

〈論 文〉

고성능 흡수냉동 사이클의 특성 시뮬레이션

윤정인* · 오후규* · 권옥배** · 이용화***

(1994년 6월 15일 접수)

Simulation of the Characteristics of High-Performance Absorption Cycles

Jung-In Yoon, Hoo-Kyu Oh, Ok-Bae Kwon and Yong-Hwa Lee

Key Words : Absorption Cooling Cycle(흡수냉동 사이클), Triple-Effect Cycle(삼중효용 사이클), Series Flow Cycle(직렬사이클), Parallel Flow Cycle(병렬사이클), H₂O·LiBr Absorption cycle(물-리튬 브로마이드 흡수사이클)

Abstract

This paper describes a computer simulation of the triple effect, water-lithium bromide absorption cooling cycles. The performance of the absorption systems is investigated through cycle simulation to obtain the system characteristics with the cooling water inlet temperature, the working solution concentrations, the ratio of the amount of the weak solution to the high, middle and low temperature generators, and the temperature difference of each solution heat exchanger. The efficiency of different cycles has been studied and the simulation results show that higher coefficient of performance could be obtained for the parallel cycle of constant solution distribution rate. As a result of this analysis, the optimum designs and operating conditions were determined based on the operating conditions and the coefficient of performance.

————— 기 호 설 명 —————

<p><i>COP</i> : 성능계수</p> <p><i>c_p</i> : 비열 (kJ/kg·K)</p> <p><i>G</i> : 질량유량 (kg/s)</p> <p><i>G_{LSS}</i> : 진한용액 질량유량 (kg/s)</p> <p><i>G_{LSW}</i> : 묽은용액 질량유량 (kg/s)</p> <p><i>G_{VR}</i> : 냉매증기 질량유량 (kg/s)</p> <p><i>H</i> : 엔탈피 (kJ/kg)</p> <p><i>P</i> : 압력 (MPa)</p> <p><i>Q</i> : 열량 (W)</p> <p><i>T</i> : 온도 (K)</p> <p><i>V_{LSW}</i> : 묽은용액 순환량 (m³/s)</p> <p><i>ξ</i> : 질량농도 (wt%)</p>	<p><i>α</i> : 흡수용액 분배율 (%)</p> <p><i>Δη</i> : 사이클효율 변화율 (%)</p> <p style="text-align: center;">= [(COP(각 계산조건) - COP(기준조건)) / COP(기준조건)] × 100</p> <p>첨자</p> <p><i>A</i> : 흡수기</p> <p><i>C</i> : 응축기</p> <p><i>CH1</i> : 냉수입구</p> <p><i>CH2</i> : 냉수출구</p> <p><i>CO1</i> : 냉각수입구</p> <p><i>CO2</i> : 냉각수출구</p> <p><i>E</i> : 증발기</p> <p><i>EX</i> : 용액 열교환기</p> <p><i>G</i> : 재생기</p> <p><i>H</i> : 고온축</p>
--	---

*정회원, 부산수산대학교 냉동공학과

**부산수산대학교 대학원 냉동공학과

***정회원, 유한전문대학 건축설비과

- HG : 고온재생기
- L : 저온측
- LG : 저온재생기
- LR : 냉매액
- LS : 흡수용액
- M : 증온측
- MG : 증온재생기
- VR : 냉매증기
- W : 재생기 발생냉매

1. 서론

최근, 프레온 가스에 의한 오존층 파괴나 이산화탄소에 의한 온난화 등 지구환경 문제가 국제적으로 크게 대두되고 있다. 이와 같은 상황하에서, 비프레온에 대한 기술개발이 점점 중요시되고 있으며, 특히 에너지 유효이용의 관점에서 흡수냉동기·히트펌프에 관한 연구 및 이의 고효율화에 대한 검토가 활발하게 이루어지고 있다.⁽¹⁻¹²⁾ 현재 상용화되고 있는 대부분의 흡수시스템은 단효용 및 이중효용 사이클을 채용하고 있으며, 작동매체로서는 H₂O/LiBr를 사용하고 있다. 그러나, 이중효용 사이클은 성능개선이라는 면에서 한계가 있기 때문에 이를 해결하기 위해 여러가지 새로운 사이클이 제안되어 연구가 이루어지고 있다.

본 연구에서는 흡수냉동기의 고성능화를 위한 방법의 하나로서 사이클 자체의 효율향상을 위해 삼중효용 흡수냉동 사이클의 세가지 형식 즉, 직렬사이클, 병렬사이클 Type-A와 Type-B에 대한 특성을 시뮬레이션에 의해 밝히고자 한다.

