

마이크로 핀 증발관내 냉매 R-290의 열전달 특성에 미치는 냉동유의 영향

박철민* · 안영태* · 이육현* · 김정훈** · 김종수***

(1999년 11월 24일 접수)

Influence of Refrigeration Oil on Evaporation Heat Transfer Characteristics of R-290 Inside Micro Fin Tube

Cheol-Min Park, Young-Tae An, Wook-Hyun Lee, Jeung-Hoon Kim and Jong-Soo Kim

Key words: R-290(프로판), Refrigeration Oil(냉동유), Micro Fin Tube(마이크로 핀관), Flow Regimes(유동 양식), Pressure Drop(압력 손실), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

Abstract

Recently, micro fin tube is widely used to heat exchanger for high performance. And, as the alternative refrigerants for R-22, hydrocarbons such as R-290, R-600 and R-600a are very promising because of their low GWP and ODP. Thus, R-290 was used as working fluid in this study. Most design of heat exchanger had been based on heat transfer characteristics of pure refrigerant although refrigerant oil exists in the refrigeration cycles. So, the influence of oil on heat transfer characteristics have to be considered for investigating exact evaporation heat transfer characteristics. But, this is an unresolved problem of refrigeration heat transfer. Therefore the influence of the refrigeration oil to the evaporation heat transfer characteristics of R-290 were conducted in a horizontal micro fin tube. The mineral oil was used as refrigeration oil. The experimental apparatus consisted of a basic refrigeration cycle and a system for oil concentration measurement. Test conditions are as the follows: evaporation temperature 5°C, mass velocity 100 kg/m²s, heat flux 10 kW/m², oil concentration 0, 1.3, 3.3, 5.7 wt.%, and quality 0.07~1.0. When refrigeration oil was entered, oil foaming was observed at the low quality region. And, very small bubbles were observed as quality was increased. Pressure drop and heat transfer coefficient increased as the concentration of refrigeration oil increased to 5 wt.%. The performance index of heat exchanger was the highest near 3.3 wt.%.

기호설명

<p>A : 전열 면적 [m²]</p> <p>c_{po} : 냉동유의 정압 비열 [kJ/kgK]</p> <p>D : 직경 [m]</p> <p>G : 질량 속도 [kg/m²s]</p> <p>i : 엔탈피 [kJ/kg]</p> <p>i_{fg} : 증발 잠열 [kJ/kg]</p>	<p>L : 길이 [m]</p> <p>ΔL : 단위 길이 [m]</p> <p>P : 압력 [kW/m²]</p> <p>ΔP : 압력 손실 [Pa/m]</p> <p>Q : 냉동유의 정압 비열 [kW]</p> <p>q : 열유속 [kW/m²]</p> <p>T : 온도 [K]</p> <p>W : 증량 [kg]</p> <p>ξ_o : 유농도 [wt.%]</p> <p>x : 진도</p>
--	---

* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

** 부경대학교 해양산업개발연구센터

*** 회원, 부경대학교 기계공학부

E-mail : kimjs@dolphin.pknu.ac.kr

TEL : (051)620-6442 FAX : (051)611-6368

그리스문자

하첨자

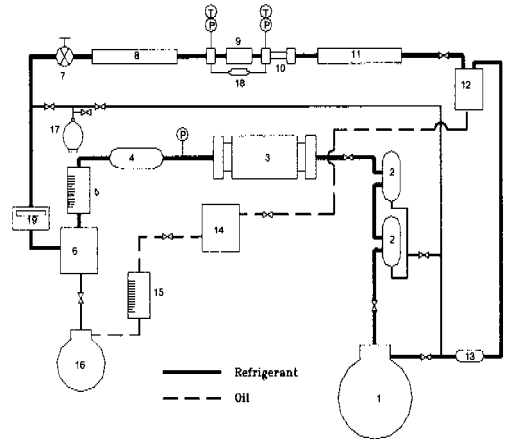
- bot : 유농도 측정 용기
- e : 증발기
- exp : 팽창밸브
- i : 입구
- o : 출구
- oil : 냉동유
- m : 냉매-유 혼합물
- mix : 혼합물
- pre : 예열부
- r : 냉매
- sat : 포화상태
- test : 시험부
- w : 벽면

