

Девіз: Холодильна машина

НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА

на тему:

**Оцінка енергоефективності парокомпресійної холодильної машини
при роботі на незеотропних сумішах**

АНОТАЦІЯ НА СТУДЕНТСЬКУ НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ ПІД ШИФРОМ «ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА»

Робота присвячується сучасному ексергетичному аналізу одноступеневої парокомпресійної холодильної машини при роботі на неазеотропних сумішах.

Актуальність роботи пов'язана з проблемами екологічної безпеки та термодинамічної ефективності холодильного циклу. Мета роботи складалась в проведенні аналізу використання неазеотропних сумішей, в якості холодильного агенту з виявленням основних переваг та недоліків, а також виявлення впливу на енергетичну ефективність в цілому.

Загальна характеристика роботи: 23 сторіноки тексту, 9 рисунків, 4 таблиці, 4 інформаційних джерела.

Ключеві слова: ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА, НЕАЗЕОТРОПНА СУМІШ, , ЕКСЕРГЕТИЧНА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ЕФЕКТИВНІСТЬ.

ЗМІСТ

	С.
1 Мета і задачі дослідження.....	4
2 Загальні положення використання неазеотропних сумішей.....	4
3 Розрахунок термодинамічного циклу одноступінчатої парокомпресійної холодильної машини.....	5
3.1 Найпростіша одноступінчата холодильна машина.....	8
3.2 Холодильна машина з регенеративним теплообмінником	10
4 Оцінка енергоефективності компонентів холодильної машини, на базі ексергетичного аналізу.....	13
4.1 Основні положення	13
4.2 Розрахунок циклу одноступінчатої холодильної машини з регенеративним теплообмінником.....	15
5 Висновки.....	22
Список використаної літератури.....	23

1 Мета і задачі дослідження

Останнім часом все більше провідних світових виробників холодильної техніки (Bitzer, Danfoss та інші) звертають увагу на неазеотропні суміші, що використовуються у якості холодильного агенту .

При виборі робочої речовини холодильної установки переважають питання екологічної безпеки та термодинамічної ефективності холодильного циклу, що працює на неазеотропній суміші у порівнянні з азеотропною. Не зважаючи на велику кількість досліджень проведених у цьому напрямку, до сих пір точно не визначено основні переваги та недоліки використання неазеотропних сумішей, а також вплив на енергетичну ефективність холодильної установки.

Мета дослідження - провести аналіз використання неазеотропних сумішей в якості холодильного агенту з виявленням основних переваг та недоліків, а також виявити вплив на енергетичну ефективність в цілому.

Задачі дослідження – провести порівняльний аналіз впливу основних неазеотропних сумішей на енергетичну ефективність одноступінчатої холодильної установки паро компресійного типу по основним елементам: компресор, конденсатор, регенеративний теплообмінник, дросельний вентиль, випарник. Оцінку енергоефективності доцільно проводити на базі ексергетичного аналізу енергоефективності.

2 Загальні положення використання

неазеотропних сумішей

Як відомо неазеотропні суміші характеризуються розділенням рівноважних концентрацій компонентів по рідинній і газовій фазах. Неазеотропна суміш - це суміш, в якій кожна з речовин, що входить до суміші, має власні властивості.

Багатокомпонентні неазеотропні суміші, на відміну від двокомпонентних (бінарних), забезпечують більш вигідний термодинамічний цикл, більш гладке протікання процесів кипіння-конденсації.

Неазеотропні суміші з компонентами FC, HFC і чистими вуглеводнями повністю озонобезпечні. Додавання пального вуглеводню підвищує

термодинамічну ефективність суміші і забезпечує необхідну взаємну розчинність її з мінеральним мастилом. Великий вміст вуглеводню у суміші робить її горючою. Застосовувати горючі суміші поки ще допускається тільки в герметичних системах побутових холодильників, морозильників, в решті холодильній техніці - забороняється.

Головною перевагою застосування неазеотропних сумішей, як холодоагентів є отримання неізотермічних умов теплообміну в конденсаторі і випарнику. В конденсаторі температура суміші зменшується у міру збільшення частки сконденсованої рідини; у випарнику, навпаки, зростає по мірі збільшення частки пара.

Як відомо, фазові переходи в неазеотропних сумішах проходять при $p = \text{const}$ і $t \neq \text{const}$ [1].

Температурний глاید для різних неазеотропних сумішей може змінюватися в значних межах від десятих градуса, до десятків градусів, що обов'язково має бути враховане при аналізі процесу.

Вплив властивостей неазеотропних сумішей на характеристики і показники холодильних машин в основному має такий же характер, як і вплив властивостей чистих холодильних агентів; крім того на характеристики холодильних машин впливають специфічні властивості неазеотропних сумішей, такі як неізотермічність процесів кипіння та конденсації.

До недоліків використання неазеотропних сумішей слід віднести підвищення на 20 - 30 % опору тепловіддачі при фазових переходах, а також необхідність введення експлуатаційного контролю складу суміші.

Фазові переходи неазеотропних сумішей відбуваються при змінній температурі, що сприяє зменшенню втрат в процесах теплообміну між робочою речовиною і водою або повітрям при їх охолодженні або нагріванні.

При цьому енергетична ефективність може бути забезпечена головним чином за рахунок високого ступеня регенерації теплоти в циклі.

Неазеотропні суміші синтезованих робочих речовин позначають як нова робоча речовина (наприклад, R-401x), де x - буква описує деякий процентний склад компонентів. Неазеотропні суміші натуральних робочих речовин

позначають "сумою" компонентів (наприклад, R-170+R-290) або хімічними формулами компонентів (наприклад, NH₃-H₂O).

У таблиці 2.1 наведені деякі характеристики основних незеотропних сумішей, які використовуються у холодильній техніці.

У таблиці 2.1 наводиться узагальнююча величина-фактор GWP (Global Warming –потенціал глобального потоплення) заснований на прямому впливі розглянутого робочої речовини на атмосферу і описує, на скільки ця маса робочої речовини вносить вклад в глобальне потепління за певний період часу в порівнянні з тією ж самою CO₂, при чому GWP=1 для CO₂ [1].

