

長方形管内気液二相流の研究（第1報）

水平管内における流動と圧力損失

松村 博久・井手 英夫

（受理 昭和50年5月31日）

STUDIES ON TWO-PHASE GAS-LIQUID FLOW IN RECTANGULAR CHANNELS (Report 1)

Flow Behavior and Pressure Drop with Air-Water
Flow in Horizontal Channels

Hirohisa MATSUMURA and Hideo IDE

There are many correlations on pressure drop and void fraction with two-phase gas-liquid flow in pipes, but few in channels with non-circular cross sections.

In this report the experimental investigations are arranged for pressure drop and void fraction with two-phase air-water flow in horizontal rectangular channels.

The data of pressure drop are compared with the usual correlation which is the relation between the ratio of the frictional pressure drop for two-phase air-water flow to the single-phase water flow and Martinelli's parameter, and the visual results of flow pattern are correlated to void fraction and the ratio of mass flow rate for air to water.

1. ま え が き

気液二相流の圧力損失や流動様式については、従来より種々の条件で実験され、多数の研究結果が報告¹⁾されている。しかし、これまでの実験的研究は供試管としておもに円管が使用されており、円形断面以外の管路を用いた実験は数少ない。そのために非円形断面管路における気液二相流の摩擦圧力損失は、その管路の代表長さに水力相当直径を用いて、便宜的に従来の円管にたいする関係式から算定している。この非円形断面管路にたいする円管等置法の利用は簡便であるが、それによる誤差については確立されていない。たとえば、Petrick²⁾の鉛直長方形断面管路（水力相当直径 20 mm, 縦横比 4.0 および水力相当直径 6.0 mm, 縦横比16の2種類）による実験結果は、管路の代表長さに水力相当直径を用いて円管と同様に整理されているが、円管の場合と異なつた結果もみられる。

上述の観点より、本研究は非円形断面管路として長方形断面管路を選び、その管路内における気液二相流の圧力損失と流体各相の挙動の関係を実験的ならびに解析的に解明するために行なわれている。本報においては、水平管内の空気-水二相流における摩擦圧力損

失が、管路の縦横比および管路断面の縦長と横長によつて受ける影響について実験的に調べ、それらの結果を従来からよく用いられている水平円管内気液二相流の摩擦圧力損失にたいする Lockhart-Martinelli³⁾の方法で整理している。また、気体体積率および肉眼観察による流動様式との関係についても検討し、管路断面の幾何学的形状の影響を解析的に考察している。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。ヘッドタンク①から供給される水は水流量調節弁②で制御され、水流量計③を通つて気液混合部④に入る。また、空気圧縮機⑤から供給される空気は、ストレーナ⑥と減圧弁⑦を経て空気流量調節弁⑧で制御され、空気流量計⑨およびサージタンク⑩を通つて気液混合部④に入る。水と空気は気液混合部で混合され、気液二相流となつて水平に設置されている測定管⑪に入る。測定管を出た気液二相流は集水タンクを経て外部に排出される。

測定管⑪は無色透明なアクリル樹脂製で、実験に使用された測定管の種類は表1の通りである。測定管の一例として管2を図2に示している。そして、測定管は長方形断面管路であるので、配管の円管との接続に

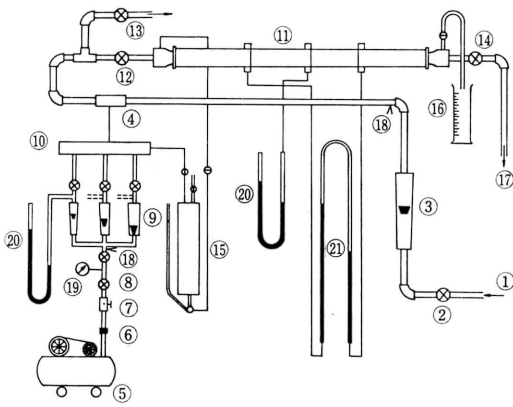


図1 実験装置概略

表1 測定管の種類

種類	水相当直径 (mm)	長辺の長さ (mm)	短辺の長さ (mm)	管長 (mm)	縦横比
管1	14.6	14.6	14.6	2500	1.0
管2	14.4	21.8	10.8	2500	2.0
管3	14.5	29.0	9.7	2500	3.0
管4	14.8	36.4	9.3	2500	3.9

- ①ヘッドタンク
- ②水流量調節弁
- ③水流量計
- ④気液混合部
- ⑤空気圧縮機
- ⑥ストレーナ
- ⑦減圧弁
- ⑧空気流量調節弁
- ⑨空気流量計
- ⑩サージタンク
- ⑪測定管
- ⑬⑭電磁弁
- ⑮加圧水タンク
- ⑯メスリンダ
- ⑰集水タンクへ
- ⑱熱電対
- ⑲圧力計
- ⑳水銀マンメータ
- ㉑逆U字マンメータ

は図3に示すような整流部を用いている。

気液混合部④はアクリル樹脂製で、その詳細は図4に示している。空気は円管の周囲にあけてある直径が0.8mmの8個の孔から管内を流れる水中に吹込まれる。なお、空気流量の小さい場合には1個おきの4個の孔を使用している。

