

# 냉매 열교환기 구성방법에 따른 제 2종 흡수식 히트펌프의 성능 특성 변화에 관한 연구

## Performance Characteristics of Type II LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Pump in Accordance with the Refrigerant Heat Exchanger Configuration

이창현(Chang Hyun Lee)<sup>1</sup>, 윤준성(Jun Seong Yoon)<sup>1</sup>, 김인관(In Gwan Kim)<sup>2</sup>, 권오경(Oh Kyung Kwon)<sup>3</sup>, 차동안(Dong An Cha)<sup>3</sup>, 배경진(Kyung Jin Bae)<sup>3</sup>, 김민수(Min Su Kim)<sup>4</sup>, 박찬우(Chan Woo Park)<sup>4†</sup>

<sup>1</sup>전북대학교 기계설계공학부 대학원, <sup>2</sup>주월드이엔씨, <sup>3</sup>한국생산기술연구원 에너지시스템 연구그룹,

<sup>4</sup>전북대학교 기계설계공학부

<sup>1</sup>Graduate school of Mechanical Design Engineering, Chonbuk National University, 93, Changpo-gil, Deokjin-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, 54896, Republic of Korea

<sup>2</sup>World E&C Co., Ltd, 102, Dolseoji-gil, Jangan-myeon, Hwaseong-si, Gyeonggi-do, 18574, Korea

<sup>3</sup>Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan, 31056, Korea

<sup>4</sup>School of Mechanical Design Engineering, Chonbuk National University, 93, Changpo-gil, Deokjin-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, 54896, Republic of Korea

(Received April 18, 2017; revision received May 9, 2017; Accepted: May 17, 2017)

**Abstract** The objective of this study was to determine the effect of refrigerant heat exchanger on the performance of type II absorption heat pump performance using numerical analysis. Two heat exchange installation methods were used: solution to refrigerant and waste hot water to refrigerant. These methods were compared to the standard model of hot water flow without using refrigerant heat exchanger. When waste hot waters were bypassed to refrigerant heat exchanger, COP was not affected. However, steam mass generation rates were increased compared to those of the standard model. When solutions were bypassed to the refrigerant heat exchanger, results were different depending on the place where the solution rejoined. COP and steam mass generation rates were lower compared to those when waste heat water was passed to refrigerant heat exchanger. Thus, it is possible to obtain higher steam mass generation rates by using waste water and installing refrigerant heat exchanger.

**Key words** Absorption heat pump(흡수식 히트펌프), Refrigerant heat exchanger(냉매 열교환기), COP(성적계수), H<sub>2</sub>O/LiBr(물/리튬브로마이드), Heat transformer(히트 트랜스포머)

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

### 기호설명

a : 용액 순환비

COP : 성적계수

Eff. : 효율도

h : 엔탈피

LMTD : 대수평균 온도차

$\dot{m}$  : 질량 유량 [kg/s]

P : 압력(kPa)

$\dot{Q}$  : 열량 [kW]

SHX : 용액 열교환기

RHX : 냉매 열교환기

T : 온도

UA : 총괄열전달계수 · 전열면적 [kW°C]

x : 농도

$\epsilon$  : 효율도

<b>하첨자</b>		<b>h</b>	: 고온
abs	: 흡수기	in	: 입구
c	: 저온	out	: 출구
con	: 응축기	p	: 정압
eva	: 증발기	sol	: 흡수액
gen	: 재생기	v	: 증기

## 1. 서 론

오늘날 에너지 수요 증가로 야기되는 환경문제와 화석 에너지원의 고갈은 대체 에너지의 개발의 필요성을 알려주고 있다. 이에 대한 방안으로 기존 사용되는 냉동 시스템과 유사한 흡수식 히트 시스템에 산업 폐열을 적용하면 산업에 필요한 고온의 에너지로 만들 수 있어 친환경적이며 화석에너지를 대체할 수가 있다.

흡수식 히트펌프는 압축식과 달리 가스의 연소열이나 온수, 증기의 열을 이용하는 것으로 대용량의 열을 회수하는 곳에 사용된다. 흡수식 히트펌프는 1종 히트펌프와 2종 히트펌프로 나누어지는데, 1종 히트펌프는 증발기에 약 35℃의 폐 온수를 공급하고, 가스 혹은 고온증기를 열원으로 약 75℃의 온수를 이용한다면 약 1.7의 COP를 얻을 수 있다. 2종 히트펌프는 중온의 폐열 에너지를 구동 열에너지로 사용하여 고온의 에너지를 얻는 시스템으로 고온의 에너지를 이용하고 저온의 에너지를 배출한다. 히트 트랜스포머(Heat Transformer)라고 불리기도 하며, 120℃의 고온의 스팀을 얻고 COP는 약 0.4정도가 된다.

현재 2종 흡수식 히트 펌프와 관련 하여 연구된 국내외 연구는 Yoon et al.<sup>(1)</sup>의 흡수식 히트펌프의 운전 변수에 따른 수치 해석에서 폐 온수의 정방향 및 역방향 공급 시 각 경우에 따른 영향을 시뮬레이션 하였으며, Kang et al.<sup>(2)</sup>의 LiBr-H<sub>2</sub>O를 사용하는 제2종 흡수식 열펌프의 열역학적 설계 해석에서 히트펌프의 각 요소기기의 효율도에 따른 시스템 성능변화에 대해 고찰하였다. 그 외에 Chen<sup>(3-5)</sup>의 제 2종 흡수식 열펌프의 열역학적 최적 설계해석에서 흡수식 열펌프에 있어 열 저항이 미치는 영향에 대한 열역학적 해석이 진행되었다.

