

船用ディーゼルノズルの
噴霧特性と内部流れに関する研究

2016年1月

横部 澄人

博士論文 「船用ディーゼルノズルの噴霧特性と内部流れに関する研究」

— 目 次 —

第1章 序論

1.1 はじめに	2
1.2 船用エンジンを取り巻く状況	4
1.3 ノズル内流れと燃料噴霧の関連性に関する従来の研究	11
1.4 本研究の目的	30
1.5 ノズル内流れに影響を及ぼす因子	31
1.6 本論文の構成	34
1.7 第1章の参考文献	35

第2章 船用ディーゼルノズルの噴霧特性に関する実験的研究

2.1 実験装置および実験方法	39
2.2.1 水噴射装置概略	39
2.2.2 水供給ポンプ	40
2.1.3 高圧水ポンプ	41
2.1.4 油圧ポンプ	42
2.1.5 シール油ポンプ	43
2.1.6 計装機器およびアキュムレータ	44
2.1.7 水噴射弁の構造	45
2.1.8 水噴射弁の制御	48
2.1.9 圧力およびリフト量の波形データ収集方法	51
2.1.10 水噴射弁ノズル	55
2.1.11 噴射量の測定(サンプリング法)	60
2.1.12 噴霧モーメント法による噴孔毎の噴射率計測	63
2.1.13 噴霧およびノズル内部流れの撮影と画像解析方法	69
2.2 実験条件, 実験結果および考察	74
2.2.1 実験条件	74
2.2.2 水噴射時の圧力、リフト波形に関する考察	75

2.2.3	噴孔配置が各噴孔の噴射量におよぼす影響	76
2.2.4	噴霧モーメント法による噴射率計測結果の妥当性の検証	79
2.2.5	噴孔配置が噴射率におよぼす影響	80
2.2.6	船用ディーゼルノズルの噴霧特性 —噴霧到達距離に関する考察—	82
2.2.7	船用ディーゼルノズルの噴霧特性 —噴射率と噴霧到達距離に関する考察—	86
2.3	まとめ	88
2.4	第2章の参考文献	89
第3章 船用ディーゼルノズルの内部流れに関する実験的研究		
3.1	実験条件および考察	91
3.1.1	実験条件	91
3.1.2	船用ディーゼルノズルの内部流れの可視化結果 —噴射初期のノズル内流れ—	92
3.1.3	船用ディーゼルノズルの内部流れの可視化結果 —噴射中期のノズル内流れ—	96
3.1.3	船用ディーゼルノズルの内部流れの可視化結果 —噴射後期のノズル内流れ—	97
3.1.4	ノズル内流れが噴霧におよぼす影響	98
3.2	まとめ	102
3.3	第3章の参考文献	103
第4章 船用ディーゼルノズルの内部流れに関する数値解析		
4.1	はじめに	105
4.2	支配方程式と離散化	106
4.3	計算モデルおよび境界条件	109
4.3.1	燃料弁および燃料ノズル	109
4.3.2	本研究で実施する解析内容と目的	109
4.3.3	2次元軸対称非定常解析の解析モデル	109
4.3.4	3次元定常解析の解析モデル	113
4.3.5	使用機器および初期条件	116
4.4	2次元軸対称非定常解析の解析結果および考察	118
4.4.1	針弁リフトと流量の関係	118

4.4.2 針弁リフトと圧力分布、速度分布、ボイド率分布	119
4.5 3次元定常解析の解析結果および考察	125
4.6 3次元定常解析と可視化実験の比較	132
4.7 まとめ	134
4.8 第4章の参考文献	136
第5章 結論	138
謝辞	141
主要論文リスト	142



第1章

序論

1.1 はじめに

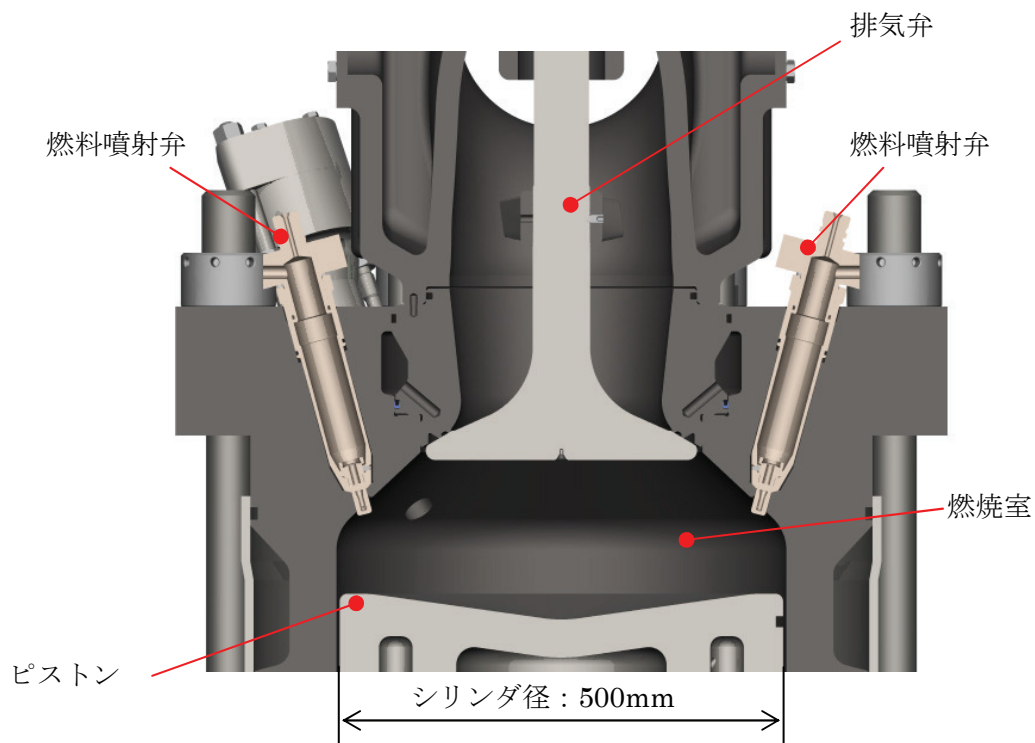
近年、船用ディーゼル機関から排出される排ガスに関する規制が施行され、今後さらなる規制強化が決められている。この様な中、排ガス中に含まれる有害物質に対する様々な低減技術が各所において精力的に研究、開発されている。また、燃料消費率低減や燃焼改善への研究、開発は長年にわたり継続されている。大型船舶に搭載される船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関は、熱効率が約 50%に達しており、今後大幅な燃費改善は見込めないものの、排ガス中の有害物質低減、燃費改善は、今後もディーゼル機関が船用機関として使用される限り、探究され続ける課題である。

エンジン燃焼室内の複雑な現象を理解する上で有効なツールとなっている数値解析は、自動車用エンジンのみならず、船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関においても以前から行われている。しかし、燃焼室の幾何学的な大きさや、自動車用エンジン等とは異なる特殊な燃料噴霧形態（サイドインジェクションと非対称な噴孔配列）のため（図 1.1）、その解析精度については、自動車用エンジンで行われているものと比べ、改善すべき点が未だ多数残されている。例えば、燃料の燃焼状態を左右する燃料噴霧については、多くの研究がなされているが、自動車用エンジンの様に、燃料噴霧の状態に大きな影響を及ぼす燃料噴射弁や噴射ノズル内の流れを考慮に入れた数値計算を行っている例は未だ見られない。さらに、燃料噴射弁やノズル内流れに焦点を当てた研究自体についても自動車用エンジンに比べて多くなく、その現象の理解は不十分と考えられる。

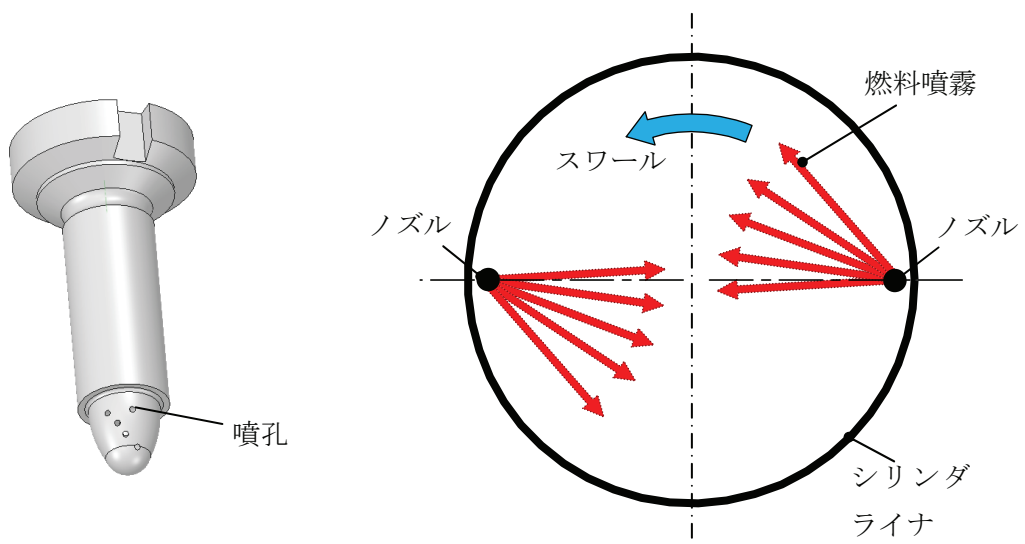
排ガス規制が強まる中、これに適応するための技術開発が盛んに行われている一方で、シリンダ内の燃焼に関わる現象の 1 つを例にとっても、理解が不十分な点が残されており、現在よりも更なる熱効率や燃焼改善を計るための課題は多く残されている。製品化に直結する研究開発が盛んに行われている昨今であるが、基礎研究の重要性を再認識する時期と思量すると共に、著者もその一端を担いたいと考える。

本研究では、著者が勤務する会社が製造している船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の燃料噴射弁および噴射ノズル内流れに注目する。

第 1 章では、現在、船用業界に非常に大きな影響を及ぼしている、排ガス規制動向や、原油価格についてその概要を述べる。さらに、本研究で対象としている燃料ノズル内流れの特性と燃料噴霧の関連を調査した従来の研究に関して、その概要を述べる。



(a) 船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の燃焼室断面図の一例
(MITSUI-MAN B&W S50ME 機関)



(b) 燃料噴射ノズルの一例

(単気筒試験機関 MTE40 用)

(c) 燃焼室内の燃料噴霧のイメージ

(燃焼室上方から見た図)

図 1.1 船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の一例
(燃焼室断面とノズルの一例, 燃料噴霧のイメージ)

1.2 船用エンジンを取り巻く状況

近年、船舶業界に最もインパクトを与えている事象として、IMO (International Maritime Organization, 国際海事機関) による海洋汚染防止条約 (MARPOL 73/78 : International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as modified by the Protocol of 1978 relating thereto) 付属書IV (ANNEX IV) 「船舶からの大気汚染物質防止のための規制」がある。これは、船舶から排出される NO_x, SO_x を規制するものである。この条約は 2005 年 5 月 19 日に発効し施行され、その後、NO_x 規制, SO_x 規制共に段階的に規制が強化されることになっている。以下に、これらの規制動向を述べる。また、温室効果ガス規制の世界的な取組みが行われているが、船舶に関する CO₂ 規制についても述べる。さらに、海運業界に大きなインパクトを与える原油価格についても簡単に述べる。

1.2.1 NO_x規制の状況⁽¹⁾

新造船に適用される ANNEX IV の規制として、2001 年 1 月 1 日以降に建造した船舶に搭載され、定格出力が 130kW を超えるディーゼル機関 (非常時のみ使用されるものを除く) に対して NO_x 排出量の規制値が規定されている。2008 年に採択された改正 ANNEX IV では、以下の通り、改正前に適用されていた規制を 1 次規制とし、2 次規制, 3 次規制と段階的な規制の強化が行われることとなった。表 1.1 に、機関の定格回転数 n に対する規制の概要を示す。

表 1.1 NO_x 規制値とその推移

	$n < 130 \text{ rpm}$	$130 \leq n < 2000 \text{ rpm}$	$n \geq 2000 \text{ rpm}$
1 次規制 (Tier I)	17.0 g/kWh	$45.0 \cdot n^{(-0.2)} \text{ g/kWh}$	9.8 g/kWh
2 次規制 (Tier II)	14.4 g/kWh	$44.0 \cdot n^{(-0.23)} \text{ g/kWh}$	7.7 g/kWh
3 次規制 (Tier III)	3.4 g/kWh	$9.0 \cdot n^{(-0.2)} \text{ g/kWh}$	2.0 g/kWh

- 1 次規制 (Tier I)

適用：2000 年 1 月 1 日以降，2011 年 1 月 1 日より前に建造（起工）される船舶に搭載されたディーゼル機関に適用。

- 2 次規制 (Tier II)

適用：2011 年 1 月 1 日以降に建造（起工）された船舶に搭載されるディーゼル機関。

規制値：1 次規制値から 15.5%～21.8%削減。

- 3 次規制 (Tier III)

適用：2016 年 1 月 1 日以降に建造（起工）され，排出規制海域（ECA：Emission Control Area）を航行する船舶に搭載されるディーゼル機関に適用される。ただし，次の船舶は除く。

24m 未満のレクリエーションボート。推進出力の合計が 750kW 未満で，旗国政府

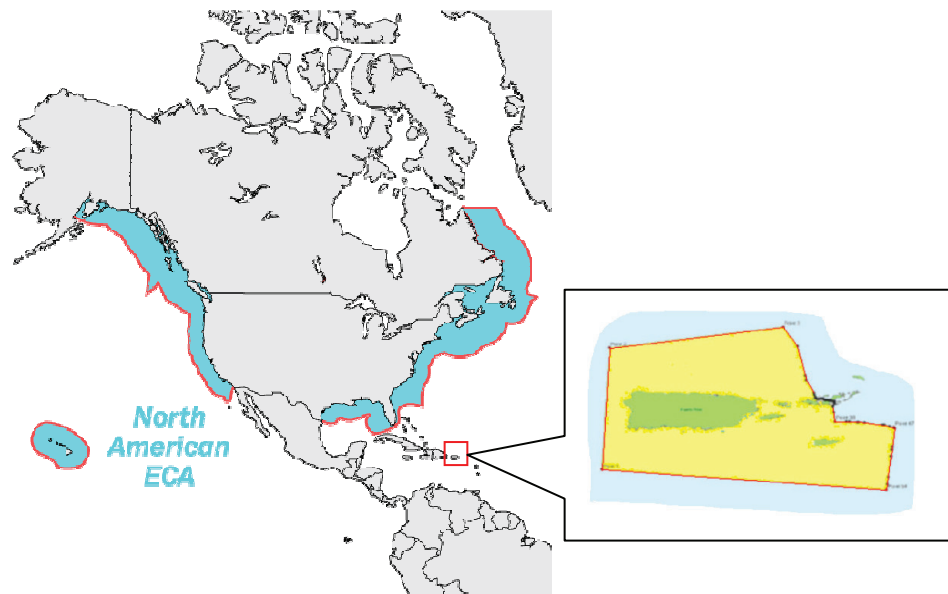
*より適用除外を認められた船舶。

規制値：ECA 内運航時に，1 次規制から 80%削減。なお，ECA 外運航時は 2 次規制が適用される。

*船舶が登録され所属している国。船籍国。

NO_x 規制の ECA は図 1.2 に示す範囲となっている。現時点で，2016 年からの 3 次規制については，北米に限定されることになった⁽¹⁾。

船用大型低速ディーゼル機関は，表 1.1 中の「n < 130 rpm」に示した範囲に対応し，すでに開始されている 2 次規制は 1 次規制から 15%程度の削減，2016 年から開始される 3 次規制は，1 次規制から 80%の削減となっており，高いハードルが設定されている。



(a) 米国・カナダ沿岸 200 海里海域

(b) 米国カリブ海海域⁽¹⁾図 1.2 NO_x 規制の ECA

1.2.2 SO_x規制の状況⁽¹⁾

船用ディーゼル機関から排出される SO_x は、燃料油中の硫黄分が燃焼時に酸化して発生する。ANNEX IV の第 14 規則においては、SO_x および PM（粒子状物質）規制として、全ての船舶を対象に使用する燃料油中の硫黄分濃度が規制されている。2008 年に採択された改正 ANNEX IV では、以下の表 1.2 のような段階的な規制強化が行われることとなった。

SO_x および PM 規制の ECA は、図 1.2（北米・NO_x 規制の ECA と共通）および図 1.3（欧州）に示す海域となった。なお、IMO による条約の他、地域規制として米国カリフォルニア州 24 海里以内、EU 港湾内なども規制対象となっている。

以上の NO_x、SO_x 規制をまとめると、図 1.4 のようになる。

表 1.2 SO_x 規制値とその推移（燃料油中の硫黄分濃度）

一般海域	排出規制海域
2005 年 5 月 19 日以降：4.5%	2005 年 5 月 19 日以降：1.5%
2012 年 1 月 1 日以降：3.5%	2010 年 7 月 1 日以降：1.0%
2020 年 1 月 1 日以降：0.5%	2015 年 1 月 1 日以降：0.1%



図 1.3 SO_xおよびPM規制のECA（欧州）

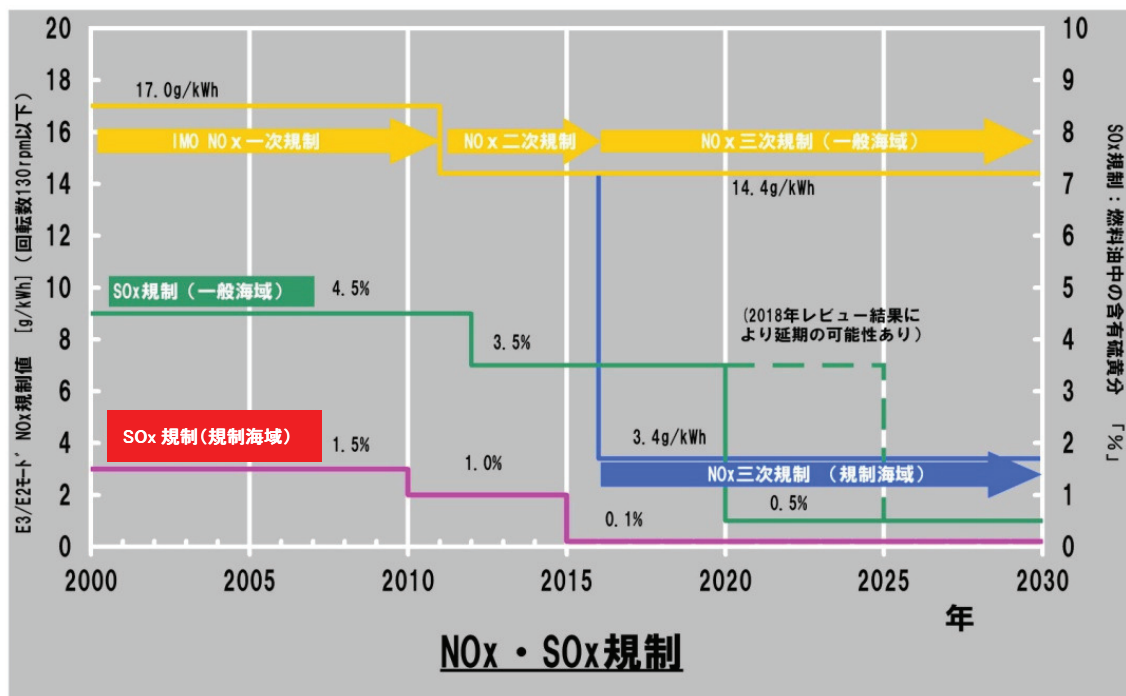


図 1.4 NO_x，SO_x規制の推移（まとめ）

1.2.3 CO₂規制の状況

温室効果ガスに関する取組みとして国連気候変動枠組条約・京都議定書があるが、これは国際海運には適用されず、同議定書においてIMOがCO₂排出の抑制対策を検討することとされている。国際海運から排出されるCO₂は、2007年時で約8.7億トンであり、これは、世界全体の排出量の約3%に相当する。2011年7月にCO₂排出規制を導入するための海洋汚染防止条約(MARPOL IV)の一部改正案が採択された。これにより、2013年以降に建造契約が締結された新造船に対するCO₂排出指標(「エネルギー効率設計指標」EEDI: Energy Efficiency Design Index)の導入と、これに基づくCO₂排出規制の実施が義務付けられた⁽³⁾。ここで、EEDIは、一定条件下で1トンの貨物を1マイル運ぶ際に排出されると見積もられるCO₂グラム数であり、これを概念的に表すと、

EEDI (CO₂g/ton-mile) =

$$\frac{\text{機関出力 (kW)} \times \text{燃料消費量 (g/kWh)} \times \text{CO}_2\text{換算係数 } C_F}{\text{DWT (ton)} \times \text{速力 (mile/h)}} \quad (1.1)$$

と表すことができる⁽⁴⁾。なお、詳細な式は、参考文献(3)などで確認することができる。このEEDIは、建造される船毎に異なる値となり、図1.5に示すようにフェーズ1(2015～:削減率10%)からフェーズ2(2020～:削減率20%)、フェーズ3(2025～:削減率30%)と強化される事になっている。

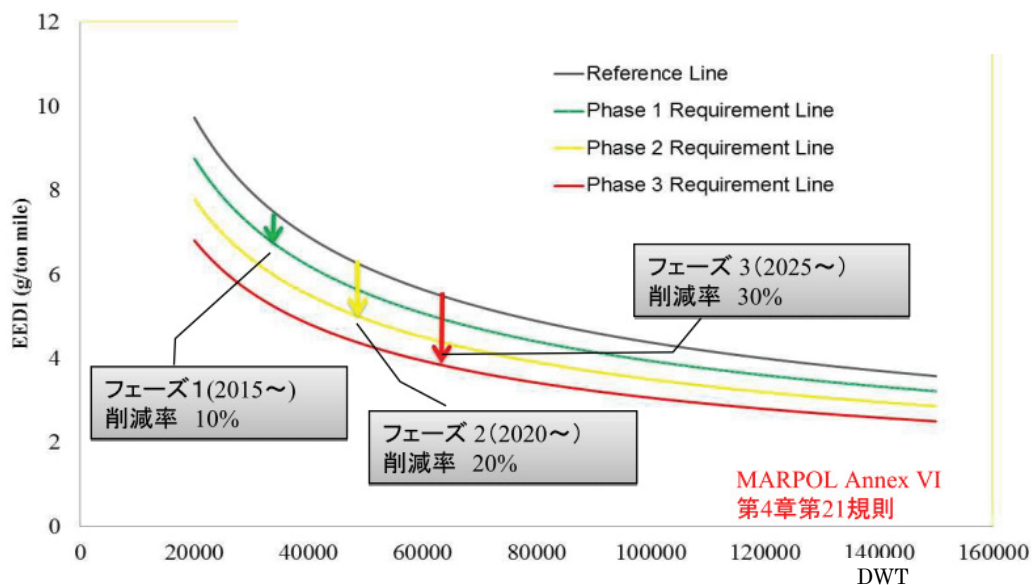


図 1.5 EEDI 規制の動向⁽⁵⁾

規制の指標となる EEDI の性質上、これを低減させる方法として、エンジン自身の熱効率の改善、廃熱の回収、出力の小さなエンジンの採用、燃料の転換（重油から天然ガスへ）、推進効率を上げるため、低回転大直径プロペラと組み合わせて、定格回転数の低いエンジン開発⁽⁴⁾などが考えられる。

1.2.4 原油価格の動向

海運の貨物輸送コストの大部分は燃料代が占めており、船舶の燃料として重油が使用されている。重油は原油から製造され、重油価格は原油価格と密接に結びついている。2014年の上半期まで重油価格は比較的高止まりを続け、燃料コストを下げるため、海運各社は船速を落とした船舶の運航を行ってきた。一方で、SO_x規制で述べたように、規制は燃料油中に含まれる硫黄分濃度で行われており、これに対応するには、硫黄分の低い燃料を使用するか、現状どおりの燃料を使用する場合は、燃焼により生成したSO_xが大気に放出される前にこれを除去する装置（例えば、SO_xスクラバー等）を搭載することになる。硫黄分の低い燃料は、現状広く使用されている重油よりも製造コストが高く、燃料価格上昇に繋がり、海運会社としては重い負担となる。

しかし、最近、原油価格は急落に転じた（図 1.6）。これにより、今後、海運業界がとる対応も、今までとは異なるものになると考えられる。

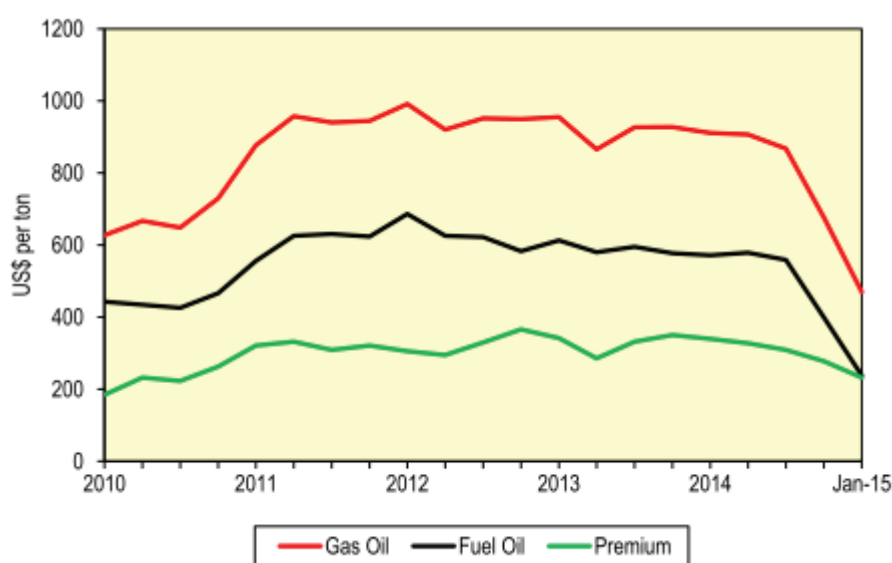


図 1.6 過去のガスオイル及び重油の価格動向（FOB ロッテルダム）⁽⁶⁾

1.2.5 船用エンジンを取り巻く状況のまとめ

前述のように、現在、船舶から排出される排ガスに対する規制（NO_x、SO_x、CO₂）が施行され、今後、規制強化が決められている。これらの排ガス中に含まれる成分の排出は、エンジン燃焼室内での燃料の燃焼状態により左右される。また、前述した重油価格の変動により、海運業界が行う運行方法は変化するが、船用ディーゼル機関を使用するユーザーにとって非常に関心の高い事項である運行費用削減対して、燃費の削減は最も有効な手段である。燃費の削減もまた、燃料の燃焼状態が大きく関与することになる。この燃焼室内の燃焼状態には、燃料噴霧が大きな影響を及ぼし、さらに、この燃料噴霧には、燃料を噴射する前の燃料噴射弁ノズル内流れが大きく影響する。現在、船用大型ディーゼル機関に広く使用されているサックボリュームを有するノズル内流れや、ノズル内流れが噴霧に及ぼす影響については、あまり良く分かっていない。そこで、船用大型ディーゼル機関のノズル内流れやノズル内流れが噴霧特性に及ぼす影響を研究することは、非常に重要であると考えられる。

1.3 ノズル内流れと燃料噴射の関連性に関する従来の研究

清水ら⁽⁷⁾は、高速噴流の分裂過程の解明を行うため、2種類の形状の円形噴孔から水を高速噴射し、噴射速度による噴流の分裂過程の変化やこれに対応した噴流の微粒化の様子を、ノズルの噴孔径や雰囲気圧力などを換えて調査している。それによると、大気雰囲気下では、噴孔径が大きな場合、噴出速度を増加させると、分裂長さが不連続に変化する（長くなる）現象が見られる。しかし、高圧雰囲気下（3MPa）では、この不連続性は見られない。分裂長さが不連続に変化する場合、ノズル内では液流が縮流したまま、噴出している。著者らは実験結果を元に、分裂過程を模式的に示している（図1.7）。

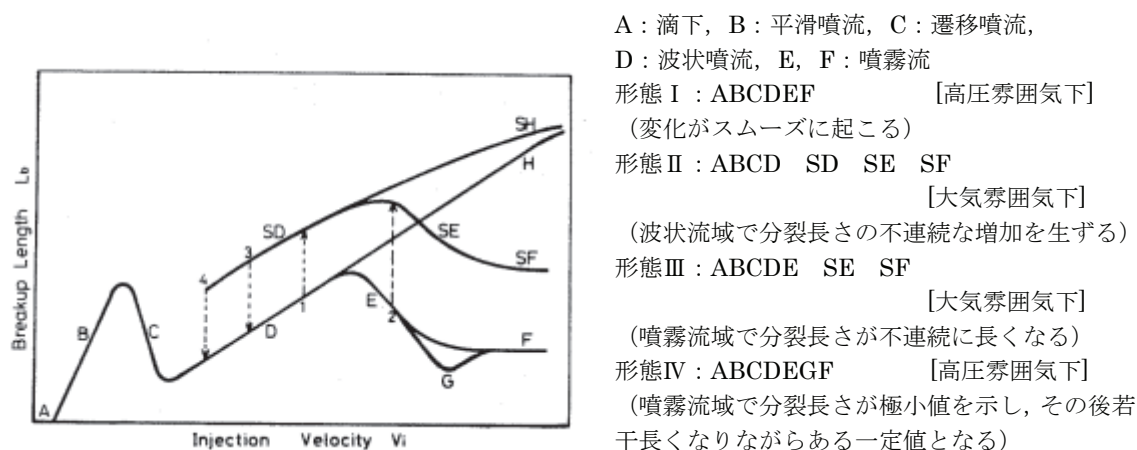


図 1.7 分裂過程の区分⁽⁷⁾

清水ら⁽⁸⁾は、透明な試作ノズルを用いて、ノズル内流れと噴霧の微粒化を観察し、噴射速度による噴孔内のはく離流の付着位置の変化に伴う、分裂長さや噴霧角の変化を調査している。それによると、ノズル内液流がはく離し、キャビテーションが発生すると、噴流は噴霧となり、また、液流の付着位置が噴孔出口に近づくと分裂長さは短くなり、噴霧角は増大している。また、“擬似噴霧”から“噴霧”に遷移する間で、分裂長さが極小値となる所では、液流の付着位置が噴孔出口付近で振動している。はく離の付着位置では、縮流による圧力低下が回復し、キャビテーション気泡が消滅することになるが、この現象は、流れに乱れを与えることになる。これらの結果から、噴流内部に大きなかく乱が存在すると、噴流は微粒化し、噴流は噴霧になり、微粒化が促進されるとしている。

SOTERIOU, C.ら⁽⁹⁾は、単純な円管形状ノズル、多噴孔サックノズル、単噴孔サックノズル、VCO（バルブカバードオリフィス）ノズルの拡大モデルおよび等倍モデルについて、噴孔内流れの可視化観察、噴霧の観察を行っている。円管形状ノズルでオイルを空気中に噴射し、キャビテーション数 CN を増加（論文中では、キャビテーションが発生しやすい方向）させると、噴孔内にキャビテーションが発生し始め、CN を増加させるとキャビテーションが噴孔全体に達し、急激に噴射角が増加する。さらに CN を増加させると、突然、キャビテーションは消えて、乱れの無いスムーズな噴射へと変化する。この時の噴流の直径は、ノズル径よりも小さくなっている（図 1.8 の D）。この現象は、Bergwerk, W.ら⁽¹⁰⁾によっても確認されており“Hydraulic Flip”と呼ばれている（この現象は、噴孔入口に発生した流れのはく離が噴孔内で再付着しなくなった際に発生するとしている）。多噴孔サックノズルでも同様の噴射実験を実施したが、CN を増加させても、Hydraulic Flip への遷移は見られていない。これは、噴孔に流入する流れの乱れが関係しており、サックノズルでは、円管形状ノズルよりも乱れがあり、乱れにより噴孔内ではく離の再付着が促されて Hydraulic Flip に遷移しないとしている。一方、単噴孔ノズルについては、Hydraulic Flip への遷移が発生している。VCO ノズルについては、いくつかの噴孔で、Partial Hydraulic Flip が発生したとしている（図 1.9）。VCO ノズルの噴霧形状は、噴孔毎に異なることがこれまでの研究で報告されており、3つの形状に分けられるとしている。また、この噴霧形状の違いは、針弁の偏心によるものとしている。SOTERIOU, C.らの噴霧観察においても、3パターンの噴霧形状が観察され、針弁の偏心が無い場合でも発生しており、この場合は Partial Hydraulic Flip によるものとしている。

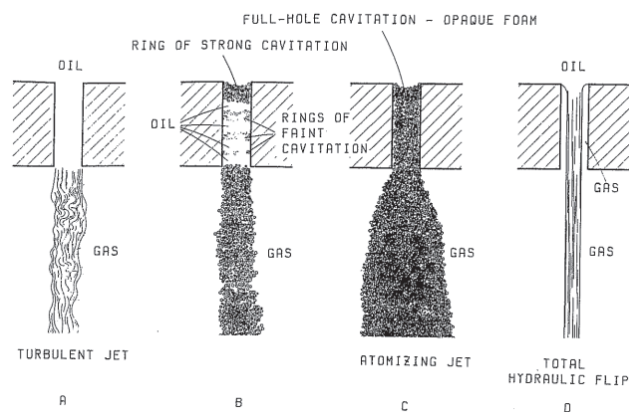
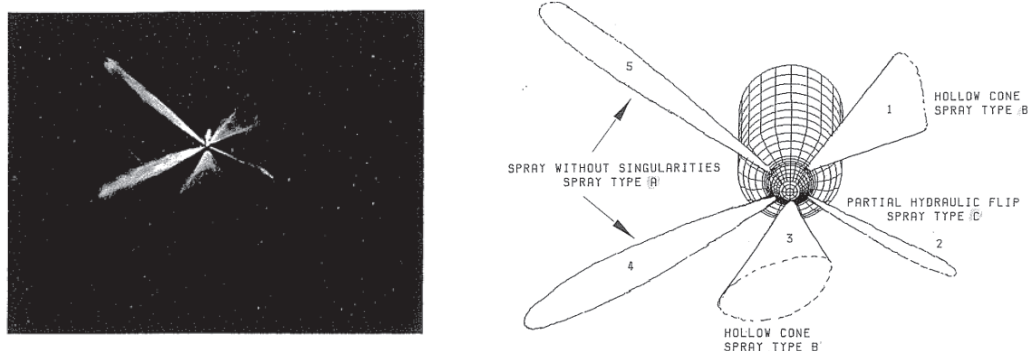


図 1.8 Development of cavitation and Total Hydraulic Flip for flow into gas⁽⁹⁾



(a) Photograph of VCO nozzle

in pre-lift under transient condition ⁽⁹⁾

(b) Explanatory sketch of photograph

in (a) ⁽⁹⁾

図 1.9 VCO ノズルの噴霧観察結果

大西ら⁽¹¹⁾は、5噴孔VCOノズルの各噴孔から噴出される噴霧について、シート状のストロボスコープ光を照射して、それらの断面写真を撮影し、噴霧の形状、噴霧到達距離、噴霧角等を調査している。これによると、噴孔毎に異なる形状の噴霧が噴出し、中実円錐型、中空円錐型、および両者の特徴を合わせ持つ混合型（混合中実円錐型）に分けられる。噴霧到達距離は、中実円錐型と混合型は同じ傾向を示し、中空円錐型の噴霧到達距離は、ある時刻で発達が止まり一定となった。また、ノズルの背圧を上昇させると、噴霧到達距離は減少し、噴霧角は増加した。噴出時間に対して、得られた噴霧到達距離と噴霧角から噴霧体積を算出すると、ある時刻から混合中実円錐型の体積は、中実円錐型よりも増加し、これは、噴霧角の傾向と関係するとしている。

玉木ら⁽¹²⁾は、単孔ホールノズルについて、その噴孔管長や雰囲気圧力を変化させ、噴孔内の流れとノズル出口付近の噴流について、観察を行っている。また、同時に、加速度センサにより、液流のかく乱による振動加速度を測定している。実験によると、噴孔管長が短い ($L/D=4$) 場合は、噴射圧力を上昇させると、噴孔内にキャビテーションが発生し、その崩壊が観察でき、この時には、噴流の微粒化も促進される。これは、キャビテーションにより液流のかく乱が生じることで、噴流の微粒化が促進されるとしている。しかし、さらに噴射圧力を上げると、液流が噴孔壁面から離れて噴出されるようになり、噴流は微粒化しなくなる。加速度センサによる計測でも、液流のかく乱が大きく噴流が微粒化する際

は、振動加速度が検出できている。噴射雰囲気圧力を変更した実験も実施しており、雰囲気圧力を上昇させると、噴流の微粒化が促進される。ノズル噴孔入口の縮流による圧力低下でキャビテーションが発生するが、雰囲気圧力の影響を受けてキャビテーションの崩壊が起る。その結果、液流にかく乱が与えられ噴流は微粒化するとしている。

玉木ら⁽¹³⁾は、単孔ホールノズルについて、その噴孔管長、入口形状、雰囲気圧力を変化させて、噴孔内の流れと噴流の微粒化挙動について調査している。それによると、雰囲気が大気圧以下では、噴孔管長が短い ($L/D=4$) 場合は、噴孔内にキャビテーションの発生はなく、噴流の微粒化も促進されない。一方、噴孔管長が長い場合 ($L/D=20$) は、噴孔内にキャビテーションの発生が見られ、噴流の微粒化は促進されている。

雰囲気圧力を高くした場合 ($P_a=3.1\text{bar}$) は、噴孔管長が短い場合と長い場合で噴孔内にキャビテーションの発生が見られ、噴流の微粒化が促進されている。微粒化の促進には、噴孔内でのキャビテーション崩壊または、崩壊後の気泡群により液流に攪乱が生じ、これが影響しているとしている。逆に、高圧雰囲気下でも、攪乱の発生しにくい条件 (ノズル入口エッジ部に R を付ける) では、噴孔内のキャビテーションの発生は無く、噴流の微粒化も促進されない。よって、噴流の微粒化は、以前まで考えられてきた噴流周囲気体との摩擦よりも、液流の攪乱が及ぼす影響の方が支配的としている。

玉木ら⁽¹⁴⁾は、円形噴孔から噴出する噴流の微粒化の一因は、噴孔内のキャビテーションによるものであることを利用し、噴流の微粒化を促進させる実験を実施している。それによると、噴孔の上流側に金網を設置し、噴孔管長と噴孔径の比 L/D を変化させて噴射実験を行ったところ、金網無しに比べて噴流の微粒化が促進されたとしている (図 1.10)。これは、金網によりその直後で圧力降下が生じてキャビテーションが発生し、液流にかく乱が生じて噴流の微粒化が促進されたためとしている。また、 L/D を変化させて噴孔管長が長くなると、微粒化の状態は粗悪になるとしている。これは、噴孔管長が長くなることで、噴孔内でキャビテーションによるかく乱が減衰されてしまうためである。また、噴孔部にかんげきを設けた噴孔についても噴射実験を行っている。これによると、かんげき無しに比べて、噴流の微粒化が促進させるとしている (図 1.11)。これは、かんげき部で流速が減速し圧力が回復することで、噴孔入口で発生したキャビテーション気泡が崩壊し、液流にか

く乱を与えて微粒化が促進されるためとしている。かんげきを設けた場合については、かんげき後の噴孔管長を長くすると、金網の場合と同様に、液流に与えられたかく乱が減衰することで噴流の微粒化が粗悪になっている。

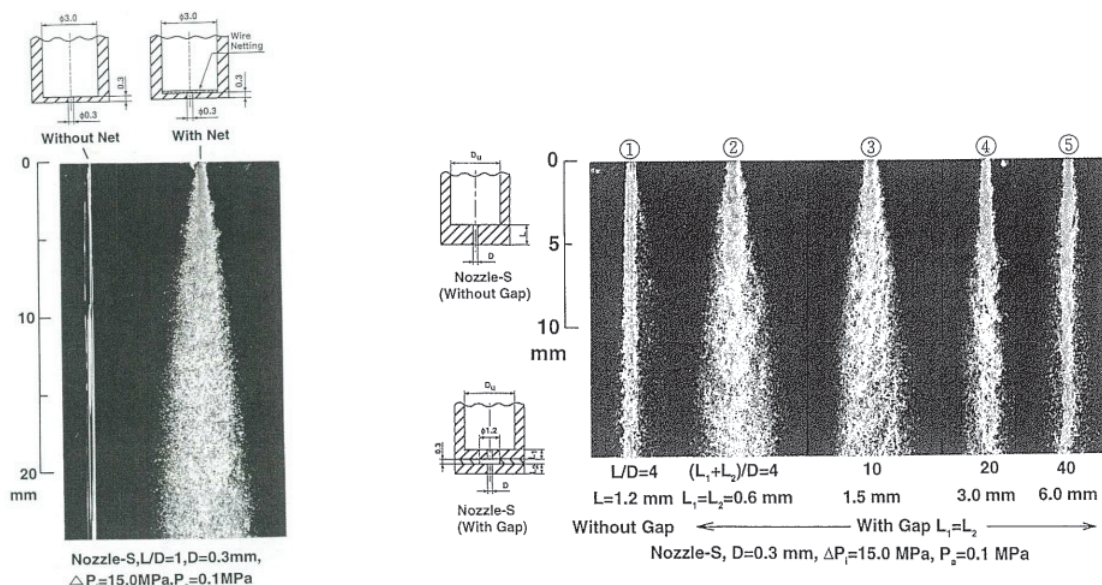


図 1.10 Disintegration behavior of liquid jets (Effect of wire netting) ⁽¹⁴⁾

図 1.11 Disintegration behavior of liquid jets [Effect of length to diameter ratio of a nozzle hole (L₁+L₂)/D] ⁽¹⁴⁾

玉木ら⁽¹⁵⁾は、単純な形状の円筒形ノズルを用いて、高压（最大 200MPa）で水を大気雰囲気中に噴射し、噴孔内と噴流の観察を行っている。その結果、噴流の微粒化は、噴流と周囲気体との摩擦によって引き起こされるのではなく、噴孔内でのキャビテーション発生有無やキャビテーションの消滅等、液流のかく乱によってなされることを確認している。また、実験の中では、噴孔長さ と噴孔径の比 $L/D=4$ のノズルにおいて、噴射圧力を上昇させていくと、噴孔内にキャビテーションの発生が見られ、この時、噴流の微粒化も促進されていく。しかし、ある噴射圧力以上になると、噴孔内のキャビテーションは消え、噴流は噴孔入口の内壁面から離れて噴出し、この時、噴流の微粒化は見られない現象を確認している（図 1.12）。これは、SOTERIOU,Cらが観察した“Hydraulic Flip”であると考えられる。

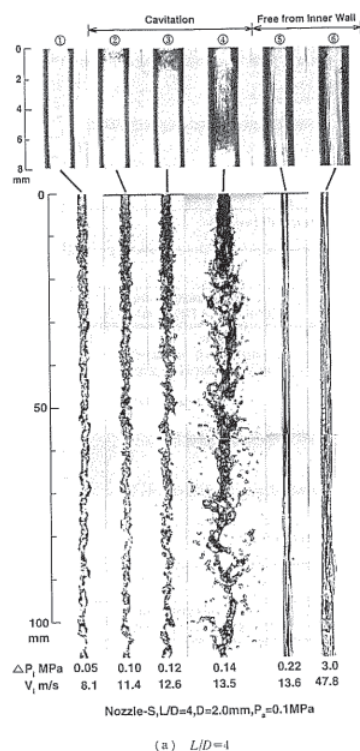


図 1.12 Internal Flow in the nozzle hole and disintegration behavior of liquid jets ⁽¹⁵⁾

金ら ⁽¹⁶⁾ は、2 噴孔の 10 倍拡大ノズルを用いて水によるノズル内流れの可視化と噴霧観察を行っている。実験は、標準型 2 種類（サック上部に噴孔とサック下部に噴孔）、ミニサック型、VCO 型で行われている。噴孔内にひも状のキャビテーションが発生してサックに向かって発達し、2 噴孔のキャビテーションが繋がったり崩壊したりする現象が観察されている。また、ノズル内流れと噴流状態の関連も調査しており、サック内の乱れが大きい場合、キャビテーションが発生・崩壊する場合には噴流広がり角が大きくなる傾向にあり、ミニサックノズルでは、キャビテーションの発生と噴孔内の旋回流により中空状の噴流が観察されている。

大黒ら ⁽¹⁷⁾ は、円筒ノズルおよび矩形ノズル（2D ノズル）を用いてノズル内流れと噴出直後の液体分裂模様を観察している。矩形ノズルは、円筒ノズルよりも観察しやすいために使用している。矩形ノズル寸法は、縦 2 mm、流路幅 6 mm で、円筒ノズルは、直径 3 mm であり、流路長さをそれぞれ 3 種類と 2 種類に変更している。噴射圧は 0.2~0.8MPa で、大

気圧下に噴射している。流路長さが長い場合は、ノズル内急縮小部でキャビテーションが発生し、下流で消滅する現象が見られ、流路長さが短い場合は、ノズル内急縮小部で発生したキャビテーションは、崩壊することなく、ノズル出口から液膜流として流出している。また、流路長さが短い方が、噴流は微粒化が促進されている。さらに、流速および、流路長さ D と幅 W の比 L/W で噴流の分裂現象の遷移 (図 1.13) をまとめている。ここで、分裂模様とは、(平滑流, 波状流, 噴霧流) ⁽¹⁸⁾ としている。図 1.13 中の曲線①は、波状流から噴霧流への遷移を示している。これによると、 L/W (本実験では L を変化させている) が小さくなると、波状流から噴霧流に遷移する流速は小さくなり、これは、急縮小部の縮流によるキャビテーション発生で流れが乱れ、微粒化が促進されたためとしている。

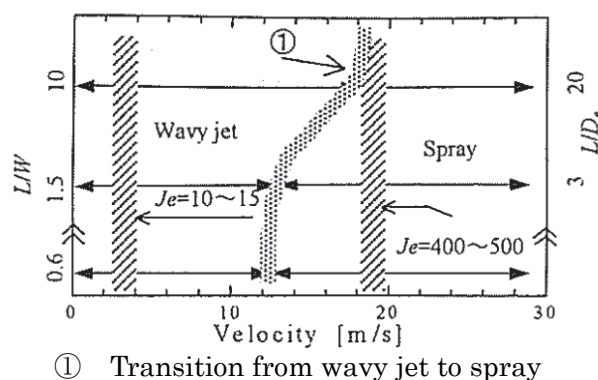


図 1.13 Transition of breakup phenomena ⁽¹⁷⁾

大黒ら ⁽¹⁹⁾ は、前報と同じ 2D ノズルにおいて、ノズル内のキャビテーションの発生、消滅による液体の乱れが、噴流の微粒化に及ぼす影響を調査するため、ノズル内液流の圧力変動を計測している。2D ノズル内に圧力計測孔を設け、圧力センサにより噴射圧 0.3MPa (波状流) と 0.7MPa (噴霧流) で計測している。その結果、噴射圧 0.3MPa では、ノズル内にキャビテーションの発生は見られるが、大きな圧力変動は見られない。一方、噴射圧 0.7MPa の場合では、ノズル内部で発生するキャビテーションのスケールは、噴射圧 0.3MPa の場合よりも大きく、圧力変動も大きくなっている。つまり、ノズル内液流の乱れは大きくなっている。また、この時、噴流は噴霧流となっている。

宋ら ⁽²⁰⁾ は、2D ノズルで噴射する水の温度、流量を変化させる事でキャビテーション数とレイノルズ数を独立に変化させ、これらがノズル内のキャビテーションや噴流の形状に

及ぼす影響を調査している。レイノルズ数を一定とし、キャビテーション数のみを変化させたときは、それぞれのキャビテーション数により、ノズル内のキャビテーションの様相が異なる。つまり、同じレイノルズ数であっても、キャビテーション数によって、“No Cavitation” や、“Super Cavitation”；(ノズル内のキャビテーションがノズル入口から出口まで発達したもの) が混在した結果となる。一方、キャビテーション数を一定とし、レイノルズ数を変化させた場合は、同じキャビテーション数内では、ノズル内キャビテーションの様相はほぼ一致する。また、噴流の様相は、ノズル内キャビテーションが“Super Cavitation”となった時のみ、噴流の微粒化が促進される。これにより、ノズル内のキャビテーションや噴流の様相は、キャビテーション数に強く依存する、としている。

