

## 마이크로핀관 증발기내 전열 성능에 미치는 냉동기유의 영향

### Effect of refrigeration lubricants on the heat transfer performance in the microfin tube evaporator

조 금 남\*, 태 상 진\*\*  
Keumnam Cho, S. J. Tae

**Key words** : Refrigeration lubricant(냉동기유), U-bend(곡관부), Microfin(마이크로핀), R-407C, Heat transfer coefficient(열전달 계수)

#### Abstract

The present study experimentally investigated the effect of refrigeration lubricant on the heat transfer performance in the straight sections and U-bend of a microfin tube evaporator by using R-22/mineral oil and R-407C/POE oil. The apparatus consisted of test section with U-bend, preheater, condenser, oil injection and sampling devices, magnetic pump, mass flow meter etc. The experimental parameters were oil concentration of 0 to 5 wt%, inlet quality of 0.1 to 0.5, mass flux of 219 and 400 kg/m<sup>2</sup>s and heat flux of 10 and 20 kW/m<sup>2</sup>.

The effects of parameters on the heat transfer coefficients were large in the order of inlet quality, mass flux and heat flux as oil concentration got increased. As oil concentration was increased, heat transfer coefficients were continuously decreased for R-22 and increased by 3% up to the concentration of 1% and then decreased for R-407C under the condition of large inlet quality, and small mass flux and heat flux. But, the heat transfer coefficients were increased up to the concentration of 3% and then decreased for both R-22 and R-407C refrigerants under the opposite conditions. The variation of enhancement factors for R-407C was under 50% of that for R-22 and the variation with respect to the positions in the test section was small. The pressure drops were increased for both R-22 and R-407C refrigerants as oil concentration was increased. The pressure drops for R-407C were smaller by the maximum of 18% than those for R-22.

#### 기 호 설 명

\* 정희원, 성균관대학교 기계공학부  
\*\* 성균관대학교 대학원

G : 질량 유속, kg/m<sup>2</sup>s  
h : 열전달 계수, kW/m<sup>2</sup> K

P : 압력, bar  
 q : 열유속, kW/m<sup>2</sup>  
 T : 온도, °C  
 x : 진도

### 그리스문자

$\Delta$  : 차이값  
 $\delta$  : 불확실성  
 $\lambda$  : 기상 수정 계수(Baker's map)  
 $\psi$  : 액상 수정 계수(Baker's map)

### 하첨자

in : 시험부 입구  
 r : 냉매  
 w<sub>i</sub> : 시험부 관 내벽

## 1. 서 론

R-22의 대체 냉매들 중 R-407C는 R-22와 유사한 증기압을 갖고 있어 시스템의 수정 없이도 사용이 가능하므로 단기 대체 냉매로, R-410A는 R-22보다 높은 증기압을 갖고 있어 새로운 시스템에 대한 설계가 필요하므로 장기 대체 냉매로 지목되고 있다. 증기 압축식 시스템은 압축기의 마모 방지와 마찰 손실을 줄여 소요 동력을 최소화하기 위해 적당량의 냉동기유가 사용되며 유분리가 없는 소형 냉동기는 냉매에 소량의 냉동기유가 섞여 시스템을 순환하며 증발기의 전열 성능에 영향을 미치게 된다. R-22의 대체 냉매인 HFC계열의 혼합냉매들은 극성을 띄어 순수 냉매와 함께 사용하던 비극성인 광유와는 용해도가 낮아 열전달 효율이 떨어진다. 따라서, R-22 대체 혼합냉매들은 PAG(Poly Alkylene Glycol)오일과 POE(Polyol Ester)오일 같이 극성을 갖는 냉동기유와 같이 사용되어야 한다. 그러나 대체 혼합냉매와 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 증발기에 사용되는 마이크로 핀관은

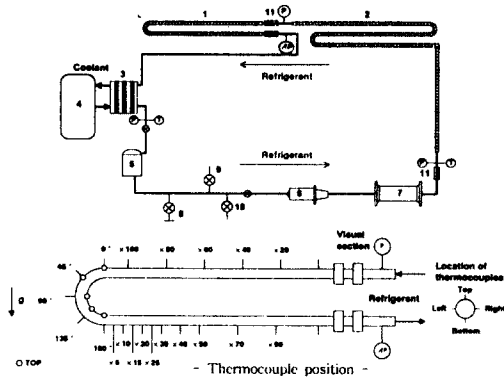
내부 전열 면적이 평활관보다 커서 전열 성능이 향상되는 것으로 알려져 있다. 마이크로 핀관내의 증발 열전달에 미치는 냉동기유의 영향에 대한 연구들은 R-22를 사용해 냉동기유 점도와 농도의 영향을 조사한 Schlager등<sup>(1)</sup>, R-12를 사용해 냉동기유 농도의 영향을 조사한 Ha와 Bergles<sup>(2)</sup>와 R-134a를 사용해 대체 냉동기유 농도의 영향을 조사한 Eckels등<sup>(3)</sup>, Nidegger등<sup>(4)</sup>, 배상철 등<sup>(5)</sup>의 결과가 있다.

증발기는 소형화를 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 곡관부내 증발 열전달 연구에 대한 연구는 R-22를 사용해 곡률 반경비가 5, 7.25, 12인 평활관 곡관부내 열전달 계수를 조사한 Ouazia와 Marvillet<sup>(6)</sup>의 연구, R-22와 R-407C를 사용해 곡률 반경 2.5인 곡관부를 갖는 평활관과 마이크로 핀관내 열전달 계수를 측정한 조금남과 김병기<sup>(7)</sup>의 연구 결과 정도만 있을 뿐이다.

이와 같이 R-22 대체 냉매의 곡관부를 포함한 증발기내 전열 성능에 관한 연구는 극히 제한적이고, R-22 대체 냉매를 사용한 마이크로 핀관 증발기 곡관부내 전열 성능에 미치는 냉동기유의 영향은 거의 조사된 바 없다. 따라서 본 연구에서는 R-22 단기 대체 냉매인 R-407C를 사용해 마이크로 핀관 증발기의 직관부와 곡관부내 증발 열전달에 미치는 대체 냉동기유의 영향을 실험적으로 조사하였고, R-22 냉매와 광유를 사용한 경우와 비교하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

실험 장치의 개략도는 Fig.1과 같다. 실험 장치는 수직면 상에 위치한 U-bend 곡관부를 포함한 마이크로 핀관 시험부, 예열기, 관형 웅축기, 냉동기유 주입 및 추출 장치, 마그네틱 냉매액 펌프, 질량 유량계 등으로 구성되었다. 시험부는 외경 9.52mm, 내경 8.53mm, 핀 높이 0.2mm, 핀 개수 60, 핀 나선각 18°인 마이크로 핀관이며, 수직면 상에 상하로 평행하게 놓인 직관부 각각의 길이는 0.97m, 관 외경에 대한 곡관부의 곡률 반경비는 2.5이다. 시험부 직관부와 곡관부의 20개 지점의 상, 하, 좌, 우에 90° 간



