垂直細管内気液環状二相流における流動特性への表面張力の影響*

Effects of Surface Tension on Flow Characteristics of Two-Phase Annular Flow in Vertical Small Diameter Pipes

佐田富 道雄** 坪根 弘明*** 川原 顕磨呂** 塩田 紘之†
 SADATOMI Michio TSUBONE Hiroaki KAWAHARA Akimaro SHIOTA Hiroyuki

Abstract The effects of surface tension on flow characteristics of two-phase annular flow in vertical pipes of 16 to 5 mm i.d. have been studied experimentally and analytically. In the adiabatic experiments, three kinds of liquids mainly with different surface tension were used as the test liquids while air as the test gas. The data obtained were instantaneous and mean void fraction, pressure drop and flow regime, etc. at near atmospheric pressure. The effects of surface tension on each flow parameter were studied by comparing the data for the different liquids. In the analysis, the above data were compared with calculations by various correlations in literatures. Regarding the void fraction, the calculations were conducted mainly by the well-known two-phase two-fluid model. The constitutive equations of the interfacial friction force were tested against the data. The results of the above experiments and comparisons are reported in this paper.

Keywords: Two-phase annular flow, Surface tension, Small diameter pipe, Two-fluid model

1. 緒言

気液二相流は、工業上、様々な装置において見られ、特に熱交換器等では熱移動に関係する重要な現象である。近年では、小型化・高性能化の観点から、小型熱交換器や稠密体系の新しい原子炉[1]などの研究・開発が進んでおり、また、環境への負荷が小さい新冷媒の開発も行われている[2]。しかしながら、気液二相流動特性を冷媒の種類に関わらず正確に予測できる一般的な予測法は得られておらず、新冷媒が開発される度に実験により装置の性能を調査しなければならない。

上記の背景から、著者らは、細管内二相流のボイド率や摩擦圧力損失、流動様式などの流動特性に関して、流体の物性値に依らず一般的に使用できる相関式の開発を目的としている。そして、二相流動特性への表面張力の影響については、5～

16 mm の垂直管を用いた実験と考察を行い、その成果を既に報告している[3,4]。このほか、0.5～6 mm の垂直細管を用いた研究（例えば、[5-7]）が空気-水系で行われ、細管では通常口径管に比べて表面張力の影響が大きく、特異な流れを生じることが明らかになっている。さらに、Ide-Fukano[8]は細管での表面張力の影響を明らかにした研究が少ないことを指摘している。

本研究では、気液環状二相流の流動特性に及ぼす表面張力の影響を明らかにし、摩擦圧力損失、界面摩擦力、ボイド率の予測式の再検討を目的としている。実験では、5～16 mm の垂直円管と 3 種類の供試液体を用いて、上記のパラメータについて予測式の検証に必要な高精度な実験値を採取した。さらに、本実験値と様々な予測式による計算値との比較を行ったので、それらの比較結果

* 2005.11.14 受付

** 熊本大学工学部知能生産システム工学科 〒860-8555 熊本市黒髪 2-39-1

TEL: (096)342-3757 FAX: (096)342-3757 E-mail: sadatomi@mech.kumamoto-u.ac.jp

*** 有明工業高等専門学校機械工学科

† 熊本大学大学院自然科学研究科

もあわせて報告する。

2. 実験

Fig. 1 に本実験装置の概略を示す。流路には、滑らかな内壁を持つ透明アクリル樹脂製の内径 5、9、16 mm の垂直円管を用いた。図中に示す助走区間、試験区間、排出区間の長さは 9 mm 管の場合であり、5 mm と 16 mm 管における各区間の長さはそれぞれ 9 mm 管のおよそ 5/9 倍と 16/9 倍とした。液相にはポリオキシエチレンラウリルエーテル水溶液と N-プロピル-N-ペルフルオロオクチルスルホニルグリシンカリウム塩水溶液、水（以後、それぞれ PLE、EF112、W と略記）、気相には空気を用いた。つまり、本研究では 3 種類の管径と 3 種類の液体を組み合わせて、計 8 通りの系（EF112 と 16 mm 管の組み合わせを除く）の実験を行った。実験では、圧力は大気圧近傍（103.0- 182.0 kPa）であり、液温は $30 \pm 0.5^\circ\text{C}$ の一定とした。Table 1 に 30°C の液相の物性値を示す。

