

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 15, No. 3, 1995

가정용 냉방기의 대체 냉매 성능 분석을 위한 전산 해석 연구

유환규 · 정동수

인하대학교 기계공학과

Computer Simulation Study for Analyzing Alternative Refrigerants in Residential Air-conditioners

Yoo, Hwaan-Kyu, Jung, Dongsoo

요 약

본 논문은 가정용 냉방기에 널리 사용되고 있는 HCFC22를 대체할 수 있는 혼합냉매의 개발 및 이들의 성능 연구에 관한 것이다. 현재까지 HCFC22를 대체할 수 있는 순수냉매가 없으므로, 혼합냉매 개발에 본 연구의 초점이 맞추어졌고, 이를 위해 가정용 냉방기를 모사 하는 컴퓨터 프로그램이 개발되었다. 연구에서 개발된 혼합냉매를 구성하는 순수냉매들은 다음과 같다: R32, R124, R125, R134, R134a, R143a, R152a. 컴퓨터 모사 결과들은 다음의 혼합냉매들에 대해서 발표되었다: R32/R134a, R32/R152a, R32/R134, R32/R124, R143a/R134a, R143a/R152a, R143a/R124, R125/R134a, R125/R152a, R125/R124, R32/R152a/R134a, R32/R152a/R134, R32/R152a/R124. 가장 좋은 에너지 효율을 보인 것은 삼원 혼합냉매인 R32/R152a/R124로서, HCFC22에 비해 이것의 성적 계수는 13.7% 높고 냉동 능력은 23% 낮은 것으로 판명되었다. 한편 이원 혼합냉매 중 가장 성능이 좋은 것은 R32/R124로서 이것의 성적 계수는 HCFC22에 비해 13.4% 높고 냉동 체적 용량은 9.6% 낮은 것으로 판명되었다.

Abstract

This paper is concerned about alternative refrigerants for HCFC22 used in room air conditioners and heat pumps. Computer simulation of residential air conditioners using refrigerant mixtures is carried out. Following refrigerants are selected as the pure refrigerants constituting the mixtures studied: R32, R124, R125, R134, R134a, R143a and R152a. Simulation results are presented for the following mixtures: R32/R134a, R32/R152a, R32/R134, R32/R124, R143a/R134a, R143a/R152a, R143a/R124, R125/R134a, R125/R152a, R125/R124, R32/R152a/R134a, R32/R152a/R134, R32/R152a/R124. The best fluid is found to be the ternary mixture of R32/R152a/R124. For that mixture, the coefficient of performance(COP) and volumetric capacity for refrigeration (VCR) are 13.7% larger and 23% smaller than the respective values for HCFC22. R32/R124 mixture is the best binary fluid pair whose COP and VCR are 13.4% larger and 9.6% smaller than those for HCFC22.

Nomenclature

A	Heat transfer area	[m ²]
C _p	Specific heat	[kJ/kg°C]
H, h	Specific enthalpy	[kJ/kg]
\dot{m}	Mass flow-rate	[kg/s]
LMTD	Log mean temperature difference	[°C]
P	Pressure	[kPa]
Q	Rate of energy	[Watts]
RE	Array containing residuals	
U	Overall heat transfer coefficient	[W/m ² °C]
s	Specific entropy	[kJ/kg°C]
TS	Heat transfer fluid temperature	[K or °C]
W	Power	[Watts]
v	Specific volume	[m ³ /kg]
VA	Array containing unknowns	
VCR	Volumetric capacity for refrigeration	[kJ/m ³]

Greek symbols

ξ_c	Isentropic compressor efficiency
ϵ_{hx}	Heat exchanger correction factor

Subscripts

air	Air stream
amb	Ambient
C	Condenser
dis	Discharge
E	Evaporator
HX	Heat exchanger
l	Liquid
ref	Refrigerant
sub	Subcooled
suc	Suction
sup	Superheated
tp	Two-phase
v	Vapor

I. 서 론

1970년대에 'Chlorofluorocarbon'(CFC)이 성층권의 오존층을 붕괴시킨다는 보고가 있은 후 여러 방면의 조사가 진행되었고, 드디어 1987년 오존층 붕괴를 일으키는 CFC들을 규제하기 위한 몬트리얼 의정서가 세계 주요 국가들에 의해 조인되었다^(1,2). 그 이후에 몬트리얼 의정서는 여러 차례 개정되었고, 1992년 11월 덴마크의 코펜하겐에서 열렸던 제4차 몬트리얼 의정서 가입국 회의에서는 염소와 수소를 포함하는 'Hydrochlorofluorocarbon'(HCFC)에 대한 규제가 확정되었다. 그 때 결

의된 조정 및 개정 사항에 의거하면, HCFC는 1996. 1. 1부터 2003년 말까지 1989년 소비량 수준으로 사용이 동결되며, 그 이후에도 점차로 사용량이 삭감되어지고, 서기 2020년부터는 법적으로 전혀 사용될 수 없게 된다.

이같은 HCFC규제로 인해 가장 먼저 규제 대상으로 떠오른 것이 R22이다. R22는 HCFC로서 열역학적 물성치들이 우수하고, 냉방기 내에서 다른 물질들과의 호환성이 좋기 때문에 지금까지 전세계적으로 상업용 냉동기, 가정용 공기 조화 기기 등에 널리 사용되어 왔다. R22의 오존층 붕괴 지수는 R11에 비해 약 5%정도에 지나지 않지만, R22의 지속적 사용은 오랜 기간에 걸쳐 대기권내 염소의 양을 더 증가시킬 것이고 성층권의 오존을 고갈시킬 것이다. 더욱이, R22의 지구 온난화 지수는 이산화탄소에 비해 약 1500배 정도나 되므로, 이것이 앞으로 계속 사용된다면 지구 온난화를 야기시킬 수 있는 소지가 매우 크다.

공조 산업이 이미 활성화된 선진국에서는 1989년도 HCFC 사용량이 이미 많기 때문에 1996년부터 1989년 수준으로 HCFC 사용량이 동결되어도 R22 수급에는 그리 큰 문제가 없을 것으로 추정된다. 하지만 공조 산업이 날이 갈수록 급속하게 확장되는 한국의 경우에는 1996년부터 시작되는 HCFC 사용량 동결로 말미암아 1989년도 R22 사용량으로는 전체 필요량의 20-30% 정도만이 감당할 수 없게 된다. 따라서 1996년부터 시작되는 HCFC규제는 국내 공조 산업계 전체에 막대한 영향을 미칠 것으로 예측된다. 그러므로 지금부터 R22 대체에 대한 계획을 수립하고 연구를 진행하지 않으면 기존의 CFC12, CFC11이 대체되면서 겪었던 어려움들이 채 풀리기도 전에 R22에 의한 기술적인 문제점들이 발

생하므로 공조 산업계가 큰 혼란에 빠질 것이다.

본 연구는 현재 가정용 냉방기 및 상업용 공조기에서 가장 널리 쓰이고 있지만 오존층 붕괴 지수가 0.0이 아니므로 전세계적으로 환경 규제물이 되고 있는 R22를 대체할 수 있는 냉매를 규명해 내는 것을 목적으로 수행되었다. 특히 본 연구에서는 전세계적인 관심을 끌고 있는 혼합냉매들을 사용하여 R22를 효과적으로 대체하는 것에 초점을 두려 하며, 이를 위해 혼합냉매 적용 가정용 냉방기의 전산 해석이 수행되었다. 또한 결과와 함께, 실제로 혼합냉매를 냉방기에 적용하게 될 때 고려해야 할 점들이 의논되었다.

현재 CFC 및 HCFC에 의한 오존층 붕괴와 함께 가장 큰 환경문제로 떠오르고 있는 것이 지구 온난화이다. 지구 온난화를 줄이기 위해서는 근본적으로 화석 연료 대신에 태양 에너지와 같은 청정 대체 에너지를 사용해야만 한다. 본 연구에서 개발된 프로그램이나 혼합냉매는 태양열을 열원으로 하는 열펌프에도 직접 적용될 수 있으므로, 태양열 이용 연구 분야에도 크게 기여할 수 있으리라 판단된다.

