

СИСТЕМИ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ ОБ'ЄКТІВ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ АБСОРБЦІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Отримано 16 трав. 2023; рекомендовано до публікації 22 чер. 2023
Доступно онлайн 30 чер. 2023

Д. М. Чалаєв¹, Ю. П. Морозов²

Автор для кореспонденції: Юрій Морозов,
e-mail: geotherm@ukr.net

¹ д-р техн. наук.
<http://orcid.org/0000-0002-5154-4257>

² д-р техн. наук.
<http://orcid.org/0000-0003-1632-9735>

^{1, 2} Інститут відновлюваної енергетики НАН
України, м. Київ, Україна.

У системах геотермального теплопостачання абсорбційні теплові насоси мають значні переваги перед парокомпресійними тепловими насосами, тому що для своєї роботи вони використовують лише теплову енергію, при цьому питомі витрати електричної енергії на власні потреби становлять 1–2 % встановленої теплової потужності та мають ширший діапазон робочих температур. Важливим фактором застосування абсорбційних теплових насосів є також значний діапазон регулювання потужності агрегату, який коливається від 25 до 100 % номінальної потужності.

Застосування абсорбційних термотрансформаторів у системах геотермального теплопостачання дозволяє збільшити глибину спрацьовування температурного потенціалу геотермального флюїду, що розширює сферу його використання в аграрній промисловості та сприяє подовженню рентабельної відстані транспортування геотермального тепла.

Запропонована технологічна схема сушіння зерна з нагрівом і зневодненням сушильного агента за допомогою абсорбційного теплового насоса і з використанням геотермальної енергії для його роботи дає змогу в 1,6 рази зменшити витрати енергії на вилучення вологи.

Ключові слова: геотермальний теплоносіє, абсорбційні теплові насоси, супутній паливний газ, геотермальне теплопостачання, сушіння сільськогосподарських виробів, геотермальний флюїд, витрати енергії, струменевий занурюваний насос.

GEOTHERMAL ENERGY SUPPLY SYSTEMS FOR AGRICULTURAL FACILITIES USING ABSORPTION HEAT PUMPS

Received 16 May. 2023; accepted 22 Jun. 2023
Available online 31 Jun. 2023

D. M. Chalaev¹, Yu. P. Morozov²

Author for correspondence: Yurii Morozov,
e-mail: geotherm@ukr.net

¹ Doctor of Tech. Sciences.
<http://orcid.org/0000-0002-5154-4257>

² Doctor of Tech. Sciences.
<http://orcid.org/0000-0003-1632-9735>

^{1, 2} Institute of Renewable Energy NAS of
Ukraine, Kyiv, Ukraine.

In geothermal heat supply systems, absorption heat pumps have significant advantages over vapor-compression heat pumps, since they use only thermal energy for operation, while the specific consumption of electrical energy for their own needs is 1–2 % of the installed heat output and have a wider operating temperature range. An important factor in the use of absorption heat pumps is also a significant range of power adjustment of the unit, which ranges from 25 % to 100 % of the rated power.

The use of absorption thermotransformers in geothermal heat supply systems makes it possible to increase the depth of operation of the temperature potential of the geothermal fluid, which expands the area of its use in the agricultural industry and helps to extend the cost-effective distance of geothermal heat transportation.

The proposed technological scheme of grain drying with heating and dehydration of the drying agent using an absorption heat pump and the use of geothermal energy for its operation makes it possible to reduce the energy consumption for moisture extraction by 1.6 times.

Keywords: *geothermal heat carrier, absorption heat pumps, associated fuel gas, geothermal heat supply, drying of agricultural products, geothermal fluid, energy consumption, submersible jet pump.*

Перелік використаних позначень та скорочень:

АТТ – абсорбційний термотрансформатор

АТН – абсорбційний тепловий насос

COP – коефіцієнт перетворення теплоти

ГВП – гаряче водопостачання

Q – теплопродуктивність, кВт

q – питоме теплове навантаження, кДж/кг

c_p – питома теплоємність, кДж/кг·К

f – кратність циркуляції розчину абсорбенту

i – ентальпія, кДж/кг

t – температура, °C

Δt – перепад температур, °C

ξ – концентрації розчину абсорбенту, %

ρ – густина, кг/м³

Нижні індекси:

a – абсорбер

v – випарник

г – генератор

к – конденсатор

то – теплообмінник

гр – грійний

ср – середній

НКТ – насосно-компресорна труба

Вступ. У сучасних економічних умовах України для досягнення енергонезалежності необхідно активно залучати до енергообігу відновлювані джерела енергії, зокрема геотермальні енергоресурси. Використання енергетичного потенціалу розвіданих запасів геотермальної енергії в Україні дозволяє вже сьогодні вирішувати проблему автономного децентралізованого енергопостачання в ряді окремих регіонів, в яких розташовані родовища геотермальної енергії [1].

Масштаби освоєння геотермальних ресурсів на конкретному родовищі залежить від багатьох чинників, таких як геологія місцевості, температурний потенціал і якість геотермального флюїду (мінералізація, хімічний склад та корозійна активність щодо конструктивних матеріалів). Важливе значення має також інфраструктура в районі будівництва геотермального теплоенергетичного комплексу та відстань до перспективних споживачів енергії. З огляду на вищенаведене головним напрямом застосування геотермальної енергії в Україні може стати мала енергетика, в межах якої можливе створення локальних геотермальних енергетичних комплексів для забезпечення тепловою та електричною енергією населених пунктів та об'єктів сільського господарства, розташованих у районі геотермальних родовищ.

Вибір варіанта технологічної схеми й галузі застосування геотермальної енергії в сільському господарстві та агропромисловому секторі визначається насамперед температурним потенціалом геотермального флюїду та дебітом свердловин. Аналіз даних літератури та позитивний досвід розробок, що були виконані в Інституті відновлюваної енергетики НАН України, дали змогу визначити найперспективніші напрями для розвитку і впровадження геотермальної енергетики, а також встановити ефективні технології використання геотермальної енергії різного температурного потенціалу [2–8].

За температури термальної води 20–35 °C її можна застосовувати для теплопостачання господарств із розведення риби. Геотермальну воду використовують для підігріву прісної води за допомогою теплообмінника або для змішування з прісною водою та отримання необхідних температур у водоймищах, при яких забезпечується

максимальна продуктивність процесу вирощування риби [9].

За температури від 35 до 50 °C геотермальну теплову енергію раціонально використовувати для обігріву ґрунту при вирощуванні сільськогосподарської продукції на відкритому повітрі та в теплицях. Забезпечення постійної температури ґрунту в міжсезоння сприяє продовженню вегетаційного періоду та підвищенню врожайності рослин [10].

Найширший спектр застосування в технологіях виробництва та переробки сільгосппродукції мають геотермальні ресурси з температурами від 60 до 90 °C [9]. Геотермальна енергія в цьому діапазоні температур використовується для теплопостачання тепличних господарств з вирощування зелені, овочів, грибів, полуниці, квітів та ін. Ще один затребуваний напрям використання геотермальної енергії цього температурного потенціалу – сушіння зерна, овочів, фруктів, ягід, грибів.

Геотермальні ресурси з температурним потенціалом 90–120 °C можна використовувати в технологічних процесах переробки харчової продукції, таких як бланшування, випарювання та дистиляція, стерилізація та пастеризація. Крім цього, геотермальний флюїд у діапазоні цих температур може бути застосований для виробництва штучного холоду за допомогою абсорбційних холодильних машин, а також для вироблення електричної енергії за допомогою бінарних енергетичних установок з ORC-модулями [11, 12].

За даними Всесвітнього геотермального конгресу 2020 року (WGC 2020) технології використання геотермальної енергії в аграрній промисловості активно поширюються й сьогодні застосовуються більш ніж у 30 країнах світу [13].

