

혼합매체를 사용하는 냉동기, 열펌프에서 2상열전달의 중요성

노 승 탁
서울대학교 기계공학과 교수



●1943년생
●열공학을 전공하였으며, 열에너지저장 및 상변화 열전달, 열물성치에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

일상생활에서 접할 수 있는 냉동기 또는 열펌프의 열매체로는 흔히 상품명으로서 프레온(freon)으로 불리는 각종의 염화불화탄소(CFC : chlorofluorocarbon)가 많이 사용되고 있다. 현재로서는 R12와 수종의 유사한 냉매이외에 더 적합한 냉매를 실용적으로 사용하는 사실상 어렵다. 그러나 에너지의 효율적 이용 측면에서 시스템의 성능을 향상시키고 부하변동에 대응한 열에너지를 공급하기 위한 방안으로서 냉매 혼합물에 대한 연구가 이미 행해지고 있다. 또한 최근에 오존층 파괴와 온실효과의 큰 원인이 기존의 CFC임이 밝혀져 대부분의 기존 냉매에 대한 사용 규제가 실시되고 있다. 따라서 혼합냉매의 사용은 에너지의 효율적 이용의 한 측면과 오존층파괴 및 온실효과를 줄일 수 있는 혼합 물질로서 오랜 기간 동안 사용하여온 CFC를 대체한다는 측면에서 그 중요성이 부각되어 있다. 또한 새로운 대체 냉매가 개발되어 실용화되는 경우에도 이들의 혼합물을 사용하여 기기의 성능을 증대시키는 방안은 계속 유용할 것이다.

CFC는 염소, 불소, 탄소의 화합물로서 성충권에서 염소(Cl)가 오존과 반응하여 이를 소멸시키는 것으로 알려져 있으며, CFC의 사용

에 대한 규제가 1980년대 중반부터 가시화되었다. 1989년부터는 몬트리얼 의정서(montreal protocol)에 따른 구체적인 규제가 시작되었으며, 1998년에는 1986년을 기준으로 생산량을 50% 삭감하기로 되어있으며 향후 규제내용이 강화될 전망으로서 서기 2000년경에는 기존의 CFC를 지구상에서 사용하지 않을 계획으로 이어지고 있다. 그 대상 냉매에는 현재까지 가장 광범위하게 사용되고 있는 R12를 비롯하여 R11, R13, R113, R114, R115 등이 포함되어 있다. 이러한 상황에서 궁극적인 해결 방안은 기존의 냉매를 대신할 수 있는 대체 냉매의 개발이다.

새로운 냉매로는 R123, R124, R134a, R141b, R152a 등이 시험 또는 개발 단계에 있으며, 특히 R12를 대체하는데 대한 관심이 크다. 그러나 새로운 냉매의 개발에는 많은 시간과 자본의 투자 그리고 실제의 시스템에 적용시키기 위한 기술적인 문제들이 따르며 높은 가격도 문제가 된다. 따라서 대체냉매의 실용화에는 더 많은 시간이 필요할 것이다. 이러한 시점에서 기존의 냉매 중 규제가 비교적 적은 냉매를 사용하여 규제 대상이 되는 유용한 냉매와 유사한 성능을 갖는 혼합냉매의 사용에 대한 연구에 관심을 기울일 필요가 있다. 특히 혼합냉매는 기본적으로 성능향상의 이점 때문에 대체 냉매가 개발된 후에도 대체냉매를 혼합한 혼

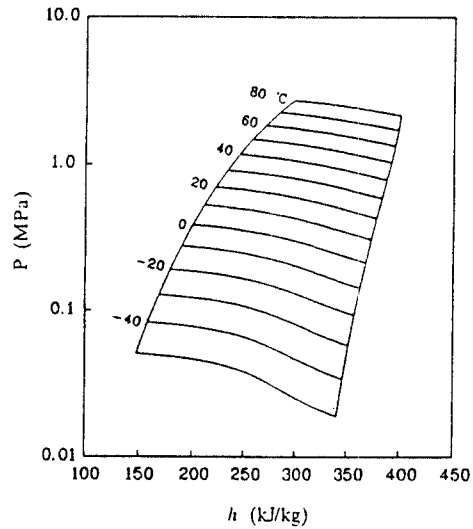
합냉매에 대한 연구가 계속 진행될 것으로 예상된다.

이 글은 최근 대두되는 CFC문제와 관련하여 혼합냉매를 사용함으로써 얻어지는 이점과 이들의 예를 알아보고 이에 수반하여 열교환기의 설계 및 제작에 있어서 필수적인 역할을 하는 혼합매체에서의 2상유동열전달의 중요성과 체계적인 연구의 필요성을 강조하기 위하여 기술한 것이며 이 분야에 대한 새로운 지식을 전반적으로 집약하거나 자료를 광범위하게 수집한 것이 아니다.

