

냉매증기터빈에 의해 구동되는 냉동사이클의 해석

정진희[†]
LG 전선(주) 공조개발실

Analysis of a Refrigeration Cycle Driven by Refrigerant Steam Turbine

Jinhee Jeong[†]

Airconditioning Development Team, LG Cable Co., Dangjungdong 200 Gunpo, Kyungkido 431-080, Korea

(Received April 6, 2002; revision received August 23, 2002)

ABSTRACT: We have analyzed a combined cycle employing refrigerant Rankine cycle and simple refrigeration cycle with one working fluid. Although this cycle shows promising aspects such as simplicity, it does not have a good efficiency to compete with the other existing technologies because of high temperature at the exit of the turbine. However, by introducing a recuperator, it is found that the cycle efficiency can be improved up to the level much higher than other technology's efficiency.

Key words: Refrigerant steam turbine(냉매증기터빈), Recuperator(재생기)

기 호 설 명	하첨자
h : 엔탈피 [J/kg]	b : 보일러
m : 질량유량 [kg/s]	$c1, c2$: 1단 압축기, 2단 압축기
NTU : Number of heat transfer units [무차원]	$econ$: 이코노마이저
P : 압력 [Pa]	p : 펌프
Q : 열량 [J]	r : 재생기(recuperator)
s : 엔트로피 [J/(kg · K)]	rh : 재열기(reheater)
T : 온도 [°C]	sat : 포화상태
x : 건도 [무차원]	sg, sl : 포화가스, 포화액체
	$t1, t2$: 고압 터빈, 저압 터빈

그리스 문자

η : 등엔트로피 효율 [무차원]
ϵ : 열교환기 효율 [무차원]

1. 서 론

과거 수십 년 동안 한국에서는 냉동공조시설의 증가와 더불어 하절기 전기수요가 급증하여 왔고, 이에 따라 발전설비가 급증하였다. LNG 설비와 소비 또한 과거 20년 동안 폭발적인 증가를 보여 왔다. 두 에너지원의 공급과 수요의 시간적인 불균형을 해결하기 위해, 대형빌딩에서는 전

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-450-3314; fax: +82-31-450-3173

E-mail address: jjeong@lgmach.co.kr

기식 냉동기가 공조부하의 40% 이상을 넘지 못하게 하는 규정이 법제화되었고, 이에 따라 흡수식 냉동기가 국내 대형 냉동기 시장의 거의 80%를 차지하게 되었다. 하지만 이런 법규는 소형빌딩용 중앙공조에 사용되는 냉동기 또는 개별공조용 제품을 포함하고 있지 않아, 소형빌딩이나 개별공조에는 사용편의상 전기식 냉동기가 거의 사용되고 있다. 사용편의성에서 전기식 냉동기에 뒤지는 흡수식 냉동기는 이런 시장에 거의 참여하지 못한 실정이다. 하지만 일본에서는 가스를 사용하면서 사용편의성도 갖춘 가스엔진 열펌프가 과거 약 15년 동안 성장하여 왔고, 최근 국내 시장에서도 학교를 중심으로 확대되고 있는 실정이다.

이런 가스엔진을 사용한 열펌프는 작동유체로서 냉동사이클에는 냉매를, 동력사이클에는 연소공기를 사용한다. 엔진과 냉동기를 분리하여 외부로 축이 노출된 상태로 작동하고 있고, 왕복동엔진을 사용하고 있으므로 기계장치가 복잡하다. 본 논문에서는 1개의 작동유체와 간단한 기계장치를 가지며, 습동부가 없는 터보방식을 사용하여 내구성을 높일 수 있는 사이클을 고려하고, 열역학적 해석을 통해 개발 타당성을 분석하고자 한다.

2. 랭킨사이클을 이용한 복합 냉동사이클 해석

2.1 기본 사이클 구성

랭킨사이클(Rankine Cycle)에서 작동유체를 스팀으로 하지 않고, 유기물질로 하여 온도가 낮은 열원에서 작동할 수 있는 유기물질 랭킨사이클(Organic Rankine Cycle)은 낮은 온도의 열원에서 전기를 얻기 위한 수단으로 최근 많은 연구가 진행되어 왔다.^(1,2) 이와 비슷한 방법으로 냉동기용 압축기의 구동을 냉매증기터빈을 이용하는 아이디어도 꽤 오래 전에 제안되었다.^(3,4,5) 가장 기본적인 시스템은 1개의 작동유체를 사용하고, Fig. 1과 같이 랭킨사이클과 냉동사이클과 합쳐서 간단히 구성하는 것이다(본 논문에서는 “기본 사이클”로 부르기로 한다). 여기서 랭킨사이클의 응축기와 냉동사이클의 응축기는 공유한다. 랭킨사이클에서 구동하는 터빈과 냉동사이클에서 구동하

