

# “CFC11, CFC12, HCFC22 대체냉매의 응축 열전달계수”

## Condensation heat transfer coefficients of alternative refrigerants for CFC11, CFC12 and HCFC22

정 동 수  
D. S. Jung  
인하대학교 기계공학과



- 1959년생
- 증발기에서의 열전달 현상을 연구하였으며 이상 열전달, CFC 대체냉매 등에 관심을 가지고 있다.

### 1. 머리말

냉동공조설비, 발전설비, 화학플랜트설비 등에 사용되는 응축기는 주로 증기가 관의 외부에서 응축을 하고 냉각수가 관 내부로 흐르는 셸-튜브(shell and tube) 형태를 취하고 있다. 초기투자비용 및 운전비용을 줄이기 위해서는 응축기의 열교환 성능을 향상시키는 일이 필수적이며 이를 위해 코팅 표면(coated surfaces), 거친 표면(rough surfaces), 코일 튜브(coiled tubes), 선회 흐름장치(swirl flow), 전열면적을 넓힌 낮은 핀관과 3차원 형상을 갖는 열전달 촉진관의 사용이 제시되고 있다.

이중에서 낮은 핀관은 1940년대 후반에 개발된 후 널리 상업적으로 이용되어 왔으며, 작동유체에 따라 중력과 표면장력을 고려한 최적의 핀밀도, 핀높이 그리고 핀팁반각에 관한 연구가 진행되었다. 최적의 핀밀도는 작동유체와 핀형상에 따라 약간의 차이는 있지만 1인치당 26개의 핀을 갖는 것이 최적인 것으로 알려져 있으며, 핀높이는 높이가 커질수록 응축액의 역류량이 증가함으로 열전달 성능이 감소하는 것으로 보고되었다.<sup>1)</sup>

최근에는 2차원의 핀형상을 지닌 낮은 핀관보다 3차원의 핀형상을 지닌 촉진관에 대한 연구가

수행되고 있으며, 특히 톱니모양의 핀 형태를 지닌 Turbo-C 촉진관에 대한 연구가 활발한 편이다. 3차원 핀형상을 갖는 촉진관의 예로는 Wolverine Turbo-C, Wieland GEWA-SC, Sumitomo Tred-19D 등을 들 수 있으며, 이들의 열전달 촉진비는 평관에 비해 5~8배 정도나 되는 것으로 알려져 있다. 1996년에 Webb와 Mura-wski<sup>2)</sup>는 작동유체를 CFC11을 사용하여 여러 종류의 3차원 촉진관과 26fpi 낮은 핀관에 대한 실험을 수행하고 그 결과 톱니모양의 열전달 촉진관이 낮은 핀관보다 더 높은 열전달계수를 지님을 보고한 바 있다.

이처럼 표면의 형상에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보는 연구 외에도 물성치에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보는 연구도 수행되었다. 1954년에 Gregorig<sup>3)</sup>는 막 응축에서 핀 형태가 적당한 곡선을 가지게 되면 핀형상에 따라 표면장력에 의해 응축액이 추출된다는 점을 처음으로 밝히고, 볼록한 표면 형태의 응축관을 제시하였다. 1982년에 Webb<sup>4)</sup> 등은 중력보다 표면장력이 핀 표면의 응축흐름에 더 많은 영향을 미치는 것을 확인함과 동시에 더욱 진보된 형태의 응축관을 개발하였다. 1990년에 Adamek와 Webb<sup>5)</sup>는 중력에 의해 밀어 올려진 응축액이 볼록한 면에서 표면장력에 의

해 추출된다고 주장하였고, 낮은 핀관에서 응축 열전달계수를 예측하는 상관식을 개발하기도 했다. 한편 1992년에 Honda<sup>6)</sup> 등은 응축 현상을 표면장력에 의해 매우 얇은 응축막이 형성되는 튜브 상부, 응축액이 흐르는 튜브 측면부, 그리고 핀 사이에 액이 억류되어 있는 튜브 하부에서의 현상으로 크게 나누어 각 부분에서의 열전달 특성을 분석하였다. 1996년에 Cavallini<sup>7)</sup>는 단일냉매인 CFC11, CFC113에 대해 실험을 수행하고 전단력이 액막의 두께를 감소시키지만, 튜브 밑부분에 억류된 부분에는 영향을 미치지 않는다고 주장하였다. 이러한 연구들을 통해 응축면적과 중력 못지 않게 표면장력이 응축액막을 얇게 만들어 응축 열전달을 증대시키기도 하고, 핀 사이에 응축액을 억류시켜 응축 열전달을 감소시키기도 함을 알 수 있게 되었다.