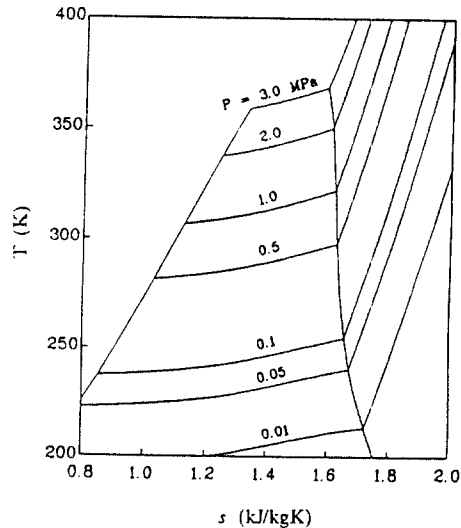
2. 혼합냉매 개요

혼합물은 2개 이상의 순수 물질이 혼합된 물질을 뜻한다. 혼합물에는 상온에서의 공기와 같이 기체 상태인 단일 상을 유지하여 거의 혼합물인 것을 인식하지 않고 순수물질과 동일하게 취급할 수 있는 경우도 있으나 물질 또는 사용 범위에 따라서 대부분의 경우에는 물질의 상이 변화하므로 이에 대한 성질 변화를 고려하여야 한다. 그러나 상이 변화하는 경우에도 혼합물의 특정한 성분에서는 순수물질과 같이 단순 상변화가 발생하여 순수물질과 같이 취급할 수 있는 경우도 있다. R500(R12와 R152a의 혼합물)이나 R502(R12와 R115의 혼합물)는 이의 대표적인 예이다. 그러나 대부분의 혼합냉매에서는 증발 또는 응축 과정에서 액상과 기상 성분은 변화하고 또한 일정한 압력하에서도 그 온도가 변화하게 된다. 이러한 냉매를 영어로는 nonazeotropic refrigerant mixture라고 부른다. 반면 전술한 R500이나 R502를 azeotropic refrigerant mixture라고 한다. non-a-zeo-tropic의 어원에서 zeo가 비등, trope가 변화를 뜻하며 a와 non이 모두 부정의 뜻을 가지고 있음을 생각할 때 이 단어는 이중 부정에 의하여 비등시에 온도가 변화하는 것을 뜻하게 된다. 이러한 혼합냉매의 열역학적 성질을 도표로 나타내면 흔히 사용하는 냉매의 압력-엔탈피(P-h) 선도나 온도-엔트로피

(T-s) 선도에서 등온선이나 등압선이 수평선으로 나타나는 것과는 달리 경사지게 나타난다. 그림 1은 R22/R114 혼합냉매의 압력-엔탈피(P-h) 선도과 온도-엔트로피(T-s) 선도를 혼합성분비 50%의 경우에 대하여 계산하여 나타낸 것이다^(1,2). 이러한 열역학적 성질의 계산



(a) 압력-엔탈피선도



(b) 온도-엔트로피 선도

그림 1 R22/R114 혼합물(질량비 50/50)의 압력-엔탈피, 온도-엔트로피 선도

이나 도표화는 순수물질이 경우보다는 복잡하나 적절한 모델과 열역학 계산식으로 수행할 수 있다.

3. 혼합냉매를 사용한 냉동기, 열펌프의 개요

범용적으로 많이 사용하는 냉동기나 열펌프의 구조는 잘 알려져 있듯이 압축기, 증발기, 응축기와 팽창밸브를 주요 부품으로 하여 구성되어 있다. 그림 2는 연구실에서 실험용으로 사용하는 냉동기/열펌프의 예를 나타낸 것이다. 응축기와 증발기는 2중관 형태의 열교환기로서 물, 브라인 또는 공기 등의 매체와 열교환을 할 수 있도록 구성되어 있다.

Nonazeotropic 혼합냉매는 순수냉매 또는 azeotropic 혼합냉매와 달리 등압하에서 기상, 액상간에 상변화가 일어날때 온도가 변하고 각 상의 성분비가 변한다는 사실은 이미 주지하는 바이다. 따라서 냉동사이클에 사용할때 증발, 응축시의 온도변화를 이용하여 외부 열원과의 유한온도차를 줄일 수 있으므로 성능 향상이 가능하다. 아울러 왕복식 압축기를 사용하는 열펌프에서 압축기 입구의 체적 유량이 일정함으로서 외부 주위 온도가 변화함에 따라 열펌프의 열공급량이 변하여 소요 열부하와 공급열량의 균형이 맞지 않는 경우 혼합 성분비