Таблиця 2.1-Основні характеристики незеотропних сумішей

Робоча речовина	Склад та відсотковий вміст	Середня температура T _o ^{сп} (°C) при p ₀ =1бар	Температурний глайд	Фактор GWP
R-401A	R22/R152a/R124	-33,8	4,9	0,037
R-401B	R22/R152a/R124	-35,5	4,8	0,040
R-401C	R22/R152a/R124	-28,3	6,3	0,030
R-402A	R22/R290/R125	-49,2	1,5	0,021
R-402B	R22/R290/R125	-47,1	2,3	0,033
R-403B	R22/R218/R290 56/39/5	-50,2	1,2	0,03
R-404A	R125/R134a/R143a	-46,5	0,5	0
R-407A	R32/R125/R134a	-45,8	6,6	0
R-407B	R32/R125/R134a	-47,6	4,4	0
R-407C	R32/R125/R134a	-44,3	7,2	0
R-408A	R22/R125/R143a	-44,4	0,5	0,03
R-409A	R22/R124/R142b	-34,2	0,1	0,05
R-409B	R22/R124/R142b	-35,6	7,7	0,05
R-410A	R32/R125	-52,7	3	0
R-413A	R218/R134a/R600a 9/88/3	-35,0	6,9	0

Як видно з таблиці 2.1 незеотропні суміші являють собою суміш двох або більше компонентів. При чому, найбільш ефективні з термодинамічної точки зору установки, що працюють на сумішах з більшим температурним глайдом.

Зокрема слід виділити такі холодильні агенти, як R401A, R401B, R401C, R407C, R407B, які характеризуються температурним слайдом від $4,8^{\circ}$ до $7,7^{\circ}$.

При використанні в установках неазеотропних сумішей питання енергетичної ефективності цих сумішей, порівняно з однокомпонентною речовиною, має вирішуватися тільки на основі детального аналізу у основних елементах установки.

Ще однією відмінністю неазеотропних сумішей є велика питома холодопродуктивність. Питома холодопродуктивність визначається за формулою (2.1), як відношення різниці ентальпій на вході та виході з випарника до об'єму пари, що всмоктується у компресор.

$$q_v = \frac{h'' - h'}{v_1}, \quad \text{êÄæ} \quad (2.1)$$

Результати розрахунку питомої холодопродуктивності наведено у таблиці 2.2

Таблиця 2.2-Питома холодопродуктивність.

	R401A	R401B	R401C	R407A	R407C	R134A
$q_v, \frac{\text{êÄæ}}{\text{ì}^3}$	1590	1982	1535	2393	2275	1518

Розрахунок приведено для холодильної машини з наступними експлуатаційними умовами: температурою конденсації $t_k=35^{\circ}\text{C}$, температура випаровування $t_0=-10^{\circ}\text{C}$, температура перегрівання 10°C , температура переохолодження 10°C .

Як видно з табл.2.2 значне значення питомої холодопродуктивності має неазеотропна суміш R407A у порівнянні з R134A.

3 Розрахунок термодинамічного циклу одноступінчатої парокompресійної холодильної машини

Однокомпонентні робочі речовини або азеотропні суміші в ряді випадків мають великі незворотності (деструкції ексергії) в процесах фазових переходів, що обумовлено ізотермічним характером фазового переходу робочої речовини і неізотермічним характером процесів підводу (відводу тепла) до проміжних тепло- і холодоносіїв, що представлено на рис. 3.1а. У цих випадках простота

парокомпресійної машини на однокомпонентній робочій речовині або азеотропній суміші не гарантує надійності підтримки заданих температурних режимів роботи в сукупності з високими економічними показниками. Швидше навпаки, ускладнення схемно-циклових рішень машин здатна підвищити їх термoeкономічні показники. У цьому випадку застосування неазеотропних сумішей в якості робочих речовин є одним з факторів, який здатний призвести до підвищення ефективності холодильної машини в цілому.

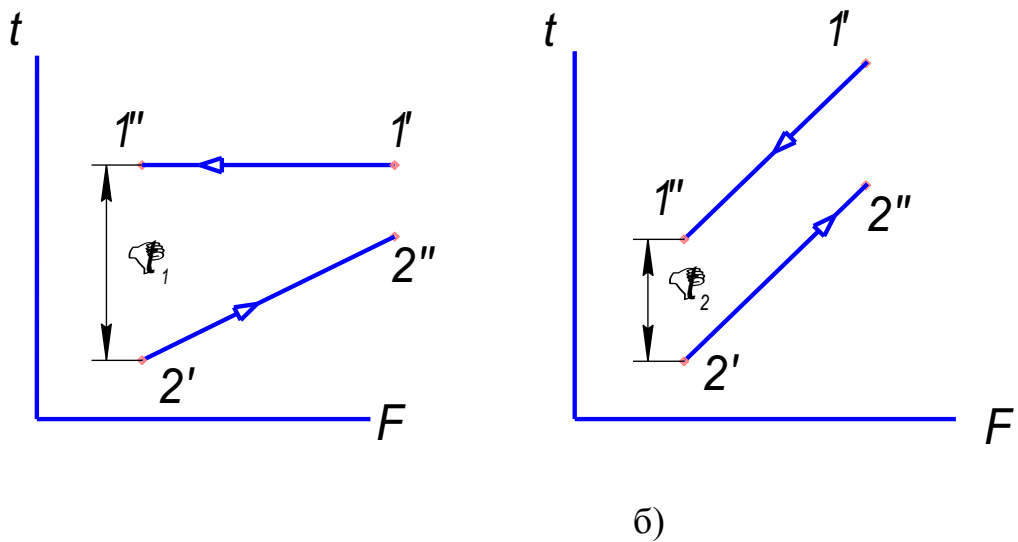


Рисунок 3.1 –розподіл температури за площею теплообміну: а) азеотропна суміш; б) неазеотропна суміш.

