

2 종 LiBr-H₂O 흡수식 열펌프의 시뮬레이션

Simulation of the Second Kind LiBr-H₂O Absorption Heat Pump

허 준 영*, 최 영 돈**
J. Y. Huh, Y. D. Choi

ABSTRACT

The second kind LiBr-H₂O absorption heat pump system was simulated and the performances of it were predicted. The elements of heat pump system, evaporator, absorber and generator were analysed by solving the energy balance equations and concentration equations which describe the reactions between working fluids. The results show that the temperature gain of absorber is affected considerably by the operating conditions of heat pump system, on the other hand, COP is little affected by them.

기 호 설 명

A : 열교환 관군의 외피면적
 C_p : 비열
 G_a : 흡수기내 용액의 질량유량
 G_e : 증발기내 분무액의 질량유량
 G_{ev} : 증발율
 G_{ge} : 발생율
 G_{ged} : 발생기 회용액의 질량유량
 G_{abc} : 흡수기 농용액의 질량유량
 G_h : 온수와 냉각수의 질량유량
 h : 열전달계수, 엔탈피
 L_{ab} : 흡수체적의 총길이
 L_{aba} : 단열흡수체적의 길이
 L_{abn} : nth pass의 흡수체적의 길이

L_e : 증발체적의 길이
 L_{evn} : nth pass의 증발체적의 길이
 L_{ge} : 발생기의 길이
 L_{gen} : 단열발생 체적의 길이
 L_{gen} : nth pass 발생체적의 길이
 N : pass의 수
 P : 페리미터
 P_{ab} : 흡수기의 포화압력
 Q_{ab} : 흡수기 용액에서 온수로의 열유동율
 Q_{ev} : 증발기에서 분무로의 열유동율
 Q_{con} : 응축기에서 냉각수로의 열유동율
 Q_{ge} : 발생기 온수에서 용액으로의 열유동율
 동율
 T : 온도
 T_a : 외기온도

* 정회원, 공군사관학교 기계공학과

** 정회원, 고려대학교 공과대학 기계공학과

- T_{ab} : 흡수기의 용액온도
- T_{aba} : 흡수기의 단열포화온도
- T_{ev} : 증발기 분무의 온도
- T_{ge} : 발생기 용액의 온도
- T_{gea} : 발생기의 단열포화온도
- \bar{T}_{cf} : 응축기의 수증기의 평균온도
- T_f : 열교환기 관외부 유체의 온도
- T_i : 열교환기 온수의 관입구 온도
- T_n : nth pass에서 온수와 냉각수의 온도
- T_o : 열교환기 온수의 관출구온도
- U : 관군의 등가열전달계수
- x : 분무방향 좌표
- y : 관의 길이방향 좌표
- Y : 관의 길이

<그리스 문자>

- ρ_v : 수증기의 밀도
- ρ_w : 물의 밀도
- ϵ : 열교환기의 유효계수
- χ_{ab} : 흡수기 용액의 농도
- χ_{aba} : 흡수기 용액의 단열포화농도
- χ_{ge} : 발생기 용액의 농도
- χ_{gea} : 발생기 용액의 단열포화농도
- χ_{abc} : 흡수기 농용액의 농도
- χ_{abd} : 흡수기 희용액의 농도
- χ_{gec} : 발생기 농용액의 농도
- χ_{ged} : 발생기 희용액의 농도

<하첨자>

- a : 흡수기, 단열
- ab : 흡수기
- c : 응축기, 농용액
- con : 응축기
- d : 희용액
- e, ev : 증발기
- f : 관외부 유체
- g, ge : 발생기
- h : 물, 온수
- i : 관입구
- n : nth pass의 특성
- o : 관출구, 관외벽
- R : 표준상태
- s : 방열체적
- v : 수증기

w : 물

1. 서 론

오늘날 화석 에너지원이 점차 고갈되어 감에 따라 대체에너지의 개발과 에너지의 효율적 이용에 관한 관심이 점차 고조되고 있다.

제2종 흡수식 열펌프는 전기나 외부 열원의 사용 없이 자체의 열만으로 폐열의 온도를 상승시켜 재사용할 수 있는 장점 때문에 많은 연구의 초점이 되어 왔다. Thomson¹⁾은 Li-Br를 흡수제로 사용하는 열펌프 시스템의 기초이론을 연구하였고, Krauss²⁾는 이 이론을 확장하였으며, Haldane³⁾은 열펌프를 설계 제작하여 그 성능을 시험하였다. 1980년대에 들어 高田秋一⁴⁾은 열펌프 사이클의 개념적 해석을 행하였고, Grosman과 Perez-Balanco⁵⁾는 폐열을 이용한 열펌프 제작을 위한 개념설계와 해석을 하였으며, Grosman과 Childs⁶⁾는 Li-Br 흡수식 열펌프의 전산시뮬레이션을 행하였다. Knoche와 Stehmeier⁷⁾는 흡수식 열펌프를 이용한 태양열 난방시스템을 연구하였고, 柏木孝夫 등⁸⁾은 열펌프에서 열전달과 물질전달을 고려한 전산시뮬레이션에 의한 성능연구를 하였다.

국내의 연구로는 강 등⁹⁾, 조¹⁰⁾에 의한 전산시뮬레이션 연구가 있고 김 등¹¹⁾, 이 등¹²⁾의 성능실험에 관한 연구가 있다.

그러나 과거의 전산시뮬레이션 연구에서는 흡수식 열펌프의 각 요소들(증발기, 흡수기, 재생기, 응축기)을 등온의 열교환기로 간주하여 LMTD (Log Mean Temperature Difference)법을 이용한 매우 단순한 해석을 하였기 때문에 각 요소 내부의 용액의 농도 변화와 온도 변화 등 국부적 현상 변화가 해석에 고려되지 않아서 그 해석결과가 정성적으로는 의의가 있으나 정량적으로 열펌프의 설계와 운전에 이용되기는 어렵다.

따라서 본 연구에서는 현재까지 연구가 미흡한 제2종 열펌프 시스템 내부의 열전달과정, 흡수과정, 발생과정, 응축과정 등에 대한 지배방정식을 유도하여 이 식들을 연립으로 전

산해석함으로써 시스템 내부의 용액과 냉매의 농도와 온도 변화 등 국부적 현상의 변화를 상세히 고려하여 열펌프 각 요소의 성능을 전산 해석하였고 이 자료에 바탕하여 시스템 전체의 성능을 계산하였다. 뿐만 아니라 열펌프의 운전조건을 변화시키며 시스템 시뮬레이션을 행하여 그에 따른 열펌프 성능변화를 계산하고 그 원인을 고찰하였다.

2. 2종 흡수식 열펌프의 이론해석

2.1 2종 흡수식 열펌프의 사이클

Fig.1은 2종 Li-Br 흡수식 열펌프의 작동을 나타내는 개략도이다. 2종 흡수식 열펌프는 그림에서 나타내는 바와 같이 흡수기, 증발기, 발생기, 응축기, 열교환기로 이루어져 있다. 증발기에서는 산업공정상 폐기된 온수나 증기로부터 열을 회수하여 산포된 냉매(물)를 증발시키는 기기이다. 증발기내의 압력은 대기압보다 낮으므로 100℃ 이하의 폐열온도에서 증기가 생성된다.

흡수기에서는 Li-Br 농용액이 노즐을 통해서 산포되면 증발기에서 발생한 수증기를 흡

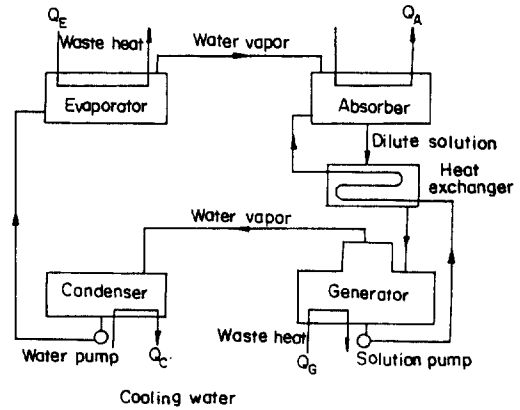


Fig.1 Schematic diagram of the 2nd kind Li-Br absorption heat pump

수한다. 이 과정에서 폐열에서 얻어진 열에너지가 방출되며 이 열이 온수계통을 가열한다. 이때 Li-Br 용액은 희용액이 된다.

