

## 세관내 액단상의 열전달과 압력강하에 관한 연구

· 김 세 응\*, 홍 진 우\*\*, 손 창 효\*, 노 건 상\*\*\*, 오 후 규\*\*\*\*

### The Heat Transfer and Pressure drop Characteristics of R718 in Small Diameter Tubes

Se-Woong Kim, Geon-Sang Roh, Jin-Woo Hong, Chang-Hyo Son, Hoo-Kyu Oh

\* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

\*\* (주)한서엔지니어링 선임 연구원

\*\*\* 동명대학교 가스냉동과

\*\*\*\* 부경대학교 기계공학부

**Abstract:** The heat transfer and pressure drop characteristics of R718 flowing in smooth horizontal copper tubes with inner diameter of 3.36 mm, 5.35 mm, 6.54 mm and 8.12 mm were investigated. The test section is a counterflow heat exchanger with refrigerant flowing in the inner tube and water flowing in the annulus. Experiments were performed for the flowing range of variables : Reynolds number (1000 to 20000), mass flow rate of brine (450 kg/h) and refrigerant temperature (50°C).

The main results were summarized as follows : (1) The heat transfer coefficient of 3.36 mm ID was about 10% to 30% higher than that of 5.35 mm, 6.54 mm and 8.12 mm ID, and the heat transfer coefficients for small diameter tubes are about 20% to 27% higher than those predicted by Gnielinski. The new correlation is proposed to predict the experimental data. (2) As a result of comparison with correlation proposed by Blasius, the deviation of the experimental data slightly increased as the tube diameter decreased. (3) The ratio of heat transfer to friction factor ( $j/f$ ) correlated by all experimental data increased as the tube diameter decreased.

**Key words:** Small diameter tube(세관), Single-phase heat transfer(단상 열전달), Friction factor(마찰계수), Colburn coefficient(colburn 계수), pure refrigerant(순수냉매)

### 1. 서론

세관내 액단상의 전열특성에 대한 종래의 연구를 살펴보면, Gambill and Bundy<sup>(1)</sup>는 미소 채널 내를 흐르는 단상류의 운동량과 열전달에 대해서 연구하였다. 그 결과 레이놀즈수가  $9 \times 10^3 \sim 2.7 \times 10^5$ 인 범위내에서 열전달 계수는 Sieder-Tate식으로 예측한 값보다 조금 크게 나타난다고 결론을 내렸다. Acosta 등<sup>(2)</sup>은 수력직경이 0.38~0.96 mm인 미소 채널내를 흐르는 층류와 난류에 대한

운동량과 물질전달에 관한 연구를 통해서, 열과 물질전달의 유사성으로 계산한 값은 기존의 대규경관에 사용한 상관식과 잘 일치하고, 물질전달계수는 표면 거칠기와 깊은 관련이 있다고 하였다.

Adams 등<sup>(3)</sup>은 원형의 세관내를 흐르는 물의 단상 강제 대류에 관한 실험을 통해서 세관에 대한 열전달 계수는 10 mm 이상의 대규경관에 대한 상관식보다 상당히 크게 나타난다고 하였다. 그리고 실험을 통하여 세관에 대한 액단상 강제 대류 상관식을 새로이 제안하였다. 그 식의 적용 범위는  $2.6 \times 10^3 \leq Re \leq 2.3 \times 10^4$  이고,  $1.5 \leq Pr \leq$