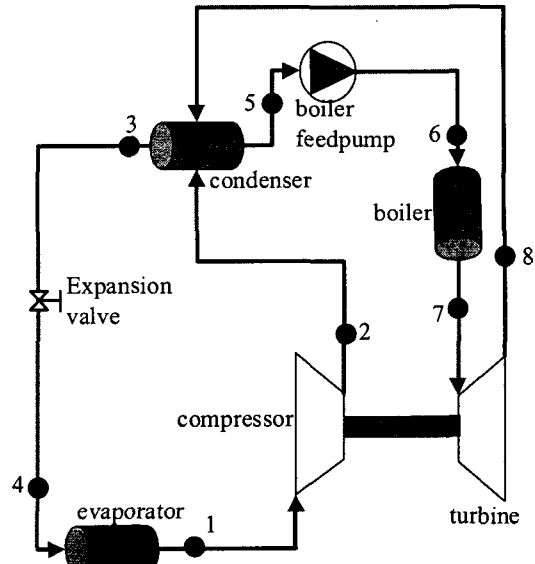


Fig. 1 Cycle diagram of a simple combined cycle.

는 압축기 임펠러를 한 개의 축으로 연결하여 같은 회전수로 구동하게 함으로써 동력전달에 부수되는 손실을 줄이고, 장치를 간단하게 한다. 물론 이러한 조합은 임펠러와 터빈의 특성을 잘 고려하여 설계되어야 하므로 쉬운 일은 아니다. 하지만 복잡한 엔진과는 달리 터보차저처럼 매우 간단한 기계적 구조와 작은 크기, 회전수제어를 통한 냉동부하조절을 고려할 때 기계적으로 매우 현명한 선택이다.

이 사이클은 가스직화식 열펌프로도 사용할 수 있는데 2개의 다른 형태의 가스직화식 열펌프가 이미 사용되고 있다. 첫번째는 직화식 흡수식 냉동기로서 이런 흡수식 냉동기는 부식문제로 인해 고온의 열을 사용할 수 없으므로, 직화식의 장점인 가용에너지가 높은 고온의 열을 이용할 수 없다는 단점이 있다. 반면에 본 사이클은 냉매온도에 대한 제약이 흡수식 냉동기보다는 크지 않으므로, 고온의 에너지(양질의 에너지)를 이용할 수 있어 사이클의 효율을 증대시킬 수 있다는 이점이 있다. 두번째로 가스엔진 열펌프와 비교해 볼 때, 터빈과 압축기를 한 몸체에 일체로 설계할 수 있고, 고속운전을 하는 가스베어링을 사용함으로써 윤활유의 필요를 없애고, 전체적인 크기를 줄일 수 있다는 장점이 있다.

2.2 기본 사이클 해석

냉동사이클은 증발기에서 기화된 냉매가 수퍼히팅 없이 압축기로 유입되어 응축기로 토출되며, 응축된 냉매는 5°C만큼 과냉된 다음 팽창밸브를 통해 다시 증발기로 유입된다. 동력사이클에서는 응축기에서 과냉된 냉매를 받아 냉매펌프를 통해 압축시킨 다음, 보일러에서 냉매를 T_b 까지 등압가열한 후 터빈으로 보내 일을 얻은 다음 응축기로 보내어 사이클을 구성한다.

압축기, 펌프, 터빈의 단열효율을 가정하고, 각 배관과 열교환기에서의 압력강하에 의한 영향은 무시함으로써 사이클의 각 지점에서의 상태는 다음과 같이 순차적으로 결정될 수 있다.

1. 압축기 입구상태

$$\begin{aligned} T_1 &= T_e \\ P_1 &= P_{sat}(T_e) \\ s_1 &= s_{sat}(T_e) \end{aligned} \quad (1)$$

2. 압축기 출구상태

$$\begin{aligned} P_c &= P_{sat}(T_c) \\ P_2 &= P_c \\ h_2 &= h_1 + \frac{h(P_2, s_1) - h_1}{\eta_c} \end{aligned} \quad (2)$$

3. 응축기 출구상태

$$\begin{aligned} T_3 &= T(P_2, T_c - T_{sub}) \\ P_3 &= P_c \\ h_3 &= h(P_3, T_3) \\ s_3 &= s(P_3, T_3) \end{aligned} \quad (3)$$

4. 증발기 입구상태

$$\begin{aligned} h_4 &= h_3 \\ P_4 &= P_1 \end{aligned} \quad (4)$$

5. 보일러 입구상태

$$h_6 = h_3 + \frac{h(P_b, s_3) - h_3}{\eta_p} \quad (5)$$

6. 터빈 입구상태

$$\begin{aligned} h_7 &= h(P_b, T_b) \\ s_7 &= s(P_b, T_b) \end{aligned} \quad (6)$$

7. 터빈 출구상태

$$\begin{aligned} h_8 &= h_7 + [h(P_b, s_7) - h_7]\eta_t \\ P_8 &= P_c \end{aligned} \quad (7)$$

Table 1에서는 사이클의 여러 변수들의 입력값을 표시하였다. 여기서 원심식 냉동기에서의 일반적으로 설계되는 과냉온도인 1°C보다 큰 5°C를 선택한 이유는 보일러 피드펌프에서의 캐비테이션을 방지하기 위해서이다.

