

냉동사이클의 최적 설계조건

Optimum Design Conditions for a Basic Refrigeration Cycle

조 성 환*
Sung Whan Cho

ABSTRACT

An optimum design condition for a basic refrigeration cycle is defined as the condition which minimizes the total cost of heat exchangers (condenser and evaporator) and compressor for the same refrigeration effect.

Thermodynamic properties of ammonia (R717) are approximated by rational functions in order to obtain the optimum condition for a basic refrigeration cycle. Optimum condition depends on the heat capacity rates (mass flow rate times specific heat) of cooling water and brine used in condenser and evaporator. The difference between the cooling water temperature and condensation temperature at the optimum condition increases as the heat capacity rates and the cost of heat exchangers relative to the cost of compressor increase.

Numerical examples of optimum conditions are obtained when the condensation temperature is 30°C and the evaporator temperature is -10°C.

부호설명

A 열교환기의 전열면적, m^2
 h 냉매의 비엔탈피, kJ/kg
 \dot{m} 냉매의 유량, kg/s
 (mc) 열용량율, $kw/^\circ C$
 N 전달단위수(= $(AU)_t / (mc)_t$)
 \dot{Q} 열전달, kw
 T 온도, $^\circ C$
 U 열관류율, kw/m^2C

W 압축기의 동력, kw

α 압축기 비용에 대한 열교환기의 상대비용, $^\circ C$

하첨자

a, b, c 냉각수의 상태
 d, e 브라인의 상태
 h 고온부
 l 저온부
 1, 2, 3, 4, 5 냉매의 상태

1. 서 론

표준 냉동사이클의 열역학적 해석은 열역학 교과서에서 많이 다루고 있다.¹⁾

그러나 모든 문제가 특정 냉매를 사용하여 응축온도와 기화온도가 주어졌을 때, 사이클의 해석으로부터 냉동효과, 압축일, 및 성능계수 등을 구하고 있으며, 응축온도와 기화온도를 어떻게 결정하는지에 대하여는 설명하지 않고 있다. 응축온도와 기화온도가 서로 근접할수록 압축일은 감소하고, 성능계수는 향상된다. 실제의 냉동사이클의 작동조건에서는 응축온도는 가용한 냉각수(또는 공기)의 온도보다 높아야 하며, 기화온도는 요구되는 냉각온도(또는 브라인의 온도)보다 낮아야 한다.

정평석과 노승탁²⁾은 랭킨 사이클에서 이러한 열전달 효과를 고려하여 최대출력을 발생 하는 조건에 대하여 해석하였다. 이러한 논리는 냉동사이클에서 역으로 적용될 수 있을 것으로 짐작되지만, 실제로는 요구되는 브라인의 온도와 냉매의 기화온도의 차이가 클수록, 또 냉매유량이 클수록 냉동효과가 커지므로 냉동효과가 최대가 되는 조건은 있을 수 없다.

또 냉매의 유량이 작을수록 압축일이 작아 지므로 압축일이 최소가 되는 조건은 냉동 효과가 영이 되는 비실용적인 조건이다.

본 논문에서는 단위 냉동효과에 대한 압축기와 열교환기(응축기와 기화기)의 총합비용이 최소가 되는 경제적인 최적 설계조건을 검토한다.

본 논문의 논리는 임의의 냉매에 대하여 성립될 수 있으나 여기서는 암모니아를 냉매로 하고 과열과 과냉이 없는 표준 증기압축 냉동 사이클에 대해서만 고려한다.

2. 냉매의 성질

냉동사이클의 성능은 사용되는 냉매의 성질에 따라 달라진다. 냉매의 성질은 여러 가지 자료^{1, 3, 4)}에서 구할 수 있으며, 각 자료 사이에는 오차가 존재한다.

사이클 해석에서 표를 이용할 경우에는 보

간법을 사용할 필요가 생기며, 그래프를 사용할 경우의 정확도는 제한된다. 최근 개인용 컴퓨터가 널리 보급됨에 따라 이미 공개된 냉매의 성질을 간단한 공식에 의하여 근사적으로 구하는 것이 편리해졌다.

본 논문에서는 참고문헌¹⁾에 주어진 암모니아의 포화액체, 포화증기 및 과열증기의 성질을 유리 함수로 근사화 하였다. 표 1은 근사화한 공식에 의하여 구한 암모니아의 포화증기표이다. 표 1과 참고문헌¹⁾의 자료에서의 최대오차는 포화증기의 엔트로피(S_g)에서는 마지막 숫자에서 2미만이며, 기타 자료의 최대오차는 마지막 숫자에서 1 이내이다.