흡수기에서 나온 고온의 희용액은 열교환기를 거치게 되는데 이때 발생기에서 흡수기로 보내지는 농용액의 온도를 상승시키는 역할을 한다. 열을 빼앗긴 희용액은 발생기로 보내진다.

밀폐 cycle내에서 증발기와 흡수기의 기능

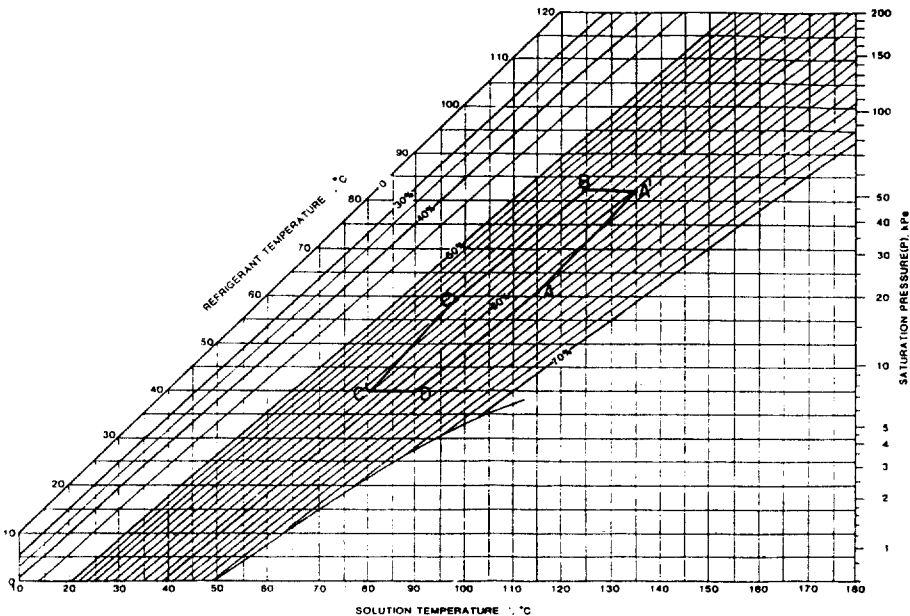


Fig.2 Cycle of the 2nd kind heat pump

을 지속시키기 위해서는 냉매와 Li-Br 농액을 연속적으로 재생시켜야 한다. 발생기에서는 Li-Br 희용액을 가열하여 수증기를 발생시켜 농용액을 만든다. 발생기에서 발생한 증기는 응축기에서 응축되어 펌프에 의해 증발기로 보내져 폐열회수에 재이용된다.

2종 열펌프의 성능을 나타내는 성적계수(COP)는 다음과 같이 정의된다.

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

Fig. 2는 2종 흡수식 열펌프의 cycle 선도이다. 2종 흡수식 열펌프의 cycle은 다음의 6과정으로 이루어져 있다.

- AA' : 단일흡수과정
- A'B : 전열흡수과정
- BC : 열교환과정
- CC' : 단일발생과정
- C'D : 전열발생과정
- DA : 열교환과정

2.2 비등온 열교환기의 열교환 이론

2종 흡수식 열펌프의 주요소인 흡수기, 발생기, 증발기, 응축기는 일종의 열교환기이다. 강 등⁹⁾, 조¹⁰⁾의 2종 흡수식 열펌프의 시뮬레이션에서는 열교환기의 2 유체 중 한 유체의 온도는 평균온도로 일정하다고 가정하고 한 유체의 온도는 변한다고 가정하여 LMTD를 구하고 이 값에 의하여 열교환 과정에서 전달된 열량을 계산하였다. 그러나 실제적으로 열교환기 내에서 2 유체의 온도는 모두 위치에 따라서 변하기 때문에 그 효과를 고려하지 않고 LMTD를 구하여 사용하면 전열량 계산에 오차를 발생시키므로 정량적인 열펌프 성능해석에 이 방법을 적용하는 것은 부적합하다. 따라서 본 연구에서는 흡수기, 발생기, 증발기, 응축기의 해석에 앞서 그 해석의 기본이 되는 비등온 열교환기의 열교환과정을 해석하기로 한다.

(1) 열평형 방정식

열교환기는 2 유체가 직각으로 흐르는 직

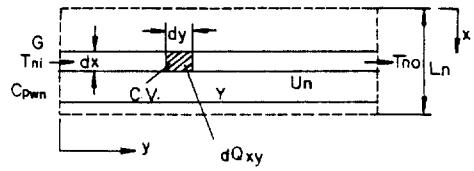


Fig.3 Schematic diagram showing the heat exchange process

교류형 열교환기라고 가정하자. Fig. 3은 이 열교환기의 열교환과정을 나타내는 개략도이다. 열교환기는 \$N\$개의 pass를 갖는다고 가정하자.

이 그림에서 점선은 한 pass의 열교환 체적을 나타낸다. 온수 혹은 냉각수는 관속을 통해서 \$y\$ 방향으로 흐르고 용액 혹은 냉매는 \$x\$ 방향으로 흐르며 상호 열교환을 한다고 가정한다. 이 그림에서 \$T_{ni}\$는 \$n\$번째 pass 관입구의 물온도, \$T_{no}\$는 관출구의 물온도, \$G_h\$는 질량유량, \$C_{pwn}\$은 \$n\$번째 pass에서 물의 비열, \$U_n\$은 \$n\$번째 pass에서 2 유체 사이의 평균 등가열전달계수, \$L_n\$은 \$n\$번째 pass의 길이이다.

열교환기 내부의 체적중 그림에 표시된 바와 같이 \$dx dy\$되는 체적을 검사체적으로 하여 열평형방정식을 세워보자. 문제를 간단히 하기 위해서 다음과 같은 가정을 한다.

- 1) \$x\$ 방향으로 흐르는 유체의 온도는 \$x, y\$의 함수이나 그렇게 가정할 경우 열교환과정 해석이 너무 어려워지므로 단지 \$x\$만의 함수로 가정한다.
- 2) 2 유체 사이의 등가열전달계수는 입구 효과를 고려한 한 pass의 평균값을 사용한다.
- 3) 물은 한 pass를 지나면 완전히 혼합되어 다음 pass로 들어간다고 가정한다. 즉, \$T_{ni}\$는 한 pass에서 일정하다.
- 4) 관은 열교환기 내에 균질하게(homogeneous) 분포되어 있다.

위의 가정하에 Fig. 3의 검사체적에 대한 열평형방정식을 세우면

$$C_{pwn} G_h \frac{dx}{L_n} dT_y(y) = -U = -U_n P_x (T_v(y) - T_f(x)) dy \dots\dots (2)$$

이다. 여기서 $T_y(y)$ 는 물의 온도로 y 만의 함수이고 $T_f(x)$ 는 관외부 유체의 온도로 x 만의 함수로 가정하였다. P_x 는 검사체적의 Perimeter 이다.

식(2)를 y 에 관해서 적분한 후 경계조건

$$\begin{aligned} y=0 : T_y &= T_{ni} \\ y=Y : T_y &= T_{no} \end{aligned} \dots\dots\dots (3)$$

를 대입하고

$$P_x Y = A_n \frac{dx}{L_n} \dots\dots\dots (4)$$

의 관계식을 대입하여 정리하면

$$\frac{T_{no} - T_f}{T_{ni} - T_f} = e^{-\frac{U_n A_n}{G_h C_{pwn}}} \dots\dots\dots (5)$$

이 된다. 여기서 A_n 은 n 번째 pass 관군의 외 피면적이다. 식(5)를 변형하면,

$$\begin{aligned} T_{ni} - T_{no} &= (T_{ni} - T_f) \left(1 - e^{-\frac{U_n A_n}{G_h C_{pwn}}}\right) \\ &= (T_{ni} - T_f) \xi_n \end{aligned} \dots\dots\dots (6)$$

이 된다. 여기서 ξ_n 은,

$$\xi_n = 1 - e^{-\frac{U_n A_n}{G_h C_{pwn}}} \dots\dots\dots (7)$$

로 정의된다.

한편 제어체적 $dx dy$ 에서의 열교환량은

$$dQ_x = C_{pwn} G_h (T_{ni} - T_{no}) \frac{dx}{L_n} \dots\dots\dots (8)$$

$$= C_{pwn} G_h (T_{ni} - T_f) \xi_n \frac{dx}{L_n} \dots\dots\dots (9)$$

이 된다.

