

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Чалаєв Джамалутдін Муршидович

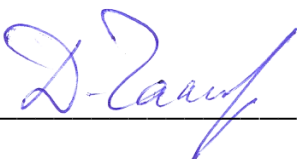
УДК 621.57:662.99

ДИССЕРТАЦІЯ
РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА ПРАКТИКИ СОРБЦІЙНИХ
І ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


_____ Д.М. Чалаєв

Науковий консультант: Снежкін Юрій Федорович, доктор технічних наук,
професор, академік НАН України

Київ - 2021

АНОТАЦІЯ

Чалаєв Д. М. Розвиток теорії та практики сорбційних і парокомпресійних технологій трансформації теплоти. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена розвитку науково-практичних засад створення адсорбційних термотрансформаторів і акумуляторів теплоти на нових адсорбційних матеріалах, а також розробленню практичних шляхів підвищення ефективності промислових технологічних процесів, які ґрунтуються на технологіях сорбційної та парокомпресійної трансформації теплоти.

У вступі подано короткий опис стану наукової проблеми, яка обрана для досліджень, обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, показано зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, сформульовано мету роботи і основні задачі, відображено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів, визначено особистий внесок здобувача, наведено відомості про апробацію результатів дисертаційного дослідження.

У першому розділі проведений аналіз термодинамічних циклів і температурних меж застосування сорбційних термотрансформаторів, зіставлені фізико-хімічні та термодинамічні характеристики робочих речовин, визначені шляхи вдосконалення перетворювачів теплоти адсорбційного типу. На основі проведеного аналізу показано, що вирішення проблеми удосконалення сорбційних холодильних машин і теплових насосів здійснюється за такими основними напрямками:

– підвищення енергетичної ефективності адсорбційного термодинамічного циклу за рахунок застосування нових енергоємних сорбційних матеріалів;

– поліпшення вагових і габаритних показників за рахунок інтенсифікації процесів тепломасопереносу в апаратах та оптимізації температурних параметрів циклів;

– вдосконалення схемних і конструктивних рішень тепломасообмінних апаратів термотрансформатора.

Встановлено, що ефективним шляхом підвищення енергоємності адсорбентів є застосування таких сорбційних матеріалів, як солі лужних і лужно-земельних металів, які утворюють з парою холодоагенту тверді хімічні сполуки типу кристалогідратів і сорбційна дія яких заснована на ефекті оборотних термохімічних реакцій.

У другому розділі сформульовані термодинамічні вимоги до властивостей адсорбентів, перспективних для застосування в адсорбційних термотрансформаторах. Розроблено методику пошуку та попереднього відбору адсорбентів, придатних для застосування як робочих тіл, яка ґрунтується на принципі температурної інваріантності Полянї. Запропонований методологічний підхід дозволяє здійснювати пошук і вибір ефективних адсорбентів на підставі обмеженого набору експериментальних даних, у тому числі з ізотерм адсорбції, що одержані при температурах, які відрізняються від температур, при яких здійснюється певний адсорбційний цикл. Із застосуванням цієї методики створена і систематизована база даних сорбційних матеріалів, перспективних для використання в адсорбційних холодильних та теплонасосних установках.

В третьому розділі наведені результати систематизації даних за термохімічними реакціями утворення/розкладання кристалогідратів, які можуть бути використані як робочі тіла адсорбційних термотрансформаторів. На підставі опрацювання відомих літературних даних для перспективних хемосорбентів були побудовані лінії рівноваги хімічних реакцій в діапазоні температур адсорбційного циклу. Відповідно до рівня температури розкладання/утворення хімічних сполук визначено сорбційні пари з високо-, середньо- і низькотемпературною регенерацією. Вибір оптимальних робочих тіл для адсорбційного теплового насоса в кожному окремому випадку залежить від необхідного температурного

рівня теплопостачання і температурних параметрів наявних джерел високо- і низькопотенційної теплоти.

У четвертому розділі викладена методика теплотехнічного розрахунку і конструювання апаратів адсорбційної холодильної установки, яка працює з використанням теплоти сонячного випромінювання, а також наведені результати натурних випробувань експериментальних зразків адсорбційних термотрансформаторів з використанням нових робочих тіл.

Створені та випробувані експериментальні зразки адсорбційних теплових насосів і адсорбційних холодильників з використанням адсорбентів на основі сольових сорбентів. На підставі узагальнення результатів випробувань отримані енергетичні показники дійсного адсорбційного циклу і розроблені основи теплотехнічного розрахунку та проектування апаратів адсорбційних агрегатів на сольових адсорбентах.

У п'ятому розділі наведено результати аналітичних і експериментальних досліджень з оптимізації процесу конвективного сушіння термолабільних матеріалів у замкнутому циркуляційному контурі з примусовим зневоднюванням сушильного агента за допомогою конденсаційного теплового насоса.

Розглянуто три технологічні схеми вилучення вологи з сушильного агента при конвективному сушінні з використанням конденсаційного теплового насоса. Для кожної схеми підключення теплового насоса до сушарки визначені залежності енерговитрат на видалення вологи від параметрів осушуваного повітря. Отримані аналітичні залежності дозволяють, виходячи з заданих режимів сушіння, визначити температурні параметри теплонасосного циклу, при яких забезпечується мінімізація енерговитрат на вилучення вологи з сушильного агента. На підставі експериментальних досліджень оптимізовані параметри функціонування теплових насосів на всіх стадіях процесу сушіння і розроблений спосіб теплонасосного конвективного сушіння з перемінним режимом роботи теплонасосного агрегату, що забезпечує необхідний масообмінний напір за рахунок підтримання постійної різниці між парціальними тисками водяної пари на поверхні матеріалу і в потокові сушильного агента на всіх стадіях сушіння.

В шостому розділі викладено результати досліджень з підвищення енергетичної ефективності систем теплопостачання з використанням сорбційних і парокомпресійних теплових насосів та наведені дані щодо промислової апробації розроблених теплонасосних установок.

На основі аналізу даних реєстру свердловин нафтових і газових родовищ України з підвищеними значеннями пластових температур досліджено геотермальні властивості фонду недіючих свердловин та технологічні можливості їх використання. Встановлено, що більшість газовидобувних свердловин практично не містять термальної води. В таких свердловинах запропоновано здійснювати відбір геотермальної теплоти за рахунок використання стовбура свердловини як ґрунтового теплообмінника, через який по замкненому контуру циркулює проміжний теплоносій. Для визначення теплового і температурного потенціалу теплообмінника в довгостроковій перспективі розроблено інженерну методику розрахунку теплопередачі в свердловині.

Розроблено технологічну схему підвищення температурного потенціалу геотермального джерела енергії за допомогою адсорбційного теплового насосу. Показано, що температура теплоносія на виході з свердловинного теплообмінника може бути збільшена на 30-35 °С.

На підставі отриманих в роботі результатів експериментальних і аналітичних досліджень розроблені, створені та впроваджені теплонасосні установки для систем теплопостачання та підготовки теплоносія в процесах конвективного сушіння, визначені їхні енергетичні та техніко-економічні показники. Створена теплонасосна система осушення повітря в промислово-технологічній лінії з виробництва порошків з тропічних фруктів в умовах високовологого середовища В'єтнаму. Розроблений і досліджений теплонасосний конденсаційний осушувач повітря для пристрою сушіння полімерних матеріалів при їх переробці та утилізації. Розроблений та реалізований проект системи теплонасосного гарячого водопостачання житлового мікрорайону в м Краматорську.

Ключові слова: тепловий насос, коефіцієнт перетворення, адсорбція, тепломасообмін, сушіння, геотермальна енергія, теплопостачання.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання / під ред. академіка НАН України А. А. Долінського; НАН України, Ін-т техн. теплофізики. Київ: «Поліграф-Сервіс», 2009. 104 с. *(Особистий внесок – аналіз термодинамічних циклів термотрансформаторів, визначення критеріїв вибору типу теплонасосного обладнання).*

2. Снежкін Ю.Ф., Пазюк В.М., Петрова Ж.О., Чалаєв Д.М. Теплонасосна зерносушарка для насінневого зерна. Монографія. Київ: «Поліграф-Сервіс», 2012. 154 с. *(Особистий внесок – оптимізація технологічних схем конвективного сушіння з використанням конденсаційних теплових насосів).*

3. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С. Енергозберігаючі екологічно чисті системи теплохолодопостачання для комунальної енергетики з використанням термотрансформаторів / Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. Том 1. К.: «Поліграф-Сервіс», 2007. С. 286-312. *(Особистий внесок – розроблення, теплотехнічний розрахунок, аналіз схемних рішень систем теплохолодопостачання на базі термотрансформаторів).*

4. Aristov Yu.I., Chalaev D.M., Dawoud B., Heifets L.I., Popel O.S., Restuccia G. Simulation and design of a solar driven thermochemical refrigerator using new chemisorbents. Chemical Engineering Journal. 2007. V. 134. № 1-3. P. 58-65. [Scopus] *(Особистий внесок – вивчення рівноважних температур утворення і розкладання кристалогідратів солей, аналіз термодинамічного адсорбційного холодильного циклу).*

5. Chalaev D.M., Aristov Yu.I. Assessment of the operation of a low-temperature adsorption refrigerator. Thermal Engineering. 2006. V. 53. № 3. P. 240-244. [Scopus]

(Особистий внесок – розроблення методики відбору перспективних адсорбентів для адсорбційних холодильників).

6. Чалаєв Д.М., Аристов Ю.И. Оценка работы низкотемпературного адсорбционного холодильника. Теплоэнергетика. 2006. № 3. С. 73-77. [Web of Science] *(Особистий внесок – розроблення методики відбору перспективних адсорбентів для адсорбційних холодильників).*

7. D. Chalaev, N. Silnyagina, A. Shmatok, A. Nedbailo. Heat transfer enhancement in corrugated tube heat exchanger. Ukrainian Food Journal. Volume 5. Issue 2. 2016. P. 376-386. [Index Copernicus] *(Особистий внесок – обробка та аналіз експериментальних даних).*

8. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О. Аналіз енергетичних показників процесу теплонасосного сушіння. Промышленная теплотехника. 2017. т.39. № 3. С. 39-44. [Index Copernicus] *(Особистий внесок – розроблення спрощеної математичної моделі процесу)*

9. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Величко В.В. Вилучення геотермальної теплоти за допомогою теплових труб. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2017. Вип. 1, Т. 81. С. 23-27. [Index Copernicus]. *(Особистий внесок – проведення теоретичних розрахунків, аналіз впливу теплофізичних властивостей робочих тіл на теплові характеристики геотермального зонда на базі конденсаційного термосифона).*

10. Снежкін Ю.Ф., Сюн Цзянь, Чалаєв Д.М., Уланов М.М., Дабіжа Н.О. Энергозберігаючі технології сушіння термолабільних матеріалів. Теплофізика та теплоенергетика. 2019. Т. 41. №4. С. 5-12. [Index Copernicus]. *(Особистий внесок автора полягає у співавторстві наведених положень).*

11. Сильнягіна Н.Б., Степанова О.Є., Чалаєв Д.М., Переяславцева О.О., Базеєв Р.Є. Research of a new shell and tube heat exchanger for use in geothermal heating systems. Энергетика і автоматика. 2019. №5(45). С. 87-96. [Index Copernicus]. *(Особистий внесок – обробка та аналіз експериментальних даних).*

12. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Ніколаєвська Н.В., Добровольський М.П. Оцінка ефективності використання теплового потенціалу довілля та верхніх шарів землі України. Відроджена енергетика. 2020. №4. С. 80-88. [фахове

видання]. *(Особистий внесок – аналіз схеми роботи теплонасосних установок з використанням низькопотенційної теплоти підземних вод)*.

13. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Олійніченко В.Г., Величко В.В. Експериментальне дослідження добового акумулювання холоду шляхом використання води підземних горизонтів м. Києва. Відновлювана енергетика. 2019. №3. С. 67-77. [фахове видання] *(Особистий внесок – розрахунок холодопродуктивності системи «пасивного» кондиціонування з використанням підземних вод)*.

14. Морозов Ю.П., Барило 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. [фахове видання] *(Особистий внесок – аналіз схеми роботи теплонасосних установок з ступінчастим спрацьовуванням температурного потенціалу підземних вод)*.

15. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Величко В.В. Децентрализованное теплоснабжение с помощью геотермальных тепловых насосов. Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. 2017. № 4-6 (216-218). С. 70-79. [фахове видання]. *(Особистий внесок – проведення теоретичних розрахунків, аналіз впливу теплофізичних властивостей робочих тіл на теплові характеристики глибинного геотермального термосифона)*.

16. Чалаєв Д.М., Долинский А.А., Орлов А.А., Алексеенко С.В., Аристов Ю.И., Гирник И.С. Связанный тепломассоперенос в сорбционных преобразователях теплоты. Энергетика та електрифікація. 2014. № 4. С. 14-19. [фахове видання] *(Особистий внесок – обробка та аналіз експериментальних даних, формулювання висновків)*.

17. Грабов Л.М., Чалаєв Д.М., Данько І.О., Демченко В.Г., Дуняк О.В. Перспективи використання українських природних цеолітів в адсорбційних перетворювачах теплоти. Промышленная теплотехника. 2014. Т. 36. № 4. С. 11-17. [фахове видання] *(Особистий внесок – аналіз експериментальних даних, формулювання висновків)*.

18. Грабов Л.Н., Чалаев Д.М., Переяславцева Е.А., Сильнягина Н.Б. Разработка конкурентноспособных трубчатых теплообменных аппаратов. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2014. Вип. 45. Т. 2. С. 93-97. [фахове видання]. *(Особистий внесок – розробка методики розрахунку теплопередачі в профільованих трубах)*

19. Чалаев Д.М., Грабов Л.Н., Данько І.О. Адсорбційний перетворювач теплоти періодичної дії. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2014. Вип. 45. Т. 3. С. 209-211. [фахове видання]. *(Особистий внесок автора полягає у співавторстві наведених положень)*.

20. Корінчук Д.М., Чалаев Д.М., Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В. Обґрунтування використання композиційного сорбенту на керамічній основі в адсорбційних тепло акумуляторах. Кераміка: наука и жизнь. 2013. Т. 19. № 1. С. 17-31. [фахове видання] *(Внесок здобувача – постановка задачі, аналіз результатів та формулювання висновків)*.

21. Долинский А.А., Чалаев Д.М., Грабов Л.Н. Сорбционные трансформаторы: опыт создания и перспективы развития. Промышленная теплотехника. 2013. Т.35. №3. С. 64-77. [фахове видання] *(Особистий внесок автора полягає у співавторстві наведених положень)*.

22. Долінський А.А., Чалаев Д.М., Грабов Л.Н., Переяславцева О.О., Сильнягина Н.Б., Ковальов В.В. Розробка ефективних теплообмінників нового покоління на основі труб з дискретними турбулізаторами. Енергетика та електрифікація. 2013. Т.13. № 4. С. 28-33. [фахове видання] *(Особистий внесок – розроблення методики розрахунку теплопередачі в профільованих трубах)*.

23. Корінчук Д.М., Чалаев Д.М., Корінчевська Т.В., Дабіжа Н.О. Оптимізація параметрів процесу регенерації шару сорбенту адсорбційного теплоакумулятора. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2012. Вип. 41. Т. 1. С. 197-201. [фахове видання] *(Особистий внесок – аналізі результатів та формулювання висновків)*.

24. Чалаев Д.М. Перспективные рабочие вещества для адсорбционных тепловых насосов. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2011. Вип. 39. Т. 2. С. 336-341. [фахове видання]

25. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В., Осадча Л.С. Дослідження адсорбційного теплового насоса, що працює із застосуванням оборотних термохімічних реакцій. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2010. Вип. 37. С. 255-261. [фахове видання] (Особистий внесок – аналіз результатів досліджень, формулювання висновків).

26. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В. Натурні випробування сонячного адсорбційного холодильника. Наукові праці ОНАХТ. – Одеса, 2009. Вип.35. Т.2. С.232-236. [фахове видання] (Особистий внесок – аналіз результатів досліджень, формулювання висновків).

27. Корінчевська Т.В, Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О. Перспективні матеріали для акумуляторів теплової енергії. Вісник НУ «Львівська політехніка». Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація. Львів, 2009. № 659. С. 139-141. [фахове видання]. (Особистий внесок – аналіз результатів досліджень, формулювання висновків).

28. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.А., Трощенко Ю.Н. Сорбционные термотрансформаторы на базе природных цеолитов. Промышленная теплотехника. 2007. Т.29. № 7. С. 34-38. [фахове видання] (Особистий внесок автора – проведення експериментальних досліджень, обробка та аналіз результатів).

29. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.А., Гатилов К.А. Эффективность применения тепловых насосов в процессах конвективной сушки. Наукові праці ОНАХТ. Одеса: 2007. Вип.30. Т.1. С.185-189. [фахове видання] (Особистий внесок – аналіз факторів впливу на енергетичні показники теплонасосного циклу).

30. Чалаєв Д.М., Хавін О.О., Шаврін В.С., Шапар Р.О. Теплонасосна сушарка для насінневого зерна. Наукові доповіді НАУ. 2006. № 2(3). С. 1-5. [фахове видання]. (Особистий внесок автора полягає у співавторстві наведених положень).

31. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Хавін О.О., Дабіжа Н.О. Використання теплових насосів у процесах сушіння. Промышленная

теплотехніка. 2006. Т. 28. № 2. С. 106-110. [фахове видання] (Особистий внесок автора полягає у співавторстві наведених положень).

32. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Дабижа Н.А., Шаврин В.С. Создание композитных сорбентов с повышенной влагоемкостью для процессов тепловлажностной обработки воздуха. Наукові праці ОДАХТ. Одеса, 2002. №23. С. 175-177. [фахове видання] (Особистий внесок – обґрунтування технології синтезу композитних сорбентів).

33. Снежкин Ю.Ф., Хавин А.А., Наумов С.Е., Чалаев Д.М. Сушка термолабильных материалов низкопотенциальным теплоносителем пониженной влажности. Промышленная теплотехника. 2002. Т.24. № 4. С. 63-65. [фахове видання] (Особистий внесок автора – проведення експериментальних досліджень, обробка та аналіз результатів).

34. Журавленко В.Я., Чалаев Д.М. Адсорбционные холодоаккумулирующие агрегаты на новых рабочих веществах. Вентиляция, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. К.:КНУБА, 2001. Вип.2. С. 95-99. [фахове видання] (Особистий внесок автора полягає у співавторстві наведених положень).

Наукові праці, які засвідчують апробацію результатів дисертації:

35. Снежкин Ю.Ф., Дабижа Н.А., Уланов М.Н., Чалаев Д.М. Комбинированная сушка термолабильных материалов. В сборнике: Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и тепловые процессы) СЭТТ - 2020. Сборник научных трудов Седьмой Международной научно-практической конференции, посвященной 110-летию со дня рождения Академика А.В. Лыкова. 2020. С. 226-231.

36. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О., Шапар Р.О., Малащук Н.С. Теплонасосна сушильна установка. Матеріали ХХ міжнародної науково-практичної конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у ХХІ столітті», 15-16 травня 2019 р. Київ. С. 621-624.

37. Dabizha N., Sniezhkin Yu., Chalaev D., Malashchuk N. Research in low-temperature heat pump drying. Proceedings of the 2nd International Scientific

Conference “Chemical Technology and Engineering”, June 24-28th, 2019. Lviv, Ukraine. P. 98-99.

38. Сильнягіна Н.Б., Чалаєв Д.М., Переяславцева О.О., Базєєв Р.Є. Дослідження нового кожухотрубного теплообмінника для використання в системах геотермального теплопостачання. Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку енергетики, електротехнологій та автоматики в АПК», 19 грудня, 2019 р. Київ. С. 37.

39. Чалаєв Д.М., Шматок О.І., Грабова Т.Л., Сильнягіна Н.Б. Використання відпрацьованих газових свердловин для вилучення геотермального тепла. Збірник тез Регіональної науково-практичної конференції «Енергія. Бізнес. Комфорт.», 26 грудня, 2018 р. Одеса. С. 17-19.

40. Дабіжа Н., Снежкін Ю., Чалаєв Д., Шапар Р., Гусарова О. Ефективність використання теплових насосів в процесах сушіння. Збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Хімічна технологія та інженерія», 26-30 червня, 2017 р. Львів. С. 100-101.

41. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О. Вплив тепловологісного стану теплоносія на енергетичні показники процесу теплонасосного сушіння. Збірник наукових праць дев'ятої міжнародної науково-практичної конференції «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні», 6-7 квітня, 2017. Львів. С. 279.

42. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шапарь Р.О., Дабіжа Н.О., Сорокова Н.М., Гусарова О.В. Удосконалення теплогенеруючих систем сушильного обладнання. Збірник матеріалів IV Міжнародного конгресу «Захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування.», Національний університет «Львівська політехніка», 21-23 вересня 2016 року. Львів. С. 146.

43. Данько І.О., Чалаєв Д.М. Перспективні галузі застосування адсорбційних перетворювачів теплоти. Матеріали IX Міжнародної конференції «Проблеми промислової теплотехніки», 20-23 жовтня, 2015 р. Київ. Промышленная теплотехника. 2015. Т. 37. № 7. С. 63-64.

44. Уланов М.М., Чалаєв Д.М. Автономні теплонасосні водонагрівачі – перспективне направлення енергозбереження, як для населення, так і для установ з малим використанням гарячої води. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку енергетики, електротехнологій та автоматики в АПК», 17-18 грудня, 2015 р. Київ. С. 41-43.

45. Чалаєв Д.М. Сорбционные тепловые насосы: разработка, внедрение, перспективы. Материалы международной конференции «Тепловые насосы в странах СНГ», 14-16 мая, 2013 г. Тепловые насосы. № 3 (12). 2013. С. 4-9.

46. Чалаєв Д.М. Натурні випробування сонячного адсорбційного холодильника на базі сольового сорбенту. Матеріали VII Міжнародної конференції «Проблеми промислової теплотехніки», 15-19 жовтня, 2012 р. Київ. Промышленная теплотехника. 2012. Т. 34. № 7. С. 38-39.

47. Корінчук Д.М., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В. Дослідження кінетики термохімічних реакцій в модельних адсорбційних акумуляторах. Збірник матеріалів 2-го Міжнародного конгресу «Захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування.», Національний університет «Львівська політехніка», 19-22 вересня, 2012 р. Львів. С. 147.

48. Снежкин Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Осадчая Л.С., Дабіжа Н.А., Коринчевская Т.В. Термовлажностная обработка сушильного агента сорбционным методом. Труды IV Международной научно-практической конференции «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ-2011», 20-23 сентября, 2011 г. Москва. Том 2. С. 337-341.

49. Снежкин Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Уланов Н.М. Теплоснабжение с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии. Матеріали VII Міжнародної конференції «Проблеми промислової теплотехніки», 18-22 жовтня, 2011 р. Київ. Промышленная теплотехника. 2011. т.33. №7. С. 82

50. Чалаєв Д.М., Снежкін Ю.Ф., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О., Воспітанніков Г.К. Адсорбційний тепловий насос. Матеріали XI міжнародної науково-практичної

конференції «Відновлювана енергетика ХХІ століття», 13-17 вересня, 2010 р. АР Крим, смт. Миколаївка. С. 319-322.

51. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О. Сонячний адсорбційний холодильник. Матеріали 10-ї ювілейної міжнародної науково-практичної конференції «Відновлювана енергетика ХХІ століття», АР Крим, смт. Миколаївка, 14-18 вересня 2009 р. – Крим, 2009. – С. 191-194.

52. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Шаврин В.С. Энергосберегающие аспекты пароконденсационных сушильных установок. Труды 3-й Международной научно-практической конференции “Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ-2008”, 16-20 сентября, 2008 г. Москва-Тамбов. С.299-300.

53. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Шапарь Р.О., Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В. Теплонасосні технології в енергетиці. Матеріали ІХ Міжнародної конференції “Відновлювана енергетика ХХІ століття”, 15-19 вересня 2008 р., АР Крим, смт. Миколаївка, с.238-241

54. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Шаврин В.С., Шапарь Р.А., Коринчевская Т.В. Комплексные системы теплохладоснабжения на базе сорбционных термотрансформаторов. Тези V Міжнародної конференції «Проблеми промислової теплотехніки», 22-26 травня, 2007 р. Київ. С. 252-253.

55. Aristov Yu.I., Chalaev D.M., Dawoud B., Heifets L.I., Popel O.S., Restuccia G. Solar driven adsorptive chiller: at the interfaces between chemical and thermal engineering. XVII Int. Conf. on Chemical Reactors and post-Symposium “Catalytic Processing of Renewable Sources: Fuel, Energy, Chemicals”, Athens-Crete, Greece, May 15-19, 2006. Chemical Engineering Journal. 2007. V. 128. № 5. P. 845.

56. Снежкин Ю. Ф., Чалаев Д. М., Дабіжа Н. А. Обезвоживание коллоидных капиллярно-пористых материалов в условиях высоковлажной окружающей среды. Тезисы докладов и сообщений 5-го Минского Международного форума по тепло- и массопереносу - ММФ-2004, 24-28 мая, 2004 г. Минск, Беларусь:Т. 2. С. 256-258.

57. Chalaev D.M., Aristov Yu.I. Analysis of adsorbative chiller operation: influence of water sorbent properties. Proc. V Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators", Sept. 8-11, 2003. Minsk, Belarus. P. 471-477.

58. Чалаев Д.М., Дабижа Н.А., Шаврин В.С., Хавин А.А. Оптимизация режимов работы теплонасосной конденсационной сушильной установки. Труды 1-й Международной научно-практической конференции "Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) – СЭТТ, 2002 г. Москва. Т. 4. С. 234-236.

Наукові праці, які додатково відображують наукові результати дисертації:

59. Долинский А., Снежкин Ю., Чалаев Д., Шаврин В., Уланов Н., Дабижа Н. Перспективы развития теплонасосной техники в Украине. Насосы и оборудование. 2009. № 3 (56). С. 40-44.

60. Багдуев Г.Б., Чалаев Д.М. Солнечное охлаждение. Известия Дагестанского государственного педагогического университета. Естественные и точные науки. 2008. № 3 (4). С. 5-11.

61. Патент 105156 України, МПК F26B 17/00. Спосіб нагрівання і охолодження рідини в адсорбційному перетворювачі теплоти / Долінський А.А., Чалаєв Д.М., Грабов Л.М., Данько І.О.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а201313205; заявл. 13.11.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7/2014.

62. Патент 105155 України, МПК F26B 17/06. Адсорбційний перетворювач теплоти періодичної дії / Долінський А.А., Чалаєв Д.М., Грабов Л.М., Данько І.О.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а201313204; заявл. 13.11.2013 ; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7/2014.

63. Патент 100336 України, МПК F26B 3/06, F24F 13/04, F24J 2/28. Система адсорбційного осушення повітря / Чалаєв Д.М., Пісарев О.В., Корінчук Д.М., Дабижа Н.О.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а201113128; заявл. 07.11.2011 ; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23/2012.

64. Патент 85875 України, МПК F26B 9/06, F26B 21/00. Спосіб роботи теплонасосної конвективної сушарки / Долінський А. А. Снежкін Ю. Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В. С., Дабіжа Н. О.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а200612097; заявл. 17.11.2006 ; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5/2009.

65. Патент 38971 України, МПК: F26B 9/06, F26B 21/02, F26B 21/06. Спосіб конвективного сушіння матеріалу. Грабов Л.М., Мерщій В.І., Чалаєв Д.М.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а200612097 ; заявл. 17.11.2006; опубл. 15.09.2004, Бюл. № 9/2004.

SUMMARY

Chalaev D. M. „Development the theory and practice of sorption and vapor compression technologies for heat transformation”. – Qualifying scientific work of the manuscript rights-based.

Thesis for a Doctor of Science Degree by specialty 05.14.06 – „Engineering thermophysics and industrial heat power engineering”– Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 2021.

The dissertation is devoted to the development of scientific and practical bases for the creation of adsorption thermal transformers and heat accumulators on new adsorption materials, as well as the development of practical ways to increase the efficiency of industrial processes based on sorption and steam compression heat transformation.

The introduction provides a brief description of the state of the scientific problem chosen for research, substantiates the relevance of the dissertation, shows the relationship of work with scientific programs, plans and topics, formulates the purpose and main tasks, reflects the scientific novelty and practical significance of the results, identified personal contribution of the applicant, information on approbation of results of dissertation research is given.

In the first section the analysis of thermodynamic cycles and temperature limits of application of sorption thermal transformers is carried out, physicochemical and thermodynamic characteristics of working substances are compared, ways of improvement of heat converters of adsorption type are defined. Based on the analysis, it is shown that the solution to the problem of improving sorption refrigeration machines and heat pumps is carried out in the following main areas:

- increasing the energy efficiency of the adsorption thermodynamic cycle through the use of new energy-intensive sorption materials;
- improvement of weight and dimensional indicators due to intensification of heat and mass transfer processes in the devices and optimization of temperature parameters of cycles;

- improvement of circuit and design solutions of heat and mass transfer devices of the thermal transformer.

It has been established that an effective way to increase the energy consumption of adsorbents is the use of sorption materials such as alkali and alkaline earth metal salts, which form solid chemical compounds such as crystal hydrates with a refrigerant vapor and whose sorption action is based on the effect of reversible thermochemical reactions.

The second section formulates thermodynamic requirements for the properties of adsorbents, promising for use in adsorption thermal transformers. A method of search and preliminary selection of adsorbents suitable for use as working fluids has been developed, which is based on the principle of temperature invariance of Polanyi. The proposed methodological approach allows the search and selection of effective adsorbents on the basis of a limited set of experimental data, including from adsorption isotherms obtained at temperatures different from the temperatures at which a certain adsorption cycle. Using this technique, a database of sorption materials promising for use in adsorption refrigeration and heat pump installations has been created and systematized.

The third section presents the results of systematization of data on thermochemical reactions of formation / decomposition of crystal hydrates, which can be used as working bodies of adsorption thermal transformers. Based on the processing of known literature data for promising chemisorbents, equilibrium lines of chemical reactions in the temperature range of the adsorption cycle were constructed. According to the level of decomposition / formation of chemical compounds, sorption pairs with high-, medium- and low-temperature regeneration are determined. The choice of optimal working fluids for the adsorption heat pump in each case depends on the required temperature level of heat supply and temperature parameters of the available sources of high and low potential heat.

The fourth section describes the method of thermal calculation and design of adsorption refrigeration plant, which works using the heat of solar radiation, as well as

the results of field tests of experimental samples of adsorption thermal transformers using new working bodies.

Experimental samples of adsorption heat pumps and adsorption refrigerators using adsorbents based on salt sorbents were created and tested. Based on the generalization of the test results, the energy indicators of the actual adsorption cycle are obtained and the bases of thermal engineering calculation and design of adsorption units on salt adsorbents are developed.

The fifth section presents the results of analytical and experimental studies on the optimization of the process of convective drying of thermolabile materials in a closed circulation circuit with forced dehydration of the drying agent using a condensing heat pump.

Three technological schemes of moisture extraction from the drying agent during convective drying using a condensing heat pump are considered. For each scheme of connection of the heat pump to the dryer dependences of energy consumption on removal of moisture on parameters of the dehumidified air are defined. The obtained analytical dependences allow, based on the specified drying modes, to determine the temperature parameters of the heat pump cycle, which minimizes energy consumption to remove moisture from the drying agent. Based on experimental studies, the operating parameters of heat pumps at all stages of the drying process are optimized and a method of heat pump convective drying with variable operation of the heat pump unit is developed, which provides the required mass transfer pressure by maintaining a constant difference between partial pressure at all stages of drying.

The sixth section presents the results of research to improve the energy efficiency of heat supply systems using sorption and steam compression heat pumps and presents data on industrial testing of developed heat pump systems.

Based on the analysis of the data from the register of wells of oil and gas fields of Ukraine with elevated values of formation temperatures, the geothermal properties of the fund of inactive wells and technological possibilities of their use are investigated. It is established that most gas production wells contain practically no thermal water. In such wells, it is proposed to select geothermal heat by using the wellbore as a ground

heat exchanger, through which the intermediate coolant circulates in a closed circuit. To determine the thermal and temperature potential of the heat exchanger in the long run, an engineering method for calculating heat transfer in the well has been developed.

The technological scheme of increase of temperature potential of a geothermal energy source by means of the adsorption heat pump is developed. It is shown that the temperature of the coolant at the outlet of the downhole heat exchanger can be increased by 30-35 ° C.

Based on the results of experimental and analytical studies obtained in the work, heat pump installations for heat supply systems and heat carrier preparation in convective drying processes were developed, created and implemented, their energy and technical and economic indicators were determined. A heat pump air dehumidification system has been developed in an industrial-technological line for the production of tropical fruit powders in the conditions of the high-humidity environment of Vietnam. The heat pump condensation dehumidifier for the device of drying of polymeric materials at their processing and utilization is developed and investigated. The project of the system of heat pump hot water supply of the residential district in Kramatorsk is developed and realized.

Keywords: heat pump, coefficient of performance, adsorption, heat and mass transfer, drying, geothermal energy, heat supply.

List of published works on the topic of dissertation work

Scientific papers, in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NO Heat pumps in heat and cold supply systems / ed. Academician of the National Academy of Sciences of Ukraine AA Dolinsky; NAS of Ukraine, Inst. thermophysics. Kyiv: Poligraf-Service, 2009. 104 p. (Personal contribution - analysis of thermodynamic cycles of thermal transformers, determination of criteria for selecting the type of heat pump equipment).

2. Snezhkin YF, Pazyuk VM, Petrova Zh.O., Chalaev DM Heat pump grain dryer for seed grain. Monograph. Kyiv: Polygraph Service, 2012. 154 p. (Personal

contribution - optimization of technological schemes of convective drying with the use of condensing heat pumps).

3. Chalaev DM, Shavrin VS Energy-saving ecologically clean heat and cold supply systems for communal energy with the use of thermal transformers / Communal heat energy of Ukraine: state, problems, ways of modernization. Volume 1. K. : "Polygraph Service", 2007. S. 286-312. (Personal contribution - development, thermal calculation, analysis of circuit solutions of heat and cold supply systems based on thermal transformers).

4. Aristov Yu.I., Chalaev DM, Dawoud B., Heifets LI, Popel OS, Restuccia G. Simulation and design of a solar driven thermochemical refrigerator using new chemisorbents. Chemical Engineering Journal. 2007. V. 134. № 1-3. P. 58-65. [Scopus] (Personal contribution - study of equilibrium temperatures of formation and decomposition of salt crystal hydrates, analysis of thermodynamic adsorption refrigeration cycle).

5. Chalaev DM, Aristov Yu.I. Assessment of the operation of a low-temperature adsorption refrigerator. Thermal Engineering. 2006. V. 53. № 3. P. 240-244. [Scopus] (Personal contribution - development of methods for selection of promising adsorbents for adsorption refrigerators).

6. Chalaev DM, Aristov YI Evaluation of the operation of a low-temperature adsorption refrigerator. Heat energy. 2006. № 3. S. 73–77. [Web of Science] (Personal contribution - development of methods for selection of promising adsorbents for adsorption refrigerators).

7. D. Chalaev, N. Silnyagina, A. Shmatok, A. Nedbailo. Heat transfer enhancement in corrugated tube heat exchanger. Ukrainian Food Journal. Volume 5. Issue 2. 2016. R. 376-386. [Index Copernicus] (Personal contribution - processing and analysis of experimental data).

8. Snezhkin YF, Chalaev DM, Dabizha NO Analysis of energy performance of the heat pump drying process. Industrial heat engineering. 2017. v.39. № 3. pp. 39-44. [Index Copernicus] (Personal contribution - development of a simplified mathematical model of the process)

9. Morozov YP, Chalaev DM, Velichko VV Extraction of geothermal heat using heat pipes. Scientific works of ONAHT. Odessa, 2017. Vip. 1, T. 81. S. 23-27. [Copernicus Index]. (Personal contribution - theoretical calculations, analysis of the influence of thermophysical properties of working bodies on the thermal characteristics of a geothermal probe based on a condensing thermosyphon).
10. Snezhkin YF, Xiong Jian, Chalaev DM, Ulanov MM, Dabizha NO Energy-saving technologies for drying thermolabile materials. Thermophysics and thermal power engineering. 2019. T. 41. №4. Pp. 5-12. [Copernicus Index]. (The personal contribution of the author is to co-author the above provisions).
11. Silnyagina NB, Stepanova OE, Chalaev DM, Pereyaslavtseva OO, Bazeev RE Research of a new shell and tube heat exchanger for use in geothermal heating systems. Energy and automation. 2019. №5 (45). Pp. 87-96. [Copernicus Index]. (Personal contribution - processing and analysis of experimental data).
12. Morozov YP, Chalaev DM, Nikolaevskaya NV, Dobrovolsky MP Estimation of efficiency of use of thermal potential of environment and the top layers of the earth of Ukraine. Renewable energy. 2020. №4. Pp. 80-88. [professional Edition]. (Personal contribution - analysis of the scheme of operation of heat pump installations using low-potential groundwater heat).
13. Morozov YP, Chalaev DM, Oliynichenko VG, Velichko VV Experimental study of daily accumulation of cold by using water of underground horizons of Kyiv. Renewable energy. 2019. №3. Pp. 67-77. [professional publication] (Personal contribution - calculation of refrigeration capacity of the system of "passive" air conditioning using groundwater).
14. Morozov YP, Barilo AA, Chalaev DM, Dobrovolsky MP Energy efficiency of using the first aquifers from the surface for heat and cold supply. Renewable energy. 2019. №2. Pp. 70-78. [professional publication] (Personal contribution - analysis of the scheme of operation of heat pump installations with step-by-step operation of the groundwater temperature potential).
15. Morozov YP, Chalaev DM, Velichko VV Decentralized heat supply using geothermal heat pumps. International scientific journal Alternative energy and ecology.

2017. № 4-6 (216-218). Pp. 70-79. [professional Edition]. (Personal contribution - theoretical calculations, analysis of the influence of thermophysical properties of working bodies on the thermal characteristics of a deep geothermal thermosyphon).

16. Chalaev DM, Dolinsky AA, Orlov AA, Alekseenko SV, Aristov YI, Girnik IS Bound heat and mass transfer in sorption heat converters. Energy and electrification. 2014. № 4. pp. 14–19. [professional publication] (Personal contribution - processing and analysis of experimental data, formulation of conclusions).

17. Grabov LM, Chalaev DM, Danko IO, Demchenko VG, Duniak OV Prospects for the use of Ukrainian natural zeolites in adsorption heat converters. Industrial heat engineering. 2014. T. 36. № 4. S. 11-17. [professional publication] (Personal contribution - analysis of experimental data, formulation of conclusions).

18. Grabov LN, Chalaev DM, Pereyaslavtseva EA, Silnyagina NB Development of competitive tubular heat exchangers. Scientific works of ONAHT. Odessa, 2014. Vip. 45. T. 2. S. 93-97. [professional Edition]. (Personal contribution - development of methods for calculating heat transfer in profiled pipes)

19. Chalaev DM, Grabov LN, Danko IO Adsorption heat exchanger of periodic action. Scientific works of ONAHT. Odessa, 2014. Vip. 45. T. 3. S. 209-211. [professional Edition]. (The personal contribution of the author is to co-author the above provisions).

20. Korinchuk DM, Chalaev DM, Dabizha NO, Korinchevskaya TV Substantiation of the use of composite sorbent on a ceramic basis in adsorption heat accumulators. Ceramics: science and life. 2013. T. 19. № 1. S. 17–31. [professional publication] (Applicant's contribution - problem statement, analysis of results and formulation of conclusions).

21. Dolinsky AA, Chalaev DM, Grabov LN Sorption transformers: experience of creation and prospects of development. Industrial heat engineering. 2013. T.35. №3. Pp. 64-77. [professional publication] (The author's personal contribution is to co-author the above provisions).

22. Dolinsky AA, Chalaev DM, Grabov LN, Pereyaslavtseva OO, Silnyagina NB, Kovalev VV Development of efficient new generation heat exchangers based on pipes

with discrete turbulizers. Energy and electrification. 2013. T.13. № 4. pp. 28-33. [professional publication] (Personal contribution - development of methods for calculating heat transfer in profiled pipes).

23. Korinchuk DM, Chalaev DM, Korinchevskaya TV, Dabizha NO Optimization of parameters of the sorbent layer regeneration process of the adsorption heat accumulator. Scientific works of ONAHT. Odessa, 2012. Vip. 41. T. 1. S. 197-201. [professional publication] (Personal contribution - analysis of results and formulation of conclusions).

24. Chalaev DM Promising working substances for adsorption heat pumps. Scientific works of ONAHT. Odessa, 2011. Vip. 39. T. 2. S. 336-341. [professional Edition]

25. Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NO, Korinchevskaya TV, Osadcha LS Investigation of an adsorption heat pump operating with the use of reversible thermochemical reactions. Scientific works of ONAHT. Odessa, 2010. Vip. 37. pp. 255-261. [professional publication] (Personal contribution - analysis of research results, formulation of conclusions).

26. Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NO, Korinchevskaya TV Field tests of a solar adsorption refrigerator. Scientific works of ONAHT. - Odessa, 2009. Issue 35. Vol.2. S.232-236. [professional publication] (Personal contribution - analysis of research results, formulation of conclusions).

27. Korinchevskaya TV, Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NO Promising materials for thermal energy batteries. Bulletin of Lviv Polytechnic National University. Heat energy. Environmental engineering. Automation. Lviv, 2009. № 659. S. 139-141. [professional Edition]. (Personal contribution - analysis of research results, formulation of conclusions).

28. Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NA, Troschenkov Yu.N. Sorption thermal transformers based on natural zeolites. Industrial heat engineering. 2007. T.29. № 7. pp. 34-38. [professional publication] (Personal contribution of the author - conducting experimental research, processing and analysis of results).

29. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NA, Gatilov KA Efficiency of application of heat pumps in convective drying processes. Scientific works of ONAHT. Odessa: 2007. Issue 30. Vol.1. P.185-189. [professional publication] (Personal contribution - analysis of factors influencing the energy performance of the heat pump cycle).

30. Chalaev DM, Havin OO, Shavrin VS, Shapar RO Heat pump dryer for seed grain. Scientific reports of NAU. 2006. № 2 (3). Pp. 1-5. [professional Edition]. (The personal contribution of the author is to co-author the above provisions).

31. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Havin OO, Dabizha NO Use of heat pumps in drying processes. Industrial heat engineering. 2006. T. 28. № 2. S. 106-110. [professional publication] (The author's personal contribution is to co-author the above provisions).

32. Snezhkin YF, Chalaev DM, Dabizha NA, Shavrin VS Creation of composite sorbents with the increased moisture capacity for processes of heat-and-moisture processing of air. Scientific works of ODAHT. Odessa, 2002. №23. Pp. 175-177. [professional publication] (Personal contribution - substantiation of the technology of synthesis of composite sorbents).

33. Snezhkin YF, Havin AA, Naumov SE, Chalaev DM Drying of thermolabile materials by the low-potential heat carrier of the lowered humidity. Industrial heat engineering. 2002. T.24. № 4. pp. 63-65. [professional publication] (Personal contribution of the author - conducting experimental research, processing and analysis of results).

34. Zhuravlenko V.Ya., Chalaev DM Adsorption cold storage units on new working mediums. Ventilation, lighting and heat and gas supply: Scientific and technical collection. K.: КНУБА, 2001. Вип.2. Pp. 95-99. [professional publication] (The author's personal contribution is to co-author the above provisions).

Scientific papers certifying the approbation of the dissertation materials:

35. Snezhkin YF, Dabizha NA, Ulanov MN, Chalaev DM Combined drying of thermolabile materials. In the collection: Modern energy-saving thermal technologies (drying and thermal processes) SETT - 2020. Collection of scientific papers of the

Seventh International scientific-practical conference dedicated to the 110th anniversary of the birth of Academician A.V. ЛЫКОВА. 2020. S. 226-231.

36. Snezhkin YF, Chalaev DM, Dabizha NO, Shapar RO, Malashchuk NS Heat pump drying installation. Proceedings of the XX International Scientific and Practical Conference "Renewable Energy and Energy Efficiency in the XXI Century", May 15-16, 2019. Kyiv. Pp. 621-624.

37. Dabizha N., Sniezhkin Yu., Chalaev D., Malashchuk N. Research in low-temperature heat pump drying. Proceedings of the 2nd International Scientific Conference "Chemical Technology and Engineering", June 24-28th, 2019. Lviv, Ukraine. P. 98-99.

38. Silnyagina NB, Chalaev DM, Pereyaslavtseva OO, Bazeev RE Research of a new shell-and-tube heat exchanger for use in geothermal heat supply systems. Proceedings of the V International Scientific and Practical Conference "Problems and prospects for the development of energy, electrical technology and automation in agriculture", December 19, 2019, Kyiv. P. 37.

39. Chalaev DM, Shmatok OI, Grabova TL, Silnyagina NB Use of exhaust gas wells to extract geothermal heat. Collection of abstracts of the Regional scientific-practical conference "Energy. Business. Comfort. ", December 26, 2018, Odessa. Pp. 17-19.

40. Dabizha N., Snezhkin Y., Chalaev D., Shapar R., Gusarova O. Efficiency of heat pumps in drying processes. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference "Chemical Technology and Engineering", June 26-30, 2017, Lviv. Pp. 100-101.

41. Snezhkin Y.F., Chalaev D.M., Dabizha N.O. Influence of heat and moisture state of the heat carrier on energy indicators of the heat pump drying process. Proceedings of the Ninth International Scientific and Practical Conference "Unconventional and Renewable Energy Sources as Alternatives to Primary Energy Sources in the Region", April 6-7, 2017. Lviv. S. 279.

42. Snezhkin Y.F., Chalaev D.M., Shapar R.O., Dabizha N.O., Sorokova N.M., Gusarova O.V. Improvement of heat generating systems of drying equipment.

Proceedings of the IV International Congress "Environmental Protection. Energy saving. Balanced nature management. ", Lviv Polytechnic National University, September 21-23, 2016. Lviv. S. 146.

43. Danko I.O., Chalaev D.M. Promising areas of application of adsorption heat exchangers. Proceedings of the IX International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering", October 20-23, 2015. Kyiv. Industrial heat engineering. 2015. T. 37. № 7. S. 63–64.

44. Ulanov M.M., Chalaev D.M. Autonomous heat pump water heaters are a promising area of energy saving, both for the population and for institutions with low use of hot water. Proceedings of the III International Scientific and Practical Conference "Problems and prospects for the development of energy, electrical technology and automation in agriculture", December 17-18, 2015, Kyiv. Pp. 41-43.

45. Chalaev D.M. Sorption heat pumps: development, implementation, prospects. Proceedings of the international conference "Heat pumps in the CIS countries", May 14-16, 2013. Heat pumps. № 3 (12). 2013. pp. 4-9.

46. Chalaev D.M. Field tests of a solar adsorption refrigerator based on a salt sorbent. Proceedings of the VII International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering", October 15-19, 2012. Kyiv. Industrial heat engineering. 2012. T. 34. № 7. S. 38–39.

47. Korinchuk D.M., Chalaev D.M., Dabizha N.O., Korinchevskaya T.V. Investigation of the kinetics of thermochemical reactions in model adsorption batteries. Proceedings of the 2nd International Congress "Environmental Protection. Energy saving. Balanced nature management. ", Lviv Polytechnic National University, September 19-22, 2012. Lviv. S. 147.

48. Snezhkin Yu.F., Chalaev D.M., Shavrin V.S., Osadchaya L.S., Dabizha N.A., Korinchevskaya T.V. Thermal-moisture treatment of the drying agent by the sorption method. Proceedings of the IV International Scientific and Practical Conference "Modern energy-saving thermal technologies (drying and heat-moisture treatment of materials) SETT-2011", September 20-23, 2011, Moscow. Volume 2. pp. 337-341.

49. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Ulanov NM Heat supply using alternative and renewable energy sources. Proceedings of the VII International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering", October 18-22, 2011. Kyiv. Industrial heat engineering. 2011. v.33. №7. S. 82

50. Chalaev DM, Snezhkin YF, Shavrin VS, Dabizha NO, Vospitannikov GK Adsorption heat pump. Proceedings of the XI International Scientific and Practical Conference "Renewable Energy of the XXI Century", September 13-17, 2010, Crimea, town. Mykolayivka. Pp. 319-322.

51. Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NO Solar adsorption refrigerator. Proceedings of the 10th anniversary international scientific-practical conference "Renewable energy of the XXI century", Crimea, town. Mykolayivka, September 14-18, 2009 - Crimea, 2009. - P. 191-194.

52. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS Energy saving aspects of steam condensing dryers. Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference "Modern energy-saving thermal technologies (drying and thermal treatment of materials) SETT-2008", September 16-20, 2008 Moscow-Tambov. P.299-300.

53. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Shapar RO, Dabizha NO, Korinchevskaya TV Heat pump technologies in energy. Proceedings of the IX International Conference "Renewable Energy of the XXI Century", September 15-19, 2008, Crimea, town. Mykolayivka, p.238-241

54. Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Shapar RA, Korinchevskaya TV Complex systems of heat and cold supply on the basis of sorption thermal transformers. Abstracts of the V International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering", May 22-26, 2007. Kyiv. Pp. 252-253.

55. Aristov Yu.I., Chalaev DM, Dawoud B., Heifets LI, Popel OS, Restuccia G. Solar driven adsorptive chiller: at the interfaces between chemical and thermal engineering. XVII Int. Conf. on Chemical Reactors and post-Symposium "Catalytic Processing of Renewable Sources: Fuel, Energy, Chemicals", Athens-Crete, Greece, May 15-19, 2006. Chemical Engineering Journal. 2007. V. 128. № 5. P. 845.

56. Snezhkin Yu. F., Chalaev DM, Dabizha NA Dehydration of colloidal capillary-porous materials in a highly humid environment. Abstracts of reports and communications of the 5th Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer - MMF-2004, May 24-28, 2004. Minsk, Belarus: Vol. 2. pp. 256-258.

57. Chalaev DM, Aristov Yu.I. Analysis of adsorbitive chiller operation: influence of water sorbent properties. Proc. In Minsk International Seminar with Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, Sept. 8-11, 2003. Minsk, Belarus. R. 471-477.

58. Chalaev DM, Dabizha NA, Shavrin VS, Havin AA Optimization of operating modes of the heat pump condensing drying installation. Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference "Modern energy-saving thermal technologies (drying and thermal treatment of materials) - SETT, 2002. Moscow. T. 4. S. 234-236.

Scientific works, which additionally reflect the scientific results of the dissertation:

59. Dolinsky A., Snezhkin Yu., Chalaev D., Shavrin V., Ulanov N., Dabizha N. Prospects for the development of heat pump technology in Ukraine. Pumps and equipment. 2009. № 3 (56). Pp. 40-44.

60. Bagduev GB, Chalaev DM Solar cooling. Proceedings of Dagestan State Pedagogical University. Natural and exact sciences. 2008. № 3 (4). Pp. 5-11.

61. Patent 105156 of Ukraine, IPC F26B 17/00. Method of heating and cooling of liquid in adsorption heat converter / Dolinsky AA, Chalaev DM, Grabov LM, Danko IO, owner Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine. State Patent of Ukraine. - № a201313205; declared 11/13/2013; publ. 10.04.2014, Bull. № 7/2014.

62. Patent 105155 of Ukraine, IPC F26B 17/06. Adsorption heat converter of periodic action / Dolinsky AA, Chalaev DM, Grabov LM, Danko IO; owner Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine. State Patent of Ukraine. - № a201313204; declared 11/13/2013; publ. 10.04.2014, Bull. № 7/2014.

63. Patent 100336 of Ukraine, IPC F26B 3/06, F24F 13/04, F24J 2/28. Adsorption dehumidification system / Chalaev DM, Pisarev OV, Korinchuk DM,

Dabizha NO; owner Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine. State Patent of Ukraine. - № a201113128; declared 07.11.2011; publ. 10.12.2012, Bull. № 23/2012.

64. Patent 85875 of Ukraine, IPC F26B 9/06, F26B 21/00. Method of operation of heat pump convective dryer / Dolinsky AA Snezhkin YF, Chalaev DM, Shavrin VS, Dabizha NO; owner Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine. State Patent of Ukraine. - № a200612097; declared 17.11.2006; publ. 10.03.2009, Bull. № 5/2009.

65. Patent 38971 of Ukraine, IPC: F26B 9/06, F26B 21/02, F26B 21/06. The method of convective drying of the material. Grabov LM, Mershchiy VI, Chalaev DM; owner Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine. State Patent of Ukraine. - № a200612097; declared 17.11.2006; publ. 15.09.2004, Bull. № 9/2004.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	11
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ РІВЕНЬ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЇ СОРБЦІЙНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ ТЕПЛОТИ	11
1.1. Аналіз існуючих конструкцій та результатів досліджень сорбційних термотрансформаторів.....	37
1.2. Робочі тіла сорбційних холодильних і теплонасосних установок.....	32
1.3. Термодинамічні цикли сорбційних термотрансформаторів та шляхи підвищення коефіцієнтів трансформації.....	15
1.4. Висновки по розділу та постановка завдань досліджень	58
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ ВІДБОРУ РОБОЧИХ ТІЛ ДЛЯ АДСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ	59
2.1. Розробка методики визначення ефективності адсорбентів в циклі адсорбційного термотрансформатора.....	59
2.2. Відбір перспективних сорбційних пар для практичного застосування в адсорбційному теплонасосному циклі.....	59
2.3 Оцінка енергетичних показників робочих тіл на базі реакцій гідратації- дегідратації кристалогідратів	59
Висновки до розділу 2.....	59
РОЗДІЛ 3. ФАЗОВА РІВНОВАГА ОБОРОТНИХ ТЕРМОХІМІЧНИХ РЕАКЦІЙ «ТВЕРДЕ ТІЛО – ГАЗ».....	59
3.1. Аналіз і систематизація експериментальних даних фазової рівноваги та температури дисоціації кристалогідратів і гідроксидів металів.....	60
3.2 Побудова ліній фазової рівноваги хімічних реакцій системи тверде тело- газ в діапазоні температур адсорбційного теплонасосного циклу.....	81
3.3. Визначення енергетичних показників термодинамічного адсорбційного циклу на основі оборотних термохімічних реакцій	81
Висновки до розділу 3.....	59

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В АДСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРАХ НА СОЛЬОВИХ СОРБЕНТАХ.....	59
4.1. Відпрацювання технології синтезу багатокомпонентних композитних адсорбційних матеріалів типу «сіль в пористій матриці».....	102
4.2. Дослідження сонячного адсорбційного холодильника на сорбційній парі «хлорид кальцію-вода»	102
4.2.1. Розроблення методики розрахунку апаратів адсорбційного агрегату.	102
4.2.2. Виготовлення та натурні випробування сонячного адсорбційного холодильника	102
4.3. Експериментальні дослідження лабораторної моделі адсорбційного теплового насосу на сорбційній парі «хлорид кальцію-вода».....	102
4.3.1. Розроблення схемного рішення і методики випробувань адсорбційного теплового насосу	102
4.3.2. Дослідження тепломасообмінних процесів в адсорбційному теплому насосі та визначення граничних температур адсорбції-десорбції і коефіцієнтів трансформації.....	102
4.4. Експериментальні дослідження холодоакumuлюючого адсорбційного термотрансформатора на сорбційній парі «хлорид кальцію-метанол».....	102
4.4.1. Вивчення експлуатаційних характеристик нових робочих тіл і відпрацювання конструкції модульної адсорбційної касети	102
4.5. Розроблення принципів теплотехнічного розрахунку та оптимізації апаратів адсорбційного теплового насоса	102
4.6. Висновки до розділу 4.....	102
РОЗДІЛ 5. ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ КОНВЕКТИВНОГО СУШІННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВОГО НАСОСА.....	59
5.1 Аналіз схем включення теплових насосів до сушильних установок	59
5.2. Аналіз процесу низькотемпературного зневоднення термолабільних матеріалів.....	59
5.3. Оптимізація температурних параметрів теплонасосного циклу	102
5.4 Розрахунок процесу теплонасосного сушіння в H-d діаграмі	102

5.5. Визначення оптимальних за енергетичними показниками режимів теплонасосного сушіння термолабільних матеріалів..... 102

5.5.1. Вплив режимів осушення теплоносія на енергетичні показники теплонасосного циклу

5.5.2. Вплив вологовмісту сушильного агента на загальні енерговитрати процесу сушіння

5.5.3. Розробка оптимальних режимів теплонасосного сушіння термолабільних матеріалів

5.6. Експериментальні дослідження процесу низькотемпературного зневоднення термолабільних матеріалів

5.7. Висновки до розділу 5..... 10

РОЗДІЛ 6. ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ 59

6.1. Розроблення вдосконалених теплових схем геотермального теплонасосного енергопостачання з використанням вироблених нафтових і газових свердловин 59

6.1.1. Визначення температурного і теплового потенціалу глибинних свердловин..... 59

6.1.2. Підвищення температурного потенціалу геотермального джерела енергії за допомогою адсорбційного теплового насосу 59

6.2. Промислова апробація розроблених технологічних процесів з застосуванням теплових насосів 59

6.2.1. Теплонасосна система осушення повітря в промислово-технологічній лінії з виробництва порошків з тропічних фруктів в умовах високовологого середовища 59

6.2.2. Теплонасосний осушувач повітря для пристрою сушіння полімерних матеріалів при їх переробці та утилізації 59

6.2.3. Теплонасосне гаряче водопостачання житлового мікрорайону з використанням низькопотенційної теплоти каналізаційних стоків 59

6.3. Висновки до розділу 6..... 10

ВИСНОВКИ	59
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	10
ДОДАТОК А	10
ДОДАТОК Б.....	10
ДОДАТОК В.....	10
ДОДАТОК Г	10
ДОДАТОК Д.....	10
ДОДАТОК Е.....	10
ДОДАТОК Ж.....	10
ДОДАТОК З	10
ДОДАТОК І.....	10
ДОДАТОК К.....	10

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

a – коефіцієнт температуропровідності; c_p – питома теплоємність; G_1 – масова витрата; d – діаметр; d_b, d_d – початковий та кінцевий вологовміст теплоносія; $H_b, \Delta H_{\text{вип}}$ – теплота випаровування; $\Delta H_{\text{дес}}$ – теплота десорбції; H_d – початкова та кінцева ентальпія теплоносія; k – коефіцієнт теплопередачі; $L_{\text{тр}}$ – довжина труби; N_e – питомі енерговитрати; P – тиск; Q – кількість теплоти; q – питома енергоємність; R – газова стала; T, t – температура; w – вологовміст сорбенту;

α – коефіцієнт тепловіддачі; β – коефіцієнт масовіддачі; λ – коефіцієнт теплопровідності; τ – час.

Індекси: вип – випаровування; гр – ґрунт; дес – десорбція; кип – кипіння; кон – конденсація; сор – сорбент; тр – труба в – повітря; г – газ; гр – гранула; ж – рідина; п – пара; м – мокрий; н – насичений стан; с – зовнішнє середовище; ср – середнє значення; т – тверде пористе тіло; р – рівноважний стан; д – дифузія; ф – фільтрація; еф – ефективне значення;

Скорочення: АТН – адсорбційний тепловий насос; ГСТО – глибинний свердловинний теплообмінник;

ВСТУП

Актуальність теми. Переведення економіки України на шлях розвитку та ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів є пріоритетним напрямком довгострокової енергетичної політики країни, головна мета якої – досягнення енергонезалежності й максимальна диверсифікація імпорту енергоресурсів. У теперішній час досягнення максимально ефективного використання енергоресурсів унеможлиблюється через значні витрати енергії в секторі теплопостачання та промислових технологічних процесах, що пов'язано з використанням неефективних технологій і застарілого обладнання.

Вирішення цих актуальних науково-технічних проблем можливе шляхом широкомасштабного впровадження сучасних енергозберігаючих технологій та залучення в енергообіг низькопотенційних вторинних і поновлюваних джерел енергії. Важливим елементом вирішення проблеми є розвиток технологій енергозабезпечення з використанням теплових насосів.

Нині найбільше практичне застосування мають теплові насоси парокомпресійного типу, які працюють на галогенованих вуглеводнях. Введення міжнародних заходів з обмеження емісії парникових газів стимулює розвиток абсорбційних та адсорбційних теплонасосних систем. Сорбційні системи, як правило, не споживають електричну енергію і працюють від таких джерел як: теплові викиди промисловості та комунального господарства, сонячна і геотермальна енергія. Коефіцієнт перетворення сорбційних теплонасосних установок в залежності від типу коливається в межах 1,6-2,5, що в певних випадках дозволяє їм успішно конкурувати з парокомпресійними тепловими насосами. Найбільший енергозберігаючий та економічний ефекти досягаються в разі використання теплових насосів в технологічних процесах з одночасним споживанням тепла і холоду.

Вагомий внесок в розвиток науково-технічних засад створення сорбційних теплових насосів зробили Л.М. Розенфельд, В.С. Мартиновський, Б.М. Блієр, О.О. Кремньов, Е.Р. Гросман, Б.А. Мінкус, І.С. Бадилькес та інші вчені.

Вдосконалення технології сорбційної трансформації теплоти пов'язано зі створенням нових сорбційних матеріалів, які мають високу енергоємність та великий ресурс роботи, а також з пошуком конструктивних рішень для зниження металоемності та підвищення енергоефективності сорбційних теплових насосів.

Для ефективного використання теплових насосів в промислових технологічних процесах необхідно мати стабільне джерело низькопотенційної теплоти, саме тому, ефективним напрямком використання теплових насосів в промисловості є сушіння. Тепловий насос за своїм принципом дії добре пристосований до інтеграції в процес конвективного сушіння, оскільки низькопотенційна теплота, яка необхідна для його роботи, утворюється в самій сушарці. Зважаючи на те, що термічне зневоднення є одним з найбільш енергоємних технологічних процесів, оснащення конвективної сушильної установки теплонасосним агрегатом є перспективним напрямком енергозбереження, що дозволяє знизити в 2-3 рази енерговитрати на видалення вологи з матеріалу за рахунок утилізації теплоти відпрацьованого теплоносія, створити контрольовані тепловологісні умови сушіння та виключити викиди парникових газів у навколишнє середовище. Для широкого впровадження теплонасосних сушильних установок в промисловість необхідно розробити науково обґрунтовані методи їхнього розрахунку та проектування.

Наукові основи для розвитку сучасних досліджень з підвищення енергоефективності сушіння закладені в працях А.В. Ликова, А.С. Гінзбурга, В.В. Краснікова, Г.К. Філоненко, М.О. Грішина, А.А. Долінського, Ю.Ф. Снежкіна, М.І. Нікітенко, С.П. Рудобашти, Г.К. Станкевича, О.Г. Бурдо, А.С. Mujumdar, Т. Kudra та інших вчених.

Одним з найбільш енергоємних і соціально значущих секторів економіки є теплопостачання. В цьому секторі споживається близько 40 % енергоресурсів, що використовуються в країні, з яких більш ніж половина приходить на комунально-побутовий сектор. Сектор теплопостачання гостро потребує розробки заходів і технічних рішень, направлених на підвищення надійності, якості та економічності. Економічно ефективним шляхом вирішення даних проблем є

розвиток геотермальної енергетики за рахунок отримання геотермальної енергії за рахунок використання державного фонду раніше пробурених законсервованих свердловин.

Суттєвий внесок у розвиток сучасної геотермії був зроблений такими вченими як А.М. Щербань, О.О. Кремньов, А.А. Долінський, О.В. Шурчков, Ю.П. Морозов, А.Б. Алхасов, Е.І. Богуславський, Ю.Д. Дядькін та іншими вченими.

Вирішення даної прикладної проблеми диктує необхідність розроблення методів визначення теплового потенціалу свердловин, що переобладнані для вилучення геотермальної енергії, та створення методів і технологій їх використання в теплових і електричних енергогенеруючих системах.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася у відповідності з науковою тематикою Інституту технічної теплофізики НАН України і безпосередньо пов'язана з державними тематиками «Розробка промислових технологій на основі теплових насосів з метою енергозбереження» (№ ДР 0103U005686), «Дослідження та розробка енергозберігаючих теплонасосних систем децентралізованого теплохолодопостачання для житлово-комунального господарства та промисловості з використанням низькопотенційних ВЕР» (№ ДР 0106U005331), «Дослідження тепломасопереносу в термохімічних і сорбційних процесах та створення теоретичних засад для розробки теплових насосів і акумуляторів теплоти» (№ ДР 0107U002128), цільовими програмами наукових досліджень НАН України «Розробка та створення енергозберігаючих сорбційних термотрансформаторів на базі нових композитних речовин, що працюють з використанням поновлюваних та вторинних джерел енергії» (№ ДР 0106U009785), «Подовження терміну експлуатації сушильного обладнання шляхом удосконалення теплогенеруючих систем» (№ ДР 0116U006295), «Подовження ресурсу роботи раніше пробурених законсервованих свердловин методами геотермальних технологій генерації теплової і електричної енергії» (№ ДР 0116U004293), «Розробка рекомендацій щодо розрахунків, проектуванню та застосуванню систем геотермального енергопостачання в комунальному господарстві і агропромислому комплексі»

(№ ДР 0117U002687), конкурсними науковими проектами «Study of solar assisted cooling unit using new adsorbent materials» (INTAS, № 03-51-6260), «Дослідження і розробка ефективних методів використання «провальної» електроенергії для тепло- і холодопостачання споживачів в Росії і Україні із застосуванням термохімічних процесів» (№ ДР 0109U004981), «Исследование совместных процессов тепло- и массопереноса в многокомпонентных системах для разработки сорбционных преобразователей теплоты нового поколения» (№ ДР 0113U000647) та з госпдоговірними темами «Определение режимов сушки и разработка сушильного оборудования для тропических растений» (Контракт з СРВ НП № 1330/746-1), «Розробка та виготовлення осушувача повітря для пристрою сушки відходів ПЕТФ в лінії гранулювання термопластів ЛГТВ-150» (Договір № 2719), «Розробка та виготовлення модульно-блочної зерносушильної установки з універсальним теплогенератором» (Договір № 2742), у яких автор брав участь як керівник та відповідальний виконавець.

Метою наукового дослідження є розвиток науково-практичних засад створення адсорбційних термотрансформаторів і акумуляторів теплоти на нових адсорбційних матеріалах, а також розроблення практичних шляхів підвищення ефективності промислових технологічних процесів, які ґрунтуються на технологіях сорбційної та парокompресійної трансформації теплоти.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі завдання:

- 1) створити методикку відбору адсорбентів, перспективних для застосування як робоче тіло адсорбційних теплових насосів;
- 2) дослідити оборотні термохімічні реакції та запропонувати ефективні хемосорбенти для різного практичного застосування;
- 3) виявити вплив складу хемосорбенту на температурні параметри процесу сорбції-десорбції і розробити технологію синтезу адсорбційних матеріалів із заданими споживчими властивостями;
- 4) дослідити термодинамічні цикли адсорбційних термотрансформаторів на нових хемосорбентах в лабораторних і натурних умовах, вивчити теплофізичні процеси, які проходять в них;

5) розробити принципи теплотехнічного розрахунку і проектування апаратів адсорбційних теплонасосних установок на сольових сорбентах;

6) дослідити та оптимізувати процеси зневоднення теплоносія при конвективному сушінні з використанням парокомпресійного теплового насоса;

7) розробити технологічну схему, виконати техніко-економічне обґрунтування і впровадити систему теплонасосного тепlopостачання в комунальній енергетиці;

8) вивчити геотермальні властивості раніше пробурених недіючих газових свердловин та дослідити ефективність їх використання в системах геотермального теплонасосного енергопостачання;

9) провести виробничу апробацію запропонованих науково-технічних рішень, визначити їхні енергетичні та техніко-економічні показники.

Об'єкт дослідження – процеси трансформації теплової енергії з використанням сорбційних і парокомпресійних теплових насосів.

Предмет дослідження – цикли, схеми, конструкції, температурні й енергетичні характеристики сорбційних і парокомпресійних теплових насосів, енергозберігаючі режими їхньої роботи.

Структура та методи дослідження:

– аналітичні та експериментальні дослідження лабораторних зразків з використанням методів теорії тепломасообміну, гідрогазодинаміки, математичної статистики, комп'ютерного моделювання;

– натурні випробування експериментальні зразків з використанням методів теорії вимірювання фізичних величин;

– підконтрольна експлуатація дослідно-промислових зразків.

Наукова новизна одержаних результатів:

1) запропонований універсальний методологічний підхід для здійснення пошуку та попереднього відбору перспективних робочих тіл для адсорбційних термотрансформаторів, який базується на принципі температурної інваріантності Полянї;

2) обґрунтована і практично доведена можливість суттєвого розширення зони робочих концентрацій сольового адсорбенту в адсорбційному термодинамічному циклі при введенні солі в інертний пористий носій;

3) вперше синтезований та досліджений в адсорбційному холодильному циклі сольовий адсорбент на базі сорбційної пари хлорид кальцію-метанол і спученого перліту як носія, на підставі випробувань вивчені енергетичні показники дійсного адсорбційного циклу і розроблені принципи теплотехнічного розрахунку апаратів адсорбційних агрегатів на сольових сорбентах;

4) вперше досліджений в натурних умовах сонячний адсорбційний холодильник на сорбційній парі хлорид кальцію-вода, на підставі узагальнення результатів випробувань розроблена методика розрахунку і проектування адсорберів, що працюють в умовах змінної температури гріючого джерела;

5) вперше отримані аналітичні залежності, що дозволяють визначити температурні параметри теплонасосного циклу, при яких забезпечується мінімізація енерговитрат на вилучення вологи з сушильного агента при конвективному сушінні з використанням конденсаційного теплового насоса.

Практичне значення одержаних результатів. В дисертаційній роботі одержані такі практично важливі результати:

1) розроблено методику пошуку і вибору адсорбентів, перспективних для застосування як робочих тіл сорбційних перетворювачів теплоти, яка дозволяє здійснювати пошук оптимальних адсорбентів на підставі обмеженого набору експериментальних даних, в тому числі за ізотермами адсорбції, що отримані при температурах, які відрізняються від реалізованих в адсорбційному циклі. Із застосуванням цієї методики обрані сорбенти, перспективні для використання як робочі тіла адсорбційних термотрансформаторів;

2) в рамках проекту INTAS № 03-51-6260 розроблений, створений та випробуваний на дослідному полігоні Міністерства енергетики України в м. Алушта експериментальний сонячний адсорбційний холодильник;

3) розроблена та впроваджена теплонасосна система осушення повітря в лінії виробництва харчових порошоків з тропічних фруктів у В'єтнамі (акт приймання від 07.07.2000 р.);

4) розроблена конструкція та виготовлений осушувач повітря для пристрою сушіння подрібнених відходів поліетилентерефталату на базі лінії ЛГТВ-100 для ВАТ «УкрНДІпластмаш» (акт приймання-здачі від 10.09.2001 р.);

5) розроблена, створена, змонтована та впроваджена теплонасосна сушильна шафа ТШС-2,5 в ІТТФ НАН України (акт впровадження від 17.12.2003 р.);

6) розроблена технічна документація, створено та змонтовано зразок модульно-блочної зерносушильної установки з універсальним теплогенератором теплонасосного типу на Державному підприємстві "Український державний центр по випробуванню та прогнозуванню техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва" (УкрЦВТ) (акт приймання-здачі від 10.12.2004 р.);

7) розроблено, створено та впроваджено ряд експериментальних конвекційних теплонасосних сушарок для Національного університету харчових технологій (НУХТ) (акт від 08.06.2004 р.), для Харківського державного університету харчування та торгівлі (ХДУХТ) (акт прийняття-здавання від 28.02.2007 р.);

8) розроблена технологічна схема та проектно-кошторисна документація на теплонасосну установку гарячого водопостачання потужністю 1,5 МВт в м. Краматорську Донецької області (акт прийняття виконаних робіт від 27.08.2009 р.). У відповідності до розробленої технічної документації створена теплонасосна установка гарячого водопостачання, яка забезпечує отримання розрахункової кількості гарячої води;

9) проведені випробування теплогенеруючого осушуючого теплонасосного агрегату для конвективної сушарки камерного типу у виробничих умовах ДП «Інженерний центр «Сушка»» (акт випробувань від 12.11.2020 р.) та компанії «В.Д.Е. –Україна» (акт випробувань від 03.09.2020 р.);

10) в ІТТФ НАН України введено в експлуатацію дослідно-промисловий зразок теплогенеруючого осушуючого теплонасосного агрегату для конвективної сушарки камерного типу (акт прийняття в експлуатацію від 20.11.2020) р.

Практичне значення результатів роботи підтверджується одержаними патентами України на винахід на:

- спосіб нагрівання і охолодження рідини в адсорбційному перетворювачі теплоти (Патент 105156 України);
- адсорбційний перетворювач теплоти періодичної дії (Патент 105155 України);
- систему адсорбційного осушення повітря (Патент 100336 України);
- спосіб роботи теплонасосної конвективної сушарки (Патент 85875 України);
- спосіб конвективного сушіння матеріалу (Патент 38971 України).

Особистий внесок здобувача. Всі результати, які наведені в дисертації, отримані автором самостійно. Проведено критичний аналіз стану проблеми, на основі якого здійснено теоретичне обґрунтування, формулювання наукової проблеми, робочої гіпотези, мети, завдань, програми досліджень, розроблено методику їх проведення. За безпосередньою участю автора виконані експериментальні дослідження в лабораторних і виробничих умовах, здійснений аналіз та узагальнення отриманих результатів, сформульовані висновки і практичні рекомендації. Підготовлені до друку статті, оформлені патенти. Обговорення та узагальнення результатів досліджень проведено спільно з науковим консультантом – академіком НАН України Ю.Ф. Снежкіним.

У сумісних роботах автор планував експеримент, приймав участь у проведенні досліджень, здійснював аналіз експериментальних даних, інтерпретував та узагальнював отримані результати.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались на V, VI, VII, VIII, IX, X та XI Міжнародних конференціях «Проблеми промислової теплотехніки», м. Київ, 2007, 2009, 2011, 2013, 2015, 2017 рр.; III Міжнародній конференції «Нетрадиционная энергетика в XXI веке», АР Крим, м. Судак, 2002 р.; VI, IX, X, XI, XIX та XX Міжнародних конференціях «Відновлювана

енергетика XXI століття», АР Крим, 2005, 2008, 2009, 2010 рр., м. Київ, 2018, 2019 рр.; 1-й, 2-й, 3-й, 4-й та 7-й Міжнародних науково-практичних конференціях «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов)», м. Москва, 2002, 2005, 2008, 2011, 2020 рр.; V та XIV Мінських міжнародних форумах з тепломасообміну, м. Мінськ, 2004, 2012 рр.; V Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, Minsk, Belarus, 2003; 1-му, 2-му та 4-му Міжнародних конгресах «Захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування», м. Львів, 2009, 2012, 2016 рр.; XI, XIV, XV Міжнародних конференціях «Удосконалення процесів та обладнання харчових та хімічних виробництв» м. Одеса, 2006, 2012, 2014 рр.; Міжнародних науково-практичних школах-семінарах «Підвищення енергетичної ефективності харчових і хімічних виробництв», м. Одеса, 2007, 2009, 2010 рр.; I та VI Міжнародних науково-практичних конференціях «Інноваційні енерготехнології», м. Одеса, 2011, 2017 рр.; Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми розвитку систем енергетики і автоматики в АПК», м. Київ, 2012 р.; 1-й та 2-й Міжнародних науково-практичних конференціях «Chemical Technology and Engineering (Хімічна технологія та інженерія)», м. Львів, 2017, 2019 рр. Окремі результати роботи доповідалися на робочих зустрічах, проведених в рамках проекту INTAS № 03-51-6260 (м. Аахен, Німеччина, 2005 р. і м. Мессіна, Італія, 2006 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 65 наукових праць, серед яких 2 монографії, 1 колективна монографія, 34 статті, з яких 8 у виданнях, що входять до наукометричних баз SCOPUS, Web of Science, Index Copernicus, 23 у спеціалізованих фахових виданнях України, 23 публікації у збірниках матеріалів міжнародних конференцій, 5 патентів України на винахід.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел із 339 найменувань, 12 додатків та включає 317 сторінок основного тексту, 119 рисунків і 17 таблиць.

РОЗДІЛ 1.

СУЧАСНИЙ РІВЕНЬ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЇ СОРБЦІЙНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ ТЕПЛОТИ

1.1. Аналіз існуючих конструкцій та результатів досліджень адсорбційних термотрансформаторів

Принцип дії адсорбційної холодильної або теплонасосної установки може бути зведений до наступного. У найпростішій компоновці адсорбційна система складається з двох основних елементів: адсорбера-десорбера і конденсатора-випарника. На рис. 1.1 показана схема роботи адсорбційного термотрансформатора.

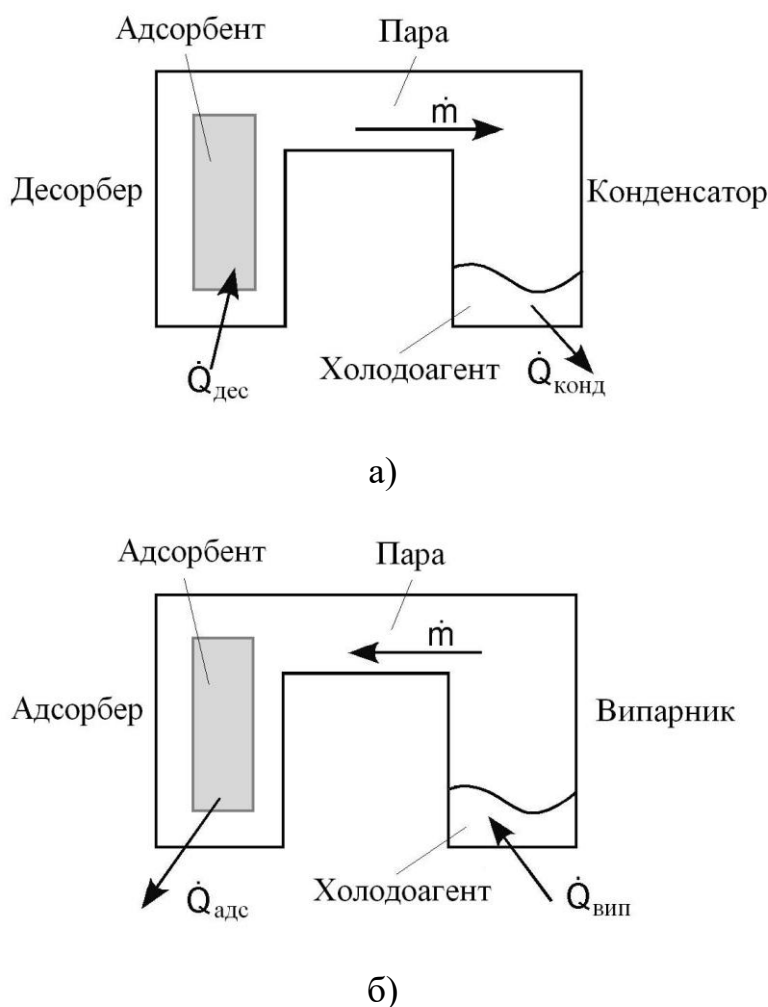


Рис. 1.1. Спрощена схема роботи адсорбційного - термотрансформатора: стадія десорбції (а); стадія адсорбції (б)

На стадії десорбції (рис. 1.1, а) адсорбент нагрівається від зовнішнього джерела теплоти. При нагріванні з адсорбенту виділяється пара холодоагенту, яка поступає до конденсатора і конденсується в ньому. Теплота конденсації відводиться в навколишнє середовище (у циклі холодильної машини) або використовується корисно (у циклі теплового насоса).

При переході на стадію адсорбції (рис. 1.1, б) нагрівання адсорбенту припиняється. При цьому сорбент охолоджується і починає адсорбувати пару з випарника при низькому тиску. Для того, щоб відбувався процес випаровування, до випарника потрібно підводити тепло. Завдяки низькому тиску в системі це тепло може бути підведене при низькій температурі з навколишнього середовища (при роботі в режимі теплового насоса) або відбиратися від охолоджуваного матеріалу (при роботі в режимі холодильної машини). Поглинання пари холодоагенту адсорбентом супроводжується виділенням теплоти сорбції, яка, відповідно, використовується корисно (теплонасосний режим) або розсіюється в навколишнє середовище (холодильний режим).

В даний час найбільше практичне застосування одержали адсорбційні системи, що працюють від енергії Сонця, оскільки періодичний характер роботи адсорбційного термотрансформатора добре узгоджується з перемінним режимом надходження сонячної енергії. Установка має добовий цикл роботи: у денний час здійснюється десорбція холодоагенту, а в нічний – адсорбція.

Такі системи складаються з трьох основних елементів: сонячного колектора, сполученого з адсорбером, конденсатора і випарника, розміщеного в холодильній камері. В більшості випадків застосовують адсорбер, об'єднаний з сонячним колектором, що дозволяє одночасно знизити термічний опір адсорбера та спростити його конструкцію. У деяких системах адсорбер виконаний у вигляді окремого апарату (звичайно називаного реактором), який нагрівається за допомогою проміжного теплоносія. Перевагою таких установок є те, що вони можуть працювати від декількох джерел тепла. Адсорбційні термотрансформатори з виносним реактором складніші за своєю конструкцією, оскільки для того щоб уникнути втрат температурного напору, часто вимагається

використовувати спеціальні методи передачі тепла (подібні, наприклад, до теплових труб) [1, 2]. Ці установки називають також гібридними, оскільки вони можуть використовуватися для одночасного виробництва тепла і холоду [3-6].

Більшість сорбентів мають низьку теплопровідність, тому для збільшення теплопередачі до адсорбційного шару з боку адсорбенту гріючу поверхню роблять ребреною. Іншою можливістю підвищення теплопровідності адсорбційного шару є підмішування металевих пластин або шматочків в адсорбент [7-9]. Застосовують також системи з трубчастим колектором, де адсорбент поміщається в труби, розташовані в корпусі геліоприймача [10-16]. Для того, щоб забезпечити рівномірний розподіл холодоагенту по довжині труб, в сорбент поміщають перфоровану трубку, яка утворює паровий канал в шарі. Перевагою трубчастої системи є менша металоємність, оскільки труби краще витримують перепад тиску в порівнянні з коробковою конструкцією.

Аналіз літературних даних щодо робочих тіл і конструкцій адсорбційних термотрансформаторів показує, що енергетичні і кінетичні характеристики агрегату в значній мірі залежать від параметрів адсорбційного шару в адсорбері-десорбері.

Так, в роботі [17] автори відзначають, що при роботі адсорбційного теплового насосу коефіцієнт теплопередачі в адсорбенті є лімітуючою величиною в сумарній теплопередачі, і має значний вплив на тривалість циклу і величину теплового потоку. Так для цеоліту коефіцієнт теплопередачі досить низький через погану теплопровідність матеріалу і слабкий контакт цеоліту з гріючою металевою поверхнею [18].

У роботі [19] представлені дослідження, які направлені на поліпшення контакту між цеолітом і поверхнею теплообмінника і на збільшення теплопровідності в шарі цеоліту. Показано, що при збільшенні коефіцієнта теплопередачі з 9 до 36 Вт/(м²·К) тривалість процесу вироблення тепла зростає в 1,5 рази, а повний час енергетичного циклу скорочується. В результаті середня потужність збільшується з 8,1 до 19,1 кВт при невеликому зменшенні коефіцієнта перетворення. Таким чином, збільшення коефіцієнта теплопередачі через шар

адсорбенту приводить до інтенсифікації тепломасопереносу при сорбції-десорбції і, як наслідок, до підвищення максимальної потужності адсорбційного теплового насосу.

У роботі [20] приведені результати порівняння двох типів адсорберів для робочої пари цеоліт-вода. Коефіцієнт теплопередачі адсорбера з теплообмінником, на поверхню якого нанесений шар адсорбенту, вище, ніж адсорбера з оребреним теплообмінником, між ребрами якого засипані гранули адсорбенту. Величина коефіцієнта теплопередачі склала $154 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і $18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, відповідно. Коефіцієнт теплопередачі збільшився за рахунок значного зменшення теплового опору між адсорбентом і поверхнею металу.

У статті [21] запропонований новий високоефективний сорбційний модуль з плоскими оребреними трубами (рис. 1.2). Модуль складається з мідної прямокутної труби (ширина – 6 мм, висота – 20 мм) і мідних гофрованих ребер (товщина - 0,08 мм, крок ребер - 2,8 мм), приварених до труби. Міжреберний простір заповнений силікагелем з середнім діаметром частинок 330 мкм. Модуль обернутий нержавіючою сіткою, через яку водяна пара надходить до шару адсорбенту. Ємність модуля по силікагелю дорівнює 1,09 кг. Співвідношення маси металу і сорбенту складає 1,2:1. Густина шару адсорбенту – $640 \text{ кг}/\text{м}^3$.

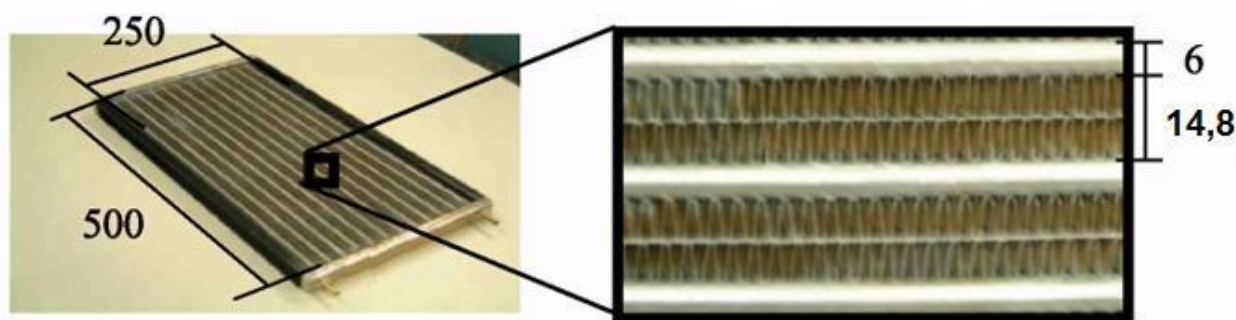


Рис. 1.2. Сорбційний модуль з плоскими оребреними трубами (зліва) і елемент модуля, заповнений силікагелем (справа)

Експериментальні дослідження показали, що питома теплопродуктивність адсорбційної теплонасосної системи з модулем з плоскими оребреними трубами в 1,3 рази більше, ніж системи з модулем з круглими оребреними трубами.

У роботі [22] запропонована нова конструкція адсорбера для адсорбційного термотрансформатора. Основним елементом адсорбера є теплообмінник, конструктивні особливості якого дозволяють досягти високої швидкості тепломасопередачі через шар адсорбенту. В якості одиничного модуля обраний компактний алюмінієвий пластинчато-ребристий теплообмінник масою 1,4 кг (рис. 1.3). Відстань між пластинами теплообмінника становить 8 мм. Між пластинами укладені ребра з кроком 3,5 мм. Площа питомої поверхні теплообмінника становить $950 \text{ м}^2/\text{м}^3$, включаючи поверхню ребер, і $175 \text{ м}^2/\text{м}^3$ зовнішньої поверхні. При габаритах $200 \times 265 \times 65 \text{ мм}$, загальний об'єм теплообмінника становить приблизно $3,5 \text{ дм}^3$. Міжреберний простір теплообмінника заповнений сухими мікропористими гранулами силікагелю з діаметром частинок $0,2\text{-}1,0 \text{ мм}$ і масою $1,5 \text{ кг}$. Співвідношення мас сорбенту і металу ненабагато більше одиниці. Для перешкоджання просипанню гранул силікагелю, теплообмінник обертається дротяною сіткою. Адсорбер (рис. 1.3) складається із шести таких пластинчато-ребрих теплообмінників, підключених паралельно.



а)



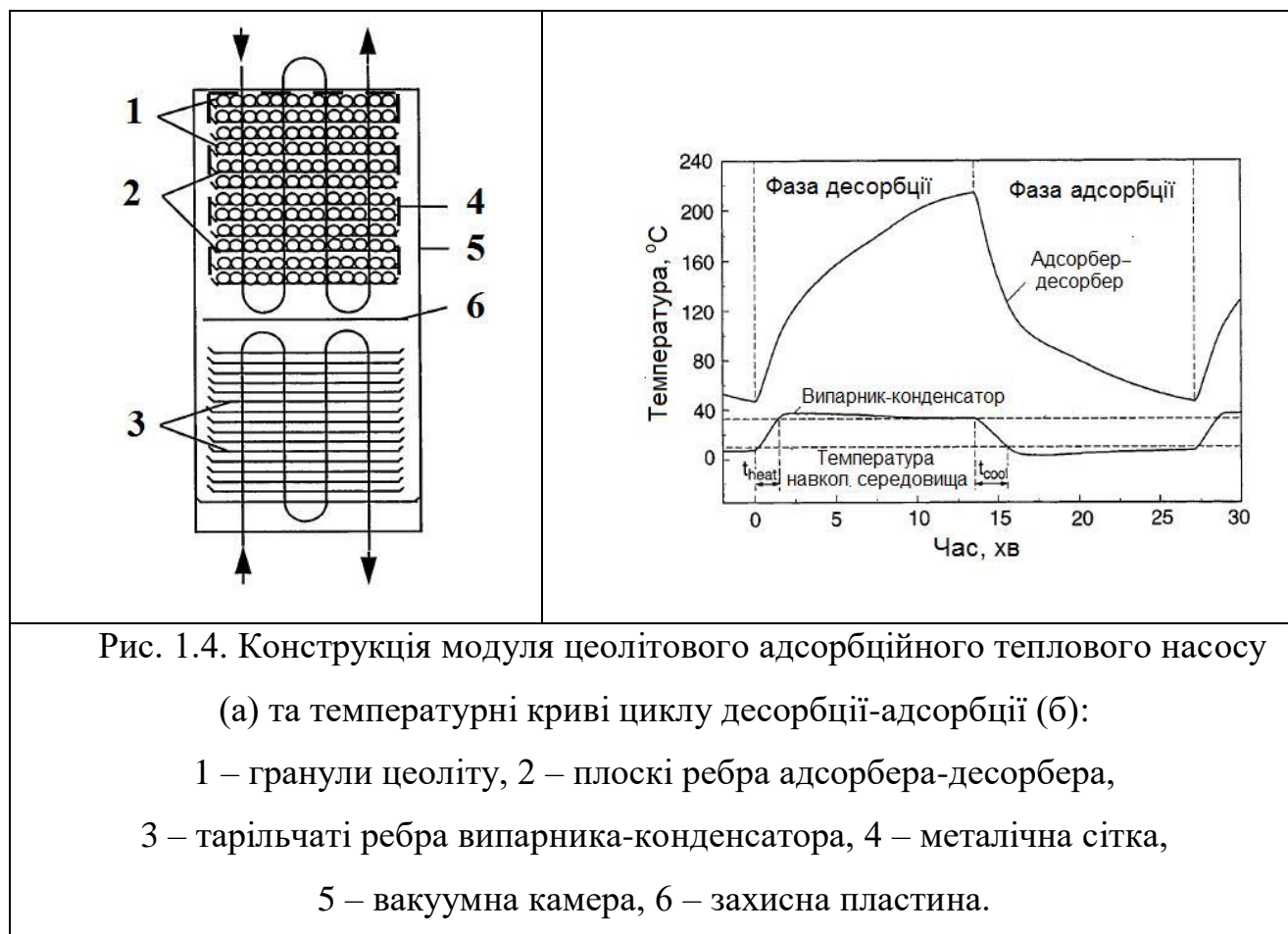
б)



в)

Рис. 1.3. Пластинчато-ребристий теплообмінник (а), елемент теплообмінника, заповнений силікагелем (б), схема конструкції адсорбера-генератора з 6-ма пластинчато-ребристими теплообмінниками

У роботі [23] представлений водо-цеолітовий адсорбційний тепловий насос, що складається з декількох однакових модулів. Кожний із цих модулів являє собою автономний теплонасосний агрегат, з'єднаний з іншими для оптимізації роботи установки. Конструкція одиничного модуля представлена на рис. 1.4.



Модуль складається з адсорбера-десорбера і випарника-конденсатора, розташованих один на одному та розміщених у циліндричній вакуумній камері діаметром 150 мм і висотою 800 мм. Між основними елементами модуля розміщена захисна пластина, яка перешкоджає поширенню теплового потоку від високотемпературної зони до низькотемпературної. Адсорбер-десорбер являє собою ребристий теплообмінник, на горизонтальних ребрах якого тонким шаром укладені гранули цеоліту. Заповнений теплообмінник покривається металевою сіткою для запобігання втрати цеоліту. Конструкція випарника-конденсатора подібна конструкції адсорбера-десорбера. Вона складається з труб для теплоносія

і встановлених горизонтально тарільчатих ребер, на яких протягом фази десорбції накопичується рідкий адсорбат.

Перевагою конструкції модульного адсорбційного теплового насоса є простота пристрою одиничного модуля, відсутність рухомих деталей та висока експлуатаційна надійність.

У роботах [24-27] надані результати досліджень з розробки термохімічного теплового насоса на основі термохімічної системи $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}/\text{Ca}(\text{OH})_2$. На рис. 1.5 показана принципова схема термохімічного теплового насоса. Установка складається з двох циліндричних нержавіючих апаратів – реактора та випарника-конденсатора, які сполучені один з одним паропроводом.

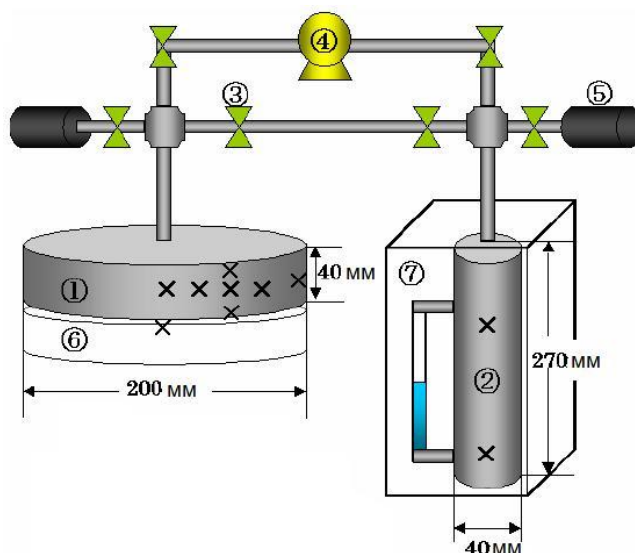


Рисунок 1.5. Схема термохімічного теплового насоса на основі термохімічної системи $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}/\text{Ca}(\text{OH})_2$:

- 1 – реактор, 2 – конденсатор, 3 – вентиль, 4 – вакуумний насос,
5 – датчик тиску, 6 – нагрівач або теплообмінник, 7 – термостат

Для збільшення тепломасопереносу в шарі реагенту частки CaO розміром 0,7-1,0 мм укладені тонким шаром заввишки 20 мм на тарілки реактора. Маса часток CaO – 600 г. Підведення тепла до шару реагенту на стадії розкладання $\text{Ca}(\text{OH})_2$ здійснюється за допомогою плоского нагрівача. Кількість води у випарнику-конденсаторі підтримується на постійному рівні. Усередині апарату

знаходиться мідний теплообмінник, температура води в якому підтримується за допомогою термостата. Реактор і випарник-конденсатор ізольовані скловатою.

