000	>4277932

\* зокрема водяні опалювачі; \*\* зокрема районні системи; \*\*\* орієнтовно.

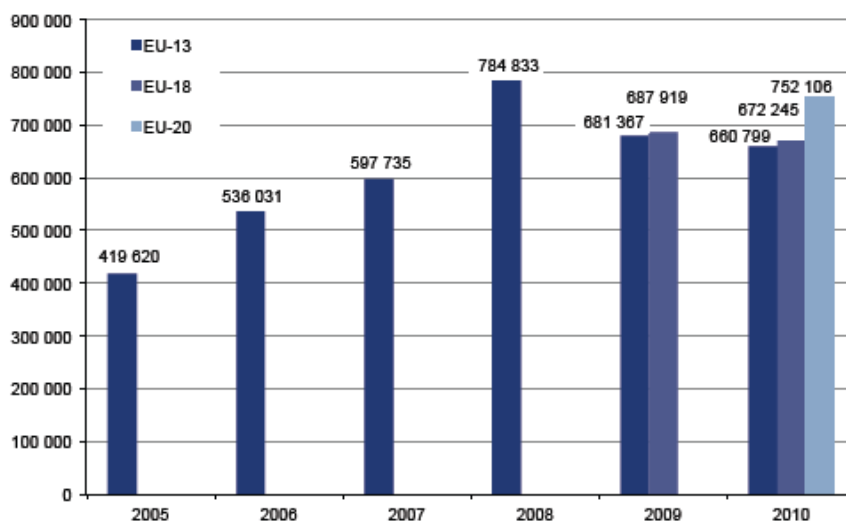


Рисунок 3.4 – Динаміка кількості теплонасосних установок, проданих у країнах Євросоюзу з 2005 по 2010 рр.

В Україні сьогодні, на жаль, відбувається значне відставання у розповсюдженні теплових насосів від розвинених країн світу і від можливого потенціалу використання. Це зумовлено досить високими капітальними витратами на обладнання, відсутністю державного сприяння виробникам і користувачам енергоощадних технологій.

За таких умов дуже гостро постає завдання зменшення експлуатаційних витрат теплонасосних установок для можливості поширення їх використання в Україні.

Розглянемо принцип дії та типи конструкцій теплових насосів для виявлення шляхів підвищення енергетичної ефективності їх використання. Внутрішній контур ТН заповнений хладагентом (рис. 3.5), який має дуже низьку температуру кипіння і, проходячи через випарник, перетворюється з рідкого стану в газоподібний. Це відбувається при низькому тиску і температурі. З випарника газоподібний хладагент потрапляє в компресор, де стискається до високого тиску і високої температури. Далі гарячий газ поступає в другий теплообмінник – конденсатор. У конденсаторі відбувається теплообмін між гарячим газом і теплоносієм із зворотного трубопроводу системи опалювання будівлі. Хладагент віддає своє тепло в систему опалювання, охолоджується і знову переходить в рідкий стан, а нагрітий теплоносій поступає в систему опалювання будівлі.

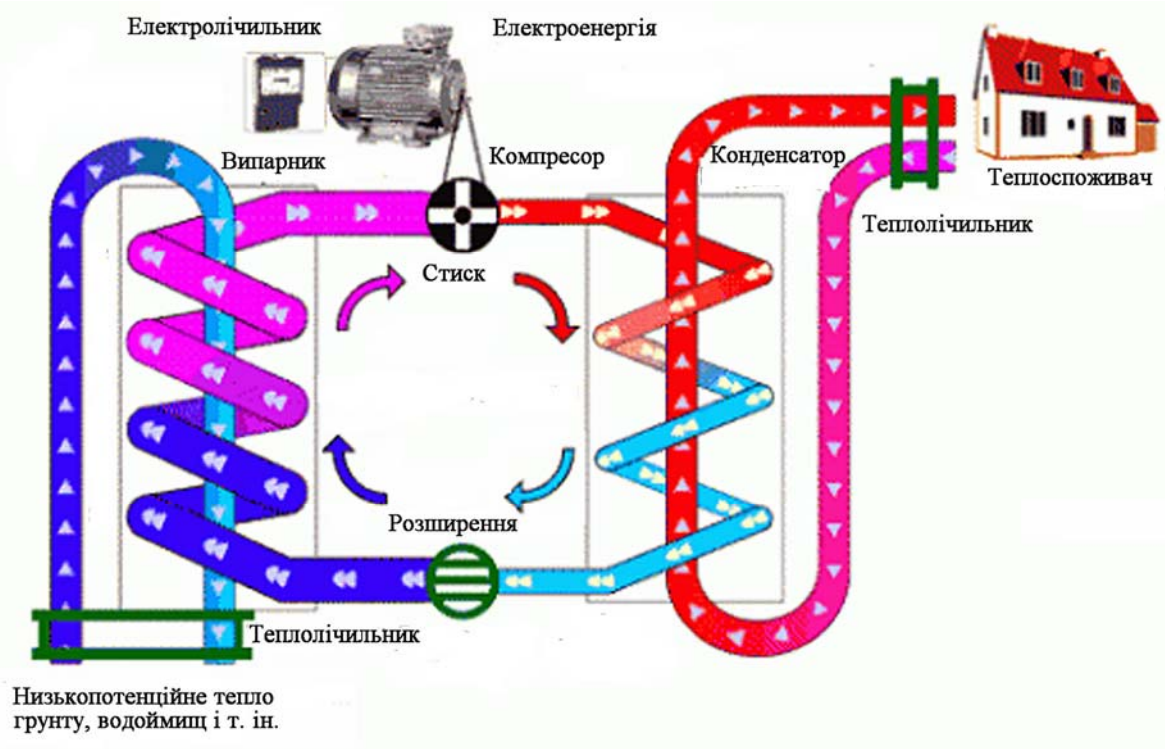


Рисунок 3.5 – Схема роботи теплонасосної установки (ТНУ)



При проходженні хладагенту через редукційний клапан тиск знижується, хладагент потрапляє у випарник, і цикл повторюється знову [55].

Мірою енергетичної ефективності реальної ТНУ слугує коефіцієнт перетворення енергії  $\mu_{тн}$ , що характеризує відношення відданої споживачу теплоти  $Q_k$  до витраченої (механічної або електричної) енергії  $N_e$ . Оцінки показують, що для вдало спроектованих систем тепlopостачання коефіцієнт  $\mu_{тн}$  змінюється від 2,5 до 6.

Існують різні види ТН, а саме: парокompресорні, абсорбційні, термоелектричні, гідродинамічні й ін. На даний момент найбільш поширені парокompресорні ТН, класифікація яких залежить від природи джерела тепла і від середовища, якому передається тепло, що виділяється в конденсаторі. Розрізняють конструкції типу: повітря/повітря, повітря/вода, вода/повітря, вода/вода, ґрунт/повітря, ґрунт/вода, де джерело тепла завжди йде першим.

Можна сказати, що найнадійнішим і довговічнішим джерелом тепла є ґрунт, оскільки на глибині 15 метрів й глибше температура у різні часи року постійна 8 – 10 °С залежно від його складу (рис. 3.6).

Для відбору тепла використовуються U-подібні трубопроводи (геотермічні зонди), опущені в спеціально пробурені свердловини завглибшки 40 – 70 метрів, кількість свердловин і їх глибина залежать від необхідної потужності теплового насосу.

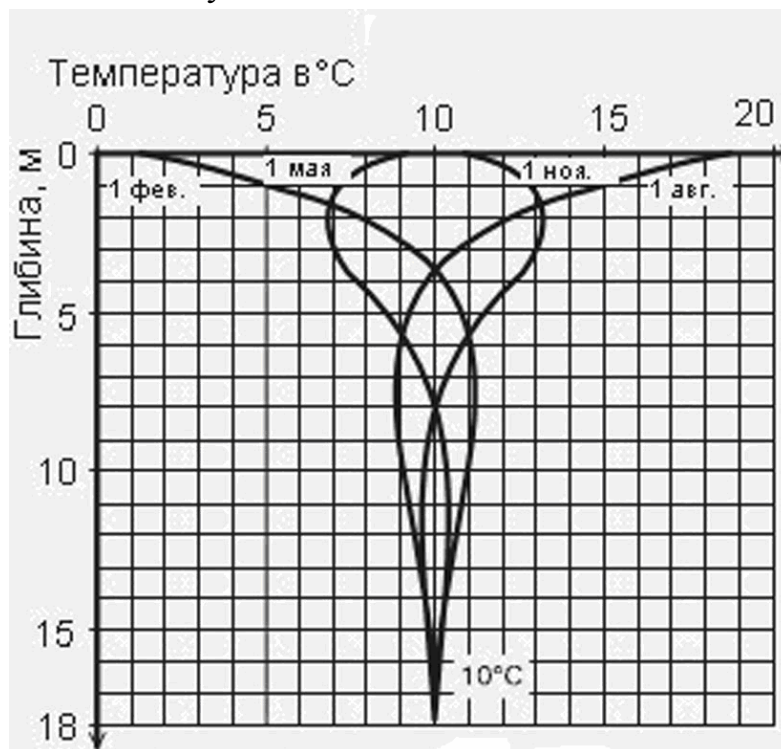


Рисунок 3.6 – Залежності температури ґрунту від глибини і сезону

У кожній з цих груп можна також розрізнити моноблокові і двоблокові теплові насоси, останні називаються рознесеними системами. Вони складаються з двох частин: групи випарник – компресор, з одного боку, і конденсатор – з другого, ці дві частини зв'язані між собою трубопроводами. Перевага такого рішення полягає у тому, що полегшується проблема розміщення конденсатора, оскільки для зниження шуму випарник і компресор можна розташовувати поза приміщенням.

### **3.3.2 Аналіз шляхів покращення енергетичної ефективності роботи теплонасосного обладнання**

Основні напрями покращення енергетичної ефективності роботи систем тепlopостачання з теплонасосними установками:

1. зміна характеристик хладагентів, розширення робочого діапазону температур для них, збільшення теплоємності;
2. покращення конструкції теплообмінних апаратів;
3. покращення енергетичних характеристик та ККД роботи компресорів, що застосовуються в теплових насосах;
4. керування режимом роботи теплового насосу з метою зменшення питомого використання енергії;
5. урахування особливостей джерела використовуваного тепла, параметрів теплового навантаження та інших робочих умов при виборі потужності та типу теплового насоса.

Застосування хладагентів з покращеними енергетичними характеристиками може розширює діапазон температур джерел енергії, при яких використання теплових насосів є економічно доцільним, або підвищує значення коефіцієнта перетворення енергії за інших рівних умов. Також ведуться розробки щодо покращення екологічної безпечності робочих речовин теплових насосів.

Конструкцію теплообмінних апаратів змінюють для полегшення теплопередачі між джерелом енергії, робочим тілом насосу та робочою речовиною системи тепlopостачання користувача, для повнішого використання теплоти, що міститься у джерелі. Крім того, є необхідність у зменшенні габаритів теплообмінників. Це полегшує встановлення теплових насосів. Наприклад, при використанні ґрунту як джерела теплоти з одного метра *U*-подібного теплообмінника зазвичай можна отримати лише близько 50 Вт теплової потужності. Тому такі теплообмінники вимагають наявності значної площі і великих капітальних витрат для встановлення. Покращення процесу теплопередачі від ґрунту до робочої речовини насосу дозволило б зменшити

габарити теплообмінників. Дослідження з цього приводу ведуться як у напрямку покращення форми, матеріалів теплообмінників, так і вибору, створення хладагентів теплових насосів з більшою тепловою ємністю, ніж ті, що застосовуються сьогодні.

Компресор є основним елементом теплового насосу, що споживає енергію, тому зменшення питомих витрат енергії компресором призводить до покращення характеристик енергоспоживання теплонасосних установок.

Теплові насоси можуть забезпечувати високі показники енергетичної ефективності. Наприклад, на одиницю електричної енергії, що споживається компресором, виробляється 4 – 6 одиниць теплової енергії або 3 – 4,5 одиниці холоду. Але таких високих показників енергетичної ефективності можна досягти лише в оптимальному режимі роботи обладнання, тобто коли всі фізичні характеристики системи «джерело теплоти – тепловий насос – користувач теплоти» мають деякі оптимальні значення. Навіть якщо чисельні значення усіх цих параметрів відомі заздалегідь, підтримувати їх значення на постійному рівні не є можливим.

Наприклад, параметри джерела теплоти можуть змінюватися залежно від кліматичних умов, пори року та ін.; характеристики системи теплопостачання користувача залежать від поточних потреб у тепловій енергії та режиму теплокористування, що не є рівномірним. При зміні параметрів джерела теплоти та користувача енергії режим роботи теплового насосу вже не буде оптимальним з точки зору енергоефективності. Відомо, що зниження температури кипіння хладагента на 1°C призводить до збільшення питомих витрат електричної енергії на 4 – 5%, а ця температура залежить від поточних параметрів джерела теплоти навколишнього середовища. Підвищення температури конденсації на 1°C, що може відбуватися внаслідок зміни режиму користування теплом, збільшує питоме значення енергоспоживання на 2 – 3%.

Особливо сильний вплив зовнішніх параметрів на роботу теплових насосів буде спостерігатися при використанні як джерела теплоти повітря, температура води або ґрунту стабільніше протягом року. У табл. 3.3 наведено тривалості спостереження різних значень температури повітря протягом опалювального сезону в Україні [56].

Значні перепади значень температури повітря, яке використовується як джерело теплоти, призводять до зменшення ефективності роботи теплових насосів особливо в області температур нижче  $-10^{\circ}\text{C}$ . Також зміни температури зовнішнього повітря призводить до нестабільності роботи теплового насосу, зменшенню коефіцієнта перетворення теплоти.

Виникає необхідність зміни режиму роботи теплового насосу для досягнення найбільшої можливої енергетичної ефективності за наявних

поточних умов роботи усієї системи «джерело теплоти – тепловий насос – користувач енергії».

Ще одним важливим фактором, який необхідно брати до уваги, є можливість невідповідності існуючих умов роботи теплового насосу тим, на які початково був розроблений режим його роботи. Наприклад, температура води, яка є джерелом тепла, або теплопровідність ґрунту відрізняється від запланованої. У цьому випадку також режим роботи теплового насосу відрізнятиметься від запланованого виробником і матиме вищі показники енергоспоживання. Врахувати такі фактори заздалегідь часто не є можливим. Необхідно у такому разі після встановлення теплового насосу вносити зміни у режим його роботи згідно з наявними робочими параметрами так, щоб споживання енергії було найменш можливим за таких умов.

Таблиця 3.3 – Тривалість спостереження температури зовнішнього повітря в Україні протягом опалювального сезону

Діапазон температур, °С		Тривалість спостереження температури протягом опалювального сезону, год	У відсотковому відношенні
-35	-30	1	0,02%
-30	-25	4	0,09%
-25	-20	31	0,69%
-20	-15	130	2,90%
-15	-10	336	7,49%
-10	-5	627	13,97%
-5	0	1225	27,30%
0	5	1480	32,98%
5	8	654	14,57%
		<b>4488</b>	<b>100%</b>

Таким чином, є необхідність змінювати режим роботи теплового насосу залежно від умов встановлення та поточних умов роботи для підвищення енергетичної ефективності його роботи.

Хоча застосування ТН в системі опалювання є вигіднішим, ніж традиційного водогрійного котла у зв'язку із значно більшим коефіцієнтом використання теплоти, проте, рішення про використання теплового насосу може бути прийняте при виконанні наступних умов:

- невелика різниця між необхідною температурою корисного тепла і температурою джерела тепла, що є в розпорядженні;
- рівень температури джерела тепла якомога вищий;
- температура джерела тепла, наскільки можливо, постійна в часі;

- необхідні витрати на введення в експлуатацію не більш 10 – 15 % від повної вартості установки для нагріву;
- робота додаткових насосів і вентиляторів повинна призводити тільки до дуже малого додаткового споживання енергії, з одного боку, щоб не збільшувати марно експлуатаційні витрати, і, з іншого – щоб не знижувати різко коефіцієнт перетворення;
- використовувані середовища між теплообмінником, розташованим біля джерела тепла, і випарником, між конденсатором і пристроями, що передають тепло, не повинні впливати на них ні хімічно, ні фізично, щоб уникнути будь-яких явищ корозії і забруднення.

При цьому для кожної теплонасосної системи тепlopостачання існує нижня межа значення зовнішньої температури, при якій дана система споживає таку кількість енергії (у перерахунку на умовне паливо), що і котельний агрегат. А при подальшому зниженні зовнішньої температури тепловий насос стає більш енерговитратним, ніж котел.

Внаслідок цього, може мати місце спільна робота теплових насосів з існуючими системами тепlopостачання будівель, або ж перехід повністю на використання котельного обладнання. Відоме застосування таких варіантів під час пікових навантажень на систему опалювання і гарячого водопостачання, що далеко не завжди може бути виправдано через різко зростаючі капітальні витрати – в два і більше разів.

Тому існує необхідність визначення раціонального співвідношення тривалості пікових і номінальних навантажень на систему опалювання, при якому доцільно використовувати теплонасосну систему тепlopостачання будівлі.

При цьому може бути досягнута істотна (не менше 25 %) економія палива на виробництво теплової і електричної енергії, споживаних в даній системі, не враховуючи додаткової істотної економії капітальних витрат внаслідок відмови від необґрунтовано застосованого котла.

Таким чином, на основі аналізу можливостей підвищення ефективності використання систем тепlopостачання з тепловими насосами виділено два основних напрями, що розглядаються в цій роботі.

По-перше, розробка комплексної методики визначення раціонального співвідношення тривалості пікових і номінальних навантажень на систему опалювання будівлі, після досягнення якого недоцільне застосування теплового насоса.

По-друге, розробка підходів для керування режимом роботи теплових насосів з урахуванням поточних робочих параметрів та умов встановлення.

### 3.4 Методика визначення доцільності застосування теплового насосу в системі опалювання будівель

#### 3.4.1 Алгоритм методики визначення доцільності застосування теплового насосу в системі опалювання

Розглянемо, спрощений алгоритм, який на основі співставлення тривалостей пікових та номінальних навантажень дозволяє визначити умови економічної доцільності роботи теплонасосного обладнання у системі опалювання (рис. 3.7).

У подальшому кожний крок алгоритму буде розглянуто докладніше.

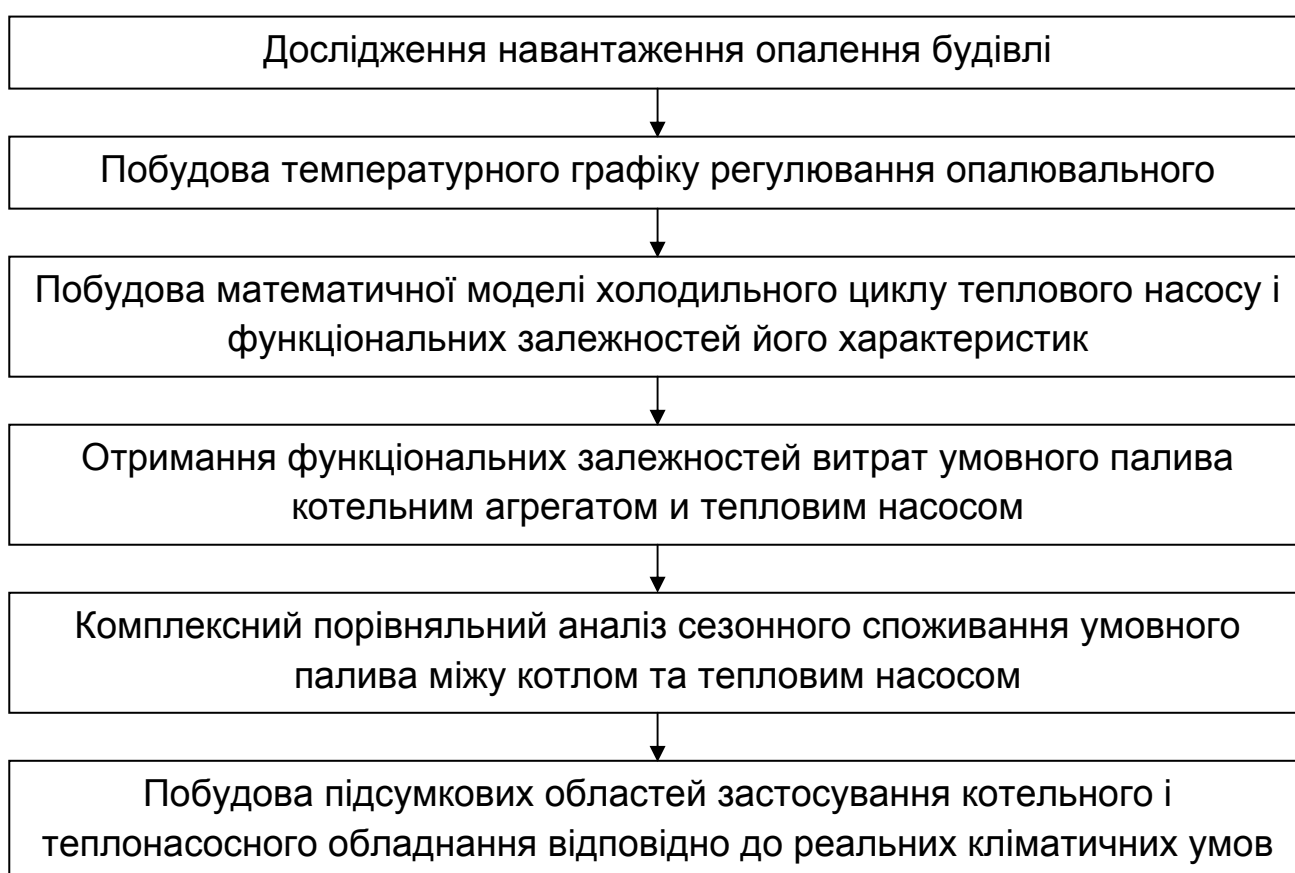


Рисунок 3.7 – Алгоритм обґрунтування застосування теплового насосу

### 3.4.2 Аналіз теплового навантаження опалювання

Для визначення максимального навантаження системи опалювання будівлі необхідно знати низку початкових даних:

- матеріали (теплопровідність) і площі поверхонь зовнішніх стін, перекриттів, а також їх товщини;
- площі і типи (опір теплопередачі) вікон і дверей;
- основні розрахункові температури повітря для даного регіону.

Максимальне навантаження опалювання визначається як

$$Q_{o\max} = Q_0^p + Q_e^p - Q_{me}, \text{ Вт}, \quad (3.17)$$

де  $Q_0^p$  – теплові втрати через огорожуючі конструкції, Вт;

$Q_e^p$  – витрата тепла на вентиляцію, Вт;

$Q_{me}$  – побутові тепловиділення, Вт.

Теплові втрати через огорожуючі конструкції визначаються:

$$Q_0^p = (t_e - t_3^{po}) \sum k_i F_i, \quad (3.18)$$

де  $t_e$  – розрахункова температура внутрішнього повітря, °С;

$t_3^{po}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для опалювання, °С;

$k_i$  – коефіцієнт теплопередачі і-ї однорідної ділянки огорожувальної поверхні, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$F_i$  – площа і-го однорідної ділянки огорожувальної поверхні, м<sup>2</sup>.

Витрата тепла на вентиляцію визначається за укрупненими вимірниками за формулою:

$$Q_e^p = q_e V_n (t_e - t_n^{pe}), \quad (3.19)$$

де  $q_e$  – питома вентиляційна характеристика будівлі (чисельні значення наведені в довідниках), Вт/(м<sup>3</sup> К);

$V_n$  – об'єм вентилязованих будівель за зовнішнім обміром, м<sup>3</sup>;

$t_n^{pe}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для вентиляції (визначається за кліматологічними таблицями), °С.

Для житлових і суспільних будівель побутові тепловиділення визначаються за формулою:

$$Q_{me} = 10 F_o, \quad (3.20)$$

де  $F_o$  – загальна житлова площа будівлі, м<sup>2</sup>.

Витрати води в системі опалювання визначають з формули:

$$G_o = \frac{Q_{o\max}}{c_p(t_{np} - t_{o\delta})}, \quad (3.21)$$

де  $c_p$  – масова теплоємність води, Дж/(кг К);

$t_{np}$  – розрахункова температура води в прямому трубопроводі, °С;

$t_{o\delta}$  – розрахункова температура води в зворотному трубопроводі, °С.

Площа теплообміну радіаторів опалювання з урахуванням радіаційної та конвективної складової теплообміну можна розрахувати як

$$F_p = \frac{Q_{o\max}}{4,98 \left[ \left[ \frac{t_{np} + 273}{100} \right]^4 - \left[ \frac{t_g + 273}{100} \right]^4 \right] + 2,17(t_{np} - t_g)^{1,31}}. \quad (3.22)$$

Представимо вираз навантаження опалювання (3.17) у вигляді функції від зовнішньої температури  $t_3$ :

$$Q_o(t_3) = Q_0^p(t_3) + Q_g^p(t_3) - Q_{m\delta}, \quad (3.23)$$

де у виразі (3.19) змінна  $t_n^{p\delta}$  представлена у вигляді лінійної інтерполяції щодо величини  $t_3$ , одержаної на основі даних кліматичних таблиць для даного регіону. Тобто (3.19) можна записати у вигляді:

$$Q_g^p(t_3) = q_g V_n (t_g - t_n^{p\delta}(t_3)), \quad (3.24)$$

а для Дніпропетровська вищезгадана інтерполяція виглядатиме:

$$t_n^{p\delta}(t_3) = -9 + \frac{13}{23}(t_3 + 24). \quad (3.25)$$

За результатами наведених викладень можна вираз (3.23) представити у вигляді графічної залежності. На рис. 3.8 наведено таку залежність, що була одержана для висотної будівлі – учбового корпусу НГУ в Дніпропетровську.

### **3.4.3 Температурний графік регулювання опалювального навантаження**

Для дослідження режимів роботи котельної і теплонасосної установок необхідно знати характер зміни температур в прямому і зворотному трубопроводах системи залежно від теплового навантаження системи опалювання будівлі, або ж від температури зовнішнього повітря.

Для отримання залежності температури води в прямому трубопроводі необхідно для кожного значення температури зовнішнього повітря  $t_3$  розв'язати систему рівнянь щодо температури води в прямому трубопроводі

$t_{np}^{p\delta}$  :



$$t_{np}(t_3) = \left\{ \begin{array}{l} Q_o(t_3) = Q_0^p(t_3) + Q_6^p(t_3) - Q_{m6} \\ Q_o(t_3) = F_p \left[ 4,98 \left[ \frac{t_{np} + 273}{100} \right]^4 - \left[ \frac{t_6 + 273}{100} \right]^4 \right] + 2,17 (t_{np} - t_6)^{1,31} \end{array} \right\}. \quad (3.26)$$

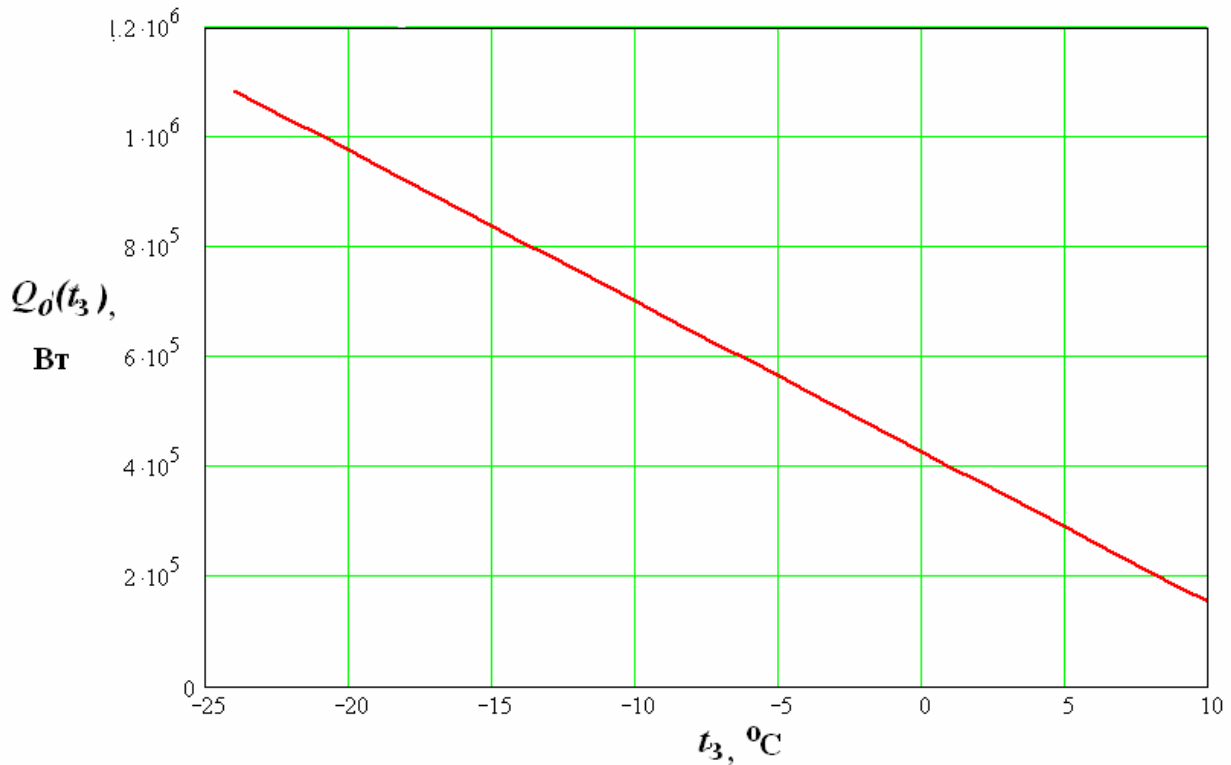


Рисунок 3.8 – Залежність теплового навантаження опалювання від зовнішньої температури

Вираз (3.26) [57] добре реалізується функціями *Mathcad*. Тоді вираз для залежності температури води в зворотному трубопроводі щодо температури зовнішнього повітря буде:

$$t_{o6}(t_3) = t_{np}(t_3) - \frac{Q_0^p(t_3) + Q_6^p(t_3) - Q_{m6}}{G_o c_p}. \quad (3.27)$$

Результати розрахунку для вказаного раніше прикладу по температурному графіку регулювання опалювального навантаження відповідно до виразів (3.26), (3.27) наведені на рис. 3.9.

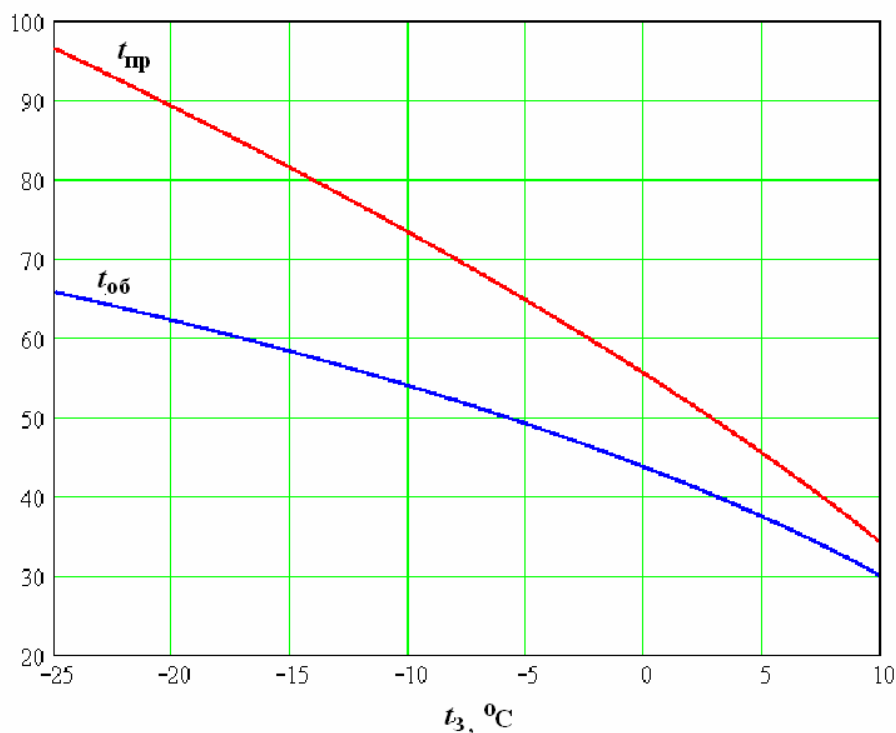


Рисунок 3.9 – Температурний графік якісного регулювання опалювального навантаження:

$t_c$  – температур зовнішнього повітря,  $t_{i\delta}$  – температури води в прямому трубопроводі,  $t_{iá}$  – температура води в зворотному трубопроводі

### 3.5 Основні характеристики теплового насоса

Розглядається робота парокомпресорного теплового насоса, що працює на базі основного холодильного циклу, відображеного на рис. 3.10 [58].

У прикладі був використаний широко поширений хладагент – фреон 12. При цьому на підставі  $p, i$  – діаграми даного фреону були описані у вигляді функцій від температури конденсації  $t_k$  всі зображені процеси. Температура випаровування  $t_u$  була прийнята постійною і рівною  $4\text{ }^\circ\text{C}$ , а відповідна їй ентальпія  $i_1$  у точці 1 із діаграми дорівнює  $390\text{ кДж/кг}$ . З урахуванням цього залежності ентальпії випаровування та конденсації від температури конденсації мають вигляд:

$$i_b(t_k) = 201,465 + 0,756 t_k + 0,0012 t_k^2, \quad (3.28)$$

$$i_a(t_k) = \frac{443 - 390}{100 - 4} (t_k - 4) + 390. \quad (3.29)$$

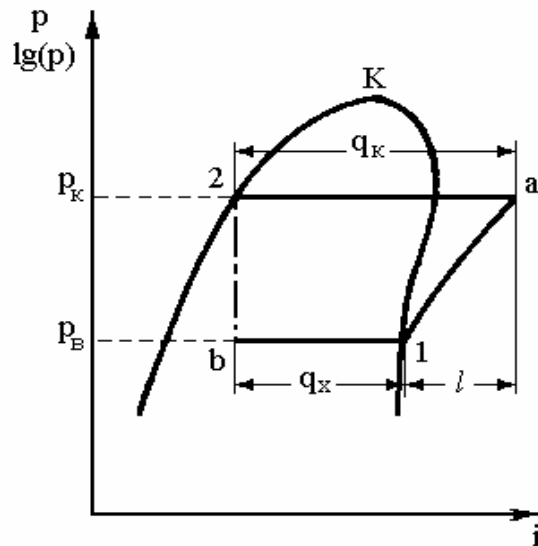


Рисунок 3.10 – Холодильний цикл теплового насоса

У виразі (3.28) застосована апроксимація у вигляді полінома другого ступеня, а у виразі (3.29) – лінійна інтерполяція.

Залежність температури конденсації від температури зовнішнього повітря буде:

$$t_k(t_3) = t_{np}(t_3) + 2. \quad (3.30)$$

Тоді функціональні залежності основних параметрів холодильного циклу визначаємо у наступному вигляді:

- питома навантаження конденсатора

$$q_k(t_3) = i_a(t_k(t_3)) - i_b(t_k(t_3)); \quad (3.31)$$

- питома холодопродуктивність

$$q_x(t_3) = i_1 - i_b(t_k(t_3)); \quad (3.32)$$

- питома теоретична робота компресора

$$l_k(t_3) = i_a(t_k(t_3)) - i_1; \quad (3.33)$$

- масова витрата хладагенту в контурі

$$M_x(t_3) = \frac{Q_o(t_3) + Q_{26}}{q_k(t_3)}, \quad (3.34)$$

де  $Q_{26}$  – середня витрата тепла на гаряче водопостачання визначається за формулою:

$$Q_{26} = \frac{\alpha \cdot m \cdot c \cdot \rho (t_{26} - t_{x3})}{3600 \cdot T}, \quad (3.35)$$

де  $\alpha$  – норма витрати води в літрах за добу при температурі 60 °C на одиницю споживання (метал, одне місце, 1 кг сухої білизни і т.д.),

$m$  – кількість одиниць споживання (кількість жителів, місць в школі і т.д.);  $c$  – середня теплоємність води, кДж/(кг К);

$\rho$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>;

$T$  – кількість годин роботи системи гарячого водопостачання протягом доби. Для житлових будинків і суспільно-побутових приміщень приймається  $T = 24$  год. Для промислових підприємств – рівним кількості годин зарядки баків-акумуляторів;

$t_{xz}$  – температура холодної (водопровідної) води, в опалювальний період, приймається 5 °С;

- коефіцієнт перетворення теплового насоса

$$\psi(t_3) = \frac{q_k(t_3)}{l_k(t_3)}. \quad (3.36)$$

Звідси потужність на валу компресора теплового насоса залежно від температури зовнішнього повітря буде:

$$N_k(t_3) = \frac{l_k(t_3) M_x(t_3)}{\eta_a \eta_m}, \quad (3.37)$$

де  $\eta_a = 0,78$  – адіабатний ККД компресора;

$\eta_m = 0,95$  — механічний ККД компресора.

### 3.6 Порівняльний аналіз витрати умовного палива котельним агрегатом і тепловим насосом

Витрата умовного палива залежно від температури зовнішнього повітря для приводу компресора теплового насоса буде:

$$B_x(t_3) = \frac{N_k(t_3) b_k}{\eta_e 3600}, \quad (3.38)$$

де  $\eta_e = 0,87$  – ККД електроприводу,

$b_e = 0,31$  кг/кВт год – питомі витрати умовного палива на виробництво електроенергії [57].

У свою чергу залежність витрати умовного палива від температури зовнішнього повітря для котла має вигляд [59]:

$$B_k(t_3) = \frac{Q_o(t_3) + Q_{zg}}{\eta_k 29300000}, \quad (3.39)$$

де  $\eta_k = 0,92$  – ККД водогрійного котла.

Залежності (3.38) і (3.39) в графічному вигляді наведені на рис. 3.11 [60].

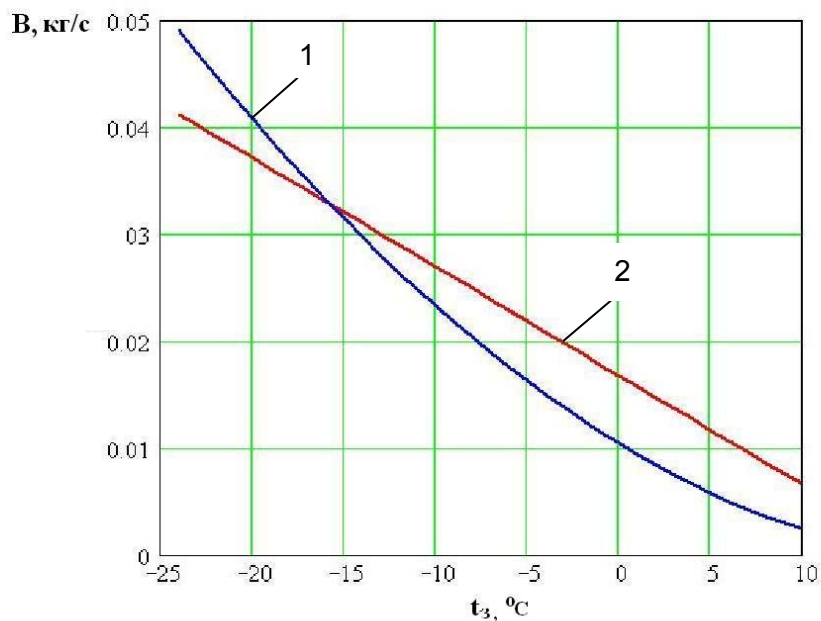


Рисунок 3.11 – Залежності витрат умовного палива від зовнішньої температури: 1 – тепловий насос; 2 - котел

Як видно з рис. 3.11, при певній температурі витрати умовного палива котла і теплового насоса мають однакове значення. У даному прикладі ця рівність витрат виникає при температурі зовнішнього повітря  $t_{\zeta}^* = -15,8$  °C (назвемо це значення температури критичним). При подальшому зниженні зовнішньої температури витрати умовного палива тепловим насосом перевищують відповідні витрати котла.

Але це не означає, що при зниженні зовнішньої температури нижче за критичне значення  $t_{\zeta}^*$  необхідно відмовитися від теплового насоса на користь застосування котельного агрегату. Необхідно оцінити тривалість стояння і величини закритичних температур за весь опалювальний сезон.

### 3.7 Визначення області застосування теплового насоса

Таким чином, було запропоновано оцінити витрати умовного палива для теплонасосної і котельної систем опалення за весь опалювальний сезон. При цьому були визначені середня закритична температура сезону  $t_{\zeta}^{\hat{\delta}}$  для періоду стояння температур нижче критичної і середня температура частини опалювального сезону, що залишилася  $t_{\zeta}^{\hat{\delta}}$ . Дані температури визначаються за допомогою кліматичних таблиць стояння температур за формулою:

$$t_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^m n_i t_i}{\sum_{i=1}^m n_i}, \quad (3.40)$$

де  $n_i$  – кількість днів стояння температури  $t_i$ ;

$m$  – кількість характерних проміжків стояння температур.

Тоді вирази для оцінки витрат умовного палива за опалювальний сезон матимуть вигляд:

- для котельної установки

$$B_k^c(n_{кр}) = (B_k(t_3^{кр})n_{кр} - B_k(t_3^{cp})(n_c - n_{кр})) \cdot 24 \cdot 3,6; \quad (3.41)$$

- для теплонасосної установки

$$B_x^c(n_{кр}) = (B_x(t_3^{кр})n_{кр} - B_x(t_3^{cp})(n_c - n_{кр})) \cdot 24 \cdot 3,6, \quad (3.42)$$

де  $n_{кр}$  – кількість днів із закритичною температурою повітря,

$n_c$  – кількість днів в опалювальному сезоні.

Спільно вирішуючи систему рівнянь (3.41) і (3.42) для заданої середньої закритичної температури щодо величини  $n_{кр}$ , можна набути таке значення кількості днів стояння закритичних температур  $n_{кр}^*$ , при якому витрата умовного палива в котельній і теплонасосній установках буде однаковою і відповідно при  $n_{кр} > n_{кр}^*$  застосування теплонасосної установки буде недоцільне. Графічна інтерпретація висловленого розв'язання для середньої закритичної температури – 19 °С наведена на рис. 3.12.

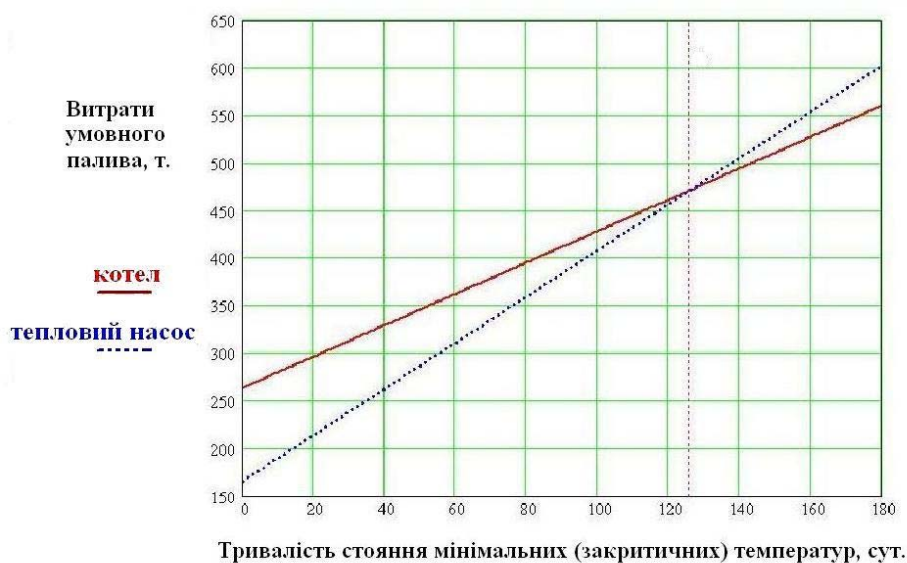


Рисунок 3.12 – Сезонні витрати умовного палива залежно від стояння мінімальних температур

Бачимо, що для прикладу по Дніпропетровську застосування теплового насоса було б недоцільне якби закритичні температури стояли більше 125 діб.

Якщо розв'язати сумісно рівняння (3.41) і (3.42) для всіх середніх закритичних температур даного кліматичного району, то можна побудувати області застосування котлів і теплових насосів для даного району. Приклад побудови наведено на рис. 3.13. Графік наочно підтверджує, що зі зростанням тривалості стояння низьких температур знижується доцільність використання теплових насосів для опалювання.

Таким чином, розроблена комплексна методика визначення доцільності застосування теплонасосного обладнання дозволяє врахувати конкретні параметри конструкцій будівель, кліматичні умови вибраного регіону, характеристики хладагента, холодильного циклу для визначення доцільності застосування теплових насосів при опалюванні. Рекомендації щодо застосування того або іншого типу опалювального обладнання даються на підставі визначення сезонних витрат умовного палива.



Рисунок 3.13 – Области доцільного застосування опалювального обладнання

У подальшому запропонована методика може бути вдосконалена для визначення умов доцільності використання бівалентних систем опалювання і систем, що використовують лише одне джерело теплоти.

### 3.8 Обґрунтування підходу до керування режимом роботи теплонасосної установки

В п. 3.3.2 було показано, що керування режимом роботи теплового насосу залежно від поточних значень робочих параметрів та умов встановлення дозволить підвищити енергетичну ефективність цього обладнання.

Проаналізуємо, які способи керування тепловими насосами застосовуються сьогодні.

Існує велика кількість фірм-виробників теплових насосів. Найбільші виробники розташовані в США, Японії та країнах Європи. Серед них «IVT» (Швеція), «Данфосс» (Данія), «Viessmann» (ФРН), «Vaillant» (ФРН), «OCHSNER» (Австрія), «Thermia» (Швеція), «York» (США), «Honeywell» (США), Fujitsu (Японія) та ін. Фірми-виробники оснащують теплові насоси засобами керування, зазвичай на основі мікропроцесорів. Приклад сучасної системи керування тепловим насосом, розробленої фірмою «TEM» (Швейцарія), наведено на рис. 3.14.

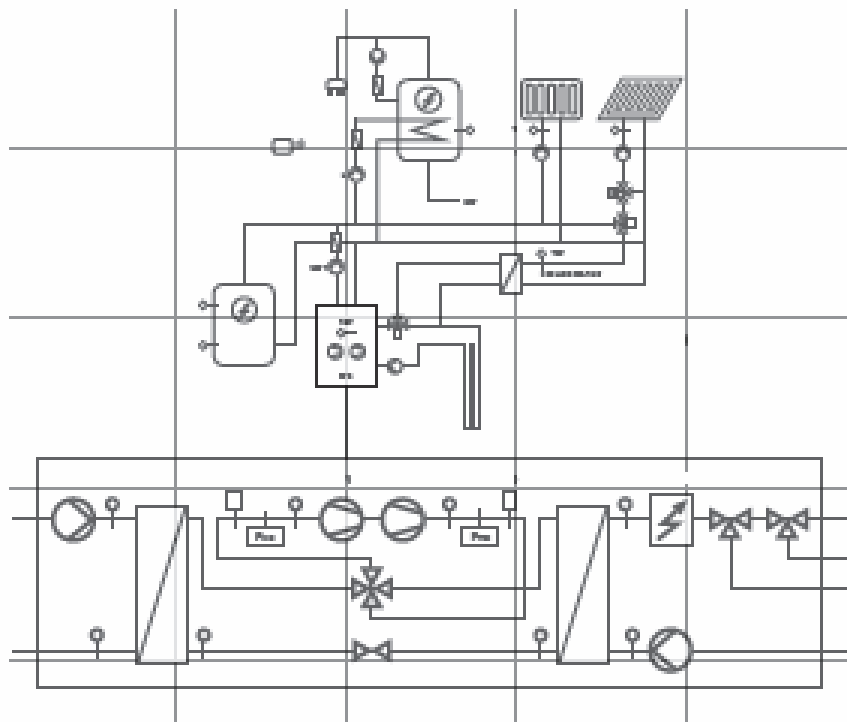


Рисунок 3.14 – Схема системи керування тепловим насосом

Така система дозволяє задавати час та тривалість роботи теплового насосу, має можливість автоматичного захисту від утворення льоду на елементах системи (тобто має систему автоматичного розморожування), дозволяє змінювати швидкість протікання робочого тіла через елементи системи опалення. Найбільш розповсюдженою на сьогодні є система



керування, що дозволяє задавати або автоматично змінювати швидкість подачі теплоносія в систему опалювання користувача при підтриманні усіх інших параметрів на постійному рівні. Така система керування тепловим насосом була досліджена експериментально. На рис. 3.15 показано характер зміни робочих параметрів теплового насосу типу повітря при роботі на опалювання приміщення.

