

저온 폐열 활용을 위한 2중 효용 2단 흡수식 히트펌프 시뮬레이션

김내현*

¹인천대학교 기계시스템공학부

Simulation of a Double Effect Double Stage Absorption Heat Pump for Usage of a Low Temperature Waste Heat

Nae-Hyun Kim*

¹Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University

요약 막대한 산업용 에너지가 폐열로 버려지는 상황에서 폐열, 특히 저온 폐열의 효과적인 이용은 매우 중요하다. 본 연구에서는 160°C의 고온 열원과 17°C 저온 하수열을 사용하여 50°C의 온수를 70°C로 승온시키며 성적계수는 1.6을 만족하는 2중 효용 2단 흡수식 히트펌프 사이클을 고안하였다. 제 1 재생기에서 증발한 냉매 증기는 제 1 응축기에서 응축하면서 제 2 재생기에서 다시 냉매를 발생시킨다. 이 냉매는 제 2 응축기를 거쳐 제 2 증발기에 모아진다. 이 냉매의 일부는 제 1 증발기로 이동하여 저온 열원을 받아들이고 제 1 흡수기를 거쳐 제 2 증발기에 공급된다. 제 2 증발기를 나온 냉매는 제 2 흡수기에서 용액에 흡수된다. 이 때 온수의 온도는 제 2 응축기와 제 2 흡수기에서 승온된다. 시행착오를 통하여 승온 20°C, 성적계수 1.6을 만족시키는 유량과 열교환기의 UA 값을 도출하였다. 성적계수는 고온수의 온도가 증가할수록, 온수의 온도가 감소하고 유량이 증가할수록, 폐온수의 온도와 유량이 증가할수록, 용액 순환량이 감소할수록 증가한다. 반면 온수의 승온온도는 고온수의 온도가 증가할수록, 온수의 온도가 증가하고 유량이 감소할수록, 폐온수의 온도와 유량이 증가할수록, 용액 순환량이 증가할수록 증가한다. 또한, 열교환기의 UA 값이 증가할수록 성적계수 및 온수 승온 온도도 증가한다.

Abstract Considering the significant waste of industrial energy, effective use of low temperature waste heat is extremely important. In this study, a heat pump cycle with double effect and double stage was realized, which escalates the hot water temperature from 50°C to 70°C using 160°C high temperature heat source and 17°C low temperature heat source. The steam generated in the first generator condenses in the first condenser generating steam in the second generator. The steam condenses in the second condenser and is provided to the second evaporator. Part of the water out of the second evaporator is supplied to the first evaporator, which evaporates using low temperature waste heat. The evaporated steam enters the first absorber and the second evaporator. The steam out of the second evaporator is absorbed into the solution at the second absorber. The hot water temperature is raised in the second condenser and in the second absorber. Proper flow rates and UA values, which satisfied temperature lift 20°C and COP 1.6, were deduced through trial and error. The COP increases as the temperature of the high temperature water increases, hot water temperature decreases and flow rate increases, waste water temperature and flow rate increases, solution circulation rate decreases. On the other hand, the temperature rise of the hot water increases as the temperature of the high temperature water increases, hot water temperature increases and flow rate decreases, waste water temperature and flow rate increases, solution circulation rate increases. In addition, the COP and hot water temperature rise increase as UAs of the heat exchangers increase.

Keywords : Absorption heat pump; Double effect; Double stage; Simulation

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon National Univ.)

Tel: +82-032-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received June 17, 2015

Revised (1st July 28, 2015, 2nd August 19, 2015)

Accepted November 6, 2015

Published November 30, 2015

1. 서론

산업화의 발전과 삶의 질 향상으로 인하여 에너지의 수요가 해마다 급격하게 증가하고 있다. 에너지원이 되는 석유나 천연가스 등을 대부분 수입에 의존하면서 에너지 다소비 구조를 갖고 있는 우리나라의 경우, 효과적인 에너지 활용의 필요성은 아무리 강조하여도 지나칠 수 없는 중요한 사항이다. 특히, 산업용 에너지의 12% 정도가 폐열로 버려지는 상황에서 폐열의 효과적인 이용은 매우 시급하다 할 수 있다[1]. 에너지의 효과적 이용을 위해 과거에는 주로 고온의 폐열을 회수하여 이용하였는데, 이는 고온의 폐열은 가용성이 커서 단순히 열교환기의 사용만으로도 회수가 가능했기 때문이다. 하지만 100℃ 이하의 저온으로 버려지는 폐열은 그 가용성이 매우 낮기 때문에 종래의 방법으로는 회수가 어려우며 히트펌프의 적용이 필요하다. 따라서 많은 저온 폐열이 방출되는 쓰레기 소각장, 염색 공장, 하수처리장, 발전소 등에서 히트펌프를 통한 에너지 회수가 절실한 형편이다[2, 3].

히트펌프는 구동방식에 따라 압축식과 흡수식으로 구분할 수 있다. 전기에너지를 사용하는 압축식의 경우 흡수식에 비해 효율이 높고 전기 사용의 편리함으로 현재 널리 사용되고 있다. 하지만 CFC계 및 HCFC계의 냉매 사용으로 인한 환경문제와 전력수급 문제를 유발하고, 이를 해소하기 위한 대안으로 흡수식 히트펌프에 대한 관심이 지속적으로 높아지고 있다.