2. 시뮬레이션의 개요

2.1 삼중효용 흡수사이클의 개요

삼중효용 흡수사이클은 재생기를 세개 설치하므로써 고온재생기에 외부로부터 투입되는 구동열원을 삼분의 일로 경감시켜 효율향상을 꾀한 사이클이다. 삼중효용 직렬사이클(series flow cycle; SFC)은 흡수기에서 묶어진 용액이 저온, 증온, 고온의 순으로 각 용액열교환기에서 승온·승압된 후, 고온, 증온, 저온재생기의 순으로 점차 가열·농축되어 진한용액이 된 후, 흡수기로 되돌아가는 사이클로서, Fig. 1에는 이 사이클의 개략도를, Fig. 2에는 듀링선도를 나타내었다. 냉매(물)는 증발기에서

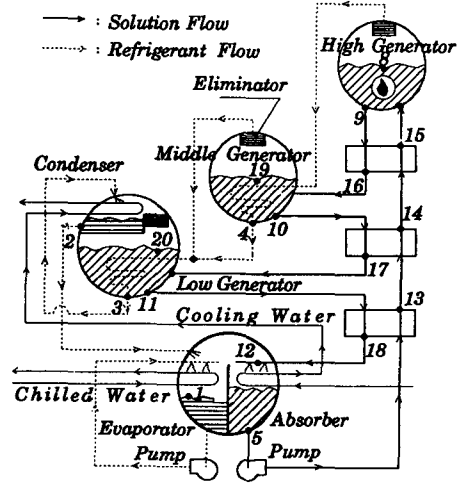


Fig. 1 Schematic diagram of triple effect series absorption refrigerating machine

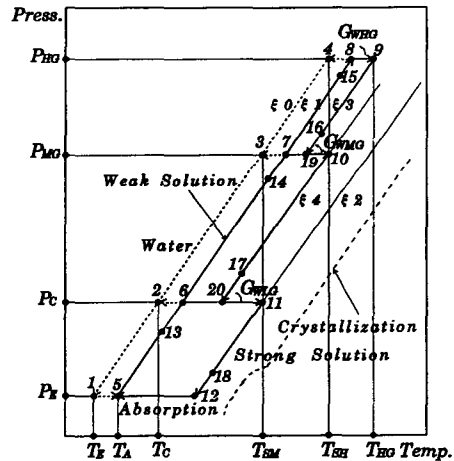


Fig. 2 Dühring diagram of triple effect series flow cycle

저온열원과 열교환하여 증발한 후, 흡수기와 압력차에 의해 흡수기에 유입되어 농도 ξ_2 의 진한용액에 흡수된다. 냉매를 흡수하여 묶어진 농도 ξ_1 의 흡수용액은 저온열교환기, 증온열교환기, 고온열교환기를 거쳐 고온재생기에서 구동열원에 의해 가열·농축되어 농도 ξ_3 으로 된다. 농도 ξ_3 의 흡수용액은 고온열교환기를 거쳐 증온재생기로 유입되고, 고온 재생기에서 발생한 냉매증기의 응축잠열에 의해 가열·농축되어 농도 ξ_4 가 된 후, 증온열교환기를 거쳐 저온재생기로 유입된다. 농도 ξ_4 의 흡수용액은 저온재생기내에서 증온재생기로부터 발생한 냉매증기의 응축잠열과 이미 증온재생기에

서 응축된 고온재생기로부터의 냉매액의 현열변화만큼의 열량에 의해 가열 농축되어 농도 ξ_2 가 되고, 저온열교환기를 거쳐 다시 흡수기내에 유입된다. 한편, 고온, 중온재생기에서 발생한 냉매증기는 각각 저단의 재생기내에서 흡수용액과 열교환을 하므로써 응축하고, 저온재생기로부터 발생한 냉매증기는 응축기내에서 냉각수에 의해 응축되어 증발기내로 유입된다.

삼중효용 병렬사이클(parallel flow cycle; PFC)은 직렬사이클과 다르게, 흡수기에서 묶어진 용액이 각 열교환기를 거쳐 저온, 중온, 고온재생기로 흐름이 나누어져, 각각의 재생기에서 가열·농축된 후에 합류·혼합되어 흡수기로 되돌아 오는 사이클로서, Fig. 3과 Fig. 4에 개략도와 듀링선도를 나타내었다. Fig. 4의 Type-A는 저온, 중온, 고온 각 재생기에서의 농도폭을 4 wt%로 일정하게 가정한 사이클(PFC(A))이며, Type-B는 저온, 중온, 고온재생기로의 용액분배율을 일정하게 가정한 사이클(PFC(B))이다. 흡수기에서 냉매를 흡수하여 묶어진 농도 ξ_1 의 흡수용액은 저온열교환기를 거쳐 저온재생기로 향하는 용액(a_L)과 중온, 고온재생기로 향하는 용액($1-a_L$)으로 나누어진다. 또 중온, 고온재생기로 향하는 용액($1-a_L$)은 중온열교환기를 거쳐 중온재생기로 향하는 용액(a_M)과 고온재생기로 향하는 용액(a_H)으로 나누어진다. 따라서 모두 세방향으로 나누어져 각각의 재생기에서 가열·농축된다. 먼저, 고온열교환기를 거쳐 고온재생기로 들어간 용액은 구동열원에 의해 가열·농축

되어 농도 ξ_2 가 된다. 농축된 흡수용액은 고온열교환기를 거친 후, 중온재생기에서 재생된 용액과 합류된다. 그리고 중온열교환기를 거쳐 중온재생기로 들어간 용액은 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축잠열에 의해 가열·농축되어 농도 ξ_2 가 된다. 농축된 흡수용액은 고온재생기에서 나온 용액과 합류하여 농도 ξ_2 의 용액이 되어 중온열교환기를 거친 후, 저온재생기에서 재생된 용액과 합류된다. 또 저온열교환기를 거쳐 저온재생기로 들어간 용액은 중온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축잠열과, 이미 고온재생기에 나와 중온재생기에서 응축된 냉매액의 현열변화에 의해 가열·농축되어 농도 ξ_2 가 된다. 농축된 흡수용액은 고온재생기 및 중온재생기에서 나온 용액과 합류하여 농도 ξ_2 가 되며 저온열교환기를 거쳐 다시 흡수기내로 유입된다.