При зміні швидкості подачі повітря, нагрітого тепловим насосом, у приміщення на 5 % змінюється його температура. Це свідчить про зміну умов конденсації та випаровування в тепловому насосі. Такий підхід до керування не є енергетично ефективним, оскільки призводить до зміни температури конденсації, а це, в свою чергу, викликає збільшення питомих витрат енергії на теплопостачання.

Для того щоб досягти найбільшої енергетичної ефективності роботи теплового насосу при різних значеннях робочих параметрів можна змінювати:

1. ступінь стиснення компресора;
2. ступінь розрідження хладагента у дроселюючому клапані;
3. кількість хладагента, що використовується в поточному процесі теплопередачі.

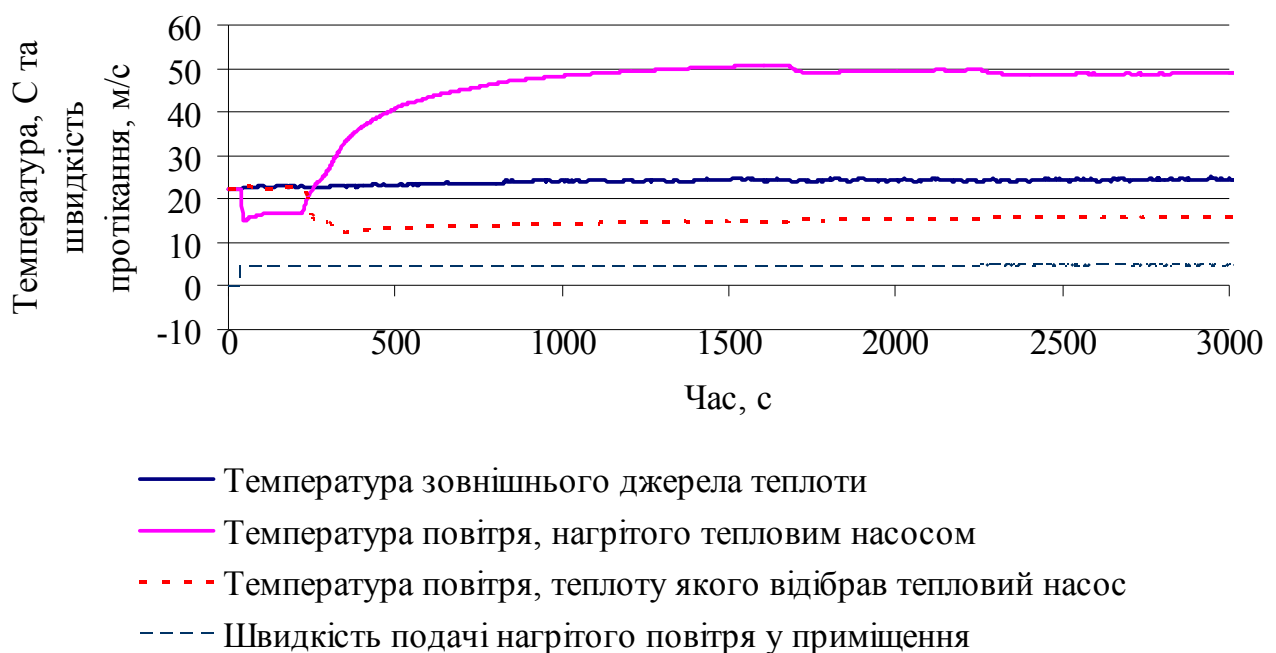


Рисунок 3.15 – Результати експериментального дослідження режимів керування тепловим насосом

Технологічно є можливим застосовувати такі, більш складні алгоритми керування, використовуючи ті самі теплові насоси та мікропроцесори, що вже існують. Але необхідно розробити алгоритм їх роботи, оснований та аналізі

можливих режимів роботи теплових насосів. Для створення такого алгоритму потрібно детальніше дослідити теплофізичні процеси у тепловому насосі, отримати залежності енергетичних показників від поточних робочих умов. На основі таких залежностей може здійснюватись керування режимом роботи теплового насосу. Для дослідження процесів тепло- та масообміну пропонується застосувати математичну модель теплового насосу.

На сьогоднішній день для дослідження процесів в тепловому насосі основним підходом є представлення елементів насосу як деяких точкових об'єктів, що змінюють параметри робочого тіла [61, 62]. Ці зміни досліджуються з допомогою  $T-s$  діаграм. При цьому не враховується можлива неповнота фазових перетворень робочого тіла, що може мати місце при реальній роботі цього обладнання. Наприклад, при зменшенні використання теплоти відбувається неповна конденсація фреону або ж неповне випаровування його при відборі теплоти з навколишнього середовища. Тому для урахування реальної сухості пари робочого тіла та підвищення точності описання процесів в елементах насосу пропонується розробити модель теплового насосу, що представляє робоче тіло як двофазне середовище.

Також для підвищення точності розрахунків процесів тепло- та масообміну сприятиме представлення конденсатору та випарника не як точкових об'єктів, а як об'єктів із розподіленими вздовж каналів параметрами [63, 64]. Тобто пропонується використовувати для описання енергетичних та фізичних показників у конденсаторі та випарнику диференціальні рівняння, що дозволять урахувати зміни параметрів вздовж елементів насосу.

### 3.9 Розробка математичної моделі теплового насосу

Основними функціональними елементами теплового насосу (див. рис. 3.5) для вивчення режимів роботи є:

1. випарник, що слугує для передачі теплоти від зовнішнього природного джерела або розсолу до робочого тіла теплового насосу (хладагента);
2. компресор, що шляхом стиснення хладагента підвищує його температурний потенціал;
3. конденсатор, в якому відбувається теплопередача від робочого тіла насосу до робочої речовини системи тепlopостачання користувача енергії;
4. клапан, що дроселює і зменшує тиск хладагента теплового насосу для зменшення температури його кипіння.

Основні припущення, які приймаються при моделюванні:

1. Робоче тіло розглядається як двофазне середовище.
2. Випарник та конденсатор розглядаються як об'єкти з розподіленими за довжиною параметрами.
3. Дроселюючий клапан та компресор приймаються точковими параметрами.
4. Витікання робочого тіла в усіх елементах теплового насосу, крім випарника та конденсатора вважаємо адіабатним.

Для вказаної постановки задачі запропоновано підхід до моделювання теплофізичних та енергетичних показників теплового насосу.

В рівняннях для кожного фазового середовища прийняті наступні позначення: 1 – пара, 2 – рідина.

Рівняння, що описують теплофізичні процеси у випарнику:

Рівняння стану фазових складових

$$P = \rho_1^0 R T_1, \quad (3.43)$$

$$\rho_1 = \rho_1^0 \alpha, \quad (3.44)$$

$$\rho_2 = \rho_2^0 (1 - \alpha), \quad (3.45)$$

де  $\alpha$  – об'ємний вміст пари в двофазному середовищі;

$\rho_j^0$  – істинна густина  $j$  – складової;

$\rho_j$  – середня густина  $j$  – складової;

$R$  – універсальна газова постійна;

$T$  – температура.

Рівняння збереження маси під час випаровування:

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dx} (\rho_1, w_1, F) = g_{21}, \quad (3.46)$$

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dx} (\rho_2, w_2, F) = -g_{21}, \quad (3.47)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу каналу випарника;

$x$  – координата вздовж каналу випарника;

$w$  – середня швидкість руху фази у даному перерізі;

$g_{21}$  – густина потоку маси речовини, що випаровується.

$$g_{21} = \beta^e \cdot \left[ \frac{P_{eq}(T_2)}{\sqrt{(2\pi R_1 T_2)}} - \frac{P}{\sqrt{(2\pi R_1 T_1)}} \right] \cdot S_{21}, \quad (3.48)$$

де  $S_{21}$  – площа взаємодії фаз між собою у даному перерізі каналу, що залежить від режиму течії та вмісту пари у двофазній речовині робочого тіла.

Рівняння руху речовин робочого тіла під час випаровування мають вигляд

$$\rho_1 \cdot w_1 \frac{dw_1}{dx} = -\alpha \frac{dP}{dx} + g_{21}(w_2 - w_1), \quad (3.49)$$

$$\rho_2 \cdot w_2 \frac{dw_2}{dx} = -(1 - \alpha) \frac{dP}{dx}. \quad (3.50)$$

де  $P$  – тиск робочої речовини теплового насосу;

Рівняння збереження енергії в процесі випаровування запишемо у вигляді

$$\rho_1 \cdot w_1 \frac{d}{dx} \left( i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = g_{21} \left( i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right), \quad (3.51)$$

$$\rho_2 \cdot w_2 \frac{d}{dx} \left( i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = q_2^e, \quad (3.52)$$

$i_1, i_2$  – ентальпія відповідно пари та рідини у двофазному середовищі;

$q_2^e$  – енергія, що виділяється за рахунок взаємодії фаз у випарнику.

Процес теплопередачі від природного джерела теплоти до робочої речовини теплового насосу крізь стінки каналів випарника розглянемо на схемі (рис. 3.16).

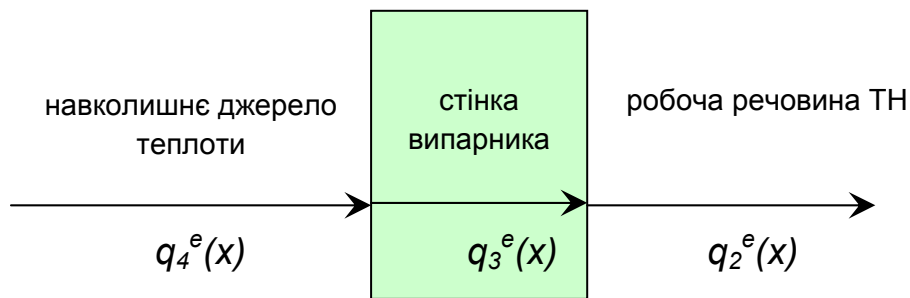


Рисунок 3.16 – Схема теплообміну робочої речовини і навколишнього джерела теплоти крізь стінку випарника

Енергію  $q_2^e$  – робоче тіло випарника (фреон) отримує від стінки випарника шляхом тепловіддачі. Рівняння тепловіддачі має вигляд

$$q_2^e(x) = \alpha_{in}^e \left[ T_{in}^e(x) - T_2(x) \right] \cdot \frac{4}{D}, \quad (3.53)$$

де  $T_{in}^e(x)$  – температура внутрішньої поверхні стінки каналу випарника;

$\alpha_{in}^e$  – коефіцієнт тепловіддачі від фреону поверхні випарника, що залежить від конструкції, матеріалу випарника, якостей та швидкості протікання робочого тіла та ін. Наприклад, коефіцієнт тепловіддачі при кипінні фреону на горизонтальних трубах можна розрахувати за залежністю:

$$\alpha_{in}^e = \varepsilon_r \tilde{N} q_F^{0,75} F(\pi) (R_z / R_{z1})^{0,2}. \quad (3.54)$$

Теплота, яку отримує внутрішня поверхня стінки каналу, передається їй шляхом теплопровідності від зовнішньої поверхні стінки каналу:

$$q_3^e(x) = \frac{\lambda}{\delta} [T_{ex}^e(x) - T_{in}^e(x)] \cdot \frac{4}{D}, \quad (3.55)$$

де  $T_{ex}^e(x)$  – температура зовнішньої поверхні стінки каналу випарника.

До зовнішньої поверхні стінки каналу теплота передається від розсолу або безпосередньо від низькопотенційного природного джерела теплоти. Рівняння теплопередачі у загальному випадку може бути описаним як

$$q_4^e(x) = \alpha_{ex}^e [T^e(x) - T_{ex}^e(x)] \cdot \frac{4}{D}, \quad (3.56)$$

де  $T^e(x)$  – температура розсолу або зовнішнього джерела теплоти.

$\alpha_{in}^e$  – коефіцієнт тепловіддачі від розсолу до зовнішньої поверхні стінки каналу випарника. Коефіцієнт може бути прийнятий за довідковою літературою залежно від конкретних умов роботи.

При описанні процесу теплопередачі вважаємо, що уся теплота, що була отримана зовнішньою поверхнею стінки каналу передається до внутрішньої поверхні стінки, а потім – до робочого тіла, тобто зберігається рівність:

$$q_2^e(x) = q_3^e(x) = q_4^e(\delta). \quad (3.57)$$

Основні процеси, що протікають в конденсаторі, та підхід до їхнього математичного опису будуть аналогічні тим, що розглянуті для випарника.

Рівняння стану фазових складових будуть записуватися так само, як і для випарника.

Рівняння збереження маси під час конденсації:

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dz} (\rho_1, w_1, F) = g_{12}, \quad (3.58)$$

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dz} (\rho_2, w_2, F) = -g_{12}, \quad (3.59)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу каналу конденсатора;

$z$  – координата вздовж каналу конденсатора;

$w$  – середня швидкість руху фази у даному перерізі;

$g_{12}$  – густина потоку маси речовини, що конденсується.

$$g_{21} = \beta^{\tilde{n}} \cdot \left[ \frac{P}{\sqrt{(2\pi R_1 T_1)}} - \frac{P_{eq}(T_2)}{\sqrt{(2\pi R_1 T_2)}} \right] \cdot S_{12}, \quad (3.60)$$

де  $S_{21}$  – площа взаємодії фаз між собою при конденсації у даному перерізі каналу.

Рівняння руху речовин робочого тіла під час конденсації мають вигляд

$$\rho_1 \cdot w_1 \frac{dw_1}{dz} = -\alpha \frac{dP}{dz}, \quad (3.61)$$

$$\rho_2 \cdot w_2 \frac{dw_2}{dz} = -(1 - \alpha) \frac{dP}{dz} + g_{12}(w_1 - w_2), \quad (3.62)$$

Рівняння збереження енергії в процесі конденсації запишемо у вигляді

$$\rho_1 \cdot w_1 \frac{d}{dz} \left( i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = 0, \quad (3.63)$$

$$\rho_2 \cdot w_2 \frac{d}{dz} \left( i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = g_{12} \left( i_1 - i_2 + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) - q_2^c, \quad (3.64)$$

де  $q_2^c$  – енергія, що виділяється за рахунок взаємодії фаз у конденсаторі.

Процес теплопередачі від робочої речовини теплового насосу до речовини системи тепlopостачання користувача енергії крізь стінки каналів конденсатора розглянемо на схемі, що наведена на рис. 3.17.

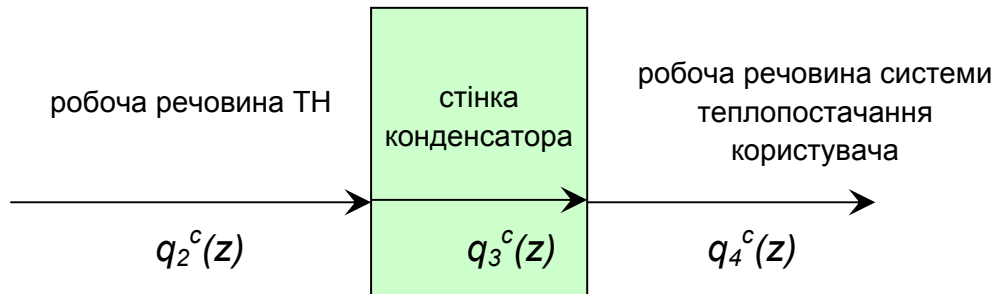


Рисунок 3.17 – Схема теплообміну робочої речовини теплового насосу і речовини у системі тепlopостачання користувача крізь стінку каналу конденсатора

Ця енергія передається від робочого тіла до стінки конденсатора через тепловіддачу. Кількість цієї теплоти можна розрахувати за формулою

$$q_2^{\tilde{n}}(z) = \alpha_{in}^{\tilde{n}} \left[ T_2(z) - T_{in}^c(z) \right] \cdot \frac{4}{D^c}, \quad (3.65)$$

де  $T_{in}^c(z)$  – температура внутрішньої поверхні стінки каналу конденсатора;

$\alpha_{in}^c$  – коефіцієнт тепловіддачі від фреону поверхні стінки конденсатора;

Тепло, що отримує внутрішня поверхня стінки каналу конденсатора, передається шляхом теплопровідності до зовнішньої поверхні стінки. Залежність кількості теплоти від різниці температур поверхні стінки каналу має вигляд:

$$q_3^c(z) = \frac{\lambda}{\delta} [T_{in}^c(z) - T_{ex}^c(z)] \cdot \frac{4}{D^c}, \quad (3.66)$$

де  $T_{ex}^c(z)$  – температура зовнішньої поверхні стінки каналу конденсатора.

Тепло, що передається від зовнішньої поверхні стінки до робочої речовини системи теплопостачання користувача, можна розрахувати як

$$q_4^c(z) = \alpha_{ex}^c [T_{ex}^c(z) - T^c(z)] \cdot \frac{4}{D^c}, \quad (3.67)$$

де  $T^c(z)$  – температура робочої речовини системи теплопостачання.

При розрахунках вважаємо, що

$$q_2^c(z) = q_3^c(z) = q_4^c(z). \quad (3.68)$$

Також тепловий насос містить частини, де відсутні виконавчі елементи, а є лише адіабатне переміщення робочого тіла вздовж труб. Такі ділянки розташовані:

1. від випарника до компресора;
2. від компресора до конденсатора;
3. від конденсатора до дроселюючого клапана;
4. від дроселя до випарника.

Описання процесів тепло- та масообміну на цих ділянках може бути зведено до запису законів збереження руху, маси, та енергії, що виконуються для кожної частини теплового насосу. Доцільно записувати ці закони для кожної фази робочого тіла у вигляді:

$$\rho_1 w_1 F = const, \quad (3.69)$$

$$\rho_2 w_2 F = const, \quad (3.70)$$

$$P = \rho_1^0 R T_1, \quad (3.71)$$

$$P = \rho_2^0 R T_2, \quad (3.72)$$

$$P = \frac{-\alpha \rho_1 w_1^2}{D \cdot 2}, \quad (3.73)$$

$$P = \frac{-(1 - \alpha) \rho_2 w_2^2}{D \cdot 2}. \quad (3.74)$$

Також у моделі мають бути враховані процеси стиснення, що відбуваються у компресорі. Необхідно врахувати взаємний зв'язок між енергією, що витрачається компресором на стиснення робочої речовини ступенем сухості, тиском та іншими параметрами. В загальному вигляді це має бути залежність вигляду

$$W = f(P_1, D_2, \alpha, T), \quad (3.75)$$

де  $W$  – електрична енергія, що споживається компресором;

$P_1$  – тиск робочого тіла насосу перед компресором;

$P_2$  – тиск робочого тіла після стиснення у компресорі.

Характер цієї залежності буде різнитися залежно від типу компресора та характеристик робочої речовини, її вигляд має уточнюватися виробником компресорів.

Таким чином, розроблено математичну теплового насосу, що відрізняється від існуючих підходів тим, що робоче тіло розглядається як двофазне середовище і враховуються зміни теплофізичних параметрів вздовж каналів випарника та конденсатора. Це дозволяє досліджувати режими роботи насосу з неповними фазовими перетвореннями, які виникають внаслідок невідповідності поточних умов роботи системи тим, на які вона була розрахована. Аналіз таких режимів надасть змогу вибрати для них керування з найменшим питомим споживанням енергії.

### **3.10 Підхід до чисельного вирішення задачі розрахунку параметрів роботи теплового насосу**

Для чисельного вирішення задачі розрахунку енергетичних та фізичних параметрів теплового насосу пропонується застосувати метод скінченних різниць.

Розглянемо застосування такого підходу на прикладі розрахунку параметрів випарника. На рис. 3.18 зображена схема теплообміну робочого тіла насосу (фреону) з навколишнім джерелом теплоти крізь стінку каналу випарника. Позначення температур та кількості теплоти, що передається, відповідає тим, що застосовані у формулах математичної моделі розрахунку теплофізичних процесів у випарнику.

Для застосування методу скінченних різниць канал випарника розбивається вздовж на рівні інтервали довжиною  $\Delta x$ . Розрахунок параметрів проводиться послідовно для кожного з них.



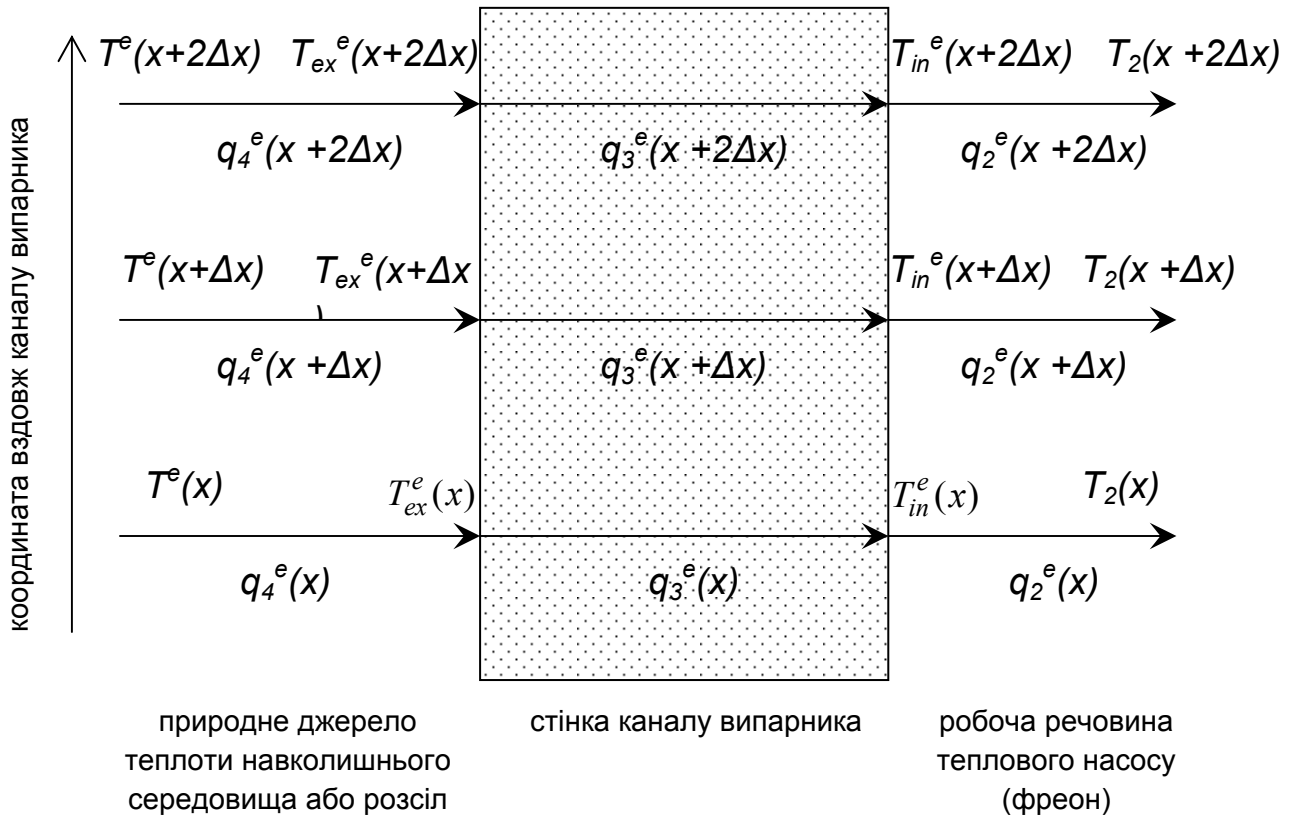


Рисунок 3.18 – Схема представлення теплообміну через стінку каналу випарника для застосування методу скінченних різниць при чисельному розрахунку моделі

Для застосування запропонованого методу чисельного розрахунку необхідно спочатку вирішити диференціальні рівняння, що входять до складу моделі випарника

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dx} (\rho_1, w_1, F) = g_{21}, \quad (3.76)$$

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dx} (\rho_2, w_2, F) = -g_{21}, \quad (3.77)$$

$$\rho_1 \cdot w_1 \frac{dw_1}{dx} = -\alpha \frac{dP}{dx} + g_{21}(w_2 - w_1), \quad (3.78)$$

$$\rho_2 \cdot w_2 \frac{dw_2}{dx} = -(1 - \alpha) \frac{dP}{dx}, \quad (3.79)$$

$$\rho_1 \cdot w_1 \frac{d}{dx} \left( i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = g_{21} \left( i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right), \quad (3.80)$$

$$\rho_2 \cdot w_2 \frac{d}{dx} \left( i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = q_2^e. \quad (3.81)$$

Проаналізуємо, які невідомі у диференційній формі необхідно знайти з цієї системи:

$$\rho_1, w_1, \rho_2, w_2, P, i_1, i_2.$$

Кількість невідомих перевищує кількість рівнянь системи, тому додамо до неї рівняння стану фаз, записане у диференційній формі:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d}{dx}(\rho_1^0 RT_1). \quad (3.82)$$

Для зменшення кількості невідомих

- виразимо середню густину  $j$  – складової робочого тіла через об'ємний вміст пари та істинну густину складової;
- запишемо ентальпію як добуток температури та ізобарної теплоємності речовини.

Отримаємо систему

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP}{dx} = \frac{d}{dx}(\rho_1^0 RT_1), \\ \frac{1}{F} \frac{d}{dx}(\rho_1^0 \alpha, w_1, F) = g_{21}, \\ \frac{1}{F} \frac{d}{dx}(\rho_2^0 (1 - \alpha), w_2, F) = -g_{21}, \\ \rho_1 \cdot w_1 \frac{dw_1}{dx} = -\alpha \frac{dP}{dx} + g_{21}(w_2 - w_1), \\ \rho_2 \cdot w_2 \frac{dw_2}{dx} = -(1 - \alpha) \frac{dP}{dx}, \\ \rho_1 w_1 \frac{d}{dx}(c_{p1}(T_1 - 273) + \frac{w_1^2}{2}) = g_{21}(c_{p2}(T_2 - 273) - c_{p1}(T_1 - 273) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}), \\ \rho_2 w_2 \frac{d}{dx}(c_{p2}(T_2 - 273) + \frac{w_2^2}{2}) = q_2^e. \end{array} \right. \quad (3.83)$$

Враховуючи, що густину рідини можна вважати постійною у діапазоні температур робочого тіла теплового насосу, і те, що ентальпія рідини значно чисельно перевищує квадрат швидкості її протікання, отримуємо систему з сьома рівняннями для знаходження сімох невідомих у диференційній формі:

$$\rho_1^0, \alpha, w_1, w_2, P, T_1, T_2.$$

Аналогічно із випарником для конденсатора схема для чисельного розрахунку параметрів моделі із застосуванням методу скінченних різниць матиме вигляд, показаний на рис. 3.19.

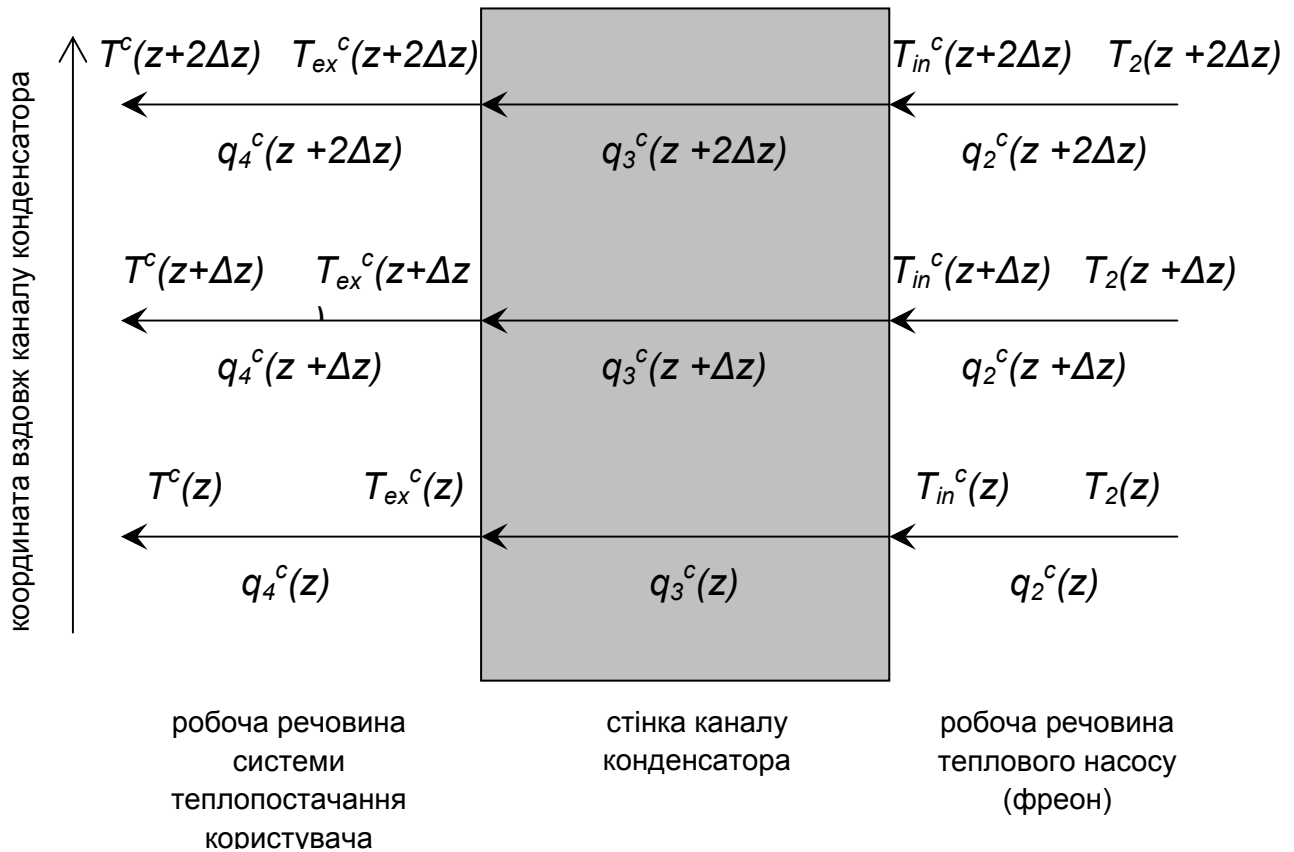


Рисунок 3.19 – Схема представлення теплообміну через стінку каналу конденсатора для застосування методу скінченних різниць при чисельному розрахунку моделі

Підхід до чисельного розрахунку теплоенергетичних показників у конденсаторі буде аналогічний тому, що наведений для випарника. Для ділянок, де відбувається лише протікання робочого тіла без зміни енергетичних показників застосовуються лише алгебраїчні рівняння, тому їх розрахунок буде відбуватися без застосування методу скінченних різниць.

Таким чином, запропонований підхід до чисельного розрахунку математичної моделі енергетичних та фізичних параметрів теплового насосу.

У подальшому планується перевірка адекватності та уточнення отриманої математичної моделі енергетичних та фізичних параметрів. На основі моделювання та аналізу режимів роботи теплового насосу буде розроблений алгоритм керування, що забезпечить підвищення енергетичної ефективності роботи системи опалення з урахуванням поточних умов роботи обладнання.

## РОЗДІЛ 4

### ГЕОТЕЛМАЛЬНІ СИСТЕМИ ВИРОНИЦТВА ЕНЕРГОНОСІЇВ

#### 4.1 Геотермальна енергія – великий ресурс надр Землі

Тепло Землі єдиний енергоресурс, раціональне освоєння якого дозволяє здешевити корисну енергію порівняно з сучасною паливною енергетикою.

Геотермальні ресурси пов'язані як з природними динамічними носіями теплової енергії надр – геотермальними водами (пароводяні суміші, пара, вода), так і з практично безводними (водонепроникними) нагрітими гірськими породами. Ресурси першого виду називають гідротермальними, другого – петротермальними.

За прогностичними оцінками, термальні води, що мають в основному температуру 40 – 80 °С розподільні в Україні (Крим, Карпати і ін. райони), Північному Кавказі, Казахстані, Середній Азії, Грузії, Азербайджані. Запаси пароводяної суміші з температурою 150 – 250 °С знаходяться на Камчатці, Курильських островах, Узбекистані, Киргизії.

Існує декілька способів виведення глибинного тепла на поверхню: буріння свердловин у розрахунок на сам вилив пароводяної суміші; закачування холодної води в одну із свердловин і одержання гарячої води через другу свердловину або через групу свердловин; з природних джерел; за допомогою теплообмінних пристроїв, які встановлюють на усті свердловини.

Способи відбору тепла з порід Землі за допомогою свердловин визначаються геологічними умовами залягання енергоносія. Відомі два основних типи родовищ теплоносія: родовища, що пов'язані з існуючою чи недавньою вулканічною діяльністю; родовища не пов'язані з вулканічною діяльністю.

У багатьох країнах світу основні кошти вкладають у створення геотермальних електростанцій (ГеоТЕС). Досвід підтверджує, що за наявності неглибоких колекторів природної пари будівництво ГеоТЕС є найбільш вигідним варіантом використання геотермальної енергії. Але родовища пари зустрічаються рідко, її відомі і прогностичні ресурси невеликі. Найбільш розповсюджені родовища геотермальних (теплоенергетичних) вод не завжди розповсюджені досить близько до споживачів – об'єкта тепlopостачання. Це викликає можливість їх ефективності експлуатації. Нерідко питання боротьби з солевідкладеннями, захисту обладнання від корозії і складання мінералізованих і вміщуючих токсичні суміші відпрацьованих вод переростають у складну проблему.

В сучасних умовах геотермальну енергію можна використовувати в сукупності з теплонасосними установками (ТНУ). Вони можуть використовувати тепло природних відновлюваних джерел енергії для одержання тепла більш високого потенціала, яке з успіхом може бути використане, наприклад, у житлово-комунальному секторі економіки, який споживає велику кількість дорогого і дефіцитного органічного палива.

Ідея вилучення основної частини петротермальних ресурсів, які вміщуються у твердих гарячих породах, висказана у 1897 році К.Е. Ціолковським, лише в останній час одержала реалізацію у перших експериментальних геотермальних циркуляційних системах (ГЦС).

Тепло Землі і сьогодні залишається енергією майбутнього. Найближчим часом буде створена ефективна технологія видобутку геотермальної енергії, яка забезпечить дійсно широке використання глибинного тепла. Мета вчених – наблизити той час, коли геотермальна енергія закономірно стане в один ряд із сонячною, вітровою і ядерною.

#### **4.2 Буріння свердловин для видобутку геотермальної енергії**

Геотермальна технологічна система має групу свердловин, зону тепловідбору з геотермальним колектором і поверхневого технологічного комплексу, тобто являє собою сукупність природних утворень, інженерних споруд, технічних засобів і обумовлених їх взаємодією фізичних і технологічних процесів, які забезпечують доставку споживачу геотермальної енергії у вигляді кондиційного теплоносія [65].

За призначенням геотермальні свердловини поділяються на розвідувальні, розвідувально-експлуатаційні й експлуатаційні, а останні – на видобувні, нагнітальні, допоміжні (контроль процесів тощо) і спеціальні (наприклад, для створення протифільтраційних екранів). Геотермальний колектор-сукупність природних чи (і) штучно створених фільтраційних каналів у зоні тепловідбору, в яких формується і поступає до добувних свердловин потік природного чи нагрітого у теплообміні з гарячими породами рухомого носія геотермальної енергії. Зона тепловідбору – прилягла біля свердловини область охолодження гарячого породного масиву при фільтрації природних чи закачаних з поверхні теплоносіїв.

Поверхневий технологічний комплекс вміщує нагнітальні, погрузні насоси і газліфтні установки, проміжні теплообмінники, паливні, сонячні, теплонасосні чи інші догріваючі установки тощо.

В процесі буріння свердловин на геотермальну енергію накопичуються низка факторів, що негативно впливають на сам процес.

Однією із головних причин є висока температура (180 – 270°C), джерелом якої є як гарячі породи, так і теплоносії у рідкій чи паровій фазі. Друга – широке розповсюдження непродуктивних зон поглинання промивальної рідини від устя свердловин до досягнутих глибин. Притікання теплоносія досить великі в зонах геологічних порушень.

На відміну від свердловин на інші корисні копалини (нафта, газ, газоконденсат, мінеральну воду) у свердловинах на парогідротерми з високими температурами після проведення випусків чи позапланових викидів пароводяної суміші (ПВС) відбуваються осипання і обвали гірських порід (стінок свердловин) від впливу перемінної аномальної температури при великому вмісті в ПВС вологи. Потік ПВС виносить зруйновану породу у стовбур свердловини.

Буріння свердловин при різних температурах на вибої виявило специфічні особливості, які необхідно враховувати на стадії пошукових і розвідувальних робіт:

1) висока температура ПВС діє на промивочну рідину, і остання, закипаючи, перетворюється у густу глинисту масу у верхній частині стовбура, внаслідок чого погіршується промивання вибою свердловини і не охолоджується породоруйнівний інструмент;

2) при високій температурі передчасно зношуються опори у шарошечних долотах, особливо при розжиженні і витіканні змащення;

3) в процесі опускання бурового інструменту і відновлення циркуляції свердловина охолоджується, а пізніше нагрівається, внаслідок чого виникають додаткові зусилля, які направлені на подовження чи скорочення обсадної колони, відбувається деформація обсадних труб і цементного каменя;

4) періодичні нагрівання і охолодження змінюють напружений стан гірських порід навколо стовбура свердловини, зумовлюючи осипання і обрушення гірських порід, які ускладнюють буріння;

5) висока температура ПВС негативно впливає на гумові елементи проти викидного обладнання.

Під час буріння і випускання ПВС на буровій площадці утворюється парова завіса, що створює неприємності у роботі обслуговуючого персоналу. Окрім цього, ПВС може вміщувати агресивні гази і феноли, які загрожують обслуговуючому персоналу.

Для закріплення свердловин на термальні води і перегріту пару застосовують труби нафтового сортаменту і обсадні труби для геологорозвідного буріння.

Теплові напруження ( $p$ ) в обсадних колонах труб, які передаються і на цементний камінь, визначаються за формулою

$$P = \beta \Delta t / EF, \quad (4.1)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт лінійного теплового розширення сталі, дорівнює  $12,5 \cdot 10^{-6}$  мм/(мм, °С);

$\Delta t$  – зміна температури, °С;

$E$  – модуль пружності, для сталі  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$F$  – площа перерізу труби, см<sup>2</sup>

Нерідко у свердловинах обсадна колона труб залишається незацементованою за різними причинами і внаслідок цього відбувається поздовжнє згинання, яке виникає при зростанні температури описується приблизно формулою

$$S = \frac{4\pi^2 \varphi}{h_0 / r^2} \quad (4.2)$$

де  $S$  – критичні напруження для колони, МПа;

$\varphi$  – модуль пружності для сталі, МПа;

$h_0$  – довжина не зацементованої частини колони, см;

$r$  – радіус згинання, см

Відношення  $h/r^2$  відомо як коефіцієнт згинання колони.

Формула (4.2.) показує, що напруження, при яких колона підпадає під поздовжній згин, прямо пропорціональна діаметру і обернено пропорціональна довжині колони.

Подовження колони труб під дією температури (чи укорочення) визначається за формулою

$$\Delta L = \pm (h_0 [1 + \alpha(t_1 - t_2)] - h_0) = \alpha h_0 (t_1 - t_2), \quad (4.3)$$

де  $\Delta L$  – абсолютне подовження колони мм;

$\alpha$  – коефіцієнт лінійного розширення при нагріванні на 1°С для сталі приймається рівним  $12 \cdot 10^{-6}$ ;

$h_0$  – початкова довжина не зацементованої частини колони, м;

$t_1$  і  $t_2$  – відповідно початкова і кінцева температури, °С.

Зміна довжини колони труб призводить до її деформації, якщо колона труб затиснута з двох кінців і виникаюче додаткове термічне навантаження перевищує граничне навантаження на різьбові з'єднання.

Для того щоб запобігти деформуванню обсадної колони, передбачено попередній її натяг на усті на величину, що не перевищує критичне навантаження.

Цементування свердловин на термальні води і перегріту пару відбувається прямим способом – закачування цементного розчину у простір між трубою і стінкою свердловини і продавлення його у затрубному просторі. Для закріплення геотермальних використовують тампонажні цементи з

уповільнювачами твердіння, полегшені (ОЦГ, ОГЦ) і шлакові цементи типу ШПЦС-120 і ШПЦС-200.

Для оцінки температурного режиму у стовбурі свердловини при проведенні тампонажних робіт необхідно по геотермограмі побудувати криву розподілення температур. Із досвіду бурових робіт відомо, що максимальна температура під час цементації відповідає статичній температурі на глибині  $2/3H$  ( $H$  – глибина свердловини).

Графік розподілу температур (рис.4.1) будується наступним чином:

1) з геотермограми визначається температура  $t_{1y}$ , яка дорівнює температурі порід на глибині  $1/3H$ ;

2) за формулою

$$t_{2y} = t_{1y} + t_{нов} \quad (4.4)$$

визначається температура вихідного із устя потоку, температура поверхні ( $t_{пов}$ ) приймається рівною  $3-5^{\circ}\text{C}$  зимою і  $8-12^{\circ}\text{C}$  літом;

3) температура башмака (торця) обсадної колони визначається за формулою

$$t_{\bar{o}} = t_{виб} + t_{2y} - t_o, \quad (4.5)$$

де  $t_{виб}$  – температура вибою свердловини:

$t_o$  – температура нейтрального шару порід;

4) визначаються точки: а ( $t_{1y}, 0$ ); b ( $t_{1y}, 1/3 H$ ); с ( $t_{виб}, 2/3 H$ ); d ( $t_{виб}, H$ ); e ( $t_{макс}, 2/3$ ); j ( $t_{2y}, 0$ ).

5)

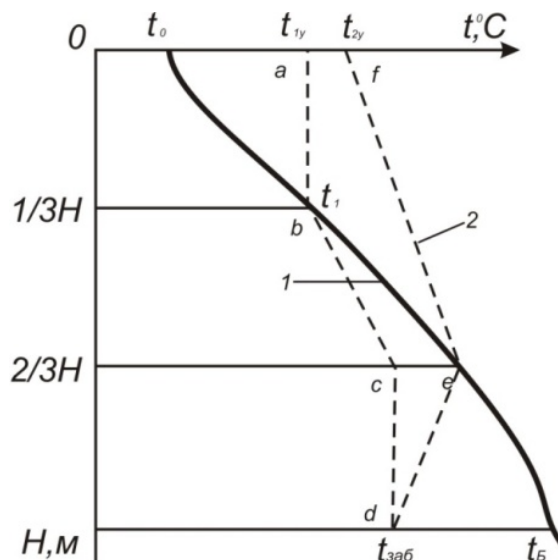


Рисунок 4.1 – Геотермограма (1) і графік розподілення температур при цементуванні обсадної колони (2), побудований за експрес-методом визначення температурного режиму у свердловині



З'єднуючи точки a, b, c, d, j) відрізками прямих, одержуємо приблизний графік розподілу температур при цементації обсадної колони.

Дільниця a b c d відповідає температурному режиму всередині колони, тобто у низхідному потоці; дільниця d e j відповідає розділу температур у затрубному просторі під час продавлювання тампонажного розчину (висхідний потік). Даний метод дозволяє приблизно описати температурний режим стовбура свердловини при цементуванні обсадних колон.

В процесі буріння геотермальних свердловин під впливом високих температур гірських порід температура протікаючої рідини, яка заповнює стовбур, досягає точки кипіння, що призводить до виникнення викидів ПВС, а при деяких умовах і парових викидів.

Природа фонтануючої гарячої води і перегрітої пари така ж сама як і нафтогазової суміші і має аналогічну частоту звукових коливань. Викид супроводжується значним гудінням, потік перегрітої пари підіймається на висоту 40 – 60 м, викидаючи в атмосферу куски гірських порід.

На відміну від газонафтових викидів на пароводяну суміш не діє іскра, розряд статичної електрики, вона не горить при контакті з відкритим вогнем і не може бути причиною вибуху. Найбільш небезпечні викиди при поглинанні протікаючої рідини під час опускання бурильної колони, коли устя свердловини є відкритим.

Під час буріння свердловин на термальні води і перегрітий пар залежно від температури і тиску свердловинного середовища застосовується противикидне обладнання, починаючи з превентора і закінчуючи простішими пристроями для герметизації устя.

В практиці глибокого буріння на термальні води стовбур свердловини закріплюється трубами з подальшою заливкою цементом і перфорацією (пробиванням фільтруючих отворів у стінках труби і цементного кільця) колони навпроти продуктивної зони. В останній час широке використання знайшла безнульова кумулятивна перфорація, коли застосовується заряд досить великої швидкості (800 м/с) і створюється тиск, який досягає при зустрічі з рідиною і сталлю колоною величезної сили.

Глибина пробиття перфораційних каналів розраховується за формулою

$$h_k = L \sqrt{\frac{\sigma_1}{\sigma_2}}, \quad (4.6)$$

де  $h_k$  – глибина пробивання кумулятивного перфоратора, м;

$L$  – довжина кумулятивного струменя, м;

$\sigma_1, \sigma_2$  - відповідно сила тиску і міцність перепони, МПа.

При температурі 160 – 270°C кумулятивний спосіб перфорації не викликає утворення тріщин у матеріалі труб, не дивлячись великий струмінь кумулятивного перфоратора. В умовах високої температури робити кульову перфорацію (як на газонафтових родовищах) не рекомендується, так як вона призводить до тріщиноутворень навколо пробитих отворів чи руйнування тіла труби і цементного каменя.

#### **4.3 Технологічні схеми розкриття геотермальних родовищ**

Освоєння геотермальної енергії можливе на основі суттєво різних принципів, за якими всі різноманітні геотермальні системи поділяються на три групи:

1. Видобування із надр теплоносіїв.
2. Перетворення теплоти в інші види енергії у надрах.
3. Комплексне освоєння геотермальних і мінеральних ресурсів.

Очевидно, що нині і в найближчому майбутньому в основі освоєння геотермальної енергії буде залишатись технологія видобування із надр теплоносіїв (перша група). В цих геотермальних системах виділені п'ять класів природних колекторів, які відрізняються за умовами формування і локалізації проникності порід, а також за природою і рівнем тиску рідини, яка заповнює тріщини і пори колекторної зони. Ці ж умови і особливості в значній мірі визначають і можливість підйому теплоносія у видобувних свердловинах. Геотермальна фонтанна система (ГФС), тобто самовилив природного теплоносія за рахунок збільшеного (по відношенню до гідростатичного) тиску можливий для тріщинуватих (рис.4.2,а) чи пластових (рис.4.3,а) колекторів з глибинним джерелом, що визначає високий тиск і температуру теплоносіїв, які фільтруються у тектонічних порушеннях чи колекторних пластах з глибоких горизонтів. Фонтанна технологія можлива також при розкритті свердловинами глибинних артезіанських басейнів з температурою теплоносія, однакової з навколишнім породним масивом, якщо збільшений тиск може забезпечити необхідний дебіт свердловин (рис.4.3,б).