흡수식 히트펌프는 제1종과 제2종의 두 가지 방식이 있다. 제1종 흡수식 히트펌프는 고온의 구동열원과 저온의 열원을 이용하여 중간온도의 에너지를 생산하는 시스템이다. 제2종 흡수식 히트펌프는 중온의 구동열원을 사용하는 시스템으로 히트 트랜스포머(Heat Transformer)라고도 불리며, 중간 온도에서 열이 공급되면 일부는 고온으로 변환되고 나머지는 저온으로 변환되게 된다.

지금까지의 연구들은 폐열의 온도가 60℃ 이상인 제2종 흡수식 히트펌프에 대한 연구가 대부분이었고 [4-8], 저온의 폐열을 이용하는 제1종 흡수식 히트펌프에 관한 연구는 아직 미흡한 실정이다. 국내에서는 Youn [9]이 40℃의 폐온수를 저온 열원으로 이용하는 1중 효용 흡수식 히트펌프에 대해 사이클 해석을 수행하고 성능 시험 결과와 비교하였다. 시뮬레이션 예측치는 성능 시험 결과와 잘 일치하였는데 40℃의 온수는 80℃로 승온되고 약 1.6의 성적계수를 얻었다. Kang et al. [10]은 3

8℃의 폐온수를 이용한 5,000 kW급 1중 효용 흡수식 히트펌프에 대해 시뮬레이션을 수행하고 시작품의 성능 실험 결과와 비교하였다. 시뮬레이션 결과는 시제품의 성능을 잘 예측하였는데 30℃의 온수를 60℃로 승온시키고 성적계수는 약 1.7이었다[10]. Lee et al.[11]은 하수처리수를 이용하고 1중 효용 (고온사이클)과 2중 효용 (저온사이클)이 조합된 흡수식 히트펌프 시스템에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 하수처리수가 흡수식 히트펌프의 저온 열원으로 적합하다고 제안하였다. Greiter et al. [12]은 15℃의 폐열을 이용하기 위해 2단 흡수식 히트펌프에 대한 실험적 연구를 수행하였고 성적계수가 약 1.3 정도임을 확인하였다.

본 연구는 하수열을 저온 열원으로 하는 LiBr-H₂O 제1종 흡수식 히트펌프 사이클에 대한 것이다. 160℃의 고온 열원과 17℃ 저온 하수열을 사용하여 50℃의 온수를 70℃로 승온시키며 성적계수는 1.6을 만족하는 흡수식 사이클을 구현하고자 한다. 또한, 이 사이클에서 설계 냉수가 히트펌프의 성적계수와 온수의 승온에 미치는 영향을 시뮬레이션 통하여 검토하였다. 본 연구는 저온 하수 폐열이 존재하고 고온의 열원이 가능한 하수처리장의 폐열회수를 목적으로 하고 있다.

2. 해석 모델의 검증

해석 모델의 검증을 위하여 실험 데이터가 확보된 [13] 1중 효용 흡수식 냉동기에 대하여 시뮬레이션을 수행하고 실험 결과와 비교하였다. Fig. 1에 1중 효용 흡수식 냉동기 사이클 개략도를 나타내었고 Table 1에는 설계 유량과 UA값들이 나타나 있다. Table 2에는 실험 데이터와 프로그램 예측값을 비교하였다. 냉수, 냉각수, 온수의 출구온도는 0.3% 이내에서 일치하고 COP는 1.6% 내에서 일치함을 보인다. 따라서 본 연구의 해석 모델이 흡수식 시스템을 적절히 모사하고 있다고 판단된다.

3. 2중 효용 2단 흡수식 사이클

흡수식 히트펌프에서 온수의 승온 폭을 크게 하기 위하여 사용되는 일반적인 방법은 단 (stage)수를 늘리는 것이고, 성적계수를 높이기 위해서는 사용되는 방법은

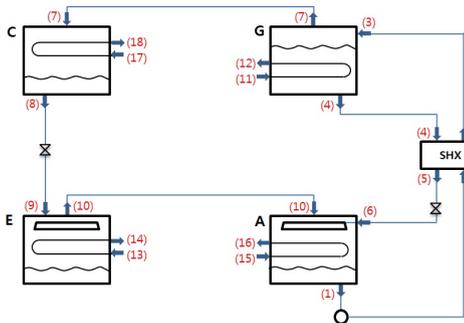


Fig. 1. Diagram of an single-effect absorption chiller

Table 1. Selected parameters and their values for the single effect absorption chiller

Parameter	Value
m_G	2.0
m_A	12.0
m_E	7.0
m_C	8.0
UA_{HX}	22.0
UA_G	15.0
UA_A	80.0
UA_E	80.0
UA_C	70.0

Table 2. Comparison of simulation results with performance data

Parameter	Unit	Performance data	Simulation result	Difference (%)
T_{11}	°C	95.0	95.0	0
T_{12}	°C	80.0	79.8	0.25
T_{13}	°C	12.0	12.0	0
T_{14}	°C	7.0	6.99	0.14
T_{15}	°C	32.0	32.0	0
T_{16}	°C	-	34.9	-
T_{17}	°C	-	34.9	-
T_{18}	°C	37.0°C	37.1°C	0.27
P_{high}	kPa	6.00	7.02	0.43
P_{low}	kPa	0.88	0.88	0
COP		0.704	0.693	1.56

효용 (effect)의 수를 늘리는 것이다. 예비 연구 결과 본 연구의 목표인 50°C의 온수를 70°C로 승온시키며 성적 계수를 1.6을 달성하기 위해서는 2중 효용 2단 사이클이 적절한 것으로 판단되었다 [14].

