

하수처리수 이용 흡수식 열펌프 사이클의 시뮬레이션

Simulation of a two-stage absorption heat pump cycle using treated sewage

이 용 화*, 신 현 준**, 최 국 광***
Y. H. Lee, H. J. Shin, G. G. Choi

Key words : Treated sewage(하수처리수), Two-stage absorption(2단 흡수식), Heat pump(열펌프), Coefficient of performance(성능계수), Lithium bromide solution(리튬브로마이드 수용액)

ABSTRACT

This paper concerns the study of a two-stage absorption heat pump cycle to utilize treated sewage. This two-stage cycle consists of coupling double-effect with parallel or series flow type and single effect cycle so that the first stage absorber and condenser produces hot water to evaporate refrigerant in the evaporator of the second stage.

The effects of operating variables such as absorber temperature on the coefficient of performance have been studied for two-stage absorption heat pump cycle. The working fluid is lithium bromide and water solution.

The efficiency of the two-stage absorption heat pump cycle has been studied and simulation results show that higher coefficient of performance could be obtained for the first stage with parallel flow type. The optimum ratio of solution distribution can be shown by considering the COP, the crystalization of solution and the generator temperature.

기 호 설 명

하 첨 자

AH : 고온재생기로의 용액분배율 [%]
C : 증량농도 [wt %]
COP: 성능계수(Coefficient of Performance)
m : 질량유량 [kg/h]
P : 압력 [Pa]
Q : 열량 [kW]
T : 온도 [°C]
η : 효율 [%]

A : 흡수기
C : 응축기
CH : 냉수
CO : 냉각수
E : 증발기
H : 고온 사이클
HHE : 고온용액열교환기
HG : 고온재생기
LHE : 저온용액열교환기
LG : 저온재생기
L : 용액 또는 저온사이클
V : 증기

* 정회원, 유한대학 건축설비과
** 정회원, 한국건설기술연구원 건설설비그룹
*** 정회원, 인천대학교 기계공학과

1. 서론

오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 환경문제를 최소화하기 위해 화석에너지 자원의 이용을 최소화하고, 에너지의 유효이용에 관한 관심이 높아지면서 최근 흡수식 냉난방기기의 사용, 에너지 절약 그리고 미활용에너지의 이용에 대한 관심이 증대하고 있다.

미활용에너지로는 태양열, 바닷물, 하천수, 하수처리수, 지열 및 각종 배열 등을 들 수 있다. 이들 미활용에너지의 이용예로는 태양열이용 및 하수열이용 냉난방 시스템, 쓰레기 소각열이용 등이 최근에 많이 실용화되고 있다. 특히, 냉난방용 열수요의 급증에 따라 주변에 대량으로 존재하는 하수처리수, 하천수와 같은 미활용에너지의 이용에 대한 기대도 커지고 있다⁽¹⁻⁴⁾.

온도 레벨이 낮은 저질의 미활용에너지를 효과적으로 이용하기 위한 방법으로서 단일기기를 고성능화하는 것 뿐만이 아니고 다양한 가치를 갖는 에너지를 효율적으로 캐스 캐이드(cascade)할 수 있는 시스템⁽⁵⁾을 고려할 필요가 있으며, 또한 단일기기를 조합하여 원하는 목적에 맞는 시스템을 구성할 필요가 있다⁽⁶⁾.

특히, 하수처리수와 같이 온도레벨이 낮은 미활용 에너지를 이용하기 위한 압축식 열펌프 및 흡수식 냉동기에 대한 연구도 이루어지고 있다⁽⁷⁻⁹⁾. 하수처리수를 이용하는 흡수식 시스템으로는 井汲 등⁽⁷⁾에 의한 고온승온형 2단흡수사이클의 해석에 관한 연구, 小島 등⁽⁸⁾에 의한 흡수식 열펌프를 사용하는 복합에너지 시스템에 관한 연구, 西山 등⁽⁹⁾의 새로운 작동물질에 대한 연구가 있다. 국내에서도, 신현준 등⁽¹⁰⁾은 생활폐수열원을 이용한 압축식 열펌프의 이용가능성을 제시하였고, 이용화⁽¹¹⁾는 이중효용형 흡수식에서 하수처리수를 냉각수로 이용하는 방안에 대한 연구를 하였다.

하수처리장으로부터 방류되는 하수처리수는 그 양과 온도가 증가하는 추세에 있으며, 특히 연간 안정된 수온을 갖는 특성이 있다. 1991년도 기준으로 우리나라의 하수처리장에서 방출되는 에너지량은 가정과 상업부문에서 소비되는 에너지 수요량의 약 13%에 해당하는 막대한 양^(12, 13)이지만, 지금까지는 온도가 낮다는 점 때문에 방치되어 왔다. 그러나 흡수식 냉동기 및 열펌프의 열

원으로 사용하면 이의 유효이용이 가능하며, 특히 여름철에 흡수식 냉동기의 냉각수로 사용할 경우, 냉각탑 및 이를 위한 배관 등이 필요없는 장점이 있다. 또한 겨울철에는 흡수식 열펌프의 저열원으로서 사용할 수 있는 장점이 있다.

