대체혼합냉매를 사용하는 Lorentz-Meutzner의 이중 증발기 냉동 시스템의 성능에 관한 연구

A Study of Lorentz-Meutzner's Two Evaporator Refrigeration System Using Alternative Refrigerant Mixtures

박 영 무*
Y. M. Park

Key Words : CFC Alternatives(대체 CFC), Refrigerant Mixtures(혼합냉매), L-M Cycle, Refrigeration Performance(냉동성능)

ABSTRACT

A preliminary thermodynamic design model of two-evaporator refrigerator/freezer system is constructed. This system is based on Lorentz-Meutzner cycle using refrigerant mixtures. This model screens alternative refrigerant (R32, R125, R143a, R22, R134a, R152a, R124, R142b, R123) mixtures to select the best performance-giving refrigerant mixtures and its composition for the system. Also, it estimates the effects of cooling temperatures of intercoolers, evaporator's area ratio, cooling load ratio on the performance of the system.

The COP of the system ranges from 1.4 to 1.6, which is superior to that of the single evaporator system charged with R12 by 13% to 29%. Among 15 mixtures, R22/R123, R143a/R123, R32/R142b, and R32/R124 (in the order of high COP) are most recommendable.

For the case of R22/R123, R22 mass fraction more than 0.5(Load Ratio=1.0) or 0.7(Load Ratio=0.33) is recomended in order to replace R12 without reduction in volumetric capacity when keeping the compressor as the same one. COP has the highest value with X(R22)=0.7 and 0.8, respectively. For the case of R143a/R123, in the similar manner, mass fraction of R143a is more than 0.5 or 0.6 while best performance occurs at X(R143a)=0.8.

Higher temperature intercooler is more important for the performance of the system than lower temperature intercooler. The area ratio of evaporators is roughly proportional to load ratio of the evaporators.

* 정회원, 아주대학교 기계공학과

기 호 설 명

C_L : 압축기 누설 계수
F_{DIS} : 흡입가스 가열 계수
h : 엔탈피 (kJ/kg)
LMTD : 대수평균 온도차
LR : 부하비
n : 폴리트로픽 지수
P : 압력
Q_{CAN} : 압축기 열손실 (kJ)
U : 총합열전달계수 (W/m^2K)
W_C : 압축기 동력 (kJ)
W_{REF} : 냉매일
η_{MO} : 압축기 모터 효율
η_{ME} : 압축기 기계 효율
η_P : 압축기 폴리트로픽 효율

첨 자 설 명

C : 압축기
COND : 응축기
DIS : 압축기 배기관
EVP : 증발기
ICL : 저온 중간냉각기
ICH : 고온 중간냉각기
LTE : 저온 증발기
HTE : 고온 증발기
NORM : 정상화(Normalization)
REF : 냉매
s : 등엔트로피 과정
SUC : 압축기 흡기관
SUP : 과열증기 영역(Superheated region)
TP : 이상영역(Two Phase Region)

1. 서 론

기존의 CFC계열 냉매, R-11, R-12, R-113, R-114, 등이 오존층의 파괴와 지구 온난화의 주요 원인중의 하나로 밝혀짐에 따라 이들을 대체하기 위한 연구가 국내외에서 활발히 수행되고 있다[1, 2]. 이러한 연구는 두가지 방향에서 모색되고 있으며 한가지는 오존파괴 효과가 없거나 매우 작은 신물질을 개발하는 것이며 다른 한가지는 기존, 혹은 새로 개발된 물질을 적절히 혼합하여 오존 파괴 효과와 지구 온난화 효과가 작은 혼합냉매를 개발하는 것이다. 전자의 노력으로 신냉매 R134a가 개발되어 실용단계에 와있으며[3] 후자의 노력은 대체냉매의 측면이전에 에너지의 효율적인 이용이라는 측면에서 오래전부터 연구가 수행되어왔다.[4]

특히 R134a가 기존의 R12와 유사한 열역학적 성질을 보임으로써 냉장고 및 공기조화장치용 냉매로서 유력하나 R134a을 사용할때 R12에 비하여 성능 계수가 다소 떨어진다는 연구결과가 발표되고 있다[3]. 신냉매를 사용할때 시스템의 성능 저하는 미국의 경우 NAECA[5]가 요구하는, 에너지효율이 높은 제품의 설계 조항에 저촉되며 국내에서도 에너지 효율등급표시제도를 실시할 경우 부정적인 요인이된다. 따라서 새로운 냉매의 개발과 함께 대체혼합냉매의 연구개발은 에너지 및 환경이라는 두가지 측면에서 중요한 의미가 있다.

비공비 혼합냉매(NARMs)를 대체혼합냉매로 사용할때, 에너지 효율이 높은 시스템의 설계 측면에서, 두가지 잇점을 예상할 수 있다. 한가지는 일정압력에서 (관내 유동에 의한 압력 강하를 무시할때) 혼합 냉매가 응축 혹은 증발할때 연속적으로 온도가 변함으로써, 열원(2차 열교환 유체)의 양이 무한하지 않으므로, 현열변화를 하는 2차 열교환 유체의 온도 변화 곡선에 근접하는 냉매 온도 변화 곡선을 얻을수 있게 되어서 열교환 과정 동안 발생하는 비가역성을 줄일수 있으며 열역학적 효율를 증가 시킬 수 있다[4]. 다른 한가지는 혼합냉매의 구성비를 조절함으로써 냉동 용량을 조절하여 외부의 부하 변동에 쉽게 적응할 수 있는 장점이 있다[4]. 그러나 용량조절의 장점은 기술적으로는 가능하나 가정용 소형 시스템의 경우, 유지 관리의 측면에서 어려운점이 없지않다. 따라서 혼합냉매의 장점을 효과적으로 실현할 수 있는 새로운 시스템의 설계는 중요한 의미를 갖는다.

현재 사용하고 있는 대부분의 가정용 냉장고는 순수 냉매－단일 증발기 시스템을 채택하고 있다. 냉동실에 설치된 증발기는 약 －10℃ 내지

-15℃의 냉동실에서 작동하여 냉동효과를 내고 냉기를 덕트와 유량조절기를 통하여 냉동실 아래에 위치한 냉장실에 공급하여 냉장실의 온도를 약 5℃로 유지한다. 반면에 Lorentz-Meutzner 사이클(L-M 사이클)에 기초한 혼합냉매-이중증발기 시스템은, 일정압력하에서 혼합냉매의 증발온도가 변하는 현상을 이용하여 냉동실과 냉장실의 온도에 적절한 두개의 증발기를 별도로 설치 운전하는 시스템이다. 이러한 시스템은 NARMs의 장점을 효과적으로 실현하는 한가지 방법으로서 1975년 A. Lorenz와 K. Meutzer[7]가 제안하고 실험하였으며 1981년 H. Kruse[8]에 의해 가능성이 입증되었다.

열역학적 관점에서 두 시스템을 비교하면 혼합냉매-이중증발기 시스템이 순수냉매-단일증발기시스템보다 우수하다는 점은 명확하다. 이상적인 냉동시스템의 성능 계수는, $COP = T_L/(T_H - T_L)$, 상하 열원의 온도와 관련되며 온도차이가 클수록 그리고 저온 열원의 온도가 낮을수록, COP는 저하된다. 따라서 앞에서 언급한 온도를 기준으로 계산할때, 냉동실과 냉장실의 열부하가 1 : 1인 냉장고의 경우, 단일 증발기시스템의 COP보다 이중증발기 시스템의 COP가 약 40% 우수함을 간단한 계산을 통하여 알수 있다. 냉동실과 냉장실의 냉동부하 비율에 따라 정도의 차이는 예상되나 열역학적 설계의 측면에서 혼합냉매-이중증발기 시스템이 순수냉매-단일증발기 시스템보다 우수하다고 하겠다.

