Определяне хладилния коефициент и ексергийния КПД на едностъпална компресорна хладилна машина

Мушаков Пл., Бобилов В., Генчев Г., Колев Ж.

Abstract: I *can be calculated on the diagrams of parameters of state of working substances. The technique alleles to determine the expected characteristics of the machine, explain the experimental data, outline the ways of improvement of characteristics and Carry out the search of working substances with the predetermined thermodynamic properties.*

Key words: *Technologies, exergia and energy.*

Оптимизацията на едностъпални компресорни машини обикновено се основава на функционалните зависимости на действителният хладилен коефициент и КПД от термодинамичните и конструктивни параметри [5,8]. В болшинството от случаите определянето на тези зависимости е свързано със значителни трудности, във връзка с това, че те често се определят експериментално, което ограничава използването им при създаване на нови видове хладилни машини или усъвършенстване на съществуващите.

1. Ексергиен КПД

Същевременно е възможен и друг начин, който се състои в определяне на ексергийните загуби на основата ексергиен метод[3]. И двата метода позволяват да се получат следните формули за действителният хладилен коефициент:

$$\varepsilon_X = \frac{\eta_E}{\tau_{S.CP}} \qquad 1$$

където η_E - ексергиен КПД

$$\tau_{S.CP} = \frac{(1 - T_{O.C})}{T_{S.CP}} \quad - \qquad T_{S.CP} = \frac{T_{S1} - T_{S2}}{\lg \frac{T_{S1}}{T_{S2}}} \qquad 2$$

където $T_{O.C}$, $T_{S.CP}$, T_{S1}, T_{S2} са абсолютната температура съответно на околната среда, средната на студоносителя, входящата и изходящата в изпарителя К.

В ексергийният анализ [2,3,9] се изчисляват ексергийният КПД за всеки елемент (или група елементи) на хладилната машина, а след това се определят връзката им общия ексергиен КПД посредством използване т.н. структурни коефициенти. Тази връзка е достатъчно сложна, че ако изразяваме всеки ексергиен КПД на елементите чрез параметрите на хладилната машина, то значително се усложнява аналитичното изследване ефективността на самата мащина

За разлика от ексергийния метод на анализ, ентропийният метод устанавява връзката връзката между ожщия ексергиен КПД и загубите на ексергия във всички елементи на хладилната машина. В общия случай загубите на всеки елемент могат да се представят като:

$$\Pi_i = T_{O.C}.\ \Delta S_i \qquad 3$$

където ΔS_i — сумарното изменение на ентропията на всички работни вещества, участвующи в процесите, J/K

Ексергийният КПД се изразява чрез загубите по следния начин:

$$\eta_E = \frac{E - \sum_{i=1}^{n} \Pi_i}{E} = 1 - \sum_{i=1}^{n} Q_i \qquad 4$$

където *E* - ексергия, въведена в хладилната машина; Q_i - коефициент на ексергийни загуби в i – елемент на хладилната машина:

Според [4] определянето на Q_i е по термодинамични диаграми и таблици, което затруднява аналитичното изследване ефективността на хладилната машина при използване на формулата (5). Затова основната задача е установяване връзка на коефициентите на ексергийни загуби с термодинамичните и конструктивни параметри на хладилната машина във вид на полуемпирични формули.

Приети са следните допускания:

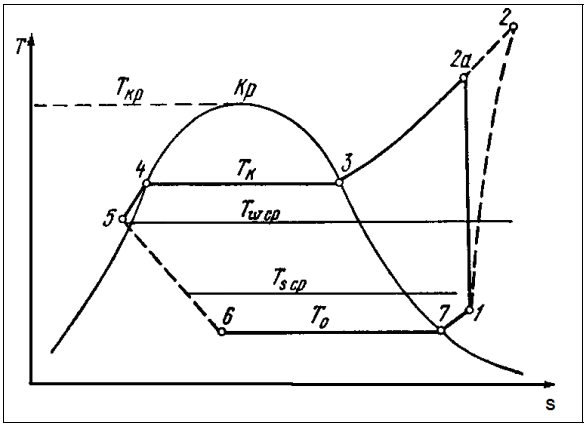
- хидравличните загуби и загуби от наличието на примеси в хладилния агент е нищожно малко;
- прегряването на хладилният агент в изпарителя е също малко;
- електро – механичните загуби не завият от термодинамичните параметри и са постояни;
- загубите на ексергия в резултат топлообмена през повърхността на апаратите и елементите на хладилната машина (освен смукателната линия) с околната среда може да се пренебрегне.

2. Определяне на вътрешните загуби на цикъла.

