

## 마이크로핀관 곡관부내 대체 냉매의 응축 열전달에 미치는 냉동기유의 영향

태 상 진, 조 금 남<sup>\*</sup>

성균관대학교 대학원, \*성균관대학교 기계공학부

### Effect of Refrigeration Oil on the Condensation Heat Transfer for Alternative Refrigerant in Microfin Tube with a U-bend

Sang-Jin Tae, Keumnam Cho<sup>\*</sup>

School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, 300 Chunchun-dong, Changan-ku, Suwon  
440-746, South Korea

(Recived January 22, 2000; revision received March 31, 2000)

**ABSTRACT:** The present study experimentally investigated the effect of refrigeration oil on the condensation heat transfer for R-407C and R-22 in a microfin tube with a U-bend. POE oil (74.1 mm<sup>2</sup>/s, 40°C) and mineral oil (62.5 mm<sup>2</sup>/s, 40°C) were used for R-407C and R-22 respectively. Experimental parameters were an oil concentration from 0 to 5%, a mass flux from 100 to 400 kg/m<sup>2</sup>s and an inlet quality from 0.5 to 0.9. The enhancement factors for both R-22 and R-407C refrigerants at the first straight section decreased continuously as the oil concentration increased. They decreased rapidly as the mass flux decreased and the inlet quality increased. The heat transfer coefficients in the U-bend showed the maximum at the 90° position. The heat transfer coefficients at the second straight section within the dimensionless length of 48 were larger by a maximum of 33% than the average heat transfer coefficient at the first straight section.

**Key words:** Condensation heat transfer(응축열전달), R-407C, Microfin tube(마이크로핀관), U-bend(곡관부), POE oil

#### 기 호 설 명

$c$  : 냉동기유 농도  
 $EF$  : 향상 계수  
 $f$  : 마찰 계수  
 $G$  : 질량 유속 [kg/m<sup>2</sup>s]  
 $h$  : 열전달 계수 [kW/m<sup>2</sup>K]

$h^*$  : 1단 직관부 평균 열전달 계수에 대한 2  
단 직관부 열전달 계수의 비  
 $L^*$  : 관 내경에 대한 길이 비  
 $q$  : 시험부 열유속 [kW/m<sup>2</sup>]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $X_{tt}$  : 마티넬리 변수  
 $x$  : 건도  
 $y$  : 질량 비율

<sup>\*</sup> Corresponding author

Tel.: +82-331-290-7445; fax: +82-331-290-5849

E-mail address: keumnam@yurim.skku.ac.kr

## 그리스 문자

$\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $\mu$  : 점도 [ $\text{kg/m s}$ ]

## 하첨자

f : 액상  
 fg : 포화액과 포화기체간 물성치 차이 값  
 g : 기상  
 in : 시험부 입구  
 lo : 곡부  
 m : 혼합물  
 o : 냉동기유  
 r : 냉매  
 wi : 관 내벽면

## 1. 서론

R-22의 대체 냉매인 HFC계열의 혼합냉매들은 극성을 띄어 비극성인 광유와는 용해도가 낮아 열전달 효율이 떨어지므로 R-22 대체 혼합냉매들은 PAG(Poly Alkylene Glycol)오일과 POE(Polyol Ester)오일 같이 극성을 갖는 냉동기유와 함께 사용해야 한다. 그러나 대체 혼합 냉매와 PAG 오일은 R-22와 광유에 비해 화학적 안정성은 우수하나 상분리 현상과 수분 흡수 등의 문제가 있어, 수분 흡수가 낮고 가수 분해 안정성이 높은 POE 오일의 사용이 요구된다.

냉동 장치의 열교환기에 사용되는 마이크로핀관은 내부 전열 면적이 평활관보다 커서 전열 성능이 50~100% 정도 향상되는 것으로 알려져 있다. 마이크로핀관 내 응축 열전달에 미치는 냉동기유의 영향에 대한 연구들로는 R-22에 대한 Schlager et al.<sup>(1-2)</sup>, R-134a에 대한 Eckels et al.<sup>(3-4)</sup>의 연구가 있다. 이들은 냉동기유 농도의 증가에 따라 응축 열전달 계수가 감소하는 것으로 보고했다. 또한, R-22 대체 냉매에 대한 Jeong et al.<sup>(5)</sup>의 연구와 대체 냉매의 응축 열전달에 미치는 냉동기유의 영향에 대한 연구로 Yoon et al.<sup>(6)</sup>등의 연구가 있다.

