

## 油圧動力伝達システムにおける油中気泡の分離除去に関する研究

著者	坂間 清子
著者別名	SAKAMA Sayako
その他のタイトル	Research on Bubble Separation and Elimination for Hydraulic System
ページ	1-s23
発行年	2015-03-24
学位授与番号	32675甲第359号
学位授与年月日	2015-03-24
学位名	博士(工学)
学位授与機関	法政大学 (Hosei University)
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10114/11196">http://hdl.handle.net/10114/11196</a>

学位論文

油圧動力伝達システムにおける  
油中気泡の分離除去に関する研究

Research on Bubble Separation and Elimination  
for Hydraulic System

2014 年度

法政大学大学院 デザイン工学研究科  
システムデザイン専攻 博士後期課程

坂間清子

# 目次

図表一覧 .....	iv
記号一覧 .....	viii
1 緒論 .....	1
1.1 研究背景 .....	1
1.1.1 油圧動力伝達システムの動向 .....	1
1.1.2 油圧動力伝達システムと気泡 .....	3
1.1.3 油中気泡の分離除去技術 .....	4
1.1.4 気泡除去装置 .....	4
1.2 研究目的 .....	7
1.3 本論文の構成 .....	8
参考文献 .....	9
2 気泡除去装置が油圧動力伝達システムにあたる効果 .....	11
2.1 作動油の劣化抑制 .....	11
2.1.1 作動油の劣化試験 .....	11
2.1.2 考察 .....	13
2.2 キャビテーション壊食の低減 .....	14
2.2.1 油中気泡とキャビテーション .....	14
2.2.2 実験装置および実験条件 .....	15
2.2.3 キャビテーションの可視化 .....	17
2.2.4 キャビテーション壊食 .....	17
2.2.5 考察 .....	19
2.3 作動油の等価体積弾性係数の向上 .....	20
2.3.1 油中気泡と作動油の体積弾性係数 .....	20
2.3.2 実験条件 .....	21
2.3.3 実験結果 .....	22
2.3.4 考察 .....	27
2.4 第2章のまとめ .....	28
参考文献 .....	28
3 気泡除去装置の流れの解析 .....	29
3.1 流れ解析の目的 .....	29
3.2 可視化実験について .....	30
3.3 数値解析について .....	33
3.4 気泡除去装置の性能評価方法 .....	34

3.4.1	気泡除去率 .....	34
3.4.2	気泡含有率分布 .....	34
3.4.3	スパイラル係数の分布 .....	34
3.4.4	圧力損失 .....	35
3.5	第 3 章のまとめ .....	35
	参考文献 .....	36
4	流体条件と気泡除去装置の性能 .....	37
4.1	流体の条件の違いが装置の性能におよぼす影響について .....	37
4.2	流入流量の違いによる比較 .....	38
4.3	作動油の粘度の違いによる比較 .....	42
4.4	気泡径の違いによる比較 .....	43
4.4.1	気泡径の測定 .....	43
4.4.2	気泡径の違いによる比較 .....	46
4.5	気泡混入量の違いによる比較 .....	47
4.6	第 4 章のまとめ .....	48
5	形状パラメータと気泡除去装置の性能 .....	49
5.1	形状パラメータが装置の性能におよぼす影響について .....	49
5.2	流出口径の違いによる比較 .....	50
5.3	放気口径の違いによる比較 .....	53
5.4	テーパ管路部長さの違いによる比較 .....	56
5.5	第 5 章のまとめ .....	60
6	気泡除去装置の設計法 .....	61
6.1	気泡除去装置の設計法について .....	61
6.2	流出口径の最適化 .....	62
6.2.1	レイノルズ数と無次元気泡径の影響 .....	62
6.2.2	レイノルズ数と無次元気泡径を考慮した流出口径の最適化 .....	64
6.3	流入管路部径とテーパ管路部長さの最適化 .....	67
6.3.1	流入管路部径とテーパ管路部長さの選定法について .....	67
6.3.2	テーパ管路部形状が装置の性能におよぼす影響 .....	68
6.3.3	テーパ管路部形状の最適化 .....	74
6.4	放気口径の最適化 .....	76
6.4.1	スパイラル係数を用いた放気口径の選定 .....	76
6.4.2	放気口径の最適化 .....	79
6.5	流体条件を考慮した気泡除去装置の設計法 .....	81
6.6	第 6 章のまとめ .....	84
7	結論 .....	85

謝辞 .....	87
業績一覧 .....	88
付録 .....	S-1
付録 A 実験装置の写真と図面 .....	S-1
i. キャビテーション噴流実験装置と体積弾性係数測定装置 .....	S-1
ii. 気泡除去装置の可視化実験装置 .....	S-9
付録 B 解析モデルについて .....	S-10
i. 基礎方程式 .....	S-10
ii. オイラー混相流モデル .....	S-10
iii. ラグランジェ混相流モデル .....	S-12
付録 C 流入口形状と装置の径の違いによる比較 .....	S-14
付録 D レイノルズ数と無次元気泡径 .....	S-17
付録 E 気泡の混入した作動油の等価体積弾性係数の理論モデル .....	S-19

## 圖表一覽

Fig. 1-1 Changes in power density and rated pressure of hydraulic pumps for construction machinery.....	2
Fig. 1-2 Emission constraint for construction machinery.....	2
Fig. 1-3 Design and principle of bubble eliminator .....	5
Fig. 1-4 Bubble eliminator.....	6
Fig. 1-5 Delivery results of the bubble eliminator .....	6
Fig. 2-1 Temperature rise of air by adiabatic compression .....	12
Fig. 2-2 Change of total acid number in pump test .....	12
Fig. 2-3 Oxygen content in reservoir.....	13
Fig. 2-4 Hydraulic circuit of the test apparatus .....	16
Fig. 2-5 Schematic of the test chamber for cavitation erosion test.....	16
Fig. 2-6 The specimen and the nozzle outlet.....	17
Fig. 2-7 Flow visualization of cavitation.....	18
Fig. 2-8 Amount of cavitation erosion.....	18
Fig. 2-9 Eroded surface of the specimens.....	19
Fig. 2-10 Experimental setup for measurement of effective bulk modulus .....	21
Fig. 2-11 Volume and pressure change depending on air contents with step input	23
Fig. 2-12 Volume and pressure change depending on air contents.....	24
Fig. 2-13 Pressure-volume characteristics depending on air contents.....	25
Fig. 2-14 Bulk modulus change.....	26
Fig. 3-1 Experimental fluid circuit for flow visualization.....	31
Fig. 3-2 Transparent bubble eliminator for experimental flow visualization .....	31
Fig. 3-3 Geometry of bubble eliminator .....	32
Fig. 3-4 Result and illustration for experimental flow visualization.....	32
Fig. 3-5 Mesh and coordinate definition for CFD.....	33
Fig. 4-1 Experimental results with changes in the inlet flow rate .....	38
Fig. 4-2 Volume fraction of air with changes in the inlet flow rate.....	40
Fig. 4-3 Pressure along $x$ - axis of the bubble eliminator with changes in the inlet flow rate.....	40
Fig. 4-4 Pressure along $z$ - axis of the bubble eliminator with changes in the inlet flow rate.....	41
Fig. 4-5 Velocity along $z$ - axis of the bubble eliminator with changes in the inlet flow rate.....	41
Fig. 4-6 Volume fraction of air with changes in the oil viscosity.....	42

Fig. 4-7 Experimental results for measurement of diameters of the bubbles in the bubble eliminator.....	44
Fig. 4-8 Histogram of diameters of the bubbles in the bubble eliminator.....	45
Fig. 4-9 Histogram of diameters of the bubbles flowing to the vent port .....	45
Fig. 4-10 Volume fraction of air with changes in bubble diameter .....	46
Fig. 4-11 Volume fraction of air with changes in the inlet flow rate of bubbles ....	47
Fig. 5-1 Experimental results with changes in in the diameter of the outlet port...	51
Fig. 5-2 Pressure along $z$ - axis of the bubble eliminator with changes in the diameter of the outlet port .....	51
Fig. 5-3 Velocity along $z$ - axis of the bubble eliminator with changes in the diameter of the outlet port .....	52
Fig. 5-4 Spiral number with changes in the diameter of the outlet port .....	52
Fig. 5-5 Experimental results with changes in the diameter of the outlet port and the vent port.....	54
Fig. 5-6 Spiral number with changes in the diameter of the outlet port and the vent port.....	55
Fig. 5-7 Experimental results with changes in the length of the tapered tube.....	57
Fig. 5-8 Spiral number with changes in the length of the tapered tube.....	57
Fig. 5-9 Velocity along the $z$ - axis with changes in the length of the tapered tube	58
Fig. 5-10 Swirl velocity with changes in the length of the tapered tube .....	58
Fig. 5-11 Pressure along the $z$ - axis with changes in the length of the tapered tube .....	59
Fig. 6-1 Volume fraction with changes in Reynolds number and non-dimensional bubble diameter .....	63
Fig. 6-2 Volume fraction with changes in the diameter of the outlet port.....	65
Fig. 6-3 Volume fraction of air along $x$ - axis of the bubble eliminator with changes in the diameter of the outlet port .....	66
Fig. 6-4 Rate of bubble removal with change in the length of the tapered tube.....	69
Fig. 6-5 Spiral number in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 24 mm .....	71
Fig. 6-6 Volume fraction of air in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 24 mm .....	71
Fig. 6-7 Spiral number in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 28 mm .....	72
Fig. 6-8 Volume fraction of air in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 28 mm .....	72

Fig. 6-9 Spiral number in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 32 mm .....	73
Fig. 6-10 Volume fraction of air in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 32 mm .....	73
Fig. 6-11 Spiral number for optimization of the diameter of the inlet tube.....	75
Fig. 6-12 Spiral number for optimization of the length of tapered tube.....	75
Fig. 6-13 Correlation of spiral number and rates of bubble removal .....	78
Fig. 6-14 Volume fraction of air for performance comparing .....	80
Fig. 6-15 Design method for the bubble eliminator .....	83
Table 3-1 Dimensions of standard model .....	32
Table 6-1 Analysis conditions for comparison with Reynolds number and non-dimensional bubble diameter .....	63
Table 6-2 Analysis conditions for comparison with the device diameter.....	65
Table 6-3 Analysis conditions for comparison with the diameter of the inlet tube and length of tapered tube .....	68
Table 6-4 Analysis conditions for optimization of the diameter of the inlet tube and length of tapered tube .....	74
Table 6-5 Spiral number ratios in various diameters of the outlet and vent port ...	78
Table 6-6 Analysis conditions for performance comparing.....	80
Table 6-7 Optimal shape parameter.....	82
Fig. S- A-1 Photograph of experimental equipment for high-pressure experiment .....	S-1
Fig. S- A-2 Photograph of test chamber for cavitation test .....	S-1
Fig. S- A-3 Photograph of experimental equipment for bulk modulus test.....	S-2
Fig. S- A-4 Drawing of experimental equipment for high-pressure experiment...S-3	
Fig. S- A-5 Drawing of test chamber for cavitation erosion test.....	S-4
Fig. S- A-6 Drawing of pipe arrangement .....	S-5
Fig. S- A-7 Drawing of cylindrical choke .....	S-6
Fig. S- A-8 Drawing of test specimen .....	S-7
Fig. S- A-9 Drawing of experimental equipment for bulk modulus test.....	S-8
Fig. S- A-10 Photograph of equipment for experimental flow visualization .....	S-9
Fig. S- C-1 Rate of bubble removal with changes in the aspect ratio of inlet port .....	S-15
Fig. S- C-2 Rate of bubble removal with changes in the area of inlet port .....	S-16



Fig. S- D-1 Volume fraction along the central axis with changes in Reynolds number and non-dimensional bubble diameter .....	S-18
Fig. S- E-1 Volume change of oil and air at operating pressure .....	S-22
Fig. S- E-2 Air release pressure and time .....	S-22
Fig. S- E-3 Effective bulk modulus depending on bubble elimination and dissolving velocity .....	S-23
Table S- C-1 Analysis conditions for comparison with the aspect ratio of inlet port .....	S-14
Table S- C-2 Analysis conditions for comparison with the area of inlet port .....	S-16
Table S- D-1 Reynolds number and non-dimensional bubble diameter .....	S-18
Table S- E-1 Variables for calculation of the effective bulk modulus .....	S-22

## 記号一覧

$D_B$	: 気泡径	[mm]
$D_1$	: 流入管路部径	[mm]
$D_2$	: 流出口径	[mm]
$D_3$	: 放気口径	[mm]
$K$	: 体積弾性係数	[MPa]
$L_2$	: テーパ管路部長さ	[mm]
$p$	: 圧力	[Pa]
$Q$	: 体積流量	[L/min]
$S$	: スパイラル係数	[-]
$R_v$	: 流入流量に対する放気口から流出する流体の体積流量の比	[-]
$R_{QB}$	: 全流入流量に対する気泡の流入流量の比	[-]
$U$	: 流速	[m/s]
$V$	: 体積	[m <sup>3</sup> ]
$\rho$	: 密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	: 動粘度	[mm <sup>2</sup> /s]
$H$	: 作動油	
$B$	: 気泡	
$i$	: 流入口	
$o$	: 流出口	
$v$	: 放気口	

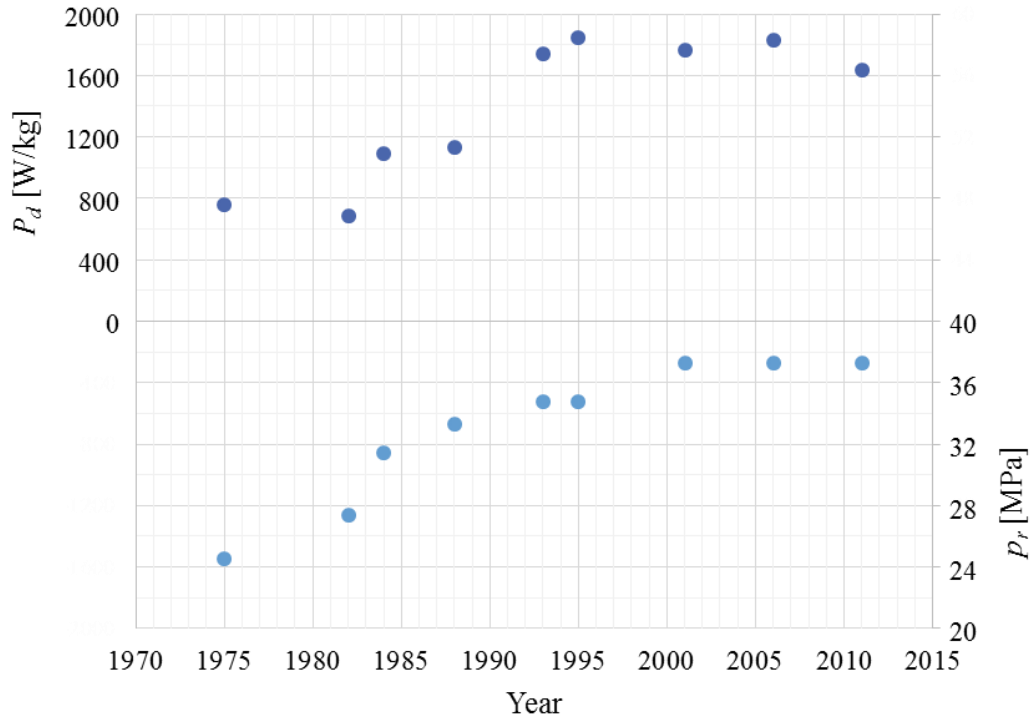
# 1 緒論

## 1.1 研究背景

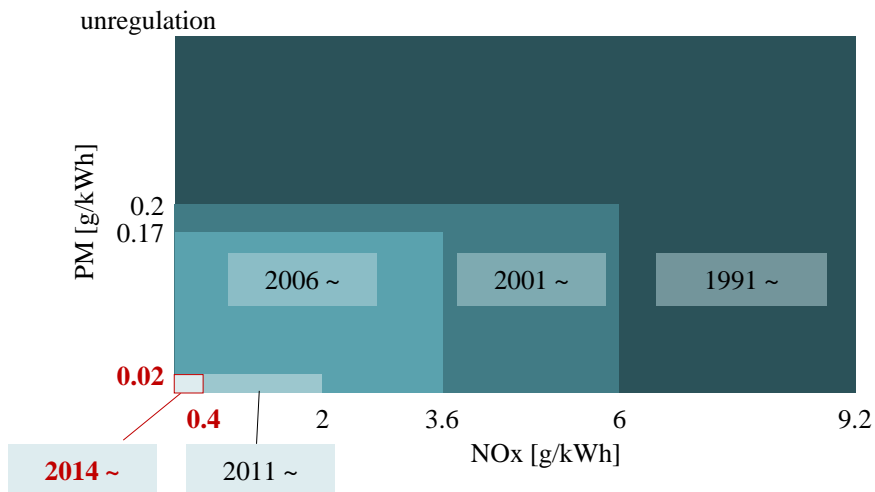
### 1.1.1 油圧動力伝達システムの動向

油を媒体として動力を伝達する油圧システムは、油の高い剛性とパスカルの原理を利用することで大きな力の伝達を可能にする。日本では、1960年代から油圧システムは広く普及し始め、その技術は約50年で目覚ましい進歩を遂げている。Fig. 1-1に建設機械に使用されている油圧ポンプの出力密度  $P_d$  と定格圧力  $p_r$  の推移を示す。出力密度は、ポンプの定格出力に対するポンプの質量の比で表され、値が大きいほど小形・軽量で、出力が大きいことを示す。1975年から1995年までの20年間で出力密度は倍以上の上昇を示し、小形化、軽量化、高出力化が急激に進んできたことがわかる。建設機械の普及が進むにつれ、建設機械の作業性や車体の居住性の向上に対する要求が高まり、構造上の理由で車体の重量化、大形化が進んだために油圧機器の各要素への小形化、軽量化が強くもとめられてきたと考えられる<sup>(1-1)(1-2)</sup>。これらの要求に応えるために、油圧機器の高圧化が進められてきた。Fig. 1-1からも、1975年から2001年までの約25年間で油圧ポンプの定格圧力は約1.5倍上昇していることがわかる。この傾向は、建設機械に限らず油圧を利用した様々な機器で見られる。航空機の圧力は1930年代には7MPaであったが、航空機の大形化、高速化に伴って必要な油圧動力が増大し、小形化、軽量化のために21MPaまで高圧化された。その後、軽量化による燃費向上、機内スペースの確保等のさらなる要求に応えるために、主流となっていた21MPaから、ボーイング787やエアバスA380などの新しいシステムでは35MPaまで高圧化された<sup>(1-3)(1-4)</sup>。これにより配管やポンプを小形化することに成功し、1,000kg軽量化されたと言われている<sup>(1-5)</sup>。また、一般産業用の油圧ポンプも、1950年代には7MPaであったが、現在では21MPaが広く使われており、28MPaの高圧タイプも開発されている<sup>(1-6)</sup>。油圧システムの高圧化は油圧機器の出力密度の向上を可能にするが、それに伴って機器にかかる負荷は増大する。2001年以降、建設機械用ポンプの高圧化が進んでいないのは、機器の信頼性を確保するためだと言われている<sup>(1-7)</sup>。また、昨今では、油圧システムに求められる要求は小形化、高出力化だけでなく、環境負荷低減への対応も強く求められている<sup>(1-8)</sup>。建設機械では、1991年から「排出ガス対策型建設機械の指定制度」が実施され、ディーゼルエンジンから排出される窒素酸化物(NOx)、非メタン炭化水素(NMHC)、一酸化炭素(CO)、粒子状物質(PM)、ディーゼル黒煙の排出量に制限が設けられている。Fig. 1-2に特に規制が厳しく進んでいるNOxとPMの規制量の推移を示す。1991年から段階を踏んでこれらの規制が進んでおり、2014年からはどちらの値も第一次規制から10分の1以下に制限されている。ディーゼルエンジンは、CO<sub>2</sub>、CO、HCの排出量が少ないが、NOx、PM、黒煙の排出量が多いという特徴がある。建設機械のエンジンを開発している企業では、

これらの排出量を抑えるためにエンジンを改良し、さらに排出された NOx を処理する装置を搭載することでこの規制に対応している。これまでも油圧機器の小形化が進められてきたが、排出ガス規制に対応するために今後さらなる小形化が必要となる。



**Fig. 1-1 Changes in power density and rated pressure of hydraulic pumps for construction machinery**



**Fig. 1-2 Emission constraint for construction machinery**

### 1.1.2 油圧動力伝達システムと気泡

油圧機器のさらなる小形化を実現するには、システムの高圧化に伴って発生する諸問題を解決する必要がある。高圧化によって顕著になる問題として、キャビテーションによる機器部材の壊食や作動油の劣化の促進等が挙げられる。キャビテーション壊食と作動油の劣化には、作動油に含まれる空気の影響が大きく影響している。作動油中には大気圧下で8~10%程度の空気が溶解しており、ポンプ内のノッチやバルブオリフィス部等の流路が狭く、圧力が急激に低下するところでキャビテーション噴流が発生し、溶解していた空気は気泡となって析出する。噴流に伴って発生する気泡は機器部材に衝突し、部材表面を壊食させる。また、一度析出した気泡は、溶解するまでに長い時間を要するため<sup>(1-9)</sup>、そのまま回路内を循環する。回路内を流れる気泡は、圧力の変化に伴って体積が変化し、急激に加圧されると断熱圧縮により気泡の温度は急激に上昇する。断熱圧縮により発生した気泡の熱は作動油に伝達し、作動油の温度の上昇につながる。油温の上昇は、作動油の酸化反応を加速させ、作動油の劣化やスラッジの発生を促進する<sup>(1-9)</sup>。さらに、作動油中の気泡は、油のみかけの剛性を低下させ、油圧システムの動特性の低下の原因となる。

これまでに多くの研究者が、気泡に起因する油圧システムの問題解決に関する研究に取り組んでいる。築地ら<sup>(1-10)</sup>は、アキシアルピストンポンプで発生するキャビテーションの現象やキャビテーション壊食の発生場所を予測するために、アキシアルピストンポンプ内のキャビテーション噴流の可視化実験と数値解析を実施し、ポンプの流入圧力や回転数がキャビテーションの発生におよぼす影響を明らかにしている。また、風間ら<sup>(1-11)</sup>は、キャビテーション噴流による部材の壊食実験を実施し、噴流を衝突させる試験片表面やキャビテーションを発生させる絞りの形状を工夫することで試験片の壊食量が大幅に低減することを明らかにした。また、留、坪内らは、分子間の隙間が小さく、一般的な鉱物油に比べて圧力変化に伴う体積の変化が小さい高剛性油を開発し、この作動油を使用することで油圧システムの動特性が向上すること<sup>(1-12)</sup>、さらに、高剛性油は分子間の隙間が小さいために空気の含有率が低く、キャビテーションの発生が少ないことを明らかにしている<sup>(1-13)</sup>。

これらの研究は油圧システムで生じる問題の解決に有効であるが、キャビテーション壊食には油中の空気が大きく影響しており、根本的な問題の解決には油中気泡の除去が必要となる。また、油の見かけの剛性低下を抑制するにも油中気泡の除去は不可欠であり、油中の気泡を十分に取り除くことができれば一般的な鉱物油でも油圧システムの動特性の向上が期待できる。

### 1.1.3 油中気泡の分離除去技術

油圧動力伝達システムでは、一般的に油タンクが油中気泡を分離除去する機能を担う。油圧システムの油タンクには、混入気泡や作動油の劣化による生成物の分離、油の温度調整等の働きがあり、消泡、異物の沈殿、油温の上昇抑制のために、一般的にタンク容量はポンプの1分間の平均吐出量の3~5倍以上とすることが望ましい<sup>(1-14)</sup>。しかし、最近では油タンクの小型化への要求が強くなり、タンク容量はポンプの平均吐出量の1~2倍のものが増えており、作動油の循環回数は増加している<sup>(1-15)</sup>。特に建設機械では、タンク容量はポンプ吐出流量の0.3~0.5倍に設定されており<sup>(1-16)</sup>、作動油は過酷な環境で使用されていることがわかる。油タンクを小型化するには、作動油中の気泡や異物の混入、作動油の温度上昇等の問題を解決する必要がある。一般的に油中の気泡の問題は、タンク内での泡立ちを防ぎ、流路を長く設けてタンク内での消泡性が向上するように戻り配管やタンク内のバッフルプレートを設計、配置することで解決する<sup>(1-14)</sup>。しかし、タンクの小型化が進むほどタンク内の流路を長く確保することは困難であり、気泡の自然浮上による消泡だけでは気泡を十分に取り除くことはできない。

油中気泡を取り除くために作動油には消泡剤が添加されており、一般的に市販の作動油ではシリコン系の消泡剤が用いられる。しかし、シリコン系の消泡剤は、油中に分散した気泡ではなく、油面付近に集合する泡沫の消泡に有効な添加剤であり、油中に分散する微小な気泡の残存には悪影響をおよぼすことがある<sup>(1-17)</sup>。

作動油の使用環境は今後ますます過酷さを増すことが予想され、従来の技術だけでは作動油中に残存する微小な気泡を除去することは不可能であり、積極的に油中気泡を分離除去する技術の導入が不可欠である。

### 1.1.4 気泡除去装置

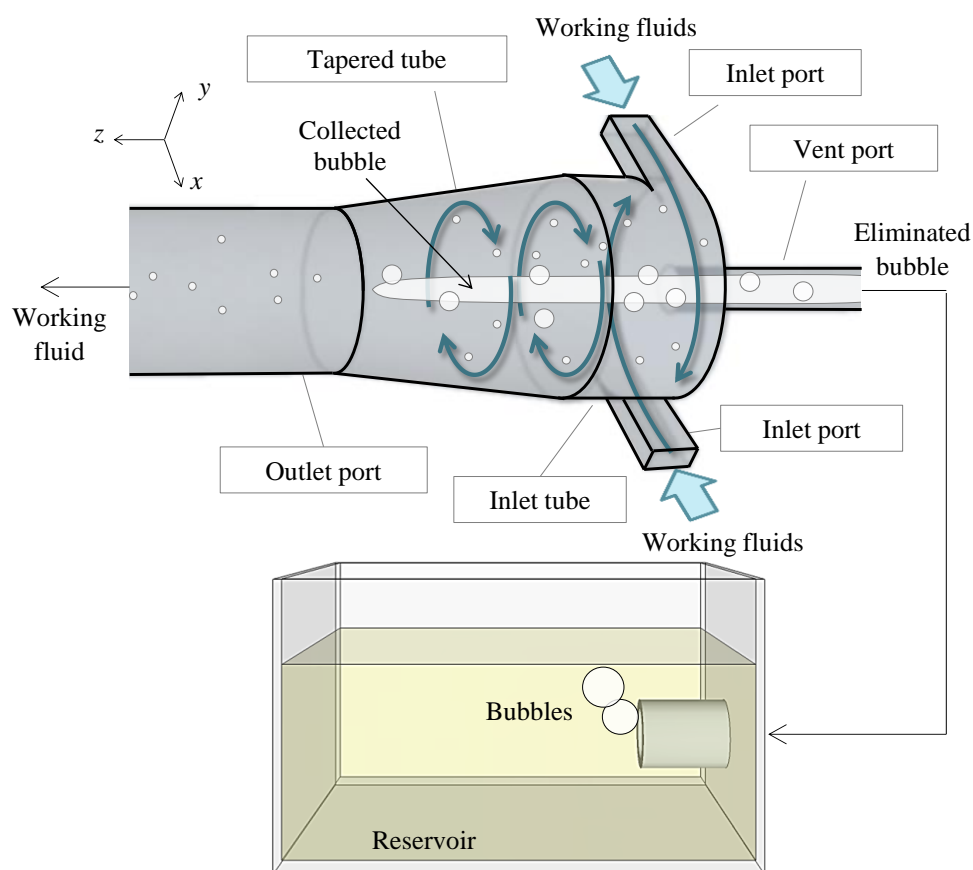
油中気泡の積極的な分離除去には、旋回流により比重の違いで作動油から気泡を分離除去する気泡除去装置が有用である。Fig. 1-3に気泡除去装置の構造と原理を示す。気泡除去装置は、流入口、流入管路部、テーパ管路部、流出口、放気口により構成される。流入口は流入管路部に接続方向から油が流入するように取り付けられており、流入口から油を流入させることで旋回流を発生させる。気泡の比重は油に比べて極めて小さく、気泡は旋回流により装置の中心軸上に集合する。集合した気泡は流出口側に背圧をかけることで放気口から押し出され、油タンクへ戻る。

気泡除去装置は、株式会社オーパスシステムの鈴木隆司氏により開発された装置である<sup>(1-18)</sup>。Fig. 1-4は(株)オーパスシステムで開発された気泡除去装置である<sup>(1-19)</sup>。気泡除去装置は流体のエネルギーで旋回流を発生させて液体から気泡を分離除去するという単純な原理を利用した装置であるため、油圧作動油に限らず様々な液体に使用することができる。Fig. 1-5に気泡除去装置の導入されている産業の内訳を示す<sup>(1-18)</sup>。

気泡除去装置は、油圧機器で多く使用されているが、その他にも塗料や食品ケミカル液等の気泡を除去する目的でも使用されており、応用可能性に優れた装置である。

先行研究では、この装置を使用することで、作動油の油温上昇を抑制し、作動油の劣化を大幅に遅らせることが確認されている<sup>(1-20)</sup>。しかし、油中気泡の除去が、高压条件下で問題となるキャビテーションの発生や、気泡混入時の作動油の剛性の変化におよぼす影響については検証されていない。

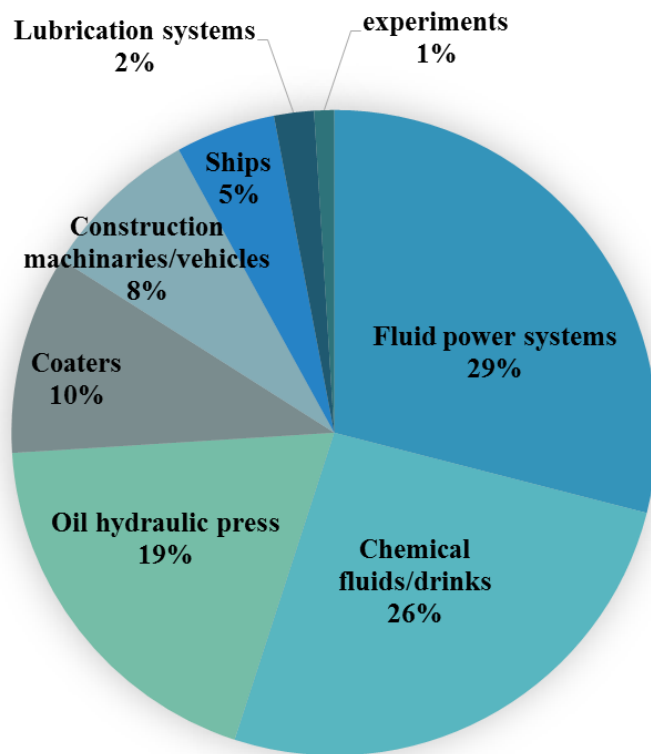
また、従来の研究では装置の性能を向上させるために様々な形状で実験や数値解析を実施しており、開発当初テーパ管路部のない円筒形であった気泡除去装置<sup>(1-21)</sup>にテーパ部を設けることで低流量の条件でも効率よく気泡を除去できること<sup>(1-22)</sup>、作動油や気泡の条件、装置の各部の形状パラメータの違いが装置の性能に大きく影響をおよぼすことを明らかにしている<sup>(1-23)</sup>。しかし、これまでの研究では、特定の条件下でのみ実験や数値解析が実施されており、様々な条件を考慮した装置各部の形状パラメータの選定法は確立されていない。



**Fig. 1-3 Design and principle of bubble eliminator**



**Fig. 1-4 Bubble eliminator**



**Fig. 1-5 Delivery results of the bubble eliminator**



## 1.2 研究目的

本研究の目的は、気泡除去装置の性能を向上させ、気泡に起因して発生する油圧システムの問題を解決することである。そのために、本研究では、気泡除去装置の有効性を検証し、さらに装置の最適形状と使用環境に合わせた装置の設計法を検討した。

本論文では、まず気泡除去装置の有効性を明らかにするために、作動油の劣化試験、キャビテーション噴流の可視化実験とキャビテーションによる部材の壊食量測定実験、また気泡の混入した油の体積弾性係数測定実験の結果を示す。気泡除去装置が作動油の酸化劣化の抑制に効果があることは先行研究<sup>(1-17)</sup>で明らかにされているが、本研究では作動油の劣化抑制への有効性をより詳細に検証するために、油タンク内の酸素量測定実験を実施した。また、前述した通り、油圧システムの高圧化が進む中で、キャビテーションの発生とキャビテーションにより析出した気泡が油圧システムにおよぼす影響は無視することのできない問題である。本研究では、気泡除去の有無がキャビテーションの発生とキャビテーションによる機器の壊食におよぼす影響を実験的に明らかにする。さらに、本論文では油中気泡の除去が油のみかけの剛性におよぼす影響についても評価し、油中気泡の量が油圧システムの性能におよぼす影響を評価する。

次に、気泡除去装置の最適形状と使用環境を考慮した装置の設計法を明らかにするために、装置の流れの可視化実験と数値解析の結果を示す。装置の形状パラメータを選定する上で考慮すべき点は多くあるが、本論文では、装置に流入する流体の流量、作動油の動粘度、気泡の混入量、気泡径の4つを考慮した装置の形状パラメータの選定法を検討する。従来の研究<sup>(1-23)</sup>でもこれらのパラメータを種々変更して装置の性能を比較しているが、複数のパラメータの違いを考慮した比較は行っていない。装置の形状パラメータが変われば、流体の条件の違いが装置の性能にあたる影響も変化することが予想されるため、本論文では複数のパラメータの違いを考慮して装置の形状パラメータの選定法を提案する。

Fig. 1-5 で示した通り、気泡除去装置は油圧作動油に限らず、様々な液体中の気泡を除去する目的で使用されている。これまで使用されている気泡除去装置は、長年の実績を基に設計され、高い気泡除去性能を示すことが明らかになっているが、流体条件の違いを考慮した装置の設計指針を確立することができれば、従来の装置よりもさらに効率よく気泡を除去できるようになるだけでなく、実績のない産業分野への応用も容易になる。また、Fig. 1-5 からシステム内を循環する作動油の流量の変動が大きい建設機械や農機での気泡除去装置の利用の割合が低いことがわかる。これは流量や圧力の変動が大きいほど、高い気泡除去性能を維持することが困難になるためである。小形の建設機械では旋回流を利用した気泡除去システムを利用した例もあるが<sup>(1-24)</sup>、ここで使用されている気泡除去システムは最大流量を基準に設計されたものであり、油中気泡は十分に除去されていない可能性が高い。気泡除去装置に流入する流体の流量の違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにすることができれば、流量の変動の大きい油圧システムへの気泡除去装置の導入が進むことが予想される。

### 1.3 本論文の構成

本論文は、以下の内容で構成される。

第1章「緒論」で、最近の油圧動力伝達システムの動向と問題点から油中気泡の除去の必要性について言及し、本研究の目的を述べる。

第2章「気泡除去装置が油圧動力伝達システムにあたえる効果」では、作動油の劣化試験、キャビテーションの可視化実験とキャビテーション噴流による部材の壊食量測定実験、作動油の等価体積弾性係数測定実験で得られた結果から、気泡除去装置の利用が油圧動力伝達システムの性能にあたえる効果を明らかにする。

第3章「気泡除去装置の流れの解析」では、本研究で実施した気泡除去装置内の流れの可視化実験と数値解析の目的と概要を示し、第4章以降で示す流れ解析の結果の評価方法を説明する。

第4章「流体条件と気泡除去装置の性能」では、可視化実験と数値解析の結果から気泡除去装置に流入する流体の流入流量や物性、流体中の気泡の大きさや量などの流体条件の違いが気泡除去装置の性能におよぼす影響を明らかにする。

第5章「形状パラメータと気泡除去装置の性能」では、気泡除去装置の各部の形状パラメータを種々変更して実施した可視化実験と数値解析の結果から気泡除去装置の形状パラメータの違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにする。

第6章「気泡除去装置の設計法」では、第4章と第5章の結果を踏まえ、基準の流体条件について装置の最適形状を示す。さらに、流体の条件が異なる環境で使用することを想定し、流体の条件の違いを考慮した気泡除去装置の設計法を提案する。

第7章「結論」では、気泡除去装置の有用性と高性能化について得られた結果をまとめて示す。

## 参考文献

- (1-1) 岡部信也, 油圧ショベル大全, 日本工業出版, pp.46, 110-112, 2007
- (1-2) 駒田浩一, 斜板ポンプ開発の歴史と高出力密度化への取り組み, 油空圧技術, Vol.51, No.11, pp.9-14, 2012
- (1-3) 古賀和矢, 航空機の油圧, フルードパワー, 一般社団法人日本フルードパワー工業会, Vol.26, No.4, 2012
- (1-4) 青木謙知, 最近の航空技術動向, 日本航空宇宙工業会会報「航空と宇宙」, No.687, pp.14-19, 2011-3.
- (1-5) Mark Wagner, Airbus A380: Superjumbo of the 21st Century, Zenith Pr, pp.80, 2005
- (1-6) 木原和幸, 油圧ポンプ (ベーン, ピストン) について—ベーンポンプ SQP シリーズとピストンポンプ PH シリーズ—, 油空圧技術, Vol.46, No.9, pp.60-63, 2007
- (1-7) 杉山玄六, 油圧ショベルとフルードパワー—省エネ技術と油圧機器—, フルードパワー, 一般社団法人日本フルードパワー工業会, Vol.25, No.3, pp.24-28, 2011
- (1-8) 国土交通省, 建設施工・建設機械 排出ガス対策, [http://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/constplan/sosei\\_constplan\\_tk\\_000006.html](http://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/constplan/sosei_constplan_tk_000006.html), 2014.9.11
- (1-9) 新井澄夫, 油圧作動油, 日刊工業新聞社, pp. 40, 58, 1964
- (1-10) 築地徹浩, 高瀬拓也, 野口恵伸, アキシアルピストンポンプ内のノッチからのキャビテーション噴流の可視化解析, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.42, No.1, pp.7-12, 2011
- (1-11) 風間俊治, 三浦頼仁, 噴流キャビテーション壊食の低減(絞り出口および噴流衝突面近傍形状による流れ場制御), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.38, No.6, p.77-82, 2007
- (1-12) 留滄海, 芦金石, 坪内俊之, 大坂一人, 大場孝一, 北川能, 高剛性作動油による油圧サーボシステムの性能向上(第 1 報, 圧力応答の向上), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.42, No.2, pp.25-30, 2011
- (1-13) Toshiyuki Tsubouchi, Jitsuo Shinoda, Practical Performance of High Bulk Modulus Oil, J. of Mechanics Engineering and Automation, Vol.12, No.2, pp.119-123, 2012
- (1-14) (社) 日本油空圧学会編, 新版 油空圧便覧, オーム社, pp.346-348, 1989
- (1-15) 実用油圧ポケットブック編集委員会, 実用油圧ポケットブック, (一社) 日本フルードパワー工業会, pp.332-333, 2012
- (1-16) 高圭介, 赤松隆志, 吉田伸実, 建設機械の作動油タンク, フルードパワーシステム, Vol.41, No.6, pp.389-393, 2010
- (1-17) 山口惇, 林克行, 朴河激, 油中気泡の収縮・消滅に関する研究, 日本機械学会論文集.B 編, Vol.48, No.434, pp.1930-1935, 1982
- (1-18) 株式会社オーパスシステム, BUBB-LESS ELIMINATOR 気泡除去装置バブレスエリミネーター, <http://www.opussystem.com/wiki/>, 2015.1.10
- (1-19) 鈴木隆司, 気泡除去装置, 油圧と空気圧, Vol.25, No.3, pp.340-345, 1994

- (1-20) Yutaka TANAKA, Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Bubble Elimination from Working Oil for Environmentally Friendly Hydraulic System Design, Int J. of Automation Technology, Vol.6, No.4, 2012
- (1-21) 鈴木隆司, 松井邦雄, 持丸義弘, 旋回流利用による気泡除去, 油圧と空気圧, Vol.19, No.6, pp.499-502, 1988
- (1-22) 鈴木隆司, 横田眞一, 旋回流利用による気泡除去 (第二報 テーパー形による性能向上), 油圧と空気圧, Vol.25, No.4, pp.91-96, 1994
- (1-23) Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA, Hiroyuki GOTO, Bubble elimination from Hydraulic Fluids for Reduction of Environmental Burdens, Proceedings the twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power(SICFP'11), Vol.2, pp341-353, 2011
- (1-24) 小西晃子, 石井庄太郎, 野原達郎, 作動油タンクの小形化, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.39, No.5, p.272-275, 2008

## 2 気泡除去装置が油圧動力伝達システムにあたる効果

### 2.1 作動油の劣化抑制

#### 2.1.1 作動油の劣化試験

次式は、理想的な気体の断熱圧縮を仮定した場合の状態変化後の絶対温度  $T_2$ [K]である。

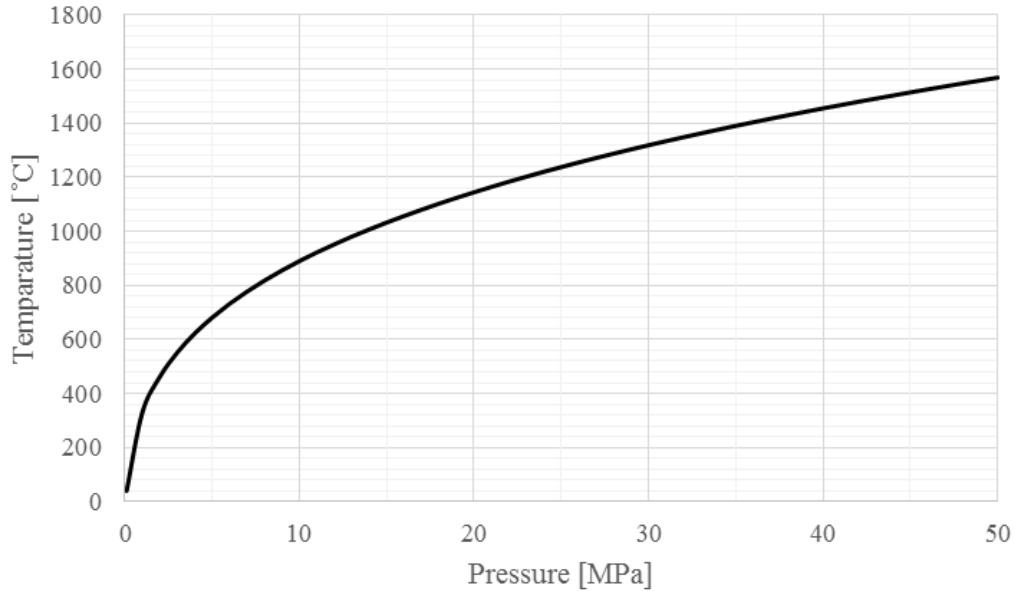
$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-1)$$

$T_1$  は断熱圧縮前の気体の絶対温度、 $p_1$  と  $p_2$  はそれぞれ断熱圧縮前後の気体にかかる圧力、 $\kappa$  は比熱比で空気の場合 1.4 である。Fig. 2-1 に初期温度を 40°C、初期圧力  $p_1$  を大気圧とした場合のポンプ設定圧  $p_2$  で断熱圧縮された空気の上昇温度比の計算結果を示す。Fig. 1-1 で示した通り、近年の建設機械で使用されているポンプの定格圧力は 40 MPa 程度まで高圧化が進んでいるが、40 MPa では初期温度の 35 倍以上となる約 1460°C まで達することがわかる。実際の油圧システム内の気泡でも高圧条件下では急激な温度上昇が予想され、空気を含む油は気泡の周辺で極めて高温にさらされることがわかる。油温の上昇は、作動油の酸化反応を加速させ、作動油の劣化促進の原因となる。したがって、油温の急激な上昇の一因である油中気泡を取り除くことで、作動油の劣化を抑制できると考えられる。先行研究では、循環劣化試験装置を用いて作動油を 456 時間循環させ、24 時間毎に油タンク内の作動油の全酸価を測定し、気泡除去装置による作動油の劣化抑制効果を実験的に検証している<sup>(2-1)</sup>。Fig. 2-2 に実験結果を示す。油中気泡を除去しない条件では、456 時間後の作動油の全酸価の値が気泡を除去した条件の約 2 倍であり、劣化の進行が速いことがわかる。

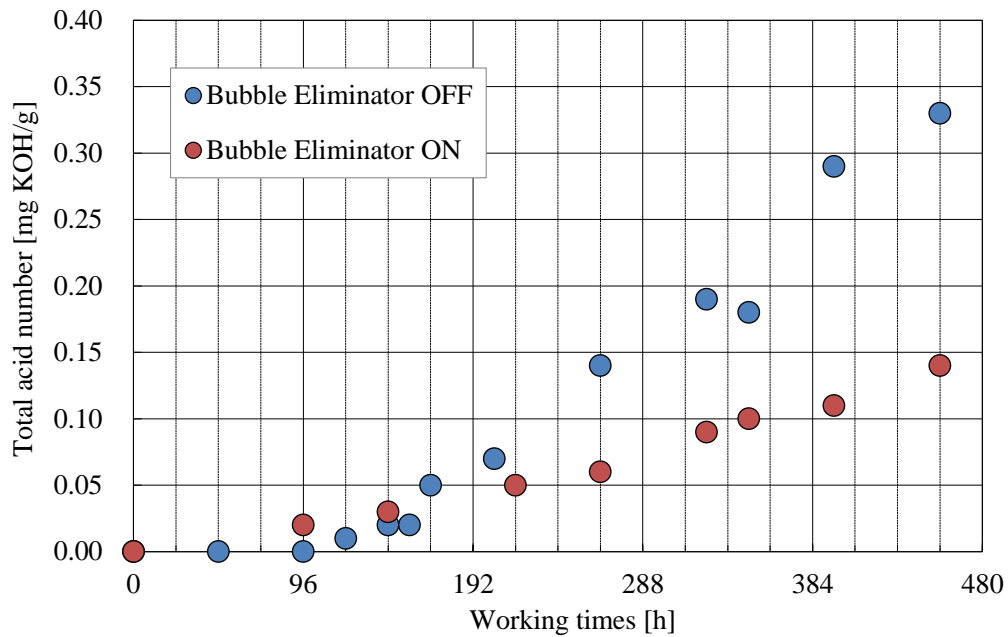
本研究では、作動油の酸化が進行する原因となる油中の酸素が気泡除去装置によって除去されていることを確認するために、蛍光式酸素計を使用して別途油タンク内の酸素量の測定実験を実施した。Fig. 2-3 は、油タンク内の作動油中の酸素量測定実験の結果である。酸素量の測定は、ポンプの吸い込み側にとりつけられたコンプレッサで気泡を強制的に混入させて油タンク内を気泡で白濁させた状態から開始した。タンク内の作動油の循環を停止した状態で測定した条件を「Bubble Eliminator OFF」、気泡除去装置を使用してタンク内の気泡を除去しながら測定した条件を「Bubble Eliminator ON」としている。気泡を除去しない条件では、作動油の循環を停止しているため時間の経過とともに気泡は自然に浮上し、酸素量の測定終了時には目に見える気泡は全て消泡するが、酸素量は減少しない。一方、気泡除去装置で油タンク内の気泡を除去した条件では、測定開始直後から酸素量が減少し続けることが確認できた。