Fig. 2에 2중 효용 2단 흡수식 히트 펌프의 개략도가 나타나 있고 Fig. 3에는 듀링 선도가 나타나 있다. 제 1 재생기 (G1)에서 증발한 냉매 증기는 제 1 응축기 (C1)에서 응축하면서 제 2 재생기 (G2)에서 다시 냉매를 발생시킨다. 이 냉매는 제 2 응축기 (C2)를 거쳐 제 2 증발

기 (E2)에 모여져 2중 효용이 형성된다. 제 2 증발기 (E2)에 모아진 냉매액의 일부는 제 1 증발기 (E1)로 이동하여 저온 열원을 받아들이고, 제 1 흡수기 (A1), 제 2 증발기 (E2)를 거쳐 제 2 증발기 (E2)에 공급됨으로써 2단이 형성된다. 제 2 증발기 (E2)를 나온 냉매는 제 2 흡수기 (A2)에서 용액에 흡수된다. 이 때 온수는 제 2 응축기 (C2)와 제 2 흡수기 (A2)에서 승온된다. 시뮬레이션을 간단히 하기 위하여 다음의 가정을 적용한다.

- 시스템의 각 요소기에서 매체는 열역학적으로 평형이다.
- 시스템의 각 요소기 및 배관에서의 열손실은 무시한다.
- 배관의 압력손실은 고려하지 않는다.
- 팽창장치 전후는 등엔탈피 과정이다.
- 펌프 전후는 등엔트로피 과정이다.

각 요소기 내 질량 보존, LiBr 보존, 에너지 보존 그

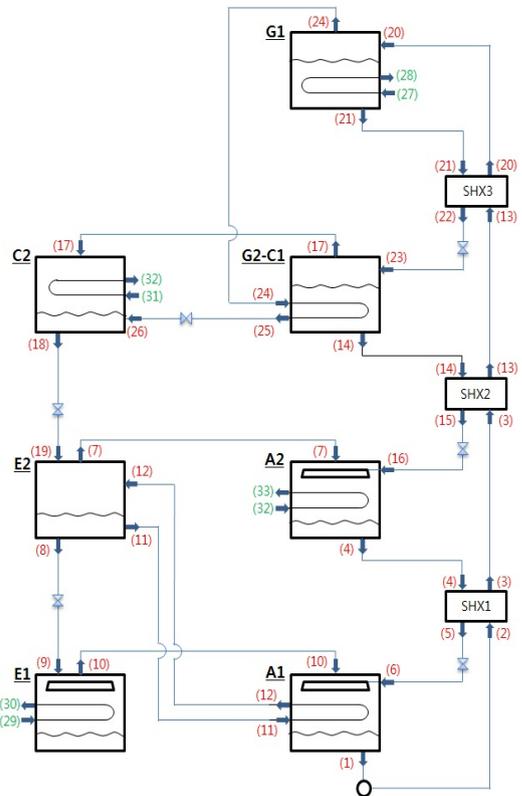


Fig. 2. Flow diagram of the double effect double stage absorption heat pump

Table 3. Conservation equations of the absorption heat pump.

component	conservation Eqs.
1 st generator	$m_{21} + m_{24} = m_{20}$ (1)
	$m_{20}x_{20} = m_{21}x_{21}$ (2)
	$m_{21}h_{21} + m_{24}h_{24} = m_{20}h_{20} + Q_{G1}$ (3)
	$Q_{G1} = m_{27}(c_{p27}T_{27} - c_{p28}T_{28})$ (4)
	$Q_{G1} = UA_{G1}\Delta T_{lm,G1}$ (5)
	$\Delta T_{lm,G1} = \frac{[(T_{27} - T_{21}) - (T_{28} - T_{24})]}{\ln \frac{(T_{27} - T_{21})}{(T_{28} - T_{24})}}$ (6)
2 nd generator/1st condenser	$m_{17} + m_{14} = m_{23}$ (7)
	$m_{23}x_{23} = m_{14}x_{14}$ (8)
	$m_{17}h_{17} + m_{14}h_{14} = m_{23}h_{23} + Q_{G2}$ (9)
	$Q_{G2} = m_{24}(h_{24} - h_{25})$ (10)
	$Q_{G2} = UA_{G2}\Delta T_{lm,G2}$ (11)
	$\Delta T_{lm,G2} = \frac{[(T_{24} - T_{14}) - (T_{25} - T_{17})]}{\ln \frac{(T_{24} - T_{14})}{(T_{25} - T_{17})}}$ (12)
2 nd condenser	$m_{17} + m_{29} = m_{18}$ (13)
	$m_{17}h_{17} + m_{26}h_{26} = m_{18}h_{18} + Q_{C2}$ (14)
	$Q_{C2} = m_{31}(c_{p31}T_{31} - c_{p32}T_{32})$ (15)
	$Q_{C2} = UA_{C2}\Delta T_{lm,C2}$ (16)
	$\Delta T_{lm,C2} = \frac{[(T_{17} - T_{32}) - (T_{18} - T_{31})]}{\ln \frac{(T_{17} - T_{32})}{(T_{18} - T_{31})}}$ (17)
2 nd evaporator	$m_7 + m_8 = m_{19}$ (18)
	$m_{19}h_{19} + m_{12}h_{12} = m_7h_7 + m_8h_8 + m_{11}h_{11}$ (19)
2 nd absorber	$m_7 + m_{16} = m_4$ (20)
	$m_7h_7 + m_{16}h_{16} = m_4h_4 + Q_{A2}$ (21)
	$Q_{A2} = m_{32}(c_{p32}T_{32} - c_{p33}T_{33})$ (22)
	$Q_{A2} = UA_{A2}\Delta T_{lm,A2}$ (23)
	$\Delta T_{lm,A2} = \frac{[(T_4 - T_{33}) - (T_7 - T_{32})]}{\ln \frac{(T_4 - T_{33})}{(T_7 - T_{32})}}$ (24)
1 st evaporator	$m_9 = m_{10}$ (25)
	$m_{10}h_{10} = m_9h_9 + Q_{E1}$ (26)
	$Q_{E1} = m_{29}(c_{p29}T_{29} - c_{p30}T_{30})$ (27)
	$Q_{E1} = UA_{E1}\Delta T_{lm,E1}$ (28)
	$\Delta T_{lm,E1} = \frac{[(T_{29} - T_9) - (T_{30} - T_{10})]}{\ln \frac{(T_{29} - T_9)}{(T_{30} - T_{10})}}$ (29)
1 st absorber	$m_{10} + m_6 = m_1$ (30)
	$m_6x_6 = m_1x_1$ (31)
	$m_{10}h_{10} + m_6h_6 = m_1h_1 + Q_{A1}$ (32)
	$Q_{A1} = m_{11}(c_{p12}T_{12} - c_{p11}T_{11})$ (33)
	$Q_{A1} = UA_{A1}\Delta T_{lm,A1}$ (34)
	$\Delta T_{lm,A1} = \frac{[(T_1 - T_{12}) - (T_{10} - T_{11})]}{\ln \frac{(T_1 - T_{12})}{(T_{10} - T_{11})}}$ (35)

