

УДК 621.57

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.168-178>

В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук, **С.М. Анастасенко**, канд. техн. наук,
М.В. Святецький, канд. техн. наук, **О.В. Шостак**

*Первомайська філія Національного університету кораблебудування ім. адмірала
Макарова, м. Первомайськ, Україна
e-mail: oshovskyvikt@ukr.net*

Енергетична ефективність ступінчастих ресорбційних циклів для охолодження

Розроблено узагальнену методику розрахунку багаступінчастих ресорбційних циклів охолодження потоків речовин, від температури навколишнього середовища до заданої низької температури та проаналізована їх енергетична ефективність.

Потік речовини охолоджується в протитоковому дегазаторі циклу киплячим розчином агенту. Утворена пара агенту частково поглинається абсорбентом в ресорбері при відведенні тепла в навколишнє середовище, а частково в ресорбційних ступенях при відведенні тепла киплячим розчином.

Аналіз показує, що при збільшенні числа ступенів зменшується співвідношення тисків ресорбції і дегазації. Це дозволяє стискувати пару в турбокомпресорах або в термічних компресорах при використанні тепла невисокого температурного потенціалу, що буде сприяти енергозбереженню в технологіях охолодження різних галузей, в тому числі і в сільському господарстві.

ресорбер, резорбер, ступінчастий, цикл, охолодження, холод

В.Я. Ошовский, доц., канд. техн. наук, **С.М. Анастасенко**, канд. техн. наук, **М.В. Святецький**, канд. техн. наук, **А.В. Шостак**

*Первомайский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова,
г.Первомайск, Украина*

Энергетическая эффективность ступенчатых ресорбционных циклов для охлаждения

Разработана обобщенная методика расчёта многоступенчатых ресорбционных циклов охлаждения потоков веществ, от температуры окружающей среды до заданной низкой температуры, и проанализирована их энергетическая эффективность.

Поток вещества охлаждается в противоточном дегазаторе цикла кипящим раствором агента. Образовавшийся пар агента частично поглощается абсорбентом в ресорбере при отводе тепла в окружающую среду, а частично в ресорбционных ступенях при отводе тепла кипящим раствором.

Анализ показывает, что при увеличении числа ступеней уменьшается соотношение давлений ресорбции и дегазации. Это позволяет сжимать пар в турбокомпрессорах или в термических компрессорах при использовании тепла невисокой температуры, что будет способствовать энергосбережению в технологиях охлаждения различных отраслей, в том числе и в сельском хозяйстве.

ресорбер, резорбер, ступенчатый, цикл, охлаждение, холод

Постановка проблеми. В сільському господарстві та в різних галузях промисловості використовують процеси охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури. Відомо, що для таких процесів термодинамічно більш ефективним є цикл Лоренца зі змінною, у відзнаку від циклу Карно, температурою робочого тіла в процесі охолодження [1, 2, 3]. Машини на основі циклу Лоренца могли б використовуватися для охолодження молока, соків, вин,

повітря та інших потоків технологічних речовин. Але як теоретичних так і експериментальних розробок ще недостатньо для їх реалізації в промисловості. Тому дослідження циклів зі змінною температурою охолодження є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В ресорбційних машинах тепло до розчину підводиться в процесі дегазації (википання з розчину частини агенту при вибраному нижчому тиску і підвищенні температурі), а відводиться в процесі ресорбції (поглинання слабким розчином пари агенту при вищому тиску) [4, 5, 6].

Прогнозується перспективність використання ресорбційних машин в рішеннях проблем енергозбереження [7, 8, 9]. Відзначаються труднощі розрахунку циклів і машин на розчинах. У цьому напрямі досліджень ще не достатньо.

Формулювання цілей. Метою статті є розробка узагальненої методики розрахунку та дослідження енергетичної ефективності ступінчастих ресорбційних термодинамічних циклів для охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури.

Виклад основного матеріалу. Зворотний цикл для охолодження потоків речовин можна реалізувати в ступінчастих компресійних ресорбційних холодильних машинах (КРХМ), які працюють на розчинах агентів в абсорбентах. Схема одноступінчатої КРХМ [6] та її цикл в ζ, i - діаграмі водоаміачного розчину приведені на рис. 1.