응축기는 소회화를 위해 직관부와 곡관부로 구성되어 있으며, 곡관부는 원심력에 의해 관내 유동 양식에 영향을 주게 되어서 곡관부뿐 아니라

곡관부 이후 직관부의 일정 영역까지 유동 및 열전달 특성에 영향을 끼치게 된다. 그러나 곡관부 내 열전달에 대한 연구는 증발에 대해 R-22를 사용해 몇 가지 곡률 반경비에 대한 평활관 곡관부 내 증발 열전달 계수를 조사한 Ouazia and Marvillet<sup>(7)</sup>의 연구, R-22와 R-407C를 사용해 곡률 반경비 2.5인 곡관부를 갖는 평활관 및 마이크로핀관 내 증발 열전달 계수를 측정한 Cho and Kim<sup>(8)</sup>의 연구, 그리고 곡률 반경비 2.5인 곡관부를 갖는 마이크로핀관 내 증발 열전달 계수에 미치는 냉동기유의 영향을 조사한 Cho and Tae<sup>(9)</sup>의 연구가 있을 뿐 곡관부 내 응축 열전달에 대한 연구는 전무한 실정이다.

이와 같이 R-22 대체 냉매의 마이크로핀관 내 응축 열전달 계수에 미치는 냉동기유의 영향에 관한 연구는 극히 제한적이며 특히 마이크로핀관 곡관부 내 응축 열전달 계수에 미치는 냉동기유의 영향에 대한 연구는 거의 조사된 바 없다. 따라서 본 연구에서는 R-22 대체 냉매인 R-407C를 사용해 마이크로핀관 응축기 직관부와 곡관부 내 응축 열전달에 미치는 대체 냉동기유인 POE 오일의 영향을 실험적으로 조사하였고, R-22 냉매와 광유를 사용한 경우와 비교하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

실험 장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험 장치는 냉매 순환부와 냉각수 순환부로 나뉘어진다. 냉매 순환부는 수직면 상에 위치한 곡관부를 포함한 마이크로핀관 시험부, 예열기, 판형 응축기, 냉동기유 주입 및 추출 장치, 마그네틱 냉매액 펌프, 질량 유량계 등으로 구성되었다. 시험부 입출구에는 유동 가시화를 위해 pyrex관을 설치하였고 예열기의 입출구에는 전기 절연을 위해 테플론 관을 설치하였다. 시험부는 외경 9.52 mm, 내경 8.53 mm, 핀 높이 0.2 mm, 핀 개수 60, 핀 나선각 18° 인 마이크로핀관이며, 수직면 상에 상하로 평행하게 놓인 직관부 각각의 길이는 1 m, 관 외경에 대한 곡관부의 곡률 반경비는 2.61이었다. 냉각수 순환부는 냉각수인 물을 순환하기 위한 항온조와 냉각수 유량 측정을 위한 로타미터 (7, 20 lpm)로 구성되었다. Fig. 2에서와 같이 시험부 직관부와 곡관부의 12개 지점의 상, 하, 좌, 우 네 군데에 설치한 총 48개의 열전대로

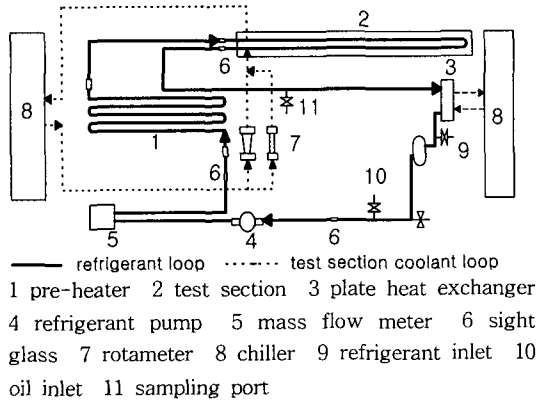


Fig. 1 Schematic diagram for experimental apparatus.

관 외벽면 온도를 측정하였고 반경 방향 열전도식을 이용해 관 내벽면 온도를 구했다. 열전대의 위치는 직관부의 경우 관 내경에 대한 배율로, 곡관부의 경우는 45° 간격으로 표시되었다. 시험부 전체와 곡관부 입출구에서 냉각수 온도를 측정하였고, 시험부 전체에 대한 냉각수 온도 상승률은 1°C 정도였다. 전체 실험에 대해 시험부내 냉매의 건도 변화율은 0.2로 조절되었다. 시험부의 평균 열유속은 냉매 유량에 따라 3.48~13.9 kW/m<sup>2</sup>의 범위였으며 이에 대한 오차 범위는 5% 이내였다. 시험부 입구 압력은 절대압계 (35 bar 범위, 오차 ±0.1%), 시험부 입출구의 압력 강하는 차압계 (350 mbar 범위, 오차 ±0.1%)로 각각 측정되었다.

