

저온 열원의 활용을 위한 흡수 발전/냉각 복합 사이클의 열적 해석

김 경 훈[†]

금오공과대학교 기계공학과

Thermal Analysis of a Combined Absorption Cycle of Cogeneration of Power and Cooling for Use of Low Temperature Source

Kyoung Hoon Kim[†]

Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Yangho 1, Gumi, Gyeongbuk, 730-701, Korea

(Received February 14, 2011; revision received May 1, 2011)

ABSTRACT: Thermodynamic cycles using binary mixtures as working fluids offer a high potential for utilization of low-temperature heat sources. This paper presents a thermodynamic performance analysis of Goswami cycle which was recently suggested to produce power and cooling simultaneously and combines the Rankine cycle and absorption refrigeration cycle by using ammonia-water mixture as working fluid. Effects of the system parameters such as concentration of ammonia and turbine inlet pressure on the system are parametrically investigated. Results show that refrigeration capacity or thermal efficiency has an optimum value with respect to ammonia concentration as well as to turbine inlet pressure.

Key words: Low temperature source(저온 열원), Ammonia-water mixture(암모니아-물 혼합물), Rankine cycle(랭킨사이클), Absorption refrigeration(흡수냉동), Cogeneration(병합생산)

기호설명

h	: 비엔탈피 [kJ/kg]
m	: 상대질량유량 [kg/kg]
P	: 압력 [MPa]
P_L	: 터빈출구압력 [MPa]
P_H	: 터빈입구압력 [MPa]
q	: 열전달 [kJ/kg]
s	: 비엔트로피 [kJ/kg°C]
w	: 비동력 [kJ/kg]

w_{net}	: 순생산일 [kJ/kg]
T	: 온도 [°C]
x	: 암모니아 질량 농도
x_b	: 암모니아 기준 질량 농도(펌프 출구)
y	: 작동유체의 진도
ΔT_{pp}	: 열교환기 최소온도차(pinch point) [°C]
η_{th}	: 열효율
η_p	: 등엔트로피 펌프 효율
η_t	: 등엔트로피 터빈 효율

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-478-7292; fax: +82-54-478-7319

E-mail address: khkim@kumoh.ac.kr

첨자

a : 흡수기(absorber)

<i>b</i>	: 보일러(boiler)
<i>cold</i>	: 열교환기내 저온유체
<i>e</i>	: 증발기(evaporator)
<i>he</i>	: 재생기(recovery heat exchanger)
<i>hot</i>	: 열교환기내 고온유체
<i>m</i>	: 터빈(혹은 증발기) 질량유량 기준
<i>r</i>	: 정류기(rectifier)
<i>s</i>	: 등엔트로피 과정
<i>sh</i>	: 과열기(superheater)
<i>t</i>	: 터빈(turbine)

1. 서 론

최근 들어 미활용 저온 열원을 효율적으로 활용할 수 있는 혁신적인 열역학적 사이클의 개발의 중요성이 크게 주목받고 있다. 대표적인 저온 열원은 공장 폐열, 태양열, 지열, 해양에너지 등인데 예를 들어 캐나다의 알루미늄 제련산업의 경우 연간 80 PJ(peta-joule = 10^{15} J)의 폐열을 버리고 있으며 이중 10%만 유용한 일을 만드는데 재활용해도 연간 9,600만 \$의 경비를 절약할 수 있을 것으로 추산되고 있다. 게다가 이는 연간 0.45메가톤의 온실가스를 감축하는 효과가 있다.⁽¹⁾

기존의 동력 사이클은 열원의 온도가 낮아질수록 열효율이 현저히 낮아지는데, 저온 열원을 효율적으로 활용하기 위한 동력 사이클로 유기 랭킨 사이클(Organic Rankine Cycle : ORC)과 비공비 혼합물을 작동유체로 이용하는 사이클이 최근 20여년 간 활발히 연구되고 있다.⁽²⁻⁴⁾

