

圧力式ホモジナイザーの乳化メカニズムに関する研究*

福富 純一郎^{*1}, 住友 尚志^{*2}, 吉村 圭央^{*3}
重光 亨^{*1}, 一宮 昌司^{*1}

Study of Emulsification Mechanism in a Pressure Type Homogenizer

Junichiro FUKUTOMI^{*1}, Takashi SUMITOMO, Yoshio YOSHIMURA,
Toru SHIGEMITSU and Masashi ICHIMIYA

^{*1} The Univ. of Tokushima, Dept. of Mechanical Engineering
2-1 Minami-jyosanjimacho, Tokushima, 770-8506 Japan

Emulsification technique is used in broad fields, such as food, chemistry, and medical treatment, and the range of use has been spreading still more. A pressure type homogenizer consists of a plunger pump and a valve part with a narrow channel. It generates the effects of shear, a turbulent flow and cavitation at very short time, and then makes a homogeneous emulsification state. If the flow pattern in the valve can be solved in more detail, the more effective and stabilized emulsification will be attained. However, since the measurement of the size, the pressure and the flow velocity in a narrow gap space by experiments is difficult, the details of the mechanism of emulsification by the shear, the turbulent flow, the cavitation and a collision have not been clarified enough. In this research, the size of gap is first calculated from the theoretical equation assumed to be laminar flow, based on the Reynolds number of the gap flow. Next, the pressure, the flow velocity, shearing stress, etc. are calculated. Then, the emulsification mechanism of each part of the valve is clarified by expressing the droplet size as a function of the gap size, the shearing stress and the exit velocity.

Key Words: Fluid Machinery, Homogenizer, Emulsification, Liquid Droplet, Internal Flow, Shear Flow, Numerical Simulation

1. 緒 言

乳化技術は、食品、化学、医療など幅広い分野で使用され、その利用範囲はさらに大きく広がっている。その乳化に用いられているホモジナイザー（乳化機）の中でも、広く用いられている圧力式ホモジナイザーは、プランジャーポンプと狭い流路を持つバルブ部からなり、流体間にせん断、乱流、キャビテーション等を極めて短い時間に発生させ、均質な乳化状態を作り出す。これらの効果について Walstra は、圧力式ホモジナイザーでは、せん断、乱流、キャビテーションが同時に引き起こされ、乳化に対する重要度が高いものからこれらをランク付けすることは非常に難しいと述べている⁽¹⁾。これらの効果の重要度を明らかにすることは、より効率的な乳化のために必要なことである。近年の CFD の発展に基づき、Stevenson と Chen は、商用の CFD コードを用いて、圧力式ホモジナイザーの乳化部である均質バルブ全体におけるフローパターンのモデリングを行っている⁽²⁾。また、Floury らによって、Stansted Fluid Power 社の高圧均質バルブのフローパターンが研究されている⁽³⁾。このようなこれまでの研究では、主に圧力の違いが乳化に及ぼす影響が検討されているが、ホモジナイザーバルブ形状の影響はほとんど検討されておらず、依然として明らかにされていない部分がある。

* 原稿受付 2013 年 5 月 25 日

^{*1} 正員、徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部（〒770-8506 徳島県徳島市南常三島町 2 - 1）

^{*2} 正員、イズミフードマシナリ(株)

^{*3} 徳島大学大学院先端技術科学教育部

E-mail: fukutomi@me.tokushima-u.ac.jp



バルブ部内の流動状態がさらに詳しく解明されれば、より効率的で安定な乳化が可能となるが、圧力式ホモジナイザーの乳化においては、一定流量のもとでもバルブ隙間とそこにおける速度が同時に変化する上に、隙間の寸法、圧力、速度を実験で測定することは困難であるため、乳化のメカニズムの詳細はこれまで十分には明らかにされていない。本研究では、Floury らの研究⁽³⁾と Nakayama の空気マイクロメータにおける流体の作用の研究⁽⁴⁾、Phipps の高圧ホモジナイザーによる乳化液における油滴の研究⁽⁵⁾、そして萩原の半径流ノズルに関する研究⁽⁶⁾を参考にして、隙間のレイノルズ数から隙間部分が放物線速度分布を持つ層流であるとみなしてバルブ隙間の大きさをまず導出し、これから隙間各部の圧力、速度、せん断応力等を見積もった。そしてせん断応力による乳化のメカニズムの概略を明らかにし、隙間出口での噴流渦によるキャビテーションの影響にも言及した⁽⁷⁾。また2種類のバルブ形状を用いて形状の影響を明らかにした⁽⁸⁾。しかしバルブ内部流動状態の詳細は未解明なままであった。そこで本報では乳化によって得られる液滴径を隙間やせん断応力の関数として整理して、さらに詳細なバルブ各部の乳化メカニズムを明らかにし、乳化に大きな影響を持つ効果を特定することを目的とする。

2. 記 号

d_{exp}	: 乳化処理後の液滴メジアン径 [μm]
D	: バルブ隙間出口からインパクトリングまでの距離(図2) [mm]
L	: 隙間平行部長さ(図2) [mm]
P	: 圧力 [Pa]
Q	: 流量 [m ³ /s]
Re	: レイノルズ数
v	: 速度 [m/s]
v_{gap}	: 隙間内部の速度 [m/s]
x	: 軸方向座標(図2) [mm]
y	: 半径方向座標(図2) [mm]
δ	: バルブ隙間(図2) [μm]
μ	: 粘度 [Pa·s]
ρ	: 密度 [kg/m ³]
τ_w	: 壁面せん断応力 [Pa]
τ_{ave}	: 隙間入口から出口までの壁面せん断応力の平均値 [Pa]
ζ	: 損失係数
添 字	
0	: バルブ入口
1	: 隙間平行部入口
2	: 隙間平行部出口

