

증온수 흡수식 냉동기의 열전달 면적 최적화

정시영, 조광운^{*†}, 이상수^{*}

서강대학교 기계공학과, *서강대학교 기계공학과 대학원

Optimization of Heat Transfer Area Distribution for a Hot Water Driven Absorption Chiller

SiYoung Jeong, Kwang Woon Cho[†], Sang Soo Lee

Department of Mechanical Engineering, Sogang University, sinsu 1 mapo Seoul, Korea

(Received January 5, 2000; revision received February 10, 2000)

ABSTRACT: The major irreversibilities in absorption chillers are associated with the transfer of heat into and out from the machine and irreversible process inside the machine. By modeling only external irreversibilities(endo-reversible), a model was formulated to predict the ideal performance of a single-effect absorption chiller. Its actual performance including both external and internal irreversibilities was calculated with a in-house simulation program. The optimization of heat transfer area distribution was performed for both endo-reversible cycle and actual cycle. The equation of endo-reversible modeling was found to give about 2times higher cooling capacity than the simulation program. At optimal distribution, it was found that heat transfer area of the evaporator was about 30% of total area, that of the generator was 20%, and the rest 50% was for the absorber and condenser. The system COP for endo-reversible cycle was slightly higher than that for actual cycle. In the case of LiBr-water single-effect absorption chiller, the maximum cooling capacity was obtained near the condition that LMTD is same at all heat exchangers.

Key words: Optimization(최적화), Absorption chiller(흡수식 냉동기), Heat transfer area(열전달 면적), Simulation(시뮬레이션)

기호설명

A : 흡수기, 열전달면적[m²]
 aH : 고온부의 열전달 면적비
 aL : 저온부의 열전달 면적비
 C : 응축기
 COP : 성능계수
 C_p : 비열[kJ/kg°C]
 E : 증발기
 G : 재생기

H : 고온부
 j : 열교환기 단위 면적당 가격 [Won/m²]
 J : 전체 열교환기 가격 [Won]
 L : 저온부
 $LMTD$: 대수평균 온도차 [°C]
 \dot{m} : 질량유속[kg/s]
 O : 증온부
 \dot{Q} : 열전달량 [W]
 SHX : 용액열교환기
 r : 응축기에 대한 흡수기의 면적비
 T : 온도 [K]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-712-0799

E-mail address: kuku74@yahoo.com

- t : 외부 열전달 매체의 온도 [K]
 U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]
 UA : 총괄열전달계수 \times 열전달면적 [$W/^\circ C$]

하첨자

- A : 흡수기
 C : 응축기
 E : 증발기
 G : 재생기
 H : 고온부
 L : 저온부
 O : 중온부
 i : 각 열교환기

그리스 문자

- ξ : 농도 [%]

1. 서론

최근 CFC물질의 규제에 의해 흡수식 냉동기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있고, 흡수식 냉동기의 시장은 점점 커지고 있다. 흡수식 냉동기에서는 제조원가 중 열교환기가 차지하는 비율이 높기 때문에 각 열교환기의 면적을 최적화 하는 것은 대단히 중요하다. 그러나 이처럼 중요한 흡수식 냉동기의 열교환기 면적의 설계가 지금까지는 이론적인 확립 없이 대부분 경험에 의하거나 추측에 의해 수행되어 왔다.

흡수식 냉동기의 열전달 면적 최적화에 관한 이론적 연구로서 Ziegler^(1,2)는 냉동기 내부에서의 과정은 가역적인 것으로 가정하고 외부의 열전달 매체와의 열전달은 비가역 과정으로 하는 endo-reversible 과정을 적용해 외부와의 열전달 과정에서의 엔트로피증가를 최소화시켜 열전달 면적의 최적화를 수행하였다. 그는 초기투자비와 운전비에 대한 측면을 모두 고려해 그에 따른 최적화 곡선을 제시하였다.

