

열교환 과정을 고려한 혼합매체 냉동사이클의 엑서지 해석

Exergy Analysis of Refrigeration Cycle With Mixed Refrigerants Considering The Heat Exchange Process

정 상 권*, 노 승 탁**
Sang Kwon Jeong Sung Tack Ro

ABSTRACT

Thermodynamic analysis of a mixed refrigerant refrigeration cycle has been performed by computing thermodynamic properties of various refrigerants. The analyses are carried out to identify the sources and distribution of the energy degradation by irreversible processes.

Heat exchange process with the surroundings produces the entropy and the irreversible loss can be reduced by the mixed refrigerant whose phase change temperature varies during the phase change processes in the evaporator and the condenser. The concept has been applied to find the minimum compression work and thus the minimum exergy loss in the overall system, specifically in the case of the mixed refrigerant of R12 and R114. Parametric studies have been added to recognize the various factors affecting the system performance.

기 호 설 명

영 문 자

A : 면 적
 C_p : 정압비열
 H : 엔 탈 피
 h : 단위 질량당 엔탈피
 I : 비가역성
 \dot{m} : 유동질량
 P : 압 력
 Q : 열 유입율
 S : 엔트로피
 s : 단위 질량당 엔트로피

T : 온 도
 T_o : 대기온도
 ΔT : 온 도 차
 T' : 열원온도
 U : 평균 열관류율
 W : 일
 W_c : 압 축 일
 W_{id} : 이상적인 일
 W_s : 축 일
 X : 몰 비

회 략 문 자

η_c : 압축기 등엔트로피 효율

* 정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 서울대학교 공과대학

θ_s : 생성 엔트로피

Ψ : 개방 시스템의 엑서지

하 침 자

A : 혼합매체를 구성하는 첫번째 물질

B : 브라인 (Brine)

b : 시스템의 국소 부분

c : 응 축 기

e : 증발기, 출구상태

H : 고 온 부

i : 입구상태

L : 저 온 부

o : 출구상태

w : 냉 각 수

1. 서 론

에너지의 합리적 이용이 강조됨에 따라 효율적인 에너지 이용방안에 대한 설계가 중요하게 되었다. 이를 위하여는 에너지를 양적으로 고찰하는 열역학 제 1법칙적인 해석보다 에너지를 질적으로 고찰하는 열역학 제 2법칙의 개념을 이용한 엑서지 해석이 열역학 시스템을 더욱 정확히 해석하는 방법이라 할 수 있으며¹⁾, 시스템의 각 과정에서 발생하는 비가역성에 의한 손실일을 정확히 계산하고 그의 개선방안을 제시하여 최적의 시스템 설계에 도움이 되고자 하는 것이 엑서지 해석의 목적이다.²⁾ 이러한 열역학 제 2법칙에 의한 엑서지 해석은 온도가 낮아질 수록 역 카르노 사이클의 효율이 나빠진다는 사실 때문에³⁾, 저온 공학 분야에서의 적용이 특히 중요하며⁴⁾, 모든 열역학 사이클은 실제로 유한한 온도차로 열교환을 하는 열전달 과정을 수반하고 있기 때문에 이러한 열교환 과정을 해석의 일부로 포함하여야 한다.⁵⁾

열역학 사이클의 열교환기는 열교환 성능을 크게 하기 위하여 주로 상 변화 열교환기를 사용하게 되는 데 이때에 작동매체와 외부의 2차 작동매체는 유한한 온도차로 열교환을 하므로 이로 인한 비가역성 손실일은 전

체 시스템에서 상당히 큰 부분을 차지한다. 이때 순수 물질이 아닌 혼합물을 작동매체로서 선택하면 상변화시 온도가 변하는 특성으로써 열교환기 내의 비가역성 손실일을 줄일 뿐만 아니라 전체 시스템의 성능도 향상시킬 수 있다. 이를 냉동 사이클에 대하여 적용한다면 동일한 냉동부하에 대하여 단일매체보다 혼합매체를 사용할 때 소요 압축일을 더 줄일 수 있다.

본 논문에서는 냉동부하의 조건이 주어졌 있을 때 혼합매체를 사용하는 냉동 사이클이 유한한 온도차에 의한 열교환 과정 즉, 냉매가 저온부의 증발기, 고온부의 응축기에서 각각 브라인과 냉각수와 열교환하는 과정에서 발생하는 비가역성 손실일을, 상변화시 온도가 변하는 특성으로써 줄일 수 있음을 밝히기 위하여, 각 물질의 열역학적 상태량을 전산 처리하고⁶⁾, 대기 조건이 주어졌을 때는 물질의 열역학적 상태량이 되는 엑서지를 각 과정에서 계산하여 혼합매체 냉동 사이클을 구성하고 그에 대한 엑서지 해석을 하고자 한다.

2. 모델 및 가정

본 연구에서 다루고자 하는 것은 일반적으로 사용되는 Azeotrope 가 아닌 프레온 계통의 냉매를 두가지 섞은 혼합냉매이다. Azeotrope 는 서로 비슷한 상변화 온도를 갖는 두 물질이 섞여 있을 때 어느 일정한 혼합비에서는 마치 제 3의 순수한 물질처럼 거동을 하며 일정한 온도에서 상변화를 한다. 이는 금속에서 말하는 공정 (eutectic) 과 같은 개념이며 최소 상변화 온도점을 보이는 것 (Minimum Boiling Temperature Azeotrope) 와 최대 상변화 온도점을 보이는 것 (Maximum Boiling Temperature Azeotrope) 의 두 종류가 있다.

본 논문에서 취급하고자 하는 R12와 R114 의 혼합냉매는 기존의 Azeotrope 를 뜻하는 것이 아님을 먼저 밝힌다.