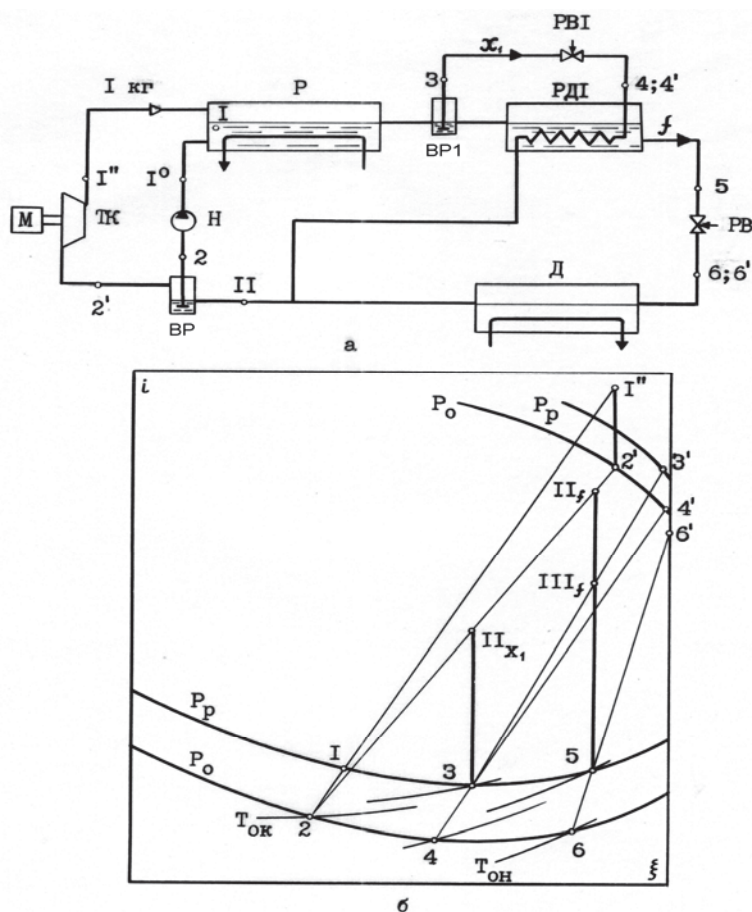


Рисунок 1 – Схема (а) і цикл в ζ, i - діаграмі (б) одноступінчатої КРХМ

Джерело: рисунок розроблено авторами відповідно до [6]

КРХМ містить: дегазатор D , ресорбер P , турбокомпресор TK , насос H , ресорбер-дегазатор PDI , регулюючі вентилі PB і PBI та віддільники рідини BP і $BP1$. В дегазаторі D кипить розчин (наприклад аміаку в воді) при зменшенні концентрації і підвищенні

температури від $T_{\text{он}}=T_6$ до $T_{\text{ок}}=T_2$, при тиску дегазації P_0 , рухаючись протитоком до охолоджуваного потоку речовини. Пара, що утворюється в дегазаторі відокремлюється від слабкого розчину у віддільнику рідини BP , стискується в турбокомпресорі TK до тиску ресорбції P_p і спрямовується в ресорбер P . Сюди ж подається насосом H слабкий розчин з віддільника рідини BP . В ресорбері при змішуванні слабкого розчину стану I^0 і перегрітої пари стану I'' , 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. Розчин і залишок не поглинутої пари після ресорбера проходить через віддільник рідини $BP1$ і в загальній кількості f поступає в ресорбційну порожнину ресорбера-дегазатора $PД1$. Причому, із $BP1$ частина x_1 розчину відбирається і дроселюється в дегазаційну порожнину $PД1$ для відведення тепла ресорбції при інтервалі температур кипіння розчину від T_4 до T_2 . Утворені в дегазаційній порожнині $PД1$ пара і слабкий розчин поступають у BP . У ресорбційній порожнині $PД1$ 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 $PД1$. Міцний розчин стану 5 дроселюється через $PВ$ в дегазатор $Д$ де кипить при змінній температурі при підведенні тепла від потоку охолоджуваної речовини. Відведення тепла ресорбції в ступені $PД1$ зменшує тиск ресорбції.

Ще понизити тиск ресорбції можна в двох- і багатоступінчастих КРХМ.

На рис. 2 приведена схема двоступінчастої КРХМ та її цикл в ζ, i -діаграмі.

