

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol.17. No.3, 1997

低溫再生器2熱源2重效用 Parallel Flow Cycle의 特性 解析

최국광*, 이동호*

* 인천대학교 산업안전공학과

Simulation of the performance characteristics of the double effect Parallel flow cycle with secondary heat at the low temperature generator

K. K. Choi*, D. H. Rie*

* Univ. of Incheon

요 약

본 연구는 저온재생기에서 용액 재생 열원으로 저온열을 보조열원으로 이용가능한 2열원 2중효용 흡수 사이클특성을 규명하기 위한 방법으로 병렬 용액 순환형 2중 효용 흡수 사이클 해석을 수행한다. 본 해석은 저온 재생기에서 필요한 재생열의 일부를 태양열 또는 배열 등과 같은 저온 보조 가열원을 이용하여 열의 유용성 검증을 위한 기초 수단으로 가열원 입구 온도, 용액 순환량을 변화시켜 2중효용 parallel flow cycle의 특성을 규명한다.

Abstract

Cycle simulation of the double effect parallel flow model is applied to a Lithium-Bromide/water system, with the objective of evaluation the possibilities of effectively utilizing waste-heat as a secondary heat source for the low-temperature generator. In this study, cycle simulation has been carried out to clarify the effect heat exchange in order to predict the performance of absorption refrigeration cycles using waste heat.

Nomenclature

- A : 전열면적[m²]
- G : 질량유량[kg/s]
- H : 엔탈피[kJ/kg]
- K : 열전달계수[W/m²K]
- P : 압력[Pa]
- Q : 열량[W]
- T : 온도[K]
- ξ : 질량농도[wt%]

Subscript

- | | |
|---------|-----------|
| A : 흡수기 | C : 응축기 |
| CH : 냉수 | CO : 냉각수 |
| E : 증발기 | EX : 열교환기 |
| G : 재생기 | H : 고온측 |
| L : 저온측 | -L : 액상 |
| -V : 기상 | -S : 흡수용액 |
| -R : 냉매 | -W : 희용액 |

1. 序 論

흡수식 냉동기 및 열펌프의 대표적 장점은 환경문제를 야기시키지 않는 비 Freon계 냉매를 사용하므로 청정 에너지 기기로 각광을 받고 있음은 물론, 태양열, 지열, 배열등과 같은 저열원을 직접 구동원으로 이용 가능한 점을 들수

있다. 근래에는 흡수식 열펌프에 사용되는 저열원으로 연료전지 가동시 방출되는 배열을 이용하기에 이르렀다.

본 연구는 흡수용액으로 LiBr수용액을, 냉매로는 H₂O를 대상으로 저온재생기에서의 용액 재생 열원으로 저온배열을 보조열원으로 이용한 2중효용 흡수사이클의 특성에 대한 해석을 통하여 냉각수 입구 온도, 용액 순환량을 변화시켜 사이클 특성을 밝히고자 한다.

II. 作動原理 및 電算모델링¹⁻³⁾

2-1 사이클의 작동원리

본 연구의 2중효용 흡수사이클(double-effect parallel flow cycle)을 Fig.1에 나타낸다. 본 사이클 해석에서 단효용 흡수사이클과의 차이점은 증발기에서 저열원으로부터 공급된 열을 응축기에서 방출하는 것에는 변화가 없으나, 새로운 재생기를 설치하여 발생한 저온재생기 냉매증기의 응축열인 재생열을 이용하는 점을 들 수 있다.

본 사이클의 작동원리는 증발기①에서 저열원의 열을 이용하여 증발된 냉매증기는 흡수기와 압력차에 의해 흡수기에서 농도 ξ₂인 농용액 ⑩에 흡수된다.

냉매를 흡수하여 농도가 낮아진 농도 ξ₁인 흡수용액④는 용액펌프에서 저온열교환기(④~⑩)

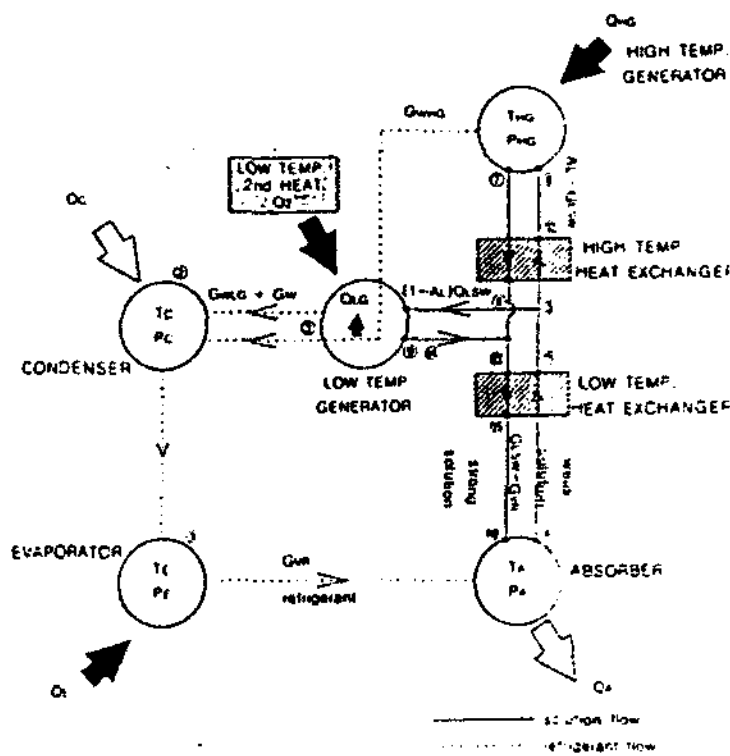


Fig. 1 Double Effect Parallel Flow Cycle

에서 승온, 승압된 후, 고온재생기로 용액(용액) 분배율: α)과 저온재생기 용액(용액분배율: $1 - \alpha$)으로 나누어(5) 각각의 재생기에서 가열, 농축된다.

