

헬리컬관의 침전 및 적하 열전달 특성에 관한 연구

황 승 기[†], 윤 상 국^{*}, 김 동 혁^{*}, 이 승 갑^{**}

한국해양대학교 냉동공조공학과 대학원, ^{*}한국해양대학교 기계정보공학부, ^{**}삼성전자 냉동공조사업부

Study on the Heat Transfer Characteristics of Immersed and Falling Flows on Helical Tubes

Seung-Ki Hwang[†], Sang-Kook Yun^{*}, Dong-Hyuk Kim^{*}, Seung-Kap Lee^{**}

Graduate School, Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

^{*}Division of Mechanical and Information Engineering, Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

^{**}Samsung Electronics Refrigeration and Airconditioning Division, Suwon 442-742, Korea

(Received October 14, 2000; revision received December 14, 2000)

ABSTRACT: An experimental study is carried out to investigate the characteristics of heat transfer of outside helical tubes. The main heat exchanger consists of twelve curved columns with each 300 mm diameter and the total length of 1.2 m copper tube having an outer diameter of 19.05 mm with 1.5 mm thickness. Water flows down the outside of helical tube, where flow patterns are the vertical film falling flow, immersed flow, and mixed-flow which is the combination of film falling flow and immersed flow. Refrigerant 11 flows the inside of the tube countercurrently. The experimental range of inside flow rate is 1.7~3.2 l/min and outside flow rate is 21~33 l/min. The results are presented as Nusselt number with corresponding Reynolds number for variety of outside and inside flow rates. The heat transfer rates of the mixed flow are 8 to 56% higher than those of film falling flow or immersed flow only. Interpretation of the results is given on the basis of physical reasoning and the correlation equations.

Key words: Helical tube(나선형 코일), Outside heat transfer coefficient(관의 열전달계수), Film falling flow(액막 적하유동), Immersed flow(침전유동), Immersed rate(침전비)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]

d : 관직경 [m]

h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot k$]

k : 열전도율 [$W/m \cdot k$]

L : 관 길이 [m]

Q : 열전달률 [Kw]

T : 온도 [K]

ΔT : 온도차 [K]

U : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot k$]

그리스 문자

[†] Corresponding author

Tel: +82-51-410-4975; Fax: +82-51-410-4363

E-mail address: rel@hanara.kmaritime.ac.kr

μ : 점도 [$Pa \cdot s$]

ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- e : 출구
 i : 입구, 관내
 l : 액상
 o : 관외
 r : 냉매측
 w : 관벽
 v : 기상

1. 서론

헬리컬형(Helical type) 열교환기는 직관에 비하여 단위 체적당 열전달 면적이 넓고, 코일 내부 유체의 원심력에 의해 형성되는 복잡한 유동으로 열전달이 큰 특성을 갖고 있어 증기발생기, 화학 플랜트, 석유화학, 생명의학, 제약분야, 우주공학, 원자로, 보일러, 냉동기, HVAC의 열교환기 등에 널리 이용되고 있다.

그러나 헬리컬 코일관에 대한 열전달 연구는 상대적으로 미미하여 주로 관내부의 연구가 대부분이고,⁽¹⁾ 관외부 열전달에 관한 연구는 거의 전무한 상황이다.

코일 내부의 열전달에 대한 연구는 대부분이 수치해석으로 상변화가 없는 단상유동에서 층류, 난류영역에 대한 관내 유체 온도분포의 해석이나 직경비, 코일축의 각도, Pr 수, Re 수 등이 관내 열전달에 미치는 영향의 해석, 그리고 건도특성, 코일내 강제 대류열전달 특성, 마찰압력강하, 임계유속, 비등열전달계수 등에 대한 연구가 수행되어 왔다.

