

## 프로세스 시뮬레이션에 의한 제 2종 흡수식 열펌프 성능에 관한 연구

A Study on the Performance of an Absorption Heat  
Transformer with Process Simulation

조 승 연\*, 김 영 인\*\*  
Seung Yon Cho Young in Kim

### ABSTRACT

The purpose of this study is to develop a computer model for simulating the water-lithium bromide absorption heat transformer (AHT) including all major components and to find the flexibility in operation.

The effect of source hot water temperature, cooling water temperature, useful hot water flow rate, cooling water flow rate and evaporator circulation flow rate were investigated. The coefficient of performance (COP), temperature boost ( $\Delta T = T_A - T_i$ ) and concentration variations can be predicted.

The performance study indicates that the performance of AHT increases for the waste hot water temperature increasing and with a decrease of the cooling water temperature. The effect on performances of useful hot water flow rate is significant except on temperature boost. Also the effects on performance of cooling water flow rate and evaporator circulation flow rate are small.

It is shown that the computer program is valuable to predict the performance of absorption heat transformer units at various working conditions.

#### 기 호 설 명

<p><math>A</math> : 전열 면적 (<math>m^2</math>)</p> <p><math>c</math> : 용액의 비열 (<math>kJ/kg \cdot ^\circ C</math>)</p> <p>COP : 성적 계수</p> <p><math>C_p</math> : 물의 비열 (<math>kJ/kg \cdot ^\circ C</math>)</p> <p><math>h(i)</math> : <math>i</math> 상태점에서의 엔탈피 (<math>kJ/kg</math>)</p> <p>LMTD: 대수 평균 온도차 (<math>^\circ C</math>)</p> <p><math>M</math> : 각 성분에서의 유적량 (<math>kg</math>)</p>	<p><math>m(i)</math> : <math>i</math> 상태점에서의 유량 (<math>kg</math>)</p> <p><math>P(i)</math> : <math>i</math> 상태점에서의 압력 (<math>kPa</math>)</p> <p><math>Q</math> : 열량 (<math>kJ/hr</math>)</p> <p><math>T(i)</math> : <math>i</math> 상태점에서의 온도 (<math>^\circ C</math>)</p> <p><math>U</math> : 총 열전달 계수</p> <p><math>X(i)</math> : <math>i</math> 상태점에서의 농도 (<math>1/100\%</math>)</p> <p style="text-align: center;">〈하 첨 자〉</p> <p><math>A</math> : 흡수기</p>
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

\* 한국과학기술원 기계공학부

\*\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학부

- C : 응축기
- c : 냉각수측
- D : 기준 설정 조건
- E : 증발기
- G : 발생기
- i : 폐온수측
- in : 영역 안으로의 유입측
- inlet : 입구 상태
- out : 영역 밖으로의 유입측
- outlet: 출구 상태

### 1. 서 론

여러번에 걸친 에너지 위기로 인하여 에너지 문제가 급속히 대두되면서 다방면에서 에너지 절약을 위한 연구가 행하여져 왔다. 그 중 한 방법으로 산업체에서 버려지는 폐수나 폐증기를 재활용할 수 있는 제2종 흡수식 열펌프(Absorption Heat Transformer, AHT)의 연구가 활발히 진행되고 있다.

종래에는 산업체에서 나오는 폐열을 버리거나 또는 단순히 열교환기 만으로 회수하였으므로 폐열보다 낮은 레벨의 에너지를 얻을 수 밖에 없었다. 따라서 폐열을 회수하여 좀 더 높은 레벨의 에너지-에를 들면 폐열의 온도보다 높은 온도의 공정수나 공정증기-를 얻을 수 있는 AHT의 개발은 에너지 절약에 상당히 기여함이 증명되어 왔다.

G. Grossman은 폐열이용 흡수식 열펌프의 개념적 설계이론을 행하였고<sup>(1)</sup>, 또한 작동유체가 LiBr-H<sub>2</sub>O인 경우 폐열온도와 냉각수 온도 변화에 대한 성능분석을 행하였다.<sup>(2)</sup> 또한 흡수식 열펌프의 성능을 향상시키기 위하여 흡수기와 발생기에 단열 발생과정을 도입하였다.<sup>(3)</sup> ORNL에서는 42 KW급 실험용 흡수식 열펌프를 설치하여 여러 조건에 대한 실험적 성능분석과<sup>(4)</sup>, 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 성능분석을 행하였다.<sup>(5)</sup> 柏木孝夫 등의 흡수식 열펌프의 각 열교환기에서 열 및 물질교환을 고려한 컴퓨터 시뮬레이션에 관한 연구<sup>(6)</sup>와 Ikeuch 등의 2종 2단 흡수식 열펌프의 실험적 연구도 있다.<sup>(7)</sup>

국내 연구로 최영돈은 AHT 흡수기내 관군의 열전달 계수가 AHT의 성능에 미치는 영향을 이론적으로 해석하였고<sup>(8)</sup>, 강병하는 AHT 각 주요성분의 효율이 성능에 미치는 영향을 분석하였다.<sup>(9)</sup>

본 연구에서는 한국과학기술원에 설치되어 있는 AHT에 대한 프로세스 시뮬레이션을 통해 폐열온도, 냉각수 온도, 이용온수 유량, 냉각수 유량 및 증발기 작동매체 순환량의 변화가 성능에 미치는 영향을 살펴 보았다.