이와 같이 과거부터 하수처리수를 열원으로 활용한 냉·난방 시스템의 연구개발이 이루어지고 있지만, 하절기와 동절기를 동시에 고려한 효율적인 이용방법에 대한 연구가 필요하다고 생각된다.

이에 본 연구에서는 하수처리수를 여름철 냉방용 기기(흡수식냉동기)의 냉각수로 활용하는 것을 전제로 하여, 겨울철에도 급탕 및 난방에 필요한 온수를 얻기 위한 흡수식 사이클로서, 1중효용형 및 2중효용형 흡수식 사이클을 조합하여 열펌프 시스템을 구성하였다. 그리고 이 복합 사이클의 저열원으로서 하수처리수를 사용하는 경우, 사이클의 성립범위 및 성적계수에 미치는 특성을 해석하고자 한다.

2. 시스템의 개요

2.1 사이클의 구성

하절기에 냉방을 위해 흡수식 냉동기를 설치하는 경우, 하수처리수를 냉각수로 사용하면 냉각탑이 필요없는 시스템을 구성할 수 있다. 이 때 동절기의 난방 및 급탕을 위해서는 현재 보일러 또는 흡수식 냉온수기를 이용하고 있는데, 이들은 열펌프에 비해 효율이 낮은 단점이 있다. 그러나 여름철에는 2중효용형과 1중효용형 냉동기를 사용하고, 동절기에는 이들 냉동기를 하나로 조합하여 열펌프 시스템을 구성하면 동절기에도 냉동기를 유효하게 이용할 수 있을 것이다. 즉, 저온측 사이클에 높은 COP를 얻을 수 있는 2중효용형 사이클을, 고온측 사이클에 1중효용형 사이클을 조합한 2단 열펌프 사이클을 구성한다.

Fig. 1은 열펌프 사이클의 구성 및 이용방안에 대한 개념도를, 그리고 Fig. 2는 열펌프 사이클의 구성도를 나타낸다.

열펌프 사이클로서 저온사이클과 고온사이클을 조합하여 구성하고, 하수처리수를 저온사이클의 증발기의 체열원으로 사용하며, 저온사이클의 냉각수를 고온사이클의 증발기에 유입되는 냉수로

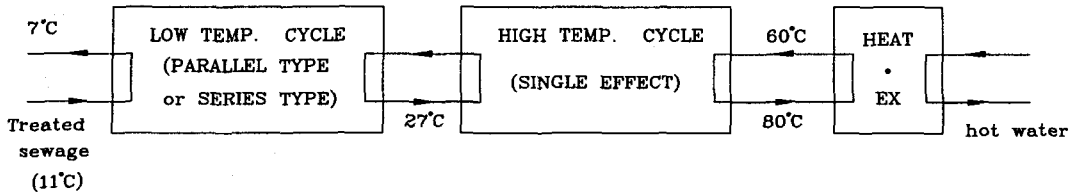


Fig. 1 System diagram.

