

## 코일형 나선 전열관의 내부 응축열전달 특성에 관한 실험적 연구

박중운<sup>†</sup> · 권영철<sup>\*</sup> · 한규일<sup>\*\*</sup>

(2000년 10월 18일 접수, 2001년 10월 27일 심사완료)

### Experimental Study on In-Tube Condensation Heat Transfer Characteristics of Helically Coiled Spiral Tubes

Jong-Un Park, Yeong-Chel Kweon and Kyu-Il Han

**Key Words:** Condensation Heat Transfer(응축열전달), Coiled Spiral Tube(코일형 나선관), Uniform Heat Flux(균일열유속), Curvature Ratio(곡률비)

#### Abstract

An experimental study on condensation heat transfer characteristics of helically coiled spiral tubes was performed. The refrigerant is R-113. A refrigerant loop was established to measure the condensation heat transfer coefficients. Experiments were carried out uniform heat flux of 15 kW/m<sup>2</sup>, refrigerant quality of 0.1~0.9, curvature ratio of 0.016, 0.025 and 0.045. The curvature of a coil was defined as the ratio of the inside diameter of the tube to the diameter of the bending circle. To compare the condensation heat transfer coefficients of coiled spiral tubes, the previous results on coiled plain tubes and straight plain tubes were used. The results shows that the condensation heat transfer coefficients of coiled spiral tubes largely increase, as increasing Re and quality, compared to those of coiled plain tubes and straight plain tubes. As increasing degree of subcooling, however, the condensation heat transfer coefficients on coiled spiral tubes decrease. It is found that the heat transfer enhancement is more better than coiled plain tubes and straight plain tubes, as increasing curvature ratio.

#### 기호설명

$A$  : 전열면적 [m<sup>2</sup>]  
 $a$  : 전열관의 반지름 [m]  
 $c_p$  : 정압비열 [J/kg K]  
 $De$  : Dean 수 [=  $Re\sqrt{a/R}$ ]  
 $d$  : 전열관의 지름 [m]  
 $G_f$  : 냉매액의 질량속도 [kg/m<sup>2</sup>s]

$G_v$  : 냉매증기의 질량속도 [kg/m<sup>2</sup>s]  
 $h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $h_{fg}$  : 응축잠열 [J/kg]  
 $k$  : 열전도율 [W/mK]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $Nu$  : Nusselt 수  
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $Q$  : 전열량 [W]  
 $q''$  : 열유속 [kW/m<sup>2</sup>]  
 $R$  : 나선코일반지름 [m]  
 $Re$  : Reynolds 수  
 $T$  : 온도 [K]  
 $W$  : 질량유량[kg/s]

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 순천제일대 기계전기제어과

E-mail : yckweon1@email.sunmoon.ac.kr

TEL : (041) 530-2396 FAX : (041)-530-2986

<sup>\*</sup> 회원, 선문대 기계제어공학부

<sup>\*\*</sup> 회원, 부경대 제어기계공학과

그리스문자

- $\mu$  : 점성계수 [ $N \cdot s/m^2$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

하첨자

- $c$  : 코일형 나선관, 응축
- $f$  : 액체
- $i$  : 입구
- $o$  : 출구
- $r$  : 냉매
- $s$  : 포화, 수평관
- $v$  : 증기
- $w$  : 벽면

1. 서 론

최근, 냉동공조시스템의 고효율화를 위하여 평활관 대신에 열전달능력이 보다 우수한 고성능 전열관에 대한 연구가 활발히 진행되고 있을 뿐만 아니라 많이 사용하고 있는 경향이다. 이는 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제약성으로 단위 부피당 전열면적을 극대화할 필요성이 절실하기 때문이다. 고성능 전열관에는 낮은 핀관(Low fin tube), 응축 및 증발용 특수 전열관(SH type tube), 나선관(Spiral tube) 등이 있으며, 형태에 따라 직선형 및 코일형 전열관으로 구분된다. 열교환기의 설치면적과 성능을 고려한다면 직선형 전열관보다 코일형 전열관이 매우 우수하다.