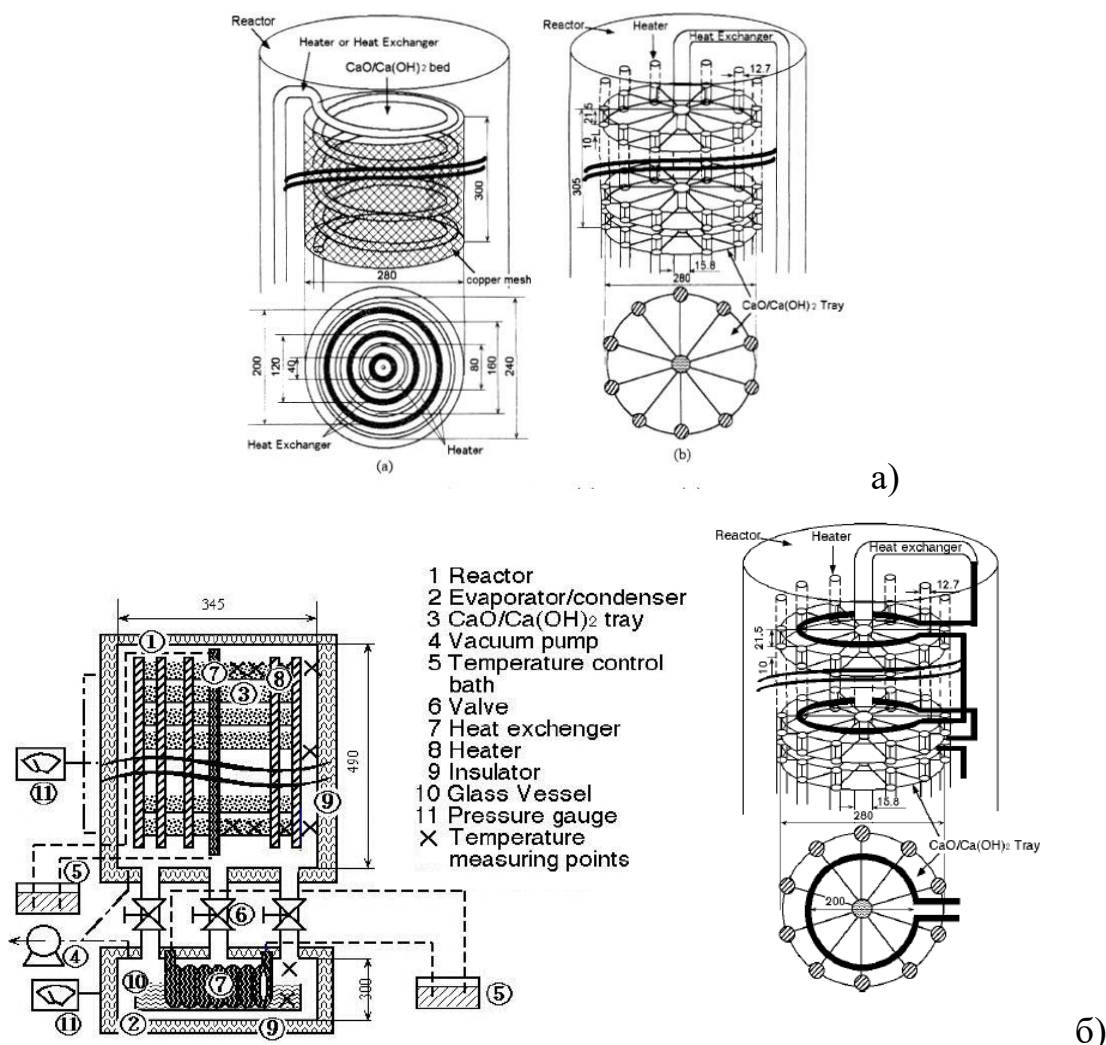


Рисунок 1.6. Принципова схема хімічного теплового насоса і детальна схема реактора установки

На рис. 1.6 а, б надана принципова схема хімічного теплового насоса і детальна схема реактора установки [28]. Ця установка спочатку проектувалася для виробництва гарячої і холодної води. Установка складається з двох циліндричних неіржавіючих посудин, вертикально сполучених один з одним. Вверху установки розміщений реактор, який має внутрішній діаметр 345 мм і висоту 490 мм. Реактор має багатотарілчастий стелаж, наповнений частинками CaO або Ca(OH)₂. Стелаж має електричні нагрівачі і теплообмінники. Внизу знаходиться випарник/конденсатор, який має внутрішній діаметр 300 мм і висоту 345 мм.

Скляна посудина встановлюється у випарнику/конденсаторі і подається постійна кількість води. Посудина має мідний теплообмінник. Реактор і випарник/конденсатор ізольовані скловатою.

Наступним дуже важливим компонентом системи є конденсатор. Його призначення – конденсувати пару холодоагенту протягом фази десорбції. У більшості систем використовуються прості теплообмінники «рідина-повітря», виконані у вигляді труб, припаяних до листа металу [29-37]. Деякі конструкції конденсаторів складаються з системи труб, занурених у ванну з водою [38-41]. Звичайно при цьому досягаються нижчі температури, ніж в конденсаторах, що охолоджуються повітрям, іноді – нижчі за температуру навколишнього повітря [41].

Сконденсований холодоагент прямує до випарника. Протягом фази десорбції холодоагент збирається або прямо у випарнику або в проміжному ресивері, встановленому перед випарником [42-49]. Випарник може бути виконаний у вигляді окремого апарату, поміщеного в охолоджуваний об'єм або суміщений конструктивно з холодильною камерою. Ефективність роботи випарника залежить в найбільшій мірі від теплопередачі від води/льоду до холодоагенту і теплової інерційності конструкції, тобто маси пристроїв, які повинні охолоджуватися додатково. Обидва параметри повинні бути зменшені до мінімуму. Гарної теплопередачі можна досягти, наприклад, прямим контактом між водою/льодом і поверхнею випарника [50-53]. Деякі системи для зручності користування обладнані знімними охолоджуваними піддонами, встановленими на випарнику [54-57].

Основні апарати сорбційного термотрансформатора (адсорбер, конденсатор, випарник) зв'язані між собою за допомогою системи труб, яка може бути проведена за різними схемами. Найуживанішою і самою простою конфігурацією є одна лінія труб від адсорбера/колектора через конденсатор до випарника [58-67]. Деякі системи мають більш ніж одну лінію труб, наприклад, для байпасування конденсатора під час фази адсорбції [68-72]. Багатотрубні системи включають вентилі, які в основному дозволяють краще використовувати термодинамічний

процес. Системи без вентилів менш ефективні, але дозволяють зменшити кількість ручних операцій і спростити технічне обслуговування [73, 74].

Що стосується конструкційних матеріалів для адсорбційної установки, то деякі матеріали такі як, наприклад, алюміній можуть чинити каталітичну дію на холодоагент, тим самим викликаючи його розкладання з утворенням неконденсуючихся газів. Безпечними в цьому відношенні матеріалами є нержавіюча сталь і мідь [75].

Конструкції адсорбційних холодильних і теплонасосних установок

При дослідженні систем адсорбційного теплохолодопостачання в даний час основна увага приділяється сорбційним парам активоване вугілля - метанол, цеоліт - вода і сольовий сорбент (ССВ) - вода.

Розглянемо найбільш перспективні з них.

Установки на робочій парі активоване вугілля - метанол:

Pons і Grenier [76] була розроблена і досліджена система, яка має чотири плоскі сонячні колектори, через що є не типовим прикладом (рис. 1.7). Кожен колектор має площу в $1,5 \text{ м}^2$. Колектори 3 і 4 орієнтовані на схід і мають шар адсорбенту завтовшки 5 см; колектори 1 і 2 орієнтовані на захід і мають шар адсорбенту 6 см. Разом всі колектори вміщують приблизно 130 кг активованого вугілля. Колектори попарно зв'язані з двома окремими конденсаторами повітряного охолодження. Конденсат збирається в двох ресиверах. Обидва ресивери підключені до загального випарника. Подача конденсату з ресиверів у випарник здійснюється за допомогою запірних клапанів. Випарник занурений в бак з водою. При випробуванні установки було з'ясовано, що внаслідок дуже дрібного ребрення конденсатор працював неефективно. Показано, що ребра усередині адсорбційного шару забезпечують краще прогрівання шару сорбенту і позитивно впливають на характеристики системи. $\text{COP}_{\text{solar-cooling}}$ установки склав 0,10-0,12 в залежності від погодних умов, а холодопродуктивність – приблизно $5,3 \text{ кг льоду/м}^2$.

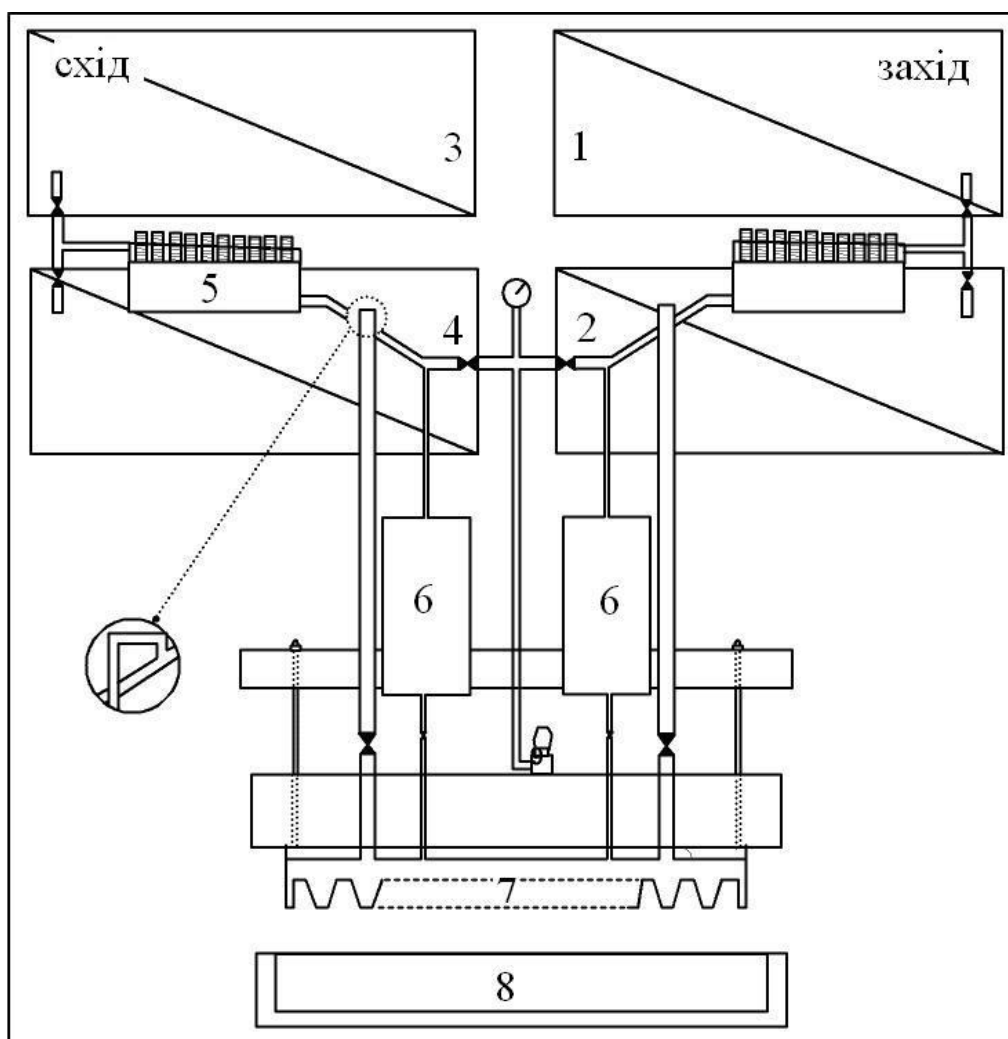


Рис. 1.7. Чотириколекторна система:

1, 2, 3, 4 – колектор; 5 – конденсатор; 6 – ресивер;

7 – випарник; 8 – бак з водою

Холодильна система, запропонована Jing та ін. [77], складається із звичайних вузлів таких як колектор, конденсатор і випарник, встановлений в холодильній камері (рис. 1.8). Колектор має знімну теплоізоляцію для кращого охолодження адсорбенту під час стадії адсорбції. Активна площа колектора складає $1,01 \text{ м}^2$. Адсорбент поміщується в труби з неіржавіючої сталі. По осі труб встановлені перфоровані паропроводи, що сполучуються з конденсатором. Конденсатор занурений в бак з водою. Цікаво, що трубопроводи не містять запірної арматури, і циркуляція потоків пари та рідини в системі здійснюється під дією сили тяжіння.

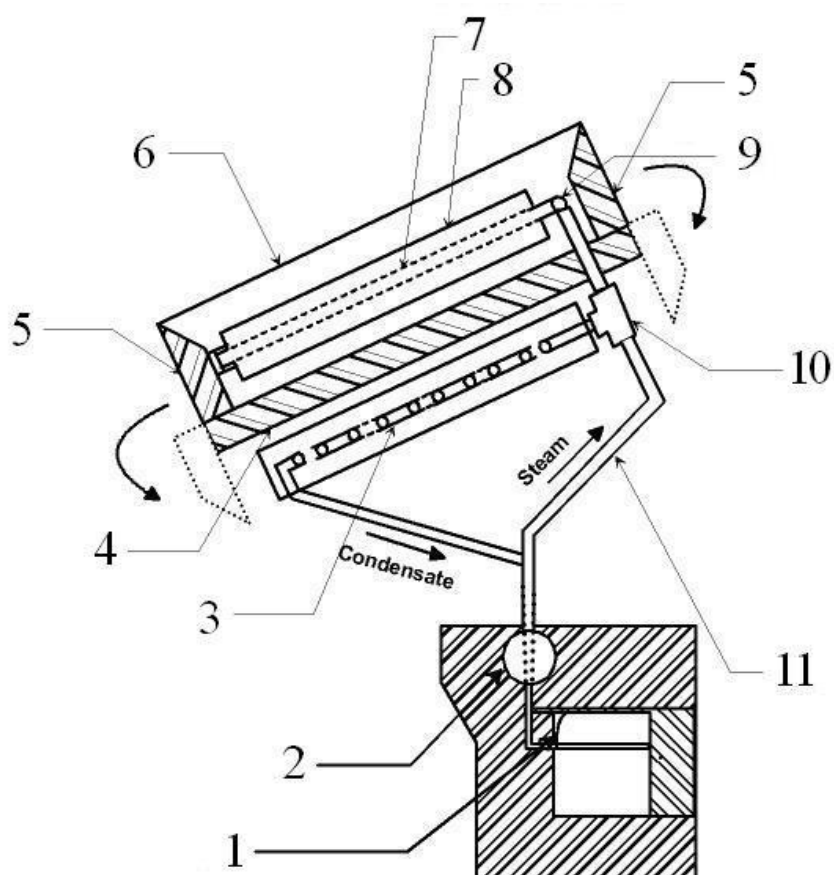


Рис. 1.8. Холодильник з байпасним трубопроводом і конденсатором з водяним охолодженням:

- 1 – випарник; 2 – ресивер; 3 – конденсатор; 4 – ізольована ємність;
 5 – заслінка; 6 – скляне покриття; 7 – перфорована труба;
 8 – трубчатий колектор; 9 – головний паропровід; 10 – трійник;
 11 – байпасний паропровід

Ну [78] досліджував безклапанну адсорбційну холодильну систему, зображену на рис 1.9. Конфігурація системи дуже компактна і проста. Адсорбер складається з концентричних трубок з активованим вугіллям між ними. Ізольована ємність адсорбера обладнана охолоджуючими заслінками. Колектор адсорбера, конденсатор і випарник, поміщений в камеру, зв'язані між собою загальним трубопроводом. Виявилось, що безклапанна система має нижчу ефективність.

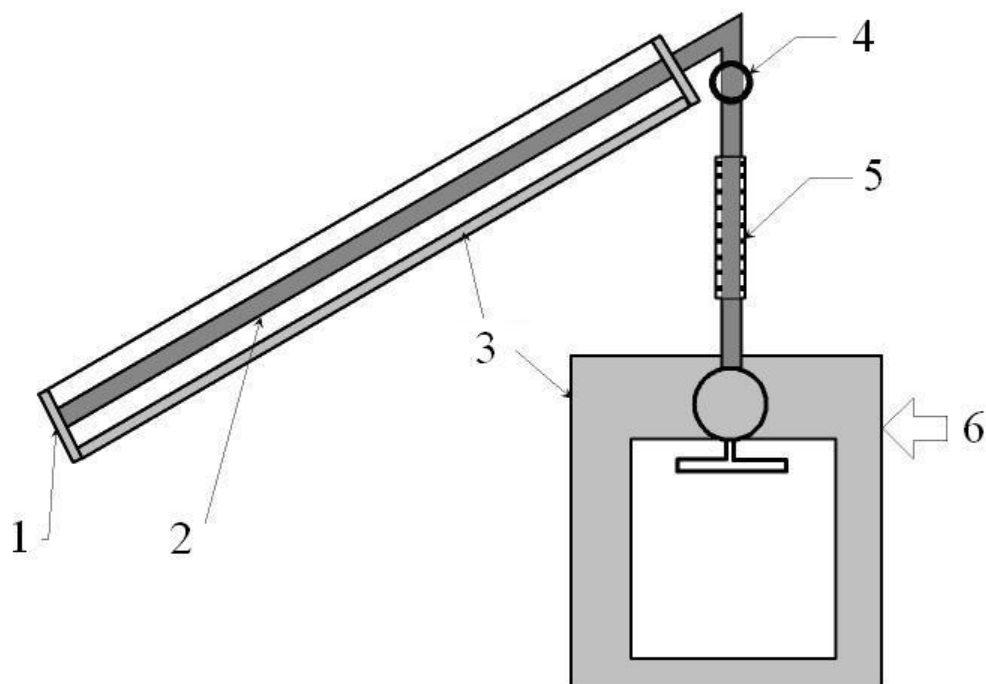


Рис. 1.9. Безклапанна адсорбційна система охолодження:

- 1 – заслінка; 2 – сонячний колектор; 3 – ізоляція; 4 – вентиль;
5 – конденсатор; 6 – холодильна камера з ресивером і випарником

Система, розроблена Sumathy і ін. [79-82], показана на рис. 1.10, вона складається з плоского колектора, обладнаного заслінками, які відкриваються для кращого охолодження адсорбенту на стадії адсорбції. Колектор має активну площу $0,92 \text{ м}^2$ і вміщає 17 кг активованого вугілля. На рис. 1.10 зображено простий конденсатор, зроблений шляхом оребрення сполучного трубопроводу між адсорбером і випарником. Для зручності обслуговування випарник обладнаний охолоджуваними алюмінієвими піддонами. Охолоджені піддони знижують експлуатаційні показники, оскільки погіршують умови теплообміну між метанолом, що випаровується, і замерзаючою водою. За сприятливих

кліматичних умов холодопродуктивність установки (по льоду) дорівнює приблизно $4-5,5 \text{ кг/м}^2$, і $\text{COP}_{\text{solar-cooling}} = 0,12$.

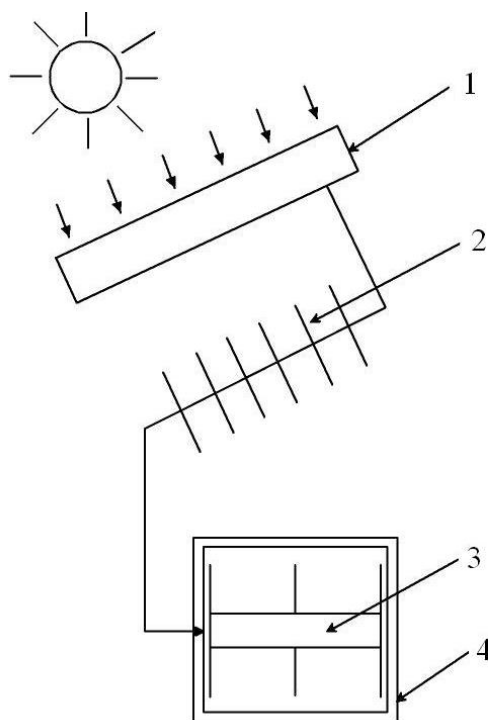


Рис. 1.10. Адсорбційна система для виробництва льоду:

1 – колектор; 2 – конденсатор; 3 – випарник; 4 – ізоляція

Wang та ін. [83] розробили комбіновану систему, яка об'єднує в собі сонячний водонагрівач і адсорбційний льодогенератор. Адсорбер занурено у водний басейн, який нагрівається вакуумним сонячним колектором (рис. 1.11). В той час як протягом дня температура басейну підвищується, відбувається десорбція. Можуть бути досягнуті температури в діапазоні від $80 \text{ }^\circ\text{C}$ до $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Увечері, по закінченню процесу десорбції, гаряча вода зливається з ємності і замінюється холодною. Холодна вода охолоджує адсорбент, тиск усередині адсорбера знижується. Початок фази адсорбції управляється відкриттям клапана.

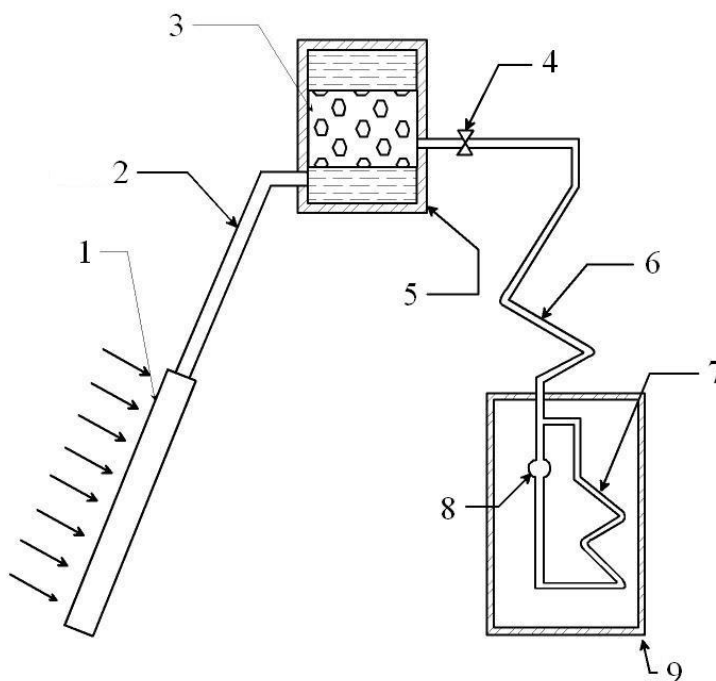


Рис. 1.11. Сумісна система охолодження, яка додатково виробляє гарячу воду:

- 1 – сонячний колектор; 2 – водопровід; 3 – адсорбер; 4 – вентиль;
 5 – ємність з гарячою водою; 6 – конденсатор; 7 – випарник;
 8 – ресивер; 9 – холодильник

Ефективність цієї системи низька в порівнянні з іншими, тому що частина акумульованої теплоти використовується для нагрівання води. Холодопродуктивність системи склала 10 кг льоду, а $COP_{\text{solar-cooling}}$ – приблизно 0,067. Додатково було одержано 150 кг гарячої води. Активна поверхня колектора – 2 м².

Система Boubakri та ін. [84], показана на рис. 1.12, конструктивно може бути поділена на два блоки. Перший – колекторний і конденсаторний блок, другий, – випарний блок. Обидва елементи сполучені між собою гнучкою трубою. Колекторний-конденсаторний блок складається з корпусу, який зроблений з нержавіючої сталі. Усередині корпусу поміщено активоване вугілля (20 кг). Вугілля притискається до гріючої поверхні за допомогою сітки. Нижня стінка корпусу є конденсатором і має ребрення із зовнішнього боку. Випарний блок поміщений в теплоізольовану ємність і занурений у воду.

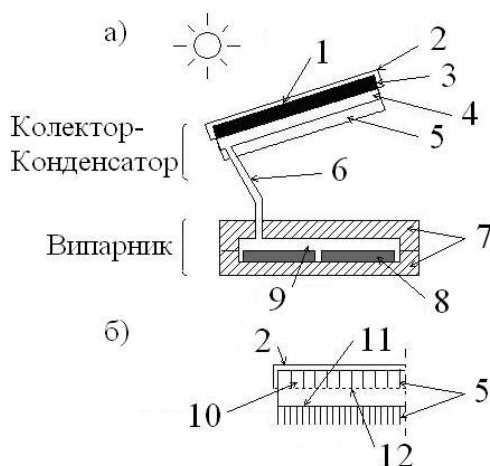


Рис. 1.12. Система льодогенератора з об'єднаними колектором і конденсатором:

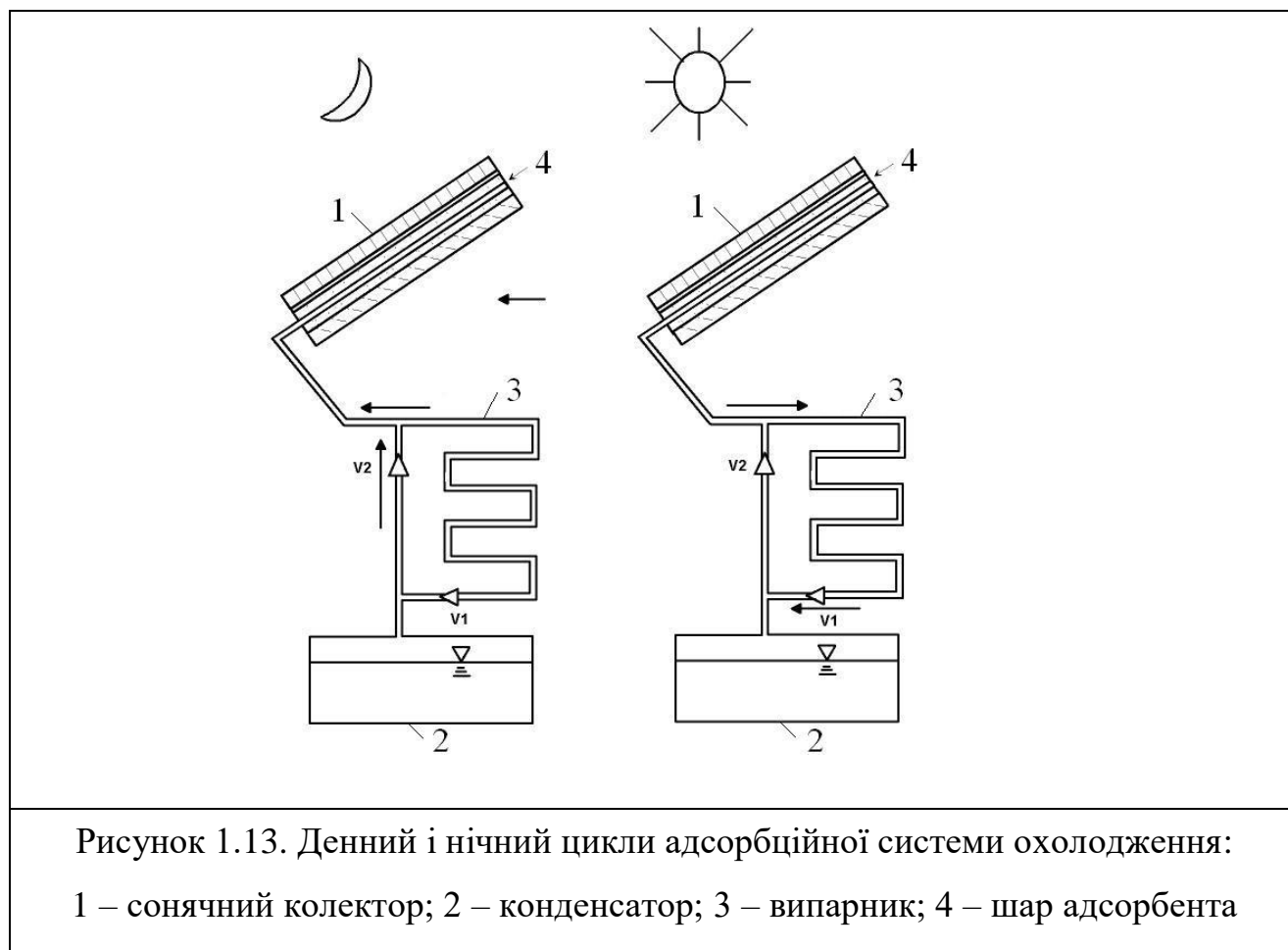
а) поперечний переріз всієї системи; б) переріз колектора-конденсатора:

- 1 – селективне покриття; 2 – скло; 3 – сонячний колектор, заповнений активованим вугіллям; 4 – конденсатор; 5 – ребра; 6 – гнучка труба; 7 – ізоляція; 8 – льодогенеруючий бак; 9 – холодоагент; 10 – активоване вугілля; 11 – внутрішня пластина конденсатора; 12 – поділяюча сітка

Ідея об'єднати колектор і конденсатор в одному елементі з першого погляду здається гарною, оскільки зменшується довжина паропроводу, в результаті чого повинні зменшитись гідравлічні втрати. Але на практиці проектні показники поки що не досягнуті. У більшості останніх опублікованих матеріалів ідея і проект даної випарної установки продовжують розроблятися. В експериментах прототип досяг COP 0,12 (теоретично – 0,19) і середнього значення льодопродуктивності 4 кг/м² (теоретично – 11,5 кг/м²).

Дуже детальна робота представлена у Leite і ін. [85]. Адсорбер складається з паралельних мідних труб. Усередині труб поміщено 20 кг активованого вугілля, яке утримується металевою сіткою, яка формує канал для газового потоку. Всі трубки ведуть до загального колектора, сполученого з трубопроводом. Трубки адсорбера закладені в матеріалі ізоляції, покриті прозорим теплоізолюючим матеріалом (рис. 1.13) і скріплені разом конструкцією корпусу. Корпус обладнаний охолоджувальними заслінками. Конденсатор складається з оребреної

труби, зануреної у водний басейн. Випарник сформований також з горизонтально розташованих труб, частково занурених у воду. Апарати установки додатково зв'язані між собою байпасним паропроводом, що забезпечує під час процесу адсорбції прохід пари з випарника в адсорбер, минаючи конденсатор. Моделювання процесу за метеорологічними даними Joao Pessoa, Leite та ін. [86] показало, що прозорий теплоізолюючий матеріал дозволяє на 40 % підвищити ефективність сонячного приймача в порівнянні з простим скляним колектором. На експлуатаційні якості позитивно вплинула низька температура на виході з конденсатора, яка, завдяки випарному охолодженню, на 1-3 градуси нижча за температуру навколишнього повітря. COP_{solar} дорівнює 0,13, і холодопродуктивність оцінена в 7-10 кг/м².



У дослідженні, проведеному Lemmini та ін. [87] показані інформативні фотографії головних вузлів. Адсорбер зроблений у вигляді металевої ємності з ребрами всередині і подвійним дном. Ємність заповнена 22 кг активованого вугілля, і теплосприймаюча поверхня (1м²) має селективне покриття. Колектор

встановлено на каркасі (рис. 1.14, а). Повітряні конденсатори складаються з чотирьох труб завдовжки 0,85 м з напесованими ребрами. Холодильна камера зроблена з міді у вигляді ємності з подвійними стінками (рис. 1.14, б), яка поміщена в теплоізолюваний корпус. Метанол випаровується усередині стінок холодильної камери. Газоподібний потік холодоагенту, керований ручними вентилями, йде через конденсатор протягом процесу десорбції і прямо до адсорбера протягом процесу адсорбції. Випробування установки в Марокко показали, що вона здатна виробити 5 кг льоду в день. Температура усередині холодильної камери підтримувалася між 0 і 5 °С.

Холодильна камера дуже зручна, але у разі виробництва льоду, її ефективність може розглядатися як низька, оскільки випарник дуже масивний і має велику теплову інерційність.

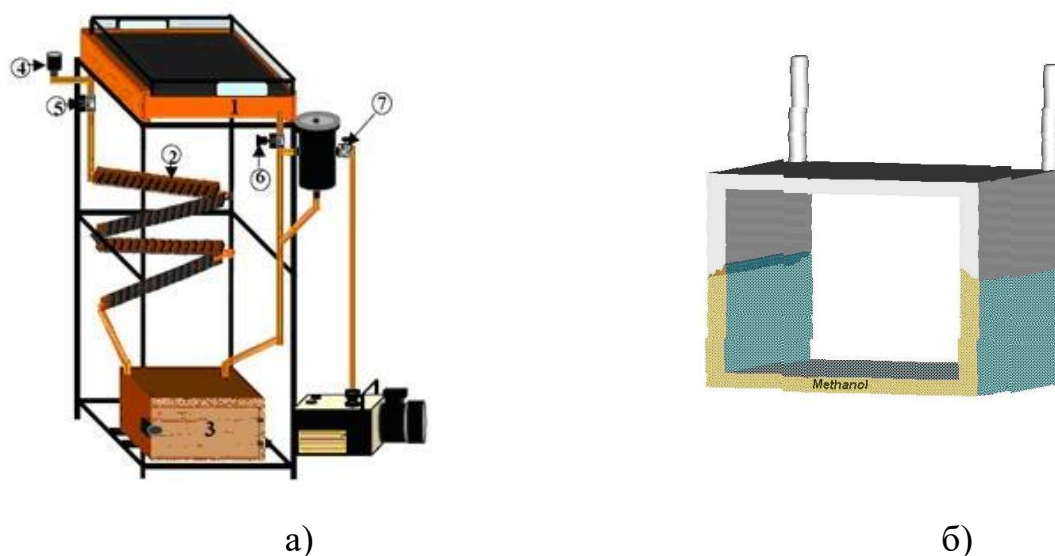


Рисунок 1.14. Сонячний адсорбційний холодильник:
повна установка (а), випарник з подвійним дном (б):

1 – колектор з шаром адсорбенту; 2 – конденсатор повітряного охолодження; 3 – ізольована камера з випарником; 4-7 – клапани

Wang та ін. [88] описують комбіновану систему охолодження, яка забезпечує практично безперервне виробництво холоду. Адсорбер-колектор має дві окремі половини і може обертатися (рис. 1.15). Так, коли в одній половині здійснюється адсорбція, в іншій половині відбувається десорбція. Між цими

двома половинами розміщений шар ізоляції. Протягом адсорбційної фази охолодження адсорбенту забезпечується холодною водою з резервуару. Нагріваючись, ця ж вода може використовуватися для гарячого водопостачання. Модельований COP_{solar} дорівнює 0,18. Оскільки ця система забезпечує більш ніж один цикл за день, її експлуатаційні характеристики можуть бути набагато вищими, ніж в традиційних системах.

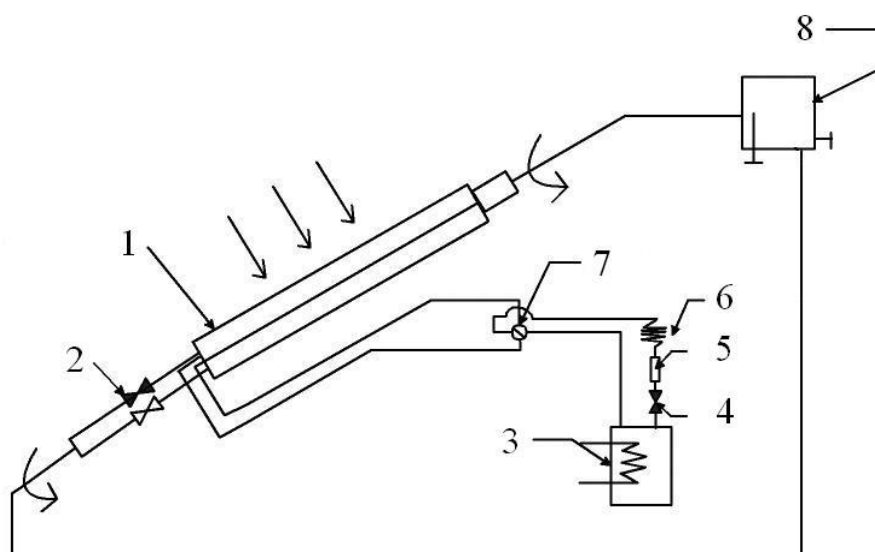


Рисунок 1.15. Комбінована система холодильника з двостороннім шаром, що обертається:

- 1 – адсорбер-колектор; 2 – вентиль для води; 3 – випарник;
 4 – дросельний клапан; 5 – ресивер; 6 – конденсатор; 7 – клапан;
 8 – бак з водою

У роботі [89] Pons та ін. представляють систему, перевірену в Буркіна Фасо. Система заснована на трубчастому адсорбері-колекторі (рис. 1.16). Трубки розміщені в ізольованій ємності з одинарним скляним покриттям. Ємність може відкриватися за допомогою заслінок. Адсорбент (40 кг активованого вугілля) поміщений усередині трубок і утримується сіткою, яка формує внутрішню трубу для потоку пари. Конденсатор – простий повітряний конденсатор, зроблений з 7

ребрих трубках завдовжки 2 м. Конденсат збирається в мірній колбі. За допомогою контрольного клапана може бути вибраний час, коли метанол поступає у випарник. Випарник складається з 8 трубок і розміщений усередині холодильної камери, виготовленої з полістиролу. При випробуваннях системи значення COP_{solar} досягнуть 0,13.

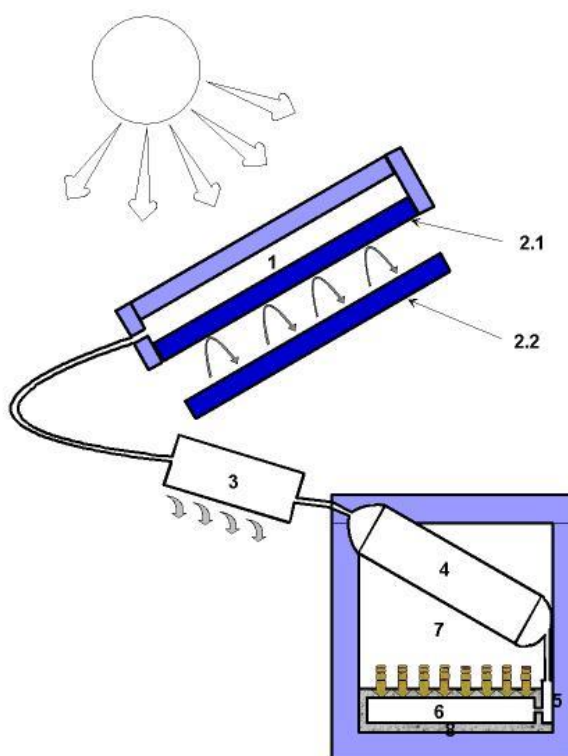


Рисунок 1.16. Схема холодильної системи:

- 1 – колектор-адсорбер; 2 – ізоляція-заслінка; 3 – конденсатор;
 4 – мірна колба; 5 – регулюючий вентиль; 6 – випарник;
 7 – холодильна камера

Установки на парі цеоліт-вода

В області систем сонячного охолодження, що використовують робочу пару цеоліт-вода, в літературних джерелах було знайдено тільки декілька прикладів. З цього можна зробити висновок, що вода як холодоагент є менш підходящою для одержання низьких температур, тому що її заморожування

усередині випарника явно знижує ефективність. Цей холодоагент представляється більш придатним для теплонасосних адсорбційних систем.

Redman [90] створив адсорбційний термотрансформатор великої продуктивності, який працює на парі цеоліт-вода. Система працює за рахунок сонячної енергії, але потрібен додатковий електричний нагрів. Насоси і вентилятори також мають електроприводи. Реактор систем містить труби, наповнені цеолітом, що нагріваються гарячою водою. На жаль, в деталях конструкція не описується. Розрахований COP_{solar} із значеннями від 0,33 до 0,99 представляється завищеним, навіть якщо не враховувати споживання електроенергії.

Одна з систем охолодження, описана Leite та ін. [91], використовує робочу пару цеоліт-вода. Система розроблена EG-Solar and Zeo-Tech і призначена для використання у віддалених районах. Система складається з холодильної камери з випарником і змінним адсорбційним контейнером (картриджем), що містить цеоліт. Крім того, для роботи потрібні параболічний відбивач і вакуумний насос. Картридж нагрівається і десорбується за допомогою параболічного відбивача і сонячного світла. Вода виділяється з цеоліту в навколишнє повітря. Після десорбції картридж підключається до випарника і вся система вакуумується. Цеоліт забезпечує адсорбцію пари води протягом п'яти годин, після чого картридж знову десорбується в параболічному відбивачі (рис.1.17). У випарнику були одержані температури аж до $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Дані про ефективність не представлені, але вони можуть вважатися низькими. Запропоновано модернізувати систему і зробити її закритою для уникнення необхідності вакуумування і забруднення цеоліту. У [92] встановлено, що всередині холодильника досягається мінімальна температура $-4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, і що температура нижче $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ зберігається протягом 17 годин.

1.2. Робочі тіла сорбційних холодильних і теплонасосних установок

Адсорбенти, що застосовуються в сорбційних термотрансформаторах, які працюють з використанням сонячної енергії повинні відповідати наступним вимогам: сорбувати пару холодоагенту при температурі навколишнього

середовища (40-50 °C) і тиску, який відповідає рівноважному тиску у випарнику, десорбувати – при температурі сонячного колектора (100-130 °C) і тиску, відповідному до рівноважного тиску в конденсаторі. Як холодоагенти бажано використовувати легкоадсорбуємі рідини з високою прихованою теплотою випаровування і невисоким робочим тиском. Вибір робочої пари визначається температурним рівнем холоду, який необхідно одержати у випарнику і температурою, яку може забезпечити сонячний колектор для регенерації адсорбенту.

Основними показниками ефективності робочої пари є поглинаюча здатність сорбенту, температура регенерації, теплота десорбції холодоагенту. З якісного боку можна сказати, що чим сильніша енергія зв'язку між твердим тілом і адсорбованою молекулою, тим нижча температура, при якій зможе працювати випарник, але тим нижчим буде тепловий коефіцієнт і вищою температура регенерації адсорбенту.

В теплових насосах для утилізації теплоти при плюсових температурах низькопотенційного джерела вигіднішим є застосування пари адсорбент-холодоагент із слабким зв'язком (типу "твердий поглинач-вода"), який дозволяє одержати тепловий коефіцієнт 1,7-1,8. При мінусових температурах джерела бажано застосовувати пару з сильнішим зв'язком (типу "твердий поглинач-метанол") і тепловим коефіцієнтом близько 1,5-1,6. При більш низьких температурах (-10...-20 °C) – необхідні пари з дуже сильним зв'язком (типу "твердий поглинач-аміак"), що дає тепловий коефіцієнт не більше ніж 1,3.

Також, як в машинах безперервної дії, в періодичних системах перспективно застосування як холодоагенту води, яка може використовуватися в поєднанні з твердими сорбентами, – силікагелями, алюмогелем, синтетичними і природними цеолітами, активованим вугіллям, солями. Вказані речовини дозволяють одержувати холод плюсових температур і навіть виробляти лід, і тому можуть застосовуватися в системах кондиціонування і для зберігання незаморожених продуктів при температурі + 5 ...+ 10 °C.

Dr. Tchernev в Массачусетському технологічному інституті (США) досліджував різні марки синтетичних і природних цеолітів [93-95]. Проте, як стверджується в цих роботах, ефективнішими виявилися природні цеоліти. По-перше, вони значно (у декілька разів) дешевші за синтетичні. По-друге, теплота адсорбції на природних цеолітах в півтора рази нижча, що зумовило вищі значення теплового коефіцієнта.

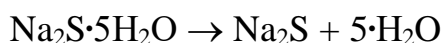
Природний кліноптилоліт, який використовував Tchernev, має невисоку температуру десорбції, що позитивно позначається на к.к.д. сонячного колектора, але, із-за малої вологоємкості і, відповідно, великої витрати сорбенту (близько 50 кг/м²) загальна ефективність генератора-адсорбера невелика.

У роботах [96-98] представлені результати дослідження пари цеоліт 13X - вода. Цей цеоліт має найбільшу ємність по воді серед сорбентів цього, причому повне насичення досягається при низькому тиску водяної пари. Для його ефективної роботи необхідні високотемпературні сонячні колектори, оскільки при температурах до 110 °С відганяється менше половини адсорбованої вологи.

Близькі до цеолітів сорбційні характеристики мають дрібнопористі силікагелі. У роботі [99] вивчені процеси тепло- і масопереносу при різних режимах роботи адсорбційного холодильника. У досліджах використовувався силікагель ФУДЖІ-А, який в процесі насичення міняє колір з блакитного на рожевий.

За результатами експериментальних досліджень цеолітів і силікагелів можна зробити висновок, що кількість десорбуємого ними холодоагенту значною мірою залежить від температурних параметрів холодильного циклу і складає 3 - 10 % від ваги сорбенту.

Вища сорбційна місткість досягається при застосуванні як адсорбента солей. Робоча пара сульфід сірки - вода [100] може застосовуватися як в холодильному, так і в теплонасоному циклі. Вода утворює з сульфідом сірки з'єднання $\text{Na}_2\text{S}\cdot 5\text{H}_2\text{O}$, яке при нагріві розкладається відповідно до рівняння:



Добре зарекомендувала себе в експериментальних дослідженнях також система хлорид магнію - вода [32]. Основний термохімічний цикл:



Тепловий ефект реакції – 900 ккал/кг.

Недоліком вказаних сорбентів є те, що при перегріві генератора-адсорбера відбувається розкладання солей з виділенням неконденсуючихся газів, які різко знижують продуктивність установки, уповільнюючи процеси адсорбції і конденсації.

Для роботи холодильних і теплонасосних установок при мінусових температурах випаровування вельми перспективним представляється застосування як холодоагенту метилового спирту. Метанол має високу теплоту випаровування (290 ккал/кг), низьку точку замерзання (-98°C) і відносно високу температуру кипіння (65°C) [101, 102]. У холодильних установках температура конденсації метанолу ніколи не перевищує 50°C, тому тиск в системі буде завжди нижчий за атмосферний, що дозволяє понизити металоемність і забезпечити певний ступінь безпеки. Сольові розчини метанолу у відсутності кисню не чинять кородуючої дії на залізо, мідь, цинк, алюміній або їх сплави [103, 104].

Як адсорбенти в поєднанні з метанолом можна використовувати хлорид, бромід і йодид кальцію, стронцію, літію і магнію. Адсорбційна дія солей металів ґрунтується на утворенні хімічних сполук, аналогічних гідратам і на розчиненні солей в спирті. Перевага застосування метанолу як холодоагенту в порівнянні з аміаком полягає також в тому, що при цьому досягається більший термічний к.п.д., оскільки теплота утворення і розкладання алкоголятів значно нижча, ніж теплота реакції при утворенні і розкладанні аміакатів.

У лабораторії Sandia в Ліверморі були проведені лабораторні дослідження безводного хлориду кальцію з парою метанолу [105]. Теплонасосний цикл, оснований на цій робочій парі дозволяє здійснювати охолодження з тепловим коефіцієнтом 0,6 або забезпечувати теплом установки сонячного обігріву і водяного опалювання з тепловим коефіцієнтом 1,6.

Вимірювання за допомогою рентгенівських променів показали, що в результаті реакції утворюється тверде з'єднання $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{CH}_3\text{OH}$. Ентальпія і ентропія реакції складають 51,9 кДж/моль і 126 Дж/моль град, відповідно. Ентальпія приблизно 1,35 рази більша за ентальпію рідкого метанолу (38,2 кДж/моль), тоді як ентропія близька до ентропії випаровування (113 Дж/мольград).

Комплекс робіт по пошуку ефективних сорбентів для метанолу виконаний у ряді університетів Франції. Як сорбент спочатку був досліджений цеоліт NaX [106-108]. Ця робоча пара дозволяє одержувати температури випаровування -10°C і показала гарну працездатність і стабільність робочих речовин при багатократних циклах сорбції-десорбції. Недоліком NaX є мала сорбційна ємність по метанолу.

Надалі автори підібрали і детально досліджували ефективніший сорбент – активоване вугілля AC-35 [109-111]. Сорбційна здатність AC-35 – до 0,3 кг/кг. Повне звільнення від метанолу відбувається при 150°C . Реально в циклі сонячного термотрансформатора бере участь 0,15 кг метанолу, що є хорошим показником для сорбентів цього типу.

Аналіз літературних даних показує, що основна частина досліджень, що проводяться в останній час, присвячена пошуку нових робочих речовин. За типом сил, що спричиняють адсорбцію, робочі речовини можна розбити на дві основні групи: адсорбенти на основі ефекту фізичної адсорбції – синтетичні і природні цеоліти, активоване вугілля, силікагелі, і адсорбенти на основі ефекту хемосорбції – соли лужних і лужноземельних металів.

Сорбційна місткість адсорбентів першої групи невелика – 5-10 % від ваги сорбенту, але, завдяки стабільності властивостей, довговічності гранул і невисокій температурі регенерації, ці робочі речовини одержали найбільше практичне застосування.

Вища (у 5-6 разів) здатність до поглинання досягається при використанні як сорбентів неорганічних солей, які утворюють з парою холодоагенту тверді хімічні з'єднання типу кристалогідратів. Практичне застосування цих робочих речовин має технічні труднощі, пов'язані з проблемою забезпечення стабільності гранульованої структури адсорбенту, оскільки при поглинанні пари холодоагенту

відбувається значне збільшення об'єму гранул і, крім того, в процесі роботи можливо часткове розчинення соли при місцевому перенасиченні холодоагентом.

1.3. Термодинамічні цикли сорбційних термотрансформаторів та шляхи підвищення коефіцієнтів трансформації

Згідно з класифікацією В.С. Мартиновського [112] основні цикли перетворення теплоти в термотрансформаторах поділяються на наступні групи:

1. Теплові двигуни, які трансформують тепло в механічну енергію.
2. Холодильні машини, які перетворюють механічну енергію в холод.
3. Теплові насоси, які трансформують механічну енергію в тепло, яке відводиться при температурах вищих ніж температура оточуючого середовища.
4. Підвищувальні трансформатори тепла, які перетворюють теплоту низького потенціалу в тепло більш високого потенціалу.
5. Знижувальні термотрансформатори, які перетворюють теплоту високого потенціалу в теплоту низького потенціалу.
6. Теплові двигуни, які трансформують холод в роботу.
7. Термотрансформатори, які перетворюють холод високого потенціалу в холод низького потенціалу.
8. Термотрансформатори, які перетворюють холод низького потенціалу в холод більш високого потенціалу.
9. Термотрансформатори, в яких холод перетворюється в тепло з більш високою температурою, ніж температура оточуючого середовища.
10. Термотрансформатори – теплоспоживаючі холодильні машини, які витрачають як первинну енергію тепло.

Таким чином з десяти вказаних перетворювачів енергії тільки чотири відносяться до тих, які як первинну енергію споживають теплоту.

Сорбційні термотрансформатори прийнято класифікувати за такими основними ознаками:

- 1) цільове призначення;
- 2) використовувані робочі речовини;
- 3) тип циклу, що реалізується;

4) вид джерел теплоти, необхідних для роботи.

За цільовим призначенням сорбційні термотрансформатори поділяються на три групи – для одержання холоду, теплоти і комбінованого виробництва холоду і теплоти. В свою чергу холодильні машини за температурним рівнем охолоджуваного джерела можна розділити на машини, що виробляють холод в області негативних і в області позитивних температур. Абсорбційні термотрансформатори, що працюють за циклом теплового насоса, підрозділяються на знижувальні та підвищувальні.

Останніми роками виявляється інтерес до розробки засобів і методів підвищення ефективності абсорбційних термотрансформаторів, працюючих в циклі теплових насосів. Удосконалення абсорбційних холодильних машин і теплових насосів здійснюється за наступними основними напрямками:

1. Підвищення термодинамічної ефективності за рахунок застосування спеціальних схем і циклів та їх оптимізації.

2. Поліпшення вагових і габаритних показників за рахунок інтенсифікації процесів тепломасопереносу в апаратах абсорбційних термотрансформаторів, зниження вартості устаткування і робочих речовин.

3. Підвищення довговічності та експлуатаційної надійності устаткування.

Цикли, що реалізуються в абсорбційних термотрансформаторах, можуть бути одно- і двоступеневими. Крім того, цикли поділяються на цикли з простими і складними процесами тепломасопереносу в основних апаратах. Простими процесами є одноступеневі з суміщеним і роздільним тепломасопереносом, до складних процесів відносяться процеси із ступеневою абсорбцією, десорбцією, конденсацією і кипінням робочих речовин.

Залежно від виду використовуваних зовнішніх джерел теплоти абсорбційні термотрансформатори поділяються на агрегати з паровим, газовим або водяним обігрівом генераторів, з водяним або повітряним охолодженням абсорбентів і конденсаторів або з якою-небудь комбінацією використання теплоти зовнішніх джерел.

Залежно від застосовуваних в даний час робочих речовин їх можна розділити на дві основні групи: водоаміачні та бромистолітієві. Проте, у зв'язку з широким дослідженням можливостей інших робочих речовин до вказаних можна додатково включити хладонові, вуглеводневі, спиртові та інші.

Цикли теплових насосів

У класичній літературі з холодильної техніки [113] описаний ряд циклів, що дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення теплових насосів. Останніми роками розглядаються 6 найбільш перспективних абсорбційних циклів.

Цикл із ступеневою регенерацією розчину.

Такий цикл з паралельною подачею розчину у високий і низький ступінь регуляції був запропонований, вивчений і упроваджений для бромистолітієвих машин [114]. Цикл зображений на рис. 1.17. Теплота від зовнішнього джерела підводиться до генератора I (високого) ступеня (процес DF). Тоді А – стан холодоагенту в конденсаторі високого ступеня, А' – в конденсаторі II (низького) ступеня. Кипінню холодоагенту у випарнику відповідає точка В.

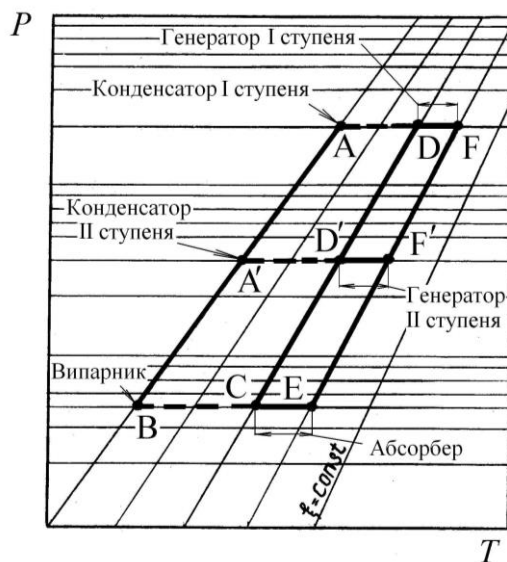


Рис. 1.17. Цикл із ступеневою регенерацією розчину

Цикл з додатковою ресорбцією.

В такій схемі окрім звичайних апаратів (рис. 1.18) використовується ресорбер і десорбер, що працює на розчині зниженої концентрації [114]. Пара з випарника в стані В абсорбується в ресорбері (процес ЕС). Пара після десорбції

(GH) надходить в абсорбер. Таким чином, теплота низького потенціалу відводиться в конденсаторі, ресорбері і конденсаторі. Цикл ГНЕС є зворотним циклом розчину.

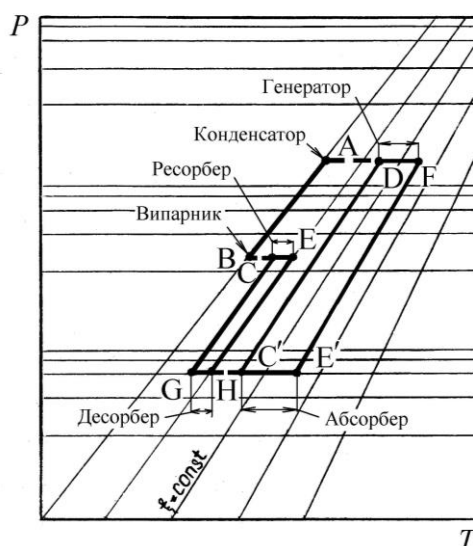


Рис. 1.18. Цикл з додатковою ресорбцією

Цикл з проміжним тиском.

У цьому циклі також частина теплоти абсорбції використовується для відновлення концентрації в два ступені (рис. 1.19) [114]. Розчин з абсорбера в стані С стискається до проміжного тиску (стан G) і подається в десорбер, де кипить за рахунок підведення частини теплоти абсорбції. Подальше упарювання розчину відбувається по лінії DF. При цьому використовується тепло ресорбції – в ресорбері розчин поглинає пару з десорбера при проміжному тиску.

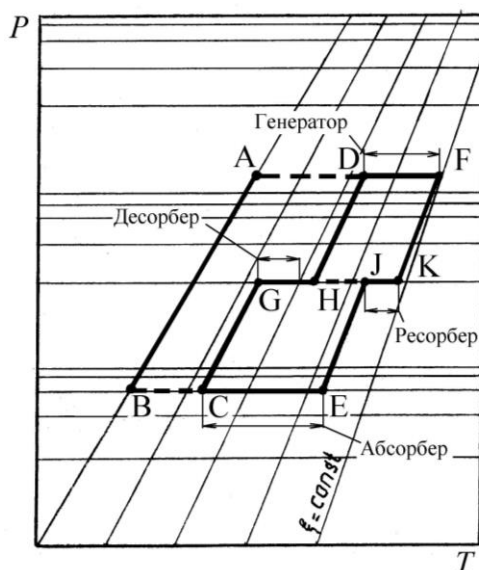


Рис. 1.19. Цикл з проміжним тиском

Цикл з двома контурами розчину.

У цьому циклі також теплота абсорбції використовується для відновлення концентрації розчину. При цьому теплота абсорбції одного (високотемпературного) контуру підводиться до генератора другого контуру [114]. Конденсатор і випарник для обох контурів – загальні. Зображення циклу з двома контурами розчину подано на рис. 1.20.

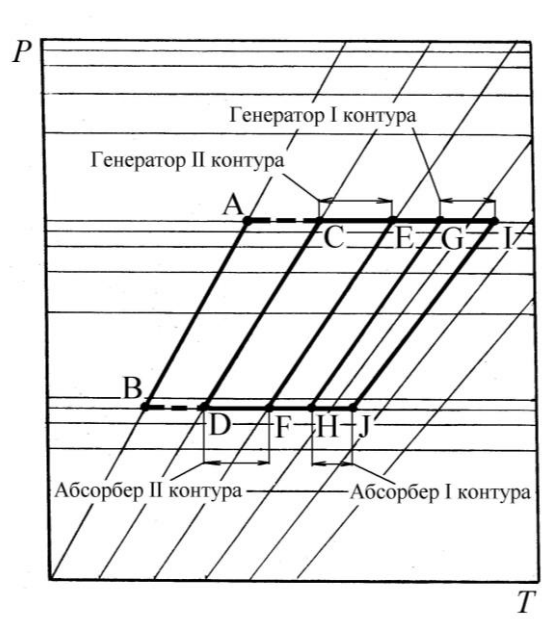


Рис. 1.20. Цикл з двома контурами розчину

1. Цикл з двома контурами розчину і ступеневою ресорбцією [112].

Такий цикл (рис. 1.21.) складається з двох контурів розчину F-D-C-E і -H-I [114]. Після абсорбера розчин в стані Н поступає послідовно в декілька ресорберів, що працюють в діапазоні P_a і P_o . Кожному ресорберу відповідає свій ресорбер, до яких підводиться теплота від зовнішнього джерела. В результаті цього процесу температура розчину в генераторі виявляється нижчою за температуру в абсорбері, і вся теплота абсорбції витрачається на упарювання розчину в даному контурі. В той же час, теплота, що виділяється в ресорберах, використовується для регенерації розчину в другому, низькотемпературному контурі.

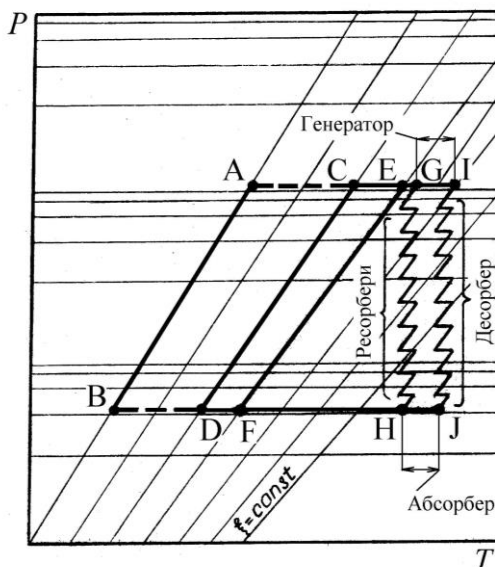


Рис. 1.21. Цикл з двома контурами розчину і ступеневою ресорбцією

Зворотний холодильний цикл (цикл теплового насоса II роду).

Великий інтерес представляє цикл, який використовує для роботи тільки низькопотенційну теплоту. Цей тип теплового насоса вважається одним з найбільш перспективних, оскільки не вимагає для роботи високого потенціалу зовнішніх джерел. Схема такого теплового насоса зображена на рис. 1.22.

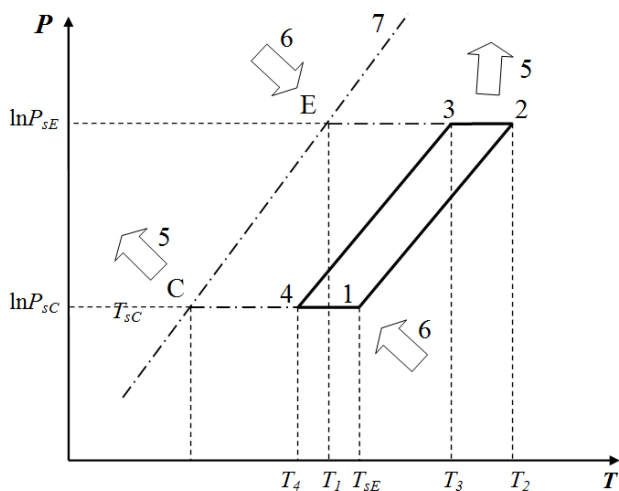


Рис. 1.22. Зворотний холодильний цикл (цикл теплового насоса II роду):

1-4 – регенерація; 2-3 – поглинання; 5 – тіло, що поглинається; 6 – випромінюване тепло; 7 – вода; Е – випаровування; С – конденсація

Аналіз циклів АТТ.

Основні процеси теоретичного циклу представлені в i, ξ - діаграмі на рис. 1.23:

2-7 – нагрівання слабкого розчину в теплообміннику;

7-5 – адіабатно-ізобарна десорбція пари холодоагенту;

5-4 – десорбція пари при суміщеному тепломасопереносі;

4-8 – охолодження міцного розчину;

8-9 – адіабатно-ізобарна абсорбція пари холодоагенту;

9-2 – абсорбція пари при суміщеному тепломасопереносі;

3'-3 – відведення теплоти перегріву і конденсації пари холодоагенту;

1-1' – кипіння холодоагенту у випарнику.

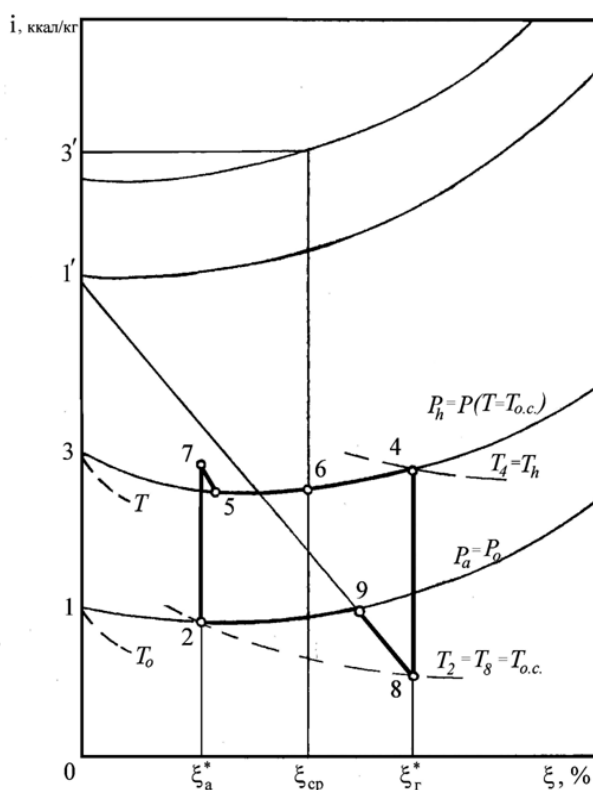


Рис. 1.23. Теоретичний цикл абсорбційного термотрансформатора з суміщеними процесами тепломасопереносу в абсорбері

Дійсний цикл водносолевого АТТ (рис. 1.24) відрізняється від теоретичного наявністю втрат, які обумовлюються наступним:

а) наявність різниці температур:

- в абсорбері $T_2 > T_{oc}$, $T_8 > T_2$;

- у конденсаторі $T_k > T_{oc}$;
- у генераторі $T_4 < T_h$;
- у випарнику $T_o < T_{s2}$;

б) слабкий і міцний розчини не досягають рівноважного стану в кінці процесу абсорбції (2*) і в кінці процесу випаровування (4*), оскільки в цих процесах мають місце необоротні втрати – недонасичення в абсорбері $\Delta\xi_a = \xi_a - \xi_a^*$ й недовипарювання в генераторі $\Delta\xi_2 = \xi_2 - \xi_2^*$;

в) наявність втрат тиску під час руху пари з випарника в абсорбер і з генератора в конденсатор.

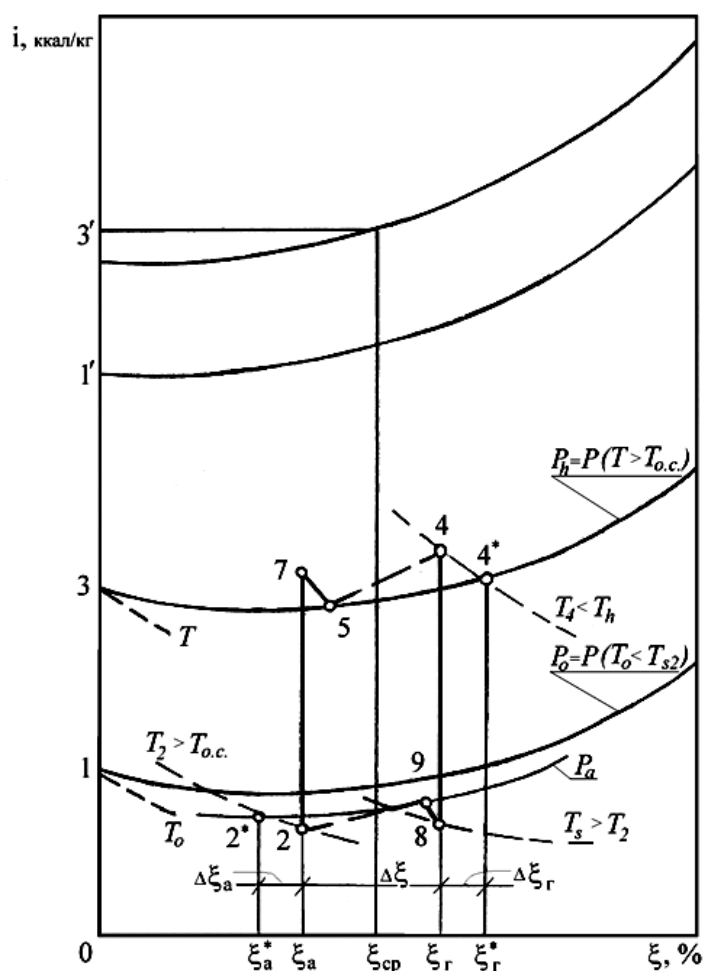


Рис. 1.24. Дійсний цикл абсорбційного термотрансформатора з суміщеними процесами тепломасопереносу в абсорбері

Підвищення термодинамічної досконалості абсорбційних термотрансформаторів, як впливає з [115-118], можливе при зниженні втрат дійсного циклу, викликаних недонасиченням в генераторі, недорекуперацією тепла, впливом повітря, що натікає, і газів, що не конденсуються, на процеси абсорбції і конденсації.

Величина недонасичення розчину в абсорбері $\Delta\xi_a$ залежно від організації процесу (суміщені або роздільні процеси тепломасопереносу) і режиму роботи АТТ змінюється в широких межах від 0,2 % у адіабатно-ізобарному процесі до 0,5-3 % у циклі з суміщеними процесами.

Встановлено, що на величину недонасичення розчину в абсорбері суттєво впливає ступінь його попереднього переохолодження. При роздільних процесах в абсорбері і дрібнодисперсному розпилюванні достатньо повне насичення розчину спостерігається на відстані 300-450 мм від зрізу форсунки. Збільшення тиску в абсорбері також призводить до зниження $\Delta\xi_a$, таким чином, в підвищувальному АТТ значення $\Delta\xi_a$ мінімальне.

Величина недовипарювання розчину в генераторі в значній мірі залежить від типу генератора. У генераторах затопленого типу вплив величини гідростатичного тиску стовпа рідини є значним. Встановлено [118], що в зоні стовпа розчину нижче 100-150 мм розчин не кипить, хоча температура його продовжує рости. Як показали дослідження, на величину випаровування розчину $\Delta\xi_2$ впливають тиск пари над киплячим розчином, концентрація розчину, густина теплового потоку в генераторі, схема подачі слабкого розчину (верхня – над трубним пучком, нижня – під трубний пучок). Найбільший вплив на величини $\Delta\xi_2$ чинять тиск пари і концентрація розчину. Із збільшенням густини теплового потоку $\Delta\xi_2$ – зменшується. Величина недовипарювання розчину в плівковому генераторі в 2-2,5 рази нижча, ніж в затопленому генераторі.

Зниження втрат дійсного циклу, спричинених гідравлічним опором потоку пари, досягається шляхом поєднання апаратів АТТ в одному корпусі і раціональною компоновкою трубного пучка.

Величина теоретичного коефіцієнта водносолевих циклів АТТ підвищується із зростанням температури кипіння робочого тіла у випарнику при постійних температурах абсорбції і джерела теплоти високого потенціалу при постійних температурах абсорбції і кипіння у випарнику. Останнє пояснюється тим, що із збільшенням потенціалу зовнішнього тепла збільшується середня концентрація розчину, а, отже, і величина диференціальної теплоти змішання робочого тіла і сорбенту.

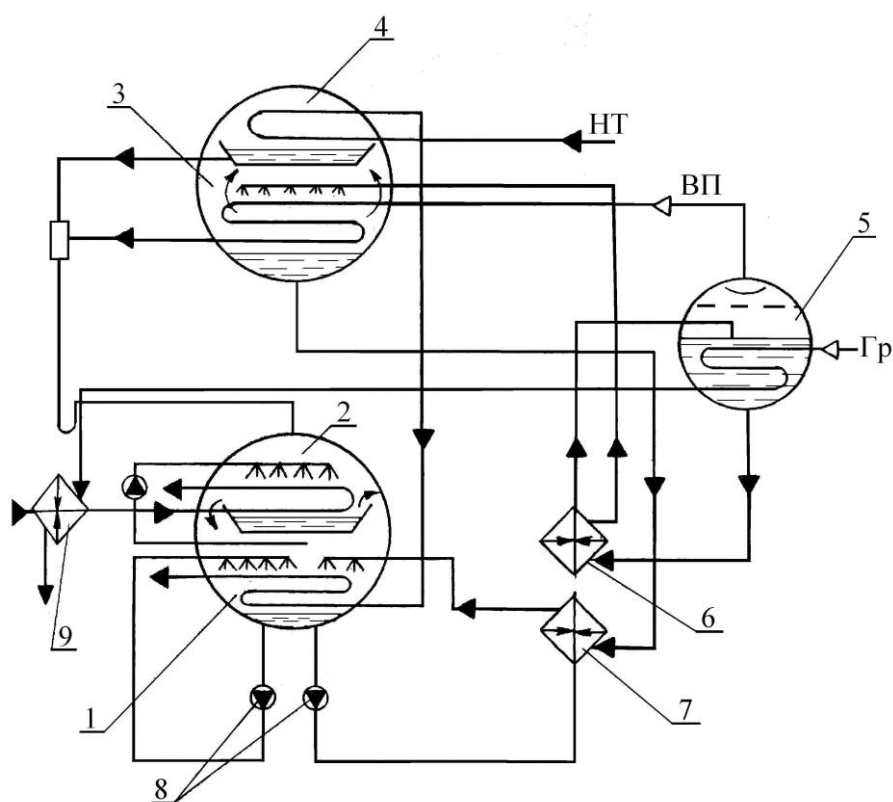


Рис. 1.25. АТТ з двоступеневою регенерацією розчину:

- 1 – абсорбер; 2 – випарник; 3 – генератор, НТ; 4 – конденсатор; 5 – генератор, ВТ; 6, 7 – теплообмінники; 8 – циркуляційні насоси; 9 – підігрівник

Зменшити незворотність процесів тепломасообміну і розширити зону дегазації розчину, а, отже, підвищити термодинамічну ефективність АТТ, дозволяють схеми із ступеневими процесами в абсорбері та генераторі. Цикл АТТ із ступеневою регенерацією розчину [119, 121] характеризується значно вищими енергетичними показниками. Теоретичний тепловий коефіцієнт циклу з двоступеневою

регенерацією в 2,5 рази вищий за аналогічний показник одноступеневого циклу. При цьому значно на 20-30 % скорочується кількість теплоти, що відводиться в навколишнє середовище. Проте реалізація ступеневого процесу пов'язана із значним підвищенням температурного рівня, що приводить до підвищення корозійної активності сорбентів.

У 80-х роках практично одночасно в СРСР і Японії був запропонований і впроваджений цикл із ступеневою регенерацією і паралельною подачею розчину в низький і високий ступінь регенерації [122], рис. 1.26.

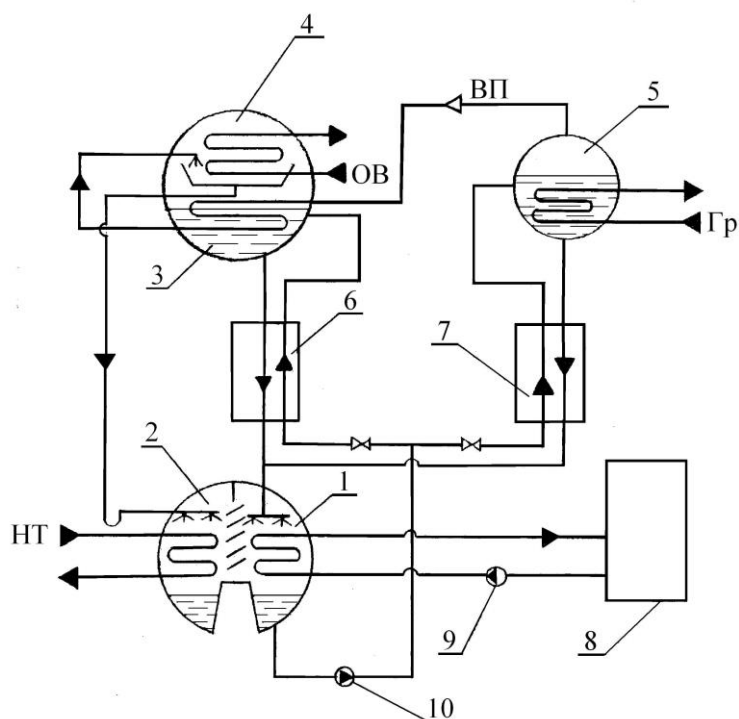


Рис. 1.26. Схема АТТ з паралельною подачею і двоступеневою регенерацією розчину 1 – абсорбер; 2 – випарник; 3 – генератор НТ; 4 – конденсатор; 5 – генератор ВТ; 6,7 – рекуперативні теплообмінники; 8 – опалювальне навантаження; 9 – циркуляційний насос; 10 – розчинний насос; Гр – гріюче середовище; ВП – вторинна пара; ОВ – охолоджуюча вода; НТ – низькопотенційний теплоносіє

Паралельна подача розчину дозволила зменшити економайзерну частину генератора високого ступеня, зменшити втрати від недорекуперації теплоти, розширити зону дегазації і підвищити тепловий коефіцієнт холодильного циклу

до величини 1,2-1,25. Ступеневу регенерацію розчину з послідовною або паралельною подачею розчину на регенерацію розчину доцільно також застосувати в схемах знижувального абсорбційного термотрансформатора, оскільки це приводить до підвищення коефіцієнта перетворення теплоти. Приклади використання таких схем наведені в [122].

З метою зниження необоротності процесів в абсорбері АТТ ряд авторів запропонував організацію ступеневого процесу абсорбції. За даними [123] при проведенні ступеневого циклу абсорбції в АБХМ ексергетичний к.к.д. в системі підвищується до 17 %, і за однакових зовнішніх умов відбувається зниження температури виробленого холоду на 2-3 °С.

Відомі також цикли АТТ з адіабатно-ізобарним процесом абсорбції [124]. Як випливає з [125] значення величин теплового коефіцієнта в теоретичних циклах АТТ з роздільними процесами тепломасообміну і кратністю рециркуляції $B = \infty$ відповідає таким же значенням теоретичного теплового коефіцієнта АТТ з суміщеними процесами тепломасопереносу при однакових температурах абсорбції і регенерації. При кінцевих же значеннях кратності рециркуляції має місце зниження величини теплового коефіцієнта, викликане тим, що при здійсненні циклів з роздільними процесами (адіабатно-ізобарна абсорбція) стає неможливим охолодження міцного розчину в теплообміннику розчинів до температури навколишнього середовища $t_w = t_8 = t_2$, а, отже, зростає необоротність процесів, і термодинамічна ефективність теоретичних циклів з роздільними процесами тепломасопереносу в абсорбері нижча за термодинамічну ефективність теоретичних циклів з суміщеними процесами в абсорбері при однакових температурах зовнішніх джерел. Схема з роздільними процесами тепломасопереносу реалізована ВНДІ холодмаш при створенні великого абсорбційного бромистолітєвого холодильного агрегату продуктивністю 6 МВт.

Розширити область застосування абсорбційних термотрансформаторів дозволяє схема Альтенкірха (рис. 1.27), за якою конденсацію пари робочого тіла, що випаровується в генераторі, здійснюють в резорбері (абсорбері підвищеного тиску). Резорбційні АТТ мають нижчі теплові коефіцієнти в порівнянні з

одноступневими АТТ, проте дозволяють проводити глибшу утилізацію теплоти низького потенціалу.

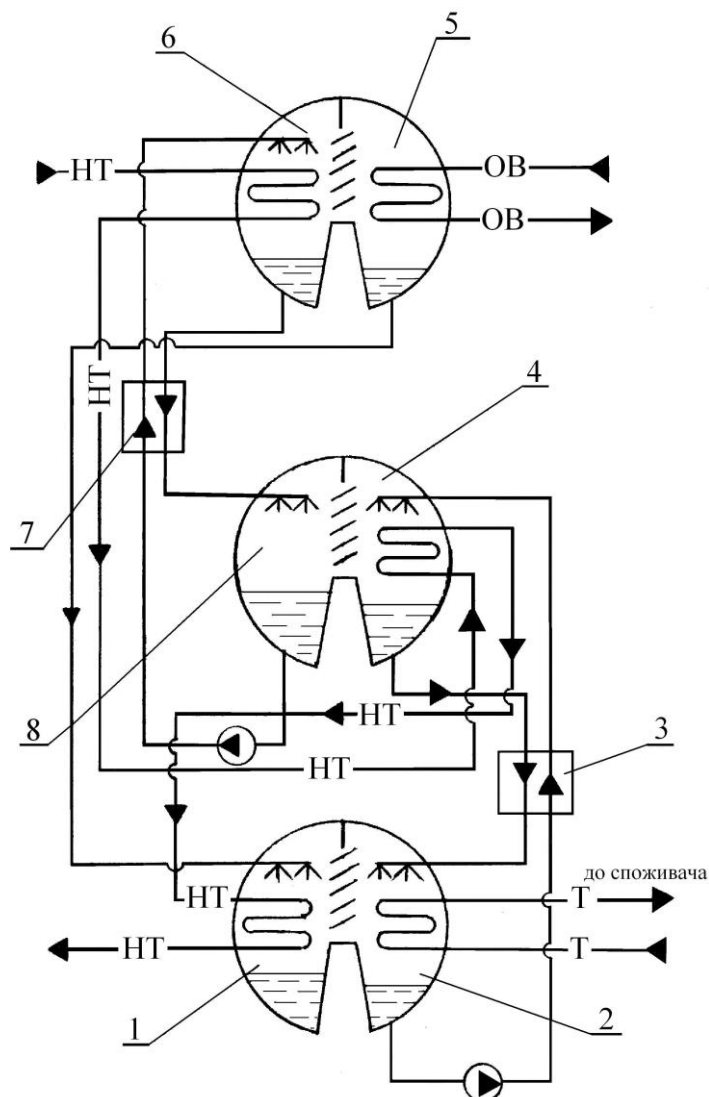


Рис. 1.27. Принципова схема абсорбційно-резорбційного термотрансформатора:

1 – випарник; 2 – абсорбер; 3, 7 – теплообмінники; 4, 6 – генератори; 5 – конденсатор; 8 – резорбер; Т – теплоносій; НТ – низькопотенційний носій; ОВ – охолоджуюча вода

Відомі також АТТ з відкритим циклом (рис. 1.28) [129], в яких регенерація розчину здійснюється в плівкових десорберах при безпосередньому контакті з атмосферним повітрям, яке надалі може використовуватися в системах повітряного опалювання.

АТТ даного типу перспективні в системах кондиціювання повітря при використанні нетрадиційних низькопотенційних джерел тепла, проте мають серйозні експлуатаційні недоліки.

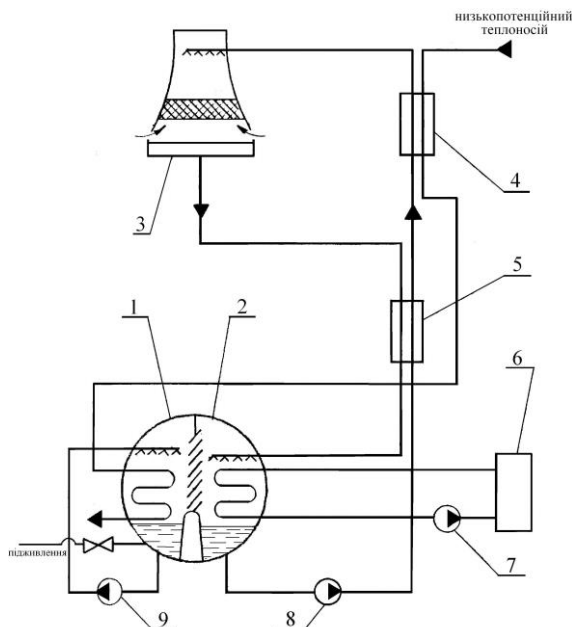


Рис. 1.28. Схема АТТ з відкритим циклом: 1 – випарник; 2 – абсорбер; 3 – градирня; 4 – підігрівач розчину; 5 – рекуперативний теплообмінник; 6 – опалювальне навантаження; 7 – насос холодоагенту; 8 – насос розчинний; 9 – циркуляційний насос

Робочі тіла абсорбційних термотрансформаторів

Вибір робочих речовин для різних типів сорбційних термотрансформаторів визначається, перш за все, рівнем температур, при яких відбуваються термодинамічні процеси в апаратах.

В абсорбційних машинах переважно застосовуються для різних цілей дві класичні робочі пари (летючий компонент – абсорбент): аміак NH_3 – вода H_2O і вода H_2O – водний розчин броміду літію LiBr . Пошук нових робочих речовин пояснюється істотними недоліками обох пар: токсичність, пожежо- і вибухонебезпека аміаку, близькість температур кипіння компонентів для першої пари і неможливість досягти низьких температур кипіння і висока корозійна

активність для другої. У зв'язку з цим продовжуються інтенсивні дослідження нових пар робочих речовин як для області позитивних температур (замість пари $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$), так і для низькотемпературних робочих речовин.

Пошук робочих речовин абсорбційних термотрансформаторів здійснюється відповідно до критеріїв, що визначають їх термодинамічні, фізико-хімічні, теплофізичні властивості, а також вартісні і фізіологічні (вплив на людину) показники.

Розробкам таких критеріїв присвячені дослідження учених і інженерів багатьох країн світу [130-135].

Робочі речовини (абсорбент – летючий компонент) повинні забезпечувати високий ступінь термодинамічної досконалості кругових процесів, що відбуваються в апаратах абсорбційних термотрансформаторів. Основним показником, що визначає термодинамічну досконалість кругового циклу, є теоретичний тепловий коефіцієнт. В рамках деяких допущень Бадилькес і Данілов [113] запропонували таке рівняння для визначення теоретичного теплового коефіцієнта абсорбційних термотрансформаторів залежно від властивостей летючого компонента і абсорбенту:

$$\zeta = \frac{\Delta h_l}{\Delta h_l - \Delta \bar{h}_l} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta \bar{h}_l}{\Delta h_l}},$$

де Δh_l – теплота паротворення летючого компоненту;

$\Delta \bar{h}_l$ – диференціальна теплота розбавлення.

Інші дослідники (Орехов [119]) як основний термодинамічний критерій придатності робочих речовин для даних цілей пропонують використовувати значення хімічного потенціалу (Гіббса) та його складових, ентропії та ентальпії, при внесенні одного моля летючого компоненту в нескінченно велику кількість розчину.

Крім термодинамічних критеріїв на вибір робочих речовин у великій мірі впливає безліч експлуатаційних вимог, без задоволення яких використання тих чи інших речовин в абсорбційних термотрансформаторах неможливе.

До основних експлуатаційних вимог, що пред'являються до робочих речовин, відноситься нешкідливість їх по відношенню до людини і навколишнього середовища.

Оскільки рушійною силою абсорбції (одного з визначальних процесів в циклах абсорбційних термотрансформаторів) є різниця хімічних потенціалів летючого компонента, яка обумовлена різницею тиску пари у випарнику і абсорбері, бажано, щоб ця різниця була велика. В той же час, тиск пари летючого повинний бути помірним, оскільки і високий тиск, і вакуум значно ускладнюють умови експлуатації та підвищують вартість абсорбційних термотрансформаторів.

Теплота паротворення летючого компонента повинна бути достатньо високою для забезпечення великої питомої холодопродуктивності.

Температури кипіння компонентів розчину повинні значно відрізнятися одна від одної, в цьому випадку можливо конструктивне спрощення установок, яке полягає у відсутності ректифікаційних пристроїв. В той же час – дуже велика різниця в нормальних температурах кипіння, в більшості випадків за таких умов існує небезпека кристалізації розчину.

В'язкість і поверхневий натяг розчину повинні бути якомога мінімальними, а теплопровідність – великою, що створює оптимальні умови для процесів тепло- і масопереносу в апаратах абсорбційних термотрансформаторів.

Хімічні речовини, які застосовуються як робочі тіла, повинні бути якомога хімічно і термічно стійкими, пожежо- і вибухобезпечними, їх виробництво повинне бути недорогим, а корозійний вплив їх на конструкційні матеріали – мінімальним. У всіх країнах в даний час переважно застосовуються для різних цілей дві класичні робочі пари (летючий компонент – абсорбент): аміак NH_3 – вода H_2O і вода H_2O – розчин бромистого літію LiBr . Останніми роками запропоновані десятки нових робочих речовин. За видом летючого компонента їх ділять на наступні групи: аміачні, спиртові, водні, хладонові і вуглеводневі.

Аміачна група

До аміачної групи робочих речовин абсорбційних термотрансформаторів відносяться такі пари, в яких як летючий компонент використовується аміак і його похідні – аміни: метиламін CH_3NH_2 і етиламін $\text{C}_2\text{H}_5\text{NH}_2$ [132-135].

Система $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ – найбільш вивчена пара компонентів абсорбційних машин. Це пояснюється тим, що вона використовується в такій якості вже більше ста років. До безперечних достоїнств цієї пари відноситься можливість одержання негативних температур, проте аміак токсичний, а в суміші з повітрям горючий і вибухонебезпечний. Крім того, близькість температур кипіння компонентів викликає необхідність застосування ректифікаційних пристроїв, що ускладнює конструкцію установок.

Разом з тим в світі випускається і експлуатується велика кількість водоаміачних установок, у тому числі і теплонасосних, призначених для одержання гарячої води 70-90 °С. У Великобританії розроблена установка для теплопостачання і гарячого водопостачання індивідуального будинку. Для виключення вузла ректифікації як абсорбент замість води запропоновані різні солі і органічні речовини. Всі запропоновані абсорбенти, LiSCN , NaSCN , LSCN , NH_4SCN , LiNO_3 , $\text{NaI} - \text{NaSCN}$, $\text{NO}(\text{CH}_2)_4\text{OH}$, $\text{HO}(\text{CH}_2)_4\text{OH}$, мають обмежену розчинність в аміаку.

Заміна аміаку його похідними метиламіном CH_3NH_2 і етиламіном $\text{C}_2\text{H}_5\text{NH}_2$ як летючими компонентами в комбінації з водою (абсорбент) приводить до зменшення робочого тиску в апаратах, розширенню діапазону температури гріючих джерел і, отже, області застосування абсорбційних термотрансформаторів. Проте, основні недоліки системи аміак – вода в цілому залишаються і для похідних аміаку: токсичність летючого компоненту і необхідність вузла ректифікації.

Дослідження області пошуку оптимальної пари речовин аміачної групи робочих речовин продовжується. Основний напрямок пошуку – розширення температурного діапазону застосування і виключення вузла ректифікації розчину.

Спиртові системи

Летючими компонентами (холодоагентами) спиртових систем можуть бути метиловий CH_3OH і етиловий $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ спирти. За теплофізичними властивостями мають перевагу метиловий спирт і системи на його основі: $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiCl}$, $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiBr}$, $\text{CH}_3\text{OH} - \text{ZnBr}_2$, а також трикомпонентні сполуки: $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiBr} - \text{ZnBr}_2$, $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiI} - \text{ZnBr}_2$ [136-139].

Достоїнствами цих систем є можливість одержання негативних температур у випарнику, відсутність в паровій фазі абсорбенту, низький тиск в апаратах, велике значення теплоти паротворення холодоагенту. Недоліки – токсичність CH_3OH , велика в'язкість двохкомпонентних розчинів, а також обмежена розчинність солей в спирті. Найбільш перспективним для теплових насосів представляється пара метанол – бромистий літій; дослідження термодинамічних і теплофізичних властивостей цього розчину було проведено в ІТТФ АН України [166].

Водні системи

Вода – нешкідливий доступний дешевий летючий компонент, що має найбільшу з відомих холодоагентів теплоту перетворення. Як абсорбенти для води запропоновано застосовувати солі – хлорид літію, бромід літію, йодид літію, хлорид кальцію та інші суміші солей.

Найбільш відома, вживана і вивчена комбінація холодоагент – абсорбент це вода – бромід літію [113]. На основі вода – бромід літію рекомендовані для використання в абсорбційних машинах багатоконпонентні системи вода – бромід літію – хлорид літію, вода – бромід літію – ZnSCN , вода – бромід літію – бромід цинку – бромід кальцію, $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr} - \text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$ та інші.

Великий інтерес представляє використання в абсорбційних установках системи вода – хлорид літію, це пов'язане з великою термічною стабільністю хлориду літію в порівнянні з бромідом літію. В даний час цю комбінацію речовин застосовують в основному для вироблення холоду в геліохолодильних абсорбційних установках.

Придатною для використання у високотемпературних адсорбційних термотрансформаторах є, окрім $H_2O - ZnCl_2$, і трикомпонентна суміш $H_2O - LiCl - CsCl$, що має декілька більшу робочу зону.

Істотним недоліком водосольових систем є висока корозійна активність розчинів. Зниження корозійної активності водосольових розчинів досягається застосуванням інгібіторів. Для системи $H_2O - LiBr$ інгібіторами є хромат літію і гідроокис літію, введенням яких в розчин (в кількості 0,18 % і 0,1 %, відповідно) суттєво сповільнюються процеси корозії.

1.4. Висновки по розділу та постановка завдань досліджень

Аналіз наявних в літературі даних показує, що рішення проблеми удосконалення сорбційних холодильних машин і теплових насосів здійснюється за такими основними напрямками:

- 1) підвищення енергетичної ефективності адсорбційного термодинамічного циклу за рахунок застосування нових енергоємних сорбційних матеріалів;
- 2) поліпшення вагових і габаритних показників за рахунок інтенсифікації процесів тепломасопереносу в апаратах;
- 3) вдосконалення схемних і конструктивних рішень тепломасообмінних апаратів термотрансформатора.

При розробці ефективної адсорбційної системи теплохолодопостачання основним завданням є вибір адсорбенту, що дозволяє одержати оптимальні експлуатаційні характеристики, найважливішими з яких є коефіцієнт перетворення COP і питома теплота охолодження за цикл. Ці показники значною мірою залежать від сорбційної ємності адсорбенту і температури його регенерації.

Вибір робочих речовин для різних типів сорбційних термотрансформаторів визначається, перш за все, рівнем температур, при яких відбуваються термодинамічні процеси в апаратах. В даний час переважно застосовуються синтетичні цеоліти та силікагелі.

Перспективним шляхом вирішення проблеми підвищення енергетичної ефективності адсорбційних термотрансформаторів визнане використання як

адсорбентів солей лужних і лужноземельних металів, які утворюють з парою холодоагенту тверді хімічні сполуки типу кристалогідратів.

Адсорбційні системи можуть використовувати як джерело енергії низькопотенційну теплоту. Вони можуть працювати від таких джерел тепла, як теплові викиди промисловості, сонячна, геотермальна енергія та ін. з температурним потенціалом 60-100°C.

У зв'язку з цим дослідження нових перспективних адсорбентів з низькою температурою десорбції та вивчення енергетичних і експлуатаційних характеристик адсорбційних агрегатів представляє великий науковий і практичний інтерес.

Широкомасштабне впровадження адсорбційних термотрансформаторів повинно проводитися на базі аналізу потреб ринку теплових насосів і холодильних машин, створення дослідно-промислових зразків і їх випробування в реальних умовах експлуатації.

На основі аналізу проблеми сформульовані завдання даного дослідження:

1. Аналіз сучасного стану технології сорбційного перетворення теплоти, зіставлення фізико-хімічних і термодинамічних характеристик робочих речовин, що використовуються в термотрансформаторах адсорбційного типу.

2. Розробка принципів розрахунку енергетичних показників адсорбентів в термодинамічному циклі адсорбційного термотрансформатора та алгоритму відбору перспективних робочих речовин.

3. Синтез адсорбційних матеріалів із заданими споживчими властивостями на основі кристалогідратів солей лужних і лужноземельних металів, отримання експериментальних залежностей їх адсорбційної здатності та моделювання термодинамічного циклу роботи.

4. Створення експериментальних адсорбційних холодильних і теплонасосних агрегатів, вивчення процесів тепло- і масопереносу в апаратах (адсорбері, конденсаторі, випарнику) термотрансформатора.

5. Розробка принципів розрахунку та оптимізації апаратів адсорбційного термотрансформатора.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЯ ВІДБОРУ РОБОЧИХ ТІЛ ДЛЯ АДСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

2.1. Визначення ефективності адсорбентів в циклі адсорбційного термотрансформатора

Важливим завданням при розробці ефективної адсорбційної системи теплохолодопостачання є вибір адсорбенту, який дозволяє одержати оптимальні експлуатаційні характеристики, найважливішими з яких є тепловий (холодильний) коефіцієнт COP і питома холодопродуктивність за цикл $Q_{\text{охл}}$. Ідеальний цикл такого пристрою можна побудувати в рамках діаграми Клапейрона (рис. 2.1), вважаючи процеси дегідратації-гідратації адсорбенту рівноважними. Особливості циклу визначаються трьома температурами – холодоагенту в конденсаторі $T_{\text{конд}}$ і випарнику $T_{\text{вип}}$, а також дегідратації адсорбенту $T_3 = T_{\text{д}}$.

При роботі в режимі охолодження температура конденсації визначається звичайно температурою навколишнього середовища, куди розсіюється тепло конденсації, і складає в літній час 30-40°C. Температура випарника задається температурою, необхідною для охолодження, і звичайно змінюється від 0 до 10°C. Нарешті, температура дегідратації адсорбенту залежить від температури джерела тепла, використовуваного (доступного) для десорбції холодоагенту (стадія 2-3, рис. 2.1). Для такого екологічно чистого джерела тепла, як сонячна енергія, ця температура складає 85-110°C, оскільки її можна одержати за допомогою відносно простих і дешевих приймачів сонячної енергії (без концентрації сонячного світла). Такий же температурний потенціал мають деякі промислові теплові відходи.

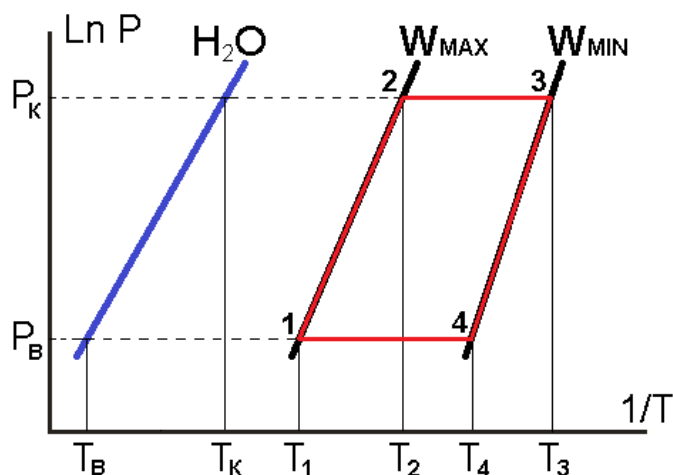


Рис. 2.1. Термодинамічний цикл адсорбційного термотрансформатора

Ефективність адсорбційної системи охолодження (холодильний коефіцієнт COP) можна визначити як відношення кількості теплоти Q_1 , поглиненої у випарнику, до теплоти, підведеної до пристрою на стадії ізостеричного нагріву (1-2) Q_2 та ізобаричної десорбції (2-3) Q_3 [140]

$$\text{COP} = Q_1 / (Q_2 + Q_3).$$

У свою чергу ці теплоти можна віднести до 1 г сорбенту і представити як

$$Q_1 = \Delta H_{\text{вип}} \cdot \Delta w, \quad Q_2 = C_p(w_{\text{max}}) \cdot (T_2 - T_1), \quad Q_3 = \Delta H_{\text{дес}} \cdot \Delta w + C_p^{\text{cp}} \cdot (T_3 - T_2),$$

де $\Delta H_{\text{вип}}$ і $\Delta H_{\text{дес}}$ – теплота випаровування холодоагенту у випарнику і середня теплота десорбції холодоагенту на стадії 2-3 (Дж/г), відповідно, $\Delta w = w_{\text{max}} - w_{\text{min}}$ – зміна вологовмісту сорбенту на стадіях 2-3 або 4-1 (г H_2O /г сухого сорбенту), $C_p(w_{\text{max}})$ – середня теплоємність пристрою (сорбенту та елементів конструкції) на стадії 1-2, C_p^{cp} – середня теплоємність пристрою на стадії 2-3 (Дж/(г К)).