Herold^(3,4)는 냉방용량을 최대화하기 위해서는 일중효용의 경우에 각 열교환기의 열전달 면적을 같게 두어야 한다고 하였다. 또한 Herold는 흡수식 냉동기를 endo-reversible로 가정하여 각 열교환기의 UA와 외부온도가 주어지면 냉동기의

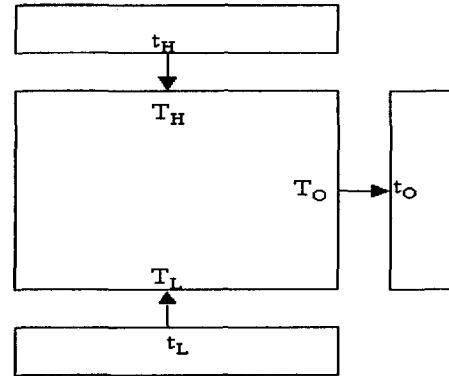


Fig. 1 Endo-reversible model of an absorption refrigerator.

성능을 반복계산 없이 구할 수 있는 식을 제시 하였으나 일부 가정이 비현실적인 측면이 있다. 이밖에도, Tozer⁽⁵⁾은 흡수식 냉동기를 두 개의 Carnot사이클로 가정하여 전체 UA가 일정한 조건하에 엔트로피 증가를 최소화하는 식을 제시하였다.

본 연구에서는 흡수식 냉동기의 열전달 면적 최적화를 체계적으로 수행하기 위하여 우선 가장 간단한 일중효용 흡수식 냉동기를 해석 대상으로 선정하였다. 그리고 이에 대하여 endo-reversible 가정을 적용하여 각 열교환기의 총괄 열전달계수와 열전달 면적이 주어졌을 때 냉방용량과 COP를 구할 수 있는 식을 제시하였다. 이어서 시스템 내부에 비가역성이 존재하는 실제 흡수식 냉동기에 대하여 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 총 열전달 면적이 주어졌을 때 최적의 열전달 면적분배 방안을 연구하였다.

이전까지의 연구에서는 이론적인 최적화만이 수행되었으나 본 연구에서는 실제 흡수식 냉동기에 대한 최적화를 수행하였으므로 본 연구의 결과는 실제 흡수식 냉동기의 기본 설계에 중요한 자료로 활용될 수 있을 것이다.

2. endo-reversible 사이클

흡수식 냉동기를 endo-reversible 사이클로 가정하면 Fig. 1과 같이 고온, 중온, 저온의 열저장조와 열교환을 하는 장치로 표시할 수 있다. 고온항온조(t_H)에서는 재생기(T_H)에 구동열을 공급한다. 흡수기와 응축기는 동일한 온도 T_O 로 가정

하며 냉각수(t_o)에 열을 방출한다. 냉수(t_L)는 증발기(T_L)에 열을 빼기며 냉각된다. 이 시스템에 정상상태의 열역학 제1법칙을 적용하면

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_o \quad (1)$$

로 표시된다. 위의 식에서 주변에 방출하는 열은 흡수기와 응축기에서 방출하는 열의 합이다.

Endo-reversible 사이클의 정의에 따라 시스템 내부에서는 가역과정이므로 열역학 제2법칙에 의하여

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_H} + \frac{\dot{Q}_L}{T_L} = \frac{\dot{Q}_o}{T_o} \quad (2)$$

이 된다.

또한 각 열교환기에서의 열전달량은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_H = U_H A_H (t_H - T_H) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_L = U_L A_L (t_L - T_L) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_o = U_o A_o (T_o - t_o) \quad (5)$$

각 열교환기에서 총괄열전달계수 U_i , 열전달 면적 A_i , 외부온도 t_i 가 주어질 때 위 방정식의 해 (T_i, \dot{Q}_i)를 구하기 위해서는 하나의 식이 더 필요한데, 이는 LiBr/H₂O의 증기압 곡선에서 일중효용흡수식 사이클에서는 T_H 와 T_o 의 차이가 T_o 와 T_L 의 차이과 거의 같다는데 착안하여 다음과 같은 식을 적용하였다.

$$T_H - T_o = T_o - T_L \quad (6)$$

식(3)(4)(5)를 식(1)에 대입하고 식(6)에서

$$T_H = 2T_o - T_L \quad (7)$$

이므로 식(1)은

$$T_o = aT_L + b \quad (8)$$

이 되고 여기에서 a, b 는 다음과 같다.