Fig. 1 において、液相は遠心ポンプで上昇管の気液混合部に供給した。一方、空気はコンプレッサーにより気液混合部に供給した。気液混合部では、空気を直径 0.3 mm（気泡流の場合）もしくは 1.0 mm の複数の穴を通して液相の流れの中に導入した。ここで生じた気液二相流は試験区間を通り分離タンクへ流出した。ここで分離した空気は大気へ開放し、液相は下降管を通して循環させ

Table 1 Properties of test liquids at 30°C

Liquid	σ N/m	μ mPa·s	ρ kg/m ³
Water	0.071	0.797	995.7
PLE	0.042	0.922	995.7
EF112	0.022	0.772	995.7

た。気相と液相の流量測定には、それぞれロタメータ（精度 3 %）と容積式流量計（精度 2 %）を用いた。ボイド率と液膜厚さの測定には、試験区間の両端に設置した 2 ヶ所の電極対（定電流法[9],[10]、精度 ± 0.03 ）を使用した。ここで、測定に使用した一対の電極間距離は直径の約 1.7 倍であった。全圧力損失の測定には差圧変換器（精度 2 %）を、システム圧の測定には圧力変換器（精度 3 %）を使用した。それぞれの出力電圧は A/D 変換し、パソコンで時間平均値を算出した。その際、サンプリング周波数は 1 kHz とし 10000 点のデータを処理した。さらに、流動様式は、試験区間中央の管軸部に設置した点電極プローブによる出力電圧の波形を解析して判別し、流動状態はデジタルカメラで撮影した。

本実験における測定パラメータは、気相及び液相の体積流束 j_G, j_L 、ボイド率 α 、全圧力損失 dP/dz 及びシステム圧 P_{sys} （試験区間中央での圧力）であった。そして、摩擦圧力損失 dP_f/dz は、本実験領域では加速圧力損失が無視できるので、全圧力損失から静水圧成分を差し引いて求めた。

$$\frac{dP_f}{dz} = \left| \frac{dP}{dz} \right| - \{ \rho_G \alpha_G + \rho_L (1 - \alpha_G) \} g \quad (1)$$

次に、二流体モデルで重要なパラメータである単位体積当りの界面摩擦力 F_i は式(2)、(3)より求めた[11]。

$$F_i = -\rho_G j_G \frac{du_G}{dz} - \rho_G \alpha_G g - \alpha_G \frac{dP}{dz} \quad (2)$$

ただし、

$$\frac{du_G}{dz} = -\frac{j_G}{\alpha_G} \left(\frac{1}{P_{sys}} \frac{dP}{dz} + \frac{1}{\alpha_G} \frac{d\alpha_G}{dz} \right) \quad (3)$$

Table 2 に、供試流体、管内径 D 、気液両相の体積流束 j_G, j_L の実験条件を示す。流動様式は全部が環状流であり、Ishii-Grolmes の式[12]から判断すると、多くの実験条件で気相のコア内には液滴が存在すると思われる。

Fig. 1 Apparatus used in this study

Table 2 Experimental condition

Liquid	Gas	D mm	j_L m/s	j_G m/s	Liquid droplet*
Water	Air	16	0.1 - 2.0	10 - 29	With: 7 runs Without: 3 runs
		9	0.1 - 1.0	10 - 40	With: 9 runs Without: 3 runs
		5	0.1 - 1.0	20 - 78	With: 8 runs Without: 1 run
PLE	Air	16	0.1 - 1.0	10 - 29	With: 6 runs Without: 3 runs
		9	0.1 - 0.5	10 - 20	With: 3 runs Without: 1 run
		5	0.1 - 1.0	20 - 50	With: 7 runs Without: 0 run
EF112	Air	9	0.1 - 0.5	11 - 22	With: 4 runs Without: 0 run
		5	0.1 - 0.5	20 - 50	With: 6 runs Without: 0 run

* Judged from Ishii-Grolmes' correlation [12]

3. 実験結果および考察

3.1 流動状態とボイド率波形

Fig. 2 に、液相に 3 種類の異なる液体を用いた場合の流動状態を比較する。これらは $j_L = 0.1$ m/s、 $j_G = 50$ m/s における 5 mm 管での環状流の写真である。PLE と EF112 の場合、水の場合とは異なり、液膜内に多くの微細な気泡が存在し、さらに、液膜の気液界面に波長の短い波が多く現れる傾向がみられた。

