

마이크로관 내 압력강하 특성 및 상관식에 관한 연구

황 윤 옥, 김 주 혁*, 김 민 수**

한국기계연구원 에너지기계연구센터, *서울대학교 기계항공공학부

Pressure Drop in Microtubes and Correlation Development

Yun Wook Hwang, Ju Hyok Kim*, Min Soo Kim**

Energy System Research Center, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 305-343, Korea

*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received July 14, 2005; revision received November 24, 2005)

ABSTRACT: The characteristics about the pressure drop in microtubes have been investigated. The test tubes are the circular, seamless, stainless steel tubes with an inner diameter of 0.244, 0.430, and 0.792 mm, respectively. R-134a was used as a test fluid. Early flow transition which has been reported in some previous studies is not found in single-phase flow pressure drop tests. The conventional theory between friction factor and Reynolds number predicted the experimental friction factors within an absolute average deviation of 8.9%. The two-phase flow pressure drop increases for higher quality and mass flux, and for reduced inner diameter. The existing correlations fail to predict the experimental data. A new correlation to predict the two-phase flow pressure drop is developed in the form of the Lockhart-Martinelli correlation. The effects of the tube diameter and the surface tension were considered, and the correlation predicted the experimental data within an average absolute deviation of 8.1%.

Key words: Microtube(마이크로관), Pressure drop(압력강하), Friction factor(마찰계수), Two-phase frictional multiplier(2상유동 마찰손실배수)

기 호 설 명

C : 압력강하 상수
 $C_0 \sim C_3$: 식(8)의 상수
 D_i : 시험부 내경 [m]
 $-(dp/dz)$: 압력구배 [kPa/m]
 f : 마찰계수
 G : 질량유속 [kg/m^2s]
 g : 중력가속도 [m/s^2]

I : 전류 [A]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 L : 시험부 길이 [m]
 m : 질량유량 [g/hr]
 N_{conf} : 제한수(confinement number)
 Re : Reynolds 수
 V : 전압 [V]
 X : Martinelli 수
 x : 건도(quality)

† Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

그리스 문자

Δp : 압력강하 [kPa]

- μ_f : 점성계수 [kg/m·s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- σ : 표면장력 [N/m]
- σ_a : 평균오차
- σ_{aa} : 절대평균오차
- ϕ_f^2 : 2상유동 마찰손실배수

하첨자

- A : 시험부 A
- B : 시험부 B
- C : 시험부 C
- cal : 계산값
- f : 액상(liquid-phase)
- g : 기상(vapor-phase)
- in : 입구(inlet)
- lam : 층류유동
- Lo : 액상(liquid-only)
- meas : 측정값
- p : 예열기
- t : 시험부
- th : 이론값
- turb : 난류유동

1. 서 론

마이크로 가공(micro fabrication) 기술의 발달에 힘입어 단순 마이크로 채널뿐만 아니라, 마이크로 냉각기, 마이크로 터빈과 같은 마이크로 열시스템의 제작이 가능하게 되었고, 이로 인하여 마이크로 형상 내의 전달현상에 대한 관심이 증가되고 있다. 마이크로 채널 내에서 유체유동 현상은 마이크로전자기계시스템(MEMS), 마이크로 바이오 공학 등 광범위하게 적용될 수 있어 그 중요성이 매우 크다고 할 수 있다. 하지만, 이런 중요성에도 불구하고 마이크로 형상 내에서의 전달현상에 대한 연구는 활발히 진행되지 않았다.

최근까지의 마이크로관 내 압력강하 특성에 관한 연구는 주로 단상압력강하에 집중되어 왔다. Wu and Little⁽¹⁾은 질소를 사용하여 폭 130~300 μm , 높이 30~60 μm 의 사다리꼴 마이크로 채널 내에서의 압력강하 특성을 실험하였고, 마찰계수(friction factor)가 기존의 상관식에 비해 3배에서 5배가 크게 나타나고, 유동천이는 레이놀즈수 400

