

고효율 수퍼히트펌프에 관한 전산 해석

Computer Simulation of a Super-Heat Pump System

김학준 *, 정동수 **, 김종보 **, 하경용 ***
H. J. Kim, D. S. Jung, C. B. Kim, K. Y. Ha

Key words : Super-Heat Pump(수퍼히트펌프), COP(성적계수), Cooling Load(냉동능력), Energy Efficiency(에너지 효율), Refrigerant Mixtures(혼합 냉매), Lorenz Cycle(로렌즈 사이클)

Abstract

A super-heat pump system composed of a suction line heat exchanger, low and high stage economizers, and a screw compressor is simulated to examine the energy performance and design options. CFC12, HCFC22, HFC134a, HCFC22/HCFC142b, HFC32/HFC134a, and HFC125/HFC134a are used as working fluids for comparison.

The results indicate that the proposed system charged with appropriate mixtures is up to 33.4% more energy efficient than the normal system with CFC12. The performance of the super-heat pump system charged with mixtures was influenced by such factors as the temperature matching, heat source temperature difference, low stage economizer, and high stage economizer. The fluids with a larger liquid specific heat such as HFC134a would have more benefits when a suction line heat exchanger is installed. 40%HCFC22/60%HCFC142b mixture seems to be a good candidate to replace CFC12. On the other hand, 25%HFC32/75%HFC134a would be a good long term candidate to replace HCFC22.

기호설명

A : 전열 면적(m^2)
CEFF : 압축기의 효율
DSC : 응축기의 과냉도($^{\circ}C$)
DSH : 증발기의 과열도($^{\circ}C$)
GTD : 온도 구배차($^{\circ}C$)
H : 엔탈피(kJ/kg)
HCAPC : 응축기 측의 열용량(kW/ $^{\circ}C$)

M : 냉매의 질량 유량(kg/s)
MEV : 증발기측 물의 질량 유량(kg/s)
MCO : 응축기측 물의 질량 유량(kg/s)
Q : 열교환 량(W)
S : 엔트로피(kJ/kg $^{\circ}C$)
T : 냉매 온도($^{\circ}C$)
TS : 2차 유체의 온도($^{\circ}C$)
U : 총괄전열계수(kW/ m^2 $^{\circ}C$)
VA : 변수를 포함한 배열
VC : 상대 오차를 포함한 배열
W : 압축기 일(W)

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 기계공학과

*** 에너지 자원 기술개발 지원 센터

하 첨 자

C, COND : 응축기

CTCAL : 계산된 응축기의 2상 영역

CTP : 응축기의 2상 영역

DIS : 압축기 출구

E, EVAP : 증발기

ETCAL : 계산된 증발기의 2상 영역

ETP : 증발기의 2상 영역

HE : 고단 이코노마이져

HX : 열교환기

LE : 저단 이코노마이져

ℓ : 액상 상태

OPT : 최적 상태

SUC : 압축기 입구

SUBC : 응축기의 과냉 영역

SUPC : 응축기의 과열 영역

SUPE : 증발기의 과열 영역

TPC : 응축기의 2상 영역

TPE : 증발기의 2상 영역

할 수 있는 HFC들에 대한 연구도 반드시 병행되어야 할 실정이다.⁽³⁾

현재 CFC문제 외에도 지구 온난화 문제가 각국에 의해 심각하게 제기되고 있는데, 이를 해결할 수 있는 최선의 방법은 에너지 보존과 에너지의 효율적 사용일 것이다. 이러한 차원에서 히트펌프에 대한 기술개발의 필요성이 전 세계적으로 중대되고 있고, 이런 경향에 부응하여 우리나라에서도 히트펌프에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 일본은 히트펌프가 가장 많이 연구되고 있는 국가들 중 하나인데, 일본의 경우 히트펌프는 주로 공조 장치에 쓰이고 있고, 고효율 히트펌프에 관한 기술개발은 '수퍼히트펌프 프로그램'에 의해 촉진되고 있다.^(4~5) 최근의 일본 자료를 보면, 1200kW급의 히트펌프 성능을 실험적으로 평가한 결과, 성적계수가 종래 것보다 2배정도 향상됨이 입증되었다.^(4~5) 물론, 이런 결과는 고효율 치형 스크류 압축기 개발, 2단 이코노마이져(economizer) 시스템의 개발, 비공비 혼합 냉매를 이용한 다단 압축/응축 시스템의 개발, 소온도차 대향류 열교환기의 개발 등을 통해서 이루어 진 것이다.^(4~6)

환경보존이 가장 중요한 사안이 되어가고 있는 이 시점에서 오존층 붕괴도 일으키지 않으며, 에너지를 절감해서 지구 온난화 현상도 완화시킬 수 있는 냉매들이 절실히 요청되고 있다. 이러한 대체 냉매들의 한 종류로서 각광을 받고 있는 것들이 순수냉매들을 혼합한 혼합냉매들이다. 기존의 어떤 냉매를 대체하게 될 때 그 냉매와 비슷한 증기압을 갖고 있으며 환경적 성질이 우수한 순수냉매는 거의 존재하지 않는 것으로 밝혀졌다.^(7, 8) 따라서, 다른 순수냉매로 기존의 냉매를 대체하게 되면 압축기가 필연적으로 바뀌어야만 하는데, 이는 생산업체 쪽에서 볼 때 많은 시간과 노력을 필요로 하는 작업이므로 가능하면 압축기의 변경 없이 대체 냉매를 적용하는 것이 유리하다. 이같은 욕구를 충족시키기 위한 방편이 바로 혼합냉매의 사용인 것이다.

특히, 비공비 혼합냉매(non-azeotropic refrigerant mixtures, NARMs)의 사용은 공기조화 및 냉동 분야에서 에너지 효율을 현저하게 높일 수 있는 방안중의 하나로서 부각되어져 왔고, 외국의 경우 여러 연구소에서 그들의 열역학적 특성들에 관한

1. 서 론

화학적으로 안정되고 독성이 없으며 매우 이상적인 CFC냉매들은 지난 반세기동안 냉동공조 분야의 다방면에 걸쳐 사용되어 왔다. 그러나 분자 구조 속에 수소를 포함하지 않는, 완전히 할로겐화된 CFC들은 너무 안정되기 때문에 대기로 방출되면 곧장 파괴되지 않고 성충권에 도달해서 그곳에 존재하는 오존과 반응해 오존층을 파괴한다는 것이 이론적으로 밝혀졌다.⁽¹⁾ 이로 인한 환경파해를 줄이기 위해 1987년에 세계 여러 나라들이 몬트리얼 의정서를 채택했다.⁽²⁾ 한편 HCFC22와 같이 분자 중에 수소원자가 들어있는 HCFC들은 대기 중으로 방출되더라도 몇 년 이내에 분해가 되므로, 오존층을 파괴시키는 능력이 CFC에 비해서 그리 크지 않은 것으로 알려졌다. 따라서 잠정적으로나마 이런 HCFC들로 기존의 CFC냉매들을 대체하려는 움직임이 일어났으나, 최근 들어 환경문제가 갈수록 심각해지고 있으므로 HCFC들에 대한 규제의 움직임도 일어나고 있다. 따라서 HCFC22를 대체

많은 연구가 진행되어 왔다. NARMs는 동압상태에서 증발이 일어날 때 순수냉매와는 달리 증발온도가 올라가며 반대로 응축시에는 응축온도가 감소하게 된다. 이와 같은 현상은 ‘온도구배 현상’(gliding temperature phenomenon)이라고 불린다. 그리고 증발이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도차 이를 ‘온도구배차’(gliding temperature difference, GTD)라고 하며, 이 GTD는 선택된 혼합냉매와 조성에 따라 다르다.

증기 압축식 사이클에 의해 작동되는 공조기들은 ‘열원’(heat source)과 ‘히트싱크’(heat sink)로서 공기나 물 등의 ‘열전달 매체’(heat transfer fluid, HTF)를 필요로 한다. Fig.1은 온도-엔트로피 선도 상에서의 이상적인 ‘카르노 사이클’(Carnot cycle)을 보여주고 있다. 순수냉매로 작동되는 ‘카르노 사이클’의 경우에는, 열교환기의 한쪽 끝에 반드시 ‘핀치 포인트’(pinch point)가 생기게 되고, 따라서 ‘핀치 포인트’가 생기지 않는 다른 쪽에는 냉매와 열전달 매체간의 온도차가 필요 이상으로 커지게 되므로 결국 열교환기에 많은 양의 엔트로피가 생성된다.

