

ОСОБЛИВОСТІ І МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РЕСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Ошовський Віктор Якович,

к. т. н., доцент

Первомайська філія

Національного університету

кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Первомайськ, Україна

Вступ./Introduction. Перша ресорбційна холодильна машина (РХМ) запропонована Озенбрюком у 1913 році [1]. Особливість її в тому, що робочим тілом в ній є не агент, а розчин агенту в абсорбенті.

В звичайних парокомпресорних холодильних машинах теплота від охолоджуваної речовини відводиться агентом киплячим при постійній температурі. Охолоджувана речовина в цьому процесі температуру змінює, наприклад від навколишнього середовища, до заданої нижчої. Залежності $\Delta Q=f(t)$ для робочого тіла циклу і охолоджуваної речовини будуть не еквідистантні, що сприяє значним термодинамічним втратам. В РХМ характер зміни температури киплячого розчину може бути в широкому інтервалі температур і наближатися до зміни температури охолоджуваної речовини.

Термодинамічно найбільш ефективним циклом для охолодження є трикутний цикл Лоренца зі змінною температурою робочого тіла в процесі охолодження і постійною - в процесі відведення теплоти в навколишнє середовище [2]. Але на цей час на практиці не створені холодильні машини, що працюють за таким циклом, тому їх реалізація потребує подальших досліджень.

Мета работы./Aim. Аналіз особливостей підвищення термодинамічної ефективності сорбційних холодильних машин та методів розрахунку їх циклів.

Матеріали і методи./Materials and methods. В РХМ Озенбрюка (рис. 1) не ставилася мета охолодження при змінній температурі робочого тіла. Заміну конденсатора ресорбером, а випарника дегазатором було запропоновано для

зниження тиску в аміачній холодильній машині [1]. Розчин у дегазаторі 4 кипів в обмеженому інтервалі температур і в холодному стані насосом подавався в ресорбер 1 через теплообмінник міцного і слабого розчинів 2 для переохолодження міцного розчину між ресорбером 1 і дросельним вентилям 3. Пара з дегазатора стискувалась компресором 5 і направлялася ресорбер 1.

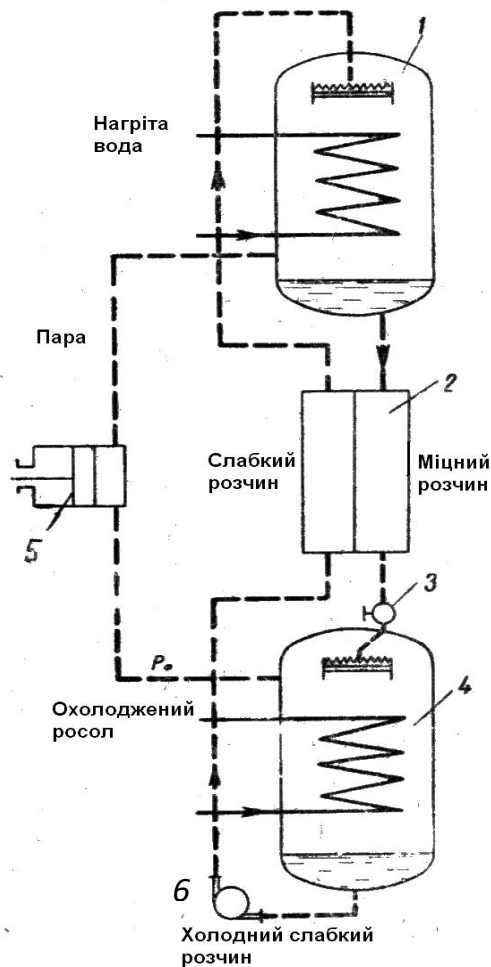


Рис. 1. Схема ресорбційної холодильної машини Озенбрюка:

**1 – ресорбер; 2 – теплообмінник розчинів; 3 – дросельний вентиль;
4 – дегазатор; 5 – компресор; 6 - насос**

Ця схема РХМ без теплообмінника дає можливість кипіння розчину в дегазаторі в широкому інтервалі температур при відведенні тепла від потоку газу або рідини, що мають початкову температуру навколишнього середовища.