증발기 및 응축기의 포화온도는 빌딩 및 산업용 표준인 냉수 및 냉각수 입출구 표준온도인 12~7°C와 32~37°C를 고려하였다. 응축기 및 증발기의 포화온도와 물의 출구온도와의 차이는 1°C로 선정하였다. 이 값은 90년대 이후 미국의 터보냉동기산업계에서 주로 사용되는 값이다.

증발기로의 질량유량을 단위질량유량으로 가정하면 터빈을 통과하는 질량유량 m_t 는 압축기에 투입되는 일량과 터빈에서 나온 일량이 같아야 한

Table 1 Input data for the analysis of the base cycle

Saturation temperature of evaporator	T_e	6°C
Adiabatic efficiency of compressor	η_c	0.73
Saturation temperature of condenser	T_c	38°C
Subcooling at condenser	T_{sub}	5°C
Adiabatic efficiency of boiler feedpump	η_p	0.7
Boiler pressure	P_b	4~8 MPa
Boiler exit temperature	T_b	220~300°C
Adiabatic efficiency of turbine	η_t	0.8

다는 조건으로부터 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$m_t = \frac{h_2 - h_1}{h_7 - h_8} \quad (8)$$

사이클 COP는 증발기에서 처리된 열량과 보일러에서 얻은 열량의 비로 통상 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{m_t(h_7 - h_6)} \quad (9)$$

하지만 이 COP에는 펌프에 들어가는 동력이 고려되지 않기 때문에, 펌프의 동력을 고려한 다음의 정의를 사용하도록 한다.

$$COP_2 = \frac{Q_{evap}}{Q_{boiler} + Q_{add}} \quad (10)$$

$$Q_{add} = \frac{P_{pump}}{P_{turbine}} Q_{boiler} \quad (11)$$

즉 펌프에 들어가는 동력을 터빈에서 나온 축동력으로 충당하기 위해 필요한 여분의 보일러 열량을 COP의 분모에 포함시켜 이를 COP₂로 정의하였다. 따라서 COP₂는 다른 개념의 냉동기(흡수식 냉동기 또는 가스엔진 열펌프)의 COP와 비교할 수 있도록 정의한 것이다.

냉매의 물성치는 REFPROP 6.01⁽⁷⁾을 사용하였고, 냉동사이클 해석에서는 아무런 문제가 없었으나, 동력사이클 해석시에(특히 임계압력 근처에서는) 물성치 서브루틴이 수렴이 잘되지 않는 문제가 초기에 발생하였다. 하지만 안정된 수렴을 위한 초기값을 잘 선정함으로써 이 문제를 해결할 수 있었고, 해석된 온도와 압력영역에서는 아무런 에러와 경고 없이 물성치가 계산될 수 있었다.

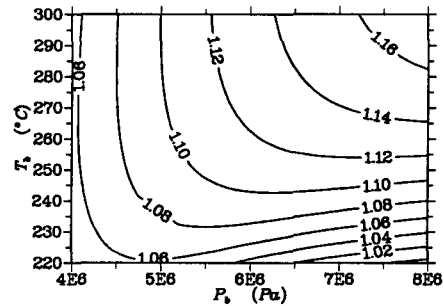
일반적으로 터빈은 고속모터처럼 우수한 전자기술에 의존하지 않더라도 고속으로 운전시킬 수 있고, 고속모터보다 가볍고 작게 제작할 수 있다.

Table 2 Critical points of considered refrigerants

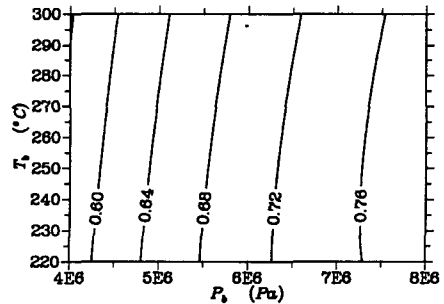
	R123	R134a	R245ca
Molecular weight	152.93	102.03	134.05
Critical temperature [°C]	183.68	101.06	174.42
Critical pressure [kPa]	3661.80	4059.28	3925.00

따라서 이 사이클에는 소형 터보냉동기의 설계시 문제가 되는 고속모터의 개발을 회피할 수 있는 장점이 있다.

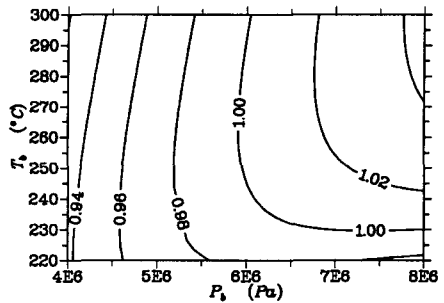
더불어 냉동사이클과 동력사이클에서 같은 작동유체를 사용하므로, 냉매누설에 대한 제약조건이 심각하지 않고, 모터보다 가벼운 터빈을 사용하므로 냉매가스를 윤활유체로 사용하는 가스베어링으로 회전부위를 지지할 수 있다는 장점이 있다. 이런 장점은 냉동기설계에 항상 문제를 일으키는 윤활유와 냉매의 친화성 문제를 고려할 필요를 없게 만들어 준다.