증발기와 응축기의 열전달과정을 고려하지 않은 이론사이클의 열역학적 해석으로만 보면 이중-증발기 시스템의 우수성이 쉽게 입증되나 서로 다른 시스템의 성능을 비교하려면 열교환 과정에 관한 합리적인 비교방법이 모색되어야 한다[9]. 혼합냉매-이중증발기 시스템의 모체인 L-M사이클의 성능계산모형으로서 여러가지가 있다. ORNL[6], NIST[10], Maryland대학교[11], Illinois(Urbana-Champain)주립대학[12]등이 대표적인 연구기관이다. 각모형의 차이는 압축기, 열교환기 모형과 열역학적 성질 계산 모형에 차이가 있다.

1985년 McLinden과 Radermacher[9]는 증기-압축 사이클에서 순수냉매와 혼합냉매의 성능비교를 할때 외부 열전달매체의 온도변화와 냉매의 온도변화를 고려하여야 한다는 점과 냉동용량당 총 전열면적이 같은 조건하에서 비교하는 것이 바람직하다고 주장한 바 있으며 두 시스템의 총 LMTD가 같도록 모형을 구성함으로써 이러한 비교조건을 만족시킬 수 있다고 하였다. 이에 기초하여 NIST에서 혼합냉매를 이용하는 이중-증발기 시스템의 성능 연구용 모형 CYCLE7을 개발하였으며 Maryland대학교에서도 같은 연구목적으로 CYCLE7에 기초하여 TERCLE[11]를 개발하였으며 ORNL에서는 LMTD 계산방법을 개선하여 CYCLEZ[6]를 개발하였다.

본논문에서는 L-M 사이클에 기초한 혼합냉매-이중증발기 시스템의 열역학적 성능분석을 위한 전산 설계 모형으로, ORNL에서 개발한 CYCLEZ에 기초하여, 압축기와 응축기 및 증발기의 모형을 개선하여 CYCLEM을 개발하였다. 본모형에서도 McLinden과 Radermacher[9]가 제안한 비교조건을 만족시키기 위하여 LMTD를 변수화함으로써 열전달 매체의 온도변화를 고려하였으며 단위 냉동 용량당 응축기의 크기를 시스템의 변수로 사용하기 위하여 응축기의 LMTD를 증발기와 응축기의 전열량비로 정상화함으로써 냉동 용량당 열교환 면적을 일정하게 유지하였다[6].

혼합냉매의 열역학적 물성은, CSD상태식을 이용한 계산과 LKP 상태식을 이용한 계산을 비교한 결과 각각의 장단점이 있으나 기존의 혼합냉매의 열물성 계산의 정확도에서 CSD상태식이 우수하므로[14], NIST에서 최근에 발표한 DATABASE 23 : NIST REFPROP[15]를 사용하여 계산하였다. 본모형을 이용하여 여러가지 대체 혼합냉매의 냉동성능을 계산 비교함으로써 혼합냉매-이중증발기 시스템의 최적 혼합물을 선택할 수 있으며 혼합물 조성, 중간냉각기의 냉각온도, 증발기 면적비, 냉동실과 냉장실의 부하비등 설계 변수가 사이클에 미치는 영향을 분석함으로써 열역학적 예비설계를 할 수 있다.

2. 이중증발기 시스템의 열역학적 모형

Fig. 1은 혼합냉매를 이용하는 이중증발기 시

스템을 개략적으로 나타낸다. 이중증발기 시스템은 압축기, 응축기, 팽창장치, 저온증발기(냉동실), 고온증발기(냉장실) 그리고 두개의 중간냉각기로 구성된다. 냉매의 유동을 따라가면서 시스템의 작동상황을 살펴보면 다음과 같다. 상태 1의 혼합냉매가스가 압축기에 유입되어 실린더 입구까지 가는 동안 모터와 배기가스로부터 열을 받아 가열된다. 과열증기 상태의 냉매가스(상태 2)는 실린더에서 압축되어 고온고압의 가스(상태 3)로 실린더 출구에서 배출되며, 배기관에서 주위에 있는 저온의 흡입가스로 열을 빼앗겨 다소 냉각되어 압축기 출구에서 배출되어 응축기에 들어간다. 응축기는 실제 냉장고를 모사하는 공기 대 냉매 열교환기이다. 공기는 Ta6로 유입되어 Ta4로 유출된다.

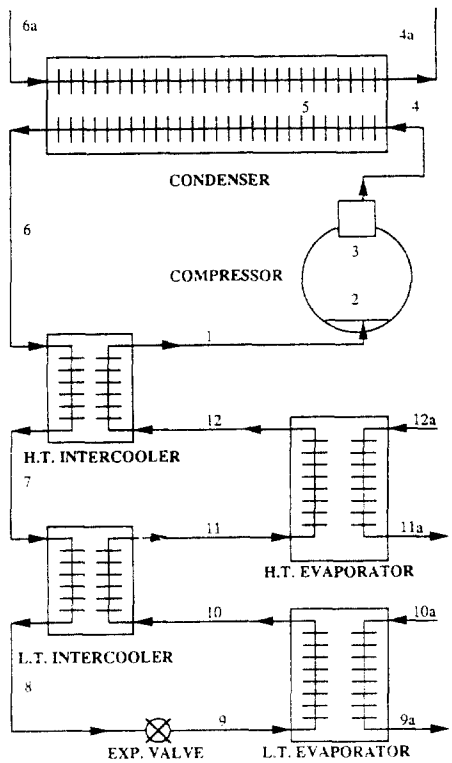

Fig. 1 Schematic Diagram of the Two-evaporator, Refrigerator/Freezer, System Using Refrigerant Mixture

포화액 혹은 압축액 상태(상태 6)로 응축기를 나온 냉매는 고온 중간 냉각기로 들어가 고온증발기에서 나온 저온 가스에 의하여 냉각된다. 이 과정은 단일 증발기 시스템과 같다. 고온 중간냉각기를 나온 액체냉매는(상태 7) 저온 중간냉각기에 들어가 저온 증발기에서 나온 냉매와 열교환을 하여 추가로 냉각된다. 저온 중간냉각기를 나온 액체 냉매는 팽창장치를 통과하여 기-액 혼합 상태로 저온 증발기로 들어간다. 저온 저압하에서 냉매의 액체성분이 저온증발기(냉동실)에서 증발하면서 1차로 냉기를 생산하고 상태 10으로 배출된다. 저온 냉매는 냉동실과 냉장실의 온도차를 조절 하기 위하여 설치한 저온 중간 냉각기에서 열을 받아 냉장실 입구 온도까지 온도가 올라간다. 기-액 혼합상태의 냉매는(상태 11) 고온 증발기(냉장실)로 들어가 잔여 액체 성분이 증발하면서 2차로 냉기를 생산한다. 고온 증발기에서 나온 냉매는(상태 12) 고온 중간 냉각기에서 과열된후 압축기 입구(상태 1)에 이르러 사이클이 완성된다. 위의 사이클을 T-s선도와 P-h선도에 표시하면 Fig. 2 및 Fig. 3과 같다.

