

공학석사 학위논문

수직 미세관에서의 공기-물 이상유동의
압력강하에 관한 연구

A Study on the Pressure Drop of Air-Water Two-phase
Flow in Small Diameter Vertical Tubes

지도교수 김 경 근

2002年 2月

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김 호 영

本 論文을 金好永의 工學碩士 學位論文으로 認准함

主審 鄭亨鎬 印

委員 房光炫 印

委員 金京根 印

2001年 12月 22日

韓國海洋大學校 大 學 院

冷凍空調工學科 金 好 永

목 차

Abstract	iv
사용기호	vii
제1장 서 론	1
제1절 이상유동의 개요	1
제2절 주요 변수의 정의	3
제3절 종래의 연구	8
3.1 수직유동	8
3.2 수평유동	14
3.3 미세관에서의 이상유동 특성	19
제4절 본 연구의 배경 및 목적	21
제2장 실험장치 및 실험방법	23
제1절 실험장치의 개요	23
1.1 공기 공급계통	24
1.2 물 공급계통	25
제2절 실험방법 및 실험범위	30

2.1 실험방법	30
2.2 실험범위	31
제3절 데이터 정리	34
3.1 단상유동에서의 압력강하	34
3.2 이상유동에서의 1차원 정상상태 지배방정식	38
3.3 이상 마찰 계수의 결정	44
3.4 보이드율의 계산	47
3.5 압력강하 계산	50
제3장 실험결과 및 고찰	53
제1절 단상유동 결과	53
제2절 이상유동 결과	59
2.1 Chisholm 변수에 의한 영향	59
2.2 마찰계수에 의한 영향	64
2.3 보이드율에 의한 영향	66
2.4 유동양식	73
제4장 결 론	78

참고문헌	80
학술활동 및 산학협동 연구실적	85
Appendix I : Detailed schematic diagram	87
감사의 글	90

Abstract

The two-phase flow is encountered in nature and many industrial applications such as the evaporators and condensers of refrigeration and air-conditioning systems, the conventional steam power plants, the nuclear power plants, and the chemical processing systems.

Recently, on the increase of heat flux due to a high-integrated electric circuit using in the computer, it is impossible to cool the electric circuit by the forced convection cooling method with air. So the phase-change heat transfer has been proposed.

The phase-change heat transfer can be adopted to design the cooling of electric circuit, narrow-gap boiling in nuclear power plants and compact heat exchanger.

In this case, the tube size is less than 5.0 mm inner diameter but until now, the two-phase research have been performed in greater than 10.0 mm inner diameter.

If working fluid and the shape of tube change, the characteristics of the heat transfer and flow patterns will be changed and it can't be adopted to the small diameter tubes.

In the present study, single-phase and two-phase experiments

were performed to develop the pressure drop correlation, the flow regime map, and flow characteristics in 2.0, 4.0, 6.0, 10.0 mm inner diameter under the assumption of phase-change heat transfer.

Working fluid were air and water.

Single-phase flow experiments were performed to check the conventional prediction method for single-phase flow and the reliability of the experimental apparatus before two-phase flow experiments.

The conventional method to predict the friction factor in single-phase turbulent flow is the Blasius equation.

In case of 6.0 and 10.0 mm inner diameter, the friction factor agreed very precisely with the Blasius equation but in case of 2.0 and 4.0 mm inner diameter, the friction factor not agreed and were lower than the Blasius equation.

From the experimental results, the new friction factor equation at the Reynolds number greater than 2,000 in turbulent flow region were obtained.

The total two-phase flow pressure drop consists of three components such as a frictional, a gravitational, and an acceleration (or deceleration) component.

The frictional pressure drop of two-phase flow was calculated by

subtracting gravitational pressure drop from the measured total pressure drop. The acceleration pressure drop was neglected because of no phase change, constant void fraction, quality and cross sectional area.

The void fraction was calculated and compared by homogeneous model, drift flux model, and Hibiki correlation as a function of inner diameter.

The frictional pressure drop of two-phase flow was calculated and compared by Chisholm parameter, Hibiki correlation and new friction factor obtained from single-phase flow.

The mechanism of the pressure drop in small tubes was discussed and new prediction method was proposed.

사 용 기 호

A	: 단면적	[m^2]
C	: Chisholm 변수	[-]
D	: 관직경	[m]
f	: 마찰계수	[-]
G	: 질량유속	[kg/m^2sec]
j	: 겉보기속도	[m/sec]
L	: 관길이	[m]
\dot{m}	: 질량유량	[kg/sec]
P	: 압력	[kPa]
Q	: 체적유량	[m^3/sec]
T	: 온도	[$^{\circ}C$]
u	: 실제속도	[m/sec]
u^*	: 마찰속도	[m/sec]
v	: 비체적	[m^3/kg]
x	: 건도	[-]
X	: Martinelli 변수	[-]

그리스 문자

α	: 보이드율	[-]
β	: 체적건도	[-]
ρ	: 밀도	[kg/m^3]
ν	: 동점성계수	[m^2/sec]
τ	: 전단응력	[N/m^2]
Φ	: 이상유동 마찰승수	[-]

하첨자

fr	: 마찰
g	: 기체
l	: 액체
m	: 평균
tp	: 이상유동
w	: 벽면

무차원 변수

Fr	: Froude 수
Re	: Reynolds 수

제1장 서론

제1절 이상유동의 개요

이상유동은 2개 이상의 물질이 2개 이상의 상(phase)을 이루고 함께 유동하는 것을 말한다. 이러한 이상유동을 자연 현상에서 찾아보면, 봄이 되면 찾아오는 불청객인 황사 현상을 비롯하여, 도심의 스모그 현상과 비바람, 눈보라, 안개 등이 있다.^{(1),(2),(3)}

또한 공학적인 측면에서는 흔히 상변화 열전달 현상과 연관되어 각종 보일러, 증발기, 응축기, 건조기, 열 파이프 등의 단위 기기로부터 냉동 공조 장치, 담수화 장치, 석유화학 플랜트, 제철 플랜트, 그리고 원자력 발전소의 각종 열교환기 등에 이르기까지 여러 곳에서 볼 수 있다.^{(2),(6)}

이렇게 일반적인 유체유동은 기체, 액체 및 고체상이 섞여서 흐르는 다상유동(multiphase flow)이 가장 보편적인 유동임에도 불구하고, 기존의 유체역학 해석의 접근 방법은 단상유동(single-phase flow)에만 국한되는 경우가 많다. 이는 많은 경우 한 개의 성분이 또는 상이 다른 성분이나 상에 비해서 거의 대부분을 차지하므로 순수 단상유체에 가깝다고 간주하고 단지 단상유동의 관점에서 문제를 다룰 뿐이다. 그러나 점도, 밀도 등 물성치가 다른 2개 이상의 유체가 섞여서 함께 흐르게 되면 각 상간의 상호작용에 의하여 단상유동과는 다른 유동현상이 나타나는데, 이들 유동을 어떻게 정확히 기술하고 예측하는가 하는 것은 공학적 측면에서 매우 중요하다.⁽²⁾

또한 기체-액체 이상유동 열전달 연구는 흐름이라는 측면에서의 이상유동 연구와 열전달이라는 측면에서의 비등과 응축 관련 연구 등 크게 두 가지로 나눌 수 있다.⁽²⁾

흐름이라는 측면에서의 이상유동 연구는 송유관을 통한 유류의 수송이나 슬러리의 수송 등 관내 유동에 따른 압력강하의 예측이 주 관심사이며, 이는 통상적인 유체역학적 문제와 같이 어떠한 굽기 및 길이의 이상유체 수송관에 어떠한 용량의 펌프와 송풍기를 사용해야 하는가 하는 문제로 요약된다.⁽²⁾

제2절 주요 변수의 정의

기체와 액체가 함께 흐르는 이상유동은 단상유동에 비해 훨씬 복잡한 유동양상을 보인다. 이는 다음장에서 설명되겠지만, 단상유동이 관성력과 점성 등에 영향을 받는 반면 이상유동은 표면장력과 중력에 의한 영향도 받기 때문이다. 따라서 이러한 복잡한 유동을 설명하기 위해서는 많은 변수가 필요하게 되고, 이들 변수간의 관계가 적절히 표시되어야 한다.^{(2),(3)}

이에 본 절에서는 본 논문에서 자주 사용되는 변수들간의 관계를 간단히 소개한다.

Fig. 1.1과 같이 경사진 유로를 밀도가 ρ_g , ρ_l 인 기체와 액체가 흐르는 1차원 유동에 대하여 관 내부를 흐르는 유동의 각 상이 차지하는 유동 단면적들을 각각 A_g , A_l 이라 하면, 다음의 관계가 성립한다.

$$A = A_g + A_l \quad (1.1)$$

관의 단면적에 대한 기체 유량이 차지하는 단면적의 비를 기공률 또는 보이드율(void fraction)이라 하며, 다음과 같이 표시한다.

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (1.2)$$

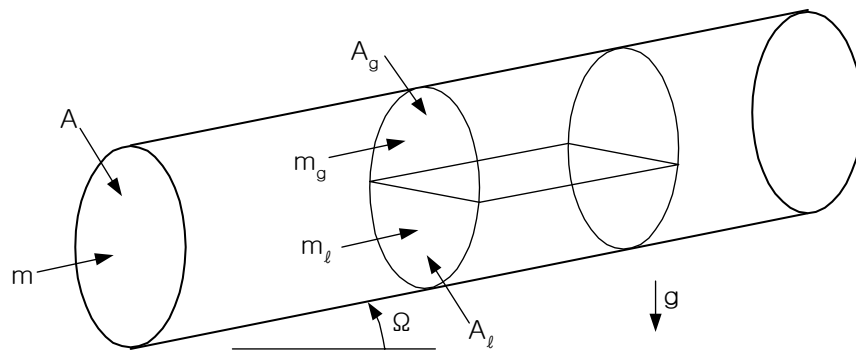


Fig. 1.1 Idealized model of gas-liquid two-phase flow
in inclined tube

또한 $\alpha = 1 - A_l / A$ 가 된다.

기체와 액체의 평균밀도(mean density)는 다음식에 의해서 얻어진다.

$$\rho_m = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (1.3)$$

기체와 액체의 질량유량(mass flow rate)은 각각

$$\dot{m}_g = \rho_g A_g u_g \quad (1.4)$$

$$\dot{m}_l = \rho_l A_l u_l \quad (1.5)$$

이며, 따라서 총 질량유량(total mass flow rate)은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_l \quad (1.6)$$

반면에 관내를 흐르는 기체와 액체의 체적유량(volumetric flow rate)은 각각

$$Q_g = u_g A_g \quad (1.7)$$

$$Q_l = u_l A_l \quad (1.8)$$

이며, 따라서 총 체적유량(total volumetric flow rate)은 다음과 같다.

$$Q = Q_g + Q_l \quad (1.9)$$

총 질량유량에 대한 기체 질량유량의 비를 건도(quality)라 하며, 다음과 같이 표시한다.

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}} \quad (1.10)$$

또한 $x = 1 - \dot{m}_l / \dot{m}$ 가 된다.

단위면적당 질량유량을 질량유속(mass flux 또는 mass velocity)이라 하며 다음과 같이 표시한다.

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (1.11)$$

반면에 단위면적당 체적유량을 겉보기속도(superficial velocity)라 하며, 기체와 액체에 대해 각각 다음과 같이 나타낸다.

$$j_g = \frac{Q_g}{A} = \frac{\dot{m}_g v_g}{A} \quad (1.12)$$

$$j_l = \frac{Q_l}{A} = \frac{\dot{m}_l v_l}{A} \quad (1.13)$$

또한 관 내부를 흐르는 기체와 액체의 실제속도를 위의 겉보기속도로 나타내면 다음과 같다.

$$u_g = \frac{\dot{m}_g v_g}{A_g} = \frac{j_g}{\alpha} \quad (1.14)$$

$$u_l = \frac{\dot{m}_l v_l}{A_l} = \frac{j_l}{1 - \alpha} \quad (1.15)$$

총 체적유량에 대한 기체 체적유량의 비를 체적건도(volumetric quality)라 하고 다음과 같이 나타낸다.

$$\beta = \frac{Q_g}{Q} \quad (1.16)$$

또한 $\beta = 1 - Q_l / Q$ 가 된다.

제3절 종래의 연구

기체와 액체가 함께 흐르는 이상유동은 기액의 유량비 및 흐름방향에 따라서 여러 가지 형태를 이룬다. 흔히 볼 수 있는 유동형태로서 액체 흐름내에 기포(bubble)가 함께 흐르는 경우와 기체의 흐름내에 액적(droplet)들이 떠서 함께 흐르는 경우, 또는 수평관내의 상부에는 기체가 흐르고, 하부에는 액체가 흐르는 경우 등 여러 가지가 있다.

열전달이 수반되는 증발, 응축 등 물질 전달의 정도는 유동양식에 따라서 유동기구 및 전열과정의 특성도 일반적으로 다르므로, 주어진 유동조건에서 유동양식을 예견할 수 있다면 매우 유용할 것이다.

따라서 이상유동의 현상을 이해하기 위해서는 이상유동의 양식(flow pattern, flow regime)을 일단 분류하고 이의 특성을 알아 둘 필요가 있다.⁽¹⁾

본 절에서는 이상유동을 수직유동과 수평유동으로 나누어 각 유동의 특성과 유동양식 지도에 대하여 논의한다.

3.1 수직유동

수직유동은 유동방향이 중력방향과 같거나 정반대이므로 유동의 형태가 축대칭을 이룬다. 수직유동의 양식은 Fig. 1.2에 보이는 것처럼, 기체유량이 증가할수록 기포류(bubbly flow), 슬러그류(slug flow), 천류(churn flow), 환상류(annular flow) 등으로 분류한다.

Fig. 1.3에 Hewitt과 Roberts^{(2),(4),(3),(4)}가 제안한 수직 원형관에서의 상향유동에 대한 유동양식 지도를 나타내었다. 이 Hewitt과 Roberts의 유동양식 지도는 저압의 공기-물 또는 고압의 수증기-물이 혼합되어 흐르는 유동에 많이 적용된다. 기본적으로 이 유동양식 지도는 압력이 1.4~5.4 bar인 상태를 유지하면서 직경 31.2 mm의 관 내를 흐르는 공기-물의 혼합 유동에 대해서 구해진 것으로 가로축은 액체의 운동량 유속(momentum flux, $\rho_l j_l^2$), 세로축은 기체의 운동량 유속(momentum flux, $\rho_g j_g^2$)으로 표시하였다. 이러한 각 유동양식의 경계는 Fig. 1.3에서 보이는 유동양식에서 처럼 하나의 선으로 확연히 구분되는 것이 아니며 약간의 너비를 갖는 천이 띠(transition band)로 보는 것이 낫다. 즉, 한 유동양식에서 다른 유동양식으로 천이해 갈 때는 2개의 유동양식이 섞여서 나타난다. 그 예로서 Fig. 1.2의 (d)의 천류와 환상류의 중간형태인 위스피-환상류를 들 수 있다.