현재까지 2종 히트 펌프 시스템의 운전 변수로 냉각수, 온수의 온도 및 유량 변화에 대한 연구가 일반적이었으며, 냉매 열교환기 구성에 대한 연구는 많이 이루어지지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 냉매 열교환기의 구성에 있어서 냉매와 용액 또는 폐 온수의 열 교환과 바이패스 지점이 흡수식 히트 펌프에 미치는 영향에 대한 수치적 해석을 수행하고, 기존 온수의 직렬흐름 방식과 비교 하였다.

## 2. 연구 방법

본 논문에서는 LiBr-H<sub>2</sub>O를 용액으로 사용하는 흡수식 히트 펌프에 관한 연구를 진행하였으며 수행 하고자 하는 흡수식 히트 펌프의 해석 모델링은 다음과 같다.

### 2.1 제 2종 흡수식 히트펌프의 모델링

제 2종 흡수식 히트펌프는 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기, 용액 열교환기로 이루어져 있으며, 재생기와 응축기의 압력이 저압부로서 응축기 내로 흐르는 냉각수의 온도에 의해 결정된다. 고압부는 증발기와 흡수기로 증발기에서 발생하는 냉매 증기의 온도에 의해 결정된다. 재생기 내에서는 LiBr-H<sub>2</sub>O 용액이 폐 온수에 의해 가열되어 냉매만 증기상태로 응축기로 보내지며 농용액은 흡수기로 보내진다. 흡수기에서는 증발기로부터 유입된 냉매 증기의 흡수가 일어나고 희용액 상태로 다시 재생기로 보내지게 되며, 이 과정에서 흡수기 관내에서는 흡수열로 인한 120℃의 고온의 스팀을 얻게 된다. 재생기로부터 나온 냉매 증기는 응축기에서 포화액 상태로 냉각되어 증발기로 보내지고, 증발기 내에서 폐 온수에 의해 포화증기상태로 된다. 본 연구에서는 기존의 제 2종 흡수식 히트펌프에서 응축기와 증발기 사이지점에서 냉매 열교환기가 구성되었을 때의 각각을 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

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

- Heat transfer equation

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

- Energy balance

For case 1, 2

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

For case 3, 4

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{con} = \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{rhx} \quad (5)$$

여기서 식(4)와 식(5)는 각각 냉매 열교환기에 용액이 바이패스 되는 경우와 폐 온수가 바이패스 되는 경우이다.

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (6)$$

여기서 LMTD는 다음과 같다.

$$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \quad (7)$$

LiBr-H<sub>2</sub>O solution

$$f_1(P, T, x) = 0 \quad (8)$$

Working fluid

$$f_2(P, T) = 0 \quad (9)$$

- Effectiveness Equation

$$\epsilon = \frac{(\dot{m} c_p)_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m} c_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad \text{or} \quad \epsilon = \frac{(\dot{m} c_p)_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{(\dot{m} c_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (10)$$

- COP

For case 1, 2

$$COP = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva}} \quad (11)$$

For case 3, 4

$$COP = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{rhx}} \quad (12)$$

$$a = \frac{\dot{m}_{\geq n, sol, in}}{\dot{m}_v} \quad (13)$$

식(1)~식(9)는 히트펌프 요소기기별 질량 및 에너지 밸런스에 대한 식이다. 용액의 경우 압력, 온도와 농도에 따른 함수이며, 냉매의 경우 압력과 온도의 함수로 가정하여 관계식을 모델링 하였다. 열교환기의 효율도( $\epsilon$ )에 대한 정의는 식(10)이며 성적계수의 정의는 식(11)~식(12)와 같다. 식(11)과 식(12)는 냉매 열교환기에 용액이 바이패스 되는 경우와 폐 온수가 바이패스 되는 경우이다. 아울러 용액 순환비는 재생기에서 열매체 증기 1 kg을 발생하기 위한 희용액 공급량으로 정의는 식(13)과 같다.

기준 모델은 냉매 열교환기가 구성되지 않은 2중 흡수식 히트펌프로써 90°C의 산업 폐열과 25°C의 냉각수를 사용하여 흡수기에서 120°C의 증기를 생산하는 것이며, 90°C의 산업 폐열 온수를 직렬로 공급하는 것으로 설정하였다. 본 계산에 적용한 구체적인 기준조건은 Table 1과 같다.

본 연구에서 적용된 프로그램은 EES(Engineering Equation Solver)를 사용하였다.

## 2.2 해석 변수

### 2.1.1 용액의 리턴 위치에 따른 영향

흡수식 히트펌프에서 재생기 출구로부터 농용액이 흡수기로 이동하고 흡수기 출구로부터 희용액이 재생기로 이동하며, 용액 열교환기를 통해 희용액과 농용액이 열 교환을 하게 된다. 본 논문에서는 재생기출구 지점 용액의 일부를 냉매열교환기로 바이패스 시킨 후 리턴 위치에 따른 영향을 파악하고자 한다.

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 <sub>2</sub> O/LiBr solution	mass flow rate at generator outlet(kg/s) (point 6)	0.06

Fig. 1의 (a)는 용액이 재생기 출구에서 분할되어 냉매 열교환기를 지나 용액 열교환기의 전으로 합류(case 1) 되는 경우이다. 이와 더불어 Fig. 1의 (b)와 같이 재생기 출구에서 바이패스 된 용액이 용액 열교환기 이후 지점에서 합류(case 2) 되는 경우를 연구하였으며, 두 경우 모두 10%(Bypass Ratio)만 흘러가도록 기준을 정하였다. 여기서 냉매 열교환기 바이패스 비율을 10%로 정한 것은 선행 계산을 통하여 바이패스 비율이 증가함에 따라 성능이 선형적으로 감소하는 것을 파악이 되어 임의의 최대 분배 비율로 10%를 정하였다.