Постановка завдання. На більшості геотермальних родовищ України температура термальних вод не перевищує 60–70 °C, що знижує ефективність та обмежує сферу її використання в технологіях переробки аграрної продукції. У зв'язку з цим цікаво дослідити можливість підвищення ефективності роботи геотермального джерела за допомогою абсорбційних теплових насосів та оптимізувати схеми їхньої прив'язки до різних технологічних процесів.

У системах геотермального теплопостачання абсорбційні теплові насоси мають значні переваги перед пароконпресійними тепловими насосами, оскільки для своєї роботи вони використовують лише теплову енергію (питомі витрати електричної енергії на власні потреби становлять 1–2 % встановленої теплової потужності) та мають ширший діапазон робочих температур. Важливим фактором застосування абсорбційних теплових насосів є також значний діапазон регулювання потужності агрегату, який коливається від 25 до 100 % номінальної потужності.

Абсорбційні теплові насоси поділяються на два основні типи: знижувальні (абсорбційні термотрансформатори першого типу) та підвищувальні (абсорбційні термотрансформатори другого типу).

Температурні умови роботи абсорбційних термотрансформаторів першого типу (АТТ-I) визначаються параметрами трьох незалежних джерел теплоти, якими є температура

грійного джерела, температура низькопотенціального джерела, а також необхідна температура нагріву теплоносія. Схематично цикл роботи АТТ-I показано на рис. 1, а. Холодоагент кипить у випарнику при низькому тиску і, відповідно, при низькій температурі, сприймаючи низькопотенціальну теплоту. Пара холодоагенту, що при цьому утворюється, надходить в абсорбер і поглинається концентрованим розчином абсорбенту з виділенням теплоти сорбції. Розведений в результаті поглинання холодоагенту розчин абсорбенту подається насосом в генератор, де при підведенні високотемпературної теплоти від грійного джерела холодоагент десорбується і концентрація розчину відновлюється. Десорбований пароподібний холодоагент надходить під високим тиском у конденсатор і зріджується з виділенням теплоти конденсації. Рідкий холодоагент і концентрований розчин абсорбенту повертаються, відповідно, у випарник та абсорбер, після чого цикл повторюється.

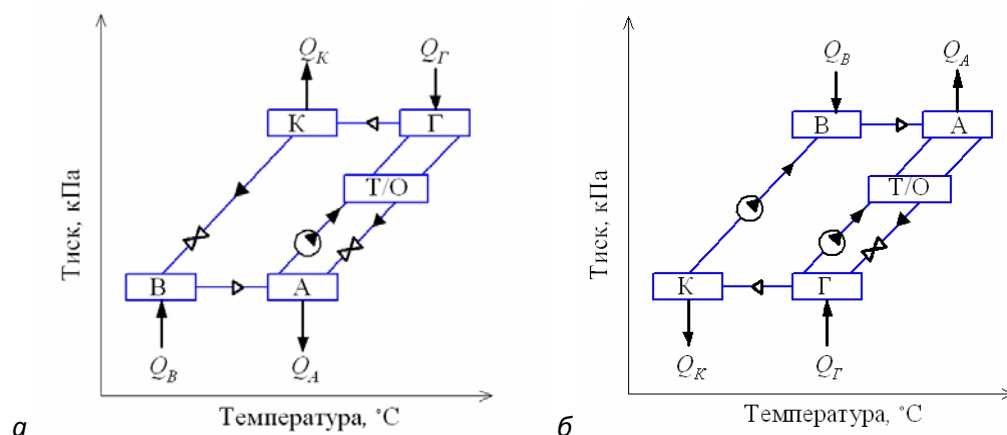


Рис. 1. Цикли абсорбційних теплових насосів знижувального (а) та підвищувального (б) типів: В – випарник; К – конденсатор; А – абсорбер; Г – генератор; Т/О – теплообмінник розчинів

Fig. 1. Cycles of an absorption heat pumps to reduce (a) and increase (b) the temperature of useful heat: В – evaporator; К – condenser; А – absorber; Г – generator; Т/О – solution heat exchanger

Енергетична ефективність термотрансформатора першого типу характеризується тепловим коефіцієнтом (coefficient of performance, COP), що визначається як відношення теплопродуктивності (суми теплоти абсорбції й теплоти конденсації) до витрати теплової енергії в генераторі. Теплопродуктивність АТТ-I в 1,6–1,7 раза вища за теплоту, отриману від високотемпературного джерела.

$$COP_{ATТ-I} = \frac{Q_A + Q_K}{Q_G}$$

Температурні умови роботи абсорбційних термотрансформаторів другого типу (АТТ-II) визначаються параметрами трьох джерел теплоти, якими є температура грійного джерела, температура оточуючого середовища (охолоджувальної води або повітря), а також температура нагріву теплоносія. Цикл АТТ-II наведено на рис. 1, б. На відміну від циклу АТТ-I у цьому разі генератор і конденсатор функціонують при низькому тиску й температурі, а абсорбер і випарник – при високому. В процесі роботи термотрансформатора до генератора та випарника підводиться середньотемпературна теплота, а високотемпературна теплота виробляється в абсорбері. Основною перевагою АТТ другого типу є можливість, використовуючи лише середньопотенціальну теплову енергію, перетворювати її на теплоту підвищеного потенціалу. На

високотемпературний рівень переноситься близько 50 % теплової потужності середньопотенціального джерела енергії, а решта теплоти викидається в атмосферу при температурі оточуючого середовища.

$$COP_{ATТ-II} = \frac{Q_A}{Q_G + Q_B}$$

Результати дослідження

1. Комбіновані системи геотермального теплопостачання з підвищувальним абсорбційним термотрансформатором

Для досягнення високої ефективності використання геотермального джерела енергії в технологіях переробки аграрної продукції необхідно максимально повно утилізувати тепловий потенціал термальних вод та забезпечити гнучкий температурний графік теплопостачання споживача. Для вирішення цього завдання нами розроблено технологічну схему комбінованої системи теплопостачання з підвищувальним абсорбційним термотрансформатором.

Принципова схема АТТ-II та деякі конструктивні особливості апаратів представлено на рис. 2.

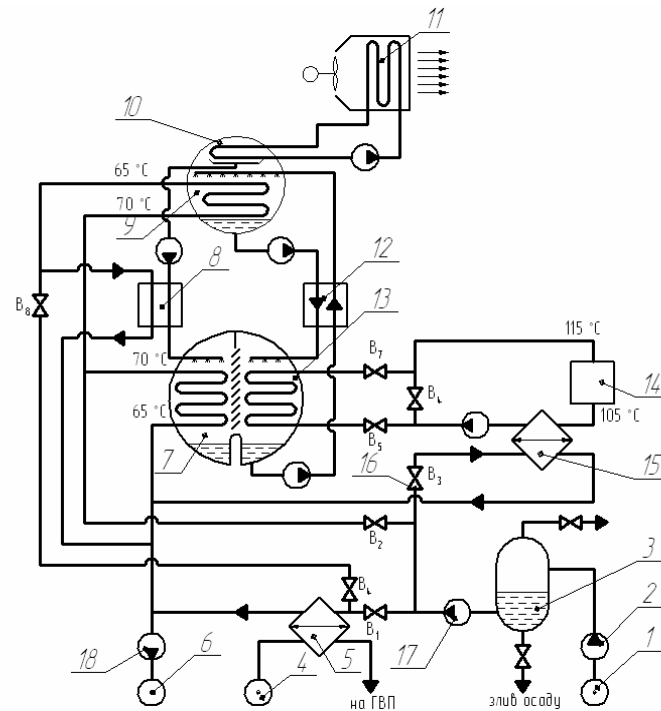


Рис. 2. Принципова схема комбінованої системи теплопостачання з абсорбційним підвищувальним термотрансформатором: 1 – геотермальна видобувна свердловина; 2 – насос; 3 – бак відстійник-деаератор; 4 – забір питної води на ГВП; 5 – теплообмінник ГВП; 6 – нагнітальна свердловина; 7 – випарник АТТ; 8 – підігрівач конденсату АТТ; 9 – генератор АТТ; 10 – конденсатор АТТ; 11 – повітряний охолоджувач (або градирня); 12 – теплообмінник розчинів АТТ; 13 – абсорбер АТТ; 14 – споживач тепла; 15 – теплообмінник; 16 – запірно-регульовальна арматура; 17 – циркуляційна помпа; 18 – напірний насос

