

先細末広ノズルを用いたマイクロバブルの発生に関する研究

島津公紀, 安信 強, 櫻村秀男

Study on Generation of Microbubble Using Convergent-Divergent Nozzle

Masaki SHIMAZU, Tsuyoshi YASUNOBU and Hideo KASHIMURA

Abstract

The microbubble has a lot of useful effects and is used for some industrial equipment. To extend the use of microbubble, the low price and a simple equipment to generate the microbubble must be invented. This paper aims to clear the influence of nozzle geometry for the formation of microbubble by the experiment. In this experiments, the venturi type nozzle is used as generation method of microbubble and the influence of the nozzle length, cross area and inlet pressure of water are discussed using the cavitation number. The pressure distribution on nozzle wall is measured by the transducer and the diameter of microbubble is measured by microscope. From the experiment results, it is concluded that the diameter of micro bubble strongly depends on the nozzle length, cross area and the inlet pressure and these effects are evaluated by the cavitation number.

Keywords : Microbubble, Cavitation number, Convergent-divergent nozzle, Bernoulli's equation, Steady flow

1. はじめに

マイクロバブルは直径が μm のオーダーの微細な気泡であり、バブルに作用する浮力が非常に小さいため、液体中での上昇速度がかなり遅く、液体中に留まる時間が長い⁽¹⁾。そのため、液体中の微細な不純物に吸着しやすく、吸着しても破裂や分離することなくそのままゆっくりと液面まで上昇するため、液体中の不純物を分離、除去することができる。例えば牡蠣の洗浄や湖沼の浄化などはこのような性質を利用しており⁽²⁾、さらに空気がマイクロバブルとして使用されるので水中の酸素濃度が高くなり、生理活性効果が高まるメリットもある。また、船体の近傍(境界層領域)でマイクロバブルを発生させ、船体の壁面での摩擦損失を低減させる試みもなされ、一定の効果を上げている⁽³⁾。

このように、マイクロバブルは多くの分野で利用され、さらに最近では、マイクロバブルより気泡径が小さいナノバブルの利用が始まっているが⁽⁴⁾、マイクロバブルやナノバブルをより有効に活用するためには、安価にマイクロバブルやナノバブルを発生させる装置の開発が必須である。そこで本研究では、構造が単純で安価に製作できる先細末広ノズルに着目し、ノズル形状がマイクロバブルの直径に及ぼす影響について実験的に調査し、考察することを目的とする。

2. 実験装置および実験方法

本研究で使用した実験装置の系統図を Fig.1 に示す。作動流体は水道水で、水道水を入れた水槽の下面にノズルを設置し、ポンプでノズルに水道水を供給して水槽内にマイクロバブルを発生させる。ポンプは水槽内から取水しており、したがって実験時は水槽内の水が循環して

いる。また、インバータ装置によりポンプの回転数を変化させることが可能であり、ポンプの吐出圧力 p_s と流量 Q を変えた実験を行うことができる。本研究では、ポンプの吐出圧力 p_s を $0.12 \leq p_s \leq 0.25$ [MPa] の範囲内で変化させて実験を行い、流量 Q は流量センサで計測した。

次に、計測については、ノズル壁面圧力の計測と、水槽内のマイクロバブルの撮影を行った。本研究で製作したノズルの大きさは比較的小さいため、静圧孔をらせん状に設置して圧力の測定点を増やしており、5 [mm] 間隔での圧力の測定が可能である。また、水中にノズルを設置するため、静圧孔にゴムチューブを取り付け、スキャンバルブを介して圧力センサにより圧力を計測しており、ほぼ同一時刻での同時計測が可能である。また、形成されるバブル直径の計測については、計測対象の大きさが非常に小さいため、本研究ではデジタルカメラとマイクロスコープを使用して撮影し、その画像をパーソナルコンピュータに取り込んで計測した。

本研究で使用したノズルの一例を Fig.2 に示す。先細末広ノズルでは、他の研究で使用されているベンチュリ管と同様に、ノズル内の断面積変化に伴う圧力変化を利用してマイクロバブルを生成する⁽¹⁾。図に示したノズルのスロートからノズル出口までの長さは $L=60$ [mm]、ノズルのスロート直径は $D^*=3$ [mm]、ノズル出口直径は $D_e=8$ [mm] であり、さらにこのノズルではノズルスロートから下流の壁面圧力を計測するため、直径 $d=2$ [mm] の静圧孔をらせん状に12ヶ所あけ、チューブを差し込んでいる。本研究では、ノズルのスロートからノズル出口までの長さ L と、ノズルスロートの断面積 A^* と出口断面積 A_e との断面積比 A_e/A^* をパラメータとしてノズルの形状を定義する。