II. 혼합냉매의 필요성 및 특성

현재까지는 R22와 비슷한 증기압을 갖고 있어서 별 문제 없이 R22를 대체할 만한 순수냉매가 발견되지 않았다. 따라서 이미 존재하고 있어서 상업적으로 구할 수 있거나 혹은 개발되었지만 상업적으로는 아직까지 이용되지 않는 순수한 냉매들을 혼합한 혼합냉매들이 현존하거나 앞으로 만들어질 장치나 기기에 있어서 R22를 대체할 것으로 추정되며, 이미 기존의 냉매 회사들이 여러 종류의 혼합냉

매들을 출시하고 있다.^(3,4) 이런 시점에서 오존층 붕괴도 일으키지 않으며, 에너지를 절감해서 지구 온난화 현상도 완화시킬 수 있는 냉매들이 절실하게 요청되고 있고, 이러한 대체 냉매들의 한 종류로서 각광을 받고 있는 것들이 비-오존층 붕괴 순수냉매들(예를 들어 Hydrofluorocarbon, HFCs)을 혼합한 냉매들이다.⁽⁴⁾

혼합냉매는 상변화시에 수반되는 온도구배 현상의 존재 여부에 따라 공비 혼합냉매(Azeotrope)와 비공비 혼합냉매(Non-Azeotrope or zeotrope)로 구분된다. 공비 혼합냉매는 평형 상태에서 기상과 액상의 조성이 같고, 증발과 응축의 전 과정이 같은 온도에서 이루어지며, 따라서 단일 성분 유체와 같이 취급될 수 있다. 그러나 공비 혼합냉매들은 매우 드물기 때문에 여러 응용 분야에 적용될 수 없다는 단점이 있다. 반면에 비공비 혼합냉매는 등압상태에서 증발이 일어날 때 순수 냉매나 공비 혼합 냉매와는 달리 증발 온도가 올라가며 반대로 응축시에는 응축 온도가 감소하게 된다. 이와 같은 현상은 '온도구배 현상'이라 불리우며, 증발이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도 차이를 '온도구배차'라고 한다. 온도구배차는 선택된 혼합냉매와 조성에 따라 다르다.

증기 압축식 사이클에 의해 작동되는 냉동기들은 Heat source와 Heat sink로써 공기나 물 등의 열전달 매체(Heat transfer fluid, H-TF)를 필요로 한다. Fig. 1은 온도-엔트로피 선도 상에 이상적인 Carnot cycle 및 Lorenz cycle을 보여주고 있다. 순수냉매에 의해 구동되는 Carnot cycle의 경우에는 열교환기의 한쪽 끝에 반드시 Pinch point가 생기게 되고, 따라서 Pinch point가 생기지 않는 다른 쪽에는 냉매와 열전달 매체간의 온도차가 필요 이

상으로 커지게 되므로 결국 열교환 시에 많은 양의 엔트로피가 생성된다. 그러나 비공비 혼합 매체를 이용하는 Lorenz cycle의 경우에는 Fig. 1에서 표시된 것처럼 냉매와 열전달 매체의 온도가 평행이 되도록 맞추어 줄 수 있다. 따라서 열교환기 전체에 걸쳐 두 유체의 온도차가 줄어들므로 열역학적인 비가역성이 줄어들게 되고, 결국 열교환 효율의 증대가 이루어진다. 그러나 이렇게 유체들의 온도가 평행이 되도록 하려면 반드시 '대향류 열교환기'(Counter-current heat exchangers)가 사용되어야만 한다.^(3,4)

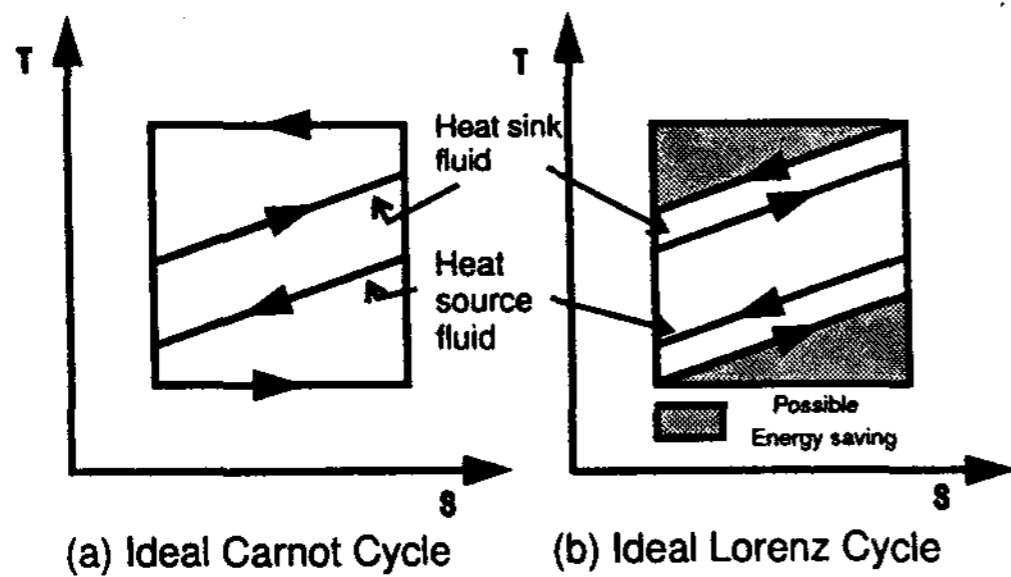


Fig. 1 Ideal Carnot and Lorenz Cycles

Carnot cycle에 비해 Lorenz cycle의 경우에는 열교환 효율의 증대뿐만 아니고 압축기에서 필요로 하는 일의 감소도 수반된다(Fig. 1의 빗금친 부분). 따라서 냉동기의 성적 계수(COP)가 많게는 30-40%까지 증가하게 된다.⁽⁵⁾

이같은 특징으로 인해 비공비 혼합냉매는 공기 조화 및 냉동 분야에서 에너지 효율을 현저하게 높일 수 있는 방안 중의 하나로서 부각되어 왔고, 외국의 경우 여러 연구소에서 그들의 열역학적 특성들에 대해 많은 연구가 진행되어 왔다.⁽⁶⁻¹⁰⁾

III. 혼합냉매 적용 가정용 냉방기 전산 해석

기본적인 냉방기 구성 요소들로는 압축기, 증발기, 응축기, 팽창 밸브, 그리고 응축기에서 나오는 액상 냉매를 더욱 과냉시켜 냉동 효과를 증대시켜 주는 흡입관 열교환기 등이 있다(Fig. 2 참조). Fig. 3은 기본적인 냉방기 구성 요소들의 입, 출구의 열역학적 상태들을 온도-엔트로피 선도 상에서 보여주고 있다. 본 전산 해석에서는 먼저 냉동기를 구성하고 있는 열교환기들, 압축기, 그리고 모세관 등의 열역학 및 열전달적 해석을 한 뒤, 이 부품들을 종합한 전체 사이클의 전산 해석을 하려 한다. 이런 절차를 거쳐서 R22를 대체할 수 있는 혼합냉매들을 선정하여, 이들의 성능 계수들을 계산하려 한다.

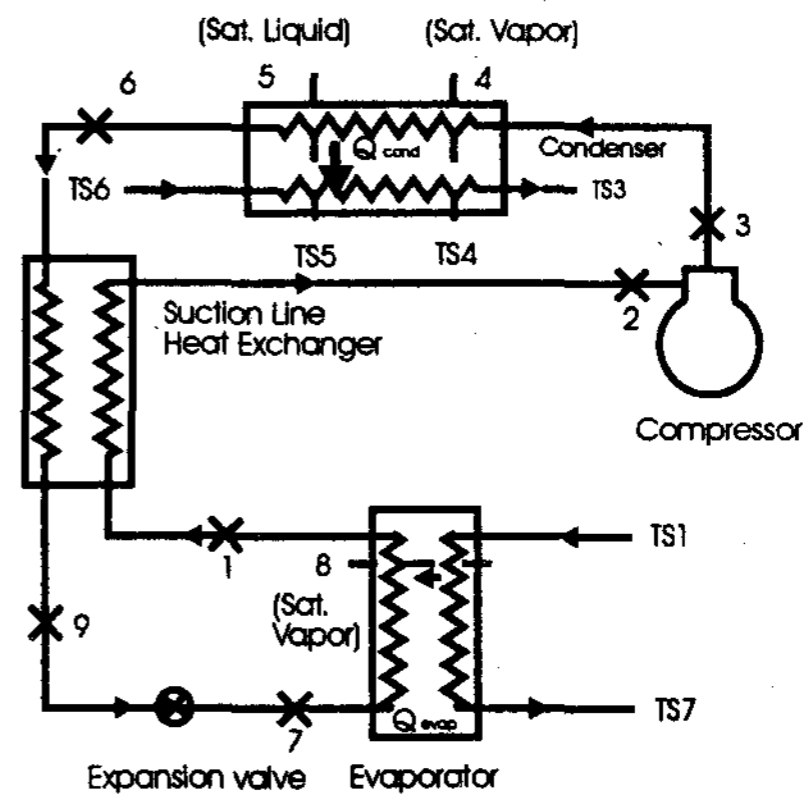


Fig. 2 Refrigeration machine with various components

1. 컴퓨터 모델링

본 연구에서 수행된 이론적 분석의 목표는 우선적으로 작동 유체의 열역학적 성질들이 냉방기에 미치는 효과만을 연구하는 것이다. 따라서 본 연구에서 개발되어 사용된 사이클 모델은 가능한 한 이상적인 증기 압축 사이클