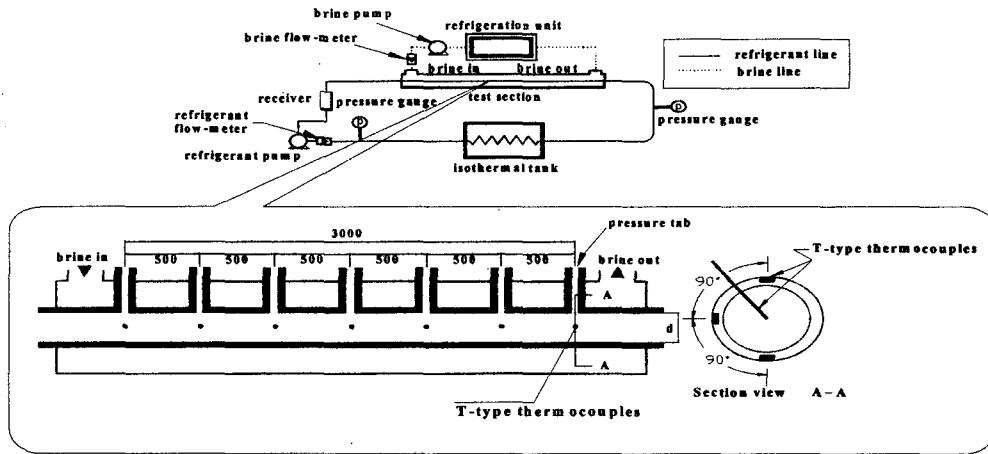


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus and detail of test section.

6.43 이다. 실험값과 비교해서  $\pm 18.5\%$ 이내에 잘 근사하고 있음을 확인하였다. 최근에는 Peng and Wang<sup>(4)</sup>이 미소 채널내를 유동하는 액단상과 이상류의 강제 대류 열전달 특성에 대한 실험을 통하여 완전히 발달된 액단상의 난류영역은 무차원수인 레이놀즈수가 1000~1500지점에서 시작되고, 층류와 천이 영역에서의 열전달 특성은 상당히 다르며 복잡하다고 하였다. 그 이외에 많은 연구자가 세관에 대해서 보고하였다.

이러한 앞의 연구결과를 요약하면, 종래의 10 mm 이상인 대구경관에서 연구되어져 온 여러 연구결과를 직접적으로 세관에 적용하는 것은 어려운 점이 많고, 열전달 특성은 환경 변화에 많은 영향을 받는 것으로 보고하고 있다. 따라서 세관에서 발생하는 응축·증발현상(유동양식, 압력강하 그리고 열전달 계수 등)을 분석하기에 앞서 액단상 대류 열전달과 보다 기본적인 물리적인 현상들에 대한 필수적인 자료 축적이 시급한 것으로 판단된다.

따라서 본고에서는 R718(물)을 작동유체로 하여 내경 3.36, 5.35, 6.54, 8.12 mm 내 액단상의 열전달 특성과 압력강하에 대한 실험적 연구를 통해, 세관 열교환기의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1은 액단상 열전달 실험장치의 개략도와 시험구간의 상세도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 실험장치는 강제 순환식 사이클이며, 냉매가 순환되는 경로와 브라인이 순환되는 경로로 구성되어 있다. 자기 펌프(Tuthill 사) 및 질량 유량계(Oval 사)를 통과하는 냉매는 바이패스관을 통해서 일정한 유량으로 조절되어 항온조에 유입된다. 액단상 열전달 실험의 경우, 냉매는 항온조에서 일정한 온도로 가열된 후 응축기에 유입된 냉매는 내관과 외관사이의 환상 공간으로 흐르는 브라인에 의해 응축되고 수액기로 흘러간다. 이때, 냉매를 응축시키기 위한 브라인은 별도로 설치된 냉동기 유니트에서 일정한 온도와 유량으로 조절되어 시험부에 냉매 흐름 방향과 반대 방향(대향류)으로 유입된다. 본 실험장치는 열침입 및 열손실을 최소화할 수 있도록 석면, 스티로폼 등으로 충분히 단열 되어져 있으며, 냉매의 온도, 압력 및 유량 등이 일정하게 유지되는 정상 상태에서 모든 실험을 실시하였다. Fig. 1에 나타낸 것처럼 시험부는 내관과 외관으로 구성된 대향류 이중관형 열교환기이다. 그리고 냉매가 흐르는 내관은 내경이 3.36 mm, 5.35 mm, 6.54 mm, 8.12 mm 이고, 관벽 두께는 0.7 mm 로 동일한 수평 평활 동관이다. 내관의 관 길이는 3000 mm 이며 관길이 방향으로 500 mm 등 간격으로 6개의 소구간으로 나누어져 있다. 그리고 각 소구간에는 표준 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하여 냉매와 내관 외벽면 상·측·하부 온도를 측정할 수 있도록 했다. 열전대에서 측정된 데이터는 데