Adamandios. A.ら⁽²¹⁾は、船用2ストローク低速ディーゼル機関の燃料噴射ノズルについて、水を用いてノズル出口近傍の噴霧の可視化と、ノズル噴孔内の噴流の可視化を行っている。噴霧の可視化については、等倍モデル、噴孔内流れの可視化については2倍に拡大したモデルを用いて実験を行っている。使用した燃料噴射ノズルは、スライド弁式である。噴霧の可視化実験によると、噴霧広がり角は、時間的に変動しているが、この変動の要因は、ノズル内に発生したキャビテーション(ノズルの幾何学的形状のより発生)と、“String Cavitation”(図 1.14)によるものとしている。特に String Cavitation による影響が大きく、String Cavitation が存在している場合は、噴霧広がり角は無い場合に比べて大きくなっている。また、この String Cavitation の発生は、ノズル内流れの渦構造と関連するとしている(図 1.15)。

また、独自プログラムを使用して、ノズル内流れの数値解析を実施し、その結果を初期条件として噴霧の数値解析も実施している。ノズル内流れの数値解析では、ノズルの幾何学的形状により発生したキャビテーションは計算モデルとして考慮しているものの、String Cavitation は計算モデル内に考慮されておらず、噴霧の解析精度としては、課題の残る結果となっている。

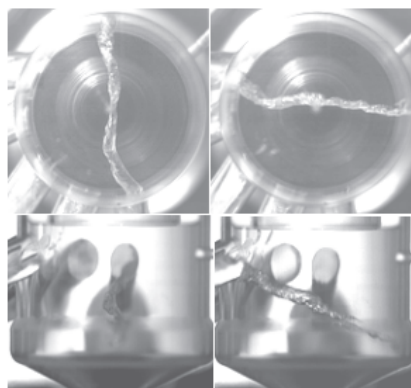


図 1.14 String cavitation images inside the cylindrical five-hole nozzle at two time steps (a) bottom view with string in hole 1, (b) bottom view with string in hole 5, (c) side-view with string in hole 1, (d) side-view with string in hole 5. ⁽²¹⁾

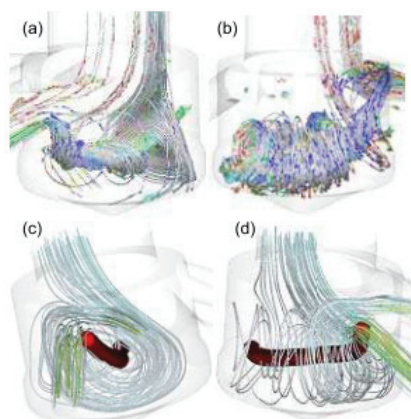


図 1.15 Prediction of flow structure inside the nozzle showing the vortical flow inside the nozzle volume located in front of hole (a) No.5 and (b) No.1. 3-D reconstruction of the visualized string cavitation exiting from hole (c) No.5 and (d) No.1, superimposed on the calculated flow field. ⁽²¹⁾

松本ら⁽²²⁾は、2次元拡大可視化ノズル（噴孔幅，長さ，厚さ：3.75 mm，17.5 mm，5 mm）を用いて，噴射圧力を変更し，ノズル内のキャビテーション挙動の観察と，ノズル内の圧力計測を行っている．この際，レギュラーガソリンを模擬した燃料を使用している．また，同じノズルを用いて，飽和蒸気圧の異なる燃料を用い，異なるキャビテーション数において，キャビテーション挙動の観察とノズル内圧力計測を実施している．これらによると，噴射圧力を 0.15，0.2，0.25，0.3MPa と変更した場合，ノズル内のキャビテーションは噴孔入口部から発生し，噴射圧力の増加に伴い，下流に成長する現象が観察されている．また，0.3MPa では，噴孔入口から剥離状態を維持したまま噴出する“hydraulic flip”が観察

されている。一方、飽和蒸気圧の異なる燃料を用いた実験では、噴射圧 0.2MPa 一定で噴射を行っており、飽和蒸気圧が大きくなると、“hydraulic flip”が観察されている。

また、実験条件と同じ条件で、Star-CD を用いて、2次元数値シミュレーションを実施している。これによると、定性的には、実験と同じ現象を再現しているが、“hydraulic flip”現象の発生や、速度場、圧力場に差異を生じている。

宋ら⁽²³⁾は、2次元単孔ホールノズル（噴孔幅、長さ、厚さ：4mm, 16mm, 1mm）および噴流の可視化および、実際が多噴孔ホールノズルや VCO ノズルに近い、非対称流入ノズルでのノズル内および噴霧の可視化を行っている。2次元単孔ホールノズルにおいては、噴孔入口でのキャビテーションの初生が捉えられ、流速の増加に伴い多数の気泡群が再循環流に乗って循環する様子が観察されている（図 1.16）。また、高速度カメラによる連続撮影結果から、剥離境界層の再付着点から断続的に放出されるキャビテーション気泡を伴う大規模渦が、キャビテーション崩壊後に強い組織的渦となり、流体噴流の大変形を誘起するとしている。

非対称流入ノズル（図 1.17）においては、流れの大きな左方向運動量によりキャビテーションは、ノズル右側に初生、発達している。また、2次元単孔ホールノズルで観察された、噴流の微粒化を阻害する“hydraulic Flip”は観察されず、流速の増加に伴い、噴流の微粒化は促進されている。噴流の観察から、ノズル左右で噴流の変形、分裂、微粒化は異なっている。

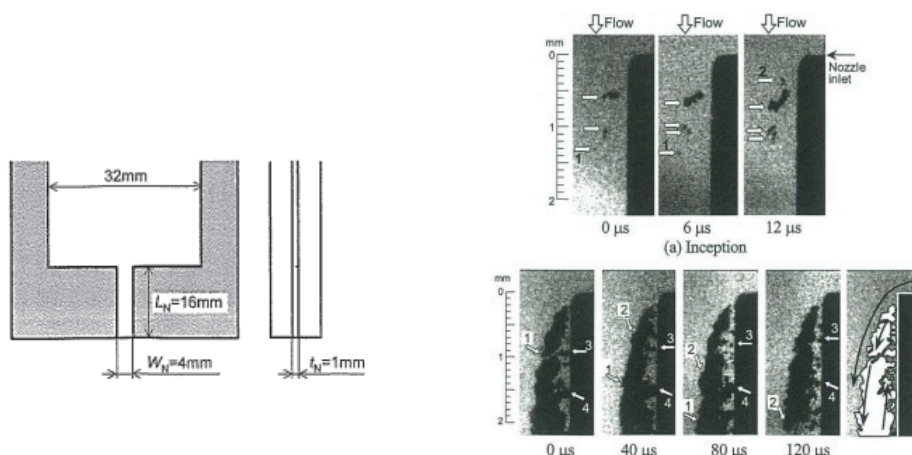


図 1.16 2D Symmetric nozzle and visualization result
(Cavitation near top-right edge) ⁽²³⁾

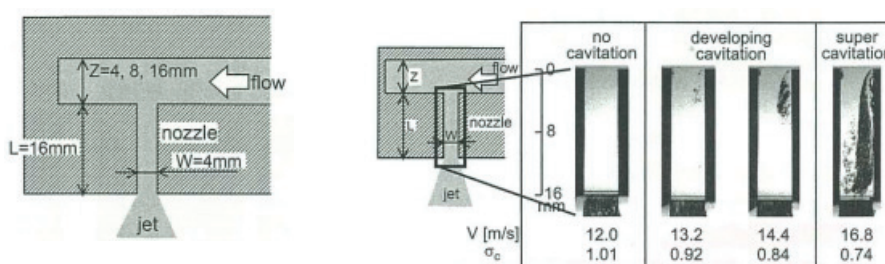


図 1.17 2D Asymmetric nozzle and visualization result
(Cavitation in asymmetric inflow nozzle) ⁽²³⁾

増田ら⁽²⁴⁾は、キャビテーション気泡の崩壊により発生する乱れで、燃料噴霧が微粒化する⁽⁸⁾ことを用いて、2重絞りのノズルの内部流れを数値計算で検討している。これは、1段目の絞りで発生したキャビテーション気泡が、途中で消滅することなく、燃料と気泡が混合した状態で燃料を噴霧させるために、さらに2段目の絞りを設けたノズルである。まず、単純な形状のシュミットノズルで2段目絞りの形状を検討し、ノズルの加工性等を考慮したうえで、シュミットノズルの結果を実際の燃料噴射弁形状に取り入れて、従来型燃料噴射弁との内部流れの比較を実施している。この結果、従来ノズルよりも多くのキャビテーション気泡が消滅することなく噴射されることを数値計算で確認している。ただし、数値計算では、ノズル内流れだけの計算であり、噴霧計算は行っていない。著者らは、実際にノズルを製作し、実機と近い条件で燃料を噴射して噴霧の平均粒径を計測し、従来型ノズルに比べて、平均粒径が低減したことを確認している。

林⁽²⁵⁾は、等倍モデルを用いたノズル内流れおよび噴霧の可視化を行い、キャビテーションと噴霧特性の関係について調査している。それによると、噴孔入口にキャビテーション、噴孔内にストリングキャビテーションが発生し、ストリングキャビテーションは、噴孔間で繋がる現象が見られている(図 1.18)。また、噴射終了後には、サック内に気泡が混入する現象が見られている。ストリングキャビテーションの太さと噴霧角の関係を調査すると、ストリングキャビテーションの太さの変動と噴霧角の変動は連動しており、両者には、相関関係がある。一方、流れのはく離により発生するキャビテーションの長さには大きな変動はなく、噴霧角の変動との相関は小さい。さらに、ストリングキャビテーションの発生メカニズムにも言及しており、噴孔内には旋回流又は 2 次流れが発生しており、渦中心の圧力低下によりストリングキャビテーションが発生するとしている。ストリングキャビテーションの太さ及び、これと相関のある噴霧角は噴射期間内に変動しており、噴射精度(噴射量を一定にする)を向上させるには、流れの安定化が重要としている。

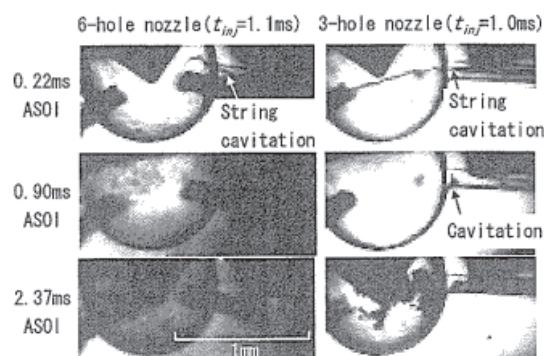


図 1.18 Cavitating internal nozzle for a variation of the hole number ($P_{inj}=40\text{MPa}$)⁽²⁵⁾

田島ら⁽²⁶⁾は、シリンダ内への直接水噴射 DWI (Direct Water Injection) が、重油 MDO (Marine Diesel Oil) および重油 BFO (Bunker Fuel Oil) の燃焼に及ぼす影響を、可視化用テストエンジン等を用いて調査している。まず、KIVA による数値シミュレーションにより、ディーゼル噴霧の特性を確認している (図 1.19)。これによると、初期の噴霧 (図 1.19 (a) の赤色で示す噴射期間および噴霧のドット) は、空気の抵抗により減速し、後に続く速度の速い噴霧 (図 1.19 (a) の黄色で示す期間および噴霧のドット) が、初期の噴霧を噴霧サイドに押しよける様子が見られる。もし、噴射期間の後半に水を噴射した場合 (図 1.19 (b)), 噴射期間前半の燃料は、後半の水に押しよけられ、噴霧周辺で空気との混合が良くなり、燃料はより早く燃え尽きるのではないかと考えている。

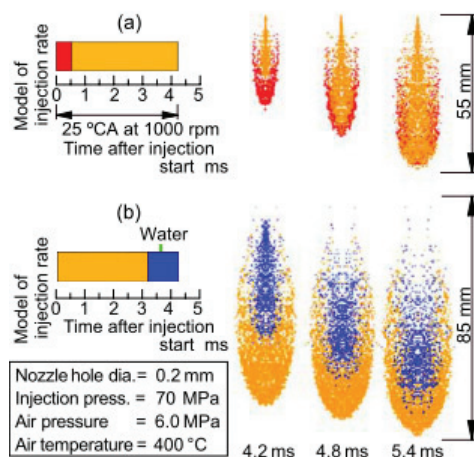


図 1.19 Spray trajectory examples classified in injection timing or injected fluid⁽²⁶⁾

可視化エンジン (図 1.20) による実験では、エンジンをモーターで回転させておき、定格回転付近になると、6 サイクルの期間燃料を噴射し、燃焼室内の燃焼の可視化を行っている。この際、図 1.21 に示す、燃料噴射ノズルの近傍に水噴射ノズルを設置した “Two-needle type” という特殊な噴射弁を使用している。可視化を行う際、同時に筒内圧力を計測し、熱発生率を算出している。燃料噴射期間の後半で燃料に対して 65vol%の水を噴射した場合の熱発生率 (図 1.21) では、燃焼前半の主燃焼期間で、燃料のみの場合と比べて、熱発生率が増加している。また、燃焼後半のいわゆる “後燃え” 期間では、水を噴射した場合は、燃料のみの場合と比べて熱発生率が低下している。全体の燃焼として、水を噴射した場合

は、燃料のみの場合と比べて、燃焼が改善されたとしている。図 1.23 に実験で得られた燃焼室内の燃焼可視化画像を示す。写真上側の燃料（MDO）のみの燃焼では、輝炎の中に黒い部分があり、これは、ピストン表面で噴霧が冷やされて soot が発生した箇所としている。写真下側の水噴射を行った場合は、クランク角度で 7.5deg 以降で輝炎の輝きは、燃料のみの燃焼に比べて薄くなり、燃料はより早く燃え尽きていているとしている。また、写真内で黒く見える soot の発生も少なくなっているとしている。

これらの結果は、燃料噴射期間の後半で水を噴射することにより、最初に噴霧シミュレーション結果で述べたように、噴霧の中心付近には水があり、燃料はその周囲に押し出されるような形となり、得られたのではないかとしている。

なお、ここで用いられた可視化エンジンは 2 サイクル低速ディーゼル機関であるが、使用された燃料弁は中速 4 サイクルディーゼル機関用と思われ、水噴射の適用も中速 4 サイクルディーゼル機関を念頭に置いたものである。

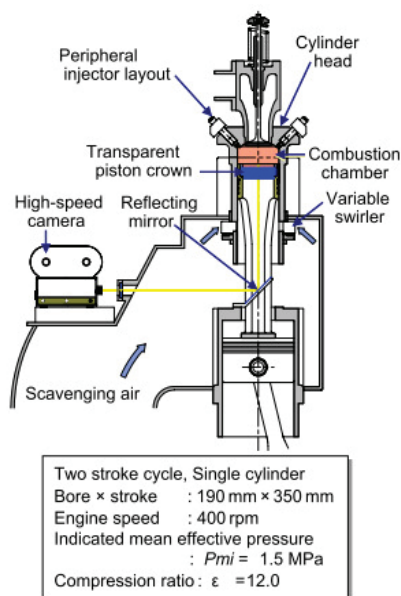


図 1.20 Visual test engine ⁽²⁶⁾

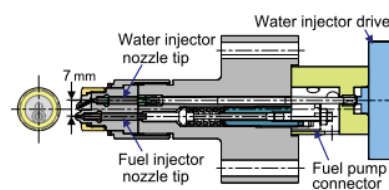


図 1.21 Schematics of “Two-needle type” fuel and water injection nozzle ⁽²⁶⁾

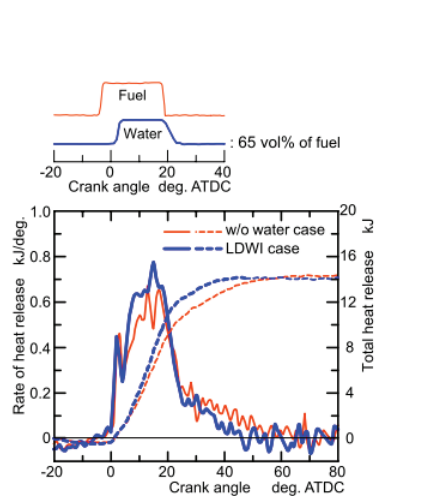


図 1.22 Water injection effect on heat release rate (Fuel: MDO, Visual test engine) (26)

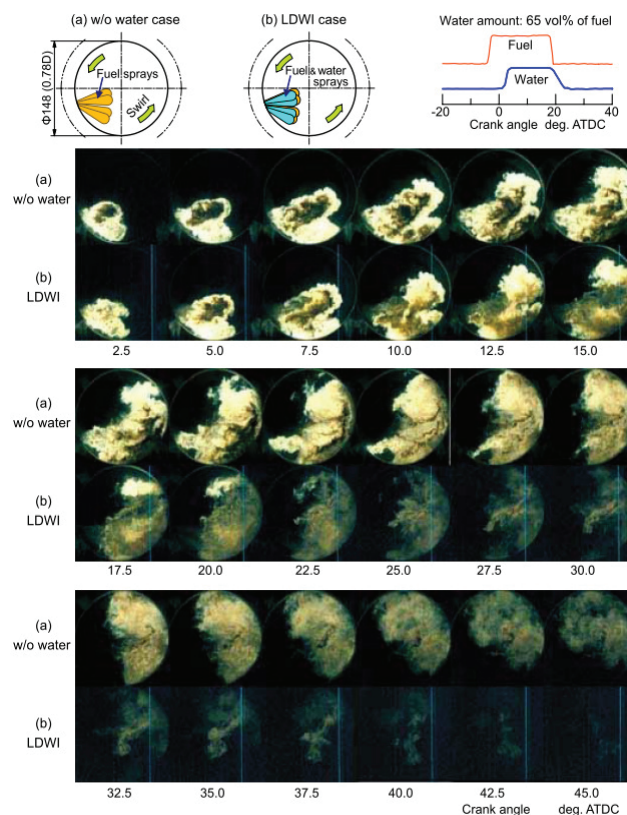


図 1.23 Visualized effect of water injection (Direct photos of MDO flame) (26)

Takasaki ら (27) は、燃料噴射弁とは異なる位置に配置した独立した水噴射弁 (図 1.24) による、直接水噴射 DWI について、水噴射が燃焼に及ぼす影響を調査している。前述の参考文献 (26) と同様の可視化エンジンを用いてシリンダ内の可視化を行うと共に、KIVA および StarCD による燃焼シミュレーションを実施している。また、可視化エンジンでは、燃料の噴射が 6 サイクル分と非常に少なく、NO_x などの排ガス成分分析を行うことが出来ないため、定容燃焼装置 CVCC (Constant volume combustion chamber) (図 1.25) による燃焼試験を実施して、NO_x 濃度の計測を行い、水噴射による NO_x 低減効果を確認している。

図 1.26 (i) および、(ii) の上段 (a) は可視化エンジンによる可視化結果で 2 色法と呼ばれる手法で得た、温度を示している。図 1.26 (ii) の水噴射を行った場合は、燃料に

対し 50vol%の水を噴射しており、温度は約 200K 程度低下している。

図 1.26 の中段 (b) および下段 (c) は KIVA によるシミュレーション結果であり、それぞれ温度および NO_x 濃度を示している。これらを燃料のみの噴射 (図 1.26 (i)) と水噴射のある場合 (図 1.26 (ii)) で比較すると、温度、 NO_x 濃度共に、水噴射を行った場合は燃料のみの場合よりも低下していることが分かる。

CVCC で NO_x を計測した結果が図 1.27 である。この時、水噴射弁のノズル噴孔俯角 β を図中に示すように 3 ケースに変化させている。水噴射による NO_x 低減効果は、俯角 β に強く依存し、俯角②が最も低減効果が良くなっている。

この研究は、日本船舶技術研究協会の共同研究プロジェクトとして実施されており、三井造船㈱所有の単気筒試験機関 (MTE40) を用いた水噴射試験も実施された。

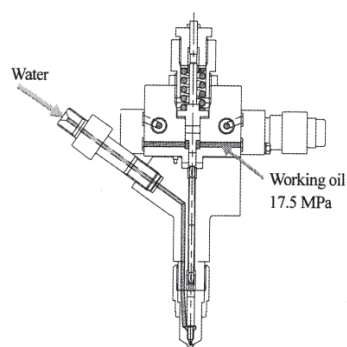


図 1.24 Schematics of water injection nozzle ⁽²⁷⁾

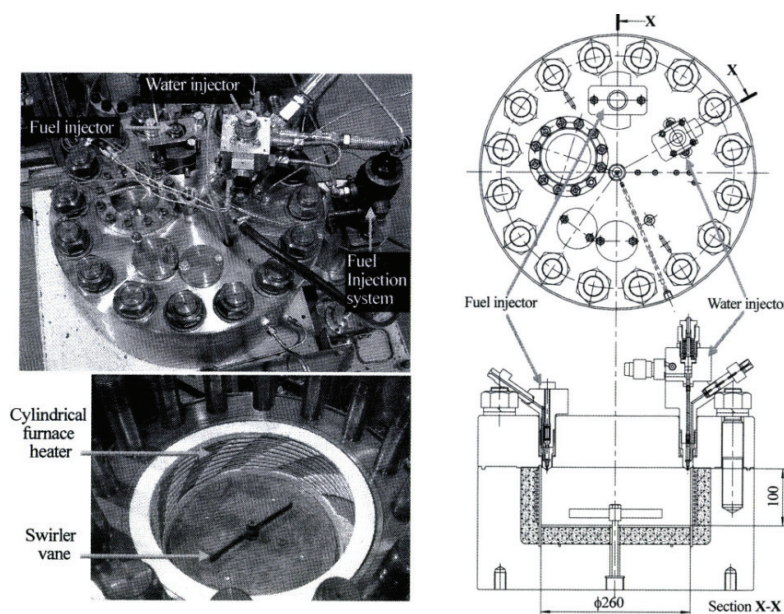
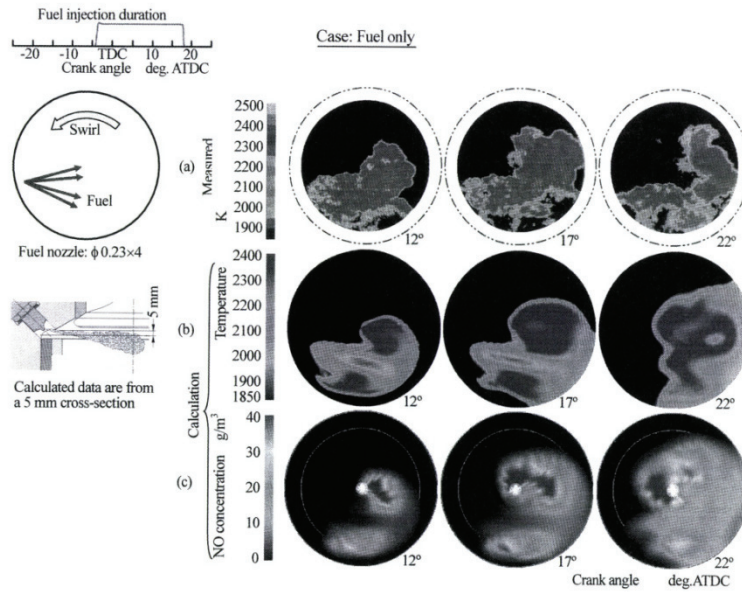
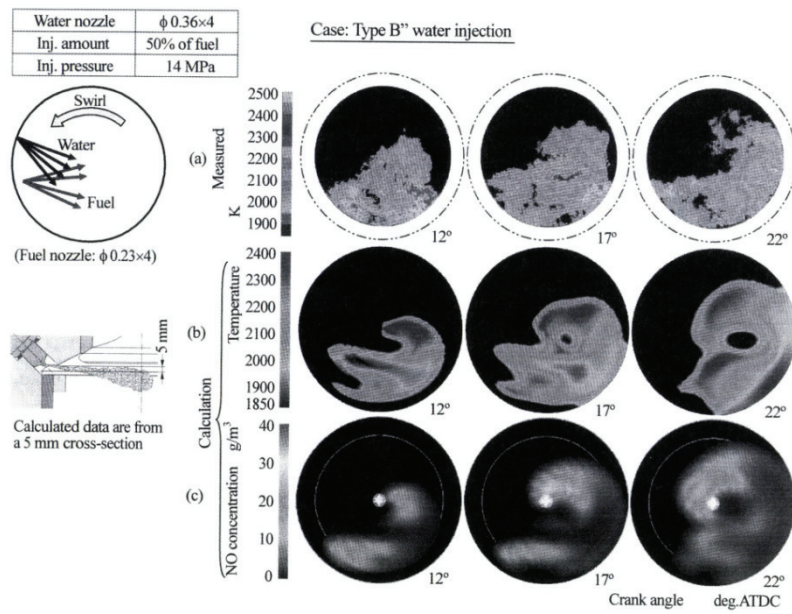


図 1.25 Schematics of CVCC ⁽²⁷⁾



(i) Without water injection



(ii) Water injection from upper stream of air swirl

図 1.26 Comparison between experimental visual data and CFD results ⁽²⁷⁾

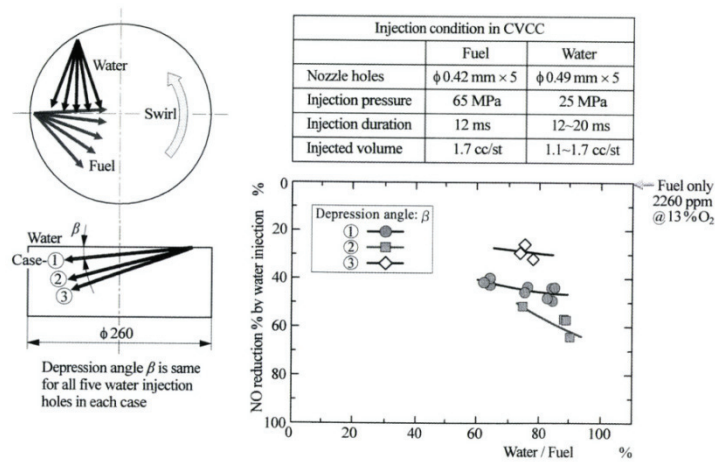


図 1.27 Experimental result using CVCC ⁽²⁷⁾

西崎ら ⁽²⁸⁾ は KIVA を船用大型ディーゼル機関に適用するために、非燃焼・非蒸発の噴霧について、メッシュサイズ、計算時間刻み等がシミュレーション結果に及ぼす影響を調査している。計算領域は直方体とし、計算格子は立方体セルとしている。セル 1 辺の長さを 1mm, 2mm, 5mm, 8mm に変化させた噴霧シミュレーション結果が図 1.28 である。噴霧広がり角と噴霧到達距離を和栗の式に合わせようとする、メッシュサイズは 1mm 以下にしなければならない、膨大なメモリ容量と計算時間のために、実用的ではないとしている。また、計算時間刻みを 2 種類に変更した結果が図 1.29 である。これらの時間刻みでは実際の噴霧とはかなり異なるとしている。

KIVA を小型エンジンに適用した場合には、良好な計算結果が得られており、船用大型ディーゼル機関のエンジンサイズを 1/2, 1/4, 1/8 とすることで、計算精度の確認を行っている。このとき、時間経過も同様に 1/2, 1/4, 1/8 としている。図 1.30 はそれぞれのサイズにおける計算結果であり、エンジンサイズを 1/8 程度まで小さくすると実際の噴霧形状に近い結果が得られるとしている。しかし、回転数は 8 倍となっており、実際のエンジンに比べて燃焼過程の時間は短く、燃焼を含めたシミュレーションを行って、影響を検討する必要があるとしている。

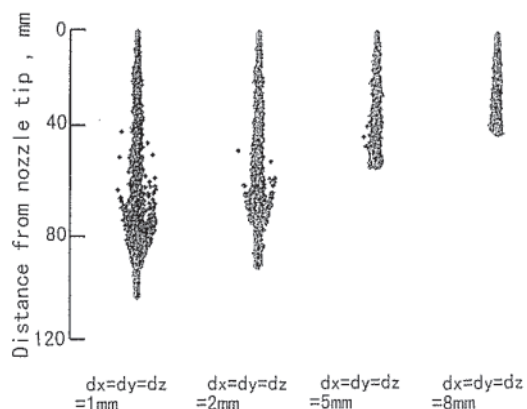


図 1.28 Effect of mesh size on fuel distribution
 (ザウタ平均径 d_{32} : $52 \mu\text{m}$,
 時間刻み : $2 \times 10^{-6}\text{s}$,
 噴射開始後 ; 0.75ms) ⁽²⁸⁾

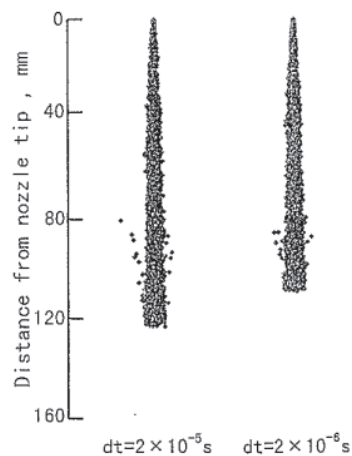


図 1.29 Effect of computing time step on fuel distribution
 ($dx=dy=dz$: 8mm , d_{32} :
 $52 \mu\text{m}$, 噴射開始後 ;
 4.0ms) ⁽²⁸⁾

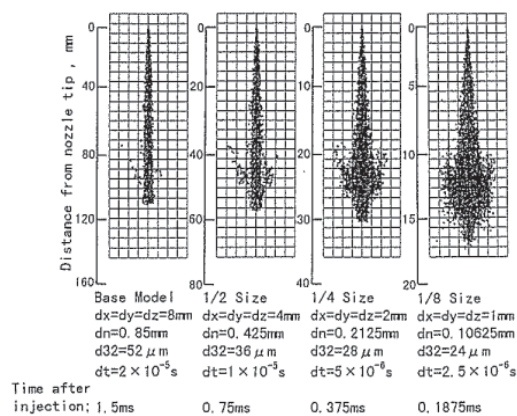


図 1.30 Fuel distribution in the engines of various size ⁽²⁸⁾

1.4 本研究の目的

1.2 節で、船用エンジンを取り巻く状況について述べた。現在、船舶から排出される排ガスに関する規制が施行されており、今後、さらなる規制強化が行われる予定である。また、船用エンジンのユーザーは、常に燃費削減に高い関心を示している。このような船用エンジンを取り巻く外部環境に対して、有効な対策を検討する際に、エンジン燃焼室内の燃焼は非常に重要な因子となる。燃料噴射弁ノズル内の流れはこの燃焼現象に大きく影響する。

1.3 節では、ノズル内流れと燃料噴射の関連性に関する従来の研究を述べた。これらの研究から、ノズルから噴出される液流の微粒化は、ノズル内の流れやキャビテーションに大きな影響を受けることがわかっている。自動車用エンジンにおいては、これらに関する多くの研究が行われている。一方、船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関においては、大きなサックボリュームを有し、噴孔が非対称に配列されているノズルが使用されているが、このようなノズルの内部流れやキャビテーションに関する研究はあまり行われていない。現在のノズル内流れや、ノズル内流れが燃料噴霧に及ぼす影響に関する情報は、前述した船用エンジンを取り巻く外部環境に対して有効な対策を行うには、非常に少ないと思われる。よって、ノズル内流れ現象の理解や、これが燃料噴霧に及ぼす影響を調査することは、非常に重要である。

そこで、本研究は、以下を明らかにすることを目的とする。

- | |
|--|
| <ul style="list-style-type: none">I. 船用ディーゼルノズルの噴霧特性II. 船用ディーゼルノズルの内部流れの特性III. ノズル内流れが噴霧に及ぼす影響 |
|--|

そのため、本研究では、実験的研究と数値解析を並行して実施する。これにより得られた基礎的な知見から、今後のさらなる目標として以下を掲げる。

- IV. 船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の燃焼シミュレーションの計算精度（燃費や NO_x 排出量などの計算精度）向上

燃焼シミュレーションの計算精度向上は、ノズル選定時の燃費や NO_x 排出量の予測精度向上、単気筒試験機関による試験時間の短縮に大きく寄与すると考えられる。

さらに、本研究で得られた知見は数値解析だけでなく燃料噴射ノズルの設計においても、非常に有益な情報になると考える。

1.5 ノズル内流れに影響を及ぼす因子

ノズル内流れに影響を及ぼす因子として、表 1.3 に示すものが考えられる。また、図 1.31 に表 1.3 の因子に関連する図を示す。

本研究では 3 種類のノズルを使用した。2.1.10 項で詳細を述べるが、噴霧特性実験については、3 噴孔および 6 噴孔ノズルを使用し、可視化実験では、5 噴孔のノズルを使用した。それぞれのノズルについて、表 1.3 の因子 (g, h, i, j, k, l, n) が異なる。噴霧特性実験で使用した 2 種類のノズル (3 噴孔ノズルと 6 噴孔ノズル) は、噴孔数 (g)、噴孔径 (h) が異なり、さらに噴孔配置が極端に異なる。このようなノズルを使用することで、噴射量や噴射率に大きな違いが現れ、現象の理解に有効であると考えられる。数値解析で使用したノズルは可視化実験と同じ 5 噴孔ノズルである (4.3.3 項で後述する)。なお、可視化実験、数値解析で使用したノズルは、三井造船㈱の単気筒試験機関で使用していた実際の燃料噴射ノズルを模擬している。単気筒試験機関の主な諸元を表 1.4 に示す。

表中 b 項で示した流体の圧力は、実験および数値解析で異なり、噴霧特性実験で 16MPa、可視化実験で 4MPa、数値解析で 30MPa に設定した。

表中の d 項で示した流体の流速は、b 項の流体の圧力により異なる。なお、e 項の流体を噴射する雰囲気は大気圧で一定としている。実験条件の詳細については 2.2.1 項および 3.1.1 項、数値解析条件の詳細については 4.3.3 項、4.3.4 項および 4.3.5 項で述べる。

表 1.3 ノズル内流れに影響を及ぼす因子と本研究での設定

	因子	単位	設定	備考
a	使用流体		水	
b	流体の圧力	m/s	噴霧特性実験：16MPa 可視化実験：4MPa 数値解析：30MPa	
c	流体の動粘度	m ² /s	一定（水の動粘度）	
d	流体の流速	m/s	流体の圧力により異なる	
e	雰囲気圧力	MPa	一定値（大気圧）	
f	流体の飽和蒸気圧	kPa	一定値（水の飽和蒸気圧）	
g	噴孔数		3種類を使用 (3噴孔, 6噴孔, 5噴孔)	5噴孔ノズルは、可視化実験と数値解析で使用
h	噴孔径	mm	使用ノズルにより異なる (3種類)	
i	噴孔のノズル軸方向位置		使用ノズルにより異なる (3種類)	図 1.31 (d) 参照
j	噴孔のノズル周方向位置		使用ノズルにより異なる (3種類)	図 1.31 (a) 参照
k	噴孔長さ	mm	使用ノズルにより異なる (3種類)	
l	噴孔角度 (方位角 α , 俯角 β)	deg.	使用ノズルにより異なる (3種類)	図 1.31 (a), (d) 参照
m	噴孔入口エッジ部の形状		一定 (3種類で同様) “R” は付けていない	図 1.31 (e) 参照
n	サックボリユームの形状 (内径, 長さ, 先端の形状)		使用ノズルにより異なる (3種類)	図 1.31 (b) 参照
o	サックボリユームおよび, 噴孔内の表面粗さ	μm	一定 (3種類で同様) “R” は付けていない	
p	針弁のリフトプロファイル (リフト波形)		一定 (3種類で同様)	
q	針弁先端形状, 針弁シート 部形状, 針弁リフト量 (針 弁リフト時の流路形状)		一定 (3種類で同様)	
r	流体中の溶存酸素(空気)濃 度	mg/L	一定	

表 1.4 単気筒試験機関の主な諸元

機関名称	大型単気筒試験機関 MTE40
機関型式	2ストローククロスヘッド型
Bore×Stroke	400 mm×1360 mm
定格回転数	177 rpm
定格出力	865 kW
圧縮比	16.9
すきま容積	10.8 L

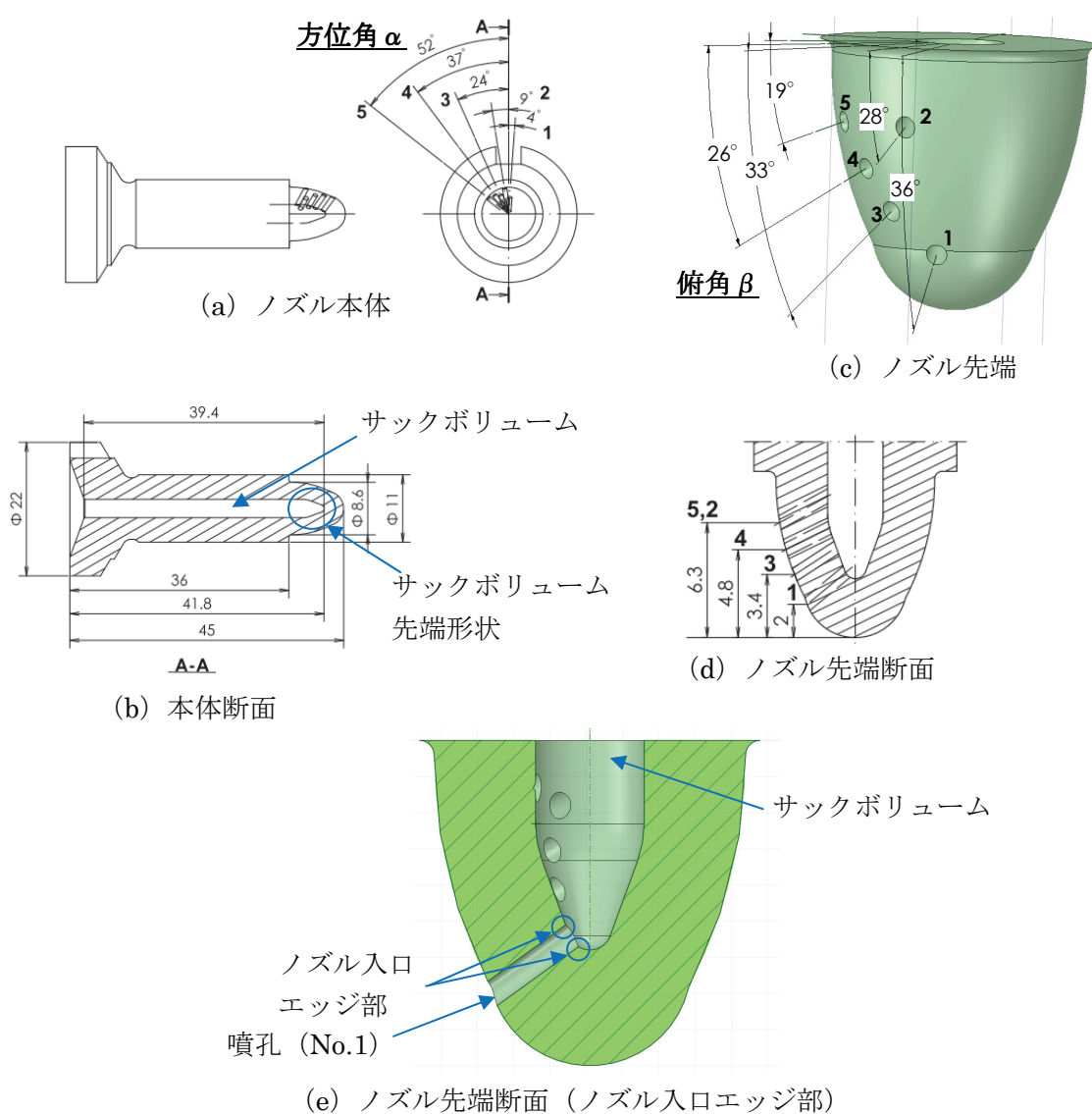


図 1.31 船用ディーゼル機関用燃料ノズル図面の一例

1.6 本論文の構成

本論文は図 1.32 の様な構成となっている。第 1 章では本研究の対象である船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関を取り巻く環境や、ディーゼルノズルに関する従来の研究、本研究の目的について述べた。第 2 章では本研究で実施した船用ディーゼルノズルの噴霧特性に関する実験的研究について述べる。第 3 章では、本研究で実施した船用ディーゼルノズルの内部流れに関する実験的研究について述べる。第 4 章では本研究で実施した船用ディーゼルノズルの内部流れに関する数値解析について述べる。船用ディーゼルノズルの内部流れに関しては、実験結果と解析結果の比較結果について論じる。

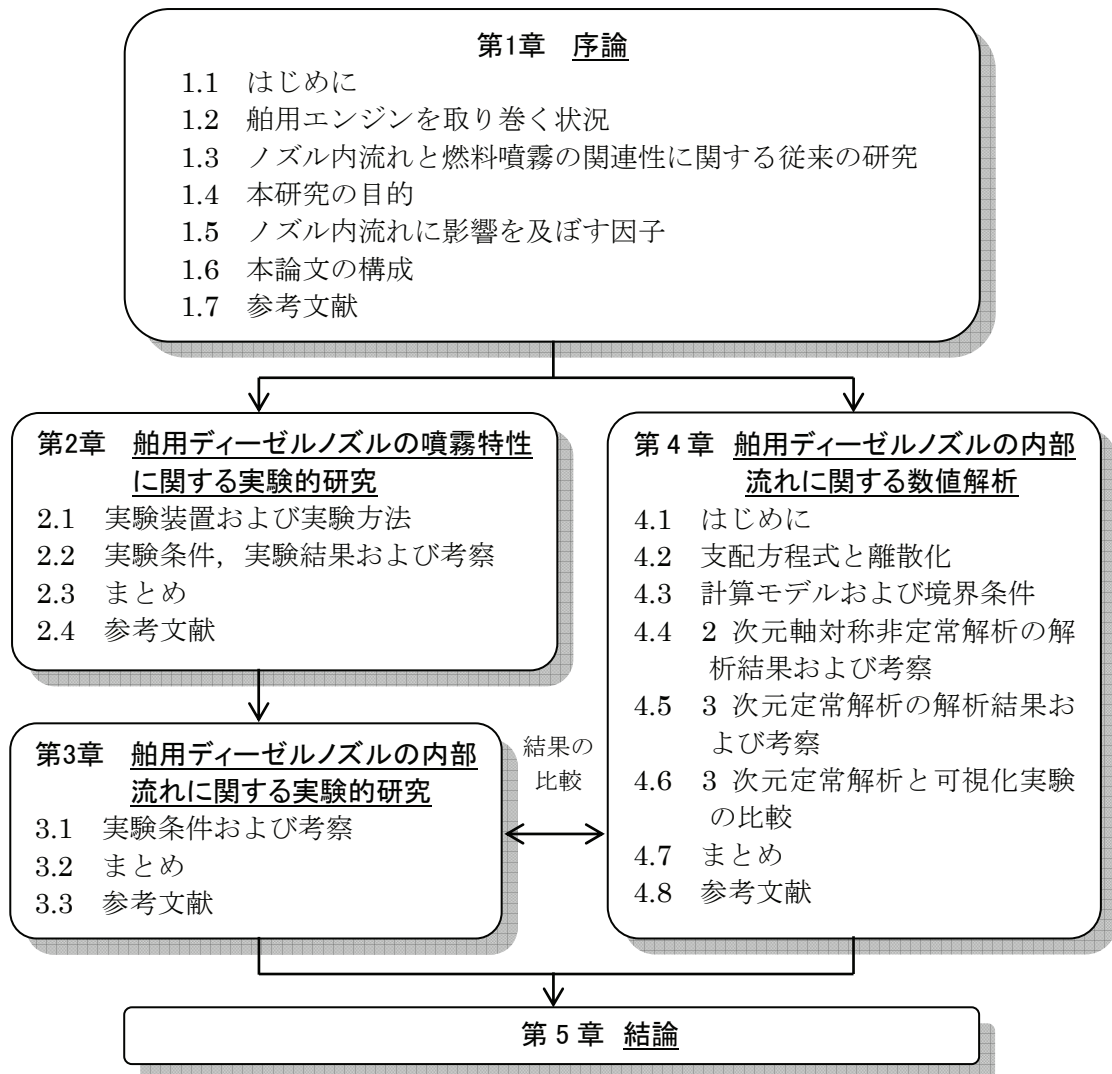


図 1.32 本論文の構成図

1.7 第 1 章の参考文献

- (1) 日本海事協会 技術トピックス
[http:// www.classnk.or.jp/hp/pdf/reseach/4.1_dvd2013.pdf](http://www.classnk.or.jp/hp/pdf/reseach/4.1_dvd2013.pdf)
- (2) 日本機械学会誌 2015. 8 Vol.118 No.1161 pp.482-483 (三井造船(株) 田中一郎)
- (3) 大坪 (国土交通省), CO2 排出規制の枠組及び最新動向
[http:// www.classnk-rd.com/pdf/katsudou201107_C2.pdf](http://www.classnk-rd.com/pdf/katsudou201107_C2.pdf)
- (4) 高崎, 総論—主機からの CO2 排出量削減, 日本マリンエンジニアリング学会誌
第 50 巻, 第 2 号 (2015), pp.63-66
- (5) 春名 (海上技術安全研究所), 排ガス環境規制の強化とその対応 (SEA JAPAN セミ
ナー), 2014.4
http://www.nmri.go.jp/public_info/workshop/sea_japan/img/harumi20140410.pdf
- (6) 岩田 (石油エネルギー技術センター), IMO の船舶燃料の硫黄分規制に係る動向及
び我が国石油精製業界への影響,
<http://www.pecj.or.jp/japanese/report/reserch/H27guide/h27data/03.pdf>
- (7) 清水, 新井, 廣安, 高速液体噴流の分裂過程, 日本機械学会論文集 (B 編), 第 54
巻 504 号 (1988 - 8), pp.2236-2244
- (8) 清水, 新井, 廣安, 液体噴流の微粒化過程とノズル内の流れ, 日本機械学会論文集
(B 編), 56 巻 528 号 (1990-8), pp.2519-2525
- (9) SOTERIOU,C.C.E, ANDREWS,R.J, Cavitation Hydraulic Flip and Atomization
in Direct Injection Diesel Sprays, IMechE, C465/051,(1993), pp.45-65
- (10) BERGWERK,W , Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes. Proc Instn Mech
Engrs, Vol 173, No25 (1959)
- (11) 大西・吉田・有福・角田, 多噴孔 VCO ノズルの噴霧構造, 日本船用機関学会誌,
第 29 巻 第 3 号 (1994-3), pp.247-252
- (12) 玉木, 西田, 清水, 廣安, 液体噴流の微粒化過程におよぼす噴孔内流れの影響 (第
1 報, 加速度センサによるノズル噴孔内の攪乱特性の測定), 微粒化, Vol.5-2,
No.10 (1996), pp.56-63

- (13) 玉木, 西田, 清水, 廣安, 液体噴流の微粒化過程におよぼす噴孔内流れの影響 (第 2 報, ノズルの幾何学形状および雰囲気圧力の影響), 微粒化, Vol.5-3, No.11 (1996), pp.98-106
- (14) 玉木, 西田, 清水, 廣安, ノズル噴孔内のキャビテーションによる液体噴流の微粒化の促進, 機械学会論文集 (B 編) 63 巻 613 号, (1997-9), pp.3144-3149
- (15) 玉木, 西田, 清水, 廣安, ノズル噴孔内のキャビテーションが液体噴流の微粒化に及ぼす影響, 機械学会論文集 (B 編) 63 巻 614 号, (1997-10), pp.3447-3454
- (16) 金・西田・吉崎・廣安, 定常流におけるディーゼル噴射ノズル内の流れ特性, 微粒化 Vol.7, No.18 (1998), pp.334-342
- (17) 大黒, 古舘, 野田, ノズル内キャビテーションが液体分裂機構に及ぼす影響 (第 2 報, 2D ノズル内の液流の挙動), 日本機械学会論文集 (B 編), 69 巻 658 号 (2003-9), pp.2024-2029
- (18) Hiroyasu,H , Spray breakup mechanism from the hole-type nozzle and its applications, Atomization and sprays, vol.10, (2000), pp.511-527
- (19) 大黒, 古舘, 稲村, ノズル内キャビテーションが液体分裂機構に及ぼす影響 (第 3 報, 2D ノズル内の圧力変動), 日本機械学会論文集 (B 編), 71 巻 703 号 (2005-3), pp.811-816
- (20) 宋, Muhammad, 細川, 富山, キャビテーション数とレイノルズ数が 2 次元ノズル内キャビテーションに及ぼす影響, 混相流研究の進展 I, (2006), pp.65-70
- (21) Adamandios.A, Maria.S, Manolis.G, Effect of Nozzle Flow and Cavitation Structures on Spray Development in Low-Speed Two-Stroke Diesel Engines, CIMAC Congress 2007, Vienna, Paper No.262
- (22) 松本, 松村, 千田, 噴霧微粒化に対するキャビテーションの影響の解明 (第 1 報, 拡大ノズルを用いたノズル内流動状況の可視化), 同志社大学理工学研究報告, Vol.51.No.2(2010-7), pp.113-123
- (23) 宋, 杉村, 大橋, インジェクタ内キャビテーション挙動と流体噴流, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.22 - 11 (2011 - 5), pp.19-22
- (24) 増田, 河村, 永岡, 増淵, 小森, ノズル内流れの数値解析によるキャビテーション気泡混合燃料噴射方法の検討, 日本機械学会論文集 (B 編), 78 巻 793 号 (2012

- 9), pp.1584-1597
- (25) 林朋博, 等倍モデルによるディーゼルノズル内流れと噴霧の可視化解析, 微粒化
Vol.21, No.73 (2012), pp.56-60
- (26) Tajima,H et al. , New Applications of Direct Water Injection for Marine Diesel
Engines, CIMAC Congress 2007, Vienna, Paper No.29
- (27) Takasaki.K et al. , Visualization of Combustion and CFD Study for NOx
Reduction with Water Injection, Journal of the JIME, Vol.41, (2006), pp.64-71
- (28) 西崎ら, KIVA を用いた大型ディーゼル機関の噴霧シミュレーションの検討, 日
本機械学会中国四国支部総会・講演会論文集, 第35巻 (1997)

第2章

船用ディーゼルノズルの噴霧特性 に関する実験的研究

2.1 実験装置および実験方法

2.1.1 水噴射装置概略

図 2.1 に水噴射装置概略を示す。主な装置として水の系統は、水タンク、水供給ポンプ、高圧水ポンプから成り、油圧系統としては、油圧ポンプ、シール油ポンプ、コントロールユニット、制御装置、PC、で構成される。噴射弁は、三井造船㈱において、NO_x 低減のための筒内水噴射試験を行った際に実際にシリンダカバーに取り付けて使用したものである。噴射液体としては水を使用した。噴射弁は作動油駆動であり、噴射弁の開弁・閉弁タイミングは PC および制御装置で電氣的に制御した。作動油は推奨銘柄のスーパーハイランド 32 (JX 日鉱日石エネルギー) を用いた。噴射弁内の針弁部で水と作動油が接触することを避けるため、シール油を使用している。このシール油も作動油と同銘柄の潤滑油を使用した。水タンク内の水は、水供給ポンプによって高圧水ポンプへ供給される。高圧水ポンプによって高圧に昇圧された水は噴射弁へ供給される。

噴射弁内の針弁を作動させる作動油は、油圧ポンプによって昇圧され、コントロールユニットへ送られる。コントロールユニット内には、スプール弁があり、これは制御装置からの信号により駆動され、スプール弁が開になると、作動油系統内の油圧源 (油圧ポンプ) と、噴射弁が繋がることになり、噴射弁内に作動油圧力が作用する。逆に、制御装置からの信号で、スプール弁が閉 (ブロー) になると、作動油系統内の油圧元と噴射弁は遮断され、作動油圧力は低下することになる。制御装置からの信号発信は、PC 内の専用ソフトで制御している。PC 内の専用ソフトで噴射開始・停止タイミング、噴射期間を任意に設定することができる。水噴射装置内の各機器の詳細を次に述べる。

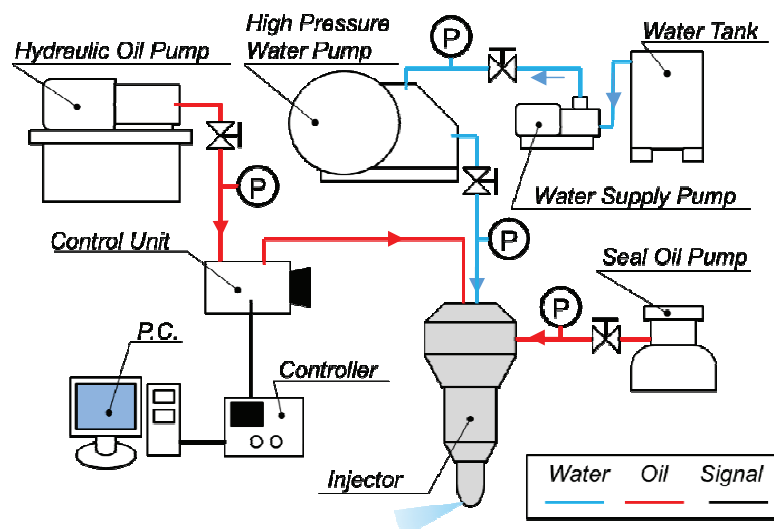


図 2.1 水噴射装置概略

2.1.2 水供給ポンプ

表 2.1 に水供給ポンプの諸元，図 2.2 にその外観を示す．水供給ポンプは，テラル株式会社製の自吸式カスケードポンプを使用した．吐出量は 20 ℓ/min である．実験時，供給圧はブルドン管で 0.3 MPa に設定した．

表 2.1 水供給ポンプ諸元

名称	テラル株式会社製 自吸式カスケードポンプ
型式	KSP - 25
使用液体	液質：水 液温：0～40 ℃
出力	400 W
吐出量	20 ℓ/min
全揚程	22 m
電動機	種類：防液保護形 電源：200 V（三相） 同期回転数：1800 rpm



図 2.2 水供給ポンプ外観

2.1.3 高圧水ポンプ

表 2.2 に高圧水ポンプの諸元, 図 2.3 にその外観を示す. 高圧水ポンプは, 荏原テクノサーブ株式会社製の横型三連式プランジヤーポンプを使用した. 定格吐出量は 3.4 ℓ/min で, 最大吐出圧力は 30 MPa である.