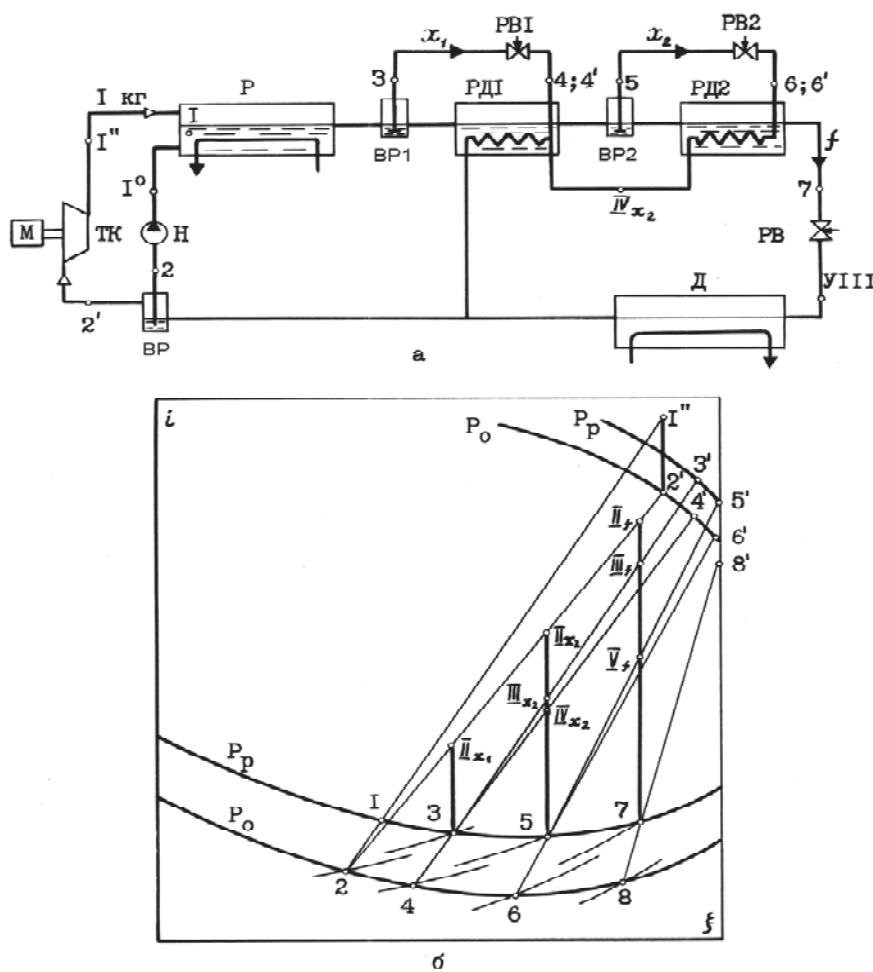


Рисунок 2 – Схема (а) і цикл в ζ, i -діаграмі (б) двоступінчастої КРХМ

Джерело: рисунок розроблено авторами відповідно до [6]

Ця схема відрізняється від одноступінчастої тим, що після ресорбційної порожнини $PД1$ парорідинна суміш поступає через віддільник рідини $BP2$ в ресорбційну порожнину другого ресорбера-дегазатора $PД2$, де пара додатково поглинається розчином при подальшому зниженні його температури від T_5 до T_7 . Теплота ресорбції відводиться частиною розчину x_2 , відібраного із $BP2$ і дросельованого через $PВ2$ в дегазаційну порожнину $PД2$.

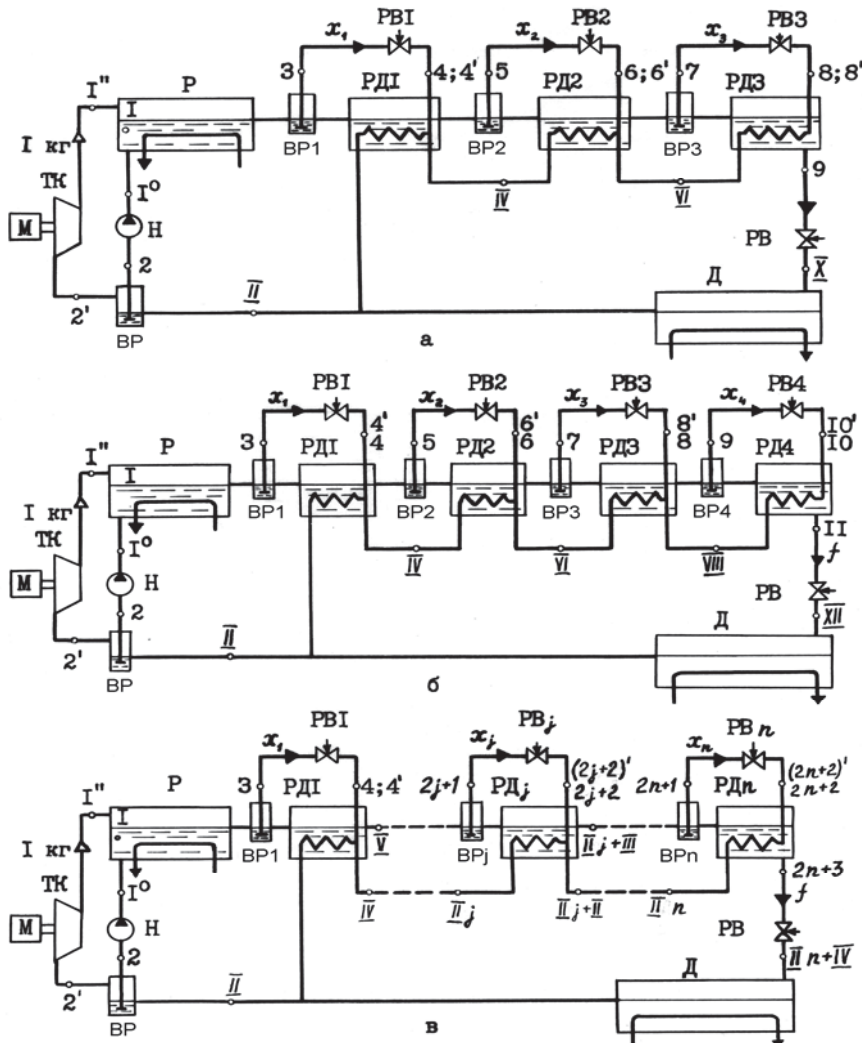
При цьому розчин кипить в інтервалі температур від нижчої T_6 до вищої T_4 . Парорідинна суміш після дегазаційної порожнини $PД2$ змішується з парорідинною сумішшю після $PВ1$, що має ту ж температуру T_4 і поступає в дегазаційну порожнину $PД1$. У цьому циклі нижча температура T_7 міцного розчину після ресорбційної порожнини $PД2$