Table Experimental conditions

Test section	Horizontal copper tube
Temperature of refrigerant	50 °C
Temperature of brine	10 °C
ID of inner tube	3.36, 5.35, 6.54, 8.12 (mm)
Reynolds number of refrigerant	1000 ~ 20000
Mass flow rate of brine	450 (kg/h)

데이터 로그(Yokogawa 사)의 단자에 연결되어 바로 PC에서 처리하도록 하였다. 시험부 입·출구 및 각 소구간내 입·출구에서 차압을 측정할 수 있도록 압력, 차압 변환기(Druck 사) 및 압력 탭을 설치하였으며 모든 측정은 냉매의 온도, 압력 및 유량 등이 일정하게 유지되는 정상 상태에서 30 회 이상 측정하였다. 그리고 브라인이 흐르는 외관은 PVC 관으로 만들었다.

## 2.2 실험조건 및 데이터 처리

액단상 열전달 실험에서 사용한 냉매(물)에 대한 물성치는 "Handbook of Thermodynamic Table"<sup>(6)</sup>를 참조하였으며, Table 에는 액단상 열전달 실험 조건을 나타내었다. 그리고 액단상 열전달 실험을 실시하기에 앞서, 냉매(온수)가 내관 내벽면에 공급하는 전열량  $Q_r$  [kW] 과 브라인(냉수)이 내관 외벽면으로부터 얻은 전열량  $Q_c$  [kW] 사이의 열평형 수치를 나타낸 것이다. 그럼에서, 각각의 전열량은 식 (1)과 식 (2)로 구한 값이다.

$$Q_r = M_r \cdot c_{p,r} \int_{T_{r,in}}^{T_{r,out}} dz \quad (1)$$

$$Q_c = M_c \cdot c_{p,c} \int_{T_{c,in}}^{T_{c,out}} dz \quad (2)$$

여기서,  $M_r$ 와  $Q_c$ 는 냉매와 브라인의 질량 유량 [kg/s]이다. 그리고  $T_{r,in}$ 과  $T_{r,out}$ 는 냉매의 입구와 출구 온도 [K],  $T_{c,in}$ 과  $T_{c,out}$ 는 브라인의 입구와 출구 온도이다.  $c_{p,r}$ 와  $c_{p,c}$ 는 냉매와 브라인의 비열 [kJ/kg·K]을 나타낸다. 본 액단상 전

열 실험에서 사용된 시험부의 열평형은  $\pm 7\%$  이내의 오차범위를 잘 확인할 수 있었다. 따라서 장치의 타당성 및 데이터의 신뢰성을 얻을 수 있다고 생각된다.

액단상 열전달 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 먼저, 시험부 소구간에서, 냉매가 내관 내벽면에 공급하는 열유속  $q_r$  [kW/m<sup>2</sup>]은 아래와 같은 식 (3)으로 계산하였다.

$$q_r = \frac{Q_r}{\pi \cdot d_{IN} \cdot dz} \quad (3)$$

여기서,  $d_{IN}$ 는 내관의 내경 [m],  $dz$ 는 소구간의 길이 [m]를 나타낸다. 그리고 내관의 원주 방향의 관내 국소 열전달 계수  $h_{r,L}$  [kW/m<sup>2</sup>·K]은 아래의 식 (4)로 구하였다.

$$h_{r,L} = \frac{q_r}{(T_r - T_{wi})} \quad (4)$$

여기서,  $T_r$ 은 내관 내 관주 방향의 냉매 온도 분포가 동일하다는 가정하에서, 실험에서 측정된 냉매의 온도 [K]를 나타내고,  $T_{wi}$ 는 냉매와 접하고 있는 내관 내벽면 온도 [K]를 나타내고 있다. 그러나 내관 내벽면 온도  $T_{wi}$ 를 구하기 위해서, 실험에서 직접적으로 측정을 하기는 매우 어렵다. 그래서 내관벽에서의 열전달이 1차원 정상 상태 전도로 이루어진다고 가정하고, 1차원 정상 상태 전도 방정식인 식 (5)를 사용하여 내관 내벽면 온도  $T_{wi}$ 를 구하였다.