$$a = \frac{U_H A_H - U_L A_L}{2U_H A_H + U_o A_o}$$

$$b = \frac{U_H A_H t_H + U_L A_L t_L + U_o A_o t_o}{2U_H A_H + U_o A_o} \quad (9)$$

이어서 식(3)~(5)를 식(2)에 대입하고 식(7)을 적용하면 식(2)도 T_o 와 T_L 을 변수로 갖는 식으로 정리된다. 이렇게 정리된 식에 식(8)을 대입하여 T_o 를 소거하면 T_L 은 다음과 같이 삼차식으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} & (U_H A_H + U_L A_L + U_o A_o)a(1-2a)T_L^3 \\ & + \{(b-4ab+at_H)U_H A_H \\ & + (2a^2 t_L + b-4ab-at_L)U_L A_L \\ & + (b-4ab+2at_o-t_o)U_o A_o\}T_L^2 \\ & + \{(bt_H-2b^2)U_H A_H + (4abt_L-bt_L-2b^2) \\ & U_L A_L + (2bt_o-2b^2)U_o A_o\}T_L \\ & + 2b^2 t_L U_L A_L = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

식(10)에서 T_L 이 구해지면 T_o 는 식(8)에 의하여 T_H 는 식(6)에 의해 구할 수 있다. 이렇게 흡수식 냉동기의 내부온도를 모두 구하고 나면 각 열교환기에서의 열전달량은 식(3)~식(5)로 구할 수 있고, COP는 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (11)$$

3. 열전달 면적 분배의 최적화

일중효용 흡수식 냉동기에서 각각의 열교환기의 단위 면적당 가격을 j_i 라 하면 열교환기에 소요되는 총 가격은 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$J = j_G A_G + j_E A_E + j_C A_C + j_A A_A \quad (12)$$

만약 각 열교환기의 단위 면적당 가격이 j 로 동일하다면 위 식은

$$A = J/j = A_G + A_E + A_C + A_A \quad (13)$$

Table 1 Reference design value of single effect absorption chiller

| COP | | 0.767 | | | |
|-------------------------|----------------------|-----------------------|-----------|------------------|----------|
| Component | T[°C] | P[bar] | ξ [%] | Q[W] | UA[W/°C] |
| G | 87.7 | 0.077 | 60.4 | 4600 | 915 |
| A | 34.3 | 0.008 | 55.4 | 4360 | 703 |
| C | 40.9 | 0.077 | | 3750 | 750 |
| E | 4.08 | 0.008 | | 3520 | 870 |
| SHX | | | | 1350 | 110 |
| Heat transfer Medium in | T _{in} [°C] | T _{out} [°C] | | \dot{m} [kg/s] | |
| Hot water | 95.0 | 80.0 | | 0.073 | |
| Cooling water | 32.0 | 37.0 | | 0.387 | |
| Chilled water | 12.0 | 7.00 | | 0.168 | |
| Solution | | | | 0.018 | |

로 표시되며, 총열교환기의 가격을 고정시키는 것은 총열전달 면적을 고정하는 것을 의미한다. 본 연구에서는 각 열교환기의 단위 면적 당 가격이 동일하다고 가정하고 열교환기의 총면적 A가 일정하다는 구속 조건하에서 냉방용량을 목적함수로 하는 최적화를 실시하였다.

식(5)에서 주변으로 열을 방출하는 열교환기는 흡수기와 응축기이므로

$$A_A + A_C = A_O \quad (14)$$

이고, 흡수기와 응축기는 동일한 온도 T₀를 갖는 것으로 가정하였으므로

$$U_A A_A + U_C A_C = U_O A_O \quad (15)$$

이다.

식 (14)와 식(15)에서 U₀는 다음과 같이 표시되며

$$U_O = \frac{U_C + r \cdot U_A}{1 + r} \quad (16)$$

$$r = \frac{A_A}{A_C}$$

본 연구에서는 면적을 변화 시킴에 있어서 흡수기와 응축기의 면적비 $r = A_A/A_C$ 는 항상 고정시키고 계산을 수행하였다.