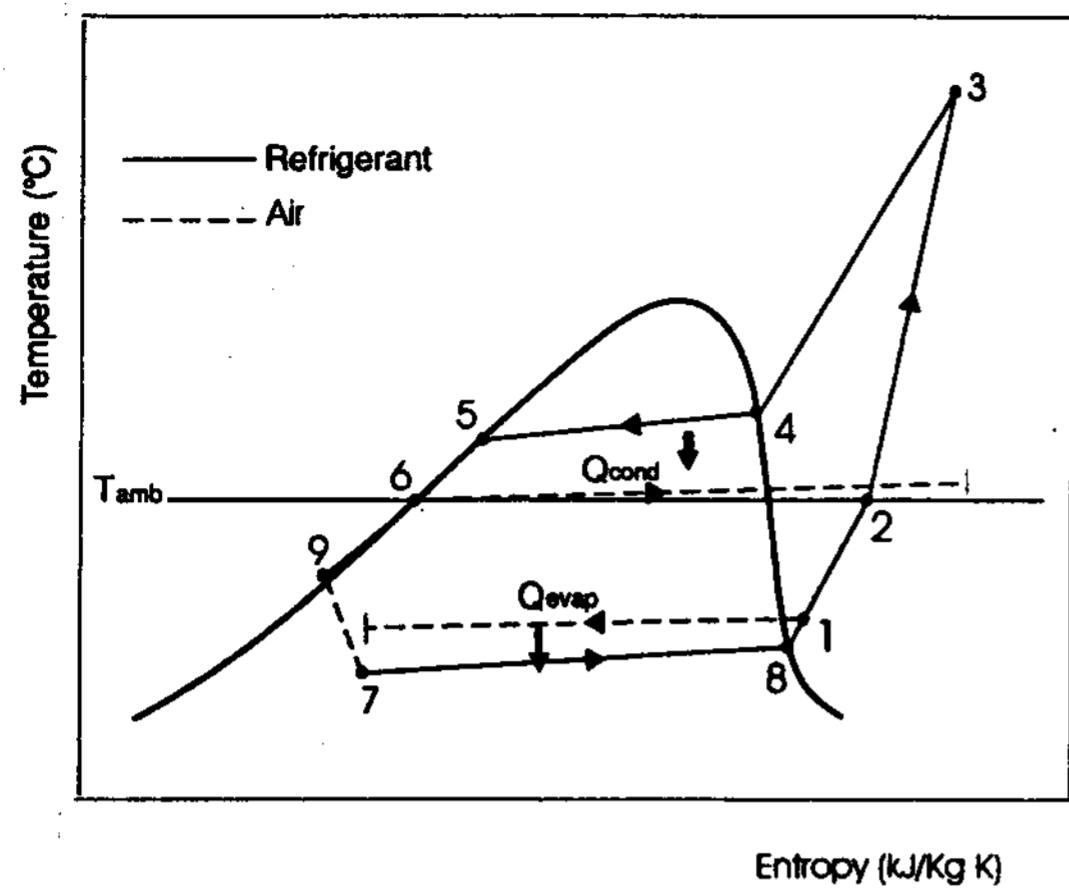


Fig. 3 Cycle Points in T-s diagram

에 가깝도록 하였다. 단지 예외로 한 것은 압축기 효율을 고정 상수로 정한 것과 공기 대 냉매의 열교환기를 사용하였다는 점이다. 전자는 실제의 압축 과정을 나타내 주기 위해, 그리고 후자는 혼합냉매의 온도구배 효과를 설명하기 위해 필요한 것이다.

위의 목적을 달성하기 위해 개발된 가정용 냉방기 컴퓨터 프로그램은 기본적으로 열교환기의 성능이 전관 열관류계수(U)와 열교환 면적(A)의 곱인 'UA'로 표시되는 'UA-모델'이다. 이전에 행해졌던 연구들은 작동 유체가 동일한 냉동 효과를 낼 때에만 순수냉매와 혼합냉매와의 비교가 의미 있는 결과를 제공한다는 것을 보여 주었다.^(3,4,10) 이같은 조건은 혼합냉매나 순수냉매 등에 관계없이, 열교환기에서 가열되거나 냉각되는 공기류가 같은 질량 유량을 갖고 같은 온도 차이를 보여야 함을 의미한다.

전체 시스템의 성능을 시뮬레이션 하기 위해서는 열교환기(응축기, 증발기)들에 대한 적절한 열전달 수식이 필요하다. 앞에서 언급되었듯이, 열교환기의 용량은 전관 열관류계수와 면적의 곱(UA)으로 결정되었다. 이미

주어진 UA값에 의해 용량이 결정된 열교환기들에 관한 열전달 수식 및 에너지 균형 방정식은 Table 1에 주어져 있다.

$f_{supe} = (TS_1 - TS_8) / (TS_1 - TS_7)$
$f_{supc} = (TS_3 - TS_4) / (TS_3 - TS_6)$
$f_{subc} = (TS_5 - TS_6) / (TS_3 - TS_6)$
$LMTD_E = (1 - f_{supc})LMTD_{tpe} + f_{supc}LMTD_{supc}$
$LMTD_C = f_{subc}LMTD_C + f_{supc}LMTD_{supc}$ $+ (1 - f_{subc} - f_{supc})LMTD_{tpc}$
$Q_E = U_E A_E LMTD_E \epsilon_{HX}$
$Q_C = U_C A_C LMTD_C \epsilon_{HX}$

Table 1 Heat Transfer Equations in the Heat Exchangers

Table 1에서 f_{supe} 는 증발기에서 전체 증발기 영역에 대한 과열 증기 영역의 열량비이고, f_{subc} 와 f_{supc} 는 전체 응축기 영역에 대한 과냉 영역, 과열 영역의 열량비이다. $LMTD_{tpe}$ 와 $LMTD_{supc}$ 는 증발기내의 이상 영역과 과냉 영역에서의 대수 평균 온도차이다. ϵ_{HX} 는 'Parallel-flow'형과 'Cross-flow'형의 열교환 효과에 대한 열교환기 보정 계수이다. ϵ_{HX} 는 'Counter-flow'형 열교환기의 경우에는 1.0이고, 그 외 다른 형태의 열교환기들은 1.0보다 작은 값을 갖는다.

응축기와 증발기 내에서는 압력의 강하가 생기게 되는데, 본 연구에서는 각 열교환기의 압력 강하가 사용자에 의해 주어지는 것으로 가정되었고, 열교환기 내의 과냉 영역, 이상 영역, 과열 영역 등에서의 압력 강하는 각 부분의 열전달 양에 비례하는 것으로 가정되었다.

Table 2에는 시뮬레이션에 필요한 변수들 (Variables, VA)과 시스템이 반드시 만족시켜

야만 하는 평형 방정식들이 잔여값들(Residuals, RE)의 형태로 주어져 있다. Table 2에서 한가지 유의해야 할 점은 변수의 순서와 잔여값의 순서가 서로 아무런 관련이 없으며, 단지 해를 얻기 위해서는 변수의 숫자와 잔여값의 숫자가 같아야만 한다는 것이다.