$$T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T,$$

а тому і тиск ресорбції буде нижчим, ніж в циклі одноступінчастої КРХМ.

Аналогічно в циклі триступінчастої КРХМ (рис. 3, а)

$$T_9 < T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T;$$



а – триступінчастої; б – чотириступінчастої; в – n-ступінчастої

Рисунок 3 – Схеми КРХМ

Джерело: схеми розроблені авторами, як узагальнення схем на рис. 1, а і 2, а

у циклі чотириступінчастої КРХМ (рис. 3, б)

$$T_{11} < T_9 < T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T;$$

в циклі n -ступінчастої КРХМ (рис. 3, в)

$$T_{2n+3} < T_{2(n-1)+3} < T_{2(n-2)+3} < \dots < T_{2(n-n)+3} = T_{w1} + \Delta T,$$

де n – число ресорбційно-дегазаційних ступенів циклу.

На схемі (рис. 3, в) будь-яка j -та ресорбційно-дегазаційна ступінь циклу містить: ресорбер-дегазатор PD_j ; регулюючий клапан PB_j і віддільник рідини BP_j . Із збільшенням числа ступенів n тиск ресорбції в КРХМ знижуватиметься при однакових тиску дегазації P_o і температурі $T_{он}$. Всі апарати КРХМ повинні бути тільки протиточними.

Тиск ресорбції в ступінчастих циклах підбирається по ζ, i -діаграмі розчину так щоб різниці температур на кінцях кожного PD були рівні необхідним значенням. При цьому в реальних циклах повинні враховуватися кінетика процесів ресорбції і дегазації, величина мінімального температурного напору по довжині протиточкових апаратів, а також втрати тиску і тепла в апаратах.

Виведемо узагальнену методику розрахунку n -ступінчастого циклу КРХМ. Для встановлення матеріальних і теплових балансів в ступінчастих циклах 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 PD_1 - x_1 (кг/кг), в порожнину дегазації PD_j - x_j (кг/кг). Тоді сумарний потік парорідинного робочого тіла, що проходить через ресорбер буде $f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n$, а кількість розчину, що подається з віддільника рідини BP в ресорбер $(f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n)-1$. Питомі потоки $f, x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n$ однозначно визначають матеріальні і теплові баланси ділянок схеми циклу КРХМ, 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 КРХМ в ζ, i -діаграмі розчину агента в абсорбенті.

Визначення питомих масових потоків та параметрів робочого тіла у перетинах на кінцях порожнин кожного теплообмінного апарату КРХМ ускладнено, порівняно з холодильними машинами, які працюють на чистих агентах, в зв'язку зі збільшенням числа невідомих змінних.

Тому для полегшення розрахунку циклів слід в процесах теплообміну розглядати потоки в перерізах порожнин апаратів як сумарні потоки пари і розчину за законом нерозривності потоку. Приведений потік в перерізі апарату можна розглядати як суму окремих потоків, які проходять через переріз з урахуванням знаку, що враховує напрям потоку. Так в ресорбері всі окремі потоки мають один напрям, тому, приведений сумарний потік буде $f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n$. Всі окремі потоки в перерізі мають однакові стани розчину та певні однакові стани пару над розчином. 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. В реальних умовах температура розчину і пару над ним буде не однаковою, що легко врахувати, користуючись ζ, i -діаграмою розчину агента в абсорбенті.

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 ξ, 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 позначимо таким чином: насиченого розчину - арабською цифрою (I, 2, 3, ...), переохолодженого розчину - арабською цифрою з верхнім індексом "0" ($1^0, 2^0, 3^0, \dots$), пари над насиченим розчином - арабською цифрою з одним штрихом ($1', 2', 3', \dots$), відокремленої від розчину перегрітої (в компресорі) пари - так же, але з двома штрихами ($1'', 2'', 3'' \dots$); всього приведенного потоку парорідинної суміші в даному перетині порожнини апарату - римською цифрою (I, II, III, IV, ...); приведенного потоку, що розглядається окремо від суміші, - римською цифрою з нижнім індексом, який позначає цей потік (I_x, II_{x+y}, \dots).