4. Endo-reversible 사이클에서의 계산결과

실제적인 데이터에 근거한 계산을 위하여 IRT의 냉방용량을 갖는 일중효용 흡수식 냉동기의 사양을 기준으로 사용하였다. 일중효용 흡수식 냉동기의 사이클 계산은 잘 알려져 있으므로 여기에서는 계산방법에 대해서는 설명하지 않겠다. 기준 사이클에서 설계조건은 온수는 95°C로 들어와 80°C로 나가고, 냉각수는 32°C로 들어와 37°C로, 냉수는 12°C로 들어와 7°C로 나가는 것으로 가정하였으며, 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기 네 개의 열교환기에서의 열전달 매체간의 대수평균 온도차가 5K이 되도록 하였다. 또한 농도폭은 5%, 용액열교환기의 효율은 0.8로 가정하였다. 이러한 가정하에서 계산된 기준점이 Table 1에 나와있다. Table 2에는 각 열교환기에서의 대표적인 총괄 열전달계수와 각부분의 면적이 표시되어 있다⁽⁶⁾.

Table 2 Overall heat transfer coefficient of the components of a single-effect LiBr/H₂O absorption chiller

| | G | E | C | A | A+C | Total |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| U[W/m ² °C] | 1200 | 2600 | 5500 | 1500 | 2260 | |
| A[m ²] | 0.763 | 0.270 | 0.136 | 0.580 | 0.716 | 1.749 |

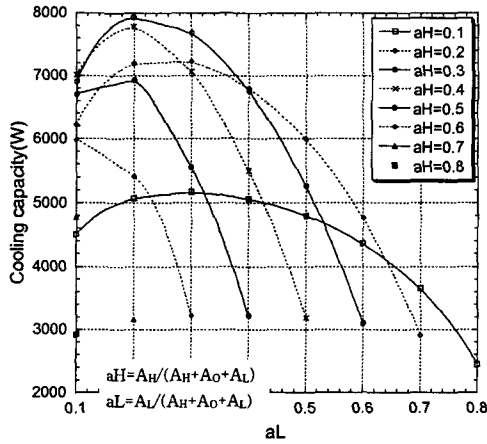


Fig. 2 Effect of heat transfer area distribution on cooling capacity for endo-reversible cycle.

이제 총열전달 면적, 각 열교환기에서의 총괄 열전달계수 그리고 흡수기와 응축기의 면적비 r 이 결정되었으므로 주어진 열교환기 면적을 변화시키며 endo-reversible 사이클에서의 성능을 계산 할 수 있다.

Fig. 2에는 endo-reversible 사이클에서 각열교환기의 면적 분배에 따른 냉방용량을 나타내었다. 최대의 냉방용량을 나타내는 열전달 분배는 재생기에 30%, 증발기에 20%, 그리고 흡수기와 응축기에 50%인 경우로 나타났다. 이때 최대 냉방용량은 7940W로 나타났다. 계산에 사용된 면적이 냉방용량 1RT(3520W)인 실제 흡수식 냉동기를 기준으로 선정한 면적인 것을 고려하면 동일한 총 열교환기 면적에서 이상적인 endo-reversible 사이클이 실제 사이클의 2배가 넘는 냉동효과를 나타내는 것을 알 수 있다. Fig. 3에는 면적 분배에 따른 COP를 나타내었다. 여기서는 면적 분배를 재생기에 10%, 증발기에 40%, 흡수기와 응축기에 50%로 하는 것이 COP를 최대로 하는 것으로 나타났다. 이점에서의 COP는 약 0.83인 반면, 최대 냉방용량을 나타내는 지점에서의 COP는 약 0.785이 나오는 것을 볼 수 있다. 이론적으로 COP는 재생기의 면적이 0에 접근할수록 증가하나 이 경우에는 냉방능력이 0에 접근하므로 실제 장치로서의 의미는 없다.

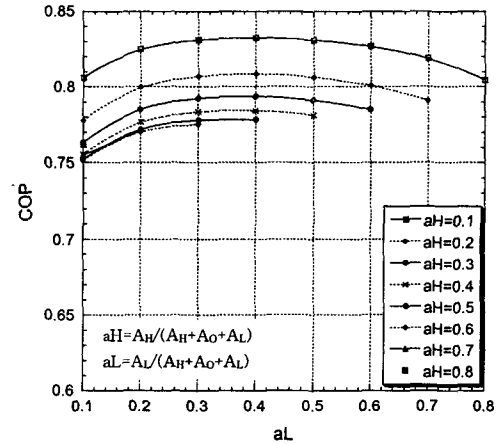


Fig. 3 Effect of heat transfer area distribution on COP for endo-reversible cycle.