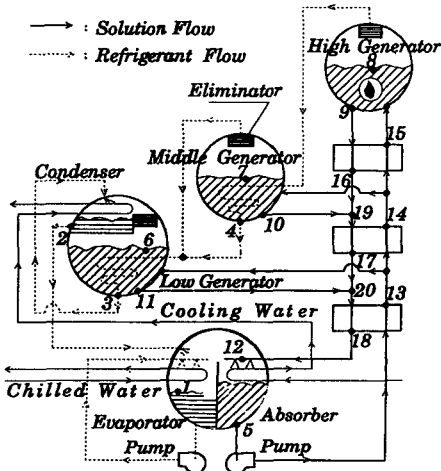


Fig. 3 Schematic diagram of triple effect parallel absorption refrigerating machine

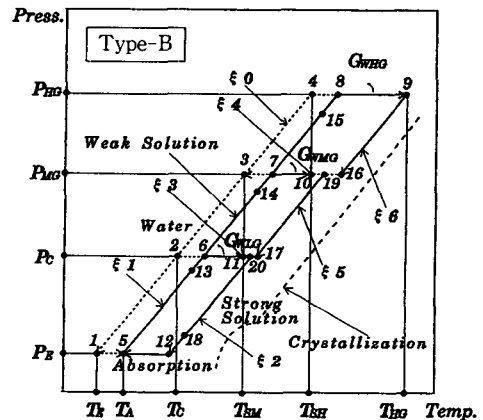
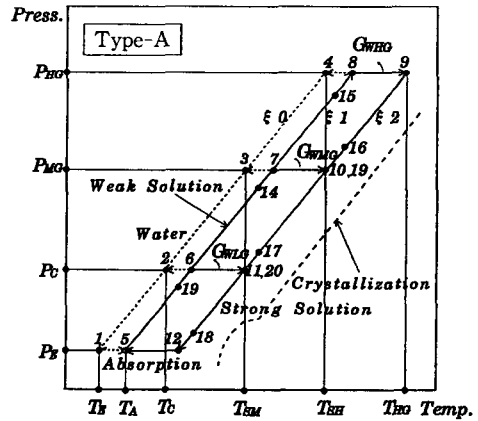


Fig. 4 Dühring diagram of triple effect parallel flow cycle (Type-A, Type-B)

Table 1 Nominal conditions and ranges of system simulation parameters

Investigated conditions		Norminal condition	Ranges	
Q_E	Refrigeration capacity	[W]	3516	-
T_{CH1}	Chilled water inlet temperature	[K]	285	-
T_{CH2}	Chilled water outlet temperature	[K]	280	-
T_{CO1}	Cooling water inlet temperature	[K]	305	290~315
V_{LSW}	Weak solution flow rate	[m ³ /s]	1.4×10^{-5}	$0.7 \times 10^{-5} \sim 2.1 \times 10^{-5}$
ΔT_{HXH}	High temperature heat exchanger approach	[K]	15	5~15
ΔT_{HXM}	Middle temperature heat exchanger approach	[K]	15	5~15
ΔT_{HXL}	Low temperature heat exchanger approach	[K]	10	5~10
α	Solution distribution ratio	[%]	33	20~50
ΔT_E	Evaporator approach	[K]	2	2~6
ΔT_s	Absorber loss	[K]	2	-

2.2 시뮬레이션에 있어서의 가정

사이클 시뮬레이션은 작동매체로서 H₂O-LiBr계를 선정하여 아래의 가정⁽¹³⁾을 도입하였다.

- (1) 사이클은 정상상태이며, 각 상태에서 온도, 압력, 용액농도는 평형상태이다.
- (2) 냉매는 증발기내에서 완전히 증발한다.
- (3) 증발기내에서 증발한 냉매증기는 흡수기내로 전부 유입되며, 유입된 냉매는 진한 LiBr용액에 완전히 흡수된다.
- (4) 펌프동력은 무시한다.
- (5) 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열은 전부 중온재생기내의 용액에, 그리고 중온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열은 전부 저온재생기내의 용액에 주어진다.

2.3 시뮬레이션의 계산조건

Table 1에 시뮬레이션의 계산조건⁽¹⁴⁾을 나타내었다. 또 용액열교환기의 온도효율로서는 각 열교환기의 저온측 출입구의 유체간 온도차를 이용하였다. 또한 냉매가 흡수제에 흡수될 때는 반드시 흡수저항이 존재하기 때문에 흡수기내의 온도, 압력은 증발기내의 온도, 압력에 비해 ΔT_s 만큼 저하하며, 이와 같은 ΔT 를 고려하였다. 그리고 리튬브로마이드 수용액의 열물성치는 ASHRAE의 데이터⁽¹⁵⁾를 이용하였다.

Fig. 5는 삼중효용 사이클중, 병렬사이클(PFC

(A))의 시뮬레이션 흐름도를 나타내었다.

2.4 각 열교환기의 열평형과 물질평형

본 연구에서는 시뮬레이션 프로그램 작성시에 필요한 열 및 물질평형을 각 구성요소를 모델화하여 구하였으며, 각 사이클의 열 및 물질평형식은 다음과 같다.