(a) R123



(b) R134a



(c) R234ca

Fig. 2 COP₂ contour for the base cycle using refrigerant (a) R123 (b) R134a (c) R234ca.

냉매의 요구조건에는 여러 가지가 있으나 여기서는 사이클의 해석이 목적이므로 효율적인 측면을 고려할 때 가장 중요한 것은 임계온도이다. 만약 작동유체의 임계온도가 낮을 경우, 등압조건하에서 엔탈피가 증가하는 과정에서 많은 부분을 온도가 낮은 구역에서 보내게 되어 결과적으로 낮은 평균온도를 가지게 되기 때문이다.⁽⁴⁾

본 논문에서는 터보냉동기용 냉매로 사용되고 있는 R123, R134a 냉매와 향후 저압용 터보냉동기용 냉매로 사용 가능성이 있는 R245ca 냉매의 임계온도와 임계압력을 Table 2에 표시하였다. R123의 임계온도가 가장 크고, 따라서 가장 높은 효율이 예상된다.

Fig. 2는 보일러의 압력과 출구온도를 바꾸어 가면서 식(1~11)의 계산을 수행하여 보일러 압력과 출구온도변화에 따르는 COP₂의 변화를 나타낸 것이다. 사이클 효율의 측면만으로 보았을 때, 냉매의 특성은 R123 냉매가 가장 좋고, R134a가 가장 나쁘다. 냉동사이클만을 고려할 때 R134a 냉매사이클의 COP는 5.61이고, R123 냉매사이클의 COP는 5.89로 냉동사이클에서는 별로 차이를 보이지 않는다. 따라서 R123 냉매사이클과 R134a 냉매사이클의 대부분의 COP₂ 차이는 터빈에서 발생하고 있고, 그 이유는 임계온도가 가장 낮아 고온부위의 평균 온도가 R123의 경우보다 작기 때문이다. R134a는 전체적인 COP₂가 다른 냉매보다 작다는 특성 외에도, COP₂의 온도에 대한 영향이 미비하고 거의 압력에 따라 변하는 특성을 보여주고 있다.

본 사이클은 압축기와 터빈의 효율이 나쁘지 않음에도 불구하고 카르노사이클에 비해 실망스러운 효율을 보여주고 있을 뿐만 아니라, 경쟁상대인 흡수식 냉동기나 가스엔진 열펌프의 냉동사이클 COP와 거의 비슷하거나 모자라는 수준이다. 그 외에도 Fig. 2(a)에서 보듯이, T_b , P_b 가 가장 높을 때의 COP₂값은 1.16으로 T_b , P_b 가 가장 낮을 때의 COP₂값인 1.06보다 불과 10% 정도밖에 높지 못하다. 즉, 온도상승에 따른 COP₂ 상승폭이 크지 않다. 그 원인을 조사하기 위해 터빈 출구온도를 Fig. 3에 표시하였다. 사용된 모든 냉매의 터빈 출구온도가 응축기에서의 포화온도(38℃)보다 훨씬 높아 가용에너지를 응축기로 그대로 방출하고 있음을 보여주고 있다. 특히 보일러 온도가 올라감에 따라 터빈 출구온도도 거의

똑같은 폭으로 상승하여, 보일러 온도상승이 COP₂ 상승으로 연결되지 않음을 보여주고 있다. 뿐만 아니라 COP₂가 나쁜 냉매일수록 터빈 출구온도도 올라가 효율의 저하가 터빈 출구온도의 상승에 직결되어 있음을 추론할 수 있다.

이 문제를 해결하기 위해서 터빈 출구의 고온 냉매와 보일러로 들어가는 저온의 냉매를 재생기(recuperator)로 열교환하여, 보일러에 공급되는 열량을 줄인다. 재생기는 보일러 이전에 설치하여야 온도차를 극대화할 수 있으며, 열교환방식도 비체적의 차이를 극복할 수 있도록 피드펌프

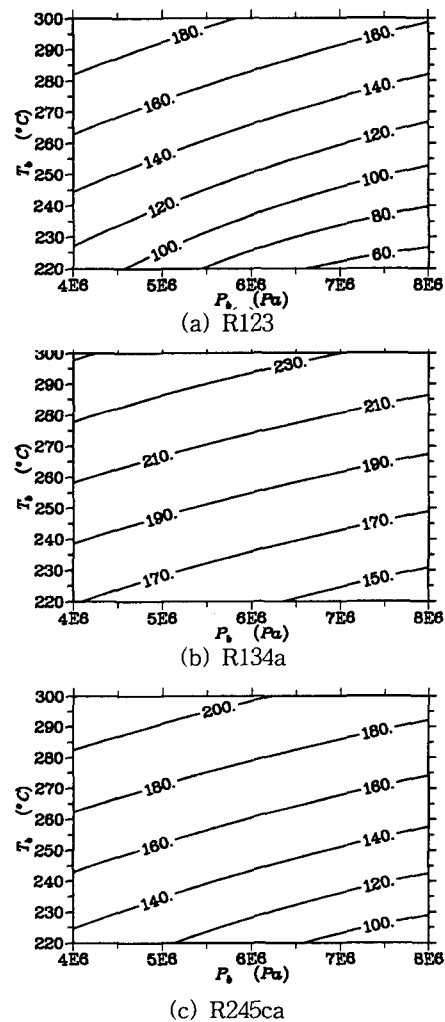


Fig. 3 Turbine exit temperatures of the base cycle for (a) R123 (b) R134a and (c) R245ca.