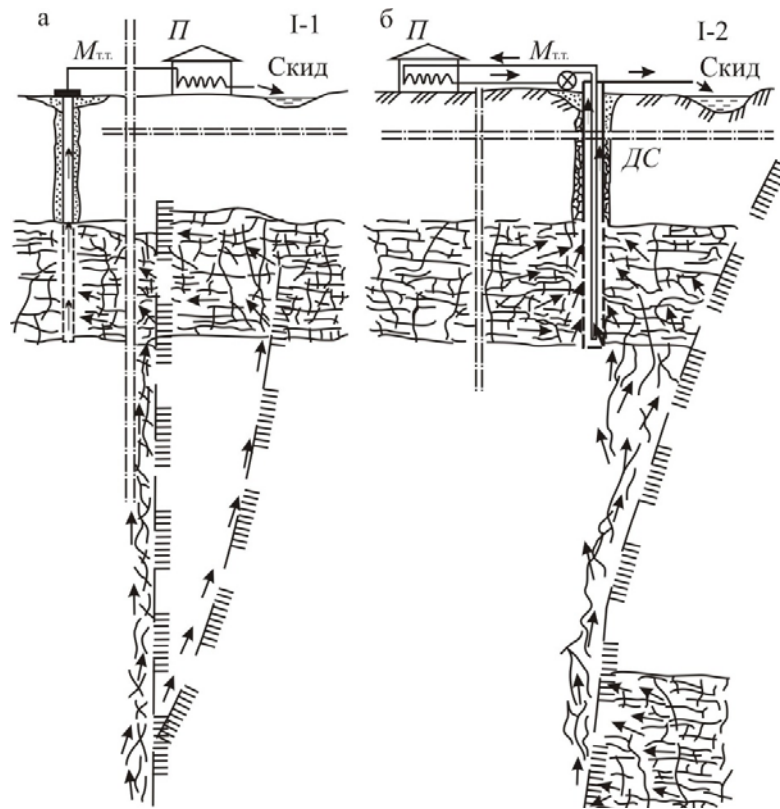


Рисунок 4.2 – Фонтанна (а) і двоконтурна (б) геотермальні системи видобування природних рухомих теплоносіїв із тріщинуватих колекторів з глибинною підпиткою і збільшеним тиском

Якщо геотермальний теплоносіє має високу мінералізацію, вміщує агресивні чи токсичні суміші, то може бути застосована більш складніша (у порівнянні з фонтанною) двоконтурна технологія (рис.4.2,б) з передаванням геотермальної енергії чистому робочому теплоносію у погрузних свердловинних теплообмінниках. У принципі, таке рішення можливе не тільки для вищенаведених схем, але також і у випадку великої потужності і високої вертикальної проникності пластів і зон без збільшеного тиску (заглиблення охолоджених мас розсолу і вливання до теплообмінника більш легких гарячих потоків).

Геотермальні насосні системи (ГНС) використовуються для збільшення дебіта видобувних свердловин або по закінченню періода фонтанного видобутку через утворення депресійних воронки і «спрацювання» збільшеного тиску (рис. 4.3,в) [65].

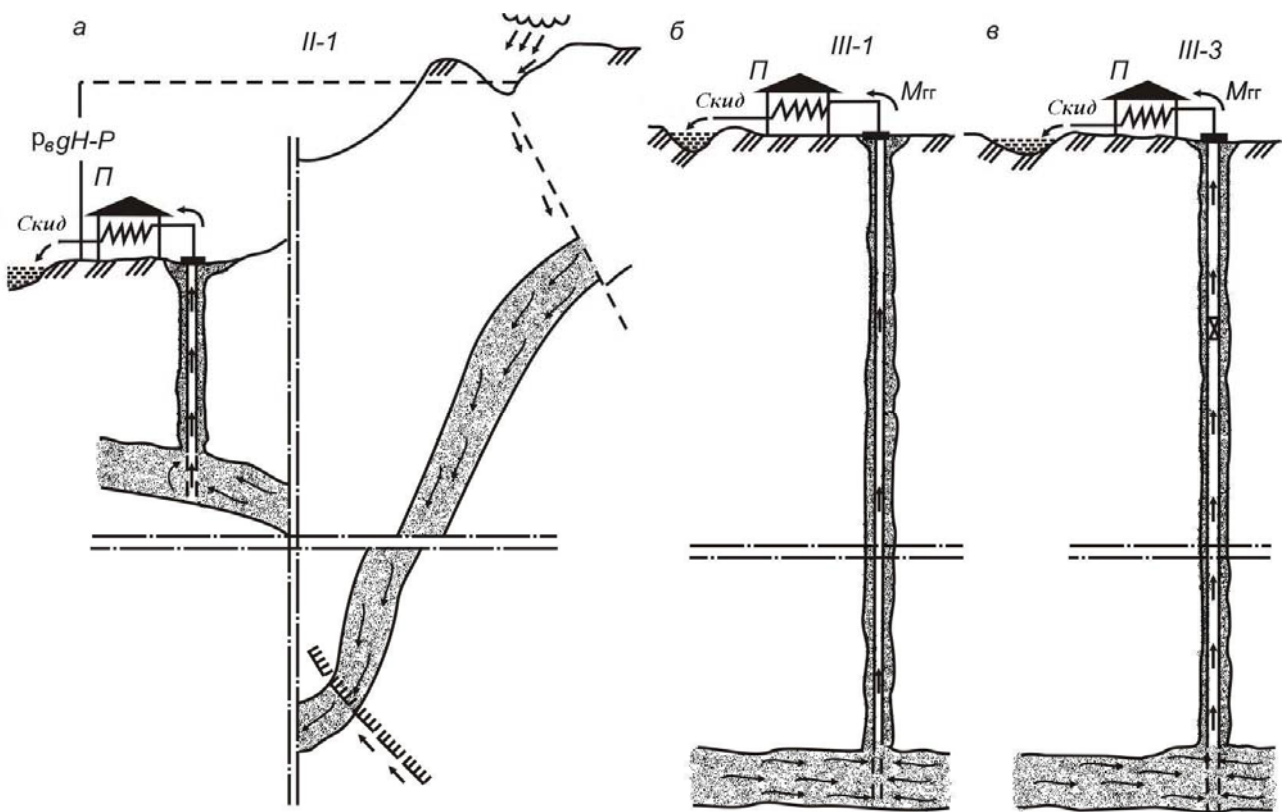


Рисунок 4.3 – Фонтанна (а,б) і насосна геотермальні системи видобування природних рухомих теплоносіїв із пластових колекторів з глибинним і високогірським підживленням і збільшеним тиском і глибинних артезіанських басейнів.  $\rho_v$  – щільність рідини

Із короткої характеристики розглянутих геотермальних систем бачимо, що основну частину їх теплопродукції складає енергія природних рухомих теплоносіїв, видобуток яких і є головною завданням фонтанної, двоконтурної і насосної геотермальної технологій. Однак, в кінці роботи таких геотермальних систем, коли тиск, дебіт і температура одержуваних теплоносіїв може падати, все більш суттєвою часткою їх теплопродукції стане енергія гарячих порід колекторів. У цьому відношенні стає раціональною циркуляційна технологія використання тепла гарячих гірських порід (рис.4.4) без засобів відкачування – геотермальних циркуляційних систем (ГЦС) з нагнітанням холодної і витісненням нагрітої гарячими породами рідини, зазвичай води.

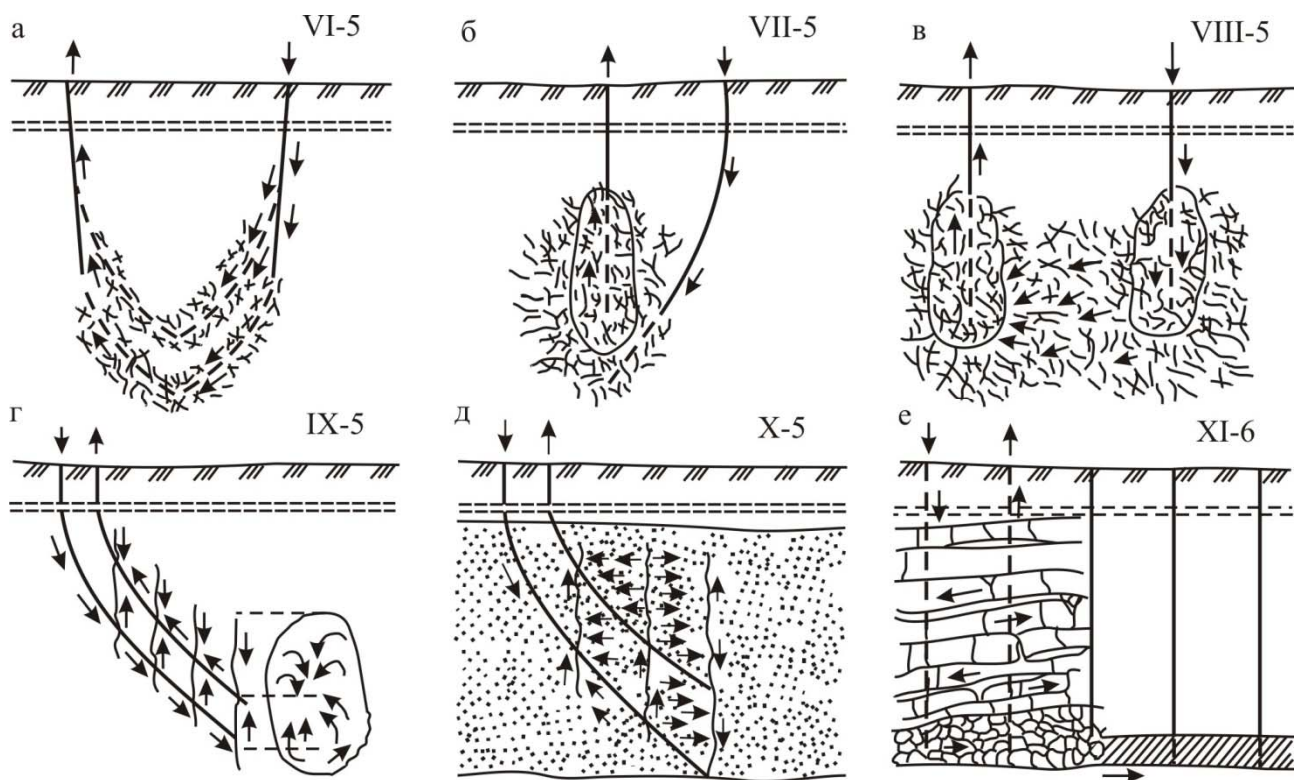


Рисунок 4.4 – Циркуляційні системи вилучення геотермальної енергії твердих гарячих порід із штучними колекторами у вигляді свердловин з поздовжніми зонами руйнування (а); зони руйнування від потужного камуфлетного вибуху (б); зони руйнування і тріщиноутворення порід при взаємодії підземних вибухів (в); серії вертикальних тріщин гідророзриву слабо проникних порід (2); серії вертикальних тріщин гідророзриву проникаючої породної товщі (д) і зони обрушення і розшарування порід над раніше відпрацьованим пластом (е)

Для покращення фільтраційних властивостей породних колекторів використовують свердловини з попарно зближеними і про торпедованими каналами з утворенням навколо них поздовжніми зонами руйнування. Таке рішення відзначається підвищеним обсягом буріння (рис.4.4, а) навіть без вибухів гірлянд торпед для руйнування порід довкола свердловин.

Для створення ГЦС в породах застосовують потужні камуфлетні вибухи (рис.4.4, б) для обрушення, подрібнення і руйнування породного масиву. Розроблено тип ГЦС з фільтраційним потоком теплоносія в зонах радіальних тріщин між сусідніми вибухами (рис.4.4, в). Таке рішення забезпечує різне збільшення об'єму зон тепловідбору багатократними вибухами рідких вибухових речовин у пустотах і тріщинах утворених зон руйнування.

Як фільтраційні канали і поверхні теплообміну застосовують вертикальні зони тріщиноутворення або одиночних тріщин гідророзриву, серія яких

утворюється у непроникних (слабопроникних) породах між похилими інтервалами нагнітальних і добувних свердловин (рис.4.3, г). Цей тип ГЦС вважається в теперішній час найбільш перспективним.

Тип ГЦС (рис.4.4, д) є відмінним від попереднього тим, що тріщини гідророзриву утворюються з застосуванням в'язкої рідини або піни в потужній товщі осаджених пористих порід зі складним розподіленням горизонтальної і вертикальної проникності. Нагрівання теплоносія відбувається в основному при його фільтрації у пластах і прошарках гарячих проникних порід, а тріщини гідророзриву використовують як почергові плоскі гідравлічні «джерела» і «стікання», формують фільтраційний потік і виключають великі втрати рідини.

Циркуляційна геосистема з колектором у вигляді значної зони обрушення і розшарування гарячого породного масиву над виробленим простором (рис.4.4, е) великої ділянки пласта чи покладу іншої форми, які відпрацьовані одним із методів свердловинної фізико-хімічної геотехнології.

Із вищенаведених технологічних схем розкриття геотермальних родовищ слід вважати, що підривний метод руйнування гірських порід має значні перспективи в геотермальній технології, який забезпечує ефективну циркуляційну систему одержання теплової енергії. Підривання досить зближених зарядів звичайних вибухових речовин може забезпечити утворення у масиві систем з'єднуючих тріщин, придатних для організації фільтраційного тепломасопереносу (рис.4.5). Перші пропозиції з використання підземних вибухів у слабопроникних гарячих породах для створення ГЦС із штучним колектором були розроблені у Станфордському університеті США проф. П.Кручером у 1966 р. При першому експериментальному вибухові «Райніер» потужність 1,7 кілотонн у товщі туфів на глибині 240 м, радіус початкової порожнини склав 19,5 м, висота «труби обрушення» 117 м, а радіус зони радіальних тріщин 67 м.

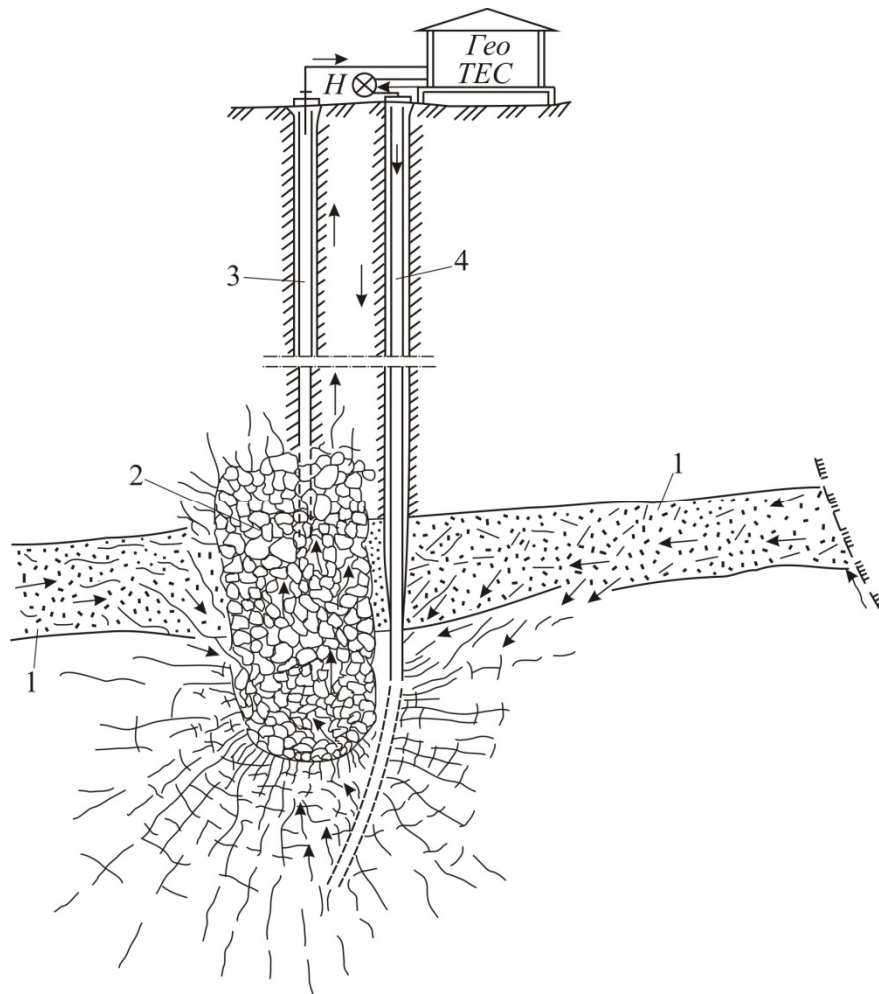


Рисунок 4.5 – Схема “стимулювання” геотермального родовища камуфлетним вибухом у колекторі пароводяної суміші з глибинним підживленням: 1 – проникаючий пласт – колектор з джерела через глибинний злам; 2 – зона вибухового руйнування порід колектора і вміщуючих його слабопроникних порід; 3 – вибухова свердловина, відновлена і застосована як видобувна; 4 – нагнітальна свердловина, яка пробурена до зони руйнування після вибуху

Основним і поки не усунутим недоліком таких вибухів є їх руйнівні сейсмічні ефекти у міру зростання маси зарядів. Для цього слід додати, необхідність тривалої консервації робіт у карантинний період, значні витрати на буріння і складне забивання (герметизацію) свердловин, а також невігідне розподілення вивільненої при вибуху енергії, основна частина якої витрачається у найближчій зоні на непотрібні ефекти випаровування, плавлення і переподріблення порід.

Другим найбільш ефективним методом створення ефективної циркуляційної системи тріщин у породному масиві є гідравлічний розрив. Встановлено, що після розриву порід утворені тріщини вже не можуть

зімкнутись до одержання ефекту монолітності (рис.4.6). Розірвані і добре «складені» знову породні блоки продовжують фільтрувати воду у закритих тріщинах.

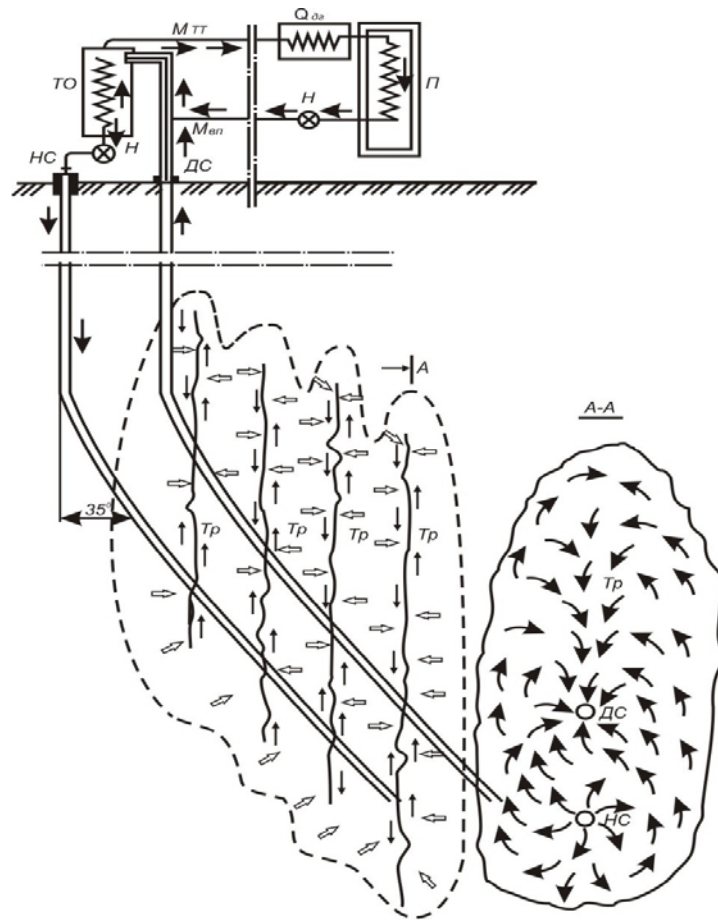


Рисунок 4.6 – Геотермальна циркуляційна система із штучним колектором – серією вертикальних тріщин гідророзриву: HC – нагнітальна свердловина; DC – видобувна свердловина; Tr – тріщини гідророзриву породного масиву, що утворює геотермальний колектор; H – циркулюючий насос; TO – проміжний теплообмінник між контурами первинного і робочого теплоносіїв; MTT – магістральна теплотраса;  $Q_{dg}$  – додаткова зовнішня енергія, що одержана теплоносієм при його догріві; П – теплообмінний апарат споживача; Mvp – магістральний водопровід; межа розширеної зони тепловідбору наведена пунктирною лінією; кондуктивний теплопереніс у цій зоні – порожнинними стрілками; напрямок потоків теплоносіїв – звичайними стрілками

Гідророзрив породного масиву базується на механічній дії рідини на породу з утворенням тріщин. Суть гідророзриву полягає в тому, що у свердловину під високим тиском, який перевищує гідростатичний у 1,5 – 3,0 рази, нагнітають рідину, внаслідок чого у вибійній зоні масиву розкриваються



існуючі тріщини та утворюються нові. Для запобігання змикання цих тріщин іноді в них вводять крупнозернистий пісок. В результаті зростає проникність привибійної зони масиву порід.

Для утворення гідророзриву необхідно подолати напруження у привибійній зоні порід, які створюються гірським тиском і міцністю самих порід:

$$P_p = P_g + c \text{ або } P_p = H\gamma_{\text{ср}}g + c, \quad (4.7)$$

де  $P_p$  – тиск гідророзриву, МПа;

$P_g$  – гірничий тиск, МПа;

$c$  – тиск, необхідний для подолання опору самих порід руйнуванню, МПа;

$H$  – глибина залягання петротермальної зони, м;

$\gamma_{\text{ср}}$  – середня щільність шарів вище лежачих гірських порід, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

Тиск розриву залежить від глибини і гідростатичного тиску і коливається у межах 1,3 – 15 МПа при  $H$  до 300 м, при цьому чітко прослідковується зростання значень величин тиску для горизонтального розриву порівняно з вертикальним для тих же глибин.

Процес утворення тріщинуватої зони на геотермальному родовищі чітко прослідковується на графіку гідророзриву (рис. 4.7). Цей графік поділяється на три зони.

Перша зона (I) – тиск рідини підвищується повільно. Вода рухається у природних порах і тріщинах без порушення структури породи.

Друга зона (II) – початок порушення структури гірського масиву, розширення пор і тріщин і збільшення приймання води.

Третя зона (III) – приймання води зростає за прямою. Вода рухається у породному масиві у нових тріщинах, щілинах, гідравлічний опір яких став значно меншим.

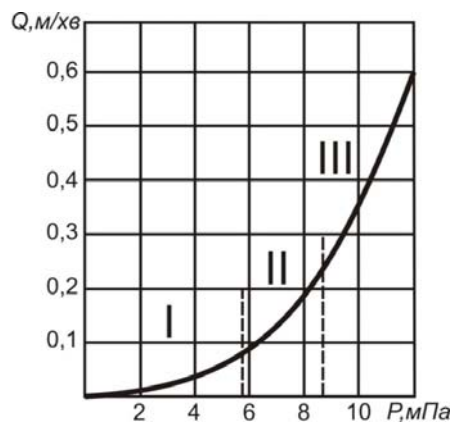


Рисунок 4.7 – Залежність притікання води (Q) у гірський масив від тиску (P) нагнітання

#### 4.4 Устьове обладнання геотермальних свердловин

Монтування устьового обладнання залежить від призначення і конструкції свердловин, відповідного пластового тиску, фазового стану теплоносія і мінералізації термальної води. На пошукових, розвідувальних і експлуатаційних свердловинах з надлишковим тиском на усті монтують обладнання, яке відповідає за міцністю цьому тиску.

Вибір засувок і іншого устьового обладнання залежить від дебіту, тиску і температури свердловинного середовища. При температурі до  $100^{\circ}\text{C}$  і при тискові до  $0,1\text{ МПа}$  встановлюють сталеві засувки з паранітовими прокладками. При надлишковому тиску до  $0,3\text{ МПа}$  і незначному вмісті сірководню оголовки свердловин обладнують сталевими засувками, розрахованими на номінальний тиск  $0,6\text{ МПа}$ .

На рис. 4.8 наведена типова схема обв'язування свердловини при розкритті родовищ термальних вод. Мінералізовані гарячі води мають агресивну дію на колони труб і оголовки свердловин (арматуру, засувки). Сталеві деталі устьового обладнання виходять із ладу протягом 4 – 5 років експлуатації.

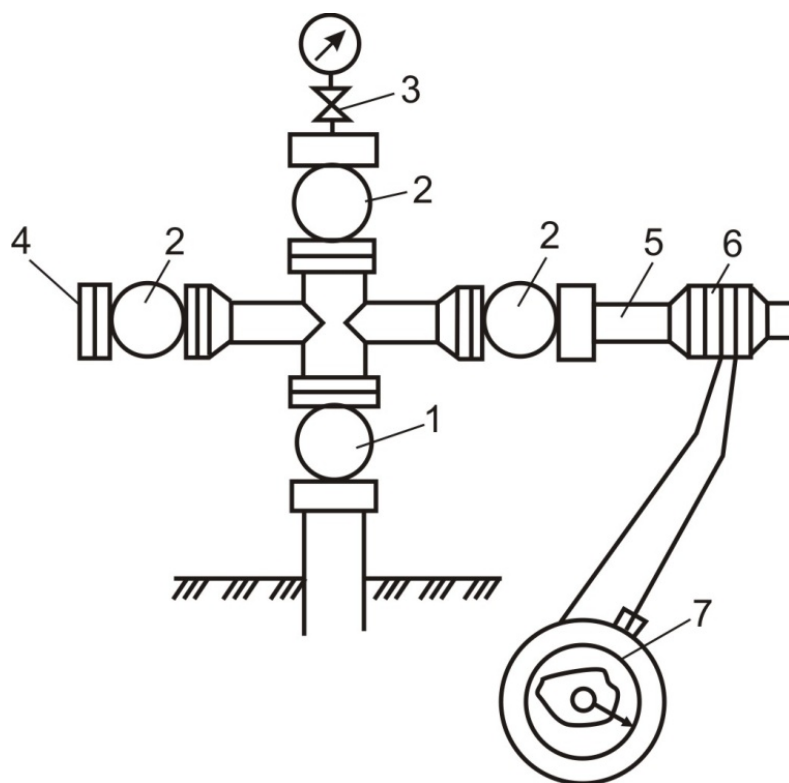


Рисунок 4.8 – Устьова арматура геотермальної свердловини: 1,2 – стовбурна та буферна засувки; 3 – трубка під манометр з краном; 4 – фланець; 5 – патрубок; 6 – витратомір, 7 – самописний пристрій

На рис. 4.9 наведена схема обв'язування свердловини на перегрітій пар. Арматура АП65×210 призначена для встановлення на усті свердловини з метою герметизації трубного простору колон, створення циклічного і площадного закачування пари і горячої води у продуктивний пласт під тиском до 15 МПа при температурі 300 – 350° С, для збільшення дебіта свердловини [66].

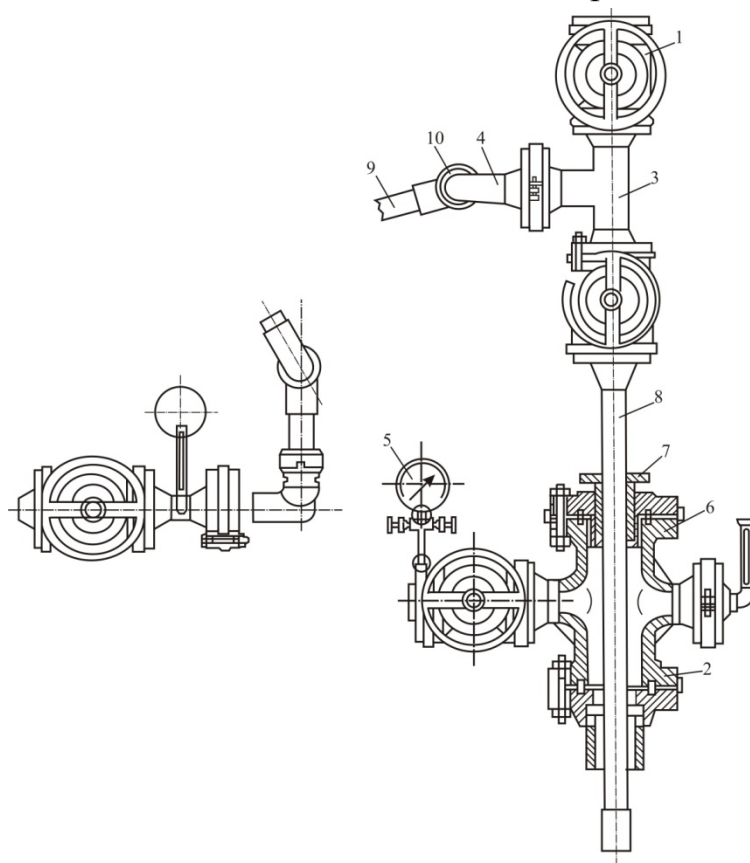


Рисунок 4.9 – Арматура АП65×210 для обладнання устя свердловини на перегрітій пар: 1 – засувка; 2 – нижній фланець хрестовини; 3 – трійник; 4 – відвід; 5 – манометр; 6 – верхній фланець хрестовини з ґрундбуксою; 7 – втулка; 8 – насосно-компресорна труба; 9,10 – відвід з шарнірним з'єднанням

При необхідності розділення пари і води на поверхні землі використовується спеціальний пристрій, який називають сепаратором (рис.4.10).

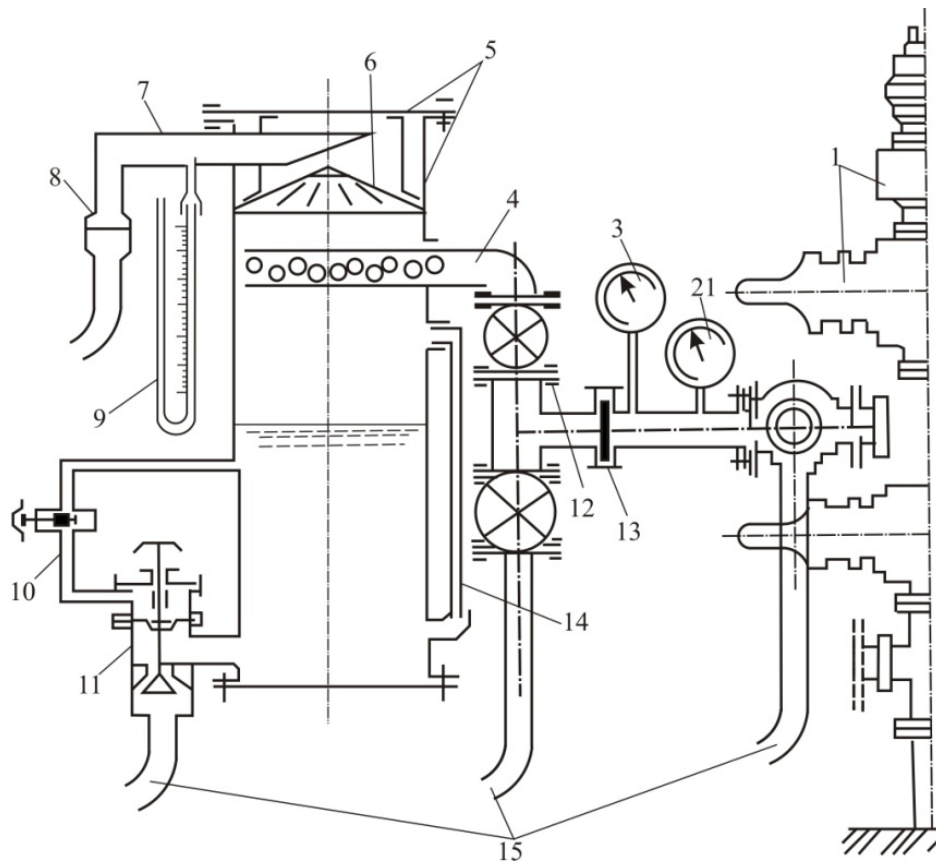


Рисунок 4.10 – Схема устьового обладнання свердловини для розділення пароводяної суміші на дві фази (пар і рідину)

Із геотермальної свердловини 1 через засувку 12 і ввідний патрубок 4 теплоносій надходить в сепаратор 5, де замірюється його температура термометром 2, тиск на манометрі 3 і дебіт за допомогою з'йомного диску з каліброваним отвором 13. Теплоносій при надходженні у сепаратор 5 потрапляє на відбійний зонд 6, за допомогою якого і відбувається розділення його на пару і рідку фазу. Параметри пари на виході із сепаратора 5 вимірюються манометром 9, з'єднаним через вивід газів 7 з дисковим замірником дебіта 8. Рівень рідкої фази у сепараторі 5 візуально спостерігається на водомірному склі 14 і постійно утримується на визначеному рівні за допомогою клапана 10, який контролює роботу зливного клапана 11.

#### 4.5 Перспективні теплонасосні схеми геотермальної енергетики

Геотермальні джерела енергії вносять значний вклад у збереження екологічно чистої і раціональної енергії. Особливо значний інтерес приставляють родовища з газонасиченими термальними водами розчиненого природного газу (метану) [66].

В Україні побудована і введена в експлуатацію Північно-Сивашська геотермальна електростанція в автономній республіці Крим. Будівництво таких

ГеоТЕС дає можливість створити автономне забезпечення електричною, тепловою і механічною енергією, а також гарячою водою населені пункти у сільській місцевості. Станція використовує дві геотермальні свердловини глибиною 1850 м, пластова температура термальної води складає 60 – 70 ° С. Технічна характеристика родовища наведена в табл. 4.1 [67].

Таблиця 4.1 – Основні параметри геотермальної ТЕС

Показник	Розмір-ність	Значення величин
Експлуатаційні запаси води	м <sup>3</sup> /добу	1080
Потужність геотермального пласта	м	35
Глибина залягання продуктивного пласта на нагнітальній свердловині	м	1819
Температура води на усті видавальної свердловини	°С	64
Проникність пласта	Дарсі	0,02
Пористість пласта	%	20
Статичний тиск на усті	МПа	0,50
Мінералізація води	г/дм <sup>3</sup>	25
Щільність рідини	кг/дм <sup>3</sup>	1019
Тип колектора	-	пористий
Сумарне навантаження на опалення і гаряче постачання селищ	кВт	717-опалення 200-гаряча вода

ГеоТЕС обслуговує у селищі чотири житлові будівлі, два гуртожитка, столову, магазин, школу, дитячий садок тощо.

На рис. 4.11 наведена технологічна схема когенераційної геотермальної установки.

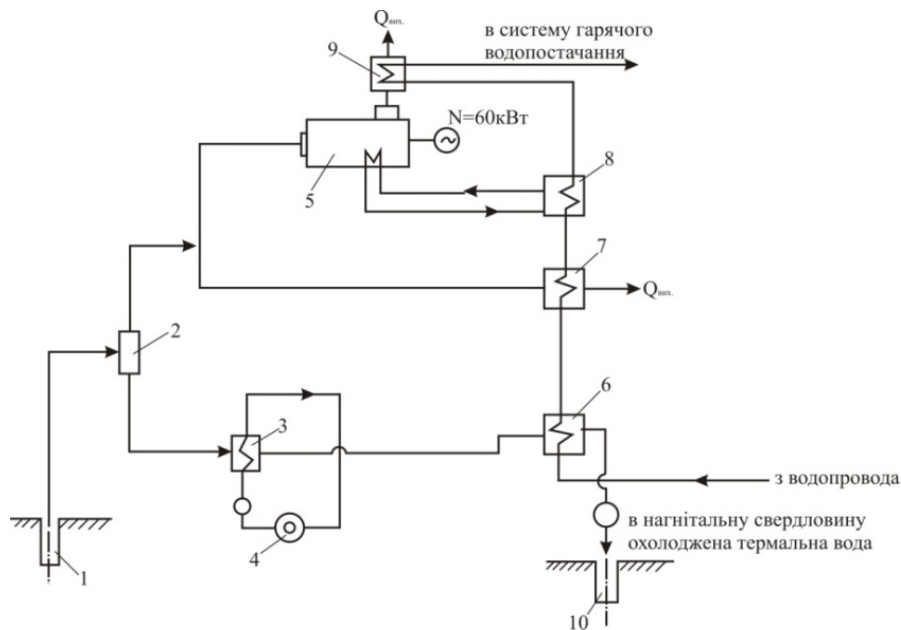


Рисунок 4.11 – Технологічна схема когенераційної геотермальної установки: 1 – свердловина експлуатаційна; 2 – сепаратор; 3 – теплообмінник системи опалення; 4 – споживачі теплоти; 5 – газовий двигун; 6 – теплообмінник системи гарячого водопостачання; 7 – газовий котел; 8 – теплообмінник системи охолодження газового двигуна; 9 – утилізатор теплоти вихлопних газів; 10 – нагнітальна свердловина

Газоводяна суміш підіймається на поверхню землі по свердловині 1 і подається у сепаратор 2. В сепараторі відбувається розділення суміші на дві фази-газ (метан) і воду.

Термальна вода із сепаратора поступає в теплообмінник системи опалення 3, пізніше – в теплообмінник (ТО) системи гарячого водопостачання (ГВП) 6 і далі нагнітальними насосами закачується в продуктивний горизонт. Вивільнений від води газ поділяється на два потоки. Більша частина газу подається на газовий двигун (ГД) 5 для вироблення електроенергії. Решта частини газу використовується для підігрівання води системи ГВП у газовому котлі (ГК) 7. Також для підігріву води ГВП використовується теплота вихлопних газів двигуна і теплота системи охолодження двигуна. Для цього монтується водяний ТО 8 і газовий утилізатор 9.

На рис 4.12 наведена схема когенераційної геотермальної установки для одночасного вироблення електричної і теплової енергії з застосуванням теплового насоса.

Термальний енергоносій (гаряча вода і розчинений в ній газ) із свердловини подається у сепаратор, де розділяється на дві фази: воду і газ. Очищена від газу термальна вода подається у теплообмінник системи теплопостачання, де охолоджується до 30 – 40 °С. Ця вода з залишковою

теплотою нагнітається у теплонасосну установку, де охолоджується до  $0 - 6\text{ }^{\circ}\text{C}$  і далі закачується назад у продуктивний горизонт.

Газ із сепаратора додатково підсушується і підігрівається в системі підготовки газу за рахунок теплоти відпрацьованих вихлопних газів двигуна в утилізаторі. Далі газ направляється у газопоршневий двигун, на валу якого змонтований електрогенератор з вироблення електрики.

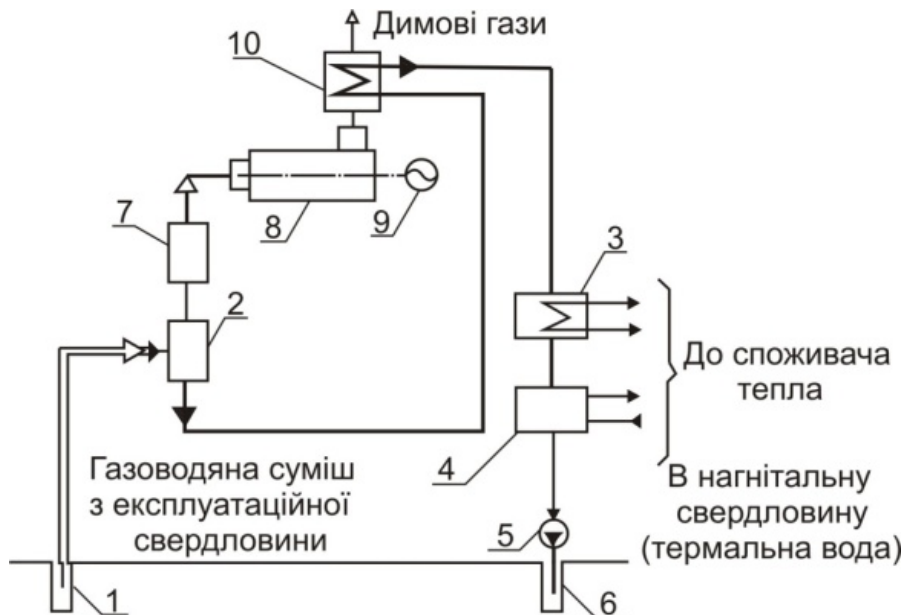


Рисунок 4.12 – Схема когенераційної геотермальної установки з тепловим насосом: 1 – експлуатаційна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – теплообмінник; 4 – теплонасосна установка; 5 – нагнітальний насос; 6 – нагнітальна свердловина; 7 – система підготовки газу; 8 – газопоршневий двигун; 9 – електрогенератор; 10 – утилізатор тепла димових газів

На рис. 4.13 наведена схема комбінованої когенераційної установки з застосуванням газопоршневого двигуна, гідропарової турбіни і теплового насоса. Така схема використовується для теплоносія з високими температурами термальної води (більше  $140 - 160\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Газ після сепаратора 2 і системи підготовки газу 9 подається у газопоршневий двигун 10. В утилізаторі 11 вихлопні гази гріють теплоносій системи тепlopостачання. Високотемпературна термальна вода після сепаратора направляється у спеціальну турбіну 3, в якій використовується кінетична енергія потоку води в сукупності з водяною парою, яка утворюється при розширенні й адиабатичного кипіння. Відпрацьована пароводяна суміш подається у теплообмінник системи тепlopостачання 5, пізніше – у теплонасосну установку 6 для глибокого охолодження і нагнітається у підземний горизонт [68].

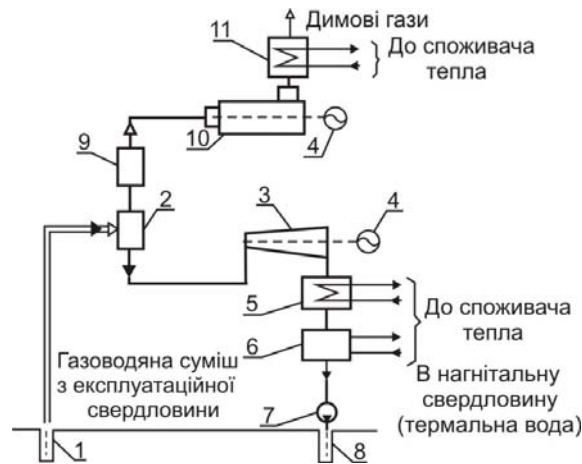


Рисунок 4.13 – Схема когенераційної геотермальної установки з тепловим насосом, гідропаровою турбіною і газопоршневим двигуном: 1 – експлуатаційна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – гідропарова турбіна; 4 – електричний генератор; 5 – теплообмінник; 6 – тепловий насос; 7 – нагнітальний насос; 8 – нагнітальна свердловина; 9 – система підготовки газу; 10 – газопоршневий двигун; 11 – утилізатор теплової енергії димових газів

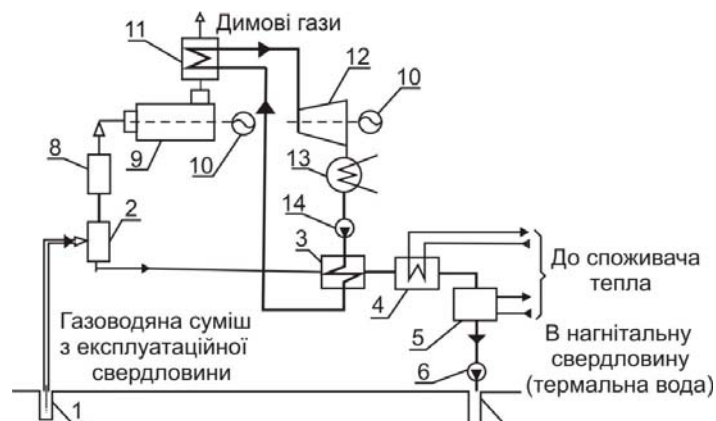


Рисунок 4.14 – Схема когенераційної геотермальної установки з паровою турбіною, конденсатором пари і економайзером: 1 – експлуатаційна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – економайзер; 4 – теплообмінник; 5 – теплонасосна установка; 6 – нагнітальний насос; 7 – нагнітальна свердловина; 8 – система підготовки газу; 9 – газопоршневий двигун; 10 – електричний генератор; 11 – утилізатор теплової енергії димових газів; 12 – парова турбіна; 13 – конденсатор пари; 14 – насос

Вищенаведені схеми когенераційних установок є перспективними для застосування у місцях розташування геотермальних ресурсів України – в Криму, Карпатах, у Дніпропетровсько-Донецькій западині.



Когенераційна термальна геосистема теплопостачання і вироблення електроенергії наведена на рис. 4.14. В цій схемі застосовується газопоршневий двигун і парова турбіна, а також теплонасосна установка. У цій схемі, які у попередніх, газова водяна суміш поділяється у сепараторі 2 на дві фази. Термальна вода після сепаратора поступає у теплообмінник – економайзер 3 водяного контура, далі у теплообмінник системи теплопостачання 4 і повністю охолоджується у теплонасосній установці 5, після чого нагнітається в надра землі. Газ використовується у газопоршневому двигуні 9, а вихлопні гази подаються в утилізатор 11, який у даній схемі одночасно є парогенератором. Пара, яка утворилась у цьому парогенераторі, направляється у турбіну 12 для вироблення електроенергії генератором 10.

### *Переваги і недоліки використання геотермальної енергетики*

Одним із перспективних напрямів застосування геотермальних джерел енергії є будівництво геотермальних теплових електростанцій на основі само виливних джерел. Нині ГеоТЕС загального потужного 1490 МВт функціонують у 20 державах світу, в тому числі у США – 510, Італії – 420, Новій Зеландії – 200, Японії – 168, Мексиці – 80.

В Україні вивчається можливість створення ГеоТЕС в районах з підвищеним градієнтом теплової енергії надр Землі. Вважається, що функціонування даних станцій буде виконуватись за рахунок так званих циркуляційних систем. Принцип їх дії наступний. Нагнітальна поверхнева вода через свердловини витісняє пароводяну суміш із існуючих підземних пористих резервуарів-колекторів, і нагріваючись, в свою чергу видавлюється наступною порцією води. У якості закачуваної води може бути використана також вода, що одержують від конденсації пари після проходження через турбіни. Створення циркуляційних систем дозволяє одержувати з глибин 3 – 4 км теплоносій, підігрійтий до температури 150 – 180 °С і більше.

Другим перспективним видом використання тепла Землі можуть бути ГеоТЕС на основі петротермальної енергії. Порооди, розігріті до 150 – 250 °С на глибинах понад 2 – 5 км зустрічаються в багатьох регіонах, і цього рівня температур достатньо для виробництва пари в кількостях, які необхідні для обертання турбін електростанцій.

Для ГеоТЕС, що використовують тепло сухих порід, необхідно пробурити дві свердловини. По одній подається холодна вода з поверхні Землі, друга слугує для відбирання пари чи гарячої води, одержаних у підземних порожнинах – теплових котлах з пористою структурою і тріщинами.

Великі проблеми виникають, якщо таких структур немає, а температури на даній глибині достатньо високі для одержання пари чи гарячої води у

великих кількостях. Тоді застосовують гідродинамічний розрив порід (чи камуфлетний вибух) за допомогою яких утворюються необхідні для організації ефективного тепловідбору структури.

Як правило, такі ГеоТЕС працюють за замкнутим циклом. Вода, що закачана у свердловину, перетворюється у пару у підземному котлі і поступає через “парову” свердловину на поверхню Землі, а після проходження через турбіни конденсується і знову повертається у “водяну” свердловину. Це дозволяє економити прісну воду і не засмічувати навколишнє середовище, так як вихідна природна пара може вмещувати небезпечні суміші.

Циркуляційні системи можна також використовувати для обігрівання різних споруд. Наприклад, блок із двох свердловин може доставити на поверхню Землі 100 – 200 млн. кДж/год, тобто забезпечити теплом будівлі, де проживають 12 – 16 тис. жителів, а в південних районах – до 20 тис. людей.

В Ісландії, де існує активна вулканічна діяльність, широко використовуються геотемальні ресурси для тепла і водопостачання у комунальному господарстві. Практично всі крупні населені пункти у цій державі, включаючи Рейк’явік, мають системи теплопостачання, джерелом яких є геотермальна енергія.

Франція займає у даній час ведуче місце в даній області. Понад 30 тис. квартир у Паризькому районі опалюється за допомогою геотермальної енергії. Планується розширити опалювальну мережу до 100 тис. квартир.

В Тбілісі (Грузія) гаряча вода, яка одержується із самовиливної свердловини, має температуру 57 – 65 °С, мінералізацію води – 0,3 г/л і продуктивність – 2 тис. м<sup>3</sup>/добу. Термальна вода через трубопровід поступає у розподільний бак ємністю 5 тис. м<sup>3</sup>, який встановлено вище жилих будівель. Звідси самовиливом вона подається споживачам. Трубопровідна система теплопостачання має добру теплоізоляцію, тому втрати тепла незначні (падіння температури не перевищує 1,5 °С). Оскільки в термальній воді, яка одержується із свердловини, міститься сірководень, в схемі є дегазатор. Система забезпечує гарячою водою один із мікрорайонів Тбілісі.

Велику ефективність показало використання гарячих джерел у сільському господарстві і в першу чергу для обігрівання теплиць. В Ісландії зараз нараховується понад 400 тис. м<sup>2</sup> теплиць і оранжерей, які опалюються геотермальним теплом. За рахунок цього щорічно економиться до 300 тис. тонн умовного палива. В Угорщині зараз площа, зайнята ними, складає біля 500 тис. м<sup>2</sup> і при цьому економиться 500 тис. т у.п./рік.

Геотермальна енергія широко використовується для опалення скотарських комплексів, підігрівання питної води у зимовий період, а також як

відпрацьована вода у риборозводних ставках та в інших областях для утилізації геотермального тепла.