그러나 비공비 혼합매체의 경우에는 Fig.1에서 ‘로렌즈 사이클’(Lorenz cycle)이라고 표시된 것처럼, 냉매와 열전달 매체의 온도가 평행이 되도록

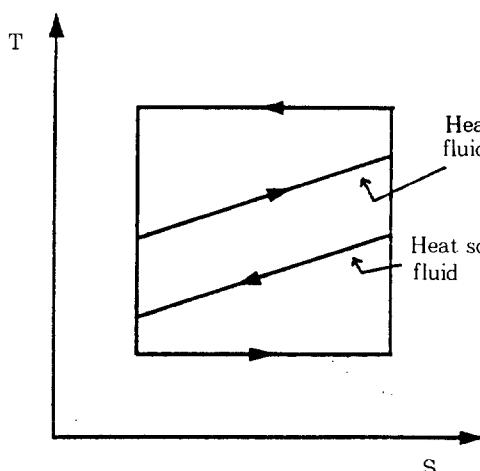
조절될 수 있다. 따라서 온도차가 줄어들므로 열역학적인 비가역성이 줄어들게 되고, 결국 열교환 효율의 증대가 이루어진다. 그러나 이렇게 유체들의 온도가 평행이 되도록 하려면 반드시 ‘대향류 열교환기’가 사용되어야만 한다. 비공비 혼합냉매를 사용하는 ‘로렌즈 사이클’의 경우에는, 열교환 효율의 증대뿐만 아니고 압축기에서 필요로 하는 일 역시 ‘카르노 사이클’에 비해 줄어들게 된다(Fig.1의 빛금 친 부분). 따라서 냉동기의 ‘성적계수’(COP)가 많게는 20~30%까지 증가하게 된다.^(8~12)

본 논문은 CFC냉매 대체를 위해 HCFC 및 HFC 냉매들을 단일 또는 혼합냉매로 사용하는 100kW급의 수퍼히트펌프의 성능을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 계산해서 적절한 시스템의 배치를 예측하고, 최적의 냉매 선정에 관한 지표를 제공하고자 함을 그 목적으로 한다.

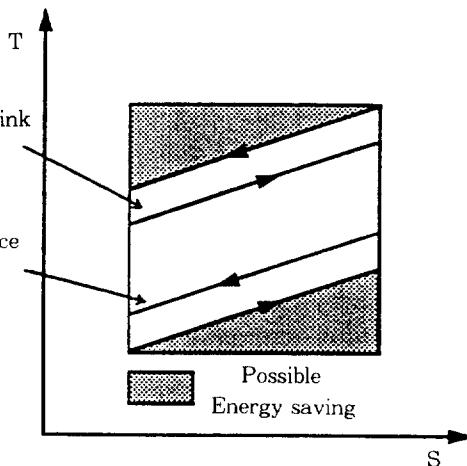
2. 수퍼히트펌프 시스템 모델링

2.1 본 연구에서 고려된 시스템들

본 연구에서 논의될 수퍼히트펌프 시스템은 스크류 압축기, 두 개의 이코노마이저, 한 개의 SLHX, 증발기, 응축기 등을 조합하여 구성된 것이다. 일



(a) Ideal Carnot Cycle



(b) Ideal Lorenz Cycle

Fig.1 Ideal Carnot and Lorenz cycles for pure and mixed working fluids with heat transfer fluid temperatures on T-S Diagram

본의 수퍼히트펌프에 관한 연구를 참조해보면 HCFC22냉매가 사용될 경우에, 이코노마이저를 하나 설치할 때에 비하여 두 개를 설치할 때에는 성적계수가 약 4.2% 정도 증가한다는 것을 알 수 있었다.⁽⁴⁾ 또한, 압축기 효율의 개선과 소온도차 대향류 열교환기의 개발 등을 통해서 1200kW급 2단 이코노마이저 히트펌프의 성적계수는 약 6정도가 됨을 알 수 있었다. 여기서, 6은 난방인 경우에 해당되는 수치이다. 그러나, 본 연구에서는 냉방인 경우로 하여 시스템을 시뮬레이션하기로 하겠다.

위의 자료를 토대로 해서 이번 연구에서는 이코노마이저를 하나 설치한 시스템과 둘을 설치한 시스템에 대하여 2단 및 3단 압축의 효과가 전체적인 시스템의 성능 향상에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보려 한다. 또한 최적의 성능이 얻어질 수

있는 압력비 등의 시스템 변수 등을 미리 예측하여 실제 시스템에 적용하기 위하여 가장 단순한 시스템부터 복잡한 시스템에 이르기까지 네 가지의 시스템 모델을 제시하고자 한다.

Fig.2는 가장 단순한 히트펌프 사이클(Cycle A)로서 압축기, 증발기, 응축기, 팽창 벨브만이 있는 경우를 보여준다. Fig.3은 단순한 히트펌프(Cycle A)에 SLHX를 추가로 설치한 사이클의 배치도(Cycle B)이고, Fig.4는 Fig.3의 시스템에 이코노마이저를 추가로 한 개 설치하여 2단 압축을 하는 사이클의 배치도(Cycle C)로서, 1단 압축에 비해 2단 압축이 시스템에 미치는 효과를 알아 볼 수 있다. Fig.5는 Fig.4의 시스템에 이코노마이저 하나를 추가로 더 설치한 즉, 2개의 이코노마이저 사이클의 배치도(cycle D)이고, 이같은 시스템의

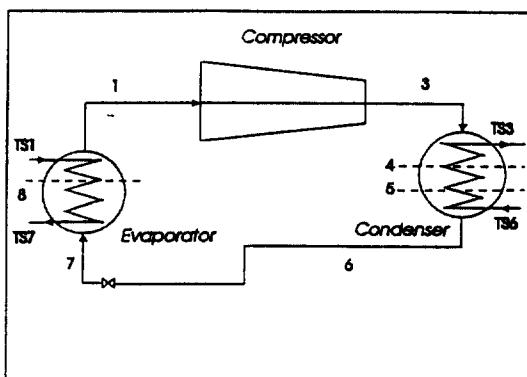


Fig.2 Arrangement of single stage cycle without SLHX (Cycle A)

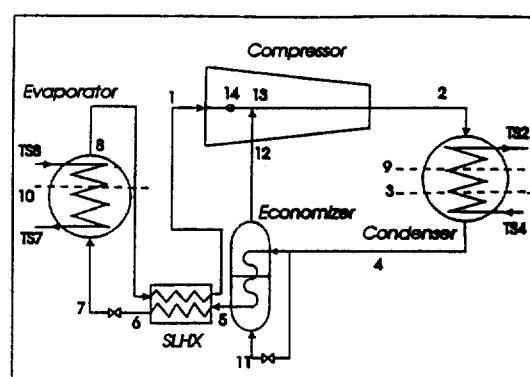


Fig.4 Arrangement of two stage cycle with one economizer (Cycle C)

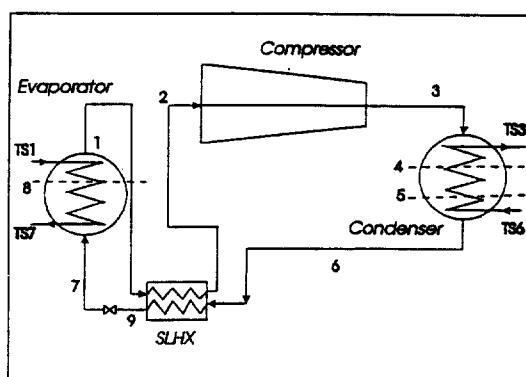


Fig.3 Arrangement of single stage cycle with SLHX (Cycle B)

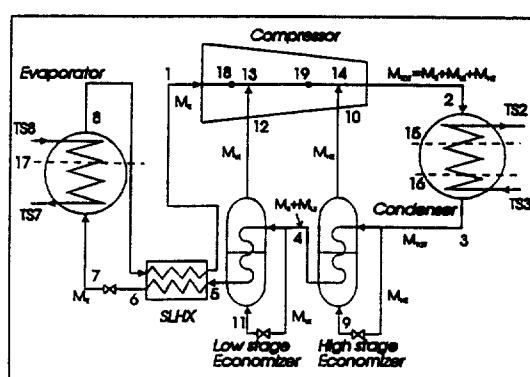


Fig.5 Arrangement of three stage cycle with two economizers (Cycle D)

사이클 해석으로부터 3단 압축의 효과가 어떠한가를 알 수 있다.