気体体積率の測定は締切り法と気液交換法を併用して行なつた。測定管⑪の上流側と下流側に設置してある電磁弁⑬と⑭を閉じると同時に電磁弁⑮を開き、気液二相流体を測定管内に閉込める。閉込めた二相流体中の空気を測定管外に全部排出するまで、加圧水タンク⑮を利用して管路の一端から水を注入し、他端から二相流体を排出する。そして水の注入量(加圧水タンク⑮の目盛を読む)と排出量(メスリンダ⑯の目盛を読む)の差が測定管内の空気体積であるから、それから平均の気体体積率を算出した。

水および空気の温度は、それぞれの流量計の近くに

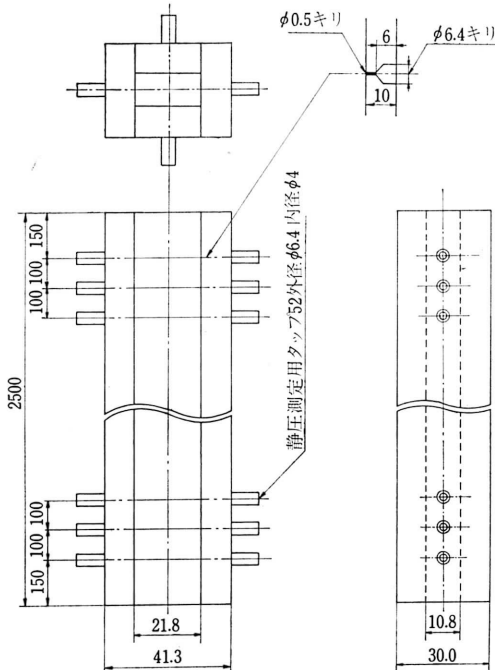


図2 測定管(管2)組立図

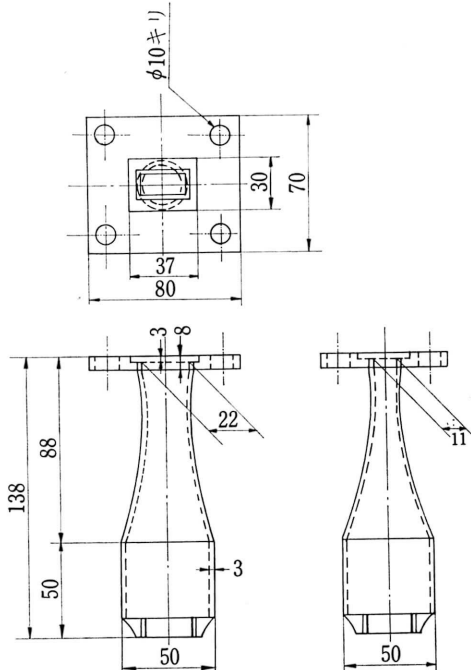


図3 整流部(管2)

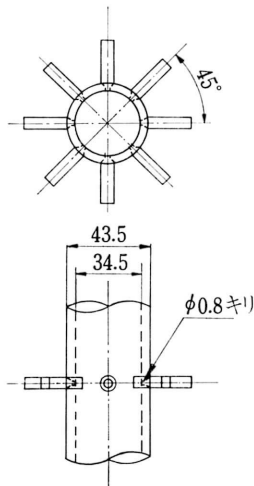


図4 気液混合物

取付けてある銅—コンスタンタン熱電対[Ⓔ]と電位差計によつて測定している。また、測定管内の気液二相流の流動様式は肉眼にて観察した。

3. 実験結果および整理

3.1. 水単相流の摩擦圧力損失

水単相流の摩擦圧力損失の実験結果は、管摩擦係数とレイノルズ数の関係で、縦横比をパラメータとして図5に示している。ここで、管摩擦係数 λ_l とレイノルズ数 Re_l は、次式のように定義している。

$$\lambda_l = \frac{2gD_e}{\tau_l u_l^2} \left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_l \quad (1)$$

$$Re_l = \frac{D_e u_l}{\nu_l} \quad (2)$$

ただし、長方形断面管路の水力相当直径 D_e は、

$$D_e = \frac{2ab}{a+b} \quad (3)$$

ここに、

a, b : 長方形断面の長辺の長さおよび短辺の長さ

g : 重力の加速度

$\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_l$: 水単相流の単位長さ当りの摩擦圧力損失

u_l : 水の平均流速

τ_l : 水の比重量

ν_l : 水の動粘性係数

である。

水単相流の円管内乱流における管摩擦係数とレイノ

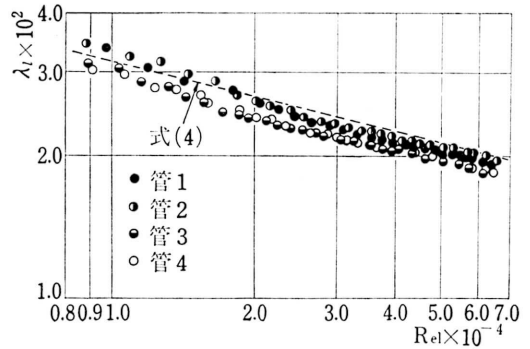


図5 λ_l と Re_l の関係（縦横比の影響）

ルズ数の関係は、たとえば、Blasius の式

$$\lambda_l = 0.3164 Re_l^{-0.25} \quad (4)$$

で表わされるので、図5には式(4)の関係も破線で加えてある。図5によると、縦横比の影響は顕著でなく、長方形断面管路における水単相流の管摩擦係数とレイノルズ数の関係は、近似的に円管にたいする式(4)で表わせる。