비공비 혼합물을 동력 사이클에 사용하면 일정한 압력 하에서 온도가 변화하면서 상변화가 진행되기 때문에 열교환기 내에서 고온유체와 저온유체 사이의 온도 불균형과 유용성의 손실을 줄여 준다.⁽⁵⁾ 특히 암모니아-물 혼합물은 열역학적 성질이 우수하며, 순수 물과 분자량이 비슷하여 증기터빈을 그대로 사용할 수 있는 등 많은 장점이 있기 때문에 저온 열원을 활용하는 동력 생산 분야에서 최근 활발히 연구되고 있다.⁽⁶⁻¹²⁾

저온 열원을 활용하는 동력생산 시스템에서 열이나 냉을 병합 생산하면 시스템의 효율을 더욱 향상시킬 수 있다. 이에 관한 연구로서 Wagner et al.⁽¹³⁾은 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 한 열병합 사이클을 해석하였다. 이러한 시스템의 열효율은 열원 온도에 따라 5~5%의 분포를 보이는데 이는 카르노

사이클 효율의 65% 정도에 해당한다. Wang et al.⁽¹⁴⁾은 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 동력과 분사식 냉동의 병합 사이클을 제안하였으며 열원온도, 터빈입구압력 및 온도 등이 시스템의 성능에 미치는 영향을 조사하여 분석하였다. Xu et al.⁽¹⁵⁾은 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 동력과 흡수 냉동의 병합 사이클을 제안하였다. 이 시스템은 기존의 랭킨사이클이나 흡수냉동 사이클에 비해 별로 복잡하지 않으면서 열효율을 향상시킬 수 있음을 보였으며 열원 온도가 주어졌을 때 열효율이 최고가 되는 터빈입구압력이 존재한다는 사실도 보였다. 현재 이 사이클은 Goswami 사이클로 부른다. 최근에 Padilla et al.⁽¹⁶⁾은 Goswami 사이클에 대한 파라미터 해석을 통해 시스템의 성능에 대한 터빈입구압력이나 등엔트로피 효율 등의 영향을 조사하였다.

본 연구에서는 저온 열원을 활용하고 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 흡수발전 및 냉동 복합 사이클의 열역학적 특성을 해석한다. 특히 암모니아 농도나 터빈입구압력 등 시스템 변수의 변화가 각 요소에서의 질량유량, 열유입량이나 냉각량, 터빈생산일 및 열효율 등 시스템의 열적 성능에 미치는 영향에 대해서 분석하며, 운전 가능한 암모니아의 농도의 범위를 해석하였다.

2. 시스템 해석

본 연구에서의 시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 펌프, 재생기, 보일러, 정류기, 과열기, 터빈, 증발기, 그리고 흡수기 등으로 구성한다.

동력 사이클에서 암모니아-물 혼합물의 열역학적 성질들은 종래의 흡수냉동 사이클의 물성치 계산 영역보다 높은 온도와 압력에서의 관계식을 필요로 하는데, 본 연구에서 혼합물의 열역학 계산은 깁스의 자유에너지를 생성함수로 하는 참고문헌⁽¹⁷⁾의 방법을 따랐다. 한편 혼합물의 기액 평형 조건은 각 성분의 화학포텐셜의 기-액 평형조건으로부터 직접 구하였다.⁽¹¹⁻¹²⁾

본 연구에서는 터빈입구압력 P_H , 터빈입구온도 T_{sh} , 정류기 온도 T_r , 보일러 온도 T_b , 흡수기 온도 T_a , 그리고 흡수기 출구에서 기준 암모니아 질량농도 x_b 를 시스템 설계 변수들로서 설정하며, 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