직선형 전열관에 대한 연구로, Webb 등<sup>(1)</sup>이 R-11의 냉매에 대한 여러 종류의 고성능 직선형 전열관을 수직으로 정렬하여 각 열의 응축효과에 대해 실험하였다. 이 연구는 단일 전열관 실험에서 얻어진 큰 열전달계수가 수직열의 전열관에서도 반듯이 큰 열전달계수를 가지지 않는다는 것을 밝혔다. 노 등<sup>(2)</sup>은 직선형 마이크로핀관 내의 응축열전달 특성에 대한 연구를 수행하여, 마이크로핀관 내의 평균 응축열전달계수가 평활관에 비하여 약 70% 이상 증가함을 관찰하였다.

코일형 전열관에 대한 연구로, Mori 등<sup>(3)</sup>은 전열관 내 강제대류 열전달 연구를 수행하여 난류 영역에 적용할 수 있는 Nu 수를 제시하였다. 그리고 코일형 전열관의 경우에 입구효과는 크지 않으며, 균일 열유속의 열전달 값들은 균일 온도

에서 측정된 실험값과 동일함을 관찰하였다. Kalb 등<sup>(4)</sup>은 코일형 전열관을 나타내기 위해 Re 수에 코일과 전열관의 반지름을 조합한 Dean 수를 제시하였고, 이를 이용하여 코일형 전열관이 직선형보다 약 100% 정도 열전달계수가 크게 나타난다고 보고하였다. Srinivasan 등<sup>(5)</sup>은 코일내를 흐르는 유체의 마찰계수와 막 열전달계수에 대한 연구를 수행하여 코일형 전열관의 임계 Re 수를 제시하였으며, 코일형 전열관의 임계 Re 수가 코일의 곡률효과로 인해 직선형 전열관의 경우보다 더 크게 나타난다고 설명하였다. Janssen 등<sup>(6)</sup>은 곡률비 0.01~0.1, 균일 열유속 및 온도조건하에서의 열전달 특성을 연구하여, De 수 20이하에서는 곡률의 영향이 중요하며 De 수 20~100에서는 곡률의 영향이 크지 않음을 확인하였다.

코일형 전열관의 열전달계수가 직선형 전열관에 비하여 크다는 것은 잘 알려져 있다.<sup>(7-10)</sup> 직선형 전열관 내부유체의 열전달과정은 부력과 점성력에 의해 영향을 받지만 코일형 전열관은 관내 바깥 방향으로 작용하는 원심력과 유동방향으로의 부력으로 관내부 위 아래로 서로 대칭되게 움직이는 2차유동(secondary flow)이 발생하여 난류효과를 크게 촉진되기 때문으로 알려져 있다.

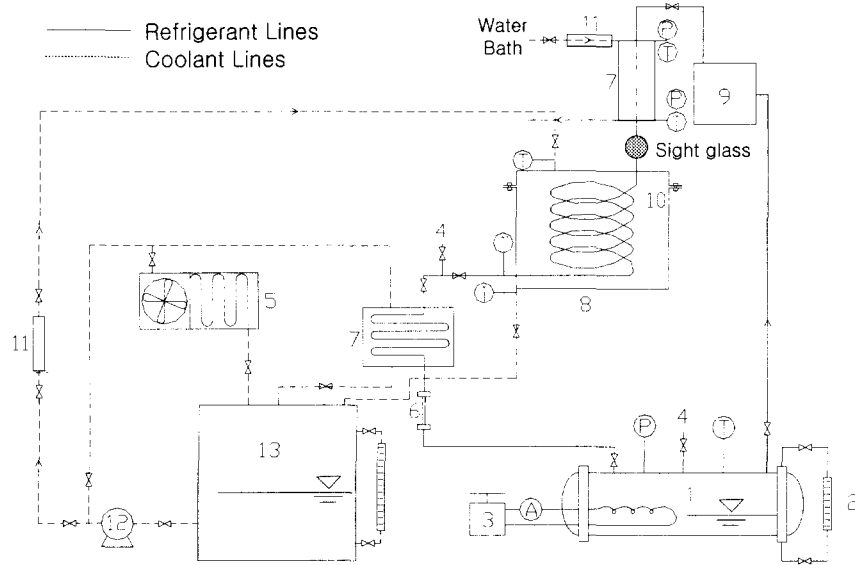
코일형의 평활관(smooth tube)에 대한 열전달 특성은 많은 연구를 통해 응축 열전달 특성이 어느 정도 이해되고 있지만, 코일형의 나선관(spiral tube)에 대한 연구는 매우 미흡하여 관내 열전달 특성이 잘 알려져 있지 않다. 특히, 나선관(Fig. 2)은 평활관을 꼬아서 만들어진 깊고 예리한 물결구조로 되어 있기 때문에 전열관 내부의 유동형태는 평활관의 유동특성과 크게 달라지게 된다. 더욱이 나선관의 열전달 성능을 더욱 향상시키기 위해 코일형으로 할 경우에 관 내부 2차유동까지 부가적으로 발생하게 되어 관내 열전달특성은 매우 복잡하게 된다.