Fig. 2. Schematic diagram of a combined heat supply system with an increase type absorption thermotransformer: 1 – geothermal production well; 2 – pump; 3 – sump-deaerator tank; 4 – water for hot water supply; 5 – hot water heat exchanger; 6 – injection well; 7 – evaporator of ATT; 8 – condenser heater of ATT; 9 – generator of ATT; 10 – condenser of ATT; 11 – air cooler (or cooling tower); 12 – heat exchanger of ATT solutions; 13 – absorber of ATT; 14 – heat consumer; 15 – heat exchanger; 16 – shut-off and control valves; 17 – circulation pump; 18 – pressure pump

Експлуатація комбінованої геотермальної системи теплопостачання може здійснюватися у декількох режимах:

1. Забезпечення ГВП за рахунок термальної енергії.
2. Забезпечення ГВП та теплопостачання за рахунок геотермальної енергії.
3. Забезпечення ГВП за рахунок геотермальної енергії, а системи теплопостачання при комбінованому нагріві мережевої води в геотермальному теплообміннику та в абсорбері АТТ.
4. Нагрів мережевої води системи теплопостачання виключно в АТТ, при покритті теплового навантаження ГВП за рахунок теплоти термальної води, що відпрацьована у випарнику АТТ.

При роботі в режимі ГВП термальна вода з видобувної свердловини 1 насосом 2 подається до баку відстійника-деаератора 3, де частково очищується від мінеральних сполук та розчинених газів, і потім циркуляційним насосом 17 подається в теплообмінник 5, де нагріває воду з системи гарячого водопостачання. З теплообмінника термальна вода напірним насосом 18 крізь напірну свердловину 6 закачується у водоносний горизонт.

У комбінованому режимі експлуатації до системи теплопостачання долучається абсорбційний термотрансформатор та контур охолодження конденсатора АТТ на базі повітряного охолоджувача рідини. Циркуляція тепло-

носія і матеріальних потоків робочого тіла відбувається так. Термальна вода з температурою 70 °C насосом 17 подається паралельними потоками в трубний простір випарника АТТ 7 і генератора АТТ 9, де віддає теплову енергію киплячому холодоагенту і розчину абсорбенту. Одночасно пара холодоагенту з випарника надходить в абсорбер і поглинається міцним розчином абсорбенту з виділенням теплоти сорбції при 115 °C, яка передається теплоносієм контуру споживача 14. Пара холодоагенту з генератора поступає в конденсатор 10, де зріджується при охолодженні водою з водообертового циклу, і за допомогою циркуляційної помпи повертається до випарника. На виході з трубного простору випарника охолоджена до 65 °C термальна вода розділяється на два потоки. Перший прямує до теплообмінника 5, а потім на вхід насосу 18. Другий потік проходить підігрівач конденсату 8 і теж прямує до насосу 18. Термальна вода, що виходить з трубного простору випарника відразу прямує на вхід насосу 18. Таким чином, за рахунок використання теплоти відпрацьованої в генераторі АТТ термальної води в теплообміннику 5 системи ГВП та в нагрівачі конденсату 8, удається підвищити коефіцієнт перетворення теплоти в термотрансформаторі, а також знизити витрати геотермального флюїду за рахунок послідовного спрацьовування його температурного потенціалу.

Розрахунок термодинамічного циклу абсорбційного підвищувального термотрансформатора на базі робочої пари LiBr-H₂O - H₂O

Для виконання теплових розрахунків циклів АТТ необхідно мати інформацію щодо умов експлуатації теплового насоса та дані щодо теплофізичних властивостей джерела геотермальної теплоти. Однією з головних вимог розрахунку дійсних енергетичних показників теплонасосного циклу є необхідність прийняття температурних напорів між матеріальними потоками в апаратах АТТ та величин незворотних втрат в апаратах залежно від їх конструктивного виконання та застосованої робочої пари. Розрахунки термодинамічних циклів слід виконувати з використанням І-ξ та Р-Т-ξ діаграм робочої пари.

Виходячи з температурних параметрів геотермального флюїду та прийнятих температурних напорів визначаємо параметри реперних точок дійсного теплонасосного циклу (рис. 3):

а) Температура кипіння холодоагенту у випарнику дорівнює

$$t_1 = \frac{t_{e1} + t_{e2}}{2} - \Delta t_e \quad (1)$$

де t_{e1} та t_{e2} – температура входу термальної води у випарник та виходу з нього;

Δt_e – перепад температур між киплячим холодоагентом і середньою температурою термальної води у випарнику.

б) Вищу температуру міцного розчину визначаємо за І-ξ діаграмою робочої пари відповідно до температури й тиску в конденсаторі.

в) Ентальпію пари над розчином у генераторі визначаємо за І-ξ діаграмою при середній концентрації розчину й тиску конденсації

$$\xi_{cp} = \frac{\xi_a + \xi_e}{2} \quad (3)$$

г) Температуру міцного розчину на виході з теплообмінника визначаємо за умови різниці температур на гарячому кінці теплообмінника

$$t_4 = t_1 - \Delta t_{mo} \quad (4)$$

д) Параметри слабкого розчину на виході з теплообмінника визначаємо з теплового балансу теплообмінника

$$f \cdot (i_2 - i_4) = (f - 1) \cdot (i_6 - i_5) \quad (5)$$

де f – кратність циркуляції розчину, яка визначається кількістю слабкого розчину, що відноситься до 1 кг пари, яка поступає в абсорбер з випарника.

$$f = \frac{\xi_e}{\xi_e - \xi_a} \quad (6)$$

Перетворивши рівняння, отримаємо:

$$i_4 = f \cdot i_2 - \frac{(f - 1) \cdot (i_6 - i_5)}{f} \quad (7)$$

Використовуючи дані про параметри ключових точок циклу, розраховуємо питомі теплові навантаження на апарати АТН.

Теплове навантаження на випарник:

$$q_o = i'_1 - i_1 \quad (8)$$

Теплове навантаження на абсорбер:

$$q_a = (f - 1) \cdot i_6 + i'_1 - (f \cdot i_2) \quad (9)$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = i'_1 - i_3 \quad (10)$$

Теплове навантаження на генератор:

$$q_h = (f - 1) \cdot i_5 + i'_3 - (f \cdot i_4) \quad (11)$$

Для оцінки точності отриманих результатів перевіряємо збіжність теплового балансу системи

$$q_o + q_h = q_a + q_k \quad (12)$$

Визначаємо величину коефіцієнта перетворення теплоти в цих режимах роботи АТН

$$COP = \frac{q_o}{q_o + q_h} \quad (15)$$

Розраховуємо питомі витрати термальної води.

Витрати термальної води у випарнику:

$$w_o = \frac{q_o}{\Delta t_{ep} \cdot c \cdot \rho} \quad (16)$$

Витрати термальної води в генераторі:

$$w_h = \frac{q_h}{\Delta t_{ep} \cdot c_p \cdot \rho} \quad (17)$$

Загальні витрати термальної води:

$$w_w = w_o + w_h \quad (18)$$

Продуктивність АТТ по гарячій воді:

$$w_e = \frac{q_a}{\Delta t \cdot c_p \cdot \rho} \quad (19)$$

Робочий процес абсорбційного підвищувального теплового насоса в р-Т-діаграмі водного розчину броміду літію при температурі гріючого теплоносія 80 °С і температурі охолоджувальної води 32 °С наведено на рис. 3. Ключові точки циклу: 1 – стан холодоагенту (води) у випарнику, 2 – стан слабкого розчину абсорбенту (водного розчину бромистого літію) на виході з абсорбера, 3 – стан холодоагенту в конденсаторі, 4 – стан слабкого розчину абсорбенту на виході з теплообмінника розчинів, 5 – стан слабкого розчину абсорбенту на вході в генератор, 6 – стан міцного розчину абсорбенту на виході з генератора, 7 – стан міцного розчину абсорбенту на виході з теплообмінника розчинів, 8 – стан міцного розчину абсорбенту на вході в абсорбер.