부근에서 나타난다고 보고하였다. Pfahler et al.⁽²⁾은 단면적이 80~7,200 μm^2 인 마이크로 채널에서의 마찰계수가 상관식에 비해서 작으며 레이놀즈수가 증가할수록 증가한다고 하였다. Choi et al.⁽³⁾은 질소를 사용하여 직경이 3~81 μm 인 마이크로관에 대해서 실험하였고, 마찰상수(friction coefficient)가 64가 아닌 53임을 보였다. Peng et al.⁽⁴⁾은 폭이 0.2~0.4 mm, 높이가 0.1~0.3 mm인 사각 마이크로 채널에서의 유동천이는 레이놀즈수가 200에서 700 사이에서 발생한다고 하였다. Yu et al.⁽⁵⁾은 직경이 19~102 μm 인 마이크로관 내에서의 압력강하 특성을 실험하였고, 각 유동영역에 대한 상관식을 제시하였다. Peng and Peterson⁽⁶⁾은 물/메탄올 혼합물을 시험유체로 하여 폭이 0.2~0.8 mm이고 높이가 0.7 mm인 마이크로 채널에서의 유동 특성을 살펴보고, 마이크로 채널 내에서의 유동천이가 레이놀즈수 20~400 범위에서 발생한다고 보고하였다. Mala and Li⁽⁷⁾는 직경이 50~254 μm 인 마이크로관 내에서의 단상유동 압력강하에 대한 채널 표면조도의 영향을 연구하였고, 마찰계수는 이론값에 비해서 크게 나타나며, 스테인레스 스틸로 만들어진 마이크로 채널이 용융 실리카(fused silica)로 만들어진 채널보다 적은 마찰계수를 가짐을 보였다. Faghri and Turner⁽⁸⁾는 실리콘 웨이퍼 가공을 통해 제작된 수력직경이 4~100 μm 인 마이크로 채널 내에서의 압력강하 특성을 연구하였고, 마찰계수는 이론값과 매우 가깝게 일치하고 표면조도의 영향은 거의 없다고 보고하였다. Tu and Hrnjak⁽⁹⁾은 수력직경이 69.5~304.7 μm 인 마이크로 채널에 대해서 실험을 하였고 층류유동에서의 마찰계수는 이론값에 근사한다고 하였다. Li and Garimella⁽¹⁰⁾는 수력직경이 244~974 μm 인 마이크로 채널에 대한 연구에서 유동천이(flow transition)은 레이놀즈수 2,000 부근에서 시작되고 이론식으로 마이크로 채널에서의 유동마찰계수는 예측할 수 있다고 하였다.

기존의 마이크로 형상 내에서의 단상유동 압력강하 특성에 관한 연구결과를 3가지로 분류하여 Table 1에 나타내었다. 몇몇 연구에서는 마찰계수와 레이놀즈수에 관한 이론식이 마이크로 형상 내 유체유동에도 수정 없이 적용할 수 있다고 하였지만,^(8,10) 다른 연구자들의 연구에서는 이론식에 의한 마찰계수값이 마이크로 형상 내 유체유동의 마찰계수를 과도^(1,4,6,7,9)/과소⁽²⁻⁶⁾ 예측한다고

Table 1 The conflicting results between the existing studies about the friction factor of the single-phase flow

Investigator	$f > f_{th}$	$f \approx f_{th}$	$f < f_{th}$
Wu and Little ⁽¹⁾	✓		
Pfahler et al. ⁽²⁾			✓
Choi et al. ⁽³⁾			✓
Peng et al. ⁽⁴⁾	✓		✓
Yu et al. ⁽⁵⁾			✓
Peng and Peterson ⁽⁶⁾	✓		✓
Mala and Li ⁽⁷⁾	✓		
Faghri and Turner ⁽⁸⁾		✓	
Tu and Hrnjak ⁽⁹⁾	✓		
Li and Garimella ⁽¹⁰⁾		✓	

하였다. 이처럼, 현재까지 단상압력강하에 대한 많은 연구가 있었음에도 불구하고, 천이 레이놀즈수와 마찰계수에 대한 연구결과가 일관되지 못하고 서로 상충되는 것이 사실이다.

단상압력강하에 대해서는 많은 연구가 이루어졌음에도 불구하고, 2상유동 압력강하에 대한 연구는 많이 이루어지지 못하였다. Moriyama et al.⁽¹¹⁾은 질소와 R-113을 시험유체로 사용하여 폭 $30 \mu\text{m}$, 높이 $7 \sim 98 \mu\text{m}$ 인 마이크로 채널 내에서의 압력강하 특성을 연구하였고, Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾의 압력강하 상관식에서 상수 C 값을 영으로 하였을 때 마이크로 채널 내에서의 압력강하를 가장 잘 예측함을 보였고, 실험결과를 바