Fig. 3(a)に、液相に PLE と水を用いた場合のボイド率波形の比較を示す。これらは Fig. 2 で示す流動状態と同じ実験条件で、定電流法を用いて得られた波形である。横軸は時間 T 、左縦軸はボイド率 α_G 、右縦軸は液膜厚さ δ である。液膜厚さは水の場合よりも PLE のほうが薄くなった。また、EF112 の場合、液膜厚さは PLE よりも少し薄くなる程度であった（図省略）。次に、Fig. 3(a)と(b)との比較から、液相の種類に関わらず、 j_G の減少とともに液膜厚さは増加し、波長が長くなることが分かる。また、Fig. 3(b)と(c)との比較から、特に水の場合、16 mm 管のほうが 5 mm 管よりも液膜厚さが増加し、波長については液相の種類に依らず 16 mm 管のほうが 5 mm 管よりも長くなる傾向がみられた。

3.2 摩擦圧力損失

Fig. 4 に、5 mm 管における摩擦圧力損失 dP_f/dz の実験結果を示す。摩擦圧力損失は j_L と j_G の増加とともに増加した。次に、表面張力の影響については、表面張力が低い液体の場合ほど摩擦圧力

Fig. 2 Annular flows in 5 mm i.d. pipe for three different liquids

Fig. 3 Void signals from paired electrodes in the constant current method

Fig. 4 Comparison of frictional pressure drop data for 5 mm i.d. pipe

損失は大きいことが分かった。これは Fig. 3(a)-(c)で示したように、表面張力の低下に伴い液膜厚さが減少し、それに起因して液膜の平均流速が増加したためであると考えられる。これらの傾向は9 mm 管および16 mm 管でも同様であった。

3.3 界面摩擦力

Fig. 5 に、5 mm 管における界面摩擦力 F_i の実験結果を示す。界面摩擦力は j_L と j_G の増加とともに増加した。次に、表面張力の影響については、表面張力が低い液体ほど、界面摩擦力は大きいことが分かった。これらの傾向は前述した摩擦圧力損失に対する傾向と同様であった。さらに、9 mm 管および16 mm 管でも同様の傾向であった。

3.4 ボイド率

Fig. 6 に、5 mm 管におけるボイド率 α_G の実験結果を示す。ボイド率は j_G の増加とともに、また、 j_L の減少とともに増加した。次に、表面張力の影響については、表面張力が低い液体ほど、ボイド

Fig. 5 Comparison of interfacial friction force data for 5 mm i.d. pipe

Fig. 6 Comparison of mean void fraction data for 5 mm i.d. pipe

率は増加する傾向があった。また、9 mm 管および16 mm 管でも同様の傾向であった。

4. 実験値と計算値との比較

4.1 摩擦圧力損失

Table 3 に、13 個の一般的な混合流体モデルの諸式と良く知られている TRAC-PF1/MOD1[23]と RELAP5/MOD2[24]の二流体モデルの予測式による計算値と本実験値との比較結果を示す。ここで、検討した式のうち、Casagrande ら[14]、Friedel[16]、Storek-Brauer [18]、Ide-Fukano[8]の式には表面張力の項が含まれている。また、Ide-Fukano の式による計算では、井手先生のアドバイスに従って、矩形断面のアスペクト比を円管では1とした。さらに、Ide-Fukano の式は各相を単相で流した場合、液相が層流、気相が乱流となる条件で導出されているが、本研究では気液ともに乱流となる条件での実験結果に対しても比較を行った。ここで、平均誤差 e_M と二乗平均誤差 e_{RMS} は以下の式より算出した。

$$e_M = \sum_i^N \{ (Cal_i - Exp_i) / Exp_i \} / N \times 100\% \quad (4)$$

$$e_{RMS} = \sqrt{\sum_i^N \{ (Cal_i - Exp_i) / Exp_i \}^2 / (N - 1)} \times 100\% \quad (5)$$

Table 3 から分かるように、RELAP5/MOD2 の壁面摩擦力の式は、液相の種類や管内径に依らず、他の式よりも優れていた。Fig. 7 に RELAP5/MOD2 の壁面摩擦力の式による計算値と実験値との比較を示す。EF112 の j_L の小さい領域を除き、両者はおおよそ $\pm 50\%$ 以内で一致した。