각 유동양식의 특징들을 간단히 살펴보면 다음과 같다.

(a) 기포류는 기상(gas phase)이 분산된 작은 기포들의 형태로 연속적인 액상(liquid phase)내에 축대칭 형태로 분포한다. 이때 기포의 크기는 관 직경에 비하여 대단히 작으므로 기포유동은 관 벽면의 직접적인 영향은 받지 않는다. 그러나 관 벽면과 항상 접촉하고 있는 액상에 의하여 기포의 유동이 영향을 받으므로 관 벽면의 영향을 간접적으로 받게 되며 유동조건에 따라서 단면에 따른 기포 분포 상태가 변하게 된

다.

이 유동양식은 기공률이 0.3 이하에서 주로 나타나나 적절한 첨가제 (surfactant)를 섞어주면 훨씬 높은 기공률에서도 기포류가 가능하다.

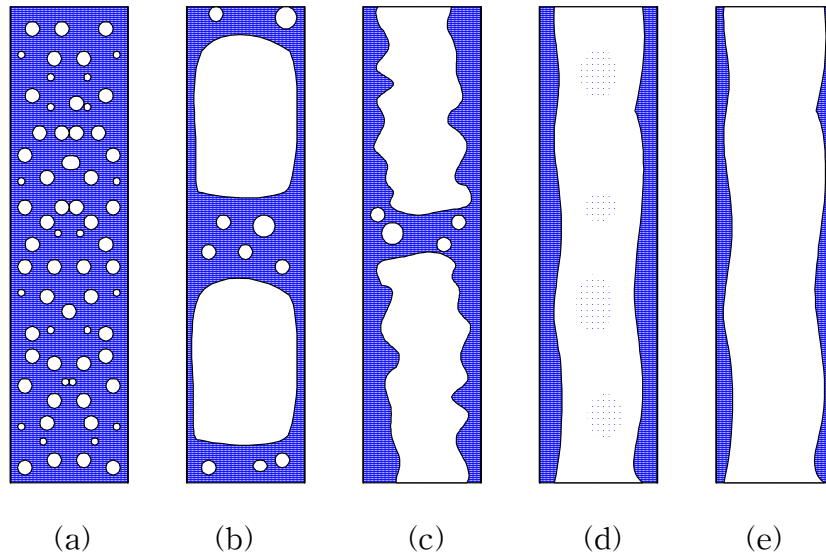
작은 기포의 형태는 대체로 구형을 이루나 기포의 양이 많을 경우 기포간의 충돌 및 합착에 의하여 좀 더 큰 기포가 형성되며, 큰 기포들은 주위유동에 의하여 변형되어 타원형이나 캡 형태를 보이기도 한다.

(b) 슬러류에서는 기상유량을 증가시키면 상승류 경우에는 기포가 관 중심부에 모이는 경향을 보여 몇 개의 기포가 뭉쳐서, 관 직경과 거의 같은 직경을 가지는 기체 플럭(Taylor bubble)으로 성장한다. 따라서 흐름은 작은 기포를 함유한 액체 슬러와 기체 플럭이 교차하여 흐르는 상태가 되고 기포의 길이는 직경의 정도에 따라 직경의 100여배에 이르기까지 유동조건에 따라 다르게 나타난다.

(c) 천류는 슬러류와 유사하나 기포 앞부분이 둥근 탄환형태의 슬러 기포와는 달리 기포의 형태가 많이 변형되어 불규칙적인 형태를 이루며 기포와 기포 사이의 액체 슬러가 과다한 양의 기체유동에 의해 일시적으로 파괴되었다가 다시 복원되는 등 유동 전체가 진동을 한다. 따라서 액체도 계속 상하로 진동하며 흐르게 된다.

(d) 환상류는 액체가 관벽을 따라서 액막의 형태로 흐르고, 기체는 관

중심부를 따라서 흐르는 유동을 말한다. 이 유동은 기체의 흐름이 클 때 나타나는 것이 보통이며, 유속이 느린 액막과의 큰 상대 속도에 의하여 액막의 형태가 파형을 이루거나 액막으로 부터 액체가 작은 액적들의 형태로 떨어져 나와 기체 유동에 유입(entrainment)되는 경우가 많다. 작은 액적들이 관 중심부의 기체와 함께 유동하는 환상류를 환상-분무류(annular-mist flow)라고 부르기도 한다. 반면에 기체의 유량이 매우 작을 때 중력에 의해 액체가 환상류의 형태로 관벽을 따라서 흘러내리는 경우도 있는데 이 때의 흐름을 액막유동(film flow)이라고 부른다.



(a) Bubbly flow (b) Slug flow (c) Churn flow
(d) Wispy-Annular flow (e) Annular flow

Fig. 1.2 Schematic representations of flow regimes
observed in vertical upward co-current
gas-liquid flow

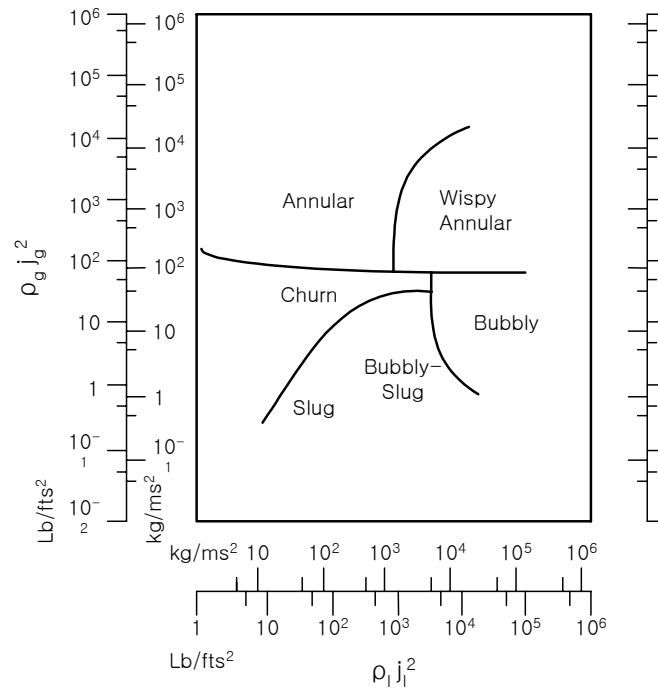


Fig. 1.3 Flow regime map for vertical co-current gas-liquid flow proposed by Hewitt and Roberts

3.2 수평유동

수평유동에서는 중력이 반경 방향으로 작용하므로 유동이 중심축에 대하여 비대칭 형태를 가지며 상대적으로 밀도가 큰 액체는 아래쪽으로 쳐져서 흐르는 경향을 보인다. 수평유동의 양식은 Fig. 1.4에서 보듯이 기포류(bubbly flow), 플러그류(plug flow), 성층류(stratified flow), 파형류(wavy flow), 슬러그류(slug flow) 및 환상류(annular flow)로 나눌 수 있다. 그러나 수직유동에서와 같이 천이영역에서는 환상-분무류(annular-mist flow), 파형-환상류(wavy-annular flow) 등 2개의 유동양식이 섞여서 나타나는 경우도 있다.

Fig. 1.5에 Baker^{(2),(4),(3),(4)}가 제안한 수평유동에서의 유동양식 지도를 나타낸다. 이 유동양식 지도는 송유관 설치 등 석유 화학산업이나 응축기 설계 등에 사용되며 가로축은 액체의 질량유속(G_l / Ψ)을, 세로축은 기체의 질량유속(G_g / λ)을 나타내며, 표준상태(대기압, 20°C)의 공기-물 이외의 혼합유체에도 적용할 수 있도록 아래와 같이 수정계수를 도입하였다.

따라서 표준상태의 공기-물 혼합 유동의 경우에는 $\lambda = \Psi = 1$ 이다.

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_w} \right) \right]^{1/2} \quad (1.17)$$

$$\Psi = \left[\left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_l} \right)^2 \right]^{1/3} \left(\frac{\sigma_w}{\sigma} \right) \quad (1.18)$$

각 유동양식의 특징들을 살펴보면 다음과 같다.

(a) 기포류는 수직유동에서와 같이 연속적인 액체상에 작은 기포가 분산된 형태로 부력의 영향에 의하여 기포들은 관 상부에 더 많이 분포한 상태로 흐르게 되며, 액체의 유량이 증가할수록 관 단면 전체에 균일하게 분포하는 경향을 보인다.

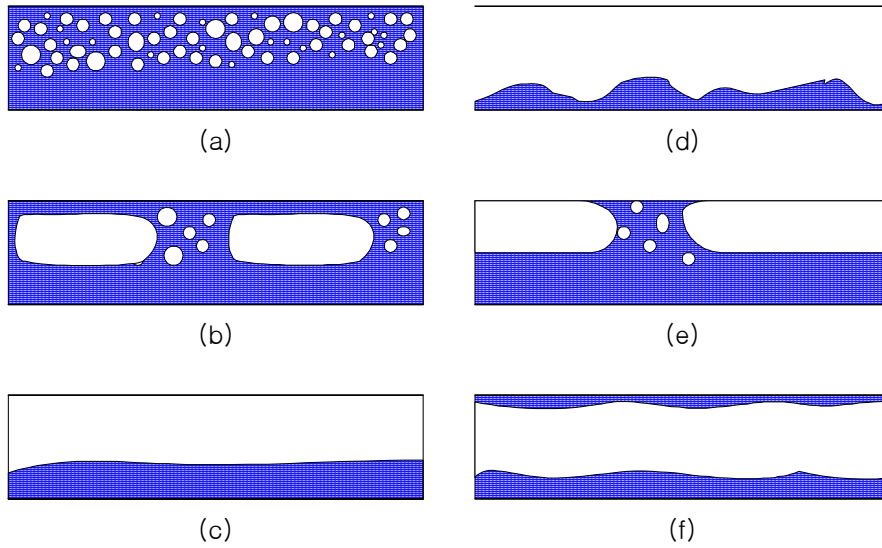
(b) 플러류는 수직유동의 슬러류와 유사한 형태로 기포들간의 합착에 의하여 긴 형태의 플러기포(plug bubble, elongated bubble)가 형성되어 흐르는 유동이다.

(c) 성층류는 기체와 액체가 모두 느린 속도로 관내를 흐를 때 나타나는 유동형태로 기체와 액체의 상대속도가 작기 때문에 두 유체의 경계면이 평평한 형태를 이룬다.

(d) 과형류는 성층류에서 기체 속도의 증가에 따라서 두 유체간의 상대속도가 커지게 되면 경계면이 교란을 받아서 표면파가 발생하는 유동이다.

(e) 슬러류는 플러류와 유사하나 빠른 속도의 기체에 의해서 발생하는 점에서 그 특성이 다르다. 즉, 기체의 속도가 증가하면 경계면 파동의 진폭이 커지면서 기포가 섞인 파가 관 상부를 간헐적으로 접촉하면서 빠른 속도로 하류로 움직이는 유동이다.

(f) 환상류는 빠른 속도의 기체가 관 중심을 흐르고 상대적으로 느린 액체는 관 벽을 따라서 액막의 형태를 가지고 흐르는 유동으로 중력에 의해 관 상부는 항상 액막으로 덮여 있는 것은 아니며, 관 하부에서 좀더 두터운 액막을 형성하게 된다. 기체의 속도가 아주 빨라지게 되면 액막으로부터 액체일부가 이탈하여 액적상태로 기체 유동에 유입되는 환상-분무류로 천이하게 된다.



(a) Bubbly flow

(d) Wavy flow

(b) Plug flow

(e) Slug flow

(c) Stratified flow

(f) Annular flow

Fig. 1.4 Schematic representations of flow regimes observed in horizontal co-current gas-liquid flow

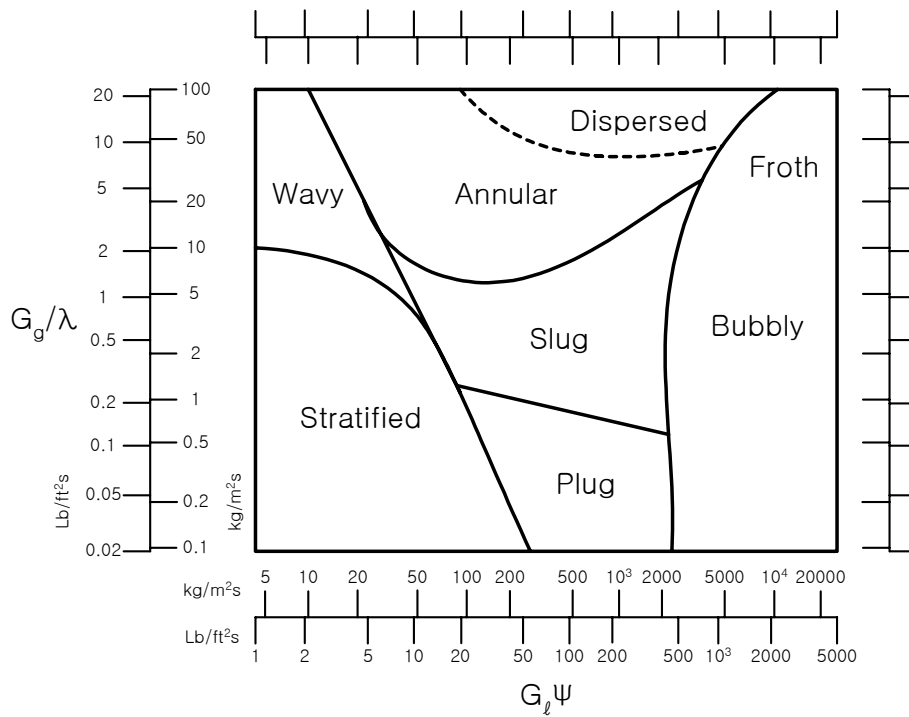


Fig. 1.5 Flow regime map for horizontal co-current gas-liquid flow proposed by Baker

3.3 미세관에서의 이상유동 특성

공학적인 측면에서 이상유동 현상은 상변화 열전달과 관련되어 냉동 공조 장치, 동력 플랜트, 석유화학 플랜트 등의 증발기 및 응축기에서 많이 관찰되는 현상이다.^{(2),(6)} 그러나 이러한 이상유동의 열전달 및 유동특성은 매우 복잡하기 때문에 아직도 공학적인 이해가 불충한 영역이 존재하는데 본 절에서는 지금까지의 미세관에서의 유동특성에 관한 종래의 연구결과를 요약하여 기술한다.