したがって、気泡除去装置を使用することで、作動油中に溶解した空気の除去も可能であることがわかる。

以上のことから、気泡除去装置を使用することで、油中の気泡だけでなく溶解空気も除去され、結果として作動油の酸化劣化の進行の抑制につながる事が明らかになった。



**Fig. 2-1 Temperature rise of air by adiabatic compression**



**Fig. 2-2 Change of total acid number in pump test**

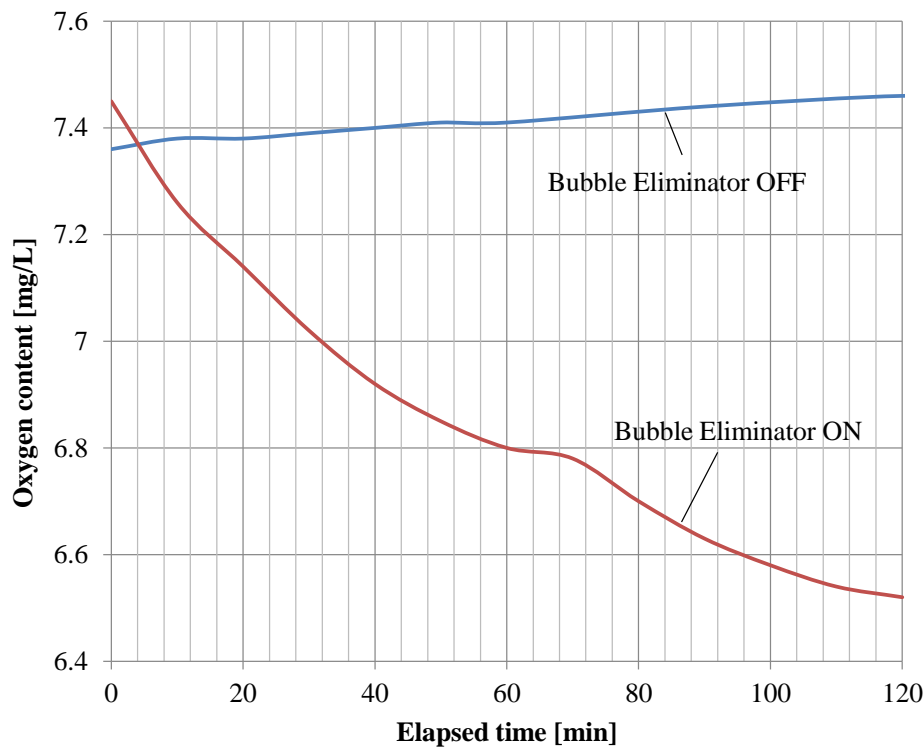


Fig. 2-3 Oxygen content in reservoir

### 2.1.2 考察

作動油の劣化試験の結果から、気泡除去装置を用いて油中の気泡を除去することで作動油の劣化が抑制できることが明らかになった。タンク内の酸素量測定実験の結果から、油中気泡を除去することで作動油中の酸素量が減少することが確認され、酸素量の低下が作動油の酸化劣化の抑制に寄与していることがわかる。また、本実験の結果から、気泡除去装置を利用することで作動油中に気泡として存在する空気だけでなく、作動油に溶解した空気も取り除かれることが確認された。溶解空気は目視で確認することはできないが、本実験の結果から溶解空気の量も作動油の劣化に大きく影響をおよぼすことがわかる。また、油圧回路内の急激な圧力低下が生じる絞り部ではキャビテーションが発生し、溶解空気は気泡となって回路内を循環する。溶解空気は体積を持たないため油の見かけの剛性に変化を与えることはないが、一度気泡となって析出すると、再度溶解するのに長い時間を要し、油の見かけの剛性を低下させ、油圧機器の動特性にも影響をおよぼす。また、溶解空気がキャビテーションによって析出し、キャビテーション噴流に伴って機器部材にぶつくと部材の壊食を引き起こす。したがって、これらの問題を解決するには析出した気泡だけでなく、溶解空気も取り除き、キャビテーションの発生を抑制する必要がある。次節では、気泡除去装置の利用によるキャビテーションの抑制効果について検証する。

## 2.2 キャビテーション壊食の低減

### 2.2.1 油中気泡とキャビテーション

キャビテーションとは、流動している液体が減圧されたときに生じる液体自身の蒸発、あるいは液中に溶解している空気の析出により気泡が形成される現象である。油圧回路内では作動油の飽和蒸気圧まで圧力が低下することは少なく、作動油の蒸発によってキャビテーションが発生することは稀である。作動油は大気圧下で8~10%もの空気を含有しており、油圧システムで発生するキャビテーションのほとんどがこの溶解空気に起因するものである。

油圧制御機器内には絞りが多く使用されており、油圧システムでは作動油が絞りを高速で通過したときの圧力低下がキャビテーション発生の原因の一つとして挙げられる。絞り部で発生するキャビテーションの発生限界は、キャビテーション係数 $k$ を用いて表され、次の式(2-3-1)で定義される。

$$k = \frac{p_o - p_g}{p_i - p_o} \quad (2-3-1)$$

ここで、 $p_i$ と $p_o$ は絞りの上流側と下流側の圧力、 $p_g$ は油中に気泡が析出し始める気体分離圧である。通常使用される油圧回路では、作動油の気体分離圧 $p_g$ は絞りの下流側圧力 $p_o$ に比べて無視できるほど小さい。したがって、上式は以下のように表すことができる。

$$k \approx \frac{p_o}{p_i - p_o} \quad (2-3-2)$$

絞りを通過する際に発生するキャビテーションは、絞りの上流と下流の圧力変化が大きいほど発生しやすい。すなわち、キャビテーション係数 $k$ の値が小さいほど、キャビテーションの発生が顕著になる。

キャビテーションは作動油にかかる圧力の低下によって発生するため、油圧回路の絞り部だけでなく、ポンプの吸込みポート付近でも発生する。ポンプの回転数が高すぎるときやポンプの吸込み側のフィルタの目詰りにより流れの抵抗が大きすぎるとき、ポンプの吸込み側の圧力が気体分離圧よりも低くなり、キャビテーションが発生することがある。

キャビテーションの発生は、空気の圧縮性によるポンプ吐出量の減少、振動や騒音の増加の原因となる<sup>(2-2)(2-3)</sup>。また、キャビテーションによって発生した気泡は圧力の上昇によって消滅し、そのときに生じる圧力は部材表面の壊食の原因となる<sup>(2-4)</sup>。従来の研究では、絞りの管径や形状を変更することでキャビテーションの発生を減少さ



せ、騒音や壊食を抑制できることが明らかにされている<sup>(2-5)(2-6)</sup>。また、キャビテーションは油中の溶解空気の析出によって発生する現象であるため、油中空気の溶解量を減らすことでキャビテーションの発生を抑制できる<sup>(2-7)</sup>。本研究では、キャビテーション噴流の可視化実験と、キャビテーションによる部材の壊食量測定実験を実施し、気泡除去装置のキャビテーション抑制効果を検証した。

## 2.2.2 実験装置および実験条件

Fig. 2-4 に実験装置の油圧回路図を示す。本実験装置は、キャビテーション噴流実験装置が取り付けられたメイン回路、タンク内の気泡を除去する気泡除去回路、タンク内の作動油の温度を調整する冷却回路で構成される。噴流実験装置は、メイン回路の a-b 間に取り付けられており、気泡除去装置は気泡除去回路に取り付けられている。なお、第3章で述べる体積弾性係数の測定実験では、メイン回路の a-b 間を体積弾性係数を測定する加圧装置に組み替えて実験を実施している。Fig. 2-5 に本実験で使用した噴流実験装置断面の概略図を示す。ポンプで加圧された作動油は、円筒形絞りを通過するときに急激に減圧され、円筒形絞りからはキャビテーションを伴う噴流が流出する。可視化実験では、円筒形絞りから流出する噴流の様子を高速度カメラで撮影した。また、キャビテーションによる壊食量測定実験では、円筒形絞りから流出する噴流の先に試験片を取り付け、その試験片の質量減少量を測定することでキャビテーションによる壊食量を評価する。Fig. 2-6 は装置に取り付けられている試験片と円筒形絞りである。装置内の円筒形絞りと試験片は、それぞれステンレス鋼 (JIS SUS304) とアルミニウム合金 (JIS A1070) 製のものを使用している。

実験では、油温 40°C のときに動粘度 32 mm<sup>2</sup>/s の一般的な鉱油系作動油を使用し、油温は 50±1°C で実験を実施している。本実験では、噴流実験装置の上流側圧力  $p_i$  が 40MPa になるように装置に作動油を流入させており、そのときのポンプの吐出流量は 5.8 L/min である。また、噴流実験装置の下流側圧力  $p_o$  は 0.14 MPa であり、キャビテーション係数  $k$  は  $3.5 \times 10^{-3}$  である。気泡除去の有無がキャビテーションの発生にあたる効果を明らかにするために、気泡除去装置を使用しない条件 (Bubble eliminator OFF) では、ポンプの吸込み側に取り付けられたコンプレッサによって 0.58 L/min の空気を混入させながら実験を実施し、気泡除去装置を使用する条件 (Bubble eliminator ON) では、気泡除去回路で油タンク内の気泡を十分に取り除いた油を使用して実験を実施している。

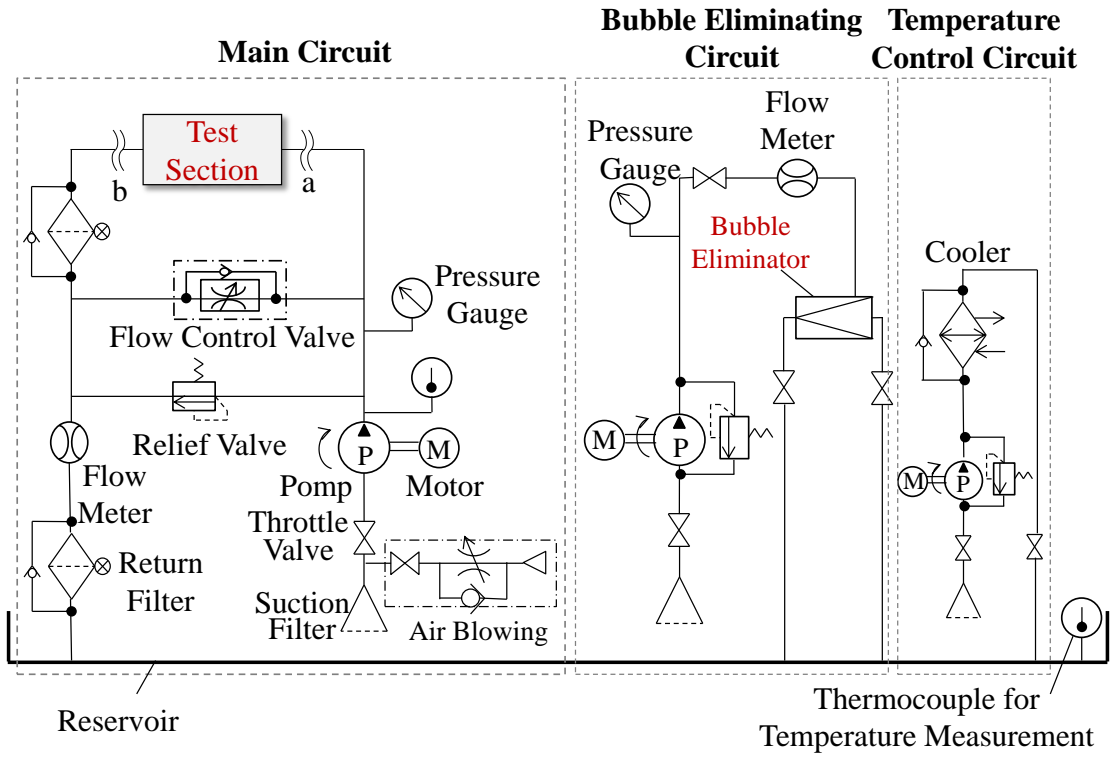


Fig. 2-4 Hydraulic circuit of the test apparatus

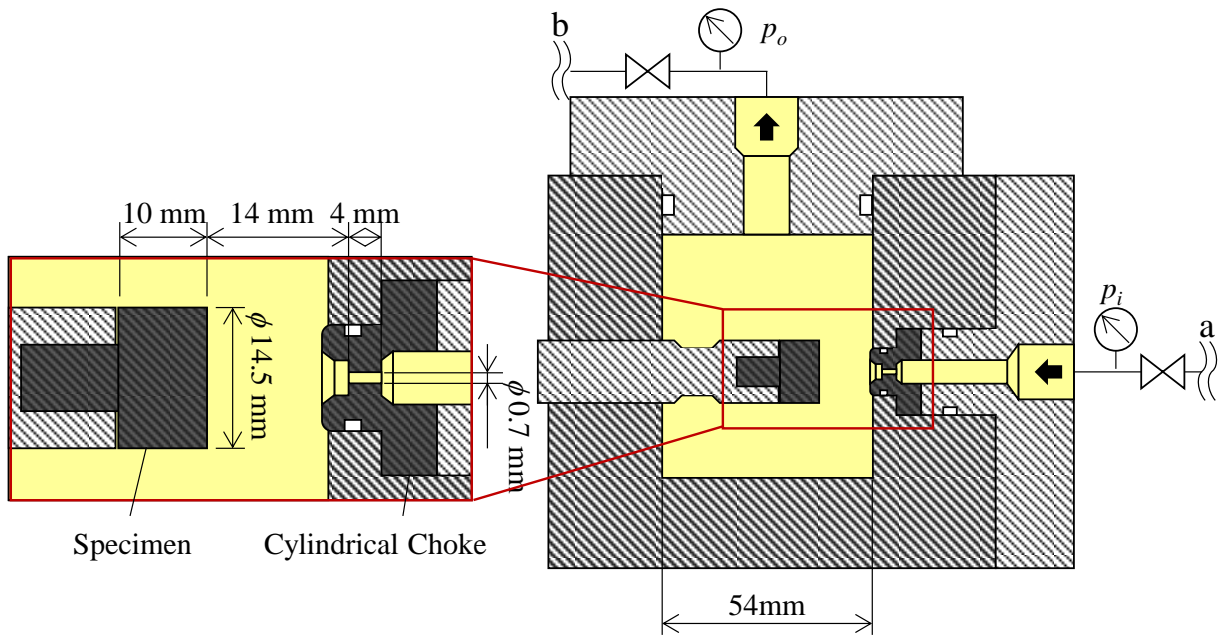
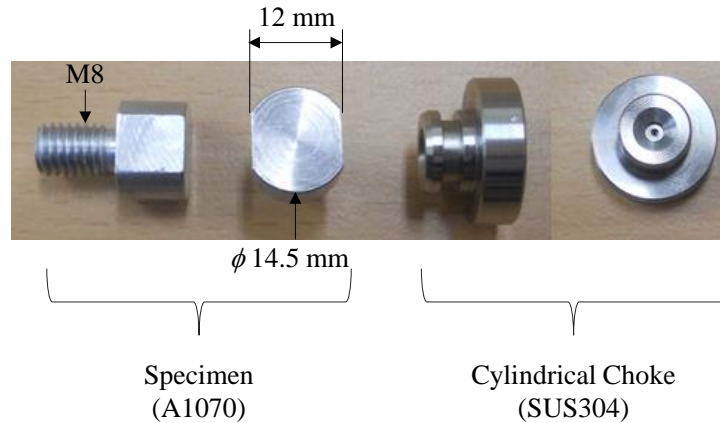


Fig. 2-5 Schematic of the test chamber for cavitation erosion test



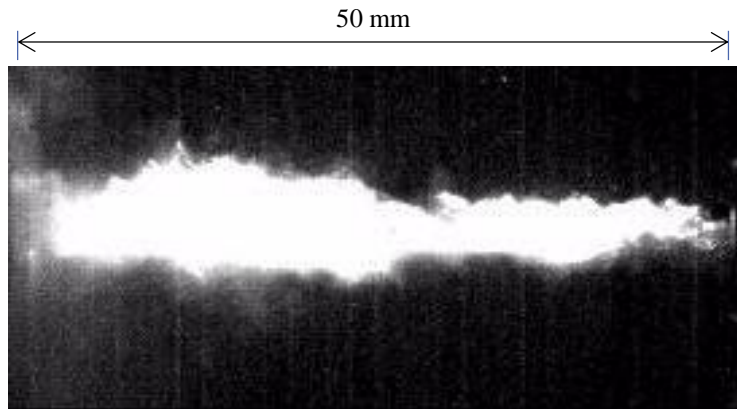
**Fig. 2-6 The specimen and the nozzle outlet**

### 2.2.3 キャビテーションの可視化

本装置内で発生するキャビテーションの様子を確認するために、高速度カメラを用いて 20000fps で噴流実験装置内の流れを撮影した。Fig. 2-7 (a)は、気泡除去装置を使用せずに実施した可視化実験の結果、(b)は、気泡除去装置を使用して実施した可視化実験の結果である。画像中の白く写っている範囲が円筒形絞りを通過したことで発生したキャビテーションである。どちらの条件でもチャンバ内の端まで到達するほどのキャビテーションが発生しているが、気泡を除去していない(a)の条件は、より多くの気泡が析出していることが確認できる。したがって、気泡除去装置を用いて作動油中の気泡を除去することで、キャビテーションの発生量が減少していることがわかる。

### 2.2.4 キャビテーション壊食

気泡除去装置による油中気泡の除去がキャビテーションによる部材の壊食量にあたる効果を検証するために、試験片にキャビテーション噴流を 10 分間あててそのときの試験片の質量減少量を 2 分毎に測定した。Fig. 2-8 にキャビテーションによる試験片の壊食量の測定結果を示す。気泡除去装置を使用して油中気泡を除去することで試験片の壊食量が大幅に減少し、実験開始から 10 分後の壊食量を比較すると、気泡除去装置を使用しない場合に比べて壊食量は4分の1まで低減していることがわかる。Fig. 2-9 は実験開始から 10 分後の試験片表面を撮影した画像である。気泡除去装置を使用していないときに比べ、気泡除去装置を使用しているときの試験片正面は、キャビテーションにより壊食している範囲が狭く、壊食の進行が遅れることがわかる。

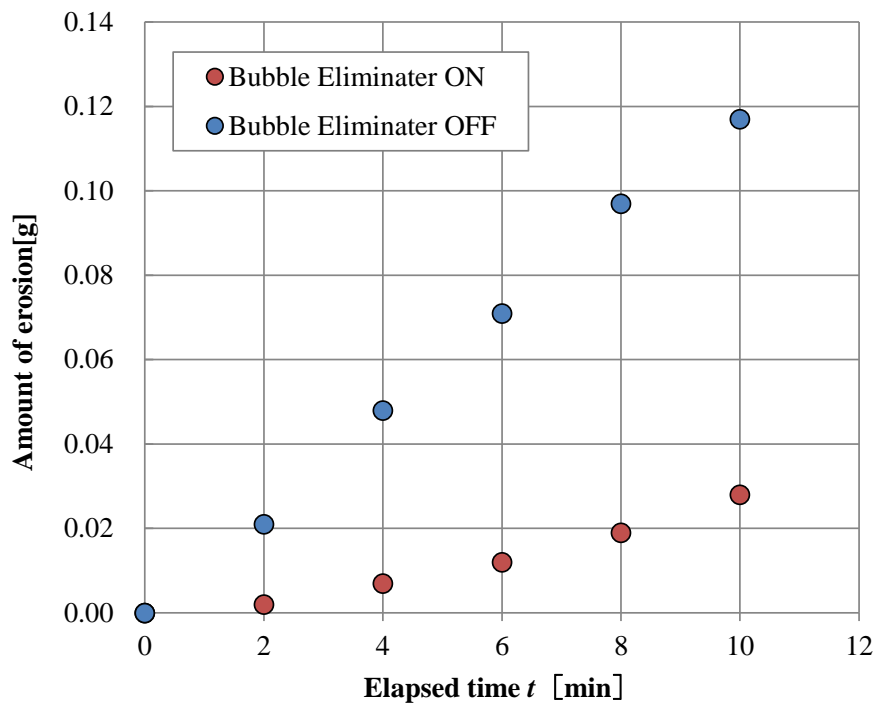


(a) Bubble eliminator OFF

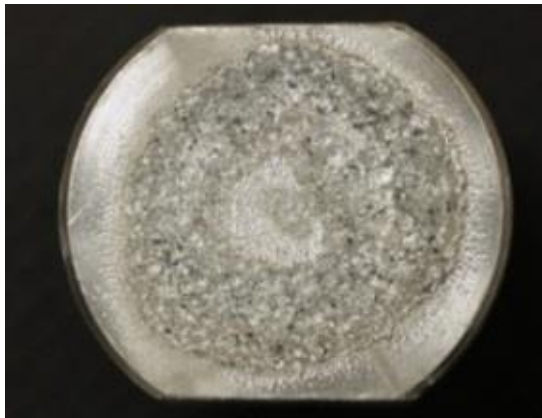


(b) Bubble eliminator ON

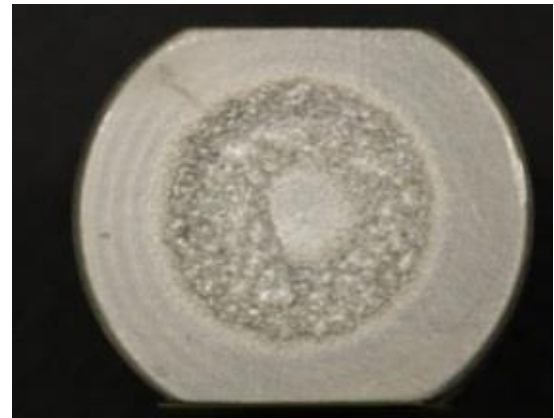
**Fig. 2-7 Flow visualization of cavitation**



**Fig. 2-8 Amount of cavitation erosion**



(a) Bubble eliminator OFF



(b) Bubble eliminator ON

**Fig. 2-9 Eroded surface of the specimens**

### 2.2.5 考察

本節では、キャビテーションを強制的に発生させる噴流実験装置を用いてキャビテーションを可視化し、気泡除去装置を使用して油中気泡を除去することでキャビテーションの発生を抑制できることを確認した。さらにキャビテーションによる部材の壊食量を気泡除去の有無で比較し、油中気泡の除去がキャビテーション壊食の低減につながることを示した。前節の結果から、気泡除去装置を用いることで油中の気泡だけでなく、作動油中に溶解した空気も除去されることが明らかになっている。油中の気泡を除去するだけでも部材の壊食の抑制効果が見込めるが、気泡除去装置により溶解空気も除去されたことでさらにキャビテーションの発生が抑制され、壊食量が大幅に低減したと推察される。しかし、油中の気泡量と溶解空気量を別々に測定することは困難であり、油中の気泡と溶解空気のそれぞれの量の違いがキャビテーション発生におよぼす影響を明らかにすることはできていない。今後は、油中の気泡量と溶解空気量を精確に測定する方法を検討し、それぞれの量とキャビテーションの発生の関係を定量的に明らかにすることが必要である。

## 2.3 作動油の等価体積弾性係数の向上

### 2.3.1 油中気泡と作動油の体積弾性係数

空気は油と比較して圧縮性が極めて高く、油圧システムの作動油中に気泡が混入すると、作動油の見かけの圧縮性が増大し、機器の動特性の低下やポンプの吐出効率の低下等の問題が生じる。本節では、流体の剛性を表す指標である体積弾性係数を用いて、油中気泡の除去が作動油の剛性に与える効果を明らかにする。

体積弾性係数は、大きく分けて2種類の定義がある。一方は、流体にかかる圧力が  $p_0$  から  $p$  まで変化するときの平均的な流体の圧縮性を表す平均体積弾性係数であり、以下の式(2-3-1)で定義される。

$$\bar{K} = -V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (2-3-1)$$

ここで、 $V_0$  は初期体積、 $\Delta p$  は圧力変化 ( $= p - p_0$ )、 $\Delta V$  は圧力が  $p_0$  から  $p$  まで変化するときの体積変化 ( $= V - V_0$ ) である。もう一方は、圧力と体積の微小変化の比から算出される正接体積弾性係数  $K$  であり、以下の式(2-3-2)で定義される。

$$K = -V \frac{dp}{dV} \quad (2-3-2)$$

ここで  $p$  は圧力、 $V$  は動作点における体積である。

空気は作動油に比べて圧縮性が高いため、作動油に空気が混入すると体積の変化に対する圧力の変化が小さくなり、体積弾性係数の値は小さくなる。本研究では、作動油の圧力と体積の変化を実験的に測定し、式(2-3-2)を用いて作動油の体積弾性係数を算出することで作動油の剛性を評価する。



### 2.3.3 実験結果

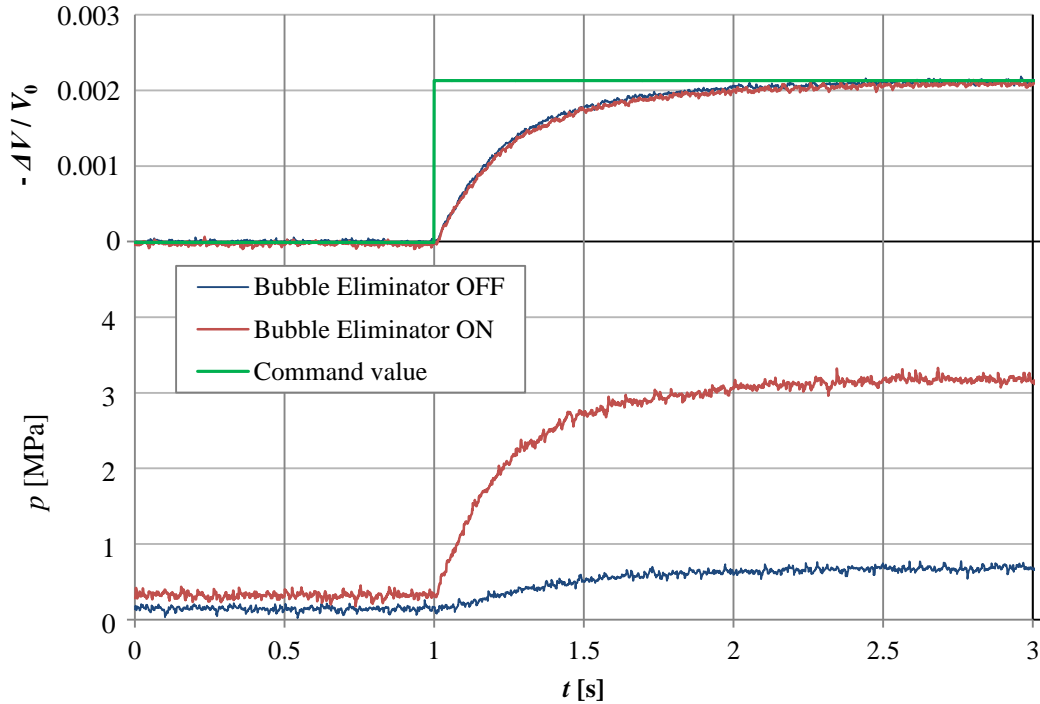
はじめに、低圧領域で気泡が作動油の剛性におよぼす影響を明らかにするために、サーボシリンダに3 mmのステップ状変位入力指令をあたえたときの体積変化率と圧力の変化を気泡除去の有無で比較する。Fig. 2-11の上部に体積変化率、下部に圧力の変化を示す。サーボシリンダの加圧により、いずれの条件でも体積は約0.2%減少している。しかし、圧力の変化を比較すると結果は大きく異なり、気泡除去装置を使用して油中気泡を除去した条件では、3 mmの変位によって圧力は約3 MPa（初期圧力との差圧は約2.5 MPa）まで上昇するが、気泡を除去しない条件では1 MPaにも満たない（初期圧力との差圧は約0.5 MPa）。それぞれの条件での平均体積弾性係数を算出すると、気泡を除去した条件では約1370 MPa、気泡を除去しない条件では約260 MPaであり、油中の気泡が油の剛性に大きく影響をおよぼしていることがわかる。また、気泡を除去した条件で初期圧力との差圧が約0.5 MPaのときの平均体積弾性係数は約1250 MPaであり、初期圧力との差圧が同じ約0.5 MPaの条件で比較すると、気泡を除去しない条件に対して気泡を除去した条件での平均体積弾性係数は約5倍になることがわかる。ここで、作動油を大気圧から0.5 MPa加圧した条件を想定し、気泡を除去した条件と除去しない条件で流体の圧縮によるエネルギーの損失率を比較する。流体の圧縮によるエネルギー損失率 $E_R$  [%]は以下の式(2-3-3)で表される。

$$E_R = \frac{\Delta p}{2K} \quad (2-3-3)$$

実験結果から上式を用いて流体の圧縮によるエネルギー損失率を算出すると、気泡を除去しない条件では約0.1%であるのに対し、気泡を除去した条件では約0.02%となる。したがって、流体の圧縮によるエネルギー損失は、気泡を除去することで約80%改善し、油中気泡の除去は、ポンプ効率低下の抑制に大きく寄与することがわかる。

次に、油中気泡の除去が高圧条件下での体積弾性係数にあたる影響を明らかにするために、シリンダの変位速度を遅くして実施した体積弾性係数測定実験の結果を比較する。Fig. 2-12に体積変化率 $-\Delta V / V_0$ と圧力 $p$ の変化を示す。(a)と(b)はシリンダの変位速度が1 mm/s、(c)と(d)はシリンダの変位速度が10 mm/sの時の結果であり、(a)と(c)は容器内の作動油を加圧する方向にサーボシリンダを動作させたときの作動油の体積と圧力の変化、(b)と(d)はサーボシリンダを加圧状態から初期位置に戻すときの体積と圧力の変化である。シリンダの変位速度の違いに関わらず、気泡除去装置で油中気泡を除去した条件に比べ、気泡を除去しない条件では、加圧開始時に圧力の応答が遅れ、全体的に圧力は低い値を示す。また、最終的には圧力は同じ値を示すが、体積変化率は気泡を除去しない条件の方が大きい。また、降圧行程においても、気泡を除去しない条件の方が全体的に圧力は低い値を示す。



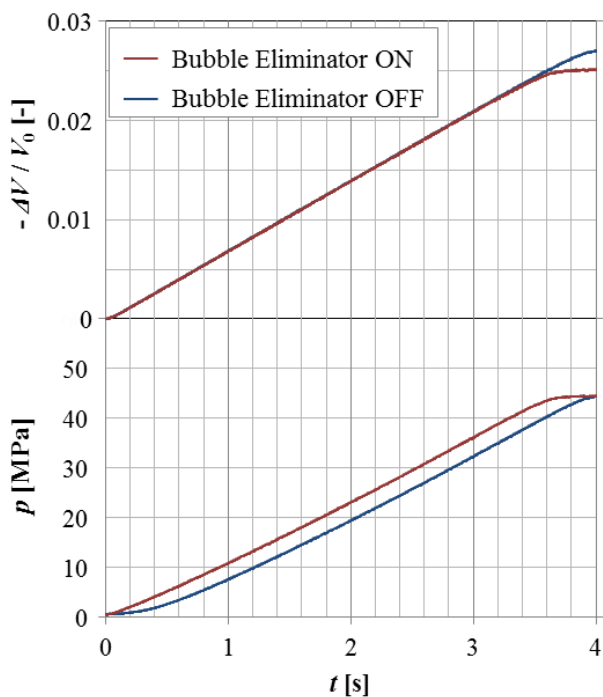


**Fig. 2-11 Volume and pressure change depending on air contents with step input**

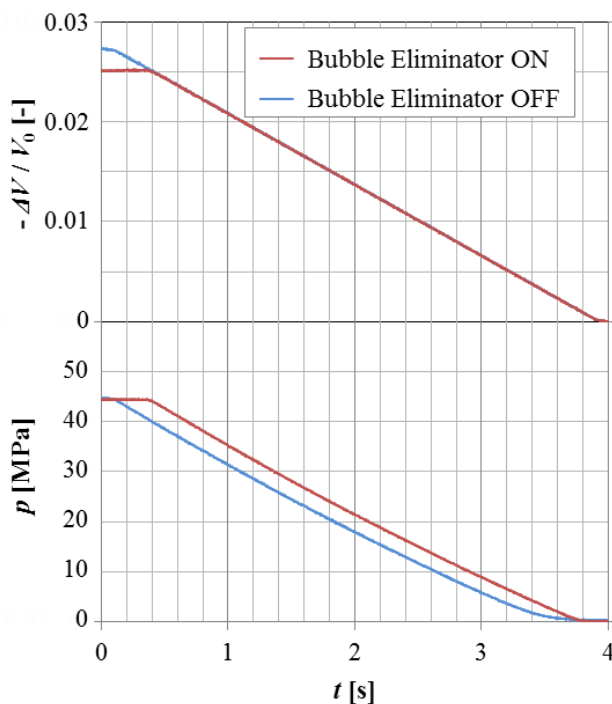
Fig. 2-13 は、各条件の体積変化と圧力変化の関係である。シリンダの変位速度が 1 mm/s の条件では、気泡除去装置を用いて油中気泡を除去した油と除去しない油のどちらを使用した条件でも、昇圧行程と降圧行程で経路がわずかに異なり、ヒステリシス特性をもつことがわかる。シリンダの変位速度が 10 mm/s の条件では、昇圧行程と降圧行程での経路の違いが小さくなり、気泡を除去した条件では、ヒステリシス特性はほとんど見られない。また、いずれの条件においても気泡除去装置を用いて油中気泡を除去した油の方が、除去しない油よりも体積変化に対する圧力変化の立ち上がりが急峻であり、値も全体に大きいことがわかる。

Fig. 2-13 で圧力変化と体積変化率の関係を示したが、この関係を定量的に比較するために、体積変化率に対する圧力変化の比で算出される体積弾性係数を用いて結果を比較する。Fig. 2-14 に実験で得られた圧力と体積の変化から算出した体積弾性係数の値を示す。なお、ここでは各圧力点での体積弾性係数を精確に表すために、正接体積弾性係数の値を使用している。高圧領域では体積弾性係数の値に大きな違いは見られないが、5 MPa 以下の低圧領域では、油中気泡を除去しない場合と除去した場合とで明らかに正接体積弾性係数の値に違いがみられ、除去しない場合はその値は小さく、油の見かけの剛性が低下していることがわかる。また、昇圧行程と降圧行程では、ヒステリシス特性が見られ、降圧行程の方が等価正接体積弾性係数はわずかに大きい値を示している。その傾向は気泡を除去しない条件で顕著に現れており、油中の気泡がこの特性に大きく影響をおよぼしていることがわかる。さらに、シリンダの変位速度の違いで比較すると、気泡を除去した場合には体積弾性係数は大きな違いは見られな

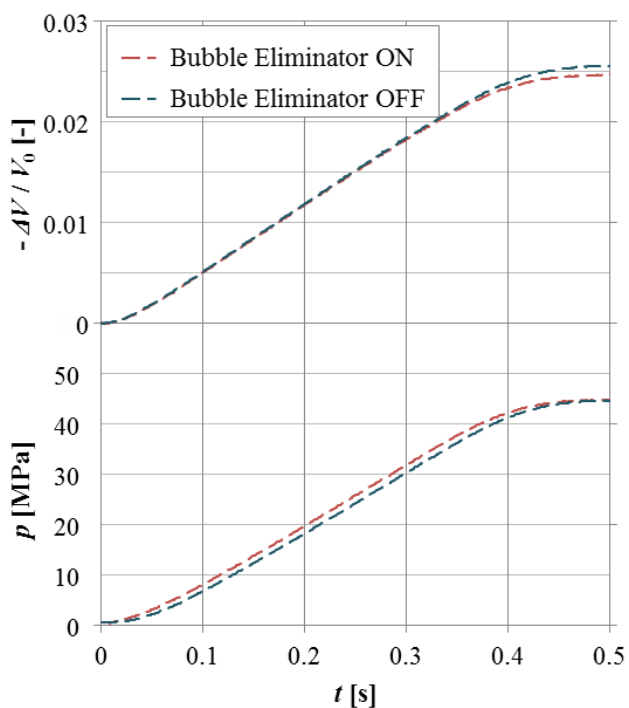
いが、気泡を除去しない条件では、シリンダの変位速度が遅い条件の方が体積弾性係数の値が全体に低下する。



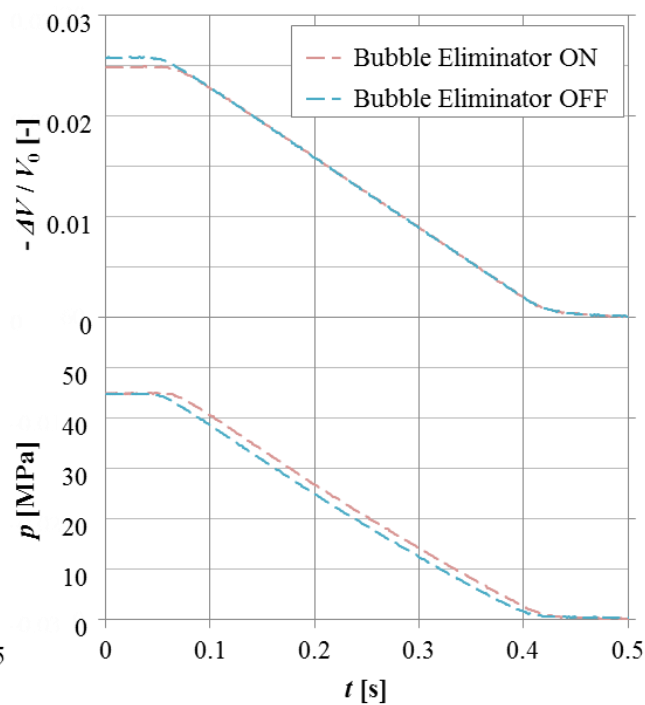
(a) Pressure increasing process  
at displacement velocity of 1 mm/s



(b) Pressure decreasing process  
at displacement velocity of 1 mm/s



(c) Pressure increasing process  
at displacement velocity of 10 mm/s



(d) Pressure decreasing process  
at displacement velocity of 10 mm/s

**Fig. 2-12 Volume and pressure change depending on air contents**

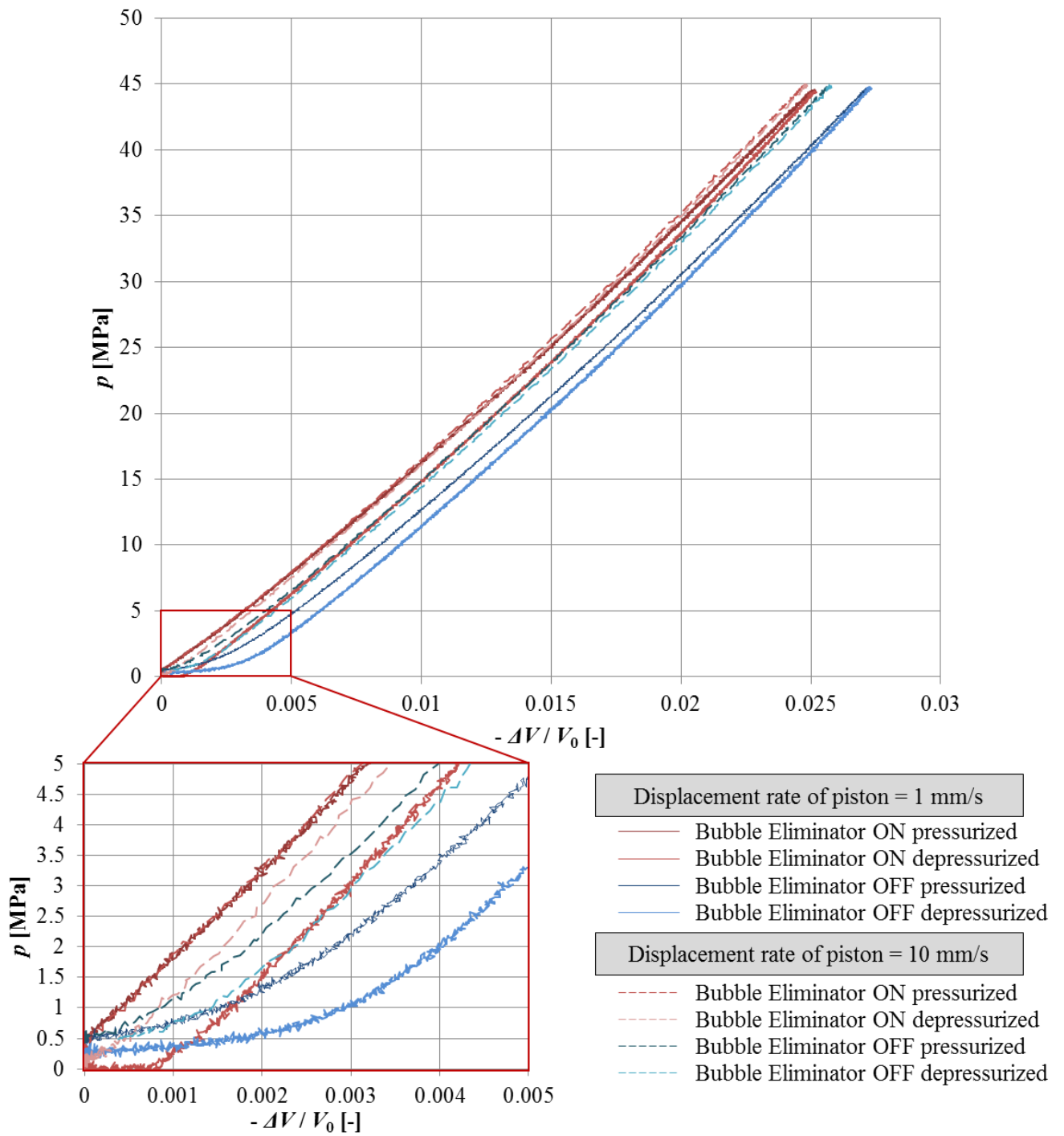
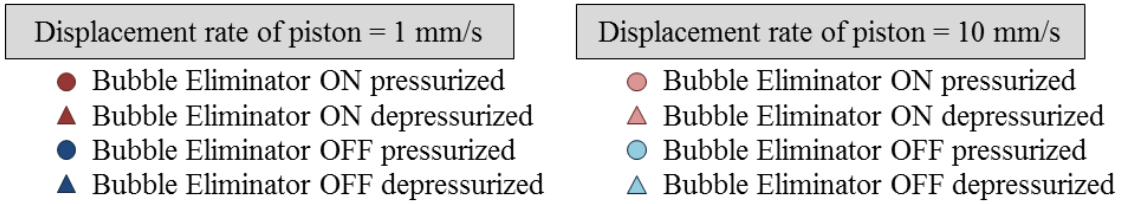
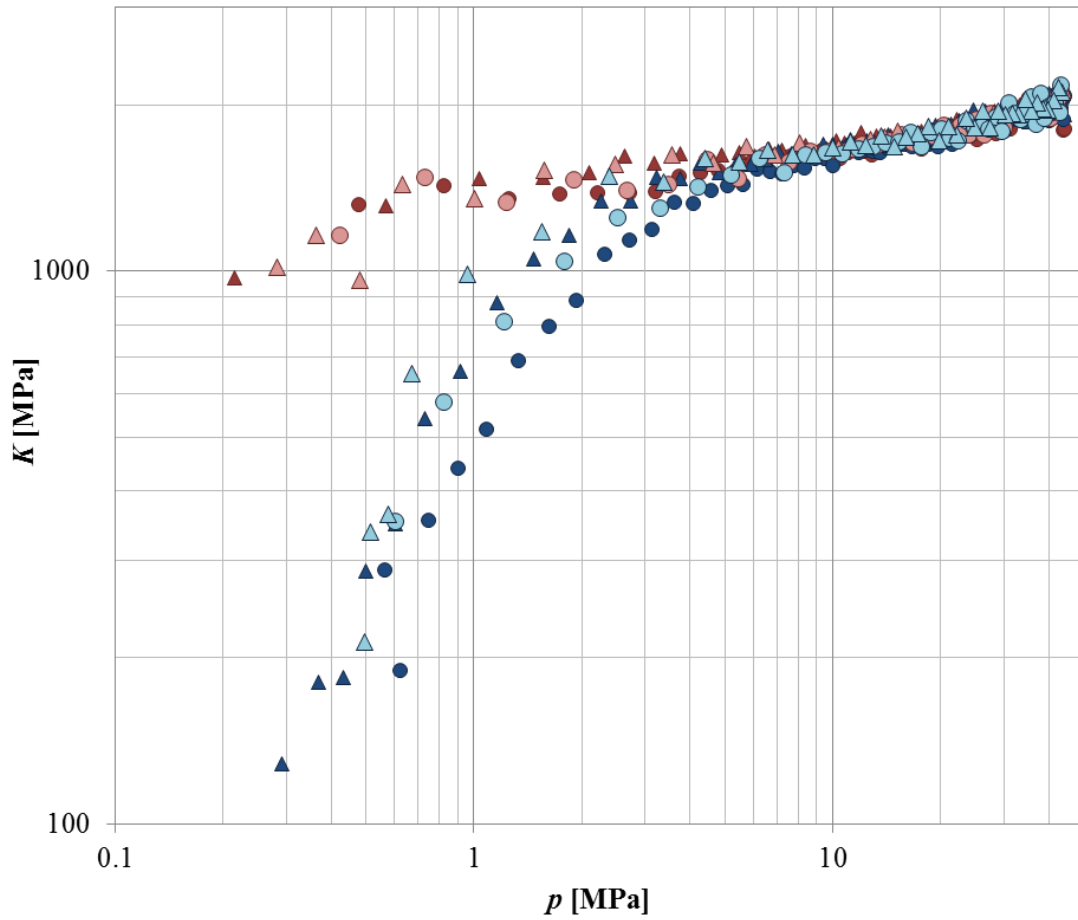


Fig. 2-13 Pressure-volume characteristics depending on air contents



**Fig. 2-14 Bulk modulus change**

### 2.3.4 考察

本節では、気泡の混入した作動油の等価体積弾性係数を実験的に測定し、油中の気泡が作動油の体積弾性係数に大きく影響をおよぼすことを明らかにした。特に低圧領域での作動油の剛性の低下は顕著であり、油中気泡を除去することで、加圧時の空気の圧縮によるエネルギー損失が約 80 %改善することが明らかになった。気泡の混入した作動油の加圧時の圧縮によるエネルギー損失を低減させるには、油中の気泡を積極的に除去する必要がある。

また、本実験の結果から、昇圧行程と降圧行程で体積弾性係数の値は異なり、降圧行程の方が全体に高い値を示すことが明らかになった。圧力の変化による気泡の圧縮と膨張のみを考える場合、この特性を表すことはできない。このことから、圧力の変動する作動油中では、気泡は圧縮・膨張するだけでなく、作動油への溶解あるいは作動油からの析出現象を伴っていると考えられる。作動油中の気泡は、作動油に溶解するまでに長い時間を要するが<sup>(2-8)</sup>、キャビテーションの現象からもわかるように、減圧による気泡の析出は短時間で起こる現象である。この気泡の溶解と析出に要する時間の違いが、本実験で確認されたヒステリシス特性に影響をおよぼしていると推察できる。付録 E では、気泡の溶解と析出を考慮した等価体積弾性係数の数学モデルについて詳細に述べる。