Table 3 Mean and RMS errors in frictional pressure drop prediction for 13 correlations

Correlations	Water		PLE		All	
	e_M	e_{RMS}	e_M	e_{RMS}	e_M	e_{RMS}
Yasui-Sasaki[13]	7.4	82.3	-38.2	59.6	-21.6	73.4
Casagrande et al.[14]	4.9	48.3	-27.9	41.5	-20.7	53.7
Chisholm (L & M)[15]	-9.7	36.9	-23.2	41.0	-23.0	43.8
Friedel[16]	28.8	65.8	8.5	41.9	8.3	56.5
Beattie-Whalley[17]	-12.7	34.1	-26.0	37.7	-26.0	42.2
Storek-Brauer[18]	431	469	347	383	355	396
Fukano-Furukawa[19]	59.4	113	46.9	92.9	37.7	96.0
Garcia et al.[20]	-37.4	46.8	-45.2	52.3	-46.4	54.0
Ide-Fukano[8]	257	648	166	350	177	492
Homogeneous model[21]	66.6	90.7	36.9	73.5	40.2	76.9
Separated flow model[22]	-36.8	70.3	-9.1	51.6	-31.3	62.7
TRAC-PF1/MOD1[23]	-88.6	93.2	-89.2	94.5	-90.0	92.4
RELAP5/MOD2[24]	5.5	38.1	-8.0	28.8	-9.1	39.0

Fig. 7 Assessment of the correlation in RELAP5/MOD2 for frictional pressure drop prediction

Table 4 Mean and RMS errors in interfacial friction prediction for 10 correlations

Correlations	Water		PLE		All	
	e_M	e_{RMS}	e_M	e_{RMS}	e_M	e_{RMS}
Wallis[25]	21.4	67.3	-36.1	44.2	-10.8	59.0
Moeck[26]	24.6	74.5	-44.9	52.7	-13.2	66.1
Henstock-Hanratty[27]	203	228	149	174	159	189
Nigmatulin et al.[28]	31.2	70.9	-33.5	42.3	-4.9	60.6
Fore-Dukler[29]	151	206	35.3	75.2	86.0	151
Fukano-Furukawa[19]	29.1	46.5	6.6	30.7	9.0	42.3
NASCA (Ninokata et al.[30])	507	613	220	257	346	456
TRAC-PF1/MOD1[23]	3960	10064	1481	2771	2935	7406
RELAP5/MOD2[24]	250	331	33.4	1050	132	241
modified RELAP5/MOD2	0.1	59.0	-14.0	65.4	-3.7	66.5

4.2 界面摩擦力

Table 4 に、界面摩擦力に関する 10 個の予測式による計算値と本実験値との比較結果を示す。これらのうち、TRAC-PF1/MOD1[23]と RELAP5/MOD2[24]の式には表面張力の項が含まれているが、本実験結果とはあまり良い一致を示さなかった。また、Fukano-Furukawa の式[19]は表面張力の項を含んでいないものの、液相の種類や管内径に依らず、本実験値と最も良い一致を示した。

RELAP5/MOD2 は有名な二流体モデルのコードの一つで、このコードに用いられている構成式をより高精度に改良することは有用と思われる。

$$F_i = \frac{1}{8} a_i \rho_c C_D |u_r| u_r \quad (6)$$

ここで、 ρ_c 、 C_D 、 u_r はそれぞれ気体コア部の密度、抗力係数、気相と液相の相対速度である。 a_i は界面面積濃度であり、液膜は滑らかであると仮定し

て導かれた次の Ishi-Mishima の式[31]から算出した。

$$a_i = 4 \frac{\sqrt{\alpha}}{D} \quad (7)$$

また、抗力係数 C_D は次の Bharathan の式[32]から算出した。

$$C_D = 4(0.005 + A\delta^{*B}) \quad (8)$$

ここで、 A 、 B 、 δ^* はそれぞれ以下のとおりである。

$$\log_{10} A = -0.56 + \frac{9.07}{D^*}, \quad B = 1.63 + \frac{4.74}{D^*} \quad (9)$$

$$\delta^* = \delta \sqrt{\frac{g(\rho_L - \rho_G)}{\sigma_L}}, \quad D^* = D \sqrt{\frac{g(\rho_L - \rho_G)}{\sigma_L}} \quad (10)$$