고온재생기쪽의 용액은 고온열교환기(11~12)에서 승온, 승압된 후, 구동 고온 열원에 의해 가열, 농축되어 농도 ξ_4 (6~7)로 되며, 이 흡수용액은 고온열교환기 (7~15)을 통과하여 저온재생기에서 재생된 용액과 합류된다(8~13)

한편, 저온재생기로 유입된 농도가 낮아진 흡수용액은 고온재생기에서 발생된 냉매증기의 응축열(3)로 가열되어 농축용액 ξ_3 (9)로 되며, 이 중간흡수용액은 고온 재생기로 부터의 용액과 합류되어 (9~13) 저온열교환기(13~15)를 거쳐 흡수기내로 유입(10)된다.

저온발생기에서 발생된 냉매증기는 응축기(2)로 유입된 후 냉각수로 냉각되어 응축된다. 또한 고온재생기에서 발생된 냉매증기는 저온재생기에서 중간농도 흡수용액과 열교환된 냉매액과 함께 증발기로 유입되는 cycle을 구성한다.

2-2 成績係數

본 연구는 2중효용 냉동사이클의 보조가열원

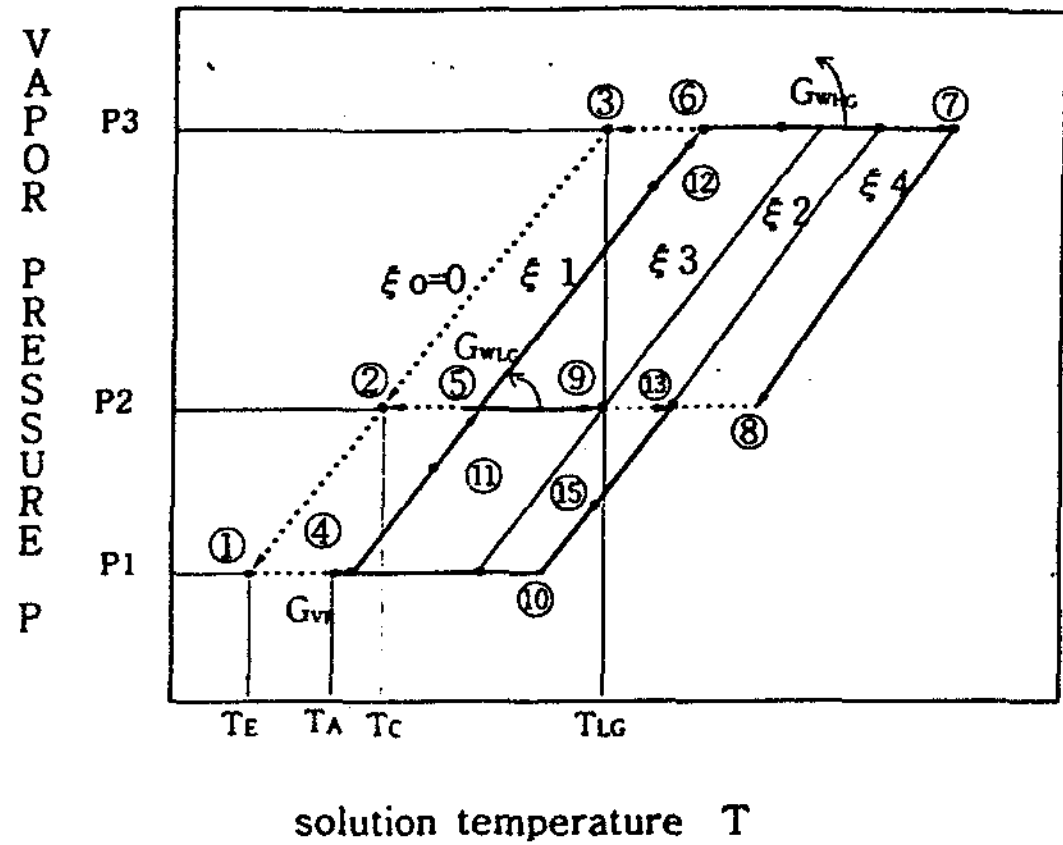


Fig. 2 Concept of double effect parallel flow cycle

을 이용하여 열의 유효이용의 검증을 하기 위한 방법으로 냉각수 입구온도, 용액순환량을 파라미터로 사이클 해석을 수행한다. 본 연구의 사이클을 Fig.2에 나타내었으며, 냉동 및 열펌프의 성적계수는 각각 식 (1), (2)로 계산하였다. 괄호내의 값은 저온열원 이용시 사용된 열량을 나타낸다.

$$COP_{cool} = \frac{Q_E}{Q_{HG} + (Q_{LG})} \quad (1)$$

$$COP_{Heat} = \frac{Q_A + Q_C}{Q_{HG} + (Q_{LG})} \quad (2)$$

(1),(2)의 성적계수에서 나타낸 바와 같이 저온열원을 이용하지 않는 경우, 2중효용 흡수사이클의 투입열량은 고온재생기의 열량만이며 사이클 내부에서 발생된 열을 저온재생기에서 이용함으로써 효율향상을 꾀한다.