2.4.1 직렬사이클

먼저, 증발기내의 작동매체에 의한 교환열량과 냉수측의 교환열량을 각각 Q_{E1} , Q_{E2} 라 하면, 다음 식과 같다.

$$Q_{E1} = G_{VR} \cdot H_{VR1} - G_{VR} \cdot H_{LR2} \quad (1)$$

$$Q_{E2} = C_{PCH} \cdot G_{CH} \cdot (T_{CH1} - T_{CH2}) \quad (2)$$

흡수기에 도입된 냉매증기는 완전히 흡수된다는 가정에 의해, 식(3)와 같은 물질평형식이 성립한다.

$$G_{LSW} = G_{LSS} + G_{VR} = G_{LSS} + (G_{WHG} + G_{WMG} + G_{WLG}) \quad (3)$$

흡수기내의 작동매체에 의한 교환열량 Q_{A1} 과 냉각수측의 교환열량 Q_{A2} 는 각각 다음식과 같다.

$$Q_{A1} = G_{VR} \cdot (H_{VR1} - H_{LS5}) + G_{LSS} \cdot (H_{LS18} - H_{LS5}) \quad (4)$$

$$Q_{A2} = C_{PCO} \cdot G_{CO} \cdot (T_{CO2} - T_{CO1}) \quad (5)$$

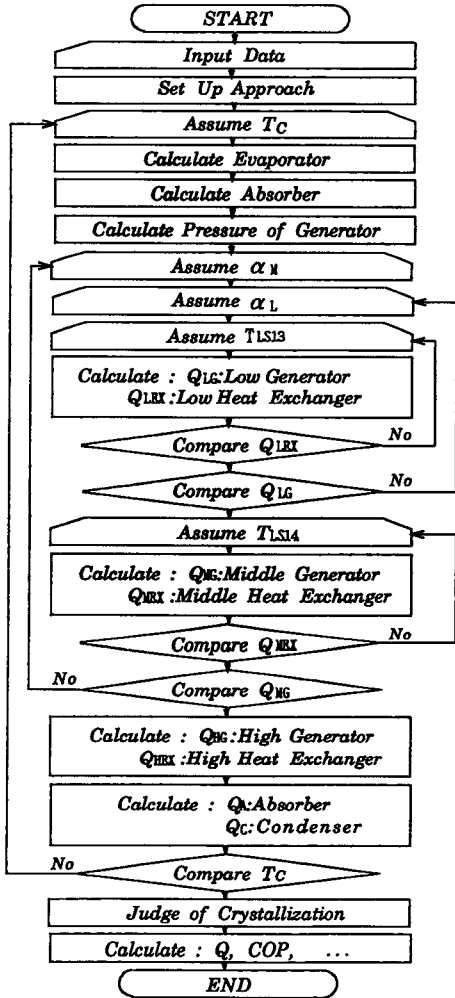


Fig. 5 Flow chart of the simulation study on a triple effect parallel flow absorption cycle (Type-A)

응축기내의 작동매체에 의한 교환열량 Q_{C1} 과 냉각수측 교환열량 Q_{C2} 는 각각 다음식과 같다.

$$Q_{C1} = (G_{WHG} + G_{WMG}) \cdot H_{LR3} + G_{WLG} \cdot H_{VRLG} - G_{VR} \cdot H_{LR2} \quad (6)$$

$$Q_{C2} = c_{pCO} \cdot G_{CO} \cdot (T_{CO3} - T_{CO2}) \quad (7)$$

고온재생기에서는 흡수기에서 회석된 농도 ξ_1 의 회흡수용액이 가열되어 G_{WHG} kg/s의 냉매증기를 발생하고, 용액이 농도 ξ_3 로 농축된다고 가정하면, 고온재생기에서의 발생냉매 증기질량유량은 다음식으로 구할 수 있다.

$$G_{WHG} = G_{LSW} \cdot (1 - \xi_1 / \xi_3) \quad (8)$$

고온재생기내의 작동매체에 의한 교환열량을 Q_{HG} 라 하면,

$$Q_{HG} = G_{LSW} \cdot (H_{LS9} - H_{LS15}) + G_{WHG} \cdot (H_{VRHG} - H_{LS9}) \quad (9)$$

고온재생기에서 발생한 G_{WHG} 의 냉매증기의 응축 잠열에 의해 농도 ξ_4 까지 용액을 중온재생기에서 농축된다고 가정하면 중온재생기에서의 물질평형 및 열평형은 다음식과 같다.

$$G_{WMG} = (G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot (1 - \xi_3 / \xi_4) \quad (10)$$

$$Q_{MG} = G_{WMG} \cdot H_{VRMG} + (G_{LSW} - G_{WHG} - G_{WMG}) \cdot H_{LS10} - H_{LS10} \cdot (G_{LSW} - G_{WHG}) \quad (11)$$

저온재생기에서의 물질평형은 G_{WHG} 와 G_{WMG} 를 알고 있으므로 식(12)와 같이 되며, 작동매체에 의한 교환열량은 식(13)과 같다.

$$G_{WLG} = G_{VR} - G_{WHG} - G_{WMG} \quad (12)$$

$$Q_{LG} = G_{WLG} \cdot (H_{VRLG} - H_{LS17}) + G_{LSS} \cdot (H_{LS11} - H_{LS17}) \quad (13)$$