R-22 냉매에 대한 냉동기유로 광유 (62.5 mm<sup>2</sup>/s, 40°C), R-407C 냉매에 대한 냉동기유로 POE 오일 (74.1 mm<sup>2</sup>/s, 40°C)을 사용하였다. 냉동기유 농도는 전체 냉매와 냉동기유 혼합물에

대한 냉동기유의 질량분율로 정의된다. 실험 변수는 냉동기유 농도 (0, 1, 3, 5%), 시험부 입구 건도 (0.5~0.9), 그리고 질량 유속 (100~400 kg/m<sup>2</sup>s)이었다. 시험부 입구 압력은 1.5 MPa로 일정하게 조절되었다. 냉매만 주입(4.00 kg)하여 실험을 수행한 후, 냉동기유 주입 장치를 이용하여 고압 질소 가스로 가압하여 냉동기유를 주입하였다. 주입량은 주입 전후 주입 장치의 질량을 전자 저울(0~4000 g범위, 오차 0.1 g)로 측정하여 구하였다. 냉동기유 주입 후, 냉매액 펌프로 냉매와 냉동기유 혼합물을 2~3시간 순환시켜 혼합이 잘 된 상태에서 실험을 수행했다. 냉동기유 농도는 ASHRAE Standard<sup>(10)</sup>에 제시된 boiling-off method에 따라 냉동기유 샘플링 장치를 이용해 냉매와 냉동기유 혼합물을 일정량(약 200 g) 1회 추출한 직후 질량과 냉매를 증발시킨 뒤 남은 냉동기유 질량의 차를 이용해 구했다. 주입 및 추출을 통해 측정된 냉동기유 농도는 Table 1에 나타나 있다. 추출을 통해 측정된 냉동기유 농도의 오차 범위는 1-5%였다. Table 1에서 보는 바와 같이 주입 냉동기유 농도와 추출 냉동기유 농도는 0.1% 범위 이내에서 일치하였고 일정 시간의 간격을 둔 동일 실험 조건에 대한 반복 실험에서도 열전달 계수 오차 범위 내에서 동일한 결과를 나타내었으므로 실험 중 시스템내 냉동기유 농도는 일정하게 유지되었다고 판단된다.

3. 자료 처리 및 오차 해석

시험부 내 국부 응축 열전달 계수는 다음 식 (1)과 같다.

$$h = \frac{q}{T_r - T_{wi}} \quad (1)$$

Table 1 Measured concentration of injected and sampled refrigeration oil (weight %).

Oil %	R-22		R-407C	
	Injected	Sampled	Injected	Sampled
1	1.08	1.02	1.15	1.12
3	3.03	2.93	3.10	3.07
5	5.03	4.97	4.98	4.91

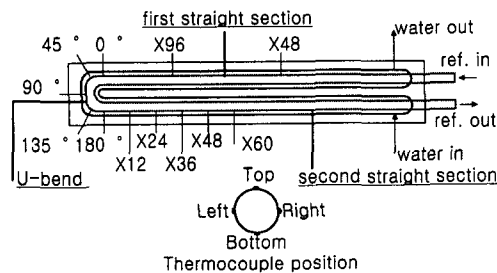


Fig. 2 Details for the test section.

식(1)에서  $q$ 는 냉각수 유량과 입출구의 온도차로부터 구했다. 냉매 온도( $T_r$ )는 다음과 같이 구했다. 우선 분리 유동 모델을 이용하여 계산한 시험부 각 구간의 압력 강하 비율과 측정된 시험부 입출구의 압력 강하값을 비교하여 각 온도 측정 지점의 압력을 구했다. 곡관부에서의 압력 강하는 곡관부에 대한 Chisholm의 방법<sup>(11)</sup>을 이용하여 계산하였다. R-22의 경우 계산한 각 온도 측정 지점에서의 압력을 이용해 증기압 곡선에서 포화 압력과 포화 온도의 관계로부터 냉매 온도를 구했다. R-407C의 경우 1.5 MPa에서 온도 하강 구배가 5.11°C인 변온 응축 혼합 냉매이므로 냉매의 온도는 압력과 건도의 함수이다. 따라서 R-22와 동일한 방법으로 각 지점의 압력을 구하고 시험부 입구에서 각 지점까지의 열전달량으로부터 구한 엔탈피를 이용해 각 지점에서의 건도를 구했다. 일정 압력 하에서 포화 증기에서 포화액까지 온도가 선형적으로 변한다고 가정하여 각 지점에서의 포화 온도를 식(2)와 같이 구했다.

$$T_r = T_f + xT_{fg} \quad (2)$$

Moffat<sup>(12)</sup>이 제시한 오차 해석 방법을 식(1)에 적용해 구한 응축 열전달 계수의 오차 범위는 다음 식(3)에 의해 R-22의 경우 2.9~5.1%, R-407C의 경우 2.2~4.4%로 계산되었다.

