

제 2종 LiBr-H₂O 흡수식 히트펌프의 운전 변수에 따른 성능 특성 수치 해석

Effects of Operation Conditions on the Performance of Type II LiBr-H₂O Absorption Heat Pump

윤준성(Jun Seong Yoon)¹, 권오경(Oh Kyung Kwon)², 차동안(Dong An Cha)², 배경진(Kyung Jin Bae)², 김인관(In Gwan Kim)⁴, 김민수(Min Soo Kim)³, 박찬우(Chan Woo Park)^{3*}

¹전북대학교 기계설계공학부 대학원, ²한국생산기술연구원 에너지시스템 연구그룹

³전북대학교 기계설계공학부, ⁴월드이엔씨

¹Graduate school of Mechanical Design Engineering, Chonbuk National University, 664-141 Ga, Deokjin-Dong, Deokjin-Gu, Jeonju, Jeonbuk, Korea

²Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 330-825, Korea

³School of Mechanical Design Engineering, Chonbuk National University, 664-14,1 Ga, Deokjin-Dong, Deokjin-Gu, Jeonju, Jeonbuk, Korea

⁴World E&C Co., Ltd, 102, Dolseoji-gil, Jangan-myeon, Hwaseong-si, Gyeonggi-do, Korea

(Received May 5, 2016; revision received August 12, 2016; Accepted: November 8, 2016)

Abstract This study carried out a numerical analysis of the effects of hot waste water supply on the performance of a Type II absorption heat pump. There are two types of hot waste water supply, regular series flow and reverse series flow. Also it investigated the interaction between each type of flow and heat exchange solutions. As the effectiveness of heat exchange solutions increase, the steam generation and (COP) increase as well. If the effectiveness of a heat exchange solution is lower than 0.566, the steam generation rate of the reverse flow is lower than that of the regular series flow. A high effectiveness of heat exchange solution is therefore required to make a larger amount of steam in reverse series flow than with ordinary series flow. The COP difference between the two types of flow decreases with the increasing effectiveness of the heat exchange solution. Thus, a reverse flow type absorption heat pump can match the high steam generation rate and COP of the ordinary flow type when a highly effective heat exchange solution is applied.

Key words Absorption heat pump(흡수식 히트펌프), COP(성적계수), H₂O/LiBr(물/리튬브로마이드), Heat transformer(히트트랜스포머)

* Corresponding author, E-mail: cw-park@jbnu.ac.kr

기호설명

Abs : 흡수기
a : 용액순환비
C : 비열
COP : 성적계수
Eff. : 효율도
h : 엔탈피
f : 함수
LMTD : 대수평균 온도차
m : 질량 유량 [kg/s]
P : 압력 [kPa]

\dot{Q} : 열량 [kW]
SHX : 용액 열교환기
T : 온도
UA : 총괄열전달계수 · 전열면적 [kW/°C]
x : 농도
 ϵ : 효율도

하첨자

abs : 흡수기
c : 저온
con : 응축기

eva : 증발기
 gen : 재생기
 h : 고온
 in : 입구
 out : 출구
 p : 정압

1. 서 론

오늘날 에너지 사용의 증가로 인한 환경문제와 화석 에너지원의 고갈은 대체에너지의 개발의 필요성을 알려 주고 있다. 이에 대한 방안으로 기존에 사용되어 왔던 흡수식 냉동 시스템과 유사한 시스템인 흡수식 히트펌프 시스템에 산업 폐열을 적용하면 산업에 필요한 고온의 고급 에너지로 만들 수 있어 친환경적이며 화석에너지를 대체할 수가 있다.

흡수식 히트펌프는 전기 에너지에 의해 구동되는 압축식과 달리, 가스의 연소열이나 온수, 냉매증기의 열을 이용하여 열을 펌핑하는 것으로 대용량의 열을 회수하는 곳에 주로 사용된다. 일반적으로 흡수식 히트펌프는 1종 히트펌프와 2종 히트펌프로 나누어지는데, 1종 히트펌프는 증발기에 35℃ 정도의 폐 온수를 공급하고, 열원에는 가스 혹은 고온증기를 이용해 75℃ 정도의 온수를 제조해 이용한다면, 전체 시스템의 효율도 성적계수는 약 1.7을 얻을 수 있다. 흡수식 2종 히트펌프는 중온의 폐열에너지를 구동열 에너지로 사용하여 고온의 에너지를 생산하는 시스템으로 고온의 에너지를 이용하고 저온의 에너지를 배출한다. 히트 트랜스포머(Heat Transformer)라고 불리기도 하며, 특히 120℃의 고온의 수증기를 얻고 성적계수는 약 0.4정도가 된다.