1. Test section
2. Preheater
3. Plate heat exchanger
4. Constant temperature bath
5. Receiver
6. Magnetic pump
7. Moss flow meter
8. Refrigerant inlet port
9. Oil injection port
10. Oil sampling port
11. Sight glass

Fig.1 Schematic diagram of the apparatus

격으로 네 군데에 설치한 총 80개의 열전대로 관 외 벽면 온도를 측정하였고 반경 방향 열전도식을 이용해 관 내벽면 온도( $T_{wi}$ )를 구하였다. 곡관부의 0°와 45° 지점은 곡관부의 외측을 상부, 내측을 하부로 칭하였고, 90°, 135°, 180° 지점은 곡관부 내측을 상부, 외측을 하부로 칭하였다. 열전대의 위치는 관 내경에 대한 배율로 표시하였다. 열전대 위를 전기 절연용 석면 테이프로 감고, 그 위에 에나멜 동선(직경 0.65mm, 총 저항 4.4Ω)을 감은 후 직류 전원 공급기로 전압을 조절하였다. 시험부 입구 압력은 절대압계(Druck사, 10bar범위, 오차 ±0.1%)로, 시험부 입출구의 압력차는 차압계(영국 Druck사, 350mbar범위, 오차 ±0.1%)로 측정되었다. 예열기 입구, 시험부 입구와 출구에는 유동 가시화와 열 및 전기 절연을 위해 파이렉스 관을 설치하였다. 예열기 입구에서의 압력과 온도를 측정해 과냉도와 엔탈피를 구한 후 예열기에 공급할 열량을 이용해 예열기 출구에서의 엔탈피와 건도를 구했다. 예열기 출구와 시험부 입구간의 거리가 짧아 예열기 출구와 시험부 입구의 엔탈피는 동일하며, 시험부 입구에서의 압력과 엔탈피로부터 건도와 포화 온도를 구하였다. 시험부 출구에서 냉매는 5kW 용량의 판형 응축기에서 항온조내에서 순환되는 부동액에 의해 응축되며, 응축액은 수액기로 모아진다. 수액기에서 펌프로 들어가는 냉매의 과냉 상태를 사이트 글라스를 통해 확인하였으며, 회전수 조절이 가능한 마그네틱 냉매액 펌프로 순환

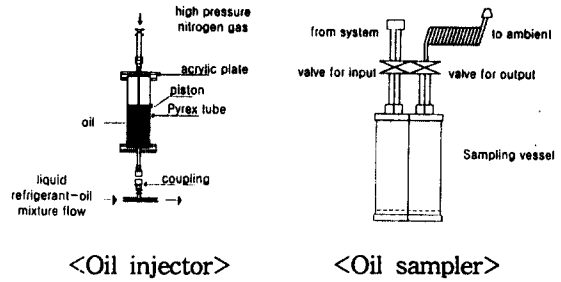


Fig.2 Oil injector and sampler

시켰다. 냉매액 펌프와 예열기 사이에는 코리올리 효과를 이용한 질량 유량계(OVAL사, 0~5kg/min, 정밀도 ±0.015%)를 설치하여 질량 유량을 측정하였다.

R-22 냉매에 대한 냉동기유로 광유(SUNISO사, 4GS=290SUS), R-407C 냉매에 대한 냉동기유로 POE 오일(EMKARATE사, 68S=315SUS)을 사용하였다. 냉동기유 농도는 전체 냉매와 냉동기유 혼합물에 대한 냉동기유의 질량분율로 정의하였다. 냉매만 주입하여 실험을 수행한 후, Fig.2에 나타난 냉동기유 주입 장치를 이용하여 고압 질소 가스로 가압하여 냉동기유를 주입하였으며, 주입량은 주입 전후 주입 장치의 질량을 전자 저울(0~4000g범위, 오차 0.1g)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>(8)</sup>에 제시된 바와 같이 Fig.2에 나타난 냉동기유 샘플링 장치를 이용해 냉매와 냉동기유 혼합물을 일정량 추출한 직후 질량과 냉매를 증발시킨 뒤 남은 냉동기유 질량의 차를 이용해 구했다.

실험 변수는 호칭 0, 1, 3, 5%의 냉동기유 농도, 0.1~0.5의 시험부 입구 건도, 219와 400kg/m<sup>2</sup>s의 질량 유속, 그리고 10과 20kW/m<sup>2</sup>의 열유속이었다. 시험부 입구 압력은 0.65MPa로 고정하였다.

시험부내 국부 열전달 계수는 식(1)과 같다.

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

식(1)에서 냉매 온도( $T_r$ )는 직접 측정할 수가 없으므로 이에 대한 산출 방법은 다음과 같다. 우선 시험부 각 온도 측정 지점에서의 압력을 구하기 위해

균질 유동 모델을 이용하여 직관부 내 압력 강하를 예측하였다. 곡관부의 압력 강하는 적절한 균질 유동 모델이 없으므로 단상 유동의 관내 유동 압력 강하를 해당 조건에 대하여 구하고 전체 시험부의 압력 강하에 대한 곡관부의 압력 강하 비를 구하여 앞서 구한 직관부의 균질 모델 압력 강하 값에 적용하였다. 마이크로 핀관 내 균질 유동 모델의 압력 강하 예측값과 실제 측정값과의 오차는 R-22와 R-407C 냉매의 경우 질량 유속  $400\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서  $0.003\sim 0.013\text{bar}$ , 질량 유속  $219\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서  $0.001\sim 0.010\text{bar}$ 의 차이를 보였다. 균질 유동 모델에 의한 예측값과 실제 실험에서의 측정값의 차이가 작으므로 각 지점의 압력은 측정 시험부 입구 압력과 균질 유동 모델로 예측된 각 지점에서의 압력 강하 비를 측정 차압에 적용한 각 구간 차압으로부터 산출하였다. 본 연구의 실험 범위는 슬러그류와 환상류의 유동 양식 영역이므로 균질 유동 모델보다는 분리 유동 모델을 적용하는 것이 더 적절할 것으로 판단되었으나 마찰 손실 계수를 구하기 위한 공식 및 이에 사용되는 상수가 마이크로 핀관에 대하여는 잘 알려져 있지 않아서 예측값이 측정값에서 크게 벗어났기 때문에 균질 유동 모델을 이용하였다. R-22 냉매의 경우 이상과 같이 온도 측정 각 지점에서의 압력( $P_r$ )을 구한 후 증기압 곡선에서 포화 압력과 포화 온도의 관계로부터 냉매 온도( $T_r$ )를 구했다. R-407C 냉매의 경우  $0.65\text{MPa}$ 에서 온도 상승 구배가  $6.0^\circ\text{C}$ 인 변온 증발 혼합 냉매이므로 냉매의 온도는 압력 및 건도의 함수이다. 따라서 R-22와 동일한 방법으로 각 지점의 압력을 구하고 시험부 입구에서 각 지점까지 가열된 열량으로 구한 엔탈피를 이용해 각 지점에서의 건도를 구한다. 일정 압력 하의 포화액에서 포화 기체까지 냉매 온도가 선형적으로 변한다고 가정하여 각 지점에서의 포화 온도를 포화 압력과 건도의 함수로 나타내었다. Moffat<sup>(9)</sup>과 Wang<sup>(10)</sup>과 Simon<sup>(10)</sup>이 제시한 오차 해석 방법을 식(1)에 적용해 구한 열전달 계수의 오차 해석식은 식(2)와 같다.