3. 열교환을 고려한 표준 냉동사이클

그림 1은 표준 냉동사이클의 온도-엔트로피 선도이다.

과정 1-2는 등 엔트로피 과정이며, 과정 2-3-4는 정압과정이므로, 기화온도 T_1 과 응축온도 T_3 가 결정되면 상태 2는 결정된다. 또 과정 4-5는 등엔탈피과정으로 역시 T_1 과 T_3 가 결정되면 상태 5도 결정된다. 따라서 T_1 과 T_3 가 결정되면 상태 1, 2, 3, 4, 5는 냉매의 성질에 의하여 모두 결정된다. 즉

$$h_1 = f_1(T_1) \dots\dots\dots(1)$$

$$h_2 = f_2(T_1, T_3) \dots\dots\dots(2)$$

$$h_3 = f_3(T_3) \dots\dots\dots(3)$$

$$h_4 = h_5 = f_4(T_3) \dots\dots\dots(4)$$

응축기는 고온의 냉매와 저온의 냉각수 사이의 열교환 장치이며, 여기서 냉매는 과열증

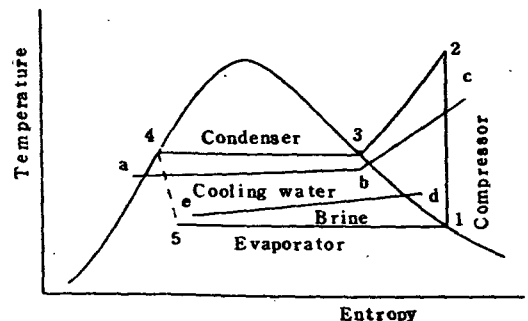


Fig. 1 Basic refrigeration cycle

Table 1 Properties of Saturated Ammonia

T (C)	P sat (kPa)	V_g (m^3/kg)	h_f (kJ/kg)	h_g	S_f ($kJ/kg \cdot k$)	S_g
-60	21.91	4.7081	-87.4	1355.0	-.3949	6.3761
-55	30.17	3.4875	-66.1	1363.8	-.2939	6.2632
-50	40.88	2.6254	-44.3	1372.4	-.1942	6.1562
-45	54.55	2.0053	-22.2	1380.8	-.0962	6.0549
-40	71.77	1.5521	0	1389.0	0	5.9590
-35	93.20	1.216	22.3	1397.0	.0945	5.8681
-30	119.55	.9635	44.7	1404.6	.1873	5.7816
-25	151.61	.7715	67.1	1412.0	.2786	5.6992
-20	190.22	.6238	89.7	1419.0	.3684	5.6205
-15	236.31	.5088	112.4	1425.7	.4569	5.5452
-10	290.85	.4185	135.2	1432.0	.5440	5.4730
-5	354.86	.3468	158.1	1437.9	.6299	5.4036
0	429.44	.2895	181.1	1443.5	.7145	5.3369
5	515.74	.2432	204.3	1448.6	.7982	5.2725
10	614.95	.2056	227.6	1453.3	.8808	5.2104
15	728.31	.1748	251.2	1457.6	.9625	5.1503
20	857.12	.1494	274.9	1461.5	1.0434	5.092
25	1002.72	.1283	298.8	1465.0	1.1235	5.0355
30	1166.5	.1107	322.9	1467.9	1.2028	4.9805
35	1349.87	.0958	347.2	1470.4	1.2813	4.9268
40	1554.32	.0833	371.7	1472.2	1.3591	4.8740
45	1781.38	.0726	396.5	1472.4	1.4364	4.8217
50	2032.63	.0635	421.7	1473.7	1.5135	4.7696
55	2309.71	.0557	447.1	1473.1	1.5920	4.7172
60	2614.32	.0489	473.1	1471.3	1.6993	4.6639

기 상태 (2)에서 포화증기상태 (3)으로 냉각된 뒤 다시 포화액체상태(4)로 응축된다. 응축기를 향류 열교환기라고 하면, 이 과정에서 냉각수의 온도는 T_a 에서 T_b 로, 다시 T_b 에서 T_c 로 증가된다. 응축기에서 냉매가 과열증기상태(2)에서 포화증기 상태(3)으로 변하는 부분에 대하여 다음 식이 성립된다.