3.2. 気液二相流の圧力損失

管内の気液二相流における圧力損失の関係は、

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{t_p} = \left(\frac{\Delta P_a}{\Delta L} \right)_{t_p} + \left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_{t_p} + \left(\frac{\Delta P_g}{\Delta L} \right)_{t_p} \quad (5)$$

ここに、

$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{t_p}$: 気液二相流における単位長さ当りの圧力損失

であり、添字 a, f および g はそれぞれ 加速、摩擦および重力によるものである。

ここでは、管路軸方向の気体体積率の変化が無視でき、水平管であることから、

$$\left(\frac{\Delta P_a}{\Delta L} \right)_{t_p} \approx 0, \quad \left(\frac{\Delta P_g}{\Delta L} \right)_{t_p} = 0 \quad (6)$$

したがつて、水平管内気液二相流における摩擦圧力損失は、

$$\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_{t_p} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{t_p} \quad (7)$$

から算出できる。

3.3. 気液二相流の摩擦圧力損失

実験結果を Lockhart-Martinelli³⁾ の方法、すなわち、 ϕ_l と X_{tt} の関係で示したのが図6から図9である。ただし、

$$\phi_l = \left[\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_{t_p} / \left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_{t_0} \right]^{0.5} \quad (8)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{W_l}{W_g} \right)^{0.9} \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (9)$$

$$\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L} \right)_{t_0} = \lambda_l \left(\frac{\gamma_l u_{l0}^2}{2gD_c} \right) \quad (10)$$

ここに、

u_{l0} : 二相流体中の水のみが管路を満して流れると仮定した場合の水相当流速

W_g, W_l : 空気および水の重量流量

γ_g : 空気の比重量

μ_g, μ_l : 空気および水の粘性係数

である。

図6から図9には水相当流速 u_{l0} をパラメータで示し、実線は Chisholm ら⁴⁾ が円管の実験結果から得た関係式 (11) を表わしている。

$$\phi_l = \left[1 + \frac{21}{X_{tt}} + \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (11)$$

これらの図から縦横比の影響をみると大きな差異は認められないが、管路断面の横長と縦長の影響について、図7から図9の (a) 横長の場合と (b) 縦長の場合を比較すると、 X_{tt} の値が小さな範囲で、横長が縦長より同じ X_{tt} の値にたいする摩擦圧力損失はいくらか大きい値をとる傾向にある。このことはとくに水

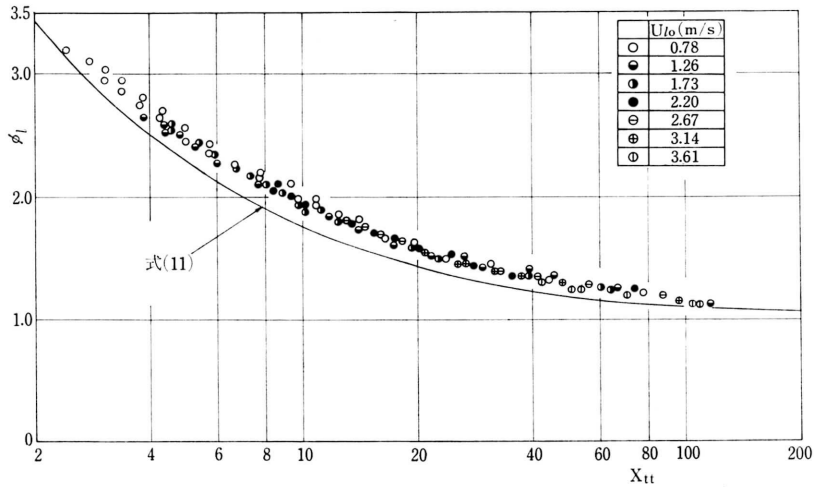


図6 ϕ_l - X_{tt} 関係 (管1)

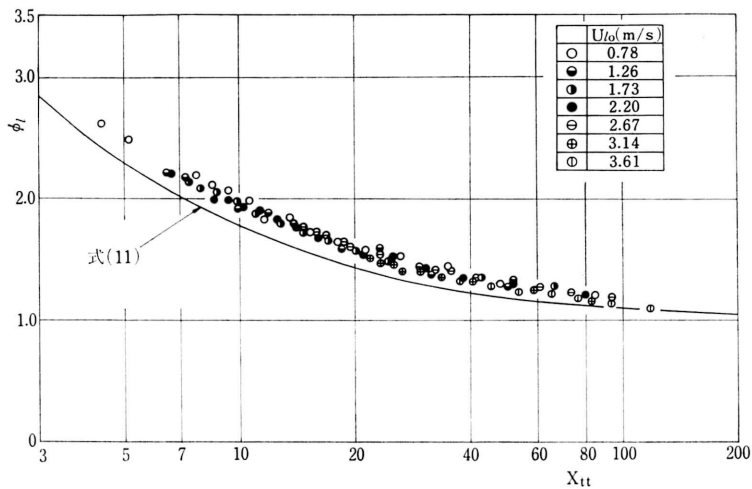


図7(a) ϕ_l - X_{tt} 関係 (管2横)