1 st solution H-X	$m_2 = m_3$ (36)
	$m_4 = m_5$ (37)
	$Q_{SHX1} = m_2(c_{p3}T_3 - c_{p2}T_2)$ (38)
	$Q_{SHX1} = m_4(c_{p4}T_4 - c_{p5}T_5)$ (39)
	$Q_{SHX1} = UA_{SHX1}\Delta T_{lm,SHX1}$ (40)
	$\Delta T_{lm,SHX1} = \frac{[(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)]}{\ln \frac{(T_4 - T_3)}{(T_5 - T_2)}}$ (41)
2 nd solution H-X	$m_{13} = m_3$ (42)
	$m_{14} = m_{15}$ (43)
	$Q_{SHX2} = m_3(c_{p13}T_{13} - c_{p3}T_3)$ (44)
	$Q_{SHX2} = m_{14}(c_{p14}T_{14} - c_{p15}T_{15})$ (45)
	$Q_{SHX2} = UA_{SHX2}\Delta T_{lm,SHX2}$ (46)
	$\Delta T_{lm,SHX2} = \frac{[(T_{13} - T_3) - (T_{14} - T_{15})]}{\ln \frac{(T_{13} - T_3)}{(T_{14} - T_{15})}}$ (47)
3 rd solution H-X	$m_{13} = m_{23}$ (48)
	$m_{24} = m_{25}$ (49)
	$Q_{SHX3} = m_{13}(c_{p20}T_{20} - c_{p13}T_{13})$ (50)
	$Q_{SHX3} = m_{21}(c_{p21}T_{21} - c_{p22}T_{22})$ (51)
	$Q_{SHX2} = UA_{SHX2}\Delta T_{lm,SHX2}$ (52)

리고 UA-LMTD 관계식을 Table 3에 정리하였다[15]. Table 3에 수록된 연립방정식의 풀이는 상용프로그램인 EES [16]를 사용하여 수행되었다. EES [16]에는 LiBr 수용액의 물성치도 내장되어 있다.

각 요소기에서 매체의 상태는 Table 3에 정리되어 있다. 20°C의 승온 폭과 1.6의 성적계수를 얻기 위하여 관련된 변수들이 시행 착오를 거쳐 선정되었다. Table 4에 최종 선정된 변수 값들이 나타나있다. LiBr 수용액의 순환량 (m_1)은 2.0 kg/s, 제 1 흡수기 (A1)와 제 2 증발기 (E2) 사이의 순환수량 (m_{11})은 12 kg/s, 160°C 고온

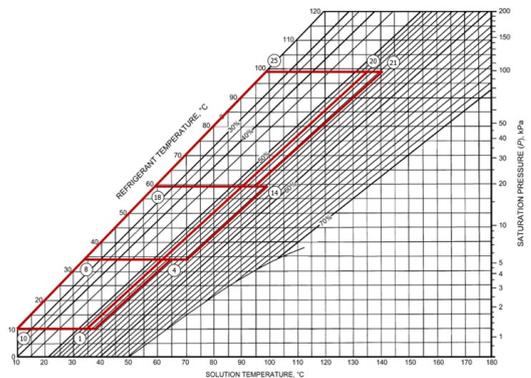


Fig. 3. During diagram of the double effect double stage absorption heat pump

Table 4. Thermodynamic states of refrigerant and solution for the absorption heat pump shown in Fig. 2