表 2.2 高圧水ポンプ諸元

名称	荏原テクノサーブ株式会社製 横型三連式プランジヤーポンプ 定置式
液体	水
定格吐出量	3.4 ℓ/min
最大吐出圧力	30 MPa
動力	1.69 kW
プランジヤー径 / プランジヤー数	12 mm / 3
ストローク	34 mm
クランク回転数	365 rpm
電動機	東芝産業機器製造株式会社 型式 : FBK8 IK 回転数 : 1760rpm 出力 : 3.7 kW 電源 : 200 V (三相)



図 2.3 高圧水ポンプ外観

2.1.4 油圧ポンプ

表 2.3 に油圧ポンプ諸元，図 2.4 にその外観を示す。油圧ポンプは，住友精密工業株式会社製の QT ポンプ（高圧内接ギアポンプ）を使用した。定格圧力時の吐出量は 12.2 ℓ/min で，最高使用圧力は 31.4 MPa である。

表 2.3 油圧ポンプ諸元

名称	住友精密工業株式会社製 QT ポンプ
型式	QT33-12.5 FH-A
吐出量（定格圧力時）	12.2 ℓ/min
作動油	JX 日鉱日石エネルギー（株） スーパーハイランド 32
定格圧力	24.5 MPa
最高圧力	31.4 MPa
理論吐出量	12.6 cc/rev
最高回転数	1800 rpm
電動機	タイプ：TFO 型式：KK6POLF 電源：200 V / 200 V / 220 V 回転数：955 rpm / 1150 rpm / 1160 rpm



図 2.4 油圧ポンプ外観

2.1.5 シール油ポンプ

表 2.4 にシール油ポンプ諸元, 図 2.5 にその外観を示す. シール油ポンプは理研機器株式会社製の 2 段吐出型電動ポンプを使用した. 吐出量は定格圧力時 0.4 l/min で, 最高使用圧力は 70 MPa である.

表 2.4 シール油ポンプ諸元

名称	理研機器株式会社製 2 段吐出型電動ポンプ
型式	MP-5
作動油	JX 日鉱日石エネルギー (株) スーパーハイランド 32
吐出量	0.4 l/min
最高使用圧力	70 MPa
電源	200 V (三相)
出力	0.75 kW
回転数	1800 rpm



図 2.5 シール油ポンプ外観

2.1.6 計装機器およびアキュムレータ

水噴射装置内には表 2.5 に示すブルドン管式圧力計を装備し、これらで各所の圧力を調整した。また、作動油と水の脈動防止、蓄圧の目的で作動油系統および水系統にアキュムレータを使用した。アキュムレータの設置箇所と諸元を表 2.6 に示す。作動油系統の配管は主に高圧用ホースを使用した。この諸元を表 2.7 に示す。

表 2.5 圧力計仕様

設置場所	仕様
水供給ポンプ（吐出側）	長野計器株式会社製 立型 最大圧力：1 MPa 最小目盛：0.02 MPa
高圧水ポンプ（吐出側）	長野計器株式会社製 立型 最大圧力：70 MPa 最小目盛：2 MPa No.1710162
油圧ポンプ（吐出側）	ネステック株式会社製 立型 最大圧力：35 MPa 最小目盛：1 MPa
シール油ポンプ（吐出側）	長野計器株式会社 立型 最大圧力：100 MPa 最小目盛：2 MPa No.5428611
コントロールユニット	株式会社第一計器製作所製 立型 最大圧力：50 MPa 最少目盛：1 MPa 22-K58165

表 2.6 アキュムレータの仕様

設置場所	仕様
高圧水ポンプ	日本アキュムレータ株式会社製 規格：N350-1D 最高使用圧力：35 MPa 呼び容積：1 ℓ 気体容積：1 ℓ 許容給排流量：120 ℓ/min
油圧ポンプ	日本アキュムレータ株式会社製 規格：N210-1D 最高使用圧力：21 MPa 呼び容積：10 ℓ 気体容積：10 ℓ 許容給排流量：120 ℓ/min
コントロールユニット （入力側）	日本アキュムレータ株式会社製 規格：N210-1D 最高使用圧力：21 MPa 呼び容積：1 ℓ 気体容積：1 ℓ 許容給排流量：120 ℓ/min

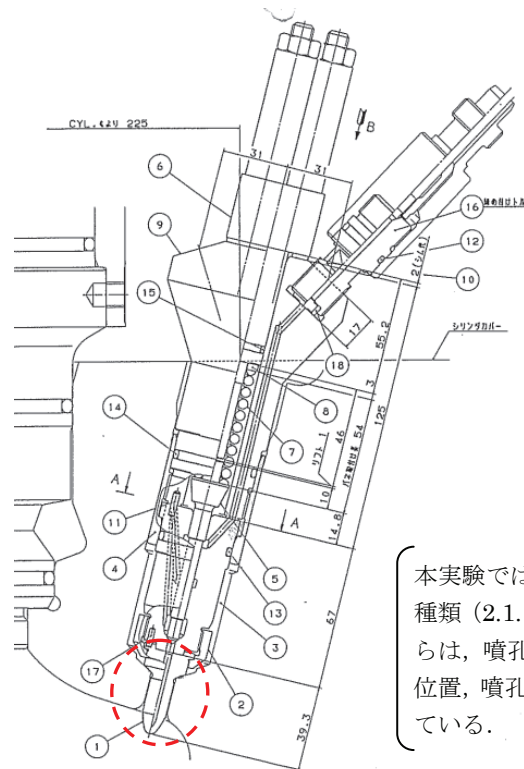
表 2.7 高圧ホースの仕様

設置場所	仕様
<ul style="list-style-type: none"> ・油圧ポンプ～ コントロールユニッ ト間 ・コントロールユニッ ト～噴射弁間 ・シール油ポンプ～噴 射弁間 	<p>横浜ゴム株式会社製</p> <p>規格：NWP350 6</p> <p>内径：6.3 mm 外径：15.0 mm,</p> <p>使用温度範囲：-40℃～+100℃</p> <p>最高使用圧力：34.5MPa 最少破壊圧力：138.0MPa</p> <p>適応流体：一般作動油 最少曲げ半径：90 mm</p> <p>重量：380 g/m, 素材：耐油性合成ゴム,</p> <p>高抗張力鋼線, 耐候性合成ゴム</p>

2.1.7 水噴射弁内の構造

図 2.6 に水噴射弁の断面図を示し、図 2.7 に水噴射弁の内部構造概略と水供給系、油圧系、制御系の系統図を示す。

まず、本節では水噴射の作動原理を説明する。水噴射弁はノズル、針弁（スピンドル）、バネ、シム、針弁ガイド（スピンドルガイド）、接続ナット、本体ケーシング、ヘッドによって構成される。高圧水ポンプによって昇圧された水は、水噴射弁内に設けた流路を通して針弁先端の空間（図 2.7 中の針弁部拡大図“**A**”の部分）に導かれる。一方、油圧ポンプによって昇圧した作動油は、まずコントロールユニットに供給され、制御装置からの信号で作動油系統コントロールユニット内のスプール弁が作動する。スプール弁が開になると作動油圧力は針弁上部に作用する。針弁はばね力により、シート部に押し付けられているが、作動油圧力が針弁上部（図 2.7 中の針弁部拡大図“**B**”の部分）に加わり、水の圧力と合わせた針弁を押し上げる方向の力が、ばね力を上回ると針弁が上昇する。針弁は設定した噴射期間だけ作動油圧力が作用し続けるため上昇した状態は維持され、水が噴射される。噴射終了時はコントロールユニット内のスプール弁が閉（ブロー）となり、コントロールユニットと噴射弁間の作動油圧力が低下し、針弁を押し上げる力が低下するため、バネ力によって針弁が下降し、噴射が終了する。



本実験では、ノズル（赤色点線内）3種類（2.1.10 項）を用いている。これらは、噴孔数、噴孔径、管長比、噴孔位置、噴孔方位角、噴孔俯角が異なっている。

図 2.6 水噴射弁断面図

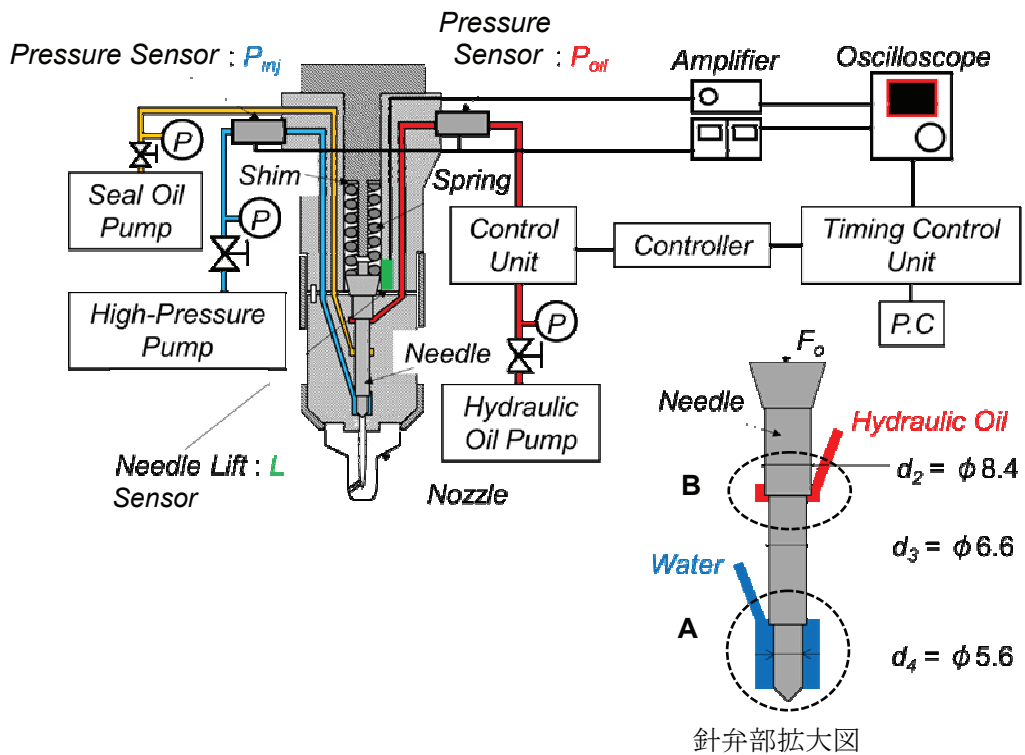


図 2.7 水噴射弁内部構造概略および系統図

針弁の上昇、下降動作は、上述のばね力、作動油圧力、水の圧力によって決まる。ばね力は、シムによって調整することができ、シムを厚くすれば、ばねが噴射弁内にセットされた際のばね圧縮量が増加するため、ばね力も増加する。逆にシムを薄くすれば、ばね力は低下する。これら、ばね力、作動油圧力、水の圧力は力のつり合いから、以下の関係がある。

開弁時の針弁に加わる力のつり合いから、

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{\pi}{4} \cdot d_4^2 \cdot P_a + \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_3^2) \cdot P_{oil} + \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_4^2) \cdot P_w \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \{d_4^2 \cdot P_a + (d_2^2 - d_3^2) \cdot P_{oil} + (d_3^2 - d_4^2) \cdot P_w\} \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$F_0 = k \cdot \delta_0 \quad (2.2)$$

ここで、 F_0 : 噴射弁内でのばね力 (N)、 P_a : 雰囲気圧力 (MPa)、 P_{oil} : 作動油圧力 (MPa)、 P_w : 水の圧力 (MPa)、 d_2, d_3, d_4 : 図 2.7 に示す針弁各所の直径 (mm)、 k : ばね定数 (N/mm)、 δ_0 : 噴射弁内でのばねの縮み量 (mm) である。

開弁の条件としては、式 (2.1)、式 (2.2) より、

$$k \cdot \delta_0 < \frac{\pi}{4} \cdot \{d_4^2 \cdot P_a + (d_2^2 - d_3^2) \cdot P_{oil} + (d_3^2 - d_4^2) \cdot P_w\} \quad (2.3)$$

閉弁時の力のつり合いから、

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{\pi}{4} \cdot d_4^2 \cdot P_w + \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_3^2) \cdot P_{oil} \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \{d_4^2 \cdot P_w + (d_2^2 - d_3^2) \cdot P_{oil}\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$F_1 = k \cdot \delta_0 + k \cdot L \quad (2.5)$$

ここで、 L : 針弁のリフト量 (mm) である。

閉弁の条件としては、式 (2.4)、式 (2.5) より、

$$k \cdot \delta_0 + k \cdot L > \frac{\pi}{4} \cdot \{d_4^2 \cdot P_w + (d_2^2 - d_3^2) \cdot P_{oil}\} \quad (2.6)$$

となる。実験を行う際には、上式に示した様な関係を考慮しながら、ばね力、作動油圧力、水の圧力を設定する必要がある。

2.1.8 水噴射弁の制御

ここでは、図 2.7 に示したコントロールユニット、制御装置および Timing Control Unit について詳細に述べる。本実験で使用したコントロールユニットの外観を図 2.8 に、制御装置の外観を図 2.9 に示す。また、これらの制御機器信号の系統図を図 2.10 に示す。本実験の噴射弁制御では、TDC (Top Dead Center) 信号とクランク角度信号の 2 つを用いる。これら 2 つの信号を発生させるために、図 2.11 の Function Generator FGA 2030 (以後 FGA 2030 と呼ぶ) と図 2.12 の Timing Generator TIME 98 (以後 TIME 98 と呼ぶ) を使用した。FGA 2030 でクランク角度信号を生成し、これを TIME 98 に入力させ、入力 360 パルスに対して TIME 98 で 1 パルス発信させることで、TDC 信号を生成した。表 2.8、表 2.9 に FGA 2030 と TIME 98 の諸元をそれぞれ示す。これらの信号波形は矩形波であり、0-5 VDC である。クランク角度信号の Duty 比は 50 %、TDC 信号の Duty 比は 10 %程度とした。Duty 比とは、パルス周期に対するパルス出力時間のことであり、次式で定義される。

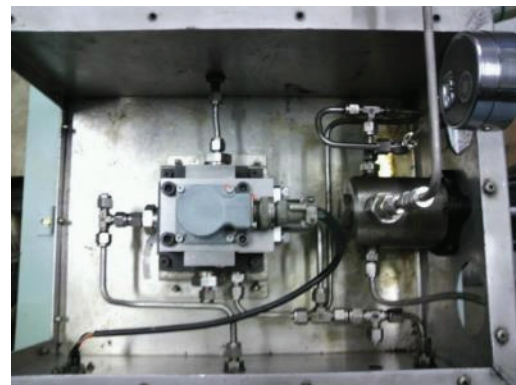
$$D = \frac{\tau}{T} \quad (2.7)$$

ここで、 D : Duty 比, T : パルス周期 (s), τ : パルス出力時間 (s) である。

FGA 2030 の周波数および、TIME 98 の波形を変更すれば、任意の回転数波形を生成、発信させることが可能である。表 2.10 は各回転数における FGA 2030 の設定周波数をまとめたものである。本実験では、三井造船(株)所有の単気筒試験機関 MTE40 の定格回転数と同じ回転数 177 rpm となるように、クランク角度信号、TDC 信号を設定した。



(a) ユニット側面



(b) ユニット上面

図 2.8 コントロールユニット外観



図 2.9 制御装置外観

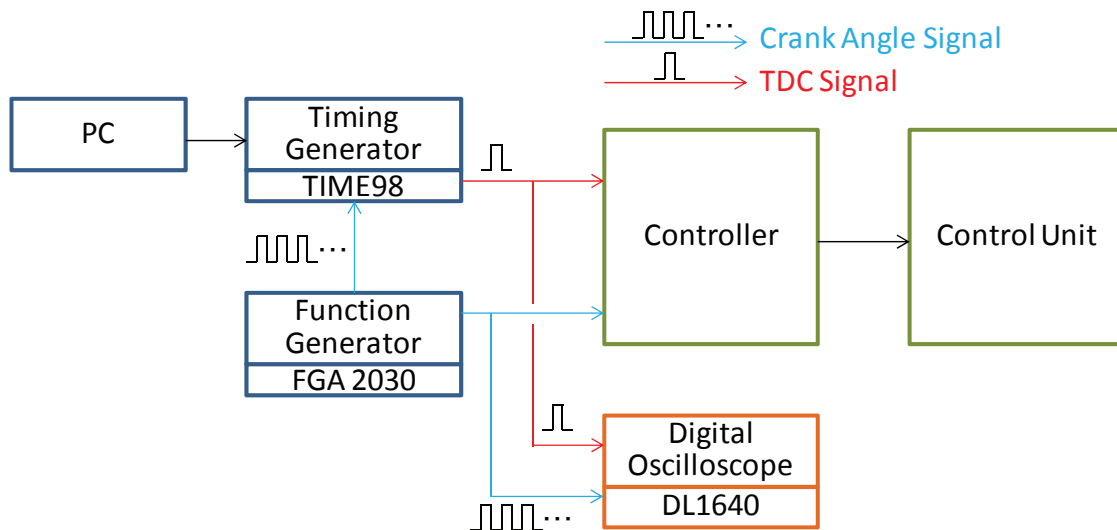


図 2.10 制御信号系統図

表 2.8 FGA2030 の仕様

型名	FGA 2030
記録容量	8×32 bit
Sample Rate	30 MS/s
解像度	12 bit
周波数範囲	0.2~20 MHz

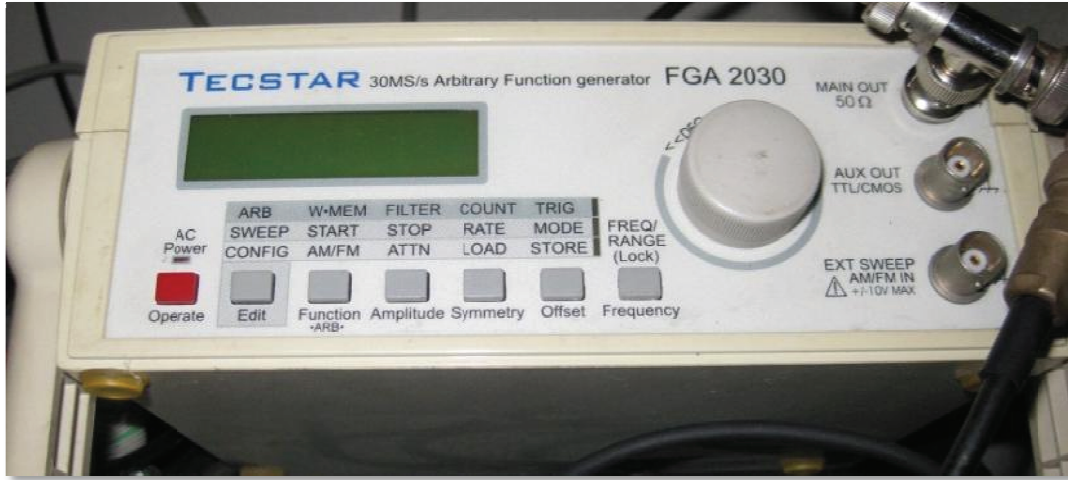


図 2.11 FGA2030 の外観

表 2.9 TIME98 の仕様

項目	タイム98-50MHz	波形の保存・読込	有り
基準クロック	50MHz~2Hz	波形の印刷	有り(1画面/連続画面)
外部クロック	最大50MHz(1↓選択)	カーソル計測	時間、時間差、周波数、アドレス、データ
測定時間範囲	20n~8192秒	パルス数のカウント	任意チャンネルのパルス数をカウント
メモリ容量	16Kデータ/各チャンネル	バイナリ波形編集	01コードによるリアルタイム波形作成
信号出力	16本(各ユニット)	ヘキサ波形編集	HEXコードによるリアルタイム波形作成
信号出力増設	最大64本(4ユニット)	キャラクタ波形編集	キャラクタコードによるリアルタイム波形作成
基準クロック出力	1本(基本ユニット)、50MHz~2Hzステップ可変	クロック波形編集	クロック波形の一発作成
可変クロック出力	1本(基本ユニット)、1MHz~300Hzリニア可変	ライト波形編集	ランダム波形の作成
出力バッファ	CMOS(+5V)	スweep波形編集	スweep波形の作成
出力電圧	VOL=0.4V以下、VOH=4.3V以上	NOT波形編集	波形の反転
出力電流	IOL=12mA、IOH=-7.5mA	AND波形編集	波形のAND合成
立ち上がり(下がり)時間	±2nS	OR波形編集	波形のOR合成
チャンネル間スキュー	±2nS	XOR波形編集	波形のXOR合成
ゲート入力	16本(各ユニット)	波形のコピー	有り(チャンネル間、ブロック間)
外部クロック入力	1本(基本ユニット)、最大50MHz	波形の交換	有り(チャンネル間、ブロック間)
外部トリガ入力	1本(基本ユニット)、↑↓の指定有り	ユニット単独出力	有り
外部ホールド入力	1本(各ユニット)	ユニットサイズ	84 × 138 × 20mm
入力電圧	VIL=0.8V以下、VIH=2.2V以上	重量	約180g
入力電流	±10 μA以下(ただしプルアップ抵抗33KΩ有り)	パソコンとの接続	パラレル(プリンタ)ポート
入力インピーダンス	1MΩ	動作パソコン	【Windows版】 Windows95/98/Me/NT/2000/XPを搭載したパソコン (CD-ROMを装備)
入カスレシヨールド	1.4V(TTLレベル)		【DOS版】 Windows95/98/Me、又はMS-DOSを搭載したパソコン
トリガ感度	最小パルス幅4ns		【英語版】 Windows95/98/Me、又はMS-DOSを搭載した英語 パソコン
キートリガ	有り		【PC-98版】 MS-DOSを搭載したPC-9800シリーズパソコン
オートトリガ	有り		
波形表示画面	左右33画面		
波形表示エリア	最大64チャンネル		
波形表示の拡大縮小	2~50倍		
波形表示のスクロール	左右上下スクロール		



図 2.12 TIME98 の外観

表 2.10 各回転数でのクランク角度周波数と TDC 周波数

回転数 (rpm)	クランク角度周波数 (Hz) (FGA2030 による発信)	TDC (Hz) (TIME98 による発信)
60	360	1
120	720	2
177	1062	2.95

2.1.9 圧力およびリフト量の波形データ収集方法

本実験実施時には、波形データとして水噴射圧、作動油圧、針弁リフト量および TDC 信号の 4 つを同時に高速測定した。計測装置は、図 2.13 の横河メータ&インスツルメンツ株式会社製のデジタルオシロスコープ DL 1640 を使用した。表 2.11 に DL1640 の諸元を示す。水噴射圧および作動油圧の測定には、図 2.14 の東京測器研究所株式会社製ひずみゲージ式圧力センサを使用した。表 2.12 に圧力センサの諸元を示す。圧力センサは、水噴射弁の上部（図 2.7 に示す）に取付けた。圧力センサはひずみゲージ式変換器で、物理量を電氣的に変換する方式であり、この出力電圧を DL 1640 で計測した。事前に、圧力と出力電圧値の比例関係を検定した。圧力と出力電圧値の関係は以下のようなになる。

- ・水噴射圧センサ

$$P_{inj} = 4.6032V_{inj} - 0.0839 \quad (2.8)$$

- ・作動油センサ

$$P_{oil} = 7.0996V_{oil} + 0.2469 \quad (2.9)$$

ここで、 V_{inj} : 噴射圧側センサの出力電圧[V]、 V_{oil} : 作動油側センサの出力電圧[V]である。これらの関係を図 2.16 に示す。

リフト量は、水噴射弁内部（図 2.7 に示す）に取付けた変位センサで計測した。これも出力電圧として DL 1640 に出力させる。リフト量の換算については、最小電圧値をリフト量 0 mm とし、最大電圧値を最大リフト量（1.0 mm）として比例関係を求めた。以上より、オシロスコープに出力される 4 つの波形データの一例を図 2.17 に示す。図 2.17 は、複数のサイクルの波形を重ね書きしたものである。噴射開始時は、波形に若干のバラツキが見られる。図中にもそのバラツキが、作動油圧力波形および針弁リフト波形に現れている。

表 2.11 DL1640 諸元

型名	横河メータ&インスツルメンツ株式会社製 701610 デジタルオシロスコープ DL 1640
入力チャンネル数	4
入力インピーダンス	1 M Ω \pm 1.0 % 約 28 pF
電圧軸感度設定範囲	2 mV/div \sim 10 V/div (1-2-5 ステップ)
最大入力電圧	300 V DC または 300 Vrms CAT I ,424 Vpeak
垂直分解能	8 bit
DC 確度	2 mV/div \sim 5 mV/div : \pm 2 % of 8 div + オフセット電圧確度
	10 mV/div \sim 10 V/div : \pm 1.5 % of 8 div + オフセット電圧確度
オフセット電圧確度	2 mV/div \sim 50 mV/div : \pm (1 % of 設定値+0.2 mV)
	100 mV/div \sim 500 mV/div : \pm (1 % of 設定値+2 mV)
	1 V/div \sim 10 V/div : \pm (1 % of 設定値+20 mV)
周波数特性	10 mV/div \sim 10 V/div : DC \sim 200 MHz
	2 mV/div \sim 5 mV/div : DC \sim 80 MHz
垂直分解能	8 bit (24LSB/div)
	ハイレゾリユーションモード : 最大 13 bit
最高サンプルレート	実時間サンプリング時 : 200 MS/s
	等価時間サンプリング時 : 50 GS/s
最大記録長	8 MW/CH (シングルトリガモード時),
	1 MW/CH (シングルトリガモード以外)



図 2.13 DL1640 外観

表 2.12 圧力センサ諸元

型名	東京測器研究所株式会社製 PWF・50MPB フラッシュダイヤモンドフラム型圧力計	
形式	ひずみゲージ式変換器	
センサの設置場所	噴射装置手前(作動油側と水側の 2 箇所)	
最大許容圧力	50 MPa	
定格出力	1.75 mV/V (3500×10 ⁻⁶ ひずみ)	±25 %
許容温度範囲	20~+70 °C	
許容過負荷	150 %	
入出力抵抗	350 Ω	
固有振動数	約 170	
取り付けねじ	G3/8 (PF3/8)	
受圧部材質	SUS 630	
入出力ケーブル	φ 6 mm 0.35 mm ² 先端ばら線	
	4 心シールドクロロプレンケーブル 2 m	
質量	100 g	

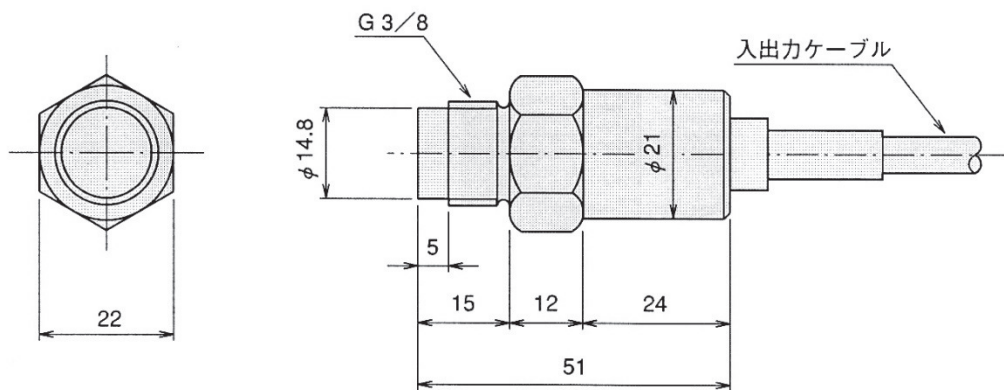


図 2.14 圧力センサ外形

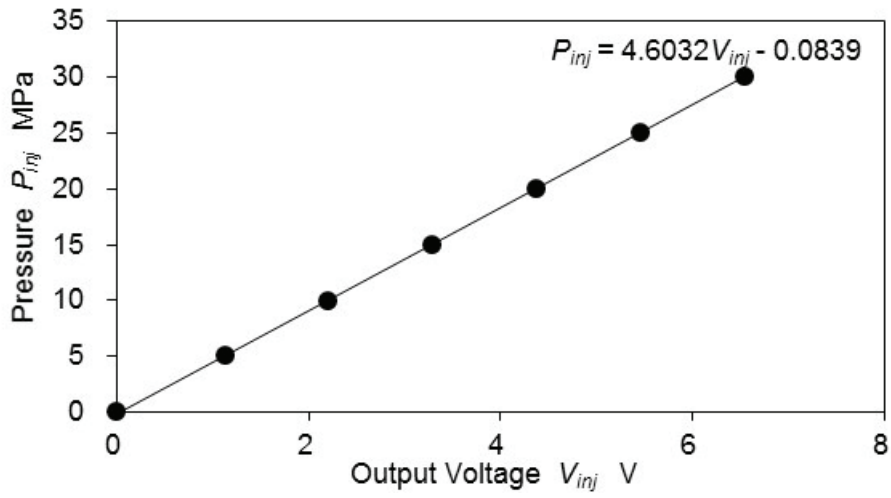


図 2.15 水噴射圧センサの出力電圧と圧力の関係

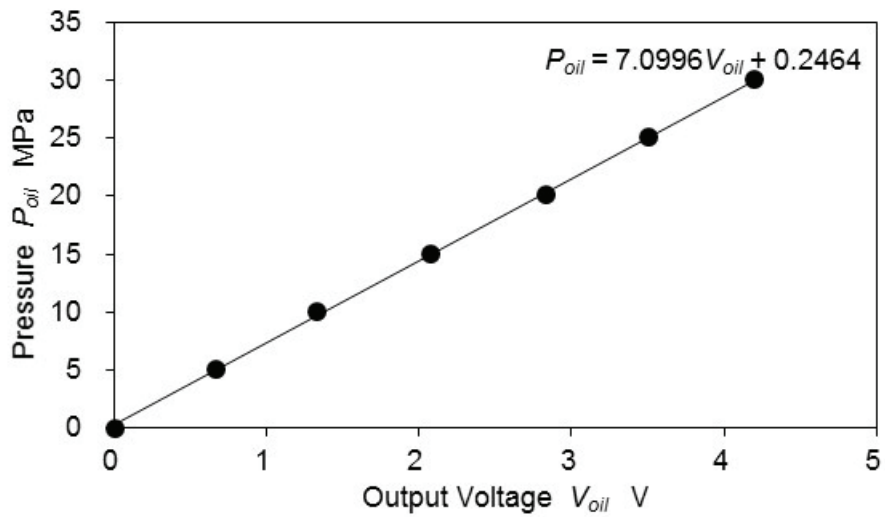


図 2.16 作動油圧センサの出力電圧と圧力の関係

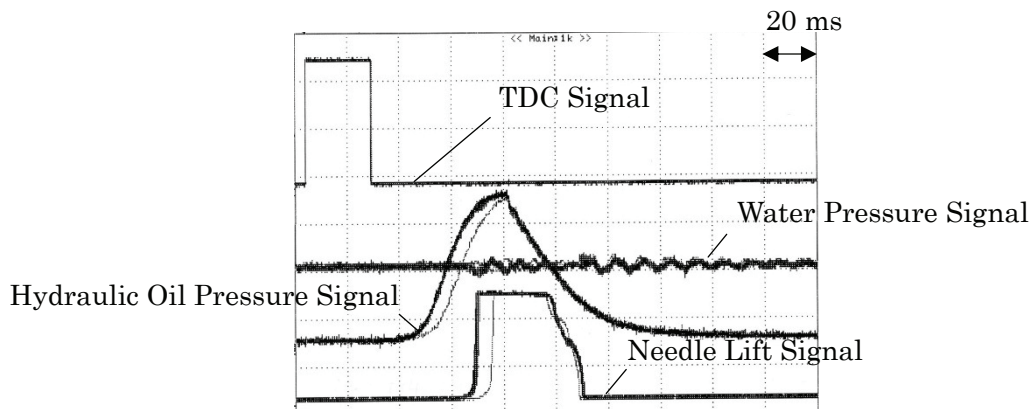


図 2.17 実験時の計測波形の一例

2.1.10 水噴射弁ノズル

本実験では、噴霧観察および噴射率計測用に 2 種類のノズルを使用し、ノズル内の流れを可視化するために、1 種類の可視化ノズルを使用した。

噴霧観察および噴射率計測に用いた 2 種類のノズル（ノズル A とノズル B）の主な仕様をそれぞれ表 2.13 と表 2.14 に示す。ノズル A は 3 噴孔、ノズル B は 6 噴孔であり、噴孔径はそれぞれ、0.76mm, 0.37mm である。合わせて表中にそれぞれのノズルの噴孔角度および、噴孔径 D に対する噴孔長さ L （管長比： L/D ）を示す。これらのノズルは、単気筒試験機関の筒内水噴射試験に使用したもので、サックボリュームを有している。また、これらは同機関の燃料弁ノズルと同様の形状である。図 2.18, 図 2.19 にノズル A およびノズル B の図面を示す。表 2.15 に単気筒試験機関の主な諸元を示す。

ノズル A とノズル B は、噴孔数、噴孔径（噴孔面積）、噴孔長さ L （管長比 L/D ）が異なっている。また、噴孔配置（ノズル軸方向とノズル周方向の噴孔位置）や方位角 α 、俯角 β も異なっている。以降の 2.2.3 項や 2.2.5 項で噴孔毎の噴霧特性（噴射量、噴射率）について考察するが、この際、噴孔配置の違いを特に念頭に置き、これらの噴射特性の違いを議論する。今回使用したノズル A とノズル B は、ノズル軸方向やノズル周方向の噴孔配置に大きな違いがあり、噴孔が存在しているこれらの範囲は大きく異なっている。そのため、ノズル A とノズル B を使用することで、これらの噴孔毎の噴射量や噴射率に明確な違いが現れると予想される。

表 2.13 ノズル A の主な仕様

ノズル名称	ノズル A (WS40S-1) ※			
噴孔数	3			
噴孔径 D	$\phi 0.76$ mm			
総噴孔面積	1.36 mm ²			
噴孔 No.	L (mm)	L/D	方位角 α (deg)	俯角 β (deg)
1	2.86	3.76	0	23.5
2	2.93	3.86	27	24
3	2.94	3.87	53.5	21.5

※ () 内は三井造船内での名称

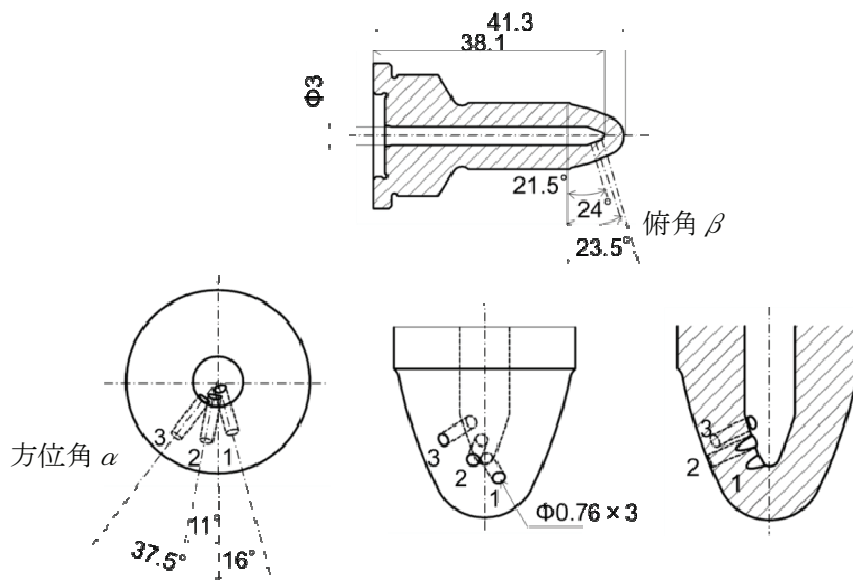


図 2.18 水噴射ノズル A

表 2.14 ノズル B の主な仕様

ノズル名称	ノズル B (SACR-2) ※			
噴孔数	6			
噴孔径 D	$\phi 0.37 \text{ mm}$			
総噴孔面積	0.65 mm^2			
噴孔 No.	$L(\text{mm})$	L/D	方位角 α (deg)	俯角 β (deg)
1	4.14	11.19	0	64
2	4.73	12.78	55	60
3	4.48	12.11	0	44
4	4.67	12.62	47	40
5	4.25	11.49	0	24
6	4.43	11.97	43	21

※ () 内は三井造船内での名称

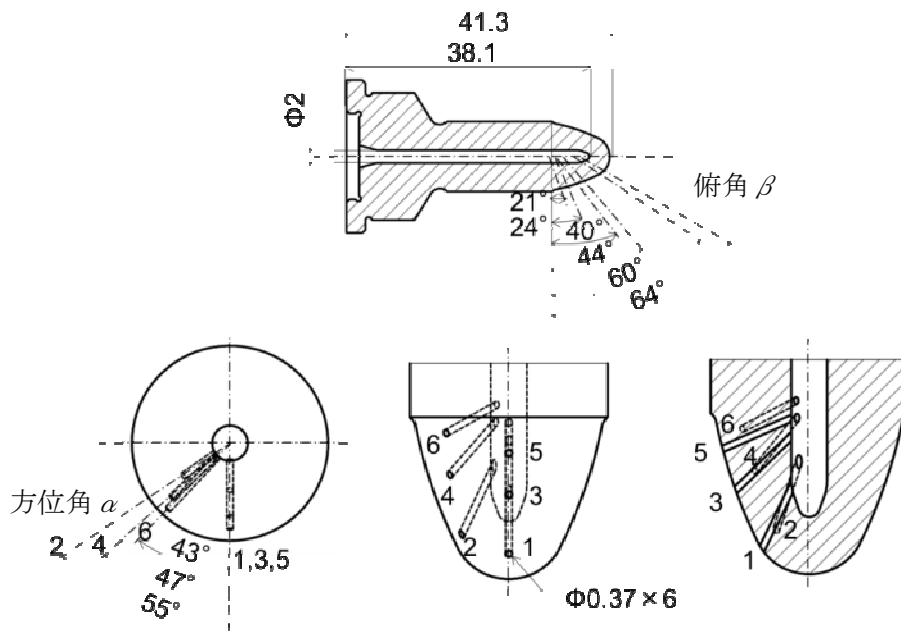


図 2.19 水噴射ノズル B

表 2.15 単気筒試験機関の主な諸元

機関名称	大型単気筒試験機関 MTE40
機関型式	2 ストローククロスヘッド型
Bore×Stroke	400 mm×1360 mm
定格回転数	177 rpm
定格出力	865 kW

ノズル内部流れの可視化実験のために、アクリル製の可視化用ノズルを製作した。ノズル仕様を表 2.16 に示す。このノズルは、単気筒試験機関の燃料噴射ノズルと等倍のサイズであり、各噴孔の角度も同じである。燃料噴射ノズルの仕様を表 2.16 に合わせて示す。図 2.20 に燃料噴射ノズル、図 2.21 に可視化ノズルを示す。可視化を行う際に、ノズル外形の曲率による影響を可能な限り小さくするため、燃料噴射ノズルの外形の一部を変更し、平面を 2 面設けている。可視化の際は、この平面に垂直な方向（図 2.21 の矢印の方向）から、内部流れを撮影する。なお、可視化ノズルのサックボリューム先端の形状は、アクリル加工上の制約から図 2.20 のような R の形状ではなく、図 2.21 のような先端 90° のドリル形状となっている。可視化ノズルと燃料噴射ノズルでサックボリューム先端形状が異なるため、噴孔毎のノズル長さ L と管長比 L/D は表 2.16 のようにわずかに異なっている。

表 2.16 可視化ノズルと単気筒試験機関用燃料ノズルの仕様

			可視化ノズル		燃料噴射ノズル (MTE40-5) ※	
噴孔数			5			
噴孔径 D			$\phi 0.7 \text{ mm}$			
総噴孔面積			1.92 mm^2			
噴射液体			水		A 重油	
噴射圧			3~5 MPa		80~90 MPa	
材質			アクリル樹脂		STELLITE No.6	
噴孔 No.	方位角 α (deg)	俯角 β (deg)	L (mm)	L/D	L (mm)	L/D
1	0	36	2.65	3.79	2.70	3.87
2	13	28	2.89	4.13	2.95	4.22
3	28	33	2.28	3.22	2.70	3.86
4	41	26	2.50	3.57	2.65	3.79
5	56	19	2.70	3.86	2.76	3.94

※三井造船内での名称

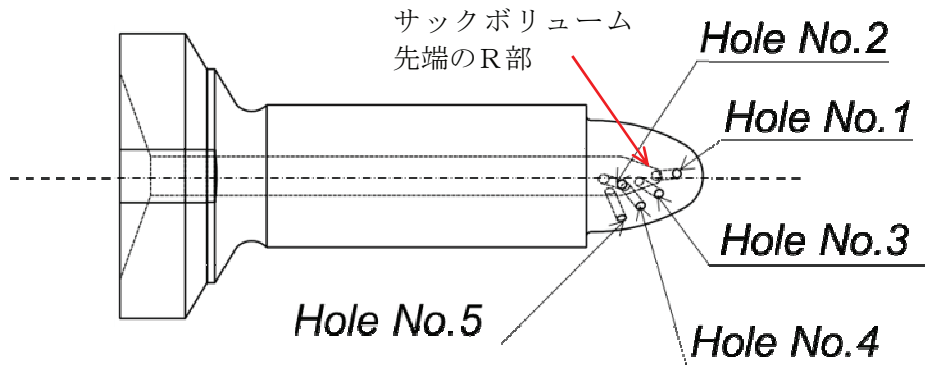


図 2.20 燃料噴射ノズル

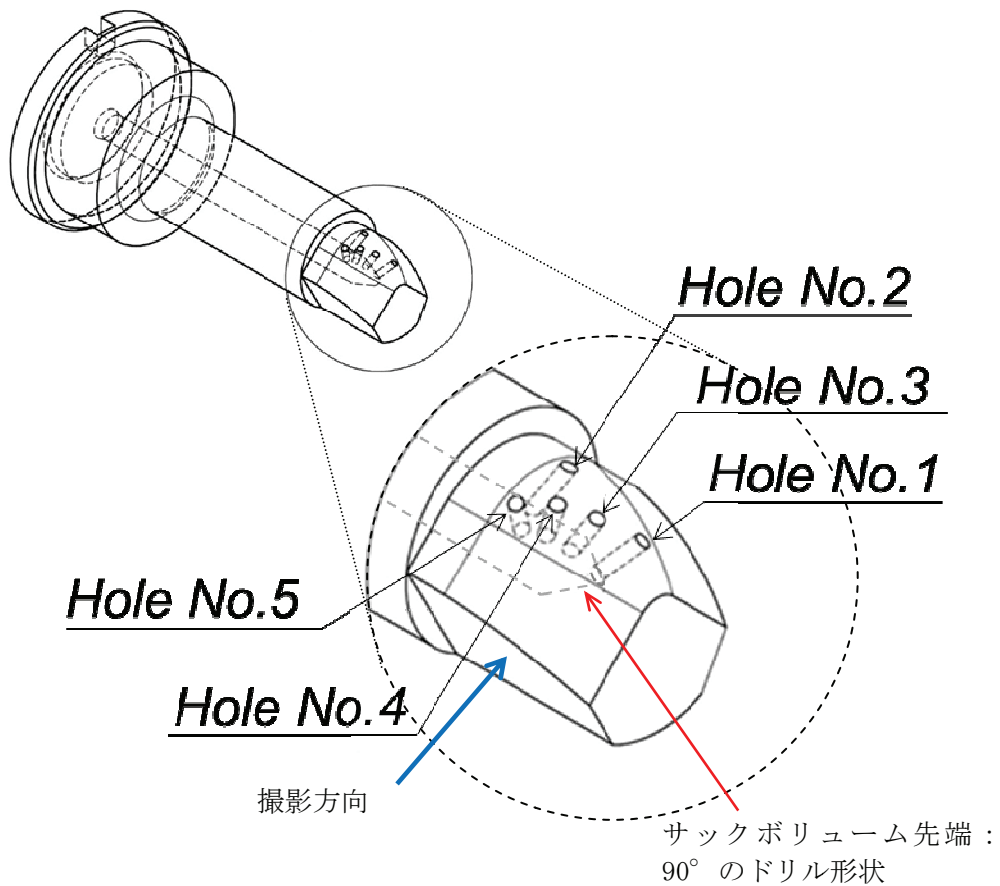


図 2.21 可視化ノズル

2.1.11 噴射量の測定(サンプリング法)