탕으로 하여 새로운 상관식을 제시하였다. Mishima and Hibiki⁽¹³⁾는 직경이 $1 \sim 4 \text{mm}$ 의 원관에서 물과 공기를 시험유체로 하여 압력강하 특성을 연구하였고, 시험부 관 내경변화를 고려하고 Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾의 모델을 바탕으로 한 압력강하 상관식을 제시하였다. Lee and Lee⁽¹⁴⁾는 물/공기를 사용하여 폭 20mm , 높이 $0.4 \sim 4 \text{mm}$ 의 직사각형 채널에서 압력강하 특성을 실험하였고, Lockhart-Martinelli⁽¹²⁾ 상관식 형태의 상관식을 제시하였다. 이처럼 마이크로 형상 내에서 2상유동 압력강하 특성에 관한 연구는 그 중요성에도 불구하고 많이 이루어지지 않았다. 또한 현재까지 이루어진 연구들도 대부분 물/공기와 같이 포화압력이 낮은 2성분 2상유동 압력강하 연구들로서 실제 마이크로 열교환기에서 일어나는 상변화 과정 중의 압력강하 현상과는 차이가 날 것으로 예상된다.

본 연구에서는 마이크로 열교환기에서의 잠재적인 작동유체로 사용될 수 있는 R-134a를 대상으로 하여 단상압력강하 및 2상압력강하 특성에 대해서 살펴보고, 마이크로관 내 압력강하를 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구를 위해 제작된 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 2개의 주사형 펌

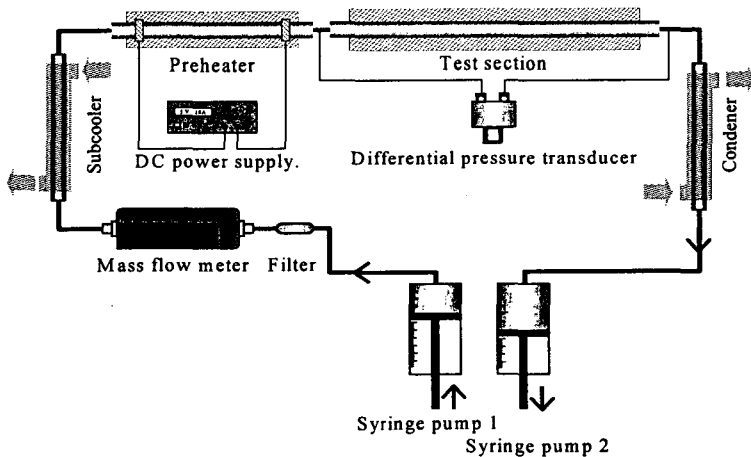


Fig. 1 Experimental test rig for the pressure drop test.

프(syringe pump), 과냉각기(subcooler), 질량유량계, 예열기(preheater), 시험부(test section), 응축기(condenser)로 구성되어 있다. 미세유량의 유체를 시험부로 보내기 위하여 주사형 펌프 1이 사용되었고, 주사형 펌프 1에 의해 미세 조절된 유량은 열식질량유량계로 측정하였다. 과냉각기와 예열기를 거치면서 유체는 시험조건에 맞추어진다. 예열기에는 스테인레스 스틸관에 직접 전기를 흘려 가열하는 직접 가열법이 적용되었고, 공급되는 열량은 직류전원공급장치(DC power supply)를 통해서 조절하였다. 시험부에서 나온 시험유체는 응축기에서 과냉각되어 주사형 펌프 2로 모이게 된다.

본 연구에서 사용된 시험부는 외경이 1.59 mm 인 3가지 종류의 스테인레스 스틸관이고, 내경은 0.244, 0.430, 0.792 mm이며, 본 논문에서는 각각 시험부 A, B, C라고 칭한다. 시험부 양단에 차압계를 설치하여 시험부에서 발생하는 압력강하를 측정하였다.