2.2 수퍼히트펌프 설명

현재 일본 등에서 거론되고 있는 수퍼히트펌프는 Fig.5에 있는 배치도와 같이 설계되었다. Fig.6은 사이클의 이해를 돋기 위해 Fig.5에 있는 각 점들을 P-h선도 상에 그려놓은 것이다. Fig.2, 3, 4의 사이클들은 Fig.5의 사이클보다 단순하므로, 이 장에서는 Fig.5와 Fig.6을 사용해서 가장 복잡한 수퍼히트펌프 시스템만을 전반적으로 설명하려 한다. 다른 시스템들도 같은 방식으로 이해될 수 있으리라 생각한다.

먼저 2상의 냉매가 증발기로 들어간다(상태7, 질량 : M_E). 증발기에서는 물과의 열교환에 의해서 냉매가 증발되고, 포화(혹은 과포화)된 증기가 증발기를 나오게 된다(상태17, 혹은 상태8). 여기에서 상태8은 증발기의 출구점이고, 상태17은 증발기내의 기체의 포화점이다. 증발하는 동안 압력강하가 생기지 않는다고 가정하면, 순수냉매의 온도는 일정함에 반하여 혼합냉매의 온도는 증가하게 된다. 냉매증기는 SLHX를 통과하는 동안 응축기로부터 나오는 뜨거운 액체냉매로부터 열을 더 받아 더욱 과열된 후에 압축기로 들어가서(상태1), 압축이 되어진다(상태18). 그 기체는 저단 이코노

마이저(low stage economizer)(상태12)를 통해 들어오는 냉매증기(M_{LE})와 혼합되고(상태13), 이렇게 합해진 증기($M_E + M_{LE}$)는 다시 한 번 압축되어 진다(상태19). 이 증기는 다시 고단 이코노마이저(high stage economizer)(상태10)를 통해 들어오는 냉매증기(M_{HE})와 혼합되고(상태14), 이렇게 합해진 증기($M_E + M_{HE} + M_{LE}$)는 마지막으로 응축기 압력까지 압축되어 진다(상태2, Fig.5, 6 참조). 응축기 축에서 냉매기체는 물과의 열교환을 통해 응축이 되고, 응축기내의 액상 포화점(상태16)을 통과한 뒤 주어진 과냉도에 따라 응축기의 출구점(상태3)을 나오게 된다.

고단 이코노마이저로 들어가기 전에, 응축된 냉매(M_{TOT})는 $(M_E + M_{LE})$ 와 M_{HE} 로 갈라지게 되며, $(M_E + M_{LE})$ 는 저단 이코노마이저로 들어가기 전에 다시 한번 M_E 와 M_{LE} 로 갈라진다. 마지막으로 과냉된 액체냉매(M_E)가 팽창 벨브를 통하여 증발기로 들어감으로써 사이클이 완성된다(Fig.5 참조). 즉 상태3, 4의 과냉액체가 상태9, 10의 냉매와, 상태4, 5의 과냉액체가 상태11, 12의 냉매와, 상태5, 6의 과냉액체가 상태8, 1의 과열증기와 서로 열교환을 하게 되고, 이렇게 과냉된 액체냉매가 마지막으로 팽창벨브를 통해 증발기로 들어가서 전체 사이클이 완성된다.

2.3 시스템 모델링

본 연구에서는 외부의 열전달 유체(2차 유체)의 영향과 증발기, 응축기 축의 압력강하 손실 등도 고려되었고, 해석상 각 시스템의 형평을 유지하기 위해, 증발기와 응축기의 U값과 A값을 고정상수로 정하였다(Table 1 참조). 또한 공정한 토대 위에서 다양한 시스템과 작동유체를 비교하기 위해 작동유체나 시스템에 상관없이 냉동능력(Q_E)을 100kW로 일정하게 하였다. 본 연구에서 선택한 압축기는 고효율 치형 스크류 압축기로서 이것은 하나의 압축기로 여러 개의 압축기를 연결하여 다단 압축을 한 것과 비슷한 효과를 낼 수 있기 때문에 앞으로 이러한 목적으로 사용될 전망이다. 압축기의 효율도 단수에 상관없이 모든 시스템에 대해 일정한 것으로 가정했다.

이러한 가정 하에서 압축기의 압축일(W_c)은 작동유체에 따라 결정되며, COP도 마찬가지이다. 응

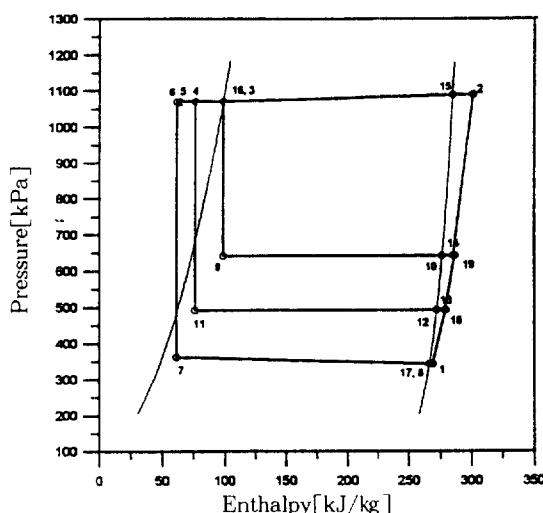


Fig.6 P-h diagram for HCFC22/HCFC142b(40:60) for three stage system

축기를 통해 나오는 열(Q_c)은 Q_E 와 유체에 의해서 좌우되는 W_c 와의 합으로 계산된다. 증발기와 응축기로 들어가는 물의 질량유량들, 입출구 온도들(TS_8 , TS_2 , TS_3)도 역시 고정되어 있으므로 (Table 1 참조), Fig.5의 TS_{17} , TS_{16} , TS_{15} , TS_2 들과 증발기 축의 냉매 질량유량들은 에너지 균형을 맞추기 위해서 냉매들에 따라 변해야 한다. 냉동능력이 고정된 상태에서 냉매가 변하면, 냉매의 질량유량 및 체적용량도 변하므로, 압축기는 이러한 변화를 설명할 수 있도록 다양한 체적유량을 가진 기기로 가정하였다.

증발기와 응축기에서의 열전달의 적절한 수식화는 전반적인 시스템을 시뮬레이션 하는 데에 있어서 매우 중요하다. 증발기와 응축기의 열전달량은

총괄전열계수(U)와 면적(A)을 곱하는 것에 의해 지정되어 진다(UA). 위에서 언급된 대로 공정한 비교를 위해서 각 시스템의 공통변수들(열교환기 크기, 압축기 효율 등)이 같아야 하므로, 각 시스템에 대해 일정한 UA 값이 가정되었고, 그렇게 주어진 UA 값에 대해 증발기와 응축기에서의 열전달은 다음과 같이 계산된다.⁽¹⁴⁾ 계산된 방식은 각 시스템마다 같기 때문에, 가장 복잡한 Cycle D에 대해서만 설명할 것이다.

$$F_{SUE} = (TS_8 - TS_{17}) / (TS_8 - TS_7)$$

$$F_{SUC} = (TS_2 - TS_{15}) / (TS_2 - TS_3) \quad (1)$$

$$F_{SUBC} = (TS_{16} - TS_3) / (TS_2 - TS_3)$$

$$F_{TPC} = 1 - F_{SUC} - F_{SUBC}$$

$$\begin{aligned} LMTD_E &= (1 - F_{SUE})LMTD_{TPE} \\ &\quad + F_{SUE} LMTD_{SUE} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} LMTD_C &= F_{SUBC} LMTD_{SUBC} + (1 - F_{SUBC} - F_{SUC}) \\ &\quad LMTD_{TPC} + F_{SUC} LMTD_{SUC} \end{aligned} \quad (3)$$

$$Q_E = U_E A_E LMTD_E E_{HX} \quad (4)$$

$$Q_C = U_C A_C LMTD_C E_{HX} \quad (5)$$

위 식에서 F_{SUE} 는 전체 증발기 열량에 대한 과열된 증기 영역의 열량 비율이다. 한편, F_{SUBC} 와 F_{SUC} 는 각각 전체 응축기의 열량에 대한 과냉된 영역 및 과열된 영역의 열량 비율이다. $LMTD_{TPE}$ 와 $LMTD_{SUE}$ 는 증발기내에서 2상 영역과 과열 영역에 있어서의 대수 평균 온도차(LMTD)이고, $LMTD_{SUC}$, $LMTD_{TPC}$, $LMTD_{SUBC}$ 는 응축기내에서 과열 영역, 2상 영역, 과냉 영역의 대수 평균 온도차이다. E_{HX} 는 응축기와 증발기의 종류에 따른 보정계수로서 대향류 열교환기의 경우에는 1.0이고, 그 외의 다른 종류의 열교환기들은 1.0보다 작은 값을 갖고 있다.