$$\frac{\delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_r}{T_r - T_{wi}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{wi}}{T_r - T_{wi}}\right)^2} \quad (3)$$

#### 4. 실험 결과 및 고찰

##### 4.1 유동 양식

실험 범위에서의 마이크로핀관 시험부 내 유동 양식을 Taitel and Dukler<sup>(13)</sup>의 유동 양식 선도를 이용해 Fig. 3에 나타냈다. Fig. 3의 마티넬리 계수,  $X_{tt}$ 는 다음 식(4)과 같이 계산되었다.

$$X_{tt}^2 = \frac{\rho_g}{\rho_f} \left(\frac{1-x}{x}\right)^2 \frac{f_f}{f_g} \quad (4)$$

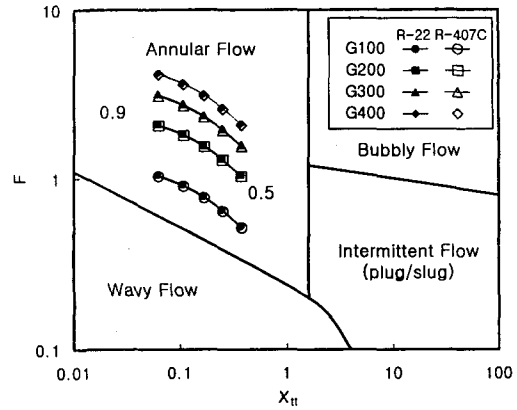


Fig. 3 Taitel and Dukler's flow pattern map for the experimental data.

냉동기유가 첨가됨에 따라 냉매-냉동기유 혼합물의 밀도는 ASHRAE Handbook<sup>(14)</sup>의 냉매-냉동기유 혼합물의 밀도 계산식에 따라 계산하였다. 냉매-냉동기유 혼합물의 점도는 식(5)와 같이 Irving<sup>(15)</sup>이 제안한 혼합물 점도 계산식으로부터 구하였다.

$$\ln \mu_m = y_r \ln \mu_r + y_o \ln \mu_o \quad (5)$$

식(4)의 마찰 계수는 식(5)로 구한 점도와 밀도로부터 마이크로핀의 핀 높이를 관 내벽면 조도로 가정하여 Moody 선도로부터 구했다. 냉동기유 농도 증가에 따라 냉매와 냉동기유 혼합물의 점도는 증가하였고 이에 따라 레이놀즈 수도 변화하나, 마티넬리 계수에 미치는 영향은 극히 작았다. 따라서, 냉동기유 농도의 증가는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 유동 양식의 변화에 큰 영향을 미치지 않았다. Fig. 3에 나타난 바와 같이 실험 조건에서의 마이크로핀관 시험부내 유동 양식은 환상류였으며 이는 시험부 입출구에 설치한 사이트글라스를 통한 관측으로도 확인되었다.

##### 4.2 1단 직관부 내 평균 응축 열전달 계수와 냉동기유의 영향

Fig. 4는 냉동기유가 첨가되지 않은 경우 1단 직관부 내 평균 응축 열전달 계수를 나타낸다. R-22의 경우 질량 유속의 증가에 따라 200 kg/m<sup>2</sup>s까지는 열전달 계수가 증가하였으나 300

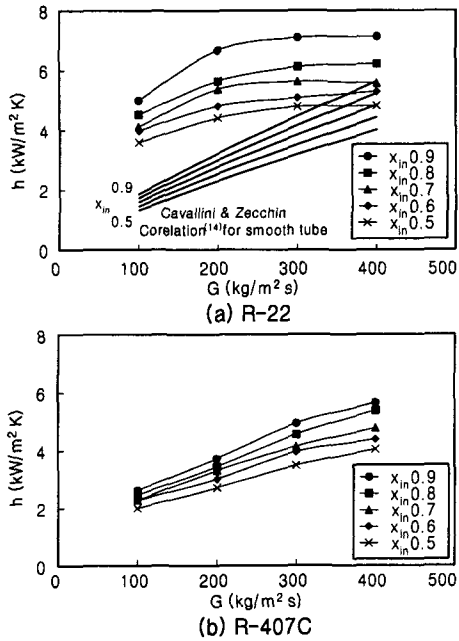


Fig. 4 Heat transfer coefficients in the first straight section without oil.