本研究で使用したノズルの断面積比 A_e/A^* 、および長さ L を Table 1 に示す。本研究では表に示すように5種

類のノズルを作成し、それぞれ記号 A~E で区別する。いずれのノズルもノズル内部を可視化するためにアクリル製としており、さらに一部のノズルにはノズルの壁面圧力を計測するために、壁面に静圧孔を設けている。製作したノズルの大きさが比較的小さいため、静圧孔をらせん状に設置し、圧力の測定点を増やしている。また、一部のノズルにはスロート部に空気供給孔を設置し、外部から空気を供給できるが、今回での実験では使用していない。

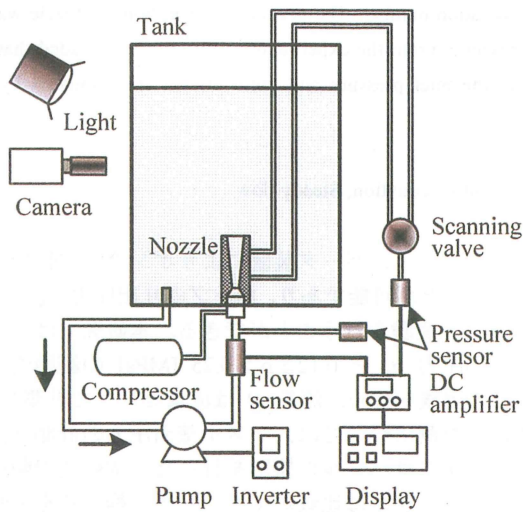


Fig.1 Schematic layout of experimental apparatus

Table 1 Area ratio and length of nozzle

Nozzle type	A/A^*	L [mm]
Nozzle A	87.1	40
Nozzle B	17.0	55
Nozzle C	7.11	60
Nozzle D	13.1	80
Nozzle E	3.74	35

3. 実験結果と考察

マイクロバブルの写真の一例を Fig.3 に示す。この図は Nozzle C での撮影結果の一例であり、白色のマイクロバブルを確認することができる。前章で説明したように、本研究では外部からノズルに空気を供給せず、水道水に溶解している空気のみでマイクロバブルを発生させているが、図に示すように、この方法でも十分な量のマイクロバブルを生成できることがわかる。なお、マイクロバブルの撮影の際には、ポンプを作動させていると図のように水槽内の水が攪拌されてしまうため、ポンプを停止して水流が止まった状態で撮影した。

圧力センサで計測した、ノズル壁面の圧力分布を Fig.4 に示す。図 (a) は供試ノズルが Nozzle C、ポンプの吐出圧力が $p_s=120$ [kPa] のときの結果を示しており、この結果はマイクロバブルが発生していないときの圧力分布を示している。図の横軸はノズル入口を原点とする距離 x 、図中の○印は圧力の測定結果であり、実線は測定結果を結んだ線である。また、破線は下記に示すベルヌーイの式による計算結果を示している。

$$\frac{p_m}{\rho g} + \frac{v_m^2}{2g} = \frac{p^*}{\rho g} + \frac{(v^*)^2}{2g} + \zeta_1 \frac{(v^*)^2}{2g} \quad (1)$$

$$\frac{p^*}{\rho g} + \frac{(v^*)^2}{2g} = \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_3^2}{2g} \quad (2)$$

ここで、式 (1) はノズル入口とスロート間でのベルヌーイの式であり、 p_m はノズル入口圧力、 v_m はノズル入口での流速、 p^* はノズルスロートの圧力、 v^* はノズルスロートでの流速、 ζ_1 はノズル入口からスロート間での損失係数である。本研究ではノズル入口圧力 p_m をポンプの吐出圧力 p_s と同一とし、流量計で計測した流量 Q とノズルの入口面積からノズル入口での流速 v_m を、ノズルのスロート面積からノズルスロートでの流速 v^* を求め、これらを使用してベルヌーイの式からノズルスロー

