

극세관 헬리컬 코일 증발관내 R-22의 열전달 및 압력손실 특성

김주원* · 김정훈* · 서석기* · 김정훈** · 김종수***
(1999년 10월 4일 접수)

Characteristics of Heat Transfer and Pressure Drop of R-22 Inside an Evaporating Tube with Small Diameter Helical Coil

Ju Won Kim, Jeong Hun Kim, Seok Ki Seo, Jeung Hoon Kim and Jong Soo Kim

Key Words: Heat Transfer Coefficient(열전달률), Pressure Drop(압력 손실), Helically Coiled Tube (헬리컬 코일 튜브), Compact Heat Exchanger(컴팩트 열교환기), Dean Number(딘수), Small Diameter Tube(극세관), Secondary Flow(2차 유동)

Abstract

To make compact evaporator, experiments that show characteristics of evaporating heat transfer and pressure drop in the helically coiled small diameter tube were taken in this research. The experiments were performed with HCFC-22 in the helically coiled small diameter tube; inner diameter=1.0(mm), tube length=2.0(m), and curvature diameter=31, 34, 46.2(mm). The experiments were also carried out with the following test conditions; saturation pressure=0.588(MPa), mass velocity=150~500(kg/m²s), and heat flux=1~5(kW/m²). The experiment results are that the empirical correlation to predict heat transfer coefficient for single phase flow in helically coiled small diameter tube was obtained. It was found that dry-out is occurred at low-quality region for evaporation heat transfer because of breaking of annular liquid film. The friction factor of single phase flow of helically coiled tube was agreed with Prandtl's correlation. Finally, It was proposed for correlation that can precisely predict the friction factor of two phase flow of helically coiled tube.

기호설명

<p>C_p : 정압 비열 (J/kg·K)</p> <p>D : 곡률 직경 (m)</p> <p>d_i : 관 내경 (m)</p> <p>De : Dean 수</p> <p>f : 마찰계수</p> <p>G : 질량 속도 (kg/m²·s)</p>	<p>h : 열전달률 (W/m²·K)</p> <p>k : 열전도율 (W/m·K)</p> <p>L : 전열관 길이 (m)</p> <p>Nu : Nusselt 수</p> <p>P : 압력 (Pa)</p> <p>p : 피치 (m)</p> <p>Pr : Prandtl 수</p> <p>q'' : 열유속 (W/m²)</p> <p>Re : Reynolds 수</p> <p>T : 온도 (K)</p> <p>u_m : 평균 유속 (m/s)</p> <p>v : 비체적 (m³/kg)</p> <p>x : 건도</p>
---	--

* 부경대학교 대학원 냉동공학과

** 부경대학교 해양산업개발연구소

*** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

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

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

그리스문자

- δ : 폭률비
- μ : 점도 (kg/s · m)
- ρ : 밀도 (kg/m³)
- ϕ : 직경 (m)

하첨자

- b : bulk
- f : 유체
- fd : 완전 발달
- fo : 액단상
- g : 기체
- helical : 헬리컬 코일관
- l : 액체
- straight : 직관
- TP : 이상류
- w : 벽면

한편 급증하고 있는 공조기기의 공급 및 수요는 다양화되었고, 에너지 절약 및 스페이스의 제약 등 기본적인 성능에 대한 요구가 점점 증가하고 있다. 공조기용 열교환기는 fin과 전열관으로 구성된 fin & tube형 열교환기가 주류를 이루고 있으며, 지금까지 열교환기의 고효율화를 위해 fin 표면에 슬릿이나 루우버 형상과 전열면 내면에 작은 홈을 가공하여 열교환기의 성능을 향상시켜 왔다. 그러나 fin 제작시 생산 공정 및 모델 변경의 어려움으로 인해 손쉽게 제작 공정을 변경할 수 없는 문제점이 있다. 이러한 상황에서 공조기기의 주요 부품인 열교환기의 고효율화 및 콤팩트화를 통해 에너지 절약 및 스페이스의 제약을 극복하고자 전열관의 세관화가 추진되어 오고 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 현재, 선진국의 흐름을 살펴보면, 전열관 환경에 대한 연구를 통해, $\phi 7\text{mm}$ 에서 $\phi 4\text{mm}$ 로 세관화시켜 열교환 체적을 종래의 $\phi 9.52\text{mm}$ 전열관에 비해 75% 정도로 감소시켰다. 이와 같은 경향은 HFC계 혼합 냉매의 사용에 따른 성능의 향상 및 로렌즈 사이클의 형성을 위한 완전한 대향류를 위해 더욱 절실하게 요구되어 $\phi 1\text{mm}$ 이하로 극세관화될 전망이다. 전열관의 세관화는 기존의 열교환기에서 fin 개발에 따른 번거로움을 해소함과 동시에 개발 기간의 단축, fin 개발에 소요되는 비용의 절감 등 많은 장점을 가지고 있

1. 서 론

Oil shock 이후 자원이 부족한 우리나라에서는 에너지 절약이 범국가적인 중요 과제일 뿐만 아니라 기업, 가정에 이르기까지 중요시되어 왔다.