일본의 수퍼히트펌프의 경우에는 기술혁신을 통해 열교환기의 대수 평균 온도차를 2°C 정도가 되도록 열교환기의 크기를 잡았다. 본 연구에서도 일본 연구와의 비교를 위해 2차 유체로는 물을 사용하는 것으로 하였고, 대수 평균 온도차는 증발기

Table 1. Cycle simulation condition

Variables	Values
TS_8 (Water temperature entering evap.)	10°C or 14°C
TS_7 (Water temperature leaving evap.)	5°C
TS_3 (Water temperature entering cond.)	40°C
MEV(Mass flow rate of water in evap.)	4.785kg/s*
	2.658kg/s**
MCO(Mass flow rate of water in cond.)	6.220kg/s*
	3.455kg/s**
DSH(Degree of superheat)	0°C
DSC(Degree of subcooling)	0°C
ΔP_E (Pressure drop in evap.)	20kPa
ΔP_C (Pressure drop in cond.)	20kPa
A_{EVAP} (Area in evap.)	120m ²
A_{COND} (Area in cond.)	100m ²
U_{EV} (Overall HTC in evap.)	0.4kW/m ² °C
U_{CO} (Overall HTC in cond.)	0.487kW/m ² °C
CEFF(Comp. isentropic efficiency)	85%

HTC : Heat Transfer Coefficient

* : When TS_8 is 10°C * * : When TS_8 is 14°C

측에서 2°C가 되도록 하였다. 이번 연구에서 개발된 프로그램은 응축기 및 증발기 끝에서의 과냉 및 과열도를 사용자가 입력할 수 있는 변수로 취급하도록 만들어져 있다. 그러나 혼합냉매의 경우 온도 구배 현상으로 인해 대수 평균 온도차가 상당히 작게 되면 열역학 제 2법칙을 위배할 수 있기 때문에 반드시 결과들을 검토하여 2차 유체와 냉매간의 온도곡선이 올바른 추세를 보이고 있는가를 검토해야만 했다. 본 연구에서처럼 열교환기의 대수 평균 온도차가 너무 작은 경우에는 비공비 혼합냉매와 물의 온도가 응축기나 증발기 내에서 서로 교차하는 일이 생길 수 있으므로 본 연구에서는 과냉 및 과열도를 0°C로 정하였다. 응축기와 증발기내에서의 과냉 영역, 2상 영역, 과열 영역의 압력강하는 각 영역에서의 열전달량에 의해 할당되어지는 것으로 가정했다. 프로그램 상에서는 SLHX와 두개의 이코노마이저내의 압력강하가 없는 것으로 가정했다. 또한 이들은 열교환기 효율(heat exchanger effectiveness)에 의해서 모델링되었다.

2.4 이코노마이저의 최적 압력 결정

전체 시스템의 효율은 이코노마이저 측의 압력의 함수이다. 시스템이 전체적으로 올바르게 연구되려면, 이코노마이저 측의 압력변화에 따른 성능변화가 예측될 수 있어야만 한다. 이를 위해 이코노마이저의 압력 P_{v} 와 P_{d} 을 변화시켜 가며 시스템의 성능 변화를 살펴보았다. 프로그램상에서는 증발기와 응축기 간의 압력비를 최대치로 해서 중간의 압력을 변화시켰다. 본 3단 압축시스템에서의 저단 이코노마이저 압력과 고단 이코노마이저 압력은 각각 $\text{PR1} \times (P_2 - P_8) + P_8$ 과 $\text{PR2} \times (P_2 - P_8) + P_8$ 로 모델화 하였다. 여기서, PR1과 PR2는 이코노마이저 측에서의 압력이 증발기로부터 최대치의 몇 퍼센트에 있는지를 나타내주는 변수들이다.

Fig.7은 2단 압축 시스템에 있어서 중간 압력대의 위치를 찾기 위해 계산된 결과를 보여준다. 결과적으로 냉매에 상관없이 압력차의 분율이 0.4 즉, 40%에서 최적의 COP를 갖는다는 것을 알 수 있었고, 이 값은 $P_{\text{OPT}} = (P_{\text{SUC}} \times P_{\text{DIS}})^{0.5}$ 라는 공식¹¹⁾⁵⁾을 통해서 계산되는 이코노마이저의 최적 압력과 거의 일치했다. 따라서, 2단 압축 시스템의 경우에는 PR1을 0.4로 고정시켰고, 마찬가지의 방법으로

구한 3단 압축 시스템의 PR1과 PR2는 각각 0.7, 0.3으로 고정되었다. PR1과 PR2를 가변 상태로 놓고 시뮬레이션을 수행한 결과, 냉매가 R22/R142b(혼합조성비 80 : 20)이고 증발기로 들어오고 나가는 물의 온도차가 5°C 일 때, 성적계수가 가장 높게 되는 PR1과 PR2의 범위는 각각 0.5에서 0.7, 0.2에서 0.3이었고 이것은 3단 압축 시스템의 PR1, PR2를 0.7, 0.3으로 고정한 것이 옳음을 증명해 주었다.

3. 수치해석 방법

단일 혹은 혼합냉매를 사용하는 시스템의 이론적 해석에서 가장 중요한 것은 열역학적 상태량의 평가라고 할 수 있는데, 그 이유는 이것이 정확하지 않으면 시스템해석의 의미가 없기 때문이다. 본 연구에서는 미국 표준 연구소(NIST)에서 코드로 개발한 Carnahan-Starling-De Santis(CSD) 상태방정식을 사용하여 각 냉매들의 물성치들을 계산하였다.⁽¹⁶⁾

Table 2의 원쪽란에는 Cycle D의 시뮬레이션에 필요한 변수들(VA)이 주어져 있고, 중간란에는 시스템이 반드시 이루어야만 하는 평형방정식들이 나머지(RE)의 형태로 주어져 있다. 시스템이 올바로 모델링되면, Table 2에 있는 모든 나머지들이

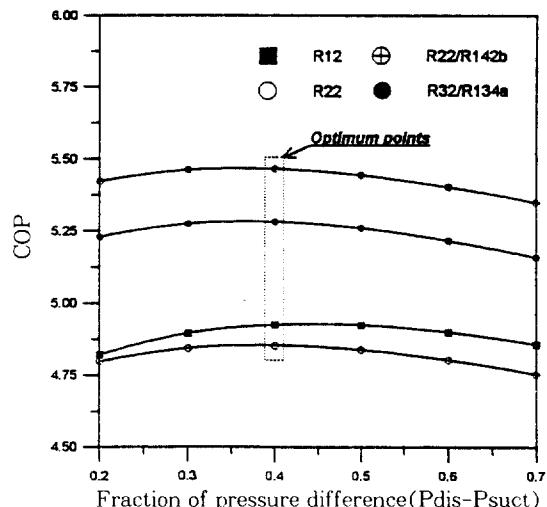


Fig.7 Optimum COP and fraction of pressure difference for two stage cycle

0이 된다.