На рисунку 3.1 індексом “1” позначено холодильний агент, а індексом “2” –охолоджуючу робочу речовину.

При порівняльному аналізі протікання теплообміну при фазовому переході у конденсаторі при азеотропній суміші (рис.3.1а) та на неазеотропній суміші (рис.3.1б) стає очевидним, що на використанні не азеотропної суміші забезпечується менша ступінь недорекуперації $\Delta t_2 < \Delta t_1$. Даний фактор теж слід враховувати при розрахунках холодильних установок.

3.1 Найпростіша одноступінчата холодильна машина

Принципова схема парокомпресійної компресорної холодильної машини, що працює на суміші неазеотропних речовин, що не відрізняється від схеми машини, що використовує однокомпонентні робочі речовини. Докладного розгляду заслуговує термодинамічний цикл (рис.3.2).

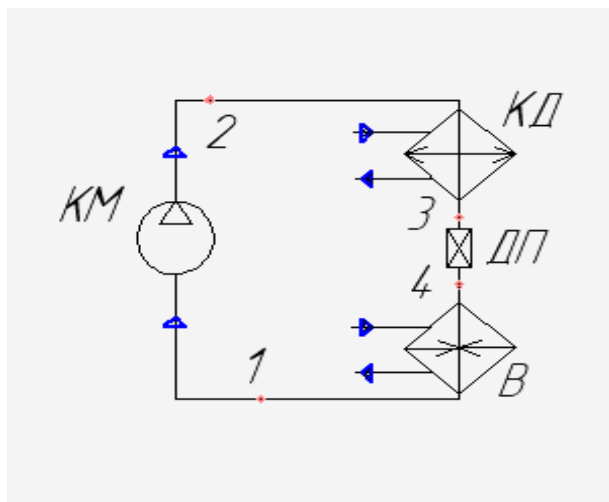


Рисунок 3.2- Схема найпростішої одноступінчатої холодильної машини .

Де представлено КМ- компресор, КД- конденсатор; РТ- регенеративний теплообмінник; ДП – дросельний прилад; В –випарник.

З аналізу циклу в T-s діаграмі (рис.3.3) випливає, що у процесі кипіння у випарнику температура суміші змінюється від T_0^{\min} до T_0^{\max} . Температура T_0^{\max} визначається температурою в об'єкті охолодження (або температурою вхідного холодоносія). T_0^{\min} є функцією тиску і ступеню сухості p_0 і X_t . Граничним значенням T_0^{\max} може бути температура навколишнього середовища $T_{\text{ср}}$. В конденсаторі температура $T_{\text{к}}^{\min}$ визначається температурою вхідного теплоносія, в межі - це також температура навколишнього середовища $T_{\text{ср}}$.

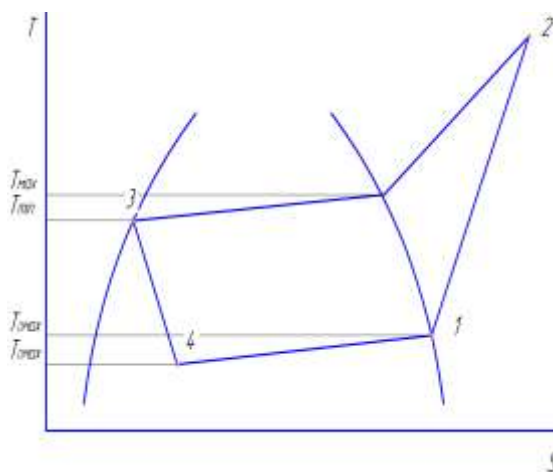


Рисунок 3.3 –Цикл найпростішої одноступінчатої холодильної машини, що працює на незеотропній суміші в T-s -координатах

Цикл найпростішої одноступінчатої холодильної машини має характерні процеси:

1-2 – процес стиснення у компресорі; 2-3 – процес конденсації у конденсаторі; 3-4 - дроселювання у дросельному приладі;
3-4 - кипіння у випарнику.

У компресор всмоктується вологий пар з тиском p_0 , температурою T_0^{\max} і ступенем сухості x_1 . Компресор залишає також вологий пар з параметрами p_k , T_k^{\max} і x_2 , причому $x_2 > x_1$. Характерною особливістю термодинамічного циклу є можливість при постійних температурних режимах в конденсаторі і випарнику в широких межах змінювати концентрацію X_t і пов'язані з нею тиски p_k і p_0 .

Коefіцієнт термотрансформації для найпростішого циклу узагальнено можна представити у вигляді [1]:

$$\text{COP}_{\text{XM}} = \frac{1}{\frac{1}{a \cdot \tau} \cdot \frac{\tau_0^{-a} - 1}{\tau_0^{-1} - 1} - 1}, \quad (3.1)$$

$$\text{де } a = \frac{C_{(3-4)}}{C_{(4-1)}}; \tau_0 = \frac{T_0^{\min}}{T_0^{\max}}; \tau = \frac{T_0^{\min}}{T_k^{\max}}.$$

З формули видно, що $C_{(2-3)}$ та $C_{(4-1)}$ функції, що залежать від змінної повної теплоємності суміші у процесах фазових перетворень у конденсаторі та випарнику, і у свою чергу виражаються у вигляді залежності:

$$c_{\text{вл.л.}} = \left(\frac{\partial h^*}{\partial T} \right)_{p, X_t} > 0, \quad (3.2)$$

де h^* – ентальпія вологого пара, що визначається за формулою:

$$h^* = x h''_{p, X_t} + (1+x) h'_{p, X_t}. \quad (3.3)$$

3.2 Холодильна машина з регенеративним теплообмінником

Для підвищення ефективності одноступінчатої холодильної машини використовують цикл з регенеративним теплообмінником. Схема та цикл якого представлені на рисунку 3.4.

Цикл одноступінчатої холодильної машини з регенеративним теплообмінником має характерні процеси:

1-2_s – процес адіабатного стиснення у компресорі; 2_s-3 – процес конденсації у конденсаторі холодильного агенту; 3-4 – дроселювання у дросельному пристрої;

5-6 – кипіння холодильного агенту у випарнику; 6-1 –перегрівання пару у регенеративному теплообміннику (РТО).