2.2 실험방법 및 결과처리

단상압력강하 특성에 영향을 미치는 변수는 시험부 내를 흐르는 유량(flow rate)이다. 따라서, 주사형 펌프 1을 시험조건에 맞추어 조절하여 일정한 유량의 시험유체가 시험부를 흐르도록 한다. 시험부 양단에서 측정되는 압력강하(pressure drop)를 측정하여, 식(1)과 (2)에서 보인 바와 같이 마찰계수와 레이놀즈수로 계산하여 압력강하 특성을 파악하였다.

$$Re = \frac{4m}{\pi D_i \mu_f} \quad (1)$$

$$f = \left\{ \frac{\pi^2 \rho_f (\Delta p / L)}{8m^2} \right\} \times D_i^5 \quad (2)$$

2상유동 압력강하 실험에서는 시험부 내를 흐르는 시험유체의 유량뿐만 아니라 건도(quality)도 압력강하에 영향을 미치는 주요 변수이다. 따라서, 시험부(test section) 입구에 설치된 과냉각기와 예열기를 사용하여 시험부로 유입되는 유체의 건도를 조절하였다. 예열기에서 공급된 열량과 시험부 내를 흐르는 유체의 유량을 이용해 에너지 균형식을 적용하면 식(3)에 표시한 바와 같이 건도를

계산할 수 있다.

$$x_{t, in} = \frac{(V_p \times I_p) / m + i_{f, b, in} - i_{f, t, in}}{i_{f, g, in}} \quad (3)$$

2상유동 압력강하는 Martinelli 수와 2상유동 마찰손실배수를 계산하여 그 특성을 파악하는 것이 일반적이다. Martinelli 수는 액상(liquid-phase)과 기상(vapor-phase)의 압력강하의 비로 정의되며, 식(4)로 표시된다.

$$X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \bigg/ \left(\frac{dp}{dz} \right)_g \quad (4)$$

2상유동 마찰손실배수는 2상유동 압력강하에 대한 액상의 압력강하의 비로 정의되며, 식(5)로 표시된다.

$$\phi_f^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{tp} \bigg/ \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \quad (5)$$

Table 2에 본 연구의 실험조건을 나타내었다. 단상유동 압력강하에 대해서는 시험부 길이와 직경의 비가 500 이상으로 완전발달(fully developed)된 유동으로 가정할 수 있다. 단상유동 압력강하의 주요 실험변수는 시험부 내를 흐르는 질량 유량이다. 2상유동 압력강하 실험의 주요 실험변수는 시험부 내를 흐르는 유량과 건도(quality)이며, 그 범위를 Table 2에 나타내었다.

본 연구의 실험에서 구한 마찰계수와 2상유동 마찰손실배수에 대해 Coleman and Steele⁽¹⁵⁾이 제시한 방법에 따라 신뢰도 95%의 불확실도 해석(uncertainty analysis)을 수행하였다. 마찰계수의 평균 불확실도는 약 4.6%이며, 2상유동 마찰손실배수의 평균 불확실도는 약 8.4%이다.

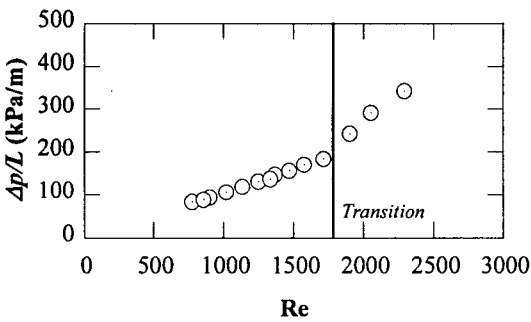
Table 2 Test conditions for the pressure drop tests

Test tube	Single-phase flow	Two-phase flow	
	m (g/hr)	G (kg/m ² s)	Quality
A	110~1,210	480, 730, 950	0.10~0.95
B	137~1,098	270, 510, 900	0.08~0.84
C	110~1,184	140, 270, 470	0.11~0.88

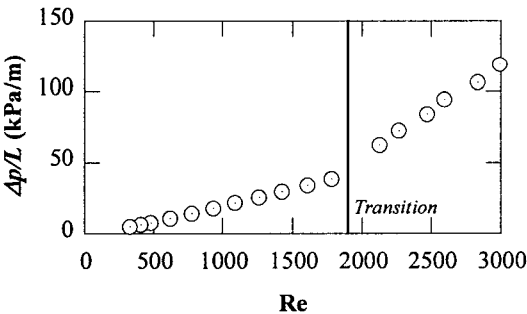
3. 실험결과 및 고찰

3.1 단상유동 압력강하

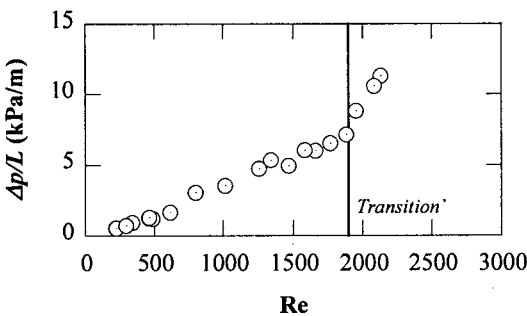
Fig. 2에서는 레이놀즈수 변화에 따른 시험부 단위길이당 압력강하 특성을 보여준다. 레이놀즈수가 증가함에 따라서 시험부 벽면에 대한 유동마찰력 및 전단응력의 증가로 인하여 단위길이당 압력강하도 증가하고 있다. 하지만, 유동전이(flow