(2) 대수온도차(Log Mean Temperature Difference)

i) 국부대수온도차((LMTD)_x)

식(5), (8)에서 $C_{pwn} G_h$ 를 소거하면,

$$dQ_x = U_n A_n \frac{T_{ni} - T_{no}}{\ln\left(\frac{T_{ni} - T_{no}}{T_{no} - T_{ni}}\right)} \dots\dots\dots (10)$$

이 된다. 따라서 국부대수온도차는,

$$(LMTD)_x = \frac{T_{ni} - T_{no}}{\ln\left(\frac{T_{ni} - T_{no}}{T_{no} - T_f}\right)} \dots\dots\dots (11)$$

이다.

ii) 한 pass의 평균대수온도차((LMTD)_n)
식(10)을 x_n 에서 $x_n + L_n$ 까지 적분하고, $\bar{T}_{no} = T_{n+1, i}$ 라 하면,

$$(LMTD)_n = \frac{T_{ni} - T_{n+1, i}}{\ln\left(\frac{T_{ni} - \bar{T}_{fn}}{T_{n+1, i} - \bar{T}_{fn}}\right)} \dots\dots\dots (12)$$

이다. 여기서, \bar{T}_{ni} 는 n 번째 pass에서 물의 관출구 평균온도이며 \bar{T}_{fn} 은 n 번째 pass에서 T_f 의 평균값이다.

iii) 전시스템의 대수온도차(LMTD)

식(5)를 한 pass에 대해서 적분하면

$$T_{ni} - \bar{T}_{fn} = (T_{n+1, i} - \bar{T}_{fn}) e^{-\frac{U_n A_n}{G_h C_{pwn}}} \dots\dots\dots (13)$$

이 되고 이 식을 $n=1$ 에서 N 까지 더하면

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^N T_{ni} - \sum_{n=1}^N \bar{T}_{fn} \\ = \left(\sum_{n=1}^N T_{ni} - \sum_{n=1}^N \bar{T}_{fn}\right) \frac{U_n A_n}{e^{G_h C_{pwn}}} \end{aligned} \dots\dots\dots (14)$$

이 된다. 한편 모든 pass가 균질하다고 가정하여

$$\begin{aligned} U_1 = U_2 = \dots\dots\dots = U_N = U \\ A_1 = A_2 = \dots\dots\dots = A_N = \frac{A}{N} \dots\dots\dots (15) \\ C_{pw1} = C_{pw2} = \dots\dots\dots = C_{pwN} = C_{pw} \end{aligned}$$

성립된다면 식(14)는

$$\begin{aligned} N(\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f) &= (N\bar{T}_{ni} - N\bar{T}_f + \bar{T}_o - T_i) \\ &= \frac{UA}{e^{NG_h C_{pwn}}} \end{aligned} \dots\dots\dots (15-1)$$

이 되며 전시스템의 열교환량은

$$Q = \sum_{n=1}^N Q_n = G_h C_{pw} (T_i - \bar{T}_o) \dots\dots\dots (16)$$

이 된다. 식 (15-1), (16)에서 $G_h C_{pw}$ 를 소거하면

$$Q = UA \frac{T_i - \bar{T}_o}{N \ln\left(\frac{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f}{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f + \frac{\bar{T}_o - T_i}{N}}\right)} \dots\dots\dots (17)$$

따라서 N 개 pass를 갖는 전시스템의 LMTD는,

$$LMTD = \frac{T_i - \bar{T}_o}{N \ln \left(\frac{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f}{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_f + \frac{\bar{T}_o - T_i}{N}} \right)} \dots\dots (18)$$

이 된다.

2.3 증발기의 해석

냉매(물)가 증발기내의 열원에 의해 포화상태를 유지하며 증발한다는 가정하에 습증기와 온수의 온도를 계산한다.

Fig. 4는 증발기의 개략도이다. 응축기로부터 응축수가 G_{con} 의 유량과 T_{con} 의 온도로 공급되고 순환펌프에 의해 G_{eo} 의 유량으로 순환되며 그 중 단위시간당의 증발량은 G_{ev} 이다. 증발기에서 관군이 있는 부분의 길이는 L_{ev} 이고 그 중 한 pass의 길이는 L_{evn} 이다. 습증기의 온도는 T_{ev} , 온수의 온도는 T_n 으로 표시되며 습증기는 전 전열체적에서 균일하게 발생한다고 가정한다.

(1) 온수의 열평형방정식

Fig. 4의 우변 하의 검사체적은 온수에 대한 것이다. 앞절의 비등은 열교환기에 적용한 가정들을 사용하여 온수의 검사체적에 대하여 열평형방정식을 세우면 n 번째 pass에서 전달된 열량은

$$Q_n = C_{pwn} G_{he} (T_{ni} - \bar{T}_{evn}) \xi_{evn} \dots\dots (19)$$

이 되며 이 식을 N pass에 대하여 더하면

$$Q_{ev} = \sum_{n=1}^N Q_n = C_{pw} G_{he} N (\bar{T}_{ni} - \bar{T}_{ev}) \bar{\xi}_{ev} \dots\dots (20)$$

이 되고 식(17)에 의해

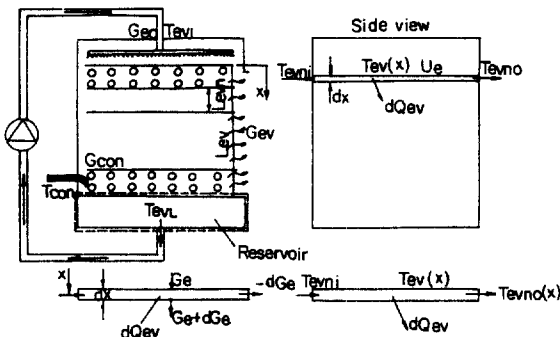


Fig. 4 Schematic diagram of evaporator

$$Q_{ev} = \frac{U_e A_e (T_i - \bar{T}_o)}{N \ln \left(\frac{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_{ev}}{\bar{T}_{ni} - \bar{T}_{ev} + \frac{T_o - T_i}{N}} \right)} \dots\dots (21)$$

식(20)에서 C_{pw} 는 전증발기 온수의 평균온도에서 물의 비열이다.

(2) 습증기의 열평형방정식

Fig. 4 좌변 하의 검사체적은 습증기에 대한 것이다. 발생한 증기는 포화상태를 유지한다는 가정하에 이 검사체적에 대해 열평형방정식을 세우면

$$G_e C_{pevn} T_{ev} - C_{pevn} (T_{ev} + dT_{ev}) (G_e + dG_e) + dG_e h_{evn} - \frac{dx}{L_{evn}} A_{esn} U_{esn} (T_{ev} - T_a) + \frac{dx}{L_{evn}} G_{he} C_{pwn} (T_{ni} - T_{ev}) \xi_{evn} = 0 \dots\dots (22)$$

여기서 G_e 는 임의의 x 에서 순환수의 유량이고 C_{pev} 는 이 순환수의 비열이며 h_{evn} 은 증기의 엔탈피이고 A_{esn} 은 한 pass당 외기가 접한 증발기 표면적이고 U_{esn} 은 습증기와 외기 사이 증발기 벽의 등가열전달계수이며 T_a 는 외기온도이다.

관군이 균질하게 분포되어 있고 증발기 관군 체적내에서 증발율이 일정하다는 가정을 사용하면

$$N A_{esn} = A_{es} \dots\dots (23)$$

$$G_e = G_{eo} - \frac{x}{L_{ev}} G_{ev} \dots\dots (24)$$

이 성립되고 식(23), (24)를 식(22)에 적용하여 정리하면 다음과 같은 습증기의 열평형방정식이 얻어진다.

$$\frac{dT_{ev}}{dx} \left(x - \frac{G_{eo}}{G_{ev}} L_{ev} \right) = B_n T_{ev} + D_n \dots\dots (25)$$

여기서,

$$B_n = - \left(1 - \frac{A_{es} U_{esn}}{C_{pevn} G_{ev}} - \frac{N G_{he} C_{pwn} \xi_{evn}}{C_{pevn} G_{ev}} \right) \frac{1}{L_{ev}} \dots\dots (26)$$

$$D_n = \left(\frac{H_{evn}}{C_{pevn}} + \frac{A_{es} U_{esn}}{C_{pevn} G_{ev}} T_a + \right)$$

$$\left. \frac{NG_{he} C_{pwn} \xi_{evn}}{C_{pevn} G_{ev}} T_{ni} \right) \frac{1}{L_{ev}} \dots\dots\dots (27)$$

이다.