대표적 관내 열전달에 대한 연구를 보면 Ow-hadi et al.⁽²⁾은 관내 물을 사용하여 코일 내의 강제대류 비등열전달계수가 관내 안쪽이 가장 작고 바깥쪽이 가장 큰 것을 밝혔고, Chen⁽³⁾은 이를 F 인자를 사용하여 예측하였다. Campolunghi et al.⁽⁴⁾은 한 개의 코일관을 사용하여 관내 평균 열전달계수에 대한 실험적 상관식을 제시하였고, Masuo et al.⁽⁵⁾은 R-113을 이용하여 코일 관내에서의 건도영역에 관한 특성연구를 통해 고건도영역일 때 열전달계수는 코일 내의 바깥쪽이 제일 높고 안쪽이 제일 낮게 측정이 되었으며 핵비등과 강제대류를 포함해 원주 방향의 평균 열전달

계수의 실험식을 제시하였다.

관의 열전달에 관한 실험으로는 헬리컬 곡관에 대한 연구는 거의 전무한 상태이다. 직관에 관한 연구를 보면 Keswani et al.⁽⁶⁾이 수평직관 이중관에서 물이 대향류로 열교환을 할 때 관외 대류 열전달에 관한 실험을 하여 강제대류와 자연대류의 영역을 수치적으로 밝혔다. Fand⁽⁷⁾는 이중직관에서 물이 대향류로 강제대류 열교환을 할 때 관외 Re 수가 10^{-1} 에서 10^5 인 범위에 대해 관외 열전달계수를 McAdams⁽⁸⁾의 식에 관련하여 해석하였다.

본 연구는 열전달 연구가 전무한 암모니아 흡수식 열펌프의 증발기로 사용되고 있는 헬리컬형 열교환기의 관외 열전달 특성을 파악하기 위한 것으로, 열펌프 증발기의 열교환방식을 보면 코일관 상부는 냉수가 적하되고 있고 하부의 관은 냉수에 침전되어 열전달이 되고 있다. 본 실험에서 관외 열전달 측정의 변수로는 냉수유량, 코일관의 냉수 침전면적, 침전량을 고려하였고, 관내는 냉매유량을 변수로 하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

실험장치의 계통도는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 액저장탱크(Receiver), 마그네틱 기어펌프(Magnetic gear pump), 질량유량계(Oval micromotion mass flow meter), 필터, 드라이어, 헬리컬 코일 증발기, 냉수유량계, 항온조, 헬리컬 코일 응축기, 칠러 등으로 구성되어 있다. 시스템 관내로 흐르는 냉매 R-11은 Tuthill사의 마그네틱 기어펌프에 의해 순환되며, 질량유량계를 거쳐서 과냉된 액체상태로 헬리컬 코일 하부에서 상부로 흐른다. 관내 냉매액은 관외 냉수와 대향류(Counter-current flow)로 열교환을 하여 기화된 후 응축기를 거쳐 냉각과 응축이 이루어지며, 액저장탱크로 모아져서 다시 순환이 이루어진다.

Fig. 2는 실험의 중심부인 헬리컬형 코일 증발기로 상업용 열펌프의 증발기와 같은 규격인 코일관의 곡률 직경이 300 mm이고, 관의 외경은 19.05 mm 내경 16.05 mm, 관 두께는 1.5 mm를 사용하였다. 총 배관의 길이는 11.7 m로 코일관 단수는 12단, 단과 단 사이는 피치가 없이 최대