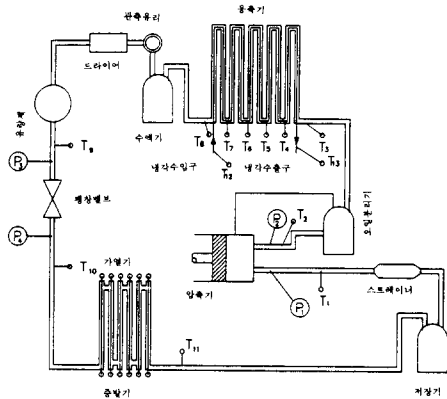


그림 2 냉동기/열펌프 사이클 실험장치의 개략도

율을 조정하여 두 물질간의 열용량 차이에 의한 용량제어에 의하여 부하에 맞는 사이클 구성이 가능하다^(1,3). 혼합냉매를 사용한 냉동사

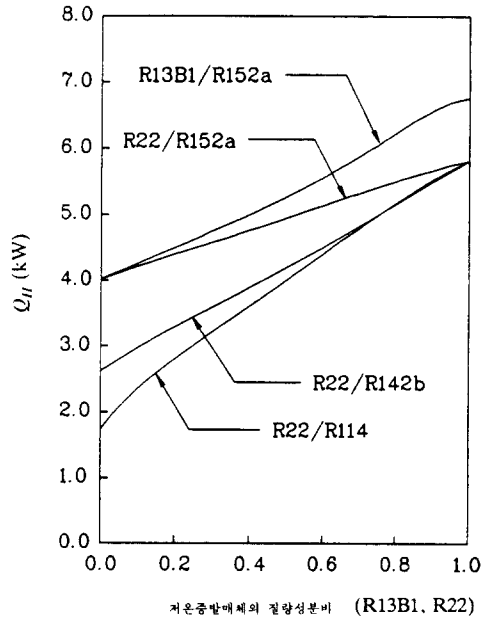


그림 3 일정체적유량 사이클에서 난방용량의 변화

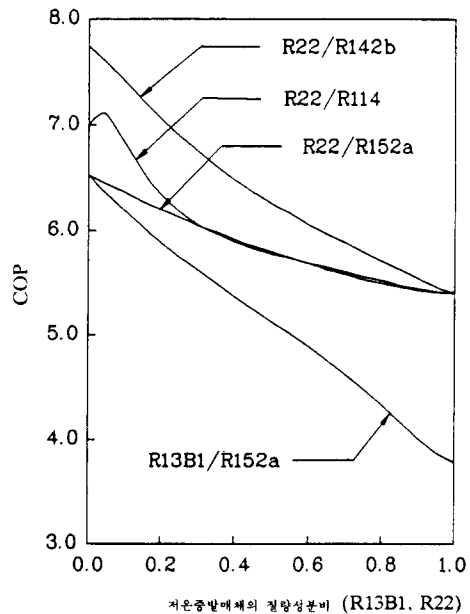


그림 4 일정체적유량사이클에서 COP의 변화

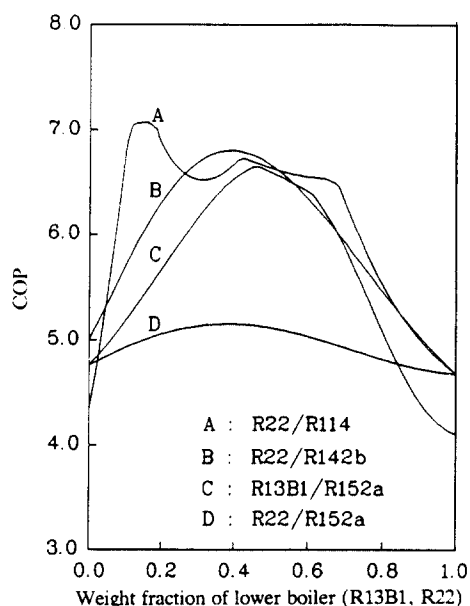


그림 5 일정냉방용량 사이클에서 COP의 변화

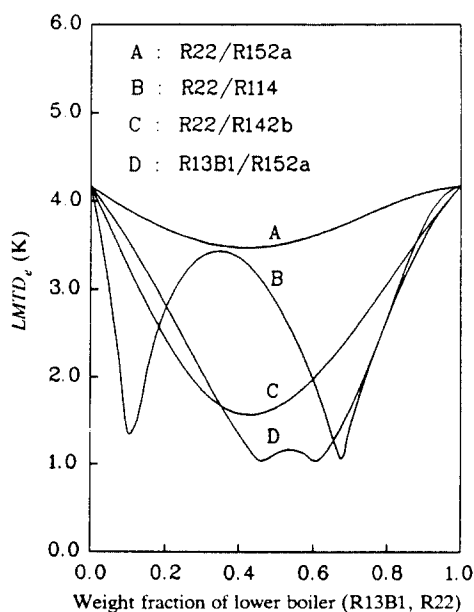


그림 6 일정 냉방용량 사이클에서 증발기 로그평균온도차의 변화

이클에 대한 성능 해석은 정확한 물성치를 알 때 가능하며 4가지 혼합물에 대한 해석의 예를 그림 3, 4, 5, 6에 나타내었다⁽¹⁾. 증발기, 응축기

의 열원은 물로 생각하였고, 열펌프 측과 외부 열원 사이는 대향류 열교환을 하는 것으로 가정하였다.