(a) Test tube A ($D_i=0.244$ mm)



(b) Test tube B ($D_i=0.430$ mm)



(c) Test tube C ($D_i=0.792$ mm)

Fig. 2 The pressure drop per unit length for the test tubes versus the Reynolds number.

transition)는 레이놀즈수 약 2,000 부근에서 발생하며, 기존의 몇몇 연구들에서 보고 되었던 레이놀즈수 1,000 이하에서의 이른 유동전이는 나타나지 않았다. Wu and Little⁽¹⁾은 레이놀즈수 400 부근에서, Peng et al.⁽⁴⁾은 수력직경이 267 μ m보다 큰 마이크로 채널에서 레이놀즈수 700 부근에서, 그리고 Mala and Li⁽⁷⁾는 레이놀즈수 300과 900 사이에서 이른 유동전이가 나타난다고 하였다. 하지만, Li and Garimella⁽¹⁰⁾는 레이놀즈수 2,000 부근에서 유동전이가 일어남을 보였다. Obot⁽¹⁶⁾는 레이놀즈수 1,000 이하에서 발생하는 이른 유동전이를 입증할 만한 증거는 없으며, 실험상에서 발생하는 오차를 그 원인으로 보았다.

Fig. 3에서는 레이놀즈수 변화에 따른 마찰계수의 변화특성을 보여주고 있으며, 마찰계수와 레이놀즈수 사이의 이론관계식이 본 연구의 실험결과를 절대평균오차 약 8.9% 안에서, 잘 예측함을 보여주고 있다. 하지만, 앞서 Table 1에서 요약한 마찰계수와 레이놀즈수 사이의 관계에 대한 기존 연구들의 결과들은 서로 상충되는 결과를 보여왔다. Wu and Little,⁽¹⁾ Mala and Li⁽⁷⁾와 Tu and Hrnjak⁽⁹⁾은 마이크로관 내 유체유동의 마찰계수는 이론값에 비해서 크게 예측된다고 보고하였고, Pfahler et al.,⁽²⁾ Choi et al.,⁽³⁾ Yu et al.⁽⁵⁾은 이론값에 비해서 적게 예측한다고 보고하였다. 하지만, Faghri and Turner,⁽⁸⁾ Li and Garimella⁽¹⁰⁾는 마이크로 형상 내에서의 유체유동의 마찰계수도 기존의 이론식으로 충분히 예측된다고 보고하였다.

마이크로 형상 내에서의 유체유동에 대한 기존의 연구결과들은 서로 다른 결과를 보이고 있다. 이에 대한 가장 큰 원인은 유량, 시험부 형상측

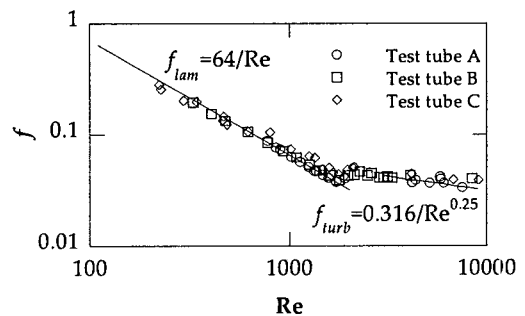


Fig. 3 The friction factors versus the Reynolds numbers for the test tubes.

정 등과 같은 실험상의 계측오차와 시험부 입구 효과(entrance effect) 및 출구효과(exit effect)로부터 비롯된다고 판단된다. 앞서 식(2)에서 나타낸 것처럼 마찰계수는 유체밀도, 시험부 길이, 유량 및 시험부 직경의 함수임을 알 수 있다. 특히, 시험부 직경은 다른 변수들에 비해서 상대적으로 정확한 측정이 어려우며, 마찰계수의 불확실도에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

