

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*

住友尚志^{*1}, 福富純一郎^{*2}, 重光 亨^{*2}
石田直樹^{*1}, 吉村圭央^{*3}Study of Internal Flow and Emulsification Effect in a
HomogenizerTakashi SUMITOMO^{*4}, Junichiro FUKUTOMI, Toru SHIGEMITSU,
Naoki ISHIDA and Yoshio YOSHIMURA^{*4} The University of Tokushima Advanced Technology and Science,
2-1 Minamijyousanjimachou, Tokushima-shi, Tokushima, 770-8506 Japan

The homogenizer is extensively used to emulsify, disperse the products in various industrial fields including: food, chemical, pharmaceutical and biotechnology. The homogenizer basically consists of a high-pressure plunger pump usually with triple plungers to minimize pressure fluctuations and a homogenizing valve with a narrow gap. However, the flow within the homogenizing valve is not clarified theoretically. If the flow pattern within the homogenizing valve could be solved, a more efficient and stabilized emulsification could be carried out. In this paper, the influence of shape modification of the homogenizing valve was investigated in the emulsification effect. The experiments using a small homogenizer are conducted. We studied the influence of the flow pattern (velocity distributions, pressure distributions, shear stress) on the drop size distribution obtained in the experiment, and investigated the relation between the average value of wall shear stress and the emulsification effect in the homogenizing valve. The flow patterns were investigated using a Computational Fluid Dynamic model of the flow in the homogenizing valve. The purpose of this paper is to clarify the effects of differences in the shapes of valves on the results of emulsification.

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

1. 緒 言

古くから圧力式乳化機は牛乳の乳化装置として長時間均質な状態を保つために使用されてきた。このほかに乳化装置として回転式、超音波式といったものがあるが、圧力式乳化機は、安定した乳化が得られるため幅広い分野で利用されている。

しかし、Walstra は、圧力式乳化機では、せん断・乱流・キャピ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⁾。近年のCFDの発展にともない、Stevenson-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おこなっている⁽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⁾。このように均質バルブ

内の流れについて研究されているが、おもに圧力の違いで検討されており、形状の違いについて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。

均質バルブのバルブ隙間は非常に小さく、バルブ隙間の寸法・圧力・流速を実験により測定することは困難である。そこで、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⁾、萩原の半径流ノズルに関する研究⁽⁶⁾を参考に、本研究では隙間流れのレイノルズ数から隙間部分が放射状の層流であるとした計算式からバルブ隙間を算出した。さらに均質バルブ内の圧力・流速およびせん断応力の代表値を導いた。ここで、これらの計算結果と二次元軸対称の数値シミュレーション結果を比較検討する。次に層流と仮定した計算結果の内部流動と実験で得られる乳化後の液滴径の関係について検討した。

特に本研究では、バルブ形状の一部を変更し、形状の違いによる乳化作用への影響について明らかにした。また、せん断応力の平均値により乳化後の液滴径を比較し、その代表値による整理式を導出した。

* 原稿受付 2009年4月22日。

^{*1} 正員、徳島大学大学院先端技術科学教育部(〒770-8506 徳島市南常三島町2-1)。^{*2} 正員、徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部。^{*3} 学生員、徳島大学大学院先端技術科学教育部。

E-mail: t-sumitomo@izumifood.shi.co.jp

2. 記 号

- d : 乳化処理後の液滴径 m
 d_0 : 乳化処理前の液滴径 m
 d_{before} : 乳化処理前の液滴メジアン径 m
 d_{the} : 乳化処理後の推定液滴メジアン径 m
 D : バルブ隙間出口からインパクトリングまでの距離(図3) m
 F_s : 壁面でのせん断力 N
 h : バルブとバルブシートとの隙間(図3) m
 L : 隙間平行部長さ(図3) m
 P : 圧力 Pa
 P_y : 隙間部の半径位置 y における圧力 Pa
 P_0 : バルブを通過する際の圧力損失 Pa
 Q : 流量 m^3/s
 Re : レイノルズ数
 v : 流速 m/s
 v_y : 隙間部の半径位置 y における流速 m/s
 x : 軸方向座標 m
 y : 半径方向座標 m
 y_e : 助走区間が終わる位置 m
 δ : バルブ隙間 m
 γ : 界面張力 N/m
 μ : 粘度 $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 ρ : 密度 kg/m^3
 τ_w : 壁面せん断応力 Pa
 τ_{ave} : 壁面せん断応力の平均値 Pa
 ξ : 入口損失係数
 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

ホモジナイザーによって処理される液体は高压プランジャーポンプにより均質バルブへ送液される。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大気圧下へ放出される。このバルブにおいてせん断、衝突、キャビテーションなどの作用により液滴が微細化されて乳化現象が起こる。