Point	state	Note
1	saturated liquid solution	vapor quality 0
2	subcooled liquid solution	determined by pump
3	subcooled liquid solution	determined by SHX1
4	saturated liquid solution	vapor quality 0
5	subcooled liquid solution	determined by SHX1
6	vapor-liquid solution	determined by expansion value
7	saturated liquid solution	vapor quality 1.0
8	saturated liquid solution	vapor quality 0
9	vapor-liquid solution	determined by expansion value
10	saturated liquid solution	vapor quality 1.0
11	saturated liquid solution	vapor quality 0
12	vapor-liquid solution	determined by Q_{A1}
13	subcooled liquid solution	determined by SHX2
14	saturated liquid solution	vapor quality 0
15	subcooled liquid solution	determined by SHX2
16	vapor-liquid solution	determined by expansion value
17	super heated water vapor	zero salt content
18	saturated liquid solution	vapor quality 0
19	vapor-liquid solution	determined by expansion value
20	subcooled liquid solution	determined by SHX3
21	saturated liquid solution	vapor quality 0
22	subcooled liquid solution	determined by SHX3
23	vapor-liquid solution	determined by expansion value
24	super heated water vapor	zero salt content
25	vapor-liquid solution	determined by Q_{G2}
26	vapor-liquid solution	determined by expansion value

열원의 순환량 (m_{27})은 7.0 kg/s, 17°C 저온 열원의 순환량 (m_{29})은 8.0 kg/s, 50°C 온수의 순환량 (m_{31})은 4.8 kg/s이다. Table 5에는 용액 열교환기를 비롯하여 각 요소기기의 UA 값이 나타나 있다.

Table 6에 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 이 표는 제 1 재생기 (G1)의 압력 (P_{21})은 99.62 kPa, 제 2 재생기 (G2)와 제 1, 제 2 응축기 (C1, C2)의 압력은 18.88 kPa, 제 2 흡수기 (A2)와 제 2 증발기 (E2)의 압력은 5.31 kPa, 제 1 흡수기 (A1)와 제 1 증발기 (A1)의 압력은 1.36 kPa 임을 보여준다.

제 1 흡수기 (A1)를 나온 농도 52.2%의 LiBr 수용액 2.0 kg/s는 제 1 재생기 (G1)에 유입되어 0.079 kg/s의 수증기가 발생하고 나머지 농도 54.3%의 수용액 1.921 kg/s는 용액 열교환기 (SHX3)를 거쳐 제 2 재생기 (G2)로 유입된다. 제 2 재생기 (G2)에서는 농도 54.3%의 LiBr 수용액 1.921 kg/s이 유입되어 0.066 kg/s의 수증기가 발생하고 나머지 농도 56.3%의 수용액 1.855 kg/s는 용액 열교환기 (SHX2)를 거쳐 제 2 흡수기 (A2)로 유입된다. 제 2 흡수기 (A2)에서는 농도 56.3%의 LiBr 수용액 1.855 kg/s와 제 2 증발기(E2)으로부터 유입된

수증기 0.081 kg/s이 혼합되어 농도 53.9%의 수용액 1.936 kg/s이 만들어지고 이 수용액은 용액 열교환기 (SHX3)를 거쳐 제 1 흡수기 (A1)로 유입된다. 제 1 흡수기 (A1)에서는 농도 53.9%의 LiBr 수용액 1.936 kg/s와 제 1 증발기(E1)으로부터 유입된 수증기 0.064 kg/s이 혼합되어 농도 52.2%의 수용액 2.0 kg/s이 만들어지고 이 수용액은 다시 제 1 재생기로 유입된다. 제 2 재생

Table 5. Selected parameters and their values

Parameter	Value
m_1 (kg/s)	2.0
m_{11} (kg/s)	12.0
m_{27} (kg/s)	7.0
m_{29} (kg/s)	8.0
m_{31} (kg/s)	4.8
UA_{SHX1} (kW/K)	22.0
UA_{SHX2} (kW/K)	8.0
UA_{SHX3} (kW/K)	15.0
UA_{G1} (kW/K)	15.0
UA_{G2} (kW/K)	80.0
UA_{C2} (kW/K)	80.0
UA_{A1} (kW/K)	70.0
UA_{A2} (kW/K)	140.0
UA_{E1} (kW/K)	60.0

Table 6. Simulation results of the absorption heat pump cycle shown in Fig.1

	h [kJ/kg]	m [kg/s]	P [kPa]	T [°C]	x [%]
1	79.70	2.0	1.36	36.73	0.5218
2	79.70	2.0	99.62	36.73	0.5218
3	129.6	2.0	99.62	60.18	0.5218
4	143.9	1.936	5.31	65.38	0.5390
5	92.26	1.936	5.31	40.67	0.5390
6	92.26	1.936	1.36	39.92	0.5390
7	2562	0.081	5.31	33.95	1.0
8	142.2	0.064	5.31	33.95	0
9	142.2	0.064	1.36	11.55	-
10	2522	0.064	1.36	11.55	1.0
11	142.2	12.0	5.31		0
12	145.8	12.0	5.31	13.0	-
13	181.7	2.0	99.62	84.09	0.5218
14	219.3	1.855	18.88	98.71	0.5625
15	163.2	1.855	18.88	71.69	0.5625
16	163.2	1.855	5.31	70.27	0.5625
17	2676	0.066	18.88	94.58	-
18	246.3	0.145	18.88	58.83	0
19	246.3	0.145	5.31	33.95	-
20	276.7	2.0	99.62	126.93	0.5218
21	307.7	1.921	99.62	141.03	0.5431
22	208.7	1.921	99.62	95.46	0.5431
23	208.7	1.921		94.65	0.5431
24	2749	0.079	99.62	136.37	0.0
25	417.1	0.079	99.62	99.53	-
26	417.1	0.079	18.88	58.83	-
27		7		160	
28				151.37	
29		8		19.0	
30				12.46	
31		4.8		50.0	
32				58.66	
33				70.14	