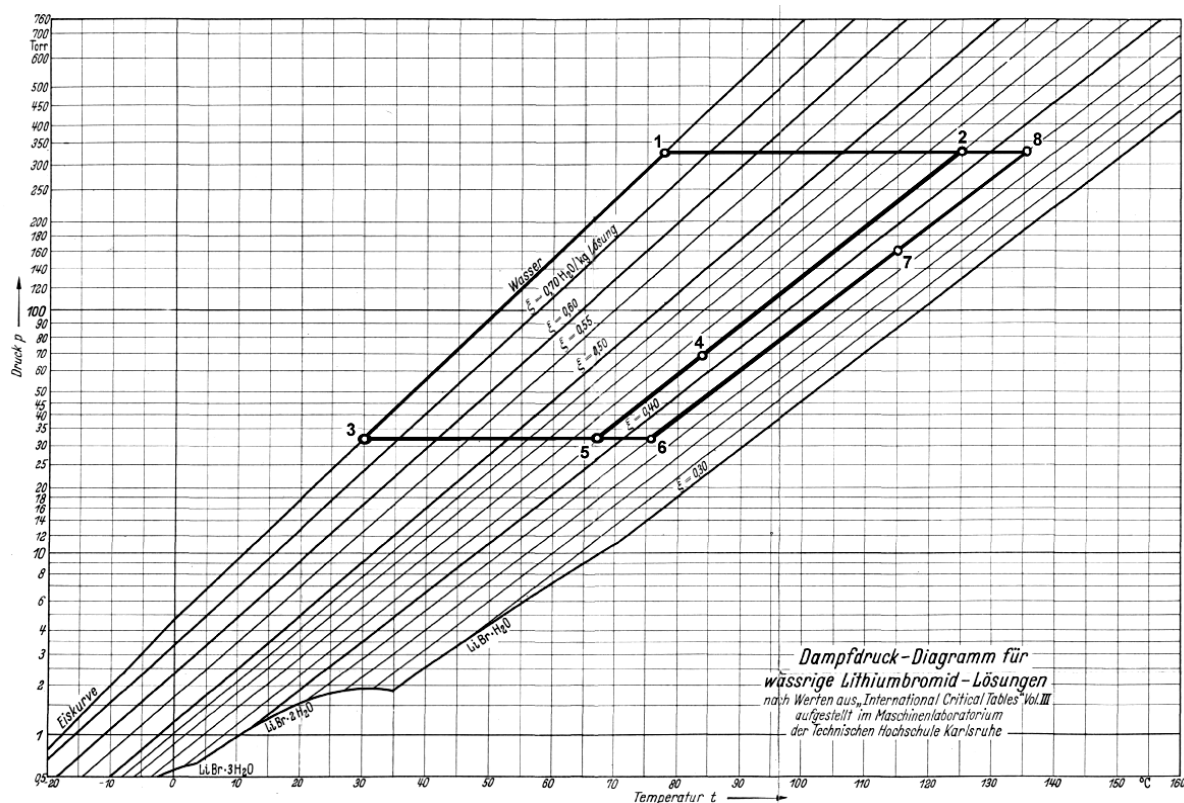


Рис. 3. Термодинамічний цикл абсорбційного термотрансформатора підвищувального типу в діаграмі «тиск-температура» для водного розчину бромистого літію

Fig. 3. Thermodynamic cycle of the second type absorption thermotransformer on the "pressure-temperature" diagram for an aqueous solution of lithium bromide

Тепловий розрахунок теплонасосного циклу (таблиця) показує, що при зазначених робочих температурах потенціал теплоносія можливо підвищити до 125 °С, що дозволить ефективно використовувати його для

виробництва електричної енергії за допомогою бінарних енергетичних установок з ORC-модулями. Коефіцієнт перетворення теплоти в цих режимах роботи абсорбційного теплового насоса становить COP = 0,485.

Таблиця. Розрахункові параметри вузлових точок циклу АТТ-II

Table. Calculated parameters of the nodal points of the ATT-II cycle

Стан речовини та позначення реперних точок	Температура, °С	Тиск, мм. рт. ст.	Концентрація, %	Ентальпія, кДж/кг
Холодоагент у випарнику, т. 1	78	320	-	745
Холодоагент у конденсаторі, т. 3	30	32	-	553
Слабкий розчин, що виходить з абсорбера, т. 2	125	315	58	431
Слабкий розчин, що виходить з теплообмінника, т. 4	84	315	58	359
Стан речовини та позначення реперних точок	Температура, °С	Тиск, мм. рт. ст.	Концентрація, %	Ентальпія, кДж/кг
Міцний розчин, що виходить з генератора, т. 6	74	34	62	331
Міцний розчин, що виходить з теплообмінника, т. 7	115	34	62	408
Пара холодоагенту, що рівновзважена рідині у випарнику	78	320	-	3064
Пара холодоагенту, що рівновзважена рідині в генераторі при середній концентрації розчину	74	34	-	3072

2. Системи геотермального енергопостачання з використанням газонасичених термальних вод

Комплексне теплоелектропостачання з використанням газонасичених термальних вод

Підземні термальні води більшості нафтогазових і газоконденсатційних родовищ України містять у собі розчинені вуглеводневі гази. Родовища газонасичених термальних вод розташовані переважно в нафтогазовидобувних регіонах Закарпаття і Дніпровсько-Донецької западини (ДДЗ).

Ступінь насичення термальної води газом характеризується величиною газового фактора, що визначається як відношення кількості газу при атмосферному тиску й температурі 0 °С у кубічних метрах до одного кубічного метра термальної води, в якій міститься цей газ. Промислове значення газового фактора настає при величині 0,5–1 для малопотужних установок, 1–3 – для середніх і 3–10 – для потужніших енергогенерувальних установок.

Через наявність у термальній воді великої кількості розчиненого природного газу, основним компонентом якого є метан, виникає необхідність застосування

нестандартних технологій використання цього виду енергетичних ресурсів. Газонасичена термальна вода має подвійне енергетичне значення: її теплова енергія може слугувати для теплопостачання різного призначення, а відокремлений від води газ – для генерації електричної енергії за допомогою когенераційних установок або для роботи абсорбційних теплових насосів.

На рис. 4 наведена технологічна схема вилучення розчинених у геотермальному флюїді паливних газів та використання газу в когенераційних установках ДвГА-500 виробництва ПО «Первомайськдизельмаш», Україна [14].