2.1.2 폐 온수의 분배 위치에 따른 영향

흡수식 히트펌프에서 폐 온수는 직렬방향으로 재생기에 공급된 후 증발기로 공급되어진다. 본 논문에서는 폐 온수의 일부가 냉매 열교환기로 바이패스 되어 증발기 입구에서 합류되는 경우, 폐 온수의 분배위치에 따른 영향을 알아보려고 한다. Fig. 2의 (a)는 폐 온수가 재생기 입구에서 분할되어 냉매 열교환기를 지나 증발기 입구에서 합류(case 3)되는 경우이다. 이와 더불어 같은 조건에서 Fig. 2의 (b)와 같이 재생기에서 나온 폐 온수가 분할되어 증발기 입구에서 합류(case 4)되는 경우를 연구하였으며, 두 경우 모두 냉매 열교환기로 바이패스 전 폐 온수 유량의 10%(Bypass Ratio)만 흘러가도록 기준을 정하였다.

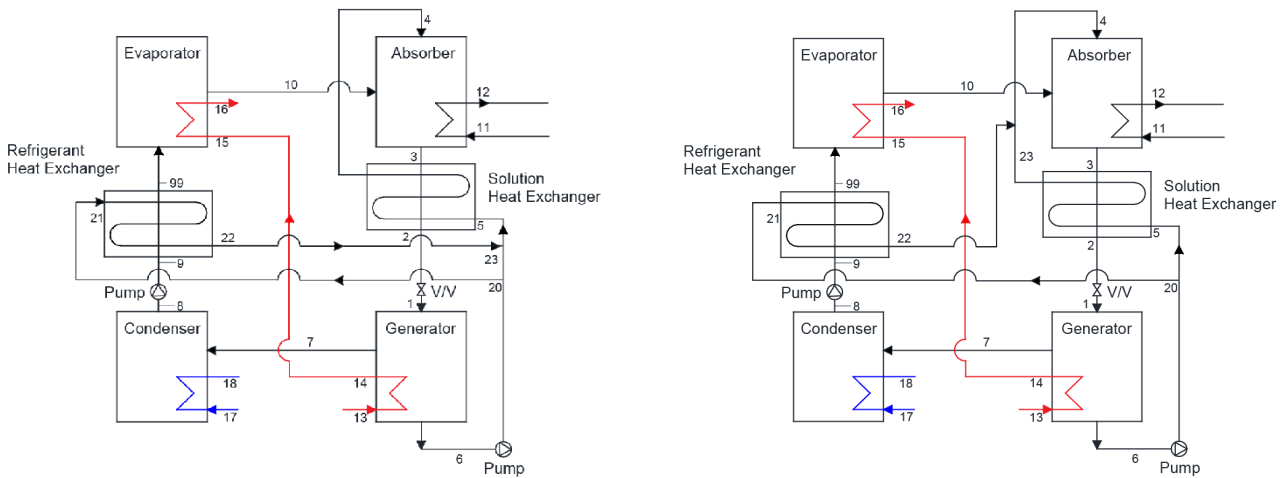


Fig. 1 (a) Schematic diagram of LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Transformer(case 1), (b) Schematic diagram of LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Transformer(case 2).

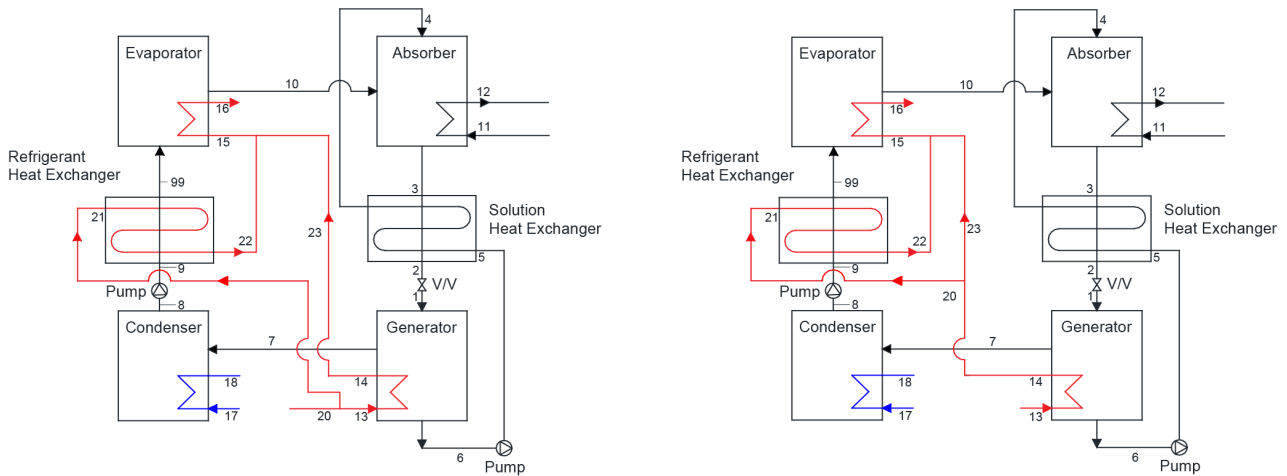


Fig. 2 (a) Schematic diagram of LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Transformer(case 3), (b) Schematic diagram of LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Transformer(case 4).

선행계산을 통하여 Case 3, Case 4의 경우 바이패스 비율이 약 4%정도일 경우가 최적의 분배율이지만 바이패스 비율을 10% 이하로 해야 기존 냉매 열교환기를 장착하지 않은 사이클 보다 성능이 낮지 않아 보수적인 설계 측면에서 바이패스의 비율로 최대 10%를 정하였다.

2.1.3 냉매 열교환기의 효율도에 따른 영향

상기 식(10)에서 언급 되어진 냉매 열교환기 효율도에 따른 흡수식 히트펌프의 각각의 요소들의 열량 변화가 위에서 언급한 네 가지의 경우에서 상이하게 작용할 것으로 예측하고 그 효과를 파악하고자 한다. 상기 계산변수를 정리하면 Table 2와 같다.