実験装置およびバルブの概略図をそれぞれ図1, 2に示す。

実験方法は、モータ回転数を設定するためインバータの周波数を 60 Hz に調整する。次にバルブ入口の圧力 P_0 が所定の圧力になるようにハンドルを回すことでバルブ隙間を調整し固定する。所定の圧力で処理

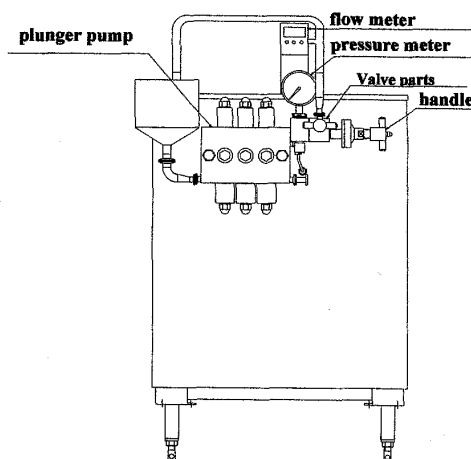


Fig. 1 Schematic view of homogenizer

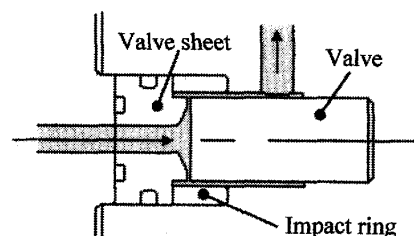


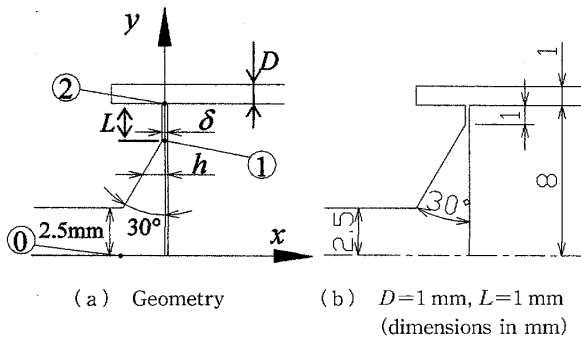
Fig. 2 Schematic view of the homogenizing valve

した液をそれぞれ取り出し、各処理液について粒度分布を測定した。粒度分布はレーザ回折式粒度分布測定装置(SALD-2200, SHIMADZU)により測定した。入口圧力値は 10, 20, 40, 60, 80 MPa で実験した。実験では流量を流量計により測定し、流量 Q は $P_0=80$ MPa のとき 70.0 l/h, $P_0=60$ MPa のとき 76.0 l/h, $P_0=40$ MPa のとき 80.0 l/h, $P_0=20$ MPa のとき 85.0 l/h, $P_0=10$ MPa のとき 87.5 l/h であった。

実験で使用する処理液(20°C)の密度 ρ は 1000 kg/m^3 , 粘度 μ は 1.6 $\text{mPa}\cdot\text{s}$ である。処理液は、水 89 wt%, シリコンオイル 10 wt%, 乳化剤 1 wt% の混合液である。実験の際は、乳化処理前の液温が 20°C になるようにし、処理後に直ちに 20°C まで冷却した。

4. バルブ隙間における流れ

図3はバルブ隙間の概略図を示す。図3で長さ L の部分($y_1 \leq y \leq y_2$)を隙間平行部と名付ける。添え字 0, 1, 2, は図3に示す位置であり、それぞれバルブ入口、隙間平行部入口、隙間平行部出口を表す。添え字 y は中心軸から半径方向の位置を表す。またバルブ隙間 δ は隙間平行部における隙間を表す。図3(b)は、傾斜角度 30°・バルブ半径 8 mm・バルブ入口半径 2.5 mm・インパクトリングまでの距離 1 mm・隙間

Fig. 3 Valve gap (the x -axis is an axis of symmetry)

平行部長さ 1 mm の場合を示す。本研究では、インパクトリングまでの距離 D を 1 mm とし、バルブ半径を 8 mm に保った状態で隙間平行部長さ L を変更して解析および実験をおこなった。

バルブとバルブシートの隙間 h の式を示す。

$0.0025 \text{ m} \leq y \leq y_1$ のとき

$$h = (y_1 - y) \tan \theta + \delta \quad (1)$$

$y_1 \leq y \leq y_2$ のとき

$$h = \delta \quad (2)$$

連続の式より求めたバルブとバルブシートの隙間 h における平均流速 v は、次式となる。

$$v = \frac{Q}{2\pi y h} \quad (3)$$

バルブ隙間の流れが層流であるとし、バルブ入口から隙間平行部の出口まで、隙間部の半径位置 y での圧力 P_y を考えると、次式で表される。

$0 \leq y < 0.0025 \text{ m}$ のとき

$$P_y = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 - \frac{1}{2} \rho v_0^2 + \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \frac{y_2}{y_1} + \zeta \frac{1}{2} \rho v_1^2 \quad (4)$$