3. 実験装置および方法

3・1 実験装置

ホモジナイザーによって処理される液体は高圧プランジャーポンプにより、図1の均質バルブ部へ図1左側から送液される。プランジャーは三連であり、流量は厳密には一定ではないものの、その変化は小さいので本実験では流量は定常とみなした。液体は均質バルブの非常に小さな隙間を通過した後、インパクトリングに衝突し図1上側の大気圧下へ放出される。本研究で用いたバルブ形状を図2に示す。バルブ形状は、図2(a)をシャープ形状、図2(b)をフラット形状と呼ぶ。いずれの形状でも入口径は5 mmである。バルブ外径は、シャープ形状では常に16 mm(図10のみ外径12 mm)であるが、フラット形状では $2L+5$ [mm]である。本研究では、両形状ともに隙間平行部(図2の①-②間)の長さ L を様々に変更して実験を行った。乳化した処理液の粒度分布測定には、レーザ回折式粒度分布測定装置(島津製作所 SALD-2200)を用いた。バルブ隙間出口(図2 ②)からインパクトリングまでの距離 D は、その

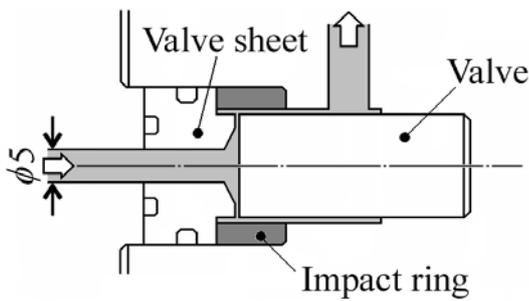
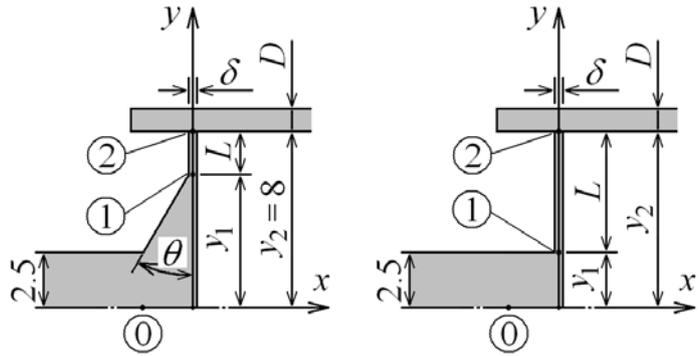


Fig.1 Schematic of valve region



(a) Sharp type

(b) Flat type

Fig. 2 Valve geometry

影響を検討する 6・4 節以外は、すべて $D=1\text{ mm}$ である。また、シャープ形状のバルブ隙間入口の傾斜角 θ には、 30° および 60° を用いた。

3・2 実験方法

シリコンオイル (10wt%) と水 (89wt%) と乳化剤 (1wt%) を混合させた液を作成してあらかじめホモミキサーを用いて 30 分間 12000 rpm で攪拌した。各液体の質量は電子天秤で精密に測定した。この原液の密度 ρ は 995 kg/m^3 、粘度 μ は $1.6\text{ mPa}\cdot\text{s}$ であり、表面が水で覆われている時のシリコンオイルの界面張力 γ は 14.1 mN/m である。乳化前の原液の液滴径は約 $1\text{ }\mu\text{m}$ から約 $100\text{ }\mu\text{m}$ 間に分布するが、後述する乳化後の液滴分布 (図 13) のフラット形状 $L=2.5\text{ mm}$ 、 $P_0=80, 60\text{ MPa}$ のように 2 箇所極大となる分布形状をしており、液滴径約 $5\text{ }\mu\text{m}$ において体積比の極大値約 7%、約 $25\text{ }\mu\text{m}$ において極大値約 9%、両者間の約 $10\text{ }\mu\text{m}$ において極小値約 5%となる。この原液を実験のたびに作成したが、メジアン径の平均は約 $9.1\text{ }\mu\text{m}$ であり、誤差は $\pm 0.6\text{ }\mu\text{m}$ である。この原液を圧力式ホモジナイザーで乳化し、その処理液の粒度分布をレーザ回折式粒度分布測定装置により測定した。これは個々の粒子の径を測定するのではなく、多数の粒子から成る粒子群に対してレーザ光を照射し、そこから発せられる回折、散乱光の強度分布から粒度の体積比分布を求めるものである。この粒度分布より体積基準のメジアン液滴径 d_{exp} を得る。計測可能な径の最小値は約 $0.1\text{ }\mu\text{m}$ であり、約 5 ml の原液をサンプルする。なお同一の液を約 10 回測定したところ、粒度分布はほぼ同一であった。原液の粘度を、せん断速度が約 $20\sim 400\text{ 1/s}$ において測定したところほぼ一定であったので、原液はニュートン流体とみなせると判断した。

実験の際は、乳化処理前の液温が 20°C となるようにし、処理後に高温になった液を直ちに 20°C まで冷却した。バルブとバルブシートの隙間 δ (図 2) はハンドルを回すことにより調節するが、隙間 δ 自身の値は測定困難なため、バルブ部入口の圧力 P_0 を圧力計で測定し、4・1 節で示す理論式(1)によって隙間 δ を見積り、入口圧力 P_0 が $10, 20, 40, 60, 80\text{ MPa}$ のときすなわち 5 種類の隙間に対して処理液の粒度分布を測定した。流量は $Q=70\text{ l/h}$ で一定であり、出口において流量計で測定した。

4. 隙間平行部内の流れ解析

4・1 理論解析

後述するように隙間平行部内の流れはレイノルズ数から層流と判断できるので、出口圧力を 0 とし、入口圧力 P_0 、バルブ隙間 δ 、流量 Q を用いてバルブ隙間の一次元流れの式を立てると入口圧力の式が得られる。さらにこれより隙間平行部内の速度や平均せん断応力の式が得られる。その詳細は前報⁷⁾で述べたが、本論文の議論の基本となるので、ここではその概略を再掲する。

式中の入口損失係数 ζ はシャープ形状で 0.2、フラット形状で 0.5、 y_1, y_2 は、それぞれ隙間平行部の入口半径、出口半径である。 x は軸方向の距離、 y は中心軸から半径方向の距離である。添字は、それぞれ 0 がバルブ部入口、1 が隙間平行部入口、2 が隙間平行部出口である。 x, y, δ および添字 0, 1, 2 の位置を図 2 に示す。入口圧力は次式で与えられる。

$$P_0 = \zeta \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{2\pi y_1 \delta} \right)^2 + \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \left(\frac{y_2}{y_1} \right) + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{2\pi y_2 \delta} \right)^2 \quad (1)$$