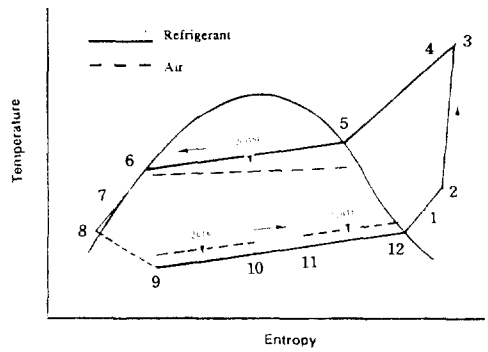

Fig. 2 Temperature-Entropy Diagram of Two-Evaporator System Charged with Refrigerant Mixtures ; 1-4 : Compressor ; 4-6 : Condenser ; 6-7 : Higher Temperature Intercooler ; 7-8 : Lower Temperature Intercooler(10-11) ; 8-9 : Expansion Valve ; 9-10 : Lower Temperature Evaporator ; 11-12 : Higher Temperature Evaporator

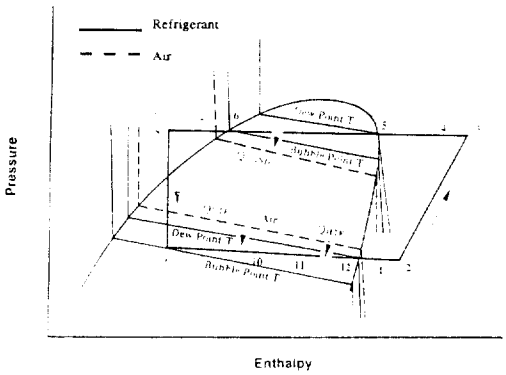

Fig. 3 Pressure-Enthalpy Diagram of Two-Evaporator System Charged with Refrigerant Mixtures

2.1 모형에서 사용한 가정

팽창장치 입구에서 과냉도와 압축기 입구에서 과열도는 시스템의 성능에 영향을 주는 중요한 변수이므로 그 영향을 살펴보기 위하여, 응축기 출구와 증발기 출구의 상태는 각각 포화액과 포화증기로 가정하고, 두개의 중간 냉각기의 냉각 온도를 변수화하여 냉매의 과냉도를 조절할 수 있도록 하였다. 전반적인 시스템의 운전을 모사하려면 응축기 출구와 증발기 출구에서 냉매의 상태가 포화 상태 조건을 벗어나는 탈최적 설계조건에서 운전되는 시스템을 모사할 필요가 있으나 최적 설계를 목적으로하는 초기 설계 모형에서는 포화상태를 가정하는 것이 오히려 타당하다고 생각된다[6].

2.2 압축기 모형

냉매의 종류에 따라 운전 압축비가 달라지므로, 여러가지 냉매에 대한 비교연구를 수행하려면, 압축비에 따라 효율 변화가 큰 등엔트로피 효율을 일정하게 유지하는 모형보다는 다양한 운전조건의 압축과정을 잘 나타낼 수 있는 폴리트로픽 효율 모형을 이용하는 것이 바람직하다[16]. 실제에 가까운 압축기 모형을 구성하기 위하여 흡입관과 배기관에서 냉매의 열취득과 열손실 그리고 압축기 열손실을 고려하였다. 단, 흡·배기관에서 압력손실은 무시한다[17].

$$\Delta h_{SUC.\ LINE} = (1-\eta_{MO}\ \eta_{ME})\ W_C + F_{DIS.}\ W_C \quad \cdots\cdots (1)$$

$$Q_{CAN} = 0.9(1.0-\eta_{MO}\ \eta_{ME})\ W_C \quad \cdots\cdots (2)$$

밀폐형 압축기의 외부 열손실의 대부분은 흡입관에서 발생하므로 식(1), (2)를 이용하여 실린더입구의 상태는 다음식으로 계산한다.

$$h_2 = h_1 + (1.0-\eta_{MO}\ \eta_{ME})\ W_C + F_{DIS}\ W_C - 0.9(1.0-\eta_{MO}\ \eta_{ME})\ W_C \quad \cdots\cdots (3)$$

실린더 출구에서의 냉매의 상태와 열역학적 성질은 폴리트로픽 효율과 실린더 입출구의 압력으로 부터 다음식을 이용하여 계산한다[10].

$$h_3 = h_2 + \frac{W_{REF}}{\eta_P} \quad \cdots\cdots (4)$$

$$W_{REF} = \frac{n}{n-1} P_2 V_2 \left| \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{n-1/n} - 1 \right| \quad \cdots\cdots (5)$$

$$n-1/n = \frac{(\gamma-1)/\eta_P}{\gamma} \quad \cdots\cdots (6)$$

n은 폴리트로픽 지수, γ는 비열비이다. 식(6)의 γ는 이상기체의 등엔트로피 압축과정으로 부터 유도하며 체적 효율과 누설계수는 다음과 같다.

$$(h_3-h_2)_s = \frac{\gamma}{\gamma-1} (P_3v_3-P_2v_2)_s \quad \cdots\cdots (7)$$

$$\eta_v = C_L \left(1-C \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{1/n} - 1 \right] \right) \quad \cdots\cdots (8)$$

$$C_L = 0.984 - 3.686\times10^{-2}(P_{DIS}/P_{SUC}) \quad \cdots\cdots (9)$$

압축기 소요동력 W_C, 실린더출구에서 압축기 출구까지 냉매 배출관에서 열손실, 및 압축기 출구 상태는 다음으로 계산한다.

$$W_C = W_{REF}/\eta_{MO}\ \eta_{ME} \quad \cdots\cdots (10)$$

$$\Delta h_{DIS.\ LINE} = F_{DIS}\ W_C \quad \cdots\cdots (11)$$

$$h_4 = h_3 - F_{DIS}\ W_C \quad \cdots\cdots (12)$$

2.2 응축기 및 증발기 모형

증발기와 응축기의 총합열저항(1/U)은 일정하다고 가정한다. 응축기와 증발기의 냉매와 공기 사이의 열저항은 냉매와 관사이에서 열전달에 의한 저항($1/h_{REF}$), 관의 열전도에 의한 저항

($1/k_{TUBE}$), 그리고 관과 공기사이에서 열전달에 의한 저항($1/h_{AIR}$)의 합으로 표시되지만 각각의 크기를 비교하면 관의 열전도에 의한 저항은 일정하며 혼합냉매의 응축 열전달 계수(1,000~2,500W/m^{2}K)[12]가 공기의 자연대류에 의한 열전달 계수(5~15W/m^{2}K)[13]에 비하여 충분히 크므로 냉매의 열저항은 무시할 만큼 작다. 따라서 총합열저항은 공기의 열전달 저항에 의하여 결정되며 일정하다고 할 수 있다. 응축기의 총 LMTD는 과열영역과 이상영역 및 과냉영역 각각의 LMTD의 합으로 표시하며 총전열량은 각 영역의 전열량의 합이다.