2.1.4 용액 열교환기의 효율도에 따른 영향

용액 열교환기의 효율도에 따른 성능계수 및 스팀 발생량의 변화가 앞서 언급한 네 가지의 경우와 기준 모델을 비교해보았을 때 각각 그 결과가 상이하게 나타날 것으로 예상하고 이를 파악하고자 한다.

3. 결 과

3.1 해석의 검증

사이클의 정확성 정도를 파악하기 위하여 선행연구와의 결과 값을 비교하였다. Fig. 3은 선행 연구인 kang<sup>(2)</sup>의 모델링 결과와 본 모델링 계산 결과를 비교한 결과이다. 두 결과 모두 용액 열교환기 효율도 변화에 따라 성적 계수가 증가하는 경향을 나타내고 있으며 그 절대값도 근사적으로 비슷하여 모델링 방법의 타당성을 확인 할 수 있었다.

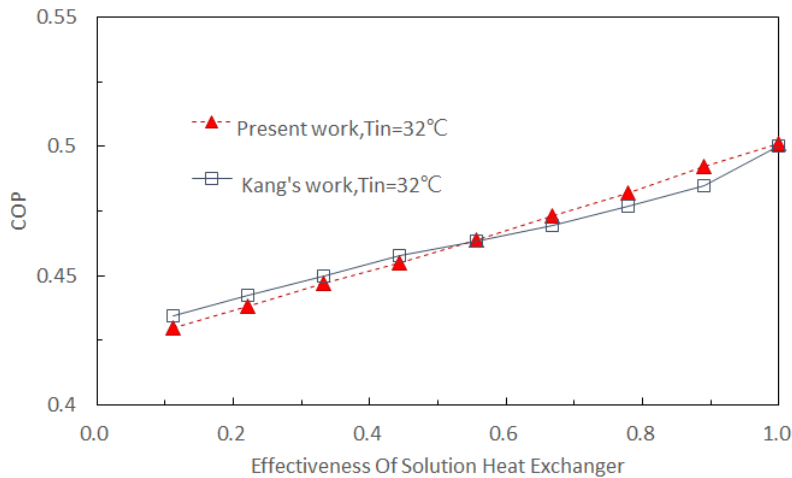


Fig. 3 Comparison of present's work and the other work.

Table 2 Parameters for Simulation

No	Parameter	Value
1	Solution bypass	case 1 Rejoin before SHX
		case 2 Rejoin after SHX
2	Hot water bypass	case 3 Separated before Generator
		case 4 Separated after Generator
3	Effectiveness of Refrigerant Heat exchanger( $\epsilon$ )	0.3~0.9

### 3.2 기준 모델의 특성

Fig. 4는 2종 흡수식 히트 펌프 기준 모델의 PTx 관계를 나타내는 duhring 선도이며, 히트펌프의 요소기기별 지점을 나타내었다. Table 3은 기준 모델의 각 위치별 온도 특성 및 성능 계수값을 나타낸다. Table 3에서 각 point는 Fig. 1에서 나타낸 각 위치 별 지점을 나타내며 이는 duhring 선도에 표시하였다.

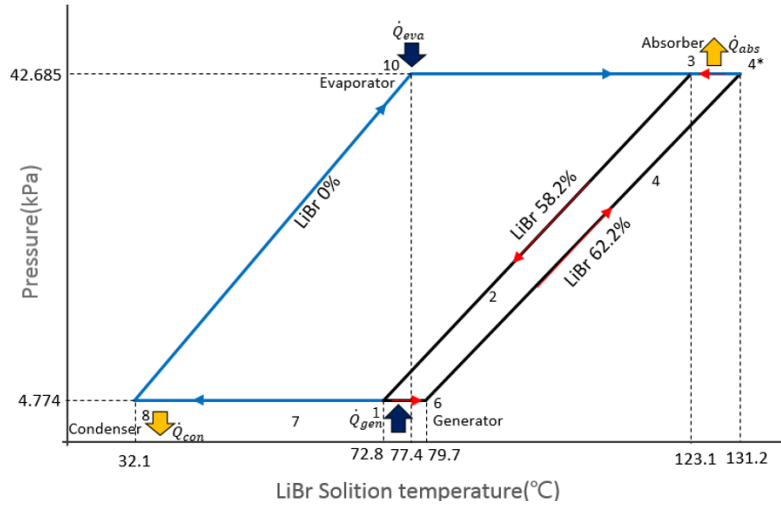


Fig. 4 Duhring diagram of LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Heat Transformer.

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		115		0
12	0.100		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 sensible heat	7.27	
	Condenser			2.12	
	Evaporator			10.4	
	Generator			10.37	
	SHX			9.41	
			3.75		

폐 온수는 90℃로 재생기에 공급되어 83℃로 증발기에서 배출되며 냉각수는 응축기에 25℃로 공급되어 28.5℃로 배출된다. 흡수기에서는 115℃의 물이 공급되어 건도 0.033의 120℃ 습포화 증기로 발생되게 된다. 흡수기에서 전체 열량 9.39 kW에서 11.88 kg/h에 해당하는 증기 발생 열량은 약 7.27 kW에 달하게 된다. 이 양은 전체 흡수기 열량 중 77.4%에 해당되며 나머지 22.6%는 115℃에서 120℃로 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 히트 펌프 사이클 선도는 흡수식 냉동사이클과 달리 용액측은 반시계 방향으로 순환한다. 사이클 COP는 약 0.475이다.