Значну роль геотермальні джерела грають у лікуванні різних хвороб. Майже всі термальні води з високою температурою, незалежно від хімічного складу, мають лікувальні властивості.

Другий важливий аспект застосування геотермальних джерел – можливість видобутку з води цінних елементів і різноманітних з'єднань: йоду, бромиду, повареної солі, борної кислоти, лужних елементів, сірки, глауберової солі тощо.

Однак існують серйозні науково – технічні проблеми, які пов'язані з підвищенням ефективності роботи ГеоТЕС, і насамперед збереження пари високого тиску на виході із свердловин і тобто, на вході у турбіну. У підземних резервуарах пара знаходиться під досить великим тиском – приблизно 3 – 5 МПа, а на поверхні Землі тиск пари зменшується до 0,8 – 1 МПа. В цих умовах коефіцієнт корисної дії станції не перевищує 10 – 16 %, тоді як у сучасних традиційних станціях він досягає 40 %. Тому для одержання тієї ж самої потужності необхідно збільшити витрати пари через турбіну приблизно у 2,5 рази. Звичайно одна свердловина виробляє пари біля 20 кг/с, що достатньо для обертання турбіни приблизно у 7 МВт, для обертання більш потужних турбін треба мати декілька свердловин, з'єднаних між собою трубопроводом. Витрати пари із свердловини повільно знижуються із часом її експлуатації, і в середньому складають біля 15 років.

Термальні води мають низьку мінералізацію, не вимагають використання складних і дорогих схем. Але, якщо вони містять багато солей і мають високу температуру, необхідно робити теплообмінник. В ньому гаряча термальна вода віддає тепло прісній, яка потім подається споживачу. Як теплообмінники застосовуються при цьому звичайні змішувачі. Але випадіння солей на трубах підвищує термічний опір стінок, тому погіршується процес теплообміну.

В інших схемах застосовують догрівання термальних вод у котельнях у періоди, коли потрібно підвищення температури теплоносія, який подається в опалювальну систему. Ефективність схем опалення значно зростає при використанні теплового насоса, який догріває воду до 80 °С. Схеми з тепловим насосом можуть утилізувати термальну воду з досить низькими температурами. Однак експлуатація теплових насосів вимагає підключення їх до електромережі і пов'язана зі значними витратами електроенергії.

Незначні масштаби застосування геотермального тепла поки не дозволяють говорити про негативні впливи цього джерела енергії на природне середовище і організм людини. Але найближчим часом вони можуть з'явитися, і їх необхідно уникнути. В геотермальних водах виявлені такі домішки, як

нітриди, хлориди і сульфіді різноманітних металів, концентрація яких не є шкідливими для природи і людини. Але у гарячій воді і парі містяться і небезпечні елементи – бор і миш'як. В геотермальних джерелах, що вже експлуатуються загальна кількість цих домішок не перевищує 1 – 1,5%. Із зростанням глибини і масштабів використання геотермальної енергії їх вміст може значно зрости і, тому, чинити негативний вплив на живі організми. Нейтралізувати це явище можна при широкому застосуванні циркуляційних систем, які дозволять уникнути попаданню речовин у навколишнє середовище.

Геотермальні джерела виділяють значну кількість сірководню, який у незначних дозах не є шкідливим. У великих концентраціях сірководень досить токсичний і небезпечний для живих організмів. Він є більш важчим газом, ніж повітря, він накопичується поблизу поверхні Землі, і тому діє негативно, особливо на організм людини.

Геотермальні джерела виділяють в атмосферу метан, аміак, вуглекислий газ. Все це, разом взяте, має деякий негативний ефект. Але він є значно меншим, ніж у випадку традиційних енергоустановок у перерахунку на одиницю потужності.

Геотермальна енергетика пов'язана з виведенням на поверхню Землі великих об'ємів води. Скидання відпрацьованих вод може викликати заболочування окремих ділянок ґрунтів в умовах вологого клімату, а у засушливих районах – засолення. Це явище створює деградацію земельних угідь. Дуже небезпечним є прорив трубопроводів. Через це на землю будуть викинуті великі кількості небезпечних розсолів. Як відмічено вище, циркуляційна система забезпечить безпеку таких робіт, тому що термальна вода закачується назад у пласт. Внаслідок чого пластовий тиск підтримується на достатньо високому рівні і навіть зростає, збільшуються дебіти і виключається прямий контакт цих вод із навколишнім середовищем. Разом з тим є низка обмежень з використанням цього методу. Закачування води вимагає витрат електроенергії, а також призводить до виділення твердих мінералів у свердловинах і трубопроводах тощо, що затруднює їх експлуатацію.

У деяких випадках використання термальних вод може викликати «теплове забруднення» водойм. Це явище спостерігається у тих випадках, коли спрацьовує незначний температурний перепад у 20 – 25 °С, а основний запас енергії викидається з водою. У підсумку зростає температура поверхневих шарів води у водоймах до 40 – 50 °С, що призводить до зміни їх флори і фауни, а тому і до порушень екологічної рівноваги. Однак ці зміни мають локальний характер, і їх легко уникнути, якщо передбачити комплексне використання як енергетичних, так і хімічних ресурсів геотермальних джерел.

У цілому розробка й експлуатація геотермальних родовищ спричиняють незначну шкоду природі і людині, особливо якщо порівняти цю шкоду з традиційними джерелами енергії. А головне те, що вже зараз відомі і перевірені на практиці методи зведення цієї шкоди до мінімуму. Не дивлячись на деяке подорожання при цьому геотермальних енергосистем, вони залишаються безперечно економічно ефективними, оскільки дозволяють зберегти у значних об'ємах традиційні палива.

Різноманітні технічні рішення і елементи поверхневого технологічного комплексу визначають види геотермальних систем, залежать від особливостей геотермальних родовищ і вимог споживачів.

Як перспективи розвитку геотермальних систем теплопостачання можна навести наступні технологічні елементи і технічні рішення:

1) підземні теплоакумулятори для оптимального узгодження добових і сезонних графіків видобутку і використання геотермальної енергії;

2) проміжні теплообмінники для передачі геотермальної енергії робочому теплоносію;

3) підігрівальні геотермальні колектори з підвищеною температурою і невеликим об'ємом для короткочасового використання тільки у "пікові" періоди;

4) підігрівальні паливні установки чи сонячні колектори з теплоакумуляторами для постійного чи періодичного підвищення температури теплоносія;

5) теплонасосні установки для постійного чи періодичного підвищення температури робочого теплоносія;

6) комплекси видобування корисної мінералізації геотермального теплоносія перед чи після його енергетичного використання;

7) очищення охолодженого у проміжному теплообміннику геотермального теплоносія для подальшого його бальнеологічного застосування;

8) очищення відпрацьованого геотермального теплоносія, його обробка і підготовка для нагнітання у колектор ГЦС;

9) очищення відпрацьованого теплоносія для його екологічно безпечного скидання;

10) очищення відпрацьованого носія для застосування в системі технічного водопостачання;

11) потенціал когенераційного виробництва енергоносіїв при використанні геотермальних родовищ і некондиційний газових малих родовищ.

#### **4.6 Видобування і використання тепла Землі в комплексі з технологією підземної газифікації вугілля в традиційних енергоустановках**

Будівництво геотермальних електростанцій, як показує світовий досвід, у деяких регіонах є дуже вигідним, однак для геолого–геотермічних і економіко–енергетичних умов України широке використання геотермальних ресурсів для виробництва енергоносіїв без комбінації з органічним паливом може бути неефективним. Геотермальне тепlopостачання з підігріванням сітьової води в опалювальній котельні (до 50 % від річного теплового навантаження) економічно значно ефективніше ГеоТЕС. Інвестиції, які забезпечують заміну 1 млн. т органічного палива (вугілля, мазуту, природного газу) в 6 – 8 разів, а експлуатаційні витрати у 2 – 4 рази менші; витрати на видобування геотермальної енергії, розраховані на тонну умовного палива, у 2-4 рази нижче. Значно покращуються перспективи будівництва НеоТЕС на території країни у разі використання теплової енергії гірських порід і технології свердловинної підземної газифікації вугілля (СПГВ) і сланцю.

В останній час в Україні і за кордоном знову одержали розвиток дослідження і експериментальні роботи з використанням раціональної технології підземної газифікації вугільних пластів. За оцінкою Лабораторії Лоуренса у Ліверморі (США), підземна газифікація вугілля при потужності пласта 1 м і вище на глибині 100 – 300 м може забезпечити більш дешеве одержання кондиційного енергетичного газу, ніж газифікація видобутого із надр вугілля у наземних установках [69].

Нова хвиля інтересу до СПГВ обумовлена багатьма причинами. Найбільш важливими з них є швидке подорожчання нафти і природного газу, недостатність їх ресурсів, зростаючі масштаби негативного впливу на навколишнє середовище від відкритої і підземної розробки вугільних пластів і його використання у теплоенергетичних установках.

Подальше вивчення і розвиток технології свердловинної підземної газифікації вугілля і сланцю має особливе значення для пластів, що залягають на великих глибинах. При досягнутій вугільними шахтами глибині гірничих робіт (1200 – 1500 м) виникають серйозні труднощі у підтриманні виробок, забезпеченні їх нормальним мікрокліматом і більше всього – у запобіганні небезпечних газодинамічних явищ. До того ж відомо, що більшу частину геологічних запасів вугілля складають пласти, що залягають глибше 2 – 3 км, тобто взагалі не придатні для розробки з застосуванням шахтної технології.

Тому зараз стоїть завдання розпочати теоретичні і експериментальні дослідження по розвитку ідеї свердловинної підземної газифікації вугільних

пластів на глибинних горизонтах надр в комплексі з видобуванням їх геотермальної енергії.

Необхідно відзначити, що на великих глибинах запаси вугілля і ресурси геотермальної енергії у просторі суміщаються. Вугленосні райони звичайно відрізняються підвищеними значеннями геотермічного градієнта  $\varphi_z$ . Наприклад, в умовах Донецького басейну при  $\varphi_z = 0,035$  °С/м природна температура надр на глибині 3000 – 4000 м складає біля 130 – 160 °С. Тому двохсотметрова товща породного масиву з теплоємністю  $C_p=1,0$  кДж/(кг °С) має на цій глибині таку ж кількість теплової енергії, як і двометровий пласт вугілля з теплотою згоряння 29 – 30 гДж/м<sup>3</sup> [70].

Важливою особливістю комплексного використання надр є те, що за фронтом посування підземної газифікації вугільного пласта на великій площі розвиваються деформації зрушення покриваного масиву осадових порід з утворенням зони обвалення розшарування породної товщі, загальна потужність якої в 100 – 200 разів перевищує потужність вигазованого вугільного пласта. У пустотах і тріщинах цієї розширеної зони можна організувати тривалу фільтрації води і її нагрівання у теплообміні зі зруйнованими горючими породами цього потужного теплового котла, і видобути їх теплову енергію геотермального циркуляційною системою (ГЦС) з повторним використанням нагнітальних і газовідкачувальних свердловин СПГВ для закачування холодної води і одержання гарячого теплоносія. Мережа трубопроводів поверхневого комплексу також може бути використана двічі: для каналізації повітря і продуктивних газів, а пізніше для холодної води і видобутого теплоносія.

В процесі фільтрації теплоносія у тепловому котлі обрушених порід буде одночасно отримуватись не тільки їх природний тепловміст (геотермальна енергія), але і значна частка хімічної енергії вугілля, яка втрачена при його газифікації і акумульована тими ж породами.

Теплота згоряння сухого очищеного газу, який одержують із свердловини СПГВ при повітряному дутті, складає лише 50 – 60% від теплотворної спроможності вигазованого вугілля. Майже вся залишкова енергія акумулюється у надрах. Вона витрачається головним чином на випаровування води (зовнішній водоприток, власна вологість пласта і вміщуючих порід), а також на підвищення температури парогазової суміші, на кондуктивний прогрів покрівлі і підшови пласта, втрачається у вигляді тепла гарячого зольного залишка. При високій початковій температурі продуктів СПГВ (1100 – 1300 °С) їх потік швидко охолоджується внаслідок конвективного теплообміну з породами, які заповнюють вигазований простір, і на виході із свердловин мають температуру 200 – 300 °С і більше. Таким чином, основна частка фізичного тепла продуктивних газів також акумулюється в породі, створюючи

потужний тепловий котел в обрушених породах. Ця втрачена енергія може бути видобута з них фільтраційним потоком води, яка рухається в гарячих обрушених породах виробленого простору [71].

Таким чином, під час сумісної роботи систем свердловинної газифікації вугілля і геотермальної циркуляції теплоносія досягається більш повне використання хімічної енергії вугільного пласта, а його випереджуюче вигазування методом СПГВ “провокує” сили гірського тиску на руйнування слабопроникного масиву гарячих порід, забезпечує можливість витягування вміщеної у цьому масиві геотермальної енергії. При цьому сумарна енергопродукція кожної пари свердловини (гази СПГВ, потім теплоносій ГЦС) зростає у 2 – 4 рази і зможе окупити крупні витрати на їх буріння навіть на великій глибині залягання пласта. Інакше кажучи, створення такої комплексної когенераційної технології можна розглядати як шлях до збільшення глибини ефективної експлуатації вугільних родовищ або, що не менш важливо, до освоєння геотермальних ресурсів.

Продукцією одночасно працюючих систем СПГВ і ГЦС є пара високих параметрів, яка може бути використана для вироблення електроенергії на сучасних турбінах. Холодна вода (конденсат) нагрівається і випаровується у зоні фільтрації ГЦС за рахунок теплообміну з гарячими породами, які обрушуються позаду фронту посування СПГВ. Волога пара догрівається високотемпературними продуктами горіння вугілля поблизу вогневого вибою. Її тиск зростає при цьому до необхідного значення, на яке розраховані випускні клапани продуктивних свердловин. Цьому тиску відповідає також висота “затискаючого” стовпа води над вхідними клапанами нагнітальних свердловин і тиску повітря, що надходить до фронту горіння повітря.

У кожну нагнітальну свердловину на ділянці газифікації довжиною фронту горіння  $L_2$  з погодинним посуванням  $V_2$  подається вода з температурою  $t$ , яка нагрівається у пару за рахунок тепла порід зони обрушення і розшарування висотою  $H$  при середній температурі, а також високотемпературного потоку продуктів реакції газифікації, що мають температуру і масові витрати  $W_{2.n.} = W_2 + W_{в.п.}$ , де  $W_2$  і  $W_{в.п.}$  – масові витрати газу і водяної пари, кг/год.

Максимальна маса води, яка може бути підігріта до температури визначається за формулою:

$$Q = \frac{(W_2 + W_{в.п.} C_{в.п.})(t_2 - t_{сум})}{\gamma_в C_в (t_{сум} - t_в) + \varphi_{сум} \gamma_в + \gamma_в C_{сум} (t_{сум} - t_{сум})}, \quad (4.8)$$

де:  $C_г$ ,  $C_{в.п.}$  і  $C_в$  – теплоємність газу, водяної пари і води, кДж/(кг °С);

$\gamma_в$  – щільність води, кг/м<sup>3</sup>;

$t_{сум}$  – температура випарення, °С;



$\varphi_{вип}$  – теплота випарення, кДж/кг.

Під впливом кондуктивних і конвективних втрат у зоні газифікації середнь-природня температура порід досягає  $t_{сер} = 160 - 180$  °С.

Температура у зоні газифікації  $t_2$  визначається за формулою:

$$t_2 = \frac{\varphi_2 - q_2 - \varphi_{вип} - (C_p - C_{вип}) + t_{сер} + \beta \varphi C_{вип} \tau}{\beta + \varphi C_{вип} \tau} \quad (4.9)$$

$\varphi_2$  і  $\varphi_2$  – теплота згоряння вугілля і газу, кДж/кг і кДж/м<sup>3</sup>;

$q_2$  – питомі витрати газу, м<sup>3</sup>/кг;

$$\varphi = \lambda_y + 2\lambda_n \frac{Y_n}{Y_y} + \gamma_s W_{np} \quad (4.10)$$

де  $\lambda_y$  і  $\lambda_n$  – відносна вологість відповідно вугільного пласта і порід покрівлі та підшви;

$Y_n$  і  $Y_y$  – щільність відповідно порід і вугілля, м<sup>3</sup>/кг,

$D_{np}$  – кількість притікаючої води на одиницю маси згазифікованого (перегорівшого) вугілля, м<sup>3</sup>/кг,

$$I_{np} = \frac{Q_{np}}{W_y} \quad (4.11)$$

де:  $Q_{np}$  – витрати притікаючої води із вміщуючих порід, м<sup>3</sup>/год;

$W_y$  – масові витрати вугілля, кг/год;

$B_n$  – теплота пароутворення, кДж/кг;

$$\beta = \frac{4\sqrt{d_n Y_n C_n}}{Y_y \sqrt{Q_s m}} + \frac{2\sqrt{d_s C_s}}{Y_s \sqrt{\pi}} + C_n A_{z,s} + C_0 \gamma_0 q_s \quad (4.12)$$

де:  $d_n, d_s$  – теплопровідність порід і вугілля, кДж/(м·г·°С);

$C_n$  і  $C_s$  – теплоємність порід і вугілля, кДж/(м·г·°С);

$m$  – потужність вугільного пласта, м;

$Q_b$  – час горіння вугілля, год;

$C_0$  і  $\gamma_0$  – теплоємність і щільність окислювача, кДж/(м·г·°С);

$A_{z,s}$  – зольність вугілля

Згідно з вищенаведеною методикою розрахункова температура  $t_2$  при  $Q_{np} = 2,55$  м<sup>3</sup>/год складає 1200 °С, при  $Q_{np} = 0$ ,  $t_r = 1679$  °С.

Парогазова суміш, що виходить із геотермальної свердловини буде мати температуру (з урахуванням її охолодження при адіабатичному розширенні):

$$t_{np} = t_{сер} - 0,01 \frac{Y_s Q + W_{вип} + W_s}{C_{нас}} \quad (4.13)$$

де:  $C_{нас}$  – теплоємність парогазової суміші, кДж/(м·г·°С);

$$C_{нас} = \frac{(Y_s Q + W_{вип}) C_{вип} + W_s C_s}{Q Y_s} \quad (4.14)$$

Із кожної геотермальної свердловини буде одержана пара масою (кг)

$$R_n = Q Y_s \quad (4.15)$$

Таким чином, одночасна робота систем СПГВ і ГЦС є більш вигідною, тому що використовуються забалансові запаси вугілля на глибині 2 – 4 км і при цьому основна частина енергопродукції складає не хімічна енергія вугілля, а геотермальна енергія надр Землі [72].

Така технологія є перспективною і заслуговує подальшої експериментально-промислової розробки на базі свердловинної підземної газифікації глибоких вугільних пластів і видобування геотермальної енергії гарячих обрушених порід.

Новим варіантом використання геотермальної енергії може бути когенераційна технологія вироблення енергоносіїв у комбінації видобування геотермальної енергії і ефективної роботи традиційних енергоустановок з підігріванням сітьової води до 80 °С. Такий напрям безумовно повинен забезпечити тепlopостачання промисловості, житлово-комунального сектора і сільсько-господарського виробництва. Це положення підтверджується насамперед специфікою геотермальної енергії: різким подорожчанням видобутого тепла із зростанням температури теплоносія, тобто глибини зони тепловідбору і деконцентрацією розміщення гірничо-видобувних установок (груп нагнітальних і водопідйомних свердловин з поверхневим комплексом, який забезпечує циркуляцію теплоносія). З другого боку, необхідні потреби народного господарства у тепловій енергії невисоких параметрів (до 150 – 200 °С) дозволяють рекомендувати геотермальне джерело як найбільш перспективне.

Когенераційне (сумісне) використання теплової енергії надр з традиційними видами органічного палива, яке втрачається на підігрівання сітьової води до температур прийнятого режиму опалення і гарячого водопостачання, робить це джерело економічно ефективним для потреб тепlopостачання практично на всій території України.

Створення автоматизованих геотермальних теплових станцій з потужністю, яка відповідає вимогам конкретних споживачів (від 50 до 5000 ГДж/год), значно зменшать витрати живої праці під час їх будівництва і експлуатації. Можливість розміщення таких енергоустановок поблизу від споживачів зменшує протяжність магістральних теплових мереж. При цьому народногосподарський річний ефект зміг би досягнути 4 – 5 млрд грн, тобто розмірів десятилітніх інвестицій або навіть їх перевершити. Однак в реальних умовах України неможливо в найближчі 5 – 10 років забезпечити такі темпи розвитку практично нової, ще не створеної гірничовидобувної галузі.

Впровадження у паливно-енергетичний баланс держави геотермальних енергоресурсів є завданням великої державної ваги.

## РОЗДІЛ 5

### ЕНЕРГОЕФЕКТИВНА СИСТЕМА СОНЯЧНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

#### 5.1 Використання сонячної енергії у найпростіших побутових геліосистемах

У середньому річна кількість сонячної радіації, що потрапляє на поверхню Землі, складає 2000 – 2500 кВт·год/м<sup>2</sup> у зонах пустель і 1000 – 1500 кВт·год/м<sup>2</sup> у районах високих широт.

Розрахунки показують, що сучасні світові енергетичні потреби можна було забезпечити за рахунок сонячної енергії, щорічно одержуваної площею у 20 тис.км<sup>2</sup>, що складає всього 0,005% земної поверхні. Якщо навіть прийняти до уваги, що коефіцієнт корисної дії енергетичних пристроїв, які використовують сонячне випромінювання, не перевищує 10%, то територія, що приблизно дорівнює Україні, могла б забезпечити світові енергетичні потреби за рахунок падаючої на неї сонячної енергії.

Відмінною особливістю сонячної енергії є те, що вона значно залежить від атмосферних умов і, в першу чергу, від хмарності. На поверхню Землі доходить лише 50% енергетичного потоку, залишкова частина поглинається і розсіюється атмосферою, відбивається хмарами і самою поверхнею (рис.5.1). Інтенсивність сонячного випромінювання протягом доби змінюється від максимуму опівдні до нуля вночі. Тому на енергетичних системах, що використовують сонячну енергію, необхідно встановлювати спеціальні пристрої, які б акумулювали сонячну енергію у періоди випромінювання високої інтенсивності і включалися в систему у нічний час або при значно малому сонячному випромінюванні. В порівнянні з традиційними джерелами енергії сонячна радіація має невелику щільність. Тому для одержання теплових потоків, достатніх для функціонування сучасних енергетичних систем і технологічних процесів, необхідно застосувати сонячні концентратори.

В сучасних сонячних установках з концентраторами досягнуті температури більше 3000 К, які дозволяють використовувати енергію Сонця для високотемпературних процесів (наприклад, плавлення металів).

Методи утилізації сонячної енергії поділяються на дві основні групи: пряме використання сонячної радіації і опосередковане, через її вторинні прояви, у вигляді енергії вітру, теплової енергії океану, енергетичних запасів біомаси рослин, гідроенергії тощо.

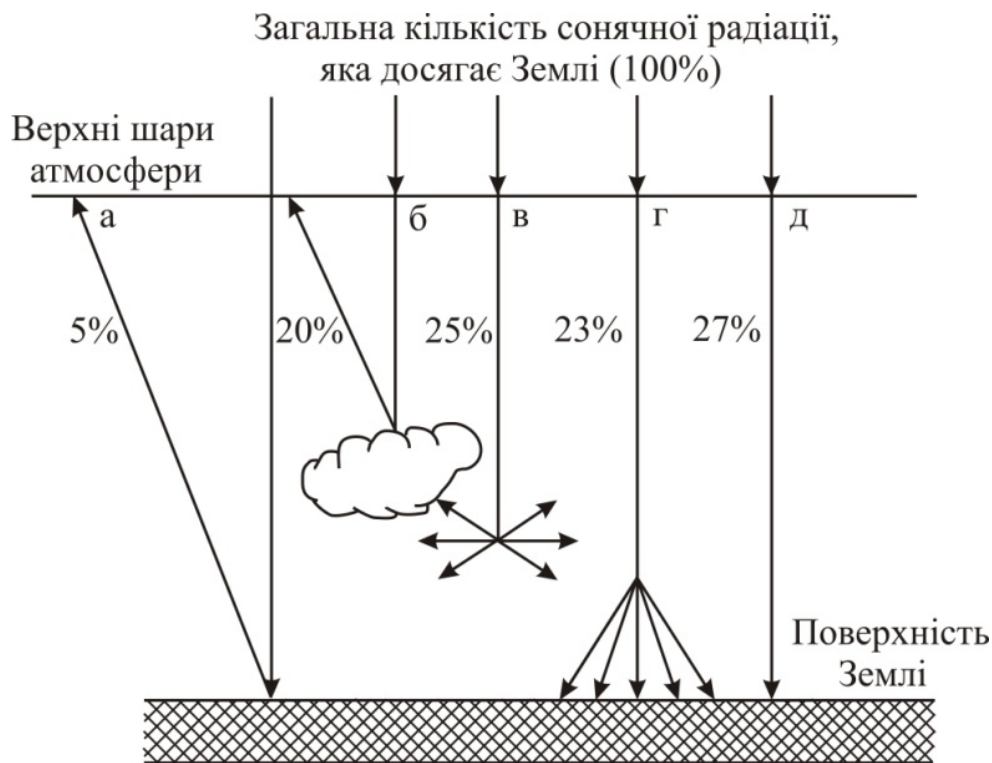


Рисунок 5.1 – Проходження сонячних променів через атмосферу Землі: а – відбивання від поверхні Землі; б – відбування хмарами; в – поглинання самою атмосферою; г – розсіювання атмосферою з досягненням земної поверхні; д – частка випромінювання, яка досягає поверхні Землі

Пряме використання сонячної енергії, в свою чергу, поділяється на теплове, фото- і термоелектричне перетворення сонячної радіації, тобто одержання теплової чи електричної енергії під дією сонячної радіації на різноманітні спеціальні пристрої, відомі під назвою геліоприймачів чи колекторів.

Геліоприймач – основний елемент, в якому сонячне випромінювання трансформується у теплову енергію. Тепло від нього може виноситись із геліоприймача чи акумулюватись у ньому.

Сонячні теплові системи бувають пасивними і активними. Пасивні системи – це, як правило, нерухомі пристрої, які орієнтовані під певним кутом до горизонту на південь. Ними можуть бути стіни чи покрівлі будинків, споруд. Спеціальним чином покращені і засклені, вони дозволяють одержувати за рахунок сонячної радіації низькотемпературне тепло, яке може використовуватись для обігрівання і вентиляції приміщень, для підігрівання води тощо.

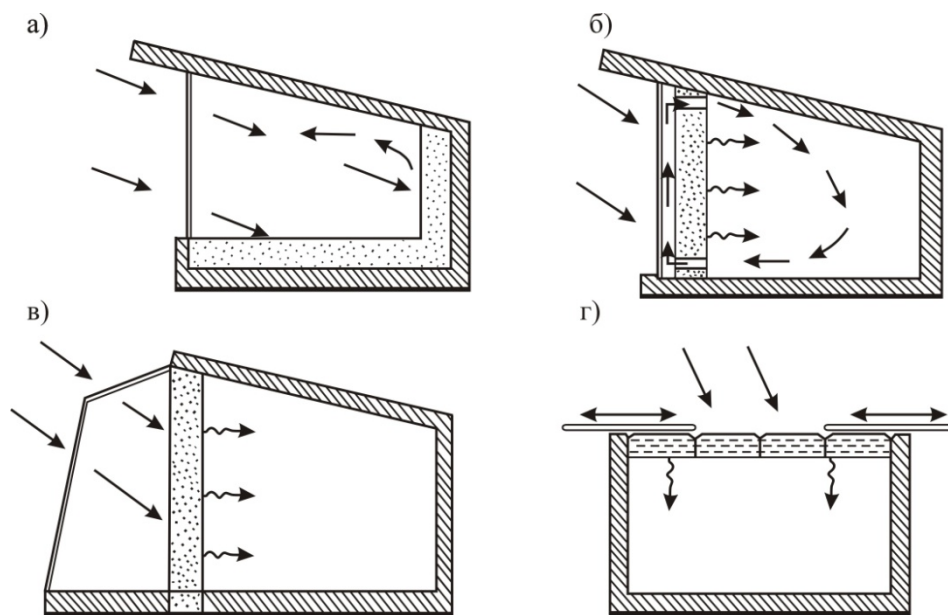


Рисунок 5.2 – Пасивні сонячні системи

Найпростіша із таких систем – орієнтоване на південь вікно (рис. 5.2, а). Сонячні промені, що проникають через вікно, підігрівають повітря, що знаходиться у приміщенні, а також стіни. Досвід показує, що без додаткових витрат можна підвищити температуру повітря у приміщенні на 10°C у весінне - осінній період і на 5 – 8°C у зимовий час.

Більш складною є система (рис. 5.2, б) з акумулюючою закрашеною чорним стінкою, яка розігрівається за рахунок поглинання сонячних променів, а потім передає тепло обігріваному приміщенню. Щоб скоротити втрати тепла, стіну звичайно заскляють (одержується ізолятор разом з повітряним прошарком). Дана схема має суттєві переваги перед першою, так як має найпростіший акумулятор, який може віддавати тепло навколишньому простору після заходження сонця.

Практично аналогічна побутова система, зображена на рис. 5.2, в. Тільки тут збільшено скляне огороження, що дозволяє розширити тривалість дії сонячного випромінювання на акумулюючу стіну. Ця схема знайшла широке використання у сонячних теплицях.

Трохи відрізняється від попередніх схема з теплоакумулюючою покрівлею. Вона застосовується як для підігрівання приміщень, так і для їх охолодження (рис. 5.2, г)

Звичайно такі покрівлі обладнують жалюзі і закритими резервуарами (балонами) з водою, які виконують роль теплових акумуляторів. У прохолодний час року вдень жалюзі залишаються відкритими і за рахунок сонячної радіації балони з водою підігріваються. Вночі тепло від балонів передається приміщенню, жалюзі закриваються.

У жаркі періоди вночі покрівля розсувається і водяні резервуари охолоджуються за рахунок випромінювання у нічне небо. Вдень жалюзі покрівлі закриваються, починається відбір тепла з приміщення, охолодженого за ніч водою. Застосування такої схеми особливо перспективне у районах з жарким і сухим кліматом.

До активних сонячних систем відносяться колектори, які мають у своєму складі трубчаті чи плоскі теплообмінники. Теплоносії у теплообмінниках нагріваються за рахунок поглинання чорно-кольоровими поверхнями теплової сонячної енергії. Принципова схема плоского колектора наведена на рис. 5.3.

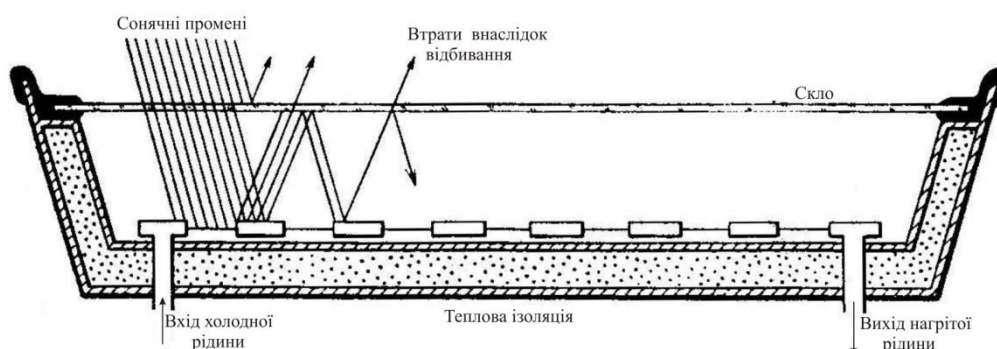


Рисунок 5.3 – Плоский сонячний колектор

Такі колектори виконують нерухомими, орієнтуючи їх на південь, і нахиляють під певним кутом до горизонту. У деяких випадках колектори оснащують найпростішими пристроями для зміни кута нахилу залежно від періоду року.

Ефективність системи залежить і від якості її обмотки. Зараз існують спеціальні чорні покриття, які ефективно поглинають сонячне випромінювання і дозволяють підігрівати теплоносії до  $100^{\circ}\text{C}$ . Завдяки вакуумній ізоляції у подібних системах досягається температура  $150 - 200^{\circ}\text{C}$ .

До основних елементів сонячних колекторів відносять скляну ізоляцію. Вона значно зменшує теплові втрати, які звичайно виникають біля нагрітих поверхонь за рахунок вільної конвекції, теплопровідності повітря і випромінювання у інфрачервоному діапазоні. Але найбільш важливим компонентом системи є теплоносії. Розрізняють колектори з природною примусовою ( за допомогою насосів ) його циркуляцією.

Тепер широко використовують сонячні установки не тільки з водою, але і з повітрям, а також з низькокиплячими рідинами типу амонію ( $\text{NH}_3$ ). Дослідження і практика показують достатньо високу їх ефективність.

Найбільш розповсюдженими системами даного типу є водяні колектори, які успішно використовуються у районах з жарким кліматом для нагрівання

води до 60 – 80°C. Наприклад, колектор площею 1,5 м<sup>2</sup> може нагріти за 5 – 6 год біля 100 л води до температури 80°C, тобто один колектор може забезпечити невелику сім'ю гарячою водою протягом одного дня.

Водяні сонячні колектори встановлюються у готелях, пансіонатах, будинках відпочинку, дитячих закладах і у спортивних комплексах. Наприклад, був обладнаний водонагрівальною сонячною системою готель “Спортивний” у Сімферополі. Поруч з готелем встановлено 320 сонячних колекторів загальною площею 200 м<sup>2</sup> (рис. 6.4). Для них створили водяний бак ємністю 5 м<sup>3</sup>, якій виконує функції акумулятора. Система досить ефективна. В неопалювальний період ця установка дає економію до 20 тис.м<sup>3</sup> природного газу, вона забезпечує 70% потреби у гарячій воді в літній час і до 25% – за весь рік.

В готелі “Акація” на курорті “Золоті піски” в Болгарії на покрівлі встановлено 120 колекторів площею по 1,5 м<sup>2</sup>. Вони дозволяють підігрівати протягом дня 12 м<sup>3</sup> води до температури 50 – 60°C.

На другому болгарському курорті – “Албена” на покрівлі ресторану “Орхідея” розташовано 100 водяних колекторів. Вони підігрівають понад 10 т води в день до температури 70°C. Частина води додатково підігрівається за допомогою звичайних підігрівачів до 100°C і використовується для приготування їжі. Ці установки мають також добре ізольовані резервуари для зберігання гарячої води протягом 2 – 3 діб.

Економічність і необхідність застосування водяних систем загального відома і підтверджена практикою і слід подумати, що вони знайдуть у найближчій час найширше застосування у різних районах нашої держави.

Застосування повітря як теплоносія замість рідини у сонячних колекторах дає можливість широко використовувати дані системи для сезонного опалення, або у сушильних установках.

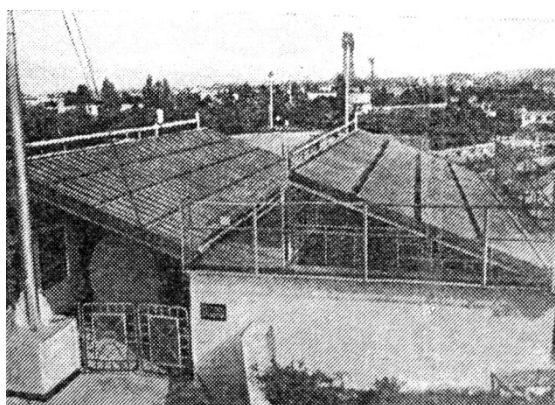


Рисунок 5.4 – Колектори водонагрівальної сонячної системи готелю “Спортивний”, (м. Сімферополь)

З урахуванням необхідності безперервної роботи сушильних сільськогосподарських установок, особливо в період збирання врожаю, вони повинні бути забезпечені акумулюючими тепловими пристроями. В основному застосовуються акумулятори, які працюють за принципом “кам’яного проміжного накопичувача тепла ” (рис. 5.5). Гаряче повітря із сонячного колектора, проходячи через шари каміння (бита цегла, шамот тощо ) з великою теплоємністю, розігріває їх. Це дозволяє використовувати накопичене тепло, проганяючи через кам’яний акумулятор холодне повітря ( інертний газ ). Тривалість експлуатації проміжного накопичувача тепла залежить від його розміру і теплофізичних властивостей каменя. Звичайно, завдяки таким системам накопичене тепло зберігається протягом декількох діб і більше.

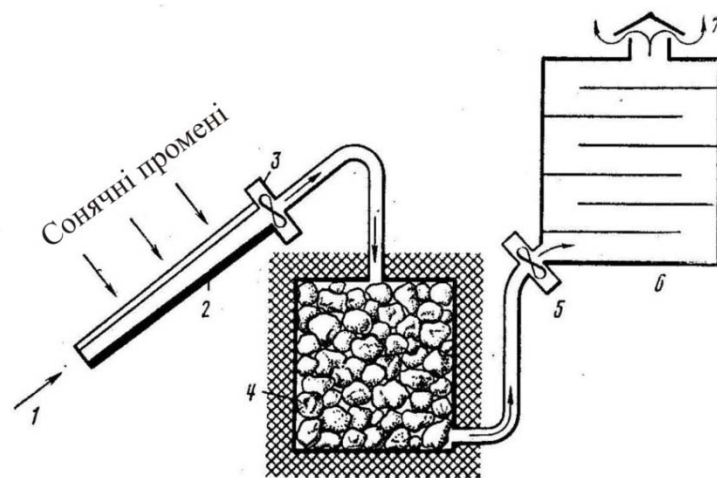


Рисунок 5.5 – Сонячна сушильна установка з тепловим акумулятором: 1 – вхід холодного повітря; 2 – сонячний колектор; 3 – вентилятор чи компресор; 4 – акумулятор, кам’яний акумулюючий матеріал; 5 – вентилятор; 6 – контейнер для сушіння продуктів; 7 – вихід повітря

Плоскі сонячні колектори використовуються в опалювальних системах будинків. Найбільш розповсюджені схеми «пасивна» і «сонячний будинок» з так названою активною системою. Пасивна схема працює за принципом термосифонного ефекту, коли розігріта у колекторі рідина, маючи меншу щільність, рухається вгору і поступає у приміщення, яке обігрівається (рис. 6.6). Оскільки система діє у замкнутому циклі, підігрітий теплоносій (рідина, повітря) постійно витісняється більш холодним, і це буде продовжуватись до того часу, поки колектор знаходиться під променями сонця.

При недостатній сонячній радіації тепло- і гаряче водопостачання можна створювати з дублюючою системою підігрівання (рис. 5.7). Як дублюючу систему використовують електро-, паро- чи фотоелектричне тепlopостачання.



В схемах “сонячний будинок” вода підігрівається у плоских колекторах і поступає в резервуари (баки-акумулятори), навколо яких розміщене каміння. Гаряча вода віддає своє тепло кам’яному акумулятору. Через цей акумулятор пропускається холодне повітря, яке, нагріваючись, подається в приміщення для його обігрівання.

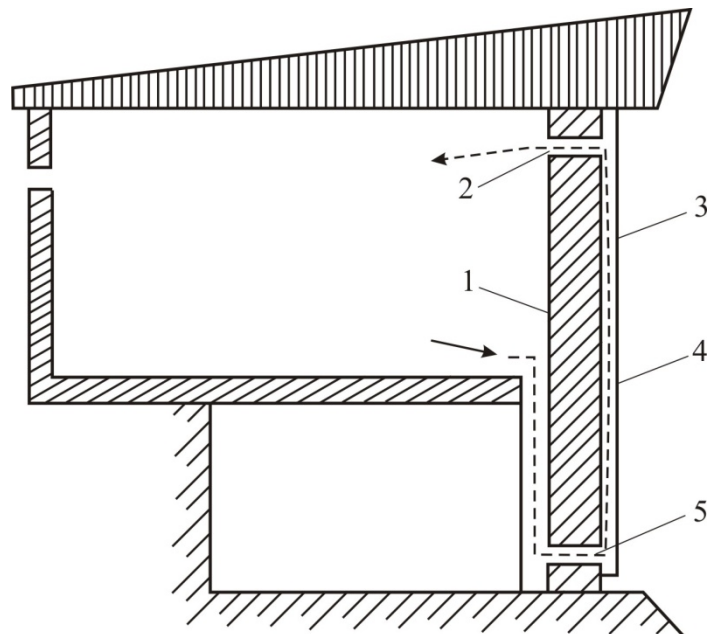


Рисунок 5.6 – Нагрівальна циркуляційна стіна: 1 – стіна акумулятора; 2 – верхній вентиляційний отвір; 3 – вітраж; 4 – променево-поглинаюча поверхня; 5 – нижній вентиляційний отвір

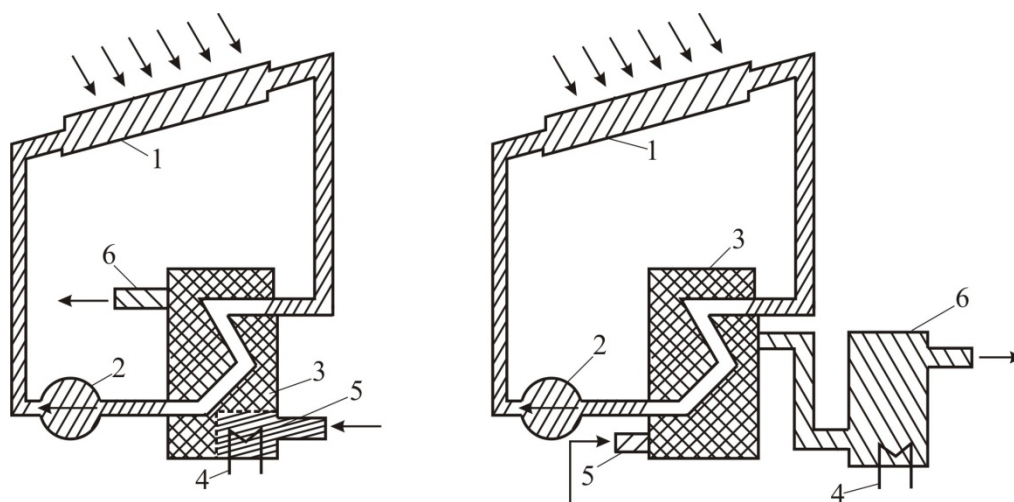


Рисунок 5.7 – Схема сонячного теплопостачання з дублюючою системою підігрівання: а – з суміщеними акумуляторами і дублюючою системою; б – з окремими акумулятором і дублюючою системою підігрівання; 1 – сонячний водонагрівач; 2 – насос; 3 – акумулятор; 4 – дублююча система підігрівання; 5 – холодна вода; 6 – гаряча вода

Найбільш розповсюджене приймання – пристрої геліосистем в існуючих будинках – установлення геліоприймачів на покрівлі південного нахилу (рис. 5.8).

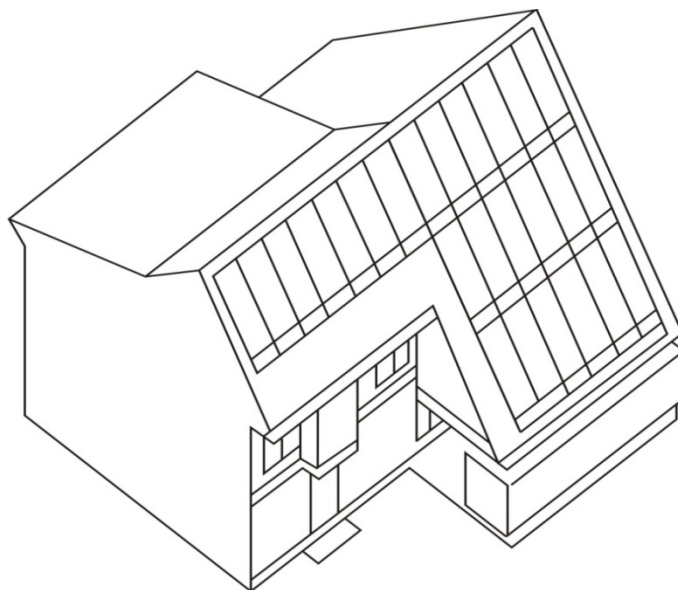


Рисунок 5.8 – Схема встановлення геліоприймачів на покрівлі південного нахилу

Геліосистема гарячого водопостачання має власний геліоконтур, в якому відбувається підігрівання за рахунок променів сонця і циркуляції теплоносія за допомогою насоса, і контур гарячого водопостачання.

Геліосистема (рис. 5.9) працює наступним чином. Теплоносій геліоконтура (антифриз чи деаерована і силікатизована вода) за допомогою циркуляційних насосів геліоконтура циркулює між сонячними водонагрівачами, в яких він підігрівається і швидкісним водопідігрівачем-теплообмінником, в якому віддає одержане тепло холодній водопровідній воді і направляється знову у сонячні водопідігрівачі. В геліоконтурі передбачено також розширний бак і обвідна ділянка трубопроводу з регулюючим трьохходовим клапаном, який дозволяє змінювати кількість теплоносія, що циркулює через водопідігрівачі залежно від інтенсивності сонячної радіації, і тим самим підтримувати постійну температуру підігрівання теплоносія.

Холодна вода у швидкісному водонагрівачі-теплообміннику підігрівається до постійної температури за рахунок зміни її витрачання регулятором і зливається у баки-акумулятори. Звідти вода насоса гарячого водопостачання подається до водозабірної арматури або, при її достатній кількості у баках, але недостатній температурі (внаслідок остигання і малого розбору), до водопідігрівача-теплообмінника для підігріву до потрібної температури.

Вищенаведені геліосистеми мають конструкцію плоских і концентруючих геліоприймаючих пристроїв. Ще один шлях підвищення ефективності геліоприймачів – надання поверхні поглинання.

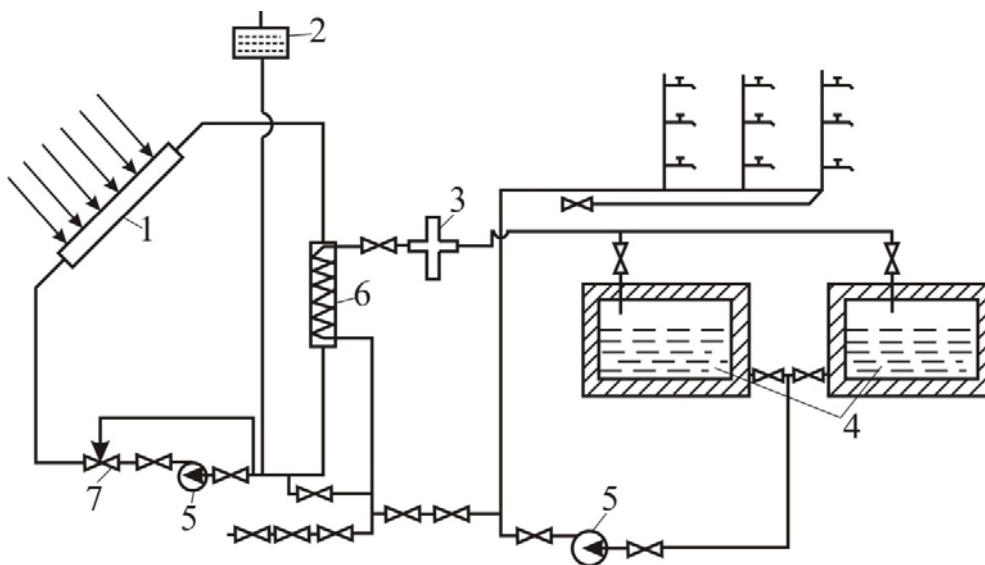


Рисунок 5.9 – Схема уніфікованої геліосистеми: 1 – сонячний водонагрівач; 2 – бак для розширення рідини; 3 – регулятор температури; 4 – баки-акумулятори; 5 – насос; 6 – швидкісний водонагрівач; 7 – регулятор витрат

Це можливо завдяки тому, що поглинання і випромінювання відбуваються в далеких одна від одної областях спектра – поглинання променів сонця в ультрафіолетовій, видимій і високотемпературній інфрачервоній, а випромінювання – в низькотемпературній. Наносячи на поглинальну поверхню декілька тонких шарів діелектриків, металів чи їх окислів, можна забезпечити високий коефіцієнт поглинання сонячної радіації при низькому ступені обмотки покриття. Це добре зголошується з використанням вакуумованих геліоприймачів, в яких забезпечується добра ізоляція і довговічність покриття. При цьому приклеювання до геліоприймача фольги з селективними властивостями покращує ефективність поглинання променів сонця. Найбільш розповсюджені покриття типу «чорний нікель» і «чорний хром», які одержують гальванічним осадженням окислів металів, що дуже суттєво для підвищення ефективності геліоприймачів.