$$Q_{COND} = UA_{COND}\ LMTD_{COND} \quad \cdots\cdots (13)$$

$$Q_{COND} = Q_{TP} + Q_{SUP} \quad \cdots\cdots (14)$$

$$LMTD_{COND} = \frac{(UA)_{TP}\ LMTD_{TP}}{(UA)_{COND}} + \frac{(UA)_{SUP}\ LMTD_{SUP}}{(UA)_{COND}} \quad \cdots\cdots (15)$$

열교환기의 각 영역에서의 총합열저항이 일정하다는 가정에 따라

$$A_{COND} = A_{TP} + A_{SUP} \quad \cdots\cdots (16)$$

$$(UA)_{COND} = (UA)_{TP} + (UA)_{SUP} \quad \cdots\cdots (17)$$

이며 식(17)의 UA를 각각 Q/LMTD로 대치하면 응축기의 LMTD는 다음과 같다.

$$LMTD_{COND} = \left| \frac{1-f_{SUP}}{LMTD_{TP}} + \frac{f_{SUP}}{LMTD_{SUP}} \right|^{-1} \cdots (18)$$

f_{SUP}는 전체 응축기 전열량에 대한 과열영역의 전열량의 비율(Q_{SUP}/Q_{COND})이다. 식(15)를 면적비로 표시하면 다음과 같다.

$$LMTD_{COND} = (1-f_{A.\ SUP})\ LMTD_{TP} + f_{A.\ SUP}\ LMTD_{SUP} \quad \cdots\cdots (19)$$

$$f_{A.\ SUP} = A_{SUP}/A_{COND}$$

응축기의 총 LMTD계산에서 다음 식처럼 총 전열량에 대한 각상별 전열량의 비를 상별 LMTD의 가중치로 할 수 있다[11].

$$LMTD_{COND} = (1-f_{SUP})\ LMTD_{TP} + f_{SUP}\ LMTD_{SUP} \quad \cdots\cdots (20)$$

그러나 전열면적비 $f_{A.\ SUP}$가 전열량비 f_{SUP}에 비하여 작으므로 면적비를 사용할때 총 LMTD에서 과열영역의 LMTD가 차지하는 비율이 줄어들어 실제에 가깝게 된다. 전열량비 보다 전열면적비를 가중치로 사용할 때 식(19)가 식(20)보다 식(15)에 더 근사하므로 본모형에서는 전열면적비를 가중치로 사용한다.

단위 냉동 용량당 응축기의 크기를 시스템의 설계변수로 사용하기 위하여 응축기의 총 LMTD, 식(15)를 다음과 같이 수정 정의한다.

$$LMTD_{COND,\ NORM} = LMTD_{COND}\ Q_{EVP}/Q_{COND} \cdots (21)$$

과열영역의 면적비 $f_{A.\ SUP}$는 식 (19)로부터 다음과 같이 정의된다.

$$f_{A.\ SUP} = \frac{f_{SUP}}{LMTD_{SUP}} \left| \frac{f_{SUP}}{LMTD_{SUP}} + \frac{1-f_{SUP}}{LMTD_{TP}} \right|^{-1} \quad \cdots\cdots (22)$$

응축기의 이상영역, 과열영역, 및 과냉영역에서 압력강하량은 응축기의 전 압력강하량을 각 영역의 면적비로 배분한다. 증발기에서도, 총합열저항은 일정하다는 가정하에, 응축기 모형을 유도한 방법으로 총 LMTD를 계산한다.

$$Q_{EVP} = Q_{LTE} + Q_{HTE} \quad \cdots\cdots (23)$$

$$f_{LTE} = Q_{LTE}/Q_{EVP} \quad \cdots\cdots (24)$$

냉동실과 냉장실의 냉동 부하비 LR은 다음과 같이 정의한다.

$$LR = Q_{HTE}/Q_{LTE} \quad \cdots\cdots (25)$$

냉동실과 냉장실의 증발기 면적비는 식 (22)와 같은 방법으로 다음과 같이 정의 된다.

$$f_{A.\ LTE} = \frac{f_{LTE}}{LMTD_{LTE}} \left| \frac{f_{LTE}}{LMTD_{LTE}} + \frac{1-f_{LTE}}{LMTD_{TP}} \right|^{-1} \quad \cdots\cdots (26)$$

각실의 증발기에서 압력강하는 전 압력강하를 면적비로 배분한다.

2.3 총 열교환기 면적

증발기와 응축기 LMTD를 앞에서 언급한대로

정의함에 따라 단위 냉동 용량당 총전열면적이 일정하다.

$$UA_{TOT} = UA_{EVP} + UA_{COND} \quad \cdots\cdots (27)$$

$$UA_{TOT}/Q_{EVP} = 1/LMTD_{EVP} + 1/LMTD_{COND,\ NORM} \quad \cdots\cdots (28)$$

3. 계산 방법

열교환기 입출구의 상태와 운전조건을 입력하고 계산이 진행됨에 따라 각점에서의 상태를 현재의 값으로 대치하여 요구조건이 만족될 때까지 반복계산한다. 즉 계산한 증발기 LMTD와 입력한 증발기 LMTD를 비교하여 두값이 수렴반경내에 들면 증발기에서 계산을 완료하고 현재의 압축일 및 압축기의 열손실 그리고 출구상태를 계산하여 흡입가스의 취득 열량이 수렴할 때까지 반복 계산한다. 압축기 계산이 완료되면 응축기의 과열 영역, 이상영역 및 전영역의 LMTD를 계산하고 앞서 계산한 Q_{EVP}/Q_{COND} 비를 이용하여 응축기의 LMTD를 정상화하여 $LMTD_{COND,\ NORM}$의 값이 입력한 LMTD에 수렴반경내로 수렴할 때까지 앞의 전과정을 반복한다. (Fig. 4)

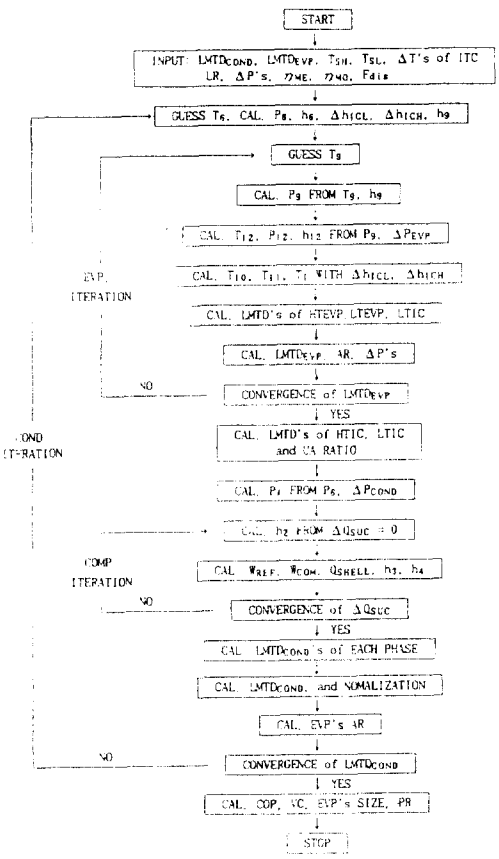

Fig. 4 Flow Chart for the Two-Evaporator Refrigerator/Freezer System Simulation

4. 계산 결과 및 검토

4.1 운전조건

서로 다른 냉매 혹은 혼합냉매를 사용하는 시스템의 성능을 비교하려면 일정한 비교 기준이 필요하다. 본 연구에서는 McLinden[9]의 비교조건을 이용하기 위하여 시스템의 전열면적(증발기면적+응축기 면적), 응축기와 증발기의 LMTD, 그리고 열교환 유체의 온도 조건이 같을때 R12, R134a를 사용하는 단일 증발기 시스템과 여러가지 대체 혼합 냉매를 사용하는 시스템의 성능을 비교한다. 시스템의 운전조건은 Table 1과 같으며 이중증발기를 사용하는 시스템의 경우 냉동실과 냉장실의 부하비는 1.00 (Case1, ASHRAE 기준), 0.33 (Case2, Stoecker and McCathy[12]) 두가지로 계산하였다.