1) 펌프와 터빈 이외에서의 압력변화는 무시하며, 펌프와 터빈의 거동은 일정한 등엔트로피 효율 η_p

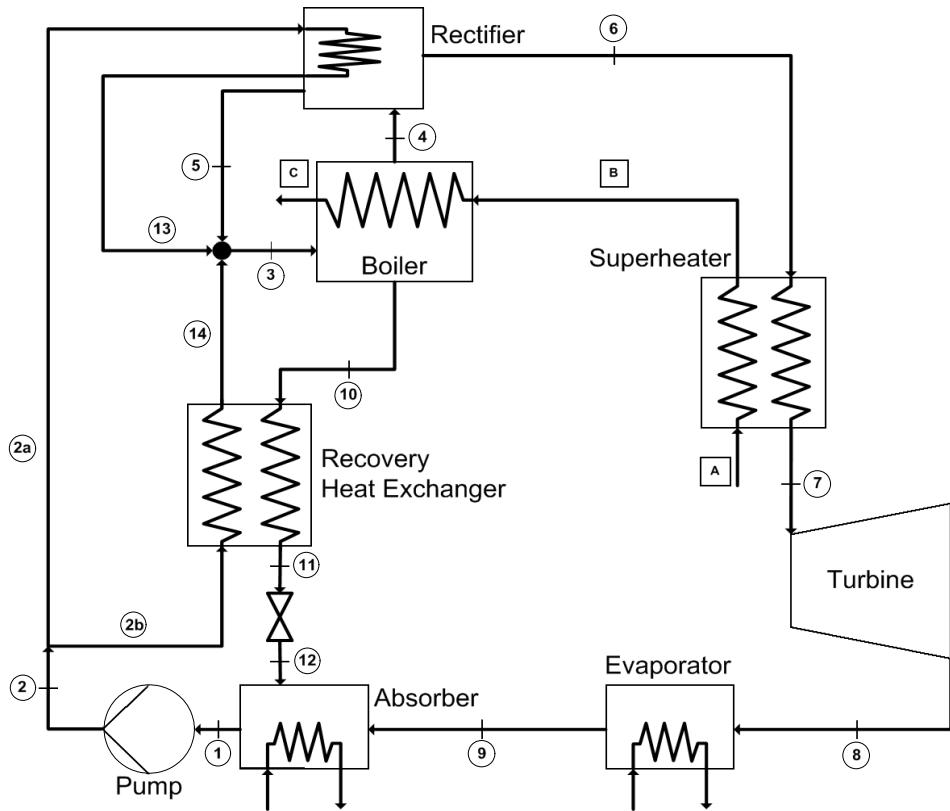


Fig. 1 Schematic diagram of the system.

와 η_t 로 나타낼 수 있다.

2) 작동유체는 흡수기에서 포화액 상태로 나오며, 냉각기에서는 흡수기 온도로 나온다.

3) 재생기 내에서 고온유체와 저온유체의 최소 온도차는 지정한 편치포인트, $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$ 에 도달한다.

상대 질량유량 m 을 흡수기 출구에서 작동유체의 질량유량에 대한 시스템의 각 위치에서 질량의 비로 정의한다. 시스템의 각 위치에서 조건들과 각 요소에서 질량보존, 에너지 보존 등 평형식들은 다음과 같이 쓸 수 있다.

① 흡수기 출구

$$T_1 = T_a, \quad x_1 = x_b, \quad m_1 = 1, \quad \text{기포점} \quad (1)$$

② 펌프 출구

$$P_2 = P_H, \quad \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} = \eta_p, \quad x_2 = x_b \quad (2)$$

④ 보일러 기체측 출구

$$P_4 = P_H, \quad T_4 = T_b, \quad \text{이슬점} \quad (3)$$

⑤ 정류기 액체측 출구

$$P_5 = P_H, \quad T_5 = T_r, \quad \text{기포점} \quad (4)$$

⑥ 정류기 기체측 출구

$$P_6 = P_H, \quad T_6 = T_r, \quad \text{이슬점} \quad (5)$$

⑦ 터빈입구

$$P_7 = P_H, \quad T_6 = T_{sh}, \quad x_7 = x_6 \quad (6)$$

⑧ 터빈출구

$$P_8 = P_1 = P_L, \quad \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} = \eta_t, \quad x_8 = x_7 \quad (7)$$

