

# 円筒容器内気液二相噴流の旋回現象の発生条件

設楽 守良\*・井口 学\*<sup>2</sup>・玉森 匠\*<sup>3</sup>・吉田 仁\*<sup>4</sup>・井口 大亮\*<sup>2</sup>

Conditions for the Generation of Swirl Motion of a Gas-Liquid Two-phase Jet in a Cylindrical Vessel

Moriyoshi SHITARA, Manabu IGUCHI, Taku TAMAMORI, Jin YOSHIDA and Daisuke IGUCHI

**Synopsis :** A swirl motion of a gas-liquid two-phase jet in a cylindrical vessel appeared under certain injecting conditions, and the bath was strongly agitated in the presence of the swirl motion. This phenomenon is beneficial for the refining of steel and the treatment of waste water. The critical conditions for the generation of the swirl motion were revealed in this study. Correlation methods were proposed for the critical conditions as functions of the water flow rate, gas flow rate, and the aspect ratio of the bath.

**Key words :** swirl motion; gas-liquid two-phase jet; agitation; refining of steel; treatment of waste water.

## 1. 緒言

著者らは、攪拌効率の一層の向上が浴を旋回させることによって実現できる可能性が大であると考え、円筒容器内における旋回気泡噴流および旋回液体噴流に着目し、それらの基本特性ならびに過渡特性を調査、報告している<sup>1-4)</sup>。同じ様な旋回現象は水を吹き込むノズルから空気を同時に吹き込んだ場合、すなわち噴流が水と空気の気液二相噴流の場合にも発生し、浴内が激しく攪拌されることが判明した。

この旋回現象は、連続精錬プロセスにおける脱炭効率の向上や、汚水処理におけるエアレーション効率の向上、オゾン酸化促進等、省エネルギー型新規攪拌プロセスとして極めて広範囲に適用可能であると考えられる。

本研究では、水と空気の気液二相噴流によるモデル実験を行い、まず気液二相噴流に誘起される旋回現象の発生条件を調査した。

## 2. 実験装置と測定方法

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。液体には水（密度  $\rho_L=997 \text{ kg/m}^3$ 、動粘度  $\nu_L=0.891 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、表面張力  $\sigma=72.7 \text{ mN/m}$ ）を、吹き込む気体には空気（密度  $\rho_g=1.18 \text{ kg/m}^3$ 、動粘度  $\nu_g=15.6 \text{ mm}^2/\text{s}$ ）を用いた。円筒容器にはアクリル樹脂製の透明容器を使用した。容器内径  $D$  は 130, 200, 309 mm の 3 種類、吹き込む空気はコンプレッサーからの圧縮空気を使用し、質量流量計により  $0\sim 400 \text{ cm}^3/\text{s}$  の流量範囲に設定可能とした。空気の吹込みは円筒容器底部中心に設

置した内径  $d_{\text{nen}}=13 \text{ mm}$  の水を吹き込むノズル内の中心軸上に挿入した外径 3 mm、内径  $d_{\text{nen,g}}=2 \text{ mm}$  のノズルにより行った。これを Fig. 2(a) に示す。吹き込む水はポンプ吐出流量をインバーターにより制御し、流量  $Q_L$  を  $0\sim 400 \text{ cm}^3/\text{s}$  の範囲に設定可能とした。これによって、 $d_{\text{nen}}=13 \text{ mm}$  のノズル出口での噴流は気液二相噴流となっている。ノズルから吹き込まれた水は、円筒容器底部の内径 13 mm の 4 箇所からのドレインからポンプに吸い込まれ、再びノズルから吹き込まれて装置内を循環している。

本実験では主に Fig. 2(a) のノズルを用い、水流量  $Q_L$ 、空

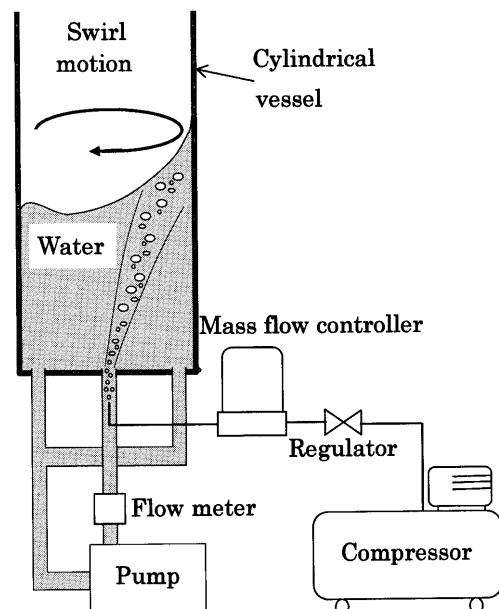


Fig. 1. Schematic of experimental apparatus.