Table 2 Variables and Residuals of N-R Method

Variables	Residuals	Description for residuals
VA(1)= \dot{m}_{ref}	RE(1) = $-Q_E + U_E A_E LMTD_E \epsilon_{HX}$	증발기에서의 열전달식
VA(2)= P_2	RE(2) = $-Q_C + U_C A_C LMTD_C \epsilon_{HX}$	응축기에서의 열전달식
VA(3)= P_3	RE(3) = $-(H_1 - H_7) \times f_{supc} + (H_1 - H_8)$	f_{supc} 의 정의
VA(4)= T_9	RE(4) = $-(H_6 - H_9) + (H_2 - H_1)$	SLHX의 에너지 균형
VA(5)= TS_3	RE(5) = $-Q_E + \dot{m}_{ref} \times (H_1 - H_7)$	증발기에서 냉매의 에너지 균형
VA(6)= TS_4	RE(6) = $-(H_3 - H_6) \times f_{subc} + (H_5 - H_6)$	f_{subc} 의 정의
VA(7)= TS_5	RE(7) = $-(H_3 - H_6) \times f_{supc} + (H_3 - H_4)$	f_{supc} 의 정의
VA(8)= TS_8	RE(8) = $-Q_C + \dot{m}_C C_{p,air} \times (TS_3 - TS_8)$	공기류의 에너지 균형

Table 2의 모든 변수들은 서로 비선형적으로 관계되어 있기 때문에, 이들을 풀기 위해서는 비선형 방정식 군의 풀이 방법이 필요하다. 이를 위해, 본 연구에서는 Jacobi & Gauss 소거법을 적용하는 Newton-Raphson 방법을 사용하였다^(11,12). Newton-Raphson 방법은 Table 2에 있는 m_{ref} , P_2 , P_3 , T_9 , TS_3 , TS_4 , TS_5 , TS_8 과 같은 미정 변수들의 초기 값을 필요로 하는데, 그 이유는 이 값들로부터 사이클 내 각 점의 상태량 및 잔여값이 결정될 수 있기 때문이다. 하지만, 잔여값이 처음부터 0.0이 될 수는 없으므로 잔여값이 0.0이 될 때까지 반복 계산을 하게 된다.

프로그램 실행을 위한 시스템 입력 자료는 Table 3에 주어져 있다. Table 3에서 증발기 입,출구 공기의 온도와 질량 유량, 열교환기 면적, 열전달 상수, 응축기 입구 온도 등은 실제 장치를 이용하여 평가된 값들이다. 본 연구에서는 압축기 흡입부가스의 부가적인 과열도와 증발기, 응축기 출구에서의 압력 강하, 과열, 과냉과 같은 다른 변수들은 0.0으로 정했다. 또한 압축기의 행정 체적은 증발기로부터 들어오는 체적 유량이 어느 정도이든 간에 밀어낼 수 있을 정도로 큰 것으로 가정하였다. 냉동 능력이 냉매에 관계없이 동일한 것으로 가정되었으므로, 이를 위한 압축기 크기는 냉매에 따라 변하게 된다. 압축기의 등엔트로피 효율은 0.7로 고정했다.

Table 3 Simulation Conditions

AIR TEMPERATURE ENTERING EVAPORATOR (TS_1)	27°C (80 F)
AIR TEMPERATURE LEAVING EVAPORATOR (TS_7)	11°C (52 F)
PRESSURE DROP IN EVAPORATOR (ΔP_E)	0 kPa
PRESSURE DROP IN CONDENSER (ΔP_C)	0 kPa
COMPRESSOR EFFICIENCY (ϵ_C)	0.7
SUCTION LINE HEAT EXCHANGER EFFECTIVENESS	0.0
HEAT EXCHANGER CORRECTION FACTOR (ϵ_{HX})	1.0
VOLUMETRIC FLOW RATE OF AIR STREAMS IN EVAPORATOR (\dot{m}_E)	400 CFM
VOLUMETRIC FLOW RATE OF AIR STREAMS IN CONDENSER (\dot{m}_C)	800 CFM
AMBIENT TEMPERATURE (T_{amb})	35°C (95 F)
UA IN EVAPORATOR ($U_E A_E$)	0.4 kW/K
UA IN CONDENSER ($U_C A_C$)	0.5 kW/K
DEGREE OF SUPERHEAT	0 °C
DEGREE OF SUBCOOLING	0 °C

(1 CFM=0.00047m³/s)

열교환기는 모두 대향류로 정했으므로 증발기 측 공기의 들어오고 나가는 온도는 각각 TS_1 and TS_7 이 되며, 열교환기 보정 계수

는 1.0으로 고정되었다. 대향류 열교환기가 사용되지 않은 경우에 대한 논의는 결과 및 고찰 부분에서 이루어 질 것이다. 증발기와 응축기의 전관 열관류계수(UA)는 계산된 대수 온도차가 실제의 냉방기에서 얻어지는 값과 유사하도록 각각 0.4 및 0.5 kW/K으로 정했다. 현재는 대부분의 냉방기가 흡입관 열교환기를 사용하지 않으므로, 흡입관 열교환기 효율(Suction line heat exchanger effectiveness)은 0.0으로 정했다. 또한 냉동 부하는 단지 공기 측의 현열(Sensible heat)로만 규정하였다.

위에서 언급된 것처럼, 어떤 압력 하에서 증발이 일어나게 될 때 혼합냉매의 증발 온도는 상승한다. 그런데 대부분의 비공비 혼합냉매의 경우 증발이나 응축시 온도구배는 선형적이지 않다. 그러나 본 연구에서는 컴퓨터 모델을 단순화하기 위해 일단 혼합냉매의 온도구배를 선형적인 것으로 가정하였다. 혼합냉매의 비선형적 온도구배가 전체 성능에 미치는 영향은 결과 및 고찰 부분에서 언급될 것이다.

2. 냉매 물성치

냉매 물성치들은 미국의 표준 연구소에서 사용된 Carnahan-Starling-De Santis(CS-D) 상태 방정식을 근간으로 해서 구하였다.⁽¹³⁾ CS-D 상태 방정식의 기본적인 형태는 다음과 같다.

$$\frac{pV}{RT} = \frac{1+y+y^2-y^3}{(1-y^3)} - \frac{a}{RT(V+b)} \quad (1)$$

$$a = a_0 \exp(a_1 T + a_2 T^2)$$

$$b = b_0 + b_1 T + b_2 T^2 \quad (2)$$

방정식 (1)에 있는 a, b는 분자들 간의 인력과 분자들 자체의 체적을 나타내 주는 상수

들로서, 각각의 유체마다 다르며, 주어진 유체에 대해서도 온도에 따라 값들이 변한다. 또한 유체의 엔탈피 등을 계산하기 위해서는 각 유체의 이상 기체 비열(C_{p0})이 온도의 함수로 주어지며, 이것은 다음과 같은 방정식으로 주어진다.

$$C_p^0 = c_0 + c_1 T + c_2 T^2 \quad (3)$$

이들 외에도 혼합냉매의 경우에는 순수 물질들이 혼합되었을 때 이상적 혼합물의 경우로부터 벗어나는 정도를 보여주는 혼합 계수가 필요하며, 이것은 다음과 같은 방정식의 형태로 주어진다.

$$f_{12} = f_0 + f_1 T \quad (4)$$

여기에 있는 상수 f₁은 온도에 따른 보정 계수이다.

CSD 상태 방정식은 각 냉매에 대해 a₀, a₁, a₂, b₀, b₁, b₂, c₀, c₁, c₂ 등 9개의 상수들을 필요로 하며, 이 외에 임계점에서의 압력, 온도, 체적, 그리고 분자 질량 등을 필요로 한다. 혼합냉매가 사용되는 경우에 CSD상태 방정식은 혼합 계수를 필요로 하는데, 이 값은 P-v-T 데이터가 있는 경우에만 계산될 수 있다. 그러나 이번에 연구된 혼합냉매에 대해 측정된 P-v-T 데이터는 거의 존재하지 않으므로, 본 연구에서는 이미 알려진 여러 혼합냉매들의 혼합 계수들의 평균값인 -0.01을 취했다. 물론 이 수치는 혼합 계수가 작동 유체들에 크게 영향을 끼치지 않는다는 가정 하에서 사용된 것이다.

3. 대체 냉매의 선정

대체 냉매의 대상은 현행 장치의 변화를 최소화시킬 수 있으며, 가능한 한 R22와 유사한 냉동 능력을 낼 수 있는 것들로 제한되었다.

또한, 혼합냉매를 구성하는 순수냉매를 선택 하는데 있어서는 염소를 포함하지 않은 HFC 냉매에 우선권이 주어졌다. 그러나 HCFC124는 예외인데, 그 이유는 HCFC124의 오존층 파괴 지수가 매우 낮기 때문이다. 실제 시스템에서 수용될 수 있는 범위 내로 온도구배 효과를 제한하기 위해서는, 냉매들의 비등점이 R22와 비교했을 때 크게 차이가 나지 않아야 한다. 이와 같은 냉매 선정 기준을 바탕으로 해서 R32, R124, R125, R134, R134a, R152a를 혼합냉매를 구성하는 순수냉매로서 선정하였다. 이들중 R32, R125, R143a는 R22보다 비등점이 낮은 반면에(냉동 능력이 큼), R124, R134, R134a, R152a는 R22보다 비등점이 높다(냉동 능력이 작음).