## 2.4 第2章のまとめ

油圧作動油に混入した気泡は、油圧システムで生じる作動油の劣化、騒音、部材の壊食、システムの動特性の低下等の諸問題の一因として挙げられる。本章では、これらの問題に対する気泡除去装置の有用性を検証するために、2.1 では作動油の劣化試験、2.2 節ではキャビテーションの可視化実験と部材の壊食実験、2.3 節では気泡の混入した作動油の等価体積弾性係数の測定実験の結果を示した。

2.1 節の「作動油の劣化抑制」では、気泡除去装置を用いて油中気泡を除去することで、作動油中の酸素量を減少させ、結果的に作動油の酸化劣化の進行を大幅に遅らせることを明らかにした。

2.2 節の「キャビテーション壊食の低減」では、キャビテーションを強制的に発生させる噴流実験装置を用いてキャビテーションの可視化実験と部材の壊食実験を実施し、気泡除去装置を用いることでキャビテーションの発生が減少し、キャビテーション噴流による部材の壊食量も減少することを明らかにした。

2.3 節の「作動油の等価体積弾性係数の向上」では、気泡の混入した作動油の等価体積弾性係数を実験的に測定し、気泡除去装置で作動油中の気泡を分離除去することが、作動油の見かけの剛性向上に大きく寄与することを示した。

## 参考文献

- (2-1) Yutaka TANAKA, Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Bubble Elimination from Working Oil for Environmentally Friendly Hydraulic System Design, Int J. of Automation Technology, Vol.6, No.4, 2012
- (2-2) 日比昭, 伊吹隆男, 市川常雄, 横手久典, アキシアルピストンポンプの自吸性能 (第1報, 理論および基礎実験), 日本機械学会論文集, Vol.42, No.357, pp.1495-1501, 1976
- (2-3) 伊吹隆男, 日比昭, 市川常雄, 横手久典, アキシアルピストンポンプの自吸性能 (第1報, 実験結果), 日本機械学会論文集, Vol.42, No.363, pp.3491-3499, 1976
- (2-4) 岩井善郎, 田中貞樹, 岡田庸敬, キャビテーション気泡崩壊圧とエロージョン, 日本機械学会論文集, Vol.54, No.500, pp.861-867, 1988
- (2-5) 小川和彦, 久田幸一, バタフライ弁のキャビテーション現象の抑制 (管径拡大による抑制), 日本機械学会論文集, Vol.73, No.726, pp.561-566, 2007
- (2-6) 風間俊治, 三浦頼仁, 噴流キャビテーション壊食の低減(絞り出口および噴流衝突面近傍形状による流れ場制御), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.38, No.6, p.77-82, 2007
- (2-7) 上山恭平, 鷺尾誠一, 陳恵晴, 油の脱気によるキャビテーション抑制効果の検証, 日本機械学会講演論文集, No.055-1, No.301-302, 2005
- (2-8) 新井澄夫, 油圧作動油, 日刊工業新聞社, pp. 40, 1964

## 3 気泡除去装置の流れの解析

### 3.1 流れ解析の目的

前章では、気泡除去装置が油圧動力伝達システムで生じる様々な問題の解決に有効であることを示した。しかし、従来使用されてきた気泡除去装置は、従来の実績に基づいて設計されたものであり、使用環境に合わせた最適設計が行われているわけではない。したがって、装置に流入する作動油や気泡の条件に合わせた装置の設計法を明らかにし、気泡除去装置の性能を向上させることができれば、気泡除去装置によって得られる効果もさらに向上すると考えられる。本研究では、特定の条件下での気泡除去装置の形状パラメータの最適化と流体条件の違いを考慮した装置の設計法を明らかにするために、装置内部の流れの可視化実験と数値解析を実施した。

現象を精確に評価するには、可視化実験の結果を用いて比較することが望ましいが、装置内部の流れは3次元的な流れであり、気泡の状態を精確にとらえることは困難であるため、可視化実験と数値解析の両方の結果を用いて装置内部の流れを評価する。可視化実験で得られた結果は、装置内部に流入した気泡の集合の様子を相対的に比較するために用い、数値解析の結果は、装置内部の流れの変化を詳細に比較するために用いる。さらに、可視化実験の結果と数値解析の結果を合わせて比較することで装置内部の流れ場の変化と気泡の挙動の関係を明らかにする。

装置の形状パラメータの最適化と流体条件の違いを考慮した装置の設計法確立のための準備として、はじめに、装置に流入する流体の条件や装置の形状パラメータを種々変更して実施した可視化実験と数値解析の結果を比較し、各パラメータが気泡の分離除去性能におよぼす影響を明らかにする。次に、これらの結果を踏まえて特定の流体条件における装置の最適形状を検討する。そして、流体条件を考慮した装置の設計法を確立するために、数値解析の結果を中心に解析結果を比較し、装置の性能向上を図る。

本章では、装置の性能を向上させるために実施した可視化実験と数値解析の概要と、気泡除去装置の性能の評価方法を示す。

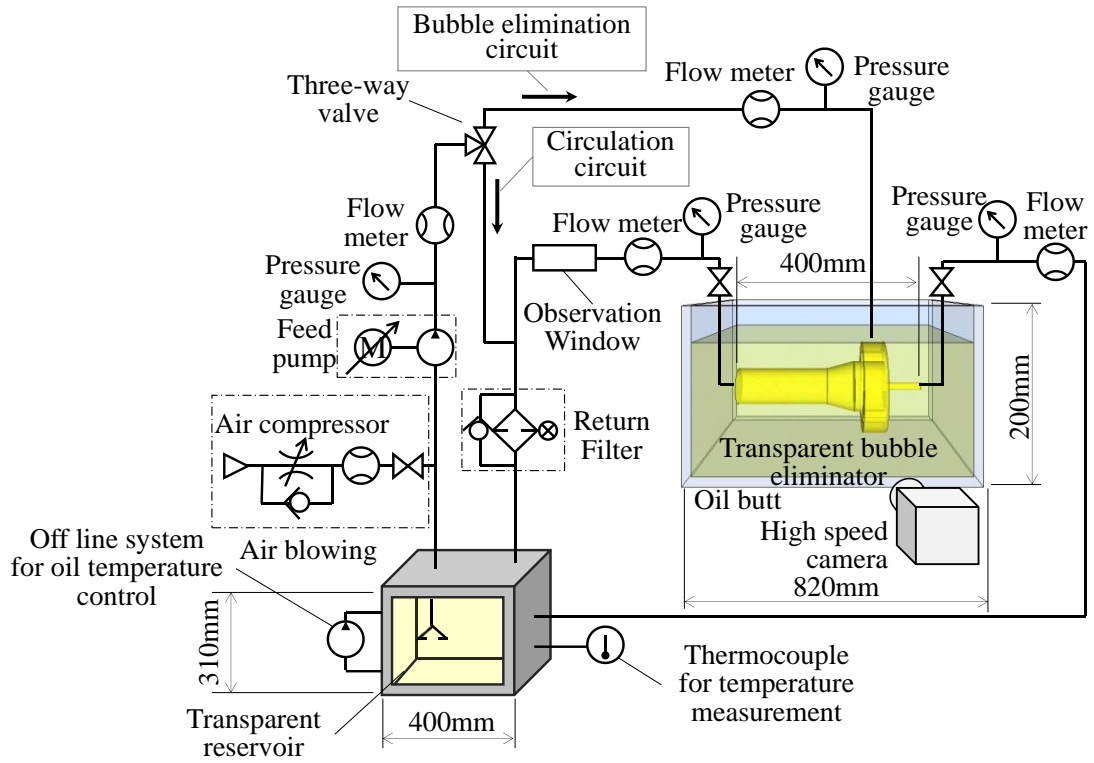
## 3.2 可視化実験について

本研究では、気泡除去装置内部の流れを可視化するために、透明アクリルで作成した気泡除去装置を用いて可視化実験を行っている。Fig. 3-1 に実験装置の回路図を示す。可変モータにより吐出量 0.6~30L/min でトロコイドポンプを動作させ、容量 30L のタンクから作動油をアクリル製の気泡除去装置に流入させる。使用しているタンクには、気泡を取り除くためのフィルタや隔板等は設けられていない。ポンプの吸い込み側には、作動油に一定量の空気を混入させるためにコンプレッサが設けられている。コンプレッサから空気圧用の精密な絞り弁を介して空気を混入させ、流量計のモニタを確認しながら空気量を調整する。気泡除去装置に流入する油と気泡は、気泡除去装置内で分離され、流出口と放気口の 2 つのポートから流出する。気泡除去装置の流出口と放気口側には、ニードルバルブが設置されている。通常、ニードルバルブはどちらも開いた状態で使用し、集められた気泡は連続的に放気口を通して除去される。ニードルバルブの開度を調整することで、流出口と放気口のそれぞれのポートからの流出比を変更することができる。気泡除去装置の上流側と下流側には、それぞれコリオリ式流量センサが取り付けられており、各ポートを通過する流体の質量流量と密度のデータが得られる。アクリルによる屈折の影響を取り除くために、気泡除去装置は油で満たされた油槽に浸されており、この気泡除去装置の内部の流れの様子を、高速度カメラを用いて撮影する。

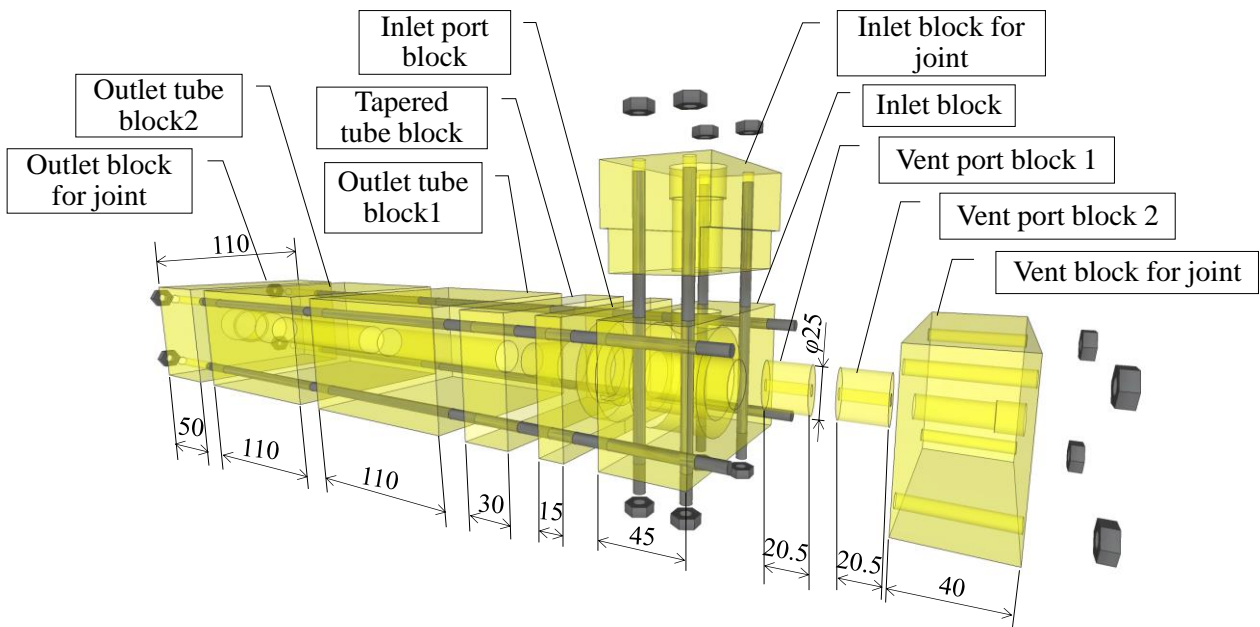
Fig. 3-2 は可視化実験に使用する気泡除去装置の分解図である。実験に用いる気泡除去装置は、10 個の透明アクリルパーツで構成されており、ロッドとナットにより固定されている。それぞれのパーツを組み替えて使用することで、異なる形状パラメータで実験を行うことが可能である。Fig. 3-3 と Table 3-1 に装置内部の基準の形状パラメータを示す。このパラメータは、流入流量 20 L/min, 作動油の動粘度 32 mm<sup>2</sup>/s で使用することを想定して設計されたものであり、これまでの研究で経験的に性能が高いと評価されてきたものである。

Fig. 3-4 に基準の形状パラメータで実施した 6000fps で撮影した可視化実験の結果の一例と装置内部の流れの概略を示す。気泡除去装置内では、壁面付近では流出口に向かう旋回流が発生し、中心軸上では放気口に向かう流れが発生する。したがって、中心軸上に集合しない気泡は旋回流によって流出口に向かい、旋回流によって中心軸上に集合した気泡は、中心軸上の放気口に向かう流れによって放気口から除去される。

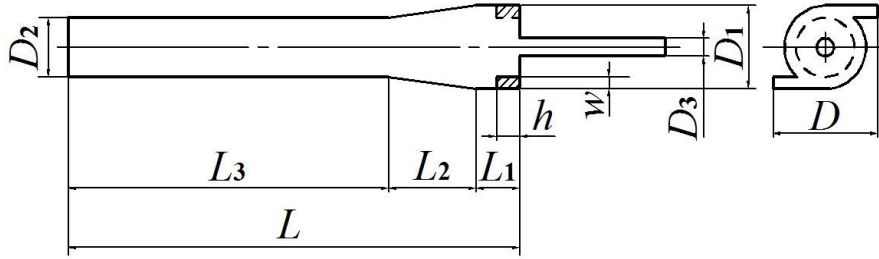




**Fig. 3-1 Experimental fluid circuit for flow visualization**



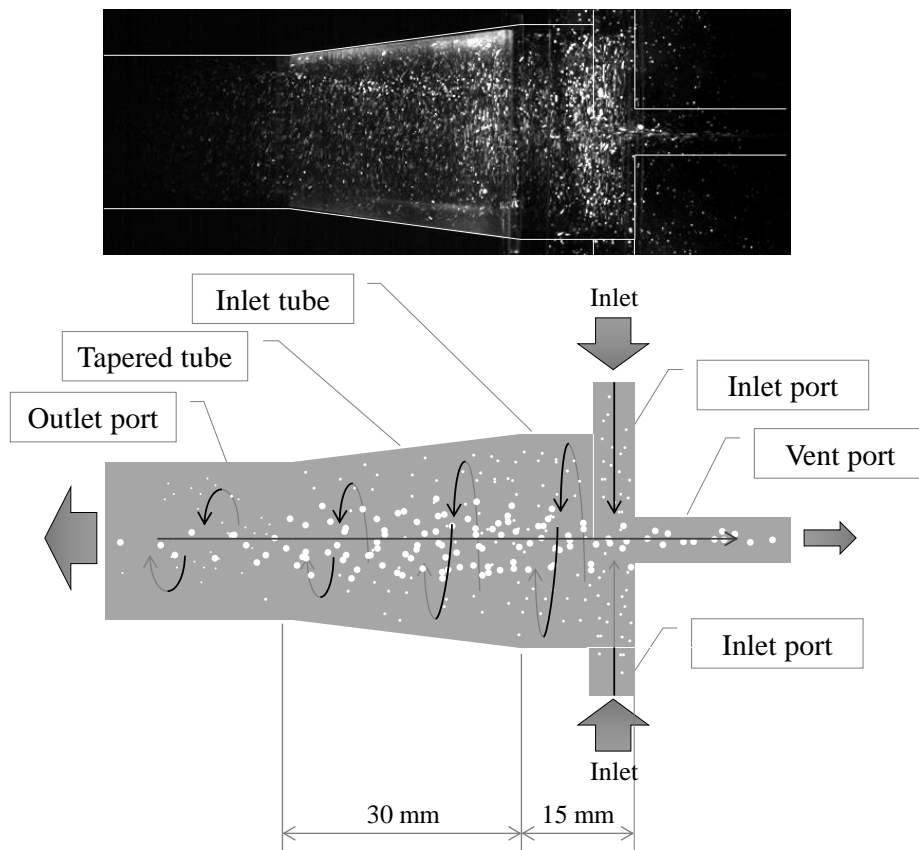
**Fig. 3-2 Transparent bubble eliminator for experimental flow visualization**



**Fig. 3-3 Geometry of bubble eliminator**

**Table 3-1 Dimensions of standard model**

$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$w$	$h$	[mm]
36	28	20	6	265	15	30	220	3	6	



**Fig. 3-4 Result and illustration for experimental flow visualization**

### 3.3 数値解析について

本研究では、装置内部の流れを詳細に比較するために、数値解析ソフトウェアに STAR-CCM+ を使用して数値解析を実施している。格子系には収束性に優れるポリヘドラルメッシュを使用している。Fig. 3-5 に格子系と装置の座標系の設定を示す。放気口の入口部を原点として装置の中心軸上に  $z$  軸をとり、流入口に平行な軸を  $x$  軸としている。

気泡除去装置に流入する流体は、油と空気の 2 種類であり、数値解析では対象の流体を気液二相流体として取り扱う必要がある。本解析では、混相流解析を行うモデルとして、オイラー混相流モデルとラグランジェ混相流モデルを使用する。オイラー混相流モデルは、連続相と分散相の挙動をオイラー的に解くモデルであり、ラグランジェ混相流モデルは連続相の挙動をオイラー的に、分散相の挙動をラグランジェ的に解くモデルである<sup>(3-1)</sup>。気泡除去装置内の流れの解析では、油を連続相、気泡を分散相として扱う。オイラー混相流モデルは、分散相の体積占有率が 0.05~0.95 と広範囲の混相流に対応しており、気泡除去装置のように分散相の体積占有率が局所的に高くなるモデルに適している。一方、ラグランジェ混相流モデルは体積占有率の範囲が 0~0.4 と狭く、気泡除去装置の流れ解析には適していない。しかし、本解析ソフトウェアでは、オイラー混相流モデルと同時に使用できる乱流モデルは  $k-\varepsilon$  乱流モデルのみであり、他の乱流モデルを設定することができない。 $k-\varepsilon$  乱流モデルは旋回流の流れの予測に適していないことが明らかになっており<sup>(3-2)</sup>、オイラー混相流モデルでは、精確に装置の性能を評価できない可能性がある。本解析では、数値解析の精度を向上させるために、旋回流の流れの再現に適したレイノルズ応力方程式モデルの設定が可能なラグランジェ混相流モデルと油のみの単相流モデルも使用し、複数のモデルの結果から装置の性能を評価している。混相流解析では、気泡の拡大・縮小や合体は考慮せず、気泡は一定の径で流れる完全な球体の粒子とする。また、気泡除去装置内の流れは定常的な流れとし、作動油、空気の温度変化も考慮しない。解析モデルの詳細については付録 B に示す。

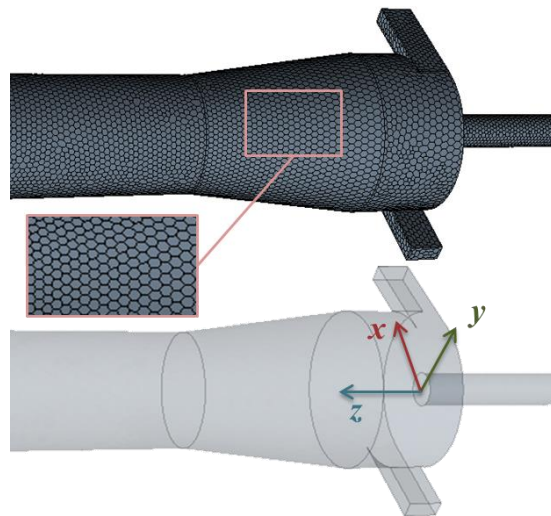


Fig. 3-5 Mesh and coordinate definition for CFD

## 3.4 気泡除去装置の性能評価方法

### 3.4.1 気泡除去率

気泡除去装置の性能を定量的に評価するために、流出口と放気口から除去される気泡の体積流量の値を用いて気泡除去率を算出する。気泡除去率  $E_B$  は以下の(3-1)式で計算される。

$$E_B = \frac{Q_{Bv}}{Q_{Bo} + Q_{Bv}} \quad (3-1)$$

ここで、 $Q_{Bv}$  は放気口から流出する気泡の体積流量、 $Q_{Bo}$  は流出口から流出する気泡の体積流量である。気泡除去率は、装置に流入してした気泡がどの程度放気口から流出しているかを表す指標であり、装置の気泡除去性能をもっとも明確に表す指標である。

### 3.4.2 気泡含有率分布

装置の放気口から流出した気泡は、放気口から流出するわずかな油とともに油タンクに戻すというのが気泡除去装置の一般的な使用方法である。したがって、油タンクに戻った気泡の消泡性を向上させるために、気泡除去装置内部で気泡を可能な限り合体させ、大きな気泡を放気口から流出させる必要がある。以下の式(3-2)は、作動油中の気泡の上昇速度  $U_{Br}$  を表す<sup>(3-3)</sup>。

$$U_{Br} = \frac{D_B^2 \rho_H g}{18\mu_H} \quad (3-2)$$

ここで、 $D_B$  は気泡径、 $\rho_H$  は作動油の密度、 $g$  は重力、 $\mu_H$  は作動油の粘性係数であり、気泡の上昇速度は気泡径  $D_B$  の 2 乗に比例することがわかる。したがって、放気口から径の大きな気泡が流出すれば、タンク内での気泡の消泡性が向上する。

混相流モデルを使用した数値解析では気泡の合体や拡大を考慮していないため、本研究では装置断面の気泡含有率分布を比較し、放気口入口付近で気泡の占有率が高いほど、放気口から流出した気泡の消泡性は高いと評価する。

### 3.4.3 スパイラル係数の分布

本研究で実施する数値解析では、混相流解析だけでなく、単相流解析も実施してお

り、単相流解析でも気泡の流れを予測する必要がある。そこで、本研究では旋回方向と中心軸方向の流れの関係を考慮したスパイラル係数という指標を導入し、旋回方向の流れの影響を考慮して気泡の集合の様子を分析する。スパイラル係数  $S$  は、以下の式(3-3)で定義する。

$$S = \frac{U_z}{U_s} \quad (3-3)$$

ここで、 $U_z$  は装置の中心軸方向の流速、 $U_s$  は装置の旋回方向の流速を表している。本論文では、装置の  $x$ - $z$  断面のスパイラル係数の分布を比較することで、装置内部の流れを分析する。旋回方向の流速  $U_s$  は、接線方向の流速を意味し、装置断面のスパイラル係数を算出する際は、断面に垂直な流速となる。スパイラル係数の分布は、気泡除去率や気泡含有率分布のように直接気泡の分離除去性能を評価する指標ではないが、流れに乗って移動する気泡の挙動の予測に有効であると考えられる。

#### 3.4.4 圧力損失

油圧回路内では各要素で圧力損失が生じるため、要求される出力を得るには各要素の圧力損失を考慮してポンプを選定する必要がある。したがって、気泡除去装置の使用環境によって、気泡除去装置を使用することで生じる圧力損失が制限される場合がある。また、圧力の高い場では気泡は縮小あるいは溶解しやすくなり、気泡の除去性能に影響をおよぼす。したがって、本論文では、気泡の分離除去性能が同じであれば、圧力損失の低い条件をより性能が高いと評価する。

### 3.5 第3章のまとめ

本章では、本研究で実施する気泡除去装置の可視化実験と数値解析の概要を示し、さらに気泡除去装置の性能の評価方法を示した。気泡除去装置には、気泡を装置の中心軸上に十分に集合させて作動油と気泡を分離する分離性能と、放気口から効率よく気泡を流出させる気泡の除去性能の二つの性能が求められる。次章からは、装置に流入する流体の条件や装置の形状パラメータの違いで装置の性能の変化を比較し、気泡除去装置に関わるパラメータの違いが気泡の分離除去性能におよぼす影響を明らかにしていく。

## 参考文献

- (3-1) 株式会社シーディー・アダプコ・ジャパン, CDAJ 数値解析アカデミー 理論講座 混相流コース, 資料集, 2011
- (3-2) 平井秀一郎, 高城敏美, 松本全陽, 管内旋回乱流における層流化現象の予測, 日本機械学会論文集.B 編, Vol.52, No.476, pp.1608-1616, 1986
- (3-3) 井田富夫, 油圧油中を浮上する単一気ほうの抵抗係数, 油圧と空気圧, Vol.9, No.4, pp.261-269, 1978

## 4 流体条件と気泡除去装置の性能

### 4.1 流体の条件の違いが装置の性能におよぼす影響について

気泡除去装置は、旋回流を利用して液中気泡を分離除去する装置であり、装置に流入する流体の流量、流体の粘度、気泡の量や気泡の径などの流体に関わるパラメータの違いが装置の性能に影響をおよぼすと考えられる。本章では、可視化実験や数値解析の結果から、流体条件の違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにする。本論文では、装置に流入する作動油の流量、作動油の動粘度、作動油に混入する気泡の径と気泡の量を種々変更して実施した可視化実験と数値解析の結果を比較していく。

4.2 節では流入流量の違いによる比較結果、4.3 節では作動油の粘度の違いによる比較結果を示す。これらのパラメータは管路内の流れのレイノルズ数を変化させる。また、4.4 節では混入気泡径の違いによる比較結果、4.5 節では混入気泡量の違いによる比較結果を示す。これらは、装置のレイノルズ数に大きく影響をおよぼすわけではないが、気泡の除去性能に影響をおよぼす可能性がある。本章ではレイノルズ数と流入する気泡の条件の違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにする。なお、本章で示す流れ解析の結果は、全て Fig. 3-3 と Table 3-1 で示される基準の形状パラメータを用いて実施されている。また、旋回流のレイノルズ数は、一般的に流入部のパラメータが用いて表されるが、本論文では、流入部に関わるパラメータではなく、流出口径と流出口の平均流速から算出されたレイノルズ数を用いてレイノルズ数の違いによる比較を行う。これは、本論文で装置の形状パラメータの最適形状を検討する際、流入口形状は基準の形状から変更しておらず、また、流出口のパラメータを中心に装置の形状パラメータの選定を行っているためである。流出口と流入口の形状パラメータが装置の性能におよぼす影響については付録 C に示す。

本章では、気泡の混入量も考慮して装置の性能を比較するため、気泡の占有率が局所的に高くなることがある。したがって、本章で実施した混相流解析では、分散相の占有率が高い条件に対応していないラグランジェ混相流モデルではなく、オイラー混相流モデルを使用している。

## 4.2 流入流量の違いによる比較

流入流量  $Q_i$  の違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにするために、流入流量  $Q_i$  を 20 L/min, 15 L/min, 10 L/min の 3 通りの条件で可視化実験と数値解析を実施した。はじめに可視化実験の結果から比較していく。実験時の作動油の油温は 40°C, そのときの作動油の動粘度は 32 mm<sup>2</sup>/s である。また、コンプレッサにより混入させる気泡の量は、流入流量の 1% となるように設定した。また本節の実験では、流入流量  $Q_i$  に対する放気口からの流出量  $Q_v$  の比  $R_v$  が 2.5% になるように放気口側の絞りの開度を調整している。

Fig. 4-1 に実験で撮影された気泡除去装置内の流れの画像を示す。なお、ここでは結果を比較しやすくするために装置の内壁を白線で描画している。気泡除去装置の中心軸上を比較すると、流入流量  $Q_i$  が少ないほど気泡が集合する傾向にあることがわかる。しかし、流出口内の気泡の分布を比較すると、 $Q_i$  が多くなるほど流出口内の気泡が少なくなるのがわかる。すなわち、 $Q_i$  が少ないほど気泡の集合、合体が進みやすく、 $Q_i$  が多いほど流出口方向に流れる気泡の量が減少し、放気口から除去される気泡の量が増加することがわかる。

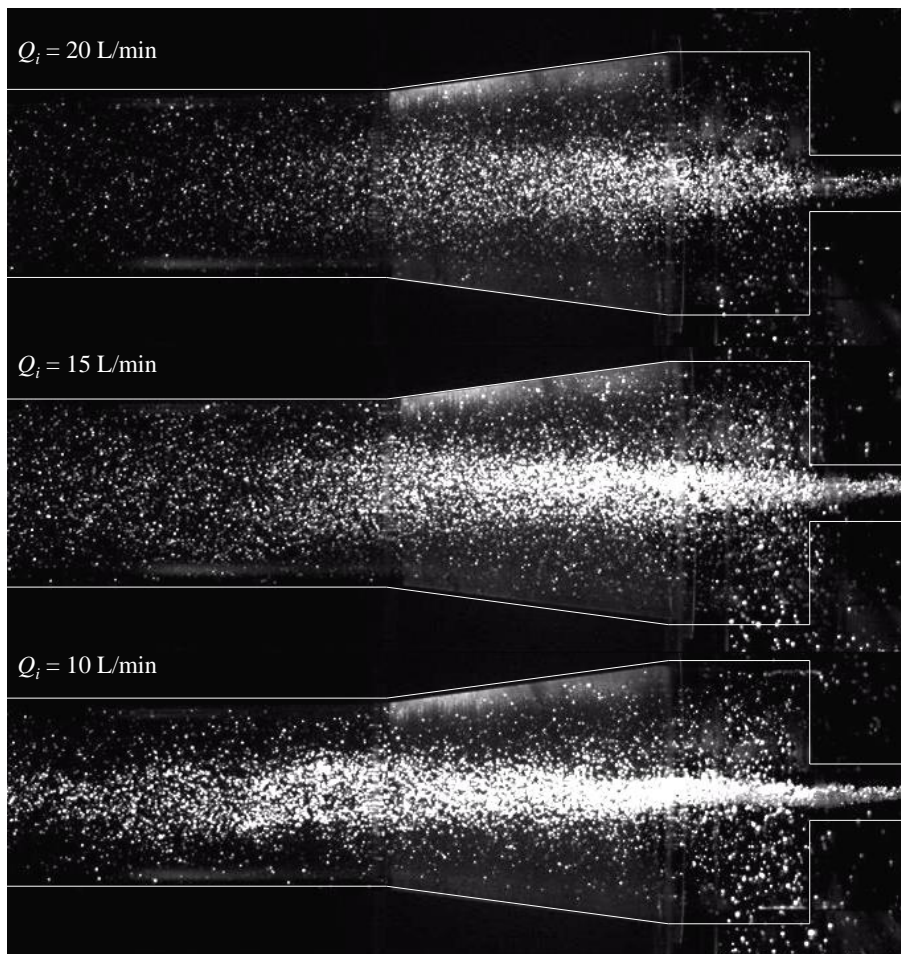


Fig. 4-1 Experimental results with changes in the inlet flow rate



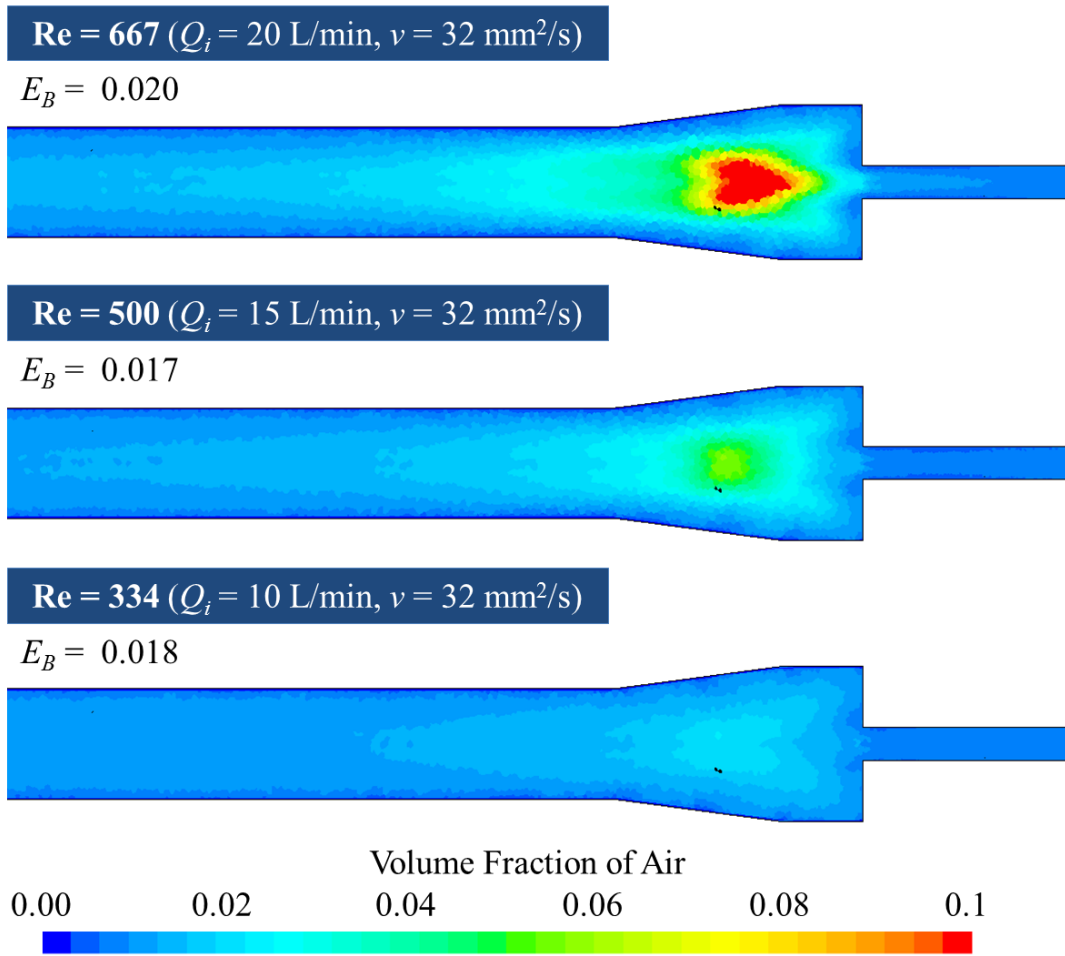
装置内の流れの違いを詳細に比較するために、混相流解析を実施した。流入、流出条件、作動油の物性は実験の条件と同じとしている。また、装置に流入する気泡の径は 0.1 mm、全流入流量  $Q_i$  に対する気泡の流入流量  $Q_{Bi}$  の比は 1% とした。Fig. 4-2 に装置断面の気泡含有率分布を示す。図中の  $E_B$  は気泡除去率である。気泡除去率は装置に流入した気泡の体積流量に対する放気口から除去された気泡の量の比を表す指標であり、どの条件においても気泡は 2% 程度しか除去できていないことがわかる。

Fig. 4-3 に装置の  $y = 0$  mm,  $z = 7.5$  mm を通る  $x$  軸に平行な直線上の圧力  $p$  の変化を示す。ここで、圧力変化は、 $z = D_1/2$  での圧力を基準として基準値との差圧で表されている。流入流量  $Q_i$  が多いほど装置の壁面付近に比べて中心軸上の圧力が低下することが確認でき、 $Q_i$  が多い方が装置に流入した気泡は中心軸上に集合しやすいと考えられる。数値解析の結果で  $Q_i$  の増加に伴って装置の中心軸上の気泡含有率が向上したのは、この中心軸上の圧力の低下が大きく影響していると推察できる。

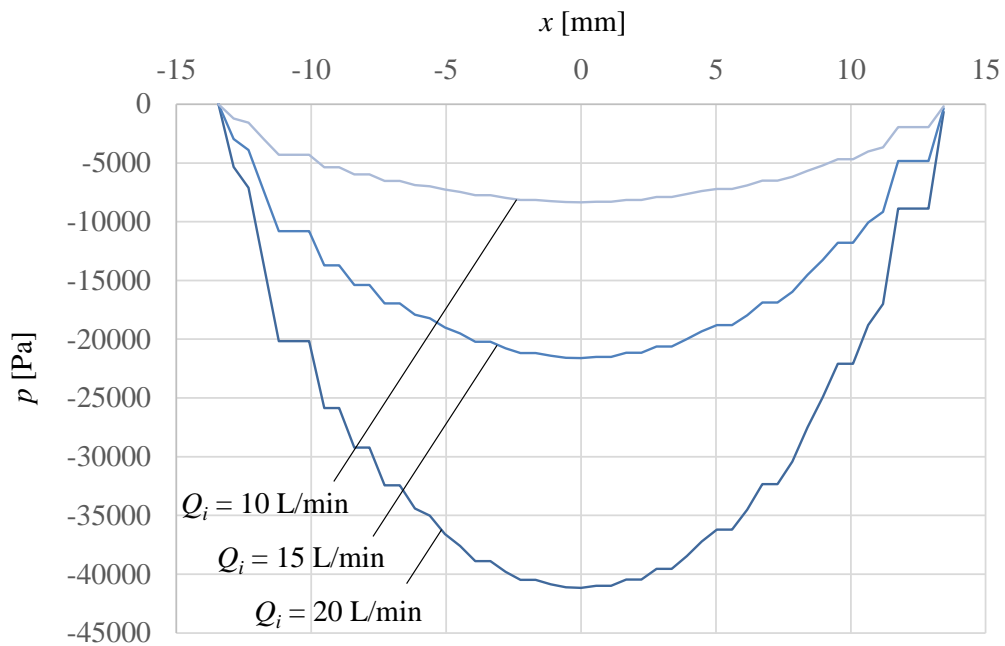
Fig. 4-4 と Fig. 4-5 は  $z$  軸上の圧力  $p$  の変化と  $z$  軸方向成分の気泡の流速  $U_z$  の変化である。 $z$  軸上の圧力変化は、 $z = 180$  mm での圧力を基準とし、その値からの差圧で表している。また、 $z$  軸方向成分の気泡の流速  $U_z$  は、値が正の方向に大きいほど流出口に向かう流速が速くなることを表し、負の方向に大きいほど放気口に向かう流速が速いことを表す。中心軸上の圧力変化から比較すると、 $Q_i$  が多いほど、流出口内の圧力に比べて放気口内の圧力が低下している。また、中心軸上の  $U_z$  を比較すると、流入流量が多い方が、全体に放気口に向かう流速が速くなることがわかる。すなわち、 $Q_i$  が多い方が集合した気泡は放気口方向に流れる傾向にあり、この結果については  $Q_i$  の増加により流出口内の気泡が減少するという実験結果と一致する。

数値解析の結果から、流入流量の増加は装置の中心軸上の圧力低下を促進し、気泡の集合・分離性能を向上させること、さらに軸方向の圧力勾配を大きくして放気口方向への気泡の流出を促し、気泡除去率を向上させることがわかる。流入流量はレイノルズ数に関わるパラメータであり、レイノルズ数の変化が装置の性能に影響をおよぼしている可能性がある。次節では、レイノルズ数の算出に用いるもう 1 つの流体パラメータである動粘度を変化させて装置の性能を比較し、レイノルズ数の違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにする。

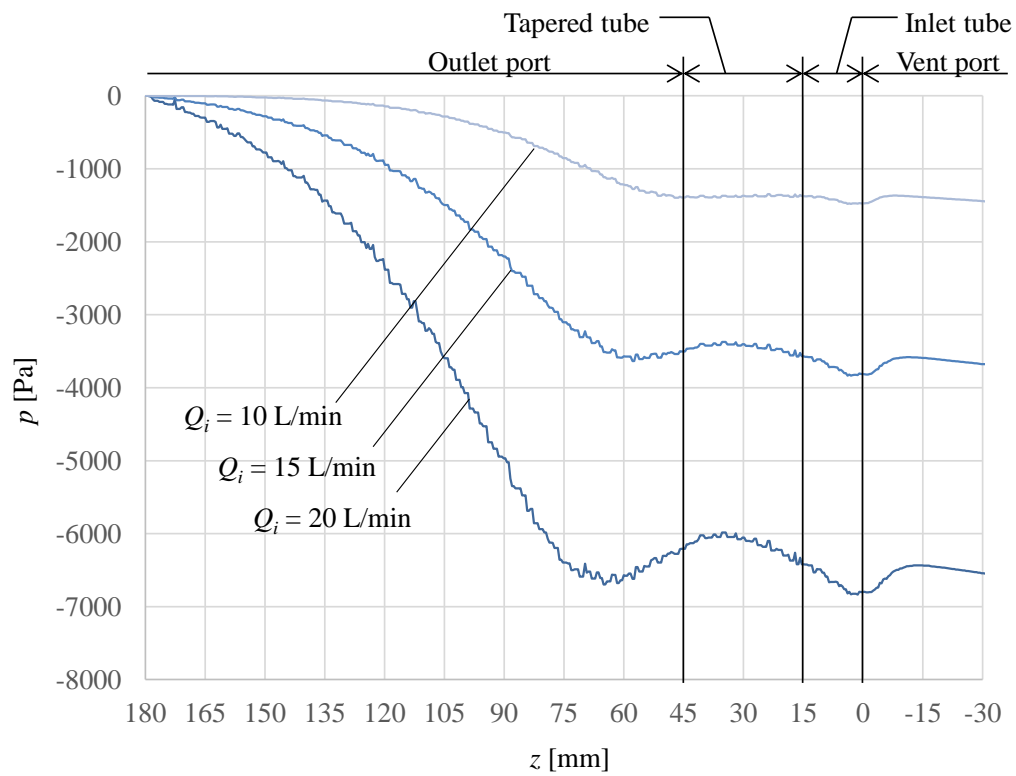
また、本節では数値解析の結果は可視化実験の結果と一致してしないことが確認された。数値解析の結果では流入流量の増加に伴って装置中心軸上の気泡含有率が向上するが、可視化実験の結果では流入流量が増加すると装置の中心軸上の気泡含有率が低下する。数値解析の結果が可視化実験の結果と一致しない原因の 1 つとして、装置に流入する気泡の設定の影響が考えられる。実験結果から装置に流入する気泡の条件を正確に把握することは難しく、数値解析では気泡の条件を十分に考慮することができていない。しかし、流入流量の増加により装置流入部の流体にかかる圧力が増大し、流入流量が変化することで装置に流入する気泡の径も変化している可能性が高く、装置に流入する気泡の径を考慮する必要がある。気泡径の違いが装置内部の気泡の挙動におよぼす影響については 4.4 節で述べる。



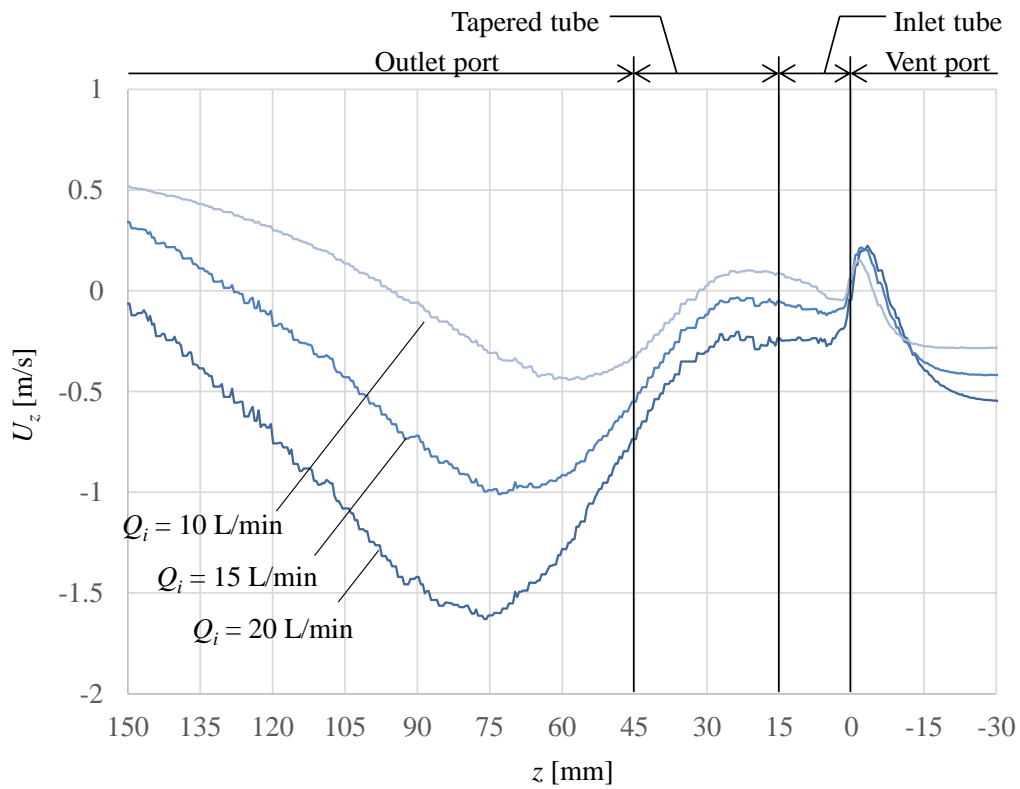
**Fig. 4-2 Volume fraction of air with changes in the inlet flow rate**



**Fig. 4-3 Pressure along  $x$  - axis of the bubble eliminator with changes in the inlet flow rate**



**Fig. 4-4 Pressure along  $z$  - axis of the bubble eliminator with changes in the inlet flow rate**



**Fig. 4-5 Velocity along  $z$  - axis of the bubble eliminator with changes in the inlet flow rate**

### 4.3 作動油の粘度の違いによる比較

本節では、レイノルズ数に関わるパラメータの1つである作動油の動粘度が装置の性能におよぼす影響を明らかにする。ここではパラメータを精確に設定して結果を比較するために、数値解析の結果から動粘度の違いによる比較を行う。流入流量  $Q_i$  を 20 L/min, 流入流量  $Q_i$  に対する放気口からの流出量  $Q_{vo}$  の比  $R_v$  を 2.5% に固定し、作動油の動粘度  $\nu$  を基準の  $32 \text{ mm}^2/\text{s}$  ( $40^\circ\text{C}$ ) から  $42 \text{ mm}^2/\text{s}$  ( $34^\circ\text{C}$ ),  $64 \text{ mm}^2/\text{s}$  ( $25^\circ\text{C}$ ) と変化させて数値解析を実施した。気泡除去装置の流出口径  $D_2$  を代表長さとし、装置に流入する流体の全流量が流出口に流れると仮定したときの流出口内の平均流速  $U_o$  と作動油の動粘度  $\nu$  を用いてレイノルズ数を算出すると、動粘度 32, 42,  $64 \text{ mm}^2/\text{s}$  のときのそれぞれのレイノルズ数は 667, 500, 334 となる。また、動粘度  $\nu$  を  $32 \text{ mm}^2/\text{s}$  に固定し、流入流量  $Q_i$  を 20, 15, 10 L/min と変更したときのレイノルズ数もそれぞれ 667, 500, 334 である。本節ではレイノルズ数と装置の性能の関係を明確にするために、前節の流入流量の違いによる比較結果と合わせて解析結果を比較する。

Fig. 4-6 に装置断面の気泡含有率分布と気泡除去率  $E_B$  を示す。動粘度が低いほどテーパ管路部付近に気泡が集合しやすく、レイノルズ数が同じ条件で比較すると気泡含有率分布は同様の傾向を示すことがわかる。したがって、流入流量と動粘度の2つのパラメータのみを変更する場合にはレイノルズ相似則は成り立つと言える。