그런데 Table 2의 나머지 값들은 서로 비선형적으로 연관되어 있으므로 비선형 방정식 군에 대한 풀이 방법이 있어야 하며, 본 연구에서는 Jacobi & Gauss Elimination을 적용하는 Newton-Raphson(NR)방법을 채택했다.^(14,17,18) 시스템 모델링에 필요한 고정치들은 Table 1에 주어져 있다. 시스템 모델링에 필요한 변수들이 결정되면, NR방법은 이런 모든 미정변수들에 대해 초기 가정치를 필요로 한다. 이러한 초기 가정치들을 사용하여 각 점에서의 상태값들이 결정된 뒤, 나머지 값들이 계산된다. Fig.5에 해당되는 시스템을 IBM PC(80486/66MHz 시스템)에서 테스트했을 때 약 4, 5번의 Iteration이 생기고, 5분에서 6분 정도의 실행시간이 소요됐다.

4. 프로그램 실행결과와 실험치와의 비교

프로그램의 실행을 통해 나온 결과의 타당성을 살펴 보기 위해 일본의 실험 보고서⁽¹⁹⁾ 자료와 본

연구에서의 3단 압축 시스템을 컴퓨터로 모의 실험한 결과를 서로 비교하여 보았다. 물론, 입력치는 실험상의 자료와 동일한 것으로 하였고, 그 결과는 Table 3에 주어져 있다.

계산된 결과를 실험치와 비교해 볼 때, 최대 오차는 4.7% 정도였으며, 이 정도의 오차면 시뮬레이션 프로그램으로서의 타당성을 갖는다고 판단된다.

5. 결과 및 검토

본 연구에서 고려된 냉매는 CFC12, HCFC22, HFC134a, HCFC22/HCFC142b, HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a 등이며, 이중 HCFC22/HCFC142b는 일본의 수퍼히트펌프 프로그램에서 HCFC22/CFC114를 대체하기 위하여 고려되었던 HCFC혼합냉매이고, HFC32/HFC134a는 가장 최근에 나온 HFC혼합냉매이다. 결과에서 언급되는 혼합냉매의 조성은 모두 질량을 기준으로 한 것이다. 또한 1단, 2단, 3단 압축 시스템의 성능을 비교하기 위해서는 냉매들의 조성비를 일단 정해놓는 것이

Table2. Variables and Residual equations for the Newton-Raphson method

Variables	Residuals	Explanation
VA(1) = M _E	RE(1)= -A _{ETP} +A _{ETCAL}	Area balance in evap.
VA(2) = P _{SUC}	RE(2)= -A _{CTP} +A _{CTCAL}	Area balance in cond.
VA(3) = P _{DIS3}	RE(3)= -(H ₈ -H ₇)F _{SUPE} +(H ₈ -H ₁₇)	Definition for F _{SUPE}
VA(4) = T ₆	RE(4)=(H ₅ -H ₆)-(H ₁ -H ₈)	Energy balance for SLHX
VA(5) = TS ₂	RE(5)= -Q _{EVAP} +M _E (H ₈ -H ₇)	Energy balance in evap.
VA(6) = TS ₁₅	RE(6)=(H ₂ -H ₃)F _{SUBC} -(H ₁₆ -H ₃)	Definition for F _{SUBC}
VA(7) = TS ₁₆	RE(7)=(H ₂ -H ₃)F _{SUPC} -(H ₂ -H ₁₅)	Definition for F _{SUPC}
VA(8) = TS ₁₇	RE(8)= -Q _{COND} +HCAPC(TS ₂ -TS ₃)	Energy balance in cond.
VA(9) = M _{LE}	RE(9)=M _{LE} (H ₁₂ -H ₁₁)-M _E (H ₄ -H ₅)	Energy balance in low stage economizer
VA(10) = M _{HE}	RE(10)=M _{HE} (H ₁₀ -H ₉)-(M _E +M _{LE})(H ₃ -H ₄)	Energy balance in high stage economizer

Table3. Comparison between experimental and simulation results for three stage super heat pump

	Experimental results	Simulation results	Relative error
Evaporator load(kW)	1130	1130	주어짐
Condenser load(kW)	1345	1335	0.7%
Compressor work(kW)	215	205	4.6%
Pressure ratio	2.92	2.95	1%
COP	5.26	5.51	4.7%

편리하므로, 혼합 냉매에 대한 조성비는 프로그램의 실행 결과를 참고로 하여 냉매 대체가 가능한 조성비인 HCFC22/HCFC142b(40 : 60), HCFC22/HCF142b(80 : 20), HFC32/HFC134a(25 : 75), HFC125/HFC134a(60 : 40)으로 정하였다. Table 1의 조건하에, 위에서 언급된 4개의 시스템에 이들 냉매들을 적용하여 시스템 시뮬레이션을 통해 얻은 결과들은 다음과 같다.

5.1 각 시스템에 대한 성능 평가

각 시스템에 대한 시뮬레이션 결과들은 Table 4에 정리되어 있다. 증발기축 물의 온도차가 9°C일 경우에 순수냉매를 사용하면, 열역학 제2법칙이 위배되므로 순수냉매들의 COP는 Table 4에서 제외하였다. 일반적으로 볼 때 냉매에 관계없이 시스템에 SLHX, 이코노마이저 등이 하나씩 더 추가로 설치될수록 성적계수가 증가됨을 볼 수 있다.

순수냉매인 CFC12의 경우에, Cycle D는 Cycle A에 비해 12.2%의 성적계수의 증가를 보였다. 이 중 4.9%는 SLHX에 의해, 5.4%는 저단 이코노

마이저에 의해, 나머지 1.9%는 고단 이코노마이저에 의해 성취된 것으로 평가되어 진다. 한편, 혼합 냉매의 경우에는 CFC12를 사용한 Cycle A에 비해 냉매의 구성성분 및 조성, '2차 유체'의 온도구배 등에 따라 10.8-33.4% 정도의 성적계수의 증가가 있었다. 가장 높은 성적계수를 보인 혼합냉매는 40%HCFC22/60%HCFC142b였고, 이때 '2차 유체'의 온도구배는 9°C였다. 이 경우에 혼합냉매의 특성인 온도구배에 의한 성적계수의 증대율은 14.4%였고, 증발기 축의 물의 온도차가 5°C에서 9°C로 바뀔 때의 성적계수의 증대율은 6.8%로 평가되었다. COP증가율의 나머지 12.2%중, 4.0%는 SLHX에 의해, 6.2%는 저단 이코노마이저에 의해, 나머지 2.0%는 고단 이코노마이저에 의해 성취된 것으로 평가되어 진다. 이런 것들을 종합적으로 분석해 볼 때, 3단 압축 시스템의 성능은 혼합 냉매에 의한 영향, 증발기 축의 물의 온도차에 의한 영향, 저단 이코노마이저에 의한 영향, SHLX에 의한 영향, 고단 이코노마이저에 의한 영향 등의 순서로 개선됨을 알 수 있다. 고단 이코노마이

Table4. COP of various refrigerants on different systems

i) When the temperature difference of water is 5°C at evaporator

	Cycle A	Cycle B	Cycle C	Cycle D
R12	4.470	4.682	4.924	5.014
R22	4.546	4.559	4.853	4.954
R134a	4.390	4.684	4.938	5.034
R22/R142b(40 : 60)	5.155	5.240	5.551	5.657
R22/R142b(80 : 20)	5.128	5.149	5.466	5.572
R32/R134a(25 : 75)	4.806	4.954	5.298	5.419
R125/R134a(60 : 40)	4.295	4.807	5.101	5.232

ii) When the temperature difference of water is 9°C at evaporator

	Cycle A	Cycle B	Cycle C	Cycle D
R12	×	×	×	×
R22	×	×	×	×
R134a	×	×	×	×
R22/R142b(40 : 60)	5.334	5.535	5.853	5.962
R22/R142b(80 : 20)	5.005	5.105	5.399	5.501
R32/R134a(25 : 75)	4.685	4.945	5.274	5.393
R125/R134a(60 : 40)	4.005	4.668	4.922	5.047

져에 의한 성적계수의 증대는 2.0% 정도로 미미한 것으로 추정되었다. 그러나 대부분의 압축기들이 압력비가 작게 될수록 체적효율이 증가한다는 사실을 고려해 볼 때, 실제시스템의 경우에는 고단 이코노마이저에 의한 성적계수의 증대가 2.0%를 넘을 것으로 추정된다.

HCFC22의 경우에는 Cycle A에서 Cycle B로 전환시킬 때, SLHX, 저단 이코노마이저, 고단 이코노마이저에 의한 성적계수의 증가율은 각각 0.3%, 6.6%, 2.1%로 계산되었다.