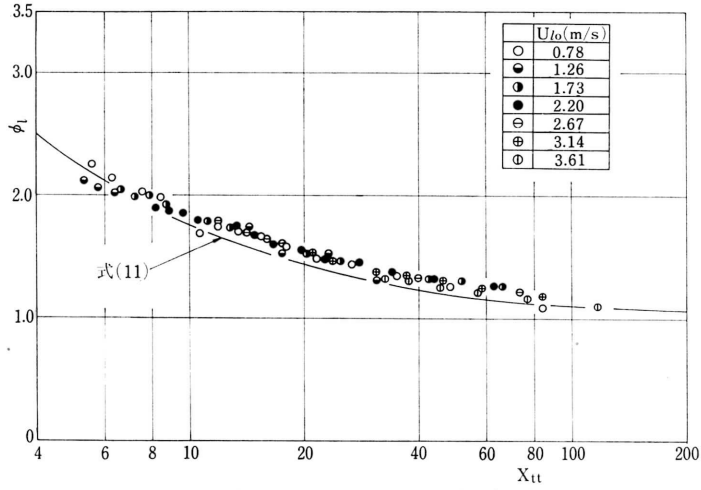


図 7(b) ϕ_1-X_{tt} 関係 (管 2 縦)

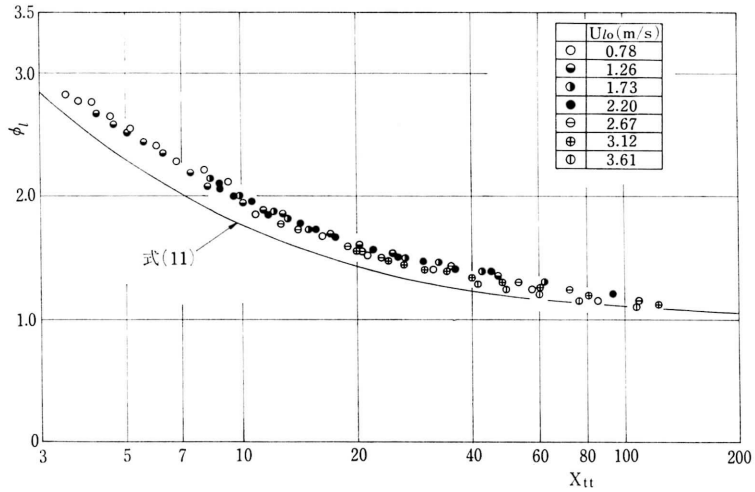


図 8(a) ϕ_1-X_{tt} 関係 (管 3 横)

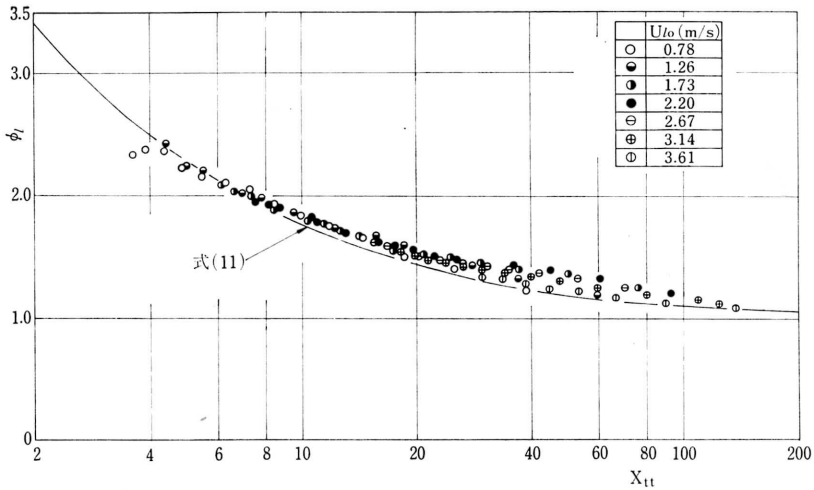
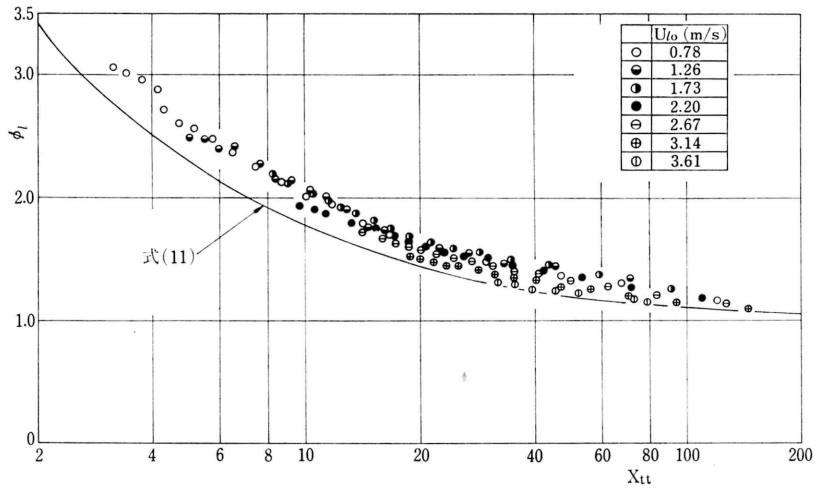
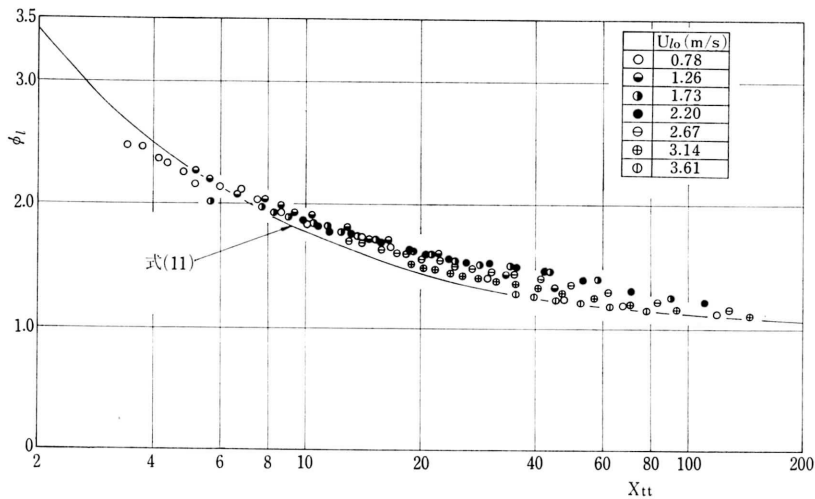