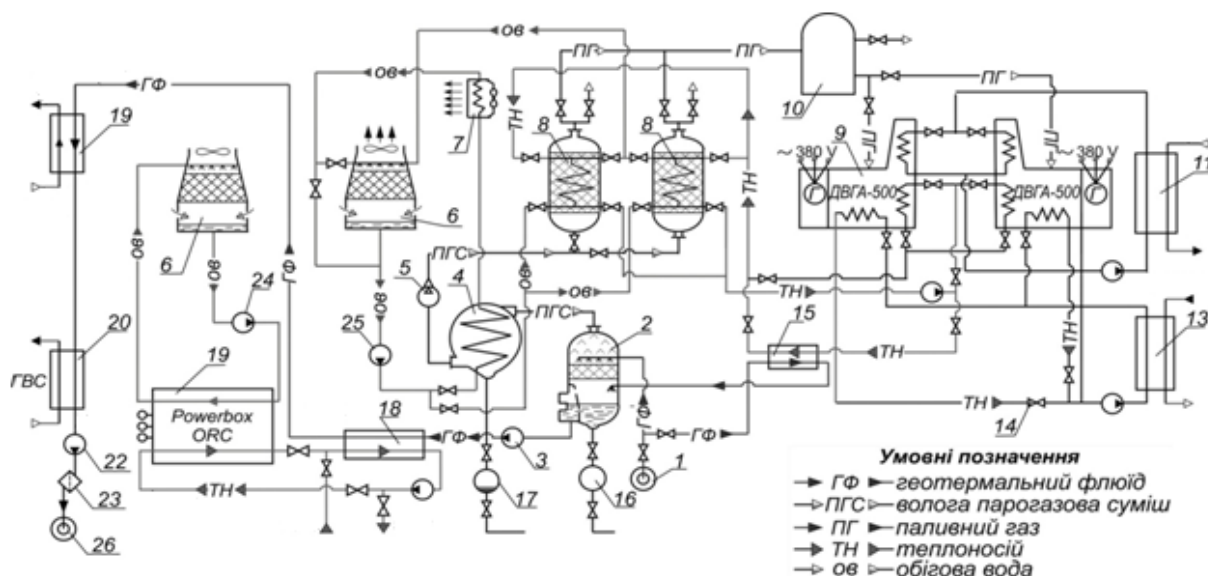


Рис. 4. Технологічна схема комплексної системи теплоелектропостачання з використанням газонасичених термальних вод: 1 – видобувна свердловина; 2 – парогазорідинний сепаратор; 3 – циркуляційний насос; 4 – конденсатор-охолоджувач; 5 – компресор; 6 – градирня; 7 – апарат повітряного охолодження; 8 – адсорбер-десорбер; 9 – когенераційна установка ДвГА-500; 10 – резервуар; 11 – споживач теплоти теплоутилізатора; 12 – економайзер; 13 – теплообмінник охолодження двигуна; 14 – запірні арматури; 15 – теплообмінник; 16 – грязьовик; 17 – збірник конденсату; 18 – теплообмінник; 19 – енергомодуль Powerbox ORC; 20-21 – теплообмінники; 22 – напірний насос; 23 – фільтр; 24-25 – насоси; 26 – приймальна свердловина

Fig. 4. Technological scheme of the integrated heat and power supply system using gas-saturated thermal waters: 1 – production well; 2 – vapor-gas separator; 3 – circulation pump; 4 – condenser-cooler; 5 – compressor; 6 – cooling tower; 7 – air cooler; 8 – adsorber-desorber; 9 – cogeneration unit DVGA-500; 10 – reservoir; 11 – consumer of heat recovery unit heat; 12 – economizer; 13 – engine cooling heat exchanger; 14 – shut-off valves; 15 – heat exchanger; 16 – mud-box; 17 – condensate tank; 18 – heat exchanger; 19 – Powerbox ORC power module; 20-21 – heat exchangers; 22 – pressure pump; 23 – filter; 24-25 – pumps; 26 – receiving well

Робочі процеси в цій системі проходять у такий спосіб: геотермальний флюїд з високою газонасиченістю та температурою за допомогою помпи, яка розміщена в свердловині 1, подається на зрошувальний пристрій газорідинного сепаратора 2, де під тиском 0,2 МПа розділяється на парогазову і рідину фази. Парогазова фаза, проходячи крізь касети сепаратора, збирається у верхній частині апарата, а рідинна стікає донизу, де за рахунок гравітаційних сил з неї випадає осад мінеральних часток, які виникають при зміні тиску і температури в процесі транспортування геотермального флюїду з водоносного пласта на поверхню. Дегазований і очищений від твердих мінеральних домішок геотермальний флюїд циркуляційним насосом 3 подається в теплообмінники 18, 20, 21, де охолоджується, віддаючи теплоту споживачам теплової енергії різного температурного рівня, а потім напірною помпою 22 при температурі не нижче ніж 45 °С крізь фільтр 23 закачується в приймальну свердловину 26 геотермального циркуляційного контуру. Таким чином, ступеневе охолодження геотермального флюїду

забезпечує максимально глибоке використання температурного потенціалу геотермального флюїду, а кінцева температура охолодження запобігає кристалізації і відкладенню мінеральних речовин на внутрішній поверхні теплообмінних апаратів і трубопроводів геотермального циркуляційного контуру, а також колюматції підземного колектора.

Парогазова суміш з парогазорідинного сепаратора 2 прямує до конденсатора-охолоджувача 4, де охолоджується до 35 °С. У результаті охолодження парогазової суміші конденсується волога, яка теплообмінною поверхнею стікає в піддон апарата і збирається в збірнику конденсату 17. Охолодження парогазової суміші відбувається за допомогою водообігового контуру, до складу якого входять теплообмінна поверхня конденсатора-охолоджувача, апарат повітряного охолодження 7, градирня 6 та циркуляційний насос 25. Залежно від пори року (зима-літо) охолодження обігової води може здійснюватись як виключно в апараті повітряного охолодження, так і ступінчасто, з підключенням до градирні.

Частково зневоднена парогазова суміш за допомогою компресора 5 подається в один з двох адсорберів-десорберів, де, проходячи крізь шар сорбенту, позбавляється остаточної вологи, а зневоднений газ подається в газовий резервуар 10 і з нього – на живлення газових двигунів когенераційних установок 9, які оснащені газовими двигунами-генераторами ДвГА-500 та теплоутилізаторами викидних газів. Теплота адсорбції, що виділяється при поглинанні вологи сорбентом, відводиться в оточуюче середовище за допомогою водообігового контуру.

Наявність двох адсорберів-десорберів забезпечує безперебійне постачання осушеного паливного газу при почерговій роботі апаратів: один у режимі адсорбції, другий у режимі регенерації. Десорбція сорбенту здійснюється при його нагріванні теплоносієм, який подається з економайзера 12 або теплообмінника 15. Водяна пара, що вилучається при десорбції, відводиться в оточуюче середовище. Процес десорбції змінюється процесом охолодження сорбенту, який здійснюється за рахунок подачі в теплообмінну поверхню десорбера води з водообігового контура. Економайзер 12 вбудований в теплоутилізатор викидних газів когенераційної установки. Друга частина теплоутилізатора використовується для нагріву теплоносія до температури 85 °С, який використовується споживачем теплової енергії 11.

Теплота охолодження двигунів ДвГА-500, яка відводиться з водяних радіаторів, також використовується для теплопостачання за допомогою теплообмінника 13. Витрати води на охолодження одного двигуна становлять

26 м³/год, температурний графік використання охолодженої води 85–75 °С, теплове навантаження – 0,3 МВт. Електрична потужність когенераційної установки на базі двох газових двигунів ДвГА-500 становитиме 1 МВт. Теплова потужність при повній утилізації тепла – 1,44 МВт.

У теплу пору року при значному скороченні потреб споживачів теплової енергії й сталому споживанні електроенергії та паливного газу залишок невикористаної теплової енергії геотермального флюїду можливо утилізувати за допомогою органічного циклу Ренкіна (ORC) з використанням енергомодулів «Orson Powerbox ORC» [15]. Потужність енергомодуля «Orson Powerbox ORC» типу 150 практично повністю забезпечить власні потреби комплексної системи теплоенергопостачання в електричній енергії для приводу циркуляційних насосів і системи автоматики. Охолодження конденсатора енергомодуля здійснюється за рахунок обігової води, що охолоджується в градирні.

Теплопостачання з використанням газонасичених термальних вод

При використанні газонасичених термальних вод виключно для вироблення теплової енергії доцільне застосування абсорбційних термотрансформаторів з прямим газовим обігрівом генератора. Схема установки геотермального теплопостачання з використанням абсорбційних термотрансформаторів та утилізацією фізичної теплоти геотермального флюїду представлена на рис. 5.

