

博士論文

直噴ガソリンエンジンの熱効率向上と  
実用化に関する研究

鈴木 裕一



目次	i ~ vi
----	--------

用語説明	I ~ IV
------	--------

<b>第1章 緒論</b>	P.1
1.1 自動車用内燃機関の熱効率向上の社会的背景	P.1
1.2 直噴ガソリンエンジンの燃焼技術の可能性と課題の整理	P.3
1.3 熱効率向上と直噴エンジンの可能性	P.4
1.3.1 ガス交換過程のロス低減	P.4
1.3.2 等容度（燃焼効率）の向上	P.5
1.4 本論文の目的と概要	P.6
参考文献	P.8

<b>第2章 直噴エンジン開発の基礎検討</b>	P.11
2.1 本章の目的	P.11
2.2 ガソリン直噴エンジンの予混合気形成の課題	P.11
2.2.1 Early Injection	P.13
2.2.2 Late Injection	P.13
2.2.3 混合気形成の主要ポイント	P.13
2.3 単一ガソリン液滴の筒内蒸発に関する基礎検討	P.14
2.3.1 単一ガソリン液滴の蒸発	P.14
2.3.2 シリンダ内の温度、圧力、ガス質量、密度の計算	P.16
2.3.2.1 基礎式	P.16
2.3.2.2 圧縮始めの状態の計算	P.16
2.3.3 液滴の蒸発までに要する時間	P.18
2.3.5 単一液滴の検討からのガソリン直噴エンジン成立要件	P.19
2.4 筒内流動開発手法	P.21
2.4.1 静的な筒内流動計測装置とその諸課題	P.21
2.4.2 従来の筒内流動計測手法	P.21
2.4.3 吸気ポート形状と吸気バルブ近傍の流速分布計測	P.22
2.4.4 吸気バルブ弁座部へのピトー管設置	P.22
2.4.5 吸気バルブ近傍流速分布の乱流数値解析(RANS)	P.24
2.4.6 吸気ポート乱流計算基礎式	P.26
2.4.7 バルブ周りの噴き出し流速比較	P.27
2.4.7.1 吸気ポート内上下流れとタンブル強化の比較検討	P.27

2.4.7.2	下流れポート部の改良模索	P.28
2.4.8	下流れポートのバルブ周り流速分布比較のまとめ	P.31
2.4.9	吸気バルブ出口流れ場のピトー管解析手法のまとめ	P.32
2.5	高圧ガソリンインジェクタの噴霧観察	P.33
2.5.1	主旨	P.33
2.5.2	噴霧の計測方法	P.33
2.5.2.1	試験条件	P.33
2.5.2.2	高圧容器	P.34
2.5.2.3	ストロボスコープによる噴霧の撮影	P.34
2.5.2.4	高速度カメラによる噴霧の撮影	P.35
2.5.2.5	エキシマレーザーシートによる噴霧散乱光撮影	P.36
2.5.2.6	撮影噴霧形状の寸法定義	P.37
2.5.3	高速度ビデオ撮影	P.37
2.5.4	ストロボスコープ撮影	P.39
2.5.5	噴霧形状の時間推移	P.42
2.5.6	エキシマレーザーシートによる噴霧散乱光撮影の実例	P.44
2.5.7	PDPA(Phase Doppler Particle Analyzer) 法による噴霧粒径,流速計測	P.46
2.5.7.1	目的と基本原理	P.46
2.5.7.2	PDPA 装置構成	P.47
2.5.7.3	噴霧 PDPA Data の分析手法	P.49
2.5.7.4	噴霧 PDPA 計測のまとめ	P.51
2.6	噴霧シミュレーション	P.54
2.6.1	自由噴霧	P.54
2.6.1.1	噴霧シミュレーション手法	P.54
2.6.1.2	DDM モデルによる噴霧の到達距離	P.58
2.6.1.3	計算結果評価	P.59
2.6.2	横風を受ける状況下での噴霧	P.61
2.6.3	噴霧シミュレーションのまとめ	P.62
2.7	結言	P.62
	参考文献	P.63
<b>第3章</b>	<b>成層リーンエンジンの開発と燃費向上</b>	<b>P.65</b>
3.1	本章の目的	P.65
3.2	成層燃焼コンセプト開発による熱効率向上	P.65
3.3	試験装置	P.67

3.3.1	エンジン性能、燃焼解析試験装置	P.67
3.3.2	単気筒エンジンの基本仕様	P.68
3.4	LIF 法による筒内混合気可視化手法の簡易化	P.71
3.4.1	LIF による筒内可視化装置	P.71
3.4.2	燃焼室内の混合気の可視化と均一混合気発生装置	P.72
3.4.3	ファイバースコープを用いたシリンダ頂上部からの LIF 計測	P.75
3.4.4	LIF 計測タイミングチャート	P.76
3.4.5	蛍光剤の選定	P.76
3.4.6	蛍光強度による当量比への換算の簡易化	P.77
3.4.7	LIF 法簡易化のまとめ	P.78
3.5	成層リーン燃焼開発試験方法	P.79
3.5.1	開発コンセプト	P.79
3.5.2	成層リーン燃焼領域限界試験手法	P.80
3.6	成層リーン燃焼開発実験	P.83
3.6.1	ピストン形状の選択	P.83
3.6.2	インジェクタ形状の選択	P.87
3.6.3	負荷による成層リーン燃焼への影響	P.89
3.6.4	スワールコントロールバルブ (SCV) の効果	P.91
3.6.5	排気側スキッシュ流の効果	P.93
3.6.6	成層リーン燃焼コンセプトのまとめ	P.93
3.7	成層リーン混合気の LIF 可視化	P.94
3.7.1	概要	P.94
3.7.2	リーン混合気形成 噴射時期変更テスト	P.94
3.7.3	インジェクタ噴霧角変更テスト	P.95
3.7.4	負荷変更と成層リーン混合気形成	P.96
3.7.5	スワールの影響の観察	P.97
3.7.6	成層混合気形成のバラツキ	P.98
3.7.7	Late Injection : 噴射量変更試験	P.98
3.7.8	Late Injection : 回転数変更試験	P.100
3.7.9	成層リーン混合気の LIF 可視化のまとめ	P.101
3.8	成層リーン燃焼による燃費向上と実用化	P.102
3.8.1	実験エンジン仕様	P.102
3.8.2	ポート噴射仕様と直噴仕様の部分負荷燃費比較	P.103
3.9	結言	P.105
	参考文献	P.106

第4章	ノッキング抑制と均一混合気・高圧縮比エンジンの開発	P.108
4.1	本章の目的	P.108
4.2	高圧縮比化による熱効率向上の基礎検討	P.108
4.2.1	高圧縮比ガソリン直噴エンジンの基本コンセプト	P.108
4.2.2	スロットル全開 (WOT) 性能の圧縮比の寄与	P.110
4.2.3	部分負荷性能の圧縮比の寄与	P.110
4.2.4	理論サイクルにおける圧縮比の寄与	P.112
4.3	高圧縮比化と直噴インジェクタ噴霧形状の選択	P.112
4.3.1	直噴インジェクタ形状と性能	P.112
4.3.2	異なる噴霧形状による筒内混合気形成の LIF 可視化	P.118
4.4	混合気分布とノッキング抑制効果	P.121
4.4.1	目的	P.121
4.4.2	単気筒エンジンでの混合気分布変更試験方法	P.121
4.4.3	ノッキング強度計測手法	P.122
4.4.4	実験結果	P.123
4.4.5	筒内シミュレーションの基礎検証	P.124
4.4.5.1	燃焼モデル	P.124
4.4.5.2	定容容器内の2層混合気燃焼計算	P.125
4.4.5.3	自着火計算の検証	P.129
4.4.6	筒内混合気分布とノッキング強度の数値解析	P.131
4.4.6.1	計算モデル	P.131
4.4.6.2	計算条件	P.132
4.4.6.3	点火時期変更によるノッキング強度計算の検証	P.133
4.4.6.4	筒内数値計算によるノッキング考察方法	P.133
4.4.6.5	混合気の数値計算結果	P.135
4.4.6.6	ノッキング解析計算	P.136
4.4.6.7	縦2液膜噴霧の解析	P.138
4.4.7	まとめ	P.140
4.5	混合気分布と火炎伝播測定	P.141
4.5.1	目的	P.141
4.5.2	火炎伝播計測イオンプローブ法と試験装置	P.141
4.5.3	吸排気バルブ燃焼室面へのイオンプローブ埋め込み効果	P.144
4.5.4	試験条件	P.145
4.5.5	同一点火時期での火炎伝播比較試験	P.146
4.5.5.1	直噴1液膜噴霧：噴射方向の検討	P.146

4.5.5.2	噴射時期変更試験: : 縦 2 液膜噴霧	P.147
4.5.5.3	筒内流動スワール強化: 縦 2 液膜噴霧	P.148
4.5.5.4	2 点点火: (縦 2 液膜噴霧)	P.149
4.5.5.5	吸気ポート噴射 (PFI) と縦 2 液膜噴霧 (DI) の比較	P.150
4.5.6	ノック発生有無による火炎伝播比較	P.150
4.5.7	イオンプローブ法による火炎伝播計測のまとめ	P.155
4.6	燃焼変動抑制による高圧縮比の余地について	P.156
4.6.1	目的	P.156
4.6.2	燃焼最大圧力変動とノッキング強度の関係	P.156
4.6.3	PFI と DI の燃焼最大圧力変動とノッキングの考察	P.159
4.6.4	筒内流動変動要因としての実働バルブ挙動	P.163
4.6.4.1	バルブ挙動の計測	P.163
4.6.4.2	試験条件	P.164
4.6.4.3	計測結果と考察	P.164
4.7	吸気ポート噴射と直噴の組み合わせによる実用化	P.168
4.7.1	コンセプト	P.168
4.7.2	DI 比率変更性能試験	P.169
4.7.3	エンジン始動時のエミッション低減	P.169
4.8	結言	P.173
	参考文献	P.174
<b>第 5 章</b>	<b>多点点火と直噴による燃費向上の検討</b>	<b>P.176</b>
5.1	燃焼室上方燃料噴射と 2 点点火コンセプト	P.176
5.1.1	目的	P.176
5.1.2	Top Feed Injection コンセプトの筒内混合気分布解析	P.177
5.1.3	2 点点火成層直噴エンジンの検討	P.180
5.1.4	供試噴霧形状	P.181
5.1.5	試験結果	P.182
5.1.6	2 点点火エンジンの可能性のまとめ	P.184
5.2	多点点火によるノック強度との関連性検討	P.185
5.2.1	目的	P.185
5.2.2	多点点火による火炎形状の検討方針	P.185
5.2.3	幾何学的考察による多点点火とエンドガス容積解析	P.187
5.2.4	多点点火の基礎実験 (吸気ポート噴射)	P.191
5.2.5	燃焼サイクル変動と多点点火の考察	P.198

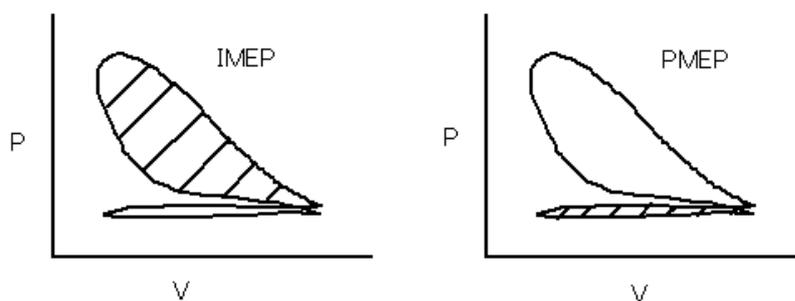
5.2.6	直噴2方向液膜噴霧と多点点火の検討	P.200
5.2.6.1	WOT性能とノッキング強度	P.200
5.2.6.2	成層リーン燃焼の可能性	P.202
5.3	結言	P.203
	参考文献	P.204
<b>第6章</b>	<b>結論</b>	<b>P.205</b>
	謝辞	P.207
補遺	乱流計算基礎式	P.208

## 記号表

- 1) NMEP : 正味図示平均有効圧力(kPa)
- 2) IMEP : 圧縮、燃焼、膨張行程の図示平均有効圧力 (kPa)
- 3) PMEP : 吸気、排気行程の図示平均有効圧力(kPa)

Net Indicated Mean Effective Pressure

### Definition



- 4) COV, STDDEV : NMEP のサイクル変動の標準偏差(%)  
COV の計測サイクルは、基本的に 250 サイクル数
- 5) A/F : 空気量と燃料噴射量から算出した空燃比  
(AFR, Air Fuel Ratio と記す場合がある)
- 6) TDC : ピストン上死点 (Top dead center)
- 7) BDC : ピストン下死点 (Bottom dead center)
- 8) ATDC : After TDC
- 9) BTDC : Before TDC
- 10) CA : クランク角度 (deg)  
degATDC: TDC 後クランク角度、  
degBTDC: TDC 前クランク角度
- 11) MFB : Mass Fraction Burn 燃焼質量割合  
燃焼圧力波形から燃焼圧力の積算から求める燃焼質量割合で、  
燃焼開始時期は、便宜的に点火時期を用いて、その MFB を 0% とする。
- 12) MFB0-10% : 初期燃焼期間 (CAdeg)  
0%時期は点火時期を使用
- 13) MFB10-90% : 主燃焼期間 (CAdeg)
- 14) 50% MFB : 質量燃焼割合が 50%となるクランク角度 (deg ATDC)
- 15) Pmax : 燃焼最大圧力
- 16) PmaxP : Pmax となるクランク角度 (degATDC)