図 8(b) ϕ_1-X_{tt} 関係 (管 3 縦)

図 9(a) ϕ_l - X_{lt} 関係 (管4横)図 9(b) ϕ_l - X_{lt} 関係 (管4縦)

流量が小さくて空気流量が大きい場合に明らかとなっている。また、実験結果は同じ X_{lt} にたいして式(11)より摩擦圧力損失は全般的にいくぶん大きくなっている。

3.4. 流動様式と気体体積率

流動様式について、図10のように気ほう流 (B)、気ほうスラグ流 (BS)、スラグ流 (S)、遷移流 (F) および分離流 (S_{ep}) の5形式に分類している。図11から図14には気体体積率 f_g と流量比 W_g/W_l の関係を表わしており、実線は次式のすべり比 S を示している。

$$S = \left(\frac{W_g}{W_l} \right) \left(\frac{\gamma_l}{\gamma_g} \right) \left(\frac{1-f_g}{f_g} \right) \quad (12)$$

流動様式は肉眼観察によつて判別しているために、流速が大きくなると流動様式のそれぞれの境界を明確に判別しにくくなるので、これらの図には流動様式のおおよその境界を破線で表わしてある。

図12から図14の管路断面の(a)横長の場合と(b)縦長の場合を比較してみると、気ほう流と気ほうスラグ流の境界を除いては、流動様式のそれぞれの境界は横長の場合が縦長の場合より気体体積率の大きい方へ移行しているのが認められる。

4. 考 察

4.1. 管路断面の横長・縦長の影響

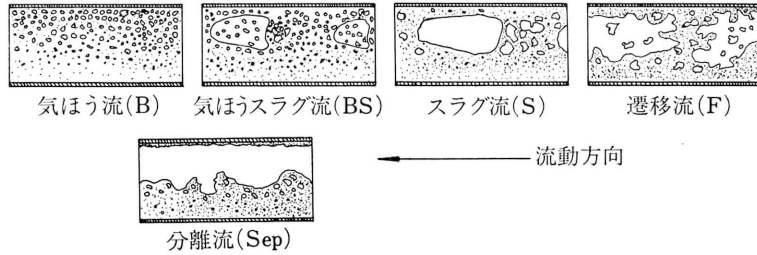


図 10 流動様式の分類

前述したように、管路断面の横長と縦長を比較してみると、 X_{tt} の値の小さな範囲で、横長の場合が縦長の場合より同じ X_{tt} の値にたいして摩擦圧力損失はいくぶん大きな値を示した。そして、従来から円管にたいして用いられている式 (11) は、長方形断面管路に精度よく適用できないことが認められた。

図 6 から図 9 について、水相当流速を基準にして縦横比と横長・縦長をパラメータとしたのが図 15 である。図中の実線は式 (11) で、破線は Wallis⁵⁾ の実験式 (13) を示している。

$$\phi_l = 1 + \frac{2}{\sqrt{X_{tt}}} + \frac{1}{X_{tt}} \quad (13)$$

図 15 によると、管路断面の横長と縦長の影響は明らかに示されている。しかし、縦横比の影響はわずかにみられるが、大きな差異は認められない。

4.2. 管路断面の幾何学的形状の影響

管路断面の幾何学的形状の影響について、簡単なモデルから考察してみる。

図 16 のような水平長方形断面管路（長辺の長さ a 、短辺の長さ b ）内の模形的流れを考える。管路の縦横比 T および管路を水が満して流れる場合の水力相当直径 D_e は、