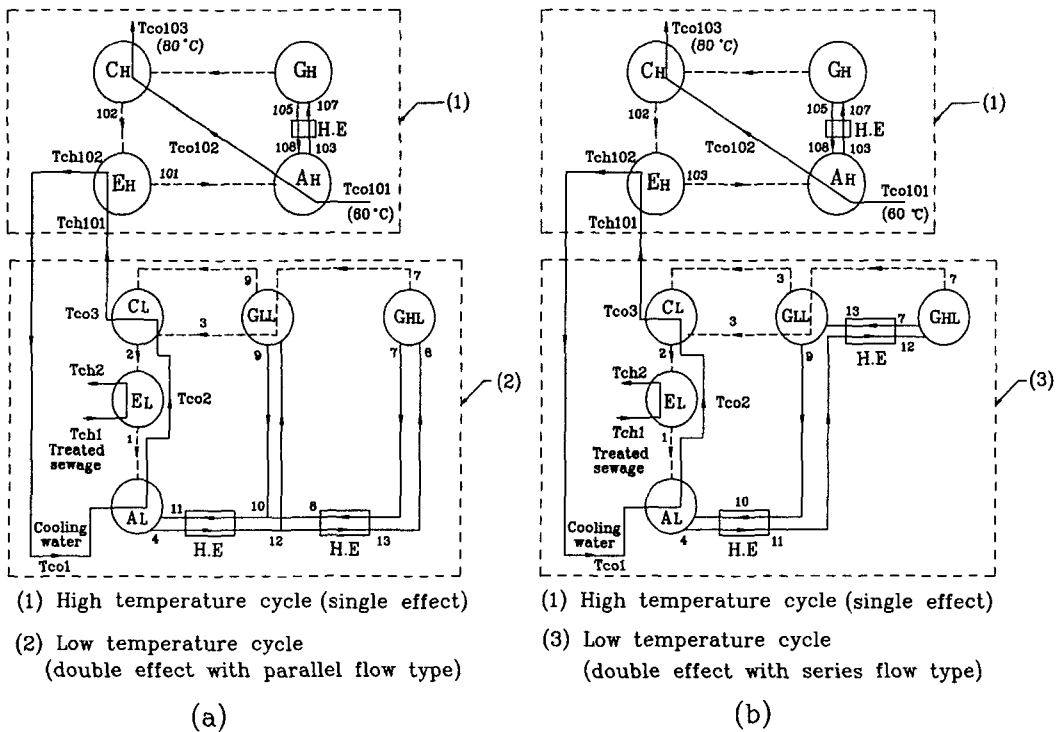


Fig. 2 Schematic diagrams of 2-stage absorption heat pump cycle.

사용하고 이것을 다시 저온사이클의 흡수기내의 냉각수로 순환시킨다. 이때, 저온사이클은 2중효용형으로 하며, 고온사이클은 1중효용형으로 구성하였다.

Fig. 2의 (a)는 저온사이클을 2중효용형 병렬방식으로 구성한 경우이며, (b)는 저온 사이클을 2중효용형 직렬방식으로 구성한 경우를 나타낸 것이다.

하절기에는 냉수를 얻기 위해 1중효용형 및 2중효용형을 사용하며, 이때 냉각수는 하수처리수를 사용한다. 또한 이들 냉동기를 동절기에도 유효하게 사용하기 위하여, 두 개의 시스템을 하나

로 조합한 2단 사이클을 구성한 것이다.

증발기에서는 하수처리수로부터 흡열하고, 저온사이클의 응축기 및 흡수기로부터의 방열을 고온사이클의 증발기에서 흡열하며, 급탕 및 난방에 이용하는 열은 고온측 응축기 및 흡수기로부터 얻을 수 있다. 가열원은 고온측과 저온측 2개의 재생기로서 가스 열원을 사용하는 것으로 상정하였다.

그리고 저온사이클의 저온열원인 하수처리수의 수온을 11°C, 고온사이클에서 온수(냉각수)의 입구온도는 60°C, 출구온도는 80°C로 하였다.

저온측과 고온측 사이클의 난방 성능계수(COP)

Table 1 Nominal conditions and ranges of simulation parameters

Simulation parameters		Nominal conditions
Low temp. cycle	Treated sewage inlet temperature	11 °C
	Treated sewage outlet temperature	7 °C
	Cooling water inlet temperature	27 ~ 34 °C
	Weak solution flowrate	0.05 m ³ /h
High temp. cycle	Cooling water inlet temperature	60 °C
	Cooling water outlet temperature	80 °C
	Weak solution flowrate	0.089 ~ .096 m ³ /h
Low & high temp. cycle	CAT at absorber	4 °C
	CAT at evaporator	2 °C
	CAT at condenser	2 °C
	CAT at low-temperature generator	5 °C
	Absorber loss	2 °C
	Effectiveness of solution heat exchanger	0.85
Efficiency of high-temperature generator	0.9	