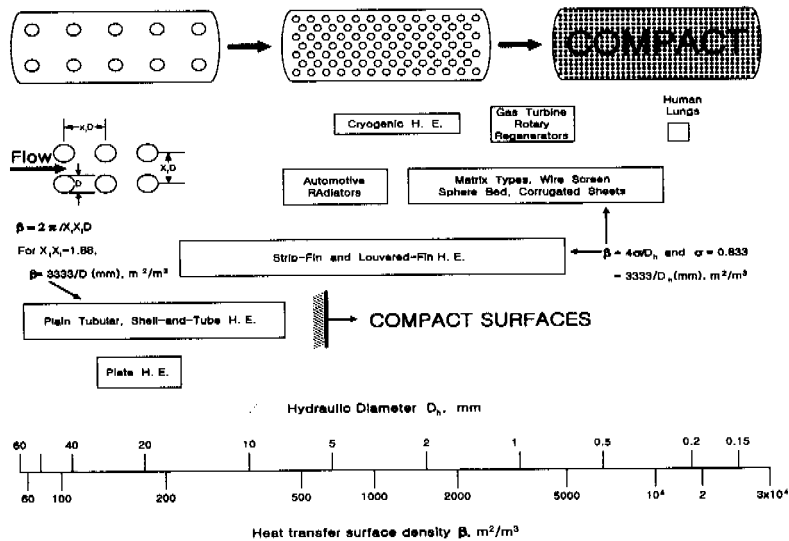


Fig. 1 Heat transfer surface area density spectrum of exchanger surfaces

다. 세관을 이용한 컴팩트 열교환기에 있어서 유동 통로는 Fig. 1⁽⁵⁾에 나타난 것과 같이 수력 직경($d_h \leq 5\text{mm}$)이 작으며, 세관내에서는 작동 유체의 표면 장력, 점도 및 질량속도가 전열 특성에 많은 영향을 미친다고 보고되고 있다.⁽⁶⁾ 컴팩트한 구조 및 높은 열전달률의 특성을 지닌 헬리컬 코일관은 지금까지 화학, 제약, 식품 산업 및 원자로 등의 열회수 시스템 및 냉동 장치로 널리 사용되어 왔으며, 이 분야에 대한 다양한 연구가 이루어져 왔다.

헬리컬 코일관내의 유동은 직관내 유동에 비해 대단히 복잡하다.^(7,8) 헬리컬 코일관에서의 2차 유동이 곡률비에 의존된다는 것이 Taylor⁽⁹⁾에 의해 밝혀졌다. 이러한 2차 유동은 고속으로 관 중심을 흐르는 유체의 원심력이 관벽에서 점성의 영향으로 상대적으로 속도가 느린 유체의 저항에 의해 일어난다.⁽¹⁰⁾ 최근까지의 헬리컬 코일관에 대한 해석^(11,12)은 보일러, 원자로와 같은 큰 구경의 대형 열교환기에 대한 것이 대부분이었으며, 증발관로의 세관화에 따른 관내 강제 유동에서의 증발 열전달 및 압력 손실에 대한 연구는 매우 부족한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 전열관의 극세관화에 대비하여 컴팩트하고 열전달률이 우수한 내경 1mm인 헬리컬 코일관을 이용하여 액단상 및 이상 유동에서의 증발 열전달률 및 증발 압력 강하에 대한 실험을 통해, 전열 면적을 극대화한 초고성능 플렉시블 열교환기 제작을 위한 기초설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 실험 장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 실험 장치는 간단한 기본 냉동 사이클로 구성하였다. 냉매는 압축기(1)에서 고온, 고압의 과열 증기로 압축된 후, 유분리기(2)를 거치면서 윤활유는 분리하여 압축기로 보내고, 순수냉매가스는 응축기(3)에서 냉각수에 의해 냉각되어 완전히 응축된다. 과냉각 상태의 냉매액은 수액기(4)에 저장된 후 드라이어 & 필터(5) 및 스트레이너(6)를 거쳐, 체적식 유량계(7)를 통해 전체 냉매 순환량이 측정되고, 극히 일부의 냉매는 정밀 냉매 주입기(11)를 통해 시험부(13)로 유입되고,

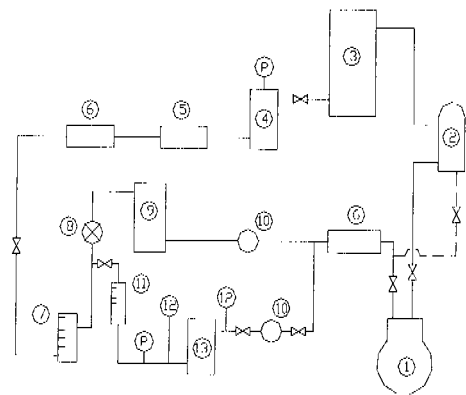
대부분의 냉매는 팽창밸브에 의해 증발 압력까지 등엔탈피 팽창된 후 보조 증발기(9)에서 증발되어 압축기로 재 순환된다.