Для підвищення термодинамічної ефективності циклу, призначеного для охолодження потоків газу або рідини, необхідно наблизити цикл до трикутного, тобто треба скоротити інтервал температур ресорбції.

Для цього є три методи. Перший – відводити теплоту ресорбції в процесі стискання пари в контакт з розчином. Розробок конструкцій і досліджень в цьому напрямку мало. Експериментально доведено зменшення роботи стискання агента в суміші з абсорбентом в гідрокільцевому компресорі [3].

Другий метод – багатоступеневе стискання з проміжними ресорберами, що являє також складну конструктивну задачу.

Третій метод, оснований на відведенні теплоти ресорбції після ресорбера у додаткових ступенях ресорберів-дегазаторів [5], що зменшує кінцеву температуру ресорбції і відношення тиску ресорбції до дегазації і таким чином дає можливість стиску пари в турбокомпресорах або термічних компресорах, які використовують теплоту невисокого температурного потенціалу [6].

Принципова схема циклу РХМ з однією ступінню ресорбера-дегазатора приведена на рис. 2. РХМ містить: дегазатор D , ресорбер P , турбокомпресор TK , насос H , ресорбер-дегазатор $PДI$, регулюючі вентилі $PВ$ і $PВI$ та віддільники рідини $ВР$ і $ВРI$. В дегазаторі D кипить розчин при зменшенні концентрації і підвищенні температури від $T_{он}=T_6$ до $T_{ок}=T_2$, при тиску дегазації P_0 , рухаючись протитоком до охолоджуваного потоку речовини. Пара, що утворюється в дегазаторі відокремлюється від слабкого розчину у віддільнику рідини $ВР$, стискується в турбокомпресорі TK до тиску ресорбції P_p і спрямовується в ресорбер P . Сюди ж подається насосом H слабкий розчин з віддільника рідини $ВР$. В ресорбері при змішуванні слабкого розчину стану 1^0 і перегрітої пари стану $1''$, температура розчину підвищується до T_1 , а температура пари знижується. У ресорбері пара частково поглинається розчином при відведенні теплоти ресорбції в навколишнє середовище, наприклад водою.

Суміш розчину і пари після ресорбера проходить через віддільник рідини $ВРI$ і в загальній кількості f поступає в ресорбційну порожнину ресорбера-дегазатора $PДI$. Причому, із $ВРI$ частина x_1 розчину відбирається і

дроселюється в дегазаційну порожнину $PДІ$ для відведення тепла ресорбції при інтервалі температур кипіння розчину від T_4 до T_2 .