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

식(2)에서 냉매 온도( $T_r$ )는 R-22의 경우 냉매 압

력( $P_r$ )의 함수이고, R-407C의 경우 냉매 압력( $P_r$ )과 각 지점에서의 건도의 함수이다. 따라서, 냉매 온도의 불확실성( $\delta T_r$ )은 R-22의 경우 냉매 압력의 불확실성( $\delta P_r$ )으로부터, R-407C의 경우  $\delta P_r$ 과 건도의 불확실성( $\delta x$ )으로부터 구해지며 R-22와 R-407C에 대해 각각  $\pm 0.066^\circ\text{C}$ ,  $\pm 0.132^\circ\text{C}$ 로 나타났다. 식(2)로부터 구한 열전달 계수의 오차는 R-22 냉매의 경우  $\pm 2.6\sim \pm 4.1\%$ , R-407C의 경우  $\pm 2.1\sim \pm 3.4\%$  범위였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 냉동기유의 농도 측정 및 유동 양식 선도

냉동기유 샘플링 장치로 측정된 냉매와 냉동기유 혼합물내 냉동기유의 농도는 Table 1에 나타나 있다. 각 호칭 농도를 기준으로 하여 R-22와 R-407C는 1%일 때  $-0.06\sim +0.01\%$ , 3%일 때  $+0.11\%$ , 5%일 때  $-0.17\sim +0.05\%$ 의 차이를 나타냈다.

실험 조건하에서 냉매와 냉동기유의 물성치를 이용해 구한 1단 직관부내 유동 양식을 Baker의 유동 양식 선도로 Fig.3에 나타내었다. 건도가 커지게 되면 종축에 나타난 기체의 유량  $G_x$ 는 커지고 횡축에 나타난 액체의 유량  $G(1-x)$ 는 줄어들므로, 건도가 증가함에 따라 선도는 종축의 증가, 횡축의 감소 방향으로 나타난다. 시험부 1단 직관부내 입구 건도 범위인  $0.1\sim 0.5$ 에 대해 R-22와 R-407C 냉매 모두 건도가 증가함에 따라 저건도의 슬러그류에서 고건도의 환상류로 천이됨을 알 수 있다. 냉동기유 농도가 증가함에 따라 유동 양식 선도는 혼합물의 점도 증가로 인한 액상 수정 계수( $\psi$ )의 증가로 오른쪽으로 이동하나 유동 양식에는 큰 변화가 없었다. 실험 조건하에서 시험부 1단 직관부내 유동 양식은 질량 유속이나 냉동기유 농도와 관계없이 건도 변화에 따라 질

Table 1 Oil concentration

Nominal concentration	Measured concentration(%)	
	R-22	R-407C
1%	0.94	1.01
3%	3.11	3.11
5%	4.83	5.05

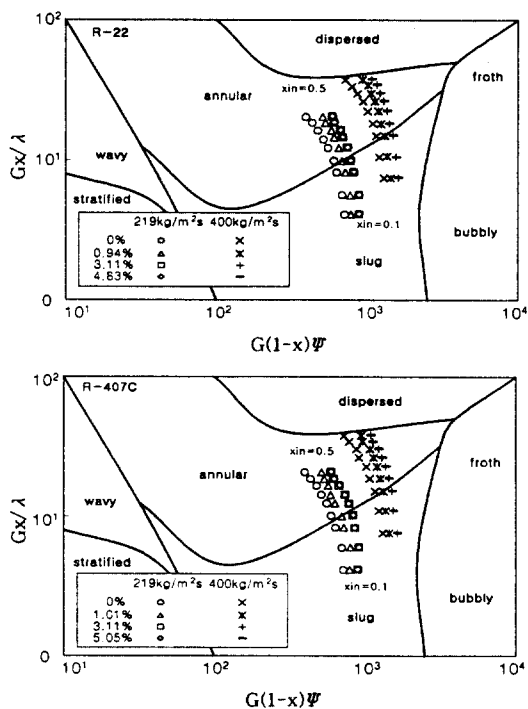


Fig.3 Baker's flow pattern map for experimental data

량 유속 219에서 건도 약 0.25까지는 슬러그류로 그 이상의 건도에서는 환상류이며, 질량 유속 400에서는 건도 0.2까지는 슬러그류, 그 이상은 환상류였다. 이는 사이트글라스를 통한 관측으로도 확인되었다.

3.2 열전달 계수에 미치는 입구 건도, 질량 유속, 열유속의 영향

질량 유속 219kg/m<sup>2</sup>s와 열유속 10kW/m<sup>2</sup>일 때, 열전달 계수에 미치는 입구 건도의 영향은 Fig.4에 나타나 있다. Fig.4에서 열전달 계수는 상, 하, 좌, 우 네 곳의 국부 열전달 계수에 대한 평균치이다. 냉동기유 농도가 0%일 때 열전달 계수는 R-22의 경우 입구 건도가 0.1에서 0.5로 증가함에 따라 전체적으로 약 20% 증가했으나, R-407C의 경우 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부에서 7, 1, 13%만큼 증가하여 R-407C가 R-22에 비해서 입구 건도에 의한 영향이 작았다. 냉동기유 농도가 5%일 때 열전달 계수는 입구 건도가 증가함에 따라 R-22의 경우 10%까지 감소했고, R-407C의 경우 약 7%정도 감소했

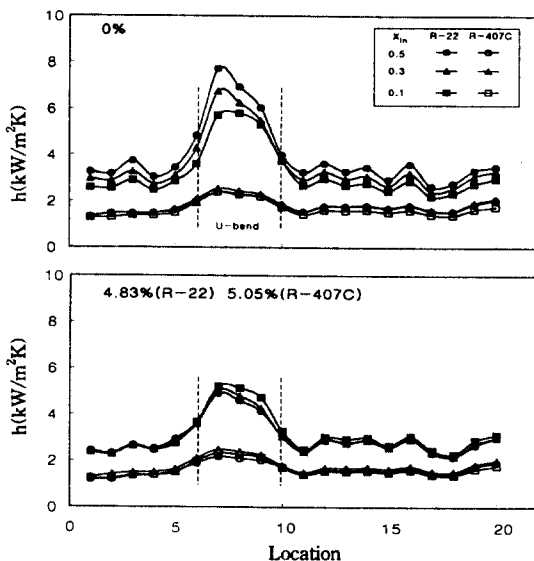


Fig.4 Effect of inlet quality on the heat transfer coefficients ( $G=219\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=10\text{kW/m}^2$ )

다. 냉동기유 농도 0%에서는 건도가 클수록 열전달 계수가 증가하는 것은 여러 연구자들에 의해 보고된 바와 같으나 냉동기유 농도 호칭 5%에서는 건도 0.5의 열전달 계수가 0.1보다 낮게 나타났으며 그 이유는 다음과 같이 판단된다. 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. Nidegger등<sup>(4)</sup>은 국부 건도를 고려하여 국부 냉동기유 농도를 정의하였으며 동일한 냉동기유 농도에서도 건도가 클수록 국부 냉동기유 농도는 커진다고 보고하였다. 따라서 동일한 냉동기유 농도에서도 건도가 클수록 국부 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수 감소율이 더 커지므로 냉동기유 농도 호칭 5%에서 건도 0.5의 열전달 계수가 0.1보다 낮게 나타나는 것이다.