kg/m<sup>2</sup>s 이후에서는 일정한 값에 수렴하였다. 이는 질량 유속이 일정 값 이상 증가하면 질량 유속이 계속적으로 증가하여도 마이크로핀에 의한 표면 마찰력이 증가하여 관 벽면에 근접한 냉매액의 유동 속도는 크게 증가하지 않기 때문인 것으로 사료된다. R-22에 대해 동일한 조건에서의 평활관에 대한 Cavallini and Zecchin<sup>(16)</sup>의 상관식을 비교용으로 나타내었다. 질량 유속 100 kg/m<sup>2</sup>s에서는 평활관에 비해 마이크로핀관이 약 150% 정도의 향상율을 보였으나 질량 유속이 증가할수록 이 향상율은 감소하여 질량 유속 400 kg/m<sup>2</sup>s에서는 약 30% 정도의 향상율만이 나타났다. R-22에 대한 R-407C의 응축 열전달 계수는 질량 유속 100 kg/m<sup>2</sup>s에서 약 60%, 질량 유속 400 kg/m<sup>2</sup>s에서 약 30%까지 작게 나타났다. 이는 R-407C가 3성분 혼합 냉매로서 응축 과정에서 비점이 높은 냉매가 비점이 낮은 냉매보다 먼저 응축하게 되므로 기액 계면 상에 물질 저항을 형성하게 되어 열전달을 방해하기 때문이다. 이러한 이유로 질량 유속이 커질수록 이러한 혼합 냉매의 기액 계면 상의 물질 저항이 감소되어 열전달 계수는 연속적으로 증가하는 것으로 판단된다.

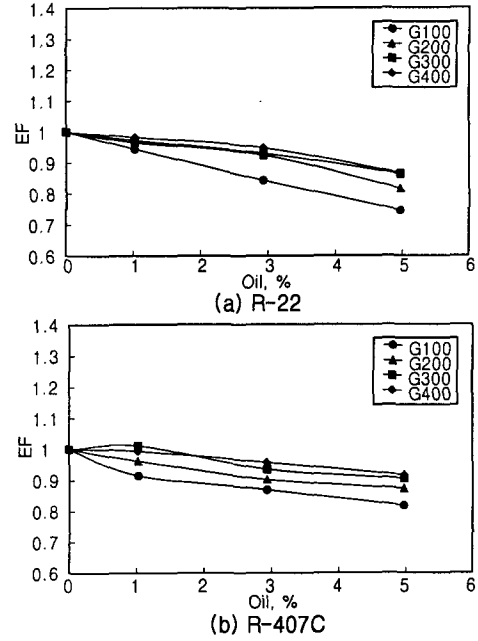


Fig. 5 Effect of mass flux on the EFs in the first straight section for the inlet quality of 0.7.

1단 직관부에서의 향상 계수(EF)에 미치는 질량 유속의 영향은 Fig. 5에 나타나 있다. 향상 계수(EF)는 냉동기유 농도 0%의 열전달 계수에 대한 각 냉동기유 농도에서의 열전달 계수의 비로 정의되며 이 값이 1보다 크면 열전달 계수의 향상을 1보다 작으면 감소를 나타낸다. 앞서 계산한 열전달 계수의 오차 범위에 의해 향상 계수의 오차 범위는 R-22의 경우 최대 7.2%, R-407C의 경우 최대 6.2%로 나타났다. R-22와 R-407C 모두에 대해 향상 계수는 냉동기유 농도가 증가함에 따라 연속적으로 감소했으며, 질량 유속이 클수록 향상 계수는 크게 나타났다. 향상 계수는 질량 유속 100 kg/m<sup>2</sup>s, 냉동기유 농도 5%일 때, R-22의 경우 0.75, R-407C의 경우 0.82까지 감소했다. 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 연속적 감소는 냉매액과 냉동기유 혼합물의 점도의 증가로 설명될 수 있다. 이상 유동 열전달의 상관식은 단상 난류 유동 열전달에 대한 Dittus-Boelter식에 수정 계수를 도입하여 나타낼 수 있는데 상관식에서 점도에 반비례하는 레이놀즈 수의 지수가 점도에 비례하는 프란틀 수의 지수보다 크므로 누셀트 수는 점도에 반비례하게

되고, 이에 따라 혼합물내 냉동기유의 농도가 커질수록 점도가 커져서 열전달 계수는 감소하게 된다. 질량 유속이 클수록 향상 계수가 크게 나타나는 것은 질량 유속의 증가에 따라 냉매와 냉동기유 혼합물이 유막의 형성 없이 혼합이 잘 이루어지기 때문이다.