따라서 본 연구에서는 코일형 나선관의 내부 열전달특성을 규명하기 위하여 관내부 응축열전달 실험을 수행하였으며, 실험으로부터 얻어진 데이터를 직선형 및 코일형의 기존 연구결과와 비교 분석하여 그 특성을 나타내고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1



- 1. Boiler 2. Liquid level indicator 3. Voltage transformer 4. Air vent 5. Chiller
- 6. Mass flow meter 7. Auxiliary condenser 8. Test section 9. Vapor tank
- 10. Coiled spiral tube 11. Coolant flow meter 12. Coolant pump 13. Coolant tank

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Specification of Spiral tubes

Nomal dimensions(mm)		Plain end section dimensions(mm)		Dimensions of spiral section(mm)			
Out diameter	Wall thickness	Out dia.(D <sub>o</sub> )	Wall thickness(T <sub>w</sub> )	Out dia (D <sub>r</sub> )	Inside dia.(D <sub>i</sub> )	Depth of spiral(H <sub>i</sub> )	Pitch (PT)
9.5	0.5	9.5 ± 0.02	0.5 ± 0.02	9.58	5.5	1.5	5
12.7	0.5	12.7 ± 0.02	0.5 ± 0.02	13	8.0	1.5	6
15.88	0.8	15.88 ± 0.02	0.8 ± 0.02	15.9	8.0	1.8	8

에 나타내었다. 실험장치는 냉매 순환회로와 냉각수 공급회로로 이루어져 있다. 냉매 순환장치는 냉매를 가열하여 포화증기로 만드는 보일러, 코일형 나선관이 내장되어 있는 시험구간, 냉매 증기 액화 및 미 응축된 냉매를 응축시키는 보조 응축기, 냉매유량을 측정하기 위한 유량계로 구성되어 있다. 냉각수는 순환펌프와 유량제어밸브에 의하여 일정한 유량 및 온도로 시험구간을 흐른다. 그리고 시험구간을 포함한 냉매 순환부와

냉각수 순환부 모두 단열시켜 외부로의 열에너지의 손실을 최소화하였다. 냉매를 가열시키는 보일러는 직경 350 mm, 길이 1,000 mm로 20 kW 용량의 히터를 내장하고 있으며, 보일러의 온도 제어는 ± 0.2℃ 이내에서 유지된다.

시험구간(직경 500 mm, 길이 600 mm의 원통형관)은 Fig. 2에 나타나 있으며, 시험구간 출구에 공기 배출밸브를 설치하여 전열관 내의 불응축 증기를 원활히 배출할 수 있도록 하였다. 실험

전 보일러를 가동하여 약 2시간 정도 냉매를 가열한 후 냉매에 포함되어 있는 비응축 가스를 더 개싱하였다. 보조응축기는 보일러에서 포화증기 상태로 가열된 냉매증기가 증기탱크 후단에 위치한 보조응축기를 통과한 후 시험구간에 일정 건도의 냉매가 유입될 수 있도록 구성되어 있다. 본 연구에서는, 냉매가 시험부 전열관 입구에서 일정한 건도를 유지할 수 있도록 저온용 항온조를 사용하여 증기탱크를 통과한 냉매증기가 항온조와 연결된 보조응축기를 흐르면서 저온항온조의 냉각수로 전달해야할 열량을 조절하면서 건도를 제어하였다. 한편, 시험구간에서 충분히 응축되지 못한 포화증기를 응축시켜서 보일러로 순환시키기 위해 설치되었다. 이 보조응축기를 냉각시키는 냉각기의 온도편차는  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 이다.

본 실험에 사용한 코일형의 나선관은 평활관을 꼬아서 만들어진 길고 예리한 물결구조로 되어 있기 때문에 전열관 내부의 유동형태는 평활관의 유동 및 열전달 특성보다 매우 복잡하다. 본 연구에 사용된 나선관의 제원은 Table 1에 나타내었다. 실험에 사용된 튜브의 곡률비는 0.016, 0.025, 0.045이며, 재질은 인탈산동 (C1220T)이다.