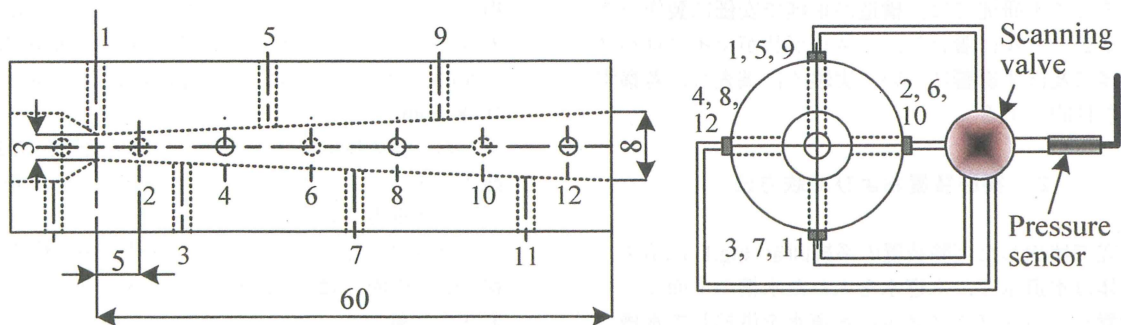


Fig.2 Typical nozzle geometry used in this study (Nozzle C)

トの圧力 p^* を算出するが、実際には流路やノズル内部での損失により、ノズルのスロート圧力の実測値と計算値は合わない。そこで、ノズルスロート圧力の実測値と式 (1) による計算値が一致するように損失係数 ζ_1 を決定した。そのため、ノズル入口からノズルスロート間の圧力分布は、実測値と式 (1) は一致している。

また、式 (2) はスロートとノズル出口間でのベルヌーイの式であり、 p_3 はスロート下流のノズル内部の圧力、 v_3 はスロート下流のノズル内部の流速、 ζ_2 はノズルスロートから下流側の損失係数である。

図 (a) において、ノズルスロートから下流側のノズル壁面の圧力分布の実測値は、ノズルスロートに近い一部の領域で若干の差があるものの、式 (2) において $\zeta_2=0$ 、すなわちノズルスロートより下流側で損失がない場合のベルヌーイの式による計算結果とよく一致していることがわかる。よって、マイクロバブルが発生しないときのノズルスロートから下流側のノズル壁面の圧力分布には、壁面摩擦などの損失がほとんど生じないと言える。

次に、図 (b) は供試ノズルが図 (a) と同一で、ポンプの吐出圧力が $p_s=160$ [kPa] のときの結果を示している。撮影結果から、この条件ではマイクロバブルは発生している。図中の点A はスロート上流の測定点、B はノズルスロート、C はスロート下流の圧力が増加し始める位置、D は急激な圧力増加が終わる位置を示し、図中のその他の記号および実線と破線の意味は図 (a) と同一である。○印の記号で示す圧力分布の実測値において、マイクロバブルが発生しているときは、ノズルの断面積が拡大しているにも関わらず、ノズルのスロート下流で圧力は点B から点C のようにさらにわずかに低下しており、その後、点C から急激に増加することがわかる。よって、ノズルのスロートを過ぎても流れはさらにわずかに加速され、その後、急激に減速されることがわかる。これはノズルのスロートで圧力が最低となり、飽和圧力より低下してノズルのスロート直後に気泡が生成され、実質的な流路