- 17) JK\*Te : 修正軸トルク (Nm) 大気圧、湿度による出力性能の標準化補正を施した軸トルク (単に Te, トルクと記入している場合がある)
- 18) EV : 体積効率(%)
- 19) WOT : Wide Open Throttle, 吸気スロットル弁全開
- 20) BSFC (g/kWh) : 動力計で計測するエンジン軸出力 (kW) から求める燃費率
- 21) TAU (τ) : インジェクション期間
- 22) INJ.T (BTDC) : 噴射終了時期、INJ.E1 と記入することがある  
EOI : End of Injection 噴射終わり時期 deg ATDC  
(オーバーラップ上死点を 0 クランク角度 (CA) とする)
- 23) SOI (BTDC) : 噴射開始時期  
Start of Injection 噴射初め時期 deg ATDC
- 24) SMK(%) : スス濃度 (光透過式計測、司測研)、JIS 汚染度算出法による
- 25) INT.P : 吸気圧力 (KPa)
- 26) IG.T : 点火時期 (IG.T (a) と記入される場合がある) (CA deg)  
エンジン制御ユニット(ECU)からの点火指示信号タイミング
- 27) EXH.T : 排出ガス温度 (°C)
- 28) INT.T : 吸気温度 (°C)
- 29) インジェクタ仕様分類記号  
例 : B70-0-12.5  
‘70’ は 噴霧角度 70 度、  
‘0’ は インジェクタ取り付け角度と噴射角度のオフセット角度  
‘10’ の場合は 下向きに 10 度 オフセットされている  
‘12.5’ 噴射率 12.5mg/msec の噴射率を示す  
‘15’ であれば 15mg/msec
- 30) TR : タンブル比  

$$TR = \frac{\text{シリンダ体積重量} \times \text{羽根車の回転数 (1/sec)}}{\text{単位時間(1sec)あたりの吸入空気重量}}$$

# 第1章 緒論

## 1.1 自動車用内燃機関の熱効率向上の社会的背景

産業革命後に排出されてきた地球温室効果ガスの排出量は、IPCC の報告によれば、図 1.1 に示す通り、現在も年々増加傾向にある。運輸セクター（自動車、船舶、鉄道、航空機）による CO<sub>2</sub> 排出量割合は図 1.2 の通り全体の 23%に達しており、その中でも道路交通セクターの占める割合は図 1.3 に示すように 72%に達しており、1970 年から 2010 年で 20.3%増加している。

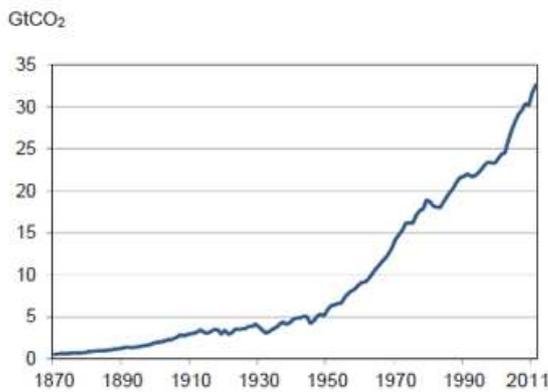


図 1.1 世界の人為的な CO<sub>2</sub> 排出量

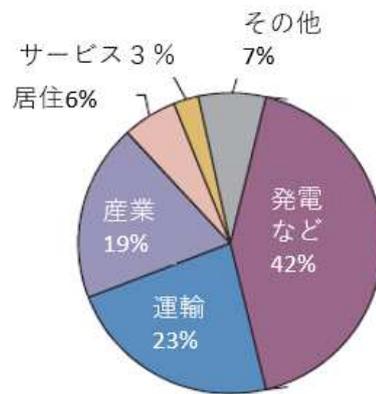


図 1.2 世界のセクター別 CO<sub>2</sub> 排出量割合

出展: IEA Statics 2016 CO<sub>2</sub>Emissions From Fuel Combustion Highlights

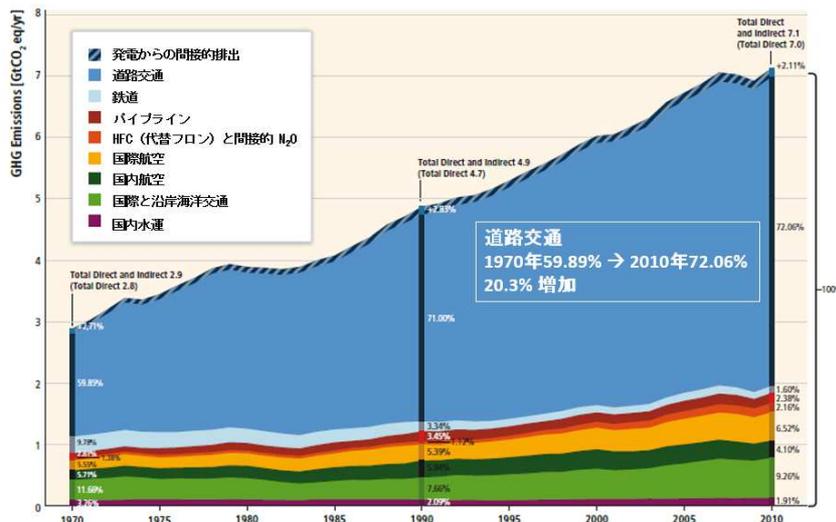


図 1.3 運輸部門による CO<sub>2</sub> 排出量の推移 出展: IPCC Report, Climate Change 2014 :

Mitigation of Climate Change, Chapter 8 Transport より作成

世界平均地上温度の上昇は図 1.4 に示すように 1850 年以降上昇を続けており、深刻である。最近の IPCC2014 のレポートからは図 1.5 に示すように CO<sub>2</sub> 削減をしない限りは地球平均地上気温の上昇は止まらないということが分かる。

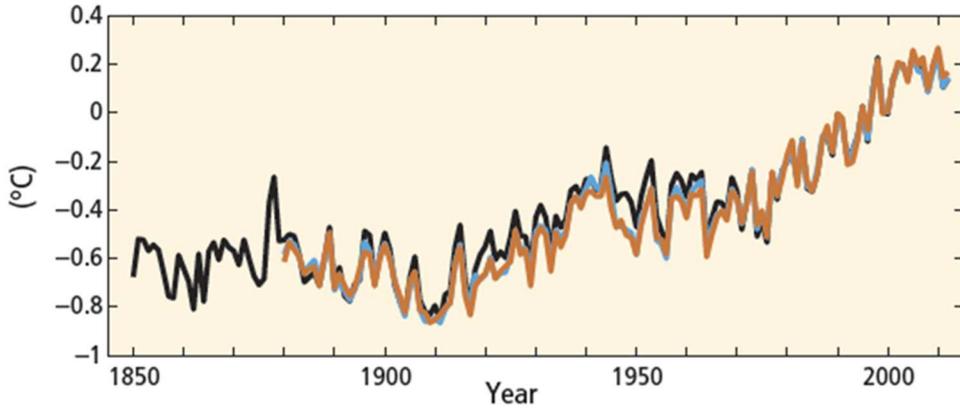


図 1.4 世界の平均地上気温（陸域+海上）の偏差（1850～2012 年）  
出展：IPCC AR5 WG1 SPM Fig. SPM.1

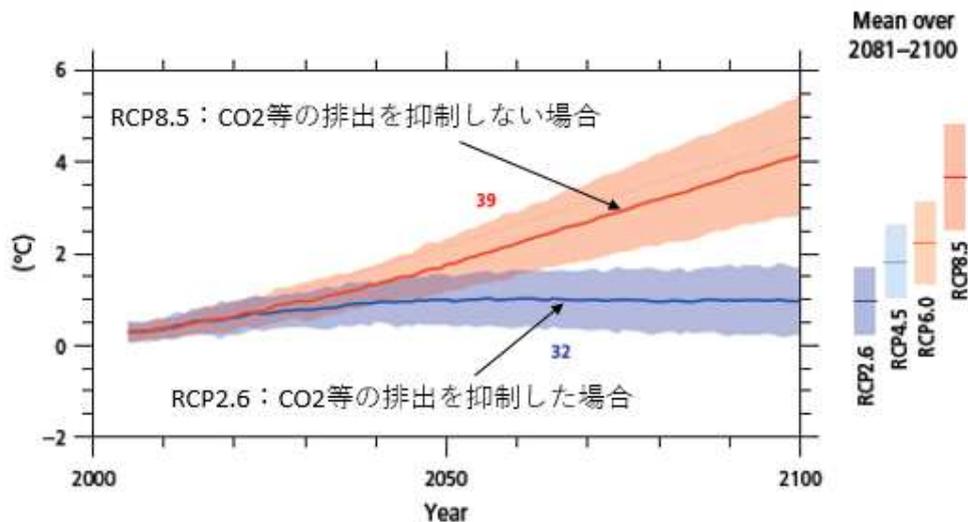


図 1.5 1986～2005 年平均に対する世界平均地上気温上昇の変化  
出展：IPCC Climate Change 2014 Synthesis Report

<参考：RCP: representative Concentration Pathways 代表的濃度経路、単位 放射強制力 (W/m<sup>2</sup>) 値が大きいほど地球を暖める>

将来的には、自然エネルギー、再生可能エネルギーからの電力供給による電動車両の増加が望まれるが、石油系燃料のエネルギー密度に比較すると電池はまだ発展途上の状況であり、電池の軽量化、蓄電容量の増加などの飛躍的な進歩と充電インフラ整備、リチウムイオン電池のリサイクル整備など課題が山積している。電気自動車が内燃機関による自動車社会に代

替していくには社会全体の構造改革が必要で、その達成には 10~20 年単位の時間が掛かると思われる。従って、この先 50 年程度のスケールでは、まだ内燃機関が自動車のパートレインの主役である可能性は高い。結果的には長期的な社会的要請として、自動車用内燃機関は一層厳しい熱効率向上の技術的ブレークスルーが求められ、内燃機関に携わる技術者はそれに応えていかなければならない。

## 1.2 直噴ガソリンエンジンの燃焼技術の可能性と課題の整理

直噴ガソリンエンジンの概念は古くからあり、メルセデス・ベンツ社が 1954 年に機械式燃料噴射装置を使用した 6 気筒、3.0L エンジンを搭載したスポーツカー 300SL が市販の始まりである。この時代では、直噴技術は出力性能向上策の一つであった。

1970 年代には Texaco 社から Texaco Stratified Charge (TCCS), Ford 社からは PROCO, MAN 社からは MAN-FM などのピストンに窪み（キャビティ）を設けて、筒内流動を利用した成層燃焼エンジンが提唱された経緯があるが、市販として成功した例はない。（図 1.6）

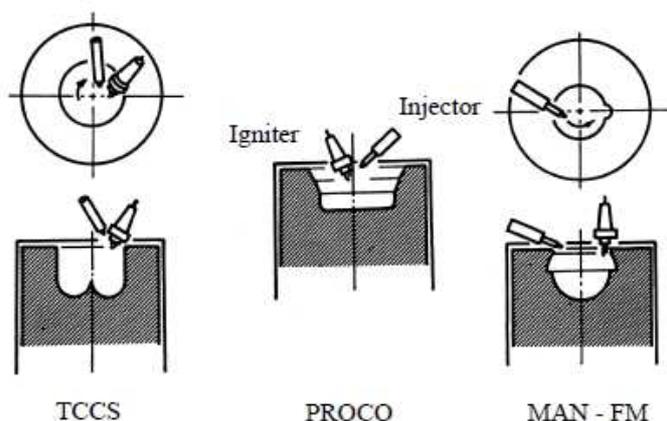


図 1.6 1970 年代までの直噴エンジンコンセプト

その後の 20 年あまり、この技術は大きな進展を見せることなく、1996 年リーン燃焼による燃費向上の車両として日本で市販するまでは脚光を浴びることはなかった。

このガソリン直噴エンジンが 20 年あまり市販車として開発が進まなかった理由は、第 1 に電子制御技術の進化がポート噴射と三元触媒による排ガス規制対応に注力していたことに加えて、ポート噴射よりも短い時間での燃料噴射制御に対応出来る CPU 能力、メモリ容量が確保出来ていなかったことがある。

第 2 にガソリン燃料を 50MPa 以上に高圧化する燃料ポンプと高圧燃料用インジェクタが開発されていなかったことが挙げられる。

### 1.3 熱効率向上と直噴エンジンの可能性

ガソリン機関の熱効率向上を実現するためには、ロスを低減することと可能な限り圧縮比を上げることが求められる。これは、図 1.7 に示す指圧線図から言えば、ガス交換過程のロスを小さくする A 部と圧縮、膨張過程の等容度を上げる B 部の改善である。