$$\dot{Q}_{h_1} = \dot{m} (h_2 - h_3) \dots \dots \dots (5)$$

$$= (mc)_n (T_c - T_b) \dots \dots \dots (6)$$

$$= (AU)_{h_1} \frac{(T_2 - T_c) - (T_3 - T_b)}{\ln \left(\frac{T_3 - T_c}{T_3 - T_b} \right)} \dots \dots \dots (7)$$

식 (5)는 냉매가 잃은 열량이며, 식 (6)은 냉각수가 얻은 열량이다. 식 (7)은 냉매와 냉각수 사이의 열전달을 나타낸다. 마찬가지로 응축되는 부분에 대하여서는

$$\dot{Q}_{h_2} = \dot{m} (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (8)$$

$$= (mc)_k (T_b - T_a) \dots\dots\dots (9)$$

$$= (AU)_{h_2} \frac{T_b - T_a}{\ln \left(\frac{T_3 - T_a}{T_3 - T_b} \right)} \dots\dots\dots (10)$$

기화기에서는 저온의 냉매가 브라인(또는 주위)으로부터 열을 흡수하면서 기화하는 열교환기이며, 이 과정에서 브라인의 온도는 T_d 에서 T_e 로 냉각된다. 기화기에서의 열전달이 사이클에서의 냉동 능력이다.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} (h_1 - h_5) \dots\dots\dots (11)$$

$$= (mc)_l (T_d - T_e) \dots\dots\dots (12)$$

$$= (AU)_l \frac{T_d - T_e}{\ln \left[\frac{(T_d - T_1)}{(T_e - T_1)} \right]} \dots\dots\dots (13)$$

식 (11)은 냉매가 얻은 열량, 식 (12)는 브라인이 잃은 열량, 식 (13)은 냉매와 브라인 사이의 열전달을 나타낸다. 식 (7), (10) 및 (13)은 매질의 비열이 일정한 경우에만 성립한다.

압축기에 공급되는 동력은

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (14)$$

$$= (\dot{Q}_{h_1} + \dot{Q}_{h_2}) - \dot{Q}_1 \dots\dots\dots (15)$$

이 냉동사이클의 성능계수는

$$COP = \dot{Q}_1 / \dot{W}_c = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots (16)$$

식 (12)와 (13)에서

$$T_e = T_1 + (T_d - T_1) \exp(-N_l) \dots\dots (17)$$

$$N_l = (AU)_l / (mc)_l \dots\dots\dots (18)$$

냉각수의 입구온도 T_a 와 브라인의 입구온도 T_d 가 주어지면, 기화온도 T_1 과 응축온도 T_3 는 $T_1 < T_d, T_3 > T_a$ 의 조건하에서 임의로 결정될 수 있다.

$T_a, T_d, (mc)_l, (mc)_h$ 및 $(AU)_l$ 이 주어지고 T_1 와 T_3 가 결정되면 식 (1)-(18)을 이용하여 나머지 변수 $h_1, h_2, h_3, h_4, T_e, \dot{Q}_1, \dot{m}, \dot{Q}_{h_1}, \dot{Q}_{h_2}, T_b, (AU)_{h_1}, T_e, (AU)_{h_2}, \dot{W}_c$ 및 COP가 결정될 수 있다.

4. 장치비용을 고려한 최적 설계조건

브라인의 온도와 기화온도의 차이 ($T_d - T_1$)이 클수록 일정한 냉동능력에 대하여 냉매유량이 감소하며, 또 열관류율 U 가 주어졌을 때 열교환기(기화기)의 크기 A 가 감소한다. 응축기의 경우에도 온도차이 ($T_3 - T_a$)에 대하여 비슷하게 적용된다.

압축기만을 고려하면, 온도차이 ($T_3 - T_1$)이 작고, 냉매유량 \dot{m} 이 작을수록 압축기의 동력 \dot{W}_c 는 작아진다. 압축기의 소요동력이 크면 압축기의 크기가 커야 하며, 따라서 압축기의 비용이 커진다. 그러나 ($T_3 - T_1$)이 작아지면, 열교환기의 평균 온도차이도 작아져서 열교환