Table 2 Heat and mass balance equations

	Exchanger	Parallel flow type	Series flow type	
Low temp. cycle	Evaporator	$m_1=m_2, Q_{EL}=m_1h_{v1}-m_2h_{L2}$	$m_1=m_2, Q_{EL}=m_1h_{v1}-m_2h_{L2}$	
	Absorber	$m_4=m_1+m_{15}, m_4C_4=m_{11}C_3$ $Q_{AL}=m_1sh_{L15}+m_1h_{v1}-m_4h_{L4}$	$m_4=m_1+m_{14}, m_4C_1=m_{10}C_3$ $Q_{AL}=m_{14}h_{L14}+m_1h_{v1}-m_4h_{L4}$	
	Condenser	$m_2=m_{v9}+m_3$ $Q_{CL}=m_9h_{v9}+m_3h_{L3}-m_2h_{L2}$	$m_2=m_{v9}+m_3$ $Q_{CL}=m_9h_{v9}+m_3h_{L3}-m_2h_{L2}$	
	High-temperature generator	$m_{13}=m_{v7}+m_{L7}, m_{13}=m_{12}AH$ $Q_{HGL}=m_{v7}h_{v7}+m_{L7}h_{L7}-m_{12}h_{L12}$	$m_{12}=m_{v7}+m_{L7}$ $Q_{HGL}=m_{v7}h_{v7}+m_{L7}h_{L7}-m_{12}h_{L12}$	
	Low-temperature generator	$m_{12}(1-AH)=m_{L9}+m_{v9}$ $Q_{LGL}=m_{v9}h_{v9}+m_{L9}h_{L9}-m_{12}(1-AH)h_{L12}$	$m_{13}=m_{L9}+m_{v9}$ $Q_{LGL}=m_{v9}h_{v9}+m_{L9}h_{L9}-m_{13}h_{L13}$	
	High-temperature solution heat ex.	$m_{L7}=m_8, m_{12}AH=m_{13}$ $Q_{HHE1}=m_{13}(h_{L13}-h_{L12})=m_8(h_{L7}-h_{L8})$	$m_{11}=m_{12}, m_7=m_{13}$ $Q_{HHE1}=m_{11}(h_{L12}-h_{L11})=m_{13}(h_{L7}-h_{L13})$	
	Low-temperature solution heat ex.	$m_{11}=m_{10}, m_4=m_{12}$ $Q_{LHEL}=m_{11}(h_{L10}-h_{L11})=m_4(h_{L12}-h_{L4})$	$m_{14}=m_{19}, m_{11}=m_4$ $Q_{LHEL}=m_{14}(h_{L9}-h_{L14})=m_{11}(h_{L11}-h_{L4})$	
	High temp. cycle	Evaporator	$m_{101}=m_{102}, Q_{EH}=m_{101}h_{v101}-m_{102}h_{v102}$	
		Absorber	$m_{104}=m_{101}+m_{107}, m_{104}C_1=m_{107}C_2$ $Q_{AH}=m_{101}h_{v101}+m_{108}h_{L108}-m_{103}h_{L103}$	
		Condenser	$H_{VRG}=(H_{104}+H_{105})/2$ $Q_{CH}=m_{101}H_{VRG}-m_{102}H_{L102}$	
Generator		$Q_{CH}=m_{101}(H_{VRG}-H_{L107})+m_{107}(H_{L105}-H_{L107})$		
Solution Heat ex.		$m_{105}=m_{108}, m_{102}=m_{107}$ $Q_{HEL}=m_{105}(h_{L105}-h_{L108})=m_{107}(h_{L107}-h_{L103})$		
Heat balance	$Q_{AL}+Q_{CL}=Q_{EL}+Q_{HGL}, Q_{AH}+Q_{CH}=Q_{EH}+Q_{GH}$			
COP	$(COP)_L=(Q_{AL}+Q_{CL}) \cdot \eta_{GL}/Q_{HGL}, (COP)_H=(Q_{AH}+Q_{AC}) \cdot \eta_{GH}/Q_{GH}$			
Total COP	$(COP)_T=((COP)_L \cdot (COP)_H) / ((COP)_L+(COP)_H - 1)$			

를 각각 $(COP)_L, (COP)_H$, 그리고 2단 사이클의 성능계수를 $(COP)_T$ 라고 하면

$$(COP)_T = (Q_{CH} + Q_{AH}) / (Q_{GL} + Q_{GH})$$

$$= \frac{(COP)_L \cdot (COP)_H}{(COP)_L + (COP)_H - 1} \quad (3)$$

$$(COP)_L = (Q_{CL} + Q_{AL}) \cdot \eta_{GL} / Q_{GL} \quad (1)$$

$$(COP)_H = (Q_{CH} + Q_{AH}) \cdot \eta_{GH} / Q_{GH} \quad (2)$$

로 된다. 여기서 η_{GL}, η_{GH} 는 각각 이중효용형 및 1중효용형 사이클의 재생기 효율을 나타낸다.

이 사이클의 이론적인 성능계수는 $(COP)_L$ 이 3, $(COP)_H$ 가 2이므로, 식 (3)으로부터 1.5가 되므로 보일러 등의 이론효율 100%와 비교하였을 때 효율이 50% 높은 시스템이 된다.

2.2 시뮬레이션에서의 계산가정, 조건 및 방법

본 2단 사이클을 계산할 때, 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- (1) 사이클은 정상상태이며, 각 상태에서의 온도, 압력 및 용액농도는 평형상태이다.
- (2) 순환하는 냉매는 증발기내에서 완전히 증발한다.
- (3) 증발기내에서 증발한 냉매증기는 흡수기내로 전부 유입된다.
- (4) 흡수기에 유입된 냉매는 강용액에 완전히 흡수된다.
- (5) 펌프동력은 무시한다.
- (6) 고온 재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열은 전부 저온재생기내의 용액에 주어진다.
- (7) 각 열교환기 및 배관으로부터의 열손실은 무시한다.
- (8) 저온측 사이클의 냉각수는 고온측 사이클의 증발기로 유입되며, 이때 저온측 사이클에서 얻는 열량은 전량 고온측 증발기내에 주어진다.