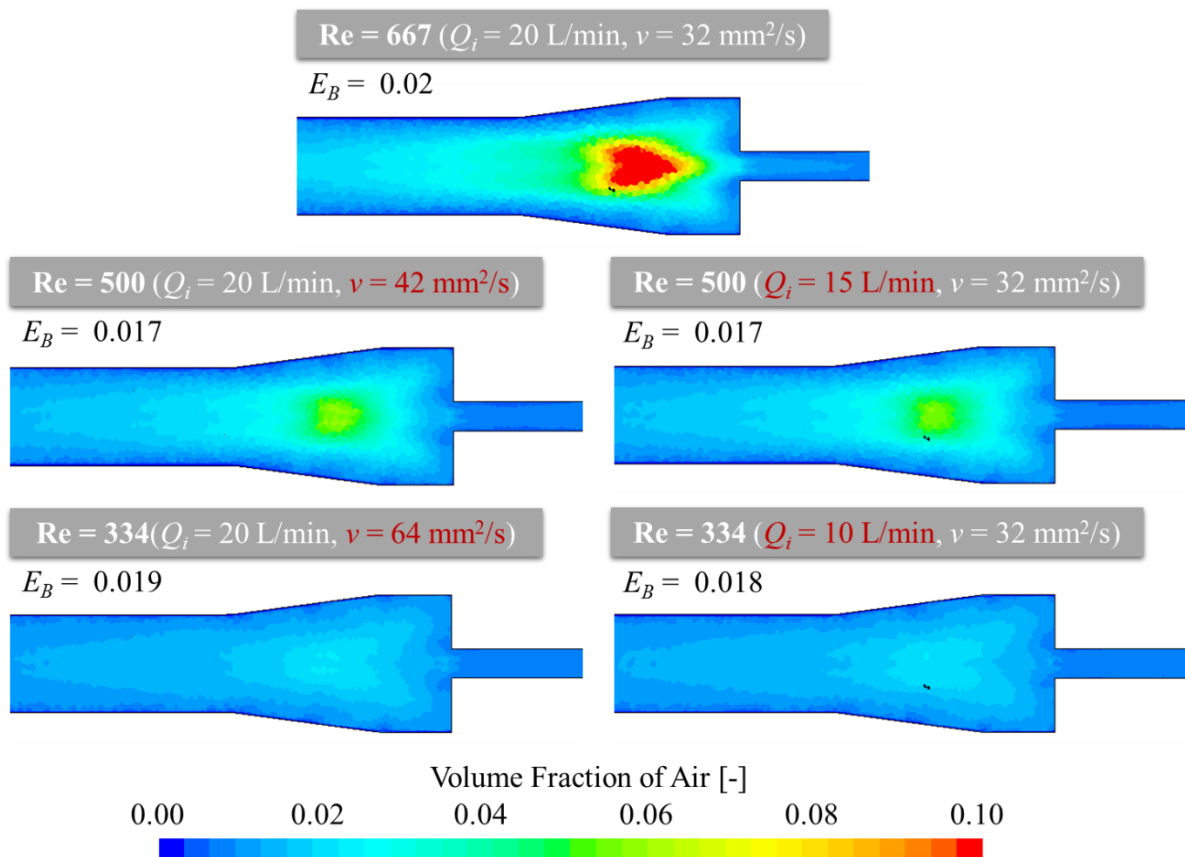


Fig. 4-6 Volume fraction of air with changes in the oil viscosity

## 4.4 気泡径の違いによる比較

### 4.4.1 気泡径の測定

前節では、レイノルズ数の違いが装置の性能に大きく影響をおよぼし、さらにレイノルズ数が同じ条件では装置は同様の性能を示すことを明らかにした。しかし、前節で比較した解析結果は、気泡に関わるパラメータを固定しており、気泡の条件の違いを考慮していない。レイノルズ数の算出には気泡の条件の違いは考慮していないが、4.2 節で述べたように装置に流入する気泡の径が装置の性能に影響をおよぼす可能性がある。本節では、可視化実験の結果から気泡除去装置に流入する気泡の径を確認し、数値解析を用いて装置に流入する気泡の径が装置の性能におよぼす影響を明らかにする。

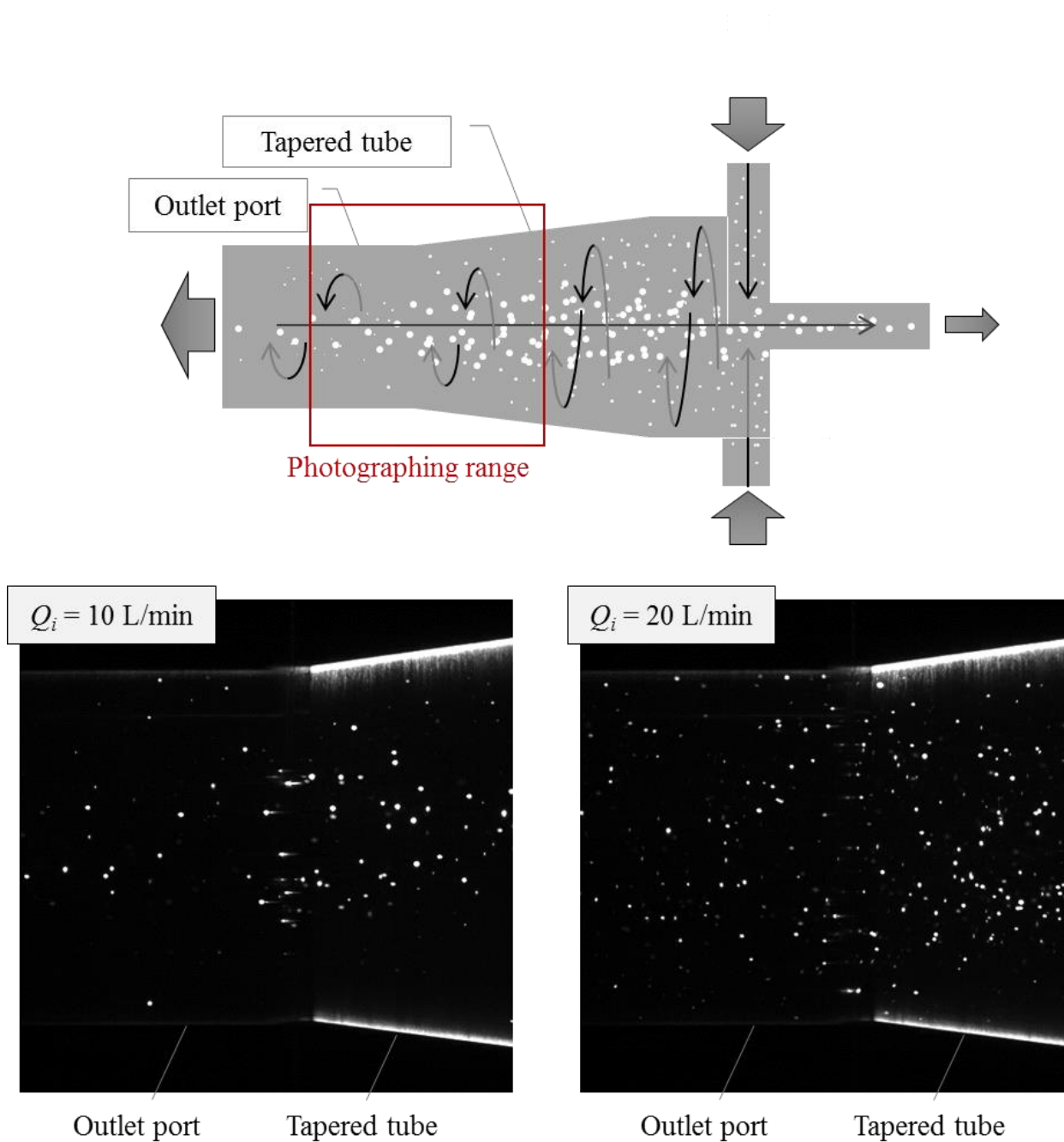
ここでは、基準の形状パラメータで可視化実験を行い、気泡除去装置内に流入する気泡の径と放気口から除去される気泡の径を測定した。ポンプの吐出流量  $Q_i$  は 10 L/min と 20 L/min の二通りの条件で実験を行い、コンプレッサにより混入させる気泡量  $Q_{Bi}$  はポンプの全吐出流量に対して 1%、油温は 40°C に設定した。このときの作動油の動粘度  $\nu$  は 32 mm<sup>2</sup>/s である。なお、装置内で気泡が合体しやすい条件では気泡径を把握することが困難になるため、ここでは気泡の径を測定しやすくするために放気口側の絞りを全開にしており、流入流量  $Q_i$  に対する放気口からの流出量  $Q_v$  の比  $R_v$  は約 23% である。

Fig. 4-7 は、気泡除去装置に流入する気泡と気泡除去装置で除去される気泡の径を測定するためにテーパ管路部から流出口付近を高速度カメラで撮影した動画中の 1 フレームである。 $Q_i$  が 10 L/min と 20 L/min のいずれの条件でも、気泡除去装置の壁面付近では流出口に向かう旋回流が確認され、装置の中心軸上では放気口方向に向かう流れが生じることが確認された。

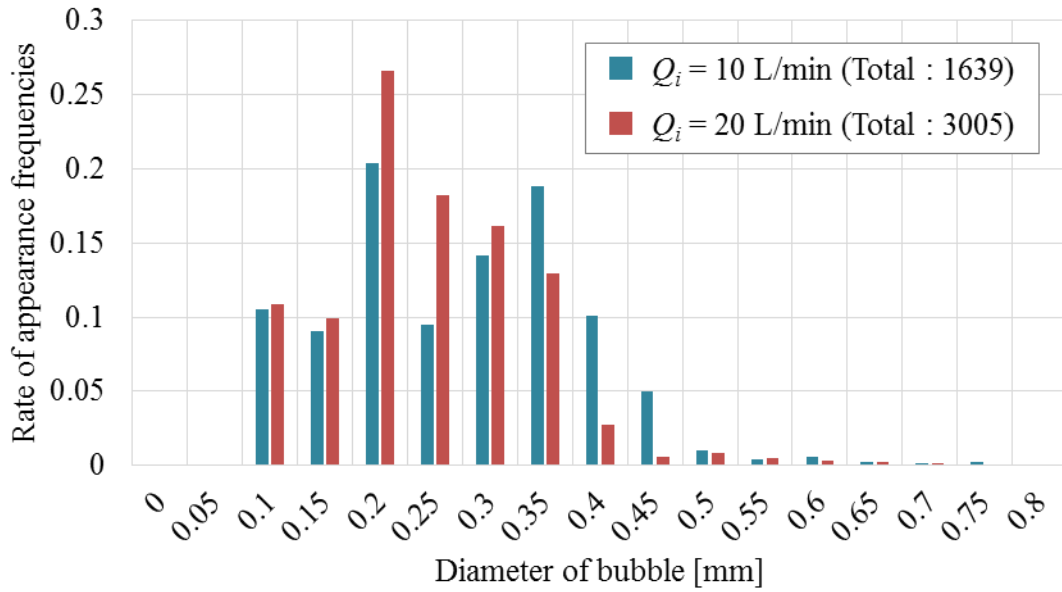
Fig. 4-8 に  $Q_i$  が 10 L/min と 20 L/min の各条件における気泡径のヒストグラムを示す。なお、ここでは測定した全ての気泡の径に対する割合でヒストグラムを示している。いずれの条件でも 0.2 mm 程度の径の気泡が多く混入していることが確認されたが、 $Q_i = 20$  L/min の条件に比べて  $Q_i = 10$  L/min の条件の方が径の大きな気泡の割合が高い。したがって、本研究で使用している実験装置では、流入流量が少ないほど径の大きな気泡が装置に流入することがわかる。4.2.1 の可視化実験の結果で流入流量の低下に伴って気泡が装置の中心軸上に集合する傾向を示したのは、気泡の径の違いが影響していると考えられる。

ここで、本装置で除去可能な気泡の径を確認するために、中心軸上の放気口に向かう気泡の径を測定した。Fig. 4-9 に各条件における装置中心軸上の放気口に向かう気泡の径のヒストグラムを示す。 $Q_i$  が 10 L/min の条件では、0.25 mm よりも大きい径の気泡が除去されやすく、20 L/min の条件では、0.2 mm 以上の径の気泡が除去されやすいことが確認できる。したがって、流入流量が低下することで、径の小さい気泡の

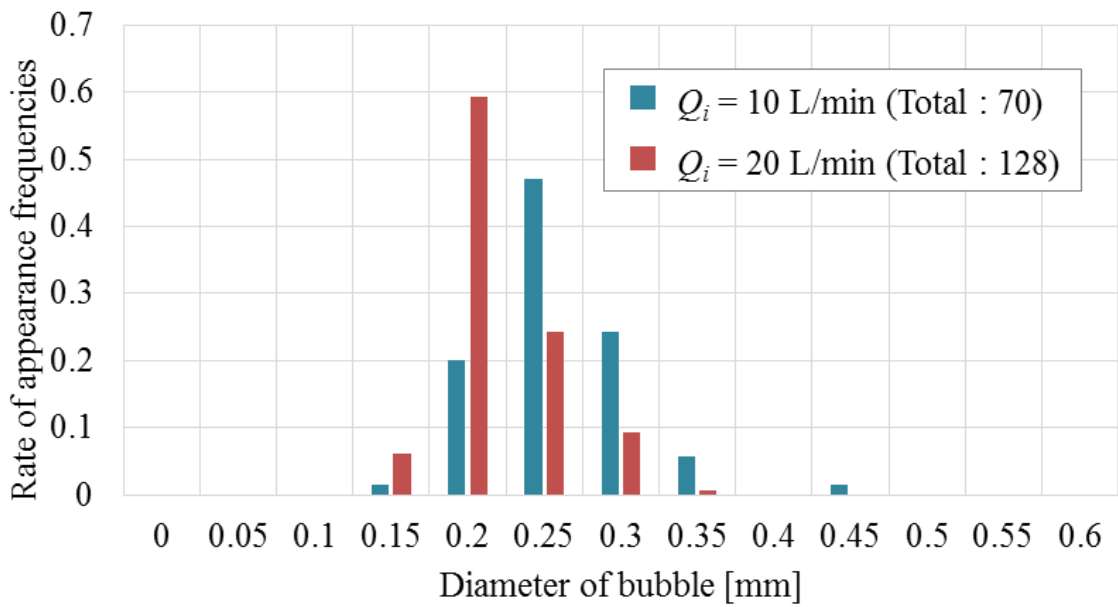
除去が困難になることがわかる。また、いずれの条件でも 0.1 mm 程度の小さな気泡を除去できていないことがわかる。しかし、装置には 0.1 mm 程度の径の気泡も多く混入しており、本実験装置で気泡除去率  $E_B$  を向上させるには、さらに小さい気泡を除去できるように装置の設計を行う必要がある。



**Fig. 4-7 Experimental results for measurement of diameters of the bubbles in the bubble eliminator**



**Fig. 4-8 Histogram of diameters of the bubbles in the bubble eliminator**



**Fig. 4-9 Histogram of diameters of the bubbles flowing to the vent port**

#### 4.4.2 気泡径の違いによる比較

装置に混入する気泡の径を考慮して気泡除去装置を設計するには装置に流入する気泡の径と装置の性能の関係を明確にする必要がある。実験では任意の径の気泡を装置に流入させることはできないため、本節では数値解析の結果を用いて気泡径の違いによる装置の性能の比較を行う。流入流量  $Q_i$  は 20 L/min と 10 L/min の二通り、全流入流量  $Q_i$  に対する気泡の流入流量  $Q_{Bi}$  の比は 1%、作動油の動粘度  $\nu$  は  $32 \text{ mm}^2/\text{s}$  とし、気泡径  $D_B$  は 0.1, 0.2, 0.3 mm と変更して解析を実施した。また、流入流量  $Q_i$  に対する放気口からの流出量  $Q_{v0}$  の比  $R_v$  は、4.2 節と同じ 2.5% とした。

Fig. 4-10 にそれぞれの条件で実施した解析の装置断面の気泡含有率分布と気泡除去率  $E_B$  の結果を示す。気泡径  $D_B$  の変化に伴い、気泡の挙動が大きく変化していることがわかる。特に  $Q_i = 20 \text{ L/min}$  のときに  $D_B$  の違いが気泡の挙動の変化に大きく影響をおよぼしており、 $Q_i$  が多く、 $D_B$  が大きいほど気泡は装置の中心軸上に集合する傾向にある。また、気泡除去率  $E_B$  は、 $D_B$  が大きいほど高い値を示すことがわかる。

以上のことから、気泡径の違いが装置の性能に大きく影響をおよぼすこと、また、気泡除去装置の性能を向上させるには、レイノルズ数だけではなく気泡の条件を考慮した設計が必要であることが明らかになった。

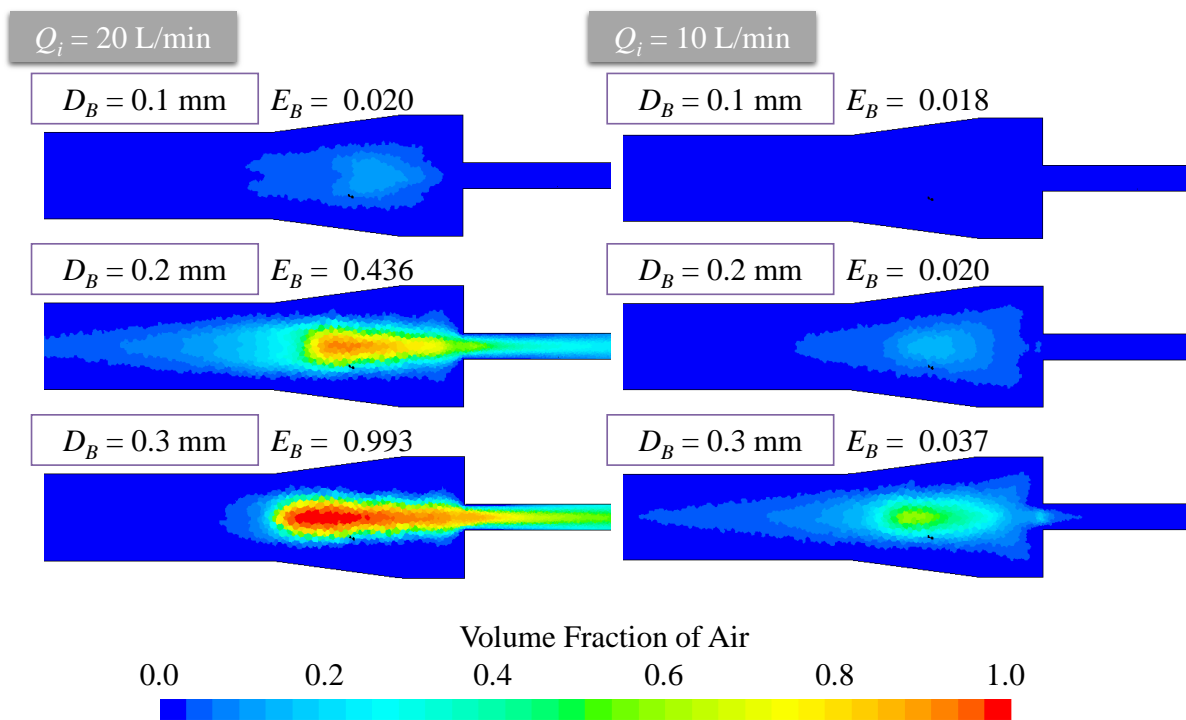


Fig. 4-10 Volume fraction of air with changes in bubble diameter



## 4.5 気泡混入量の違いによる比較

可視化実験では、ポンプの吸込み側に設置されたコンプレッサによって一定量の気泡を混入させているが、圧力によって気泡の体積は変化し、またコンプレッサ以外に絞り部でのキャビテーションの発生等により気泡は回路内に混入する。可視化実験では装置に流入する気泡の量を精確に把握することはできておらず、気泡の混入量は変化している可能性が高い。本節では数値解析の結果で気泡の混入量が装置の性能におよぼす影響を明らかにする。また、気泡径の影響も考慮して装置の性能を比較するために、気泡径  $D_B$  を 0.2 mm と 0.3 mm の 2 通りに設定して解析を実施し、それぞれの条件で流入流量 (20 L/min) に対する気泡の混入率を 0.1 %、1 %、2.5 %、5 % の 4 通りで数値解析を実施した。なお、放気口からの流出比  $R_v$  は 2.5 % としている。Fig. 4-11 に装置断面の気泡含有率分布と気泡除去率  $E_B$  を示す。 $D_B$  が 0.2 mm と 0.3 mm のどちらの条件でも、気泡混入量が増加することで流出口側に流出する気泡が増加することがわかる。しかし、 $D_B$  が 0.3 mm のとき、気泡混入率が 0.1 % と 1 % の条件のみに注目すると、気泡混入率が増加しても気泡除去率  $E_B$  はほぼ 100 % を維持することができている。放気口からの流出比が 2.5 % であるため、気泡混入率が 5 % では気泡を除去しきれず  $E_B$  が低下してしまいが、気泡を十分に集合させることができれば、気泡混入率が増加しても高い気泡除去率を示すことがわかる。

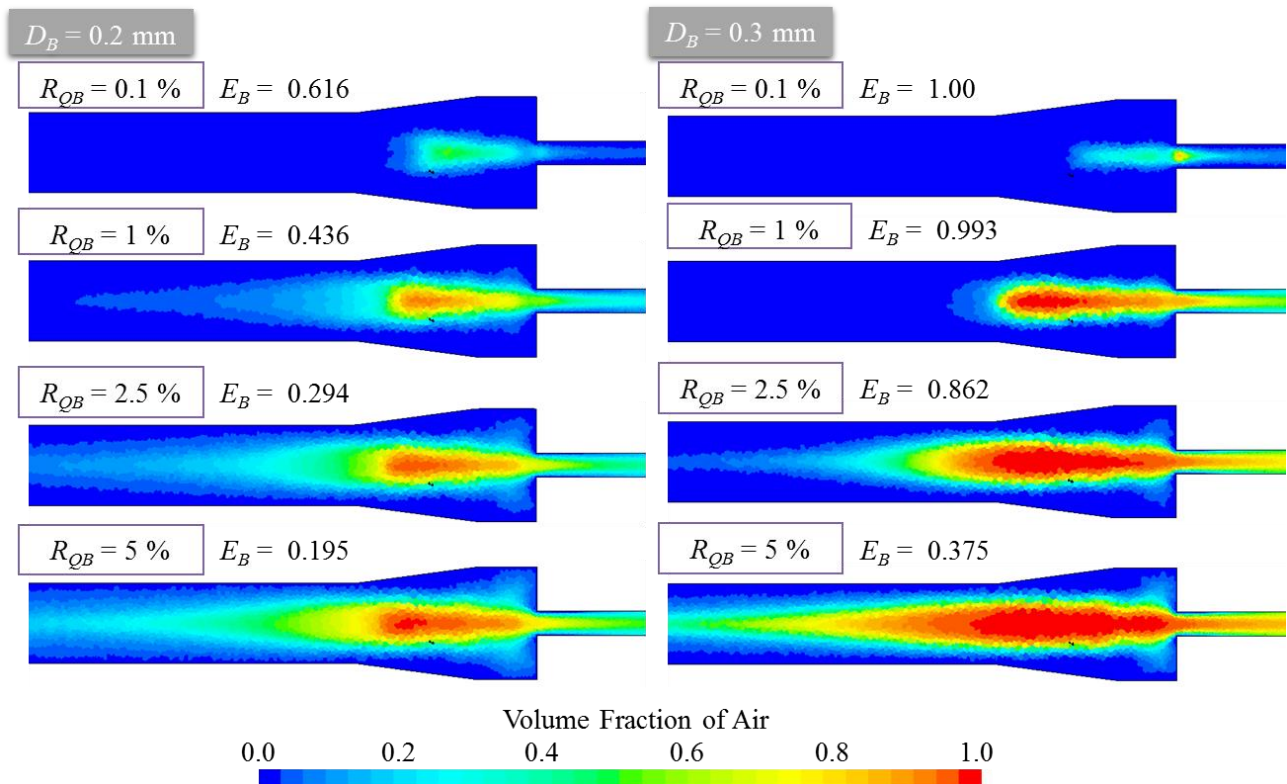


Fig. 4-11 Volume fraction of air with changes in the inlet flow rate of bubbles

## 4.6 第4章のまとめ

本章では、装置に流入する流体の流入流量と動粘度、さらに作動油と共に流入する気泡の径と気泡の量を様々な条件に変更して実施した可視化実験と数値解析の結果から、これらのパラメータが装置に性能に大きく影響をおよぼすことを明らかにした。また、流入流量と動粘度の違いによる比較結果から、気泡径や気泡量が変わらない条件では、レイノルズ相似則が成り立ち、レイノルズ数が一致していれば装置の性能も維持できることが確認できた。しかし、実際には気泡の条件は変化しやすく、さらに気泡径や気泡混入量は装置の性能に大きく影響をおよぼすため、作動油だけではなく気泡の条件を考慮して装置を設計する必要がある。

次章からは、装置の形状パラメータの違いにより装置の性能を比較する。なお、本章で確認した通り、装置に流入する気泡の条件は装置の性能に大きく影響をおよぼすため、気泡の条件を統一することのできない可視化実験の結果と、数値解析の結果を一致させることは困難である。また、本章の数値解析で使用したオイラー混相流の  $k-\epsilon$  乱流モデルは旋回流の予測に適していないため、次章では、乱流モデルにレイノルズ応力方程式モデルを使用した油のみの単相流解析を用いて、可視化実験の結果と数値解析の結果を比較しながら装置内部の流れの様子と気泡の挙動の関係を明らかにしていく。

## 5 形状パラメータと気泡除去装置の性能

### 5.1 形状パラメータが装置の性能におよぼす影響について

前章では、流体の条件の違いが気泡除去装置の性能に大きく影響をおよぼすこと、また、装置の設計には作動油の物性や気泡の条件等の流体の条件の違いを考慮する必要があることを明らかにした。装置の形状パラメータの選定法を検討する準備として、本章では装置各部の形状パラメータが装置に流入する気泡の挙動におよぼす影響を明らかにする。

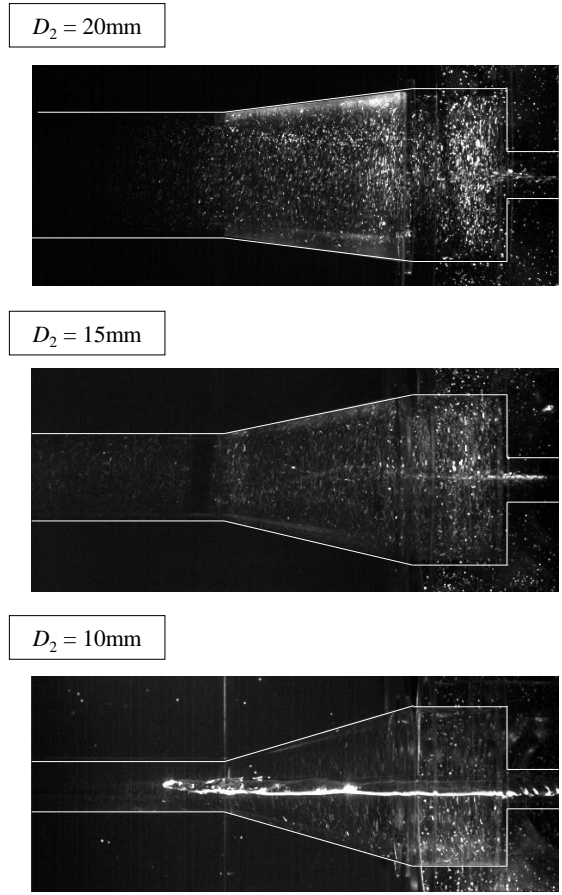
本章では、気泡除去装置の流出口径  $D_2$ 、放気口径  $D_3$ 、テーパ管路部長さ  $L_2$  の3つのパラメータに注目し、可視化実験と単相流モデルによる数値解析の結果から、各パラメータが装置内部の流れにおよぼす影響を明らかにしていく。数値解析の結果では、各形状パラメータが装置内部の旋回方向と軸方向のそれぞれの流れの変化におよぼす影響を明らかにするため、3.4.3 項で説明した装置断面のスパイラル係数の分布の結果も合わせてみていく。

## 5.2 流出口径の違いによる比較

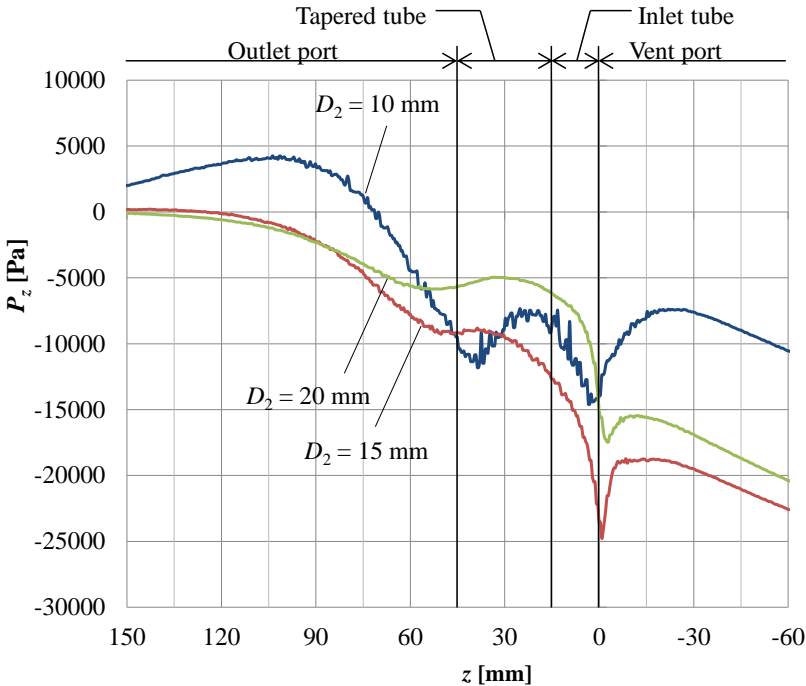
本節では、気泡除去装置の流出口径  $D_2$  の違いで気泡の挙動を比較する。Fig. 5-1 に流出口径  $D_2$  を基準の 20 mm から 15, 10 mm と変更したときの可視化実験の結果を示す。 $D_2$  が小さくなるほど気泡は集合しやすく、 $D_2$  が 10 mm の条件では長い気柱が形成されること、また  $D_2$  が小さくなると気泡の集合する位置が流出口方向に移動することがわかる。次に数値解析の結果で装置内部の流れの違いを比較する。本章では油のみの単相流流れで解析を実施しているため、装置内部の流速や圧力の変化を可視化実験の結果と比較することで  $D_2$  の違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにする。

Fig. 5-2 に装置の中心軸上の圧力の変化を示す。なお、ここでは装置下流の  $z = 180$  mm での圧力を基準としている。 $D_2$  が小さいほど、装置の中心軸上の圧力は全体的に低下しやすいことがわかる。Fig. 5-3 に装置の中心軸上の  $z$  軸方向の流速  $U_z$  の変化を示す。 $D_2$  が 15, 20 mm の条件では類似した流速変化を示しており、 $z = 100$  mm 付近で  $U_z = 0$  m/s を示すことから  $z$  成分の流れの方向は流出口内で切り替わることがわかる。 $D_2 = 10$  mm の条件では、他の 2 つの条件と異なり、 $z = 20$  mm 付近で  $U_z = 0$  m/s を示しており、テーパ管路部内のこの点を境に中心軸方向の流れの方向が切り替わる。また、この点の前後  $z = 0, 50$  mm 付近で  $U_z$  は再度 0 に近づき、流速が低下することがわかる。この条件は、可視化実験においてテーパ管路部付近で気柱の生成が確認された条件であり、中心軸上の流速の変化は気柱の生成に影響をおよぼすと考えられる。しかし、中心軸上の流れは装置内で発生する旋回流の影響をうけているため、旋回流の流れを合わせて比較する必要がある。ここで装置断面のスパイラル係数の分布を比較する。Fig. 5-4 に装置断面のスパイラル係数の分布を示す。薄い赤色で塗りつぶされた  $S \geq 1$  の範囲は、旋回流速に比べて流出口に向かう軸方向の流速が大きく、白く塗りつぶされた  $S \leq -1$  の範囲は、旋回流速に比べて放気口に向かう軸方向の流速が大きいことを表している。それ以外の  $-1 < S < 1$  の範囲では、軸方向の流速に対して旋回流速が大きいことを表しており、白色から青色の濃淡で示される範囲は流出口に向かう旋回流速が大きく、黒色から薄い赤色で示される範囲は流出口に向かう旋回流速が大きいことを表している。したがって、 $D_2$  が大きい条件では流出口内では旋回流が持続し、中心軸上では放気口に向かう流れが長く続くこと、そして  $D_2$  が小さい条件では、流出口内で軸方向の流出口に向かう流れに遷移しやすく、テーパ管路部内の中心軸上でも流出口に向かう流れが確認できる。また、 $D_2$  が小さくなると放気口内で旋回流でも旋回流が持続することが確認できる。

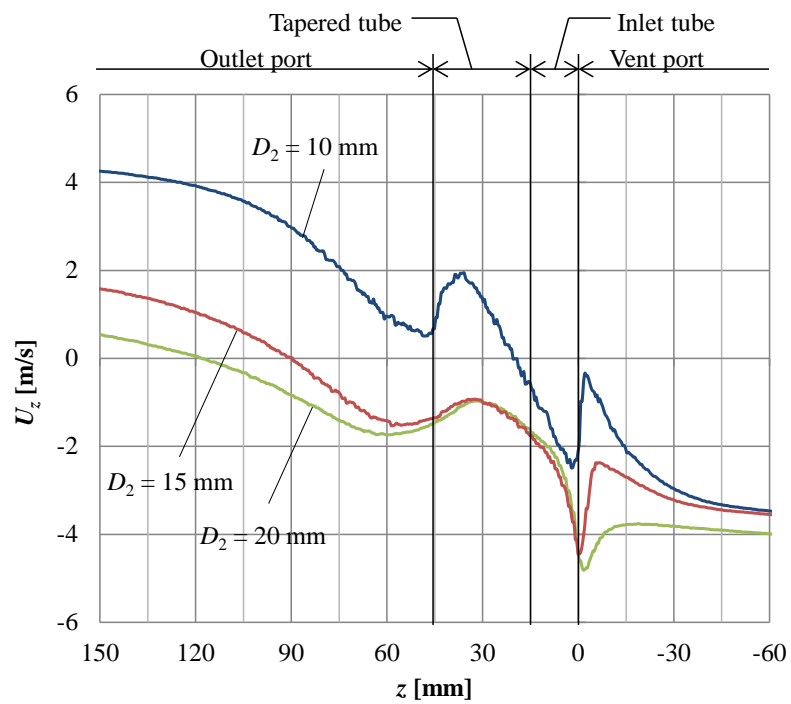
以上のことから、 $D_2$  が小さいほど、流出口内の旋回流は軸方向の流れに遷移する傾向にあるが、放気口内では旋回流が持続する傾向にあり、中心軸上では放気口方向の流れが生じづらくなること、そしてこのような条件では気柱が生成されやすいことがわかる。したがって  $D_2$  が小さいほど、気泡の分離性能が高いと評価できる。しかし、この条件では流出口に向かう流れが生じやすく、気泡除去率は低下する可能性が高い。



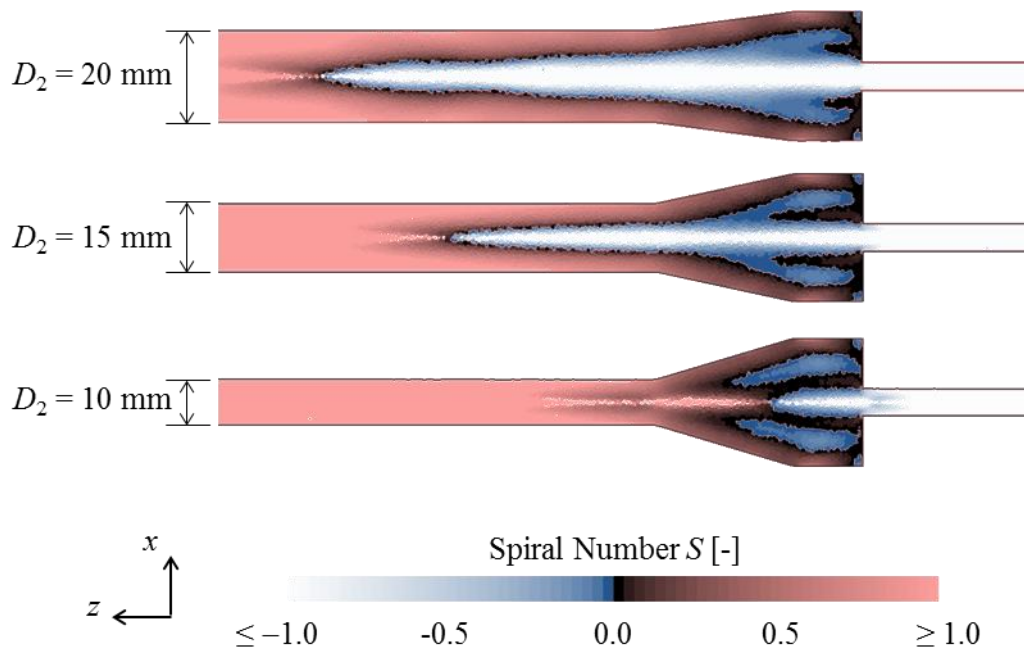
**Fig. 5-1 Experimental results with changes in in the diameter of the outlet port**



**Fig. 5-2 Pressure along z - axis of the bubble eliminator with changes in the diameter of the outlet port**



**Fig. 5-3 Velocity along  $z$  - axis of the bubble eliminator with changes in the diameter of the outlet port**



**Fig. 5-4 Spiral number with changes in the diameter of the outlet port**

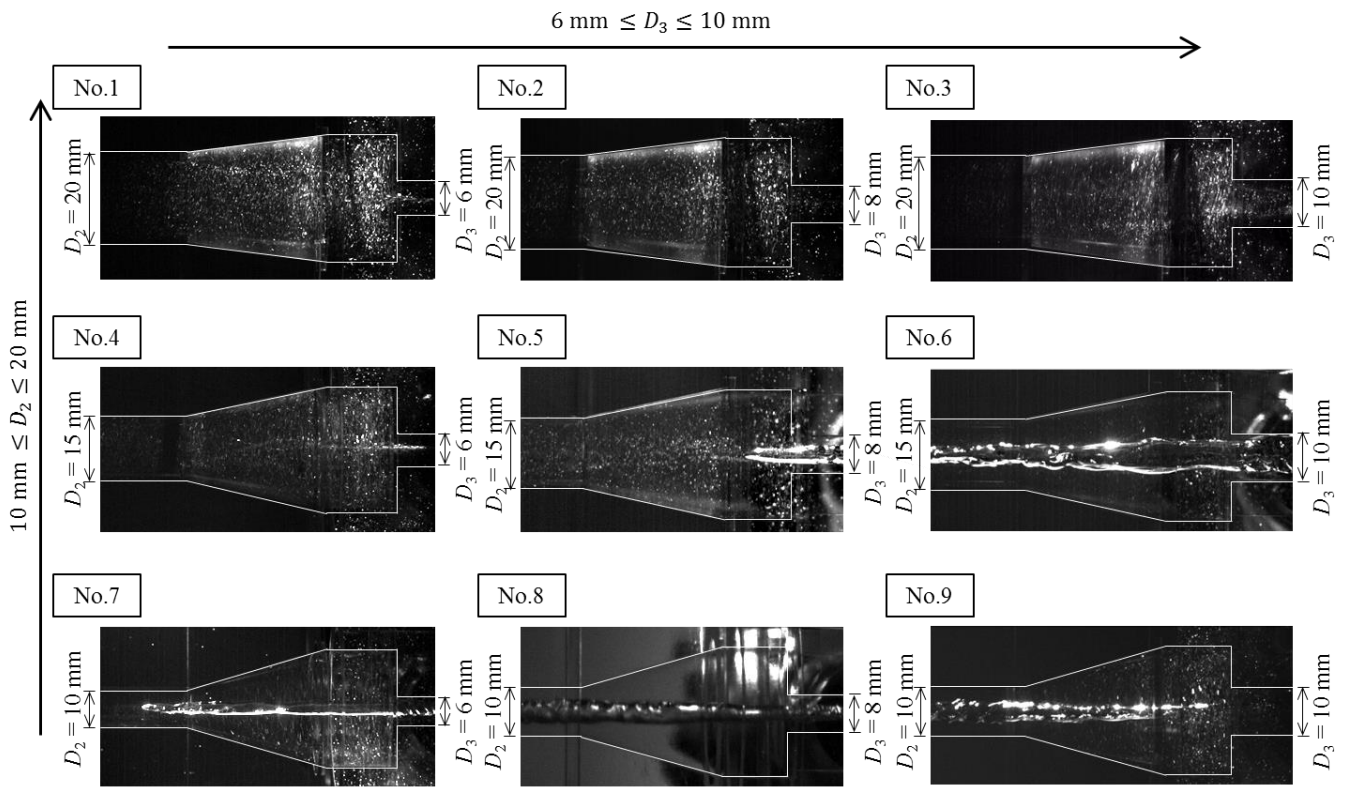
### 5.3 放気口径の違いによる比較

前節では流出口径  $D_2$  を変更して流れ解析を実施し、 $D_2$  の変化が旋回方向と軸方向の流れに大きく影響をおよぼし、気泡の分離除去性能に大きく影響をおよぼすことを明らかにした。また、前節の結果から  $D_2$  の変化は放気口内の流れにも影響をおよぼしていることがわかる。本節では、放気口径  $D_3$  を変更して流れ解析を実施し、放気口径が装置内の気泡の挙動におよぼす影響を明らかにする。なお、流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  はどちらも管路内の流速に直接関わるパラメータであり、相互に影響をおよぼしあう可能性が高い。したがって、本節では、 $D_2$  と  $D_3$  の両方のパラメータを変更して実施した可視化実験と数値解析の結果を比較する。

Fig. 5-5 に可視化実験の結果を示す。 $D_3$  が同じ各条件で比較すると、いずれの条件でも  $D_2$  が小さいほど気柱が生成される傾向にあるが、集合した気泡が流出口方向に移動する。一方、 $D_2$  が同じ条件で比較すると、 $D_3$  が大きいほど気柱が生成されやすく、集合した気泡は流出口方向に移動する。特に  $D_2 = 10 \text{ mm}$  で  $D_3 = 8, 10 \text{ mm}$  の条件では、集合した気泡は全て流出口方向に流出することがわかる。

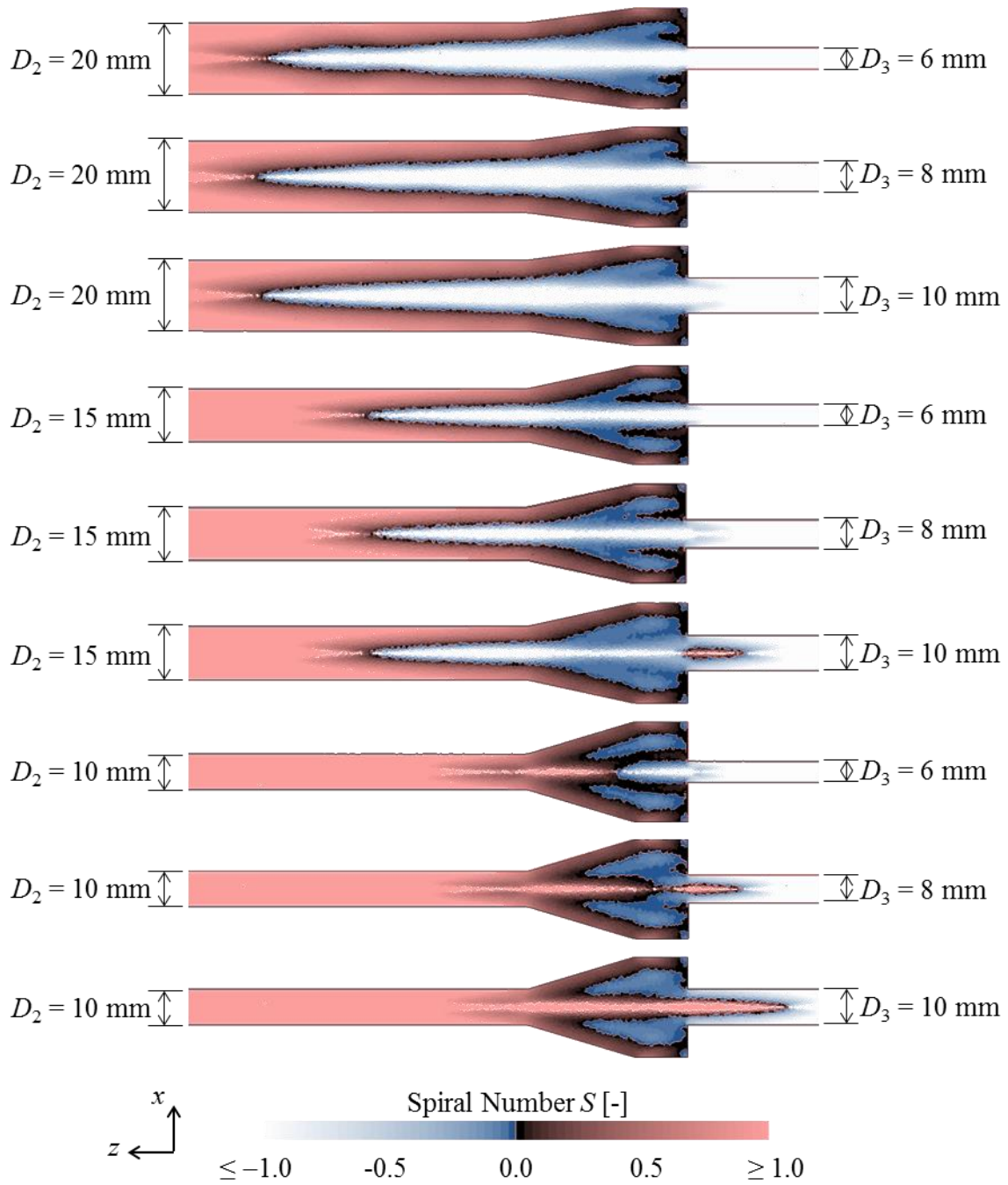
Fig. 5-6 は、各条件におけるスパイラル係数の分布である。 $D_2$  が小さく、 $D_3$  が大きいほど流出口内では軸方向の流れに遷移しやすいのに対し、放気口内では旋回流れが持続する。さらに、この条件の中心軸上では、流出口に向かう流れが生じやすいことがわかる。可視化実験で  $D_2 = 10 \text{ mm}$  で  $D_3 = 8, 10 \text{ mm}$  の条件では、集合した気泡が全て流出口方向に流出することが確認されたが、これらの条件では、気柱が生成される範囲で流出口方向に向かう流れが生じており、気泡を放気口側に押し出すことが困難であることがわかる。

以上のことから、流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  は相互に影響をおよぼしあい、いずれか一方だけに注目してパラメータを最適化することは困難であることがわかる。また、気泡の分離性能を向上させるには  $D_2$  を小さく、あるいは  $D_3$  を大きく設計して中心軸上の放気口に向かう流速を低下させる必要があるが、 $D_2$  が小さく、 $D_3$  が大きい条件では気泡が流出口方向に流出しやすく、気泡除去率  $E_B$  が低下する可能性が高いことがわかる。