저건도 영역에서는 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수가 냉동기유 농도 약 3%까지 증가하였는데, 이는 조건에 따른 냉동기유 농도의 영향을 설명한 3.4절에서 확인할 수 있다. 이는 Ha와 Bergles<sup>(2)</sup>

의 마이크로 핀관에 대한 연구와 같이 냉동기유의 농도 증가에 따른 냉매와 냉동기유 혼합물의 표면 장력의 증가로 인하여 저건도의 슬러그류 영역에서 핀의 모세관 작용으로 관상부로 냉매와 냉동기유 혼합물이 상승하기 때문으로 사료된다. 즉, 저건도 영역에서 냉동기유가 증가하여도 유동 양식에는 큰 변화 없이 슬러그류 영역에 있으나, 이는 마이크로 핀관의 이러한 모세관 작용을 고려치 않은 것으로서 마이크로 핀관에서는 이러한 표면 장력의 증가가 관상부의 적심 효과로 나타나는 것이다. 그러나, 이러한 현상도 냉동기유 농도가 일정 농도 이상으로 증가하면 앞서 설명한 바와 같이 농도 증가에 따른 점도 증가로 인한 열전달 계수 감소 효과가 더 커져서 열전달 계수는 다시 감소하는 것으로 판단된다.

열유속  $10\text{kW/m}^2$ 과 입구 건도 0.5일 때 열전달 계수에 미치는 질량 유속의 영향은 Fig.5에 나타나 있다. 냉동기유 농도 0%에서 R-22는 1단 직관부에서 질량 유속에 의한 열전달 계수의 차이는 거의 없었다. 이는 질량 유속  $200\text{kg/m}^2\text{s}$  이상에서는 유량에 관계없이 일정 건도 이상에서는 환상류가 되어 액막 두께가 거의 균일해지기 때문이다. Yoshida 등<sup>(11)</sup>도 세 종류의 내부 핀관에서 R-12와 R-22에 대해 중

발 압력  $0.59\text{MPa}$ , 질량 유속  $50\sim 500\text{kg/m}^2\text{s}$ , 열 유속  $5\sim 10\text{kW/m}^2\text{s}$ 의 범위에서 증발 열전달 실험을 한 결과 질량 유속  $100\text{kg/m}^2\text{s}$  이상에서는 환상류의 냉매액이 관벽 전체를 덮어 질량 유속이 증가하여도 마이크로핀에 의한 표면 마찰력이 증가하여 관벽면에 근접한 냉매액의 유동 속도는 크게 증가하지 않기 때문인 것으로 사료된다. 그러나 곡관부와 2단 직관부로 가면서는 질량 유속이 클수록 열전달 계수 값이 작아졌다. 이는 질량 유속이 클수록 압력 강하가 커져서 냉매 온도가 낮아지기 때문이다. R-407C는 질량 유속 219보다 400일 때 전체 위치에서 열전달 계수가 11~27%만큼 컸다. 곡관부의 영향은 R-22보다 R-407C의 경우에 더 작았고, R-407C의 열전달 계수는 R-22에 비해 주어진 조건에서 1단 직관부에서 50%, 곡관부에서 63%, 2단 직관부에서 42%만큼 작았다.

냉동기유 농도가 호칭 5%일 경우, R-22는 질량 유속이 400일 때가 219일 때에 비하여 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부에서 각각 19%, 4%, 3%만큼 더 큰 열전달 계수를 나타냈다. 곡관부와 2단 직관부로 갈수록 열전달 계수의 증가폭이 줄어든 이유는 질량 유속이 클 때 곡관부와 2단 직관부로 갈수록 압력 강하가 크기 때문이다. R-407C는 질량 유속이 400일 때가 219일 때에 비하여 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부에서 열전달 계수가 38%, 25%, 19%만큼 증가하여 냉동기유 농도가 증가할수록 열전달 계수에 대한 질량 유속의 영향은 커졌다. 냉동기유 농도 호칭 5%에서의 질량 유속에 따른 열전달 계수의 차이가 냉동기유 농도 0%에서 보다 큰 이유는 다음과 같이 판단된다. 건도 0.5에 대한 환상류에서는 밀도가 작은 기상 냉매가 관 중심에 흐르고 밀도가 큰 액상 냉매는 그 주위의 환상 영역을 흐르며, 이런 순수 냉매의 유동에 냉동기유가 혼합되면 밀도가 액상 냉매보다 작고 기상 냉매보다 큰 냉동기유는 이 기액 계면 상에 흐르게 된다. 질량 유속이 작을 때에는 점도가 큰 냉동기유가 냉매액과 잘 혼합되지 못하고 기액 계면 상에 층을 이루어 열전달과 냉매액의 증발을 방해하며 냉동기유 농도가 증가할수록 이 유막은 더 두꺼워져 냉동기유 농도 증가에 따라 열전달 계수는 급격히 감소하게 된다. 반면, 질량 유속이 커지면 유동 교란 등의 효과가 증대되어 냉동기유와 냉매액의

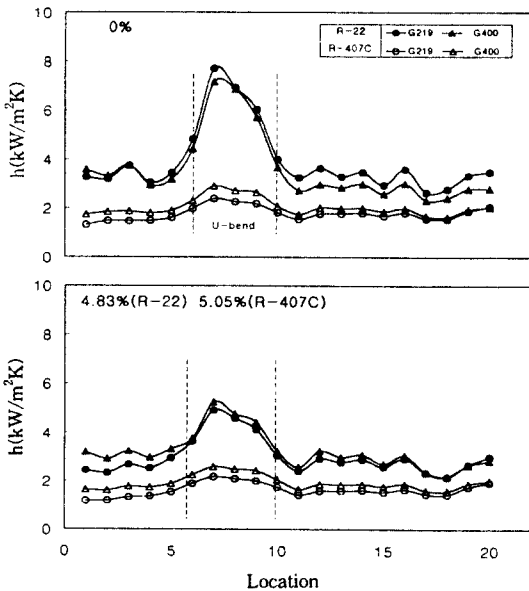


Fig.5 Effect of mass flux on the heat transfer coefficients ( $x_m=0.5$ ,  $q=10\text{kW/m}^2$ )