平成 15 年 10 月 1 日受付 平成 15 年 12 月 22 日受理 (Received on Oct. 1, 2003; Accepted on Dec. 22, 2003)

\* (株) ヒューエンス (現: 北海道大学大学院生) (HUENS Co., Ltd., now Graduate Student, Hokkaido University)

\*<sup>2</sup> 北海道大学大学院工学研究科 (Graduate School of Engineering, Hokkaido University, North 13 West 8 Kita-ku Sapporo 060-8628)

\*<sup>3</sup> (株) ヒューエンス (HUENS Co., Ltd.)

\*<sup>4</sup> 科学技術振興機構研究成果活用プラザ北海道 (Innovation Plaza Hokkaido, Japan Science and Technology Agency)

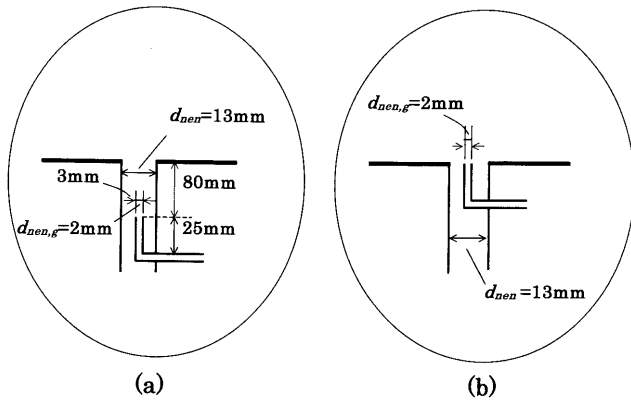


Fig. 2. Nozzle configuration.

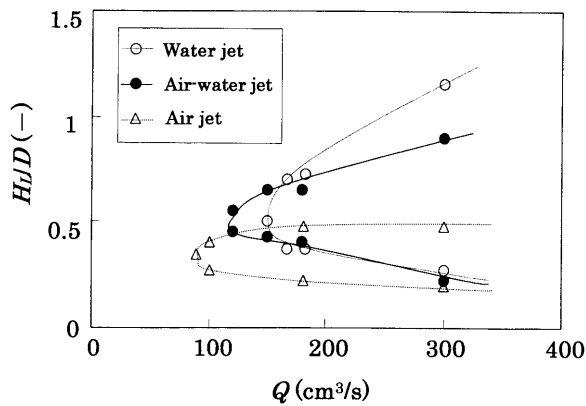


Fig. 3. Conditions for the generation of swirl motion of jet ( $D=200$  mm,  $d_{nen}=13$  mm).

気流量  $Q_g$ 、浴深  $H_l$  を変化させて、気液二相噴流における旋回現象の発生条件を明らかにした。また旋回現象に及ぼす気体吹込み用ノズルを Fig. 2(b) に示すように  $d_{nen}=13$  mm のノズル出口平面上に設置して、空気みの吹込み実験を行い、空気吹込み用ノズルの設置位置の影響を調査した。

### 3. 実験結果と考察

#### 3.1 気液二相旋回噴流の特徴

Fig. 3 に水噴流、水と空気の気液二相噴流、空気単相の気泡噴流の3つの系における旋回発生条件を調べた実験結果を示す。旋回は各記号で囲まれた領域で生じている。容器内径  $D$  は 200 mm、ノズル内径  $d_{nen}$  は 13 mm、空気吹込み用ノズルは Fig. 2 (a) の位置にある。横軸  $Q$  は、ノズル出口における空気と水の総流量を表しており、気液二相噴流の場合は、 $Q=Q_L+Q_g$  である。実験結果より、気液二相噴流 ( $Q_L:Q_g=1:1$ ) における旋回挙動は、水噴流と空気単相の気泡噴流の旋回挙動の中間的性質を持っていると考えられる。

Fig. 4 は水噴流、気液二相噴流 ( $Q_L:Q_g=1:1$ )、および気泡噴流の旋回現象を高速ビデオカメラを用いて観察したものである。容器内径  $D$  は 200 mm、ノズル内径  $d_{nen}$  は 13 mm、