$0.0025 \text{ m} \leq y \leq y_1$ のとき

$$P_y = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 - \frac{1}{2} \rho v_y^2 + \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \frac{y_2}{y_1} + \zeta \frac{1}{2} \rho v_1^2 \quad (5)$$

$y_1 \leq y \leq y_2$ のとき

$$P_y = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 - \frac{1}{2} \rho v_y^2 + \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \frac{y_2}{y} \quad (6)$$

式(4)において隙間平行部の出口を出た後の圧力を $P_2 = 0 \text{ Pa}$ とし、バルブ入口流速 v_0 が非常に小さいので右辺第三項を無視できるとすると、バルブ入口圧力 P_0 (バルブを通過する際の圧力損失) は、次式となる⁽³⁾⁽⁵⁾。

$$P_0 = \zeta \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{2\pi y_1 \delta} \right)^2 + \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \left(\frac{y_2}{y_1} \right) + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{2\pi y_2 \delta} \right)^2 \quad (7)$$

式(7)の右辺第一項は隙間平行部入口における入口損

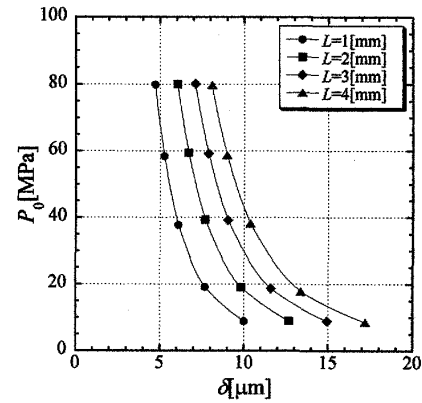


Fig. 4 Relation between pressure at the valve inlet and valve gap

失を、第二項は隙間平行部における摩擦損失を表し、第三項は隙間平行部出口における出口損失を表している。隙間平行部へ流入する入口は、緩やかな 30° であり、入口損失係数は $\zeta = 0.2$ とする⁽²⁾。図4では、流量 Q を 70 l/h として、式(7)より計算したバルブ隙間 δ と入口圧力 P_0 の関係を示す。

バルブ隙間 δ は入口圧力 P_0 が高いほど狭い。また、同じ入口圧力においてバルブ隙間 δ を比較すると、隙間平行部長さ L が短い方がバルブ隙間 δ は狭くなる。これはバルブ隙間の大きさが同じ場合、隙間平行部長さが短い方が隙間平行部での摩擦損失が小さくなるためである。

バルブの隙間平行部 ($y_1 \leq y \leq y_2$) は平行円板のようになり、隙間平行部での水力直径 2δ を用いると、レイノルズ数 Re は、次式で表される。

$$Re = \frac{2\rho v \delta}{\mu} \quad (8)$$

さらに式(3)で示す隙間平行部 ($h = \delta$) での平均流速 v を代入すると、隙間平行部でのレイノルズ数 Re は、次式となる。

$$Re = \frac{\rho Q}{\pi \mu y} \quad (9)$$

隙間平行部でのレイノルズ数は、流量 Q と中心軸から半径方向の距離 y に依存し、隙間 δ には依存しない。また、隙間平行部でのレイノルズ数は、入口で最大となる。レイノルズ数は、隙間平行部の出口で約 500 となり、隙間平行部の入口では、隙間平行部長さ $L = 4 \text{ mm}$ の場合で約 1000 となる。このためバルブ隙間では層流と仮定する。

隙間平行部の流れは層流であるとし、隙間平行部での二次元軸対称のポアズイユ流れの流速 v_{gap} (y 軸方向の速度) は、次式となる⁽³⁾。

$$v_{\text{gap}} = \frac{3Q}{4\pi y \delta} \left[1 - \left(\frac{2x}{\delta} \right)^2 \right] \quad (10)$$

隙間平行部入口付近では流れがまだ十分に発達していない助走区間である。助走区間の終わる位置 y_e は、次式で表される⁽⁶⁾。

$$y_e = y_1 + \frac{y_1}{5} \sqrt{\frac{R}{10}} \quad (11)$$

ここで R は、次式である⁽⁶⁾。

$$R = \left(\frac{\rho v_1 \delta}{\mu} \right) \left(\frac{\delta}{y_1} \right) \quad (12)$$