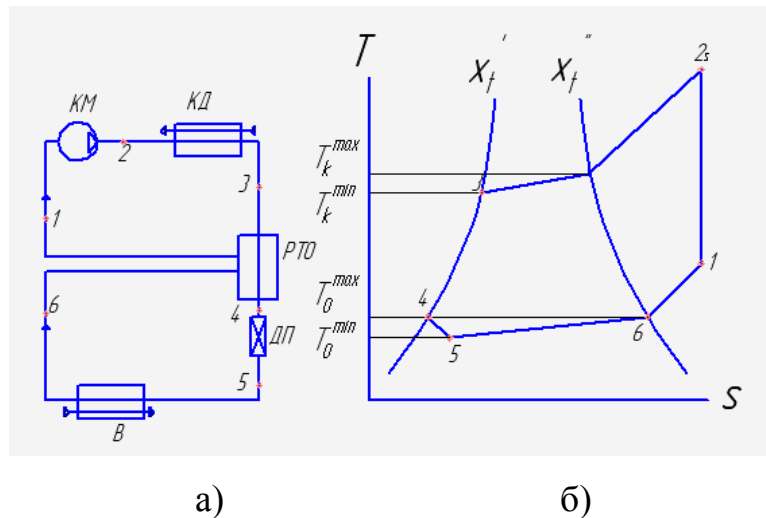


Рисунок 3.4 Схема та цикл у T-s - координатах одноступінчатої холодильної машини з регенеративним теплообмінником

Безповоротні втрати в процесі дроселювання зменшують шляхом переохолодження рідини перед дросельним вентиляем, в більшості випадків використовуючи регенерацію тепла. Необхідно відзначити, що в холодильних машинах, що використовують однокомпонентні робочі речовини або азеотропні суміші, з випарника відводиться перегріта пара. Теплоємність пара менше теплоємності рідини, отже, різниця температур перегріву пара перевищує різницю температур переохолодження рідини.

Для неазеотропних сумішей в більшості випадків регенерація тепла виявляється необхідною, особливо при відведенні вологого пара з випарника. Теплоємність вологого пара значно більше теплоємності рідини, тому в регенеративному теплообміннику можна переохолоджувати рідину аж до температури T_0^{\max} .

Безповоротні втрати в РТО пов'язані з великою різницею масових теплоємність рідини і вологого пара. Вони можуть бути зменшені, якщо в регенеративний теплообмінник подається не весь пар, що утворився у випарнику, а тільки частина. В цьому випадку можна говорити про зворотній процес регенеративного теплообміну.

$$\left. \begin{aligned} c' &= f [c'_{RH}(T), c'_{RL}(T), X_t] \\ c'' &= f [c''_{RH}(T), c''_{RL}(T), p, X_t] \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

У будь-якому випадку, досконалість процесу регенерації тепла буде залежати від співвідношення повних теплоємностей масових витрат потоків рідини і вологого пара:

$$M^{\delta} \cdot c^p = M^n \cdot c^n \quad (3.5)$$

Величини питомої теплоємності рідини c_p і насиченої пари c_n можуть мати різні співвідношення залежно від вибраних температурних режимів роботи

$$c_{роб} > c_n \text{ або } c_{роб} = c_n, \text{ або } c_p < c_n, \text{ або } c_p \ll c_n$$

і

$$\left. \begin{aligned} c_{(X_t)}^p &= \text{const} \\ c_{(X_t)}^n &= f(T, p, x) \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

де T -температура пари;

p - тиск пари;

x - ступінь сухості пара.

Питома теплоємність рідини c_p для більшості неазеотропних сумішей за умови $X_t = \text{const}$ з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати постійною, що не залежить від тиску і температури.

Розрахункові питомі теплоємності рідини c_p і пара c_n повинні бути визначені в досліджуваному діапазоні температур і тисків, концентрацій для аналізованого РТО.

З вищезазначеного аналізу стає очевидним, що однозначно визначити вплив не азеотропної суміші на ефективність холодильної установки важко. Зважаючи на те, що питома теплоємність робочого тіла залежить від багатьох факторів при фазовому переході, то визначити коефіцієнт термотрансформації (COP) доволі складно.

Більш точну оцінку впливу не азеотропної суміші холодильної установки може визначити ексергетичний аналіз енергоефективності складових компонентів холодильної установки.

4 Оцінка енергоефективності компонентів холодильної машини на базі ексергетичного аналізу

4.1 Основні положення

Термодинамічна ефективність термомеханічних систем, оцінюється величиною втрат енергії від зовнішньої і внутрішньої незворотності [2].

При використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу вказані втрати рівні різниці ексергії за вхідними і вихідними умовами стану системи. Практична перевага ексергетичного підходу полягає в тому, що обчислюване зменшення ексергії дає відразу значення втрат перетворюваної енергії і дозволяє зіставляти їх з підведеною кількістю цієї перетворюваної енергії, тобто набувати абсолютного і відносного значення втрат.

Для оцінки досконалості процесу або установки в техніці широко використовується поняття коефіцієнта корисної дії (к.к.д.), яке дозволяє однією єдиною величиною охарактеризувати досконалість перетворення енергії.

Можливість правильної оцінки дають лише вирази складені з термодинамічно рівноцінних величин, тобто тільки з ексергії. Лише такий к.к.д. (ексергетичний) приймає в ідеальному випадку оборотного процесу значення, рівне одиниці. По відхиленню від цього граничного значення можна судити про втрати, які можна було б понизити або зовсім усунути шляхом досконалішого проведення процесу або поліпшення конструкції установки чи використання тієї чи іншої робочої суміші.

При проведенні ексергетичного аналізу на рівні компонентів системи сформовані нові поняття замість понять вхідний і вихідний ексергетичні потоки, а саме «паливо» (англ.-fuel) і «продукт» (англ.-product).