한편 열역학적 성질 및 물리화학적 성질이 우수하여 작동유체로 사용되어 오던 염화불화탄소(CFC)는 성층권내의 오존층을 붕괴시켜 인류의 건강을 위협하고 생태계를 파괴하는 것으로 밝혀지면서, 1987년 몬트리얼 의정서에서는 이들의 사용에 대한 국제적 규제가 시작되었다.<sup>8)</sup> 또한, 1997년에 교토 기후변화협약 국제회의에서는 지구온난화를 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 인식하면서, 염화불화탄소(CFC), 수소화염화불화탄소(HCFC), 수소불화탄소(HFC)를 포함하는 각종 온난화 가스 규제에 대해 논의한 바 있다.<sup>9)</sup>

이와 같은 국제적 환경 규제에 효과적으로 대응하고, 에너지 변환기기의 효율을 증대시키기 위해서는 기존의 작동냉매를 환경친화적 냉매로 대체해야만 한다. 이를 위해 관련 산업계에서는 기존에 매우 중요하게 사용되어온 염화불화탄소들(CFC11, CFC12)을 대체하는 작업을 수행했고 주로 오존 붕괴 능력이 매우 낮거나 전혀 없는 순수냉매(HCFC123, HFC134a 등)를 개발하고자 했다. 사실 기존의 CFC와 비교했을 때, 대체냉매들이 비슷한 증기 압력 및 온도를 가지므로 매우 매력적이었다. 그러나 높은 증기압을 갖고 있는 냉매들, 즉 HCFC22와 CFC502에 대한 단일성분의 대체 냉매는 지금까지 발견되지 않았다. 이런 결과로, 산업계는 냉매들이 대체되었을 때 기존의

CFC들보다 열역학적 성능이 크거나 최소한 비슷한 작동유체를 공급하려는 시도로서, 단기적으로는 HCFC 계통의 혼합냉매, 장기적으로는 HFC 계통의 혼합냉매를 선정하여 집중적인 노력을 기울여 왔다.

이같은 냉매의 개발에 힘입어 혼합냉매를 작동유체로 사용하여 열전달관의 외부 응축열전달특성을 살펴보는 연구도 몇몇 기관에서 수행되었다.<sup>10~16)</sup> 그러나 아직까지 혼합냉매의 응축 열전달계수를 조직적으로 살펴 본 기관은 그리 많지 않으며 특히 현재 상용화되고 있는 R22 대체 혼합냉매에 관한 응축 열전달 특성을 살펴본 연구는 거의 없는 실정이다.

이에 본 논문에서는 기존에 원심식 칠러에 사용되어온 CFC11과 그 대체냉매인 HCFC123에 관한 데이터, 원심식 및 왕복동식 칠러에 사용되어온 CFC12와 그 대체냉매인 HFC134a에 대한 데이터, 그리고 현재 가정용 공조기에 널리 사용되고 있는 HCFC22와 그 대체냉매로 거론되고 있는 R410A 및 R407C에 관한 데이터를 체계적으로 제시하고 비교 검토하고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 장치

열전달관 외부에서의 응축 열전달계수를 측정하기 위해 그림 1과 같이 냉매 순환회로, 주실험부 냉각수 순환회로, 보조 열교환기 냉각수 순환회로 등으로 구성된 실험장치를 설계, 제작하였다.

한편 열전달계수 측정에 필요한 관표면의 온도를 구하기 위해, 직접 관 표면에 열전대를 부착시켜 온도를 측정할 경우에는 실제 열전달관과 비교하여 표면 조건이 크게 달라져 정확한 열전달계수를 측정하기가 어렵다는 것을 고려하여, 본 실험에서는 그림 2와 같이 외경 19.05 mm, 두께가 1.5 mm인 외관에 외경이 15.9 mm, 두께가 2 mm인 내관을 은납으로 용접하여 실험관을 제작하였다. 본 실험에서 사용한 실험관은 평관, 26 fpi 낮은 핀관, Turbo-C 축진관으로 관의 사양은 표 1에 나타내었다. 실험방법과 자료 처리에 관한 더 자세한 내용은 황수민<sup>15)</sup> 등의 논문을 참조하기 바란다.