본 연구의 대상인 2종 흡수식 히트펌프와 관련 하여 연구된 국내외 연구는 Kang et al.⁽¹⁾이 LiBr-H₂O를 사용하는 제 2종 흡수식 히트펌프의 열역학적 설계 해석을 하였다. Chen⁽²⁻⁴⁾ 등에 의하여 흡수식 히트펌프 시스템의 최적화 연구가 이루어 졌는데 열펌프의 성능을 최적화하기 위하여 COP와 히트펌프의 총괄열전달 면적과의 관계를 연구하였고, 태양열 구동 흡수식 히트펌프의 최대의 COP를 얻기 위하여 열역학적 해석을 수행 하였다. 그 외에 Qin et al.⁽⁵⁾ Wu et al.⁽⁶⁾ Qin Chen et al.⁽⁷⁾ Sun et al.⁽⁸⁾ Eisa et al.⁽⁹⁾ Wang et al.⁽¹⁰⁾ Zebbar et al.⁽¹¹⁾ Guoel⁽¹²⁾은 제 2종 흡수식 히트펌프의 열역학적 최적 설계해석을 하였다

일반적으로 기존의 연구는 2종 히트펌프 시스템의 운전 변수인 냉각수, 온수의 온도 및 유량 영향 연구가 많이 수행되었다. 하지만 2종 히트펌프 시스템의 고효율 화를 위하여 온수의 공급 방식에 대한 연구는 그다지 많이 이루어지지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 온수의 직렬 공급 방식에서 재생기에서 증발기로

흐르는 정 흐름과 증발기에서 재생기로 흐르는 역 흐름이 흡수식 히트펌프에 미치는 영향을 수치적 해석을 수행하였다. 아울러 각 흐름별 용액 열교환기와와의 상호 작용도 연구 하였다.

2. 흡수식 히트펌프 해석

2.1 모델링 방정식 및 해석 조건

본 논문에서는 LiBr-H₂O를 용액으로 사용하는 흡수식 히트펌프에 관한 연구를 진행하였으며 수행 하고자 하는 흡수식 히트펌프의 해석 모델링은 다음과 같다. 본 연구에서 기준 모델은 90℃의 산업폐열과 25℃의 냉각수를 사용하여 흡수기에서 120℃의 냉매증기를 생산하는 것으로 설정했으며, Fig. 1에서 보듯이 90℃의 산업폐열 온수를 재생기와 증발기로 직렬로 공급하게 된다. 흡수식 히트펌프의 요소들인 증발기, 흡수기, 재생기, 응축기, 용액 열교환기 등을 각각 모델링하여 해석을 진행하였다. 사용된 지배 방정식 및 해석 조건은 다음과 같다.

- Mass Balance Equations

Total mass balance

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

LiBr mass balance

$$\sum \dot{m}_{in} x_{in} = \sum \dot{m}_{out} x_{out} \quad (2)$$

- Energy Balance Equation

$$\dot{Q} = UA \times LMTD = \dot{m} \times C_p \times \Delta T = \sum \dot{m} h \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{con} = \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva} \quad (4)$$

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (5)$$

여기서 LMTD는 다음과 같다.

$$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \quad (6)$$

H₂O/LiBr solution

$$f_1(P, T, x) = 0 \quad (7)$$

Working fluid

$$f_2(P, T) = 0 \quad (8)$$

$$\epsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad \text{or}$$

$$\epsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (9)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_g + \dot{Q}_e} \quad (10)$$

$$a = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_7} \quad (11)$$

위의 식(1)~식(8)은 히트펌프 요소기별 질량밸런스와 에너지 밸런스에 대해 것이며 용액의 경우는 P, T, x 즉 압력, 온도와 농도에 따른 함수이며, 냉매의 경우는 압력과 온도의 함수임을 가정하여 관계식을 모델링 하였다.

본 계산에서 적용된 구체적인 조건은 Table 1과 같다. 열교환기의 효율도(ε)의 정의는 식(9)와 같다. 본 계산의 목적 변수가 되는 흡수식 히트펌프의 성적계수의 정의는 식(10)과 같다. 아울러 용액순환비는 재생기에서 열매체 냉매증기 1 kg을 발생하기 위한 회용액 공급량으로 정의는 식(11)과 같다. 본 연구에서 적용된 모사 프로그램은 공학용 프로그램인 EES(Engineering Equation Solver)를 사용하였다.

2.2 해석 변수

본 논문에서 수행하고자 하는 흡수식 히트펌프의 다음 두 가지 해석 변수는 다음과 같다.