### 2. 이론 해석

#### 2.1 제2종 흡수식 열펌프(AHT) 작동 사이클

AHT는 5부분의 열교환기-발생기, 응축기, 증발기, 흡수기 그리고 용액 열교환기-로 이루어지며 그 작동 사이클은 Fig.1에 보인다.

AHT는 발생기와 응축기로 이루어지는 저압부와 증발기와 흡수기로 이루어지는 고압부로 구성된다. 저압부 압력은 응축기내로 들어가는 냉각수 온도와 응축기내 전열관의 표면온도와와의 차에 의해 결정되며 고압부 압력은 증발기 내로 들어가는 폐열원 온도와 증발기내 전열관 표면온도 차에 의해 결정된다.

본 연구에서는 열원으로 폐온수를 사용하며 이 폐온수는 발생기와 증발기로 들어간다. 증발기내에서, 폐온수에 의해 열을 얻어 포화증기 상태로 된 작동매체는 흡수기로 가서 발생

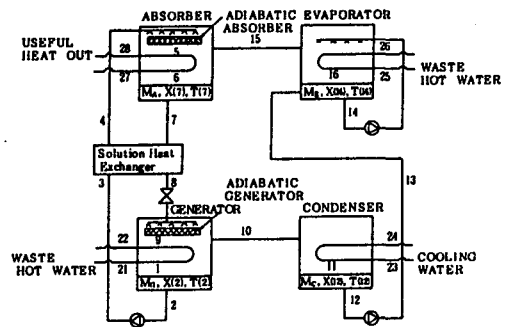


Fig.1 Schematic diagram of an absorption heat transformer cycle.

기에서 넘어오는 LiBr 농용액에 흡수되어 희용액으로 된다. 이러한 흡수 과정에서 발생하는 열량에 의해 흡수기를 통하는 온수가 가열되고, 얻어지는 온수 온도는 흡수되는 작동매체 증기의 포화온도 보다 용액의 비등점 상승분 만큼 높게 된다. 또한 발생기 내에서 폐온수에 의해 열을 얻어 흡수기에서 내려오는 희용액은 가열되어 비점이 낮은 물만을 증발, 분리하여 과포화상태의 증기 상태로 응축기에 보내고 농축된 LiBr-H<sub>2</sub>O 농용액은 용액 펌프에 의해 열교환기를 지나 흡수기로 들어간다. 또한 응축기로 보내진 작동매체 증기는 냉각되어 작동매체 펌프에 의해 증발기로 들어간다.

AHT 사이클의 평형상태도를 Dühring 선도에 나타내면 Fig. 2와 같다. 여기서 각 상태점은 Fig. 1에서와 같다.

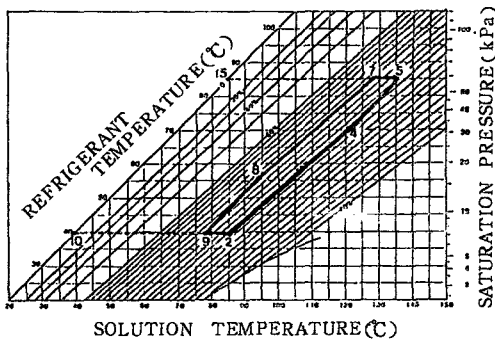


Fig. 2 An absorption cycle on the equilibrium chart for water-lithium bromide solution; state points correspond to the AHT cycle of Fig. 1.

2.2 기본 방정식

AHT 사이클을 해석하기 위한 기본 방정식은 다음과 같다.

(1) LMTD 방정식

$$Q = UA \cdot (\text{LMTD}) = m \cdot C_p \cdot (T_{\text{inlet}} - T_{\text{outlet}}) \dots \dots \dots (1)$$

(2) 질량 평형 방정식

$$\frac{d}{dt} M = \sum m_{\text{in}} - \sum m_{\text{out}} \dots \dots \dots (2)$$

$$\frac{d}{dt} (M \cdot X) = \sum (m \cdot X)_{\text{in}} - \sum (m \cdot X)_{\text{out}} \dots \dots (3)$$

(3) 에너지 평형 방정식

$$Q + \sum m \cdot h = 0 \dots \dots \dots (4)$$

$$\frac{d}{dt} (M \cdot c \cdot T) = \sum (m \cdot h)_{\text{in}} - \sum (m \cdot h)_{\text{out}} (5)$$

(4) 상태 방정식

$$f_1(h, X, T) = 0 \dots \dots \dots (6)$$

$$f_2(P, T, X) = 0 \dots \dots \dots (7)$$

$$f_3(P, T) = 0 \dots \dots \dots (8)$$

2.3 각 주요 성분 Model 설정

Fig. 1에서 보여진 상태점들은 컴퓨터 모델에서의 상태점들과 일치한다. 계산 과정을 단순화 시키기 위하여 다음과 같이 몇 가지 가정을 세웠다.