4.2 대체냉매 혼합물 선택

비교를 위하여 R12와 대체 냉매 R134a를 사용하는 단일 증발기 시스템과 이중증발기 시스템의 성능을 계산하였다. R12의 대체 냉매로 유력한 R134a를 단일 증발기 시스템에 적용하면 약 1%가량 성능계수의 감소가 예상된다. 증발기 온도에 따라 차이가 있으나 이러한 결과는 기존의 연구결과와 잘 일치한다. R134a를 이중증발기 시스템에 적용하면 성능계수는 약 9%, 체적용량은 약 12% 증가한다.

따라서 R12의 대체 냉매로 R134a를 택한다면 이중증발기 시스템을 채택함으로써 기존시스템을 사용할 때 생기는 성능의 저하를 보상할 수 있다. 혼합냉매-이중증발기 시스템을 채택하면

전반적으로 10% 이상의 성능증가를 예상할 수 있다.

대체 냉매로 연구되고 있는 R32, R125, R143a, R22, R134a, R152a, R124, R142b, R123(NBP가 낮은것부터 높은 순서)의 15가지 혼합물을 이중증발기 시스템에 적용하여 성능계수, 체적용량, 압축기의 압축비 등을 계산하였다. 이중증발기를 사용함으로써 상하 열원의 온도차를 줄이는 효과를 얻을수 있으므로 열역학적인 성능계수의 증가를 쉽게 예측할 수 있다. 이중증발기를 사용하여 순수 냉매를 사용할때에도 성능 계수의 증가를 볼 수 있으나 혼합 냉매를 사용하면 더 큰 상승효과를 볼 수 있다.

혼합냉매를 사용하는 이중증발기 시스템(LR=1.0)의 성능계수는, 체적 용량이 R12보다 작은 경우(R134a/R123과 R152a/R123)를 제외하면 1.353에서 1.558 사이에 있으며, (Table 3), R12를 사용하는 단일-증발기 시스템의 성능계수와 비교하면 13% 내지 29% 정도 우수하다. 15가지 혼합물 중 성능이 우수한 순서로 4가지를 나열

Table 1. Input Parameters and Operating Condition for Performance Simulation

Parameters	Description	Operating Condition
Ta6 and Ta4	응축기의 공기 입출구 온도	32, 40 (℃)
LMTD's	응축기와 증발기 총 LMTD	10, 10 (℃)
ΔP	응축기 및 증발기의 압력강하	0, 0 (kPa)
LR	저온증발기에 대한 고온증발기의 열부하비	1.0, 0.33
Ta10, Ta9	저온 증발기를 통과하는 공기의 입출구 온도	−15, −20 (℃)
Ta12, Ta11	고온 증발기를 통과하는 공기의 입출구 온도	3, −2 (℃)
ΔT_{ICL}, ΔT_{ICH}	중간 냉각기의 냉각 온도	10, 10 (℃)
η_{ME}, η_{MO}	압축기 기계효율 및 모터 효율	0.8, 0.92
η_P	압축기의 폴리트로픽 효율	0.75

Table 2. Fixed properties, ODPs, and GWPs of Selected Refrigerants(18, 19)

Fiuid	Mol. mass, g/mol	Triple point, K	NBP T K	NBP liq. den kg/m³	Critical Point K	Critical Point kPa	ODP	GWP(1)	Chem. Formula
R11	137.38		296.97		471.2	4406.	1.0	1.0*	CCL_3F
R12	120.91		243.4		385.0	4140.	1.0	0.9-1.0	CCl_2F_2
R23	70.013	118.	191.1	1457.	298.98	4820.	0.		CHF_3
R32	52.024	137.	221.4	1215.	351.56	5830.	0.		CH_2F_2
R125	120.020	170.	224.6	1515.	339.4	3631.	0.	0.51-0.65	CF_3CHF_2
R143a	84.040	162.	225.8	1176.	346.25	3811.	0.	0.72-0.76	CF_3CF_2
R22	86.4680	113.	232.3	1410.	369.30	4988.	0.04-0.06	0.32-0.37	$CHCLF_2$
R134a	102.030	172.	247.0	1375.	374.21	4056.	0.	0.24-0.29	CF_3CH_2F
R152a	66.050	156.	249.0	1011.	386.44	4520.	0.	0.026-0.033	CHF_2CH_3
R124	136.475	74.	261.1	1472.	395.65	3634.	0.016-0.024	0.092-0.10	$CHCLFCF_3$
R142b	100.495	142.	263.9	1193.	410.25	4246.	0.05-0.06	0.34-0.39	CH_3CCLF_2
R123	152.930	166.	301.0	1456.	456.94	3674.	0.013-0.02	0.017-0.020	$CHCL_2CF_3$

(1) Equivalent to 10^4 CO_2

Table 3. COP and Volumetric Capacity of Two Evaporator System Charged with Refrigerant Mixtures Load Ratio=1.0

Mixtures	COP_R	% Cop	VC	% VC	PR	Xmax	$\Delta NBP/NBP_L$	ODPavg
R12(One)	1.200	------	641	------	10.37	------		
R134a(One)	1.194	−0.5	588	−9.8	13.27	------		
R12(Two)	1.313	9.4	751	20.0	8.91	------		
R134a(Two)	1.307	8.9	701	11.6	11.19	------		
R143a/R123	1.558	29.8	924	44.1	8.53	0.7	68.1/−40.9	0.002−0.048
R22/R124	1.433	19.4	812	26.7	9.09	0.4	27.7/−40.9	0.05 −0.042
R22/R142b	1.470	22.5	731	14.0	9.44	0.4	31.0/−40.9	0.045−0.06
R22/R152a	1.353	12.8	880	37.3	9.52	0.5	16.2/−40.9	0.028−0.042
R125/R124	1.430	19.2	799	24.6	9.42	0.4	35.2/−48.6	0.009−0.014
R125/R142b	1.491	24.2	841	31.2	9.20	0.5	39.3/−48.6	0.03 −0.036
R125/R152a	1.379	14.9	910	50.0	9.36	0.4	24.4/−48.6	0.0 −0.0
R32/R142b	1.506	25.5	829	29.3	9.46	0.2	42.5/−51.8	0.025−0.03
R32/R152a	1.375	14.5	1399	118.	8.37	0.5	27.6/−51.8	0.0 −0.0
R32/R124	1.498	24.8	1232	92.2	8.09	0.3	39.7/−51.8	0.009−0.014
R134a/R123	1.598	33.2	485	−24.3	11.31	0.6	54.0/−26.2	0.005−0.008
R143a/R123	1.556	29.6	1197	86.7	7.45	0.8	75.2/−47.4	0.003−0.004
R143a/R124	1.429	19.0	860	34.2	8.69	0.4	35.3/−47.4	0.009−0.014
R143a/R142b	1.485	23.8	789	23.1	8.97	0.4	38.1/−47.4	0.03 −0.036
R152a/R123	1.590	32.5	476	−25.7	10.68	0.5	52.0/−24.2	0.006−0.01