Для узагальненої схеми циклу багатоступінчастої КРХМ (рис. 3, в) в позначення ресорбера-дегазатора, регулюючого вентиля, віддільника розчину введемо номер ступені. В позначення питомого потоку розчину, що дроселюється нижнім індексом будемо позначати також номер ступені. Наприклад, якщо номер ступеня $n=1$, то позначення будуть відповідно $PД1, PВ1, ВР1$, а потоку x_1 .

За цією методикою 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. Ресорбційно-дегазаційні ступені нумеруються починаючи від ресорбера.

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

Виведемо узагальнені формули, за якими можна визначати питомі потоки $x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n, f$, що дроселюються в дегазаційні порожнини апаратів для циклів з різним числом ступенів n .

Визначимо питомі потоки f та x_1 для циклу одноступінчастої КРХМ (рис. 1, а).

З теплового балансу $PД1$ співвідношення потоків

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

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу, обмежених контуром, що проходить через перерізи потоків 3-5-II

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

Визначимо питомі потоки f, x_1 та x_2 для циклу двоступінчастої КРХМ (рис. 2, а).

З теплового балансу $PД2$ співвідношення потоків

$$\frac{x_2}{f} = \frac{i_{V f} - i_7}{i_{IV x_2} - i_5}; \quad (3)$$

із теплового балансу $PД1$ і $PД2$ співвідношення потоків

$$\frac{x_1}{f} = \frac{(i_{III f} - i_7) - \frac{x_2}{f} (i_{II x_2} - i_{III x_2})}{i_{II x_1} - i_3}; \quad (4)$$

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f}\right) \xi_2}. \quad (5)$$

Аналогічно f для циклу триступінчастої КРХМ (рис. 3, а).

$$f = \frac{x_{2'} - x_2}{\xi_9 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f} + \frac{x_3}{f}\right) \xi_2}. \quad (6)$$

Питомий потік f для чотириступінчастого циклу (рис. 3, б)

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{11} + \frac{x_4}{f} \xi_9 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f} + \frac{x_3}{f} + \frac{x_4}{f}\right) \xi_2}. \quad (7)$$

Узагальнимо розрахунок питомих потоків робочого тіла для n -ступінчастого циклу (рис. 3, в). З аналізу рівнянь (1)...(7) виходить, що в n -ступінчастому циклі КРХМ питомий потік розчину, що дроселюється в дегазатор

$$\begin{aligned} f &= \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{2n+3} + \frac{x_1}{f} \xi_3 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \dots + \frac{x_n}{f} \xi_{2n+1} - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \dots + \frac{x_n}{f}\right) \xi_2} = \\ &= \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{2n+3} + \sum_{j=1}^n \frac{x_j}{f} \xi_{2j+1} - \left(1 + \sum_{j=1}^n \frac{x_j}{f}\right) \xi_2}, \end{aligned}$$

де $\frac{x_j}{f}$ – відносна кількість розчину, що дроселюється в дегазаційну порожнину j -тої ступені

$$\frac{x_j}{f} = \frac{i_{(IIj+I)f} - i_{2n+3} - \sum_{k=j+1}^n \frac{x_k}{f} (i_{(IIj)x_k} - i_{(IIj+I)x_k})}{i_{(IIj)x_j} - i_{2j+1}};$$

$i_{(IIj+I)f}$ – приведена питома ентальпія потоку f в перерізі $IIj+I$,

$$i_{(IIj+I)f} = \frac{(\xi_{2n+3} - \xi_{2j+1})(i_{(2j+1)'} - i_{2j+1})}{\xi_{(2j+1)'} - \xi_{2j+1}} + i_{2j+1};$$

$i_{(IIj)x_k}$ – приведена ентальпія потоку x_k в перерізі IIj ,

$$i_{(IIj)x_k} = \frac{(\xi_{2k+1} - \xi_{2j})(i_{(2j)'} - i_{2j})}{\xi_{(2j)'} - \xi_{2j}} + i_{2j};$$

$i_{(IIj+I)x_k}$ – приведена питома ентальпія потоку x_k в перерізі $IIj+I$,

$$i_{(IIj+I)x_k} = \frac{(\xi_{2k+1} - \xi_{2j+1})(i_{(2j+1)'} - i_{2j+1})}{\xi_{(2j+1)'} - \xi_{2j+1}} + i_{2j+1};$$

$i_{(IIj)x_j}$ – приведена ентальпія потоку x_j в перерізі IIj ,

$$i_{(IIj)x_j} = \frac{(\xi_{2j+1} - \xi_{2j})(i_{(2j)'} - i_{2j})}{\xi_{(2j)'} - \xi_{2j}} + i_{2j}.$$

Приведені питомі ентальпії потоків можуть визначатися не тільки аналітично за відомими параметрами пари та розчину в потоках, а й графічно за допомогою ξ, i – діаграми розчину (рис. 1, б та 2, б).