## 5.2 Промислові енергетичні геліоустановки

**Сонячні дистилятори.** Виробництво питної води – величезна проблема. У багатьох країнах застосування в цих цілях сонячної енергії особливо перспективно.

Найпростішою дистиляційною, або опріснювальною системою є резервуар з водою, який має похилу скляну покрівлю (рис. 5.10). Резервуар виконано у вигляді теплоізолюваної і зачорненої із середини ємності, дно якої покрито шаром підсоленої води або водою, яка потребує очищення. Сонячні промені, проходячи через скляну поверхню, поглинаються зачорненою стінкою. Внаслідок цього відбувається нагрівання води і її випарювання. Водяні пари конденсуються на прозорій поверхні покрівлі ємності, яка має температуру зовнішнього середовища, і прісна вода стікає на похилій поверхні у збірник

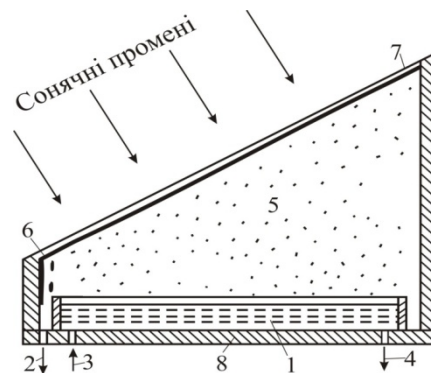


Рисунок 5.10 – Сонячний дистилятор: 1 – вода; 2 – вихід очищеної води; 3 – вхід води, яка підлягає очищенню; 4 – випуск води з підвищеним вмістом солі чи домішок; 5 – пара; 6 – плівка конденсату; 7 – скляна покрівля; 8 – теплова ізоляція

Сонячні дистилятори звичайно орієнтуються на південь, а кут нахилу прозорої покрівлі приймається з урахуванням висоти положення сонця над горизонтом і умов безперервного стікання плівки конденсату на похилій поверхні у збірник. Продуктивність таких систем визначається в основному інтенсивністю сонячного випромінювання, а також поглинаюною спроможністю чорного покриття і ступенем герметизації всієї системи, звичайно продуктивність таких опріснювачів складає 4 – 6 л/м<sup>2</sup>· добу.

При опрісненні соленої води в таких системах добувається ще один додатковий продукт – сіль, яка може використовуватись для різноманітних цілей. Сонячні дистилятори використовують і для очищення промислових стоків.

**Геліоприймачі з шаровою концентрацією солей у воді.** Основна умова функціонування подібних систем – наявність градієнта концентрації солі у товщі води невеликих соляних озер чи у штучних водоймах. Глибина водойм не повинна перевищувати декількох метрів. У штучних водоймах концентрація солі у різних шарах води регулюється шляхом введення сольових розчинів

різної концентрації на різні глибини так, щоб нижні шари води мали максимальний її вміст (рис. 5.11). Якщо дана штучна водойма знаходиться під впливом сонячного випромінювання, її вода прогрівається на всій товщі, але у різному ступені. Верхні шари нагріваються до меншої температури, оскільки вони знаходяться у прямому контакті з повітрям, а так як у верхніх шарах води спостерігається підвищена конвекція, це призводить до додаткової тепловіддачі.

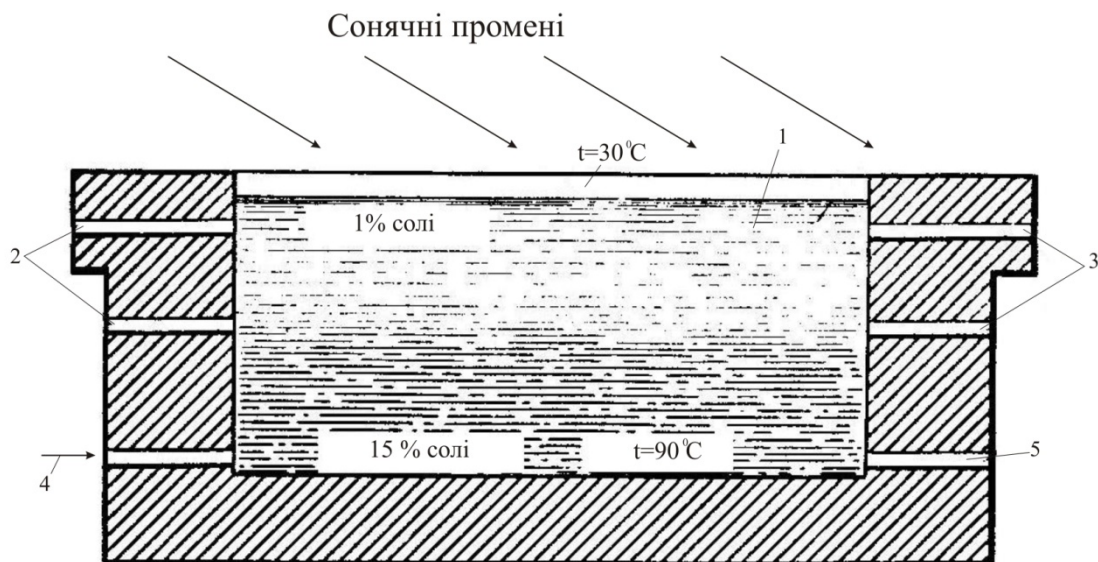


Рисунок 5.11 – Штучна сонячна водойма (“ставок”): 1 – вода; 2 – вхід води із зниженою концентрацією солі; 3 – вихід води із шарів зниженої концентрації солі; 4 – вхід води з підвищеною концентрацією солі; 5 – вихід гарячої води

Сонячні промені проникають на дно і підігрівають воду нижніх шарів. Конвективні втрати тут скорочуються завдяки існуванню градієнта щільності. Тому нижні шари води прогріваються значно більше, ніж верхні.

Такий ефект дозволяє одержати у нижніх шарах воду з температурою, близькою до  $100^{\circ}\text{C}$ , тоді як у верхніх шарах температура буде не вище температури навколишнього повітря. Підраховано, що водойма площею  $1 \text{ km}^2$  може дати біля  $60 \text{ m}^3$  води з температурою до  $96^{\circ}\text{C}$ . Поряд із штучними водоймами існують і природні соляні озера чи водойми з підсоленою водою, в яких спостерігається точно такий же ефект. Наприклад, в озері Балатон (Угорщина), в якому концентрація солей зростає до дна і яке не є глибоким, придонні шари бувають дуже теплими.

Створені також проекти великих промислових енергетичних об’єктів з виробництва електроенергії на базі геліоприймачів з шаровою концентрацією солей. У такій установці (рис. 5.12) гаряча вода із шару III поступає у теплообмінник – випарник за допомогою насоса  $D_3$  і повертається знову у свій

шар. У парогенераторі Г утворюється низькотемпературна пара з низько киплячої органічної рідини, яка опісля поступає в турбіну В. Вона в свою чергу, призводить в рух електричний генератор Б. З турбіни пара подається у конденсатор А, куди також йде холодна вода із шару І за допомогою насоса Д<sub>2</sub>. Уся схема працює у замкнутому циклі, дозволяючи використовувати багато разів низькокиплячу рідину. Ефективність даної системи багато в чому залежить від перепаду температур між шарами І і Ш.

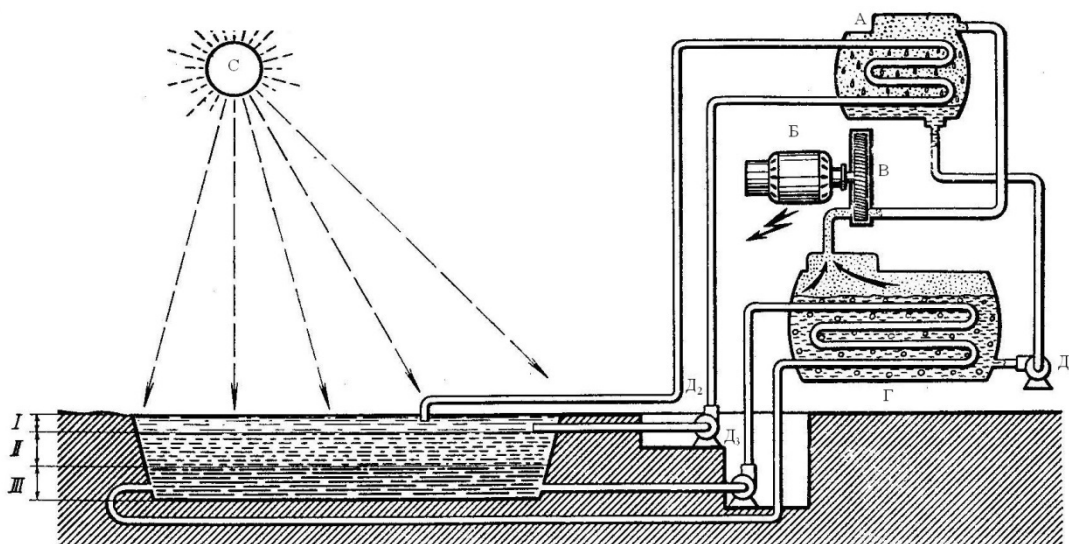


Рисунок 5.12 – Електростанція на базі штучної сонячної водойми (“ставка”): Шари з концентрацією солі: І – із низькою; ІІ – із середньою; ІІІ – з високою (гарячий шар), С – сонце; А- конденсатор; Б – електричний генератор; В – турбіна; Г – теплообмінник – випарник (парогенератор); Д<sub>1</sub> – насос; Д<sub>2</sub> – насос для холодної води; Д<sub>3</sub> – насос для гарячої води; П – пара, яку одержують із низько киплячої води

**Вентиляція і охолодження приміщень.** Енергетичний потенціал сонця можна використати для створення систем вентиляції і охолодження. Вище вже описувалась система вентиляції приміщень за допомогою відкривання жалюзі покрівлі у нічний час. Така схема може застосовуватись і вдень, якщо резервуари з водою, що встановлені під жалюзі, будуть відкриті. Тоді під впливом сонячних променів вода почне випаровуватись. А процес випаровування вимагає значної кількості теплової енергії. При цьому методі більша частина променевої енергії сонця піде на випаровування води і будівля буде прогріватись слабо.

Можна також встановити відкриті резервуари з водою у приміщенні, що сприятиме відбору тепла із нього на випаровування води, а також буде забезпечувати додаткову вентиляцію приміщень для нейтралізації підвищеної вологості.

Одна із активних охолоджуючих систем використовується тепер – звичайна холодильна установка з компресором, який приводиться в рух електродвигуном, який живиться від сонячних батарей.

Принципово відмінними схемами, що використовують сонячну енергію, є абсорбційні водоаміачні для холодильних установок і водобромлітєві для охолодження приміщень. Основними робочими рідинами в обох системах є амоній, як охолоджувач, і вода, яка використовується як абсорбент.

Суміш амонію і води поступає у парогенератор, у ролі якого використовується плоский сонячний колектор. Під тепловим впливом сонця амоній випаровується у колекторі і рухається в конденсатор, де він охолоджується до стану рідинно-парової суміші. Потім суміш поступає у клапан, який знижує тиск, де, розширюючись, вона додатково охолоджується і потім направляється у парогенератор, який встановлюють в охолоджувальному просторі. Випаровуючись у парогенераторі, амоній відбирає теплоту навколишнього простору і, звичайно, охолоджує його. Рідинно-парова суміш амонію в подальшому змішується з водою і знову йде у сонячний колектор – парогенератор. Система працює у замкнутому циклі і забезпечує мінусові температури в охолоджуваному просторі.

Великі промислові холодильні установки такого типу повинні постачатись насосами для підкачування робочої рідини, які можуть одержувати електроенергію від сонячних батарей.

**“Слідкуючі” сонячні системи.** Створені параболічні дзеркальні концентратори з однією чи двома ступенями свободи і зі спеціальними приводами, які дозволяють системі “відслідковувати” за положенням сонця на небосхилі (рис. 5.13).

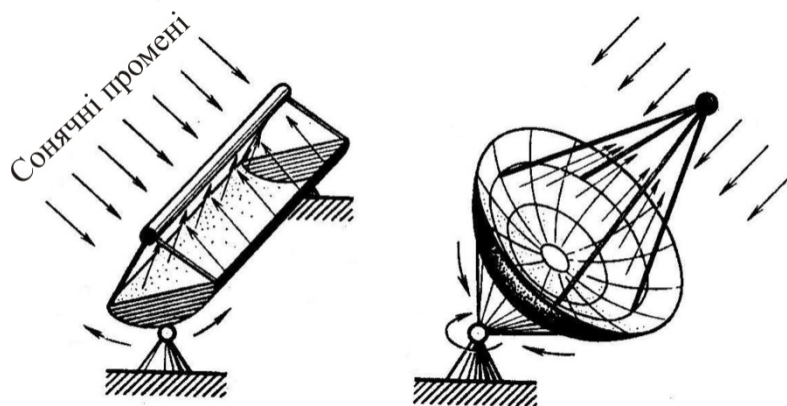


Рисунок 5.13 – Принципова схема “слідкуючих” сонячних систем

Параболічні прямокутні концентратори (рис. 5.13,а) мають один ступінь свободи. Такі системи можуть концентрувати сонячні промені на плоскому чи трубному теплообміннику, який зачорнений ззовні. На поверхні теплообмінника досягається температура до 300°C. Якщо через нього пропускати воду, то одержана пара може використовуватись для обертання електрогенератора, водяних насосів тощо.

Більш складною сонячною системою є круглий параболічний дзеркальний концентратор з двома ступенями свободи, який фокусує сонячні промені в одній точці (рис. 5.13,б). В таких концентраторах температура підіймається вище 1000°C. Подібні концентратори використовують у промислових умовах, які дозволяють досягнути температури 4 000°C, при якій можливо одержати металокерамічні сплави.

Параболічні прямокутні концентратори (рис. 5.13,а) мають один ступінь свободи. Такі системи можуть концентрувати сонячні промені на плоскому чи трубному теплообміннику, який зачорнений ззовні. На поверхні теплообмінника досягається температура до 300°C. Якщо через нього пропускати воду, то одержана пара може використовуватись для обертання електрогенератора, водяних насосів тощо.

Більш складною сонячною системою є круглий параболічний дзеркальний концентратор з двома ступенями свободи, який фокусує сонячні промені в одній точці (рис. 5.13,б). В таких концентраторах температура підіймається вище 1000°C. Подібні концентратори використовують у промислових умовах, які дозволяють досягнути температури 4000°C, при якій можливо одержати металокерамічні сплави.

У теперішній час побудовано декілька крупних теплових сонячних електростанцій в різних країнах світу. Сонячні ТЕС діють за наступним принципом: на вершині башти встановлюють водяний котел, на який при допомозі системи дзеркал фокусуються сонячні промені, які розігрівають котел вище 200°C. Пар, що одержують у котлі, подається на турбіни, які, в свою чергу, обертають ефектогенератор. Для підвищення ефективності роботи станції дзеркальні системи забезпечуються “слідкуючою” за сонцем системою.

В 1985 р. проведено запуск сонячної ТЕС, потужністю 5МВт на березі Апшатського озера в АР Крим. Станція має башту висотою 70 м з водяним котлом на її вершині. Сонячні промені концентруються на стінах котла за допомогою 1600 дзеркал площею 25 м<sup>2</sup> кожне. Дзеркала розміщені у чашкоподібній виїмці діаметром 500 м, в центрі якої і встановлена башта. Кожне дзеркало за допомогою обчислювального комплексу “відслідковує” рух сонця, змінюючи своє положення синхронно із світлом за двома осями – вертикальною і горизонтальною. В схему сонячної ТЕС включено також



тепловий акумулятор – резервуар ємністю 400 т з початковою температурою 300 °С і кінцевою 120°С. Такі температури в акумуляторі підтримуються за допомогою високого тиску.

***Пряма трансформація сонячної енергії в електричну.*** Великі перспективи прямого одержання електрики із сонячної енергії відкриває застосування фото- і термоелектричних перетворювачів.

Фотоелектричні батареї широко розповсюджені у космічній техніці, для живлення бортових систем апаратів, що знаходяться на навколосезній орбіті чи у відкритому космічному просторі. Основну частину фотоелектричних генераторів складають напівпровідникові елементи, в яких під впливом сонячного випромінювання проявляється фотоелектричний ефект. Він виникає внаслідок впливу сонячного випромінювання на поверхневі шари напівпровідника товщиною приблизно 2 – 3 мкм, вивільнюючи при цьому деяку кількість електронів. З появою у тілі напівпровідника вільних електронів і за наявності різниці електричних потенціалів в ньому виникає електричний струм. Різниця потенціалів утворюється між опромінюваною поверхнею напівпровідника і його “тіньовою” стороною за рахунок проникнення в його поверхневі шари спеціальних добавок. Один вид добавок утворює додаткові електрони і від’ємний заряд поверхні, другий – дефіцит електронів і тому позитивний заряд. Позитивний і від’ємний заряди створюють різницю потенціалів.

Більшість фотоелектричних генераторів виготовляють із кремнієвих елементів. Розріз такого елемента наведено на рис. 5.14.

Кремній – один із самих дешевих матеріалів на землі – може бути виділений із простого піску. Фотоелектричні елементи одержують із кварцевих кристалів, які мають високу чистоту. Вони виробляються шляхом розплавлення кремнію і потім вирощуються у вигляді круглих стержнів діаметром 5 – 8 см. Для одержання безпосередньо напівпровідникових елементів ці стержні розрізають на тонкі пластини, товщиною біля 300 мкм, які і слугують основною частиною фотоелектричних елементів. На бік, звернений до сонця, наносять тонкий шар фосфору, який дає збільшений витік електронів для від’ємного заряду. Позитивний заряд досягається за рахунок присутності бромиду, який дає недостаток у поверхневу шарі “тіньової сторони”. На зовнішній бік елемента накладається металічна сітка (вона виконує роль від’ємного електрода), на внутрішній напильюється метал, який виконує функцію позитивного електрода.

Іншими перспективними напівпровідниковими матеріалами для виготовлення фотоелектричних елементів є сульфід кадмію або арсенід галію.

Перспективним напрямом у створенні фотоелектричних генераторів є нова технологія виготовлення тонкоплівкових покриттів.

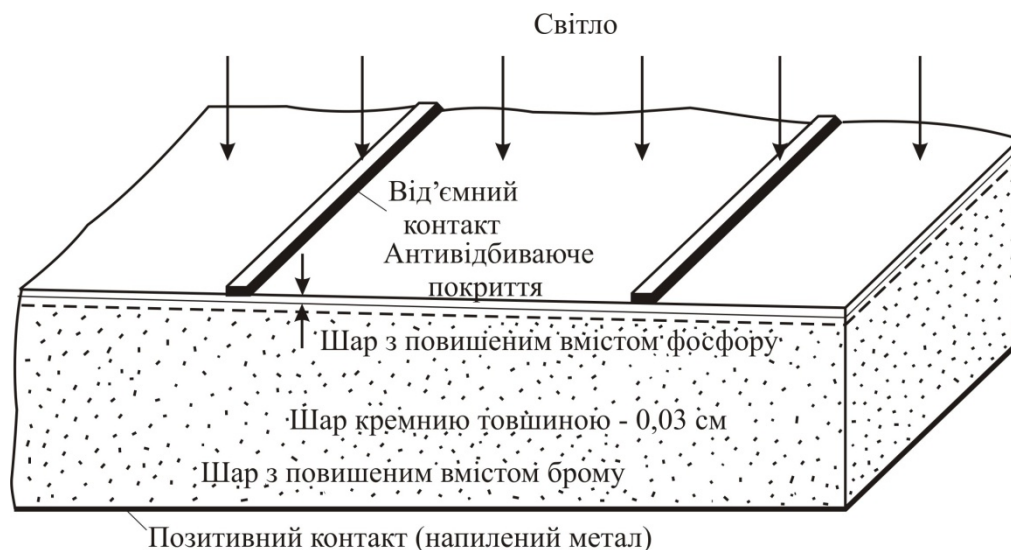


Рисунок 5.14 – Схематичний розріз кремнієвого фотоелемента

Основні переваги фотоелектричних генераторів – їх порівняна простота у виготовленні й обслуговуванні, довговічність, відсутність у порівнянні з традиційними генераторами механічних втрат в процесі трансформації енергії. Вони є практично “чистими” енергетичними пристроями, тобто не забруднюють навколишнього середовища.

Основний недолік сонячних фотоелектричних перетворювачів – їх висока вартість.

Друга система, яка дозволяє відтворити пряму трансформацію сонячної світлової енергії в електричну, – сонячні термоелектрогенератори. Принцип дії термоелектрогенератора базується на тому, що в замкнутому ланцюзі, який має у собі різномірні провідники, виникає електрорушійна сила, якщо місця контактів підтримуються з різними температурами. У простішому випадку, коли електроланцюг складений з двох різних провідників, він називається термопарою.

Звичайно до складу сонячних термоелектрогенераторів включають сам генератор і сфокусовану сонячну енергетичну систему (часто “слідкуючу”). В генераторі є термобатареї, набрані із термоелементів, з'єднаних послідовно чи паралельно, і теплообмінники гарячих і холодних спаїв термоелементів. Величина електричного струму залежить від температур гарячого  $T_1$ , і холодного  $T_2$  контактів, а також від матеріалів провідників. У невеликому інтервалі температур електрорушійну силу (ЕРС), від якої залежить величина генерованого електричного струму, можна вважати пропорційною різниці

температур  $T_1$  і  $T_2$ , тобто  $EPS=k(T_1 - T_2)$ , де  $k$  – коефіцієнт, який характеризує термоелектричну спроможність пари металів. Він визначається матеріалом провідників і інтервалом температур. Коефіцієнт корисної дії термоелектрогенераторів дорівнює приблизно 15%, а досягнута потужність – декільком сотням кіловат. Чим вища температура поверхні гарячих спайків, тим вище їх продуктивність. Тому, як правило, сонячні термоелектрогенератори обладнуються пристроями, які концентрують сонячну енергію на поверхні спайків, збільшуючи тим самим їх температуру. В деяких випадках на поверхню спайків наносять покриття з добре поглинаючими сонячне теплове випромінювання властивостями. Фото- і термоелектрогенераторами обладнані практично всі космічні апарати, що запускаються на навколосезну орбіту і у відкритий космічний простір.

Зараз створюються проекти з великомасштабного виробництва електроенергії у космосі з подальшою її передачею на Землю. Проекти основані на створенні фотоелектричних приймачів площею у декілька десятків квадратних кілометрів на висоті до 35 – 40 тис.км і розташованих над екватором. На відміну від наземних систем такі станції не створюють проблем збереження енергії, оскільки сонячне світло буде випромінюватись на їх поверхню безперервно.

З навколосезної орбіти станції будуть передавати енергію на велику, діаметром до 10 км, приймальну антену на Землі. Енергія мікрохвиль, яка приймається антеною, потім буде перетворюватись в електроенергію.

Самі орбітальні електростанції відповідно до цих проектів будуть мати масу сонячних фотоелементів і обладнуватись мікрохвильовими антенами для передачі виробленої енергії на Землю. “Слідкуюча” система забезпечує їх постійну направленість на приймальну антену, яка розташована на Землі. Звичайно, такі станції будуть мати і велику вагу, залежно від їх потужності. Наприклад, станція потужністю 5000 МВт буде важити біля 20 тис.т. Для будівництва таких станцій необхідно мати космічні транспортні засоби, які б змогли доставити матеріали з Землі і монтаж станції в умовах космічного простору. Все це вимагає вирішення значних науково-технічних проблем сучасності, включаючи створення нових видів космічних апаратів і надпотужних ракетноносіїв.

### **5.3 Акумулявання сонячного тепла**

**Види акумуляторів.** Неспівпадання графіків навантаження систем сонячного теплопостачання з добовими і річними графіками надходження сонячної радіації викликає необхідність акумулявання енергії. Акумулятори

класифікують за характером протікання в них фізико-хімічних процесів, причому кожному відповідають відповідні акумулюючі матеріали, які:

- використовують теплоємність речовини без змін її агрегатного стану (вода, водні розчини солей, каміння, порода у контейнерах чи у природному стані);

- використовують скрите тепло фазових переходів (парафіну, гідрати неорганічних солей);

- базуються на оборотних хімічних і фотохімічних реакціях, наприклад, циклічній гідратації і дегідратації, розщепленні і рекомбінації молекул, гідруванні і дегідруванні (зміні концентрації сірчаної кислоти, розкладанні сірчаного ангідриду, виробництві водню);

- базуються на необоротних фотохімічних реакціях, у першу чергу реакціях фотосинтезу і термохімічних (одержання біомаси і біогазу, виробництві водню).

Велика увага, особливо у північних районах, повинна приділятися сезонному акумулюванню сонячної енергії у вигляді тепла. В Україні, яка має розвинуту систему централізованого тепlopостачання, створення централізованих геліосистем з сезонним акумулюванням дуже перспективно.

Аналіз технічних рішень сезонних акумуляторів у світовій практиці показав, що найбільша кількість їх є теплоємнісними і найбільш цікаві і типові рішення наведені нижче.

**Породні ями – сховища тепла.** Цей тип акумулятора створюється шляхом риття ями і розміщення вийнятої породи (гранта) по її периферії у вигляді насипу. На дні і бокових стінах викладають теплоізоляцію, на поверхні – гідроізоляцію. Яму заповнюють водою, на воду укладають плавучу теплоізоляційну кришку, яка є стійкою до впливу гарячої води. Використання кришки для відслідковування за переміщенням сонця підвищує ефективність установки, значно підвищує температуру води і економить на використанні інших слідкуючих пристроїв. Параметри невеликого повністю ізольованого сховища тепла у вигляді породної ями [42]:

Об'єм, м <sup>3</sup> .....	640
Діаметр, м .....	16
Глибина, м .....	6
Розрахункова температура, °С	70-80

Техніко-економічні показники залежать від категорії гранта, геометрії ями, потужності і схеми роботи самої установки (з тепловим насосом чи без нього).

**Скальні порожнини – сховища тепла.** У світовій практиці накопичений досвід будівництва великих тунелів у скалах для зберігання теплої води чи нафти: біля 20 м у ширину, 30 м у висоту і сотні метрів у довжину. Декілька таких тунелів можна розмістити паралельно, що дає можливість довести загальний об'єм зберігання на одній площині до 1 млн м<sup>3</sup> рідини. Такий спосіб використовується для акумулювання гарячої води з температурою до 115°C і об'ємом 15 000 м<sup>3</sup>. Побудовані вже скальні сховища об'ємом 100 000 м<sup>3</sup> [73].

#### **Акумулювання тепла у горизонтальних підґрунтових шарах**

Найкращий матеріал для утворення спеціальних каналів для води – глина. Один із прикладів використання глини – будівництво сховища ємністю 90 000 м<sup>3</sup>. У глиняний канал встановлюється u-подібна пластмасова труба, одне коліно призначене для подавання води вниз, а друге – для видачі на поверхню. Оскільки теплопровідність глини в 3 рази нижча ніж граніт, теплопередача на кожен канал менша і тому вони розташовані щільніше (як правило, на відстані 1,7 м, що складає 3 м<sup>2</sup> гранта на 1 м каналу). Тепло з таких акумуляторів відбирається тепловими насосами і може подаватись в опалювальну систему школи, лікарні, магазини тощо [73].

#### **Акумулювання тепла у підземних водоносних горизонтах**

Водоносні пласти звичайно складені з породи відносно високої проникності (пісок чи гравій), які заповнені водою.

Рух води організується горизонтально чи вертикально, але в обох випадках необхідно обмежити використання водонесучого ґрунту. Іноді обмеження руху вгору і вниз досягається природно, за рахунок наявності шарів породи з низькою водопроникністю, які розташовані в покрівлі і підшві водонасиченого пласта. Значно рідше у природних умовах буває обмеження ділянки по периферії. При природному обмеженні витікання гарячої води можна зменшити за рахунок її відкачування, хоча повністю ліквідувати витікання в цьому випадку неможливо. Зростання тепловитрат можливо також за рахунок місцевих течій підземних вод, їх можна ліквідувати шляхом видалення води з напірного боку водонасиченого пласта і повернення її з низької напірної сторони. Використання водонасичених пластів може бути економічно високорентабельним за сприятливих місцевих умов, тобто при наявності природного обмеження і рівномірного розподілення проникності, правильного співвідношення розміру сховища до необхідної теплоємності тощо. Там, де немає цих умов, використання водонасичених пластів неефективно. Один із таких акумуляторів має центральну свердловину і чотири бокові, які пов'язані між собою теплообмінником, який підключено до центральної тепломережі.

Під час акумулювання тепла холодну підземну воду відкачують із бокових свердловин і за допомогою теплообмінника нагрівають, а потім подають у центральну свердловину. Гарячу воду відкачують, щоб створити розмежувальну гарячу зону навколо центральної свердловини, яка поступово зростає. Коли гаряча зона досягне бокових свердловин, акумулятор наповнений. При зміні напрямку потоку теплоти гаряча вода за допомогою теплообмінника відкачується від центральної свердловини і там віддає тепло. Після цього охолоджена вода відкачується у підземний горизонт у бокові свердловини. Такі акумулятори допускають використання високих температур (100 – 200°C) теплоносія.

***Акумулювання тепла у породі з вертикальними свердловинами.*** З поверхні землі бурять глибокі вертикальні свердловини до горизонту високопроникних порід (пісок). При проходженні на горизонті теплової води порода нагрівається. Сховище розряджають при пропусканні через горизонт більш холодної води, яка забирає тепло. Найбільш підходять для цього скальні породи і глина у ролі розмеження каналів від витікання води. У скальній породі канали можуть бути розташовані на відстані 3 – 4 м, так що на 1 м каналу припадає від 11 до 16 м<sup>3</sup> породи. Канали можуть мати труби і прокладку для захисту циркулюючої води від підземної. Цей акумулятор підходить для низькотемпературних геліосистем.

***Акумулятори тепла у природних водоймах.*** Частина озера чи морської затоки відокремлюється теплоізолюючою перемичкою від навколишньої більш холодної води. Верхню поверхню захищають плаваючою теплоізоляцією, яку вбудовують таким же чином, як і у випадку зі сховищами.

Цей варіант також може бути високоефективним, оскільки є можливість будувати сховища великих розмірів і при цьому уникнути витрат на виймання придонного ґрунту.

***Ставки для акумулювання сонячної енергії. Сонячний ставок*** – це об'єм води з різною концентрацією солей: в нижніх шарах вона вища, ніж у верхніх. Сонячне випромінювання викликає більш інтенсивне підвищення температури у нижніх щільних шарах. Це тепло можна відбирати і використовувати як джерело енергії. Перепад щільності досягається штучним чи природним шляхом. Наприклад, заливати водою деяку площу засоленої землі, яка призведе до дифузії солей і, відповідно, до перепаду сольової концентрації. Утворений при цьому градієнт щільності шарів подавляє їх конвекцію і викликає температурний перепад по глибині ставка.

Ставок глибиною 1 м акумулює 20 – 25 % падаючого випромінювання. Чим більша глибина, тим краще забезпечується ізоляція верхніх шарів, але зменшиться кількість енергії, що досягає дна. Оптимальна глибина 1 – 2 м. Невеликі розміри ставка викликають більші периферичні тепловтрати і дають більш низьку граничну температуру. Великі системи можуть прогріватись цілий рік і відрізняються тепловитратами з нижніх шарів. Сонячні ставки дають більшу кількість низькотемпературного тепла, стійкі до денних кліматичних змін і можуть підтримувати температуру розчину протягом зими.

*Акумулювання тепла в сталевих і залізобетонних ємностях.* У великих системах зберігання тепла використовують сталеві чи залізобетонні резервуари ємністю до 50 тис.м<sup>3</sup>, в яких гаряча вода утримується при атмосферному тиску. Вони добре працюють, але зазвичай дуже дорогі. Без використання теплових насосів їх теплоємність біля 50 кВт·год/м<sup>3</sup> при температурі 45 – 95°C, а при застосуванні теплових насосів може подвоїти теплоємність за рахунок охолодження збереженої води до 5 °C чи скоротити питомі капіталовкладення на резервуар, але збільшити витрати на насоси і їх обслуговування.

*Сучасні акумулятори на фазових переходах.* На даному етапі розвитку науки і техніки існує можливість реалізації практично будь-якого відомого принципу акумуляції тепла. Доцільність застосування кожного принципу визначається наявністю позитивного ефекту, в першу чергу, економічного, досягнення якого можливе при мінімальній вартості акумулятора.

Ідея використання фазових переходів (наприклад, тверде – тверде, тверде – рідке, рідке – пара) для акумулювання тепла висунута і обґрунтована у 1947 р. М. Teleresom [44]. Такий спосіб акумуляції забезпечує високу щільність енергії, яка запасується, при використанні невеликих перепадів температур і достатньо стабільній температурі на виході із теплового акумулятора (ТА). Але акумулюючі матеріали (ТАМ) у розплавленому стані є корозійно–активними речовинами, в основному мають низький коефіцієнт теплопровідності, змінюють об'єм під час плавлення і відносно дорогі. Нині відомий широкий спектр речовин, які забезпечують температуру акумуляції від 0 до 1400 °C. Слід відзначити, що широке застосування ТА з плавлячими ТАМ стримується насамперед доцільністю економічності створених установок [72].

При робочих температурах до 120°C рекомендовано застосувати кристалогідрати неорганічних солей, що пов'язано в першу чергу з використанням природних речовин як ТАМ (табл. 5.1). Для реального застосування тут розглядаються тільки речовини, які не розкладаються під час

розплавлення, або які розчиняються у перенасиченій воді, що входить до складу ТАМ.

Таблиця 5.1 – Основні властивості теплоакumuлюючих матеріалів на базі кристалогідратів

Матеріал	Чиста сіль				Робоча суміш			
	Температура плавлення, Тпл., °С	Теплота плавлення, Qпл. кДж/кг	Щільність твердого матеріалу $\rho \cdot 10^3$ , кг/м <sup>3</sup>	Щільність рідкого матеріалу $\rho \cdot 10^3$ , кг/м <sup>3</sup>	ТАМ, %	Вода, %	Температура плавлення, Тпл., °С	Теплота плавлення, Qпл. кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Глауберова сіль Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> ·10H <sub>2</sub> O	32,4	251	1,46	1,48	68,2	31,8	31	244
Гіпосульфит натрію Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ·5H <sub>2</sub> O	48	201	1,6	-	-	-	-	-
Бішофіт MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	116	165	1,57	-	-	-	-	-
CaCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	29,7	170	1,712	1,52	-	-	-	-
CH <sub>3</sub> COONa·3H <sub>2</sub> O	58,2	260	1,45	-	90 - 95	10 - 5	52 - 58	290 - 220
Ba(OH) <sub>2</sub> ·8H <sub>2</sub> O	78	301	2,18	-	75 - 94	25 - 6	62 - 78	207 - 280

З метою забезпечення кристалізації з малим переохолодженням рідини необхідне застосування, яке є первинними центрами кристалізації. Для блокування розділення фаз або використовують зачищувачі, або інтенсивне переміщення в період теплообміну. Працездатність таких ТАМ досягає декількох тисяч циклів заряд – розряд. До числа недоліків кристалогідридів необхідно віднести також їх підвищену корозійну активність.

При більш високих робочих температурах застосовують, звичайно, з'єднання і сплави легких металів. Основні показники таких ТАМ наведені у табл.5.2.



Таблиця 5.2 - Основні показники теплоакумуючих матеріалів

Теплоакумуючий матеріал	Температура плавлення, к	Теплота плавлення, кДж/кг	Питома теплоємність, кДж/(кг·к)		Щільністьх10 <sup>3</sup> , кг/м <sup>3</sup>		Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·к)		
			$\rho_{тв}$	$\rho_p$	$\rho_{тв}$	$\rho_p$	$\Phi_{тв}$	$\Phi_p$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Гідроокисли	NaOH	596	393	1,92	2,15	2,13	1,78	-	-
	KOH	678	167	1,41	1,48	2,04	1,73	-	-
Метали	Bi	544	54	0,127	0,151	10	9,92	10,1	17
	Al/Si	851	549	1,5	-	2,54	2,43	180	70
	Al/Si/ Mg/Cu	780	374	-	-	4,4	-	-	-
Нітрати	LiNO <sub>3</sub>	525	383	1,46	1,74	2,3	-	1,2	0,5
	KNO <sub>3</sub>	611	115	1,12	1,46	2,1	-	0,4	0,3
	NaNO <sub>3</sub>	580	187	2,04	2,24	2,26	-	0,28	0,65
Фториди	LiF/ MgF <sub>2</sub> /k F	983	756	2,94	-	2,92	2,18	7,7	-
	LiF/ MgF <sub>2</sub>	1013	915	1,58	2,04	2,67	2,20	4,5	-
	NaF	1269	816	1,54	1,67	2,79	1,98	-	-
	MgF <sub>2</sub>	1536	939	1,33	1,52	3,17	-	-	-

Суттєвим недоліком з'єднань металів є низький коефіцієнт теплопровідності, корозійна активність, зміна об'єму при плавленні.

Застосування різних теплоакумуючих матеріалів на фазових переходах вимагає розробки конструктивних рішень, що направлені на максимальне використання позитивних якостей ТАМ і нейтралізацію їх недоліків (рис. 5.15).

Розміщення ТАМ у капсулах (рис. 5.15 а) забезпечує високу надійність конструкції, дозволяє створити розвинуту поверхню теплообміну, компенсувати (при використанні гнучких капсул) зміну об'єму в процесі фазових переходів. Але внаслідок низької теплопровідності ТАМ необхідна велика кількість капсул малого розміру, що призводить до великої працездатності виготовлення ТА, недостатнього раціонального використання об'єму (для циліндричних капсул), малої жорсткості конструкції (для плоских капсул).

Розташування ТАМ у міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника (рис. 5.15, б) забезпечує раціональне використання внутрішнього об'єму ТА і застосування традиційної технології виготовлення теплообмінних апаратів. Але така конструкція знижує вільне розширення ТАМ, внаслідок чого зменшується надійність акумулятора в цілому. Забезпечення динамічних характеристик акумулятора знижується відомими міцностями кроку трубок у трубній дошці.

Найбільш технологічно складним і дорогим елементом ТА традиційної конструкції є теплообмінна поверхня, яка визначає потужність теплового

акумулятора. Внаслідок низьких коефіцієнтів теплопровідності більшість плавлячих ТАМ, тепер розроблені різні методи зменшення поверхні теплообміну шляхом зіскрібання ТАМ (рис. 5.15, в, г), ультразвукового чи електрогідравлічного руйнування ТАМ, які затверділи (рис. 5.15, д). Вищенаведені методи дозволяють суттєво знизити величину теплообмінної поверхні, але суттєво знизити величину теплообмінної поверхні та суттєво збільшити навантаження на конструктивні елементи акумулятора.

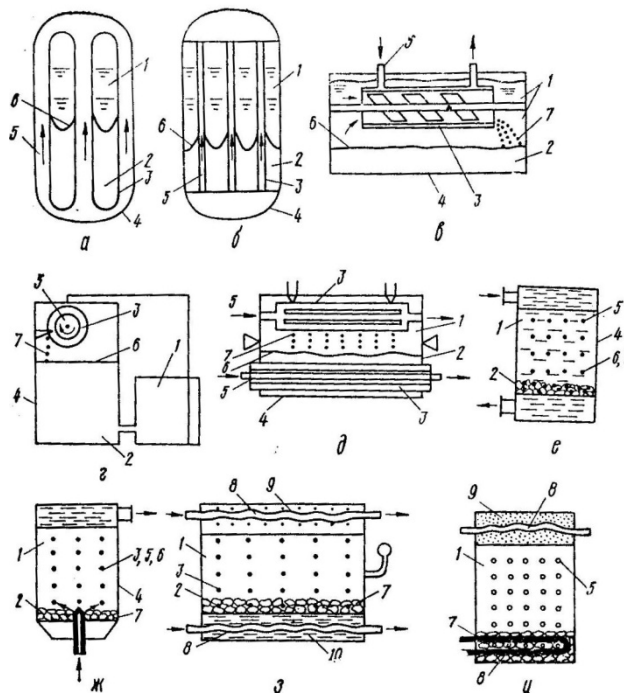


Рисунок 5.15 – Основні типи теплових акумуляторів фазового переходу: а – капсульний; б – кожухотрубний; в, г – із скребковим видаленням теплоакумуючого матеріалу; д – з ультразвуковим видаленням ТАМ; е, ж – з прямим контактом і прокачуванням ТАМ; з, і – з випарно-конвективним переносом тепла: 1 – рідкий ТАМ; 2 – твердий ТАМ; 3 – поверхня теплообміну; 4 – корпус теплового акумулятора; 5 – теплоносій; 6 – межа розподілу фаз; 7 – частинки твердого ТАМ; 8 – проміжний теплообмінник; 9 – паровий рідинний простір для теплоносія

Відомо, що найкращим варіантом теплообмінної поверхні є її повна відсутність, тобто безпосередній контакт теплоакумуючого матеріалу і теплоносія. Звичайно, що у цьому випадку необхідно підібрати як теплоакумуючий матеріал, так і теплоносій за ознаками, що забезпечують працездатність конструкцій.

ТАМ у цьому випадку повинні відповідати наступним вимогам: кристалізуватись окремими кристалами; мати велику різницю щільностей

твердої і рідкої фаз; бути хімічно стабільними; не утворювати емульсій з теплоносієм.

Теплоносії можна підібрати за наступними ознаками: хімічна стабільність в суміші з ТАМ; велика різниця щільностей по відношенню до ТАМ; невелика спроможність до ціноутворення.

Деякі пропозиції до співвідношення теплоносіїв і ТАМ наведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Рекомендовані співвідношення для прямого контакту ТАМ і теплоносія

Теплоакумулюючий матеріал	Теплоносій	Робоча температура, °С	Щільність енергії кВт/м <sup>2</sup>	Схема (рис.5.15)
1	2	3	4	5
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> ·10H <sub>2</sub> O	Технічне масло	35 - 20	60	ж
	Етилбромід	40 - 20	-	з
CH <sub>3</sub> COONa + 3H <sub>2</sub> O+H <sub>2</sub> O Ba(OH) <sub>2</sub> ·8 H <sub>2</sub> O+ H <sub>2</sub> O	Технічне масло	58 - 50	75	ж
		78 -68	116	ж
Пентаерітринол	Алкілдфенилетан	195 - 175	51	-
Поліетилен високого тиску	Етиленгліколь	145 - 125	28	-
Фториди	Li	650 - 850	-	i
NaNO <sub>3</sub> /KNO <sub>3</sub>	Pb	227	-	e

При застосуванні теплоносія більш щільного ніж твердий ТАМ, реалізується схема, що відображена на рис. 5.15, е. Під час роботи акумулятор заповнюється сумішшю теплоакумулюючого матеріалу і теплоносія. У верхню частину ТА подається рідкий теплоносій, який потрапляє на поверхню ТАМ, охолоджує (нагріває) його і відводиться з нижньої частини акумулятора. За рахунок меншої щільності рідкої фази ТАМ у порівнянні з твердою його закристалізовані частини опускаються у нижню частину акумулятора.

В процесі роботи ТА відбувається поступове заповнення всього об'єму закристалізованими ТАМ.

При використанні теплоносія із щільністю, меншою щільності ТАМ, реалізується схема, наведена на рис. 5.16, ж. Розпилення теплоносія відбувається у нижній частині акумулятора. Під час впливання крапель теплоносія, ТАМ нагріється або охолоджується і одночасно інтенсивно переміщується. Основними недоліками наведених методів контакту ТАМ і теплоносія вважається потреба у додатковому джерелі енергії для прокачування і необхідності фільтрації теплоносія з метою перешкоджання виносу частин ТАМ.

Вказані недоліки відсутні у конструкції, яка використовує принцип випарно-конвективного перенесення тепла при безпосередньому контакті ТАМ (рис. 5.15, з) [73]. У цьому випадку окрім названих властивостей теплоносія

необхідно, щоб температура кипіння при атмосферному тискові була трохи нижчою від температури плавлення ТАМ. Під час заряджання акумулятора тиск і відповідно температура кипіння теплоносія у ньому встановлювалася вище температури плавлення ТАМ. У зарядному теплообміннику відбувається підведення тепла. Теплоносій починає кипіти і пара при температурі вище температури плавлення ТАМ піднімається вгору і підігріває ТАМ.

При цьому відбувається плавлення ТАМ і конденсація теплоносія. Розплавлений ТАМ піднімається вгору, а конденсат теплоносія спускається вниз. В процесі плавлення ТАМ краплі теплоносія виходять у поровий простір ТА і в кінці зарядження весь теплоносій у паровій фазі знаходиться у паровому просторі. На етапі відведення тепла від ТА тиск в ньому знижується так, що температура конденсації теплоносія стає нижчою температури плавлення ТАМ. Під час відведення тепла на поверхні розрядного теплообмінника відбувається конденсація теплоносія, який стікає на розплавлений ТАМ. Відбувається випаровування крапель теплоносія і кристалізація частинок ТАМ. Затвердівши, ТАМ опускається у нижню частину ТА, а пара теплоносія підіймається вгору.

В процесі подальшого охолодження ТАМ краплі теплоносія опускаються все нижче і нижче і в кінці розрядження весь теплоносій знаходиться у нижній частині ТА.

До числа недоліків випарно-конденсаційного методу теплообміну необхідно віднести обмеження по потужності ТА, яке пов'язано з утворенням міцного коркового панцира твердуючого ТАМ у верхній його частині.

## 5.4 Проектування геліосистем

### *Метод розрахунку плоских і фокусуючих колекторів*

Типи геліосистем необхідно вибирати залежно від призначення будівель і існуючих умов теплопостачання (табл.5.4).

Таблиця 5.4 – Рекомендації з вибору геліосистем

Тип будівель	Рекомендовані геліосистеми
Будівлі, які підключені до постійно діючих джерел енергії	Цілорічні
Підприємства громадського харчування, готелі, лікарні, санаторії, дитячі сади, бані	Сезонні з дублером із 100%-ним забезпеченням гарячої води
Пансіонати сезонної дії, піонерські табори	Сезонні з дублером, що забезпечують при необхідності покриття технологічного навантаження в гарячій воді за рахунок дублера
Жилі будинки з котельною для опалення, літні душові, кемпінги	Сезонні без дублера

Проектування систем починається з визначення необхідної площі геліоприймача, яку розраховують залежно від різних варіантів конструкцій колекторів [46].

Основне балансове рівняння для розрахунку плоского колектора:

$$q_{кор} = q_{погл} - u(T_n - T_o), \quad (5.1)$$

де  $q_{кор}$  – корисна кількість тепла, яке віднесене до одиниці часу і площі (тепловий потік), Вт/м<sup>2</sup>;

$q_{погл}$  – поглинаюча кількість теплоти, Вт/м<sup>2</sup>;

$u$  – коефіцієнт тепловтрат колектора, Вт/(м<sup>2</sup>.К);

$T_n$  – температура поглинаючої поверхні, К;

$T_o$  – температура навколишнього повітря, К.

Трудність користування цим рівнянням полягає у визначенні величини середньої температури поглинаючої пластини, використовуючи поняття ефективності поглинача  $f'$ , який дорівнює відношенню фактичної поглинаючої енергії до енергії поглинаючої, у випадку рівності температур рідини і пластини, можна перейти до рівняння, яке описує продуктивність колектора як функції середньої температури теплоносія

$$q_{кор} = f'(q_{погл} - u(T_T - T_o)), \quad (5.2)$$

де  $f'$  – функція конструктивних параметрів поглинання, яка майже не залежить від витрат і температури теплоносія:

$$f' = \left\{ l \left[ d + (R - d) f_p \right]^1 + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{uR}{d_{ai} \cdot \alpha_{ai}} \right\}^{-1}, \quad (5.3)$$

де  $l$  – довжина колектора, м;

$d$  – діаметр каналу поглинявача, м;

$r$  – радіус, відстань між осями каналів, м;

$\delta_k$  – товщина матеріалу поглинявача, м;

$\lambda_k$  – теплопровідність колектора, Вт/(м<sup>2</sup>.к);

$d_{вн}$  – діаметр внутрішньої стінки, м;

$\alpha_{вн}$  – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої стійки колектора, Вт/(м<sup>2</sup>.к)

$f_p$  – ефективність ребра поглинявача

$$f_p = \frac{t_h \left[ \sqrt{u \lambda_n} (R - d) / 2 \right]}{i u \lambda_n^{-1} (R - d / 2)}, \quad (5.4)$$

$\lambda_n$  – теплопровідність поглинявача, Вт/(м<sup>2</sup>.к);

$i$  – величина, що відноситься до 1-ї секції акумулятора.