본 실험에서 질량속도가 $300\text{kg/m}^2\text{일}$ 때 냉매 순환량이 약 8g/min 정도로 전자질량유량계에 의한 유량 측정이 불가능하기 때문에 냉매유량을 조절할 수 있는 정밀 냉매 주입기(TAIATSU TECHNO, HPG-96)로 냉매 순환량을 측정하였다. 정밀 냉매 주입기로 들어간 냉매는 정밀 냉매 주입기의 니들 밸브의 개도 조절에 의해 증발 온도(5°C)까지 팽창되며 전기 히터에 의해 가열되는 시험부(헬리컬 코일 증발관)를 통과하면서 증발된 냉매는 다시 압축기로 순환된다.

2.2 시험부 및 실험 방법

본 실험에 사용된 전열관은 내경 1mm, 외경 2.2mm, 전체 길이 2m의 동관으로 열전달률 및 압력 손실 측정을 위해 제작한 헬리컬 코일관의 제원은 Table 1과 같다.

Fig. 3에 헬리컬 코일관의 형상과 피치 간격(p) 및 곡률 직경(D)을, Fig. 4에 시험부의 상세도를 각각 나타내었다.



— Refrigerant
 - - - Oil

- | | |
|-----------------------------------|--------------------------------|
| 1. Compressor | 2. Oil separator |
| 3. Condenser | 4. Receiver |
| 5. Dryer & filter | 6. Strainer |
| 7. Refrigerant flow meter | 8. Expansion valve |
| 9. Sub-evaporator | 10. Sight glass |
| 11. Accurate refrigerant injector | 12. Digital pressure indicator |
| 13. Test section | |

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Dimension of test tubes

Tube types	Type A	Type B	Type C
Total tube length (mm)	2000	2000	2000
Number of helical turn	20	18	14
Pitch (mm)	9.1	7.5	13.8
Curvature diameter (mm)	31	34	46.2

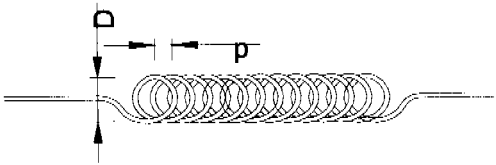


Fig. 3 Geometry of helically coiled tube

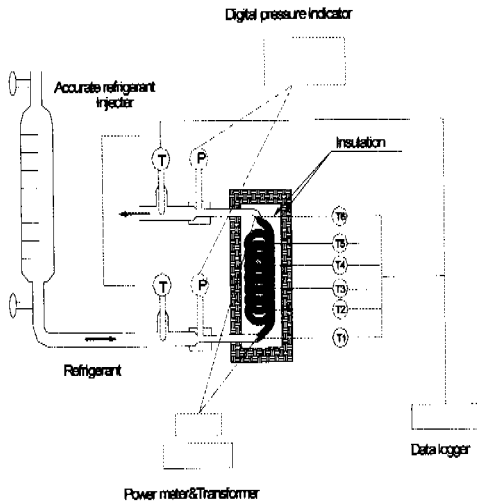


Fig. 4 Schematic diagram of test section

냉매의 혼합 평균온도를 측정하기 위해 ϕ 1.0mm의 T형 열전대(sheath type)를 시험부의 입구 및 출구에 냉매 흐름 방향과 평행하게 설치하였으며, 관내 벽면온도를 측정하기 위해 ϕ 0.25mm인 T형 열전대 6개를 등간격으로 시험부 측면에 설치하였다. 또한 시험부 입출구의 압력은 디지털 압력계를 사용하여 측정하였다. 시험부에 부착된 열전대는 데이터 로그 단자에 연결하여, RS-232C 통신에 의해 PC로 측정하였다.

시험부에 균일한 열유속을 공급하기 위해 길이 23m, ϕ 0.6mm의 피복된 구리선(0.1 Ω /m)을 동관

에 조밀하게 감아 가열하였고, 단열성이 우수한 석면 및 스티로폼 등으로 시험부를 충분히 단열하였으며, 시험부에 대한 열평형은 $\pm 5\%$ 이내임을 확인하였다.

작동 유체는 냉매 R-22를 사용하였고, 증발 온도 5 $^{\circ}$ C, 증발 압력 0.588MPa으로 일정하게 유지하고 질량 유속 150~500kg/m²s, 열유속은 1~5kW/m²의 범위에서 정상 상태를 유지한 후 온도 및 차압을 10회 측정하여, 그 평균값을 사용하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 액 단상류의 열전달

헬리컬 코일 극세관에 대한 액 단상류의 강제 대류 열전달 특성을 파악하기 위하여 작동유체로 물을 사용하여 실험을 수행하였다. 열전달률은 평균열유속 q'' 와 과열도 ($T_w - T_b$)를 측정하여 식 (1)로 계산하였다.

$$h_{fo} = \frac{q''}{T_w - T_b} \quad (1)$$

또, 완전 발달된 관내 난류유동에 대한 액단상의 무차원 열전달률은 Dittus-Boelter식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$Nu = \frac{h_{fo} d_i}{k_f} = 0.023 \left[\frac{G d_i}{\mu_f} \right]^{0.8} \left[\frac{c_p \mu_f}{k_f} \right]^{0.4} \quad (2)$$