Питома холодопродуктивність n – ступінчастого циклу КРХМ

$$q_0 = f(i_{III} - i_{2n+3}).$$

Питома теплота ресорбції

$$q_p = i_r + \left(f - 1 + \sum_{j=1}^n x_j \right) i_{1^0} - f \times i_{III} - \sum_{j=1}^n x_j \times i_{IIIx_j}.$$

Питома теплота, що передається в ресорбері-дегазаторі PD_j і перевірка його теплового балансу може виконуватися за таким виразом

$$q_{PD_j} = f(i_{(IIj+I)f} - i_{(IIj+III)f}) + \sum_{k=j+1}^n x_k (i_{(IIj+I)x_k} - i_{(IIj+III)x_k}) = \sum_{k=j}^n x_k (i_{(IIj)x_k} - i_{(IIj+II)x_k})$$

Далі перевіряється тепловий баланс циклу, визначається холодильний коефіцієнт і виконується подальший розрахунок відомими методами.

Виконано аналіз характеристик двоступінчастої КРХМ залежно від нижчої температури кипіння робочого тіла $T_{он}$ при різному вибраному тиску дегазації P_o і порівняно їх з характеристиками КДХМ з повним проміжним охолодженням при стисканні пари у відцентрових турбокомпресорах.

Теплові розрахунки двоступінчастої КРХМ виконано при значеннях нижчої температури кипіння розчину $T_{он}$ в дегазаторі від мінімально можливої до 273 К і тиску дегазації $P_o = 19,6; 39,2; 98,0; 196$ кПа. Відповідно до цих тисків на рисунках позначені лінії характеристик КРХМ у порядку зростання тиску цифрами: 1 – 19,6 кПа, 2 – 39,2 кПа, 3 – 98,0 кПа, 4 – 196 кПа. Лінії характеристик аміачної КДХМ при умові охолодження до тієї ж температури позначені лінією 5. Температурний напір в ресорбері прийнятий 4 К, а на холодному кінці ресорберу і на кінцях ресорберів-дегазаторів $PD1$ та $PD2$ – 3 К. Такі ж температурні напори прийняті і для апаратів КДХМ.

На рис. 4 приведена залежність від $T_{он}$ безрозмірної величини питомої ефективної холодопродуктивності K_e для КРХМ (лінії 1, 2, 3, 4) і для КДХМ (лінія 5). Для КРХМ, на відміну від КДХМ ця залежність визначається ділянкою графіка, що відповідає різним тискам P_o у певному інтервалі, тобто багатозначно. Для КДХМ ця залежність визначається лінією графіка, тобто однозначно. З пониженням P_o у КРХМ K_e зростає. Наприклад при $T_{он}=256$ К та $P_o=196$ кПа, її величина відповідає КДХМ і дорівнює 3,4, а при пониженні P_o до 98 кПа, 39,2 кПа та 19,6 кПа K_e збільшується відповідно до 4,3, 4,55 і 4,8. При $P_o=98$ кПа K_e збільшується на 26,5%. В порівнянні з КДХМ при значеннях $T_{он} = 230...270$ К збільшення K_e може досягти 50...37% при тиску дегазації 19,6 кПа та відповідно 30...27% - при 39,2 кПа.

Верхня границя тиску дегазації обмежується вищою концентрацією киплячого в дегазаторі розчину ξ_8 (рис. 2). У граничному випадку $\xi=1$ і тиск кипіння відповідає

чистому агенту. Таким чином при отриманні тієї ж нижчої температури тиск кипіння робочого тіла у ступінчастій КРХМ нижчий ніж в КДХМ.

Нижня межа тиску дегазації обмежується можливостями компресора. З пониженням тиску дегазації зменшується густина пари, а при тиску нижче за атмосферного можливий підсос повітря в КРХМ. Таким чином, у кожному окремому випадку, слід підбирати певне мінімальне значення P_o виходячи також і з конструктивних особливостей машини, що може знизити металоємність апаратів з вищим тиском.

Важливою перевагою двоступінчастої КРХМ перед КДХМ є значно менший вищий тиск в апаратах. На рис. 4, б приведена залежність від $T_{он}$ тиску ресорбції для двоступінчастої КРХМ (1,2,3,4) і конденсації для КДХМ (5).