Таким чином,  $f'$  для ефективних поглинявачів завжди більша 0,9. Наприклад, для сталених штампованих радіаторів  $f' = 0,95$ , для алюмінієвих – 0,97.

Рівняння розподілення температури вздовж потоку знаходять інтегруванням балансового рівняння (5.1) для елемента рідини

$$\frac{T_{вих} - T_{ex}}{T_p - T_{ex}} = 1 - \exp(-u f' F / W_T) \quad (5.5)$$

де  $T_{вих}$  – кінцева температура нагрівання колектора, К;

$T_{ex}$  – початкова температура нагрівання, К

$T_p$  – середня рівно вісна температура нагрівання, К;

$F$  – площа поверхні колектора, м<sup>2</sup>;

$W_m$  – водяний еквівалент витрат (об'єму) – множення витрат об'єму рідини на щільність і теплоємність, Вт/К;

Вираз (5.5) співпадає з записами у символах  $\varepsilon$ - $ntu$  рівняння теплопередачі між грючим потоком з безкінечними витратами і температурою  $T_p$  і підігрітим від  $T_{вх}$  до  $T_{вих}$  потоком при числі одиниць переносу тепла  $NTU = \frac{kf}{w}$ , який визначається витратами  $W_T$ , при коефіцієнті теплопередачі між потоками  $u$  і площі  $fF$ . Тоді ефективність геліоприймача як теплообмінника визначають з рівняння

$$\varepsilon_T = 1 - \exp(-NTu_T) \quad (5.6)$$

По залежності (5.1) знаходять середню температуру теплоносія  $\bar{T}_T$

$$\bar{T}_T = T_{ex} + (T_p - T_o) \frac{uF}{W_T} \varepsilon_T \quad (5.7)$$

У розрахунках краще використовувати величину  $\bar{T}_T' = (T_{вх} + T_{вих})/2$ . Для цього знайдемо рівняння продуктивності колектора як її функції і введено фактор  $\bar{f}$ , після чого рівняння (5.1) буде мати вигляд

$$q_{кор} = \bar{f}(q_{ногл} - u(T_T - T_o)), \quad (5.8)$$

де 
$$\bar{f} = \frac{W_T}{uF} \cdot \frac{2\varepsilon_T}{2 - \varepsilon_T}$$

При  $f \approx 1$  і  $\frac{W_T}{uF} > 2$  величина  $\bar{f} \approx 1$  і рівняння (5.1) переходить в (5.8), а похибка при цьому не перевищує 2%. Величину витрат, що забезпечують задану температуру колектора, знаходять із виразу

$$W_T = f' uF \ln^{-1} \left[ 1 - \frac{u(T_{вих} - T_{ex})}{q_{ногл} - u(T_{ex} - T_{вих})} \right] \quad (5.9)$$

Оскільки при розрахунках геліоприймачів частіше всього відома температура теплоносія на вході, зручно користуватись рівнянням теплопродуктивності, що містить цей параметр

$$q_{кор} = f_R [q_{ногл} - u(T_{ex} - T_o)], \quad (5.10)$$

де  $f_R$  – коефіцієнт відведення тепла із колектора, що являє відношення фактично одержаної енергії до тієї, яка була б одержана, якщо температура всієї поглинаючої пластини була б рівною температурі теплоносія на вході

$$f_R = \frac{W_T}{uF} \varepsilon_T \quad (5.11)$$

Коефіцієнт тепловтрат колектора  $i$  знаходять за двома складовими: втратам через світлопрозоре покриття  $U_c$  і днище  $U_d$ . Якщо теплоносій не рухається між між поглинявачем і склом

$$u = u_c + u_d \quad (5.12)$$

Цю величину для плоских геліоприймачів можна знайти за підсумковим напівемпіричним рівнянням

$$u = \left[ \frac{\nu}{344/T_n [(T_n - T_o)/(v+c)]^{0.31} + \frac{1}{\alpha_c}} \right]^2 + \alpha_{CT} \frac{F_{CT}}{F} + \dots \quad (5.13)$$

$$\dots \rightarrow + \left[ \frac{\delta_o}{\lambda_o} + \frac{1}{\alpha_o} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_n^2 + T_o) (T_n - T_o)}{[\xi_n + 0,05\nu(1 - \varepsilon_n)]^2 + (2\nu + c - 1)/\xi_c - \nu}$$

де  $\nu$  – кількість скляних покриттів;

$\alpha_c$  – коефіцієнт теплопередачі скла, Вт/(м<sup>2</sup>.к);

$F_{CT}$  – площа поверхні стінки, м<sup>2</sup>;

$\delta_o$  – товщина днища колектора, м;

$\lambda_o$  – теплопровідність днища, Вт/(м<sup>2</sup>.к);

$\alpha_o$  – коефіцієнт тепловіддачі днища;

$\sigma$  – постійна Стефана-Больцмана;

$\xi_n$  – ступінь чорноти поверхні

$C = (1 - 0,04\alpha_c + 5 \cdot 10^{-4} \alpha_c^2)(1 + 0,0588\nu)$

Перші дві складові виразу (5.13) визначають тепловтрати через світлопроникне огороження. Вони залежать від кута нахилу колектора і ступіня його чорноти

$$\frac{u_c(\beta)}{u_c(45)} = 1 - (\beta - 45)(2,59 - 1,44\xi_n)10^{-3} \quad (5.14)$$

Друга і третя складові – коефіцієнт втрат через днище і бокові стінки. У ефективному колекторі коефіцієнт втрат через днище дорівнює 0,5-1 Вт/м<sup>2</sup>.к. Коефіцієнт втрат через бокові стінки для одиничного колектора складає менше 3% загальних втрат, а у випадку їх згрупування – менше 1% і може не прийматись до уваги.

Для більш складних випадків залежність  $U$  від  $U_c$  і  $U_d$  знаходять за формулою

$$u = \frac{u_c + u_d}{1 + \alpha_n u_c / (\alpha_c \cdot \alpha_{C,n}^r + \alpha_n \alpha_{C,n}^r + \alpha_{n,c})} + \dots \quad (5.15)$$

$$\rightarrow \dots + \frac{u_c + u_d}{\alpha_n + (\alpha_c \alpha_{n,c}^r + \alpha_n u_c) / \alpha_c + \alpha_{C,n}^r}$$

Важлива характеристика колекторів, що необхідна для обрахування  $q_{погл}$ . – зведена поглинаюча спроможність, яка показує, як частина падаючого на колектор сонячного випромінювання поглинається ним. Її визначають

добутком коефіцієнтів пропускання світлопрозорого покриття  $\Theta$  і поглинання (а) колектора ( $\Theta_a$ ) окремо для прямої і дифузної сонячної радіації. Опублікована і збережена метеорологічна інформація у більшості випадків зображує дані про інтенсивність складових радіації на горизонтальну поверхню. Тому у розрахунок  $q_{\text{ногл}}$  необхідно ввести коефіцієнт положення – відношення інтенсивності на горизонтальну площину. Для відбитої і розсіяної радіації їх величини відповідно

$$p^r = \sin^2 \beta / 2; \quad p^D = \cos^2 \beta / 2, \quad (5.16)$$

де  $p$  – відношення інтенсивності сонячної радіації, що падає на площину колектора до горизонтальної – коефіцієнт положення;

$r$  – щільність потоку відбитої сонячної радіації, Вт/м<sup>2</sup>;

$D$  – щільність потоку дифузної складової сонячної радіації, Вт/м<sup>2</sup>;

$\beta$  – кут нахилу колекторів до горизонту, градус.

Наведена поглинаюча спроможність колектора при дифузній радіації (відбитої і розсіяної) приймається постійною, що відповідає величині для прямої складової при падінні променя під кутом  $60^\circ$ . При підсумовуванні прямої сонячної радіації, яка була поглинута колектором, необхідно мати величини  $p^s$  і  $(\Theta_a)^s$  в терміни, що відповідають даним щільності потоку сонячної радіації  $S$ . Це значно збільшує обсягом розрахунків і створює труднощі розрахунків з визначення довгострокових характеристик колекторів. Для їх спрощення доцільно використовувати усереднені за період знаходження кута падіння сонячного променя на площину колектора і  $<55^\circ$  величини  $p^s$  і  $(\Theta_a)^s$  для визначення розрахункових коефіцієнтів.

В табл. 6.5 наведені деякі результати обчислень на всі місяці року для широти  $45^\circ$ , за якими можна виконувати розрахунки для південних районів України [74]. Кути нахилу колекторів наведені виходячи із періоду роботи геліосистеми: літнього  $\beta \approx \varphi + 15^\circ$ , цілорічного  $\beta \approx \varphi$  ( $\varphi$  – кут географічної широти, град).



Таблиця 5.5 – Середньомісячні значення  $\bar{p}^s$  і  $\bar{\Theta}_a$  для колекторів південної орієнтації  $\psi=45^\circ$  ( $\psi$ -азимутальний кут)

Місяць року	$\beta = 30^\circ$		$\beta = 45^\circ$		$\beta = 60^\circ$	
	$\bar{p}^s$	$\Theta_a$	$\bar{p}^s$	$\Theta_a$	$\bar{p}^s$	$\Theta_a$
1	2,104	0,733	2,308	0,750	2,580	0,753
2	1,727	0,755	1,924	0,754	1,980	0,753
3	1,419	0,749	1,480	0,754	1,443	0,755
4	1,195	0,752	1,171	0,756	1,074	0,744
5	1,075	0,753	1,000	0,748	0,855	0,734
6	1,020	0,755	0,938	0,747	0,828	0,727
7	1,040	0,757	1,000	0,749	0,850	0,730
8	1,130	0,754	1,095	0,754	1,000	0,740
9	1,303	0,752	1,330	0,755	1,264	0,752
10	1,586	0,750	1,710	0,753	1,747	0,754
11	2,053	0,739	2,392	0,749	2,559	0,756
12	2,255	0,721	2,992	0,742	3,133	0,755

При довільній орієнтації будинку, на якому встановлено геліоприймач, необхідно знати як відхилення від південної орієнтації змінює інтенсивність падаючої на колектор сонячної радіації. Розрахунки показали, що для нахилу  $\beta \approx \varphi + 15^\circ$  відхилення до  $10^\circ$  не змінює річної суми падаючої сонячної радіації більше ніж на 5%, а до  $30^\circ$  – більш ніж на 10%. Трохи знижує кількість поглиненої радіації запиленість покриття і затінення поглинача боковими стінками. Їх точний розрахунок громіздкий і не завжди можливий, тому у більшості розрахунків це враховують знижувальним коефіцієнтом 0,951.

Розрахунок інтенсивності сонячної радіації, яка падає і поглинається колектором різного просторового спрямування і його приведенної поглинаючої спроможності, проводиться за формулами:

$$q_{над} = p^2 S + p^D D + p^r (S + D) \rho, \quad (5.17)$$

$$q_{ногл} = 0,951 (\theta_a)^S p^S S + (\theta_a)^D [p^D D + p^r (S + D) \rho], \quad (5.18)$$

$$(\theta_a) = q_{ногл} / q_{над}. \quad (5.19)$$

Тепер можна обчислити коефіцієнт корисної дії геліоприймача з виразу

$$\eta = q_{кор} / q_{над} \quad (5.20)$$

і записати три еквівалентні рівняння для його визначення

$$\eta = (\theta_a) - u(\bar{T} - T_o) / q_{над}, \quad (5.21)$$

$$\eta = f'[(\theta_a) - u(T_T - T_o) / q_{над}], \quad (5.22)$$

$$\eta = f_R [(\theta_a) - u(T_{ex} - T_o) / q_{над}] \quad (5.23)$$

Порівняне уявлення про технічні характеристики геліоприймачів різних типів дають результати їх випробовувань, наведених на рис.5.16. Результати випробувань наведені у вигляді точок на прямих, які описуються рівняннями (5.21) – (5.23). При цьому коефіцієнт втрат чисельно дорівнює тангенсу кута нахилу в системі координат  $\eta$ ;  $\Delta T/q_{над}$ , а точка пересікання з ординатою відповідає наведеній поглинаючій спроможності (табл.5.6).

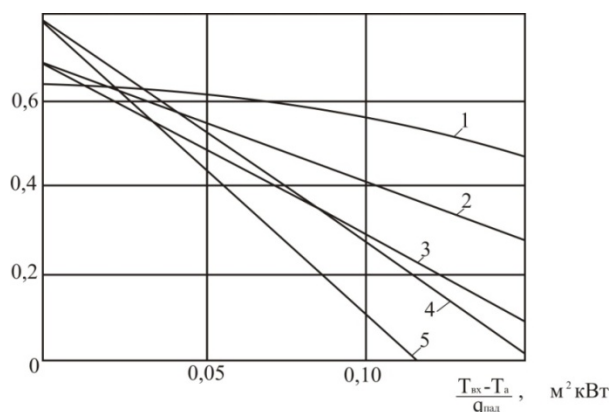


Рисунок 5.16 – Ефективність геліоприймачів різних типів: 1 – вакуумних патрубків; 2 – двоскляних селективних; 3 – двоскляних неселективних; 4 – односкляних селективних; 5 – односкляних неселективних

Таблиця 5.6 – Технічна характеристика геліоприймачів (усереднені дані), при середній швидкості вітру  $5 \text{ м/с}$ ,  $T_n = 305\text{-}325\text{K}$  і  $a = 0,95$

Тип конструкції	Кількість скляних поверхонь	$\epsilon_n$	$u$ , Вт/ $\text{м}^2 \text{K}$ ;
Плоский сонячний водопідігрівач	1	0,95	5,5-7,5
Також	1	0,05	2,8-3,5
-//-	2	0,95	3,2-4,8
-//-	2	0,05	1,8-2,2
Плоский сонячний повітренагрівач	2	0,95	3,6-3,8

Як показано на рис.5.16, співвідношення ефективності геліоприймачів різних типів змінюється від інтервалу до інтервалу, і правильний вибір типа

сонячного нагрівача залежить від умов його роботи, які визначаються параметром  $\Delta T/q_{над}$ .

Для сонячних водонагрівачів встановлені наступні величини коефіцієнта втрат  $u$ , Вт/ м<sup>2</sup> К:

Для одно скляних .....7,5

Для двоскляних.....4,35

При застосуванні рівнянь (5.20) і (5.22) для розрахунків

Повітряних колекторів необхідно визначити  $f'$ , а для знаходження  $u$ , як правило, можна використати (5.13). Величини  $f'$  знаходять з виразу

$$f' = \left\{ 1 + u / \left[ \alpha_{\Pi} + 1 / \left( 1 / \alpha_{\delta} + 1 / \alpha_{n,\delta}^r \right) \right] \right\}^{-1} \quad (5.24)$$

Викладені методи розрахунку плоских колекторів застосовуються і при розрахунках геліоприймачів більш складних конструкцій. Так, рівняння теплопродуктивності для параболо циліндричного концентруючого колектора можна невести у вигляді

$$q_{кор} = f_R \left[ q_{ногл} - \frac{u}{n} (T_{ex} - T_o) \right] \quad (5.25)$$

де  $n$  – ступінь концентрації, що дорівнює відношенню площ відбивача променів і приймача. Коефіцієнт тепловтрат зовнішньої стінки

$$u = \left( \frac{1}{\alpha_{\epsilon}} + \frac{1}{4\sigma\epsilon_{\Pi} T_{\Pi}^3} \right) \quad (5.26)$$

фактор відведення тепла  $f_T$  визначають також по залежності (5.11), а величину  $f'$  – по рівнянню

$$f' = \left( 1 + \frac{ud_{зов}}{\alpha_{\epsilon n} d_{\epsilon n}} + \frac{ud_{зов} \ln \xi_{зов} / d_{\epsilon n}}{\lambda_T} \right)^{-1} \quad (5.27)$$

де  $d_{зов}$  – діаметр зовнішнього каналу, м.

$d_{\epsilon n}$  – теж саме, на внутрішній стінці, м.

$\xi_{зов}$  – ступінь чорноти на зовнішній стінці.

Кількість тепла, яка поглинається концентратом, вираховують трохи інакше, ніж для плоских приймачів. Це пов'язано, в першу чергу, з тим, що на приймачі концентрується тільки потік прямої сонячної радіації, яка падає на відбивач. Потік дифузної радіації, що падає безпосередньо на приймач, значно менший і в розрахунок для систем з великим ступенем концентрації, як правило, не приймається

$$q_{ногл} = Sp^s(\theta_a) \rho \gamma F, \quad (5.28)$$

де  $(\theta_a)$  – має таке смислове значення, що і для плоских колекторів (у разі не заскленого приймача  $\theta_a = 1$ );

$\rho$  – відбиваюча спроможність відбивача – рефлектора, осереднена у кутах;

$\gamma$  – коефіцієнт вловлювання, що показує, яка частина відбитого потоку падає на приймач – характеристика точності орієнтації концентратора і приймача; у загальному вигляді його величину вираховують для кожного конкретного випадку із виразу

$$\gamma = \frac{\int_A^B I(\omega) d\omega}{\int_{-\infty}^{\infty} I(\omega) d\omega} \quad (5.29)$$

### *Розрахунок теплообмінників і баків-акумуляторів*

Швидкісні теплообмінники, що включені в геліосистеми, розраховують за відомими залежностями, в тому числі за виразами, що визначають ефективність теплообмінника ( $\epsilon$ -NTU метод):

$$\frac{W_T (T_{вих} - T_{ex})}{W_{\min} (T_{ex} - T_{x.г})} = \frac{W_{\sigma} (T_{г.г} - T_{x.г})}{W_{\min} (T_{вих} - T_{x.г})} = \epsilon_{TO} \quad (5.30)$$

де  $\epsilon_{TO}$  – ефективність теплообмінника

$$\epsilon_{TO} = \frac{1 - \exp[-NTU(1-R)]}{1 - R \exp[-NTU(1-R)]}, \quad (5.31)$$

$R = W_{\min}/W_{\max}$  – відношення мінімального і максимального з двох водяних еквівалентів витрат теплоносія і підігрівачого середовища, що проходить через теплообмінник;

NTU – число одиниць переносу тепла  $NTU = KF_{TO}/W_{\min}$ .

Рівняння теплового балансу

$$W_T (T_{вих} - T_{ex}) = W_{\sigma} (T_{г.г} - T_{x.г}) \quad (5.32)$$

Ефективність теплообмінника, який суміщений з баком-акумулятором (ємнісний водонагрівач) і працює у режимі нагрівання без відбору тепла (зневажаючи на тепловтрати температури граючої і нагрітої рідини) з урахуванням середньологарифмічної величини їх різниці, визначають рівнянням (при  $W_{\sigma} \gg W_T \xi$ )

$$\epsilon_{\sigma} = 1 - \exp(-NTU_{\sigma}), \quad (5.33)$$

а питому продуктивність за час  $\tau$  знаходять у виразу

$$\frac{T_{\sigma.кон} - T_{\sigma.поч}}{T_{вих} - T_{\sigma.поч}} = 1 - \exp\left(-\frac{W_T \tau}{W_{\sigma}}\right) \epsilon_{\sigma} \quad (5.34)$$

Тепловий розрахунок баків-акумуляторів виконують за балансовим рівнянням, яке має вигляд

$$W_{\sigma} \frac{dT_{\sigma}}{d\tau} = W_T (T_{вих} - T_{ex}) - W_{\sigma} (T_{\sigma} - T_{x.г}) - \gamma (T_{\sigma} - T_o) \quad (5.35)$$

У випадку N-селекційного бака-акумулятора необхідно облаштування автоматичного керування, яке запобігає перетоку тепла від більш нагрітих

секцій до менш гарячих. Їх роботу описують керуючі функції  $\Phi_n$ ,  $\Phi_{\sigma(m)}$  які визначаються як

$$\Phi_{\sigma(l)} = \begin{cases} 1 & \text{при } T_{[l]} > T_{\sigma[l]} \\ 0 & \text{в інших випадках} \end{cases} \quad (5.36)$$

А баланс енергії І-ї секції N-секційного бака записується у вигляді

$$\begin{aligned} W_{\sigma[l]} \frac{dT_{\sigma[l]}}{d\tau} &= \Phi_n \Phi_{\sigma[l]} W_T (T_{T[l]} - T_{T[l+1]}) + \dots \\ \dots &\rightarrow +W_{\sigma} (T_{\sigma[l]} - T_{\sigma[l+1]}) + \gamma (T_{\sigma[l]} - T_o) \end{aligned} \quad (5.37)$$

Вирішуючи рівняння (5.37) з урахуванням початкових умов ( $T_{\sigma} = T_{\text{пос}}$  при  $\tau=0$ ), знайдемо у припущенні незмінності факторів протягом періоду інтегрування рівняння зміни температури води в баку-акумуляторі  $T_{\sigma} = T_{\text{межа}} - (T_{\text{межа}} - T_{\text{поч}}) \exp(-B\tau)$ , де  $T_{\text{межа}}$  – гранична температура, до якої можна нагріти даний бак при інших заданих параметрах:

$$T_{\text{межа}} = \frac{A}{B}; \quad \begin{aligned} A &= (W_{\sigma} T_{x,\sigma} + \gamma T_o + W_{[l]} \varepsilon_{\sigma} T_{T[l]} / W_{\sigma}) \\ B &= (W_B + \gamma + W_T \xi_{\sigma}) / W_{\sigma} \end{aligned} \quad (5.38)$$

У випадку N-секційного бака вирази для розрахунку температури з урахуванням (5.36) приймають вигляд

$$\begin{aligned} A_{[l]} &= W_{\sigma[l]} T_{\sigma[l+1]} + \gamma_{[l]} T_o + \Phi_{\sigma[l]} W_T \varepsilon_{\sigma[l]} T_{T[l]} / W_{\sigma[l]} \\ B_{[l]} &= (W_{\sigma[l]} + \gamma_{[l]} + \Phi_{\sigma[l]} W_T \varepsilon_{\sigma[l]}) / W_{\sigma} \\ T_{\sigma[l]} &= \frac{A_{[l]}}{B_{[l]}} - \left( \frac{A_{[l]}}{B_{[l]}} - T_{\text{поч}[l]} \right) \exp(-B_{[l]}\tau) \end{aligned} \quad (5.39)$$

Розрахунок породного акумулятора через циклічність режиму його роботи виконують окремо для зарядження і розрядження. Балансове рівняння для інженерного розрахунку шарового ґрунтового (графітного, кам'яного) акумулятора у режимі зарядки має вигляд для  $i$ -го шару

$$M_{[l]} C \frac{dT_{a[l]}}{d\tau} = d_V V_{[l]} (T_{T[l]} - T_{a[l]}) - \gamma (T_{a[l]} - T_o) \quad (5.40)$$

де  $M, C, V$  – відповідно маса, теплоємність і об'єм засипки матеріалу.

Температура повітря, що виходить з акумулятора визначають виразу

$$W_T (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = d_V V (T_{\text{вих}} - T_a) \quad (5.41)$$

Для визначення об'ємного коефіцієнта тепловіддачі існує емпіричний вираз, який встановлює його залежність від витрат повітря  $G$ ,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ С}$ , еквівалентного сферичного діаметра частинок  $d$ ,

$$d_V = 650(G/d)^{0.7} \quad (5.42)$$

де  $d = \frac{G}{\pi} \frac{\text{сумарний об'єм частинок}}{\text{число частинок}} \cdot 1/3$ .

Для режиму розрядки рівняння теплового балансу має вигляд

$$cM_{[l]} \frac{dT_{a[l]}}{d\tau} = W(T_{a[l]} - T_{a[l-1]}) - \gamma V_{[l]}(T_{a[l]} - T_o) \quad (5.43)$$

Складаючи систему з рівнянь для всіх шарів акумулятора можна сформулювати математичну модель для його розрахунку.

## 5.5 Сучасний підхід до використання теплових сонячних електростанцій

У світі прогресує загальне вичерпання природних енергоресурсів, що особливо докально відображається у промислово розвинутих районах: не вирішені проблеми пов'язані зі спалюванням органічного палива, викликані шкідливим впливом цього процесу на екологічну ситуацію і зростанням парникового ефекту; з'явилась тенденція до зниження темпів зростання розвитку ядерної енергетики [75]. Все це стимулює розвиток і використання нових нетрадиційних джерел енергії. До найбільш перспективних з них належить сонячна енергія, можливість промислового використання якої широко розглядається в теперішній час.

Сучасна сонячна енергетика розвивається по шляху обґрунтування і створення сонячних термодинамічних і фотоелектричних електростанцій (СТФУС).

Такі електростанції включають поле геліостатів (дзеркал) з системою відслідкування за рухом Сонця і центральний приймач радіації, який розташований на башті (баштовий тип СТФЭС). Він складається з набору економайзерних і випарно-пароперегрівальних каналів і системи акумуляування теплоти. Вода (робоче тіло) подається у канали приймача, випаровується і перегрівається, потім пара направляється на парову турбіну, яка в свою чергу, приводить електрогенератор до вироблення електроенергії.

При цьому необхідно враховувати, що сонце є джерелом енергії високого потенціалу. Наприклад, за допомогою геліостатів температура у фокусі сонячних променів може досягати 3000 – 4000 К [76].

У зв'язку з цим для підвищення ефективності перетворення сонячної енергії необхідно знайти процеси, які за температурним потенціалом наближаються до потенціалу енергії, яку одержують за допомогою сонячних колекторів (геліостатів). Такими процесами є термохімічні процеси одержання синтетичних палив (синтез-газ, метанол) при каталітичній паровій чи вуглекислотній конверсії природного газу чи газу підземної газифікації вугільних пластів, одержання водню як вторинного енергоносія на основі термохімічного розкладання води тощо. Перетворюючи сонячну енергію у хімічно зв'язану енергію енергоносіїв чи хімічні з'єднання можна запасати її

практично на значний час, транспортувати енергоносії на різні відстані і при необхідності виробляти електроенергію, одержати також теплову енергію необхідного потенціалу для паросилових установок. Такого типу СТФЕС містять блок термохімічного перетворення енергії і називаються термохімічними сонячними електростанціями (ТХСЕС).

Робота такої енергосистеми можлива за двома варіантами: ізольовано від інших джерел енергії в енергосистемі, і яка має теплові електростанції. У першому випадку створення ТХСЕС, безумовно, доцільно, ніж СТФЕС, оскільки це дозволяє одночасно з виробленням електроенергії запасати енергію у хімічно зв'язаному вигляді і використовувати її для вироблення електроенергії при повній відсутності чи низькому рівні інсоляції (радіації). Окрім цього, ТХСЕС дозволяє провести збагачення природного газу, наприклад, одержати відновлюваний газ, який використовується для неенергетичних цілей.

За другим варіантом СТФЕС дозволяє економити органічне паливо, яке спалюється на теплових електростанціях і використовувати його для вироблення пікової електроенергії в години найбільшого електронавантаження (наприклад, у вечірній час).

Системи сонячних електростанцій з термохімічним перетворенням теплової енергії відрізняються тим, що в зоні фокусування сонячних променів розміщується хімічний реактор, куди подається реагуюча суміш. Створені три системи ТХСЕС: I схема виробляє електроенергію і синтетичне паливо (штучний газ, метанол), яке подається споживачам; II схема виробляє базову електричну і, за рахунок запасної енергії у хімічно зв'язаному вигляді, пікову електроенергію; III схема виробляє електроенергію і теплоту, що передається споживачу транспортом реагуючого газу.

Згідно із системою I (рис.5.17), у геліореакторі відбувається пароводяна конверсія природного газу чи газу підземної газифікації вугілля. Продукти конверсії охолоджуються у парогенераторі, генеруючи водяну пару, потім поступають в апарат синтезу метанолу, після чого пари метанолу конденсуються у конденсаторі, а непрореаговані знекоксовані гази спалюються у вогневому парогенераторі. Теплота, що виділяється під час синтезу метанолу, застосовується для підігрівання живильної води.

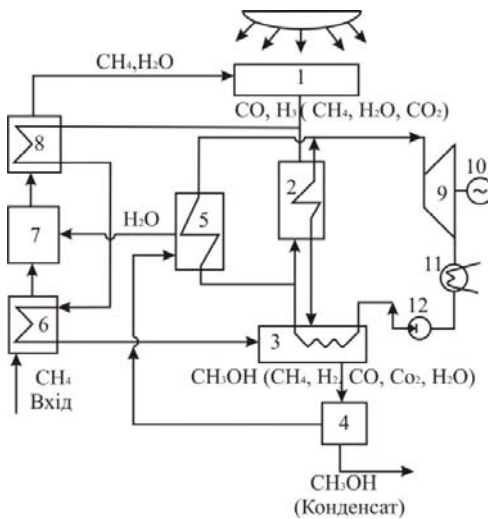


Рисунок 5.17 – Система I: 1 – геліоколектор; 2 – парогенератор на продуктах конверсії; 3 – апарат синтезу метанолу; 4 – конденсатор метанолу; 5 – вогневий парогенератор; 6 – регенеративний підігрівач; 7 – змішувач  $H_2O$  і  $CH_4$ ; 8 – парометаноловий підігрівач; 9 – парова турбіна; 10 – електрогенератор; 11 – конденсатор турбіни; 12 – живильний насос

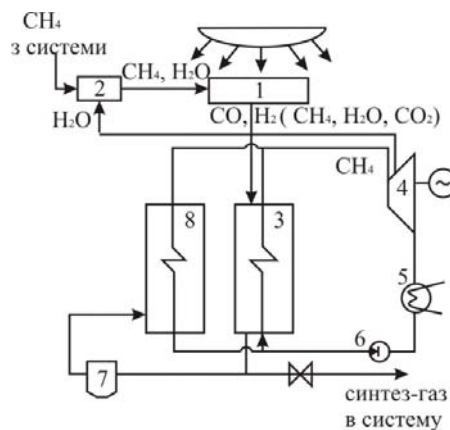


Рисунок 5.18 – Система II: 1 – геліоколектор; 2 – змішувач  $CH_4$  і  $H_2O$ ; 3 – парогенератор на продуктах конверсії; 4 – парова турбіна; 5 – конденсатор турбіни; 6 – живильний насос; 7 – сховище конвертованого газу  $CH_4$ ; 8 – вогневий парогенератор

Схема II (рис.5.18) передбачає, що утворені концентровані охолоджені гази частково поступають у сховище. Залишок газу, який є еквівалентним за теплою згоряння природному газу, що забирається з системи, повертається в цю ж систему. Запасений газ спалюється у вогневому парогенераторі під час піку електронавантаження. Для зменшення об'єму сховища в схемі цього типу можна із конвертованого газу синтезувати метанол і зберігати його в рідкому стані.



За енергосистемою III (рис.5.19) охолоджений конвертований газ транспортується в район енергоспоживача, де у метані відбувається реакція метаноутворення. Теплота, що при цьому утворюється, використовується для вироблення електроенергії і тепlopостачання.

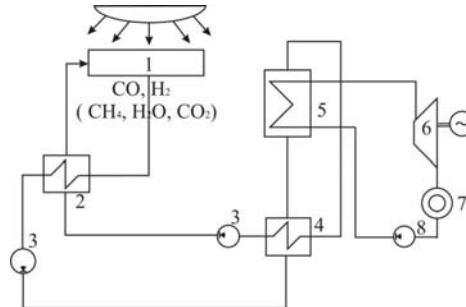


Рисунок 5.19 – Система III: 1 – геоліколектор; 2,4 – теплообмінники; 3 – газодувка; 5 – метанатор-пароперегрівач; 6 – парова турбіна; 7 – тепловий споживач; 8 – живильний насос

Розглянемо термодинамічні і техніко-економічні показники ТХСЕС.

Термодинамічний коефіцієнт корисної дії  $K_m$  визначається відношенням корисної ексергії (електроенергії чи суми електроенергії і ексергії теплоти) до підведеної енергії в установку. Цей ККД залежить від параметрів циклу і при максимальних параметрах пари, що допускають роботу без промислового перегрівання (наприклад, парова турбіна К-100-90), складає 39,5%, тобто теплова потужність модуля 100 МВт складає 253МВт. За даними [77], для такого модуля необхідно 6300 геліостатів розміром 10x10 м. Повний коефіцієнт перетворення енергії енергоустановки містить ще витрати енергії на створення такої установки і визначається за формулою

$$\psi_n = \frac{3600N_e t_d t_{cp} d}{N_e \sum_i \phi_{ei} \gamma_{ei} (d+1) + \frac{3600N_e t_d t_{cp} d}{k_m}} \quad (5.44)$$

де  $N_e$  – електрична потужність СТФЕС;

$t_d$  і  $t_{cp}$  – тривалість роботи установки за добу на потужності  $N_e$  (год) і середньорічна (діб);

$d$  – кількість років роботи установки;

$\phi_{ei}$  – питомі витрати первинної енергії на одержання 1 кг і-го матеріалу;

$\gamma_{ei}$  – питомі витрати і-го матеріалу на створення установки, кг/кВт;

$\alpha$  – сумарний коефіцієнт, що враховує витрати енергії, які пов'язані з поточними і капітальними ремонтами обладнання;

$K_m$  – термодинамічний ККД СТФЕС.

Термодинамічна ефективність систем ТХСЕС також може бути розрахована з виразу (5.43), при цьому у чисельник необхідно додати складові, які враховують енергію енергоресурсів, що відпускаються споживачам

$$\begin{aligned} \psi_n &= [(3600N_e + Q_1\lambda Q_2)t_{\delta}t_{cp}d + \dots \\ &\rightarrow \dots 3600N_{II}t_{\delta}t_{cp}d\beta] / \left[ N_{\Sigma} \sum_i \varphi_{\alpha i} \gamma_{\alpha i} (\alpha + 1) + \dots \right. \\ &\left. \rightarrow \dots + 3600P_r + B_o \rho_H^p t_{\delta}t_{cp}d \right] \end{aligned} \quad (5.45)$$

де  $\psi_n$  – кількість годин роботи установки на піковому навантаженні за добу;

$N_e, N_n$  – електрична потужність ТХСЕС протягом сонячної доби і у піковий період;

$Q_1, \lambda$  кількість і ексергія відпущеного енергоресурса споживачу (газу чи метанолу);

$Q_1$  – енергія відпущеної споживачу теплоти;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує зростаючу цінність пікової електроенергії;

$P_2$  – теплова потужність геліоконвертора;

$B_o$  – витрати органічного палива;

$\rho_H^p$  – нижча робоча теплотворна спроможність органічного палива.

Якщо ТХСЕС споживає органічне паливо (дир.. рис. 5.17, в знаменнику виразу (5.44) з'являється доданок, який враховує паливну складову ( $B_o, \rho_H^p, t_{\delta}, t_{cp}, d$ ).

В табл. 5.7 наведені результати розрахунку показників енергетичної ефективності (5.44), де  $\psi_{nmхсес}$  враховує сонячну складову ( $3600 P_2$ ) – другий доданок у знаменнику, а  $\psi_{nmхсес}$  і не враховує. Показник ефективності  $\psi_{пгеу}$  розрахований для енергетичних і технологічних установок, що виконують таку ж продукцію, що і розглянуті ТХСУС (електроенергію, теплоту, метанол), але споживають традиційні види енергії. Теплова потужність геліоконвертора прийнята для всіх випадків  $B_o=250$  МВт. У розрахунках враховані витрати металу на створення сховища конвертованого газу.

Таблиця 5.7 – Енергетичні показники для трьох систем термохімічної сонячної електростанції

Енергетичн. показник	Система I		Система II		Система III	
	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 1	Варіант 2
$\Psi_{\text{пгхсес}}$	$\frac{0,578}{0,578}$	$\frac{0,603}{0,603}$	$\frac{0,629}{0,325}$	0,733/0,379	0,376/0,376	0,441/0,441
$\Psi'_{\text{пгхсес}}$	0,758/0,758	0,801/0,801	3,856/1,684	12270/5,348	2,310/2,310	24,0/24,0
$\Psi_{\text{птеу}}$	0,603/0,603	0,603/0,603	0,766/0,396	0,766/0,396	0,446/0,446	0,446/0,446
$\Psi_{\text{пгхсес}}/\Psi_{\text{птеу}}$	1,250/1,250	1,325/1,325	3,036/4,252	16,018/13,504	4,956/4,956	53,810/53,810
Виробництво метанолу (накопичення синтез-газу), кмоль/добу	21108,2	21108,2	22596,3	22596,3	-	-
Пікова потужність, МВт	-	-	166,9	166,9	-	-
Теплова потужність, відпущеної споживачу, МВт	-	-	-	-	185,1	185,1
Базова потужність, МВт	200,1	200,1	37,8	37,8	53,4	53,4
Примітка. У чисельнику – при $\beta=2,45$ , у знаменнику- при $\beta=1,0$						

У системі 1 для виробництва метанолу необхідний природний газ, що знижує величину  $\Psi_{\text{пгхсес}}$ .

Високі значення  $\Psi_{\text{пгхсес}}$  для системи III пов'язані з низьким значенням складової витрат первинної енергії на створення установки у випадку більш дешевших геліостатів. В цій системі порівняно із системою I, відсутні витрати на обладнання для синтезу метанолу, а у порівнянні з системою II для вироблення базової і пікової електроенергії відсутні витрати первинної енергії на створення сховищ конвертованого газу.

Таким чином, енергетична доцільність термохімічних сонячних електростанцій перевищує енергетичну доцільність нині діючих теплових електростанцій, не дивлячись на великі енерговитрати на створення станції, особливо при використанні зекономленого палива для вироблення пікової

електроенергії. Однак собівартість електроенергії на ТХСЕС перевищує собівартість електроенергії на ТЕС, що пов'язано насамперед з високою вартістю геліостатів, які не відповідають дійсним енерговитратам на їх створення.

ТХСЕС значно доцільніше ТЕС з енергетичної точки зору. Особливо високі енергетичні показники має схема ТХСЕС, яка виробляє поряд з електроенергією синтетичне паливо, що видається споживачу, а також система ТХСЕС з далеким транспортуванням енергії.

У нинішній час розглядаються нові проекти з крупно масштабного виробництва електроенергії у космічному просторі з подальшою її передачею на Землю. Всі ці проекти основані на створенні фотоелектричних приймачів сонячних променів площею в декілька десятків квадратних кілометрів на висоті до 35 тис. км і розташованих над екватором.

На відміну від наземних сонячних систем такі станції не створюють проблем зберігання енергії, так як сонячне світло буде падати на їх поверхню безперервно.

З навколосемної орбіти станція буде передавати енергію на величезну, діаметром до 10 км, приймальну антену на Землі. Енергія мікрохвиль, які прийме антена, потім буде перетворена в електричну енергію.

Самі орбітальні електростанції у відповідності з цими проектами будуть складені із маси сонячних фотоелементів і забезпечені мікрохвильовими антенами для передачі виробленої на орбіті енергії на Землю. "Слідкуюча" система забезпечить їх постійну направленість на приймальну антену, яка розташована на Землі. Звичайно, такі станції будуть мати і велику вагу, яка залежатиме від їх потужності. Наприклад, станція потужністю 5 000 МВт (що достатньо для забезпечення електроенергією такого міста як Нью – Йорк) буде важити біля 20 тис. т. Для будівництва таких електростанцій необхідно мати навколосемні космічні транспортні засоби, які б забезпечували доставку матеріалів з Землі і монтаж станції в умовах космічного простору. Все це вимагає вирішення крупних науково-технічних проблем сучасності, включаючи створення нових типів космічних апаратів і понад потужних ракет – носіїв.

## **5.6 Переваги і недоліки сонячної енергетики**

На поверхню Землі від Сонця поступає біля  $2 \cdot 10^{21}$  кДж/рік енергії, що в 10 000 разів перевищує сучасний рівень світової енергетики, який забезпечується видобуванням викопного палива. Навіть якщо врахувати середньорічну кількість сонячної енергії, що падає на вільні, необроблені землі,

то і ці величини приблизно в 1 000 разів перевищують потреби людства в енергії [75].

Як вже підкреслювалось, сонячна енергія є “чистим” видом енергії, і в цьому є її переваги перед іншими джерелами енергії. Використання лише 1,5% сумарної інсоляції Сонця є еквівалентним потужності потоку енергії  $1,85 \cdot 10^{12}$  кВт і кількості умовного палива  $2 \cdot 10^{12}$  т [78].

При переведенні 10% індивідуальних споживачів на сонячне теплопостачання в регіонах України можна зекономити 0,17 млн т у.п./рік. При ефективному використанні сонячного випромінювання потужністю 4 300 МДж/м<sup>2</sup> на рік можна забезпечити потреби споживачів в опаленні до 25%, у гарячому водопостачанні – до 50%, у кондиціонуванні – до 75%. Заміна традиційних котелень сонячними установками дозволяє замістити і зекономити органічне паливо, знизити об’єм теплових викидів і викидів продуктів згоряння у навколишнє середовище, вирішити низку соціальних проблем у районах, де немає централізованого енергопостачання, і задіяти виробничий потенціал нерентабельних нині підприємств.

Однак під час експлуатації різних систем і пристроїв, які використовують сонячну енергію, виникає багато проблем, пов’язаних з охороною навколишнього середовища. Використання низькокиплячих рідин у сонячних енергетичних системах і неминучі витікання цих рідин під час тривалої експлуатації систем можуть призвести до значного забруднення питної води. Особливу небезпеку створюють рідини, що вміщують нітрати, хромати, які є високотоксичними речовинами.

Щоб зменшити корозію водяних сонячних систем, які застосовуються для обігрівання і охолодження приміщень, і запобігати їх замерзанню, додають солі на основі хромітів, боритів, нітратів, сульфатів тощо, які створюють серйозну небезпеку для людського організму. Тому під час роботи сонячних теплових і холодильних систем, які застосовують перелічені речовини, необхідно періодично перевіряти, чи нема витікань робочих рідин.

Застосування двоконтурних схем теплообміну в сонячних системах дозволяє в значній мірі зменшити небезпеку з’явлення токсичних речовин у навколишньому середовищі. Оскільки такі робочі рідини втратили свої первинні властивості і повинні замінюватись, виникає проблема їх очищення. Застосування звичайних очищувальних систем часто є неможливими, так як поява вищезгаданих елементів у великих кількостях у воді може призвести до стрімкого зростання синьо-зелених водоростей. Останні під час свого росту і розкладання споживають велику кількість кисню, що, в свою чергу, знищує вміст кисню у водоймах і викликає загибель живих організмів і, в першу чергу, риби.

Друга, не менш важлива проблема – небезпека перегрівання і займання систем, які використовують сонячні концентратори. У теплообмінних пристроях таких систем, звичайно, застосовують різноманітні ізолюючі матеріали. В процесі перегріву і займання вони виділяють токсичні гази, як пари соляної кислоти, фторної кислоти, амонію і ін. Тому рівень температур в теплообмінних системах повинен суворо контролюватись, високі вимоги також повинні пред'являтися до хімічних і теплових властивостей ізоляції.

Затемнення сонячними концентраторами великих територій землі може призвести до її деградації. Необхідно також відзначити екологічні наслідки у районі розташування станції нагрівання повітря при проходженні через нього сонячного випромінювання, яке концентровано дзеркальними відбивачами. Це – зміна теплового балансу, вологості, напрямку вітру тощо. Необхідно враховувати і те, що будівництво сонячних електростанцій вимагає великих територій: наприклад, станція потужністю 100 МВт займе площу майже 5 км<sup>2</sup>.

Деякі екологічні проблеми виникають в процесі експлуатації фото- і термоємисійних сонячних електричних систем. Під час виготовлення кремнієвих, кадмієвих і арсенідо–гелієвих фотоелектричних елементів у повітрі виробничих приміщень з'являються кремнієвий пил, кадмієві і арсенідові з'єднання. Попадаючи в дихальні органи людини, вони викликають важкі захворювання. Технологічні процеси, пов'язані з очищенням кремнію і гелію, можуть призвести до забруднень води кислотами і лужними з'єднаннями.

У підсумку необхідно відзначити, що небажані наслідки, які викликані використанням сонячних електричних систем, мають місцевий характер і їх можна уникнути при точному додержуванні правил техніки безпеки.

## РОЗДІЛ 6

### КОМПЛЕКСНА АЛЬТЕРНАТИВНА ГЕЛІОПОРОДНА СИСТЕМА ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

#### 6.1 Енергозберігаюча технологія на базі теплонасосного циклу

На сьогоднішній день особливий інтерес має запровадження можливостей декількох альтернативних екологічно чистих джерел енергії, серед яких найбільш перспективними є енергія сонця і породи в комплексній альтернативній системі енергопостачання (КАСЕ), реалізованій на основі теплонасосного циклу.

У порівнянні з традиційними геліосистемами теплопостачання, про конструктивні особливості і ефективність роботи яких на деяких географічних широтах існують теоретичні і експериментальні дані [79], породні геліосистеми теплопостачання вивчені явно недостатньо. Це відноситься до процесів теплообміну в низькотемпературних ґрунтових теплообмінниках, вибору їх конструктивного виконання, глибини розташування під землею, розподіленню температурного поля в породі до, в процесі і після тривалої експлуатації системи.

Енергозберігаюча технологія КАСЕ з породною системою в комплексі з тепловим насосом і геліосистемою енергопостачання наведена на рис. 6.1. Вона базується на плоскому сонячному колекторі і бакові-акумуляторі тепла, що дозволяє одночасно ефективно застосовувати два відновлюваних джерела енергії для теплопостачання. У разі нестачі альтернативної енергії при несприятливих погодних умовах в роботу включається резервне джерело традиційної енергії.

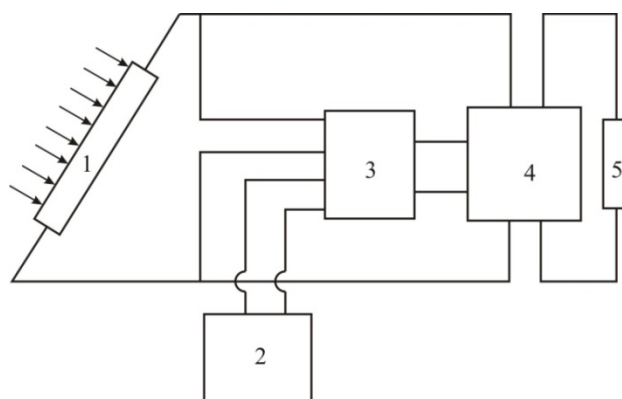


Рисунок 6.1 – Узагальнююча схема комплексної альтернативної системи енергопостачання (КАСЕ): 1 – система; 2 – породна система; 3 – тепловий насос; 4 – система теплопостачання; 5 – дублер енергії

Теплонасосна установка (ТН-установка) використовується в цій схемі для опалення будівель зимою і охолодження їх у літній час. Ефективність роботи теплового насоса при опаленні споруд характеризується тепловим коефіцієнтом перетворення енергії  $\lambda$ , який можна знайти із співвідношення

$$\lambda = \frac{G}{A}, \quad (6.1)$$

де  $G$  – кількість теплоти, яка підводиться до випарника теплового насоса, кДж/кг;

$A$  – робота, яка витрачається на стиснення робочого тіла в компресорі теплового насоса, кДж/кг.

Використання енергії, що відводиться від породного масиву за допомогою породних теплообмінників і підведення її до випарника теплового насоса дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення енергії  $\lambda$  теплового насоса. Це збільшує ефективність і надійність роботи всієї системи комплексного альтернативного постачання.

Конструктивне оформлення геліопородного енергопостачання багатоповерхової жилої будівлі наведено на рис. 6.2.