1. 서론

일반적으로 냉동 공조 시스템에서는 압축기로부터 냉매 및 냉동유가 함께 유출되기 때문에 시스템의 전열 성능에 상당한 영향을 미치게 된다. 특히, 냉동 공조 시스템의 핵심 요소라고 할 수 있는 증발기내에서는 냉매만 증발하므로 작동 유체 중의 유농도는 서서히 증가하고, 증발기 출구측에서는 냉매가 완전히 증발되어 냉동유만 남게 된다. 그러므로, 증발기의 정확한 설계를 위해서는 냉동유의 혼입에 따른 증발 열전달 및 압력 손실에 미치는 영향을 정확히 평가해야만 한다.⁽¹⁾

현재 냉동 공조 시스템에 대한 연구는 환경 문제로 인한 CFCs, HCFCs 및 HFCs 냉매의 사용 규제로 인하여, 대체 냉매에 대한 연구가 활발히 진행중일 뿐만 아니라, 시스템의 콤팩트화, 고성능화, 경량화를 위한 관내 냉매측 전열면 형상에 따른 전열성능 향상에 대한 연구가 진행되고 있다.⁽²⁻⁵⁾ 그러나, 탄화수소계 냉매 및 전열관 형상에 따른 냉동유 농도의 영향에 대한 연구⁽⁶⁾는 대단히 부족한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 비교적 전열 성능이 우수하고 대부분의 냉동 공조 시스템에 적용되고 있는 마이크로 원 증발관 내에서, 탄화수소계 냉매 중 R-22의 대체 냉매로 유력시되고 있는 R-290을 사용하여, 열전달 특성에 미치는 냉동유 영향의 영향을 파악함으로써 실제 증발기 설계시에 필요한 기초 자료를 제공하고자 한다.



- | | |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. Compressor | 12. Oil separator |
| 2. Oil separator | 13. Accumulator |
| 3. Condenser | 14. Oil tank |
| 4. Dry & Filter | 15. Oil flow meter |
| 5. Refrigerant flow meter | 16. Oil pump |
| 6. Refrigerant oil mixing tank | 17. Oil concentration bottle |
| 7. Expansion valve | 18. Differential pressure gauge |
| 8. Preheater | 19. Micro motion mass flow meter |
| 9. Test section | |
| 10. Visual section | |
| 11. Post heater | |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 실험 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험 장치는 두개의 순환 루프로 구성되어 있다. 즉, 실선은 냉매 순환부를 나타내고, 점선은 냉동유 순환부를 나타낸다.

냉매는 압축기(1)에서 두개의 직렬 연결된 유분리기(2)를 거쳐, 수냉식 셀렌튜브 응축기(3)에서 응축된다. 과냉각 상태의 냉매액은 드라이어/필터(4)를 거쳐, 전자식 질량 유량계(19)에서 유량이 측정된 후, 수동식 팽창 밸브(7)에서 실험 증발 압력까지 등엔탈피 팽창하게 된다. 냉매는 시험부에 유입되기 전에 예열기(8)에서 일정한 입구 건조도로 조절되어, 시험부(9)에서 온도 및 압력이 측정된다.

시험부에서 나온 냉매는 가시화부(10)에서 유동 양식이 관찰되고, 후부 가열기(11)에서 일정 과열도로 유지된 후, 다시 압축기로 재순환된다.

냉동유 순환부는 유농도를 측정하기 위하여, 전자식 질량 유량계(19)와 팽창 밸브(7) 사이에 유농도 측정기(17)를 설치하였으며, 유농도 과다 시 유분리기(12)에서 유를 회수하여 유탱크(14)에 보관하고, 유농도 부족시 적정량을 유펌프(16)로써 유탱크(14)에서 냉매-유 혼합탱크(6)로 공급하는 시스템으로 되어 있다.

본 연구에 사용된 마이크로 환관에 대한 계원을 Fig. 2와 Table 1에 나타내었다. 실험 데이터의 정리에는 평균 직경 $D_m=(D_i+H_f/2)$ 를 사용하였다.