상기의 가정 및 Table 1과 같은 조건하에서 계산을 수행하였다. 계산은 증발기에서의 냉동능력을 3.516 kW로 고정하고, 증발기에서의 하수처리수의 입·출구온도차는 4°C로 하였다. 그리고 난방에 이용하는 것으로 상정하여 온수의 고온 사이클의 응축기 출구측, 즉 온수의 출구온도는 80°C, 온수의 입구온도(고온사이클의 흡수기 입구온도)는 60°C로 하여 계산하였다. 또한 흡수기에서의 손실 2°C를 고려하였고, H₂O / LiBr 계의 물성치는 McNeely의 식⁽¹⁴⁾을 참고로 하여 각 물성치를 구하였다.

그리고 시스템의 열 및 물질평형 방정식은 각 열교환기를 모델화하여 Table 2와 같이 구하였고, 이를 이용하여 계산을 수행하였다. 이 때 각 열교환부의 모델화에 사용한 열전달 특성은 CAT(closest approach temperature)법⁽¹⁵⁾을 사용하였다.

2.3 저온열원의 특성

본 사이클의 저온열원으로는 하수처리수를 사용하는 것으로 하였다.

서울의 하수처리장에서 발생하는 하수처리수의 1~3월의 겨울철 수온⁽¹²⁾은 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 약 9~12°C로서 냉동기를 그대로 열펌프 사이클로 이용할 수 있는 온도 조건하에 있다. 또한 일반적으로 흡수식 냉동기의 흡수기 및 응축기를 냉각하기 위해 냉각탑이 설치되지만, 하수처리수를 이용하면 냉각탑이 필요없는 시스템을 구성할 수 있다. 또한, 열펌프 사이클에서도 저온측 사이클의 냉각수를 그대로 고온측 사이클의 증발기 열원으로 사용할 수 있기 때문에, 흡수식 열펌프 사이클에서도 저온측 사이클을 위한 냉각탑이 필요없는 시스템을 구성할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1 병렬방식에서의 용액분배율변화에 따른 영향

Fig. 4는 저온측 사이클의 용액분배율 변화에 따른 COP를 저온측 사이클의 냉각수 입구(고온측 사이클의 냉수출구) 온도를 변수로 하여 나타낸 것이다. 저온사이클의 냉각수 입구온도가 작을수록 조합사이클의 난방 COP는 약간 증가한다.

이것은 저온사이클은 냉각수 온도가 낮을수록 COP가 증가하고, 고온 사이클은 증발기 입구 수

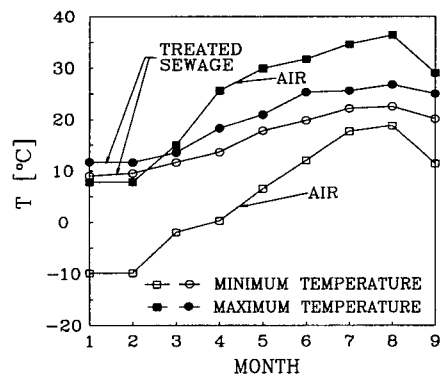


Fig. 3 Temperature distribution of treated sewage and ambient air in Seoul.

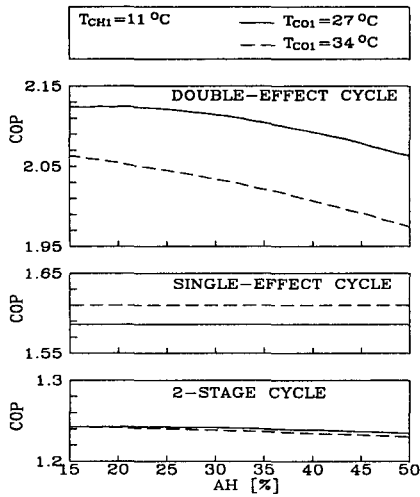


Fig. 4 Effects of solution distribution ratio and cooling water inlet temperature of low temperature cycle with parallel flow type on the COP.

온이 높을수록 COP가 증가하므로, 이들의 상반적인 효과가 가해져 결과적으로 조합사이클의 COP는 크게 변화를 보이지 않고 있다. 또한 저온사이클의 용액분배율 변화에 따른 저온사이클의 COP는 용액분배율이 증가할수록 감소한다. 이것은 고온재생기로의 현열량중 용액의 현열에 소비되는 부분이 커지기 때문이며, 냉각수 온도가 27°C인 경우 최대 COP는 용액분배율 15~25%에서 존재한다.

따라서 조합사이클의 경우도 최대 COP는 용액분배율 15~25%에서 존재한다.