1단 직관부에서의 향상 계수(EF)에 미치는 시험부 입구 건도의 영향을 Fig. 6에 나타냈다. R-22와 R-407C 모두 향상 계수는 Fig. 5와 마찬가지로 냉동기유 농도가 증가함에 따라 연속적으로 감소했으며 입구 건도가 작을수록 향상 계수는 크게 나타났다. 향상 계수는 입구 건도가 0.9, 냉동기유 농도 5%일 때, R-22의 경우 0.74, R-407C의 경우 0.76까지 감소했다. 입구 건도가 작을수록 향상 계수가 크게 나타나는 이유는 다음과 같이 설명될 수 있다. 냉동기유는 냉매에 비하여 증기압이 매우 낮아 관내 이상 유동의 경우 냉동기유는 액상의 냉매 내에서만 혼합이 일어난다. 이러한 냉매액내 국부 냉동기유 농도는 다음 식(6)으로 계산된다.

$$c_b = \frac{c}{(1-c)(1-x) + c} \quad (6)$$

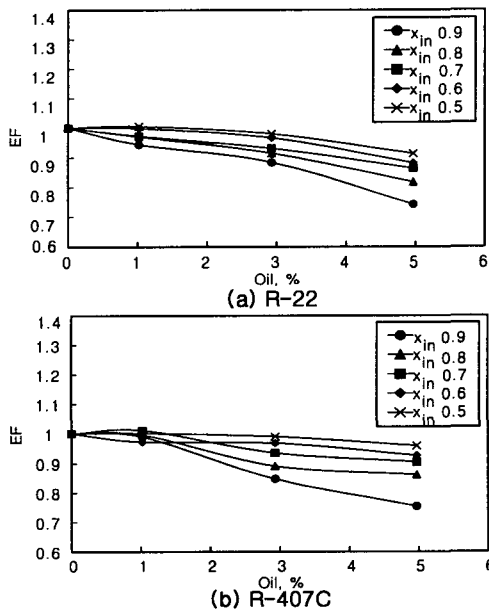


Fig. 6 Effect of inlet quality on the EFs in the first straight section for the mass flux of 300 kg/m<sup>2</sup>s.

식(6)에 의하면 냉동기유 농도 5%에서 건도가 0.9일 때 냉매액내 국부 냉동기유 농도는 최대 35%까지 증가하게 된다. 따라서 건도가 증가함에 따라 냉매액내 국부 냉동기유 농도는 급격히 증가하고 이에 따라 열전달 계수가 감소하여 향상 계수는 떨어지게 된다. R-407C의 경우 냉동기유 농도 1%에서 경향이 다른 농도에서와 다르게 나타났으나 이는 향상계수의 오차 범위 내에 있으므로 큰 차이가 없는 것으로 판단된다. Figs. 5와 6의 결과로부터 냉동기유 농도 증가에 따른 향상 계수는 질량 유속이 클수록 그리고 입구 건도가 작을수록 크게 나타나며 반대의 경우는 작게 나타난다.

### 4.3 곡관부내 응축 열전달 계수와 냉동기유의 영향

Fig. 7은 곡관부의 온도 측정 위치에서의 열전달 계수를 냉동기유 농도가 0%와 5%일 때 질량 유속이 크고 입구 건도가 작은 경우와 그 반대의 경우에 대해 나타낸 것이다. R-22와 R-407C 모두 곡관부에서의 열전달 계수는 1단 직관부 보다 크게 나타났고 90° 지점에서 최대가 됐다. 이는

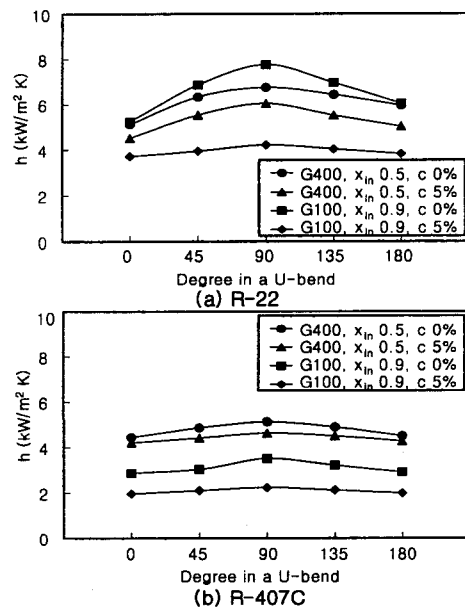


Fig. 7 Heat transfer coefficients in the U-bend.

곡관부에서 원심력에 의한 유동교란의 효과 때문이다. 열전달 계수는 1단 직관부에서와 같이 냉동기유 농도가 0%에서 5%로 증가함에 따라 질량 유속  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구 건도 0.5인 조건보다 질량 유속  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구 건도 0.9인 조건에서 더 급격히 떨어졌다. 냉동기유 농도 증가에 따른 곡관부 각 위치별 열전달 계수의 감소율은 비슷하게 나타났다.