Fig. 3은 시험부에 설치한 열전대의 위치를 나타낸 것이다. 시험부의 전체 길이는 500 mm이며, 시험부 입구와 출구에서 100 mm 간격을 두고, 60 mm 간격으로 6곳에 2개씩 상하, 측부 순으로, 총 12개의 열전대를 설치하였다. 시험부로의 열유속 공급은 전기 히터 방식을 이용하였고, 단열성이 우수한 석면, 유리솜, 아티론으로 시험부를 충분히 단열하였다. 시험부로 유입되는 냉매의 건도는 전압 조정기와 왓트 미터를 이용하여 예열기에 공급되는 전기 입열량을 변화시키면서 조절하였다.

Fig. 4는 가시화부를 나타낸 것이다. 가시화부는 시험부의 출구와 유리관(Pyrex tube)를 플랜지로 고정하였으며, 유농 양식의 변화를 최소화하기 위하여 유리관의 내경을 환관과 일치하게 하였다. 또한 제습을 위하여 아크릴 튜브로 감싸고, 실리카겔을 넣은 후 랩으로 밀봉하였다.

2.2 실험 방법 및 실험 조건

냉매의 평균 온도는 Φ 1.0 mm의 T형(Shoath type) 열전대를 시험부 입·출구의 관내에 설치하여 측정하였으며, 관벽면 온도는 관 두께가 얇은 것을 감안하여 시험부의 외벽면 온도를 측정하여

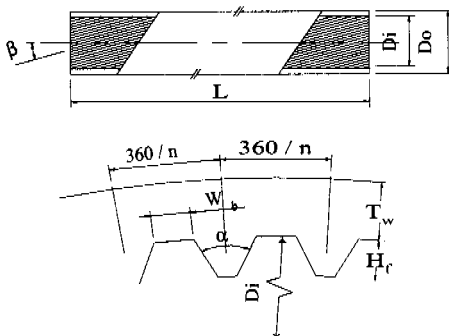


Fig. 2 Details of micro fin tube

이에 적용하였다. 시험부에 설치된 열전대는 항온조를 이용하여, 온도 범위 0~100℃에서 표준수는 온도계로 보정하였으며, 온도 측정에서의 편차는 보정값에 대해 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 를 나타내었다. 냉매의 포화 압력은 시험부 전후에 설치된 $\pm 0.5\%$ 오차의 부르돈관식 압력계를 사용하여 측정하였으며, 분동(deadweight tester)를 이용하여 보정한 결과, 측정 범위인 0~6 kg/cm²에서 $\pm 0.5\%$ 의 오차를 보였다. 온도차로 측정된 포화 압력을 포화 온도로 환산한 온도는 열전대로 측정된 온도와 ± 0.1 K 이내로 잘 일치하였다. 압력 손실은 디지털 절대 압력 센서를 시험부 입출구에 설치하여 그 차를 적용하였다. 냉매 유량은 팽창밸브 및 압축기 흡입 밸브를 이용하여 조절하였다. 본 실험에 사용된 유량계는 Oval사의 전자 질량 유량계와 Ueshima-Brook사의 체적식 질량 유량계이다. 전자 질량 유량계의 측정 범위는 0~500

Table 1 Specification of micro fin tube

Components	Symbol	Specification
Total length	L (mm)	500
Outside diameter	D_o (mm)	9.52
Inside diameter	D_i (mm)	8.72
Micro fin depth	H_f (mm)	0.2
Bottom wall thickness	T_w (mm)	0.3
Number of micro fin	n	60
Inclination angle	β	18°
Micro fin bottom width	W_b (mm)	0.22
Fin angle	α	53°