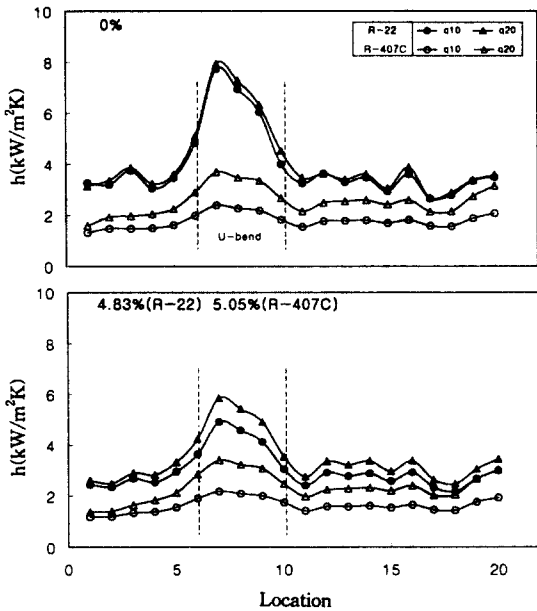


Fig.6 Effect of heat flux on the heat transfer coefficients( $x_m=0.5, q=219\text{kW/m}^2\text{s}$ )

혼합을 촉진시켜 유막의 온전한 형성을 방해한다. 따라서 동일한 냉동기유 농도에 대하여 이 기액 계면상의 유막은 질량 유속이 작을수록 두껍기 때문이며, 이는 Hambraeus<sup>(12)</sup>의 논문에서도 보고되었다.

질량 유속  $219\text{kg/m}^2\text{s}$ 와 입구 건도 0.5일 때, 열전달 계수에 미치는 열유속의 영향은 Fig.6에 나타나 있다. 냉동기유 농도가 0%에서 열전달 계수는 열유속이 증가함에 따라 R-22는 전체적으로 3%만큼 증가했으나, R-407C의 경우 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부에서 33, 52, 39%만큼 증가하여 R-407C가 R-22에 비해 열유속에 의한 영향이 컸다. 냉동기유 농도가 호칭 5%일 때도 열유속이 증가함에 따라 열전달 계수는 R-22의 경우 4~22% 증가한 반면 R-407C의 경우 15~60% 증가했다. 즉 R-407C는 냉동기유 농도에 무관하게 R-22에 비해 열유속에 의한 영향이 컸다. 냉동기유 농도 0%와 호칭 5%의 열전달 계수를 비교하면 열유속 증가에 따른 열전달 계수 증가폭은 냉동기유 농도 0%일 때 보다 호칭 5%일 때 더 컸는데 그 이유는 다음과 같다. 열유속이 커지면 벽면 온도가 높아져서 벽면에 근접한 냉동기유 온도가 올라가므로 냉동기유 점도는 낮아지게 된다. 따라서 냉동기유 농도가 클수록 냉매-냉동기유

혼합물에서의 냉동기유 양이 많아지므로 온도 증가에 따른 동일 냉동기유 농도에서의 전체 냉매-냉동기유 혼합물의 점도 감소도 커지게 되고 이로 인해 열유속이 커짐에 따른 열전달 계수 증가율도 커지는 것으로 판단된다. 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수 감소율에 미치는 열유속의 영향은 R-22보다 R-407C가 더 작았다.

전술한 바와 같이 입구 건도가 크고 질량 유속과 열유속이 작을수록 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 감소율은 컸고, 반대 경우 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 증가율은 컸다. 열전달 계수에 미치는 변수들의 경향은 입구 건도, 질량 유속, 열유속의 순으로 컸다. 이에 따라 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 감소율이 가장 큰 입구 건도, 질량 유속, 열유속이 0.5,  $219\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $10\text{kW/m}^2$  일 때(이하 조건A)와, 그 반대의 조건인 0.1,  $400\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $20\text{kW/m}^2$  일 때(이하 조건B)의 실험 결과를 비교하여 봄으로써 그 사이의 다른 조건들을 대표하여 설명할 수 있다.

### 3.3 벽면 온도, 벽면 과열도 및 국부 열전달 계수

조건A와 조건B에서 내벽면 온도( $T_{wi}$ )와 내벽면 온도와 냉매 온도의 차인 벽면 과열도( $\Delta T$ )가 냉동기유 농도 0과 5%일 때 Fig.7에 나타나 있다. 조건A에서 내벽면 온도는 R-22와 R-407C에 대해 농도 5%가 0%에 비하여 평균  $0.5^\circ\text{C}$  정도 높았으며 시험부 입출구에 대한 냉매 온도 차이는 R-22의 경우 압력 강하로 인해 최대  $0.36^\circ\text{C}$  만큼 감소하였고 R-407C의 경우 온도 구배와 압력 강하로 인해 최대  $0.83^\circ\text{C}$ 까지 증가하였으므로 벽면 과열도는 내벽면 온도와 유사한 경향과 온도차를 나타내었고 R-407C가 R-22에 비해 2배정도 컸다. 조건B에서 동일한 열유속에 대한 내벽면 온도는 R-22와 R-407C 모두 농도 0%가 5%의 경우보다 높게 나타나 벽면 과열도 또한 0%가 5%보다 컸고, 열전달 계수는 벽면 과열도에 반비례하므로 동일 열유속에 대하여 0%의 열전달 계수가 5%보다 작게 나타났다.

조건A와 조건B에 대한 국부 열전달 계수들은 Figs. 8과 9에 나타나 있다. 조건A에서 국부 열전달 계수는 R-22의 경우 농도 0%와 5%일 때 직관부의 상