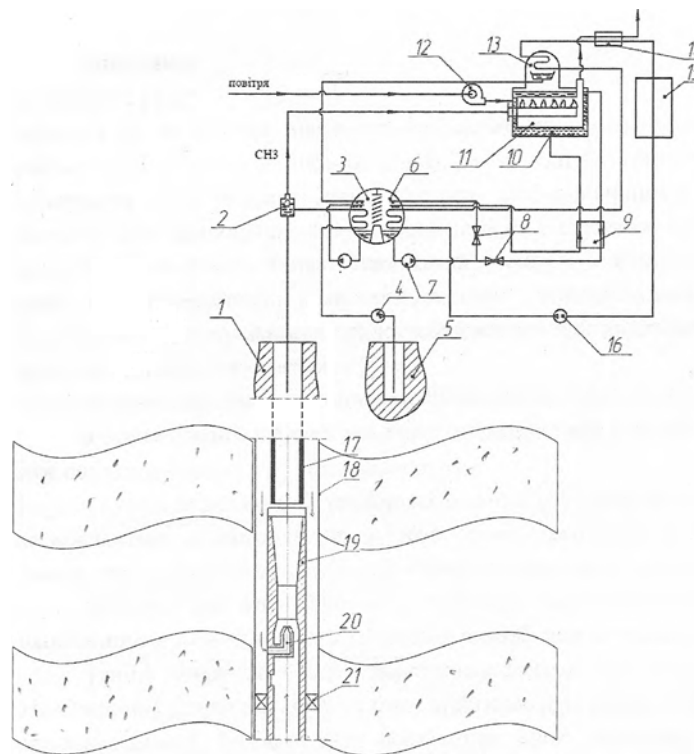


Рис. 5. Технологічна схема системи теплопостачання з використанням газонасичених термальних вод: 1 – підйомна свердловина, 2 – газовий сепаратор, 3 – випарник, 4 – помпа, 5 – приймальна свердловина, 6 – абсорбер, 7 – циркуляційний насос, 8 – розподільчий пристрій, 9 – рекуперативний теплообмінник, 10 – генератор, 11 – газовий пальник, 12 – вентилятор, 13 – конденсатор, 14 – економайзер, 15 – споживач теплової енергії, 16 – циркуляційний насос, 17 – експлуатаційна колона; 18 – НКТ; 19 – камера змішування з дифузорею; 20 – робоча насадка; 21 – пакер

Fig. 5. Technological scheme of the heat supply system using gas-saturated thermal waters: 1 – production well, 2 – gas separator, 3 – evaporator, 4 – pump, 5 – receiving well, 6 – absorber, 7 – circulation pump, 8 – distribution device, 9 – recuperative heat exchanger, 10 – generator, 11 – gas burner, 12 – fan, 13 – condenser, 14 – economizer, 15 – heat energy reducer, 16 – circulation pump; 17 – operational column; 18 – tubing; 19 – mixing chamber with diffuser; 20 – working nozzle; 21 – packer

Термальна вода та супутній газ із підйомної свердловини 1 подається в газовий сепаратор 2, де з рідини відокремлюється газова складова, що використовується як паливо для обігріву генератора 10 абсорбційного термотрансформатора. Очищена від газу термальна вода подається в трубний простір випарника 3, де віддає тепло киплячому на зовнішній поверхні труб холодоагенту, а потім за допомогою помпи 4 закачується в приймальну свердловину 5.

Пара холодоагенту, що утворюється у випарнику за рахунок різниці парціальних тисків холодоагенту у випарнику й абсорбері, прямує в паровий простір абсорбера 6, де поглинається розчином сорбенту, який зрошує теплообмінну поверхню. Теплота абсорбції, яка виділяється, відводиться теплоносієм, що циркулює всередині теплообмінної поверхні. Слабкий (розбавлений) розчин сорбенту стікає в піддон абсорбера, звідки циркуляційним насосом 7, подається на розподільчий пристрій 8, де розділяється на два потоки, перший з яких через рекуперативний теплообмінник 9 подається в генератор 10, де відновлює свою концентрацію за рахунок теплоти згоряння газової складової, що поступає в газовий паливник 11, який розташований в жарових трубах генератора. Необхідне для процесу горіння повітря подається в топку генератора вентилятором 12. Пара холодоагенту, що утворюється в генераторі при кипінні сорбенту, направляється в конденсатор 13, де зріджується, віддаючи теплоту конденсації теплоносію, який після конденсатора прямує в економайзер 14, де остаточно догрівається й направляється споживачу 15. Циркуляція теплоносія в замкнутому контурі здійснюється за

допомогою насоса 16. Дебіт термальної води та супутнього газу забезпечується за допомогою струменевого насосу, що містить такі елементи: 18 – НКТ; 19 – камера змішування з дифузорею; 20 – робоча насадка; 21 – паяк. У такий спосіб теплопостачання споживача здійснюється від абсорбційного термотрансформатора, який, споживаючи низькопотенціальні газонасичені термальні води, дає змогу отримати теплоносії з температурою 95 °С і коефіцієнтом перетворення теплоти $COP_T = 1,7\text{--}1,8$. У літню пору року абсорбційний термотрансформатор може бути використаний у системах штучного водоохолодження та кондиціювання повітря з холодильним коефіцієнтом $COP_X = 0,7$.

3. Технологічна схема зерносушарки із зневодненням сушильного агента і використанням абсорбційного теплового насоса

Відомо, що в умовах України щорічно зібраний врожай зернових для доведення до стандартних умов зберігання необхідно піддавати технологічній обробці, тобто сушінню. Зазвичай це процес конвекційного сушіння, під час якого витрачаються значні паливно-енергетичні ресурси. Висока енергоємність процесу конвекційного сушіння пов'язана з викидом в атмосферу відпрацьованого насиченого паром води сушильного агента, тому утилізація теплоти вологого сушильного агента у випарниках теплових насосів дає змогу значно підвищити енергоефективність процесу.

На рис. 6 представлена технологічна схема конвекційної зерносушарки, що працює з використанням абсорбційного теплового насоса й геотермальної енергії.

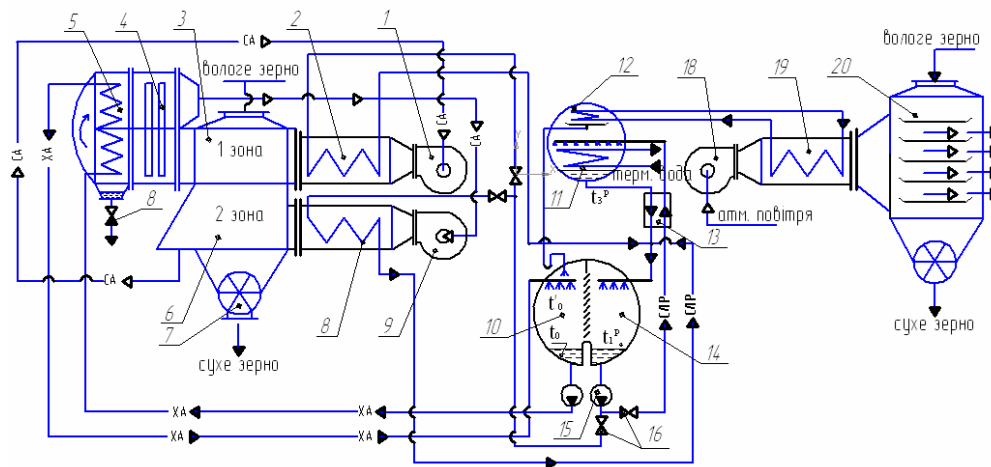


Рис. 6. Технологічна схема двокорпусної конвекційної зерносушарки з використанням геотермальної енергії та абсорбційного теплового насоса: ХА – холодоагент; СА – сушильний агент; 1 – вентилятор 1-ї зони; 2 – калорифер 1-ї зони; 3 – сушильна шахта 1-ї зони; 4 – рекуперативний теплообмінник сушильного агента; 5 – волого-відокремлювач; 6 – сушильна шахта 2-ї зони; 7 – шлюз для вивантаження сухого зерна; 8 – калорифер 2-ї зони; 9 – вентилятор 2-ї зони; 10 – випарник; 11 – генератор; 12 – конденсатор; 13 – регенеративний теплообмінник; 14 – абсорбер; 15 – циркуляційний насос; 16 – розподільно-регульовальний пристрій; 17 – запірний вентиль; 18 – вентилятор; 19 – калорифер; 20 – друга сушильна шахта