$$T = a/b \quad (14)$$

$$D_e = 4A/F \quad (15)$$

ただし、

$$A = ab, \quad F = 2(a+b) \quad (16)$$

管路は空気-水二相流体で満されているので、空気と水はそれぞれ分離して流れると仮定すれば、管路横断面の水の部分にたいする水力相当直径は、

$$D_{e1} = 4A_1/F_1 \quad (17)$$

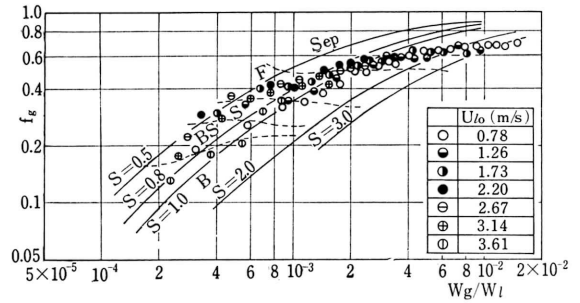


図 11 気体体積率と流量比との関係（管 1）

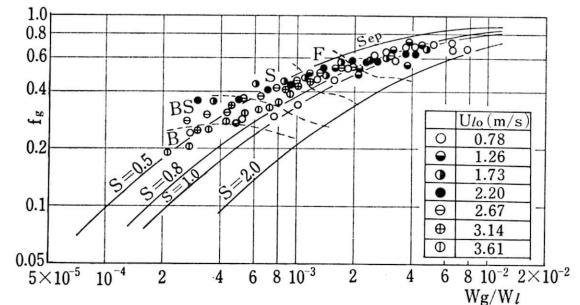


図 12(a) 気体体積率と流量比との関係（管 2 横）

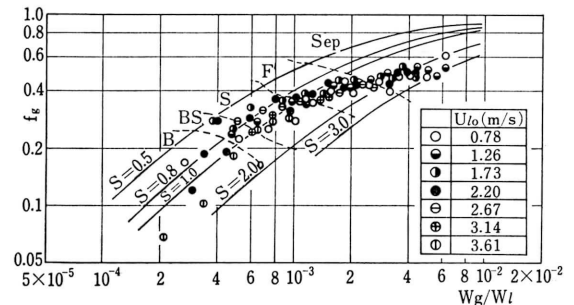


図 12(b) 気体体積率と流量比との関係（管 2 縦）

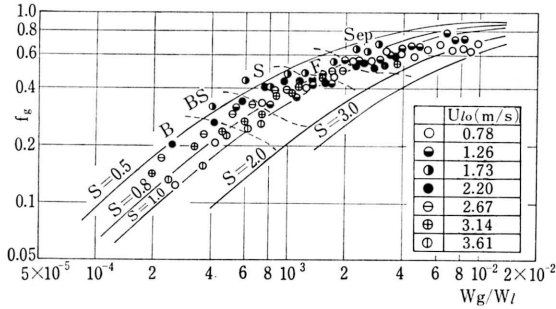


図13(a) 気体体積率と流量比との関係 (管3横)

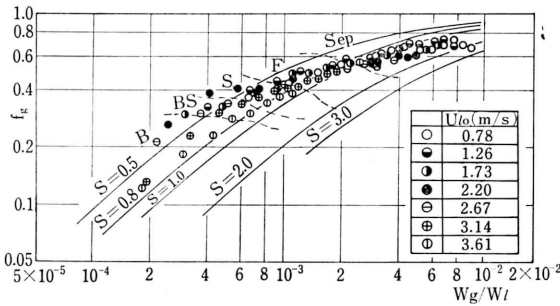


図13(b) 気体体積率と流量比との関係 (管3縦)

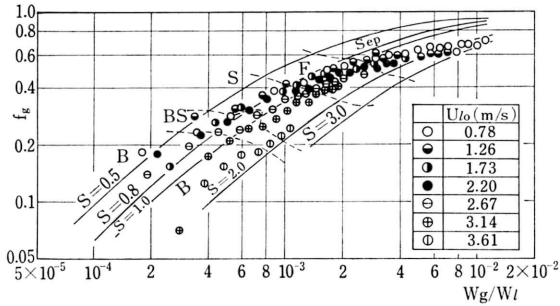


図14(a) 気体体積率と流量比との関係 (管4横)

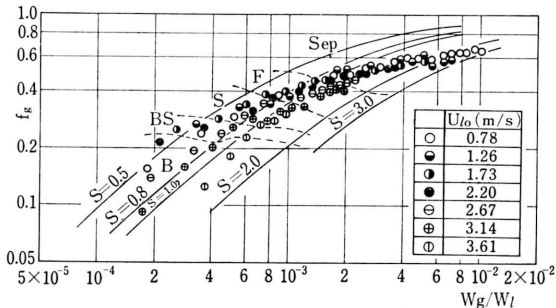


図14(b) 気体体積率と流量比との関係 (管4縦)

ここで、管路断面の横長の場合は、

$$A_i = ac, \quad F_i = a+2c \quad (18)$$

縦長の場合は、

$$A_i = bd, \quad F_i = b+2d \quad (19)$$

そして、

$$A = A_i + A_g \quad (20)$$

の関係より

$$1 = \frac{A_i}{A} + \frac{A_g}{A}$$

であるから、

$$\frac{A_g}{A} = f_g, \quad \frac{A_i}{A} = 1 - f_g \quad (21)$$

ここに、

A : 管路断面積

A_g : 管路断面における空気の占める面積

A_i : 管路断面における水の占める面積

である。

気液二相流の摩擦圧力損失は模形的流れより

$$\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L}\right)_{t_p} = \left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L}\right)_i = \lambda_i \frac{\tau_i u_i^2}{2gD_{ei}} \quad (22)$$