У поняття ексергії палива для довільного елемента системи (E_F) входять:

- ексергія всіх перериваних потоків на вході в даний елемент, включаючи ексергію енергетичного потоку, спожиту в даному елементі;
- все зменшення ексергії між входом і виходом для безперервних ексергетичних потоків;
- всі збільшення ексергії між вхідними і вихідними потоками, які не відповідають цілям цього елемента

У поняття ексергії продукту (E_p) входять:

- ексергія всіх потоків, вихідних з даного елемента, включаючи ексергію енергетичного потоку, вироблену в даному елементі;
- все збільшення ексергії між входом і виходом для безперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента.

Поняття «паливо» і «продукт» можуть бути поширені і для системи в цілому ($E_{F,tot}, E_{P,tot}$).

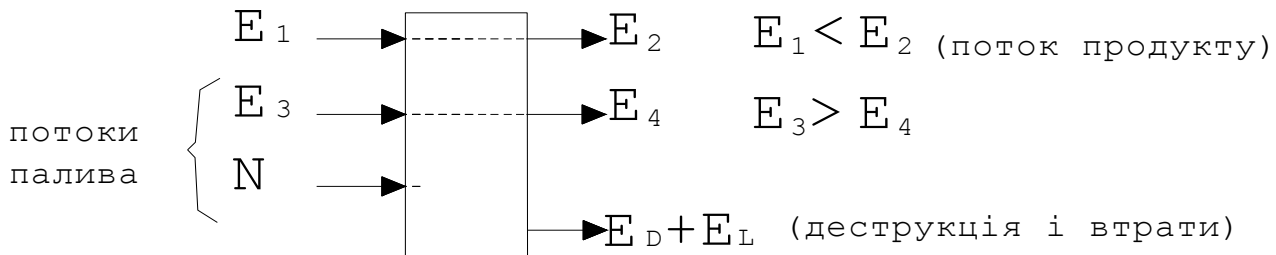


Рисунок 4.1- Схеми ексергетичних перетворень у загальному вигляді

На базі даних понять сформульовані наступні основні критерії при проведенні ексергетичного аналізу для довільного (k -го) елемента системи:

- ексергетичний баланс довільного елемента:

$$E_{F,tot} - E_{P,tot} + N - (E_D + E_L) = 0, \text{кВт} \quad (4.1)$$

- абсолютна деструкція ексергії (англ.-exergy destruction) як функція від термодинамічної недосконалості процесу:

$$E_D = T_{H.C} \cdot \Delta S_k \quad (4.2)$$

- абсолютні втрати ексергії (англ.-exergy losses) E_L , що виникають при зовнішньому контакті елемента системи з навколишнім середовищем (неадіабатність умов при теплообміні і ін.)

- головний критерій, замінюючий термін ексергетичного к.к.д. – ексергетична ефективність

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} \quad (4.3)$$

або з урахуванням балансового рівняння (4.1)

$$\varepsilon = 1 - \frac{E_D + E_L}{E_F} \quad (4.4)$$

4.2 Розрахунок циклу одноступінчатої холодильної машини з регенеративним теплообмінником

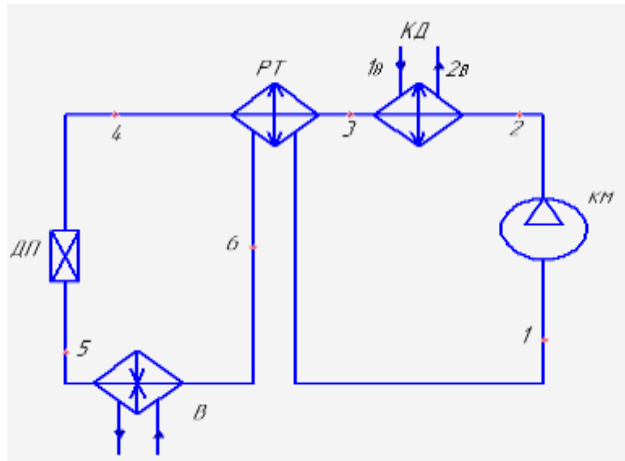
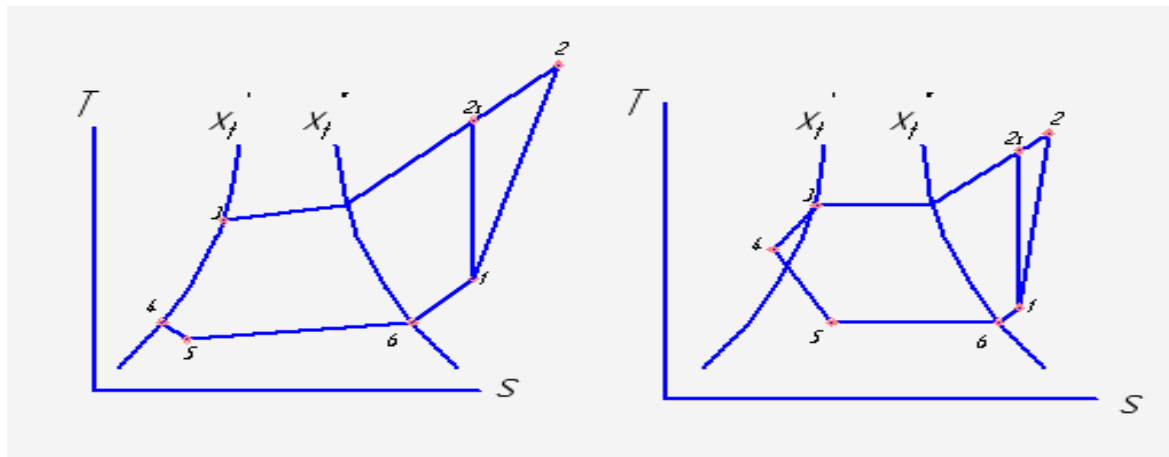


Рисунок 4.2 Схема циклу одноступінчатої парокомпресійної холодильної машини з регенеративним теплообмінником



а)

б)

Рисунок 4.3- схема циклу в T-s діаграмі для сумішей холодоагентів:

а) неазеотропних; б) азеотропних.