3.2 2상유동 압력강하

마이크로관 내에서의 2상유동 압력강하는 시험부 내를 흐르는 유량과 건도를 변화시키면서 그 특성을 살펴보았다. Fig. 4에서는 직경이 0.244 mm인 시험부 A에 대해서 건도 및 질량유속 변화에 따른 압력강하 특성을 보여주고 있다. 질량유속이 일정할 때, 건도가 증가할수록 압력강하는 증가한다. 이는 건도가 높을수록 비체적이 증가하고, 따라서 유동의 평균 속도가 증가하여 시험부 벽에 대한 유동마찰이 증가하기 때문이다. 시험부 직경이 0.430 mm, 0.792 mm인 시험부 B, C에 대해서 동일한 결과를 나타내었다.

$$V_m = G \times (v_f + x \times v_{fg}) \quad (6)$$

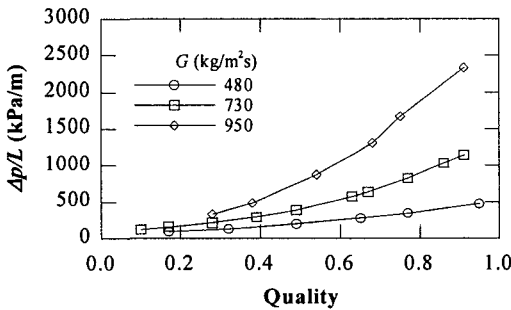


Fig. 4 The frictional two-phase pressure drop per unit length of the test tube A ($D_i = 0.244$ mm).

Fig. 5에서는 직경이 0.244 mm인 마이크로관 내 압력강하에 대해서 실험에서 얻은 건도, 유량, 압력강하 결과를 통하여 Martinelli 수 및 2상유동 마찰손실배수를 계산하여 나타내었고, 그 결과를 기존의 상관식들과 비교하였다. Martinelli 수의 증가는 건도의 감소를 의미하며, 건도의 작을수록 액상의 압력강하를 기준으로 한 마찰손실배수는 감소한다. Mishima and Hibiki⁽¹³⁾ 상관식을 제외한 다른 상관식들은 마찰손실배수를 과도 예측함을 알 수 있다. Moriyama et al.⁽¹¹⁾의 상관식과 Lee and Lee⁽¹⁴⁾의 상관식은 마이크로관이 아닌 마이크로 채널에서의 실험결과를 바탕으로 압력강하 상관식이 도출되었으며, 마이크로 채널과 마이크로관에서의 액막분포(liquid film distribution)의 차이로 인한 압력강하 특성의 차이로 인한 결과로 판단된다. Table 3에서는 2상 압력강하에 대한 상관식들과 본 연구의 3가지 마이크로관 시험부에 대한 실험결과와 비교한 결과를 나타내었으며, Moriyama et al.⁽¹¹⁾과 Lee and Lee⁽¹⁴⁾의 상관식은 본 연구의 2상유동 압력강하 실험결과를 예측하지 못함을 알 수 있다. 그리고, Fig. 6에서 보인 바와 같이 Mishima and Hibiki⁽¹³⁾의 상관식도 Martinelli 수가 작은, 즉 고건도 영역에서의 실험결과를 작게 예측하고 있다.

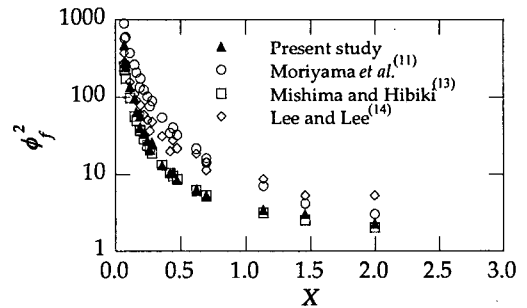


Fig. 5 The two-phase frictional multipliers for the test tube A ($D_i = 0.244$ mm) versus the Martinelli parameter.

Table 3 The comparison of the experimental results with the existing correlations

Correlation	σ_{aa} (%)		
	Test tube A	Test tube B	Test tube C
Moriyama et al. ⁽¹¹⁾	255.1	149.7	136.6
Mishima and Hibiki ⁽¹³⁾	15.5	23.0	23.8
Lee and Lee ⁽¹⁴⁾	117.4	76.5	52.4

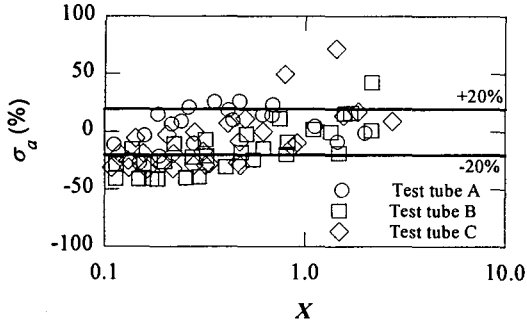


Fig. 6 Deviation between the experimental two-phase frictional multipliers and the two-phase frictional multipliers calculated by Mishima and Hibiki⁽¹³⁾ correlation.

