

приміщенні, то відповідні процеси зміни стану вологого повітря відхиляються на I-d-діаграмі вліво, що призводить до зменшення відносної вологості в приміщенні.

Аналогічно, можна провести розрахунок для випадку, коли кількість конденсату, яка може випасти на поверхні випарника кондиціонера, є меншою від надлишків вологи в приміщенні. При цьому відповідні процеси зміни стану вологого повітря відхиляться вправо, що призведе до підвищення відносної вологості в приміщенні.

УДК 621.59.01 (075.8)

ВИБІР ДОЦІЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ МЕТОДОМ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ

© Лабай В.Й., Ярослав В.Ю., 1999

ДУ «Львівська політехніка», кафедра "Теплогазопостачання і вентиляція"

The exergetic analysis of the one-step freon cooling plant with the regenerative heat exchanger for all temperature regimes which are typical for air conditioning systems is considered in this paper (1). It was defined the optimum temperature regime.

Під час вивчення процесів перетворення енергії в холодильних установках систем кондиціонування повітря (СКП) необхідно оцінювати ступінь термодинамічної досконалості установки в цілому та її окремих частин, а також джерела втрат енергії в них. Для такої оцінки зручно використовувати загальний термодинамічний метод аналізу – ексергетичний [1,2].

У статті подані результати ексергетичного аналізу одноступеневої холодильної установки (з холодоагентом – хладон-12) з регенеративним теплообмінником при температурних режимах, характерних для СКП, і в якій використовується вода як один з теплоносіїв у випарнику та конденсаторі, з метою вибору оптимального температурного режиму.

Для проведення розрахунків прийняті такі вихідні дані: кінцева температура води у випарнику $t_n = 6...14$ °С; початкова температура води в конденсаторі $t_b = 13...35$ °С; різниці температур води, відповідно, у випарнику та конденсаторі $\Delta t_n = 2,8$ °С, $\Delta t_b = 4$ °С; різниці температур у випарнику та конденсаторі, $\Delta t_o = t_n - t_o = 3,6$ °С, $\Delta t_k = t_k - t_b = 2$ °С. У розрахунках прийняті: температура випаровування $t_o = t_n - 3,6$, температура конденсації $t_k = t_b + 6$, температура переохолодження $t_n = t_b + 1$.

Перегрів пари холодоагенту і переохолодження його в рідкому стані відбуваються одночасно в теплообміннику для регенерації теплоти. Тому для визначення величини перегріву пари $\Delta t_{\text{перегр}} = t_{\text{вс}} - t_o$ знаходили значення температури всмоктування пари холодоагенту в компресорі $t_{\text{вс}}$ на основі теплового балансу теплообмінника для регенерації теплоти [1], а потім визначили температуру всмоктування як функцію тиску випаровування p_o та питомої ентальпії холодоагенту при всмоктуванні в компресор.

Індикаторний ККД компресора в розрахунках визначається за формулою:

$$\eta_i = \frac{T_o}{T_K} + 0.0025 t_o.$$

Значення ексергії холодильного агенту в характерних точках процесів визначали формулою:

$$e = i - i_{o.c} - T_{o.c} (S - S_{o.c}),$$

де i – значення питомої ентальпії холодильного агенту в характерних точках процесу кДж/кг; $i_{o.c}$ – значення питомої ентальпії холодильного агенту в стані $T_{o.c}$, $p_{o.c}$ (температура та тиск довкілля), що знаходиться в рівновазі з довкіллям, кДж/кг; $T_{o.c} = t_b + 273$, S та $S_{o.c}$ – відповідні значення ентропії холодильного агенту, кДж/(кг·К), які визначають за термодинамічними таблицями або діаграмами.

Ексергетичний ККД холодильної установки [1] визначається за формулою:

$$\eta_{ex} = \varepsilon \cdot E_n,$$

де ε – холодильний коефіцієнт установки, $\varepsilon = \frac{1}{E_x}$, E_x – питома витрата електричної енергії на одиницю виробленого холоду; E_n – питома витрата електричної енергії

ідеальному циклі [1], $E_n = \frac{T_{o.c}}{T_{н.сер}} - 1$, $T_{н.сер} = \left(t_n + \frac{\Delta t_n}{2} \right) + 273$, К.

Для проведення розрахунків на ЕОМ p , i – діаграму хладону-12 в діапазоні температура 0...50 °С подали у вигляді аналітичних залежностей $p = f(t)$, $i = \varphi(t)$.