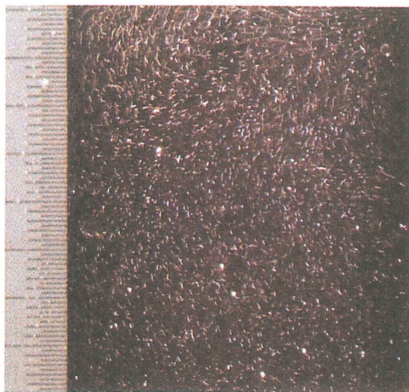
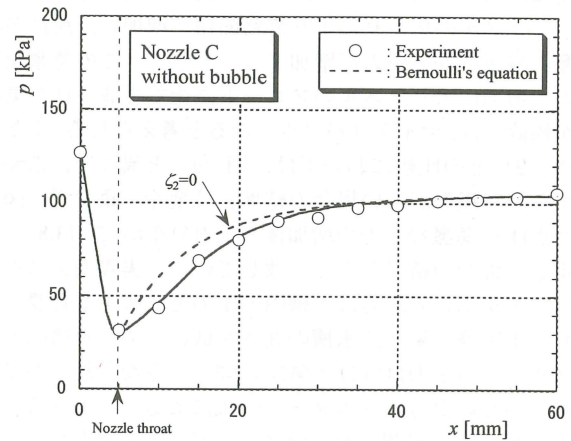
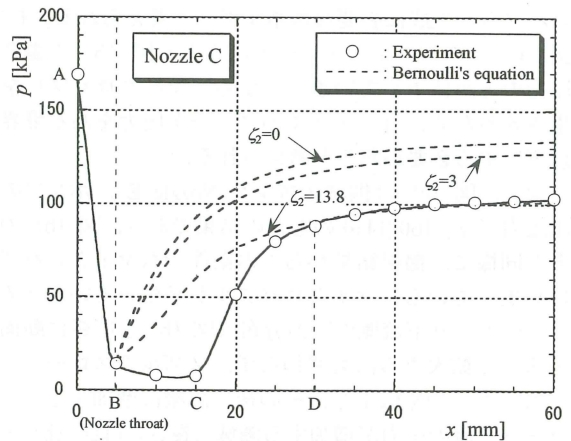


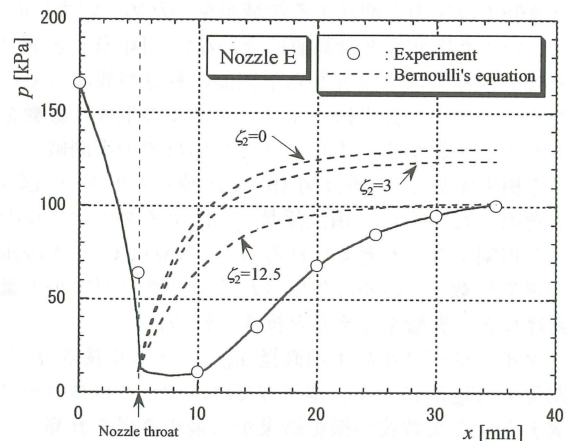
Fig.3 Typical photograph of microbubble



(a) Nozzle C without microbubble



(b) Nozzle C with microbubble



(c) Nozzle E with microbubble

Fig.4 Pressure distribution on nozzle wall measured by pressure sensor

面積が増加しないためであり、下流に移動することによってノズルの広がりにより流路面積が増加し、流れが急激に減速されて圧力が増加する。そして、この急激な圧力の増加によりノズルのスロート直後で生成された気泡が粉碎され、マイクロバブルになると考えられる。また、式 (2) との比較においては、図 (a) と異なり、 $\zeta_2=0$ 、すなわち損失がない場合の結果とは全く一致せず、図では点Dの急激な圧力の増加後の圧力分布が $\zeta_2=13.8$ と仮定した場合の結果とよく一致している。実際のノズルではノズル出口の圧力は水槽内の圧力と一致する必要があり、本実験の場合、水槽の高さが低いため、水槽内のノズル出口の圧力はほぼ大気圧と同一とみなされるので、損失がない場合のベルヌーイの式による圧力より低下する。図 (a) の結果より、マイクロバブルが発生しない時の圧力分布は損失がない場合のベルヌーイの式による結果と一致することから、図 (b) のスロートより下流側の損失、すなわち圧力低下に相当するエネルギーがマイクロバブルの生成に必要なエネルギーと考えられる。また、図 (a) でのノズルのスロート圧力より図 (b) の場合の圧力の方が低下していることから、マイクロバブルを発生させるためには、ノズルのスロート圧力のある境界値以下にする必要があると考えられる。