また、流速 v_1 は、式(3)より求めた隙間平行部入口の平均流速である。

5. 流れのシミュレーション

流れ解析には市販コード (Fluent 6.3) を使用し、二次元軸対称流れとして定常解析を行った。本研究での流れ解析では、均質バルブに流入する流体は、非圧縮性流体でかつ熱の移動を伴わないと仮定した。計算コードでは、質量保存および運動量保存の方程式、有限体積法を用いた。本研究では解析に用いる乱流モデルとして、 $k-\epsilon$ RNG モデルを使用した。

均質バルブにおける流れを二次元軸対称流れとして計算した。図5に計算領域を示す。

x 軸を対称軸とし、均質バルブ入口の条件に流速を与えた。壁面における流速をゼロとし、均質バルブ出口の条件に大気圧を与えた。また、均質バルブ入口における乱流強度は、1%とした。

6. 均質バルブ内の流れ

図3(b)に示す形状において、入口圧力 $P_0=80$ MPa に対応する流量 $Q=70$ l/h およびバルブ隙間 $\delta=4.8 \mu\text{m}$ を用いて数値シミュレーションを行った。図6では、数値シミュレーションによる圧力分布と式(4)~(6)より計算した圧力分布を比較した。グラフの縦軸は隙間での圧力 P_y で、横軸は中心軸から半径方向の距離 y である。図7は、 y 軸上(バルブ隙間の中央を通る)での数値シミュレーションによる流速値を示す。

図6をみれば、隙間平行部の $y=7$ mm から、 $y=8$ mm において圧力が低下している。これは隙間平行部のバルブ隙間が非常に狭いことによる摩擦損失の影響

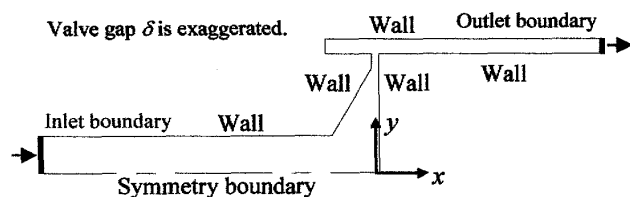


Fig. 5 Computational domain (two-dimensional axisymmetric flow)

響であると考えられる。また、隙間平行部の入口 $y=7$ mm で圧力が急に低下する。これは、図7の隙間平行部入口で見られる速度の急激な増加による圧力低下に加え、入口損失の影響であると考えられる。また、バルブ入口圧力 P_0 (均質バルブを通過するときの圧力損失)の大部分は、隙間平行部での摩擦損失である。

図7において、バルブ隙間が非常に狭いため隙間平行部で速度が大きくなる。隙間平行部で入口から出口に向かうにつれ徐々に速度が減少しているのは、 y 軸正方向に向かうに従い流路断面積が増えるためである。

図8は、隙間平行部の数値シミュレーションによる速度分布と式(10)による速度分布の比較を示す。グラフの縦軸は速度 v_{gap} (y 軸方向の速度)で、横軸は軸方向位置 x をバルブ隙間 δ で割り無次元化した値を示す。図8は、入口圧力 $P_0=80$ MPa における各半径方向位置での速度分布である。数値シミュレーションによる値は式(10)の値とよい一致を示し、流れの傾向は捉えられている。前述のように半径方向に向かうに従い流路断面積が増えるため、入口の流速に比べて出口

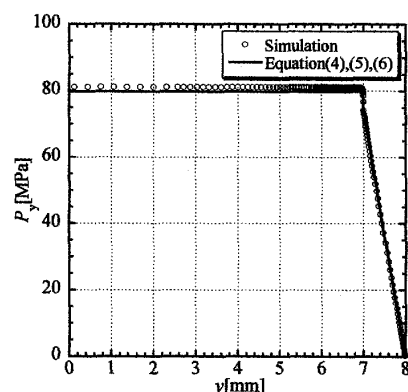


Fig. 6 Pressure distribution ($D=1$ mm, $L=1$ mm, $P_0=80$ MPa)

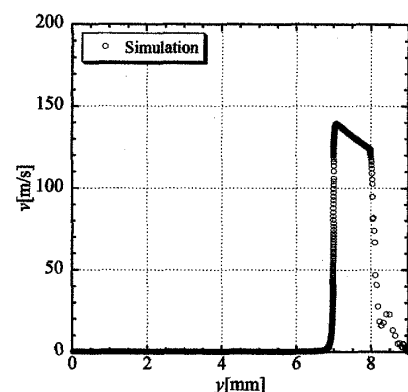


Fig. 7 Velocity distribution on the y -axis ($D=1$ mm, $L=1$ mm, $P_0=80$ MPa)