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{Q_r \cdot \ln\left(\frac{d_{OD}}{d_{IN}}\right)}{2\pi \cdot k_w \cdot dz} \quad (5)$$

여기서,  $T_{wo}$ 는 실험에서 측정된 내관 외벽면 상, 측, 하부의 온도를 평균한 온도 [K]이고,  $d_{OD}$ 와  $d_{IN}$ 는 내관의 외경 [m]과 내경 [m]이며,  $k_w$ 는 동관의 열전도율 [kW/m·K]이다. 그리고 평균 열전달 계수  $h_m$ 은 식 (6)으로 계산한다. 여기서,  $h_{r,L}$ 은 식 (4)로부터 계산되는 소구간의

$$h_m = \sum \frac{h_{rL}}{n} \quad (6)$$

국소 대류 열전달 계수  $[kW/m^2 \cdot K]$  이며  $n$ 은 소구간의 수이다. 그리고 실험을 통해서 얻은 냉매의 체적 유량  $V_r$   $[m^3/h]$  과 내관 단면적으로부터 냉매의 평균 유속  $u_r$   $[m/s]$  을 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$u_r = \frac{4 V_r}{(\pi d_{IN}^2)} \quad (7)$$

그리고 관내 단상류에 대한 마찰 압력 강하는 Darcy-Weisbach<sup>(6)</sup>가 제안한 식 (8)로 계산하였다.

$$dP_r = f \cdot \frac{dz}{d_{IN}} \cdot \frac{\rho_r u_r^2}{2} \quad (8)$$

여기서,  $dP_r$ 은 소구간내 마찰 압력 손실  $[Pa]$  이고  $f$ 는 마찰 인자(friction factor)이며  $\rho_r$ 은 냉매의 밀도  $[kg/m^3]$  이다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 액단상 열전달

Fig. 2는 내경 3.36 mm 관에서, 식 (6)으로 구한 평균 열전달 계수  $h_m$ 을 나머지 세가지 관경에서 얻은 평균 열전달 계수와 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 종축은 냉매의 질량 유속  $G_r$ 을 나타내고, 횡축은 내경 3.36 mm 관에서 얻은  $h_m$ 과 다른 세 가지 관경에서 얻은  $h_m$ 과의 비를 나타내고 있는데, 내경 3.36 mm 관의  $h_m$ 이 다른 관경의  $h_m$ 보다 10 ~ 30 % 정도 높았다. 특히, 내경 3.36 mm 관의 열전달 성능은 내경 8.12 mm 관의 열전달 성능에 비해서 성능 향상 폭이 두드러졌다. 이는 관경의 세관화가 열전달 성능에 미치는 영향에 대해서는 아직 명확하게 밝혀진 것으로 보이지 않지만, 대구경관 내 단상 유동에 비해 세관내 단상 유동에서 유체의 난류화가 쉽게 촉진되기 때문에 열전달 성능이 향상되는 것으로 보인다.

#### 3.2 종래 상관식과 비교

종래 대구경관에서 제안된 액단상 열전달 계수에 관한 대표적인 상관식으로는 Dittus-Boelter<sup>(7)</sup>, Sieder-Tate<sup>(8)</sup>, Petukov-Popov<sup>(9)</sup>와 Gnielinski<sup>(10)</sup> 등이 있다. 그리고 최근 들어, 세관에서 제안된 상관식으로는 Peng-Peterson<sup>(11)</sup>, Incropera<sup>(12)</sup>, Peng-Wang<sup>(4)</sup>, 그리고 Wu-Little<sup>(13)</sup> 등이 있다. 이중에서, 폭 넓게 적용 가능한 식으로 알려져 있는 Gnielinski 상관식과 Wu-Little의 상관식과 본 실험 결과를 비교하였다. 먼저, Gnielinski 상관식은 평활 원형관 내 난류 영역에서 적용 가능한 식으로 알려져 있으며, 식 (9)로 나타낸다. 여기서,  $Pr$  수와  $Re$  수는 식 (10)과 식 (11)으로 구하며, 마찰 인자(Friction Factor)  $f$ 는 식(12)로 계산되는 Filonenko<sup>(14)</sup>의 식으로 정의된다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (9)$$