隙間平行部内の流れを層流とすると、その速度分布は次式の放物線分布となる。ここで x の原点は隙間中央である。

$$v_{gap} = \frac{3Q}{4\pi y \delta} \left[1 - \left(\frac{2x}{\delta} \right)^2 \right] \quad (2)$$

ゆえに v_{gap} を隙間平行部内 ($-\delta/2 \leq x \leq \delta/2$) で面積積分した平均速度は δ に反比例する。

隙間平行部壁面のせん断応力 τ_w は、式(2)より次式となる。

$$\tau_w = -\mu \left(\frac{dv_{gap}}{dx} \right)_{x=\delta/2} = \frac{3\mu Q}{\pi y \delta^2} \quad (3)$$

隙間入口から出口までの壁面せん断応力の平均値 τ_{ave} を次式で定義する。

$$\tau_{ave} = \frac{\int_{y_1}^{y_2} \tau_w 2\pi y dy}{\pi(y_2^2 - y_1^2)} = \frac{6\mu Q}{\pi \delta^2 (y_2 + y_1)} \quad (4)$$

今後、実験においては既知の P_0 より、式(1)から得られた δ を用い、さらに式(2)、(4)からそれぞれ得られた v_{gap} 、 τ_{ave} を用いる。

隙間平行部の流れのレイノルズ数は、代表長さ l に等価直径 $4m$ を用いて次式で定義する。

$$Re = \frac{\rho v l}{\mu} = \frac{\rho v \cdot 4m}{\mu} \quad (5)$$

隙間平行部では平行円板間流れと考えられるので、代表速度 v に隙間平均速度を用い、また流体平均深さ $m = \delta/2$ より、

$$Re = \frac{\rho \cdot \frac{Q}{2\pi y \delta} \cdot 2\delta}{\mu} = \frac{\rho Q}{\pi \mu y} \quad (6)$$

したがって、レイノルズ数は隙間 δ に関わらず一定である。この隙間平行部内のレイノルズ数の最大値を、 y の最小値（フラット形状における入口 $y_1 = 2.5 \text{ mm}$ ）を用いて求めると $Re_{max} = 1540$ であるので、隙間平行部は全域で層流とみなせる。

4・2 数値解析

バルブ内部の流れを検討するために、汎用数値解析コード（Fluent6.3）を使用した数値解析も行った。二次元軸対称での定常解析を行った。バルブ部に流入する流体は非圧縮で熱移動を伴わないと仮定し、質量保存式と運動方程式を有限体積法に基づく計算アルゴリズム SIMPLE 法で解いた。ここで用いる運動方程式を隙間平行部において検討する。原液の分子間距離は不明であるが水のそれ（約 $3 \times 10^{-10} \text{ m}$ ）と同オーダーとみなした。するとバルブ隙間 δ が $5 \mu\text{m}$ であるとき、分子間距離と δ の比は 10^5 のオーダーとなり、気体を連続体とみなせるクヌーセン数の上限（約 0.01）も参考として、運動方程式には Navier-Stokes 方程式を用いた。離散化には二次精度風上差分法を用いた。計算領域の例を図 3 に示す。計算格子数はバルブ形状によって異なるが、全計算領域で約 70～150 万要素である。隙間平行部における x 方向の範囲 δ 内の格子数は全バルブ形状において 50 要素である。計算

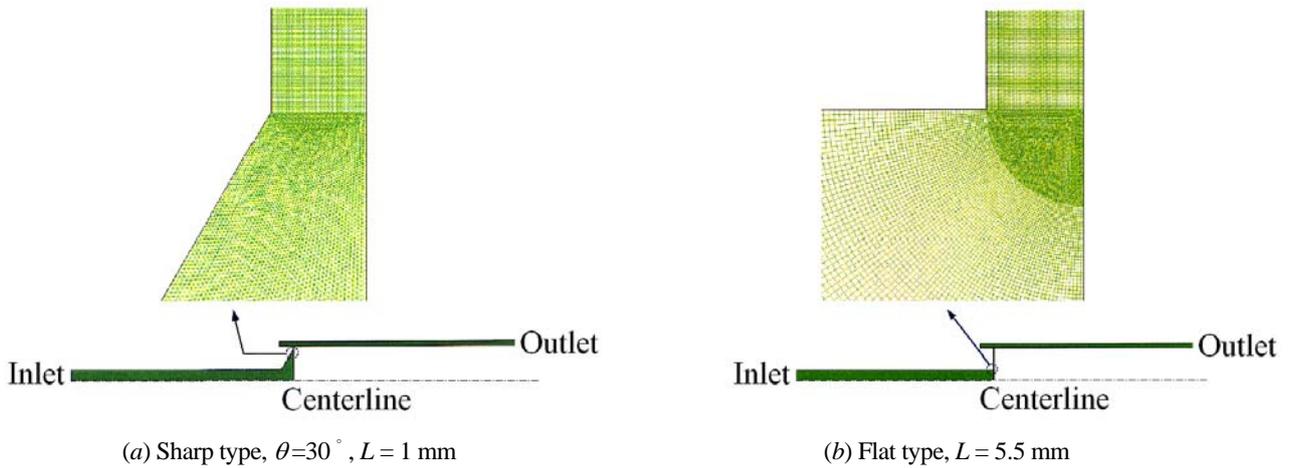


Fig. 3 Calculation domain

格子は四角形要素の構造格子と、計算格子のひずみが大きくなる部分では三角形要素の非構造格子を用いた。隙間でのレイノルズ数を求めたところ、バルブ入口よりも上流では乱流であり、下流では前述のように層流であったので、計算においては隙間平行部よりも上流では $k-\epsilon$ RNG モデルにより二次元軸対称解析を用い、隙間平行部では層流領域として計算を行った。境界条件は入口で速度一定、出口で大気圧とした。