저온, 중온, 고온용액 열교환 중 회석된 흡수용액의 교환열량 및 농축된 흡수용액의 교환열량은 각각 다음과 같다. 여기서, 첨자 1은 회석된 흡수용액의 상태를, 2는 농축된 흡수용액의 상태를 나타낸다.

$$Q_{EXL1} = G_{LSW} \cdot (H_{LS13} - H_{LS5}) \quad (14)$$

$$Q_{EXL2} = G_{LSS} \cdot (H_{LS11} - H_{LS18}) \quad (15)$$

$$Q_{EXM1} = G_{LSW} \cdot (H_{LS14} - H_{LS13}) \quad (16)$$

$$Q_{EXM2} = (G_{LSW} - G_{WHG} - G_{WMG}) \cdot (H_{LS10} - H_{LS17}) \quad (17)$$

$$Q_{EXH1} = G_{LSW} \cdot (H_{LS15} - H_{LS14}) \quad (18)$$

$$Q_{EXH2} = (G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot (H_{LS9} - H_{LS16}) \quad (19)$$

2.4.2 병렬사이클

병렬사이클에서의 각 열교환기 중, 증발기, 흡수기, 응축기에서의 열 및 물질평형은 2.4.1항의 직렬사이클과 같다. 저온, 중온, 고온재생기로 보내는 묽은 흡수용액의 용액분배율을 각각 $\alpha_L, \alpha_M, \alpha_H$ 라 하고 하면, 식(20)이 성립한다.

$$\alpha_L + \alpha_M + \alpha_H = 1 \quad (20)$$

저온재생기에서의 발생냉매증기의 질량유량식은 식(21)과 같다.

$$G_{WLG} = \alpha_L \cdot G_{LSW} \cdot (1 - \xi_1 / \xi_2) \quad (21)$$

저온재생기내의 작동매체에 의한 교환열량 Q_{LG} 와 저온재생기내 냉매증기의 응축열량 Q_{CLC} 는 각각 다음과 같다.

$$Q_{LG} = G_{WLG} \cdot H_{VRLG} + (\alpha_L \cdot G_{LSW} - G_{WLG}) \cdot H_{LS11} - \alpha_L \cdot G_{LSW} \cdot H_{LS13} \quad (22)$$

$$Q_{CLC} = G_{WHG} \cdot (H_{LR4} - H_{LR3}) + G_{WMG} \cdot (H_{VRMG} - H_{LR3}) \quad (23)$$

중온재생기에서의 발생냉매의 질량유량식은 식(24)과 같이 구할 수 있다.

$$G_{WMG} = \alpha_M \cdot G_{LSW} \cdot (1 - \xi_1 / \xi_2) \quad (24)$$

중온재생기내의 작동매체에 의한 교환열량 Q_{MG} 와 냉매증기의 응축열량 Q_{CMG} 는 각각 다음식과 같다.

$$Q_{MG} = G_{WMG} \cdot (H_{VRMG} - H_{LS10}) + \alpha_M \cdot G_{LSW} \cdot (H_{LS10} - H_{LS14}) \quad (25)$$

$$Q_{CMG} = G_{WHG} \cdot (H_{VRHG} - H_{LR4}) \quad (26)$$

또한 고온재생기에서의 발생냉매 질량유량식은 식(27)과 같다.

$$G_{WHG} = \alpha_H \cdot G_{LSW} \cdot (1 - \xi_1 / \xi_2) \quad (27)$$

고온재생기내의 작동매체에 의한 교환열량 Q_{HG} 는

$$Q_{HG} = G_{WHG} \cdot H_{VRHG} + (\alpha_H \cdot G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot H_{LS9} - \alpha_H \cdot G_{LSW} \cdot H_{LS15} \quad (28)$$

저온, 중온, 고온 용액열교환기에서 묽은용액과 진한용액의 교환열량은 각각 식(29)~(30)와 같다.

$$Q_{EXL1} = G_{LSW} \cdot (H_{LS13} - H_{LS5}) \quad (29)$$

$$Q_{EXL2} = G_{LSS} \cdot (H_{LS20} - H_{LS18}) \quad (30)$$

$$Q_{EXM1} = G_{LSW} \cdot (\alpha_H + \alpha_M) \cdot (H_{LS14} - H_{LS13}) \quad (31)$$

$$Q_{EXM2} = ((\alpha_H + \alpha_M) \cdot G_{LSW} - G_{WHG} - G_{WMG}) \cdot (H_{LS19} - H_{LS17}) \quad (32)$$

$$Q_{EXH1} = \alpha_H \cdot G_{LSW} \cdot (H_{LS15} - H_{LS14}) \quad (33)$$

$$Q_{EXH2} = (\alpha_H \cdot G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot (H_{LS9} - H_{LS16}) \quad (34)$$

2.5 사이클의 열평형과 성능계수

사이클내에서의 열평형식 및 냉방성능계수(COP)는 각각 다음식으로 정의할 수 있다.

$$Q_A + Q_C = Q_E + Q_{HG} \quad (35)$$

$$COP = Q_E / Q_{HG} \quad (36)$$

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 냉각수 입구온도의 영향

Fig. 6은 냉각수 입구온도(T_{CO1})에 대한 COP를, Fig. 7은 냉각수 입구온도에 따른 고온재생기 출구온도(T_{HG}) 및 압력(P_{HG})과의 관계를 나타낸 것이다. 여기서, 냉각수 입구온도와 흡수기용액 출구온도의 온도차($T_{LS5} - T_{CO1}$)가 4 K, 냉수 입구온도가 285 K, 냉수 출구온도가 280 K일 때의 결과이다.