HCFC22의 대체냉매인 HFC32/HFC134a에 대해서도, 위와 같은 방법을 참고로 해서 계산을 하면 같은 경향의 결과를 얻을 수 있고, 각각의 시스템 구성요소가 COP에 미치는 영향을 알아낼 수 있다. 또한, HCFC22/HCFC142b와는 반대로 9°C 일 때보다 5°C 일 때의 COP가 더 높음을 볼 수 있어서 증발기 측의 물의 온도차의 변화로 인한 성적계수의 증대율은 고려되어질 필요가 없음을 알 수 있었다.

5.2 SLHX의 효과

SLHX가 시스템의 COP에 미치는 영향을 살펴보기 위해 Maxwell 방정식과 열용량의 관계식으로부터 다음과 같은 T-S 관계식을 유도하였다.

$$\left. \frac{dT}{dS} \right|_v = \left[\frac{C_{p,v}}{T} + \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \frac{dV}{dT} \right]^{-1} \quad (6)$$

이 식에서 $C_{p,v}$ 은 액상 냉매의 정압 비열을 나타

내고 단위는 kJ/kmol K이다.

(6)번 식을 통해, 포화 액체의 $\left. \frac{dT}{dS} \right|_v$ 는 3가지 요소 즉, $\frac{C_{p,v}}{T}$ 과 $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v$, $\frac{dV}{dT}$ 에 의해 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 여기서 $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v$ 는 항상 양의 값을 갖고, 액상에서는 $\frac{dV}{dT}$ 도 양의 값을 갖게 된다. 앞의 두 항 즉, $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v$ 와 $\frac{dV}{dT}$ 는 무시될 항은 아니지만 $C_{p,v}$ 만 갖고도 $\frac{dT}{dS}$ 의 경향을 예측할 수 있다. 작동유체의 $C_{p,v}$ 이 클수록 T-S 선도상의 포화 액선의 기울기가 완만하며, 이런 경우에 SLHX를 설치하면 성적계수는 증가하게 된다. 따라서, 동일한 온도에서 $C_{p,v}$ 의 값이 크면 클수록 T-S 선도상의 포화 액선의 기울기가 (6)번 식을 통해서 보듯이 완만해지므로 SLHX를 설치하면 시스템의 효율은 증가된다는 것을 알 수 있다.

Table 5는 SLHX가 없는 Cycle A에서 SLHX가 설치된 Cycle B로 시스템을 전환시켰을 때의 COP향상을 나타내고 있다. 결과를 보면, CFC12, HFC134a는 SLHX를 설치하면 COP의 증가가 크지만 HCFC22는 그 효과가 별로 없다. 그 이유는 CFC12, HFC134a의 $C_{p,v}$ (117, 143 kJ/kmol K) 이 HCFC22의 $C_{p,v}$ (107 kJ/kmol K)보다 크기 때문이다. 따라서, SLHX의 성능에 영향을 끼치는 것은 각 냉매의 $C_{p,v}$ 임을 알 수 있고, 대부분의 경

Table 5. Increase in COP when SLHX is added

When the temperature difference of water is 5°C at evaporator		When the temperature difference of water is 9°C at evaporator	
	COP increase(%)		COP increase(%)
R12	4.74	R12	×
R22	0.29	R22	×
R134a	6.70	R134a	×
R22/R142b(40 : 60)	1.65	R22/R142b(40 : 60)	3.77
R22/R142b(80 : 20)	0.41	R22/R142b(80 : 20)	2.00
R32/R134a(25 : 75)	3.08	R32/R134a(25 : 75)	5.55
R125/R134a(60 : 40)	11.92	R125/R134a(60 : 40)	16.55

우에 이 값이 크면 클수록 SLHX의 설치에 따른 성적계수의 향상율이 커진다는 것을 알 수 있다.

5.3 이코노마이저에서 교환된 열량

프로그램 실행 결과를 갖고 이코노마이저의 열교환량을 계산해 냈다. 실제적인 열교환기의 크기는 설계에 따라 다르므로, 여기서는 각각의 이코노마이저에서 교환된 열량을 전체 냉동능력의 백분율로 표시했다(Table 6 참조).

이 값을 통해서 이코노마이저의 실제 크기가 결정될 수 있을 것으로 판단된다. 3단 압축의 경우(Cycle D)에는 고단 이코노마이저에 비해 저단 이코노마이저가 1.6배 정도 커야함을 알 수 있다.

5.4 혼합냉매의 온도구배차(GTD)가 성적계수에 미치는 영향

이미 서론에서 언급된 것처럼, 혼합냉매의 온도구배차가 시스템의 성능에 미치는 영향은 에너지절약 면에서 매우 중요하다고 할 수 있다.^(16, 18) Fig. 8(a)는 '2차 유체'의 온도구배가 5°C와 9°C인 경우에 얻어진 HCFC22/HCFC142b의 성적계수를 보여준다. 그림을 보면, 성적계수가 증가, 감소, 다시 증가, 감소하며 물결모양을 이루고 있음을 알 수 있다. 이같은 현상을 설명하기 위해 HCFC22/

HCFC142b의 GTD_E를 HCFC22조성의 함수로 해서 Fig.8(b)를 그려보았다. 그림을 보면, GTD_E는 HCFC22의 조성비가 0.1, 0.8 근처에서 5°C가 됨을 알 수 있고, 흥미롭게도 바로 이 조성에서 성적계수가 최대가 됨을 알 수 있다. 이같은 현상은 이미 McLinden과 Radermacher에 의해서 규명되었고,⁽²⁾ 이것은 냉매의 온도상승과 '2차 유체'의 온도강하가 서로 같게 되는 조성에서 에너지 효율이 가장 크게 됨을 보여 준다. 따라서, '2차 유체'의 온

Table 6. Heat exchanged in each economizer for Cycle C and Cycle D(expresses as percent of the total refrigeration load)

	Cycle C	Cycle D	
	Economizer	Low stage economizer	High stage economizer
R12	14 %	10 %	6 %
R22	13 %	10 %	6 %
R134a	15 %	11 %	7 %
R22/R142b	11 %	9 %	5 %
R32/R134a	12~14 %	10 %	7 %
R125/R134a	15~19 %	13 %	9 %

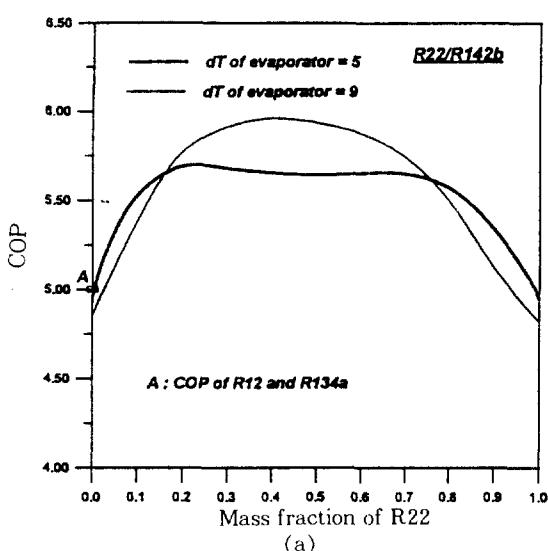


Fig. 8 (a) Relationship between COP and temperature difference of water for HCFC22/HCFC142b mixture for three stage cycle

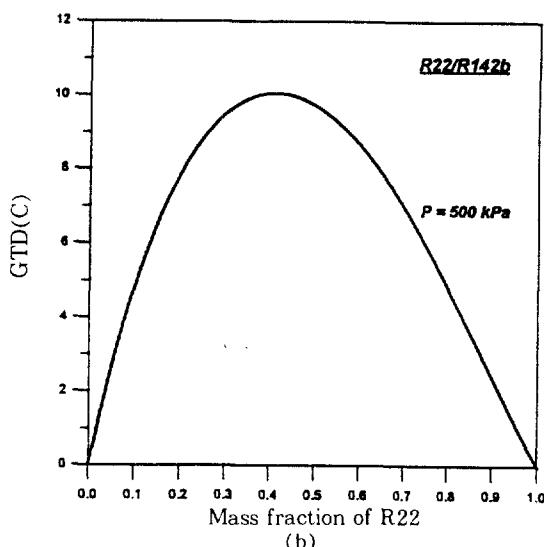


Fig. 8 (b) GTD_E for HCFC22/HCFC142b mixture

도구배가 5°C인 경우에는, 냉매의 GTD_E 가 5°C에 접근할수록 비가역성이 감소하여 성적계수는 증가하고, 멀어질수록 비가역성이 증가하여 성적계수는 감소한다. 이런 연유로 인해 HCFC22/HCFC142b의 성적계수는 물결모양을 이루는 것이다. 혼합냉매의 이같은 경향을 이해하면, HCFC22/

HCFC142b의 경우에는 '2차 유체'의 온도구배가 9°C정도가 될 때 40%정도의 조성에서 성적계수가 최대가 됨을 예측해 볼 수 있다. Fig.8(a)는 바로 그 같은 결과를 보여주고 있고, 증발기 측의 물의 온도차가 9°C이면서 조성비가 40%에서 50%사이일 때 COP가 최대임을 보여주고 있다.