Fig. 6. Technological scheme of a double-case convective grain dryer using geothermal energy and an absorption heat pump: ХА – refrigerant; СА – drying agent; 1 – 1st zone fan; 2 – 1st zone heater; 3 – 1st zone drying chamber; 4 – recuperative heat exchanger of the drying agent; 5 – moisture separator; 6 – 2nd zone drying chamber; 7 – lock for unloading dry grain; 8 – 2nd zone heater; 9 – 2nd zone fan; 10 – evaporator; 11 – generator; 12 – condenser; 13 – regenerative heat exchanger; 14 – absorber; 15 – circulation pump; 16 – distribution and control device; 17 – shut-off valve; 18 – fan; 19 – heater; 20 – second drying chamber

Зерносушарка складається з двох окремих по зерну технологічних ліній, що пов'язані між собою одним джерелом

теплої енергії, яким є абсорбційний тепловий насос (АТН). Абсорбційний тепловий насос, споживаючи теплову

енергію на рівні 95–100 °C і утилізуючи теплоту вологого відпрацьованого сушильного агента, трансформує цю енергію в теплоту проміжного потенціалу з температурою 55–60 °C і коефіцієнтом перетворення $\eta = 1,6\text{--}1,7$.

Перша технологічна лінія призначена для сушіння посівного зерна і працює в технологічному режимі з рециркуляцією сушильного агента і його зневодненням у випарнику АТН до вологовмісту $d = 11\text{--}12$ г/кг сухого повітря, що зазвичай нижче, ніж вологовміст атмосферного повітря. Процес сушки в сушильній шахті проводиться при температурі 40–45 °C із застосуванням теплової енергії, яка виробляється в абсорбері АТН.

Друга технологічна лінія призначена для сушіння рядового зерна, що проводиться на звичайному сушильному обладнанні з відводом відпрацьованого вологого сушильного агента в оточуюче середовище і використанням теплоти конденсації холодоагенту в конденсаторі АТН для нагріву сушильного агента в калорифері сушарки.

Робота сушарки здійснюється в такий спосіб:

Сушильний агент у першій технологічній лінії вентилятором подається в калорифер 2, де нагрівається до 45 °C за рахунок теплоти слабкого розчину, який подається в калорифер з абсорбера 14. Нагрітий сушильний агент надходить у сушильну шахту 3, де в результаті тепловологісної обробки зерна зволожується, і потім прямує до регенеративного теплообмінника 4. У регенеративному теплообміннику сушильний агент охолоджується і поступає в вологовідокремлювач 5, де волога конденсується на поверхні труб, усередині яких циркулює холодоагент з випарника АТН 10. Потік зневодненого сушильного агента за допомогою вентилятора 9 другої зони сушильної шахти прямує до калорифера 8, де нагрівається за рахунок частки теплоти абсорбції, яка підводиться до калорифера у вигляді частки потоку слабкого розчину, що подається циркуляційним насосом 15. Нагрітий у калорифері зневоднений сушильний агент подається в другу зону сушильної шахти, де в результаті оптимальних тепловологісних параметрів сушильного агента забезпечується необхідна кінцева вологість та висока якість посівного зерна.

Робочі процеси в другій технологічній лінії проходять звичайним чином, за винятком того, що як теплоносії у калорифері 19 використовуються теплота конденсації, що відводиться з конденсатора 12 абсорбційного теплового насосу.

Робочі процеси в абсорбційному тепловому насосі:

У вологовідокремлювачі 5 холодоагент утилізує теплоту конденсації пари вологи, що вилучається з сушильного агента. Нагрітий рідкий холодоагент прямує до парового простору випарника, де кипить і охолоджується до температури, яка визначається парціальним тиском пари холодоагенту в абсорбері 14, де пара поглинається розчином сорбенту. В процесі сорбції абсорбент змінює свою концентрацію й нагрівається на 5–6 °C. Теплота абсорбції відводиться для нагріву сушильного агента в калориферах 2 та 8, а для відновлення концентрації розчину частина слабкого розчину сорбенту крізь теплообмінник розчинів 13 відводиться до генератора 11. Під впливом зовнішнього джерела енергії (термальної води), слабкий розчин сорбенту кипить, пара холодоагенту зріджується у конденсаторі 12 і віддає теплоту конденсації проміжному теплоносію, який використовується для нагріву сушильного агента в калорифері 18, а, відновивши початкову концентрацію, розчин через

регенеративний теплообмінник 13 прямує на змішування з потоками слабкого розчину, які надходять з калориферів 2 та 8, і знов поступає на зрошення в абсорбер. Таким чином цикл замикається.

Реалізація такої схеми виключає використання зовнішньої первинної енергії в процесі тепловологісної обробки сушильного агента і здійснюється за рахунок абсорбційного теплового насоса, холодопродуктивності якого цілком достатньо для зневоднення сушильного агента у вологовідокремлювачі, а теплоти абсорбції й конденсації вистачає для забезпечення теплом калориферів обох технологічних ліній сушарки. Енергія зовнішнього джерела (геотермальна енергія) в цій схемі використовується лише в генераторі АТН для відновлення початкової концентрації сорбенту. Витрата теплоти в сушильній установці становить 2,8 МДж на 1 кг вилученої вологи, що в 1,6 раза менше порівняно з традиційними конвекційними сушарками. Споживання електроенергії на внутрішні потреби теплового насоса незначні й не перевищують 0,025 кВт на 1 кВт теплової потужності.

Головною відмінністю запропонованої схеми роботи зерносушарки є можливість збалансування та оптимального використання в процесі тепловологісної обробки сушильного агента теплового і холодильного потенціалу усіх матеріальних потоків, що циркулюють в абсорбційному теплонасосному агрегаті. Це забезпечується за рахунок розділення процесів тепломасопереносу в абсорбері та випарнику АТН шляхом винесення теплообмінної поверхні випарника у вологовідокремлювач, а теплообмінної поверхні абсорбера – в калорифери першої зони.

Висновки

1. Ефективним методом збільшення ККД установок геотермального енергопостачання є підвищення температурного потенціалу геотермального флюїду за допомогою теплоспоживаючих абсорбційних термотрансформаторів.
2. Застосування абсорбційних термотрансформаторів у системах геотермального тепlopостачання дозволяє збільшити глибину спрацьовування температурного потенціалу геотермального флюїду, що розширює сферу його використання в аграрній промисловості та сприяє подовженню рентабельної відстані транспортування геотермального тепла.
3. Запропонована технологічна схема сушіння зерна з нагрівом і зневодненням сушильного агента за допомогою абсорбційного теплового насоса і використанням геотермальної енергії для його роботи дає змогу в 1,6 раза зменшити витрати енергії на вилучення вологи.