에서 나온 액냉매를 튜브 안쪽으로, 터빈 출구에서 나오는 기체냉매를 튜브 바깥쪽으로 보내되, 핀을 설치하여 유효면적을 증가시켜야 할 것이다.

그 외에 이미 적용되고 있는 랭킨사이클과 냉동사이클의 수정사항을 포함시킴으로써 효율을 극대화할 수 있다. 다음 장에서는 재생기만을 덧붙인 사이클과, 동력사이클에서는 재생기 및 재열기(reheater)를, 냉동사이클에서는 이코노마이저를 장착한 사이클을 해석하고 토의하고자 한다.

3. 수정된 사이클 해석

앞 장에서 고려된 문제와 이를 극복하기 위한 방안을 바탕으로 수정된 사이클을 Fig. 4에 나타내었다. 기본 사이클의 심각한 문제는 터빈 출구 온도이었으므로 이를 해결하기 위해 재생기를 설치한 사이클(수정 사이클 A)과, 재생기뿐만 아니라 재열기와 이코노마이저를 포함한 사이클(수정 사이클 B)과 구별하여 따로 고려하였다. 수정 사이클 A는 기본 사이클에 재생기만을 덧붙인 것으로 사이클 B보다는 훨씬 간단하다. 사이클 B는 임펠러 2개와 터빈 2개가 동축에 물려 같은 회전수로 운전된다. 즉, 냉동사이클과 동력사이클이 각각 2단으로 운전되고 있다.

수정 사이클 A는 재생기만을 제외하고는 기본 사이클과 동일하므로, 사이클 상태계산방법은 생략하기로 한다. 수정 사이클 B의 계산은 식(12~

28)과 같이 순차적으로 수행될 수 있다. 여기에서도 기본 사이클과 마찬가지로 배관에서의 압력손실을 무시하였다.

1. 1단 압축기 입구상태 결정

$$\begin{aligned} P_e &= P_{sat}(T_e) \\ s_1 &= s_{sat}(T_e) \\ h_1 &= h_{sat}(T_e) \end{aligned} \tag{12}$$

2. 1단 압축기 출구상태 결정

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 + \frac{h(P_{econ}, s_1) - h_1}{\eta_{c1}} \\ T_2 &= T(P_{econ}, h_2) \end{aligned} \tag{13}$$

3. 응축기 출구상태 결정

$$\begin{aligned} T_5 &= T_s(P_o) - T_{sub} \\ h_5 &= h(P_c, T_5) \end{aligned} \tag{14}$$

4. 1단 팽창밸브 출구상태

$$\begin{aligned} h_6 &= h_5 \\ T_6 &= T_{sat}(P_{econ}) \\ x_6 &= \frac{h_6 - h_{sg}(P_{econ})}{h_{sg}(P_{econ}) - h_{sl}(P_{econ})} \end{aligned} \tag{15}$$

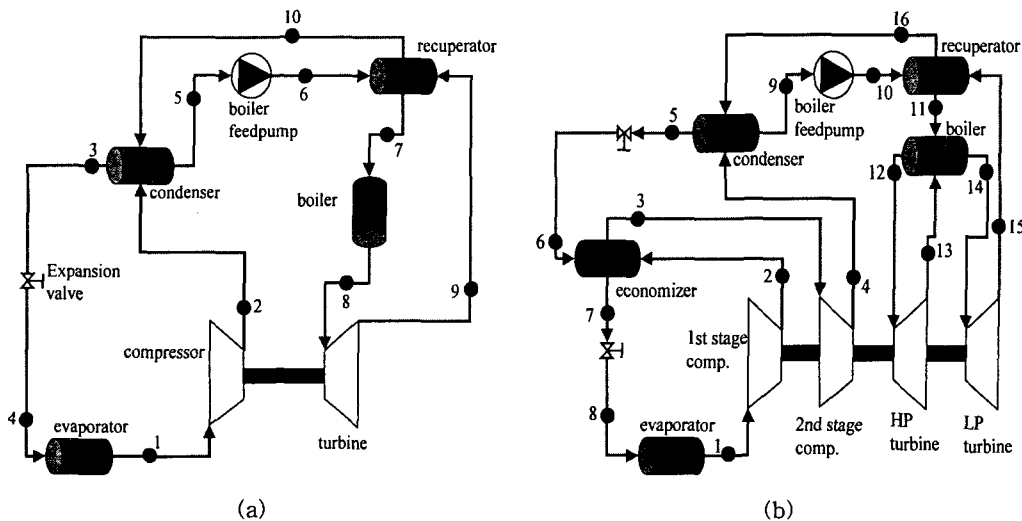


Fig. 4 Modified cycle diagrams: (a) Modified cycle A: recuperator is added (b) Modified cycle B: recuperator, reheater and economizer are added.