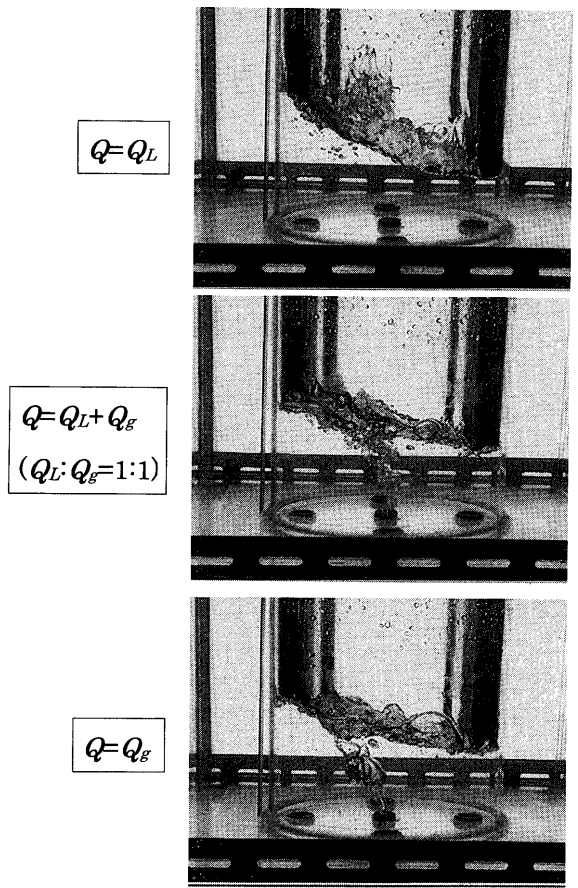


Fig. 4. Photographs of the swirl motion of jet ( $D=200$  mm,  $d_{nen}=13$  mm,  $H_l/D=0.4$ ,  $Q=270$  cm<sup>3</sup>/s).

アスペクト比  $H_l/D$  は 0.400、総流量  $Q$  は 270 cm<sup>3</sup>/s とした。水噴流においては浴表面が激しく乱れ、旋回している噴流の中心は高く盛り上がり、水滴の飛散もかなり見られた。総流量に占める空気の吹込みの割合が大きくなるにつれて、その状態は次第に緩和され、振幅も小さくなることが確認された。すなわち水噴流、気液二相噴流 ( $Q_L:Q_g=1:1$ ) および気泡噴流の振幅はそれぞれ 40 mm、25 mm、20 mm である。しかしながら、旋回の周期については、どの場合においても変化が見られず、0.50 秒であり、容器を外部から加振したときの回転スロッシングの周期に一致している<sup>1)</sup>。

#### 3.2 旋回発生条件に及ぼす気体吹込み用ノズル位置の影響

Fig. 5 に旋回発生条件に及ぼす気体吹込み用ノズル位置の影響を調べた実験結果を示す。容器内径  $D$  は 200 mm、ノズル内径  $d_{nen}$  は 13 mm、気体吹込み用ノズルの位置は Fig. 2(a), (b) に示すとおりである。Fig. 2(a) の場合、空気はあたかも内径 13 mm のノズルから出ているとみなせるので  $d_{nen,g}=13$  mm と表示した。水流量  $Q_L$  は 0 である。プロットは旋回発生の有無の境界を表しており、近似線の内側の領域は旋回が発生する領域を示している。ノズルが Fig. 2(b) の位置にあり、ノズル内径  $d_{nen,g}$  が 2 mm の場合、旋回が発

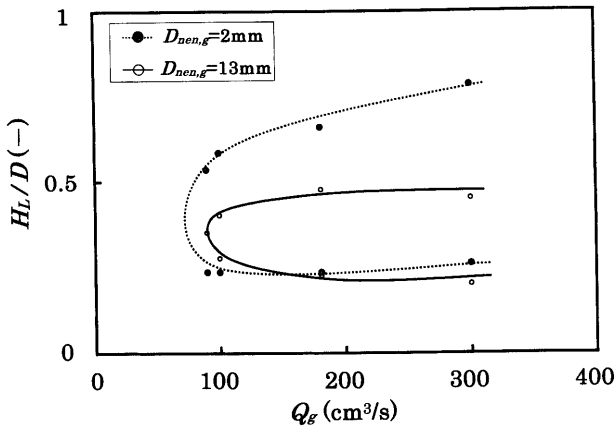


Fig. 5. Effect of nozzle ( $D=200$  mm).

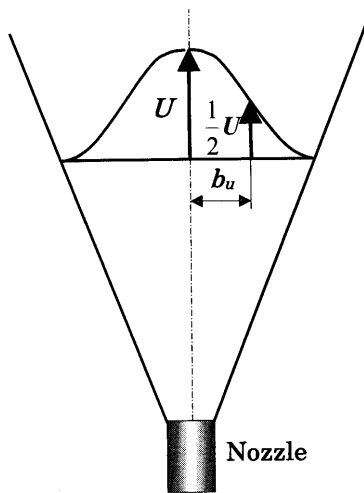


Fig. 6. Schematic of the half-value radius of  $U$ .