Fig. 6에서 냉각수입 구온도가 높아질수록 모든 사이클의 COP는 저하하는데, 이것은 Fig. 7에서 알 수 있듯이 냉각수입 구온도가 상승함에 따라 흡수기 출구농도(온도)는 증가하게 되어 중온 및 고온재생기내 온도(압력)이 높아져서 결국 사이클 자체가 고온, 고압이 되기 때문이라고 생각된다. 또한 냉각수 입구온도의 변화에 관계없이 병렬사이클에서는 Type-B가 Type-A보다 COP는 약간 높지

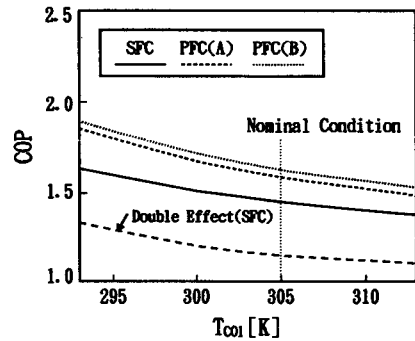


Fig. 6 Relationship between COP and cooling water inlet temperature

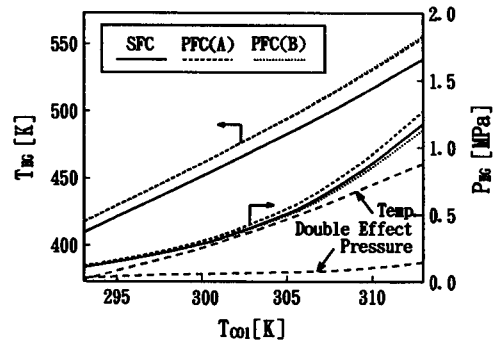


Fig. 7 Influence of cooling water inlet temperature on the high generation temperature and high generation pressure

만, 고온재생기 출구온도는 거의 같다는 것을 알 수 있다. 그리고 직렬사이클은 병렬사이클 보다도 COP가 약 5~10% 낮게 나타난다. 냉각수 입구온도가 305 K인 경우, 삼중효용 직렬사이클의 COP는 약 1.52로, 이중효용 직렬사이클보다 약 20~30% 향상된다는 것을 알 수 있다. 고온재생기 압력은 병렬 Type-A가 가장 높으며, 직렬사이클과 Type-B의 병렬사이클은 거의 차가 없는 것을 알 수 있다.

3.2 용액분배율의 영향

Fig. 8은 병렬사이클 Type-B의 세개의 재생기 가운데 하나의 용액분배율을 33%로 고정하고 나머지 재생기의 분배율을 변화시킨 경우의 COP 및 고온재생기 출구농도(ξ_{HC})에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이 그림으로부터 중온재생기의 분배율을 $\alpha_M=33\%$ 로 고정하고, 고온재생기의 용액분배율 α_H 를 증가시켰을 때가 가장 COP에 미치는 영향이 크며, α_H 가 35% 이하일 때, 높은 COP를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그러나 COP의 상승과 함께 농도가 증가하여, 결정의 우려가 생기게 되는 결점이 있다. 따라서 5 wt%의 결정여유를 고려한 경우 COP가 가장 높게 되는 용액분배율의 조건은 약 $\alpha_H=27\%$, $\alpha_M=33\%$, $\alpha_L=40\%$ 일 때이다.

Fig. 9는 Fig. 8과 동일하게 용액분배율을 변화시킬 경우, 용액분배율과 고온재생기 출구온도(T_{HC}) 및 고온재생기 압력(P_{HC})과의 관계를 나타낸 것이다. 용액분배율의 변화조건에 관계없이 고온재생기

출구온도가 최소가 되는 용액분배율 조건이 존재하며, α_H 및 α_M 이 증가할수록 고온재생기의 압력은 상승한다. 따라서, 고온재생기의 온도, 결정, COP등을 종합적으로 고려했을 때, 각 재생기의 최적 용액분배율은 약 33% 정도로 했을 때라고 생각된다.

3.3 용액순환량의 영향

Fig. 10과 11에는 흡수 용액순환량(V_{LSW})의 변화에 따른 사이클효율 변화율($\Delta\eta$)과 흡수기 입구농도(ξ_2)의 관계 및 고온재생기 출구온도(T_{HC})와 압력(P_{HC})의 관계를 나타낸 것이다. 여기서, 흡수용액순환량은 $1.4 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 를 100%로 두었으며, 또한 사이클 효율변화율은 흡수 용액순환량이