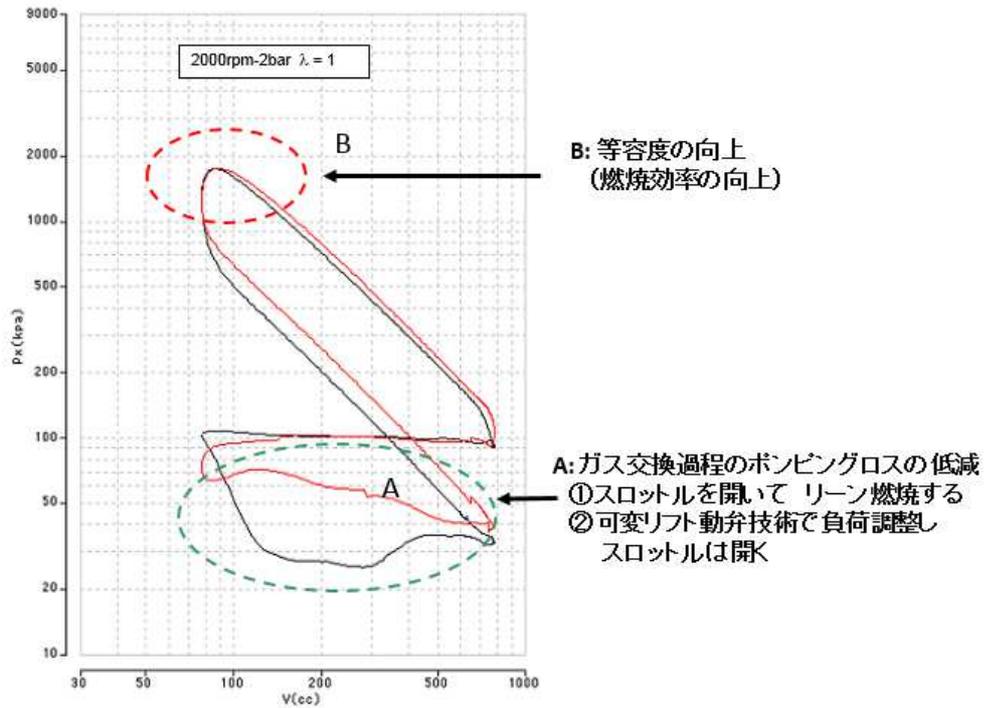


図 1.7 指圧線図から見た熱効率向上の基本

等容度は式(1.1)で表されるが、実仕事はオットーサイクルの理論熱効率と実際の図示熱効率の割合を示す。オットーサイクルの場合、等容度は1になる。

$$\eta_{gl} = W_i / (\eta_{th} \times Q) \quad \text{---- (1.1)}$$

$\eta_{th}$  : オットーサイクルの理論熱効率 式(1.2)

$W_i$  : 図示仕事

$Q$  : 熱発生量

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{---- (1.2)}$$

#### 1.3.1 ガス交換過程のロス低減 (図 1.7 A 部)

ガソリン機関の場合、負荷の調整は基本的にスロットル弁により吸入空気量を絞り、その

空気量に見合った燃料を投入することで実施される。スロットル弁で空気量を絞るとエンジンはピストン容積よりも少ない空気を吸入することとなり、シリンダ内は負圧となるので、結果的にマイナスの仕事をしていることになる。

負荷調整をスロットル弁でなく、ディーゼル機関同様に燃料量のみで実施することが出来れば、この吸気行程のマイナス仕事を低減することが出来る。しかし、その場合燃料量は空気量に見合った量（量論混合比）ではなくなり、空気量が多い希薄混合気が形成される。

筒内を均一な希薄混合気の状態とすると、火炎伝播速度は著しく低下し、燃焼は安定しない。しかし、筒内を点火プラグ近傍の混合気は量論混合気に近い状態として、火炎伝播の局所的な安定性を確保しつつ、その周囲は希薄混合気層である状態を作り出せば、結果として安定した希薄燃焼が達成される可能性がある。この場合、鍵になる技術はプラグ近傍に濃い混合気を導くような技術であり、吸気ポートが閉じた後でも筒内に燃料を噴射出来る直噴方式はこのような混合気形態を実現し得る。

### 1.3.2 等容度（燃焼効率）の向上（図 1.7 B 部）

等容度の向上はすなわち、燃焼速度の向上に等しいわけだが、ガソリン機関で圧縮比を上げるために克服しなければならないことはノッキングへの対応技術である。

当然ながらノッキングに関する研究はガソリン機関の進化に欠かすことの出来ない研究であり、国内外を問わず多くの労力が費やされている。ここでは、国内の研究を概観してみる。

ノッキング抑制には点火前の筒内ガス温度の低下が重要であるとして、西野らは点火前の状態（圧力と温度）と混合気の着火遅れ時間が既知であれば Livengood-Wu 積分より自着火時刻を推定できることを基礎に、点火前の混合気状態、特に混合気温度について冷却性能の改良から考察している。[1]

エンドガスの圧縮自着火は、急速圧縮装置による研究から、負の温度領域による着火遅れ時間との相関が指摘されている。特に炭化水素系燃料の負の温度領域の影響について、西脇らは、低温酸化反応と輸送方程式を組み合わせ、急速圧縮装置による圧縮から自着火に至るまでの過程を計算した結果、圧縮過程による温度履歴と混合気の乱れによって自着火がランダムに現れることなどノッキングに至るまでの詳細な研究を報告している。[2,3,4]

また、ノッキングの発生の観察については、近年の高速度カメラの解像度の高度化と共に著しい進展があり、エンドガス近傍からシリンダ中心に向かう火炎の揺らぎと発生する輝炎スポットの画像が富田らによって可視化されている。[5]

これらの研究から、筒内直噴エンジンでは燃料の意図的な配置により混合気濃度を制御し、その蒸発潜熱からガス温度を局所的に低下させて、ノッキングを抑制する可能性があると考えられる。結果として、圧縮比を向上させることが可能となり、従来の吸気ポート燃料噴射エンジンよりも直噴ガソリンエンジンは熱効率を向上させる可能性があると思われる。

## 1.4 本論文の目的と概要

前述の可能性を踏まえて、本論文ではガソリン直噴エンジンの熱効率向上を目的とした実用化研究について述べる。その視点は以下の4点である。

- ① 混合気形成の基礎検討 (第2章)
- ② 成層リーン燃焼による熱効率向上 (第3章)
- ③ 混合気濃度とノッキング抑制の関係と吸気ポート噴射と直噴の組み合わせによる圧縮比向上による熱効率向上 (第4章)
- ④ 多点点火と直噴による燃費向上のさらなる可能性検討 (第5章)

第2章では、直噴ガソリンエンジンの実用化の基礎として、ガソリン液滴の筒内蒸発と混合気形成の考察、混合促進上必要となる筒内流動の開発手法、噴霧特性の計測手法としての可視化、PDPA (Phase Doppler Particle Analyzer) [6]、噴霧シミュレーションについて述べる。本論文の実験あるいはシミュレーション計算などの開発手法に対するスタンスは、一貫して現象解明というよりは、エンジンの商品開発ツールとしての利用に主眼を置いている。筒内流動開発では、筒内流動の起因となる吸気バルブ出口の流速分布に着目し、古典的であるがピトー管計測手法の有用性を示す。比較的簡便な手法でありながら、その有効性について論じた論文は見当たらないので、本章では吸気ポートの低レイノルズ数  $k-\epsilon$  モデルによる乱流シミュレーション結果と対比させて論じる。

第3章では、直噴ガソリンエンジン成層リーン燃焼による燃費向上の開発について述べる。圧縮行程後半における短時間での混合気形成と、プラグを高濃度の混合気とする成層状態の実現手法については、図1.8に示す3つのコンセプトに分類されて論じられることが多い。この中で、実用化されたのは、Wall guideと言われる噴霧をピストン頂面に衝突させて点火プラグに混合気を移送する場合と、燃焼室上部の点火プラグ近傍に高圧の燃料を噴射するピエゾ素子駆動のインジェクタを配置した Spray guideと言われる場合がほとんどである。Air guideはWall guideでも筒内流動を利用する観点から判別は難しいと考えられる。

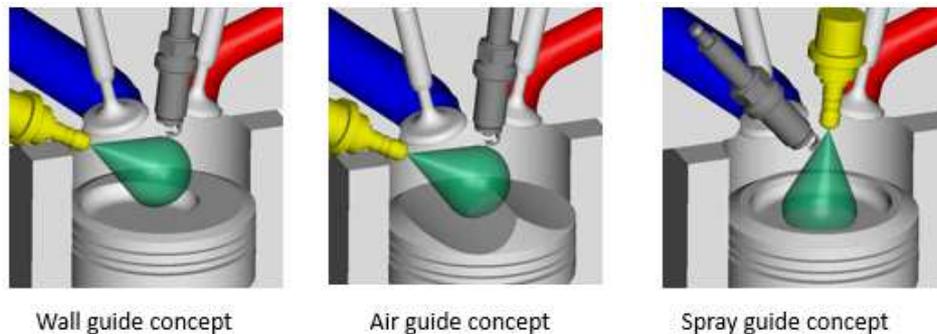


図 1.8 直噴成層燃焼コンセプトの分類

本章では、Wall guide による成層リーン燃焼の開発の取り組みについて述べる。単気筒エンジン実験による成層燃焼コンセプト開発、筒内混合気のレーザー誘起蛍光法 (LIF) による可視化で混合気形成の把握について詳細に論じた後、成層リーンエンジンの燃費向上の寄与について現状を総括する。本論文における LIF 計測は、燃焼室をボトムビューで計測する方法 [7] とは異なり、レーザー光を燃焼室の斜め下方向から照射して燃焼室内部の混合気を可視化する手法を採用しており、筒内混合気濃度分布の簡易的定量化手法と合わせて、燃料噴霧の形状、噴射方向と点火プラグ近傍の混合気形成の関連性について論じる。

第 4 章では、均一混合気直噴エンジンによる高圧縮比化技術と実用化について述べる。

高圧縮比化に欠かせないノッキング抑制については数多くの研究があるが、近年では、燃焼室壁面の温度低下によるノック抑制の研究 [8,9,10]、壁近傍での熱流束を詳細に検討してノックに起因する因子を対象とした研究 [11]、冷却水流れに帰着させる研究 [12]、直噴 3 段噴射によりホットスポットを蒸発潜熱で冷却する研究 [13] などが報告されている。その中で、混合気分布に着目した研究では、不均一な温度場を前提に、高温度場の混合気を希薄化して部分的に火炎伝播速度を遅くしつつ、燃焼室全体の火炎伝播速度を均一化することに主眼を置いている研究 [14] や、均一混合気形成を基礎として、筒内冷却効果による高圧縮比化を目的とする研究 [15] があるが、本論は、筒内混合気の局所的な冷却効果に着目して、噴霧特性の変更による筒内混合気の不均一化によるノッキング抑制手法について論じる。ノッキングの発生は、時間、場所的にランダムな現象であるが、本論では 4valve DOHC エンジンを基本として、燃焼室での吸気、排気バルブの配置から点火プラグが排気よりになることから、吸気側でのエンドガスによる自着火を抑制する観点で検討を試みる。

ノッキング予測 [16] については Livengood-Wu 積分 [17] と CHEMIKIN II [18] による化学反応論を組み合わせた研究が近年実施され [19]、新たな予測手法が提案されているが、本論文では不均一性の混合気場の効果を SHELL model [20,21] を用いた燃焼シミュレーションと単気筒エンジン実験結果を対比して検討する。

実働エンジンでの火炎伝播とノッキング発生については、ファイバー方式 [22]、圧力検出法 [23,24]、ガスケット型イオンプローブ法 [25,26] と言った従来の手法が構築されているが、本論では燃焼室全体の、特に点火プラグからバルブ面を通過する火炎伝播を捉える目的で、上下稼動する吸気バルブ、排気バルブの燃焼室面にもイオンプローブを配する (合計 92 点) 計測手法を構築し [27,28,29]、シリンダ壁に向かう詳細な火炎伝播とノッキングとの関係について論じる。

高圧縮比化に向けて、燃焼変動要因を排除することが肝要であるとの見方から 2 点考察を加える。1 点目はポート噴射エンジンと直噴エンジンの燃焼最大圧力変動の違いによる圧縮比向上への余裕度について論じる。2 点目として、筒内流動に影響する吸気バルブ開閉タイミングの実測から、量産エンジンのばらつきを抑制することによる圧縮比向上への余地について論じる。

最終的には、高圧縮比直噴ガソリンエンジンの実用化として、ポート噴射と直噴の組み合わせについて述べる。この技術は、近年の排ガス規制、冷機始動時のスス、PM 排出に関して、中間ら [30] や橋本ら [31] による研究が報告されている他、ポート噴射と直噴の組み合わせは日本のみならず欧米でも市販エンジンに採用されており [32,33,34]、将来の展開が期待されている。