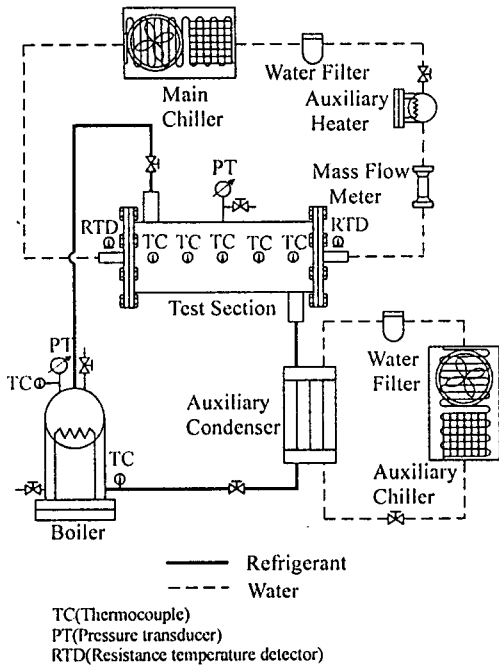


그림 1 장치개략도

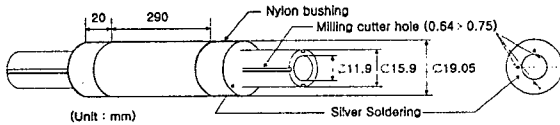


그림 2 실험관의 세부 상세도

표 1 실험관의 사양

Tube	Outside diameter	Fin height	Fin thickness		Fins/inch
			tip	base	
Smooth	19.05	-	-	-	-
Low fin	18.90	1.21	0.25	0.58	26
Turbo-C	18.90	0.76	0.25	0.35	42

(unit : mm)

### 3. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 CFC11, CFC12, HCFC22와 이들의 대체냉매인 HCFC123, HFC134a, R410A, R407C를 작동유체로 하여 평관, 26fpi 낮은 핀관,

Turbo-C 축진관에 대해 응축 열전달계수를 측정하였다.

#### 3.1 저압냉매 CFC11과 HCFC123 데이터

그림 3은 벽면과냉도에 따른 저압냉매(CFC11, HCFC123)의 응축 열전달계수를 서로 비교한 것이다. CFC11과 비교하여 HCFC123의 열전달 계수는 평관에서는 10.5~20.5%, 낮은 핀관에서는 8.2~12.2%, 그리고 Turbo-C 축진관에서는 16.5~19.2% 정도 낮은 것으로 나타났다.

한편 각각의 냉매에서 평관에 대한 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관의 열전달 축진비를 살펴보면 CFC11에서는 낮은 핀관이 평관에 비해 5.1~5.3배, Turbo-C 축진관은 7.4~7.6배의 축진비를 보였고, HCFC123에서는 낮은 핀관이 5.2~5.8배, Turbo-C 축진관은 6.9~7.6배의 축진비를 보였다. 낮은 핀관의 경우 평관에 비해 열전달면적이 3배정도 증가한 반면 열전달 계수는 약 6배 정도 증가한 것으로 나타나 열전달 축진비가 열전달면적의 증가 이상으로 크게 나타났다.

한편 Turbo-C 축진관의 경우에는 표면이 3차원 형태의 가늘고 날씬한 돌출형상이기 때문에 열전달면적을 계산하는 것이 불가능해서 구체적으로 열전달면적의 증가를 알 수는 없었다. 그러나 표면이 2차원 형태인 낮은 핀관보다 응축액이 억류될 수 있는 가능성이 적어 튜브 표면에서 열전