Table 1 Simulation standard conditions of absorption heat pump

Absorber	Inlet water temperature[°C]	115.0
	Outlet steam temperature[°C]	120.0
	mass flow rate[kg/s]	0.1
Cooling water supply	mass flow rate[kg/s]	0.7
	Temperature[°C]	25.0
Waste hot water supply	mass flow rate[kg/s]	0.67
	Temperature[°C]	90.0
Effectiveness	Absorber	0.5
	Condenser	0.5
	Generator	0.4
	Evaporator	0.4
	S.H.X	0.77
H ₂ O/LiBr solution	mass flow rate at generator outlet[kg/s] (point 6)	0.06

1) 폐 온수 직렬 공급시 공급 순서에 따른 영향
일반적으로 흡수식 히트펌프에서 폐온수는 Fig. 1에서 보듯이 직렬 방향으로 재생기에 공급된 후 증발기로 공급되어 진다. 이러한 정 방향과 더불어 본 연구에서는 폐 온수 직렬 공급 시 Fig. 2와 같이 역방향으로 증발기에 먼저 공급된 후 재생기로 공급 되어지는 경우 그 특징을 파악하고자 한다.

2) 용액 열교환기의 효율도에 따른 영향

상기 식(9)에서 언급 되어진 용액 열교환기 효율도가 흡수식 히트펌프 시스템 냉매증기 발생량과 성적계수변화에 폐 온수 흐름방법에 따라 상이하게 작용할 것으로 예측하고 그 효과를 파악하고자 한다. 상기 두 가지 계산변수를 정리하면 Table 2와 같다.

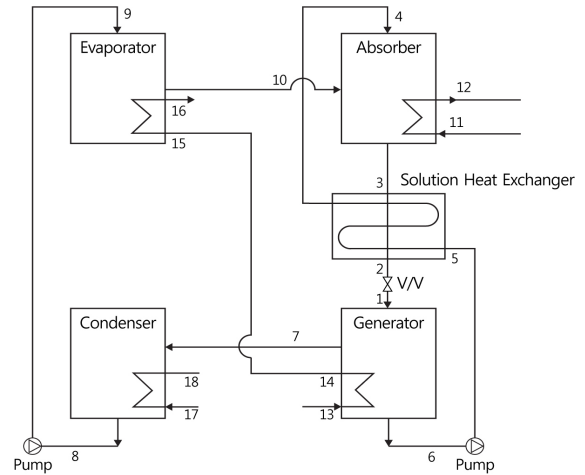


Fig. 1 Schematic diagram of LiBr-H₂O Absorption Heat Transformer standard model).

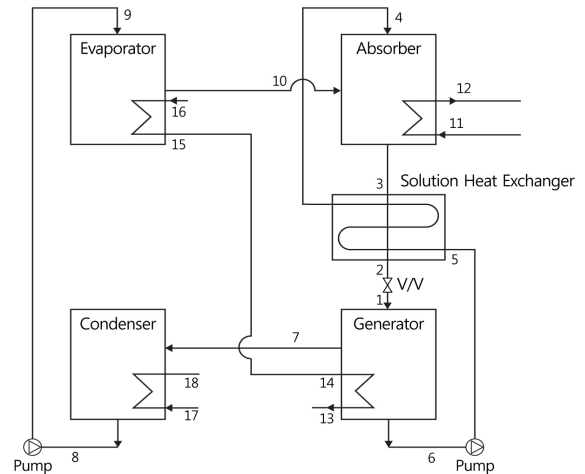


Fig. 2 Schematic diagram of LiBr-H₂O Absorption Heat Transformer(Inverse flow of waste hot water).

Table 2 Parameters for simulation

No	Parameter	Value
1	Hot water supply order	case 1. Generator → Evaporator
		case 2. Evaporator → Generator
2	Effectiveness of Solution Heat exchanger(ϵ)	0.2~0.9

3. 결과

3.1 해석의 검증

2중 흡수식 히트펌프 운전 조건 변경에 따른 시뮬레이션을 진행하였으며 선행연구와의 결과값 비교를 통해 사이클의 정확성 정도를 파악하였다. Fig. 3은 선행 연구인 kang⁽¹⁾의 결과와 현 연구 결과를 비교한 결과이다. 용액열교환기 효율도 변화에 따른 성적계수를 나타내고 있다. 두 결과 모두 용액열교환기 효율도가 증가할수록 성적계수가 증가하는 경향으로 절대치도 유사한 결과가 확인되었다. 따라서 계산방법의 타당성을 확보 할 수 있었다.