- (1) 발생기, 응축기, 증발기, 흡수기에서 나오는 작동매체와 작동유체의 온도와 압력은 각각의 열교환기 내부에서의 온도, 압력과 같다
- (2) 증발기에서 흡수기로 넘어가는 작동매체는 포화증기이다.
- (3) 응축기내 작동매체는 응축온도에서의 포화액이다.
- (4) 외부로의 열손실과 관내의 압력 손실은 무시한다.

2.3.1 발생기

폐온수가 관군내로 들어가며 흡수기로부터의 희용액은 단일 발생기를 지나 관군위에 산포된다. 관군은 저장액 위에 위치한다.

(1) LMTD 방정식

$$Q_G = m(21) \cdot C_p \cdot (T(21) - T(22)) = (UA)_G \cdot \frac{(T(21) - T(1)) - (T(22) - T(9))}{\ln[(T(21) - T(1)) / (T(22) - T(9))]} (9)$$

(2) 질량 평형 방정식

$$m(8) = m(10) + m(1) \dots \dots \dots (10)$$

$$m(8) \cdot X(8) = m(1) \cdot X(1) \dots\dots\dots (11)$$

$$\frac{d}{dt}(M_G) = m(1) - m(2) \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{d}{dt}(M_G \cdot X(2)) = m(1) \cdot X(1) - m(2) \cdot X(2) \dots\dots\dots (13)$$

(3) 에너지 평형 방정식

$$Q_G + m(8) \cdot h(8) = m(10) \cdot h(10) + m(1) \cdot h(1) \dots\dots\dots (14)$$

$$\frac{d}{dt}(M_G \cdot c \cdot T(2)) = m(1) \cdot h(1) - m(2) \cdot h(2) \dots\dots\dots (15)$$

(4) 상태 방정식

$$T(1) = f[P(1), X(1)] \dots\dots\dots (16)$$

### 2.3.2 단열 발생기

흡수기로부터의 회용액을 냉각시키기 위해 발생기 관군위에 위치한다.

(1) 질량 평형 방정식

$$m(8) \cdot X(8) = m(9) \cdot X(9) \dots\dots\dots (17)$$

$$m(8) - m(9) = m_1 \dots\dots\dots (18)$$

여기서,  $m_1$ 은 단열적으로 발생하는 수증기

(2) 에너지 평형 방정식

$$m(8) \cdot h(8) = m_1 \cdot h(10) + m(9) \cdot h(9) \dots\dots (19)$$

(3) 상태 방정식

$$T(9) = f[h(9), X(9)] \dots\dots\dots (20)$$

### 2.3.3 응축기

냉각수가 관군내로 들어가며 발생기로부터의 과열증기를 관군 외부에서 응축시킨다. 관군은 저장액 위에 위치한다.

(1) LMTD 방정식

$$Q_C = m(23) \cdot Cp \cdot (T(24) - T(23)) = (UA)_C \cdot \frac{T(24) - T(23)}{\ln[(T(24) - T(11)) / (T(23) - T(11))]} \dots\dots\dots (21)$$

(2) 질량 평형 방정식

$$m(10) = m(11) \dots\dots\dots (22)$$

$$\frac{d}{dt}(M_C) = m(11) - m(12) \dots\dots\dots (23)$$

(3) 에너지 평형 방정식

$$Q_C + m(11) \cdot h(11) = m(10) \cdot h(10) \dots\dots (24)$$

$$\frac{d}{dt}(M_C \cdot Cp \cdot T(12)) = m(11) \cdot h(11) - m(12) \cdot h(12) \dots\dots (25)$$

(4) 상태 방정식

$$P(11) = f[T(11)] \dots\dots\dots (26)$$

### 2.3.4 증발기

폐온수가 관군내로 들어가며 응축기로부터 넘어오는 작동매체는 관군위에 산포된다. 관군은 저장액 위에 위치한다.

(1) LMTD 방정식

$$Q_E = m(25) \cdot Cp \cdot (T(25) - T(26)) = (UA)_E \cdot \frac{(T(25) - T(15)) - (T(26) - T(15))}{\ln[(T(25) - T(15)) / (T(26) - T(15))]} \dots\dots\dots (27)$$

(2) 질량 평형 방정식

$$m(14) = m(15) + m(16) \dots\dots\dots (28)$$

$$\frac{d}{dt}(M_E) = m(10) + m(13) - m(14) \dots\dots (29)$$

(3) 에너지 평형 방정식

$$Q_E + m(14) \cdot h(14) = m(15) \cdot h(15) + m(16) \cdot h(16) \dots\dots\dots (30)$$

$$\frac{d}{dt}(M_E \cdot Cp \cdot T(14)) = m(16) \cdot h(16) + m(13) \cdot h(13) - m(14) \cdot h(14) \dots\dots\dots (31)$$

(4) 상태 방정식

$$P(15) = f[T(15)] \dots\dots\dots (32)$$

### 2.3.5 흡수기

이용온수가 관군내로 들어가 고온수가 되어 나온다. 발생기로부터 넘어온 농용액은 단열 흡수기를 지나 관군위에 산포된다. 관군은 저장액 위에 위치한다.