生する上限アスペクト比( $H_L/D$ )は空気流量 $Q_g$ の増加とともに大きくなった。ノズル内径 $d_{nen,g}$ が13 mmとみなせる Fig. 2(a)の場合、空気流量 $Q_g$ を大きくさせても旋回が発生する上下限アスペクト比( $H_L/D$ )に大きな変化は見られなかった。

旋回が起こる領域の下側の境界は、ノズル内径に依存せずほぼ一致しているが、上側の境界については、大きな違いがみられた。そこで、旋回がとまる上側の境界について以下に考察した。

これまでの研究により、浴表面における気泡噴流の広がりがある、ある臨界値 $D_{crit}$ を超えると、浴表面をゆるする力が弱まり、旋回が止まることが分かっている<sup>1)</sup>。この考え方を適用し、噴流における水平方向分布に関する半値幅 $b_u$ を用いて、ノズル内径 $d_{nen,g}$ が2 mmのときの、旋回領域の境界値から、ノズル内径 $d_{nen,g}$ が13 mmのときの境界値が推測できるかどうかを試みた。

半値幅とは、Fig. 6に示すように、噴流の半径方向速度分布において、軸方向最大速度 $U$ の1/2の速度になる半径位置をさす。浴表面での気泡噴流の水平方向変位を、半値幅 $b_u$ で表すと、Fig. 7に示すように、ノズル内径 $d_{nen,g}$ が2

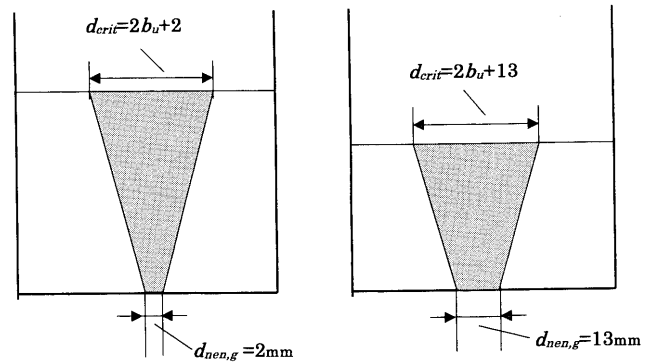


Fig. 7. Schematic of bubbling jet region.

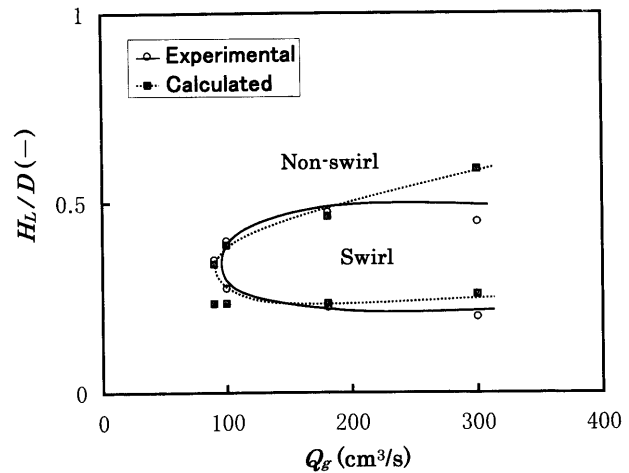


Fig. 8. Comparison between experimental and calculated aspect ratios representing the boundary ( $D=200$  mm,  $d_{nen}=13$  mm).

mmのときの臨界値 $d_{crit}$ は、 $(2b_u+2)$ mmとなり、ノズル内径 $d_{nen,g}$ が13 mmのときの臨界値 $d_{crit}$ は、 $(2b_u+13)$ mmとなる。気泡噴流の半値幅 $b_u$ は、次式で与えられる<sup>5)</sup>。

$$b_u = 0.14H_L \dots\dots\dots (1)$$

仮定より、

$$(2b_u)_{d_{nen,g}=2\text{mm}} + 2 = (2b_u)_{d_{nen,g}=13\text{mm}} + 13 \dots\dots\dots (2)$$

となるが、これを整理すると、

$$0.28(H_L)_{d_{nen,g}=2\text{mm}} + 2 = 0.28(H_L)_{d_{nen,g}=13\text{mm}} + 13 \dots\dots\dots (3)$$

が得られる。これを容器径 $D$ で除して、アスペクト比の形で表すと次式が得られる。

$$(H_L/D)_{d_{nen,g}=13\text{mm}} = (H_L/D)_{d_{nen,g}=2\text{mm}} - 39.2/D \dots\dots\dots (4)$$