2-3 解析의 假定

본 사이클 계산은 다음의 가정 하에서 행하였다.

1. 사이클은 정상상태에서 작동하며, 각 상태의 온도, 작동, 용액농도는 평형상태에 있다.
2. 증발기와 흡수기, 재생기와 응축기는 각각 등압평형이 성립한다.

3. 각 열교환기는 대향류형의 열교환기로 이루어져 있다.
4. 순환하는 냉매는 증발기내에서 완전히 증발된다.
5. 증발기에서 증발된 냉매증기는 흡수기내로 전량 유입되며, 냉매는 완전히 농LiBr 수용액에 흡수된다.
6. 사이클 계산은 냉매순환 질량이 일정한 조건 하에서 이루어진다.
7. 각 열교환기의 열손실은 없다.
8. 고온재생기로부터 냉매증기 응축열은 전량 저온재생기내의 용액으로 주어진다.

III. 사이클 計算의 解析^{4~6)}

본 사이클 계산에서의 熱收支(heat balance)를 Table 1에 나타내었으며, 物質收支(mass balance)를 Table 2에 나타내고 또한 본 계산의 Flow chart를 Fig.3에 나타내었다.

Table 1. Heat Balance of Component

Factor	Heat Balance 1	Heat Balance 2	Heat Balance 3
Evaporator	$Q_{E1} = G_{VR} (H_{VR1} - H_{LR1})$	$Q_{E2} = C_{p0} \cdot G_{CR} (T_{CR1} - T_{CR2})$	$Q_{E3} = K_E \cdot A_E \cdot \Delta T_E$
Absorber	$Q_{A1} = G_{VR} \cdot H_{VR1} + G_{LS} \cdot H_{LS1} - G_{LSW} \cdot H_{LS4}$	$Q_{A2} = C_{p0} \cdot G_{CR} (T_{CR2} - T_{CO1})$	$Q_{A3} = K_A \cdot A_A \cdot \Delta T_A$
Condenser	$Q_{C1} = G_{MC} \cdot H_{VRC} + (G_{ML} + G_{V2}) H_{VRL} - H_{VRC} = (H_{VR6} + H_{VR1})/2$	$Q_{C2} = C_{p0} \cdot G_{CR} (T_{CO2} - T_{CO1})$	$Q_{C3} = K_C \cdot A_C \cdot \Delta T_C$
High Temp. Generator	$Q_{HG1} = G_{MC} (H_{VRC} - H_{LS1}) + \alpha \cdot G_{LSW} (H_{LS1} - H_{LS2})$ $H_{VRC} = (H_{VR6} + H_{VR1})/2$	$Q_{HG2} = C_{p0} \cdot G_H \cdot (T_{HR2} - T_{HR1})$	$Q_{HG} = K_G \cdot A_G \cdot \Delta T_G$
Low Temp. Generator	$Q_{LG} = G_{ML} (H_{VRL} - H_{LS1}) + (1-\alpha) G_{LSW} (H_{LS1} + H_{VR1})$ $H_{VRL} = (H_{VR5} + H_{VR1})/2$	$Q_{LG} = G_{MC} (H_{VRC} - H_{LR1})$ $H_{VRC} = (H_{VR6} + H_{VR1})/2$	
Low Temp. Heat Exchanger	$Q_{LEX1} = G_{LSW} (H_{LS11} - H_{LS1})$	$Q_{LEX2} = G_{LS} (H_{LS11} - H_{LS1})$	
High Temp. Heat Exchanger	$Q_{HEX1} = \alpha \cdot G_{LSW} (H_{LS2} - H_{LS11})$	$Q_{HEX2} = (\alpha \cdot G_{LSW} - G_{ML}) \cdot (H_{LS1} - H_{LS11})$	

Table 2. Mass Balance of Component

Refrigerant Separate in High Temp Generator G_{VR} [kg/s]	Refrigerant Separate in Low Temp Generator G_{ML} [kg/s]	Concentration of high Temp. Generator Output ξ_1 [wt %]
$G_{VR} - G_{ML}$	$(1 - \xi_1/\xi_2) G_{LSW} \cdot (1 - \alpha)$	$\frac{\xi_2 \cdot G_{LS} - \xi_1 [(1 - \alpha) G_{LSW} - G_{ML}]}{\alpha \cdot G_{LSW} - G_{ML}}$