なお、液膜が薄い場合、液膜厚さ δ は次式で近似できる。

$$\delta \approx \frac{(1-\alpha)}{4} D \quad (11)$$

本研究では RELAP5/MOD2 の界面摩擦力の計算式(6)に、以下に示す修正係数 K_σ を乗じた式を提案する。

$$F_i = K_\sigma \frac{1}{8} a_i \rho_c C_D |u_r| u_r \quad (12)$$

$$K_\sigma = 0.286 \left(\frac{\sigma_L}{\sigma_W} \right)^{-1.541} \quad (13)$$

ここで、 σ_W は液温 30℃における水の表面張力であり、 K_σ の値は表面張力の減少とともに増加する。

Fig. 8 に、界面摩擦力の実験値と Fukano-Furukawa の式、オリジナルの RELAP5/MOD2 の式と修正式により算出した計算値との比較結果を示す。Fukano-Furukawa の式による計算値はおよそ -50 % から +100 % の範囲で実験値と一致した。また、RELAP5/MOD2 の修正式による計算値については、オリジナルの式よりも+側の予測誤差が大きく低下した。

4.3 ボイド率

Table 5 に、ボイド率に関する 8 個の予測法による計算値と本実験値との比較結果を示す。これらの計算は、Ide-Fukano の式[8]の場合を除き、二流体モデル[31]によるもので、壁面摩擦力 F_w 、界面摩擦力 F_i 、液滴率 E の計算式の組み合わせを変えて行った。具体的には、定常非加熱一次元流れにおけるボイド率を計算するため、気液両相に次

Fig. 8 Assessment of the correlations in Fukano-Furukawa, RELAP5/MOD2 and modified RELAP5/MOD2 for interfacial friction prediction

の運動量式を適用した。

$$\frac{d}{dz}(\rho_G \alpha_G u_G^2) + F_i + F_{gG} + \alpha_G \frac{dP_G}{dz} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{d}{dz}(\rho_L \alpha_L u_L^2) + F_{wL} - F_i + F_{gL} + \alpha_L \frac{dP_L}{dz} = 0 \quad (15)$$

ここで、両式の左辺第一項は他の項と比較して十分に小さく、さらに気相に対する壁面摩擦力 F_{wG} については、本実験範囲では無視できるとした。また、本研究で対象とする流れは垂直非加熱の一次元流れなので、気液両相の全圧力勾配は等しく、以下の式を満足しなければならない。

$$\delta E = \frac{dP_G}{dz} - \frac{dP_L}{dz} = 0 \quad (16)$$

実際には、式(16)の δE が 0.001 より小さくなるよ

Table 5 Mean and RMS errors in void fraction prediction for 8 combinations

Correlations			Water		PLE		ALL	
F_w	F_i	E	e_M	e_{RMS}	e_M	e_{RMS}	e_M	e_{RMS}
TRAC-PF1/MOD1[23]			9.7	10.7	6.7	7.9	8.5	9.5
RELAP5/MOD2[24]			4.6	5.1	1.1	3.3	3.2	4.4
RELAP5 /MOD2 [24]	Wallis[25]	No	-0.8	7.6	-5.7	9.2	-2.7	7.7
		Ishii-Mishima [33]	-0.7	7.6	-5.7	9.3	-2.7	8.1
		Kataoka-Ishii[34]	-0.8	7.6	-5.7	9.2	-2.7	8.1
	Fukano-Furukawa [19]	No	-9.3	11.4	-14.3	16.5	-11.3	13.3
	modified RELAP5/MOD2		-0.3	2.3	-0.7	3.0	-0.1	2.6
	Ide-Fukano[8]		-11.7	12.7	-8.2	9.2	-9.0	10.6