⑨ 냉각기 출구

$$P_9 = P_L, \quad T_9 = T_a, \quad x_9 = x_8 \quad (8)$$

⑩ 보일러 액체측 출구

$$P_{10} = P_H, \quad T_{10} = T_b, \quad \text{기포점} \quad (9)$$

⑫ 팽창밸브 출구

$$P_{12} = P_L, \quad h_{12} = h_{11}, \quad x_{12} = x_{11} \quad (10)$$

$$\text{흡수기} : m_1 = m_9 + m_{12} \quad (11)$$

$$m_1 x_1 = m_9 x_9 + m_{12} x_{12} \quad (12)$$

$$q_a = m_9 h_9 + m_{12} h_{12} - m_1 h_1 \quad (13)$$

$$\text{보일러} : m_3 = m_4 + m_{10} \quad (14)$$

$$m_3 x_3 = m_4 x_4 + m_{10} x_{10} \quad (15)$$

$$q_b = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_3 h_3 \quad (16)$$

$$\text{정류기} : m_4 = m_5 + m_6 \quad (17)$$

$$m_4 x_4 = m_5 x_5 + m_6 x_6 \quad (18)$$

$$m_{13} (h_{13} - h_2) = m_4 h_4 - m_5 h_5 - m_6 h_6 \quad (19)$$

$$\text{혼합기} : m_3 = m_{13} + m_{14} + m_5 = m_2 + m_5 \quad (20)$$

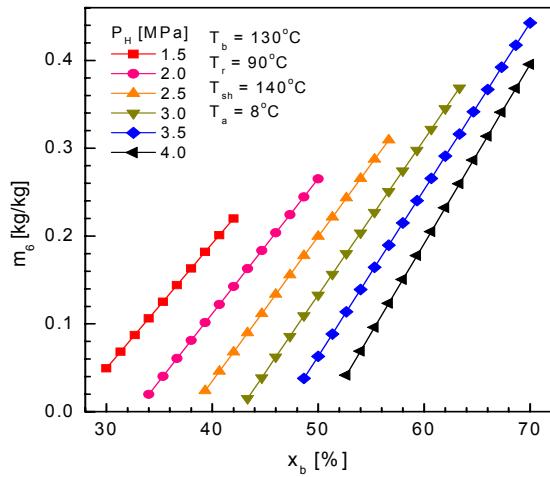


Fig. 2 Relative vapor mass flow rate from the rectifier for various x_b and P_H .

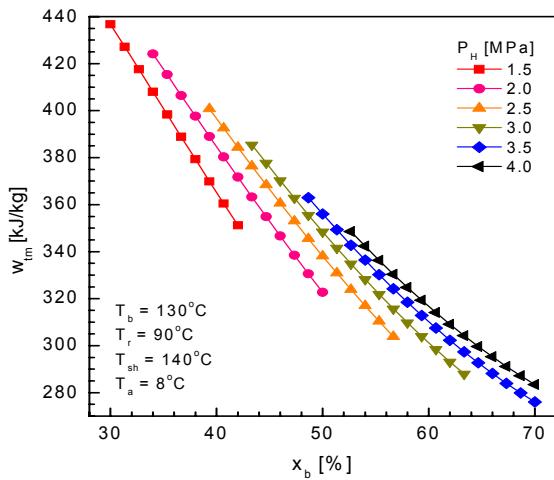


Fig. 3 Turbine work per unit fluid mass at turbine for various x_b and P_H .

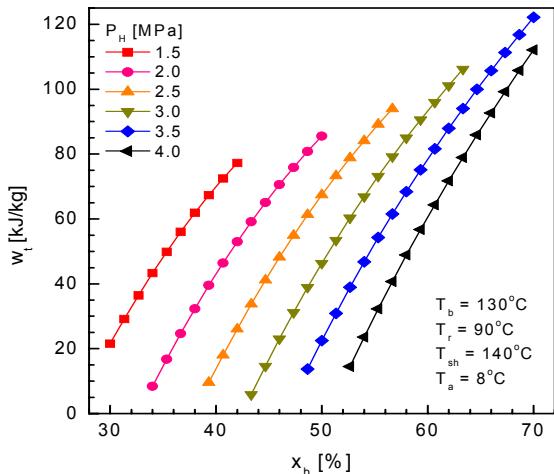


Fig. 4 Turbine work per unit fluid mass at pump for various x_b and P_H .