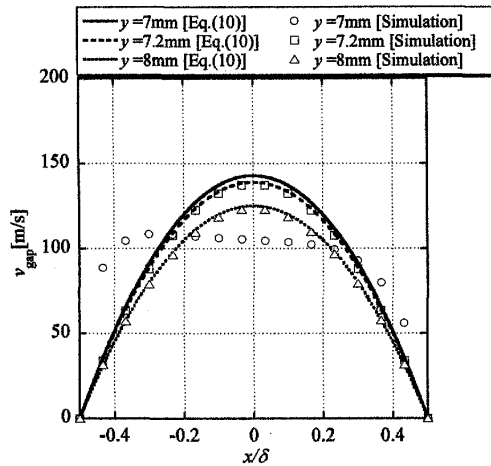


Fig. 8 Velocity distributions in the valve gap
($D=1$ mm, $L=1$ mm, $P_0=80$ MPa)

の流速が小さくなる。隙間平行部の入口 $y=7$ mm で、数値シミュレーションによる値と式(10)による値は大きく異なる。これは、入口付近では、まだ流れが十分に発達していないためである。式(11)より助走区間の終わる位置 y_e を計算すれば $y_e \approx 7.2$ mm となる。この位置以降では隙間平行部の流速は放物分布となる。

せん断応力の代表値として、次式で表されるせん断応力 τ_w を採用した。

$$\tau_w = -\mu \left(\frac{\partial v_{\text{gap}}}{\partial x} \right)_{x=\delta/2} = \frac{3\mu Q}{\pi y \delta^2} \dots\dots\dots (13)$$

これより τ_w は、半径方向距離 y に反比例し、バルブ隙間 δ の二乗に反比例することが分かる。隙間平行部の壁面で受けるせん断力を求めるために隙間平行部の入口から出口までのせん断応力を積分すると、壁面でのせん断力 F_s は、次式となる。

$$F_s = \int_{y_1}^{y_2} \tau_w 2\pi y dy = \frac{6\mu Q}{\delta^2} (y_2 - y_1) \dots\dots\dots (14)$$

また、隙間平行部における壁面でのせん断応力の平均値 τ_{ave} は、次式となる。

$$\tau_{\text{ave}} = \frac{F_s}{\pi(y_2^2 - y_1^2)} = \frac{6\mu Q}{\pi \delta^2 (y_2 + y_1)} \dots\dots\dots (15)$$

図9は、壁面 ($x=\delta/2$) でのせん断応力のシミュレーション結果と式(13)より求めた隙間平行部の壁面せん断応力 τ_w の比較を示す。シミュレーション結果では隙間平行部入口 $y=7$ mm で壁面せん断応力が急激に増加し、隙間平行部に比べて大きいせん断応力が局部的に作用している。これは、今回の計算では入口部における急激な流れの変化を捉えるには、メッシュ数が少なかったことが考えられる。入口を除く隙間平行部において、シミュレーションによる値と式(13)による値はよい一致を示す。また、半径方向距離 y が大きくなると流速が小さくなるため、隙間平行部での壁面

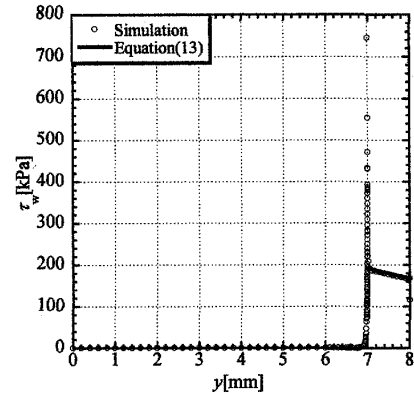


Fig. 9 Wall shear stress
($D=1$ mm, $L=1$ mm, $P_0=80$ MPa)

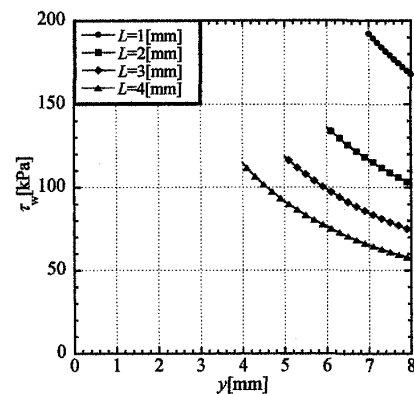


Fig. 10 Relation between wall shear stress and parallel gap part length ($P_0=80$ MPa)

せん断応力は小さくなる。図10は、隙間平行部長さ L を変更して式(13)より求めた壁面せん断応力 τ_w を示す。図4に示すように、隙間平行部長さが短い方がバルブ隙間は狭いため、壁面せん断応力が高い。