第 5 章では、将来の熱効率に向けた試みについて論じる。

さらなる高圧縮比化の可能性については、マルチホールインジェクタを用いて混合気の温度場への影響とノックを論じ、点火プラグ数まで言及している山川らの論文 [35]、津田らによる 40Mpa の超高压のガソリン噴射による筒内流動と混合気形成を圧縮行程噴射と組み合わせで論じる研究 [36] などが報告されている。本章は将来への展望として、直噴エンジンのさらなる改良として、Top Feed Injection による 2 点点火成層燃焼と多点点火と直噴の可能性について論じる。

第 6 章では、本論文のまとめとして結論を述べる。

## 参考文献

1. 西野、戦場、村上 “冷却改良によるノック抑制の研究”、三菱自動車テクニカルレビュー No.16 (2004), pp.19-23
2. Kazuie Nishiwaki et al, “Numerical Analysis of the Location of Knock Initiation in S.I. Engines”, SAE2000-01-1897, pp.1-12
3. Katuya Saijyo, Kazuie Nishiwaki and Yoshinobu Yoshihara, “Numerical Analysis of the Interaction between Thermo-Fluid Dynamics and Auto-Ignition Reaction in Spark Ignition Engines”, COMODIA 2001, July 1-4, pp.322-329
4. 西條、西脇、吉原 “火花点火エンジンにおける自着火開始点の数値解析”、日本機械学会論文集 (B 編), 68 巻 667 号(2002), pp.949-957
5. Eiji Tomita, Nobuyuki Kawahara, Jianjun Zheng, “Visualization of Auto-Ignition of End Gas Region without Knock in a Spark-Ignition Natural Gas Engine”, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.17, No.4 (2010), pp.521-527
6. 小林、石間、小保方、森田、山田, “直噴ガソリン機関用燃料噴霧の二方向速度同時評価”、日本機械学会論文集 (B 編), 78 巻 794 号 (2012-12), pp.1860-1869
7. 平谷、高橋、土田、漆原, “高圧中心噴射ガソリンエンジンの成層燃焼負荷範囲拡大に関する研究”、自動車技術会論文集 Vol.40, No.1, January 2009, pp.75-80
8. A.P. Kleemann, et al, “Numerical Study on Knock for an SI Engine by Thermally Coupling Combustion Chamber and Cooling Circuit Simulations”, SAE Paper 2003-01-00563, (2003)

9. Shinh, S., et al, "Engine Knock Toughness Improvement Through Water Jacket Optimization", SAE Paper 2003-01-3259, (2003)
10. Matsutani, T., et al, "Water Jacket Spacer for Improvement of Cylinder Bore Temperature Distribution", SAE Paper 2005-01-1156, (2005)
11. 中間、草鹿、大聖、"冷却水流れの改善によるノック抑制 (第1報)"、自動車技術会論文集 Vol.37, No.6, November 2006, pp.59- P.64
12. 中間、草鹿、大聖、"冷却水流れの改善によるノック抑制 (第2報)"、自動車技術会論文集 Vol.37, No.6, November 2006, pp.65- P.71
13. 熊野、山岡、木原、助川、"多段噴射による筒内噴射式ガソリンエンジン機関のノッキング抑制技術の開発"、自動車技術会論文集 Vol.43, No.4, July 2012, pp.829- 834
14. 緒方、"圧縮行程噴射を用いたノッキング抑制コンセプトの検討"、自動車技術会論文集 Vol.48, No.2, March 2017 , pp.241- 246
15. 寺地、アナンド、"ガソリン火花点火機関のリッチ混合気場におけるルイス数効果を考慮した火炎伝播モデルの開発"、日本機械学会論文集 (B 編)、77 巻 783 号 (2011)、pp.2210-2218
16. J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals (1988), pp.450-478, McGraw-Hill
17. J.C.Livengood, P.C.Woo, "Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engine and Rapid Compression Machines", 5<sup>th</sup>, Symp.(Int.)on Combustion (1955), pp.347-356
18. A.E. Luts, Robert J.Kee, and J.A.Miller  
SENKIN: A Fortran Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics with Sensitivity Analysis, Sandia National Laboratories Report, SAND87-8248
19. 神保、小島、河井、加古、"ガソリンエンジンの自着火時期予測モデル" 日本機械学会論文集 (B 編)、73 巻 735 号 (2007)、pp.2381-2386
20. M.P.Halstead, L.J.Kirsch and C.P.Quinn, "The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures- Fitting of a Mathematical Model", Combustion and Flame 30, (1977), pp.45-60
21. H.Schepertoens and W.Lee, "Multidimensional Modeling of Knocking Combustion in SI Engines", SAE850502 (1985)
22. H. Philipp et al, "Localization of Knock Events in Direct Injection Gasoline Engines", SAE paper 2001-01-1119 (2001)
23. M.Castagne et al, "New Knock Localization Methodology for SI Engines", SAE paper 2003-01-1118 (2003),
24. 蝦名、木下、野村、小池、清水、"多点圧力計測によるノック発生位置検出"、自動車技術会論文集 Vol.39, No.6, November 2008, P.83-88

25. 吉山、富田、田淵、松本、松木、“ガスケット型イオンセンサによる火花点火機関の燃焼診断”、自動車技術会論文集 Vol.38, No.6, November 2007, pp.47-52
26. 吉山、富田、東、山崎、“イオンセンサによる量産ガソリンエンジンにおける燃焼状態の検出”、自動車技術会論文集 Vol.42, No.1, January 2011, P.155-161
27. 木下雅夫、斉藤昭則、茂木和久、中田浩一、“イオン電流測定によるエンジン筒内のノッキング検出”、豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.35 N0.3 (2000-9), pp.35-42
28. Peter O. Witze, “Cycle-Resolved Multipoint Ionisation Probe Measurements in a Spark Ignition Engine”, SAE892099 (1989)
29. P.O. Witze, “Interpretation of Head-Gasket Ionization-Probe Measurements Using a Tow –Zone Spherical Flame Model”, International Symposium COMODIA 94 (1994)
30. 中間、村瀬、草鹿、大聖、“高温ガソリン燃料噴霧が直噴エンジン冷間始動時の燃費およびエミッションに与える影響”、日本機械学会論文集 (B 編)、71 巻 707 号、(2005) , pp. 1947-1954
31. 橋本、服部、野村、村瀬、“噴流活用ガソリン直噴エンジンの開発 (第 1 報)”、自動車技術会論文集 Vol.44, No.1, January 2013, P.33- 38
32. Ward’s Announces 2009 10 Best Engine Winners  
Ward's AutoWorld. WardsAuto.com. 2008-12-05. Retrieved 2009-07-25.  
<http://wardsauto.com/news-analysis/ward-s-announces-2009-10-best-engines-winners>  
August 15<sup>th</sup>, 2019  
Toyota Motor Corp.: 3.5L DOHC V-6
33. AUDI TFSI 1.8L Dual Injection,  
Thomas Heiduk, Michael Kuhn, Maximilian Stichlmeir, Florian Unselt (2011) “The new 1.8L TFSI Engine from Audi part 2: Mixture Formation, Combustion Method and Turbocharging,” MTZ Volume 72
34. 2017 Ford F-150 to offer 2nd-gen 3.5L EcoBoost with dual direct and port fuel injection; 10-speed automatic, Green Car Congress: <http://www.greencarcongress.com/2016/05/20160503-f150.html> , (July 10<sup>th</sup> , 2017)
35. 山川、養祖、藤川、西本、和田、佐藤、横畑、“高圧縮比ガソリンエンジンの燃焼技術の開発”、自動車技術会論文集 Vol.43, No.1, January 2012, pp.81- 87
36. 津田、吉松、柏倉、“高圧燃料噴射システムによるガソリン直噴エンジンのノック改善”、自動車技術会論文集 Vol.45, No.2, March 2014 , pp.215- 220

## 第2章 直噴エンジン開発の基礎検討

### 2.1 本章の目的

ガソリンエンジンをディーゼルエンジンのように筒内直噴化するには、火花点火する前に空気と燃料が予混合気を形成している必要があり、本章はその為の必須要件について以下の3点について考察する。

第一に極めて単純化された自由空間に浮遊する単一液滴の蒸発過程から、ガソリン直噴エンジンを予混合燃焼として成立させる為に必要な要件を検討する。

第二に、液滴の蒸発促進および乱流燃焼に重要な影響を与える筒内流動について、高タンブルポート開発事例からポート形状と吸気ポート出口流速分布の関係を示す。また、ピトー管による吸気ポート出口流速分布計測手法について、RANSによる乱流数値計算手法と比較検討した結果を示す。

第三に、直噴エンジンのキーコンポーネントである直噴インジェクタの噴霧特性について、高速噴霧の可視化手法と粒径・速度計測による微粒化観察手法からDDM(Discrete Droplet Model)による噴霧シミュレーション手法について考察し、筒内混合気形成シミュレーションの基礎とする。

### 2.2 ガソリン直噴エンジンの予混合気形成の課題

ガソリンエンジンの基本的な燃焼形態は、火花点火による予混合燃焼に分類される。点火時点では、燃料であるガソリンは蒸発し、気体として空気と混合されていることが不可欠である。一方、ディーゼルエンジンの場合は、燃料噴射ノズルから噴射された燃料が高压・高温の空気の中で蒸発しながら自着火に至る拡散燃焼に分類される。

ポート噴射エンジンの場合には、燃料噴射期間は、吸気弁が閉じてから開くまでの期間が利用され、スロットル全開(WOT)の場合では、大まかに吸気弁閉を210 degATDC、吸気弁閉を710 degATDCとすると500CAの期間がある(図2.1)。また、ポート噴射エンジンの燃料蒸発については、先ず吸気ポートからの輻射熱、吸気ポート壁面および吸気バルブ傘部壁面への燃料付着による加熱、オーバーラップ時のBlow-Backによる筒内残留ガスの熱源がある。加えて、部分負荷運転の際には、スロットル弁の調整により、吸気ポート内の圧力は大気圧より低くなり、減圧沸騰現象を誘発して噴霧の微粒化が促進される[37]など、時間、空間、蒸発促進の面で有利となる特長を持つ。

ガソリン直噴エンジンの場合、インジェクタはディーゼルエンジンと同様にシリンダ内燃焼室に装着されるので、ガソリン蒸発期間は基本的には排気弁が閉じてから点火するまでの期間になり、およそクランク角度(CA)にして10deg ATDCから340deg ATDC(オーバー

ラップ上死点を 0 degATDC) で、330CA になり、吸気ポート噴射の 500CA に比べて 60%程度に短縮される。また、蒸発に必要となる熱源は筒内の輻射熱、吸入空気の圧縮による温度上昇、筒内噴射された液滴が触れる燃焼室壁（シリンダ壁、ピストン上部 など）に限定され、ポート噴射エンジンよりも厳しい条件になる。

同じ直噴エンジン機構という観点で考えても、一般的な自動車用ディーゼルエンジンの最高回転を 4000rpm, ガソリンエンジンの場合を 6000rpm とすると、1 CA の実時間としては、図 2.2 に示すようにエンジン回転が高くなるほど短くなるので、最高回転で利用出来る蒸発実時間は 25%ほど減少する。

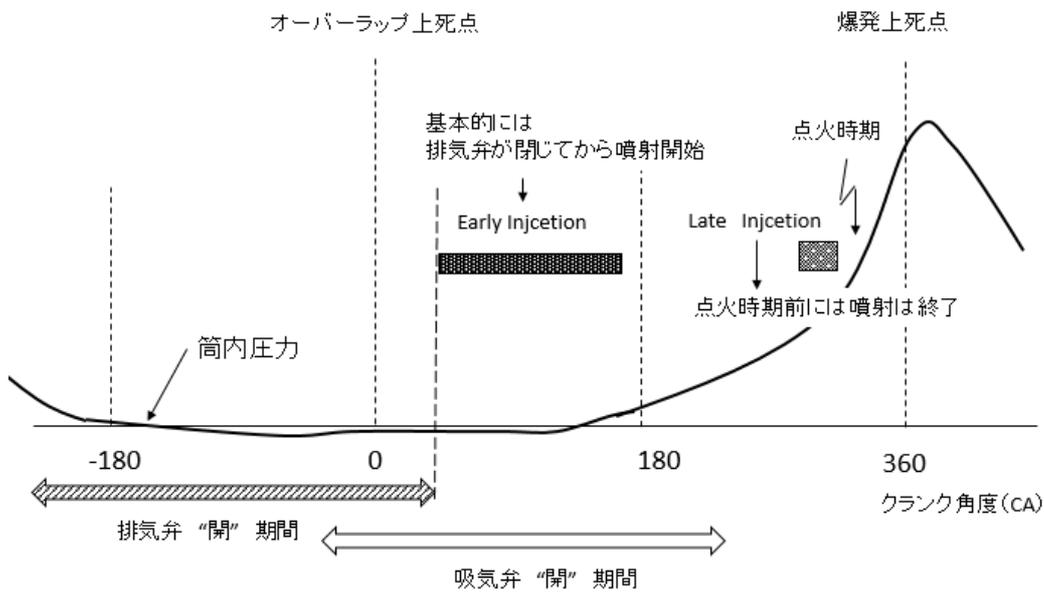


図 2.1 燃料噴射期間の概念図

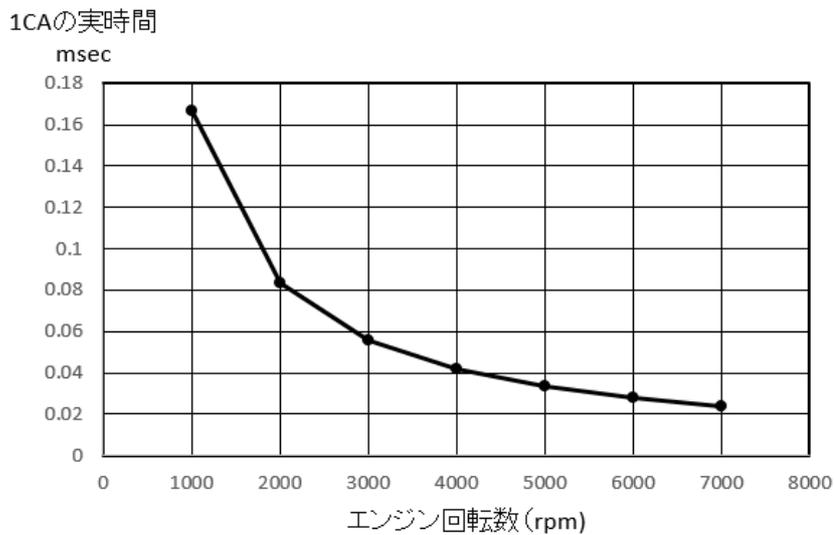


図 2.2 エンジン回転数と 1 CA の実時間の関係

従って、ガソリン筒内噴射成立要件の検討とは、第一に短時間かつ筒内熱源により出力性能に見合った大量の燃料を蒸発させて予混合気形成出来るかどうかという点と、第二に後に述べる成層リーン燃焼のように、点火直前までに噴射された少量燃料を圧縮行程中に蒸発させて予混合燃焼させることが出来るかという二点になる。その基本は液滴の蒸発にあり、この観点で直噴エンジンが成立する必要要件について考察する。