R 12와 R 114를 사용하는 혼합매체 냉동사이클의 T-s Diagram과 P-h Diagram을 개략적으로 Fig.1과 Fig.2에 나타내었다. 주목할 것은 혼합매체가 순수 물질과는 달리 일정한 압력에서 상변화하는 동안 온도가 변한다는 것이다. 해석을 위하여 가정한 사실은 다음과 같다.

1) 열교환기(증발기, 응축기) 이외에서는 외부와의 열교환이 없다.

2) 파이프 내에서의 흐름에 의한 압력손실은 무시하다.

3) 증발기, 응축기의 평균 열관류율은 인정하다.

4) 혼합냉매는 이상용액 (Ideal Solution)으로 보고 Raoult의 법칙이 적용된다.

냉매사이클의 성능에 영향을 주는 인자에는 냉매의 종류, 압축기의 등엔트로피 효율, 냉각수 및 브라인의 유량 및 온도, 증발기, 응축기의 열적 성능 등 여러가지가 있다. 여기서는 이중의 일부를 변화시킬 때 비가역 손실일의 분포와 최소 압축 소요일이 특정한 경우에 존재함을 예로서 보이교자 한다.

계산에서 냉동기의 조건에는 다음의 기본값을 사용하였다.

- 1) 압축기입구, 증발기 출구는 포화기체 상태
- 2) 교축 밸브입구, 응축기 출구는 포화액체 상태
- 3) 냉각수 비열 : $C_{p_w} = 4.19 \text{ kJ/kg K}$
- 4) 브라인 (Brine) 비열 : $C_{p_B} = 3.5 \text{ kJ/kg K}$
- 5) 압축기 등엔트로피 효율 : $\eta_c = 0.8$
- 6) 냉각수 유량 : $\dot{m}_w = 0.8 \text{ kg/s}$
- 7) 브라인 (Brine) 유량 : $\dot{m}_B = 0.57 \text{ kg/s}$
- 8) 냉각수 입구 온도 : $T_{wi} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
- 9) 브라인 (Brine) 입·출구 온도 : $T_{Bi}, T_{Bo} = -15 \text{ }^\circ\text{C}, -25 \text{ }^\circ\text{C}$
- 10) 증발기의 열관류율 : $UA_e = 5.0 \text{ kw/K}$
- 11) 응축기의 열관류율 : $UA_c = 5.0 \text{ kw/K}$

3. 혼합매체 냉동사이클의 해석

Fig.3 과 같은 일반적인 개방시스템에 대하여

여 엑서지 균형식을 이끌어내고 Fig.2에 표시된 냉동사이클의 각 과정에 대하여 비가역성에 의한 손실일을 계산한다.

Fig. 3과 같은 개방시스템이 내부온도가 불

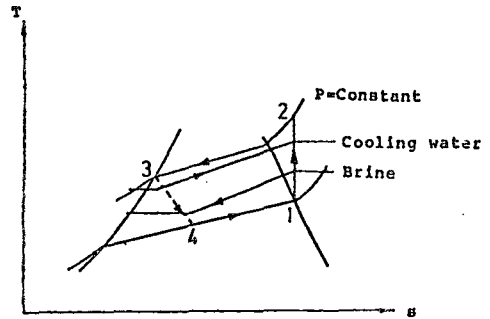


Fig.1 Temperature Entropy Diagram of Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle

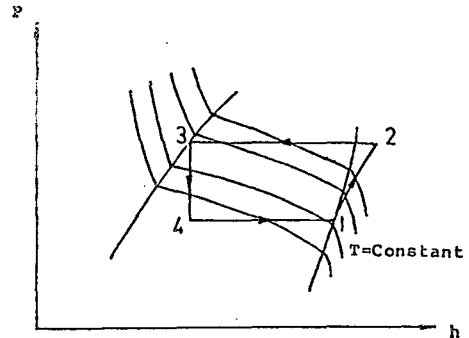


Fig.2 Pressure Enthalpy Diagram of Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle

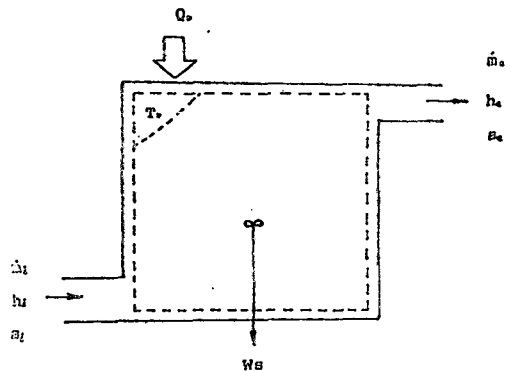


Fig.3 Schematic Diagram of a Steady State Open System

균일 하면서 외부와 열전달을 하는 경우 속도 및 위치에너지 항을 무시했을 때 일반적인 개방시스템에서의 엑서지(Exergy)는 다음과 같이 정의될 수 있다⁷⁾

$$\Psi = H - T_0 S - (H_0 - T_0 S_0) \dots\dots\dots(1)$$

단, 여기서 H 는 엔탈피, S 는 엔트로피를 뜻하며 하첨자 0 는 기준대기상태를 의미한다. 이러한 엑서지로써 개방시스템에 대한 엑서지식을 표시하면,

$$W_s = \sum \Psi_i - \sum \Psi_e - T_0 \theta_s \dots\dots\dots(2)$$

로 되며⁴⁾, θ_s 는 다음과 같이 두 항으로 나눌 수 있다.

$$\theta_s = \sum Q_b \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_0} \right) + \theta_s' \dots\dots\dots(3)$$