田中 등(2001)⁽¹⁴⁾은 작동유체로서 이산화탄소를 사용하고, SUS 316의 관 직경 0.7, 1.0, 2.0 mm의 미세관을 수평으로 설치하여 입구온도를 15 °C, 열유속 9, 18, 36 kW/m^2 , 질량유속 360, 720, 1440 kg/m^2sec 의 범위에서 이산화탄소의 수평관내 비등열전달에 관한 연구를 통하여 압력강하에 대하여 다음의 상관식을 제시하였다.

$$\frac{\Delta P_{tb}}{\Delta P_l} = 1.4 Fr_l^{-0.4} \left[1 + 1.20 x_e^{\frac{3}{4} \left(1 + 0.01 \sqrt{\frac{v_g}{v_l}} \right)} \left\{ \left(\frac{v_g}{v_l} \right)^{0.8} - 1 \right\} \right] \quad (1.19)$$

위 식에서 Fr 은 Froude 수로 아래와 같다.

$$Fr_l = G / (\rho_l \sqrt{g D})$$

그리고 K. Mishima와 T. Hibiki⁽⁶⁾는 작동유체로 공기와 물을 사용하고, 관 직경 1.0~4.0 mm의 유리관을 수직으로 설치하여 유동양식(flow regime), 보이드율(void fraction), 슬러그 기포의 상승속도(rise velocity of slug bubbles), 마찰압력손실(frictional pressure loss) 등의 수직 미세관에서의 공기-물 이상유동의 특성에 관한 연구를 통하여 마찰압력손실 계산에 필요한 Chisholm 변수를 원형관 직경(d)의 함수로 아래와 같이 나타내었다.

$$C = 21 (1 - e^{-0.333 d}) \quad (1.20)$$

식(1.20)을 수력학적 직경(d_e)으로 나타내면 아래와 같다.

$$C = 21 (1 - e^{-0.319 d_e}) \quad (1.21)$$

또한 보이드율을 관 직경의 함수로 식(1.22)과 같이 나타내었으며, 드리프트 플럭스 모델(drift flux model)과 잘 일치한다고 설명하고 있다.

$$\alpha = \frac{j_g}{C_o j} \quad (1.22)$$

$$C_o = 1.2 + 0.510 e^{-0.691 d}$$

제4절 본 연구의 배경 및 목적

이상유동은 제1절에서 설명한 바와 같이 일상 생활에서 접할 수 있는 흔한 자연 현상인 동시에 냉동공조 장치, 동력 플랜트, 원자로 및 화학 플랜트 등의 많은 시스템에서 관찰되는 현상으로 폐열 회수 등 에너지 유효이용기술의 발전과 관련하여 많은 분야에서 이상유동 문제가 연구되고 있다.

최근에는 컴퓨터에 사용되는 전자회로의 고집적화로 인한 단위면적당 발열량이 크게 증가함에 따라, 지금까지의 공기에 의한 강제대류 냉각 방식으로는 충분한 냉각이 불가능하게 되어, 상변화 열전달을 이용한 액체 냉각기술이 대두되었다.

이러한 상변화 열전달 기술은 전자기기의 냉각은 물론, 원자력분야에서의 핵연료봉 밀집화에 따른 간극비등(narrow-gap boiling), 고효율 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)의 설계에 적용할 수 있으며, 대상이 되는 미세관의 관 직경은 주로 5.0 mm 이하의 경우이다.

그러나 지금까지의 이상유동에 관한 연구는 주로 관 직경이 10.0 mm 이상의 원형관에 대한 것으로, 관 내를 흐르는 작동유체의 종류나 유로의 형상 등이 바뀌게 되면 열전달 및 유동특성이 크게 변하게 되는데 미세관에서의 열전달특성 및 유동특성에 관하여는 아직 많은 부분이 명확하게 밝혀지지 않고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 미세관에서의 상변화 열전달을 상정하여 공기-

물을 작동유체로 한 수직 미세관에서의 이상유동 압력강하, 유동양식 및 유동특성에 대한 기초적인 지식을 얻음을 목적으로 실험하였다.

제2장 실험장치 및 실험방법

제1절 실험장치의 개요

실험장치는 Fig. 2.1에 보이는 바와 같이 압력강하를 측정하는 테스트부(test section), 테스트부에 작동유체인 공기와 물을 공급하는 공급계통, 공기와 물의 유량을 측정하는 유량계(rotameter)와 유량을 조절하기 위한 니들 밸브(needle valve), 공기의 유량을 일정하게 하기 위한 에어 레귤레이터(air regulator)와 공기 탱크(air tank), 관 내부를 흐르는 공기-물 이상유동을 촬영하기 위한 고속도 카메라(high speed video camera), 온도 및 압력을 측정하기 위한 측정장치(measuring unit) 등으로 구성되어 있다.

테스트부의 상세도는 Fig. 2.2에 보이는 바와 같이 60.0 Φ ×373.0 L mm의 혼합실(suction chamber)과 120.0 Φ ×394.0 L mm의 분리기(separator)로 이루어져 있으며, 혼합실의 아래에서 물이, 측면에서 공기가 2.0 Φ mm의 노즐을 통해 공급된다. 관을 통과한 공기와 물은 분리기에서 공기는 대기중으로 방출되고, 물은 드레인 라인을 통해 드레인된다.

압력강하 측정실험에 사용된 관 직경은 2.0, 4.0, 6.0, 10.0 mm의 동관으로 전체 길이는 800.0 mm이고, 입구에서 150.0 mm, 출구에서 150.0 mm의 위치에 관 직경 1.0 mm, 길이 30.0 mm의 동관을 측정용 관의 표면에 용접해 수은 마노미터에 연결하여 측정하였다. 또한 관 내부를

흐르는 유동은 직경이 같은 유리관으로 사용하여 NAC사(Model : HSV-1000)의 고속도 카메라를 이용하여 촬영하였다.

본 실험은 실내온도와 대기압 상태에서 실험하였다.

Photo. 2.1에 실험장치 전경을, Photo. 2.2에 혼합실과 분기실을 나타내고 있다.

1.1 공기 공급계통

공기의 공급은 Kobe steel사(Model : HM15A)의 용량 0.69 MPa , $2.30 \text{ m}^3/\text{min}$ 인 스크류식 압축기(screw compressor)를 이용하였고, 공기의 압력을 일정하게 유지하기 위하여 압축기 다음에 에어 레귤레이터를 설치하였다. 에어 레귤레이터를 통과한 공기는 니들 밸브, 압력계, 유량계, 공기 탱크를 거쳐 $2.0 \text{ } \Phi \text{ mm}$ 의 노즐을 통해 혼합실에 공급된다.

유량계의 측정범위는 $0.05 \sim 0.50 \text{ Nl}/\text{min}$ 이고, 제작회사로부터 제공된 보정선도로 보정하였다. 또한 유량계 입구에는 부르돈 압력계(bourdon tube pressure gauge)를 설치하여 유량계에 유입되는 공기의 압력을 체크하였으며, 유량계의 전후에 설치된 니들 밸브로 공기유량을 조절하였다.

혼합실에 유입되는 공기의 압력 및 유량을 일정하게 유지하기 위해 $150.0 \text{ } \Phi \times 160.0 \text{ L mm}$ 의 공기 탱크를 설치하였다.

공기의 온도는 공기 탱크의 상부에 0.5 Φ mm의 T-type 열전대를 설치하여 측정하였다.

1.2 물 공급계통

물의 공급은 먼저 건물 옥상에 설치된 물 탱크에 물을 가득 채워 물의 공급 압력을 일정하게 하였고, 측정범위가 0.01~0.10, 0.10~1.00, 0.50~5.00 l/min 인 세 종류의 유량계와 밸브를 이용하여 유량을 조절하였다.

유량계는 Weighing-with-stop-watch 방법을 이용하여 보정하였고, 물의 온도는 유량계를 통과하기 전에 0.5 Φ mm의 T-type 열전대를 설치하여 측정하였다.

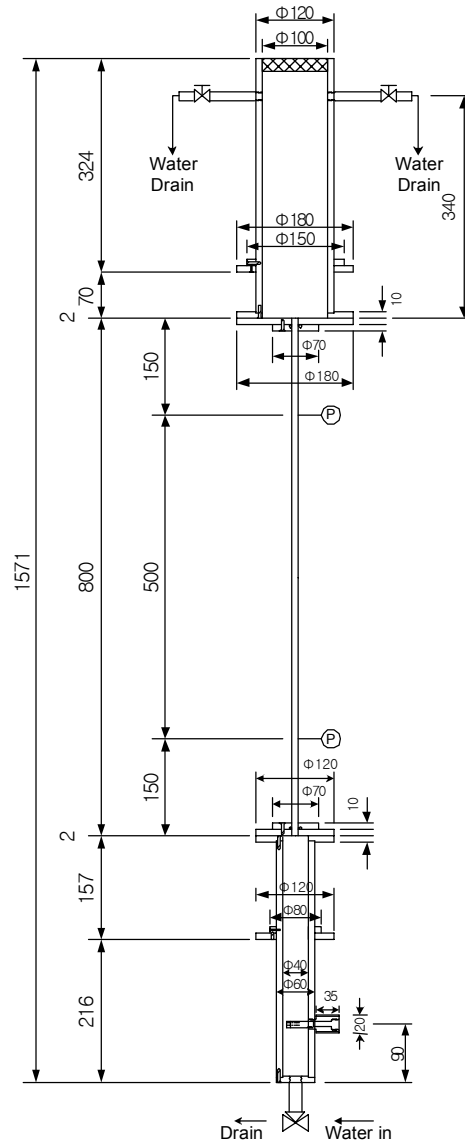
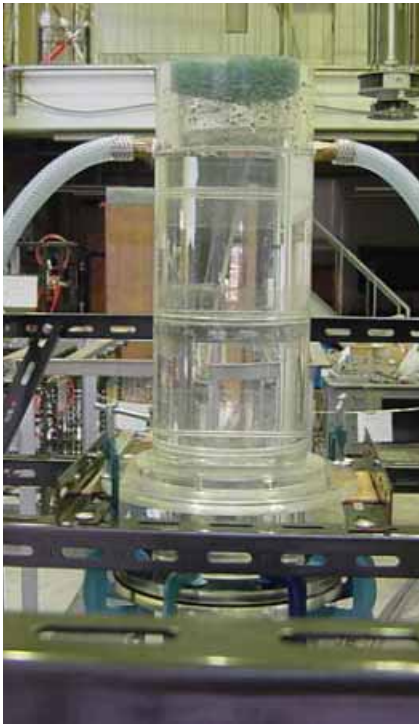


Fig. 2.2 Detailed diagram of test section showing pressure taps location



Photo. 2.1 Experimental apparatus



(a) Separator



(b) Suction chamber

Photo. 2.2 Separator and suction chamber

제2절 실험방법 및 실험범위

2.1 실험방법

실험을 시작할 경우 공기측, 물측 밸브가 모두 닫혀 있는지를 확인한 다음, 아래의 순서에 의해 실험을 시작한다.

- (1) 물 공급측 밸브를 연다.
- (2) 물 유량계를 보면서 실험조건에 맞는 유량을 물 밸브(W-V2)로 조절한다.
- (3) 공기 압축기를 켜다.
- (4) 공기 밸브(A-V2)를 열고, 에어 레귤레이터의 눈금을 0.5 MPa에 맞춘다.
- (5) 공기 밸브(A-V3)을 열고, 압력계 눈금이 0.5 MPa 인지를 확인한다.
- (6) 공기 밸브(A-V4)을 열면서 실험조건에 맞는 유량을 조절한다.
- (7) 노즐로부터 혼합실내로 공기가 나오기 시작하면 다시 물과 공기의 유량계를 보면서 각각의 유량이 안정되었는지 확인하고, 실험을 시작한다. 처음부터 공기를 너무 많이 흘려보내면 마노미터의 수은주가 급상승하여 분리기에 역류할 수 있으므로 공기 밸브(A-V4)는 천천히 열도록 주의한다.

실험이 종료되면 아래의 순서에 의해 실험을 종료한다.

- (1) 실험시작의 역순으로 공기 밸브(A-V4), A-V3, A-V2를 순서대로 닫는다.
- (2) 물 밸브(W-V2)를 닫고, 물 공급측 밸브도 닫는다.
- (3) 공기 압축기를 끄고, 공기 탱크의 모든 공기를 배출한다.
- (4) 공기 탱크의 드레인 밸브를 천천히 열어 공기를 배출한다.
- (5) 공기 밸브(A-V1), A-V4, A-V3, A-V2를 천천히 열어 호스내에 남아있는 모든 공기를 배출한다.
- (6) 계측장비와 컴퓨터의 전원을 끄고 실험을 종료한다.

2.2 실험범위

본 실험에서 작동유체로 사용된 공기와 물의 물성치를 정리하면 Table 2.1과 같고, 실험범위 및 실험조건은 Table 2.2과 같다. Table 2.2에서 보는 바와 같이 직경이 2.0, 4.0, 6.0, 10.0 mm의 관에 대하여 물 단상유동 실험과 공기-물 이상유동 실험을 레이놀즈수 및 겉보기속도에 대하여 각각 실험하였다.

Table 2.1 Properties of air and water

	Water [20°C]	Air [23°C]
Density [kg/m^3]	998.2	1.1774
Viscosity [$kg/m \text{ sec}$]	0.001002	0.0000185
Surface tension [N/m]	0.07274	-

Table 2.2 Dimensions and experimental parameters

ID [mm]	Reynolds No. [-]		Superficial velocity [m/sec]		Remark
	Water	Air	Water	Air	
10.0	211 ~ 10,568	-	-	-	S-P
6.0	352 ~ 17,613	-	-	-	S-P
4.0	528 ~ 21,136	-	-	-	S-P
	3,171 ~ 10,570	18 ~ 179	0.796 ~ 2.653	0.070 ~ 0.562	T-P
2.0	1,057 ~ 9,511	-	-	-	S-P
	1,057 ~ 3,700	36 ~ 357	0.531 ~ 1.857	0.281 ~ 2.808	T-P

※ S-P : Single-phase, T-P : Two-phase

제3절 데이터 정리

3.1 단상유동에서의 압력강하

Fig. 2.3과 같은 관 내부를 유속 u_m 으로 흐르는 단상유동에서의 힘의 평형⁽¹⁾은 다음과 같고

$$\frac{\pi}{4} D^2 dP = \pi D dz \tau_w \quad (2.1)$$

단상유동에서의 압력강하는 대부분이 마찰에 의하는데, 위의 식을 정리하면 다음과 같다.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right) = \frac{4}{D} \tau_w \quad (2.2)$$

단, τ_w 는 벽면 전단응력, D 는 관의 직경이다.