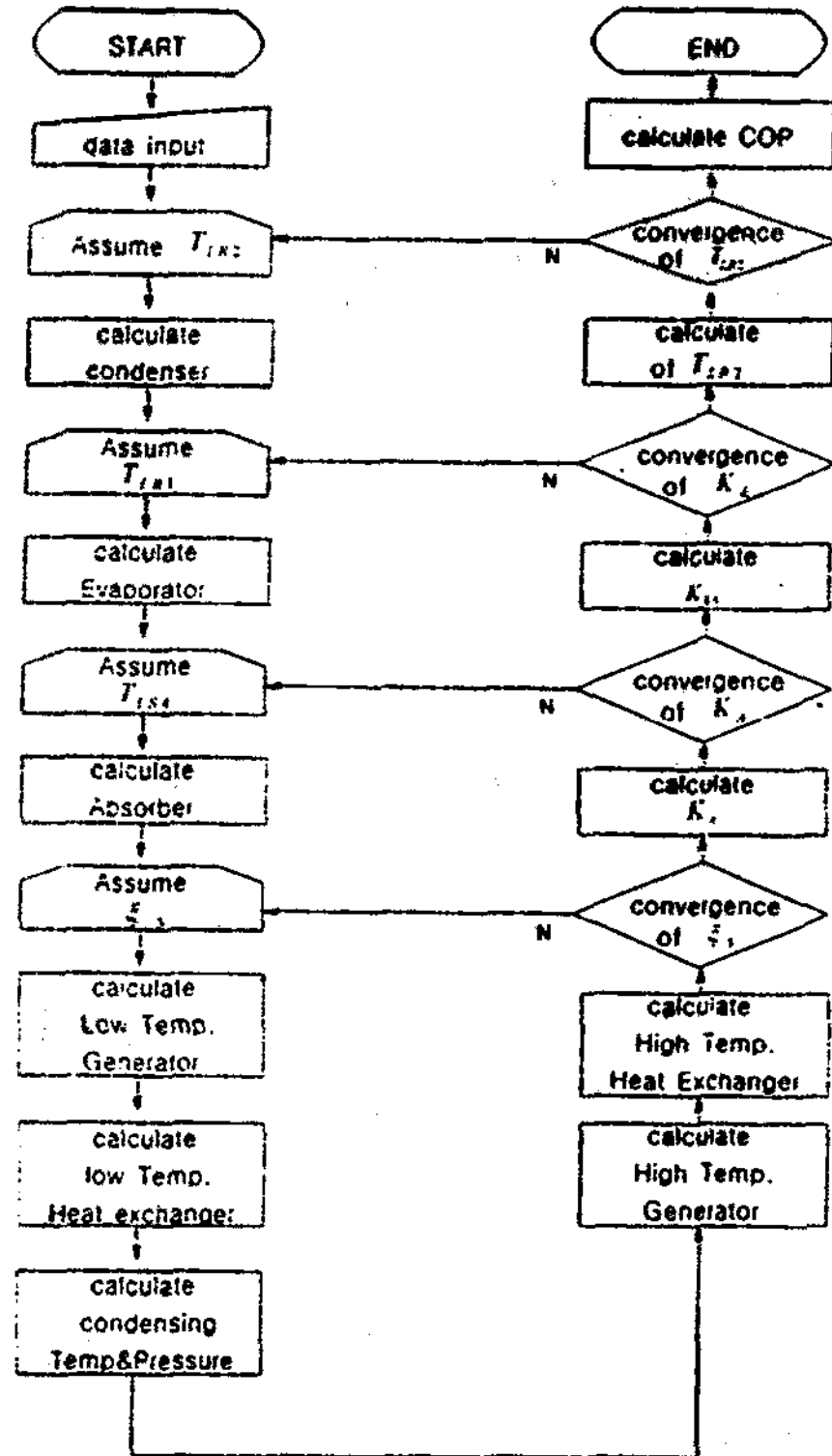


Fig. 3 Flow chart of PFC Simulation

1. 초기 조건 입력: 고온열원온도 및 유량, 냉각수온도 및 유량, 냉각수온도 및 유량
2. 가정: 응축기내의 냉매증기 응축온도(T_{LR2}) ②
3. 산출: 재생기 및 응축기내 압력 P_2 (고압측압력), $P_2 = f_{R1}(T_{LR2})$
4. 가정: 증발기내 냉매증발 온도(T_{LR1}) ①
5. 산출: ①온도로부터 증발기 압력 P_1 (저압측압력), $P_1 = f_{R1}(T_{LR1})$
냉동능력으로부터 증발기의 냉매질량 유량 (G_{VR})산출
6. 가정: 흡수기의 흡수용액 출구온도(T_{LS4}) ④
7. 산출: 회흡수용액 ξ_1 산출, $\xi_1 = f_{S2}(P_1, T_{LS4})$
물질수지로부터 농흡수용액 유량(G_{LS}), 농도(ξ_2) 산출
 $G_{LS} = G_{LSW} - G_{VR}$, $\xi_2 = (G_{LSW} \cdot \xi_1) / G_{LS}$

ξ2, P1으로 부터 흡수기의 입구온도 T_{LS10}
⑩ 산출

$$T_{LS10} = f_{S1}(\xi 2, P1)$$

8. 산출: 저온재생기의 출구온도 산출. T_{LS9}
= f_{S1}(P2, ξ2)

9. 산출: 저온재생기 출구온도로부터 T_{LR3}, P3
산출.