그러나, 헬리컬 코일관에서는 곡률 직경과 관내경의 비, 즉 곡률비(δ)의 영향을 고려해야된다. Schmidt⁽¹³⁾는 실험에 의해 완전 발달 영역에 대한 헬리컬 코일관에서의 열전달률 상관식 (3)을 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu_{fd} = \{3.65 + 0.08(1 + 0.8\delta^{-0.9})\} \times Pr^{1/3} Re^m \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.14} \quad (3)$$

$$m = 0.5 + 0.2903\delta^{-0.194}, \quad \delta = \frac{D}{d_i}$$

Fig. 5는 시험부 A, B, C 3종류에 대해 동일 열유속 조건에서 액단상 열전달률을 측정된 것이다. Dittus-Boelter식에 의하면 동일 조건에서 관내경이 작아질수록 열전달률이 상승하게 되나 세관에 관한 실험 보고서 등에서는 Dittus-Boelter식에 의해 예상된 열전달률보다 낮은 열전달률을 나타내는 것으로 보고하고 있다.⁽⁶⁾ 실험 데이터를 기초로하여 층류 영역에서의 헬리컬 코일 극세관에 대해 다음과 같은 열전달 상관식 (4)를 제안하였다.

$$Nu_{fd} = \{0.9 + 0.01(1 + 0.8\delta^{-0.9})\} \\ \times Pr^{1/3} Re^m \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.14} \\ m = 0.5 + 0.2903\delta^{-0.194}, \quad \delta = \frac{D}{d_i} \quad (4)$$

Fig. 6은 작동유체로써 물을 이용해 헬리컬 코일 극세관에서 측정된 액단상 열전달률과 제안한 열전달 상관식 (4)를 비교한 것이다. 예측값은 $\pm 15\%$ 이내에서 실험치와 일치함을 알 수 있다.

3.2 액 단상류의 압력 손실

이상류에 대한 압력손실 측정에 앞서 물을 이용한 직관의 단상류 실험을 수행하여 층류 및 난류 유동에 대한 관마찰 계수(f)가 식 (6) 및 식 (7)과 잘 일치하는 것을 확인한 후, 헬리컬 코일의 곡률 직경(D) 및 피치(p)를 변화시킨 극세관에 대한 액단상 압력손실의 특성을 조사하였다.

직관(straight tube)에 대한 마찰계수 ($f_{straight}$)는 압력손실을 측정하여 식 (5)로 구하였다.

$$f_{straight} = \frac{\Delta P}{4(L/d_i) \left(\frac{\rho u_m^2}{2}\right)} \quad (5)$$

일반적으로, 층류 및 난류 유동의 관마찰 계수는 각각 다음 식 (6), (7)과 같이 Re 수의 함수로 나타낼 수 있으며,

$$f_{straight} = \frac{64}{Re} \quad (\text{층류}) \quad (6) \\ Re < 2,300$$

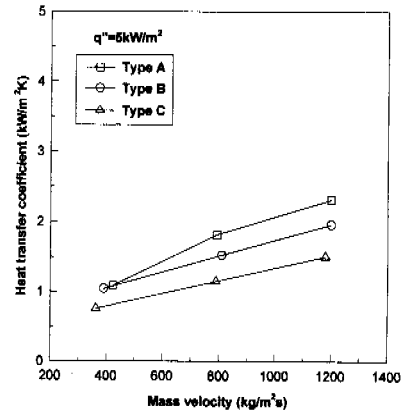


Fig. 5 Average heat transfer coefficient vs. mass velocity for water

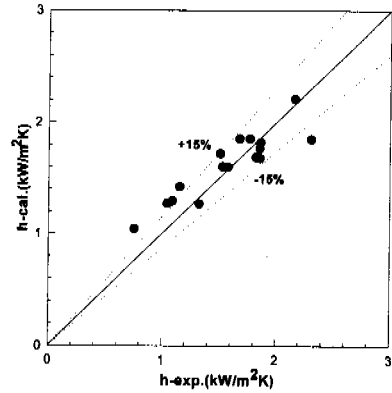


Fig. 6 Comparison of measured heat transfer coefficient and calculated data by Eq.(4)

$$f_{straight} = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (\text{난류}) \quad (7) \\ 4,000 < Re < 10^5$$

헬리컬 코일형 증발관의 관마찰 계수 ($f_{helical}$)⁽¹⁰⁾는 층류와 난류에 대해 Prandtl, White와 Ito가 각각 다음과 같이 직관에 대한 관계식을 수정하여 제안하였다.

- 1) 층류
 - i) Prandtl

$$f_{helical} = f_{straight} 0.37(De)^{0.36} \quad (8)$$

$$\frac{10^{1.6}}{2} < De < 500$$

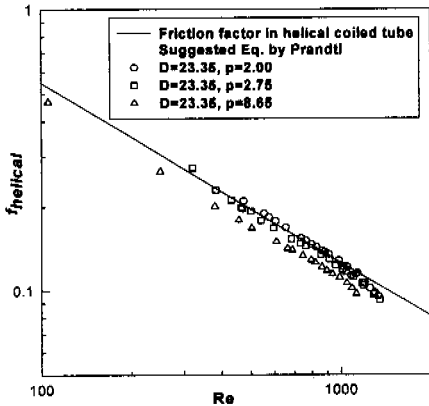


Fig. 7 The effect of helical pitch on helical friction factor.