次に、図 (c) は供試ノズルが Nozzle E、ポンプの吐出圧力が $p_s=160$ [kPa]のときの結果であり、図 (b) の場合と同様に、撮影結果からこの条件でもマイクロバブルは発生している。マイクロバブルが発生しているため、スロートより下流側の圧力分布は図 (b) と同様に断面積が徐々に拡大するにも関わらず、ノズルのスロート下流でも圧力はやや低下し、その後、急激に増加するが、スロート下流の圧力が増加する領域 (長さ) は図 (b) と比較して長く、図 (b) よりも圧力の増加の程度が少ない。また、式 (2) との比較においては、ノズル出口において $\zeta_2=12.5$ と仮定した場合の結果と一致し、ノズル出口より上流側では圧力が増加する領域が長いので、いずれの ζ_2 においても実測値と計算値は合わない。図 (b) と図 (c) ではノズルのスロートから下流側の長さが異なっているため、ノズルの長さはマイクロバブルの生成に影響を与えることがわかる。また、ノズル出口での実測値と一致する損失係数 ζ_2 の値は図 (b) と比較して小さい。図 (b) で考察したように、損失係数 ζ_2 はマイクロバブルの発生と相関があると考えられるので、Nozzle C と Nozzle E の損失係数 ζ_2 の差は生成されるマイクロバブルの量や直径などに影響を与えると推測される。

マイクロバブルの平均直径 d_{ave} とノズル長さ L との関係を Fig.5 に示す。本研究では、マイクロスコープで撮影された複数枚の撮影結果から最小直径を計測し、平均直径を求めた。図より、ノズル長さ L の増加に対して、平均直径 d_{ave} も増加する傾向を示すことがわかる。Fig.4 (b) と (c) との比較から、ノズルスロートの下流側の領域での圧力分布には相違があり、圧力分布の相違が生

成されるマイクロバブルの直径に影響を与えることがわかる。

マイクロバブルの平均直径 d_{ave} とポンプの吐出圧力 p_s との関係を Fig.6 に示す。図より、ポンプの吐出圧力 p_s の増加に対して、平均直径 d_{ave} も増加する傾向を示すことがわかる。これは、ポンプの吐出圧力を変化させるとノズルのスロート圧力も変化し、一方でノズル出口での圧力はほぼ大気圧とみなされるので、ノズル内の圧力のバランスが変化し、その結果として平均直径も変化すると考えられる。

マイクロバブルの平均直径 d_{ave} と、ノズルのスロートと出口断面積の比 A_0/A^* との関係を Fig.7 に示す。図より、ノズルスロートと出口断面積の比 A_0/A^* の増加に対して、平均直径 d_{ave} も増加する傾向を示すことがわかる。断面積比 A_0/A^* の変化はノズルのスロートより下流側の

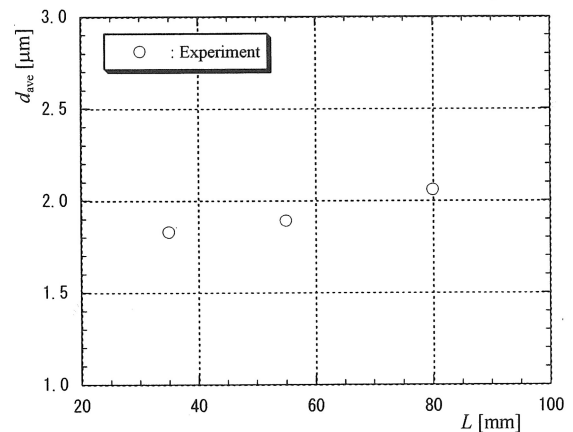


Fig.5 Relation between averaged diameter of microbubble d_{ave} and nozzle length L

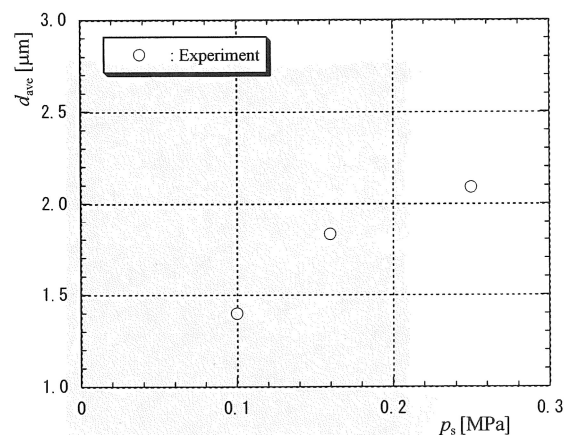


Fig.6 Relation between averaged diameter of microbubble d_{ave} and pressure p_s

長さや断面積の増加の程度が変化するため、ノズルのスロートより下流側の圧力分布にも変化が生じ、その結果として平均直径も変化すると考えられる。

Fig.5, Fig.6 および Fig.7 の結果から、生成されるマイクロバブルの平均直径に対して、ノズル長さ L とポンプの吐出圧力 p_s 、およびノズルのスロートと出口断面積の比 A_d/A^* のいずれも影響を与えることが明らかとなり、ノズル長さ L とポンプの吐出圧力 p_s 、およびノズルスロートと出口断面積の比 A_d/A^* が増加すると生成されるマイクロバブルの平均直径も増加する。