$$Pr = \left( \frac{c_p \mu}{k} \right), \quad 0.5 < Pr < 2000 \quad (10)$$

$$Re = \left( \frac{G d_m}{\mu} \right), \quad 2.3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \quad (11)$$

$$f = [1.82 \log(Re) - 1.64]^{-2} \quad (12)$$

그리고 미세 원형관과 다채널관에서 얻은 실험 결과로부터 제안된 Wu-Little의 상관식은 폭넓은 적용 범위를 가지며, 식 (13)으로 계산된다.

$$Nu = 0.00222 Re^{1.09} Pr^{0.4}, \quad 3000 < Re \quad (13)$$

Fig. 3과 4는 각각 내경 8.12 mm 와 6.54 mm 관에서 얻은 평균 열전달 계수  $h_m$ 과 Gnielinski 상관식으로 구한 예측치와 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, Gnielinski 상관식은 내경 8.12 mm 관에서는  $Re$ 수 4000~8000, 내경 6.54 mm 관에서는  $Re$ 수 6000~8000 영역에서 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있지만,  $Re$ 수 2000~4000에서는 실험 결과를 과소 예측하고 있었다. Fig. 5와 6은 각각 내경 5.35 mm 와 3.36

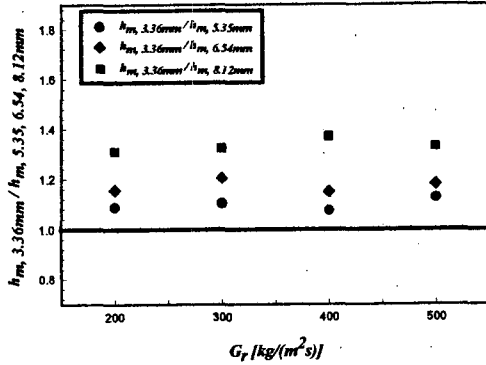


Fig. 2 Comparison of mean heat transfer coefficients ratio.

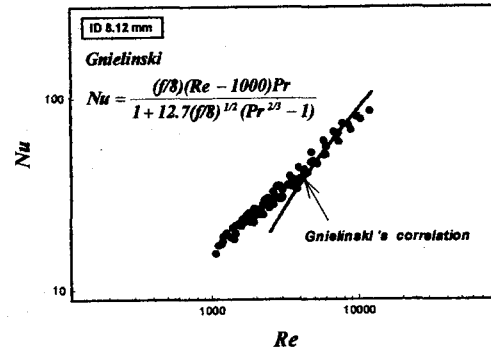


Fig. 3 Comparison of  $Nu_{exp}$  and  $Nu_{cal}$  using Gnielinski's correlation in ID 8.12 mm tube.

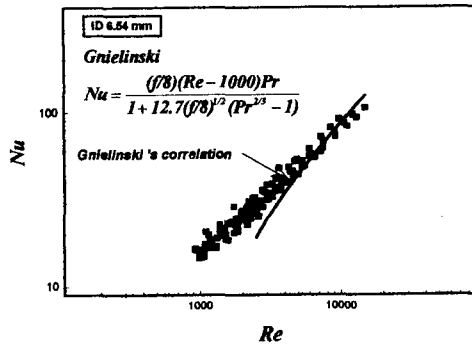


Fig. 4 Comparison of  $Nu_{exp}$  and  $Nu_{cal}$  using Gnielinski's correlation in ID 6.54 mm tube.