10. 산출: 희흡수용액 출구온도⑪, 농용액출구
온도⑫를 산출

$$G_{LSW} (H_{LS11} - H_{LS4}) = (G_{LSW} - G_{VR})(H_{LS14} - H_{LS15})$$

11. 가정: 고온재생기 출구농도 ξ4 가정

12. 산출: 고온재생기의 입구, 출구온도 산출

$$T_{LS6} = f_{S1}(\xi 1, P3), T_{LS7} = f_{S1}(\xi 4, P3)$$

저온재생기 입구온도 산출, T_{LS8} = f_{S1}(P2,
ξ4)

13. 고온열교환기의 열수지로부터 T_{LS12}, T_{LS16}
산출

$$G_{LSW}(H_{LS12} - H_{LS11}) = (G_{LSW} - G_{WHG})(H_{LS7} - H_{LS8})$$

14. 산출: 저온재생기 열교환량 Q_{LG1} 산출,
고온재생기 발생냉매 질량유량:

$$G_{WHG} = (1 - \xi 1 / \xi 4) \cdot G_{LSW}$$

저온재생기 발생냉매 질량유량:

$$G_{WLG} = (1 - \xi 1 / \xi 2) \cdot G_{LSW} - G_{WHG} = G_{VR} - G_{WHG}$$

저온재생기의 흡수용액 재생열량 산출:

$$Q_{LG1} = G_{WLG} \cdot H_{VRLG} + (G_{LSW} - G_{WHG} - G_{WLG}) \cdot H_{LS9} - (G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot H_{LS16}$$

15. 고온재생기 발생냉매 증기의 응축열을 산
출

$$Q_{HG} = G_{WHG} \cdot (H_{VRHG} - H_{LR3})$$

$$H_{VRHG} = (H_{VR6} - H_{VR7}) / 2$$

$$H_{VR6} = f_{R3}(T_{LS6})$$

$$H_{VR7} = f_{R3}(T_{LS7})$$

16. 14에서 계산된 저온재생기 교환열량

Q_{LG1}과의 오차 ΔQ가 0.1 이하의 값이 될
때까지 11의 가정, 즉 고온재생기 출구농
도 ξ4 변화시켜 반복계산.

17. 산출: 흡수기 전체의 열수지로부터 흡수기

능력(Q_{A1})을 구해 냉각수 출구온도(T_{CO2})를
산출한다. 열수지로부터 대수평균 온도차
(ΔT_A)를 정의하여 열통과율 K_{A1}을 산출
한다.

$$T_{CO2} = T_{CO1} + Q_{A1} / (C_{PCO} \cdot G_{CO})$$

$$\Delta T_A = \frac{(T_{LS8} - T_{CO1}) - (T_{LS3} - T_{CO2})}{\ln \frac{(T_{LS8} - T_{CO1})}{(T_{LS3} - T_{CO2})}}$$

$$K_{A1} = Q_{A1} / (A_A \cdot \Delta T_A)$$

18. 판정 : 17에서 산출한 K_{A1}값과 초기값으로
주어진 흡수기의 열통과율(K_A)과의 오차
가 0.1% 이하가 될 때까지 6의 가정(T_{LS3})
을 변화시켜 반복계산한다.

19. 산출: 증발기 전체의 열수지로부터 증발기
능력(Q_E)을 구해 냉각수 입구온도 T_{CH1}를
산출한다. 대수평균 온도차(ΔT_E)를 정의
해 열통과율 K_{E1}을 산출.

$$T_{CH1} = T_{CH2} + Q_{E1} / (C_{PCH} \cdot G_{CH})$$

$$\Delta T_E = \frac{T_{CH1} - T_{CH2}}{\ln \frac{T_{CH1} - T_{VR1}}{T_{CH2} - T_{VR1}}}$$

$$K_{E1} = \frac{Q_{E1}}{A_E \cdot \Delta T_E}$$

20. 판정: 19에서 산출된 K_{E1}의 값과 초기값으
로 주어진 증발기의 열통과율(K_E)와의 오
차가 0.1%이하로 될 때까지 2의 가정
(T_{LS2})을 변화시켜 반복계산한다.

21. 산출: 응축기의 열수지로부터 응축기 능력
(Q_C)을 구해, 냉각수 출구온도(T_{CO4})
를 산출한다. 이 응축기에서 응축하는 냉
매증기 응축온도(T_{LR2'})를 산출한다.

$$T_{CO4} = T_{CO3} + Q_{C1} / (C_{PCO} \cdot G_{CO})$$

$$T_{LR2}' =$$

$$\frac{T_{CO3} - T_{CO4} \cdot \text{EXP}(K_C \cdot A_C / (C_{PCO} \cdot G_{CO}))}{1 - \text{EXP}(K_C \cdot A_C / (C_{PCO} \cdot G_{CO}))}$$

22. 판정: 21에서 산출된 T_{LR2} '와 2에서 가정한 응축기내 주냉매 증기응축기온도 (T_{LR2})와의 오차가 0.1°C 이하로 될 때까지 2의 온도(T_{LR2})를 변화시켜 반복계산한다.
23. 열수지의 계산 및 COP의 계산:

$$Q_{HG} + Q_{LG} + Q_E = Q_C + Q_A,$$

$$\text{COP}_{\text{COOL}} = Q_E / (Q_{HG} + Q_{LG})$$

IV. 計算結果

2중효용 PFC(Parallel Flow Cycle)에 대한 본 연구의 cycle simulation 결과를 다음에 나타낸다.

- (1) PFC의 흡수용액 분배율의 영향
 흡수용액 분배율이 사이클 성능에 미치는 영향에 대한 결과를 Fig.4에 나타내었다.