Fig. 8は、測定値と計算値とを比較している。ここで対象とした流量の範囲において、実験値と計算値がほぼ一致し、この考え方が有効であることが分かった。

### 3.3 気液二相噴流の旋回発生条件

つぎに、水と空気の気液二相噴流の旋回発生条件について調査した。容器内径 $D$ は130, 200, 309 mmの3種類、ノ

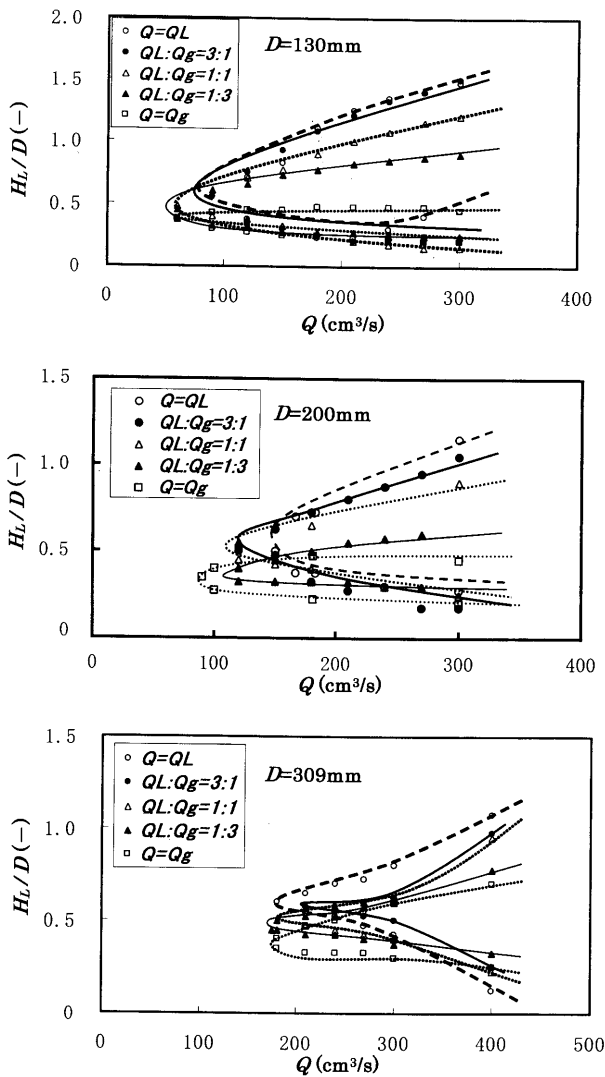


Fig. 9. Condition for the generation of swirl motion of jet ( $D=130, 200, 309$  mm,  $d_{\text{nen}}=13$  mm).

ズル内径  $d_{\text{nen}}$  は 13 mm とした。空気吹込み用ノズルは Fig. 2(a) の位置にある。Fig. 9 は、容器内径  $D$  が 130, 200, 309 mm の各場合における、気液二相噴流の旋回発生の境界を表している。なお、旋回の波の型には液噴流、気泡噴流の場合と同様に、気液二相噴流においても浅水波型、深水波型の 2 種類存在し、この図の結果は深水波型を対象としたものである。

旋回発生領域の下側の境界値に関しては、容器内径  $D$  が 130, 200, 309 mm のどの場合においても、アスペクト比  $H_L/D$  が約 0.2 であるが、上側の境界値に関しては、水噴流の場合のアスペクト比  $H_L/D$  が最も大きく、気液二相噴流の総流量に占める空気の割合が大きくなるにつれて、境界を示すアスペクト比  $H_L/D$  が小さくなり、空気のみ気泡噴流の場合が最も小さくなっている。これは水噴流の広がり気泡噴流の広がりよりも小さいためと考えられる。