5. 흡수식 냉동 사이클에서의 계산결과

내부 시스템이 가역 사이클이 아니고 실제 흡수식 냉동기에서 처럼 비가역적인 경우에는 내부 용액 열교환기에서의 열전달, 용액이 흡수, 분리되는 등의 과정에서의 비가역성에 의하여 성능이 endo-reversible 사이클에 비하여 저하된다. 실제 흡수식 냉동사이클에서의 최적화를 위하여 Jeong 등^(7,8)의 연구에서 개발된 프로그램을 활용하여 실제 흡수식 냉동 사이클에서 성능 변화를 알아보았다. 이 프로그램은 본래 동특성 해석을 위해 개발된 프로그램이며 각 열교환기의 UA와 열교환기에서의 열전달매체의 유량을 입력하면 각 열교환기의 열전달량을 시간에 따라 구할 수 있도록 구성되어있다. 본 연구에서는 열전달 면적을 변화시켜 입력하고 충분한 시간이 지난후 시스템이 정상 상태에 도달했을 때 계산결과를 얻었다.

Fig. 4에는 열전달 면적 분배에 따른 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 최대점은 endo-reversible 사이클과 마찬가지로 재생기로 30%, 증발기로 20%, 그리고 흡수기와 응축기에 50%를 분배하는 것이 최대로 나타났다. 이때 최대값은 3630W였다. 최초 기준점(1RT=3520W)에서의 분배비가 재생기로 43%, 증발기로 16%, 그리고 흡수기와 응축기에 41%인 것을 생각하면 최적점이 기준점보다 재생기로의 열전달 면적분배가 작아

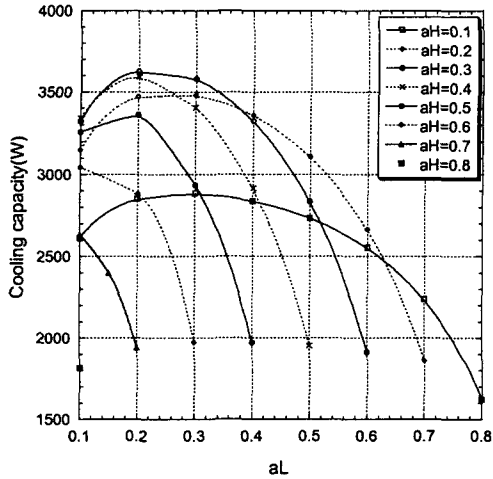


Fig. 4 Effect of heat transfer area distribution on cooling capacity for absorption refrigerator cycle.

진 것을 볼 수 있는데, 열교환 온도가 다른 열교환기에 비해 높기 때문이다. 열전달 과정에서의 엔트로피 발생량은 같은 온도차를 두고 열교환한다 하더라도 열교환 온도가 높을수록 작아지기 때문에 고온의 열교환기보다 저온의 열교환기로 면적을 더 분배하는 것이 유리하다. Fig. 5에는 열전달 면적분배에 따른 COP의 변화를 보여주고 있다. 최대값은 재생기로 10%, 증발기로 30%, 흡수기와 응축기로 60%로 분배하는 곳에서 0.794로 나왔다. 냉방용량이 최대가 되는 점에서의 COP는 0.777로 나왔다. Table 3에 냉방용량이 최대가 되는 최적점에서의 주요 설계치가 정리되어 있다.