(1) LMTD 방정식

$$Q_A = m(27) \cdot Cp \cdot (T(28) - T(27)) = (UA)_A \cdot \frac{(T(6) - T(27)) - (T(5) - T(28))}{\ln[(T(6) - T(27))/(T(5) - T(28))]} \dots\dots\dots (33)$$

(2) 질량 평형 방정식

$$m(6) = m(15) + m(4) \dots\dots\dots (34)$$

$$m(6) \cdot X(6) = m(4) \cdot X(4) \dots\dots\dots (35)$$

$$\frac{d}{dt}(M_A) = m(6) - m(7) \dots\dots\dots (36)$$

$$\frac{d}{dt}(M_A \cdot X(7)) = m(6) \cdot X(6) - m(7) \cdot X(7) \dots\dots\dots (37)$$

(3) 에너지 평형 방정식

$$Q_A + m(6) \cdot h(6) = m(4) \cdot h(4) + m(15) \cdot h(15) \dots\dots\dots (38)$$

$$\frac{d}{dt}(M_A \cdot c \cdot T(7)) = m(6) \cdot h(6) - m(7) \cdot h(7) \dots\dots\dots (39)$$

(4) 상태 방정식

$$T(6) = f[P(6), X(6)] \dots\dots\dots (40)$$

2.3.6 단열 흡수기

발생기로부터 넘어오는 농용액을 예열시키기 위하여 흡수기 관군위에 위치한다.

(1) 질량 평형 방정식

$$m(4) \cdot X(4) = m(5) \cdot X(5) \dots\dots\dots (41)$$

$$m(5) - m(4) = m_2 \dots\dots\dots (42)$$

여기서  $m_2$ 는 단열적으로 흡수되는 수증기

(2) 에너지 평형 방정식

$$m(4) \cdot h(4) + m_2 \cdot h(15) = m(5) \cdot h(5) \dots\dots (43)$$

(3) 상태 방정식

$$T(5) = f[h(5), X(5)] \dots\dots\dots (44)$$

2.3.7 용액 열교환기

비교적 소용량에 사용되는 2중관식 열교환기를 사용하며 효율(Effectiveness)은 다음과 같이 정의한다.

$$EFF = \frac{T(7) - T(8)}{T(7) - T(3)} \dots\dots\dots (45)$$

(1) 질량 평형 방정식

$$m(7) = m(8) \dots\dots\dots (46)$$

$$m(4) = m(3) \dots\dots\dots (47)$$

(2) 에너지 평형 방정식

$$m(7) \cdot h(7) + m(3) \cdot h(3) = m(8) \cdot h(8) + m(4) \cdot h(4) \dots\dots\dots (48)$$

2.4 성능 해석

AHT의 성능을 나타내기 위해 COP,  $\Delta T$ ,  $\Delta X$ 를 사용하였다.

(1) COP

$$Q_G = m(21) \cdot Cp_{G} \cdot (T(21) - T(22)) = m_G \cdot Cp_{G} \cdot (Ti - Ti_{G}) \dots\dots\dots (49)$$

$$Q_C = m(23) \cdot Cp_{C} \cdot (T(24) - T(23)) = m_C \cdot Cp_{C} \cdot (Tc_c - Tc) \dots\dots\dots (50)$$

$$Q_E = m(25) \cdot Cp_{E} \cdot (T(25) - T(26)) = m_E \cdot Cp_{E} \cdot (Ti - Ti_{E}) \dots\dots\dots (51)$$

$$Q_A = m(27) \cdot Cp_{A} \cdot (T(28) - T(27)) = m_A \cdot Cp_{A} \cdot (T_A - Ti) \dots\dots\dots (52)$$

$$COP = \frac{Q_A}{Q_G + Q_E} = \frac{Q_A}{Q_A + Q_C} = \frac{1}{1 + \frac{Q_C}{Q_A}} \dots\dots (53)$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{m_C \cdot Cp_{C} \cdot (Tc_c - Tc)}{m_A \cdot Cp_{A} \cdot (T_A - Ti)}} \dots\dots (54)$$

$$= f(m_A, m_C, Ti, Tc) \dots\dots\dots (55)$$

(2) 온도 상승 ( $\Delta T = T_A - Ti$ )

식 (52)에서

$$\Delta T = \frac{Q_A}{m_A \cdot Cp_{A}} = \frac{Q_G + Q_E - Q_C}{m_A \cdot Cp} \dots\dots\dots (56)$$

$$= \frac{m_G \cdot Cp \cdot (Ti - Ti_{G}) + m_E \cdot Cp \cdot (Ti - Ti_{E}) - m_C \cdot Cp \cdot (Tc_c - Tc)}{m_A \cdot Cp} \dots\dots\dots (57)$$

$$= f(m_A, m_C, Ti, Tc) \dots\dots\dots (58)$$

(3) 농도차 ( $\Delta X = X(2) - X(7)$ )

$$\Delta X = f(T(2), P(2)) - f(T(7), P(7)) \dots (59)$$

$$= f(T_i, T_c) - f(T_i, T_c) \dots \dots \dots (60)$$

$$= f(T_i, T_c) \dots \dots \dots (61)$$

식 (59)에서  $Q_G + Q_E$ 는 폐열의 양이고,  $Q_A$ 는 이용열이므로 COP는 폐열 회수의 정도를 나타내는 척도이다. 또한 AHT의 성능척도로 가장 중요한 것중의 하나는 온도상승( $\Delta T$ )이며, 이것은 이용온수 온도를 어느 정도까지 올릴 수 있는가를 나타내는 것으로써 매우 중요한 척도가 될 수 있다. 그리고  $\Delta X$ (농도차)는 흡수기와 발생기에서 어느 정도 열을 많이 흡수하고 방출하는가를 나타내는 척도로 사용할 수 있다.