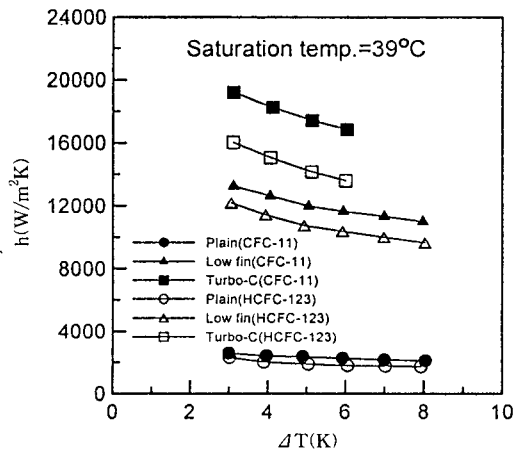


그림 3 여러 실험관에서 CFC11과 HCFC123의 열전달계수

달을 방해하는 응축액이 더 잘 이탈하기 때문에 열전달이 매우 활발하게 일어남을 알 수 있었다. 실제로 가시창을 통해 응축 현상을 살펴보면, 평관에서는 간헐적으로 응축방울이 생기고, 낮은 핀관에서는 핀과 핀 사이에서 응축액이 흘러 액기둥을 형성하지만, Turbo-C 축진관에서는 상부측 핀 사이의 끝에서 작은 액체가 오목 볼록하게 형성되어 응축액이 빠르게 움직이며 또한 낮은 핀관보다 액기둥이 더 많이 생기는 것을 확인할 수 있었다.

이와 함께 한가지 더 주목해야 할 점은 낮은 핀관에서는 응축액이 축방향의 어떤 지점에 모여 일정한 간격을 갖고 액적화되어 떨어지는데 반해 Turbo-C 축진관에서는 응축액이 불규칙하게 여기 저기에서 떨어진다는 것이다. 이처럼 응축액이 표면에서 쉽게 떨어지기 때문에 Turbo-C 축진관의 경우에 열전달계수가 매우 크게 증가하는 것으로 추정된다.

평관에서 측정한 응축 열전달계수와 Nusselt의 이론식을 비교해 보면, CFC11에서는 Nusselt의 이론식에 따른 열전달계수가 실험치에 비해 6.2~12.2% 낮았고, HCFC123에서는 5.1~15.0% 정도 낮은 것으로 나타났다. Nusselt의 이론식에서는 응축액막을 층류로 가정했지만 실제의 경우에는 액막 레이놀즈 수가 아주 낮을 때에도 액막의 표면에 파형이 형성되어 액막의 평균 두께가 감소되고 이에 따라 액막 내에서 대류를 촉진하기 때문에 이같은 차이가 발생한 것으로 보인다.

각 냉매에서 측정한 낮은 핀관의 응축 열전달계수와 Beatty와 Katz의 이론식으로 예측한 값을 비교해 보면, 이론식에 따른 예측치는 CFC11의 경우 실험치에 비해 10.2~17.3%, HCFC123의 경우에는 10.1~11.78% 정도 낮은 것으로 나타났다. 이같은 차이가 발생한 주원인은 Beatty와 Katz의 이론식이 열전달 튜브의 밑부분의 핀 사이에서 발생하는 응축액 역류현상을 전혀 고려하지 않았을 뿐만 아니라, 응축과정에서 중력 못지 않게 열전달에 큰 영향을 미치는 표면장력의 효과를 고려하지 않았기 때문으로 사료된다. 표면장력은 응축액을 추출시키기도 하고 역류시키기도 하는 양면성을 지니고 있고, 그 효과는 열전달

표면의 형상에 따라 크게 좌우된다. 만약 열전달 면적을 넓히기 위해 낮은 핀관의 핀밀도를 너무 크게 하면 응축액이 핀 사이에 고이게 되어 유효 전열면적이 감소하게 되므로 어떤 핀밀도에서 혹은 핀형상에서 표면장력의 효과가 좋은 방향으로 최대 발휘될 수 있는가 하는 것은 실험을 통해 규명하지 않고는 알 수가 없다

따라서 낮은 핀관에서의 응축 열전달계수를 정확히 예측하기 위해서는 상대적으로 응축액이 적은 튜브의 위 부분 및 옆부분과 응축액이 많은 밑부분을 서로 구분하여 표면장력, 중력, 핀의 형상 등에 의해 응축액이 역류되는 것을 고려하여 이런 현상에 의해 열전달계수가 낮아지는 것을 고려할 수 있는 보정계수를 도입할 필요가 있을 것으로 판단된다.