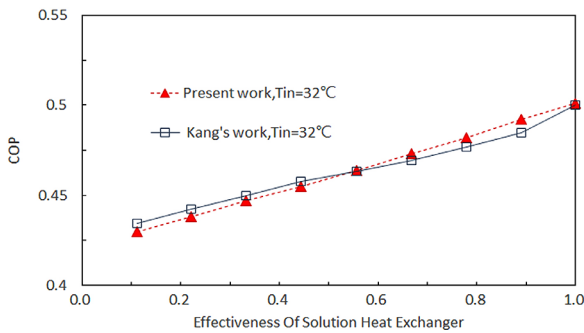


Fig. 3 Comparison of present's work and the other work.

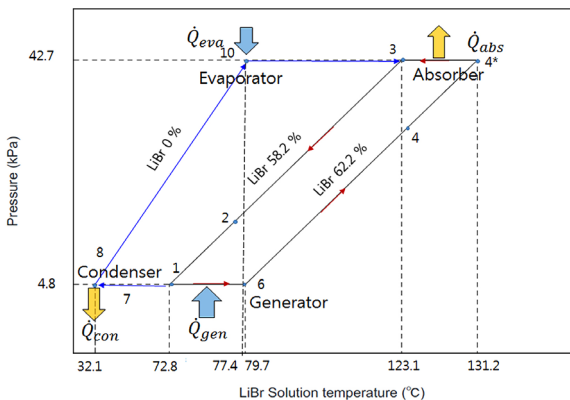


Fig. 4 Dühring diagram of LiBr-H₂O Absorption Heat Transformer.

3.2 기본 모델의 특성

Fig. 4는 2중 흡수식 히트펌프의 PTx 관계를 나타내는 during 선도이며, Table 3은 직렬 폐 온수 공급 2중 흡수식 히트펌프의 각 위치별 온도 특성 및 성능 계수값을 나타낸다. Table 3에서 point는 Fig. 1에 나타낸 각 위치 별 지점을 나타낸다. 이는 Fig. 4의 during선도에도 표시하였다. 표에서 보듯이 90°C로 재생기에 폐 온수 공급되어 83.0°C로 증발기에서 배출되며 냉각수는 응축기에 25°C로 공급되어 28.5°C로 배출된다. 흡수기에서는 115°C의 물이 공급되어 건도가 1인 120°C 냉매증기로 발생되게 된다. 전체 흡수기에서 전체 열량 9.4 kW 중 11.88 kg/h에 해당하는 냉매증기 발생 열량은 약 7.27 kW 정도에 달하게 된다. 이 양은 냉매증기 발생 열량은 전체 흡수기 열량 중 77.4%에 해당된다. 나머지 22.6%는 115°C에서 120°C로 물의 온도를 높이는 현열량에 해당한다. 저압부와 고압부의 압력은 각각 4.8 kPa, 42.7 kPa이며, 희용액과 농용액의 농도는 각각 58.2%, 62.2%가 된다. 흡수식 히트펌프 사이클 선도는 흡수식 냉동사이클과 달리 용액측은 반시계 방향으로 순환한다. 사이클 성적계수는 약 0.475정도이다.

Table 3 Simulation results of standard model

Point	m	P(kPa)	T(°C)	X(%)	Quality
1	0.0641	4.8	72.8	58.2	0.015
2	0.0641	42.7	93.7	58.2	0
3	0.0641	42.7	123.1	58.2	0
4	0.06	42.7	113.1	62.2	0
4*	0.06	42.7	131.2	61.4	-
5	0.06	42.7	79.7	62.2	0
6	0.06	4.8	79.7	62.2	0
7	0.0041	4.8	76.2	-	1
8	0.0041	4.8	32.1	-	0
9	0.0041	42.7	32.1	-	0
10	0.0041	42.7	77.4	-	1
11	0.100	198.5	115	-	-
12	0.100	198.5	120	-	0.033
13	0.67	-	90	-	-
14	0.67	-	86.7	-	-
15	0.67	-	86.7	-	-
16	0.67	-	83.0	-	-
17	0.7	-	25.0	-	-
18	0.7	-	28.5	-	-
COP					0.475
steam generation rate(kg/h)					11.88
Heat transfer rate (kW)	Absorber			steam	7.27
				sensible heat	2.12
	Condenser				10.40
	Evaporator				10.38
	Generator				9.42
SHX				3.75	