Fig.9(a)는 '2차 유체'의 온도구배가 5°C와 9°C인 경우에 얻어진 HFC32/HFC134a 성적계수의 경향을 보여준다. Fig.9(b)는 HFC32의 조성비가 0.1, 0.6 근처일 때 GTD_E 는 5°C가 됨을 보여주며, Fig.9(a)는 바로 그 조성에서 성적계수가 최대가 됨을 보여준다. 조성비에 따른 성적계수의 경향을 살펴보면, 조성비가 0.0에서 0.1로 변할 때는 GTD_E 가 '2차 유체'의 온도차인 5°C로 접근하므로 성적계수가 증가하고, 0.1에서 0.6으로 변하면 성적계수는 완만히 감소하고, 0.6을 넘어서면 급격히 감소한다.

이 결과를 토대로 GTD_E 의 경향만 살펴보더라도 성적계수의 경향을 예측할 수 있을 정도로 GTD의 해석이 중요함을 알 수 있다. 따라서 시스템의 혼합냉매를 선택할 때에 먼저 온도-조성선도를 그려서, 어떤 조성에서 가장 적정한 온도구배를 갖는지를 알아보는 것이 무엇보다도 중요한다.

5.5 대체냉매 선정

냉동체적용량(volumetric capacity for refrigeration, VCR)은 냉동기의 냉동용량을 압축기로 들어가는 냉매의 체적용량으로 나눈 값이므로, 이 값이 비슷하다는 것은 압축기 행정체적이 동일할 때 냉매들이 동일한 냉동용량을 냄을 의미한다. 따라서 대체냉매의 체적용량이 기준의 것과 비슷하면 압축기를 교체할 필요가 없다. 그러므로 냉매의 성공적 대체라는 실질적인 관점에서 본다면, 대체냉매의 성적계수뿐만이 아니고 체적용량도 매우 중요하다고 할 수 있다.

Fig.10(a)는 일정한 증발온도하에서, 냉매의 증발잠열을 포화 기체의 비체적으로 나눈 값(h_{fg}/v)을 나타낸다. 비록 이 값이 계산에 의해 결정된 정확한 VCR은 아니지만, 그와 유사한 값으로서 시스템의 대체냉매를 선정하는데 참고가 될 수 있다. Fig.10(b)는 압력강하가 고려된 3단 압축시스템의 시뮬레이션을 통해 계산된 VCR을 나타내고 있다.

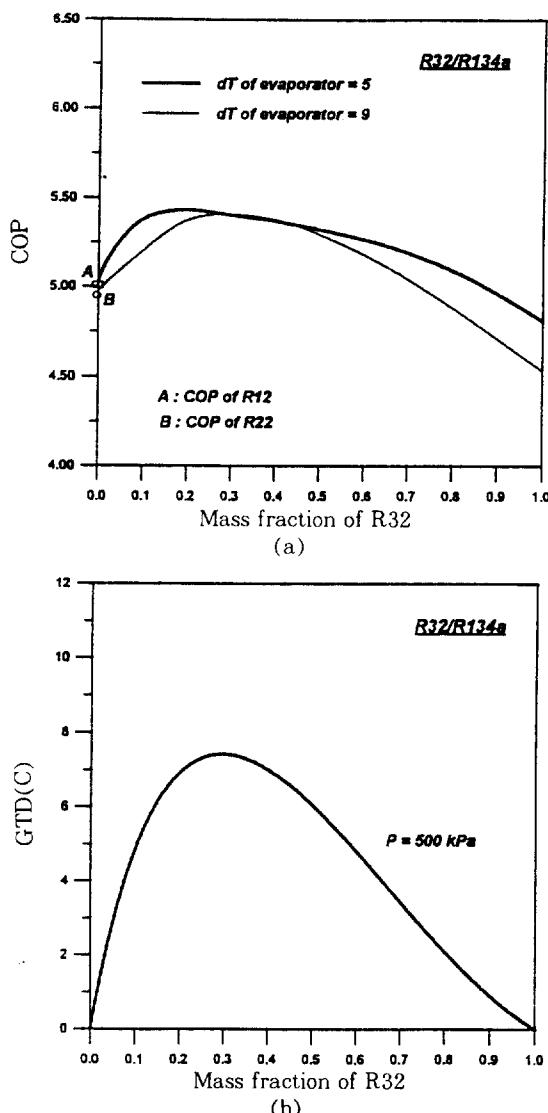


Fig.9 (a) Relationship between COP and temperature difference of water for HFC32/HFC134a mixture for three stage cycle
 (b) GTD_E for HFC32/HFC134a mixture

이 그림들을 통해서 알 수 있듯이, (h_w/v) 와 실제로 계산된 VCR의 경향은 매우 비슷하다.

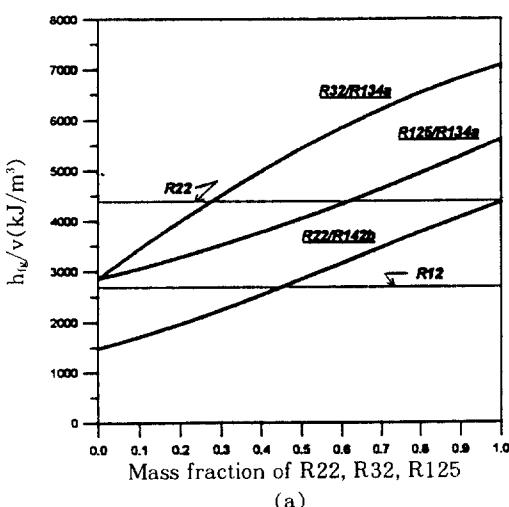
CFC12와 HCFC22의 대체냉매를 고려해 볼 때, Fig.10(a)는 CFC12의 대체물로는 HCFC22/HCFC142b(45 : 55)가 적당하고 HCFC22의 대체로는 HFC32/HFC134a(30 : 70)가 적당함을 나타내고 있다. 그런, Fig.10(b)는 HCFC22/HCFC142b(40 : 60), HFC32/HFC134a(25 : 75)가 CFC12 및 HCFC22의 대체냉매로 적합함을 보여준다. 이렇게 조성비의 차이가 생기는 이유는 압력강하의 영향과 증발기 입구의 전도가 다르기 때문인 것으로 추정된다. 그러나 그 차이는 매우 미소하므로 시스템 전체를 모델링하지 않고도 단지 h_w/v 의 값만 계산하면 냉동능력이 비슷한 혼합냉매의 조성을 찾아낼 수 있다.

CFC12를 대체할 수 있는 혼합냉매는, 포화증기 압만을 고려한다면, CFC12의 포화증기압보다 큰 냉매와 작은 냉매를 혼합한 것이어야만 한다. Fig. 8(a)를 보면, HCFC22/HCFC142b의 성적계수는 0.1~0.9 조성 범위내에서 CFC12나 HFC134a보다 높은 것을 알 수 있다. 또한, Fig.10(a)를 통해서 HCFC22, HFC32, HFC134a의 조성이 점점 증가할수록 혼합냉매의 체적용량(VCR)은 선형적

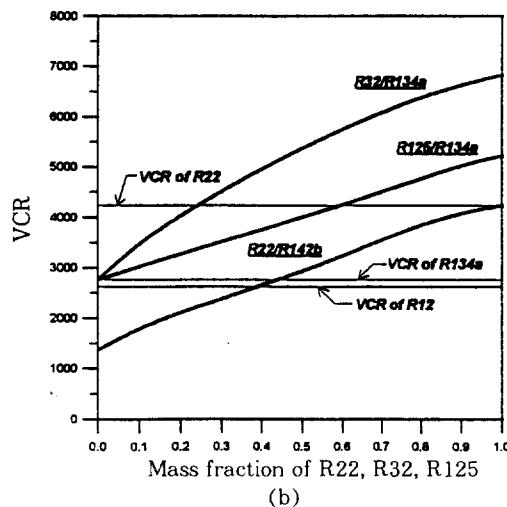
으로 증가함을 알 수 있다.