Fig. 5와 Fig. 6은 용액분배율 변화에 따른 저온사이클 및 고온사이클 재생기의 강용액 온도 및 농도를 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 저온사이클의 고온재생기의 온도는 동일 용액분배율에서는 냉각수의 수온이 높을수록, 또한 냉각수 수온이 일정한 경우에는 용액분배율이 작을수록 높게 나타난다. 냉각수의 수온이 27°C인 경우, 고온부식이 급격히 진행되는 온도인 170°C⁽¹⁶⁾에 이르는 용액분배율은 15%, 34°C인 경우는 약 28% 이하에서 170°C보다 온도가 높게 나타내고 있다. 따라서 고온재생기의 온도는 COP를 고려하면, 중간냉각수의 온도를 낮게 하는 것이 유리하다.

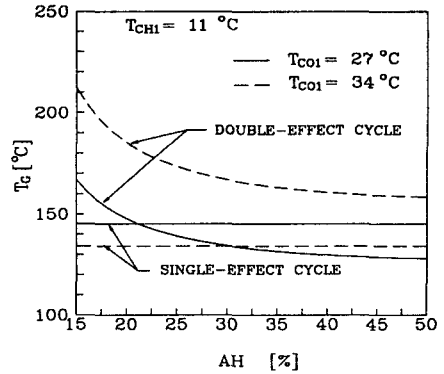


Fig. 5 Effects of solution distribution ratio and cooling water inlet temperature of low temperature cycle on the temperature at the high-temp. generator.

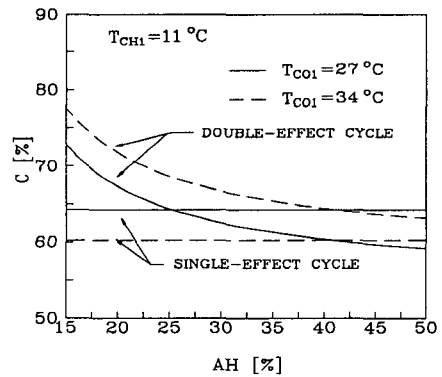


Fig. 6 Effects of solution distribution ratio and cooling water inlet temperature of low temperature cycle on the strong solution concentration.

Fig. 6에서 저온사이클의 강용액 농도는 동일한 용액분배율에서 냉각수 온도가 높을수록 높게 나타나며, COP 및 재생기 온도를 고려하였을 때 유리한 냉각수 온도인 27°C에서의 특성은 용액분배율이 적은 범위에서 급격하게 농도가 증가하며, 고온재생기 용액의 결정한계(70%에서 3%의 여유율을 고려한 67%)는 용액분배율이 20% 정도일 때가 된다.

따라서 Fig. 4~Fig. 6으로부터 저온사이클의 냉각수 온도가 27°C일 때, 고온재생기의 온도가

170℃ 미만으로 되는 용액분배율은 15% 이상에서 나타나며, 고온재생기 용액이 결정하지 않는 용액분배율은 20% 이상, 그리고 본 2단 사이클의 최대 COP는 용액분배율 15~25%에서 나타난다. 그러므로 재생기의 온도를 낮게하면서도 최대 COP를 얻을 수 있는 최적 용액분배율은 25%일 때이다.

3.2 병렬방식과 직렬방식의 사이클 성립조건 및 특성비교

Fig. 7~Fig. 9는 저온사이클을 직렬방식과 병렬방식으로 각각 취했을 때, 저온사이클의 냉각수 온도변화에 따른 COP, 강용액의 온도 및 농도를 나타낸 것이다. 하수처리수의 수온을 11℃로 하고, 고온측 사이클의 냉각수 입출구 온도를 각각 60℃ 및 80℃로 고정한 경우, 저온측 사이클의 냉각수 출구온도(즉, 고온측 사이클의 냉수 입구온도)를 변화시켰을 때의 COP변화 및 2단 사이클의 성립범위를 나타낸 것이다.

Fig. 7에서 저온사이클을 직렬 또는 병렬방식으로 취하는 경우, 어느 경우에서나 저온사이클의 COP는 냉각수 온도증가에 따라 직선적으로 감소하지만, 동일 냉각수 온도조건하에서는 병렬방식이 직렬방식보다 COP가 높게 나타난다. 또한

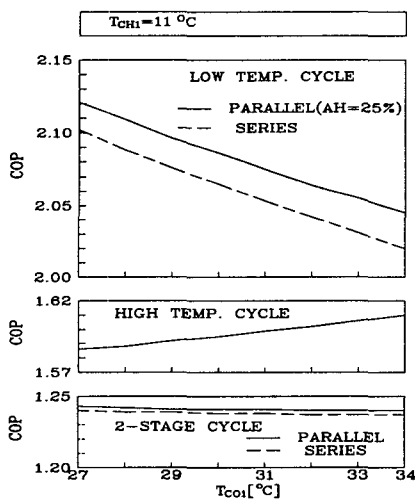


Fig. 7 Effects of cooling water inlet temperature of low temperature cycle on the COP.