### 2.2.1 Early Injection

Early Injection とは図 2.1 で示したように、排気弁が閉じた後に筒内に燃料が噴射される噴射パターンを言う。

吸入行程中に筒内噴射された燃料は、残留排出ガス、吸気ポートで加熱されて筒内に流入する空気の混合ガス温度、燃焼室壁からの輻射熱などを熱源とした蒸発プロセスと、筒内流入気流と噴射された燃料のモーメントによる混合促進により、混合気形成が始まる。また、下死点を過ぎて吸気バルブが閉じてからは、混合気の圧縮による温度上昇が液滴群の蒸発を促進し、上死点前の点火時期には、理想的には投入された燃料は完全に蒸発して予混合気形成される。

### 2.2.2 Late Injection

Late Injection とは図 2.1 で示したように、ディーゼルエンジンと同様に吸入行程中は空気のみを吸入し、吸気バルブが閉じた後の圧縮行程に燃料噴射を始めかつ点火時期前までに燃料噴射を終える噴射パターンを言う。

理想的には点火プラグ近傍には、蒸発した燃料による濃い混合気層が存在し、その周囲には希薄な混合気層が囲む層状混合気形成を目標としている。この考え方が成層リーンバーンの基本コンセプトである。

### 2.2.3 混合気形成の主要ポイント

直噴エンジンモデルを想定した場合、混合気形成のキーポイントは以下の 4 点となる。

- ① 単一液滴の蒸発
- ② 液滴群を形成した場合の蒸発
- ③ 高速気流にさらされた場合の蒸発
- ④ 燃焼室壁からの輻射熱による蒸発促進

そこで、①の単一液滴が静的な温度空気場に置かれ、周囲の液滴蒸発、自着火などの熱源がなく、気流による蒸発促進もなく、燃焼室からの輻射熱がない場合が、蒸発条件としては厳しく、また計算自体が単純であることから基礎要件として次項で検討する。

## 2.3 単一ガソリン液滴の筒内蒸発に関する基礎検討

### 2.3.1 単一ガソリン液滴の蒸発

単一液滴の蒸発過程の研究は主にディーゼル燃料のスス生成研究の一環として実施されていることが多く、ガソリン液滴の実験例は少ない。その中で、小林らによる液粒の蒸発および燃焼に関する研究[38]には、ガソリン液滴を含む燃料液滴の蒸発に関する理論的な検討および実験結果として、粒径自乗の法則と言われる式(2.1)、式(2.2)が示されている。

$$\frac{dD^2}{dT} = -Ce \quad \text{---- (2.1)}$$

ここで、D: 初期粒径、T: 蒸発時間、Ce: 蒸発速度定数を表す

蒸発速度定数 Ce は理論的に式(2.2)で表される。

$$Ce = \frac{8\lambda_g(\theta_g - \theta_w)}{L\rho_l} \quad \text{---- (2.2)}$$

ここで、 $\lambda_g$ : 気体の熱伝導率、 $\theta_g$ : 周囲気体温度、 $\theta_w$ : 液滴表面温度、L: 蒸発潜熱  
 $\rho_l$ : 燃料密度 を表す。

小林らの研究によれば、ガソリンの液滴表面温度と周囲気体温度との関係は図 2.3 の結果が示されており、次の線形近似式(2.3) が得られるので、式(2.2)の分子の  $(\theta_g - \theta_w)$  については周囲ガス温度  $\theta_g$  に帰着される。投入ガソリン液滴の温度を  $50^\circ\text{C}$  として、周囲ガスの温度に応じた、液滴表面温度  $\theta_w$  になるために必要な時間を試算したが、 $\mu\text{sec}$  オーダーであるので、液滴の蒸発必要時間には組み入れないことにする。

$$\theta_w = 0.071\theta_g + 88.5 \quad \text{---- (2.3)}$$

また、単一液滴を石英糸に懸架し、高温炉に挿入して高速度撮影した実験結果[38]では、図 2.3 が示されており、Ce は周囲気体の温度による影響が大きく、液滴周囲気体温度  $\theta_g$  とガソリン蒸発定数 Ce の実験式(2.4)が導かれる。

$$Ce = 2e^{-0.5}\theta_g^{1.5927} \quad \text{---- (2.4)}$$

従って、液滴が投入される時の周囲気体温度  $\theta_g$  を試算する事が出来れば、式(2.4) でガソリンの蒸発定数 Ce が算出され、式 (2.1) からある粒径に対しての蒸発時間 T を算出することが出来る。次項では、実働エンジンを想定した作動ガス温度場に置かれた単一液滴の蒸発時間について計算する。

ガソリン粒表面温度  $\theta_w$

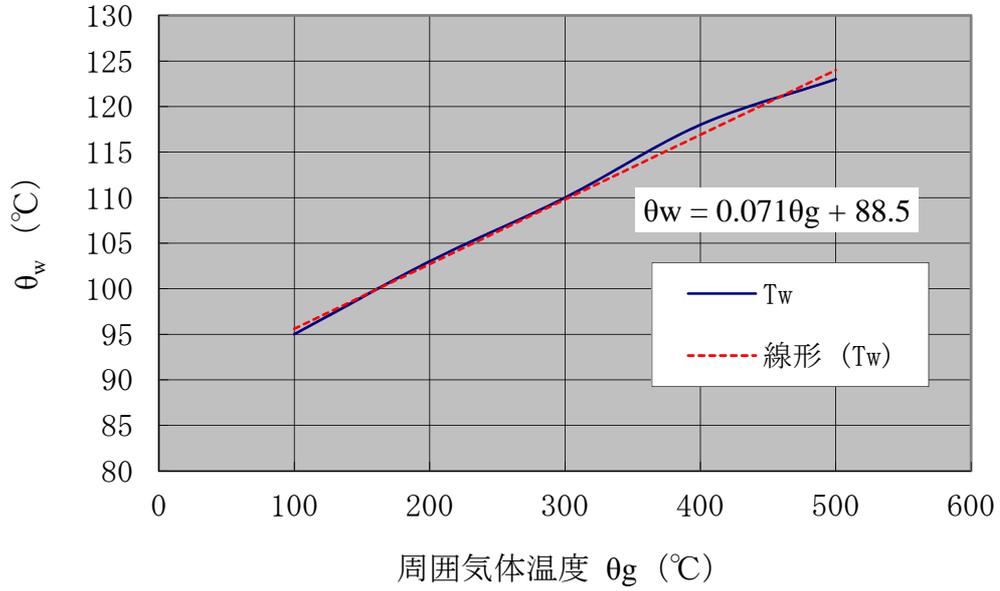


図 2.3 雰囲気ガス温度とガソリン液滴表面温度の近似式

ガソリン蒸発定数  $C_e$

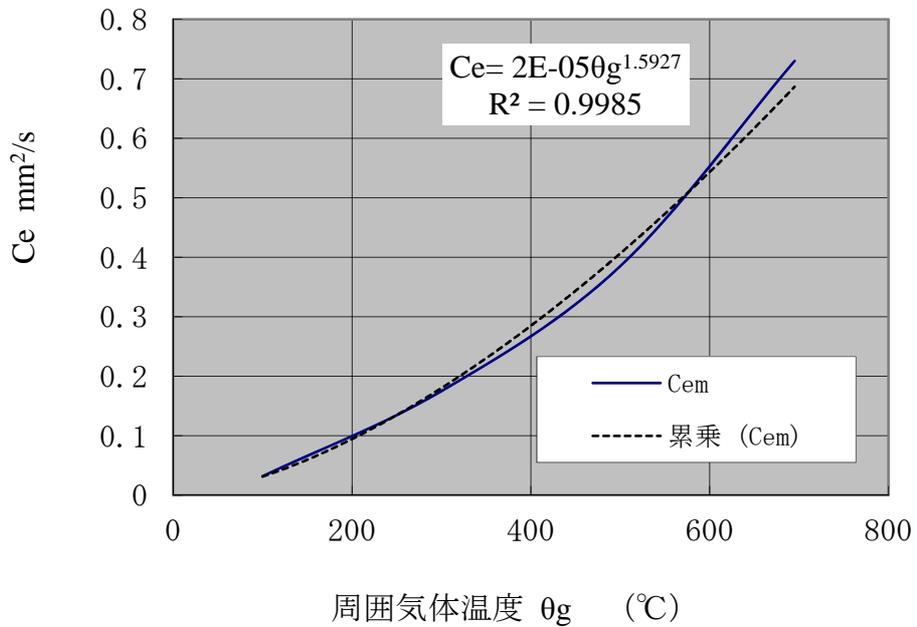


図 2.4 周囲気体温度とガソリン定数の関係

## 2.3.2 シリンダ内の温度、圧力、ガス質量、密度の計算

### 2.3.2.1 基礎式

前述の単一液滴の蒸発を考察する際の周囲気体温度として、先ず圧縮開始時の下死点の動作ガス温度について残留ガス成分を考慮して計算する。

計算式は以下の式(2.5)と式(2.6) [39] に実エンジン試験計測データを当てはめて、圧縮始めのシリンダ内の温度を算出した。

$$x_r = \left\{ 1 + \frac{T_r}{T_i} \left[ r_c \left( \frac{P_i}{P_e} \right) - \left( \frac{P_i}{P_e} \right)^{\left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \right] \right\}^{-1} \quad \text{---- (2.5)}$$

$$T_1 = T_r r_c x_r \left( \frac{P_i}{P_e} \right) \quad \text{---- (2.6)}$$

ここで

$$\text{残留ガス成分質量比率: } x_r = \frac{m_r}{m}$$

m: 新規空気質量、 $m_r$ : 残留ガス質量

$\gamma$ : 比熱比

$P_i$ : 吸気管圧力 (Pa 絶対圧)  $P_e$ : 排気管圧力 (Pa 絶対圧)

$T_1$ : 圧縮始めのガス温度(K)  $T_i$ : 吸入空気温度(K)  $T_r$ : 残留ガス温度(K)

J.B.Heywood [39]を参照して  $T_r = 1400$  K、 $(\gamma - 1)/\gamma = 0.24$  を適用する。

### 2.3.2.2 圧縮始めの状態の計算

計算対象とするエンジン仕様を表 2.1 に示す。

表 2.1 計算エンジン仕様

エンジン基本緒元			備考
ストローク	S (mm)	88.4	
クランク半径	r=0.5*S	44.2	
ボア直径	D (mm)	89	
コンロッド長さ	l (mm)	145.86	
連桿比	l/r	3.3	
行程容積	$V_s$ (m <sup>3</sup> )	0.000549949	
圧縮比	$\epsilon$	14	
隙間容積	$V_c$ (m <sup>3</sup> )	4.23037E-05	= $V_s/(\epsilon-1)$

計算に用いる定数とエンジン性能に関する数値を表 2.2 と 2.3 に示す、エンジン性能データは既知の量産エンジンの数値を使用している。

表 2.2 計算定数

比熱比	$\gamma$	1.3
	$1/\gamma$	0.769
	$(1-\gamma)/\gamma$	0.231
	$(\gamma-1)/\gamma$	0.231
大気比質量 (湿り空気)	kg/m <sup>3</sup>	1.0
ガス定数	kgm/kgK	29.27

表 2.3 エンジン性能数値データ(量産 4 気筒 2.0Ltr エンジン)