### 3.3 냉매 열교환기 상대 열 교환 유체로서 재생기 출구 용액 일부 공급에 따른 영향

Fig. 5의 (a)와 (b)는 냉매 열교환기의 상대 유체로 재생기 출구의 용액 일부를 냉매 열교환기로 바이패스 시킨 후, 리턴 위치별 냉매 열교환기의 효율도에 따른 요소기별 열량 값을 비교한 그래프이다. case 1은 용액이 재생기 출구에서 분할되어 냉매 열교환기를 지나 용액 열교환기의 전으로 합류하는 경우이며, case 2는 같은 조건으로 용액 열교환기 이후의 지점에서 합류하는 경우이다. 그림에서 보듯이 냉매 열교환기의 효율도가 증가하면 냉매 열교환기의 열 전달량은 선형적으로 증가하게 된다. 증발기는 냉매 열교환기의 효율도가 증가

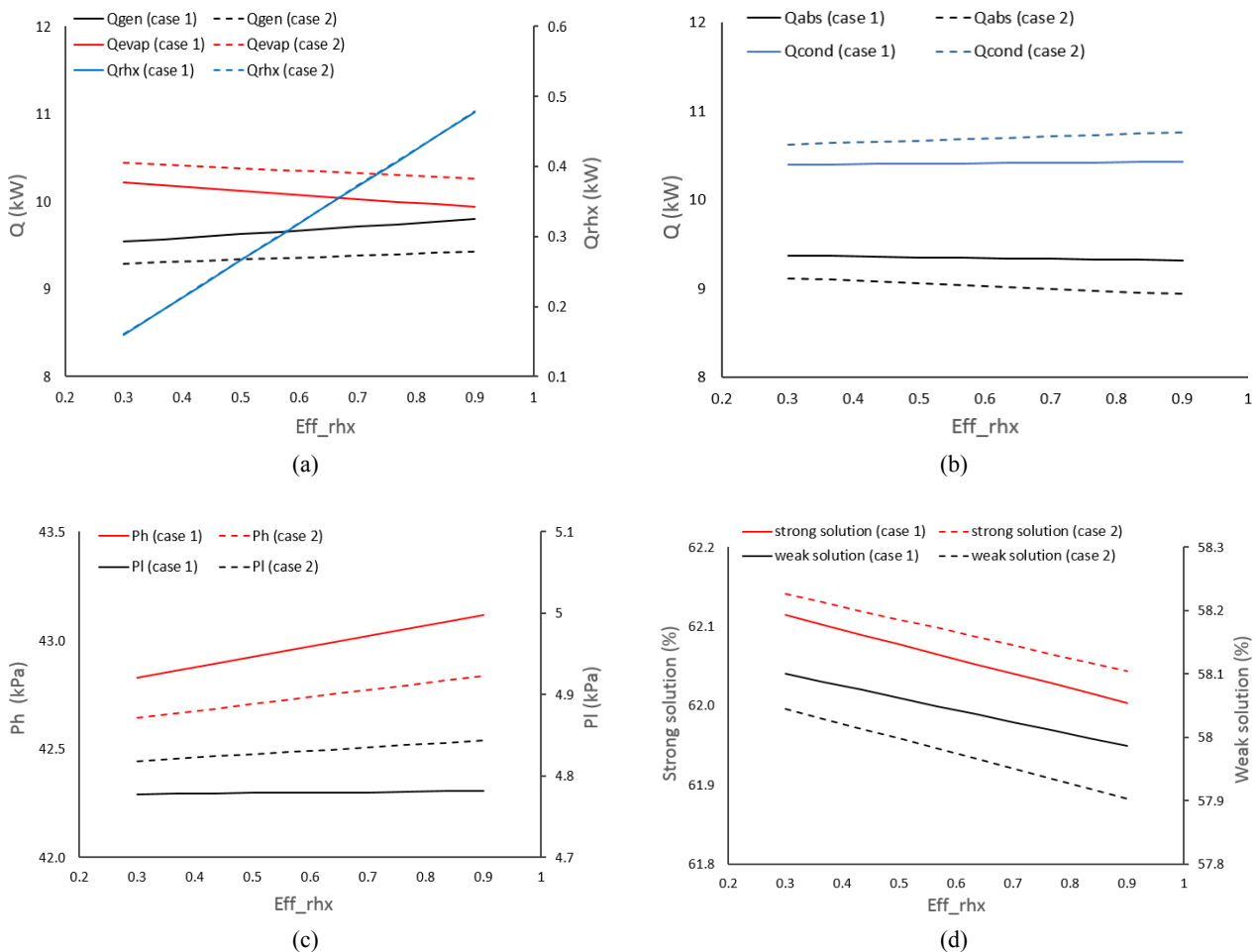


Fig. 5 (a) Qeva, Qgen vs. Effectiveness of RHX, (b) Qcon, Qabs vs. Effectiveness of RHX, (c) System pressure variations vs. Effectiveness of RHX, (d) Concentration variations vs. Effectiveness of RHX(case 1, 2).



할수록 증발기 내부로 들어가는 포화 냉매의 온도 또한 높아지고, 이로 인해 포화 냉매와 폐 온수와의 온도차가 감소하게 되므로 증발기 열량이 감소한다고 볼 수 있다. case 2의 경우 냉매 열교환기를 지난 농용액이 합류하여 바로 흡수기로 들어가기 때문에 흡수기로 들어가는 온도는 case 1에 비하여 상대적으로 낮다. 흡수기로 유입되는 용액의 온도가 낮아지면 흡수기에서 120℃의 스팀을 생산하기 위해 보다 많은 흡수열을 필요로 하고, 이로 인해 냉매의 흡수량이 많아져 전체적으로 필요로 하는 냉매의 순환량이 높아진 것으로 보이며 case 2가 case 1보다 전체적인 증발 열량 값이 높게 나타남을 알 수 있다. 즉 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 흡수기로 유입되는 농용액의 온도는 감소하며 전체 시스템의 냉매 순환량은 증가함을 나타낸다.