(3) 저수조의 열평형방정식

Fig. 4의 저수조(Reservoir)에 대해서 열평형방정식을 세우면

$$C_{pevl} T_{evl} G_{eo} = C_{pevl} T_{evl} (G_{eo} - G_{ev}) + C_{pcon} T_{con} G_{ev} \dots\dots\dots (28)$$

이 된다. 증발과 응축은 평형을 이루어 $G_{con} = G_{ev}$ 가 된다고 가정하면 식(28)은

$$T_{evl} = \frac{C_{pevl}}{C_{pevl}} \left(1 - \frac{G_{ev}}{G_{eo}} \right) T_{evl} + \frac{C_{pcon}}{C_{pevl}} \frac{G_{ev}}{G_{eo}} T_{con} \dots\dots\dots (29)$$

가 되어 식(29)를 적분하여 T_{evl} 을 계산하면 T_{evl} 을 계산할 수 있다. 이 값을 초기값으로 하여 식(29)를 반복계산하면 증발기내의 습증기의 온도분포를 계산할 수 있고 T_{ev} 분포를 알면 이를 평균하여 식(21)에 대입하면 Q_{ev} 를 계산할 수 있다.

(4) 증발율의 계산

증발기에 대해 전체 열평형식을 세우면

$$G_{con} h_{con} + Q_{ev} = G_{ev} \bar{h}_{ev} = \frac{G_{ev}}{N} \sum_{n=1}^N \bar{h}_{evn} \dots\dots\dots (30)$$

이 된다. 열펌프가 평형상태로 운전되고 있다면 $G_{con} = G_{ev}$ 가 될 것이다. 따라서 식(30)은

$$G_{ev} = \frac{Q_{ev}}{\bar{h}_{ev} - h_{con}} \dots\dots\dots (31)$$

이 얻어진다. 여기서 \bar{h}_{ev} 는 증발기내 증기의 엔탈피의 총 평균값이다.

2.4 응축기의 해석

응축기내 증기는 포화상태에 있고 온도(T_{cf})는 일정하다고 가정한다. 이 경우 응축기에서의 총전열량은

$$Q_c = C_{pw} G_{he} (\bar{T}_o - T_i) = U_c A_c (LMTD)_c \quad (32)$$

이고

$$(LMTD)_c = \frac{\bar{T}_o - T_i}{\ln \left(\frac{T_i - T_{cf}}{\bar{T}_o - T_{cf}} \right)} \dots\dots\dots (33)$$

이다. 관의 등가열전달계수 U_{cn} 을 계산할 때 관내부의 열전달계수는 McAdams¹³⁾의 식에 입구효과를 고려하여 사용하였고^{12,14)}, 응축이 일어나는 외벽의 열전달계수는 Nusselt¹⁵⁾가 제안한 관군에서의 열전달계수를 사용하였다.

2.2절에서의 비등은 열교환기의 열전달 과정에 대한 이론에 의하면 응축기에서 증기의 포화온도 T_{cf} 는 다음과 같이 계산된다.

$$T_{cf} = \frac{T_{co} e^{U_c A_c / G_{hc} C_{pwc}} - T_{ci}}{\exp \left(\frac{U_c A_c}{G_{hc} C_{pwc}} \right) - 1} \dots\dots\dots (34)$$

한편 응축된 물의 온도는

$$T_{con} = T_{cf} - (LMTD)_c / 2 \dots\dots\dots (35)$$

로 계산될 수 있다. 응축기 전 시스템에 관해서 열평형식을 세우면 응축기에서 전열된 총열량은

$$Q_c = G_{con} (h_{gev} - h_{con}) \dots\dots\dots (36)$$

이 된다. 여기서 h_{gev} 는 발생기에서 발생한 증기의 엔탈피이고 h_{con} 은 응축수의 엔탈피이다.

2.5 흡수기의 해석

흡수기에서 농용액이 노즐을 통해서 분출되면 분무가 전열관에 도달하기 전에 급속히 수증기를 흡수하여 온도가 상승하게 된다. 그러나 일단 용액의 온도가 포화온도 T_{aba} 에 도달하면 흡수작용은 중지되고 용액의 온도는 다시 포화온도 이하로 내려가 흡수과정은 재개된다. 이 때 노즐로부터 관군에 도달하기 전까지의 흡수과정을 단열흡수과정이라 하고 관군에 도달한 후의 흡수과정을 전열흡수과정이라 한다. 흡수기내의 용액의 온도와 농도의 변화 예상곡선은 Fig. 5와 같다.

(1) 단열흡수과정

이 그림에서 L_{aba} 로 표시된 구역이 단열흡수구역이다. 이 단열흡수구역의 길이 L_{aba} ,

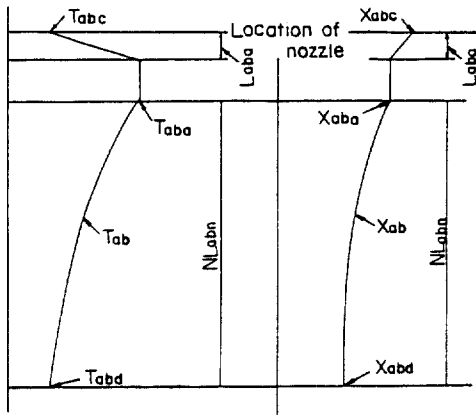


Fig. 5 Expected temperature and concentration profile in absorber of the 2nd kind heat pump

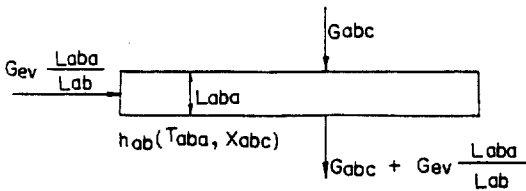


Fig. 6 Control volume of the adiabatic absorption volume in absorber

포화온도 T_{aba} , 포화농도 X_{aba} 를 구하는 식을 유도하여 보자. 단열흡수과정의 해석을 간단히 하기 위해서 다음의 가정을 사용하였다.

- 1) 농용액은 그 온도가 흡수기내 압력에서의 포화상태에 이르기까지 수증기를 흡수한다.
- 2) 농용액이 포화온도에 도달하면 흡수과정은 중지되고 온도는 일정하게 유지된다.
- 3) 흡수과정은 공간적으로 균일하게 일어난다.

위의 가정하에서 Fig. 6과 같은 검사체적에서 L_{ab} 를

$$L_{ab} \equiv NL_{abn} + L_{aba} \dots\dots\dots (37)$$

라 정의하고 열평형방정식을 세워 X_{aba} , L_{aba} , T_{aba} 를 구해보면

$$X_{aba} = G_{abc} X_{abc} / \left(G_{abc} + G_{ev} \frac{L_{aba}}{L_{ab}} \right) \dots\dots (38)$$

$$h_{ev} G_{ev} \frac{L_{aba}}{L_{ab}} + G_{abc} h_{ab}(T_{abc}, X_{abc})$$

$$= \left(G_{abc} + G_{ev} \frac{L_{aba}}{L_{ab}} \right) h_{ab}(T_{aba}, X_{aba}) \dots\dots (39)$$

이 된다. 한편,

$$X_{abd} = G_{abc} X_{abc} / (G_{abc} + G_{ev}) \dots\dots\dots (40)$$

이므로

$$G_{abc} = \frac{X_{abd}}{X_{abc} - X_{abd}} G_{ev} \dots\dots\dots (41)$$

이 된다. 식(39)를 정리하면

$$L_{aba} = L_{ab} \frac{G_{abc} [h_{ab}(T_{aba}, X_{aba}) - h_{ab}(T_{abc}, X_{abc})]}{G_{ev} [h_{ev} - h_{ab}(T_{aba}, X_{aba})]} \dots\dots\dots (42)$$

$$T_{aba} = \sum_0^2 B_n X_{aba}^n + \bar{T}_{ev} \sum_0^2 A_n X_{aba}^n \dots\dots (43)$$

$$= \frac{(B_0 + A_0 \bar{T}_{ev})}{B_{00}} + \frac{(B_1 + A_1 \bar{T}_{ev})}{B_{11}} X_{aba} + \frac{(B_2 + A_2 \bar{T}_{ev})}{B_{22}} X_{aba}^2 \dots\dots\dots (44)$$

여기서 A_n, B_n 은 Li-Br 용액의 포화상태를 나타내는 계수들로 다음과 같은 값을 갖는다.