여기서 첫 항은 유한한 온도차에 의한 열전달 비가역성의 생성엔트로피, θ_s' 는 열전달에 의한 비가역성을 제외한 시스템 자체의 비가역성에 의한 생성엔트로피를 뜻한다. Q_b 는 온도 T_b 인 부분의 시스템으로 전달되는 열량이다. 한편, 시스템의 가역일은 모든 비가역적인 요소를 모두 제거하였을 때의 최대 가능한 일이다⁷⁾

$$W_{id} = \sum \Psi_i - \sum \Psi_e \dots\dots\dots(4)$$

즉 엑서지의 차이이며, 또한 다음과 같이 정의되는 비가역성은,

$$\begin{aligned} I &= W_{id} - W_s \\ &= \sum \Psi_i - \sum \Psi_e - \sum Q_b \left(\frac{T_b - T_0}{T_b} \right) - \sum \Psi_i + \sum \Psi_e + T_0 \theta_s \\ &= - \sum Q_b + \sum Q_b \frac{T_0}{T_b} + T_0 \theta_s \\ &= T_0 (\sum S_e - \sum S_i) - \sum Q_b \dots\dots\dots(5) \end{aligned}$$

로 된다. 이상의 식으로써 냉동사이클의 각 과정에서 발생하는 비가역 손실일을 다음과 같이 엑서지 차이로 나타낼 수 있다.

- i) 증발기(브라인과 열교환)

$$\begin{aligned} I &= [T_0(S_1 - S_4) - Q_e]_{ref.} + [T_0(S_{out} - S_{in}) + Q_e]_{brine} \\ &= [T_0(S_1 - S_4) - (H_1 - H_4)]_{ref.} + (T_0(S_{out} - S_{in}) + (H_{in} - H_{out}))_{brine} \\ &= (\Psi_4 - \Psi_1)_{ref.} + (\Psi_{in} - \Psi_{out})_{brine} \dots\dots\dots(6) \end{aligned}$$

- ii) 응축기(냉각수와 열교환)

$$\begin{aligned} I &= [T_0(S_3 - S_2) + Q_c]_{ref.} + [T_0(S_{out} - S_{in}) - Q_c]_{water} \\ &= [T_0(S_3 - S_2) + (H_2 - H_3)]_{ref.} + [T_0(S_{out} - S_{in}) - (H_{out} - H_{in})]_{water} \\ &= (\Psi_2 - \Psi_3)_{ref.} + (\Psi_{in} - \Psi_{out})_{water} \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

- iii) 압축기(단열)

$$I = T_0(S_2 - S_1) = \Psi_1 - \Psi_2 - W_c \dots\dots\dots(8)$$

- iv) 팽창밸브(단열)

$$I = T_0(S_4 - S_3) = \Psi_3 - \Psi_4 \dots\dots\dots(9)$$

엑서지(exergy)는 에너지의 질(quality)을 나타내는 양으로서 열역학적 시스템의 각 과정에서 발생하는 엑서지 손실은 곧 비가역성에 의한 손실일이고 에너지의 질이 저하(downgrading)되는 정도를 정량적으로 보여준다. 그러므로 본 논문에서는 대상 사이클 각 과정에서의 비가역성 손실일을 계산하기 위하여 작동매체의 열역학적 상태량을 정확히 전산 처리하여 수치화하고 각 상태에서의 엑서지 값을 구하여 각 과정에서 발생하는 비가역성 손실일을 지적하고 계산함으로써 에너지를 효율적으로 이용하는 시스템의 설계나, 어떠한 매개변수를 변화시켜 그 성능을 개선하고 비교하는데에 도움이 되는 방안을 제시하고 있다.

엑서지 해석에서 가장 먼저 해야 할 일 중의 하나는 대기조건을 명시하는 것인데 그 이유는 이를 기준으로 하여 엑서지 값이 정의되고 시스템이 외부 대기조건과 같은 상태, 즉 평형상태를 이루고 있으면 그 시스템이 일할 수 있는 능력, 즉 엑서지는 0이기 때문

이다.

본 논문에서는 기준 대기온도를 25℃, 압력은 1기압으로 하였다. 이렇게 대기조건이 주어졌을 때 엑서지는 열역학적 상태량이므로 이를 도표화 할 수 있다. Fig. 4는 대표적인 냉매 R12에 대하여 엑서지 선도를 나타낸 것이다.

2-3 비가역성 손실일 분포

R12와 R114를 혼합냉매로 사용한 냉동사이클을 구성하였을 때 R12의 몰비에 따른 비가역성 손실일 분포를 Table 1과 2에 나타내었으며 전체 사이클의 엑서지 손실은 냉동시스템에 들어가는 압축일과 같다.

Fig. 5, Fig. 6에서 볼 수 있듯이 증발기, 팽창밸브, 응축기, 압축기 각 과정의 비가역성 손실일은 R12의 몰비에 따라서 변화하며, 시스템에서 전체 엑서지 손실에 대한 각 과정 손실의 비중도 알아낼 수 있다.