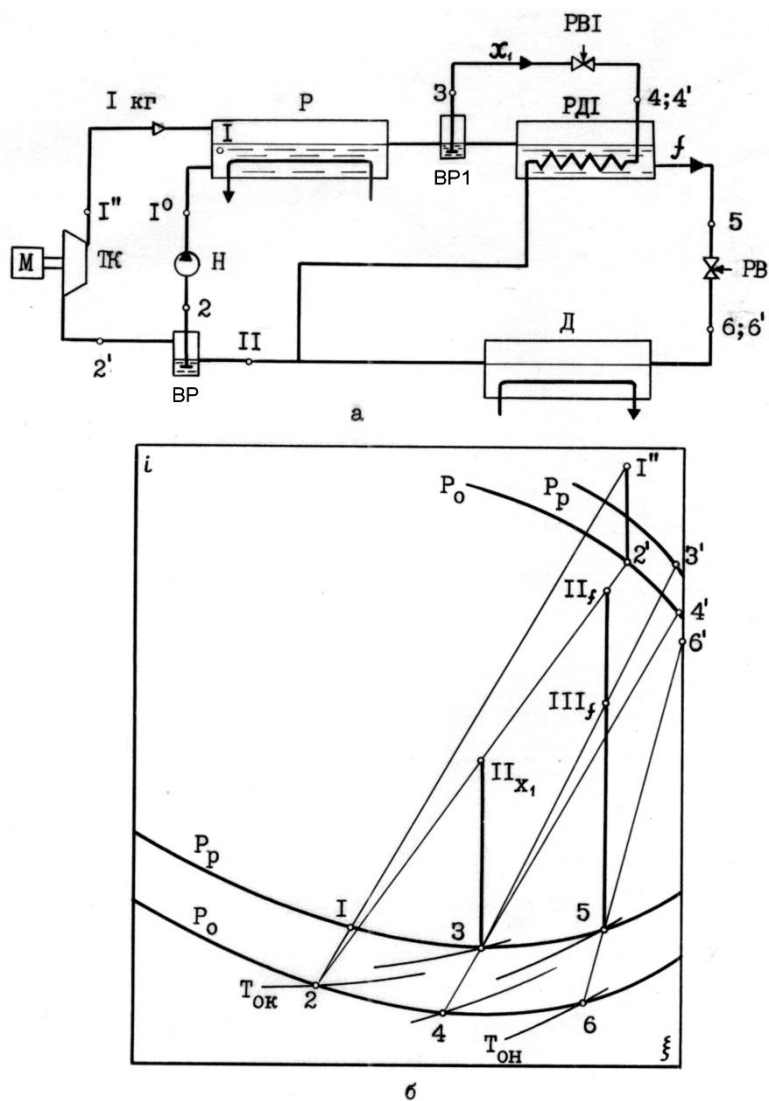


Рис. 2. Принципова схема (а) і цикл в ξ, i – діаграмі (б) ресорбційної холодильної машини з однією ступінню ресорбера-дегазатора

Утворені в дегазаційній порожнині $PДІ$ пара і слабкий розчин поступають у BP . У ресорбційній порожнині $PДІ$ поглинання пари розчином відбувається при зміні температури розчину від T_3 до $T_5 = T_4 + \Delta T$, де ΔT – температурний напір між потоками на холодному кінці $PДІ$. Міцний розчин стану 5 дроселюється через $PВ$ в дегазатор $Д$ для виробництва холоду змінної температури. В одноступінчастій КРХМ в порівнянні з машиною Озенбрюка при тій же нижчій температурі кипіння розчину в дегазаторі T_{OH} тиск ресорбції

значно менший, тому що міцний розчин утворюється при температурі нижчій охолоджувального середовища.

Для встановлення матеріальних і теплових балансів в ступінчастому циклі віднесемо всі матеріальні і теплові потоки до 1 кг пари, що стискується в компресорі. Позначимо питомі потоки розчину, що дроселюються: у дегазатор - f (кг/кг), в порожнину дегазації PDI - x_1 (кг/кг). Тоді сумарний потік парорідинного робочого тіла, що проходить через ресорбер буде $f+x_1$, а кількість розчину, що подається з віддільника рідини BP в ресорбер $(f+x_1)-1$. Питомі потоки f , x_1 однозначно визначають матеріальні і теплові баланси ділянок схеми циклу, тому мають цілком певні значення. Визначити їх можна рішенням систем рівнянь матеріальних і теплових балансів відповідних ділянок схеми циклу при використанні граничних параметрів пари, розчину та сумарних потоків, що визначаються в ході розрахунків та відповідної побудови циклу в ζ, i - діаграмі розчину агента в абсорбенті.

Для полегшення розрахунку слід в процесах теплообміну розглядати потоки в порожнинах апаратів як сумарні потоки пари і розчину за законом нерозривності потоку. Наприклад в ресорбері, потік $f+x_1$. Кожен з приведених потоків має свої постійні питому масову витрату і концентрацію, а в різних перетинах потоку певні приведені ентальпії, що залежать від кількості прийнятого або відданого тепла.