ノズルから噴射される噴射量の測定は、ノズルの噴射特性を確認する上で非常に重要である。本実験では、ノズル全体の噴射量を測定する全量測定と、1 噴孔ずつ測定する個別噴孔測定を行った。全量測定および個別噴孔測定において、噴射された液体を容器（計測シリンダ）で受けて重量を計測し、累積噴射量 M_{total} (g) と噴射回数 N から 1 噴射あたりの噴射量 M_w (g/inj) を求めた。 M_w は次式となる。

$$M_w = \frac{M_{total}}{N} \quad (2.10)$$

本実験で用いた計測シリンダを図 2.22 に示す。この計測シリンダで受けた水の重量を、図 2.23 に示すエイ・アンド・デイ（株）製の電子天秤で計測し、累積噴射量を測定した。表 2.17 に使用した電子天秤の諸元を示す。全量測定は、図 2.24 (a) に示すように計測シリンダをノズル全体にかぶせて噴射された全ての水を捕捉し、累積噴射量を測定した。個別噴孔測定は、図 2.24 (b) に示すようにノズルの噴孔近傍（噴孔から約 1 mm 離れた位置）に外径 4~6 mm のパイプを設置して、容器に 1 噴孔のみから噴射された水を捕捉し、累積噴射量を測定した。

本実験装置の特性上、噴射開始直後は噴射期間が一定ではなく、噴射期間に若干のバラツキがあり、その後、安定した一定の噴射期間に収束する。そのため、この測定方法では、1 噴射あたりの噴射量を算出する際に、測定誤差が生じる可能性がある。そこで、噴射回数 N を 20, 50, 100, 150, 200, 250 回としてそれぞれの回数で噴射量を測定し、1 噴射あたりの噴射量のバラツキを確認した。この確認の際には全量測定を行った。



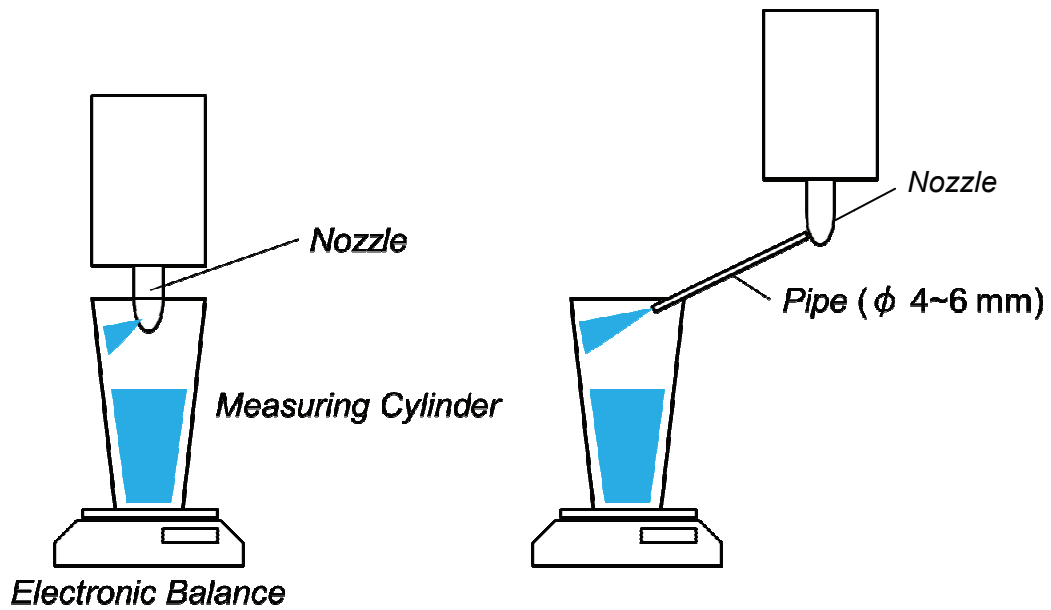
図 2.22 計測シリンダ

表 2.17 電子天秤諸元

型式	EK-4100i
ひょう量	4000 g
最小表示	0.1 g
計量皿	計量皿寸法：170 (W)×133 (D) mm 計量皿材料：SUS304
外径寸法	190 (W)×218 (D)×53 (H) mm



図 2.23 電子天秤



(a) 全量測定

(b) 個別噴孔測定

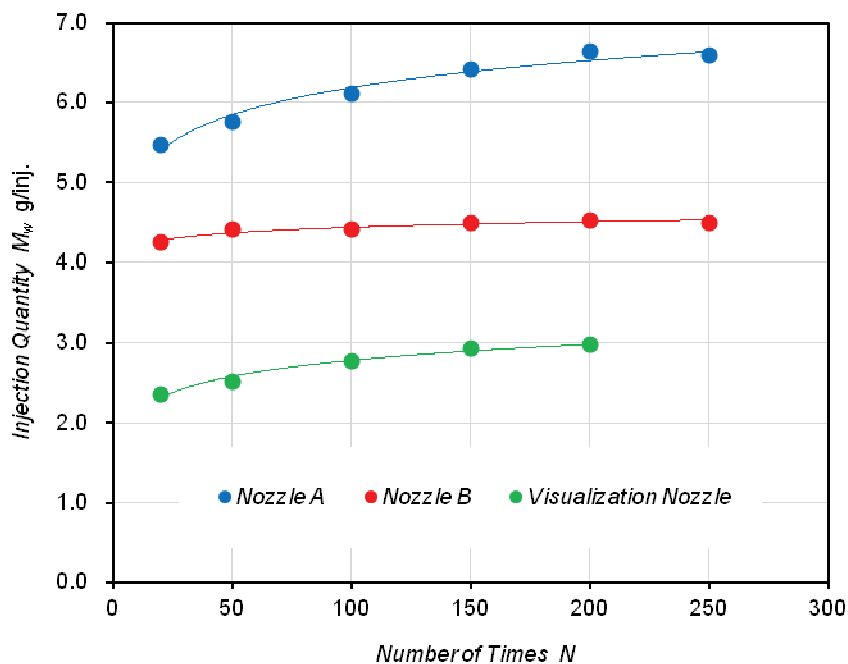
図 2.24 噴射量測定方法 (サンプリング法)

図 2.25 に、ノズル A、ノズル B および可視化ノズルの各噴射回数に対する 1 噴射当たりの全量噴射量 M_w を示す。水噴射用ノズル（ノズル A、ノズル B）を使用した時の実験条件は、噴射圧力を 16 MPa、噴射期間を約 45 ms に設定した。また、可視化用ノズルを使用した時の実験条件は、噴射圧力を 4 MPa、噴射期間を約 25 ms に設定した。実験条件を表 2.18 にまとめる。

図 2.25 より、全てのノズルにおいて、噴射回数 150 回以上で 1 噴射あたりの噴射量が収束し始めているのがわかる。この結果から、噴射量測定は、噴射回数を 200 回に設定して行えば、噴射開始直後の噴射期間のバラツキによる測定誤差を無視できると考えた。

表 2.18 噴射量確認試験条件

	噴射圧力 MPa	噴射期間 ms
水噴射ノズル (ノズル A, ノズル B)	16	45
可視化ノズル	4	25

図 2.25 1 噴射あたりの噴射量 M_w

2.1.12 噴霧モーメント法による噴孔毎の噴射率測定

多噴孔のノズルにおいて、例えば、VCO ノズルなどでは、ニードルの偏芯によって、噴孔毎の噴霧パターンが異なる現象が見られる⁽¹⁾⁽²⁾。このような場合は、噴孔毎の噴霧特性を知ることが重要になり、噴孔毎の噴射率計測が有効である。噴射率計測法としては、Bosch 長管法⁽³⁾ や定容積法 (Zeuch's Method)⁽⁴⁾⁽⁵⁾ などがあるが、これらの方法はノズル全体の噴射率を測定するものであり、噴孔毎の噴射率は測定できない。

そこで本実験では、噴孔毎の噴射率を計測可能な噴霧モーメント法⁽⁶⁾ を用いて、噴孔毎の噴射特性を把握することを試みた。

噴霧モーメント法は、図 2.26 に示す様に噴流をセンサに衝突させ、センサ表面に作用する力から噴射率を計測する方法である。噴流衝突時のセンサ表面に作用する力は、式 (2.11) で与えられる。

$$F = \rho_f \cdot q \cdot \Delta v \quad (2.11)$$

ここで、 q は水の体積流量、 Δv はセンサ表面に対して垂直方向の衝突前後の噴流速度変化、 ρ_f は液体密度である。噴流がセンサ表面に対して垂直に衝突し、衝突後はセンサ表面に沿って流れるとすれば、 Δv は衝突速度と等しくなる。また、センサを噴孔近傍に設置すれば、 Δv を噴孔出口部の流出速度 v に等しいとみなすことができ、式 (2.12) のように記述することができる。ここで、 c は縮流係数、 A は噴孔面積である。

$$\Delta v = \frac{q}{(c \cdot A)} (= v) \quad (2.12)$$

式 (2.12) を式 (2.11) に代入して変形すると、噴射率は式 (2.13) のように記述できる。ここで、 Δp は噴射差圧である。

$$q = \sqrt{\frac{F \cdot c \cdot A}{\rho_f}} (\propto \sqrt{\Delta p}) \quad (2.13)$$

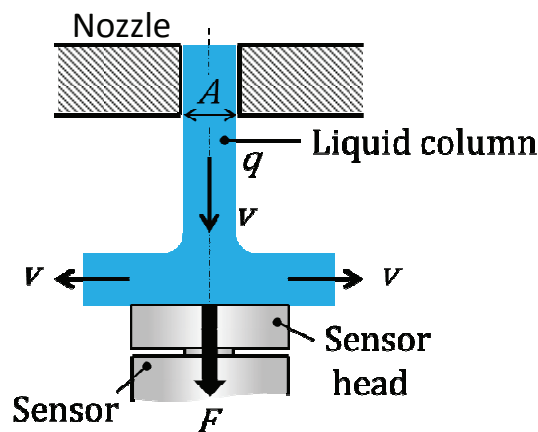


図 2.26 噴霧モーメント法測定原理の模式図

噴霧モーメンタム法における噴射率の測定では、フォースセンサを用いて、噴流がセンサにおよぼす力の計測を実施する。フォースセンサは図 2.27 に示す KISTLER 製の小型高感度力センサ 9215 を使用した。このセンサは水晶圧電式であり、センサに負荷が掛かると素子に電荷が発生し、これを測定して物理量（力）に変換するために、チャージアンプが必要となる。フォースセンサの諸元を表 2.19 に示し、チャージアンプの諸元および外形図を表 2.20、図 2.28 に示す。センサ選定に際し、各噴孔の間隔が狭いため、計測時に対象としている噴孔以外の噴孔からの影響を排除するため、できるだけ小型のものを選定した。チャージアンプからの出力信号は、表 2.11 および図 2.13 で示したオシロスコープによって計測した。

フォースセンサを噴孔近傍に設置するために、図 2.29 に示すセンサアダプタを製作してセンサを設置し実験を実施した。図 2.30 にインジェクターホルダ、ノズルおよび、センサアダプタの位置関係を示す。水噴射弁本体は、インジェクターホルダ内に設置される。センサアダプタは、インジェクターホルダの下部に取付け、ノズル噴孔の中心軸上にフォースセンサが設置されるように、センサ設置穴が設けてあり、センサをねじ込んで設置する。フォースセンサの先端に取付ける力伝達キャップは、外径 $\phi 4\text{mm}$ であり、このキャップ表面に噴流が衝突することになる。図 2.30 内に示したように、センサとセンサアダプタの間には、パッキンを挟むようにしており、パッキンの厚さで、センサと噴孔との距離を調整できるようにしている。表 2.21 にパッキンの厚さ t_p と、センサと噴孔間の距離 x の関係を示す。計測原理上、センサは、噴孔にできるだけ近接して設置する必要があるが、 $x=1\text{mm}$ とすると測定対象でない噴孔からの噴流の一部が、センサに当たってしまうため、センサと噴孔の間隔は最小で 2mm に設定することにした。

予備実験として、センサと噴孔間の距離 x を、 $x=2\text{mm}$ 、 3mm 、 4mm の 3 ケースとして計測を実施し、それぞれの距離で得られる噴射率の確認を実施した。図 2.31 に計測の結果、得られた噴射率波形を示す。この時、水噴射圧力は 16MPa とした。図 2.31 (a) はノズル A の噴孔 No.1、(b) は噴孔 No.2、(c) は噴孔 No.3 のセンサと噴孔間距離 x に対する噴射率を示している。図の $t=0$ は、リフト開始時刻としている。

噴孔 No.1、No.3 については x を変化させた 3 つの噴射率とも形状、大きさがほぼ一致していることがわかる。噴孔 2 については、 $x=2\text{mm}$ 、 3mm における噴射率はほぼ一致しているが、 $x=4\text{mm}$ における噴射率は他と大きさが異なっている。これは、センサと噴孔の距離が遠くなり、噴流が減衰、もしくは噴流がセンサ表面に垂直に当たっていないのが原因と考えられる。以上より、 $x=2\text{mm}$ 、 3mm が適切であると考えられ、このうち、センサと噴孔の距離が最も近い $x=2\text{mm}$ で今後、噴射率計測を行うことにした。なお、2.2.4 節

で後述するが、 $x = 2\text{mm}$ で得られた噴射率から算出した噴射量は、サンプリング法で計測した噴射量と良く一致している。

表 2.19 フォースセンサ諸元

名称	KISTLER 社製 高感度力センサ
型式	9215
測定範囲	-20 ~ 200 N
校正範囲 100 %	0 ~ 200 N
10 %	0 ~ 20 N
1 %	0 ~ 2 N
しきい値 (動的分解能)	0.5 mN
感度	$\approx -81 \text{ pC/N}$
直線性	$\leq \pm 1.0 \% \text{FSO}$
ヒステリシス	$\leq 1.0 \% \text{FSO}$
許容横方向力	90 N
許容曲げモーメント	0.5 Nm
固有振動数	$> 50 \text{ kHz}$
使用温度範囲	-50 ~ 80 °C
重量	2.5 g

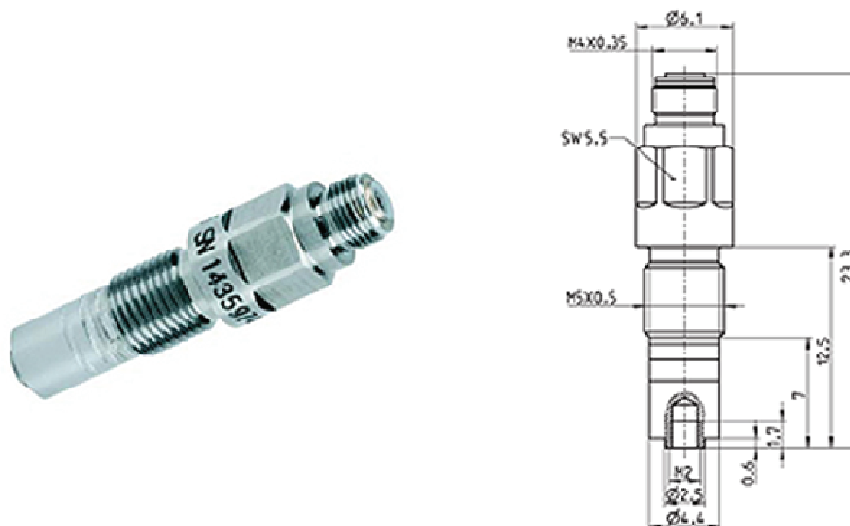


図 2.27 フォースセンサ外観

表 2.20 チャージアンプ諸元

名称	KISTLER 社製 チャージアンプ
型式	5018A1010
測定範囲	$\pm 2 \sim 2,200,000$ pC
周波数特性 (-3 dB)	$\approx 0 \sim 200$ kHz
測定範囲誤差	レンジ FS < 10 pC : $\leq \pm 2 \%$ レンジ FS < 100 pC : $\leq \pm 0.6 \%$ レンジ FS ≥ 100 pC : $\leq \pm 0.3 \%$
ドリフト (Long)	25 °C, RH60 % : $\leq \pm 0.03$ pC/s 50 °C, RH50 % : $\leq \pm 0.3$ pC/s
過負荷	$\approx \pm 110 \%$ FS
使用温度範囲	0 ~ 50 °C
電源	115 / 230 VAC 48 ~ 62 Hz
消費電力	≈ 20 VA
寸法	105.3 × 142 × 253.15 mm
重量	≈ 2.3 g



図 2.28 チャージアンプ外観

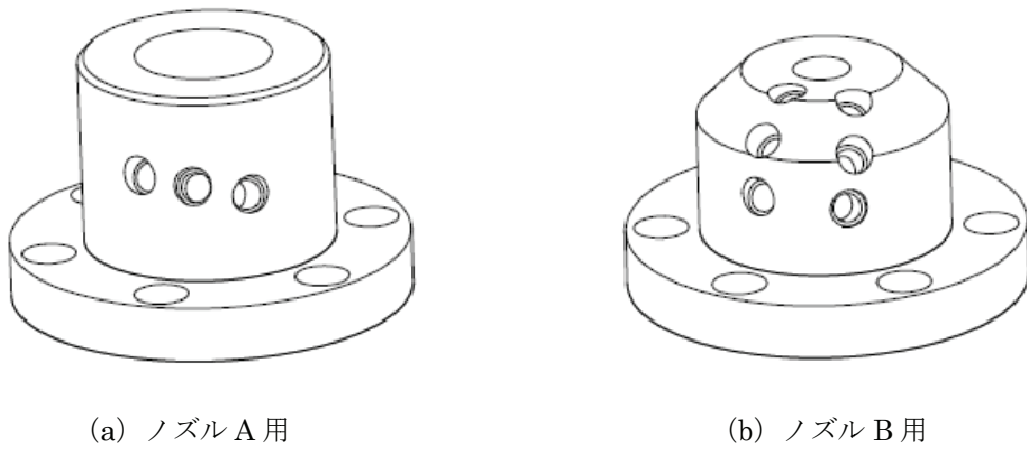


図 2.29 センサアダプタの外観

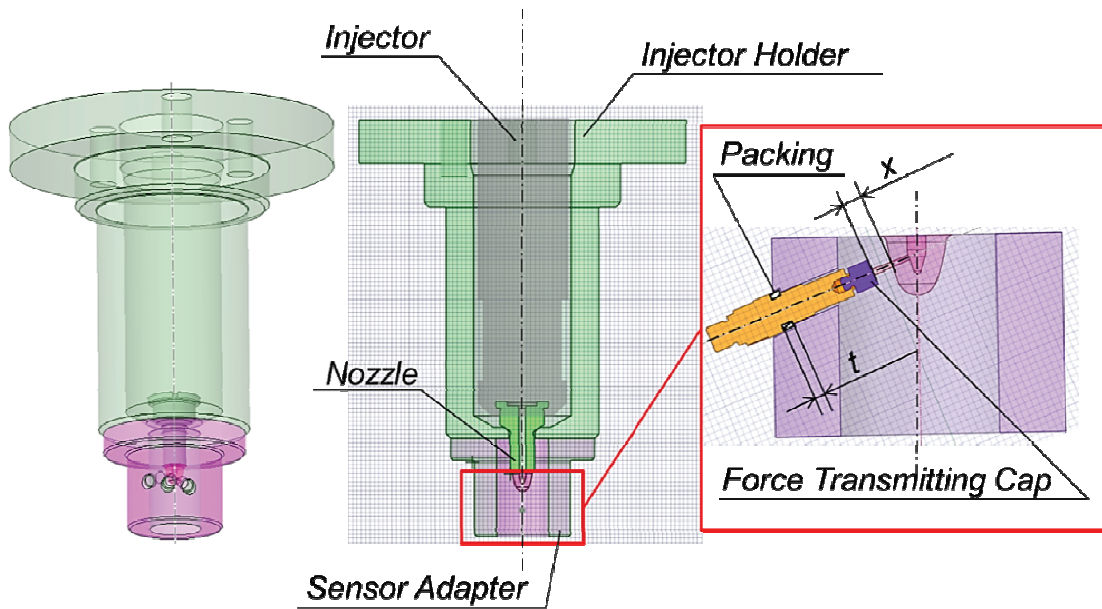
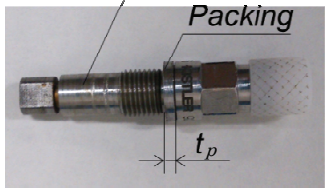


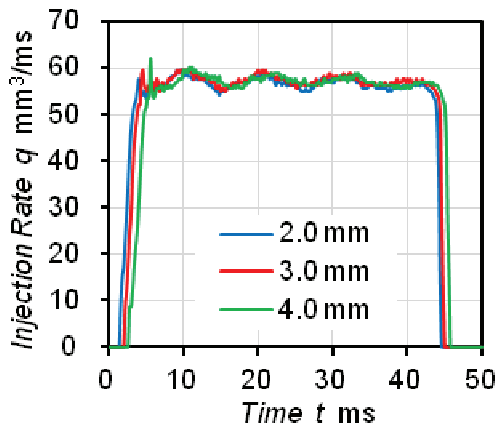


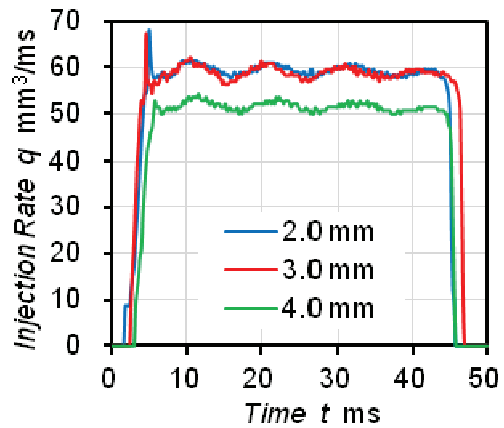
図 2.30 噴霧モーメント法による噴射率計測時の各部品的位置関係
(インジェクターホルダ、ノズル、センサアダプタ、フォースセンサ)

表 2.21 パッキンの厚さ t_p と、センサと噴孔間の距離 x の関係

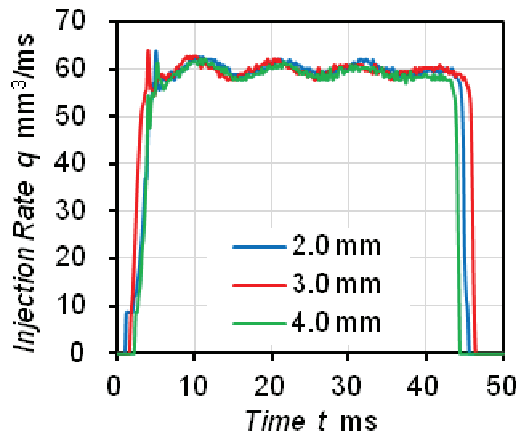
	1.0	2.0	3.0
パッキン厚さ t_p mm			
距離 x mm	2.0	3.0	4.0



(a) 噴孔 1



(b) 噴孔 2



(c) 噴孔 3

図 2.31 センサ、噴孔間の距離を変更した際の噴孔毎の噴射率波形（ノズル A）

2.1.13 噴霧およびノズル内部流れの撮影と画像解析方法

噴霧およびノズル内部流れは、高速度カメラを用いて撮影した。高速度カメラは、図 2.31 (a)に示すナックイメージテクノロジー (株) 製の MEMRECAM GX-8F と、図 2.31 (b)に示す Photron (株) 製の FASTCAM SA-X2 を使用した。GX-8F の諸元を表 2.22 に、SA-X2 の諸元を表 2.23 に示す。GX-8F は、ノズル A とノズル B の噴霧の撮影に使用し、SA-X2 は、可視化用ノズルのノズル内部流れと噴霧の撮影に使用した。撮影はすべて散乱光撮影で行い、ノズルから噴出する噴霧およびノズル内部の気泡は白色となる。

ノズル A の噴霧は、Nikon (株) 製の 28mm のレンズと 500W の写真用レフランプ (PRF-500W) を使用し、図 2.32 に示すようなカメラの配置で撮影を行った。図 2.32 (a) の場合は、噴霧を横方向から撮影する際の配置で、カメラをノズル A の噴孔 No. 1 の中心軸と垂直になるように設置し、噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 からの噴霧をすべて観察できるように調整した。図 2.32 (b)の場合は、噴霧を下方向から観察する際の配置で、ノズル A の下方向に鏡を配置して撮影した。図 2.33 (a), (b)に撮影画像の一例を示す。これらは、それぞれノズル A の横方向および、下方向からの噴霧を示している。ノズル B の噴霧も同様に、28mm のレンズと写真用レフランプを使用し、図 2.32 (a)に示すような配置で撮影を行った。ノズル B の場合は、横方向から 6 噴孔のすべての噴霧を観察できるようにカメラを配置した。図 2.33 (c) にノズル B の噴霧の横方向から撮影画像の一例を示す。なお、ノズル B の下方向からの撮影は、ノズル B の噴孔俯角が大きく、鏡に噴霧が衝突するため、撮影は不可能であった。表 2.24 に噴霧の撮影条件を示す。撮影速度は 10000fps, シャッター速度 1/50000s に設定して横方向と下方向の撮影を行った。

次に、可視化用ノズルにおける内部流れの撮影と噴霧の撮影方法について述べる。内部流れの撮影は、噴孔径 0.7mm の内部を観測するために、Nikon (株) 製の 70-300mm のレンズとベローズ (180mm に設定) を組合せて拡大率を向上させた。光源は 500W の写真用レフランプを使用した。カメラは、図 2.34 に示すような配置で可視化用ノズルの噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 側のカット面とカメラが垂直になるように設置した。図 2.35 (a)は図 2.34 のカメラ配置で撮影したノズル噴孔部の撮影画像の一例である。図 2.35 (b)は図 2.32 (b)のカメラ配置で撮影した可視化用ノズルの噴霧撮影画像の一例である。

可視化用ノズルの噴霧は横方向から撮影すると、噴霧が重なってしまう。一方、下方向からの撮影では、噴霧すべてを観察することができるため、今回は下方向からの撮影のみを行った。表 2.24 に内部流れと噴霧を撮影した際の撮影条件を示す。撮影速度は 10000fps, シャッター速度は 1/50000s に設定して内部流れと噴霧の撮影を行った。

今回撮影した噴霧の画像から噴霧到達距離を測定した。測定には画像解析ソフトの Image J を使用した。噴霧到達距離は図 2.33 (a) に示すように、撮影で得られた 1 フレーム毎の画像から噴霧の長さを測定する。ただし、噴霧は噴孔毎で俯角と方位角が異なるため、補正が必要である。その補正式は次式のようにになる。下方向からの画像は式(2.14)を、横方向からの画像は式(2.15)を使用して、それぞれの噴霧到達距離を求めた。

$$S_n = \frac{a_n}{\cos \alpha_n} \quad (2.14)$$

$$S_n = \frac{b_n}{\cos \beta_n} \quad (2.15)$$

ここで、 S : 噴霧到達距離、 a : 下方向画像の噴霧の長さ、 b : 横方向の噴霧の長さ、 α : 噴孔俯角、 β : 噴孔方位角、 n : 噴孔番号である。

表 2.22 高速度カメラ MEMRECAM GX-8F 仕様

型式	ナックイメージテクノロジー株式会社製 MEMRECAM GX-8F
撮影素子	131 万画素 CMOS センサ
素子解像度	Min : 16×4 pixel, Max : 1280×1024 pixel
撮影速度	50~2,500 (Max pixel 時) ~600,000 (Min pixel 時) fps
記録濃度階調	モノクロ 12 bit
電子シャッター速度	1/100~1/333,333 s
画像メモリ容量	約 2.0 GB /1 回撮影
画素感度	白黒 ISO 20000

表 2.23 高速度カメラ FASTCAM SA-X2 仕様

型式	株式会社 Photron 製 FASTCAM SA-X2
撮影素子	C-MOS イメージセンサ
素子解像度	Min : 128×8 pixel, Max : 1024×1024 pixel
撮影速度	12,500 (Max pixel 時) ~1,080,000 (Min pixel 時) fps
記録濃度階調	モノクロ AD 変換 12 bit
画像メモリ容量	16 GB
画素感度	白黒 ISO 25000

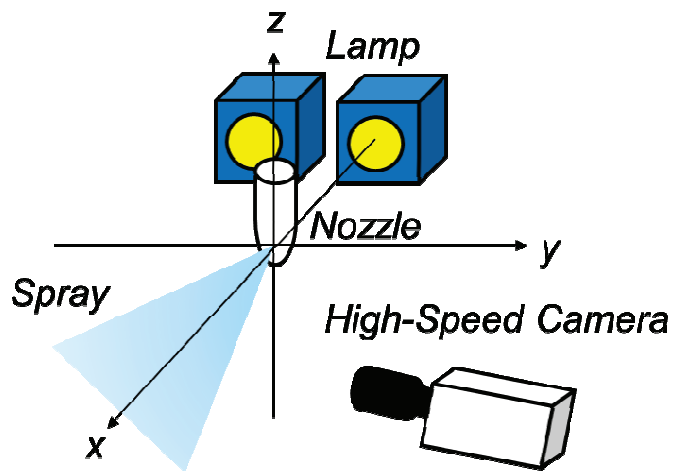


(a) MEMRECAM GX-8F

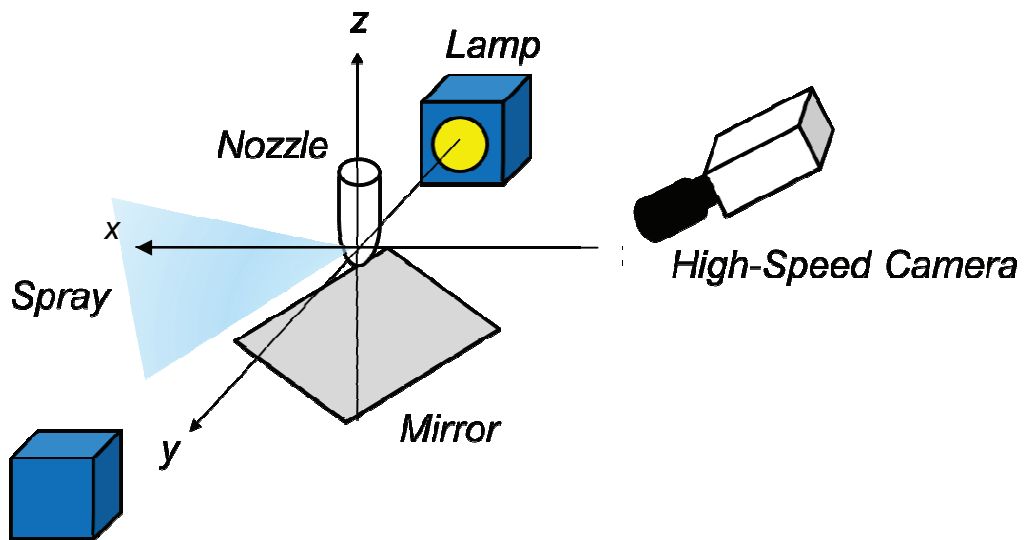


(b) FASTCAM SA-X2

図 2.31 高速度カメラ外観

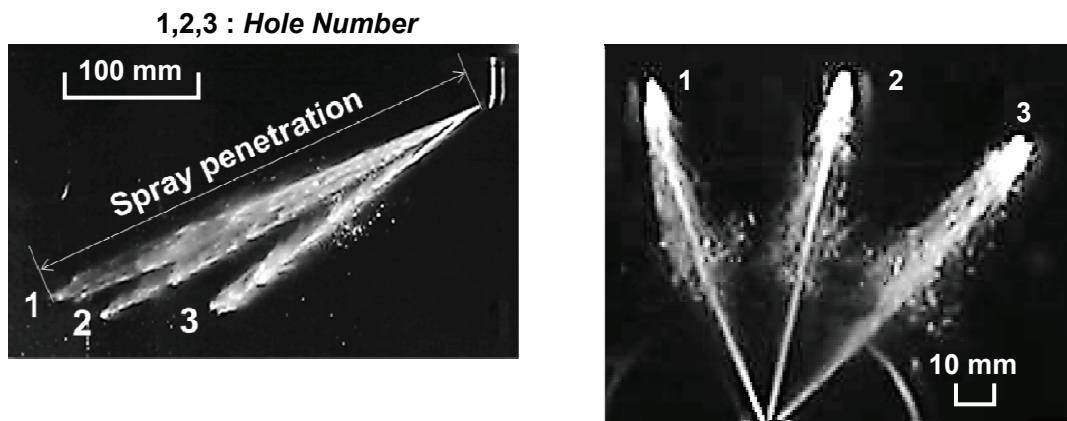


(a) 横方向からの噴霧撮影時の機器配置



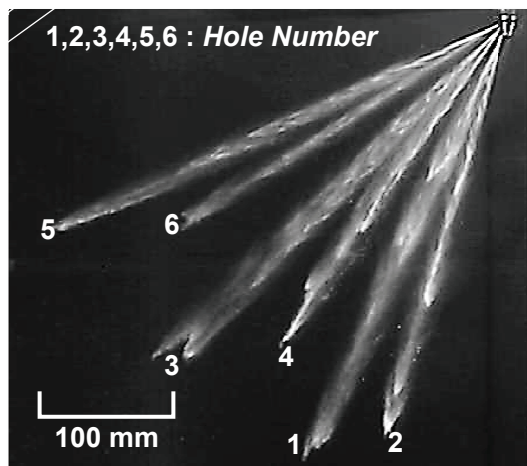
(b) 下方向からの噴霧撮影時の機器配置

図 2.32 噴霧撮影時の光学系およびカメラ配置 (ノズル A, ノズル B)



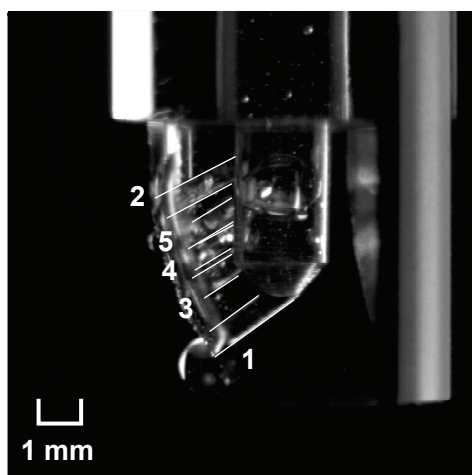
(a) Side View (ノズル A)

(b) Bottom View (ノズル A)

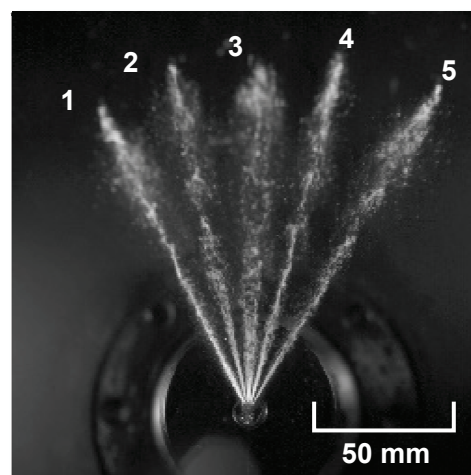


(c) Side View (ノズル B)

図 2.33 撮影画像の一例 (ノズル A, ノズル B)



(a) Side View (可視化ノズル)



(b) Bottom View (可視化ノズル)

図 2.35 撮影画像の一例 (可視化ノズル)

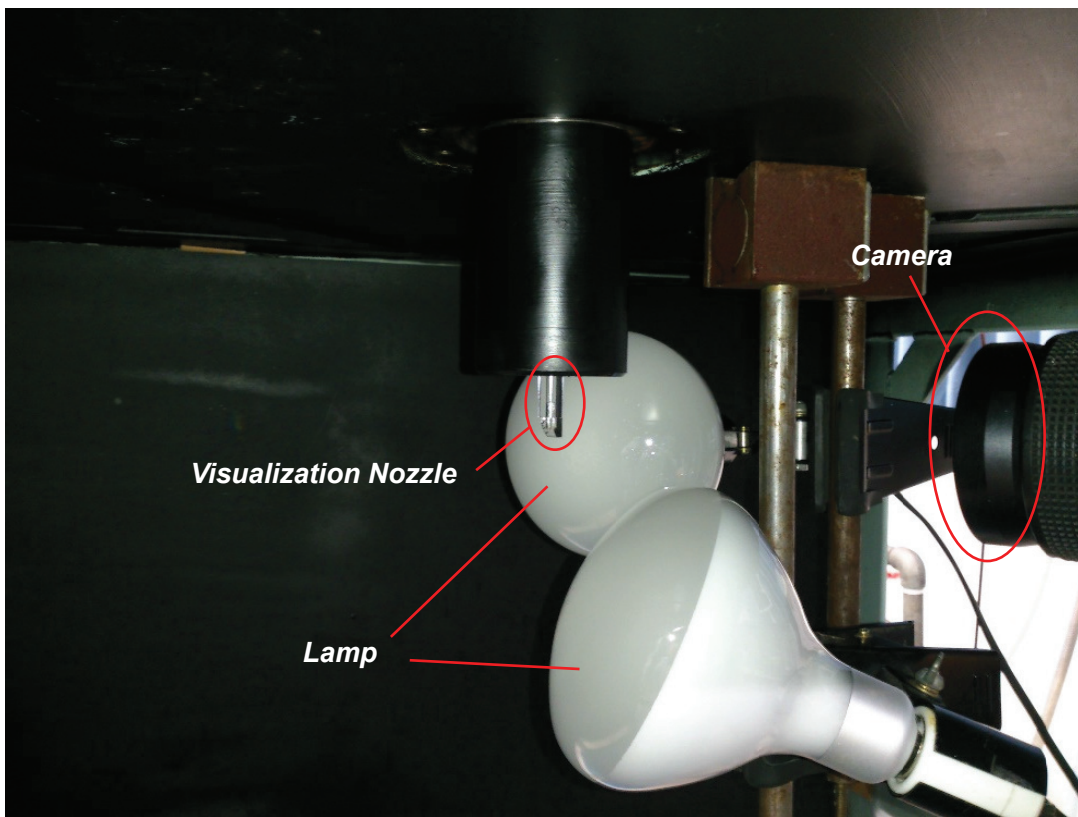
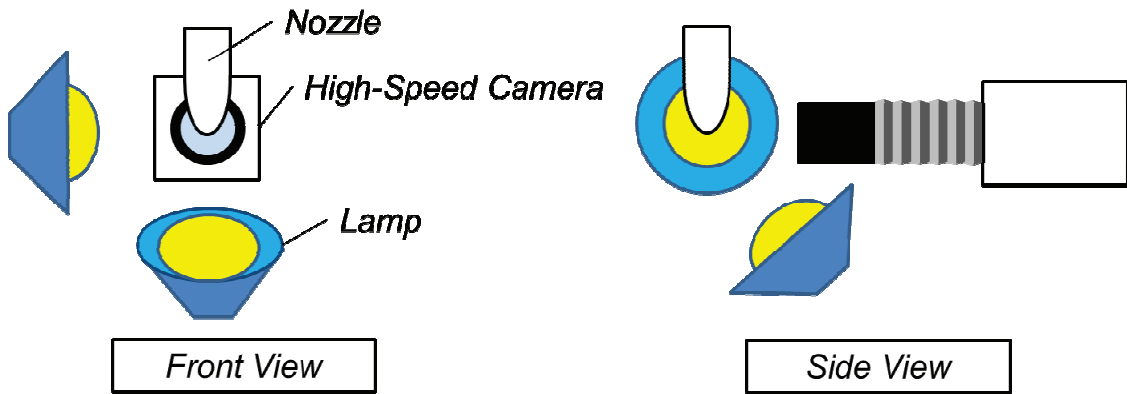


図 2.34 噴霧および内部流れ撮影時の光学系およびカメラ配置（可視化ノズル）

表 2.24 高速度カメラでの撮影条件

	Nozzle A, Nozzle B	Visualization Nozzle
Frame Rate	10000 fps	10000 fps
Shutter Speed	1/50000 s	1/50000 s
Resolution	640×480 pixel	1024×1024 pixel

2.2 実験条件, 実験結果および考察

2.2.1 実験条件

本実験では、ノズル A、ノズル B を用いて、噴孔毎の噴射率測定や、噴霧の観察を行い、船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関に広く用いられているノズルの基本的な噴霧特性を明らかにする。表 2.25 のように水の噴射は大気雰囲気で行い、噴射圧力は 16 MPa とした。実際の船用大型 2 サイクル低速機関では、燃料噴射圧力は、最高で 90MPa 程度となる。燃料は重油を使用し、シリンダー内の高圧雰囲気（最高で 15~17MPa 程度）への噴射となる。今回の実験条件においては、噴射圧力は実機の 1/5 以下と非常に低く、雰囲気圧力や使用液体も実機と異なっているが、ノズルの基本的な噴霧特性や、噴孔毎の噴霧特性の違いを理解する上では、非常に有益な情報が得られると考えられる。また、船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関のノズルを用いた噴孔毎の噴射率測定は、過去に例が無い。

本実験では、可視化ノズルを用いたノズル内部流れの可視化も実施する。この際、実験条件として、実機（単気筒試験機関 MTE40 を想定）の定格出力運転時のノズル内流れとレイノルズ数を合わせるため、水の噴射圧力を 4MPa とした。また、キャビテーションの発生しやすさの指標である、キャビテーション数もほぼ実機に近い値とした。表 2.26 に実験条件を、実機の噴射条件と合わせて示す。ノズル内流れの可視化実験の実験条件は、第 3 章で詳細に述べる。

表 2.25 ノズル A およびノズル B による実験時の噴射条件

	ノズル A およびノズル B
噴射液体	水
噴射圧力設定値 (MPa)	16
作動油圧力設定値 (MPa)	23
雰囲気圧力 (MPa)	0.1 (大気圧雰囲気)

表 2.26 可視化実験および実機での条件

	可視化実験 (可視化ノズル)	実機ノズル
噴射液体	水	A 重油
平均流速 U (m/s)	59.8	233
噴孔径 d (mm)	0.7	
動粘度 ν (m ² /s)	1.004×10^{-6}	4×10^{-6}
噴射圧力設定値 (MPa)	4	—
作動油圧力設定値 (MPa)	14	—
平均噴射圧力 P_{inj} (MPa) ※1	1.7	63
液体蒸気圧力 P_v (kPa)	2.3	0.1
雰囲気圧力 P_a (MPa)	0.1	13.4 ※2
レイノルズ数 Re	41,700	41,000
キャピテーション数 CN	1.062	1.270

※1 平均噴射圧は、噴射期間内の平均圧力とした。

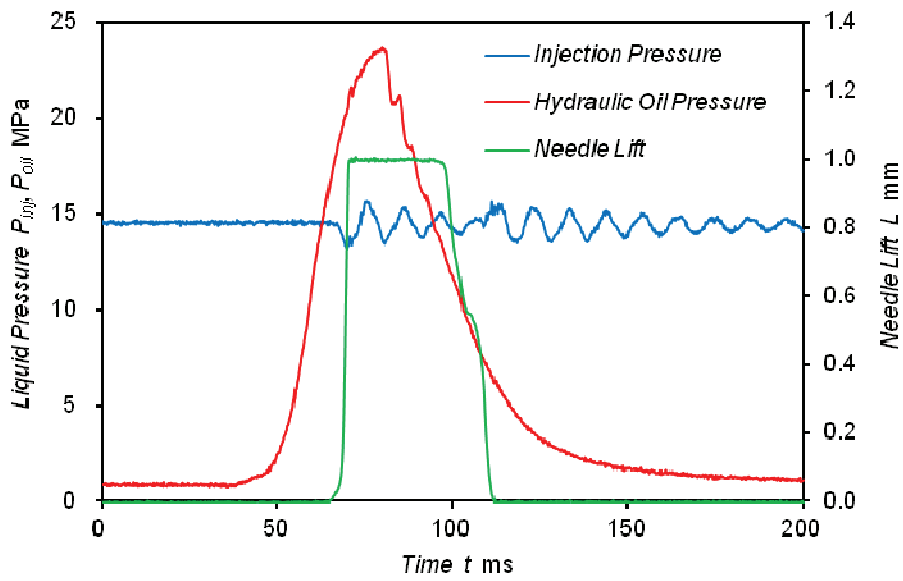
※2 実機ノズルの雰囲気圧力は、燃料噴射期間における平均筒内圧力とした。

2.2.2 水噴射時の圧力、リフト波形に関する考察

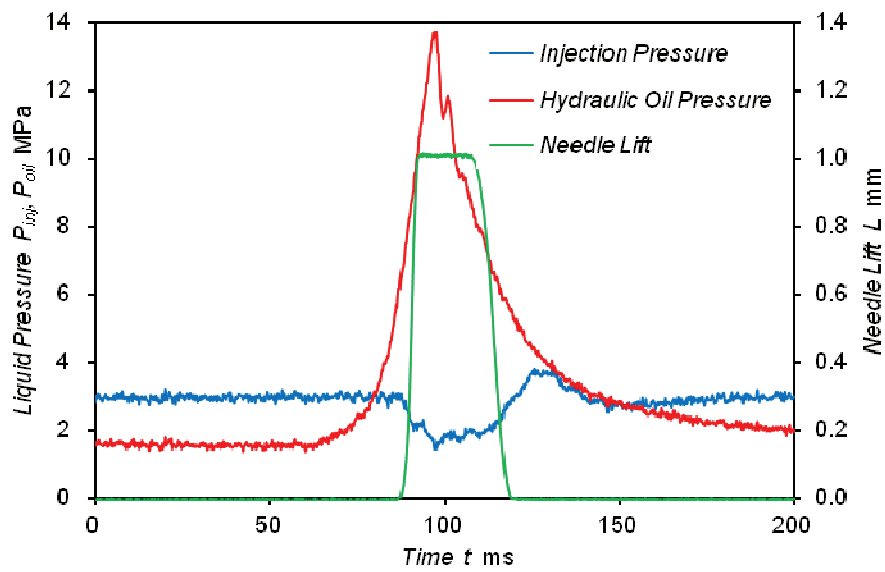
図 2.36(a) は、ノズル A を用いて、表 2.25 に示した噴射圧力 16MPa、作動油圧力 23 MPa で水を噴射した際に得られた、水の圧力 (図 2.7 中 P_{inj})、作動油圧力 (図 2.7 中 P_{oil})、および針弁のリフト波形である。作動油圧が上昇して、針弁に加わる水の圧力と作動油圧が、針弁を着座させているばね力を超えて開弁圧に達すると針弁が上昇し始める。この場合は、作動油の開弁圧は、20MPa と設定している。開弁とともに水が噴射されるが、このため、リフト波形が立ち上がるとともに、水の圧力の変動が始まる。一方、作動油圧力が減少し、閉弁圧を下回ると、針弁のリフトは低下し始め、その後、針弁は着座する。この場合、閉弁圧は 10MPa の設定となっている。針弁着座後、変動していた水の圧力は水供給圧力に収束する。

本実験において、噴射期間は、針弁のリフト波形が立ち上がり、フルリフト (1mm) の後、立ち下がり、ゼロとなるまでの期間とする。ノズル A およびノズル B を用いた実験での噴射期間は、40~46 ms となるように設定した。

図 2.36 (b) は、可視化用ノズルを用いて表 2.26 に示した噴射圧力 4 MPa、作動油圧力 14 MPa、噴射期間 20~30 ms になるように設定した際の水の圧力、作動油圧力および針弁リフト波形である。ノズル A の場合と同様な挙動を示しているが、噴射期間中の水の噴射圧力の変動がノズル A の場合よりも大きくなっている。これは水の設定圧力がノズル A の場合よりも低いため、水を噴射したことによる圧力低下が大きくなっていると考えられる。



(a) ノズル A



(b) 可視化ノズル

図 2.36 水噴射時の波形

2.2.3 噴孔配置が各噴孔の噴射量におよぼす影響

ノズル A, ノズル B および可視化ノズルを用いて, 2.1.11 項で述べたサンプリング法により各噴孔毎の 1 噴射あたりの噴射量 M_w を測定した. 図 2.37 (a), 図 2.37 (b), 図 2.37 (c) にノズル A, ノズル B および可視化ノズルの噴射量 M_w をそれぞれのノズル図と共に示す. ノズル A, ノズル B の噴射条件は表 2.25, 可視化ノズルの噴射条件は表 2.26 の設定とした. また, 噴射回数は各ノズルで 200 回とした.