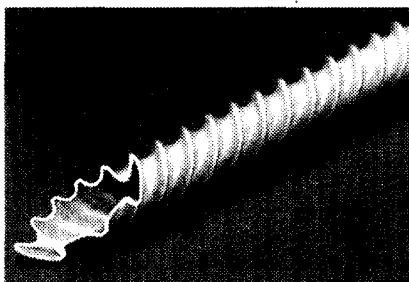


Fig. 2 Shape of straight spiral tube

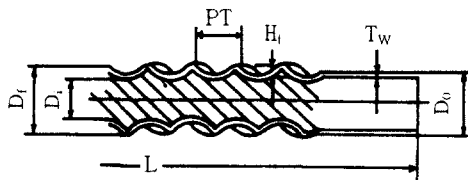


Fig. 3 Cross section of spiral tube

곡률비는 전열관 내부 직경과 코일의 직경 비로 결정된다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 나선관의 형상을 나타낸 것이고 Fig. 3은 나선관의 크기 및 치수에 관한 것을 상세화한 것이다.

보일러 내부 및 시험구간 전열관의 온도와 압력을 측정하기 위해 온도센서와 압력계를 설치하였다. 시험구간의 온도는 T형 열전대를 전열관의 입출구에 삽입하여 측정하였고, 표면의 온도는 시험구간의 입구에서 700 mm 간격으로 상하좌우 4점에 열전대를 부착하여 측정하였다. 이 곳에 부착한 열전대는 먼저 길이 15 mm, 폭 2 mm, 깊이 0.3 mm의 홈에 열전대를 완전히 삽입하고 그 위에 은납으로 봉한 후에 에폭시로 마감하였다. 열전대선은 냉점을 이용하여 보정하였다. 온도측정은 ALMEMD R-5590의 데이터 취득 장치에 의하여 열전대에서 감지한 전류 변환으로 하였으며 Dos-Control 3.0 자료처리 프로그램으로 분석하였다. 압력은 보일러 내부와 전열관의 입출구에  $\pm 0.2\%$  정밀도의 압력변환계로 측정하였으며, 실험 전에 압력보정계로 보정하였다.

2.2 실험 방법

먼저 본 실험을 수행하기 전에 물을 이용한 예비실험을 통하여 실험장치의 순환 계통들에 대한 내압성을 확인하였다. 보일러 히터로 냉매 순환 계통 내에 남아 있는 물을 완전히 제거한 후, 진공펌프를 이용하여 냉매를 시험장치 내부에 주입하였다. 본 실험의 결과를 기존의 전열관 실험자료와 비교하기 위해 R-113을 사용하였다. 대기압 상태에서 R-113의 비등점이 320K로 압축기를 사용하지 않고도 냉매순환이 가능하다. 시험부에 가해진 열유속은  $15 \text{ kW/m}^2$ 이며, 가열된 냉매가 포화증기 상태가 되면 시험구간 입구에 설치된 증기 완충장치로 유입되고, 유입된 증기는 증류 상태가 된다. 이렇게 안정화된 냉매 증기는 시험 전열관을 흐르게 되며, 이 때 시험구간 입구에서 측정된 온도와 압력자료는 데이터 로거로 전송된다. 전열관을 통과한 증기는 외부에 흐르는 냉각수에 의하여 열교환 후에 관 내부에서 응축된다.

실험장치의 기밀도를 확인하기 위하여 공기 압축기를 이용하여 20기압을 가한 후에 24시간 동안 압력 변화의 유무를 확인한 후 이상이 없다고 판단되었을 때 실험하였다.