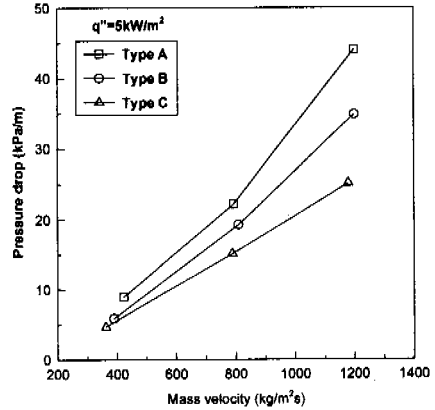


Fig. 9 Average pressure drop vs. mass velocity

여기서, 단수(De , Dean number)는 관성력에 대한 원심력의 비로써 식 (11)과 같다.

$$De = Re \sqrt{\frac{d_i}{D}} \quad (11)$$

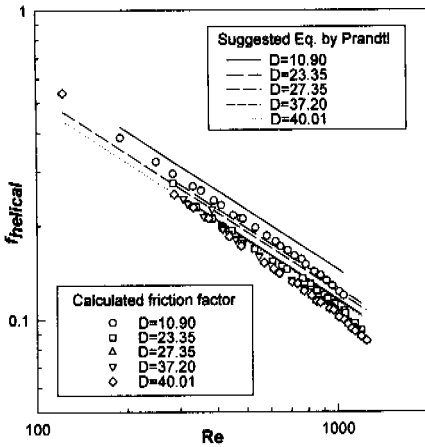


Fig. 8 The effect of helical curvature diameter on helical friction factor.

2) 난류

i) White

$$f_{helical} = f_{straight} \left[1 + 0.075 Re^{1/4} \left(\frac{d_i}{D} \right)^{1/2} \right] \quad (9)$$

ii) Ito

$$f_{helical} = f_{straight} \left[Re \left(\frac{d_i}{D} \right)^2 \right]^{1/20} \quad (10)$$

$$Re \left(\frac{d_i}{D} \right)^2 > 6$$

Fig. 7은 층류 영역에서 동일한 곡률 직경 ($D=23.35\text{mm}$)을 가진 헬리컬 코일관에서 피치(p)를 변화시켰을 때 관마찰 계수의 변화를 나타낸 것이다. 실험 결과 액 단상류에 대한 마찰 계수는 Prandtl의 상관식과 잘 일치하였으며 피치가 증가함에 따라 마찰계수가 약간 감소하는 것을 알 수 있으나, 헬리컬 코일 극세관내에서의 마찰 계수는 피치의 변화에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

Fig. 8은 헬리컬 코일관의 곡률 직경의 변화에 따른 관마찰 계수의 변화를 나타낸 것이다. 그럼 중에는 각각의 곡률 직경에 대하여 Prandtl의 상관식과 측정값을 비교하였다. Prandtl의 상관식으로부터 헬리컬 코일관내에서의 압력 손실은 곡률 직경의 함수이므로 동일 내경의 관에서 곡률 직경에 반비례한다는 것을 알 수 있다. 실험 결과 도 곡률 직경이 커짐에 따라 압력 손실이 감소하는 경향을 보여주고 있으며 전체적으로 Re 수가 작을수록 상관식에 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 9는 동일 열유속 조건에서 Table 1에 나타난 시험부 A, B, C 관에 대해 질량 유속의 변화에 따른 단위 길이당의 압력 손실을 나타낸 것이다. 곡률 직경이 증가할수록 압력 손실은 감소하

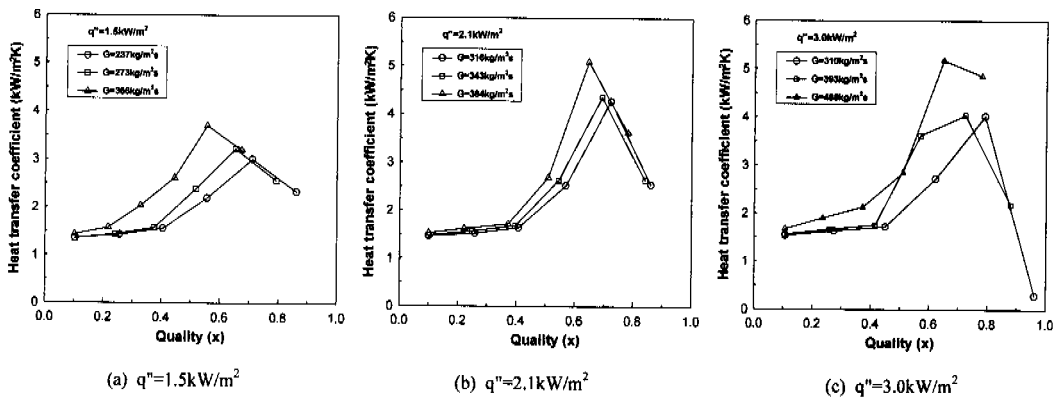


Fig. 10 Profile of local heat transfer coefficient according to heat flux and mass velocity for Type A