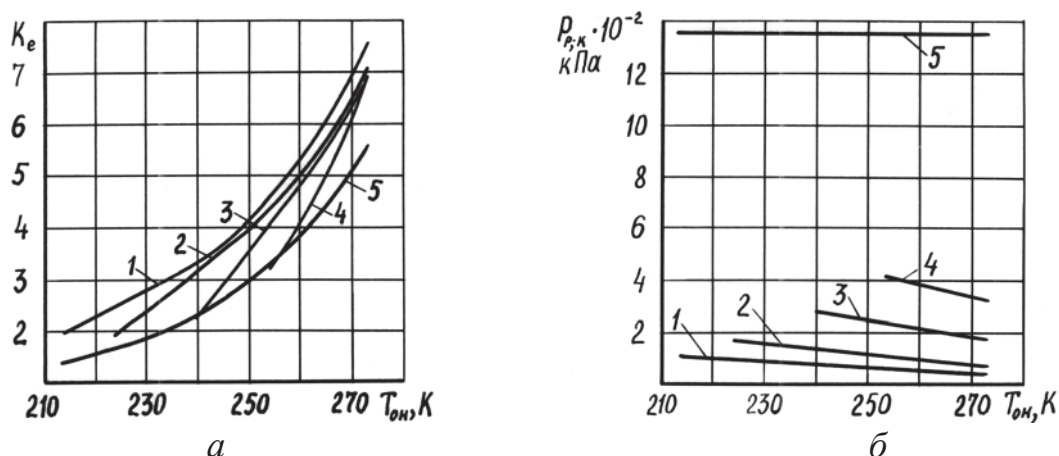


Рисунок 4 – Залежність K_e (а) та тиску ресорбції (б) від $T_{он}$ для двоступінчастої КРХМ (1, 2, 3, 4) і для КДХМ (5)

Джерело: розроблено авторами

Нижня межа тиску дегазації обмежується можливостями компресора. З пониженням тиску дегазації зменшується густина пари, а при тиску нижче за атмосферного можливий підсос повітря в КРХМ. Таким чином, у кожному окремому випадку, слід підбирати певне мінімальне значення P_o виходячи також і з конструктивних особливостей машини, що може знизити металоємність апаратів з вищим тиском.

Важливою перевагою двоступінчастої КРХМ перед КДХМ є значно менший вищий тиск в апаратах. На рис. 4, б приведена залежність від $T_{он}$ тиску ресорбції для двоступінчастої КРХМ (1,2,3,4) і конденсації для КДХМ (5). В КДХМ тиск конденсації не залежить від температури отриманого холоду і визначається температурою навколишнього середовища. У двоступінчастої КРХМ тиск ресорбції нижчий в 3,5...17 раз і залежить від вибраного тиску дегазації P_o і температури $T_{он}$. Тиск ресорбції підвищується при збільшенні P_o , і незначно підвищується при зниженні $T_{он}$ та постійному значенні P_o . При $T_{он}=273...213$ К тиск ресорбції в двоступінчастій КРХМ не перевищує 417 кПа, тому у КРХМ можна використовувати компактні пластинчасті теплообмінні апарати.

Висновки. Розробка ресорбційних холодильних машин на основі ступінчастих зразкових циклів може зменшити ступінь стиску робочого тіла циклу до необхідної оптимальної величини, підвищити термодинамічну ефективність циклу і в результаті дасть можливість використовувати вискоефективні турбокомпресори для стискання

пари, або термічні компресори, які використовують низькопотенційне тепло ВЕР, природних ресурсів та ін. джерел.

Список літератури

1. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / под ред. В.М. Бродянского. Москва: Энергия, 1979. 288 с.
2. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца. *Холодильная техника и технология*. Киев: Техника. 1966. Вып. 3. С. 12-17.
3. Niebergall W. Handbuch der Kältetechnik. Bd. VII. - Berlin (Göttingen) Heidelberg.: Springer-Verlag, 1959. 540 s.
4. Бадьлькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. Москва: Пищевая промышленность, 1966. 356 с.
5. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. Москва: Пищевая промышленность, 1971. 203 с.
6. Машины и системы низкопотенциальной энергетики. URL: http://sergey-osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm (дата звернення: 3.09.2019).
7. Расчет двухступенчатой абсорбционно-резорбционной машины. URL: <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoy-a> (дата звернення: 8.09.2019).
8. 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.