기존의 냉매와 유사한 비등점을 갖고 있는 순수냉매가 없는 경우에는, 대체하고자 하는 냉매의 포화 압력을 사이에 두고 포화 압력이 높은 냉매와 낮은 냉매를 혼합하여야 대체하고자 하는 냉매와 비슷한 포화 압력을 얻을 수 있다. 본 논문에서 연구된 이원 혼합냉매는 반드시 R22보다 비등점이 낮은 냉매와 비등점이 높은 냉매로 구성되어 있다. 이번 연구의 결과들은 다음과 같은 이원 혼합냉매들에 대해 얻어졌다: R32/R134a R143a/R134a, R125/R134a, R32/R152a, R143a/R152, R125/R152, R32/R134, R143a/R124, R125/R124, R32/R124.

연구가 진행되면서, R22보다 비등점이 낮은 냉매들 중 R32를 포함하는 혼합냉매들이 다른 냉매들을 포함하는 혼합냉매들보다 더 좋은 성능을 보여준다는 것이 명확하게 드러나게 되었다. 그러나 R32의 문제점은 가연성이 있다는 점이며, R143a, R152a도 마찬가지로의 문제점을 내포하고 있다. 하지만 본 논문

에서는 이들을 성분으로 하는 삼원 혼합냉매들도 연구되었는데, 그 이유는 제 3의 냉매를 첨가함으로써 그런 냉매들의 가연성이 완화될 수 있기 때문이었다. 이런 목적으로 연구된 삼원 혼합냉매는 아래와 같다: R32/R152a/R134a, R32/R152a/R134, R32/R152a/R124. 위의 삼원 혼합냉매들은 가연성을 띠지 않는 R32/R152a를 대체할 수 있다고 기대된다. 물론 불연성 냉매를 첨가함으로써 혼합냉매의 가연성이 감소될 수는 있으나, 가연성을 실질적으로 평가하기 위해서는 광범위한 테스트가 필요할 것이다.

IV. 결과 및 토의

1. 설계 조건하에서의 실행

위에 나열되어 있는 순수냉매 및 혼합냉매의 성능을 결정하기 위해 프로그램을 700회 정도 실행하였다. 본 논문에서는 외기 온도가 35.0℃인 경우에 냉방기가 설계 조건하에서 작동된다는 가정 하에서 얻어진 결과들이 제시될 것이다. Fig. 4-6은 위에 나열되어 있는 이원 혼합냉매 중 대표로 세 가지 혼합냉매의 성적 계수(COP)와 냉동 체적 용량(VCR)을

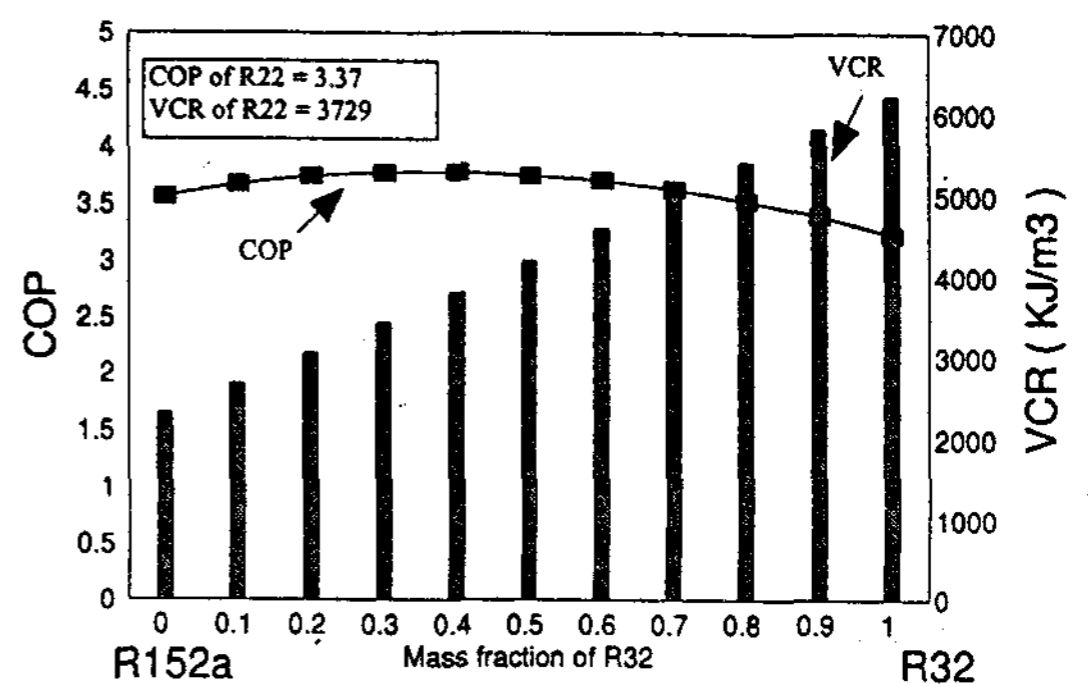


Fig 4. COP and capacity of R32/R152a mixture

조성의 함수로 보여준다. 이들 그림에 있는 조성은 모두 질량을 기준으로 한 것이다. 이들을 비교하기 위한 기준치가 되는 R22의 COP는 3.37이고 VCR은 3735kJ/m³이다. Fig. 4-6을 보면 알 수 있듯이, R125를 사용하는 경우에 냉방 COP는 최소치인 2.45를 기록하고, 조성비 0.2/0.2/0.6을 갖는 R32/R152a/R124 혼합냉매를 사용하는 경우에는 최대치인 3.83을 기록함으로써, 냉매들 간의 COP 차이

가 매우 큼을 알 수 있다.

삼원 혼합냉매의 경우에는 COP 및 VCR을 조성의 함수로 그린다는 것이 거의 불가능하므로, 이들의 경우에는 요약된 결과만 제시될 것이다. 이원, 삼원 혼합냉매로부터 얻어진 결과들은 Table 4와 Fig. 7에 요약되어 있다. COP가 가장 높은 혼합냉매는 R32/R152a/R124인 것으로 나타났고, R22에 비해 이 혼합냉매의 COP는 13.7% 높고, VCR은 23% 낮은

Table 4 Summary of the performance of refrigerant mixtures

	IR1	IR2	IR3	X1	X2	X3	COP	Change (%)	VCR (kJ/m ³)	Press. ratio	P _{suc} (kPa)	P _{dis} (kPa)	T _{sup} (K)
기준	R22	R22		1			3.37	0	3735	3.3	614	2015	360
1	R32	R152a	R124	0.2	0.2	0.6	3.83	13.7	2878	3.4	412	1409	352
2	R32	R124		0.3	0.7		3.82	13.4	3377	3.3	495	1650	355
3	R32	R152a	R134	0.3	0.4	0.3	3.79	12.6	3439	3.4	493	1672	363
4	R32	R152a		0.4	0.6		3.78	12.1	3809	3.3	551	1833	363
5	R32	R134		0.3	0.7		3.77	11.8	3512	3.4	512	1740	354
6	R32	R152a	R134a	0.4	0.5	0.1	3.76	11.7	3865	3.3	563	1872	358
7	R125	R152a		0.2	0.8		3.58	6.2	2511	3.6	372	1324	348
8	R32	R134a		0.3	0.7		3.58	6.2	3820	3.4	589	1993	354
9	R143a	R124		0.3	0.7		3.57	5.9	2170	3.5	339	1175	338
10	R143a	R152a		0.1	0.9		3.57	5.9	2413	3.6	353	1271	350
11	R152a	R152a		1			3.56	5.8	2308	3.7	332	1219	351
12	R134	R134		1			3.44	2.0	1940	3.84	287	1104	338
13	R134a	R134a		1			3.33	1.2	2342	3.72	369	1373	340
14	R32	R32		1			3.23	-4.2	6227	3.35	1005	3363	382
15	R124	R124		1			2.04	-9.8	1382	3.94	208	817	337
16	R134a	R143a		1			2.89	-14.3	3441	3.11	740	2301	339
17	R125	R125		1			2.45	-27.4	3305	3.31	821	2718	336