ただし、

$$\lambda_i = K \left(\frac{D_{ei} u_i}{\nu_i}\right)^{-1/4}, \quad u_i = \frac{W_l}{\tau_i A_i} \quad (23)$$

また、気液二相流における水のみが管路を満して流れると仮定した場合の摩擦圧力損失は、

$$\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L}\right)_{i_0} = \lambda_{i_0} \frac{\tau_i u_{i_0}^2}{2gD_e} \quad (24)$$

ただし、

$$\lambda_{i_0} = K \left(\frac{D_e u_{i_0}}{\nu_i}\right)^{-1/4}, \quad u_{i_0} = \frac{W_l}{\tau_i A} \quad (25)$$

ここに、

K : 定数

u_i : 気液二相流における水の平均流速

である。

式(22)と式(24)から

$$\begin{aligned} \phi_i &= \left[\frac{\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L}\right)_{t_p}}{\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta L}\right)_{i_0}} \right]^{1/2} \\ &= \left(\frac{D_e}{D_{ei}}\right)^{5/8} \left(\frac{A}{A_i}\right)^{7/8} \end{aligned} \quad (26)$$

また、式(15)と式(17)より

$$\phi_i = \left(\frac{F_i}{F}\right)^{5/8} \left(\frac{A_i}{A}\right)^{-3/2} = \left(\frac{F_i}{F}\right)^{5/8} (1-f_g)^{-3/2} \quad (27)$$

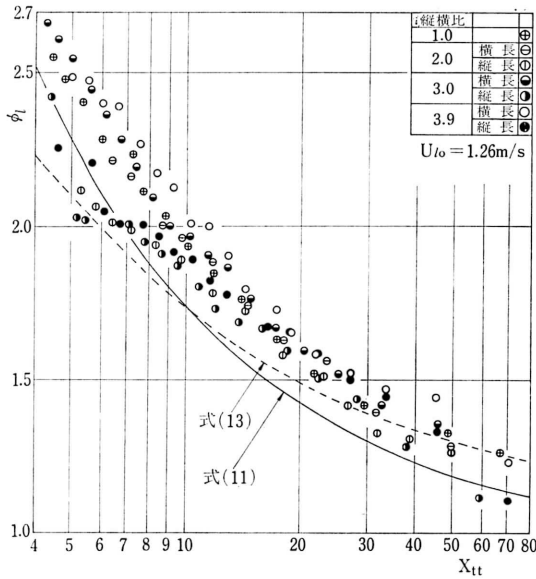


図 15(a) ϕ_l - X_{tt} 関係

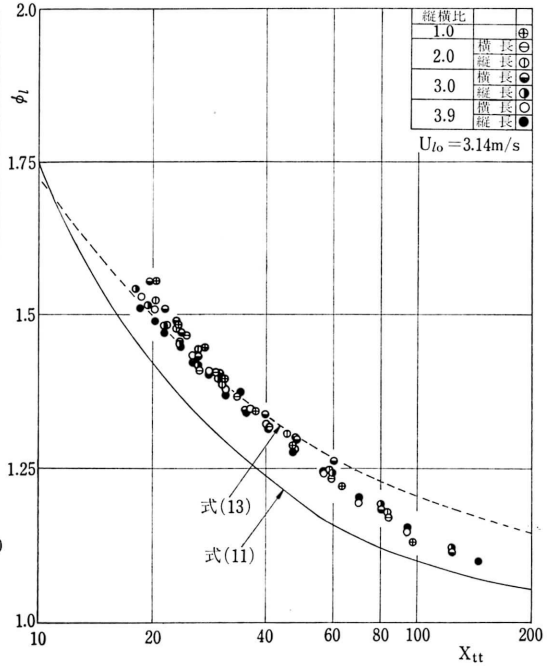


図 15(c) ϕ_l - X_{tt} 関係

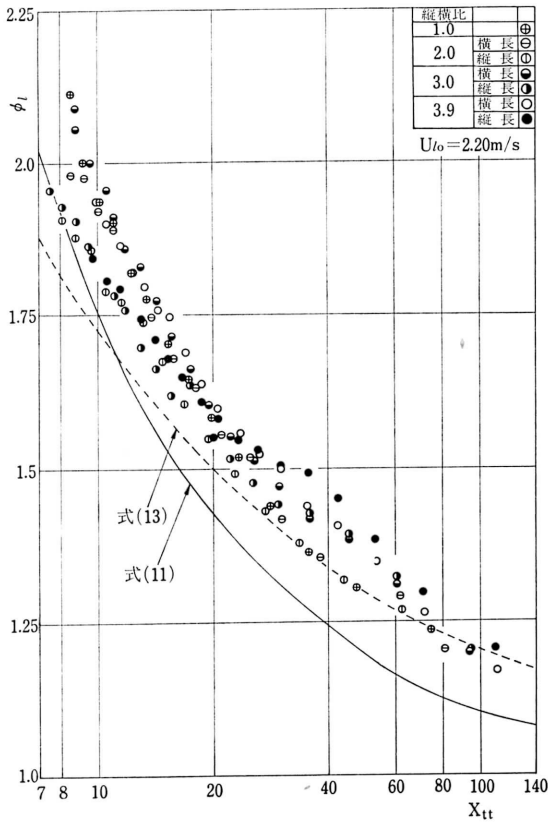
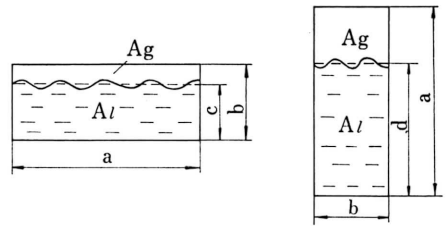