X_{MAX} =Lower boiler mass fraction for best performance

ΔNBP=Higher boiler normal boiling point-lower boiler normal boiling point

NBP_L=Lower boiler normal boiling point

$\%COP=(COP-COP_{R12(ONE)})/COP_{R12(ONE)}\times 100$

$\%VC=(VC-VC_{R12(ONE)})/VC_{R12(ONE)}\times 100$

Table 4. COP and Volumetric Capacity of Two Evaporator System Charged with R22/R123, R32/R142b, R143a/R123, R32/R124 : Load ratio=0.33

Mixtures	COP_R	% Cop	VC	% VC	PR	Xmax	$\Delta NBP/NBP_L$	ODPavg
R12(One)	1.200	------	641	------	10.37	------		
R134a(One)	1.194	−0.5	588	−9.8	13.27	------		
R12(Two)	1.313	9.4	751	20.0	8.91	------		
R134a(Two)	1.307	8.9	701	11.6	11.19	------		
R143a/R123	1.424	18.7	1030	60.7	8.59	0.8	75.2/−47.4	0.003−0.004
R22/R123	1.404	17.0	922	43.8	9.24	0.8	68.1/−40.9	0.032−0.048
R32/R142b	1.396	16.3	544	−15.	11.68	0.1	42.5/−51.8	0.025−0.03
R32/R124	1.370	14.2	838	30.0	10.25	0.2	39.7/−51.8	0.009−0.014

하면 R22/R123, R143a/R123, R32/R142b, R32/R124이다. 이들의 ODP는 0.03－0.048이며 대체로 R22의 ODP보다 작다. Table 4는 냉동부하비가 0.33일때, 성능이 우수한 혼합냉매 4가지를 나열하였다. 냉동부하비가 1.0일때와 같으나 R22/R123과 R143a/R123의 순서가 바뀐다.

4.3 조성과 성능계수 : R22/R123과 R143a/R123

Fig. 5는 혼합냉매 R22/R123과 R143a/R123의 조성에 따른 성능계수의 변화, 냉매 유량당 압축기 동력 및, 단위 냉동 용량을 나타낸다. 냉동실에 대한 냉장실의 부하비가 1.0(ASHRAE 기준), 0.33(참고 문헌 12)일때 계산하였다.

R22/R123의 성능은 R22의 질량분율이 각각 0.7(부하비＝1.0), 0.8(부하비＝0.33)일때 최대이다. 조성과 부하비에 관계없이 R12를 사용하는 단일 증발기 시스템(COP＝1.20)보다는 우수한 성능을 보이며 그 값은 대체로 1.28～1.58(LR＝1.0), (COP＝1.47～1.71[6]), 1.22～1.40(LR＝0.33) 사이에 있다. R143a/R123의 성능은 R143a의 질량분율이 0.8일 때 최대이다. 부하비가 증가 할수록 즉 고온 증발기의 부하가 증가할수록 성능이 우수하다. 이것은 상하 열원의 평균 온도차가 작을수록 성능계수가 증가한다는 열역학적인 예측과 일치한다.

이중 증발기를 사용할때 R22/R123의 성능은 혼합비와 부하비에 관계없이 전반적으로 단일 증발기 시스템보다 우수하다. 그러나, 부하비가 0.33일때, 순수 냉매 R143a를 사용하게되면 R12를 사용하는 단일증발기 시스템에 비해 성능의 저하가 예측되었다. 따라서 순수냉매를 이중 증발기 시스템에 사용할때에는, 열역학적 예상과 달리, 냉장실의 부하비에 따라, 단일 증발기 시스템의 성능보다 못할 수 있다. 이것은 압축기와 열교환기의 복합적인 효과라고 생각된다.

4.4 조성과 체적 용량

Fig. 6은 혼합냉매 R22/R123과 R143a/R123의 조성에 따른 체적용량의 변화를 나타낸다. 냉동실에 대한 냉장실의 부하비가 1.0(ASHRAE

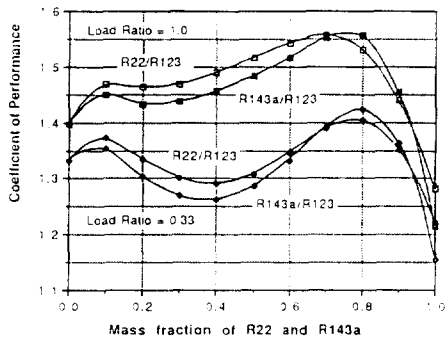

Fig. 5-a Variation in COP of Two-evaporator System Charged with R22/R123 and R143a/R123

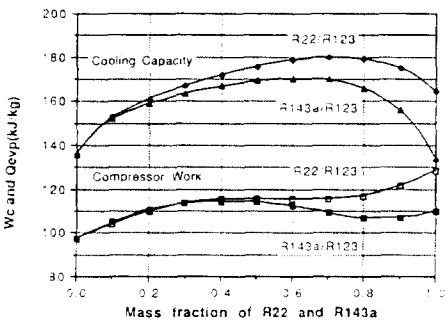

Fig. 5-b Variation in Compressor Work and Cooling Capacity of Two-evaporator System Charged with R22/R123 and R143a/R123

기준), 0.33 (참고 문헌 12 기준)일때 계산하였다. R22/R123의 경우, R12를 사용하는 단일 증발기 시스템의 체적용량이 641 kJ/m^{3}이므로, 압축기를 교체하지 않고 용량의 감소가 없이 R12를 대체하려면 R22의 질량분율이 최소한 0.5(LR＝1.0 일때) 0.7(LR＝0.33 일때) 이상이어야 한다. 질량분율이 0.7과 0.8일때 성능계수가 최대이므로 냉동 용량과 최대성능 사이에 모순없이 설계가 능하다.

R143a/R123의 경우, R143a의 질량분율이 최소한 0.5(LR＝1.0 일때), 0.6(LR＝0.33 일때) 이상이어야 한다. 성능계수는 R143a의 질량분율이 0.8일때 최대이다.

4.5 조성과 압축비

압축비가 작을수록 압축기 운전에 소요되는 동력은 줄어 든다. Fig. 7에서 보듯이 저온 증발기에 대한 고온 증발기의 부하비가 증가함에 따라 압축비는 감소하며, 저온에서 비등하는 성분, R22와 R143a의 조성이 증가함에 따라 압축비가 감소한다.

4.6 조성과 증발기의 냉매 온도변화량

Fig. 8은 조성에 따른 증발기에서 냉매의 온도변화량을 나타낸다. R22/R123과 R143a/R123 모두 저온 증발 성분이 50% 일때 혼합냉매의 온도변화량이 가장 크다. 그러나 온도변화량이 최대일때의 조성과 COP가 최대 일때의 조성(70% R22)은 같지않다. 따라서 단순히 냉매의 온도변화량이 크다고 성능이 개선된다고할 수 없다.