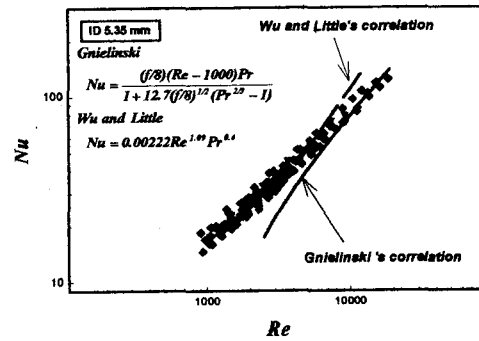


Fig. 5 Comparison of  $Nu_{exp}$  and  $Nu_{cal}$  using Gnielinski's correlation in ID 5.35 mm tube.

mm 관의 실험으로 얻은 평균 열전달 계수  $h_m$  을 Gnielinski 상관식과 Wu-Little 상관식과 비교하여 나타낸 것이다. 내경 5.35 mm 관에서는 Re 수 8000~10000 영역에서만 Gnielinski 상관식과 잘 일치하고 있고, 내경 3.36 mm 관의 경우는 전체 실험 범위에서 Gnielinski 상관식과 차이가 많았다. 특히, 낮은 Re 수 영역( $2000 < Re < 4000$ )에서 실험 결과와 큰 차이를 나타내었다. 따라서, Gnielinski 상관식을 내경 5.35 mm 와 3.36 mm 관에 적용하기는 매우 힘들 것으로 판단된다. 이는 Gnielinski 상관식이 종래의 대구경관 내 열전달 실험으로부터 제안된 식이기 때문에, 세관내 액단상 유동에서 발생하는 열전달 성능 향상 효과를 충분히 고려하지 못하였기 때문인 것으로 판단된다. Wu-Little 상관식은 Re수 4000~8000 영역에서는 실험 결과를 잘 예측하고 있지만, Re

수 4000 이하 영역에서 실험 결과를 과소 예측하고, Re 수 8000 이상 영역에서는 실험 결과를 과대 예측하였다. 이는 Wu-Little 상관식이 원형관과 다채널관에서 얻은 실험 결과로부터 폭넓게 제안된 식이기 때문에, 원형관에서만 이루어진 본 실험 결과를 충분히 고려하지 못하는 것으로 보인다. 따라서, 종래 열전달 상관식을 세관 내 열전달 현상에 적용하는 것은 곤란하거나 신중한 주의가 필요하다.

본 연구에서는 운동량과 열전달의 유사성으로부터 차원해석<sup>(15)</sup>하여 얻은 Wu-Little 상관식을 기본 형태로 하고, 내경 3.36 mm 와 5.35 mm 관에서는 실험결과를 최소 제곱 회귀법<sup>(16)</sup>으로 수치 해석하여 최대 7 % 이내로 예측할 수 있는 새로운 상관식 (14)를 제안하였다. 그리고 Fig. 7에는 실험 결과와 새로 제안한 상관식으로 예측한 값

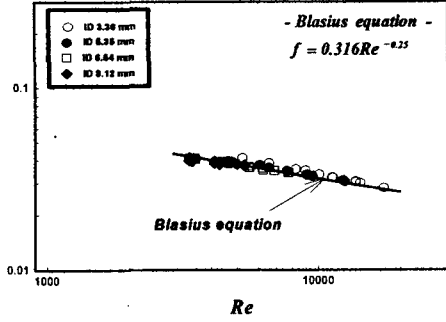


Fig. 8 Comparison of  $f_{exp}$  and  $f_{cal}$  using Blasius' correlation.

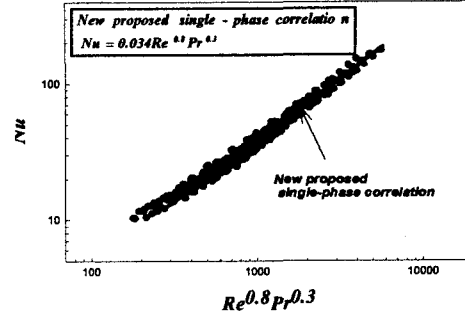


Fig. 7 Comparison of  $Nu_{exp}$  and  $Nu_{cal}$  using new proposed single-phase correlation.