식(2.2)에서 벽면 전단응력을 밀도 ρ 와 평균유속 u_m 을 사용하여 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\tau_w = f_F \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.3)$$

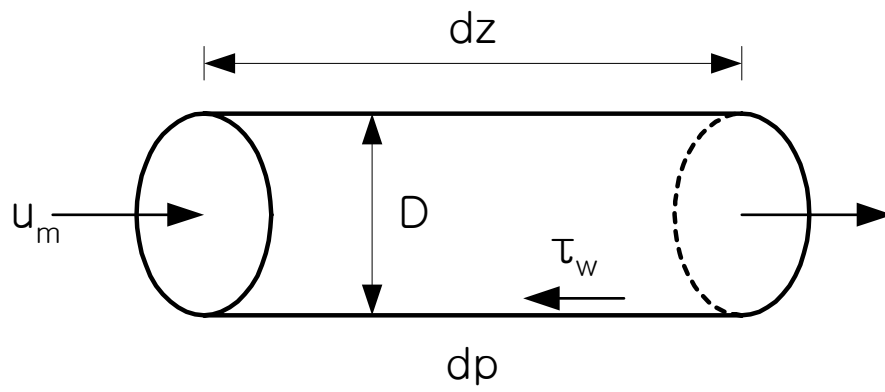


Fig. 2.3 Idealized model of single-phase flow in a tube

따라서, 식(2.3)을 식(2.2)에 대입하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$dP = 4 f_F \frac{dz}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.4)$$

식(2.4)에서 f_F 는 패닝 마찰계수(fanning friction factor)로서 흐름이 층류일 경우에는

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad (2.5)$$

난류일 경우에는 Blasius의 식 및 Colburn의 식으로부터 각각 다음과 같이 표현된다.

$$f_F = 0.079 Re^{-0.25} \quad (2.6a)$$

$$f_F = 0.046 Re^{-0.20} \quad (2.6b)$$

층류와 난류의 구분은 레이놀즈수가 2,000 이하를 층류, 2,000 이상을 난류로 기준하였다.

또한, 식(2.5)의 패닝 마찰계수와 Darcy 마찰계수와의 관계가 다음과 같으므로,

$$f_F = \frac{f_D}{4} \quad (2.7)$$

식(2.4)를 다음과도 같이 나타낼 수 있다.

$$dP = f_D \frac{dz}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.8)$$

3.2 이상유동에서의 1차원 정상상태 지배방정식

1차원 정상상태 이상유동을 Fig. 2.4와 같이 나타내면 이때의 연속방정식⁽⁴⁾은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_l \quad (2.9a)$$

$$\dot{m} = \rho_g G x A + \rho_l G (1 - x) A \quad (2.9b)$$

축방향에 대한 기상과 액상의 힘-운동량 평형으로부터 다음식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} P A_g - (P + dP) (A_g + dA_g) - dF_g - dF_{i,g} - A_g dz \rho_g g \sin \Omega \\ = (\bar{m}_g + d\bar{m}_g) (u_g + du_g) - \bar{m}_g u_g - d\bar{m}_g u_g \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} P A_l - (P + dP) (A_l + dA_l) - dF_l + dF_{i,l} - A_l dz \rho_l g \sin \Omega \\ = (\bar{m}_l + d\bar{m}_l) (u_l + du_l) - \bar{m}_l u_l - d\bar{m}_l u_l \end{aligned} \quad (2.11)$$

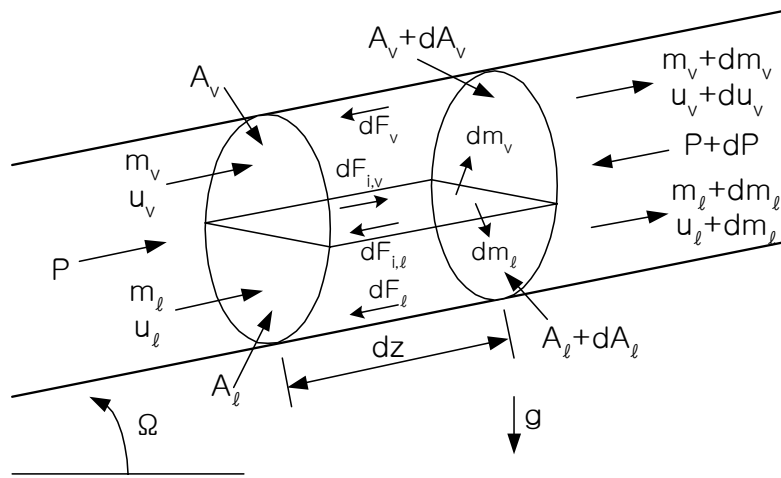


Fig. 2.4 Idealized model of momentum transport during gas-liquid two-phase flow in an inclined tube

정상상태 유동에 대하여 기액계면에서의 전단응력은 다음과 같다.

$$dF_{i,l} = -dF_{i,g} \quad (2.12)$$

식(2.10)과 식(2.11)을 더하고, 식(2.9a)와 (2.12)을 이용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} -A dP - P dA - dF_l - dF_g - (A_l \rho_l + A_g \rho_g) g dz \sin \Omega \\ = d(\bar{m}_g u_g + \bar{m}_l u_l) \end{aligned} \quad (2.13)$$

관 벽면에서의 이상유동에 의한 가상 마찰압력손실을 정의하면

$$dF_l + dF_g = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} A dz \quad (2.14)$$

과 같고, 이를 식(2.13)에 대입하여 다시 운동량 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
-\left(\frac{dP}{dz}\right) &= -\frac{P}{A}\left(\frac{dA}{dz}\right) - \left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} + [(1-\alpha)\rho_l + \alpha\rho_g]g \sin \Omega \\
&+ \left(\frac{1}{A}\right) \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 x^2 A}{\rho_g \alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2 A}{\rho_l (1-\alpha)} \right]
\end{aligned}
\tag{2.15}$$

관 단면적이 일정하다면, 식(2.15)의 이상유동의 총 압력강하는 세 개의 항으로 구성된다. 그 첫 번째 항은 마찰에 의한 압력강하를, 두 번째 항은 중력에 의한 압력강하를, 그리고 마지막 항은 가속(감속)에 의한 압력강하를 의미한다.

또한 본 연구에서와 같이 상변화가 없다면 건도 x 와 보이드율 α 가 상수가 되므로 마지막 항인 가속(감속)에 의한 압력강하는 '0'이 된다.

이상유동에서의 마찰 압력강하는 보통 이상 마찰 승수(two-phase frictional multiplier)를 사용하여 다음과 같이 나타낸다.

이상 마찰압력강하 = 이상 마찰 승수 \times 단상 마찰압력강하

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{fr} = \Phi_l^2 \left(-\frac{dP}{dz}\right)_l
\tag{2.16}$$

이상 마찰 승수는 Whalley에 의해 아래와 같이 4종류가 정의되어 제

안되었으며, 단상 마찰압력강하를 어떻게 기준하느냐에 따라 다르다.

$$\Phi_l = \left[\frac{(dP/dz)_{fr}}{(dP/dz)_l} \right]^{1/2} \quad (2.17a)$$

$$\Phi_g = \left[\frac{(dP/dz)_{fr}}{(dP/dz)_g} \right]^{1/2} \quad (2.17b)$$

$$\Phi_{lo} = \left[\frac{(dP/dz)_{fr}}{(dP/dz)_{lo}} \right]^{1/2} \quad (2.17c)$$

$$\Phi_{go} = \left[\frac{(dP/dz)_{fr}}{(dP/dz)_{go}} \right]^{1/2} \quad (2.17d)$$

식(2.17)에서 이상 마찰 승수의 의미는 다음과 같다.

Φ_l : 이상유동 중 액체유량만으로 단상 마찰압력강하를 계산

Φ_g : 이상유동 중 기체유량만으로 단상 마찰압력강하를 계산

Φ_{lo} : 전체 유량이 단상 액체유량이라고 가정하고, 단상 마찰압력
강하를 계산

Φ_{go} : 전체 유량이 단상 기체유량이라고 가정하고, 단상 마찰압력
강하를 계산

식(2.17a)을 이용하여 식(2.15)을 나타내면,

$$\begin{aligned}
 -\left(\frac{dP}{dz}\right) &= -\frac{P}{A}\left(\frac{dA}{dz}\right) - \Phi_l^2\left(\frac{dP}{dz}\right)_l + [(1-a)\rho_l + a\rho_g]g \sin \Omega \\
 &\quad + \left(\frac{1}{A}\right)\frac{d}{dz}\left[\frac{G^2 x^2 A}{\rho_g a} + \frac{G^2 (1-x)^2 A}{\rho_l (1-a)}\right]
 \end{aligned}
 \tag{2.18}$$

여기에 단면적 A 가 일정하다면, 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 -\left(\frac{dP}{dz}\right) &= -\Phi_l^2\left(\frac{dP}{dz}\right)_l + [(1-a)\rho_l + a\rho_g]g \sin \Omega \\
 &\quad + \frac{d}{dz}\left[\frac{G^2 x^2}{\rho_g a} + \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_l (1-a)}\right]
 \end{aligned}
 \tag{2.19}$$

3.3 이상 마찰 승수의 결정

Lockhart와 Martinelli는 이상 이성분 유체의 수평유동에 대하여 이상 마찰 승수를 다음과 같은 식으로 제안하였다.

$$\Phi_l = \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right)^{1/2} \quad (2.20a)$$

$$\Phi_g = (1 + CX + X^2)^{1/2} \quad (2.20b)$$

식(2.20)에서 X 는 마르티넬리 변수(Martinelli parameter)로 식(2.21)과 같고, C 는 Chisholm 변수(Chisholm parameter)로 유동의 상태에 따라서 결정되는 값으로 Lockhart와 Martinelli는 Table 2.3과 같이 제안하였다.

Table 2.3의 레이놀즈수는 기상과 액상이 각각 단독으로 흐른다고 가정했을때의 값이고, 레이놀즈수가 2,000 이하를 층류로, 2,000 이상을 난류로 구분하였다.

$$X = \left[\frac{(dP/dx)_l}{(dP/dx)_g} \right]^{1/2} \quad (2.21)$$

Table 2.3 Parameter C in Lockhart and Martinelli correlation

Liquid	Gas	Subscript designation	C
Turbulent	Turbulent	tt	20
Viscous	Turbulent	vt	12
Turbulent	Viscous	tv	10
Viscous	Viscous	vv	5

※ For round tubes, liquid flow, turbulent for $Re_l > 2,000$ and laminar for $Re_l \leq 2,000$

Gas flow, transition from laminar to turbulent at $Re_g = 2,000$

Mishima와 Hibiki (1996)는 수직 미세관에서의 공기-물 이상유동의 특성에 관한 연구에서 Chisholm 변수를 다음의 수정된 식으로 제안하였다.

$$C = 21 (1 - e^{-0.333 d}) \quad (2.22)$$

식(2.22)에서 21은 Table 2.3에서 액상과 기상이 모두 난류인 경우의 20과 같고, d 는 미세관의 직경 [mm] 이다.

또한 원형관이 아닌 경우에 대해서도 Mishima와 Hibiki는 식(2.22)을 변형하여 다음과 같이 수력학적 직경으로 나타내었다.

$$C = 21 (1 - e^{-0.319 d_e}) \quad (2.23)$$

여기서 d_e 는 수력학적 직경 [mm]을 의미한다.

3.4 보이드율의 계산

중력압력강하의 계산에서 필요한 보이드율은 (1) 균질유동 (homogeneous flow)⁽¹⁾, (2) 드리프트 플럭스 모델(drift flux model)⁽¹⁾, (3) Hibiki 모델(Hibiki model)⁽⁶⁾을 이용하여 계산하였다.

(1) 균질유동 (Homogeneous flow)

균질유동은 이상유동을 기술하는 가장 단순한 개념으로 이 모델에서는 기상과 액상의 두 상이 서로 잘 혼합되어 있어서 같은 속도로 움직인다고 가정한다.

따라서, 균질유동에서 보이드율은 체적건도를 구하는 아래의 식(2.24)로부터 간단히 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\beta &= \frac{W_g v_g}{W_g v_g + W_l v_l} = \frac{j_g}{j_g + j_l} \\ &= \frac{u_g \alpha}{u_g \alpha + u_l (1 - \alpha)} = \frac{\alpha}{\alpha + \frac{u_l}{u_g} (1 - \alpha)} = \alpha\end{aligned}\tag{2.24}$$

(2) 드리프트 플럭스 모델 (Drift flux model)

드리프트 플럭스 모델은 각 상의 개별적인 유동보다도 각 상간의 상

대운동에 관심을 가지고 이상유동을 기술하는 모델로서 Wallis (1996)에 의해서 개발되었다. 이 모델은 각 상간의 상대운동이 각 상의 절대 속도 자체에 거의 무관하게 몇 개의 주요 변수에 의해서 결정되는 경우에 특히 유용하며 기포류, 슬러류, 액적류 등이나 고체-기체 유동에 적용이 가능하다.

Zuber와 Findlay⁽¹⁾는 수직관에 대해서 아래와 같은 식을 제안하였으며, 식(2.25)에서 $j = j_g + j_l$ 로 액상유량으로부터 겉보기속도가 계산 가능하다.

따라서, 식(2.25)으로부터 평균 보이드율 $\bar{\alpha}$ 의 값이 계산 가능하다.

$$\frac{\bar{j}_g}{\alpha} = 1.13 j + 1.18 \left[\frac{\sigma(\rho_l - \rho_g) g}{\rho_l^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.25)$$

(3) Hibiki 모델 (Hibiki model)

Mishima와 Hibiki (1996)는 수직 미세관에서의 공기-물 이상유동의 특성에 관한 연구에서 보이드율을 다음의 수정된 식으로 제안하였다.

$$\alpha = \frac{j_g}{Co \cdot j} \quad (2.26)$$

$$Co = 1.2 + 0.510 e^{-0.691 d}$$

여기서, d 는 미세관의 직경 [mm] 이다.