### 3. 프로세스 시뮬레이션 방법

AHT 성능에 영향을 미치는 작동조건을 모두 동시에 변화시키면서 결과를 구할 경우 많은 계산시간이 필요하고 또한 실제 상황과는 다르므로, 본 연구에서는 실제 상황에 맞게 모든 설계 변수를 기준 설계 조건으로 유지시키고 한번에 한개의 변수 또는 두개의 변수를 변화시키는 방법을 사용하였다.

본 프로그램에는 3종류의 함수 형태가 포함되어 있다. 산술적으로 계산될 수 있는 양함수 형태와 방정식의 좌·우변 모두에 변수가 나타나는 음함수 형태 그리고 마지막으로 적분 변수 형태이다. 적분 변수 형태는 그 변수를 시간에 관해 미분하여 다음 단계의 새로운 값을 얻기 위해 다시 적분하는 형태이다. 또한 한 방정식에서 구한 변수는 다음 방정식에 적용하여 음함수가 될 경우 'Wegstein Method'<sup>(10)</sup>를 사용해 근을 구하면 된다.

온도  $T_i$ 인 폐온수  $m_G + m_E$ 를 전부 이용하는 것이 최적설계가 되므로 작동조건을 변화시킬 경우 AHT 내부에서 발생하는 변화가 새로운 정상상태에 도달하기 위한 안정조건(Stable Condition)으로 폐열량을 조절하였다. Fig.3에 AHT의 프로세스 시뮬레이션 흐름도를 나타내었다.

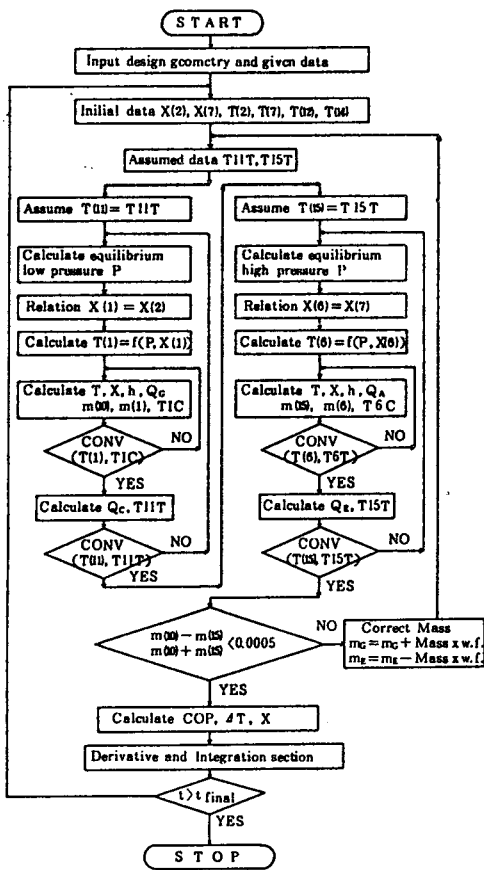


Fig.3 Simulation logic for an absorption heat transformer.

### 4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

여러 작동조건에 대한 AHT 성능을 조사해 보고 기준 설계 조건으로부터의 성능 변화를 살펴 보았다. Table 1은 기준설계 조건과 작동조건을 나타내었다. 폐열원으로 95°C의 폐온수가 매 시간당 27,200kg( $m_G + m_E$ )이 생성되는 곳에서 32°C의 냉각수를 사용한 경우 승온폭은 23.3°C이고, COP는 0.483이었다.

#### 4.1 폐온수 온도와 냉각수 온도의 변화가 성능에 미치는 영향

Fig 4~Fig.6은 폐온수 온도와 냉각수 온도를 각각 90°C~99°C, 27°C~37°C로 변화시켰을 경우 성능에 미치는 영향을 살펴 보았다. 폐온수 온도가 증가하고 냉각수 온도가 감소함에 따라 COP,  $\Delta T$ , X는 거의 선형적으로 증

Table 1. Nominal Condition and Parameter Ranges

Parameter	Nominal Condition*	Range	Figure
$T_i$ (waste hot water temp.)	95 °C	90 ~ 99 °C	4 ~ 6
$T_c$ (cooling water temp.)	32 °C	27 ~ 37 °C	
$m_A$ (useful hot water flow rate)	2,770 (kg/hr)	1,940 ~ 3,600 (kg/hr)	7 ~ 9
$T_i$ (waste hot water temp.)	95 °C	90 ~ 99 °C	
$m_c$ (cooling water flow rate)	14,400 (kg/hr)	10,100 ~ 19,800 (kg/hr)	10 ~ 12
$T_c$ (cooling water temp.)	32 °C	27 ~ 37 °C	
$m$ (14) Evaporator circulation flow rate	$5 \times m(13)$ (kg/hr)	$(1.5 \sim 6.5) \times m(13)$ (kg/hr)	13

\* The Nominal condition corresponds to a design condition.