水噴流と気泡噴流における旋回発生の条件については、これまでの研究により詳細に調査されているので、水噴流および気泡噴流の旋回発生の臨界値より、気液二相噴流の

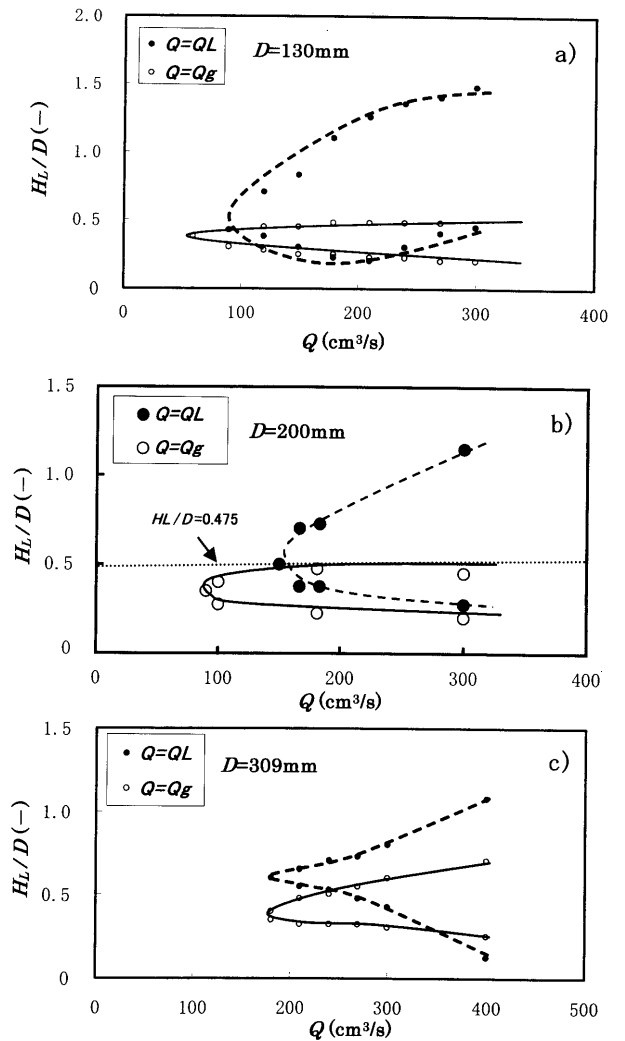


Fig. 10. Condition for the generation of swirl motion of liquid and bubbling jet ( $D=130, 200, 309$  mm,  $d_{\text{nen}}=13$  mm).

旋回発生条件について、近似的に求めることを試みた。

Fig.10 は、容器内径  $D$  が 130, 200, 309 mm の各場合における、水噴流、気泡噴流の旋回発生の境界を表している。どの場合においてもアスペクト比がある一定の値よりも大きくなると気泡噴流の旋回が止まるので、その境界値  $(H_L/D)_{\text{crit}}$  よりも  $H_L/D$  が大きい場合と小さい場合に分けて整理した。例えば  $D=200$  mm の臨界値は  $(H_L/D)_{\text{crit}}=0.475$  である。

アスペクト比が  $(H_L/D)_{\text{crit}}$  以下の場合には、気液二相噴流の臨界アスペクト比における流量  $Q$  は、便宜的に次式で与えられると仮定した。

$$1/Q = [\varepsilon'/Q_g + (1-\varepsilon')/Q_L] \dots \dots \dots (5)$$

このとき、 $\varepsilon'$  は、空気の流量割合であり、次式で与えられる。

$$\varepsilon' = Q_g/Q = Q_g/(Q_g + Q_L) \dots \dots \dots (6)$$

アスペクト比が  $(H_L/D)_{\text{crit}}$  を超える場合には、旋回発生条件

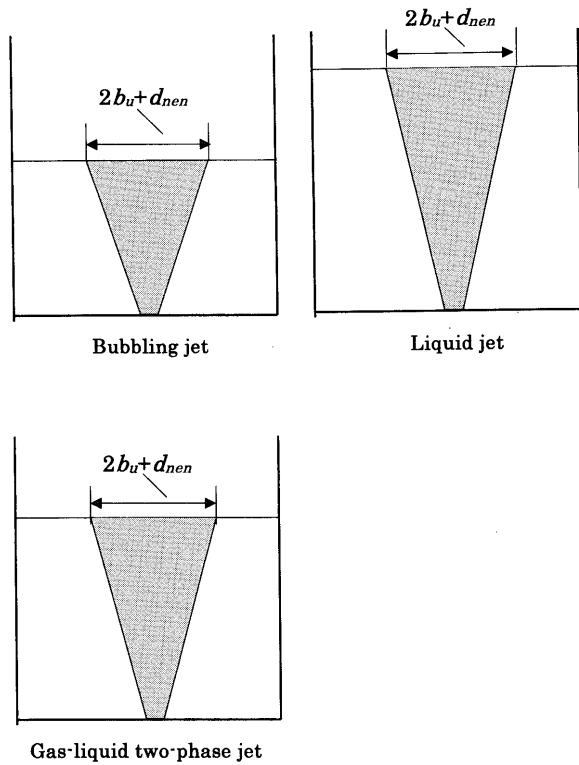


Fig. 11. Schematic of jet region.