5. 2단 압축기 입구상태 결정

$$\begin{aligned} h_3 &= x_6 h_{2s} + (1 - x_6) h_2 \\ s_3 &= s(P_{econ}, h_3) \end{aligned} \quad (16)$$

6. 2단 압축기 출구상태 결정

$$\begin{aligned} h_4 &= \frac{h_3 + h(P_c, s_3) - h_3}{\eta_{c2}} \\ T_4 &= T(P_c, h_4) \end{aligned} \quad (17)$$

7. 2단 팽창밸브 입구상태

$$h_7 = h_{sl}(P_{econ}) \quad (18)$$

8. 증발기 입구상태

$$h_8 = h_7 \quad (19)$$

9. 보일러 피드펌프 출구

$$h_{10} = h_5 + \frac{h(P_b, s_5) - h_5}{\eta_p} \quad (20)$$

10. 1단 터빈 입구상태

$$\begin{aligned} h_{12} &= h(P_b, T_b) \\ s_{12} &= s(P_b, h_{12}) \end{aligned} \quad (21)$$

11. 1단 터빈 출구

$$\begin{aligned} h_{13} &= h_{12} + [h_{12} - h(P_{rh}, s_{12})] \eta_{t1} \\ P_{13} &= P_{rh} \end{aligned} \quad (22)$$

12. 2단 터빈 입구

$$h_{14} = h(P_{rh}, T_{rh}) \quad (23)$$

13. 2단 터빈 출구

$$\begin{aligned} h_{15} &= h_{14} + [h_{14} - h(P_c, s_{14})] \eta_{t2} \\ P_{15} &= P_c \end{aligned} \quad (24)$$

14. 재생기 출구

$$\begin{aligned} T_{16} &= T_{15} - (T_{15} - T_{10}) \eta_r \\ h_{16} &= h(P_c, T_{16}) \end{aligned} \quad (25)$$

15. 보일러 입구

$$h_{11} = h_{10} + h_{15} - h_{16} \quad (26)$$

기본 사이클에서와 마찬가지로 증발기에서 질량유량을 단위유량으로 잡고 이코노마이저와 2단 압축기 사이의 질량보존을 고려하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$m_3 = \frac{1}{1 - x_6} \quad (27)$$

축동력의 밸런스로부터 랭킨사이클에 필요한 질량유량을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} (h_2 - h_1) + m_3(h_4 - h_3) \\ = m_8(h_{11} - h_{12} + h_{13} - h_{14}) \end{aligned} \quad (28)$$

Table 3 Input data for the analysis of modified cycles

Saturation temperature of evaporator	T_e	6°C
Adiabatic efficiency of 1st stage compressor	η_{c1}	0.73
Saturation temperature at economizer	P_{econ}	25°C
Adiabatic efficiency of 2nd stage compressor	η_{c2}	0.77
Saturation temperature at condenser	T_c	38°C
Amount of subcooling at condenser	T_{sub}	5°C
Adiabatic efficiency of boiler feed pump	η_p	0.7
Effectiveness of recuperator	η_r	0.9
Boiler exit temperature	T_b	220~300°C
Boiler pressure	P_b	4~8 MPa
Reheater exit temperature	T_{rh}	$= T_b$
Adiabatic efficiency of high-pressure turbine	η_{t1}	0.8
Adiabatic efficiency of low-pressure turbine	η_{t2}	0.8

위의 사이클 해석을 수행하기 위해 보일러압력과 출구온도를 변화시키면서 계산하였고, 재열기 출구온도는 보일러 출구온도와 항상 동일하게 하였다. 상세한 입력조건은 Table 3에 표시하였다. 수정 사이클 B에서 1단 터빈 토출압력은 동력사이클의 효율에 중요한 요인 중의 하나이며, 전체적인 효율, 즉 COP₂에 영향을 끼친다. 본 연구에서는 최적값의 1단 터빈 토출압력을 사용하였고, 이 최적값을 찾기 위해, IMSL의 UVMIF 서브루틴⁽⁸⁾을 사용하였다. 1단 터빈만이 사용되는 수정 사이클 A에서는 터빈 출구압력이 응축기압력으로 결정되어 있으므로 최적조건을 구할 필요가 없다.