吸気管圧力	P <sub>int</sub> (kPa) ゲージ圧	-2
排気管圧力	P <sub>exh</sub> (kPa) ゲージ圧	57
吸気温度	T <sub>int</sub> (°C)	25
体積効率	EV (%)	100

以上の条件から求めた圧縮初めのガス状態を表 2.4 に示す。

表 2.4 圧縮始めのガスの状態

	単位	計算結果
式 (2.5) より残留ガス分率	%	0.0263
式 (2.6) より圧縮始めのガス温度	K	323.253
	°C	50.253
吸入空気量 = V <sub>s</sub> x 大気比質量 x 体積効率	kg	0.00055
残留ガス質量 = V <sub>c</sub> / (ガス定数 × 圧縮始め温度) × P <sub>exh</sub> <sup>1/γ</sup> / (P <sub>int</sub> <sup>1/γ</sup> )	kg	6.49E-05
作動ガス質量 = 吸入空気量 + 残留ガス質量	kg	0.0006
BDCでの密度 = 作動ガス質量 / (V <sub>s</sub> + V <sub>c</sub> )	kg/m <sup>3</sup>	1.038

この圧縮開始時の状態からポリトロープ圧縮(ポリトロープ指数 n = 1.3)を仮定して、筒内のガス温度を計算した結果が図 2.5 になる。

図中のクランク角度は -180 度 : 圧縮始めの下死点、0 度 : 燃焼上死点である。この図から、筒内に燃料が噴射されたタイミングに応じての液滴の周囲ガス温度と圧力を計算することが出来る。

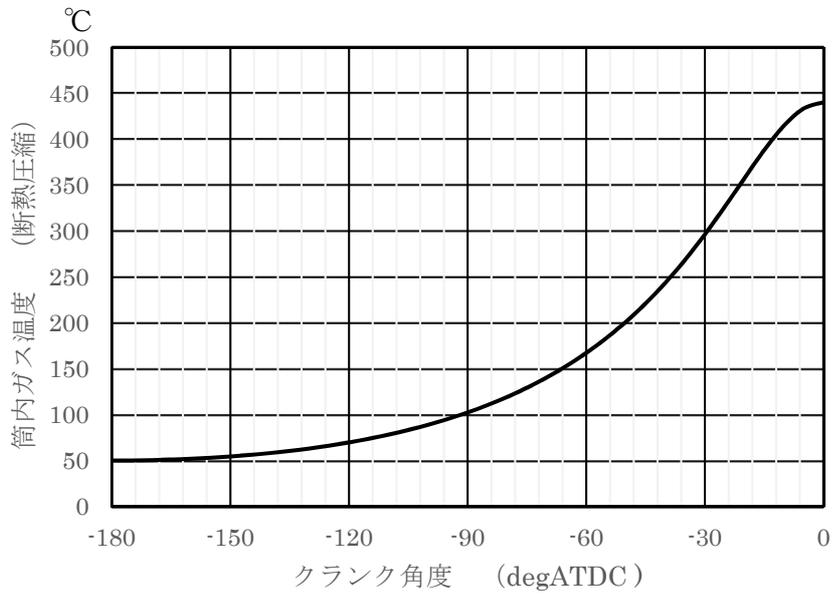


図 2.5 筒内ガス温度計算結果

### 2.3.3 液滴の蒸発までに要する時間

まず、液滴の蒸発定数を周囲ガス温度のみに依存するとして、式(2.3)から計算すると図 2.6 の通りとなる。

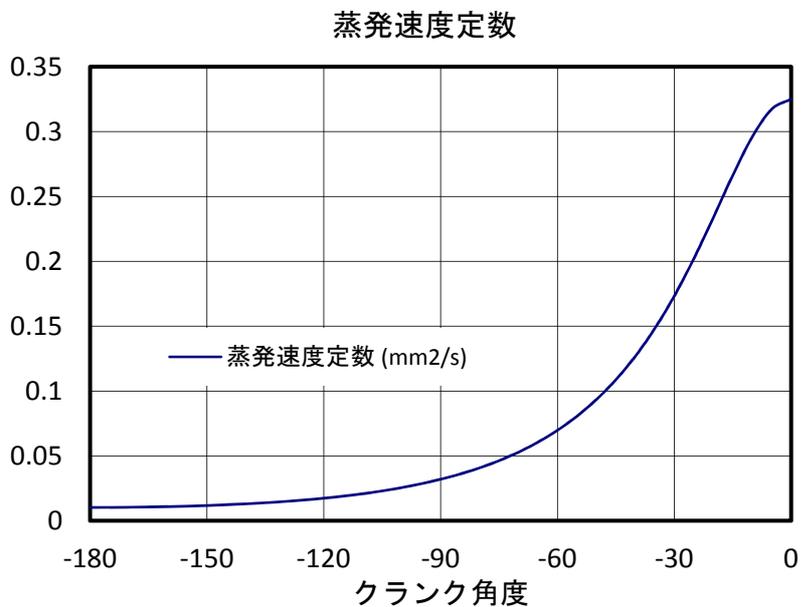


図 2.6 ガソリン液滴蒸発定数の計算結果

液滴の蒸発時間  $T$  は、あるクランク角度での蒸発定数を図 2.6 から導き、筒内投入液滴径を仮定すれば、式(2.1)から逆算して求める。

計算した結果を図 2.7 に示す。上死点付近での蒸発時間を分かりやすくするために縦軸を対数表示にしてある。

ガソリンエンジンの圧縮比は自然吸気エンジンでは一般的に 10.0~11.0 が比較的高い値であるが、ここではガソリン蒸発に有利かつ筒内直噴エンジンとして燃費向上に寄与するという意味を持って、圧縮比 14.0 を仮定している。エンジン条件は 7000rpm 全負荷条件の値を使用している。

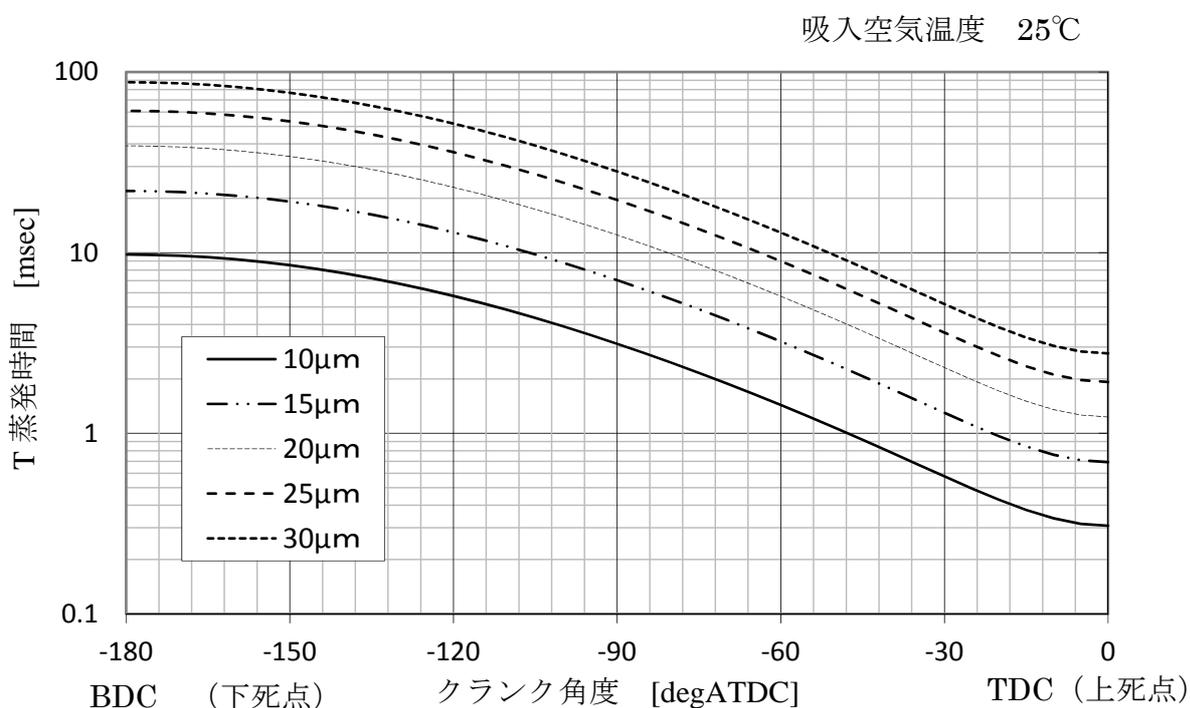


図 2.7 投入液滴径と蒸発に要する時間@7000rpm (縦軸：対数表示)

### 2.3.4 単一液滴の検討からのガソリン直噴エンジン成立要件

単一液滴の蒸発の基礎研究を元に、燃料液滴の蒸発にとって時間的、空間的な制約がポート噴射エンジンよりも厳しくなる直噴エンジンにおいて、予混合気を形成するための条件を推定した。燃料噴霧のザウタ平均粒径が  $10\mu\text{m}$  であるとしても、実際の粒径分布によっては  $40\sim 50\mu\text{m}$  程度の粒径は存在すると言われており、今回の計算結果から、そのような大きな液滴を圧縮空気の熱源だけで完全蒸発させるのは極めて難しいことが判明した。以上の考察から、直噴エンジンで点火前までに予混合気を十分に形成する為には、以下の条件を満たす必要があると考えられる。

- ① 粒径を小さくかつ粒径分布をコンパクトにし、最大粒径は 50 $\mu\text{m}$  以上の粒数を極力無くす。
- ② 吸入空気の流動による蒸発促進効果を活用するために、噴霧液滴は出来るだけ分散されて筒内に投入されること。
- ③ 筒内の壁面からの高温熱源を利用すること。

## 2.4 筒内流動開発手法

### 2.4.1 静的な筒内流動計測装置とその諸課題

筒内流動の開発には、実働エンジンと同等条件で筒内流動を計測しながら、吸気ポート形状を模索できることが理想的である。最近では、レーザー計測とデジタル高速度カメラの改良により、PIV法を用いて筒内乱流強度の詳細まで計測解析する報告[39]や、田端らのように燃焼室に観察窓を設置して燃焼室での筒内流動を計測する報告[40]など、この分野の計測技術が著しく進展している。しかしながら、吸気ポート開発の実務という観点からすると事実の観察と人の発想力を組み合わせることが重要であり、そのために、新たに従来の筒内流動計測方法に吸気バルブ出口流速分布計測を取り入れた方法を開発した。その有用性について、乱流数値解析（RANS：Reynolds Averaged Navier-Stokes）と比較して述べる。

### 2.4.2 従来の筒内流動計測手法

従来の静的な筒内流動計測手法とは、図2.8に示すような安定した空気吸入装置を用いて、吸気ポートが作り出す静的な筒内流動（スワール比、タンブル比）を計測することである。

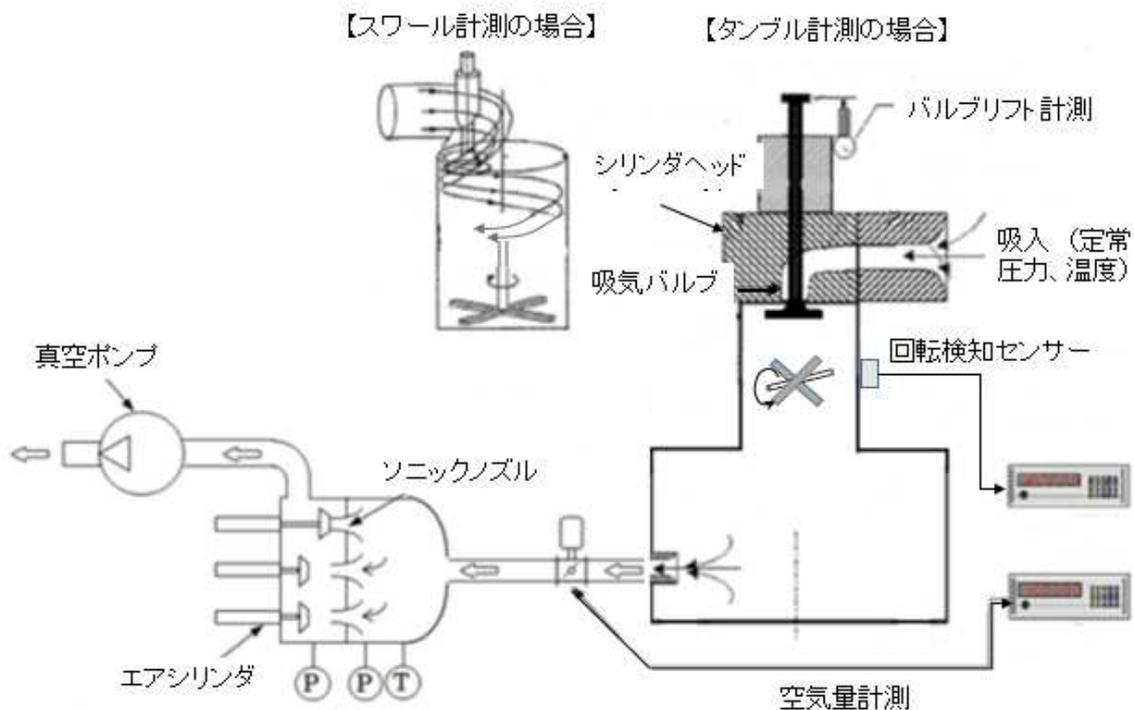


図 2.8 筒内流動計測法（静的な計測）

### 2.4.3 吸気ポート形状と吸気バルブ近傍の流速分布計測

筒内流動の 2 次元的計測は、平面形状にしたレーザー光をガラスシリンダに投入し、トレーサ粒子を混入した空気を吸入させて、そのミー散乱光を高速度カメラで撮影することで流動計測する方法、あるいは図 2.9 に示すように瞬時レーザー光を 2 分割して投光し、2 時刻法を使ってトレーサ粒子の移動を確率的に追跡する PIV 法を用いて流動計測する方法などが実用化されている。しかしながら、この方法では光はシリンダ部に投入可能であっても、お椀が伏せられたような位置関係にある燃焼室内および吸気バルブ出口領域を観察することは容易ではない。