Отже, для ефективності системи можна записати

$$\begin{aligned} \text{COP} &= Q_1 / (Q_2 + Q_3) = (\Delta H_{\text{вип}} \cdot \Delta w) / [\Delta H_{\text{дес}} \cdot \Delta w + C_p(w_{\text{max}}) \cdot (T_2 - T_1) + C_p^{\text{cp}} (T_3 - T_2)] = \\ &= (\Delta H_{\text{вип}} \cdot \Delta w) / [\Delta H_{\text{дес}} \cdot \Delta w + Q] = \Delta w / [(\Delta H_{\text{дес}} / \Delta H_{\text{вип}}) \cdot \Delta w + (Q / \Delta H_{\text{вип}})] \\ &= \Delta w / [A \cdot \Delta w + B], \end{aligned}$$

де другий член в знаменнику відображає витрати тепла на нагрів пристрою і в першому наближенні не залежить від Δw . При збільшенні кількості обмінюваної в циклі сорбату Δw ефективність монотонно зростає, асимптотично прагнучи до $1/A = \Delta H_{\text{вип}}/H_{\text{дес}}$, що схематично показано на рис. 2.2. Питома теплота охолодження за цикл $Q_{\text{охл}} = \Delta H_{\text{вип}} \cdot \Delta w$ росте із збільшенням Δw ще швидше.

Таким чином, для підвищення обох цих характеристик необхідно використовувати адсорбент, який має велику різницю Δw у вологовмісті між крайніми ізостерами циклу (1-2 і 3-4). Грунтуючись на цьому простому критерії, представляє інтерес розробити процедуру аналізу, яка дозволила б на основі адсорбційних характеристик різних матеріалів провести попередній відбір адсорбентів, перспективних для адсорбційного охолодження, що і є метою даної роботи.

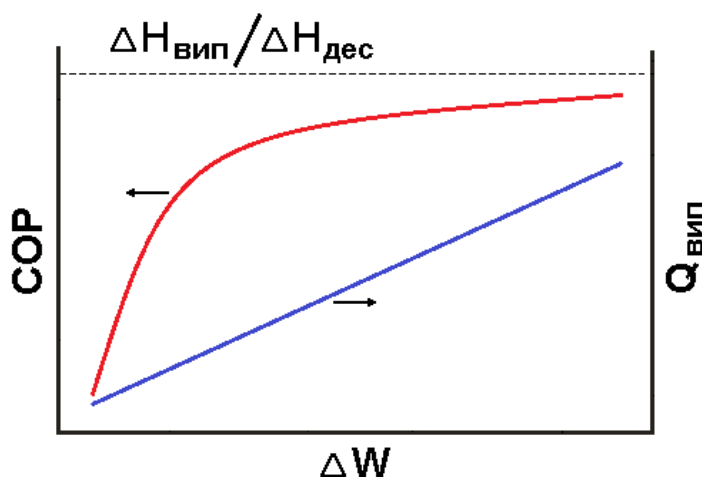


Рис. 2.2. Якісна залежність COP і питомої потужності адсорбційного термотрансформатора від кількості води, обмінюваної в циклі

Цей аналіз передбачається провести на основі сформульованого Полянці принципу температурної інваріантності [141], згідно до якого при різних температурах T_a і T_b однаковий ступінь заповнення адсорбційного простору адсорбатом досягається при тисках пари P_a і P_b , зв'язаних співвідношенням

$$T_a \operatorname{Ln} h_a = T_b \operatorname{Ln} h_b, \quad (2.1)$$

де $h = P/P_s$ – відносний тиск адсорбата.

Оскільки принцип температурної інваріантності Полянї є достатньо універсальним, виявилось можливим узагальнити його і для адсорбентів як мікро-, так і мезопористої природи [2-5]

$$A = A_0 \exp(-B\Delta F), \quad (2.2)$$

де вільна енергія $\Delta F = -RT \operatorname{Ln} h$, A – питома рівноважна сорбція, A_0 і B – емпіричні константи. Оскільки рівняння (2.2) однозначно зв'язує величину адсорбції з одним параметром - потенціалом $\Delta F = -RT \operatorname{Ln} h$ - замість звичайних двох (температури і тиску), його зручно використовувати для вирішення поставленої в роботі задачі.

Якщо правило Полянї можна застосувати до процесів гідратації адсорбентів, то рівноважний вологовміст w повинен однозначно визначатися добутком $T \cdot \operatorname{Ln} h$. Для крайньої лівої ізостери циклу, відповідній $w = w_{\max}$, виконується співвідношення $\Delta F(w_{\max}) = -RT_1 \operatorname{Ln}[P_1/P_s(T_1)] = -RT_2 \operatorname{Ln}[P_2/P_s(T_2)] = K_1$, а для правої ($w = w_{\min}$) – співвідношення $\Delta F(w_{\min}) = -RT_3 \operatorname{Ln}[P_2/P_s(T_3)] = -RT_4 \operatorname{Ln}[P_1/P_s(T_4)] = K_2$. Таким чином, для того, щоб порівняти різні адсорбенти, зручно представити адсорбцію води, що нормується на вагу сухого адсорбенту, в координатах рівняння (2.2), тобто у вигляді температурно-інваріантної кривої сорбції. Тоді як найбільш перспективні для адсорбційного охолодження можна виділити ті матеріали, для яких різниця в сорбції при ΔF , що дорівнюють K_1 і K_2 , буде максимальною. Для систем, що використовують як холодоагент воду і що працюють від сонячного тепла, типовими є наступні значення тиску і температури: $T_K = 313\text{K} = 40^\circ\text{C}$ і, відповідно, $P_2 = 7380 \text{ Па}$; $T_H = 278\text{K} = 5^\circ\text{C}$ і $P_1 = 870 \text{ Па}$, $T_D = 100^\circ\text{C}$. Тоді для граничних значень ΔF можна одержати $K_1 = -313 \text{ R} \operatorname{Ln}(870/7380) = 5,55 \text{ кДж/г}$ і $K_2 = -373 \text{ R} \operatorname{Ln}(7380/100000) = 8,1 \text{ кДж/г}$. Відзначимо, що в першому наближенні для аналізу можна використовувати не потенціал ΔF , а

відносний тиск адсорбата h , який в даному випадку міняється у вузькому діапазоні від 0,075 до 0,12.

Значення K_1 і K_2 для деяких інших температур випарника і конденсатора, які викликають практичний інтерес, приведені в таблиці 2.1. Збільшення температури випарника і зменшення температури конденсатора сприяє збільшенню Δw і, отже, COP.

Таблиця 2.1.

Значення K_1 (верхнє) і K_2 (нижнє), розраховані для різних T_B і T_K

	$T_K = 30^\circ\text{C}$	$T_K = 40^\circ\text{C}$
$T_B = 5^\circ\text{C}$	3.98	5.55
	9.78	8.1
$T_B = 7^\circ\text{C}$	3.63	5.19
	9.78	8.1
$T_B = 10^\circ\text{C}$	3.11	4.66
	9.78	8.1

Корисна особливість запропонованого підходу полягає в тому, що для попереднього вибору адсорбенту можна використовувати вже наявні в літературі дані по адсорбційним властивостям сорбційних матеріалів, зокрема одержані при температурах і тиску, відмінних від тих, що реалізуються в реальному циклі. Зокрема, цей аналіз можна зробити на основі всього однієї ізотерми або ізобари адсорбції. Важливо тільки, щоб експериментальні дані були одержані в діапазоні значень $K_1 \leq \Delta F \leq K_2$.

На першій стадії аналізу ми перевірили здійсненність співвідношення (2.1) для наступних адсорбентів, які розглядаються як перспективні для застосування в охолоджуючих пристроях адсорбційного типу. Це цеоліти, як природні, – клиноптилоліт, деалюмініований в процесі кислотної обробки, та морденіт з

родовища Ліпча (Закарпаття), так і синтетичні, – гранульовані цеоліти NaA і NaX, промислові силікагелі - дрібнопористий КСМГ, а також мезопористий ШСКГ.

Досліджувані сорбенти заздалегідь дегідрували при 620 К (цеоліти) та 470К (решта адсорбентів) і залишковому тиску 0,1 Па і визначали їх суху вагу. Потім вимірювали кількість води w_0 , поглиненої адсорбентом при температурі 373К і тиску пари 2790 Па (що відповідає $\Delta F = -373 R \ln(0,0279) = 11,1$ кДж/г). Після цього, при $T=296$ К вимірювали рівноважну адсорбцію при тиску пари 280 Па ($\Delta F = 5,66$ кДж/г), 610 Па ($\Delta F = 3,75$ кДж/г) і 870 Па ($\Delta F = 2,80$ кДж/г).

Таблиця 2.2 показує, що для всіх досліджених адсорбентів значення рівноважної адсорбції, виміряні експериментально і розраховані із співвідношення (2.2), співпадають з точністю 10-15 %. Задовільна згода цих величин указує на принципову можливість прогнозування ефективності роботи цих адсорбентів в системі охолодження, виходячи із заміряної для них ізотерми адсорбції води і співвідношення Поляні.

Таблиця 2.2.

Рівноважна сорбція води дослідженими немодифікованими адсорбентами

Адсорбент	w_0^* , г/кг	P = 280 Па			P = 610 Па			P = 870 Па		
		w, г/кг	Δw , г/кг		w, г/кг	Δw , г/кг		w, г/кг	Δw , г/кг	
			розр.	експ.		розр.	експ.		розр.	екс.
КСМГ	47	95	48	52	137	90	94	173	126	126
NaX	191	238	47	51	259	68	64	281	90	80
Кліноптилоліт	83	121	38	36	133	50	46	140	57	53
Морденіт	90	122	32	32	133	43	41	137	47	43
NaA	194	232	38	36	243	49	45	248	54	50
МСКГ	7	27	20	18	36	29	27	43	36	32

* – рівноважна адсорбція при температурі 373К і тиску пари 2790 Па.

На рис. 2.3 для всіх досліджених адсорбентів представлені залежності кількості адсорбованої води від величини вільної енергії ΔF . Виявилось, що серед

немодифікованих адсорбентів найбільш перспективним для адсорбційного охолодження є дрібнопористий силікагель. Цей силікагель має мікро- і мезопори з середнім діаметром 2,0 нм і питомим об'ємом 0,3-0,35 см³/г. Саме для нього різниця в сорбції при ΔF , рівних $K_1 = 5,55$ кДж/г і $K_2 = 8,1$ кДж/г, виявилася максимальною і складала 0,06 г/г.

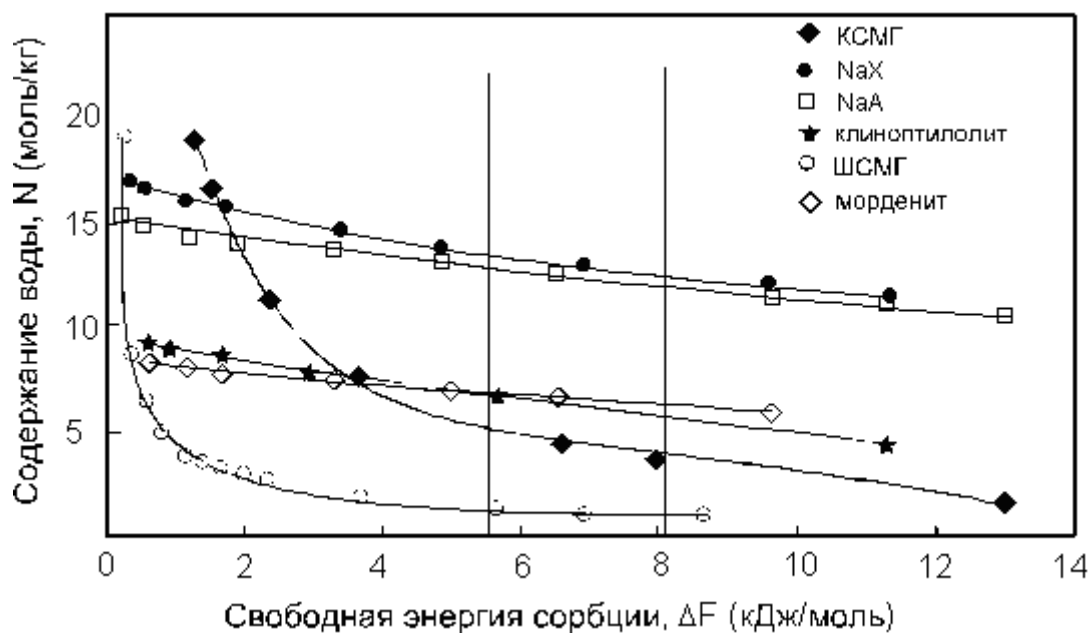


Рис. 2.3. Температурно-інваріантні криві сорбції води для досліджених немодифікованих адсорбентів. Вертикальні прямі відповідають $\Delta F = 5,55$ і $8,1$ кДж/г.

Останнім часом для сорбції води були запропоновані нові композитні сорбенти типу «гігроскопічна сіль в пористій матриці» (так звані Селективні Сорбенти Води, ССВ) [142-152]. В даний час найбільш вивчені ССВ-1К (хлорид кальцію в силікагелі КСКГ), ССВ-1М (хлорид кальцію в силікагелі КСМГ), ССВ-1А (хлорид кальцію в оксиді алюмінію), ССВ-1С (хлорид кальцію в пористому вугіллі Сибуніт), ССВ-2Л (бромід літію в силікагелі КСК) і ССВ-2А (бромід літію в оксиді алюмінію). Для них здійснимість співвідношення (2.2) була продемонстрована в роботах [148-152].

Виявилось, що для композитних сорбентів типу ССВ різниця в сорбції при ΔF , рівних $K_1=5,55$ кДж/г і $K_2=8,1$ кДж/г, є більшою, ніж для немодифікованих адсорбентів, і може досягати 0,11-0,12 г/г (рис.2.4). Найкращі характеристики має ССВ-1К (мезопористий силікагель КСКГ, модифікований хлоридом кальцію). Цікаво відзначити, що для цього сорбенту при $T_i = 5^\circ\text{C}$ і $T_k = 35^\circ\text{C}$ $\Delta w = 0,11-0,12$ г/г, а при збільшенні T_i всього на 2°C , тобто до 7°C , зростає до 0,15-0,16 г/г. Цей адсорбент і можна рекомендувати для використання в адсорбційних системах охолодження води, що використовують тепло з низьким температурним потенціалом $80-90^\circ\text{C}$, наприклад, від плоских приймачів сонячної енергії або теплої води з системи охолодження різних двигунів.

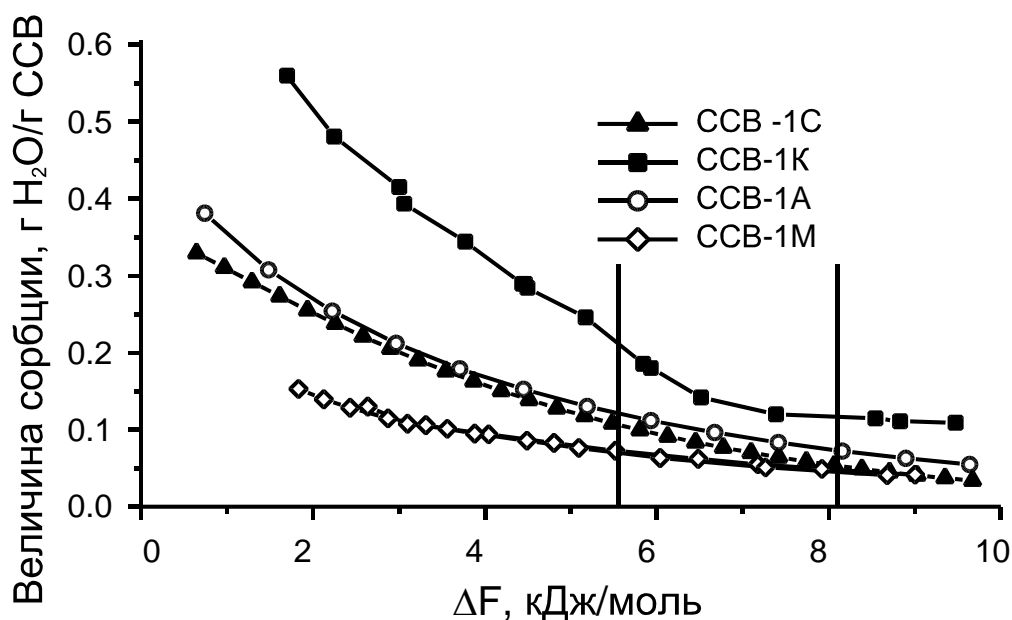


Рис. 2.4. Температурно-інваріантні криві сорбції води для адсорбентів модифікованих хлоридом кальцію [144-148]. Вертикальні прямі відповідають $\Delta F = 5,55$ і $8,1$ кДж/моль.

Аналіз даних роботи [145] показує, що модифікування цього ж силікагелю бромідом літію (сорбент ССВ-2Л) приводить до зменшення кількості води, що обмінюється в згаданому діапазоні, оскільки значна кількість води ще залишається в сорбенті при $\Delta F = K_2 = 8,1$ кДж/г. Ця вода віддається при вищій

температурі $T \approx 120-140^{\circ}\text{C}$, тобто цей адсорбент представляється перспективним для пристроїв адсорбційного нагріву з такою максимальною температурою десорбції. Це може представляти практичний інтерес, оскільки дозволяє використовувати для регенерації низькопотенційну теплоту.

Таким чином, варіюючи природні солі можна пристосувати властивості композитного сорбенту до наявного джерела теплоти. Так же само властивості сорбенту можна міняти, поміщаючи одну і ту ж сіль, наприклад, CaCl_2 , в різні пористі матриці. На рис. 2.3 представлені сорбційні дані для композитів на основі мезопористого і мікропористого силікагелей, оксиду алюмінію і пористого вугілля Сибуніт.

Таким чином, запропонований алгоритм підбору адсорбентів, можна використовувати для пошуку перспективних сорбційних пар, що працюють від джерела тепла з низьким температурним потенціалом (теплові відходи, сонячна енергія, тощо). Цей підхід заснований на принципі температурної інваріантності Поляні. Для такого аналізу може бути використаний обмежений набір експериментальних даних, у тому числі одержаних в ізотермічних умовах.

Грунтуючись на цьому підході, аналогічні критерії перспективності адсорбенту можна розробити і для інших адсорбційних теплових пристроїв – теплових насосів для водяного, конвективного або підлогового опалювання, систем виробництва льоду, глибокого охолодження та ін. При цьому кожен пристрій і його джерело тепла задають особливі вимоги до оптимального адсорбенту, які для композитів типу «сіль в пористій матриці» можуть бути реалізовані шляхом відповідного підбору матриці, солі та умов приготування [11-17].

2.2. Відбір перспективних сорбційних пар для практичного застосування в адсорбційному теплонасосному циклі

Як було зазначено вище, в теперішній час в адсорбційних теплових насосах використовуються в основному такі адсорбенти:

а) силікагель, що являє собою аморфний діоксид кремнію SiO_2 з мезопорами розміром 3-20 нм [146-167];

б) цеоліти – кристалічні алюмосилікати з мікропорами розміром 0.3-0.8 нм [21-23];

в) оксид алюмінію з мезопорами розміром 3-20 нм [24, 25];

г) пористе вугілля з широким набором мікро- і мезопор [168, 169].

Всі ці адсорбенти хімічно інертні, нетоксичні і комерційно доступні у великих кількостях у вигляді порошку, гранул різної форми і стільникових блоків. Вони мають високу питому поверхню (100-1000 м²/г), за рахунок чого здатні поглинати значну кількість сорбату.

Висока поглинаюча здатність є першою необхідною умовою для ефективного використання адсорбенту. Дійсно, максимальна кількість теплоти, що необхідна для десорбції сорбату, може бути записана як

$$Q = \Delta H_{\text{дес}} w m, \quad (2.3)$$

де $H_{\text{дес}}$ – теплота десорбції сорбату (кДж/кг);

w – величина адсорбції, що виражається в кг сорбату на 1 кг адсорбенту;

m – маса адсорбенту (без сорбату), кг.

Звідси питома енергоємність $E = \Delta H_{\text{дес}} w$, очевидно, буде рости при збільшенні адсорбційної здатності (тобто із зростанням w) [28].

Рис. 2.5 дає загальне уявлення про те, як відрізняються ізотерми адсорбції пари води при кімнатній температурі на представлених вище 4-х типах адсорбентів. З погляду максимальної ємності силікагель і пористе вугілля є кращими і дають значення w до 0,4 г/г.

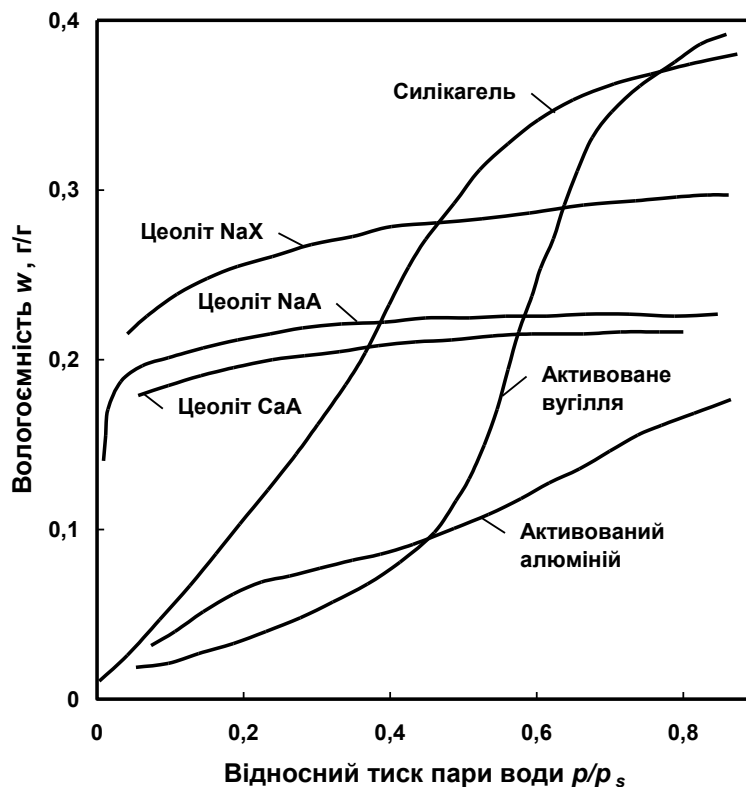


Рис. 2.5. Ізотерми адсорбції пари води традиційними адсорбентами при кімнатній температурі [29]

Відзначимо, що для інших типів силікагелів ця величина може досягати 1,0-1,1 г/г. Ємність росте при збільшенні відносного тиску пари води p/p_s , що пов'язане з конденсацією води у все більших і більших порах. Максимальні значення w досягаються при p/p_s , близьких до 1, і відповідають повному заповненню пір водою. Навпаки, в цеолітах повне заповнення пір (що відповідає максимальній ємності 0,2-0,3 г/г) досягається вже при дуже низьких значеннях p/p_s – близько 0,03...0,1.

Оскільки частина циклу «адсорбція-десорбція» протікає при високих температурах, значний інтерес становить залежність максимальної адсорбції від температури, надана для тих же адсорбентів на рис. 2.6. Ця залежність встановлює межі циклу «адсорбція-десорбція» за температурою. Так, десорбція з силікагелю повністю закінчується при температурі 90-100 °С. На цеолітах адсорбція води протікає навіть при $T > 200$ °С (так, для цеоліту NaA при 200 °С w

$\approx 0,05$ г/г), що, з одного боку, дозволяє акумулювати тепло з таким температурним потенціалом, а з іншого – не вимагає попереднього охолодження адсорбенту до низької температури на стадії адсорбції.

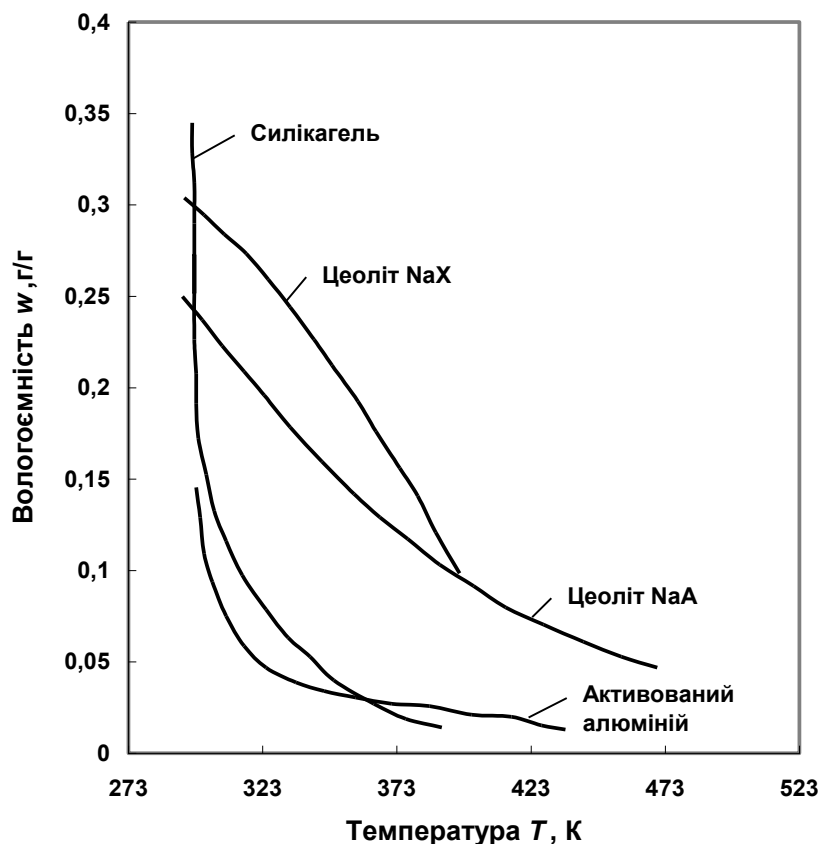


Рис. 2.6. Типові залежності максимальної адсорбції від температури для традиційних адсорбентів (тиск пари води 3,2 кПа) [29]

Ще одним важливим критерієм при виборі адсорбенту є теплота адсорбції, яка безпосередньо входить до виразу для питомої енергоємності і впливає на температуру десорбції. Максимальні теплоти адсорбції спостерігаються для цеолітів. Так, для цеоліту NaX ця величина залежить від величини адсорбції і складає 5278 і 3922 кДж/кг при $w = 0,03$ і $0,24$ г/г, відповідно. При $w < 0,03$ ця величина зростає до 6900 кДж/кг [170]. Для решти розглянутих адсорбентів ця величина значно менша, слабо залежить від кількості сорбованої води і лише на 110-330 кДж/кг вища за теплоту конденсації води [171] (Рис. 2.7). Ці дані дозволяють оцінити питому енергоємність стандартних адсорбентів і порівняти їх один з одним (табл. 2.3).

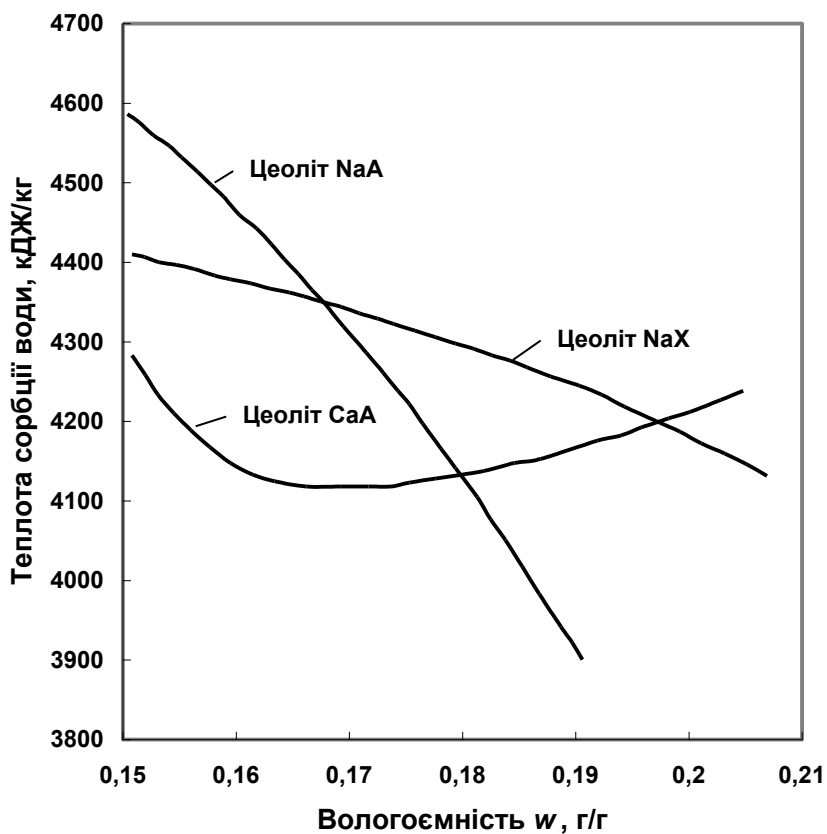


Рис. 2.7. Типові залежності теплоти сорбції води від величини сорбції для трьох промислових цеолітів [29]

Таблиця 2.3.

Енергоакумулюючі властивості традиційних адсорбентів [170].

	Вугілля	Оксид алюмінію	Силікагель	Цеоліт 4А	5А	13Х
Максимальна адсорбційна ємність, г/г	0,4	0,2	0,37	0,22	0,22	0,30
Середня теплота адсорбції води, кДж/моль	41,8	44,7	46,0	79,4	75,2	79,4
Питома енергоакумулююча здатність, кДж/кг	920	471	945	970	920	1320
Густина адсорбенту, кг/м ³	480	890	670	780	680	600
Питома енергоакумулююча здатність, МДж/м ³	481	464	665	796	664	823

Цеоліти показують найбільші значення цієї величини як з розрахунку на вагу, так і на об'єм адсорбенту. Для цеоліту NaX величина питомої енергоємності E досягає 1330 кДж/кг (або 823 кДж/м³), що істотно вище, ніж для систем з акумулюванням «фізичного» тепла або з фазовим переходом (з розрахунку на одиницю маси).

Для адсорбційних процесів в літературі [30] сформульовані загальні вимоги до адсорбенту та адсорбату і показано, що як з енергетичної, так і з екологічної точок зору найбільш перспективним є використання води як адсорбата. Найбільших значень питомої енергоємності (до 1300 кДж/кг) можливо одержати за допомогою цеолітів, які розглядаються як найцікавіші адсорбенти. Разом з тим одним з основних недоліків цеолітів є відносно невисока адсорбційна ємність (0,2-0,3 г/г). Висока температура, необхідна для регенерації цеолітів (більш ніж 200-250 °С), не дозволяє використовувати їх для роботи від джерела теплової енергії з температурним потенціалом 90-150 °С. Силікагелі також мало підходять для цих цілей, оскільки десорбують досить мало води при змінюванні температури в діапазоні від 90 до 150 °С, тобто питома ємність акумулювання тепла невелика. Таким чином, існує деякий «провал» між адсорбентами, які підходять для роботи від джерела теплової енергії з потенціалом меншим за 100 °С і більшим за 200 °С, тому необхідно синтезувати адсорбенти з адсорбційною здатністю вищою за 0,5 г/г і температурою десорбції води в інтервалі 100-150 °С.

При виборі адсорбату для адсорбційних теплонасосних систем основними є такі параметри:

а) питома теплота випаровування рідини (з розрахунку на одиницю маси), яка визначає питому енергоємність. Перевага віддається адсорбатам з високою теплою випаровування;

б) температури кипіння і випаровування, які повинні відповідати робочому діапазону температур теплонасосного циклу. Так, воду не можна використовувати при температурі випарника нижче 0 °С, тому при необхідності одержання або використання відносно низьких температур застосовують аміак і спирти.

в) тиск пари адсорбату при робочих температурах, який визначається температурою випаровування і конденсації. Цей тиск не повинен бути дуже високим ($> 5-6$ бар), тому що в цьому випадку необхідно використовувати металоемне устаткування для високого тиску. З іншого боку, він не повинен бути дуже низьким (< 10 мбар), оскільки в цьому випадку потрібні складні і дорогі вакуумні системи, а також значно погіршується тепло- і масоперенос в пористому адсорбенті, що, в свою чергу, не дозволяє досягти високої питомої потужності.

У таблиці 2.4 наведені відповідні характеристики для деяких застосовуваних сорбатів, включаючи фреони.

Таблиця 2.4.

Питома теплота випаровування і температура кипіння
деяких сорбатів при $p = 10^5$ Па [182, 183]

Сорбат	Вода H ₂ O	Аміак NH ₃	Метанол CH ₃ OH	Фреон R-22
Питома теплота випаровування, кДж/кг	2496	1260	1187	207
Температура кипіння, °C	100	-33,3	64,6	-40,8

Зважаючи на теплофізичні і практичні критерії, вода представляється найбільш перспективним адсорбатом, оскільки вона має високу питому теплоту випаровування і задовольняє всім експлуатаційним вимогам – нетоксична, негорюча тощо. Основними недоліками є відносно висока температура замерзання (0 °C) і відносно низький тиск пари в діапазоні температур 0-50 °C (5-140 мбар), що вимагає використання вакуумного устаткування. Проте, теплофізичні характеристики і екологічна чистота цього адсорбату настільки привабливі, що саме вода, як правило, використовується в багатьох відомих з літератури застосуваннях.

Аміак також має гарні характеристики, хоч і поступається воді за питомою теплотою випаровування. Проте токсичність і корозійна активність роблять його використання проблематичним. Спирти нестабільні при високій температурі і мають відносно низький тиск пари.

2.3 Оцінка енергетичних показників робочих тіл на базі реакцій гідратації-дегідратації кристалогідратів

Адсорбційні теплові насоси є тепловими машинами періодичної дії, що володіють енергоакумулюючими властивостями, тому їх ефективно використовувати в системах теплопостачання, які працюють із споживанням електроенергії в нічний час за пільговим тарифом.

Робочі процеси в адсорбційному термотрансформаторі з добовим циклом роботи проходять наступним чином (рис. 2.8). Вночі подається напруга на електронагрівач термотрансформатора, який перетворює електричну енергію в теплову і нагріває сорбент в сорбційній касеті адсорбера /десорбера 1 (процес АВ) (рис. 2.9). При підвищенні температури сорбенту з нього починає випаровуватися сорбат (процес ВС), який заповнює паровий простір апарату і конденсується на теплообмінній поверхні конденсатора 2 (процес ВЕ), віддаючи при цьому приховану теплоту конденсації теплоносію, який циркулює в контурі «конденсатор-споживач теплової енергії». Зріджений на теплообмінній поверхні конденсатора сорбат стікає в піддон, де накопичується, затоплюючи теплообмінну поверхню випарника 3. По закінченні процесу регенерації сорбенту живлення електронагрівача припиняється, і протягом деякого часу постачання теплової енергії споживачу виконується за рахунок охолодження сорбенту до температури сорбції (процес СD). Подальше вироблення теплової енергії пов'язане виключно з використанням низькопотенційної теплової енергії довкілля, яка утилізується у випарнику 3, де при циркуляції теплоносія з низькою температурою кипить сорбат (процес FА). Пара сорбату прямує до адсорбера/десорбера (процес DА), де поглинається відрегенованим сорбентом. Теплота сорбції, що виділяється на температурному рівні 55-60 °С, через теплообмінник-охолоджувач відводиться до споживача теплової енергії 4. Процес продовжується до повного випаровування сорбату у випарнику. Потім цикл регенерації сорбенту повторюється.

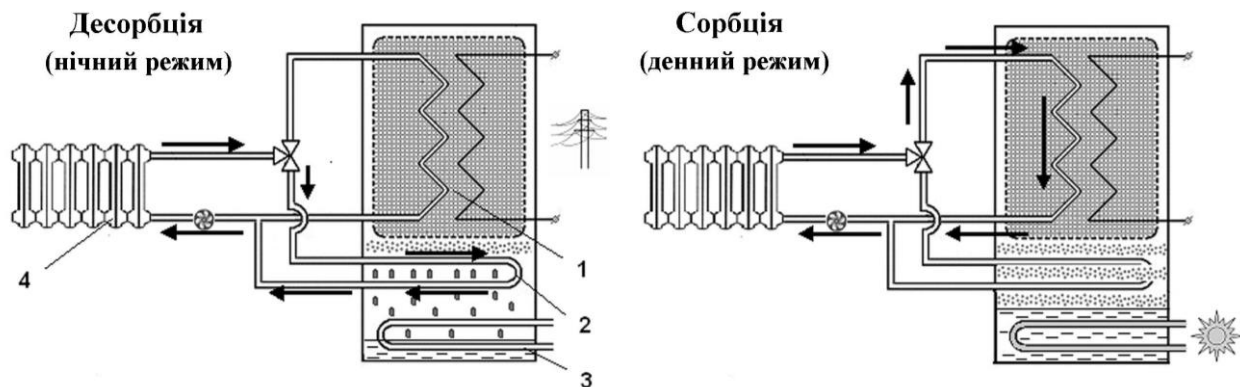


Рис. 2.8. Схема роботи адсорбційного теплового насоса з використанням нічної «провальної» електроенергії:

1 – адсорбер/десорбер; 2 – конденсатор; 3 – випарник;
4 – споживач теплової енергії.

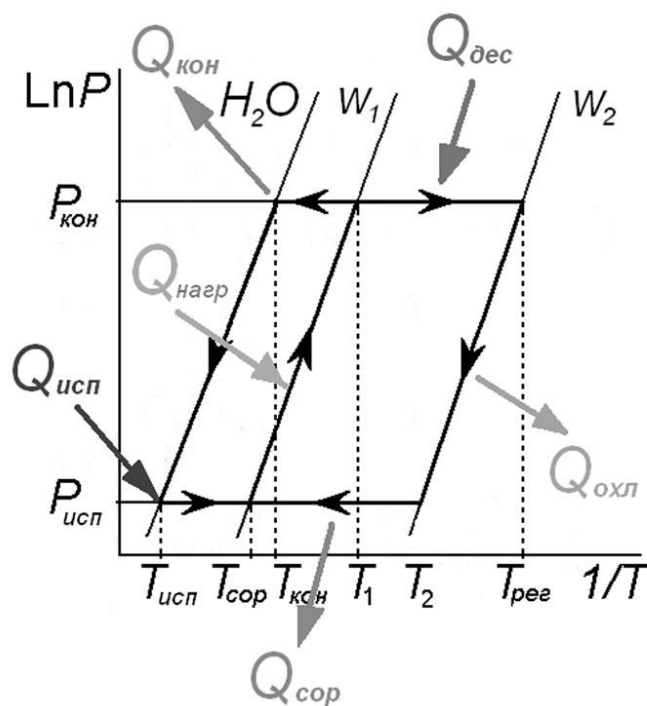


Рис. 2.9. Цикл адсорбційного теплового насосу

Таким чином, у нічний час, в години дії пільгового тарифу на електричну енергію, здійснюється регенерація сорбенту, і одночасно корисно використовується теплота конденсації пари сорбату, яка виділяється з сорбенту. У решту часу доби енергія не споживається, а тепlopостачання здійснюється за

рахунок теплоти сорбції, яка виділяється при оборотному процесі поглинання сорбентом пари.

В адсорбційному циклі процеси тепломасопереносу відбуваються між трьома основними апаратами – це адсорбер/десорбер, конденсатор і випарник (рис. 2.10, а).

а) з адсорбером/десорбером і конденсатором/випарником

б) з високотемпературним та низькотемпературним адсорберами/десорберами

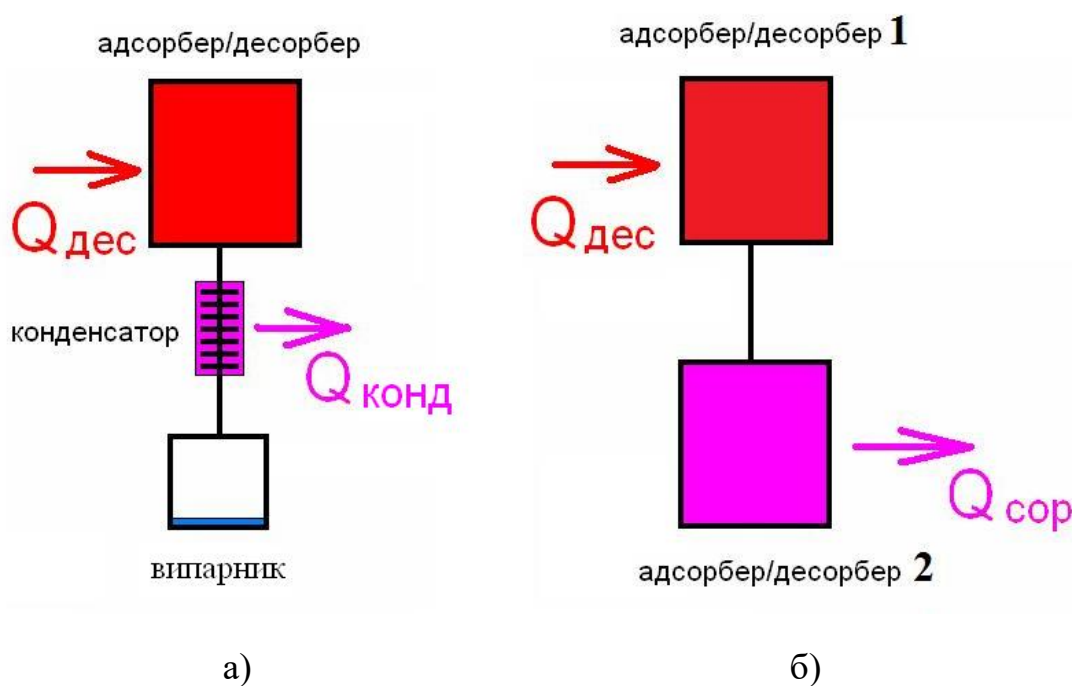


Рис. 2.10. Принципові схеми адсорбційних теплових насосів

При роботі в режимі теплового насоса корисно використовується теплота сорбції $Q_{\text{сор}}$ і теплота конденсації $Q_{\text{конд}}$. Теоретичний коефіцієнт перетворення при цьому рівний відношенню суми цих теплот до теплоти, витраченої на десорбцію, $Q_{\text{дес}}$

$$\mu = \frac{Q_{\text{сор}} + Q_{\text{конд}}}{Q_{\text{дес}}} = 1 + \frac{Q_{\text{конд}}}{Q_{\text{дес}}} \quad (2.4)$$

На разі використання замість конденсатора і випарника низькотемпературного адсорбера/десорбера корисно використовуються теплоти сорбції $Q_{\text{сор}1}$ і $Q_{\text{сор}2}$. (рис. 2.10,б). Тоді теоретичний коефіцієнт перетворення визначається за рівнянням

$$\mu = \frac{Q_{\text{сор}1} + Q_{\text{сор}2}}{Q_{\text{дес}1}} = 1 + \frac{Q_{\text{сор}2}}{Q_{\text{дес}1}} \quad (2.5)$$

Величина коефіцієнта перетворення залежить також від величини теплоти десорбції. Теплоти десорбції можуть бути розраховані за ізостерами. Згідно до рівняння Клапейрона-Клаузіуса кут нахилу ізостери $w_n = \text{const}$ характеризує величину диференціальної теплоти адсорбції при даному ступені заповнення адсорбційної ємності, тобто

$$\Delta H = R \cdot \frac{\ln p_2 - \ln p_1}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}}. \quad (2.6)$$

Для визначення енергетичних показників досліджуваних кристалогідратів (табл. 2.5) проведений розрахунок теоретичного циклу адсорбційного теплового насоса. Розрахункові значення коефіцієнта перетворення μ для систем кристалогідрат – вода та кристалогідрат – $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$.

У дійсному циклі адсорбційного теплового насоса величина теплового коефіцієнта залежить також від теплової інерційності конструкції.

У формулі для розрахунку коефіцієнта перетворення додаються теплоти на нагрів $Q_{\text{нагр}}$ і охолодження $Q_{\text{охл}}$ сорбенту і матеріалу конструкції адсорбера:

$$\mu = \frac{Q_{\text{сор}} + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{охл}}}{Q_{\text{дес}} + Q_{\text{нагр}}}. \quad (2.7)$$

Чим більша частка теплової енергії, яка на це витрачається, тим нижчий коефіцієнт перетворення.

Розрахункові коефіцієнти перетворення μ адсорбційного теплонасосного циклу на базі реакцій гідrataції/дегідrataції кристалогідратів

Кристалогідрат	ΔH , кДж/кг	μ
<i>Система кристалогідрат – вода</i>		
<i>BaCl₂·2H₂O</i>	3331	1,7
<i>BaCl₂·H₂O</i>	4380	1,5
<i>CuSO₄·5H₂O</i>	3251	1,7
<i>CuSO₄·3H₂O</i>	3080	1,8
<i>CuSO₄·H₂O</i>	4055	1,6
<i>CaCl₂·2H₂O</i>	2643	1,9
<i>Система кристалогідрат – CaCl₂·2H₂O</i>		
<i>Ba(OH)₂·16H₂O</i>	2456	1,9
<i>Na₂HPO₄·12H₂O</i>	2990	2,1
<i>FeSO₄·7H₂O</i>	2866	2,1
<i>MgSO₄·7H₂O</i>	3384	2,3

2.4. Висновки до розділу 2

1. Ґрунтуючись на принципі температурної інваріантності Полянї розроблено методику пошуку та попереднього відбору адсорбентів, придатних для застосування як робочих тіл АТН.

2. Розроблена методика дозволяє вибрати оптимальні сорбенти на підставі обмеженого набору експериментальних даних, у тому числі з ізотерм адсорбції,

що одержані при температурах, які відрізняються від температур, при яких здійснюється певний адсорбційний цикл

2. Із застосуванням розробленої методики створена і систематизована база даних сорбційних матеріалів, перспективних для використання як робочих тіл адсорбційних холодильних і теплонасосних установок.

РОЗДІЛ 3

ФАЗОВА РІВНОВАГА ОБОРОТНИХ ТЕРМОХІМІЧНИХ РЕАКЦІЙ «ТВЕРДЕ ТІЛО – ГАЗ»

3.1. Аналіз і систематизація експериментальних даних фазової рівноваги та температури дисоціації кристалогідратів і гідроксидів металів

Ефективність теплових насосів адсорбційного типу в значній мірі залежить від властивостей робочої пари – сорбенту і холодоагенту.

В таблиці 3.1 надана загальна класифікація термохімічних теплових насосів, складена на основі аналізу сучасних досліджень за даною проблемою, які проводяться в світі [191].

В теперішній час у адсорбційних теплових насосах в якості робочих тіл застосовуються переважно адсорбенти, дія яких заснована на ефекті фізичної адсорбції (цеоліти, силікагелі, активоване вугілля). Широкому використанню обладнання на цих речовинах перешкоджає низька енергетична ефективність теплового насоса внаслідок малої сорбційної ємності вказаних адсорбційних матеріалів (менше 10 % за масою) і, як наслідок, великої матеріалоемності та теплової інерційності адсорбера.

Перспективними для застосування в адсорбційних теплових насосах є вологопоглинаючі матеріали, сорбційна дія яких заснована на ефекті хемосорбції, а саме солі лужних і лужноземельних металів. Як сорбати в поєднанні з цими поглиначами можуть використовуватися вода, спирти або аміак. Застосування адсорбентів на основі ефекту хемосорбції дозволяє значно збільшити сорбційну ємність адсорбентів в циклі адсорбційного теплового насоса і поліпшити енергетичні показники адсорбційних агрегатів.

Таким чином, за типом сил, що спричиняють адсорбцію, робочі речовини адсорбційних термотрансформаторів можна розбити на дві основні групи: адсорбенти на основі ефекту фізичної адсорбції — синтетичні і природні цеоліти, активоване вугілля, силікагелі, — і адсорбенти на основі ефекту хемосорбції — солі лужних і лужноземельних металів, оксиди металів тощо. Хемосорбція

відрізняється від фізичної адсорбції, оскільки з двох варіантів перший є моноваріантним, останній – диваріантним. На рис. 3.1 і 3.2 надані діаграми адсорбційного і термохімічного теплонасосних циклів.

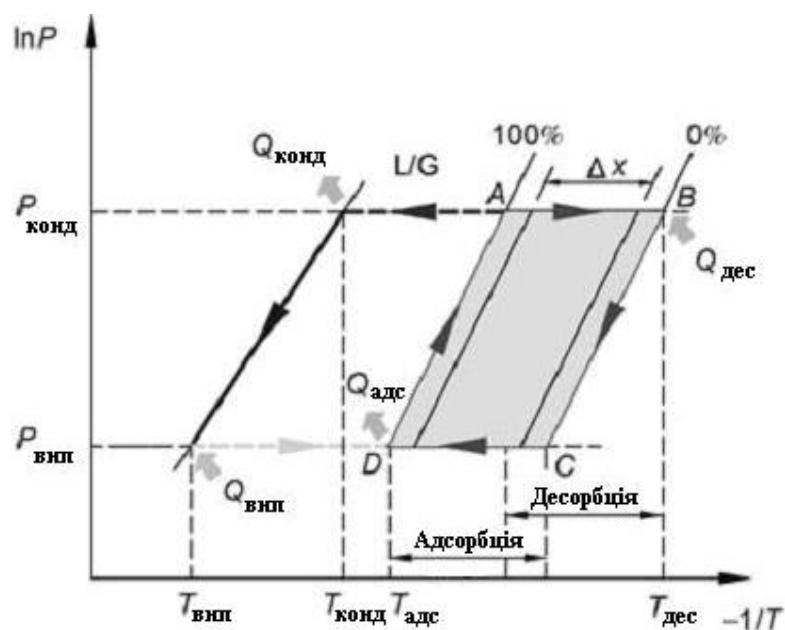


Рис. 3.1. Адсорбційний теплонасосний цикл в координатах $\ln P - 1/T$

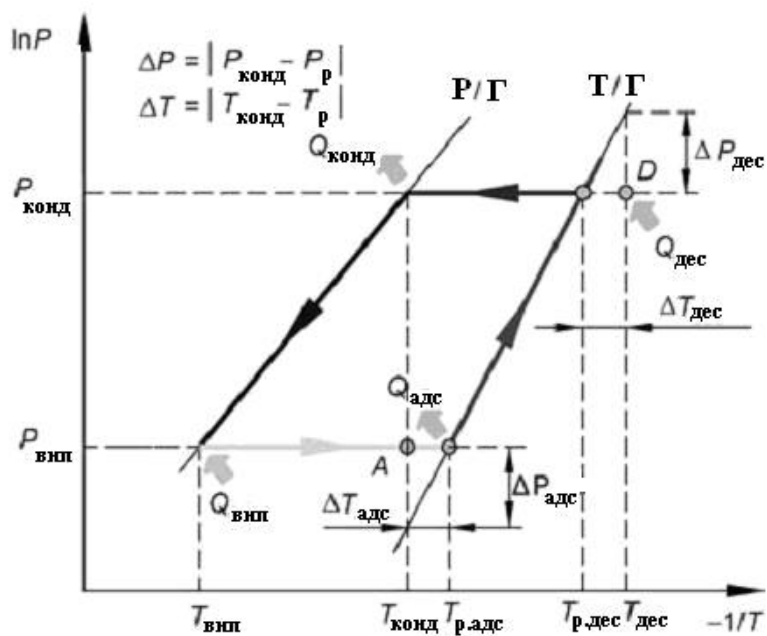


Рис. 3.2. Оборотний цикл термохімічного перетворення тепла в координатах $\ln P - 1/T$

Таблиця 3.1

Загальна класифікація термохімічних теплових насосів (ТТН)

Термохімічні теплові насоси (термотрансформатори)

Моноваріантні системи

Термохімічні реакції

*Системи на базі **аміаку** NH_3 (похідні аміаку або аміак, що прореагував з сіллю):*

- NH_3 / солі лужних металів;
- NH_3 / солі лужно-земельних металів (наприклад, $CaCl_2$) або галоїди металів (наприклад, $MnCl_2$, $NiCl_2$);
- NH_3 / подвійні або змішані галоїди;
- монометиламін або діметиламін / галоїди лужних, лужно-земельних металів або змішані;
- NH_3 / сульфати, нітрати, фосфати

*Системи на базі **сірчистого газу** SO_2 :*

- сульфід (MeS) / оксид SO_2 ;
- піросульфат / сульфат ($MeSO_4$)

*Системи на базі **води**:*

- гідроксид / оксид;
- гідрат солі / сіль;
- кристалогідрат / кристалогідрат;
- оксид кальцію / вода / гідроксид кальцію;
- карбонат натрію (дегідратація / гідратація);
- оксид магнію / вода

*Системи на базі **вуглекислого газу** CO_2 :*

- карбонат / оксид;
 - оксид барію / карбонат барію
-

*Системи на базі **водню**:*

- гідрид / гідрид або метал;
- гідрування / дегідрування

*Системи на базі **вуглеводнів** та їхніх похідних:*

- 2-пропанол / ацетон;
- ізобутен / вода / трет-бутанол;
- циклогексан / бензол;
- паральдегід / ацетальдегід

Діваріантні системи

Адсорбція

Цеоліти NaA (4A), CaA (5A), CaX (10X), NaX (13X):

- цеоліт / вода;
- цеоліт / метанол

Активоване вугілля:

- активоване вугілля / метанол;
- активоване вугілля / аміак

Силікагель:

- силікагель / вода

Для адсорбційного теплонасосного циклу (рис. 3.1), робоча зона між сорбентом і сорбатом знаходиться в діапазоні ліній рівноваги від 0 % до 100 %, як під час фази десорбції (нагрівання), так і під час фази адсорбції (охолодження). Крім того, залежність між робочим тиском і робочою температурою не є функціональним рівнянням однієї змінної, і процес адсорбції або десорбції відбувається, коли температура або тиск знаходяться в робочій зоні.

У термохімічному сорбційному циклі залежність між сорбентом і сорбатом є функціональним рівнянням однієї змінної. Це означає, що для даної робочої температури відповідний робочий тиск визначається однозначно. Робочою зоною між сорбентом і сорбатом є лінія рівноваги тверде тіло – газ. Під час фази адсорбції відбувається реакція синтезу між сорбентом і сорбатом, коли тиск над системою тверде тіло – газ нижчий за рівноважний тиск над сорбатом. Під час десорбції, коли тиск над системою тверде тіло – газ вищий за рівноважний тиск при температурі конденсації сорбату, відбувається реакція розкладання сорбенту з утворенням сорбату.

Це означає, що перепад тиску є визначальним фактором хімічної реакції між сорбентом і сорбатом в термохімічній сорбційній теплонасосній системі. Причому, чим більший перепад тиску, тим вища швидкість проходження хімічної реакції.

Здатність кристалогідратів неорганічних солей абсорбувати і десорбувати значну питому кількість води добре відома. Координаційне число центрального атома в кристалогідратах може мінятися в широких межах, проте, найбільш поширеними є числа від 4 до 8 [183,186]. Це відповідає сорбційній ємності рівній 0,5-0,8 кг H_2O на 1 кг безводної солі, що істотно перевищує сорбційну ємність традиційних адсорбентів. Десорбція води супроводжується розривом координаційних зв'язків середньої міцності і, відповідно, поглинанням (акумулюванням) значної кількості теплоти. У таблиці 3.2 надані характеристики деяких кристалогідратів, які вважаються перспективними для використання в адсорбційних системах [187,188].

Температура розкладання цих з'єднань залежить не тільки від температури нагріву, але і від парціального тиску пари води, тому в останньому стовпці таблиці 1.4 даний діапазон температур, в якому відбувається розкладання за атмосферних умов. Характеристики, наведені в таблиці 2.4, показують, що процес розкладання гідратів неорганічних солей дійсно дозволяє використовувати тепло з потенціалом 30-250 °С.

Таблиця 3.2

Ентальпія і температура розкладання деяких кристалогідратів

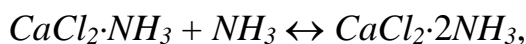
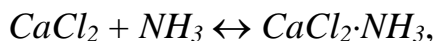
Кристалогідрат і кількість молекул води, що видаляються	Середня ентальпія дегідратації кДж/моль H ₂ O	Питома теплота дегідратації кДж/кг	Температура розкладання, °С
NiSO ₄ ·7H ₂ O (– 1)	50,6	180	30
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O (– 10)	51,4	1595	30-50
Na ₂ SO ₃ ·7H ₂ O (– 7)	51,7	1436	90-110
CaCl ₂ ·6H ₂ O (– 4)	53,4	1061	60-80
SrCl ₂ ·7H ₂ O (– 4)	56,7	797	60-80
MgCl ₂ ·6H ₂ O (– 6)	70,0	948	110-130
CuCl ₂ ·2H ₂ O (– 2)	59,6	420	200
CoSO ₄ ·7H ₂ O (– 7)	55,6	1385	300
MgSO ₄ ·7H ₂ O (– 7)	58,5	1661	280
Na ₂ B ₄ O ₇ ·10H ₂ O (– 5)	54,2	710	25-50

Разом з тим, застосування найбільш гігроскопічних гідратів утруднено на практиці тим, що при десорбції води (з гідрату або його розплаву) на поверхні утворюється шар нижчого гідрату або безводної солі, що призводить до істотного уповільнення процесу масопереносу і подальшого розкладання [193]. В процесі абсорбції води гідрати, що утворюються, можуть розчинятися в надлишку води, в результаті чого виникають корозійні проблеми.

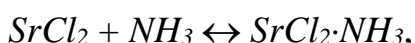
Аналіз останніх досліджень показав, що хемосорбентами, які найбільше підходять для адсорбційних теплових насосів, що працюють від джерела низькопотенційного тепла, є хлориди лужноземельних металів: CaCl₂, SrCl₂ і

$BaCl_2$. Як адсорбат в парі з хлоридами металів найчастіше застосовують аміак [194].

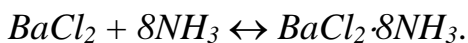
Так для хлориду кальцію існують 4 аміачні комплекси: $CaCl_2 \cdot NH_3$, $CaCl_2 \cdot 2NH_3$, $CaCl_2 \cdot 4NH_3$ і $CaCl_2 \cdot 8NH_3$, які можуть послідовно перетворюватися за такою схемою:



Хлорид стронцію утворює тільки 2 стійкі аміачні комплекси: $SrCl_2 \cdot NH_3$ і $SrCl_2 \cdot 8NH_3$. Таким чином, поглинання аміаку цією сіллю протікає в 2 стадії:



Особливістю хлориду барію є те, що у цієї солі існує тільки один стійкий аміачний комплекс $BaCl_2 \cdot 8NH_3$, і тому в системі $BaCl_2-NH_3$ протікає тільки одна хімічна реакція:



Вибір речовин, що найбільше підходять для роботи в конкретних адсорбційних циклах, базується на термодинамічних характеристиках хлоридів металів та аміаку, наданих в діаграмі Клапейрона (рис. 3.3).

Перевагою систем, створених на базі хлоридів металу та аміаку, є велика сорбційна ємність, яка для більшості хлоридів перевищує 1 г/г. До недоліків робочих пар хлориди металу–аміак можна віднести набухання та агломерацію солі, що відбуваються під час адсорбції, в результаті чого значно зменшується ефективність тепломасопередачі в об'ємі сорбенту.

Ще одним типом процесів, які можуть становити значний інтерес для використання в адсорбційних теплових насосах, є процеси розкладання твердих тіл, в першу чергу, гідроксидів металів і різних солей. Дійсно, ці процеси дозволяють досягти високих значень енергоакумулюючої здатності (таблиця 2.5),

при цьому багато перспективних солей і гідроксидів є доступними і дешевими речовинами.

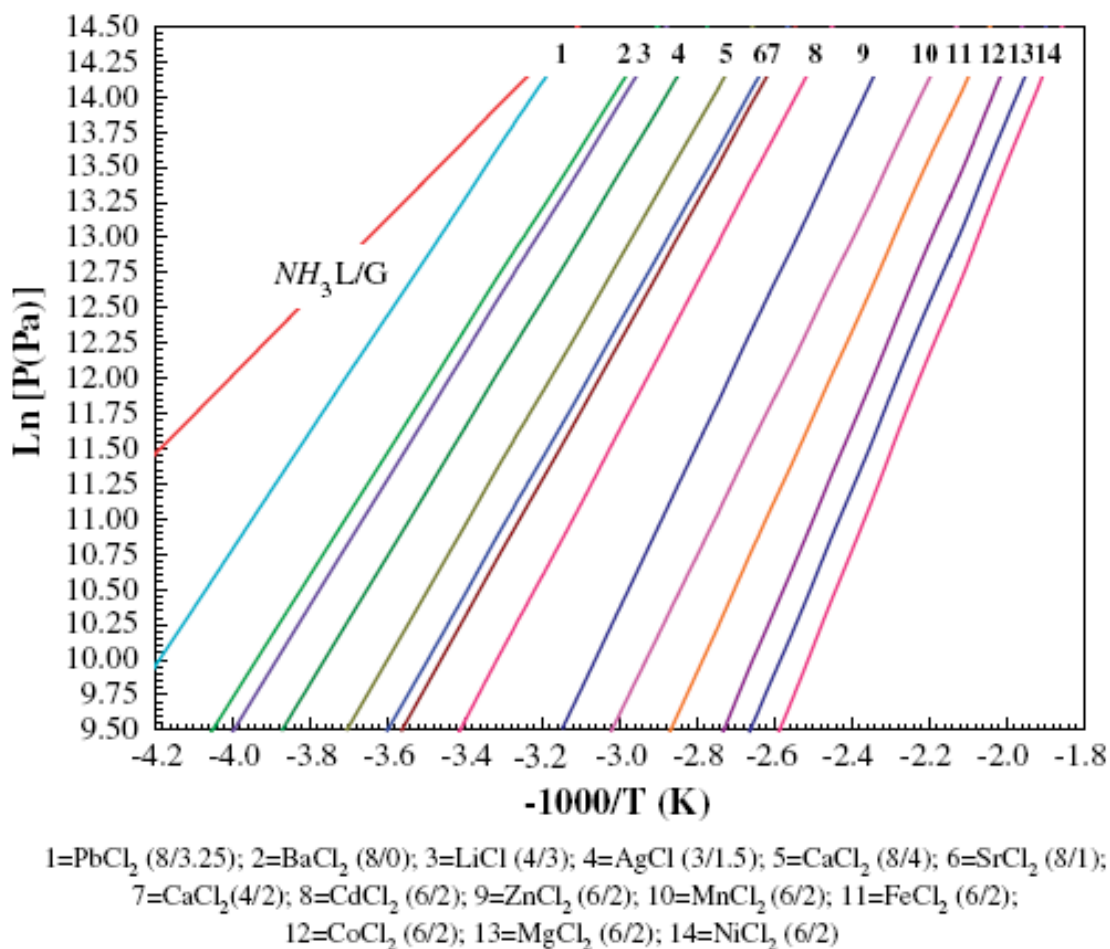


Рис. 3. 3. Лінії рівноваги хімічних реакцій для хлоридів лужноземельних металів з аміаком в координатах $\ln P - 1/T$ [194].

Для високотемпературного акумулювання перспективні реакції дегідратації гідроксидів магнію, кальцію, стронцію, барію, літію, берилію та ін. [195,196]. Питома теплота дегідратації цих гідроксидів лежить в інтервалі від 700 до 3500 кДж/кг, а температура розкладання змінюється від 250 °С для $Mg(OH)_2$ до 990 °С для $Ba(OH)_2$. Слід зазначити, що одержані оксиди можуть взаємодіяти з вуглекислим газом, утворюючи карбонати. Розкладання цих твердих тіл також супроводжується інтенсивним теплопоглинанням, і, отже, цей процес можна використовувати для акумулювання енергії. Більшість карбонатів є більш

термостабільними, ніж відповідні гідроксиди, тому реакції їх розкладання дозволяють акумулювати високопотенційне тепло.

При практичному використанні реакцій розкладання–карбонізації в замкнутому циклі серйозною проблемою може стати досягнення оборотності циклу, а також кінетичні утруднення при проведенні як прямої, так і оборотної реакції, тому що: а) тверді реагенти і продукти мають молярні об'єми, які сильно відрізняються, і різні типи кристалічної решітки і б) утворення продукту на поверхні перешкоджає просуванню реакції углиб твердої фази. Тому в даний час ці процеси відносно рідко використовуються в діючих прототипах адсорбційних теплових насосів.

Таблиця 3.3

Термодинамічні характеристики реакцій розкладання деяких гідроксидів і карбонатів металів

Реакція	Температура розкладання, °С	ΔH_{298} , ккал/моль води або CO_2
$\text{Mg}(\text{OH})_2 \Leftrightarrow \text{MgO} + \text{H}_2\text{O}(\text{г})$	250	19,4
$\text{Ca}(\text{OH})_2 \Leftrightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}(\text{г})$	527	17,6
$\text{Ba}(\text{OH})_2 \Leftrightarrow \text{BaO} + \text{H}_2\text{O}(\text{г})$	988	25,1
$\text{MgCO}_3 \Leftrightarrow \text{MgO} + \text{CO}_2(\text{г})$	410	28,0
$\text{CaCO}_3 \Leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2(\text{г})$	890	42,5
$\text{BaCO}_3 \Leftrightarrow \text{BaO} + \text{CO}_2(\text{г})$	1297	63,4

В таблицях 3.3, 3.4 надані дані щодо пружності водяної пари над поверхнею для ряду перспективних речовин, які можуть бути використані як робочі тіла сорбційних термотрансформаторів.

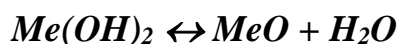
Зазначені в табл. 2.6 та 2.7 кристалогідрати та гідроксиди металів, сорбційна дія яких заснована на ефекті оборотних термохімічних реакцій, мають більш високу сорбційну ємність ніж традиційні адсорбенти. Проте використання цих речовин в чистому вигляді пов'язане з проблемою збереження стабільності

гранульованої структури шару сорбенту, оскільки при багатократних циклах сорбції-десорбції відбувається руйнування або розчинення гранул.

<i>Ba(OH)₂·16H₂O</i>		<i>Sr(OH)₂·8H₂O</i>		<i>Na₂HPO₄·12H₂O</i>		<i>Na₂SO₃·7H₂O</i>		<i>FeSO₄·7H₂O</i>		<i>ZnSO₄·7H₂O</i>		<i>MgSO₄·7H₂O</i>		
<i>t</i>	<i>p</i>	<i>t</i>	<i>p</i>	<i>t</i>	<i>p</i>	<i>t</i>	<i>p</i>	<i>t</i>	<i>p</i>	<i>t</i>	<i>p</i>	<i>t</i>	<i>p</i>	
12	9,2	12,2	9,2	6,80	4,6	15	8,76	30,67	21,76	18,00	8,41	14,95	4,87	
22	17,4	22,2	17,4	10,82	6,4	20	12,99	39,96	39,94	20,45	10,07	20,05	7,58	
32	31,5	32,2	31,5	15,00	8,8	25	18,59	44,45	52,86	25,15	14,70	25,75	12,17	
		42				3	2	4	5	2	1	3	1	
42	55	,2		55	17,28	10,5	0	6,83	6,43	9,63	8,35	9,13	0,75	8,18
52	92	52,2		92	20,15	13,1				29,95	21,39	40,02	37,90	
62	149	62,2	149	23,02	16,2							41,42	41,89	
		72,2	234	27,00	21,6							43,40	48,37	
		82,2	355	15,00	9,00							47,45	64,31	
				20,00	12,93									
				25,00	19,20									
				30,00	27,05									

Таблиця 3.4

Температури дисоціації кристалогідратів і гідроксидів металів при різних тисках (*t* в °С, *p* в мм рт.ст.) [18]



	<i>Ca(OH)₂</i>	<i>Sr(OH)₂</i>	<i>Ba(OH)₂</i>	<i>LiOH</i>	<i>Mg(OH)₂</i>
<i>p</i>	<i>t</i>	<i>t</i>	<i>t</i>	<i>t</i>	<i>t</i>
9,2	349	452	630	561	35
17,4	389	488	670	594	44
31,5	408	524	710	628	53
55	428	561	749	662	68
92	448	597	789	700	74
149	468	634	829	740	86
234	488	670	870	782	100
355	507	706	910	826	118
526	527	742	951	875	147
760	547	778	998	924	

Для підвищення стабільності сольових сорбентів запропоновано використовувати інертний носій з розвиненою пористою структурою, який при перенасиченні міг би утримувати рідкий сольовий розчин в гранулі. Застосування

пористого носія (матриці) сприяє розширенню зони робочих концентрацій сольового сорбенту за рахунок забезпечення його працездатності як в зоні рідкого, так і твердого сольового розчину. Тобто сорбент такого типу охоплює робочий діапазон концентрацій як твердо-, так і рідкотільних сорбційних термотрансформаторів [211].

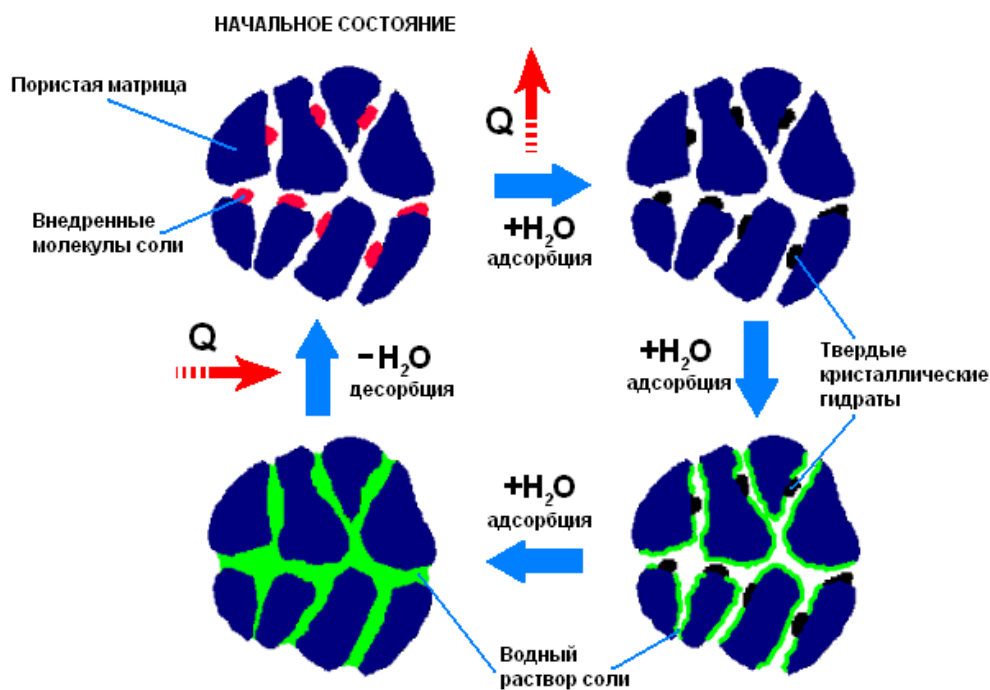


Рис. 3.4. Механізм сорбції води адсорбентом ССВ-1Л

Із зменшенням температури вміст води в адсорбенті росте. Спочатку вода поглинається молекулами солі $CaCl_2$, при цьому відбувається послідовне формування кристалогідратів $CaCl_2 \cdot 0,33H_2O$, $CaCl_2 \cdot H_2O$ і $CaCl_2 \cdot 2H_2O$. Кристал $CaCl_2 \cdot 2H_2O$ найбільш стабільний і його утворення підтверджене аналізом дифракційних картин. Такий тип адсорбції характерний для твердих адсорбентів. З подальшим пониженням температури утворюється водний розчин солі, який поступово заповнює пори матриці, це відповідає рідинній адсорбції. Саме заповнення пір матриці водою приводить до підвищеної здатності до поглинання води. На відміну від цеолітів та інших немодифікованих адсорбентів, рушійною силою адсорбції є взаємодія води не із стінками пір, а з введеними молекулами

солі. Ця взаємодія значно сильніша і забезпечує практично повне заповнення пір водою (до 0,9 г/г).

За аналізом літературних даних визначені пористі носії, які найбільше підходять для створення композитних сорбентів. Це силікагелі, оксид алюмінію, спучений вермикуліт, спучений перліт і вуглецеві носії (Сибуніт, вуглецева тканина). Вибрані носії мають різну пористу структуру: спучений вермикуліт містить в основному макропори, γ - Al_2O_3 та Сибуніт – мезопори, а вуглецева тканина – мікропори.

Адсорбенти, що застосовуються в сорбційних термотрансформаторах, які працюють з використанням сонячної енергії повинні відповідати наступним вимогам: сорбувати пару холодоагенту при температурі навколишнього середовища (40-50 °С) і тиску, який відповідає рівноважному тиску у випарнику, десорбувати – при температурі сонячного колектора (100-130 °С) і тиску, відповідному до рівноважного тиску в конденсаторі. Як холодоагенти бажано використовувати легкоадсорбуємі рідини з високою прихованою теплотою випаровування і невисоким робочим тиском. Вибір робочої пари визначається температурним рівнем холоду, який необхідно одержати у випарнику і температурою, яку може забезпечити сонячний колектор для регенерації адсорбенту.

Основними показниками ефективності робочої пари є поглинаюча здатність сорбенту, температура регенерації, теплота десорбції холодоагенту. З якісного боку можна сказати, що чим сильніша енергія зв'язку між твердим тілом і адсорбованою молекулою, тим нижча температура, при якій зможе працювати випарник, але тим нижчим буде тепловий коефіцієнт і вищою температура регенерації адсорбенту.

В теплових насосах для утилізації теплоти при плюсових температурах низькопотенційного джерела вигіднішим є застосування пари адсорбент-холодоагент із слабким зв'язком (типу "твердий поглинач-вода"), який дозволяє одержати тепловий коефіцієнт 1,7-1,8. При мінусових температурах джерела бажано застосовувати пару з сильнішим зв'язком (типу "твердий поглинач-

метанол") і тепловим коефіцієнтом близько 1,5-1,6. При більш низьких температурах (-10...-20 °С) – необхідні пари з дуже сильним зв'язком (типу "твердий поглинач-аміак"), що дає тепловий коефіцієнт не більше ніж 1,3.

Також, як в машинах безперервної дії, в періодичних системах перспективно застосування як холодоагенту води, яка може використовуватися в поєднанні з твердими сорбентами, – силікагелями, алюмогелем, синтетичними і природними цеолітами, активованим вугіллям, солями. Вказані речовини дозволяють одержувати холод плюсових температур і навіть виробляти лід, і тому можуть застосовуватися в системах кондиціонування і для зберігання незаморожених продуктів при температурі + 5 ...+ 10 °С.

Dr. Tchernev в Массачусетському технологічному інституті (США) досліджував різні марки синтетичних і природних цеолітів [213-217]. Проте, як стверджується в цих роботах, ефективнішими виявилися природні цеоліти. По-перше, вони значно (у декілька разів) дешевші за синтетичні. По-друге, теплота адсорбції на природних цеолітах в півтора рази нижча, що зумовило вищі значення теплового коефіцієнта.

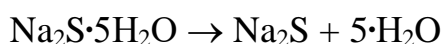
Природний кліноптилоліт, який використовував Tchernev, має невисоку температуру десорбції, що позитивно позначається на к.к.д. сонячного колектора, але, із-за малої вологоємкості і, відповідно, великої витрати сорбенту (близько 50 кг/м²) загальна ефективність генератора-адсорбера невелика.

У роботах [219-221] представлені результати дослідження пари цеоліт 13X - вода. Цей цеоліт має найбільшу ємність по воді серед сорбентів цього, причому повне насичення досягається при низькому тиску водяної пари. Для його ефективної роботи необхідні високотемпературні сонячні колектори, оскільки при температурах до 110 °С відганяється менше половини адсорбованої вологи.

Близькі до цеолітів сорбційні характеристики мають дрібнопористі силікагелі. У роботі [222] вивчені процеси тепло- і масопереносу при різних режимах роботи адсорбційного холодильника. У досліді використовувався силікагель ФУДЖІ-А, який в процесі насичення міняє колір з блакитного на рожевий.

За результатами експериментальних досліджень цеолітів і силікагелів можна зробити висновок, що кількість десорбуємого ними холодоагенту значною мірою залежить від температурних параметрів холодильного циклу і складає 3 - 10 % від ваги сорбенту.

Вища сорбційна місткість досягається при застосуванні як адсорбента солей. Робоча пара сульфід сірки - вода [223] може застосовуватися як в холодильному, так і в теплонасомому циклі. Вода утворює з сульфідом сірки з'єднання $\text{Na}_2\text{S}\cdot 5\text{H}_2\text{O}$, яке при нагріві розкладається відповідно до рівняння:



Добре зарекомендувала себе в експериментальних дослідженнях також система хлорид магнію - вода [224]. Основний термохімічний цикл:



Тепловий ефект реакції – 900 ккал/кг.

Недоліком вказаних сорбентів є те, що при перегріві генератора-адсорбера відбувається розкладання солей з виділенням неконденсуючихся газів, які різко знижують продуктивність установки, уповільнюючи процеси адсорбції і конденсації.

Для роботи холодильних і теплонасосних установок при мінусових температурах випаровування вельми перспективним представляється застосування як холодоагенту метилового спирту. Метанол має високу теплоту випаровування (290 ккал/кг), низьку точку замерзання (-98°C) і відносно високу температуру кипіння (65°C) [225-229]. У холодильних установках температура конденсації метанолу ніколи не перевищує 50°C , тому тиск в системі буде завжди нижчий за атмосферний, що дозволяє понизити металоємність і забезпечити певний ступінь безпеки. Сольові розчини метанолу у відсутності кисню не чинять кородуючої дії на залізо, мідь, цинк, алюміній або їх сплави [230,231].

Як адсорбенти в поєднанні з метанолом можна використовувати хлорид, бромід і йодид кальцію, стронцію, літію і магнію. Адсорбційна дія солей металів ґрунтується на утворенні хімічних сполук, аналогічних гідратам і на розчиненні

солей в спирті. Перевага застосування метанолу як холодоагенту в порівнянні з аміаком полягає також в тому, що при цьому досягається більший термічний к.п.д., оскільки теплота утворення і розкладання алкоголятів значно нижча, ніж теплота реакції при утворенні і розкладанні аміакатів.

У лабораторії Sandia в Ліверморі були проведені лабораторні дослідження безводного хлориду кальцію з парою метанолу [232]. Теплонасосний цикл, оснований на цій робочій парі дозволяє здійснювати охолодження з тепловим коефіцієнтом 0,6 або забезпечувати теплом установки сонячного обігріву і водяного опалювання з тепловим коефіцієнтом 1,6.

Вимірювання за допомогою рентгенівських променів показали, що в результаті реакції утворюється тверде з'єднання $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{CH}_3\text{OH}$. Ентальпія і ентропія реакції складають 51,9 кДж/моль і 126 Дж/моль град, відповідно. Ентальпія приблизно 1,35 рази більша за ентальпію рідкого метанолу (38,2 кДж/моль), тоді як ентропія близька до ентропії випаровування (113 Дж/мольград).

Комплекс робіт по пошуку ефективних сорбентів для метанолу виконаний у ряді університетів Франції. Як сорбент спочатку був досліджений цеоліт NaX [233-239]. Ця робоча пара дозволяє одержувати температури випаровування -10°C і показала гарну працездатність і стабільність робочих речовин при багатократних циклах сорбції-десорбції. Недоліком NaX є мала сорбційна ємність по метанолу.

Надалі автори підібрали і детально досліджували ефективніший сорбент – активоване вугілля AC-35 [240-243]. Сорбційна здатність AC-35 – до 0,3 кг/кг. Повне звільнення від метанолу відбувається при 150°C . Реально в циклі сонячного термотрансформатора бере участь 0,15 кг метанолу, що є хорошим показником для сорбентів цього типу.

Аналіз літературних даних показує, що основна частина досліджень, що проводяться в останній час, присвячена пошуку нових робочих речовин. За типом сил, що спричиняють адсорбцію, робочі речовини можна розбити на дві основні групи: адсорбенти на основі ефекту фізичної адсорбції – синтетичні і природні цеоліти, активоване вугілля, силікагелі, і адсорбенти на основі ефекту хемосорбції – соли лужних і лужноземельних металів.

Сорбційна місткість адсорбентів першої групи невелика – 5-10 % від ваги сорбенту, але, завдяки стабільності властивостей, довговічності гранул і невисокій температурі регенерації, ці робочі речовини одержали найбільше практичне застосування.

Вища (у 5-6 разів) здатність до поглинання досягається при використанні як сорбентів неорганічних солей, які утворюють з парою холодоагенту тверді хімічні з'єднання типу кристалогідратів. Практичне застосування цих робочих речовин має технічні труднощі, пов'язані з проблемою забезпечення стабільності гранульованої структури адсорбенту, оскільки при поглинанні пари холодоагенту відбувається значне збільшення об'єму гранул і, крім того, в процесі роботи можливо часткове розчинення соли при місцевому перенасиченні холодоагентом.

3.2. Побудова ліній фазової рівноваги хімічних реакцій системи «тверде тіло-газ» в діапазоні температур адсорбційного теплонасосного циклу

Наведені дані щодо пружності водяної пари над кристалогідратами дозволяють розрахувати температурні параметри адсорбційного циклу і підібрати оптимальні робочі тіла для різних практичних застосувань. Фазова рівновага в системі сіль – вода досить точно описується рівнянням прямої вигляду $y = ax + b$ в координатах $\ln P - 1/T$, тому для побудови лінії дисоціації кристалогідрату досить знати величину парціального тиску пари води над ним при двох різних температурах. При цьому відповідно до правила фаз Гіббса тиск над кристалогідратом не залежить від ступеня проходження реакції.

Діаграма $\ln P - 1/T$ зручна для побудови адсорбційного циклу і дозволяє оцінити ступінь відхилення дійсних процесів від рівноважних. На рис. 2.8 показані лінії рівноваги реакцій утворення/розкладання хімічних сполук, побудовані за даними з табл. 2.6. Для спрощення процедури аналізу температурних параметрів адсорбційного циклу шкала тиску перетворена в температурну, і лінії рівноваги представлені у вигляді залежності температури сорбату від температури сорбенту:

$$\frac{1}{T_{\text{рег/сор}}} = A \cdot \frac{1}{T_{\text{конд/вип}}} + B.$$

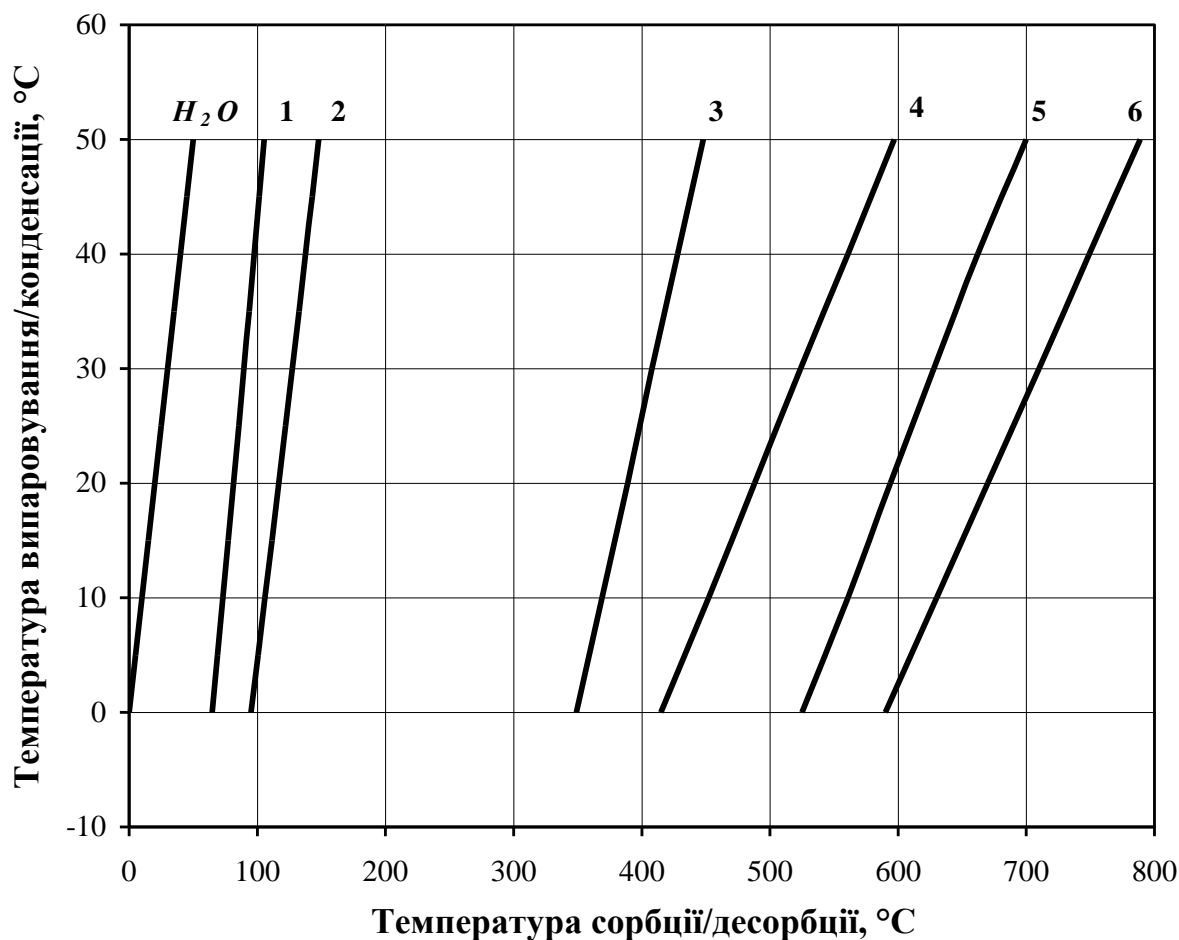
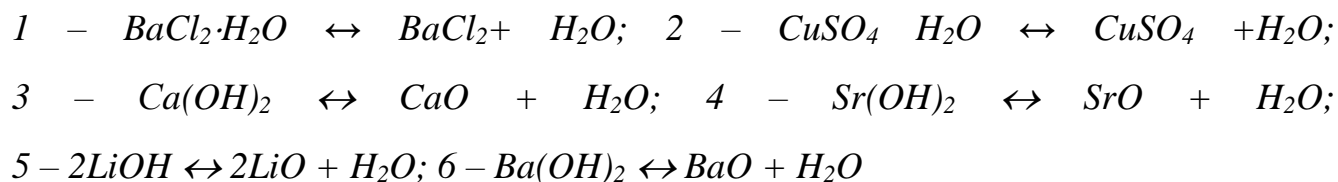


Рис. 3.5. Лінії рівноваги хімічних реакцій:



Вибір оптимальних робочих тіл для адсорбційного теплового насоса у кожному окремому випадку залежить від необхідного температурного рівня теплопостачання і температурних параметрів наявних джерел високо- і низькопотенційної енергії. При використанні електричного нагріву десорбера регенерацію сорбенту можна здійснювати при високій температурі, тому для такого варіанту найбільш відповідними є реакції з великою температурною депресією – лінії 3, 4, 5, 6 на рис. 3.5.

Діаграма показує, що навіть при низьких параметрах низькопотенційного джерела (0 °C і нижче) ці сорбенти мають температуру адсорбції, що значно

перевищує рівень, необхідний для теплопостачання житлового будинку. Таким чином, завдяки високому температурному напору в апаратах, застосування даних матеріалів як робочих тіл адсорбційного теплового насоса дозволить створювати адсорбційні агрегати з невеликою теплообмінною поверхнею і, відповідно, малою тепловою інерційністю.

До недоліків розглянутих сорбційних пар можна віднести те, що застосування як сорбату води не дозволяє використовувати низькопотенційне джерело з мінусовими температурами – нижня межа обмежується температурою замерзання води.

З метою усунення вказаних недоліків вивчена можливість устаткування адсорбційного теплового насоса додатковим сорбером/десорбером, здатним поглинати/виділяти пари води при низьких температурах і поєднувати функції конденсатора і випарника. В якості робочого тіла такого низькотемпературного сорбера/десорбера можуть бути використані кристалогідрати із слабким зв'язком кристалізаційної води, тиск над якими близький до тиску над чистою водою. Приклади з'єднань, що задовольняють цій умові, наведені на рис. 3.6.

При мінусових температурах тиск над кристалогідратами декілька нижчий, ніж над водою (льодом), але, завдяки розвиненій поверхні гранульованої структури, ці матеріали можуть забезпечити достатньо високу інтенсивність масообміну навіть при низькому тиску пари води. Крім того, заміна процесу конденсації процесом сорбції сприяє збільшенню величини теплового ефекту і, відповідно, підвищенню коефіцієнта перетворення теплового насоса.

На основі ліній рівноваги для кожної конкретної реакції гідратації, наприклад, для $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CaCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + \text{H}_2\text{O}$, можна розрахувати робочі температури циклу хімічного термотрансформатора для конкретного застосування, а саме гарячого водопостачання та опалення.

Наприклад, якщо задана температура випарника ($T_{\text{вип}}$), яка відповідає температурним параметрам наявного джерела низькотемпературної енергії, то вона визначає тиск пари води $P_{\text{вип}}$ в ньому. Цей тиск задає температуру утворення комплексу $S \cdot (n+m) \text{H}_2\text{O}$, яка відповідає температурному рівню теплопостачання

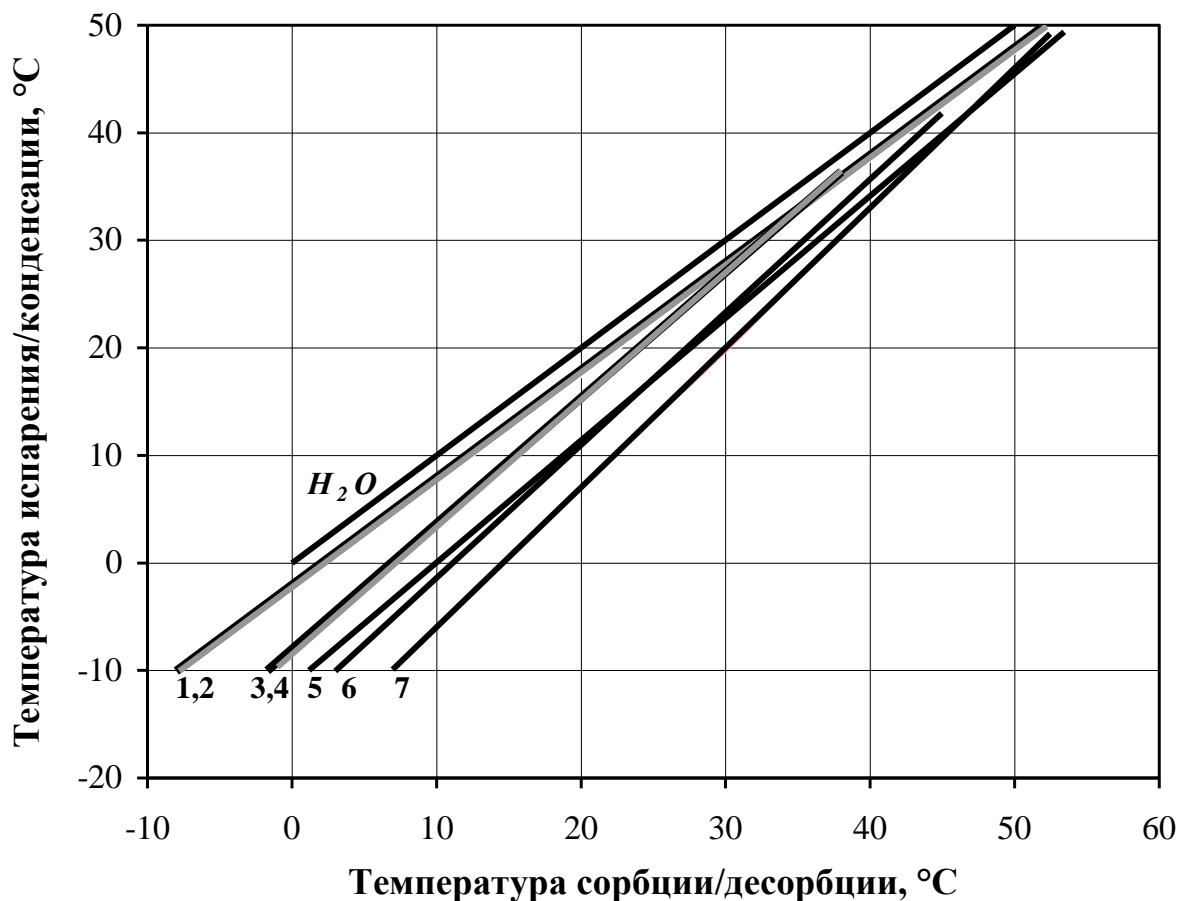
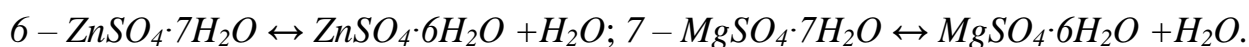
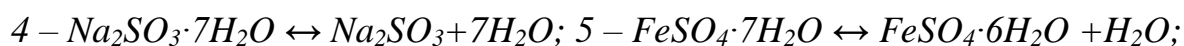
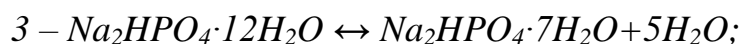
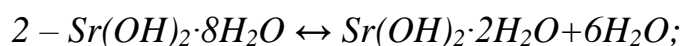
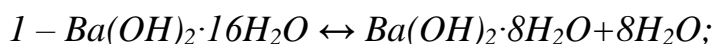


Рис. 3.6. Температурна залежність фазової рівноваги:



на стадії сорбції (рис. 3.7). Температура теплопостачання, у свою чергу, однозначно визначає температуру конденсатора $T_{\text{конд}}$, за якою визначається рівноважний тиск пари, відповідний розкладанню кристалогідрату і мінімальна температуру зовнішнього джерела $T_{\text{рег}}$, яка потрібна для дегідратації солі (рис. 2.10). Таким чином, тільки одна з температур $T_{\text{конд}}$, $T_{\text{вип}}$ і $T_{\text{рег}}$ є незалежною і задає інші дві температури. Ми задавали температуру сорбції та конденсації (тобто температуру теплопостачання) і визначали решту граничних температур циклу для реакцій гідратації/дегідратації розглянутих кристалогідратів (табл. 2.8, 2.9).

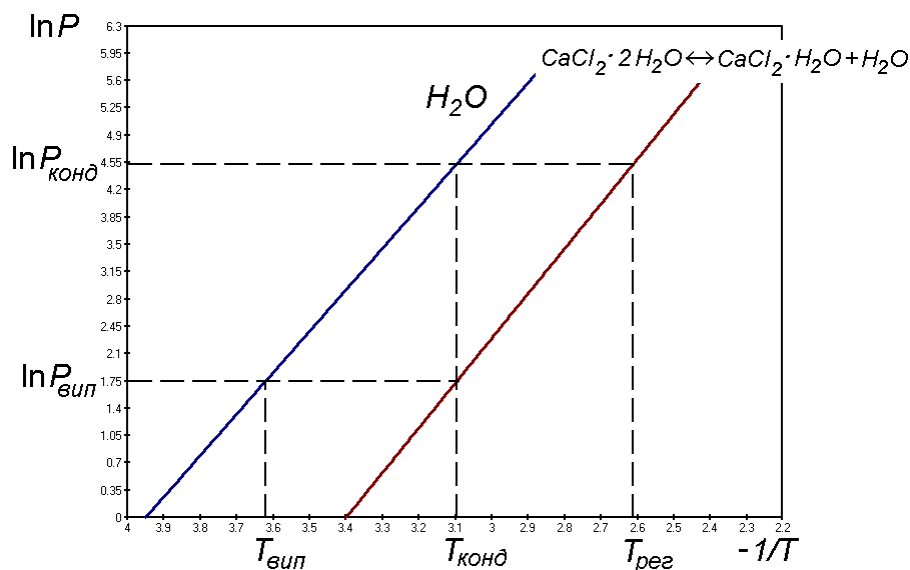


Рис. 3.7. Лінії рівноваги для реакції гідратації



Вище було зазначено, що найбільш перспективними для акумулювання високотемпературного тепла є термохімічні реакції розкладання гідрооксидів металів. Термохімічні теплові насоси на базі реакцій гідратації/дегідратації гідрооксидів металів найбільше підходять для акумулювання тепла з використання «провальної» електроенергії та високотемпературних ВЕРів.