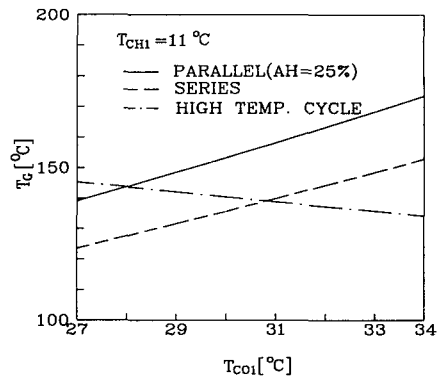


Fig. 8 Effects of cooling water inlet temperature of low temp. cycle on the strong solution concentration.

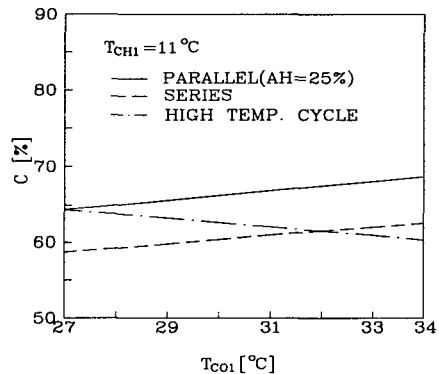


Fig. 9 Effects of cooling water inlet temperature of low temp. cycle on the strong solution concentration.

냉각수 온도가 증가할수록 고온사이클의 COP는 증가하는데, 이것은 냉각수 출구온도가 고온사이클 증발기의 냉수 입구온도에 해당하기 때문이다.

Fig. 8은 저온사이클의 냉각수 입구수온(고온사이클의 냉수 출구수온) 변화에 따른 고·저온측 사이클의 재생기 강용액의 온도를 나타낸 것이다.

재생기의 온도는 저온측 사이클의 경우, 병렬 및 직렬방식 모두 냉각수 입구온도가 증가함에 따라 증가한다. 직렬방식에서의 재생기내의 온도는 124~154℃, 병렬방식은 139~173℃, 고온사이클에서는 134~145℃로 나타난다. 따라서 저온사

이클을 병렬방식으로 취하였을 때는 냉각수 수온이 34℃ 이상인 경우, 고온부식이 급격히 진행되는 온도인 170℃ 이상으로 증가하게 된다. 그러나 직렬방식의 경우나 고온사이클의 재생기 온도는 170℃에는 미치지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9는 저온사이클의 냉각수 입구온도(고온사이클의 냉수 출구온도) 변화에 따른 고·저온측 사이클의 재생기 강용액의 농도를 나타낸 것이다.

본 2단 사이클에서 저온측 냉수 입구온도가 11℃일 때 농도만을 고려하면, 사이클의 성립범위는 저온측 사이클의 냉각수 온도가 27~34℃인 경우에만 성립한다. 27℃는 고온측 사이클의 결정온도 인한 한계이며, 34℃는 저온측 사이클의 결정한계 때문이다. 이때, 사이클의 결정한계는 각 온도에 따른 결정농도로부터 여유율 3%를 고려하였다.

Fig. 10은 고온사이클의 증발기 용량과 난방출력을 나타낸 것이다.

고온사이클의 출력(Q_{E100})은 저온사이클을 직렬방식으로 하는 경우 및 냉각수 온도를 증가시키면 크게 나타난다. 그러나 이것은 2단사이클 구성시 저온사이클을 직렬방식으로 하는 경우나 냉각수 온도를 크게 취하면, 고온사이클의 증발기 용량(Q_{E100})이 상대적으로 크게 되어 흡수기

및 응축기용량도 증대되어 출력이 증가하게 되기 때문이다. 따라서 직렬방식을 택하거나 냉각수 온도를 높이면, COP가 낮은 고온사이클의 장치가 대용량으로 되어 조합사이클의 COP가 감소한다.

4. 결론

저온사이클에 2중효용형 병렬방식 또는 직렬방식을, 고온사이클은 1중효용 사이클로 구성되는 2단 조합사이클에서 하수처리수를 저온사이클의 흡열원으로 사용하는 것으로 하여, 본 2단 사이클의 성립범위, 성능 및 특성을 시뮬레이션하였다. 그 결과, 하수처리수를 흡수식 열펌프의 흡열원으로의 사용가능성을 확인하였으며, 그 주요한 결론은 다음과 같다.

(1) 하수처리수 수온이 11℃인 경우, 2단 사이클이 성립되는 저온사이클의 냉각수 온도는 27~33℃로 나타났다.