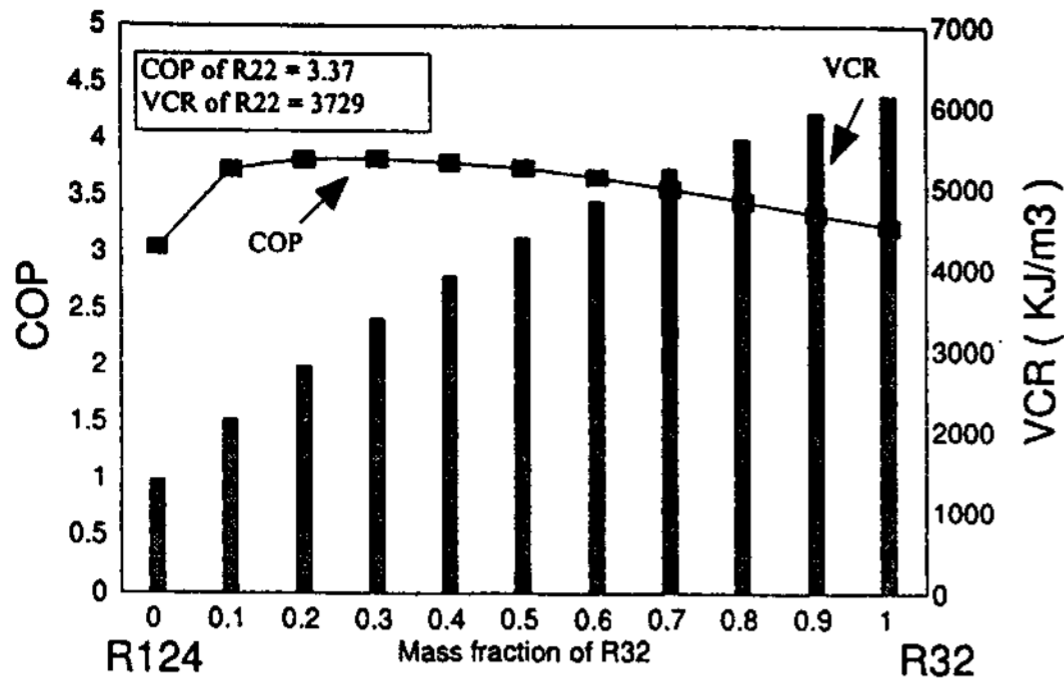


Fig. 5 COP and capacity of R32/R124 mixture

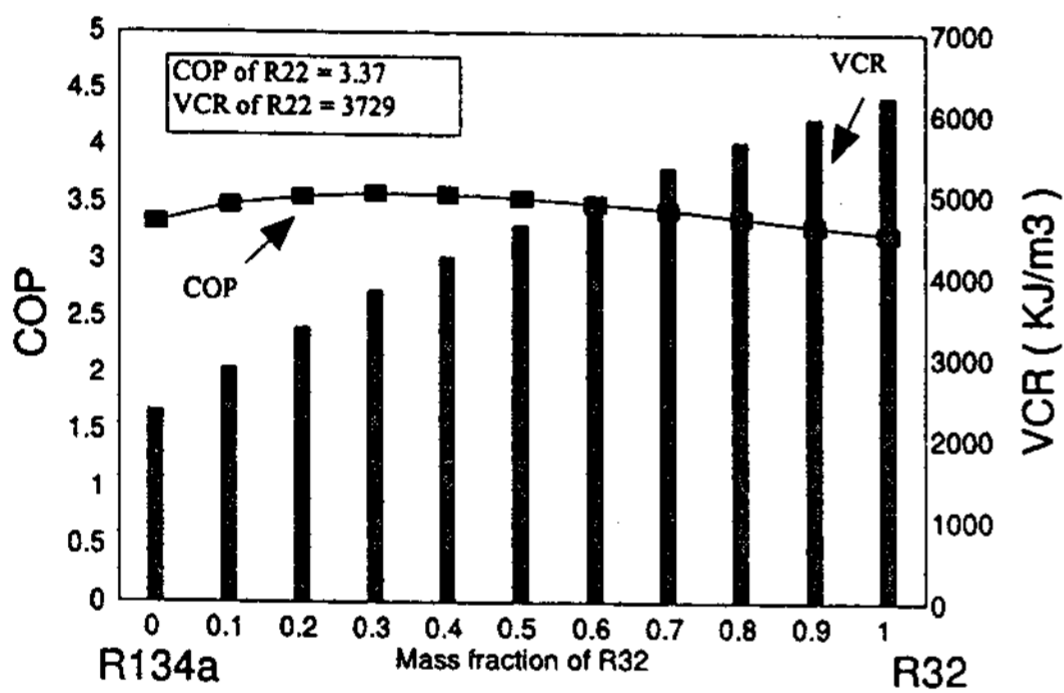


Fig. 6 COP and capacity of R32/R134a mixture

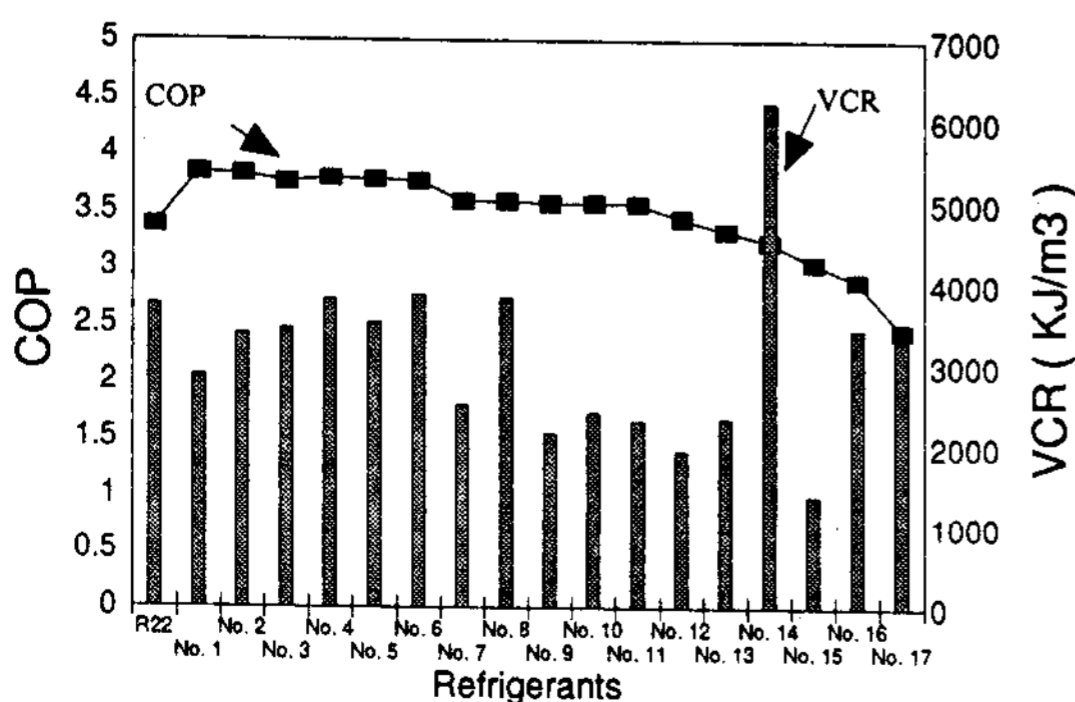


Fig. 7 COP and capacity of various mixtures

것으로 나타났다. 한편 R32/R124는 이원 혼합냉매 중에서 COP가 가장 높은 냉매로 평가되었는데, 이 냉매의 경우에는 R22에 비해 COP가 13.4% 정도 높고, VCR은 9.6% 낮았다. 삼원 혼합냉매인 R32/R152a/R134는 세 번째로 좋은 것으로 나타났고, 염소를 함유하지 않은 것들 중에서는 가장 성능이 우수했다. 그 뒤를 이어 이원 혼합냉매인 R32/R152a가 있었는데, 이 냉매의 경우에는 COP가 12.1% 정도 높았고 VCR도 2% 정도 높았다. 따라서 R22와 비슷한 용량을 갖는 R32/R152a는 시스템의 변경 없이 사용이 가능한 'Drop-in' 대체 냉매로서 사용될 수 있을 것이다. 그 다음으로는 이원 혼합냉매인 R32/R134, 삼원 혼합냉매인 R32/R152a/R134a 등이 있고, 이들은 R22보다 11% 정도 높은 COP를 보였다. 가장 좋은 성능을 보인 삼원 혼합냉매는 60%정도의 R124(불연성 냉매, 소화 기능이 뛰어남)를 포함하는데, 이 사실은 순수냉매 R32와 R152a에 비해 그 혼합냉매의 가연성이 낮추어 질 수 있음을 보여주는 것이다.