Таблиця 2.8

Робочі температури оборотного циклу термохімічного теплового насосу для системи кристалогідрат-вода

Кристалогідрат	$T_{\text{конд}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{вип}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{рег}}, ^\circ\text{C}$
$\text{BaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$	50	30,9	65,6
	40	19,0	57,6
$\text{BaCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$	60	-5,4	112,5
	50	-16,8	105,1
$\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	50	36,3	61,2
	40	24,3	53,2
$\text{CuSO}_4 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	50	30,0	67,9
	40	19,0	59,2
$\text{CuSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$	60	-31,6	157,5
	50	-40,4	147,7

	60	11,1	122,5
$CaCl_2 \cdot 2H_2O$	50	3,2	109,8
	40	-4,7	97,2

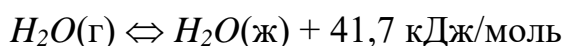
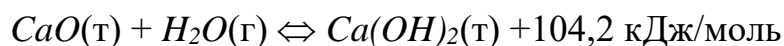
Таблиця 2.9

Робочі температури оборотного циклу термохімічного теплового насоса для системи кристалогідрат– $CaCl_2 \cdot 2H_2O$

Кристалогідрат	$T_{контд}, ^\circ C$	$T_{вип}, ^\circ C$	$T_{рез}, ^\circ C$
	60	12,9	120,0
$Ba(OH)_2 \cdot 16H_2O$	50	7,9	107,1
	40	-3,1	94,3
	60	16,3	128,3
$Na_2HPO_4 \cdot 12H_2O$	50	9,5	112,1
	40	2,6	96,3
	60	19,2	119,1
$FeSO_4 \cdot 7H_2O$	50	12,1	104,2
	40	4,8	89,6
	60	23,1	124,3
$MgSO_4 \cdot 7H_2O$	50	16,8	105,4
	40	10,5	88,1

3.3. Визначення енергетичних показників термодинамічного адсорбційного циклу на основі оборотних термохімічних реакцій

На рис. 2.11 наданий робочий цикл термохімічного теплового насоса на основі термохімічної системи $CaO/H_2O/Ca(OH)_2$ та процесів випаровування/конденсації води, оборотна реакція дегідратації/гідратації для якої описується таким рівнянням [245]



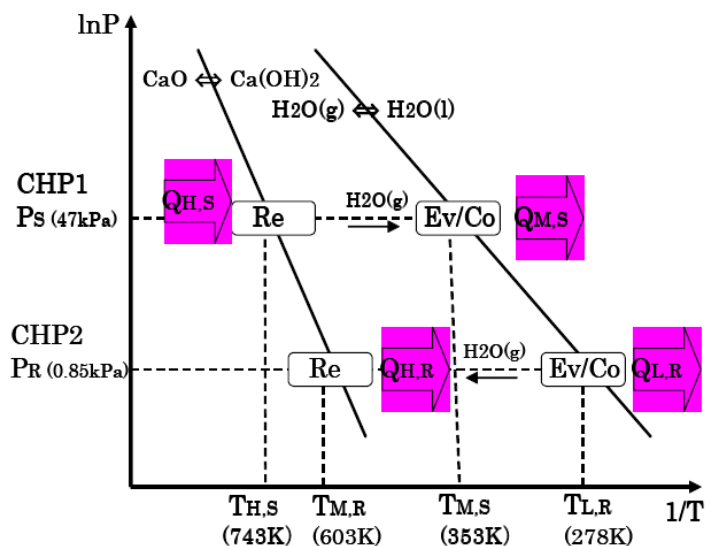
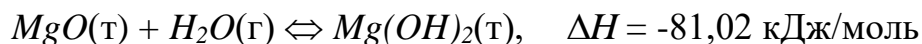


Рис. 3.8. Робочий цикл термохімічного теплового насоса на основі термохімічної системи $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}/\text{Ca}(\text{OH})_2$ [23]

Як показано на рис. 3.8, на стадії акумулювання тепла тепло $Q_{H,S}$ акумулюється в формі термохімічної енергії під час розкладання $\text{Ca}(\text{OH})_2$ (т) при $T_{H,S} > 743$ К. Пара води H_2O (г), що виділилася, надходить до конденсатора завдяки різниці тисків. Пари води H_2O (г) конденсуються, виділяючи низькотемпературне тепло $Q_{M,S}$ при $T_{M,S} = 353$ К. Поки компонент CaO (т), що розкладається, виділяє пару води H_2O (г), тепло реакції може акумулюватися у формі термохімічної енергії. На стадії виділення тепла пара води H_2O (г) надходить із випарника в реактор, де відбувається екзотермічна реакція гідратації реагенту CaO (т), $Q_{H,R}$, що виділяється, при високій температурі $T_{M,R} = 603$ К. Випарник акумулює низькотемпературне тепло $Q_{L,R}$ при $T_{L,R} = 278$ К або охолоджується виділенням прихованої теплоти паротворення. Таким чином, ця система акумулює тепло на рівні 743 К і виділяє тепло 353 К і 603 К для нагрівання і тепло 278 К для охолодження.

Ще однією перспективною термохімічною системою на теперішній час є реакція гідратації/дегідратації оксиду магнію MgO [24]:



На рис. 3.9 надана діаграма термохімічного теплонасосного циклу для системи $\text{MgO}/\text{H}_2\text{O}/\text{Mg}(\text{OH})_2$

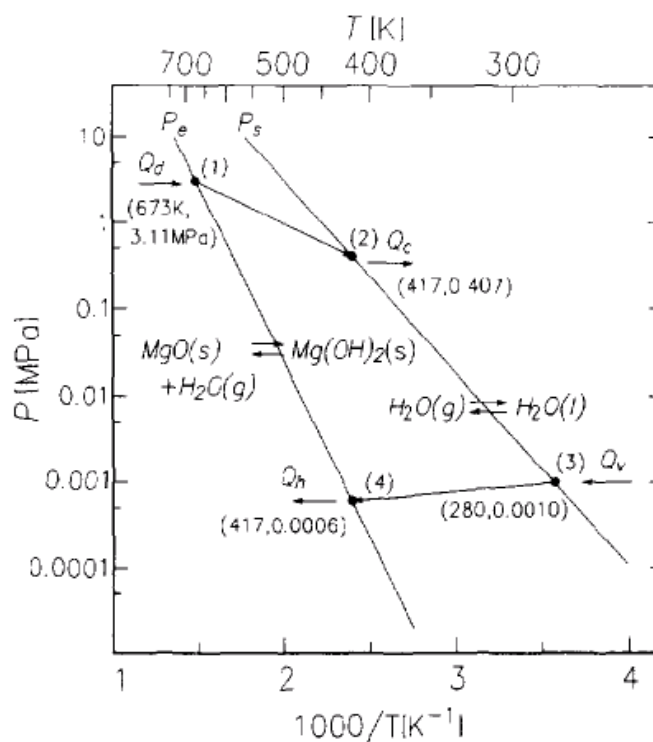


Рис. 3.9. Цикл термохімічного перетворення тепла в системі $MgO/H_2O/Mg(OH)_2$ в координатах $\ln P - 1/T$

3.4. Висновки до розділу 3.

1. Проаналізовані та систематизовані експериментальні дані з температур дисоціації кристалогідратів і гідроксидів металів. Для перспективних хемосорбентів побудовані лінії рівноваги хімічних реакцій в діапазоні температур і тисків термодинамічного адсорбційного циклу.

2. Відповідно до рівня температури розкладання/утворення хімічних сполук визначено сорбційні пари з високо-, середньо- і низькотемпературною регенерацією.

3. Показано, що сорбційні матеріали, що включають солі лужних металів як активну поглинаючу речовину та інертний носій, мають значно більшу місткість в порівнянні з традиційними сорбентами.

4. Визначено, що шляхом варіювання складу і концентрації активної речовини в композитному сорбенті можна створювати адсорбенти, оптимальні для конкретних практичних застосувань.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В АДСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРАХ НА СОЛЬОВИХ СОРБЕНТАХ

4.1. Відпрацювання технології синтезу багатокomпонентних композитних адсорбційних матеріалів типу «сіль в пористій матриці»

Композитний сорбент "хлорид кальцію в пористій матриці" одержували методом просочення насиченим розчином хлориду кальцію інертного пористого носія. Як носій використовувався зернистий спучений перліт.

Для видалення адсорбованих на перліті газів та більш повного заповнення пор при наступному просочуванні зерен сольовим розчином, здійснюється попередній нагрів і вакуумування перліту. При цьому перліт підлягає термовакuumній обробці при температурі 250 °С та тиску 0,1 Па протягом 2-3 годин.

Далі готується водний розчин солі $CaCl_2$ з концентрацією 10, 20, 30, 40 % по солі. Під вакуумом гранули перліту заливають розчином солі. Розчин повинен повністю покрити гранули перліту. Після цього залишки розчину зливають і шляхом термовакuumної обробки висушують гранули при температурі 200 °С до повного видалення води. В результаті отримують сорбенти з різним співвідношенням компонентів.

Оскільки як чисті сорбенти, так і композитні мають низьку теплопровідність для забезпечення ефективного теплообміну в усьому об'ємі сорбенту в процесі одержання пористого носія вводяться дрібнодисперсні металеві частки. Металеві включення, володіючи теплопровідністю, що на порядок вища, ніж сорбенту і носія, визначають ефективну теплопровідність усього шару.

При синтезі композитного сорбенту з підвищеною теплопровідністю наночастинки металу додають в розчин солі $CaCl_2$, далі цим розчином просочують гранули спученого перліту. Сушіння просочених гранул перліту здійснюють при температурі 165-185 °С.

Вплив пористої структури матриці

Відомо, що властивості композиційних систем можуть суттєво відрізнятись від суми індивідуальних властивостей компонентів. Диспергування неорганічних солей до нанорозмірів шляхом їх вміщення в пори матриці може приводити до зміни сорбційної рівноваги з парою води, температури плавлення кристалічних гідратів, фазового складу. Змінювання властивостей солі може бути викликане впливом двох факторів: 1) диспергування солі в порах до нанорозмірів; 2) взаємодія між сіллю та матрицею.

Порівнюючи сорбційні властивості немодифікованих матриць (силікагель, цеоліт) та композитних сорбентів [283] слід відзначити, що вміщення солі в пори матриці приводить до підвищення сорбційної ємності по воді в декілька разів в порівнянні з чистою матрицею. Таким чином, при сорбції основну роль відіграє диспергована сіль, а природа пористої матриці істотно не впливає на сорбційні властивості композитних сорбентів. Проте ступінь диспергування солі визначається пористою структурою матриці. Саме тому пориста структура робить певний вплив на закономірності адсорбційної рівноваги композитних сорбентів.

При диспергуванні в порах з середнім розміром ≈ 15 нм и більше в порах утворюється кристалічна фаза солі з розміром кристалітів, порівнянних з діаметром пор матриці. Під час сорбції такими системами відбувається спочатку утворення кристалічних гідратів солі, а потім розчину солі в порах, так як це відбувається для масивної солі. При зменшенні розміру пор матриці до 6-8 нм утворюється аморфна фаза солі в порах. Під час сорбції такими системами утворення кристалогідратів не відбувається, і склад гідратованої солі змінюється монотонно, що є характерним для розчинів солей.

Отже, сорбційні властивості солі є розмірно-залежними. Так, температура гідратації дисперсного хлориду кальцію росте при зменшенні розміру пір матриці (рис. 4.1). Причиною цього, мабуть, є підвищення рухливості молекул води в структурі дисперсного кристалогідрату.

Отже, підбираючи матриці з потрібним розміром пір і їх достатньо вузьким розподілом за розмірами, можна одержувати нанокристали дисперсної солі

необхідного розміру, тобто можливо створювати композитні сорбенти ти з заданими сорбційними властивостями.

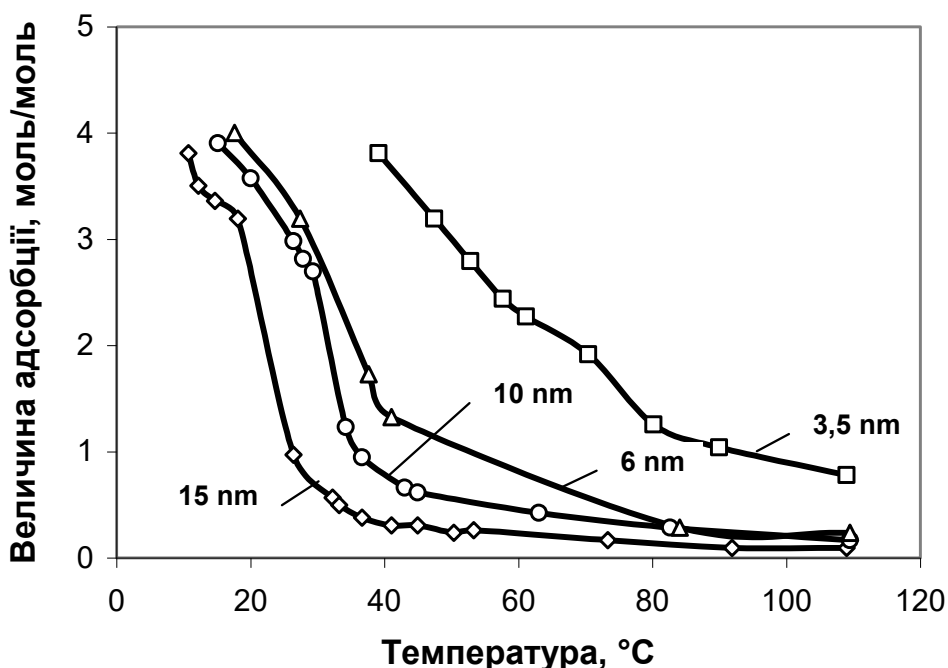


Рис. 4.1. Ізобари десорбції пари води на композитному сорбенті « $CaCl_2$ в пористій матриці» з різними розмірами пор

Вплив вмісту солі в композитному сорбенті

При збільшенні вмісту солі в композиті росте і його сорбційна ємність, тому доцільно використовувати матриці з великим об'ємом пір і вносити в них багато солі. Разом з тим треба враховувати обмеження, пов'язані із збільшенням об'єму солі при утворенні комплексу з газом і уповільненням транспорту сорбату. Крім того, виявилось, що зміна вмісту солі може привести і до якісних змін сорбційної рівноваги.

При зменшенні вмісту солі в композиті $CaCl_2$ /перлит від 33 до 9 ваг. % відбувається перехід від моно- до діваріантної рівноваги (рис. 4.2). Спочатку плато, відповідне двоводному гідрату $CaCl_2 \cdot 2H_2O$, звужується, оскільки $CaCl_2 \cdot 4H_2O$ утворюється при меншому значенні P/P_0 , а потім і зовсім зникає. Причиною такого переходу, мабуть, є взаємодія між сіллю і матрицею, що приводить до часткової аморфізації солі в порах матриці.

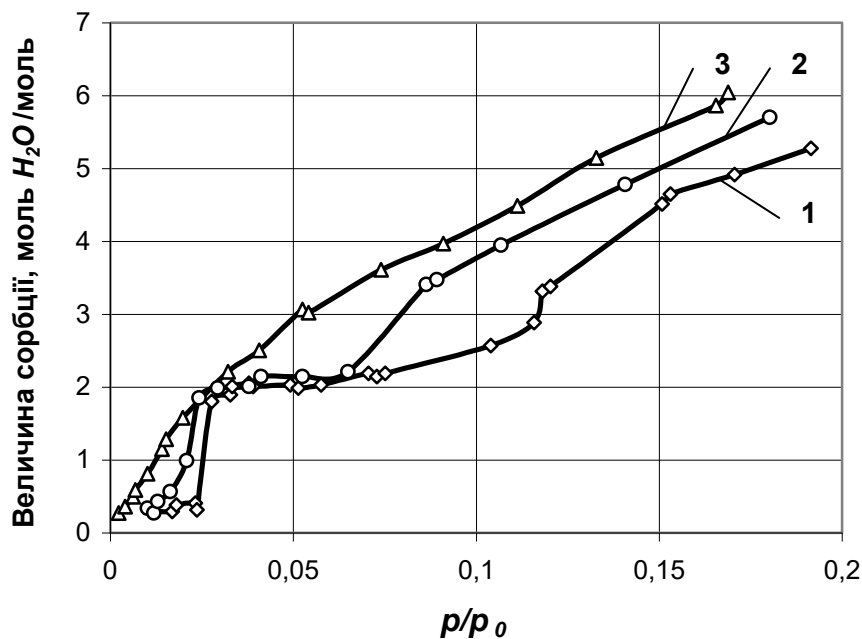


Рис. 4.2. Ізотерми сорбції пари води на композитному сорбенті « $CaCl_2$ в пористій матриці» з вмістом солі, ваг. %: 1 – 33,4; 2- 23,3; 3 – 9,2

Вплив умов синтезу композитного сорбенту

Традиційна процедура приготування композитів складається з просочення висушеної матриці водним розчином солі і подальшого видалення води шляхом нагріву композиту. На обох стадіях відбувається взаємодія між сіллю і поверхнею матриці, яке впливає на фазовий склад і сорбційні властивості, тому, змінюючи умови стадій, можна цілеспрямовано впливати на властивості композитного сорбенту. Збільшення температури сушіння приводить до якісної зміни сорбційної рівноваги композиту 23,3% $CaCl_2$ /перлит з паром води: вона стає диваріантною (рис. 4.3).

Виходячи з умов роботи теплоаккумулятора, обрано такий склад композитного сорбенту: робоча речовина – $CaCl_2 \cdot 2H_2O$ (33,4 %), пориста матриця – спучений перліт з мезопористою структурою.

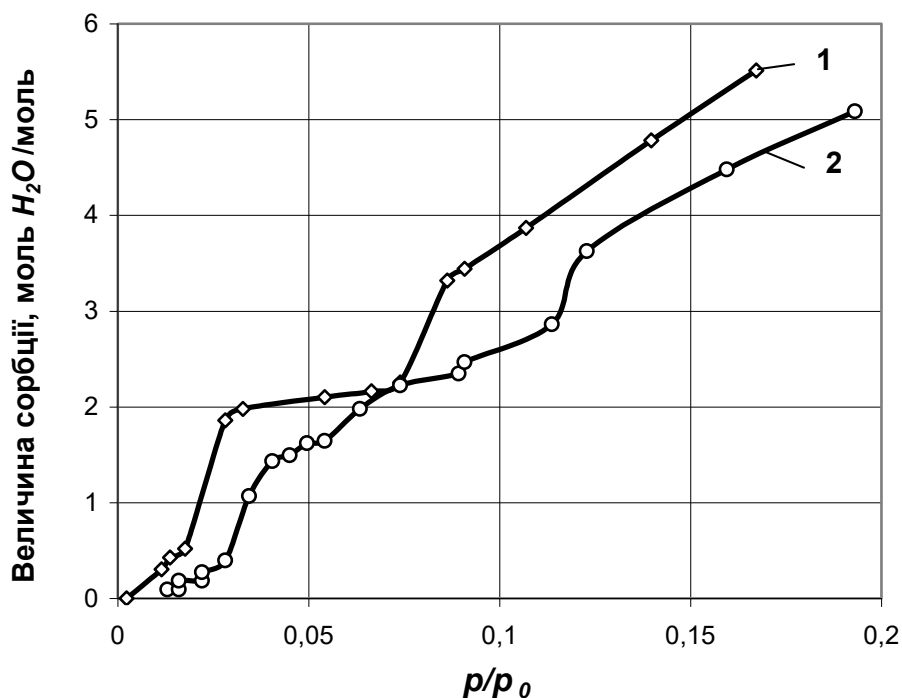


Рис. 4.3. Ізотерми сорбції пари води на композитному сорбенті « $CaCl_2$ в пористій матриці» з вмістом солі 23,3 ваг.%, синтезованих при температурі сушіння: 1 – 200 °С; 2 – 380 °С

Вивчення експлуатаційних показників композитного сорбенту «пористий носій+хлорид кальцію»

Деякі вимоги, які пред'являються до оптимального адсорбенту води, що працює при температурах гріючого джерела 80-100°C були сформульовані нами раніше в [58, 59]. Показано, що для адсорбційних термотрансформаторів, що працюють із застосуванням сонячної енергії, перспективні композитні сорбенти з хлоридом кальцію в якості активної речовини.

Для проектування повномасштабної моделі сонячного адсорбційного холодильника і розрахунку параметрів адсорбційного шару необхідно мати дані по залежності кінетики десорбції від температур гріючого джерела і конденсації холодоагенту [60]. З метою одержання цих залежностей проведені лабораторні дослідження кінетичних характеристик композитного сорбенту при

температурних режимах, відповідних умовам експлуатації в кліматичній зоні півдня України.

На рис. 2.3 наведені результати обробки десорбційної кривої при температурі гріючого джерела $<100^{\circ}\text{C}$ і тиску в конденсаторі 74 мбар (що відповідає температурі конденсації холодоагенту 40°C). Як видно з графіка, стадія ізостеричного нагріву протікає достатньо швидко і при температурі сорбенту 72°C починається десорбція і конденсація холодоагенту. При цьому швидкість нагріву адсорбенту різко знижується, оскільки майже вся енергія, що підводиться, витрачається на десорбцію (розрив зв'язків молекули води з хлоридом кальцію). Процес ізобаричної десорбції триває майже дві години і закінчується при температурі сорбенту 97°C . Протягом всього циклу температурний перепад в шарі сорбенту не перевищував $3\text{--}4^{\circ}\text{C}$ і знижувався у міру десорбції холодоагенту. Максимальний перепад ($6\text{--}8^{\circ}\text{C}$) спостерігався в початковій стадії, при розігріванні генератора.

З графіка видно, що в діапазоні робочих температур теплонасосного циклу десорбція протікає практично лінійно. При цьому поточне значення вологовмісту сорбенту є функцією тільки температури і з точністю, достатньою для виконання інженерних розрахунків, описується рівнянням:

$$\begin{aligned} w_n &= w_2 - \frac{w_2 - w_3}{T_2 - T_3} \cdot (T_n - T_3) = \\ &= 0,250 - \frac{0,250 - 0,110}{370 - 345} \cdot (T_n - 345) = 2,182 - 0,0056 \cdot T_n \end{aligned} \quad (2.1)$$

де w_2 – вологовміст сорбенту до регенерації, $w_2 = 0,250$ кг/кг;

w_3 – вологовміст сорбенту після регенерації, $w_3 = 0,110$ кг/кг;

T_2 – температура, при якій починається десорбція, $T_2 = 345$ К;

T_3 – температура, при якій завершується десорбція, $T_3 = 370$ К;

T_n – поточне значення температури сорбенту.

Кількість десорбованого холодоагенту:

$$\Delta w_n = \frac{w_2 - w_3}{T_2 - T_3} \cdot (T_n - T_2) = \frac{0,250 - 0,110}{370 - 345} \cdot [T_n - 345] = 0,0056 \cdot (T_n - 345) \quad (2.2)$$

Одержані залежності використані при розрахунку апаратів експериментального зразка адсорбційного термотрансформатора, що працює в умовах змінної температури гріючого джерела (із застосуванням сонячної енергії).

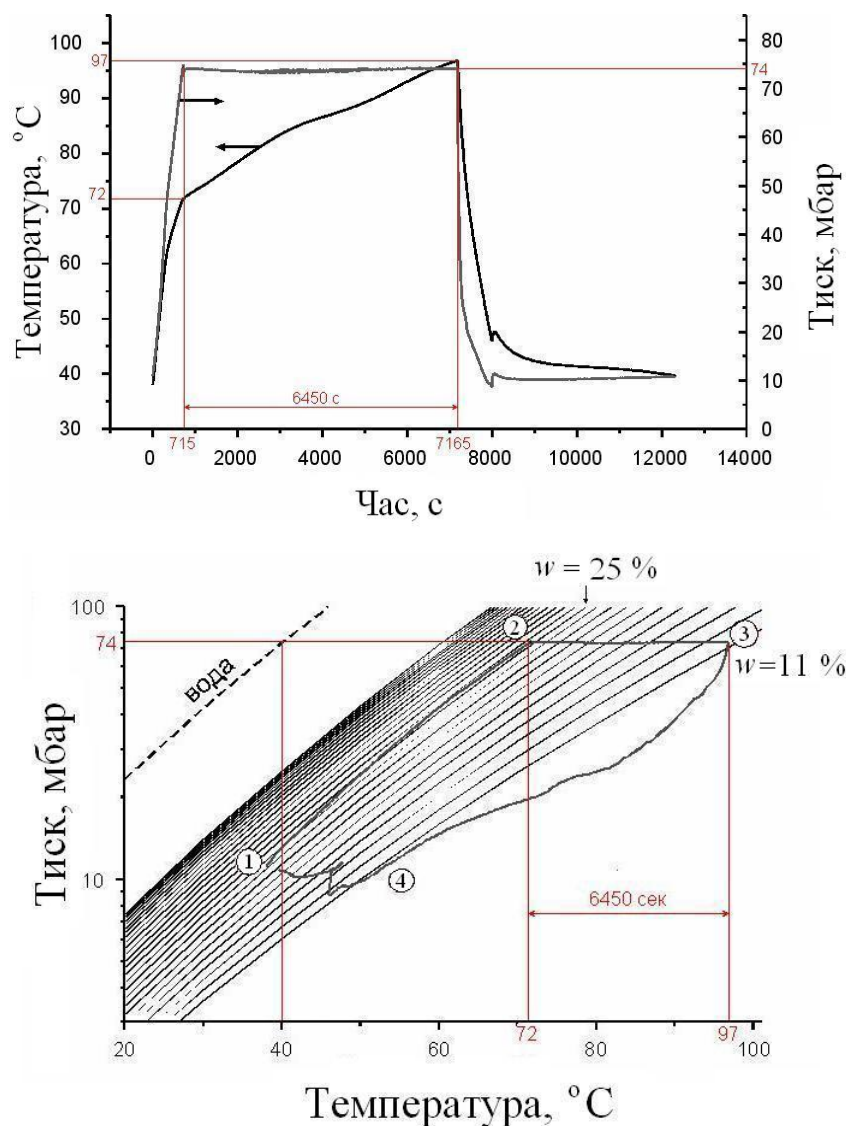


Рис. 4.3. Кінетика десорбції води з композитного сорбенту «пористий носій+хлорид кальцію» при $t_{\text{конд}} = 40^{\circ}\text{C}$. (розмір гранул адсорбенту – 0,5-0,8 мм, вміст солі в сорбенті – 35 мас.%, початкова вологомісткість сорбенту – 25%).

4.2. Дослідження сонячного адсорбційного холодильника на сорбційній парі «хлорид кальцію-вода»

Використання сонячної енергії в поєднанні із застосуванням теплонасосних технологій є перспективним шляхом вирішення питання економії паливно-енергетичних ресурсів і захисту довкілля.

Геліохолодильні установки вже зараз можуть використовуватися для зберігання харчових продуктів, медикаментів в степових важкодоступних районах, фермерських господарствах тощо, де інші види енергії дорогі або недоступні.

Перспективними для таких районів є відносно невеликі холодильні установки індивідуального користування. До подібних установок пред'являється ряд специфічних вимог: повна автономність, простота обслуговування і доступність для широкого споживача. У найбільшій мірі цим вимогам відповідають тепловикористовуючі сорбційні холодильні установки з твердим поглиначем, оскільки вони не мають рухомих механізмів, не вимагають кваліфікованого обслуговування і для їх роботи не використовується електроенергія. Адсорбційні холодильні та теплонасосні установки розглядаються в теперішній час як реальна альтернатива компресійним.

Основною перешкодою широкому застосуванню адсорбційних холодильних установок є низька енергетична ефективність існуючих адсорбційних агрегатів. Це обумовлено великою масою і високою тепловою інерційністю адсорбційного устаткування внаслідок малої вологоємності традиційно використовуваних адсорбентів.

Адсорбуючий матеріал є одним з основних елементів адсорбційної холодильної системи і в значній мірі визначає її вихідні характеристики. Виконані нами дослідження показали, що застосування розроблених в ІТТФ нових композитних матеріалів з підвищеною сорбційною ємністю дозволяє створити холодильні агрегати з компактним адсорбером і високою енергетичною ефективністю.

Велика енергоакумулююча здатність композитних сольових сорбентів і невисока температура регенерації роблять їх перспективними для термохімічної акумуляції сонячної енергії.

Крім того, змінюючи склад і концентрацію солі в композитному сорбенті, можна в широких межах варіювати його властивості і створювати поглиначі з необхідними температурами охолодження і нагрівання, оптимальними для конкретних практичних застосувань.

На базі модифікацій композитних сорбентів нами розроблені енергоефективні адсорбційні агрегати, призначені для роботи від джерел енергії з різним температурним потенціалом.

В районах з жарким кліматом одним з найбільш перспективних способів перетворення сонячної енергії є одержання штучного холоду для зберігання харчових продуктів, оскільки максимальна потреба в охолодженні співпадає з періодом максимального надходження сонячної радіації. Для таких районів перспективні автономні адсорбційні холодильні установки, призначені для експлуатації в побутових і польових умовах. Адсорбційні холодильники прості в обслуговуванні і для їх роботи не використовуються ніякі додаткові джерела енергії, окрім сонячної [211].

4.2.1. Розроблення методики розрахунку апаратів адсорбційного агрегату

Схематично конструкція сонячного адсорбційного холодильника показана на рис. 4.4. Холодильник складається з послідовно сполучених паропроводом генератора-адсорбера 1, розміщеного в геліонагрівачі 2 типу “гарячий ящик”, повітряного ребреного конденсатора 3 і випарника 4, зануреного в піддон з евтектичним розчином і розміщеного в холодильній камері 5.

У денний час сонячне випромінювання, що надходить в геліонагрівач, нагріває генератор-адсорбер і сорбент, який міститься в ньому. При нагріванні з сорбенту десорбується пара холодоагенту, яка поступає в повітряний конденсатор і конденсується в ньому, а рідкий холодоагент збирається у випарнику.

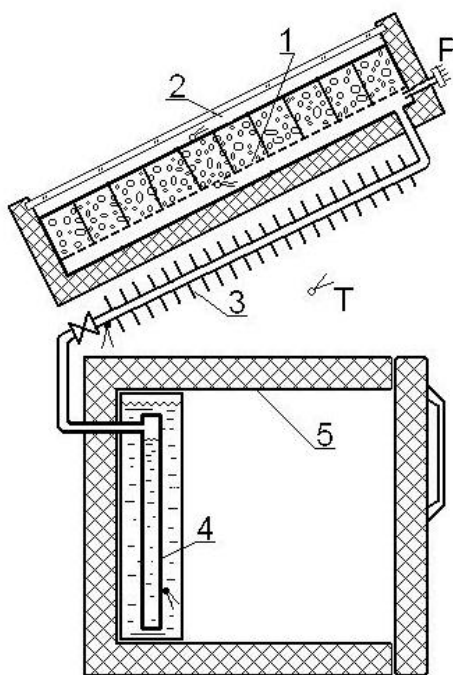


Рис. 4.4. Схема сонячного адсорбційного холодильника:

1 – генератор-адсорбер; 2 – геліонагрівач;

3 – конденсатор; 4 – випарник; 5 – холодильна камера.

P – п'єзорезистивний датчик тиску.

T – термопара. .

Після заходу сонця сорбент в генераторі-адсорбері охолоджується до температури навколишнього середовища, і тиск в системі знижується. При цьому холодоагент у випарнику починає кипіти при низькому тиску і, відповідно, низькій температурі з одночасним виробництвом холоду. Пара холодоагенту, що утворюється при кипінні, надходить в генератор-адсорбер, де поглинається сорбентом, а холод, що виробляється, акумулюється евтектичним розчином. Наступного дня, при повторенні циклу десорбції, температура в холодильній камері підтримується за рахунок танення евтектичного розчину.

Сонячний генератор-адсорбер являє собою плоский герметичний короб з внутрішнім орєбренням (рис. 4.5), який заповнений адсорбентом і розміщений в геліонагрівачі типу «гарячий ящик». Верхня площина генератора-адсорбера, що звернена до засклення, є теплосприймаючою, нижня сторона і бічні стінки

теплоізолювані. Процес поглинання-випаровування пари холодоагенту здійснюється в шарі засипки. Для забезпечення рівномірної подачі і відведення пари між шаром сорбенту і нижньою пластиною є щілинний колектор.

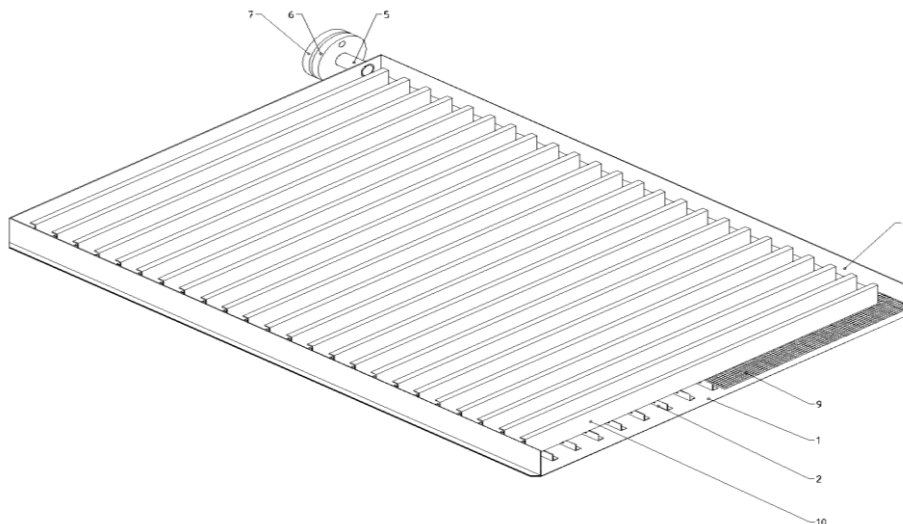


Рис. 4.5. Внутрішня будова генератора-адсорбера

При сонячному нагріві адсорбенту в умовах низької густини сонячної радіації та мінливості її в часі теплова ефективність генератора-адсорбера значною мірою залежить від кількості сорбенту, що припадає на одиницю сонцесприймаючої поверхні. Сумарна кількість енергії, яка сприймається геліонагрівачем протягом світового дня, залежить від інтенсивності й тривалості сонячного саява. При цьому швидкість розігрівання генератора-адсорбера визначається його тепловою інерційністю, яка в основному залежить від кількості сорбенту (і холодоагенту), заправленого в систему. Причому, як надмірна, так і недостатня кількість сорбенту призводять до зниження енергетичної ефективності термотрансформатора: при зайвій масі адсорбенту велика частина сонячної енергії, що підводиться, витрачається непродуктивно на нагрівання конструкції, і за час світлового дня генератор-адсорбер може не вийти на необхідну робочу температуру; а при малій кількості сорбенту нагрівання та регенерація відбуваються швидко і не все падаюче сонячне випромінювання використовується корисно.

За заданих кліматичних умов району експлуатації (інтенсивності сонячного випромінювання, температури повітря, швидкості вітру тощо), для кожної географічної широти можна розрахувати оптимальну кількість сорбенту, яку необхідно завантажити в генератор-адсорбер, і визначити оптимальну орієнтацію (кут нахилу s , азимут γ) сонячного приймача.

Сонячна енергія, що сприймається генератором-адсорбером, йде на розігрівання конструкції генератора (металу, теплоізоляції, скла), нагрівання сорбенту, а також на десорбцію пари холодоагенту з сорбенту, тобто

$$Q_{ген} = \sum_{n=1}^N \left[M_{ген} \cdot C_{ген} \cdot (T_{n-1} - T_n) + M_{сор} \cdot C_{сор} \cdot (T_{n-1} - T_n) + \left(m_{n-1} - \frac{m_{n-1} - m_n}{2} \right) \cdot C_{хол} \cdot (T_n - T_{n-1}) + \Delta H \cdot (m_{n-1} - m_n) \right], \quad (2.3)$$

де $M_{сор} \cdot C_{сор}$ і $M_{ген} \cdot C_{ген}$ – теплоємності сухого адсорбенту і конструкції адсорбера;

$C_{хол}$ – теплоємність холодоагенту в адсорбованому стані;

ΔH – теплота десорбції;

m – кількість адсорбованого холодоагенту; поточне значення m_n визначається виходячи з температури T_n і експериментальних даних з кінетики десорбції, одержаних на лабораторному стенді.

Кількість сприйнятої генератором-адсорбером енергії є функцією часу τ , інтенсивності сонячного випромінювання $I=f(\tau)$ і COP сонячного приймача $\eta=f(T)$. Для визначення сумарної енергії, підведеної протягом дня, розбиваємо час сонячного саява на інтервали (τ_{n-1}, τ_n) , в межах яких температуру генератора і інтенсивність сонячного випромінювання можна вважати постійними. Тоді:

$$Q_{ген}^n = I_n \cdot \eta_n. \quad (2.4)$$

Далі з (2.3) для наступного інтервалу часу знаходимо температуру генератора T_{n+1} , після якої визначаємо η_{n+1} і т.д.

Енергія, що поступає в площину сонячного приймача та його COP визначається по методиці Даффі [289].

Енергетичний баланс генератора можна представити у вигляді

$$H_b \cdot R_b + H_d \cdot R_d = Q_{gen} + Q_L, \quad (2.5)$$

де H_b і H_d – густина сонячного потоку (прямого і розсіяного), падаючого на горизонтальну поверхню;

R_b і R_d – коефіцієнти переходу до щільності потоку випромінювання в площині орієнтації сонячного приймача;

Q_L – теплові втрати генератора в навколишнє середовище через скління і ізоляцію днища.

Оптимальна орієнтація нестежачих сонячних колекторів визначається за сезонними тепловими характеристиками і залежить від призначення системи. Наприклад, для систем зимового сонячного опалювання оптимальною є південна орієнтація при куті нахилу колектора до горизонту, що на 10-15 ° перевищує широту місцевості. Для систем гарячого водопостачання, коли теплове навантаження практично однакове протягом року, оптимальний кут нахилу приблизно дорівнює широті.

Специфіка систем сонячного холодопостачання полягає в тому, що ефективність сонячних колекторів повинна бути максимальною в літні місяці (червень-серпень) в години (з 9 до 15), коли інтенсивність сонячного випромінювання і температура колектора достатні для регенерації сорбенту.

Відношення потоку радіації H_m , падаючого по нормалі на поверхню похилої сонячного колектора, до відповідного потоку радіації H , падаючому на горизонтальну поверхню, може бути виражене через кути θ_z , θ_T і потік радіації H_n , падаючий в даному напрямі, таким чином:

$$R_b = \frac{\cos \theta_T}{\cos \theta_z}, \quad (2.6)$$

де θ_z – кут падіння променів на поверхню Землі;

θ_T – кут, під яким сонячний приймач «бачить» Сонце.

$$\begin{aligned} \cos \theta_T &= \sin \delta \cdot \sin \varphi \cdot \cos s - \sin \delta \cdot \cos \varphi \cdot \sin s \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos s \cdot \cos \omega + \\ &\quad + \cos \delta \cdot \sin \varphi \cdot \sin s \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin s \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega \\ \cos \theta_Z &= \sin \delta \cdot \sin \varphi + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega, \end{aligned}$$

де φ – широта місцевості (позитивна для північної півкулі);

δ – схилення, тобто кутове положення Сонця в астрономічний полудень відносно площини екватора (позитивне для північної півкулі);

s – кут між даною площиною до горизонтальної поверхні (тобто нахил);

γ – азимутальний кут площини, тобто відхилення нормалі до площини від місцевого меридіана (за початок відліку береться південний напрям, відхилення на схід вважається позитивним, до заходу – негативним);

ω – годинний кут, рівний нулю в астрономічний полудень; кожну годину відповідає 15° довготи, причому значення годинного кута до полудня вважаються позитивними, а пополудні – негативними;

θ – кут падіння прямого сонячного випромінювання, вимірюваний між напрямом випромінювання і нормаллю до поверхні.

Враховуючи, що $s_Z = 0$, $\gamma_Z = 0$ і $\gamma_T = 0$ одержуємо:

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - s) \cos \delta \cos \omega + \sin(\varphi - s) \sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta}. \quad (2.7)$$

Максимальний к.к.д. сонячного колектора за даний період часу буде досягнутий при $s_{\text{опт}}$, що відповідає максимальному значенню R_b .

Представимо вираз (2.7) у вигляді:

$$R_b = A \cos(\varphi - s) + B \sin(\varphi - s) \quad (2.8)$$

$$\text{де } A = \frac{\cos \delta \cos \omega}{\cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta}, \quad (2.9)$$

$$B = \frac{\sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta}. \quad (2.10)$$

Сумарна величина R_b за час роботи сонячного колектора буде дорівнювати:

$$\sum R_b = \sum A \cos(\varphi - \delta) + \sum B \sin(\varphi - s) \quad (2.11)$$

Звідси знаходимо оптимальний кут нахилу: залежність (2.11) має максимум при значеннях s , що задовольняють умові $\frac{dR_b}{ds} = 0$, тобто

$$(\sum R_b)' = \sum A[-\sin(\varphi - s)] + \sum B[\cos(\varphi - s)] = 0,$$

$$\operatorname{tg}(\varphi - s) = \frac{\sum B}{\sum A} \quad \text{и} \quad (\varphi - s) = \operatorname{arctg}\left(\frac{\sum B}{\sum A}\right).$$

Для півдня України приймаємо середнє значення широти місцевості $\varphi = 47^\circ$.

Схилення δ можна визначити за наближеною формулою Купера [64]:

$$\delta = 23,45 \sin\left[360 \frac{284 + n}{365}\right], \quad (2.12)$$

де n – порядковий номер дня року.

Середнє значення схилення δ_{cp} за квітень-вересень (91-й – 273-й дні) дорівнює:

$$\delta_{\text{cp}} = \frac{23,45 \sum_{n=91}^{N=273} \sin\left[360 \frac{284 + n}{365}\right]}{N - n + 1} = 14,39.$$

Підставивши ці значення у вирази (2.10, 2.11) для A та B , і підсумувавши за w ($w = +45 \dots -45^\circ$), одержимо:

$$(\varphi - s) = \operatorname{arctg} 0,288, \quad (\varphi - s) = 16^\circ.$$

Звідси знаходимо:

$$s = \varphi - 16 = 47 - 16 = 31^\circ.$$

Теплові втрати через скло:

$$U_t = \left(\frac{N}{(344/T_p) [(T_p - T_a)/(N + f)]^{0,31} + \frac{1}{h_\omega}} \right)^{-1} +$$

$$+ \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0,0425N(1 - \varepsilon_p)]^{-1} + [(2N + f - 1)/\varepsilon_g] - N}, \quad (2.13)$$

де N – число скляних покриттів $f = (1,0 - 0,04h_\omega + 5 \cdot 10^{-4} h_\omega^2) \times (1 + 0,058N)$;

$\varepsilon_g = 0,688$ – ступінь чорноти скла;

ε_p – ступінь чорноти пластини;

T_a – температура навколишнього середовища, К;

T_p – температура поглинаючої пластини, К;

h_ω – коефіцієнт конвективної тепловіддачі в навколишнє середовище.

Запропонована методика дозволяє для заданого кліматичного регіону на основі інформації про погодинних (усереднених) величинах падаючої прямої і розсіяної сонячної радіації, розрахувати оптимальну орієнтацію (кут нахилу α , азимут γ) сонячного приймача і оптимальні параметри адсорбційного шару в адсорбері термотрансформатора.

Оцінимо ступінь впливу вказаних параметрів на ефективність роботи сонячного адсорбційного термотрансформатора.

Розрахункова кількість десорбованого холодоагенту і хід температури сонячного генератора-адсорбера протягом дня при різному завантаженні адсорбера показані на рис. 4.6. Розрахунки виконані з використанням усереднених погодинних даних з інтенсивності сонячного випромінювання в м. Алушта, Крим.

Як видно з графіків, в даних кліматичних умовах оптимальне завантаження генератора-адсорбера в розрахунку на 1 м² площини сонячного колектора складає 32,5 кг. При меншій масі сорбенту генератор-адсорбер нагрівається швидше і десорбція холодоагенту починається майже на годину раніше, проте загальна кількість десорбованої за день вологи в цьому випадку найменша серед порівнюваних варіантів. Розрахункові криві показують, що зміні завантаження генератора-адсорбера як у бік зменшення, так і збільшення викликає зниження добової холодопроизводительности майже на 20 %.

4.2.2. Виготовлення та натурні випробування сонячного адсорбційного холодильника

Для вивчення енергетичних показників нових робочих речовин і виявлення їх експлуатаційних особливостей були проведені випробування експериментального адсорбційного холодильника з сонячним нагрівом генератора-адсорбера. Випробування проводилися на дослідному полігоні Міністерства енергетики України в Криму. Сонячний холодильник працював в умовах, наближених до умов реальної експлуатації установок такого типу.

Креслення загального виду експериментального сонячного адсорбційного холодильника наведені на рис. 4.7.

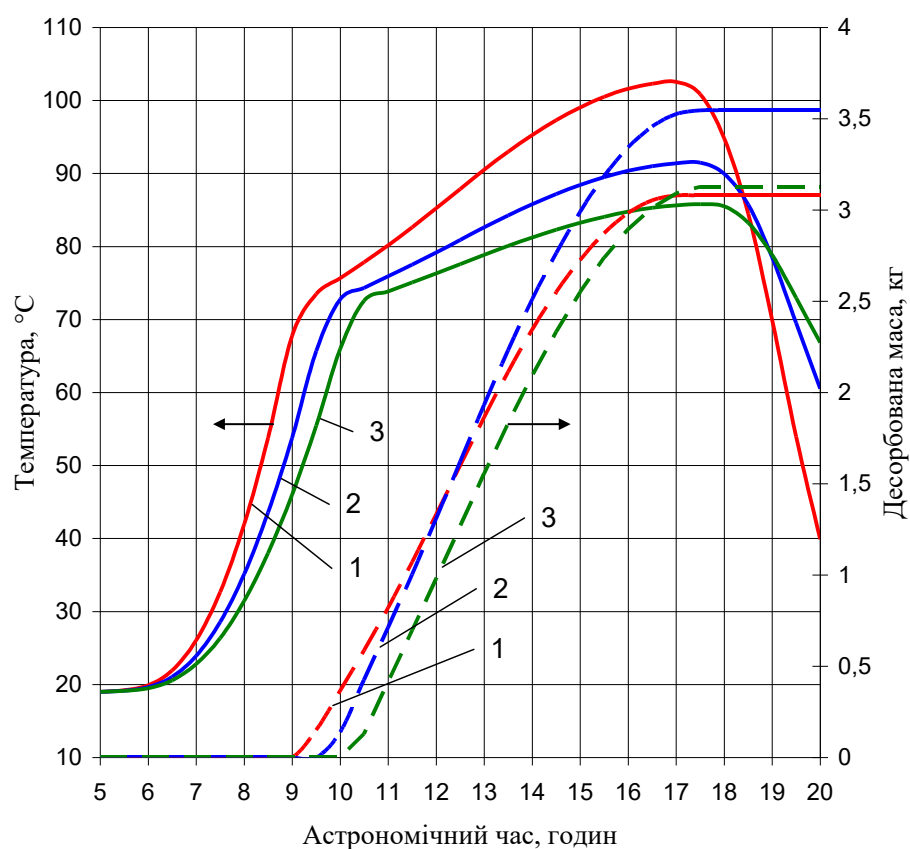


Рис. 4.6. Розрахункові показники циклу десорбції сонячного адсорбційного холодильника при різному завантаженні адсорбера.

Сонячний приймач – двоскляний, неселективний.

Кількість сорбенту в генераторі-адсорбері:

1 – 20 кг/м², 2 – 32,5 кг/м², 3 – 45 кг/м²

Апарати холодильника зібрані на єдиній рамі, що дозволяє легко перевозити і переміщати установку. В якості робочого тіла використаний композитний сорбент на основі сорбційної пари хлорид кальцію – вода. При проектуванні холодильника параметри адсорбційного шару, а також теплообмінні поверхні апаратів (випарника, конденсатора, сонячного приймача) оптимізовані з урахуванням результатів лабораторних досліджень сорбенту.

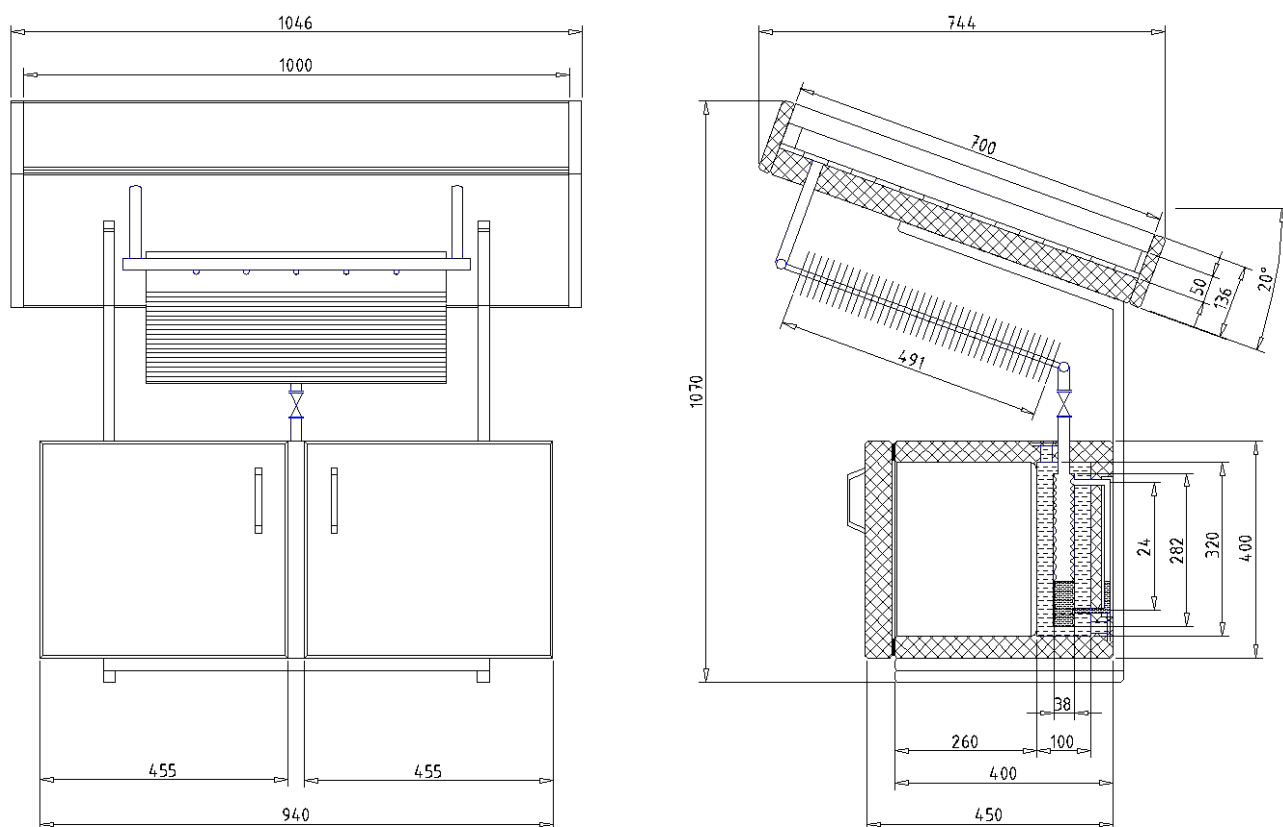


Рис. 4.7. Загальний вид експериментального сонячного адсорбційного холодильника

Технічні характеристики агрегату:

- | | |
|----------------------------|-------------------------------------|
| - об'єм холодильної камери | 70 літрів; |
| - площа сонячного приймача | 0,7 м ² (1,0 м × 0,7 м); |
| - маса сорбенту | 23 кг; |
| - температура охолодження | +5...7°C. |

Всі нестандартні вузли і апарати холодильника, а також холодильник в цілому виготовлені в Дослідному виробництві Інституту технічної теплофізики.

Зовнішній вигляд генератора-адсорбера на стадії виготовлення показаний на рис. 4.8. Для проведення випробувань адсорбційного холодильника на різних типах сорбентів, передбачена можливість його вивантаження з генератора-адсорбера. Для цього генератор-адсорбер холодильника обладнаний горловиною для засипки та вивантаження сорбенту (рис. 4.9).

В якості повітряного конденсатора використано серійний теплообмінний апарат «рідина – повітря» виробництва заводу Краматорська «Кондиціонер» (рис 4.10).

Характеристика конденсатора.

- розміри конденсатора	500 мм x 550 мм x 36 мм
- кількість рядів	2
- матеріал труб	мідь
- матеріал ребер	алюміній
- діаметр труб	10 мм
- товщина ребер	0,15 мм
- відстань між трубами	21 мм
- відстань між ребрами	3,0 мм
- загальна площа теплообміну	3,1 м ²

Дводверна холодильна камера спеціальної конструкції (рис. 4.11) по нашим кресленням була виготовлена на Експериментальній ділянці Васильківського заводу холодильників.

Експериментальний холодильник (рис. 4.12) обладнаний датчиками для вимірювання тиску і температури в апаратах адсорбційного агрегату. Тиск в системі вимірювався за допомогою п'єзрезистивного датчика ІРТА з кремнієвою мембраною. Температура вимірювалася за допомогою термопар, які були встановлені в чотирьох точках установки: на теплосприймаючій поверхні адсорбера, в шарі сорбенту, в конденсаторі й випарнику. Схема розміщення датчиків показана на рис. 4.4. Окрім цього, випарник агрегату має оглядове скло, виведене на зовнішній бік холодильної камери. Зовнішнє розміщення оглядового

скла дозволяє, не відкриваючи двері холодильної камери і не порушуючи режим роботи установки, контролювати рівень холодоагенту у випарнику.



Рис. 4.8. Етапи виготовлення генератора-адсорбера з горловиною для засипки та вивантаження сорбенту

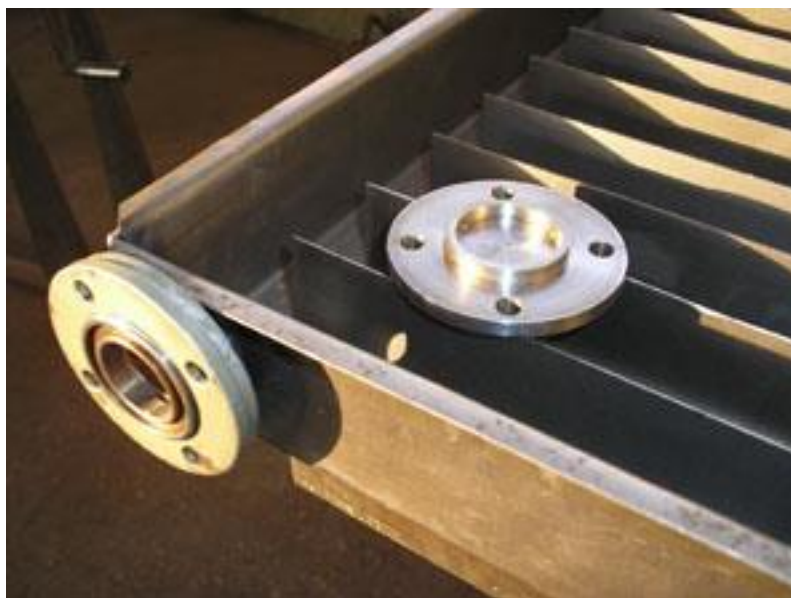


Рис. 4.9. Етапи виготовлення генератора-адсорбера з горловиною для засипки та вивантаження сорбенту

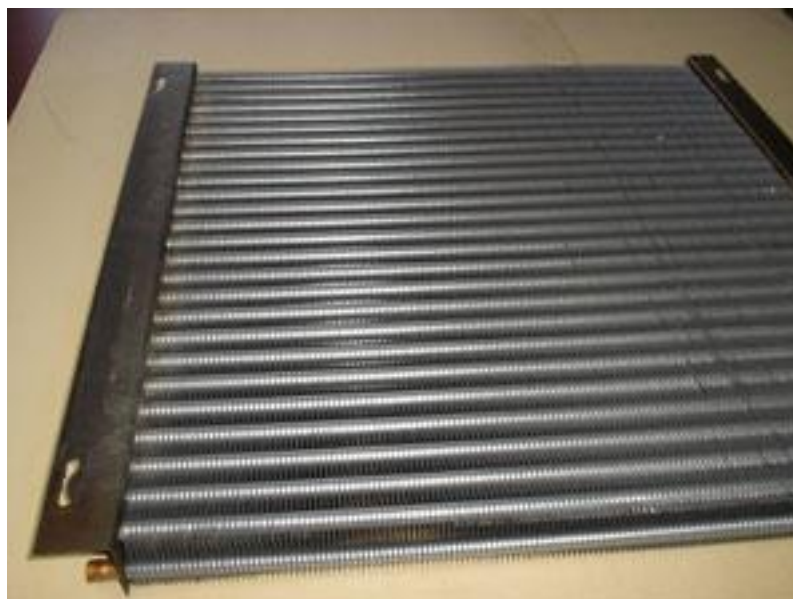


Рис. 4.10. Повітряний конденсатор сонячного адсорбційного холодильника



Рис. 4.11. Холодильна камера



Рис. 4.12. Експериментальний сонячний адсорбційний холодильник на місці проведення натурних випробувань

При проведенні випробувань всі вимірювані параметри (окрім показань рівня холодоагенту в оглядовому склі випарника) записувалися за допомогою комп'ютера. Для здійснення автоматичного запису була використана система оцифрування аналогових сигналів, аналогічна застосованій на лабораторному стенді.

Графічне відображення процесу випробувань, а також формування архівного файлу з експериментальними даними здійснювалося за допомогою спеціальної прикладної програми, створеної за участю фахівців КБ «Шторм» НТТУ «КП».

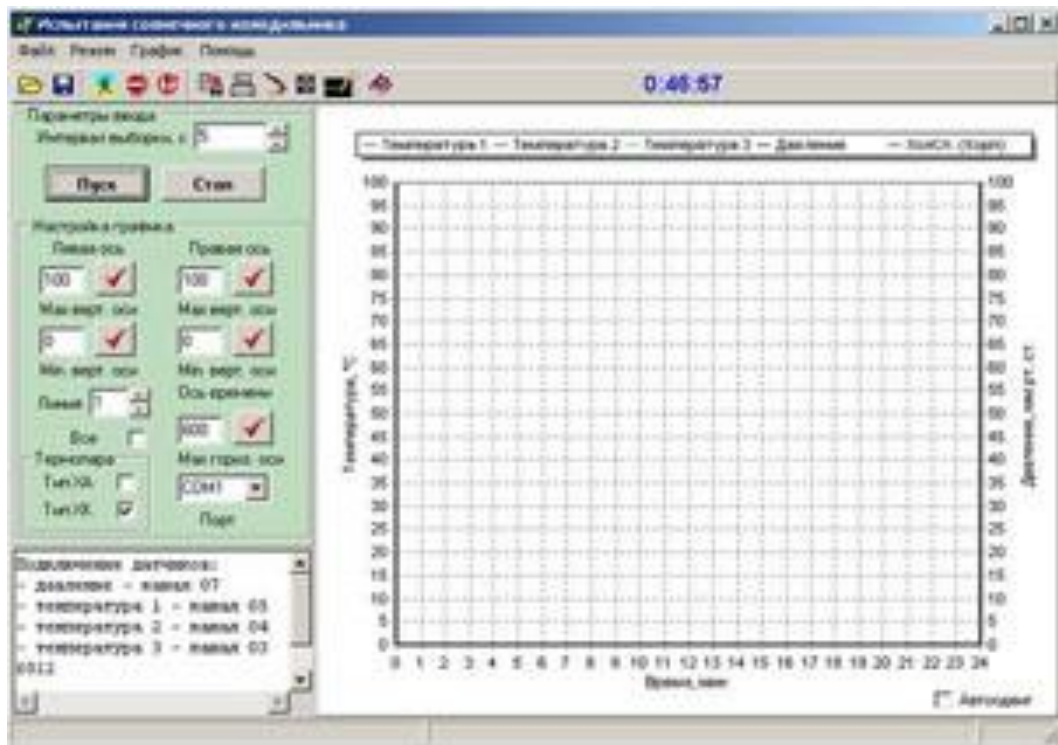


Рис. 4.13. Вікно прикладної програми «Випробування сонячного холодильника»

Під час проведення випробувань температура повітря в денний час трималася в межах 25-27 °С. Середня інтенсивність сонячного випромінювання опівдні – 800-900 Вт/м². Типовий добовий цикл роботи адсорбційного холодильника відбувався таким чином. Зі сходом сонця, починаючи з 7:00, температура генератора-адсорбера поступово підвищувалася. Приблизно в 10:30, при температурі сорбенту 60 °С, починалася десорбція холодоагенту з сорбенту. Температура в повітряному конденсаторі при цьому складала 30-35 °С. Процес десорбції закінчувався в 16:30 при температурі адсорбенту біля 85 °С. В середньому за день десорбувалось 0,90-0,95 кг холодоагенту. У різні дні, залежно від інтенсивності сонячного випромінювання, кількість десорбованого холодоагенту коливалася від 0,5 до 1,3 л. Після заходу сонця сорбент в генераторі-адсорбері охолоджувався до 40-45 °С. До 20:00 тиск в системі знижувався до 7 мбар, і починалося швидке охолодження випарника за рахунок кипіння холодоагенту при низькій температурі. Процес вироблення холоду продовжувався майже до 5:30 і до початку нового циклу температура в холодильній камері знижувалася до 5-6 °С.

На рис. 4.14 наведені результати одного дня натурних випробувань. Вибраний день – типовий з огляду на погодні умови, тобто характеризується невеликою хмарністю і слабким вітром 5-7 м/с.

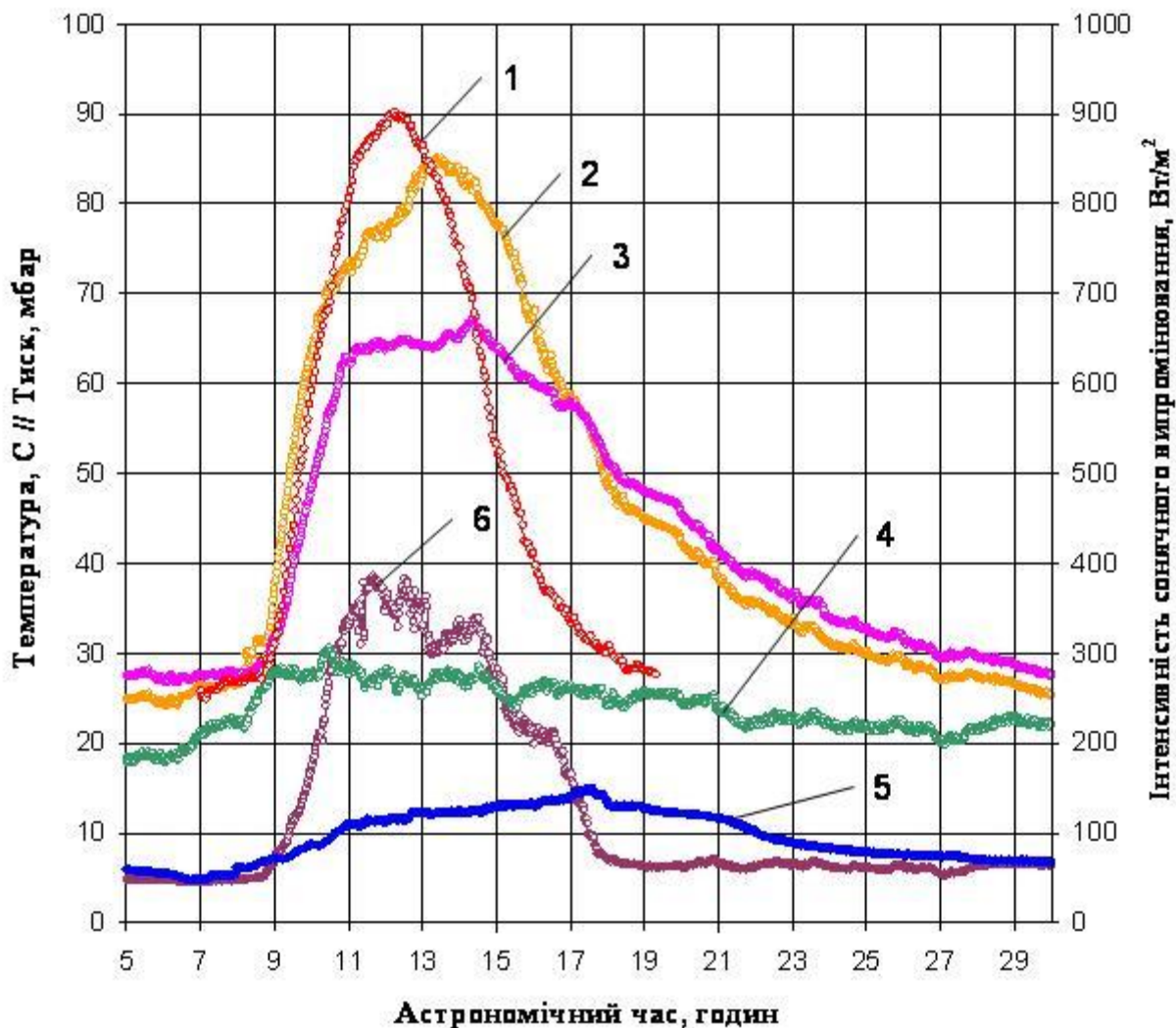


Рис. 4.14. Показники натурних випробувань сонячного адсорбційного холодильника:

- 1 – інтенсивність сонячного випромінювання;
- 2 – температура на поверхні генератора-адсорбера;
- 3 – температура в шарі сорбенту;
- 4 – температура навколишнього середовища;
- 5 – температура в холодильній камері;
- 6 – тиск в системі.

Як видно з графіка, при температурі конденсації холодоагенту 35°C регенерація сорбенту відбувається при температурах в шарі $65\text{-}85^{\circ}\text{C}$, що підтвердило результати лабораторних досліджень.

При інтенсивності сонячного випромінювання до 800 Вт/м^2 (опівдні) середня добова холодопродуктивність сонячного холодильника склала 2700 кДж з розрахунку на 1 м^2 площі сонячного генератора. Температура в холодильній камері протягом доби коливалася в межах $+4\text{...}+13^{\circ}\text{C}$.

Дослідження показали, що використання нового композитного сорбенту дозволяє досягти високої ефективності адсорбційного агрегату (холодильний коефіцієнт знаходився в інтервалі $0,4\text{-}0,45$) при низькій температурі десорбції ($75\text{-}90^{\circ}\text{C}$). Питома добова холодопродуктивність склала $2700\text{-}2900\text{ кДж/м}^2$.

4.3. Експериментальні дослідження лабораторної моделі адсорбційного теплового насосу на сорбційній парі «хлорид кальцію-вода»

4.3.1. Розроблення схемного рішення і методики випробувань адсорбційного теплового насосу

Дослідження теплонасосних циклів на базі нових хемосорбентів проводились на експериментальному стенді, який здійснює автоматичний запис температур адсорбційного термохімічного циклу і дозволяє візуально контролювати стан гранул адсорбенту в процесі сорбції-регенерації.

Схема експериментального стенду для дослідження процесу ТМО в експериментальних зразках сорбційних касет термохімічних теплових насосів представлена на рис. 4.15. Основними апаратами стенду є два паралельно встановлені адсорбера/десорбера 1 і 2, конденсатор/випарник 3, термостати 4 і 5, запірні та регулюючі арматури 6, 7, 8, контрольно-вимірювальні прилади 9, паропроводи 10.

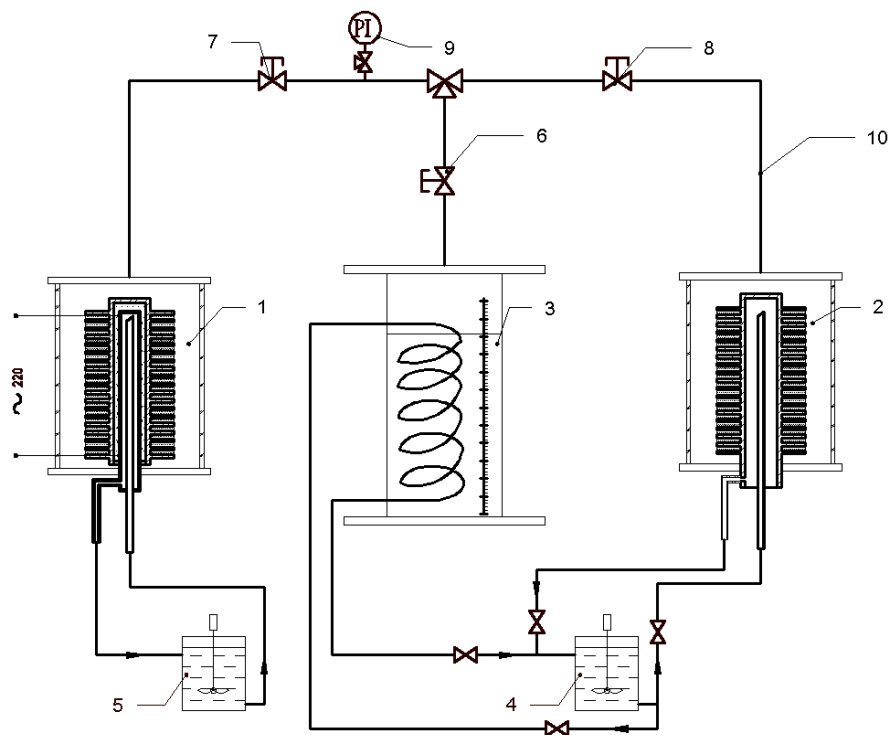


Рис. 4.15. Принципова схема стенду для дослідження процесу ТМО в експериментальних зразках сорбційних касет термохімічних теплових насосів:

1, 2 – адсорбер-десорбер, 3 – конденсатор-випарник, 4, 5 – термостат,
6, 7, 8 – арматура, 9 – контрольно-вимірювальні прилади, 10 – паропровід

Адсорбер-десорбер (див. рис. 4.16) призначений для періодичної роботи в режимі сорбції або десорбції. Апарат виконаний в герметичному корпусі 1 з прозорою скляною обичайкою 2, яка затиснута двома торцевими фланцями 3, 4, що з'єднуються вертикальними різьбовими шпильками 5. На нижньому фланці 4 розташований робочий орган – сорбційна касета 6, яка виконана з оребреної труби 7, міжреберний простір якої заповнений сорбентом. Зовнішня поверхня сорбційної касети покрита металевією сіткою 8. В внутрішньому просторі оребреної труби розташовані електричний нагрівач 9 та теплообмінник-охолоджувач 10. Верхній фланець 3 має герметичні вводи для датчиків температури та тиску, а також сифонний вентиль для підключення вакуумної помпи.

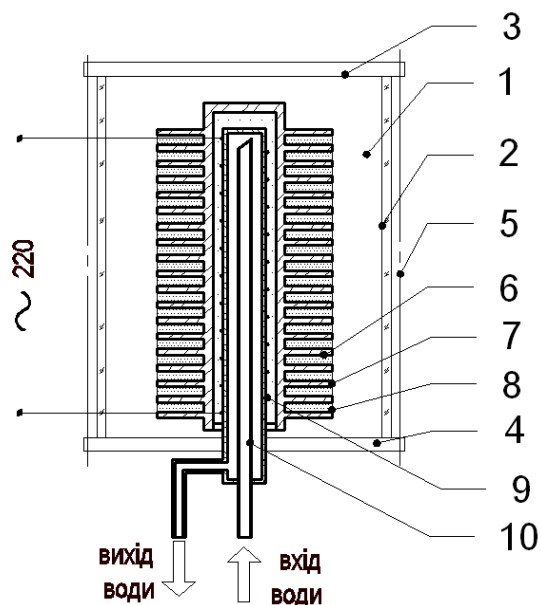


Рис. 4.16. Схема адсорбера-десорбера 1:

- 1 – корпус герметичний, 2 – прозора скляна обичайка, 3,4 – фланці, 5– шпилька,
 6 – сорбційна касета, 7 – оребрена труба, 9 –електричний нагрівач,
 10 – теплообмінник-охолоджувач.

Конденсатор-випарник має прозорий корпус, всередині якого розміщена теплообмінна (т/о) поверхня у вигляді спіралі. Об'єм конденсатора-випарника відкалібрований і має шкалу для визначення кількості конденсату.

Конструкція адсорбера-десорбера 2 (рис. 4.15) аналогічна конструкції адсорбера-десорбера 1, за винятком електричного нагрівача, який в даному разі відсутній.

Всі апарати з'єднані паропроводами, на яких розташовані запірні вентиля 6, 7, 8.

Контур для циркуляції теплоносія в адсорбері-десорбері 1 підключений до термостата 5, а контур для циркуляції теплоносія в адсорбері-десорбері 2 і т/о поверхня конденсатора-випарника підключені до термостату 4.

Конструкція стенду передбачає можливість роботи за двома схемами підключення:

1) адсорбер-десорбер 1 – конденсатор-випарник (вентилі 6, 7 відкриті, 8 закритий);

2) адсорбер-десорбер 1 – адсорбер-десорбер 2 (вентилі 7, 8 відкриті, 6 закритий).

Робочі процеси в першому випадку відбуваються наступним чином. При включеному електричному нагрівачі сорбент в адсорбер-десорбері 1 нагрівається і починається процес десорбції. Пари холодоагенту через вентилі 7, 6 поступають в конденсатор-випарник, де на охолодженій теплообмінній поверхні відбувається конденсація пари. Рідкий холодоагент збирається в піддоні конденсатора-випарника. При повній десорбції холодоагенту з сорбенту процес регенерації закінчується. Вентилі 7, 6 закриваються. Температура сорбенту під час регенерації контролюється за допомогою термопар в шарі сорбенту і записується на комп'ютер. Кількість конденсату вимірюється візуально згідно до зміни рівня рідини в рівнемірі, що встановлений на апараті.

Температура і витрати теплоносія, що циркулює в трубному просторі конденсатора-випарника і адсорберах-десорберах 1 і 2, підтримуються на заданому рівні за допомогою термостата 4.

При переході до режиму адсорбції відключаємо електронагрівач сорбційної касети в адсорбері-десорбері 1 і включаємо циркуляцію теплоносія через термостат 5. При охолодженні сорбенту до температури сорбції відкривають вентилі 7, 6. При цьому рідкий холодоагент починає кипіти, а утворена пара холодоагенту направляється до адсорбера-десорбера 1 і поглинається сорбентом. Теплота сорбції, що виділяється при поглинанні пари холодоагенту через т/о охолоджувача, відводиться теплоносієм, що циркулює через термостат 5. Теплота, необхідна для випаровування холодоагенту, в конденсаторі-випарнику підводиться від термостату 4. Температура сорбції вимірюється за допомогою термопар, а інтенсивність випаровування холодоагенту контролюється за зміною рівня рідини в конденсаторі-випарнику.

Робота стенда в режимі 2 відбувається при відключеному конденсаторі-випарнику і послідовному підключенні першого та другого адсорберів-десорберів.

Датчик тиску, встановлений на паропроводі, що з'єднує апарати, при необхідності дозволяє вимірювати тиск в кожному з апаратів.

Схема розміщення вимірювальних датчиків експериментального стенду для дослідження термохімічних теплових насосів надана на рис. 3.13.

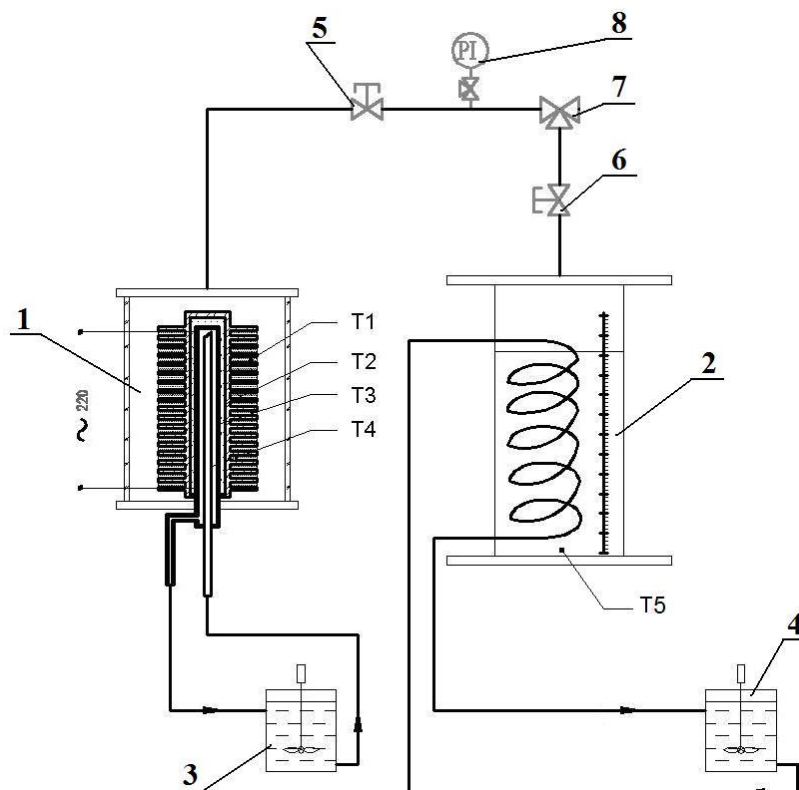


Рис. 4.17. Схема розміщення вимірювальних датчиків експериментального стенду для дослідження моделей термохімічних акумуляторів:

1 – адсорбер-десорбер; 2 – конденсатор-випарник; 3 – термостат контуру адсорбера-десорбера; 4 – термостат контуру конденсатора-випарника;

5, 6, 7 – вентилі; 8 – датчик вимірювання абсолютного тиску;

T1, T2, T3, T4, T5 – термопари

Підготовка стенду до роботи включає такі основні операції:

- заповнення сорбційної касети адсорбера-десорбера 1 сорбентом;
- встановлення температурних датчиків в характерних місцях сорбційної касети;
- установлення сорбційної касети в корпусі адсорбера-десорбера 1;
- заправлення конденсатора-випарника 2 сорбатом;
- дегазацію сорбенту і сорбату та вакуумування системи.

Перед завантаженням в сорбційну касету сорбент дегідратується у вакуумній шафі при температурі 170 °С і тиску 0,1 Па. Маса сорбенту в касеті визначається зважуванням конструкції до і після заповнення. Кількість сорбату, заправленого в систему, визначається за рівнем рідини в конденсаторі-випарнику.

Робота установки в режимі адсорбції.

Перед включенням установки для роботи в режимі адсорбції необхідно:

- включити систему запису показань датчика тиску 8 і систему автоматичного опитування температурних датчиків (Т1, Т2, Т3, Т4, Т5);

- перевірити величину тиску пари сорбату в адсорбері-десорбері 1 та конденсаторі-випарнику 2, порівняти заміряні дані з табличними і переконатися у відсутності в системі газів, що не конденсуються;

- включити циркуляцію теплоносія в контурі термостат 3 – адсорбер-десорбер 1, дочекатися прогріву теплоносія та сорбційної касети до необхідної температури;

- включити циркуляцію теплоносія в контурі термостат 4 – конденсатор-випарник 2.

При включенні установки для роботи в режимі адсорбції необхідно:

- відкрити вентилі 5, 6 і відрегулювати витрати теплоносія в термостатах таким чином, щоб температури сорбції і випаровування сорбату підтримувалися в необхідному температурному інтервалі;

- під час процесу сорбції візуально фіксувати зменшення маси сорбату в конденсаторі-випарнику 2.

Робота установки в режимі десорбції.

При переведенні установки на роботу в режимі десорбції необхідно:

- закрити вентилі 5 і 6;

- виключити циркуляцію теплоносія в контурі термостат 3 – адсорбер-десорбер 1;

- встановити температуру в термостаті 4 відповідно до необхідної температури конденсації сорбату і дочекатися стабілізації температури теплоносія.

При включенні установки для роботи в режимі десорбції необхідно:

- відкрити вентилі 5, 6;
- включити електронагрів сорбційної касети і за допомогою автотрансформатора встановити необхідну напругу живлення електронагрівача;
- під час процесу десорбції візуально фіксувати рівень конденсату в конденсаторі-випарнику 2;
- після завершення десорбції сорбату вимкнути електронагрів сорбційної касети;
- закрити вентилі 5 і 6.

Основу апаратної частини засобів автоматизації стенду складає цифровий вольтамперметр М890G, 8-ми канальний модуль аналого-цифрового перетворення типу І-7018, який разом з конвертером інтерфейсу І-7052 забезпечує перетворення вхідних сигналів від термопар і датчика тиску в цифрову форму і передачу даних до персонального комп'ютера, в якому здійснюється накопичення результатів експериментальних досліджень.

Датчик для вимірювання абсолютного тиску [25] в діапазоні 5-50 мм рт.ст. за нашим замовленням був виготовлений в Інституті напівпровідників НАНУ. Чутливим елементом п'єзорезистивного датчика є кремнієва мембрана. У діапазоні вказаного тиску датчик має лінійну характеристику вихідного сигналу

При проведенні експериментів вимірюються і записуються такі робочі параметри:

- напруга, що подається на електронагрівач сорбційної касети;
- струм, споживаний електронагрівачем сорбційної касети
- температури в шарі сорбенту сорбційної касети (Т1, Т2, Т3, Т4);
- температура конденсації та випаровування сорбату в конденсаторі-випарнику (Т5);
- тиск пари сорбату в системі.

4.3.2 Виготовлення експериментального зразка теплонасосного агрегату

Основними елементами адсорбційного теплового насоса є адсорбер-десорбер, конденсатор і випарник. Всі вказані вузли – це тепломасообмінні апарати, що працюють в нестационарному режимі. За результатами експериментальних досліджень визначені особливості кінетики термохімічних реакцій і тепломасопереносу в модельних термохімічних теплових насосах, на підставі чого видані сформульовані вимоги до конструкції апаратів термохімічного теплового насоса. Вказані вимоги були враховані при розробці експериментального зразка термохімічного теплового насоса.

Зовнішній вигляд експериментального теплового насоса, який працює з використанням «провальної» електроенергії, наданий на рис. 4.18. Агрегат складається з двох апаратів: адсорбера-десорбера 1 та випарника-конденсатора 2. Адсорбер-десорбер виконаний в вигляді сорбційної касети (рис. 4.19), основою якої є два вертикальних змієвикових теплообмінника, перший з яких – більшого діаметру – виконує функцію теплообмінника-охолоджувача, а другий – нагрівача. Теплообмінники розміщені в циліндричному корпусі адсорбера-десорбера, який заповнений сорбентом (рис. 4.19). Для забезпечення рівномірного розподілу пари сорбату в об'ємі сорбенту в центральній частині циліндра знаходиться перфорований паровий колектор. Конденсатор та випарник розташовані в єдиному герметичному скляному циліндрі, що дозволяє візуально контролювати ступінь проходження процесів конденсації і випаровування сорбату (рис. 4.20). Теплообмінник-охолоджувач та конденсатор теплового насосу зв'язані зі споживачем тепла 3. Циркуляція теплоносіїв здійснюється за допомогою циркуляційного насоса 4.

Апарати теплонасосного агрегата працюють при тиску нижчому за атмосферний, і всі з'єднання після відкачування і герметизації системи повинні забезпечувати вакуумну щільність протягом всього терміну служби установки.

Натікання повітря в систему призводить практично до виходу з ладу агрегату, оскільки в присутності газів, що не конденсуються, відбувається різке

зниження інтенсивності процесів тепломасопереносу в конденсаторі та адсорбері. Це пов'язано з утворенням на поверхні розділу фаз примежового шару з підвищеним вмістом повітря, яке створює додатковий опір переносу пари.



Рис. 4.18. Експериментальний зразок термохімічного теплового насоса:

- 1 – адсорбер-десорбер; 2 – конденсатор-випарник;
- 3 – споживач теплової енергії; 4 – циркуляційний насос;
- 5 – сільфонний шланг; 6 – вакуумний сільфонний вентиль

Утворення «повітряної подушки» відбувається в результаті того, що потік пари сорбату, що рухається до поверхні конденсації/адсорбції, тягне за собою повітря, що міститься в об'ємі апаратів акумулятора, при цьому пара сорбату конденсується/адсорбується, а інертні гази накопичуються поблизу поверхні конденсації/адсорбції. Таким чином, навіть невеликий вміст інертних газів в системі викликає значне зниження інтенсивності процесів тепломасопереносу, оскільки в процесі роботи установки вся маса неконденсатів скупчується у поверхні розділу фаз.



Рис. 4.19. Корпус адсорбера-десорбера

У зв'язку з зазначеним, для забезпечення надійної герметичності агрегату нами розроблена конструкція адсорбера-десорбера з корпусом циліндричної форми з мінімальною кількістю зварювальних з'єднань (рис. 4.19). Конденсатор і випарник поміщені до єдиної циліндричної камери з скляною бічною стінкою, що мінімізує вірогідність натікання повітря (рис. 4.20). Вимірювальні термомпари введені до адсорбера і випарника через кільця ущільнювачів з вакуумної гуми (рис. 4.20). Адсорбер-десорбер і конденсатор-випарник сполучені між собою за



Рис. 4.20. Конденсатор-випарник

допомогою безшовного сифонного шланга із неіржавіючої сталі 5 (рис. 4.18). Як запірну арматуру використані вакуумні сифонні вентиля 6 (рис. 4.18).

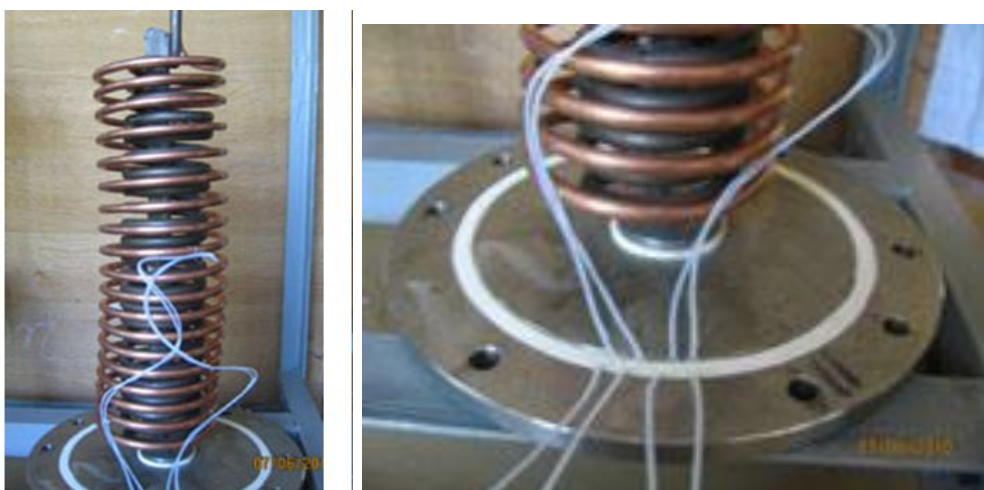


Рис. 4.21. Розміщення вимірювальних термопар

4.3.2. Дослідження тепломасообмінних процесів в адсорбційному тепловому насосі та визначення граничних температур адсорбції-десорбції і коефіцієнтів трансформації

Для визначення енергетичних показників досліджуваних сорбційних матеріалів за результатами експериментальних досліджень проведений розрахунок теоретичного та дійсного циклів термохімічного теплового насоса.

Коефіцієнт перетворення адсорбційного термохімічного теплового насоса визначається відношенням корисно використаної теплоти до витраченої в циклі (див. рис. 2.14) і визначається за рівнянням (1.6)

Кількість виробленого та споживаного за цикл тепла в розрахунку на 1 кг сорбенту визначається за таким чином.

Корисно використана теплота:

1) $q_{кон}$ – теплота, яка виділяється в процесі конденсації сорбату при регенерації сорбенту, кДж/кг

$$q_{кон} = r \cdot (w_1 - w_2),$$

де r – теплота паротворення сорбату при температурі конденсації, кДж/кг;

w_1 і w_2 – вологовміст сорбенту на початку і в кінці процесу регенерації, кг/кг.

2) $q_{охл}$ – теплота, яка відводиться від сорбенту при його охолодженні від температури регенерації до температури сорбції, кДж/кг

$$q_{охл} = (c_p^{ef} + c_p^{сорбат} \cdot w_2) \cdot (T_{рег} - T_2),$$

де c_p^{ef} – ефективна теплоємність, розрахована за формулою:

$$c_p^{ef} = c_p^{сорбент} + \frac{m_{с.к.}}{m_{сорбент}} \cdot c_p^{с.к.},$$

$c_p^{сорбент}$ – теплоємність сорбенту, кДж/(кг·К);

$m_{с.к.}$ – маса сорбційної касети кг;

$m_{сорбент}$ – маса сорбенту, засипаного до сорбційної касети, кг;

$c_p^{\tilde{n}.\dot{e}}$ – теплоємність матеріалу сорбційної касети, кДж/(кг·К);

$c_p^{\tilde{n}\dot{\delta}\dot{\alpha}\dot{\delta}}$ – теплоємність сорбату, кДж/(кг·К);

$T_{рег}$ – температура регенерації сорбенту, К;

T_2 – температура початку процесу сорбції, К.

3) $q_{сор}$ — теплота сорбції, яка виділяється при поглинанні сорбентом пари сорбату, кДж/к

$$q_{сор} = \left(c_p^{эф} + c_p^{сорбат} \cdot \frac{w_1 + w_2}{2} \right) \cdot (T_2 - T_{сор}) + \Delta H \cdot (w_1 - w_2),$$

де ΔH – теплота адсорбції води сорбентом, кДж/кг;

$T_{сор}$ – температура сорбції, К.

Теплота, витрачена на привод адсорбційного теплового насоса:

1) $q_{нагр}$ — теплота, яку необхідно підвести для нагрівання сорбенту від температури сорбції до температури регенерації (з урахуванням теплоємності конструкції сорбційної касети), кДж/кг

$$q_{нагр} = (c_p^{эф} + c_p^{сорбат} \cdot w_1) \cdot (T_1 - T_{сор}),$$

де T_1 – температура початку процесу десорбції, К.

2) кількість теплоти, яка необхідна для регенерації сорбенту, з урахуванням теплоти на нагрівання сорбенту, елементів конструкції адсорбера-десорбера і десорбцію сорбату

$$q_{рег} = \left(c_p^{эф} + c_p^{сорбат} \cdot \frac{w_1 + w_2}{2} \right) \cdot (T_{рег} - T_1) + \Delta H \cdot (w_1 - w_2).$$

Розрахунок циклу термохімічного акумулятора тепла проведений при умовах, зазначених в табл. 4.1.

На рис. 4.22, 4.23, 4.24 показаний характер змінювання коефіцієнту перетворення μ в залежності від температури регенерації сорбенту.

Як видно з графіків, основним чинником, що впливає на величину μ є кількість вологи Δw , що десорбується за цикл і, яка визначається властивостями

сорбенту і залежить від співвідношення температур десорбції-конденсації та випаровування-сорбції. Енергоємність досліджуваних сорбційних матеріалів із зростанням температури збільшується і досягає 1500 кДж/кг, що в 4-5 разів більше ніж у теплоакуюлюючих матеріалів з фазовим переходом.

Таблиця 4.1

Температурні параметри адсорбційного циклу та теплофізичні характеристики адсорбентів

Показник	композитний сорбент SWS-1L	цеоліт NaX
температура випаровування сорбату, °С	5, 10	5
температури сорбції $T_{сор}$ та конденсації, °С	40, 50	50
температура регенерації сорбенту $T_{рег}$, °С	85-125	120-200
теплоємність сорбенту $c_p^{сорбент}$, кДж/(кг·К)	0,88 [33]	1,04 [34]
маса сорбційної касети $m_{сорбент}$, кг	0,880	
маса сорбенту $m_{сорбент}$, кг	0,390	0,540
теплоємність матеріалу сорбційної касети $c_p^{с.к.}$, кДж/(кг·К)	0,46	

Визначення енергетичних показників термохімічних теплових насосів

Одним з основних показників ефективності термохімічної адсорбційної системи є енергоємність акумулюючого матеріалу, тобто кількість енергії, яку він може накопичити в одиниці маси (об'єму). В термохімічних процесах ця величина пропорційна різниці вологоємностей сорбенту на стадіях сорбції-десорбції і залежить від співвідношення температур випаровування-сорбції та конденсації-десорбції.

На стадії сорбції вологоємність сорбенту збільшується з підвищенням температури сорбату і зниженням температури сорбенту.