2-4 성능에 끼치는 인자의 영향

냉동기는 원칙적으로 냉동부하의 온도 T_L 과 대기온도 T_H 사이에서 작동한다. 그런데 사실상 냉동기와 두 열원(T_L, T_H)의 열접촉은

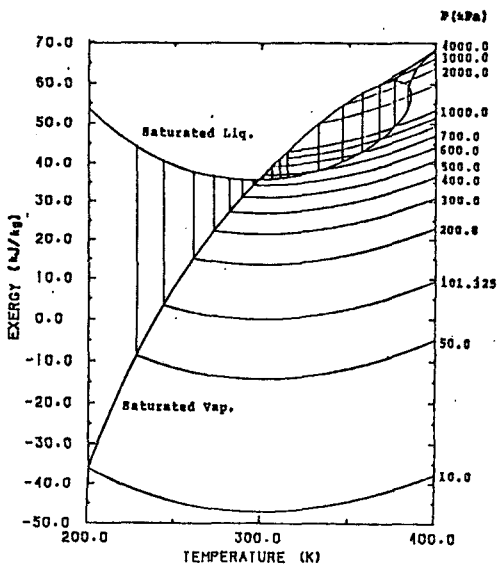


Fig.4 Exergy Diagram of Freon 12(R12)

Table 1. Exergy Loss Distribution of R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle for Different Mole Fraction of R12 ($\eta_c=1.0$)

Xa	Two (K)	Pressure Ratio	Irr(1) (W)	Irr(2) (W)	Irr(3) (W)	Irr(4) (W)	Wc (W)	T ₁ -T ₂ (K)
R12	305.8	5.98	4105.8	1134.8	112.0	0.0	5542.6	0.00
0.99	305.8	6.03	4037.9	1131.4	355.6	0.0	5224.9	0.54
0.95	305.7	6.19	3812.7	1145.3	489.0	0.0	5447.0	2.39
0.90	305.7	6.39	3608.1	1160.8	617.9	0.0	5386.7	4.22
0.80	305.7	6.87	3357.9	1212.8	834.6	0.0	5405.2	6.47
0.70	305.8	7.43	3239.4	1275.0	1003.7	0.0	5520.0	7.54
0.60	305.8	8.03	3209.5	1343.1	1130.5	0.0	5683.1	7.69
0.50	305.8	8.41	3253.4	1355.1	1135.5	0.0	5744.0	7.20
0.40	305.9	8.80	3294.6	1372.8	1113.3	0.0	5840.6	6.16
0.30	305.9	9.28	3506.1	1423.8	1092.6	0.0	6052.4	4.72
0.20	306.0	9.74	3659.1	1479.3	1038.6	0.0	6233.0	3.08
0.10	306.1	10.17	3902.1	1622.9	867.5	0.0	6525.2	1.44
R114	306.1	10.37	4105.8	1843.9	896.6	0.0	6846.3	0.00

Irr(1):Exergy Loss in Evaporator Irr(2):Exergy Loss in Expansion Valve
Irr(3):Exergy Loss in Condenser Irr(4):Exergy Loss in Compressor

Table 2. Exergy Loss Distribution of R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle for Different Mole Fraction of R12 ($\eta_c=0.8$)

Xa	Two (K)	Pressure Ratio	Irr(1) (W)	Irr(2) (W)	Irr(3) (W)	Irr(4) (W)	Wc (W)	T ₁ -T ₂ (K)
R12	306.1	5.63	4105.8	1014.7	189.4	1235.8	6545.8	0.00
0.99	305.0	5.66	4035.1	1016.7	225.6	1229.1	6510.4	0.54
0.95	306.0	5.83	3812.7	1038.3	377.0	1216.5	6449.0	2.41
0.90	306.0	6.04	3613.8	1052.0	523.9	1195.7	6399.4	4.21
0.80	306.0	6.50	3367.6	1111.9	743.1	1215.3	6437.8	6.53
0.70	306.1	6.96	3250.8	1155.3	886.2	1237.1	6529.4	7.65
0.60	306.1	7.41	3220.9	1193.1	976.8	1270.4	6661.2	7.86
0.50	306.1	7.89	3258.8	1234.6	1034.3	1283.8	6811.6	7.35
0.40	306.2	8.39	3295.4	1281.8	1061.2	1278.2	7023.6	6.28
0.30	306.3	8.95	3504.6	1350.8	1067.7	1183.0	7306.2	4.81
0.20	306.4	9.41	3694.2	1470.6	1076.7	1465.2	7705.8	3.11
0.10	306.6	10.33	3902.9	1662.1	1064.1	1593.8	8222.0	1.43
R114	306.7	10.80	4105.8	1902.9	1023.2	1680.3	8712.3	0.00

Irr(1):Exergy Loss in Evaporator Irr(2):Exergy Loss in Expansion Valve
Irr(3):Exergy Loss in Condenser Irr(4):Exergy Loss in Compressor

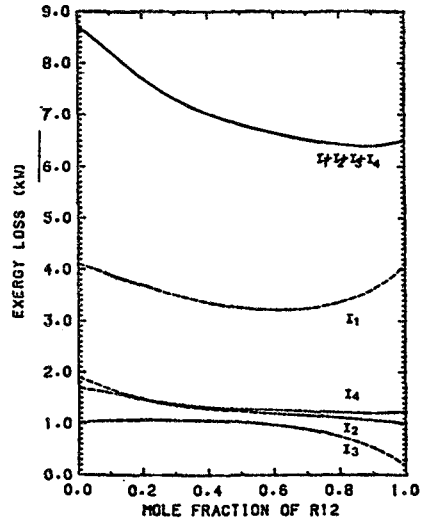


Fig.5 Individual Exergy Loss Distribution in R12 R114 Mixed Refrigeration Cycle ($\eta_c=0.8$)
I₁: Exergy Loss in Exaporator
I₂: Exergy Loss in Expansion Valve
I₃: Exergy Loss in Condenser
I₄: Exergy Loss in Compressor

완벽한 것이 아니고 $\Delta T_L, \Delta T_H$ 의 두 유한한 온도 차이가 사이클의 작동매체와 열원 사이에 존재한다⁸⁾ 본 연구에서는 이러한 사이클의 열교환 과정에 중점을 두어 해석하고자 한 것이며