7. 流れの乳化作用

ウェーバー数 We_τ は気泡や液滴が他の液体中を運動する場合、その境界面に働く慣性力と界面張力の比を示す無次元数である。せん断応力 τ 、界面張力 γ 、乳化処理前の液滴径 d_0 、乳化処理後の液滴径 d 、定数 k , m 、代表長さ l とすると、式(16), (17)が提案されている⁽⁷⁾。

$$We_\tau = \frac{\tau l}{\gamma} \dots\dots\dots (16)$$

$$We_\tau = k \left(\frac{d_0}{d} \right)^m \dots\dots\dots (17)$$

式(16), (17)より、 $m=1$ ⁽⁷⁾として次のように仮定する。

$$\frac{\tau \delta}{\gamma} = k \frac{d_{\text{before}}}{d_{\text{the}}} \dots\dots\dots (18)$$

これより、乳化処理後の推定液滴メジアン径 d_{the} は、

次式で表される。

$$d_{\text{the}} = k \frac{d_{\text{before}} \gamma}{\tau \delta} \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここで、せん断応力 τ に壁面せん断応力の平均値 τ_{ave} を代入すると、次式となる。

$$d_{\text{the}} = k \frac{\pi d_{\text{before}} \gamma \delta (y_2 + y_1)}{6 \mu Q} \quad \dots\dots\dots (20)$$

本研究では同一の配合の液を同一温度 20°C で予備乳化し、その液を使用して各形状のバルブについて乳化実験を行った。そのため、界面張力 γ 、乳化処理前のシリコンオイルの液滴メジアン径 ($d_{\text{before}} = 9.1 \mu\text{m}$) は一定である。したがって $k d_{\text{before}} \gamma = K$ として乳化処理後の推定液滴メジアン径 d_{the} は、次式となる。

$$d_{\text{the}} = K \frac{\pi \delta (y_2 + y_1)}{6 \mu Q} \quad \dots\dots\dots (21)$$

図 11 は、各形状について、入口圧力 P_0 と実験により測定した乳化処理後のメジアン径 d の関係を示す。いずれの形状においても、入口圧力 P_0 を大きくすると隙間が狭くなり流速が大きくなるためメジアン径 d が小さくなる。また、隙間平行部の長さ L が異なるものを比較すると、同じ入口圧力 P_0 において隙間平行部長さ L が短い方がメジアン径 d は小さくなる。これは同じ入口圧力 P_0 において、隙間平行部長さ L が短い方がバルブ隙間 δ は狭く、隙間での流速も大きいため、メジアン径 d は小さくなると考えられる。液滴径分布は、正規分布状の分布を保ちながら、入口圧力 P_0 が大きくなるにつれ、メジアン径が小さくなる。

図 12 は、各形状について、入口圧力 P_0 を 10~80 MPa に変化させた実験により得られた乳化処理後のメジアン径 d と式(14)より求めた壁面でのせん断力 F_s の関係を示す。せん断力 F_s が大きくなるとメジアン径は小さくなる。しかし、隙間平行部で受けるせん断力 F_s が同じでも隙間平行部長さが異なると、メジアン径は大きく異なる。隙間平行部長さ L が長い場合、隙間平行部でせん断応力を受ける距離が長く、せん断力 F_s は大きくなる。それに関わらずメジアン径 d はそれほど小さくならない。

図 13 は、各形状について、入口圧力 P_0 を 10~80 MPa に変化させた実験により得られた乳化処理後のメジアン径 d と式(15)より求めた隙間平行部における壁面せん断力の平均値 τ_{ave} の関係を示す。せん断力の平均値が同じ場合、隙間平行部長さ L を変更させても、少しの差異は見られるがメジアン径は、ほぼ同じ値となる。せん断力の平均値により乳化後に得られたメジアン径がある程度整理できるため、せん断力が乳化作用に大きく影響すると考えられる。メジアン径の少しの差異は、隙間平行部入口や出口での液滴破壊の影響が考えられる。隙間平行部長さ L に

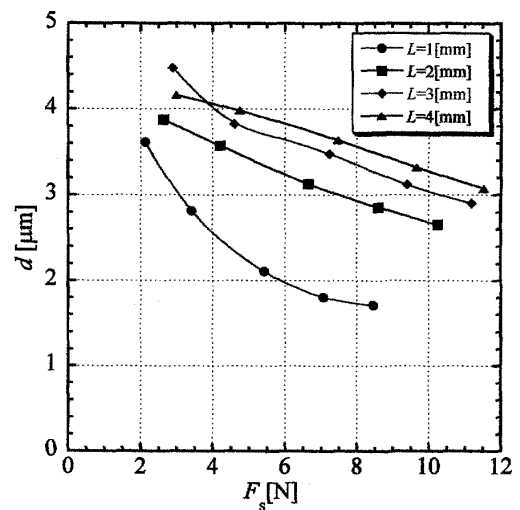


Fig. 12 Relation between F_s and d ($D=1 \text{ mm}$)