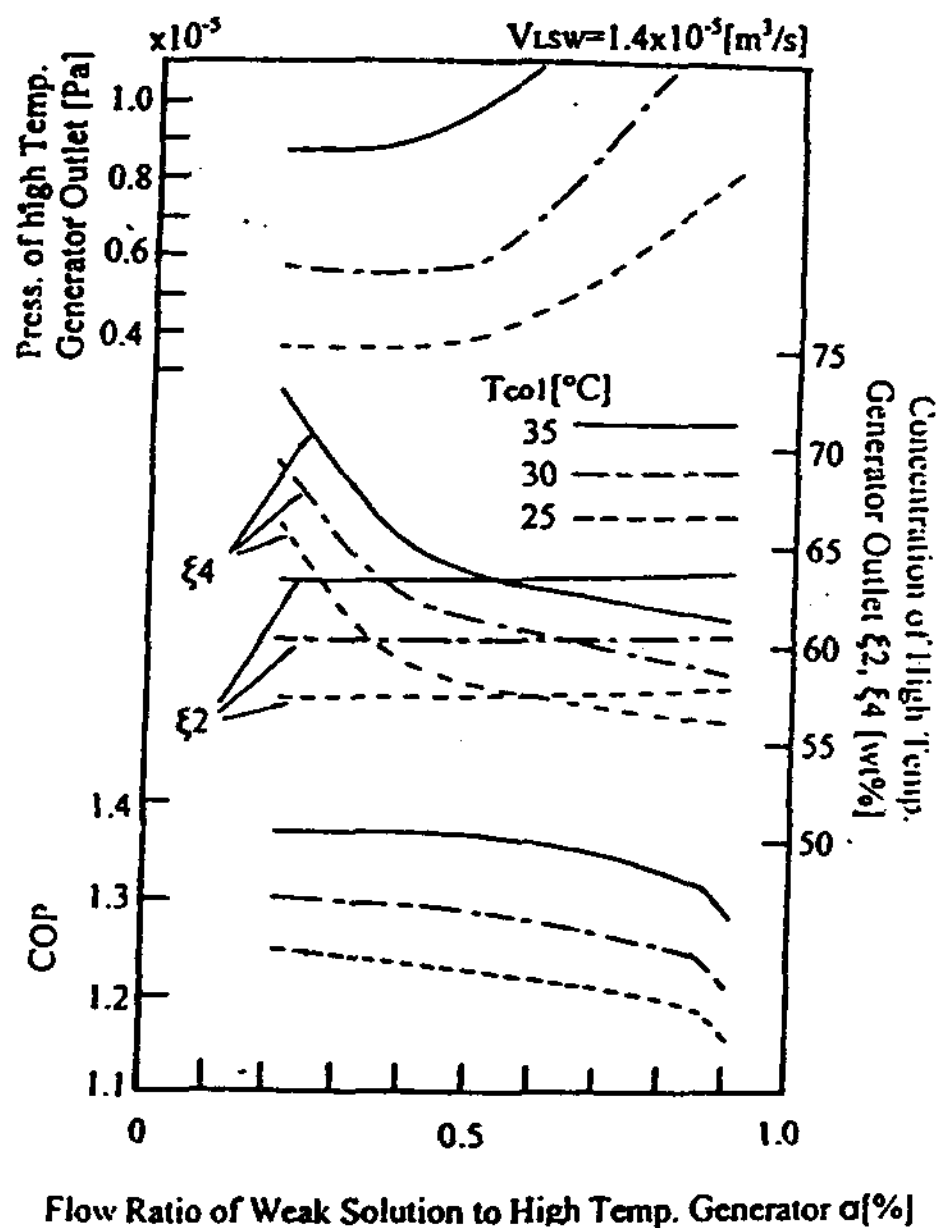


Fig. 4 Parametric Study of Flow Ratio of Weak Solution To High Temp. Generator

계산은 고온재생기로 유입되는 용액을 흡수용액 유량 $1.4 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{s}$ 조건하에서 용액분배율 변화에 따른 사이클의 COP를 나타낸다. 용액분배율이 1의 값에 접근 할수록 고온재생기로 향하는 용액이 증가하며, COP는 낮아지는 특성을 나타내었다. 이러한, 경향은 고온재생기로 향하는 가열열량 중, 용액의 顯熱로 소비되는 열이 증가함에 기인한다.

흡수기 냉각수 온도의 상승은 회석흡수용액의 농도를 높이는 결과를 나타냈으며, 이러한 결과는 용액분배율이 낮을수록 결정화가능성이 높은 것으로 나타났다.

한편, 고온재생기 출구의 회석용액은 고온재생기내 결정한계값 70(wt%)에 도달하는 분배율을 고려하여 본 계산조건하에서는 최적분배율로서 0.4임을 밝혔다.