5. 隙間平行部内の流れ解析結果

5.1 入口圧力と隙間の関係

流量 Q が 70 l/h における入口圧力 P_0 と隙間 δ の関係を式(1)より計算し、図 4 に示す。図 4(a) はシャープ形状、図 4(b) はフラット形状の結果である。いずれの形状においても、隙間が狭い場合に入口圧力 P_0 が高くなる。また、同じ隙間において入口圧力（これは出口大気圧までの間に損失する圧力に等しい）を比較すると、隙間平行部の長さ L が短い方すなわち隙間平行部での摩擦損失が小さい方が圧力損失は小さい。これは入口から出口までの間に損失する圧力は大部分が隙間平行部における摩擦損失である⁽⁷⁾⁽⁸⁾ためである。図は示さないが、シャープ形状で入口角 θ を 60° に変更しても隙間 δ はほとんど変化しなかった。シャープ形状（図 4(a)）とフラット形状（図 4(b)）を比較すると、フラット形状では隙間平行部入口での流れの損失が大きいため、同じ隙間においてシャープ形状よりも入口圧力が大きくなる。

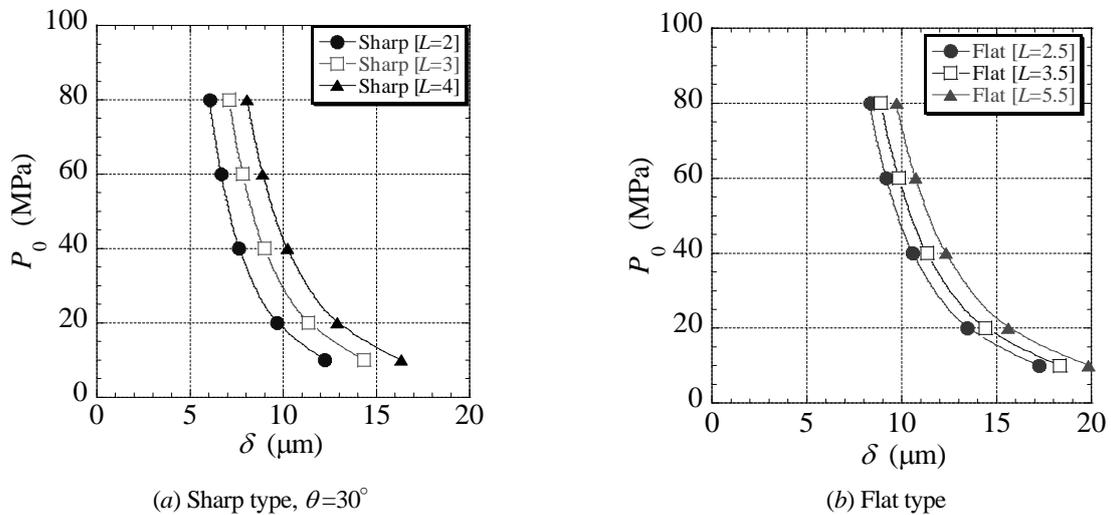


Fig. 4 Relation between inlet pressure and gap space

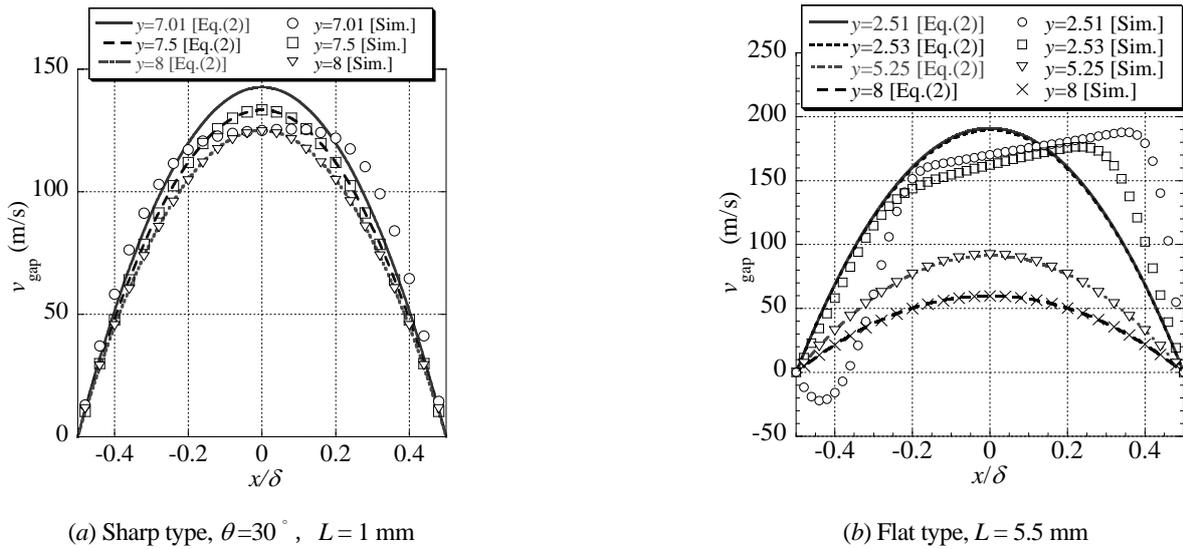


Fig. 5 Velocity distributions in the gap space

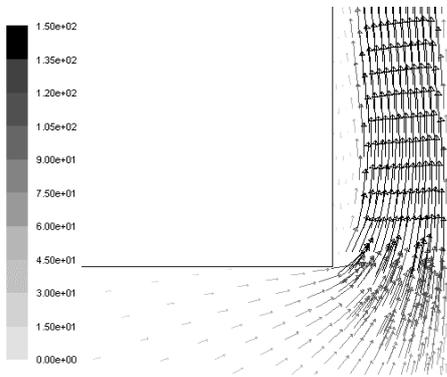


Fig. 6 Velocity vectors at valve inlet (Flat type)