うにボイド率を二分法による繰り返し計算で算出した。

Table 5 から分かるように、RELAP5/MOD2[24] のオリジナルの式に対する平均誤差と二乗平均誤差は TRAC-PF1/MOD1[23] よりも小さい値であった。これは、Table 3 に示すように壁面摩擦力の式の誤差が大きいと考えられる。次に、その他の 5 つの組み合わせでは、壁面摩擦力に予測精度が良かった RELAP5/MOD2 の式を使用した。まず、液滴の影響について調査するため、界面摩擦力に Wallis の式[25]を用い、液滴の有無の影響について比較を行った。このボイド率の計算において、液滴を考慮した場合、液滴率 E の評価法として Ishii-Mishima の式[33]と Kataoka らの式[34]を用いた。 e_M と e_{RMS} の値から分かるように、液滴の有無の影響は本実験範囲ではほとんど無いたことが分かった。次に、界面摩擦力に最も良い一致を示した Fukano-Furukawa の式[20]と修正した RELAP5/MOD2 の式を用いてボイド率の比較を行った。界面摩擦力に Fukano-Furukawa の式を用いた場合、ボイド率の誤差はかなり大きくなった。この原因については良く分からないが、壁面摩擦力と界面摩擦力にそれぞれ RELAP5/MOD2 の式と Fukano-Furukawa の式を用いた場合の両者の相性が良くなかったのかもしれない。なお、Ide-Fukano の式[8]の平均誤差と二乗平均誤差はあまり小さくなかった。

Fig. 9 に、界面摩擦力に Fukano-Furukawa の式、オリジナルの RELAP5/MOD2 の式、修正した RELAP5/MOD2 の式を用いた場合のボイド率の計算値と実験値の比較を示す。いずれの計算でも、

Fig. 9 Assessment of the correlations in Fukano-Furukawa, RELAP5/MOD2 and modified RELAP5/MOD2 for interfacial friction in the prediction of mean void fraction

壁面摩擦力の予測には RELAP5/MOD2 の式を用いている。界面摩擦力に Fukano-Furukawa の式を用いた場合、液相に依らず特に 16 mm 管でボイド率の計算値は実験値を過小評価した。しかしながら、界面摩擦力にオリジナルの RELAP5/MOD2 の式を用いると、一部の領域を除き、ボイド率の計算値は実験値と良い一致を示した。最後に、Fig. 9(c) に示すように、界面摩擦力に修正した RELAP5/MOD2 の式を用いた場合、ボイド率の計

算値と実験値は最も良く一致し、誤差は約 ± 0.05 以内であった。

5. 結 言

PLE、EF112、水の 3 種類の液相と管内径 16、9、5 mm の 3 種類の流路を用いて、垂直細管内気液環状二相流の流動特性に及ぼす表面張力の影響を実験的に調査した。さらに、いくつかの流動パラメータについて、既存の予測式による計算値と本実験値との比較を行った。得られた主な知見は次の通りである。

- (1) 環状流の流動状態は、16～5 mm 管の間では、明確な管内径の違いは認められなかった。
- (2) 表面張力が低くなると、液膜厚さは減少し、その結果としてボイド率が増加した。さらに、液膜内に多くの微小気泡が現れ、気液界面には波長の短い波が多く現れた。
- (3) 摩擦圧力損失もしくは壁面摩擦力については、RELAP5/MOD2 の式[24]が本実験値を最も良く予測した。
- (4) 界面摩擦力については、Fukano-Furukawa の式[19]が最も良く予測した。RELAP5/MOD2 については、式(13)に示す新しい修正係数をオリジナルの界面摩擦力の式に乗ずることで予測精度を向上できた。
- (5) 二流体モデルを用いたボイド率の予測では、壁面摩擦力に RELAP5/MOD2、界面摩擦力に修正した RELAP5/MOD2 の式を用いると、最も良い予測を示すことが分かった。

終わりに、本研究の実験等においてご協力をいただいた櫻木章樹君、湯本修士君、堀田和宏君に深くお礼申し上げます。

Nomenclature

a_i	: interfacial area concentration	[m ² /m ³]
C_D	: drag coefficient	[-]
D	: inside diameter of pipe	[m]
dP/dz	: pressure gradient	[Pa/m]
E	: liquid droplet fraction	[-]
F_g	: gravitation force per unit volume	[N/m ³]
F_i	: interfacial friction force per unit volume	[N/m ³]
F_w	: wall friction force per unit volume	[N/m ³]
g	: gravitational acceleration	[m/s ²]
j	: volumetric flux	[m/s]