に及ぼす気体吹込み用ノズル内径の影響を調べた際に用いた半値幅の考え方が、気液二相噴流についても適用できると仮定した (Fig.11)。

気泡噴流、水噴流および気液二相噴流の  $b_u$  は、次式で与えられる<sup>5)</sup>。

気泡噴流：

$$b_u = 0.14H_L + d_{nen} \dots\dots\dots (7)$$

水噴流：

$$b_u = 0.09H_L + d_{nen} \dots\dots\dots (8)$$

気液二相噴流：

$$b_u = (2 \ln 2)^{0.5} CH_L + d_{nen} \dots\dots\dots (9)$$

$$C = 0.046e' + 0.071 \dots\dots\dots (10)$$

式(4)を参考にして整理すれば、気液二相噴流の上限臨界値を示すアスペクト比は

$$(H_L/D)_{Two-phase} = 0.076(H_L/D)_{Water}/C \dots\dots\dots (11)$$

で与えられる。

Fig.12~14は、気液二相噴流の旋回現象が現れる境界を示すアスペクト比の測定結果を計算結果と比較している。

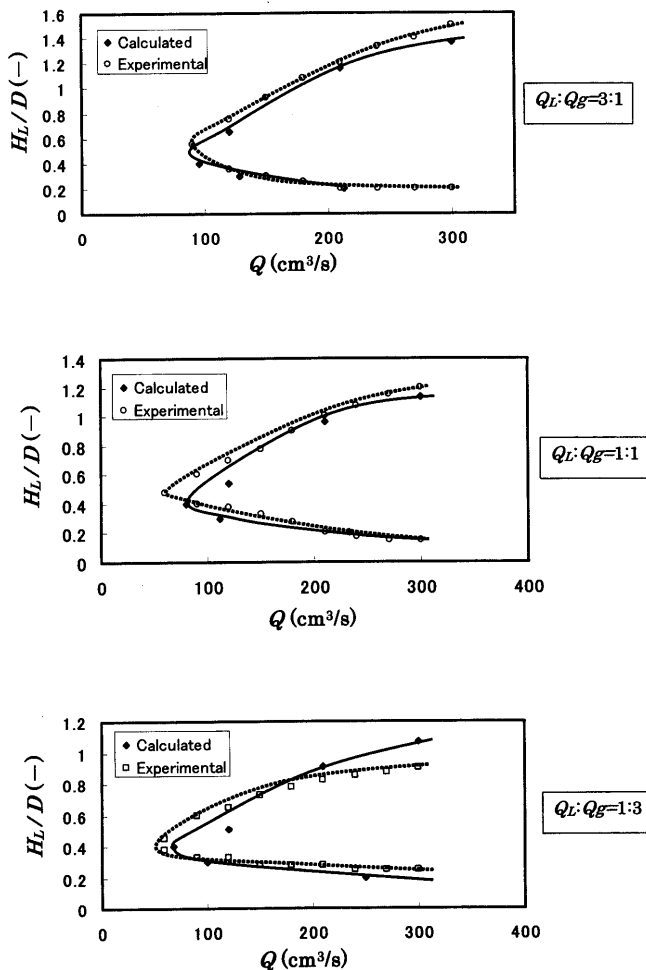


Fig. 12. Comparison between experimental and calculated aspect ratios ( $D=130$  mm,  $d_{nen}=13$  mm).

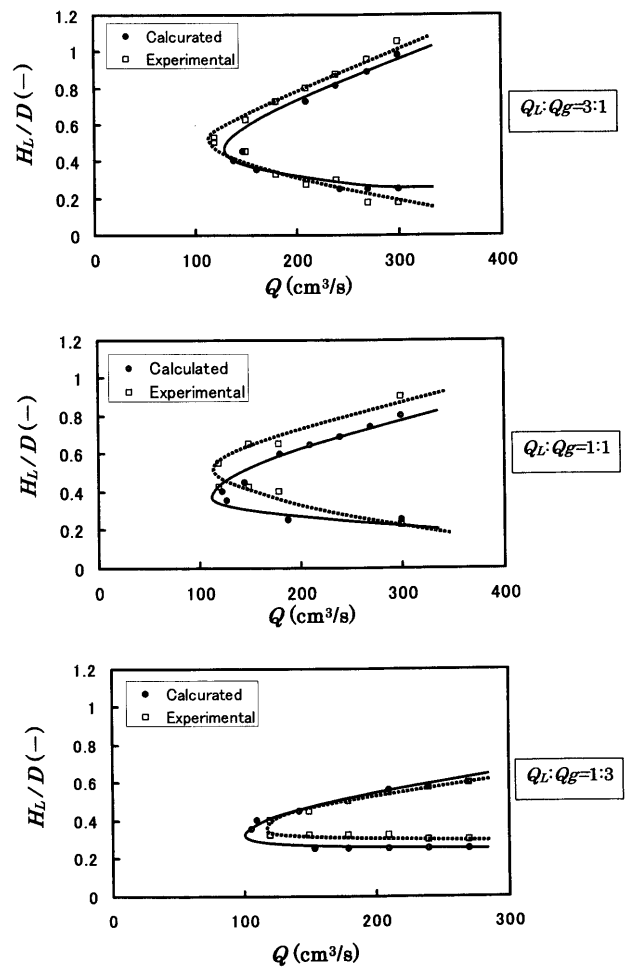


Fig. 13. Comparison between experimental and calculated aspect ratios ( $D=200$  mm,  $d_{nen}=13$  mm).