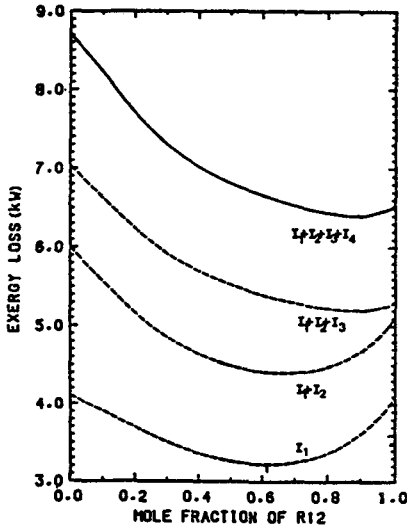


Fig. 6 Accumulated Exergy Loss Distribution in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle ($\eta_c=0.8$)
 l_1 : Exergy Loss in Evaporator
 l_2 : Exergy Loss in Expansion Valve
 l_3 : Exergy Loss in Condenser
 l_4 : Exergy Loss in Compressor

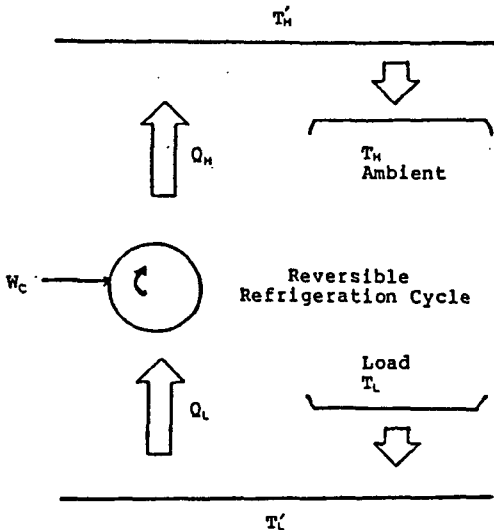


Fig. 7 Schematic Diagram of Reversible Refrigeration Cycle

결과적으로 냉동사이클이 이루어지는 실제 작동 온도는 Fig. 7에서 처럼 T_L', T_H' 이다. 즉

$$T_L' = T_L - \Delta T_L, T_H' = T_H + \Delta T_H$$

이며 고온부 열교환기(응축기)와 저온부 열교환기(증발기)의 특성을 다음과 같이

$$\frac{Q_H}{(UA)_H} = \Delta T_H, \quad \frac{Q_L}{(UA)_L} = \Delta T_L$$

으로 나타내면 소요압축일은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$W_c = \frac{(T_H - T_L) + Q_L \left(\frac{1}{(UA)_H} + \frac{1}{(UA)_L} \right)}{\frac{T_L}{Q_L} - \left(\frac{1}{(UA)_H} + \frac{1}{(UA)_L} \right)} \quad (10)$$

(1) 열교환의 UA 영향

식(10)에서 볼 수 있듯이 응축기, 증발기의 UA 값이 커질수록 소요 압축일은 감소한다. 이는 열교환기에서 발생하는 유한한 온도차에 의한 비가역성 손실일이 줄어들기 때문으로 해석된다. Fig. 8은 각각 응축기, 증발기의 UA값만 변화시켰을 때의 계산결과를 그린 것이다.

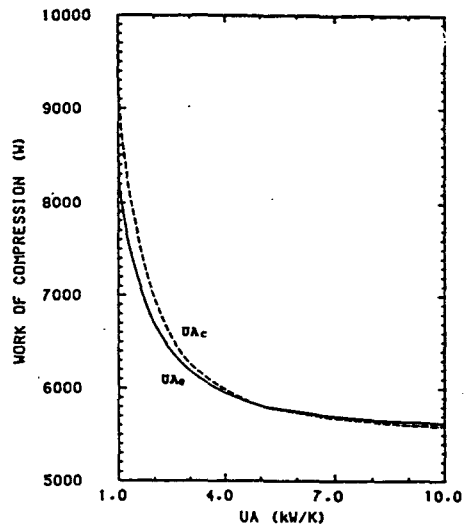


Fig. 8 Work of Compression for Different Overall Heat Transfer Coefficient in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle (Mole fraction of R12 = 0.9, $\eta_c = 0.9$)

(2) 브라인의 온도 T_B 또는 냉각수의 온도 T_w 의 영향

이들의 영향은 각각 냉동기의 저온부, 고온부 온도에 직접적으로 영향을 주며 그 계산 결과는 Fig. 9 Fig. 10에 있는 바와 같으며 식 (10)으로부터 예측할 수 있는 결과이다.

(3) 압축기의 등엔트로피 효율 η_c 의 영향

η_c 는 압축과정에서의 비가역성 손실일과 밀접한 관계가 있으며 Fig. 11에서 볼 수 있듯이 η_c 가 작아질 수록 전체 시스템의 압축일은 커진다.

(4) 냉각수의 유량 \dot{m}_w 의 영향

냉각수의 유량은 응축기에서 발생하는 비가역성 손실일과 관계가 있다. 즉 동일한 열교환 성능을 갖는 응축기에서도 냉각수의 유량에 따라 전달되는 열교환 성능을 갖는 응축기에서도 냉각수의 유량에 따라, 전달되는 액서지의 양은 달라질 수 있으므로 이에 따라 전체 시스템은 영향을 받는다.

냉각수의 유량변화에 대한 소요 압축일의 변화를 Fig. 12에 나타내었으며 $\dot{m}_w = 10 \text{ kg/s}$ 부근에서 최소값을 갖는다.