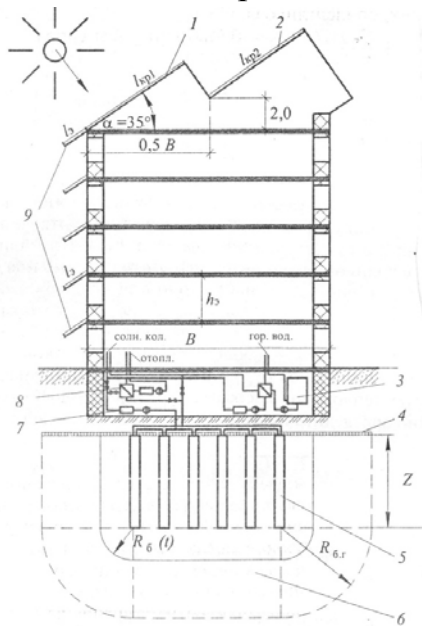


Рисунок 6.2 – Багатоповерховий жилий будинок з сонячно-породною системою теплопостачання: 1, 2, 9 – сонячні колектори; 3 – акумулююча ємність системи гарячого водопостачання; 4 – теплоізолюючий покрив із пінобетону; 5 – породні теплообмінники (зонди); 6 – породний акумулятор теплоти; 7 – водяний насос системи породного опалення; 8 – теплова насосна установка (ТН-установка);  $h_e$  – висота поверху будинку;  $B$  – ширина будинку;  $R_6(\tau)$  – розмір основної площадки породного акумулятора;  $\tau$  – тривалість циклу роботи акумулятора;  $R_{6.z}$  – розмір буферної гарячої зони акумулятора;  $Z$  – глибина свердловини породного акумулятора



На даху і приповерхових козирках (чи стінових панелях) розміщуються сонячні колектори. Надлишкова теплота літньої інсоляції акумулюється у ґрунті під будинком. В опалювальний сезон ця теплота повертається через породні теплообмінники і теплові насоси для теплопостачання будинку.

Таким чином, організація опалення поділяється на два підцикла – спочатку породне акумулювання теплоти під будинком протягом шести теплих місяців (квітень-вересень), а потім подача її в опалювальний сезон з підвищенням до необхідної температури тепловими насосами. За санітарно-гігієнічними умовами опалення приміщень, температура теплоносія повинна бути в межах 25 – 35°C. Для забезпечення кінцевої температури приблизно 30°C, достатньо на виході із теплового насоса мати температуру  $t = 35^\circ\text{C}$ .

На першому підциклі – породне акумулювання теплоти – вихідна температура породного масиву  $t_m = 10^\circ\text{C}$ . Кінцева температура основної зони акумулювання  $t_k = 40^\circ\text{C}$ . Розрахунок процесу акумулювання і одержання теплоти показав, що температурний напір ( $t_b - t_k$ ) коливається  $\pm 7^\circ\text{C}$  (+ – при акумулюванні; (–) – під час розряджених) і характер зміни  $t_k$  близький до лінійного [80]. Тоді легко можуть бути вираховані середньомісячні значення температури води  $t_b$ :

$$t_k(T_{cp.mic}) = t_k(0) \frac{t_k(\tau_a) - t_k(0)}{\tau_a} - T_{cp.mic},$$

$$t_b(T_{cp.mic}) = t_k(T_{cp.mic}) + 7, \quad (6.2)$$

де  $t_k$  – температура води в тепловому насосі, °C;

$T_{cp.mic}$  – середньомісячна температура, °C;

$\tau_a$  – тривалість акумуляції теплоти в породі, діб.

КАСЕ являє собою інтегровану поліелементну структуру, яка має декілька автономних складових, які в свою чергу можуть працювати незалежно (в моноструктурному режимі) при різних з'єднаннях її основних елементів чи сумісно (у біструктурному режимі).

У сонячній системі 1 (рис. 6.1.) відбувається поглинання і акумулювання сонячного випромінювання. Сонячний контур, окрім геліоколектора, має акумулятор теплоти, насоси, регулюючі клапани, фільтри, теплообмінники і систему контрольно-виміральної апаратури.

В моноструктурному режимі роботи у замкнутій схемі геліосистема 1 використовується для опалення. Теплова енергія може передаватися споживачу безпосередньо від бака-акумулятора, а також шляхом використання трансформатора теплоти – теплового насосу 3, який забезпечує підвищення рівня температури теплоносія на вході до контура теплового споживача 4. У

моноструктурному режимі роботи породної системи 2 з використанням породних теплообмінників, які підключені до теплового насоса 3, відбувається відведення теплоти, яка акумульована в породі і передача її тепловому споживачу 4 на більш вищому температурному рівні.

Біструктурна система теплопостачання дозволяє застосовувати сумісно два різнорідних відновлюваних джерела енергії, які за природними властивостями спроможні у разі дефіциту до взаємної компенсації. У біструктурній конфігурації КАСЕ завдяки існуванню двох випарників теплового насосу створюються сприятливі умови для утилізації низько потенціальної енергії, яка поступає від двох незалежних природних джерел – сонця і породи. В цьому випадку тепловий насос грає роль трансформатора теплоти одночасно для двох джерел відновлюваної енергії.

У разі дефіциту відновлюваної енергії і недостатньої потужності ТН-установки передбачається можливість включення в роботу резервного джерела традиційної енергії (дублера) для забезпечення навантаження теплового споживача на необхідному рівні комфорту. Оскільки система теплопостачання на основі відновлюваних джерел енергії є низько потенціальною (температурний рівень теплоносія 40 – 50°C), передбачено застосування опалювальних пристроїв із збільшеною поверхнею обігрівання. Резервним джерелом енергії прийнятий електричний обігрівач, який включається в роботу у випадку дефіциту відновлюваної енергії, тобто коли неможливо підтримувати теплові вимоги споживача на необхідному рівні.

## 6.2 Системи теплопостачання на базі двох відновлюваних джерел енергії

Енергетичні ресурси можна ефективно використовувати при комплексній альтернативній системі теплопостачання, яка передбачає використання сонячної і теплонасосної установок і акумулювання енергії в породі [81].

Сумарна інтенсивність сонячного випромінювання  $U$ , що падає на поверхню, встановлену під кутом нахилу до поверхні  $F$  має вигляд:

$$U = U_n K_n + U_p K_p + (U_n + U_p) q K_v, \quad (6.3)$$

де  $U_n$ ,  $U_p$  – інтенсивність прямої і розсіяної інсоляції на горизонтальну поверхню, Вт/м<sup>2</sup>;

$K_n$ ,  $K_p$ ,  $K_v$  – відповідно, безрозмірні поправкові коефіцієнти для прямої, розсіяної і відбитої від навколишніх поверхонь інсоляції;

$q$  – безрозмірний коефіцієнт, що враховує відбиваючу спроможність землі.

Сонячне випромінювання  $U$  сприймається об'єктом теплопостачання, що являє собою окремих промисловий чи жилий будинок, запроектований з додержанням типових вимог до таких споруд.

Комплексна альтернативна система теплопостачання з використанням петротермальної енергії наведена на рис. 6.3.

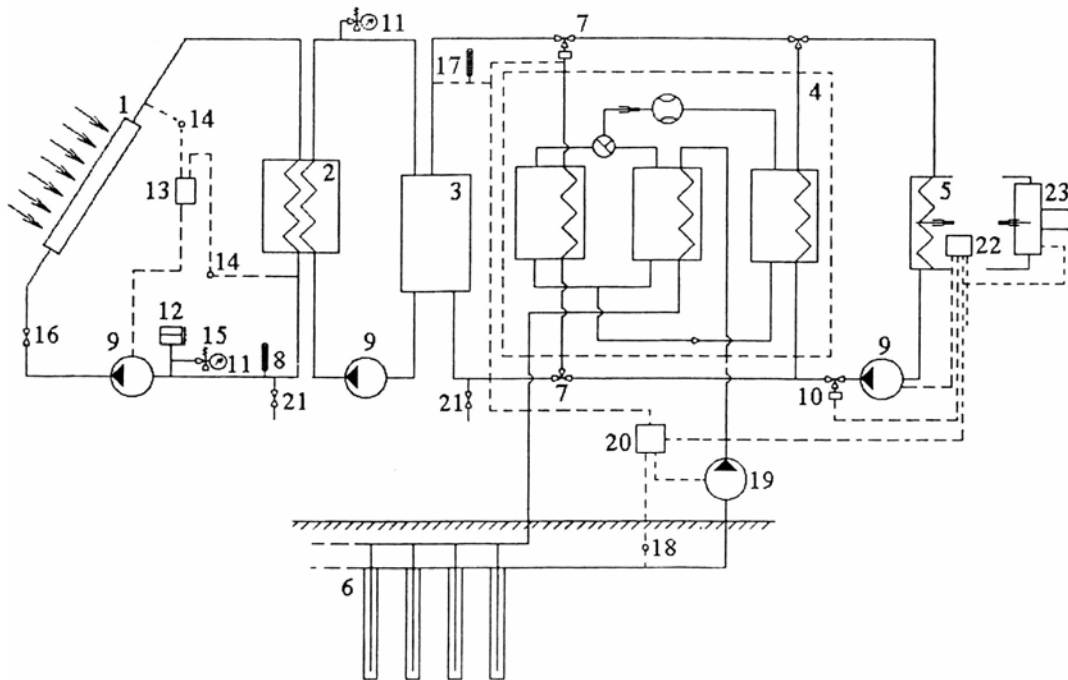


Рисунок 6.3 – Схема теплопостачання на основі двох відновлюваних джерел енергії із застосуванням теплового насосу: 1 – плоский сонячний колектор; 2 – теплообмінник; 3 – бак-акумулятор теплоти; 4 – теплонасосна установка; 5 – система опалення; 6 – породний теплообмінник; 7 – триходовий регулюючий клапан; 8 – термометр; 9 – насос; 10 – клапан для регулювання витрат у контурі споживача; 11 – запобіжний клапан; 12 – рівнемір; 13 – контрольно-вимірювальний пристрій і автоматика контуру геліосистеми; 14 – датчик температури контуру геліоколектора; 15 – повітряний клапан; 16 – зворотний клапан; 17 – датчик температури акумулятора геліоконтур; 18 – датчик температури породної системи; 19 – насос породної системи; 20 – система регулювання контуру породної системи; 21 – вхідний клапан; 22 – система контролю і регулювання температури повітря у приміщенні при роботі системи теплопостачання відновлюваних температур чи від резервного джерела енергії; 23 – резервне джерело енергії

Для даної схеми оптимальним є комплексне застосування сонячної і петротермальної енергії у поєднанні з теплонасосною установкою. Теплота

грунтової породи може бути ефективно використана для систем теплопостачання чи довготривалого акумулювання енергії.

Тепловий баланс геліоколектора (ГК) включає втрати енергії ГК (рис. 6.4), які виникають при відбиванні склом  $Q_{01}$  і адсорбером  $Q_{02}$  і при поглинанні склом  $Q_c$ . Як відомо, більша частина сонячної радіації, що поступає на ГК, поглинається поверхнею адсорбера. Частина енергії, яка поглинається, передається циркулюючому в ГК теплоносію, а залишкова втрачається у навколишнє середовище. Тепло, що відводиться рідиною – корисне тепло, яке використовується для теплопостачання. Щільність потоку сонячної радіації, яка поглинається адсорбером ГК, дорівнює добутку щільності потоку радіації  $U$ , пропускної спроможності скла  $\xi$  і поглинаючої спроможності адсорбера  $\phi$ .

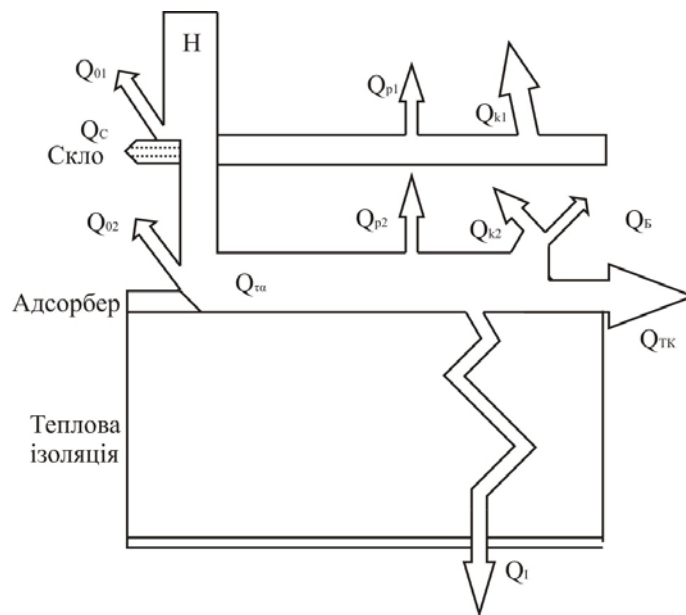


Рисунок 6.4 – Схема теплового балансу геліоколектора

Пряма, дифузна і відбиваюча складові сонячної радіації поступають на поверхню колектора під різними кутами. Оптичні характеристики  $\xi$  і  $\phi$  з урахуванням внеску кожної із компонент, виражає зведений коефіцієнт  $\xi\phi$ .

Втрати  $Q_{01}$ ,  $Q_{02}$  і  $Q_c$  характеризують оптичну досконалість геліоколектора.

Сума втрат енергії ГК:

$$Q_{гк} = Q_{p_2} + Q_{к_2} + Q_n + Q_b, \quad (6.4)$$

де  $Q_{гк}$  – загальні втрати енергії геліоколектора, Вт;

$Q_{p_2}$  – втрати випромінювань від поверхні адсорбера до скла, Вт;

$Q_{к_2}$  – конвективні втрати між адсорбером і склом, Вт;

$Q_n$ ,  $Q_b$  – втрати теплопровідності від адсорбера через нижню і бокові стінки ГК.

Втрати тепла за рахунок випромінювання, конвекції і поглинання, Вт:

$$Q_{pkc} = Q_{p1} + Q_{k1} = Q_{p2} + Q_{k2} + Q_c, \quad (6.5)$$

де  $Q_{p1}$  – втрати випромінювань від скла до навколишнього середовища, Вт;

$Q_{k1}$  – конвективні втрати між склом і навколишнім середовищем, Вт;

$Q_c$  – втрати поглинання скляним покриттям, Вт.

З урахуванням коефіцієнта  $\xi\varphi$  і повного коефіцієнта втрат тепла геліоколектора  $\delta_{zk}$  можна визначити тепло, яке використовується корисно:

$$Q_{zk} = S_{zk} \Psi_R [\xi\varphi U - \delta_{zk}(t_1 - T_u)], \quad (6.6)$$

де  $Q_{zk}$  – теплопродуктивність ГК, Вт;

$S_{zk}$  – площа геліоколектора, м<sup>2</sup>;

$\Psi_R$  – ефективний коефіцієнт відведення тепла;

$\delta_{zk}$  – повний коефіцієнт втрат енергії, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$t_1$  – температура теплоносія на вході в геліоколектор, К;

$T_u$  – температура навколишнього середовища, К.

Рівняння (6.6) виражає тепловий баланс ГК і зручне для розрахунку геліосистем, оскільки корисна енергія визначається за температурою рідини  $t_1$  на вході в ГК.

В системі КАСЕ передбачено акумулювання (АК) теплової енергії (рис.6.5). Акумулювання тепла є короткочасовим. В АК теплоносій постійно переміщується, відомі об'єм бака-акумулятора  $W$ , коефіцієнт форми  $\lambda$  і втрат тепла  $\beta_{AK}$ . Об'єм акумулятора  $W$  повинен відповідати площі геліоколектора  $F_{ГК}$ . Встановлено, що для 1м<sup>2</sup> площі ГК оптимальний  $W$  дорівнює 0,04-0,11м<sup>3</sup>.

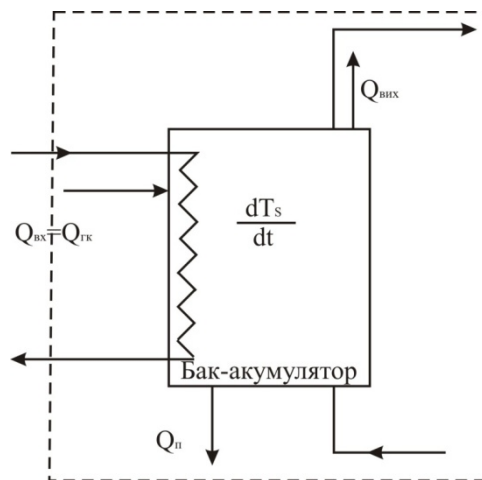


Рисунок 6.5 – Тепловий баланс акумулювання енергії

Для цих умов при довільному моменті часу  $\tau$  у всьому об'ємі бака-акумулятора температура теплоносія  $t_s$  є постійною. Тоді рівняння балансу енергії АК з урахуванням складових буде:

$$(q\lambda V W) dt_s(\tau) / d\tau = Q_{вх}(\tau) - Q_{вих}(\tau) - Q_e(\tau), \quad (6.7)$$

де  $Q_{вх}(\tau)$ ,  $Q_{вих}(\tau)$ ,  $Q_e(\tau)$  – теплова потужність на вході, виході АК і втрат у навколишнє середовище, Вт.

Величина теплових втрат АК, Вт:

$$Q_e(\tau) = \beta_{AK} W^{2/3} \lambda [t_s(\tau) - T_u]. \quad (6.8.)$$

### 6.3 Енергія ґрунтової породи в геліосистемах енергопостачання

Пік інтенсивності сонячної інсоляції в Україні відбувається у теплий час року – з квітня по жовтень. А опалювальний сезон, тривалість якого для середніх широт складає сто вісімдесят діб, співпадає з найменшими надходженнями сонячної радіації. Тому виникає необхідність акумулювання теплоти сонячної інсоляції в теплі місяці року і ефективного її використання у холодний час року. В зв'язку з цим, необхідно орієнтуватись на дешеві акумулятори теплової енергії на базі природних підземних масивів, які знаходяться під будівлями.

Досвід використання породних теплообмінників показав низьку ефективність роботи одиночних теплообмінних пристроїв. Це зумовлено високим тепловим опором ґрунта і малим вихідним потенціалом теплоносія. Тому температура акумулювання практично не відрізняється від вихідної температури породного масиву, який має температуру біля 10°C. При розрядженні ґрунтового акумулятора температура води, що подається в тепловий насос із породних теплообмінників, буде навіть меншою температури породного масиву, що призведе до низького значення коефіцієнта перетворення теплового насоса.

Суттєво підвищити потенціал акумульованої енергії в породі можна тільки при створенні зустрічно направлених теплових потоків, розмістивши п теплообмінників за кільцевою схемою (рис. 6.6). Розміщення теплообмінників за кущовою схемою різко збільшує ефективність акумулювання.

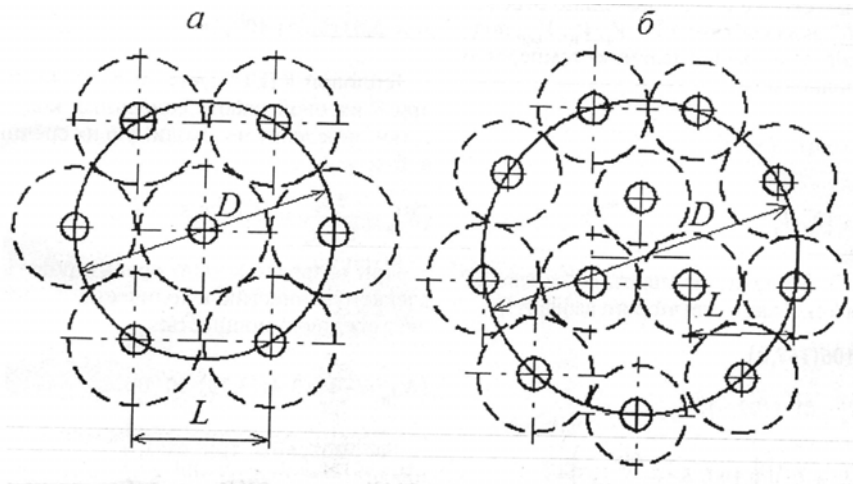


Рисунок 6.6 – Схема розташування породних теплообмінників кущовим (груповим) методом

Інтенсивність потоку тепла в довільний момент часу  $\tau_i$ , що відводиться від ґрунтової породи  $Q_{гр}$ , теплоносієм, який циркулює у зовнішньому патрубку породного теплообмінника (ПТ) діаметром  $D=2r_0$ , змінюється вздовж її довжини  $L=Z_H-Z_K$  (рис. 6.7):

$$Q_{zp.L} = \int_{Z_H}^{Z_K} 2\pi r_0 \varphi [t_{\theta,z}(Z) - t_f(Z)] dz, \quad (6.9)$$

де  $Z_e, Z_i$  – заглиблення верхнього і нижнього торця патрубку ПТ, м;

$\varphi$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$t_{\theta,z}$  – температура породи на межі з теплоносієм, К;

$t_f$  – температура теплоносія, К.

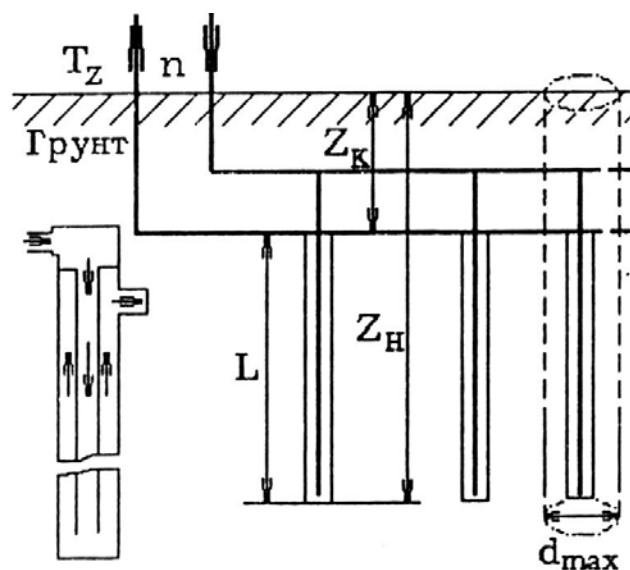


Рисунок 6.7 – Схема теплообмінника у ґрунтовій породі з вертикальними свердловинами

При малому діаметрі і великій довжині патрубків можна вважати, що розподіл температури  $t_f$  залежить тільки від змінної  $Z$  і часу  $\tau$ .

Для розрахунку процесу теплообміну у патрубках ПТ скористаємося критеріальним рівнянням для випадку вимушеної конвекції у каналах [82]. Для ламінарної течії справедливо:

$$Nu = 1,86 \left( \eta_f / \eta_w \right)^{0,14} (Re R_r d_{\Gamma} / L)^{0,33}, \quad (6.10)$$

де  $Nu$  – число Куссельта;

$\eta_f, \eta_w$  – динамічна в'язкість при середній температурі рідини і стінки ПТ, кг/(м·с);

$d_{\Gamma}$  – гідравлічний діаметр, м.

Кількість теплової енергії  $Q_{f,L}$ , яка приймається рідиною в одному патрубку ПТ в довільний момент часу, можна визначити із рівняння:

$$Q_{f,L} = \omega_m c_p (t_{f,p} - t_{f,k}), \quad (6.11)$$

де  $\omega_m$  – масові витрати теплоносія, кг/с;

$$\omega_m = v \rho \varphi_0, \quad (6.12)$$

де  $v$  – швидкість теплоносія, м/с;

$\rho$  – щільність теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi_0$  – площа поперечного перерізу патрубка, м<sup>2</sup>;

$c_p$  – теплоємність теплоносія, кДж/(кг·К);

$t_{f,p}, t_{f,k}$  – температура потоку на вході і виході патрубка, К.

Необхідну кількість теплової енергії для опалення, наприклад, двоповерхового будинку можна визначити за формулою:

$$V \delta C_p \rho \delta t_{\delta} / d\tau = \Sigma Q_{ex.}(\tau) - \Sigma Q_{вих.}(\tau) + \Sigma Q_{вн.}(\tau), \quad (6.13)$$

де  $V_{\delta}$  – об'єм жилих приміщень будинку, м<sup>3</sup>;

$\tilde{N}_{\delta}$  – теплоємність повітря, КДж/(кг·к);

$\rho_{\delta}$  – щільність повітря у будинку, кг/м<sup>3</sup>;

$t_{\delta}$  – температура повітря, к;

$\Sigma Q_{ex.}, \Sigma Q_{вих.}, \Sigma Q_{вн.}$  – відповідно, сумарне підведене і відведене тепло жилих приміщень і енергії від внутрішніх джерел тепла, кВт.

Потреба в тепловій енергії для опалення  $Q_0$  дорівнює підведеній енергії  $\Sigma Q_{ex.} = Q_0$ . Енергія, що відводиться, дорівнює втратам тепла через стінки  $\Sigma Q_{ст.}$ , вікна  $\Sigma Q_{вік.}$  і вентиляцію  $\Sigma Q_{вент.}$ :



$$\Sigma Q_{вих.} = \Sigma Q_{см.} + \Sigma Q_{вік.} + \Sigma Q_{вент.} \quad (6.14)$$

Потік енергії від електрообладнання і людей дуже малий, тому  $\Sigma Q_{вн.} = 0$ .

Рівняння балансу енергії повітря всередині об'єкта теплопостачання:

$$V \rho C_p \rho \delta \frac{d\theta}{d\tau} = Q_0(\tau) - \Sigma Q_{см.}(\tau) - \Sigma Q_{вік.}(\tau) + Q_{вент.} \quad (6.15)$$

#### 6.4 Ефективність теплонасосної системи сонячного теплопостачання

Теплонасосна (ТН) система енергопостачання є перспективною альтернативою перетворення сонячної і породної енергії і дозволяє підвищити ефективність і об'єм вироблення теплоти в період корисної експлуатації геліосистем.

Тепловий насос (рис. 6.8) в своїй конструкції має послідовно з'єднаний компресор 1, повітряний конденсатор з примусовою вентиляцією 2, дросель 3 і випарник 4 у вигляді теплообмінника фреон-вода. Паралельно випарнику підключено додатковий теплообмінник 5 фреон-повітря. Така конструкція ТН дозволяє реалізувати різні схеми теплонасосного опалення і влітку застосувати кондиціонування (охолодження повітря) з одночасною утилізацією конденсації холодоагента. Робота ТН-установки відбувається слідуєчим чином. Компресор 1 нагнітає пари фреона у повітряний конденсатор, де вони конденсуються при температурі біля 35°C. Теплота конденсації відводиться циркулюючим через конденсатор повітрям і використовується для повітряного опалення приміщень. Сконденсований рідкий фреон поступає через дросель 3 у випарник 4 і починає закипати, відбираючи теплоту від води, яка циркулює у контурі випарник-геліоприймач. Утворені у випарнику 4 пари холодоагенту відкачуються компресором 1 і нагнітаються у конденсатор 2, після чого цикл повторюється.

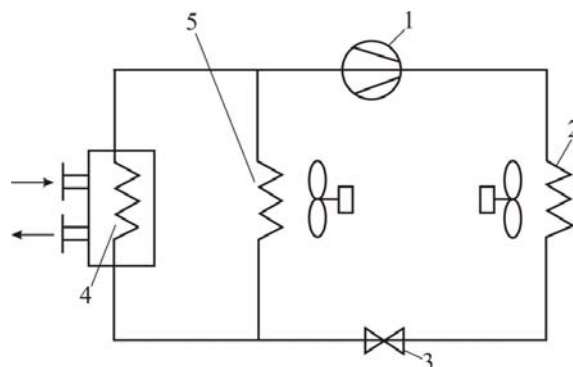


Рисунок 6.8 – Конструктивна схема теплонасосної установки: 1 – компресор для прокачування проміжного теплоносія (наприклад, фреону); 2 – повітряний конденсатор; 3 – дросель; 4 – випарник; 5 – теплообмінник

В період інтенсивного сонячного випромінювання ефективність геліосистеми суттєво залежить від ступіня невідповідності графіків вироблення і споживання енергії. При найбільшій інтенсивності сонячної інсоляції температура теплоносія після геліоприймача досягає максимального значення. Це призводить до перегрівання робочого тіла з порушенням номінального режиму парокompресійного циклу у всіх структурних елементах ТН. Тому добова і сезонна нерівномірність трансформації теплоти у ТН-установці обмежує область використання сонячної енергії, особливо на півдні України.

На рис. 6.9 наведена принципова схема геліо- і додаткової підсилюючої теплосистем, які функціонально взаємопов'язані між собою контуром парокompресійного теплонасоса. У випарнику відбувається відбір теплоти сонячного нагрівання води з подальшою трансформацією і передачею її низькотемпературним системам опалення, вентиляції і гарячого водопостачання. Підвищена ефективність роботи цієї системи досягається за рахунок відбору частини теплового потоку розігрітої води для додаткового підсилюючого індивідуального (абонентського) теплоспоживання за допомогою окремого теплообмінника Т1 в геліоконтурі, який встановлено до випарника і працюючого на паралельній ділянці магістрального трубопроводу системи теплоспоживання відносно теплонасосного контуру. Це дозволяє не тільки передати частину теплоти з підвищеним температурним потенціалом від теплоносія геліоконтуру до абонентського теплоносія більш простим методом рекуперативного теплообміну з незначними енерговитратами, але і знизити теплове навантаження до номінального рівня в роботі ТН-установки. Таке рішення дає можливість за допомогою температурного регулятора витрат теплоносія РТ7 стабілізувати раціональний температурний режим ТН, насамперед в періоди максимальної інтенсивності сонячного випромінювання або при невідповідності графіків вироблення і споживання теплоти відповідними системами.

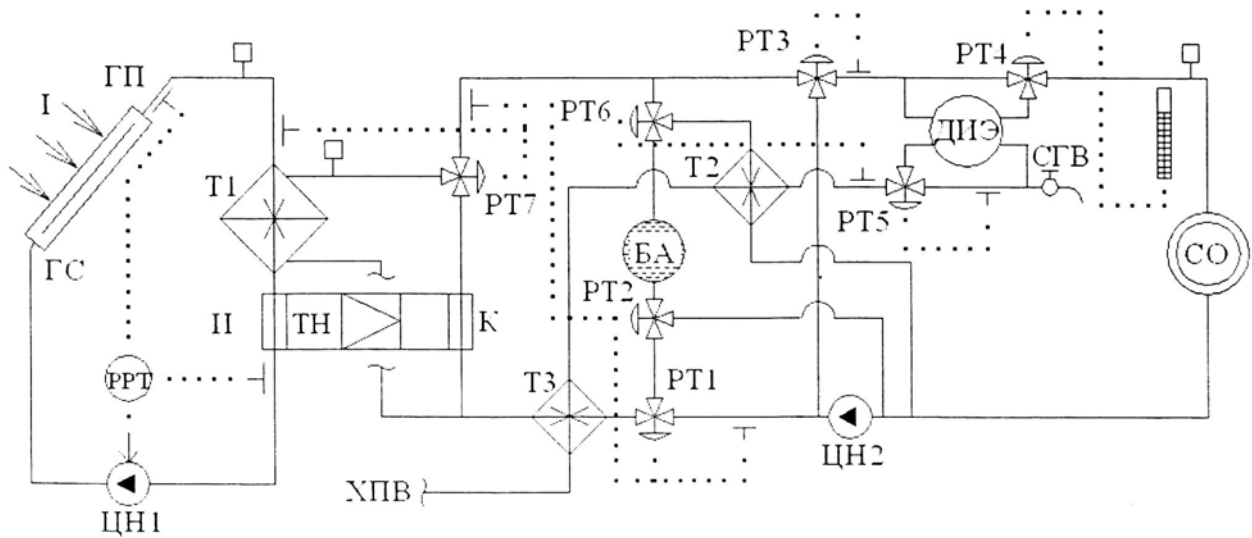


Рисунок 6.9 – Принципова схема теплонасосного сонячного теплопостачання підвищеної ефективності: ГС – геліоконтур системи; ГП – геліоприймач; ТН – тепловий насос; К – конденсатор; И – випарник; СО – система низькотемпературного опалення; СГВ – система гарячого водопостачання; БА – бак-акумулятор; ДНЕ – допоміжне джерело енергії; РРТ – регулятор різниці температур; ЦН – циркуляційні насоси; Т – теплообмінник; РТ – температурний регулятор витрат теплоносія; точкові лінії – імпульсні зв’язки

Теплоносій через систему патрубків породного теплообмінника підводиться до випарника ТН-установки. Потік тепла, підведеного до робочого тіла випарника ТН по  $N$  патрубкам, складе:

$$Q_{ТН} = W_m C_p N (t_{f,0} - t_{f,1}), \quad (6.16)$$

де  $t_{f,0}$ ,  $t_{f,1}$  – температура рідини на вході у випарник ТН-установки і виході з неї, К.

Енергетичною характеристикою ефективності роботи ТН є коефіцієнт перетворення енергії, який визначається за формулою (6.1). При цьому робота стискання компресора дорівнює різниці між кількістю тепла, відведеного на високому рівні  $Q_1$  (в конденсаторі) і кількістю тепла, підведеного на низькому рівні  $Q_2$  (у випарнику), тобто  $A = Q_1 - Q_2$ .

При необоротному теплонасосному циклі коефіцієнт перетворення енергії можна визначити так:

$$\lambda_{ТН} = \lambda_K \lambda_K' = \lambda_K t_K (t_K - t_H), \quad (6.17)$$

де  $\lambda_K$  – коефіцієнт корисної дії еквівалентного циклу Карно;

$\lambda_K'$  – коефіцієнт перетворення енергії еквівалентного циклу Карно;

$t_k, t_u$  – температура насичення в конденсаторі і випарнику ТН-установки, К.

Випарник слугує для відведення тепла з низькотемпературного рівня від «холодного» джерела (акумулятор теплової енергії геліосистеми, геліоколектор, або система породного теплообмінника), подальшої передачі цього тепла робочому тілу ТН-установки з метою його випарювання і подальшого стискання у компресорі 1, для чого витрачається робота  $A$  (рис. 6.10). Конденсатор 2 відводить тепло  $Q_1$  від робочого тіла ТН-установки, яка має більш високий температурний рівень і тиск у порівнянні з випарником 3. Після дроселя 4 параметри робочого тіла теплонасоса знижуються до величини параметрів випарника, частина робочого тіла випаровується без підведення тепла ззовні.

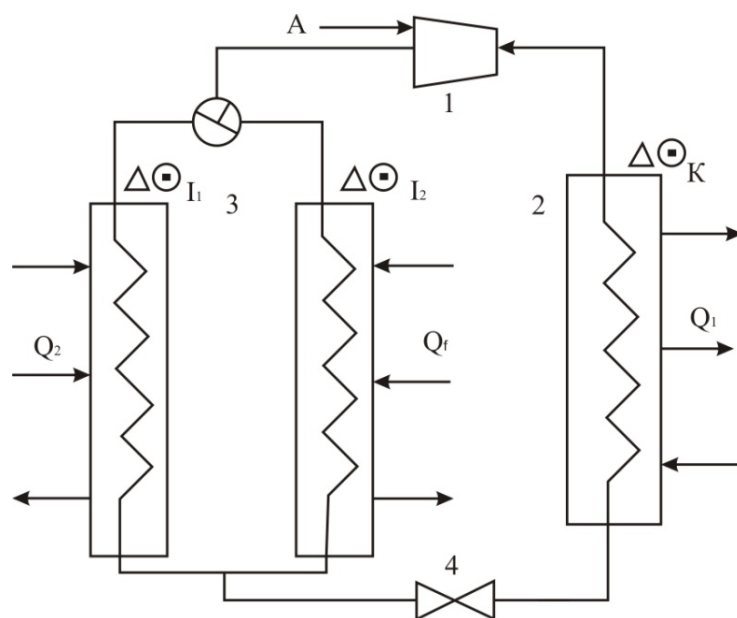


Рисунок 6.10 – Схема теплонапосної установки комплексної альтернативної системи енергопостачання

Для теплового розрахунку випарника і конденсатора ТН-установки необхідно визначити середню різницю температур у конденсаторі  $\Delta\Theta_{\hat{c}}$ , тобто різницю між середньою температурою  $t_{\hat{c}}^{cep}$  рідини, яка поступає в конденсатор теплонасоса і температурою робочого тіла в конденсаторі  $t_k$  і середню різницю температур у випарнику  $\Delta\Theta_u$ , тобто різницю між середньою температурою рідини  $t_f^{cep}$ , яка поступає у випарник ТН-установки, і температурою робочого тіла у випарнику  $t_u$ :

$$\Delta\Theta_K = t_K - t_{\theta}^{cep}; \quad (6.18)$$

$$\Delta\Theta_u = t_f^{cep} - t_u, \quad (6.19)$$

де  $t_{\theta}^{cep}$  – середня температура рідкого теплоносія в процесі відведення теплоти від робочого тіла конденсатора, тобто середня температура «гарячого» теплоносія верхнього рівня, К;

$t_{\theta}^{cep} = (t_{\theta 0} + t_{\theta 1})/2$ ;  $t_f^{cep}$  – те ж в процесі підведення тепла до робочого тіла випарника, тобто середня температура «холодного» теплоносія нижнього рівня, К;  $t_f^{cep} = (t_{f,0} + t_{f,1})/2$ .

Якщо виразити показник ефективності роботи ТН-установки через приріст температури у конденсаторі  $\Delta\Theta_K$  і випарнику  $\Delta\Theta_u$ , то з урахуванням (6.17) – (6.19) одержимо:

$$\lambda_{TH} = \lambda_K \Delta\Theta_K + t_{\theta}^{cep} / \left( \Delta\Theta_K + t_{\theta}^{cep} + \Delta\Theta_u - t_f \right). \quad (6.20)$$

При роботі ТН-установки з геліосистемою вираз (6.20) має вигляд:

$$\lambda_{TH} = \lambda_K \Delta\Theta_K + t_{\theta 0}^{cep} / \left( \Delta\Theta_K + t_{\theta 0}^{cep} + \Delta\Theta_{u1} - t_s^{cep} \right), \quad (6.21)$$

де  $t_{\theta 0}^{cep}$ ,  $t_s^{cep}$  – середня температура рідини у контурі теплового споживача і в бакові-акумуляторі теплоти, К.

Для комбінованої теплонасосної КАСЕ, в якій паралельно з «сонячним» випарником застосовується ще «породний» випарник (рис. 6.10) справедливе співвідношення:

$$\lambda_{TH}^{ПТ} = \lambda_K \Delta\Theta_K + t_{\theta 0}^{cep} / \left( \Delta\Theta_K + t_{\theta 0}^{cep} + \Delta\Theta_{u2} - t_{f,ПТ}^{cep} \right), \quad (6.22)$$

де  $t_{f,ПТ}^{cep}$  – середня температура теплоносія на вході у випарник із ПТ, К.

## 6.5 Конструктивні особливості породних теплообмінників

### *Горизонтальне розміщення труб теплообмінника.*

Поверхневий породний масив Землі являє собою тепловий акумулятор безмежної ємності. Регулярне вилучення тепла з цієї зони може призвести до зниження температури ґрунта і місцевої зміни кліматичного режиму. Тому необхідно шукати додаткові нетрадиційні джерела теплової енергії. Таким джерелом є сонячна енергія, яка поглинається земною поверхнею і формує температурний режим шару ґрунта потужністю 10 – 20 м залежно від ґрунтово-кліматичних умов місцевості. Тепло, яке накопичується в найбільш теплий літній період в земній поверхні, можна використати в холодну пору року. Ґрунтове акумулявання теплоти може забезпечити споживачів екологічно чистим джерелом енергії.

Для відбору теплоти в поверхневих шарах породи розміщують горизонтальний реєстр труб з циркулюючим в них теплоносієм, який відбирає тепло, акумуляоване ґрунтовою породою, і відводить його споживачу.

У літній час акумуляуючі властивості використовуються для систем холодопостачання будівель.

Така система теплохолодопостачання найбільш ефективна при застосуванні теплонасосних установок. Це дозволяє одержати 2 – 4 кВт корисної теплоти на 1 кВт витраченої енергії.

Система збирання низькопотенціальної теплоти породи має такі елементи:

- породний масив ділянки відбору теплової енергії;
- реєстр труб породного теплообмінника (ПТ);
- насос для примусової циркуляції теплоносія ПТ;
- ділянку теплотраси, яка з'єднує систему теплозбору з випарником теплонасосної системи теплохолодопостачання.

Системи реєстра труб породного теплообмінника наведені на рис. 6.11.

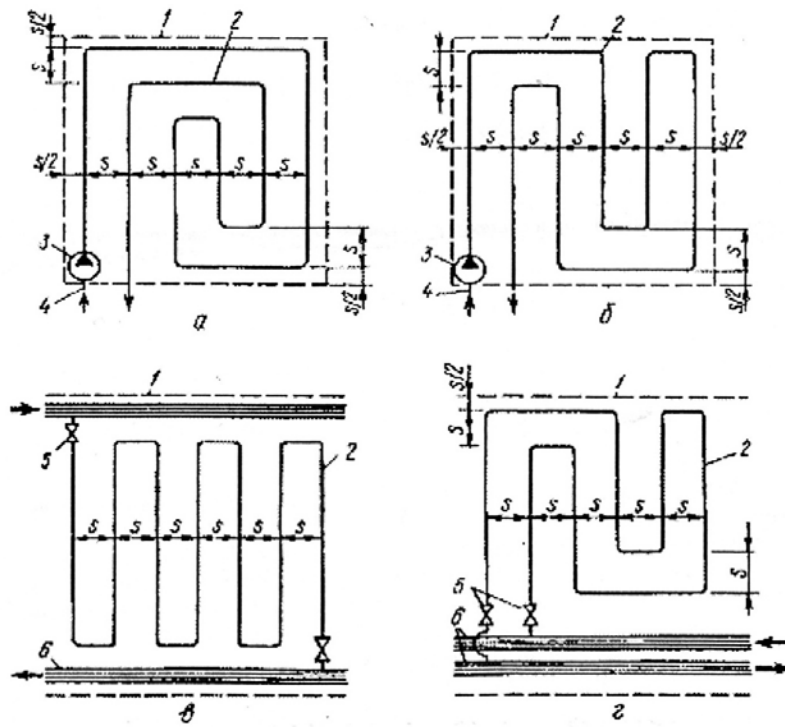


Рисунок 6.11 – Схема розташування реєстра труб породних теплообмінників на теплосбираючій ділянці: а, б – при невеликих потужностях системи теплохолодопостачання; в, г – при великих потужностях системи теплохолодопостачання: 1 – межі теплосбираючих ділянок; 2 – реєстри труб породних теплообмінників; 3 – циркуляційні насоси; 4 – з'єднуючі ділянки теплотраси; 5 – вимикальні вентиля; 6 – магістральні трубопроводи

Як теплоносій породних теплообмінників використовують нетоксичний антифриз або деаеровану воду. Регістр поліетиленових труб діаметром 35 – 40 мм розміщують в землі на глибині 0,8 – 1,2 м. Відстань між трубами складає 0,9 – 1,1 м. Для ґрунту невеликої теплопровідності приймають більші значення глибини закладення  $h$  і кроку  $S$ .

Поля температур в породі визначаються за методикою, викладеною в [59]. Вона враховує неоднорідність теплофізичних характеристик породи на глибині. Поле температур передбачається тримірним, описується рівняннями Пуассона і Лапласа. Переходячи до полярних координат і використовуючи функцію Беселя, знаходять рішення для пошукового потенціалу, тобто до температури. Таким шляхом одержують вираз для потенціалів всіх шарів багат шарового середовища в породі.

На рис. 6.12 наведена принципова петротермальна система теплопостачання житлових індивідуальних будинків.

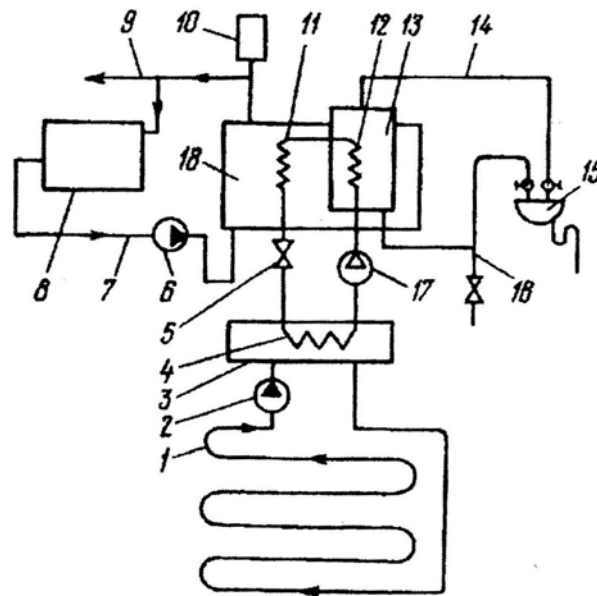


Рисунок 6.12 – Принципова схема петротермальної системи тепlopостачання індивідуального котеджу: 1 – породний теплообмінник; 2 – насос; 3 – ємність для антифризу; 4 – випарник теплонасосної установки; 5 – редукційний клапан; 6 – насос для циркуляції води в опалювальній системі; 7, 8 – теплообмінники конденсатора теплонасосної установки; 9 – трубопровід гарячої води системи опалення; 10 – розширний бак; 11, 12 – теплообмінники конденсатора теплонасосної установки; 13 – бак гарячої води; 14 – трубопровід системи гарячого водопостачання; 15 – споживач гарячої води; 16 – водопровід холодної води; 17 – компресор теплонасосної установки; 18 – бак гарячої води для опалювальної системи

Загальна необхідна довжина труб  $l_{mp}$  породного теплообмінника визначається за формулою:

$$l_{mp} = \frac{N}{\rho \cdot S}, \quad (6.23)$$

- де  $l_{mp}$  – необхідна довжина труб для окремого будинку, м;
- $N$  – необхідна потужність тепlopостачання будівлі, кВт;
- $\rho$  – питомий теплотійом з одиниці дільниці теплотбору,  $\rho = 20 - 25 \text{ Вт/м}^2$ ;
- $S$  – крок між трубами, м.

Покрити все навантаження тепlopостачання для умов України тільки за рахунок сонячної енергії без дублера забезпечити неможливо. Ця система забезпечує до 80-85 % навантаження гарячого водопостачання протягом опалювального сезону. Той факт, що при цьому немає сажі, копоті, золи і шлаку, вказує на екологічну чистоту в даному випадку системи



теплопостачання. Вона характеризується також пожежобезпекою через відсутність відкритих джерел вогню [60].

*Вертикальне розміщення багатотрубного теплообмінника*

Як наведено вище, вилучення теплової енергії з ґрунтової породи, базується на застосуванні теплонасосних технологій і реалізується за допомогою горизонтально і неглибоко прокладених у землі теплообмінників (ґрунтових породних колекторів) або вертикально розміщених теплообмінників (породних зондів).

Інститутом технічної теплофізики (ІТТФ) НАН України розроблена організація ґрунтового акумулювання на базі групи («куща») породних теплообмінників вертикального типу [82].

Вертикальні труби породних теплообмінників з висотою  $Z$  розміщуються групами із  $N$  зондів на прямокутній площадці з кроком  $L$  у бурових свердловинах радіусом  $R_0$ . (рис. 6.13).

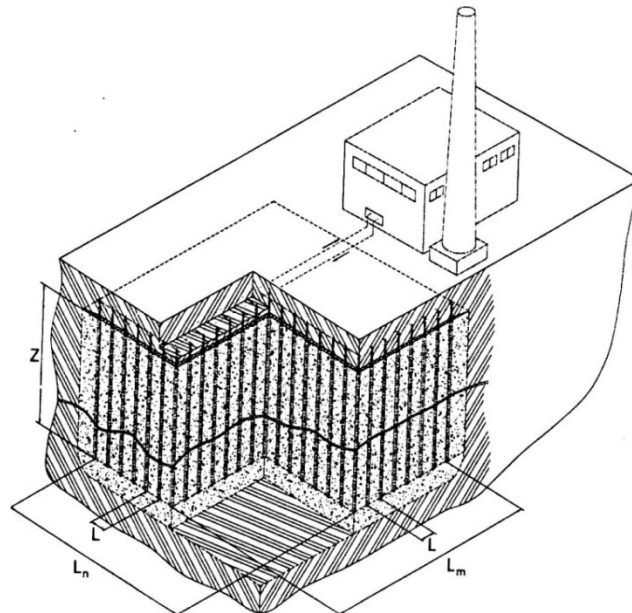


Рисунок 6.13 – Аксонометрична система породного акумулятора:  $Z$  – висота (глибина) акумулятора;  $L_n$  – ширина площадки теплообмінників;  $L_m$  – довжина площадки теплообмінників;  $L$  – крок між теплообмінниками

В ІТТФ були проведені розрахунки параметрів породного акумулятора із вертикальних зондів (теплообмінників) для наступних умов. Порода поверхневого ґрунту – глина з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_m=0,8$  Вт/(м·К), щільність і питома теплоємність  $\rho_m \cdot c_m=1,512 \cdot 10^6$  Дж/(м<sup>3</sup>·К). Теплова потужність системи теплопостачання «породний акумулятор – тепловий насос» складає  $Q=1,16 \cdot 10^6$  Вт, при температурі гарячого теплоносія  $T_{\max}=96^\circ\text{C}$ . Геометричні розміри теплообмінника –  $Z=120$  м –  $R_0=0,15$  м, крок між

трубами  $L=1,6$  м, загальна кількість теплообмінників у групі («кущі»)  $n=240$ , кількість одночасно працюючих теплообмінників при акумулюванні  $N_a=210$ , при розрядженні  $N_p=184$ ; розміри площі, яку займає «кущ» теплообмінників  $L_m \times L_n=24 \times 22,4$  м<sup>2</sup>; об'єм основної зони акумулювання  $V_0=0,645105$  м<sup>3</sup>; об'єм буферної (прилеглої до основної площадки) зони в кінці акумулювання (жовтень-листопад)  $V_{б.а}=0,259 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>; об'єм тепло ізолюючих плит у при поверхневому шарі землі  $V_{із.}=497$  м<sup>3</sup> (блоки із перлітного піску товщиною  $\delta=0,3$  м,  $\lambda=0,05$  Вт/(м·К). Щільність теплового потоку на зовнішній поверхні теплообмінників при акумулюванні  $\gamma_{0a}=48,8$  Вт/м<sup>2</sup>, при розрядженні  $\gamma_{0p}=56,4$  Вт/м<sup>2</sup>.