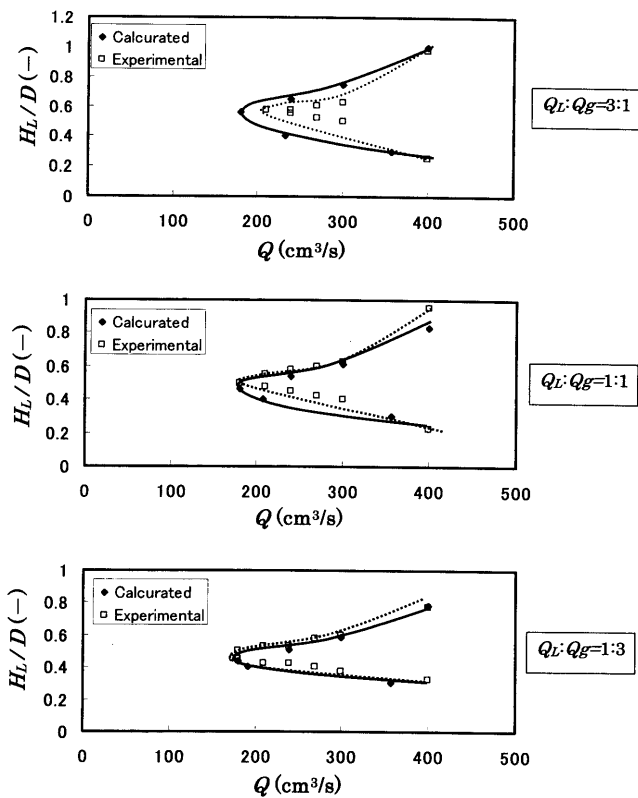


Fig. 14. Comparison between experimental and calculated aspect ratios ( $D=309$  mm,  $d_{\text{nen}}=13$  mm).

容器内径  $D$  が 130, 200, 309 mm の各場合における, 気液二相噴流のどの流量比においても, 実験値と計算値はほぼ一致しており, 本計算法の妥当性が示された。すなわち, 気泡噴流と液噴流の旋回発生領域が分れば, 気液二相噴流の旋回発生領域を予測できる。

#### 4. 結言

本研究では, 円筒容器内の気液二相噴流の旋回現象にお

ける旋回発生条件を調査した結果, 以下のことが明らかになった。

(1) 旋回発生条件に及ぼす気体ノズル内径  $d_{\text{nen},g}$  の影響を調べた結果, 気体ノズル内径  $d_{\text{nen},g}$  が大きくなると, 旋回の起こる範囲が狭くなることが分かった。

(2) 円筒容器内の気液二相噴流の旋回現象の発生条件は, 式(11)を用いることにより, 気体の流量割合  $\epsilon'$  の関数として整理できる。

#### 記号

$D$	: 容器内径	[mm]
$d_{\text{nen}}$	: ノズル内径	[mm]
$d_{\text{nen},g}$	: 空気吹込み用ノズルの内径	[mm]
$Q$	: 水と空気の総流量	[cm <sup>3</sup> /s]
$Q_L$	: 水流量	[cm <sup>3</sup> /s]
$Q_g$	: 空気流量	[cm <sup>3</sup> /s]
$H_L$	: 浴深	[mm]
$b_u$	: 半値幅	[mm]
$\epsilon'$	: 空気の流量割合 ( $=Q_g/Q$ )	[-]
$\rho_L$	: 水の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_g$	: 空気の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	: 表面張力	[mN/m]
$\nu_L$	: 水の動粘度	[mm <sup>2</sup> /s]
$\nu_g$	: 空気の動粘度	[mm <sup>2</sup> /s]

#### 文献

- 1) M.Iguchi, S.Hosohara, T.Koga, R.Yamaguchi and Z.Morita: *ISIJ Int.*, **33** (1993), 1037.
- 2) M.Iguchi, T.Uemura, H.Yamaguchi, T.Kuranaga and Z.Morita: *ISIJ Int.*, **34** (1994), 973.
- 3) M.Iguchi, Y.Sasaki, K.Sasaki and J.Yoshida: *Jpn. J. Multiphase Flow*, **16** (2002), 232.
- 4) J.Yoshida, D.Iguchi, M.Shitara and M.Iguchi: *ISIJ Int.*, **43** (2003), 1890.
- 5) M.Iguchi, K.Okita, T.Nakatani and N.Kasai: *Int. J. Multiphase Flow*, **23** (1997), 249.