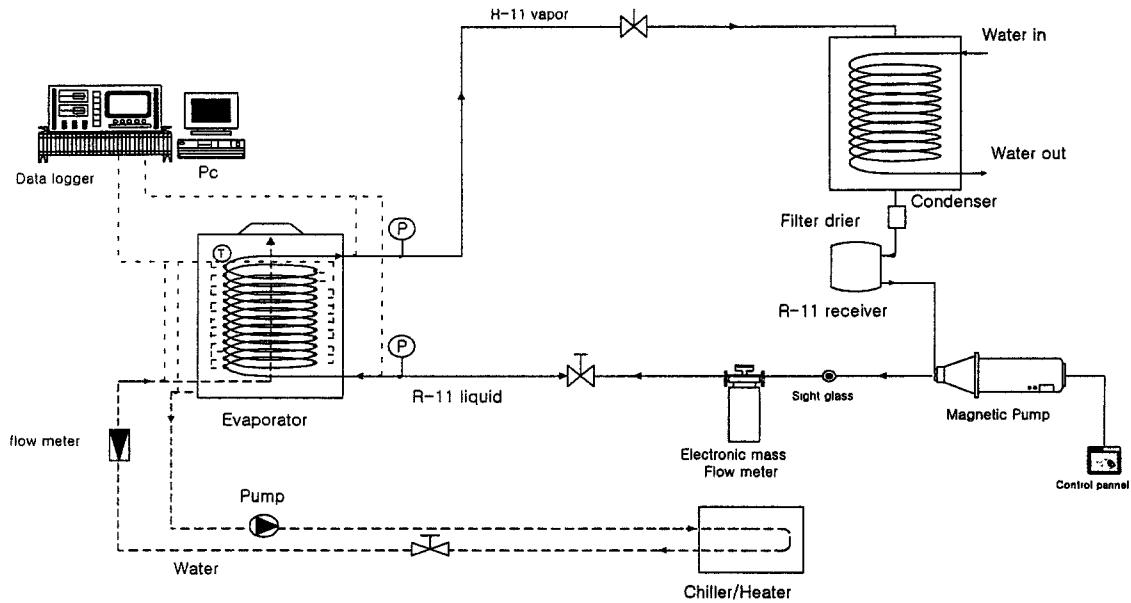
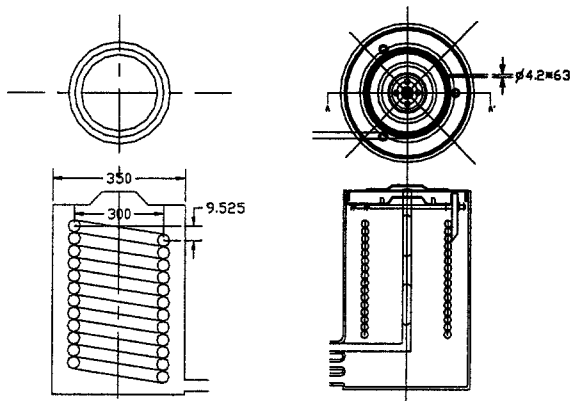


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.



(a) Test section (b) Distributer section

Fig. 2 Detail drawing of evaporator test section.

한 접촉시켰다. 암모니아 흡수식 열펌프의 배관 재질은 SUS관이나 본 연구에서는 열전달 효과를 높이기 위해 동관을 택하였다. 증발기 탱크는 직경 350 mm, 높이 590 mm의 원형 아크릴 통으로 제작하였으며, 관의 유동현상과 열전대의 부착상태를 확인하기 위해서 투명 아크릴 가시창을 부착하였다. 탱크의 상부에는 직경 4.2 mm, 구멍 33개가 삼각으로 배치된 냉수 분배기를 설치하여, 냉수가 적하할 때 코일 외벽에 균일하게 액막이 형성될 수 있도록 하였다. 온도측정은 직경 0.51 mm, T형 열전대 48개를 외벽에 0°, 90°, 180°, 270° 방향으로 각 단마다 부착하였다.

한편 코일 관외를 흐르는 냉수는 항온조에서 일정한 온도로 조절된 후 냉수펌프와 유량계를 거쳐 열교환기에 주입된다. 이 냉수는 분배기를 거쳐 나선형 코일 외벽의 상부에서 하부로 흐른다. 하부에 고인 냉수는 다시 냉수펌프를 통해 항온조로 이송된다. 응축기도 헬리컬형 코일로 제작되었으며, 관경 및 코일경은 증발기와 동일하게 하였다. 응축기 탱크는 스테인레스 스틸로 제작하였으며, 관외 응축을 관찰하기 위해 투시창을 두었다. 응축기 코일 관내에 흐르는 냉각수는 칠러에 의해서 일정온도와 유량이 조절된 후 나선형 코일 하부로 유입되어 응축열을 제거한 후 다시 칠러로 돌아간다. 모든 장치 및 배관은 관내 냉매의 온도를 일정하게 유지하기 위하여 단열재를 부착하였다. 관내 사용된 냉매는 비등점이 대기압에서 23.7°C R-11을 사용하였다.