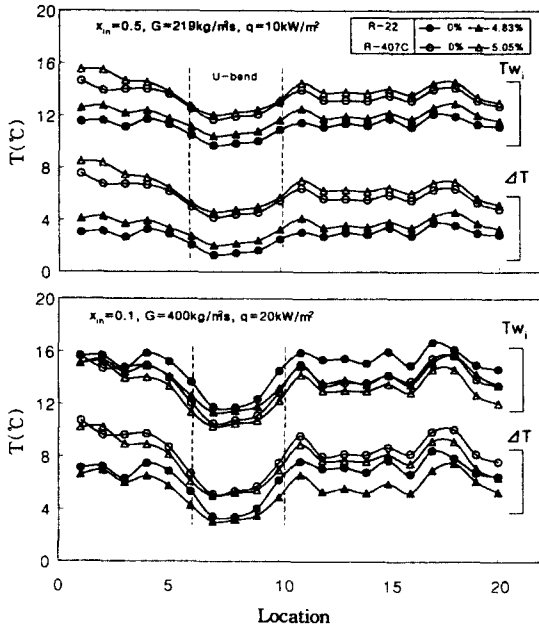


Fig.7 Inner wall temperatures and wall superheats in the test section

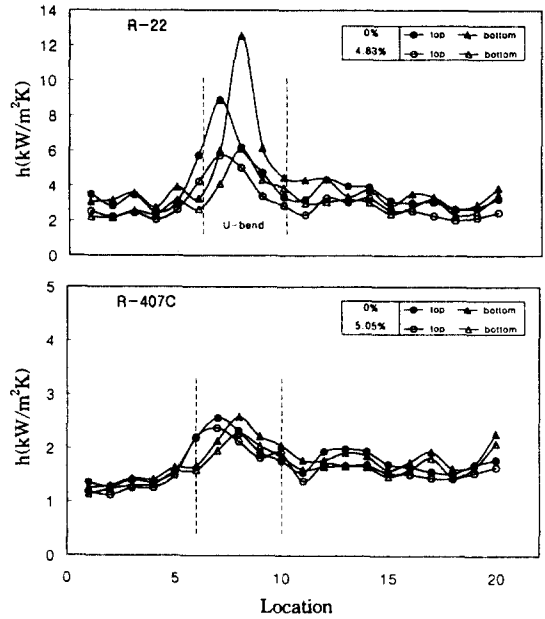


Fig.8 Local heat transfer coefficients ( $x_{in}=0.5, G=219\text{kg/m}^2\text{s}, q=10\text{kW/m}^2$ )

부가 하부보다 약 4~8% 정도 작았고, 곡관부(U-bend)의 외측이 내측보다 40%정도 컸으며, R-407C의 경우 직관부의 상부가 하부보다 1~5%정도 작았고, 곡관부의 외측이 내측보다 10%정도 컸다. 전술한 바와 같이 곡관부의 0°와 45° 지점은 외측이 상부(top)이고 90°, 135°, 180° 지점은 외측이 하부(bottom)이다. Fig.8과 9에서 곡관부 45°와 90° 지점 사이에서 상부와 하부 열전달 계수 선이 교차하는 것은 이러한 곡관부의 상부와 하부에 대한 지정이 45°와 90° 사이에서 전환되기 때문이다. 조건B에서 국부 열전달 계수는 R-22의 경우 직관부의 상부가 하부보다 농도 0%의 경우 8~11%, 5%의 경우 6~9% 정도 작았고, 곡관부의 외측이 내측보다 전체적으로 20%정도 컸다. R-407C의 경우는 직관부의 상부가 하부보다 냉동기유 농도 0%의 경우 4~7%, 5%의 경우 2~4%정도 작았고, 곡관부의 외측이 내측보다 전체적으로 7%정도 컸다. 곡관부의 외측이 내측보다 열전달 계수가 높은 것은 1단 직관부의 유동이 곡관부의 외측 벽면에 충돌하여 외측이 내측보

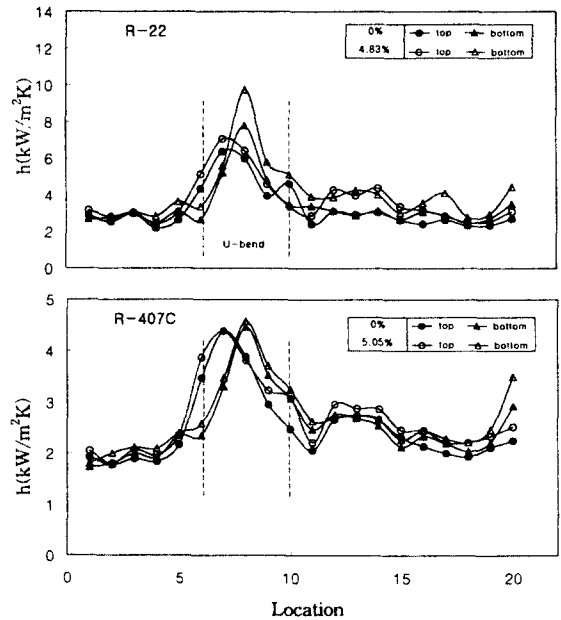


Fig.9 Local heat transfer coefficients ( $x_{in}=0.1, G=400\text{kg/m}^2\text{s}, q=20\text{kW/m}^2$ )



다 유동 교란 효과가 더 크고, 부수적으로 장치 제작상의 한계로 곡관부 외측이 내측보다 열선의 밀도가 상대적으로 작아지게 되어 곡관부 외측의 내벽면 온도가 낮아지기 때문으로 사료된다. 곡관부의 외측과 내측 모두에 대해 90° 지점에서 열전달 계수가 최대로 나타났으며, 이는 상기한 유동 교란 효과가 90° 지점에서 최대가 됨을 보여준다. 또한 전체적으로 곡관부 외측과 내측 모두 직관부에 비하여 열전달 계수가 증가하는 것은 곡관부 형상에 의한 유동 교란의 효과라고 사료된다. 조건A에서는 건도가 0.5로서 환상 유동에 해당하므로 관 상부와 하부의 차이가 작았으며 이 차이는 중력에 의한 관 상부와 하부의 액막 두께의 차이로 보인다. 조건 B는 건도가 0.1로서 슬러그류이나 냉동기유 혼입에 따른 관 상부의 적심 효과로 인해 상부의 열전달 계수가 하부보다 크게 낮지 않았다. 이러한 조건 B에서의 국부 열전달 계수는 R-22와 R-407C 모두 냉동기유 농도 0%일 때보다 냉동기유 농도 호칭 5%에서 관 상부와 하부의 차이가 약간 작아져서 냉매와 냉동기유 혼합물의 표면 장력 향상에 의한 관 상부의 적심 효과를 보여 주고 있다.

### 3.4 열전달 계수에 미치는 냉동기유 농도의 영향

열전달 계수에 미치는 냉동기유 농도의 영향은 조건A일 때 Fig.10에, 조건B일 때 Fig.11에 나타나 있다. 조건A에서 열전달 계수는 R-22의 경우 냉동기유 0%에 비해 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부에서 호칭 1%일 때 17, 16, 6%, 호칭 3%일 때 26, 28, 14%, 호칭 5%일 때 29, 36, 20%만큼 감소하였다. R-407C의 경우 열전달 계수는 0%에 비해 호칭 1%일 때 전체적으로 3% 증가하였으나, 호칭 3%일 때 13%, 호칭 5%일 때 20%만큼 감소하였다. 이는 앞서 설명한 입구 건도, 질량 유속, 열유속의 복합적인 영향으로 낮은 질량 유속에서 냉매와 냉동기유의 혼합이 잘 이루어지지 않고, 냉동기유 농도가 증가함에 따른 냉매와 냉동기유 혼합물의 점도 증가로 인해 열전달 계수가 감소하는 등의 복합적인 원인 때문이다. 특히 건도가 큰 경우는 농도가 0%에서 호칭 5%로 증가할수록 냉매와 냉동기유 혼합물의 점도가 급격히 증가하여 열전달 계수는 감소한다.