본 실험의 신뢰성을 확인하기 위하여, 냉매의

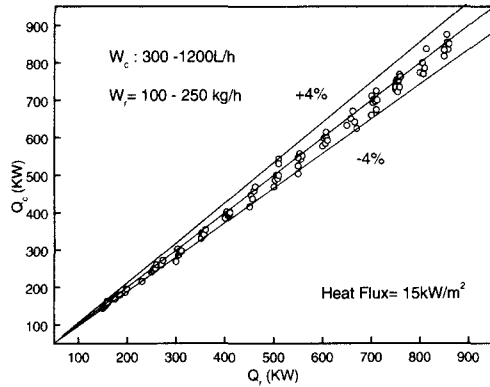


Fig. 4 Heat balance of test section

손실 에너지량과 냉각수가 얻은 에너지량을 서로 비교하였다. 시험구간을 흐르는 냉매의 손실 열량과 냉각수가 얻은 열량은 다음의 식으로 계산하였다.

$$Q_r = \dot{m}_r h_{fg} (1 - x) \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_p (T_o - T_i) \quad (2)$$

Fig. 4에서 알 수 있는 것처럼, 냉매의 손실 에너지량과 냉각수가 얻은 에너지량을 서로 비교한 결과  $\pm 4\%$  이내에서 열평형이 이루어지고 있다.

### 2.3 데이터정리

코일형 나선관의 응축 열전달계수를 계산하기 위하여 아래의 식 (3)을 사용하였다.

$$h = \frac{Q_r}{A(T_s - T_w)} \quad (3)$$

직선형 전열관의 응축 열전달계수는 Akers 등<sup>(10)</sup>이 제시한 다음 식을 이용하여 계산하였다.

$$h = 0.026 Pr_f^{1/3} Re^{0.8} \left( \frac{k_f}{d} \right) \quad (4)$$

$$\text{여기서, } Re = \frac{d}{\mu} \left[ G_f + G_v \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (5)$$

본 실험에서 사용한 코일관의 곡률비는 0.016에서 0.045로, Ito<sup>(11)</sup>가 제시한 임계 레이놀즈수 ( $Re_c = 20,000 (a/R)^{0.32}$ )에 대한 실험식으로부터 관내 유동흐름은 난류영역으로 평가되었다. 따라서 본 연구에 사용된 기존 연구자들의 응축 열전달계수에 대한 이론 및 실험식을 난류영역에서 나타내면 다음과 같다.

Kalb<sup>(4)</sup>의 식 :

$$Nu_c = 0.836 De^{0.5} Pr^{0.1}, \text{ for } De > 80 \quad (6)$$

Seban과 McLaughlin<sup>(8)</sup>의 식 :

$$Nu_c = 0.023 (a/R)^{0.1} Re^{0.85} Pr^{0.4} \quad (7)$$

Mori와 Nakayama<sup>(9)</sup>의 식 :

$$Nu_c = \frac{1}{41} Re^{5/6} (a/R)^{1/12} Pr^{0.4} \cdot \left[ 1 + \frac{0.061}{\{Re(a/R)^{2.5}\}^{1/6}} \right], \text{ for } Pr > 1, De > 0.4 \quad (8)$$

$$Nu_c = \frac{Pr}{26.2(Pr^{2/3} - 0.074)} Re^{0.8} \left( \frac{a}{R} \right)^{0.1} \cdot \left\{ 1 + \frac{0.098}{[Re(a/R)^2]^{0.2}} \right\}, \text{ for } Pr < 1 \quad (9)$$

Pratt<sup>(12)</sup>의 식 :

$$Nu_c = 0.0225 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left[ 1 + 3.4 \left( \frac{a}{R} \right) \right] \quad (10)$$

Rogers와 Mayhew<sup>(13)</sup>의 식 :

$$Nu_c = 0.021 Re^{0.85} Pr^{0.4} \left( \frac{a}{R} \right)^{0.1} \quad (11)$$

3. 실험결과

Fig. 5는 Re 수에 따른 여러 전열관들의 평균 응축 열전달계수를 보여주고 있다. 본 실험에 사용한 코일형 나선관에 대한 결과를 Seban, Mori, Rogers 등의 코일형 평활관 및 직선형 평활관의 연구결과와 서로 비교하였다. Re 수가 증가할수록 코일형 전열관의 응축 열전달계수는 직선형 평활관보다 크게 증가함을 알 수 있다. 그리고 열전달계수 증가율은 코일형이 직선형보다 크게 나타나고 있다. 특히 코일형 나선관의 응축 열전달계수는 기존의 연구결과보다 우수한 열전달 능력을 보여준다. 이는 액상과 기상의 냉매흐름이 코일형관 내부를 유동하면서 응축할 때, 냉매흐름은 원심력, 부력, 전단력에 의하여 영향을 받게 되는데 코일형 나선형관은 평활관을 꼬아서 만들어진 깊고 예리한 나선형 물결구조로 되어 있기 때문에 직선형 평활관에 비하여 관 내부의 유동 변화가 급격하게 변하여 응축 열전달과정이 달라졌기 때문이다. Re=30,000일 때, 코일형 나선관의 열전달계수는 Seban, Mori, Rogers의 코일형 평활관에 비하여 약 30-45% 정도, 직선형 평활관에 비해 약 340% 정도 우수하였다.