유지될 때 x_b 가 증가하면 w_{tm} 은 감소한다. 왜냐하면 P_H 가 일정하면 터빈입구에서의 비엔탈피는 일정한데, x_b 의 증가에 따라 터빈출구에서 압력이 높아지면서 비엔탈피도 높아지기 때문이다. 하지만 w_t 는 반대로 증가하는데, 이는 펌프유량 기준 터빈일 w_t 는 터빈유량 기준 터빈일과 터빈에서의 상대유량의 곱, 즉 $w_t = m_6 \times w_{tm}$ 이고, x_b 의 증가에 따라 w_{tm} 이 감소하는 정도보다 m_6 이 증가하는 정도가 더 크기 때문이다.

또한 x_b 가 일정하게 유지될 때 P_H 가 증가하면 w_{tm} 은 증가한다. 왜냐하면 P_H 가 증가함에 따라 터빈입구와 출구에서 비엔탈피는 모두 감소하지만 출구 측의 감소폭이 더 크기 때문이다. 하지만 w_t 는 반대로 감소하는데, 이 경우도 x_b 의 증가에 따라 w_{tm} 이 증가하는 정도보다 m_6 이 감소하는 정도가 더 크기 때문이다.

Fig. 5와 Fig. 6에서는 x_b 나 P_H 에 따라 터빈유량 기준 증발기 냉각량 q_{em} 과 펌프유량 기준 증발기 냉각량 q_e 의 변화를 보여준다. P_H 가 일정하게 유지될 때 암모니아 농도가 증가하면 q_{em} 은 감소한다. 왜냐하면 $q_{em} = h_2 - h_3$ 로 구해지는는데, 일정한 압력 하에서 x_b 가 높아지면 냉각기 입구에서의 비엔탈피는 냉각기에서의 압력이 높아지면서 함께 높아지지만, 냉각기 출구에서는 일정한 흡수기의 온도의 유지로 비엔탈피는 감소하기 때문이다. 또 x_b 가 높아짐에 따라 출구의 비엔탈피는 감소하고 입구의 비엔탈피는 증가하는 관계로 그 감소율이 터빈 일에 비해 훨씬 크다.

펌프유량 기준 냉각량 q_e 는 터빈유량 기준 냉각

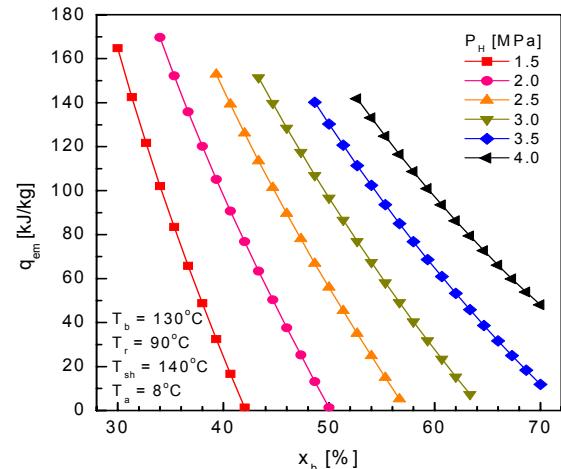


Fig. 5 Refrigeration per unit fluid mass at the refrigeration heat exchanger for various x_b and P_H .