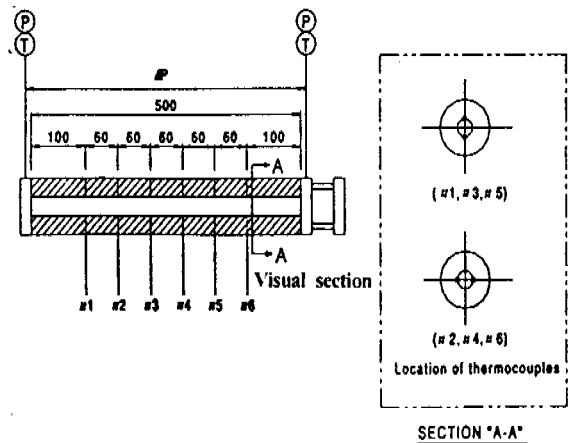


Fig. 3 Test section for this study and measuring points of temperature

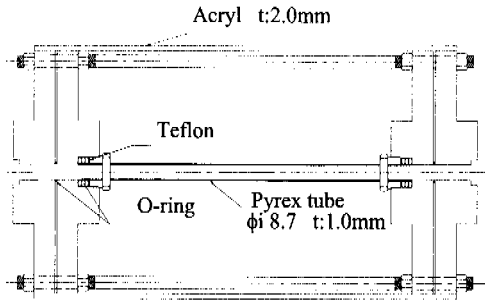


Fig. 4 Visual section

(g/min)이고, 물로써 보정하였으며, 보정식에 의한 측정 편차는 $\pm 0.4\%$ 였다. 체적식 유량계는 응축기를 거쳐 나온 냉매의 안정 여부를 보기 위해 설치하였으며, 모든 실험 결과는 체적식 유량계 내의 냉매가 완전히 응축된 것이 확인된 후 측정되었다.

온도, 압력 및 질량 속도는 데이터 로거(DR-230, Yokogawa)의 단자에 연결하였으며, RS-232C의 통신으로 PC에 모든 데이터를 받아 프로그램 상에서 처리되도록 하였다. 모든 측정은 냉매의 유량 및 증발 압력이 일정하게 유지되는 정상 상태에서 10회 이상 측정하였으며, 그 평균값을 사용하였다.

유농도는 식 (1)과 같이 계산될 수 있으며, 냉동유 혼입시의 팽창 밸브 출구, 시험부 입구 및 출구에서의 건도는 각각 식 (2), (3), (4)와 같다.

$$\xi_o (\text{wt. \%}) = \frac{W_o - W_{bot}}{W_m - W_{bot}} \times 100 \quad (1)$$

여기서, W_o 는 냉동기유만을 포함한 시료 채취병의 무게, W_m 는 냉매-냉동기유 혼합물을 포함한 채취병의 무게, 그리고, W_{bot} 는 채취병의 무게를 나타낸 것이다.

$$\chi_{exp,o} = \frac{(1 - \xi_o) \cdot i_{exp,i} + \xi_o \cdot C_{p,o} \cdot (T_{exp,i} - T_{exp,o}) - i_{sat}}{(1 - \xi_o) \cdot i_{fk}} \quad (2)$$

$$\chi_i = \frac{Q_{pre}}{G \cdot (1 - \xi_o) \cdot A \cdot i_{fk}} + \chi_{exp,o} \quad (3)$$

$$\chi_o = \frac{Q_{test}}{G \cdot (1 - \xi_o) \cdot A \cdot i_{fk}} + \chi_i \quad (4)$$

유동 양식의 관찰을 위하여 가시화부 뒷면에 24,000 rpm으로 설정된 스트로브스코프를 설치하였고, PC와 연결된 고속 디지털 비디오 카메라를 사용하여 유동 양식을 정밀하게 촬영하였다. 이때 사용된 고속 디지털 비디오 카메라의 셔터 스피드 및 프레임수는 각각 0.001/sec, 500 frames/sec로 설정하였다.

냉매에 혼합되어 있는 냉동유의 함량 측정은 ASHRAE Standard 41.4⁽⁷⁾를 기준으로 실시하였으며, 4회를 실시하여 그 평균값을 적용하였다.

본 연구에 적용된 실험 조건은 작동 유체는 R-290, 증발 온도는 5°C, 질량 속도는 100 kg/m²s, 열유속은 10 kW/m², 건도는 0.07~1.0, 냉동유는 SUN사의 점도 5 GS의 나프텐계 광유, 유농도는 0, 1.3, 3.3, 5.7 wt.%이다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 유동 양식

Fig. 5 (a), (b)는 질량 속도 100 kg/m²s, 열유속 10 kW/m²일 때, 유농도가 각각 0, 5.7 wt.%에서의 실제 유동 양식 사진을 나타낸 것이다.