본 연구의 냉매, 냉수, 압력 등 실험조건과 헬

Table 1 Design values and experimental conditions

Variable		Design values	Experimental range
Water	Temperature (°C)	45.0	45.0
	Flow rate (l/min)	27.0	21~33
Refrigerant	Temperature (°C)	14.0	14.0
	Flow rate (l/min)	2.0	1.7~3.2
Pressure (MPa)		1.1~2.3	1.0~2.2

리컬 코일의 설계조건은 Table 1과 같다.

2.2 실험방법

먼저 실험의 제반 조건을 맞춰 시스템이 평형 상태에 도달하도록 한다. 항온조의 냉수를 실험 조건에 맞춰 온도를 조정한다. 다음 증발기내 코일 외부로 순환시켜서 초기에 건조한 관벽을 완전히 적셔 코일이 균일한 온도로 유지되게 한다.

응축기에서 응축된 냉매액은 냉매 저장용기에 저장된 후 냉매펌프로 실험조건에 맞는 냉매유량으로 코일 관내로 주입된다. 냉매유량은 질량유량계로 측정하고, 증발기 코일관 입구에 설치된 압력계와 열전대로 증발부 입구측 온도, 압력을 측정하여 실험조건에 맞도록 일정한 상태로 유지한다. 과냉된 냉매액은 코일관 최하부로 주입되어 상부에서 관외벽을 흘러 적하되는 냉수와 열교환되면서 기화된다. 코일관이 냉수에 완전침전 혹은 부분침전된 실험의 경우는 과냉된 냉매액이 먼저 코일관이 침전된 냉수와 열교환된 후 관의 상부로 적하되는 냉수에 의해 증발된다. 코일 출구에서 관내 냉매의 온도와 압력을 측정한다. 다음 응축기로 주입된다. 응축기에서 과냉된 냉매는 다시 냉매 저장용기로 보내져 일련의 순환을 한다. 데이터 수집은 냉매의 입구온도와 냉수의 입구온도가 일정온도로 유지되어 시스템이 평형상태에 도달한 후 수행하였다.

관의 냉수 유동양식에 따른 실험은 크게 3가지로 냉수가 코일에 액막유동을 형성하며 열전달을 일으키는 적하 열전달, 부분침전으로 적하와 침전이 공존할 때 유동, 그리고 전 코일관이 냉수에 잠겼을 때 열전달 실험을 수행하였다.

3. 열전달의 이론해석

헬리컬 코일관의 총괄 열전달계수는 증발관 내부 냉매측의 열전달 계수, 관벽을 통한 열전도도, 그리고 증발관 외부 냉수측의 적하와 침전 열전달계수의 함수로 이루어진다.

증발기의 열교환량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lmt} \quad (1)$$

여기서 대수평균 온도차는 다음과 같다.

$$\Delta T_{lmt} = \frac{(T_{wi} - T_{ro}) - (T_{wo} - T_{ri})}{\ln \frac{(T_{wi} - T_{ro})}{(T_{wo} - T_{ri})}} \quad (2)$$

식(1)로부터 총괄 열전달계수는 식(3)으로 표현된다.