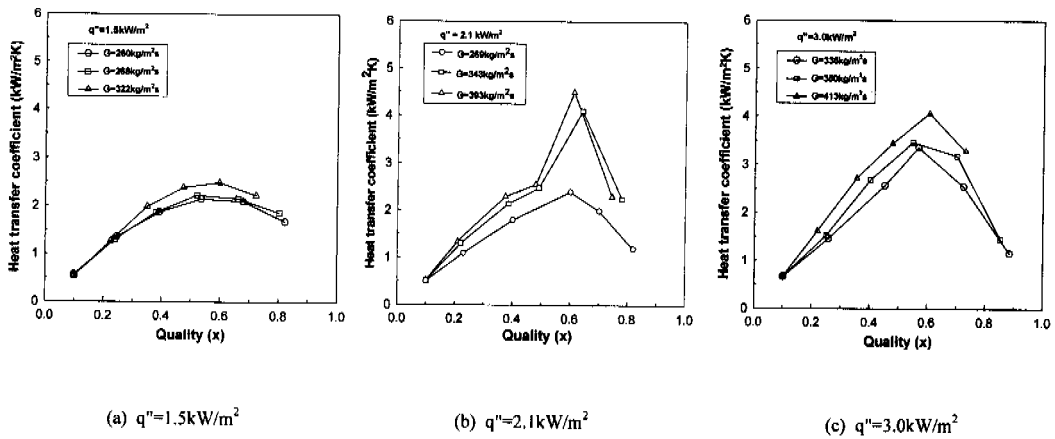


Fig. 11 Profile of local heat transfer coefficient according to heat flux and mass velocity for type B

며, 질량유속이 증가할수록 곡률 직경이 압력손실에 더 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

3.3 증발 열전달 특성

Fig. 5에 나타내었듯이 액단상 열전달 특성이 좋은 A 및 B관을 사용하여 증발 열전달률에 대한 실험을 하였다. 강제 대류 비등에서 유체의 비등은 핵비등과 이상 강제 대류 과정이 주된 열전달 기구로 작용한다. 그리고, 큰 구경의 헬리컬 코일관은 원심력에 의해 발생하는 2차 유동에 의해 직관과는 달리 관내 상하 및 원주 방향으로 열전달률의 급격한 차이를 보일 수 있다. 그러나, 본 실험에 사용된 관은 내경 1mm의 세관이므로 관의 원주 방향으로 급격한 열전달률의 차이가 없기 때문에, 관벽에서 측정된 열전달률

의 평균치를 사용하였다.

Fig. 10(a), (b), (c)와 Fig. 11(a), (b), (c)에 A와 B관에 대한 열유속에 따른 시험부 각 위치에서의 국소 열전달률을 나타내었다.

곡률 직경이 작은 A관의 국소 열전달률이 B관보다 높게 나타났으며, 질량 속도 및 열유속이 증가함에 따라 국소 열전달률이 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 11(a)에 나타난 것과 같이 저열유속에서는 질량 속도의 증가에 따른 국소 열전달률의 증가가 매우 작으나, 열유속이 큰 Fig. 11(b), (c)에서는 질량 속도의 증가에 따라 국소 열전달률이 크게 상승되는 것을 알 수 있다. 이것은 열유속이 증가함에 따라 저건도 영역에서도 핵비등이 발생되어 헬리컬 코일관내의 2차 유동에 의해 기액의 혼합이 활발히 일어나며, 환상

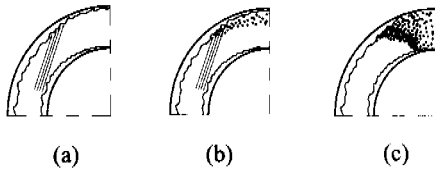


Fig. 12 Breaking of annular liquid film

유동 형태가 저건도 영역에서도 발생하기 때문이라고 판단된다. 또한, Fig. 10, 11에 의하면 직관에 비해 상대적으로 저건도 영역에서 드라이 아웃(dry-out)이 일어나는 것을 볼 수 있다.

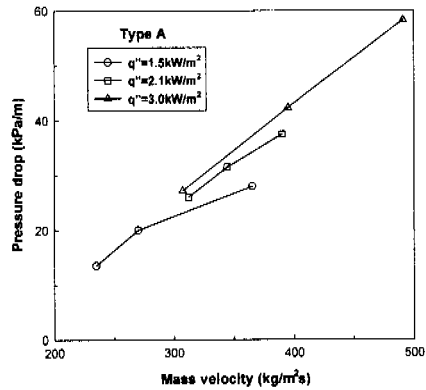
이것은 Fig. 12(a)에 나타낸 것과 같이 환상류 액막에 비해 상대적으로 매우 빠른 속도의 냉매 증기가 (b)에 나타낸 것과 같이 관벽에 부딪히면서 환상류 액막을 파괴하기 때문에 (c)와 같이 분무류가 형성되므로 큰 구경의 직관에서보다 저건도 영역에서 드라이 아웃이 일어난다고 사료된다.