유농도가 0 wt.%일 때, 건도 0.3 이전의 범위에서는 대부분 간헐적인 슬러그류를 동반한 파상류가 관찰되었다. 또한, 평활관에서는 건도 0.6 이상에서 관찰되는 환상류가 환관에서는 저건도 영역에서 관찰되었는데, 이것은 관내 흰에 의한 냉매의 선회력 때문이라고 생각된다. 건도 0.3 이후에 반환상류로 천이되었으며, 건도 0.75를 지나면서 완전한 환상류가 관찰되었다.

유농도가 5.7 wt.%일 때, 저건도 영역에서는 오일 포밍(oil foaming)에 의해 생성된 비교적 큰 기포를 동반한파상류가 관찰되었으며, 혼입된 냉동유가 상부로 공급되어 환상류가 더욱 뚜렷하게 관찰되었다. 이것은 냉동유가 혼입되면 냉매의 표면 장력이 증가되고 동시에 관내 흰에 의한 냉매액의 선회력에 의해 순수 냉매의 경우보다 관의 상부에 많은 액이 공급되었기 때문이라고 생각된다. 건도가 증가함에 따라 환상류로 천이되었으며, 저건도 영역과는 달리 매우 작은 기포가 관찰되었다. 이로 인해 관벽에 형성된 액막의 유동이 불규칙적으로 흐르게 되므로, 벽면과의 열교환이 활발히 이루어졌다고 사료된다.

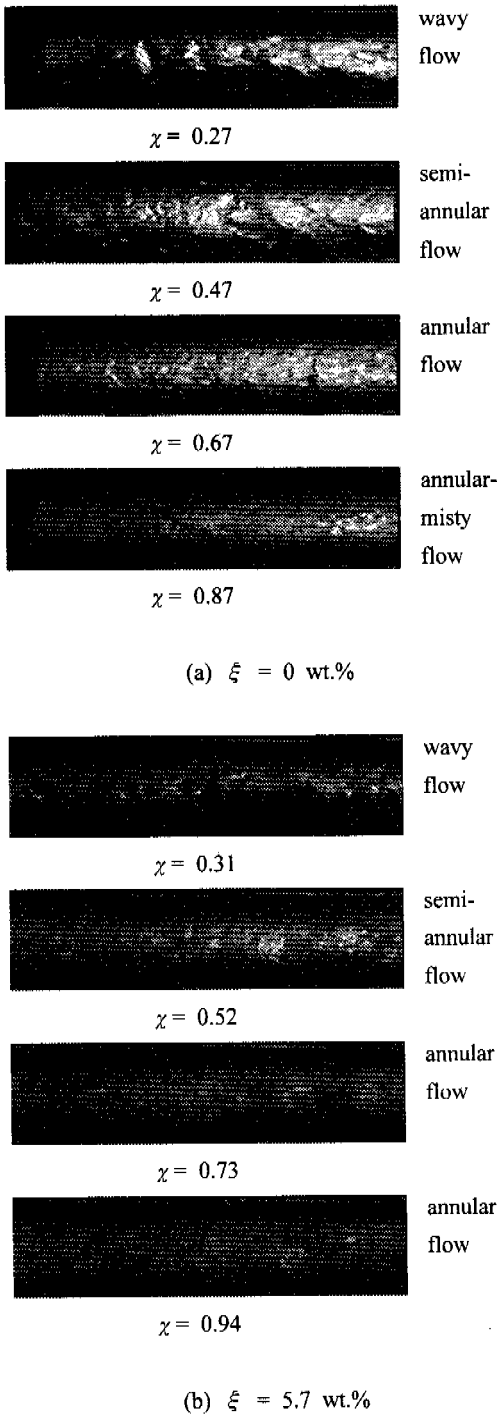


Fig. 5 Photograph of the flow regimes of R-290/oil mixture

3.2 유 혼합시의 압력 손실

Fig. 6은 유 혼합시 건도 증가에 따른 압력 손실을 나타낸 것이다. 유농도가 증가함에 따라 압력 손실은 증가하고 있으며, 특히 천이 영역에서 급격한 압력 손실 변화가 관찰되었다. 유농도가 3.3 wt.% 정도까지는 순수 냉매일 때 압력 손실의 차이가 근소하였으나, 5.7 wt.%에서는 상당히 높게 나타났다. 따라서 유농도가 낮은 범위에서는 유의 표면 장력 및 점성력이 큰 영향을 미치지 못하고, 유농도가 비교적 높은 범위에서 유에 의한 유동 저항이 비로소 뚜렷하게 나타나는 것으로 생각되었다.