図 15(b) ϕ_l - X_{tt} 関係



(a) 横長 (b) 縦長

図 16 水平管内流モデル

図 16 より,

$$\frac{c}{b} = \frac{d}{a} = 1 - f_g$$

であるから、管路断面の横長の場合は、

$$\begin{aligned} \phi_l &= \left[\frac{a+2c}{2(a+b)} \right]^{5/8} (1-f_g)^{-3/2} \\ &= \left[\frac{T+2(1-f_g)}{2(T+1)} \right]^{5/8} (1-f_g)^{-3/2} \quad (28) \end{aligned}$$

縦長の場合は、

$$\begin{aligned} \phi_l &= \left[\frac{b+2d}{2(a+b)} \right]^{5/8} (1-f_g)^{-3/2} \\ &= \left[\frac{1+2T(1-f_g)}{2(T+1)} \right]^{5/8} (1-f_g)^{-3/2} \quad (29) \end{aligned}$$

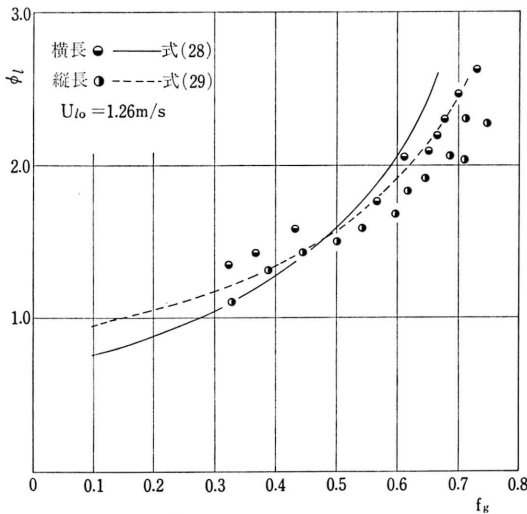
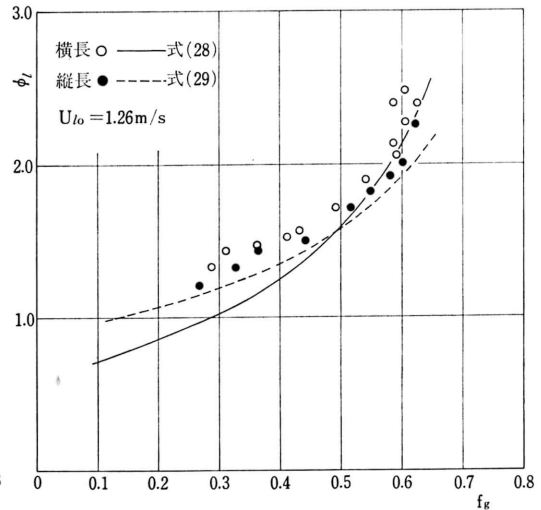
図 17(a) ϕ_l と f_g の関係 (管 3)図 17(b) ϕ_l と f_g の関係 (管 4)

図 17 には ϕ_l と f_g の関係の例を示しており、管路断面の横長と縦長の影響をみたものである。図中には式 (28) および式 (29) も表わしてあるが、 f_g の大きい領域で実験結果と考察結果は定性的傾向がよく一致していることがわかる。ただし、 f_g の小さい領域では流動様式が気ほう流あるいは気ほうスラグ流であるので、仮定した模形的流れと合致していないので、実験値とは一致していない。

5. 結 言

長方形断面をもつ水平管内における空気—水二相流の摩擦圧力損失について、管路の縦横比および管路断面の横長と縦長の影響を実験的に調べた結果、つぎのようなことがわかった。

- (1) 管路の縦横比の影響はわずかにみられるが、大きな差異は認められない。
- (2) 管路断面の横長 および縦長の影響は、水流量が大きくて気体体積率の小さい場合には顕著でないが、水流量が小さくて気体体積率の大きい場合には明らかとなる。
- (3) 管路断面の横長 および縦長の影響は、流動様

式の変化にも現われており、気ほう流と気ほうスラグ流の境界を除いては、流動様式のそれぞれの境界は、横長の場合が縦長の場合より、同じ流量比にたいして気体体積率の大きい方へ移行している。

終わりに、本実験に際し協力を得た古武昭二、馬場一雄、帆足範夫の各氏に謝意を表わします。

文 献

- 1) S. W. Couse: An Index to the Two-Phase Gas-Liquid Flow Literature, MIT, Report No. 9 (1966), MIT Press.
- 2) M. Petrick: Two-Phase Air-Water Flow Phenomena, ANL-5787 (1958-3).
- 3) R. W. Lockhart and R. C. Martinelli: Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Component Flow in Pipes, Chem. Engng. Progr., 45-1 (1941-1), 39.
- 4) D. Chisholm and A. D. K. Laird: Two-Phase Flow in Rough Tubes, Trans. ASME, 80-2 (1958), 276.
- 5) G. B. Wallis: One Dimensional Two-Phase Flow, (1969), McGraw-Hill.