- $A_0 = -2.00755, \quad A_1 = 0.16976,$
- $A_2 = -3.13333 \in E-6$
- $B_0 = 124.937, \quad B_1 = -7.7165,$
- $B_2 = 0.152286$

한편 포화압력 P_{ab} 는

$$P_{ab} = 10^{C+D/\bar{T}_{ev}+E/\bar{T}_{ev}^2} \dots\dots\dots (45)$$

$$C = 7.05, \quad D = -1596.49, \quad E = -104095$$

이다. 먼저 X_{aba} 를 계산하고 식(37)에서 식(44)까지를 반복계산하여 X_{aba} , L_{aba} , T_{aba} 를 계산한다.

(2) 전열흡수과정

용액분무가 관군에 도달하면 흡수열이 관군속의 물로 전달되므로 전열흡수과정이 일어난다. 전열흡수과정은 다음의 두 가지 과정으로 이상화시킬 수 있다. 첫째는 수증기가 전 전열구역에서 균일하게 흡수된다고 가정하는 것이고, 둘째는 수증기가 용액의 포화상태를 유지하도록 흡수된다고 가정하는 것이다. 전자는 흡수과정의 화학반응률과 수증기의 난류확산이 느릴 경우에 일어나고 후자는 빠른 경우

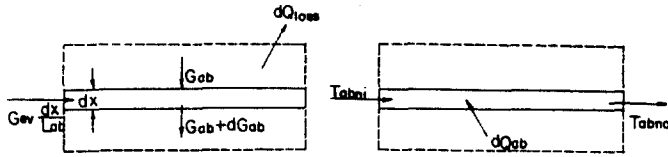


Fig. 7 Control volume of the transfer absorption volume in absorber

에 일어난다. 흡수기의 성능 향상을 위해서는 후자의 흡수과정이 일어나는 것이 더 바람직하며 그러기 위해서는 흡수과정의 화학반응율과 난류확산을 증대시키는 것이 중요하다. 그것은 분무의 속도, 방향, 수증기의 유입방향, 관군의 배열 등에 영향을 받는다.

일반적으로 흡수과정의 화학반응율은 빠르고 분무에 의해 난류도 많이 발생하므로 실제 흡수과정은 후자에 가까울 것이다. 따라서 본 해석에서도 포화 전열흡수과정을 가정하고 흡수기를 해석하였다.

Fig. 7은 흡수기내 전열체적에 대한 검사체적을 나타낸다. 좌변은 용액에 대한 것이고 우변은 온수에 대한 것이다.

비등은 열교환기에서의 열교환 이론을 적용하여 용액의 검사체적에 대하여 열평형방정식을 세우면

$$G_{ab} h_{ab} - (G_{ab} + dG_{ab})(h_{ab} + dh_{ab}) + dG_{ev} h_{ev} - \frac{dx}{L_{abn}} A_{asn} U_{as} (T_{ab} - T_a) - \frac{dx}{L_{abn}} G_{ha} C_{pwn} (T_{ab} - T_{abni}) \xi_{abn} = 0 \dots\dots\dots (46)$$

이 식에서 A_{asn} 은 한 pass의 흡수기 체적당 외기와 접하는 면적이고 U_{as} 는 외기와 흡수기 내부 사이의 등가열전달계수이다.

이 식에

$$\chi_{ab} = G_{abc} \chi_{abc} / G_{ab} \dots\dots\dots (47)$$

$$dG_{ab} = - \frac{G_{abc} \chi_{abc} d\chi_{ab}}{\chi_{ab}^2} \dots\dots\dots (48)$$

$$T_{ab} = B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2 \dots\dots\dots (49)$$

$$h_{ab} = A + BT_{ab} + CT_{ab}^2 \dots\dots\dots (50)$$

를 대입하여 정리하면

$$\frac{d\chi_{ab}}{dx} = \frac{G_a - H_a}{E_a - F_a} = f(\chi_{ab}) \dots\dots\dots (51)$$

이 된다. 여기서

$$E_a = -[h_{ev} - (A + B(B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2) + C(B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2))] \dots\dots (52)$$

$$F_a = \frac{G_{abc} \chi_{abc}}{\chi_{ab}} [B + 2C(B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2)] (B_{11} + 2B_{22} \chi_{ab}^2) \dots\dots\dots (53)$$

$$H_a = (G_{ha} C_{pwn} \xi_{abn} + A_{asn} U_{as}) (B_{00} + B_{11} \chi_{ab} + B_{22} \chi_{ab}^2) \dots\dots\dots (54)$$

$$G_a = G_{ha} C_{pwn} \xi_{abn} T_{abni} + A_{asn} U_{as} T_a \dots\dots (55)$$

식(55)를 Runge Kutta Method로 수치해석하여 $\chi_{ab}(x)$ 가 알려지면 식(49)에서 T_{ab} 를 계산할 수 있다. 식(50)에서 A, B, C 는 χ_{ab} 함수로서 이에 대한 관계식은 참고문헌 (16)에 수록되어 있다.

2.6 발생기의 해석

발생기에서 희용액이 노즐을 통해서 분출되

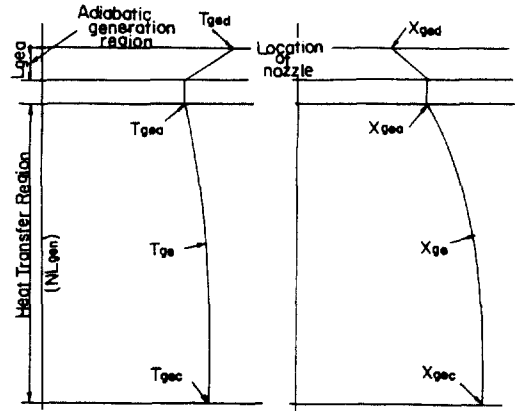


Fig. 8 Expected temperature and concentration profile in generator of the 2nd kind heat pump

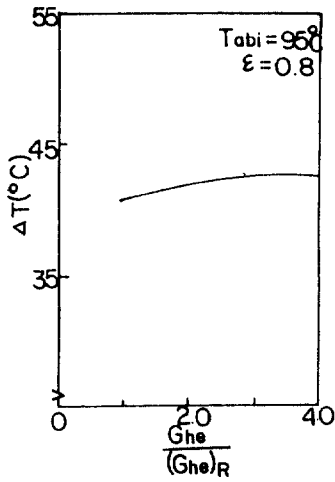


Fig. 10 Variation of temperature gain with respect to mass flowrate of water in evaporator

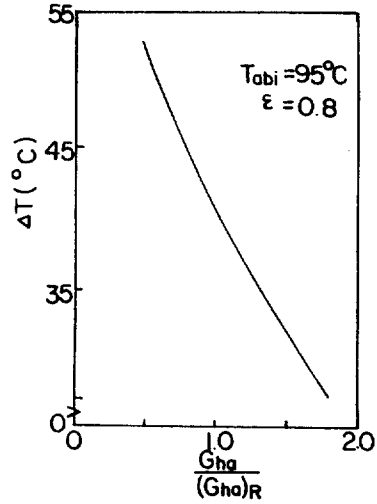


Fig. 13 Variation of temperature gain with respect to mass flowrate of water in absorber: from Ref.(11)