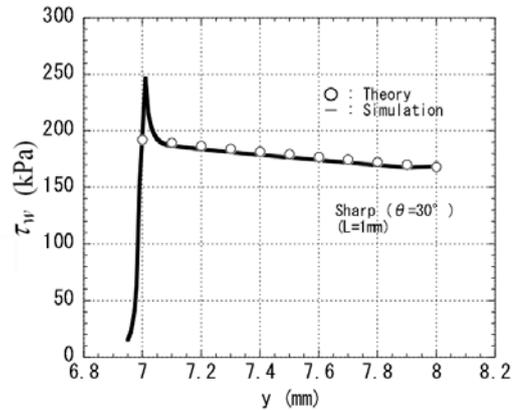


Fig. 7 Shear stress distribution in gap region

5・2 隙間平行部の速度分布およびせん断応力分布

シャープ形状($\theta=30^\circ$, $L=1\text{ mm}$)とフラット形状($L=5.5\text{ mm}$)における入口圧力 $P_0=80\text{ MPa}$ に対する隙間平行部内の速度の軸方向分布の数値解析と理論式(2)の結果を図5に示す。隙間平行部の入口直後(図5(a), $y=7.01\text{ mm}$; 図5(b), $y \leq 2.53\text{ mm}$)では、流れがまだ十分に発達していない助走区間であるため数値解析と理論式は大きく異なるが、それ以降の位置では、数値解析と理論式は良く一致し、隙間平行部の速度は放物線分布になる。

数値解析より得られたフラット形状($L=5.5\text{ mm}$)の隙間平行部入口の速度ベクトル線図を図6に示す。フラット形状では隙間平行部入口で急激に流路が縮小するため、流れが剥離し縮流が起こり、隙間平行部入口部分で渦が生じている。そのため図5(b)の隙間平行部入口付近($y=2.51\text{ mm}$)でも逆流が見られた。

図7にシャープ形状($\theta=30^\circ$, $L=1\text{ mm}$)のバルブ隙間の壁面せん断応力分布の、数値解析と理論式(3)の結果を示す。両者の値は、バルブ入口部を除いて良く一致している。フラット形状についても、図は示さないが、図5(b)の速度分布の壁面における勾配からわかるように、入口直後の $y=2.51\text{ mm}$ では数値解析結果と理論結果の差異は大きいものの、 $y=2.53\text{ mm}$ では差異は小さくなる。このようにフラット形状でも隙間平行部入口部を除いて壁面せん断応力分布は良く一致する。

以上のように理論式(2), (3)は数値解析結果とよく一致し、理論解析の妥当性が示された。そこで次章では、この理論解析結果に基づいて推定した隙間 δ に基づいて、液滴破壊メカニズムの詳細を検討する。

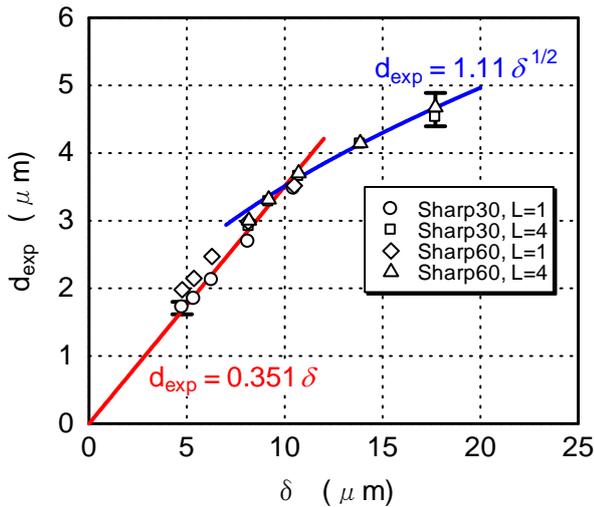


Fig. 8 Effect of gap space on droplet size (Sharp type)

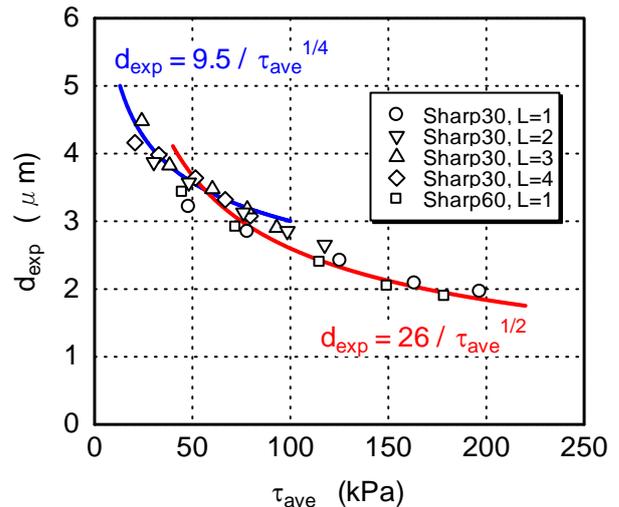


Fig. 9 Effect of shear stress on droplet size (Sharp type)

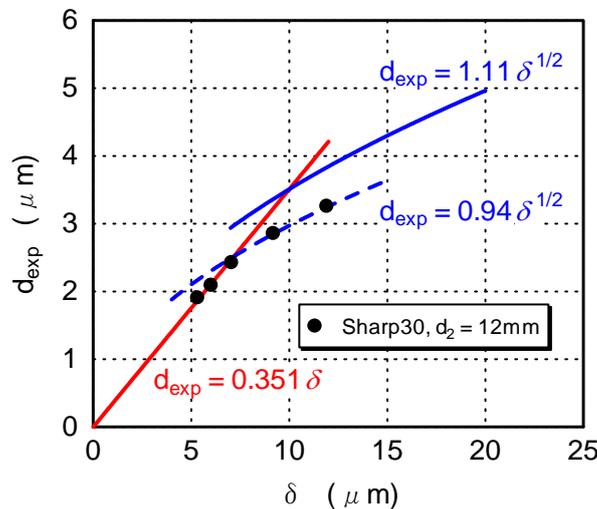


Fig. 10 Effect of valve outer diameter on droplet size (Sharp type)

6. 乳化結果及び考察

6・1 隙間平行部のせん断応力が液滴破壊に及ぼす影響

入口損失の少ないシャープ形状において、与えられた P_0 において式(1)から得られる隙間 δ に対する、乳化処理後の液滴径 d_{exp} (メジアン径) の実験結果を図8に示す. データの誤差範囲を、代表として液滴径 d_{exp} の最大値 ($d_{exp}=4.67 \mu\text{m}$ の Δ 印) と最小値 ($d_{exp}=1.72 \mu\text{m}$ の \circ 印) の2つについて示す. δ が小さいとき液滴径は δ に比例 ($d_{exp} \propto \delta$) するが、 $10 \mu\text{m} < \delta$ では δ に対する勾配が減少して $d_{exp} \propto \delta^{1/2}$ で表され、液滴破壊のメカニズムが変化することを示唆している. すなわち式(3)から分かるように隙間平行部のせん断応力は $1/\delta^2$ に比例する. ゆえに δ が小さいときはせん断応力は大きいので、主たる液滴破壊は隙間平行部のせん断応力によって生じると考えられる. 一方 δ が大きくなると、せん断応力は急激に減少するため、これが液滴破壊に果たす役割は減少し、代わって隙間出口噴流に基づく液滴破壊が主たる役割を果たすようになると考えられる.