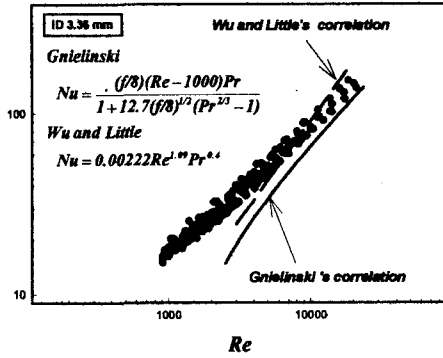


Fig. 6 Comparison of  $Nu_{exp}$  and  $Nu_{cal}$  using Gnielinski's correlation in ID 3.36 mm tube.

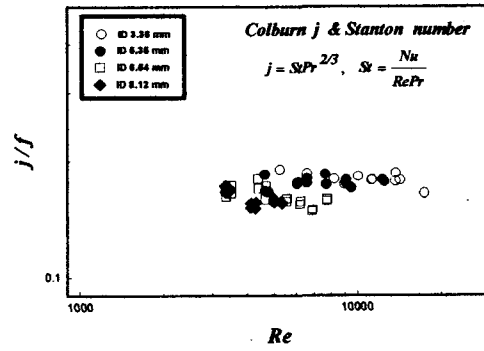


Fig. 9 Colburn  $j$  factor over friction factor  $f$  vs Reynolds number.

을 나타내었으며, 실험 결과와 새로 제안한 상관식과의 오차 범위는 식 (15)로 계산하였다.

$$Nu_{new} = 0.034Re^{0.8} Pr^{0.3}, \quad (14)$$

$$300 < Re^{0.8} Pr^{0.3} < 10000$$

$$e_m = \frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^N \frac{|Nu_{exp} - Nu_{cal}|}{Nu_{exp}} \right) \times 100 \quad (15)$$

Fig. 8은 본 실험조건에서 얻은 마찰인자  $f$ 와 평활 원형관내 완전히 발달된 난류 유동에 적용 가능한 상관식으로 알려진 Blasius 식<sup>(17)</sup>으로 구한 마찰 인자  $f_{Blasius}$ 를 비교하였다. 그림에서 알

$$f_{Blasius} = 0.316Re^{-0.25}, \quad (16)$$

$$3000 < Re < 100000$$

수 있듯이, Blasius 식은 내경 5.3 mm, 6.54 mm, 그리고 8.12 mm 관에서 얻은  $f$ 를 최대 10% 이내, 그리고 내경 3.36 mm 관에서는 최대 20% 이내로 비교적 잘 예측하였다. 하지만, 전열관이 세관화됨에 따라 실험 결과와 Blasius 식의 예측치와의 오차 범위가 증가되고 있는 경향이 나타나고 있으므로 Blasius 식을 세관에 적용 시에는 신중한 고려가 필요할 것으로 판단된다.

관내 단상 유동에 있어서 열전달과 압력 강하는 서로 상충적인 관계를 가지며, 특히, 운동량 전달 및 열전달의 메카니즘이 같은 경우에는  $Re$  상사 관계로 나타난다. 이러한  $Re$  상사 관계로부터 열전달 및 압력 강하 결과를 Colburn  $j$  계수

와 식 (8)로 구하는 마찰 계수  $f$ 와 관계지어 전 열관의 전체 성능을 예측해 볼 수 있다.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (17)$$

여기서,  $St$  수는 식 (18)으로 계산된다.

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (18)$$

Fig. 9는  $Re$ 수 변화에 따른 Colburn  $j$  계수와 마찰인자  $f$ 의 비를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 관경의 세관화로 인해서  $StPr^{2/3}/f$  값이 증가하는 것을 알 수 있다. 그리고 대구경관에서 수평 평활 원형관내 난류유동의 Colburn  $j$  계수와 마찰인자  $f$ 의 비가 대략 0.125정도임을 고려한다면, 본 실험범위내 4개 관경 모두 성능은 우수하다고 볼 수 있으며, 내경 5.35 mm 및 3.36 mm 관의 성능은 8.12 mm 및 6.54 mm 관의 성능과 비교해 볼 때 동등 이상이라고 여겨진다.