3.3 2상유동 압력강하 상관식

Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾가 최초로 2상유동 마찰손실배수와 Martinelli 수의 관계를 통하여 2상유동 압력강하에 대한 상관식을 제시한 이후로 많은 상관식들이 제안되어 왔다. Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾가 제시한 상관식은 식(7)의 형태에서 출발하였다. 2상유동 압력강하는 액상(liquid-phase)과 기상(vapor-phase)의 압력강하와 액상과 기상 사이의 상호작용과 관련한 항으로 구성되어 있음을 알 수 있다. 식(7)을 $-(dp/dz)_f$ 로 나누면 일반적으로 알려진 2상유동 마찰손실배수와 Martinelli 수의 관계식으로 표현된다.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{tp} = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f + C \sqrt{-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f} \sqrt{-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_g \quad (7)$$

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (8)$$

Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾는 상수 C 값을 액상과 기상의 유동형태에 따라서 분류하였다. 하지만, 본 연구의 실험결과를 Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾의 상관식에 적용하였을 때, 시험부 A, B, C에 대해서 각각 182.6%, 82.7%, 59.0%의 절대평균오차를 나타내었다. 이는 Lockhart와 Martinelli의 상관식에서 상수 C 값을 유동형태만의 함수로는 마이크로관 내 압력강하를 제대로 예측할 수 없음을 의미한다. 따라서 본 연구의 실험결과를 적용하여 식(8)을 만족하는 상수 C 값을 구하였고, 그 결과를 주요 변수 변화에 따라서 Fig. 7에 나타내었다. 상수 C 값은 Martinelli 수가 증가함에 따라서 감소하고, 레이놀즈수가 증가함에 따라서 증가하는 경향을 보여준다. 하지만, 상수 C 값은 Martinelli 수와 레이놀즈수만으로 표현될 수 없고, 새로운 변수가 도입되어야 한다. 앞서 식(7)과 Lockhart and Martinelli⁽¹²⁾의 상관식에서 기술하였듯이, 상수 C는 기상과 액상의 상호작용과 관련된 값이며, 이는 상변화 과정 중의 표면장력효과와 관련된다. 마이크로관 내에서 그 영향이 증가하는 표면장력과 환경 변화를 적절히 고려할 수 있는 무차원수인 제한수(confinement number, N_{conf})를 도입하여 새로운 상관식에 적용하였다.

$$N_{conf} = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}}}{D_i} \quad (9)$$

상수 C는 레이놀즈수, Martinelli 수 및 제한수의 함수로서 식(9)의 형태로 표현된다.

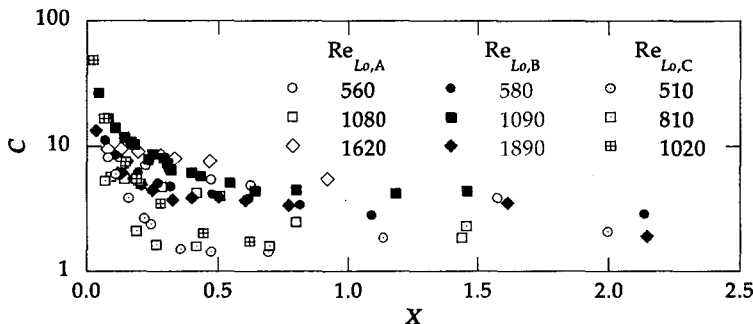


Fig. 7 The coefficient C versus Martinelli parameter, X for test tubes.