보일러 피드펌프에서 나온 냉매와 터빈 2단 출구냉매와의 열교환을 하는 재생기의 효율은 열교환기의 효율(effectiveness of heat exchanger)을 사용하여 다음과 같이 정의된다.⁽⁶⁾

$$\epsilon = \frac{(t_{hi} - t_{ho})}{(t_{hi} - t_{ci})} \quad (29)$$

여기서 t_{hi} , t_{ho} 는 터빈에서 나와서 재생기로 들어가는 냉매의 입출구온도이고 t_{ci} 는 보일러 피드펌프를 나와 재생기로 들어가는 냉매의 입구온도이다. 여기서 재생기의 열용량비(capacity heat ratio) $Z=1$ 이고, 열교환기의 효율은 대향류형 열교환기의 경우, 다음과 같이 표시될 수 있다.⁽⁶⁾

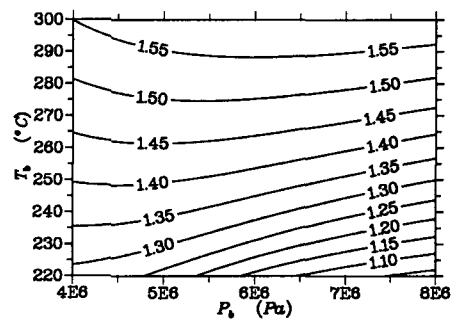
$$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (30)$$

이 경우, $\epsilon=0.9$ 를 만들기 위해서 $NTU=9$ 가 되어야 하고, 이는 재생기의 원가상승 요인이기도 한다.

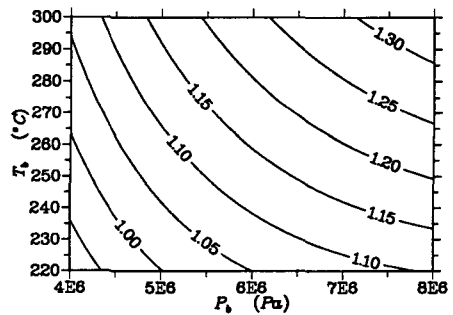
하지만 재생기를 장착한 사이클(수정 사이클 A)의 COP₂값의 향상은 인상적이다(Fig. 5). 냉매에 따라 차이는 있지만, R245ca의 경우 1.15에서 1.57로 최고 약 50% 정도의 효율향상이 있다. 이 효율향상은 온도가 높을수록 더 큰 경향이 있다. 이 추세는 냉매의 종류에 상관없이 나타나는 현상이다. 온도가 높아짐에 따라 효율향상이 좋아지는 이유는 터빈출구에서 높은 온도를 가진 냉매의 열이 응축기로 쓸데없이 버려지기 전에 회수하는 양이 많아지기 때문이다. 특기할 사항은

기본 사이클에서는 효율이 주로 압력의 영향을 받지만, 사이클 A에서는 주로 온도의 영향을 받는다. 이 현상은 R134a, R245ca, R123의 순서로 더 심각하게 나타나고, 사이클 효율도 이 순서대로 향상된다.

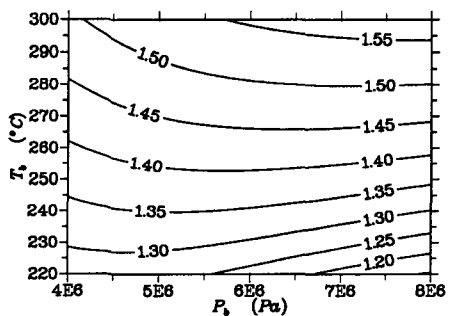
재생기의 이코노마이저 및 재열기를 장착한 수정 사이클 B의 효율을 Fig. 6에 표시하였다. 물론 재생기만을 장착한 것보다 효율은 당연히 상승하지만, 추가적인 효율상승으로 10~20%를 이



(a) R123



(b) R134a



(c) R245ca

Fig. 5 COP₂ contour for the modified cycle A using refrigerant (a) R123 (b) R134a (c) R245ca.

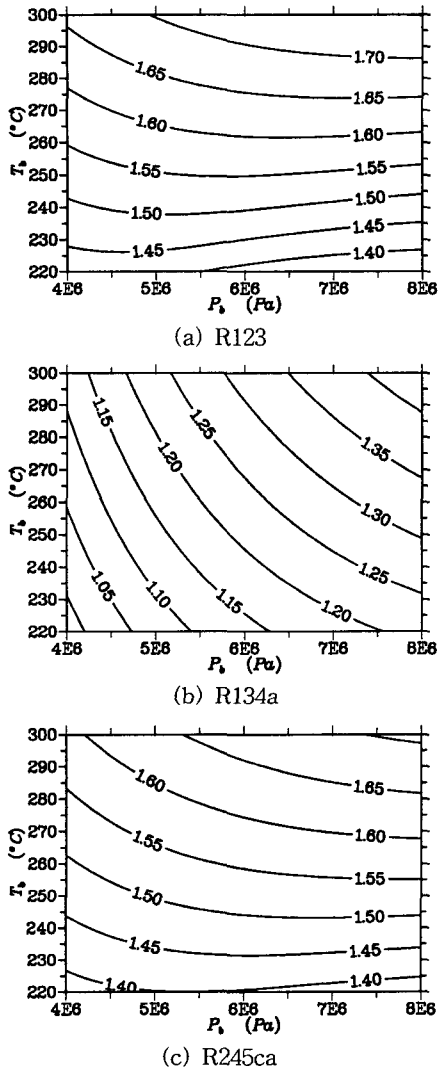


Fig. 6 COP₂ contour for the modified cycle B using refrigerant (a) R123 (b) R134a (c) R245ca.