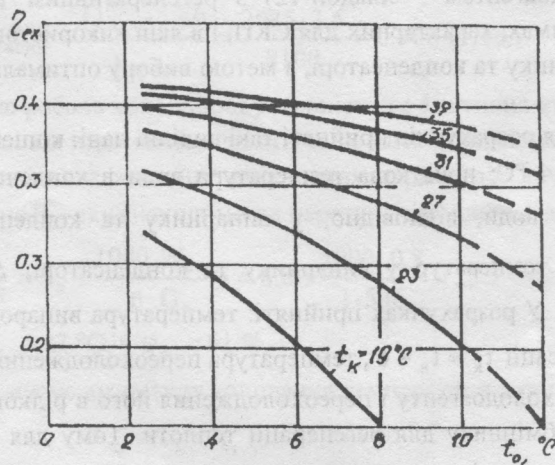


Рис.1. ККД η_{ex} одноступеневої холодильної установки залежно від температури випаровування t_o і температури конденсації t_k .

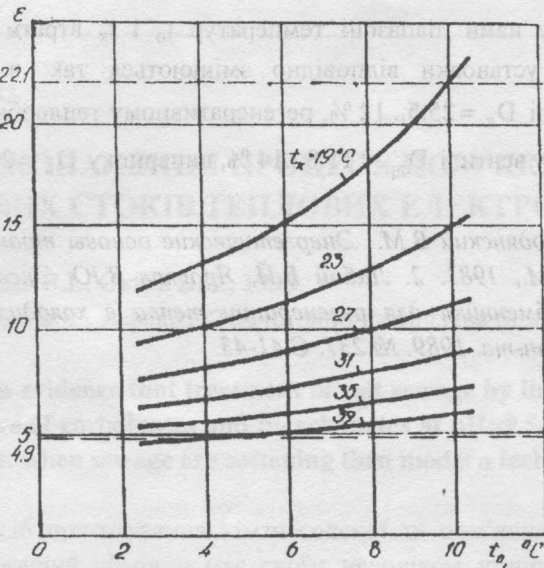


Рис.2. Холодильні коефіцієнти ϵ одноступеневої холодильної установки залежно від температури випаровування t_0 і температури конденсації t_k

На рис.1 наведені ексергетичні ККД, а на рис.2 (пунктирними лініями наведені значення $\epsilon = 4,9$ та $\epsilon = 22,1$) холодильні коефіцієнти установки залежно від температур конденсації та випаровування. З аналізу отриманих результатів нами встановлено: значенню ексергетичного ККД $\eta_{ex} = 0$ відповідає мінімально можлива різниця температур $\Delta t_{\min} = t_k - t_0 = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ і критичне значення холодильного коефіцієнта $\epsilon = 22,1$, тобто такий процес роботи холодильної установки є недоцільним. Максимальному значенню ексергетичного ККД, який залежить від режиму роботи, відповідає оптимальна різниця температур $\Delta t_{\text{опт}} = t_k - t_0 = 37,6 \text{ }^\circ\text{C}$ і оптимальне значення холодильного коефіцієнта $\epsilon_{\text{опт}} = 4,9$, для яких ведення процесу роботи холодильної установки найбільш доцільне. З рис.1 видно, що для температур випаровування $t_0 = 2,4 \dots 10,4 \text{ }^\circ\text{C}$ рекомендованим діапазоном значень температур конденсації може бути $t_k = 30 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$. При цьому для температур $t_0 = 2,4 \text{ }^\circ\text{C}$ і $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ маємо максимальний ексергетичний ККД $\eta_{ex \text{ макс}} = 0,470$, для $t_0 = 10,4 \text{ }^\circ\text{C}$ і $t_k = 48 \text{ }^\circ\text{C}$ — $\eta_{ex \text{ макс}} = 0,452$, а рекомендовані діапазони зміни ексергетичного ККД $\eta_{ex} = 0,34 \dots 0,47$, холодильного коефіцієнта $\epsilon = 11,5 \dots 4,9$ та ступінь стиснення $\pi = \frac{P_k}{P_0} = 1,74 \dots 3,62$. Для стандартного режиму роботи холодильної установки $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ — $\eta_{ex} = 0,45$.

У рекомендованому нами діапазоні температур t_0 і t_k втрати ексергії в окремих елементах холодильної установки відповідно змінюються так: в компресорі $D_{кл} = 14.6...26\%$, конденсаторі $D_k = 25.5...12\%$, регенеративному теплообміннику $E_p = -D_p = 6.7...2.4\%$, дросельному вентилі $D_{др} = 11.8...14\%$, випарнику $D_v = 20.8...5\%$.

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла процессов охлаждения. М., 1981. 2. Лабай В.Й, Ярослав В.Ю. Эксергетическая оценка эффективности теплообменника для регенерации тепла в холодильных установках. Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1989. № 237. С.41-43.