재생기는 case 2의 경우 냉매 열교환기를 지나지 않은 고온의 농용액과 희용액이 용액 열교환기에서 열 교환을 하게 되므로, 재생기로 유입되는 희용액의 온도가 case 1에 비해 상대적으로 높고, 이로 인해 공급 폐 온수와의 온도차가 감소하여 전체적으로 재생기 열량 값은 case 2가 낮아지게 된다.

응축기는 상기 언급한바와 같이 냉매의 순환량의 증가로 인해 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 열량 값이 증가하며 case 2의 경우가 열량 값이 높게 나타났다. 흡수기는 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 흡수기에 낮은 온도의 농용액이 유입되면서 관내 발생증기의 온도와 고온의 흡수액과의 온도차가 줄어들게 된다. 따라서 흡수기 열량 값과 흡수기 관내 증기발생량은 감소하게 된다. (c)와 (d)는 case 1과 case 2의 경우에서의 시스템 압력 변화와 용액의 농도 변화를 냉매 열교환기의 효율도에 따라 나타낸 그래프이다.

전체적으로 냉매 열교환기의 효율도 변화에 따라 전체 시스템의 압력이 증가함을 알 수 있다. 이는 고압부의 경우 증발기 내로 유입되는 포화냉매의 온도 상승에 따른 압력의 증가로 보이며 저압부는 냉매의 순환량 증가로 인해 응축기 내에서 냉각수와의 열 교환량이 감소하여 압력이 증가하는 것으로 보인다. 농도의 경우 냉매 열교환기 효율도의 변화에 따라 전체적으로 감소하는 것으로 나타났다. 상기 언급한 바와 같이 냉매 열교환기의 효율도 증가로 인한 냉매의 순환량의 증가가 기인한 것으로 보이며, case 2의 경우 냉매 순환량이 커지면서 농도 변화가 크게 나타났다.

### 3.4 냉매 열교환기 상대 열 교환 유체로서 폐 온수 일부 공급에 따른 영향

Fig. 6의 (a)와 (b)는 냉매 열교환기의 상대 유체로서 폐 온수의 일부가 냉매 열교환기로 바이패스 되어 증발기 입구 지점에서 합류되는 경우, 폐 온수의 분배위치에 따라 히트펌프의 요소기기별 열량 값을 비교한 그래프이다. 여기서 case 3은 폐 온수가 재생기 입구 지점에서 분할되어 냉매열교환기를 지나 증발기 입구에서 합류하는 경우이며, case 4는 재생기에서 나온 폐 온수가 분할되어 증발기 입구 지점에서 합류하는 경우이다.

증발기는 냉매 열교환기 효율도의 변화에 따라 증발기로 유입되는 포화냉매의 온도가 높아지게 된다. 따라서 포화냉매와 공급되는 폐 온수와의 온도차는 감소하게 되어 증발기 열량 값 또한 감소하게 된다.

case 3의 경우 폐 온수가 재생기로 공급되기 전에 일부가 냉매 열교환기로 바이패스 되기 때문에 case 4의 경우보다 높은 온도의 폐 온수가 냉매 열교환기로 바이패스 되며, 이로 인해 냉매 열교환기에서의 열 교환량이 많아지게 된다. 따라서 증발기로 유입되는 포화냉매의 온도 또한 case 4에 비해 상대적으로 높아지고 증발기로 공급되는 폐 온수와의 온도차가 case 4에 비해 감소하게 되어 전체적인 증발기 열량 값은 case 3이 약간 더 낮게 확인되었다. 냉매 열교환기의 효율도 변화에 따라 증발기에서 발생증기가 증가하면서 전체적인 냉매 순환량이 증가하고 재생기의 열 교환량이 약간 증가하게 된다. case 3의 경우 case 4에 비하여 공급되는 유량이 적고 이로 인해 열 요구량이 증가하게 되어 전체적으로 높은 재생기 열량 값이 확인되었다.

흡수기에서는 상기 언급한 바와 같이 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 냉매증기량이 많아지고 흡수기 관내 발생 증기와 고온의 흡수액과의 온도차가 커지게 되어 흡수기의 열량과 스팀발생량 또한 점차 증가하게 된다.

응축기는 순환되는 냉매의 양의 증가로 응축되는 냉매의 양은 증가하게 되고 응축기 열량 값은 미세하게 증가하였다. 응축기와 흡수기 열량에 있어서 폐 온수의 바이패스 지점에 따른 영향은 없는 것으로 확인되었다.

Fig 6의 (c)와 (d)는 상기 언급한 case 3과 case 4의 경우의 시스템 압력 변화와 용액의 농도 변화를 냉매 열교환기의 효율도에 따라 나타낸 그래프이다. 앞서 언급한 바와 같이 case 3의 경우 증발기로 유입되는 포화