そこで、シリンダの中の流れ場は吸気バルブからの流れに依存するという観点から、的確かつ容易に吸気バルブ出口の流速分布の情報を得る手法を考案した。

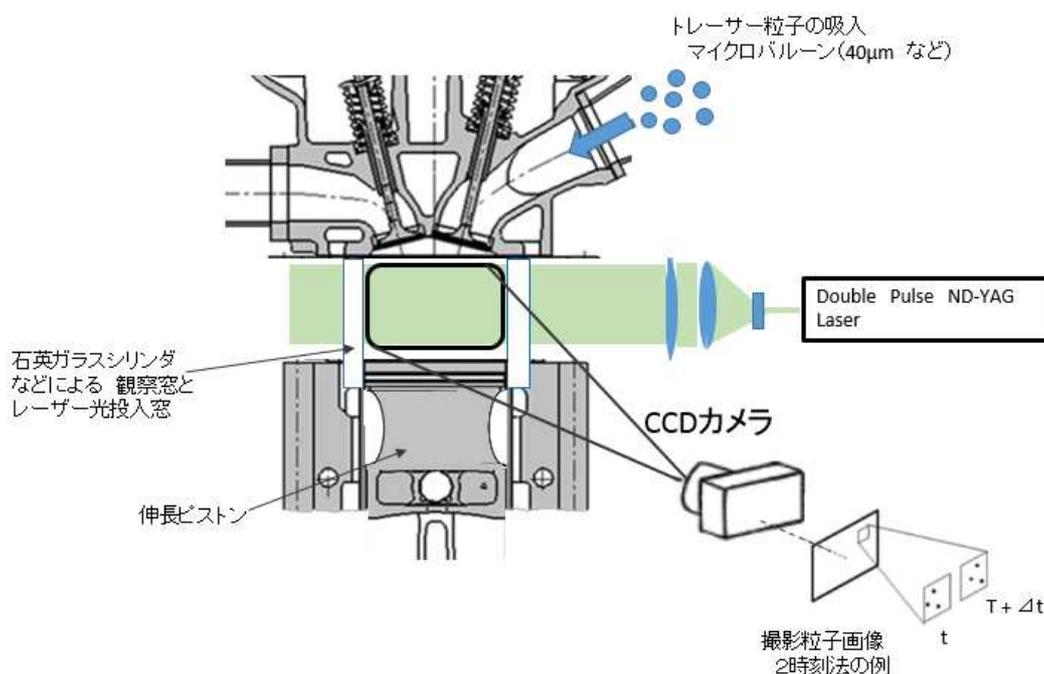


図 2.9 PIV 法による筒内流動計測

### 2.4.4 吸気バルブ弁座部へのピトー管設置

古典的であるが、ピトー管を利用した流速計測手法を採用した。吸気弁中心の弁棒部分を通過する形で極めて細い穴を掘り開けて、図 2.10 のように弁座部にピトー管を装備する。この方法には二つの利点がある。一つ目は、エンジンシリンダの外部からではアクセスしにくい流動場を計測出来ることである。二つ目は、ピトー管で計測される流速は、その上流の吸気ポート形状によって決定された流れ場であり、計測プローブ自体の存在が流動計測結果に与える影響が無いことである。

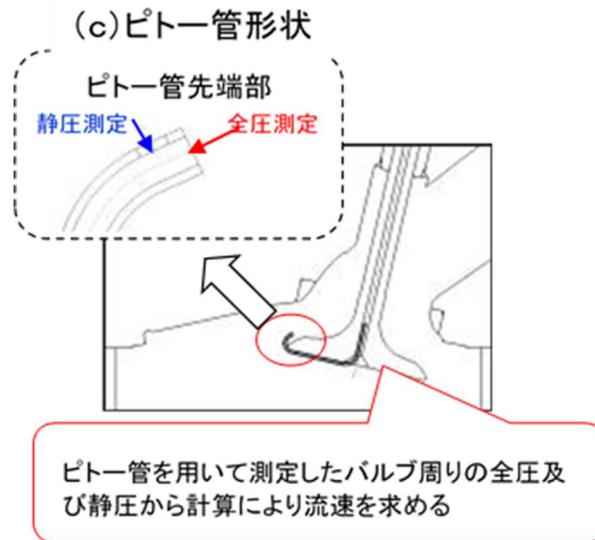
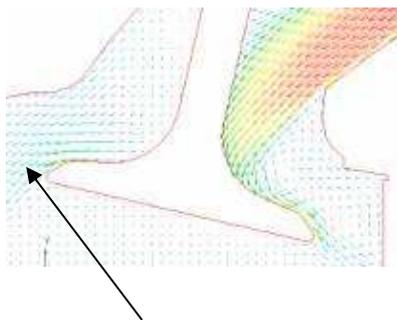


図 2.10 吸気弁ピトー管

この吸気弁ピトー管を用いて、吸気バルブリフトを変えながら、周囲 360 度を 10 度刻みで流速を計測した。ピトー管の設置方向は、図 2.11(a)に示すように、予め数値解析で弁座部近傍の流れ場を可視化し、弁座部の流れと平行になるようにピトー管の角度を調整した。流速はピトー管にて測定した全圧及び静圧より図 2.11 (b)に示す計算式(2.7)で求める。

(a)流速ベクトル方向



●バルブフェイス面近傍の流速ベクトル方向とピトー管の全圧測定方向を合わせる。

(b)流速計算式

----- (2.7)

$$V = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}}$$

V:流速

Pd:動圧(Pt-Ps)

Pt:全圧

Ps:静圧

$\rho$ :密度

図 2.11 弁座部ピトー管による流速計測

## 2.4.5 吸気バルブ近傍流速分布の乱流数値解析 (RANS)

筒内直噴エンジンでは2.3項で述べたように、燃料蒸発促進のために筒内流動を形成する必要がある。その場合ポート内に上下分割壁を設けて下側だけを流すようなタンブルバルブを設けたり、あるいは吸気ポート出口で気流を上側にジャンプさせるような形状を設けたりして、剥離を伴う気流を活用することがある。その為、数値計算 (RANS) による気流シミュレーションには、その剥離をより良く再現できる乱流モデルを選ぶ必要がある。

そこで、剥離・再付着を伴う典型的な流れ場であるバックステップ流れを計算課題として、乱流解析モデルとして良く用いられる標準  $k-\varepsilon$  モデルと低レイノルズ数  $k-\varepsilon$  モデルのどちらが、これから本項で用いる市販ソフトウェア SCRYU/Tetra において優位であるか比較検証した。この課題は良く知られた方法で、1980-1981年スタンフォード会議において取り上げられて以来、乱流モデルの検証として使われてきたものである。今回の計算に使用したバックステップ流れの解析モデル形状は、図 2.12 の通りである。[41]

$$ER = \frac{D+H}{D} = \frac{3}{2} = 1.5$$

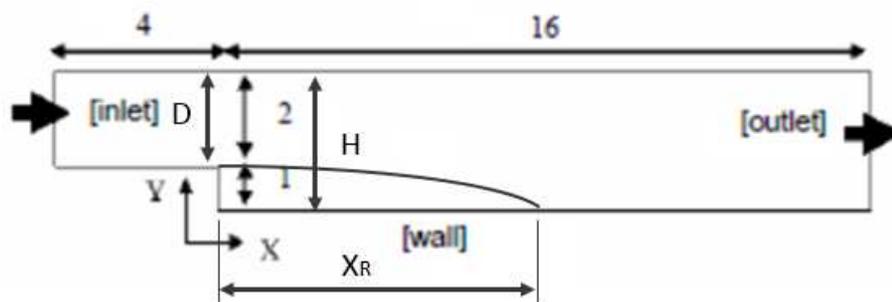


図 2.12 バックステップ乱流計算解析モデル

標準の  $k-\varepsilon$  モデルでは、発達した高レイノルズ数領域をモデル化しているが、乱流エネルギーが最も多く作られるのは壁近傍 ( $y^+ < 30$ ) であり、壁からの剥離現象を伴う解析では、壁近傍の乱れを詳細に取り扱う必要がある。ここでは SCRYU/Tetra に組み込まれている低レイノルズ数  $k-\varepsilon$  モデルの中で、安部、長野、近藤が提案したモデル (以下 AKN モデル) [42] に加えて乱流エネルギーが多く生成される壁近傍の乱れの非等方性 [43,44] についても考慮したモデルを使用している。

(詳細の基本式については、補遺「乱流計算基礎式」を参照)

図 2.13 は標準  $k-\varepsilon$  モデル、図 2.14 は低レイノルズ数モデルの結果である。

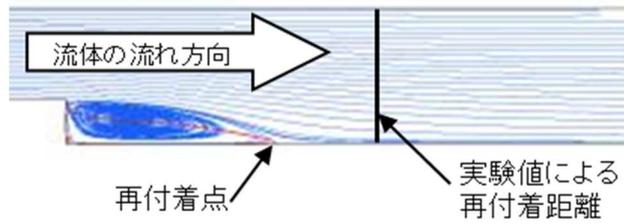


図 2.13 標準 k-ε モデル

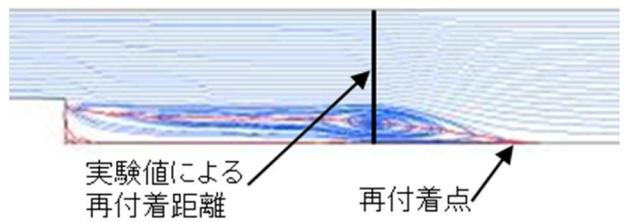


図 2.14 低レイノズル数 k-ε モデル

バックステップ流れの再付着点の実験結果は概略  $XR=6.5\sim 7H$  であり、Eaton らの研究[45]では流入流れが十分に発達した流れとして  $ER=1.67$  に対して  $XR=7.95$  の結果が示されている。図 2.15 に両モデルの数値計算結果の比較を示す。標準 k-ε では再付着距離は Eaton らの試験結果に比べて短い距離であり、低レイノズル数モデルの結果は長い距離になり、その精度は  $-30\%\sim +37\%$  と再現性があるとは言い難い結果であった。そこで、実際の吸気バルブ出口流速分布計算に応用した場合における両モデルの評価を実施したので、次項で述べる。

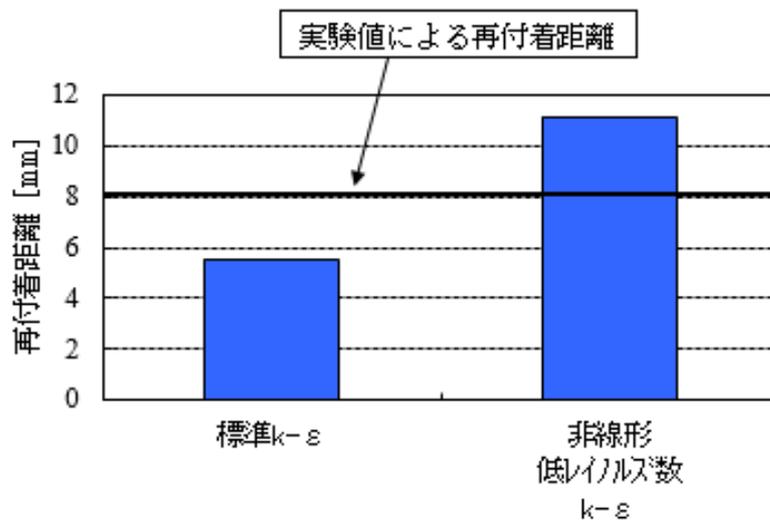


図 2.15 バックステップ流れの実験結果と乱流モデル比較

## 2.4.6 バルブ周りの噴き出し流速比較

吸気バルブ周りの流速分布について、ピトー管計測結果と2種類の $k-\varepsilon$ 乱流モデル計算結果を図2.16と図2.17に示す。2種類の乱流モデル計算とも、ピトー管計測よりも流速が大きく計算される傾向があるものの、低レイノルズ数モデルのほうがピトー管計測の流速分布との相関係数が高いことが分かる。次項で吸気ポート開発の実例を述べるが、その際の吸気ポート流れ数値計算には低レイノルズ数モデルを使用する。