#### 4. 결론

내경 3.36 mm, 5.35 mm, 6.54 mm, 8.12 mm인 이중관식 열교환기를 제작하여 액단상 열전달과 압력강하 실험 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 내경 3.36 mm 관의 국소 열전달 계수가 내경 5.35, 6.54, 8.12 mm 관의 국소 열전달 계수보다 10~30 % 정도 높았다. 그리고 종래의 잘 알려진 단상류 열전달 상관식인 Gnielinski 상관식 및 세관에서 제안된 Wu-Little 상관식을 본 실험결과와 비교·분석하여 새로운 단상 열전달 상관식을 제안하였다.

(2) 마찰인자와 Blasius 식을 비교한 결과, Blasius 식은 내경 5.35 mm, 6.54 mm, 8.12 mm 관에서 얻은  $f$ 를 최대 10 % 이내, 그리고 내경 3.36 mm 관에서는 최대 20% 이내로 비교적 잘 예측하였다.

(3) 열전달과 압력강하의 비인  $StPr^{2/3}/f$  값은 관경의 세관화로 인해서 증가하였고, 대구경관에 비해서 성능이 모두 우수하였다.

#### 후 기

본 연구는 에너지 자원 기술개발센터 (1997-E-ID01-P-52)와 (주)한서엔지니어링의 지원을 받아 수행된 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- [1] Gambill, W. and Bundy, R., 1961, "HFIR heat transfer studies of turbulent water flow on thin rectangular channels", ORNL-3079 UC-80-Reactor Technology, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, NT.
- [2] Acosta, R., Muller, R. and Tobias, C., 1985, "Transport processes in narrow(capillary) channels", *AIChE, Journal*, Vol. 31, pp. 473 ~ 483.
- [3] T. M. Adams, S. I. Abdel-khlik, S. M. Jeter and Z. H. Qureshi., 1998, "An experimental investigation of single phase forced convection in micro-channels", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No. 67, pp. 851 ~ 857.
- [4] Wang, B. and Peng, X., 1994, "Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through micro-channels", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 73 ~ 82.
- [5] Kuzman, R., 1995, *Handbook of thermo-dynamic tables*, Second Edited and Revised Edition, Begell House.
- [6] 노건상, 김종렬, 1999, 열·유체역학, 태훈 출판사, pp. 190 ~ 196.
- [7] Dittus, F. W., and Boelter, L. M. K., 1930, *University of California, Berkeley, Publications on Engineering*, Vol. 2, pp. 443.
- [8] Sieder, E. N., and Tate, G. E., 1936, *Ind. Eng. Chem*, Vol. 28, pp. 1429.
- [9] Petukhov, B. S., 1970, *Advanced in Heat Transfer*, Vol. 6, Academic Press, New York.

- [10] Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *Int. Chem. Eng.* Vol. 16, pp. 359 ~ 368.
- [11] Peng, X. F., and Peterson, G. P., 1996, "Convective heat transfer and flow friction for water flow in micro-channel structures", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2599 ~ 2608.
- [12] Incropera, F. P., Kerby, J. S., Moffatt, D. F., and Ramadhyani, S., 1986, "Convection heat transfer from discrete heat sources in a rectangular channel", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 1051 ~ 1058.
- [13] Wu, P. Y., Little, W. A., 1984, "Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channels heat exchanger used for micro miniature refrigerators", *Cryogenics* 24(8), pp. 415 ~ 420.
- [14] Filonenko, G. K., 1954, Hydraulic resistance in pipe(in Russian), *Teploenergetiks*, Vol. 1, No. 4, pp. 40 ~ 44.
- [15] Incropera, F. P. and Witt, D. P., 1990, *Fundamentals of heat and mass transfer*, Wiley, Third edition, pp. 346 ~ 349.
- [16] 유해영, 이강섭 공역, 1994, 공학도를 위한 수치해석, 회중당, pp. 476 ~ 510.
- [17] Incropera, F. P. and Witt, D. P., 1990, *Fundamentals of heat and mass transfer*, Wiley, Third edition, pp. 507 ~ 508.