6. Endo-reversible 사이클과 실제 흡수식 냉동 사이클의 차이

위에 계산된 두 경우를 비교하여 보면 Endo-reversible 사이클과 실제 흡수식 냉동 사이클은 동일한 열전달 면적과 동일한 총괄 열전달계수에서도 냉방용량에 있어서 2배 이상의 큰 차이를 보이고 있다. 이러한 차이를 나타내는 이유 중 하나는 endo-reversible 사이클에서는 고온, 중온, 저온열원을 열저장조로 생각하여 온도가 변하지 않는 것으로 가정하였고 실제 흡수식 냉동사이클

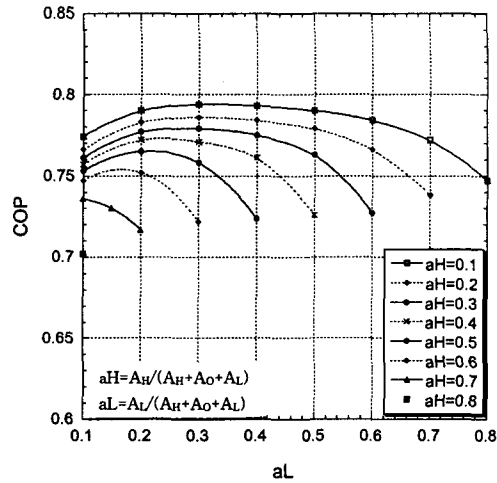


Fig. 5 Effect of heat transfer area distribution on COP for absorption cycle.

에서는 열교환기를 통과하는 열전달 매체의 유량을 실제와 비슷하게 유한한 값을 주었기 때문이다. 즉, 실제 경우에는 기준점에서 열원의 온도는, 온수는 95°C에서 80°C로, 냉각수는 32°C에서 37°C로, 냉수는 12°C에서 7°C로 변하게 된다. 이렇게 열원의 온도가 변하게되므로 평균적인 열원의 온도가 재생기와 증발기에서는 낮아지고 응축기에서는 높아지므로 이에 따라 각 열교환기에서의 대수평균온도차가 줄어들게 된다.

외부열원의 유한한 유량에 따른 냉방용량의 감소 효과를 알아보기 위하여 실제 흡수식 냉동기 사이클을 사용하되 외부 열전달 매체의 유량을 온도변화가 거의 없을 정도로 크게 하여 계산하였다. 이 경우에도 앞의 두 경우와 마찬가지로 재생기에 30%, 증발기에 20%, 그리고 흡수기와 응축기에 50%로 열전달 면적을 분배하는 것이 최대의 냉방용량을 나타냈으며 그 값은 5730W 정도였다.

Table 4에는 이 세가지 경우를 비교하였다. 이 표를 보면 endo-reversible 사이클에서 실제 흡수식 냉동기를 적용하면서 냉방용량이 감소하는 요인이 첫째, 시스템 내부의 비가역성과 모델의 차이에 의한 것(7940W에서 5730W로 약 24% 감소)과 열매체의 유한한 열용량에 의한 각 열교환기에서의 대수평균 온도차의 감소부분에 의한 것(5730W에서 3630W로 약 37%)으로 나누어 생

Table 3 Optimized design value of a single-effect absorption chiller

| COP | | 0.777 | | | |
|-------------------------|----------------------|-----------------------|-----------|------------------|----------|
| Component | T[°C] | P[bar] | ξ [%] | Q[W] | UA[W/°C] |
| G | 85.2 | 0.075 | 59.7 | 4670 | 570 |
| A | 33.7 | 0.008 | 54.7 | 4440 | 829 |
| C | 40.2 | 0.075 | | 3860 | 961 |
| E | 4.89 | 0.008 | | 3630 | 823 |
| SHX | | | | 1420 | 110 |
| Heat transfer Medium in | T _{in} [°C] | T _{out} [°C] | | \dot{m} [kg/s] | |
| Hot water | 95.0 | 79.7 | | 0.073 | |
| Cooling water | 32.0 | 37.1 | | 0.387 | |
| Chilled water | 12.0 | 6.84 | | 0.168 | |
| Solution | | | | 0.018 | |

Table 4 Comparison of maximum cooling capacities at each case

| | Endo-reversible | $\dot{m} C_{p \rightarrow \infty}$ | Actual modeling |
|---|--|--|--|
| Heat transfer coefficient [W/m ² °C] | U _H =1200 U _L =2600 U _O =2260 | U _H =1200 U _L =2600 U _A =1500 U _C =5500 | U _H =1200 U _L =2600 U _A =1500 U _C =5500 |
| Total area | 1.749 | 1.749 | 1.749 |
| Distribution of area[%] | A _H =30 A _L =20 A _O =50 | A _H =30 A _L =20 A _O =50 | A _H =30 A _L =20 A _O =50 |
| Temp. of external heat transfer medium[°C] | t _H =95(constant) t _o =32(constant) t _L =12(constant) | t _H =95(constant) t _o =32(constant) t _L =12(constant) | t _H =95 → 80 t _o =32 → 37 t _L =12 → 7 |
| Internal process | reversible | irreversible | irreversible |
| \dot{Q}_E [W] | 7940 | 5730 | 3630 |