ノズル A の各噴孔の噴射量は, ほぼ同じであり, 噴孔 No.1 と No.3 でおよそ 5% の差が見られた. 一方, ノズル B の各噴孔の噴射量は, ノズル A に比べてそれぞれの差が顕著であり, 最も噴射量が多い No.4 と最も少ない No.5 で約 27% の違いが見られた.

各噴孔の噴射量の差は, 噴孔の配置に起因していると考えられる. ノズル A とノズル B の噴孔が存在する範囲は, ノズル周方向で見ると, 方位角で 53.5° および, 55° である. 噴孔が存在する方位角の範囲はほぼ同じである. 一方, ノズル軸方向について見ると, ノズル B の噴孔の方が, ノズル A の噴孔よりも広範囲に配置されている. またノズル A とノズル B の俯角の範囲を見ると, ノズル A は 2.5° ($21.5^\circ \sim 24^\circ$) の範囲であるのに対し, ノズル B は 43° ($21^\circ \sim 64^\circ$) の範囲に配置されている. 各噴孔のノズル軸方向位置および俯角によって, 噴孔内の流れに差異が生じていることが考えられ, ノズル軸方向の配置範囲が狭く, 俯角の範囲も狭いノズル A は, 噴孔毎の噴射量の差が小さい. 一方で, ノズル軸方向の配置が広く, 俯角の範囲も広いノズル B では, 噴孔内の流れの差 (噴孔入口の縮流の差異) により, 噴射量に顕著な違いが生じたと考えられる. ノズル B の噴孔 No.5 および No.6 は, 図 2.19 に示した様に, 他の噴孔よりも上部に位置し, 俯角はそれぞれ 24° , 21° と小さい. 言い換えると, それぞれの噴孔の軸方向とノズル軸方向下向きとのなす角が, 他の噴孔よりも大きくなっている. ノズル内流れの流線を考えると, サックボリューム内の流れが噴孔 No.5 および No.6 に流入するには, 流線は大きく曲がらなければならない. よって, これらの噴孔は, 他の噴孔よりも噴孔入口部の縮流が大きくなり, 有効断面積が狭められて, 他の噴孔よりも噴射量が小さくなったと考えられる. ノズル B の噴孔 No.1 については, 噴孔の中で, ノズル軸方向の一番下に配置されている. 噴孔 No.1 の入口は, サックボリュームの最下点よりも上であり, サックボリューム内の流れを考えると, 軸方向上方から流入する流れと, 一度最下点まで到達した後, 上方に向かう流れの流入があると考えられる. このような流れによる縮流によって No.5, No.6 に次ぐ噴射量の少なさになったと考えられる.

可視化ノズルについては, 噴孔毎に噴射量に顕著な差が見られた. 可視化ノズルのサックボリュームにおける噴孔配置範囲は, ノズル A よりも軸方向に広く, 俯角も広い. 可視化ノズルもノズル B と同様に, 噴孔配置の違いにより, それぞれの噴孔に流入する流れ (噴孔入口の縮流) に差が生じ, このような噴射量のばらつきに繋がったと考えられる.

また, 自動車用ノズルの内部流れに関する従来の研究で, 噴孔入口のエッジ部にキャビテーション気泡が生じる場合があり, 本研究で対象としている船用大型ディーゼル機関の

ノズルについても、同様なキャビテーション気泡の発生が予想される。

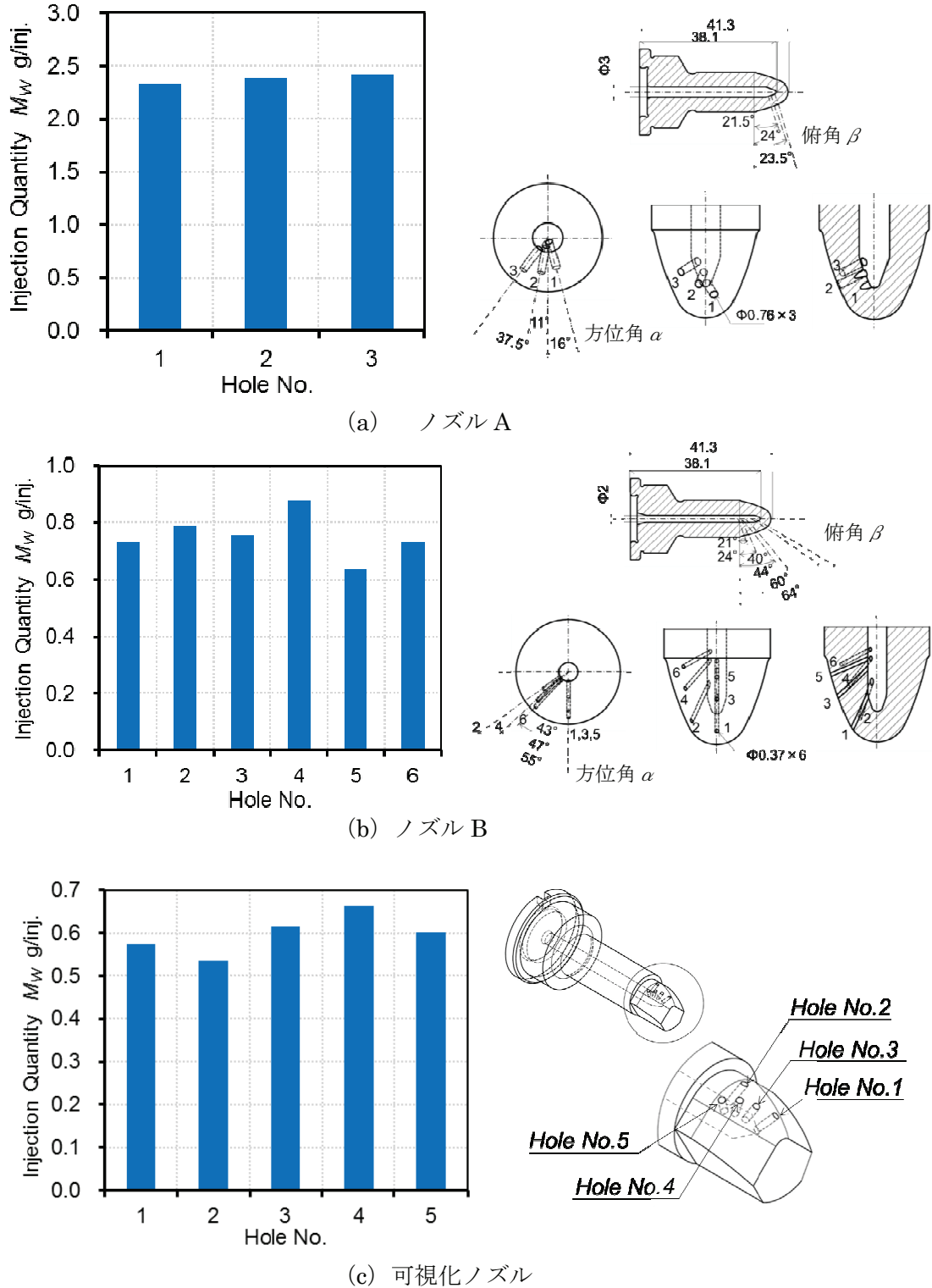


図 2.37 ノズル A, ノズル B および可視化ノズルの噴射量 M_w

2.2.4 噴霧モーメント法による噴射率計測結果の妥当性の検証

噴孔毎の噴射率を計測できる噴霧モーメント法の測定結果について、その妥当性を検証する。噴霧モーメント法の計測では、2.1.12 項で述べたように、フォースセンサと噴孔間の距離を本実験装置で設置可能な最小距離 (2mm) として計測を実施した。また、式 (2.13) で噴射率を算出する際、縮流係数 c は 1 としている。水を噴射時、針弁のリフト量に伴って縮流係数 c も変化すると考えられ、この点についても検証する必要がある。

検証方法として、前項で示したサンプリング法による 1 噴射分の噴射量 M_w と、噴霧モーメント法により算出した噴射率を積分して求めた 1 噴射分の噴射量を比較した。サンプリング法および噴霧モーメント法測定時の噴射条件は同じであり、表 2.25 に示した条件とした。図 2.38 (a) (b) にノズル A とノズル B について、サンプリング法と噴霧モーメント法で得られた 1 噴射分の噴射量 M_w を示す。

ノズル A の全噴孔について、サンプリング法と噴霧モーメント法で得られた噴射量は非常に良く一致している事がわかる。また、ノズル B については、噴孔 No.1, No.2, No.3, No.5 について、サンプリング法と噴霧モーメント法の噴射量の差は 5% 以下であり、比較的良く一致している事がわかる。しかし、噴孔 No.4 と No.6 の両者の差はそれぞれ 11%, 28% あり、また、どちらも、モーメント法による噴射量の方が小さくなっている。噴孔 No.4 と No.6 については、フォースセンサの受圧面が噴孔の軸方向に対して垂直になっていないためではないかと思われる。これは、センサーアダプタのセンサ取付穴の加工不良であると考えられる。噴孔 No.4 と No.6 についてフォースセンサを外した状態で水を噴射させたところ、噴霧がセンサーアダプタのセンサ取付穴中心を通過していないことを肉眼で確認した。この点については、センサーアダプタの改良が必要である。

針弁がフルリフトしていない期間は、針弁シート部の流路が最小断面積箇所となり、この断面積は時間的に変化する。そのため、縮流係数も時間的に変化する事が考えられるが、フルリフトしていない期間は全噴射期間に対して非常に短い。そのため、縮流係数が変化する期間が、測定結果に及ぼす影響は小さいと考えられる。よって、噴射率算出の際、式 (2.13) 内の縮流係数 c を 1 とした点についても、問題は無いと言える。

以上をまとめると、センサーアダプタの加工不良があったノズル B の噴孔 No.4, No.6 を除いて、噴霧モーメント法による噴射率の測定結果は妥当であると言える。

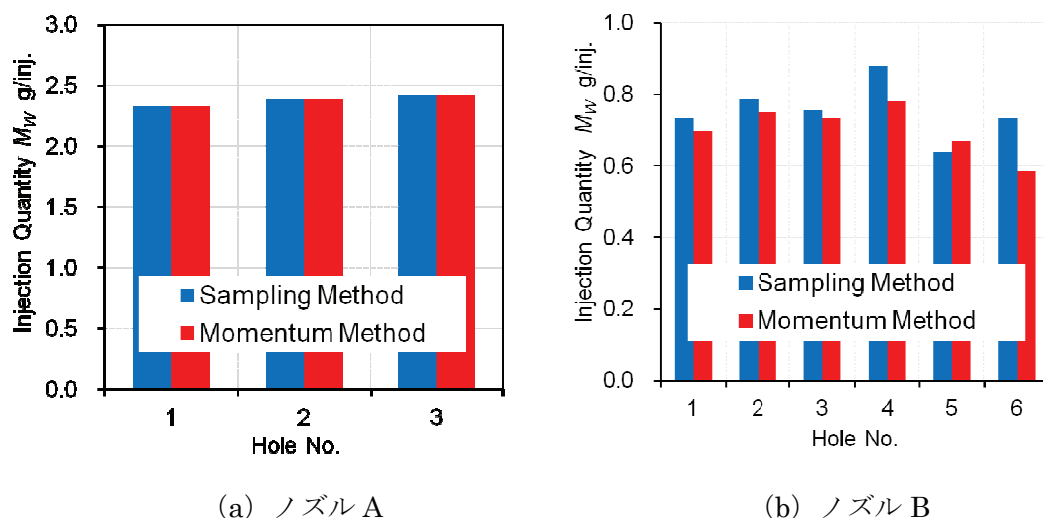


図 2.38 サンプルング法と噴霧モーメント法による噴射量 M_w の比較

2.2.5 噴孔配置が噴射率におよぼす影響

図 2.39 に、噴霧モーメント法で得られたノズル A とノズル B の噴射率波形を示す。また、図中に針弁リフト波形も合わせて示す。これらは、1 サイクル分の波形である。グラフ横軸の $t=0$ は、針弁リフト開始時刻としている。実験は、ノズル A、ノズル B 共に、表 2.25 で示した実験条件で実施した。ここで、噴射期間を“噴射初期”、“噴射中期”、“噴射後期”と分けて、それぞれの期間における噴射率の特徴を以下に述べる。それぞれの期間は、以下のように定義した。

- ・噴射初期 針弁がリフトを開始し、フルリフト (1mm) となるまでの期間
- ・噴射中期 針弁が安定してフルリフトしている期間
- ・噴射後期 針弁がフルリフトからリフトゼロ (全閉) となるまでの期間

なお、図 2.39 の横軸は、針弁のリフト開始をゼロとして、リフト開始からの時間 (ms) を示している。

i) 噴射初期

ノズル A、ノズル B 共に、針弁のリフト開始から 4~5ms で噴射率波形は立ち上がり、急激に上昇している。また、期間の後半では、全ての噴孔の波形において、最大値まで上昇後、急激な噴射率の低下があり、その後、噴射中期に移行する。この“スパイク状”の急激な噴射率の減少については、そのメカニズムを 2.2.7 項で後述する。

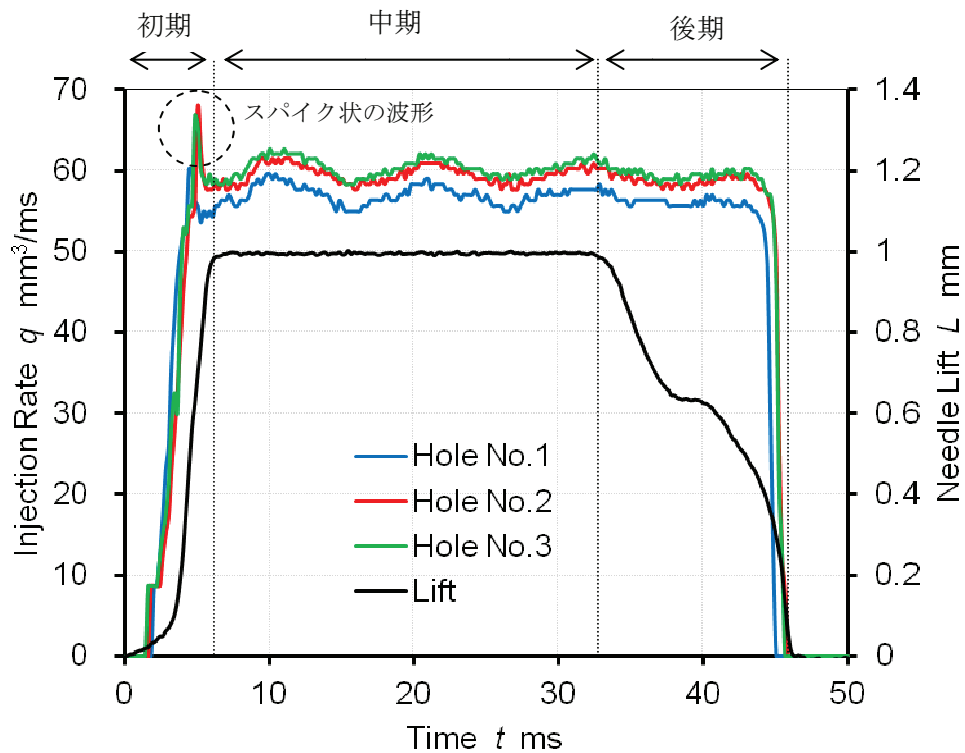
ii) 噴射中期

ノズル A とノズル B の全ての噴孔について、噴射率はほぼ一定値となっており、わずかに周期的な変動が見られる。この変動は、配管内の水圧の振動によるものと思われる。ま

た、噴孔毎に噴射率に差が見られる。これは、2.2.5 項で述べた、噴孔の位置の違いによる縮流係数の違いが現れていると考えられる。特に、ノズル A については、2.2.5 項で述べたように、噴射率は、噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 の順に大きくなっている。

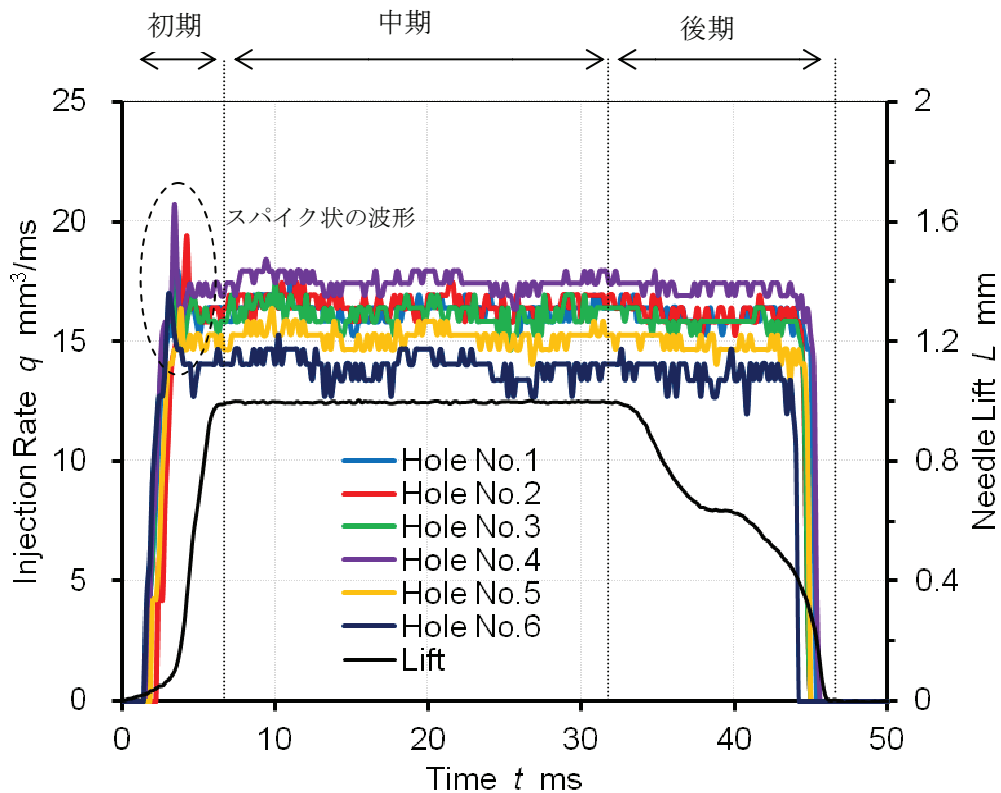
iii) 噴射後期

針弁のリフトが低下し始めても、噴射率は若干の周期的な変動をしながら、一定の値を保ち続け、針弁リフトが 0.3mm 程度となると、噴射率が急激に低下し、ゼロとなる。針弁が下降し始めても、噴射弁の流路系全体では、最小断面はノズル噴孔であり、リフト量が 0.3mm 以下となると、最小断面は針弁と、針弁シート部との間の断面積に切り替わる。このため、針弁リフトが低下しても、噴射率はしばらくの間、一定値を保ち続けると考えられる。



(a) ノズル A

図 2.39 噴孔毎の噴射率と針弁リフト



(b) ノズル B

図 2.39 噴孔毎の噴射率と針弁リフト

2.2.6 船用ディーゼルノズルの噴霧特性 —噴霧到達距離に関する考察—

船用ディーゼルノズルの特性を把握するため、噴霧の可視化を行った。実験条件は、表 2.25 に示した条件であり、2.1.13 項で示した機器および方法で噴霧の可視化を行った。なお、今回の噴霧の可視化は、大気圧雰囲気への水の噴霧であり、噴射圧力も実機の圧力の 1/5 程度と非常に低い。実験条件としては、実機の燃料噴霧とは異なっているが、船用ノズルの噴霧に関する基本的な特性を理解の上では、今回の実験は非常に有益な情報であると考えられる。

図 2.40 にノズル A の横方向からの噴霧画像を示す。また、図 2.41 には、下方向からの噴霧画像を示す。可視化は散乱光撮影で行っており、噴霧は白く表現されている。画像の撮影は、噴射開始後、1.0ms から 0.5ms 毎に 8ms まで行った。図 2.40 ではノズルは画像右上、図 2.41 では、下方に位置している。

図 2.40、図 2.41 において、噴霧は 2.0ms あたりまでは比較的緩やかに伸長している様子が見られる。しかし、2.0ms 以降、噴霧は急速に伸長している。これは、噴射開始後 2ms 付近までは、ノズル内のサックボリュームに水が溜まると共に比較的遅い速度で噴出し、

2ms 以降は、針弁がフルリフトして速い速度で水が噴射されるためではないかと考えられる。

噴射後の時刻に対する、噴霧到達距離を確認するため、それぞれの時刻の噴霧画像から噴霧到達距離を測定した。図 2.42 に到達距離測定の一例を示す。これはノズル A の横方向からの噴霧画像であり、ノズル先端から噴霧先端までの距離を測定して噴霧到達距離としている。なお、ノズルは噴孔毎に方位角があるため、式 (2.15) を用いて、補正を行っている。同様に、下方向からの画像を用いた噴霧到達距離測定は、画像から測定した長さを、式 (2.14) を用いて補正している。この様にして得られた各時刻における噴霧の到達距離を図 2.43 に示す。図 2.43 中の (a), (b), (c) はそれぞれ噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 を示している。また、図中には、横方向 (Side) からの画像による噴霧到達距離と、下方向 (Under) からの画像による噴霧到達距離を示している。グラフ横軸の $t=0$ は、撮影画像で噴霧開始 (噴孔出口からの液流の噴射開始) が確認された時刻としている。横方向および下方向からの噴霧到達距離は、良く一致していることが分かる。

図 2.44 に噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 の横方向画像からの到達距離を重ねて示す。以降、図 2.44 を用いて船用ノズルの噴霧特性について議論する。

図 2.44 から、噴孔毎に噴霧到達に僅かな違いが見られるが、これは噴孔配置が非対称となっているためと考えられる。噴霧到達距離は噴孔 No.3, 噴孔 No.2, 噴孔 No.1 の順に長くなっている。これは、2.2.4 で述べた噴射量と関連していると思われる。一方、全体的な到達距離の傾向はどの噴孔もほぼ同じである。この噴霧到達距離で特徴的なのは、噴霧画像でも見られたように、噴霧の成長が 2 段階である点である。噴霧到達距離は、2~3ms 付近までは徐々に成長し、その後、急速な成長が確認できる。今後、この 2 段階の成長をそれぞれ “Stage I”, “Stage II” と呼ぶことにし、次項で、噴霧モーメント法で得られた噴射率を用いて噴霧特性をさらに考察する。

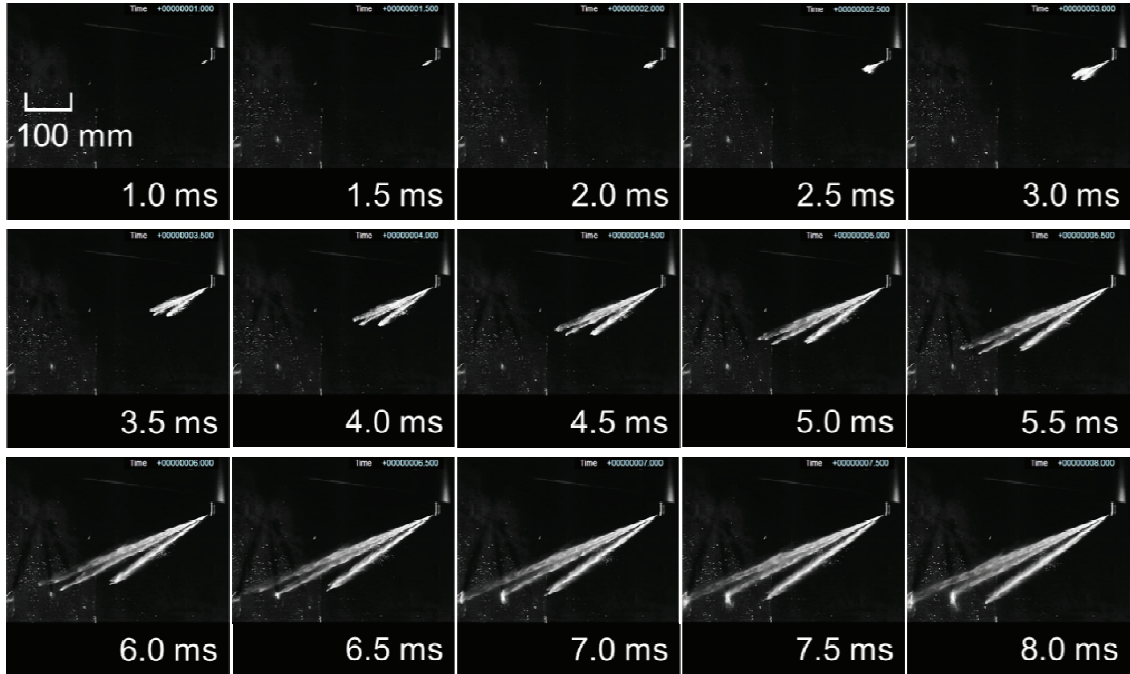


図 2.40 ノズル A の噴霧画像（ノズル横方向からの画像）

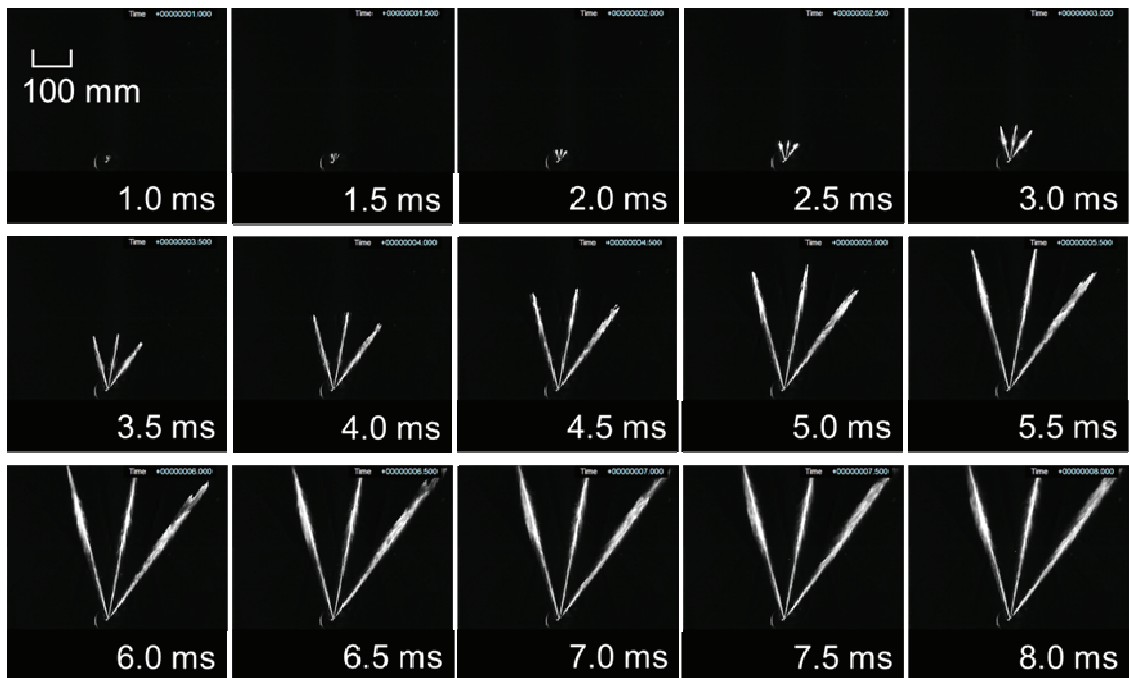


図 2.41 ノズル A の噴霧画像（ノズル下方向からの画像）

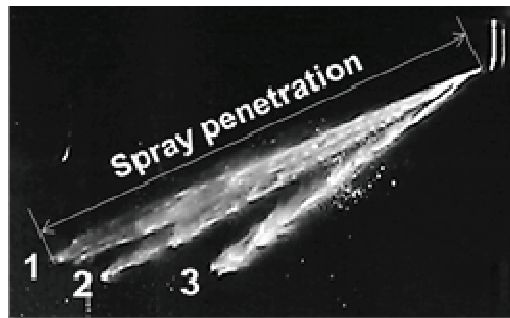


図 2.42 噴霧到達距離測定の一例

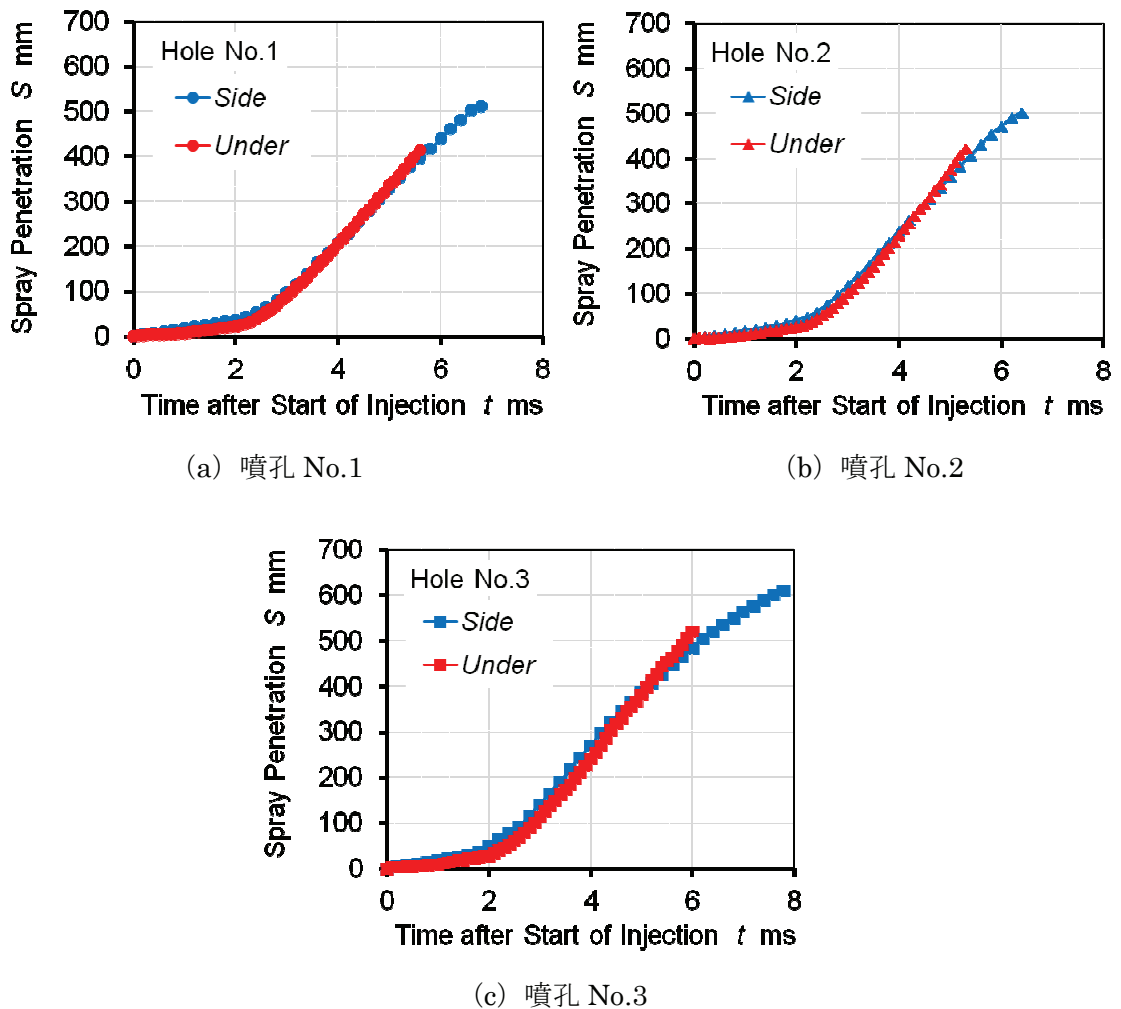


図 2.43 各噴孔からの噴霧到達距離

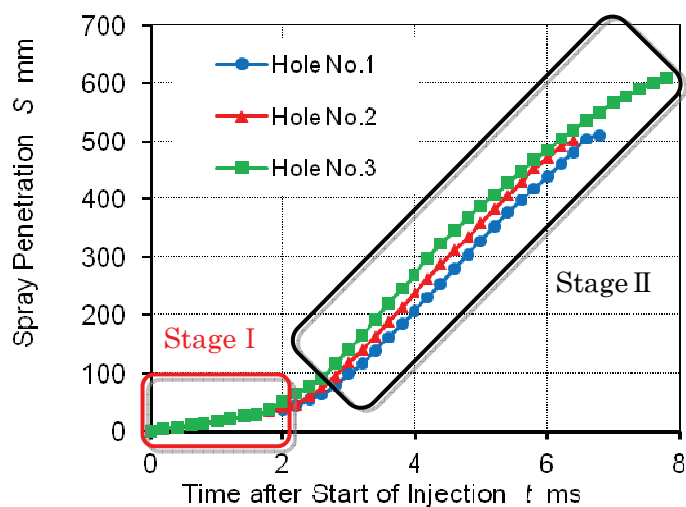


図 2.44 ノズル A の噴霧到達距離

2.2.7 船用ディーゼルノズルの噴霧特性 —噴射率と噴霧到達距離に関する考察—

図 2.45 に、ノズル A の噴霧到達距離と、噴射率を合わせて示す。ここで、図の横軸は、針弁のリフト開始時刻をゼロとしている。噴霧到達距離のグラフは、噴孔から噴霧が開始される時刻と噴射率が増加し始める時刻を一致させて描いている。図 2.46 (a) に図 2.45 の横軸の時間に対応する、噴霧の可視化画像（下方向から撮影）を合わせて示す。

図 2.45 において、3.4ms までは、噴霧が緩やかに伸長している (Stage I)。この時、噴射率は増加している。また、図 2.46 (a) の噴霧画像では、3.4ms 付近まで、噴霧先端に“こぶ状”の塊が見える。その後、この“こぶ状”の噴霧の塊から噴霧が成長していく様子が確認でき、図 2.45 では噴霧到達距離が急速に成長する (Stage II)。また、噴射率では、5ms 付近で“スパイク状”の波形の立ち上がりが発生する。図 2.45 および図 2.46 (a) から以下のような現象が発生していると考えられる。

- ・噴射開始前、サックボリューム内には、空気（気泡）と水がある（3.1.4 項のノズル内部流れの可視化で後述する）。針弁のリフト開始から 3.4ms 付近までは、針弁リフトによって、サックボリューム内に、空気（気泡）部分に代わって水が充てんされると同時に、噴孔から水が噴射される。この時、噴霧到達距離は緩やかに増加し、これが Stage I に対応する。この時、噴霧先端は“こぶ状”になっている。
- ・サックボリューム内に水が満たされると噴霧到達距離は急激に成長する。これは、Stage II に対応する。また、針弁がフルリフトする付近で、噴射率にはスパイク状の波形が出現する。噴霧は先端のこぶ状の塊から、成長する。
- ・噴射率にスパイク状の波形が出現するのは、緩やかな噴霧成長の Stage I に急激な噴霧成長の Stage II が追いつき、追い越す現象が生じ、噴射率が急激に増加するためであると考えられる。図 2.46 (b) の噴霧拡大写真（点線で囲んだ箇所）を見ると、噴霧先端の“こぶ状”の塊の先端から、“こぶ状”の塊を突き破って噴霧が成長している様に見える。

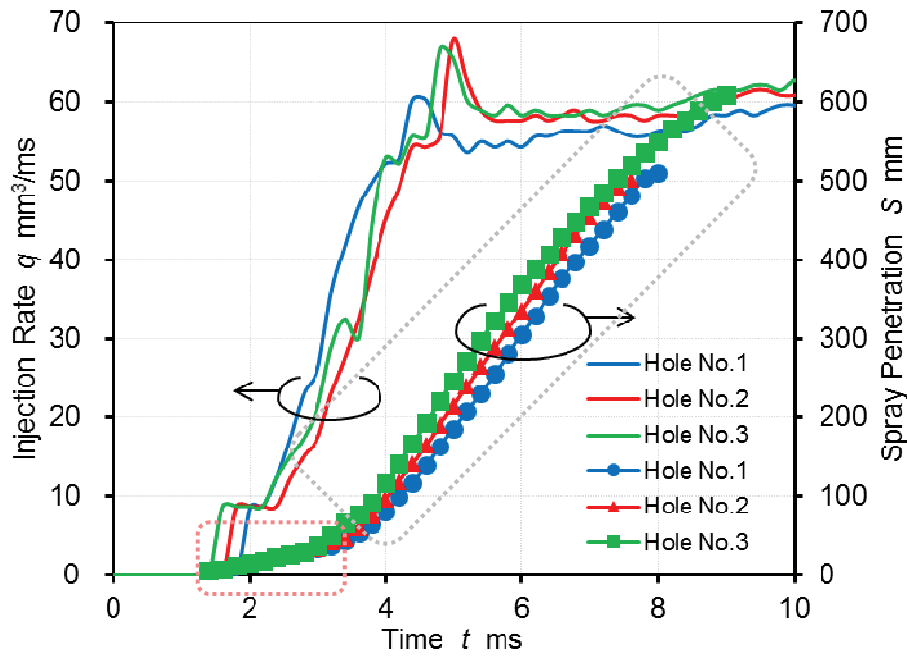
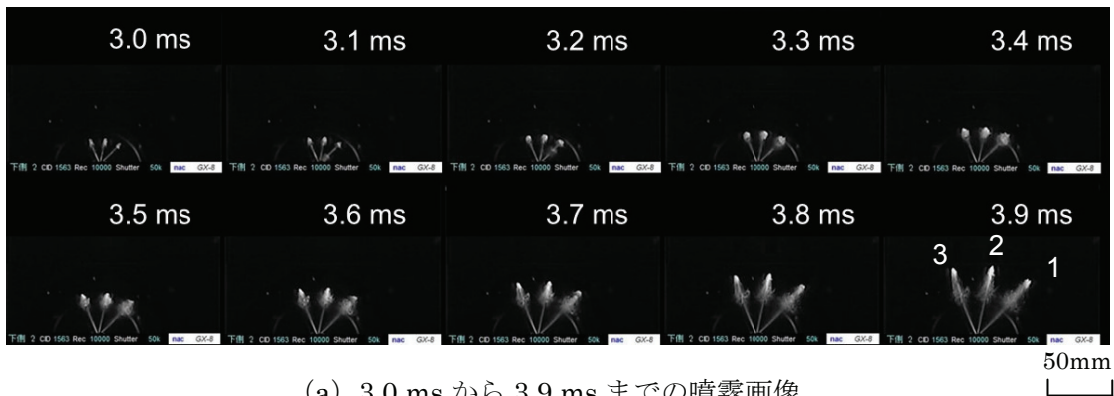
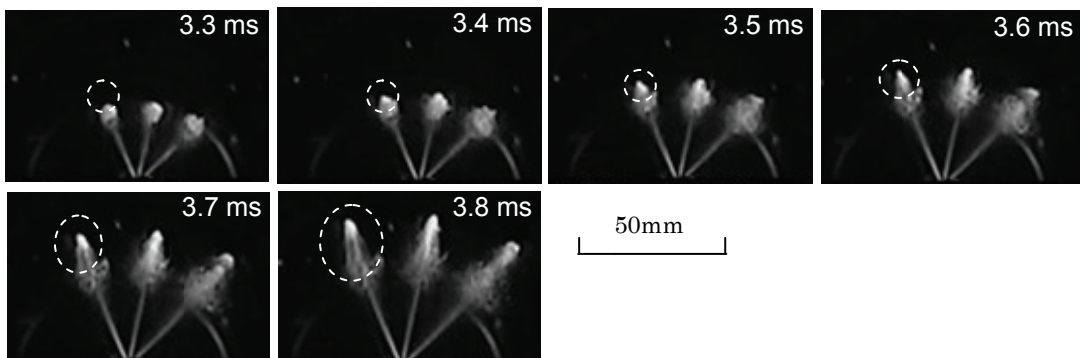


図 2.45 ノズル A の噴射率および噴霧到達距離



(a) 3.0 ms から 3.9 ms までの噴霧画像



(b) 3.3 ms から 3.8 ms までの噴霧拡大画像

図 2.46 ノズル A の噴霧画像 (下方向からの画像)

2.3 まとめ

船用大型 2 サイクル低速機関の燃料噴射ノズルと同様の形状を持つノズル A, ノズル B および可視化ノズルを用いて水を噴射し, ノズルの噴霧特性を確認した. その結果, 本研究の目的「**I. 船用ディーゼルノズルの噴霧特性**」に対して以下のことが明らかとなった.

- (1) 噴孔毎の噴射率を噴霧モーメント法により計測した. 噴霧モーメント法による噴射率から算出した噴射量と, サンプリング法により計測した噴射量はノズル A において, 良く一致することを確認した. これにより, 噴霧モーメント法で得られた噴射率は妥当な結果であると考ええる.

以下は本研究により得られた知見である.

- (2) 噴霧モーメント法により得られた噴射率において, 噴射初期には, 噴射率にスパイク状の波形が見られた.
- (3) 噴霧モーメント法により得られた噴射率において, 噴射中期には, 噴孔毎に噴射率の違いが見られた. また, サンプリング法による噴射量計測で噴孔毎に噴射量が異なる事が分かった. これは, サックボリュームにおける噴孔の位置により, 噴孔内部の流れ場が噴孔毎に異なることが影響していると考えられる.
- (4) ノズル A について, その噴霧を可視化して噴孔毎の噴霧到達距離を算出した. その結果, 噴霧の成長が 2 段階 (Stage I と Stage II) となる特徴が見られた. Stage I は, サックボリューム内に水が充填されると共に噴射されるため, 噴霧の成長は緩やかであると考えられる. また, Stage II は, サックボリューム内に水が満たされており, 噴霧は急激に成長すると考えられる.
- (5) 噴霧の成長は 2 段階となる特徴があることと, 噴霧画像から, (2) の噴射率に見られた“スパイク状”の波形は, 噴霧の成長が緩やかな Stage I の噴霧に, Stage II の噴霧が追いつき, 追い越す現象が起こり, その際, 噴射率が急激に増加する“スパイク状”波形になったと考えられる.