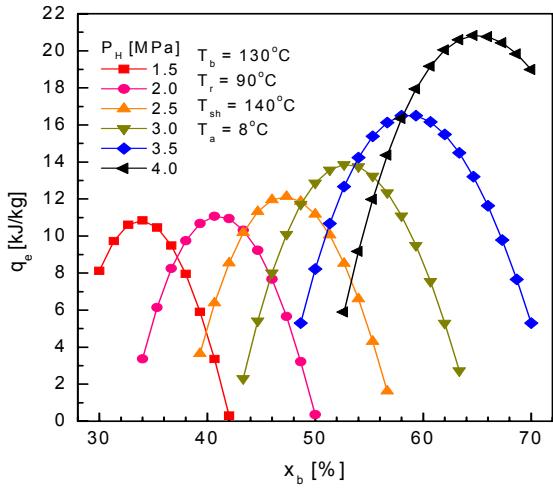


Fig. 6 Refrigeration per unit fluid mass at pump for various x_b and P_H .

량과 냉각기에서의 상대유량의 곱, 즉 $q_e = m_6 \times q_{em}$ 로 구해지는데, x_b 의 증가에 따라 q_{em} 은 감소하고 m_6 은 증가하므로 q_e 는 x_b 가 낮은 영역에서는 증가하다가 높은 영역에서 감소하여 x_b 에 대해 최고값을 갖는다.

또한 x_b 가 일정하게 유지될 때 P_H 가 증가하면 q_{em} 은 증가한다. 왜냐하면 P_H 가 증가함에 따라 터빈입구에서의 비엔탈피는 감소하지만 출구에서 비엔탈피는 증가하기 때문이다. 또한 q_e 도 q_{em} 의 경우와 같이 증가하는데, 이 경우도 x_b 의 증가에 따라 q_{em} 이 증가하는 정도가 m_6 이 감소하는 정도보다 더 크기 때문이다.

Fig. 7에서는 x_b 나 P_H 에 따라서 유용 생산에너지에 대한 증발기 냉각량 비율의 변화를 보여준다. 시스템의 유용 생산 에너지는 순생산일 w_{net} 와 냉각기에서 흡수하는 냉각열 q_e 의 합이 되는데, 냉각량 비율은 x_b 가 높아질수록 작아지고 P_H 가 증가할수록 커진다.

Fig. 8에서는 x_b 나 P_H 에 따라서 시스템의 열효율의 변화를 보여준다. 시스템의 열효율은 외부열원으로부터 시스템으로의 열유입량에 대한 유용 생산 에너지로 정의되며, x_b 나 P_H 에 대해 증가하다 감소하는, 즉 최고값이 존재한다.

Fig. 9에서는 x_b 나 P_H 에 따라서 외부 열원으로부터 보일러에서의 흡열량 q_b 와 과열기에서의 흡열량 q_{sh} 이 모두 x_b 가 증가할수록 증가하고 P_H 가 증가할수록 감소함을 보여준다. 시스템 유입열량 $q_{in} = q_b + q_{sh}$ 또한 x_b 가 증가할수록 증가하고 P_H 가 증가할수록 감소한다.

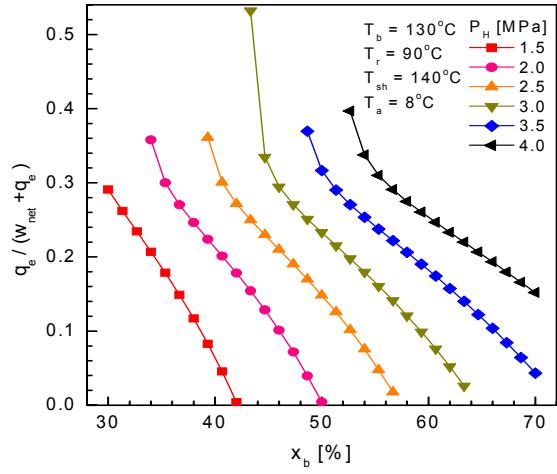


Fig. 7 Ratio of refrigeration to the total output for various x_b and P_H .