3.3 폐 온수 직렬 공급 시 공급 순서에 따른 영향

Fig. 5는 폐온수 공급을 재생기에서 증발기 순서로 공급되는 정방향 standard 조건과 증발기에서 재생기로 공급 되는 역 흐름의 경우 요소기기별 열전달량 결과를 용액 열교환기 효율도에 따라 비교하였다. 그림에서 보듯이 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 각 요소별 열전달량 변화를 나타냈는데 용액 열교환기 효율도가 증가하면 용액열교환기의 열전달량이 증가하게 된다. 따라서 용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 흡수기에는 보다 고온의 농용액과 재생기에는 보다 저온의 희용액이 유입되므로 흡수기는 흡수기 관내 발생 냉매증기(point 12)와 고온의 흡수액과의 온도차가 커지고 재생기는 공급 폐 온수와 희용액과의 온도차가 커지므로 두 요소기기의 열전달은 열교환기 효율도에 비례적으로 증가하게 된다. 응축기는 재생기의 유입 희용액의 온도가 낮을수록 압력이 더 떨어지게 되어

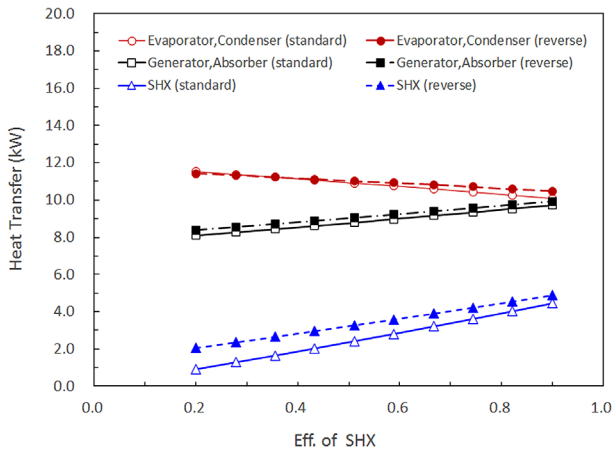


Fig. 5 Heat transfer rate of each components vs. Effectiveness of SHX and the waste hot water supply order.

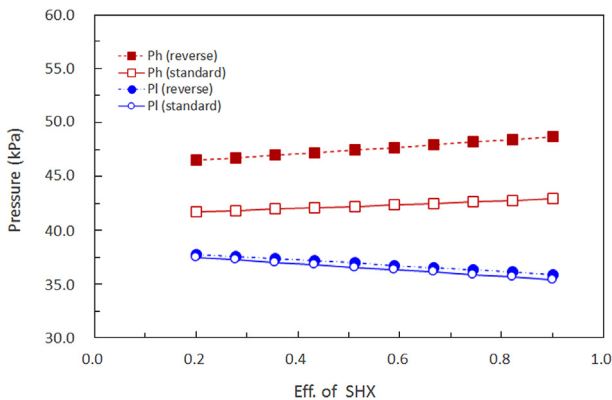


Fig. 6 System pressure variations vs. Effectiveness of SHX and the waste hot water supply order.

냉매증기 포화온도와 냉각수와의 온도차가 감소되어 응축량이 감소하게 된다. 증발기는 흡수기 유입 농용액이 고온이 될수록 증발기의 압력이 더 증가되므로 폐 온수와 포화 냉매 온도차가 감소하게 되어 증발 열량이 감소하게 된다. 본 계산의 기준조건인 용액 열교환기 효율도 0.77 기준에서 보면 역 흐름이 순 흐름 보다 증발기 입열량이 크고 재생기 입열량도 역시 큼을 알 수 있다. 이는 고온의 폐온수가 증발기로 먼저 유입됨에 따라 냉매 증발량이 증가하여 증발기 열교환량이 증가 하는 것으로 파악된다. 재생기의 경우는 증가한 냉매량이 흡수기에 흡입된 후 다시 필요한 양만큼의 냉매를 재생하는데 열량이 더 필요하므로 역 흐름이 순 흐름 보다 재생기 열량도 큼을 알 수 있다. 아울러 용액 열교환기 열교환량도 역 흐름이 순 흐름 보다 큼을 알 수 있다.

Fig. 6은 폐온수공급을 재생기에서 증발기 순서로 공급되는 순 흐름 standard 조건과 증발기에서 재생기로 공급되는 역 흐름의 경우 시스템 압력 변화 결과를 용액 열교환기 효율도에 따라 비교하였다. 전체적으로 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 고압부의 압력 즉, 흡수기, 증발기의 압력은 증가하며 저압부의 압력 즉, 재생기와 응축기의 압력은 감소함을 알 수 있다. 이는 위에서 언급되었듯이 용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 흡수기에는 보다 고온의 농용액과 재생기에는 보다 저온의 희용액이 유입되므로 흡수기 압력은 높아지고 재생기 압력은 낮아지기 때문이다. 그림에서 보듯이 역 흐름이 순 흐름 보다 전체적으로 압력이 높음을 알 수 있다. 특히 역 흐름의 고압부인 증발기와 흡수기 압력이 순 흐름 조건 보다 평균 약 5.3 kPa 가량 높은데 이는 고온의 폐 온수가 증발기로 먼저 유입됨에 따라 냉매 증발량이 증가하여 고압부의 압력이 더 증가하기 때문이라고 파악된다.