Для того щоб розрахувати коефіцієнт перетворення необхідно знайти холодопродуктивність компресора холодильної машини [3].

За експлуатаційні характеристики обрано проектувальний розрахунок двокамерного спеціалізованого холодильника з камерою для зберігання продуктів харчування, а саме птиця у дерев'яних штабелях. Умовна ємність камери $E_{ум} = 300$ т. Температура надходження вантажу $t_{пост} = 4^{\circ}\text{C}$, температура

зберігання $t_{зб} = 1^{\circ}\text{C}$, температура випуску продукції $t_{вип} = 5^{\circ}\text{C}$ і температура навколишнього середовища $t_{н.с} = 30^{\circ}\text{C}$.

Температура у камері зберігання з урахуванням недорекуперації складає:

$$t_{кам} = t_{вип} - 5 = 5 - 5 = 0^{\circ}\text{C}$$

Температура кипіння хладагенту у випарнику :

$$T_0 = t_{кам} - 10 = 0 - 10 = -10^{\circ}\text{C}$$

Температура конденсації у конденсаторі:

$$t_k = t_{н} + 5 = 30 + 5 = 35^{\circ}\text{C}$$

Усі теплоприпливи були знайдені з проектувального розрахунку двокамерного спеціалізованого холодильника за методикою [3].

Розрахункова холодопродуктивність компресора склала 19,6 кВт.

Далі ведемо розрахунок для холодоносія неазеотропної суміші R401A.

Таблиця 3.1 - Параметри циклу у вузлових точках

Параметр	1	2 _s	2	3	4	5	6
T, °C	-10	53	67	30	35	-15	-10
P, бар	2.055	8.818	8.818	8.818	8.818	2.049	2.005
h, кДж/кг	405.06	438.57	451.07	238.46	231.57	231.57	401.15
v, м ³ /кг	0,10915	0,0284	0,03021	0,00087	-	0,02547	0.1079
s, кДж/(кг·К)	1,791	1,791	1,823	1,132	1,109	1,125	1.779

Ентальпія в точці 2 розрахована за формулою, з урахуванням внутрішнього відносного к.к.д. компресора ($\eta_{oi}=0,75$) [4]:

$$\eta_{oi} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = \frac{h_{2s} - h_1 + \eta_{oi} \cdot h_1}{\eta_{oi}} = \frac{438.57 - 405.06 - 0.75 \cdot 405.06}{0.75} = 451.07, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.5)$$

Для подальших розрахунків задаємося наступними вихідними даними:

- температура навколишнього середовища $T_{н.с} = 260 \text{ K}$;
- температура води у випарнику на вході та виході відповідно $T_{1в} = 293 \text{ K}$,

$T_{2в} = 298 \text{ K}$;

- температура водного розчину пропіленглюколю у випарнику $T_{1р} = 273 \text{ K}$

$T_{2р} = 268 \text{ K}$

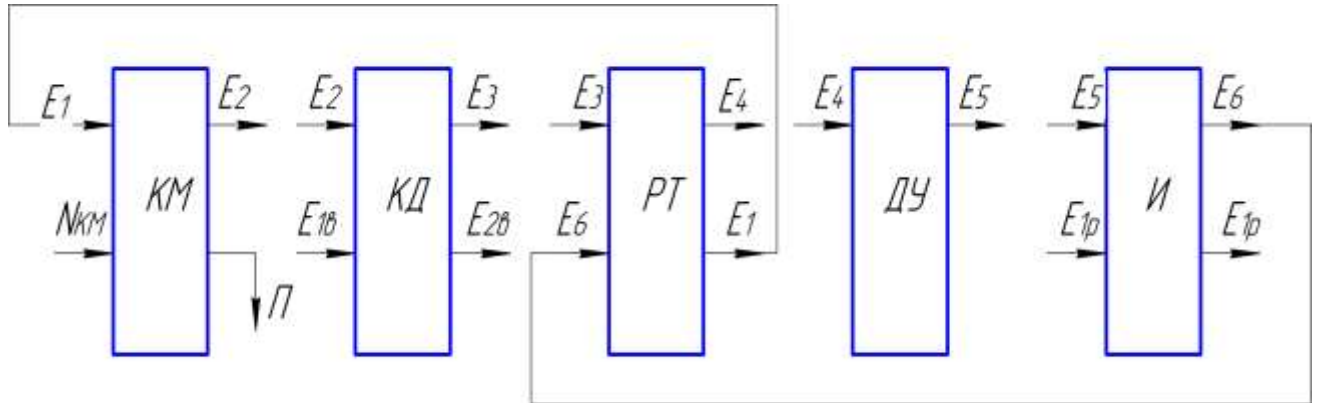


Рисунок 4.3- Схема ексергетичних перетворень для холодильної машини з регенеративним теплообмінником.

Розрахуємо компоненти системи

Компресор :

Ексергетичні перетворення по “продукту”

$$E_p = E_2 - E_1 = m_a \cdot ((h_2 - h_1) - T_{H.C} \cdot (s_2 - s_1)), \hat{e} \hat{A} \hat{o}$$

$$E_p = 0.116 \cdot ((451.07 - 405.06) - 260(1.823 - 1.791)) = 4.356, \hat{e} \hat{A} \hat{o} \quad (4.6)$$

Ексергетичні перетворення по “паливу”

$$E_F = N_{KM}, \hat{e} \hat{A} \hat{o}$$

$$E_p = 7.09, \hat{e} \hat{A} \hat{o} \quad (4.7)$$

де $N_{KM}=7,09$ кВт - потужність компресора, розраховується за формулою (4.8):

$$N_{KM} = l_1 \cdot m_a, \hat{e} \hat{A} \hat{o}$$

$$N_{KM} = 61.347 \cdot 0.116 = 7.09, \hat{e} \hat{A} \hat{o} \quad (4.8)$$

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E_F}$$

$$\varepsilon = \frac{4.356}{7.09} = 0.614 \quad (4.9)$$

Конденсатор :