순수냉매 중 가장 높은 COP를 보인 것은 R152a로서, 이 냉매의 COP는 R22에 비해 8% 정도 높았다. 그 다음은 2% 정도 높은 COP를 보인 R134였고, R134a는 1.0%의 COP 감소를 보였다. 이런 결과들은 순수냉매인 R152a, R134, R134a등이 R22보다 조금 더 좋거나 비슷한 성능을 내면서 R22를 대체할 수 있음을 보여준다. 그러나 이들이 대체 냉매로 선정되면, 40% 정도의 체적 용량 감소가 따르므로, 이를 보완하기 위해 기존의 R22를 사용하는 압축기보다 40% 정도 행정 체적이 증가된 압축기가 사용되어야 한다.

2. 'Drop-in' 응용과 새로운 시스템

비록 본 논문에 있는 모델링 결과들이 혼합 냉매를 사용하게 되면 상당한 에너지 절감이 이루어 질 수 있는 가능성을 보여 주긴 하지만, 실질적인 에너지 절감 효과는 실제 기계에 대체 냉매를 적용함으로써 증명될 수 있다. 이번 모델에서 사용된 가정들이 실제 기기의 작동 상황에 더 많이 접근할 수록, 이번의 컴퓨터 모델에서 예상된 에너지 절감이 실제와 더 근접하게 이루어 질 것이다. 이번에 제안된 혼합냉매들의 경우, 대부분의 전달 계수들과 오일 호환성 등이 잘 알려지지 않았기 때문에 본 모의 실험에서는 이들의 영향이 고려되지 않았지만, 이들은 실제로 에너지 절감에 중요한 영향을 끼칠는지도 모른다.

한편 본 논문에서 논의된 혼합냉매들은 대체를 적절하고 쉽게 할 수 있도록 하는 팽창장치 내의 변화 같은 시스템 상의 소규모의 변화만을 요구하는 'Drop-in' 대체 냉매들이다. 만일 열교환기의 교체가 없다면, 여기서 거론된 좋은 냉매들 중 몇몇은 성능 면에서 아마도 R22와 거의 유사할 것이다. 기존의 R22의 효율에 얼마나 근접하느냐 하는 것은 우선적으로 대체 냉매의 용량을 결정하는 적절한 조성의 선택과 현존하는 열교환기가 어느 정도 'Counter-flow' 특성에 접근하느냐에 달려 있다. 일반적인 공조기 설계 하에서는 'Drop-in' 대체 냉매의 성능이 선택되는 조성에 매우 민감하지 않을 것으로 기대되므로, 적어도 초기 테스트에서는 요구되는 용량을 맞출 수 있는 조성이 선택되어야만 한다. 모의 실험 결과만을 토대로 하였을 때, 'Drop-in' 대체 냉매의 성능에 관한 믿을 수 있을 만한 평가는 내려 질 수 없다. 그러므로, 실질적 성능은 단지 현존하는 공조 기기를 실험함으로써 결정될 수 있다.

3. 'Counter-flow'형 열교환기 설계와 혼합냉매의 사용

R22의 대체 냉매를 사용하는 새로운 시스템을 개발하는 시스템 설계자는 온도구배를 이용하기 위해서 'Counter-flow'형 열교환기나 적어도 'Counter-flow'형에 가까운 열교환기를 사용해야만 한다. 현재 전통적인 공조기 설계는 'Cross-flow'형 열교환기를 사용한다. 이것은 냉매의 포화 온도가 일정하고 공기 측의 압력 강하가 매우 작다는 것을 고려한 최선의 선택이다. 더욱이 이 경우에는 요구되는 팬 동력도 매우 작다. 위에서 발표된 결과들은 모두 'Counter-flow'형 열교환기가 사용된다는 가정 하에서 얻어졌고, 또한 2상 영역에서의 혼합냉매의 온도구배가 건도에 따라 선형적으로 변한다는 가정 하에서 얻어졌다. 그러나, 실제 시스템이 항상 그런 것은 아니다. 따라서, 가정된 선형 온도구배로부터의 편차는 어느 정도의 성능 감소를 수반할 수 있다.

Radermacher는 'Cross-flow'형 열교환기를 혼합냉매에 적용했을 때의 단점을 조사하기 위해 컴퓨터 모델을 'Cross-flow'형 열교환기를 사용하는 경우로 바꾸어 보았다.⁽¹⁴⁾ 이 경우에는, 'Counter-flow'와 'Cross-flow'형 열교환기에 모두 Effectiveness-NTU 방법이 적용됐다. R22의 경우에는, 이미 기대했던 것처럼, 양쪽 열교환기에 대한 결과들이 똑 같았다. 열교환기 형태가 혼합냉매의 전체 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해 가장 온도구배가 큰 R32/R124 혼합냉매가 선정되었다. 열교환기를 'Counter-flow'형으로 선택하였을 때, R32/R124는 R22에 비해 약 13.4% 정도의 COP향상을 보였으나, 'Cross-flow'형 열교환기를 사용하면 그 증가폭이 감소하여 R22에 비해 COP가 약 8%정도 증가하였다. 이같은 결과는 혼합냉매 사용으로 인해 증가될 수

있는 COP를 최대한도로 이용하기 위해서는, 가능한 한 'Counter-flow'형 열교환기가 사용되어야만 한다는 것을 의미한다. 또한 이같은 사실은 '냉매 대 공기' 열교환기를 사용하는 실험에 의해 증명되어야만 한다.

열교환기를 'Counter-flow'형에 가깝게 하기 위해 4개 이상의 튜브 열을 사용하게 되면, 공기 측의 압력 강하가 증가하고, 따라서 요구되는 팬 동력도 높아진다. 그러므로, 혼합 냉매에 의한 에너지 절감은 부가적인 동력의 증대에 의해 상쇄될지도 모른다. 반면에 혼합 냉매의 온도구배를 이용하기 위해서는 열교환기의 면적을 증대시키고 공기 유량은 감소시킬 수도 있다. 결과적으로, 팬 동력은 변화하지 않을 수도 있다. 이렇게 되면, 응축기를 통해 나오는 공기의 온도가 높아지게 되는데, 이런 특징은 열펌프 응용에 있어서 유리하다.

혼합냉매의 사용은 냉방기(혹은 열펌프) 시스템의 유지를 복잡하게 만드는데, 그 이유는 시스템 내에 누출이 발생하였을 때, 휘발성이 큰 성분이 우선적으로 나오게 되기 때문이다. 그러나 남아 있는 냉매의 조성과 추가로 보충되어야 할 성분의 양을 단순하게 결정할 수 있는 장치의 개발을 통해서 이런 어려움은 제거될 수 있다. 다른 해결책으로는 충전된 냉매를 완전히 대체하는 것인데, 이러한 방법은 원래 충전된 냉매가 재생되는 경우에 보다 실용적일 것이다.

4. Sensitivity 고려와 정확성

본 연구 결과의 정확성은 크게 모델 그 자체에 달려 있다. 이번에 개발된 모델은 거의 이상적인 냉동 사이클을 갖는 냉방기나 열펌프를 묘사한다. 이상적인 사이클로부터 벗어난 것은 압축기 효율이 0.7이고, 냉매의 포화 온도를 고정하는 대신에, 공기의 온도를 고정

하였다는 점이다. 후자를 선택하게 된 이유는 혼합냉매의 온도구배 범위를 고려하며 동시에 동일한 냉동 능력 하에서 시스템을 평가하기 위함이었다. 주지하는 바와 같이, 다른 선택 사항들은 순수냉매 또는 혼합냉매를 더 유리하게 할 수도 있다. 실제 설계가 본 연구에서 예측된 성능을 달성하느냐 못하느냐 하는 것은 본 모델에서 이상적으로 가정된 조건들이 어느 정도 만족되느냐 하는 점과 시스템 설계에 달려 있다. 또한 이 모델에서 에너지 균형에 대한 오차는 0.1%이하이다. 여기서 응용된 모델은 2상 영역에서 혼합냉매의 온도구배가 선형적이라고 가정하였으나, 대부분의 혼합냉매에 있어서는 반드시 그런 것은 아니다. 비선형성을 고려하는 것은 계산하는 시간과 수고를 상당히 증가시킬 것이고, 그림 7에 있는 혼합냉매의 순위를 어느 정도 바꿀 수도 있다. 특히 이원 및 삼원 혼합냉매를 비교하는데 있어서는 이것이 매우 중요할 수도 있다.