3.3 유 혼합시의 열전달 계수

Fig. 7은 유 혼합시 건도 증가에 따른 열전달 계수를 나타낸 것이다. 열전달 계수는 식 (5)와 유 혼합에 따른 건도 변화를 나타내는 식 (4)를 이용하여 구하였다.

$$h = \frac{q}{(T_w - T_r)} \quad (5)$$

여기서, T_w 는 시험부의 벽면 온도를, T_r 은 시험부 내에서 측정된 냉매의 평균 포화 온도를 나타낸 것이다.

유농도 3.3 wt.% 정도까지는 순수 냉매와 비슷한 경향으로 나타났으나, 5.7 wt.%에서는 열전달 계수가 높게 나타났다. 이것은 오일 포밍(oil

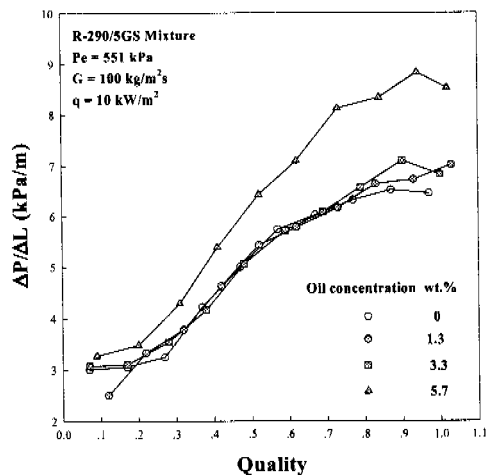


Fig. 6 Pressure drop with variations of quality

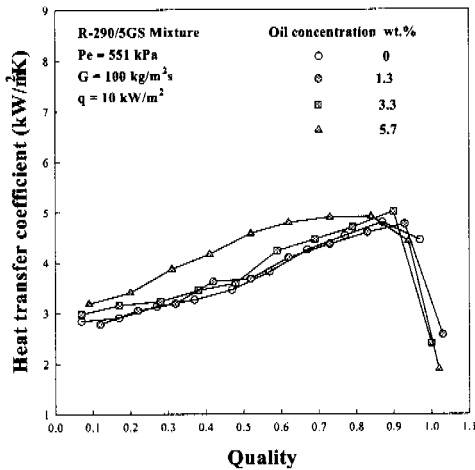


Fig. 7 Heat transfer coefficient with variations of quality

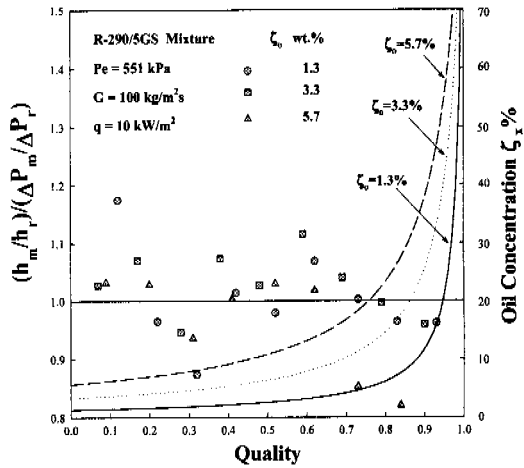


Fig. 8 $(h_m/h_p)/(\Delta P_m/\Delta P_r)$ with variations of quality

foaming)에 의해 발생된 작은 기포에 의해 액과 벽면 사이에서 열교환이 활발히 일어나고, 유막에 의해 환상류의 영역이 저건도 영역에서부터 지속되었기 때문이라고 생각된다. 그리고, 유농도 증가에 따라서 열전달율의 저하가 시작되는 점은 저 건도측으로 이동되고 있음을 확인할 수 있다.

3.4 열교환 성능 평가 지수(열전달 계수/압력 손실)에 미치는 유농도의 영향

Fig. 8은 순수 냉매에 대한 냉매-유 혼합물의 열전달 계수/압력 손실의 비($(h_m/h_p)/(\Delta P_m/\Delta P_r)$)를 건도 증가에 대해 나타낸 것이다. 유농도 1.3, 3.3, 5.7 wt.%일 때 전반적으로 순수 냉매보다 성능이 우수한 것으로 나타났으며, 유농도 5.7 wt.%일 때 3.3 wt.% 보다 성능이 낮게 나타났다.