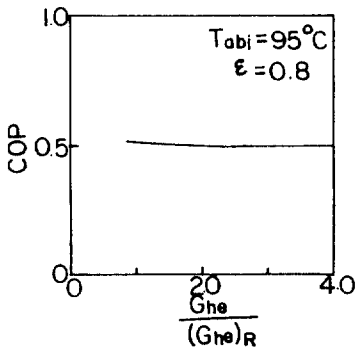


Fig. 11 Variation of COP with respect to mass flowrate of water in evaporator

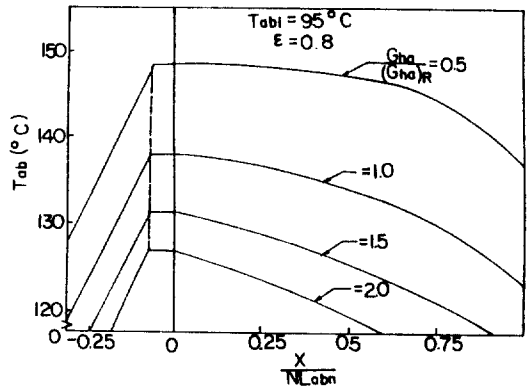


Fig. 14 Temperature profiles of Li-Br water solution in absorber with respect to mass flowrate of water in absorber

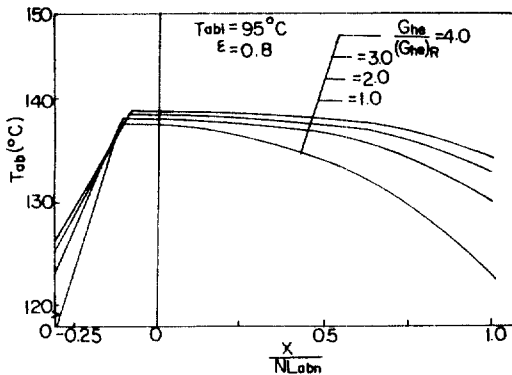


Fig. 12 Temperature profiles of Li-Br water solution in absorber with respect to mass flowrate of water in evaporator

서 열을 흡수하여 고온의 온수나 증기를 발생시켜 활용할 수 있음을 나타낸다.

Fig. 15, Fig. 16은 응축기와 발생기의 냉각수와 온수의 유량에 따른 흡수기에서의 온도이득이다. 이 경우 흡수기의 온수유량은 변화시키지 않았기 때문에 온도이득이 상승함은 전열량이 상승함을 나타낸다. 따라서 응축기와 발생기에서 냉각수와 온수의 유량을 증가시키면 흡수기에서의 전열성능이 증가함을 알 수 있다. 그러나 유량이 증가함에 따라 온도이득의 상승율은 감소하기 때문에 펌프를 구동하

Table 1. Specification of the second kind absorption heat pump for simulation

parameters \ elements	evaporator	aborber	condenser	generator
Mass flowrate, k/h	13.675.5	3.251	13.745	13.073.5
Tube length, m	3	3	3	3
Number of tube, EA	39	60	60	39
Number of pass, Pass	3	4	4	3
Number of tube per pass, EA/Pass	13	10	15	13
Inlet temperature of water, °C	95	95	30	95

$$F_g = \frac{G_{ged} \chi_{ged}}{\chi_{ge}} [B_g + 2C_g(B_{00g} + B_{11g} \chi_{ge} + B_{22g} \chi_{ge}^2)] (B_{11g} + 2B_{22g} \chi_{ge}) \dots (66)$$

$$H_g = (G_{hg} C_{pwn} \xi_{gen} + A_{gesn} U_{gs}) (B_{00g} + B_{11g} \chi_{ge} + B_{22g} \chi_{ge}^2) \dots (67)$$

$$G_g = (G_{hg} C_{pwn} \xi_{gen} T_{geni} + A_{gesn} U_{gs} T_a) \dots (68)$$

2.7 열교환기의 해석

열펌프내 열교환기에서 열교환과정의 해석은 유효계수(effectiveness factor ; ε)을 가정하면 쉽게 해결될 수 있다. 유효계수를 ε이라 하면 T_{abc}, T_{gec}, T_{ged}, T_{abd} 사이에는 다음의 관계식이 성립된다.

$$T_{abc} = T_{gec} + \epsilon(T_{abd} - T_{gec}) \dots (69)$$

$$T_{ged} = T_{abd} + \epsilon(T_{gec} - T_{abd}) \dots (70)$$

3. 2종 흡수식 열펌프의 수치해석

2종 흡수식 열펌프의 수치해석은 각 특성들에 대한 가정된 초기값에서 시작하여 전 시스템이 평형상태에 도달할 때까지 반복계산하였다.

본 해석에 사용된 2종 열펌프의 표준제원은 Table 1과 같다.

Table 1의 표준제원을 기준으로 하여 각 변수들을 변화시키며 열펌프의 성능(COP, 전열량 등)과 증발기, 흡수기, 발생기, 응축기 내의 증기와 용액의 온도를 계산하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 10과 Fig. 11은 증발기의 온수유량의 변화에 따른 온도이득과 COP이다. 증발기의 온수유량을 증가시키면 온도이득은 조금씩 증가하나 COP는 큰 변화가 없다. 흡수식 열펌프의 성능 중 가장 중요시되는 것은 온도이득과 COP이다. 그러나 본 시뮬레이션 결과에 의하면 Li-Br 흡수식 열펌프가 평형상태를 유지하며 정상적으로 운전되면 COP는 운전조건에 큰 영향을 받지 않고 대략 0.5정도의 값을 갖음을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 주로 온도이득을 중심으로 Li-Br 흡수식 열펌프의 성능을 고찰하였다.

Fig. 12는 증발기의 폐온수유량 변화에 따른 흡수기내 용액 온도(T_{ab})의 변화를 나타내는데 유량이 증가되면 T_{ab}가 전열흡수구역에서는 증가하나 단열흡수구역에서는 오히려 감소함을 알 수 있고 전체평균온도는 증가하여 흡수기의 효율이 상승됨을 나타낸다.

Fig. 13, Fig. 14는 흡수기의 온수유량에 따른 흡수기에서의 온도이득과 T_{ab}의 변화를 나타낸다. 온수유량이 증가하면 T_{ab}와 온도이득이 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 흡수기의 전열성능은 이 온도이득에 온수유량을 곱한 값인데 이 값은 온수유량에 따라 큰 변화가 없다. 따라서 흡수식 열펌프에서 높은 온도이득을 얻기 위해서는 유량을 감소시키면 되는데 이 경우 전열량에는 큰 변화가 없다. 이것은 2종 흡수식 열펌프로도 저온의 폐온수에

면 분무가 전열관에 도달하기 전에 급속히 수증기를 방출하여 온도가 강하하게 된다. 그러나 일단 용액의 온도가 포화온도 T_{gea} 에 도달되면 발생작용은 중지되고 용액의 온도는 일정하게 유지된다. 그러나 분무용액이 관군에 도달하면 용액의 온도는 다시 포화온도 이상으로 상승하며 발생과정은 재개된다. 이때 노즐로부터 관군에 도달하기 전까지의 발생과정을 단열발생과정이라 하며 관군에 도달한 후의 발생과정을 전열발생과정이라 한다. 발생기내의 용액의 온도와 농도의 변화 예상곡선은 Fig.8과 같다.

(1) 단열발생 과정

Fig.8에서 L_{gea} 로 표시된 구역이 단열발생 구역이다. 이 단열발생구역의 길이 L_{gea} , 포화온도 T_{gea} , 포화농도 χ_{gea} 를 구하는 식을 유도해 보자.

단열발생 과정을 해석하기 위해서 다음과 같은 가정을 사용하였다.

- (a) 희용액은 그 온도가 포화온도에 이르기까지 수증기를 방출한다.
- (b) 농용액이 포화온도에 도달하면 발생과정은 중지되고 온도는 일정하게 유지된다.
- (c) 발생과정은 공간적으로 균일하게 일어난다.