3.5 압력강하 계산

본 연구에서 압력강하는 Fig. 2.5에서 보듯이, 관 직경 1.0 mm, 길이 30.0 mm의 동관을 측정용 관의 표면에 용접하여 비닐호스로 U자형 수은 마노미터에 연결하여 측정하였다. 또한 측정용 관과 비닐호스 내부에는 물을 채워 일정한 압력이 작용하도록 하였다.

압력측정용 탭에서의 압력 P_1 , P_2 와 수은 마노미터에 작용하는 P_{1M} , P_{2M} 사이에는 탭의 높이에 따른 수주의 영향으로 다음과 같은 압력보정이 필요하다.

Fig. 2.5와 같이 측정용 관내부를 물과 공기가 흘러가고, 압력측정용 탭에서의 압력 P_1 , P_2 의 차이를 ΔP 라 할 때, 이때 작용하는 압력강하는 마찰압력강하와 중력압력강하로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\Delta P &= P_2 - P_1 = \Delta P_{fr} + \Delta P_{gr} \\ &= \Delta P_{fr} + \rho_m g H\end{aligned}\tag{2.27}$$

또한 수은 마노미터에 작용하는 P_{1M} , P_{2M} 는 다음과 같고,

$$P_{2M} = P_2 - \rho_w g a\tag{2.28a}$$

$$P_{1M} = P_1 + \rho_w g (H - a)\tag{2.28b}$$

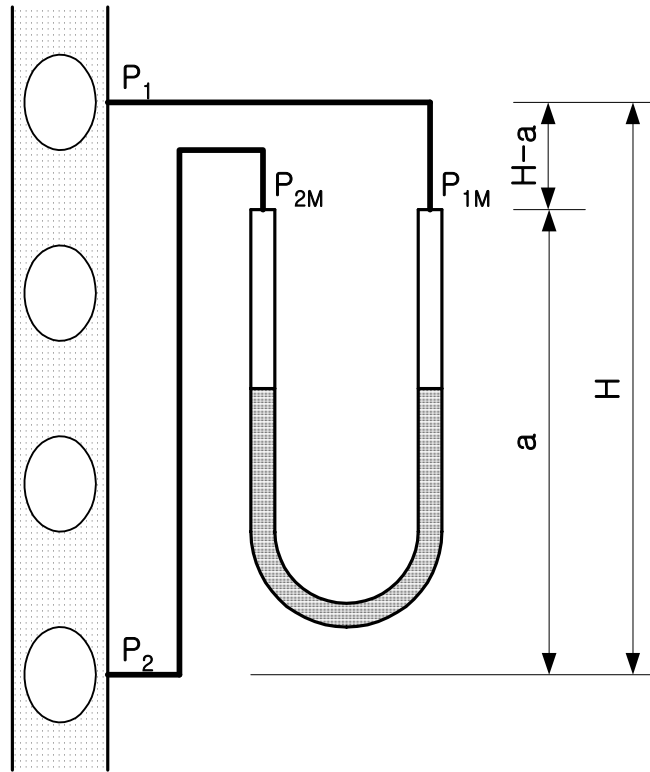


Fig. 2.5 Schematic diagram of measuring unit

따라서, 이 두 압력의 차이는 다음과 같다.

$$P_{2M} - P_{1M} = (P_2 - P_1) - \rho_w g H \quad (2.29)$$

본 연구에서는 물 단상유동과 공기-물 이상유동의 압력강하에 대하여 실험하였는데, 먼저 물 단상유동에서의 압력강하에 대하여 살펴보면, 물 단상유동에서는 보이드율이 '0'이므로 $\rho_m = \rho_w$ 이고, 식(2.27)과 식(2.29)의 관계에 의하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \alpha &= 0 \\ P_{2M} - P_{1M} &= (\Delta P_{fr} + \rho_w g H) - \rho_w g H \\ &= \Delta P_{fr} \end{aligned} \quad (2.30)$$

또한, 공기-물 이상유동에 대하여는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \alpha &\neq 0 \\ P_{2M} - P_{1M} &= \Delta P_{fr} + \rho_m g H - \rho_w g H \end{aligned} \quad (2.31)$$

식(2.31)을 마찰압력강하에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta P_{fr} = (P_{2M} - P_{1M}) + (\rho_w - \rho_m) g H \quad (2.32)$$

제3장 실험결과 및 고찰

제1절 단상유동 결과

이상유동 압력강하실험에 앞서 단상유동 압력강하에 대한 일반적인 예측법과 실험장치의 안정성을 확인하기 위해 단상유동 압력강하실험을 실시하였다.

Fig. 3.1은 관 직경 2.0, 4.0, 6.0, 10.0 mm에서의 단상유동 압력강하 실험결과를 나타낸 그래프로 가로축은 레이놀즈수를, 세로축은 압력강하를 나타낸다. 또한 그래프에서 실선은 단상유동에서의 압력강하를 구하는 식(2.8)에 의해 계산된 결과를, 기호 ■, ◆는 각각의 관 직경에서 실험에 의하여 얻어진 마찰압력강하를 나타낸다.

Fig. 3.1(a)에서 보는 바와 같이 관 직경이 6.0, 10.0 mm에서는 압력강하 실험결과와 계산결과가 거의 일치함을 확인하였으나, Fig. 3.1(b)의 관 직경이 2.0, 4.0 mm의 경우에는 레이놀즈수가 2,000 이상의 난류유동 영역에서 실험결과가 계산결과보다 조금씩 낮음을 확인하였다.

이러한 결과는 Tran 등(2000)⁽⁸⁾이 실시한 관 직경 2.46 mm, 길이 914.0 mm에서의 R-134a 단상유동 압력강하 실험결과와 일치하나 그 이유는 아직까지 명확하게 밝혀지지 않고 있는 실정이다.

그 이유 중 하나로 入谷 등(1982)이⁽⁹⁾ 실시한 강제대류 평판 난류경계층에 있어 수송기구에 관한 연구에서 제시한 와 크기(vortex size)⁽⁹⁾를 고려해 볼 수 있다.

入谷 등 (1982)의 실험결과에 의하면 평판에서의 강제대류 난류경계 층에서의 와 크기는 아래 식과 같다.

$$Vortex\ size = 90 \frac{\nu}{u^*} \quad (3.1)$$

여기서, ν 는 동점성계수(kinetic viscosity) 이고, u^* 는 마찰속도(friction velocity)로 아래 식과 같다.

$$u^* = (\tau_w / \rho)^{0.5} \quad (3.2)$$

여기서, τ_w 는 벽면 전단응력이다.

본 실험에서의 관 직경이 2.0, 4.0 mm의 레이놀즈 수가 2,000 이상의 난류유동 영역에서는 와 크기가 관의 직경과 거의 일치한다. 따라서 유동이 난류로 발달하기 어려워 이러한 경향을 보이는 것으로 판단된다.

단상유동에서 마찰계수를 구하는 일반적인 방법으로 층류유동의 경우에는 Hagen-Poiseuille식이, 난류유동의 경우에는 Blasius식이 알려져 있으며, 각각 다음과 같다.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.3a)$$

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (3.3b)$$

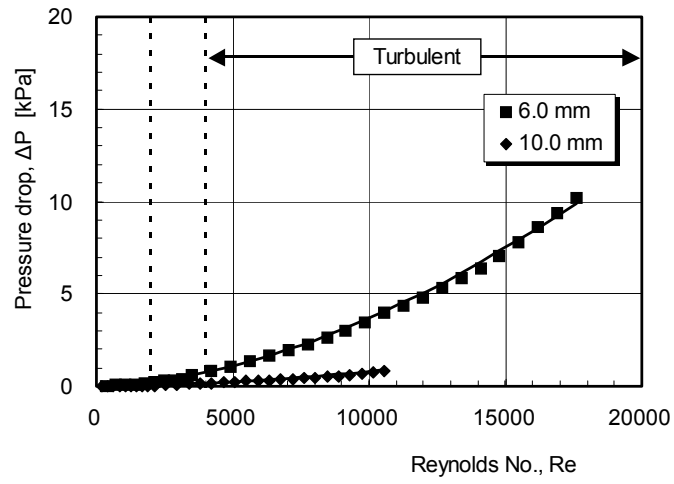
Fig. 3.2는 앞서 설명한 단상유동 압력강하 실험결과로부터 구한 마찰 계수를 층류유동 영역에서는 Hagen-Poiseuille식과 난류유동 영역에서는 Blasius식과 비교하여 나타낸 그래프로 가로축은 레이놀즈수를, 세로축은 마찰계수를 나타낸다.

층류유동에 대해서는 Fig 3.2에서 나타낸 것처럼 실험에서 얻어진 마찰계수와 Hagen-Poiseuille식이 잘 일치함을 확인하였다. 그러나 난류유동에 대해서는 Fig. 3.2(a), (b)의 6.0, 10.0 mm 경우에는 실험에서 얻어진 마찰계수가 Blasius식과 거의 일치하나, Fig. 3.2(c), (d)의 2.0, 4.0 mm 경우에는 앞서 설명한 와 크기 때문에 실험에서 얻어진 마찰계수가 Blasius식 보다 낮게 얻어졌다.

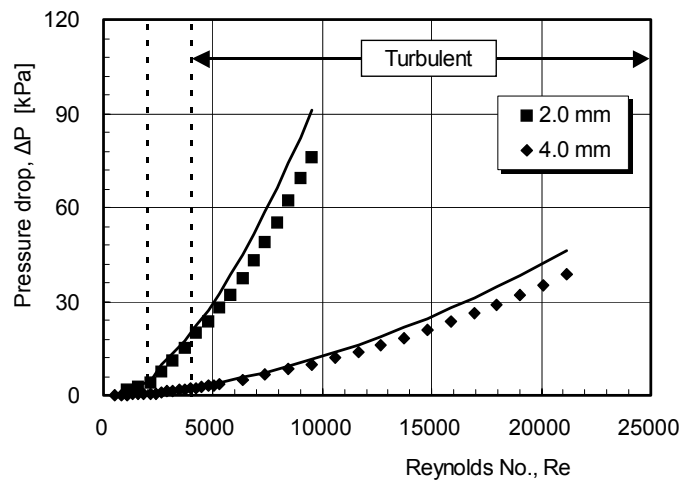
이러한 단상유동 압력강하 실험결과로부터 관 직경 2.0, 4.0 mm의 레이놀즈 수가 2,000 이상의 난류유동영역에서 마찰계수를 구하면 아래 식과 같다.

$$f = 0.411 Re^{-0.299} \quad (Re < 10,000, 2.0 \text{ mm I.D}) \quad (3.4)$$

$$f = 0.321 Re^{-0.268} \quad (Re < 21,000, 4.0 \text{ mm I.D}) \quad (3.5)$$

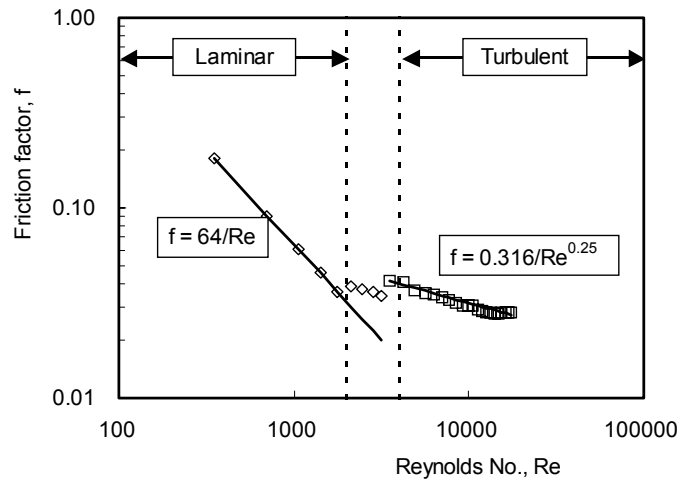


(a) 6.0, 10.0 mm

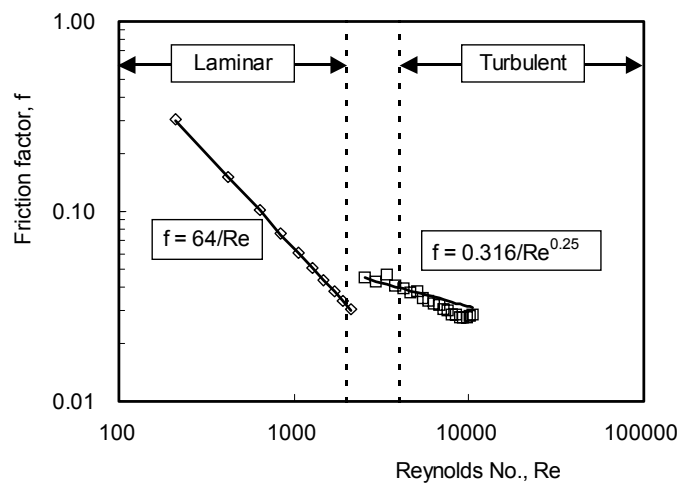


(b) 2.0, 4.0 mm

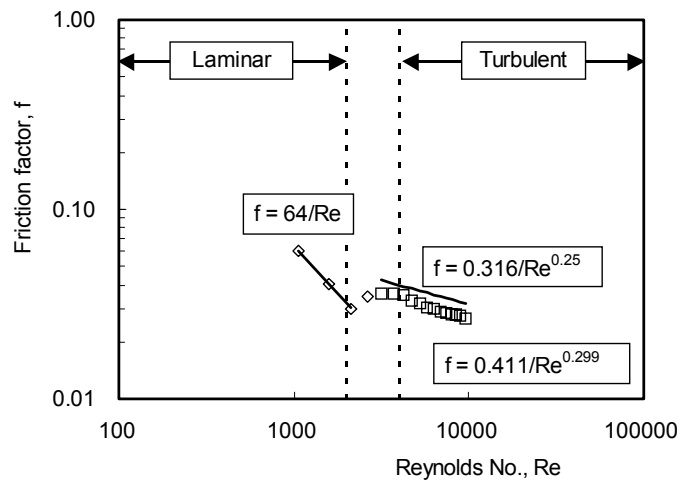
Fig. 3.1 Pressure drop of water single-phase flow



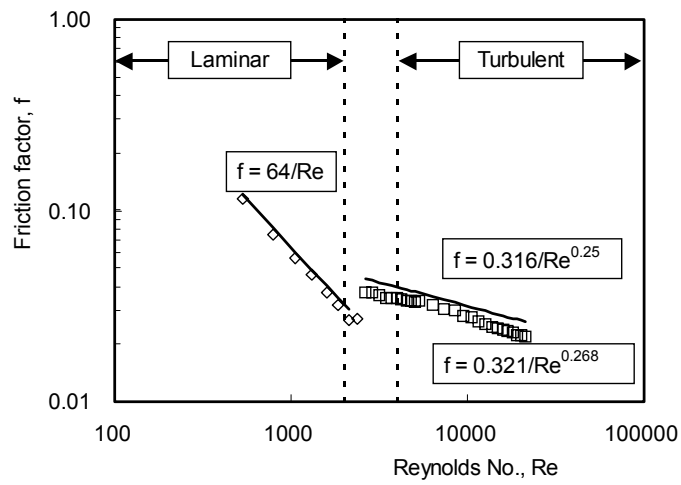
(a) 6.0 mm



(b) 10.0 mm



(c) 2.0 mm



(d) 4.0 mm

Fig. 3.2 Friction factor of water single-phase flow

제2절 이상유동 결과

이상유동의 총 압력강하는 앞서 식(2.15)에서 설명한 바와 같이 (1) 마찰압력강하, (2) 중력압력강하, (3) 가속(감속) 압력강하의 세 개항으로 구성되어 있다. 가속(감속) 압력강하는 본 연구에서와 같이 상변화가 없다면 건도와 보이드율이 상수가 되므로 '0' 이 된다.⁽⁴⁾

따라서 마찰압력강하는 실험에 의해 얻어진 총 압력강하에서 중력압력강하를 뺀으로써 얻을 수 있다.