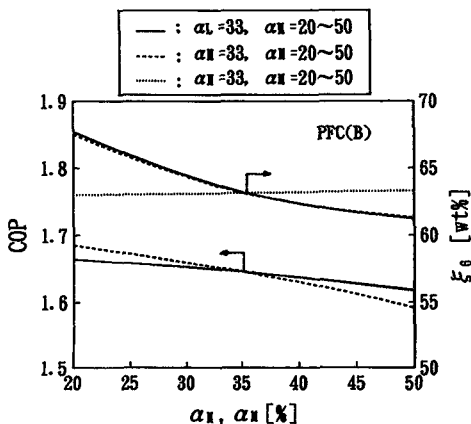


Fig. 8 Relationship between COP and absorption solution distribution rate on parallel cycle

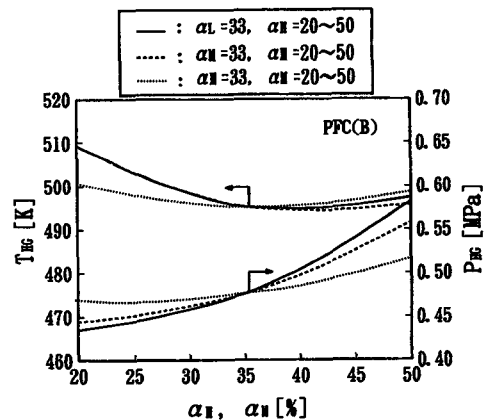


Fig. 9 Influence of absorption solution distribution rate on the high generation temperature and high generation pressure

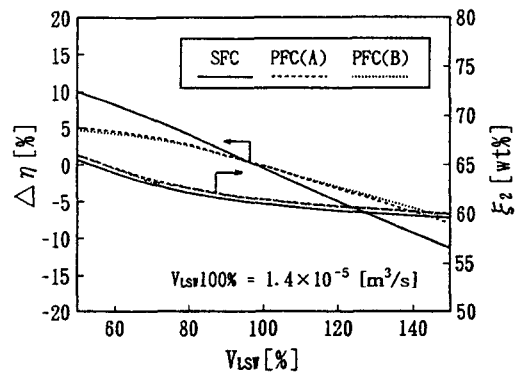


Fig. 10 Influence of circulation weak solution ratio on the change ratio of cycle efficiency and concentration of the absorption inlet

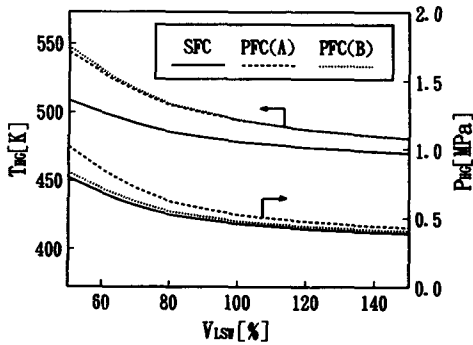


Fig. 11 Influence of circulation weak solution ratio on the high generation temperature and high generation pressure

100%일 때의 COP에 대한 각 계산조건에 의한 COP와의 차에 대한 비를 나타낸 것이다. Fig. 11로부터 용액순환량이 많으면 고온재생기의 온도 및 압력을 낮출수는 있지만, COP가 저하하는 것을 Fig. 10으로부터 알 수 있다. 이것은 고온, 저온재생기에서 용액순환량 증가분만큼의 현열량이 증가하기 때문이라고 생각되며, 흡수 용액순환량의 변화에 따른 사이클효율 변화율에 미치는 영향은 직렬사이클의 경우가 가장 크다는 것을 알 수 있다. 용액순환량이 감소함에 따라 흡수기 입구의 농도는 증가함을 알 수 있으며, 특히 병렬, 직렬 모두 순환량이 80% 이하가 되면 결정의 위험과 동시에 고온재생기 압력과 온도가 급격히 상승한다는 것을 알 수 있다. 따라서, 본 시뮬레이션 조건에서는 용액순환량이 80%인 $1.12 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 일 때가 가장 적당한 용액순환량이라 생각된다.

3.4 용액열교환기 온도차의 영향

Fig. 12는 저온, 중온, 고온의 각 용액열교환기 저온측 유체간 입·출구온도차(ΔT_{HX-})와 COP의 관계를 나타낸 것이다. (A)는 직렬사이클, (B)는 병렬사이클의 Type-A, (C)는 병렬사이클의 Type-B를 나타내고 있다. 그림으로부터 용액열교환기의 특성이 COP의 향상에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 각 사이클의 온도차(ΔT_{HX-})가 커지면, COP가 저하한다는 것을 알 수 있다. 세계의 용액열교환기가 COP에 미치는 영향은 직렬사이클에서는 거의 같지만, 병렬사이클은 두가지 형식 모두 저온 용액열교환기의 특성이 COP에 미치는 영향이 가장 크다는 것을 알 수 있다. 이것은