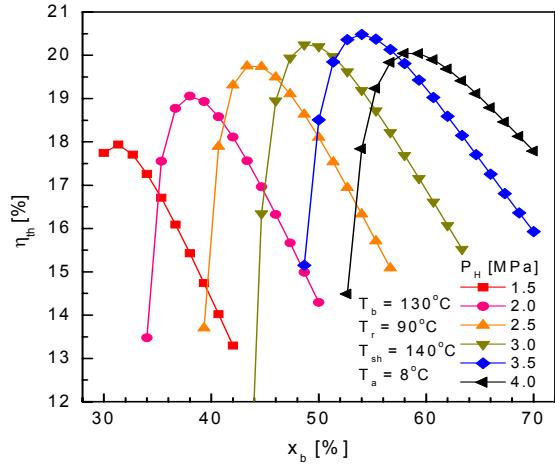


Fig. 8 Thermal efficiency for various x_b and P_H .

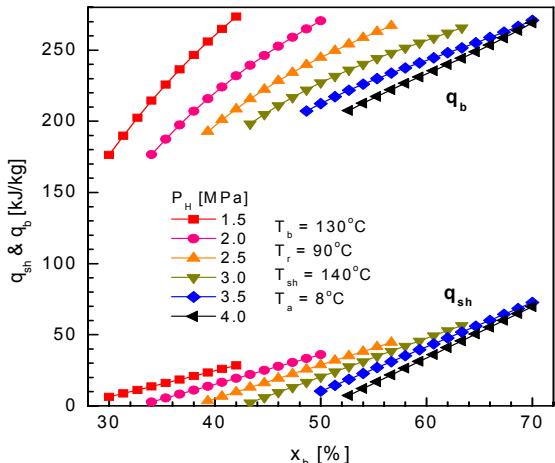


Fig. 9 Heat input at boiler and superheater for various x_b and P_H .

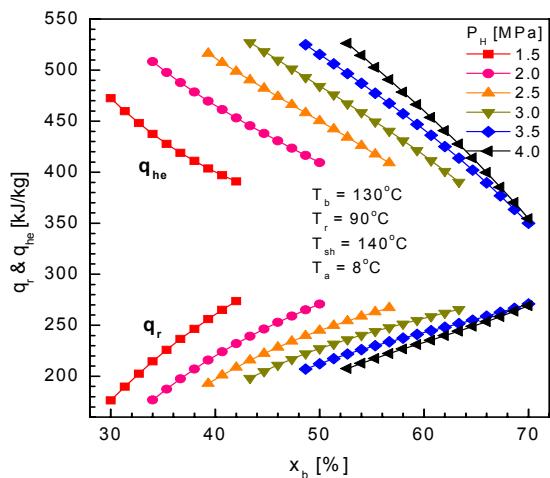


Fig. 10 Heat transfer at rectifier and recovery heat exchanger for various x_b and P_H .

Fig. 10에서는 x_b 나 P_H 에 따라서 정류기에서 교환되는 열량 q_r 과 재생기에서 재생되는 열량 q_{he} 를 보여 준다. 정류기의 열전달은 x_b 에 따라서는 증가하나 P_H 에 따라서는 감소하고, 재생기에서의 열전달은 반대로 x_b 에 따라서는 감소하나 터빈입구압력에 따라서는 증가한다.

4. 결 론

본 논문에서는 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 흡수 동력/냉각 병합시스템에 대한 암모니아 농도의 영향을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 시스템의 열적 성능 특성은 암모니아 농도의 변화에 따라 매우 민감하게 변화한다.

(2) 주어진 열원온도와 터빈입구압력에서 암모니아 농도가 너무 낮아지면 과열기에서의 열전달이 영으로 감소하고 너무 높아지면 증발기에서의 냉각량이 영으로 감소하기 때문에 운전 가능한 암모니아 농도는 상한과 하한이 존재한다.

(3) 주어진 열원온도와 터빈입구압력에서의 펌프 유량 기준 터빈일은 암모니아 농도에 따라 증가하나 증발기 냉각량은 암모니아 농도에 대해 최고값을 가지며, 열효율도 암모니아 농도에 대해 최고값을 가진다.