4.7 중간냉각기와 사이클 성능

Fig. 9는 중간 냉각기의 냉각온도가 사이클의 성능에 미치는 영향을 나타낸다. R22/R123 혼합냉매의 COP가 최대인 조성(R22 70%)에서 고온 중간 냉각기와 저온 중간 냉각기의 온도를 5℃ 간격으로 변화 하면서 시스템의 COP를 계산하였다. 고온 중간 냉각기의 냉각 온도를 20 ℃로 고정하고 저온 중간 냉각기의 냉각 온도를

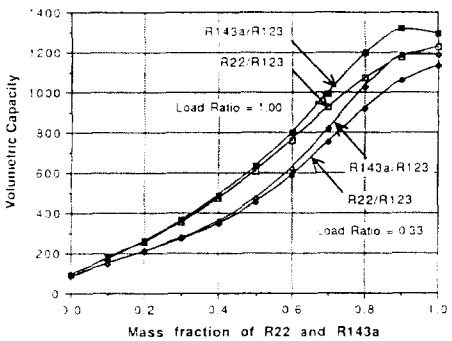

Fig. 6 Variation in Volumetric Capacity of Two-evaporator System Charged with R22/R123 and R143a/R123

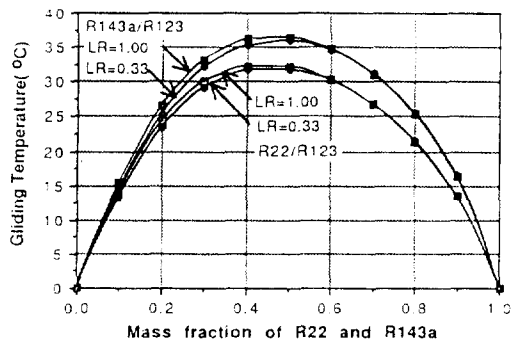

Fig. 8 Variation in Total Gliding Temperature of Evaporator Charged with R22/R123 and R143a/R123

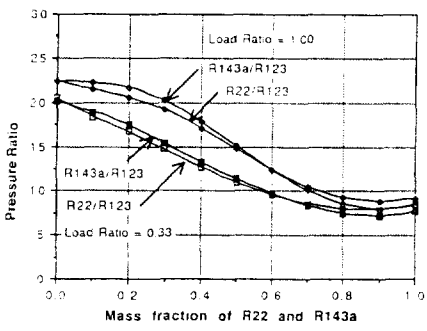

Fig. 7 Variation in Pressure Ratio of Compressor Charged with R22/R123 and R143a/R123

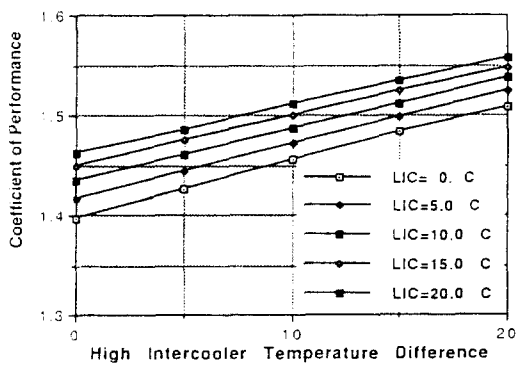

Fig. 9 Effects of Intercooler Temperature Difference on the Two-evaporator System (R22/R123) Perormance

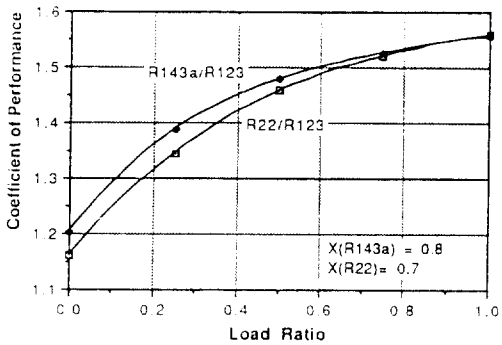

Fig. 10 Effects of Load Ratio on Two-evaporator System Performance Charged with R22/R123 and R143a/R123

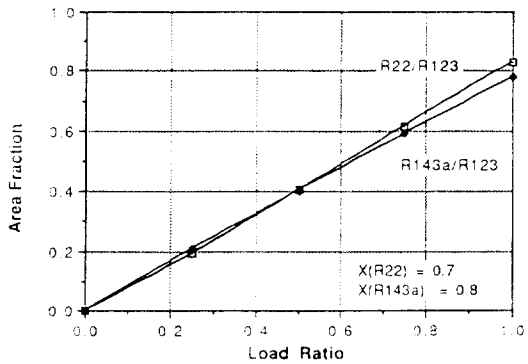

Fig. 11 Effects of Load Ratio on the Area Ratio between Two Evaporator Charged with R22/R123 and R143a/R123

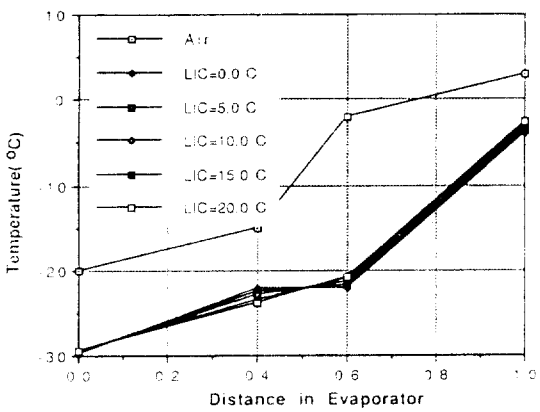

Fig. 12 Temperature Profile in Evaporator Charged with R22/R123 : X(R22) =0.7, HIC=20C

0℃에서 20℃까지 증가시키는 동안 COP는 3% 내지 4% 정도 증가하였으며, 저온 중간 냉각기의 온도를 20℃로 고정하고 고온 증발기의 냉각온도가 0℃에서 20℃까지 증가하는 동안 COP는 7% 내지 8% 증가하였다. 따라서 시스템이 복잡해지는 것을 피하기 위하여 중간 냉각기를 한개 설치한다면 고온 중간 냉각기를 설치하는 것이 바람직하다.

4.8 부하비와 사이클 성능

Fig. 10은 저온 증발기(냉동실)에 대한 고온 증발기(냉장실)의 부하비가 사이클의 성능에 미치는 영향을 나타낸다. R22/R123과 R143a/R123 모두 부하비가 증가할수록 즉 고온 증발기의 부하가 상대적으로 증가함에 따라 사이클의 성능이 증가한다. 이러한 경향은 고온 열원의 온도가 일정할 때 저온 열원의 온도가 증가함에 따라 이론 사이클의 COP가 증가하는 열역학적 해석과 일치한다. 즉 부하비가 증가함에 따라 저온 열원의 평균온도가 상승할 때 얻은 것과 같은 효과를 얻을 수 있다.

4.9 부하비와 증발기 면적비

Fig. 11은 부하비의 변화에 따른 저온 증발기에 대한 고온 증발기의 면적비를 나타낸다. 면적비는 대체로 부하비에 선형적으로 비례하며 기울기(Δ Area/ΔLoad Ratio)는 약 0.8이다. 따라서 냉동실의 부하에 대한 냉장실의 설계 부하비가 1일때 증발기 소요 면적비는 0.8, 부하비가 0.33일때에 면적비는 0.26으로 설계하는 것이 바람직하다.