2.4 第 2 章の参考文献

- (1) SOTERIOU,C.C.E, ANDREWS,R.J, Cavitation Hydraulic Flip and Atomization in Direct Injection Diesel Sprays, IMechE, C465/051,(1993), pp.45-65
- (2) 大西・吉田・有福・角田, 多噴孔 VCO ノズルの噴霧構造, 日本船用機関学会誌, 第 29 巻 第 3 号 (1994-3), pp.247-252
- (3) Bosch, W., “The Fuel Rate Indicator: A New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection”, SAE 660749, (1966), pp.641-662
- (4) Zuech, W., MTZ, 22(1961). 344
- (5) Glenn R. Bower, David E. Foster, “A Comparison of the Bosch and Zuech Rate of Injection Meters”, SAE 910724, 1991
- (6) 河村清美, 勝見則和, 植田玲子, 斎藤昭則, “ディーゼルノズルの個別噴口噴射率の測定”, 第 7 回微粒化シンポジウム・講演論文集, pp. 271-276

第3章

船用ディーゼルノズルの内部流れ
に関する実験的研究

3.1 実験条件, 実験結果および考察

3.1.1 実験条件

本実験では、可視化ノズルを用いたノズル内部流れの可視化を実施する。この際、実験条件として、実機（単気筒試験機関 MTE40 を想定）の定格出力運転時のノズル内流れとレイノルズ数を合わせるため、水の噴射圧力を 4MPa とした。また、キャビテーションの発生しやすさの指標である、キャビテーション数もほぼ実機に近い値とした。ただし、レイノルズ数とキャビテーション数の両方を実機と完全に一致させることは困難であり、キャビテーション数においては、実機よりも 16% 程度小さい値となった。これは、実機よりもキャビテーションが発生しやすい条件で実験を行ったことになる。表 3.1 に実験条件を、実機の噴射条件と合わせて示す。しかし、船用大型 2 サイクル低速機関のノズル内流れを実機と同サイズの等倍モデルを用いて観察した例は無く、今回得られた結果は、ノズル内流れの現象を理解する上では、非常に重要な情報になると確信している。

レイノルズ数 Re およびキャビテーション数 CN は次式とした。なお、キャビテーション数については、様々な形式があるが、本実験では次式を用いており、キャビテーション数が小さいとキャビテーションが起りやすく、大きいとキャビテーションが起りにくいことを示す指標となる。

$$Re = \frac{d \cdot U}{\nu} \quad (3.1)$$

$$CN = \frac{P_{inj} - P_v}{P_{inj} - P_a} \quad (3.2)$$

ここで、 d : 噴孔直径, U : 噴孔内の液体（重油または水）の平均流速, ν : 液体（重油または水）の動粘度, P_{inj} : 液体（重油または水）の噴射圧力, P_v : 液体（重油または水）の飽和蒸気圧, P_a : 雰囲気圧力である。

式 (2.17) の分母は噴射圧力 P_{inj} と雰囲気圧力 P_a （ここでは大気圧）との差圧, 分子は噴射圧力 P_{inj} と噴射流体の飽和蒸気圧 P_v との差圧となっている。噴射流体の圧力が飽和蒸気圧 P_v 以下になると、キャビテーションが発生する。

表 3.1 可視化実験および実機での条件

	可視化実験 (可視化ノズル)	実機ノズル
噴射液体	水	A 重油
平均流速 U (m/s)	59.8	233
噴孔径 d (mm)	0.7	
動粘度 ν (m ² /s)	1.004×10^{-6}	4×10^{-6}
噴射圧力設定値 (MPa)	4	—
作動油圧力設定値 (MPa)	14	—
平均噴射圧力 P_{inj} (MPa) ※1	1.7	63
液体蒸気圧力 P_v (kPa)	2.3	0.1
雰囲気圧力 P_a (MPa)	0.1	13.4 ※2
レイノルズ数 Re	41,700	41,000
キャビテーション数 CN	1.062	1.270

※1 平均噴射圧は、噴射期間内の平均圧力とした。

※2 実機ノズルの雰囲気圧力は、燃料噴射期間における平均筒内圧力とした。

3.1.2 船用ディーゼルノズルの内部流れの可視化結果 —噴射初期のノズル内流れ—

前節では、ノズルから水を噴射した後の噴霧特性について述べた。噴射の前段階のノズル内流れを可視化し、流れの現象を理解することで、噴霧の特性の理解をさらに深めることができると考えられる。

可視化には、図 2.21 に示したアクリル製の可視化ノズルを用い、実験条件は、表 3.1 に示した条件とした。なお、ノズル内流れのレイノルズ数は実機とほぼ合わせているが、キャビテーション数は、実機よりもややキャビテーションが発生しやすい条件での実験となっている。これまで、船用ディーゼルノズルの内部流れを、等倍のノズルを用いて実施した例は無く、この実験で得られたデータは、ノズル内流れの現象を理解する上では、非常に重要な情報となる。

図 3.1 に内部流れの可視化画像を示す。可視化画像で噴孔出口から液流の噴射が開始された時刻を噴射開始（時刻： $t=0$ ）とし、噴射開始後、0.6ms から 4.8ms まで 0.3ms 毎に示している。2.1.13 項で述べた実験方法で、高速度カメラを用い、散乱光撮影を行っているため、噴孔を出た後の水の噴流および噴孔内の気泡は、白色となっている。また、図中に、可視化ノズルのモデルも合わせて示す。

噴射開始直後の 0.6ms から 0.9ms では、サックボリューム内の噴孔 No.4 および噴孔 No.5 付近に気泡が存在している。この気泡は、1.2ms で噴孔から噴出される。1.8ms で噴孔内に

キャビテーション気泡の発生が確認できる。この時刻付近までが、前項で述べた Stage I に対応すると考えられる。また、1.2ms からサックボリウムの中間付近（図 3.1 の画像では上部の矢印で示した部分）に気泡があり、1.5ms, 1.8ms ではこの気泡が下降している様子が確認できる。

2.1ms 以降は、ノズル内の流れは定常状態となっている。噴孔毎の流れを観察するため、噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 の拡大画像をそれぞれ、図 3.2 (a), 図 3.2 (b), 図 3.2 (c) に示す。なお、噴孔 No.4 と噴孔 No.5 については、実験装置内に、噴孔を拡大して撮影するための撮影装置設置スペースが無いため、拡大画像の撮影はできなかった。

図 3.2 (a) より、噴孔 No.1 は、1.8ms から噴孔内上側に、噴孔入口のエッジ部からキャビテーション気泡が発生している。流れが定常状態になった後も、噴孔上部にキャビテーション気泡が存在し続けていることがわかる。

図 3.2 (b) より、1.6ms から 2.0ms の期間で画像上方から気泡が下降してきており、1.9ms から 2.0ms で下降してきた気泡が噴孔 No.2 から噴出している。このため、1.9ms, 2.0ms の画像では、噴孔 No.2 の全体に気泡があり、白くなっていることが分かる。気泡噴出後は、主に噴孔下側にキャビテーション気泡の発生が見られるが、時折、噴孔全体がキャビテーション気泡に覆われて白くなっていることが分かる。

図 3.2 (c) より、全ての画像で、噴孔 No.3 の全体にキャビテーション気泡の発生が見られ、噴孔上側にキャビテーション気泡が存在する噴孔 No.1, 主に噴孔下側にキャビテーション気泡が存在する噴孔 No.2 とは様相が異なっている。

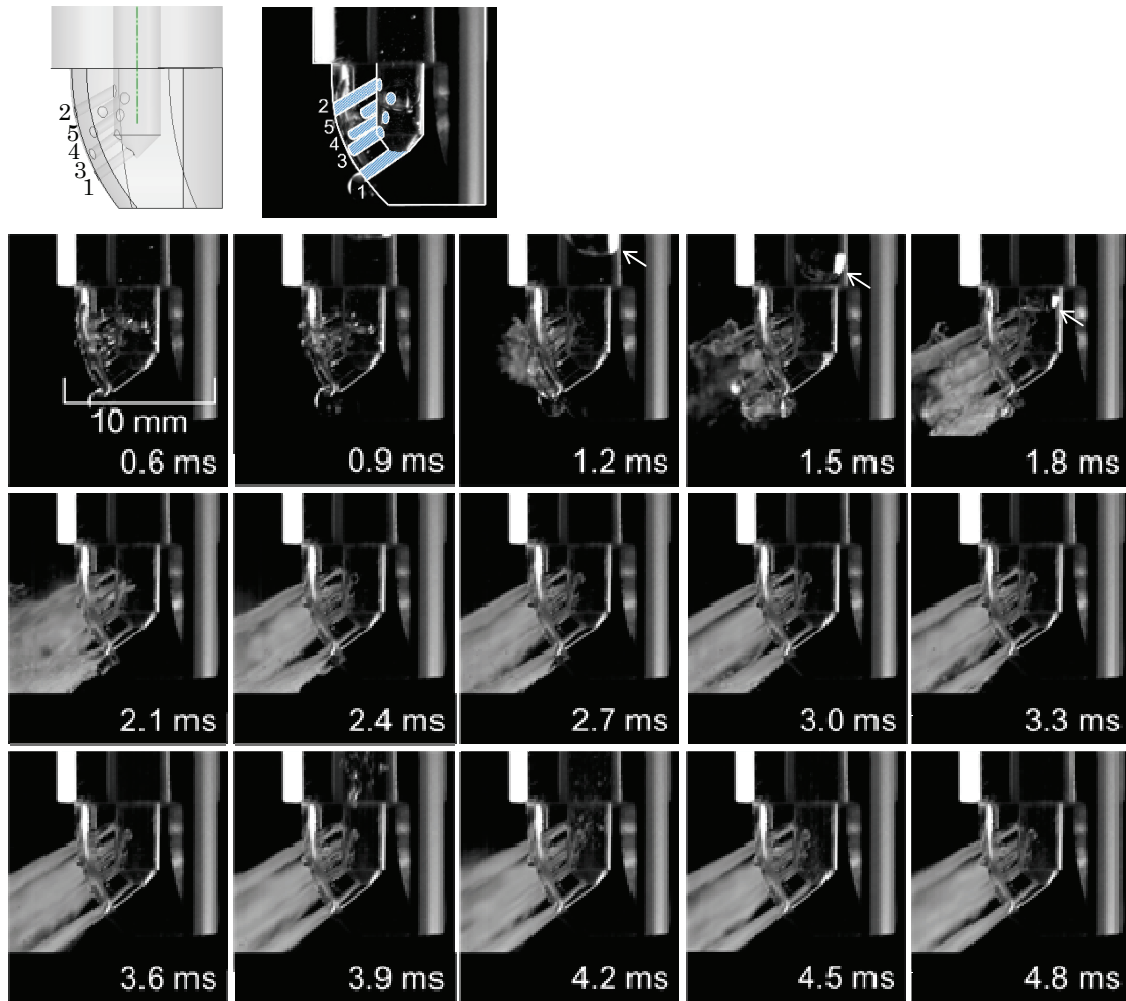
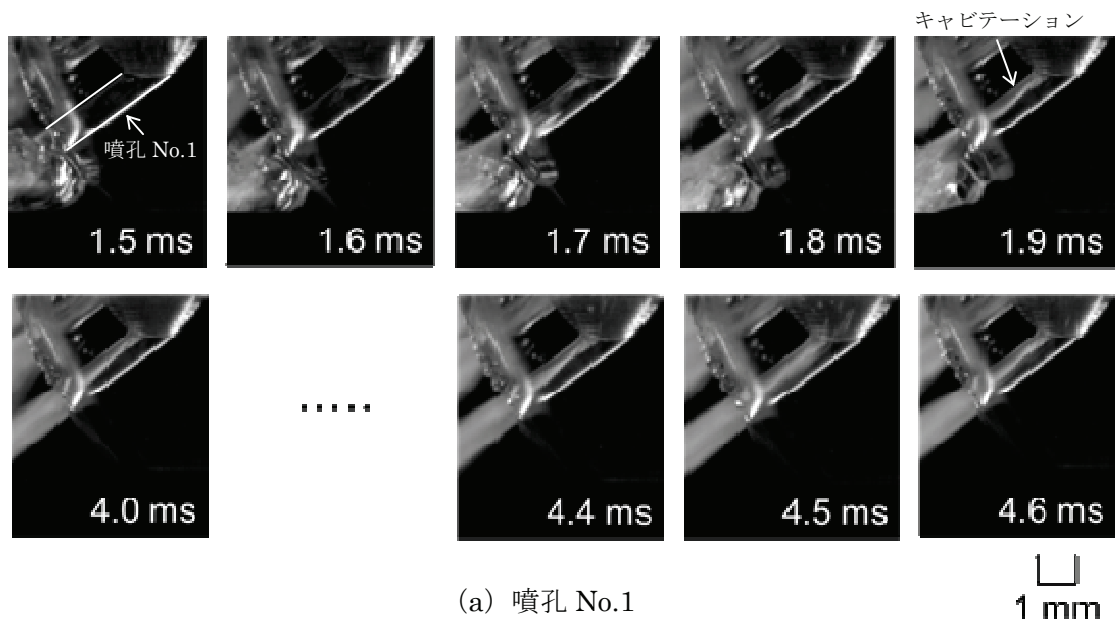


図 3.1 噴射初期のノズル内流れの可視化画像



(a) 噴孔 No.1

図 3.2 噴射初期のノズル内流れの可視化拡大画像

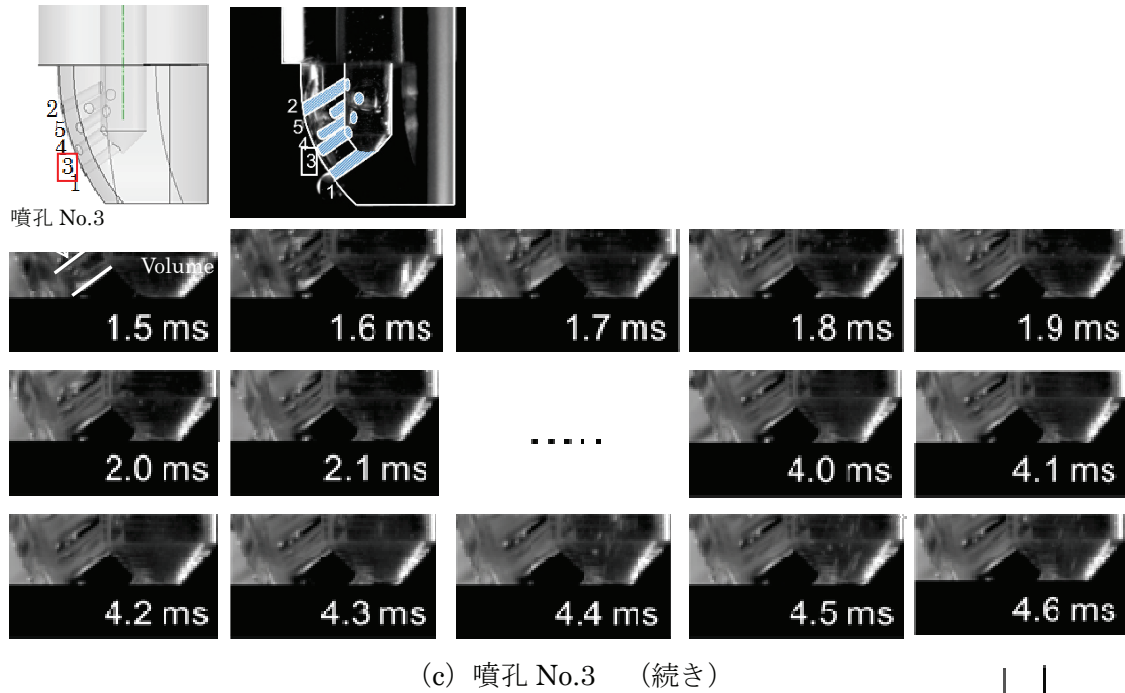
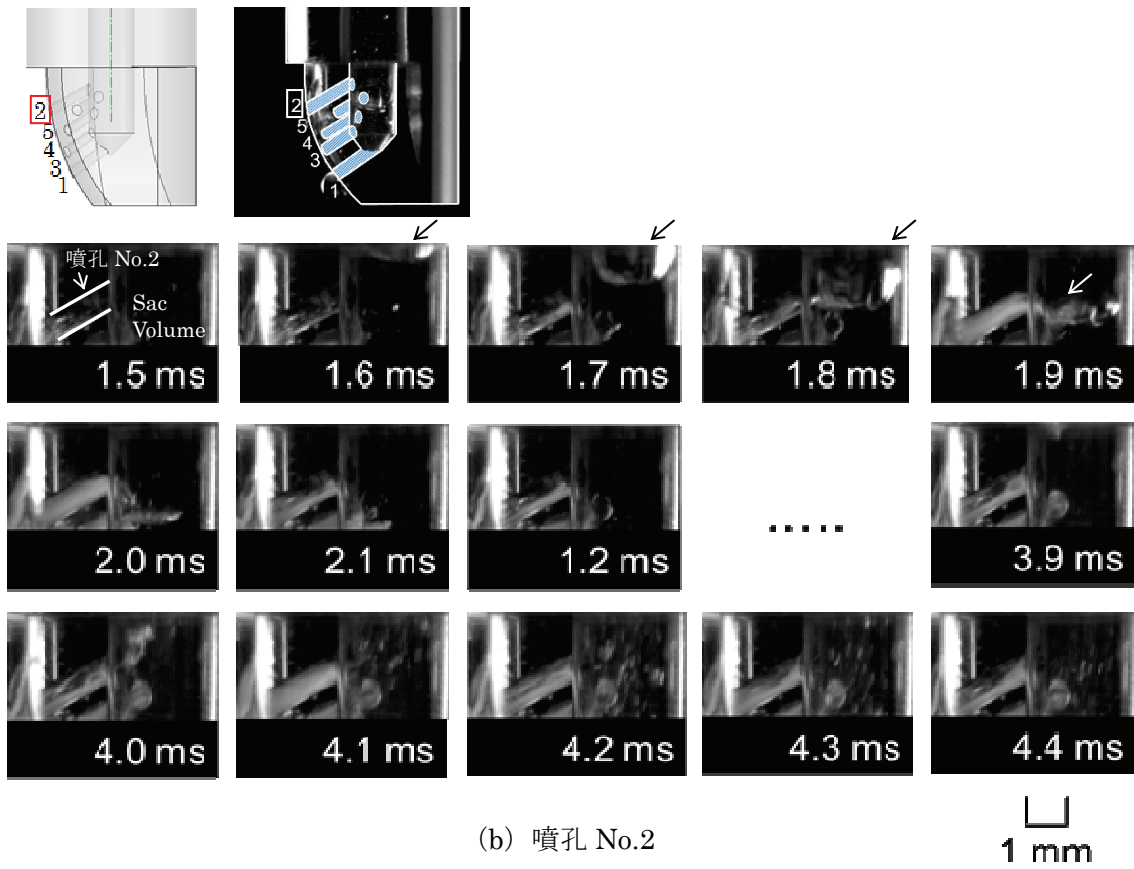
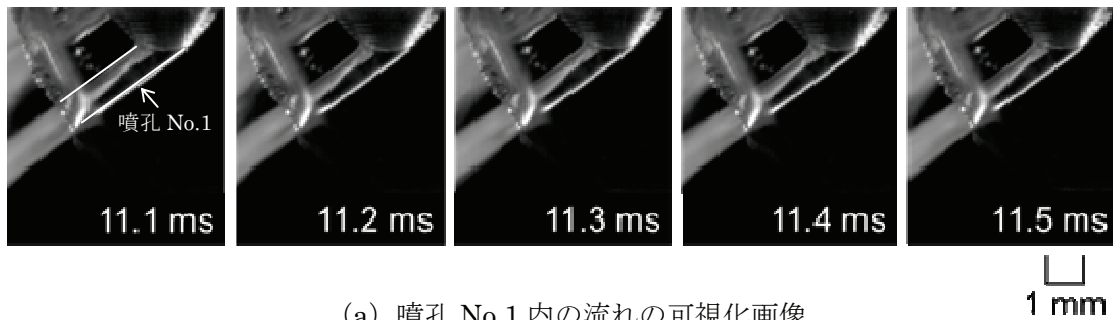


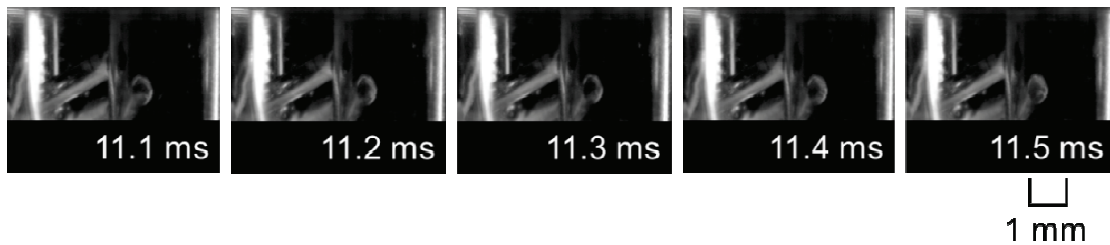
図 3.2 噴射初期のノズル内流れの可視化拡大画像

3.1.3 船用ディーゼルノズルの内部流れの可視化結果 —噴射中期のノズル内流れ—

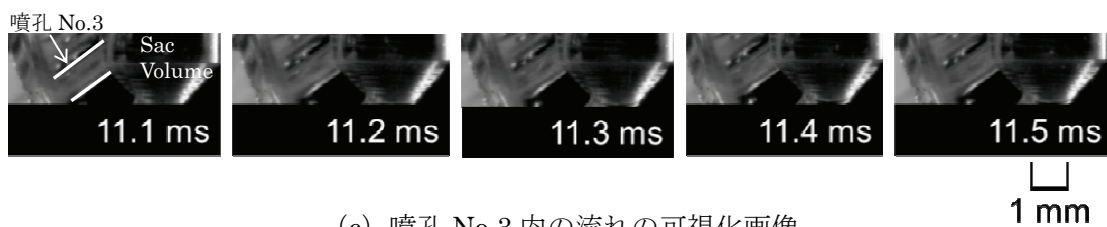
図 3.3 (a), 図 3.3 (b), 図 3.3 (c) に 11.1ms から 11.5ms までの噴孔 No.1, 噴孔 No.2, 噴孔 No.3 のノズル内流れ画像をそれぞれ示す. この期間は, 針弁がフルリフトし, 内部流れはほぼ定常状態となっており, 時間的な変化はあまり見られない. 前項で述べたとおり, 噴孔内のキャビテーション気泡は噴孔 No.1 では, 噴孔入口エッジ部から噴孔上部に, 噴孔 No.2 では噴孔入口エッジ部から噴孔下側に, 噴孔 No.3 は噴孔入口エッジ部から噴孔全体に存在していることがわかる.



(a) 噴孔 No.1 内の流れの可視化画像



(b) 噴孔 No.2 内の流れの可視化画像



(c) 噴孔 No.3 内の流れの可視化画像

図 3.3 噴射中期のノズル内部流れの可視化画像

3.1.4 船用ディーゼルノズルの内部流れの可視化結果 —噴射後期のノズル内流れ—

図 3.4 に 24ms から 31ms までのノズル全体の内部流れの可視化画像を示す。この期間は針弁が下降し、リフトがゼロ（全閉）となるまでである。画像から、それぞれの噴孔内で発生していたキャビテーション気泡が逆流して噴孔からサックボリューム内に入り、さらにサックボリューム内をわずかに上昇していることがわかる。しかし、26.5ms 以降は気泡の上昇は止まり、これらの気泡は次の噴射までサックボリューム内に留まっている。なお、今回観察されたサックボリューム内に気泡が留まる現象は、他の研究者による等倍モデルを用いた VCO ノズル内の可視化実験⁽¹⁾でも観察されている。

以上のように噴射初期、中期、後期で述べた船用ディーゼルノズル内流れの現象が、毎サイクルで起こっていることが本研究で初めて明らかになった。

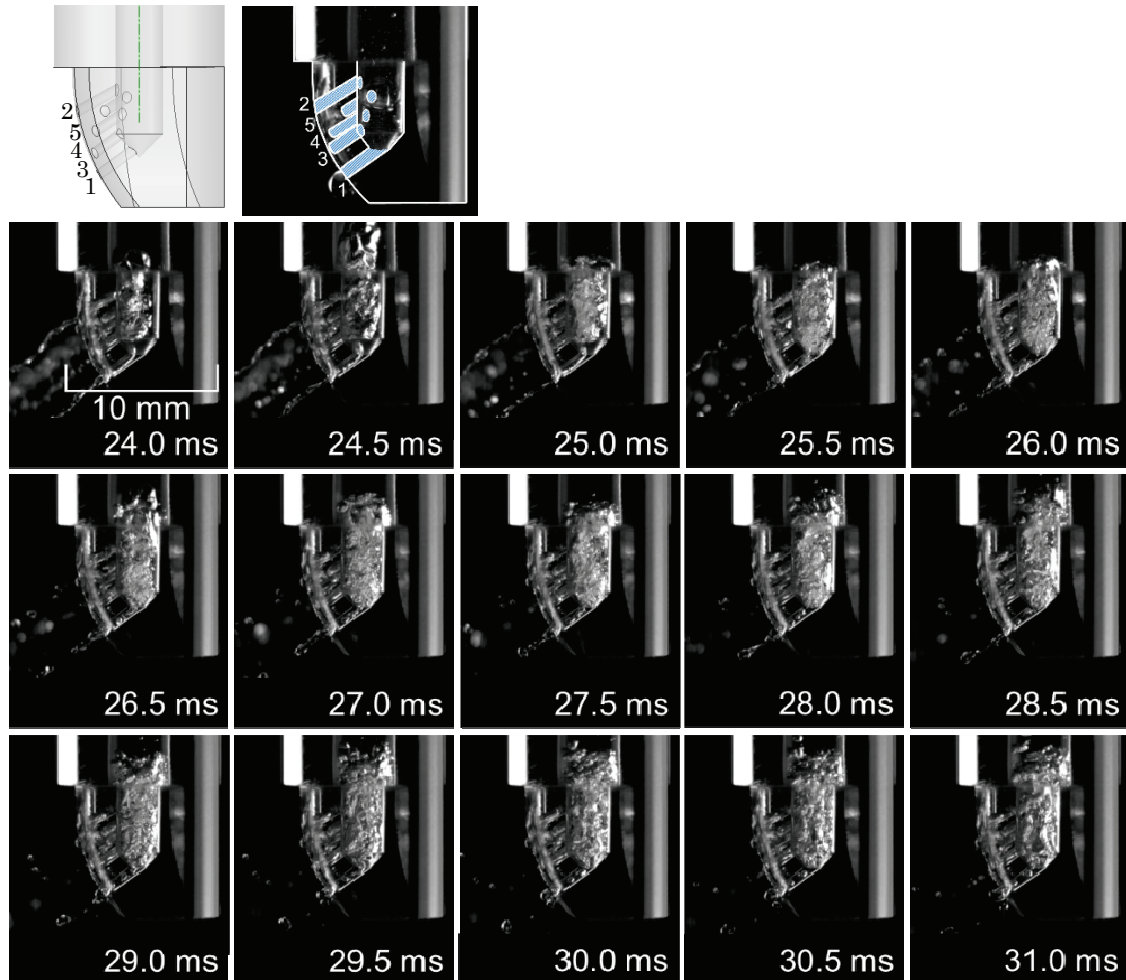


図 3.4 噴射後期のノズル内流れの可視化画像

3.1.5 ノズル内流れが噴霧におよぼす影響

ノズル内の流れが噴霧に及ぼす影響を確認するために、可視化ノズルを用いて噴霧の可視化を行った。図 3.5 に、ノズル下方向から噴霧を撮影した画像を示す。画像は噴射開始後、1ms から 8ms まで 0.5ms 毎に示している。噴霧は 2.5ms あたりまでは、緩やかに成長しているが、この後、急激に成長する様子が見られる。これは、ノズル A の噴霧の可視化実験 (2.2.6 項) で述べたように、噴霧の初期段階は、ノズルサックボリューム内に水が充てんされると共に、水が噴孔から噴射されており、噴霧の成長は緩やかである。ノズル内の可視化実験で明らかになったように、噴射開始前にはノズル内に気泡が存在し、噴射初期段階ではこの気泡が噴出されて、サックボリューム内に水が満たされることになる。サックボリューム内に水が満たされると、噴霧は急激に成長する。

3.0ms の画像では、噴霧の中間位置付近に、“こぶ状”の形状が見られる。ノズル内流れの可視化画像、図 3.1 の 1.2ms と 1.5ms および、図 3.2 (b) の 1.6 ms から 2.0ms で気泡が下降し、噴孔から噴出される現象があった。噴霧中間の“こぶ状”の形状はこのような気泡が噴出したことで、噴霧の形状が変化したために発生したのではないかと推測する。

それぞれの噴孔からの噴霧の特徴を確認するために、噴孔毎に噴霧広がり角を測定した。図 3.6 (a) に噴射開始後 10ms 経過した時点のノズル下側からの噴霧可視化画像を示す。また、図中にノズル先端からの距離を 25mm 毎に示す。噴霧広がり角は、ノズルから 25mm, 50mm, 75mm, 100mm, 125mm, 150mm の距離において、画像上で各噴孔からの噴霧の広がり角度を測定して算出した。図 3.6 (b) に噴霧広がり角測定の一例を示す。図 3.7 にノズルからの距離に対する噴霧広がり角を示す。噴霧広がり角は、噴孔 No.3 からの噴霧が最も大きくなっている。従来の研究で、噴流の微粒化にはキャビテーションの存在が大きく関与していることが明らかになっている⁽²⁾⁽³⁾。噴孔 No.3 のキャビテーション気泡の状態は、噴孔全体に広がっており、噴孔 No.1 や噴孔 No.2 とは様相が異なっている。(ただし、噴孔 No.4, 噴孔 No.5 については、内部流れの拡大画像が得られておらず、これらの噴孔内のキャビテーションの様相は明確ではない)。噴孔 No.3 については、キャビテーションによる噴流の乱れが他の噴孔よりも大きくなったため、噴流の微粒化が他の噴孔よりも促進され、噴霧広がり角が大きくなったのではないかと推測される。

図 3.8 に、撮影した噴霧から測定した噴霧到達距離を示す。到達距離は各噴孔で、ほぼ同様な傾向を示しているが、少なくとも 2 パターンの特徴が得られた。パターン I は、噴孔 No.1 の到達距離が最も大きくなり、パターン II は、噴孔 No.3 の到達距離が最も大きくなった。これらの違いが発生した原因として、3.1.2 項 (噴射初期のノズル内流れ) および、3.1.4 項 (噴射後期のノズル内流れ) で述べた、噴射開始時にサックボリューム内に留まっている気泡が影響すると考えられる。この気泡は、噴射毎に留まる位置が微妙に変化する。気泡が全ての噴孔位置よりも上部にとどまっていた場合は、気泡は各噴孔からほぼ均等に排出され、図 3.8 (a) に示した噴霧到達距離の順になった。これは、噴孔がノズル軸方向の上部に位置するほど、到達距離が大きくなっている (パターン I)。一方、気泡がサック

ボリユームの最下部に留まっていた場合、ノズル軸方向の最も下部に位置している噴孔 No.1 のみが気泡の影響を受け、気泡が排出された後、水が噴射されることになり、他の噴孔よりも遅れて噴射が開始される。これにより、噴孔 No.1 のみの噴霧到達距離が若干小さくなり、他の噴孔の到達距離は、噴孔が上部に位置するほど到達距離が大きくなっている（パターンⅡ）。2 パターンの気泡排出のイメージを図 3.9 に示す。また、図 3.8 (b) では、噴射開始後 1ms 付近で、噴孔 No.1 の到達距離だけが、他の噴孔とは異なる傾向を示しており、これは、気泡が噴出した影響とも考えられる。以上より、サックボリユーム内に留まった気泡は、サイクル毎に噴孔の噴射特性を僅かに変化させ、これがサイクル毎の燃焼にも影響を及ぼすことが推測される。

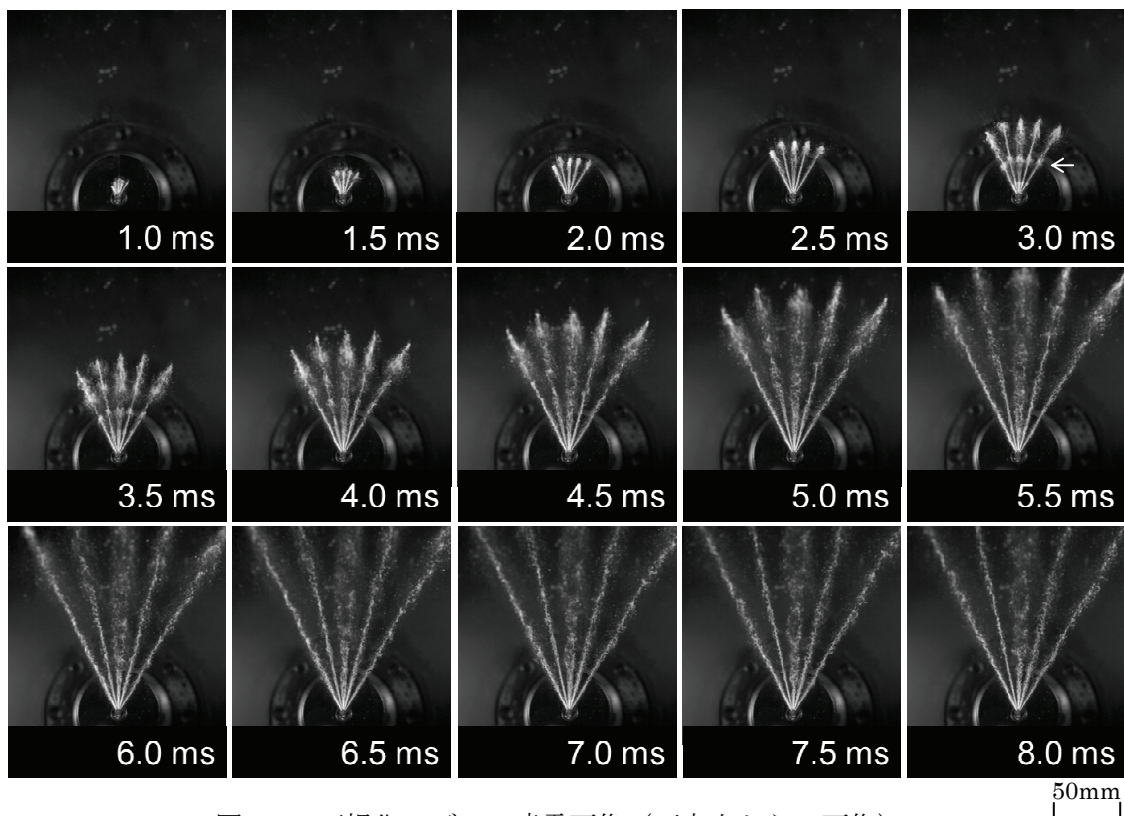
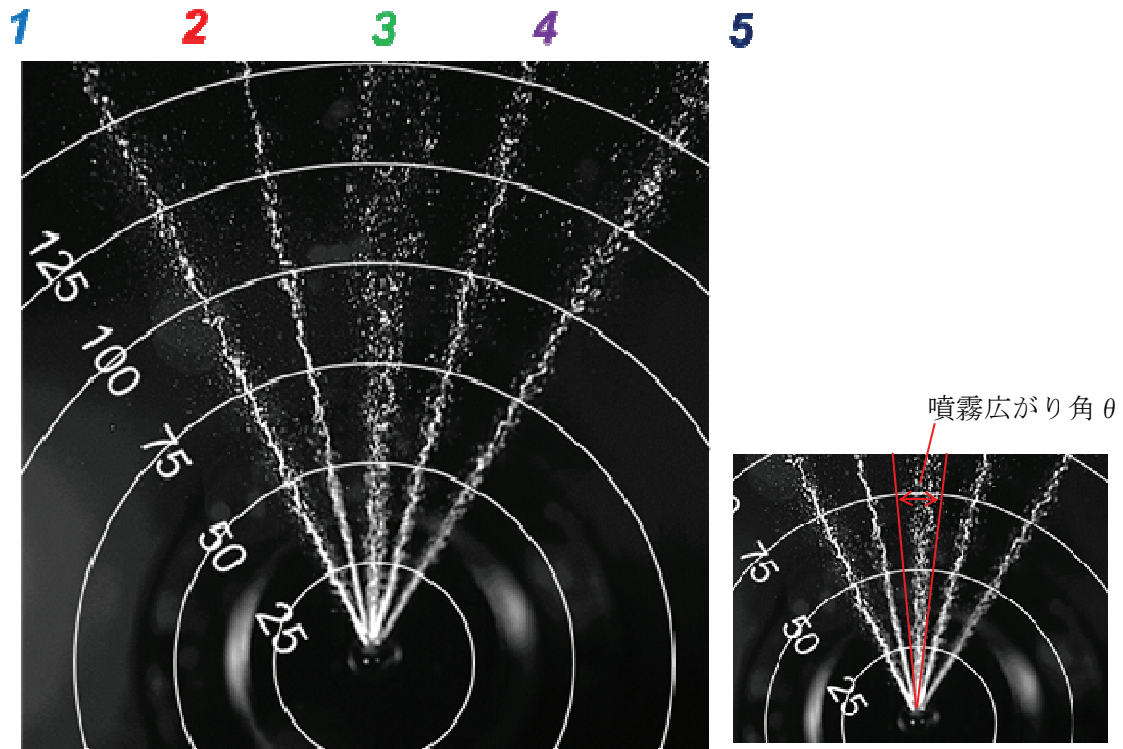


図 3.5 可視化ノズルの噴霧画像（下方向からの画像）



(a) 噴霧広がり角測定時の噴霧画像

(b) 噴霧広がり角測定の一例

(噴孔 No.3, 噴霧長さ 75mm 時)

図 3.6 ノズル下方向からの噴霧可視化画像 (噴霧開始後 1ms)

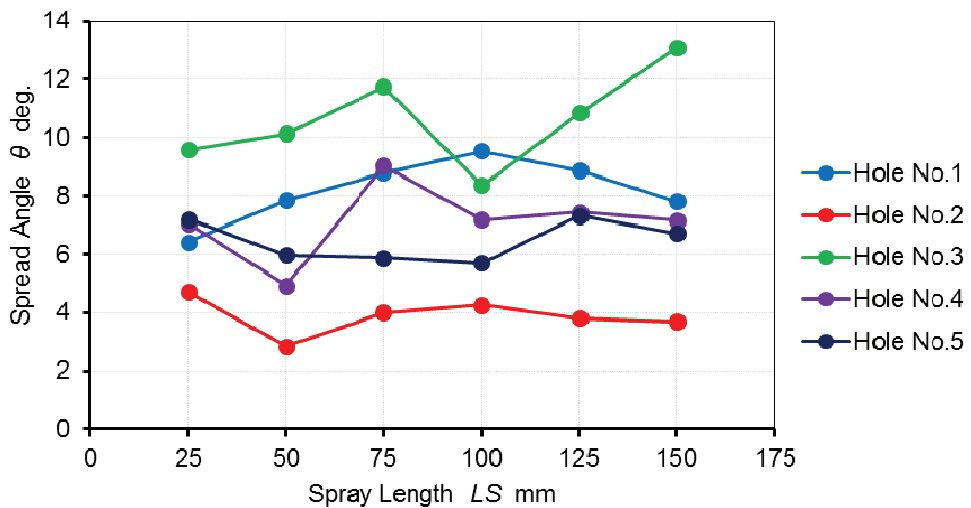
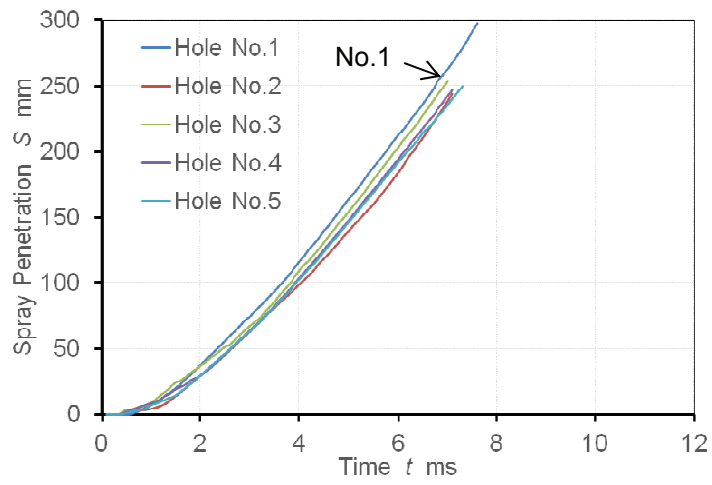
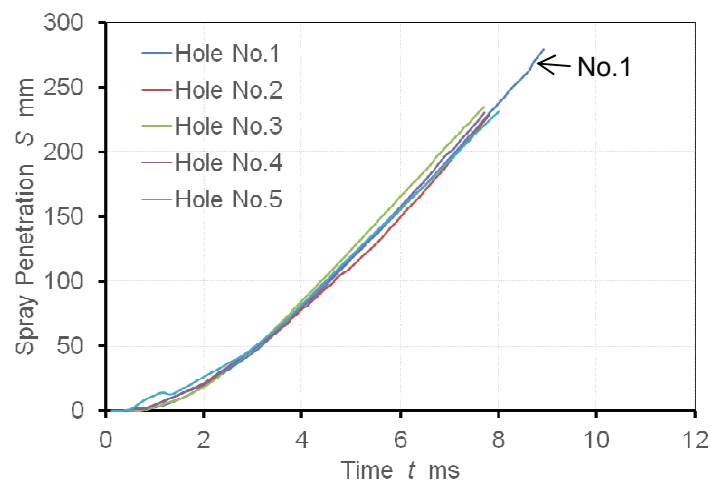


図 3.7 各噴孔の噴霧長さに対する噴霧広がり角

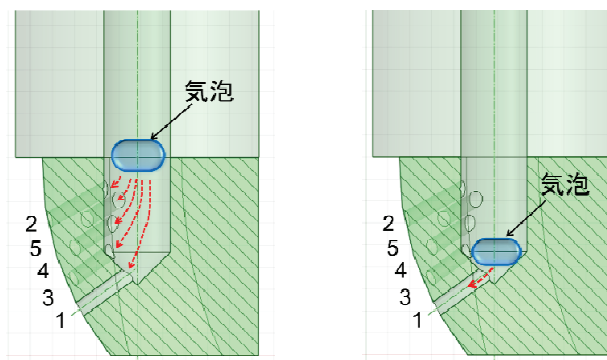


(a) パターン I



(b) パターン II

図 3.8 可視化ノズルの噴霧到達距離



(a) パターン I

(b) パターン II

図 3.9 ノズル内の気泡が排出されるイメージ

3.2 まとめ

可視化ノズルを用いて水を噴射し、ノズル内流れの可視化を行った。その結果、本研究の目的「**Ⅱ. 船用ディーゼルノズルの内部流れの特性**」, 「**Ⅲ. ノズル内流れが噴霧に及ぼす影響**」に対して以下のことが明らかとなった。

「Ⅱ. 船用ディーゼルノズルの内部流れの特性」に対して明らかになった事項

- (1) 可視化ノズルを用いて、ノズル内流れの可視化を行った結果、5 噴孔全てにおいて、噴孔入口エッジ部からキャビテーション気泡が発生していることを確認した。
- (2) ノズル内流れの拡大画像が得られた噴孔 No.1, No.2, No.3 では、キャビテーション気泡が発生する場所に相違が見られた。キャビテーション気泡の発生位置は、噴孔内の流れ場（縮流）と密接に関連しており、流れ場はサックボリュームにおける噴孔の配置に関係すると考えられる。流れ場は噴孔毎に異なり、そのためキャビテーション気泡の発生位置も噴孔により相違があると考えられる。
- (3) ノズル内流れの可視化において、針弁が下降し、リフト量がゼロとなった後（針弁閉弁後）、サックボリューム内に気泡が留まる現象が見られた。

「Ⅲ. ノズル内流れが噴霧に及ぼす影響」に対して明らかになった事項

- (4) 可視化ノズルの噴孔毎に噴霧広がり角を計測した。その結果、噴孔 No.3 の広がり角が最も大きくなった。噴孔 No.3 内に発生したキャビテーション気泡は、噴孔全体に広がっており、キャビテーションにより噴流に攪乱が与えられて、噴流の乱れが他の噴孔よりも大きくなり、噴霧広がり角も大きくなったと考えられる。
- (5) 針弁閉弁時にサックボリューム内に留まった気泡は、サイクル毎にその位置が異なる事を確認した。この気泡が排出されると、噴霧にも影響を及ぼす事が考えられ、これは、サイクル毎の噴霧や燃焼の変動に繋がると推測される。

3.3 第 3 章の参考文献

- (1) 林朋博, 等倍モデルによるディーゼルノズル内流れと噴霧の可視化解析, 微粒化 Vol.21, No.73 (2012), pp.56-60
- (2) 玉木, 西田, 清水, 廣安, 液体噴流の微粒化過程におよぼす噴孔内流れの影響 (第 1 報, 加速度センサによるノズル噴孔内の攪乱特性の測定), 微粒化, Vol.5-2, No.10 (1996), pp.56-63
- (3) 玉木, 西田, 清水, 廣安, 液体噴流の微粒化過程におよぼす噴孔内流れの影響 (第 2 報, ノズルの幾何学形状および雰囲気圧力の影響), 微粒化, Vol.5-3, No.11 (1996), pp.98-106

第4章

船用ディーゼルノズルの内部流れに関する数値解析

4.1 はじめに

第 2 章, 第 3 章で述べた実験的研究と並行し, 燃料弁内の流れに関する数値計算を実施した. 当初, 本研究で数値計算を開始するにあたり, 以下の点を目的とした.

1. 実験的研究と並行して実施し, 実験結果だけでは理解が難しい現象についても, 多角的に現象を見ることで, 起こっている現象の理解を深める.
2. 実験では実施が難しいと考えられる, 燃料 (またはその物性により近い流体) を用いたノズル内流れの可視化を実施する. また, 現在の実験装置では実施困難な, 実機と同じ噴射圧力や雰囲気下への噴射における, ノズル内流れをシミュレーションする.
3. ノズル内流れの解析結果を初期条件として, 燃料噴霧のシミュレーションを行い, ノズル内流れを考慮しない場合のシミュレーションとの結果の比較とその妥当性を検証する.

本研究において, 上記 1 については, 数値解析の結果は, 現象の理解を行う上では非常に有益な情報が多数得られた. 上記 2 と 3 については, 今後の課題となった.

なお, これまでの研究の一例として自動車用エンジン (文献 (1)) について 3. の実施例がある.

数値解析は, 実験的研究と同様のサックボリュームのある“従来型”ノズルを対象とした. まず, 2次元軸対称非定常解析について, 針弁の作動を考慮した非定常解析を実施した. その結果, 針弁のリフト開始直前およびリフト終了直前で, キャビテーションの発生が見られた. さらに, 3次元定常解析により, 全ての噴孔内にキャビテーションが確認された. この様に, 燃料弁内の基本的な流れ特性を理解する上では, 非常に重要な情報が, 数値解析結果からもたらされ, 実験的研究の結果を理解する上でも有益であった. また, 今回対象とした船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関のノズル内流れに関する研究は非常に少なく, 唯一, “スライド弁型”の実験的研究と数値解析⁽²⁾があるのみである. この点においても, 今回得られた結果は貴重なデータとなる.

次頁以降に, 数値解析で用いた支配方程式, 方程式の離散化, 解析条件および解析モデルについて述べ, その後, 2次元軸対称非定常解析と 3次元定常解析の結果を述べる.

4.2 支配方程式と離散化

以下に本解析で使用する代表的な方程式やモデル，解析手法の概要を記述する．これらの詳細な記述は文献 (3) を参照すること．

基礎方程式

本解析で使用する支配方程式は，非圧縮性流体の連続の式とナビエ・ストークスの式である．これらの式を用いて，2次元および3次元の解析を行う．これらの方程式を解く際の圧力と速度の

カップリングには，SIMPLE 法 (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation : 圧力結合方程式の半陰解法)⁽⁴⁾ を用いる．

乱流モデル

乱流は平均流れと乱れで表わされる．平均流れと乱れは切り離すことが出来ず，乱れによる影響は乱流応力 (レイノルズ応力) という形で平均応力の方程式に現れることになる．工学的には，実用上，平均流れに主眼を置いてシミュレーションを行うことが多く，平均流れと乱れとの関係を与える乱流モデルを用いることになる．つまり，乱流モデルを用いて乱流応力を近似することになる．

レイノルズ平均を施した連続の式および運動方程式を解く際に，渦粘性を乱れエネルギー k および，エネルギー散逸 ε を使って表し，連続の式，運動方程式に加えて k と ε の方程式を解くモデルは，標準型 $k - \varepsilon$ モデルと呼ばれる⁽⁵⁾．本解析においては，標準型 $k - \varepsilon$ モデルに改良を加えた Realizable $k - \varepsilon$ モデルを使用する．詳細な内容は，文献 (3) に記述されている．

壁法則⁽⁶⁾

乱流場における壁面近傍の流れは，その特徴から以下の領域に分割することが出来る．

- 1) 粘性底層：粘性が支配的で層流的な領域．この領域内で流体に働くせん断応力として，乱流場のレイノルズ応力は無視することができ，速度勾配は一定となる．

- 2) 遷移領域：粘性底層と内層との間の領域。この領域に適用できる速度分布の式も存在する。
- 3) 乱流領域：流体に働くせん断応力として、レイノルズ応力が支配的となる。内層とも呼ばれるこの領域では、対数則と呼ばれる乱流速度分布が実験値と良く一致する。
- 上記 1) ～2) の乱流場における壁近傍の速度分布は、総称して壁法則と呼ばれるモデルで記述される。
- 本解析では、壁面近傍において、遷移領域も考慮にいれ、1) ～2) で示した壁法則を使用する。これは、Reichardt の分布と呼ばれる⁽⁷⁾。詳細な式は文献 (3) や文献 (7) に記述されている。

二相流の計算

ノズル内にキャビテーションが発生する流れは、液相と気相が存在する二相流となる。この場合、単相流のようにナビエ・ストークスの式を解けばよいということにはならず、液相と気相の界面をどのように取り扱うかが問題となる。気液界面の計算には種々の方法があるが、その 1 つに、界面追跡法がある。これは、気液界面の変動を直接解けるような時間・空間分解能で解析を行うものである。この界面追跡法の中で代表的な方法として、VOF 法 (Volume of Fluid) 法がある⁽⁸⁾。これは、各コントロールボリューム内の流体の占有率 (流体率, F 値などと呼ばれる) に注目して、この輸送方程式をナビエ・ストークスの式と連成して解くものである⁽⁹⁾。現在使用されている市販コードにはこの VOF 法が多く採用されており、今回の解析でも使用する。

キャビテーションモデル

キャビテーションの気泡を含む流れを解析する場合、流体中の気相の割合を求める必要がある。気泡の半径変化を記述する非圧縮性流体中の球形気泡の運動方程式として Rayleigh-Plesset の式 (式 (4.1)) がある。

$$R(t)\ddot{R}(t) + \frac{3}{2}\dot{R}(t)^2 = \frac{p_w(t) - p_\infty}{\rho} \quad (4.1)$$

ここで、 t は時間、 R は気泡半径、ドットは時間微分、 p_w は気泡表面での液体圧力、 p_∞ は

無限遠方圧力, ρ は液体の密度である.

本解析においては, これに粘性を考慮した Rayleigh-Plesset の式を使用する. 本来, Rayleigh-Plesset の式は, 無限空間内での均一気泡 (クラウドキャビテーション) の運動を記述する目的で導出された式である. そのため, このままでは多数の気泡が干渉するようなキャビテーション流れでは適用できないが, これ以外に適当なキャビテーションモデルが存在しないため, キャビテーションを含む流れの解析では本モデルが一般的に使用される. また, 実際の数値計算では, 式 (4.1) 右辺の無限遠方圧力 p_∞ を, 気泡が含まれるメッシュの平均圧力で置き換えるなどして, この式を利用することが良く行われている⁽¹⁰⁾. 使用した詳細な式は文献 (3) にあり, Rayleigh-Plesset の式の詳細な内容については, 例えば文献 (10) を参照することが出来る.

支配方程式の離散化

STAR-CCM+では, 有限体積法 (Finite Volume Method) を用いて方程式を離散化している. 方程式内各項の離散化手法については, 文献 (3) に詳細が記述されている.