Fig. 7은 폐 온수공급을 재생기에서 증발기 순서로 공급되는 순 흐름 standard 조건과 증발기에서 재생기로 공급 되는 역 흐름의 경우 흡수액의 농도 변화 결과를 용액 열교환기 효율도에 따라 비교하였다. 전체적으로 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 농용액의 농도는 약간 감소하고 희용액의 농도는 약간 증가하는 것으로 파악된다. 이는 용액 열교환기 효율도 변화가 증가함에 따라 고압부인 흡수기, 증발기의 압력은 증가하여 포화 농도는 감소하며 저압부인 재생기와 응축기의 압력은 감소하여 포화 농도가 증가함을 알 수 있다. 아울러 역 흐름이 순 흐름 보다 전체 적으로 농도가 평균 약 1.6% 묽음을 알 수 있다. 이는 역 흐름일 경우 고온의 폐 온수가 증발기로 먼저 유입됨에 따라 압력이 증가하며 증발기 냉매 증발량이 증가한 후 흡수기에 냉매흡수량이 증가하여 전체적으로 시스템 농도가 낮아지기 때문이라고 파악된다.

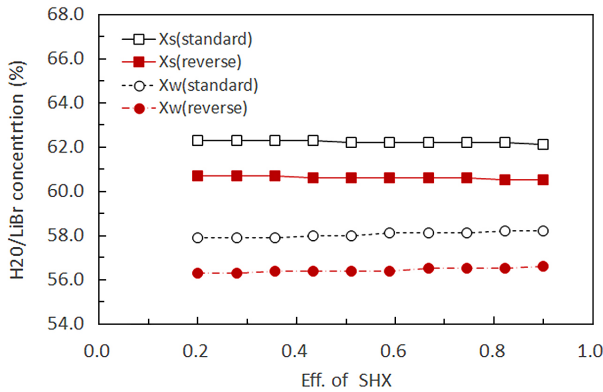


Fig. 7 Concentration variations vs. Effectiveness of SHX and the waste hot water supply order.

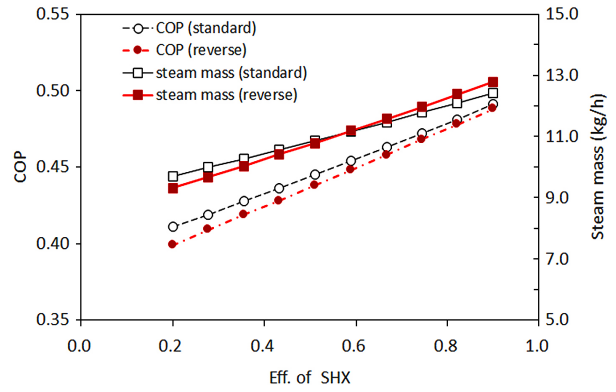


Fig. 9 COP and steam generation rate vs. Effectiveness of SHX and the water supply order.

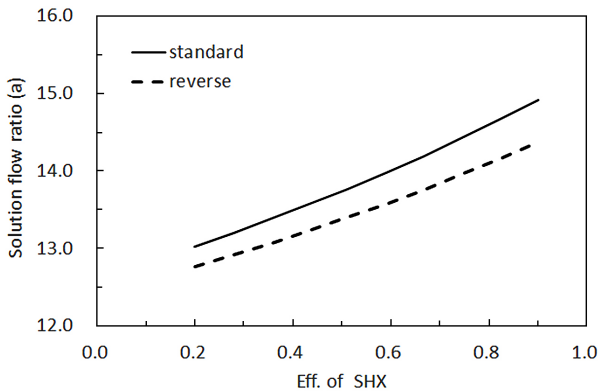


Fig. 8 Solution flow ratio variations vs. Effectiveness of SHX and the waste hot water supply order.

Fig. 8은 온수공급을 재생기에서 증발기 순서로 공급 되는 순 흐름 standard 조건과 증발기에서 재생기로 공급 되는 역 흐름의 경우 용액순환비 변화 결과를 용액 열교환기 효율도에 따라 비교하였다. 위에서 언급하였듯이 용액순환비는 재생기에서 열매체 냉매증기 1 kg 을 발생하기 위한 회용액 공급량으로 정의는 식(11)과 같다.