등체적유량 압축기를 사용하고 전열용량(UA)이 일정하다고 가정한 경우의 난방능력 변화와 성적계수를 그림 3, 그림 4에 보였다. 고정된 외부 열원 온도 조건에서 난방 능력이 두 순수 물질의 값 사이에서 변화하며 COP는 역시 두 순수냉매의 값 사이에서 거의 선형적인 변화를 한다. 외부조건이 바뀌면 난방부하가 변하며 성분비를 변화 시켜서 부하에 맞는 사이클 구성이 가능하다. 두번째로 일정한 난방부하에 대한 해석 예를 그림 5, 그림 6에 나타내었다. 각 혼합물에서 COP 최대인 성분이 존재하며, 계산상 로그평균온도차(LMTD) 최소점과 거의 일치한다. 즉 열원과외의 온도차를 줄여서 증발부와 응축부간의 온도차이를 감소시켜서 성적계수가 상승된 것이다. 그러나 증발기 제거 열량이 같으므로 평균온도차가 줄어들면 전열용량이 늘어야하며 만일 열관류율이 같다면 면적이 커져야한다. 따라서 혼합냉매를 사용하면 성능향상이 있는 만큼 열전달계수 또는 열전달면적이 커져야한다는 구속이 가해진다.

한편 이상의 해석에서는 단순히 열전달계수나 열전달 면적이 증가하여야 한다는등의 이상적인 가정을 하였다. 이것은 실제로 혼합냉매를 사용할 경우에 열전달 계수가 어떠한 양상을 보이는가에 대한 고려를 하지 않은 결과이다. 따라서 실제에 가까운 해석을 위해서는 혼합물에 대한 비평형 물성치인 열전도율 또는 궁극적으로 열전달 계수에 대한 정보가 필요하다. 즉 상변화 온도 변화에 의한 성능향상의 효과를 정확히 고찰하기 위해서는 상변화시의 전열 현상에 대한 규명이 필요하다. 따라서 혼합매체를 사용하는 냉동기, 열펌프의 2상 유동 열전달에 관한 연구의 필요성이 대두되며 이러한 연구가 진행되어야만 정확한 열역학적시스템 해석이 가능할 것이다.

한편 개념적인 접근에 의해서 혼합냉매를 사

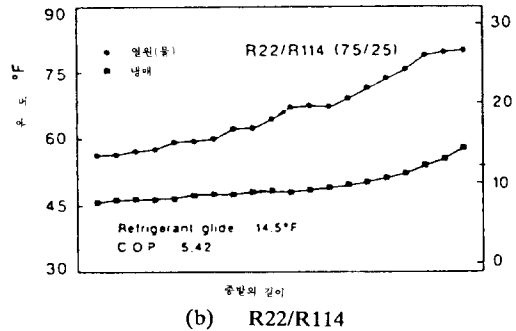
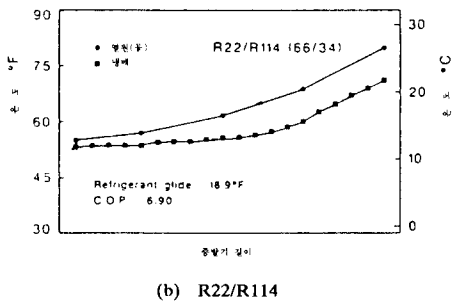
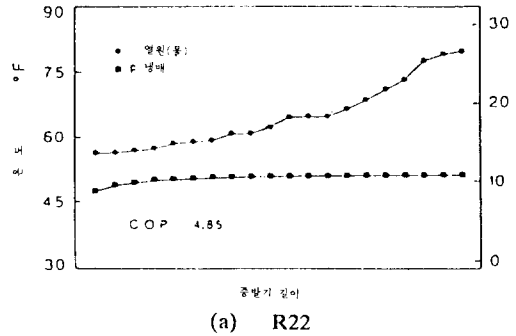
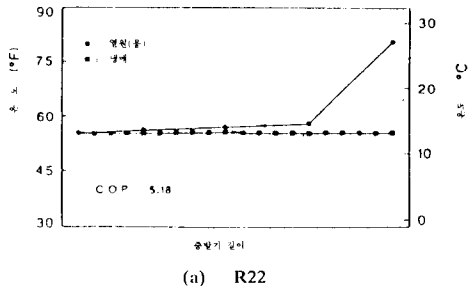