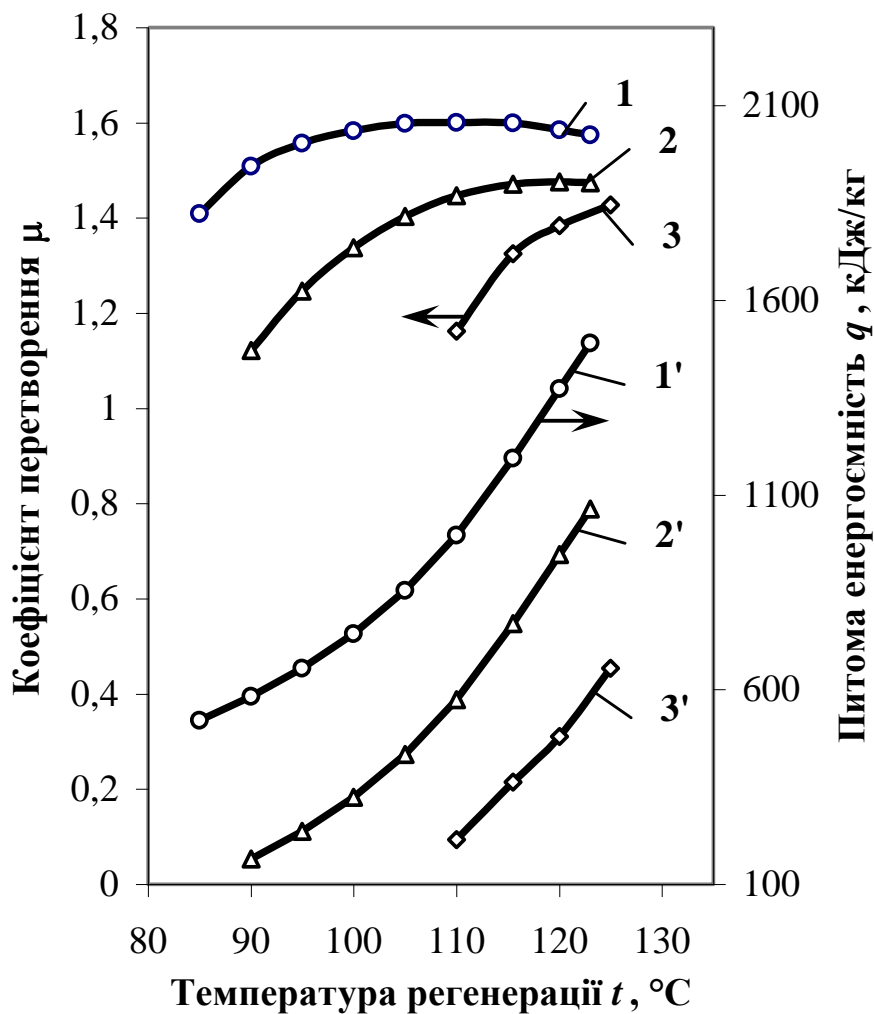


Рис. 4.22. Залежність коефіцієнту перетворення і питомої енергоємності композитного сорбенту SWS-1L від температури регенерації для дійсного циклу

адсорбційного термохімічного теплового насоса:

1, 1' – $t_{сор} = t_{кон} = 40$ °C, $t_{вин} = 10$ °C; $\Delta w = 0,242$ кг/кг

2, 2' – $t_{сор} = t_{кон} = 40$ °C, $t_{вин} = 5$ °C; $\Delta w = 0,157$ кг/кг

3, 3' – $t_{сор} = t_{кон} = 50$ °C, $t_{вин} = 5$ °C $\Delta w = 0,088$ кг/кг

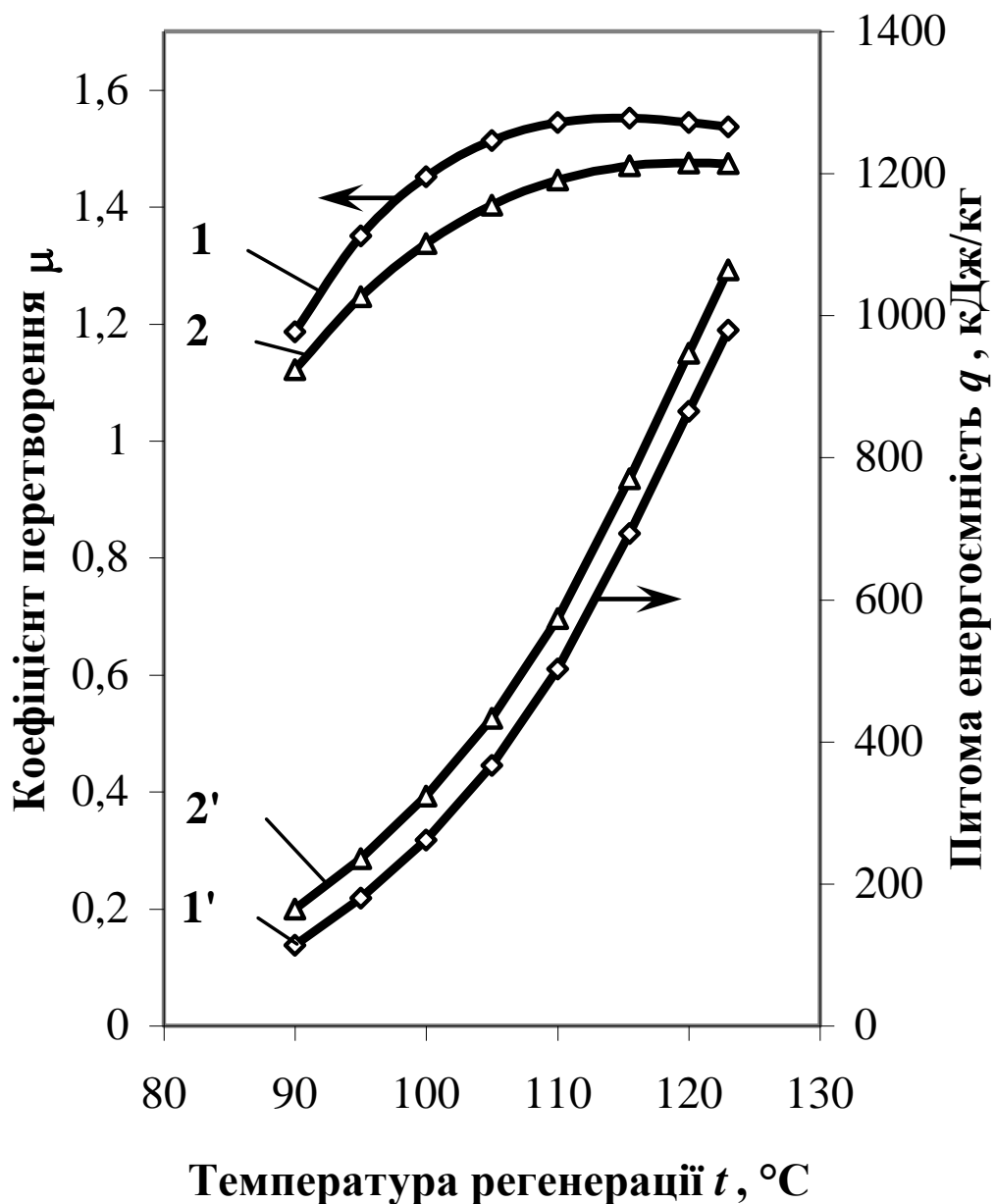


Рис. 4.23. Залежність коефіцієнту перетворення і питомої енергоємності сорбенту від температури регенерації для теоретичного і дійсного циклів адсорбційного термохімічного теплового насоса:

$t_{сор} = t_{кон} = 40$ °C, $t_{вун} = 5$ °C; 1, 1' – теоретичний цикл;

2, 2' – дійсний цикл при $m_{с.к.}/m_{сорбент} = 2,2$

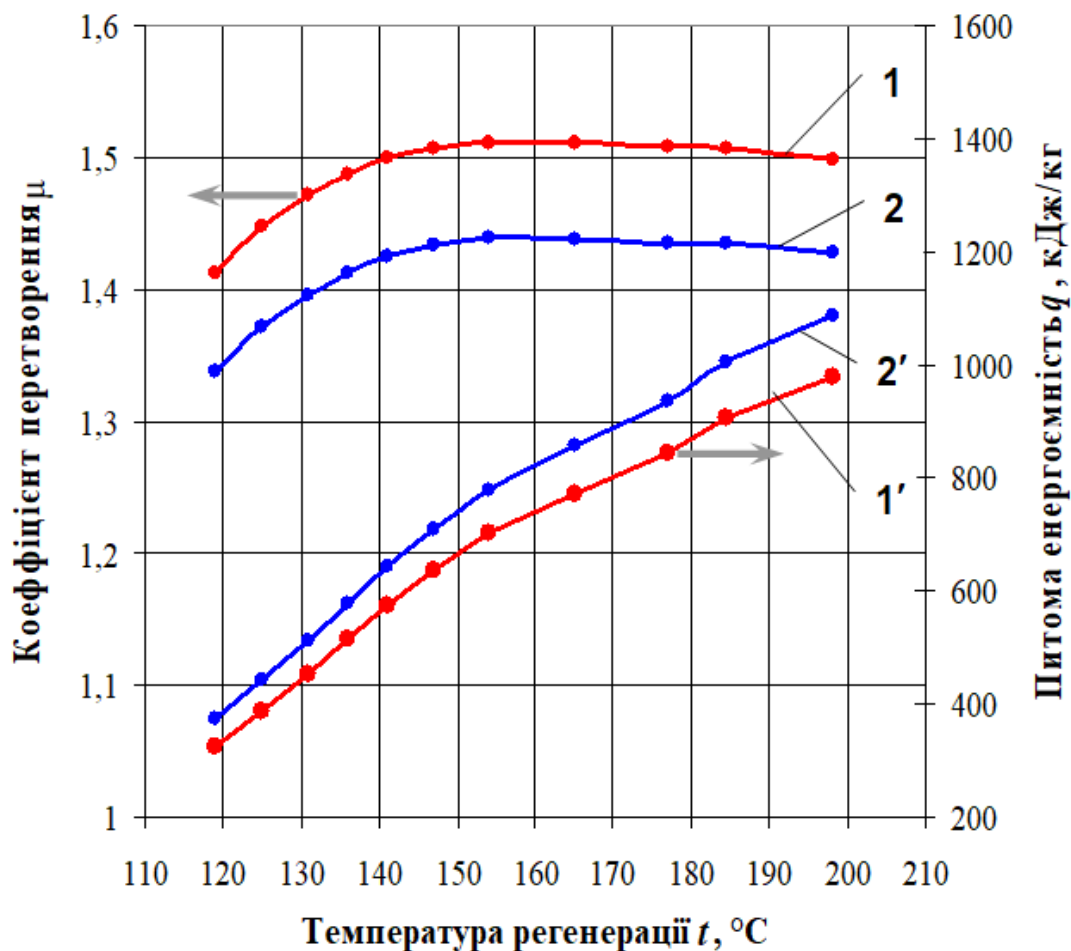


Рис. 4.24. Залежність коефіцієнту перетворення і питомої енергоємності цеоліту NaX від температури регенерації для теоретичного і дійсного циклів адсорбційного термохімічного теплового насоса:

$$t_{\text{сор}} = t_{\text{кон}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}, t_{\text{вип}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1, 1' – теоретичний цикл

2, 2' – дійсний цикл при $m_{\text{с.к.}} / m_{\text{сорбент}} = 1,6$

Відповідно, на стадії регенерації ступінь осушення сорбенту росте із зменшенням температури конденсатора і збільшенням температури сорбенту.

Для визначення енергетичних характеристик експериментального термохімічного теплового насоса і вивчення впливу температурних параметрів адсорбційного циклу на кількість енергії, яка може бути накопичена в сорбенті, була проведена серія експериментів при різних співвідношеннях температур сорбції, десорбції, конденсації і випаровування.

Температурні параметри адсорбційного циклу мінялися в таких діапазонах:

- температура випаровування $0...+15^{\circ}\text{C}$,
- температура конденсації $40...70^{\circ}\text{C}$
- температура сорбції $40...70^{\circ}\text{C}$
- температура регенерації до 150°C .

Регенерація сорбенту у всіх експериментах здійснювалася до залишкового вологовмісту 55 г/кг . При цьому, залежно від температурних параметрів циклу, мінімально необхідна температура нагріву, яка потрібна для осушення сорбенту до 55 г/кг , міннялася від 125 до 157°C (рис. 3.21).

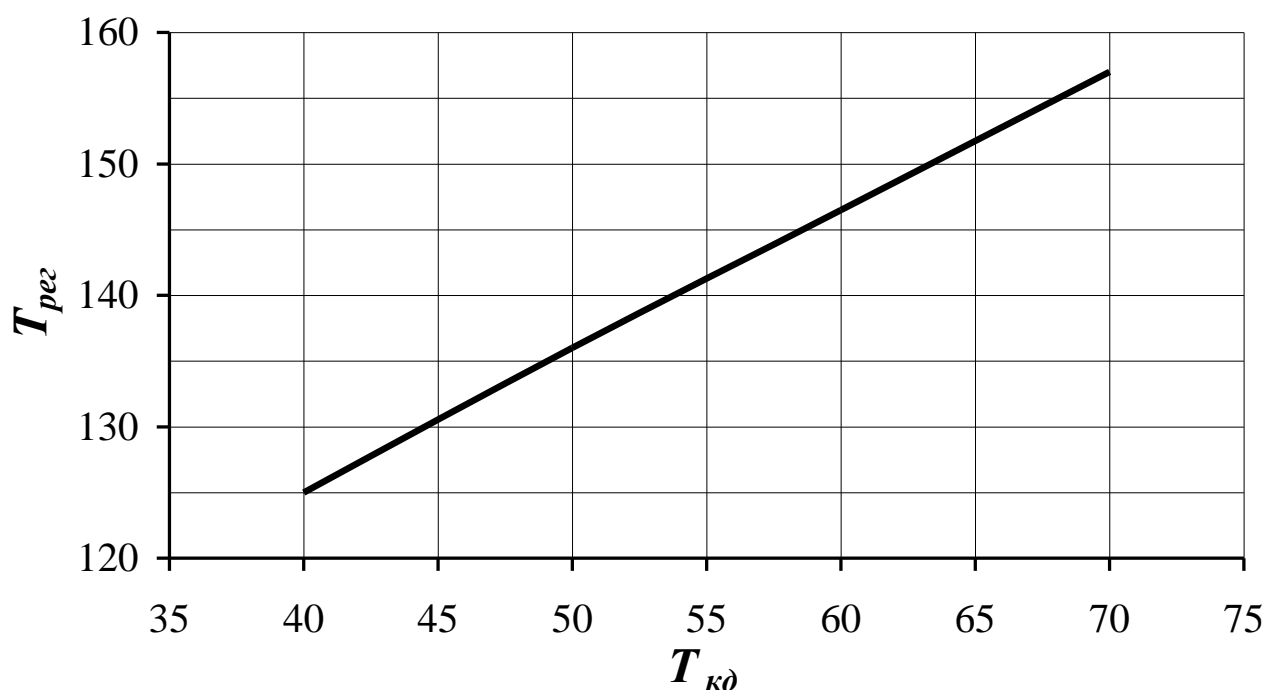
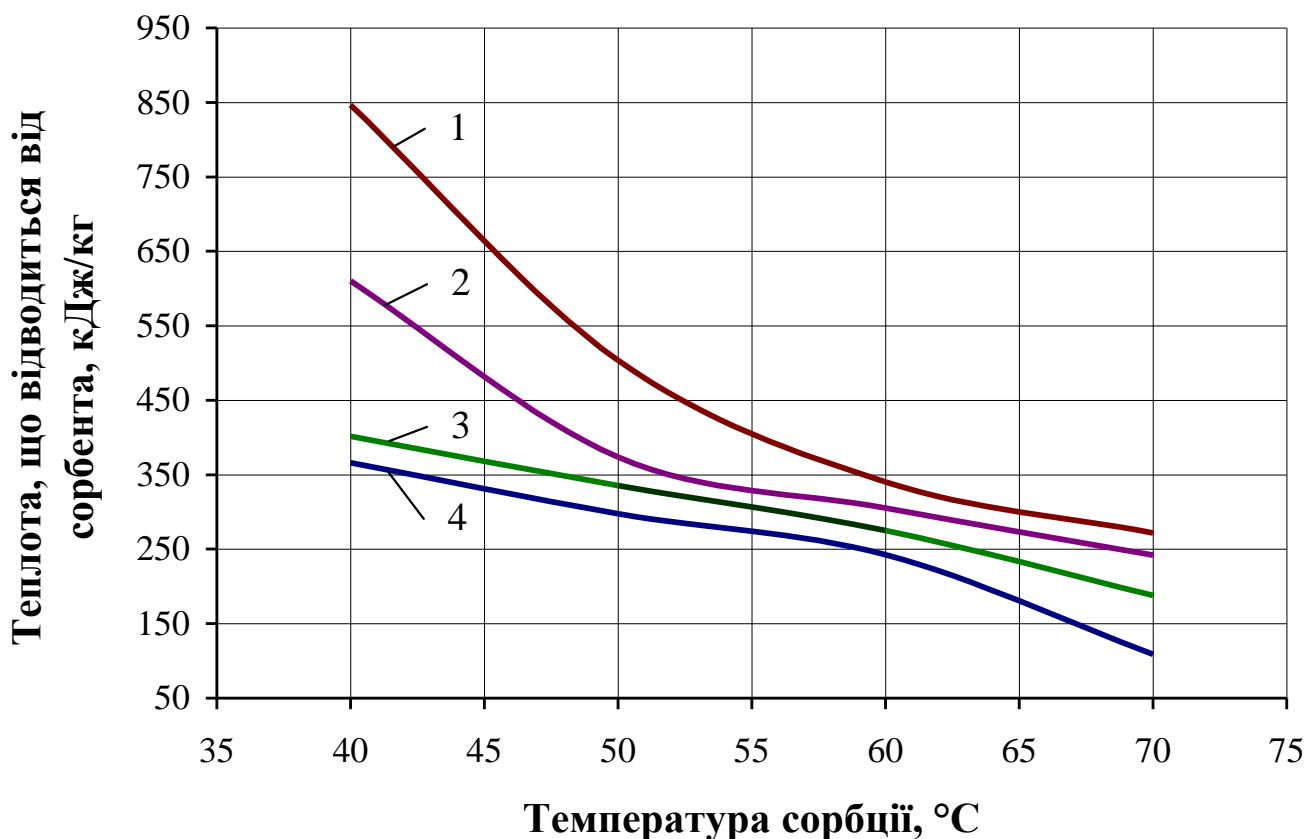


Рис. 4.25. Залежність необхідної температури регенерації від температури конденсації при осушенні сорбенту до залишкового вологовмісту 55 г/кг

Максимальна кількість теплоти, яка була відведена від композитного сорбенту на стадії адсорбції, склала 846 кДж/кг (рис. 3.22), що в 6-7 разів більше в порівнянні з теплоакумуючими матеріалами з фазовим переходом. З урахуванням теплоти конденсації сорбату, яка виділяється під час регенерації сорбенту і може бути корисно використана, ця величина досягає 1400 кДж/кг .



Температура випаровування сорбату: 1 – 15 °C; 2 – 10 °C; 3 – 5 °C; 4 – 0 °C

Рис. 4.26. Залежності енергоємності композитного сорбенту від температурних параметрів адсорбційного циклу

4.4. Експериментальні дослідження холодоакумлюючого адсорбційного термотрансформатора на сорбційній парі «хлорид кальцію-метанол»

Експериментальні дослідження експлуатаційних показників нових робочих тіл проводилося на лабораторному прототипі адсорбційного термотрансформатора, принципова схема якого наведена на рис. 3.4. Установка включає генератор-адсорбер 5, конденсатор-випарник 3, вакуумну помпу 8, а також запірні вентилі 4, регулятор напруги 11, амперметр 12 і витратомір 13.

Генератор-адсорбер являє собою касету з адсорбентом 6, яка розміщена в герметичному корпусі 5. Касета складається з оребреного теплообмінника, поміщеного в сітчастий футляр. Міжреберний простір теплообмінника

заповнений гранульованим сорбентом. У тепловому контакті з ребрами знаходиться трубопровід теплообмінника 7 системи охолодження і електронагрівач 10. Генератор-адсорбер через вентилі 4 сполучений з конденсатором-випарником 2, розміщеним в теплоізольованій камері 1. Конденсатор-випарник одночасно є ресивером холодоагенту і виконаний у вигляді паралельних горизонтальних оребрених труб, сполучених між собою вертикальними колекторами.

Підготовка стенду до роботи і проведення експериментальних досліджень здійснюються таким чином. Насичений адсорбент засипається в міжреберний простір касети теплообмінника, поміщається в сітчастий футляр і в зборі зважується. Касета з сорбентом встановлюється в корпус генератора-адсорбера, який герметизується. Після герметизації генератора-адсорбера відкриваються вентиль 4, і з системи видаляється повітря за допомогою вакуумної помпи 8.

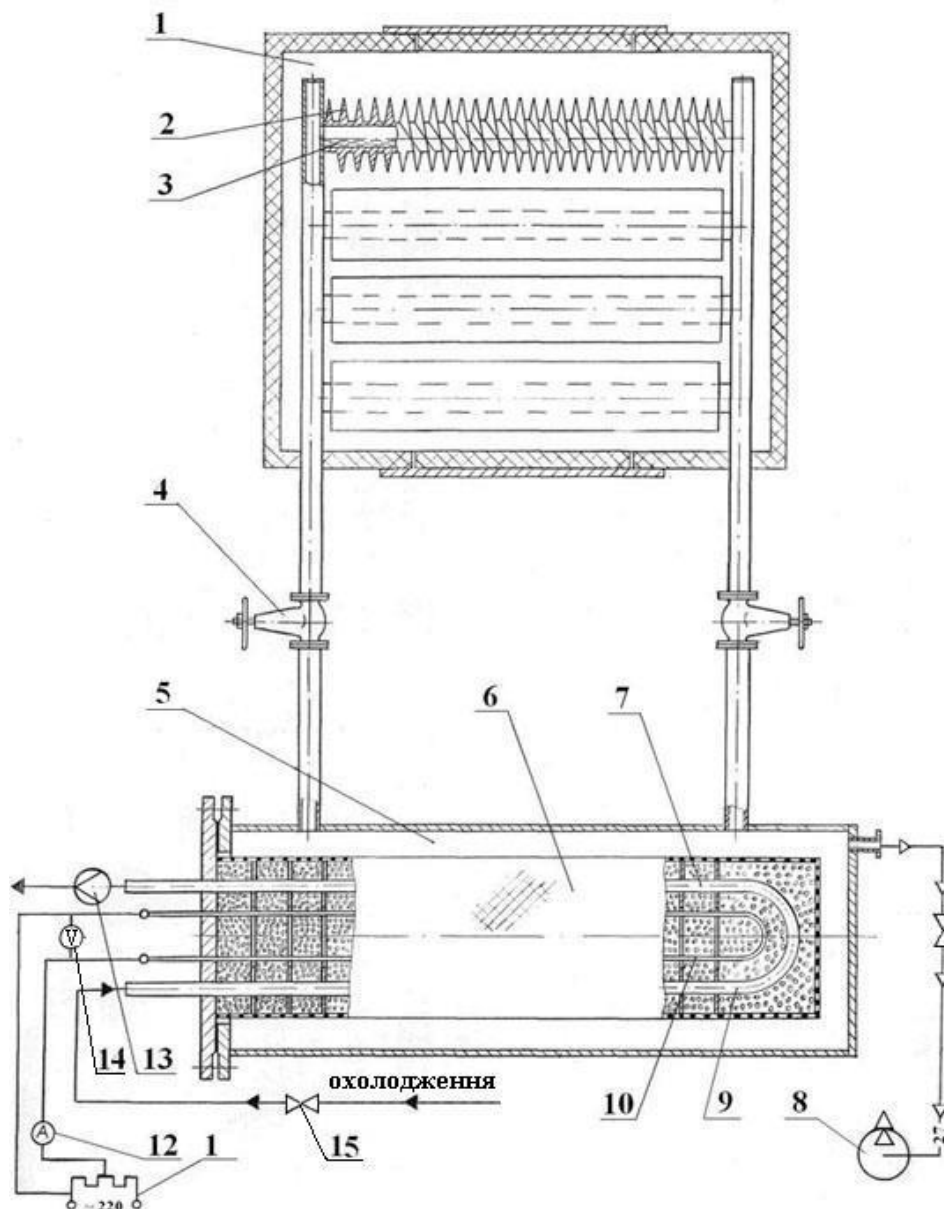


Рис. 4.27. Схема лабораторної моделі адсорбційного термотрансформатора:
 1 – теплоізольована камера; 2 – конденсатор-випарник; 3 – холодоагент; 4 –
 запірний вентиль; 5 – генератор-адсорбер; 6 – касета з адсорбентом; 7 –
 теплообмінник; 8 – вакуумна помпа; 9 – гранульований сорбент; 10 –
 електронагрівач; 11 – регулятор напруги; 12 – амперметр; 13 – витратовимірювач;
 14 – вольтметр; 15 – вентиль



Рис. 4.28. Лабораторна модель адсорбційного термотрансформатора

Для здійснення циклу десорбції включається електронагрівач 10. Необхідна температура процесу підтримується за допомогою регулятора напруги 11. При нагріванні з адсорбенту десорбується пара холодоагенту, яка через вентиль 4 поступає до труб конденсатора-випарника і конденсується в них. Теплота конденсації відводиться повітрям, що омиває із зовнішнього боку ребрені труби конденсатора-випарника. Холодоагент 3, який сконденсувався, утримується в трубах конденсатора-випарника, що забезпечується за допомогою перегородок в паровому колекторі, які перекривають нижню частину перерізу труб. Після завершення регенерації сорбенту електронагрівач відключається, і вентилі 4 закриваються.

Для переходу до процесу сорбції включається подача води в систему охолодження, і відкривається вентиль 4. При цьому холодоагент кипить в

конденсаторі-випарнику, відбираючи тепло з об'єму теплоізольованої камери 1, а пара холодоагенту, що утворюється при кипінні, поглинається сорбентом. Поглинання пари супроводжується виділенням теплоти сорбції, яка відводиться охолоджуючою водою. Необхідна температура сорбції підтримується за рахунок зміни витрати охолоджуючої води.

В процесі експерименту вимірюються температури в адсорбенті, у випарнику, в конденсаторі і на вході-виході системи охолодження. Також вимірюється тиск в системі, витрата води в контурі охолодження та електроспоживання нагрівача.

Виконання експериментальних досліджень при вивченні кінетики процесів сорбції-десорбції, визначенні стабільності адсорбційних матеріалів і виявленні експлуатаційних показників адсорбційних термотрансформаторів вимагає здійснення великої кількості прямих і зворотних циклів і, відповідно, великих витрат ручної праці при проведенні вимірювань. Проміжок часу між отриманням необхідного масиву первинних даних і результатом їх обробки може складати декілька днів.

Прискорення процесу запису даних, підвищення точності результатів може бути досягнуте за рахунок застосування сучасної обчислювальної техніки як в процесі отримання первинних даних, так і при їх подальшій обробці. При цьому також значно спрощується процес формування бази даних за відповідними напрямками досліджень.

З цією метою стенд було обладнано термопарами з системою аналого-цифрового перетворення та електронним датчиком тиску замість ртутного U-подібного вакуумметра, який традиційно застосовується в таких стендах.

Основу апаратної частини засобів автоматизації складає 8-ми каналний модуль аналого-цифрового перетворення типу I-7018, який разом з конвертером інтерфейсу I-7052 забезпечує перетворення вхідних сигналів від термопар і датчика тиску в цифрову форму і передачу даних до персонального комп'ютера, в якому здійснюється накопичення результатів експериментальних досліджень.

Датчик для вимірювання абсолютного тиску в діапазоні 5-50 мм рт.ст. за нашим замовленням був виготовлений в Інституті напівпровідників НАНУ. Чутливим елементом п'єзорезистивного датчика є кремнієва мембрана. У діапазоні вказаного тиску датчик має лінійну характеристику вихідного сигналу [57].

До переваг саме такої реалізації апаратної частини можна віднести наступне:

- модуль I-7018 має достатню кількість каналів, що повністю забезпечує потреби вимірювань;

- модуль забезпечує достатньо високу точність аналого-цифрового перетворення, що значно перевищує точність, яку можуть забезпечити ручні вимірювання;

- наявність гальванічної ізоляції між аналоговою і цифровою частинами модуля забезпечує надійний захист комп'ютера від можливої поразки високою напругою;

- у комплект постачання модуля входить необхідне програмне забезпечення високого рівня, яке сприяє правильній експлуатації комплексу і успішній розробці прикладних програм.

4.4.1. Вивчення експлуатаційних характеристик нових робочих тіл і відпрацювання конструкції модульної адсорбційної касети

Стенд призначений для дослідження кінетики процесів сорбції та десорбції в експериментальних зразках модульних сорбційних касет, вивчення показників дійсного адсорбційного циклу і оптимізації параметрів гранульованого шару.

Підготовка стенду до роботи включає наступні операції: заправку модульної касети сорбентом, заправку випарника холодоагентом, дегазацію робочих речовин і вакуумування системи. Перед заправкою в систему сорбент заздалегідь дегідратується під вакуумом при температурі 170 °С. Дегазація холодоагенту проводиться безпосередньо в установці.

Для оптимізації параметрів гранульованого шару в модульній сорбційній касеті в першу чергу були проведені дослідження по вивченню кінетики тепло- і масообміну при різній щільності адсорбційного шару і розмірах гранул адсорбенту.

Експерименти показали, що в умовах вакууму теплопровідність і гідравлічний опір шару адсорбенту можуть мінятися в широких межах і залежать в основному від щільності пакування гранул і розміру каналів для проходження пари. Досліджено декілька зразків сорбентів з розмірами гранул від 0,2-0,3 до 2,5-3 мм. Встановлено, що при великому розмірі гранул (2,5-3 мм) падіння тиску пари в шарі практично не відбувається, проте перепад температур по товщині шару адсорбенту досягає 15-20 °С, що свідчить про дуже погану його теплопровідність. При мінімальних розмірах гранул падіння температури в шарі складає усього 2-3 градуси, але проходження пари між гранулами утруднено, і швидкість реакції падає в 5-7 разів.

За результатами експериментів для подальших досліджень вибрані сорбційні касети з щільністю засипки сорбенту (у насиченому стані) $0,7 \text{ г/см}^3$ і середніми розмірами гранул 0,5-1,0 мм.

Були одержані коефіцієнти масовіддачі в модульних сорбційних касетах в діапазоні температур і концентрацій, відповідних параметрам дійсного адсорбційного циклу. Оскільки точне значення масообмінної поверхні сорбенту в касеті невідомо, величина коефіцієнта масовіддачі була віднесена до одиниці об'єму засипки. Залежність об'ємного коефіцієнта масовіддачі від ступеня насичення сорбенту наведена на рис. 4.29.

При моделюванні адсорбційного циклу на стенді параметри процесів (температура сорбції, температура конденсації, а також тривалість процесів сорбції і десорбції) встановлювалися виходячи з вимог добового циклу роботи адсорбційного термотрансформатора.

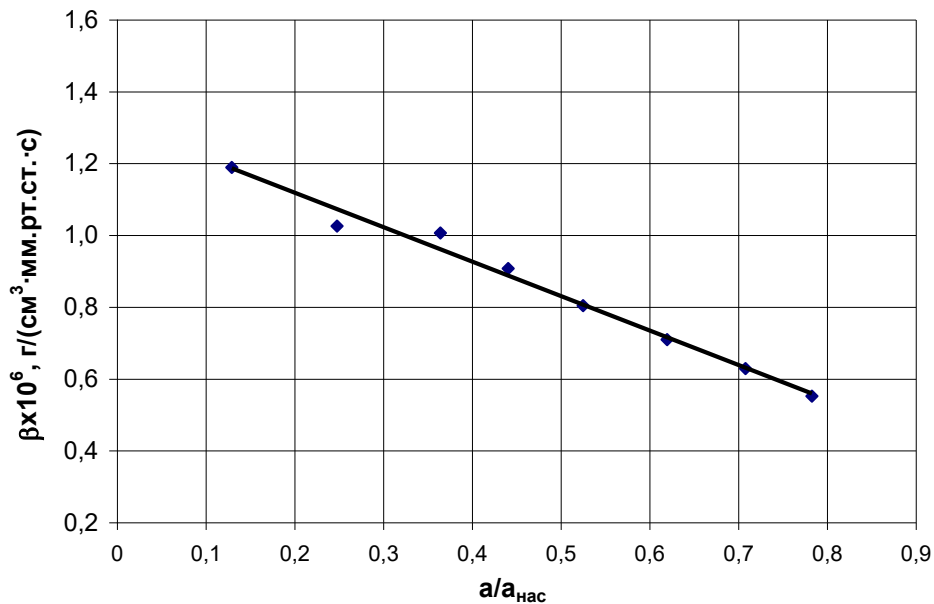


Рис. 4.29. Залежність об'ємного коефіцієнта масовіддачі від ступеня регенерації сорбенту

Добовий цикл адсорбційного термотрансформатора, що працює з використанням нічної провальної електроенергії, складається з наступних стадій:

1. 23⁰⁰-7⁰⁰ – нагрівання та регенерація сорбенту з одночасною конденсацією пари холодоагенту при температурі 40-45 °С. Теплота конденсації використовується з метою опалення;
2. 7⁰⁰-10⁰⁰ – охолодження сорбенту до температури 35-40 °С. Теплота перегріву сорбенту використовується для гарячого водопостачання і з метою опалення;
3. 10⁰⁰-23⁰⁰ – випаровування холодоагенту при низькій температурі та поглинання пари сорбентом з одночасним відведенням теплоти сорбції при температурі 35-40 °С. Теплота сорбції використовується з метою опалення.

Робота стенду (рис. 4.27) відбувається таким чином.

При включенні електронагрівача 10 сорбент починає нагріватися, з нього десорбується пара холодоагенту і тиск в системі підвищується. Досягши тиску, відповідного стану насичення, пара холодоагенту починає конденсуватися в

конденсаторі-випарнику 2 і рідкий холодоагент накопичується в горизонтальних трубах конденсатора-випарника.

Параметри адсорбційної касети (розмір гранул, щільність і товщина шару, маса засипки, потужність нагріву) підбираються таким чином, щоб тривалість процесу десорбції складала 7 годин (що відповідає тривалості нічного пільгового тарифу на електричну енергію).

Після завершення етапу регенерації вимикають електронагрівач, закривають вентилі 4 і включають подачу води в контур охолодження теплообмінника 9. Витрату води встановлюють таким чином, щоб температура на виході теплообмінника складала не менше 40 °С.

Після того, як теплота перегріву сорбенту буде відведена циркулюючою водою і сорбент охолоджується до 35-40 °С, відкривають вентилі 4. При цьому холодоагент, що знаходиться в горизонтальних трубах конденсатора-випарника починає кипіти при низькій температурі, відбираючи тепло з навколишнього середовища, а пара, що утворюється, поглинається сорбентом. Теплота сорбції, яка виділяється при поглинанні пари, відводиться водою.

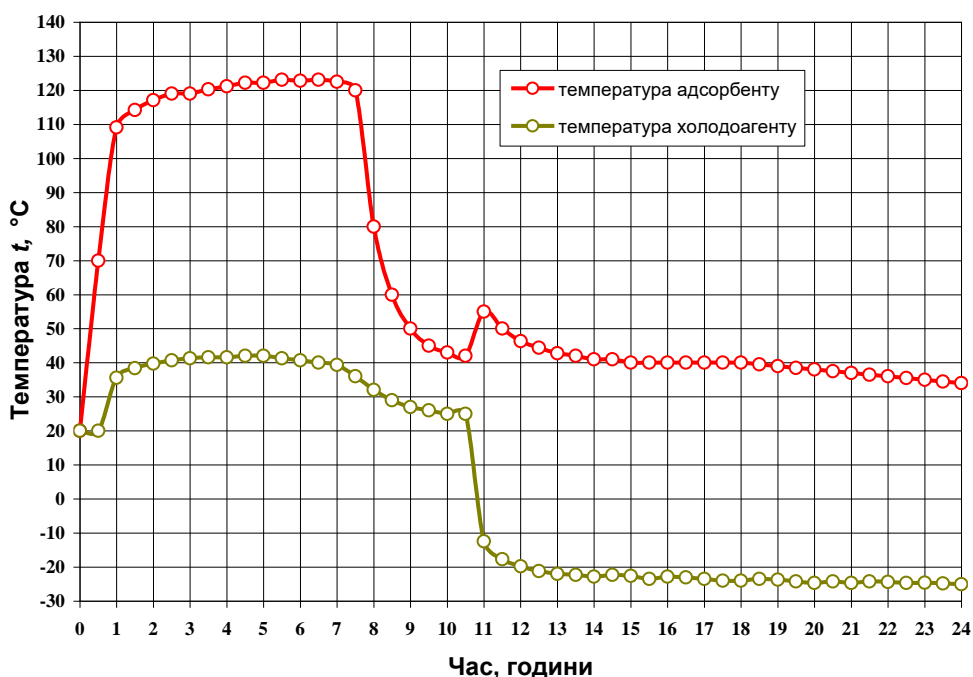


Рис. 4.30. Добовий цикл роботи лабораторної моделі термотрансформатора на робочій парі $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{OH}$

Після повного випаровування холодоагенту подача води в теплообмінник 9 припиняється, система приходить до початкового стану, і цикл повторюється.

Типовий цикл лабораторного адсорбційного термотрансформатора наведений на рис. 4.30. Як видно з графіка, нагрівання сорбенту до температури десорбції триває близько години. При досягненні $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ починається десорбція і конденсація холодоагенту (при температурі в конденсаторі $40\text{ }^{\circ}\text{C}$). На кінцевій стадії процесу десорбції середня за об'ємом температура сорбенту складає $120\text{--}125\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Після зняття теплоти перегріву сорбенту і перемикавання установки на режим сорбції холодоагент швидко охолоджується до мінусових температур. При цьому в момент перемикавання холодоагент різко скипає і температура сорбенту трохи підвищується. Тиск пари холодоагенту швидко стабілізується і подальший процес сорбції йде практично при постійній температурі.

Експериментальні дослідження модульних сорбційних касет дозволили виявити особливості кінетики дійсних процесів сорбції-десорбції і підібрати режими роботи адсорбційного термотрансформатора, які забезпечують необхідні потужності та температурні показники протягом всього циклу.

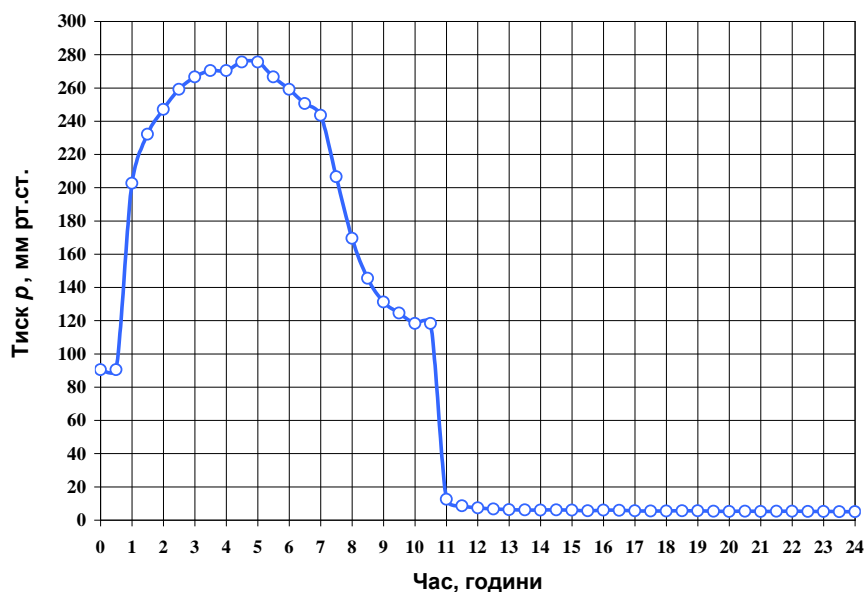


Рис. 4.31. Тиск над адсорбентом на протязі добового циклу роботи лабораторної моделі термотрансформатора на робочій парі $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{OH}$

Важливим результатом випробувань є те, що в ході робочих циклів властивості композитного сорбенту залишаються незмінними. Аналіз матеріалу після багатократних циклів показав, що руйнування гранул і, відповідно, утворення пилу не відбувається. Не було також виявлено слідів хлориду кальцію в конденсованому холодоагенті, а також на внутрішній поверхні установки. Це доводить високу гідротермальну стабільність композитного сорбенту і підтверджує можливість його практичного використання в адсорбційних термотрансформаторах.

Адсорбер-генератор термотрансформатора.

Головним елементом адсорбера-генератора є касета, яка повинна відповідати наступним умовам:

- мати велику сорбційну ємність;
- мінімальні масогабаритні розміри;
- незначний гідравлічний опір шару сорбенту для проходу пари сорбату;
- розвинуту поверхню тепломасообміну.

В результаті експериментальних дослідних робіт було встановлено, що найбільш перспективним рішенням є створення модульної касети розміром $150 \times 100 \times 600$ мм, з якої можливо збирати пакети потрібного розміру для апаратів більшої теплопродуктивності.



Рис. 4.32. Елементи теплообмінної поверхні сорбційної касети

Основу модульної касети становить оребрена теплообмінна поверхня, виготовлена з двох U – подібних труб діаметром 10 мм і пластинчатих ребер

розміром 100×60 мм з центральним отвором для розміщення електронагрівача (рис. 4.32).

Теплообмінна поверхня встановлюється в металевий корпус, який виготовлений з металевої нержавіючої сітки з розміром 0,5×0,5 мм. Корпус касети заповнюється сорбентом і встановлюється в паровому просторі адсорбера-генератора таким чином, щоб мати доступ для зовнішнього комутування циркуляційного контуру теплоносія і підводу електроживлення. Зовнішній вигляд сорбційної касети представлено на рис. 4.33.



Рис. 4.33. Модульна сорбційна касета

Характеристики модульної сорбційної касети:

Маса заправки сорбційної касети насиченим сорбентом	$m_k = 4,0$ кг
Сорбційна ємність	$m_{CH_3OH} = 1,464$ кг
Площа теплообмінної поверхні	$F_k = 1,28$ м ²
Встановлена потужність електронагрівача	$N = 0,4$ кВт
Теплопродуктивність циклу	$Q_{\text{ц}} = 1050 \frac{\text{ккал}}{\text{ЦИКЛ}}$
Термін циклу зарядки (десорбції)	$\tau_{\text{д}} = 1$ год
Робоча температура:	
вища при десорбції	$t_h = 122$ °С
сорбції	$t_c = 39 \div 50$ °С

4.5. Розроблення принципів теплотехнічного розрахунку та оптимізації апаратів адсорбційного теплового насоса

Застосування адсорбційних термотрансформаторів у системах сонячного тепло- і холодопостачання є одним з найбільш ефективних способів перетворення сонячної енергії, тому що переривчастий (день-ніч) характер надходження сонячної радіації на Землю добре узгоджується з періодичним режимом роботи термотрансформатора (регенерація-сорбція). Адсорбційні термотрансформатори можуть використовуватись для перетворення теплоти з низького температурного рівня на вищий і навпаки. Залежно від потреби, за допомогою адсорбційних машин можна виробляти холод, здійснювати теплопостачання, а також комбіноване виробництво холоду і теплоти [61, 62].

Ефективним інструментом енергоресурсозбереження в системах теплохолодопостачання промислових підприємств і комунальних об'єктів є теплонасосні технології, впровадження яких дозволяє не тільки залучити в енергообіг низько потенційні вторинні енергоресурси і поновлювані джерела енергії, але і суттєво вплинути на екологічний стан довкілля, опосередковано знижуючи викиди шкідливих газів в атмосферу при спаленні органічного палива в енергетиці.

Головна відмінність сорбційних і термохімічних теплових насосів від широковідомих парокомпресійних теплових насосів полягає в тому, що процес стискання пари холодоагенту в компресорі замінюється сорбційно-десорбційним процесом або термохімічною реакцією, а всі інші процеси і елементи в цих типах теплових насосів ідентичні і виконують однакові функції. На рисунку 3.1 представлені схеми теплових насосів обох типів і їх зв'язки з джерелами енергії і споживачами, що візуально підтверджують вищевказане.

Завдяки застосуванню процесів сорбції-десорбції для реалізації теплонасосного циклу достатньо одного виду енергії, а саме теплової, тобто при наявності джерел теплової енергії різного температурного потенціалу можливо без порушення закону збереження енергії отримати теплоносій з температурою

проміж ного потенціалу, яка буде значно вищою ніж при елементарному змішуванні потоків.

Коефіцієнт перетворення теплоти сорбційних теплових насосів ϕ , визначений як співвідношення кількості тепла, яку виробив тепловий насос, до кількості спожитої товарної теплоти в залежності від типу термотрансформатора (холодильна машина, підвищувальний чи знижувальний тепловий насос), граничних температур реалізації циклу, теплофізичних властивостей, робочих речовин і схемних рішень, може знаходитися в діапазоні від $\phi = 0,4$ до $\phi = 2$. Це значно нижче ніж у парокомпресійних теплових насосів, але з урахуванням витрат первинної енергії на виробництво електричної енергії для приводу, цілком достатньо для конкурентоспроможності з парокомпресійними тепловими насосами і холодильними машинами.

Сорбційні теплові насоси розподіляються на два типи: абсорбційні та адсорбційні. Предметом даного дослідження є адсорбційні теплові насоси або термотрансформатори. Адсорбційні термотрансформатори відносяться до апаратів періодичної дії, в яких внаслідок використання твердих сорбентів процеси сорбції і десорбції рознесені в часі, що дозволяє окрім процесу підвищення потенціалу низькотемпературного джерела в процесі сорбції отримати можливість акумулювання теплової енергії при відтворенні сорбційної здатності сорбента в процесі десорбції і використанні теплоти конденсації для потреб теплопостачання.

В залежності від призначення, потрібного рівня температури теплоносія і температури низькопотенційного джерела енергії в адсорбційних теплових насосах використовують різноманітні робочі пари сорбент – сорбат. В якості сорбентів використовуються речовини, що не мають власного парціального тиску і здатні поглинати низькокиплячий компонент з виділенням теплоти сорбції. Найбільш відомі з них це цеоліти, силікагелі, активоване вугілля та тверді розчини водних, спиртових або аміачних розчинів неорганічних солей як то CaCl_2 , LiCl , MgCl_2 , LiBr та інші.

При виборі сорбату або легкокиплячого компоненту в першу чергу керуються необхідним рівнем температури випаровування і конденсації, величиною прихованої теплоти пароутворення та робочим тиском в процесі. В разі позитивних температур випаровування безумовним лідером є водні розчини, при проведенні процесу в умовах мінусових температур необхідно використовувати спирти, аміак або фреони.

Мінусовий рівень температур випаровування дозволяє максимально глибоко використовувати теплоту довкілля для потреб тепlopостачання, залучаючи в енергообіг фізичну теплоту атмосфери в зимових умовах незалежно від наявності в даний час сонячної радіації.

Аміак незважаючи на його широке поширення в холодильній техніці в даному випадку має низку суттєвих недоліків, головні з яких пов'язані з високими температурами та робочим тиском в процесі регенерації аміакатів і конденсації чистого сорбату і як наслідок високої металоємності апаратів, а також значною токсичністю, пожежо- і вибухонебезпечністю. Спроби замінити аміак амінами (етиламін, метиламін) не дали позитивних результатів.

Фреони в сорбційних системах термотрансформації також малоперспективні внаслідок малої величини теплоти паротворення.

Перспективним виявляється використання в якості сорбата метилового та етилового спиртів, які забезпечують температуру випаровування мінус 25 °С та мають досить високе значення теплоти пароутворення при $t = 0\text{ °C}$ $r_{CH_3OH} = 1,21$ МДж/кг, $r_{C_2H_5(OH)} = 1,05$ МДж/кг та термічну стабільність. Спирти можливо використовувати з різними сорбентами, силікагелями, активованим вугіллям, солями металів. Адсорбцію метанолу перспективно здійснювати на твердих розчинах хлориду кальцію ($CaCl_2$) та броміду літію $LiBr$, так як велика сорбційна ємність цих робочих пар дозволяє спроектувати вельми компактний апарат. Для отримання високих енергетичних показників та підвищення сорбційної ємності за рахунок розширення зони дегазації, доцільно використовувати гранульовані або композиційні сорбенти. В роботі [65] запропоновано використовувати в якості

носія сорбенту гранульований перліт з відкритими порами, або виготовляти гранульований сорбент з наповнювачем із тонкодисперсних матеріалів, наприклад, крейди.

Принципова схема адсорбційного енергоакумуючого агрегату представлена на рисунку 4.19. Агрегат складається з двох апаратів: адсорбера-генератора та випарника-конденсатора, які розташовані в одному корпусі і мають єдиний паровий простір. Головним елементом апарату є сорбційна касета 1, яка включає в себе сорбент з розвинутою пористою поверхнею, нагрівач 2 та теплообмінник-охолоджувач 3. В нижній частині корпусу адсорбера-генератора розташовані конденсатор 4 та затоплений сорбатом випарник 5, який зв'язаний циркуляційним контуром з утилізатором низькопотенційного джерела енергії 6.

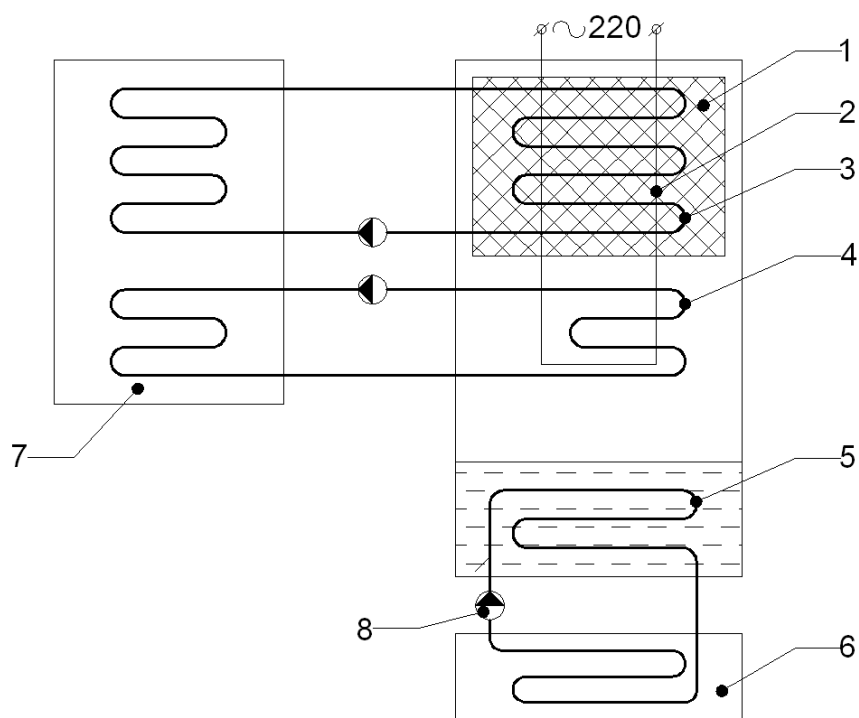


Рис. 4.34. Принципова схема адсорбційного енергоакумуючого агрегату: 1 – сорбційна касета; 2 – нагрівач; 3 – теплообмінник - охолоджувач; 4 – конденсатор; 5 – випарник; 6- утилізатор низькопотенційного джерела енергії; 7 – споживач теплової енергії; 8 – циркуляційний насос

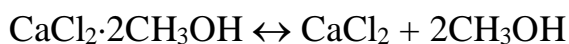
Теплообмінник-охолоджувач та конденсатор теплового насосу в свою чергу зв'язані зі споживачем тепла 7. Циркуляція теплоносіїв здійснюється за допомогою циркуляційних насосів 8.

Робочі процеси в адсорбційному термотрансформаторі проходять наступним чином. Вночі під час дії пільгового тарифу на споживання електричної енергії подається напруга на електронагрівач теплового насосу, який перетворює електричну енергію в теплову і нагріває сорбент в сорбційній касеті. При підвищенні температури сорбенту з нього починає випаровуватися сорбат, який заповнює паровий простір апарату і конденсується на теплообмінній поверхні конденсатора, віддаючи при цьому приховану теплоту конденсації теплоносію, який циркулює в контурі конденсатор-споживач теплової енергії. Зріджений на теплообмінній поверхні конденсатора сорбат стікає в піддон, де накопичується затоплюючи теплообмінну поверхню випарника.

По закінченні процесу регенерації сорбенту, свідченням чого є досягнення заданого рівня сорбату в випарнику, припиняється живлення електронагрівача і протягом деякого часу постачання теплової енергії споживачу виконується за рахунок охолодження сорбенту до температури сорбції. Подальше виробництво теплової енергії пов'язане виключно з використанням низькопотенційної теплової енергії довкілля, яка утилізується у випарнику, де при циркуляції теплоносія з температурою більше ніж мінус 20 °С кипить сорбат (CH_3OH). Пара сорбату прямує до адсорбера, де поглинається сорбентом. Теплота сорбції, що виділяється в процесі сорбції на температурному рівні 55-60 °С відводиться до споживача теплової енергії. Процес продовжується до повного випаровування сорбату у випарнику. Потім необхідно повторити цикл регенерації сорбенту.

5.2.1 Принципи розрахунку та оптимізації апаратів адсорбційного теплового насоса

До розрахунку приймаємо адсорбційний теплонасосний агрегат, який здійснює теплонасосний цикл при робочих температурах випаровування $t_o = -22$ °С і регенерації сорбенту $t_h = 122$ °С, використовуючи робочу пару метанол-хлорид кальцію і термохімічну реакцію:



В насиченому стані сорбент являє собою сольват хлориду кальцію і має склад $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{CH}_3\text{OH}$. При нагріванні з сольвату випаровується спирт, хлорид кальцію відновлюється, а метанол конденсується, віддаючи теплоту конденсації. Охолодження сорбенту приводить до зворотної реакції поглинання пари метанолу.

Швидкість реакції залежить від масообмінного натиску і площі поверхні масообміну. Для отримання стійкої розвинутої поверхні масообміну застосовуємо композитний гранульований сорбент створений на базі спученого перліту з відкритими порами та спиртового розчину хлористого кальцію.

Кількість компонентів в 1 кг сорбенту становить:

носій – перліт – $m_n = 0,08$ кг;

сорбент – CaCl_2 – $m_{\text{сор}}^{\text{сух}} = 0,583$ кг;

сорбат – CH_3OH – $m_{\text{CH}_3\text{OH}} = 0,337$ кг.

Теплофізичні властивості чистих речовин та їх розчинів визначаємо згідно даним [66, 67, 68].

Кількість теплоти, необхідної для нагріву 1 кг сорбента до температури десорбції:

$$q_{\text{наг}} = c_{\text{сор}}^{\text{нас}} \cdot m_{\text{сор}}^{\text{нас}} \cdot (t_{\text{дес}} - t_{\text{сор}}) + c_n \cdot m_n \cdot (t_{\text{дес}} - t_{\text{сор}}),$$

де $c_{\text{сор}}^{\text{нас}}$ – теплоємність насиченого сорбенту, ккал/(кг·град),

$$c_{\text{сор}}^{\text{нас}} = 0,322 \text{ ккал/(кг·град)};$$

$m_{\text{сор}}^{\text{нас}}$ – маса насиченого сорбенту, кг;

c_i – теплоємність носія, ккал/(кг·град), $c_i = 0,35$ ккал/(кг·град);

m_i – маса носія, кг.

$$q_{\text{наг}} = 0,322 \cdot 0,92 \cdot (122 - 50) + 0,35 \cdot 0,08 \cdot (122 - 50) = 23,345 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Питома теплота, яка необхідна для здійснення процесу десорбції:

$$q_{\text{дес}} = m_{\text{CH}_3\text{OH}} \cdot \Delta H = 0,33628 \cdot 387 = 130,31 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

Кількість теплоти, яка виділяється в процесі конденсації при регенерації 1 кг сорбенту:

$$q_k = m_{CH_3OH} (i''_{пер} - i_k),$$

де $i''_{пер}$ – ентальпія перегрітої пари метанолу при температурі адсорбенту;

$i_{\hat{e}}$ – ентальпія конденсату.

$$q_k = 0,336 \cdot (329 - 30) = 100,465 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}.$$

Кількість теплоти, яку необхідно відвести при охолодженні сорбенту до температури сорбції:

$$q_{охл} = m_{соо}^{сух} \cdot c_{соо}^{сух} (t_{дес} - t_{соп}) + m_n \cdot c_n (t_{дес} - t_{соп})$$

де $m_{соо}^{сух}$ – маса сухого сорбенту,

$c_{соо}^{сух}$ – теплоємність сухого сорбенту, $c_{соо}^{сух} = 0,156 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$

$$q_{охл} = 0,58328 \cdot 0,156(122 - 50) + 0,08 \cdot 0,35(122 - 50) = 8,567 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}.$$

Кількість теплоти, що виділяється в процесі сорбції:

$$q = m_{CH_3OH} \cdot \Delta H = 0,33672 \cdot 387 = 130,31 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}.$$

Сумарна кількість тепла, отриманого за цикл сорбція-десорбція:

$$\sum q = q_{соп} + q_k + q_{охл} = 100,465 + 8,567 + 130,31 = 239,342 \text{ ккал}.$$

Кількість енергії, яку запасає 1 кг сорбента:

$$q_3 = q_{охл} + q_{соп} = 8,567 + 130,31 = 138,877 \text{ ккал (0,161 кВт} \cdot \text{год)}.$$

Коефіцієнт перетворення адсорбційного циклу:

$$\mu = \frac{q_{кон} + q_{охл} + q_{соп}}{q_{нагр} + q_{дес}} = \frac{100,465 + 8,567 + 130,31}{23,345 + 130,31} = 1,558.$$

Розрахунок матеріального складу композитного сорбенту та технологічних показників

Кількість насиченого композиційного сорбенту, яка необхідна для забезпечення опалювальної потужності 1 кВт в денний час:

$$M_{сор}^{к.нас} = \frac{N_{дн} \cdot \tau_{дн}}{q_3} = \frac{1 \cdot 17}{0,161} = 105,6 \text{ кг.}$$

Кількість сорбату, який необхідно поглинути сорбентом для отримання 1 кВт·год теплоти:

$$m_{CH_3OH} = \frac{N_{дн}}{\Delta H} = \frac{860}{387} = 2,22 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

Добові витрати сорбату:

$$M_{CH_3OH} = \tau_{дн} \cdot m_{CH_3OH} = 17 \cdot 2,22 = 37,7 \text{ кг.}$$

Кількість сухого композиційного сорбенту:

$$M_{сор}^{сух} = M_{сор}^{нас} - M_{CH_3OH} = 105,6 - 37,7 = 67,9 \text{ кг.}$$

Кількість перліту:

$$M_{нос} = M_{сор}^{к.нас} \cdot 0,08 = 105,6 \cdot 0,08 = 8,448 \text{ кг.}$$

Маса сухого хлористого кальцію:

$$M_{CaCl_2} = M_{сор}^{сух} - M_{нос} = 67,9 - 8,448 = 59,5 \text{ кг.}$$

Електрична потужність, яка необхідна в нічний час для регенерації сорбенту:

$$N_{нч} = \frac{M_{сор}^{нас} \cdot (q_{нагр} + q_{дес})}{860 \cdot \tau_{нч}},$$

де $\tau_{нч}$ – тривалість часу пільгового тарифу.

З урахуванням тритарифного графіку споживання електричної енергії, тривалість пільгового тарифу становить 7 годин, таким чином тривалість режиму десорбції також становитиме 7 годин, а режимів сорбції і охолодження 17 годин.

$$N_{нч} = \frac{105,6 \cdot (23,345 + 130,35)}{860 \cdot 7} = 2,69 \text{ кВт}$$

Тривалість часу нагрівання сорбенту:

$$\tau_{нагр} = \frac{q_{нагр} \cdot M_{соо}}{860 \cdot N_{нч}} = \frac{23,345 \cdot 105,6}{860 \cdot 2,69} = 1,06 \text{ год.}$$

Теплопродуктивність адсорбційного термотрансформатора в нічний час:

$$N_{нч}^{ТН} = \frac{q_{кон} \cdot M_{соо}}{\tau_{нч} - \tau_{нагр}} = \frac{100,465 \cdot 105,6}{7 - 1,06} = 1786 \frac{\text{ккал}}{\text{год}} (2,076 \text{ кВт} \cdot \text{год})$$

Кількість теплоти, яка відводиться від сорбенту в процесі охолодження:

$$\begin{aligned} Q_{ох} &= M_{сор}^{сух} \cdot c_{сух} (t_h - t_c) + M_n \cdot c_n (t_h - t_c) = \\ &= 67,9 \cdot 0,156(122 - 50) + 8,448 \cdot 0,3(122 - 50) = 945 \text{ ккал} (1,1 \text{ кВт} \cdot \text{год}) \end{aligned}$$

Тривалість терміну охолодження:

$$\tau_{ох} = \frac{N_{ох}}{Q_{ох}} = \frac{1}{1,1} = 0,91 \text{ год.}$$

Тривалість терміну процесу сорбції:

$$\tau_{сор} = \tau_{ох} - \tau_{ох} = 17 - 0,91 = 16,09 \text{ год.}$$

Добова теплопродуктивність агрегату:

$$N_{\partial} = N_{ох} \cdot \tau_{ох} + N_{нч} (\tau_{нч} - \tau_{нагр}) = 1 \cdot 17 + 2,076(7 - 1,06) = 29,336 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Розрахункова опалювальна площа приміщень при питомих тепловитратах

$$q_p = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}} :$$

$$F = \frac{N_{\partial}}{q_p} = \frac{29,336}{24 \cdot 0,05} = 24,5 \text{ м}^2.$$

Добові витрати на опалення 1 м²:

$$B_{\partial} = \frac{N_{нч} \cdot \tau \cdot 0,25T}{F},$$

де T – тариф на споживання 1 кВт·год електричної енергії в житлово-комунальному господарстві.

$$T = 0,2436 \text{ грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$B_{\partial} = \frac{2,69 \cdot 7 \cdot 0,25 \cdot 0,2436}{24,5} = 0,0468 \frac{\text{грн}}{\text{м}^2} \text{ на добу.}$$

Визначення теплового навантаження на апарати термотрансформатора

Теплове навантаження на випарник:

$$Q_0 = \frac{M_{CH_3OH}}{\tau_{сор}} (i'_0 - i_0),$$

де i'_0 – ентальпія насиченої пари, ккал/кг

i_0 – ентальпія рідини при t_0 .

$$Q_0 = \frac{37,7}{16,09} (281 - (-16)) = 695,89 \frac{\text{ккал}}{\text{год}}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = \frac{M_{CH_3OH}}{\tau_{нч} - \tau_1} (i_k'' - i_k),$$

де i_k'' – ентальпія перегрітої пари при $t_h = 122$ °С,

i_k – ентальпія конденсату при $t_k = 50$ °С

$$Q_k = \frac{37,7}{7 - 1,06} (329 - 30) = 1897,7 \frac{\text{ккал}}{\text{год}}$$

Теплове навантаження на адсорбер в процесі сорбції:

$$Q_{ад} = \frac{M_{CH_3OH} \cdot \Delta H - M_{CH_3OH} \cdot c_n (t_c - t_0)}{\tau_{дн} - \tau_{ох}},$$

де ΔH – теплота сорбції,

c_n – теплоємність пари при t_{cp} ,

$c_n = 0,322$ ккал/(кг·град),

t_c – температура сорбції, $t_c = 50$ °С,

t_0 – температура випаровування $t_0 = -22$ °С.

$$Q_{ад} = \frac{37,7 \cdot 387 - 37,7 \cdot 0,322(50 - (-22))}{17 - 0,91} = 852,5 \frac{\text{ккал}}{\text{год}}$$

Приготування композитного сорбенту

Для приготування композитного сорбенту використовувався спучений гранульований перліт з відкритими порами, який під вакуумом просочується рідким 40 % розчином хлористого кальцію в метанолі з подальшою термообробкою і вилученням надлишків метанолу до отримання потрібного складу $CaCl_2 \cdot 2CH_3OH$. Розмір гранул перліту може коливатися в межах $0,5 \div 2$ мм.

Насипна

вага

насиченого композитного сорбенту в цих умовах буде знаходитися в діапазоні $0,75 \div 0,7$ кг/дм³.

Сорбційні властивості і стабільність гранул при різних режимах сорбції-десорбції досліджувалися на лабораторній моделі адсорбційного холодильника, який складається з послідовно з'єднаних: генератора-адсорбера у вигляді скляної циліндричної колби з гранульованим сорбентом, водяного конденсатора і тарованого ресивера-випарника. По осі колби генератора-адсорбера встановлена перфорована трубка, яка забезпечує рівномірну подачу пари холодоагенту по всій висоті шару. Регенерація сорбенту здійснювалася за допомогою об'ємного циліндричного електронагрівача, який надівався на колбу генератора-адсорбера.

В процесі випробувань досліджувалася механічна стабільність гранул при багатократних циклах сорбції-десорбції, а також їх утримуюча здатність при різних режимах сорбції і ступені вологонасичення.

Початкова концентрація розчину для просочення і розмір гранул підбиралися експериментально. Основним критерієм при підборі була відсутність утворення плівки рідкого розчину на поверхні гранул і його стікання при максимальній швидкості сорбції. В процесі сорбції концентрація розчину на поверхні гранули визначається співвідношенням швидкостей зовнішнього масообміну і просування фронту концентрації вглиб шару і окремого зерна. Оптимальний розмір гранул і, відповідно, поверхня сорбції повинні відповідати величині, при якій за час циклу сорбції відбувається насичення солі по всій глибині гранули.

Оптимізація параметрів адсорбційного шару в адсорбере термотрансформатора

Важливе значення має забезпечення оптимальної величини гідравлічного опору шару сорбенту, засипаного в адсорбер-десорбер термохімічного трансформатора. З одного боку сорбційний шар повинен мати розвинену пористість для того, щоб забезпечити рівномірне надходження пари сорбату до

всього масиву сорбенту, з іншого — бути досить щільним, для того щоб забезпечити гарну теплопровідність шару.

Шар сорбенту, засипаний в адсорбер-десорбер термохімічного акумулятора, представляє собою систему зі складними геометричними характеристиками. Повний опис такої системи передбачає: завдання форми елементів і їх загального числа N в одиниці об'єму, лінійних розмірів d_1, d_2, \dots, d_N всіх зерен та їх взаємного розташування. Останнє визначає розмір та характер просвітів між зернами, звивистість і взаємозв'язок порових каналів, якими рухається через апарат пара сорбату. Для несферичних часток суттєве значення має їх орієнтація відносно потоку.

Такий детальний опис структури зернистого шару є досить складним. У більшості практично важливих випадків число елементів-зерен шару в розглянутому апараті занадто велике і вірогідність їх укладання в якій-небудь певній послідовності відносно напрямку потоку при хаотичному завантаженні в апарат мізерно мала. Тому доцільно розглядати зернистий шар як однорідне ізотропне середовище і вводити деякі усереднені узагальнені його характеристики [26, 27].

Основними прийнятими в техніці та технології узагальненими характеристиками є порізність (або пористість) і питома поверхня зернистого шару.

Позначимо через ε ($\text{м}^3/\text{м}^3$) частку не зайнятого зернистими елементами об'єму шару (порізність). В апараті частка будь-якого перерізу, що пронизується потоком («живий» переріз) ψ , у відповідності з принципом геометричної подібності Кавальєрі-Акера, в середньому також дорівнює ε ($\text{м}^2/\text{м}^2$). Значення ε залежить від форми елементів (суцільні або з наявністю наскрізних внутрішніх порожнин), стану їх поверхні та характеру упакування в шарі та не залежить від абсолютної величини геометрично подібних елементів шару.

Іноді зерна мають внутрішню пористість $\varepsilon_{\text{вн}}$. Поверхня та об'єм великих та малих пор, що пронизують ці зерна суттєво визначають статистику ($\varepsilon_{\text{мн}}$) і кінетику адсорбції, але в цих порах практично відсутні гідродинамічні потоки.

Тому, до величини ε , що характеризує гідродинамічні властивості зернистого шару, не входить $\varepsilon_{\text{вн}}$.

Важливу роль грає гідравлічний опір шару частиночок. Зазвичай шар частиночок розглядають як систему каналів (капілярів) з гідравлічним діаметром d_e (внутрішня задача) або як сукупність обтічних частиночок (зовнішня задача) [28]. Найбільш розповсюдженою моделлю течії в зернистих середовищах є канална модель. В монографіях [26, 29, 30] ця модель прийнята за основу при визначенні перепаду тиску. В [30] для розрахунку гідравлічного опору Δp шару з сферичних частиночок рекомендована залежність:

$$\Delta p = 3f_e \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\tau}{\varepsilon^3} \cdot \rho \cdot V_0^2,$$

$$\text{де } f_e = \frac{36,6}{\text{Re}_e} + 0,45;$$

H – висота засипання шару;

ρ – густина рідини ;

$$\text{Re}_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{V_0 \cdot d}{\nu \cdot \tau} \text{ – еквівалентне число Рейнольдса;}$$

ν – коефіцієнт кінетичної в'язкості;

d – діаметр частиночки;

ε – об'ємна частка пустот;

V_0 – швидкість в незаповненому (порожньому) перерізі;

$V_0 = \varepsilon \cdot V$, де V – середня витратна швидкість.

При випадковому заповненні однакових гранул $\tau = 0,6$; $\varepsilon = 0,4$. Кількість частиночок в одиниці об'єму $n = 6\tau / \pi d^3$, загальна поверхня частиночок в одиниці об'єму $a = 6\tau / d$.

В [30] дані вимірювань і розрахунків представлені в формі:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho V_0^2}{2}, \lambda = \lambda_d = \frac{0,54}{\varepsilon^4} \cdot k, k = 1 + \frac{10}{\text{Re}_c^{0,7}} + \frac{100}{\text{Re}_c},$$

$$\text{де } \text{Re}_c = \frac{0,46 \cdot V_0 \cdot d}{\tau \sqrt{\varepsilon} \cdot \nu}.$$

Часто використовують двочленну формулу Ергана, яка описує течію рідини при одночасній дії в'язких та інерційних сил [31, 32]:

$$\frac{\Delta p}{H} = 150 \cdot \frac{\tau}{\varepsilon^3} \cdot \rho \frac{\nu \cdot V_0}{d^2} + 1,75 \cdot \frac{\tau}{\varepsilon^3} \cdot \rho \frac{V_0^2}{d}.$$

Згідно з [32] Δp в шарі засипки з частиночок звичайного розміру:

$$\Delta p = \zeta_{\text{âèì}} \cdot \frac{\rho W^2 H}{2d} = \frac{1}{m^{4,2}} \left(\frac{115}{\text{Re}_{\text{ñò ð}} + \frac{23}{\text{Re}_{\text{ñò ð}}^{0,5}} + 1,5 \right) \cdot \rho \frac{W^2 \cdot H}{2d}.$$

Число Re визначають за умови руху елементарної струминки в камері між частинками:

$$\text{Re}_{\text{ñò ð}} = \frac{0,45}{m^{0,5} (1-m)} \cdot \frac{Wd}{\nu},$$

де m – пористість шару (частка пустот в об'ємі засипки);

W – швидкість фільтрації, віднесена до повного перерізу труби;

H – висота шару засипки;

d – розмір частиночки.

Для випадку, коли діаметр частиночок дорівнює d , при випадковому засипанні $m = 0,4$ і $\text{Re} = 1 \div 5000$, де $\text{Re}_{\text{âèì}} = \frac{Wd}{\nu}$, можна рекомендувати формулу:

$$\zeta_{\text{âèì}} = 20 + \frac{7000}{\text{Re}_{\text{âèì}}}.$$

Результати розрахунків гідравлічного опору шару сорбенту для запропонованої конструкції адсорбера-десорбера за формулам (1.7-1.10) наведені на рисунку 5.24. З графіка видно, що розбіжність результатів розрахунків не перевищує 5 %, найбільша розбіжність спостерігається в діапазоні $d_2 = 0,1 \cdot 10^{-4}$

$^3 \dots 0,3 \cdot 10^{-3}$ м. Значне зростання гідравлічного опору відбувається в шарі сорбенту з розміром гранул меншими ніж 0,25 мм. Оптимальний розмір гранул, при якому забезпечується необхідна кінетика проходження термохімічної реакції, складає 0,3-0,4 мм.

Адсорбер-генератор термотрансформатора

В результаті експериментальних дослідних робіт було встановлено, що найбільш перспективним рішенням є створення модульної касети, з яких можливо збирати пакети потрібного розміру для апаратів більшої теплопродуктивності.

Оснoву модульної касети становить оребрена теплообмінна поверхня, виготовлена з двох U – подібних труб діаметром 10 мм і пластинчатих ребер

розміром 100×60 мм з центральним отвором для розміщення електронагрівача (рис. 4.32).



Рис. 4.35. Результати розрахунку гідравлічного опору шару сорбенту адсорбера-десорбера:

- 1 – за формулою (1.7); 2 – за формулою (1.8);
- 3 – за формулою (1.9); 4 – за формулою (1.10)

Теплообмінна поверхня встановлюється в металевий корпус, який виготовлений з металевої нержавіючої сітки з розміром 0,5×0,5 мм. Корпус касети

заповнюється сорбентом і встановлюється в паровому просторі адсорбера-генератора таким чином, щоб мати доступ для зовнішнього комутування циркуляційного контуру теплоносія і підводу електроживлення. Зовнішній вигляд сорбційної касети представлено на рис. 4.33.

Конденсатор і випарник термотрансформатора

Конденсатор термотрансформатора доцільно розташувати в єдиному паровому просторі з сорбційною касетою. В залежності від призначення термотрансформатора, конденсатор може бути обладнаний системою водяного або повітряного охолодження. В підзоні конденсатора необхідно розмістити ресивер для збору сорбату і автоматичний клапан для пропуску сорбату у випарник. Теплообмінна поверхня конденсатора розраховується звичним чином в залежності від умов процесу конденсації і теплофізичних властивостей сорбату.

Випарник термотрансформатора, в залежності від конкретних вихідних даних, а саме потенціалу джерела енергії, наявного температурного натиску між джерелом енергії і сорбатом, може бути затопленого або зрошувального типів. Конструкція випарника повинна передбачати виносний або вбудований ресивер з об'ємом достатнім для збору вихідної кількості сорбату.

Висновки до розділу 3

1. Застосування адсорбентів на основі ефекту хемосорбції як робочих тіл адсорбційних теплових насосів дозволяє в декілька разів підвищити сорбційну ємність адсорбентів і суттєво покращити енергетичні показники адсорбційних агрегатів.

2. У дійсному циклі, для забезпечення потрібної інтенсивності процесів сорбції-десорбції, необхідне збільшення температури сорбенту на 10-15 °С вище за рівноважну температуру реакції.

3. Внаслідок гідравлічних втрат в шарі сорбенту, в реальних системах має місце неповне проходження термохімічної реакції. При роботі термохімічного теплового насоса в режимі добового циклу встигає прореагувати не більше 85 % маси сорбенту.

4. Енергетичні характеристики термохімічних теплових насосів в значній мірі залежать від параметрів адсорбційного шару в адсорбері/десорбері, а саме – розміру гранул сорбенту та коефіцієнтів тепломасопередачі в шарі сорбенту. Показано, що гідравлічний опір шару сорбенту значно зростає при розмірі гранул менш ніж 0,25 мм. Оптимальний розмір гранул, при якому забезпечується необхідна кінетика проходження термохімічної реакції, складає 0,3-0,4 мм.

5. Енергоємність сорбційних матеріалів на основі термохімічних реакцій досягає 1500 кДж/кг, що в 4-5 разів більше ніж у теплоакумуючих матеріалів з фазовим переходом.

6. Робочі речовини зберігають стабільність механічних і сорбційних властивостей при тривалій роботі термохімічного акумулятора (100 безперервних циклів сорбції-десорбції).

7. Енергетичні характеристики адсорбційного термотрансформатора залежать від температурних параметрів його функціонування – співвідношення температур сорбції, десорбції, конденсації і випаровування. На стадії сорбції вологоємність сорбенту збільшується при підвищенні температури випаровування і зниженні температури сорбції. На стадії десорбції ступінь осушення сорбенту росте із зменшенням температури конденсації та збільшенням температури регенерації.

8. Показано, що адсорбційний термотрансформатор на базі композитних сорбентів може працювати від джерела низькопотенційного тепла з температурою $\leq 60^{\circ}\text{C}$.

9. Запропонована методика розрахунку, яка на основі інформації про падаючу пряму і розсіяну сонячну радіацію для заданого кліматичного регіону дозволяє визначити оптимальні параметри адсорбційного шару в адсорбері та оптимальну орієнтацію (кут нахилу α , азимут γ) сонячного приймача термотрансформатора, працюючого з використанням сонячної енергії.

РОЗДІЛ 5

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ КОНВЕКТИВНОГО СУШІННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Теплове сушіння є складовою частиною багатьох технологій, яка визначає енергоємність виробництва. Згідно із статистичними даними на проведення процесів термічного зневоднення витрачається в середньому 12 % енергії, споживаної в промисловому секторі та сільському господарстві. Широка поширеність процесів сушіння і низькі коефіцієнти корисного використання енергії в них обумовлює актуальність енергозбереження в сушильних установках, що сприяє зниженню енергоємності технологічних процесів в цілому.

Найбільш широко в промисловості застосовується конвективний спосіб сушіння. Значна енергоємність процесу конвективного сушіння пов'язана з витратами енергії на підготовку теплоносія, а також викидом в атмосферу відпрацьованого, насиченого парами води сушильного агента.

Необхідно зазначити, що низька енергетична ефективність сучасних конвективних сушильних установок пов'язана з великими (до 30 %) втратами теплоти. Як випливає з аналізу теплових балансів конвективних сушильних установок, найбільші втрати теплоти обумовлюються сушильним агентом, що йде, і втратами теплоти в навколишнє середовище. Співвідношення непродуктивних витрат енергії в конвективних сушильних установках наведено на рис. 5.1.

Виходячи з того, що з сушильним агентом, що йде, втрачається до 70 % теплоти, стають очевидними принципові шляхи підвищення теплової економічності конвективних сушильних установок. Це – зниження втрат теплоти з сушильним агентом, що йде, або раціональне використання цього виду вторинних енергетичних ресурсів. У зв'язку з цим утилізація теплоти відпрацьованого теплоносія для підвищення енергоефективності сушильного обладнання має значну перспективу.

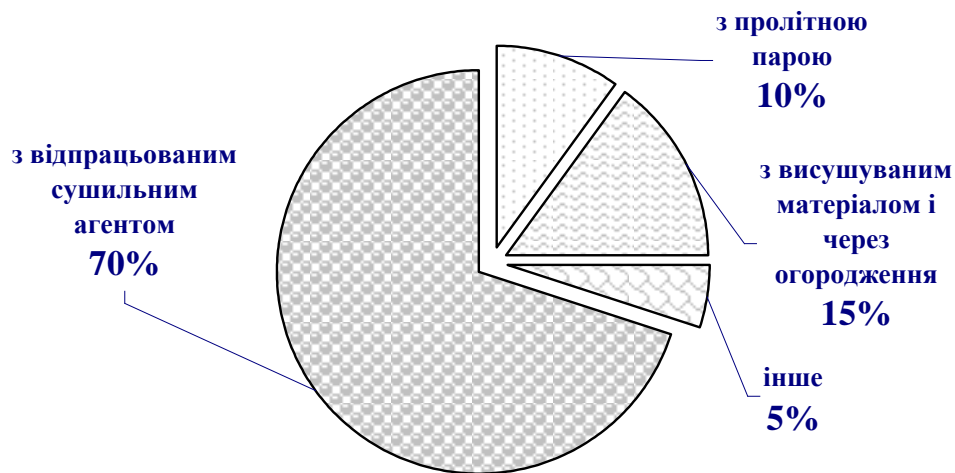


Рис. 5.1. Традиційний розподіл нераціональних енергетичних витрат в конвективних сушарках[1].

Підвищення ефективності, надійності і безпеки роботи сушильного обладнання може вирішуватись шляхом використання теплогенеруючих теплонасосних агрегатів, в яких здійснюється примусове осушення відпрацьованого сушильного агента, утилізація теплоти конденсації вилученої вологи та використання її в технологічному процесі зневоднення шляхом застосування теплонасосного циклу [2а-4].

Традиційні конвективні сушарки за своїми конструктивними особливостям є найбільш пристосованими для інтеграції в сушильний цикл теплового насоса. Так в публікаціях, присвячених теплонасосному сушінню, викладені результати досліджень щодо ефективності застосування теплових насосів в камерних і тунельних сушарках [5-8], в сушарках з псевдозрідженим шаром [9, 10], у вакуум-сублімаційній сушарках [11], запропонована сушарка з термохімічним тепловим насосом [12]. Аналіз публікацій показав, що переважна більшість робіт пов'язана із застосуванням парокompресійних теплових насосів з електроприводом для низькотемпературних процесів сушіння через їх найбільше розповсюдження і простоту організації систем з їх використанням.

Експериментальні дані з кінетики сушіння фруктів показують, що при досушуванні від вологовмісту, рівноважного з навколишнім середовищем (18-

22 %), до низького залишкового вологовмісту (5-6 %) процес значно сповільнюється, зниження швидкості сушіння приводить до збільшення тривалості процесу в 1,25-1,5 рази [13]. На останній стадії низькотемпературного сушіння вологовміст сушильного агента суттєво впливає на швидкість процесу. Використання примусового зниження парціального тиску водяної пари в сушильному агенті дозволяє майже в двічі скоротити період досушування. Якщо звернутися до теплового балансу сушарки, то очевидно, що, витрачаючи ту саму кількість тепла на видалення вологи з матеріалу, але скорочуючи час сушіння, ми зменшуємо кількість тепла на втрати. До того ж зменшення тривалості перебування матеріалу в сушарці сприяє зберіганню якості продукту.

Інтенсифікація, а також управління процесом низькотемпературного сушіння можливі тільки за допомогою регулювання вологовмісту сушильного агента. У традиційних конвективних сушарках організувати контрольований процес неможливо, оскільки в них параметри сушильного агента залежать від тепловологісного стану навколишнього повітря, який змінюється в залежності від погодних умов. У цьому випадку ефективні теплонасосні сушильні установки, в яких може підтримуватися заданий вологовміст повітря.

Завдяки тому, що в тепловому насосі є можливість утилізувати теплоту конденсації вологи, що йде з відпрацьованим повітрям, і повернути її в процес сушіння на вищому температурному рівні, сушарка з тепловим насосом є енергетично ефективним пристроєм.

Основним недоліком теплонасосних сушарок, що працюють в незмінному температурному режимі є те, що при зневодненні колоїдних капілярно-пористих матеріалів під час сушіння тепловологісні характеристики матеріалу змінюються, а температура охолодження сушильного агента і, відповідно, ступінь його зневоднення впродовж усього періоду сушіння підтримуються незмінними. При такому режимі сушіння не забезпечується оптимальна швидкість процесу і мінімальні енерговитрати, тому що спочатку, коли матеріал має найбільшу вологість, з нього легко вилучається вільна волога, і не потрібно підтримувати високий ступінь осушення агента, а наприкінці процесу, коли в матеріалі

залишається лише зв'язана волога, необхідно проводити більш глибоке осушення агента, тому що при невеликому ступені зневоднення агента тривалість останнього періоду сушіння значно збільшується. Це призводить до зайвих енерговитрат.

В конденсаційних теплонасосних сушарках величина поточних енерговитрат значною мірою залежить від вологовмісту сушильного агента і температурного режиму його зневоднювання. З підвищенням вологовмісту енерговитрати на видалення вологи зменшуються.

Разом з тим, залежність інтенсивності десорбції вологи з матеріалу від вологовмісту сушильного агента носить зворотний характер, і з підвищенням вологовмісту сушіння сповільнюється.

В зв'язку з цим становить інтерес вивчити вплив параметрів сушильного агента на кінетику процесу і величину енерговитрат теплового насоса на всіх стадіях сушіння, а також на весь процес в цілому, з метою визначення оптимальних режимів теплонасосного сушіння.

5.1 Аналіз схем включення теплових насосів до сушильних установок

Компактні (моноблочні) та роздільні (спліт) теплонасосні сушильні системи

Теплові насоси, що поєднані з сушильними камерами, можуть бути виконані у вигляді компактних (моноблочних) або роздільних (спліт) систем [15]. У компактних системах теплонасосного сушіння випарник і конденсатор встановлені в одній шафі 3, що розташована за межами сушильної камери 1 (рис. 5.2, а). У цьому випадку, тепле вологе повітря, що йде з сушильної камери, (точка i) розділяється на два потоки (рис. 5.2, б). Один потік направляється до випарника EV, де спочатку частково охолоджується (процес $i-a$), а потім зневоднюється (процес $a-b$). Зкраплена на зовнішній поверхні випарника волога стікає до конденсатозбірника і вилучається з сушарки. Інша частина повітря в стані i направляється в обхід випарника і змішується з потоком осушеного повітря. Змішане повітря (точка m) нагрівається при постійній вологості в конденсаторі CD (процес $m-c$) до температури T_c , що вища за температуру оточуючого повітря за сухим термометром T_i . Далі нагріте сухе повітря надходить до сушарки, де

проходить через шар матеріалу, нагріває його і відбирає видалену з нього вологу (ізоентальпійний процес зневоднення $c-i$).

У роздільних (спліт) системах теплонасосного сушіння (рис. 5.3, а) є дві термічно ізольовані одна від одної камери: сушильна камера 1 з виносним конденсатором CD і агрегатний відсік 3 з компресором С, випарником EV, вентилятором, повітроводами і системою регулювання. Всі чутливі до температури компоненти, таким чином, термічно ізольовані від області сушіння. Вологе повітря, що йде з сушильної камери охолоджується і зневоднюється у випарнику EV теплового насоса 2 (процес $i-a-b$), потім надходить до сушильної камери, де змішується з внутрішнім повітрям в стані i (рис. 5.3, б). Здатність теплового насоса осушувати повітря регулюється зміною швидкості обертання вентилятора випарника, зневоднене повітря змішується з повітрям сушильної камери до входу в конденсатор CD. Змішане повітря в стані m нагрівається конденсатором CD і за необхідності додатковим нагрівачем.

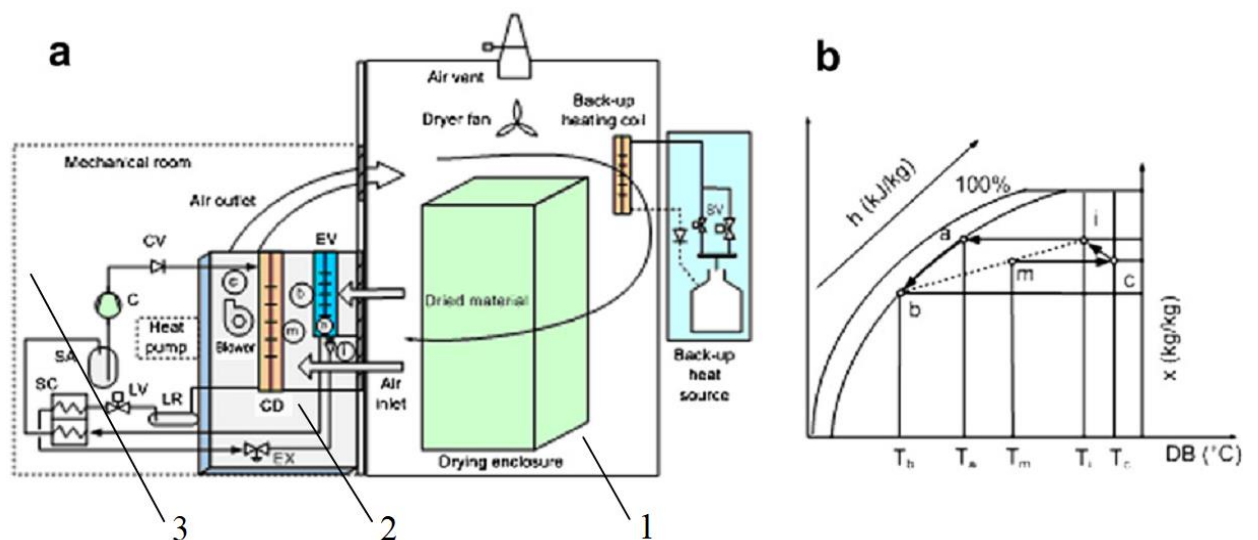


Рис. 5.2. Схематичне зображення сушарки з компактною теплонасосною системою (а); процес сушіння, представлений у діаграмі Мольтє (б):

- 1 – сушильна камера; 2 – теплонасосний агрегат; 3 – агрегатний відсік;
 EV – випарник; CD – конденсатор; С – компресор; CV – зворотний клапан;
 SA – збірник холодоагенту (ресивер); SC – переохолоджувач;
 EX – регулюючий клапан (дрозель); LR – ресивер; LV – клапан

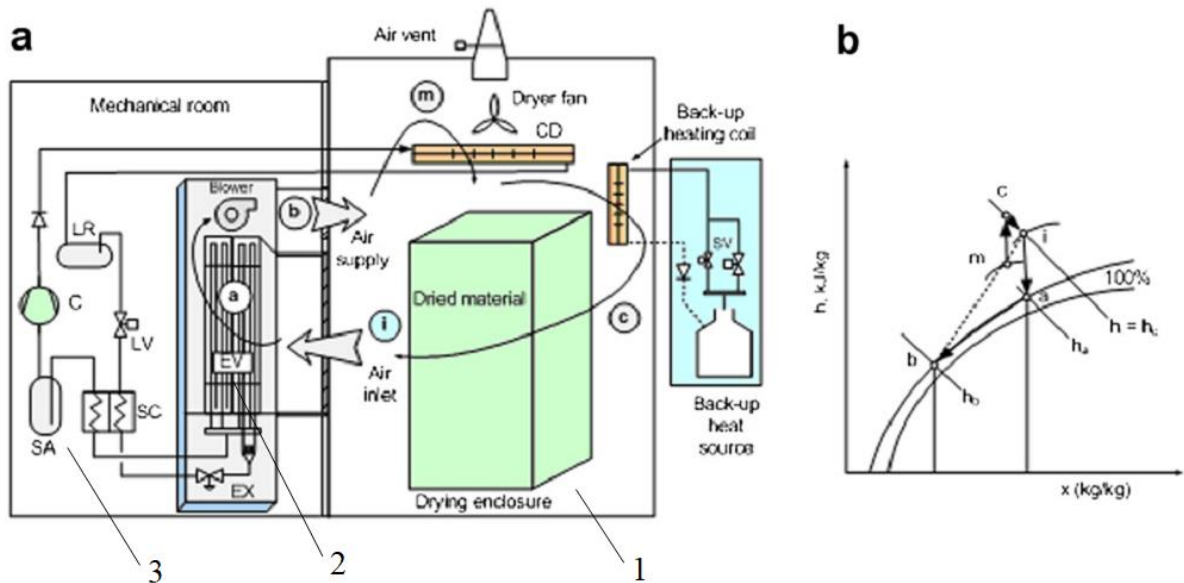


Рис. 5.3. Схематичне зображення сушарки з роздільною (спліт) системою (а); процес сушіння, представлений у діаграмі Мольтє (б):

1 – сушильна камера; 2 – теплонасосний агрегат; 3 – агрегатний відсік

Як вже зазначалося раніше, в обох системах з тепловим насосом – компактних і роздільних – ступінь зневоднення повітря може ефективно регулюватися, але по-різному. У сушарках з компактною теплонасосною системою зневоднене повітря змішується з повітрям, яке обходить випарник, в той час як в роздільних системах, здатність теплового насоса зневоднювати повітря регулюється зміною швидкості обертання вентилятора випарника.

Сушильні теплонасосні системи періодичної та безперервної дії

Теплонасосні агрегати можуть бути інтегровані в сушарки як періодичної дії (рис. 5.4, а) так і безперервної дії (рис. 5.4, б) [18]. Теплові насоси більше підходять для періодичної експлуатації, так як системи періодичної дії дозволяють повітря бути перерозподіленим з дуже низьким коефіцієнтом витоку. Проте, теплове навантаження сушарки періодичної дії зменшується, так як матеріал висихає в процесі сушіння, в результаті чого вологість повітря зменшується з часом, що впливає на теплонасосний термодинамічний цикл і продуктивність. Конвеєрні (безперервної дії) сушильні системи показали обнадійливі результати, і потенційно можуть бути ефективним варіантом для

рослинних матеріалів. Тим не менше, кілька досліджень були проведені на сушарки безперервної дії з теплового насосу в порівнянні з сушарками періодичної дії з тепловим насосом. Кудра і Муджумбар [14] розглянули (конвеєр) раніше застосований Стромменом і Крамером для продуктів чутливих до нагрівання. Цзя і ін. [14] розробили модель для безперервної роботи сушарки з тепловим насосом, який передбачив стан повітря в системі, швидкість передачі тепла в випарник, конденсатор і системи зовнішнього відходу, COP і максимальну ефективність можна досягти. Ця модель була використана Клементсом і співавт. для дослідження продуктивності сушарки безперервної дії з присутністю теплового насосу. Останні використовували мокрий поролон в сушарці киплячого шару безперервної дії. Вони показали, що питома вологість екстракційної швидкості (SMER) сушарки подвоїлася від 1,25 до 2,5 кг.кВт.г, коли відносна вологість повітря на вході сушарки збільшена з 32% до 80%.

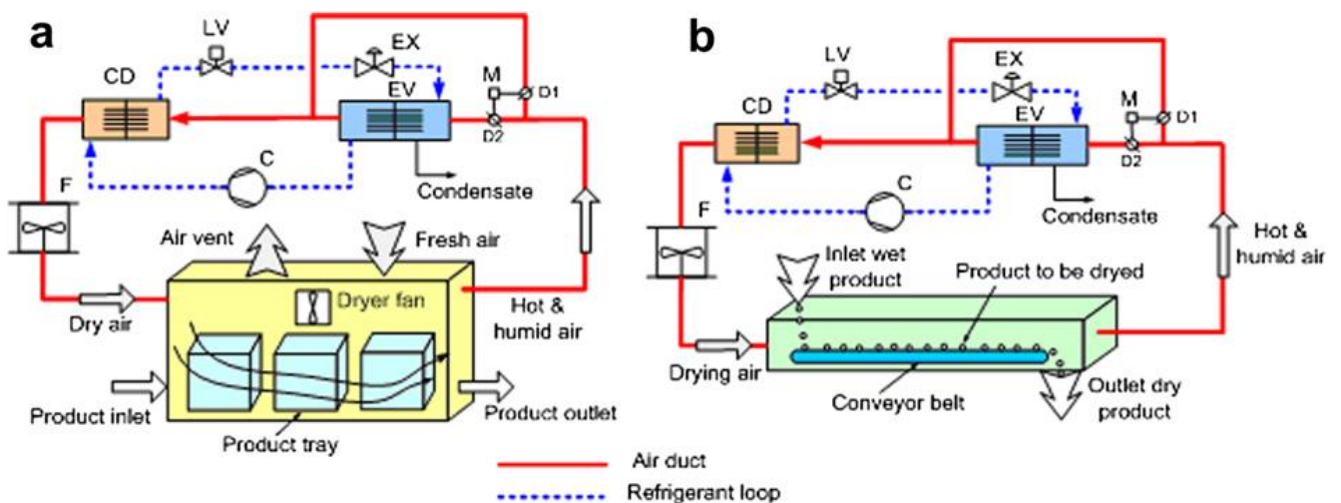


Рис. 5.4. Теплонасосна сушарка періодичної дії (а);
конвеєрна сушарка з тепловим насосом (б):

EV – випарник; CD – конденсатор; C – компресор; CV – зворотний клапан;
SA – збірник холодоагенту (ресивер); SC – переохолоджувач;
EX – регулюючий клапан (дросель); LR – ресивер; LV – клапан;
F – вентилятор

Двоступеневі теплонасосні сушильні системи з послідовно включеними випарниками

У своєму огляді, Chua і ін. [19], визначив багатоступеневі ряди випарника системи теплового насоса в якості багатоступінчастого компресора (рис. 5.5, а). Ця концепція була раніше запропонована Перрі [20] як попередня система сушіння. Він використовував два випарники (високого і низького тиску) на тому ж шляху повітря з сушильної камери. Випарник високого тиску використовувався для відчутного для теплоутримання охолодження аж до "точки роси" повітря, та випарник низького тиску для прихованого відводу тепла. Найважливішим недоліком цієї концепції є те, що повітря, що надходить з однієї сушильної камери проходить через два ряди випарників. Це відбувається тому, що будуть відбуватись більші втрати повітряного тиску і практичне управління швидкістю осушування у двосерійних випарниках, що працюють з тим же потоком повітря для сушіння, буде більш складним. У випадку одного випарника, управління швидкістю осушення було б набагато простіше, використання двохсерійних випарників, з двома різними температурами випаровування і той же потік повітря для сушіння здається складною і непридатною концепцією. Проте, концепція з двома паралельними випарниками значно корисніша для паралельних процесів сушіння з використанням двох різних камер сушіння для різних продуктів. Концепція Перрі (рис. 5.5, б) була згодом розроблена, побудована і випробувана для сушіння сільськогосподарської продукції. В їх системі повітря, що сушить, надходить з односушильної камери і температура поверхні випарника високого тиску контролюється регулюванням пружини ручки регулятора зворотного тиску. Однак, такий контроль, здається, важко застосовувати, тому що не ясно як пружина ручки регулятора зворотного тиску може бути постійно встановлюватись під час реальних циклів сушіння, де теплова швидкість зневоднення матеріалу є змінною.

Також є двосерійні пристрої для попереднього охолодження, зайве складний підхід для систем теплонасосних сушарок. Використання двосерійних пристроїв для попереднього охолодження не має практичного сенсу.

Економайзери показані на рис. 5.5, б, можна вважати частиною системи теплової труби з циркуляційним насосом та невизначеним теплоносієм. Ця система рекуперації тепла попередньо охолоджує повітря перед входом в випарники та попередньо нагріває його перед входом в конденсатор. Однак, за рахунок зниження температури випаровування та одночасного збільшення температури конденсації, може бути досягнуто нижчий коефіцієнт продуктивності, в той час як початкова вартість теплонасосної сушарки може збільшитися через додаткові матеріали і засоби управління. Незважаючи на це, автори стверджують, що установка економайзера привела до поліпшення в COP та SMER близько 3% та 4%, відповідно, без надання експериментальних результатів перевірки достовірності даних цієї роботи. Но і ін. запропонували двоступінчасту теплонасосну сушарку, аналогічну до показаної на рис. 5.5, б. Автори повідомили, що загальне поліпшення відновленого тепла може досягати 106% при сушінні чутливих продуктів (шматочків картоплі). Цей висновок видається вельми сумнівним, так як мета систем теплонасосних сушарок полягає не у необхідності відновлювати більшу і більшу кількість прихованої теплоти, а у швидшому співвіднесенні потужності вилучення прихованої теплоти із швидкістю термічного зневоднення матеріалу. З іншого боку, багатоступінчасті випарні системи є складними і включають більші початкові капітальні витрати.

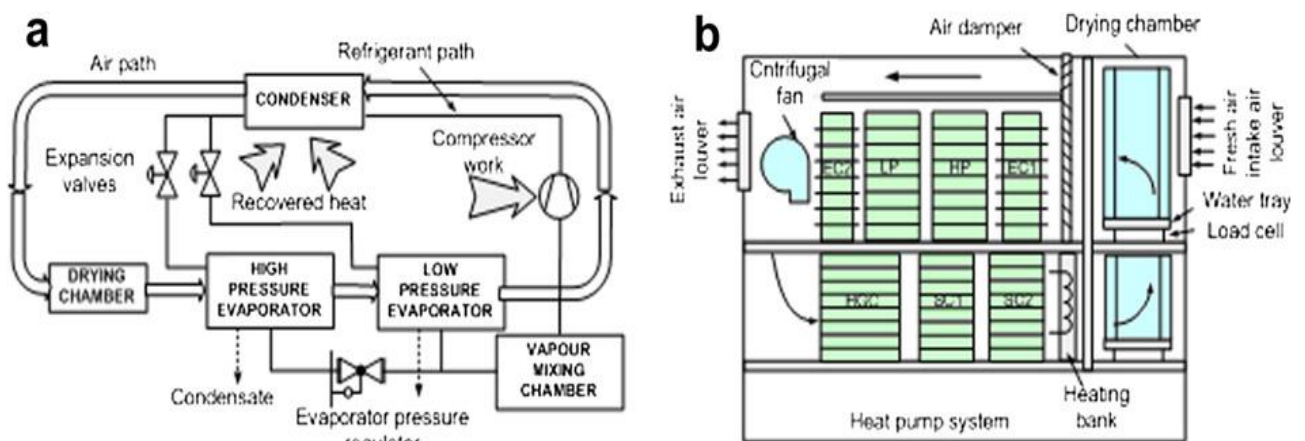


Рис. 5.5. Двоступенева теплонасосна система сушіння з послідовно включеними випарниками (а); сушарка з двоступеневим модульним тепловим насосом (б)

Двоциклічна теплонасосна сушарка

Ли й ін. [20] запропонували двоциклічну теплонасосну сушарку, що працює на фіксованих сушильних умовах (рис. 5.6, а). Ця складна система піднімає цілий ряд питань. По-перше, здатність зневоднення випарників 1 і 2 не можуть бути ефективно контрольовані, так як повітряний байпас не було представлено. Рис. 5.6, б показує, що кінцева відносна вологість повітря не може бути ефективно контрольовані. По-друге, гаряче і вологе повітря надходить у випарник 2 при більш низькій температурі по сухому термометру після проходження через випарник 1. Отже, температура кипіння R-134a першого ступеня холодоагенту буде нижче, і, отже, COP буде зменшуватися. У той же час, температура конденсації другого ступеня холодоагенту R-124, буде зростати і, отже, COP другого циклу буде зменшуватися, як це можна бачити на рис. 5.6, в. По-третє, якщо процес сушіння відбувається при 45-50 °С, так як передбачається авторами в їх моделюванні, одноступінчатий тепловий насос може подавати повітря для сушіння при 75 °С з помірним температурним підйомниками між 25 °С і 30 °С. В цьому випадку, використовуючи двох-циклову теплонасосну сушарку здавався менш важливими для підвищення енергетичної ефективності і / або якості продукції.