3.4 증발 압력 손실 특성

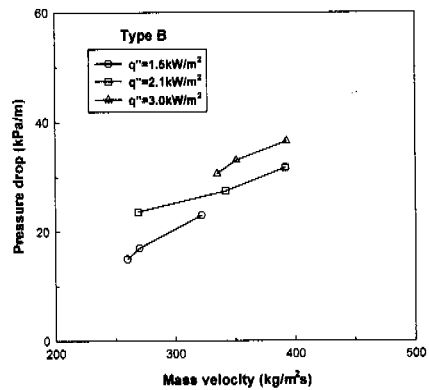
증발이 진행되는 동안 전열관내의 기액 이상 유동 압력 손실은 냉동공조용 열교환기의 설계에 있어 매우 중요한 자료가 된다. 특히 헬리컬 코일관을 흐르는 유체는 관의 곡률에 의한 원심력과 관벽의 가열에 의한 부력이 동시에 작용하며, 일반적으로 이 두 가지 체적력이 다른 방향으로 작용하기 때문에 점성 유동에서의 주 유동 속도 분포는 직관내의 유동과는 다른 형상을 나타내고, 흐름은 부력이 없는 경우에 비해 더욱 복잡하게 된다.^(14~16) 이러한 두 종류의 체적력에 의해 2차 유동이 발생하며 2차 유동에 의해 가열 수평 직관보다는 큰 압력 손실을 갖게 된다.

Fig. 13(a), (b)에 질량 속도 및 열유속의 변화에 따른 단위 길이 당 압력 손실을 나타내었다.

질량 속도가 증가함에 따라 Fig. 13(a), (b) 모두 압력 손실도 증가하였으며, 열유속 증가에 따른 압력 손실도 증가하였다. 일반적으로 내부 유동에서 압력 손실은 질량 속도에는 크게 영향을 받지만, 열유속에 대한 영향은 질량속도 보다는 작다. 그러나 헬리컬 코일 극세관에서는 열유속의 영향을 많이 받고 있는데 이는 헬리컬 코일관내에서 발생하는 2차 유동에 의해 기액의 혼합이 활발하게 일어나 직관의 경우, 고건도 영역에서



(a) Type A



(b) Type B

Fig. 13 Average pressure drop vs. mass velocity for two-phase flow

나타나는 환상류가 저건도 영역에서도 발생하여 급격한 열전달이 일어나게 되고, 그것으로 인해 동일 유량에서 열유속의 증가에 따른 압력 손실의 증가가 크다고 생각된다.

헬리컬 코일관내 이상류의 관마찰 계수 상관식을 구하기 위하여, 먼저 직관에 대한 이상류의 관마찰계수 실험결과와 잘 일치하는 Blasius의 상관식 (12)를 사용하였다. 식 (12) 중의 이상류 점도는 Dukler가 제안한 점도방정식 (13)⁽¹⁷⁾을 이용하였다.

$$f_{TP} = 0.079[Gd/\mu_{TP}]^{-1/4} \tag{12}$$

$$\mu_{TP} = \rho_{TP} [xv_g \mu_g + (1-x)v_l \mu_l] \tag{13}$$

따라서, 헬리컬 코일관내 이상류 관마찰 계수 상관식은 단상류의 관마찰 계수 상관식 (9), (10) 중 직관의 관마찰계수 ($f_{straight}$)에 식 (12)의 이상류 관마찰계수 (f_{TP})를 대입하면 식 (14), (15)로 나타낼 수 있다.

$$f_{helical,TP} = f_{TP} \left[1 + 0.075 Re^{1/4} \left(\frac{d_i}{D} \right)^{1/2} \right] \quad (14)$$

$$f_{helical,TP} = f_{TP} \left[Re \left(\frac{d_i}{D} \right)^2 \right]^{1/20} \quad (15)$$

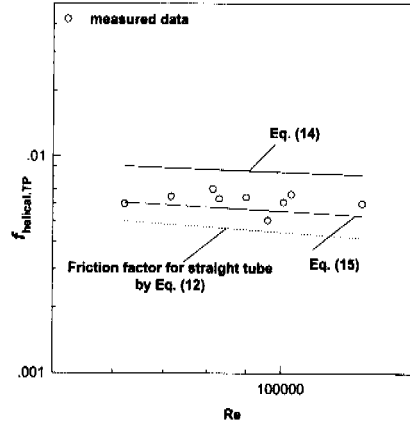
$$Re \left(\frac{d_i}{D} \right)^2 > 6$$

Fig. 14(a), (b)에 헬리컬 코일관에 대한 이상류 관마찰 계수의 실험값과 직관의 상관식 (12), 헬리컬 코일의 상관식 (14), (15)를 비교하여 나타내었다. 그 결과 Ito의 상관식을 수정하여 제안한 식 (15)가 헬리컬 코일 극세관의 관마찰 계수와 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