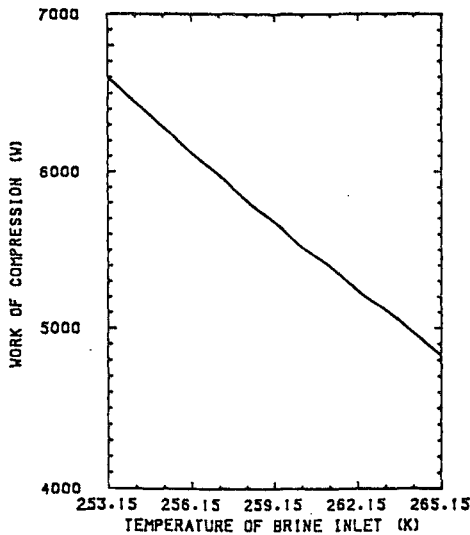


Fig. 9 Work of Compression for Different Temperature of Brine in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle (Mole fraction of R12=0.9, $\eta_c=0.9$)

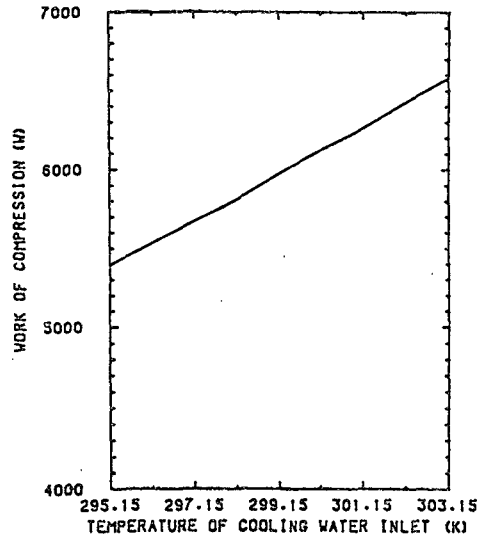


Fig. 10 Work of Compression for Different Temperature of Cooling Water in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle (Mole fraction of R12=0.9, $\eta_c=0.9$)

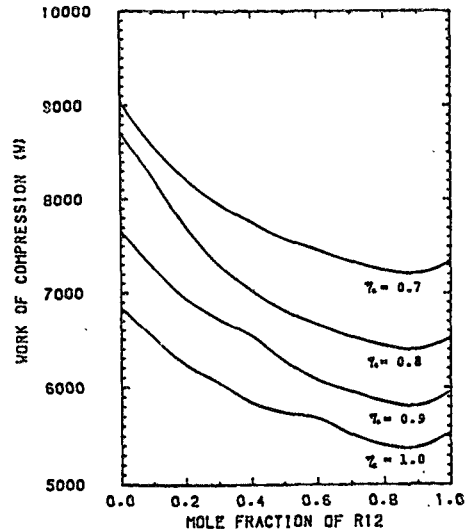


Fig. 11 Work of Compression for Different Isentropic Compressor Efficiency in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle (Mole fraction of R12=0.9, $\eta_c=0.9$)

(5) 브라인의 유량 \dot{m}_B 의 영향

Fig. 13에서도 볼 수 있듯이 \dot{m}_B 의 증가는 단순히 냉동부하의 증가를 뜻하고 증발기의 로그평균 온도차는 변하지만 전체시스템의 엑서지 손실분포에는 큰 영향이 없다.

2-5 냉매의 영향

본 논문에서 해석의 대상으로 선택한 혼합매체 냉동사이클은 열역학 제 2법칙 관점에서 유한 온도차에 의한 열전달과정의 비가역성을 줄이고자 한 노력으로 볼 수 있다. 혼합매체를 사용한다는 것은 실제 기술적인 면에서는 본 논문에서 고려하지 못한 또 다른 어려움이 있을 수 있으나 역 카르노 사이클의 효율이 온도가 낮아짐에 따라서 나빠지는 점을 감안한다면 상당히 낮은 온도에서 작동되는 저온공학분야에 특히 그 응용효과가 크다고 하겠다⁹⁾ 이러한 개념은 최근에 LNG 냉열발전 분야에서도 적용되고 있는데 그것은 MFR(mixed fluid rankine)사이클로서 탄화수소 계통의 혼합물로 작동매체를 구성하면¹⁰⁾ 단일매체를 사용하는 종래의 랭킨사이클과는 달

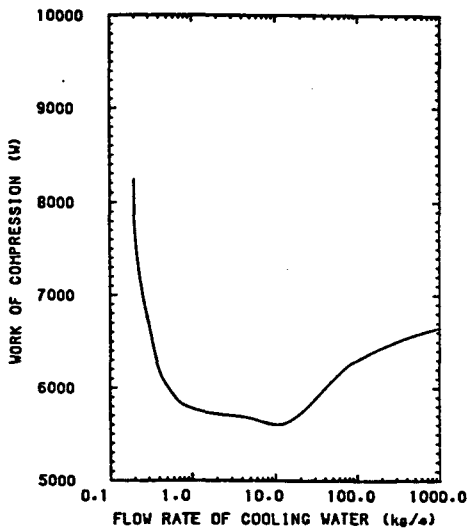


Fig.12 Work of Compression for Different Flow Rate of Cooling Water in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle(Mole fraction of R12=0.9, $\eta_c=0.9$)

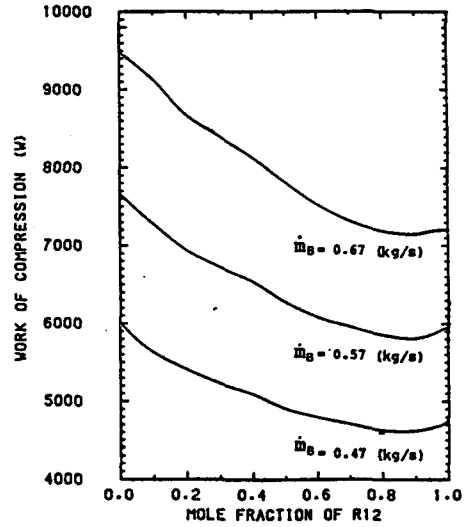


Fig.13 Work of Compression for Different Flow Rate of Brine in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle (Mole fraction of R12=0.9, $\eta_c=0.9$)