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\pi k t} + \frac{1}{h_o}} \quad (3)$$

$$= \frac{Q}{A_o \cdot \Delta T_{lmt}}$$

헬리컬형 코일 관의 열전달계수와 Nu 수는 식(3)로부터 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$h_o = \left[\frac{1}{U_o} - \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} - \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} \right]^{-1} \quad (4)$$

$$Nu = \frac{h_o d}{k} \quad (5)$$

설계에 필요한 코일 관내 열전달계수 h_i 는 Tong⁽⁹⁾의 식을 이용하여 구하였다.

$$Nu_i = 0.0186875 Re^{0.8} Pr_i^{0.4} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.375} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.075} \times \frac{(x_e - x_i)}{(x_e^{0.325} - x_i^{0.325})} \quad (6)$$

코일의 입구는 완전한 액상 즉, 건도 $x_i=0$ 이고 코일 출구에서는 $x_e=1$ 로 간주한다.

관의 레이놀드수는 헬리컬 증발기의 관의 곡률 직경에 대한 레이놀드수로 다음과 같다.

$$Re_o = \frac{\rho u D_o}{\mu} \quad (7)$$

여기서 D_o 는 코일관의 곡률직경을 나타낸다.

침전과 적하 열전달계수를 헬리컬 코일관이 냉수에 침전되는 면적비로 나타내기 위하여, 열전달 면적을 다음과 같이 무차원화하였다.

$$a = \frac{A_w}{A} \quad (8)$$

여기서 A_w 는 코일 관외 침전되는 면적, A 는 코일 전체의 면적을 나타낸다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 코일 관외 적하 열전달 특성

증발기 코일 관외 적하 열전달 실험은 설계치의 ± 1.5 배인 관외 냉수유량을 21~33 l/min, 그리고 관내 냉매유량을 1.7~3.2 l/min의 범위에서 수행하였다.

Fig. 3은 냉수가 코일 외부에 균일하게 적하산포될 때 관외 Re 수의 변화에 따른 Nu 수 변화를 보여주고 있다. Nu 수는 관외 Re 수가 변화함에 따라 선형적으로 증가하다가 설계 냉수유량인 27 l/min 이상에서는 증가가 둔화되는 것을 보여준다. 이는 설계치 이하에서의 균일한 관외 접촉 열전달보다는 유량이 많음으로 인하여 액막이 두꺼워지고, 코일의 하부에서는 적하되고 있는 냉수의 박리가 발생하여 열전달이 저하되는 것으로 보인다.

한편, 관내 냉매의 유량이 증가하면 관외 Nu 수가 본 실험의 범위에서 계속적으로 증가하고 있으나, 한계치 이상에서는 증가율이 둔화될 것으로 판단된다. 관외 적하유량 설계치에서의 관내 냉매유량 변화에 의한 열전달과, 관내 냉매설계

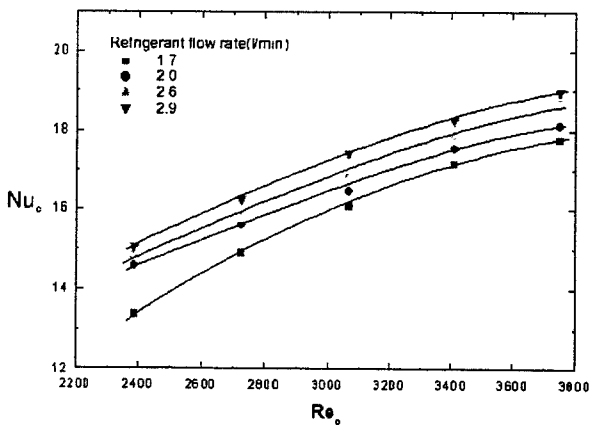


Fig. 3 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the film falling flow.

유량에서의 관외 적하유량변화의 열전달 영향을 비교하여 보면 관외 유량변화에 의한 열전달 영향이 관내 유량변화에 의한 것보다 크게 나타나고 있다.

코일 관외 상부에서는 증력에 의한 표면접촉 층류 경계층이 형성되어 열전달이 일어나고 관외 하부는 일부 냉수의 박리가 발생하는 본 코일 관외 열전달 실험의 결과와 비슷한 해석식인 Fand⁽⁷⁾식을 적용하여 다음과 같이 나타내었다.