위의 가정하에 Fig.9와 같은 제어체적에서 열평형 방정식을 세워 χ_{gea} , L_{gea} , T_{gea} 를 계산하면 다음과 같다.

$$\chi_{gea} = G_{gea} \chi_{ged} / \left(G_{ged} - G_{ge} \frac{L_{ge}}{L_{ge}} \right) \dots\dots (56)$$

$$G_{ged} h_{ge}(T_{ged}, \chi_{ged}) = \left(G_{ged} - G_{ge} \frac{L_{gea}}{L_{ge}} \right) h_{ge}(T_{gea}, \chi_{gea}) + G_{ge} \frac{L_{gea}}{L_{ge}} h_{gev}(T_{gea}) \dots\dots (57)$$

한편,

$$G_{ged} = G_{abc} + G_{ev} \dots\dots (58)$$

$$G_{ge} = G_{ev} \dots\dots (59)$$

이므로

$$L_{gea} = L_{ge} \frac{G_{ged}}{G_{ge}}$$

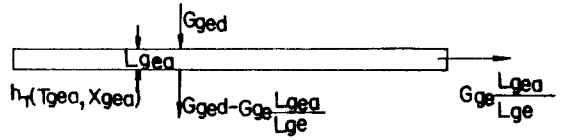


Fig.9 Control volume of the adiabatic generation volume in generator

$$\left(\frac{h_{ge}(T_{ged}, \chi_{ged}) - h_{ge}(T_{gea}, \chi_{gea})}{h_{gev}(T_{gea}) - h_{ge}(T_{gea}, \chi_{gea})} \right) \dots\dots (60)$$

이다. 포화온도 T_{gea} 는

$$T_{gea} = \sum_0^2 B_n \chi_{gea}^n + \bar{T}_{cf} \sum_0^2 A_n \chi_{gea}^n \dots (61)$$

이다. 여기서 \bar{T}_{cf} 는 응축기에서 증기의 평균 온도이다.

식(60)에서 식(61)을 반복계산하면 L_{gea} , χ_{gea} , T_{gea} 를 계산할 수 있다.

(2) 전열발생 과정

Li-Br 희용액이 관군에 도달하면 전열발생 과정이 시작된다. 흡수기내 수증기의 난류 확산과 발생과정의 화학반응율이 빨라서 용액이 포화상태를 유지하며 수증기가 발생한다고 가정하자. 이 경우 용액의 온도(T_{ge}), 엔탈피(h_{ge})와 농도(χ_{ge}) 사이에는 다음의 관계식이 성립한다.

$$T_{ge} = (B_0 + \bar{T}_{cf} A_0) + (B_1 + \bar{T}_{cf} A_1) \chi_{ge} + (B_2 + \bar{T}_{cf} A_2) \chi_{ge}^2 = B_{0g} + B_{1g} \chi_{ge} + B_{2g} \chi_{ge}^2 \dots\dots (62)$$

$$h_{ge} = A_g + B_g T_{ge} + C_g T_{ge}^2 \dots\dots (63)$$

여기서 A_g , B_g , C_g 는 χ_{ge} 의 함수로서 이에 대한 관계식은 참고문헌 (16)에 수록되어 있다.

흡수기에서와 같은 방법으로 발생기내 용액의 제어체적에 대해서 열평형방정식을 세운 후 식(62), (63)을 이용하여 정리하면

$$\frac{d\chi_{ge}}{dx} = \frac{G_g - H_g}{E_g + F_g} = g(\chi_{ge}) \dots\dots (64)$$

이 된다. 여기서

$$E_g = -[h_{gev} - (A_g + B_g(B_{0g} + B_{1g} \chi_{ge} + B_{2g} \chi_{ge}^2) + C_g(B_{0g} + B_{1g} \chi_{ge} + B_{2g} \chi_{ge}^2)^2)](G_{ged} \chi_{ged} / \chi_{ge}^2) \dots\dots (65)$$

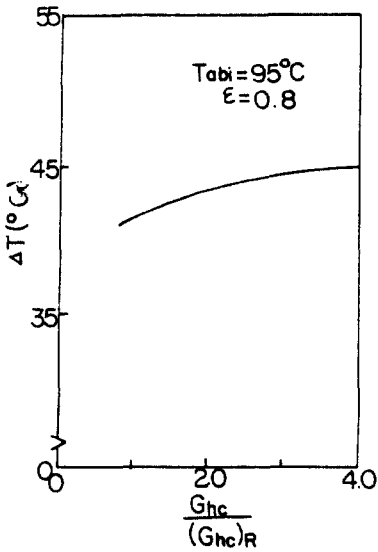


Fig. 15 Variation of temperature gain with respect to mass flowrate of water in condenser : from Ref. (11)

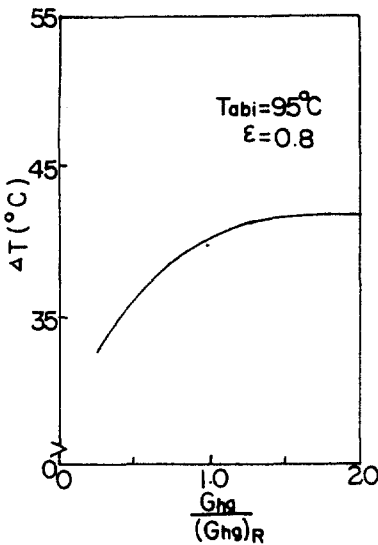


Fig. 16 Variation of temperature gain with respect to mass flowrate of water in generator

기 위한 전력비용을 고려하면 폐열회수에 따른 에너지비용 이득을 최대로 하는 온수유량이 존재함을 나타낸다.

Fig. 17은 응축기 냉각수의 입구온도에 따른 흡수기 온수의 온도이득을 나타낸다. 이 그림

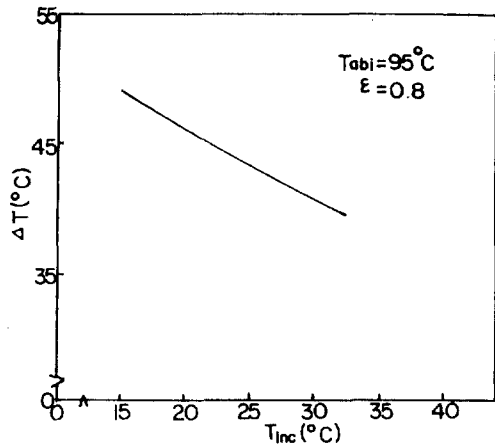


Fig. 17 Variation of temperature gain with respect to the inlet temperature of condenser : from Ref. (11)

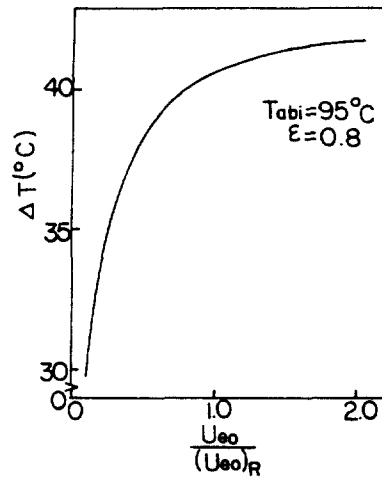


Fig. 18 Variation of temperature gain with respect to heat transfer coefficient of evaporator tube

은 흡수기 온수의 온도이득을 높이려면 냉각수의 입구온도를 낮추어야 함을 나타낸다.

Fig. 13, Fig. 15, Fig. 17에서 점선은 조와김¹¹⁾이 흡수기와 발생기에서 한 유체의 온도를 일정하다고 가정하고 LMTD 법으로 예측한 온도이득이다. 열펌프의 운전조건에 따른 조와김의 예측결과는 본 해석 결과와 같은 경향의 온도이득 변화를 본 해석보다 온도이득을 15~20°C 낮게 예측하고 있다.

Fig. 18, Fig. 19, Fig. 20은 각각 증발기, 흡

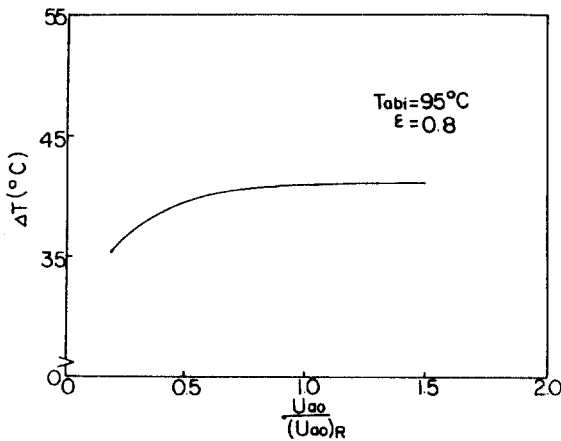


Fig.19 Variation of temperature gain with respect to heat transfer coefficient of absorber tube