次に、マイクロバブルの平均直径 d_{ave} とキャビテーション数 σ との関係を図.8 に示す。キャビテーション数 σ は次式で与えられる⁽⁴⁾。

$$\sigma = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho v_2^2} \quad (3)$$

式 (3) は損失のないベルヌーイの式における速度ヘッドと圧力ヘッドとの比であり、流れ場に損失がなければ $\sigma=1$ となり、損失が大きくなるほど $\sigma > 1$ からずれる。

Fig.4 で述べたように、ノズル内部でマイクロバブルが生成される場合、ノズルスロートから下流側の見かけの損失係数が増加するので、式 (3) で与えられるキャビテーション数 σ も $\sigma > 1$ からずれることになる。

Fig.8 より、キャビテーション数 σ とマイクロバブルの平均直径 d_{ave} には相関があり、キャビテーション数 σ に対してマイクロバブルの平均直径 d_{ave} は一意的に定まることがわかる。また、キャビテーション数 σ の増加に対して、平均直径 d_{ave} は減少することがわかる。したがって、生成されるマイクロバブルの直径が小さくなるほど、ベルヌーイの式における損失が大きくなることを意味し、特にノズルのスロートから下流側で生じる、マイクロバブルの生成に必要な圧力損失を大きくする必要はある。さらに、Fig.8 の結果から、今後のナノバブルの生成に向けて形成されるバブルの平均直径 d_{ave} をさらに減少させるためにはキャビテーション数 σ を増加させればよく、キャビテーション数 σ をパラメータとして、適切なノズル形状やポンプの吐出圧力の選定が可能であることがわかる。

最後に、従来の研究結果⁽¹⁾と本研究結果に基づいた、先細末広ノズルによるマイクロバブルの発生原理を図.9 に示す。Fig.9 は文献 (1) での研究結果を基に作成しており、図中の点A から点D は Fig.4 (b) の同一の記号で示した位置に対応している。先細末広ノズルでは、ノズル内の断面積変化に伴う圧力変化を利用してマイクロバブルを生成する。点A から点B にかけてノズルの断面積は減少し、点B のノズルのスロートで最小になったのち、ノズル出口にかけて断面積は連続的に増加する。このようなノズルに液体を流すとノズル入口からスロー

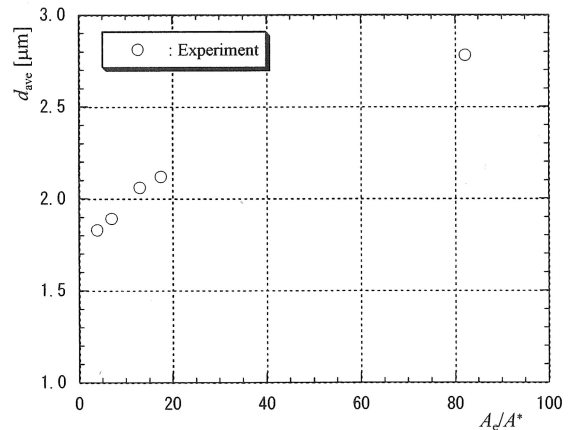


Fig.7 Relation between averaged diameter of microbubble d_{ave} and area ratio A_d/A^*

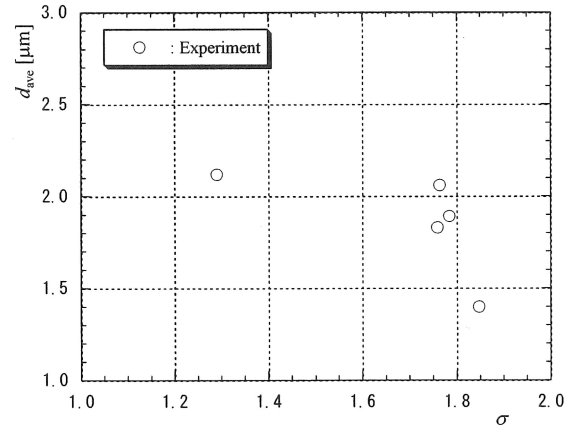


Fig.8 Relation between averaged diameter of microbubble d_{ave} and cavitation number σ