이 식의 상수와 지수의 값은 최소자승법에 의하여 구하였다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.022Re_o^{0.5} + 0.112Re_o^{0.56})Pr_o^{0.3} \quad (9)$$

본 연구에서 제안된 상기 열전달 관계식으로 계산한 관외 열전달계수와 실험에서 구한 값을 비교 분석한 결과, 본 실험범위에서 약 $\pm 3.0\%$ 정도의 오차를 보였다.

4.2 코일 관외 완전침전 열전달 특성

증발기 코일 관외 완전침전 열전달 실험도 관외 적하 실험과 동일한 유량범위의 실험을 수행하였다. Fig. 4는 코일 외부가 냉수에 완전히 침전된 상태에서의 열전달 실험결과로써, 관외 Re 수 변화에 따른 Nu 수 변화를 보여주고 있다. 결과를 보면 Nu 수는 관외 Re 수가 변화함에 따라 Concave하게 지속적으로 증가하는 것을 보여준다. 이는 관외 유량이 적을 때는 자연대류 열전

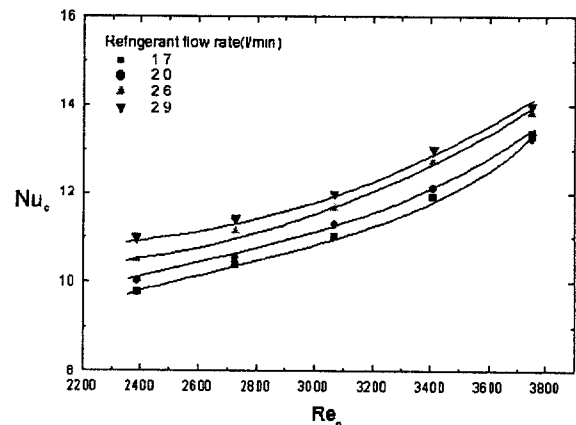


Fig. 4 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the immersed flow.

달이 형성되고, 유량이 증가하면 관의 유속이 증가하여 열전달을 촉진시키기 때문이다.

관내 냉매의 영향을 보면 적하 열전달과 동일하게 관내 냉매의 유량이 증가하면 관의 Nu 수가 본 실험의 범위에서 계속적으로 증가하고 있다. 이 또한 한계치 이상에서는 증가율이 둔화될 것으로 판단된다.

본 침전실험의 결과를 McAdams⁽⁸⁾의 이중 실린더 관내를 물과 물이 대향류로 열교환하는 강제 대류열전달의 식으로 표현하여 다음 식을 얻었다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.064Re_o^{0.6})Pr_o^{0.3} \quad (10)$$

위 식으로 계산한 코일 관외 완전침전 열전달 계수와 실험치의 오차를 비교 분석한 결과, 본 실험구간에서 약 ±5.0% 정도의 오차를 나타내었다.

4.3 코일 관외 부분적하 및 부분침전에 따른 열전달 특성

코일관 외부면적이 냉수에 의해 침전되는 율을 0.08~0.92까지 변화, 즉 부분적하와 부분침전을 혼합하여 냉수유량변화에 따른 관외 열전달 현상을 실험한 결과는 다음과 같다.

Fig. 5에서 Fig. 7은 일정한 관내부 냉매유량에 있어서 코일 관외 열교환 면적의 침전비에 대한 냉수유량이 변화할 때의 관외 열전달계수를 실험

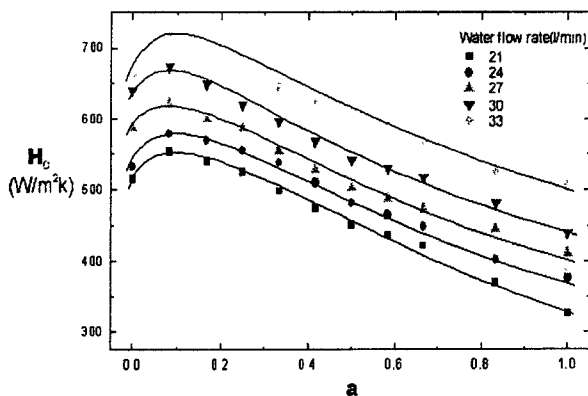


Fig. 5 Outside heat transfer coefficient vs the tube immersed rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 1.7 l/min.