그림 7 증발기 형상 A에서 R22와 R22/R114 혼합물에 대한 증발기 온도변화양상

그림 8 증발기형상 B에서 R22와 R22/R114혼합 물에 대한 증발기 온도변화 양상

용한 경우의 전열상의 이점을 살펴볼 필요가 있다. 일정한 냉동열량 사이클에 있어서 증발기의 냉매 온도 변화, 대응하는 대향류 열원의 온도 변화, 증발기 면적과의 관계에 대한 문제를 실험 (4)에 의한 결과를 중심으로 고려할 수 있다. 열원의 증발기 입출구의 온도차가 일정한 값으로 주어졌을 때 순수 냉매의 경우와 최대 성적계수를 보이는 혼합 성분의 경우에서의 각각의 온도 변화 양상을 그림 7에 나타내었다 (증발기 형상 A). 이러한 상태에서 증발기 형상 설계를 잘 한다면 냉매와 열원과의 평균온도차를 줄여서 COP를 상승시킬 수 있을 것이다. 그러나 유의할 점은 순수냉매에서는 LMTD가 물의 출입구 온도차의 절반 보다 작을 수 없고 혼합물에서는 그 이하로 줄일 수 있다는 것이다. 효율적인 증발기에 의한 온도 변화 양상을 그림 8에 보였다(증발기 형상 B). 이 경우 혼합 성분은 최대 성적계수를 보

이는 성분으로 생각한다. 증발기 형상이 변하여 유한 온도차를 줄여도 높은 전열 효과에 의해서 전체 증발기 부피에는 큰 영향을 미치지 않을 수 있다. 이 상태에서 순수냉매에서는 거의 얻을 수 있는 최대 성적계수라 할 수 있다. 그러나 이 경우 열원의 온도분포에 절점 (pinch point)이 생길 것이고 그점 이후로는 열교환 효과가 없는 것이나 마찬가지이다. 즉, 열교환기의 상당부분은 무용한 것이다. 그러나 혼합냉매의 경우 상변화 온도 변화에 의해서 전열 면적을 최대한 이용할 수 있고 단일 냉매에 비해서 현격한 COP 상승이 가능하다. 따라서 형상 B의 경우 혼합냉매의 전열 면적이 순수냉매에서보다 수배이지만 결과적으로 동일한 증발기로서 성능을 향상시킨 효과와 같다. 즉 효율적인 증발기의 설계가 가능하다는 전제하에서 순수냉매로서 얻을 수 있는 최고의 성능 계수보다 더 큰 성적계수를 동일한 증발기로서

을 수 있는 것이다. 증발기 면적을 증가시키더라도 순수냉매에서는 COP의 한계가 존재하나 혼합냉매에서는 늘어난 면적을 충분히 이용하여서 COP를 더욱 높일 수 있다. 따라서 시스템의 효율이 좋아지는 쪽으로 초점을 맞추면 혼합냉매의 유용성이 점점 커진다고 할 수 있다.

4. 혼합냉매에서의 2상 열전달

혼합냉매에 대한 평형 물성치(압력, 온도, 비체적 등)는 비교적 많은 실험적 연구가 진행되어 열역학적 물성치(엔탈피, 엔트로피)의 추산은 많은 경우에 가능하다. 그러나 열전달 현상의 해석에 기초가 되는 열전도율의 측정은 혼합냉매에 대하여 많지 않다. 특히 액상영역에서는 거의 이루어지지 않고 있으며, 탄화수소류에 관한 연구가 발표된 바 있다⁽⁶⁾. 따라서 혼합냉매에 대한 열전도율의 측정은 그 자체로 뿐만 아니라 전열 현상의 규명을 위해 큰 의미를 지닐 수 있다. 앞에서 서술한 바와 같이 혼합물에서 상변화시 전열현상 특히 열전달 계수의 거동을 아는 것이 매우 중요하다. 2상 열전달 과정은 연구의 필요성과 큰 유용성에도 불구하고 그 현상학적 어려움으로 인하여 거의 실험적연구에 의존하는 바가 크다. 더우기 혼합물에서의 현상은 더욱 복잡할 것이며 해석적으로 연구하기는 힘들고, 현재까지는 냉매에 관한 많은 결과가 보고되고 있지는 않다. 혼합냉매에 대한 2상 열전달 연구는 몇몇 문헌에서⁽⁶⁾ 찾아볼 수 있으나 아직은 광범위한 연구가 이루어지지는 않고 있다. 풀비등(pool boiling)은 순수냉매 자체 또는^(7,8) 윤활유와의 혼합에 관한 연구가 진행되었으며, 혼합 냉매에 대해서도 발표된 바 있다. 원관내의 응축과 증발과정에 관한 연구도 진행되었다^(9,10). R22/R114 혼합물에 대하여 풀비등과 수평원관 강제대류 증발과정에 관하여 발표된 실험 자료의 예로는 그림 9에 나타낸 것과 같이 Golenflo 등⁽⁸⁾이 연구한 풀비등에서의 성분비