**Fig. 5-5 Experimental results with changes in the diameter of the outlet port and the vent port**





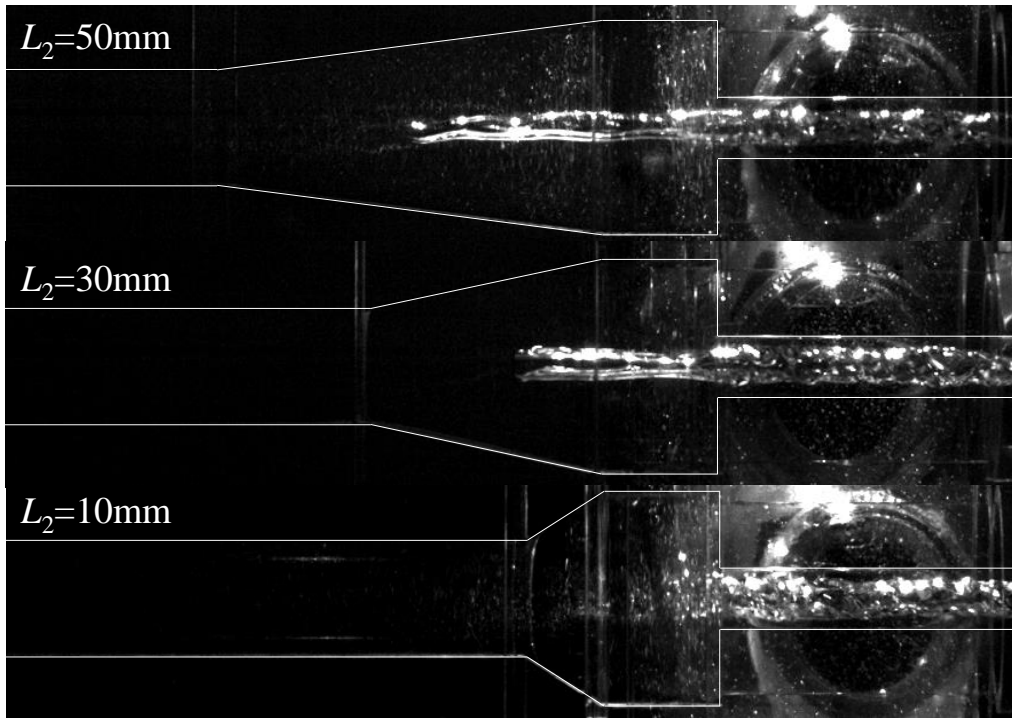
**Fig. 5-6** Spiral number with changes in the diameter of the outlet port and the vent port

## 5.4 テーパ管路部長さの違いによる比較

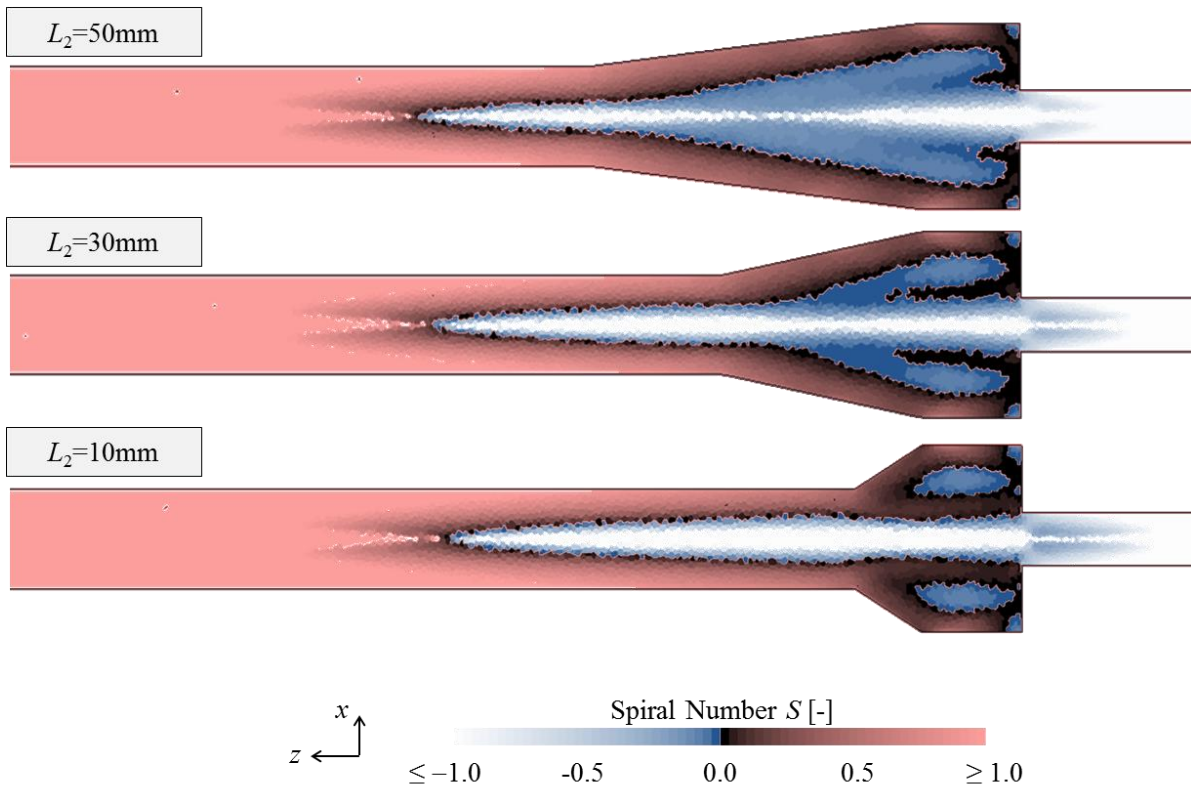
本節では、テーパ管路部長さ  $L_2$  の違いで装置内の気泡の挙動を比較する。なお、装置の性能の比較を容易にするために、気泡の挙動の変化が現れやすい流出口径  $D_2 = 15$  mm、放気口径  $D_3 = 8$  mm の条件でテーパ管路部長さ  $L_2$  を 10, 30, 50 mm と変更して流れ解析を実施した。

Fig. 5-7 に可視化実験の結果を示す。 $L_2$  が短くなると、装置内で生成される気柱が短くなることを確認できる。Fig. 5-8 にスパイラル係数の分布を示す。流出口内の旋回流れは  $L_2$  が長くなることで持続する傾向にあり、放気口内の旋回流れは  $L_2$  が短くなることで持続する傾向にあるが、その違いはわずかである。また、前節では流出口内で旋回流が持続する範囲が小さく、放気口内で旋回流が持続する範囲が広いほど、気泡は流出口方向に流出する傾向が確認されたが、本節の結果では逆の傾向を示している。ここで、装置の  $z$  軸上の  $z$  成分の流速  $U_z$  の変化を比較する。Fig. 5-9 に  $z$  軸上の  $U_z$  の変化を示す。装置の中心軸上では、 $L_2$  が短いほど放気口に向かう流速が速いことが確認でき、気柱が短く形成されるのは、中心軸上の流速の変化が影響していると考えられる。この中心軸上の流れの変化の原因を明らかにするために、流入管路部内の旋回流速の変化を比較する。Fig. 5-10 に  $z = 7.5$  mm を通る  $x$  軸に平行な直線上の  $y$  成分の流速  $U_y$  を示す。 $z = 7.5$  mm は流入管路部の中間点であるため、この点を通る  $x$  軸上の  $U_y$  が大きい  $L_2 = 10$  mm の条件は、流入管路部内の旋回流速が速いと言える。Fig. 5-11 は装置中心軸上の圧力の変化である。ここでは、流出口内の  $z = 150$  mm の圧力を基準とし、その圧力値からの差圧で示している。 $L_2$  が長い条件に比べて  $L_2$  が短い条件では、テーパ管路部から放気口にかけて圧力が低下しやすいことがわかる。この中心軸上の圧力の低下は、流入管路部内の旋回流速の向上が影響していると考えられる。

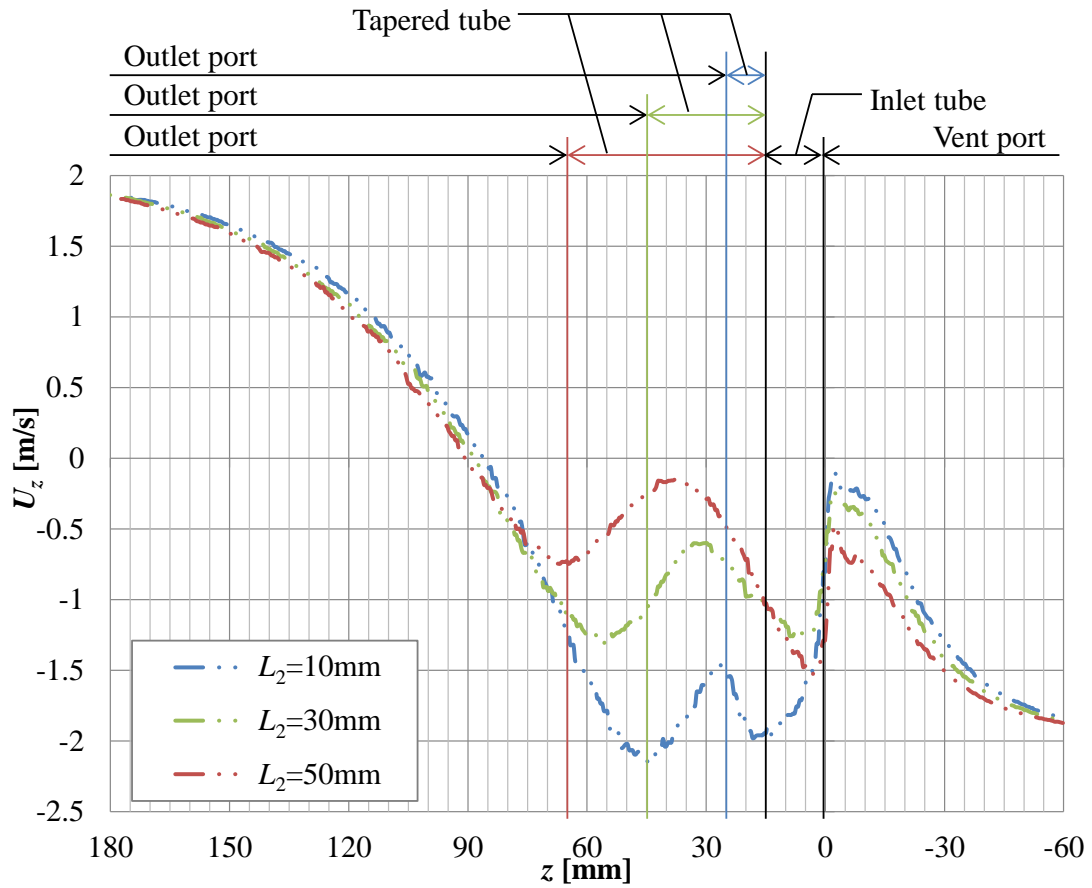
以上のことから、テーパ管路部長さ  $L_2$  は装置の中心軸上の集合気泡の挙動に影響をおよぼすことがわかり、 $L_2$  を短くすることは、流入管路部内の旋回流速を向上させてテーパ管路部から放気口にかけての圧力を低下させること、そして気泡を放気口方向に押し出す流れを強くすることが明らかになった。



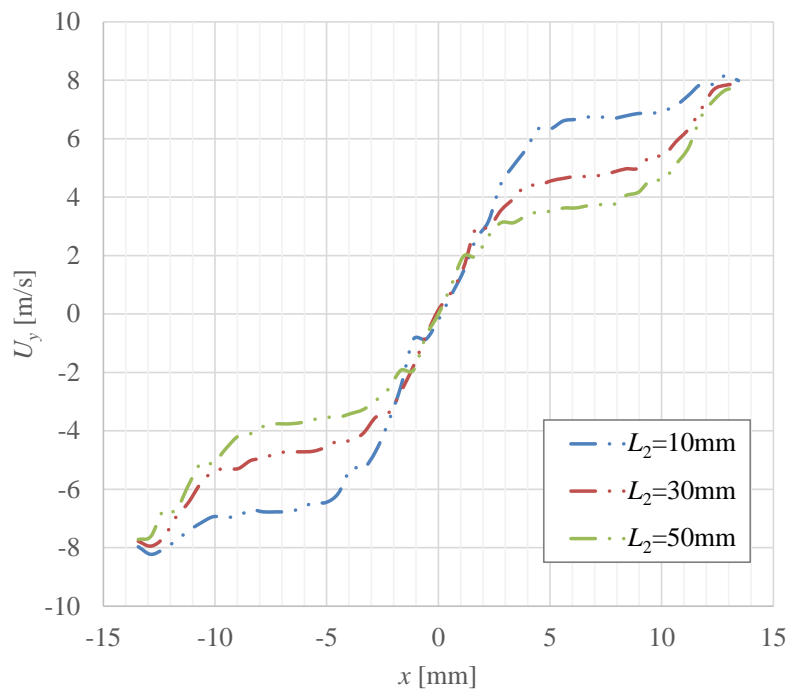
**Fig. 5-7** Experimental results with changes in the length of the tapered tube



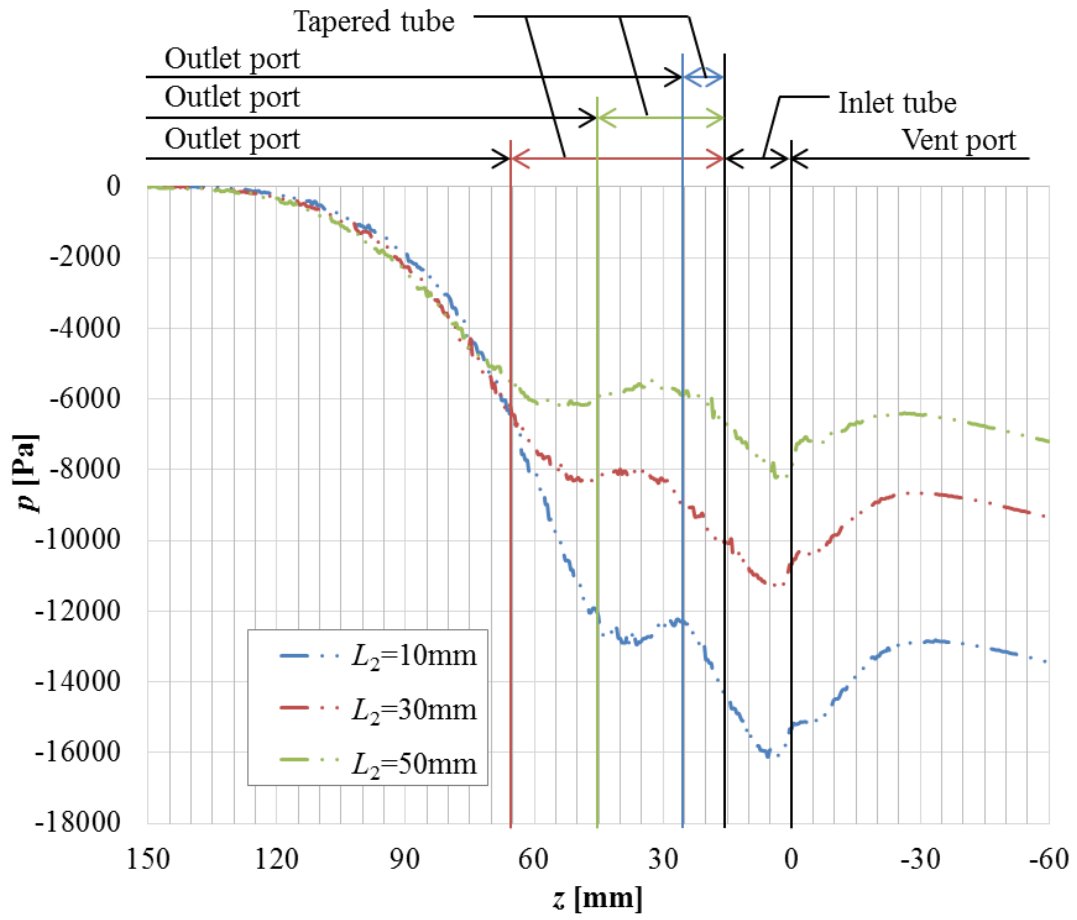
**Fig. 5-8** Spiral number with changes in the length of the tapered tube



**Fig. 5-9 Velocity along the  $z$  - axis with changes in the length of the tapered tube**



**Fig. 5-10 Swirl velocity with changes in the length of the tapered tube**



**Fig. 5-11 Pressure along the  $z$  - axis with changes in the length of the tapered tube**

## 5.5 第5章のまとめ

気泡除去装置の形状パラメータの違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにするために、流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$ 、またテーパ管路部長さ  $L_2$  をを種々変更して可視化実験と数値解析実施し、これらのパラメータが装置内部の気泡の挙動に影響をおよぼすことを明らかにした。数値解析では、スパイラル係数を用いて装置断面の流れの変化を比較し、形状パラメータの違いが装置内部の旋回方向の流れと軸方向の流れの変化に大きく影響をおよぼすことを明らかにした。

また、流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  は、わずかに変化するだけで気泡の集合のしやすさや気泡の流出する方向が大きく変化し、気泡の分離除去性能に大きく影響をおよぼすパラメータであることが明らかになった。さらに、流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  は、相互に影響をおよぼし合うことが明らかになり、装置の個々の形状パラメータを単独で最適化することは困難であること、そして装置の形状パラメータを最適化するには複数のパラメータの関係を考慮する必要があることを示した。

油中の気泡を効率よく除去するには、流体条件の違いを考慮し、さらに装置の各部の形状パラメータの相互の関係を考慮して装置の形状パラメータを最適化する必要がある。次章では、前章「流体条件と気泡除去装置の性能」と本章「流体条件と気泡除去装置の性能」で示した可視化実験と数値解析の結果を考慮し、さらに詳細に条件を変更して実施した数値解析の結果から装置の設計法を検討していく。

## 6 気泡除去装置の設計法

### 6.1 気泡除去装置の設計法について

第4章、第5章で、流体のパラメータと装置の形状パラメータの違いが気泡除去装置の性能におよぼす影響を明らかにしてきた。本章では、それらの結果と、別途実施した解析の結果から各パラメータが装置の性能におよぼす影響を詳細に比較し、その中で特定の条件における気泡除去装置の最適形状を示す。また、各解析の比較結果から、装置の使用環境に合わせた気泡除去装置の設計法を提案する。

本章では、流入流量  $Q_i = 20 \text{ L/min}$ 、流体の動粘度  $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、気泡径  $D_B = 0.1 \text{ mm}$ 、混入気泡量が流入流量  $Q_i$  に対して1%の条件を基準の流体条件とし、基準の流体条件における気泡除去装置の最適な形状パラメータを検討する。

6.2 節では、装置の最適形状を検討する前に、第4章の流体パラメータの違いによる比較結果を踏まえ、基準の流体条件と異なる環境で装置を使用する場合の装置の設計法を検討する。そして、装置の形状パラメータを最適化するために、装置に流入する気泡径  $D_B (= 0.1 \text{ mm})$  を基準に気泡除去装置の流出口径  $D_2$  を決定する。なお、本節で実施した数値解析では気泡径と装置のサイズの関係性を明確にするために、テーパ管路部のないストレートタイプ (流出口径  $D_2 =$  流入管路部径  $D_1$ ) の気泡除去装置を使用している。

6.3 節では、テーパ管路部形状を最適化する。6.2 節で流出口径  $D_2$  を決定しているため、ここでは  $D_2$  を固定し、流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を種々変更することでテーパ管路部形状の最適化を図った。装置内部の旋回流の挙動と気泡の挙動の関係性に注目して数値解析の結果を比較し、流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  の選定法を検討した。

6.4 節では、放気口径  $D_3$  を決定する。第5章で、放気口径  $D_3$  は流出口径  $D_2$  と相互に関係があることが明らかになっているため、本節ではこれらのパラメータの関係性を考慮して放気口径  $D_3$  を決定していく。

6.5 節では、6.2 節と 6.4 節の結果を踏まえ、流体条件の違いを考慮した気泡除去装置の設計法を示す。

なお、本論文では、流入口の寸法を基準のパラメータから変更せずに装置の形状パラメータを最適化する。流入口形状は、気泡の分離除去性能に大きく影響をおよぼすパラメータであるが、同時に、装置の圧力損失にも大きく影響をおよぼす。本論文では圧力損失を最小限に抑えるために、流入口形状は基準の条件から変更せずにその他のパラメータを最適化することで装置の性能向上を図った。したがって流入部のレイノルズ数は常に一定であり、流入口高さ  $h$  を代表長さ、流入流速を代表速度とするときのレイノルズ数は 1736 である。流入口の寸法が圧力損失と気泡除去性能におよぼす影響については、付録 C で述べる。

## 6.2 流出口径の最適化

### 6.2.1 レイノルズ数と無次元気泡径の影響

4.3, 4.4 節において, 作動油の動粘度と流入流量の条件が変化する場合, レイノルズ数が等しければ装置の性能は等しくなるが, 気泡径  $D_B$  が変化するとレイノルズ相似則が成り立たなくなることが確認されている. したがって, 特定の条件下で気泡除去装置の形状パラメータを最適化しても, 使用環境が変わったときに装置の性能を維持することは困難になる. 本節では, 気泡径  $D_B$  を含む流体のパラメータの違いを考慮した装置の設計法を検討する. なお, 本節では複数のパラメータが相互におよぼし合う影響を小さくし, 気泡と装置の大きさの関係を明確にするためにテーパ管路部のないストレート形状の気泡除去装置を用いて数値解析を実施した. また, ここでは装置の性能を相対的に比較することを目的として数値解析を実施しているため, 混相流モデルにはオイラー混相流モデルを使用している.

Table 6-1 に解析で使用した装置の形状パラメータと気泡径  $D_B$ , 流入流量  $Q_i$  を示す. ここでは装置の形状パラメータは相似形状で拡大, 縮小している. 流体の動粘度  $\nu$  は  $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ , 気泡混入率  $R_{QB}$  は 1% で一定としている. No.1 と No.2 は気泡径のみ異なる条件であり, 流出口内の平均流速と流出口径  $D_2$  をそれぞれ代表速度と代表長さとして算出されるレイノルズ数はどちらも 667 である.

Fig. 6-1 に装置断面の気泡含有率分布と装置の中心軸上の気泡含有率分布を示す. No. 1 と No. 2 で比較すると, 気泡径が小さくなることで気泡が装置の中心軸上に集合し難くなることがわかり, 4.4 節で確認したように気泡径の違いが気泡の挙動に大きく影響していることがわかる. ここで, 気泡と装置の大きさの関係を明確にするために, 装置の流出口径に対する気泡の径の比 ( $= D_B / D_2$ ) を無次元気泡径と定義し, No.3 の条件で数値解析を実施した. No.3 では, 気泡径  $D_B$  を No.2 と同じ  $0.15 \text{ mm}$  に設定し, 装置の形状パラメータを無次元気泡径が No.1 と同じになるように相似形で縮小している. また, 流入流量  $Q_i$  を No.1, 2 と同じレイノルズ数 ( $Re = 667$ ) になるように変更している. すなわち, No.1~3 の条件は全てレイノルズ数は等しいが, 無次元気泡径は No.1 と No.3 だけ等しく, No.2 のみ小さい. レイノルズ数と無次元気泡径が等しい No.1 と No.3 の条件では, 気泡の集合の様子がよく一致していることがわかる. 以上のことから, 無次元気泡径が大きいほど, 装置に流入した気泡は装置の中心軸上に集合すること, また, 装置に流入する流体の条件が異なる複数の条件を比較する場合, レイノルズ数と無次元気泡径のそれぞれの値が一致していれば装置の性能は維持されることがわかる.

次項からは, 基準の流体条件である流入流量  $Q_i = 20 \text{ L/min}$ , 流体の動粘度  $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ , 気泡径  $D_B = 0.1 \text{ mm}$  の条件における装置の最適形状を検討する. さらに, この結果から気泡の分離除去が効率よく行われるレイノルズ数と無次元気泡径のそれぞれの最小値を明らかにする. 次項では特定の流体条件に対する装置の最適形状を検

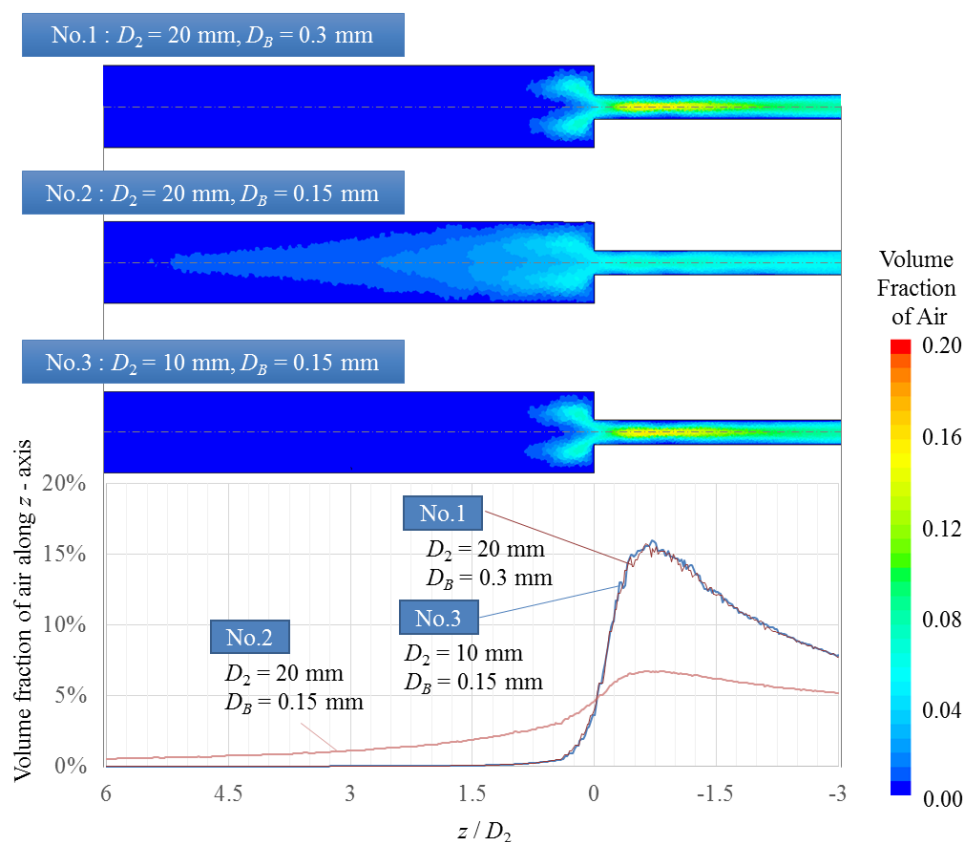


討するが、本項の結果からレイノルズ数と無次元気泡径のそれぞれの値を考慮することで装置の性能維持が可能であること、またレイノルズ数と無次元気泡径は値が大きいほど気泡の分離除去性能は向上することが明らかになっており、流体条件が異なる環境で気泡除去装置を使用する場合でも無次元気泡径とレイノルズ数のそれぞれの値が最小値を超えるように装置のサイズを決定することで、高い気泡分離除去性能が得られる。

なお、本項で示した装置の設計法では、無次元気泡径とレイノルズ数を別々のパラメータとして扱わなくてはならないが、これらのパラメータは相互に影響をおよぼしあうことが予想される。これらのパラメータの関係については、付録 D で詳細に述べる。

**Table 6-1 Analysis conditions for comparison with Reynolds number and non-dimensional bubble diameter**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]	$D_B$ [mm]	$Q_i$ [L/min]	$Re$ [-]	$D_B / D_2$ [-]
1	20	20	6	3	6	0.3	20	667	0.015
2	20	20	6	3	6	0.15	20	667	0.008
3	10	10	3	1.5	3	0.15	10	667	0.015



**Fig. 6-1 Volume fraction with changes in Reynolds number and non-dimensional bubble diameter**

## 6.2.2 レイノルズ数と無次元気泡径を考慮した流出口径の最適化

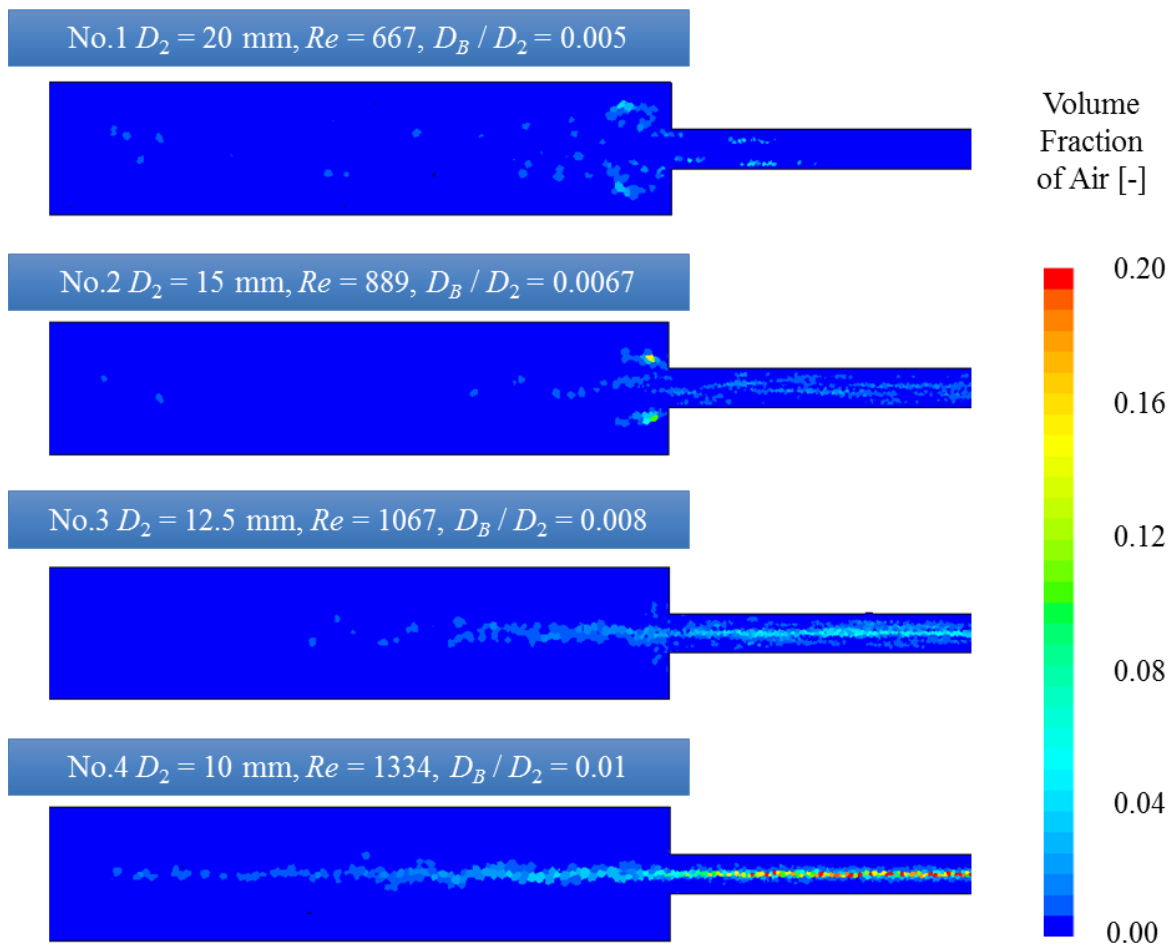
6.2.1 で確認した通り、気泡径  $D_B$  と流出口径  $D_2$  は気泡の集合に大きく影響をおよぼし、無次元気泡径  $D_B / D_2$  が大きいほど気泡は装置の中心軸上に集合する傾向にある。無次元気泡径  $D_B / D_2$  が大きいほど気泡の分離性能は高いと評価することができ、気泡径  $D_B$  が小さい場合には流出口径  $D_2$  を小さくして無次元気泡径  $D_B / D_2$  を大きくする必要がある。また、流出口径  $D_2$  が小さくなることで平均流速が速くなり、レイノルズ数も上昇する。レイノルズ数が大きいほど気泡の分離除去性能が向上することは第4章で示されており、流出口径の縮小は装置の性能向上に大きく寄与することがわかる。しかし、流出口径が小さくなれば、圧力損失が増大する。したがって、無次元気泡径とレイノルズ数は、装置の中心軸上に気泡を十分に集合させるために大きく設定する必要があるが、圧力損失の増大を防ぐために、それぞれの最小値を把握する必要がある。本項では、気泡径  $D_B = 0.1 \text{ mm}$  の気泡を装置の中心軸上に集合させる最小無次元気泡径と最小レイノルズ数を見つけるために、流出口径  $D_2$  を種々変更して数値解析を実施した。

Table 6-2 に解析の条件を示す。なお、本項では、装置に流入した気泡の挙動を詳細に評価するために、ラグランジェ混相流モデルを使用している。ラグランジェ混相流モデルは局所的に分散相の体積占有率が高くなる条件に対応しておらず、また、ここでは集合する気泡の量ではなく、装置の中心軸上に向かう気泡の挙動のみに注目するため、気泡混入率  $R_{QB}$  を 0.1% とし、基準の条件 ( $R_{QB} = 1 \%$ ) よりも少ない条件で解析を実施している。

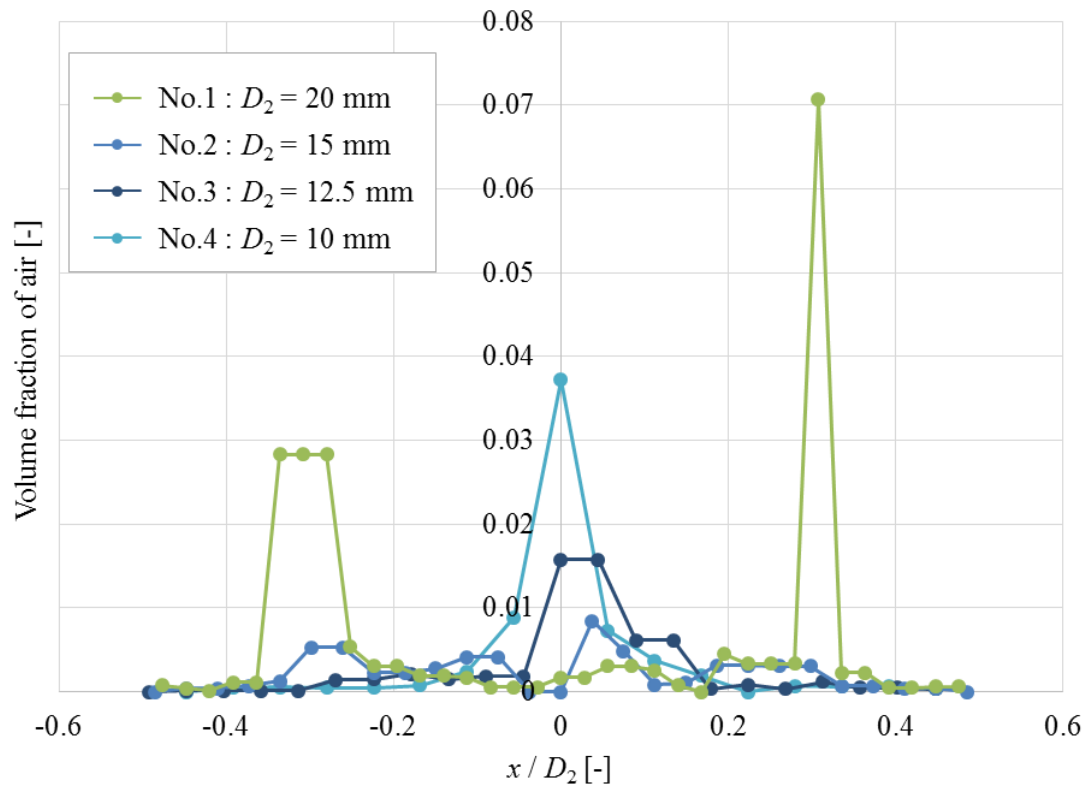
Fig. 6-2 に装置の  $x-z$  断面の気泡含有率分布、Fig. 6-3 に  $y = 0 \text{ mm}$ ,  $z = 7.5 \text{ mm}$  を通る  $x$  軸に平行な直線上の気泡含有率分布を示す。Fig. 6-3 の横軸は  $x$  座標の値を各流出口径  $D_2$  で除して無次元化している。Fig. 6-2 から流出口径  $D_2$  が小さいほど、気泡は装置の中心軸上に細く集合し、放気口内の気泡含有率が向上することがわかる。また、Fig. 6-3 から流出口径  $D_2$  が大きい 20 mm と 15 mm の条件では、 $x / D_2 = -0.3, 0.3$  付近での気泡含有率分布がわずかに高く、気泡が装置の中心軸上に集合しづらいことが確認でき、 $D_2$  が小さくなると気泡は装置の中心軸上に集合しやすくなることがわかる。したがって、本条件の中では、 $D_2$  は 12.5 mm よりも小さい条件が気泡の分離性能が高いと評価できる。しかし、 $D_2$  が小さいほど圧力損失が増大するため、ここでは  $D_2 = 12.5 \text{ mm}$  を最適な径とする。また、このときの無次元気泡径とレイノルズ数はそれぞれ 0.008 と 1067 である。したがって、気泡除去装置で気泡を分離除去する上で高い性能を得るために必要な最小無次元気泡径  $D_B / D_2$  と最小レイノルズ数は、それぞれ 0.008 と 1067 である。

**Table 6-2 Analysis conditions for comparison with the device diameter**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]	$D_B$ [mm]	$Q_i$ [L/min]	$D_B / D_2$	$Re$
1	20	20	6	3	6	0.1	20	0.005	667
2	15	15	4.5	3	6	0.1	20	0.0067	889
3	12.5	12.5	3.75	3	6	0.1	20	0.008	1067
4	10	10	3	3	6	0.1	20	0.01	1334



**Fig. 6-2 Volume fraction with changes in the diameter of the outlet port**



**Fig. 6-3 Volume fraction of air along  $x$  - axis of the bubble eliminator with changes in the diameter of the outlet port**

## 6.3 流入管路部径とテーパ管路部長さの最適化

### 6.3.1 流入管路部径とテーパ管路部長さの選定法について

前項ではテーパ管路部のない形状で数値解析を実施し、気泡径  $D_B$  を考慮して流出口径  $D_2$  を最適化した。本項では、再度テーパ管路部を設けた形状で数値解析を実施し、最適なテーパ管路部形状を検討していく。なお、本項では、流出口径  $D_2$  は固定し、流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を変更することでテーパ管路部形状を変更していく。また、前項では気泡が装置の中心軸上に集合する様子に注目していたが、本項では気泡除去率  $E_B$  を用いて装置の性能を評価する。したがって、単相流ではなく混相流モデルでの解析が必要となるが、ラグランジェ混相流では気泡の集合しやすい条件に対応しておらず、またオイラー混相流モデルでは結果の妥当性に欠ける可能性があるため、本項では下記の流れで数値解析の結果を評価していく。

- i.  $D_2$  を基準の 20 mm とし、オイラー混相流モデル (k- $\epsilon$  乱流モデル) で流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を種々変更して数値解析を実施する。
  - A) 各条件での気泡除去率をもとめ、装置の形状と気泡除去率の関係を明らかにする。
  - B) 装置断面のスパイラル係数の分布と気泡含有率分布を比較し、装置内部の流れと気泡の挙動の関係を明らかにする。
  - C) A と B の結果を比較し、スパイラル係数の分布から気泡を効率よく除去する条件を明らかにする。
- ii.  $D_2$  を前項で最適径とした 12.5 mm とし、単相流解析 (レイノルズ応力乱流モデル) で流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を種々変更して数値解析を実施する。
  - A) 装置断面のスパイラル係数の分布を比較し、i. - C の結果を考慮して気泡除去性能の高い条件を予測する。
  - B) ii. - A の結果から最適な流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を示す。

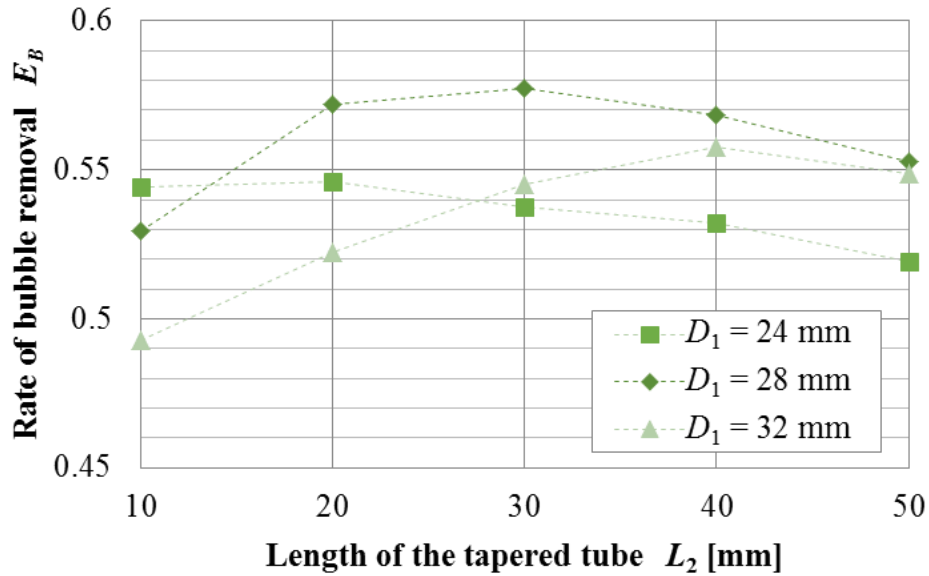
旋回流れの予測には不向きとされる k- $\epsilon$  乱流モデルを使用したオイラー混相流モデルでの解析結果は、気泡除去装置の相対的な性能の比較と、装置内の流れ場の変化が気泡の挙動におよぼす影響を明らかにするために用い、装置の最適形状の検討は、乱流モデルにレイノルズ応力方程式モデルを使用して実施した単相流モデルの解析結果を用いて行う。

### 6.3.2 テーパー管路部形状が装置の性能におよぼす影響

はじめに、オイラー混相流モデルで数値解析を実施し、装置内部の作動油の流れと気泡の挙動の関係を比較した。Table 6-3 に解析条件を示す。流入管路部径  $D_1$  とテーパー管路部長さ  $L_2$  の 2 つのパラメータのみを変更し、その他の形状パラメータは基準の形状パラメータと同じとしている。また、放気口からの流出比  $R_v$  は 20 % とした。Fig. 6-4 に流入管路部径  $D_1$  をパラメータにとったときの各テーパー管路部長さの気泡除去率  $E_B$  を示す。 $D_1$  が異なると、 $L_2$  が気泡除去率の値におよぼす影響も変化することがわかる。 $D_1$  が 24 mm の条件では、 $L_2$  が変化しても気泡除去率の変化は 2.5 % 程度であり、テーパー管路部長さが装置の性能におよぼす影響は小さい。しかし、 $D_1$  が大きくなると  $L_2$  の変化に伴う気泡除去率の変化は大きくなり、 $D_1$  が 28 mm と 32 mm の条件では、 $L_2$  が変化することで気泡除去率は 5 ~ 7 % 程度変化する。また、各条件で気泡除去率には最大値が存在し、 $D_1 = 28$  mm のときの気泡除去率の最大値は  $L_2 = 30$  mm のとき、 $D_1 = 32$  mm のときの気泡除去率の最大値は  $L_2 = 40$  mm のときに現れ、 $D_1$  によって最大の気泡除去率を示す  $L_2$  は異なることがわかる。さらに、 $D_1$  が 28 mm のときの気泡除去率の最大値が最も大きく、この中では、 $D_1 = 28$  mm、 $L_2 = 30$  mm のときが最も気泡除去性能が高いと評価できる。

**Table 6-3 Analysis conditions for comparison with the diameter of the inlet tube and length of tapered tube**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$L_1$ [mm]	$L_2$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]	$D_B$ [mm]	$Q_i$ [L/min]
1	24	20	6	15	10	3	6	0.1	20
2	24	20	6	15	20	3	6	0.1	20
3	24	20	6	15	30	3	6	0.1	20
4	24	20	6	15	40	3	6	0.1	20
5	24	20	6	15	50	3	6	0.1	20
6	28	20	6	15	10	3	6	0.1	20
7	28	20	6	15	20	3	6	0.1	20
8	28	20	6	15	30	3	6	0.1	20
9	28	20	6	15	40	3	6	0.1	20
10	28	20	6	15	50	3	6	0.1	20
11	32	20	6	15	10	3	6	0.1	20
12	32	20	6	15	20	3	6	0.1	20
13	32	20	6	15	30	3	6	0.1	20
14	32	20	6	15	40	3	6	0.1	20
15	32	20	6	15	50	3	6	0.1	20



**Fig. 6-4 Rate of bubble removal with change in the length of the tapered tube**

次に、流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  が装置の性能におよぼす影響を明らかにするために、装置断面のスパイラル係数の分布と気泡含有率分布を比較する。まず、流入管路部径  $D_1 = 24$  mm の条件でテーパ管路部長さ  $L_2$  の違いが装置内部の気泡の挙動と除去性能にあたる影響を確認する。Fig. 6-5 にスパイラル係数の分布、Fig. 6-6 に気泡含有率分布を示す。Fig. 6-6 中では、気泡の集合の様子を詳細に比較するために、 $z = -3 \sim 3$  の範囲の装置中心軸上の気泡含有率分布も示す。スパイラル係数の分布を比較すると、テーパ管路部長さ  $L_2$  が変化しても装置内部の流れの挙動は大きく変化しないことがわかる。また、全ての条件で装置の壁面側ではスパイラル係数は正の値を示し、中心軸付近では負の値を示す。したがって、装置内部では、壁面側で流出口に向かう流れ、中心軸付近では放気口に向かう流れの 2 種類の流れに明確に分かれることが確認できる。Fig. 6-6 で比較しても、テーパ管路部長さ  $L_2$  の違いによる気泡含有率分布の変化は小さく、テーパ管路部長さ  $L_2$  は気泡の挙動に大きく影響をおよぼしていないことがわかる。この条件は、流入管路部径  $D_1$  が最も小さく、ストレート形状に近い条件である。すなわち、流入管路部径  $D_1 = 24$  mm の条件においてテーパ管路部長さ  $L_2$  の違いが気泡の挙動に大きく影響をおよぼさないのは、流出口径  $D_2$  に対する流入管路部径  $D_1$  の比が小さいためだと考えられる。また、流入管路部径  $D_1 = 24$  mm の条件では、テーパ管路部長さ  $L_2$  が変化しても気泡除去率  $E_B$  は全体に低い値を示すことも明らかになっており、テーパ管路部を付加することによる装置の性能向上を図る場合には、流入管路部径  $D_1$  はある一定以上の大きさが必要である。

Fig. 6-7 と Fig. 6-8 は、それぞれ流入管路部径  $D_1 = 28$  mm の条件における装置断面のスパイラル係数の分布と気泡含有率分布である。スパイラル係数の分布を比較すると、テーパ管路部長さ  $L_2$  が大きい条件では、 $D_1 = 24$  mm の条件と同じように装置の

壁面側で流出口に向かう流れ，中心軸付近では放気口に向かう流れの2種類の流れに明確に分かれることが確認できる．便宜的に，この流れを二重旋回流と呼ぶ．テーパ管路部長さ  $L_2$  が短くなると，中心軸上の放気口に向かう流れを示す領域 ( $-1 < S < 0$ ) は細く，流出口に向かう流れを示す領域 ( $0 < S < 1$ ) は広くなり．さらに中心軸から離れた赤い破線で囲われた領域で放気口に向かう流れ ( $-1 < S < 0$ ) が生じることがわかる．この領域において，装置の中心軸から壁面までの流速の  $z$  軸方向成分の正負の変化を見ると，流れの正負が負→正→負→正と変化することがわかる．便宜的にこの流れを四重旋回流とする．流入管路部径  $D_1 = 28$  mm の条件では，テーパ管路部長さ  $L_2$  が短くなることで，旋回流の挙動が二重旋回流から四重旋回流へと変化することがわかる．気泡含有率分布を比較すると，テーパ管路部長さ  $L_2 = 50$  mm の条件に比べてテーパ管路部長さが短い  $L_2 = 30$  mm の条件では放気口入口付近の気泡含有率が向上することがわかる． $L_2 = 30$  mm の条件は，気泡除去率  $E_B$  も最も高い値を示しており，気泡の分離除去性能が最も高いと評価できる．テーパ管路部長さ  $L_2$  が 30 mm よりも短くなると放気口入口付近の気泡含有率は低下し， $L_2 = 10$  mm のとき気泡含有率は最も低くなる．また，この条件では気泡除去率  $E_B$  も最も低い値を示す．スパイラル係数の分布と併せて比較すると，気泡含有率が低下するテーパ管路部長さ  $L_2$  が短い条件では，装置内部の旋回流は四重旋回流に遷移していることがわかる．以上のことから，テーパ管路部長さ  $L_2$  が短くなると気泡分離除去性能は向上するが， $L_2$  がある値を下回ると，旋回の挙動が二重旋回流から四重旋回流に遷移し，装置の性能は低下すると推察できる．