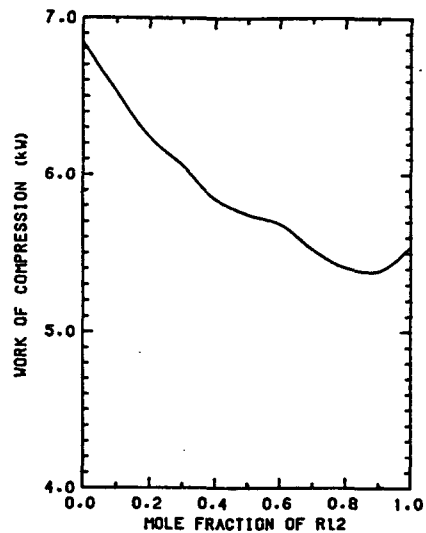


Fig.14 Work of Compression in R12 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle($\eta_c=1.0$)

R14: $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$	R12: $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$
$T_2 = 308.5 \text{ K}$	$T_2 = 313.1 \text{ K}$
$T_3 = 308.5 \text{ K}$	$T_3 = 301.5 \text{ K}$
$P_1 = 27.8 \text{ kPa}$	$P_1 = 119.2 \text{ kPa}$
$P_2 = 293.9 \text{ kPa}$	$P_2 = 713.0 \text{ kPa}$

리 적절한 온도범위내에서 상변화하는 효과를 가지고 LNG의 냉열역서지를 더욱 효율적으로 이용할 수 있다는 것이다.

혼합매체를 사용하는 사이클이나 다른 열역학적 시스템에 대한 수치모사(simulation) 및 역서지해석을 할 때는 작동매체의 열역학적 상태량 특히 엔트로피 값을 정확히 계산하여야 각 과정에서 발생하는 비가역성이 정확히 계산되므로 각 물질의 상태량에 대한 전산처리가 중요하다. 본 논문에서는 여러가지 냉매 및 물의 열역학적 상태량을 모두 계산 처리하였다.

지금까지 계산한 결과는 R12와 R114를 섞은 혼합매체에 대한 것인데 이외에도 다른 냉매를 섞은 것으로 혼합매체를 선택하여 앞에서 언급한 똑같은 가정과 조건으로 사이클을 구성하였을 때 계산된 결과를 Fig. 14부터 Fig. 17 사이에 보였다. 이 그림은 단순히 몰비에 대한 소요 압축일을 그린 것인데 R12, R114의 혼합냉매와 R22, R114의 혼합냉매의 경우를 제외하고는 혼합매체를 쓴 경우가 각각 단

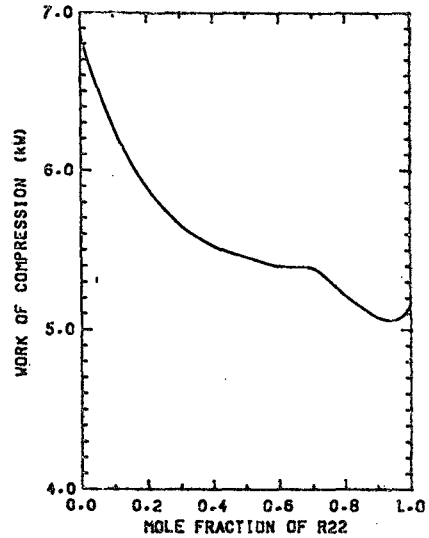


Fig. 16 Work of Compression in R22 R114 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle ($\eta_c = 1.0$)

R114 : $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$	R22 : $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$
$T_2 = 308.5 \text{ K}$	$T_2 = 327.9 \text{ K}$
$T_3 = 308.5 \text{ K}$	$T_3 = 298.4 \text{ K}$
$P_1 = 27.8 \text{ kPa}$	$P_1 = 193.8 \text{ kPa}$
$P_2 = 293.9 \text{ kPa}$	$P_2 = 1051.5 \text{ kPa}$

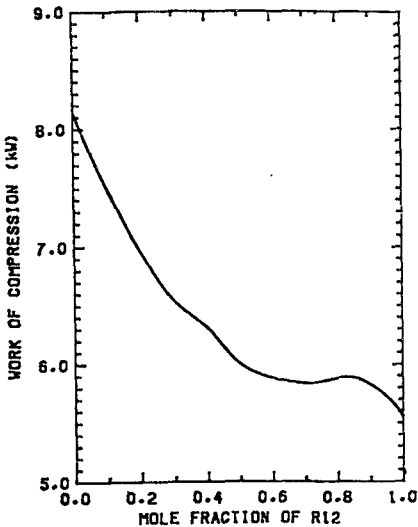


Fig. 15 Work of Compression in R12 C318 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle ($\eta_c = 1.0$)

8 : $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$	R12 : $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$
$T_2 = 309.0 \text{ K}$	$T_2 = 313.1 \text{ K}$
$T_3 = 309.0 \text{ K}$	$T_3 = 301.5 \text{ K}$
$P_1 = 40.7 \text{ kPa}$	$P_1 = 119.2 \text{ kPa}$
$P_2 = 438.2 \text{ kPa}$	$P_2 = 713.0 \text{ kPa}$