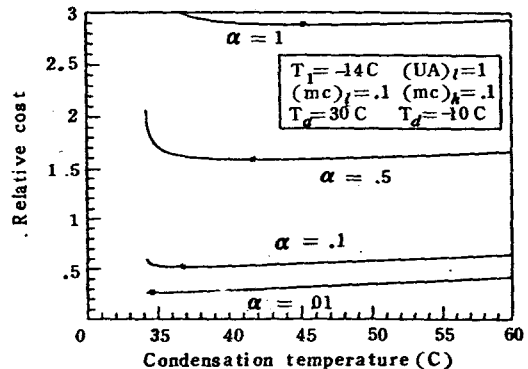


Fig. 2 Relative cost vs. condensation temperature

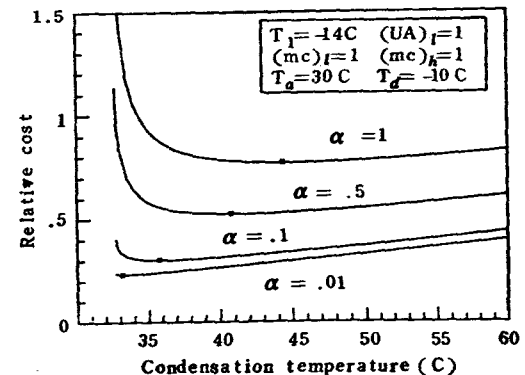


Fig. 3 Relative cost vs. condensation temperature

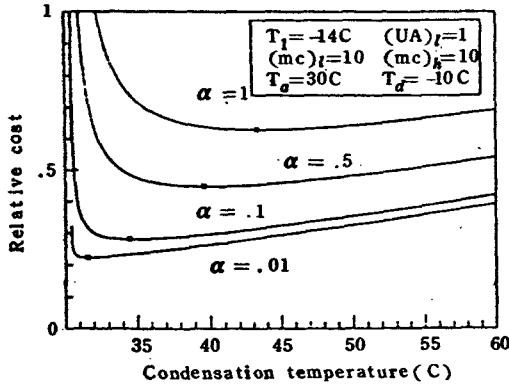


Fig. 4 Relative cost vs. condensation temperature

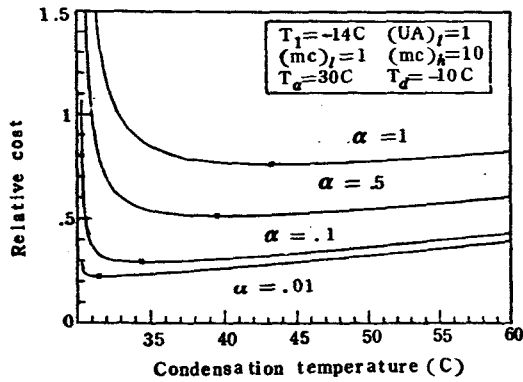


Fig. 5 Relative cost vs. condensation temperature

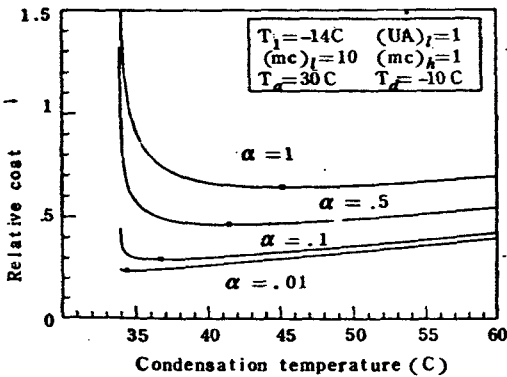


Fig. 6 Relative cost vs. condensation temperature

기(기화기와 응축기)의 크기가 커져서 열교환기의 비용이 증가한다. 따라서 일정한 냉동 능력에 대하여 압축기와 열교환기의 총합비용이 최소가 되는 온도조건이 존재함을 알 수 있다.

이제 압축일의 기본비용에 대하여 열교환기의 상대비용을 α 라고 하면 장치비용을 고려한 최적 설계조건은 상대비용 $[\dot{W}_c + \alpha(AU)_{total}] / \dot{Q}_l$ 이 최소가 되는 조건이다.

5. 계산결과 및 토의

T_1 과 T_3 를 변화시키면서 상대비용 $[\dot{W}_c + \alpha(AU)_{total}] / \dot{Q}_l$ 이 최소가 되는 조건을 구할 수 있다. 표 2는 개인용 컴퓨터(Apple IIe)를 이용하여 구한 최적조건을 나타낸다. α 값이 커질수록 평균온도차이가 큰 쪽에서 최적조건이 존재하며, 냉각수 및 브라인의 열용량을 $(mc)_h$ 와 $(mc)_l$ 이 클수록 최적조건에서의 평균온도 차이는 감소한다.