Fig. 6은 냉매의 건도에 대한 국소 응축 열전달 계수의 변화를 나타낸 것으로, 실험은 냉매의 질량유량 250kg/h에서 수행되었다. 건도가 감소할수록 응축 열전달계수는 크게 줄어들고 있다. 열전달계수의 증가는 직선형 전열관에 비해 코일형

나선관은 약 190%, 코일형 평활관은 약 100% 정도 크다. 이는 전열관 형상에 따라 열전달 증가율이 다름을 나타내는 것이다. 그리고 직선형 전열관의 경우에 사용하는 냉매의 종류에 따라 응축 열전달계수가 크게 달라지게 되는데, 본 실험 범위 내에서 R-290의 경우는 R-113보다 약 60-100%정도 열전달계수가 증가함을 알 수 있다. 이 현상은 코일형 나선형관의 경우에도 적용될 것이므로 대체냉매에 대한 응축열전달 특성을 보다 정확히 이해하기 위해 많은 실험적 연구가 필요하다.

Fig. 7은 코일형 나선관의 응축 열전달계수와 과냉각도에 대해 나타낸 것으로 코일형 평활관과 직선형 평활관의 상관식과 비교하여 나타낸 것으로, 실험은 질량유량 75kg/h와 곡률비 0.029에서 수행되었다. 직선형 전열관의 열전달계수는 Akers의 상관식 (4)를, 코일형의 평활관의 열전달계수는 Mori의 방정식 (8)을 사용하였다. 과냉각도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소함을 나타내고 있다. 과냉각도가 275K에서 280K로 증가함에 따라, 열전달계수의 감소는 코일형 나선관의 경우에 약 30%정도, 코일형 평활관의 경우에 약 40%정도, 직선형 전열관의 경우에 약 45%정도로 과냉각도 증가에 따른 열전달계수의 변화는 코일형 나선관이 가장 작음을 알 수 있다.

Fig. 8은 Pr 수 < 1인 경우(증기)의 Re 수 변화에 따른 코일형 나선관과 코일형 평활관의 전열촉진비( $Nu_{c,s}/Nu_{c,p}$ )를 나타낸 것이다.  $Re(a/R)^2$ 는 0.4~

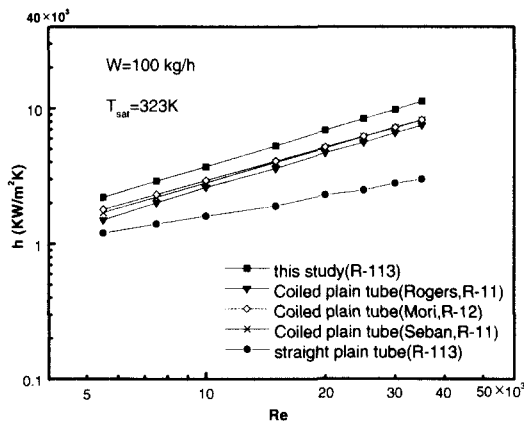


Fig. 5 Average heat transfer coefficient versus Reynolds numbers

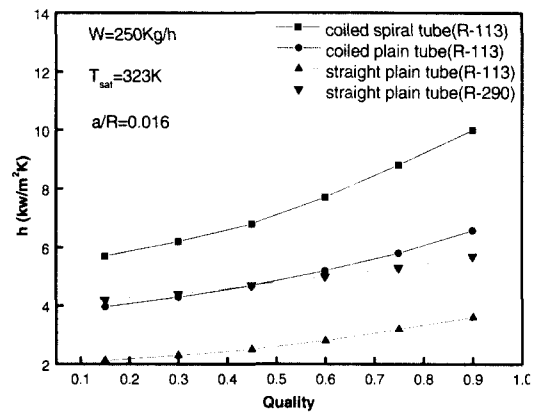


Fig. 6 Average heat transfer coefficient versus quality

100,  $a/R=0.045$ 이다.  $Re(a/R)^2$ 가 0.4에서 100까지 증가하게 될 때, 전열비는 코일형 평활관(Mori)이 약 21% 정도, 코일형 나선관이 약 55% 정도로 나타났다. 이는 코일관의 경우에 Re 수가 증가할수록 나선관이 평활관보다 전열촉진 효과가 더 좋다고 사료된다.