(2) 저온사이클의 냉각수 온도를 동일하게 한 경우, 병렬방식으로 하는 것이 높은 COP를 얻을 수 있었으며, 이때 용액분배율은 25%, 냉각수 온도는 27℃인 조건에서 최대 COP를 얻을 수 있다.

(3) 저온사이클을 병렬방식으로 하는 경우, 고온 재생기의 온도를 170℃ 이하로 유지하기 위해서는 냉각수의 온도를 27~33℃로 하여야 한다.

(4) 하수처리수로부터의 흡열량을 고정한 경우, 냉각수 수온이 증가할수록 고온사이클의 용량이 증가하게 된다. 또한 병렬방식보다 직렬방식의 경우가 고온사이클의 용량이 증가하게 된다.

참고문헌

1. 中原信生, 1992, これからの未利用エネルギー-活用計画, 空氣調和衛生工學, 第66卷 第6號, pp. 33-39.
2. 齊藤潔, 菅野直紀, 河合素直, 西山教之, 脇水廣記, 1994, 二熱源驅動吸收冷凍機の特性解析, 日本機械學會論文集, 第60卷 第573號, pp. 33-39.
3. 정시영, 조광운, 1998, 태양열을 이용한 흡수식 냉방기의 동특성 시뮬레이션, 공기조화·냉동공학 논문집, 제10권 제6호, pp. 784-794.

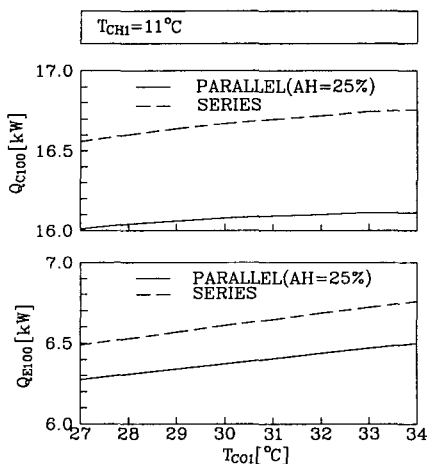


Fig. 10 Effects of cooling water inlet temperature of low temp. cycle on the input heat of evaporator and output heat at the high temp. cycle.

4. 박문수, 김무근, 김효경, 노승탁, 1989, 태양열에 의한 냉방 및 난방시스템의 성능향상(II), 공기조화·냉동공학 논문집, 제1권 제1호, pp. 46-54.
5. 小島 弘, 秋澤淳, 栢目孝夫, 1997, エンジン排熱驅動型二段サイクルの特性解析”, 日本冷凍空調學會論文集, Vol. 14, No. 2, pp. 113-124.
6. Inoue, N., Iizuka, H., Ninomiya, Y., Watanabe, K. and Aoki, T., 1993, COP evaluation for advanced ammonia-based absorption cycles, Int. Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol.31, ASME, pp. 1-6.
7. 井汲米造, 澤田範雄, 田中貴雄, 小林唯人, 1991, 多段吸收ヒートポンプの研究, 日本機械學會·環境工學 総合シンポジウム '91講演論文集, pp. 33-39.
8. 小島弘, 島津欣一, 1994, 未利用エネルギーを活用した複合エネルギーシステムの研究, 第28回空気調和·冷凍聯合講演會, 東京, pp. 165-168.
9. 西山教之, 藤倉菊太郎, 脇水廣記, 金子敏之, 山崎志奥, 伊豆正弥, 1994, 新作動媒體を用いた下水処理水利用吸収ヒートポンプの研究開発, 日本冷凍協會論文集, Vol. 11, No. 2, pp. 131-142.
10. 신현준, 박준택, 1994, 생활폐수열원 열펌프시스템 운전특성 고찰, 한국에너지공학회 제4권 2호, pp. 270-277.
11. 이용화, 1996, 하수처리수이용 흡수식 냉동사이클의 해석, 공기조화·냉동공학 논문집, 제8권 제2호, pp. 288-298.
12. 신현준, 1995, 하수처리수폐열의 회수이용, 냉동공조기술, Vol. 12, No. 12, pp. 88-97.
13. 신현준, 이세권, 1995, 하수처리수 폐열의 유효 이용을 위한 열원특성 분석연구, 공기조화·냉동공학회 학술발표논문집, pp. 410-414.
14. McNeely, L.A., 1979, Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, ASHRAE, Trans., Vol. 85, pp. 413-434.
15. Grossman, G., Gomme, K., and Gadoth, D., 1991, A Computer Model for Simulation and of Absorption Systems in Flexible and Modular Form, ORNL/90-89673, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tenn.
16. 高田秋一, 1989, “吸收冷凍機とヒートポンプ”, 日本冷凍協會, 東京, pp. 19-20.