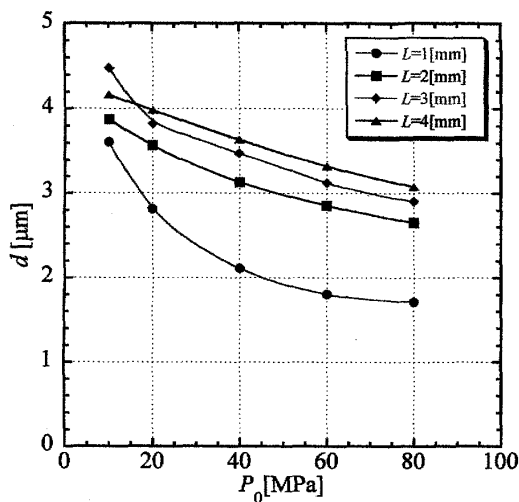


Fig. 11 Relation between P_0 and d ($D=1 \text{ mm}$)

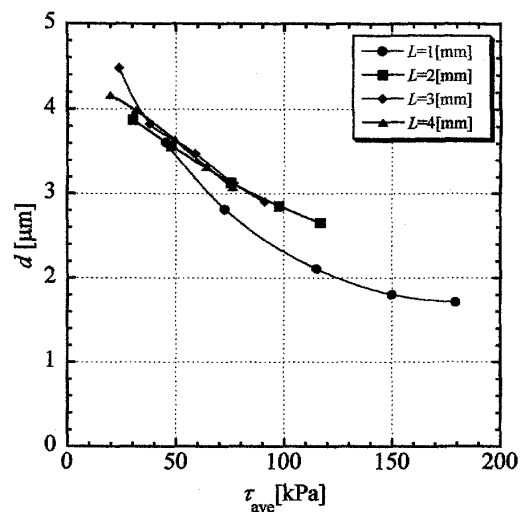
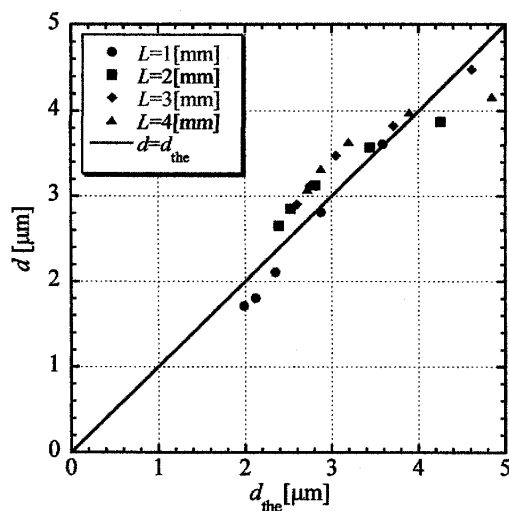


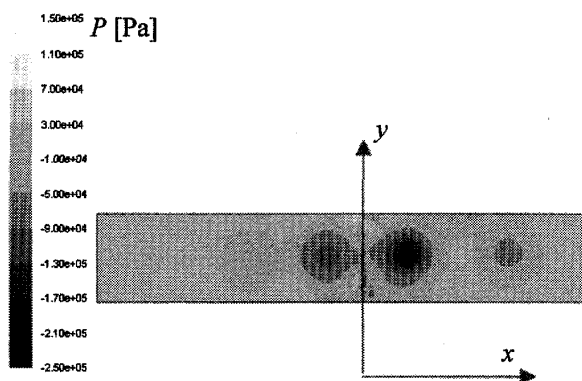
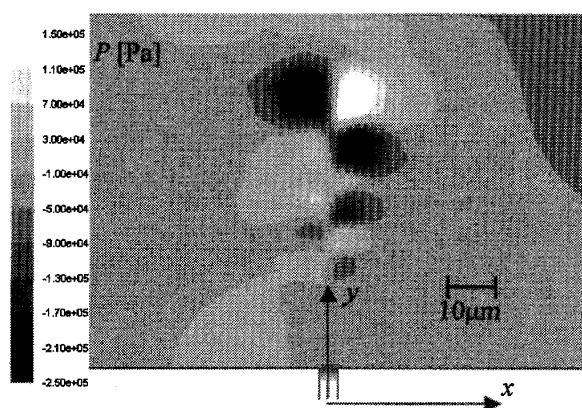
Fig. 13 Relation between τ_{ave} and d ($D=1 \text{ mm}$)

Fig. 14 Relation between d_{the} and d ($D=1$ mm)