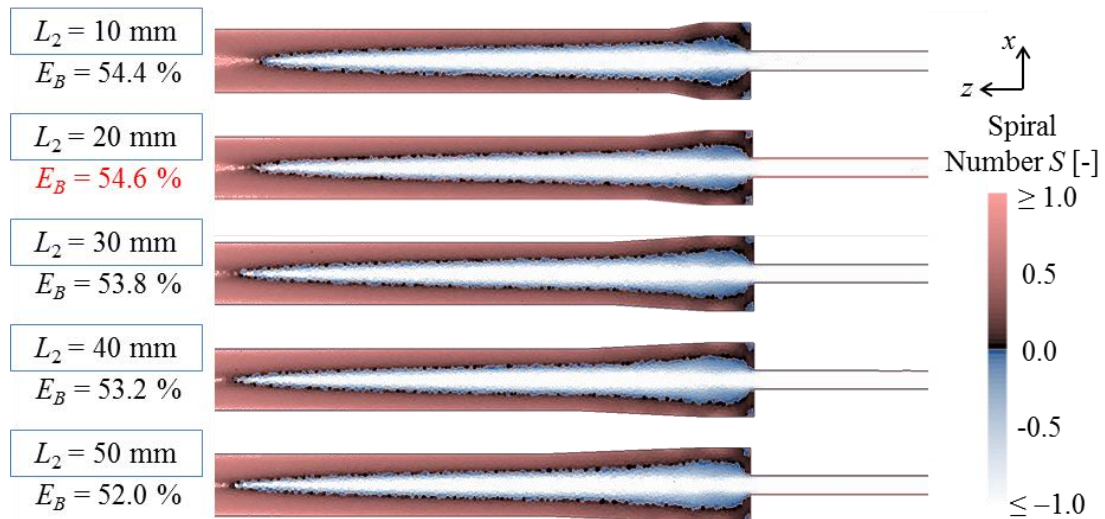
流入管路部径  $D_1 = 32$  mm の条件でもテーパ管路部長さ  $L_2$  の違いでスパイラル係数と気泡含有率の分布を比較する．Fig. 6-9 と Fig. 6-10 のそれぞれにスパイラル係数の分布と気泡含有率分布を示す．スパイラル係数の分布から，流入管路部径  $D_1 = 32$  mm の条件においてもテーパ管路部長さ  $L_2$  が短くなることで装置内部の旋回流は二重旋回流から四重旋回流に変化することがわかる．また，二重旋回流から四重旋回流に変化する境となる  $L_2 = 40$  mm のときに，気泡除去率  $E_B$  と放気口入口付近の気泡含有率は最も高い値を示すことがわかる．

以上のことから，流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  にはそれぞれ最適値があり，旋回流の挙動の変化に注目することでこれらの値を導くことが可能である．具体的には以下の方法でそれぞれのパラメータを決定する．

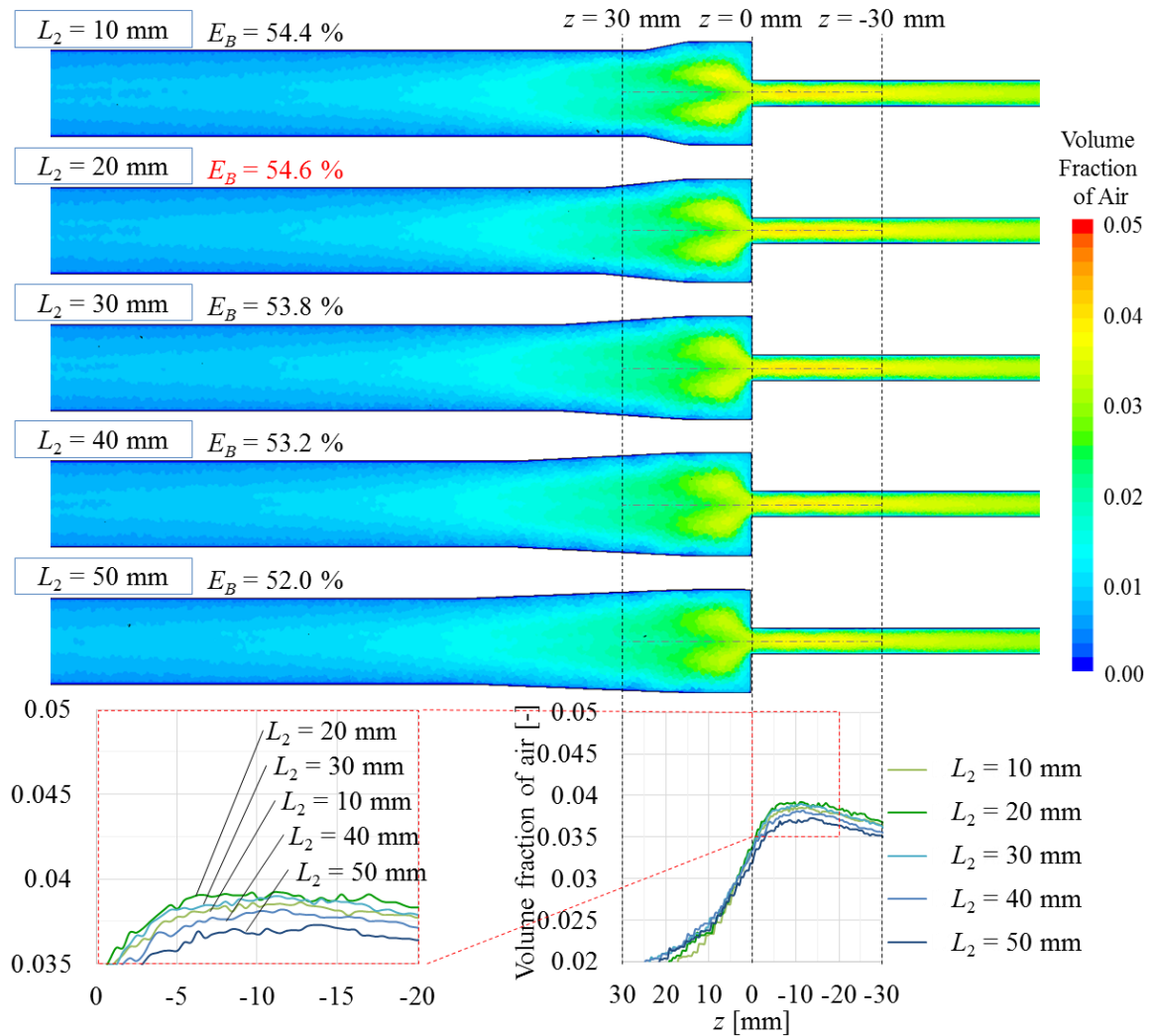
- i. テーパ管路部長さ  $L_2$  が短い条件で流入管路部径  $D_1$  を種々変更して数値解析を実施し，装置内部で四重旋回流が生じる条件の中で最も値が小さい  $D_1$  を最適な流入管路部径とする．
- ii. テーパ管路部長さ  $L_2$  を短い条件から徐々に長くしていき，装置内部の旋回流が四重旋回流から二重旋回流に変化する  $L_2$  を最適なテーパ管路部長さとする．

次項では，以上の方法で単相流モデルの解析結果から流出口径  $D_2 = 12.5$  mm の条件における流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  の最適値を明らかにする．

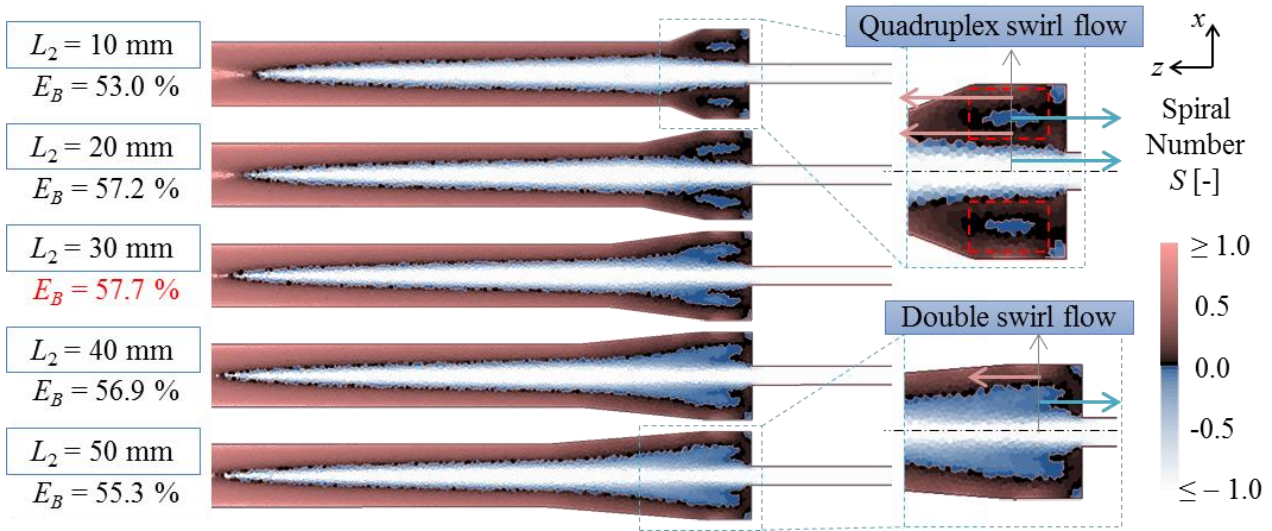




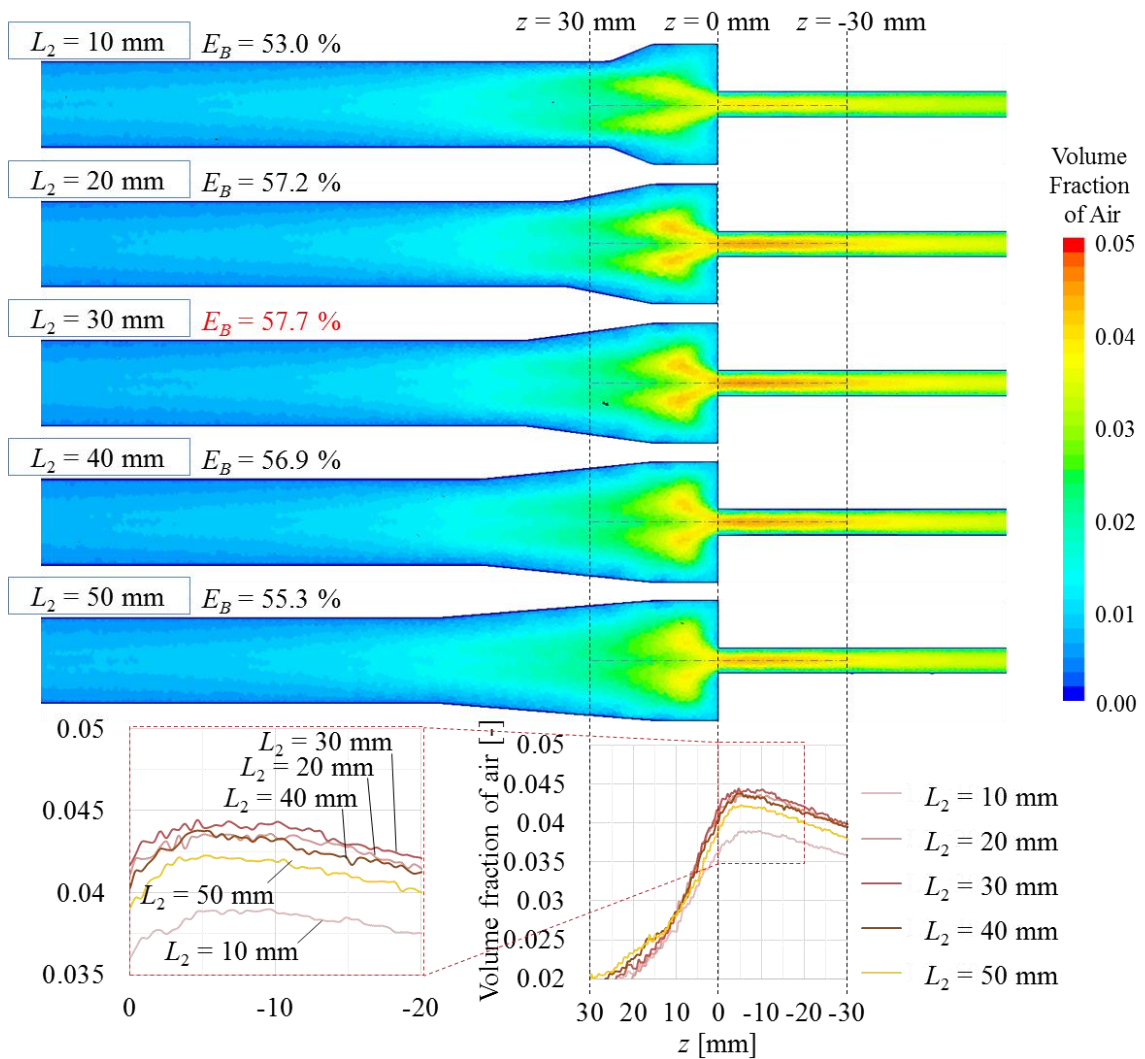
**Fig. 6-5** Spiral number in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 24 mm



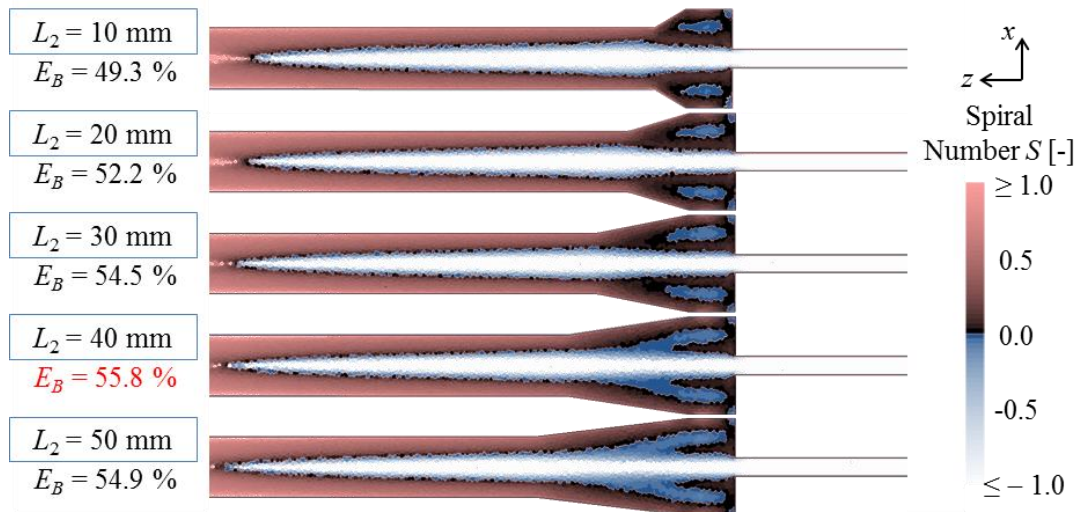
**Fig. 6-6** Volume fraction of air in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 24 mm



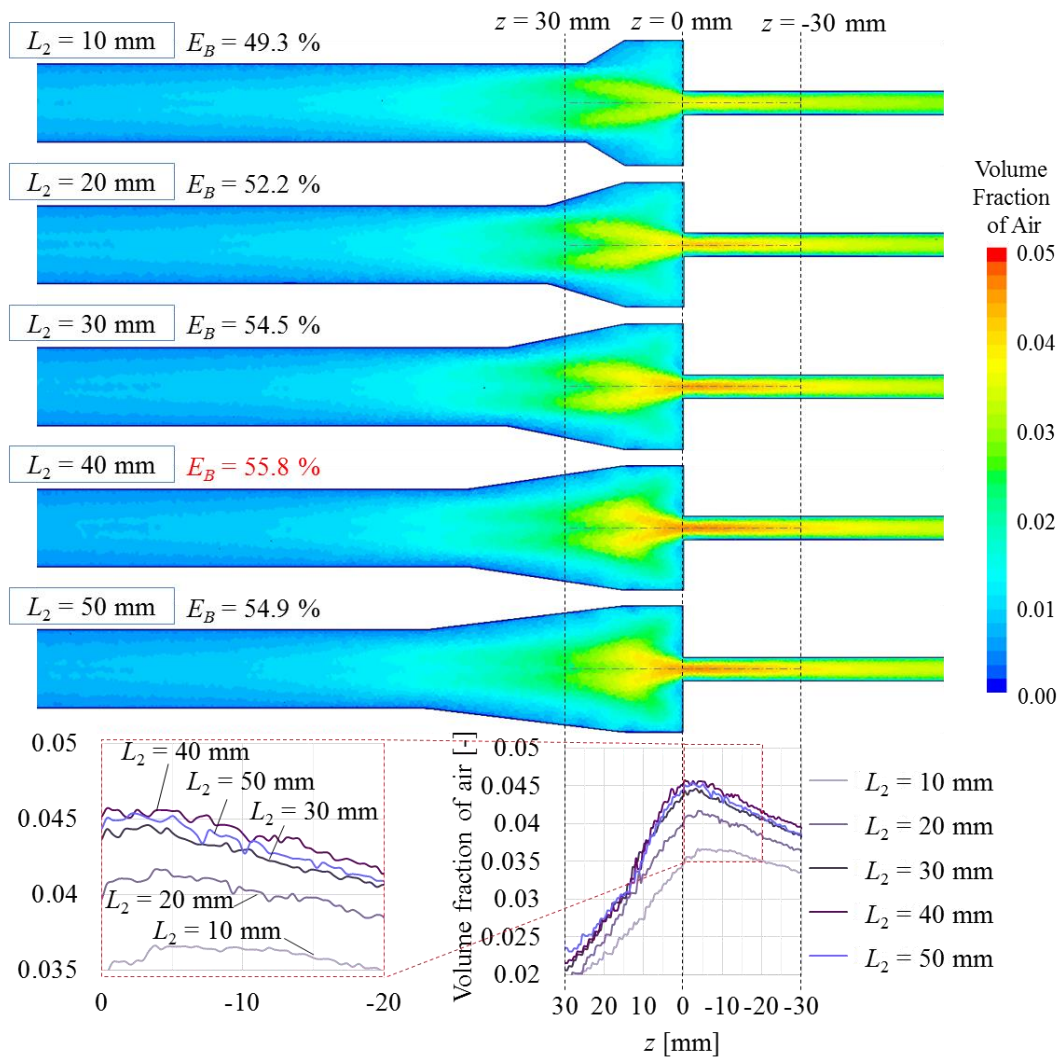
**Fig. 6-7** Spiral number in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 28 mm



**Fig. 6-8** Volume fraction of air in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 28 mm



**Fig. 6-9 Spiral number in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 32 mm**



**Fig. 6-10 Volume fraction of air in various the lengths of the tapered tube with the diameter of the inlet tube of 32 mm**

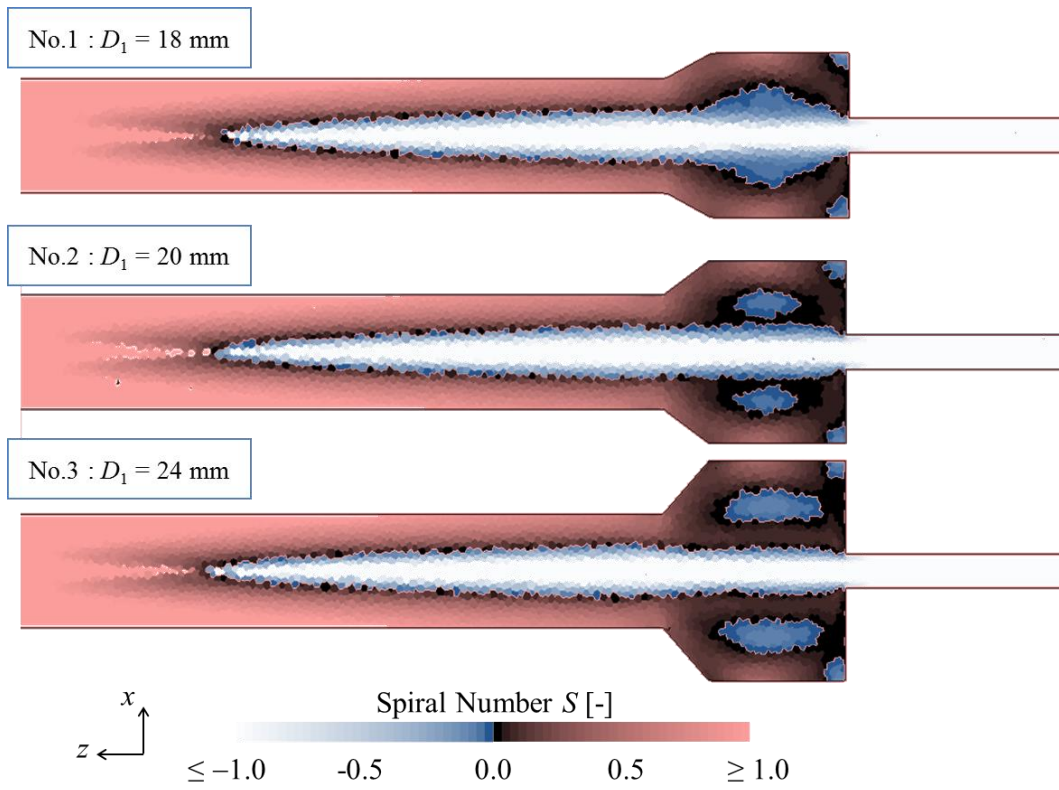
### 6.3.3 テーパー管路部形状の最適化

前項の結果を踏まえ、6.2.2 で 0.1 mm の気泡の除去に最適とした流出口径  $D_2 = 12.5$  mm のときの最適な流入管路部径  $D_1$  とテーパー管路部長さ  $L_2$  を明らかにする。なお、本項では装置内部の旋回の挙動の変化から流入管路部径  $D_1$  とテーパー管路部長さ  $L_2$  を決定するため、混相流解析ではなく油のみの単相流解析の結果を用いて比較する。Table 6-4 に解析条件を示す。ここで、放気口からの流出比  $R_v$  は 20 % としている。初めに、 $L_2$  を 5 mm として  $D_1$  のみを変更して No.1 ~ 3 の条件で解析を実施した。Fig. 6-11 に装置断面のスパイラル係数の分布を示す。 $D_1 = 18$  mm の条件では装置内部の流れは二重旋回流の挙動を示しており、テーパー管路部長さ  $L_2$  が変化しても気泡分離除去性能は向上しないと考えられる。しかし  $D_1$  は小さいほど気泡除去性能が向上することが明らかになっているため、本条件では  $D_1 = 20$  mm を最適な流入管路部径とする。

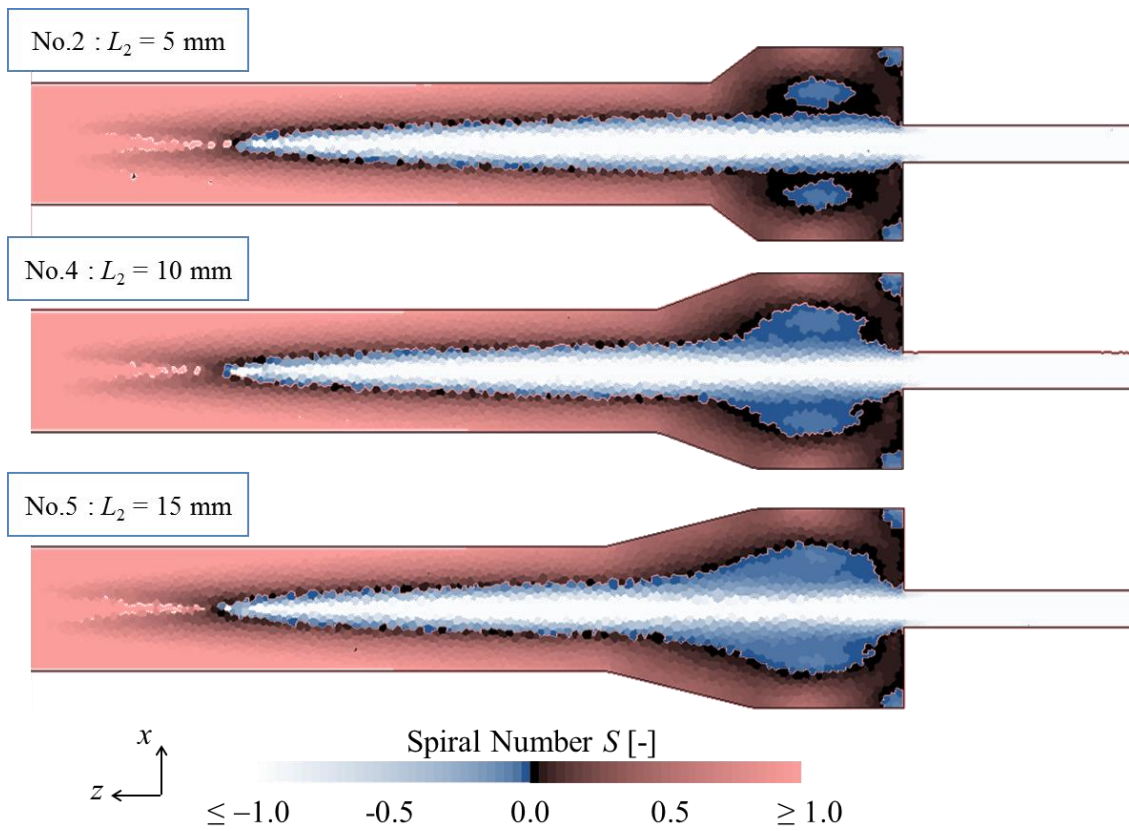
次にテーパー管路部長さ  $L_2$  の最適値を検討するために、テーパー管路部長さを  $L_2 = 5$  mm から  $L_2 = 10, 15$  mm と長くしていき、スパイラル係数の分布を比較した。Fig. 6-12 に No.2, 4, 5 の条件における装置断面のスパイラル係数の分布を示す。前項の解析結果と同じように、 $L_2$  を長くしていくと、装置内部の旋回の挙動は、四重旋回流から二重旋回流に変化することがわかる。この旋回の挙動の変化が生じる境界で気泡除去率は最大の値を示すため、 $L_2 = 10$  mm を最適なテーパー管路部長さとする。

**Table 6-4 Analysis conditions for optimization of the diameter of the inlet tube and length of tapered tube**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$L_1$ [mm]	$L_2$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]	$Q_i$ [L/min]
1	18	12.5	3.75	15	5	3	6	20
2	20	12.5	3.75	15	5	3	6	20
3	24	12.5	3.75	15	5	3	6	20
4	20	12.5	3.75	15	10	3	6	20
5	20	12.5	3.75	15	15	3	6	20



**Fig. 6-11** Spiral number for optimization of the diameter of the inlet tube



**Fig. 6-12** Spiral number for optimization of the length of tapered tube

## 6.4 放気口径の最適化

### 6.4.1 スパイラル係数を用いた放気口径の選定

5.3 節の結果から，流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  は相互に影響をおよぼし合うことが明らかになっており，放気口径  $D_3$  の選定には流出口径  $D_2$  の値を考慮する必要がある．また，装置断面のスパイラル係数の分布の比較結果から，これらのパラメータは装置内部の旋回流速と軸方向流速の変化に大きく影響をおよぼすことが明らかになっており，旋回方向と軸方向の流速の変化を考慮することでパラメータの選定が可能になると考えられる．流出口と放気口内の旋回方向と中心軸方向の流れの影響を考慮して  $D_3$  を最適化するために，装置内部の油を剛体と仮定して放気口と流出口の管路内のスパイラル係数を計算した．スパイラル係数は式(3-2)で定義され，このときの放気口内のスパイラル係数  $S_v$  と流出口内のスパイラル係数  $S_o$  は，それぞれ以下の式(6-1)と式(6-2)で表される．

$$S_v = \frac{U_{zv}}{U_{sv}} \quad (6-1)$$

$$S_o = \frac{U_{zo}}{U_{so}} \quad (6-2)$$

ここで， $U_{zv}$  と  $U_{zo}$  は放気口と流出口の軸方向平均流速， $U_{sv}$  と  $U_{so}$  は装置内部の油を剛体と仮定したときの放気口と流出口内壁面上の周速度であり，流入口からの流入流速  $U_{si}$  で剛体が回転するとすれば， $U_{sv}$  と  $U_{so}$  はそれぞれ以下の式(6-3)，式(6-4)で表される．

$$U_{sv} = \frac{D_3}{D_1} U_{si} \quad (6-3)$$

$$U_{so} = \frac{D_2}{D_1} U_{si} \quad (6-4)$$

(6-1)～(6-4)式より， $S_v/S_o$  は以下の式(7)で表される．

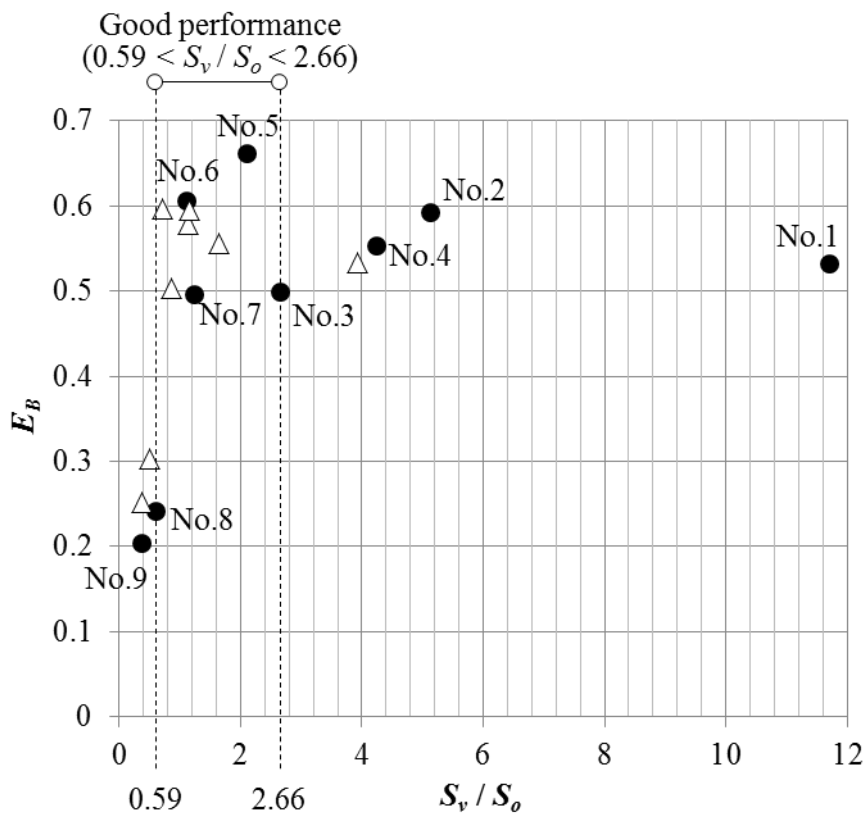
$$\frac{S_v}{S_o} = \frac{D_2^3}{D_3^3} \cdot \frac{Q_v}{Q_o} \quad (6-5)$$

ここで、 $Q_v$  は放気口から流出する流体の体積流量、 $Q_o$  は放気口から流出する流体の体積流量である。スパイラル係数の比は、流出口と放気口の径の比と各ポートから流出する流体の体積流量の比の積で求められる。

可視化実験の結果をスパイラル係数の比を用いて比較するために、5.3 節で実施した可視化実験の各条件のスパイラル係数の比を算出した。Table 6-5 に各条件の流出口と放気口内のスパイラル係数  $S_o$  と  $S_v$ 、また放気口と流出口のスパイラル係数の比  $S_v/S_o$  を示す。なお、表中の気泡除去率  $E_B$  は、可視化実験でコリオリ式流量センサのデータから算出されたものであり、流出口と放気口のそれぞれの下流側に取り付けられたコリオリ式流量センサの密度データから気泡量をもとめ、式(3-1)を用いて算出している。5.3 節で示した Fig. 5-5 の可視化実験の結果と比較すると、 $S_o$  が大きく、 $S_v$  が小さいほど、気泡は合体しやすいが、これらの条件では、集合した気泡が流出口方向に移動しやすいことがわかる。この二つのスパイラル係数を合わせて評価するために  $S_v/S_o$  で比較する。可視化実験において、気泡除去率  $E_B$  が大幅に減少した No. 8 ( $D_2 = 10$  mm,  $D_3 = 8$  mm)、No. 9 ( $D_2 = 10$  mm,  $D_3 = 10$  mm) の条件では、 $S_v/S_o$  は 0.59, 0.37 と低い値を示した。一方、気柱の形成が確認されなかった No. 1 ~ 3 ( $D_2 = 20$  mm) の条件、No. 4 ( $D_2 = 15$  mm,  $D_3 = 6$  mm) の条件では、 $S_v/S_o$  は 2.66 以上の値を示した。Fig. 6-13 にスパイラル係数の比  $S_v/S_o$  と気泡除去率  $E_B$  の関係を示す。なお、ここでは 5.3 節で実施した実験の結果だけでなく、 $D_3$  をさらに小さくした条件、流出口と放気口からの流出比  $R_v$  を変更した条件の結果も示す。流出口と放気口からの流出比  $R_v$  を変更したのは、式(6-5)からわかるように、流出口と放気口からの流体の流出比も  $S_v/S_o$  に影響を与えるためである。●は 5.3 節で実施した No.1~9 の結果、△はその他の条件で実施した実験結果である。No. 1~9 の条件だけでなく、それ以外の条件においても、 $S_v/S_o < 0.59$  の条件では  $E_B$  が大幅に低下すること、 $S_v/S_o > 2.66$  の条件では流入管路部とテーパ管路部内で気泡が合体しづらいことが確認された。したがって、流入管路部とテーパ管路部内で気泡を合体させ、気泡を放気口から効率よく除去させる条件は  $0.59 < S_v/S_o < 2.66$  の範囲に存在することがわかる。気泡を作動油から効率よく分離除去するには、気泡除去装置内で気泡を合体させて大きな気泡をつくること、また、集合させた気泡を可能な限り多く放気口から流出させる必要がある。すなわち、気泡除去装置の性能を向上されるには、 $0.59 < S_v/S_o < 2.66$  の範囲内の値を示すように  $D_2$  と  $D_3$  を選定することが望ましいと言える。

**Table 6-5 Spiral number ratios in various diameters of the outlet and vent port**

No.	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$S_v$	$S_o$	$S_v/S_o$	$E_B$
1	20	6	1.43	0.12	11.71	0.53
2		8	0.62	0.12	5.13	0.59
3		10	0.32	0.12	2.66	0.50
4	15	6	1.27	0.30	4.24	0.55
5		8	0.61	0.29	2.11	0.66
6		10	0.32	0.29	1.12	0.61
7	10	6	1.25	1.01	1.24	0.50
8		8	0.59	0.98	0.59	0.24
9		10	0.35	0.94	0.37	0.20



**Fig. 6-13 Correlation of spiral number and rates of bubble removal**



## 6.4.2 放気口径の最適化

6.2 節と 6.3 節で、流出口径  $D_2$ 、流入管路部径  $D_1$ 、テーパ管路部長さ  $L_2$  を最適化した。本項では、6.4.1 項の結果を踏まえ、スパイラル係数の比  $S_v / S_o$  を用いて放気口径  $D_3$  を決定する。なお、ここでは装置に流入する作動油と気泡の流入流量に対する放気口からの流出量の比  $R_v$  は、可変絞り等で調整可能な状態を想定している。

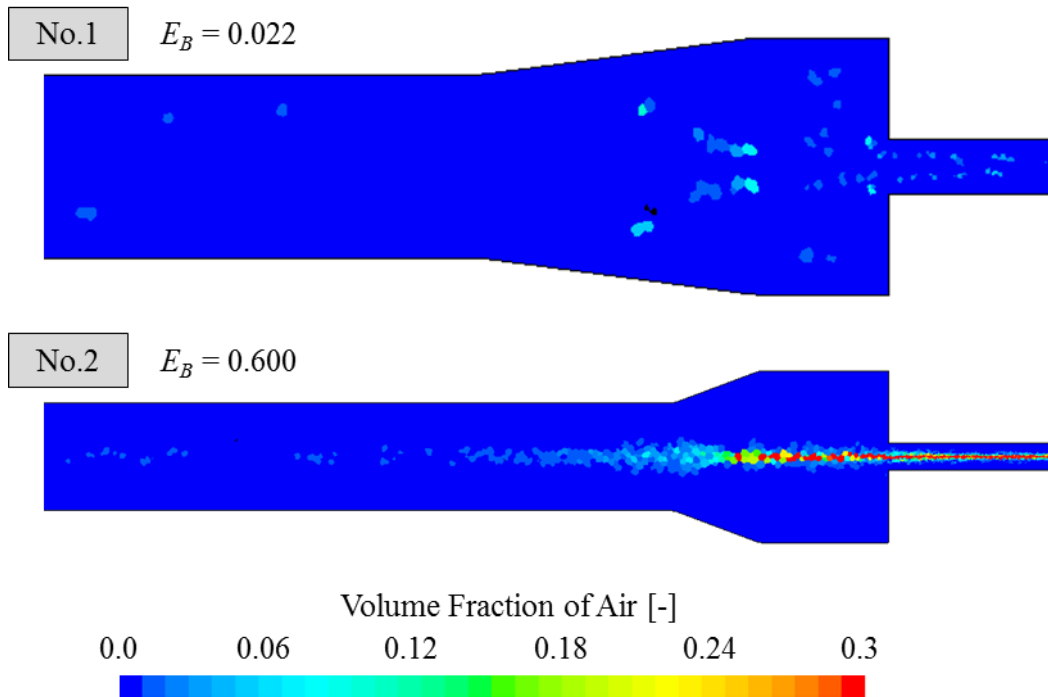
スパイラル係数の比  $S_v / S_o$  の算出には、前項で示した通り、流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  と流出口のほかに放気口からの流出比  $R_v (= Q_v / Q_i = Q_v / (Q_o + Q_v))$  が必要となり、 $S_v / S_o$  から  $D_3$  を選定するには、先に  $R_v$  を決定する必要がある。そこで、装置に流入する混入気泡量を考慮し、 $R_v$  を決定する。4.5 節の気泡混入量の違いによる比較結果からもわかるように、気泡除去装置内部で十分に気泡を集合させることができれば、放気口からの流出量が少なくても高い気泡除去率を維持することが可能である。本条件では、気泡混入率 1 % の条件を想定しているため、まず  $R_v$  を 1% と仮定して  $D_3$  を決定する。前項で、 $0.59 < S_v / S_o < 2.66$  の範囲に最適なスパイラル係数の比が存在することを示したが、 $R_v$  をこの範囲内で調整可能な状態にすることで、気泡除去装置は高い分離除去性能を維持することが可能になると考えられる。 $0.59 < S_v / S_o < 2.66$  の範囲で  $R_v$  を調整可能にするために、 $S_v / S_o$  の下限となる  $S_v / S_o = 0.6$  となるように  $D_3$  を決定する。 $D_2$  を 12.5 mm、 $R_v$  を 1% とすると、 $D_3$  は 3.2 mm となり、 $R_v$  は約 4% ( $S_v / S_o = 2.5$ ) まで変更可能となる。

ここで、形状パラメータの変更を行う前の基準の形状パラメータと本章で最適な形状として示した形状で装置の気泡分離除去性能を比較する。性能の比較にはラグランジェ混相流モデルで実施した数値解析の結果を用いる。Table 6-6 に解析の条件を示す。No.1 が基準の形状、No.2 が本論文で最適形状として示した形状である。ラグランジェ混相流モデルを使用する場合、分散相である気泡の体積占有率が高い条件に対応していないため、流入流量  $Q_i$ 、作動油動粘度  $\nu$ 、気泡径  $D_B$  は基準の流体条件と同じ  $Q_i = 20$  L/min、 $\nu = 32$  mm<sup>2</sup>/s、 $D_B = 0.1$  mm としているが、気泡混入率  $R_{QB}$  を 0.1% と少なくして解析を実施している。また、放気口からの流出比  $R_v$  も 4% とし、スパイラル係数の比を大きくすることで気泡の体積占有率が局所的に高くなることのないように設定した。

Fig. 6-14 に各条件における装置断面の気泡含有率分布と気泡除去率  $E_B$  を示す。基準の条件である No.1 の形状では、気泡は装置の中心軸上に集合せず、気泡除去率も低い値を示している。一方、No.2 の条件では、気泡は装置の中心軸上に集合しており、気泡除去率も高い。したがって、本章で示した装置の最適形状は、流入流量  $Q_i = 20$  L/min、作動油動粘度  $\nu = 32$  mm<sup>2</sup>/s、気泡径  $D_B = 0.1$  mm の条件において基準形状よりも高い気泡分離除去性能を示すことが明らかになった。

**Table 6-6 Analysis conditions for performance comparing**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$L_1$ [mm]	$L_2$ [mm]	$L_3$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]	$Re$ [-]	$D_B / D_2$ [-]
1	28	20	6	15	30	220	3	6	667	0.015
2	20	12.5	3.2	15	10	140	3	6	1067	0.008



**Fig. 6-14 Volume fraction of air for performance comparing**

## 6.5 流体条件を考慮した気泡除去装置の設計法

6.2節から6.4節で気泡除去装置の最適な形状パラメータを検討し、流入管路部径 $D_1$ 、流出口径 $D_2$ 、放気口径 $D_3$ 、テーパ管路部長さ $L_2$ を最適化した。しかし、これらの条件は、装置に流入する流体の条件を固定しており、流体の条件が異なれば装置の性能も変化することが予想される。本節では、装置に流入する流体の条件の違いを考慮した装置の設計法を示す。Fig. 6-15に流体条件の違いを考慮した気泡除去装置の設計法を示す。

流体条件の違いを考慮して装置を設計するために、はじめに基準の流体条件と基準の装置形状を決定する。ここでは流入流量 $Q_i = 20 \text{ L/min}$ 、作動油動粘度 $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、気泡径 $D_B = 0.1 \text{ mm}$ 、気泡混入率 $R_{QB} = 1 \%$ を流体の基準の流体条件とし、この条件を基準に本章で最適化した形状を基準の装置形状とする。Table 6-7に最適形状のパラメータを示す。なお、装置の最適形状は、以下の流れで数値解析を実施し、気泡の挙動やスパイラル係数の分布を比較することで決定している。

- I. テーパ管路部のないストレート形状の気泡除去装置で流出口径 $D_2$ を種々変更して数値解析を実施し、気泡径 $D_B = 0.1 \text{ mm}$ の気泡を装置の中心軸上に集合させることが可能な最大流出口径を最適な流出口径とした。このとき、流出口径 $D_2$ を代表長さ、流出口の平均流速を代表速度とする場合のレイノルズ数は1067、流出口径 $D_2$ に対する気泡径 $D_B$ の比で表される無次元気泡径は0.008である。
- II. ストレート形状から流入管路部径 $D_1$ を大きくしていき、装置断面のスパイラル係数の分布から、四重旋回流が生じる最小流入管路部径を最適な流入管路部径とした。
- III. テーパ管路部長さ $L_2$ を長くしていき、流入管路部とテーパ管路部付近の旋回の挙動が四重旋回流から二重旋回流の変化するときのテーパ管路部長さを最適なテーパ管路部長さとした。
- IV. 気泡混入率 $R_{QB} = 1 \%$ から放気口から流出する流体の流出比を決定し、スパイラル係数の比が $0.59 < S_v / S_o < 2.66$ の値を示すように放気口径 $D_3$ を決定した。

前述した通り、流体の条件の違いを考慮して装置を設計するには、レイノルズ数と無次元気泡径を考慮する必要がある。基準の流体条件に対する装置の形状パラメータの最適化手法のIにおいて、気泡を装置の中心軸上に集合させるために必要な無次元気泡径 $D_B / D_2$ とレイノルズ数は、それぞれ0.008と1067であることがわかっている。基準の流体条件と異なる条件で装置を使用する場合には、無次元気泡径 $D_B / D_2$ とレイノルズ数のそれぞれの値が、0.008と1067を超えるように流出口径 $D_2$ を決定する必要がある。流出口径の選定は以下の流れで行う。

- i. 気泡径 $D_B$ を基準に、無次元気泡径が $D_B / D_2 \geq 0.008$ となるように流出口径 $D_2$ を決定する。
- ii. レイノルズ数を算出し、 $Re < 1067$ となる場合には $Re \geq 1067$ となるように流出口径 $D_2$ を設定し直す。