Fig. 9는 Pr 수 > 1인 경우(액체)의 Re 수 변화에 따른 코일형 전열관과 코일형 평활관의 전열촉진비( $Nu_{c,s}/Nu_{c,p}$ )를 나타낸 것이다.  $Re(a/R)^{2.5}$ 는 0.7~100,  $a/R=0.025$ 이다.  $Re(a/R)^{2.5}$ 가 0.4에서 100까지 증가하게 될 때, 전열비는 코일형 평활

관(Mori)이 약 29% 정도, 코일형 나선관이 약 64% 정도로 Fig. 8의 증기상태와 마찬가지로 액체 상태에서도 Re 수가 증가할수록 나선관이 평활관보다 더 우수한 전열촉진 효과를 나타낸다. 이는 관내의 냉매흐름이 기상보다는 액상하에서 열전달이 보다 효율적으로 이루어진다는 것을 의미한다.

Fig. 10은 Re 수의 변화에 따른 코일형 나선관의 Nu 수를 Pratt(곡률비=0.016) 및 Seban의 결과(곡률비=0.045)와 서로 비교하였다. Re 수가 증가할수록 Nu 수가 선형적으로 크게 증가한다. 본 연구의 코일형 나선관의 Nu 수는 시험범위 내에서 Pratt 및 Seban의 코일형 평활관의 값보다 각