기 (G2)에서 증발한 수증기 0.066 kg/s와 제 1 응축기 (C1)의 관 내측에서 응축한 기액 혼합물 0.079 kg/s은 제 2 응축기 (C2)에서 모아져 제 2 증발기 (E2)로 보내진다. 제 2 증발기 (E2)에서는 제 2 응축기 (C2)로부터 유입된 기액 혼합물 0.145 kg/s과 제 1 흡수기 (A1)으로부터 유입된 기액 혼합물 12.0 kg/s가 혼합되어 응축액 12.0 kg/s는 제 1 흡수기 (A1)로, 응축액 0.064 kg/s는 제 1 증발기 (E1)로, 수증기 0.081 kg/s는 제 2 흡수기 (A2)로 공급된다. 제 1 증발기 (E1)로 유입된 기액 혼합물 0.064 kg/s는 증발하여 제 1 흡수기 (A1)로 공급된다. 160°C 고온 열원수는 제 1 재생기 (G1)의 관 내측에 7.0 kg/s로 공급되며 17°C 저온 열원수는 제 1 증발기 (E1) 관 내측에 8.0 kg/s로 공급된다. 50°C 온수 4.8 kg/s는 제 2 응축기 (C2)의 관 내측을 지나며 58.7°C로 1차 승온된 후 제 2 흡수기 (A2)의 관 내측을 지나며

70.1°C로 2차 승온된다. 사이클의 성적계수는 식 (48)로부터 1.60으로 계산되었다.

4. 변수의 영향 검토

실제로 흡수식 히트펌프로 공급되는 온수, 폐온수 및 구동 열원의 온도와 유량은 항상 설계 값으로 유지되지는 않는다. 따라서 이들이 시스템의 성능 (온수의 승온 온도 및 성적계수)에 미치는 영향을 미리 예측하여 시스템이 항상 최적의 상태로 운전될 수 있도록 대비하는 것이 필요하다. Fig. 4에 구동 열원인 고온수의 온도 변화가 시스템의 성적계수와 온수의 승온 온도에 미치는 영향을 나타내었다. 이 그림은 고온수의 온도가 증가함에 따라 온수의 승온 온도도 증가함을 보인다. 하지만 성적계수는 고온수의 온도 변화에 관계없이 거의 일정함을 보인다. 이는 고온수의 온도가 증가함에 따라 투입열이 증가하고 제 2 응축기 (C2)와 제 2 흡수기 (A2)의 LMTD가 커짐에 따라 온수가 획득하는 열량도 증가하

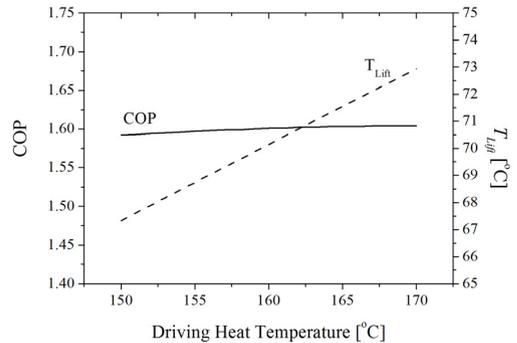


Fig. 4. Effect of driving heat temperature (T_{27}) on COP and T_{Lift} (T_{33})

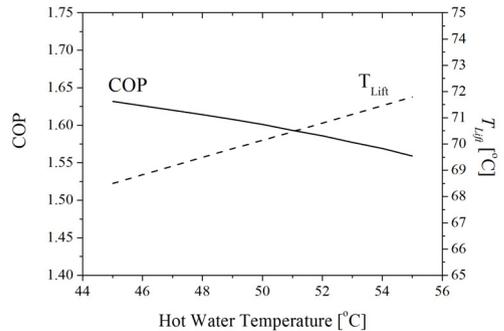


Fig. 5. Effect of hot water temperature on COP and T_{Lift} (T_{33})

기 때문에 판단된다. Fig. 5에는 온수의 온도 변화가 온수의 승온 온도와 성적계수에 미치는 영향을 나타내었다. 온수의 승온 온도는 온수의 온도가 올라갈수록 증가하나 성적계수는 온수 온도가 올라갈수록 감소함을 보인다. 이는 온수 온도가 낮을수록 제 2 응축기 (C2)와 제 2 흡수기 (A2)에서 열교환기의 LMTD가 증가하여 온수가 획득하는 열량이 증가하기 때문이다. Fig. 6에는 폐온수의 유입 온도 변화에 따른 승온 온도와 성적계수를 나타내었다. 폐온수의 온도가 올라갈수록 승온 온도와 성적계수 모두 증가함을 보인다. 이는 폐온수의 온도가 올라갈수록 제 2 응축기 (C2)와 제 2 흡수기 (A2)에서 열교환기의 LMTD가 증가하여 온수가 획득하는 열량이 증가하기 때문이다.

Fig. 7에는 온수의 유량 변화가 승온 온도와 성적계수에 미치는 영향을 나타내었다. 여기서 m/m_o 는 기준 유량 대비 변화된 유량의 비이다. Fig. 7은 온수의 유량이 증가할수록 승온 온도는 낮아지고 성적계수는 증가함을 보인다. 이는 유량이 증가할수록 제 2 응축기 (C2)와 제 2 흡수기 (A2)에서 열교환기의 LMTD가 증가하여 고온

수가 획득하는 열량이 증가하기 때문이다.