Різницю температур між теплоносієм (вода)  $T_{\theta}$  і основною зоною акумулювання  $T_0$  визначаємо за формулою:

$$\Delta T_{\theta,0} = T_{\theta} - T_0 = \frac{\gamma_{0i}}{\lambda_m \left( \phi \rho_m c_m + \frac{\gamma_{0i} R_c}{(R_c - R_0) R_0} \right)}, \quad (6.24)$$

де  $\phi = \frac{dT_0}{d\tau}$ ;  $R_c = \frac{L}{2}$ ;  $i$  – акумулювання чи розрядження.

В процесі акумулювання зростає накопичена енергія до  $Q_a=0,18 \cdot 10^{14}$  Дж на 180 добу (листопад). При цьому температура ґрунтової породи в основній зоні акумулювання склала  $T_0^{\max}=88^{\circ}\text{C}$ , температура теплоносія  $T_{\theta i}=95,4^{\circ}\text{C}$ , лінійний розмір буферної зони склав  $R_{б.а}=14,1$  м. Під час розрядження  $T_0$  і  $T_{\theta i}$  змінюються на протилежне: тепер  $T_{\theta i}$  стало меншим ніж  $T_0$ . Якщо тепловий насос буде підтримувати температуру сільової води (теплоносія)  $T_{\theta 2}=T_{TH}=80^{\circ}\text{C}$ , то кількість енергії  $Q_{TH}$  підведеної до насоса від зовнішнього джерела буде визначена за формулою:

$$Q_{TH} = 1,852 \frac{(T_2 - T_1) \cdot Q_1}{T_2 + 273}, \quad (6.25)$$

де  $Q_1$  – потужність, що відводиться від породного акумулятора, Вт.

При цьому необхідно відзначити, що температура  $T_0(\tau)$  при акумулюванні буде зростати від початкової температури породного масиву  $T_m$  до максимального значення  $T_{\max}$ , а після розрядження  $T_0(\tau)$  буде знижуватись до початкового значення  $T_m$  при повному вилученні

закумульованої енергії. Таким же чином змінюється температура проміжного теплоносія  $T_{\hat{a}}$ , яка в процесі розрядження знижується за функцією:

$$T_{\hat{e}} = T_{\hat{e},p} \psi(\tau), \quad (6.26)$$

де  $T_{\hat{e},p}$  – значення  $T_{\hat{e}}$  на початку розрядження, °С.

Якщо буріння свердловин для вертикальних теплообмінників виконати неглибокими, наприклад, для  $Z=40$  м,  $R_0=0,15$  м,  $L=1,7$  м, то при розрахунках параметрів породного акумулятора одержимо результати:  $n=990$ ,  $N=930$ ,  $N_p=870$ , розміри площі акумулятора, яка буде зайнята зондами теплообмінника,  $L_m \times L_n = 51 \times 52,7$  м<sup>2</sup>, об'єм основної зони акумулювання  $V_0 = 0,108 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>,  $V_{\hat{b},a} = 0,217 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>, об'єм теплоізоляційних плит  $V_{iz.} = 1480$  м<sup>3</sup>;  $\gamma_{0a} = 33,1$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\gamma_{0p} = 35,4$  Вт/м<sup>2</sup>. Якщо в першому прикладі термін окупності склав 8 років, то для другого варіанту – 11,5 років.

Для вилучення теплоти надр Землі або сезонного породного акумулювання енергії від відновлюваних джерел (наприклад, сонячної інсоляції) застосовуються багатотрубні теплообмінні пристрої, у яких прокачується проміжний рідкий (наприклад, вода, антифриз) теплоносій (рис. 6.14).

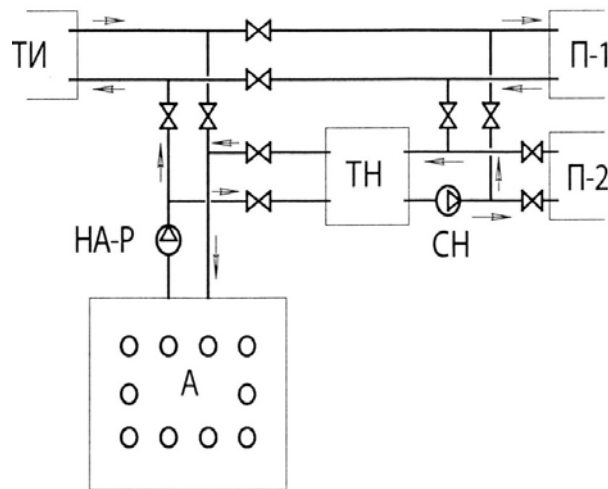


Рисунок 6.14 – Принципова технологічна схема тепlopостачання споживача: ТИ – теплове джерело; П1 і П2 – споживачі теплової енергії; А – породний вертикальний акумулятор; ТН – теплонасосна установка; СН – сільовий насос; НА-Р – насос акумулювання-розрядки теплоти

Конструктивні особливості радіальних багатотрубних вертикальних теплообмінників наведені на рис. 6.15. Породні теплообмінники

виготовляються із поліетиленових труб. Товщина стінки труби залежить від гідростатичного тиску і визначається за формулою:

$$\eta = \frac{\nu}{D} = \frac{P}{2\sigma}, \quad (6.27)$$

де  $\eta$  – безрозмірний коефіцієнт;

$\nu$  – товщина стінки поліетиленової труби, мм;

$D$  – діаметр труби, мм;

$P$  – гідростатичний тиск в теплообміннику, П;

$\sigma$  – допустимі напруження матеріалу стінки труби, Н.

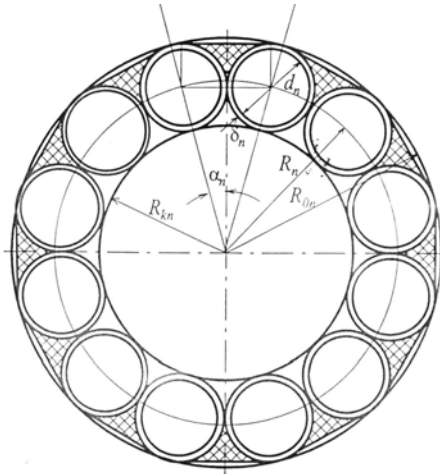


Рисунок 6.15 – Конструкція багатотрубного вертикального кругового теплообмінника

Вилучення накопиченої теплоти з теплообмінника залежить від щільності теплового потоку. Найкращі показники теплообміну можуть бути досягнуті при теплообмінному периметрі кругової форми  $2\pi R_0$  багатотрубного теплообмінника.

Параметри багатотрубного теплообмінника, наведеного на рис. 6.15, можна визначити за формулами:

$$d_n = \sqrt{\frac{2R_{02}}{n}}; \quad \alpha_n = \frac{\pi}{n}, \quad (6.28)$$

де  $d_n$  – діаметр труби при  $n$ -й кількості патрубків;

$R_{02}$  – радіус свердловини  $R_0$  при  $n=2$ ;

$\alpha_n$  – кут відхилення при  $n$ -й кількості патрубків;

$n$  – кількість патрубків у багатотрубній схемі теплообмінника.

$$R_{kn} = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n}} \left( \frac{1}{\sin \alpha_n} - 1 \right), \quad (6.29)$$

де  $R_{kn}$  – радіус бурової свердловини для  $n$ -трубної схеми.

$$R_n = \frac{R_{02}}{\sin \alpha_n \cdot \sqrt{2n}}, \quad (6.30)$$

де  $R_n$  – радіус осьової лінії для  $n$ -трубної схеми.

$$R_{on} = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n}} \left( \frac{1}{\sin \alpha_n} + 1 \right) \quad (6.31)$$

$$P_n = \sqrt{\frac{2}{n}} \cdot (n + \pi) R_{02}, \quad (6.32)$$

де  $P_n$  – теплообмінний периметр, м.

Конструкція вертикальних породних теплообмінників для індивідуальних будинків (котеджів) при сонячно-породному теплопостачанні наведена на рис. 6.16. Для підвищення температури відібраної теплоти в цій системі необхідно мати тепловий насос. Відбір теплоти із породного масиву в холодний час не повинен перевищувати компенсуючого притікання теплоти за рахунок сонячної інсоляції. При цьому розмір буферної зони  $R_\delta$  (див. рис. 6.16) може бути зменшений при створенні верхнього теплоізоляційного покриву товщиною  $\delta$ . За рахунок цього зменшується глибина буріння свердловин  $Z$  і відпадає необхідність теплоізоляції підвідних і відвідних трубопроводів. Розміри покриву теплоізоляції не перевищують основної площадки на  $R_\delta(\tau)$ , де  $\tau$  – тривалість циклу роботи акумулятора. Витрати на спорудження покриву з пінобетону товщиною  $\delta = 0,1-0,3$  м набагато менші вартості бурових робіт. Розрахунки показали, що тепловитрати через покривну ізоляцію протягом року не перевищують 1%.

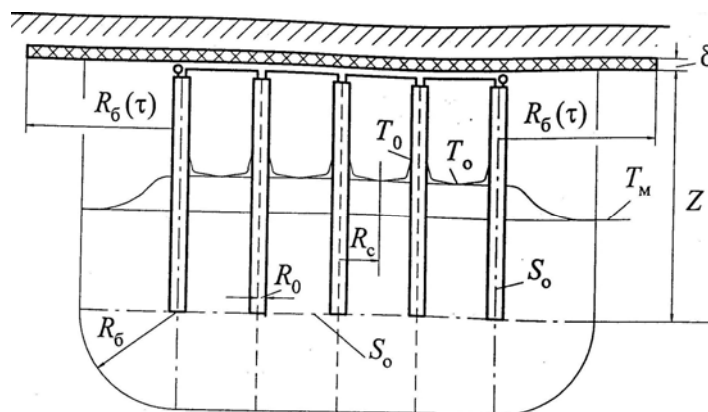


Рисунок 6.16 – Вертикальний розріз породного акумулятора з теплоізоляційним покривом (щитом)

Накопичення теплоти в породному акумуляторі відбувається в основній зоні, обмеженій зовнішнім контуром групи зондів, об'ємом  $W_0 = ABZ$  і

температурою  $T_o$ ; де  $A$  – ширина;  $B$  – довжина і  $Z$  – висота (глибина) основної зони акумулятора.

Частина теплоти також накопичується і в буферній зоні об'ємом  $W_b$ , яка розташована навколо основної зони і є результатом теплової взаємодії  $W_o$  з оточуючим породним масивом, що має температуру  $T_i \cong const.$  (рис. 6.16)

$$W_a = W_o + W_b = ABZ + 2(AB + BZ + ZA)R_b + (A + B + Z)\pi R_o^2 + \frac{\psi}{3}R_b^3\pi; \quad (6.33)$$

$$R_b = \sqrt{24K_M t}; \quad \frac{T - T_M}{T_o - T_M} = (1 - \psi)^3 \cdot (3\psi + 1);$$

$$\psi = \frac{V}{R_b}, \quad (V = a, b, z) - \text{декартові координати,}$$

де  $V$  відраховується по зовнішній нормалі від межі і ребер основної зони.

При піврічному інтервалі накопичення теплоти  $t = \tau = 180$  діб  $= 1,555 \cdot 10^7$  с і згідно (6.33) тепловміст акумулятора складе:

$$\tilde{W} = \tilde{W}_o + \tilde{W}_b = ABZ + 0,8(AB + BZ + ZA)R_b + 0,2\pi(A + B + Z)R_o^2 + 0,1525\pi R_b^3, \quad (6.34)$$

$$\text{де } \tilde{W}_i = \frac{q_i}{\rho_M c_M (T_o - T_M)} \quad (i = \kappa, o, b), \quad (6.35)$$

де  $q_i$  – накопичена енергія акумулятора, Дж;

$\kappa$  – коефіцієнт температуропровідності;

$o$  – основна зона;  $b$  – буферна зона.

В (6.34) враховано, що в основній зоні  $\tilde{W}_o = W_o$ .

Співвідношення геометричних розмірів  $A, B$  площадки для розміщення свердловин залежить від місцевих умов і може бути різним. Тому необхідно прийняти

$$B = \lambda A, \quad (6.36)$$

де  $\lambda$  – співвідношення сторін акумулятора.

Глибина буріння  $n$  свердловин основної зони акумулявання

$$Z = \frac{W_o}{n_o A^2}. \quad (6.37)$$

Температура у буферній зоні завжди є меншою ніж в основній зоні. В цій зоні необхідно виконувати умову

$$\frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o} = \frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o + W_b} = \frac{U}{U + 1} \rightarrow \min, \quad (6.37)$$

$$\text{де } U = \frac{\tilde{W}_b}{\tilde{W}_o}.$$

Підставивши значення (6.36) і (6.37) в (6.33) і (6.34), одержимо:

$$U = \frac{\tilde{W}_\delta}{\tilde{W}_o} = 0,8 \left( \frac{\lambda A^2}{W_o} + \frac{1}{\lambda A} + \frac{1}{A} \right) R_\delta + 0,2\pi \left( \frac{1}{\lambda A^2} + \frac{\lambda A}{W_o} + \frac{A}{W_o} \right) R_\delta^2 + \pi R_\delta^3 \frac{0,1524}{W_o} \quad (6.38)$$

Потужність акумулювання можна визначити за формулою

$$Q = 2\pi \lambda_a Z R_o n_o. \quad (6.38)$$

Потужність  $Q$  пов'язана зі щільністю теплового потоку  $\lambda_a$  на зовнішній поверхні теплообмінника  $R_o$  і кількістю активно працюючих теплообмінників  $n_o$ .

Тоді акумульована енергія  $q_a$  має форму:

$$q_a = Q\tau_a, \quad (6.39)$$

де  $\tau_a$  – інтервал роботи акумулятора.

Вартість створення породного акумулятора при сонячно-породному тепlopостачання індивідуальних котеджей залежить, в основному, від витрат на бурові роботи  $C_\delta$  і вартості будівництва теплообмінників  $C_{TO}$

$$C_\delta = \lambda Z C, \quad (6.40)$$

де  $C$  – питомі витрати на 1 п.м. буріння свердловин.

Вартість теплообмінника  $C_{TO}$  буде

$$C_{TO} = n\pi d\delta\lambda_a C_T Z, \quad (6.41)$$

де  $n$  – кількість свердловин в конструкції акумулятора;

$d$  – діаметр полімерних труб, які вставляються у свердловину;

$\delta$  – товщина стінки полімерної труби, м;

$C_T$  – питома вартість  $1\text{ м}^3$  матеріалу труби, Євро.

Основні витрати на створення породного теплообмінника складуть

$$C = C_\delta + C_{TO}.$$

Виконані розрахунки витрат на створення економічно обгрунтованого породного теплообмінника склали наступні цифри:

$$C_\delta = 432564 \text{ Євро}; \quad C_{TO} = 379128 \text{ Євро};$$

$$C = 811692 \text{ Євро}.$$

Таким чином, вище наведена комплексна альтернативна геліопородна система тепlopостачання підтверджує перспективність використання сонячної енергії. Зайва теплота літньої інсоляції акумулюється у породі під спорудами. В опалювальний сезон ця теплота вилучається і за допомогою породних теплообмінників і теплових насосів використовується для енергопостачання комунальних споруд і будівель.

Наведені дослідження показали перевагу групового вилучення породної теплоти у порівнянні з розрізненими тепловими методами тепlopостачання, що забезпечують мінімальні витрати на створення породних акумуляторів.

## ВИСНОВКИ

За часів Радянського Союзу енергетика України була зорієнтована на застосування первинних енергоносіїв (природного газу, нафти, вугілля), запаси яких обмежені і ціни на які невідпинно зростають. В цих умовах особливу актуальність набувають пошуки шляхів вироблення енергії із відновлюваних джерел. В останні роки цей напрям приваблює велику увагу в більшості розвинутих країн. Кожна тисяча кіловат-годин електроенергії, яка вироблена із відновлюваних джерел, в середньому запобігає викидам в атмосферу 4,2 кг твердих частинок, 5,65 кг оксидів сірки, 1,76 кг оксидів азоту, а кожна вироблена гігакалорія тепла – 0,2 кг твердих частинок, понад 3 кг оксидів сірки і біля 1 кг оксидів азоту.

Державна політика України з енергоресурсозбереження передбачає суттєве розширення об'єктів використання нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії. Вже в найближчі роки повинна бути забезпечена економія традиційних паливно-енергетичних ресурсів на рівні 8 – 10% від їх загального споживання [83]. Завдяки цьому можуть бути зекономлені значні об'єми традиційних енергоносіїв і засобів із державного бюджету на їх одержання по імпорту.

Відповідно до стратегії розвитку нетрадиційної енергетики в країнах Європейського Союзу «White Paper» до 2015 р., біомаса бути покривати біля 74% загального вкладу відновлюваних джерел енергії, що буде складати біля 9% загального споживання первинних енергоносіїв.

Незаперечною перевагою гідроелектростанцій є їхня стійка, стабільна робота в мережі, на яку не впливають час доби і сезонні зміни. Слід зазначити, що малу залежність від сезонних змін вдається забезпечити не для всіх гідроелектростанцій. Найбільш піддаються впливу сезонних змін мініГЕС крайнього півдня та північних регіонів. Тому місце будівництва старанно вибирається. При використанні гідропотенціалу малих річок України можна досягти значної економії паливно-енергетичних ресурсів, причому розвиток малої гідроенергетики сприятиме децентралізації загальної енергетичної системи, чим зніме низку проблем як в енергопостачанні віддалених і важкодоступних районів сільської місцевості, так і в керуванні гігантськими енергетичними системами; при цьому буде вирішуватися цілий комплекс проблем в економічній, екологічній та соціальній сферах життєдіяльності та господарюванні в сільській місцевості, в тому числі і районних центрів. Малі ГЕС можуть стати суттєвою складовою енергозабезпечення для західних регіонів України.

Велике значення має будівництво малих ГЕС на р. Тиса, верхньому



Дністрі та їх притоках, що володіють найбільшим потенціалом неосвоєних гідроресурсів. Спорудження цих малих ГЕС могло б також сприяти вирішенню проблеми протипаводкового захисту територій. Так, згідно зі "Схемою комплексного використання водних ресурсів р. Тиси", при будівництві ГЕС може бути захищено 28 населених пунктів (включаючи Берегово, Хуст, Тячів та ін.), а також понад 5400 га прилеглих територій та сільгоспугідь.

Для малої гідроенергетики характерна технологічна освоєність одержання електроенергії, висока надійність та гарантійність, економічна конкурентоспроможність, наявність водосховищ, високі екологічні властивості, зацікавленість місцевих органів влади і населення.

Конкурентоспроможність малої гідроенергетики може зацікавити інвесторів різних форм власності.

Визначено заходи по впровадженню об'єктів малої гідроенергетики (загальна потужність 610 МВт):

- відновлення старих МГЕС;
- будівництво МГЕС на існуючих водоймищах України та іригаційних каналах;
- використання водотоків технічних та комунальних систем водопостачання і водовідведення;
- МГЕС в нових створах на річках Західної України, які одночасно будуть виконувати функцію боротьби із паводками.

Малі ГЕС можуть стати потужною основою енергозабезпечення для всіх регіонів Західної України, а для деяких районів Закарпатської та Чернівецької областей – джерелом повного самоенергозабезпечення.

Українські підприємства мають необхідний виробничий потенціал для випуску устаткування малої гідроенергетики. Комплектні поставки гідроелектричних агрегатів, систем управління, гідромеханічного устаткування можуть виконувати по кооперації "Турбоатом" (гідротурбіни, гідроелектроагрегати), Полтавський турбомеханічний завод (підйомно-механічне обладнання гідроспоруд), Ніжинський ремонтно-механічний завод (шлюзове обладнання), Сумське НВО ім. Фрунзе (гідротурбіни, гідроелектроагрегати), "Електроважмаш" (потужні гідрогенератори), "Південелектромаш" (генератори), "Електронмаш" і "Хартрон" (системи управління).

При цьому вітчизняні підприємства можуть не тільки забезпечити серійне виробництво нового сучасного гідроенергетичного устаткування для малих ГЕС в Україні, а й поставляти його на експорт.

У міру збільшення витрат на видобуток палива і виробництва енергії

зростає необхідність у більш повному використанні їх при перетворенні у вигляді горючих газів, тепла нагрітого повітря і води. Хоча утилізація ВЕР нерідко пов'язана з додатковими капітальними вкладеннями і збільшенням чисельності обслуговуючого персоналу, досвід передових підприємств підтверджує, що використання ВЕР економічно дуже вигідно. На нафтопереробних і нафтохімічних заводах капітальні вкладення в утилізаційні установки окупаються в середньому за 0,8 - 1,5 роки.

Таким чином, підвищення рівня утилізації вторинних енергетичних ресурсів забезпечує не тільки значну економію палива, капітальних вкладень і запобігає забрудненню навколишнього середовища, але й суттєве зниження собівартості продукції нафтопереробних і нафтохімічних підприємств.

В результаті проведених досліджень була одержана комплексна методика визначення доцільності застосування теплонасосного обладнання, яка враховує конкретні параметри конструкцій будівель, кліматичні умови вибраного регіону, характеристики хладагента, холодильного циклу і дозволяє на підставі об'єктивного параметра, а саме сезонних витрат умовного палива, робити рекомендаційні пропозиції про застосування того або іншого типу опалювального обладнання.

При цьому методика легко реалізується на загальнодоступному програмному продукті (пакет *Mathcad*) і може бути швидко переорієнтована на грошові оцінки застосування даного обладнання і видів палива.

Крім того, є також перспективи уточнення і розвитку даної методики, оскільки можливо у визначених вище областях застосування обґрунтувати і виділити окремо область бівалентних систем опалювання, що також є перспективним. Доведено необхідність розробки керування тепловим насосом з урахуванням умов його встановлення та поточних робочих параметрів системи «джерело теплоти – тепловий насос – користувач енергії» для підвищення енергетичної ефективності роботи.

Розроблено математичну теплого насоса, в якій, на відміну від існуючих підходів, робоче тіло розглядається як двофазне середовище і враховуються зміни теплофізичних параметрів вздовж каналів випарника та конденсатора. Це дозволяє досліджувати режими роботи насоса з неповними фазовими перетвореннями, які виникають внаслідок невідповідності поточних умов роботи системи тим, на які вона була розрахована. Аналіз таких режимів надасть змогу вибрати для них керування з найменшим питомим споживанням енергії.

Запропоновано підхід до чисельного розрахунку математичної моделі енергетичних та фізичних параметрів теплового насоса.

У подальшому планується перевірка адекватності та уточнення отриманої математичної моделі енергетичних та фізичних параметрів. На основі моделювання та аналізу режимів роботи теплового насоса буде розроблений алгоритм керування, що забезпечить підвищення енергетичної ефективності роботи системи опалення з урахуванням поточних умов роботи обладнання.

Доведено необхідність розробки керування тепловим насосом з урахуванням умов його встановлення та поточних робочих параметрів системи «джерело теплоти – тепловий насос – користувач енергії» для підвищення енергетичної ефективності роботи.

Україна має великий потенціал вирощування і використання енергетичних культур. Економічні показники проектів з вирощування енергетичних культур можуть бути покращені за рахунок впровадження відповідних державних субсидій, які рекомендовані Кіотським протоколом для всіх країн.

Сучасна світова практика державного будівництва орієнтується виключно на сталий розвиток енергетики. Всесвітній форум – 92 в Ріо-де-Жанейро прийняв Рамочну конвенцію про зміни клімату, яка передбачає обмеження негативного впливу на природне середовище і, на разі, викидів парникових газів сучасними теплоенергетичними установками.

Перспективи розвитку енергетики у світових масштабах були розроблені International Institute for Applied Systems Analysis (IASA) разом з World Energy Council (WEC). На основі результатів цих досліджень визначені тенденції, які будуть мати місце в енергетиці 21-го століття [84]:

- переваги будуть віддані високоякісним видам палива і ефективному використанню розгалуженої інфраструктури (нафто- і газогонам, потужним і локальним енергосистемам);
- інфраструктура буде залишатись основою енергетичної системи, а потреби в її розширенні зростатимуть;
- буде відбуватись відхід від використання нафти і газу за рахунок кам'яного вугілля, зростання долі якого на світовому ринку енергоносіїв передбачається до 40%;
- виробництво штучних палив, газу і в перспективі водню із природного газу, вугілля і біомаси буде найважливішим на ринку нових технологій;
- зростатиме роль децентралізованих технологій одержання енергії місцевого призначення, особливо в розвинутих регіонах із розгалуженим сільським господарством;
- найменш ризикованою стратегією буде звернення до сучасних технологій: газових турбін, паливних елементів (батареї) і фотобатарей, які з часом будуть також важливими, як зараз електромотори і дизельні двигуни;

- увага буде сконцентрована на технології виробництва і експлуатації енергії і її інфраструктури, що перевищує 50 років, тому неправильне визначення стратегії сьогодні може мати непередбачені негативні наслідки для України;

- новою методологією в розробці стратегії буде орієнтація на ефективні технології і обов'язковий облік всіх вагомих ризиків.

В Україні також відбуваються пошуки свого пріоритетного шляху: від мораторію на ядерну енергетику до її пріоритетного розвитку, від стабілізації виробництва електроенергії на теплоелектростанціях у межах “газової” паузи до переорієнтації на майже виключне використання вугілля. В зв'язку з цим розробляються заходи з переобладнання окремих блоків теплових електростанцій для спалювання вітчизняних низькосортних вугілля.

До числа вагомих ризиків необхідно віднести в першу чергу екологічні. Встановленим чинником є зростання на планеті викидів в атмосферу діоксиду вуглецю, метану, які викликають загоряння екологічної кризи (“парникового ефекту”). Для України необхідний комплексний моніторинг, направлений на недопущення перевищень встановлених квот на виходи парникових газів (Київський протокол і Конвенція про зміни клімату). Необхідно впроваджувати серед населення погляди, що передбачають енергозберігаючий підхід. Створення умов для реалізації ефективних рішень повинно призвести до розвитку додаткових комбінованих (когенераційних) систем у виробництві тепла і електроенергії. Це створить об'єктивні умови для розвитку малої ефективної енергетики і в перспективі зростання потенціалу нетрадиційної енергетики, яка працює у автономному режимі. Наведені потужності допоможуть в короткий час зняти навантаження в енергосистемі України у пікові години. Наприклад, у Волинській обл. організується створення маневрових потужностей на місцевих вугіллях шахт м. Нововолинська і на торфі Маневичського району.

Таким чином, перспектива сталого розвитку енергетики України залежить від ефективності механізмів, які стимулюють цей розвиток, і від правильного вибору курсу.

Таким чином, перспектива сталого розвитку енергетики України залежить від ефективності механізмів, які стимулюють цей розвиток, і від правильного вибору курсу. Орієнтирами вибору курсу є перспективи світового розвитку енергетики:

- подальший розвиток енергетики на основі енерго- і ресурсозберігаючих технологій;

- орієнтація на власні енергоресурси;

- виконання обмежень щодо викидів в атмосферу парникових газів на рівні 1990 р. згідно з Кіотським протоколом.

Особливе значення в реалізації програми із створення стійкої енергетики має цілеспрямована діяльність з енергозбереження – впроваджувати вторинні і відновлювані ресурси. Створення енергетичних потужностей з їх використання ефективним і високорентабельним виробництвом.

Для значного розширення потенціалу газової енергетики необхідно вирішити комплекс питань, пов'язаних з газифікацією низькосортного вугілля, рослинної біомаси, органічних відходів. При цьому можна одержувати широкий асортимент енергоємної товарної продукції: при газифікації вугілля – цінну сировину для виробництва хімічних товарів і будівельних матеріалів; при газифікації рослинної біомаси і значної частини органічних відходів - добрива і ін. Сьогодні на виробництво цієї продукції витрачається досить велика кількість тепла, електроенергії і природного газу. Таким чином, можна досягнути не тільки підвищення коефіцієнта корисної дії за рахунок ефективності енергетичного обладнання, який спалює газ, але й покращити коефіцієнт корисної дії економіки за рахунок одержання нової товарної продукції.

За попередніми оцінками, тільки на Волині, яка має 683. тис га лісу, щорічно заготовляється 640 тис. м<sup>3</sup> деревини і 275 тис. м<sup>3</sup> дров. На лісосіках в процесі переробки лісоматеріалів спалюється чи залишається загнивати біля 100 тис. м<sup>3</sup> деревних відходів, а з 1 м<sup>3</sup> деревної тріски у спеціальному газифікаторі можна одержати кількість газу, який еквівалентний 35 м<sup>3</sup> природного газу чи 15 кг моторного палива.

Звичайно ці підходи повинні лягти в основу визначення стратегічного курсу і механізму, який стимулює стійкий розвиток енергетики України. В цьому плані може бути наведений інтерес компенсаційного механізму досягнення відповідності між поглинаючим потенціалом навколишнього природного середовища і викидами в атмосферу парникових газів (діоксиду вуглецю і ін.). Це відбувається за рахунок скорочення рівня викидів діоксиду вуглецю у атмосферне повітря внаслідок переходу на енергоощадливі, маловідходні технології і відновлювані джерела енергії, а також завдяки збільшенню поглинаючого потенціалу за рахунок висадження лісів і підвищення біопродуктивності навколишнього середовища.

Такі еколого-економічні зв'язки будуть стимулювати, з одного боку, перехід народного господарства на маловідходні і енергоощадливі технології, а з другого – на збільшення лісних угідь, кардинальне підвищення продуктивності земель і відповідне зростання на них біопродукції. При цьому досить важливо приділити увагу розвитку поглинаючого потенціалу до

економічно обґрунтованого максимального рівня, підтримці лісових екосистем у найбільш продуктивних стадіях вирощення.

Наведений механізм створює методичну основу спланованого виведення держави на рівень, де спрацьовує потенціал самоорганізації, яка орієнтована на стійкий її розвиток.

Такий процес може ефективно регулюватись економічними впливами: підтримкою за рахунок інвестицій пріоритетних і екологічно безпечних галузей і створення жорсткої політики відносно безперспективних підприємств, які руйнують природне середовище чи зростання екологічної напруги. Для України, яка має високопродуктивні землі і знаходиться в зоні сприятливого клімату, такий підхід може бути досить привабливим.

Реалізація компенсаційного механізму зможе забезпечити функціонування енергетики України в стійкому режимі. Для цього необхідно розробити довготривалу концепцію розвитку енергетики, що забезпечує її енергоносіями і електроенергією, а також всебічне впровадження енергозберігаючої технології, максимальне впровадження вторинних і відновлюваних джерел енергії. З урахуванням світових тенденцій слід сконцентрувати зусилля на забезпечення енергетики природними і штучним газом, повніше задіяти існуючий потенціал транспортних систем енергоносіїв і електроенергії, приступити до широкого створення гнучких технологій, які дозволять ефективно використовувати всі види енергоносіїв (вугілля, біомасу, біогаз і ін.) і одержувати при цьому високоякісну продукцію (енергію, добрива, хімічну продукцію, будівельні матеріали і ін.), а також забезпечити підтримку розвитку ефективних локальних систем енергопостачання, в першу чергу, які базуються на відновлюваних джерелах енергії. Необхідно направити інвестиційну і інноваційну політику виключно на підтримку маловідходних, енергоощадливих і екологічно безпечних галузей промисловості.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мала гірнича енциклопедія. В 3-х т. / За ред. В. С. Білецького. – Донецьк: Донбас, 2004. – ISBN 966-7804-14-3.
2. Саранчук В.И. Физико-химические основы переработки горючих ископаемых [текст]/ В.И.Саранчук, В.В.Ошовский, Г.А.Власов. – Донецк: ДонДТУ, Східний видавничий дім, – 2001. – 304 с.
3. Концепция экономической стабилизации развития топливно–энергетического комплекса Донбасса до 2020 г.//Энергосбережение. – 2000. – С.8 – 9.
4. Івашин В. М. Оцінка запасів метану. – В. М. Івашин, В. І. Саранчук та інші. – 2002.
5. М.Бабак Стан і перспективи розвитку виробництва урану в Україні «Дзеркало тижня» №27, 21 липня 2001.
6. Табаченко Н.М. Ветроэлектрическая станция на закрываемых шахтах [текст]/ Н.М. Табаченко// Уголь. – 2002. – №12. – С.22 – 24.
7. Кириченко И.И. О возможности использования нетрадиционных источников энергии на шахтах [текст]/ И.И. Кириченко // Энергосбережение. – 2008. – №9. – С. 24 – 25.
8. Малышева Н.А. Ветроэнергетические станции [текст]/ Н.А. Малышева, В.М. Ляхтер. – М.: ин – т “Гидропроект”, 1988. – 281 с.
9. Мацевитый Ю.М. Использование тепловой энергии терриконов [текст]/ Ю.М. Мацевитый, А.И. Ценципер // Энергоснабжение. – 2008. – №10. – С.20 – 23.
10. Кудря С.О. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України [текст] / Кудря С.О., Резцов В.Ф., Суржик Т.В., Яценко Л.В. та ін. // К.: Інститут відновлюваної енергетики НАН України, 2010. – 71 с.
11. Проектирование электрических машин. Наше время / Под ред. И.П. Копылова. – М.: Энергия, 1980. – 496 с.
12. Балагуров В.А. Проектирование специальных электрических машин переменного тока [текст] / Балагуров В.А. – М.: Высшая школа, 1982
13. Лопастные насосы: Справочник/ Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-е, 1986. – 334 с.
14. Лукутин Б.В. Использование механической энергии возобновляемых природных источников для электроснабжения автономных потребителей [текст] / Лукутин Б.В., Сипайлов Г.А. – Фрунзе.: Илим, 1987 – 135 с.
15. Пивоваров В.А. Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин [текст] / Пивоваров В.А. – Л.: Машиностроение, 2003.-273 с.

16. Патент 456330 (США) Способ регулирования генератора и/или устройство для регулирования генератора.
17. Лукутин Б.В. Способы стабилизации параметров электроэнергии автономных микрогидроэлектростанций [текст] / Лукутин Б.В. // Механика и электрификация сельского х/ва. – 1987. – №8. – С. 42 – 44.
18. Карелин В.Я. Сооружения и оборудование малых гидроэлектростанций [текст] / Карелин В.Я., Волшаник В.В. – М.: Энергоатомиздат, 1986 – 199 с.
19. Лукутин Б.В. Стабилизация напряжения автономных микрогидроэлектростанций [текст] / Лукутин Б.В. // Техника в сельском хозяйстве. 1989. – №2. – С. 22 – 24.
20. Патент 2909069 (ФРГ) Способ и устройство для подсоединения и отсоединения нагрузки в условиях неполной нагрузки преобразователя ветряной энергии.
21. Патент 2548845 (Фр.) Способ и устройство стабилизации частоты переменного тока в автономном генераторе с переменным режимом нагрузки, приводимым в действие природным потоком.
22. Alp.Partnun, St.Antonien. МикроГЭС. Hassler Erwin, Elektrotechnik, Schweiz, 1985, 36, 12, 49-51.
23. Оборудование для малых ГЭС //“Int. Water Power and Dam Const.” 1986. – 38. – №4. – С. 41 – 50.
24. Лукутин Б.В. Выбор параметров цифрового регулятора частоты автономной микрогидроэлектростанции [текст] / Лукутин Б.В., Обухов С.Г., Озга А.И. // Гидротехническое строительство. – 1992. – №9. – С. 40 – 43.
25. А.с. 1305429 (СССР). Микрогидроэлектростанция [текст] / Лукутин Б.В., Обухов С.Г. Опубл. Бюлл. №17, 1987
26. Ласкорин Б.Н. Безотходная технология минерального сырья [текст] / Ласкорин Б.Н. - М.: Недра, 2004. – 334 с.
27. Рихтер Л.А. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование [текст] / Рихтер Л.А. - К.: Высшая школа, 2008. – 328 с.
28. Новітня технологія розробки вугільних пластів на базі свердловинної газифікації/ В.С. Фальштинський, Р.О. Дичковський, М.М. Табаченко // Уголь України. – 2010. – №1. – С.10-14.
29. Рихтер Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. Под редакцией Непорожного [текст] / Рихтер Л.А. - М.: Энергоиздат, 2001. – 296 с.
30. Толочко А.И. Защита окружающей среды от выбросов предприятий черной металлургии [текст] / Толочко А.И. - М.: Металлургия, 2001. – 95 с.



31. Алексеев В.В. Леса топливного назначения [текст]/ В.В. Алексеев, Т.М. Красовская // Вестник Московского университета. Сер. География. – 1995. – №4. – С.21 – 26.
32. Гелетуха Г.Г. Використання місцевих видів палива для виробництва енергії [текст]/ Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железна, Ю.Б. Матвеев, М.М. Жовнір // Промислова теплотехніка. – 2006. – Т. 26, – №2. – С. 85 – 93.
33. Фомина Л.Н. Неисчерпаемый источник газа [текст]/ Л.Н. Фомина. // Газовая промышленность. – 2007. – №10. – С. 112 – 116.
34. Объяснительная записка к “Карте растворимых газов подземных вод нефтезаonosных провинций СССР”. – М.: ВНИИ газ. – 1985. – 82 с
35. Государственный баланс запасов полезных ископаемых Украины на 01.01.2001 г. Газ природный. Геоинформ. – Киев. – 2002. – 500 с.
36. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Харків: «Форт», 2010. – 244 с.
37. А.с. 1432245. (СССР) Устройство для подогрева шахтного воздуха:, МКИ E21F3/00 / В.Г. Франк, Ю.И. Левиант, Г.В. Ляхович, Т.И. Пирич. – № 4080806/22-03; Заявлено 12.07.86; Опубл. 23.10.88, Бюл. №39.
38. Зимин Л.Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т.26. – № 3. – С. 68-76.
39. Калугин П.В. Применение теплонасосных установок // Тепловые насосы. Энергосбережение, экология, эффективность // Сб. докл. Первой Международной конференции. Львов. – Днепропетровск, 2007. – С. 48-87.
40. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1978. – 265 с.
41. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. – 351 с.
42. Проект установки для использования тепла станции холодильных установок и компрессорной станции шахты им. Ф.Э. Дзержинского ПО "Артемуголь" / Днепрогипрошахт. – 1979. – Арх. № 111053.
43. Пятничко В.А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии на компрессорных станциях [текст]/ В.А.Пятничко, Т.К.Крушневич, А.И. Пятничко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – №4. – С. 3-6.
44. Чемерис И.Ф. Использование энергетического потенциала шахтной вентиляционной струи [текст]/ И.Ф.Чемерис, Ю.И.Оксень, Б.В.Бокий // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2006. – Вып. 67. – С. 359-370.
45. Андреев Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах [текст]/ Е.И.Андреев // Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.

46. Патент України на корисну модель № 44172 МПК (2009); F04B 1/00. Установка утилізації тепла турбокомпресорного агрегату / А.Ф. Булат, І.Ф. Чемерис, Ю.І. Оксень, М.В. Радюк; Ін-т геотехн. механіки НАН України. – Заявка у 2009 02764 25.03.2009. – Опубл. 25.09.2009, Бюл. № 18.
47. Самуся В.И. Оценка эффективности теплонасосной технологии утилизации тепла воздушных турбокомпрессоров [текст]/ В.И.Самуся, Ю.И. Оксень, М.В. Радюк // Науковий вісник Національного гірничого університету: Наук.-техн. журн. – 2010. – № 6 (116). – С. 78 – 82.
48. Данилова Г.Н. Теплообменные аппараты [текст]/ Г.Н. Данилова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 302 с.
49. Крейт Ф. Основы теплопередачи [текст]/ Ф. Крейт, У.Блек. – М.: Мир, 1983. – 521с.
50. Мацевитий Ю.М. Внедрение теплонасосных установок [текст]/ Ю.М. Мацевитий Н.Б., Чиркин, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4 – 10.
51. Безродний М.К. Енергетична ефективність теплонасосної системи вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря [текст]/ М.К. Безродний, М.А. Галан. – Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2011. – № 2. – С. 16 – 19.
52. Потапова А.А.,Султангузин И.А. Применение тепловых насосов в системе теплоснабжения промышленного предприятия и города [текст]/ А.А. Потапова, И.А. Султангузин. – Metallurg, 2010. № 9.
53. Денисов О.І. Порівняльний енергетичний аналіз теплонасосних та традиційних систем опалення [текст]/ О. І. Денисов // Зб. Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. — Дніпропетровськ, 2010. – № 2. – С. 22 – 34.
54. Офіційний сайт Європейської Асоціації теплових насосів: <http://www.ehpa.org/heat-pump-statistics/2010/>
55. Твайделл У. А. Возобновляемые источники энергии [текст]/ У. А. Твайделл // М.: Энергоиздат, 1990. – 392 с.
56. За матеріалами сайту: [http://www.octopus.ua/heatpumps\\_winter](http://www.octopus.ua/heatpumps_winter)
57. Корчемний М. Енергозбереження в агропромисловому комплексі [текст]/ М. Корчемний, В. Федорейко, В. Щербань – Тернопіль, 2001. – 976 с.
58. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
59. Разумний Ю.Т., Заїка В.Т., Степаненко Ю.В. Енергозбереження: Навч. посібник.- Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005.– 166 с.

60. Слепко В.В. Обоснование рациональных параметров теплового насоса в системе теплоснабжения здания [текст]/ В.В. Слепко, Г.С.Олишевский, В.Е.Олишевская // Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції “Людина і космос”. – Дніпропетровськ, 2010.– С. 359.

61. Панкосьянов Д.В. Обоснование использования каскадных тепловых насосов в системах теплоснабжения [текст] : Автореф. дис. канд. техн. наук. – С.-Пб. – 2010. – 23 с.

62. Transient Simulation of a Hybrid Ground Source Heat Pump System / N.G. Paratheodorou, G.I. Fragogiannis, S.A. Stamataki // Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia , 25 – 29 April 2010.

63. Випанасенко С.І. Керування системами повітряно-променевого опалення на основі прогнозу тривалості перехідного процесу нагрівання приміщення [текст]/ С.І. Випанасенко, Ю.В. Хацкевич // Науковий вісник НГУ. – 2008. – №9. – С. 93 – 97.

64. Хацкевич Ю.В. Використання моделі випромінювача із розподіленими параметрами для підвищення ефективності управління системами повітряно-променевого опалення [текст]/ Ю.В. Хацкевич // Гірнична електромеханіка та автоматика. – 2008. – Вип. 80. – С. 23 – 27.

65. Российские энергоэффективные технологии // Энергоэффективные технологии производства электроэнергии. – 2001.- 35 с.

66. Гульянц Г.М. Противовыбросовое оборудование скважин [текст]/ Г.М. Гульянц. – М.: Недра, 1983 – 329 с.

67. Мацевитый Ю.М. Альтернативная система теплоснабжения на базе тепловых насосов [текст]/ Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, В.Н. Остапчук // Энергоснабжение, энергетика, энергоаудит. – 2007.- № 8.- С.201 – 206.

68. Кузнецов С.В. Опыт применения поршневых двигателей для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии [текст]/ С.В. Кузнецов // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 3. – С.27 – 31.

69. Павленко В.П. Выбор конструкции скважин, предназначенных для нагнетания теплоносителя в пласт [текст]/ В.П. Павленко, Л.Г.Чичеров. – М.: ВНИО ЭНГ, 1979. – 370 с.

70. Геліотехнічні установки для опалення і гарячого водопостачання / ЦНТІ Держгромадянбуд.-К.; 1992.– 44 с.

71. Левенберг В.Д. Аккумуляция тепла [текст]/ В.Д. Левенберг, М.Р. Ткач, В.А. Гольстрем. – Киев: Техника, 1991. – 112 с.

72. Табаченко Н.М. Когенерация энергоносителей – технология 21-го века [текст]/ Н.М. Табаченко // Уголь. – 2001. – №12. С.47 – 50.

73. Naumann R., Emons H. Salzhydrate als latentwarmes – peichermaterialien // Sitzungsberichte der Adw der DDR. – №3. – 1986. – S.31 – 44.
74. Волеваха М.М. Энергетические ресурсы климата Украины [текст]/ М.М. Волеваха, Н.И. Гойса. – Киев: Наук. думка, 1987. – 132с.
75. Заключение и рекомендации XV Конгресса Мирового энергетического совета // Теплоэнергетика. – 1993. – №6. – С.2 – 8.
76. Янтовский Е.И. Энергетическая диаграмма преобразования энергии [текст]/ Е.И. Янтовский // Теплоэнергетика, – 1986. – №2. С.65 – 67.
77. Fracnkel D., Levy M. A Solar Thermochemical Pipe Based on the CO<sub>2</sub>:CH<sub>4</sub>(1:1).System // Solar Energy. – 2003. – Vol.8, №10. – P.813 – 819.
78. Хараенко Н.В. Индивидуальные солнечные установки [текст]/ Н.В. Хараенко. – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 208 с.
79. Девіс А. Альтернативні природні джерела енергії в будівельному проектуванні [текст]/ А. Девіс, Р. Шуберт. – К.: Техніка, 1993. – 117 с.
80. Накорчевский А.И. Теплоавтономный дом как альтернатива коммунальной теплоэнергетики [текст]/ А.И. Накорчевский // Энергосбережение. – 2007. – №4. – С. 2 – 6.
81. Амерханов Р.А. Математическое и физическое моделирование задачи энергосбережения [текст]/ Р.А. Амерханов, Б.Х. Драганов // Сб. научн. статей НАУ. – 2002. – Вып. 10. – С. 7 – 14.
82. Булгаков В.М. Математическое и физическое моделирование задачи энергосбережения в сооружениях защищенного грунта [текст]/ В.М. Булгаков, Б.Х. Драганов, Р.А. Амерджиев // Сборник научных статей НАУ. – 2002. – Вып. 10. – С. 7 – 14.
83. Ковалко М.П. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України [текст]/ М.П. Ковалко, С.П. Денисюк. – Київ: УЕЗ, 2005. – 506 с.
84. Найважливіші заходи в енергетиці: Міжвідомча аналітично-консультативна рада з питань розвитку продуктивних сил та виробничих відносин. – Київ: Кабінет Міністрів України. – 2002. – 33 с.

## **Наукове видання**

**Півняк** Геннадій Григорович  
**Бешта** Олександр Степанович  
**Табаченко** Микола Михайлович  
**Самуся** Володимир Ілліч  
**Шкрабець** Федір Павлович  
**Дичковський** Роман Омелянович  
**Фальштинський** Володимир Сергійович  
**Медяник** Володимир Юрійович  
**Оксень** Юрій Іванович  
**Ципленков** Дмитро Володимирович  
**Тимошенко** Євген Вікторович  
**Лозинський** Василь Григорович  
**Саїк** Павло Богданович

# **ТРАДИЦІЙНІ ТА НЕТРАДИЦІЙНІ СИСТЕМИ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ УРБАНІЗОВАНИХ І ПРОМИСЛОВИХ ТЕРИТОРІЙ УКРАЇНИ**

Монографія

Під загальною редакцією академіка НАН України Г.Г. Півняка

Відповідальний за випуск  
начальник НДЧ канд. техн. наук, доцент Р.О. Дичковський

Редактор Л.С. Шломіна

Підп. до друку 03.09.2013. Формат 30x42/4.  
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 18,6.  
Обл.-вид. арк. 18,6. Тираж 70 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано  
у Державному вищому навчальному закладі  
«Національний гірничий університет».  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.  
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.