### 3.2 중압냉매 CFC12와 HFC134a 데이터

그림 4는 중압냉매 CFC12 및 HFC134a의 응축 열전달계수를 서로 비교한 것이다. CFC12에 비해 HFC134a의 열전달계수는 평관에서는 20.6~31.8%, 낮은 핀관에서는 0.0~8.0%, 그리고 Turbo-C 축진관에서는 13.2~20.9% 정도 높은 것으로 나타났다. 그리고 각각 냉매에서 평관에 대한 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관의 열전달 촉진비를 살펴보면, CFC12에서는 낮은 핀관이 6.0~6.3, Turbo-C 축진관은 8.1~8.8의 촉진비를

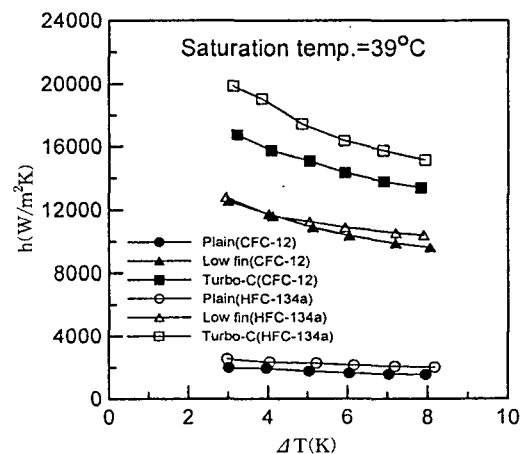


그림 4 여러 실험관에서 CFC12와 HFC134a의 열전달계수

보였고, HFC134a에서는 낮은 핀관이 4.9~5.1, Turbo-C 축진관이 7.6~8.1배의 축진비를 보였다.

평관에서 측정한 응축 열전달계수와 Nusselt의 예측치를 비교해 보면, CFC12에서는 예측치가 실험치에 비해 2.2~9.1%, HFC134a에서는 12.0%~14.9%로 낮은 것으로 나타났다. 한편 낮은 핀관의 응축 열전달계수와 Beatty와 Katz의 이론식으로 예측한 값을 비교해 보면, CFC12의 경우 예측치가 실험치보다 24.62~28.52% 정도 낮게 나타났고, HFC134a에서도 5.18~12.22% 정도 낮은 것으로 나타났다.

### 3.3 고압냉매 HCFC22, R410A, R407C 데이터

그림 5는 평관에서 측정한 R22, R407C, R410A의 응축 열전달계수를 벽면과냉도의 함수로 나타낸 것이다. R22 대체냉매로서 거의 공비 혼합매체나 다름이 없는(온도구배차가 0.1K 미만임) R410A의 응축 열전달계수는 R22의 응축 열전달계수에 비해 11.0~17.4% 높은 것으로 나타났으며, 비공비 혼합냉매로 온도구배차가 6~7K 정도인 R407C는 R22의 응축 열전달계수에 비해 24.2~36.9% 정도 낮은 것으로 나타났다.

평관에서 수행한 실험치와 Nusselt의 이론치를 비교해 보면, R22와 R410A의 경우에는 실험으로 측정한 응축 열전달계수가 이론치에 비해 각각

4.2~7.5%와 11.4~17.7% 정도 높은 것으로 나타났으며, R407C의 경우에는 실험치가 이론치에 비해 15.6~28.9% 정도 낮은 것으로 나타났다.

R407C의 열전달계수가 다른 냉매에 비해 상당히 낮은 이유는 이 냉매가 비공비 혼합냉매로서 응축과정이 순수냉매의 응축과정과 다르기 때문이다. 혼합매체의 응축과정에서는 순수냉매의 경우에는 전혀 존재하지 않는 확산증기막(diffusion vapor film)이 생기며 궁극적으로 이 증기막이 응축 열전달을 저해시키는 저항의 역할을 하게 된다. 따라서 비공비 혼합냉매의 응축 열전달은 응축액막(liquid film)에 의한 열전달 저항뿐만 아니라 확산증기막에 의한 열전달 저항에 의해서도 크게 영향을 받게된다.