Fig. 8에는 폐온수의 유량 변화가 온수 승온 온도 및 성적계수에 미치는 영향을 나타내었다. 이 그림은 유량이 증가할수록 온수 승온 온도 및 성적계수가 증가함을 보인다. 이는 유량이 증가할수록 제 2 응축기 (C2)와 제 2 흡수기 (A2)에서 열교환기의 LMTD가 증가하여 고온수가 획득하는 열량이 증가하기 때문이다. Fig. 9에 용액 순환량의 변화가 온수 승온 온도 및 성적계수에 미치는 영향을 나타내었다. 용액 순환량이 감소하면 성적계수는 증가하고 온수 승온 온도는 다소 감소함을 보인다. 이는 용액 순환량이 적어질수록 재생기에서 발생하는 냉매 (수증기)의 분율이 증가하기 때문이다. 하지만 용액 순환량이 너무 적어지면 재생기에서 용액이 고농축화되어, 흡수기로 유입되는 과정에서 결정화 문제가 발생할 수 있기 때문에 유의를 요한다. Fig. 10과 11에 히트 펌프의 주요 구성요소인 열교환기들의 UA 값 변화가 성적계수와 온수 승온 온도에 미치는 영향을 나타내었다.

Fig. 10은 UA 값이 증가할수록 성적계수가 증가함을

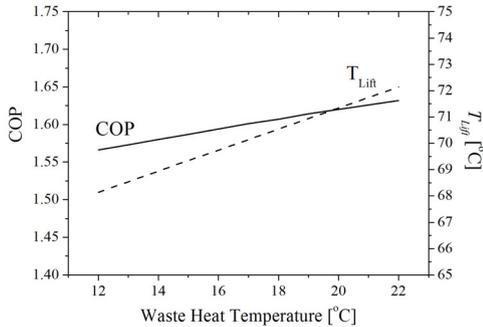


Fig. 6. Effect of waste heat temperature(T_{29}) on COP and T_{Lift} (T_{33})

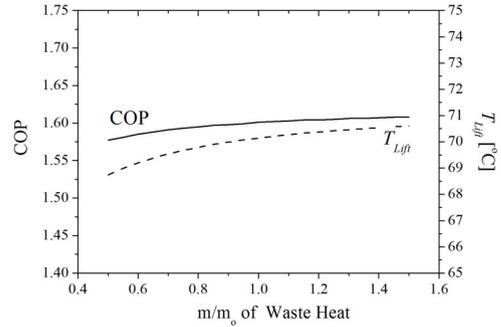


Fig. 8. Effect of waste water flow rate (m_{29}) on COP and T_{Lift} (T_{33})

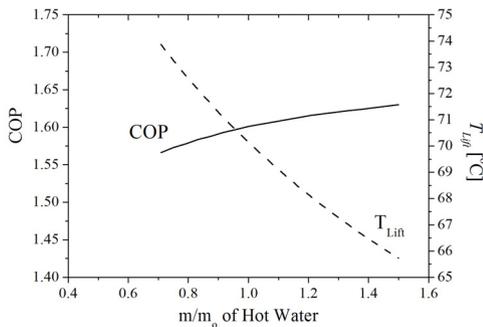


Fig. 7. Effect of hot water flow rate (m_{31}) on COP and T_{Lift} (T_{33})

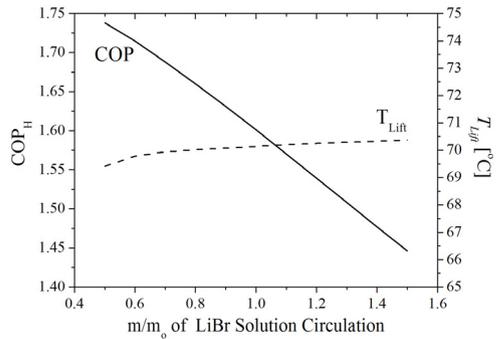


Fig. 9. Effect of LiBr solution circulation rate (m_1) on COP and T_{Lift} (T_{33})

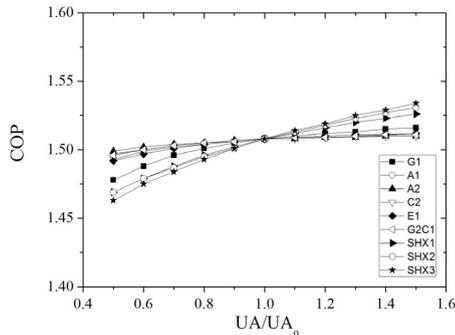


Fig. 10. Effect of UA on COP

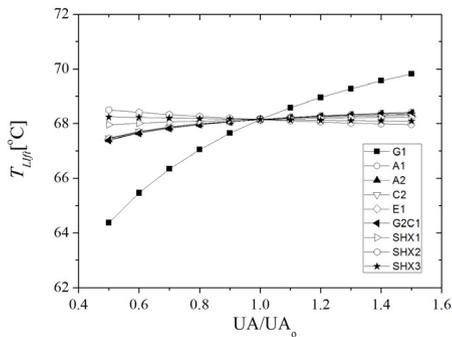


Fig. 11. Effect of UA on T_{Lift} (T_{33})