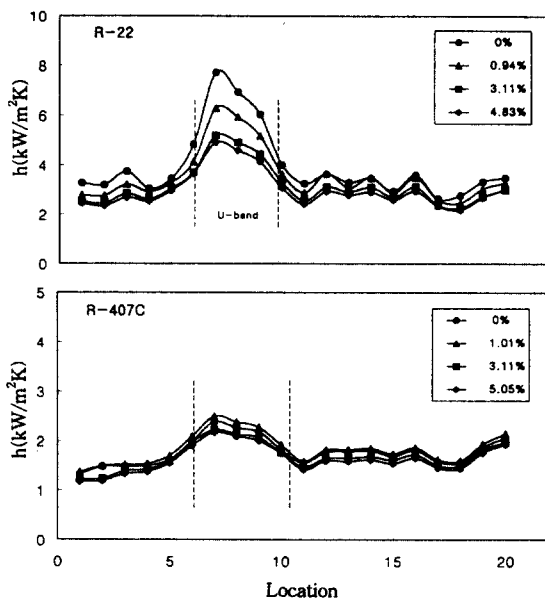


Fig.10 Effect of oil concentration on the heat transfer coefficients( $x_{in}=0.5$ ,  $G=219\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=10\text{kW/m}^2$ )

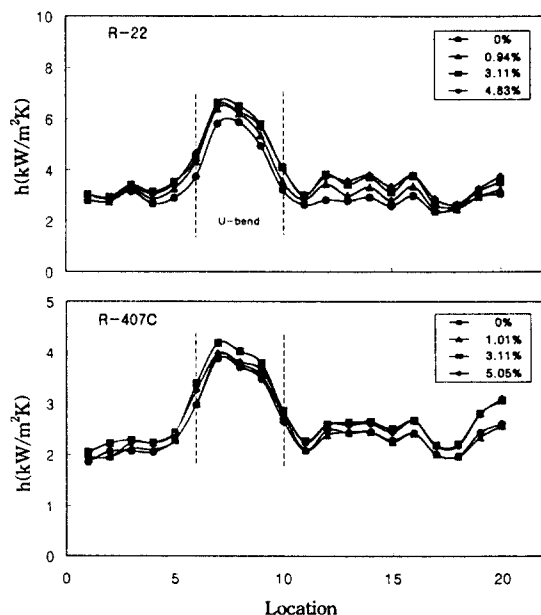


Fig.11 Effect of oil concentration on the heat transfer coefficients( $x_{in}=0.1$ ,  $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=20\text{kW/m}^2$ )

조건B에서 열전달 계수는 R-22의 경우 0%에 비해 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부에서 호칭 1%일 때 3, 7, 10%, 호칭 3%일 때 10, 10, 24%, 호칭 5%일 때 7, 8, 21% 증가하였다. R-407C의 경우 열전달 계수는 0%에 비해 호칭 1%일 때 3, 3, 0%, 호칭 3%일 때 10, 11, 8%, 호칭 5%일 때 5, 6, 8% 만큼 증가하였다. 즉, 조건B에서 R-22와 R-407C는 냉동기유 농도 호칭 3%까지 열전달 계수가 증가하다가 그 이상의 농도에서는 약간 감소하였다.

### 3.5 향상 계수(EF)

R-22와 R-407C의 조건A와 조건B에서의 향상 계수를 냉동기유 농도 증가에 따라 1단 직관부, 곡관부 세 지점, 2단 직관부에 대하여 Fig.12와 13에 나타내었다. 향상 계수는 냉동기유 0%에서의 열전달 계수에 대한 냉동기유 농도에 따른 열전달 계수의 비로 정의된다. 조건A의 경우 R-22는 향상 계수의 감소율이 곡관부 세 지점, 1단 직관부, 2단 직관부 순으로 컸다. R-407C는 R-22에 비해 향상 계수의 변화폭이 50%이하로 작았고 위치별 변화율의 차이도 작아서 1단 직관부, 곡관부, 2단 직관부의 향상

계수가 차이가 크지 않았다. 이는 R-22/광유 혼합물의 혼화성은 보통 수준이고 R-407C/POE오일 혼합물의 혼화성은 상당히 좋은데 Hambreus<sup>(12)</sup>의 연구 결과에서 언급했듯이 혼화성이 좋으면 냉동기유가 냉매액에 고르게 혼합되어 기액 계면의 유막이 얇아지므로 R-407C에 대한 POE 오일의 영향은 R-22에 대한 광유의 영향보다 작기 때문으로 사료된다. 조건 B의 경우 향상 계수는 R-22와 R-407C에 대해 냉동기유 농도 호칭 3%까지 증가한 후 감소하는 경향을 나타냈다. 이는 저건도 영역에서 관 상부의 적심 효과에 의해 열전달 계수가 증가하기 때문이며 이러한 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 증가 현상은 Schlager<sup>(1)</sup>, Eckels<sup>(3)</sup>과 배상철<sup>(5)</sup>에 의해서도 보고된 바 있다. 그러나 냉동기유 농도가 3%보다 크면 이러한 적심 현상에 의한 열전달 향상 효과보다 냉매-냉동기유 혼합물의 점도 증가로 인한 열전달 계수의 감소 효과가 더 커서 열전달 계수는 다시 감소하는 것으로 나타났다.