(4) 열효율은 터빈입구압력에 대해서 뿐만 아니라 암모니아 농도에 대해서도 최고값을 가지며, 그 값은 터빈입구온도가 140°C, 터빈입구압력이 2.5 MPa

이상일 때 대략 20%의 효율을 보인다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2010-0007355).

참고문헌

- Roy, P., Desilets, M., Galanis, N., Nesreddine, H., and Cayer, E., 2010, Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH₃-H₂O mixture as working fluid, Int. J. Thermal Sci., Vol. 49, pp. 48–58.
- Ogriseck, S., 2009, Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study, Applied Ther. Eng., Vol. 29, pp. 2843–2848.
- Bombarda, P., Invernizzi, C. M. and Pietra, C., 2010, Heat recovery from Diesel engine : A thermodynamic comparision between Kalina and ORC cycle, App. Therm. Eng., Vol. 30, pp. 212–219.
- Kim, K. H., Ko, H. J. and Kim, S. W., 2011, Performance Analysis of Kalina Cycle using Ammonia-Water Mixture as Working Fluid for Use of Low-Temperature Energy Source, Trans. Korean Hydrogen New Energy Society, Vol. 22, pp. 109–117.
- Prisyazhniuk, V. A., 2008, Alternative trends in development of thermal power plant, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 190–194.
- Zamfirescu, C. and Dincer, I., 2008, Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle, Thermo-chimica Acta, Vol. 477, pp. 7–15.
- Kiani, B., Akisawa, A. and Kashiwagi, T., 2008, Thermodynamic analysis of load-leveling hyper energy converting and utilization system, Energy, Vol. 33, pp. 400–409.
- Nowak, W., Stachel, A. A. and Borsukiewicz-Gozdur, A., 2008, Possibilities of implemen-

- tation of a absorption heat pump in realization of the Clausius–Rankine cycle in geothermal power station, *Applied Ther. Eng.*, Vol. 28, pp. 335–340.
- 9. Lолос, П. А. и Rogdakis, Е. Д., 2009, A Kalina power cycle driven by renewable energy sources, *Energy*, Vol. 34, pp. 457–464.
 - 10. Arslan, O., 2010, Exergoeconomic evaluation of electricity generation by the medium temperature geothermal resources, using Kalina cycle : Simav case study, *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 49, pp. 1866–1873.
 - 11. Kim, K. H., Kim, S. W. and Ko, H. J., 2011, Study on the Rankine Cycle using Ammonia–Water Mixture as Working Fluid for Low-Temperature Waste Heat, *Trans. Korean Hydrogen New Energy Society*, Vol. 21, pp. 570–579.
 - 12. Kim, K. H., 2011, Study on Regenerative Rankine Cycle with Partial-Boiling Flow Using Ammonia–Water Mixture as Working Fluid, *SAREK*, Vol. 23, pp. 224–231.
 - 13. Wagner, W. R., Zamfirescu, C., and Dincer, I., 2010, Thermodynamic performance assessment of an ammonia–water Rankine cycle for power and heat production, *Energy Conversion Management*, Vol. 51, pp. 2501–2509.
 - 14. Wang, J., Dai, Y., Zhang, T., and Ma, S., 2009, Parametric analysis for a new power and ejector–absorption refrigeration cycle, *Energy*, Vol. 34, pp. 1587–1593.
 - 15. Xu, F., Goswami, D. Y., and Bhagwat, S. S., 2000, A combined power/cooling cycle, *Energy*, Vol. 25, pp. 233–246.
 - 16. Padilla, R. V., Demirkaya, G. and Goswami, D. Y., 2010, Stefanakos, Analysis of power and cooling using ammonia–water mixture, *Energy*, Vol. 35, pp. 4649–4657.
 - 17. Xu, F. and Goswami, D. Y., 1999, Thermodynamic properties of ammonia–water mixtures for power–cycle application, *Energy*, Vol. 24, pp. 525–536.