図9に式(4)から得られる隙間平行部の平均せん断応力 τ_{ave} に対する液滴径 d_{exp} の実験結果を示す. 実験点は $d_{exp} < 3.5 \mu\text{m}$ のとき、 $d_{exp} \propto 1/\tau_{ave}^{1/2}$ に従い、一方、このとき図8の結果から $d_{exp} \propto \delta$ と表されるので、 $\tau_{ave} \propto 1/\delta^2$ となり、式(4)の成立を裏付ける. これに対し $3.5 \mu\text{m} < d_{exp}$ のときは $d_{exp} \propto 1/\tau_{ave}^{1/4}$ に従っており、このとき図8の結果から $d_{exp} \propto \delta^{1/2}$ と表されるので、 $\tau_{ave} \propto 1/\delta^2$ となり、やはり式(4)が成立する. いずれにせよ隙間 δ が小さい場合は、図9からわかるようにせん断応力が大きく、せん断応力が液滴破壊に大きな役割を果たすことがわかる.

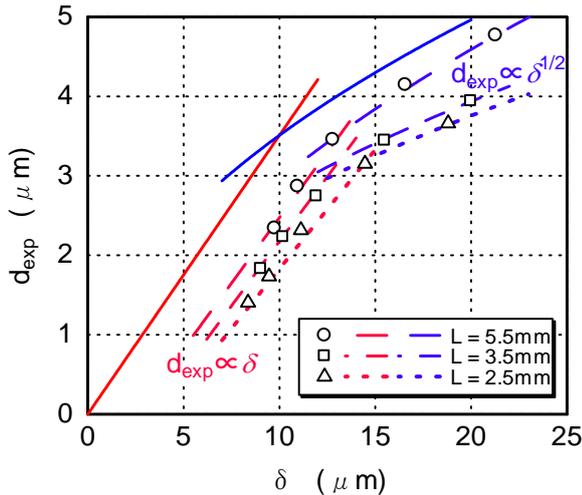


Fig. 11 Effect of gap space on droplet size (Flat type)

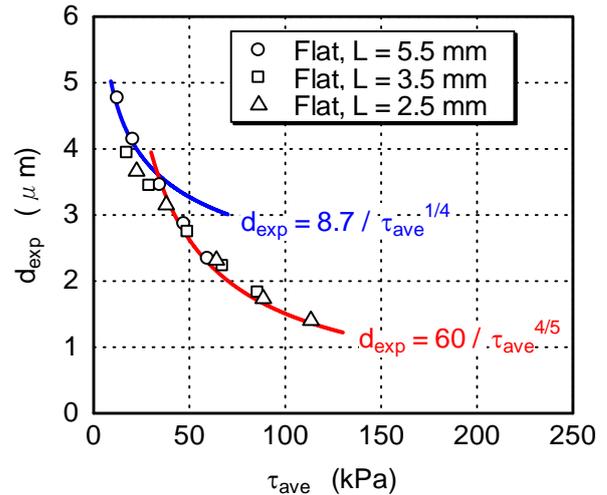


Fig. 12 Effect of shear stress on droplet size (Flat type)

6・2 隙間平行部出口噴流が液滴破壊に及ぼす影響

本節では隙間が大きいときに、その出口噴流が液滴破壊に果たす役割を考察する。そのため出口噴流速度を変えるためにバルブ外径 $d_2 = 2y_2$ を 12 mm に小さくしたシャープ形状バルブも用いた。その場合の液滴径の実験結果を図 10 に示す。外径 12 mm の場合の液滴径 d_{exp} (図 10 ●印) は、外径 16 mm の場合 (赤実線と青実線) と同じく、 δ が小さい場合は $d_{exp} \propto \delta$ に従い、 δ が大きい場合は $d_{exp} \propto \delta^{1/2}$ (青破線) に従うが、その変化点は 16 mm よりも早く、また変化した後の d_{exp} は 16 mm よりも小さい。これは δ が小さい場合には、前述のように隙間のせん断応力による液滴破壊が支配的であるため、外径に関わらず同じ直線に乗るが、 δ が大きい場合には、前述のように隙間のせん断応力よりも出口噴流の影響を大きく受けるので、噴流速度が大きい外径 12 mm の方が液滴破壊が進むためである。

6・3 入口縮流が液滴破壊に及ぼす影響

フラット形状では、図 6 に示したように隙間平行部入口において剥離が生じて縮流が起こる。これが液滴破壊に及ぼす影響を本節では考察する。フラット形状における液滴径 d_{exp} と隙間 δ の関係を図 11 に示す。フラット形状においても、隙間 δ に対する液滴径 d_{exp} の変化の傾向は、 δ が小さいときは δ に比例して (3本の赤破線)、 δ が大きくなると $\delta^{1/2}$ に比例し (3本の青破線)、赤実線と青実線のシャープ形状 (外径 16 mm) の結果と同様である。しかし、液滴径 d_{exp} はシャープ形状よりも小さい。これは縮流による液滴の引き伸ばしと、剥離側と反対のバルブ側入口での強いせん断応力のためである。特に入口圧力が高く、すなわち隙間 δ が小さいときに縮流入口部の破壊作用が大きいから液滴径も小さい。 δ が大きくなると縮流の影響は相対的に減少するが、その代わりにフラット形状では入口半径 $y_1 = 2.5$ mm は一定なので、 L が短いほど出口半径 y_2 が小さくなる。したがって、同じ隙間 δ では L が短いほど出口噴流速度が大きくなるため、前節のシャープ形状と同様に液滴径が小さくなっている。この δ が大きい領域における出口噴流における液滴破壊は前節で述べたようにシャープ形状でも生じているが、シャープ形状の出口径 16 mm と同じ出口径のフラット形状 $L = 5.5$ mm (図 11 ○印) では、 δ が大きくなるにつれて入口縮流の影響が小さくなるため、出口径が同じ 16 mm であるシャープ形状 (青実線) に近づき、また出口噴流による効果が相対的に大きくなり、 L が小さい場合との差が大きくなる。なお図 11 の 3本の赤破線をそのまま下方 ($d_{exp} = 0$ の方) に延長するとシャープ形状とは異なって原点を通らないが、これは前述のフラット形状隙間平行部入口の縮流による断面の実質的減少のためと思われる。