를 수 있다. 예상한 대로, 임계온도가 가장 큰 R123의 COP₂가 가장 크고, 최고값은 1.7~1.75 정도이다(그림에는 나타나지 않았지만 냉매펌프의 동력을 고려하지 않는다면 1.85~1.9 정도임). 본 논문에서 압축기와 터빈의 단일효율을 실제 산업에서 사용되는 값인 0.82, 0.87보다 상당히 작은 값인 0.73, 0.8을 사용하였음을 고려한다면, 실제 제품에서도 실현될 수 있는 값이라 할 수 있다. 수정 사이클 B와 같이 모든 수단을 동원하더라도, R134a 경우의 효율은 다른 냉매보다 낮

고, R123은 ODP 지수에 따른 환경규제 때문에 문제가 있으므로, 본 연구에서는 R245ca가 가장 희망 있는 냉매라고 할 수 있다.

4. 가스엔진 열펌프 사이클과의 비교

가스엔진 열펌프는 현재 일본에서 가장 많이 사용되고 있으며, 멀티시스템용으로 한 개의 실내기가 최대 20대까지의 실내기를 가질 수 있다. 사이클의 효율은 냉방시에 최대 1.1 수준이고, 실외기 한대의 최대 냉방용량은 16RT 수준이다.^(9,10)

지금까지 토의된 사이클은 가스를 사용하는 열펌프로도 고려될 수 있고, 이를 흡수식 냉동기나 가스엔진 열펌프와 비교하여 가지는 장점을 고려해보면 다음과 같다.

- (1) 사이클 효율이 최고 1.70으로 다른 두 사이클보다 높다.
- (2) 비체적이 작은 냉매를 사용하여 작동부의 부피를 줄일 수 있다.
- (3) 흡수식에서 나타나는 부식으로 인한 내구성 문제도 없다.
- (4) 터보차저 방식으로 기계적 구조가 간단하다.
- (5) 기동 후 정상운전에 도달하는 데 걸리는 시간이 크지 않다.

5. 결 론

기존의 가스사용 열펌프의 작동유체(GHP의 공기 또는 흡수식의 수증기)와 비교하여 비체적이 작은 냉매를 단일 작동유체로 하는 새로운 사이클을 구상하였다. 펌프에 들어가는 동력을 고려한 사이클의 효율은 기존의 가스엔진 열펌프 또는 가스직화식 흡수식 냉동기보다 훨씬 높은 1.7 수준이고, 기타 사용편이성, 크기, 내구성 등을 고려할 때, 향후 개발의 필요성이 매우 높다고 할 수 있다. 본 연구의 연구결과는 다음과 같이 요약된다.

- (1) 임계온도가 높은 R123 냉매가 고려된 모든 사이클에 대해 효율이 가장 높다.
- (2) 기본 사이클에서 사이클 효율이 나쁜 이유는 터빈출구온도가 높기 때문이고, 이를 재생기를 사용하여 에너지를 회수하여, R245ca의 경우 약 50%의 효율향상을 기대할 수 있다.
- (3) 재생기를 장착하지 않은 기본 사이클의 경

우, 사이클 효율은 주로 보일러압력에 의존하나, 재생기를 장착하여 열회수를 할 경우, 사이클 효율은 보일러 출구온도에 주로 의존한다.

참고문헌

1. W. Y. Lee, S. H. Won & H. S. Chung, 1990, Thermodynamic Optimization of a Organic Rankine Power Cycle, Solar Energy, Vol. 10, No. 3, pp. 35-45.
2. S. H. Shin, D. S. Jung, C. B. Kim & T. B. Seo, 1999, A Study of Ocean Thermal Energy Conversion Systems Using Kalina cycle and Regenerative Rankine cycle, Solar Energy, Vol. 19, No. 3, pp. 101-113.
3. Sonntag and Van Wylen, 1991, Introduction to Thermodynamics, Classical and Statistical, Wiley, p. 258.
4. Bejan, A., 1988, Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley-Interscience.
5. Burmeister, L. C., 1998, Elements of Thermal-Fluid System Design, Prentice Hall, p. 220.
6. ASHRAE Handbook, 1993, Fundamentals.
7. NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures-REFPROP Version 6.01.
8. IMSL Math Library-Fortran Subroutines for Mathematical Applications-Visual Numerics.
9. J. S. Woo & S. K. Lee, 1992, A Study on the development of Gas Engine Driven Heat Pump, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 4, pp. 290-305.
10. O. B. Kwon, 2000, The Sale Trends and Technology & Development Status of Gas Engine Heat Pump(GHP) in Japan, Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference, pp. 1074-1085.