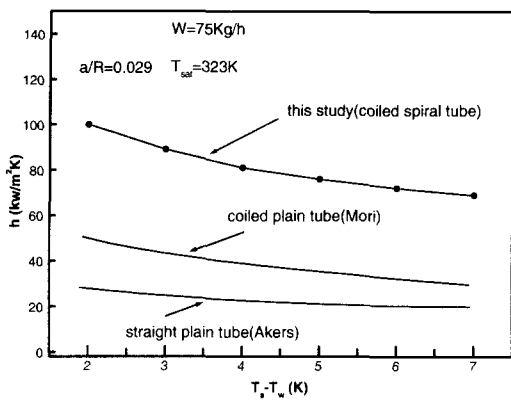


Fig. 7 Average heat transfer coefficient versus degree of subcooling

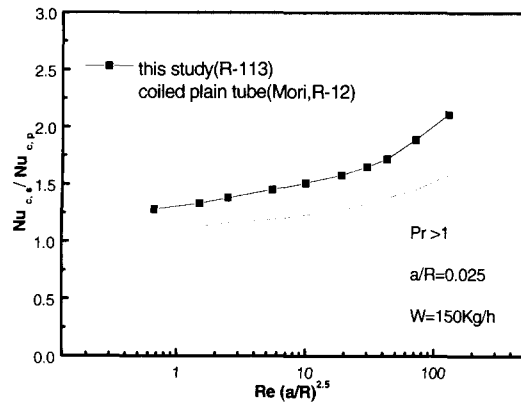


Fig. 9 Enhancement factor between coiled spiral tubes and coiled plain tubes

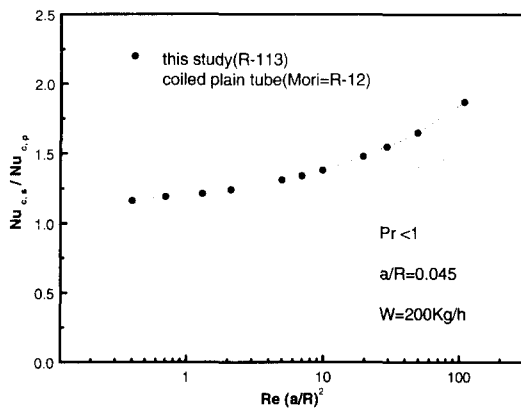


Fig. 8 Enhancement factor between coiled spiral tubes and coiled plain tubes

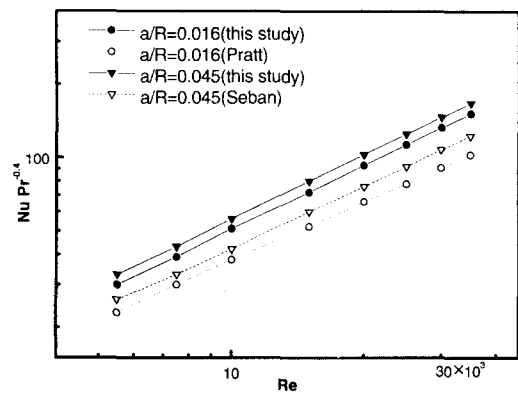


Fig. 10 Heat transfer enhancement on curvature ratio

각 30~47% 정도와 27~36% 정도 높은 전열효과를 나타내고 있다. 곡률비가 클수록 더 우수한 전열효과가 나타남을 알 수 있다.

#### 4. 결론

코일형 나선관의 응축 열전달특성의 규명을 위하여 나선관 내부 응축열전달 실험을 수행하였으며, 실험으로부터 얻어진 실험값을 기존 실험결과 및 이론식들과 비교 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Re 수가 증가할수록 코일형 나선관의 응축 열전달계수는 직선형 전열관보다 상당히 증가하였으며, 또한 코일형 평활관보다 상승하였다. 이는 나선관의 표면이 깊고 독특한 나선형 물결구조로 되어 있기 때문에 관 내부의 유동변화와 열전달과정이 일반적인 관과 다르기 때문이라고 생각된다.

(2) 건도가 감소할수록 응축 열전달계수는 상당히 감소하였으며, 전열관 형상에 따라 응축 열전달계수가 큰 차이를 나타내었다.

(3) 과냉각도가 증가함에 따라 열전달계수는 감소하였으며 직선형 전열관, 코일형 평활관, 코일형 나선관의 순서로 열전달계수의 변화가 가장 작았다.

(4) 곡률비 변화에 따른 코일형 전열관의 전열효율은 Re 수가 증가할수록 높은 전열촉진 효과를 나타내었으며, 곡률비가 클수록 전열효과는 우수하였다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조기술연구센터(RRC)와 성형금속의 지원에 의한 것입니다. 이에 감사 드립니다.

#### 참고문헌

(1) Webb, R. L. and Murawski, C. G., 1990, "Row effect for R-11 condensation on enhanced tubes," *Tran. of the ASME*, Vol. 112, pp. 768~776.  
 (2) 노건상, 오후규, 1999, "수평 평활관 및 전열촉진관내 대체 냉매 R-407C의 응축 열전달 특성

에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제2호, pp. 210~217.

(3) Mori, Y. and Nakayama, W., 1965, "Study on forced convective heat transfer in curved pipes (1st report, laminar region)," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 67~82.

(4) Kalb, C. E., and Seader, J. D., 1974, "Fully developed viscous-flow heat transfer in curved circular tubes with uniform wall temperature," *AIChE Journal*, Vol. 20, No. 2, pp. 340~346.

(5) Srinivasan, S., Nandapurkar, S. S. and Holland, F. A., 1968, "Pressure drop and heat transfer in coils," *Chem. Engr.*, No. 218, pp. 113~119.

(6) Janssen, L. A. M. and Hoogendoorn, C. J., 1978, "Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 1197~1206.

(7) Dravid, A. N., Smith, K. A., Merrill, W. and Brian, P. L. T., 1971, "Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes," *AIChE Journal*, Vol. 17, pp. 1114~1122.

(8) Seban, R. A. and McLaughlin, E. F., 1963, "Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 387~395.

(9) Mori, Y. and Nakayama, W., 1967, "Study on forced convective heat transfer in curved pipes (2st report, turbulent region)," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 37~59.

(10) Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1958, "Condensing heat transfer with horizontal tubes," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 55, No. 29, p. 171~177.

(11) Ito, H., 1959, "Friction factors for Turbulent flow in curved pipes," *J. Bas. Engng.*, D81, pp. 123~133.

(12) Pratt, N. H., 1947, "The heat transfer in a reaction tank cooled by means of a coil," *Trans. Instn Chem. Engrs.*, Vol. 25, pp. 163~180.

(13) Rogers, G.F.C., Mayhew, Y.R., 1964, "Heat Transfer and Pressure Loss in Helically Coiled Tubes with Turbulent Flow," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 1207~1216.