낮은 핀관의 경우 R410A의 응축 열전달계수는 R22의 응축 열전달계수에 비해 3.2~6.7% 높은 것으로 나타났고, R407C의 열전달계수는 R22에 비해 33.3~51.5% 정도 낮은 것으로 나타났다. Turbo-C 축진관 경우 R410A의 응축 열전달계수는 R22에 비해 4.2~5.2% 정도 낮게 나타났으며 R407C의 열전달계수는 R22에 비해 50.4~74.9% 정도 낮은 것으로 나타났다.

그림 6은 R22, R407C, R410A를 작동유체로 하여 1인치당 26개의 핀을 갖는 낮은 핀관과 3차원 형상을 갖는 Turbo-C 축진관에서 벽면과냉도를 변화시키면서 측정한 응축 열전달계수를 보

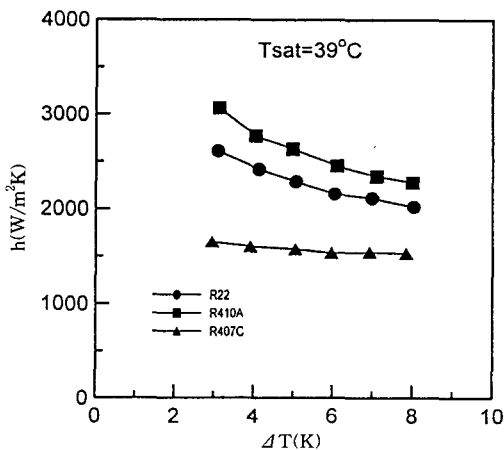


그림 5 평관에서 R22, R407C와 R410A의 열전달계수

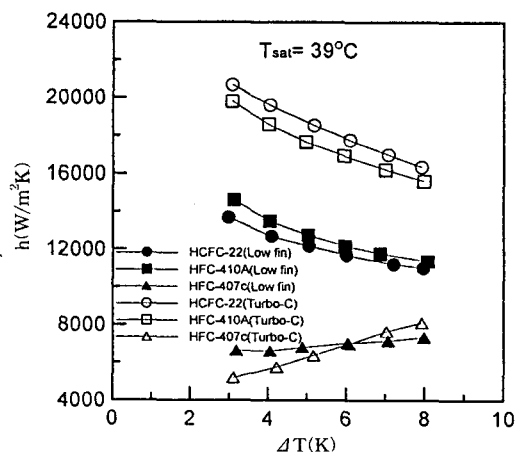


그림 6 열전달 축진관에서 R22, R407C와 R410A의 열전달계수

여주고 있다. 열전달 촉진비를 살펴보면, 평관을 기준으로 해서 R22에서는 낮은 핀관이 5.2~5.5배, Turbo-C 촉진관이 7.9~8.2배의 촉진비를 나타냈고, R410A에서는 낮은 핀관이 4.8~5.0배, Turbo-C 촉진관이 6.5~6.9배의 촉진비를 나타냈다. 한편 R407C에서는 낮은 핀관이 4.0~4.8배, Turbo-C 촉진관이 3.1~5.3배 촉진비를 나타냈다.

끝으로 낮은 핀관에서 측정된 응축 열전달계수와 Beatty와 Katz의 이론식으로 예측한 값을 비교해 보면, R22와 R410A의 경우에는 실험치가 이론치에 비해 각각 11.2~12.6%, 8.1~9.0% 높았고, R407C의 경우에는 실험치가 이론치에 비해 22.4~45.2% 정도 낮은 것으로 나타났다. 또한 순수냉매인 R22와 근공비 혼합냉매인 R410A의 경우에 실험치와 이론치와의 오차가 작은 반면에 비공비 혼합냉매인 R407C는 오차가 큰 것으로 나타났다.

#### 4. 맺음말

본 연구에서는 CFC11, CFC12, HCFC22와 그 대체냉매인 HCFC123, HFC134a, R410A, R407C를 작동유체로 하여 평관, 26 fpi의 낮은 핀관, 그리고 Turbo-C 촉진관의 응축 열전달계수를 측정하였다. 증기의 포화온도를 모두 39°C로 고정하고, 벽면과냉도를 3~8°C로 변화시켜가며 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) HCFC123의 경우 열전달계수는 CFC11보다 다소 낮은 것으로 나타났지만 환경적인 면을 비롯하여 열역학적·화학적 성질 등이 비슷하고 안전성도 매우 우수하므로, CFC11의 대체냉매로 사용해도 열전달 측면에서 큰 문제가 없다고 판단된다.