각할 수 있다. 하지만 전자에서 내부의 비가역성에 의한 것보다는 모델의 차이에 의한 감소가 훨씬 크다. 이는 endo-reversible 모델에서의 가정식(6)에 의한 것이다. Duering 선도에서의 순수물의 증기압 곡선과 LiBr/H₂O의 증기압 곡선이 완전히 평행하지 않기 때문이다. 실제로 압력이 높아질수록 두 직선의 간격은 커지게 되는데 이것을 무시함으로써 인해 각 열교환기에서의 대수평균 온도차가 모두 크게 결정된 것이다. 동일한 비율로 커졌기 때문에 열전달량의 비로 표현되는 COP는 크게 차이 나지 않지만 냉방용량은 크게 예측하게 된 것이다.

7. 결론

일중효용 흡수식 냉동기의 열교환면적을 최적

화하기 위해 흡수식 냉동기를 endo-reversible로 가정하여 성능을 계산할 수 있는 식을 제시하였고, endo-reversible 사이클과 실제 흡수식 사이클에 대한 열전달 면적 최적 분배에 관한 수치 해석적 연구를 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 동일한 총 열전달 면적과 총괄 열전달 계수 조건하에서 냉방용량의 경우 각 열교환기의 대수평균 온도차를 균일하게 하는 것에 비해 재생기로의 면적을 작게 분배하는 곳에서 최대치가 나타났다.

(2) COP는 두 경우 모두 재생기의 면적이 줄어들수록 증가하는 것으로 나타났다. endo-reversible 사이클의 COP 최대치는 0.83정도로 실제 사이클에서의 최대치 0.79보다 약간 높게 나타났다.

(3) endo-reversible에서 재생기와 응축기와 온도차를 흡수기와 증발기의 온도차와 같게 두는 가정은 각 열교환기에서의 대수평균 온도차가 모두 커지는 함으로써 냉방용량을 실제흡수식 모델 보다 크게 예측하게 하였다. 하지만 내방용량의 열전달면적에 따른 경향과 COP 값은 복잡한 실제 흡수식 사이클 모델과 비슷하게 예측하는 것을 볼 수 있다.

(4) 열전달 면적분배에 있어서 재생기와 같이 고온에서 작동하는 열교환기 보다는 증발기와 같은 저온에서 작동하는 열교환기에 대수평균 온도차가 작아지도록 하는 것이 엔트로피발생 측면에서 유리한 것을 알 수 있었다.

참고문헌

1. F. Ziegler, 1999, Discussion of optimized design of endo-reversible heat transformation cycles, ISHPC'99, Proc. of the int. Sorption Heat Pump Conf., pp. 459-464.
2. F. Ziegler, F. Summerer, 1998, An approach for assessing the economics of sorption chillers, ASHRAE.
3. K. E. Herold, 1999, Performance predictions of absorption cycles using
4. K. E. Herold, 1997, An analysis of the major variables impacting performance of absorption chillers and heat pumps, an endo-reversible model, ISHPC'99, Proc. of the int. Sorption Heat Pump Con., pp. 465-470. Proceedings of the ASME, AES-Vol. 37, pp 349-356.
5. R. Tozer, B. Agnew, 1999, Optimization of ideal absorption cycles with external irreversibilities, ISHPC'99, Proc. of the int. Sorption Heat Pump Conf., pp. 453-457.
6. private communication with Century.
7. S. Jeong, 1990, Simulation des dynamischen Verhaltens einer periodisch wirkenden Absorption Waermepumpe mit dem Stoffgemisch Ammoniak/Wasser, RWTH Aachen, pp. 13-24.
8. S. Jeong, B. H. Kang, S. W. Karng, 1998, Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 1-12.