4.3 計算モデルおよび境界条件

4.3.1 燃料弁および燃料ノズル

本解析では、2 サイクル船用大型低速ディーゼル機関の燃料噴射弁内の流れを対象とする。図 4.1 に実際に使用される燃料弁の概略図を示す。燃料弁は、三井造船(株)所有の単気筒試験機関 MTE40 (177rpm, 856kW) で用いられたものである。本解析では、燃料弁内の針弁シート部からノズル (アトマイザ) の噴孔先端までを対象としている。図 4.2 にノズルの図面を示す。ノズルは噴孔径 $\phi 0.7\text{mm}$ の 5 噴孔であり、1 シリンダあたり 2 本の燃料弁が設置され、サイドインジェクション方式である。そのため、噴孔は、ノズル中心軸に対して非対称な配置となっている。また、サックボリュームを有する“従来型”燃料ノズルである^{※1}。本解析では、針弁の移動を伴う燃料弁内流れについて、針弁シート部からサックボリュームを経て噴孔先端に至るまでの解析を行うため、解析領域としては、図 4.3 に示す流路部分となる。このノズル仕様は表 2.16 内に示した燃料噴射ノズルと同様である。

※1：現在は、サックボリュームを無くした“スライド弁式”が主流となっており、三井-MAN B&W 型エンジンを搭載する新造船の場合は、この“スライド弁式”が標準採用されている。しかし、現在既に就航している多くの船舶については、相当数の燃料弁が“従来型”のまま残っている。

4.3.2 本研究で実施する解析内容と目的

本研究では、2 種類の解析を実施する。1 つは、2 次元軸対称モデルを用い、針弁を移動させる非定常解析を実施する。この解析で、針弁を移動させた際の流れの基本的な特性を把握し、現象を明らかにすることを目的とする。もう 1 つは、針弁シート部からノズル内サックボリュームおよび噴孔内を対象とし、針弁のリフトは、一定値とする 3 次元定常解析である。この解析では、主に噴孔内の流れの基本的な特性を把握し、現象を明らかにすることを目的とする。

4.3.3 2 次元軸対称非定常解析の解析モデル

この解析は、2 次元軸対称モデルを用い、針弁を移動させて、針弁シート部付近の流れ解析を行う。針弁は、0.01mm からフルリフトの 1mm まで連続的に移動させる。針弁がシート部に完全に着座したリフト 0mm の状態では、計算セルが無い領域が存在し、計算が実行できないため、計算開始はリフト 0.01mm とした。また、2 次元軸対称モデルとするにあたり、噴孔は $\phi 0.7\text{mm} \times 5$ 噴孔と等価な噴孔断面積を有する噴孔径 $\phi 1.57\text{mm}$ (半径

R=0.783mm) の単噴孔ノズルとした。解析モデルを図 4.4 に示す。同図内に境界条件も合わせて示す。水は図の左側から流入し、右側の噴孔から噴出される。流入させる水の圧力は、30MPa (ゲージ圧) とし、流入境界における乱流強度を $I=0.01$ とした。乱流強度 I は、平均流速に対する変動成分速度の割合である。流出は、大気圧下 0MPa (ゲージ圧) への流出とした。壁面境界は、壁面近傍の流れに対して壁関数を利用し、滑りは無しとした。一点鎖線で示した中心軸は、軸対称境界として計算した。図 4.5 に作成した計算格子を示す。計算に用いた格子形状は多面体セルである。針弁付近の計算格子は計算領域が極端に小さいことから格子サイズを小さくしている。格子サイズは針弁付近が 0.005mm で最小格子サイズとなっており、その他の領域は 0.1mm とした。

なお、今回設定した水圧 30MPa の計算条件は、実機のエンジンの燃料噴射圧力に比べて約 1/3 程度と低い圧力である。本解析は、まず、燃料弁やノズル内の流れ場の基本的な特性の確認や現象の確認を、実験的研究と並行して実施することを目的としており、設定圧力は、実験的研究で使用した水噴射装置の最高噴射圧力に合わせた。

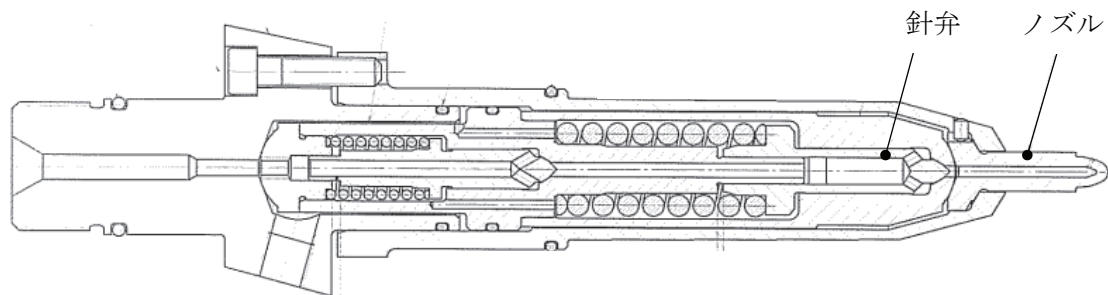


図 4.1 燃料弁の概略図

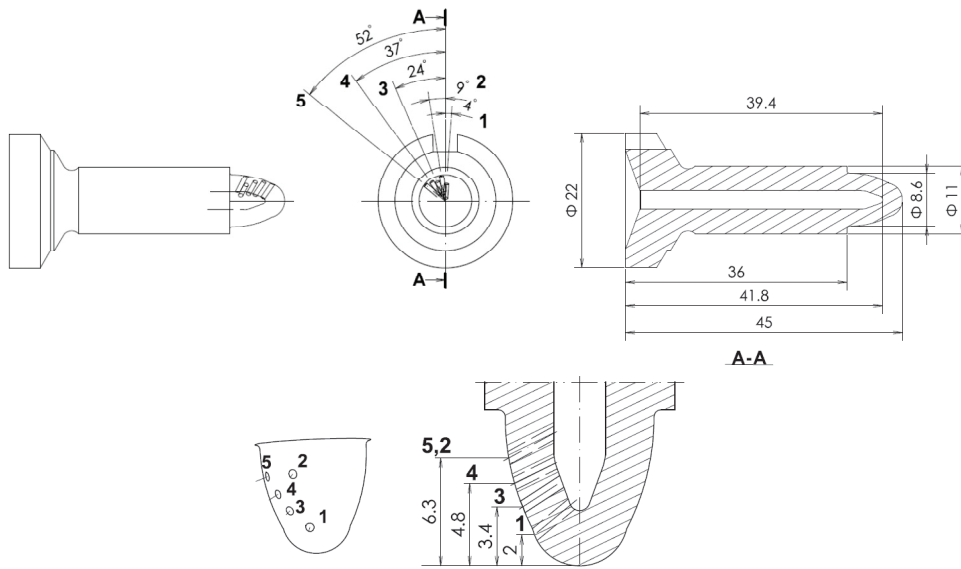


図 4.2 アトマイザの図面

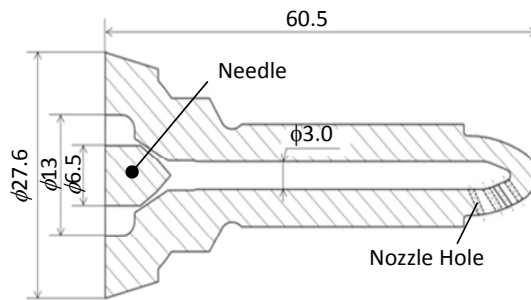


図 4.3 解析対象の概略図

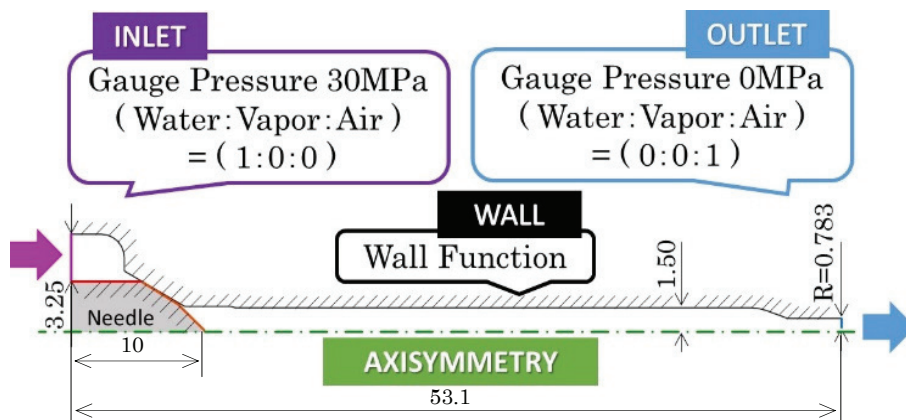


図 4.4 2次元軸対称非定常解析モデル

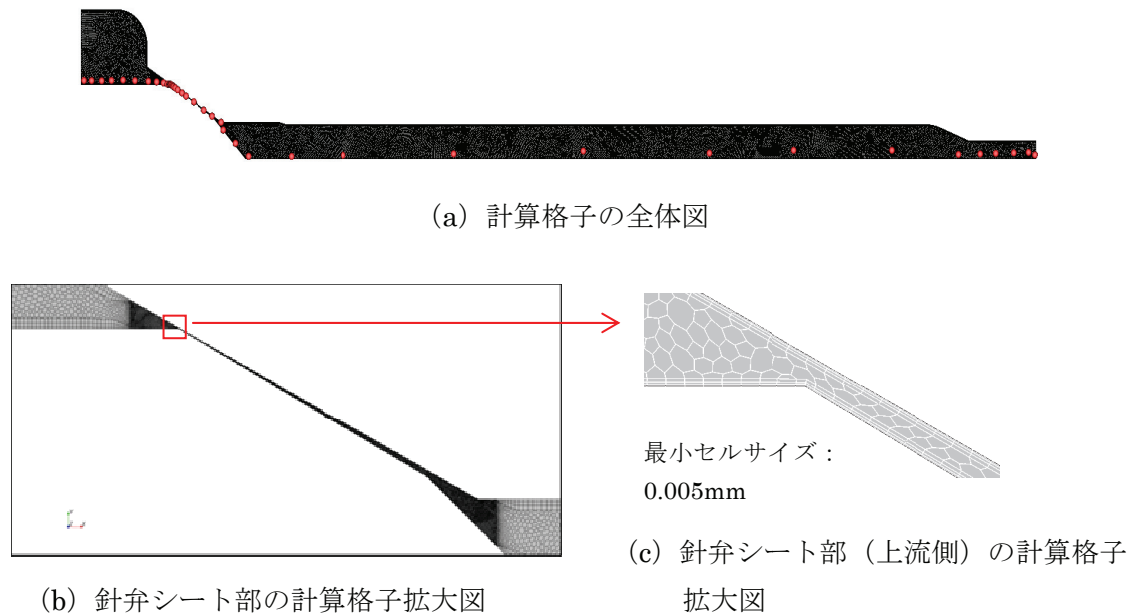


図 4.5 2次元軸対称非定常解析の計算格子

2次元軸対称非定常解析では、移動メッシュによって針弁のリフト変化を模擬する。計算上は、図 4.6 (a) の赤線で示した針弁先端部の境界がセルの伸縮によって上昇・下降（図では左右方向）するものとした（図 4.6 (b)）。図 4.7 に針弁リフトの変化を示す。リフト変化の範囲は最小リフト量が 0.01mm、最大リフト量が 1.0mm とし、模擬的に、1.0E-6s ごとにリフト量が針弁上昇時は 2.0E-4mm、針弁下降時は 5.0E-05mm で変化するものとした。解析は、針弁が最小リフト 0.01mm から最大リフト 1.0mm まで上昇し、最大リフトから最小リフトまで下降する 1 サイクルを解析した。なお、実際の燃料弁内の針弁リフトは図 4.7 とは異なる。本解析は、針弁移動時の非定常状態において、針弁付近の流れの基本的な特性を明らかにすることを目的としている。そのため、針弁のリフトは上昇と下降のみの変化とし、針弁フルリフト時の定常状態は省略した。実際の燃料弁の針弁の移動は、急速に上昇し、上昇時よりも比較的緩やかに下降する。図 4.7 の針弁リフトは実際の針弁の動きを念頭に置き、これを模擬している。

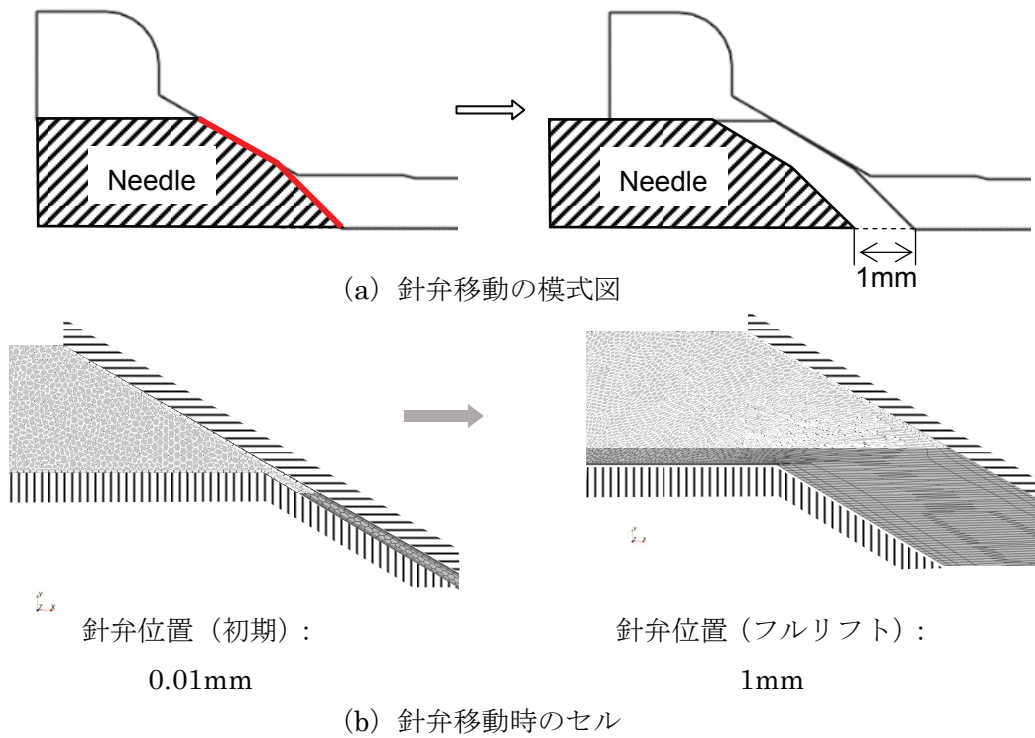


図 4.6 針弁移動時の模式図

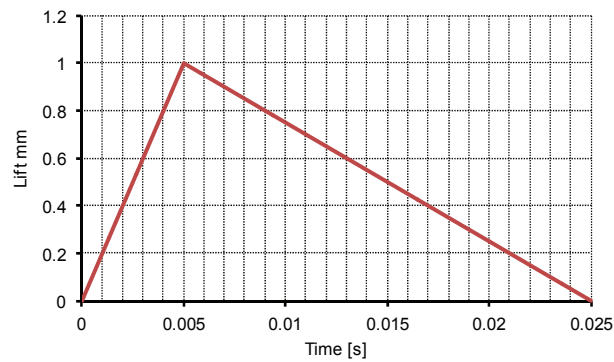


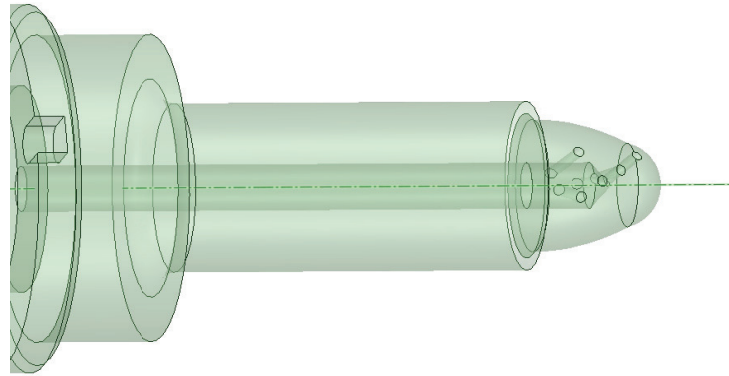
図 4.7 針弁のリフト方法

4.3.4 3次元定常解析の解析モデル

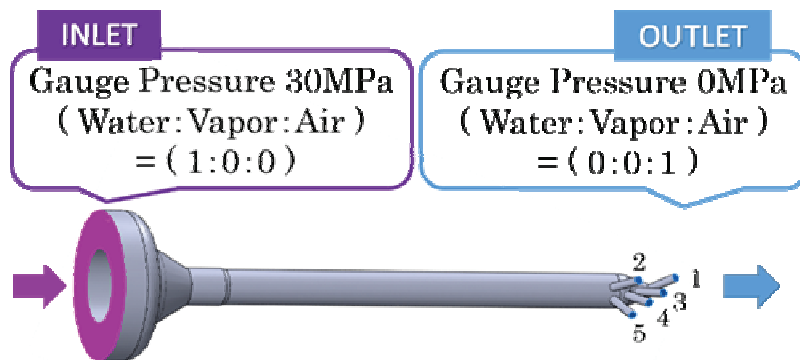
この解析では、3次元モデルを用い、針弁のリフト量は一定とした定常解析を実施した。解析範囲は、針弁シート部からサックボリュームおよび噴孔を対象とし、主にノズル内（サックボリュームおよび噴孔内）の基本的な流れ特性を明らかにする。針弁リフト量は、0.01mm、0.1mm、0.2mm、0.5mmの4ケースで解析を実施した。

図 4.8 (a) に解析対象とした燃料ノズルの外形図を示し、図 4.8 (b) に解析モデルおよび境界条件を示す。図 4.8 (b) において、水は、図の左側から圧力 30MPa（ゲージ圧）で

流入し，図の右側の噴孔から大気圧化 0MPa（ゲージ圧）へ流出するとした．図 4.9 に，作成した計算格子の一例を示す．



(a) 燃料ノズルの外形図



(b) 3次元定常解析の解析モデルと境界条件

図 4.8 解析モデルの概略図

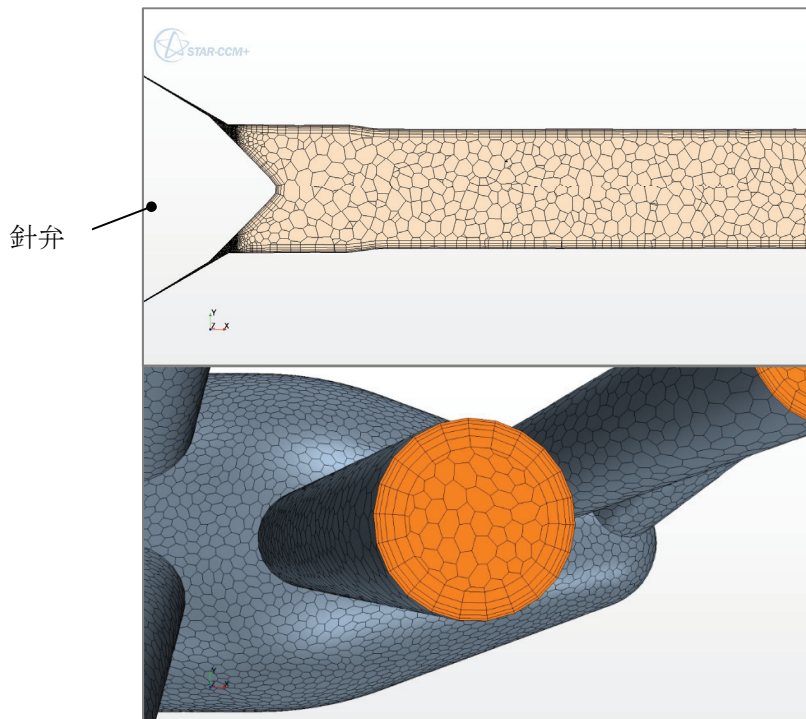
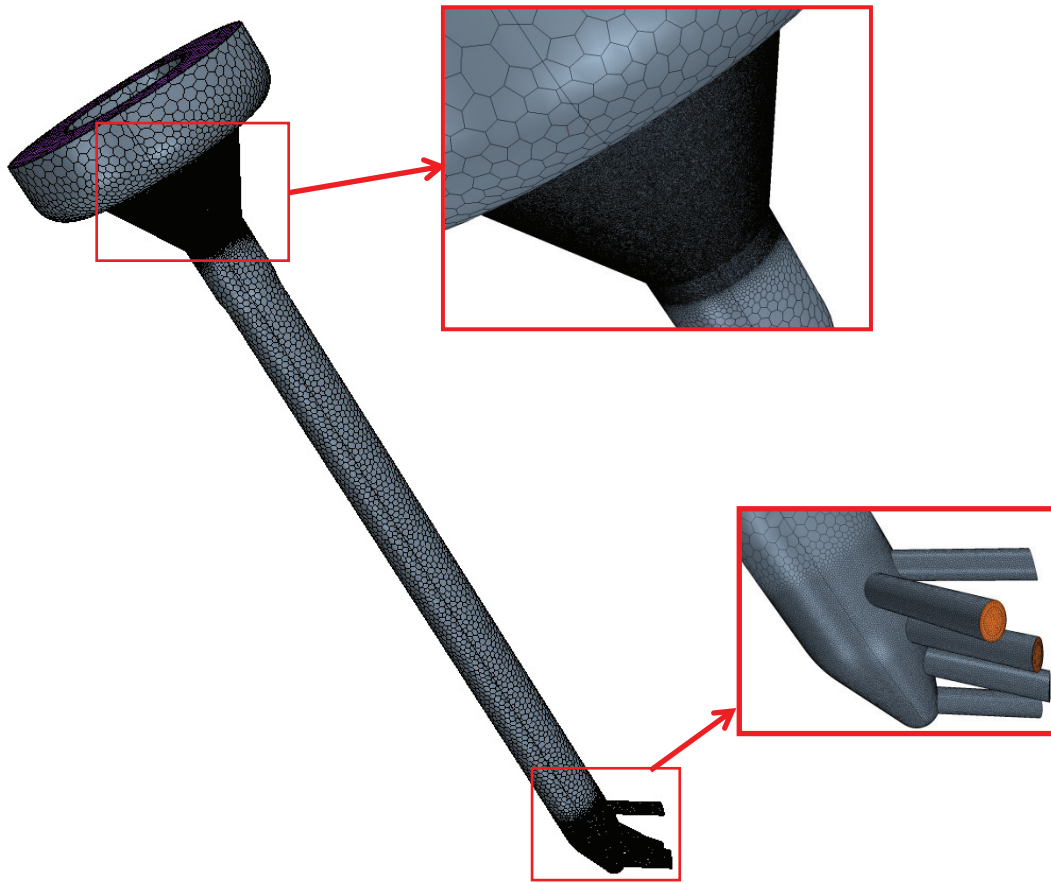


図 4.9 (a) 作成した 3 次元定常解析の計算格子の一例

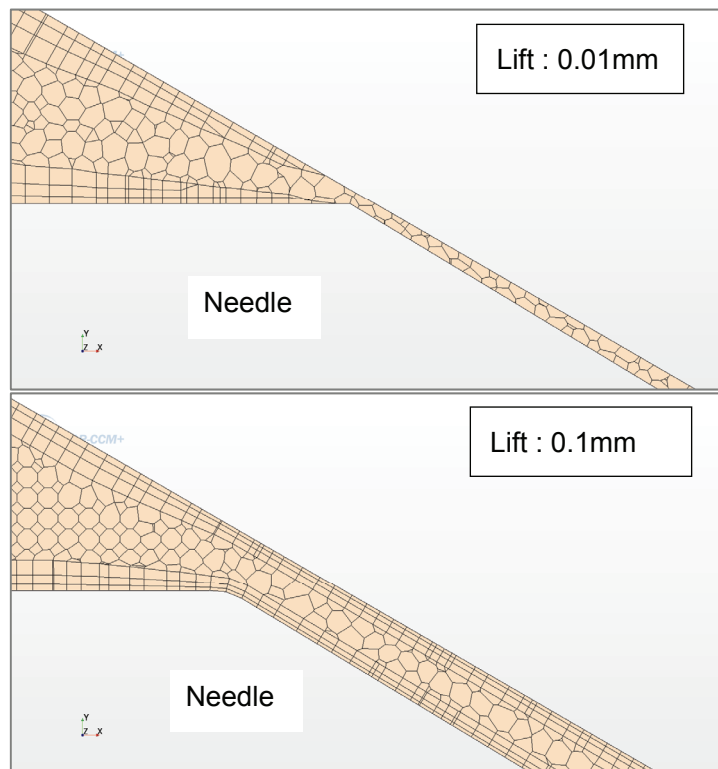


図 4.9 (b) 作成した 3 次元定常解析の計算格子の一例
(針弁リフト 0.01mm と 0.1mm の場合)

4.3.5 使用機器および初期条件

本解析には、IDAJ 社の汎用熱流体解析ソフト STAR-CCM+ Ver.7.06 を使用した。解析に用いた計算機の主な仕様を表 4.1 に示す。また、作成した計算格子数を表 4.2 に示す。2 次元軸対称非定常解析のモデルは、単噴孔としているため、3 次元定常解析に比べて、格子数はかなり少なくなっている。表 4.3 に使用した流体の物性値を示す。また、予備計算として、針弁リフト量を 0.01mm で固定した定常解析を行い、その結果を非定常解析の初期値として用いた。予備計算として設定した初期値は、計算領域内に 10MPa, 293K の水が満たされた状態とし、本計算開始と同時に水が計算領域内に流入するものとした。

表 4.1 計算機の主な仕様

OS	Microsoft Windows 7 Professional 64bit
CPU	Intel Core i7 980X Extreme @3.33GHz
MEMORY	DDR3 4GB×6
Core Speed	1333MHz

表 4.2 計算格子数

	噴孔数	噴孔径	セル数
2次元軸対称 非定常解析	1	1.566mm	約 7 万
3次元定常解析	5	0.7mm	リフト 0.01mm 時 約 750 万
			リフト 0.1mm 時 約 450 万

表 4.3 初期条件

Reference Pressure (MPa)		0.101
Reference Temperature (K)		273
Water	Pressure (MPa)	0
	Temperature (K)	293
	Density (kg/m ³)	997.561
	Saturated Vapor Pressure (Pa)	3170
	Surface Tension(N/m)	0.0727
	Molecular Viscosity (kg/ms)	8.87E-04
Vapor	Density (kg/m ³)	0.5953
	Molecular Viscosity (kg/ms)	1.27E-05
	Surface Tension(N/m)	0.074
Air	Density (kg/m ³)	1.184
	Molecular Viscosity (kg/ms)	1.86E-05
	Surface Tension(N/m)	0.074

4.4 2次元軸対称非定常解析の解析結果および考察

4.4.1 針弁リフトと流量の関係

2次元軸対称非定常解析において、針弁リフトを図 4.7 のように移動させて計算を行った際の、噴孔出口部における流量を図 4.10 に、針弁リフト波形と合わせて示す。

時間が 0s の際は、4.3.3 項で述べたようにリフト量を 0.01mm としているため、流量は 0 kg/s となっていない。リフト量が増加するに従い、流量も増加しているが、リフト量が 0.3mm よりも増加しても、流量値は一定となっていることが分かる。また、針弁下降時は、リフト量が 0.3 mm までは、流量はほぼ一定値を維持しており、リフト量が 0.3 mm よりも小さくなると、流量が減少していることがわかる。これは、リフト量 0.3mm 付近で燃料弁内流路の最小断面積箇所が変わるためであると考えられる。すなわち、リフト量が 0.3 mm 以下では、最小断面箇所は針弁着座部（シート部）流路となり、時間と共に変化する。リフト量 0.3mm よりも大きい場合は、最小断面箇所はノズル噴孔断面となり、時間変化による最小断面積の変化は無い。これらの流路断面積によって、流量が決まることとなる。

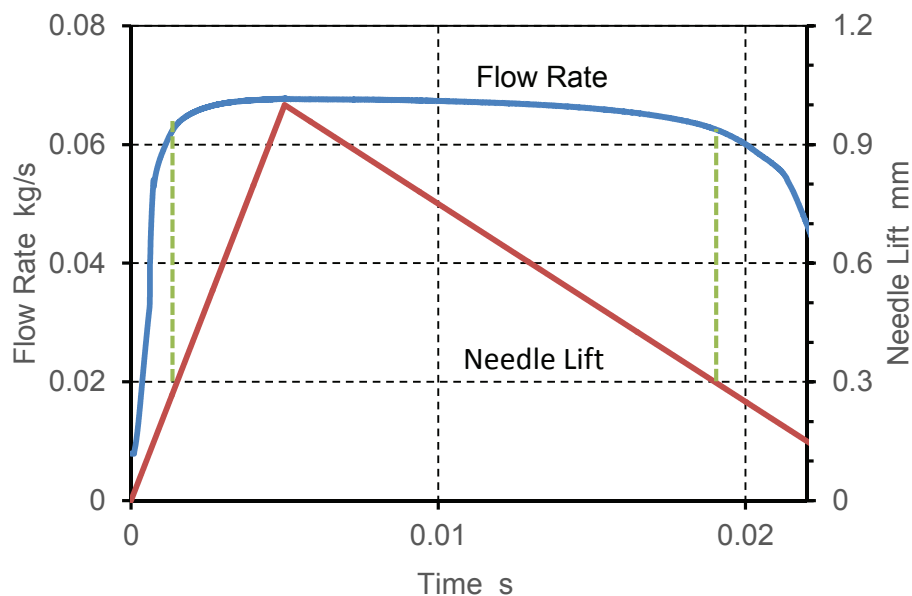


図 4.10 針弁リフトと流量

4.4.2 針弁リフトと圧力分布, 速度分布, ボイド率分布

針弁位置を図 4.10 のように連続的に変化させた際の、流路内の圧力分布の時間変化を調査した。圧力計測箇所を図 4.11 に示す。図中の赤点の箇所が、圧力計測点である。針弁上昇時および下降時の計算結果を図 4.12 (a) と図 4.12 (b) に示す。図の x 軸は流入境界からの流路内の軸方向距離、y 軸はリフト量、z 軸は各計測点の水の圧力を示している。針弁上昇時および下降時共に、リフト量が 0.3mm 以下では、流入圧力に対して針弁シート部付近で著しい圧力低下が見られる。図 4.13 (a), 図 4.13 (b) に、リフト量 0.01mm から 0.3mm までの各軸方向計測位置における圧力を示す。リフト量 0.01mm および 0.1mm では、針弁シート部での圧力低下が著しく、飽和蒸気圧以下となっている部分も見られる。他のリフト量においても、針弁着座部付近では、圧力の低下が顕著に見られる。さらに、全てのリフト量について流路断面積が狭まる噴孔部においても圧力低下が確認できる。なお、針弁上昇時と下降時で圧力分布に大きな違いは見られなかった。

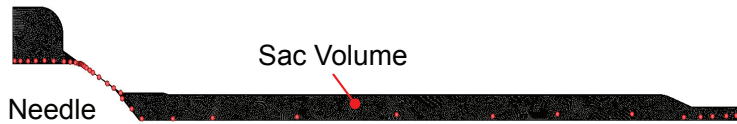
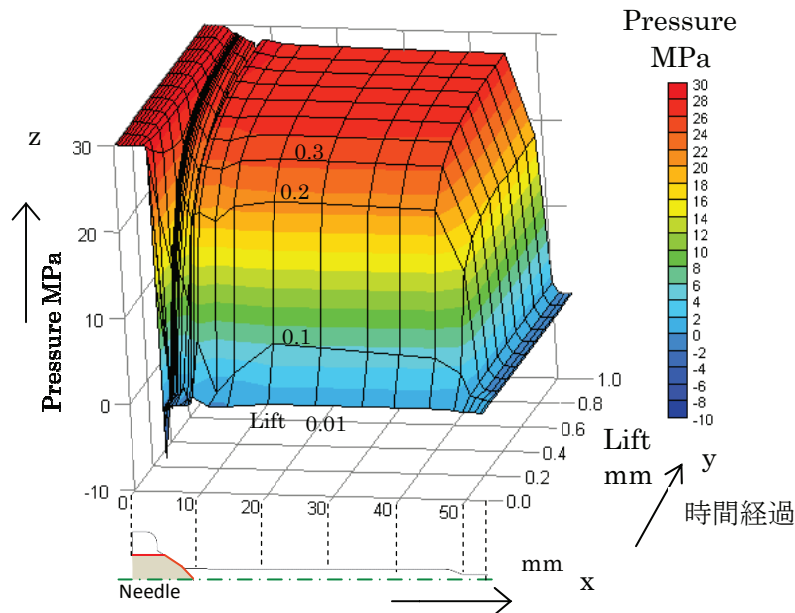
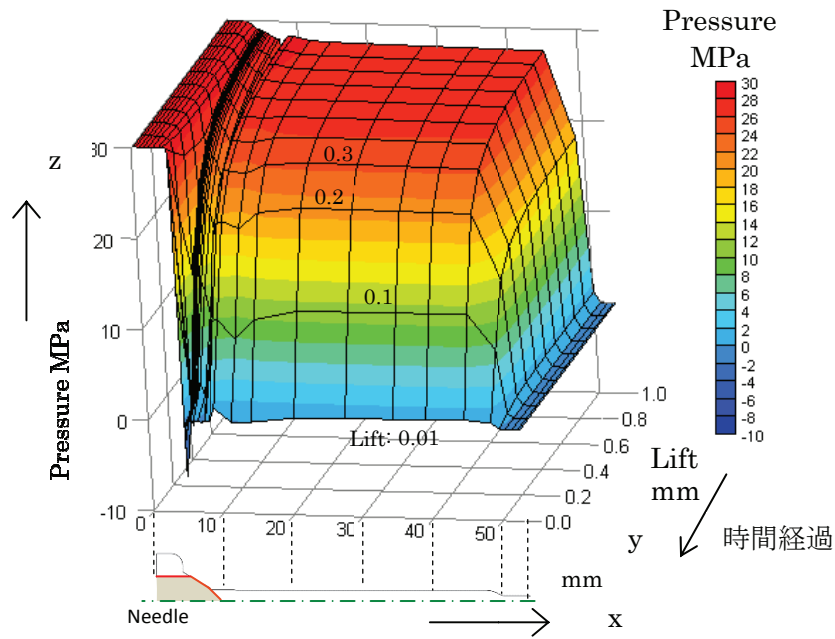


図 4.11 計算格子と圧力計測点



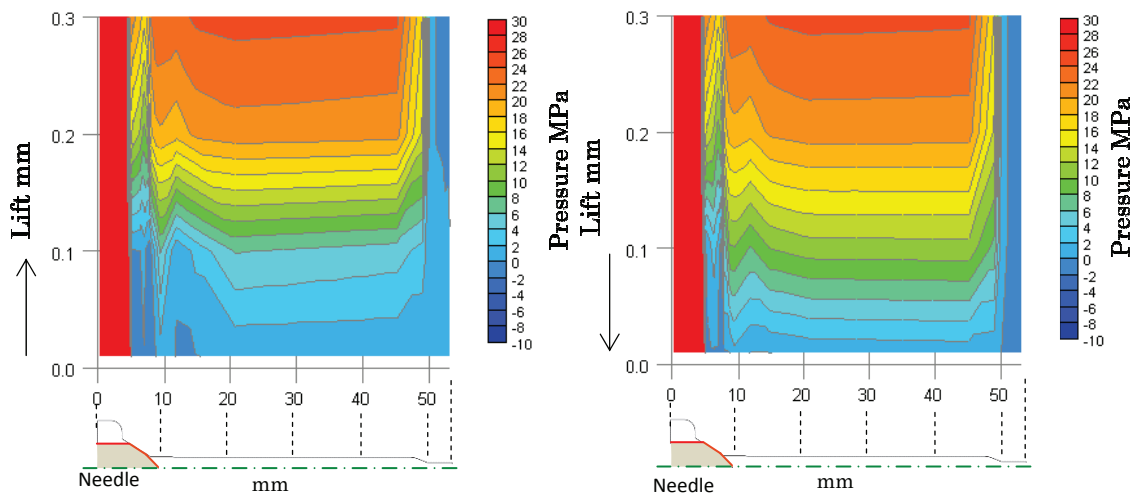
(a) Lift UP 時

図 4.12 軸方向距離とリフト量に対する圧力



(b) Lift DOWN 時 (続き)

図 4.12 軸方向距離とリフト量に対する圧力



(a) リフト上昇時

(b) リフト下降時

図 4.13 リフト時の圧力分布

図 4.14 に針弁リフト上昇時および下降時のリフト量 0.01mm, 0.1mm, 0.2mm, 0.5mm, 1.0mm の軸方向速度分布を示す。針弁がリフトするのに伴い、針弁着座部の流路からサックボリューム内に水が流入している様子がわかる。リフト上昇時と下降時の速度分布を比較すると、リフト量 0.01mm, 0.1mm で違いが見られ、リフト上昇時の方が、下降時よりも流速が速い箇所が見られる。これは、それぞれのリフトの前段階のサックボリューム内圧力による影響と考えられる。リフト上昇時のリフト量が小さな範囲では、下降時よりも、針弁着座部流路とサックボリューム内の差圧が大きくなるため、流速が速くなると考えられる。このリフト上昇時と下降時の、針弁着座部とサックボリュームの差圧の違いは、図 4.13 でも確認できる。さらにリフト量が大きくなると、両者に大きな違いは見られなくなる。

図 4.15 に針弁リフト上昇時および下降時のリフト量 0.01mm, 0.1mm, 0.2mm, 0.5mm, のボイド率分布を示す。ボイド率は、全体積に対する気相体積で定義され、ボイド率=0 であれば全て液相、ボイド率=1 であれば全て気相である。針弁上昇時と下降時の両方で、リフト量 0.01mm および 0.1mm において、キャビテーション気泡の発生が確認できる。また、針弁上昇時の方が、キャビテーション気泡の発生が広範囲に及んでいることがわかる。これは、前述のように、針弁上昇時の方が針弁前後の差圧が大きく、流速が速くなっており、このため、飽和蒸気圧以下に圧力が低下した箇所が広範囲に及んでいると考えられる。

また、図 4.12 および図 4.13 で示したように、サックボリューム先端の噴孔部においても圧力低下が発生している。図 4.16 に噴孔部のボイド率分布を示す。噴孔入口部（図中の黒丸で囲んだ部分）において、僅かではあるがキャビテーション気泡の発生が確認できる。本解析において、針弁シート部だけでなく、噴孔入口部においてもキャビテーション気泡が発生していることがわかる。

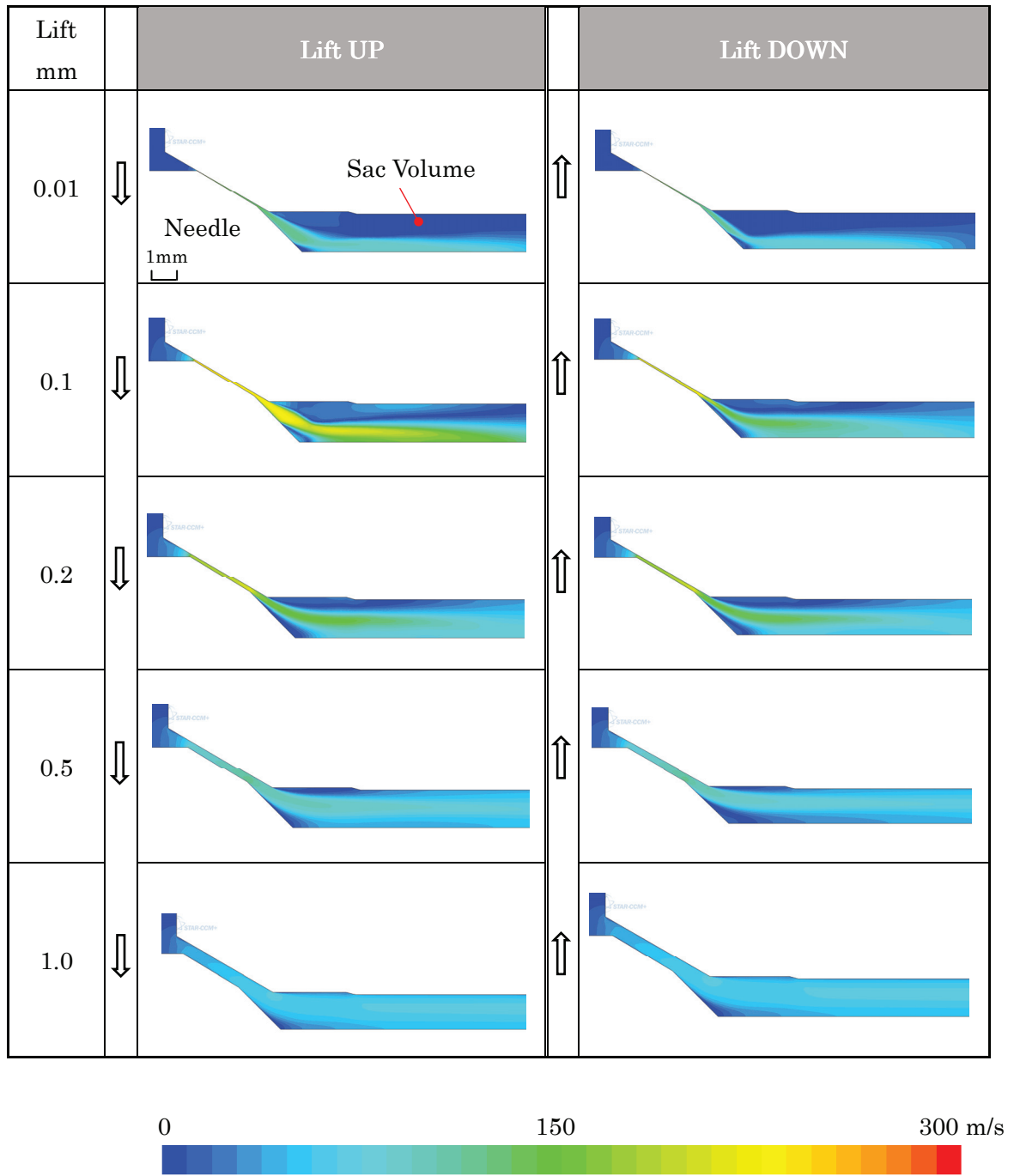


図 4.14 軸方向速度分布

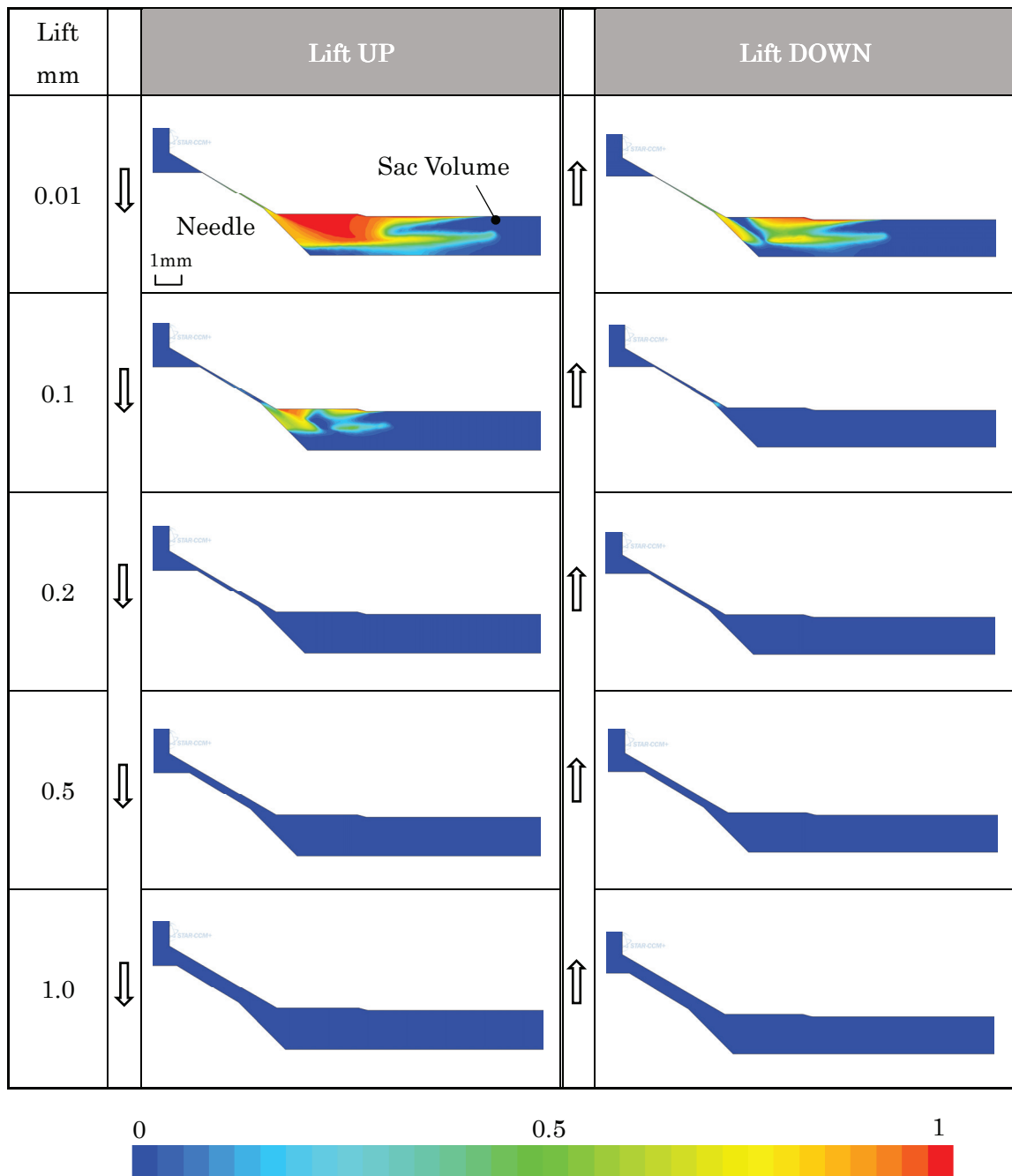


図 4.15 ボイド率分布

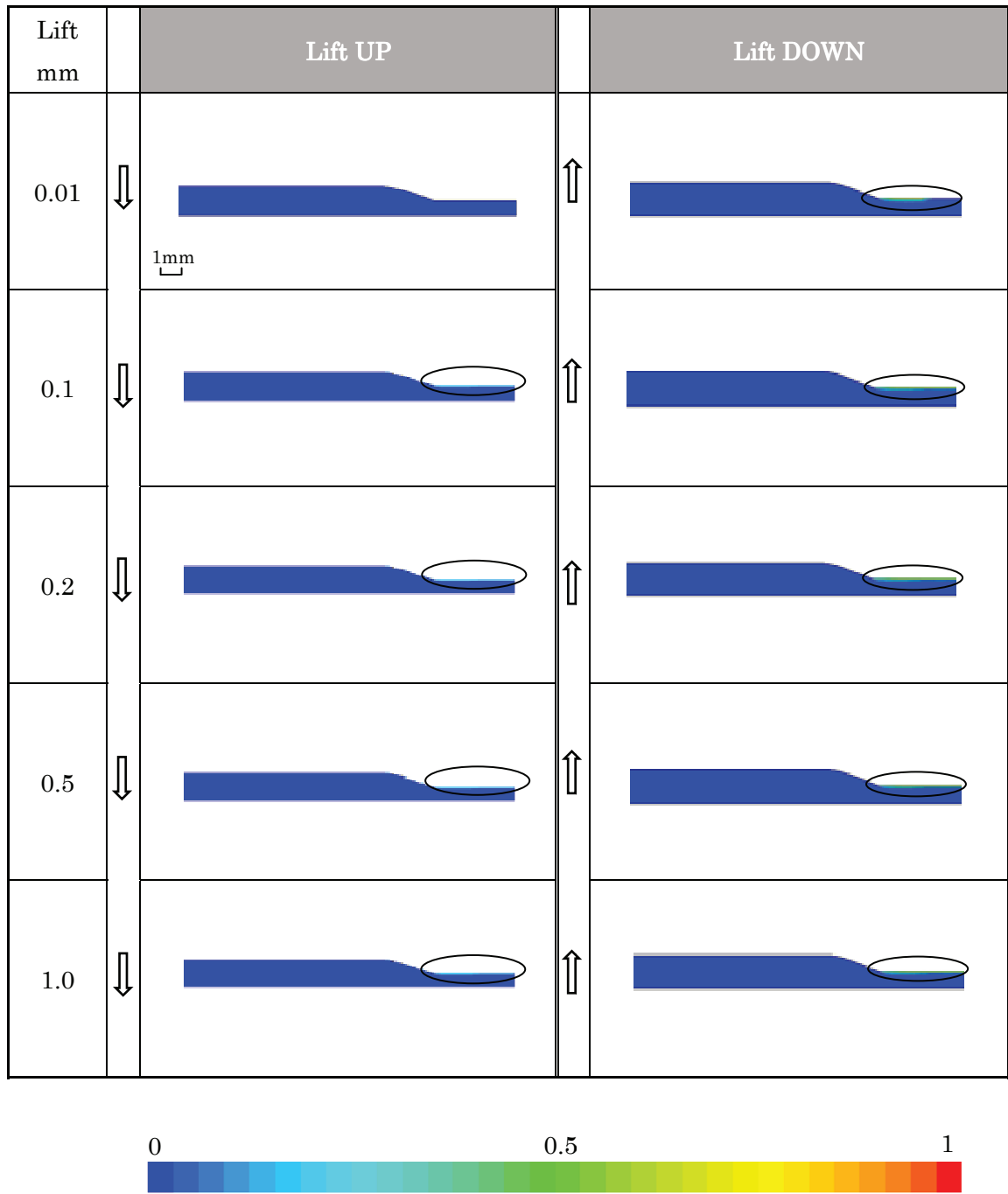


図 4.16 噴孔付近のボイド率分布

4.5 3次元定常解析の解析結果および考察

燃料弁内流れに関する 3次元定常解析により得られた、各噴孔の軸中心断面 (x-y 断面) における噴孔軸方向速度分布を図 4.17 に示す。リフト量は、0.01mm, 0.1mm, 0.2mm, 0.5mm について示している。なお、各噴孔の座標軸は、図 4.18 (a) の様に定義した。針弁リフトが大きくなるのに伴い、噴孔内主流の流速も増加していることが分かる。各噴孔で、リフト量が 0.1mm よりも大きい場合には、噴孔入口エッジ部から下流側の、噴孔上側と下側の壁面付近で極端に速度の遅い領域が存在し、有効な流路断面積が減少しており、縮流が発生していることが分かる。また、縮流の状態は噴孔毎に異なる事も確認できる。例えば、噴孔 No.1 では、噴孔入口上・下から噴孔中心軸に対して対称に縮流が発生している。これに対し、噴孔 No.2 では、噴孔壁面近傍の速度が遅い領域は、噴孔上側に比べて噴孔下側の方が広く、噴孔内の流れの主流が噴孔上側に偏っている。また、噴孔 No.3 では、主流が上側に偏っている。噴孔 No.4 では噴孔中心軸に対して対称に縮流が発生し、噴孔 No.5 では、主流が上側に偏っていることが分かる。噴孔内の流れの偏りや縮流の状態は、それぞれの噴孔の位置に関係すると考えられる。