한 결과이다. 전체적인 실험결과를 보면 완전적하와 완전침전 때의 열전달보다, 부분적하와 부분침전이 혼합된 경우의 열전달이 더 향상되었다. 관내 냉매유량이 1.7 l/min일 때 최고 관외 열전달계수는 코일 관외 침전비가 8%, 즉 전열면적의 92%는 적하 열전달 그리고 8%가 침전일 때 나타내었으며, 냉매유량이 3.2 l/min일 때는 침전비가 42%로 관내 냉매유량이 증가할수록 최고 관외 열전달계수를 갖는 침전비가 증가하였다. 이 최고 열전달계수의 증가는 완전적하일 때보다 약 8%, 완전침전일 때보다 56%의 열전달 향상된 것이다. 이는 적하 열전달 때 코일관 하부 유체의 박리에 의한 열전달 저하가 침전에 의하여 방지되고, 부분침전 때에는 완전침전의 자연대류와는 달리 상부에서 중력에 의해 물이 적하하여

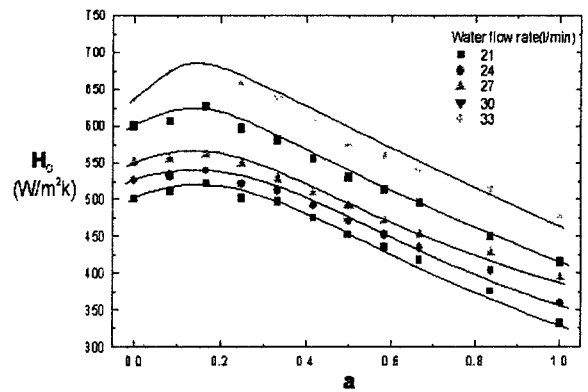


Fig. 6 Outside heat transfer coefficient vs the tube immersed rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 2.0 l/min.

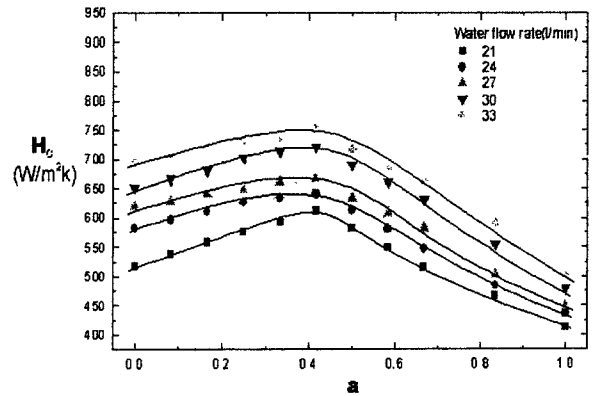


Fig. 7 Outside heat transfer coefficient vs the tube immersed rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 3.2 l/min.

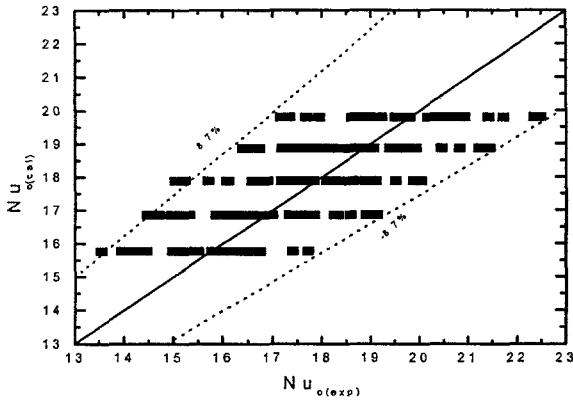


Fig. 8 Comparison of calculated Nu numbers by the correlation equation (11) and the experimental values.