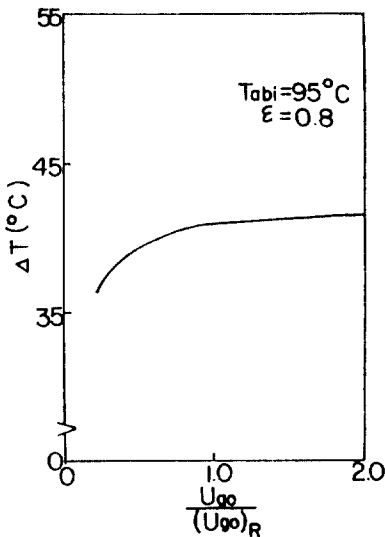


Fig.20 Variation of temperature gain with respect to heat transfer coefficient of generator tube

수기, 발생기 관외벽 열전달계수의 변화에 따른 흡수기에서 온수의 온도이득을 나타낸다. 3 경우 모두 관외벽의 열전달계수가 증가하면 온도이득이 증가하나 그 상승율은 점차 둔화됨을 알 수 있다. 따라서 증발기, 흡수기, 발생기를 설계할 때, 노즐의 수, 위치, 제트의 분사각도, 관의 배열 등을 변화시켜 관외벽의 열전달계수를 증가시키면 흡수기에서 온

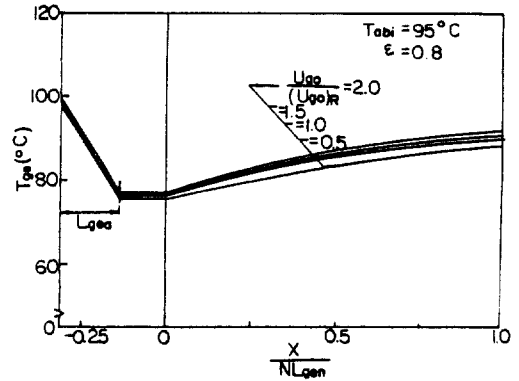


Fig.21 Temperature profiles of Li-Br water solution in generator with respect to heat transfer coefficient of generator tube

수의 온도이득을 증가시킬 수 있으나 이 방법에 의한 온도이득의 증가는 한계가 있음을 고려하여 설계하여야 할 것이다.

Fig.21은 발생기의 관외벽 열전달계수의 변화에 따른 발생기내 용액의 온도변화를 나타낸다. 열전달계수가 증가할수록 용액의 온도가 상승함을 알 수 있다. Fig.12와 비교해보면 발생기내의 단열발생 길이는 흡수기내 단열흡수길이 보다 짧음을 알 수 있다. 따라서 Li-Br 흡수식 열펌프의 성능을 향상시키려면 흡수기에서 노즐과 관단 사이의 거리를 발생기에서의 거리보다 길게 하여야 한다.

Fig.22는 $G_{ha}/(G_{ha})_R$ 의 변화에 따른 2종 열펌프 사이클의 변화를 Dühling 선도상에 나타낸 것이다. 이 그림에서는 $G_{ha}/(G_{ha})_R$ 이 증가할수록 사이클 선도의 크기가 작아지며 용액의 농도가 낮은 쪽으로 이동함을 알 수 있다. Fig.13과 비교해 보면 사이클선도의 크기가 작아지면 온도이득(ΔT)가 감소함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 2종 Li-Br-H₂O 흡수식 열펌프를 전산시뮬레이션하고 그 결과를 고찰하므로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) COP는 열펌프의 운전조건에 큰 영향

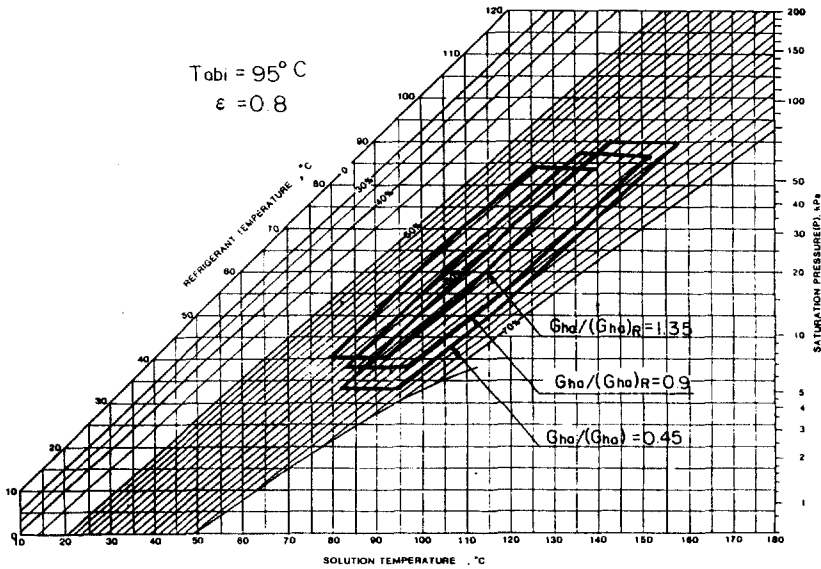


Fig.22 Variation of cycle of 2nd kind LiBr-H₂O heat pump with respect to mass flowrate of water in absorber

을 받지 않으나 흡수기 온수의 온도이득은 큰 영향을 받는다.

(2) 흡수기 온수유량을 증가시키면 온수의 온도이득은 대략적으로 유량에 반비례하여 감소한다.

(3) 응축기 냉각수의 유입온도가 증가되면 흡수기 온수의 온도이득이 감소한다.

(4) 증발기, 발생기, 응축기의 온수와 냉각수의 유량을 증가시키면 흡수기 온수의 온도이득은 증가한다. 그러나 유량의 증가에 따라 온도이득의 상승율은 감소한다.

(5) 증발기, 흡수기, 발생기 관외벽의 열전달계수를 증가시키면 흡수기 온수의 온도이득은 증가한다.

(6) 발생기의 단열발생길이는 흡수기의 단열흡수길이보다 짧다.

후 기

이 논문은 문교부의 1986년 학술연구조성비와 한국과학기술원 기계공학부의 연구비 지원으로 이루어진 것이며 이에 사의를 표한다.

참 고 문 헌

1. W. Thomson, "On the Economy of the Heating and Cooling of Buildings by Means of Currents of Air", Glasgow Phil. Soc. Proc. pp.269-272, 1852.
2. F. Krauss, "The Heat Pump in Theory and Practice", Power 54, pp.298-300, 1921.
3. T.G.N. Haldane, "The Heat Pump - An Economical Method of Producing Low-Grade Heat from Electricity", J.I.E.E.E., pp.666-675, 1930.
4. 高田秋一, "工業用ヒートポンプ", 省エネルギーセンター, Tokyo, 1984.
5. G. Grosman and H. Perez-Balanco, "Conceptual Design and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Waste Heat Utilization", ASHRAE Trans., 88, 1, p.2691, 1982.
6. G. Grosman and H.W. Childs, "Computer Simulation of a Lithium Bromide-Water

- Absorption Heat Pumps for Temperature Boosting”, ASHRAE Trans., AC-83-05/04, 1983.
7. K.F. Knoche and D. Stehmeier, “Absorption Heat Pumps for Solar Space Heating Systems”, Studies in Heat Transfer, McGraw Hill, pp.401-408, 1979.
 8. 柏木孝夫等, “第二重吸收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.
 9. 강병하, 김병인, 이춘식, “폐온수 이용 흡수식 열펌프의 열역학적 설계해석”, 공기조화냉동공학, 제14권, 제4호, pp.285~292, 1985.
 10. 조승연, “프로세스 시뮬레이션에 의한 제2종 흡수식 열펌프에 관한 연구”, 석사학위논문, 한국과학기술원, 1986.
 11. 조승연, 김영인, “프로세스 시뮬레이션에 의한 제2종 흡수식 열펌프 성능에 관한 연구”, 공기조화냉동공학회지, 제16권 제3호, pp.295~304, 1987.
 12. 이춘식의 11인, “고온용 흡수식 열펌프의 개발”, 과학기술처보고서, N110-2480-2, 1986.
 13. W.H. McAdams, “Review and Summary of Developments in Heat Transfer by Conduction and Convection”, Trans. A.J. Ch. E. Vol.36, p.1, 1940.
 14. 허준영, “폐열을 이용한 제1종 및 제2종 흡수식 열펌프의 시뮬레이션, 고려대학교 석사학위논문, 1988.
 15. W. Nusselt, “Die Ober Flächenkondensation des Wasser Dampfes”, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 60, pp.541-575, 1916.
 16. “ASHRAE Handbook 1985 Fundamentals”, 17. 69-17. 70, 1981.