또한 중력압력강하의 계산에서 보이드율은 앞서 설명한 것처럼 (1) 균질유동(homogeneous flow), (2) 드리프트 플럭스 모델(drift flux model), (3) Hibiki 모델(Hibiki model)을 계산해서 비교·검토하였다.

2.1 Chisholm 변수에 의한 영향

Fig. 3.3은 이상유동에서의 마찰압력강하를 Table 2.3에서 설명한 Chisholm 변수로 계산한 결과로 가로축은 실험에 의해 얻어진 마찰압력강하를, 세로축은 계산에 의해 얻어진 예상 마찰압력강하를 나타낸다.

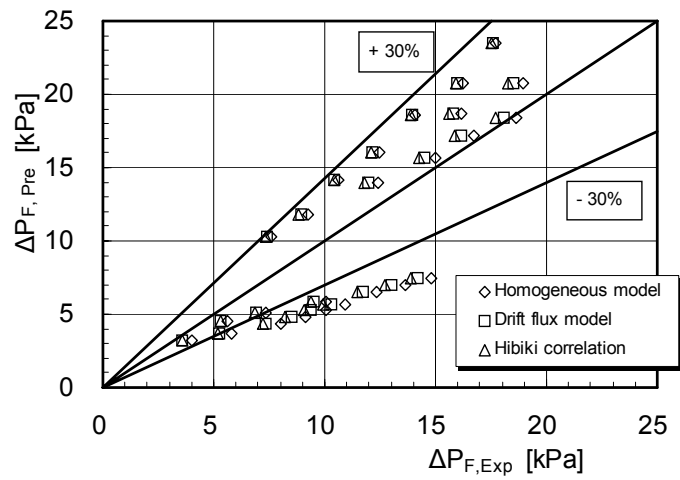
Fig. 3.3에서 보듯이 관 직경이 (a) 2.0 mm, (b) 4.0 mm에서 실험에 의해 얻어진 마찰압력강하에 대한 예상 마찰압력강하가 각각 30 %, 25 %의 오차를 나타내고 있다. 이것은 Chisholm 변수가 관 직경이 큰 실험에서 얻어져 미세관에서는 적용이 불가능하다는 것과, 기상과 액상의 유동이 층류냐, 난류냐는 유동양식에만 의존하기 때문이라 할 수 있다.

따라서 이번에는 작동유체로 공기-물을 이용하고 미세관에서의 유동 특성에 관한 실험을 통하여 Chisholm 변수를 관 직경의 함수로 나타낸 Hibiki의 실험식(2.22)으로 계산하여 그 값을 Table 3.1에 정리하고, 이상유동에서의 마찰압력강하를 식(2.32)을 이용하여 수은 마노미터에서 측정압력을 보정하여 결과를 Fig. 3.4에 나타내었다.

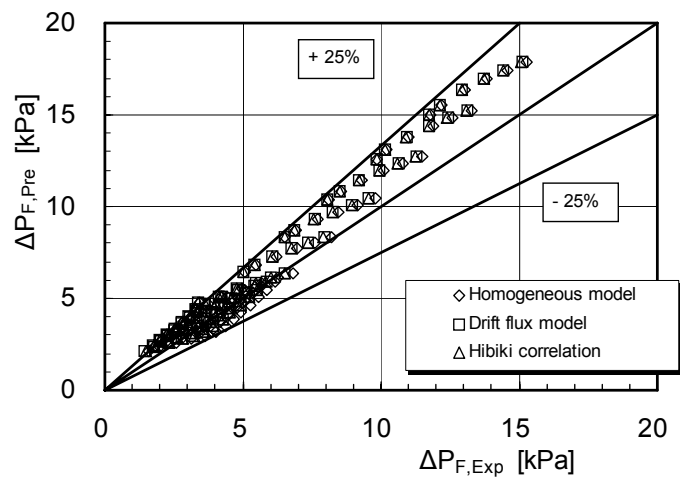
Fig. 3.4에서 가로축과 세로축은 Fig. 3.3과 동일하며, Fig. 3.4(a)에서 보듯이 관 직경이 2.0 mm의 경우에는 데이터 그룹을 위, 아래로 나누었을 때 아래쪽에 위치한 데이터 그룹은 공기와 물이 모두 층류유동에 해당하는 조건으로 Chisholm 변수에 의한 결과와 비교해 보았을 때 30 % 오차범위에서 벗어나고 있다. 그러나 위쪽의 데이터 그룹은 공기는 층류유동에 해당하고, 물은 난류유동에 해당하는 경우로 Chisholm 변수와 비교해 보았을 때 실험에 의한 마찰압력강하에 대한 예상 마찰압력강하가 30 % 개선된 결과를 나타내고 있다.

Fig. 3.3(b)의 관 직경이 4.0 mm의 경우에는 Fig. 3.3(b)와 비교해 보았을 때 실험에 의한 마찰압력강하에 대한 예상 마찰압력강하가 크게 변하지 않고 약 8 % 개선된 결과를 나타내고 있다.

또한, 관 직경이 2.0 mm와 4.0 mm 일때의 마찰압력강하의 분포경향이 다르게 나타나는 것에 대하여는 아직 명확하게 설명할 수 없으며, 따라서 보다 정확한 마찰압력강하의 계산을 위해서 보이드율을 직접 측정하여 기존의 식과 비교·검토할 예정이다.



(a) 2.0 mm



(b) 4.0 mm

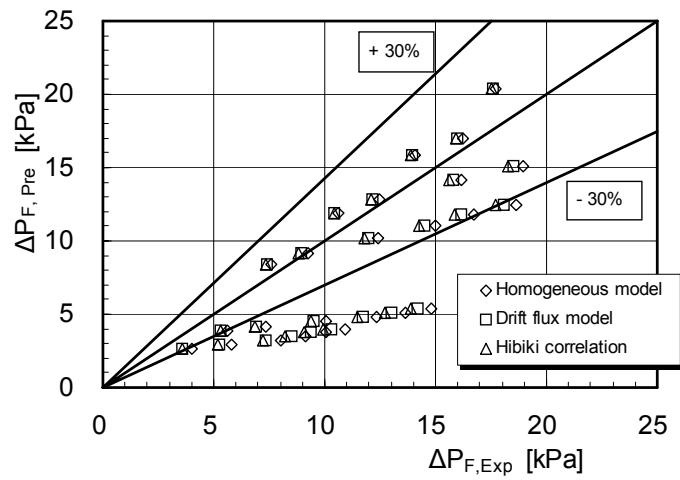
Fig. 3.3 Comparison predicted frictional pressure drop with experimental frictional pressure drop calculated by Chisholm parameter

Table 3.1 Comparison Chisholm parameter C with Hibiki model

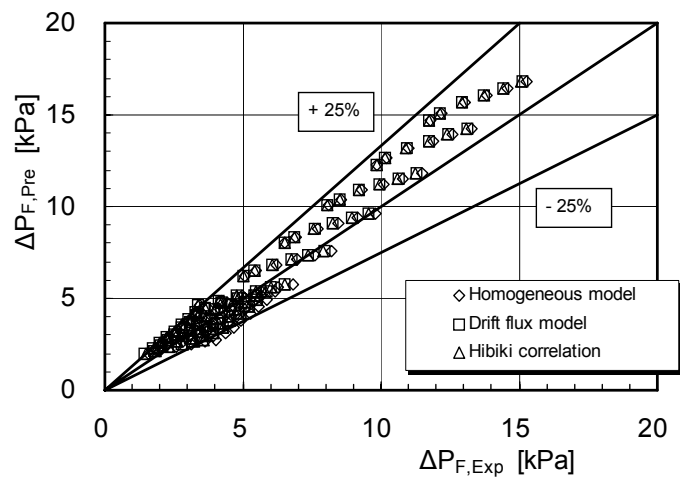
Liquid	Gas	Subscript	Chisholm	Hibiki	
				4.0 mm	2.0 mm
Turbulent	Turbulent	tt	20	14.721	9.725
Viscous	Turbulent	vt	12	8.833	5.835
Turbulent	Viscous	tv	10	7.361	4.862
Viscous	Viscous	vv	5	3.680	2.431

※ For round tubes, liquid flow, turbulent for $Re_l > 2,000$ and laminar for $Re_l \leq 2,000$

Gas flow, transition from laminar to turbulent at $Re_g = 2,000$



(a) 2.0 mm



(b) 4.0 mm

Fig. 3.4 Comparison predicted frictional pressure drop with experimental frictional pressure drop calculated by Hibiki correlation

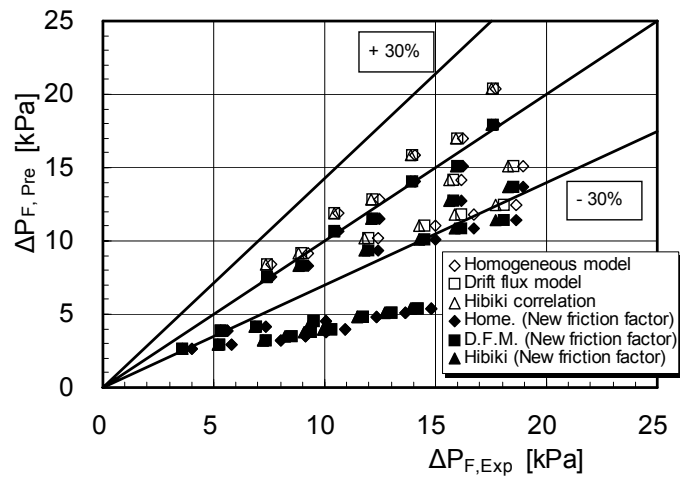
2.2 마찰계수에 의한 영향

본 연구에서는 앞서 설명한 바와 같이 이상유동 압력강하실험에 앞서 단상유동 압력강하에 대한 일반적인 예측법과 실험장치의 안정성을 확인하기 위해 단상유동 압력강하실험을 실시하였다.

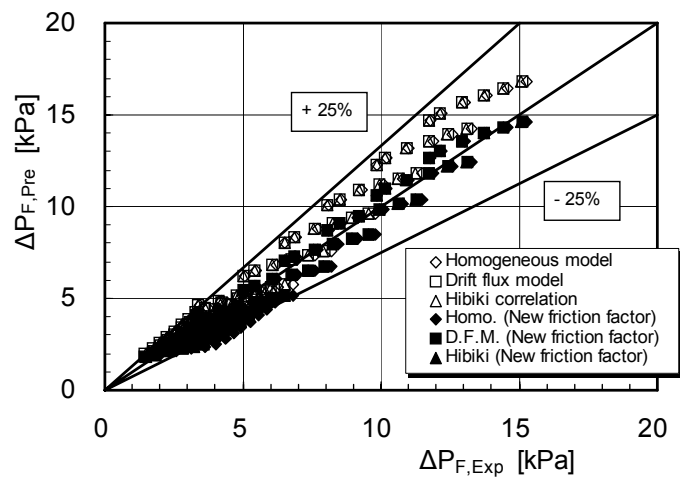
단상유동 압력강하 실험결과로부터 관 직경 2.0, 4.0 mm의 레이놀즈 수가 2,000 이상의 난류유동 영역에서는 마찰계수가 Blasius식보다 낮았으며, 이때의 새로운 마찰계수식을 식(3.4)와 식(3.5)와 같이 얻을 수 있었다.

따라서 이 식들을 이용하여 이상유동의 마찰압력강하를 계산하여 Blasius식에서의 결과와 비교했으며 그 결과를 Fig. 3.5에 나타내었다.

Fig. 3.5에서 가로축과 세로축은 Fig. 3.3과 Fig. 3.4와 동일하며, 기호 \diamond , \square , \triangle 는 Blasius식으로 계산한 이상유동의 마찰압력강하를, 기호 \blacklozenge , \blacksquare , \blacktriangle 는 새로운 마찰계수식으로 계산한 이상유동의 마찰압력강하를 나타낸다. Fig. 3.5에서 보듯이 새로운 마찰계수식에 의해 얻어진 이상유동의 마찰압력강하가 Blasius식에 의해 얻어진 이상유동의 마찰압력강하보다 (a)의 관 직경 2.0 mm의 경우는 6 %, (b)의 관 직경이 4.0 mm의 경우는 13 % 각각 개선된 결과를 얻을 수 있었다.



(a) 2.0 mm



(b) 4.0 mm

Fig. 3.5 Comparison predicted frictional pressure drop with experimental frictional pressure drop calculated by new friction factor

2.3 보이드율에 의한 영향

보이드율은 앞서 설명한 것처럼 (1) 균질유동(homogeneous flow), (2) 드리프트 플럭스 모델(drift flux model), (3) Hibiki 모델(Hibiki model)에 대하여 각각 계산해서 그 결과를 Table. 3.2에 정리하였고, 그 중 관 직경이 2.0 mm, 물의 겉보기속도가 0.531 m/sec 일 때, 공기의 겉보기속도에 대한 보이드율을 Fig. 3.6에 나타내었다.