2.1 В дроселиращия вентил

Загубите на ексергия в дроселния вентил (процеса 5 – 6) изчисляваме по уравнение (3), което има вида:

$$\Pi_{5-6} = M_a \,.\, T_{o.c.}\, \Delta S_{5-6} \qquad 5$$



Фиг. 1 Lg p-h диаграма

където M_a е масов дебит на хладилен агент, kg/s,

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{\varepsilon_D . N_E}{q_0} \qquad 6$$

където Q_o – студопроизводство на хладилната машина, W; q_o – специфично студопроизводство на хладилния агент, J/kg (определя се чрез специфичната топлина на кипене r_o и средният специфичен топлинен капацитет $c'_{ср}$).N_e – електрическа мощност на хладилната машина, W; ΔS_{5-6} – изменение на специфичната ентропия J/(kg.K).

Изменението на специфичната ентропия на хладилният агент в процеса 5 – 6 с достатъчна за инженерните изчисления точност е:

$$\Delta s_{5-6} = c'_{CP}.\ln\frac{T_K}{T_S} + c'_{CP}.\frac{T_S - T_0}{T_0} - d\left(T_K - T_O\right) \qquad 7$$

$$c'_{CP} = a + \frac{b}{2}\left(T_{i+1} + T_i + 7{,}546\right) \qquad 8$$

където T_{i+1}, T_i - температурата съответно в края и в началото на процеса на дроселиране, К.

Стоиността на коефициентите *a, Ь, d* получени за хладилните агенти са:

Хладилен агент	a, J/(kg.K^2)	b, J/(kg.K^2)	d, J/(kg.K^2)	Диапазон на изменение на температурата,К
R22	1100	2,5	4,26	223 – 323
R407C	4640	5,2	16,6	243 - 343

Отчитайки, че ексергията, входяща в хладилната машина, е равна на електрическата мощност N_E, получаваме коефициента на ексергийните загуби при дроселиране:

$$\Omega_{5-6} = \varepsilon_d.\omega_{5-6} \qquad 10$$

където $\omega_{5-6} = \frac{T_{O.C}}{q_O}.\Delta S_{5-6}$

2.2. Ексергийни загуби в компресора.

Коефициент на ексергийни загуби в компресора (процес 1-2). Изменението на специфичната ентропия при необратимо сгъстяване парите на хладилния агент в бутални компресори е:

$$\Delta S_{1-2} = \frac{l_i - l_a}{T_{2CP}}, \qquad T_{2CP} = \frac{T_2 - T_{2a}}{\ln\frac{T_2}{T_{2a}}} \qquad 11$$

където l_i l_a – съответно индикаторната и адиабатната работа; T_2, T_{2a} – абсолютни температури в съответните точки на цикла, К. Разликата на работите, изразена чрез адиабатната N_a и индикаторния КПД η_i, на компресора.

$$l_i - l_a = \frac{N_a}{M_X}\left(\frac{1-\eta_i}{\eta_i}\right) \qquad 12$$

Отчитайки (6), (11) и коефициентът на ексергийни загуби в компресора:

$$\Omega_{1-2} = \frac{T_{O.C}}{T_{2CP}}.(1-\eta_i)\eta_{em} \qquad 13$$

където η_{em} – електро - механичен КПД на хладилната машина.

3. Външни ексергийни загуби

3.1 В изпарителя

Ексергийните загуби в изпарителя на хладилната машина (процес *6—7):*

$$\Pi_{6-7} = T_{O.C}.Q_O.\left(\frac{1}{T_O} - \frac{1}{T_{S.CP}}\right) \qquad 14$$

От където получаваме:

$$\Omega_{6-7} = \varepsilon_d.\omega_{6-7} \quad , \quad \omega_{6-7} = T_{O.C}.\left(\frac{1}{T_O} - \frac{1}{T_{S.CP}}\right) \qquad 15$$

3.2 На смукателната линия.

При определяне на ексергийните загуби на смукателната линия (процес 7 - 1) преди компресора прегряването на парите на хладилния агент за фреонови хладилни машини е от порядъка на 20 °C [6]. Очевидно, че такова значително прегряване при отсътствие на регенерация води до съществена необратимост. Ексергийните загуби в този случай са:

$$\Omega_{7-1} = T_{O.C}.M_X.\Delta s_{7-1} = Q_{O.C}.\frac{T_{O.C}}{T_{7-1CP}} \qquad 16$$

Приемайки под внимание, че

$$Q_{O.C} = M_X.c_{P.CP}.(T_1 - T_O)$$

намиране коефициент на ексергийните загуби на смулателната линия:

$$\Omega_{7-1} = \varepsilon_d.\omega_{7-1}, \quad \text{където} \quad \omega_{7-1} = \frac{T_{O.C}}{T_{7-1CP}}.\frac{c_{P.CP}(T_1 - T_O)}{q_O} \qquad 17$$

$T_{7\text{-}1\ ср}$ - средна абсолютна температура за процеса **7- 1**, К

$c_{p\ ср}$ - среден специфичен капацитет на парите на хладилния агент, J/kg.K

3.3 В кондензатора

Загубите на ексергия в кондензатора възниква при:

4. Охлаждане на прегретите пари (процес 2-3;
5. Кондензация на парите на хладилния агент;
6. Охлаждане на кондензиралия хладилен агент.