이 외의 다른 요소들 또한 고려 대상이 될 수 있다. 이번 연구는 미국 표준 연구소에 의해 이미 공표된 CSD 상태 방정식을 근간으로 하여 수행되었다. 시간이 흐름에 따라 대체 냉매들 중 몇몇 냉매에 관한 데이터는 상당히 많이 갱신될 것이고, 냉매 물성치의 갱신은 변화되는 크기에 따라 여기서 보고된 결과에 어느 정도 영향을 끼칠 것이다. 또 하나의 불확실성은 혼합냉매의 혼합 계수를 모두 -0.01로 사용했다는 것인데, 혼합 계수들이 다소 계산 결과에 영향을 끼친다는 점을 감안하면 이것 또한 고려하여야 할 사항이다. 미국 환경청에서 수행하였으나 아직 공표 되지 않은 연구는 본 논문에서 제시된 결과들과 같이 비등점이 서로 비슷한 혼합냉매의 경우에 COP의 편차가 3.0%이하임을 제시해 준다.⁽¹⁴⁾

따라서 이런 사실은 또한 본 논문에서 발표된 혼합냉매 성능 순위에 어느 정도 영향을 끼칠 것이다.

5. 향후 연구 과제

본 연구에서 제시된 혼합냉매들을 보다 더 유용하게 사용하기 위해서는 많은 요인들이 고려되고 연구되어야만 한다. 이런 요인들에는 열역학적 특성들, 열 및 물질 전달 특성들, 기름의 호환성, 압축기 수명과 비용, 재료의 호환성, 가연성과 독성들이 포함된다. 또한 냉난방 공히 혼합냉매를 포함한 모든 작동 유체들의 실질적 성능이 실험적으로 직접 증명되어야 하고, 시스템을 완전히 재설계하는 것도 고려되어야만 한다. 마지막으로, 정류기를 사용하여 조성을 변화시켜 가며 조성 변화에 의한 영향도 연구되어야만 한다. 또한, 이러한 노력과 함께 컴퓨터 모의실험 프로그램도 온도구배의 비선형성을 고려하기 위해 확장되어야만 한다.

V. 결 론

1. 혼합냉매를 사용하는 가정용 냉방기 시뮬레이션 프로그램이 완성되었다. 이 프로그램은 UA model이며, 이 프로그램의 가장 큰 장점은 20가지 순수냉매 및 이들의 혼합냉매들의 성능 분석이 가능하다는 점이다. 냉동/공조기 성능 해석시 가장 중요한 인자가 냉매들의 물성치임을 고려하여, 미국 표준 연구소에서 개발되어 세계적으로 인정을 받고 있는 CSD 상태 방정식을 사용하였다. 본 연구에서 개발된 프로그램이나 혼합냉매는 태양열, 지열 등의 대체 청정 에너지를 이용하는 열펌프에도 쉽게 적용될 수 있다.

2. R22 대체 혼합냉매를 구성하는 순수냉

매로는 R32, R124, R125, R134, R134a, R143a, R152a가 선정되었다. 연구된 이원 혼합냉매는 R22보다 비등점이 낮은 냉매와 비등점이 높은 냉매로 구성되었고, 이들은 다음과 같다: R32/R134a, R32/R152a, R32/R134, R32/R124, R143a/R134a, R143a/R152a, R143a/R124, R125/R134a, R125/R152a, R125/R124. R32 및 R152a는 가연성을 띤 냉매들이나 성능이 좋으므로, 이들에다 불연성의 HCFC124를 혼합한 다음의 삼원 혼합냉매들도 연구되었다: R32/R152a/R134a, R32/R152a/R134, R32/R152a/R124.

3. 냉방 COP는 R125인 경우에 최소치인 2.45이고 조성비 0.2/0.2/0.6을 갖는 R32/R152a/R124 혼합냉매의 경우에 최대치인 3.83이 됨으로써, 냉매들 간에 그 차이가 매우 큼을 알 수 있다. 가장 좋은 혼합냉매는 R32/R152a/R124인 것으로 나타났고, 이 혼합냉매는 R22에 비해 COP가 13.7% 높고, VCR은 23% 낮았다. R32/R124는 이원 혼합냉매 중에서 가장 좋은 냉매로 평가되었는데, 이 냉매는 R22에 비해 COP는 13.4% 정도 높고, VCR은 9.6% 낮았다. 삼원 혼합냉매인 R32/R152a/R134는 전체적으로 볼 때 세번째로 좋은 것으로 나타났고, 염소를 함유하지 않은 것들 중에서는 가장 성능이 우수했다. 그 뒤에 이원 혼합냉매인 R32/R152a가 있었는데, 이 냉매는 COP가 12.1% 정도 높았고, VCR도 2% 정도 높았다. 따라서 R22와 비슷한 용량을 갖는 R32/R152a는 시스템의 변경 없이 사용이 가능한 'Drop-in' 대체 냉매로서 사용될 수 있을 것이다.

4. 순수냉매 중에서 가장 높은 COP를 보인 것은 R152a로서, R152a의 COP는 R22에 비해 5.8% 정도 높았다. 그 다음은 R134로서 2% 정도 높은 COP를 보였고, R134a는 약

1.0% 정도 낮은 COP를 보였다. 이런 결과들은 에너지 효율 면에서 R152a, R134, R134a 등이 R22보다 조금 더 좋거나 비슷한 성능을 내면서 R22를 대체할 수 있음을 보여준다. 그러나 이들이 대체 냉매로 선정되면, 체적 용량이 약 40% 정도 감소하므로, 이를 보완하기 위해 40%정도 행정 체적이 증가된 압축기가 사용되어야만 한다.

후 기

본 연구는 1993년도 교육부 기계 공학 분야 연구 지원(ME93-A-11)으로 이루어졌으며, 이에 감사를 드린다. 또한 여러 면에서 협조해 준 인하 대학교에 감사를 드린다.

참 고 문 헌

1. M. J. Molina and F. S. Rowland, 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, Final Act, United Nations Environment Programme, 1987
3. David A. Didion, The Impact of Ozone-Safe Refrigerants on Refrigeration Machinery Performance and Operation, in the 1994 proceedings of the Society of Naval Architects and Marine Engineers
4. R22/R502 Alternative Refrigerant Evaluation Program, US Air-conditioning and Refrigeration Institute, 1992-1994
5. W. Mulroy, M. Kauffeld, M. O. McLinden, and D. Didion, 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, 1988
6. A. Lorenz and K. Meutzner, On Application of Nonazeotropic Two Component Refrigerants in Domestic Refrigerators and Home Freezers, *XIV Int. Congress of Refrigeration, Moscow*, 1975
7. R. Radermacher, Advanced Versions of Heat Pumps with Zeotropic Refrigerant Mixtures, *ASHRAE Trans.*, Vol. 92, Pt. 2, No. 2977, 1986
8. H. Schnitzer and T. Berntsson, Improvement of COP of Compressing Heat Pumps Through the Use of Nonazeotropic Mixtures, *Proc. of the 2nd Int. Symposium on The Large Scale Applications of Heat Pumps*, pp. 13-20, York, England, Sept. 1984
9. H. Kruse, The Advantages of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 4, pp. 119-125, 1981
10. M. O. McLinden, R. Radermacher, Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol 10 November. 1987
11. W. F. Stoecker, Design of thermal systems. 3rd Ed, McGraw-Hill Book Company
12. D. S. Jung, R. Radermacher, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure

- and mixed refrigerant, Int. J. Refrigeration, Vol 14 July. 1991
13. G. Morrison and M. O. McLinden, Application of a Hard Sphere Equation of State to Refrigerants and Refrigerant Mixtures, NBS Technical Note 1226, NBS, Gaithersburg, MD 20899, 1986
14. Radermacher, R., Private Communication, University of Maryland, College Park, 1994

Computer Simulation Study for Analyzing Alternative Refrigerants in Residential Air-conditioners

Yoo, Hwaan-Kyu, Jung, Dongsoo

Abstract

This paper is concerned about alternative refrigerants for HCFC22 used in room air conditioners and heat pumps. Computer simulation of residential air conditioners using refrigerant mixtures is carried out. Following refrigerants are selected as the pure refrigerants constituting the mixtures studied: R32, R124, R125, R134, R134a, R143a and R152a. Simulation results are presented for the following mixtures: R32/R134a, R32/R152a, R32/R134, R32/R124, R143a/R134a, R143a/R152a, R143a/R124, R125/R134a, R125/R152a, R125/R124, R32/R152a/R134a, R32/R152a/R134, R32/R152a/R124. The best fluid is found to be the ternary mixture of R32/R152a/R124. For that mixture, the coefficient of performance(COP) and volumetric capacity for refrigeration (VCR) are 13.7% larger and 23% smaller than the respective values for HCFC22. R32/R124 mixture is the best binary fluid pair whose COP and VCR are 13.4% larger and 9.6% smaller than those for HCFC22.