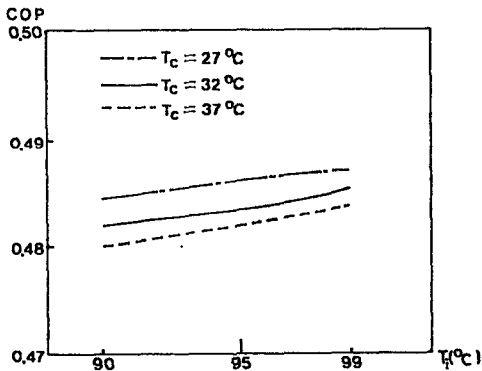


Fig. 4 Effect of waste hot water temperature and cooling water temperature on COP.

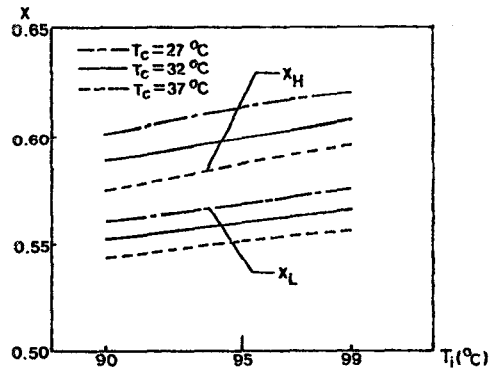


Fig. 6 Effect of waste hot water temperature and cooling water temperature on concentration (X).

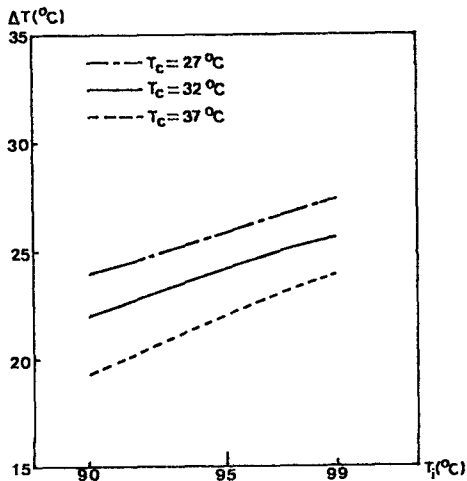


Fig. 5 Effect of waste hot water temperature and cooling water temperature on temperature boost ( $\Delta T$ ).

가하며 이는 앞식 (55), (58), (61)에서도 알 수 있다. 그러나 앞의 식에서 작동조건의 변화에 대한 성능의 변화 경향을 알 수 있으나 실제로 어느 정도 변화하는가는 이 결과에 나타나 있다. 폐온수 온도가 상승하면 고압부 압력이 상승하고 농도차는 증가하여 흡수기에서 흡수열량이 증가한다. 또한 냉각수 온도가 감소하면 저압부 압력이 낮아지므로 저압부의 비등점이 낮아져 증발이 잘 일어나고 농도차가 증가하므로 흡수 열량도 증가한다. 따라서 폐온수 온도가 증가하고 냉각수 온도가 낮아짐에 따라 성능이 전체적으로 증가함을 알 수 있다.

#### 4.2 이용온수 유량과 폐온수 온도의 변화가 성능에 미치는 영향

Fig. 7 ~ Fig. 9은 이용온수의 유량을 1,940

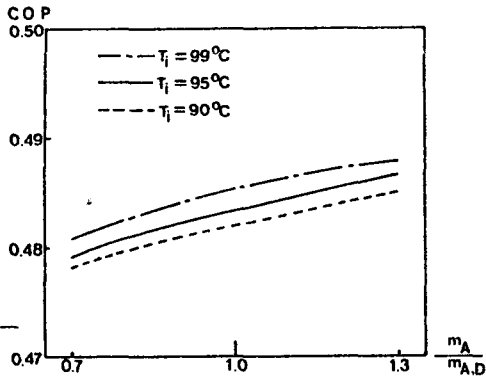


Fig. 7 Effect of useful hot water flow rate and waste hot water temperature on COP ( $m_{A,D} = 2,770 \text{ kg/hr}$ ).

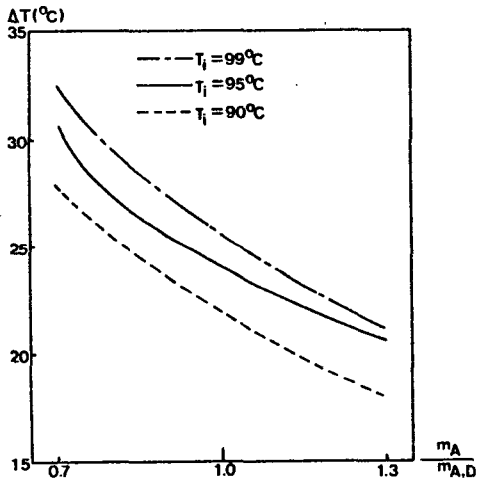


Fig. 8 Effect of useful hot water flow rate and waste hot water temperature on temperature boost ( $m_{A,D} = 2,700 \text{ kg/hr}$ ).