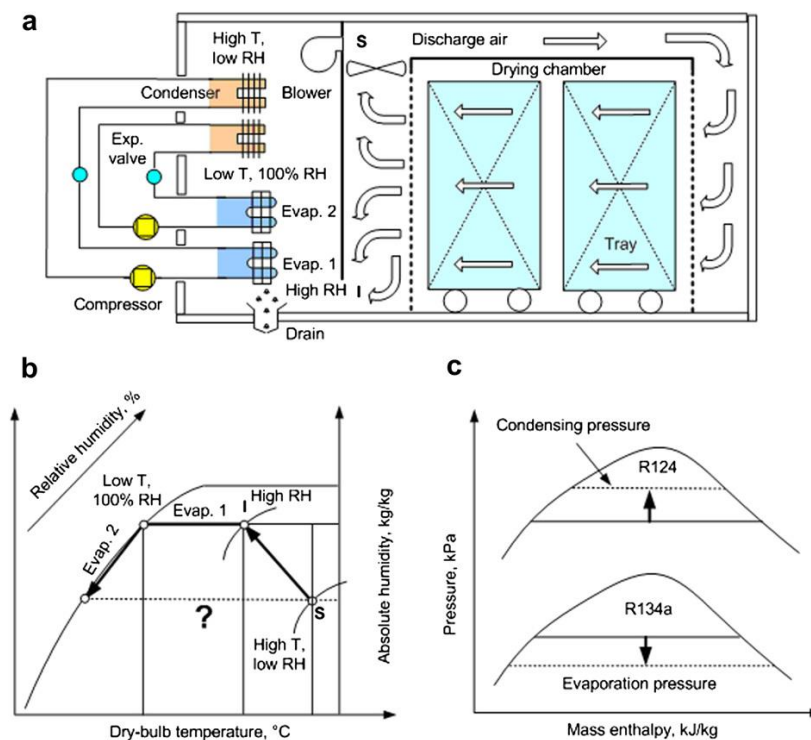


Рис. 5.6. Схема сушарки з тепловим насосом (а); процес сушіння в діаграмі Мольтє (б); процеси випаровування і конденсації холодоагенту в $p-h$ діаграмі (в)

5.2. Аналіз процесу низькотемпературного зневоднення термолабільних матеріалів

Цикл теплонасосного сушіння (рис. 5.7) здійснюється таким чином: нагріте і осушене повітря (стан a) надходить до сушильної камери 1, де, проходячи над шаром висушуваного матеріалу, адіабатично зволожується і охолоджується (стан b). Зволожене повітря осушується у випарнику теплового насоса 2 за рахунок охолодження (процес $b-c-d$) до заданої температури точки роси (стан d), при цьому волога, що міститься в повітрі, конденсується, і вода виводиться до збірника конденсату 3. Далі холодне осушене повітря нагрівається в конденсаторі теплового насоса 4 (процес $d-a$) і повертається до сушильної камери 1.

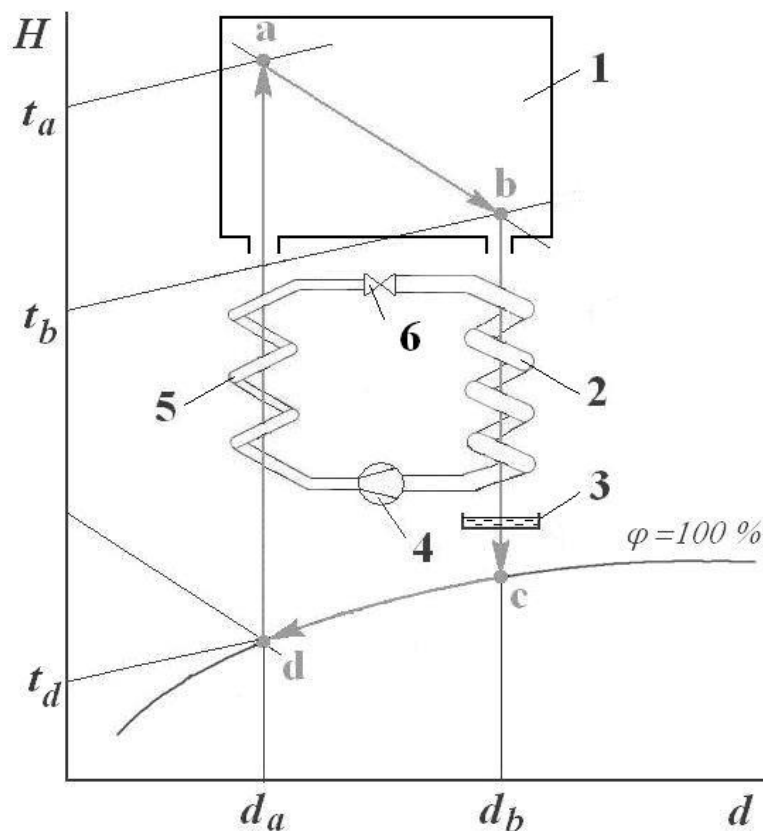


Рис. 5.7. Процес теплонасосного сушіння в $H-d$ діаграмі.

1 – сушильна камера; 2 – випарник; 3 – збірник конденсату;

4 – компресор; 5 – конденсатор; 6 – дросель

При дослідженні процесу теплонасосного сушіння для оцінки енергетичної ефективності прийнято використовувати такі характеристики [14]:

- кількість вологи, що видаляється за одиницю часу (moisture extraction rate MER). Ця характеристика, по суті, є продуктивністю сушарки по випаруваній волозі;

- коефіцієнт перетворення (coefficient of performance COP). У процесах сушіння і видалення вологи величина коефіцієнта перетворення не може бути показником ефективності теплонасосної сушарки, оскільки тепловий насос, що охолоджує і нагріває потоки повітря при низьких різницях температур, може мати високий коефіцієнт перетворення і без зниження вологовмісту сушильного агента;

- кількість сконденсованої вологи, що приходить на одиницю підведеної енергії (specific moisture extraction rate SMER). SMER є єдиною характеристикою, яка зв'язує сушарку і теплонасосну систему і відображає наскільки ефективно використовується енергія.

У роботах, присвячених дослідженням ефективності функціонування теплонасосної сушарки [14-17], показано, що максимальні величини COP, MER і SMER не обов'язково мають місце за тих самих робочих умов. Тому пошук оптимальних за енерговитратами режимів видалення вологи є основним завданням при дослідженні процесів теплонасосного сушіння.

Оскільки експлуатаційні характеристики теплонасосної сушарки визначаються тепло- і масообміном, який відбувається при взаємодії двох робочих тіл (повітря і холодоагенту), будь-яка зміна в одному з цих тіл неминуче впливатиме на всю систему. Так при конвективному сушінні інтенсивність видалення вологи з матеріалу залежить від виду продукту, температури і вологовмісту теплоносія і змінюється в процесі сушіння. Це впливає на тепловологісні параметри повітря, що виходить з сушарки, і, як наслідок, на умови роботи теплового насоса.

У періоді постійної швидкості сушіння при високій вологості матеріалу випаровування з його поверхні аналогічно випаровуванню рідини з вільної

поверхні. При випаровуванні рідини з вільної поверхні кількість пари, що дифундує в середовище, за А.В. Ликовим [18] визначається виразом

$$I = \frac{\mu D_o}{RT} \cdot \frac{1}{p_e} \cdot \frac{\Delta p}{x}, \quad (5.1)$$

де I – інтенсивність сушіння;

μ – молекулярна маса;

D_o – коефіцієнт дифузії при нормальному барометричному тиску;

p_e – середній парціальний тиск повітря;

Δp – перепад парціального тиску пари в примежовому шарі;

x – товщина примежового шару.

Температура матеріалу в цей період визначається параметрами сушильного агента і дорівнює температурі мокрого термометра. При цьому різниця парціальних тисків пари води над матеріалом p_m і в середовищі p_a становить

$$\Delta p = p_a - p_m. \quad (5.2)$$

Коефіцієнт дифузії D_o в свою чергу залежить від температури матеріалу. Для визначення його величини запропоновано кілька емпіричних формул. Одна з них:

$$D_o = 0,0754 \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1,82}. \quad (5.3)$$

Характер змінювання інтенсивності сушіння на першій стадії в залежності від температури і вологості теплоносія демонструє рис. 5.8. З графіка видно, що зниження температури і збільшення вологовмісту теплоносія викликає різке зниження інтенсивності випаровування вологи з матеріалу.

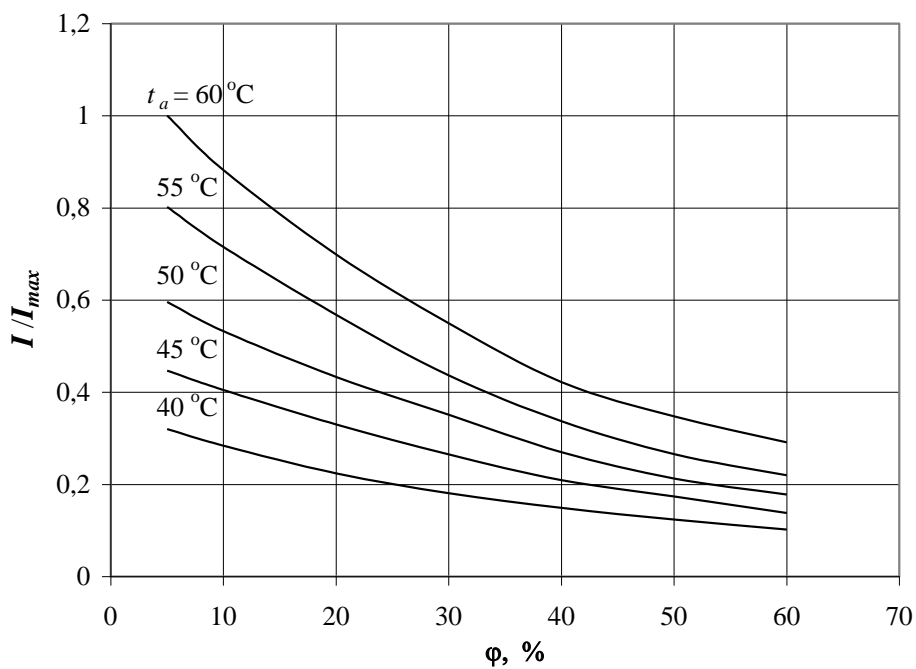


Рис. 5.8. Вплив параметрів теплоносія на інтенсивність сушіння.

З іншого боку, тепловий насос при роботі в даному температурно-вологісному діапазоні має більш високу продуктивність і кращі питомі показники.

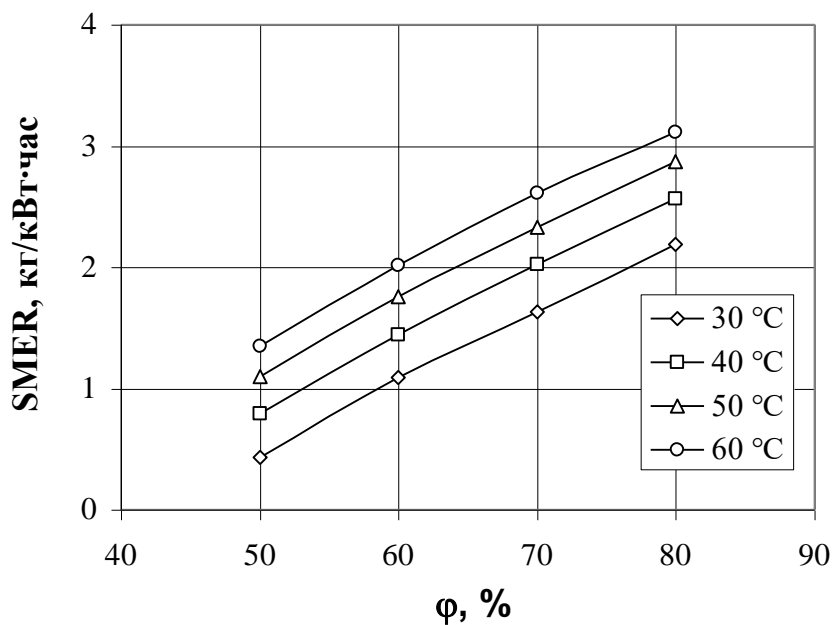


Рис. 5.9. Залежність SMER теплонасосної сушарки від тепловологісного стану сушильного агента.

Чим нижча температура і більший вологовміст осушуваного повітря, тим менша величина питомих енерговитрат на видалення (конденсацію) води (рис. 5.9).

5.3. Оптимізація температурних параметрів теплонасосного циклу

Вище було зазначено, що в процесі теплонасосного сушіння величина поточних енерговитрат значною мірою залежить від вологовмісту сушильного агента, що йде з сушарки, і температурного режиму його осушення: чим вищі вологовмісті і температура зневоднення, тим менші питомі енерговитрати на видалення з нього води. Причому для кожного заданого тепловологічного стану повітря існує оптимальна температура його охолодження у випарнику теплового насоса, при якій питомі енерговитрати мінімальні.

Процес осушення (див. $H-d$ діаграму на рис. 5.10) складається з двох послідовних стадій: охолодження повітря до точки роси (точка c) і подальшого його переохолодження по лінії $\varphi = 100\%$ зі зменшенням вологовмісту (точка M).

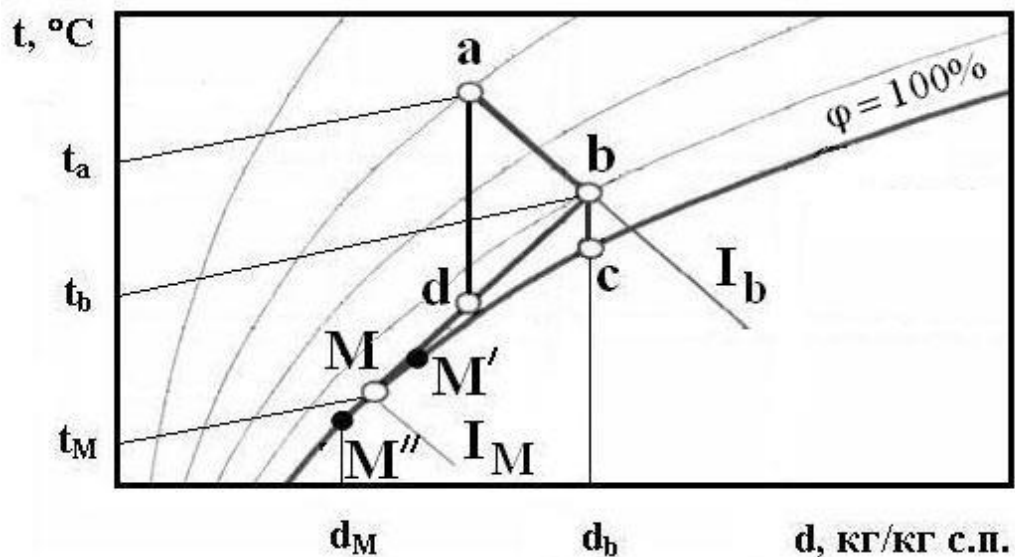


Рис. 5.10. Процес теплонасосного конвекційного сушіння.

Величина збільшення кількості теплоти на кілограм відданої чи сприйнятої повітрям води характеризується кутом нахилу променя процесу (промінь $b-M$

на рис. 5.10):

$$\varepsilon = \frac{I_b - I_M}{d_b - d_M}. \quad (5.4)$$

Як відомо, чим менший кут нахилу променя процесу, тим менша величина збільшення кількості теплоти на кілограм відданої чи сприйнятої повітрям вологи. При заданих вихідних тепловологісних параметрах осушуваного повітря (точка b) найменший кут нахилу буде мати промінь процесу, що проходить по дотичній до лінії $\varphi = 100\%$ (пряма $b-M$). При меншому чи більшому ступені охолодження (точки M' і M'') питомі енерговитрати збільшуються.

Вологовміст насиченого вологого повітря є функцією тільки температури і у діапазоні робочих температур теплонасосного циклу з достатньою точністю може бути описаний рівнянням:

$$d_M = 3,93 \cdot \exp(0,066t_M) \quad \text{чи} \quad t_M = 15,2 \cdot \ln d_M - 20,8 \quad (5.5)$$

Використовуючи залежність (5.5), одержуємо рівняння дотичної до лінії $\varphi = 100\%$, що проходить через задану точку b :

$$t_M = \left(\frac{15,2}{d_M} \right) \cdot d_M + \left(t_1 - \frac{15,2 \cdot d_b}{d_M} \right) \quad \text{чи} \quad t_M = t_1 - 15,2 \cdot \left(\frac{d_b}{d_M} - 1 \right) \quad (5.6)$$

Температура охолодження t_M , отримана з рівняння (5.6), показує теоретично мінімальні витрати «холоду» на осушення повітря і не є оптимальною з точки зору енергоспоживання компресора. У дійсному циклі режим осушення повітря необхідно оптимізувати з урахуванням робочих характеристик холодильної машини, тобто з урахуванням залежності величини питомої холодопродуктивності від температур випаровування і конденсації холодоагенту.

У даному випадку величина кутового коефіцієнта шуканого променя процесу буде дорівнювати:

$$\varepsilon = q_{y\ddot{e}} = \frac{I_b - I_M}{(d_b - d_M) \cdot K_e}. \quad (5.7)$$

Для виводу залежності $K_e=f(t_{к\delta}, t_o)$ скористаємося характеристиками стандартного поршневого компресора на холодоагенті R-22 (рис. 5.5).

Апроксимувавши прямими лініями залежності K_e від t_o при $t_{к\delta}=\text{const}$ і виразивши коефіцієнти лінійних функцій через $t_{к\delta}$, одержуємо

$$K_e = 850 \exp(-0,033t_a) \cdot t_o + 29670 \exp(-0,025t_a), \quad (5.8)$$

де $t_a=t_b+\Delta t_c$, $t_o=t-\Delta t_o$.

Для визначення температури охолодження t_M , при якій енерговитрати $q_{ел}$ мінімальні, подамо залежність (5.7) у вигляді:

$$q_{ел} = f(t_b, d_b, t_M). \quad (5.9)$$

Для цього виразимо величину тепломісткості повітря через температуру і вологовміст $I = 1,005t + (2500 + 1,8068t) \cdot d$ (кДж/кг с.п.) і підставимо в (5.7) залежності (5.5) і (5.8).

Функція (5.9) має мінімум у точці $\frac{dq_{ел}}{dt_M} = 0$. Виділити в явному вигляді t_M з цього рівняння неможливо. Тому, скориставшись методом апроксимації, аналогічним попередньому, можна представити шуканий параметр у вигляді графічних залежностей (рис. 5.6) чи у вигляді формули

$$t_M = 40,36 \cdot \lg d_b - (2,08 \cdot 10^{-3} \cdot d_b + 5,55 \cdot 10^{-2}) \cdot t_b - 26,96, \quad (5.10)$$

точність якої достатня для виконання інженерних розрахунків.

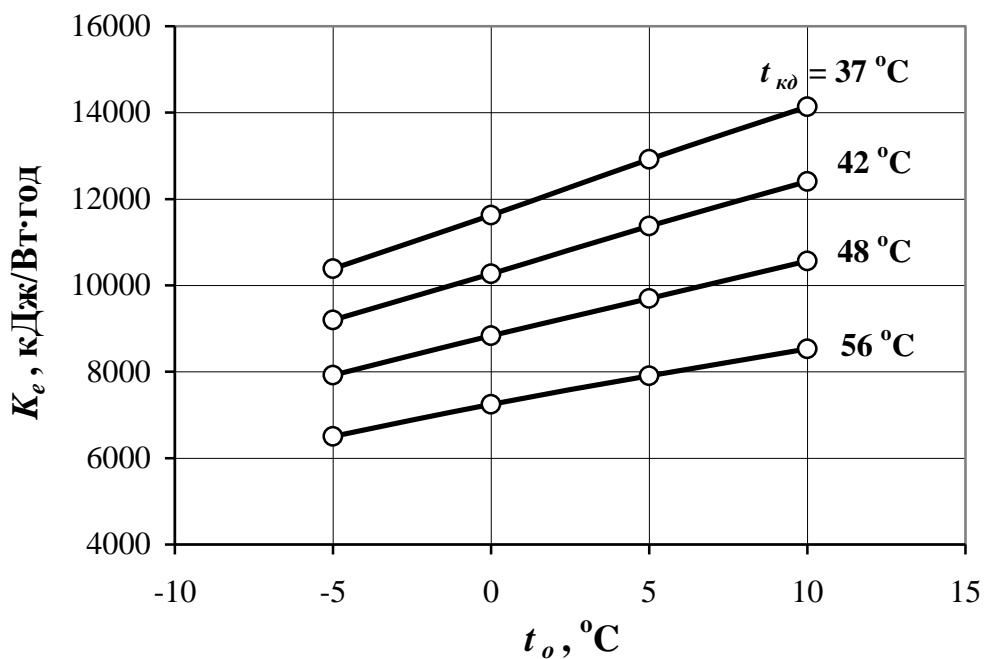


Рис. 5.11. Робочі характеристики герметичного компресора MT160 «Danfoss» на холодоагенті R22. (додаток X)

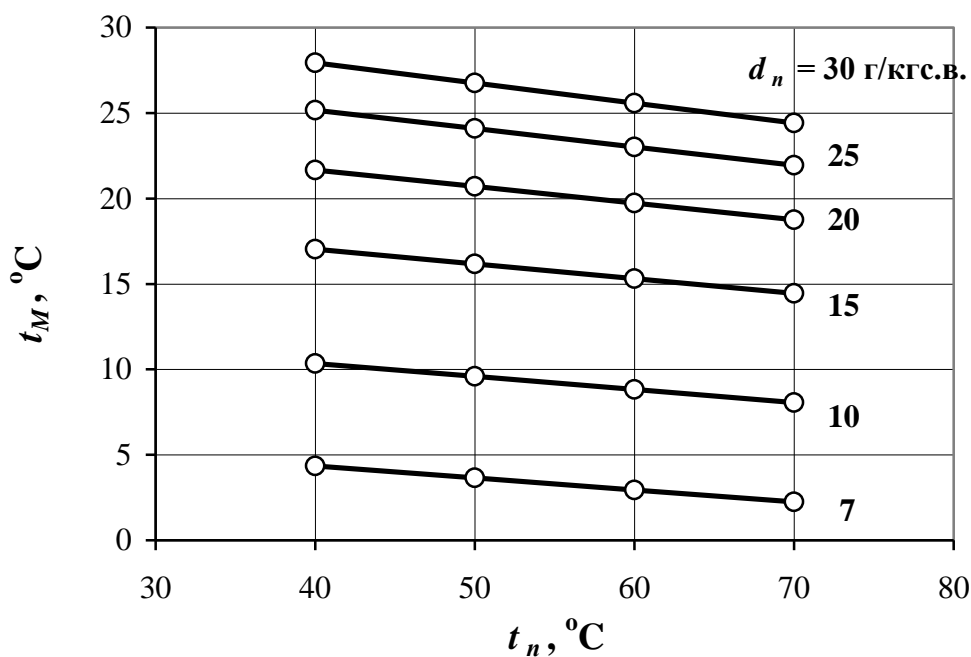


Рис. 5.12. Залежність оптимальної температури охолодження від тепловологісного стану осушуваного повітря.

5.4 Розрахунок процесу теплонасосного сушіння в $H-d$ діаграмі

Для аналізу енергетичних показників процесу сушіння та оптимізації процесу розроблена математична модель розрахунку зневоднення теплоносія в $H-d$ діаграмі. Як похідні дані задавалися початкова температура та вологовміст сушильного агента на вході в сушильну камеру та температура вологого сушильного агента на виході із сушильної камери. Параметри всіх інших ключових точок процесу і енергетичні показники теплонасосного циклу розраховуються за даною програмою.

Результати дослідження впливу режимів осушення теплоносія на енергетичні показники теплонасосного циклу показали, що при роботі теплонасосного агрегату за схемою В (з осушенням частини теплоносія і рекуперацією холоду) досягаються найменші витрати енергії. Осушення теплоносія в циклі теплонасосного сушіння за цією схемою відбувається таким чином: після адіабатичного зволоження теплоносія (рис. 5.13, процес $a-b$) і охолодження його частини до стану c , холодний осушений потік вступає в теплообмін з потоком, що надходить на охолодження (процеси $d-d'$ і $b-b'$), і після змішування з частиною вологого теплоносія (процеси $d'-e$ і $b-e$) в стані e подається на нагрівання до конденсатора теплового насоса (процес $e-a$).

Процес сушіння в $H-d$ діаграмі і рівняння для розрахунку тепловологісних параметрів ключових точок наведені нижче.

Вихідні дані

t_a – температура теплоносія на вході до сушарки,

d_a – вологовміст теплоносія на вході до сушарки, г/кг с.п.;

G_a – витрата теплоносія, кг с.п.;

t_b – температура теплоносія на виході з сушарки,

t_d – температура охолодження теплоносія в випарнику ТН,

E – ефективність рекуператора

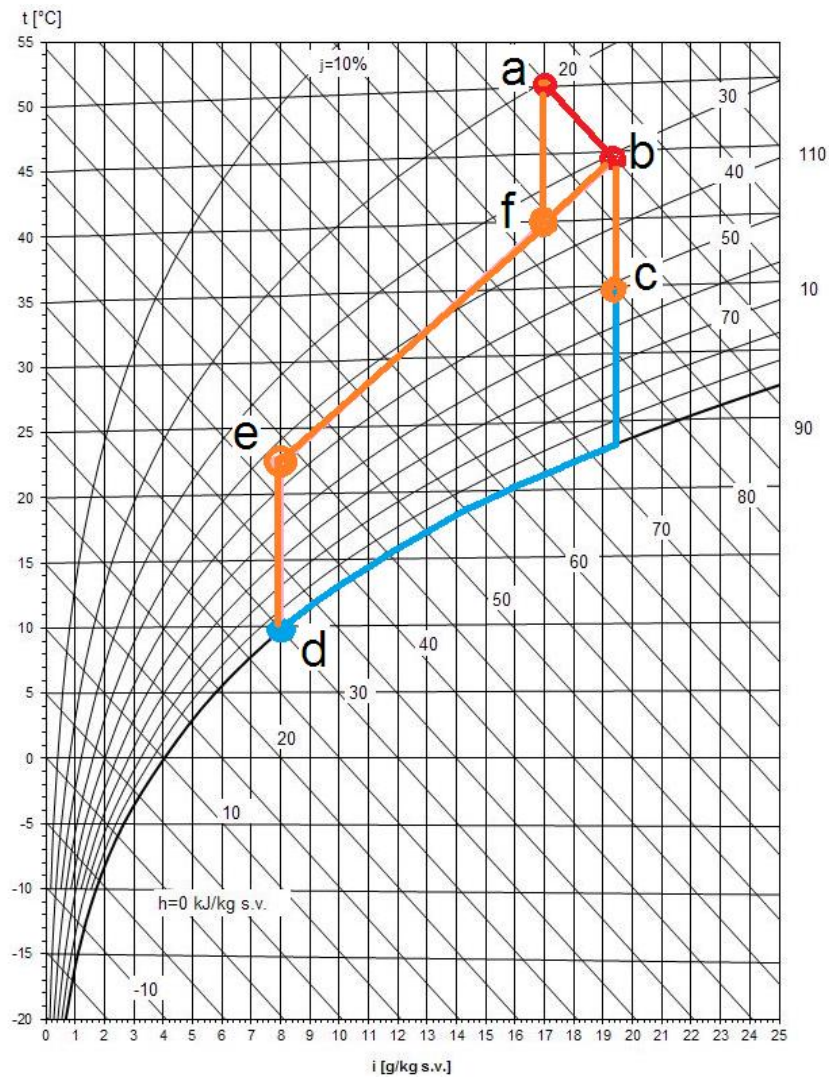


Рис. 5.13. Процес теплонасосного сушіння в $H-d$ діаграмі:

$a-b$ – адіабатичне зволоження;

$b-c$ – охолодження в рекуператорі;

$c-d$ – охолодження та осушення в випарнику теплового насоса;

$d-e$ – нагрівання в рекуператорі;

$e-f + b-f$ – змішання;

$f-a$ – нагрівання в конденсаторі теплового насоса

Розрахункові параметри

- t_c – температура вологого теплоносія після рекуператора,
 t_e – температура осушеного теплоносія після рекуператора,
 t_f – температура теплоносія після змішання,
 d_b – вологовміст теплоносія на виході з сушарки,
 d_d – вологовміст осушеного теплоносія,
 d_f – вологовміст теплоносія після змішання,
 H_a – ентальпія теплоносія на вході до сушарки,
 H_c – ентальпія вологого теплоносія після рекуператора,
 H_d – ентальпія осушеного теплоносія,
 H_e – ентальпія осушеного теплоносія після рекуператора,
 H_f – ентальпія теплоносія після змішання,
 G_{a-b} – витрата теплоносія через сушильну камеру, кг с.п.;
 G_{b-c} – частка осушуваного теплоносія, кг с.п.;
 Q_o – холодопродуктивність теплового насоса;
 Q_k – теплопродуктивність теплового насоса;
 ΔQ_k – надлишок теплопродуктивності теплового насоса;
 N – споживана потужність теплового насоса;
 q – питомі енерговитрати на видалення вологи.

Розрахункові формулиТочка А.

t_a – задано;

d_a – задано, г/кг с.п.;

G_{a-b} – задано, кг с.п.;

$$H_a = 1,006 \cdot t_a + (2501 + 1,85 \cdot t_a) \cdot \frac{d_a}{1000}, \text{ кДж/кг с.п.}$$

$$G_{a-b} = 1 \text{ кг с.п.}$$

Точка В.

t_b – задано

$$d_b = \frac{1000 \cdot (H_a - 1,006 \cdot t_b)}{2501 + 1,85 \cdot t_b}, \text{ г/кг с.п.};$$

$$H_b = H_a$$

Точка С.

$$G_{b-c} = G_{a-b} \cdot \frac{d_b - d_f}{d_b - d_e}$$

Якщо $H_b - (H_e - H_d) - 3,3776 \cdot d_b - 8,1529 \geq 0$, тоді:

$$t_c = \frac{1000 \cdot H_c - 2501 \cdot d_c}{1006 + 1,85 \cdot d_c}$$

$$d_c = d_b$$

$$H_c = H_b - (H_e - H_d)$$

якщо $H_b - (H_e - H_d) - 3,3776 \cdot d_b - 8,1529 \leq 0$, тоді:

$$t_c = 18,128 \cdot \ln(H_c) - 53,562$$

$$d_c = 0,1594 \cdot H_c^{1,1164} \text{ (див Додаток А)}$$

$$H_c = H_b - (H_e - H_d)$$

Точка D.

t_d – задано

$$d_d = 3,8474 \cdot e^{0,0679 t_d}, \text{ г/кг с.п. (див Додаток А)}$$

$$H_d = 1,006 \cdot t_d + (2501 + 1,85 \cdot t_d) \cdot \frac{d_d}{1000}, \text{ кДж/кг с.в.}$$

Точка E.

$$t_e = t_d + E \cdot (t_b - t_d)$$

$$d_e = d_d$$

$$H_e = 1,006 \cdot t_e + (2501 + 1,85 \cdot t_e) \cdot \frac{d_e}{1000}, \text{ кДж/кг с.п.}$$

Точка F.

$$t_f = \frac{1000 \cdot H_f - 2501 \cdot d_f}{1006 + 1,85 \cdot d_f}$$

$$d_f = d_a$$

$$H_f = \frac{H_e \cdot (d_b - d_f) + H_b \cdot (d_f - d_e)}{d_b - d_e}$$

Холодопродуктивність теплового насоса

$$Q_o = G_{b-c} \cdot (H_c - H_d) = G_{a-b} \cdot \frac{d_b - d_f}{d_b - d_e} \cdot (H_c - H_d), \text{ кДж}; \quad (5.11)$$

Споживана потужність теплового насоса

$$N = \frac{Q_o}{0,45 \cdot \left(\frac{t_a + 273}{t_a - t_d} \right) - 1}, \text{ кДж}; \quad (5.12)$$

Теплопродуктивність теплового насоса

$$Q_{\hat{e}} = Q_o + N, \text{ кДж}; \quad (5.13)$$

Надлишкова теплопродуктивність теплового насоса

$$\Delta Q_{\hat{e}} = Q_{\hat{e}} - G_{a-b} \cdot (I_a - H_f), \text{ кДж}; \quad (5.14)$$

Енерговитрати на видалення вологи :

$$q = \frac{1000 \cdot N}{G_{b-c} \cdot (d_c - d_d)}, \text{ кДж/кг}; \quad (5.15)$$

5.5. Визначення оптимальних за енергетичними показниками режимів теплонасосного сушіння термолабільних матеріалів

5.5.1. Вплив режимів осушення теплоносія на енергетичні показники теплонасосного циклу.

Осушення теплоносія в циклі теплонасосного сушіння може бути здійснено такими шляхами:

1) після проходження над висушуваним продуктом (рис. 5.14 а, процес $a-b$) весь потік зволоженого теплоносія охолоджується у випарнику теплового насоса (процес $b-c-d$) до заданої температури точки роси (стан d), після чого осушений теплоносій нагрівається в конденсаторі теплового насоса (процес $d-a$) і повертається до сушильної камери;

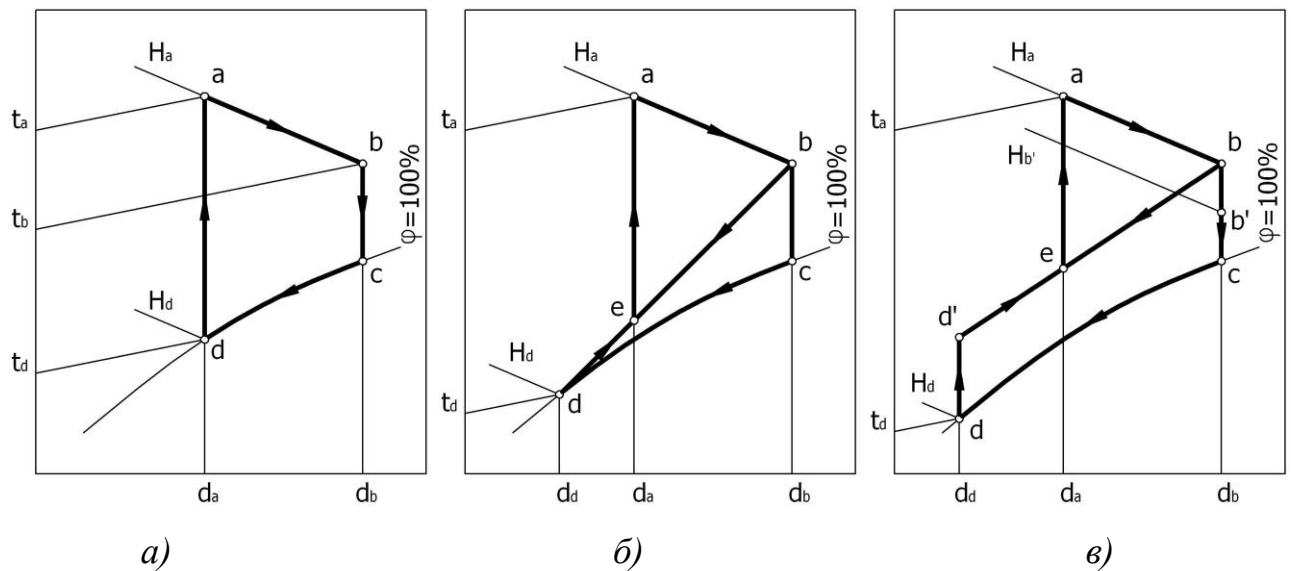


Рис. 5.14. $H-d$ діаграма процесу теплонасосного сушіння:

- а) з осушенням усього теплоносія ($a-b-c-d-a$);
- б) з осушенням частини теплоносія ($a-b-c-d, d-e + b-e, e-a$);
- в) з осушенням частини теплоносія і рекуперацією холоду ($b-b', d-d'$).

2) теплоносій, який пройшов над висушуваним продуктом, (рис. 5.14 б, процес $a-b$) розділяється на два потоки, один з яких піддається глибокому охолодженню (процес $b-c-d$), після чого змішується з частиною вологого теплоносія, що залишилася (процеси $d-e$ і $b-e$), і в стані e надходить на нагрівання до конденсатора теплового насоса (процес $e-a$).

3) після адіабатичного зволоження теплоносія (рис. 5.14 в, процес $a-b$) і охолодження його частини до стану d аналогічно попередньому варіанту, холодний осушений потік вступає в теплообмін з потоком, що надходить на охолодження (процеси $d-d'$ і $b-b'$), і після змішування з частиною вологого теплоносія (процеси $d'-e$ і $b-e$) в стані e подається на нагрівання до конденсатора теплового насоса (процес $e-a$).

Як видно з діаграм, у всіх варіантах, незалежно від режиму видалення вологи, досягається однаковий ступінь осушення теплоносія. Проте це не означає, що енерговитрати на осушення також будуть однакові – залежно від співвідношення температур у випарнику і конденсаторі тепловий коефіцієнт

циклу і, відповідно, витрата енергії на привід теплового насоса в даних випадках може значно розрізнятися. У зв'язку з цим, з метою оптимізації процесу сушіння, становить інтерес вивчити вплив режимів осушення теплоносія на величину енерговитрат теплового насоса.

Порівнюємо дані режими осушення за енерговитратами.

У першому випадку питома витрата «холоду» на конденсацію вологи з повітря дорівнює

$$q'_o = \frac{H_b - H_d}{d_b - d_d}, \quad (5.16)$$

де H_b , H_d , d_b , d_d – відповідно, ентальпія і вологовміст теплоносія на початку і в кінці процесу охолодження.

Витрати енергії в компресорі на одержання холоду:

$$N'_e = \frac{q'_o}{K'_e}, \quad (5.17)$$

де $K'_e = f(t_{\text{кд}}, t_o)$ – питома холодопродуктивність агрегату при температурах конденсації і випаровування холодоагенту $t_{\text{кд}} = t_a + \Delta t_{\text{кд}}$ и $t_o = t_d - \Delta t_o$; $\Delta t_{\text{кд}}$, Δt_o – температурні напори в конденсаторі та випарнику.

Вплив тепловологісного стану сушильного агента на величину енерговитрат при його осушенні показаний на рис. 5.15. У розрахунках використана одержана нами раніше залежність (5.8) для теплонасосного агрегату на робочому тілі R22. Зниження температури агента в сушильній камері (процес $a-b$, рис. 5.7) для всіх розрахункових режимів прийняте рівним 10 °С.

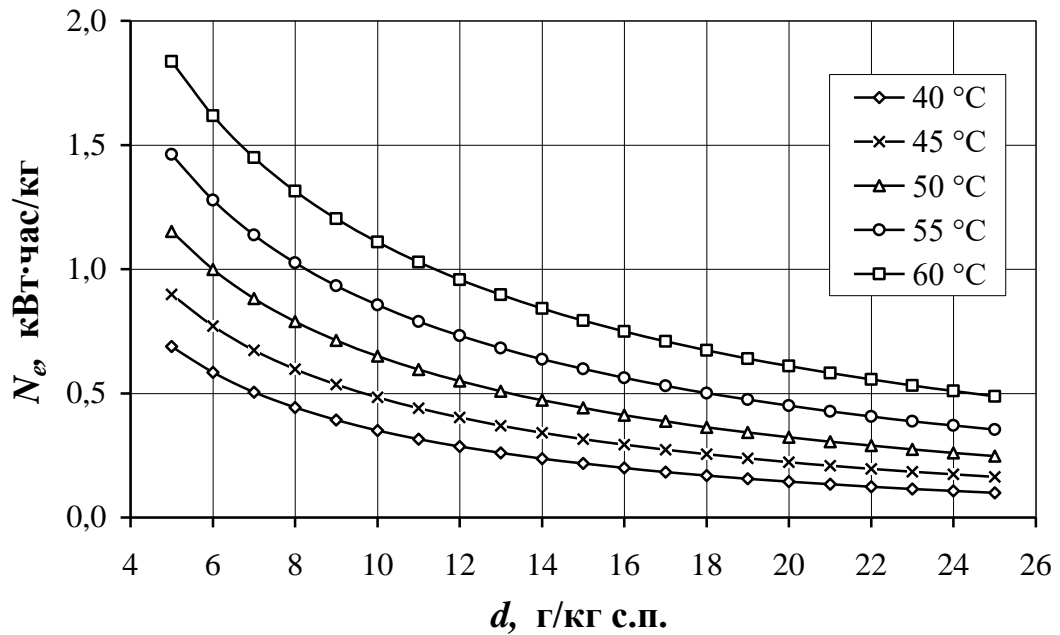


Рис. 5.15. Залежність енерговитрат на видалення вологи від параметрів осушеного повітря при роботі теплонасосного агрегату за схемою а), рис. 5.7.

При другому варіанті підключення теплового насоса енерговитрати на одержання холоду складають:

$$N_e'' = L_o \cdot \frac{H_b - H_e}{d_b - d_a} \cdot \frac{1}{K_e''}, \quad (5.13)$$

де $L_o = L \cdot \frac{d_c - d_d}{d_c - d_e}$ – кількість теплоносія, що проходить через випарник;

$K_e'' = f(t_{\text{еа}}, t_o)$ – питома холодопродуктивність теплонасосного агрегату при $t_{\text{кд}} = t_a + \Delta t_{\text{кд}}$ и $t_o = t_e - \Delta t_o$.

Для кожного заданого тепловологісного стану осушеного повітря відповідно до залежності (5.13) існує оптимальна температура охолодження, при якій енерговитрати на осушення мінімальні. Температури охолодження, що забезпечують мінімальне електроспоживання компресора при різних тепловологісних станах осушеного повітря, у вигляді графічних залежностей

показані на рис. 5.9. З наведених даних видно, що чим вища температура відпрацьованого теплоносія і чим менший вологовміст, який необхідно одержати, тим більш низькі температури необхідно мати у випарнику теплового насоса. Виходячи з необхідних режимів сушіння, наведені графіки дозволяють вибрати необхідні температурні параметри функціонування теплонасосного агрегату і встановити оптимальний режим вологовидалення.

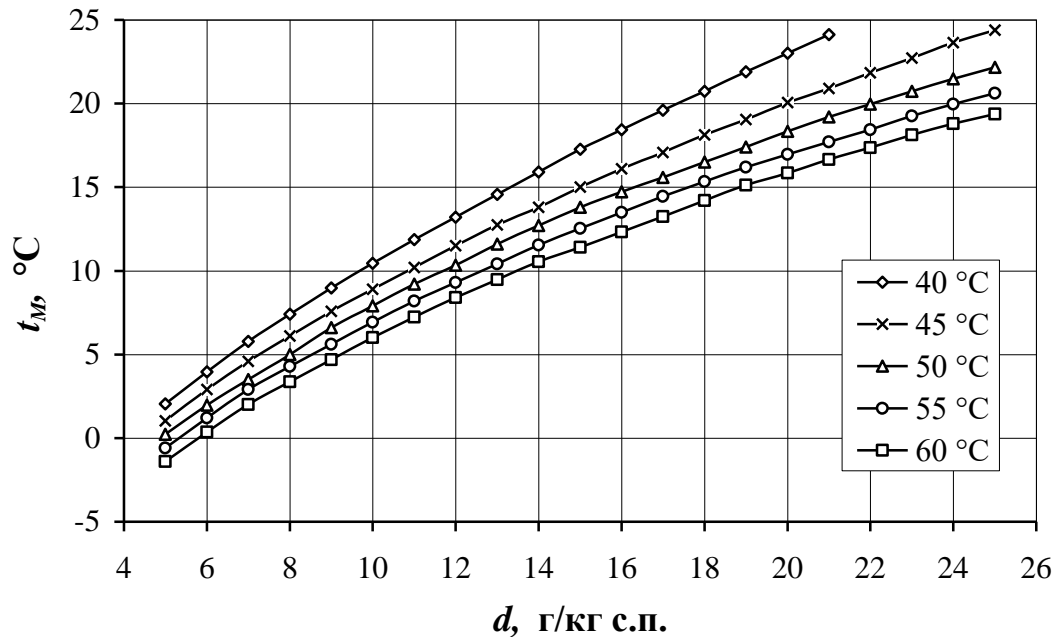


Рис. 5.16. Залежність оптимальної температури охолодження від параметрів осушувачого повітря

Розрахункові величини питомих енерговитрат, відповідних даним температурам охолодження наведені на рис. 5.10. З кривих видно, що в зоні малих вологовмістів сушильного агента другий режим роботи теплового насоса менш економічний. Наприклад, при температурі сушильного агента $t_a = 60$ °C і вологовмісті $d_a = 5$ г/кг енерговитрати порівнюваних варіантів відрізняються в 1,15 рази, а при $d_a = 25$ г/кг – майже однакові. При цьому в обох випадках підтримка низького вологовмісту вимагає втричі більшої витрати енергії, оскільки основна частина енергії витрачається на змінювання явного тепловмісту агента.

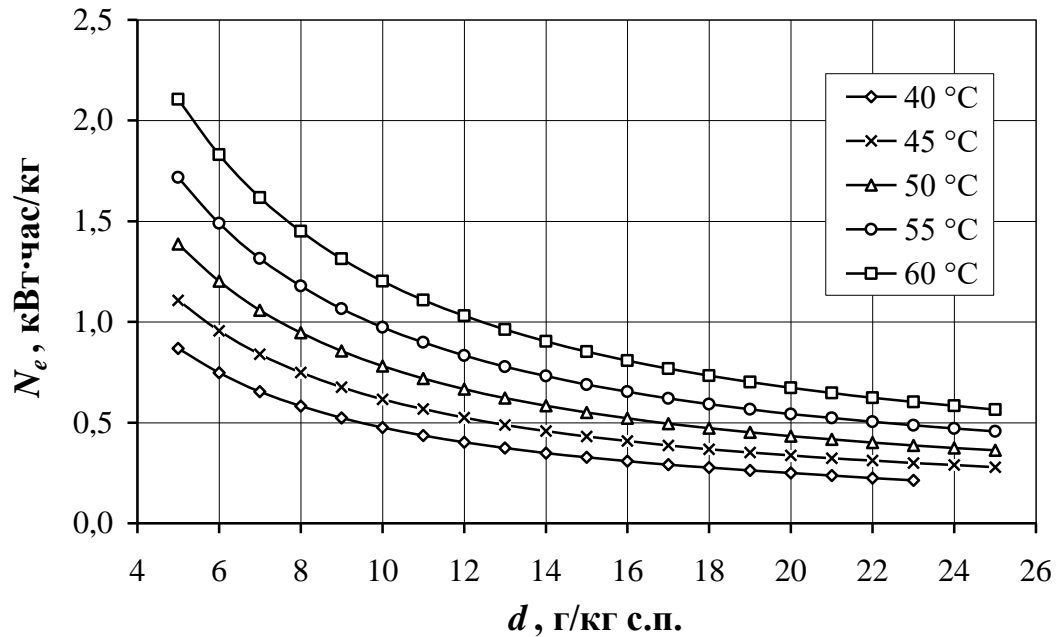


Рис. 5.17. Залежність енерговитрат на видалення вологи від параметрів осушеного повітря при роботі теплонасосного агрегату за схемою б), рис.5.7.

У зв'язку з цим роботу теплового насоса в діапазоні вологовмістів 5-8 г/кг с.п. доцільно здійснювати з рекуперацією холоду. Застосування рекуператора дозволяє зменшити навантаження на випарник теплового насоса на величину $H_b - H_b'$ (рис. 5.7, в).

При роботі за цією схемою питомі енерговитрати складають:

$$N_e^m = L_o \cdot \frac{H_{b'} - H_d}{d_b - d_a} \cdot \frac{1}{K_e^m}, \quad (5.14)$$

де $H_{b'} = H_b - E \cdot (H_b - H_d)$, E – ефективність рекуператора;

$$L_o = L \cdot \frac{d_c - d_e}{d_c - d_d} \text{ и } K_e^m = f(t_{\text{вв}}, t_o) \text{ при } t_{\text{кд}} = t_a + \Delta t_{\text{кд}} \text{ и } t_o = t_d - \Delta t_o.$$

Розрахункові криві енерговитрат на осушення при середній ефективності рекуператора $E = 0,4$ наведені на рис. 5.11. З графіків випливає, що при даній схемі роботи теплонасосного агрегату енергоспоживання зменшується в 1,3-1,5 рази. Як видно, навіть при невисокій ефективності рекуператора вигода від його

застосування значний, особливо в області низьких вологовмістів сушильного агента.

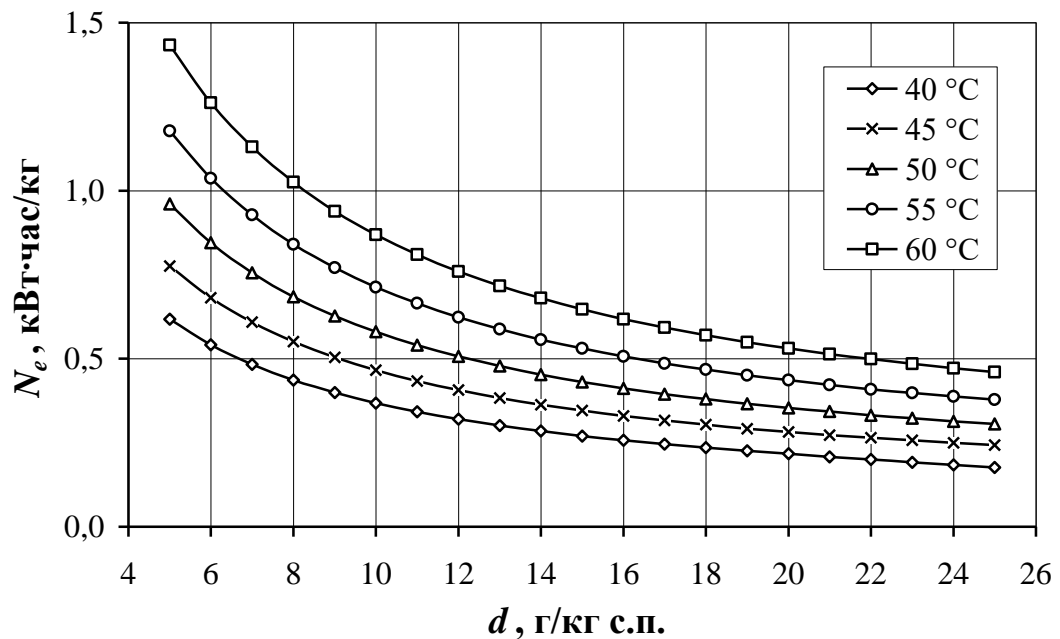


Рис. 5.18. Залежність енерговитрат на видалення вологи від параметрів осушеного повітря при роботі теплонасосного агрегату за схемою в), рис.5.7

Таким чином, результати розрахункових досліджень показують, що теплові насоси при раціональних режимах їхньої роботи дозволяють у декілька разів зменшити питомі енерговитрати на видалення вологи в процесах конвективного сушіння.

5.5.2. Вплив вологовмісту сушильного агента на загальні енерговитрати процесу сушіння.

Вище було зазначено, що з погляду енерговитрат для ефективної роботи теплового насоса вигідні режими сушіння з високою вологістю сушильного агента, оскільки питомі витрати енергії на охолодження і видалення вологи з повітря за таких умов менші. Але при цьому збільшується тривалість сушіння. Слід було б припустити, що у разі низьких питомих витрат при великій тривалості процесу матимуть місце більші загальні енерговитрати на весь процес сушіння, ніж при високих енерговитратах і меншій тривалості.

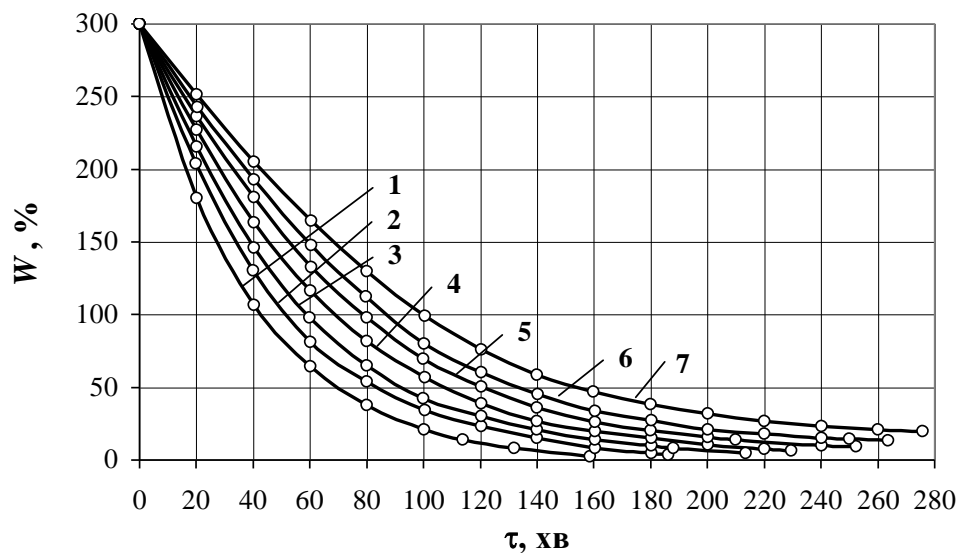
Для того, щоб визначити оптимальний за енерговитратами режим теплонасосного сушіння необхідно мати дані з кінетики сушіння при різних вологовмістах сушильного агента.

На підставі експериментальних даних з кінетики сушіння термолабільного матеріалу (наприклад, пекарних дріжджів [280]) при різних тепловологічних параметрах сушильного агента вивчені параметри функціонування теплонасосної сушарки.

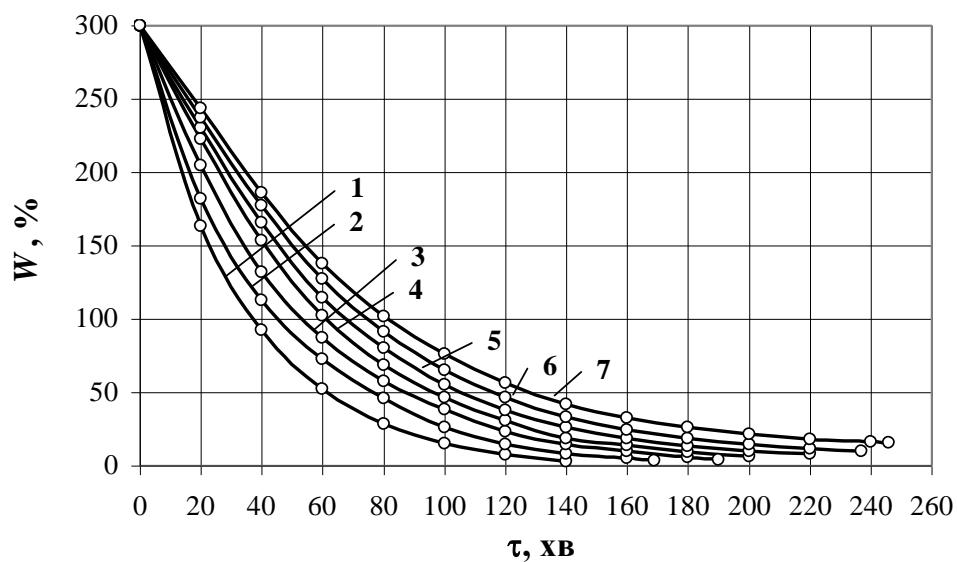
Як видно з кривих сушіння (рис. 5.12) при однаковій температурі та швидкості руху повітря зниження вологості сушильного агента з 70 % до 10 % зменшує час сушіння пекарних дріжджів до рівноважного вологовмісту з 275 хвилин до 148 хвилин (у 1,86 рази).

Зменшення вологості сушильного агента сприяє збільшенню рушійної сили масообміну, що приводить до значного скорочення тривалості процесу сушіння. Проте при підтримці низького вологовмісту повітря за допомогою теплового насоса зменшується величина SMER (рис. 5.3). Це відбувається, тому що при низькому вологовмісті значна частина холоду використовується непродуктивно на охолодження маси сухого повітря.

Для режимів сушіння дріжджів при різних вологостях (від 10 % до 70 %) і температурах (30 і 35 °) сушильного агента питомі енерговитрати на охолодження і осушення повітря у випарнику теплового насоса були визначені з урахуванням характеристик стандартного поршневого компресора з холодоагентом R-22. За величинами питомих енерговитрат розраховані витрати енергії на весь процес сушіння, закінченням якого для кожного режиму є момент досягнення матеріалом вологовмісту 14 % (див. табл. 5.1 та рис. 5.13).



а)



б)

Рис. 12. Вплив вологовмісту сушильного агента на процес сушіння пекарських дріжджів. Температура сушильного агента а) $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; б) $t = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Відносна вологість сушильного агента: 1 – $\varphi = 10\%$; 2 – $\varphi = 20\%$; 3 – $\varphi = 30\%$; 4 – $\varphi = 40\%$; 5 – $\varphi = 50\%$; 6 – $\varphi = 60\%$; 7 – $\varphi = 70\%$.

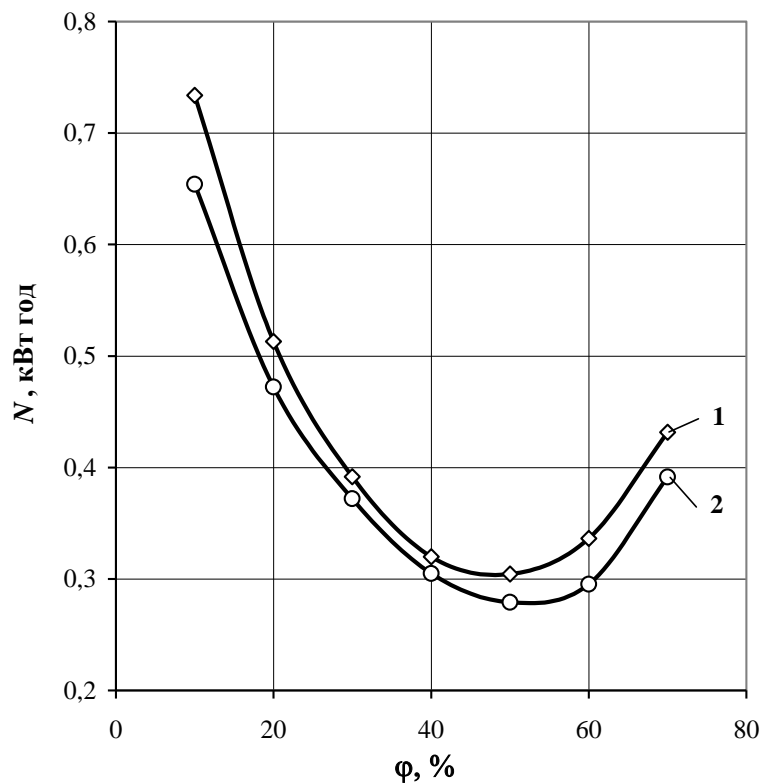


Рис. 5.13. Залежність енерговитрат на сушіння від вологості сушильного агента при різних температурах сушіння:
1 – 30 °C; 2 – 35 °C.

Аналіз одержаних результатів показав, що існує оптимальний за вологовмістом сушильного агента режим, що забезпечує мінімальні витрати енергії на весь процес сушіння. При сушінні дріжджів мінімальні енерговитрати спостерігалися при підтримці вологості сушильного агента на рівні 50 %. Зниження вологості до 10 % скорочує час сушіння в 1,8 рази, проте загальні енерговитрати на сушіння зростають в 2,3 рази. При підвищенні вологості повітря до 70 % тривалість процесу збільшується в 1,6 рази, а енерговитрати – в 1,4 рази. Підвищення температури сушильного агента на 5 °C знижує енерговитрати в середньому на 9 %.

5.5.3. Розробка оптимальних режимів теплонасосного сушіння термолабільних матеріалів.

На основі експериментальних і аналітичних досліджень розроблений спосіб теплонасосного конвективного сушіння, що забезпечує оптимальний з точки зору енерговитрат режим роботи на всіх стадіях процесу сушіння.

На початковій стадії доцільно здійснювати процес сушіння не в замкнутому контурі, а з підживленням деякої кількості свіжого повітря. Така послідовність проведення конвективного сушіння матеріалу пояснюється тим, що спочатку з матеріалу видаляється вільна волога, тому достатнім є невеликий ступінь осушення агента, менш глибоке його охолодження і, відповідно, більш висока температура у випарнику. В свою чергу, підвищення температури кипіння холодоагенту приводить до збільшення коефіцієнта перетворення теплового насоса, тобто до збільшення кількості теплоти, що виходить у конденсаторі теплового насоса в розрахунку на одиницю витраченої енергії. Для максимально повного використання теплоти конденсації і зниження питомих витрат на першій стадії сушіння доцільно надлишки вологи, що не можуть бути сконденсовані, відводити в пароподібному стані за рахунок підживлення в сушарку свіжого повітря і викиду відпрацьованої частини.

На другій стадії процесу сушіння необхідно трохи знизити температуру у випарнику теплового насоса. Це пояснюється тим, що в міру зменшення вологовмісту матеріалу знижується парціальний тиск водяної пари над ним, тобто зменшується масообмінний напір процесу. Для підтримки постійної величини масообмінного напору між матеріалом, що збезводнюється, і агентом необхідно в міру зниження парціального тиску пари над матеріалом відповідно знижувати вологовміст сушильного агента, збільшуючи ступінь його осушення шляхом зниження температури охолодження.

На кінцевій стадії зневоднювання з матеріалу необхідно видалити капілярно- і адсорбційно-зв'язану вологу, яка важко видаляється, і тому основним фактором, що визначає енерговитрати на даному етапі, є тривалість процесу. Для збільшення швидкості сушіння і збереження якості матеріалу необхідно максимально можливо

збільшити ступінь осушення сушильного агента, тобто максимально знизити температуру точки роси. Нижньою межею є температура замерзання конденсату, тому що при роботі випарника в зоні мінусових температур відбувається заростання льодом його теплообмінної поверхні, що викликає різке падіння ефективності роботи устаткування.

Необхідно відзначити, що під час конвективного сушіння з осушенням теплоносія відбувається швидке висушування поверхневого шару, що супроводжується початком явища усихання матеріалу і його структурного руйнування. А при зневодненні фруктів виникає ще одне негативне явище – при зменшенні вологості концентрація розчину сахарів на поверхні збільшується, внаслідок чого прискорюються процеси кристалізації, що призводить до утворення непроникної для вологи скориночки, процес сушіння сповільнюється.

Для того, щоб уникнути різкого пересушування поверхні матеріалу можна використовувати осцилювальний режим сушіння, при якому підведення теплоти до матеріалу проводиться періодично при безперервному його обдуванні сушильним агентом. Внаслідок чого, в період припинення підведення теплоти поверхня матеріалу швидко охолоджується, і створюється градієнт температури, під впливом якого волога інтенсивно переміщається з внутрішніх шарів до поверхні і випаровується. Відомо, що при зворотному розподілі температур, тобто якщо температура у внутрішніх шарах матеріалу вища ніж у зовнішніх, то зневоднення за рахунок термодифузії – градієнта температур – відбувається значно швидше, ніж за рахунок градієнта вологості. Для багатьох матеріалів градієнт температур в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ створює рух вологи в матеріалі більший, ніж градієнт вологості на 5-8 % [20].

Недоліком такого способу роботи є залежність інтенсивності процесу від вологовмісту сушильного агента, що безперервно росте при контакті з матеріалом в замкнутому циркуляційному контурі, або визначається вологістю навколишнього середовища, якщо циркуляційний контур відкритий, і тепловологісна обробка матеріалу проводиться атмосферним повітрям. Як наслідок падає масообмінний напір, і зменшується рушійна сила процесу, а тривалість періоду інтенсивного

зневоднення матеріалу значно скорочується, що негативно впливає на ефективність процесу в цілому.

Для усунення цих недоліків розроблений осцилювальний режим роботи конвективної сушарки із застосуванням теплового насоса. Тепловий насос дозволяє створити умови, при яких масообмінний напір між матеріалом і сушильним агентом в період припинення підведення теплоти ззовні підтримується на постійному рівні за рахунок штучного зниження вологовмісту сушильного агента. Це дозволяє продовжити період інтенсивного зневоднення матеріалу і поліпшити загальну ефективність процесу. На даний спосіб роботи теплонасосної сушильної установки одержаний патент України на винахід [21].

Згідно винаходу, при роботі теплонасосної конвективної сушарки в період припинення підведення теплоти продовжується зневоднення сушильного агента у випарнику теплового насоса, при цьому температура сушильного агента поступово знижується нижче за температуру матеріалу на 25-30 °С, а його вологовміст підтримується на рівні, при якому тиск пари вологи в сушильному агенті нижчий ніж на поверхні матеріалу. При спрацьовуванні градієнта температур між внутрішніми і зовнішніми шарами матеріалу і досягненні рівноважного стану поновлюється нагрівання сушильного агента шляхом підведення до нього теплоти конденсації холодоагенту в тепловому насосі.

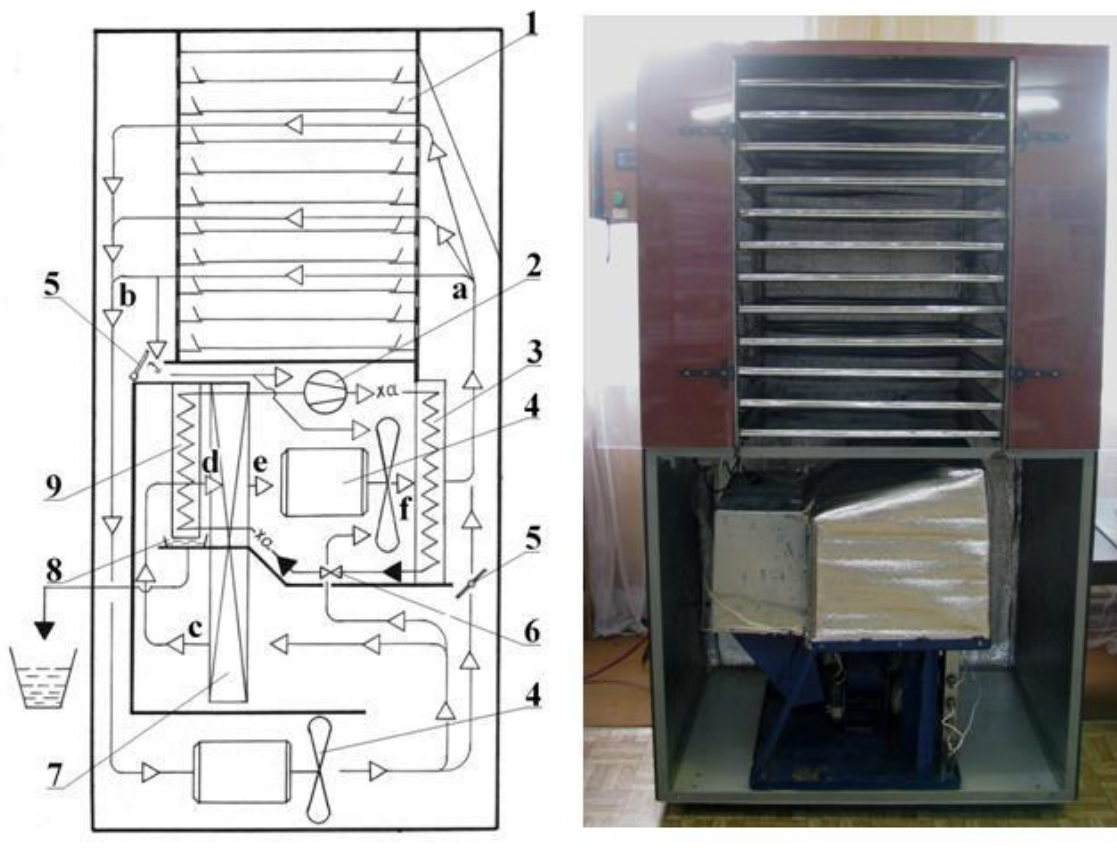
Таким чином, здійснення процесу конвективного сушіння з перемінним режимом роботи теплонасосного агрегату дозволяє створити оптимальні умови для сушіння термолабільних матеріалів з високою вологістю до низького залишкового вологовмісту і забезпечити зниження питомих енерговитрат шляхом регулювання ступеня осушення агента протягом усього періоду сушіння.

5.6. Експериментальні дослідження процесу низькотемпературного зневоднення термолабільних матеріалів

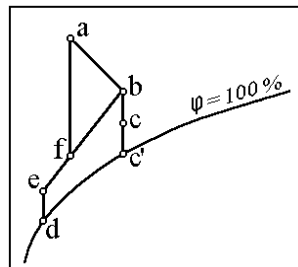
Експериментальна конденсаційна теплонасосна конвективна сушильна установка.

Дослідження впливу вологості сушильного агента на кінетику низькотемпературного сушіння проводилися на експериментальній лабораторній

теплонасосній конвекційній сушарці. Принципова схема і загальний вигляд теплонасосної сушарки, а також процес сушіння в $H-d$ діаграмі надані на рис. 5.14.



а)



б)

Рис. 5.14. Експериментальна конденсаційна теплонасосна конвективна сушильна установка (а) і процес сушіння в $H-d$ діаграмі (б)

1 – сушильна камера; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – напірний вентилятор; 5 – шибер; 6 – ТРВ; 7 – регенеративний теплообмінник; 8 – конденсатозбірник; 9 – випарник; $a-b$ – насичення вологою; $b-c$ – попереднє охолодження в рекуператорі; $c-c'-d$ – охолодження у випарнику; $d-e$ – нагрівання в рекуператорі; $e-f$ і $b-f$ – змішування; $f-a$ – нагрівання в конденсаторі.

Сушарка являє собою шафу, в верхній частині якої знаходиться сушильна камера 1 з піддонами для зневоднюваного матеріалу, а в нижній – агрегатний відсік, де розташований теплонасосний агрегат. Теплонасосний агрегат включає холодильний компресор 2, випарник 9 із системою відводу конденсату до конденсатозбірника 8, рекуперативний теплообмінник (рекуператор) 5 і двосекційний повітряний конденсатор 6. Сушильна камера і агрегатний відсік пов'язані між собою повітропроводами. На передній панелі сушильної камери встановлено електронний блок регулювання температури процесу зневоднення “Термо 9902”, та двері для завантаження і розвантаження сушильної камери. Підтримка необхідних тепловологісних параметрів сушильного агента здійснюється за допомогою системи автоматики (на схемі не показана) шляхом регулювання подачі холодоагенту у випарник і перерозподілу в необхідному співвідношенні величини теплового навантаження на секції конденсатора.

Робочі процеси в сушарці здійснюються таким чином.

Нагріте у конденсаторі теплового насоса сухе повітря (точка *a*) обдуває піддони з матеріалом і, відбираючи вологу від матеріалу, адіабатично зволожується (процес *a-b*). Після цього зволожене повітря розділяється на два потоки, один із яких повертається на рециркуляцію, а другий циркуляційним вентилятором 4 подається в тепловий насос на осушення.

Осушуване повітря спочатку частково охолоджується в рекуператорі (процес *b-c'*), після чого доохолоджується у випарнику до температури точки роси (процес *c-c'-d*). При цьому частина вологи, що міститься в повітрі, конденсується, і вода виводиться з об'єму сушильної камери. Після проходження через випарник охоложене й осушене повітря підігрівається в рекуператорі (процес *d-e*) і змішується з вологим рециркулюючим повітрям (процеси *e-f* і *b-f*).

Змішане повітря (точка *f*) підігрівається в конденсаторі теплового насоса, сприймаючи теплоту конденсації холодильного агента (процес *f-a*). Після виходу з конденсатора гарячий зневоднений сушильний агент направляється до сушильної камери, і цикл повторюється.

Охолодження і зневоднення сушильного агента у випарнику та його нагрівання у конденсаторі проходять за умов реалізації теплонасосного циклу в компресійному холодильному агрегаті, при якому утилізується прихована теплота конденсації пари води з сушильного агента, що дозволяє значно скоротити витрати енергії на процес сушіння.

5.4.2. Результати експериментальних досліджень. Засновуючись на розробленому способі теплонасосного конвективного сушіння з перемінним режимом роботи теплонасосного агрегату та на результатах експериментів із зневоднення рослинної сировини [22], встановлена доцільність розподілу процесу сушіння на п'ять етапів:

1. Прогрів матеріалу сушильним агентом до досягнення максимально допустимої температури.

2. Інтенсивне вилучення вільної вологи з матеріалу з використанням теплонасосного агрегату при максимально допустимих температурах і вологості сушильного агента.

3. Режим зневоднення матеріалу при поступовому, керованому зниженні вологовмісту сушильного агента.

4. Досушування матеріалу при мінімально досяжному вологовмісті сушильного агента.

5. Витримка зневодненого матеріалу при його обдуванні повітрям з заданим вологовмістом і температурою.

Для кожного з п'яти станів експериментально визначені оптимальні швидкість руху теплоносія, температура і вологовміст сушильного агента, а також тривалість. Швидкість руху сушильного агента регулюється шляхом зміни числа обертів двигуна вентилятора, а температура і вологовміст сушильного агента шляхом регулювання температури випаровування холодоагенту в пароконпресійному теплонасосному агрегаті. Діапазон оптимальних параметрів процесу сушіння наданий в табл. 5.2.

Оптимальні параметри процесу низькотемпературного зневоднення
рослинної сировини

№ п/п	Найменування етапу технологічного процесу	Швидкість руху теплоносія, м/с	Температ ура, °С	Вологість сушильного агента, %	Тривалість етапу, год.
.	Прогрів матеріалу	1,5	40 ÷ 50	80	0,75 ÷ 1
.	Інтенсивне вилучення вільної вологи	1,5	40 ÷ 50	60	3 ÷ 6
.	Режим зневоднення з поступовим зниженням вологовмісту сушильного агента	1,5	40 ÷ 50	60 ÷ 20	2 ÷ 3
.	Досушування матеріалу до кінцевої вологості $\varphi=6\%$	1,5	40 ÷ 50	15 ÷ 10	2 ÷ 3
.	Витримка зневодненого матеріалу при обдуванні зневодненим повітрям	1,5	50 → 20	10	0,5

На рис. 5.15 надані криві сушіння яблук, нарізаних півкільцями, за запропонованим режимом зневоднення, етапи якого вказані в табл. 5.2.

Якість кінцевого продукту за органолептичними показниками була високою: яблука мали світлий колір, приємний аромат. Результати досліджень з відновлювання висушених яблук показали, що величина коефіцієнту набухання яблук має високе значення $K = 4,2$, що свідчить про меншу ступінь змін структури та фізико-хімічних властивостей, які відбулися під час зневоднення в теплонасосній сушарці в порівнянні з традиційним конвективним сушінням [23].

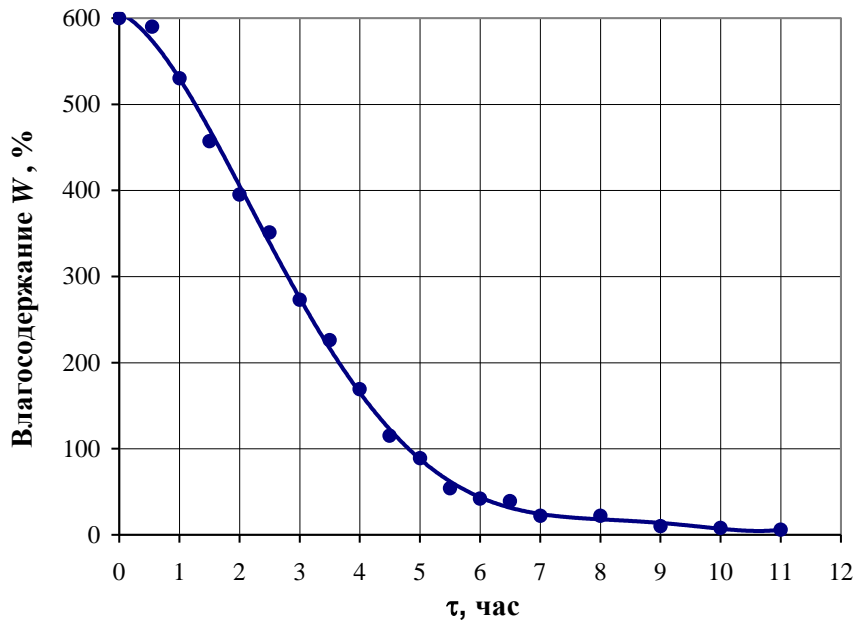


Рис. 5.15. Криві сушіння шматочків яблук за перемінним режимом зневоднення

Висновки до розділу 5.

1. Обґрунтована доцільність використання теплових насосів при низькотемпературному сушінні термолабільних матеріалів до низького залишкового вологовмісту, а також для створення контрольованого процесу зневоднення шляхом регулювання вологовмісту сушильного агента.

2. З аналізу процесу низькотемпературного зневоднення з використанням теплонасосного циклу встановлено, що в процесі теплонасосного сушіння величина поточних енерговитрат значною мірою залежить від вологовмісту сушильного агента і температурного режиму його осушення: чим вищий вологовміст і температура зневоднення, тим менші питомі енерговитрати на видалення з нього вологи.

3. Проведена оптимізація температурних параметрів дійсного теплонасосного циклу та запропонована емпірична залежність для визначення оптимальної температури охолодження осушуваного повітря, при якій питомі енерговитрати мінімальні.

4. На основі проведених розрахунків енерговитрат теплового насоса в залежності від режиму осушення теплоносія встановлено, що при раціональних

режимах роботи теплового насоса може бути досягнуто зниження питомих енерговитрат на видалення вологи у 1,3-1,5 рази.

5. За даними з кінетики сушіння термолабільних матеріалів та енерговитрат теплового насоса на процес зневоднення при різних вологовмістах сушильного агента визначені оптимальні режими, що забезпечують мінімальні загальні витрати енергії на процес теплонасосного сушіння.

6. На основі аналітичних і експериментальних досліджень розроблений спосіб теплонасосного конвективного сушіння, що забезпечує оптимальний з точки зору енерговитрат режим роботи на всіх стадіях процесу сушіння. Ефективність запропонованого способу сушіння підтверджена результатами експериментальних досліджень з зневоднення рослинної сировини на лабораторній теплонасосній сушарці.

РОЗДІЛ 6

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

6.1. Розроблення вдосконалених теплових схем геотермального теплонасосного енергопостачання з використанням вироблених нафтових і газових свердловин

В даний час в багатьох країнах велику увагу стали приділяти питанню вилучення геотермального тепла за рахунок використання глибинних газодобувних свердловин, які виробили свій ресурс і вже не використовуються за прямим призначенням. Оскільки в більшості випадків такі свердловини розташовуються далеко від потенційних споживачів, найбільш ефективним визнано використання їх для вироблення електричної енергії, яку легко транспортувати на великі відстані. Подібні геотермальні електростанції вже багато років успішно експлуатуються в ряді країн Європи [1].

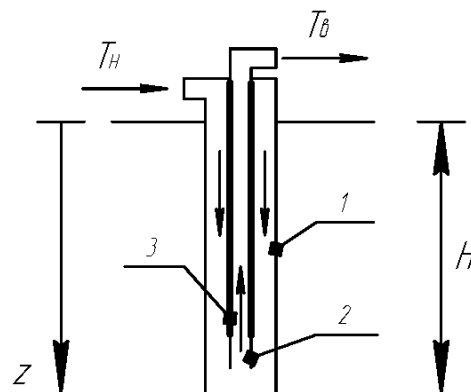


Рис. 6.1. Конструкція глибинного свердловинного теплообмінника (ГСТО):

1 – зовнішня колона труб; 2 – центральна труба; 3 – теплоізоляція

Вилучення геотермального тепла в таких системах здійснюють за рахунок використання стовбура свердловини в якості глибинного свердловинного теплообмінника (ГСТО), через який по замкненому контуру циркулює проміжний теплоносії (рис. 6.1). Звісно, ГСТО має нижчу теплову потужність, ніж свердловини з термальною водою, проте, даний підхід дозволяє використовувати в якості енергетичного джерела будь-які свердловини (незалежно від наявності

геотермальних вод) і мінімізує ризик забруднення навколишнього середовища мінеральними речовинами, що містяться в геотермальних флюїдах.

6.1.1. Визначення температурного і теплового потенціалу глибинних свердловин

При проектуванні геотермальної електростанції на базі ГСТО основним завданням є визначення теплового і температурного потенціалу свердловини в довгостроковій перспективі. У науковій літературі зустрічається кілька відмінних один від одного методів розрахунку теплопередачі в стовбурі свердловини. Взагалі кажучи, всі моделі, які описують тепловіддачу ГСТО, засновані на балансі тепла в стовбурі свердловини з деякими припущеннями. Найбільш важливі відмінності стосуються стану між стовбуром свердловини і оточуючими формаціями. У розрахунках в основному використовуються дві моделі ГСТО: “циліндр з постійним тепловим потоком на поверхні” і “циліндр з постійною температурою корпусу”.

Більша частина літератури по теплопередачі в стовбурі свердловини засновані на класичних роботах Carslaw і Jaeger [2] і дослідженнях Ramey [3]. Пізніше Kutasov [4], Куїава [5] і ряд інших авторів використовували напівтеоретичні підходи, прийнятні для виконання інженерних розрахунків.

На базі аналізу відомих математичних моделей в ІТТФ НАНУ розроблено методика покрокового розрахунку теплопередачі в ГСТО, яка дозволяє закладати в розрахунок теплофізичні властивості структурних ярусів геологічного розрізу і враховувати зміну діаметра обсадної колони по глибині свердловини. Результати розрахунків за даною методикою дають хорошу збіжність з відомими аналітичними рішеннями.

Спрощено модель замкненого ГСТО полягає в наступному (рис. 1). Зовнішній корпус теплообмінника, утворений обсадною колоною, не має перфорацій і в нижній частині закритий. Вода тече вниз по кільцевому простору між обсадною колоною і центральною трубою (НКТ). Так як температури суміжних гірських порід збільшуються з глибиною, температура циркулюючої води підвищується в напрямку потоку. Одночасно навколо свердловини розвивається осесиметрична тепла неоднорідність, що викликана радіальною теплопровідністю в напрямку

свердловини. Підігріта вода по центральній трубі надходить вгору, і її температура частково знижується за рахунок теплообміну через стінку труби з потоком, який опускається. Система аналогічна протиточному теплообміннику. Тепловий розрахунок зручно розділити на дві підсистеми. Однією з них є текуча рідина, в якій конвективний перенос тепла є домінуючим. Інший – прилеглі гірські маси навколо свердловини з радіальним кондуктивним тепловим потоком. Таким чином, внутрішній енергетичний баланс можна записати для двох підсистем.

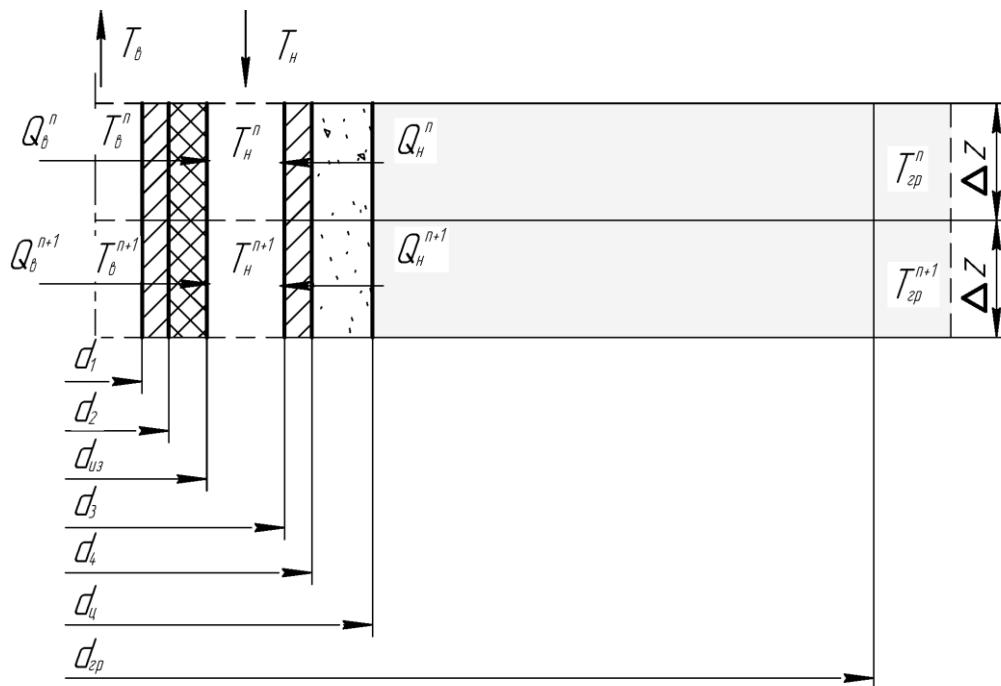


Рис. 6.2. Схематичне зображення теплових потоків і температурних напорів в одиничному шарі ГСТО

Розглянемо схематичне креслення свердловинного теплообмінника і виділимо одиничний шар Δz (рис. 6.2). Рівняння балансу внутрішньої енергії для потоку через НКТ:

$$\Delta Q_{\epsilon}^n = c_p \cdot m \cdot (T_{\epsilon}^{n+1} - T_{\epsilon}^n) = k_{mp} \cdot \Delta z \cdot (T_{\delta}^n - T_H^n), \quad (6.1)$$

де

$$k_{mp} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{уз}} \cdot \ln \frac{d_{уз}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{уз}}}$$

Для розрахунку теплового потоку від гірського масиву до свердловини необхідно знати величину температурного напору (різниця температур між гірським масивом і теплоносієм). Теоретично при циркуляції проміжного теплоносія через свердловинний теплообмінник температура гірських порід повинна змінюватися на нескінченно великій відстані. Однак, на практиці в пласті завжди можна виділити границю, за межами якої гірський масив зберігає свою природну температуру.

Позначимо через R радіус кола, всередині якого температура порід навколо свердловини відхилена від природного розподілу. Задача про просування температурного фронту в ґрунті в результаті теплової взаємодії зі свердловиною була вирішена І.А. Чарним в роботі “Нагревание призабойной зоны при закачке горячей жидкости в скважину” [6]. Автор обґрунтував визначення радіуса теплового впливу як:

$$R = 2\sqrt{a\tau},$$

де

a – коефіцієнт теплопровідності гірської породи, м²/с;

τ – час, с.

У нашому випадку, коли радіус збурення R багато менше довжини свердловини, можна розглянути радіальну задачу. Осесиметричний тепловий потік від гірського масиву до свердловини дорівнює потоку тепла через корпус ГСТО. Таким чином, рівняння балансу внутрішньої енергії для кільцевого потоку може бути виражене в такий спосіб:

$$\Delta Q_6^n + \Delta Q_n^n = c_p \cdot m \cdot (T_n^{n+1} - T_n^n) = k_{zp} \cdot \Delta z \cdot (T_{zp}^n - T_n^n), \quad (6.2)$$

де

$$k_{zp} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_3 \cdot d_3} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_y} \cdot \ln \frac{d_y}{d_4} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{zp}} \cdot \ln \frac{d_{zp}}{d_y}}$$

$$d_{zp} = 4 \cdot \sqrt{a \cdot \tau}$$

$$T_{zp}^n = T_0 + \Gamma \cdot z^n$$

З рівнянь (6.1) і (6.2) маємо:

$$T_{\epsilon}^{n+1} = T_{\epsilon}^n + \frac{\Delta Q_{\epsilon}^n}{c_p \cdot m} \quad (6.3)$$

$$T_{\text{н}}^{n+1} = T_{\text{н}}^n + \frac{\Delta Q_{\epsilon}^n + \Delta Q_{\text{н}}^n}{c_p \cdot m} \quad (6.4)$$

Покроковий тепловий розрахунок глибинного свердловинного теплообмінника проводиться таким чином:

1. Вся глибина свердловини $z = H$ розбивається з необхідним кроком на одиничні шари Δz ;
2. Задається температура охолодженої води $T_{\text{н}}$ на вході в ГСТО і температура $T_{\text{в}}$ на виході з ГСТО ($z = 0$);
3. Методом ітерацій розраховується температура $T_{\text{в}}$ на виході з ГСТО ($z = 0$), при якій в точці повороту потоку ($z = H$) дотримується умова $T_{\text{в}} = T_{\text{н}}$.

У розрахунках використані усередненні дані по характеристикам глибинних свердловин на газових родовищах України. Прийнято: глибина свердловини – 5000 м, діаметр обсадної колони – 0,245 м, геотермальний коефіцієнт – 0,03 °С/м.

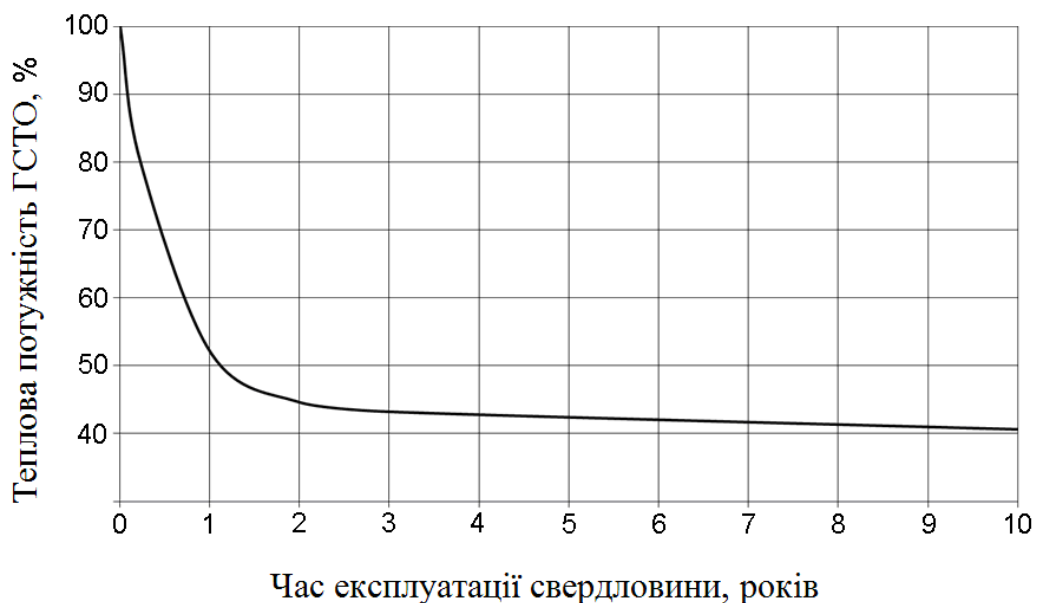


Рис. 6.3. Зміна теплової потужності свердловинного теплообмінника в часі

Результати теплового розрахунку геотермального свердловинного теплообмінника при різних параметрах його експлуатації показують, що, поряд з геологічними умовами, на ефективність роботи системи впливає:

1. Тривалість експлуатації свердловинного теплообмінника;
2. Ступінь теплоізоляції підйомної труби (НКТ);
3. Витрата теплоносія через свердловинний теплообмінник.

Розрахунки показують, що за перші два роки експлуатації теплова потужність свердловинного теплообмінника зменшується в 1,5...2 рази, після чого практично стабілізується на рівні близько 0,45 первісної (рис. 6.3).

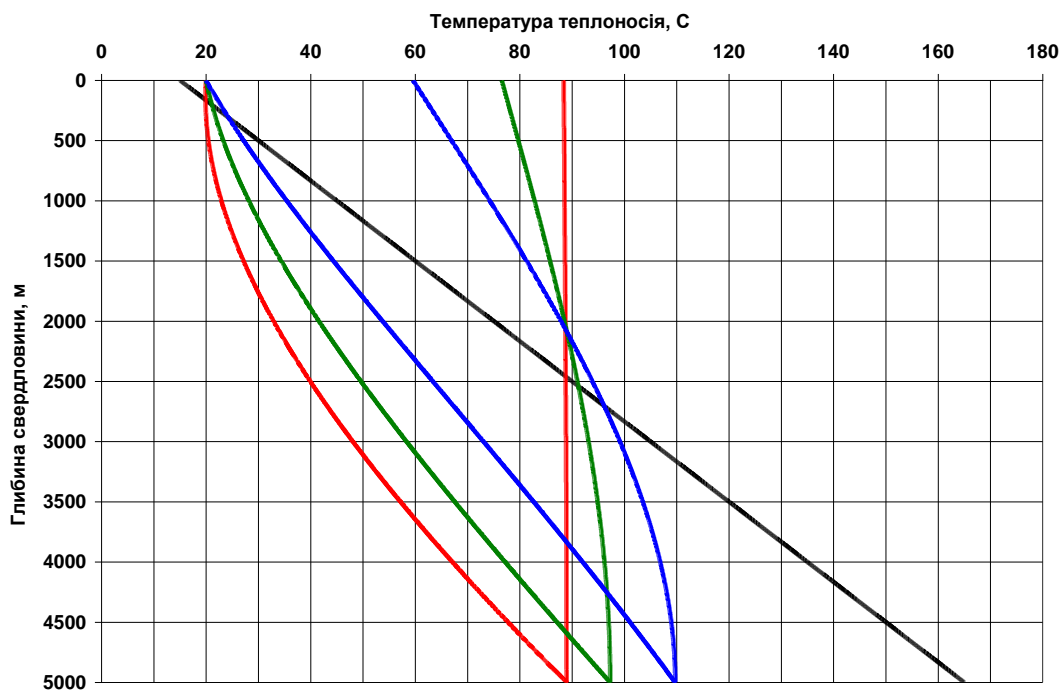


Рис. 6.4. Розподіл температури теплоносія по довжині ГСТО при різних варіантах теплоізоляції центральної труби:

- 1 – температура гірських порід; 2 – вакуумна ізоляція ($\lambda_{i3} = 0,006 \text{ Вт/м}\cdot\text{C}$);
- 3 – пінополіуретан товщиною 2 см ($\lambda_{i3} = 0,045 \text{ Вт/м}\cdot\text{C}$);
- 4 – полістирол товщиною 2 см ($\lambda_{i3} = 0,15 \text{ Вт/м}\cdot\text{C}$).

Значний вплив на рівень температури на виході з ГСТО справляє внутрішній теплообмін між зустрічними потоками нагрітого і холодного теплоносія в центральній і обсадній трубах. ГСТО – це фактично теплообмінник “труба в трубі” довжиною кілька кілометрів і, тому, чим краще теплоізоляція центральної труби, тим вище температура теплоносія на виході. На рис. 6.4 показані розрахункові дані по температурах теплоносія на виході з ГСТО при різних варіантах теплоізоляції

центральної труби. Як бачимо, найбільш ефективним є використання вакуумної ізоляції, яка в порівнянні з іншими варіантами дозволяє отримувати більш високу температуру теплоносія (на 10...15 °С) і, відповідно, велику теплову потужність.

Температура теплоносія на виході з ГСТО також залежить від витрати теплоносія через теплообмінник – з ростом величини масової витрати теплоносія температура на виході зі свердловини знижується. Так, при збільшенні витрат теплоносія через свердловину від 2 до 10 кг/с температура на виході з свердловинного теплообмінника знижується більш ніж на 20 °С (рис. 6.5). Однак за рахунок збільшення витрати теплоносія загальна теплова потужність свердловини при цьому значно збільшується (рис. 6.6).