ПОСИЛАННЯ

1. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України. За заг. ред. С. О. Кудрі. Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАН України. 2020. 82 с. ISBN 978-966-999-034-1.
2. Морозов Ю. П. Добыча геотермальных ресурсов и аккумулярование теплоты в подземных горизонтах: монография / Ю. П. Морозов; ИБЕ НАН Украины. – К.: НВП «Вид-во «Наукова думка» НАН України». 2017. 200 с. – ISBN 978-966-00-1553-1.
3. Морозов Ю. П., Барилло А. А. Обґрунтування методики визначення теплового потенціалу геотермічних пластових покладів. Відновлювана енергетика. 2021. № 1 (64). С. 81–86. [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2021.1\(64\).81-86](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2021.1(64).81-86)

4. Морозов Ю. П., Чалаєв Д. М., Ніколаєвська Н. В., Добровольський М. П. Оцінка ефективності використання теплового потенціалу докілья та верхніх шарів Землі України. Відновлювана енергетика. 2019. № 4 (63). С. 80–88. [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2020.4\(63\).80-88](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2020.4(63).80-88)
5. Морозов Ю. П., Баріло А. А., Чалаєв Д. М., Добровольський М. П. Енергетична ефективність використання перших від поверхні водоносних горизонтів для тепло- і хладопостачання. Відновлювана енергетика. 2019. № 2. С. 70–78. [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2019.2\(57\).70-78](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2019.2(57).70-78)
6. Морозов Ю. П., Чалаєв Д. М., Величко В. В. Децентрализованное теплоснабжение с помощью геотермальных тепловых насосов. Альтернативная энергетика и экология (ISJAE). 2017; (4–6): 70–79. <https://doi.org/10.15518/isjaee.2017.04-06.070-079>
7. Zurian O. Barilo A. Impact of the natural temperature regime of the upper layers of Earth on efficiency of a hydrothermal heat pump system. Journal of Geology, Geography and Geoecology. 2022. Vol. 31. No. 3. P. 575–584. <https://doi.org/10.15421/112254>
8. Снежкин Ю. Ф., Чалаєв Д. М., Шаврин В. С., Шапарь Р. А., Хавин А. А. Комплексное использование геотермальной энергии в агропромышленном секторе. Тематичний збірник статей у 2-х томах / за ред. Ю. Ф. Снежкіна, Р. О. Шапар. Київ: Тропеа. 2021. Т. 2. С. 185–189. ISBN 978-617-7894-28-4
9. T. L. Boyd, J. W. Lund. Geothermal Heating of Greenhouses and Aquaculture Facilities. Proceedings of the International Geothermal Conference, Reykjavik, 14-17 September 2003, 14–19.
10. G. Bakos, D. Fidanidis, N. Tsagas. Greenhouse heating using geothermal energy. Geothermics, Volume 28, Issue 6, December 1999, Pages 759–765. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(99\)00041-3](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(99)00041-3)
11. M. T. Islam, M. N. Nabi, M. A. Arefin, K. Mostakim, Fazlur Rashid, N.M.S. Hassan and others. Trends and prospects of geothermal energy as an alternative source of power: A comprehensive review. Heliyon. Vol. 8. Issue 12. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e11836>
12. S. Zarrouk, H. Moon. Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review. Geothermics 51 (2014) 142–153. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2013.11.001>
13. J. W. Lund, A. N. Toth. Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. Geothermics, Volume 90, February 2021, 101915. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915>
14. <http://dieselmash.com.ua/produksiya/dvigatel-generator/kogeneratsionnye-ustanovki.html>
15. <http://www.fj-opcon.com/en/Product/detail/id/2>
3. Morozov Yu. P., Barylo A. A. Obgruntuvannya metodyky vyznachennya teplovoho potentsialu heotermichnykh plastovykh pokladiv [Substantiation of the method of determination of thermal potential of geothermal layer deposits]. Vidnovliuvana enerhetyka. 2021. № 1 (64). С. 81–86. [https://doi.org/10.36296/18198058.2021.1\(64\).81-86](https://doi.org/10.36296/18198058.2021.1(64).81-86)
4. Morozov Yu. P., Chalaev D. M., Nikolaievska N. V., Dobrovolskyi M. P. Otsinka efektyvnosti vykorystannya teplovoho potentsialu dovkillya ta verkhnikh shariv Zemli Ukrayiny [Evaluation of the efficiency of using the thermal potential of the environment and the top layers of the land of Ukraine]. Vidnovliuvana enerhetyka. 2019. №4 (63). С. 80–88. [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2020.4\(63\).80-88](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2020.4(63).80-88)
5. Morozov Yu. P., Barylo A. A., Chalaev D. M., Dobrovolskyi M. P. Enerhetychna efektyvnist' vykorystannya pershykh vid poverkhni vodonosnykh horizontiv dlya teplo- ta khladopostachannya [Energy efficiency of the shallow aquifers utilization for the district heating and cooling]. Vidnovliuvana enerhetyka. 2019. № 2. С. 70–78. [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2019.2\(57\).70-78](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2019.2(57).70-78)
6. Morozov Yu. P., Chalaev D. M., Velichko V. V. Detsentralizovannoye teplosnabzheniye s pomoshch'yu geotermal'nykh teplovykh nasosov [Decentralized heating with geothermal heat pumps]. Al'ternativnaya energetika i ekologiya (ISJAE). 2017;(4-6):70–79. <https://doi.org/10.15518/isjaee.2017.04-06.070-079>
7. Zurian O. Barilo A. Impact of the natural temperature regime of the upper layers of Earth on efficiency of a hydrothermal heat pump system. Journal of Geology, Geography and Geoecology. 2022. Vol. 31. No. 3. P. 575–584. <https://doi.org/10.15421/112254>
8. Snezhkin Yu. F., Chalaev D. M., Shavrin V. S., Shapar R. A., Khavin A. A. Kompleksnoye ispol'zovaniye geotermal'noy energii v agropromyshlennom sektore [Comprehensive use of geothermal energy in the agro-industrial sector]. Tematychnyy zbirnyk statey u 2-kh tomakh / za red. Yu. F. Snyezhkina, R. O. Shapar. Kyiv: Tropea. 2021. T. 2. С. 185-189. ISBN 978-617-7894-28-4
9. T. L. Boyd, J. W. Lund. Geothermal Heating of Greenhouses and Aquaculture Facilities. Proceedings of the International Geothermal Conference, Reykjavik, 14-17 September 2003, 14–19.
10. G. Bakos, D. Fidanidis, N. Tsagas. Greenhouse heating using geothermal energy. Geothermics, Volume 28, Issue 6, December 1999, Pages 759–765. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(99\)00041-3](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(99)00041-3)
11. M. T. Islam, M. N. Nabi, M. A. Arefin, K. Mostakim, Fazlur Rashid, N.M.S. Hassan and others. Trends and prospects of geothermal energy as an alternative source of power: A comprehensive review. Heliyon. Vol. 8. Issue 12. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e11836>
12. S. Zarrouk, H. Moon. Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review. Geothermics 51 (2014) 142 – 153. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2013.11.001>
13. J. W. Lund, A. N. Toth. Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. Geothermics. Volume 90. February 2021. 101915. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915>
14. <http://dieselmash.com.ua/produksiya/dvigatel-generator/kogeneratsionnye-ustanovki.html>
15. <http://www.fj-opcon.com/en/Product/detail/id/2>

REFERENCE

1. Atlas enerhetychnoho potentsialu vidnovlyuvanykh dzherel enerhiyi Ukrayiny [Atlas of Energy Potential of Renewable Energy Sources of Ukraine]. Za zah. red. S. O. Kudri. Kyiv: Instytut vidnovlyuvanoyi enerhetyky NAN Ukrayiny. 2020. 82 s. ISBN 978-966-999-034-1.
2. Morozov Yu. P. Dobycha geotermal'nykh resursiv i akumulirovaniye teploty v podzemnykh gorizontakh [Extraction of geothermal resources and accumulation of heat in underground horizons]: monohrafiya / Yu. P. Morozov; IVE NAN Ukrayiny. K.: NVP «Vyd-vo «Naukova dumka» NAN Ukrayiny», 2017. 200 s. ISBN 978-966-00-1553-1.