2) CFC12보다 응축 열전달계수가 높은 HFC134a는 오존분피지수가 없고, 지구온난화지수도 상대적으로 작으므로 장기적인 면에서 대체냉매로 사용할 수 있을 것이다.

3) 근공비 혼합냉매인 R410A의 응축 열전달계수는 R22와 비슷하거나 약간 높은 것으로 나타났

으며, 환경적인 면에서는 지구온난화 지수가 R22보다 낮으며 오존분피지수가 전혀 없으므로 R22의 대체냉매로서 유력하다고 판단된다. 한편 R407C는 R22 및 R410A에 비해 응축 열전달계수가 상당히 많이 저하됨을 알 수 있었다. R407C는 지구온난화 지수가 R22에 비해 낮으며, 오존분피지수가 없으므로 환경적인 측면에서는 우수하지만, 응축 열전달 측면에서는 평관 및 열전달 촉진관 모두에서 성능이 좋지 않으므로, 좀더 다른 차원의 열전달 촉진 기술을 적용해야만 할 것으로 판단된다.

#### 참고 문헌

1. Beatty, K. O., and Katz, D. L., 1948, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 44, No. 1, pp. 55~70.
2. Webb, R. L., Murawski, C. G., 1990, "Row Effect for R-11 Condensation on Enhanced Tubes," *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 768~776.
3. Gregorig, R., 1954, "Film Condensation on Finely Rippled Surfaces With Condensation of Surfaces Tension," *Z. Angew. Math. Phys.*, Vol. V, pp. 36~49.
4. Webb, R. L., Keswani, S. T., and Rudy, t. m., 1982, "Investigations of Surface Tension and Gravity Effects in Film Condensation," *Proceeding, 7th International Heat Transfer Conference*, pp. 175~180.
5. Adamek, T. and Webb, R.L., 1990, "A Prediction of Film Condensation on Horizontal Low Integral Fin Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 33, pp. 1721~1735.
6. Honda, H., Uchima, B., Nozu, S., Torigoe, E., and Imai, S., 1992, "Film Condensation of R-113 on Staggered Bundles of Horizontal Finned Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 442~449.

7. Cavallini, A., Doretto, L., Longo, G. A., Rossetto, L., 1996, "A New Model for Forced-Convection Condensation on Integral-Fin Tubes," *J. of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 689~693.
8. United Nations Environment Programme., 1989, "Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer," Final Act.
9. Global Environmental Change Report., 1997, "A Brief Analysis of the Kyoto Protocol," Vol. IX, No. 24, December.
10. Goto, M. and Fujii, T., 1982, "Film Condensation of Binary Refrigerant Vapours on a Horizontal tube," *Proc. Int. Heat Transfer Conf. 7th*, Vol. 5, pp. 71~76.
11. Fujii, T., Koyama, Sh., Ndiwalana, N. M., and Nakamura, Y., 1990, "Experimental Study of Gravity Controlled Condensation of Binary Vapor Mixtures on a Smooth Horizontal tube," *Proc. Int. Heat Transfer Conf. 9th*, Vol. 3, pp. 109~114.
12. Hijikata, K., Mori, Y., Himeno, N., Inagawa, M., and Takahasi, K., 1986, "Free Convective Filmwise Condensation of a Binary Mixture of Vapors," *Proc. Int. Heat Transfer Conf. 8th*, Vol. 4, pp. 1621~1626.
13. Wang, W. C., Yu, C. and Wang, B. X., 1994, "Condensation Heat Transfer of a Non-azeotropic Binary Mixture on a Horizontal Tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 2, pp. 233~240.
14. Signe, J.C., Bontemps, A., and Marvillet Ch., 1996, "Condensation of Freon Binary Mixture Outside a Bundle of Tubes," *2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conf.*, pp. 1193~1197.
15. 황수민, 김경기, 정동수, 김종보, 1999, 열전달 촉진관에서 R22 대체냉매의 외부 응축 열전달계수, *대한기계학회논문집 B권*, pp. 459~469.
16. 김경기, 서강태, 정동수, 김종보, 1999, 열전달 촉진관에서 2원 혼합냉매의 응축 열전달계수, *공기조화 냉동공학회 '99하계학술발표회 논문집*, pp. 124~129.