Ексергетичні перетворення по “продукту”

$$E_p = E_{2a} - E_{1a} = G_a \cdot \left(c_a \cdot \left((T_{2a} - \dot{O}_{1a}) - T_{H.C} \ln \frac{\dot{O}_{2a}}{\dot{O}_{1a}} \right) \right), \hat{A} \quad (4.10)$$

$$E_p = 1,176 \cdot \left(4,18 \left((298 - 293) - 260 \cdot \ln \frac{298}{293} \right) \right) = 2,952, \hat{A}$$

де $c_a = 4,18$ кДЖ/(кг К)- теплоємність води [4];

G_a - масова витрата води ,розраховується за формулою :

$$G_a = \frac{Q_{\hat{A}}}{\tilde{n}_a \cdot (\dot{O}_{2a} - \dot{O}_{1a})}, \frac{\hat{A}}{\tilde{n}}$$

$$\varepsilon = \frac{24,573}{4,18 \cdot (298 - 293)} = 1,176, \frac{\hat{A}}{\tilde{n}} \quad (4.11)$$

де $Q_{кД}$ - теплове навантаження на конденсатор, розраховується за

формулою (4.12):

$$Q_{\hat{A}} = q_{кА} \cdot m_a, \frac{\hat{A}}{\tilde{n}}$$

$$Q_{\hat{A}} = 212,61 \cdot 0,116 = 7,09, \frac{\hat{A}}{\tilde{n}} \quad (4.12)$$

Ексергетичні перетворення по “паливу”

$$E_F = E_2 - E_3 = m_a \cdot ((h_2 - h_3) - T_{H.C} \cdot (s_2 - s_3)), \hat{A}$$

$$E_p = 0,116 \cdot ((451,07 - 238,46) - 260(1,823 - 1,132)) = 3,808, \hat{A} \quad (4.13)$$

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E_F}$$

$$\varepsilon = \frac{2,952}{3,808} = 0,775 \quad (4.14)$$

Регенеративний теплообмінник:

Ексергетичні перетворення по “продукту”

$$E_p = E_1 - E_6 = m_a \cdot ((h_1 - h_6) - T_{H.C} \cdot (s_1 - s_6)), \hat{A}$$

$$E_p = 0,116 \cdot ((405,06 - 401,15) - 260(1,791 - 1,779)) = 0,091, \hat{A} \quad (4.15)$$

Ексергетичні перетворення по “паливу”

$$E_F = E_3 - E_4 = m_a \cdot ((h_3 - h_4) - T_{H.C} \cdot (s_3 - s_4)), \hat{\Delta}$$

$$E_F = 0.116 \cdot ((238.46 - 231.57) - 260(1.132 - 1.109)) = 0.105, \hat{\Delta}$$
(4.16)

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E_F}$$

$$\varepsilon = \frac{0.091}{0.105} = 0.868$$
(4.17)

Дросельний пристрій:

Ексергетичні перетворення по “продукту”

$$E_p = E_5 = m_a \cdot ((h_5 - h_{H.C}) - T_{H.C} \cdot (s_5 - s_{H.C})), \hat{\Delta}$$

$$E_p = 0.116 \cdot ((231.57 - 401.16) - 260(1.125 - 1.836)) = 1.765, \hat{\Delta}$$
(4.18)

де $h_{H.C}=401,15$ кДЖ/кг , $s_{H.C}=1,836$ кДж/(кг К) – вибираються із p,h –діаграм при $T_{H.C}=260$ К і $p_{H.C}=10^5$ Па.

Ексергетичні перетворення по “паливу”

$$E_F = E_4 = m_a \cdot ((h_4 - h_{H.C}) - T_{H.C} \cdot (s_4 - s_{H.C})), \hat{\Delta}$$

$$E_F = 0.116 \cdot ((231.57 - 401.16) - 260(1.109 - 1.836)) = 2.246, \hat{\Delta}$$
(4.19)

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E_F}$$

$$\varepsilon = \frac{1.765}{2.246} = 0.786$$
(4.20)

Випарник :

Ексергетичні перетворення по “продукту”

$$E_p = E_6 - E_5 = m_a \cdot ((h_6 - h_5) - T_{H.C} \cdot (s_6 - s_5)), \hat{\Delta}$$

$$E_p = 0.116 \cdot ((401.15 - 231.57) - 260(1.779 - 1.125)) = 0.053, \hat{\Delta}$$
(4.21)

Ексергетичні перетворення по “паливу”

$$E_F = E_{2p} - E_{1p} = G_p \cdot \left(c_p \cdot \left((T_{2p} - \dot{O}_{1p}) - T_{H.C} \ln \frac{\dot{O}_{2p}}{\dot{O}_{1p}} \right) \right), \hat{e} \hat{a} \hat{o}$$

$$E_F = 1,033 \cdot \left(3.794 \left((273 - 268) - 260 \cdot \ln \frac{273}{268} \right) \right) = 0.76, \hat{e} \hat{a} \hat{o}$$
(4.22)

де – $c_p=3,794$ кДЖ/(кг К)-теплоємність водного розчину пропіленглюколю [4];

G_p - масова витрата водного розчину пропіленглюколю G_p , розраховується за формулою (4.21):

$$G_p = \frac{Q_0}{\tilde{n}_p \cdot (\dot{O}_{2p} - \dot{O}_{1p})}, \hat{e} \hat{a} \hat{o}$$

$$\varepsilon = \frac{19.6}{3.794 \cdot (273 - 268)} = 1,033, \frac{\hat{e} \hat{a} \hat{o}}{\tilde{n}}$$
(4.23)

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon = \frac{E_p}{E_F}$$

$$\varepsilon = \frac{0.053}{0.76} = 0.699$$
(4.24)

Аналогічно даному розрахунку проводимо розрахунок для R401B,R401C,R407A,R407B,R22 , R134A. Результати зведені в таблицю 4.1