Fig. 8과 Fig. 9는 곡관부  $90^\circ$  지점의 향상 계수에 미치는 질량 유속과 입구 건도의 영향을 각각 나타낸다. Fig. 8에서는 1단 직관부와 마찬가지로 곡관부  $90^\circ$  지점에서도 향상 계수는 질량 유속이 클수록 크게 나타났다. 향상 계수는 질량 유속  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 냉동기유 농도 5%일 때 R-22의 경우 0.78, R-407C의 경우 0.82였다. 질량 유속이 클수록 향상 계수가 큰 것은 질량 유속이 클수록 곡관부에서의 유동 교란 효과가 증대되어 냉매와 냉동기유의 혼합이 잘 이루어지기 때문으로 사료된다. Fig. 9에서는 곡관부  $90^\circ$  지점의 향상 계수가 입구 건도가 감소할수록 향상 계수가 크게 나타났다. 이는 1단 직관부에 대한 설명과 마찬가지로 건도가 증가할수록 냉매액 내의 국부 냉동기유 농도가 급격히 증가하기 때문이다. 곡

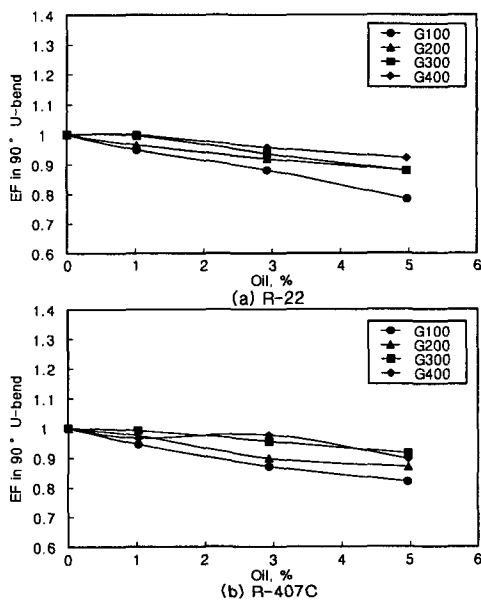


Fig. 8 Effect of the mass flux on the EFs at the  $90^\circ$  position in the U-bend for the inlet quality of 0.7.

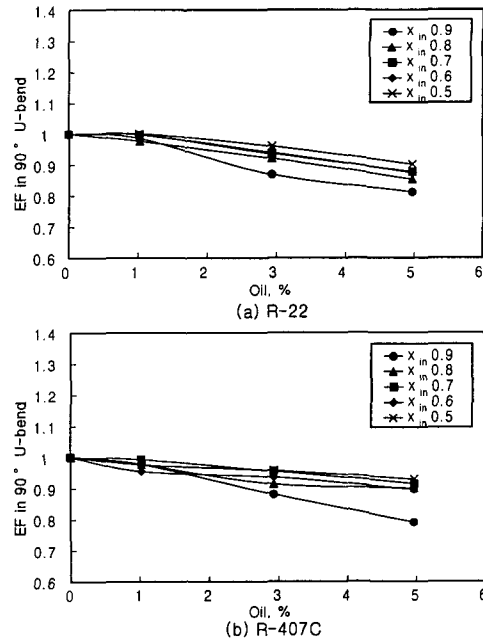


Fig. 9 Effect of the inlet quality on the EFs at the  $90^\circ$  position in the U-bend for the mass flux of  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

관부  $90^\circ$  지점의 향상 계수는 시험부 입구 건도 0.9, 냉동기유 농도 5%일 때, R-22의 경우 0.81, R-407C의 경우 0.78이었다.

#### 4.4 2단 직관부내 응축 열전달 계수와 냉동기유의 영향

Fig. 10은 1단 직관부 평균 열전달 계수에 대한 2단 직관부 각 지점에서의 열전달 계수의 비 ( $h^*$ )를 질량 유속  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 입구 건도 0.9에서 나타낸다.  $L^*$ 는 마이크로핀관 내경에 대한 2단 직관부 시작점에서부터의 길이의 비로 정의된다. R-22와 R-407C 냉매 모두에서  $L^*$ 의 값이 48 이내일 때 2단 직관부의 열전달 계수는 1단 직관부의 평균 열전달 계수에 대하여 최대 33%까지 컸다. 이는 곡관부에 의한 2차 유동의 효과가 곡관부 후 직관부의 일정 영역까지 영향을 미치고 있음을 보여주는 것이다. 이러한 효과는  $L^*$ 가 48보다 큰 경우 소멸되었다. 냉동기유 농도가 증가함에 따라  $h^*$ 는 증가하는데, 이는 냉동기유 농도가 증가할수록 1단 직관부에서의 열전달 계수는 급격히 감소하는 반면, 2단 직관부에서는 곡관부에