전체적으로 용액 열교환기 효율도 증가에 따라 용액 순환비는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 위에서 언급되었듯이 용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 증발기와 응축기의 열량이 감소하므로 냉매 순환량이 감소하게 된다. 따라서 용액 순환 비의 정의에 따라 분모 값 (냉매증기 발생량)이 감소하여 용액순환비는 증가하는 것을 알 수 있다. 아울러 그림에서 보듯이 역 흐름이 순 흐름 보다 전체 적으로 용액순환비가 평균 약 0.39정도 낮음을 알 수 있다. 이는 위의 결과(Fig. 6 참조)에서 파악하였듯이 역 흐름일 경우 순 흐름 보다 증발기, 응축기 열량이 높은 관계로 열매체 냉매증기발생량이 증가한다. 따라서 용액순환비의 정의에 따라 분모 값이 증가하

여 용액순환비는 순 흐름 보다 낮아짐을 알 수 있다.

Fig. 9는 온수공급을 재생기에서 증발기 순서로 공급 되는 순 흐름 standard 조건과 증발기에서 재생기로 공급 되는 역 흐름의 경우 성적 계수와 냉매증기 발생량 결과를 용액 열교환기 효율도에 따라 비교하였다.

상기에 언급하였듯이 용액 열교환기의 효율도가 증가 할수록 흡수기에서는 흡수기 관내 발생 냉매증기 (point 12)와 고온의 흡수액과의 온도차가 커지므로 비례적으로 흡수기 관내 발생 수증기 발생량은 증가하게 된다. 용액 열교환기의 효율도가 증가 할수록 내부적으로 열 회수량 증가로 성적계수는 증가하게 된다.

본 계산의 기준조건인 용액 열교환기 효율도 0.77 기준에서는 역 흐름이 순 흐름 보다 수증기 발생량이 크지만 성적계수는 순 흐름 보다 작음을 알 수 있다. 이는 상기 열량 변화에도 언급했듯이 고온의 폐 온수가 증발기로 먼저 유입됨에 따라 냉매 증발량의 증가로 고압부 압력 증가와 흡수액 포화 농도 감소로 흡수기내 작동유체 냉매증기 흡수량 증가에 따른 흡수기 열량 증가에 기인한다고 본다. 하지만 재생기에서는 농도가 낮아진 회용액을 다시 필요한 양만큼의 냉매를 재생하는데 열량이 더 필요하므로 역 흐름이 정방향 보다 재생기 열량이 커 성적계수는 작아지게 된다. 즉, 흡수기에서 냉매증기 발생량 증가 대비 폐 온수 입열량 증가 비율이 더 크다고 파악된다. 하지만 용액 열교환기의 효율도가 0.566 이하인 경우에는 냉매증기 발생량은 역 흐름이 정방향 보다 오히려 감소하므로 반드시 효율도가 높은 열교환기를 적용해야 역 흐름인 경우 순 흐름 보다 많은 냉매증기량을 확보할 수 있게 된다. 아울러 용액 열교환기 효율도가 증가함에 따라 성적계수 차이가 감소되는 것으로 파악된다. 따라서 폐 온수 역 흐름 방식은 용액 열교환기 효율도가 높을 경우 냉매증기 발생량은 최대 약 3% 정도 많아지고 성적계수는 순 흐름에 약 0.6% 감소로 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 2종 히트펌프 시스템의 폐 온수의 직렬 공급 방식에서 재생기에서 증발기로 흐르는 정 흐름과 증발기에서 재생기로 흐르는 역 흐름이 흡수식 히트펌프에 미치는 영향을 수치적 해석을 수행하였다. 아울러 각 흐름별 용액 열교환기와와의 상호 작용을 연구 하였다.