따라서, 유농도가 3.3 wt. % 전후일 때 열교환 성능이 가장 좋다고 볼 수 있으며, 유농도가 6 wt.% 이상일 때에는 순수 냉매보다 열교환 성능이 낮아질 것으로 예측되었다. 건도 0.3 부근에서 성능 지수가 급격히 감소하였다. 이것은 파상류에서 환상류로의 천이 과정에서 증기의 속도 증가로 인하여 액에 의해 관로가 막히는 현상이 현저하게 나타나는데, 이때 열전달 계수의 증가에 비해 압력 손실의 증가가 더 크게 나타났기 때문이라고 생각된다. 실선, 파선 및 점선부는 각각 초기 유농도 1.3, 3.3, 5.7 wt.%일 때의 시험부 내에서의 건도 증가에 따른 국소 유농도 변화를 나타낸 것으로서, 건도 0.7을 지나면서 냉매의 증발

로 인한 국소 유농도의 급격한 상승으로 인해 열전달율의 증가폭은 감소하게 되고, 압력 손실의 증가폭은 증가하여 열전달 성능은 저하하게 된다.

4. 결론

마이크로 흰 증발관내 냉매 R-290의 열전달 특성에 미치는 냉동유의 영향에 대해 실험을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유동 양식에 있어서, 초기 건도 영역에서도 환상류가 관찰되었고, 건도 0.3에서 완전한 환상류로 천이되었으며, 순수 냉매보다 유혼입시에 파상 환상류에서 상부에서의 액막 두께가 더 두꺼워지는 것을 확인하였다. 또한, 유혼입시 오일 포밍(oil foaming)에 의해 기포가 관찰되었다.
- (2) 유농도 증가에 따라 열전달 계수와 압력 손실은 증가하였으며, 유농도 5.7 wt.%일 때 급격하게 증가하였다.
- (3) 열교환기의 성능은 유농도 3.3 wt.% 부근에서 가장 좋다는 것을 알 수 있으며, 5.7 wt.% 이상에서는 순수 냉매에 비해 성능이 저하되었다.
- (4) 유동 양식을 통해 파상 환상류에서 환상류로의 천이가 건도 0.3 부근에서 이루어졌으며, 이때 열전달 성능이 현저히 낮게 나타났다.

후기

본 연구는 한국과학재단(KOSEF)과 포항공대

첨단유체공학연구센터(AFERC)의 지원에 의하여 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 깊이 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 金鍾秀, 1990, 蒸發器 性能에 미치는 冷凍機油의 影響, 냉동·공조공학, 제9권, 제1호, pp. 9~17.
- (2) 정동수, 1996, 신냉매 개발 동향, 공기조화 냉동공학, 제25권, 제6호, pp. 479-488.
- (3) 김만희, 박운서, 1996, 신냉매 적용 냉동공조기기 개발 동향, 공기조화 냉동공학, 제25권, 제6호, pp. 489~505.
- (4) Khanpara, J. C., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1987, Local Evaporation Heat Transfer in a Smooth Tube and a Micro-Fin Tube Using R22 and R113, Boiling and Condensation in Heat Transfer Equipment, E. G. Ragi, Ed., *ASME Symposium*, HD-Vol. 85, ASME, New York, pp. 31~39.
- (5) Koyama, S., Yu, J., Momoki, S., Fujii, T. and Honda, H., 1995, Forced Convection Flow Boiling Heat Transfer of Pure Refrigerants Inside a Horizontal Micro-Fin Tube, *Convective Flow Boiling Conference*, Paper IV-3.
- (6) Ha S. and A.E. Bergles, 1993, The Influence of Oil on Local Evaporation Heat Transfer Inside a Horizontal Micro Fin Tube, *ASHRAE Transactions : Symposia*, CH-93-14-5, pp.1244~1255.
- (7) ASHRAE Standard 41.4, 1984, Standard Method of Measurement of Proportion of Oil in Liquid Refrigerant, *ASHRAE*, pp. 1~4.