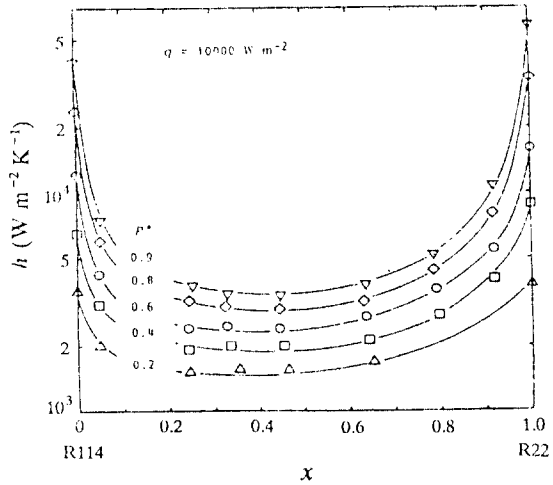


그림 9 일정 열유속하에서 압력과 성분비에 따른 풀비등 열전달 계수의 변화(R22/R114)

와 압력에 따른 열전달 계수 등이 있다. 그림에서 열전달 계수 h 는 다음과 같이 정의된다. w 는 벽면, sat 는 포화상태를 표시한다.

$$h = \frac{q}{T_w - T_{sat}}$$

혼합냉매에서의 열전달 계수는 순수냉매에서 보다 현저히 작으며 압력이 클수록 그 차이는 더욱 심하다. 이 현상은 기포안의 기체는 저온 증발매체(R22)의 성분이 많고 전열벽 근처의 경계층내의 액체에는 저온증발매체의 성분이 적은 것에 기인한다고 알려진다. 그림 10에는 Yoshida 등⁽⁹⁾이 연구한 수평원관에서의 등압 증발과정에서의 원주 평균열전달 계수를 나타내었다. 평균 열전달 계수 h 와 건도 x 는 다음과 같이 정의되었다 T_b 는 유체 평균온도이다.

$$h = \frac{q}{T_w - T_b}, \quad x = \frac{\xi_0 - \xi_{0b}}{\xi_{0b} - \xi_{1b}}$$

위 식에서 ξ 는 저온증발매체(R22)의 성분비이며 하첨자 $0, 1b, 0b$ 는 각각 전체물 성분(total mole fraction), 각 온도에서의 액상물 성분, 기상물성분이다. x 는 건도로서 기화정도를 나타내며 1이면 모두 기화한 것으로 볼 수 있다. 특정 압력에서의 기액평형상태를 그림 11에 나타내었다. 혼합물의 경우 이상적인

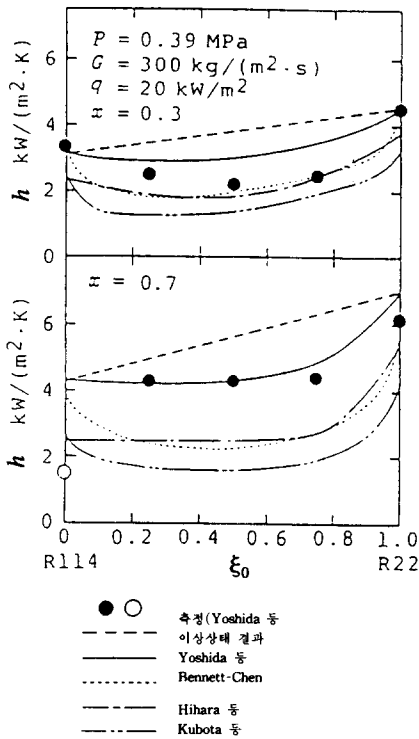


그림 10 수평증발관에서 원주평균열전달 계수의 변화(R22/R114)