K_σ	: factor defined as Eq. (13)	[-]
P_{sys}	: system pressure	[Pa]
T	: time	[s]
u	: mean velocity	[m/s]

(Greek letters)

α	: volume fraction	[-]
δ	: liquid film thickness	[m]
μ	: dynamic viscosity	[Pa·s]
ρ	: density	[kg/m ³]
σ	: surface tension	[N/m]

(Subscripts)

f	: friction
G	: gas phase
i	: gas-liquid interface
L	: liquid phase

参考文献

- [1] Kureta, M. et al., Proc. of the 10th Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-10), 18 pages in CD-ROM, (2003).
- [2] 渡部康一, 日本機械学会熱工学講論集, 99-101, (1997).
- [3] Tsubone, H. et al., Proc. of the 14th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP-14), 563-568, (2003).
- [4] Tsubone, H. et al., Proc. of the 6th KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, 4 pages in CD-ROM, (2005).
- [5] 井手英夫・他3名, 機論 (B編), Vol. 63, No. 606, 452-460, (1997).
- [6] 三島嘉一郎, 日引俊, 機論 (B編), Vol. 61, No. 589, 3197-3204, (1995).
- [7] 仮屋崎侃・他3名, 機論 (B編), Vol. 58, No. 533, 2684-2690, (1992).
- [8] Ide, H. and Fukano, T., Proc. of 1st Int. Conf. on Microchannels and Minichannels, 535-542, (2003).
- [9] 深野徹, 九州大学学位論文, (1971).
- [10] Sadatomi, M. et al., Proc. of the 3rd KSME-JSME Thermal Eng. Conf., Vol. 1, 339-344, (1996).
- [11] 坪根弘明・他3名, 混相流, Vol. 15, No. 4, 432-440, (2001).
- [12] Ishii, M. and Grolmes, M.A., AIChE Journal, Vol. 21, 308-318, (1975).
- [13] 矢木栄, 佐々木貞治, 化学機械, Vol. 17, No. 6, 216-223, (1953).
- [14] Casagrande, I. et al., Energia Nucleare, Vol. 9, 148-159, (1962).
- [15] Chisholm, D., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 10, 1767-1778, (1967).
- [16] Friedel, L., Proc. of European Two-Phase Flow Group Meeting, paper E2, (1979).
- [17] Beattie, D.R.H. and Whalley, P.B., Int. J. Multiphase Flow, Vol. 8, 83-87, (1981).
- [18] Storek, H. and Brauer, H., VDI Forschungsheft, Vol. 599, 1-36, (1980).
- [19] Fukano, T. and Furukawa, T., Int. J. Multiphase Flow, Vol. 24, 587-603, (1998).
- [20] Garcia, F. et al., Int. J. Multiphase Flow, Vol. 29, 1605-1624, (2003).
- [21] Dukler, A. E. et al., AIChE Journal, Vol. 10, 38-51, (1964).
- [22] Chierici, G.L. et al., J. Petroleum Technology, Vol. 26, 927-938, (1974).
- [23] Liles, D.R. et al., NUREG/CR-5069, LA-11208-MS, (1988).
- [24] Ransom, V.H. et al., NUREG/CR-4312, LA-11208-MS, (1985).
- [25] Wallis, G., One Dimensional Two-Phase Flow, McGraw-Hill, New York, (1969).
- [26] Moeck, E.O. and Stachewitz, J.W., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, 637-653, (1972).
- [27] Henstock, W. and Hanratty, T.J., AIChE Journal, Vol. 22, 990-1000, (1976).
- [28] Nigmatulin, B.I. et al., Teplofizika Visokikh Temperatur, Vol. 16, 1258, (1978).
- [29] Fore, L.B. and Dukler, A.E., Int. J. Multiphase Flow, Vol. 21, 137-149, (1995).
- [30] Ninokata, H. et al., Proc. of OECD-CSNI Workshop on Advanced Thermal Hydraulic and Nucleronic Codes, II, 157-170, (2000).
- [31] Ishii, M. and Mishima, K., Nuclear Engineering and Design, Vol. 82, 107-126, (1984).
- [32] Bharathan, D. et al, EPRI NP-786, Electric Power Research Institute, (1978).
- [33] Ishii, M. and Mishima, K., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, 1835-1846, (1989).
- [34] Kataoka, I. et al., Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 105, 230-238, (1983).