Таблиця 4.1 –Ексергетична ефективність складових компонентів системи

	Компресор	Конденсатор	Регенеративний теплообмінник	Дросельний пристрій	Випарник
R401A	0,614	0,775	0,868	0,786	0,699
R401B	0,605	0,776	0,859	0,805	0,716
R401C	0,601	0,777	0,815	0,737	0,692
R407A	0,603	0,776	0,848	0,849	0,695
R407C	0,602	0,782	0,859	0,847	0,738
R134A	0,606	0,747	0,858	0,744	0,692

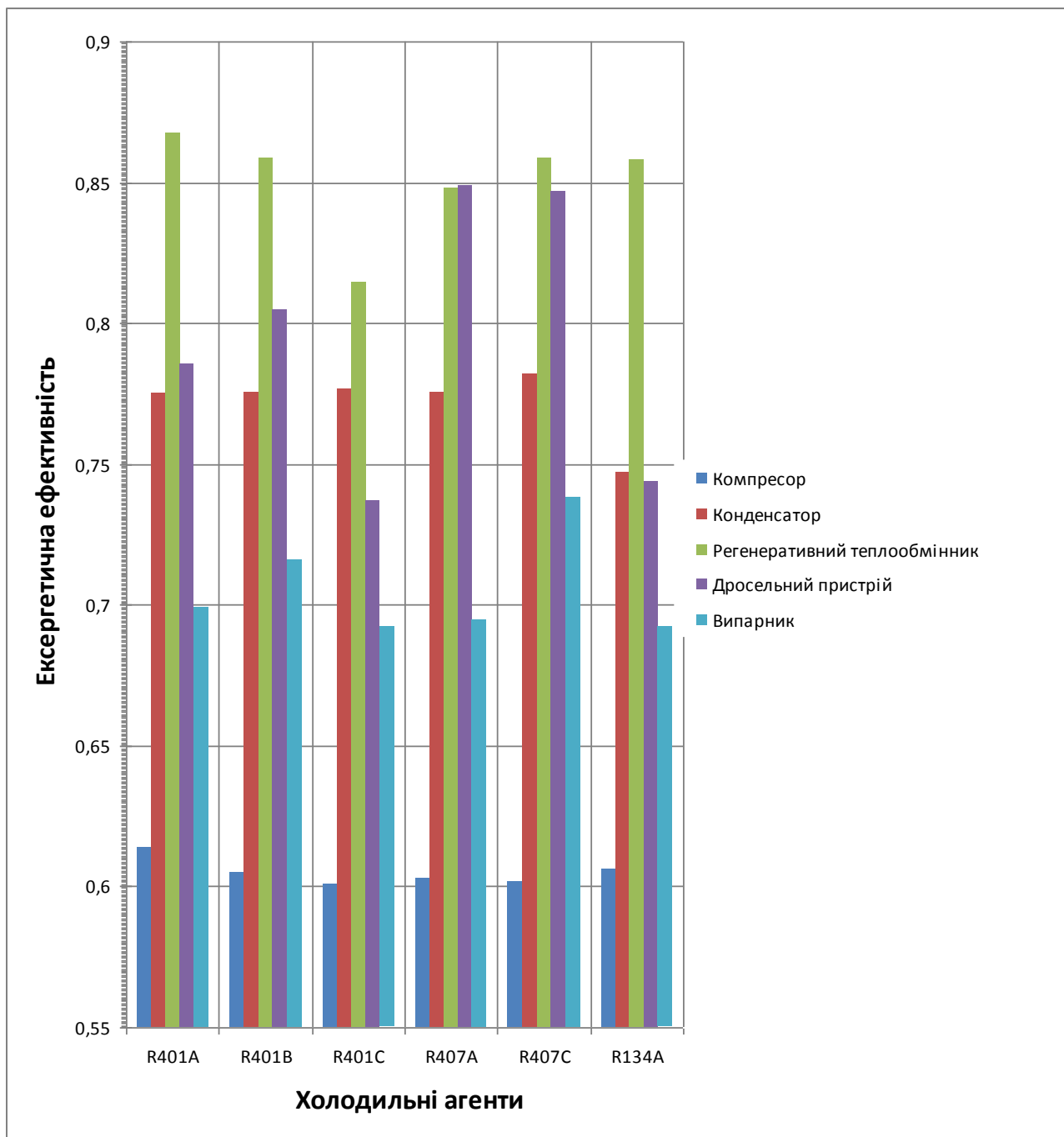


Рисунок 4.1-Ексергетична ефективність компонентів системи

Як видно з представлених розрахунків, при компонентному аналізі складових компонентів холодильної установки використання незеотропних сумішей має перевагу.

Найбільша ексергетична ефективність у компресорі склала 0,614 для R401B, у конденсаторі 0,777 для R401C, у РТО 0,868 для R407A, у дросельному пристрої 0,849 для R401A, у випарнику 0,738 для R407C.

5 Висновки

Зробивши порівняльний аналіз основних типів робочих сумішей холодильної машини можна підсумувати наступні переваги використання неазеотропних сумішей:

- 1) Фазові переходи на неазеотропних сумішах протікають неізотермічно і з відносно великим температурним глайдом, що сприяє більш ефективному теплообміну;
- 2) Неазеотропні суміші мають більшу екологічну безпеку по відношенню до озонового шару;
- 3) Холодильні установки на неазеотропних сумішах мають більш велику питому холодопродуктивність;
- 4) Ексергетичний аналіз енергоефективності компонентів холодильної машини показав, що використання неазеотропної суміші енергоефективніше у порівнянні з класичними азеотропними холодильними агентами.

Крім того, не слід забувати про деякі недоліки використання неазеотропних сумішей, такі як підвищення опору тепловіддачі при фазовому переході та деякі технологічні аспекти роботи холодильної установки на неазеотропних сумішах.

Можна зазначити, що використання неазеотропних сумішей у якості холодильного агенту є перспективним, але потребує подальшого всебічного аналізу і досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса, 2006. -712 с.
- 2.Тсатсаронис С.Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – одесса, 2002. -152 с.
3. Свердлов Б.К., Явнель В.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Пищевая промышленность, 1978. – В пер.: 90к.
4. Холодильные машины / Под ред. И.А. Сакуна, Л.: Машиностроение, 1958. – 510 с.