Fig. 3.6에서 보듯이 균질유동에서의 보이드율은 드리프트 플럭스 모델과 Hibiki 모델보다 약 25 % 높았으며, 드리프트 플럭스 모델과 Hibiki 모델에서의 보이드율은 거의 같은 경향을 보였다.

또한 Fig. 3.3~Fig. 3.5에 이상유동의 마찰압력강하에서 보이드율에 의한 영향을 함께 나타내었다.

Table 3.2 Comparison of void fraction (I.D:4.0mm, 1/4)

No.	Water Flow rate	Air Flow rate	Homogeneous Model	Drift flux Model	Hibiki Model
	ℓ / min	$N\ell / \text{min}$	-	-	-
1	0.60	0.05	0.081	0.060	0.066
2	0.60	0.10	0.150	0.112	0.122
3	0.60	0.20	0.261	0.199	0.212
4	0.60	0.30	0.346	0.269	0.281
5	0.60	0.40	0.414	0.325	0.336
6	0.60	0.50	0.469	0.372	0.380
7	0.65	0.05	0.075	0.056	0.061
8	0.65	0.10	0.140	0.106	0.114
9	0.65	0.20	0.246	0.189	0.199
10	0.65	0.30	0.328	0.256	0.266
11	0.65	0.40	0.394	0.312	0.320
12	0.65	0.50	0.449	0.358	0.364
13	0.70	0.05	0.070	0.053	0.057
14	0.70	0.10	0.131	0.100	0.107
15	0.70	0.20	0.232	0.180	0.188
16	0.70	0.30	0.312	0.245	0.253
17	0.70	0.40	0.377	0.299	0.306
18	0.70	0.50	0.431	0.345	0.349
19	0.75	0.05	0.066	0.050	0.054
20	0.75	0.10	0.124	0.095	0.100
21	0.75	0.20	0.220	0.172	0.179

Table 3.2 Comparison of void fraction (I.D:4.0mm, 2/4)

No.	Water Flow rate	Air Flow rate	Homogeneous Model	Drift flux Model	Hibiki Model
	ℓ / min	$N\ell / \text{min}$	-	-	-
22	0.75	0.30	0.297	0.235	0.241
23	0.75	0.40	0.361	0.288	0.293
24	0.75	0.50	0.414	0.333	0.336
25	0.80	0.05	0.062	0.048	0.050
26	0.80	0.10	0.117	0.091	0.095
27	0.80	0.20	0.209	0.164	0.170
28	0.80	0.30	0.284	0.225	0.231
29	0.80	0.40	0.346	0.277	0.281
30	0.80	0.50	0.398	0.321	0.323
31	0.85	0.05	0.059	0.045	0.048
32	0.85	0.10	0.111	0.086	0.090
33	0.85	0.20	0.199	0.157	0.162
34	0.85	0.30	0.272	0.217	0.221
35	0.85	0.40	0.332	0.267	0.270
36	0.85	0.50	0.384	0.311	0.311
37	0.90	0.05	0.056	0.043	0.045
38	0.90	0.10	0.105	0.083	0.085
39	0.90	0.20	0.190	0.151	0.155
40	0.90	0.30	0.261	0.209	0.212
41	0.90	0.40	0.320	0.258	0.260
42	0.90	0.50	0.370	0.301	0.301

Table 3.2 Comparison of void fraction (I.D:4.0mm, 3/4)

No.	Water Flow rate	Air Flow rate	Homogeneous Model	Drift flux Model	Hibiki Model
	ℓ / min	$N\ell / \text{min}$	-	-	-
43	0.95	0.05	0.053	0.041	0.043
44	0.95	0.10	0.100	0.079	0.081
45	0.95	0.20	0.182	0.145	0.148
46	0.95	0.30	0.251	0.201	0.203
47	0.95	0.40	0.308	0.249	0.250
48	0.95	0.50	0.358	0.291	0.290
49	1.00	0.05	0.050	0.040	0.041
50	1.00	0.10	0.096	0.076	0.078
51	1.00	0.20	0.175	0.140	0.142
52	1.00	0.30	0.241	0.194	0.196
53	1.00	0.40	0.297	0.241	0.241
54	1.00	0.50	0.346	0.282	0.281
55	1.20	0.05	0.042	0.034	0.034
56	1.20	0.10	0.081	0.065	0.066
57	1.20	0.20	0.150	0.122	0.122
58	1.20	0.30	0.209	0.171	0.170
59	1.20	0.40	0.261	0.214	0.212
60	1.20	0.50	0.306	0.252	0.248
61	1.40	0.05	0.036	0.030	0.030
62	1.40	0.10	0.070	0.057	0.057
63	1.40	0.20	0.131	0.108	0.107
64	1.40	0.30	0.185	0.152	0.150

Table 3.2 Comparison of void fraction (I.D:4.0mm, 4/4)

No.	Water Flow rate	Air Flow rate	Homogeneous Model	Drift flux Model	Hibiki Model
	ℓ / min	$N\ell / \text{min}$	-	-	-
65	1.40	0.40	0.232	0.192	0.188
66	1.40	0.50	0.274	0.228	0.223
67	1.60	0.05	0.032	0.026	0.026
68	1.60	0.10	0.062	0.051	0.050
69	1.60	0.20	0.117	0.097	0.095
70	1.60	0.30	0.166	0.137	0.134
71	1.60	0.40	0.209	0.174	0.170
72	1.60	0.50	0.249	0.207	0.202
73	1.80	0.05	0.029	0.024	0.023
74	1.80	0.10	0.056	0.046	0.045
75	1.80	0.20	0.105	0.088	0.085
76	1.80	0.30	0.150	0.125	0.122
77	1.80	0.40	0.190	0.159	0.155
78	1.80	0.50	0.227	0.191	0.184
79	2.00	0.05	0.026	0.021	0.021
80	2.00	0.10	0.050	0.042	0.041
81	2.00	0.20	0.096	0.080	0.078
82	2.00	0.30	0.137	0.115	0.111
83	2.00	0.40	0.175	0.147	0.142
84	2.00	0.50	0.209	0.176	0.170

Table 3.2 Comparison of void fraction (I.D:2.0mm)

No.	Water Flow rate	Air Flow rate	Homogeneous Model	Drift flux Model	Hibiki Model
	ℓ / min	$N\ell / \text{min}$	-	-	-
1	0.10	0.05	0.346	0.253	0.261
2	0.10	0.10	0.514	0.394	0.387
3	0.10	0.20	0.679	0.545	0.511
4	0.10	0.30	0.760	0.625	0.573
5	0.10	0.40	0.809	0.674	0.609
6	0.10	0.50	0.841	0.708	0.633
7	0.15	0.05	0.261	0.199	0.196
8	0.15	0.10	0.414	0.325	0.312
9	0.15	0.20	0.585	0.476	0.441
10	0.15	0.30	0.679	0.562	0.511
11	0.15	0.40	0.738	0.619	0.556
12	0.15	0.50	0.779	0.658	0.587
13	0.20	0.05	0.209	0.164	0.158
14	0.20	0.10	0.346	0.277	0.261
15	0.20	0.20	0.514	0.422	0.387
16	0.20	0.30	0.614	0.511	0.462
17	0.20	0.40	0.679	0.572	0.511
18	0.20	0.50	0.726	0.615	0.546
19	0.25	0.05	0.175	0.140	0.132
20	0.25	0.10	0.297	0.241	0.224
21	0.25	0.20	0.459	0.379	0.345

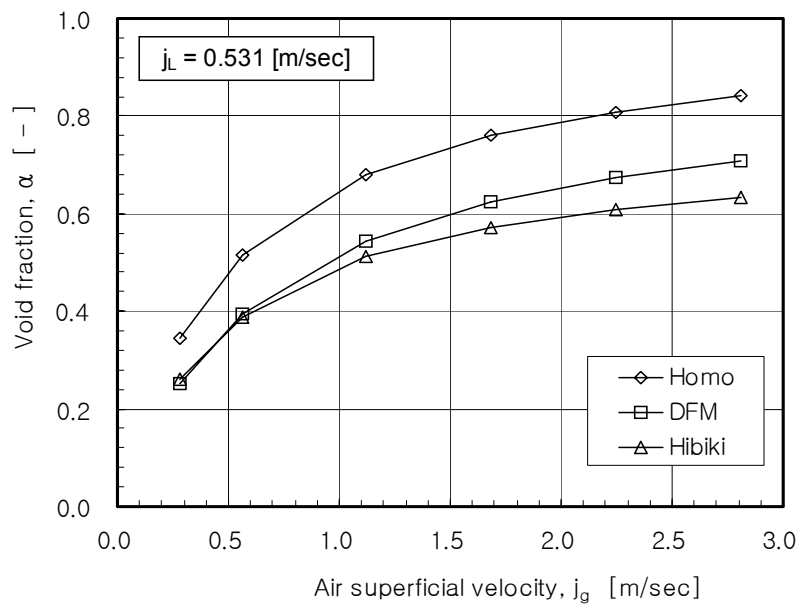


Fig. 3.6 Comparison of void fraction (I.D : 2.0 mm)

2.4 유동양식

Fig. 3.7에 관 직경이 2.0, 4.0 mm에서의 유동양식을 Hewitt와 Roberts가 제안한 유동양식에 나타내었다.

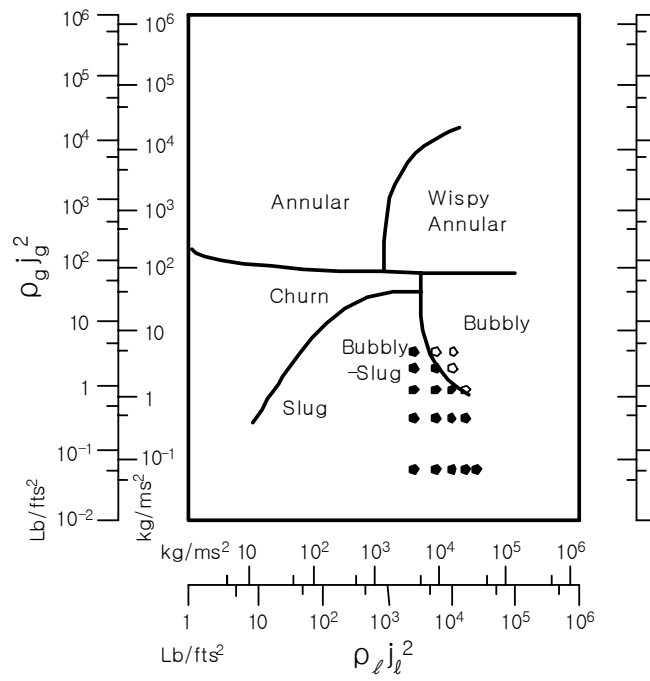
Fig. 3.7은 제1장에서 설명한 것처럼, 가로축은 액체의 운동량유속 (momentum flux, $\rho_l j_l^2$)을 세로축은 기체의 운동량 유속(momentum flux, $\rho_g j_g^2$)을 나타낸다.

Fig. 3.7에서 보듯이 본 실험의 유동양식은 Hewitt와 Roberts가 제안한 것보다 대체적으로 아래쪽에 위치하고 있다. 이는 Hewitt와 Roberts의 유동양식 지도가 관 직경이 큰 경우에 대하여 얻어진 것으로 미세관에서의 적용이 불가능하다는 것을 의미한다.

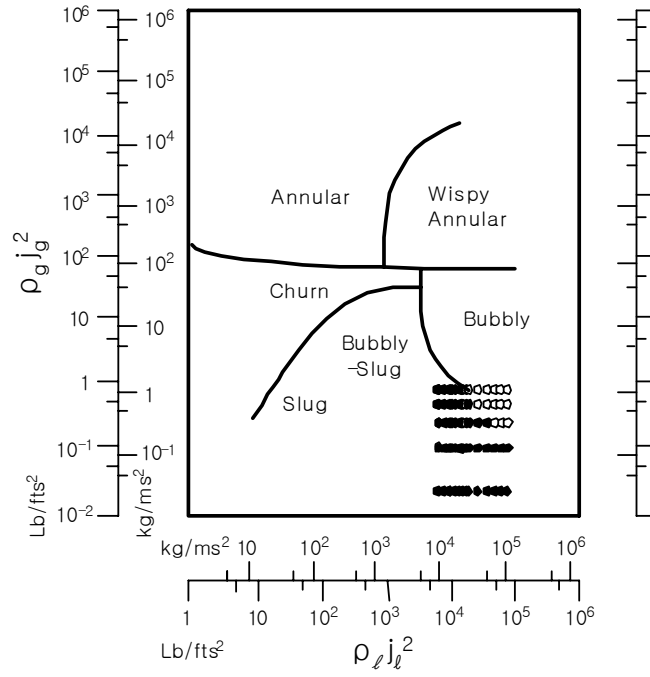
이상유동의 압력강하 및 열전달 현상은 유동양식에 따라 크게 변하기 때문에 미세관에서의 유동양식 지도가 절실히 필요하며 현재 이 부분에 대한 연구가 진행중이다.

Fig. 3.8과 Fig. 3.9에 각각 관 직경이 2.0, 4.0 mm에서의 유동상태를 고속도 카메라(high speed video camera, NAC사 HSV-1000)를 이용하여 촬영한 것을 나타낸다.

Fig. 3.8과 Fig. 3.9에서 보듯이 공기의 유량이 증가할수록 유동이 기포류(bubbly flow)에서 슬러류(slug flow), 천류(churn flow), 환상류(annular flow)로 천이해 감을 확인할 수 있다.



(a) 2.0 mm



(b) 4.0 mm

Fig. 3.7 Air-water two-phase flow patterns on the Hewitt and Roberts



(a) Bubbly flow
 ($j_l = 0.531 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 0.281 \text{ m/sec}$)



(b) Slug flow
 ($j_l = 0.531 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 0.562 \text{ m/sec}$)



(c) Churn flow
 ($j_l = 0.531 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 1.123 \text{ m/sec}$)



(d) Annular flow
 ($j_l = 0.531 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 2.246 \text{ m/sec}$)

Fig. 3.8 Photo. of air-water flow patterns in 2.0 mm



(a) Bubbly flow
 ($j_l = 0.796 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 0.070 \text{ m/sec}$)



(b) Slug flow
 ($j_l = 0.796 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 0.140 \text{ m/sec}$)



(c) Churn flow
 ($j_l = 0.796 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 0.421 \text{ m/sec}$)



(d) Annular flow
 ($j_l = 0.796 \text{ m/sec}$,
 $j_g = 0.562 \text{ m/sec}$)

Fig. 3.9 Photo. of air-water flow patterns in 4.0 mm

제4장 결 론

미세관에서의 압력강하 및 유동특성에 대한 기초적인 지식을 얻음을 목적으로 작동유체로 공기와 물을 이용한 수직 미세관에서의 이상유동 압력강하에 관한 실험을 통하여 본 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 미세관에서의 층류유동에 대한 마찰계수는 Hagen-Poiseuille식에 의한 결과와 잘 일치하였다.