ついて考えると、同一圧力のもとでは $L=4\sim 2$ mm と隙間平行部が短くなるにつれて隙間 δ は小さく、出口流速は大きくなり、噴流にもとづくキャビテーションや乱流は強くなると考えられる。しかし、図 13 ではその影響があまり現れていない。そのため、係数 K を一定値としてせん断応力でほぼ整理できることになり、せん断の重要性が高いと考えられる。

図 14 は、前述の仮定に基づく式(21)より求めた液滴径 d_{the} と実験により測定した乳化処理後のメジアン径 d の関係を示す。式(21)の係数 K は、今回 $K=1.7\times 10^{-6}$ N とした。計算による液滴径 d_{the} と実験によるメジアン径 d は、ほぼ同じ値となっており、液滴径を隙間平行部の壁面せん断応力の平均値から予測できると考えられる。計算式では、隙間平行部の壁面せん断応力のみを考慮した。そのため、計算による液滴径 d_{the} と実験によるメジアン径 d の間で少しの差が生じる。これは、隙間平行部入口や出口での液滴破壊の影響が考えられる。一定圧力のもとで比較すると、隙間平行部長さ L の減少とともに、隙間 δ は大きく減少し、隙間部の流速は大きくなる。隙間平行部長さ $L=1$ mm の場合には特に隙間 δ が小さく、隙間入口部の縮流や助走区間 ($L=1$ mm の場合、その 20% にあたる 0.2 mm が助走区間) の影響を強く受ける。また、隙間出口部の流速が大きくなりインパクトリングへの衝突やキャビテーションの発生による液滴破壊の効果が現れたものと考えられる。

隙間平行部長さが最も短い $L=1$ mm の場合のバルブ隙間の出口領域の圧力分布を図 15 に示す。出口噴流の左右に生じる循環流中心部の低圧域と出口噴流がインパクトリングに衝突する位置での高圧域が見られる。また図 16 は、バルブ隙間の出口領域の出口噴流

Fig. 15 Pressure distribution at the valve outlet area ($D=1$ mm, $L=1$ mm, $P_0=80$ MPa)Fig. 16 Pressure distribution at the parallel gap part outlet area ($D=1$ mm, $L=1$ mm, $P_0=80$ MPa)

近傍を拡大し、そこでの圧力分布を示す。これは、キャビテーションが発生するかどうかを検討する目的で簡易的に行った数値解析結果である。隙間出口付近に逆回転渦の交互配列とそれらの渦中心での低圧領域が見られる⁽⁸⁾。これらのバルブ隙間出口領域の循環渦中心およびバルブ隙間出口近傍の交互逆回転渦中心ではキャビテーションの発生が考えられ、これらが乳化結果の違いに二次的に影響すると考えられる。

8. 結 言

ホモジナイザーの内部流れと乳化作用の関係を検証するため、本研究では、バルブ形状を変化させて乳化実験を行い、数値シミュレーションにより内部流れを検討した。それにより以下のことが明らかになった。

(1) 入口圧力および流量が同じ場合、隙間平行部が短い形状の方が、バルブ隙間は狭くなり、隙間平行部の流速も大きく、せん断応力が大きいので、乳化作用が大きい。

(2) 隙間平行部の壁面で受けるせん断力が大きく

なるとメジアン径は小さくなる。しかし、隙間平行部で受けるせん断力が同じでも隙間平行部長さが異なると、メジアン径は大きく異なる。

(3) 隙間平行部の壁面せん断応力の平均値により乳化実験で得られたメジアン径が整理できた。そのため隙間平行部でのせん断力による液滴破壊が、乳化作用に大きく影響する。

(4) 隙間平行部の流れを層流として求めた計算結果(圧力分布, 速度分布)は, 二次元軸対称のシミュレーション結果とよく一致している。

(5) パルプ隙間出口の出口噴流近傍の交互逆回転渦と出口循環流の中心でキャビテーションが発生し, これらが乳化結果の違いに二次的に影響すると考えられる。

文 献

- (1) Walstra, P., Formation of emulsions, In: Becher, P. (Ed.), *Encyclopedia of Emulsion Technology: Basic theory*, Vol. 1 (1983), pp. 58-126, Marcel Dekker, New York, Basel.
- (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) Floury, 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 (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) Hagiwara, T., Studies on the Characteristics of Radial-Flow Nozzles (1st Report, Theoretical Analysis of Outward Flow), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 28, No. 186 (1962), pp. 138-145 (in Japanese).
- (7) Yano, T., Matsumoto, S., Hayashi, H. and Kako, M., *Food Engineering Fundamental Lecture, Emulsification and Dispersion*, Kourin, Vol. 9 (1988), pp. 170-173 (in Japanese).
- (8) Shakouchi, T., *Jet Flow Engineering*, (2004), p. 16, Morkita Shuppan (in Japanese).