なお、作動油中には多様な径の気泡が混入しているため、基準にする気泡径 $D_B$ は、

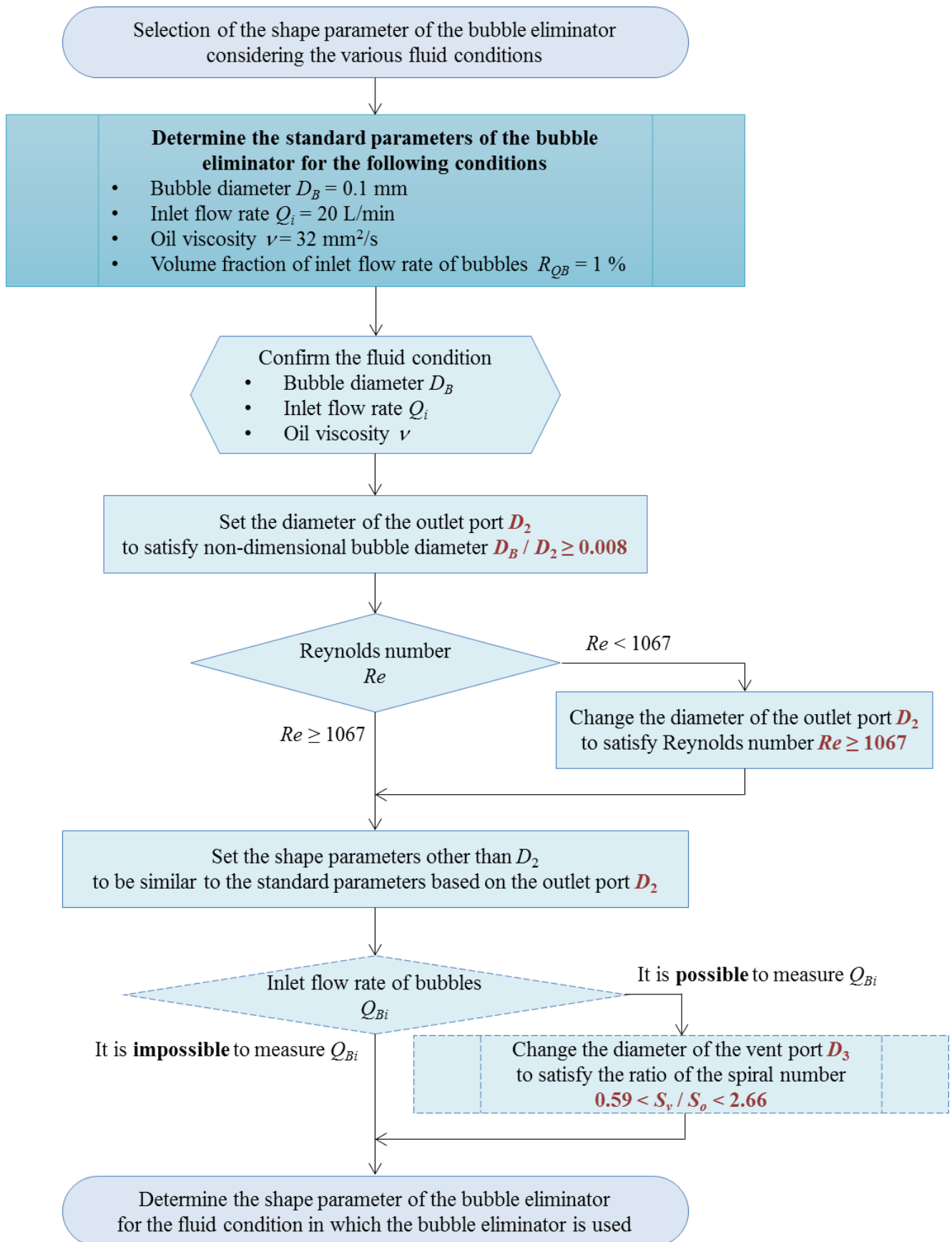
除去する気泡の中で最も小さい気泡の径とする。また、ii のレイノルズ数を考慮して流出口径  $D_2$  を決定するとき、流入流量  $Q_i$  を変更することが可能な場合には、流出口径  $D_2$  ではなく流入流量  $Q_i$  を変更しても良い。また、流入流量  $Q_i$  が変化する条件で使用する場合には、最低流入流量、あるいは平均流入流量を用いてレイノルズ数  $Re \geq 1067$  となる条件に設定する。

次に、流出口径  $D_2$  以外の形状パラメータを設定する。6.2.1 項の解析結果から、無次元気泡径が一致していれば、レイノルズ相似則が成り立つことが明らかになっており、基準の流体条件で最適化された形状から相似形状で装置各部のパラメータを設定することで高い性能を得られる。したがって、無次元気泡径とレイノルズ数から決定した流出口径  $D_2$  を基準に、Table 6-7 のパラメータから相似形状で装置の寸法を拡大あるいは縮小することで、流出口径  $D_2$  以外の形状パラメータを決定することが可能である。

レイノルズ数と無次元気泡径を考慮することで装置に流入する流体の流入流量  $Q_i$ 、動粘度  $\nu$ 、気泡径  $D_B$  を考慮することが可能であるが、流体に含まれる気泡の混入率  $R_{QB}$  を考慮することはできない。したがって、混入気泡量が明らかになっている場合には、放気口からの流体の流出比  $R_v$  と放気口径  $D_3$  を設定し直すことでさらに効率よく気泡を除去することができる。これらのパラメータは、基準の流体条件における装置形状の最適化の方法で示した IV と同じ方法で設定することが可能である。しかし、実際には作動油に混入する気泡量を測定することは困難である。今回設定した気泡の混入率  $R_{QB} = 1\%$  は気泡量が非常に多い条件であるため、気泡の混入量を測定することが困難な場合にはこの作業を行う必要はない。

**Table 6-7 Optimal shape parameter**

$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$L_1$ [mm]	$L_2$ [mm]	$L_3$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]	$Re$ [-]	$D_B / D_2$ [-]
20	12.5	3.2	15	10	140	3	6	1067	0.008



**Fig. 6-15 Design method for the bubble eliminator**

## 6.6 第6章のまとめ

本章では、第4章と第5章で明らかになった、気泡除去装置に流入する流体の条件と装置の形状パラメータの違いが装置の性能におよぼす影響を考慮し、気泡除去装置の最適形状を検討した。はじめに最適な流出口径  $D_2$  を明らかにするために、流出口径  $D_2$  に対する気泡径  $D_B$  の比で表される無次元気泡径を新たに導入し、この無次元数がある一定値を超えるように  $D_2$  を決定することで、確実に気泡を装置の中心軸上に集合させられることを明らかにした。次に、流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を変更して数値解析を実施し、テーパ管路部形状を決めるこの二つのパラメータは相互に関係があること、そして装置内部の旋回の挙動の変化からこれらのパラメータの最適化が可能であることを示した。最後に、放気口径  $D_3$  を最適化するために流出口と放気口内の旋回流速と軸方向流速の関係を表すスパイラル係数の算出方法を提案し、各ポートで算出されるスパイラル係数の比をとり、このスパイラル係数の比がある範囲内の値を示すように  $D_3$  を決定することで放気口径の最適化が可能であることを示した。

さらに、装置に流入する流体の条件の違いを考慮した装置の設計法を検討し、レイノルズ数と無次元気泡径を考慮して装置の寸法を決定することで、基準の流体条件と異なる環境で装置を使用する場合でも高い気泡除去性能が得られることを示した。

装置に流入する流体の条件が変動する条件で使用する場合には、無次元気泡径とレイノルズ数が低い条件、あるいはそれらの平均的な条件を基準にすることで高い気泡分離除去性能を維持することが可能になる。しかし、本章で示した設計法により設計された気泡除去装置は、気泡の分離除去性能だけでなく、装置を使用することによるエネルギー損失を考慮すれば、一定の流体条件で連続的に運転する場合に適している。今後は、流体条件の変動を考慮した装置の設計法や運転方法を検討する必要がある。装置に流入する流体の条件の中で最も変動しやすく、さらにその定量的な量を把握することが困難なパラメータは、混入気泡量である。定常的に気泡が混入する油圧システムにおいては、気泡除去装置によって常時油中気泡を除去することが望ましいが、気泡が断続的に作動油に混入する条件においては、気泡除去装置を一定時間使用することで気泡混入率は低下するため、パワーロスをもっと抑えるために気泡混入率によって装置の運転の切り替えを行う必要がある。そのためには、作動油に混入する気泡の量をリアルタイムで測定することが不可欠であり、流体条件の変化を考慮した装置の設計法や運転方法だけでなく、油タンク内の気泡の量を簡便に測定する方法も検討する必要がある。

また、エネルギーの損失量と気泡分離除去性能はトレードオフの関係にあり、流体条件の変動が小さい条件でも、許容できる圧力損失の制限が極めて厳しい条件においては圧力損失を基準にして装置を設計する必要がある。本論文でも圧力損失の増大を抑えた装置の設計を行っているが、許容できる圧力損失を基準に装置の設計を行う場合には、本論文で示した方法と異なる設計法で装置を設計することでさらに効率よく気泡を除去できる可能性がある。今後は、圧力損失を最小限におさえた装置の設計法についても検討していく。

## 7 結論

本研究では、油圧動力伝達システムで生じる油中気泡に起因する問題の解決に、旋回流を利用して油中気泡を分離除去する気泡除去装置が有用であることを示し、さらに装置の性能を向上させるために、装置形状の最適化と使用環境に応じた装置の設計法を検討した。

第1章「緒論」では、近年の油圧動力伝達システムの動向と問題を示し、油圧機器で生じる問題の原因の一つに油中気泡の存在が挙げられること、さらにそれらの問題の解決に旋回流を利用して油中気泡を分離除去する気泡除去装置が有効であることを述べた。また、この気泡除去装置の動作原理を説明し、装置の各部の形状パラメータの最適化と流体の条件を考慮した装置の設計法の確立の必要性について述べた。

第2章「気泡除去装置が油圧動力伝達システムにあたえる効果」では、気泡除去装置を用いた作動油の劣化試験、キャビテーション噴流実験装置を用いたキャビテーションの可視化実験と部材の壊食量測定実験、気泡の混入した作動油の等価体積弾性係数の測定実験の結果から、気泡除去装置の有用性を示した。作動油の劣化試験では、気泡除去装置を用いて作動油中の気泡を取り除くことで作動油の酸化劣化の原因となる作動油中の酸素量を減少させ、作動油の劣化の進行を大幅に遅らせることを明らかにした。また、キャビテーション噴流の可視化とキャビテーションによる部材の壊食量測定実験では、気泡を除去することでキャビテーションの発生を減少させ、結果としてキャビテーション壊食の低減につながることを示した。作動油の等価体積弾性係数の測定実験では、油中の気泡が作動油の剛性に大きく影響をおよぼすことを明らかにし、油中気泡の除去の必要性を示した。

第3章「気泡除去装置の流れの解析」では、油圧システムで生じる気泡に起因した問題を確実に解決するには使用環境を考慮した気泡除去装置の設計法を確立する必要があることを示し、気泡除去装置の形状パラメータを選定するために実施した気泡除去装置内の流れ可視化実験と数値解析の概要を示した。数値解析の概要では、気泡除去装置内の旋回流を解析する上で生じる問題に言及し、解析対象に応じて使用する解析モデルの選択が必要であることを示した。また、第4章以降の気泡除去装置の流れの解析において、装置の性能を正確に評価するための準備として、気泡の分離性能に関わる装置断面の気泡含有率分布を用いた評価法と、気泡の除去性能を表す指標となる気泡除去率を用いた評価法について説明した。

第4章「流体条件と気泡除去装置の性能」では、気泡除去装置に流入する流体の流入流量  $Q_i$ 、動粘度  $\nu$ 、気泡径  $D_B$ 、気泡混入率  $R_{QB}$  を種々変更して実施した可視化実験と数値解析の結果を示した。数値解析の結果から、流入流量  $Q_i$  が多く、動粘度  $\nu$  が低い、すなわちレイノルズ数が高いほど気泡の分離除去性能が高いことが明らかになった。さらに、装置内部に流入する気泡径の分布を測定し、数値解析で気泡径の違いによる装置の性能を比較することで、装置に流入する気泡径が装置の性能に大きく影響をおよぼすことが明らかになった。以上のことから、作動油の物性値と装置の代表長さで決まるレイノルズ数を考慮するだけでは装置の形状パラメータの選定は困難であり、作動油中の気泡の条件を考慮して装置の設計法を確立する必要があることが明らかとなった。

第5章「形状パラメータと気泡除去装置の性能」では、気泡除去装置の形状パラメータの

違いが装置の性能におよぼす影響を明らかにするために、気泡除去装置の流出口径  $D_2$ 、放気口径  $D_3$ 、テーパ管路部長さ  $L_2$  を変更して可視化実験と数値解析を実施し、これらのパラメータが装置内部の気泡の挙動に影響をおよぼすことを明らかにした。また流出口径  $D_2$  と放気口径  $D_3$  は、気泡の挙動に大きく影響をおよぼすだけでなく、相互に影響をおよぼし合うことが明らかになり、装置の個々の形状パラメータを単独で最適化することは困難であること、そして装置の形状パラメータを最適化するには複数のパラメータの関係を考慮する必要があることを示した。

第6章「気泡除去装置の設計法」では、気泡除去装置に流入する流体の条件と装置の形状パラメータの違いが装置の性能におよぼす影響を考慮し、気泡除去装置の最適形状を検討した。装置の形状パラメータを最適化するために、はじめに気泡径  $D_B$  を基準に装置の中心軸上に気泡を十分に集合させることが可能な流出口径  $D_2$  を探索した。その結果、流出口径  $D_2$  に対する気泡径の比で表される無次元気泡径を新たに導入し、この無次元数がある一定値を超えるように流出口径  $D_2$  を決定することで、確実に気泡を装置の中心軸上に集合させられることを明らかにした。次に、装置内部の気泡の挙動に影響をおよぼすテーパ管路部形状を最適化するために、流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$  を変更して数値解析を実施し、流入管路部径によってテーパ管路部の最適な長さが異なること、そして装置内部の旋回の挙動の変化からこれらのパラメータの最適化が可能であることを示した。また、旋回流速と軸方向流速の比で表されるスパイラル係数という指標を導入し、流出口と放気口の各部のスパイラル係数の比がある範囲の値を示すように放気口径  $D_3$  を設定することで、放気口径の最適化が可能であることを明らかにした。以上のことから、装置に流入する気泡径  $D_B$  から流出口径  $D_2$ 、装置内部の旋回の挙動の変化から流入管路部径  $D_1$  とテーパ管路部長さ  $L_2$ 、そしてスパイラル係数を用いて放気口径  $D_3$  を決定することが可能になり、装置の形状パラメータの最適化が可能になった。さらに、本章では装置に流入する流体の条件の違いを考慮した装置の設計法について検討し、装置に流入する流体の流入流量  $Q_i$  や動粘度  $\nu$  だけでなく、流体に混入した気泡の径  $D_B$  や混入率  $R_{QB}$  も考慮した装置の設計指針を確立した。

本研究では、気泡除去装置の設計指針を確立するために、装置に流入する流体の条件や装置の形状パラメータを変更して様々な条件で流れの可視化実験や数値解析を実施してきた。その結果、装置に関わるパラメータが装置の性能におよぼす影響について多くの知見が得られ、装置に流入する流体の流量、動粘度、気泡径、気泡混入率を考慮した装置の設計が可能になった。しかし、本論文では液体の泡立ちやすさや表面張力、飽和蒸気圧、空気溶解度など考慮されていないパラメータが多く残っている。これらのパラメータが装置の性能におよぼす影響を明らかにすることで、さらに効率の良い気泡除去装置の設計が可能になるだけでなく、これまでに実績のない新たな産業分野への導入が可能になると考えられる。

また、気泡除去装置は油と空気の比重の違いを利用して気泡を作動油から分離除去する装置であり、油と比重の異なる水や金属片等のゴミの除去も理論上可能である。油中の水やゴミ等の不純物も油圧システムに悪影響をおよぼす要因の一つであり、解決すべき重要な課題である。これらの問題を気泡除去装置一つで同時に解決することを目指し、今後は気泡だけでなく、水やゴミを含む油中の全ての不純物を除去可能な新たな装置を開発に取り組みたい。



## 謝辞

本研究を実施するにあたり、5年間、終始暖かい激励とご指導、ご鞭撻を頂きました法政大学デザイン工学部システムデザイン学科教授の田中豊先生に心より感謝申し上げます。田中豊先生のもとで研究を実施してきたことで得られた経験がなければ本研究をここまで継続することはできませんでした。また、気泡除去装置の開発者である株式会社オーパスシステム気泡除去研究所所長鈴木隆司氏には、研究を始めた当初からご指導を頂いておりました。終始有益な御助言をいただきましたことにこの場を借りて謝意を表します。

本論文の副査をお引き受けいただきました、東京工業大学精密工学研究所高機能化システム部門制御システム研究分野教授の横田眞一先生、法政大学デザイン工学部システムデザイン学科教授の小林尚登先生、竹内則雄先生には有益なご指摘を頂戴致しました。厚く御礼申し上げます。

本研究はJSPS 科研費 25・9669の一部として実施され、本研究の数値解析は法政大学情報メディア教育研究センターのソフトウェアを用いて実施されました。また、平成22～24年度の戦略的基盤技術高度化支援事業「油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発」の一部として実施され、気泡除去装置内の流れの可視化実験では、株式会社ティーエヌケーの田中信之氏、三科一男氏、川村仁人氏、川杉大輔氏にご協力いただき、キャビテーション壊食低減実験、作動油の体積弾性係数測定実験では、一般財団法人機械振興協会技術研究所の五嶋裕之氏から実験データをご提供いただきました。また、プロジェクトの管理・運営をご担当されていましたタマティーエルオー株式会社の三宅隆氏には、運営に関わることだけでなく、情報収集や実験等の研究のサポートをしていただきました。プロジェクトのアドバイザーとしてご協力頂きました福岡新五郎氏、株式会社コマツの布谷貞夫氏、室蘭工業大学教授の風間俊治先生、出光興産株式会社の小別所匡寛氏には、プロジェクトの実施期間だけでなく、プロジェクトとしての活動が終了してからも研究の助言を頂いておりました。この場を借りて、関係の皆様へ謝意を申し上げます。

本研究は、筆者の所属する高機能メカトロデザイン研究室で約20年にわたって継続して実施されてきました。共に研究を実施してきた後輩だけでなく、これまでにご卒業された諸先輩方が築き上げてきた成果がなければ本論文をまとめることはできませんでした。この場を借りて、本研究に携わり、大きな成果を残して下さいました田中研究室の卒業生と在校生の皆様へ、心より感謝申し上げます。

## 業績一覧

### 論文（査読付き）

- 1) 坂間清子, 鈴木隆司, 田中豊, 気泡除去装置の設計と評価に関する研究（第2報 スパイラル係数を用いた放気口径と流出口径の選定）, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 45巻, 5号, pp.79-84, 2014.9
- 2) 坂間清子, 田中豊, 鈴木隆司, 気泡除去装置の設計と評価に関する研究（第1報 放気口径の選定）, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 44巻, 2号, pp.43-48, 2013.3
- 3) Sayako SAKAMA, Yutaka TANAKA, Ryushi SUZUKI, Optimization of Bubble Eliminator through Numerical and Experimental Investigation, International Journal of Automation Technology, Vol.6, No.4, pp.418-425, 2012.7
- 4) Yutaka TANAKA, Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Bubble Elimination from Working Oil for Environmentally Friendly Hydraulic System Design, International Journal of Automation Technology, Vol.6, No.4, pp.488-493, 2012.7

### 国際会議・シンポジウム（査読付き）

- 1) Sayako SAKAMA, Yutaka TANAKA, Ryushi SUZUKI, High Efficiency Bubble Eliminator for Hydraulic Systems, Proc. The 9th International Symposium on Fluid Power, Shimane, 2D1-4, pp.431-434, 2014.10.29
- 2) Yutaka TANAKA, Sayako SAKAMA, Shinichi Yokota, Kazuo Nakano, Comparative Study on Performance of Fluid Power and Electric Actuators, Proc. The 8th fluid Power Transmission & Control Conference, China, pp. 53-57, 2014.8
- 3) Yutaka TANAKA, Sayako SAKAMA, Hiroyuki GOTO, Experimental Investigation of Effective Bulk Modulus of Oil with Entrained Air Bubbles, Proc. The 12th International Conference on Motion and Vibration (MOVIC2014), Sapporo, 2D22, 2014.8.5
- 4) Sayako SAKAMA, Hiroyuki GOTO, Haruna Higashi, Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA, Air Bubble Separation and Elimination from Working Fluids for Performance Improvement of Hydraulic Systems, Proc. IFPE 2014 in Las Vegas, No.27.1, 2014.3.7
- 5) Sayako SAKAMA, Hiroyuki GOTO, Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA, Change of oil properties with bubble elimination in hydraulic systems, Proc. 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, Czech Republic, pp.33-40, 2013.10
- 6) Sayako SAKAMA, Yutaka TANAKA, Ryushi SUZUKI, Performance Evaluation of Bubble Eliminator in Hydraulic Systems, Proc. ICMT2013 in Korea, BMA01, 2013.10.17
- 7) Yutaka TANAKA, Sayako SAKAMA, Kazuo NAKANO, Hiroshi KOSODO, Comparative Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic, Pneumatic, and Electric Motors, Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control (FPMC2013), FPMC2013-4459, 2013.10.07
- 8) Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA, Nobuyuki TANAKA, Optimal Design

of Bubble Eliminator by Numerical and Experimental Investigation, Proceeding of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, pp.182-187, 2011.10

- 9) Sayako SAKAMA, Yutaka TANAKA, Ryushi SUZUKI, Numerical Evaluation of Bubble Eliminator for Hydraulic Systems, 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, IEEE Catalog No. CFP1199K-CDR, pp.534-539, 2011.8

#### 国際会議・シンポジウム

- 1) Sayako SAKAMA, Kazuo MISHINA, Yutaka TANAKA, Ryushi, SUZUKI, Flow Visualization for Bubble Elimination of Hydraulic Systems, Proc. The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization (FLUCOME2013), Nara, OS1-03-1, 2013.11.19
- 2) Hiroyuki GOTO, Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA, Reduction of Cavitation Damage by Elimination of Bubbles in Oil Reservoir, Proc. The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization (FLUCOME2013), Nara, OS1-02-4, 2013.11.19
- 3) Sayako SAKAMA, Yutaka TANAKA, Ryushi SUZUKI, Performance evaluation of bubble eliminator using swirl flow in hydraulic systems, Proceedings of the 8th International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP2013 in Hangzhou), pp.73-76, 2013.4.10

#### 学会発表

- 1) 服部美月, 坂間清子, 田中豊, 鈴木隆司, 気泡除去装置の流れ解析 (気泡混入量の違いによる比較), 日本機械学会山梨講演会講演論文集, pp.8-9, 2014.10
- 2) 渡辺修平, 坂間清子, 五嶋裕之, 田中豊, 気泡を含む油の体積弾性係数モデルの比較, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, pp.6-7, 2014.10
- 3) 神戸晴夏, 坂間清子, 外川貴規, 田中豊, ER 流体を用いたマイクロロボット用制動装置の設計, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, pp.10-11, 2014.10
- 4) 坂間清子, 鈴木隆司, 田中豊, 油中気泡の分離除去システム, IFPEX2014 (第 24 回フルードパワー国際見本市) カレッジ研究発表展示論文集, pp.7-8, 2014.9
- 5) 田中豊, 坂間清子, 五嶋裕之, 鈴木隆司, 油中気泡の分離除去による油圧システムの性能向上, IFPEX2014 (第 24 回フルードパワー国際見本市) カレッジ研究発表展示論文集, pp.9-10, 2014.9.
- 6) 五嶋裕之, 坂間清子, 田中豊, 気泡の含む油の体積弾性係数の測定, IFPEX2014 (第 24 回フルードパワー国際見本市) カレッジ研究発表展示論文集, pp.11-12, 2014.9
- 7) 坂間清子, 田中豊, 東春那, 五嶋裕之, 油中気泡の除去が油の体積弾性係数におよぼす影響, 平成 26 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.40-42, 2014.5.29
- 8) 坂間清子, 田中豊, 鈴木隆司, 気泡除去装置の形状パラメータの最適化, (気泡径の違いによる比較), 平成 26 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.37-39, 2014.5.29

- 9) 坂間清子, 田中 豊, 気泡除去装置の形状パラメータの選定法の提案, 平成 25 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.103-105, 2013.11.7
- 10) 東 春那, 五嶋裕之, 坂間清子, 鈴木隆司, 田中 豊, 油中気泡の除去が油の特性変化におよぼす影響, 日本機械学会 2013 年度年次大会講演論文集 DVD, No.13-1, S111025, 2013.9.9
- 11) 坂間清子, 田中豊, 鈴木隆司, 気泡除去装置の高性能化, 日本機械学会・第 13 回運動と振動の制御シンポジウム MOVIC2013 USB 論文集, No.13-18, C33, 2013.8.30
- 12) 田中豊, 坂間清子, 油圧・空気圧と電気モータの特性比較に関する調査報告, 電気学会・多自由度新世代アクチュエータの性能評価調査専門委員会, 2013.8.19
- 13) 田中豊, 坂間清子, 中野, 油圧・空気圧と電気モータの特性比較に関する調査研究, 平成 25 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.25-27, 2013.5.27
- 14) 坂間清子, 田中 豊, 鈴木隆司, 気泡除去装置の性能評価 (スパイラル係数による評価) 平成 25 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.22-24, 2013.5.27
- 15) 坂間清子, 田中豊, 鈴木隆司, スパイラル係数を用いた気泡除去装置の性能評価法の提案, 平成 24 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.52-54, 2012.11
- 16) 五嶋裕之, 坂間清子, 鈴木隆司, 田中 豊, 油中気泡除去によるキャビテーション壊食の低減, 平成 24 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.151-153, 2012.11
- 17) 坂間清子, 田中 豊, 鈴木隆司, 旋回流を利用した気泡除去装置の性能評価方法の提案, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.120-3, pp.30-31, 2012.10
- 18) 田中貴之, 五嶋裕之, 坂間清子, 鈴木隆司, 田中豊, タンク内油中気泡の除去によるキャビテーション壊食の低減, 日本機械学会 2012 年度年次大会論文集, S116064, 2012.9
- 19) 五嶋裕之, 田中貴之, 坂間清子, 鈴木隆司, 田中豊, キャビテーションと気泡除去装置, 平成 24 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.79-81, 2012.5
- 20) 坂間清子, 田中貴之, 五嶋裕之, 鈴木隆司, 田中豊, タンク内油中気泡の除去がキャビテーションに与える影響, 第 12 回機素潤滑設計部門講演会講演論文集, pp.177-178, 2012.4
- 21) 坂間清子, 三科一男, 鈴木隆司, 田中豊, 気泡除去装置内の流れの可視化, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, pp.38-39, 2011.10
- 22) 坂間清子, 田中豊, 鈴木隆司, 五嶋裕之, 田中信之, 油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術, 第 23 回フルードパワーシステム国際見本市論文集, pp.1-2, 2011.7
- 23) 坂間清子, 鈴木隆司, 田中豊, 気泡除去装置の形状パラメータの最適化 (テーパ管路部長さの評価), 平成 23 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.46-48, 2011.5
- 24) 坂間清子, 鈴木隆司, 田中豊, 数値解析による気泡除去装置の設計指針の確立(形状パラメータによる比較), 平成 22 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp.172-174, 2010.12
- 25) 田中豊, 坂間清子, 鈴木隆司, 数値解析による気泡除去装置の設計指針の確立, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, pp.46-47, 2010.10

#### 解説記事・その他

- 1) 坂間清子, 第 24 回フルードパワー国際見本市から見えてくるフルードパワー機器の進化, フルードパワー (日本フルードパワー工業会誌), 28 巻, 4 号, pp.30-31, 2014.11
- 2) 坂間清子, ICHP2013 におけるフルードパワー技術研究動向, フルードパワーシステム (日本フルードパワーシステム学会誌), 45 巻, 2 号, pp.76-77, 2014.3
- 3) 坂間清子, 次世代油圧動力伝達システムワークショップ, フルードパワーシステム (日本フルードパワーシステム学会誌), 44 巻, 4 号, pp.252-253, 2013.7
- 4) 坂間清子, 旋回流れと CFD, 油空圧技術, 52 巻, 5 号, pp.19-25, 2013.5
- 5) 田中 豊, 坂間清子, 学会論文にみるフルードパワー研究 15 年の検証, 油空圧技術, 51 巻, 11 号, pp.104-111, 2012.10
- 6) 坂間清子, 参加学生から見た今回の国際シンポジウム, フルードパワーシステム (日本フルードパワーシステム学会誌), 43 巻, 第 2 号, pp.113-115, 2012.3
- 7) 田中 豊, 坂間清子, 田中信之, 三科一男, 川村仁人, 五嶋裕之, 鈴木隆司, 三宅隆, 戦略的基盤技術高度化支援事業・油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発, 油空圧技術, 50 巻, 10 号, pp.42-45, 2011.10
- 8) 坂間清子, 第 23 回フルードパワー国際見本市参観記, フルードパワー (日本フルードパワー工業会誌), 25 巻, 4 号, pp.40-42, 2011

#### 受賞学術賞

- 1) 日本機械学会若手優秀講演フェロー賞 「気泡除去装置の高性能化」(2014.3)
- 2) 平成 22 年度秋季フルードパワーシステム講演会 最優秀講演賞 (2011.5)

# 付録

## 付録A 実験装置の写真と図面

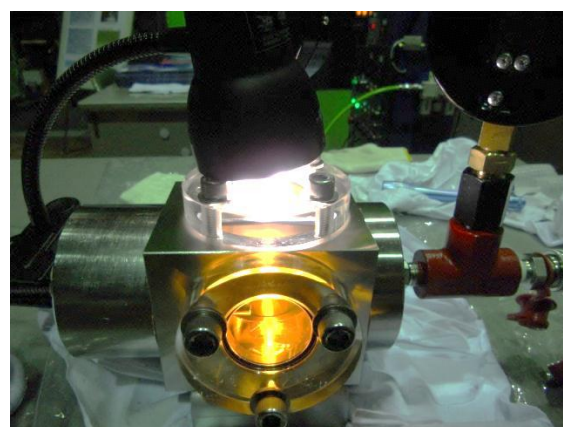
### i. キャビテーション噴流実験装置と体積弾性係数測定装置



**Fig. S- A-1 Photograph of experimental equipment for high-pressure experiment**

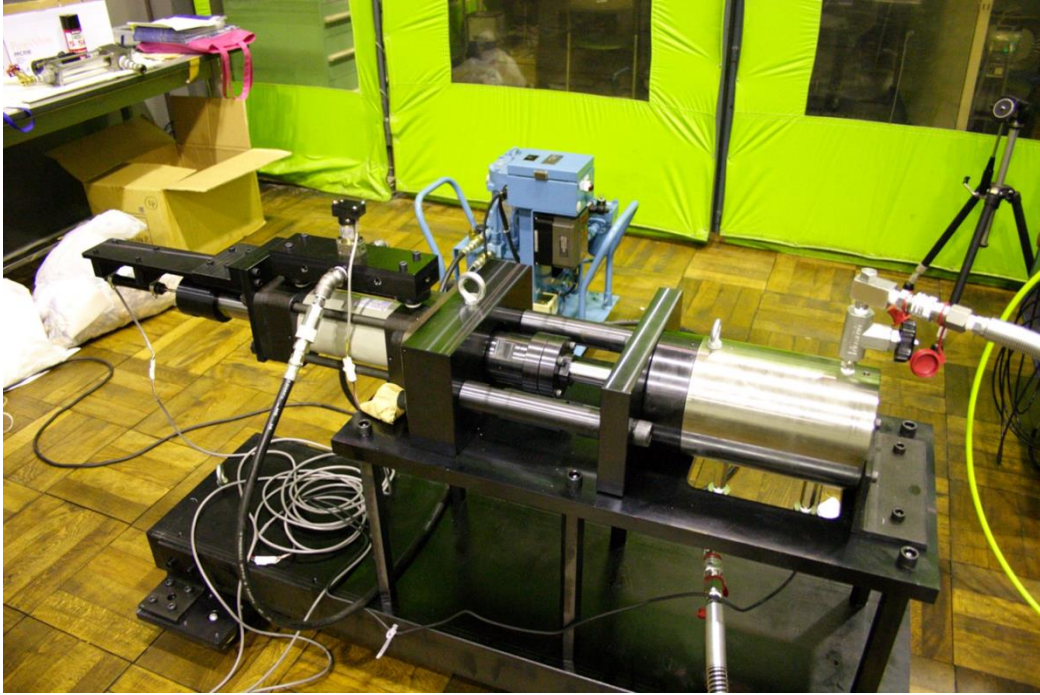


(a) Test chamber for experiment of cavitation erosion

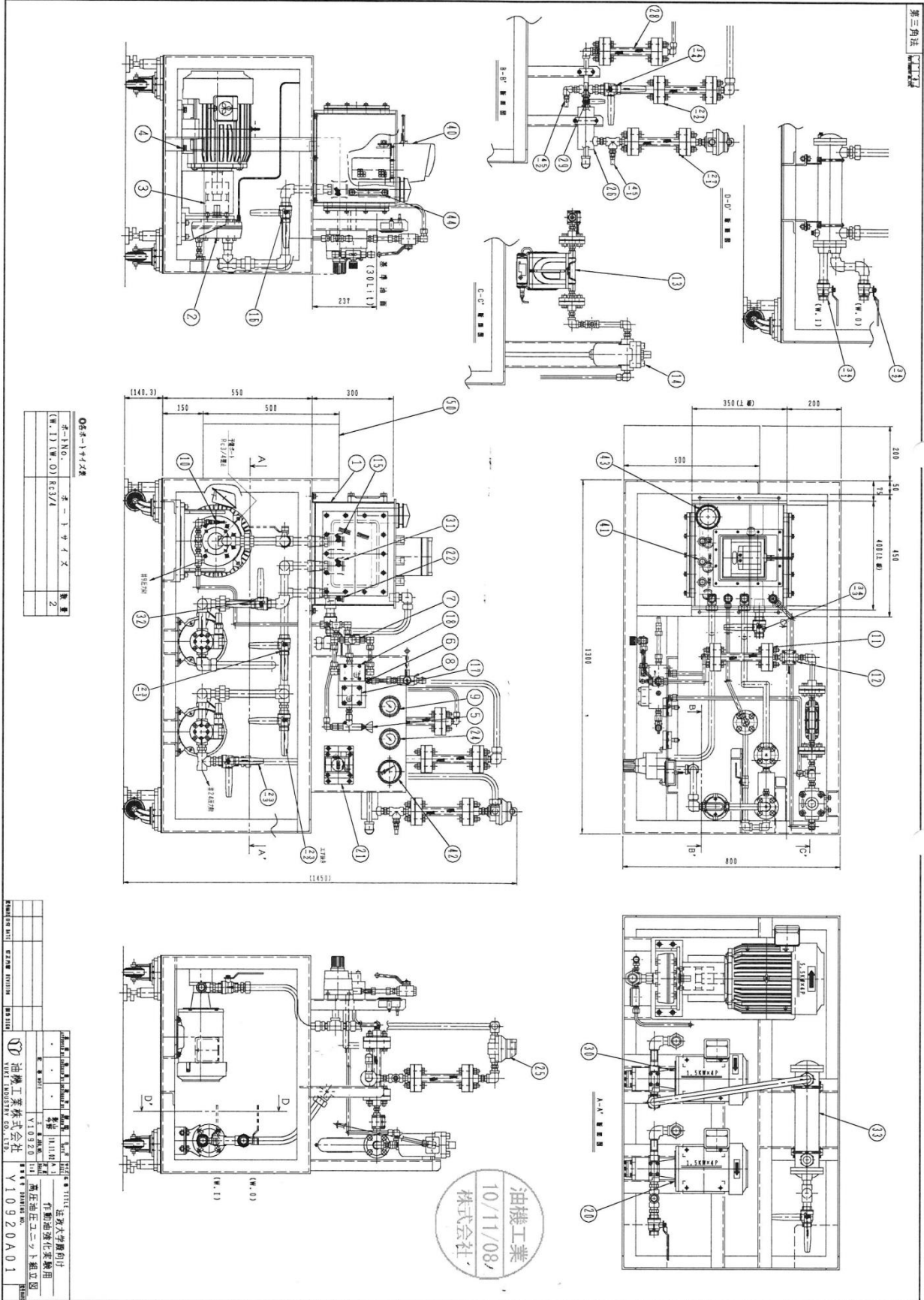


(b) Test chamber for experimental flow visualization of cavitation jet

**Fig. S- A-2 Photograph of test chamber for cavitation test**



**Fig. S- A-3 Photograph of experimental equipment for bulk modulus test**



068-1412機

系列No.	ネーミング	数量
(M.1) (W.0) K33/A		2

油機工業株式会社	油機工業株式会社
〒100-0001 東京都千代田区千代田1-1-1	〒100-0001 東京都千代田区千代田1-1-1
TEL 03-5561-1111	TEL 03-5561-1111
FAX 03-5561-1112	FAX 03-5561-1112
代表取締役 高橋 隆夫	代表取締役 高橋 隆夫
営業部長 高橋 隆夫	営業部長 高橋 隆夫
技術部長 高橋 隆夫	技術部長 高橋 隆夫
経理部長 高橋 隆夫	経理部長 高橋 隆夫
総務部長 高橋 隆夫	総務部長 高橋 隆夫
生産部長 高橋 隆夫	生産部長 高橋 隆夫
検査部長 高橋 隆夫	検査部長 高橋 隆夫
倉庫部長 高橋 隆夫	倉庫部長 高橋 隆夫
品質管理部長 高橋 隆夫	品質管理部長 高橋 隆夫
環境管理部長 高橋 隆夫	環境管理部長 高橋 隆夫
安全管理部長 高橋 隆夫	安全管理部長 高橋 隆夫
情報管理部長 高橋 隆夫	情報管理部長 高橋 隆夫
法律顧問 高橋 隆夫	法律顧問 高橋 隆夫
税理士 高橋 隆夫	税理士 高橋 隆夫
10920A01	10920A01

Fig. S- A-4 Drawing of experimental equipment for high-pressure experiment



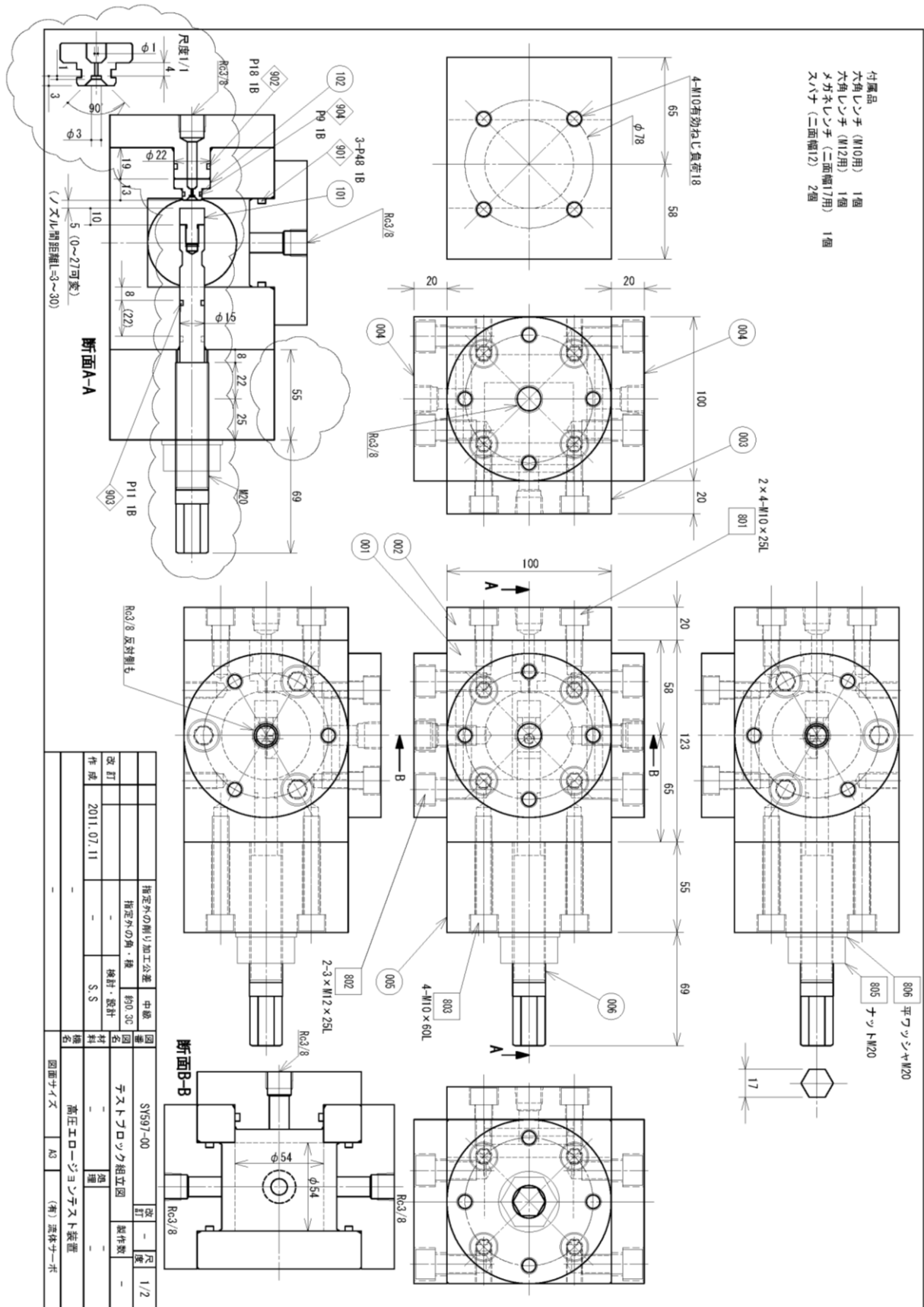


Fig. S- A-5 Drawing of test chamber for cavitation erosion test

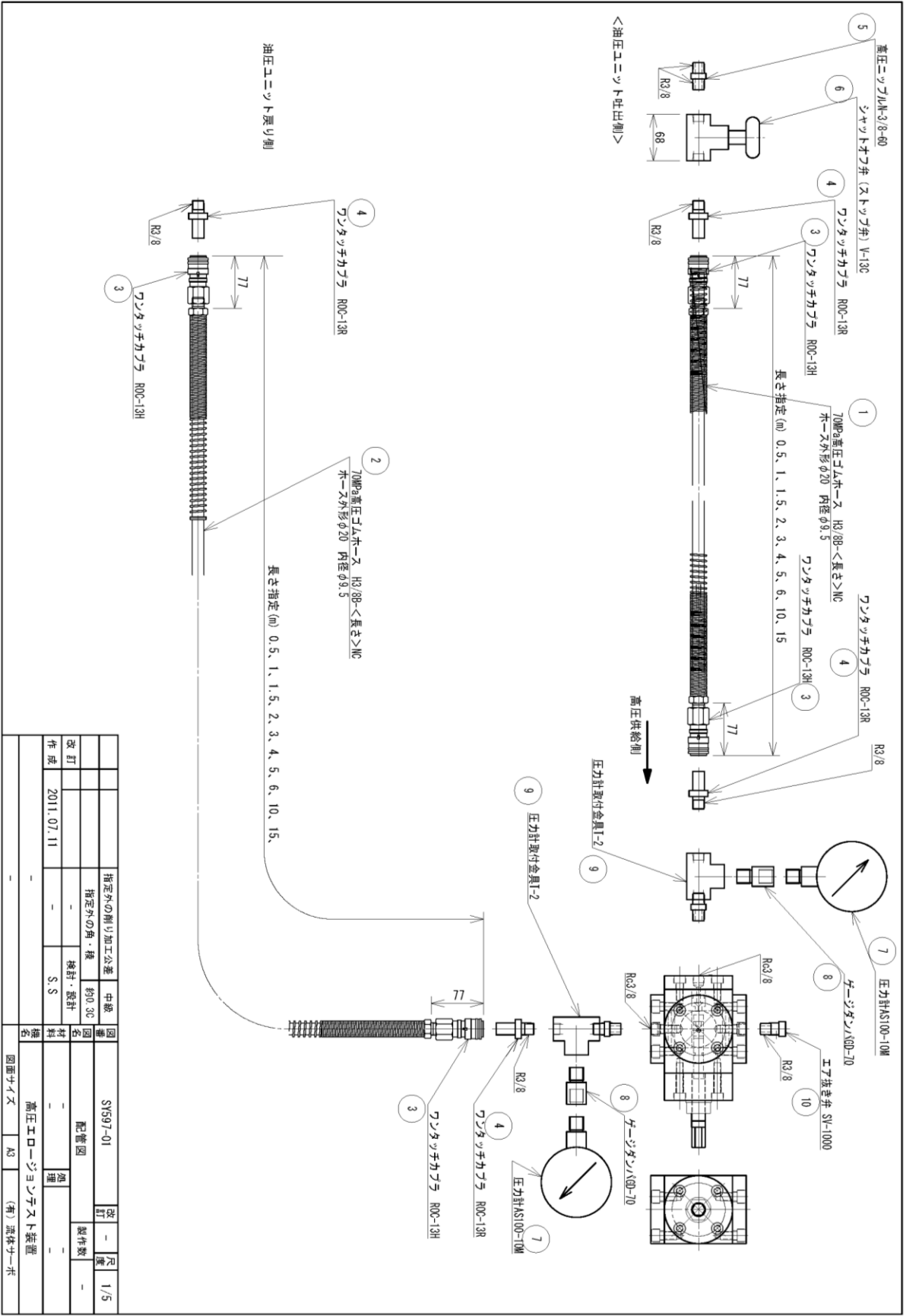


Fig. S- A-6 Drawing of pipe arrangement

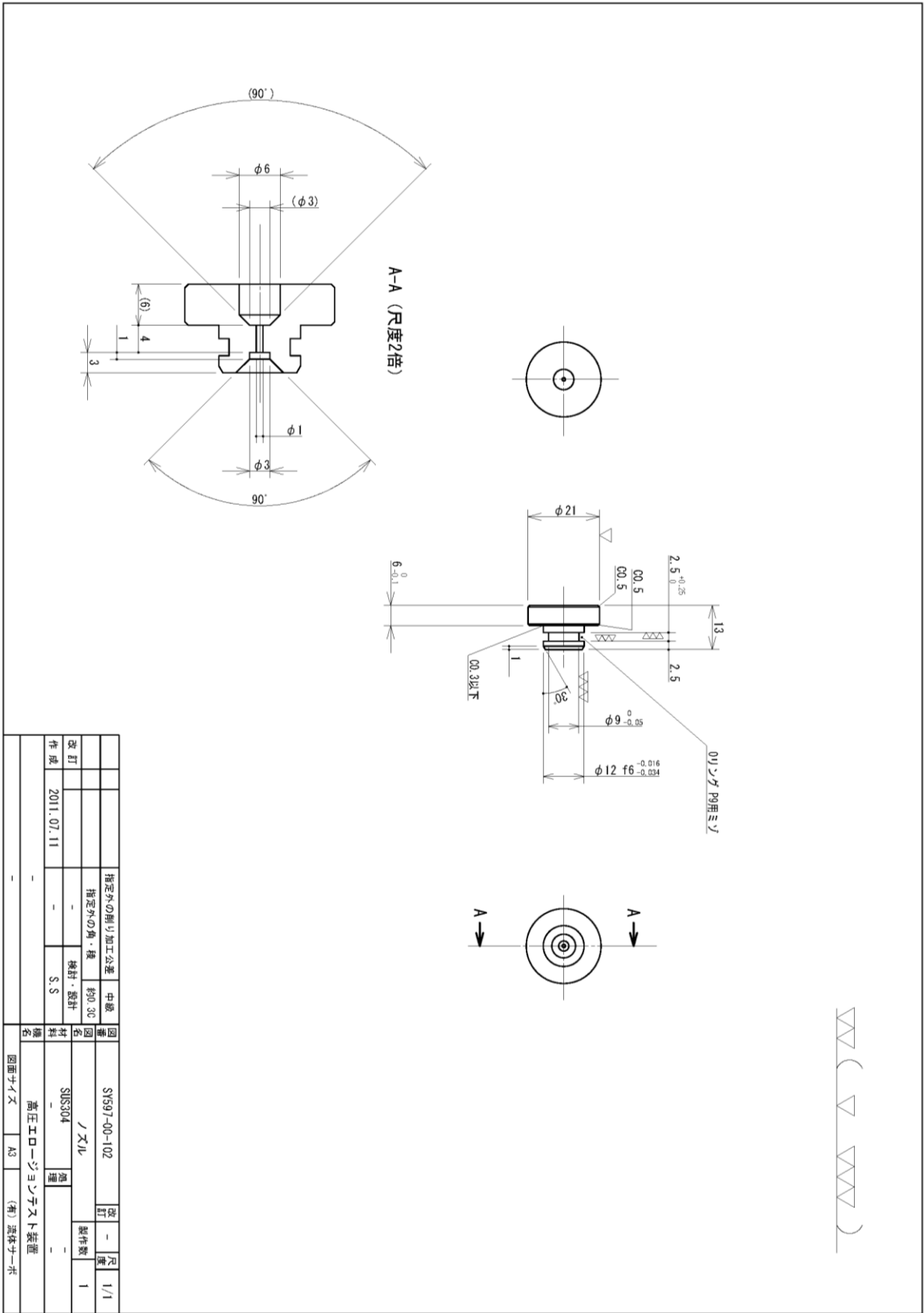
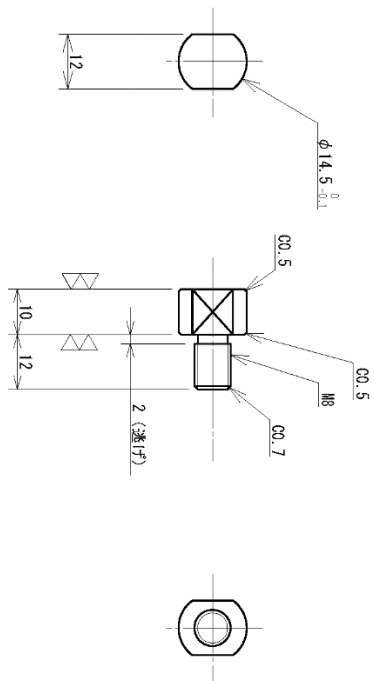