Fig.10(b)를 보면, CFC12의 체적용량과 비슷한 값을 갖는 것은 40%HCFC22/60%HCFC142b로 나타났고, 이 혼합냉매는 응축기와 증발기 측의 압력도 CFC12와 비슷하게 나오는 것을 알 수 있었다. 그러므로, CFC12에 대한 대체냉매로는 40% HCFC22/60%HCFC142b가 적당한 것으로 생각된다.

CFC12의 경우와 마찬가지로, HCFC22를 대체할 수 있는 혼합냉매는 HCFC22의 포화증기압보다 큰 냉매와 작은 냉매가 혼합된 것이어야만 한다. 그런 조건을 만족시키며 환경에 영향을 미치지 않는 2중 혼합냉매는 HFC32/HFC134a라고 할 수 있다. HFC32의 성분비가 증가할수록, HFC32/HFC134a의 성적계수는 조금 증가하였다가 다시 감소하는 경향을 보이며, 전반적으로 HFC32/HFC134a의 성적계수는 HCFC22보다 큰 것으로 나타났다. VCR은 거의 선형적으로 증가하고, HFC32/HFC134a의 조성비가 25 : 75일 때 HCFC22의 VCR과 같음을 볼 수 있다(Fig.10(b) 참조). 성적계수는 조성비가 20 : 80일 때 가장 높았으나, 앞에서 언급된 것처럼 VCR이 같은 조성비의 혼합냉매를 대체냉매로 택하여야 하기 때문에



(a)



(b)

Fig.10 (a) $\frac{h_w}{v}$ for pure fluids and mixtures

(b) Calculated volumetric capacity for pure fluids and mixtures

HFC32/HFC134a(조성비 25 : 75)가 적당하다고 판단된다.

6. 결 론

본 연구에서는 순수냉매와 혼합냉매를 사용하는 '수퍼히트펌프' 시스템을 전산화하여 여러 가지 시스템 구성요소들과 혼합냉매가 전체 시스템의 성능에 미치는 영향을 조사했다. 얻어진 결과를 요약하면 아래와 같다.

- 1) 본 연구에서 개발된 프로그램의 결과들은 실험 자료와 비교되어 그 타당성이 입증되었다.
- 2) 일반적으로 볼 때 냉매에 관계없이 SLHX, 이코노마이저 등이 하나씩 더 추가로 설치될 수록 성적계수가 증가됨을 볼 수 있었다. 시스템분석을 통해 얻어진 결과를 보면, 혼합냉매에 의한 영향, 증발기 측의 물의 온도차, 저단 이코노마이저, SLHX, 고단 이코노마이저에 의한 영향 등의 순서로 시스템의 성능이 개선됨을 알 수 있었다.
- 3) 냉매의 C_{P1} 이 상당히 큰 경우에는 시스템에 SLHX를 설치함으로써 에너지 효율이 증대 된다는 것이 입증되었다.
- 4) 3단 압축 시스템에서는 저단 이코노마이저가 고단 이코노마이저보다 1.6배 정도 커야 한다.
- 5) GTD가 시스템의 성능에 미치는 영향은 에너지 절약 면에서 매우 중요한데, 이는 '2차 유체'의 온도구배와 냉매의 GTD가 비슷해 질수록 비가역성이 감소하여 성적계수가 증가하기 때문이다. 따라서, 시스템의 혼합냉매를 선택할 때에 온도-조성 선도를 그려보아서 적절한 온도차를 갖는 조성비를 택하는 것이 중요하다.
- 6) CFC12에 대한 대체냉매로는 HCFC22/HCFC142b가 적당하고, 압력강하와 VCR을 고려하였을 때 CFC12와 비슷한 VCR을 갖는 조성비는 40 : 60이었다. 또한, 그 조성비에서는 GTD_E가 10.1°C이고, '2차 유체'의 온도구배도 그 정도이므로 비가역성이 줄어 들어 최적의 성적계수를 갖게 되었다.
- 7) HCFC22에 대한 대체냉매로는 HFC32/

HFC134a가 적당하고, 이것은 HCFC22에 비해 전 조성비에서 성적계수가 크므로 대체 효과가 좋음을 알 수 있다. 또한, 압력강하와 VCR을 고려할 때의 적절한 조성비는 25 : 75이었다.

후 기

본 연구는 통상 산업부 산하 에너지 자원 기술개발 지원 센터의 연구비 지원에 의해 이루어졌으며 이에 감사를 드린다. 또한 인하대학교 및 대학원의 협조에도 감사를 드린다.

참 고 문 헌

1. M.J.Molina and F.S.Rowland, 1974, Stratospheric Sink for Chlorofluoromethane : Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone, Nature, Vol. 249, pp.810-812
2. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act, United Nations Environment Programme
3. CFC Focus, 1994. 3, 한국정밀화학 공업진흥회, pp.5-7
4. A.Yabe, 1990, Super heat pump energy accumulation system, I.I.R./I.I.F.-commission E2-Stockholm, pp.255-259
5. 명현국, 1993, 건물용 전기구동 냉동기/열펌프, 고효율 에너지 변환·축적시스템 개발분야 Workshop-한국과학기술연구원, pp.123-127
6. Threlkeld J.L, 1974, Thermal Environmental Eng. 2nd Ed, Prentice Hall, Englewood Cliffs, USA
7. M.O.Mclinden, 1988. 5, Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapor compression cycle using reduced properties, Int. J. Refrigeration. Vol 111
8. W.Mulroy, M.Kauffeld, M.O.Mclinden, and D.Didion, 1988, Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conf. on CFCs, Commissions

- B1, B2, E1 & E2, pp.27-34
9. A.Lorenz and K.Meutzner, 1975, On Application of Nonazeotropic Two Component Refrigerants in Domestic Refrigerators and Home Freezers, XIV Int. Congress of Refrigeration, Moscow
 10. R.Radermacher, 1986, Advanced Versions of Heat Pumps with Zeotropic Refrigerant Mixtures, ASHRAE Trans., Vol.92, Pt.2, No.2977
 11. H.Schnitzer and T.Berntsson, 1984. 9, Improvement of COP of Compressing Heat Pumps Through the Use of Nonazeotropic Mixtures, Proc. of 2nd Int. Symposium on The Large Scale Applications of Heat Pumps, York, England, pp.13-20
 12. H.Kruse, 1981, The Advantages of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application, Int. J.Refrigeration, Vol. 4, pp.119-125
 13. 송형근, 1993, 화학반응 열펌프 및 축열 복합 시스템, 고효율 에너지 변환·축적시스템 개발 분야 Workshop-한국과학기술연구원, pp.173-174
 14. D.S.Jung, R.Radermacher, 1991. 7, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerant, Int. J.Refrigeration Vol 14, pp.223-232
 15. W.F.Stoecker, J.W.Jones, Refrigeration & Air conditioning, 2nd Ed, McGraw-Hill, pp. 314
 16. G.Morrison and M.O.McLinden, 1986, Application of a Hard Sphere Equation of State to Refrigerants and Refrigerant Mixtures, NBS Technical Note 1226, NBS, Gaithersburg, MD 20899
 17. S.Hilgendorf, D.Jung, R.Radermacher, 1990, Computer Aided Design of Refrigeration Cycles, Int. J.Applied Engineering Education, Vol 6. No 6, pp.675-686
 18. W.F.Stoecker, Design of thermal systems. 3rd Ed, McGraw-Hill, pp.124-127
 19. New Energy and Industrial Technology Development Organization, 1993. 6, Research and Development on Super Heat Pump Energy Accumulation System, Final Report, pp.99-109
 20. M.O.McLinden, R.Radermacher, 1987. 11, Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle, Int. J.Refrigeration, Vol 10, pp.318-324