난류층이 형성, 열전달이 촉진되기 때문으로 해석된다.

관의 유량의 변화에 대한 열전달을 보면 공통되게 관의 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하고 있으나, 관내 유량이 증가할수록 관의 유량 증가에 따른 열전달계수 증가폭은 감소되고 있다. 이 역시 한계유량 이상에서는 증가폭이 둔화될 것으로 보인다.

코일 관의 부분적하 및 부분침전에 따른 열전달 결과를 실험구간인 $2 \times 10^3 < Re < 4 \times 10^3$ 에서 무차원 실험식으로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$Nu_o = (0.5 + 0.14 Re_o^{0.53}) Pr_o^{0.4} \quad (11)$$

Fig. 8은 침전비 0.08~0.92의 범위에서 상기 무차원식으로 계산한 관의 열전달계수와 실험에서 구한 값과의 오차를 비교 분석한 것이다. 두 값의 오차는 약 ±8% 정도로 위 식(11)이 적하와 침전 즉 혼합 열전달의 경우 열전달계수 산정에 적절한 식임을 알 수 있다.

5. 결 론

암모니아 흡수식 증발기 등에 적용되고 있는 헬리컬 코일의 관외부로 냉수가 적하와 침전 유동이 일어날 때의 열전달 현상에 대하여 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 코일 관의 냉수 적하 열전달계수는 관의

Re 수 $10^2 \sim 10^4$ 의 구간에서 다음과 같은 무차원 실험식을 얻었다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.022 Re_o^{0.5} + 0.112 Re_o^{0.56}) Pr_o^{0.3}$$

(2) 코일 관의 냉수 침전 열전달에 대한 관의 열전달계수 무차원 실험식은 다음과 같다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.064 Re_o^{0.6}) Pr_o^{0.3}$$

(3) 코일 관의 부분적하 부분침전에 대한 실험으로 혼합 열전달계수는 다음과 같은 무차원식으로 표현되었다.

$$Nu_o = (0.5 + 0.14 Re_o^{0.53}) Pr_o^{0.4}$$

(4) 완전적하와 완전침전 때의 열전달보다 부분적하와 부분침전이 혼합된 경우의 열전달이 더 향상되었으며, 열전달계수 최고값은 완전적하일 때보다 약 8%, 완전침전일 때보다 56%의 열전달이 증가함을 보였다.

참고문헌

1. Han, K. I., Park, J. U. and Im, T. W., 1998, Study on forced convective heat transfer in helically coiled tubes, SAREK, Vol. 10, No. 3, pp. 282-291.
2. Owhadi, A., Bell, K. and Crain, B. Jr., 1968, Forced Convection Boiling Inside Helically-coiled Tubes, Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 11, pp. 1779-1793.
3. Chen, J. C., 1963, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Am. Soc. Mech. Eng. paper 63-HT-34.
4. Campolunghi, F., Cumo, M., Ferrari, G. and Palazzi, G., 1977, Full Scal Tests and Thermal Design Correlations for Coiled Once-Through Steam Generators, AIChE Symp. Ser., pp. 73-164, 215-222.
5. Masuo Kaji, Koji Mori, Masaya Oishi, Shigeyasu Naknishi and Sawai, 1997, Boil-

- ing Heat Transfer and Dryout Characteristics In Helically Coiled Tubes, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, pp. 649-656.
6. Fand, R. M. and Keswani, K. K., 1972, Combined Natural and Forced Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders to Water, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 16, pp. 1175-1191.
 7. Fand, R. M., 1965, Heat Transfer By Forced Convection From a Cylinder to Water in Crossflow, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 8, pp. 995-1010.
 8. McAdams, W. H., 1954, Heat Transmission 3rd Ed., McGraw-Hill, New York.
 9. Tong, L. S., 1965, Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow, John Wiley & Sons Inc., New York.

설비공학논문집 (2001)13:225~232