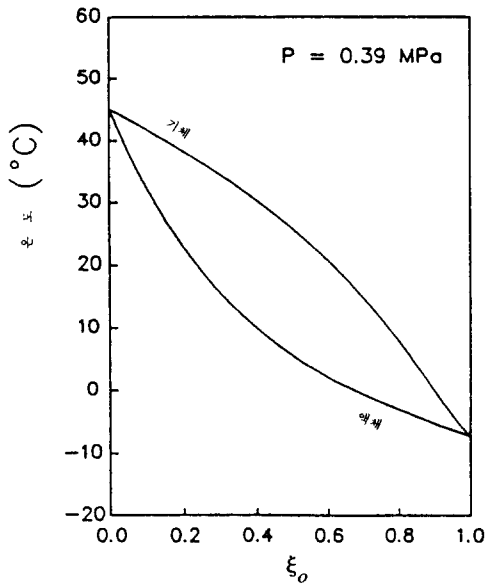


그림 11 압력 0.39MPa에서 R22/R114 혼합물의 기액평형상태

평균치에 비하여 작은 값을 보인다. 그 편차는 증발초기 단계에서 크다. 즉 핵증발(nucleate evaporation)이 우세한 영역에서 열전달 계수가 현격히 작으며 혼합에 의한 물성치의 비이상적 변화와 함께 물질저항에 기인하는 것으로 알려진다. 한편 대류가 우세한 영역에서의 열전달 계수의 감소는 단순히 물성치의 비이상적 거동에 기인한다고 볼 수 있다. 위의 두 가지 경우를 비교해보면 풀비등과 대류 열전달 모두 혼합냉매에서 열전달 계수가 순수 냉매에서 보다 작으나 강제대류에서는 풀비등에서처럼 큰 감소를 하지는 않는다.

최근 개최된 냉동, CFC 관련의 학술회의⁽¹¹⁾에서는 2상 열전달분야에서 여러 편의 연구 논문이 발표되었다. R134a의 강제 대류 비등 및 응축 열전달^(12~15), R124/R22/R152a의 삼원 혼합물의 증발 및 응축열전달⁽¹⁶⁾ 등이 이에 속한다. 그림 12는 R124/R22/R152a 삼원혼합물에서의 열전달 계수를 나타낸 것이다. 이 혼합물은 R124 : 40%, R22 : 36%, R152a : 24%의 혼합물로서 R-12와 유사한 열물성을 가진 것으로 생각되어 많이 사용하고 있는 R12의 대체물로서 고려한 물질이다. 그림 12a는 평균 증발온도 10°C에서의 질량유량에 따른 증발 열전달 계수를, 그림 12b는 평균응축온도 40°C에서의 응축열전달 계수를 R12와 혼합물에 대하여 비교한 것이다. 열전달 계수가 R12의 경우보다 높게 나타났음을 알 수 있다. 그러나 실제 냉동기나 열펌프에서의 이용을 고려한다면 증발기나 응축기에서의 동일한 증발열에 대한 비교가 더욱 유용할 것이다. 그림 12c는 질량 유량과 단위질량당의 증발열을 곱한 열량에 대하여 혼합물과 R12에 대한 열전달계수의 비를 증발과 응축에 대하여 비교한 것이다. 두 경우 모두 그 값이 1이하로서 혼합물의 경우 열전달 성능이 저하되어 있음을 알 수 있다. 그림 12에 나타난 자료는 모두 관경이 3.5 m, 관지름이 8mm이고 증발의 경우 건도가 10%에서 83%로, 응축의 경우에는 건도가 85%에서 17%로 변한 경우에 대한 것이다. 물