Fig. S- A-7 Drawing of cylindrical choke

▽ (▽▽▽)



図番	SY997-00-101	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース
改訂	-	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S
作成	2011.07.11	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017
変更	-	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置
図面サイズ	A3	(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート	
図番	SY997-00-101	改訂	-	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース
改訂	-	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S
作成	2011.07.11	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017
変更	-	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置
図面サイズ	A3	(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート	
図番	SY997-00-101	改訂	-	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース	図名	テストピース
改訂	-	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S	検計・設計	S.S
作成	2011.07.11	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017	材料	A2017
変更	-	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置	装置	高圧エローションテスト装置
図面サイズ	A3	(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート		(補) 添付シート	

Fig. S- A-8 Drawing of test specimen

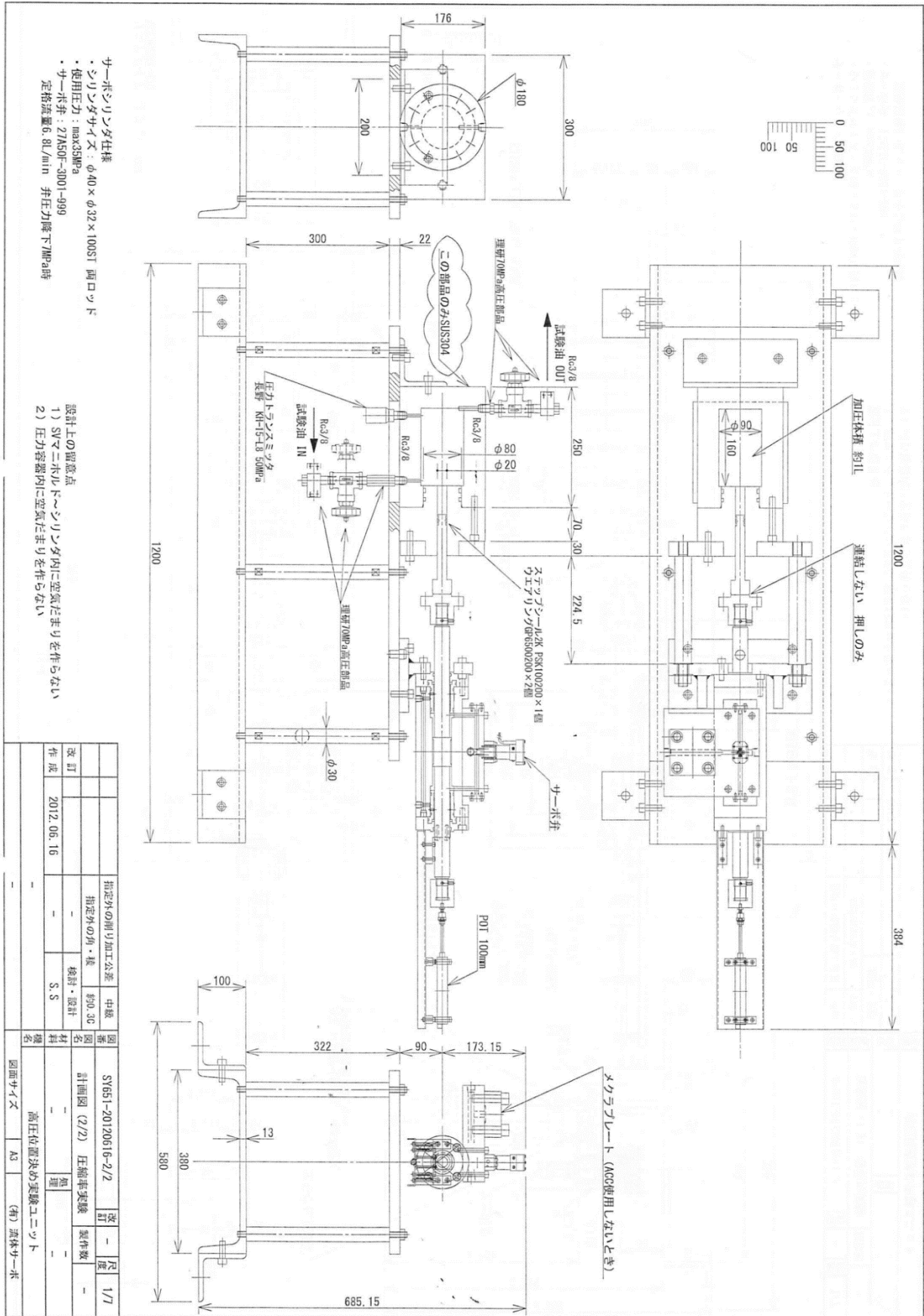
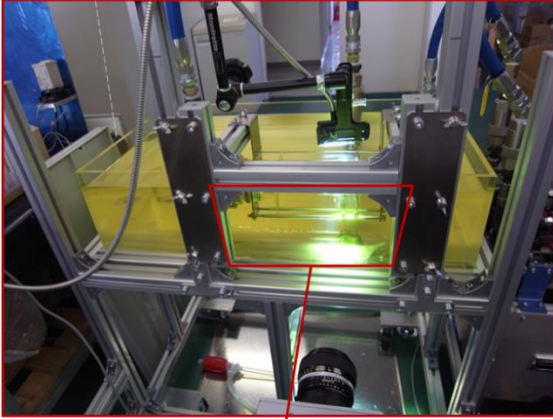


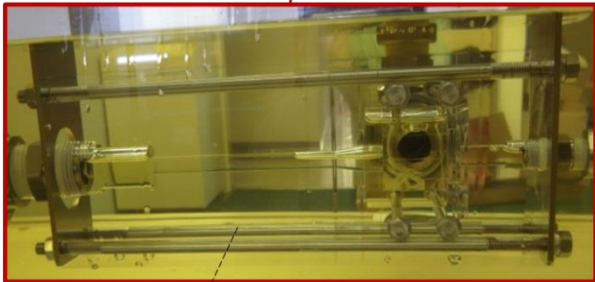
Fig. S- A-9 Drawing of experimental equipment for bulk modulus test

ii. 気泡除去装置の可視化実験装置

Oil butt



Transparent reservoir



Transparent bubble eliminator

**Fig. S- A-10 Photograph of equipment for experimental flow visualization**

## 付録B 解析モデルについて

### i. 基礎方程式

STAR-CCM+では、離散化手法に有限体積法を使用し、各セルについて質量保存方程式、運動量保存方程式、エネルギー保存方程式、化学種保存方程式を解く。本研究では、装置内部の流れは温度変化や化学反応を伴わないと仮定し、支配方程式は質量保存方程式と運動量保存方程式の2式のみを使用している。単相流モデルでは、質量保存方程式と運動量保存式はそれぞれ以下の(B-1)式と(B-2)式であたえられる。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (\text{B-1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial}{\partial x_j} u_i \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g \quad (\text{B-2})$$

ここで、 $\rho$  は密度、 $u_i$  と  $u_j$  は流速、 $p$  は圧力、 $\mu$  は粘性係数、 $g$  は重力加速度であり、 $x_i = x_1, x_2, x_3$  の下付きの添え字は、デカルト座標系における  $x, y, z$  を表す。

### ii. オイラー混相流モデル

オイラー混相流モデルでは、連続相と分散相の挙動を共にオイラー的に解いており、各相について支配方程式を解いている。分散相の体積潜入率が 0.05~0.95 と広範囲の流れに対して解析が可能であり、体積占有率は、以下の関係式で表される。

$$\sum_{k=c}^d \alpha_k = 1 \quad (\text{B-3})$$

ここで、 $\alpha$  は体積占有率、添え字の  $c$  と  $d$  はそれぞれ連続相と分散相である。気泡除去装置内の作動油と気泡の挙動は定常的な流れとしているため非定常項は省略され、さらに各相の密度は一定と仮定しているため質量保存方程式と運動量保存方程式はそれぞれ以下の2式で表される。

$$\alpha_k \frac{\partial}{\partial x_j} (u_{kj}) = 0 \quad (\text{B-4})$$

$$\alpha_k \rho_k \frac{\partial}{\partial x_j} (u_{kj} u_{ki}) - \alpha_k \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_k + \tau_k^T) = -\alpha_k \frac{\partial p}{\partial x_j} + \alpha_k \rho_k g + M_k \quad (\text{B-5})$$

ここで、添え字の  $k$  は相  $k$  に関わる物理量であり、 $\tau_k$  と  $\tau_k^T$  はそれぞれ分子、乱流応力である。また、オイラー混相流モデルでは、気液界面での運動量の交換を考慮することが可能であり、 $M_k$  は単位体積あたりの相間運動量の移動量を表す。分散相の相間運動量の移動量  $M_d$  は以下の(B-6)式で与えられる。

$$M_d = F_D + F_{VM} + F_L \quad (\text{B-6})$$

ここで、 $F_D$ 、 $F_{VM}$ 、 $F_L$  はそれぞれ抗力、仮想質量力、揚力であり、それぞれ以下の(B-7)～(B-9)式であたえられる。

$$F_D = \frac{3}{4} \frac{\alpha_d \rho_c C_d}{D_B} |u_c - u_d| \left( |u_c - u_d| - \frac{v_c^T}{\alpha_c \alpha_d \sigma_\alpha} \frac{\partial \alpha_d}{\partial x_i} \right) \quad (\text{B-7})$$

$$F_{VM} = C_{VM} \alpha_d \rho_c \left( \frac{D^c u_c}{Dt} - \frac{D^d u_d}{Dt} \right) \quad (\text{B-8})$$

$$F_L = C_L \alpha_d \rho_c [|u_c - u_d| \times (\nabla \times u_c)] \quad (\text{B-9})$$

ここで、 $C_d$ 、 $C_{VM}$ 、 $C_L$  は、それぞれ抵抗係数、仮想質量係数、揚力係数、 $v_c^T$  は連続相の乱流運動粘性、 $D_B$  は分散相の粒子径、 $\sigma_\alpha$  は乱流プラントル数、 $D^k/Dt$  は相  $k$  に対する全微分を表す。

オイラー混相流モデルでは、乱流モデルに  $k$ - $\varepsilon$  乱流モデルが採用されているが、これは乱流エネルギー保存方程式 ( $k$  方程式) と乱流エネルギー散逸率保存方程式 ( $\varepsilon$  方程式) を解くモデルである。流れ場を定常流れとし、流体の密度を一定とすることで、 $k$  方程式と  $\varepsilon$  方程式はそれぞれ以下の(B-10)式と(B-11)式であたえられる。

$$\begin{aligned} & \alpha_c \rho_c \frac{\partial}{\partial x_j} (u_{cj} k_c) - \alpha_c \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_c + \mu_c^T}{\sigma_k} \frac{\partial k_c}{\partial x_i} \right) \\ & = \alpha_c \left\{ \mu_c \left( \frac{\partial u_{cj}}{\partial x_i} + \frac{\partial u_{ci}}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_c}{\partial x_i} - \rho_c \varepsilon_c \right\} - A_d \frac{v_c^T}{\alpha_c \alpha_d \sigma_\alpha} |u_c - u_d| \cdot \frac{\partial \alpha_d}{\partial x_i} + 2A_d (C_t - 1) k_c \end{aligned} \quad (\text{B-10})$$



$$\begin{aligned}
& \alpha_c \rho_c \frac{\partial}{\partial x_j} (u_{ci} \varepsilon_c) - \alpha_c \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_c + \mu^T_c}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon_c}{\partial x_i} \right) \\
& = \alpha_c \frac{\varepsilon_c}{k_c} \left\{ C_1 \mu_c \left( \frac{\partial u_{cj}}{\partial x_i} + \frac{\partial u_{ci}}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_c}{\partial x_i} - C_2 \rho_c \varepsilon_c \right\} + 2A_d (C_t - 1) \varepsilon_c
\end{aligned} \tag{B-11}$$

ここで、 $\mu^T_k$ は乱流粘性、 $k_c$ は連続相乱流運動エネルギー、 $\varepsilon_c$ は $k_c$ の散逸率、 $\sigma_\varepsilon$ は $\varepsilon$ 方程式の乱流プラントル数、 $C_t$ は連続相の速度変動に対する分散相の速度変動の比率、 $C_1$ と $C_2$ は実験定数である。

### iii. ラグランジェ混相流モデル

ラグランジェ混相流モデルは、連続相の挙動をオイラー的に、分散相の挙動をラグランジェ的に解くモデルである。ラグランジェ混相流モデルでは、分散相の体積占有率は以下の(B-12)式で表される。

$$\alpha_d = \sum_{m=1}^n n_{dm} V_{dm} / \Delta V$$

$n_{dm}$ と $V_{dm}$ はそれぞれ $m$ 番目のパーセルの粒子数と粒子の体積、 $\Delta V$ は検査体積を表す。ラグランジェ混相流でも、連続相の保存方程式は実質的に(B-1)式、(B-2)式を修正した形で表される。オイラー混相流モデルと同様に流れ場を定常流れとし、流体の密度は一定と仮定すると、連続相の質量保存と運動保存の各保存方程式は、それぞれ(B-13)と(B-14)であたえられる。

$$\alpha_c \frac{\partial}{\partial x_j} (u_{cj}) = 0 \tag{B-13}$$

$$\alpha_c \rho_c \frac{\partial}{\partial x_j} (u_{cj} u_{ci}) - \alpha_c \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial}{\partial x_j} u_c \right) = -\alpha_c \frac{\partial p}{\partial x_j} + s_i \tag{B-14}$$

ラグランジェ混相流モデルでは、分散相の挙動をラグランジェ的に解くため、オイラー的に流れの挙動を解く場合と異なり、分散相に対する質量と運動量の保存方程式は各粒子に対して表される。ただし、本論文では分散相の蒸発や凝縮は考慮しておらず、粒子の質量移動を考慮していないため、分散相の質量移動を表す支配方程式は用いず、運動量方程式のみを用いる。分散相の運動量方程式は、分散相が一様流中を速度 $u_d$ で移動する場合に作用する力の合力で表され、以下の式(B-15)で表される。

$$m_d \frac{du_d}{dt} = F_{dr} + F_p + F_{am} + F_b \quad (\text{B-15})$$

ここで、 $m_d$  は分散相である粒子の質量であり、 $F_{dr}$ 、 $F_p$ 、 $F_{am}$ 、 $F_b$  はそれぞれ抵抗力、圧力、仮想質量、体積力を表す項で、以下の式(B-16)～(B-19)で表される。

$$F_{dr} = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |u_c - u_d| (u_c - u_d) \quad (\text{B-16})$$

$$F_p = -V_d \nabla p \quad (\text{B-17})$$

$$F_{am} = -C_{am} \rho V_d \frac{d(u_d - u)}{dt} \quad (\text{B-18})$$

$$F_b = m_d [\mathbf{g} - \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) - 2(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}_d)] \quad (\text{B-19})$$

ここで、 $C_d$  は抵抗係数、 $A_d$  は粒子断面積、 $V_d$  は粒子体積、 $\nabla p$  は搬送流体の圧力勾配、 $p$  は静圧成分、 $C_{am}$  は仮想質量係数、 $\mathbf{g}$  は重力加速度ベクトル、 $\boldsymbol{\omega}$  は回転角速度ベクトル、 $\mathbf{r}$  は回転軸に対する距離ベクトルである。

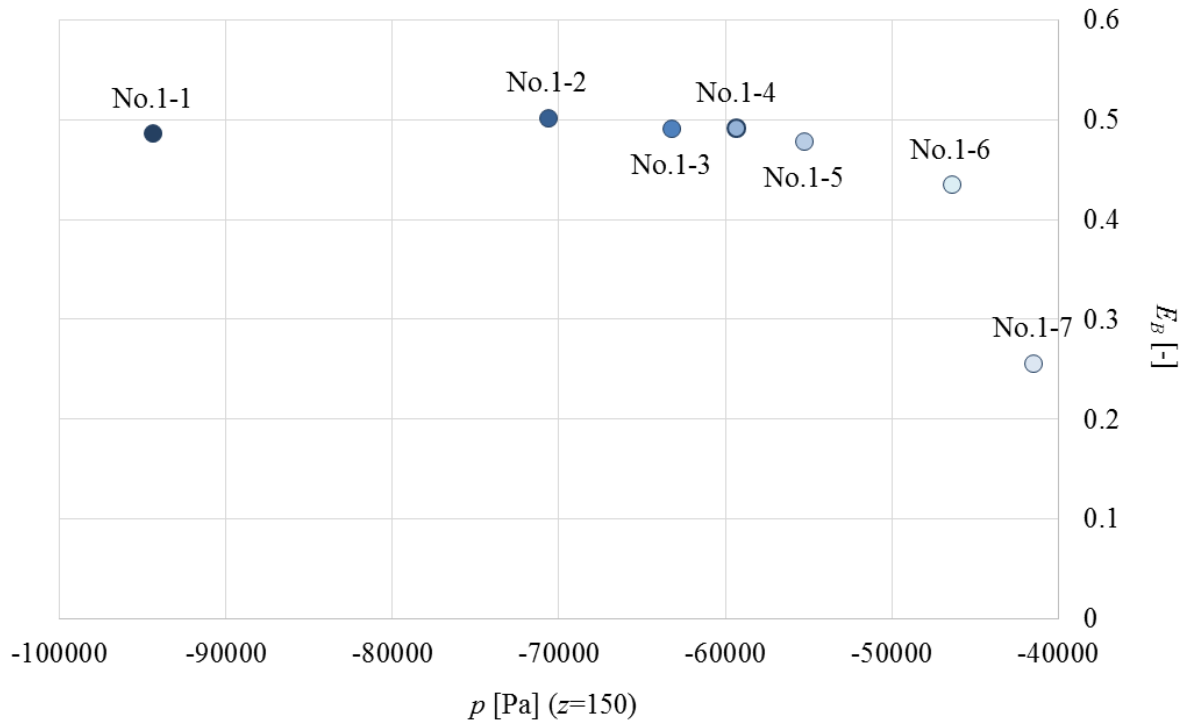
## 付録C 流入口形状と装置の径の違いによる比較

本論文では、気泡除去装置の流入口幅  $w$  と流入口高さ  $h$  は、基準のパラメータから変更せずに装置の最適形状を検討している。これは、流入口のパラメータは装置の圧力損失に大きく影響をおよぼすためである。しかし流入口の面積は装置に流入する流入流速を大きく変化させるため、装置を設計する上で無視できないパラメータである。ここで、流入口に関わるパラメータが装置の性能におよぼす影響を示す。

はじめに、流入口のアスペクト比を変更して実施した数値解析の結果を示す。Table S- C-1 に装置の形状パラメータの条件を示す。本論文で基準のパラメータとしているのは、No.5 の流入口幅  $w = 3 \text{ mm}$ 、 $h = 6 \text{ mm}$  の条件である。流体の条件は、流入流量  $Q_i = 20 \text{ L/min}$ 、流体の動粘度  $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、気泡混入率  $R_{QB} = 0.1 \%$ 、放気口からの流出比  $R_v = 20 \%$  としている。Fig. S- C-1 に各条件の気泡除去率  $E_B$  を示す。横軸は、装置の流入口の圧力を基準としたときの、装置の中心軸上の  $z = 150 \text{ mm}$  の圧力  $p$  を表しており、値が小さいほど圧力損失が大きいことを表す。流入口のアスペクト比は装置の流入流速には影響をおよぼさないが、アスペクト比が変わることで気泡除去率が変化することがわかる。 $w$  が小さいほど圧力損失が大きくなるが気泡除去率が向上すること、また  $z = 150 \text{ mm}$  の圧力が No.5 の条件よりも小さくなると気泡除去率は大きく変化しなくなることがわかる。気泡除去率が高く、さらに圧力損失が小さい条件ほど、装置の性能は高いと評価することができ、本条件の中では No.5 の条件が最も性能が高いと評価できる。したがって、本論文では、流入口のアスペクト比を No.5 の条件を基準とした。

**Table S- C-1 Analysis conditions for comparison with the aspect ratio of inlet port**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]
1-1	20	20	6	1	18
1-2	20	20	6	1.5	12
1-3	20	20	6	2	9
1-4	20	20	6	2.5	7.2
1-5	20	20	6	3	6
1-6	20	20	6	6	3
1-7	20	20	6	12	1.5



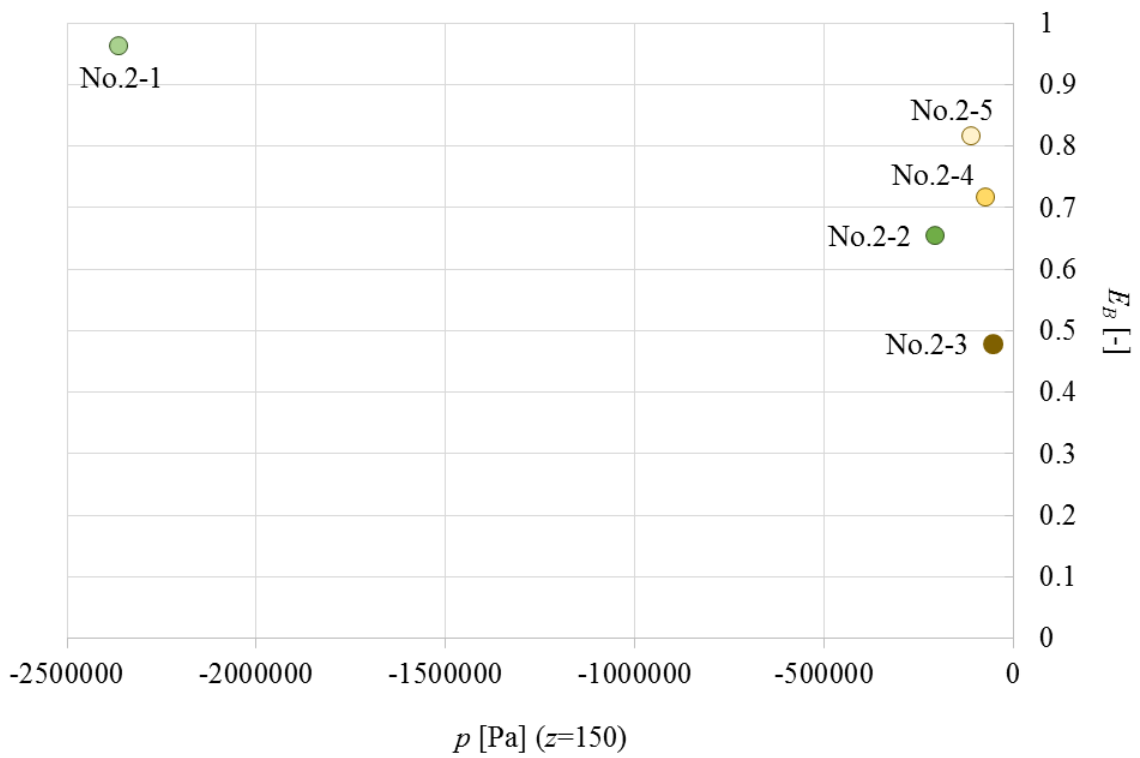
**Fig. S- C-1 Rate of bubble removal with changes in the aspect ratio of inlet port**

次に、流入口面積が装置の性能におよぼす影響を明らかにする。流入口面積が小さくなることで旋回流速が向上し、気泡の除去性能は向上すると考えられるが、同時に圧力損失も増大する。また、装置の旋回流速は、流入口面積だけでなく、装置の内径によっても変化する。ここでは、流入口面積と装置の径を種々変更して実施した数値解析の結果を合わせて比較する。Table S- C-2 に形状パラメータの条件を示す。流体の条件は、流入口のアスペクト比を変更して実施した数値解析の条件と同じである。Fig. S- C-2 に気泡除去装置の流入口面積と装置の径を変更したときの気泡除去率を示す。なお、本結果でも  $z = 150$  mm の圧力の値を横軸にとっている。流入口面積と装置の径が小さくなることで、気泡除去率は向上するが、圧力損失も増大することがわかる。特に流入口面積の変化にともなう圧力損失の増大は大きい。圧力損失に対する気泡除去率の変化で比較すると、装置の径を変更する方が、少ない圧力損失で気泡除去率が向上することがわかる。したがって、旋回流速を向上させることで気泡除去性能を向上させる場合には、流入口面積よりも装置の径を小さくする方が適している。

本論文では、以上の結果を踏まえ、圧力損失の増大を抑えて気泡除去率を向上させるために、流入口のパラメータを変更せずに気泡除去性能の向上を図った。

**Table S- C-2 Analysis conditions for comparison with the area of inlet port**

No.	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_3$ [mm]	$w$ [mm]	$h$ [mm]
2-1	20	20	6	1	2
2-2	20	20	6	2	4
2-3	20	20	6	3	6
2-4	15	15	4.5	3	6
2-5	10	10	3	3	6



**Fig. S- C-2 Rate of bubble removal with changes in the area of inlet port**

## 付録D レイノルズ数と無次元気泡径

6-2-1 項では、レイノルズ数と無次元気泡径を一致させることで気泡除去性能を維持できることを示した。しかし、レイノルズ数と無次元気泡径を個々に一致させる場合、気泡径と作動油の動粘度が既知であれば流入流量と流出口径が決まってしまうため、流入流量が調整できない条件では装置の性能を最適化することが困難になる。したがって、レイノルズ数と無次元気泡径の関係を一つの指標で示す必要がある。

気泡径を考慮した指標を設定するために、気泡にかかる向心力に注目した。旋回する流体中の粒子は半径方向に向心力を受ける。そのときの加速度は中心からの距離  $r$  に依存し、 $r\omega^2$  で与えられる。さらに粒子は流体粘性力を受け、向心力と流体粘性力がつりあうと等速度(終端速度  $U_{tc}$ ) で移動する。そのときの気泡除去装置内の気泡の終端速度  $U_{tc}$  は以下の式(D-1) で与えられる。

$$U_{tc} = \frac{(\rho_H - \rho_B) D_B^2 r \omega^2}{18\mu} \quad (\text{D-1})$$

ここで、 $\rho_H$  と  $\rho_B$  はそれぞれ油と気泡の密度、 $D_B$  は気泡径、 $\mu$  は作動油の粘性係数である。本論文では、流出口の半径 (=  $D_2 / 2$ ) を  $r$  とし、角速度  $\omega$  は、装置内部の油を剛体と仮定して流入口の流入流速  $U_{si}$  と流入管路部半径  $r$  から求めている。また、 $\rho_B$  は  $\rho_H$  に比べて極めて小さいため、上式は、以下の式(D-2)で書き換えることができる。

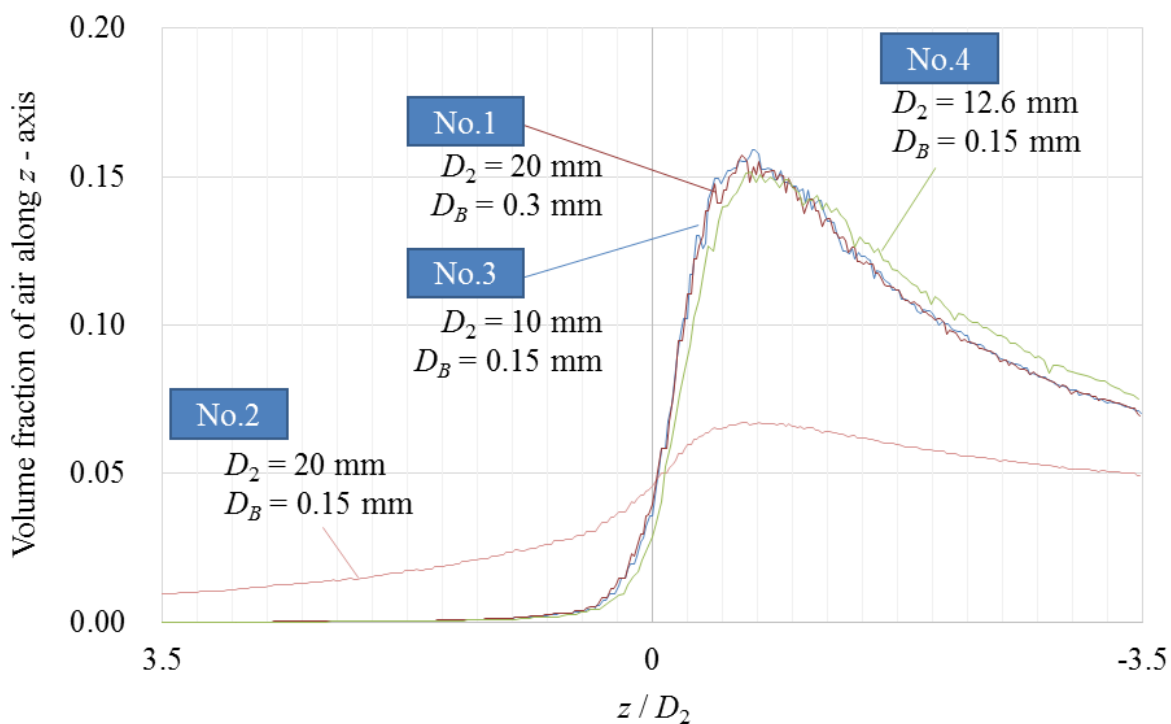
$$U_{tc} = \frac{1}{9} \frac{D_2 U_{si}}{\nu} \left( \frac{D_B}{D_2} \right)^2 U_{si} \quad (\text{D-2})$$

ここで、 $\nu$  は作動油の動粘度である。 $U_{tc}$  は  $U_{si}$  を代表速度をとしたときのレイノルズ数と無次元気泡径の 2 乗に比例し、特に無次元気泡径の影響が大きいことがわかる。本論文では、レイノルズ数と無次元気泡径の 2 乗の積  $Re (D_B / D_2)^2$  を気泡の集合を表す指標とし、この値が等しいときの気泡の挙動を比較する。Table S- D-1 の No.1 ~ 3 に Table 6-1 で示した各条件の  $Re (D_B / D_2)^2$  の値を示す。気泡含有率分布が一致した No.1 と No.3 の条件では、 $Re (D_B / D_2)^2$  も一致することがわかる。ここで、流入流量  $Q_i$  と動粘度  $\nu$  を No.1 と同じ条件とし、気泡径  $D_B$  のみを小さくしたときの装置の設計法を検討する。表中の No.4 は、 $Re (D_B / D_2)^2$  が No.1 と一致するように  $D_2$  を決定したときの条件であり、 $D_2$  以外の形状パラメータも No.1 の相似形状で縮小している。Fig. S- D-1 に装置の中心軸上の気泡含有率分布を示す。No.1 と No.3 の条件だけでなく、No.4 の条件も気泡含有率分布はよく一致していることがわかる。したがって、レイノルズ数と無次元気泡径の 2 乗の積  $Re (D_B / D_2)^2$  を一致させることで気泡の挙動が一致すると考えられる。今後さらに様々な条件で解析を実施し、この指標の妥当性を確

認する必要がある.

**Table S- D-1 Reynolds number and non-dimensional bubble diameter**

No.	$D_2$ [mm]	$D_B$ [mm]	$Q_i$ [L/min]	$Re$ [-]	$D_B / D_2$ [-]	$Re (D_B / D_2)^2$ [-]
1	20	0.3	20	667	0.015	0.15
2	20	0.15	20	667	0.008	0.04
3	10	0.15	10	667	0.015	0.15
4	12.6	0.15	20	1058	0.012	0.15



**Fig. S- D-1 Volume fraction along the central axis with changes in Reynolds number and non-dimensional bubble diameter**

## 付録E 気泡の混入した作動油の等価体積弾性係数の理論モデル

作動油に気泡が混入すると、油だけでなく、空気の圧縮性を考慮して体積弾性係数を算出する必要がある。Fig. S- E-1 に油と空気の圧力変化と体積変化の関係を示す。ここで、 $V_H$ は油の体積、 $V_B$ は空気の体積である。この関係を圧縮率 $\beta$ で表すと、以下の式(E-1)で表せる。

$$\beta = -\frac{1}{V_H + V_B} \frac{d(V_H + V_B)}{dp} = -\left( \frac{1 - x_p}{V_H} \frac{dV_H}{dp} + \frac{x_p}{V_B} \frac{dV_B}{dp} \right) \quad (\text{E-1})$$

ここで、 $x_p$ は圧力 $p$ における油に対する空気の混合比（ $= V_B / (V_H + V_B)$ ）である。体積弾性係数は圧縮率の逆数であり、空気の混入した作動油の等価正接体積弾性係数は式(E-1)を書き換えることで以下の式(E-2)で表される。

$$K_e = \frac{K_H K_B}{K_B + x_p (K_H - K_B)} \quad (\text{E-2})$$

$K_H$ は油の正接体積弾性係数、 $K_B$ は空気の正接体積弾性係数であり、それぞれ式(E-3)と(E-4)で表される。

$$K_H = \frac{\bar{K}_H (\bar{K}_H - p)}{K_{H0}} \quad (\text{E-3})$$

$$K_B = np \quad (\text{E-4})$$

ここで、 $K_{H0}$ は初期圧力 $p_0$ での油の体積弾性係数、 $n$ はポリトロップ指数である。また、 $\bar{K}_H$ は圧力 $p$ における油の平均体積弾性係数であり、以下の式(E-5)で表される。

$$\bar{K}_H = K_{H0} + mp \quad (\text{E-5})$$

式中の $m$ は、圧力の変化に対する油の平均体積弾性係数の変化（ $= \Delta \bar{K}_H / \Delta p$ ）を表す。

また、油中の空気は、圧力の変化に伴って、圧縮・膨張するだけでなく、油中に溶解・析出するとすれば、式(E-1)、(E-2)中の $x_p$ は以下の式(E-6)で表される。

$$x_p = 1 - \frac{1}{1 + \frac{x_{p-dp} + dx_p}{1 - x_{p-dp} + dx_p} \cdot \frac{1 - \frac{dp}{K_B}}{1 - \frac{dp}{K_H}}} \quad (\text{E-6})$$

ここで $x_{p-dp}$ は圧力 $p - dp$ における空気の体積混合比、 $dx_p$ は、圧力が $dp$ 変化したときに空気



が油中に溶解あるいは析出することで変化する空気の体積混合比の変化量である。空気の作動油への溶解は長い時間を要する現象であるのに対し、作動油からの空気の析出は短い時間で起こる現象である。したがって、 $dx_p$  は圧力だけでなく時間の関数であると言えるが、空気の溶解速度・析出速度と圧力の定量的な関係は明らかになっていない。ここでは、空気の作動油への溶解を時間に比例する現象、空気の作動油からの析出を圧力に比例する現象と仮定し、 $dx_p$  を以下の式(E-7)で定義した。

$$\begin{cases} dx_p = -x_{p0} \frac{dt}{T_d} & (t \leq t_c) \\ dx_p = (x_{p0} - x_{pc}) \frac{dp}{p_c - p_0} & (t > t_c) \end{cases} \quad (\text{E-7})$$

ここで、 $p_c$  は降圧行程において空気の析出が生じる気泡分離圧、 $t_c$  は降圧行程において圧力が  $p_c$  になる時間、 $T_d$  は空気が全て作動油に溶解するのに要する時間である。Fig. S- E-2 に各変数の関係を示す。

2.3 節の作動油の等価体積弾性係数の測定実験では、気泡除去の有無が作動油の等価体積弾性係数に大きく影響をおよぼすことを明らかにした。しかし、本実験では油中に混入した気泡の量を測定することはできておらず、体積弾性係数と油中の気泡量の関係を明らかにすることはできていない。本節では、実験結果から初期状態での気泡量  $x_{p0}$  を推定し、実験結果から算出された等価体積弾性係数と本節で提案した数学モデルを用いて算出された等価体積弾性係数を比較することで数学モデルの妥当性を検証する。なお、ここでは大気圧を初期圧力  $p_0$  とし、断熱過程を仮定してポリトロップ指数  $n$  を 1.4 とする。また、実験では、シリンダの変位速度が遅いほど断熱状態を保持することが困難になると考えられるため、数学モデルとの比較には、シリンダの変位速度が 10 mm/s の実験結果を用いる。

大気圧下の空気の体積混合比  $x_{p0}$  は、式(E-2)の等価正接体積弾性係数を等価平均体積弾性係数に書き換え、 $x_{p0}$  の式として整理し直すことで得られる。等価平均体積弾性係数と大気圧下での空気の体積混合比は、それぞれ以下の式(E-8)と(E-9)で表される。

$$\bar{K}_e = \frac{\bar{K}_H \bar{K}_B}{\bar{K}_B + x_{p0} (\bar{K}_H - \bar{K}_B)} \quad (\text{E-8})$$

$$x_{p0} = \frac{\bar{K}_B (\bar{K}_H - \bar{K}_e)}{\bar{K}_e (\bar{K}_H - \bar{K}_B)} \quad (\text{E-9})$$

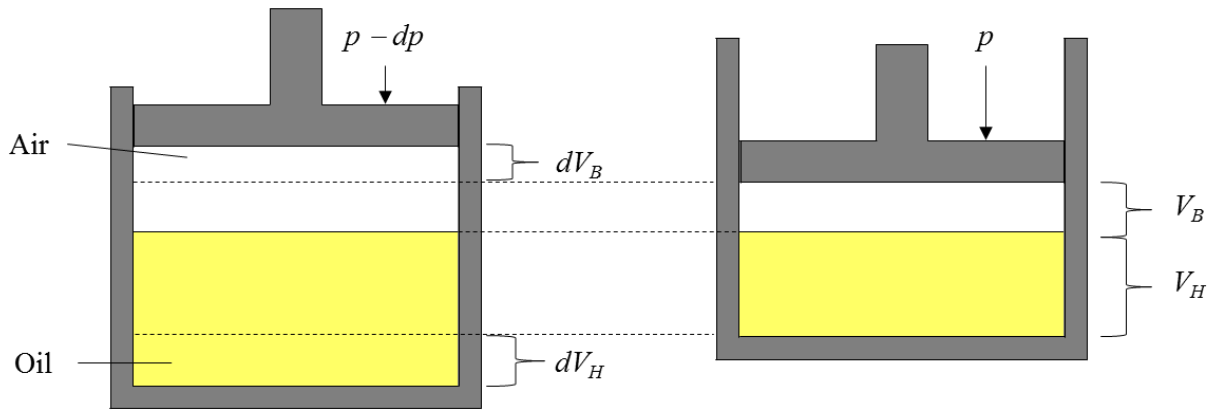
気泡を除去しない条件における大気圧下の空気の体積混合比  $x_{p0}$  を推定するために、実験結果から  $\bar{K}_H$  と  $\bar{K}_e$  を算出する。なお、気泡除去装置を用いて油中気泡を除去したときの空気の体積混合比を  $x_{p0} = 0.0\%$ 、そのときの平均体積弾性係数を  $\bar{K}_H$  とし、気泡を除去しない条件で算出された平均体積弾性係数を  $\bar{K}_e$  とする。また、空気の平均体積弾性係数と正接体積弾性係数の違いはわずかであるため、 $\bar{K}_B = np$  とする。はじめに、気泡の混入していない

作動油の平均体積弾性係数を求めるために、実験結果から大気圧下の作動油の体積弾性係数  $K_{H0}$  と体積弾性係数の変化係数  $m$  を求める。高压下では気泡が体積弾性係数にあたる影響は無視できるほど小さいため、圧力 20 MPa と 40 MPa の平均体積弾性係数を算出し、その値から  $m$  ( $=\Delta\bar{K}_H/\Delta p$ )、 $K_{H0}$  ( $=\bar{K}_H - mp$ ) を算出した。また、圧力  $p = 40$  MPa での気泡を除去したときの平均体積弾性係数  $\bar{K}_H$  と気泡を除去しないときの平均体積弾性係数  $\bar{K}_e$  を実験結果から算出し、さらに空気の体積弾性係数  $\bar{K}_B$  を算出することで、気泡を除去しない条件での大気圧下の空気の体積混合比  $x_{p0}$  を求めた。式(E-7)の  $p_c$  と  $T_d$  は未知数であるが、Fig. 2-14 から、気泡を除去しない条件でも降圧行程では  $p \geq 2.4$  MPa で体積弾性係数は気泡を除去した条件と同程度の値を示すことから、 $p_c = 2.4$  MPa とした。空気が全て溶解するのに要する時間  $T_d$  については、値を見積もることが困難であるため、ここでは  $T_d = 10, 30, 50$  s の3通りの条件で体積弾性係数を算出して比較した。Table S- E-1 に以上の計算、実験結果から決定した各変数の値を示す。

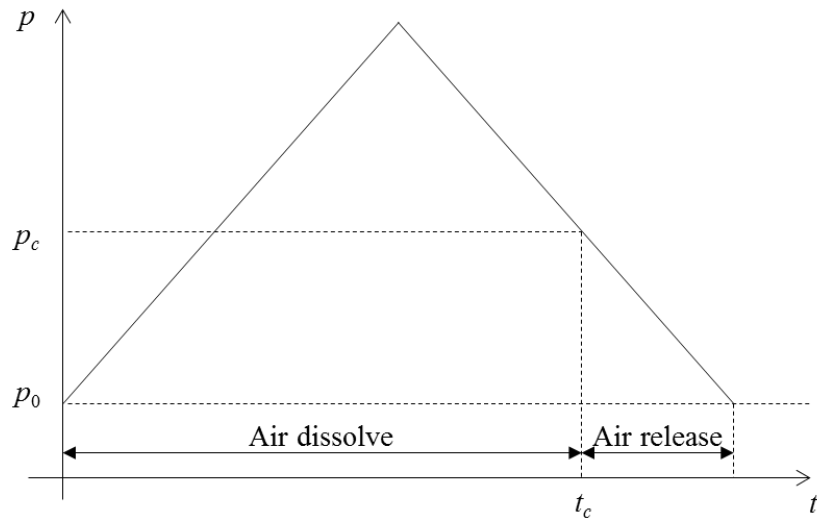
Fig. S- E-3 に、2.3 節で示した実験結果と本節で提案した数学モデルから算出したそれぞれの等価正接体積弾性係数を示す。本節で提案した数学モデルでも、実験結果と同様に油中に混入した気泡の量が増加することで体積弾性係数は大幅に低下している。また、昇圧行程では、空気の溶解時間  $T_d$  の違いは体積弾性係数に影響をおよぼさず、実験結果とよく一致することがわかる。一方、降圧行程では、 $T_d$  の違いで体積弾性係数は大きく異なり、 $T_d$  が小さいほど昇圧行程と降圧行程での体積弾性係数の差が大きいことがわかる。以上のことから、空気の溶解・析出現象は、空気の混入した作動油の体積弾性係数に大きく影響をおよぼすことが明らかになった。またこれらの現象を考慮することで、実験で確認された体積弾性係数のヒステリシス特性を数学モデルでも表すことが可能になった。

本節で推定した油中の気泡量は 0.15 % であり、非常に低い値であるにもかかわらず体積弾性係数は大幅に低下している。わずかな気泡でも油圧システムの動特性にあたる影響が大きいことは明らかであり、油圧システムでは、油中に混入する気泡量が可能な限り少ない状態を維持することが重要である。

なお、本節で示した体積弾性係数の数学モデルでは、気泡にかかる圧力と作動油にかかる圧力は等しいと仮定しているが、気泡が極めて小さい条件では、表面張力による自己加圧効果で気泡内部の圧力が周囲の圧力よりも高くなることが予想される。気泡の混入した作動油の剛性を精確に評価するために、今後は作動油に混入した気泡の圧力の変化を考慮した数学モデルの検討が必要である。



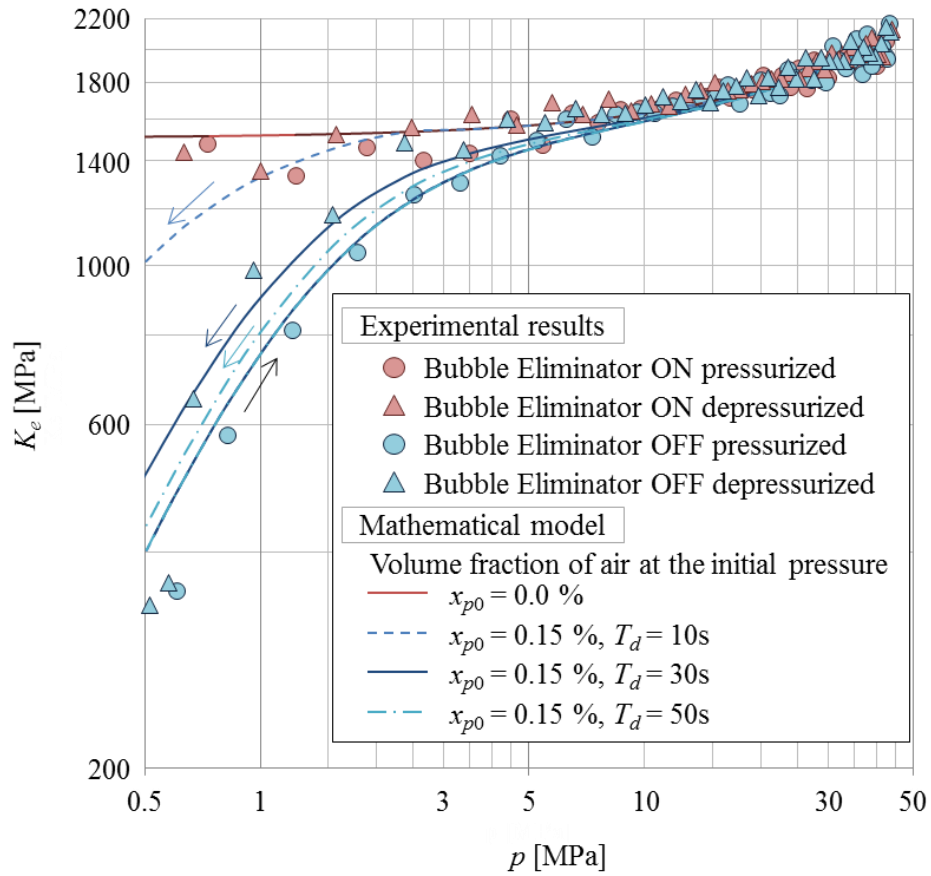
**Fig. S- E-1 Volume change of oil and air at operating pressure**



**Fig. S- E-2 Air release pressure and time**

**Table S- E-1 Variables for calculation of the effective bulk modulus**

$m$ [-]	$K_{H0}$ [MPa]	$x_{p0}$ [%]	$p_c$ [MPa]	$T_d$ [s]
6.6	1510	0.15	2.4	10, 30, 50



**Fig. S- E-3 Effective bulk modulus depending on bubble elimination and dissolving velocity**