보인다. 이러한 경향은 특히 용액 열교환기 (SHX1, SHX2, SHX3)에서 현저함을 보인다. Fig. 11은 UA가 증가할수록 승온 온도가 다소 증가함을 보인다. 하지만 제 1 재생기 (G1)에서는 UA의 변화가 승온온도에 미치는 영향이 현저함을 알 수 있는데 이로부터 제 1 재생기의 설계가 전체 시스템 설계에 미치는 영향이 매우 큼을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 160°C의 고온 열원과 17°C 저온 하수 열을 사용하여 50°C의 온수를 70°C로 승온시키며 성적계수는 1.6을 만족하는 흡수식 히트펌프 사이클을 구현하였다. 또한, 이 사이클에서 설계 변수가 히트펌프의 성적계수와 온수의 승온에 미치는 영향을 시뮬레이션 통하여 검토하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 상기 조건을 만족시키는 사이클로 2중 효율 2단 흡수식 사이클이 선정되었다.

- 2) 이 사이클은 재생기 2개, 응축기 2개, 증발기 2개, 흡수기 2개와 3개의 용액 열교환기로 구성된다.
- 3) 제 1 재생기에서 증발한 냉매 증기는 제 1 응축기에서 응축하면서 제 2 재생기에서 다시 냉매를 발생시킨다. 이 냉매는 제 2 응축기를 거쳐 제 2 증발기에 모아진다. 이 냉매의 일부는 제 1 증발기로 이동하여 저온 열원을 받아들이고, 제 1 흡수기, 제 2 증발기, 제 2 흡수기에 공급된다. 이 때 전열관 내의 온수는 제 2 응축기와 제 2 흡수기에서 승온된다.
- 4) 시행착오를 통하여 성적계수 1.6, 승온 20°C를 만족시키는 유량과 열교환기 UA값을 도출하였다.
- 5) 고온수의 온도가 증가할수록, 온수의 온도가 감소하고 유량이 증가할수록, 폐온수의 온도와 유량이 증가할수록, 용액 순환량이 감소할수록 성적계수는 증가한다. 반면 온수의 승온온도는 고온수의 온도가 증가할수록, 온수의 온도가 증가하고 유량이 감소할수록, 폐온수의 온도와 유량이 증가할수록, 용액 순환량이 증가할수록 증가한다.
- 6) 열교환기의 UA 값이 증가할수록 성적계수 및 온수 승온 온도도 증가한다.
- 7) 본 논문의 결과는 저온 폐열을 이용하는 흡수식 히트펌프 시스템 해석에 활용될 수 있다.

References

- [1] Park, I. W., Park, J. T. and Yoo, S. Y., "An investigation on the domestic industrial waste heat", Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp. 811-816, 2002.
- [2] Park, Y. S., "Technology trends on the recovery of waste heat and unused energy using a heat pump", Ministry of Science of Technology, 2011.
- [3] Ma, X., Chen, J., Li, S., Sha, Q., Liang, A., Li, W., Zhang, J., Zheng, G. and Feng, Z., "Application of absorption heat transfer to recover waste heat from a synthetic rubber plant", Applied Thermal Engineering Vol. 23, pp. 797-806, 2003. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00011-5](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00011-5)
- [4] Perez-Blanco, H. and Grossman, G., "Conceptual design and performance analysis of absorption heat pumps for waste heat utilization", ASHRAE Trans., Vol. 88, Part 1, pp. 451-466, 1982. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007\(82\)90058-5](http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007(82)90058-5)
- [5] Grossman, G., "Adiabatic absorption and desorption for improvement of temperature-boosting absorption heat pumps", ASHRAE Trans., Vol. 88, Part 2, pp. 359-367,

- 1982.
- [6] Grossman, G., "Multistage absorption heat transformers for industrial applications", ASHRAE Trans., Vol. 91, Part 2, pp. 2047-2061, 1985.
 - [7] Grossman, G. and Childs, K. W., "Computer simulation of a lithium bromide-water absorption heat pump for temperature boosting", ASHRAE Trans., Vol. 89, Part 1, pp. 240-250, 1983.
 - [8] Grossman, G. and Michelson, E., "A modular computer simulation of absorption systems" ASHRAE Trans., Vol. 91, Part 2B pp. 1808-1827, 1985.
 - [9] Youn, C. H., "Development of a absorption heat pump for recovery of low temperature waste heat", KIMM, 1989.
 - [10] Kang, S. W., Kang, B. H., Jeong, S. Y. and Lee, C. S., "Computer simulation of a absorption heat pump of the first kind for low temperature waste heat recovery", Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 8, No. 2, pp. 187-197, 1996.
 - [11] Lee, Y. H., Shin, H. J., Youn, H. C. and Park H. K., "A study on the heating and cooling system using sewage heat", J. Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 4, pp. 19-26, 2007.
 - [12] Greiter, I., Schweigler, C., and Alefeld, G., "A 500kW absorption heat pump for heating at two temperature levels : Experience of the first heating season", Proc. Int. Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol. 31, pp. 85-92, New Orleans, USA, 1994.
 - [13] World Energy Co., internal performance data, 2015.
 - [14] Shim, Y. S., A Study on the Absorption Heat Pump for Waste Heat Recovery, Ph. D. Thesis, Incheon National University, 2014.
 - [15] Harold, K. E., Radermacher, R. and S. A. Klein, Absorption Chillers and Heat Pumps, 1st ed., CRC Press, 1996.
 - [16] EES, F-Charts Software, www.fchart.com, 2015.

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용