При таких умовах розгляду процесів значення приведених концентрацій і ентальпій для різних парорідинних потоків, що складають сумарний потік, можна визначити за ζ, i - діаграмою розчину. Точки, що їх визначають будуть лежати на конодах - лініях, що з'єднують стани пару і розчину в перерізі окремого приведенного або сумарного приведенного потоку пари і розчину. Процес парорідинного потоку в ζ, i - діаграмі розчину буде зображатися вертикальною лінією, кожна точка на якій буде відповідати стану парорідинного потоку в перерізі порожнини теплообмінного апарату.

Для зручності стани розчину, пари та їх сумішей у перерізах потоків позначені таким чином: насиченого розчину - арабською цифрою 1,

переохолодженого розчину - арабською цифрою з верхнім індексом "О" (1°), пари над насиченим розчином – арабською цифрою з одним штрихом (1', 2', 3'), відокремленої від розчину перегрітої (в компресорі) пари – так же, але з двома штрихами (1''); всього приведеного потоку парорідинної суміші в даному перетині порожнини апарату - римською цифрою (I, II, III); приведенного потоку, що розглядається окремо від суміші, - римською цифрою з нижнім індексом, який позначає цей потік (Π_{x1}).

В позначення ресорбера-дегазатора, регулюючого вентиля, віддільника розчину введено номер ступені. В позначення питомого потоку розчину, що дроселюється нижнім індексом позначено також номер ступені. Наприклад, якщо номер ступені $n=1$, то позначення будуть відповідно $PД1$, $PВ1$, $ВР1$, а потоку x_1 . Параметри робочого тіла до компресора і насоса позначені відповідно точками 2' і 2, а після них 1" і 1°. Параметри, позначені непарними числами відповідають робочому тілу при тиску ресорбції, а парними - дегазації.

При побудові циклу після визначення тиску ресорбції і параметрів робочого тіла на вході і на виході апаратів, визначається адіабатна робота стискання пари з діаграми агенту потім визначається положення точки 1" в ξ , i - діаграмі і температура розчину T_1 на початку процесу ресорбції.

З теплового балансу РД1 визначається співвідношення питомих потоків

$$\frac{x_1}{f} = \frac{i_{III} - i_5}{i_{IIx_1} - i_3}; \quad (1)$$

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу, обмежених контуром, що проходить через перерізи потоків 3-5-II (рис. 2 а) визначається f

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f}\right) \xi_2}. \quad (2)$$

За питомими потоками x_1 , f , та параметрами точок циклу визначаються питомі холодопродуктивність, теплота ресорбції та інші показники циклу.

Результати і обговорення./Results and discussion. Теоретичні дослідження показують, що РХМ дозволяють збільшити інтервал температур

охолоджуючого робочого тіла при охолодженні потоків газів або рідин, зменшити інтервал температур робочого тіла при відведенні тепла в навколишнє середовище, а також зменшити відношення тисків ресорбції і дегазації - при збільшенні числа ступіней ресорбції-дегазації.

Висновки./Conclusions. Таким чином розробка і подаше вдосконалення циклів РХМ буде сприяти наближенню їх, для процесів охолодження газів і рідин, до термодинамічно найбільш ефективних і економічних. Окрім того значне зменшення відношення тисків пари дає можливість використовувати для стиску високоефективні турбокомпресори, або термічні абсорбційні контури, які використовують теплоту невисокого температурного потенціалу.

Література

1. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. - М.: Пищевая промышленность, 1971. - 203 с.
2. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца // Холодильная техника и технология. – К.: Техника, 1966. - Вып. 3. - С. 12-17.
3. Дергачёв А.Г. Исследование сорбционно-компрессорных термотрансформаторов: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. - Одесса, 1970. – 31 с.
4. А.с. СССР №1103054, кл. F25B 1/00, F25B 15/12. Холодильная установка / Одесский технолог. ин-т холод. пром-ти; В.Я. Ошовский, А.Г.Дергачёв. - Заявл. 20.05.83; Опубл. 15.07.84, Бюл. № 26. – 3 с.
5. Морозюк Л.И., Грудка Б.Г. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики // Холодильная техника и технология. – К.: Техника, 2016. - Вып. 52 (4). - С. 4-10.