Table 4 $C_0, C_1, C_2,$ and C_3 of C -coefficient in Eq. (10)

Constant	C_0	C_1	C_2	C_3
Value	0.227	0.452	-0.320	-0.820

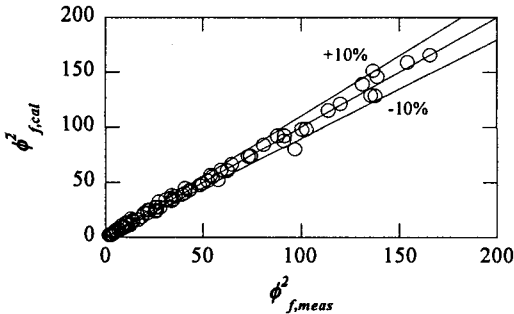


Fig. 8 The comparison of the calculated two-phase frictional multipliers with the experimental two-phase frictional multipliers.

$$C = C_0 \times (\text{Re}_{Lo})^{C_1} \times X^{C_2} \times (N_{conf})^{C_3} \quad (10)$$

본 연구의 실험결과를 식(8)과 (10)에 적용하고, 회기분석(regression analysis)을 통하여 $C_0 \sim C_3$ 값을 구하였고, 그 결과를 Table 4에 나타내었다. Fig. 8에서는 본 연구에서 도출된 새로운 상관식을 통하여 실험결과와 비교하였으며, 절대평균오차 8.1% 내에서 실험결과를 예측하였다.

4. 결 론

본 연구에서 마이크로관 내 압력강하 실험을 통해서 얻은 결론 다음과 같다.

(1) 기존의 마이크로 채널 내 유동현상 연구에서 보고된 이른 유동전이(early flow transition)는 발견되지 않았으며, 레이놀즈수 2,000 부근에서 유동전이가 발생하였다.

(2) 마찰계수와 레이놀즈수에 관한 이론관계식은 본 연구의 실험결과를 절대평균오차 8.9% 안에서 예측하였으며, 직경이 0.244 mm보다 큰 마이크로관에 대해서는 기존 이론관계식을 적용할 수 있음을 보였다.

(3) 2상유동 압력강하를 예측하는 기존상관식들

은 본 연구에 사용된 마이크로관 내에서의 압력강하를 과도 예측하였다. 이에 따라 시험부의 환경변화와 표면장력효과를 고려한 새로운 상관식을 도출하였으며, 본 실험의 측정결과를 절대평균오차 8.1%로 예측하였다.

후 기

본 연구는 마이크로열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Wu, P. and Little, W. A., 1983, Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators, *Cryogenics*, Vol. 23, pp. 273-277.
2. Pfahler, J., Harley, J., Bau, H. H. and Zemel, J., 1990, Liquid transport in micron and submicron channels, *J. Sensors and Actuators*, Vol. 21, pp. 431-434.
3. Choi, S. B., Barron, R. F. and Warrington, R. O., 1991, Fluid flow and heat transfer in microtubes, *Micromechanical Sensors, Actuators, and Systems*, DSC-Vol. 32, pp. 123-134.
4. Peng, X. F., Peterson, G. P. and Wang, B. X., 1994a, Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 249-264.
5. Yu, D., Warrington, R., Barron, R. and Ameer, T., 1995, An experimental and theoretical investigation of fluid flow and heat transfer in microtubes, *ASME/JSME Thermal Eng. Conf.*, Vol. 1, pp. 523-530.
6. Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1996, Forced convection heat transfer of single-phase binary mixtures through microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 12, pp. 98-104.
7. Mala, G. M. and Li, D., 1999, Flow characteristics of water in microtubes, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 142-148.

8. Faghri, M. and Turner, S. E., 2003, Gas flow and heat transfer in microchannels, Proc. of SAREK Summer Annual Conference, June 2-4, Muju, Korea, pp. 542-550.
9. Tu, X. and Hrnjak, P., 2003, Experimental investigation of single-phase flow pressure drop through rectangular microchannels, 1st International Conference on Microchannels and Minichannels, April 24-25, 2003, Rochester, New York, USA.
10. Li, D. and Garimella, S. V., 2004, Investigation of liquid flow in microchannels, AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 18, pp. 65-72.
11. Moriyama, K., Inoue, A. and Ohira, H., 1992, The thermohydraulic characteristics of two-phase flow in extremely narrow channels (the frictional pressure drop and void fraction of adiabatic two-component two-phase flow), Trans. JSME (Ser. B), Vol. 58, pp. 401-407.
12. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1949, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, Chem. Eng. Prog., Vol. 45, p. 39.
13. Mishima, K. and Hibiki, T., 1996, Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 22, No. 4, pp. 703-712.
14. Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001, Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 27, pp. 2043-2062.
15. Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1989, Experimentation and uncertainty analysis for engineers, John Wiley and Sons Inc.
16. Obot, N. T., 2002, Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels - A literature review, Microscale Thermophysical Engineering, Vol. 6, pp. 155-173.