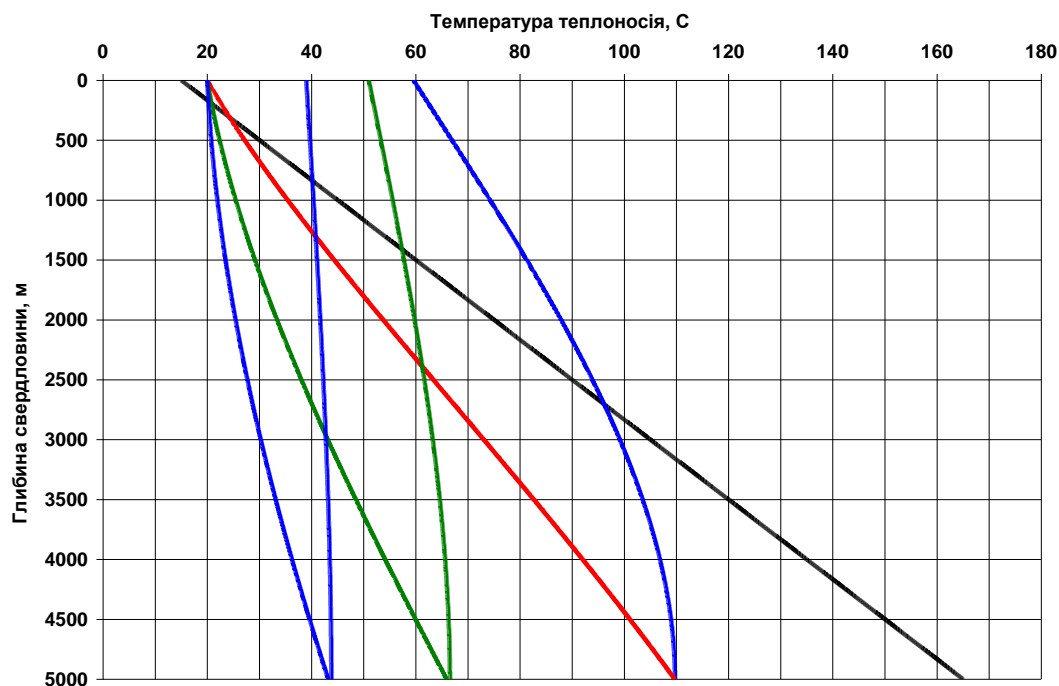


Рис. 6.5. Розподіл температури по довжині ГСТО при різних масових витратах теплоносія:

- 1 – температура гірських порід; 2 – витрата теплоносія 2 кг/с; 3 – витрата теплоносія 5 кг/с; 4 – витрата теплоносія 10 кг/с.

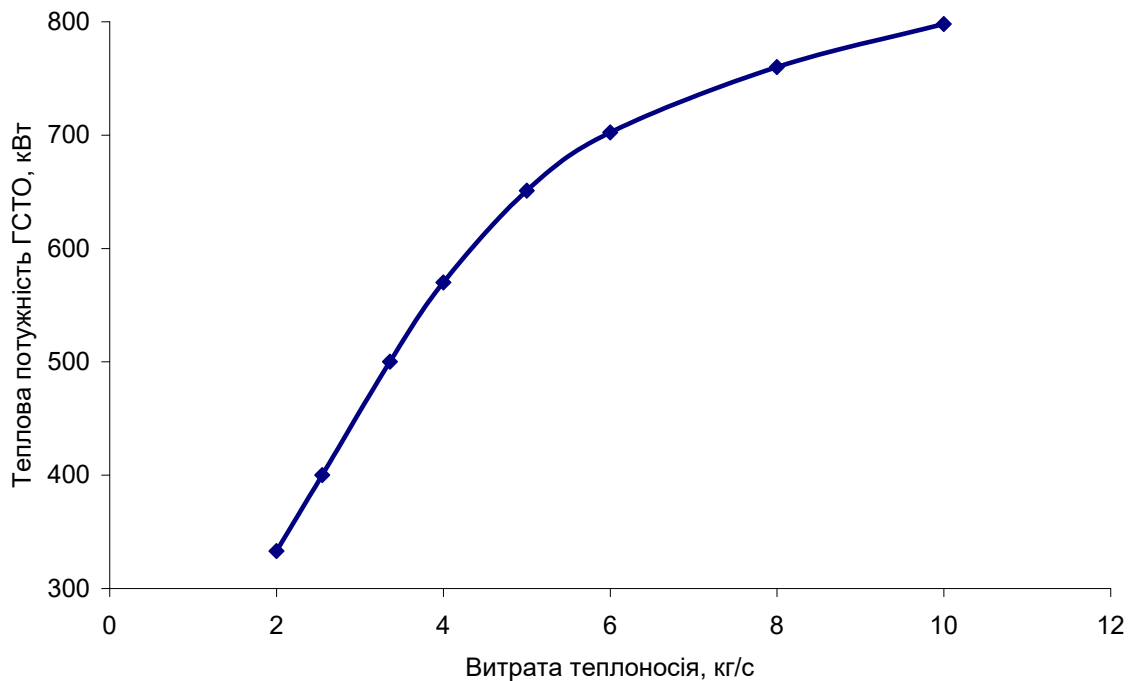


Рис. 6.6. Вплив витрати теплоносія на теплову потужності свердловини

Розрахункові дослідження показали, що дуже впливає на теплові характеристики свердловинного теплообмінника температура теплоносія, який закачується в свердловину (рис. 6.7). Підвищення температури теплоносія на вході в ГСТО з 20 °С до 50 °С дає на 15 °С збільшення температури на виході з теплообмінника (від 59 °С до 64 °С).

Рівень температури теплоносія, який повертається в свердловину після утилізації його теплового потенціалу залежить від технології, в якій він використовується. Найбільш температура теплоносія спрацьовується в системах геотермального теплонасосного теплопостачання – температура зворотного в свердловину теплоносія становить 10...15 °С. У системах геотермального тригенераційного енергопостачання, дослідженню яких присвячений даний розділ, температура теплоносія на вході в ГСТО обирається виходячи з оптимальних температур на виході з модуля ORC і теплоспоживаючого (сорбційного) теплового насоса.

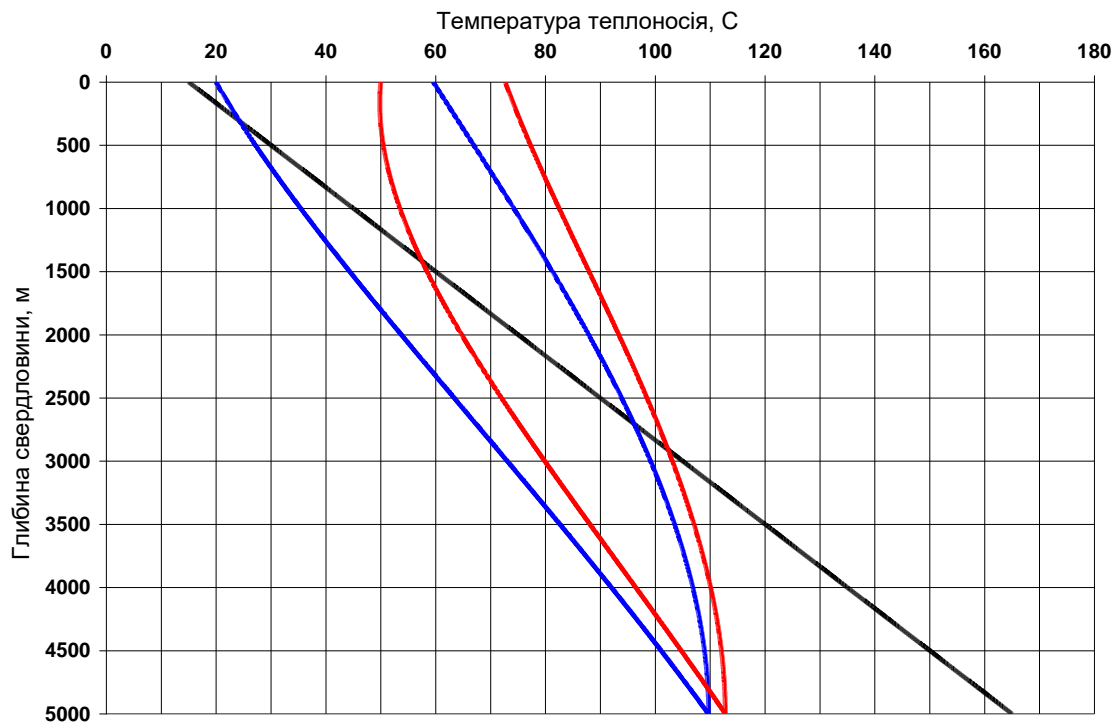


Рис. 6.7. Залежність температури на виході з ГСТО від температури теплоносія, що закачується в свердловину

6.1.2. Підвищення температурного потенціалу геотермального джерела енергії за допомогою адсорбційного теплового насоса

Технологічна схема підвищення температурного потенціалу геотермального джерела енергії за допомогою адсорбційного теплового насоса представлена на рис. 6.8.

Адсорбційний тепловий насос є машиною періодичної дії, не містить рухомих частин і складається з послідовно з'єднаних паропроводами генератора-адсорбера 4, конденсатора 3 і випарника 2, які обладнані теплообмінними контурами. Теплообмінний контур випарника через триходові вентилі 7 підключений до контуру циркуляції геотермального теплоносія 1, а теплообмінний контур генератора-адсорбера за допомогою триходових вентилів 5 підключений до контуру циркуляції геотермального теплоносія і до контуру теплопостачання споживача 6.

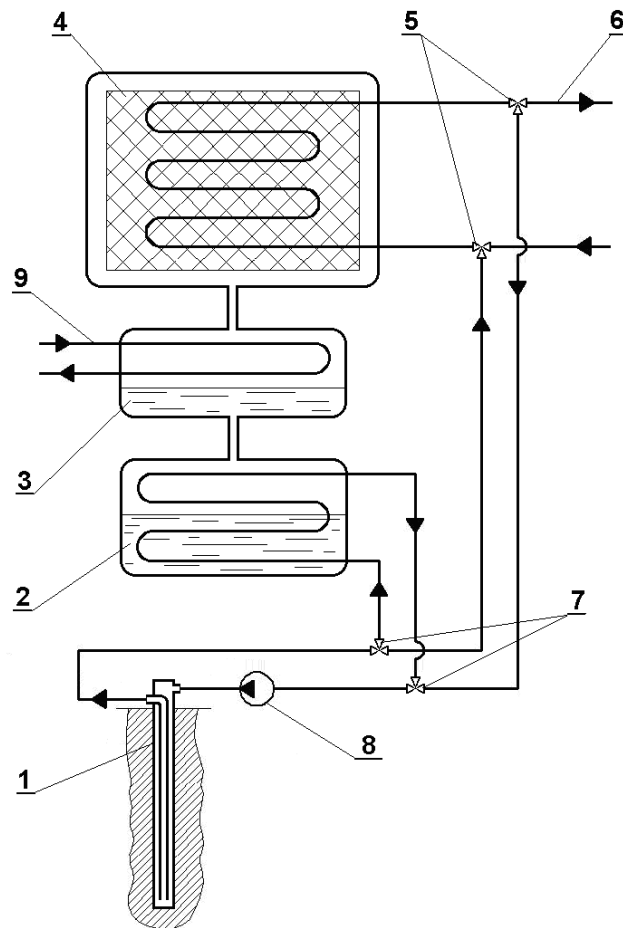


Рис. 6.8. Технологічна схем підвищення температурного потенціалу геотермального джерела енергії за допомогою абсорбційного теплового насосу:

1 – ГСТО; 2 – випарник; 3 – конденсатор; 4 – генератор-адсорбер;
5, 7 – триходові вентиля; 6 – споживач теплової енергії; 8 – циркуляційна помпа проміжного теплоносія; 9 – контур охолодження конденсатора

Робочі процеси в абсорбційному теплому насосі здійснюються в дві стадії: 1 – стадія десорбції (регенерації адсорбенту) і 2 – стадія адсорбції (виробництва теплової енергії).

На стадії десорбції гріючий теплоносій циркулює по контуру свердловина – генератор-адсорбер 4. Для нагріву теплоносія помпою 8 подається в ГСТО 1, де за рахунок теплообміну з гірським масивом нагрівається до температури 65...75 °С. Після нагріву в ГСТО теплоносій через триходові вентиля 5 надходить в генератор-адсорбер 4 і охолоджується в ньому до 50...55 °С, віддаючи теплову енергію адсорбенту. З генератора-адсорбера охолоджений теплоносій за допомогою помпи 11 повертається на нагрів в ГСТО, після чого цикл повторюється.

В процесі нагріванні адсорбенту з нього виділяється пара холодоагенту, яка конденсується в конденсаторі 3 при температурі оточуючого середовища, а теплота конденсації відводиться за допомогою контуру охолодження конденсатора 9, підключеного до градирні або до повітряного охолоджувача. Сконденсований холодоагент стікає в випарник 2 і накопичується в ньому.

При переході на стадію адсорбції (виробництва теплової енергії) циркуляція гріючого теплоносія переключається на контур свердловина – випарник 2, контур охолодження конденсатора відключається, а генератор-адсорбер за допомогою триходових вентилів 5 підключається до контуру теплопостачання споживача 6.

Безперебійне теплопостачання може бути здійснено за допомогою двох адсорбційних агрегатів, які працюють в протифазі (рис. 6.15) і забезпечують постійний процес виробництва теплової енергії.

Розрахунок циклу підвищувального адсорбційного теплового насоса виконуємо згідно з циклом в діаграмі $\lg P-1/T$ Клапейрона (рис. 6.9).

Параметри роботи адсорбційного теплового насоса на стадії десорбції:

начальна температура адсорбенту	$t_5 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$
кінцева температура адсорбенту	$t_4 = 56 \text{ }^\circ\text{C}$
температура конденсації холодоагенту	$t_6 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$

Параметри роботи адсорбційного теплового насоса на стадії адсорбції:

начальна температура адсорбенту	$t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$
кінцева температура адсорбенту	$t_3 = 94 \text{ }^\circ\text{C}$
температура кипіння холодоагенту	$t_1 = 58 \text{ }^\circ\text{C}$

Маса компонентів в 1 кг сухого адсорбенту SWS-1L:

носій – силікагель ШСМК	$m_n = 0,45 \text{ кг};$
сорбент – CaCl_2	$m_{\text{cop}}^{\text{сух}} = 0,55 \text{ кг};$
холодоагент – H_2O	$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,165 \text{ кг}.$

Теплофізичні властивості чистих речовин та їх розчинів визначаємо згідно даним [7, 8, 9] та за результатами попередніх досліджень, виконаних в ІТТФ НАНУ [10].

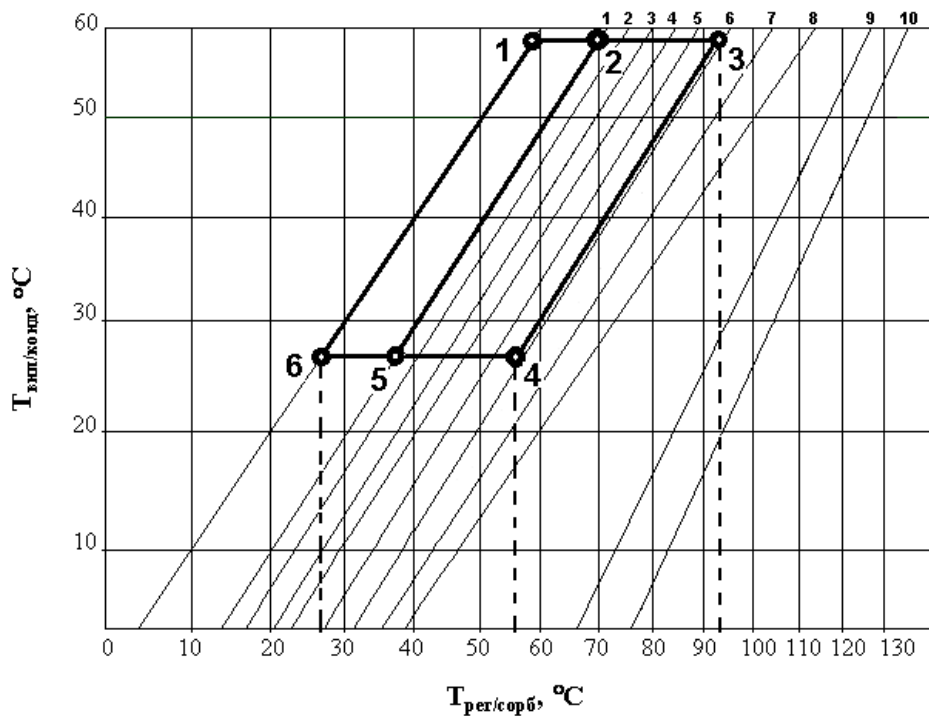


Рис. 6.9. Термодинамічний цикл адсорбційного підвищувального теплового насоса на робочій парі композитний сорбент SWS-1L – H₂O.

Вологовміст сорбенту: 1 – 0,550 кг/кг; 2 – 0,495 кг/кг; 3 – 0,440 кг/кг; 4 – 0,385 кг/кг; 5 – 0,330 кг/кг; 6 – 0,275 кг/кг; 7 – 0,220 кг/кг; 8 – 0,165 кг/кг; 9 – 0,110 кг/кг; 10 – 0,055 кг/кг

Питома кількість тепла (в розрахунку на 1 кг сухого адсорбенту), яке необхідно підвести до генератора-адсорбера на стадії десорбції складається з теплоти нагрівання сорбційної касети і теплоти десорбції холодоагенту:

$$q_{\ddot{a}\ddot{a}\ddot{n}} = q_{i\ddot{a}\ddot{a}} + q_{\ddot{a}\ddot{a}\ddot{n}}^{\ddot{o}\ddot{i}\ddot{e}} = q_{i\ddot{a}\ddot{a}} = c_{\ddot{n}\ddot{\delta}} \cdot (t_4 - t_5) + \Delta \dot{I}_{\ddot{a}\ddot{a}\ddot{n}} \cdot (w_5 - w_4),$$

де $c_{сор}$ – теплоємність сорбційної касети з урахуванням теплоємності адсорбційного матеріалу і конструкції, кДж/(кг·град).

Кількість теплоти, яку необхідно підвести для нагріву сорбенту і конструкції сорбційної касети:

$$q_{i\ddot{a}\ddot{a}} = 2,65 \cdot (56 - 38) = 47,8 \text{ кДж/кг}$$

Теплота, яка необхідна для десорбції пари холодоагенту з адсорбенту:

$$q_{\ddot{a}\ddot{a}\ddot{n}}^{\ddot{o}\ddot{i}\ddot{e}} = 2750 \cdot (0,550 - 0,305) = 674,0 \text{ кДж/кг}$$

Питома кількість тепла, яке підводиться до генератора-адсорбера на стадії десорбції:

$$q_{\dot{a}\dot{a}\dot{n}} = 47,8 + 674,0 = 721,8 \text{ кДж/кг}$$

Кількість тепла, яке необхідно підвести до випарника на стадії адсорбції для випарювання холодоагенту:

$$q_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}} = r_{\dot{o}\dot{i}\dot{e}} \cdot (w_2 - w_3) = 2360 \cdot (0,550 - 0,305) = 578,2 \text{ кДж/кг}$$

Питома кількість тепла, яке відводиться від генератора-адсорбера на стадії адсорбції:

$$q_{\dot{m}\dot{\delta}} = \Delta \dot{I}_{\dot{m}\dot{\delta}} \cdot (w_2 - w_3) = 2600 \cdot (0,550 - 0,305) = 637,0 \text{ кДж/кг}$$

Коефіцієнт перетворення теплоти при даних режимах роботи адсорбційного теплового насосу становить:

$$\mu = \frac{q_{\dot{m}\dot{\delta}}}{q_{\dot{a}\dot{a}\dot{n}} + q_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}}} = \frac{637,0}{721,8 + 578,2} = 0,49$$

Таким чином, розрахунки показали, що при температурі геотермального теплоносія близько 60 °С за допомогою адсорбційного теплового насоса температуру можна підвищити до 90...95 °С, що достатньо для використання теплоносія в ORC електрогенераторах для виробництва електричної енергії.

3.5.1 Розрахунок системи геотермального енергопостачання на базі свердловин на території урочища “Чизай” Береговського району Закарпатської області

Вихідні дані для визначення теплового потенціалу системи геотермального енергопостачання на базі геотермальної свердловини на території урочища “Чизай” Береговського району Закарпатської області.

Для розрахунку вибрано два варіанти свердловин:

- 1) з діаметром обсадної колони 245 мм;
- 2) з діаметром обсадної колони 426 мм.

Варіант 1

Глибина свердловини	$H = 3500 \text{ м};$
Внутрішній діаметр НКТ	$d_1 = 0,100 \text{ м};$
Зовнішній діаметр НКТ	$d_2 = 0,114 \text{ м};$
Діаметр теплоізоляції	$d_{i3} = 0,154 \text{ м};$
Внутрішній діаметр обсадної колони	$d_3 = 0,230 \text{ м};$
Зовнішній діаметр обсадної колони	$d_4 = 0,245 \text{ м};$
Діаметр цементного кільця	$d_{ц} = 0,345 \text{ м};$
Геотермічний градієнт	$\Gamma = 0,051 \text{ }^\circ\text{C/м};$
Температура нейтрального шару	$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C};$
Теплоємність проміжного теплоносія	$c_p = 4200 \text{ Дж/(кг}\cdot^\circ\text{C)};$
Коефіцієнт теплопровідності гірської породи	$\lambda_{гр} = 2,4 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$
Коефіцієнт теплопровідності цементного кільця	$\lambda_{ц} = 1,4 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$
Коефіцієнт теплопровідності металу	$\lambda_{м} = 50 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$
Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції	$\lambda_{i3} = 0,15 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$
Коефіцієнт температуропровідності гірської породи	$a_{гр} = 0,0035 \text{ м}^2/\text{год};$
Температура на вході в ГСТО	$T_{вх} = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$

Варіант 2.

Глибина свердловини	$H = 3500 \text{ м};$
Внутрішній діаметр НКТ	$d_1 = 0,126 \text{ м};$
Зовнішній діаметр НКТ	$d_2 = 0,146 \text{ м};$
Діаметр теплоізоляції	$d_{i3} = 0,186 \text{ м};$
Внутрішній діаметр обсадної колони	$d_3 = 0,406 \text{ м};$
Зовнішній діаметр обсадної колони	$d_4 = 0,426 \text{ м};$
Діаметр цементного кільця	$d_{ц} = 0,526 \text{ м};$
Геотермічний градієнт	$\Gamma = 0,051 \text{ }^\circ\text{C/м};$
Температура нейтрального шару	$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C};$
Теплоємність проміжного теплоносія	$c_p = 4200 \text{ Дж/(кг}\cdot^\circ\text{C)};$
Коефіцієнт теплопровідності гірської породи	$\lambda_{гр} = 2,4 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$

Коефіцієнт теплопровідності цементного кільця	$\lambda_{\text{ц}} = 1,4 \text{ Вт/м}\cdot\text{°С};$
Коефіцієнт теплопровідності металу	$\lambda_{\text{м}} = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{°С};$
Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції	$\lambda_{\text{із}} = 0,15 \text{ Вт/м}\cdot\text{°С};$
Коефіцієнт температуропровідності гірської породи	$a_{\text{гр}} = 0,0035 \text{ м}^2/\text{год};$
Температура на вході в ГСТО	$T_{\text{н}} = 70 \text{ °С}.$

Розподіл температури надр по глибині на території урочища “Чизай” представлено в таблиці 3.

Таблиця 6.1

Розподіл температури надр по глибині свердловини на території урочища “Чизай”

Глибина, м	Температура, °С
500	40
700	51
1000	66
1300	81
1500	92
1700	102
2000	117
2300	132
2500	143
2700	153
3000	168
3500	194

Середній по глибині геотермічний градієнт дорівнює:

$$\tilde{A} = \frac{\dot{O}_f - \dot{O}_0}{I - I_0} \text{ °С/м}$$

де T_0 – температура нейтрального шару, °С;

$T_{\text{н}}$ – температура порід на глибині H , °С.

Зі збільшенням глибини H нижче нейтрального шару температура гірських порід збільшується приблизно за лінійним законом:

$$\dot{O}_f = \dot{O}_0 + \tilde{A} \cdot (I - I_0)$$

Для геологічних умов урочища “Чизай” (таблиця 3) залежність температури порід від глибини має вигляд:

$$\dot{Q}_f = 15 + 0,051 \cdot (I - 15)$$

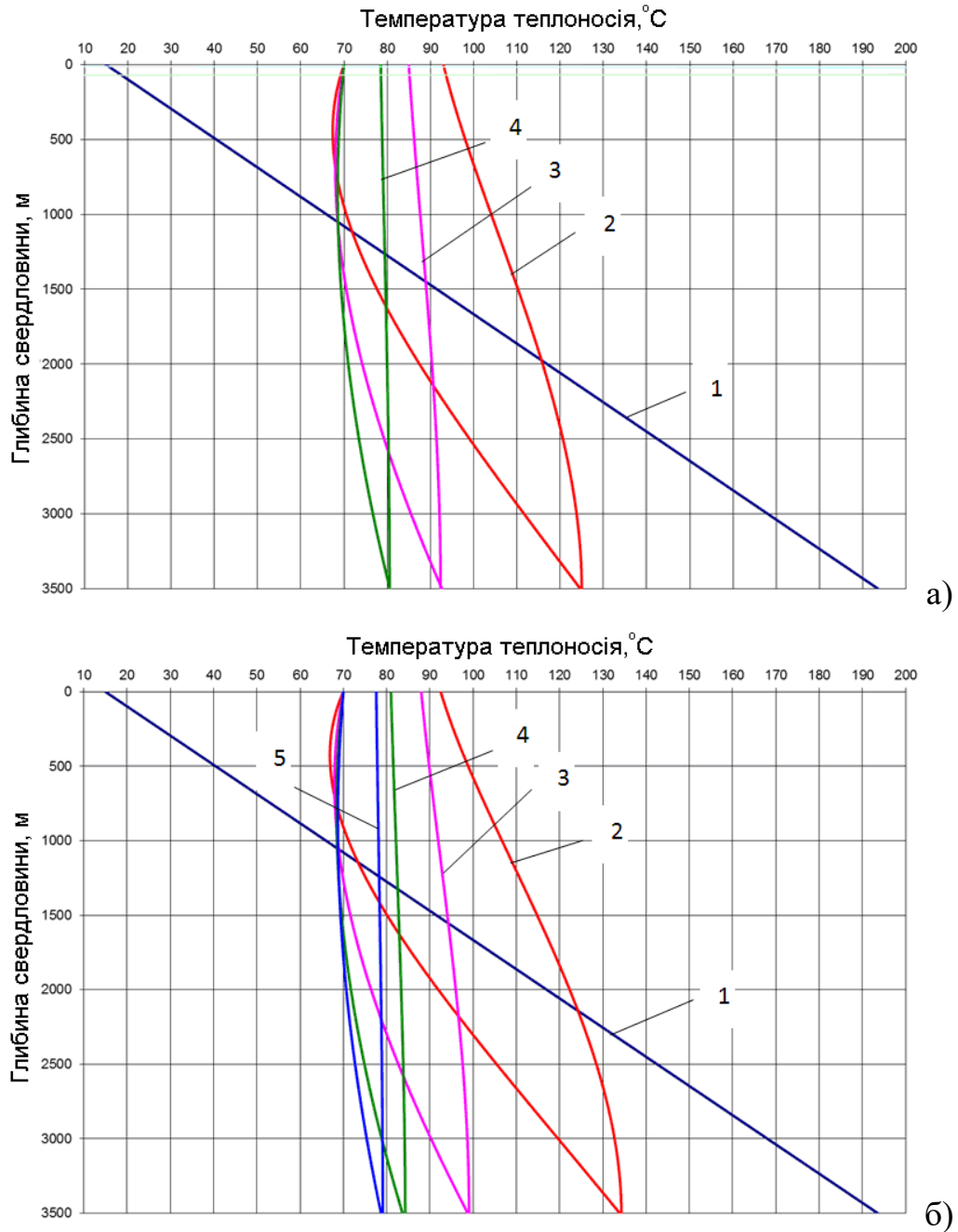


Рис. 6.10. Розподіл температури по довжині ГСТО при різних масових витратах теплоносія: а) діаметр обсадної колони свердловини 245 мм; б) діаметр обсадної колони свердловини 426 мм; 1 – температура гірських порід; 2 – витрата теплоносія 2 кг/с; 3 – витрата теплоносія 5 кг/с; 4 – витрата теплоносія 10 кг/с

На рис. 15 приведені результати розрахунку температур теплоносія на виході з ГСТО при різних режимах його роботи. Температура теплоносія на вході в ГСТО обрано рівною 70 °С, що відповідає середній температурі теплоносія на виході з модуля ORC. Також у розрахунках прийнято, що центральна підйомна труба свердловинного теплообмінника має двосантиметровий шар теплоізоляції з поліпропілену ($\lambda_{із} = 0,15$ Вт/м·°С). Варіант поліпропілену вибраний виходячи з економічних міркувань, хоча більш ефективним є використання вакуумної ізоляції (див. розділ 3.2).

Теплова потужність свердловини дорівнює:

$$Q_T = c \cdot G \cdot (T_{вих} - T_{вх})$$

Електрична потужність модуля ORC:

$$N_{ел} = \eta \cdot Q_T$$

де η – ККД модуля ORC.

ККД модуля ORC залежить від температурних параметрів термодинамічного циклу і в інженерних розрахунках приймається приблизно рівним 0,5 від ККД циклу Карно [4]:

$$\eta = 0,5 \cdot \frac{T_{гп}}{T_{гп} - T_{ох}}$$

Розрахункові криві теплової та електричної потужності системи геотермального енергопостачання (рис. 16) показують, що з ростом масової витрати теплоносія температура на виході зі свердловини знижується (рис. 6.10), а загальна теплова потужність свердловини при цьому збільшується (рис. 6.11).

Енергетичні характеристики геотермальної системи при температурі теплоносія на вході в свердловину 70 °С представлені на рис. 6.11.

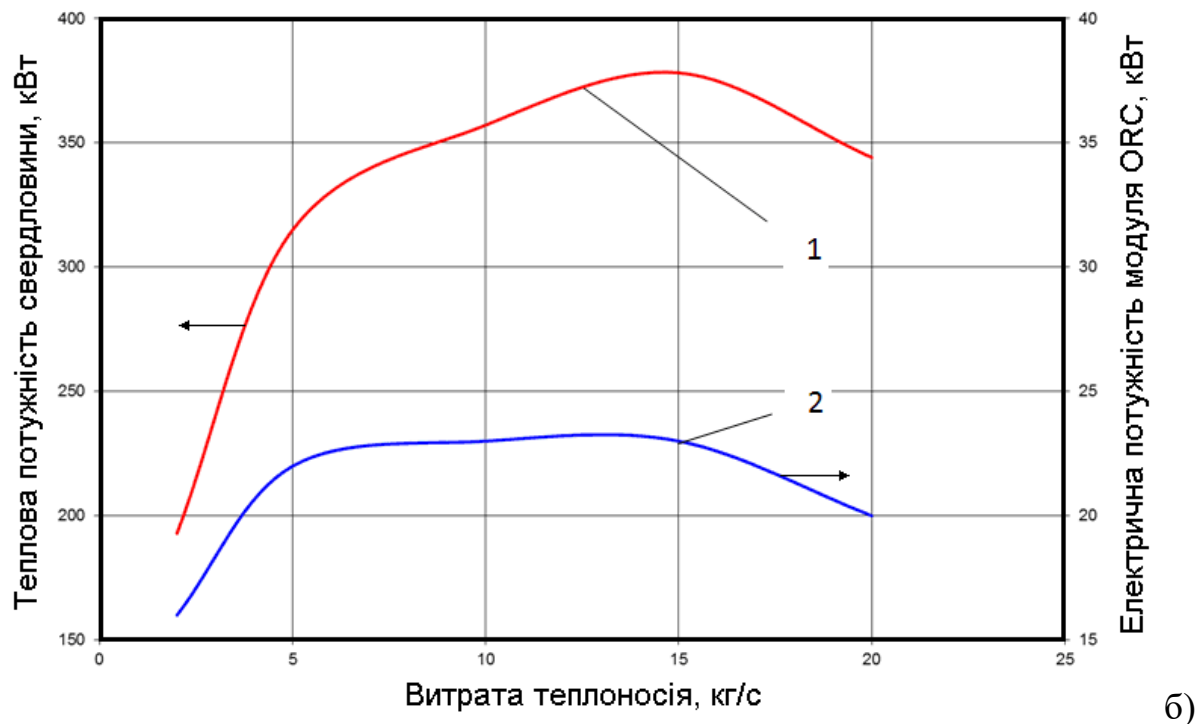
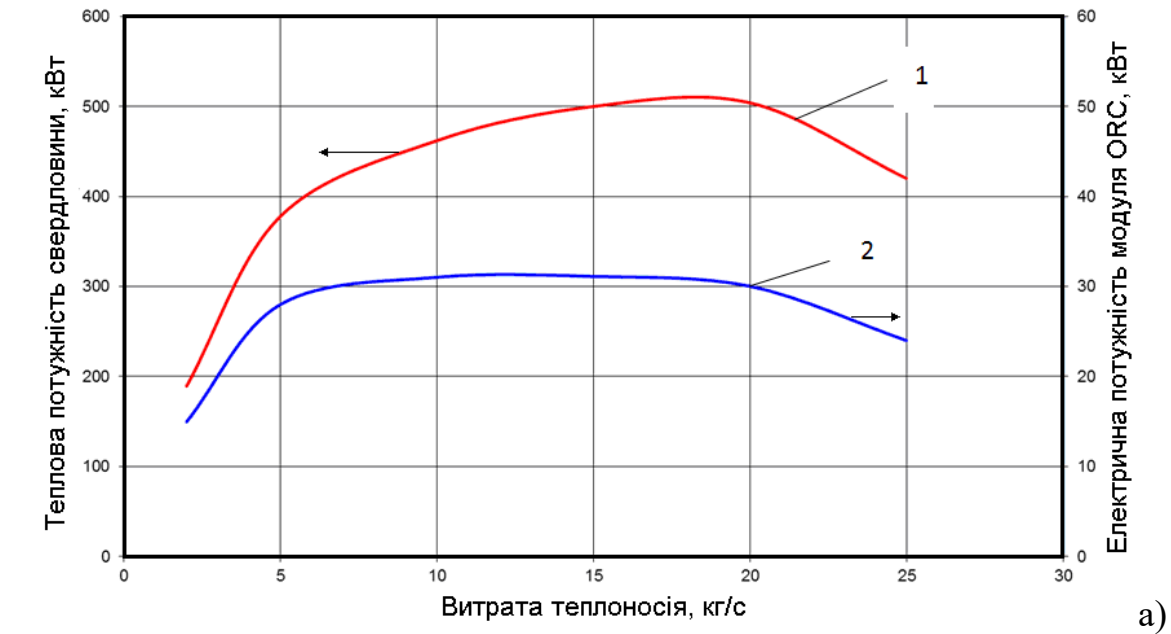


Рис. 6.11. Енергетичні характеристики ГСТО і модуля ОРЦ

на базі свердловин на території урочища “Чизай”: а) діаметр обсадної колони свердловини 245 мм; б) діаметр обсадної колони свердловини 426 мм; 1 – теплова потужність свердловини; 2 – електрична потужність модуля ОРС

Відповідно, зниження температури теплоносія викликає зменшення ККД модуля ОРС, але, за рахунок збільшення загальної теплової потужності свердловини, електрична потужність що виробляється, падає незначно. Як видно з

графіків на рис. 16, крива електричної потужності модуля має слабковиражений максимум в діапазоні масових витрат теплоносія 10...15 кг/с.

3.5.2 Розрахунок системи геотермального енергопостачання на базі свердловини в селищі Гудя Виноградівського району Закарпатської області

Вихідні дані для визначення теплового потенціалу системи геотермального енергопостачання на базі геотермальної свердловини в селищі Гудя Виноградівського району Закарпатської області.

Для розрахунку вибрано два варіанти свердловин:

- 1) з діаметром обсадної колони 245 мм;
- 2) з діаметром обсадної колони 426 мм.

Вихідні дані для розрахунку теплового потенціалу свердловини:

Варіант 1.

Глибина свердловини	$H = 3500$ м;
Внутрішній діаметр НКТ	$d_1 = 0,126$ м;
Зовнішній діаметр НКТ	$d_2 = 0,146$ м;
Діаметр теплоізоляції	$d_{i3} = 0,186$ м;
Внутрішній діаметр обсадної колони	$d_3 = 0,406$ м;
Зовнішній діаметр обсадної колони	$d_4 = 0,426$ м;
Діаметр цементного кільця	$d_{ц} = 0,526$ м;
Геотермічний градієнт	$\Gamma = 0,050$ °С/м;
Температура нейтрального шару	$T_0 = 10$ °С;
Теплоємність проміжного теплоносія	$c_p = 4200$ Дж/(кг °С);
Коефіцієнт теплопровідності гірської породи	$\lambda_{гр} = 2,9$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт теплопровідності цементного кільця	$\lambda_{ц} = 1,4$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт теплопровідності металу	$\lambda_{м} = 50$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції	$\lambda_{м} = 0,15$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт температуропровідності гірської породи	$a_{гр} = 0,0037$ м ² /год;
Температура на вході в ГСТО	$T_H = 70$ °С.

Варіант 2.

Глибина свердловини	$H = 3500$ м;
Внутрішній діаметр НКТ	$d_1 = 0,100$ м;
Зовнішній діаметр НКТ	$d_2 = 0,114$ м;
Діаметр теплоізоляції	$d_{із} = 0,154$ м;
Внутрішній діаметр обсадної колони	$d_3 = 0,230$ м;
Зовнішній діаметр обсадної колони	$d_4 = 0,245$ м;
Діаметр цементного кільця	$d_{ц} = 0,345$ м;
Геотермічний градієнт	$\Gamma = 0,051$ °С/м;
Температура нейтрального шару	$T_0 = 10$ °С;
Теплоємність проміжного теплоносія	$c_p = 4200$ Дж/(кг·°С);
Коефіцієнт теплопровідності гірської породи	$\lambda_{гр} = 2,9$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт теплопровідності цементного кільця	$\lambda_{ц} = 1,4$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт теплопровідності металу	$\lambda_{м} = 50$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції	$\lambda_{із} = 0,15$ Вт/м ·°С;
Коефіцієнт температуропровідності гірської породи	$a_{гр} = 0,0037$ м ² /год;
Температура на вході в ГСТО	$T_H = 70$ °С.

Таблиця 6.2

Розподіл температури надр по глибині свердловини в селищі Гудя Виноградівського району Закарпатської області

Глибина, м	Температура, °С
500	34,5
700	44,3
1000	59
1300	63,7
1500	83,5
1700	93,3
1840	100
2000	108
2300	122,7
2500	132,5
2700	142,3
3000	157
3500	181,5

Для геологічних умов селища Гудя Виноградівського району Закарпатської області (таблиця 4) залежність температури порід від глибини має вигляд (рис. 6.12):

$$\dot{Q}_f = 15 + 0,050 \cdot (I - 10)$$

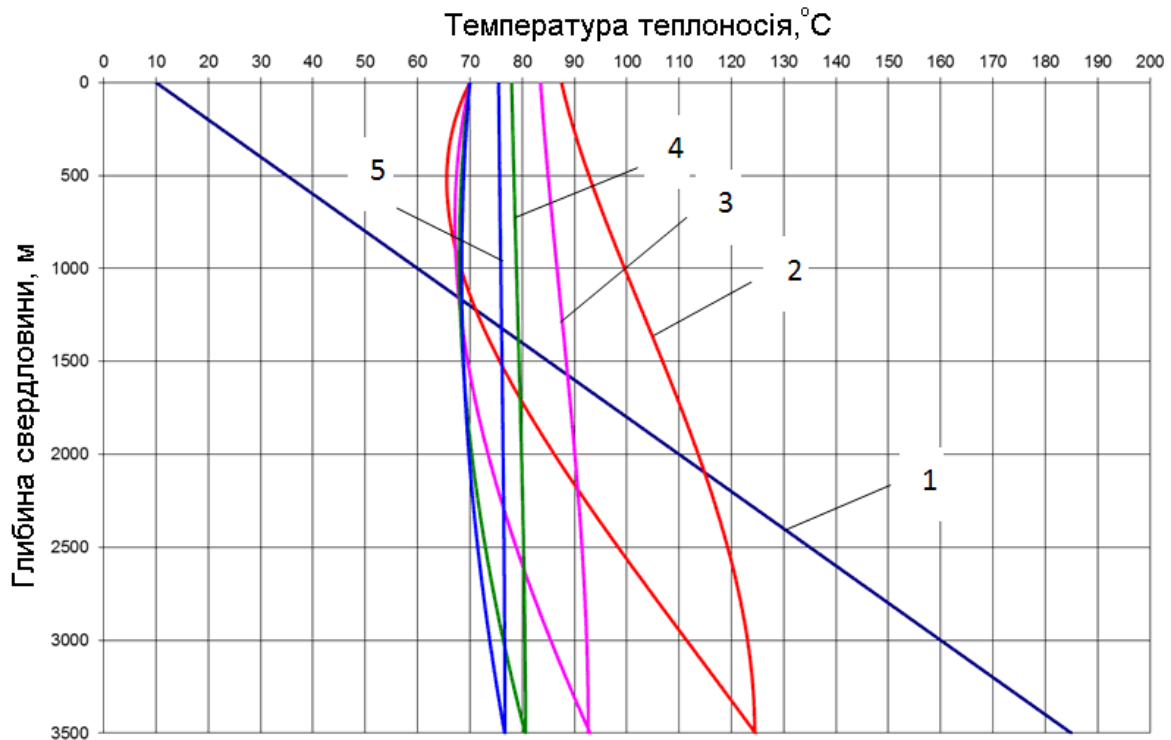


Рис. 6.12. Розподіл температури по довжині ГСТО при різних масових витратах теплоносія: а) діаметр обсадної колони свердловини 245 мм; б) діаметр обсадної колони свердловини 426 мм; 1 – температура гірських порід; 2 – витрата теплоносія 2 кг/с; 3 – витрата теплоносія 5 кг/с; 4 – витрата теплоносія 10 кг/с

Розрахункові криві теплової та електричної потужності системи геотермального енергопостачання на базі свердловин в селищі Гудя представлено на рис. 6.13.

Для техніко-економічних розрахунків термінів окупності обладнання з виробництва електричної енергії з геотермальної води була обрана турбіна-ORC 4200 виробництва компанії Electra Therm, США з електрогенератором, що працює за принципом органічного циклу Ренкіна [27].

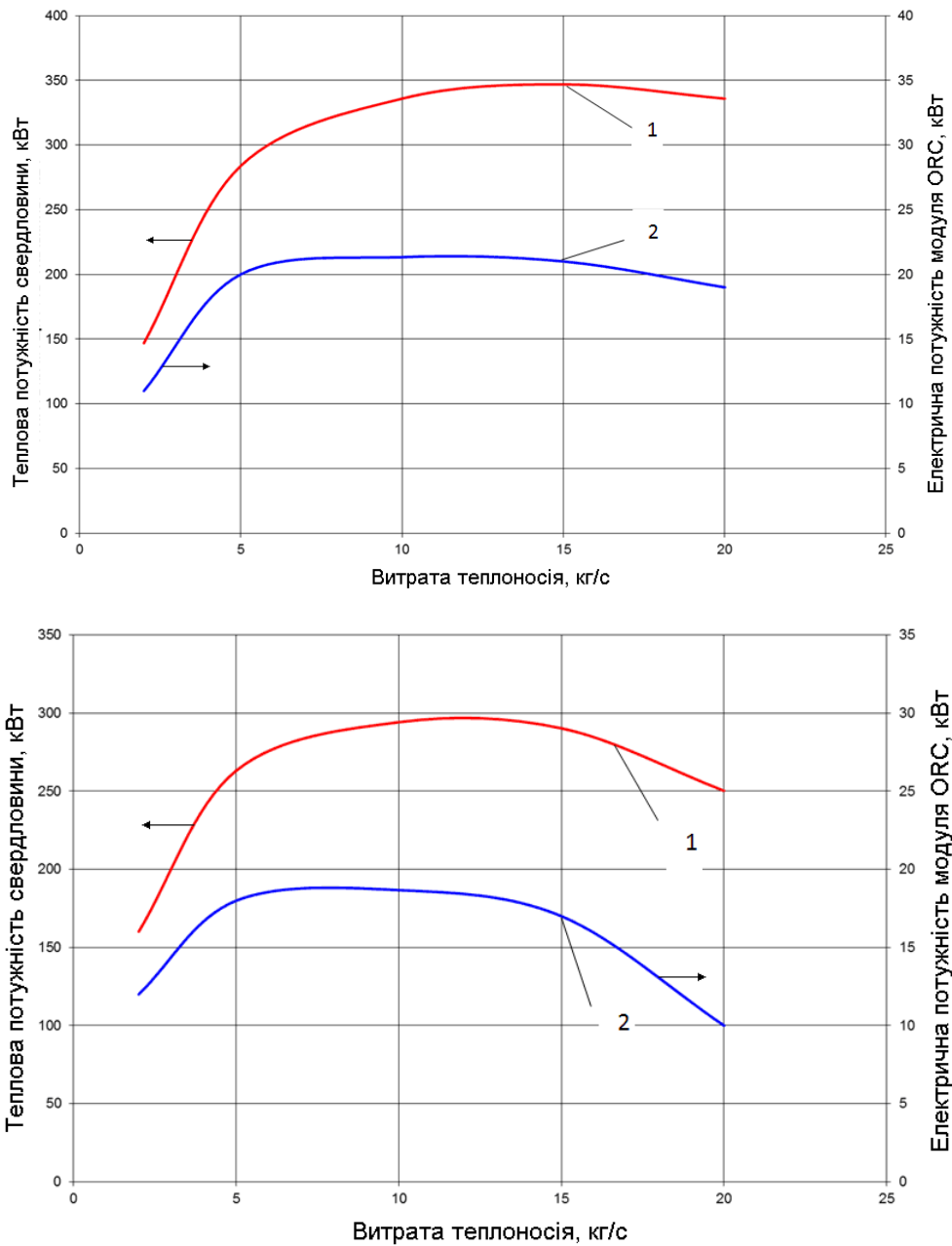


Рис. 6.13. Енергетичні характеристики ГСТО і модуля ОРЦ на базі свердловин в селищі Гудя: а) діаметр обсадної колони свердловини 245 мм; б) діаметр обсадної колони свердловини 426 мм; 1 – теплова потужність свердловини; 2 – електрична потужність модуля ОРС

Дана турбіна має ряд переваг, а саме:

- відсутність викидів газів, “що змінюють клімат”, в атмосферу;
- мінімальний рівень шуму і габарити;
- економія енергії;
- велика гнучкість застосування за допомогою модульної структури.

Так само, турбіна-ORC компанії Electra Therm має наступні конструктивні і експлуатаційні особливості:

1. Режим обертання дорівнює 1/10 у порівнянні з традиційним ORC, це дозволяє уникати застосування силової електроніки, оскільки генератор змінного струму складається з “індукційного генератора”, подібного індукційному двигуну.

2. Скорочене обслуговування, завдяки використаній технології (відсутність масла для змащення, фільтрів і т.д.), при якій змащування забезпечується за рахунок самого органічного потоку теплоносія.

3. Надійність і гарантія роботи з широким спектром температури первинного потоку.

4. Система перетворює залишкове тепло від геотермального джерела в електричну енергію без прямого застосування палива і без викидів в атмосферу і здатна виробляти електрику за допомогою тепла, температурою нижче 116 °С.

На рисунку 6.14 представлений діапазон продуктивності по електроенергії турбін-ORC Electra Therm.

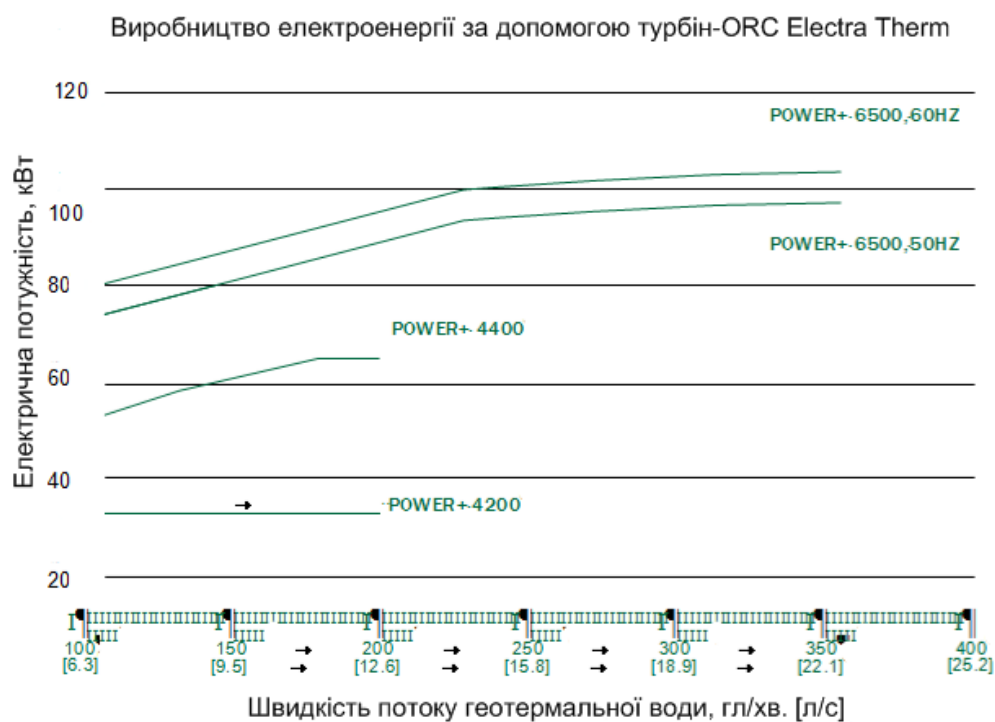


Рис. 6.14. Діапазон продуктивності по електричній енергії турбін-ORC компанії Electra Therm

Діапазон зміни технологічних параметрів турбіни-ORC 4200 Electra Therm представлено в таблиці, а схема геотермального тригенераційного енергокомплексу на базі ORC-модуля і адсорбційного теплового насоса.

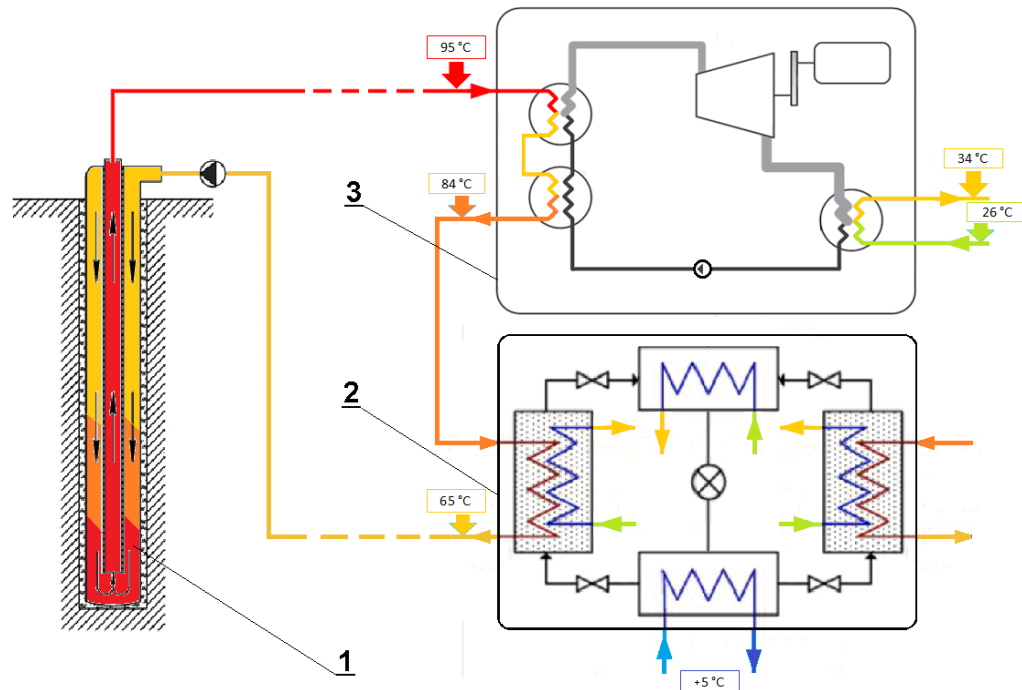


Рис. 6.15. Схема геотермального тригенераційного енергокомплексу на базі ORC-модуля і адсорбційного теплового насоса: 1 – ГСТО; 2 – адсорбційний тепловий насос; 3 – модуль ORC

Для простоти експлуатації системи виробництва електричної енергії за допомогою турбіни-ORC, утилізацію тепла геотермальної води організують через проміжний теплообмінник і вторинний контур проміжного теплоносія. Наявність теплообмінника дозволяє періодично чистити його поверхню від відкладень.

Вихідні дані для підбору турбіни-ORC

Для розрахунку було обрано такі вихідні дані:

Витрата очищеної води на вході в турбіну	10,5 л/с;
Температура очищеної води на вході в турбіну	95 °C;
Температура очищеної води на виході з турбіни	84 °C;
Теплова потужність, що підводиться на турбіну, яка отримана від геотермальної води	500 кВт;
Виробництво електричної енергії бруто	35 кВт;

Теплова енергія, що надходить на турбіну

після теплообмінників

471 кВт;

Теплова енергія, яку направляють на охолодження

після турбіни

433 кВт;

Температура охолоджуючої води на вході в конденсатор

26 °С;

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

34 °С;

Витрата охолоджуючої води через конденсатор

14 л/с.

Розрахунки проводили для попередньої оцінки використання однієї турбіни-ORC 4200 Electra Therm з максимальною піковою потужністю 35 кВт, яка протягом року – 350 днів (або 8 400 год./рік) виробляла електроенергію з номінальною потужністю 33 кВт·ч, що по року становить виробництво 277 тис. кВт·ч електричної енергії, проданої в електричній мережі.

Діаграму турбіни-ORC 4200 компанії Electra Therm із зазначенням матеріальних потоків представлено на рисунку 21.

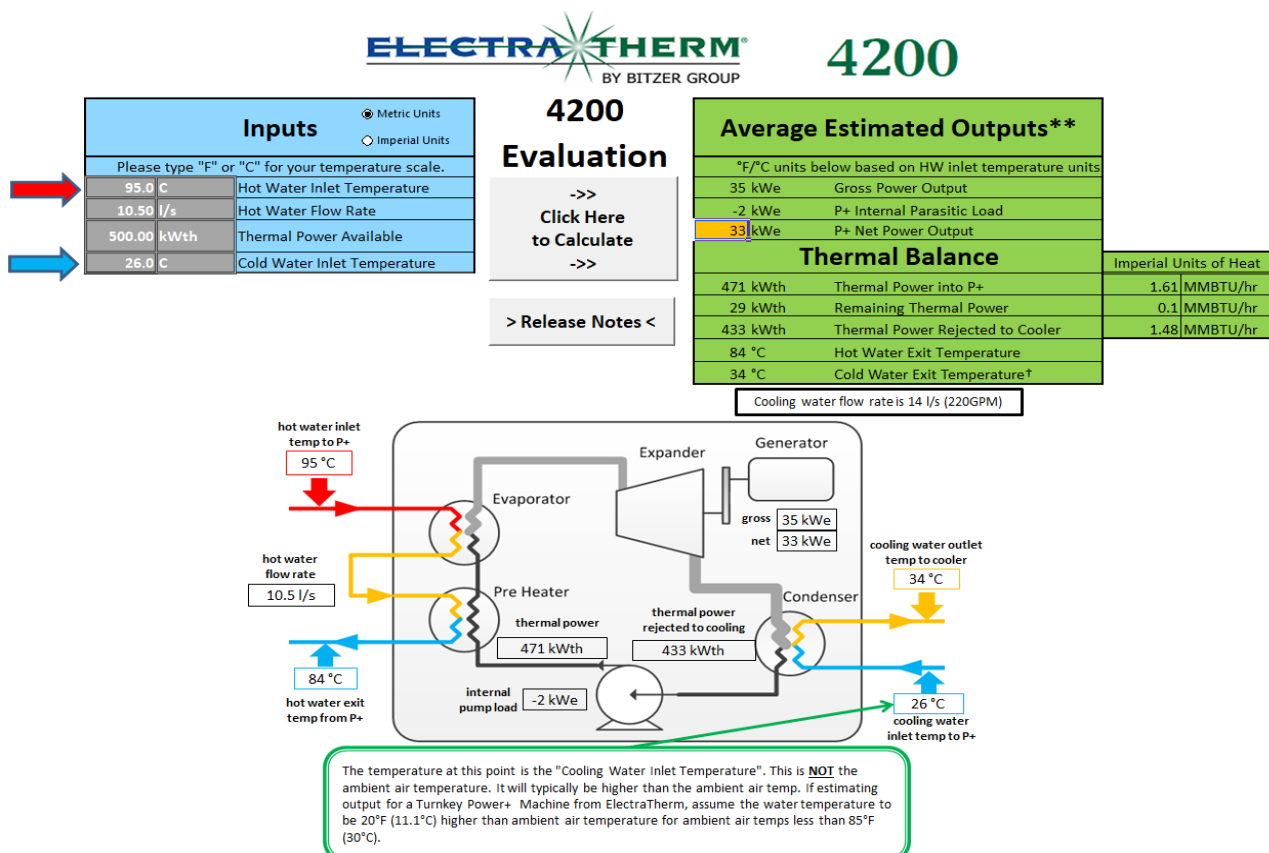


Рис. 6.16. Діаграма турбіни-ORC 4200 компанії Electra Therm із зазначенням матеріальних потоків

6.2. Промислова апробація розроблених технологічних процесів з застосуванням теплових насосів

6.2.1. Теплонасосна система осушення повітря в промислово-технологічній лінії з виробництва порошків з тропічних фруктів в умовах високовологого середовища

Четверта зона має замкнутий контур циркуляції з теплонасосною системою осушення повітря. В зоні підтримується температура близько 60 °С і вологовміст сушильного агента 20 г/кг с.п., що на 10 г/кг с.п. нижче, ніж в навколишньому середовищі. При низькотемпературному сушінні нагрівання теплоносія в зоні здійснюється за допомогою теплового насосу, теплогенератор використовується при необхідності «стартового прогрівання» або більш високих температур теплоносія.

Схема сушильної установки з примусовим осушенням теплоносія та загальний вигляд системи осушування повітря показані на рис. 6.17 та 6.18. Вологе відпрацьоване повітря після сушильної камери 1 через патрубок 8 проходить рекуперативний теплообмінник 5 і надходить до випарника теплового насоса 6, де за рахунок охолодження повітря нижче за точку роси з нього випадає волога. Холодне осушене повітря через рекуперативний теплообмінник 5 надходить до конденсатора теплового насоса 4, нагрівається в ньому і подається через патрубок 9, вентилятор 3, теплогенератор 2 в сушильну камеру 1. Рекуперативний теплообмінник 5 дозволяє зменшити витрати енергії в тепловому насосі за рахунок часткового охолодження вологого теплового повітря на вході у випарник в результаті теплообміну з холодним повітрям, що виходить з випарника.

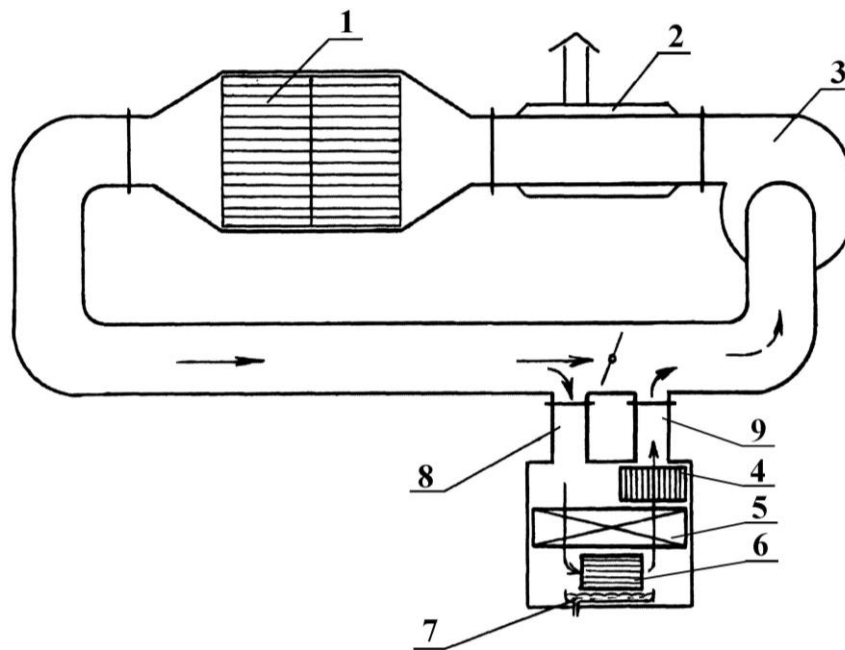


Рис. 6.17. Четверта зона конвективної сушильної установки з примусовим осушенням теплоносія: 1 – сушильна камера; 2 – теплогенератор; 3 – вентилятор; 4 – конденсатор теплового насосу; 5 – рекуперативний теплообмінник; 6 – випарник теплового насосу; 7 – збірник конденсату; 8, 9 – повітряні патрубки

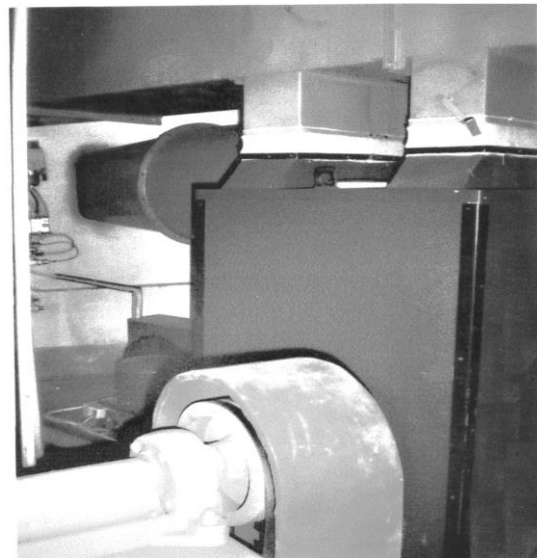


Рис. 6.18. Загальний вигляд системи осушення повітря

6.2.2. Теплонасосний осушувач повітря для пристрою сушіння полімерних матеріалів при їх переробці та утилізації

При переробці полімерних матеріалів існує проблема попереднього зневоднення вихідної сировини у вигляді гранул, які мають розвинену зовнішню поверхню і поглинають вологу з оточуючого середовища. Навіть незначна присутність вологи в сировині при термічній переробці призводить до деструкції полімеру і, як наслідок, до зниження якості готових виробів. Це можуть бути як видимі дефекти, такі як спучування, повітряні та парові бульбашки, так і приховані дефекти, які приводять до зниження експлуатаційних характеристик, міцності, електропровідності тощо.

Вологовміст матеріалу суттєво залежить від вологості оточуючого середовища. Наприклад, водопоглинання (W , %) поліетилентерефталату визначається залежністю:

$$W=h \cdot k, \quad (4.13)$$

де h – відносна вологість оточуючого середовища; k – константа (для аморфного ПЕТФ $k = 0,0125$, для кристалічного – $0,0080$), що перевищує максимально припустимий вміст вологи в полімері при переробці (0,02 %).

Таким чином, точне визначення вологості вихідної сировини є необхідною умовою для одержання гарантованої якості продукції, а попереднє зневоднення – обов'язковий етап в переробці пластичних матеріалів. Для зневоднення гранул потрібне сухе повітря з дуже низькою температурою точки роси, яке практично не існує в природних умовах, тому повітря, що використовується для зневоднення, обробляють в спеціальному пристрої, в якому відбирається зайва волога, після чого нагрівають до температури, що визначається типом матеріалу, і тільки після цього сухе, гаряче повітря прямує в пристрій для зневоднення гранулята. Зневоднення полімерних матеріалів набуває ще більшого значення при утилізації та переробці вторинної сировини – подрібнених відходів, початкова вологість яких значно перевищує припустиму.

З метою створення енергоефективного обладнання для зневоднення полімерних матеріалів при їх переробці та утилізації в ІТТФ НАН України були

проведені експериментальні дослідження процесу зневоднення гранул та подрібнених відходів ПЕТФ.

Дослідження проводились на експериментальному стенді (рис. 6.19), який складався з послідовно з'єднаних в замкнутий циркуляційний контур вентилятора 1, нагрівача 2, сушильної камери 3 з коміркою для зразків 4 та електронних ваг 5. Циркуляційний контур має патрубки 6 і 7 для викиду частини вологого і подачі свіжого повітря. На патрубок входу свіжого повітря встановлений блок зневоднення 8.

Для вибору режимів зневоднення були визначені рівноважний вологовміст та залежність парціального тиску пари води над зразками ПЕТФ від температури. Вологовміст ПЕТФ визначався методом зневоднення до абсолютно сухого стану. Зневоднення здійснювалося в вакуумній камері протягом 6 годин з постійною відкачкою пари вакуумною помпою з кінцевим тиском $5 \cdot 10^{-3}$ мм.рт.ст. Максимальна температура зневоднення 170 °С. Початкова вологість зразків становила: гранули ПЕТФ – 0,435 %, подрібнені вторинні відходи – 1,137 %.

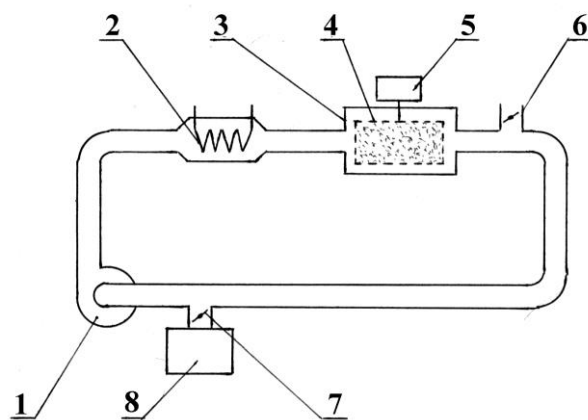


Рис. 6.19. Експериментальний стенд для дослідження процесу зневоднення ПЕТФ:

- 1 – вентилятор; 2 – нагрівач; 3 – сушильна камера; 4 – комірка для зразка;
5 – електронна вага; 6, 7 – патрубки; 8 – блок зневоднення

Отримані дані по вологості подрібнених відходів ПЕТФ можуть незначно відрізнятися від фактичних, що пояснюється наявністю забруднень на поверхні досліджуваного полімеру.

Отримані результати показали теоретичну можливість зневоднення ПЕТФ при температурах до 160 °С повітрям з вологовмістом нижчим ніж 10 г/кг сухого повітря. Для інтенсифікації процесу бажано максимально зменшити вологовміст сушильного агента. Кінетика процесу зневоднювання відходів ПЕТФ досліджувалась при температурі 160 °С і вологовмісті сушильного агента $d = 5$ г/кг с.п. і $d = 10$ г/кг с.п (рис. 6.20).

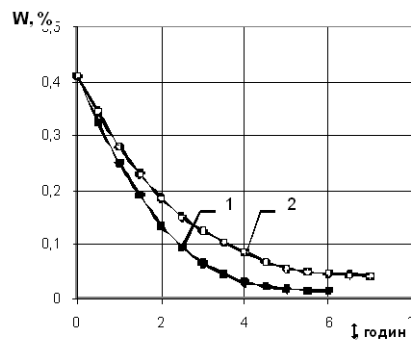


Рис. 6.20. Вплив вологовмісту сушильного агента на кінетику зневоднення пластинок ПЕТФ при температурі 160 °С:

1 – $d=5$ г/кг с.п.; 2 – $d=10$ г/кг с.п.

1 – подрібнені відходи; 2 – гранули

При $d = 5$ г/кг с.п. залишкова вологість матеріалу при тривалості сушіння 4 години становить 0,02 %, що повністю задовольняє технічним вимогам при переробці ПЕТФ.

Представлені результати дозволяють стверджувати, що зниження вологовмісту від $d = 10$ г/кг с.п. до $d = 5$ г/кг с.п. дозволяє не тільки досягти потрібної кінцевої вологості матеріалу 0,02 %, а й значно скоротити тривалість зневоднення. Таким чином зниження вологовмісту сушильного агента при сталій температурі матеріалу приводить до значної на 20-25 % інтенсифікації процесу.

За результатами досліджень розроблений і випробуваний осушувач повітря для пристрою сушки подрібнених відходів ПЕТФ продуктивністю по осушеному повітрю 200 м³/год. Осушувач повітря призначений для забезпечення ефективної роботи пристрою сушки відходів ПЕТФ в процесі їх переробки на лінії гранулювання термопластів ЛГТВ-150. (рис. 6.21). Технологічна лінія експлуатується в дослідному виробництві УкрНДІПластмаш.

Осушення повітря проводиться методом конденсації вологи. Установа включає теплонасосний агрегат з компресором потужністю 1,1 кВт, рекуперативний теплообмінник “повітря–повітря” і вентилятор з системою повітророзподілу (рис. 6.22).

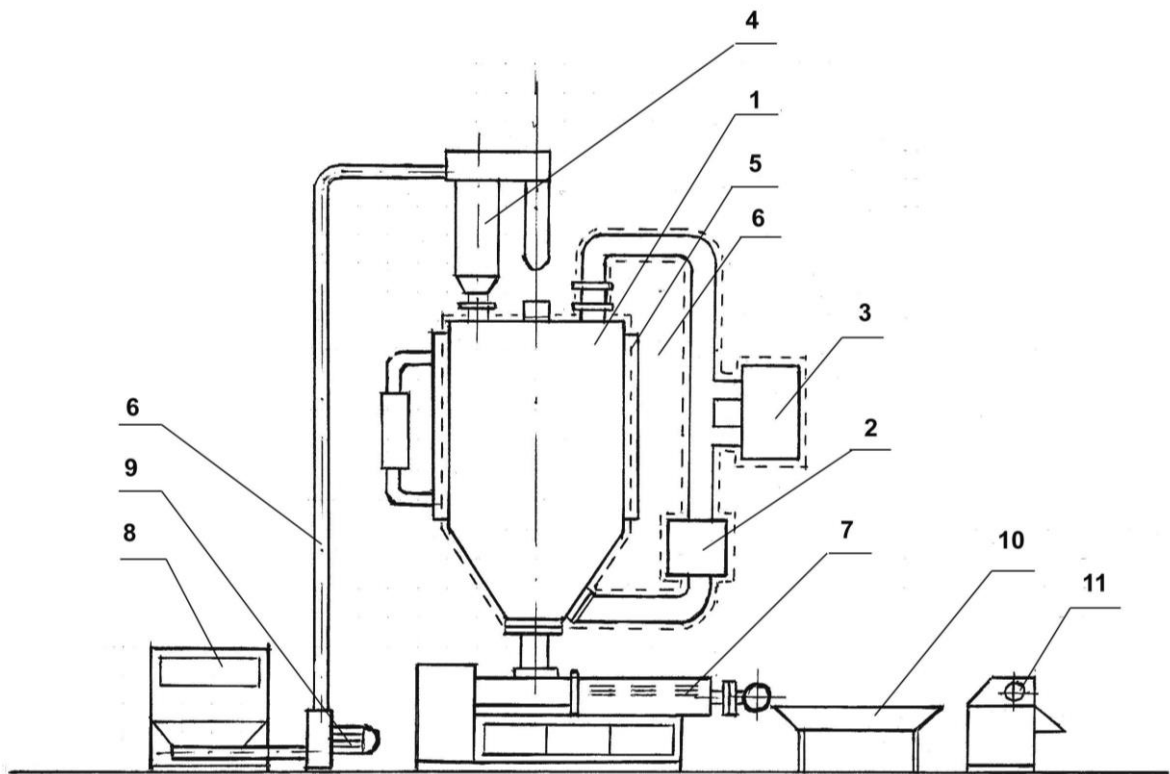


Рис. 6.21. Схема технологічної лінії гранулювання термопластів ЛГТВ-150 (пунктиром показана сушарка):

1 – бункер $V = 0,9$ м³; 2 – калорифер з вентилятором; 3 – осушувач повітря; 4 – вузол пневмоподачі; 5 – вузол повітроочищення; 6 – система повітропроводів; 7 – прес черв'ячний; 8 – подрібнювач; 9 – вентилятор; 10 – пристрій охолодження; 11 – пристрій різання.



Рис. 6.22. Конденсаційний осушувач повітря для пристрою сушки відходів ПЕТФ в лінії гранулювання термопластів ЛГТВ-150

Осушене повітря подається в замкнутий контур циркуляції сушильного агента, а відповідна частина відпрацьованого вологого сушильного агента через рекуперативний теплообмінник викидається в навколишнє середовище.

Установка працює таким чином. Атмосферне повітря всмоктується обгородженим вентилятором через перфоровану стінку корпусу осушувача, проходить фільтр-очищувач і подається в рекуперативний теплообмінник, де охолоджується за рахунок теплообміну з холодним повітрям, що виходить з випарника. Після часткового охолодження в теплообміннику повітря доохолоджується у випарнику теплонасосного агрегату, де з нього вилучається волога. Холодне осушене повітря, що вийшло з випарника, послідовно нагрівається в рекуперативному теплообміннику, конденсаторі теплового насоса, теплоутилізаторі викидного повітря і відцентровим вентилятором подається в напірний патрубок бункера для сушіння відходів поліетилентерефталату.

Для підвищення економічності осушувальної установки процес охолодження повітря здійснюється в два ступені. При цьому температура охолодження вибирається з таким розрахунком, щоб основна частина вологи випадала в рідкій фазі в рекуперативному теплообміннику, а залишкова осідала на поверхні повітроохолоджувача у вигляді інею.

6.2.3. Теплонасосне гаряче водопостачання житлового мікрорайону в м. Краматорську з використанням низькопотенційної теплоти каналізаційних стоків.

Практично невичерпним джерелом дешевої теплової енергії є тепло каналізаційних стоків. Температура господарсько-побутових каналізаційних стоків коливається в межах 15-25 ° С і навіть в самий холодний період року не опускається нижче 10 ° С. З каналізаційними стоками в природу скидається величезна кількість тепла. Ця тепла енергія на даний момент ніяк не використовується.

Проектом передбачалося створення пілотної теплонасосної установки для системи гарячого водопостачання житлового мікрорайону в м Краматорську з використанням парокомпресійних теплових насосів, які утилізують теплоту каналізаційних стоків.

Станція перекачування каналізаційних стоків знаходиться на відстані 70 метрів від котельні, в якій розміщено теплонасосної обладнання. Згідно проекту в якості теплогенеруючого обладнання застосовані теплові насоси 30НХС 200-РНЗ фірми Carrier (США).

Котельня працює тільки на ГВС і цілий рік забезпечує гарячою водою житлові будинки мікрорайону.

Експлуатаційні показники діючої котельні

Теплове навантаження ГВП

Середньорічне	0,631 Гкал/год
максимальне	1,472 Гкал/год

Температура води, яка подається на нагрів

влітку	+15 °С
взимку	+5 °С

Витрата води

середня	10,11 м ³ /год
максимальна	27,3 м ³ /год

На каналізаційно-насосної станції неочищені господарсько-побутові стоки, що надходять по каналізаційним колекторам, збираються в підземному приймальному резервуарі, після чого перекачуються за допомогою фекальних насосів.

Технічні показники каналізаційно-насосної станції

Кількість перекачуваних стічних вод

максимум	3770 м ³ /добу
мінімум	2030 м ³ /добу
в середньому	2900 м ³ /добу

Температура стічних вод

максимальна	28 °С
мінімальна	10 °С
середня	18 °С

При розробці проекту основним завданням було створення енергетично ефективної і експлуатаційно надійної системи утилізації теплоти неочищених каналізаційних стоків.

У відповідності зі схемою утилізація теплоти каналізаційних стоків відбувається в підземному теплообміннику-утилізаторі типу «труба в трубі» (рис. 6.21), який розташований між котельні і станцією перекачування каналізаційних стоків. Неочищені стічні води, які мають температуру близько 20 °С, з приймального резервуара фекальними насосами подаються в теплообмінник-утилізатор, де віддають теплоту проміжного теплоносія, охолоджуючись до температури 12-14 °С, після чого по трубопроводу Т6 повертаються в резервуар.

Нагріте в теплообміннику-утилізатори до 10-12 °С проміжний теплоносій подається у випарник теплового насоса 1, де охолоджується до температури 8 °С і знову прямує в теплообмінник-утилізатор.

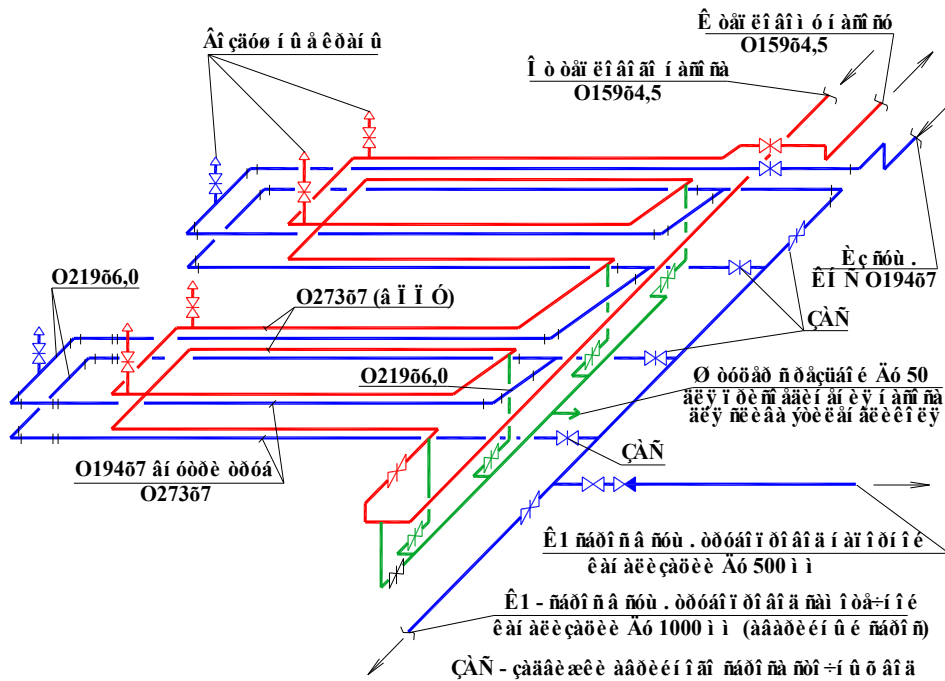


Рис.6.21. Схема підземного теплообмінника-утилізатора



Рис.6.22. Загальний вигляд теплового насоса 30NXC 200-PH3 Carrier і підземного теплообмінника-утилізатора на стадії монтажу

Багаторічна експлуатація теплонасосної установки показала стабільність теплових характеристик системи та підтвердила ефективність розробленого технічного рішення. Середньорічна величина коефіцієнта перетворення теплового насоса склала 3,5, а в окремі місяці досягала значення 4,5. Економія природного газу за умови цілорічної експлуатації теплонасосної установки на повну теплову потужність складає 1,56 млн. м³.

Результати експлуатації теплонасосної установки в неопалювальний сезон в 2010-2011 р.р.

Місяць	Електроспоживання, кВт·год/місяць	Вироблення гарячої води, м ³ /добу	Коефіцієнт перетворення
2010 рік			
травень	30422	53,2	3,14
червень	31459	57,4	3,17
липень	30692	63,6	3,72
серпень	25433	63,7	4,50
вересень	37317	67,0	3,12
2010 рік			
травень	74171	151,3	3,68
червень	88954	152,1	2,98
липень	83934	161,3	3,45
серпень	71421	142,2	3,58
вересень	90974	185,5	3,25

6.3. Висновки до розділу 6

1. Вилучення геотермальної теплоти за рахунок використання стовбура свердловини як глибинного свердловинного теплообмінника з замкнутою циркуляцією води дозволяє використовувати в якості енергетичного джерела будь-які свердловини (незалежно від наявності геотермальних вод) і мінімізує ризик забруднення навколишнього середовища мінеральними речовинами, що містяться в геотермальних флюїдах.

2. Теплова потужність ГСТО залежить від часу експлуатації системи. Через п'ять років роботи ГСТО встановлюється квазістаціонарний стан із зменшенням теплової потужності до 40 % від початкової.

3. Температурний рівень і кількість вилученого геотермального тепла залежать від температури теплоносія на вході в ГСТО, витрати теплоносія і ступеня теплоізоляції підйомної труби.

4. В системах геотермального теплопостачання з ростом витрати теплоносія через ГСТО теплова потужність свердловини збільшується, а температура на виході знижується, тому величину витрати теплоносія необхідно оптимізувати з урахуванням експлуатаційних характеристик застосованого теплового насосу.

5. Адсорбційні теплові насоси на нових композитних сорбентах працюють при невисоких температурах джерела теплової енергії (починаючи з 50 °С) і при роботі в підвищувальному режимі забезпечують збільшення температурного потенціалу джерела енергії на 30...35 °С з коефіцієнтом трансформації 0,49.

6. На базі раніше пробурених недіючих газовидобувних свердловин можуть бути створені системи автономного геотермального тепло-, холодо- и електропостачання об'єктів агропромислового комплексу.

7. Виробнича апробація розроблених технологічних процесів з використанням теплових насосів показала високу ефективність установок і підтвердила правильність розроблених методик розрахунку і проектування обладнання.

ВИСНОВКИ

На основі теоретичного обґрунтування розроблені наукові напрями та шляхи вдосконалення технологій сорбційного перетворення теплоти, оптимізації та підвищення енергетичної ефективності адсорбційних термотрансформаторів.

1. Одним з дієвих способів енергозбереження є максимальне залучення в енергетичний оборот низькопотенційної теплоти, непридатною для безпосереднього використання. Утилізація низькопотенційної теплоти і трансформація її на більш високий температурний рівень найбільш ефективно здійснюються за допомогою сорбційних перетворювачів теплоти як абсорбційного, так і адсорбційного типів. Сорбційні перетворювачі теплоти - більш економічні у порівнянні з парокомпресійними тепловими насосами за показником споживання первинного палива і мають суттєву перевагу в тому, що вони здатні працювати практично від будь-якого теплового джерела (пар, гаряча вода, вторинні теплові ресурси підприємств, сонячна, геотермальна енергія та ін.).

2. В результаті проведених досліджень виявлено, що подальше вдосконалення технології сорбційного перетворення теплоти пов'язано, в першу чергу, зі створенням нових енергоефективних сорбційних матеріалів, властивості яких максимально відповідають умовам робочих циклів сорбційних перетворювачів теплоти. Розробка вихідних даних для синтезу нових сорбційних матеріалів повинна базуватись на комплексному аналізі температурного рівня теплоти та холоду, необхідного потенційним споживачам, температурних параметрів систем, генеруючих теплову енергію, визначенні умов термодинамічних циклів сорбційних перетворювачів теплоти, питомої сорбційної місткості та енергоемності матеріалів

3. На підставі експериментального вивчення властивостей хемосорбентів та аналітичного дослідження закономірностей процесів сорбції-десорбції встановлено, що перспективними робочими тілами для адсорбційних холодильних і теплонасосних установок є матеріали, сорбційна дія яких обумовлена використанням оборотних термохімічних реакцій. В якості сорбційних матеріалів можуть застосовуватися гідрати, сольвати, аміакати солей лужних і лужноземельних металів.

4. Обґрунтована та практично підтверджена на експериментальних та дослідно-промислових зразках термотрансформаторів можливість суттєвого розширення зони робочих концентрацій сольових сорбентів в адсорбційному термодинамічному циклі за рахунок введення солей в інертний носій з жорстким пористим каркасом. Такий адсорбент здатен утримувати в собі сіль навіть при її розрідженні, що забезпечує можливість роботи даного адсорбенту як у зоні твердого, так і рідкого сольового розчину. Сорбційні перетворювачі теплоти на нових робочих тілах охоплюють значно ширший діапазон робочих температур в порівнянні з традиційними термотрансформаторами адсорбційного і абсорбційного типів, що істотно розширює сферу впровадження і температурні рамки застосування даного обладнання.

5. Виходячи з принципу температурної інваріантності Полянї, розроблена методика пошуку та вибору адсорбентів, перспективних для їх застосування в якості робочих тіл сорбційних перетворювачів теплоти. Методика дозволяє вибрати оптимальні сорбенти для різних практичних застосувань на підставі обмеженого набору експериментальних даних, у тому числі з ізотерм адсорбції, отриманих при температурах, що відрізняється від реалізованих в відповідному адсорбційному циклі. Із застосуванням цієї методики створена і систематизована база даних хемосорбентів, перспективних для використання як робочих тіл адсорбційних перетворювачів теплоти.

6. За результатами експериментального дослідження та математичного моделювання процесів тепломасопереносу в апаратах адсорбційних холодильних установок і теплових насосів встановлені енергетичні показники нових робочих тіл, визначені методи оптимізації параметрів адсорбційного шару в залежності від складу і властивостей адсорбенту.

7. Для визначення особливостей та шляхів подальшого вдосконалення сорбційних перетворювачів теплоти на нових робочих тілах зразки сонячних адсорбційних холодильників апробовані в різних природно-кліматичних умовах, за результатами яких встановлені реальні втрати адсорбційного циклу, визначені причини їх виникнення та шляхи зменшення. Розроблені загальні принципи

розрахунку і проектування апаратів сорбційних перетворювачів теплоти, що працюють в умовах змінної температури гріючого джерела.

8. Можливість керування вологоємністю і температурою регенерації розроблених сольових сорбентів шляхом варіювання складу і робочої концентрації сольового розчину в пористому носії дозволила створити принципово нові технологічні процеси і апарати, реалізація яких на традиційних, раніше відомих сорбційних матеріалах, - малоефективна або неможлива. До таких нових розроблених і апробованих технологій і об'єктів відносяться: сонячний сорбційний генератор води з атмосферного повітря, адсорбційний холодильник-сумка, система теплонасосного сорбційного осушення та нагріву теплоносія в конвективних сушильних установках.

9. Висока сорбційна ємність і помірна температура регенерації розроблених сольових сорбентів дозволили створити адсорбційні енергоакумулюючі теплонасосні агрегати, які мають у 6-7 разів більшу питому енергоємність, ніж у традиційних теплоакумулюючих матеріалів з фазовим переходом і дозволяють зберігати енергію у вигляді термохімічного потенціалу сорбенту практично необмежений час без втрат.

10. Сорбційні термотрансформатори з використанням нових композитних речовин із зниженою температурою регенерації можуть ефективно працювати від низькотемпературних джерел енергії. Це дозволяє використовувати для роботи термотрансформаторів значно ширший спектр низькотемпературних теплових джерел та викидів промисловості, в тому числі - сонячне тепло, одержане за допомогою дешевих плоских приймачів, а також термальні води.

11. Економічно доцільним напрямком використання сорбційних термотрансформаторів з новими робочими тілами може бути виробництво теплової енергії для централізованого опалювання та гарячого водопостачання в комунальному господарстві. Сорбційні холодильні машини і теплові насоси, на відміну від парокомпресійних, не вимагають великих витрат дефіцитної електроенергії та можуть використовувати для роботи більш дешеву теплову

енергію, вторинні енергоресурси та поновлювані джерела енергії з низьким енергетичним потенціалом.

12. У рамках регіональних програм з модернізації комунальної енергетики в семи областях України здійснені обстеження, зібрані та систематизовані дані щодо джерел вторинного тепла, які з застосуванням теплонасосних технологій можуть бути використані для теплозабезпечення комунальних об'єктів. Розроблені технічні проекти систем утилізації теплоти шахтних вод, каналізаційних стоків, промислових ВЕР з використанням різних типів сорбційних та парокомпресійних теплових насосів і визначені об'єкти, рекомендовані до першочергового впровадження.

Пілотний проект теплонасосної станції гарячого водопостачання потужністю 1,5 МВт на базі використання теплоти неочищених стоків міської каналізаційної системи був впроваджений в 2008 році в м. Краматорську. П'ятирічна експлуатація теплонасосної станції показала високу ефективність запропонованих технічних рішень. Робота отримала перше місце в конкурсі «ТОП – Енергоефективність» в номінації «Найкраще впровадження енергоефективних технологій».

13. Перспективним напрямком є використання нічної надлишкової електроенергії для опалення в комунально-побутовому секторі з використанням теплових насосів. В таких системах опалювання найбільш ефективно використовувати адсорбційні теплонасосні агрегати, які мають коефіцієнт перетворення близько 1,5 і здатні рознести в часі процеси виробництва теплоти і споживання енергії. Адсорбційний тепловий насос забезпечує цілодобове опалювання, споживаючи електричну енергію тільки в нічний час за пільговим тарифом. Споживання електричної енергії в час нічних провалів сприяє згладжуванню графіка добового споживання і підвищенню ефективності діючих енергогенеруючих потужностей.

14. За результатами випробувань експериментального зразка адсорбційного теплонасосного опалювального агрегату на нових хемосорбентах отримані енергетичні показники дійсного адсорбційного циклу, розроблені принципи розрахунку та оптимізації конструкції адсорбційних теплових насосів. Показано, що при 24-годинному циклі роботи агрегату за умови споживання електроенергії

протягом 7 годин вартість виробленої теплової енергії буде в 1,5-2 рази нижчою за тарифи Київенерго для бюджетних і комерційних організацій, що підтверджує перспективність створення та впровадження такого типу обладнання.

15. Встановлено, що сорбційні перетворювачі теплоти на нових робочих тілах здатні трансформувати на високий температурний рівень (до 95°C) теплоту низькопотенційних джерел з температурою 10...25°C, зокрема водообігових циклів в промисловості та енергетиці, стічних і шахтних вод, зворотної мережевої води ТЕЦ, відкритих водоймищ та ін.

У містах з централізованим теплопостачанням залучення до енергетичного балансу теплоти стічних вод, наявних у будь-якому житловому районі, за допомогою сорбційних термотрансформаторов, працюючих на тепловій енергії ТЕЦ, дозволяє зменшити на 20% витрати первинного палива на гаряче водопостачання та опалення.

За проведеними розрахунками широкомасштабне впровадження пропонованої технології в Україні дозволить скоротити споживання природного газу підприємствами ЖКГ на 1,3 млрд. м³ на рік. Проекти утилізації низькопотенційних ВЕР з використанням тепловикористовуючих сорбційних перетворювачів теплоти мають високу енергетичну та економічною ефективністю з термінами окупності 1,5-3 роки.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. R. Critoph. Towards a one tonne per day solar ice maker WREC 1996 pp. 626-631
2. R.Z. Wang, M. Li, Y.X. Xu and J.Y. Wu – An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker –Solar Energy Vol. 68, No. 2, pp. 189-195, 2000
3. E.-J. Bakker, R. de Boer, S. Smeding, N. Sijpheer, M. van der Pal, Development of an innovative 2.5 kW silicagel-water adsorption chiller, 2011
4. N.M. Khattab - A novel solar-powered adsorption refrigeration module - Applied Thermal Engineering 24 (2004) 2747-2760
5. F. Buchter, C. Hildbrand, Ph. Dind and M. Pons - Experimental data on an advanced solar-powered adsorption refrigerator.
6. C. Hildbrand, Ph. Dind, F. Buchter and M. Pons – A new solar powered adsorption refrigerator with high performance – EUROSUN 2002, ISES Europe Solar Congress, Bologna June23-26 2003
7. E. Hu – Simulated results of a non-valve, daily-cycled, solar-powered carbon/methanol refrigerator with a tubular solar collector – Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 5, pp. 439-445, 1996
8. Grisel, R. J. H., S. F. Smeding, et al. (2010). Waste heat driven silica gel/water adsorption cooling in trigeneration. Applied Thermal Engineering 30(8-9): 1039-1046
9. F. Buchter, C. Hildbrand, Ph. Dind and M. Pons - An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso - International Journal of Refrigeration 26 (2003) 79-86
10. Tchernev D. A waste heat driver automotive air conditioning system // International Sorption Heat Pump Conference. Munich, 1999. P. 65.
11. Adsorption refrigerator uses low-temperature waste heat // Newletters. 2000. № 1. P. 7.
12. Dawoud B. A hybrid solar-assisted adsorption cooling unit for vaccine storage // Renew. Energy. 2007. V. 32. P. 947.
13. Kato Yu., Ando K., Yoshizawa Y. Study on a Regenerative Fuel Reformer for a Zero-Emission Vehicle System // J. Chem. Eng. Japan. 2003. V. 36. № 7. P. 860.

14. M. Li, R.Z. Wang, Y. Xu, J. Wu and A. Dieng – Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker – *Renewable Energy* 27 (2002) 211-221
15. X. Zhang, R.Z. Wang – Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system – *Renewable Energy* 27 (2002) 401-415
16. F. Lemmini, A. Errougani, F. Bentayeb – Réalisation expérimentale d'un réfrigérateur solaire à adsorption à Rabat –Tétouan Maroc Feb 2002
17. Grzebielec A., 2009. Experimental study on adsorption heat pump. *Arch. Thermodyn.*, 30, 4, 189–200.
- 18 Wang DC, Xia ZZ, Wu JY, Wang RZ, Zhai H, Dou WD. Study of a novel silica gel– water adsorption chiller. Part 1. Design and performance prediction. *International Journal of Refrigeration* 2005; 28(7):1073–83.
19. Vasiliev LL, Mishkinis DA, Vasiliev Jr LL. Multi-effect complex compound/ ammonia sorption machines. In: *International absorption Heat Pump Conference*, Montreal, Canada, 1996. pp. 3–8.
20. E. Hu - A study of thermal decomposition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems - *Solar Energy* Vol. 62 No.5 pp. 325-329 – 1998
21. Vasiliev LL, Mishkinis DA, Antukh AA, Vasiliev Jr LL. New solid sorption refrigerator. In: *Proceedings of the international conference on energy and environment*, ICEE; 1998. p. 169–76.
22. Vasiliev LL, Mishkinis DA, Antukh AA, Vasiliev Jr LL. Solid–gas solid sorption heat pump. *Applied Thermal Engineering* 2001;21(5):573–83.
23. S. Zech - Kühlschrank mit solarem Antrieb - *KI Luft- und Kältetechnik* 12/1995 - S. 559
24. U. Jakob, Recent Developments of Small-Scale Solar or Waste Heat Driven Cooling Kits for Air-Conditioning and Refrigeration, *Heat Powered Cycles Conference* 2009, TU Berlin, Germany, 07.-09.09.2009.
25. Miles, D. J. and Shelton, S. V., 1996. Design and testing of a solid-sorption heat pump system. *Appl. Therm. Engng*, 16(5), pp. 389–394.

26. Wave Air Corporation, 1993. Solid-Sorption Gas Heat Pump: Technology and market description, Internal report, August 1993.
27. Bhattacharyya M., Ronx J.I. Experimental investigation of a refrigerator and heat pump. Using natural zeolites /21st Intersociety Energy Conversion Eng. Conf. Washington PC. / San-DiegoCalif., 1986. – N 2. – P. 766-771.
28. T. Miltkau, B. Dawoud. Dynamic modeling of the combined heat and mass transfer during the adsorption/desorption of water vapor into/from a zeolite layer of an adsorption heat pump / International Journal of Thermal Sciences 41 (2002) 753–762.
29. Y. Liu, K.C. Leong. The effect of operating conditions on the performance of zeolite/water adsorption cooling systems / Applied Thermal Engineering 25 (2005) 1403–1418
30. Spears J.M. Chemical storage of solar energy using an old change demonstration / J. Chem. Educ. V. 81. N 3. 1984. P. 252-254.
31. Duminil M. Les metodes de production du froid et leur adaptation a l'utilisation de l'energie solaire / Can. A.F.E.D.E.S., 1978. N 5. P. 13-110
32. Worsoe-Schmidt P. Solar refrigeration for developing countries using a solid-absorption cycle / Int. J. of Ambient Energy. 1983. V. 4. P. 115-123.
33. Smith J.M. Chem.Eng.Progress, 44, 521, 1948.
34. Stull D. Ind. Eng. Chem., 39, N 4, 5, 17. 1947.
35. Meunier F. Adsorption heat powered heat pumps. Appl Therm Eng 2013;61:830-6.
- 36 Wang R, Wang L, Wu J. Adsorption refrigeration technology: theory and application. Singapore Pte: John Wiley & Sons; 2014 [Ltd].
37. Pons M, Meunier F, Cacciola G, Critoph R, Groll M, Puigjaner L, Spinner B, Ziegler F. Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping. Int J Refrig 1999;22:5-17.
38. Flechon J. Optimisation of cooling systems in tropical zones. Solar energy, 1980. V.2. P. 855-869
39. Basile A. Thermal conductivity of natural zeolite-PTFE composites / A. Basile, G. Cacciola, C. Colella, L. Mercadante, M. Pansini.// Heat Recovery Systems &CHP. – 1992. – Vol. 12(6). – P. 497-503.