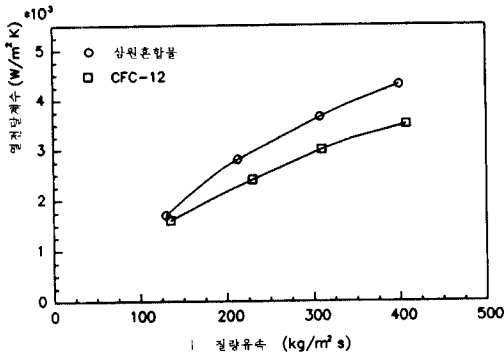


그림 12(a) 10°C 에서 삼원혼합물과 CFC-12의 증발 열전달계수 측정값

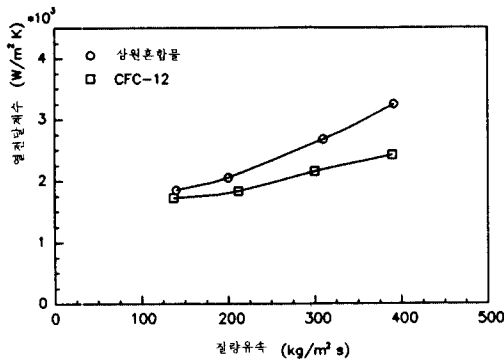


그림 12(b) 40°C 에서 삼원혼합물과 CFC-12의 응축 열전달계수 측정값

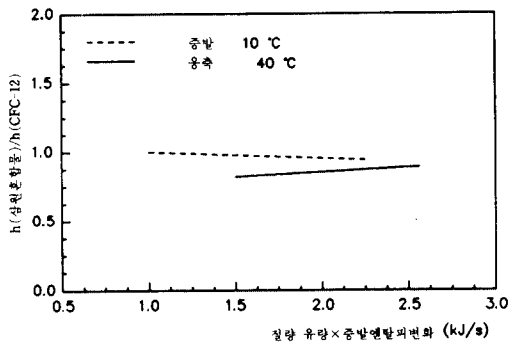


그림 12(c) 유사한 냉각, 가열용량에서 삼원혼합물과 CFC-12의 열전달계수비

론 R12의 성능을 대체하는 냉매로서 여기서 기술한 성분들만의 혼합이 가능한 것은 아니며 동일한 구성물질을 사용하는 경우에도 성분은

달리하는 자료를 우선적으로 제시하는 경우도 있다.

단일 물질의 경우와는 달리 혼합물의 경우 성분비에 따라 무수한 경우가 발생되므로 이들 혼합물에 대한 강제 대류유동에서의 2상 열전달 연구는 체계적으로 연구해야 할 중요 분야로 대두된다. 결론적으로 혼합냉매의 상변화 온도차에 의한 열시스템의 성능 향상 효과를 살리기 위해서는 열교환기의 해석과 효율적 설계가 절대적으로 중요하며 이를 위해 혼합냉매의 2상유동에서의 열전달 현상에 대한 연구가 필요하다.

참고 문헌

- (1) 김민수, 김동섭, 노승탁, 1989, "혼합냉매를 이용한 열펌프와 냉동기의 성능", 공기조화냉동공학회, 동계학술대회초록집, pp. 61~65.
- (2) 김민수, 김동섭, 노승탁, 김옥중, 윤재호, 1990, "혼합냉매의 열역학적 물성치 추산에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제14권 제5호(발간예정).
- (3) Atwood, T., 1985, "The ABCs of NARBs (Nonazeotropic Refrigerant Blends)", ASHRAE Technical Data Bulletin, Advances in Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pumps, pp. 3~11.
- (4) Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. and Didion, D. A., 1988, "Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner", Transactions of the 1988 International Institute of Refrigeration Meeting, Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.A.
- (5) Wada, Y., Nagasaka, Y. and Nagashima, A., 1985, "Measurement and Correlation of Liquid n-Paraffin Hydrocarbon and Their Binary and Ternary Mixtures", Interna-

- tional Journal of Thermodynamics, Vol. 6, pp. 251~265.
- (6) Herramann, J. ed., 1985, Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures as Working Fluid in Compression Heat Pumps, IEA Heat Pump Center, 2nd ed.
- (7) Bier, K. and Bayer, A., 1989, "Pool Boiling Heat Transfer to Binary Mixures in a Wide Range of Saturation Pressure", Advances in Pool Boiling Heat Transfer, Eurotherm Seminar, Paderborn, FRG, preprints, pp. 150~162.
- (8) Golenflo, D., Blein, P., Herres, G., Rott, W., Schomann, H. and Sokol, P., 1988, "Heat Transfer at Pool Boiling of Mixtures with R22 and R114", Int. J. Refrig., Vol. 11, pp. 257~263.
- (9) Yoshida, S., Matsunaga, T., Mori, H. and Ohishi, K., 1990, "Heat Transfer to Non-azeotropic Mixtures of Refrigerants Flowing in a Horizontal Evaporator Tube", Transactions of the JSME, Vol. 56, pp. 1084~1089.
- (10) Takamatsu, H., Miyara, A., Koyama, S. and Fujii, T., 1988, "Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures of R22 and R114 Inside a Horizontal Tube", The First KSME-JSME Thermal and Fluid Engineering Conference, Vol. 1, pp. 138~143.
- (11) Tree, D.R. ed., 1990, The 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference and the 1990 ASHRAE-Purdue CFC Conference, proceedings, Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.A.
- (12) Fukushima, T. and Kudou, M., 1990, "Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop for Forced Convection Boiling and Condensation of HCFC134a", *ibid*, pp. 196~204.
- (13) Hambreus, K., 1990, "Heat Transfer Coefficient, Two-Phase Flow Boiling of HCFC134a", *ibid*, pp. 205~214.
- (14) Eckels, S.J. and Pate, M.B., 1990, "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HCFC-134a and CFC-12", *ibid*, pp. 215~224.
- (15) Spatz, M.W. and Jing Zheng., 1990, "An Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficients of R-134a Relative to R-12", *ibid*, pp. 225~233.
- (16) Eckels, S.J. and Pate, M.B., 1990, "Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for a HCFC-124/HCFC-152a Blend and CFC-12", *ibid*, pp. 234~241.