(2) 관 직경이 6.0, 10.0 mm의 경우, 레이놀즈수가 2,000 이상의 난류 유동 영역에 대한 마찰계수는 Blasius식과 잘 일치하였으나 관 직경이 2.0, 4.0 mm의 경우에는 Blasius식보다 조금씩 낮았다.

(3) 단상유동 압력강하 실험결과로부터 관 직경이 2.0, 4.0 mm의 미세관에서 레이놀즈수가 2,000 이상의 난류유동 영역에서 새로운 마찰계수를 구하였다.

(4) 이상유동의 마찰압력강하를 Chisholm 변수와 Hibiki 상관식으로 비교·검토하였으며 Chisholm 변수를 관 직경의 함수로 나타낸 Hibiki 상관식이 더 좋은 결과를 나타냄을 확인하였다.

(5) 이상유동의 마찰압력강하 계산과정에서 마찰계수를 Blasius 식과 단상유동 압력강하 실험결과로부터 구해진 새로운 마찰계수식으로 비교·검토하였으며 관 직경이 2.0, 4.0 mm에서 각각 6 %, 13 %의 오차를 감소함을 확인하였다.

참고문헌

- (1) 김경근 역 ; "기액이상류", 태화출판사(1986)
- (2) 이상용, 김병주, 김무환 ; "이상유동열전달(Two-phase Flow Heat Transfer)", 대영사(1993)
- (3) 백원필, 이경진, 이재영, 장근선 역 ; "이상유동과 열전달 (Two-phase Flow and Heat Transfer)", 청문각(1997)
- (4) Van P. Carey ; "Liquid-vapor phase-change phenomena", Hemisphere publishing
- (5) R. T. Lahey, Jr. ; "Boiling Heat Transfer Modern Development and Advances", Elsevier Science Publishers
- (6) Mishima, K., Hibiki, T. ; "Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes", International journal of multiphase flow, Vol. 22, No. 4, pp. 703-712, 1996

(7) H. J. Lee, S. Y. Lee ; "Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights", International journal of multiphase flow, Vol. 27, No. 5, pp. 783-796, 2001

(8) T. N. Tran, M. C. Chyu, M. W. Wambsganss, D. M. France ; "Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels : an experimental investigation and correlation development", International journal of multiphase flow, Vol. 26, No. 11, pp. 1739-1754, 2000

(9) 入谷 陽一郎, 笠木 伸英, 平田 賢 ; "強制対流平板亂流境界層における輸送機構關する研究, 第1報, 液晶による非正常壁面溫度場の可視化" 日本機械學會 論文集(B), Vol.48, No.435 pp. 2284-2294, 1982

(10) D. R. H. Beattie, P. B. Whalley ; "A simple two-phase frictional pressure drop calculation method", International journal of multiphase flow, Vol. 8, No. 1, pp.83-87, 1982

(11) Osakabe M., Hamada T., Horiki S. ; "Water flow distribution in horizontal header contaminated with bubbles", International journal of

multiphase flow, Vol. 25, pp.827-840, 1999

(12) Sung-Jae Lee, Keun-Shik Chang, See-Jo Kim ; "Surface tension effect in the two-fluid equation system", International journal of Heat & Mass transfer, Vol. 41, pp. 2821-2826, 1998

(13) 齋藤 静雄, 大宮司 啓文, 飛原 英治 ; “冷媒の水平細管内沸騰熱傳達に関する研究”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, A333, pp. 687-688, 2000

(14) 田中 信吾, 大宮司 啓文, 竹村 文男, 飛原 英治 ; “二酸化炭素の水平管内沸騰熱傳達に関する研究”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, A334, pp. 689-690, 2000

(15) 桑原 憲, 小山 繁, 橋本 芳丈 ; “水平細管内における純冷媒 HFC134aの局所蒸發熱傳達特性に関する実験”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, H141, pp. 345-346, 2000

(16) 藏本 孝史, 宮本 宜彦, 片岡 勳, 松本 忠義, 大川 富雄, 吉田 憲司 ; “マイクロチャンネル内の気液二相スラグ流の流動挙動に関する研究”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, H145, pp. 353-354, 2000

(17) 浅野 等, 竹中 信幸, 藤井 照重 ; “キャピリーチューブ内減圧沸騰二相流の可視化とボイド率分布”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, A343, pp. 695-696, 2000

(18) 中島 啓行, 鈴木 雄二, 笠木 伸英 ; “細管内気液二相流の流量分配に関する研究”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集

(19) 田中 信吾, 大宮司 啓文, 竹村 文男, 飛原 英治 ; “二酸化炭素の水平管内沸騰熱傳達”, 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, I337, pp. 899-900, 2001

(20) Chien-Yuh, Yang, Cheng-Chou Shieh ; “Flow pattern of air-water and two-phase R-134a in small circular tubes”, International journal of multiphase flow, Vol.27, No.7, pp. 1163-1177, 2001

(21) Ing Youn Chen, Kai-Shing Yang, Yu-Juei Chang, Chi-Chung Wang ; “Two-phase pressure drop of air-water and R-410a in small horizontal tubes”, International journal of multiphase flow, Vol.27, No.7, pp. 1293-1299, 2001

(22) T. Furukawa, T. Fukano ; "Effect of liquid viscosity on flow patterns in vertical upward gas-liquid two-phase flow", International journal of multiphase flow, Vol.27, No.6, pp. 1109-1126, 2001.

(23) C. A. Van Group, H. M. Soliman, G. E. Sims ; "The effect of pressure on two-phase flow dividing at a reduced tee junction", International journal of multiphase flow, Vol.27, No.3, pp. 571-576, 2001

(24) T. S. Zhao, Q. C. Bi ; "Co-current air-water two-phase flow patterns in vertical triangular microchannels", International journal of multiphase flow, Vol.27, No.5, pp. 765-782, 2001

학술활동 및 산학협동 연구실적

(1) Ho-Young Kim, Yushi Takeda, Tugue Itoh, Sachiyo Horiki,
Masahiro Osakabe ;

“Pressure Drop in Small Tubes for Compact Heat Exchanger”,
한국박용기관학회, International Conference on Marine Engineering
2001, pp. 341~345 (2001. 10. 31.~2001. 11. 1.)

(2) 박영승, 김호영, 이정혜, 김경근 ;

“수구동 액체이젝터를 이용한 농산물의 예냉특성에 관한 연구”,
한국박용기관학회, 추계학술대회 논문집, pp. 45~49 (2001. 10. 31.~
2001. 11. 1.)

(3) 김호영, 문수범, 최두열, 김경근 ;

“진공해동장치에 의한 동결식품의 해동열특성”,
공기조화냉동공학회, 하계학술발표회 논문집, pp.1,098~1,102 (2000.
6. 24.)

(4) 박영승, 김호영, 문수범, 이정혜, 최두열, 김경근 ;

“판형 동결된 생선의 신속한 해동을 위한 저온진공 해동장치 개발”,

산업자원부 공업기반기술과제 1차년도 (1999. 8. 1. ~ 2000. 7. 31.)

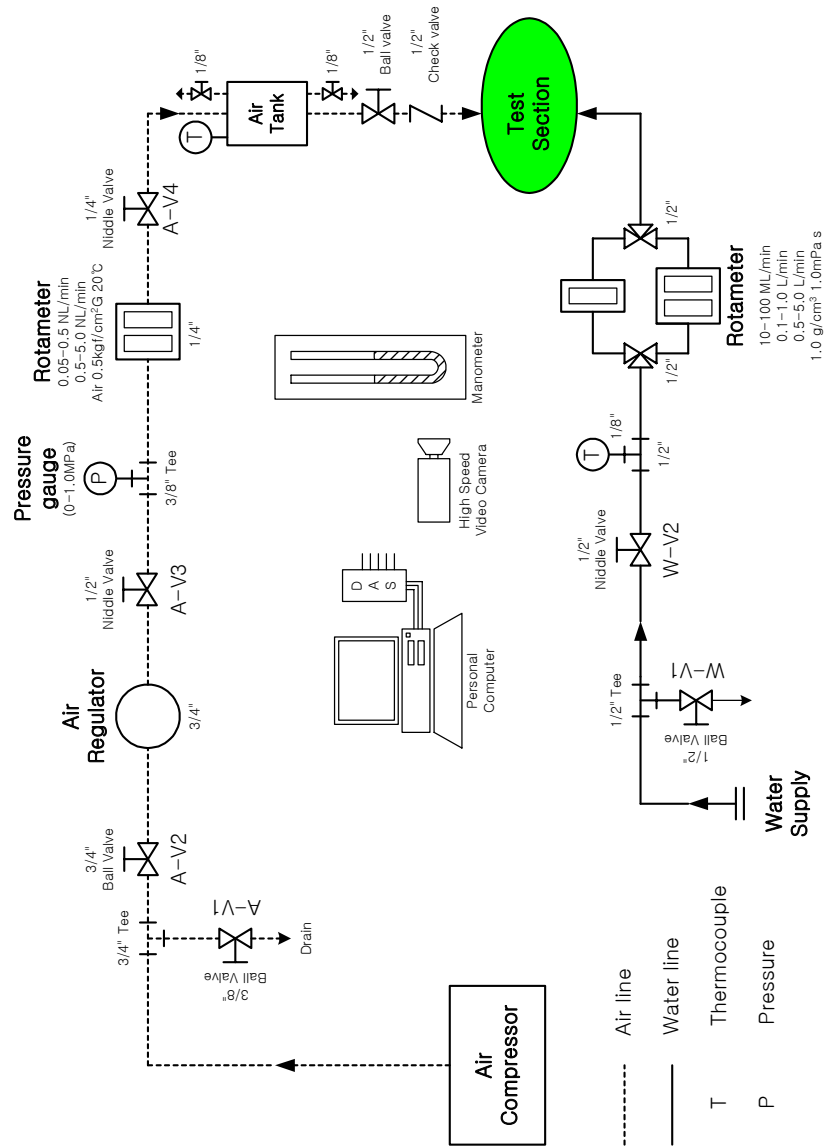
(5) 박영승, 김호영, 이정혜, 최두열, 김경근 ;

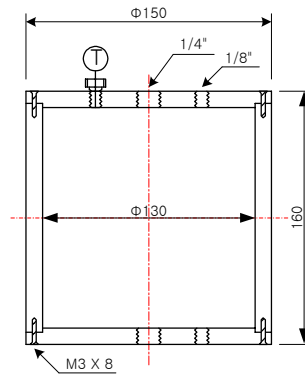
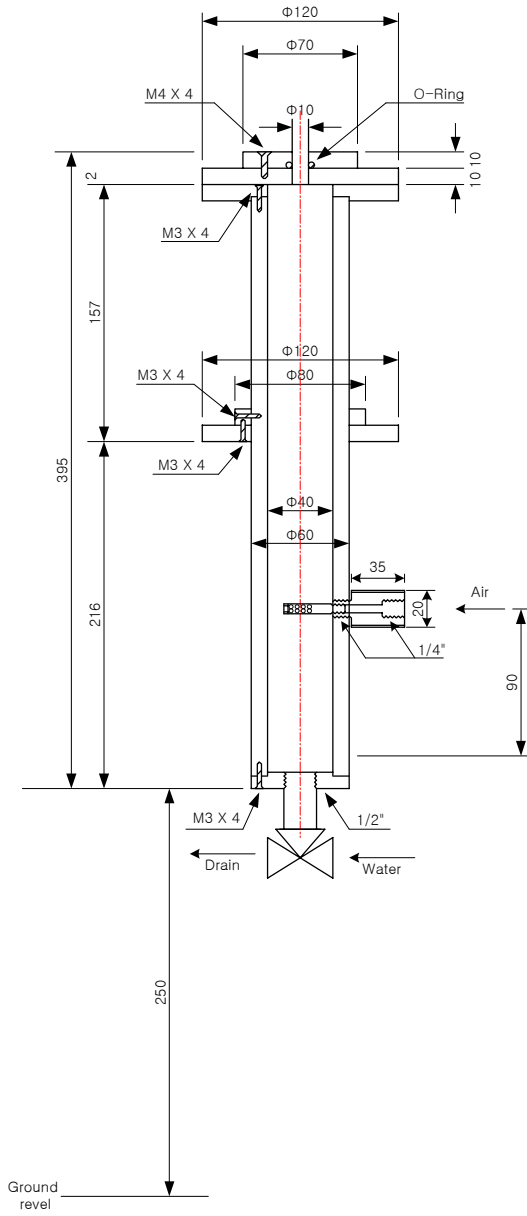
“소형 마늘 탈각기 개발에 관한 연구”,

중소기업청 지역컨소시엄 기술혁신과제, 우성기계+지원냉열 (2000. 5.

1.~2001. 4. 3.)

Appendix I : Detailed schematic diagram





Air Tank

감사의 글

본 연구논문이 완성되기까지 배움의 길을 열어 주시고, 시종일관 성심껏 지도해 주신 김경근 지도교수님께 진심으로 감사드립니다.

아울러 바쁘신 중에도 귀중한 시간을 내시어 논문심사를 하여 주신 정형호 교수님, 방광현 교수님께 감사를 드립니다.

또한 본 연구수행에 많은 조언을 하여 주신 日本 東京商船大学 刑部 真弘 教授, 실험장치의 제작에 많은 도움을 주신 伊東 次衛, 堀木 幸代 先生과 蒸氣動力實驗室 大学院生들에게도 감사드립니다.

그리고 일본에 있는 동안 여러 가지로 도움과 힘이 되어 주신 열공학 실험실의 선·후배님과 언제나 든든한 후원자인 동기들, 후배님들에게도 감사드립니다.

끝으로 오늘이 있기까지 인내와 정성으로 저를 뒷바라지하여 주신 아버지님, 어머니님과 지금은 나의 아내가 된 이은주에게 이 작은 정성을 드립니다.