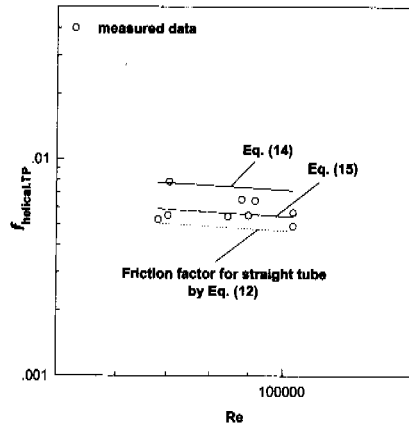
4. 결론

컴팩트한 열교환기 제작을 위한 기초 데이터 제공을 위해, 작동유체로 R-22를 사용하여 헬리컬 코일 극세관내에서의 액단상 및 증발시 열전달률과 압력손실에 관한 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 곡률비를 고려하여, 헬리컬 코일 극세관내의 액단상 열전달률을 예측할 수 있는 열전달 상관식 (4)를 제안하였다.
- (2) 헬리컬 코일 극세 증발관에서 드라이 아웃(dry-out)은 빠른 속도의 냉매 증기에 의해 환상액막의 파괴와 환상류에서 분무류로의 천이가 빠르게 진행되어 직관보다 저건도 영역에서 나타났다.
- (3) 액 단상류의 압력손실에서 관마찰 계수는 단수(De)를 이용한 Prandtl의 상관식과 잘 일치하였으며, 피치의 변화 보다는 곡률직경의 영향이 더 크게 나타났다.
- (4) 헬리컬 코일관에 대한 이상류 관마찰 계수



(a) Type A



(b) Type B

Fig. 14 Comparison of helical friction factor between friction correlations and measured data

를 정도 높게 예측할 수 있는 상관식 (15)를 제안하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지절약기술개발사업 (1997-E-ID01-P-53)의 지원으로 수행된 연구 결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 吳田昌俊, 小林利行, 三島嘉一郎, 西原英晃, 1997, “小口徑円管内強制流動液單相流および沸

- 騰二相流の壓力損失と熱傳達,” 日本機械學會論文集B編, 63卷, 615号, pp. 216~224.
- (2) 김종수, 勝田正文, 1995, “CFC 대체냉매용 고성능 열교환기 개발,” 냉동·공조공학, 제 14권, 제5호, pp. 9~19.
- (3) Wambsganss, M. W., Jendrzyk, J. A. and France, D. M., 1991, "Two-Phase Flow Patterns and Transitions in a Small, Horizontal, Rectangular Channel," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 17, No. 3, pp. 327~342.
- (4) 森山清史, 井上晃, 大平博昭, 1992, “極狹間流路における氣液二相流の熱流動特性-沸騰二相流の摩擦損失,熱傳達特性および狹間内二相流のモデル化,” 日本機械學會論文集B編, 58卷, 549号, pp. 97~111.
- (5) Kakaç, C., Bergles, A. E. and Mayinger, F., 1981, *Heat Exchangers : Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, pp. 12~114.
- (6) Wang, B. X. and Peng, X. F., 1994, "Experimental Investigation on Liquid Forced Convection Heat Transfer through Microchannels," *Int. J. Heat & Mass transfer*, Vol. 37, Suppl. 1, pp. 73~82.
- (7) Feng, Z. P., Guo, L. J. and Chen, X. J., 1997, "Forced Convection Boiling Heat Transfer in Helically Coiled Tubes with Various Helix Axial Angles," *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997*, pp. 593~599.
- (8) Kazi, M., Mori, K., Oishi, M., Nakanishi, S. and Sawai, T., 1997, "Boiling Heat Transfer and Dry-Out Characteristics in Helically Coiled Tubes," *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997*, pp. 649~656.
- (9) Taylor, G. I., 1929, "The Criterion of Turbulence in Curved Pipes," *Proc. Roy. Soc. London, A124*, pp. 234~249.
- (10) Louis, C. B., 1983, *Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Toronto, pp. 497~499.
- (11) 한규일, 박종운, 1998, “곡률비가 다양한 코일 튜브에서의 열전달현상에 관한 연구”, 대한기계학회논문집 B권, 제 22권, 제 11호, pp. 1509~1520.
- (12) Park, J. U., 1999, "A Study on Heat Transfer and Pressure Drop for Helically Coiled High Performance Heat Transfer Tubes," Ph. D. Thesis of PKNU.
- (13) Smith, E. M., 1997, *Thermal Design of Heat Exchanger*, John Wiley & Sons, Toronto, pp. 41~80.
- (14) 石垣博, 1996, “曲管内複合對流の基本特性-相似則と流動伝熱場の構造,” 日本機械學會論文集B編, 62卷, 600号, pp. 57~63.
- (15) Yang, G., Dong, Z. F. and Ebdian, M. A., 1995, "Laminar Forced Convection in a Helicoidal Pipe with Finite Pitch," *Int. J. Heat & Mass Transfer*, Vol. 38, No. 5, pp. 853~862.
- (16) Sillekens, J. J. M., Rindt, C. C. M. and Van Steenhoven, A. A., 1997, "Developing Mixed Convection in a Coiled Heat Exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 1, pp. 61~72.
- (17) John, G. C. and John, R. T., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, Oxford University Press, New York, pp. 41~80.