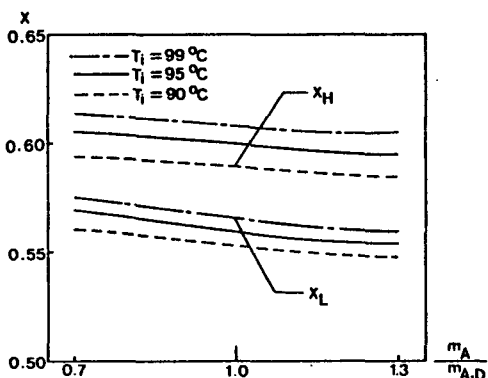


Fig. 9 Effect of useful hot water flow rate and waste hot water temperature on X ( $m_{A,D} = 2,770 \text{ kg/hr}$ ).

kg/hr ~ 3,600 kg/hr로, 폐온수의 온도를 90°C ~ 99°C로 변화시켰을 경우 성능에 미치는 영향을 살펴보았다.  $Q_A = m_A \cdot C_p \cdot \Delta T$ 에서 알 수 있듯이 이용온수 유량이 감소할수록  $\Delta T$ 는 상당히 증가한다. 또한  $m_A$ 가 증가할수록 흡수기에서의 흡수 능력이 증가하여 COP, X는 증가함을 알 수 있다. 식 (55), (58), (61)에서 알 수 있듯이  $m_A$ 가 감소하면  $\Delta T$ 는 거의 역비례로 증가함을 보이고  $Q_A$ 가 약간 감소함에 따라 COP, X는 약간 감소함을 나타낸다. 이와 같이  $\Delta T$ , COP, X는  $T_i$ 가 증가함에 따라 증가함을 보이나  $m_A$ 의 변화에 대해서는 서로 상반된 영향을 나타낸다.

#### 4.3 냉각수 유량과 온도의 변화가 성능에 미치는 영향

Fig. 10 ~ Fig. 12는 냉각수의 유량을 10, 100 kg/hr로, 냉각수 온도를 27°C ~ 37°C로 변화시켰을 경우 성능에 미치는 영향을 살펴 보았다. 냉각수 유량의 변화에 따른 성능에의 영향은 거의 없음을 나타낸다. 이는  $m_C$ 가 증가하면  $Q_C$ 가 약간 증가하고 전체적인 에너지 평형 상태에 도달되기 위해  $Q_G$ ,  $Q_E$ ,  $Q_A$ 도 함께 증가한다. 따라서  $m_C$ 의 변화는 COP에는 거의 영향을 미치지 않으며  $\Delta T$ 나 X에도 그리 큰 영향을 미치지 않는다. 식 (55), (58)에서도 알 수 있듯이  $m_C$ 의  $\Delta T$ , COP에 대한 영향은 크지 않음을 나타낸다.

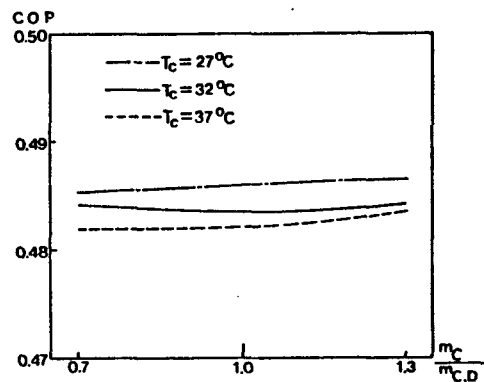


Fig. 10 Effect of cooling water flow rate and cooling water temperature on COP ( $m_{C,D} = 14,400 \text{ kg/hr}$ ).



4.4 증발기 작동매체 순환량 변화에 의한 영향

Fig. 13은 증발기에서 작동매체 순환량을 응축기에서 증발기로 넘어오는 양의 1.5~6.5배로 변화시켰을 경우 성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 순환량이 3배 이상으로 되면 성능은 거의 변화가 없음을 나타낸다. 또한 3배 이하라면 COP와 X는 약간 감소 현상을 보이나  $\Delta T$ 는 약간 증가 현상을 보인다. 이는

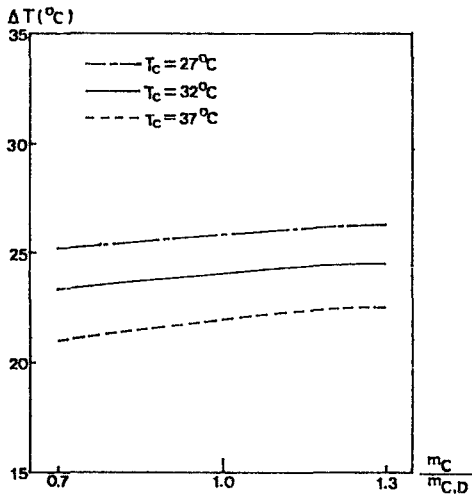


Fig. 11 Effect of cooling water flow rate and cooling water temperature on  $\Delta T$  ( $m_{c,D} = 14,400 \text{ kg/hr}$ ).