За определяне коефициентите на ексергийни загуби в кондензатора е необходимо да знаем средните абсолютни температури на топлоносителя във всеки участък от процеса 2 - 5. Те са неизвесни, тъй като в един апарат са вместени практически няколко процеса. Също така отчитайки, че изменението температурата на топлоносителя е незначително - предимно 5—10 "С [7], нея можем да я приемем на всички участъци от топлообмена постоянна, равна на средната $T_{o\ ср}$. При тези условия коефициентът на ексергийни загуби се изчислява по следните формули:

$$\Omega_{4-5} = \varepsilon_d.\omega_{4-5}, \quad \omega_{4-5} = T_{O.C}.\left(\frac{1}{T_{W.Cp}} - \frac{1}{T_{4-5.CP}}\right).\frac{c'_{CP}.(T_4 - T_5)}{q_O} \qquad 18$$

3.4 Електро – механични загуби

Коефициентът на ексергийни загуби, от електро – механични загуби:

$$\Omega_{EM} = (1 - \eta_{EM}) \qquad 19$$

7. Действителен хладилен коефициент

Важна особенност за получените съотношения е тяхната явна зависимост от абсолютните температури на работното вещество а също и неявната зависимост от конструктивните особеностичего на буталния компресор. Всеки коефициент зависи не само от степента на съвершенство на дадения елемент на хладилната машина, за който е изчислен, но и от степента на съвършенство на другите елементи на машината.

$$\varepsilon_d = \frac{1-\omega_{1-2}-\omega_{EM}}{1+\varepsilon_C\left(\sum_{i=2}^{6}\omega_{i-(i+1)}+\omega_{7-1}\right)} \qquad 20$$

Ако отчетем загубите само в компресора и електродвигателя:

$$\varepsilon_d^{KM} = \varepsilon_C.\eta_{KM}.\left[1-\frac{T_{O.C}}{T_{2CP}}\left(1-\eta_i\right)\right] \qquad 21$$

Изходни данни: T_0 = - 40^0C, T_K = 50^0C, $T_{0\,CP}$ = 32^0C

Теоретичен хладилен коефициент при тези изходни параметри ε_C=3,24

Резултати:

Хладилен агент	Вътрешни загуби на цикъла		Външни ексергийни загуби					
			в изпарителя	на смукателната линия	В кондензатора			ε_d
	Ω_{5-6}	Ω_{1-2}	Ω_{6-7}	Ω_{7-1}	Ω_{2-3}	Ω_{3-4}	Ω_{4-5}	-
R22	0,385	0,187	0,51	0,034	0,274	0.066	0,087	1,65
R407C	0,448	0,191	0,51	0,04	0,327	0,063	0,064	1,33

ИЗВОДИ.

- Максималната стойност на хладилния коефициент, ще имаме при условие, че всички загуби да са нула, т. е. $\varepsilon_d = \varepsilon_c$.
- С увеличаване на T_{2CP} и η_i хладилният кофициент се увеличава, но същевременно с увеличение T_{2CP} нарастват и загубите в кондензатора и на смукателната линия;
- Методиката и зависимостите, за опрделяне действителните енергийни характеристики на едностъпална компресорна машина могат да бъдат използовани за анализ степента на съвършенство на различните елементи и оценка оптималните условия за работа на действащите хладилни машини и агрегати. Те могат да се прилагат за оптимизация и проектиране на хладилни машини и термопомпи.

Литература

[1]. Дичев Ст. Хладилни машини. “Техника”, София, 2003.
[2]. Цуранов О. А., Холодилъная техника и технология, ПИТЕР, 2004
[3]. Торгово-технологическое оборудование. /Шепелев А.Ф. и др./. Учебное пособие. - М.: "Издательство ПРИОР", 2002. - с. 89-90.
[4]. Дичев, С., К. Петров. Наръчник по хладилна техника. ПЛОВДИВ, Пигмалион, 1995.
[5]. Кименов, Г. Термодинамика. С. , Техника, 1989.
[6]. Кименов, Г. , К. Видев, В. Еленков и др. Сборник задачи по термодинамика и топлообмен. Пловдив, УХТ, 2005.
[7]. Петрова, Н. , Ц. Попова. Хладилна техника. С. , Техника, 1999.
[8]. International Institute of Refrigeration, 6th Informatory Note on CFCs and Refrigeration (1990).
[9]. International Institute of Refrigeration, 11th Informatory Note on CFCs, HCFCs and Refrigeration. Refrigeration and the Greenhouse Effect: GWP, TEWI, or COP? (1995).

Докладът е рецензиран.