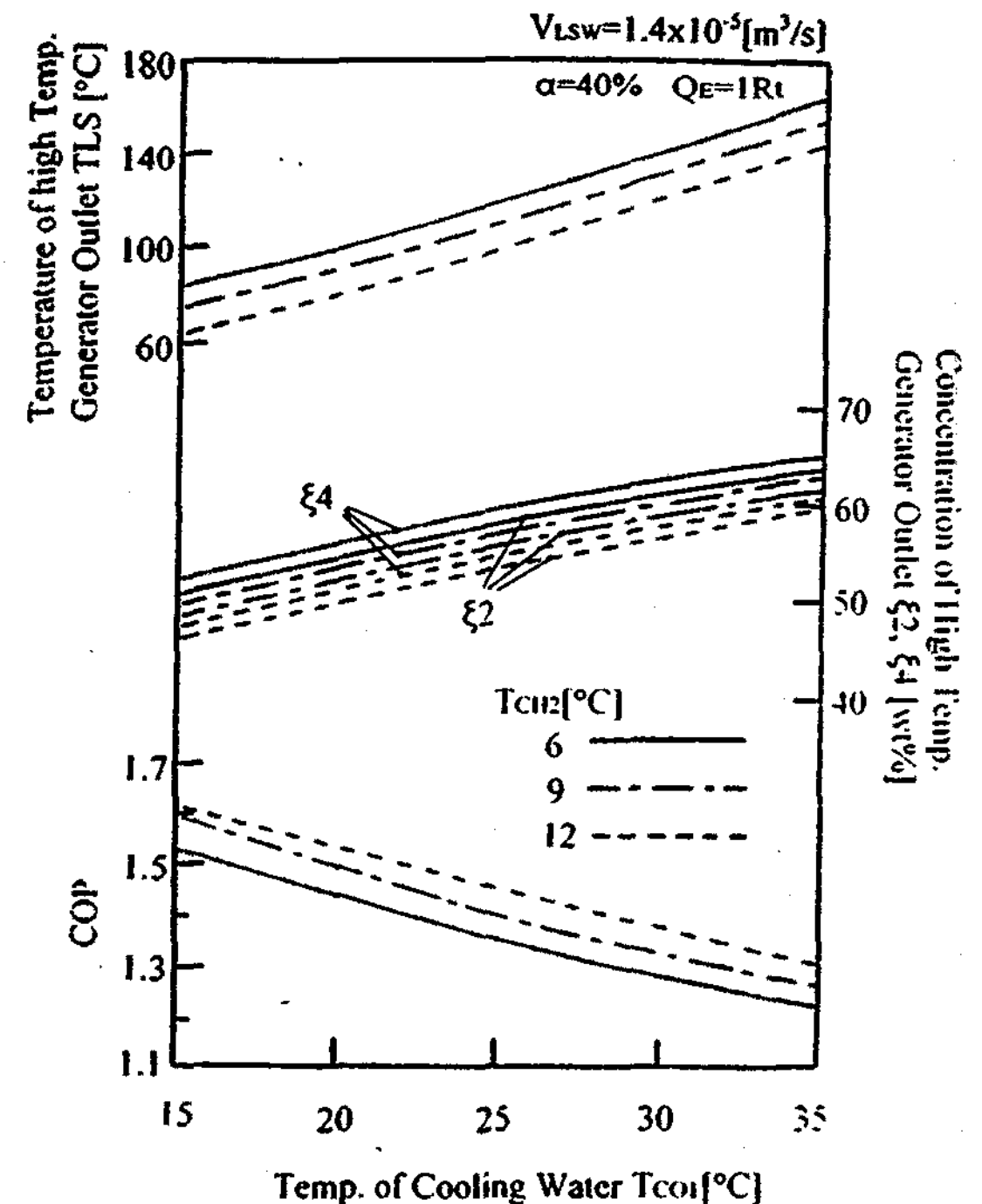


Fig. 5 Parametric Study of Temperature of Cooling Water Inlet

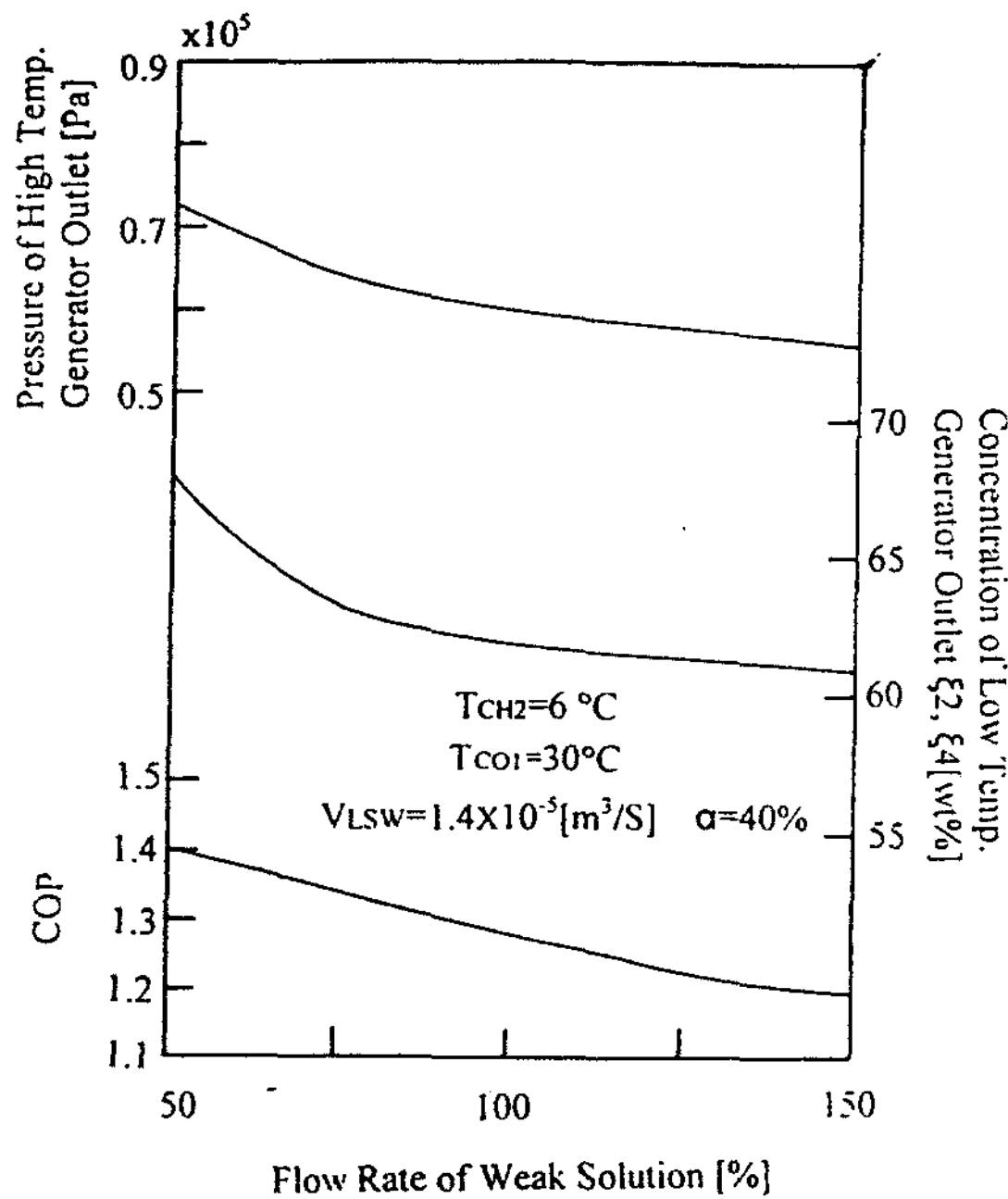


Fig. 6 Parametric Study of Flow Rate of Weak Solution

(2) 냉각수 입구온도에 따른 영향
 흡수용액의 최적분배율인 40% 조건을 기준으로 흡수기 냉각수 입구온도 변화에 따른 계산 결과를 Fig.5에 나타내었다.
 냉각수 입구온도가 저하하면 COP는 상승하며 고온재생기 출구 용액농도는 낮아지므로서 결정이 되기 어렵게 됨을 알수 있었으며, 냉각수 출구온도 상승에 따라 COP는 상승함을 밝혔다.

(3) 흡수기 내적 요인에 의한 영향
 흡수용액의 최적분배율인 40% 조건을 기준으로 흡수기내 용액순환량 변화에 대한 계산 결과를 Fig.6에 나타냈다. 흡수기내의 용액 순환량을 감소시킴에 따라 COP는 상승하는 경향을 나타냈으나, 농도는 높아져 결정선으로 접근함을 입증하였다.

V. 결 론

1. 흡수기 냉각수 온도의 상승은 희석흡수용액의

농도를 높이는 결과를 나타냈으며, 이러한 결과는 용액분배율이 낮을수록 결정화가능성이 높은 것으로 나타났으며, 고온재생기 출구의 희석용액은 고온재생기내 결정한계값 70(wt%)에 도달하는 분배율을 고려하여 본 계산조건하에서는 최적분배율로서 0.4임을 밝혔다

2. 냉각수 입구온도가 저하하면 COP는 상승하며 고온재생기 출구 용액농도는 낮아지므로서 결정이 되기 어렵게 됨을 알수 있었으며, 냉각수 출구온도 상승에 따라 COP는 상승함을 밝혔다.

3. 흡수기내의 용액 순환량 감소에 따라 COP의 상승 경향을 나타냈으나, 농도는 높아져 결정선으로 접근함을 입증하였다.

참고문헌

1. David Maio, "Simulation model of a single-stage Lithium Bromide water absorption cooling unit", NASA Technical paper, 1987
2. Alefield.G., Ziegler.F., "Advanced heat pump and air-conditioning cycles for the working pair H2O/LiBr, ASHRAE Trans. vol.91, 1985
3. Gray, C. Vilet, "Water-Lithium Bromide Double-effect Absorption cooling analysis", DOE/SF/10540
4. 柏木孝夫, "第2種吸收式ヒートポンプの特性シミュレーション", 日本機械學會論文集(B編), 52卷474號
5. 黒澤茂吉, "空冷化のための吸收サイクルシミュレーションによる特性研究, 第23回空氣調和冷凍聯合講演會論文集, 93(1989)
6. 井上修吉, "吸收システムのコンポ-ネントモデリング", 冷凍, 63卷742號

Simulation of the performance characteristics of the double effect Parallel flow cycle with secondary heat at the low temperature generator

K. K. Choi*, D. H. Rie*

* *Univ. of Incheon*

Abstract

Cycle simulation of the double effect parallel flow model is applied to a Lithium-Bromide/water system, with the objective of evaluation the possibilities of effectively utilizing waste-heat as a secondary heat source for the low-temperature generator. In this study, cycle simulation has been carried out to clarify the effect heat exchange in order to predict the performance of absorption refrigeration cycles using waste heat.