### 3.6 압력 강하

질량 유속과 열유속, 냉동기유 농도의 변화에 따

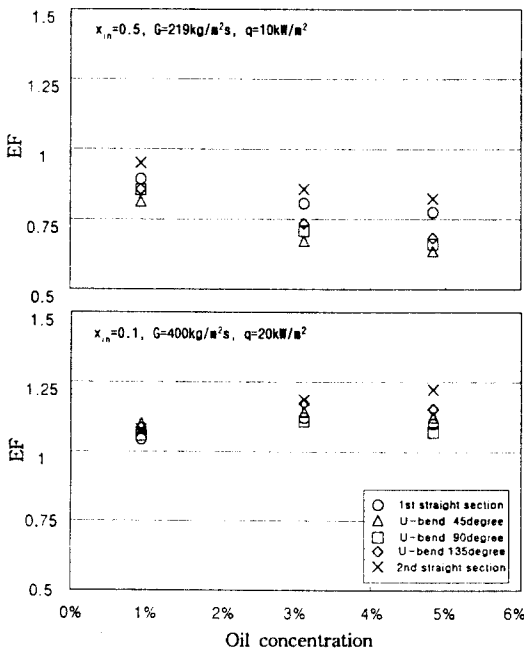


Fig.12 Enhancement factor for R-22

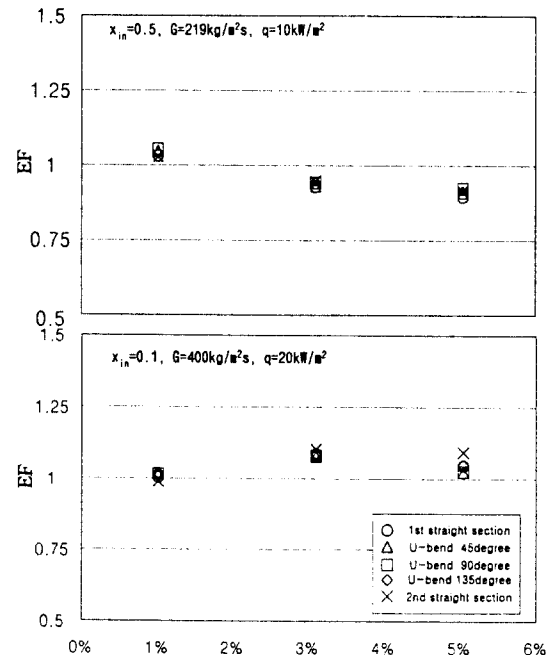


Fig.13 Enhancement factor for R-407C

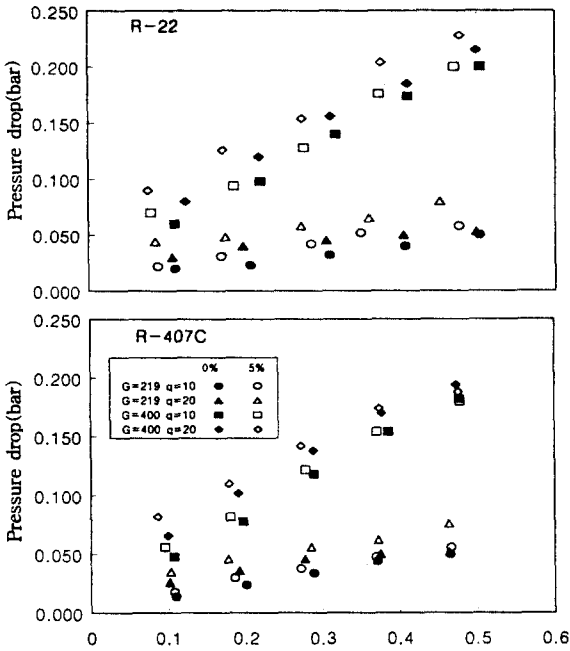


Fig.14 Pressure drop in the test section

른 시험부 전 구간에서의 압력 강하를 입구 건도에 따라 Fig.14에 나타내었다. 압력 강하는 질량 유속이 증가함에 따라 저건도와 고건도 영역에서의 차이가 커졌다. 즉, 질량 유속 219와 400의 압력 강하 차이는 건도 0.1일 때 50mbar였고, 건도 0.5일 때 150mbar였다. 동일한 질량 유속에서 열유속이 20일 때가 열유속이 10일 때에 비하여 R-22는 약 10~20mbar, R-407C는 약 20~30mbar정도 증가하였다. 냉동기유 농도 증가에 따라 압력 강하는 R-22와 R-407C 모두에 대해 증가했다. 냉동기유 농도 증가에 따른 압력 강하의 증가는 Eckels등<sup>(3)</sup>과 Nidegger등<sup>(4)</sup>과 같은 냉동기유 영향에 대한 논문에서와 같이 냉매와 냉동기유 혼합물의 점도가 증가하기 때문이다. 압력 강하는 냉동기유 농도 호칭 5%가 0%보다 R-22의 경우 13~16%정도, R-407C의 경우 12~24%정도 증가하였다. R-407C의 압력 강하는 R-22에 비해 냉동기유 농도 0%일 때 18%까지 낮았고, 냉동기유 농도 5%일 때는 3~9%정도 낮았다.

4. 결론

(1) 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 감

소율은 입구 건도가 크고, 질량 유속과 열유속이 작을수록 컸고, 반대의 경우 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 증가율은 컸다.

(2) 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수에 미치는 변수들의 영향은 입구 건도, 질량 유속, 열유속의 순으로 컸다.

(3) 입구 건도가 크고 질량 유속과 열유속이 작을 때 냉동기유 농도가 증가함에 따라 열전달 계수는 R-22의 경우 감소하였고, R-407C의 경우 냉동기유 농도 호칭 1%까지 3%정도 증가했다가 그 이상의 농도에서는 감소하였다. 반면 입구 건도가 작고 질량 유속과 열유속이 클 때 열전달 계수는 R-22와 R-407C의 경우 냉동기유 농도 3%까지 증가했다가 5%에서 약간 감소하였다.

(4) R-407C는 R-22에 비해 항상 계수 변화폭이 50% 이하로 작았고 시험부 위치별 변화폭도 작았다.

(5) 냉동기유 농도 증가에 따른 압력 강하는 R-22와 R-407C 모두 증가하였고 R-407C가 R-22보다 최대 18%정도 작았다.

후 기

본 연구는 1997년도 교육부 학술 연구 조성비(기계 공학:ME97-A-06)에 의하여 연구되었으며 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- 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 Transactions, Vol. 95, pp. 387~397.
- Ha, S. and Bergles, A.E., 1993, "The influence of oil on local evaporation heat transfer inside a horizontal microfin tube", ASHRAE Transactions, Vol. 99, pp. 1244~1255.
- Eckels, S.J., Doerr T.M., 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 I -evaporation", ASHRAE Transaction, Vol. 100, pp. 265~280.
4. Nidegger, E., Thome, J.R., Favrat, D., 1997, "Flow boiling and pressure drop measurements for R-134a/oil mixtures Part1: Evaporation in a microfin tube", HVAC & R Research, Vol. 3, No. 1, pp. 38~53.
  5. 배상철, 강태욱, 김정훈, 정찬영, 김종수, 1996, "냉동기유가 수평 마이크로핀관내 R-134a의 증발열전달에 미치는 영향", 공기조화 냉동공학 논문집, 제8권, 제1호, pp. 140~150.
  6. Ouazia, B. and Marvillet, C., 1994, "Forced convective heat transfer of R-22evaporating in upward and downward flow in U-bendm", International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 4, pp. 250~256.
  7. 조금남, 김병기, 1997, "대체냉매를 사용한 평활관 및 마이크로핀관 곡관부내 증발 열전달 특성", 대한 기계 학회 논문집, 제21권, 제9호, pp. 1207~1217.
  8. ASHRAE, 1984, "Standard method for measurement of proportion of oil in liquid refrigerant" (ANSI/ASHRAE Standard 41.4), pp. 1~4.
  9. Moffat R. J., 1985, "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment", Journal of Fluid Engineering, Vol. 107 pp. 173~182.
  10. Wang, T. and Simon, T. W., 1988, "Development of a Special-Purpose Test Surface Guided by Uncertainty Analysis: Introduction of a New Uncertainty Analysis Step", AIAA 26th Aerospace Sciences Meeting, pp. 1~9.
  11. Yoshida, S., Matsunaga, T., Hong, H.P., and Nishikawa, K., 1988, "Heat transfer enhancement in horizontal, spirally grooved evaporator tubes", JSME International J., Series II, Vol. 31, No. 3, pp. 505~512.
  12. Hambraeus, K., 1995, "Heat transfer of oil-contaminated HFC134a in a horizontal evaporator", Int. J. Refrig. Vol. 18, No. 2, pp. 87~99.