フラット形状における平均せん断応力 τ_{ave} と液滴径 d_{exp} 間の関係を図 12 に示す。液滴径が大きい $3.5 \mu\text{m} < d_{exp}$ のときはシャープ形状 (図 9) と同様に $d_{exp} \propto 1/\tau_{ave}^{1/4}$ に従い、式(4)が成立する。これに対して $d_{exp} < 3.5 \mu\text{m}$ のときはシャープ形状 ($d_{exp} \propto 1/\tau_{ave}^{1/2}$) とは異なって $d_{exp} \propto 1/\tau_{ave}^{4/5}$ が得られ、式(4)は成立しない。これは前述のように液滴径が小さいすなわち隙間 δ が小さいときは、フラット形状隙間平行部入口縮流の影響を相対的に強く受けた

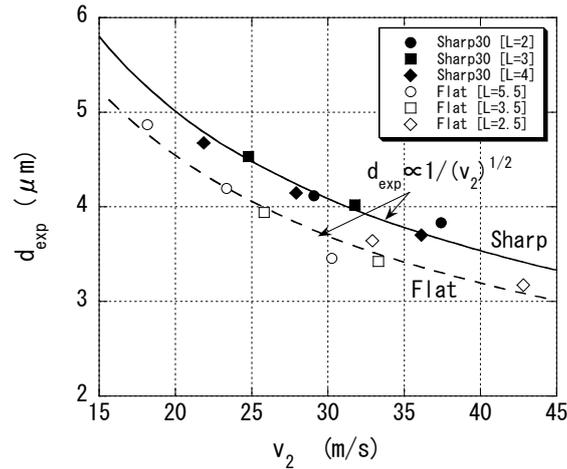


Fig. 13 Effect of valve exit velocity on droplet size

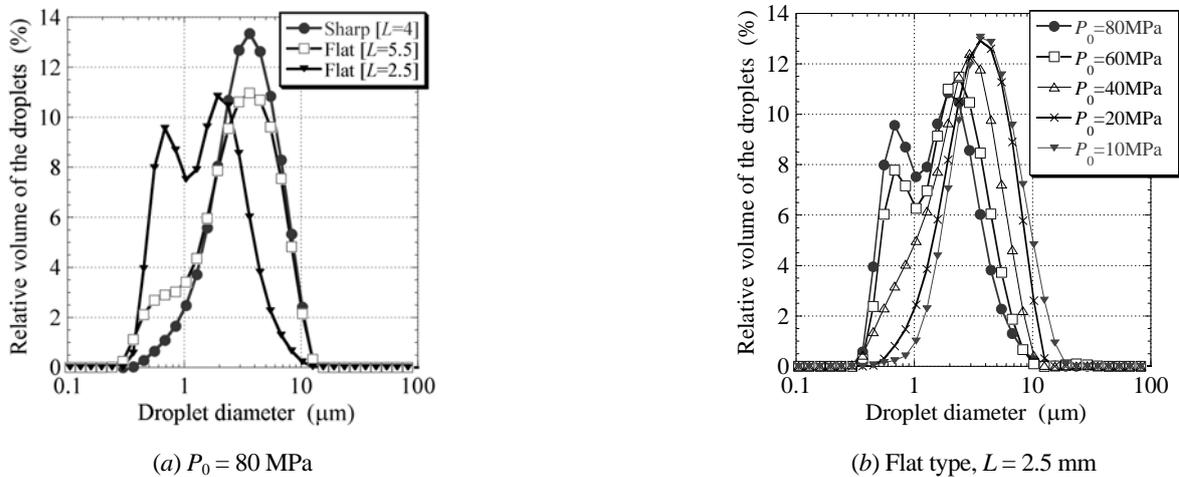


Fig. 14 Droplet size distribution

めに、入口直後では τ_w が理論値(式(3))とは異なるからである。そのため入口から出口までの積分結果 τ_{ave} も式(4)には従わなくなる。

隙間 δ が大きい領域($d_{exp} \propto \delta^{1/2}$)における液滴径 d_{exp} と隙間出口平均速度 v_2 の関係を図13に示す。隙間平行部長さ L や出口径、入口径にかかわらず、得られる液滴径 d_{exp} は出口平均速度 v_2 の増大とともに減少し、その変化は、式(2)に基づいた $d_{exp} \propto 1/v_2^{1/2}$ で表される。シャープ形状とフラット形状の d_{exp} の差は、バルブ入口部の縮流、増速に基づく液滴破壊の違いによるものである。

乳化後の粒度分布を図14に示す。図14(a)は、入口圧力 $P_0 = 80$ MPaのときである。シャープ形状の $L = 4$ mm(●印)と、同外径のフラット形状の $L = 5.5$ mm(□印)を比較すると、フラット形状では液滴径が $1 \mu\text{m}$ 以下のものが多いことが分かる。これは図6にもあるように隙間平行部入口での縮流、剥離のために液滴破壊作用が大きいためである。フラット形状で異なる L 間を比較すると、 $L = 2.5$ mm(▼印)では、液滴径が $1 \mu\text{m}$ 以下の液滴がさらに増加して全体的に液滴径が小さくなっている。これは図4(b)にもあるように、 L が短いのに圧力損失は同じなので隙間 δ が小さくなり、隙間のせん断応力が大きくなるためである。