図 4.18 (b) にリフト量 0.5mm におけるノズル内の流線分布、図 4.18 (c) に各噴孔断面 (y-z 平面) の噴孔軸方向速度分布を示す。噴孔断面の速度分布は、図 4.18 (a) に示したように、噴孔長さを 1 として、軸方向 0.05, 0.25, 0.5, 0.75, 0.99 の位置の断面について示している。なお、各噴孔の噴孔長さはそれぞれ異なる。図 4.18 (b) の流線分布は、各噴孔入口部で違いが見られる。サックボリュームの上方に位置している噴孔 No.2 と噴孔 No.5 への流入では、他の噴孔に比べてサックボリューム中心軸に対して流線の大きな“曲がり”が見られる (例えば図中の矢印で示した部分)。サックボリューム内の流れが噴孔 No.2, No.5 に流入する際には、流れは大きく曲がる必要があり、これは、流量にも影響を与えると考えられる。一方で、サックボリューム下方に位置する噴孔 No.1, No.3, No.4 では、噴孔 No.2, No.5 ほどの大きな“曲がり”は見られない。また、全ての噴孔について、噴孔入口エッジ部から下流に向かって縮流が見られる。

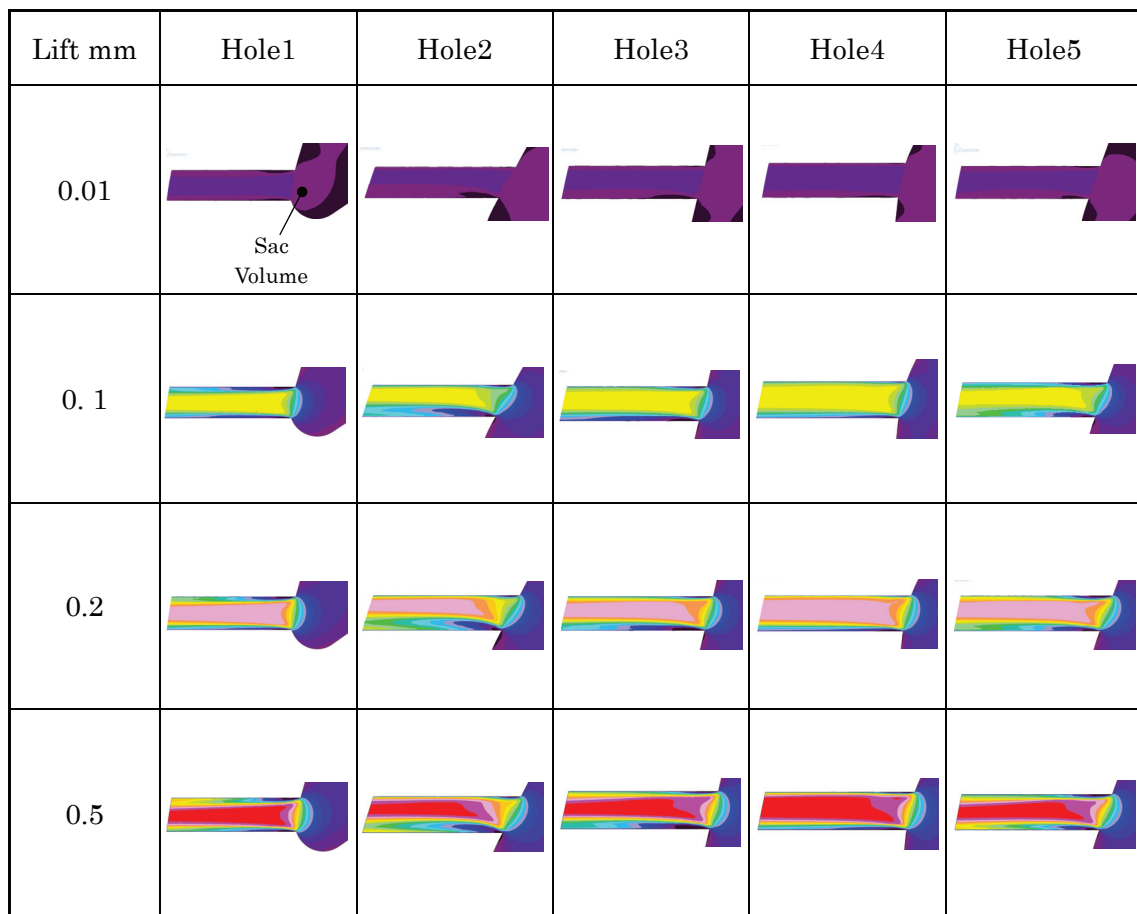
図 4.18 (c) の各噴孔断面の速度分布では、断面の速度は均一では無く、分布を持っていることが分かる。例えば、噴孔 No.1 では、噴孔上側および下側に流速の遅い領域が存在する。噴孔 No.2 でも噴孔上下に流速の遅い領域が見られるが、噴孔下側の方がその面積は大きい。噴孔 No.3 では噴孔下側の方が噴孔上側よりも速度の遅い領域は大きく見える。噴孔 No.4 では、速度の遅い領域は、噴孔上側にはあまり存在せず、主に噴孔下側に存在している。噴孔 No.5 では、噴孔上側と噴孔下側に速度の遅い領域が存在する。さらに、噴孔 No.2

と噴孔 No.5 は他の噴孔に比べて、速度の遅い領域が広がっているように見える。

図 4.19 に、各噴孔出口部（正規化位置 x/L : 0.99）の速度分布を計算モデル上に示す。図 4.18 (b) と合わせて考察すると、サックボリューム上方に位置する噴孔 No.2, 噴孔 No.5 の流速の遅い領域の面積は、他の噴孔よりも大きく見える。第 2 章の図 2.37 (c) で可視化ノズルの噴射量計測結果を示した。この結果と合わせて定性的な考察を行う。噴射量計測結果では、噴孔 No.2 の噴射量が最も少なくなったが、これは、図 4.19 に示した噴孔内速度分布において、噴孔 No.2 に見られた速度の遅い領域が他の噴孔よりも大きい事と関連していると考えられる。噴射量計測結果では、噴孔 No.1 の噴射量が噴孔 No.2 の噴射量の次に少なくなった。しかし、図 4.19 では、速度の遅い領域が他の噴孔に比べて広いという特徴は見られない。噴射量と速度分布の特徴の違いは、サックボリューム底部の形状が可視化ノズルと計算モデルで異なっていることに起因すると考えられる。噴孔 No.5 の噴射量は、噴孔 No.3, No.4 よりも少なくなった。図 4.19 では、噴孔 No.5 の断面の速度分布の流速が遅い領域が、噴孔 No.3, No.4 よりも大きくなっているように見え、噴射量計測結果と速度分布に関連があると考えられる。

図 4.20 に各噴孔の軸中心断面 (x - y 断面) のボイド率分布をリフト量 0.01mm, 0.1mm, 0.2mm, 0.5mm について示す。リフト量 0.01mm では、全ての噴孔でキャビテーション気泡は見られないが、リフト量が 0.1mm 以上では、全ての噴孔において、キャビテーション気泡の発生が見られる。キャビテーション気泡は、噴孔入口エッジ部で発生し、下流に広がっており、噴孔エッジ部のキャビテーション気泡の発生箇所は、噴孔毎に異なっている。例えば、噴孔 No.1 では噴孔入口の上・下からキャビテーション気泡が発生しているのに対し、噴孔 No.2 では噴孔入口下側のみからキャビテーション気泡が発生している。キャビテーション気泡発生箇所は、図 4.17, 図 4.18, 図 4.19 で述べた流れ場と密接に関連しており、サックボリュームにおける各噴孔の位置によって異なると考えられる。流れ場とキャビテーション気泡発生位置の関係を確認するために、図 4.21 に各噴孔断面（正規化位置 x/L : 0.05, 0.99）の噴孔軸方向速度分布と噴孔軸中心 (x - y 断面) 断面のボイド率分布を合わせて再掲する。各噴孔の入口付近（正規化位置 x/L : 0.05）で速度が極端に低くなっている箇所、又は、逆流が発生している箇所では、対応する箇所のボイド率分布でキャビテーション気泡の発生が確認できる。逆流の発生箇所では、下流壁面で速度の回復が見られ、流れのはく離と再付着が発生しているのではないかと推測される。噴孔 No.1 では、噴孔入口上・下に速度の遅い領域があり、この箇所からキャビテーション気泡の発生が見られる。発生したキャビテーション気泡は消滅することなく、噴孔出口から噴出されており、スーパー

キャビテーション^{(10) (11)}に対応すると推察される。噴孔 No.2 は、噴孔入口下側に低速度領域があり、キャビテーション気泡も入口下側から発生している。噴孔 No.3 は、入口上・下に低速度領域があり、対応する箇所からキャビテーション気泡の発生が見られるが、上側のキャビテーション気泡はすぐに消滅し、下流側では噴孔下側のみにキャビテーション気泡が存在し、そのまま噴孔出口から噴出されている。噴孔上側に発生したキャビテーションは縮流が回復することで消滅したと考えられる。噴孔 No.4, No.5 も噴孔 No.3 と同様の傾向が見られる。



噴孔 No.1 では噴孔入口から噴孔中心軸に対して対称に低速度領域が存在する

噴孔 No.2 では噴孔入口から主に噴孔下側に低速度領域が存在し、主流が上側に偏っている

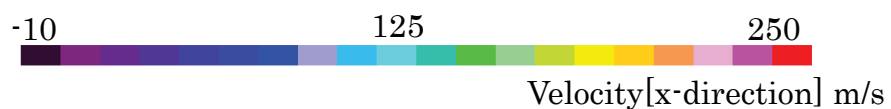
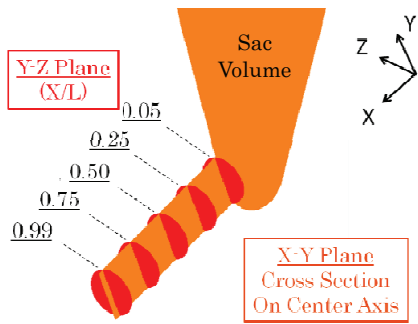
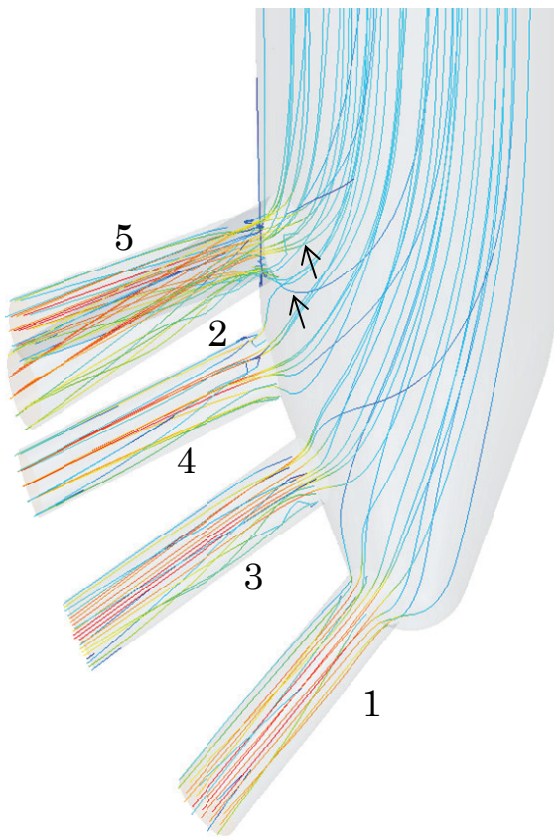


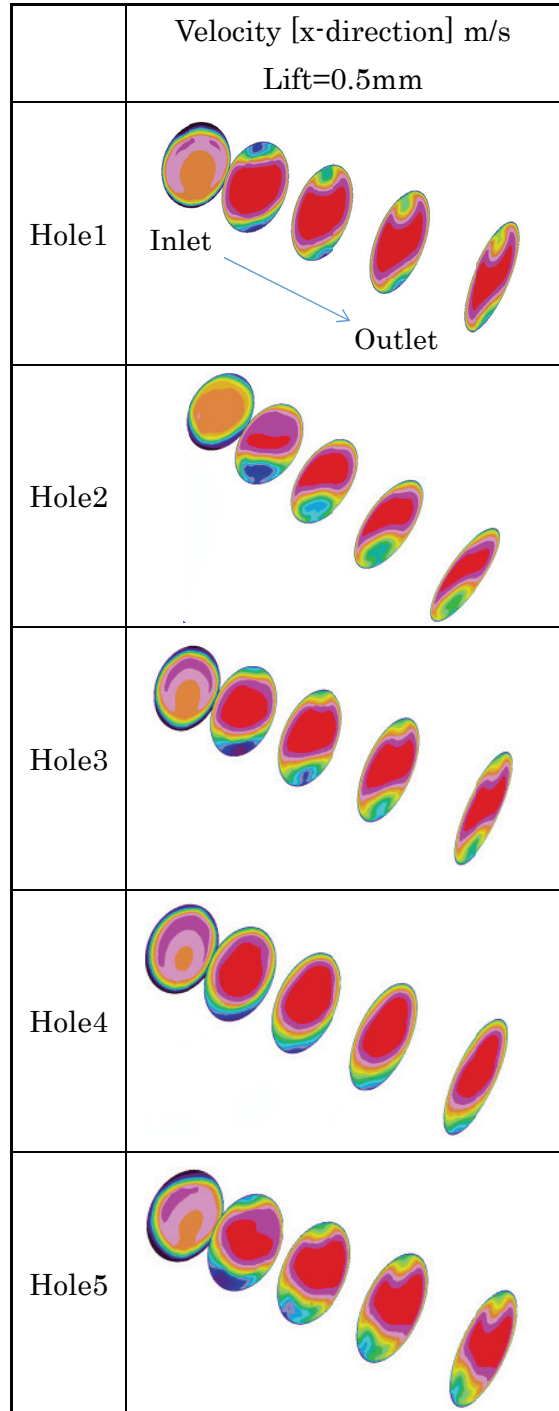
図 4.17 各噴孔内のリフト量に対する噴孔軸方向 (x 軸方向) 速度分布



(a) 噴孔 Y - Z 断面の正規化位置
(噴孔長さを 1 とする)



(b)



(c)

図 4.18 ノズル内の流線分布と各噴孔断面の噴孔軸方向 (x 軸方向) 速度分布

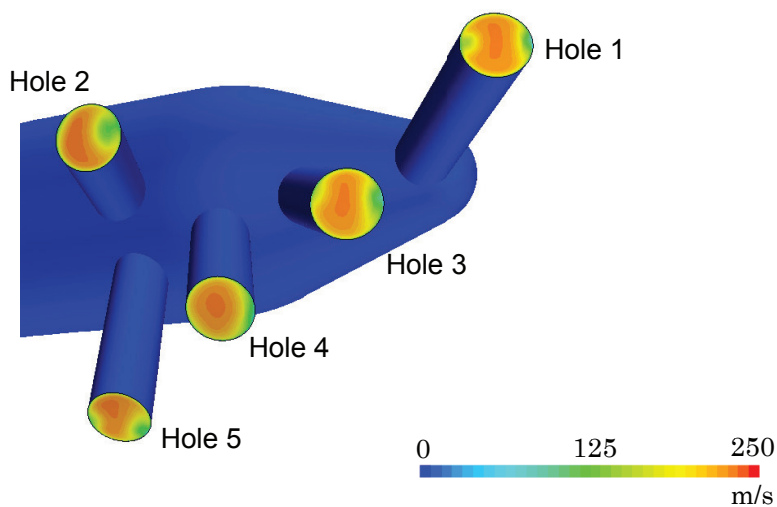


図 4.19 各噴孔出口部（正規化位置 $x/L : 0.99$ ）の噴孔軸方向速度分布

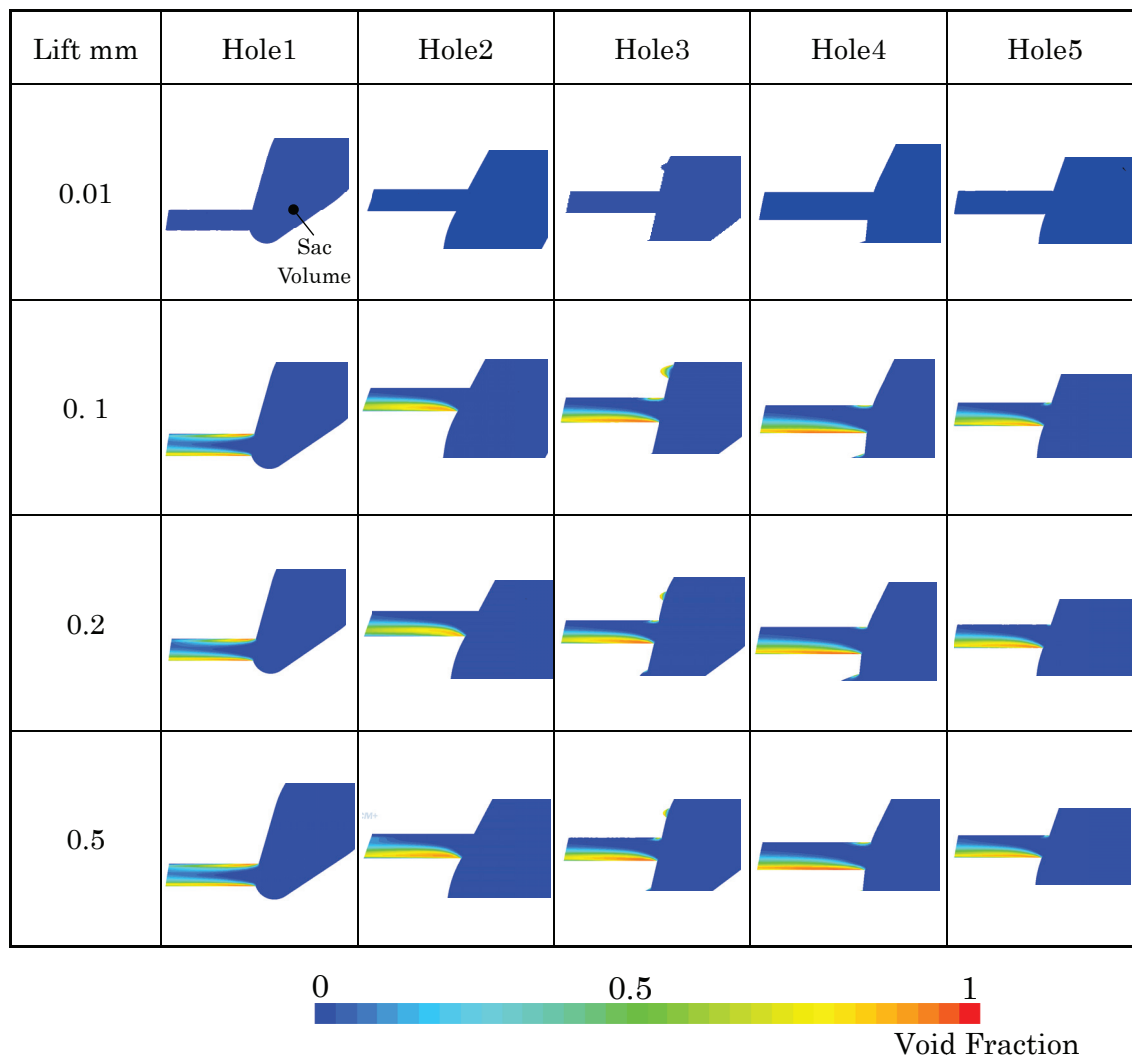


図 4.20 各噴孔内のリフト量に対するボイド率分布

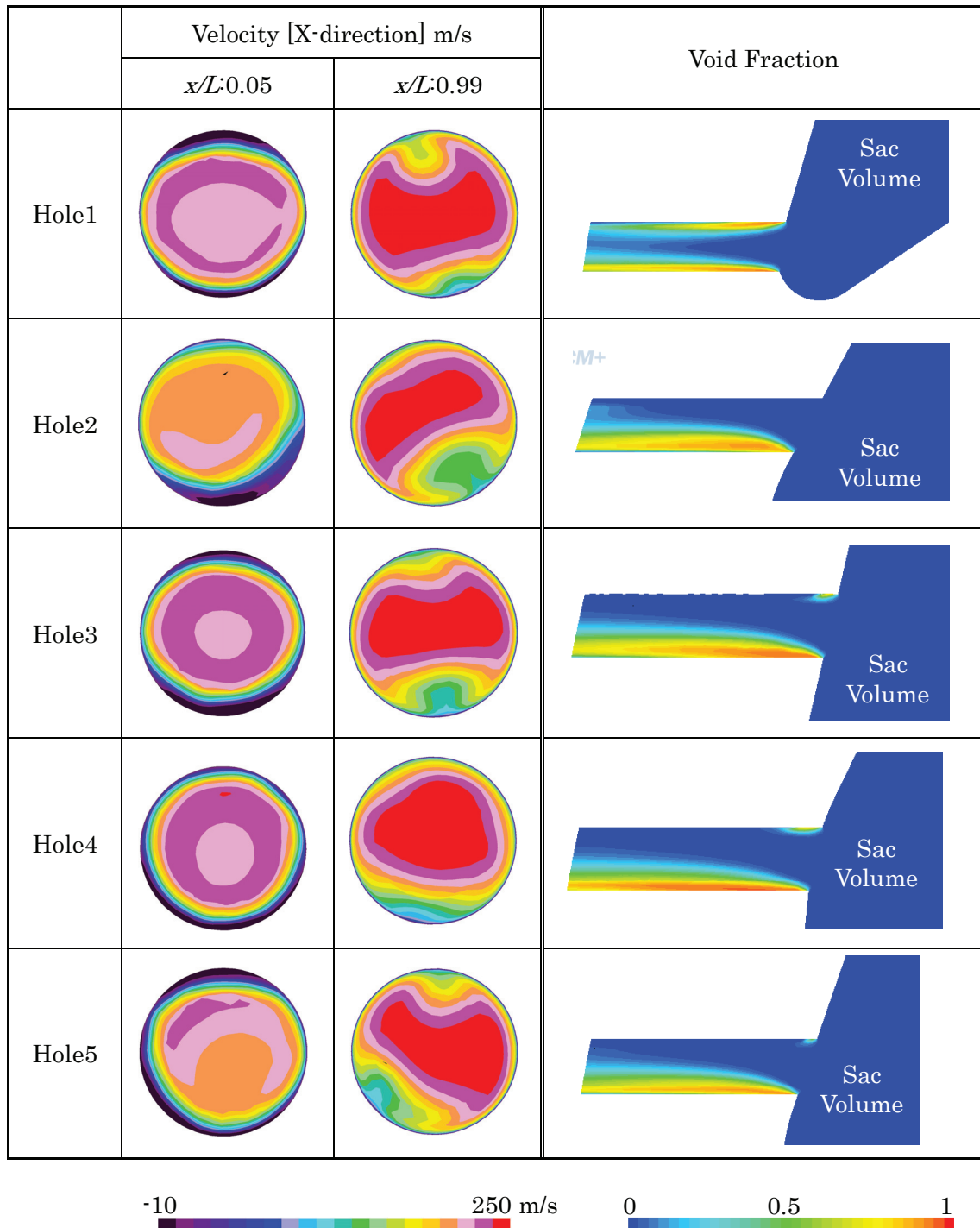


図 4.21 各噴孔断面の噴孔軸方向速度分布とボイド率分布

図 4.22 に各噴孔の流量係数をリフト量 (a) 0.01mm, (b) 0.1mm, (c) 0.2mm, (d) 0.5mm について示す。リフト量の増加に伴い、流量係数が増加している。燃料弁内流路の断面積が最小となる位置は、リフト量 0.3mm までは針弁シート部流路であり、リフト量に伴って最小断面積は変化する。リフト量が 0.3mm よりも大きくなると、流路断面積が最小となる位置はノズル噴孔となり、最小断面積はリフト量によらず一定となる。流量係数もリフト量 0.3mm 以上ではほぼ一定になると考えられる。また、噴孔毎の流量係数に違いが見られる。これは、前述のとおり、流れ場やキャビテーション気泡発生位置が噴孔毎に異なっており、噴孔毎の流量係数の違いは、サックボリュームにおける噴孔位置に起因すると考えられる。図 4.18 (b) の考察で述べたように、サックボリュームから噴孔に流入する流線分布のうち、噴孔 No.2 と噴孔 No.5 の流線は、他の噴孔に比べてサックボリューム中心軸に対して大きく曲がっていた。また、図 4.18 (c) の考察で述べたように、噴孔 No.2 と噴孔 No.5 は噴孔断面における軸方向流速の低速度領域が、他の噴孔よりも大きくなっていった。これらの考察を念頭に置き、図 4.22 の流量係数を見ると、噴孔 No.2 と噴孔 No.5 の流量係数は他の噴孔よりも小さくなっており、低速度領域の大きさと流量係数との間に定性的な傾向の一致が見られる。これらの結果では、最大で 8% の流量差があり、非対称な噴孔配置に基づく流れの影響が大きいことがわかる。

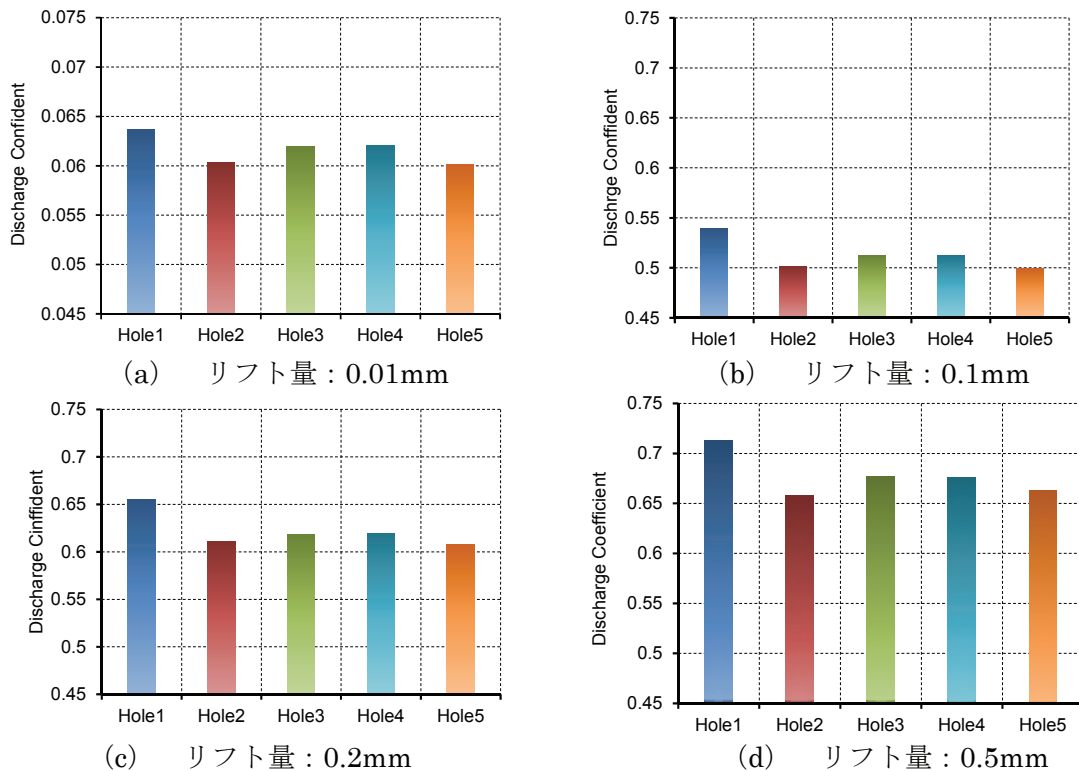


図 4.22 各噴孔の流量係数

4.6 3次元定常解析結果と可視化実験の比較

今回の3次元定常解析と3.1.2項で述べたノズル内流れの可視化画像について、比較を試みる。ただし、解析条件と実験条件は異なっており、定性的な比較に止まる。図4.23に噴孔No.1, No.2, No.3の内部流れ可視化画像と、ボイド率分布を示す。噴孔No.4とNo.5については、実験装置のスペースの制約上、可視化ノズルに近接して撮影する事が出来なかったため可視化の拡大画像が得られておらず、比較は実施しない。比較に用いるボイド率分布は、針弁リフト量0.5mmのものであり、可視化画像は、撮影時の針弁リフト量0.5mmに相当する噴射開始後3ms時のものを使用する。

噴孔No.1の可視化画像では、噴孔入口上側エッジ部からのみキャビテーション気泡が発生している。一方、解析結果のボイド率分布では、噴孔入口上・下のエッジ部からキャビテーション気泡が発生している。今回、可視化ノズルを製作した際に、加工上の制約からサックボリューム先端のR部を形成することが出来なかった。そのため、サックボリュームの深さが計算モデルとは僅かに異なり、噴孔入口下側のエッジ部も形成できなかった。可視化実験では、噴孔入口上側エッジ部からのみ縮流が発生し、下側ではエッジ部無しのスームな流れとなり、上側のみにキャビテーション気泡が発生したと考えられる。可視化実験に対し、解析モデルでは、サックボリューム先端にR部があり、噴孔入口下側にエッジ部がある。サックボリュームからの流れは噴孔上・下から入口エッジ部を通過して噴孔内に流入することになり、上・下エッジ部からキャビテーション気泡が発生していると考えられる。

噴孔No.2の可視化画像では、噴孔入口下側エッジ部からキャビテーション気泡が発生している。また、解析結果のボイド率分布でも、噴孔下側エッジ部からキャビテーション気泡が発生しており、噴孔エッジ部のキャビテーション気泡発生位置は一致している。

噴孔No.3の可視化画像では、噴孔入口部全周からキャビテーション気泡が発生し、噴孔全体がキャビテーション気泡で白く見える。これに対し、解析結果のボイド率分布では、キャビテーション気泡の発生は主に噴孔入口下側エッジ部からであり、噴孔入口上側では、入口近傍のみに僅かにキャビテーション気泡の発生が見られる。

今回の可視化ノズルと解析モデルでは、サックボリューム底部の形状が異なり、キャビテーション気泡発生位置は、噴孔により一致、不一致が見られた。さらなる定性的な比較を実施するには、サックボリューム形状を一致させる必要があり、今後の課題である。

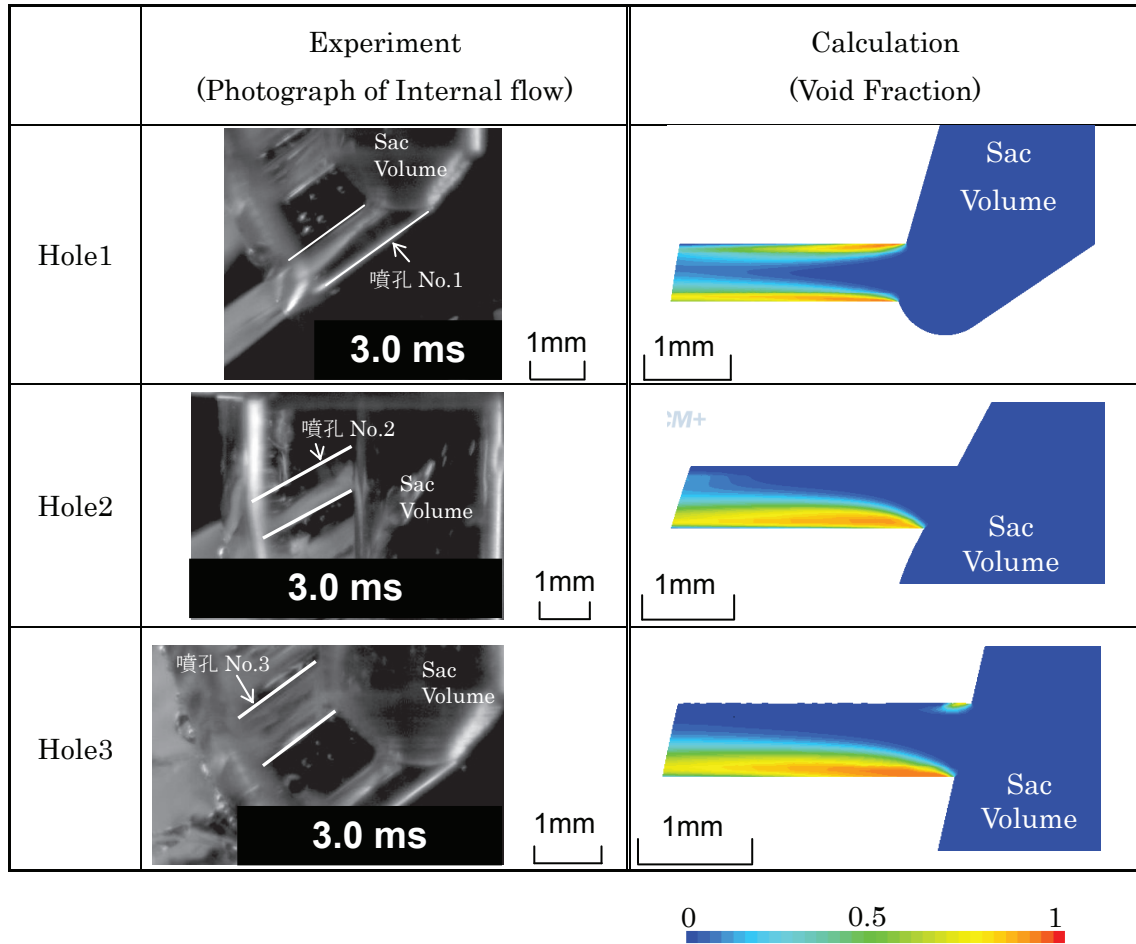


図 4.23 内部流れ可視化画像と解析結果（ボイド率分布）の比較

4.7 まとめ

船用大型 2 サイクル低速機関の燃料噴射弁内流れについて、2 次元軸対称非定常解析と 3 次元定常解析を実施し以下が明らかになった。特に 3 次元定常解析の結果、本研究の目的「Ⅱ. 船用ディーゼルノズルの内部流れの特性」に対して (6) ~ (11) の知見が新たに得られた。

2 次元軸対称非定常解析

- (1) 今回の解析対象とした燃料弁の特性として、針弁リフト（フルリフト：1mm）上昇時、リフト量 0.3mm までは、流量は増加するが、リフト量が 0.3mm よりも大きくなると、流量はほぼ一定値となった。また、針弁下降時は、リフト量が 0.3mm までは、流量はほぼ一定値であるが、0.3mm よりも小さくなると、流量は減少した。これは、リフト量 0.3mm 付近で燃料弁内流路の最小断面積部が針弁シート部流路と噴孔部との間で切り替わるためである。
- (2) 針弁上昇時および下降時の解析モデル内圧力は、リフト量が 0.3mm よりも小さい範囲で、針弁シート部において急激な低下がみられた。また、全てのリフト量範囲で、噴孔部でも圧力低下が見られた。
- (3) 針弁上昇時と下降時の解析モデル内軸方向速度分布は、針弁シート部付近の速度分布について、リフト量 0.01mm と 0.1mm で違いが見られた。これは、それぞれの前段階のリフト量において、針弁シート部と下流域の差圧が異なるためである。
- (4) 針弁上昇時および下降時の解析モデル内ボイド率分布から、針弁上昇時と下降時の両方で、リフト量 0.01mm および 0.1mm において、キャビテーションの発生が見られた。
- (5) ボイド率分布から、噴孔部においても、僅かではあるがキャビテーションの発生が見られた。

3 次元定常解析

- (6) 各噴孔の軸中心断面 (x-y 断面) における噴孔軸方向速度分布から、全ての噴孔入口エッジ部で縮流が発生しており、この縮流の発生状態は、噴孔によって異なる事がわかった。
- (7) 各噴孔の y-z 断面における噴孔軸方向速度分布から、噴孔入口から下流側の断面では、速度は均一ではなく分布を持っており、速度分布は噴孔毎に異なる事がわかった。
- (8) サックボリューム内の流線分布では、サックボリューム上方に噴孔が位置している噴孔 No.2, No.5 では、サックボリューム中心軸に対して流線の大きな曲がりが見られた。このような流れは各噴孔の流量にも影響し、噴孔位置によって噴孔毎に噴射特性が異なると考えられる。
- (9) 各噴孔の軸中心断面 (x-y 断面) のボイド率分布から、リフト量が 0.1mm 以上で、全ての噴孔の入口エッジ部からキャビテーションが発生していることを確認した。また、キャビテーションの発生箇所は、噴孔毎に異なっていた。
- (10) 各噴孔の流量係数は噴孔毎に異なっており、噴孔 No.2, No.5 は他の噴孔よりも流量係数が小さくなった。流量係数は、(8) でも述べたように、噴孔位置の影響を受けると考えられる。

3 次元定常解析と可視化実験との定性的比較

- (11) 噴孔 No.1, No.2, No.3 について、解析結果と可視化実験結果との比較を行った。その結果、噴孔 No.2 については、キャビテーション発生位置に一致が見られたが、噴孔 No.1, No.3 については、キャビテーション発生位置に違いが見られた。これは、サックボリューム先端の形状が解析モデルと可視化ノズルで異なっており、この影響による違いであると考えられる。今後、両者のサックボリューム形状を一致させた後、比較する必要がある、今後の課題と考える。

4.8 第 4 章の参考文献

- (1) Masuda, R., Fuyuto, T., Nagaoka, M., von Berg, E. et al., Validation of Diesel Fuel Spray and Mixture Formation from Nozzle Internal Flow Calculation, SAE Paper, 2005-01-2098 (2005)
- (2) Adamandios.A, Maria.S, Manolis.G, Effect of Nozzle Flow and Cavitation Structures on Spray Development in Low-Speed Two-Stroke Diesel Engines, CIMAC Congress 2007, Vienna, Paper No.262
- (3) STAR-CCM+ User Guide Version 8.02
- (4) Suhas V.Patankar (原著), 水谷, 香月 (共訳), コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 森北出版株式会社
- (5) 梶島, 乱流の数値シミュレーション (第 3 版), 株式会社養賢堂
- (6) H.K.Versteeg & W.Malalasekera (原著), 松下ら (共訳), 数値流体力学 (第 2 版), 森北出版株式会社
- (7) 西岡, 円管乱流の速度分布, 「境界遷移の解明と制御」研究会講演論文集 (第 41 回・第 42 回), 宇宙航空研究開発機構特別資料 JAXA-SP-08-006, (2009 年 2 月), pp.79-80
- (8) 功刀, 界面体積追跡法による気液二相流解析, 日本流体力学会数値流体力学部門 Web 会誌, 第 11 巻, 第 3 号, (2003 年 8 月), pp.108-120
- (9) 森吉, 界面追跡法によるノズル内流れのシミュレーション, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.42 No.1, (2007 年 1 月), pp.69-74
- (10) 高比良, キャビテーション流れの解析に用いられる Rayleigh-Plesset の式の圧力項に関する考察, 日本機械学会論文集 (B 偏), 70 巻 691 号 (2004-3), pp.617-622
- (11) 加藤, 大矢, 加納, 伊達, キャビテーションを考慮したノズル内流れの解析, デンソーテクニカルレビュー, Vol.2, No.2 (1997), pp.3-13
- (12) M.Kato, H.Kano, K.Date, T.Oya, &K.Niizuma, Flow analysis in nozzle hole in consideration of cavitation. SAE970052. (1997), pp.97-110



第5章

結論

本研究は、船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の燃料噴射弁とそのノズルを対象とし、実験的研究と数値解析によりそれらの噴霧特性やノズル内流れおよび、ノズル内流れが噴霧特性に及ぼす影響について、以下を明らかにした。

対象とした船用ノズルは、サイドインジェクション用で、サックボリュームを有し、噴孔が非対称に配列された特徴を持っている。

I. 船用ディーゼルノズルの噴霧特性

- (1) サンプリング法による噴孔毎の噴射量計測により、噴射量は噴孔毎に相違が見られた。また、噴孔毎の噴射率を噴霧モーメントム法により計測した。得られ噴射率において、噴射中期に噴孔毎に噴射率の違いが見られた。これらの事から、噴孔毎に噴射量や噴射率が異なる事が明らかになった。
- (2) 3 噴孔のノズル A について、その噴霧を可視化して噴孔毎の噴霧到達距離を算出した。その結果、噴霧の成長が 2 段階 (Stage I と Stage II) となる特徴が見られた。また、ノズル内流れの可視化で、噴射開始時には、サックボリューム内に気泡が存在することが観察された。噴霧の成長において、Stage I は、サックボリューム内の気泡部分に水が充填されると共に噴孔から水が噴射されるため、噴霧の成長は緩やかになると考えられる。また、Stage II は、サックボリューム内に水が満たされた状態のため、噴霧は急激に成長すると考えられる。
- (3) 噴霧モーメントム法により得られた噴射率において、噴射初期には、噴射率にスパイク状の波形が見られた。上記 (2) で述べたように、噴霧は 2 段階で成長する特徴があり、噴射初期の噴射率に見られた“スパイク状”の波形は、噴霧の成長が緩やかな Stage I の噴霧に、Stage II の噴霧が追いつき、追い越す現象が起こっていると考えられる。また、噴霧可視化画像から、噴射開始時に発生した“こぶ状”の塊の噴霧先端から、それを突き破ってさらに噴霧が成長していく様子が見られた。これが噴霧の追い越し現象であると考えられる。この追い越し現象の際、噴射率が急激に増加する“スパイク状”波形になったと考えられる。

II. 船用ディーゼルノズルの内部流れの特性

- (4) 5 噴孔の可視化ノズルを用いてノズル内流れの可視化を行った結果、5 噴孔全てにおいて、噴孔入口エッジ部からキャビテーション気泡が発生していることを確認した。また、ノズル内流れの拡大画像が得られた噴孔 No.1, No.2, No.3 では、キャビテーション気泡が発生する場所に相違が見られた。
- (5) 3次元定常数値解析により、各噴孔の軸中心断面 (x-y 断面) における噴孔軸方向速度分布から、全ての噴孔入口エッジ部で縮流の発生を確認した。また、この縮流の発生状態は、噴孔によって異なっていた。さらに、各噴孔の軸中心断面 (x-y 断面) のボイド率分布から、リフト量が 0.1mm 以上において全ての噴孔の入口エッジ部からキャビテーション気泡が発生しており、その発生箇所は噴孔毎に異なっていた。
- 各噴孔の y-z 断面における噴孔軸方向速度分布は、噴孔入口から下流側の断面で、速度は均一ではなく分布を持っており、噴孔入口エッジ部の縮流やキャビテーションが影響していると考えられる。また、この速度分布は噴孔毎に異なっていた。
- (6) 3次元定常解析で得られたサックボリューム内の流線分布から、サックボリューム上方に噴孔が位置している噴孔 No.2, No.5 に流入する流線は、サックボリューム中心軸に対して大きな曲がりが見られた。このような流れは上記 (5) で述べた噴孔入口の縮流やキャビテーション形成、さらに噴孔断面の速度分布にも影響し、噴孔毎の流量に影響すると考えられる。噴孔の流量係数は噴孔毎に異なっており、噴孔 No.2, No.5 は他の噴孔よりも流量係数が小さくなった。
- (7) 3次元定常解析と内部流れの可視化実験との定性的比較を行った。噴孔 No.1, No.2, No.3 について比較した結果、噴孔 No.2 については、キャビテーション気泡発生位置に一致が見られたが、噴孔 No.1, No.3 については、キャビテーション気泡発生位置に違いが現れた。これは、サックボリューム先端の形状が解析モデルと可視化ノズルで異なっており、この影響による違いであると考えられる。今後、両者のサックボリューム形状を一致させた後、比較する必要があると考える。

Ⅲ. ノズル内流れが噴霧に及ぼす影響

- (8) 可視化ノズルの噴霧画像から噴孔毎に噴霧広がり角を計測した。その結果、噴孔 No.3 の広がり角が最も大きくなった。噴孔 No.3 内に発生したキャビテーション気泡は、噴孔全体に広がっており、キャビテーションにより噴流に攪乱が与えられて、噴流の乱れが他の噴孔よりも大きくなり、噴霧広がり角も大きくなったと考えられる。
- (9) ノズル内流れの可視化実験において、針弁が下降し、リフト量がゼロとなった後（針弁閉弁後）、サックボリューム内に気泡が留まる現象が見られた。また、気泡は、サイクル毎に留まる位置が異なる事を確認した。この気泡が排出されると、噴霧にも影響を及ぼす事が考えられ、これは、サイクル毎の噴霧や燃焼の変動に繋がると推測される。
- (10) **船用ディーゼルノズルの内部流れの特性**の結論から、ノズル内の噴孔の位置により噴孔に流入する流れ場が噴孔毎に異なり、縮流やキャビテーションの形成、噴孔断面圧力分布が噴孔毎に異なる。これにより、(1) で述べた噴射量や噴射率などの噴霧特性が噴孔毎に異なると考えられる。

謝 辞

本研究は、鳥取大学大学院 大澤克幸教授の御指導のもとに実施しました。大澤教授からは、きめ細やかな丁寧なご指導を頂きました。ここに、感謝の意を表します。

また、鳥取大学大学院 小田哲也准教授、佐賀大学大学院 住隆博准教授からは、実験面、解析面で多大なるご指導、ご助言を賜りました。川添博光教授からは、博士論文執筆に際し、ご指導、ご助言を賜りました。厚く御礼申し上げます。

本研究を行う機会を与えて頂いた、三井造船株式会社 ディーゼル設計部 田中一郎部長、機械工場技術開発部 鎌田勤也部長、三宅慎一元部長、鞍懸直史前部長、桑田隆司課長、林潤一課長、坂根篤氏からは、様々なご助言や激励を頂きました。感謝の意を表します。

鳥取大学熱エネルギー工学研究室において、昼夜を惜しまず、実験や解析を実施していただいた、野村明洋氏、大下隆至氏、菅田秀平氏、藪田圭一郎氏、中村昂祐氏、井内大貴氏、の諸氏には、実験、解析を遂行していただきました。深く感謝いたします。

また、三井造船株式会社 機械工場技術開発部の諸氏に対し、本研究を実施することへの御理解と励ましのお言葉を多数頂きました。感謝の意を表します。

最後に、会社での業務を行いながら本研究を行うにあたり、長きにわたり理解と様々なサポートをしてくれた妻・由美子、娘・蒼、美空に感謝します。

主要論文リスト

投稿論文

論文題目名：船用ディーゼルノズルの噴霧特性と内部流れに関する研究
掲載誌名：マリンエンジニアリング学会誌 第51巻, 1号, pp.111-116
著者氏名：横部澄人, 大澤克幸, 小田哲也, 住隆博, 藪田圭一郎, 菅田秀平
発行年月：2016年1月

論文題目名：Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the
combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine
掲載誌名：Applied Thermal Engineering 37巻, pp.165-175
著者氏名：Robert Kiplimo, Eiji Tomita, Nobuyuki Kawahara, Sumito Yokobe
発行年月：2012年5月

講演論文

論文題目名：船用ディーゼルノズルの噴霧特性と内部流れに関する研究
掲載誌名：第85回マリンエンジニアリング学術講演会 講演論文集, pp.187-188
著者氏名：横部澄人, 大澤克幸, 小田哲也, 藪田圭一郎, 中村昂祐
発行年月：2015年10月

論文題目名：Spray Characteristics and Inside Flow of a Marine Diesel Injector
掲載誌名：Powertrains, Fuels and Lubricants International Meeting, CD-ROM
JSAE20159249
著者氏名：Sumito Yokobe, Tetsuya Oda, Katsuyuki Ohsawa, Takahiro Sumi
発行年月：2015年9月

論文題目名：船用ディーゼルノズルの噴霧特性に関する実験的研究
掲載誌名：第83回マリンエンジニアリング学術講演会 講演論文集, pp.165-166
著者氏名：菅田秀平, 小田哲也, 大澤克幸, 住隆博, 三浦雅弘, 横部澄人, 大下隆至
発行年月：2013年9月

論文題目名：船用ディーゼルノズルにおける針弁リフト時の内部流れの数値解析
掲載誌名：第84回マリンエンジニアリング学術講演会 講演論文集, pp.27-28
著者氏名：藪田圭一郎, 大澤克幸, 小田哲也, 住隆博, 横部澄人
発行年月：2014年11月

論文題目名：EGR system Development on MES Test engine 4S50ME-T9

掲載誌名：CIMAC Congress 2013, Shanghai

著者氏名：Toshinori Shirai, Peter Skjoldager, Sumito Yokobe, Shoichi Ibaragi

発行年月：2013年5月

解説記事

論文題目名：三井造船における大型単筒試験機関 MTE40 による研究開発

掲載誌名：マリンエンジニアリング学会誌 第45巻, 6号, pp.68-73

著者氏名：横部澄人, 近藤守男

発行年月：2010年11月