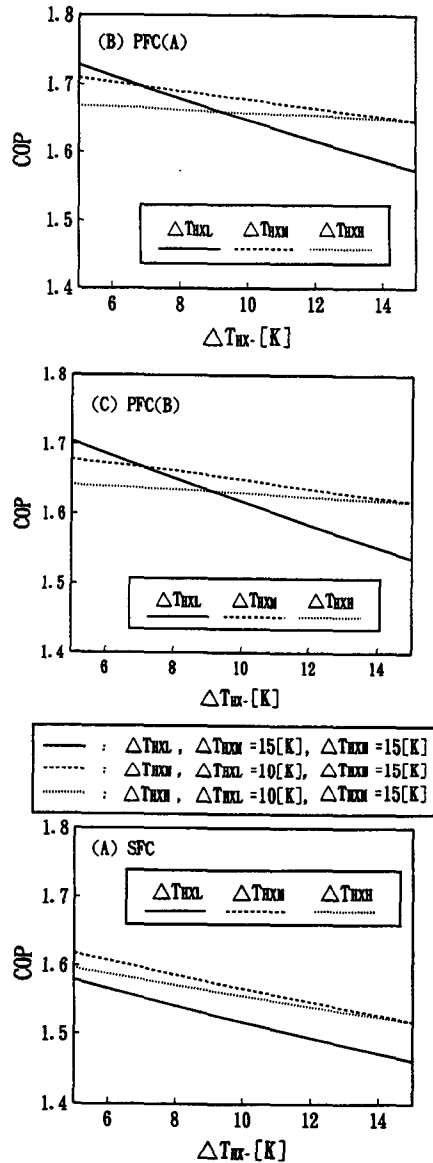


Fig. 12 Relationship between COP and temperature of solution heat exchanger (ΔT_{HX-})

각 용액열교환기에서의 총 엔탈피차가 저온 용액열교환기측이 가장 크기 때문이라고 생각된다.

4. 결 론

본 연구에서는 사이클 자체의 고효율화를 위한 방법의 하나로서 세 형식의 심중효용 흡수사이클을 사이클 시뮬레이션을 하여 아래와 같은 결과를 얻

었다.

(1) 냉각수입구온도의 변화에 관계없이 병렬사이클 Type-B의 경우가 가장 높은 COP값을 나타내며, 또한 삼중효용의 COP는 이중효용의 COP보다 약 20~30% 향상되었다.

(2) 병렬사이클의 용액분배율에 따른 병렬사이클의 최적 용액분배율은 각 재생기 모두 약 33% 정도의 동일한 분배율로 했을 때이다.

(3) 용액순환량을 감소시키는 것은 사이클효율 향상에는 효과가 있으나, 고온재생기 가열온도가 높아져, 결정화의 위험이 있으므로 용액순환량은 80% ($1.12 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) 이상으로 해야함을 알 수 있었다.

(4) 3개의 용액열교환기 중, 저온 용액열교환기가 COP에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.

후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학교 AFERC의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) 尹政仁, 佐藤宏文, 柏木孝夫, 1994, "NH₃/LiNO₃系トリプル吸収サイクルの特性シミュレーション," 日本機械學會 第71期講演會講演論文集(Ⅲ), pp. 30~32.
- (2) Kurosawa, S., Yokoyama, T. and Ozu, T., 1989, "Development of an Expert System for Diagnosing Gas-Fired Absorption Chiller-Heaters," *Proceedings of the 1989 Int. Gas Research Conference*, Vol. 2, pp. 289~298.
- (3) Grossman, G. and Perez-Blanco, H., 1992, "Conceptual Design and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Waste Heat Utilization," *Int. J. of Refrigeration*, 5-6. pp. 190~197.
- (4) Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1987, "Coefficient of Performance of Multistage Absorption Cycles," *Rev. Int. Froid*, Vol. 10, pp. 285~295.
- (5) 尹政仁, 今泉貴之, 李龍和, 柏木孝夫, 1994, "吸收冷凍機の再生器沸騰熱傳達に及ぼす界面活性剤の影響," 第28回空氣調和・冷凍連合講演會講演論文集, pp. 141~144.
- (6) Kurosawa, S. and Fujimaki, S., 1989, "Development of Air-Cooled Double-Effect Gas-Fired Absorption Water Chiller-heater," *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, Part 1, pp. 318~325.
- (7) 柏木孝夫 外, 1990, "補助冷媒循環ループを有する高性能吸収サイクル," 日本機械學會論文集, 第56卷, 第530號, pp. 190~197.
- (8) 井上修行, 望月貞一, 松原利男, 1991, "高效率吸收冷凍機の検討," 日本機械學會環境工學綜合シンポジウム '91 講演論文集, pp. 3~6.
- (9) 윤정인, 武居俊孝, 柏木孝夫, 오후규, 1994, "고성능 트리플 흡수사이클의 특성평가," 대한기계학회 '94년도 춘계학술대회논문집(Ⅱ), pp. 134~138.
- (10) 오후규, 1992, "흡수식 냉동장치의 공냉화 기술," 공기조화·냉동공학, Vol. 21, No. 2, pp. 62~73.
- (11) 小島弘, 1992, "未利用エネルギー, 各種排熱の複合利用のための吸収サイクルの研究," 東京ガス技術研究所技報, 第2號, pp. 111~122.
- (12) Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1985, "Advanced Heat Pump and Air-conditioning Cycles for the Working Pair LiBr/H₂O: Industrial Applications," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, pt. 213, pp. 2072~2080.
- (13) Inoue, N. et. al., 1993, "COP Evaluation for Advanced Ammonia-Based Absorption Cycles," *International Absorption Heat Pump Conference*, ASME, New Orleans, pp. 1~6.
- (14) Grossman, G., et. al., 1994, "Simulation and Performance Analysis of Triple-Effect Absorption Cycles," *ASHRAE Trans.*, 100-1, pp. 3781.
- (15) McNeely, L. A., 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solution of Lithium Bromide," *ASHRAE Trans.*, PH-79-3 No. 3, pp. 413~434.