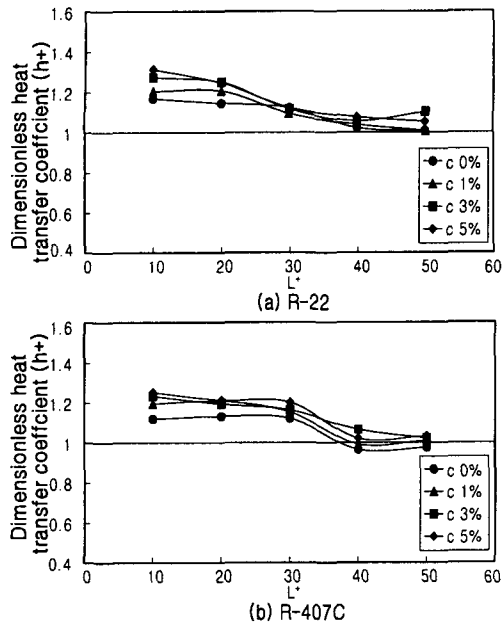


Fig. 10 Dimensionless heat transfer coefficient in the second straight section for the mass flux of  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  and the inlet quality of 0.9.

의한 유동 교란의 효과로 냉매와 냉동기유의 혼합이 증대되어 냉동기유에 의한 열전달 계수의 감소가 작게 나타나기 때문이다.

## 5. 결론

(1) 1단 직관부에서 R-22와 R-407C의 향상 계수는 냉동기유 농도가 증가함에 따라 연속적으로 감소하였다. 향상 계수는 질량 유속이 클수록 그리고 입구 건도가 작을수록 컸다.

(2) 곡관부에서의 열전달 계수는 1단 직관부보다 크게 나타났으며 곡관부  $90^\circ$  지점에서 최대가 되었다. 곡관부  $90^\circ$  지점에서 향상 계수는 1단 직관부와 마찬가지로 질량 유속이 클수록 그리고 입구 건도가 작을수록 크게 나타났다.

(3) 2단 직관부의 열전달 계수는 곡관부의 유동 교란 효과의 영향으로 1단 직관부 평균 열전달 계수보다 최대 33%까지 크게 나타났으며 이러한 열전달 향상 효과는 2단 직관부  $L^*$ 가 48 보다 큰 경우 소멸되었다.

## 후 기

이 논문은 성균관대학교의 1999년도 63학술연구비와 1999년도 두뇌한국 21사업 핵심분야 사업비에 의해 지원되었습니다.

## 참 고 문 헌

- Schlager, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E., 1989, Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures, ASHRAE Trans., Vol. 95, pp. 375-385.
- Schlager, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E., 1989, A comparison of 150 and 300 SUS oil effects on refrigerant evaporation and condensation in smooth tube and a micro-fin tube, ASHRAE Trans., Vol. 95, pp.387-397.
- Eckels, S. J., Doerr, T. M., and Pate, M. B., 1994, In-tube heat transfer and pressure drop of R-134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: Part 2 - condensation, ASHRAE Trans. Vol. 100, pp. 283-294.
- Eckels, S. J., Doerr, T. M., and Pate, M. B., 1998, Heat transfer coefficients and pressure drops for R-134a and an ester lubricant mixture in a smooth tube and a micro-fin tube, ASHRAE Trans. Vol. 104, pp. 366-375.
- Jeong, J. H., Kim, K. S., Hong, J. W., and Oh, H. K., 1998, Condensing heat transfer characteristics of alternative refrigerant R-410A in a small diameter tube heat exchanger, Proceedings of the SAREK, pp. 339-344.
- Yoon, S. B., Roh, G. S., Kim, J. D., Lee, S. H., and Oh, H. K., 1994, The effect of refrigerating oil on condensation heat transfer characteristics of the substitute R-134a in the horizontal smooth tube, Proceedings of the SAREK, pp. 137-141.
- Ouazia, B. and Marvillet, C., 1994, Forced convective heat transfer of R-22 evaporating



- in upward and downward flow in U-bend, Int. J. Refrig., Vol. 17, No. 4, pp. 250-256.
8. Cho, K. and Kim, B. K., 1997, Evaporation heat transfer characteristics inside the U-bend of the smooth and the microfin tube using alternative refrigerant, Trans. of KSME, Vol. 21, No. 9, pp. 1207-1217.
  9. Cho, K. and Tae, S. J., 1999, Effect of refrigeration lubricants on the heat transfer performance in the microfin tube evaporator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 61-72.
  10. ASHRAE, 1984, Standard method for measurement of proportion of oil in liquid refrigerant (ANSI/ASHRAE Standard 41.4), pp. 1-4.
  11. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective boiling and condensation, 3rd ed., Oxford University Press, New York.
  12. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME: J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.
  13. Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1976, A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow, AIChE J. Vol. 22, pp. 47-55.
  14. ASHRAE, 1998, ASHRAE Handbook-Refrigeration, pp. 7.8-7.14.
  15. Irving, J. B., 1977, Viscosity of binary liquid mixtures: A survey of mixtures equation, NEL Rep. No. 630.
  16. Cavallinis, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convective condensation, Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo, Vol. 3, pp. 309-313.