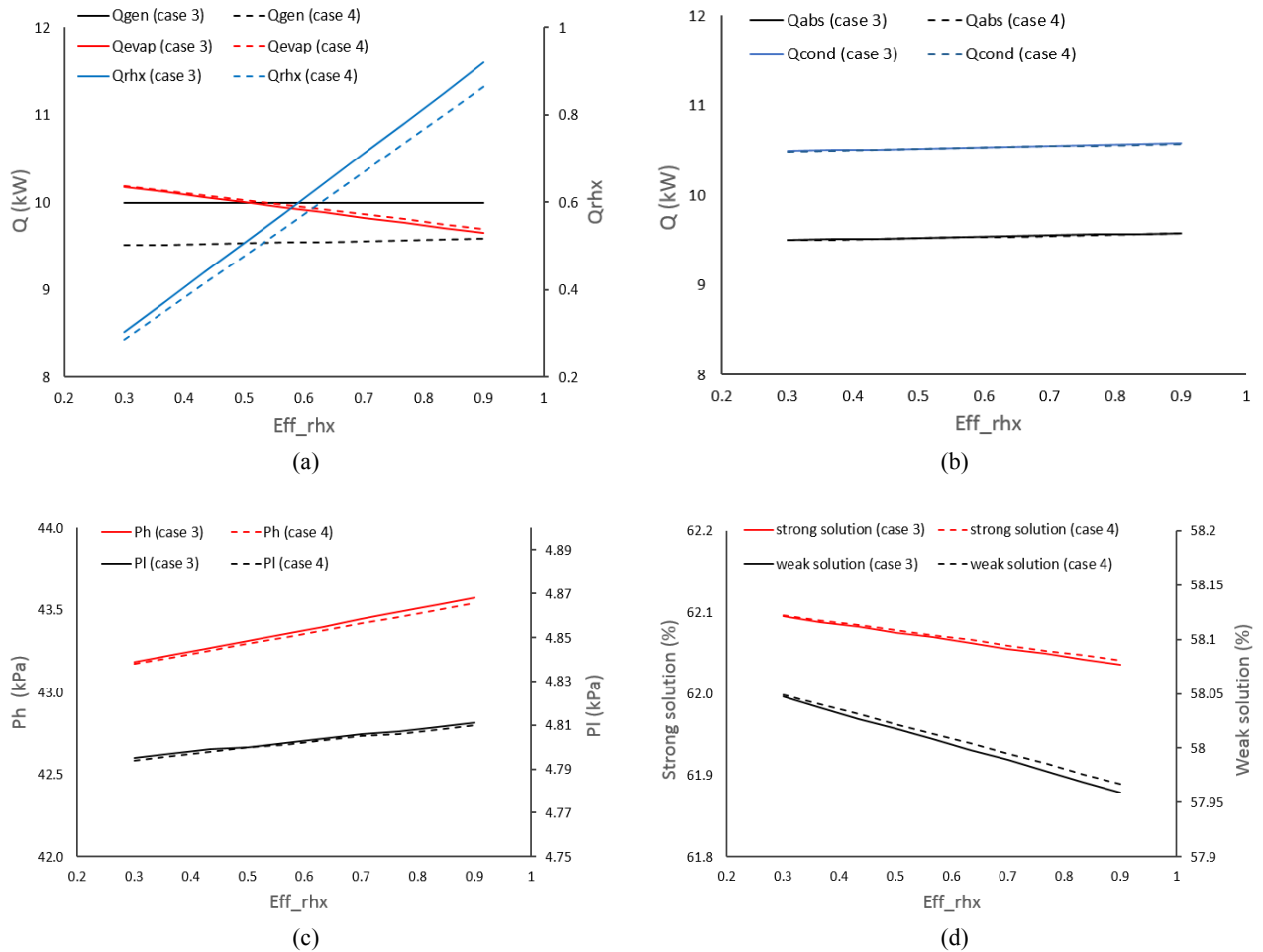


Fig. 6 (a) Qeva, Qgen vs. Effectiveness of RHX, (b) Qcon, Qabs vs. Effectiveness of RHX, (c) System pressure variations vs. Effectiveness of RHX, (d) Concentration variations vs. Effectiveness of RHX(case 3, 4).

냉매의 온도가 case 4에 비하여 높고 증발량이 많아 상대적으로 시스템 압력 값이 약간 높게 나타났으며 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 압력도 증가하게 된다. 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 냉매 순환량이 증가하면서 전체 시스템의 농도가 묽어지고, case 3의 경우 case 4에 비해 증발기로 유입되는 포화냉매의 온도가 높아 냉매 증기 발생량이 많아지기 때문에 전체적인 시스템 농도도 묽어진 것으로 파악된다.

### 3.5 총괄 비교

Fig. 7의 (a)와 (b)는 용액 열교환기의 효율도에 따른 기준 모델과 case 1~4의 경우의 COP 및 스팀 발생량을 비교한 그래프이며, case 1~4의 경우 이때의 냉매 열교환기의 효율도는 0.9로 정하였다. 그림을 통해 알 수 있듯이 용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 전체 경우의 성적계수와 스팀 발생량은 증가하게 된다.

용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 재생기 내부로는 보다 저온의 회용액이 유입되며, 흡수기 내부로는 보다 고온의 농용액이 유입 된다. 이로 인해 흡수기 관내 발생증기와 고온의 흡수액 사이 온도차가 커지게 되고 스팀 발생량 또한 증가하게 된다. 용액 열교환기의 효율도가 증가할수록 내부적으로 열 회수량이 증가하게 되며 이에 따라 COP가 증가하게 된다. 그림에서 보듯이 흡수액의 일부를 냉매 열교환기에서 열 교환하는 경우인 case 1, 2는 전반적으로 COP는 오히려 감소하는 경향을 나타낸다.