40. Guilleminot J.J.. Heat transfer intensification in fixed bed adsorbers / J.J. Guilleminot, A. Choisier, J.B. Chalfen, S. Nicolas, J.L. // Heat Recovery Systems & CHP. – 1993. – Vol. 13(4). – P. 297-300.
41. Van Benthem G. H. W. Regenerative adsorption heat pumps: optimization of the design / G. H. W. Van Benthem, G. Cacciola, G. Restuccia. // Heat Recovery Systems & CHP. – 1995. – Vol. 15, No. 6. – P. 531-544.
42. Restuccia G. Performances of adsorption systems for ambient heating and air conditioning / G. Restuccia, G. Cacciola. // International Journal of Refrigeration. – 1999. – Vol. 22. – P. 18-26.
43. Kubota Mitsuhiro. Development of a Compact Adsorption Heat Pump with High-performance Adsorption Module / Mitsuhiro Kubota, Masaaki Ichikawa, Kazuhiro Okada, Takeshi Ueda, Ryo Fujisawa, Fujio Watanabe, Noriyuki Kobayashi, Masanobu Hasatani // Asian Pacific Confederation of Chemical Engineers congress. – 2005.
44. de Boer R. Performance of a silica-gel + water adsorption cooling system for use in small-scale tri-generation applications / R. de Boer, S.F. Smeding, R.J.H. Grisel // Heat Powered Cycles Conference, Newcastle upon Tyne, UK. – September 2006.
45. Lang R. Development of a modular zeolite-water heat pump / R. Lang, M. Roth, M. Stricker, T. Westerfeld // Heat and Mass Transfer. – 1999. – Vol. 35. – P. 229-234.
46. Ogura Hironao. Efficiencies of CaO/H₂O/Ca(OH)₂ chemical heat pump for heat storing and heating/cooling / Hironao Ogura, Tetsuya Yamamoto, Hiroyuki Kage // Energy. – 2003. – Vol. 28 – P. 1479-1493
47. Ogura Hironao. Studies on a Novel Chemical Heat Pump Dryer Using a Gas-Solid Reaction / Hironao Ogura, Hiroyuki Kage, Yoshizo Matsuno, Arun S. Mujumdar // Proc. of the 12th International Drying Symposium (IDS2000), August 28-31. – Noordwijkerhout, The Netherlands, 2000. – No.14. – P. 1-10.
48. Vasiliev LL, Kanonchik LE, Antuh AA, Kulakov AG. NaX zeolite, carbon fiber and CaCl₂ ammonia reactors for heat pumps and refrigerators. Adsorption 1996;2(4):311–6.

49. Vasiliev LL, Kanonchik LE, Antuh AA, Kulakov AG, Kulikovskiy VK. Waste heat driven solid sorption coolers containing heat pipes for thermo control. *Adsorption* 1995;1(4):303–12.
50. Pons M, Poyelle F. Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling application. *International Journal of Refrigeration* 1999;22:27– 37.
51. Critoph RE. Performance estimation of convective thermal wave adsorption cycles. *Applied Thermal Engineering* 1996;16(5):429–37.
52. Suzuki M. Application of adsorption cooling system to automobile. *Proceeding of the Symposium: Solid Sorption Refrigeration, Paris, France, 1992*, pp. 1541– 1559.
53. Sumathy K, Zhongfu Li. Experiments with solar-powered adsorption icemaker. *Renewable Energy* 1999;16:704–7.
54. Li M, Wang RZ, Xu YX, Wu JY, Dieng AO. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renewable Energy* 2002;27:211–21.
55. Wang DC, Wang YJ, Zhang JP, Tian XL, Wu JY. Experimental study of adsorption chiller driven by variable heat source. *Energy Conversion and Management* 2008;49(5):1063–73.
- 56 Vasiliev LL, Mishkinis DA, Antukh AA, Vasiliev Jr LL. Solar–gas solid sorption heat pump. *Applied Thermal Engineering* 2001;21(5):573–83.
- 57 Saha BB, Koyama S, Lee JB, Kumahara K, Alam KCA, Hamamoto Y, Akisawa A, Kashiwagi T. Performance evaluation of a low-temperature waste heat driven multi-bed adsorption chiller. *International Journal of Multiphase Flow* 2003;29:1249–63.
- 58 Liu YL, Wang RZ, Xia ZZ. Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design. *Journal of Refrigeration* 2005;28(2):218–30.
- 59 Wang DC, Xia ZZ, Wu JY, Wang RZ, Zhai H, Dou WD. Study of a novel silica gel– water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction. *International Journal of Refrigeration* 2005;28(7):1073–83.
- 60 Wang DC, Wu JY, Xia ZZ, Zhai H, Wang RZ, Dou WD. Study of a novel silica gel– water adsorption chiller. Part II. Experimental study. *International Journal of Refrigeration* 2005;28(7):1084–91.

61 Luo HL, Wang RZ, Dai YJ, Wu JY, Shen JM, Zhang BB. An efficient solar-powered adsorption chiller and its application in low-temperature grain storage. *Solar Energy* 2007;81(5):607–13.

62 Kong XQ, Wang RZ, Wu JY, Huang XH, Huangfu Y, Wu DW, et al. Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine. *International Journal of Refrigeration* 2005;28(7):977–87.

63. A.B. Puthumana, P. Paulose, R. Raveendran, D.P. Shouri, Analysis of two stage solar vapour adsorption refrigeration system, *Int. J. Mech. Eng. Technol.* 8 (2017).

64. I.M. Astina, R. Sokha, P.S. Darmanto, Study on adsorption refrigeration system using activated carbon–ethanol as working pair, *Int. J. Therm. Environ. Eng.* 15 (2017) 143–150.

65. M.A. Al-Ghouti, I. Yousef, R. Ahmad, A.M. Ghrair, A.A. Al-Maaitah, Characterization of diethyl ether adsorption on activated carbon using a novel adsorption refrigerator, *Chem. Eng. J.* 162 (1) (2010) 234–241.

66. Li M, Wang RZ, Luo HL, Wang LL, Huang HB. Experiments of a solar flat plate hybrid system with heating and cooling. *Appl Therm Eng* 2002;22 (13):1445–54

67. Li M, Wang RZ, Xu YX, Wu JY, Dieng AO. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renew Energy* 2002;27(2):211–21, [http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00188-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00188-4).

68. Li M, Wang RZ. A study of the effects of collector and environment parameters on the performance of a solar powered solid adsorption refrigerator. *Renew Energy* 2002;27(3):369–82, [http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481\(02\)00009-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481(02)00009-5).

69. Anyanwu EE, Ezekwe CI. Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair. *Energy Convers Manag* 2003;44(18):2879–92, [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00072-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00072-4).

70. Khattab NM. A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Appl Therm Eng* 2004;24(17-18):2747–60,

71 Lemmini F, Erroungani A. Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. *Renew Energy* 2005;30(13):1989–2003, <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2005.03.003>.

72. Luo HL, Dai YJ, Wang RZ, Tang R, Li M. Year round test of a solar adsorption ice maker in Kunming. *Energy Convers Manag* 2005;46(13–14):2032–41, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2004.10.019>

73 González MI, Rodríguez LR. Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: collector design and experimental test. *Energy Convers Manag* 2007;48(9):2587–94, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.016>.

74 Leite APF, Grilo MB, Andrade RRD, Belo FA, Meunier F. Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate. *Renew Energy* 2007;4(32):697–712

75 Ahmed MH, El-Seesy IE, Khattab NM. Experimental performance evaluation of a modified solar ice-maker powered by solar energy. In: *Proceedings of the 30th ISES Biennial Solar World Congress; Kassel, Germany; 28 Aug–2 Sep 2011*.

76. M. Pons, Ph. Grenier - Experimental data on a solar-powered ice maker using activated carbon and methanol adsorption pair - *Journal of Solar Energy Engineering* - Nov 1978 Vol. 109 pp. 303-310

77. H. Jing, R.H.B. Exell - Review: Simulation and sensitivity analysis of an intermittent solar-powered charcoal/methanol refrigerator – *Renewable Energy* Vol. 4, No. 1, pp. 133-149, 1994

78. M. Li, C. Sun, R.Z. Wang, W. Cai - Development of no valve solar ice maker - *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 865-872

79. K. Sumathy – An energy efficient solar ice-maker – Hong Kong University, Department of mechanical Engineering

80. K. Sumathy and L. Zhongfu – Experiments with solar-powered adsorption ice-maker – *Renewable Energy* 16 (1999) 704-707

81. Ogueke NV, Anyanwu EE. Design improvements for a collector/generator/adsorber of a solid adsorption solar refrigerator. *Renew Energy* 2008;33 (11):2428–40

82. Hassan HZ. A Solar powered adsorption freezer: a case study for Egypt's climate. *Int J Energy Eng* 2013;3(1):21–9
83. Qasem NAA. El-Shaarawi MAI. Improving ice productivity and performance for an activated carbon/methanol solar adsorption ice-maker. *Sol Energy* 2013;98:523–42
84. A. Boubakri, J. Guilleminot and F. Meunier – Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model – *Solar Energy* Vol. 69, No. 3, pp. 249-263, 2000
85. A. Leite, M. Chaya, M. Horn, M. Grilo - Description and operation of two prototypes of adsorptive solar refrigerators - *Proceedings of International Conference on Energy and the Environment* Dec. 2003
86. González MI, Rodríguez LR, Lucio JH. Evaluation of thermal parameters and simulation of a solar-powered, solid-sorption chiller with a CPC collector. *Renew Energy* 2009;34(3):570–7
87. Syed A, Izquierdo M, Rodriguez P, Maidmet G, Missenden J, Lecuona A, et al. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *Int J Refrig* 2005;28(6):859–71.
88. De-Francisco A, Illanes R, Torres JL, Castillo M, De-Blas M, Prieto E, et al. Development and testing of a prototype of low power water–ammonia absorption equipment for solar energy applications. *Renewable Energy* 2002;25:537–44.
89. Pons M., Culleminot J. Design of an experimental solar-powered, solid adsorption ice maker / *Trans. ASME J. Sol. Energy Eng.*, 108, 1986, p. 332-337.
90. C.M. Redman - Experimental Testing of Cooling by low pressure Adsorption in a Zeolite - New Mexico Solar Energy Institute - 1-1985
91. A. Leite, M. Grilo, F. Belo, R. Andrade - Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar icemaker - *Renewable Energy* 29 (2004) 1643-1663
92. A. Leite, M. Dagueneit - Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy - *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1625-1647
93. Tchernev D. Solar energy application of natural zeolites. Pergamon Press Ltd., 1978. – P.479-485.
94. Tchernev D.I. Solar refrigeration utilizing zeolites / 14th Int. Eng. Conf., 1989.

95. Tchernev D.I. Natural Zeolites, Occurrence, Properties, Use. Pergamon Press Ltd., 1978. – P.79-85.
96. Darkwa J, Fraser S, Chow DHC. Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system. *Energy* 2012;29:395–402.
97. Tchernev DI. Solar air conditioning and refrigeration systems utilizing zeolites. In: *Proceedings of Meetings of Commissions E1–E2*. Jerusalem (Israel): International Institute of Refrigeration; 1979. p. 209–15.
98. Pons M, Guillemint JJ. Experimental data on a solar powered ice maker using activated carbon and methanol adsorption pair. *J SolEnergy Eng* 1987;109(4):303–10.
99. Grenier Ph, Guillemint JJ, Meunier F, Pons M. Solar powered solid adsorption cold store. *ASME Transaction. J SolEnergy Eng* 1988;110:192–7.
100. Kreussler S, Bolz D. Experiments on solar adsorption refrigeration using zeolite and water. *Laboratory for Solar Energy, University of Applied Sciences Lubeck*; 2000.
101. K. Sumathy, Z.F. Li - A solar-powered ice-maker with the solid adsorption pair of activated carbon and methanol - *International Journal of Energy Research* 23, 517-527 (1999)
102. Passos E., Meunier F., Gianola J/ Thermodynamic performance improvement of intermittent solar powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon / *Heat Recovery Systems*. 1986. V.6. N 3. P. 259-264.
103. Pralon A, Leite F, Daguinet M. Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration. *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1625-1647.
104. Wang J, Wanga LW, Luo WL, Wanga RZ, Experimental study of a two-stage adsorption freezing machine driven by low temperature heat source. *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 1029-1036.
105. Offenhartz P. Methanol heat pumps cycle for accumulation thermal energy in solar plant / *Proc. 14th Intersjc. Energy Convers Eng*. Boston Mass., 1979. V.1. P. 507-509.
106. Guillemint J., Meunier F. Etude experimentale d'une glaciere solaire Utilisant le cycle zeolithe-13X + eau / *Rev.Gen. Thermigue Fz.*, N. 239, 1981, p. 825-834.
107. F. Meunier, Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pump applications, *Applied Thermal Engineering*, 18 (1998) 714-729.

108. F. Meunier. Adsorption heat powered heat pumps. Applied Thermal Engineering, Volume 61, Issue 2, 3 November 2013, Pages 830-836
109. Cremer Ph., Guilleminot J.J., Ismail I., Pons M. Etude comparative des cycles intermittents utilisant soit le couple zeolite-eau soit le couple charbon actif-méthanol / I.I.F.Commission B1, Paris, 1983, p. 47-55.
110. F. Meunier, Theoretical performance of solid adsorbent cascading cycles using Zeolite-water and active carbon-methanol pair; four cases studied, Heat Recovery CHP System, 6 (6) (1986) 491-498.
111. E.Passos, F.Meunier, J.C.Gianola. Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon. Journal of Heat Recovery Systems Volume 6, Issue 3, 1986, Pages 259-264
112. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979.
113. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1966.
113. Cook F.V. et al. Double Effect Absorption Heat Pump, Phase II & IIa, GRI Report, 84/0098.1.
114. Richter K.H. J. Refrig. 5 (5), 105, 1962.
115. Kaufman K. Proc. 1981 Annual Mtg., AS-ISES, Vol. 4.1, p.515.
116. Johnston A. Solar Energy, 25, 243, 1980.
117. Dao K. Conceptual Design of an Advanced Absorption Cycle. LBL-8405, UC-59C, 1958.
118. Влимер В.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: Пищевая промышленность, 1971.
119. Орехов И.И. и др. Абсорбционные преобразователи теплоты / И.И.Орехов, Л.С.Тимофеевский, С.В.Караван. – Л.: Химия, 1989.
120. Кошкин Н.Н., Тимофеевский Л.С., Швецов Н.А. Экспериментальное исследование процессов в генераторе абсорбционной холодильной машины при кипении водных растворов солей // Холодильная техника. – 1979. – № 8. – С. 22-27.

121. Гросман Э.Р., Шаврин В.С. Экспериментальное исследование процессов абсорбционной холодильной установки со ступенчатой регенерацией раствора // Холодильная техника. – 1979. – № 5. – С. 12-16.
122. Шмуйлов Н.Г. Обзорная информация. Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины. – М.: Цинтихимнефтемаш, 1983.
123. Гросман Э.Р., Шаврин В.С. Повышение эффективности абсорбционных трансформаторов тепла // Холодильная техника. – 1982. – № 6. – С. 28-31
124. Оа К. Тепловые насосы, работающие по циклу абсорбционной холодильной машины // Сё энеруги. – 1987. – Т. 39. – № 4. – С. 81-87.
125. Аидаава М. Тепловые насосы, работающие по циклу абсорбционной холодильной машины // Сё энеруги. – 1987. – Т. 39. – № 4. – С. 95-99.
126. Дуганов Г.В., Тимофеевский Л.С. и др. Проблемы кондиционирования рудничного воздуха с промышленным АБХМ. В кн. Тепловой режим глубоких угольных шахт и металлических рудников. – Киев: Наукова думка, 1977.
127. Розенфельд Л.М., Паниев Г.А., Кузьмицкий Ю.В. Экспериментальное исследование адиабатно-изобарных процессов абсорбции и десорбции водных паров раствором бромистого лития // Известия СО АН СССР, сер.техн.наук, 1973, № 8.
128. Тимофеевский Л.С., Дзино А.А., Цимбалист А.О. Сравнительная оценка термодинамической эффективности теоретических и действительных циклов абсорбционных холодильных машин // Холодильная техника. – 1985 – № 8.
129. Гросман Э.Р., Толстых И.П., Свердлова О.А. Опыт эксплуатации и энергетические показатели гелиотрансформаторов. Научно-технический сборник «Судостроительная промышленность». Серия «Промышленная энергетика, охрана окружающей среды, энергоснабжение судов», вып.. 14, 1990.
130. L.Y. Tang, M.M. Ohadi, A.T. Johnson, Flow condensation in smooth and micro-fin tubes with HCFC-22, HFC-134a and HFC-410A refrigerants, part I:experimental results, J. Enhanced Heat Transfer 7 (5) (2000) 289.
131. L.Y. Tang, M.M. Ohadi, A.T. Johnson, Flow condensation in smooth and micro-fin tubes with HCFC-22, HFC-134a and HFC-410A refrigerants, part II: design equations, J. Enhanced Heat Transfer 7 (5) (2000) 311.

132. D.W. Shao, E.G. Granryd, Flow pattern, heat transfer and pressure drop in flow condensation part I: pure and azeotropic refrigerants, *Hvac&R Res.* 6 (2) (2000) 175.

133. D.W. Shao, E.G. Granryd, Flow pattern, heat transfer and pressure drop in flow condensation part II: zeotropic refrigerants mixtures (NARMs), *Hvac&R Res.* 6 (2) (2000) 197.

134. S.M. Sami, J. Grell, Prediction of two-phase condensation characteristics of some alternatives to R-22 inside air/refrigerant enhanced surface tubing, *Int. J. Energy Res.* 24 (14) (2000) 1277.

135. S.M. Sami, H. Maltais, Experimental investigation of two phase flow condensation of alternatives to HCFC-22 inside enhanced surface tubing, *Appl. Thermal Eng.* 20 (12) (2000) 1113.

136. Калнинь И. М. Энергосберегающие теплонасосные технологии // Сборник трудов МГУЭИ, 2000.

137. Калнинь И. М. “ИКК – 2002: Новые тенденции в холодильной технике” // Холодильная техника 2002. №12.

138. S. Kulankara, K.E. Herold, Theory of heat/mass transfer additives in absorption chillers, *Hvac&R Res.* 6 (4) (2000) 369.

139. Horuza I., Callanderb T.M.S. Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system // *International Journal of Refrigeration* – 2004. – Vol. 27. – P. 10–16

140. Cacciola G., Restuccia G. Progress on adsorption heat pumps // *Heat Recovery Systems & CHP.* 1994. Vol. 14. № 4. P. 409-420.

141. Polanyi M. *Trans. Faraday Soc.* 1932. Vol. 28. P. 316.

142. Дубинин М.М., Астахов В.Ф. Адсорбция на микропористых адсорбентах // *Известия АН СССР: Сер. Химия.* 1971. С. 5-16.

143. Jaroniec M. Fifty years of the theory of volume filling of micropores // *Carbon.* 1989. Vol. 27. № 1. P.77 - 83.

144. Dubinin M.M. Adsorption in Micropores // *J. Coll. and Interface Sci.* 1980. Vol. 75. № 5. P. 434-499.

145. Dubinin M.M. *Progress in Surface and Membrane Science.* New York: Academic Press, 1975.

146. Prokop'ev S.I., Aristov Yu.I. Concentrated aqueous electrolyte solutions: analytical equations for «humidity — concentration» dependence // *J. Solut. Chem.* 2000. Vol. 29. № 7. P. 633—649.

147. Аристов Ю.И. Термохимическое запасание энергии: новые методы и материалы: Автореф. дис. ... докт. хим. наук. Новосибирск. Институт катализа СО РАН. 2003.

148. A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems / Yu.I. Aristov, G. Restuccia, G. Cacciola, V.N. Parmon // *Appl. Therm. Engn.* 2002. Vol. 22. № 2. P. 191—204.

149. Selective water sorbents for multiple applications: 5. LiBr confined in mesopores of silica gel: sorption properties / L.G. Gordeeva, G. Restuccia, G. Cacciola, Yu.I. Aristov // *React. Kinet. Cat. Lett.* 1998. Vol. 63. № 1. P. 81—88.

150. Токарев М.М. Свойства композитных сорбентов «хлорид кальция в пористой матрице»: Автореф. дис. ... канд. хим. наук. Новосибирск. Институт катализа СО РАН. 2003.

151. Selective Water Sorbents for solid sorption chiller: experimental results and modelling / G. Restuccia, A. Freni, S. Vasta, Yu.I. Aristov // *Int. J. Refrig.* 2004. Vol. 27. № 3. P. 284—293.

152. Гордеева Л.Г., Глазнев И.С., Аристов Ю.И. Сорбция воды сульфатами натрия, меди и магния, диспергированными в мезопорах силикагеля и оксида алюминия // *ЖФХ.* 2003. Т. 77. № 10. С. 1930—1935.

153. Гордеева Л.Г., Глазнев И.С., Малахов В.В., Аристов Ю.И. Влияние взаимодействия хлорида кальция с поверхностью силикагеля на фазовый состав и сорбционные свойства дисперсной соли // *ЖФХ.* 2003. Т. 77. № 11. С. 2019—2023.

154. Aristov Yu.I. Selective Water Sorbents – new family of materials for adsorption cooling/heating: state-of-the art // *Proc. V Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators».* Minsk. Belarus. Sept. 8—11. 2003. P. 379—390.

155. Yu.I.Aristov, G.Restuccia, G.Cacciola, V.N.Parmon, *Appl.Therm.Engn.*, 2002, v.22, N 2, p.191-204.

156. L.G.Gordeeva, G.Resticcia, G.Cacciola, Yu.I.Aristov, *React.Kinet.Cat.Lett.*, 1998, v.63, N 1, p.81-88.

157. М.М. Токарев, Свойства композитных сорбентов «хлорид кальция в пористой матрице», Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.х.н., Институт катализа СО РАН, 2003.

158. G.Restuccia, A.Freni, S.Vasta, Yu.I.Aristov, Selective Water Sorbents for solid sorption chiller: experimental results and modeling, *Int.J.Refrig.*, 2004, v. 27, N 3, pp. 284-293.

159. Л.Г.Гордеева, И.С.Глазнев, Ю.И.Аристов, Сорбция воды сульфатами натрия, меди и магния, диспергированными в мезопорах силикагеля и оксида алюминия, *ЖФХ*, 2003, т. 77, N 10, с.1930-1935.

160. Л.Г.Гордеева, И.С.Глазнев, В.В.Малахов, Ю.И.Аристов, Влияние взаимодействия хлорида кальция с поверхностью силикагеля на фазовый состав и сорбционные свойства дисперсной соли, *ЖФХ*, 2003, т. 77, N 11, с.2019-2023.

161. Aristov Yu.I. Novel materials for adsorptive heat pumping and storage: screening and nanotailoring of sorption properties / Yu.I. Aristov // *J. Chem. Engn. Japan.* – 2007- V. 40.- №13.- P. 1241 -1251

162. Yu.I.Aristov, Selective Water Sorbents – new family of materials for adsorption cooling/heating: state-of-the art, *Proc. V Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators"*, Minsk, Belarus, Sept. 8-11, 2003, pp. 379-390.

163. Аристов Ю.И., Гордеева Л.Г Адсорбенты "соль в пористой матрице": дизайн фазового состава и сорбционных свойств. *Кинетика и катализ.* 2009. Т. 50. № 1. С. 72-79.

164. Гордеева Л.Г., Губарь А.В., Плясова Л.М., Малахов В.В., Аристов Ю.И. Композиционные сорбенты воды "соль в порах силикагеля": влияние взаимодействия соли с поверхностью силикагеля на химический, фазовый состав и сорбционные свойства. *Кинетика и катализ.* 2005. Т. 46. № 5. С. 780-786.

165. Аристов Ю.И., Токарев М.М., Марко Г., Каччиола Г., Рестучча Д., Пармон В.Н. Равновесия пар-конденсированное состояние и плавление-отвердевание в

системе хлорид кальция-вода, диспергированной в порах силикагеля. Журнал физической химии. 1997. Т. 71. № 2. С. 253-255.

166. Гросман Э.Р. Исследование абсорбционных термотрансформаторов, использующих в качестве рабочего тела раствор метанол – бромистый литий: Дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04 – Киев, 1971. – 161 с

168. Аристов Ю .И., Чалаев Д.М. Оценка эффективности низкотемпературного адсорбционного холодильника: влияние свойств адсорбента воды // Теплоэнергетика. – 2006. – №3. – С. 73-77.

169. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963 – 708 с.

170. Зубарев В.Н., Прусаков П.Г., Сергеева Л.В. Теплофизические свойства метилового спирта. Справочник. М.: Издательство стандартов, 1973 – 203 с.

171. Долинский А.А., Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Шаврин В.С. Исследование и разработка термотрансформаторов сорбционного типа // Промышленная теплотехника. - 2006. - Т.28. - № 4. -С. 14-19

172. Wongsuwan W. A review of chemical heat pump technology and applications / W. Wongsuwan, S. Kumar, P. Neveu, F. Meunier // Applied Thermal Engineering. – 2001. – Vol. 21. – No. 15. – P. 1489-1519.

173. Iler K. The chemistry of silica: Solubility, Polymerization, Colloid and Surface Properties and Biochemistry of Silica / K. Iler. New York: John Wiley and Sons. - 1979. - 896 p.

174. Breck D.W. Zeolite molecular sieves. Structure, chemistry, and use / D.W. Breck. New York: John Wiley and Sons, 1974. - 784 p.

175. Buelna G. Preparation of spherical alumina and copper oxide coated alumina sorbents by improved sol-gel granulation process / G. Buelna, Y.S. Lin // Microporous and mesoporous materials. 2001. – V. 42. – № 1. – P. 67 - 76.

176. Maitson J.S. Activated carbon / J.S. Maitson, H.B. Mark. – New York: Marcel Dekker, 1971. – 538 p.

177. Garg H.P. *Advances in Solar Energy Technology* / H.P. Garg. – Dordrecht [u.a.]: Reidel, 1987 1987, 692 p.
178. Leclaire A. Structure cristalline de l'hydrate $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ / A. Leclaire, A. Mitschler, J.C. Monier // *Acta Cryst.* – 1976. – V. 32. – P. 1496-1499.
179. Берг Л.Г. Физикохимические и термодинамические характеристики дегидратации некоторых кристаллогидратов / Л.Г. Берг, В.П. Ковырзина // *ЖНХ.* — 1964. – Т. 9. – № 1. – С. 29-35.
180. Термодинамические свойства неорганических веществ: справочник / ред. А.П. Зефирова. – М.: Атомиздат, 1965. – 460 с.
181. Li T. High-efficient thermochemical sorption refrigeration driven by low-grade thermal energy / T. Li, R. Wang, L.Wang // *Chinese Science Bulletin* – 2009. – Vol. 54. – No. 6. – P. 885-905.
182. Touzain Ph. Thermodynamic values of ammonia-salts reactions for chemical sorption heat pumps / Ph. Touzain // *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference.* – Germany, 1999. – P. 225-237
183. Kato Y. Chemical thermal energy storage system using metal oxide reactions for high-temperature heat utilization / Y. Kato // *Applied Thermal Engineering.* – 2001. – Vol. 21. – P. 1067-1081.
184. Fujimoto S. $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$ Chemical Heat Pump System / S. Fujimoto, E. Bilgen, H. Ogura // *Energy Conversion and Management.* – 2002. – Vol. 43(7) – P. 947-960.
185. Landolt-Börnstein *Physikalisch-Chemische Tabellen.* – Berlin: Verlag von Julius Springer, 1912. – 1313 с.
186. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. К.П. Мищенко и А.А. Равделя. – Л.: Химия, 1974 – 200 с.
187. Aristov Yu. I. New composite sorbents of water and ammonia for chemical and adsorption heat pumps / Yu. I. Aristov, L. L. Vasiliev // *J. of Engineering Physics and Thermophysics.* – 2006. – Vol. 79. – No. 6. – P. 1214-1229.
188. Aristov Yu. I. New composite adsorbents for conversion and storage of low temperature heat: Activity in Boreskov Institute of Catalysis // *J. Heat Transfer Society of Japan.* – 2006. – Vol. 45. – No. 192, – P. 12-19.

189. Ogura Hironao. High Temperature Heat Storage and Temperature Upgrading by Use of CaO/H₂O and CaO/CO₂ Reactions / Hironao Ogura, Michito Kanamori, Hitoki Matsuda, Masanobu Hasatani // Proc. of IAEA Technical Committee Meeting and Workshop on High-Temperature Applications of Nuclear Energy. – Oarai-machi, Japan: 199. – P. 295-102.

190. Hironao Ogura. Controllability of a chemical heat pump dryer / Hironao Ogura, Tstsuya Yamamoto, Yasufumi Otsubo, Hiroki Ishida, Hiroyuki Kage, Arun S. Mujumdar // Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004). – São Paulo, Brazil, 2004. – Vol. B. – P. 998-1004.

191. Kato Y. Kinetic study of the hydration of magnesium oxide for a chemical heat pump / Y. Kato, N. Yamashita, K. Kobayashi, Y. Yoshizawa // Applied Thermal Engineering – 199 – Vol. 616 (11) – P. 853-862.

192. Zhadko I.P. Silicon pressure transducer with differential sensitive element based on transverse electromotive forced effect / I.P. Zhadko, G.G. Babichev, S.I. Kozlovskiy, V.A. Romanov, N.N. Sharan, E.A. Zinchenko // Sensors and Actuators. – 2001. – V. 90. – P. 89-95.

193. Аэров М.Э. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зерновым слоем / М.Э. Аэров, О.М. Годес. – Л.: Химия, 1968. – 915 с.

194. Carman P.C. Flow of gases through porous media. – London. Acad. Press, 1956.

195. Аэров М.Э., Годес О.М. Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем. – Л.: Химия, 1979. – 176 с.

196. Богоявленский Р.Г. Гидродинамика и теплообмен в высокотемпературных ядерных реакторах с шаровыми ТВЕЛами. – М.: Атомиздат, 1978. – 112 с.

197. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.

198. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. – М.: Наука 1959. – 915 с.

199. Боришанский. Аэродинамика сопротивления слоя шаров / Сб. вопросов аэродинамики и теплообмена в котельно-топочных процессах. – ГЭИ, 1958.

200. Aristov Yu.I. Properties of the system “calcium chloride- water” confined in pores of the silica gel: specific heat, thermal conductivity / Yu.I. Aristov, M.M. Tokarev, G. Cacciola, G. Rectuccia // *Zhurnal Fizicheskoi Khimii* [Rus J Phys Chem]. – 1997. – №71(3). – P. 391-400.

201. Núñez T. Adsorption cycle modeling: characterization and comparison of materials / T. Núñez, H.-M.Henning, W. Mittelbach // *ISHPC'99, Proc. of the InternationaIntern. Sorp. Heat Process Conf.* – Germany, Munnich: 1999. – P. 209-217.

202. Shigeishi R. A. Solar Energy Storage Using Chemical Potential Changes Associated with Drying of Zeolites / R.A. Shigeishi, C.H. Langford, B.R. Hollebone // *Solar Energy*. – 1979. – Vol. 23. – P. 489-495.

203. Неймарк И.Е., Шейнфайн Р.Ю. Силикагель, его получение, свойства и применение // Киев: Наукова думка, 1973. – 200 с.

204. Energy 29 (2004) 267–285 Performance of a high temperature hydrate solid/gas sorption heat pump used as topping cycle for cascaded sorption chillers Driss Stitou, Nathalie Mazet, Marc Bonnissel

205. Energy Vol. 23, No. 4, pp. 337–344, 1998 Exergy analysis and optimization of a solarassisted heat pompe. Torres Reyes, and J. Cervantes

206. K.C.A. Alam, B.B. Saha, Y.T. Kang, A. Akisawa, Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel adsorption refrigeration systems, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (24) (2000) 4419.

207. Cacciola G., Restuccia G. Adsorption and its Application in Industry and Environmental Protection. Vol. A. / Dabrowski (editor). – Elsevier Science, Amsterdam, 120B, 1999. – 949 p.

208. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С. Енергозберігаючі екологічно чисті системи теплохолодопостачання для комунальної енергетики з використанням термотрансформаторів // *Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. Том 1.* – К.: Поліграф-Сервіс, 2007. – С. 286-312.

209. Даффи Дж.А., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. – М.: Мир, 1977.

210. Лыков В.А. Тепло- и массообмен в процессах сушки. – М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1956. – 464 с.
211. Лыков А.В., Ауэрман Л.Я. Теория сушки коллоидных капиллярно-пористых материалов. 1946.
212. Снежкин Ю.Ф., Дабижа Н.А. Исследование адсорбционных характеристик коллоидных капиллярно-пористых материалов с целью определения режимов сушки // Промышленная теплотехника. – 2000. Т. 22. – № 3. – С. 26-29.
213. «Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України», НАН України, Київ, 2012.
214. Lund J., Boyd T. Direct Utilization of Geothermal Energy 2015 Worldwide Review // Proceedings World Geothermal Congress 2015. Melbourne, Australia, 19-25 April 2015.
215. J. Luo, J. Rohn, W. Xiang, D. Bertermann, P. Blum. A review of ground investigations for ground source heat pump (GSHP) systems. Energy and Buildings 117 (2016) 160-175.
216. R. Rieberer. Naturally circulating probes and collectors for ground-coupled heat pumps. International Journal of Refrigeration 28 (2005) 1308–1315.
217. Рыженков В.А., Куршаков А.В., Анахов И.П., Мартынов А.В., Григорьев С.В. Использование глубинного тепла Земли для энергоснабжения обособленных и удаленных потребителей // Энергетик. 2012, № 5. – С. 29-32.
218. Никитенко В.А., Мотулевич А.В. Однотрубный геотермальный теплообменник. // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика. Тезисы докладов XII МНТК студентов и аспирантов. В 3-х т. – М.: МЭИ, 2006. – Т.2. – С. 475.
219. Проселков Ю.М. Теплопередача в скважинах. М.: Недра, 1986. 252 с. 109. Шилкин Н.В. Опыт реализации системы отопления на базе теплонасосных установок в коттеджном поселке // АВОК, 2010. – №2. – С. 22-31.
220. Ladislaus Rybach, Walter J. Eugster . Sustainability aspects of geothermal heat pump operation, with experience from Switzerland // Geothermics vol.39. 2010. P. 365-369.
221. Алхасов А.Б. Геотермальная энергетика: проблемы, ресурсы, технологии. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 376 с.

222. Мотулевич А.В. Математическое исследование односкважинного геотермального теплообменника. Информационная система по теплоснабжению РосТепло.ру, www.rosteplo.ru.
223. John W. Twidell, Ahthony D. Weir. Renewable Energy Resources Second edition. Taylor & Francis, 2006. – 624 p.
224. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли. – М.: Издательский дом «Граница», 2006. – 176 с.
225. Рыженков В.А., Куршаков А.В., Мартынов А.В., Григорьев С.В., Кутько Н.Е. Об изменении теплового потенциала глубинных пород Земли в процессе длительной эксплуатации петротермального энергоисточника при односкважинной системе съема тепла // Естественные и технические науки. 2012, №3. – С. 321-326.
226. Кудря С.О. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії. Підручник. К.: НТУУ КПІ, 2012.
227. Долінський А.А., Халатов А.А. Геотермальна енергетика: виробництво електричної і теплової енергії. ISSN 1027-3239. Вісн. НАН України, 2016, № 11
228. Bertani R. Geothermal Power Generation in the World 2010-2014 Update Report. World Geothermal Congress 2015. (19-25 April 2015, Melbourne, Australia). <https://pangea.stanford.edu/ERE/db/WGC/papers/WGC/2015/01001pdf>.
229. World Geothermal Congress 2015. Media Portal. <https://www.geothermalpress.com/>.
230. Opson Powerbox. <https://www.prbx.com/>
231. Леонов В.П., Воронов В.А., Апсит К.А., Ципун А.В. Цикл Ренкина с низкопотенциальным источником теплоты. Инженерный журнал: Наука инновации, 2015, Выпуск № 2 (38)
232. Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Попов А.В. Абсорбционные преобразователи теплоты // СПб, 2005. – 337 с.
233. S.W. Lund, T.L Boyd. Direct utilization of geothermal energy 2015 word wide review // Geothermic, 2016. – 60. – pp. 66-93.

234. Атлас енергетичного потенціалу відновлювальних джерел енергії. – Київ. – 2012. – С. 15.
235. А.А. Долінський. Геотермальна енергетика: виробництво електричної та теплової енергії / Долінський А.А., Халатов А.А. // Вісник НАН України. –2016. – № 11 . – С. 76-86.
236. Д.М. Чапаєв, Ю.П. Морозов, В.В. Величко Вилучення геотермальної теплоти за допомогою теплових труб / // Наукові праці ОНАХТ, Одеса. – 2017. – вип. 1., Т. 81. – С. 23-27.
237. Sadiq J. Zarrouka, Hyungsul Moonb. Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review. *Geothermics*. – 2014. – 51. – pp. 142-153.
238. Carslaw H.S., and Jaeger J.C. *Conduction of Heat in Solids* // Oxford at the Clarendon Press, Second Edition, University Press, Oxford. – 1959. – p. 339.
219. Ramey, H.J. Wellbore Heat Transmission // *Journal of Petroleum Technology*, April 1962. – pp. 427-435.
239. Kutasov I.M., Eppelbaum L.V. An Improved Method for Determination of Formation Temperature, *Proceedings, World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, April*. – pp. 24-29.
240. Kujawa T., Nowak W., Stachel A.A. Utilization of existing deep geological wells for acquisitions of geothermal energy. *Energy* 2006; 31(5): 650-64.
241. Чарный И.А. Нагревание призабойной зоны при закачке горячей жидкости в скважину // *Нефтяное хозяйство*. – 1953. – № 2. – С. 36-40.
242. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов // *Физматгиз*, 1959. – 357 с.
243. Löwer H// *Kältetechnik*. – 1961. – №5. – pp. 178-183.
244. *Electra Therm*. URL: <https://electratherm.com>.
245. Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В. Акумулювання теплової енергії з використанням термохімічних реакцій та сорбційних процесів // *Промышленная теплотехника*. – 2009. – Т. 31. – № 7. – С. 60-62.

246. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С., Дабіжа Н.О., Корінчевська Т.В., Осадча Л.С. Дослідження адсорбційного теплового насоса, що працює із застосуванням оборотних термохімічних реакцій (здано до друку).

247. Михеев М.А. Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

248. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.

249. Варгафтик Н.Б. Справочник по тепло физическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 721 с.

250. Кутателадзе С.С Основы теории теплообмена. . – М.: Наука, 1970. – 660 с.

251. Захарченко В.А., Пахомов В.Л., Князев Ю.Р., Богдан А.Н. Расчет скорости испарения воды с открытой поверхности в зависимости от условий ее нахождения при вакуумно-тепловой сушке // Вопросы атомной науки и техники. – 2002. – № 1. – С. 62-63.

252. И.К.Кирсанов. Конденсационные установки. М. «Энергия». 1965.- 376 с.

253. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. «Пищевая промышленность». 1977.- 368 с.

254. А.Г.Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии. «Химия». М.- 1971.- 784 с.

255. Г.Н.Данилова, С.Н.Богданов, О.П.Иванов.Теплообменные аппараты холодильных установок. «Машиностроение».- Л.-1973.- 328 с.

256. М.М. Dubinin, V.F. Astakhov, Izv. Akad. Sci. USSR., Ser. Khim., 5 (1971).

257. M. Jaroniec, Carbon, 27, 77 (1989).

258. Л.Г. Гордеева, И.С.Глазнев, Ю.И.Аристов, Сорбция воды сульфатами натрия, меди и магния, диспергированными в мезопорах силикагеля и оксида алюминия, ЖФХ, 2003, т. 77, N 10, с.1930-1935.

259. Chalaev D.M., Aristov Yu.I. Assessment of the operation of a low-temperature adsorption refrigerator. Thermal Engineering. 2006. V. 53. № 3. P. 240-244.

260. Chalaev D.M., Aristov Yu.I. Analysis of adsorbative chiller operation: influence of water sorbent properties. Proc. V Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators", Sept. 8-11, 2003. Minsk, Belarus. P. 471-477.

261. Неймарк И.Е., Шейнфайн Р.Ю. Силикагель, его получение, свойства и применение // Киев: Наукова думка, 1973. – 200 с.

262. Iler K. The chemistry of silica: Solubility, Polymerization, Colloid and Surface Properties and Biochemistry of Silica / K. Iler. New York: John Wiley and Sons. - 1979. - 896 p.

263. Грег С. Адсорбция, удельная поверхность, пористость. / Грег С., Синг К. // Пер. с англ. 2-е издание.– М: Мир. – 1984.– 306 с.

264. Жданов С.П. Синтетические цеолиты: кристаллизация, структурнохимическое модифицирование и адсорбционные свойства. Москва: Наука, 1970. 283 с.

265. Брек Д. Цеолитовые молекулярные сита. М.: Мир, 1976. 781 с.

266. С.П. Жданов, Е.Н. Егорова. Химия цеолитов. Ленинград: Наука, 1968. 158 с.

267. Стайлз Элвин Б. Носители и нанесенные катализаторы. Теория и практика. Пер. с англ. /Под ред. А. А. Слинкина. - М.: Химия, 1991. -240 с.

268. Buelna G. Preparation of spherical alumina and copper oxide coated alumina sorbents by improved sol-gel granulation process / G. Buelna, Y.S. Lin // Microporous and mesoporous materials. 2001. – V. 42. – № 1. – P. 67 - 76.

269. Кинле Х. Активные угли и их промышленное применение / Кинле Х., Бадер Э. // Пер. с нем. – Л.: Химия. – 1984. – 216 с.

270. Maitson J.S. Activated carbon / J.S. Maitson, H.B. Mark. – New York: Marcel Dekker, 1971. – 538 p.

271. Garg H.P. Advances in Solar Energy Technology / H.P. Garg. – Dordrecht [u.a.]: Reidel, 1987 1987, 692 p.

272. Shigeishi R. A. Solar Energy Storage Using Chemical Potential Changes Associated with Drying of Zeolites / R.A. Shigeishi, C.H. Langford, B.R. Hollebone // Solar Energy. – 1979. – Vol. 23. – P. 489-495.

273. Aristov Yu.I. Novel materials for adsorptive heat pumping and storage: screening and nanotailoring of sorption properties / Yu.I. Aristov // J. Chem. Engn. Japan. — 2007. - V. 40 - №13. – P. 1241 -1251.

274. Рабинович В.А. Краткий химический справочник / В.А. Рабинович, З.Я. Хавин. – Л.: Химия, 1978. – 392 с.

275. Зайцев В.П. Холодильная техника / В.П. Зайцев – Л.: ГИТЛ, 1962. – 349 с

276. Снежкін Ю.Ф., Пазюк В.М., Петрова Ж.О., Чалаєв Д.М. Теплонасосна зерносушарка для насінневого зерна. Монографія. Київ: «Поліграф-Сервіс», 2012. 154 с.

277. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О. Аналіз енергетичних показників процесу теплонасосного сушіння. Промышленная теплотехника. 2017. т.39. № 3. С. 39-44.

278. Снежкін Ю.Ф., Сюн Цзянь, Чалаєв Д.М., Уланов М.М., Дабіжа Н.О. Енергозберігаючі технології сушіння термолабільних матеріалів. Теплофізика та теплоенергетика. 2019. Т. 41. №4. С. 5-12.

279. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Шаврин В.С., Дабижа Н.А., Гатилов К.А. Эффективность применения тепловых насосов в процессах конвективной сушки. Наукові праці ОНАХТ. Одеса: 2007. Вип.30. Т.1. С.185-189.

280. Чалаєв Д.М., Хавін О.О., Шаврін В.С., Шапар Р.О. Теплонасосна сушарка для насінневого зерна. Наукові доповіді НАУ. 2006. № 2(3). С. 1-5.

281. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Хавін О.О., Дабіжа Н.О. Використання теплових насосів у процесах сушіння. Промышленная теплотехника. 2006. Т. 28. № 2. С. 106-110.

282. Снежкин Ю.Ф., Хавин А.А., Наумов С.Е., Чалаев Д.М. Сушка термолабільных материалов низкопотенциальным теплоносителем пониженной влажности. Промышленная теплотехника. 2002. Т.24. № 4. С. 63-65.

283. Снежкин Ю.Ф., Дабижа Н.А., Уланов М.Н., Чалаев Д.М. Комбинированная сушка термолабільных материалов. В сборнике: Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и тепловые процессы) СЭТТ - 2020. Сборник научных

трудов Седьмой Международной научно-практической конференции, посвященной 110-летию со дня рождения Академика А.В. Лыкова. 2020. С. 226-231.

284. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О., Шапар Р.О., Малащук Н.С. Теплонасосна сушильна установка. Матеріали ХХ міжнародної науково-практичної конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у ХХІ столітті», 15-16 травня 2019 р. Київ. С. 621-624.

285. Dabizha N., Sniezhkin Yu., Chalaev D., Malashchuk N. Research in low-temperature heat pump drying. Proceedings of the 2nd International Scientific Conference “Chemical Technology and Engineering”, June 24-28th , 2019. Lviv, Ukraine. P. 98-99.

286. Дабіжа Н., Снежкін Ю., Чалаєв Д., Шапар Р., Гусарова О. Ефективність використання теплових насосів в процесах сушіння. Збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Хімічна технологія та інженерія», 26-30 червня, 2017 р. Львів. С. 100-101.

287. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Дабіжа Н.О. Вплив тепловологісного стану теплоносія на енергетичні показники процесу теплонасосного сушіння. Збірник наукових праць дев'ятої міжнародної науково-практичної конференції «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні», 6-7 квітня, 2017. Львів. С. 279.

288. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шапарь Р.О., Дабіжа Н.О., Сорокова Н.М., Гусарова О.В. Удосконалення теплогенеруючих систем сушильного обладнання. Збірник матеріалів ІV Міжнародного конгресу «Захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування.», Національний університет «Львівська політехніка», 21-23 вересня 2016 року. Львів. С. 146.

289. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Шаврин В.С., Осадчая Л.С., Дабизжа Н.А., Коринчевская Т.В. Термовлажностная обработка сушильного агента сорбционным методом. Труды IV Международной научно-практической конференции «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ-2011», 20-23 сентября, 2011 г. Москва. Том 2. С. 337-341.

290. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М., Шаврин В.С. Энергосберегающие аспекты пароконденсационных сушильных установок. Труды 3-й Международной научно-практической конференции “Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ-2008”, 16-20 сентября, 2008 г. Москва-Тамбов. С.299-300.

291. Чалаев Д.М., Дабижа Н.А., Шаврин В.С., Хавин А.А. Оптимизация режимов работы теплонасосной конденсационной сушильной установки. Труды 1-й Международной научно-практической конференции “Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) – СЭТТ, 2002 г. Москва. Т. 4. С. 234-236.

292. Патент 100336 України, МПК F26B 3/06, F24F 13/04, F24J 2/28. Система адсорбційного осушення повітря / Чалаєв Д.М., Пісарев О.В., Корінчук Д.М., Дабижа Н.О.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а201113128; заявл. 07.11.2011 ; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23/2012.

293. Патент 38971 України, МПК: F26B 9/06, F26B 21/02, F26B 21/06. Спосіб конвективного сушіння матеріалу. Грабов Л.М., Мерщій В.І., Чалаєв Д.М.; власник Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України. Держпатент України. – № а200612097 ; заявл. 17.11.2006; опубл. 15.09.2004, Бюл. № 9/2004.

294. Данилов О. Л. Энергосбережение в сушильных установках / Данилов О. Л., Шувалов С. Ю.; под ред. А.Л. Ефимова. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 48 с.

295. K. J. Chua, S. K. Chou, A. S. Mujumdar, J. C. Ho, M. N. A. Hawlader. Heat pump drying: recent developments and future trends/ Drying Technology. – 2002. –V. 20, № 8. – P. 1559-1577.

296. T. Kudra, Arun S. Mujumdar. Advanced Drying Technologies. New York, Basel: Marcel Dekker, Inc., 2002. – 472 с. ISBN: 0-8247-9618-7.

297. Безродный М.К., Кутра Д.С. Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины. – Киев: Изд. «Політехніка», 2011. – 239 с.

298. O. Alves-Filho. HEAT PUMP DRYERS. Theory, Design and Industrial Applications. CRC Press. Taylor & Francis Group. Boca Raton, 2016 – 335 с. ISBN-13: 978-1-4987-1134-0.

299. N. Colaka, A. Hepbasli. A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies. Energy Conversion and Management. Volume 50, Issue 9, September 2009, Pages 2180-2186.

300. N. Colaka, A. Hepbasli. A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments. Energy Conversion and Management. Volume 50, Issue 9, September 2009, Pages 2187-2199.

301. V.Minea. Overview of heat-pump assisted drying systems, part I: Integration, control complexity, and applicability of new innovative concepts. Dry.Technol. 33 (5) (2015) 515–526.

302. I. Doymaz. An experimental study on drying of green apples, Dry.Technol. 27:3 (2009) 478–485.

303. Alves-Filho O. The Application of Heat Pump in Drying of Biomaterials / O. Alves-Filho, I. Strømmen // Drying Technology. – 1996. – V. 14, № 9. – P. 2061-2090.

304. I. Strømmen, T. M. Eikevik, A-F. Odilio. Optimum design and enhanced performance of heat pump dryers. First Asian-Australian Drying Conference (ADC'99) : October 24-23, 1999 : Proceedings. – Bali, Indonesia, 1999.

305. A. Artnaseaw, S. Theerakulpisut, C. Benjapiyaporn. Development of a vacuum heat pump dryer for drying chilli. Biosystems Engineering. – 2010. – V. 105, № 1. – P. 130-138.

306. Enhancement of Energy Efficiency of a Chemical Heat Pump-Assisted Convective Dryer / H. Ogura, H. Ishida, H. Kage, A. S. Mujumdar // Drying Technology. – 2003. – V. 21. – P. 279-292.

307. Снежкин Ю. Ф., Чалаев Д. М., Дабижа Н. А. Обезвоживание коллоидных капиллярно-пористых материалов в условиях высоковлажной окружающей среды. Тезисы докладов и сообщений 5-го Минского Международного форума по тепло- и массопереносу - ММФ-2004, 24-28 мая, 2004 г. Минск, Беларусь:Т. 2. С. 256-258.

308. Prasertsan S., Saen-saby P. Heat pump dryers: research and development needs and opportunities // *Drying technology*. – 1998. – Vol. 16, № 1&2. – P. 251-270.
309. Jia, X., Jolly, P. and Clements, S., 1990, Heat Pump Assisted Continuous Drying Part 2: Simulation Results, *International Journal of Energy Research*, Vol. 14, pp. 771-782.
310. Jolly, P., Jia, X. and Clements, S., 1990, Heat Pump Assisted Continuous Drying Part 1: Simulation Model, *International Journal of Energy research*, Vol. 14, pp. 757-770.
311. Almeida, M.S., Gouveia, M.C., Zdebsky, S. Performance Analysis of a Heat Pump Assisted Drying System, *International Journal of Energy Research*, 1990, Vol. 14, pp. 397-406.
312. Лыков А. В. Теория сушки. М.: Энергия, 1968. – 472 с.
313. Смольский Б.М. Внешний тепло- и массообмен в процессе конвективной сушки. – Минск: Издательство БГУ. – 1957. – 204 с.
314. Филоненко Г.К., Лебедев П.Д. Сушильные установки. – М.-Л.: Гос. энергетическое изд-во, 1952. – 264 с.
315. Спосіб роботи теплонасосної конвективної сушарки. Держпатент України. Патент України № 85875 UA, МПК F26B 9/06, F26B 21/00; -№ заявки а200612097; Заявл. 17.11.2006; Опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5/2009 Долінський А.А. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Дабижа Н.О.
316. Доопрацювання технології низькотемпературної сушки на базі енергозберігаючих теплонасосних циклів та виготовлення демонстраційного зразка сушарки / Звіт про НДР / Інститут технічної теплофізики НАНУ. – № ДР 0105U000172. – К., 2005. – 67 с.
317. Снежкін Ю.Ф., Шапарь Р.А., Петрова Ж.А., Дабижа Н.А. Оценка качества сушеных продуктов по восстанавливаемости // *Наукові праці ОДАХТ*. – Одеса, 2002. – №23. – С. 172-175.
318. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Дабижа Н.О. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання / під ред. академіка НАН України А. А. Долінського; НАН України, Ін-т техн. теплофізики. Київ: «Поліграф-Сервіс», 2009. 104 с.

319. Чалаєв Д.М., Шаврин В.С. Енергозберігаючі екологічно чисті системи теплохолодопостачання для комунальної енергетики з використанням термотрансформаторів / Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. Том 1. К.: «Поліграф-Сервіс», 2007. С. 286-312.

320. D. Chalaev, N. Silnyagina, A. Shmatok, A. Nedbailo. Heat transfer enhancement in corrugated tube heat exchanger. Ukrainian Food Journal. Volume 5. Issue 2. 2016. P. 376-386.

321. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Величко В.В. Вилучення геотермальної теплоти за допомогою теплових труб. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2017. Вип. 1, Т. 81. С. 23-27.

320. Сильнягіна Н.Б., Степанова О.Є., Чалаєв Д.М., Переяславцева О.О., Базєєв Р.Є. Research of a new shell and tube heat exchanger for use in geothermal heating systems. Енергетика і автоматика. 2019. №5(45). С. 87-96.

322. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Ніколаєвська Н.В., Добровольський М.П. Оцінка ефективності використання теплового потенціалу доквілля та верхніх шарів землі України. Відновлювана енергетика. 2020. №4. С. 80-88.

323. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Олійніченко В.Г., Величко В.В. Експериментальне дослідження добового акумулювання холоду шляхом використання води підземних горизонтів м. Києва. Відновлювана енергетика. 2019. №3. С. 67-77.

324. Морозов Ю.П., Барило 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.

325. Морозов Ю.П., Чалаєв Д.М., Величко В.В. Децентрализованное теплоснабжение с помощью геотермальных тепловых насосов. Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. 2017. № 4-6 (216-218). С. 70-79.

326. Грабов Л.Н., Чалаєв Д.М., Переяславцева Е.А., Сильнягіна Н.Б. Разработка конкурентноспособных трубчатых теплообменных аппаратов. Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2014. Вип. 45. Т. 2. С. 93-97.

327. Долінський А.А., Чалаєв Д.М., Грабов Л.Н., Переяславцева О.О., Сильнягіна Н.Б., Ковальов В.В. Розробка ефективних теплообмінників нового покоління на основі труб з дискретними турбулізаторами. Енергетика та електрифікація. 2013. Т.13. № 4. С. 28-33.

328. Сильнягіна Н.Б., Чалаєв Д.М., Переяславцева О.О., Базеев Р.Є. Дослідження нового кожухотрубного теплообмінника для використання в системах геотермального теплопостачання. Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку енергетики, електротехнологій та автоматики в АПК», 19 грудня, 2019 р. Київ. С. 37.

329. Чалаєв Д.М., Шматок О.І., Грабова Т.Л., Сильнягіна Н.Б. Використання відпрацьованих газових свердловин для вилучення геотермального тепла. Збірник тез Регіональної науково-практичної конференції «Енергія. Бізнес. Комфорт.», 26 грудня, 2018 р. Одеса. С. 17-19.

330. Уланов М.М., Чалаєв Д.М. Автономні теплонасосні водонагрівачі – перспективне напрямлення енергозбереження, як для населення, так і для установ з малим використанням гарячої води. Матеріали III Міжнародної науково-практична конференції «Проблеми та перспективи розвитку енергетики, електротехнологій та автоматики в АПК», 17-18 грудня, 2015 р. Київ. С. 41-43.

331. Sadiq J. Zarrouka, Hyungsul Moonb. Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review. Geothermics. – 2014. – 51. – pp. 142-153.

333. Carslaw H.S., and Jaeger J.C. Conduction of Heat in Solids // Oxford at the Clarendon Press, Second Edition, University Press, Oxford. – 1959. – p. 339.

334. Ramey, H.J. Wellbore Heat Transmission // Journal of Petroleum Technology, April 1962. – pp. 427-435.

335. Kutasov I.M., Eppelbaum L.V. An Improved Method for Determination of Formation Temperature, Proceedings, World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, April. – pp. 24-29.

336. Kujawa T., Nowak W., Stachel A.A. Utilization of existing deep geological wells for acquisitions of geothermal energy. *Energy* 2006; 31(5): 650-64.

337. Вукалович М.П. Термодинамические свойства воды и водяного пара // Машгиз, 1955. – 91 с.

338. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов // Физматгиз, 1959. – 357 с.

339. Звіт ІТТФ НАН України по НДР «Дослідження тепломасопереносу в термохімічних і сорбційних процесах та створення теоретичних засад для розробки теплових насосів і акумуляторів теплоти». – № Держреєстрації 0107U002128. – К.: 2011.

ДОДАТОК А



BIÊN BẢN

Chạy thử & nghiệm thu dây chuyền công nghệ sản xuất bột trái cây XNLD "TIEN KY"

ngày 26.01.2000

Thành phần đoàn gồm:

- Phía Việt nam:
Ông Lê Văn Nam Chuyên viên kỹ thuật
- Phía Ucraina:
Ông Y.P. Suetkin Phó Viện trưởng Viện Vật lý Kỹ thuật nhiệt, Viện Hàn lâm khoa học Quốc gia Ucraina.
Ông G.K. Vascitannicop - Kỹ sư trưởng cùng lập biên bản gồm:

MỤC ĐÍCH CHẠY THỬ NGHIỆM

Việc chạy thử & nghiệm thu được tiến hành nhằm mục đích nhận được sản phẩm cuối cùng trên dây chuyền công nghệ là bột dứa và bột chuối, đáp ứng với yêu cầu của thị trường Ucraina và các dự án giấy chứng nhận chất lượng tương ứng.

THỜI GIAN TIẾN HÀNH

Thử nghiệm được tiến hành bằng:

- Dứa tươi ngày 25.01.2000
- Chuối tươi ngày 18.01.2000



АКТ

Приемочных испытаний технологической линии производства фруктовых порошков 26 января 2000г. СП. «ТИЕНКИ»

Комиссия в составе:

- С Вьетнамской стороны:
Ле Ван Нам - технический эксперт
- С Украинской сторон:
Ю.Ф.Снежкин- Зам.директора ИТТФ НАН Украины
Г. К. Воспитанников - главный технолог

Составили настоящий АКТ о нижеследующем:

ЦЕЛЬ ИСПЫТАНИЙ

Приемочные испытания проводятся с целью получения на технологической линии конечного продукта в виде бананового и ананасового порошков, соответствующих требованиям рынка Украины и проектам согласованных сертификатов качества.

ВРЕМЯ ПРОВЕДЕНИЯ

Испытания проводились на:

- свежих ананасах - 25.01.2000
- свежих бананах - 18.01.2000

Nguyên liệu ban đầu và sản phẩm cuối cùng
Исходное сырье и конечный продукт

Ten nguyên liệu Наименование	Trong lượng nguyên liệu, kg Вес сырья, кг	Trong lượng sản phẩm, kg Вес продуктов (порошки), кг	
		Bột loại I I фракция	Bột loại II II фракция
Dứa Ананасы	17817	156,4	215,2
Chuối loại chuối "bom" Бананы сорт "Бом"	1772	139,0	56,8

Tiêu thụ dầu DO, điện, nước
Расход топлива DO, эл энергии и воды

Loại nguyên liệu Вид сырья	Dầu DO, lit Топливо, литры	Điện, kW Эл. энергия, кв	Nước, m ³ Вода, м ³
Dứa Ананасы	542	903	30
Chuối Бананы	400	755	34

Tiêu thụ cho 1 kg thành phẩm
Расход на 1 кг готовой продукции

Loại nguyên liệu Вид сырья	Dầu DO, lit/kg Топливо, литры/кг	Điện, kW/kg Эл. энергия, кв/кг	Nước, m ³ /kg Вода, м ³ /кг
Dứa Ананасы	1,46	2,43	0,08
Chuối Бананы	2,04	3,75	0,17

ĐẶC TÍNH CỦA THÀNH PHẨM

Bột dứa loại I : 156,4 kg và loại II: 215,2 kg, có màu vàng kem, theo các chỉ tiêu bằng giác quan bột đáp ứng được các yêu cầu của dự thảo giấy chứng nhận chất lượng của Ukraina.

ХАРАКТЕРИСТИКА ГОТОВОЙ ПРОДУКЦИИ

Ананасовый порошок в количестве I фракция 156,4 кг и II фракция 215,2 кг кремowego цвета по органолептическим показателям соответствует требованиям проекта согласованного качества на Украине.

Bột chuối loại I: 139 kg và loại II: 56,8 kg, có màu vàng lợt (nhạt), theo các chỉ tiêu bằng giác quan bột đáp ứng được các yêu cầu của dự thảo giấy chứng nhận chất lượng của Ucraina.

Bột loại I được đóng bao bằng giấy bên trong có phủ lớp pôly êtylen, trọng lượng 15 kg.

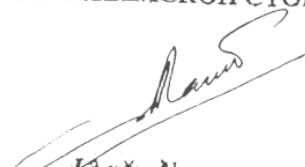
KẾT LUẬN

Dây chuyền sản xuất bột trái cây qua chạy thử nghiệm đã chứng tỏ rằng, dây chuyền này sản xuất được bột dứa và bột chuối theo cảm quan thì đạt.

Dây chuyền sản xuất bột trái cây được đưa vào sử dụng, sau khi nhận được giấy chứng nhận chất lượng sản phẩm của phía Ucraina và để đưa máy vào hoạt động cần phải bổ sung máy gọt vỏ khóm, máy đột lõi khóm, máy xé và máy ép để lấy một phần nước khóm, bồn chứa để chứa và vận chuyển nước khóm thì mới hoạt động được.

Biên bản này được lập thành 06 bản bằng 02 thứ tiếng Việt và tiếng Nga, đều có giá trị như nhau, mỗi bên giữ 03 bản của mỗi thứ tiếng.

PHÍA VIỆT NAM
С ВЬЕТНАМСКОЙ СТОРОНЫ


Lê Văn Nam
Ле Ван Нам

Bananoвый порошок в количестве I фракция 139 кг и II фракция 56,8 кг светло-желтого цвета по органолептическим показателям соответствуют требованиям проекта согласованного сертификата качества на Украине.

Порошки I фракция упаковывались в бумажные мешки с полиэтиленовыми вкладышами весом по 15 кг.

ВЫВОДЫ

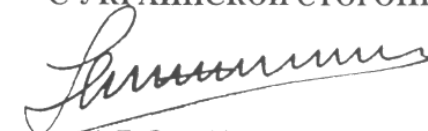
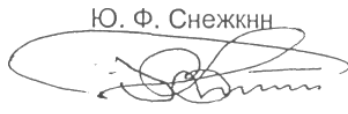
Технологическая линия производства фруктовых порошков прошла приемочные испытания и показала, что на ней производятся ананасовый и банановый порошки по органолептическим показателям требуемого качества

Технологическая линия производства фруктовых порошков принимается в эксплуатацию и начнет работу после получения сертификатов качества на готовую продукцию от Украинской стороны.

На участке подготовки сырья к сушке необходимо установить машины для очистки поверхностного слоя ананаса, удаления сердцевин (стержня), измельчения очищенных ананасов, пресса для частичного отжима сока из ананасов, емкостей для хранения и транспортировки сока.

Настоящий АКТ составлен в 06 экземплярах на вьетнамском и русском языках. Все экземпляры имеют одинаковую юридическую силу, каждая сторона получает по 03 экземпляра.

PHIA UKRAINA
С УКРАИНСКОЙ СТОРОНЫ


Y. F. Snet-kin
Ю. Ф. Снежкин

G. K. Vas-pi-tan-ni-cop
Г. К. Воспитанников

ДОДАТОК Б

Додаток № 3
до договору № 2719
від « 28 » травня 2001 р.

УЗГОДЖЕНО
Заступник директора
Інституту технічної теплофізики
НАН України
Ю.Ф. Снежкін
«28» травня 2001 р.



ЗАТВЕРЖДУЮ
Заступник директора
ВАТ «УкрНДІпластмаш»
В.А. Ануфрієв
«30» травня 2001 р.



ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Осушувач повітря для устрою сушіння
здрібнених відходів поліетилентерефталату

ЗАТВЕРДЖУЮ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ВАТ "УкрНДПластмаш"Зам.директора ІТТФ НАН України
чл.-кор. НАНУ

АКТ (завершальний)

здавання-прийняття науково-технічної продукції

за договором № 2719 від 28.05.2001р.

м. Київ

4 вересня
10 вересня 2001р.Ми, що нижче підписалися, представник виконавця Зам.директора ІТТФ НАН України

(посада, прізвище, і. п.)

Ю.Ф.Сисжкін з однієї сторони й представник замовника Директор ВАТ "УкрНДПластмаш"В.Г.Зверлін з іншої сторони склали дійсний акт у тім, що перший здав, а другий прийняв

(посада, прізвище, і.п.)

розробку конструкції та виготовлення осушувача повітря для пристрою сушіння
подрібнених відходів поліетилентерефталату на базі лінії ЛГТВ-100

(найменування науково-технічної продукції)

розроблений ІТТФ НАН України

(найменування організації виконавця)

відповідно до договору № 2719 від 28.05.2001р.Науково технічна продукція у вигляді осушувача повітря для пристрою сушіння подрібнених
відходів поліетилентерефталату, паспорта та інструкції по експлуатації задовольняє
вимогам договору(задовольняє, не задовольняє вимогам п. 1.2. договору, перелічує значення вимоги.
Найменування документа в якому вказані вимоги, його номер і дата підписання)

Документація на науково-технічну продукцію належним чином оформлена і передана замовнику.

Договірна ціна на науково-технічну продукцію відповідно до договору складає: 10000 грн.За станом на день складання акту перерахований виконавцю аванс у сумі 5000 грн.Для кінцевого розрахунку замовнику необхідно перерахувати виконавцю 5000 грн.

ЗДАВ:

ВИКОНАВЕЦЬ

(посада підпис П.І.П. відповідального

виконавця)

С.Н.Сивр. Д.М.Чалаєв

Поштова адреса і банківські реквізити
організації виконавця

ПРИЙНЯВ:

ЗАМОВНИК

(посада підпис П.І.П. представника

замовника)

Поштова адреса і банківські реквізити
організації замовника

ДОДАТОК В

НАЗВА ОРГАНІЗАЦІЇ-ЗАМОВНИКА

УкрЦВТ

Адреса: 08654, смт. Дослідницьке
 Київської обл. Васильківський р-н
 вул. Інженерна, 3
 Код 24212161
 Банківські реквізити:
 Свідоцтво плат. ПДВ 13654789
 Інд. подат. номер 004702510077
 розрахунковий рахунок: 2600930118057
 в Білоцерківське відділення
 Промінвестбанку м. Біла Церква
 МФО 321057

НАЗВА ОРГАНІЗАЦІЇ-ВИКОНАВЦЯ

Інститут технічної теплофізики НАНУ

Адреса: 03164, м. Київ-164
 вул. Булаховського, 2
 Код організації 05417118
 Банківські реквізити:
 розрахунковий рахунок №35225004000411
 Банк УДК у м. Києві
 МФО 820019
 Інд. подат. № 054171126590

А К Т № 6

приймання-здачі науково-технічної продукції
 від 10 грудня 2004 року

Тема договору: **“Розробити технічну документацію та виготовити зразок модульно-блочної зерносушильної установки з універсальним теплогенератором”.**

Ми, що нижче підписалися: “ВИКОНАВЕЦЬ” – директор Інституту технічної теплофізики (ІТТФ) НАН України Долінський А.А., з одного боку, і “ЗАМОВНИК” – директор УкрЦВТ Собчук М.П., з другого боку, склали цей акт про те, що згідно договору № 2742 від 15 квітня 2004 р. виконано 100,00 % від вартості робіт, визначеної договором № 2742 в сумі 52000 грн.

В тому числі виконано за етапами календарного плану (в гривнях і процентах):

Етап № 1 – 3000 грн., що становить 100,0 % від вартості етапу.
 Етап № 2 – 39000,00 грн., що становить 100,00 % від вартості етапу.
 Етап № 3 – 10000,00 грн., що становить 100,00 % від вартості етапу.

Всього на суму 52000,00 грн. (п'ятдесят дві тисячі гривень 00 коп).
 Опроцентовано раніше 42000,00 грн., в т.ч. оплочено 42000,00 грн.

Одержана по етапу 3 загальна сума авансу 3908,66 грн., залишок авансу - грн.

Належить до отримання за цим актом 6091,34 грн. (шість тисяч дев'яносто одна гривня 34 коп.).

Представник ЗАМОВНИКА

М.П.

Представник ВИКОНАВЦЯ

М.П.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор УкрЦВТ



М.П. Собчук

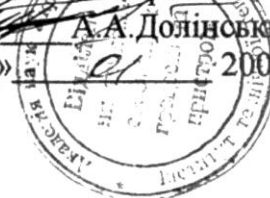
2005 р.

УЗГОДЖЕНО

Директор ІТТФ НАН України
академік НАН України

А.А. Долинський

« 19 » 2005 р.



А К Т

Ми, що нижче підписалися, представники ІТТФ НАН України з одного боку та представники УкрЦВТ з другого боку склали дійсний акт про те, що згідно договору № 2742 від 15 травня 2004 р. інститут змонтував і передає (УкрЦВТ) модульно-блочну зерносушильну установку з універсальним теплогенератором в кількості 1 шт.

Від замовника :

2004 р.

Від виконавця:

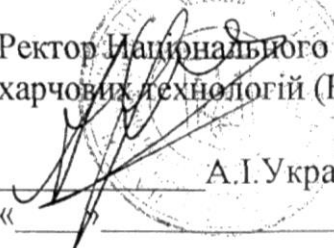
Заст. директора ІТТФ НАНУ
флен-кор. НАН України

Ю.Ф. Снежкін
« 19 » 01 2004 р.

ДОДАТОК Г

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Національного університету харчових технологій (НУХТ)



А.І.Українець
« » _____ 2004 р.

УЗГОДЖЕНО

Директор ІТТФ НАН України
академік НАН України


А.А.Долінський
« » _____ 06 2004 р.

АКТ

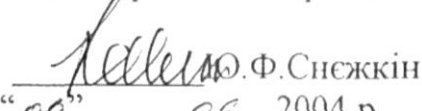
Ми, що нижче підписалися, представники ІТТФ НАН України з одного боку та представники Національного університету харчових технологій з другого боку склали дійсний акт про те, що згідно договору № 2736 від 01 жовтня 2003 р. інститут змонтував і передав (НУХТ) експериментальну конвекційну теплонасосну сушарку в кількості 1 шт.

Від замовника :



« » _____ 2004 р.

Від виконавця:

Заст. директора ІТТФ НАНУ
член-кор. НАН України


О.Ф.Снежкін
« » _____ 06 2004 р.

ДОДАТОК Д

НАЗВА ОРГАНІЗАЦІЇ-ЗАМОВНИКА

Харківський державний університет харчування та торгівлі (ХДУХТ)

Адреса: м.Харків,
вул. Клочківська, б.333
р/р 35224006000092
в УДК Харківської обл.
МФО 851011
Код ЄДРПОУ 01566330
Свідоцтво плат. ПДВ № 28325430
Інд.податков. № 015663320307

НАЗВА ОРГАНІЗАЦІЇ-ВИКОНАВЦЯ

Інститут технічної теплофізики НАНУ

Адреса: 03164, м. Київ-164
вул.Булаховського,2
Код організації 05417118
Банківські реквізити:
розрахунковий рахунок №35225004000411
Банк УДК у м.Києві
МФО 820019
Інд.подат. № 054171126590
Св-во плат.ПДВ 39008258

А К Т

приймання-здачі науково-технічної продукції
від "26" лютого 2007 року

Тема контракту: **“Створення лабораторного зразка конвекційної теплонасосної сушарки”.**

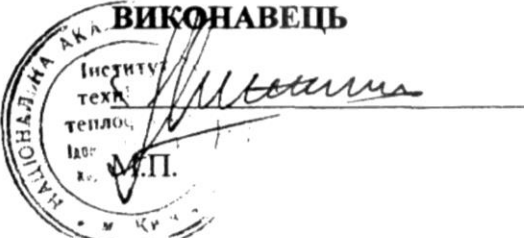
Ми, що нижче підписалися: “ВИКОНАВЕЦЬ” – заст.директора Інституту технічної теплофізики (ІТТФ) НАН України **Списжкін Ю.Ф.**, з одного боку, і “ЗАМОВНИК” – ректор Харківського державного університету харчування та торгівлі (ХДУХТ) **Черевко О.І.**, з другого боку, склали цей акт про те, що згідно контракту № 2758 від 01 жовтня 2006 р. виконано 100,00 % від вартості робіт, визначеної договором № 2758 в сумі 12000 грн., в тому числі ПДВ - 2000 грн.

ЗАМОВНИК



М.П.

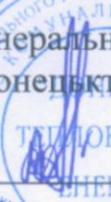
ВИКОНАВЕЦЬ



М.П.

ДОДАТОК Е

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор
ОКП «Донецьктеплокомуненерго»

 В.А. Воротинцев
 «_____» _____ 2009 р.


АКТ ПРИЙМАННЯ ВИКОНАНИХ РОБІТ

Обласне комунальне підприємство «Донецьктеплокомуненерго» одержало 30.10.2008 року від ДП ДКТБ ІТТФ НАН України повний комплект технічної документації в 3-х екземплярах та електронному вигляді за договором № 01-05-08 від 15.05.2008 р. **«Розробка технологічної схеми та проектно-кошторисної документації на теплонасосну установку гарячого водопостачання в м. Краматорську Донецької області, вибір типового обладнання та підготовка заявок на його постачання».**

В відповідності до одержаної технічної документації в ОКП «Донецьктеплокомуненерго» виконані роботи по монтажу та наладці цієї теплонасосної установки гарячого водопостачання в м. Краматорську, яка забезпечує отримання розрахункової кількості гарячої води.

Начальник ПТО
ОКП «Донецьктеплокомуненерго»



В.М. Кучеренко

ДОДАТОК 3

ЄДРПОУ 35182513
п/р 26004901315762
В ЗАТ «ОТП БАНК» МФО 300528



ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
«В.Д.Е. - УКРАЇНА»
ВІДНОВЛЮВАЛЬНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

Україна, Київська обл., м. Бровари,
бул. С. Разіна, 7
+38(044)22-111-88
www.vde.com.ua

№ 114 від 03.09.2020р.

АКТ

випробування теплогенеруючого осушуючого теплонасосного агрегата
для конвективної сушарка камерного типу

Інститутом технічної теплофізики НАН України була надана для ТОВ «В.Д.Е.-Україна» конвективна сушарка камерного типу з теплогенеруючим осушуючим теплонасосним агрегатом з метою проведення виробничих випробувань.

В результаті проведених випробувань встановлено, що застосування в конвективній сушарці розробленого Інститутом теплонасосного агрегату дозволяє зменшити енерговитрати на процес сушіння. Енергоспоживання теплового насоса на видалення вологи з сушильного агенту шляхом охолодження повітря і конденсації вологи, що міститься в ньому, склало 0,7-0,9 кВт-год на кг сконденсованої вологи.

Директор ТОВ «В.Д.Е.-Україна»



К.С.Гурський

ДОДАТОК И

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Директор ДП
 «Інженерний центр «Сушка»
 Чернишин О. Г.
 _____ 2020 р.



АКТ

промислових випробувань та впровадження теплогенеруючого
 теплонасосного агрегату для конвективної сушарки камерного типу

Комісія у складі

голова комісії – Чернишин Олександр Георгієвич, директор ДП «Інженерний центр «Сушка»;

члени комісії:

– Тельников Євгеній Якович, старший науковий співробітник ДП «Інженерний центр «Сушка»;

– академік НАН України Снежкін Юрій Федорович, директор Інституту технічної теплофізики НАН України;

– к.т.н. Уланов Михайло Миколайович, старший науковий співробітник відділу тепломасопереносу в теплотехнологіях Інституту технічної теплофізики НАН України ;

– к.т.н., с.н.с. Чалаєв Джамалутдін Муршидович, старший науковий співробітник відділу тепломасообміну в дисперсних системах Інституту технічної теплофізики НАН України;

– к.т.н. Дабіжа Наталія Олександрівна, старший науковий співробітник відділу тепломасопереносу в теплотехнологіях Інституту технічної теплофізики НАН України

склали цей акт про те, що вищезгадана установка пройшла в 2020 р. виробничі випробування та тимчасово була впроваджена в ДП «Інженерний центр «Сушка» в технологічному процесі низькотемпературного сушіння напівфабрикатів (сирця) керамічних виробів.

В результаті виробничих випробувань встановлено, що застосування запропонованого технологічного обладнання, а саме теплогенеруючого осушуючого теплонасосного агрегату для конвективної сушарки камерного типу, що було розроблене в Інституті технічної теплофізики НАН України, дозволяє зменшити енергоємність процесу сушіння. Одержані енергетичні показники роботи теплонасосного агрегату склали в середньому 0,5-0,9 кВт·год на кг випаруваної вологи.

Технічне рішення дозволяє скоротити тривалість процесу сушіння на 20 %. Проведення процесу зневоднення на низькому температурному рівні (45-55 °) дозволило отримати готовий продукт високої якості, та за рахунок створення керованих умов технологічного процесу зневоднення, значно (в 1,5-2 рази) зменшити витрати енергії на вилучення вологи.

Голова комісії:

Директор ДП «Інженерний центр «Сушка»



О. Г. Чернишин

Члени комісії:

С.н.с. ДП «Інженерний центр «Сушка»

Є. Я. Тельников

Директор Інституту технічної
теплофізики НАН України
академік НАН України

Ю. Ф. Снежкін

С.н.с. відділу тепломасопереносу
в теплотехнологіях Інституту технічної
теплофізики НАН України, к.т.н.

М. М. Уланов

С.н.с. відділу тепломасообміну
в дисперсних системах Інституту технічної
теплофізики НАН України к.т.н.,

Д. М. Чалаєв

С.н.с. відділу тепломасопереносу
в теплотехнологіях Інституту технічної
теплофізики НАН України, к.т.н.

Н. О. Дабіжа

ДОДАТОК К

Реєстр електричних розвідок ПАТ "Укргазвидобування" з підвищеними значеннями шкостових температур станом на 01.01.2015 р.

№ ш/а	Назва розвідки	Тип розвідки	Область	Об'єкт розробки	Фонд свердловин																
					експлуатаційний			нагнітальні	спостережні	сезональні	світлодіодні	в розвідці	в процесі створення	заплановані	введення в дію	заплановані	заплановані	всього свердловин			
					активні	закриті	в процесі створення														
ГНУ "Шевченківська видобування"																					
1	Давалинська	ГНУ	Харківська	Степовий блок	8										8	3		11			
					Блок св.57	1											1			1	
					УМГ-7	9												9	3		12
					В-2	3												3			3
					С-4-9	3	1											4			4
По родовищу:					14	1							15	3		18					
2	Коробківська	ГНУ	Харківська	Ртищівський блок	С-3-4	1									1			1			
					В-14-24	1									1	1		2			
					М-6	1														1	
					В-14-21	5											5	1		6	
					В-14-16	1											1			1	
					В-13-18								1					1	1		2
					Пв-С ₁ -7	7							1					8	3		11
По родовищу:					9	1			1				11	3		14					
3	Борисівська	ГНУ	Харківська	Борисівський блок	К-6		1								1			1			
					М-1	1								2					2		
					М-3	0									1					1	
					В-19	1											1			1	
					М-1	4							1				5			5	
					В-19	0	1										1				1
По родовищу:					6	2			3				12			12					
4	Матеральська	ГНУ	Харківська	Блок св. 9	М-2 ^а		1								1		1	2			
					Блок св. 18	М-2 ^а	1	1									2			2	
					Блок св. 9, 11, 18	М-2 ^а	1	2									3		1	4	
					Блок св. 102	М-2 ^а	2										2			2	
					Блок св. 16	М-2 ^а	1										1		1	2	
					Блок св. 16, 102	М-2 ^а	3										3		1	4	
					По родовищу:					4	2							6		2	8
5	Козьмінська	ГНУ	Харківська	М-1	2									2			2				
6	Ізюмська	ГНУ	Харківська	В-19-23, Т-3-4	1	4								5			5				
7	Шевченківська	ГНУ	Харківська	С-6-7	2									2			2				

№ п/п	Назва родовища	Тип родовища	Область	Об'єкт розробки	Фонд свердловин													
					експлуатаційний			нагнітальні	спостережені	сезонні	світлодіодні	в консервації	в процесі підв. відкриття свердлов.	загальний	ліквідовано після експлуатації	закриті після зупинки роботи свердлов.	Всього скв. по об'єкту розробки	
					лінійні	факельні	світ. скважини											
				У С-7-Р В 21-22, Т-3-4 Д-3 С-4а	2									2				2
	По родовищу:																	
8	Безмединське	ГНК	Харківська	С ₁ ^р С-4а	1									1				1
	По родовищу:			В-18-19	1	2								4			1	5
9	Ахлатівське	ГК	Харківська	С-2 С-17-19	2									2				2
	По родовищу:				2	1								3				3
10	Острозерівське - відсутність свердловин	ГК	Харківська	С ₁ ^р										6	3			9
11	Гашинівське	ІП	Харківська	Д-РВ										1				1
12	Богатойське Катеринівський блок Богатойський блок	ІПК	Дніпропетровська	В-13 В-13 С-1 С-2														1
	По родовищу:					1								1				1
13	Дрейтнівське	ГК	Донецька	А-6 С ₁ ^р (Г-5) С ₂ ^р В-4,5,6														1
	По родовищу:				2		1							2				2
					1									1				1
					1									1				1
					4		1							5				5
ГДУ "Полтавгаздобування"																		
1	Абазівське	ГК	Полтавська	Триас, Тук В-13 С-3а С-3б С-41-С-5а С-5б С-5в С-6-7														2
	По родовищу:																	
2	Семетіївське	ГК	Полтавська	I С-2-3-4С-5а II С-5а III С-6-7	4	2												2
	По родовищу:				2	1								4				4
3	Ск.Полтавське	ГК	Полтавська	Триас К-11-12+М-1 М-2-3	16		1											2
	По родовищу:				8	1								9			3	12
4	Резуцьке	ІПК	Полтавська Харківська	Г-12 В-1 В-12 (6,22,23,33,34) В-12 (29+22) С-1	1													2
					2									2				2
					5									5				5
					1									1				1
					1									1				1

№ п/п	Назва розробки	Тип розробки	Область	Об'єкт розробки	Фонд спорудованих															
					експлуатаційний			нагальний	спостереж.	спеціальні	авіаційні	в класифікації	в середній частині	загальний	ліцензійно-підприємств	заплановані	всього в даній розробці			
					лінійні	будівельні	очисні													
12	Тимефобське	НБК	Полтавська	Триє	9	4	0			8	2	0		14		0	14			
					1												11	11		
					13	2			2		1						18	1	19	
					6												6	6		
					13	2		6									21		25	
				23	4		0	10	2	1			57	1	2	60				
13	Валківське	НБК	Полтавська	В-14-26, ПФМ-1-2ва, ФР-1	5	8	1			1	3		11	0	3	14				
14	Кулічківське	НБК	Полтавська	В-13-16-17	5	2								7			7			
					7	3					1						11		11	
					8	4		2									14	1	15	
				20	9		2				1		22		1	23				
15	Ковчанське	ГК	Полтавська	В-16а (№2)	1									1			1			
					1											1		1		
					2		1									3		3		
					1	1										1		1		
					1												1		1	
					1												1		1	
					4												4		4	
				10	1	1							12	1	13					
16	Яблунівське	НБК	Полтавська	Триє	4						4			4			4			
					4											4		4		
					20	3					1					24		24		
					2	1										3		3		
					2												2		2	
					18	2											20	1	21	
					8	3								1			12		12	
					23	13											39	3	40	
									77	22					4	4	1	108	2	2
17	Сморобогатинське	НБК	Полтавська	В-4-5	1					1				2			2			
					1											1		1		
					1												1		1	
					1												1		1	
					3	1											4	1	5	
					2												2		2	
					1												1		1	
					1									1	1			3		3
					1													1		1
									1									1		1
				12	1			1	0	0	1	1	16		2	18				
18	Гадимське	НБК	Полтавська	Триє	12	1								2			2			
					1	1										1		1		
					4												4		4	
					1	2						1					4	1	5	
					1	2											5		5	
				6	6					2	2		10	1	11					
19	Львівське	ГК	Полтавська	В-22-23б-25-26а	1	1								1			1			
					1	1										2		2		
20	Відродженське	ГК	Полтавська	В-265 (№26)	1	1							1			1				

Таблиця Видобувні та термобаричні параметри водоносних горизонтів по родовищах ПАТ «Укргазвидобування»

№ п/п	Родовище	Пласт	Номер свердловини	Інтервал випробування, м	Умови відбору проби	Дата відбору проби дослідження	Дебіт, м ³ /добу Динамічний рівень	Гирловий тиск статичний, МПа Статичний рівень, м	Пластовий тиск, МПа Глибина, м	Пластова температура, °С	Густина води, г/см ³	Загальна мінералізація	Промітки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Валюхівське	ФМ-2а-2н	2	5421-5480	ВПТ		209		56,98 5418		1,205		
2	Валюхівське	ФМ-2н	1	5414-5450	В колодні		42,9 500		59,08 5432	134	1,152		
3	Валюхівське	ФМ-1а-2а	70	5383-5391 5402- 5417 5420-5432	В колодні		45 500		23 5374	130			
4	Валюхівське	ФМ-1н	74	5340-5375	В колодні		17 1700		23 5336	128	1,21		
5	Валюхівське	В-26в	74	5236-5240	В колодні		43 954		23 5201	126	1,2		
6	Волохівська	М-5	3	3024-3034			296 1430			102	1,142		
7	Піск.-Волвок.	С ₁ ²	11	2405-2395			27,6 1455			80	1,175		
8	Піск.-Волвок.	С ₁ ²	21	5410-5394			172,8			180	1,247-1,260		
9	Скоробагат.	В-16	3	4615-4611			122		49,6 4622	115	1,135		
10	Скоробагат.	В-17г	3	4750-4732			92,7 342		51,2 4741	117	1,159		
11	Безлюдіаське	С-6	612	2978-2981			230		30,52 2958	101	1,139		

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12	Холодницьке	С-53	30	5586,0-5592,0	1 об'єкт		0,77 3238			131			
13	Холодницьке	С-5 ₁ +С-5 ₂ +С-4	30	5498,0-5510,0 5520,0-5529,0	У об'єкт сумісно із IV об'єктом		1-2		51,44 5412	128	1,08		
14	Ртищівська	С-4	1	2987-3000			14			95			
15	Борисівська	В-1в	116	2334-2340			39,4 1246			74,5	1,07		
16	Борисівська	В-2	116	2511-2515			54 799			80,5	1,12		
17	Степова	С-5	51	4956-4946			5-25,5 300- 1000		52,55 4951	120,2	1,089	139,2	
18	Зах.-Борисівська	С-3-4	39	4652-4566			34,4 2100			110	1,122	183,73	
19	Борисівська	С-5	48	4705-4730			5,2 590		47,07 4733	112	1,129	171,32	
20	Зах.-Борисівська	В-1в	485	5457-5505			39 2300		75,11 5496,5	125	1,068	103,08	
21	Перецілинська	С-19	60	2852-2861			14,8 820		28,58 2856	58 2810	1,153	237,044	
22	Більська	К-56	184	2517-2525			29 559			70			
23	Більська	М-3-4б	402	2694-2695			47,3 251			73	1,14		
24	Більська	М-5	403	2955-2961			69 361			79,5	1,16		
25	Більська	М-2	403	2825-2840			81 1080			77,5	1,12		
26	Більська	А-8	405	2212-2215			40 700			63			
27	Зах.- Новотроїцьке	С ₁ В ₁ , В-15	18	3212-3235	Аерія на 1290 м	29.10.71	78		33,25 3223,5	83	1,151		
28	Копитівське	Р ₁ д ₁	30	3102-3143		20.11.83	34 1067						
29	Краснокутське	С-4+С-5+С-6в	3	4585-4723	ВПТ		43,78		46,50 4590				
30	Краснокутське	С-5в, С-5н	7	4752-4788	НПТ		75,8		50,42 4735				

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
31	Краснокутське	С-5а+С-6а	8	4811-4934	КНІВ-146		478						
32	Краснокутське	С-6а	9	4702-4716	ПКОТ-73		69		52,41 4709				
33	Краснокутське	С-5а	9	4622-4649	ПКОТ-73		115		49,21 4635,5				
34	Краснокутське	С-4	10	4530-4585	КНІВ-146		449		4797 4535				
35	Краснокутське	С-6а	12	4764-4846	КНІВ-146		36		51,37 4768				
36	Краснокутське	С-4+С-5а	13	4513-4611	ВПТ		394		47,97 4562				
37	Краснокутське	С-5+С-6а+С-6а	13	4610-4747	ВПТ		245		48,17 4768				
38	Східно-Медведівське	С3					43 830-1648						
39	Східно-Медведівське	С3		3410-4500			1-140		39,88 3420	81,38		300-335	
40	Східно-Медведівське	С3		3410-4500			1-140		44,48 4110			300-335	
41	Богатойське	Т-2	3а	4620-4585	При випробуванні	-	12,4		-	125	-	-	
42	Богатойське	С11	56а	4431-4356	При випробуванні	-	16		-	113	-	-	
43	Богатойське ГРП Катеринівський блок	С1а	34а	2050-2058	При випробуванні	-	13		25,28 -	69,7	-	-	
44	Східно-Медведівське	А-2	13	2700-2746	При випробуванні	-	18		-	73,8	1,25	-	
45	Порожненське	С-4	51	2197,6-2210	При випробуванні	31.10.64	410		22,46 2205,3	69,8	-	-	
46	Порожненське	В-23	60	3093,2-3134	При випробуванні	29.11.84	48,7		-	86	-	-	
47	Відрадненська площа	В-26	8а	5215-5224	При випробуванні	-	50		71,83	143,8	-	-	
48	Відрадненська площа	С,у ₁ (В-29)	12а	4673-4683	При випробуванні	-	14,4		89,26 -	87,8	-	-	

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
49	Відринська площа	C _{1M} (B-20)	12п	4507-4578	При випробуванні	-	28,4		68,3	86,7	-	-	
50	Солоківське	B-16a - B-16b	40п	3715-3755	При випробуванні	-	27		40,1 3735	91	1,08	-	
51	Солоківське	B-15b	40п	3610-3640	При випробуванні	-	22,5		39,5 3625	89,8	-	-	
52	Солоківське	B-26	49п	5142-5160	При випробуванні	-	44,8		-	130	-	-	
53	Солоківське	B-16b - B-16a	200р	3595-3650	При випробуванні	-	98,4		-	87	1,04	-	
54	Солоківське	B-16a - B-16b	204р	3582-3660	При випробуванні	-	67,68		38,2 3585	87,5	1,076	-	
55	Солоківське	B-20	205р	4239-4242	При випробуванні	-	181,2		-	98,5	1,149	-	
56	Чкалівська	B-20	1	3403-3450	При випробуванні	-	57,8 1145		-	109	1,1466	198,12	
57	Ск-Виногр	D36m	1п	2984-2980	При випробуванні	17.11.20 05	31,3		29,2 2982	75,6	1,157	-	
58	Новоселівська	C-19, C-20	51e	2524-2507	При випробуванні	-	15		-	70,8	-	-	
59	Новоселівська	C-19 - B-20-21	70п	2593-3119	При випробуванні	01.04.20 02	25,92		29,6 2965	77	1,145	-	
60	Новоселівська	B-14	6р	2714-2701	При випробуванні	21.10.19 69	42,3		-	74,3	1,132	-	
61	Східно-Новос	B-22-23	19п	2902-3026	При випробуванні	19.12.19 85	119		-	80	1,125	-	
62	Юлійська	C-5п	21	3176-3182	При випробуванні	-	322,3 750		-	75	1,141	202,54	
63	Безлюдівська	C1a	612	2978-2981	При випробуванні	-	230		-	71,8	1,139	206,52	
64	Муретівське	C-5	53	3014,0-3050,0	При випробуванні	-	240		-	101,7	-	-	
65	Котельвське	B-16a	22	5519-5505			5,7 5500	через 14 годин 198 м	59,00 5512	127 5470	1,127	173,86	
66	Котельвське	B-16b	22	5592-5582 разом з 5765-5775			4,1	через 95 годин	60,45 5587	128 5500	1,444	222,82	
67	Котельвське	B-16	27	5275-5250 5178- 5158 разом з 5555-5380			1,1 5130			121 5110	1,048	79,38	
68	Котельвське	B-16	27				6,2 5130			121 5110	1,080	117,27	

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
69	Коробочинське		1	2987-3000		22.08.80	22-46		30,42 2981	94 2981	1,141	100	
70	Коробочинське		2	2120-2118		29.09.79			21,00 2124	76 2124	1,064	100	
71	Коробочинське		7	3240-3260		02.10.81	2,6 220	- 19,0	33,92 3250	108 3200	1,0152		
72	Солохівське	В-16	36	3536-3544 3552-3560		07.07.73 17.09.73	86,4		39,24	82 3500	1,115	78,447	
73	Солохівське	В-16	204	3582-3660	ВІП	02.05.02	67,68		37,87 3585		1,076		
74	Солохівське	В-20-21	205	4239-4242		19.10.03	181,2 1670		41,87 4290		1,152	225,474	
75	Абазівське	С-5а	4	4422-4428			106,4 1000		41,87 4290	107 4400			
76	Євгенівське	С1v2	2	2400-2427		19.06.99 6.12.99	360 1200				1,070	95,029	
77	Євгенівське	С1v2	2	2274-2315		5.07.99 21.12.99	368 1210				1,0657	103,174	
78	Євгенівське	С1v2	2	2226-2230		28.11.99 7.12.99	350 1250				1,046	62,454	
79	Семенцівське	С-6	6	4403-4418			264,8						
80	Семенцівське	С-6	6	4420-4430			72						
81	Семенцівське	С-5в	9	4412-4419			100						
82	Семенцівське	С-5а	9	4370-4380			228						
83	Семенцівське	С-5б	58	4299-4305			99,4						
84	Новомихайівське	С2m	30	1676-1660		19.04.07	2,32-51,8		16,83 1668	65 1600	1,1032	140,29	
85	Опшівське	86 (В-3) С23 1968 II		1570-1555			34,4		не використань	54 1504			
86	Опшівське												
887	Орельська												
88	Опшівське												
89	Пан-Володимирівське	С1k1	7	2013-2018			91,2 616	230m			1,1533	231,140	
90	Римарівське	С1v2 (В-20)		4580-4570			62,8 4590		49,25	109		271,235	
91	Куліничинське	D3	18	4299-4283	-	1981- 1982	345,3	-	-	-	-	-	-
92	Кобівське	А-7	23	3523-3513	-	06.01.05- 19.02.05	10,3	-	-	-	1,12-1,13	-	-

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
93	Коблівське	Г-6	106	3600-3650	-	24.03.09 23.04.09	44,4	-	34,26 3604	87	1,24	-	
94	Абазівське	С-5в	4	4422-4428	-	-	108,4 1000	-	49,97 4425	107 4400	-	-	
95	Абазівське	С-5в	9	4412-4419	-	-	108	-	48,81 4415,5	107,2 4380	-	-	
96	Абазівське	С-5а	9	4370-4380	-	-	72	-	48,35 4375	110,5 4340	-	-	
97	Абазівське	С-5а	114	4387-4399	-	-	150-220	-	-	-	-	-	
98	Зак-Солохівське	В-19а	57	4557-4632	-	-	100 3077	-	-	-	1,23	-	
99	Зак-Солохівське	-	68	4853-4905	-	-	53 3330	-	-	-	1,24	-	
100	Тимофіївське	Т-1 ¹	2	4210-4216	-	-	86,3	-	-	-	-	-	
101	Тимофіївське	В-17в	3	3966-3970	-	-	156,9	-	-	-	-	-	
102	Валківське	ФМ-2г	1	5414-5450	-	-	42,9 500	-	59,08 5432	134 5380	1,152	-	
103	Валківське	ФМ-1г	70	5381-5391	-	-	45 500	-	-	-	1,146	-	
104	Валківське	ФМ-1г+ФМ-1г	3	5326-5320	-	-	176	-	55,33 5242	124,3 5170	1,186	-	
105	Валківське	В-26в	74	5236-5240	-	-	43 954	-	-	-	1,20	-	
106	Гадяцьке	В-18	2	4962-4950	аерація	-	523,2 450	-	53,25 4956	-	1,175	-	
107	Гадяцьке	В-17	2	4872-4865	аерація	-	43,4 500	-	50,37 4868,3	-	1,138	-	
108	Гадяцьке	Б-11-12	54	4140-4120	аерація	-	55,0 5,5	-	-	-	-	-	
109	Гадяцьке	В-16	101	4596-4588	аерація	-	115 1530	-	-	-	1,120	-	
110	Гадяцьке	В-19	201	4810-4785	аерація	-	85	-	-	-	1,182	-	
111	Солотанська площа	Р-1	22	2155-2073	При випробуванні	12.05.06	8	-	20,0 2114	89	1,0641	3348,44	