4.10 증발기 온도변화 곡선

Fig. 22은 R22의 질량분율이 70%인 R22/R123 혼합물의 증발기 냉매 온도 변화와 외부 열전달 매체의 온도 변화를 보여준다. 고온 중간 냉각기의 냉각 온도가 20℃일때 저온 중간 냉각기의 온도차를 변화시키면서 온도 변화선을 도시하였다. 저온 중간 냉각기의 냉각 온도 변화에 따라 냉매 온도선이 외부 열전달 매체의 온도선에 접근하는 정도는 크지않다.

5. 결 론

L-M 사이클에 기초한 혼합냉매-이중증발기 시스템의 열역학적 성능 계산 및 예비 설계 모형 CYCLEM을 개발하였다. 혼합냉매의 열역학적 물성은 NIST에서 최근에 발표한 DATABASE 23 : NIST REFPROP[15]를 사용하여 계산하였다. 본모형을 이용하여 혼합물의 냉동성능을 계산 비교함으로써 혼합냉매-이중증발기 시스템을 위한 최적 혼합물을 선택할 수 있으며, 혼합물의 조성, 중간 냉각기의 냉각온도, 증발기 면적비, 냉동실과 냉장실의 부하비등 설계 변수가 사이클에 미치는 영향을 분석함으로써 열역학적 예비설계를 할 수 있다.

대체 냉매로 연구되고 있는 R32, R125, R143a, R22, R134a, R152a, R124, R142b, R123 (NBP가 낮은것부터 높은 순서)의 15가지 혼합물을 이중증발기 시스템에 적용하여 성능계수, 체적용량, 압축기의 압축비 등을 계산하였다. 대체 혼합냉매를 사용하는 이중증발기 시스템의 성능계수는 1.353에서 1.558에 이르며 R12를 사용하는 기존의 단일증발기 시스템의 성능계수와 비교하면 13% 내지 29% 우수하다. 15가지 혼합물 중 성능이 우수한 순서로 4가지를 나열하면 R22/R123, R143a/R123, R32/R142b, R32/R124이다.

R22/R123의 경우, 체적용량의 저하 없이 R12를 대체하기 위해서는 R22의 질량분율이 최소한 0.5(LR=1.0), 0.7 (LR=0.33) 이상이어야 한다. 성능계수는 각각 R22의 질량분율이 70%, 80% 일때 최대이다. R143a/R123의 경우, R143a의 질량분율이 최소한 0.5(LR=1.0), 0.6(LR=0.33) 이상 이어야하며 0.8일때 최대 성능이 나타난다.

저온 중간 냉각기 보다 고온 중간 냉각기가 사이클의 성능에 미치는 영향이 크다. 따라서 시스템이 복잡해지는 것을 피하기 위하여 중간 냉각기를 한개 설치한다면 고온 중간 냉각기를 설치하는 것이 바람직하다.

저온 증발기에 대한 고온 증발기의 면적비는 대체로 부하비에 비례하며 설계 부하비가 1일때 증발기 소요면적비는 0.8, 0.33 일때에 0.26으로 설계하는 것이 바람직하다.

후 기

본연구는 한국과학재단의 지원(과제번호 : 903-0901-016-2)으로 이루어졌습니다. 재단의 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Brown, L. R., 1990, State of the World 1990, Worldwatch Institute, Ch.2 (지구환경보고서)
2. Kuijpers, L. J. M., 1989, "UNEP Assessment of the Montreal Protocol : Refrigeration within the framework of the Technology Review", CFC's : Today's Options-Tomorrow's Solution's, Proceed. of ASHRAE's 1989 CFC Technology Conference, NIST Gaithersburg, Maryland, Sept. 27-28, pp.1-4.
3. 박 영무, 이 홍원, 1991, "R-134a의 열역학적 물성치 계산과 냉동성능에 관한 연구", 공기조화 냉동공학 논문집 제 3권 제 4호. pp. 286-296.
4. Atwood, T., 1985, "The ABC of NARB's" in Advances in Nonazeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pumps, ASHRAE Technical Data Bulletin, A Collection of Papers from the ASHRAE Annual Meeting at Honolulu, Hawaii, June, pp.1-11.
5. NAECA, 1987, Public Law 100-12, National Appliance Energy Conservation Act, March 17.
6. Rice C.K. and Sand J.R., 1990 "Initial Parametric Results Using Cyclez-An LMTD Specified, Lorentz-Meutzner Cycle Refrigerator-Freezer Model", Procedings of 1990 USNC /IIR-Purdue Refrigeration Conference and The 1990 ASHRAE-Purdue CFC Conference, July, 17-20, 1990 W. Lafayette, Indiana, U.S., pp.448-458.
7. Lorentz A. and Meutzner K., 1975 "On the Application of Nonazeotropic Two-component Refrigerants in Domestic Refrigerators and

Home Freezers", XIV International Congress of Refrigeration, Moscow.

8. Kruse, H., 1981 "The Advantages of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application", Int. J. Refrig., Vol. 4, pp. 119-125.
9. McLinden M. and Radermacher R., "Methods for Comparing the Performance of Pure and Mixed Refrigerants in the Vapor Compression cycle", Int. J. Refrig., Vol. 10, pp.318-325, 1985.
10. Domanski, P.A. and McLinden, M.O., 1990 "A Simplied Cycle Simulation Model for The Performance Rating of Refrigeration and Refrigerant Mixtures" Procedings of 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference and The 1990 ASHRAE-Purdue CFC Conference, July, 17-20, 1990 W. Lafayette, Indiana, U.S., pp.466-475.
11. Jung, D.S. and Radermacher R., 1991, "Performance Simulation of a Two Evaporator Refrigerator-Freezer Charged with Pure and Mixed Refrigerants", Int. J. Refrig., Vol. 14, Septmber, pp.254-263.
12. Stoecker W.F. and McCarthy C.I., 1984, "The Simulation and Performance of A System Using an R-12/R-114 Refrigerant Mixture", ORNL/Sub/81-7762/3 & 01, University of Illionois at Urbana-Champaign.
13. 박이동 외 공역, 1987, "열전달(F. Kreitha and W.Z. Black, Basic Heat Tranfer)", p.321, 보성문화사.
14. 박영무, 1991, "Lee-Kesler상태식을 이용한 CFC/HCFC계열 혼합냉매의 열역학적 물성치 계산에 관한 연구", 대한기계학회 1991년도 춘계학술대회논문집(II), pp.73-76.
15. Gallagher J., McLinden M., and Morrison G, 1991, NIST Standard Reference Database 23, 'NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database, version 3.0', Thermophysics Division, NIST, U.S.A.
16. Schultz, J.M., 1962 "The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors", Journal for Engineering for Power, ASME, January, pp. 69-82.
17. Fisher S.K. and Rice C.K., 1984, "The Oak Ridge Heat Pump Models : I. A Steady State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps", ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Laboratory, U.S.A.
18. McLinden M.C., 1989, "Thermodyanmic Properties of CFC Alternatives-A Servey of Available Data", CFC : Today's Options-Tomorrow's solution, Proceedings of ASHRAE's 1989 CFC Technology Conference, Sept 27-28, Gaithersburg Maryland, U.S.A., pp.17-31.
19. Didion. D.A., Cohen R. and Tree D.R., 1990, "The Role of R22 in Refrigeratiog and Air Conditioning Equipment", 1990 Refrigeration and CFCs, International Colloquium of Brussels, IIR, pp.128-154.