반면에 폐 온수의 일부를 냉매 열교환기에서 열교환하는 경우인 case 3, 4에서는 COP 영향은 거의 없음을 알

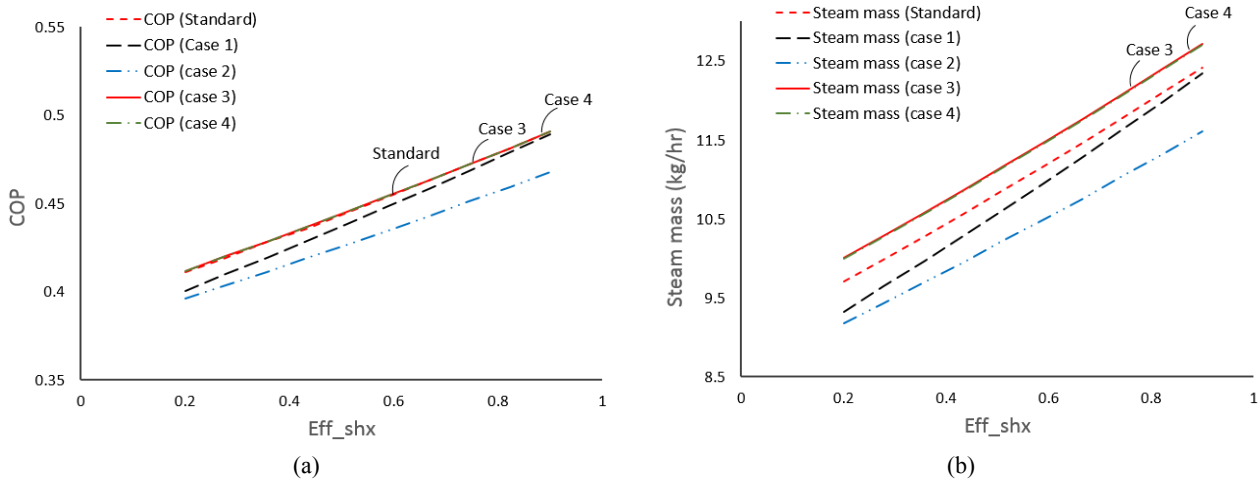


Fig. 7 (a) COP vs. Effectiveness of SHX (b) Steam mass vs. Effectiveness of SHX.

수 있다. 용액 열교환기의 효율도가 0.9일 경우를 기준으로 본 계산의 기준 조건 모델 대비 COP는 case 1은 약 0.3%, case 2는 약 4.7% 정도 감소하였고, case 3과 4는 거의 동일하게 나타났다.

스팀 발생량의 경우에도 기준 조건 모델 대비 case 1, 2는 전반적으로 감소하는 경향을 나타내며, case 3, 4에서는 스팀 발생량이 증가하는 것을 알 수 있다, 스팀 발생량은 용액 열교환기의 효율도가 0.9일 경우를 기준으로 본 계산의 기준조건 모델 대비 case 1은 약 0.5%, case 2는 약 6.5% 정도 감소하였으며, case 3은 약 2.4% 증가하는 것을 볼 수 있으며, case 4는 약 2.3% 증가하는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 2종 히트펌프 시스템에 냉매 열교환기를 구성하면서, 용액을 바이패스 시킨 후 리턴 위치에 따른 영향과 폐 온수를 바이패스 시킬 때의 분배 위치에 따른 영향에 대해 수치적으로 해석하였다. 또한 각각의 경우 냉매 열교환기 및 용액 열교환기와의 상호작용에 대해 연구하였다.

- (1) case 1, 2의 경우 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 증발기 내부로 들어가는 포화 냉매의 온도 또한 높아지고, 포화냉매와 폐 온수와의 온도차가 감소하게 되므로 증발기 열량이 감소한다고 볼 수 있다. case 2의 경우 냉매 열교환기를 지난 농용액이 합류하여 바로 흡수기로 들어가기 때문에 흡수기로 들어가는 온도는 case 1에 비하여 상대적으로 낮다. 폐 온수 일부가 재생기에 공급되기 전에 분할되어 냉매 열교환기로 바이패스 되는 경우인 case 3은 증발기로 들어가는 포화 냉매의 온도가 case 4보다 상대적으로 높아진다.
- (2) 전체적으로 보았을 때, 냉매 열교환기의 효율도가 증가할 때 전체 시스템 압력은 증가하고, 농도는 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 냉매 열교환기의 효율도가 증가할수록 냉매 증기 발생량이 증가하고 이로 인한 냉매 순환량의 증가가 전체 시스템의 압력과 농도의 변화에 영향을 준다고 파악된다.
- (3) 기준 모델과 비교해 보았을 때, 냉매 열교환기 바이패스 비율 10% 기준에서 냉매 열교환기에 용액을 바이패스 시킨 case 1, 2의 경우 case 1에서 약 0.3%, case 2에서 약 4.7% 정도로 COP는 크게 떨어지는 것을 확인하였으며, 냉매 열교환기에 폐 온수를 바이패스 시킨 case 3, 4의 경우 바이패스 비율이 약 4% 정도 일 경우가 최적의 분배율이지만 바이패스 비율 10% 기준 일 경우 기준 모델 대비 COP 변화는 나타나지 않았다. 그러나 스팀 발생량 측면에서 보았을 때, 온수를 바이패스 시킨 case 3, 4의 경우가 기준 모델 대비 흡수기 증기 발생량이 증가하였고, 용액을 바이패스 시킨 case 1, 2의 경우는 흡수기 증기 발생량이 감소하였다. 그 중 case 3인 경우가 스팀 발생량이 기준 대비 2.4% 증가하는 것으로 가장 높게 확인되었다. 따라서 냉매 열교환기를 구성할 경우 폐 온수의 일부가 재생기에 공급되기 전 냉매 열교환기로 바이패스 되는 경우가 가장 효과적인 냉매 열교환기 배치 방법임을 확인하였다.

## 후 기

본 연구는 2015년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원(No. 20152020001240)과 한국 연구재단의 지원(No.2015R1A2A2A01005693)을 받아 수행한 연구과제입니다.

## References

1. Yoon, J. S., Kwon, O. K., Cha, D. A., Bae, K. J., Kim, I. G., Kim, M. S., and Park, C. W., 2016, Effects of Operation condition on the performance of Type II LiBr-H<sub>2</sub>O absorption Heat Pump, Proceeding of SAREK, pp. 149-151.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. 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.
6. 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., S. Wu, J. Chen, Vol. 25, pp. 185-188.
7. 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.
8. 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.
9. Sun, F., Qin, X., Chen, L., and Wu, C., 2005, Optimization between heating load and entropy-production rate for endoreversible absorption heat-transformers, Appl. Energy, Vol. 81, pp. 434-448.
10. 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.
11. Wang, J. G., Ma, X. H., Lin, H. T., and Chen, J. B., 2004, Thermodynamic analysis for LiBr-H<sub>2</sub>O absorption heat transformer, J. Dalian Univ. Technol., Vol. 44, pp. 366-370.
12. 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.
13. 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.