- (1) 용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 흡수기에는 고온의 농용액과 재생기에는 저온의 희용액이 유입되므로 두 요소의 열전달은 용액 열교환기 효율도에 비례적으로 증가하게 된다. 응축기는 재생기의 유입 희용액이 낮을수록 저 압축 압력이 더 떨어지게 되어 냉매 냉매증기 포화온도와 냉각수와의 온도차가 감소되어 응축 열전달량이 감소하게 된다. 증발기는 흡수기 유입 농용액이 고온이 될수록 증발기의 압력이 더 증가되므로 폐 온수와 포화 냉매 온도차가 감소하게 되어 증발 열량이 감소하게 된다. 역 흐름이 순 흐름 보다 증발기 입열량이 크고 재생기 입열량도 크다. 용액 열교환기 열교환량도 역 흐름이 순 흐름 보다 크다.
- (2) 전체적으로 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 고압부의 압력 즉, 흡수기, 증발기의 압력은 증가하며 저압부의 압력 즉, 재생기와 응축기의 압력은 감소함을 알 수 있다. 폐 온수의 역 흐름이 순 흐름 보다 전체 적으로 압력이 높음을 알 수 있다. 특히 역 흐름의 고압부인 증발기와 흡수기 압력이 순 흐름 조건 보다 평균 약 5.3 kPa 가량 높는데 이는 고온의 폐 온수가 증발기로 먼저 유입됨에 따라 냉매 증발량이 증가하여 고압부의 압력이 더 증가하기 때문 이라고 파악된다.
- (3) 전체적으로 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 농용액의 농도는 약간 감소하고 희용액의 농도는 약간 증가하는 것으로 파악된다. 역 흐름이 순 흐름 보다 전체 적으로 농도가 평균 약 1.6% 정도 묽음을 알 수 있다.
- (4) 전체적으로 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 용액순환비는 증가하는 것을 알 수 있다. 역 흐름이 순 흐름 보다 전체 적으로 용액순환비가 평균 약 0.39 정도 낮음을 알 수 있다.
- (5) 용액 열교환기의 효율도가 증가 할수록 흡수기에서는 흡수기 관내 발생 냉매증기와 고온의 흡수액과의 온도차가 커지므로 비례적으로 흡수기 관내 발생 수증기 발생량은 증가하게 된다. 성적계수는 용액 열교환기의 효율도가 증가 할수록 내부적으로 열 회수량 증가로 증가하게 된다. 용액 열교환기의 효율도가 0.566 이하인 경우에는 냉매

증기 발생량은 역 흐름이 순 흐름 보다 오히려 감소하므로 반드시 효율도가 높은 열교환기를 적용해야 역 흐름인 경우 순 흐름 보다 많은 냉매증기량을 확보할 수 있게 된다. 아울러 용액 열교환기 효율도가 증가함에 따라 성적계수 차이가 감소되는 것으로 파악된다. 따라서 폐 온수 역 흐름 방식은 용액 열교환기 효율도가 높을 경우 냉매증기 발생량은 최대 약 3% 정도 많아지고 성적계수는 순 흐름에 약 0.6% 감소로 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 2015년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(No. 20152020001240).

References

1. Kang, B. H., Kim, Y. I., and Lee, C. S., 1985, Thermal Design Analysis of an Absorption Heat Transformer for using Waste Hot Water, The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 14, No. 4, pp. 11-18.
2. Chen, J., 1995, Optimal choice of the performance parameters of an absorption heat transformer, Heat Recovery Syst. CHP, Vol. 15, No. 3, pp. 249-256.
3. Chen, J., 1997, Equivalent combined cycle of an endoreversible absorption heat transformer and optimal analysis of primary performance parameters, Energy Convers. Mgmt., Vol. 38, No. 7, pp. 705-712.
4. Chen, J., 1997, Thermodynamic analysis of the performance of a solar absorption heat transformer at maximum coefficient of performance, Int. J. Energy Res., Vol. 21, pp. 975-984.
5. Qin, X. Y., Chen, L. G., and Sun, F. R., 2004, The optimal performance of an irreversible four-heat-reservoir absorption heat transformer, J. Eng. Thermophys., Vol. 25, pp. 185-188.
6. Wu, S. Z. and Chen, J. C., 2005, Parametric optimum design of an irreversible heat-transformer based on the thermo-economic approach, Appl. Energy, Vol. 80, pp. 349-365.
7. Qin, X., Chen, L., Sun, F., and Wu, C., 2005, Performance of an endoreversible four-heat-reservoir absorption heat-transformer with a generalized heat transfer law, Int. J. Ambient Energy, Vol. 26, pp. 171-179.
8. Sun, F., Qin, X., Chen, L., and Wu, C., 2005, Optimi-

- zation between heating load and entropy-production rate for endoreversible absorption heat-transformers, *Appl. Energy*, Vol. 81, pp. 434-448.
9. Eisa, M. A. R., Best, R., and Holland, R. F. A., 1986, Thermodynamic design data for absorption heat transformers-part I. Operating water-lithium bromide, *J. Heat Recovery Syst.*, Vol. 6, No. 5, pp. 421-432.
 10. Wang, J. G., Ma, X. H., Lin, H. T., and Chen, J. B., 2004, Thermodynamic analysis for LiBr-H₂O absorption heat transformer, *J. Dalian Univ. Technol.*, Vol. 44, pp. 366-370.
 11. Zebbar, D., Kherris, S., Zebbar, S., and Mostefa, K., 2012, Thermodynamic optimization of an absorption heat transformer, *Int. J. Refrig.*, Vol. 35, pp. 1393-1401.
 12. Guo, P., Sui, J., Han, W., Zheng, J., and Jin, H., 2012, Energy and exergy analyses on the off-design performance of an absorption heat transformer, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 48, pp. 506-514.