그림 2-6는 $T_1 = -14^\circ\text{C}$ 로 고정하였을 때, 응축온도 T_3 와 상대비용 $[\dot{W}_c + \alpha(AU)_{total}] / \dot{Q}_l$ 의 관계를 보여준다. 그림에서 *는 상대비용이 최소가 되는 조건을 나타낸다. 그림에서도 열교환기의 가격(α)가 클수록 최적조건에서 평균 온도차이가 커짐을 볼 수 있다. 또는 냉각수의 열용량을 $(mc)_h$ 와 브라인의 열용량을 $(mc)_l$ 이 클수록 최적조건에서 온도차이 $(T_3 - T_a)$ 와 $(T_d - T_1)$ 이 작아진다.

6. 결 론

암모니아(냉매 717)를 냉매로 사용하는 표준 냉동사이클을 해석하기 위하여 암모니아의 성질을 간단한 공식으로 근사화하였다.

같은 냉동효과당 기화기와 응축기에서의 열전달을 고려하여 열교환기와 압축기를 모두 포함한 총합비용이 최소가 되는 최적조건이 존재함을 수치적 시뮬레이션을 통하여 확인하였다. 최적조건은 냉각수 및 브라인의 열용량에 관계되며, 브라인의 입구온도를 -10°C , 냉각수의 입구온도를 30°C 로 하고, 기화기의 열관류율과 전열면적의 곱 $(AU)_l = 1 \text{ kW}^\circ\text{C}$ 로 하였을

Table 3 Optimum conditions for $T_a = 30^\circ\text{C}$, $T_d = -10^\circ\text{C}$, $(AU)_c = 1$

$(mc)_i$	$(mc)_h$	α	T_1	T_3	Relative cost
0.1	0.1	0.01	-13.0	33.6	0.25707
0.1	0.1	0.1	-18.8	40.8	0.43731
0.1	0.1	1.0	-31.8	57.7	1.10252
0.25	0.25	0.01	-12.0	32.7	0.23323
0.25	0.25	0.1	-15.9	38.2	0.35632
0.25	0.25	1.0	-25.6	52.1	0.79633
0.5	0.5	0.01	-11.6	32.5	0.22273
0.5	0.5	0.1	-14.7	36.9	0.32062
0.5	0.5	1.0	-23.0	49.6	0.66477
1.0	1.0	0.01	-11.4	31.9	0.21636
1.0	1.0	0.1	-14.2	35.9	0.30020
1.0	1.0	1.0	-21.6	46.9	0.59124
1.0	10.0	0.01	-11.6	31.4	0.21373
1.0	10.0	0.1	-14.8	34.4	0.29153
1.0	10.0	1.0	-23.4	42.9	0.56063
10.0	10.0	0.01	-11.3	31.5	0.21014
10.0	10.0	0.1	-13.9	34.5	0.27973
10.0	10.0	1.0	-21.0	43.2	0.51865
100.0	100.0	0.01	-11.3	31.4	0.20947
100.0	100.0	0.1	-13.9	34.3	0.27754
100.0	100.0	1.0	-21.0	42.7	0.51096

때의 최적 조건이 표 2에 주어져 있다.

또 위와같은 조건에서 기화온도를 -14°C 로 할 때, 응축온도에 따른 상대비용의 변화는 그림 2-6과 같다.

브라인과 냉각수의 열용량을 $(mc)_i$ 과 $(mc)_h$ 가 커질수록 최적조건에서의 응축온도는 낮아진다. 또 압축기의 비용에 대한 열교환기의 비용(α)가 커질수록 최적조건에서의 냉각수 온도와 응축온도의 차이가 커진다.

냉각수와 브라인의 열용량이 주어질때 냉동사이클에 필요한 냉각수와 응축온도 사이의 최소온도차가 존재한다. 즉 예를들어 그림 2에서 기화온도가 -14°C 일때 응축온도가 34.2°C 미만에서는 냉각수의 열용량을 증가시키지 않으면 이 사이클의 조건이 유지될 수 없다.

참 고 문 헌

1. Van Wylen G. J., & Sonntag, R. E., Fundamentals of Classical Thermodynamics, John Wiley & Sons, Inc., 1976
2. 정평석 · 노승탁, "열교환 과정을 고려한 랭킨 사이클의 성능해석," 대한기계학회 논문집, 제 10권, 제 1호, pp 150-156, 1986.
3. ASHRAE, 1985 Fundamentals Handbook, 1985.
4. Ražnjevic, K., Handbook of Thermodynamic Tables and Charts, Hemisphere Publ. Corp., 1976.