図14(b)は、フラット形状の $L = 2.5$ mmで入口圧力 P_0 を変化させたときの粒度分布である。入口圧力が高くなると隙間が狭くなるため液滴径は小さくなる。フラット形状では、前述のように隙間平行部入口の縮流とそれに伴う液滴引き伸ばし、および入口の強いせん断応力が乳化作用に影響し、特に隙間が狭いときに液滴破壊効果が大きい。

最後に隙間平行部入口の縮流によるキャビテーションの発生を検討する。図は示さないが、圧力の計算値はいずれの L の値においても入口から直後の $y = 2.51$ mmにかけて急減少し、 P_0 が最小の10 MPaでは極小値約4 MPa

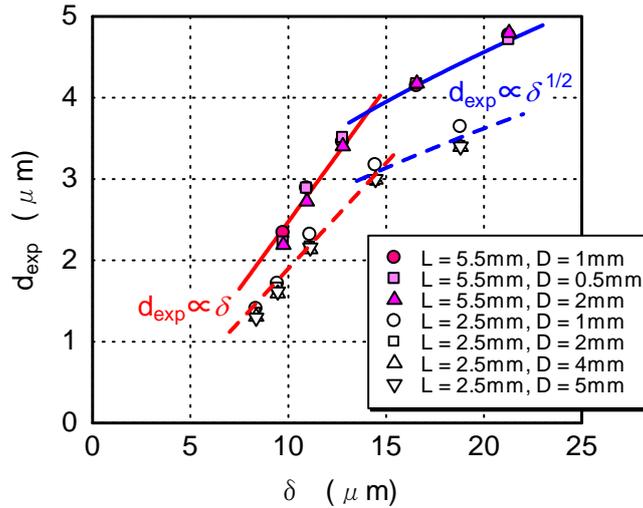


Fig. 15 Effect of distance from valve exit to impact ring on droplet size (Flat type)

となる。その直後に圧力は約 5 MPa まで回復した後は、出口 $y_2 = L + 2.5$ [mm]での大気圧に向かって直線的に減少する。このため隙間平行部ではキャビテーションは発生していないと考えられる。

6・4 インパクトリングが液滴破壊に及ぼす影響

フラット形状において、バルブ隙間出口からインパクトリングまでの距離 D (図 2 参照) を 0.5 mm から 5 mm まで変化させて乳化実験を行い、得られた液滴径 d_{exp} を隙間 δ に対して図 15 に示す。距離 D にかかわらず隙間平行部長さ L が同じなら同じ線上、すなわち $L = 5.5$ mm は赤実線と青実線に、 $L = 2.5$ mm は赤破線と青破線に乗る。隙間出口の噴流領域では、キャビテーションや乱流渦や衝突が粒子破壊に寄与すると想像されるが、インパクトリングまでの距離 D を様々に変更した図 15 の結果より、衝突による粒子破壊作用は、前述のせん断応力や出口噴流による破壊作用よりも小さいと考えられる。

7. 結 言

圧力式ホモジナイザーの様々な形状のバルブについて、バルブ隙間の流れが層流であるとした計算式からバルブ隙間を導出し、それから隙間内部の圧力、速度、せん断応力等を求めるとともに、乳化によって得られる液滴径を隙間やせん断応力の関数として整理した。その結果、バルブ各部の流動状態や、せん断、出口噴流、縮流、衝突による乳化メカニズムに関して以下のことが明らかになった。

- (1)バルブ隙間平行部においては、せん断応力による液滴破壊が生じて乳化に寄与する。バルブ隙間が小さいときはせん断応力の役割は最も重要であり、乳化後の液滴径は隙間に比例し、せん断応力の平方根に反比例する。バルブ隙間が大きいときは、乳化後の液滴径は隙間の平方根に比例し、せん断応力の 1/4 乗に反比例する。
- (2)バルブ出口における噴流は液滴の破壊に寄与し、噴流速度が大きいほど乳化後の液滴は小さい。
- (3)フラット形状のバルブでは、入口部において縮流と増速が生じ、それに基づくせん断応力の増大と液滴引き伸ばし効果によって液滴破壊が生じる。入口の液滴破壊効果はバルブ隙間が狭いほど大きい。
- (4)液滴破壊に及ぼすインパクトリングへの衝突の影響は小さい。

文 献

- (1) Walstra, P., "Formation of emulsions", In: Becher, P(Ed.), *Encyclopedia of Emulsion Technology: Basic theory*, Vol.1, Marcel Dekker, New York, Basel (1983), pp. 58-126.

- (2) Stevenson, M. J., and Chen, X. D., "Visualization of the Flow Patterns in a High-pressure Homogenizing Valve Using a CFD Package", *Journal of Food Engineering*, Vol. 33 (1997), pp. 151-165.
 - (3) Flourey, J., Bellettre, J., Legrand, J., and Desrumaux, A., "Analysis of a New Type of High Pressure Homogeniser. A Study of the Flow Pattern", *Chemical Engineering Science*, Vol. 59, Issue 4 (2004), pp. 843-853.
 - (4) Nakayama, Y., "Action of the Fluid in the Air-Micrometer (3rd Report, Characteristics of Double-Disc Nozzle No.1, In the Case of Compressibility Being Ignored)", *Bulletin of JSME*, Vol. 7, No. 28 (1964), pp. 698-707.
 - (5) Phipps, L.W., "The Fragmentation of Oil Drops in Emulsions by a High-Pressure Homogenizer", *Journal of Applied Physics D: Physics*, Vol. 8 (1975), pp. 448-462.
 - (6) 萩原辰弥, "半径流ノズルに関する研究", 日本機械学会論文集, Vol.28, No.186 (1962), pp. 138-145.
 - (7) 住友尚志, 福富純一郎, 重光亨, 石田直樹, 吉村圭央, "圧力式ホモジナイザーにおける内部流れと乳化効果の研究", 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 75, No. 759 (2009), pp. 2199-2206.
 - (8) 住友尚志, 福富純一郎, 重光亨, 吉村圭央, "ホモジナイザーのバルブ形状と乳化作用", 日本食品工学会誌, Vol. 10, No. 4 (2009), pp. 215-222.
-