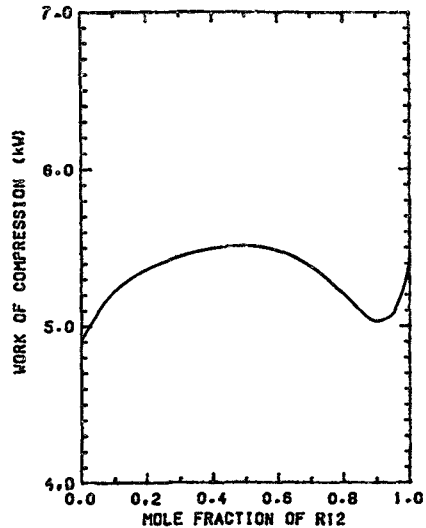


Fig. 17 Work of Compression in R12 R11 Mixed Refrigerant Refrigeration Cycle ($\eta_c = 1.0$)

R11 : $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$	R12 : $T_1 = T_4 = 247.3 \text{ K}$
$T_2 = 318.7 \text{ K}$	$T_2 = 313.1 \text{ K}$
$T_3 = 229.4 \text{ K}$	$T_3 = 301.5 \text{ K}$
$P_1 = 11.6 \text{ kPa}$	$P_1 = 119.2 \text{ kPa}$
$P_2 = 110.1 \text{ kPa}$	$P_2 = 713.0 \text{ kPa}$

일 매체를 사용한 것보다 압축일이 줄어드는 영역이 존재하지 않았다. 즉, 혼합매체를 사용하는 경우, 열교환 과정에서의 비가역성 손실일은 확실히 줄어들지만 사이클 내의 다른 과정에서 수반되는 비가역성의 결과 때문에 일률적으로 각 물질의 상태량 특성과 혼합물로 구성되는 물질 간의 증기압 차이등을 고려하지 않고서는 반드시 혼합매체를 사용하는 것이 압축일을 줄이는 것이라고 말하기는 힘들다. 또한 냉동시스템의 구성에는 소요 압축일의 최소만이 냉매의 선정기준이 될 수는 없으므로 일반적인 냉매의 작동 온도 범위 등 다른 요인들도 고려하여야 할 것이다.

위에서 고려한 여러 냉매들 중에서 R114와 C318은 다른 냉매와는 약간 다른 열역학적 상태량의 특성을 보이는데 이들은 과열 증기 영역의 일정 엔트로피선이 압력이 높아짐에 따라 포화 영역으로 기운다는 것이다. 이러한 특성을 보이는 물질에는 R114, C318 외에 부탄, 헥산, 이소부탄, 이소펜탄, 옥탄, 펜탄 등 탄화수소계열의 물질이 있다.

3. 결 론

여러가지 냉매의 열역학적 상태량을 전산처리하여 주어진 조건에서 냉동사이클을 구성하고, 서로 다른 두 냉매를 섞어 혼합매체로써 사이클을 구성하는 계산을 하였으며 이 때에 사이클의 각 과정에서 발생하는 비가역성에 의한 손실일의 근원과 분포를 알아내기 위하여 엑서지 해석을 적용하였다.

모든 열역학사이클은 외부와 열교환을 하면서 작동하므로 이러한 상변화 열교환 과정에서의 비가역성 손실일을 줄이기 위해 혼합매체를 사용하면, 혼합매체가 상변화할 때 온도가 변하는 특성으로 열교환과정에서 비가역성을 줄일 수 있다. 이러한 개념을 이용하여 R12와 R114를 섞은 혼합매체 냉동사이클에 대하여 특히 서로의 몰 비를 달리했을 때 압축일이 최소가 되는 점을 발견하였고 이 때에 전체시스템의 엑서지 손실이 최소가 되는 것을 보였다. 또한 각 과정에서의 엑서지 손실을 계산하고 이것에 영향을 주는 여러 인자들

을 변화시켜 가며 전체시스템의 성능에 미치는 영향을 해석적으로 고려해보고 직접 수치 계산하였다.

참 고 문 헌

1. N.D. Nevers and J.D. Seader, *Lost Work: A Measure of Thermodynamic Efficiency*, Energy, Vol. 5, pp. 757-769.
2. D.K. Anand, K.W. Lindler, S. Schweitzer and W.J. Kennish, *Second Law Analysis of Solar Powered Absorption Cooling Cycles and Systems*, J. Solar Energy Engineering, Vol. 106, pp. 291-298, 1984.
3. J.E. Ahern, *Applications of the Second Law Thermodynamics to Cryogenics-A Review*, Energy, Vol. 5, pp. 891-897, 1980.
4. Chen-Hwa Chiu and C.L. Newton, *Second Law Analysis in Cryogenic Processes*, Energy, Vol. 5, pp. 899-904, 1980.
5. 정평석, 노승탁, 열교환 과정을 고려한 랭킨사이클의 성능해석, 대한 기계학회 논문집, 제 10권, 제 1호, pp 150~156, 1986.
6. W.C. Reynolds, "Thermodynamic Properties in SI (Graphic, Tables and Computational Equations for Forty Substances)," Stanford University, 1979.
7. 노승탁, 공업열역학 15장, 문운당, 1987.
8. Adrian Bejan, "Entropy Generation through Heat and Fluid Flow," Chap. 2, Chap. 7, John Wiley & Sons, 1982.
9. V. Kaiser, C. Becdelievre and D.M. Gilbourne, *Mixed Refrigerant for Etylene, Hydrocarbon Processing*, Vol. 55, No. 10, pp. 129-131, Oct. 1976.
10. I. Aoki and T. Inoue, *Power Generation Using Cold Potential of LNG in Multi-component Fluid Rankine Cycle*, Vol. 27, Plenum New York, pp. 971-978, 1982.