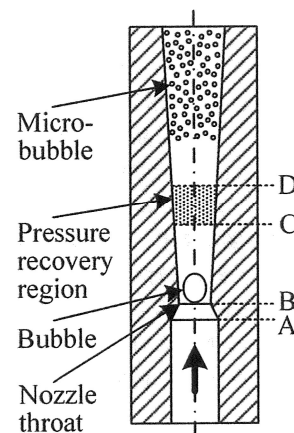


Fig.9 Generation mechanism of microbubble using venturi tube

トにかけて流れは加速され、スロートで最速となる。一方、速度が加速されるため、Fig.4 に示すように流れ場の圧力は減少し、スロートで最低となる。よって、スロート部での圧力が飽和圧力より下がると Fig.9 に示すように液体中に気泡が発生し、この気泡が点C から点D にかけての衝撃波のような急激な圧力回復領域で粉砕され、マイクロバブルが生成される。このようにノズルに液体を流すだけでマイクロバブルを発生できるが、一方で Fig.4 (a) に示したように同一のノズルでもマイクロバブルが発生しない場合もある。よって、本研究結果から、マイクロバブルの生成にはノズルの長さ L やノズルのスロートと出口の断面積比 A_0/A^* 、ポンプの吐出圧力 p_s などを適切に設定する必要があり、さらに生成されるマイクロバブルの直径も上記のパラメータに強く依存する。

4. 結 論

本研究では、先細末広ノズルを用いて生成されるマイクロバブルの直径とノズル形状との関係について、実験的に調査を行った。得られた結果を以下に要約する。

- (1) ノズル長さ L やノズルスロートと出口断面積の比 A_0/A^* が異なる5種類のノズルを製作し、いずれのノズルにおいてもマイクロバブルが生成されることが確認された。
- (2) マイクロバブルが生成されない場合、ノズルスロートから下流側のノズルの壁面圧力は、流れ場の損失がないベルヌーイの式による計算値とよく一致し、本実験で使用したノズルにおいては、この領域での損失がほとんどないとみなされる。
- (3) マイクロバブルが生成される場合、スロートの下流において、ノズルの断面積は徐々に増加するにも関わらずノズルの壁面圧力は増加せず、その後、急激に圧力が上昇する。また、ベルヌーイの式による計算値との比較では、損失係数がかなり大きい場合と一致し、結論(2)との比較から、このエネルギー損失がマイクロバブルの生成に強く影響を及ぼすと考えられる。
- (4) 生成されるマイクロバブルの平均直径 d_{ave} に対して、ノズル長さ L とポンプの吐出圧力 p_s 、およびノズルスロートと出口断面積の比 A_0/A^* のいずれも影響を与え、これらの定性的な関係が明らかとなった。
- (5) キャピテーション数 σ とマイクロバブルの平均直径 d_{ave} には相関があり、本実験の場合、キャピテーション数 σ の増加に対して平均直径 d_{ave} は減少し、その定性的な関係が明らかとなった。よって、適切なノズル形状の選定に対して、キャピテーション数 σ をパラメータとして利用することが可能である。

参考文献

- (1) 藤原暁子他3名, ベンチュリ管を用いたマイクロバブル発生装置における気泡微細化メカニズム, 日本機械学会年次大会講演論文集, Vol.2004, No.2, (2004), pp.83-84.
- (2) 芹澤昭示他1名, マイクロバブル・ノズルとその性能評価, 第20回混相流シンポジウム講演論文集, (2001), pp.139-140.
- (3) 村井裕一, 気泡による流体抵抗低減, 流体工学部門講演会講演概要集, No.07-16, (2007), pp.290.
- (4) 田村 洋, 液体ロケットエンジン噴射器内の流れと振動燃焼, ながれ, 24, (2005), pp.307-341.

(2008年10月10日 受理)