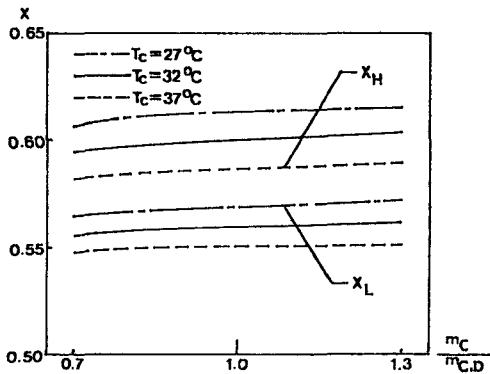


Fig. 12 Effect of cooling water flow rate and cooling water temperature on  $X$  ( $m_{c,D} = 14,400 \text{ kg/hr}$ ).

순환량의 감소에 따라  $m_E$ 가 약간 증가하고  $Q_E$  및 다른 부분의 열량이 증가하지만  $Q_A$ 의 증가율이  $Q_E$ 와  $Q_G$ 의 증가율보다 낮음을 나타낸다.

5. 결 론

본 연구에서는 여러 주요 성분으로 구성되어 있는 AHT에 대해 각 성분마다 컴퓨터 모델을 설정하여 AHT의 프로세스 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 그 작동상 유용성을 검토하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 폐온수 온도가 증가하고 냉각수 온도가 낮아짐에 따라 성능이 전체적으로 증가함을 알 수 있다.

(2) 이용온수 유량의 변화는  $\Delta T$ 에 상당한 영향을 미치며 폐온수 온도가 증가하고 이용온수 유량이 감소할수록  $\Delta T$ 는 증가하며 폐온수 온도와 이용온수 유량이 모두 증가할수록 COP와 X는 증가한다.

(3) 냉각수 유량의 변화는 COP에는 거의 영향을 미치지 않으며  $\Delta T$ 나 X에도 그리 큰 영향은 미치지 않는다.

(4) 증발기 작동매체 순환량이 응축기에서 증발기로 넘어오는 양의 3배 이상이면 성능에 거의 영향이 없다.

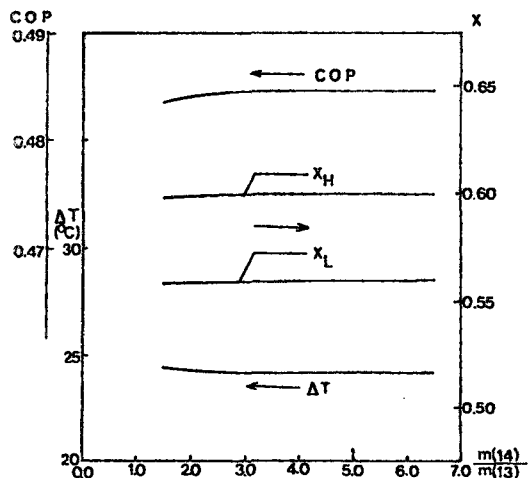


Fig. 13 Effect of evaporator circulation flow rate on COP,  $\Delta T$  and X.

## 참 고 문 헌

1. G. Grossman and H. Perez-Blanco, "Conceptual Design and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Waste Heat Utilization," ASHRAE Trans. Vol. 88, part 1, pp. 451~466, 1982.
2. H. Perez-Blanco and G. Grossman, "Cycle and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Waste Heat Utilization," Oak Ridge National Laboratory, ORNL/TM-7852, September 1981.
3. G. Grossman, "Adiabatic Absorption and Desorption for Improvement of Temperature - Boosting Absorption Heat Pumps," ASHRAE Trans., Vol. 88, 4: 2723, 1982.
4. W. R. Huntley, "Performance Test Results of an Absorption Heat Pump that Uses Low-Temperature (60°C) Industrial Waste Heat," ORNL 839314, pp. 1921~1926, 18th IECEC.
5. G. Grossman and K. W. Childs, "Computer Simulation of a LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Pump for Temperature Boosting," ASHRAE Trans., AC-83-05/04, 1983.
6. 柏木孝夫, et al., "第2種吸収式ヒートポンプの特性シミュレーション", 日本機械學會論文集B, 52卷474號, pp. 795~800, 1986.
7. M. Ikeuchi, T. Yumikura, F. Ozaki, G. Yamamaka, "Design and Performance of a High-Temperature-Boost Absorption Heat Pump," ASHRAE Trans., Vol. 91, Part 2 B, pp. 2081~2094, 1985.
8. 최영돈, 허준영, "제2종 LiBr-H<sub>2</sub>O 흡수식 열펌프의 Simulation," 대한기계학회 '86년도 추계 학술대회 초록집, pp. 330~335.
9. 강병하, 김영인, 이춘식, "폐온수 이용 흡수식 열펌프의 열역학적 설계해석," 공기조화 냉동공학 제14권 제4호, pp. 11~18, 1985.
10. Rodger G. E. Franks, "Modeling and Simulation in Chemical Engineering," Wiley-Interscience, New York, 1972.