References

1. Martynovskij, V.S. (1979). *Cycles, schemes and characteristics of thermotransformers*. V.M. Brodjanskogo (Ed.). Moscow: Jenergija [in Russian].
2. Martynovskij, V.S. & Shnajd, I.M. (1966). Termodinamicheskij analiz obratnogo cikla Lorenci [Thermodynamic analysis of the reverse Lorentz cycle]. *Holodil'naja tehnika i tehnologija – Refrigeration and Technology*, Vol. 3, 12-17 [in Russian].
3. Niebergall, W. (1959). Handbuch der Kältetechnik. Bd. VII. - Berlin (Göttingen) Heidelberg.: Springer-Verlag [in Germany].
4. Badyl'kes, I.S. & Danilov, R.L. (1966). *Absorbcionnye holodil'nye mashiny [Absorption Chillers]*. Moscow: Pishhevaja promyshlennost' [in Russian].
5. Blier, B.M. & Vurgaft, A.V. (1971). Teoreticheskie osnovy proektirovanija absorbcionnyh termotransformatorov. Moscow: Pishhevaja promyshlennost' [in Russian].
6. Mashiny i sistemy nizkopotencial'noj energetiki [Machines and systems of low potential energy]. *sergey-osetrov.narod.ru*. Retrieved from: http://sergey-osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm [in Russian].
7. Raschet dvuhstupenchatoj absorbcionno-rezorbcionnoj mashiny [The calculation of the two-stage absorption-resorption machine]. *vseholodilniki.ru*. Retrieved from: <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoy-a> [in Russian].
8. A.s. SSSR №1103054, kl. F25V 1/00, F25B 15/12. *Holodil'naja ustanovka [Refrigeration unit]*. Odesskij tehnolog. in-t holod. prom-ti; V.Ja. Oshovskij, A.G.Dergachjov. - Zajavl. 20.05.83; Opubl. 15.07.84, Bjul. № 26. 3s. [in Russian].

Viktor Oshovsky, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Serhij Anastasenko**, PhD tech. sci., **Mykola Svyateckiy**, PhD tech. sci., **Oleksandr Shostak**

Pervomaisk Branch of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Pervomaisk, Ukraine

Energy Efficiency of Stage Resorbational Cycles for Cooling

The purpose of the article is to analyze the energy efficiency of resorption refrigeration cycles, which can contribute to energy conservation during cooling of liquid and gaseous products in agriculture and other industries. It is known that the Lorentz cycle is exemplary for cooling processes and, unlike the Carnot cycle, is thermodynamically more efficient due to the change in the temperature of the cooling fluid. Cycles with stepped resorption operate on the Lorentz principle, but further scientific studies are needed to introduce them into the industry.

In the absorption cycles, the product is cooled in the degasser when the solution is boiled in a predetermined temperature range. The solution is taken from the last resorption step and throttled into the cold

end of the degasser. In the degasser, the solution boils at constant low pressure and temperature rise in accordance with the interval of change of temperature of the cooled product. The steam formed is compressed by the compressor and fed from the degasser to the resorber. A low concentration solution from the warm end of the degasser is also pumped there. In the resorber steam is partially absorbed by the solution when the heat is discharged into the environment. Next, the steam continues to be absorbed in the resorbers, which are cooled by the boiling solution. Part of this solution is taken from the entrance to each resorber and throttled into the degassing cavity that cools the resorber. Increasing the number of resorption steps makes it possible to increase the concentration of the solution and lower its temperature after throttling into the degasser, or to reduce the ratio of the resorption pressure to the degassing pressure. It should be noted that in cycles on solutions, in contrast to cycles on pure agents, there are two degrees of freedom that are chosen to obtain a given cooling temperature - it is not only the pressure but also the concentration of the solution that complicates the calculations. Therefore, a generalized technique for the thermal calculation of cycles with different number of absorption steps is developed to cool the flow of substances from ambient temperature to a given low temperature.

According to the developed methods of construction and calculation of cycles on ammonia solution in water, the specific energy efficiency of cycles and the degree of compression of steam in the compressor are analyzed, depending on the cooling temperature and the number of resorption stages. Comparison of indicators with two-stage ammonia cycle is given. The analysis shows the higher energy efficiency of the resorption cycles, and that with the increase in the number of resorption rates in the cycles, the ratio of the resorption pressures and degassing decreases. This allows the steam to be compressed in efficient turbochargers or in thermal compressors when using heat of low temperature potential, which will also contribute to energy conservation during cooling of liquid and gaseous products in various industries, including in agriculture.

resorber, rezorber, step, cycle, coolings, cold

Одержано (Received) 29.10.2019

Прорецензовано (Reviewed) 14.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.331.022

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.178-186>

І.М. Осипов, проф., канд. техн. наук, **І.П. Сисоліна**, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: kntu.shm.osipovim@gmail.com

Обґрунтування раціонального співвідношення дугової довжини вакуумної камери та кількості комірок висівного диска пневмомеханічних вакуумних висівних апаратів

Встановлено, що значні резерви в підвищенні якості розподілу насіння сівалками з пневмомеханічними вакуумними висівними апаратами по площі живлення містяться в зменшенні пульсації величини розрідження в вакуумній камері за рахунок раціонального співвідношення її дугової довжини та кількості комірок висівного диска. Запропоновано математичний вираз для визначення пріоритетного ряду кількості комірок висівного диска для висівних апаратів з певною дуговою довжиною вакуумної камери. Результати теоретичних досліджень експериментально підтверджені в лабораторних умовах.

пневмомеханічний висівний апарат, насіння, вакуумна камера, комірки, висівний диск