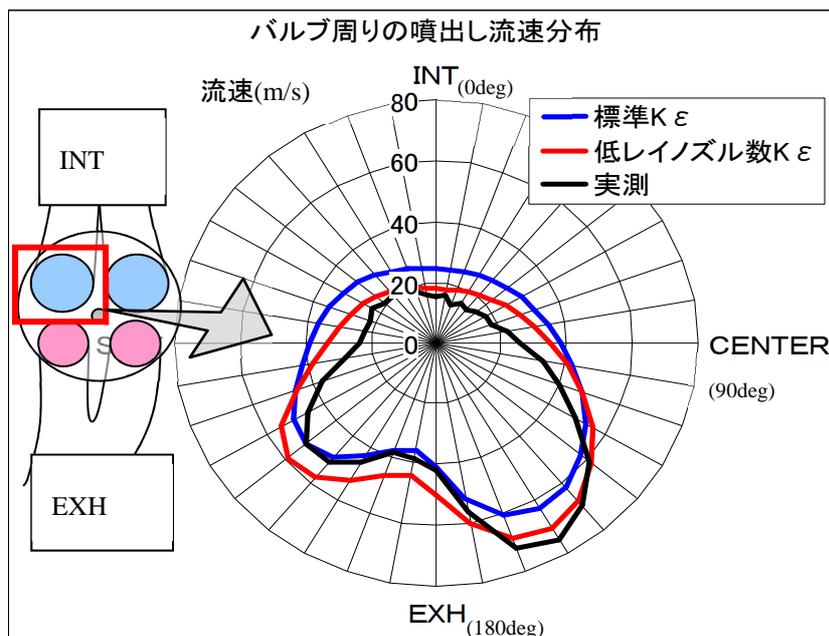


図 2.16 吸気バルブ出口 流速分布比較

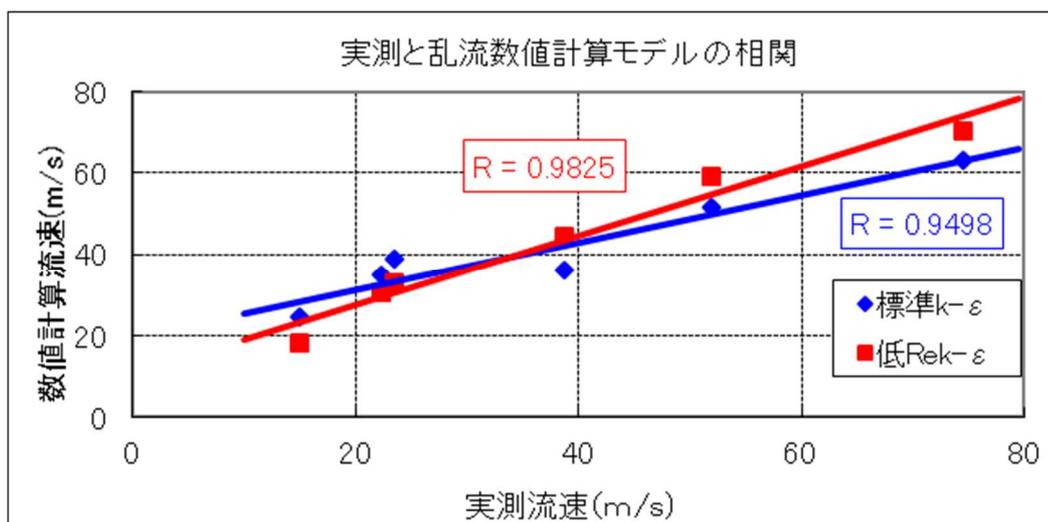


図 2.17 吸気バルブ出口流速のピトー管実測と乱流数値計算結果  
標準  $k-\varepsilon$  モデルと低レイノルズ数モデルの比較

## 2.4.7 吸気バルブピトー管による高タンブルポートの開発

筒内流動で高タンブルを発生させるには、吸気ポートからの噴出し流れをシリンダの排気側かつシリンダ中央部に向かって多く流れるようにする必要がある。

ここではピトー管手法により、異なるタンブル比の吸気ポート形状が予め既知である場合を例に取って、その形状をデジタルスキャンして作った 3D モデルによる低レイノルズ数  $k-\epsilon$  乱流モデル計算(以下、本項では数値計算)とピトー管計測の結果を比較考察する。

### 2.4.7.1 吸気ポート内上下流れとタンブル強化の比較検討

吸気ポート形状を検討するに前に、図 2.18 で示すように、吸気ポート内に上下の仕切板(タンブルプレート)を取り付けて、その上下どちらがタンブル強化に有効であるか数値計算により検討した。

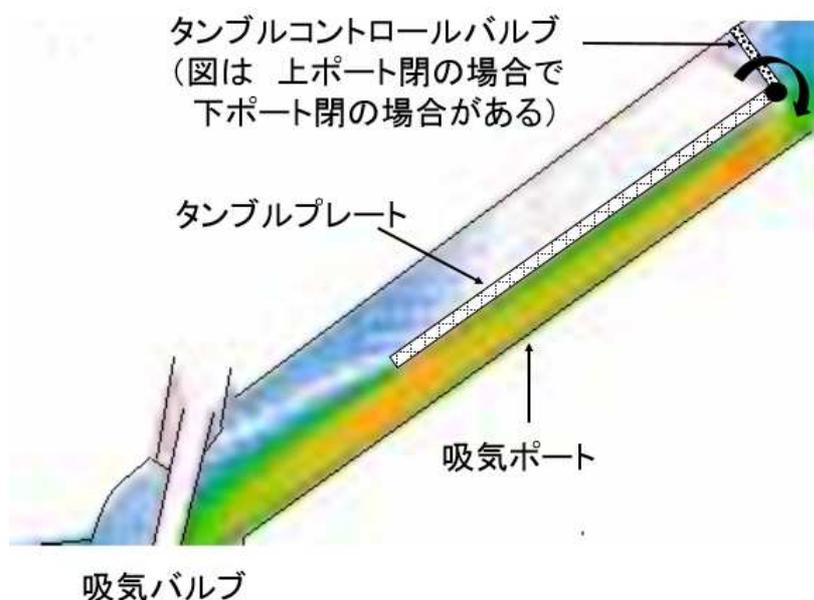


図 2.18 タンブル流強化要因検討のモデル形状

2 弁ある吸気バルブの片側吸気ポート中心断面から見た筒内流動の計算結果を図 2.19 に示す。図 2.19 の A 部と B 部を比較すると、ポート下側を主流とした方が、ポート上側を主流とした場合に比較して、タンブルプレートを離れた後流での流速が高く維持されていることが分かる。

この影響で、シリンダ内の流れは大きく変わり、特にポート下流しの場合は、吸気バルブ直下の C 部に強い渦流の核が見て取れる。

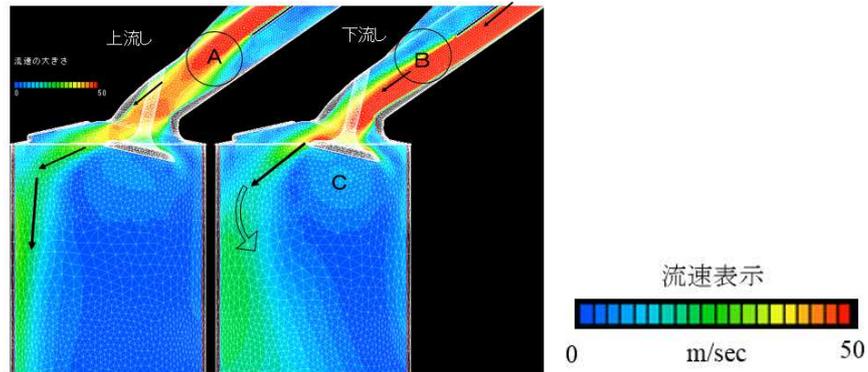


図 2.19 吸気ポート上流側流れと下流側流れによるタンブル流の比較

#### 2.4.7.2 下流れポート部の改良模索

筒内タンブル流を強化するには、シリンダ中心縦断面での縦回転成分を強化することが重要で、吸気バルブからシリンダに入る気流をシリンダを上からみて中央部に多く流せる吸気ポート形状について考察した。

具体的には、2.4.4 項で述べたピトー管計測とタンブル比計測を実施しながら図 2.20 に示すように吸気ポート形状の外側に粘土を盛りながら、タンブル比の高い形状模索を実施した。結果として、タンブル比 TR1.56 の A ポートとタンブル比 TR1.66 の B ポートの 2 種類が見出された。その詳細の形状を、図 2.20 に示す。

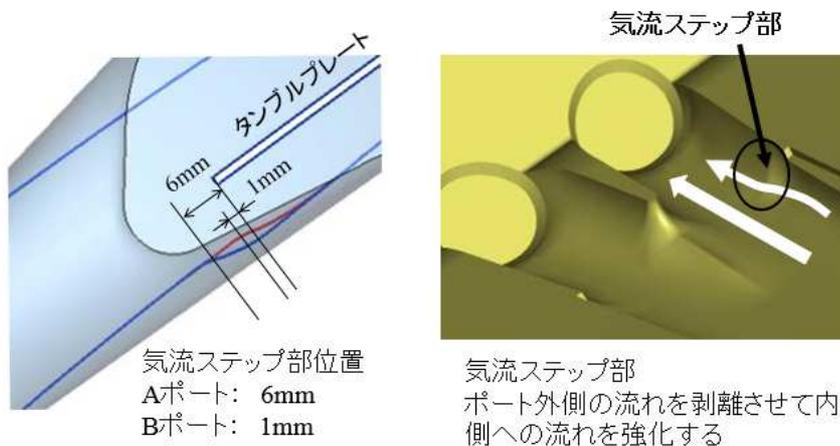


図 2.20 吸気ポート気流ステップ部形状

(A ポート: タンブル比 TR 1.56 と B ポート: タンブル比 TR 1.66)

次に、A ポートと B ポートのタンブル比の変化要因について、低レイノルズ数乱流モデルによる数値解析の結果から、考察する。数値計算解析断面を図 2.21 に示す。



図 2.21 解析断面図

図 2.22 に Z 視断面における流動場の解析結果を示す。A ポートの方が B ポートよりポート出口で上に向かう流れ成分が多く、B ポートではシリンダ入り口まで流速の早い部分が吸気ポート下側に偏在していることが分かる。

A ポート仕様／タンブル比 TR=1.56      B ポート仕様／タンブル比 TR=1.66

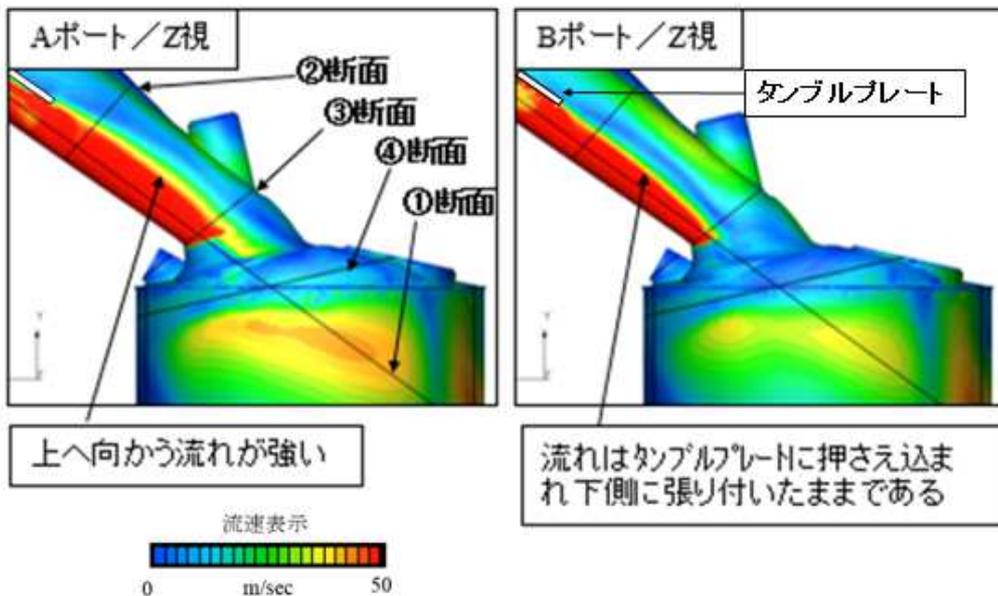


図 2.22 Z 視 流れ比較

図 2.22 における①断面の Z 方向流速分布について、図 2.23 に示す。吸気バルブ出口の流速を比較すると、A ポートの方がシリンダ壁（図中下側方向）に向かう 10m/sec 以上の速度領域が広いことが分かる。この要因となる上流側の流速を図 2.24 に Z1-Z2 断面流速分布として表すと、A ポートの方がシリンダ外側（Z2 方向）へ向かう流れが Z1-Z2 中間地点で 1.0m/sec 速いことが分かる。つまり、A ポートではシリンダ壁に向かう流れが強く、B ポートに比較してシリンダ中心で回転する流れが弱くなっていると考えられる。その結果、B ポートのタンブル比が高くなると考えられる。

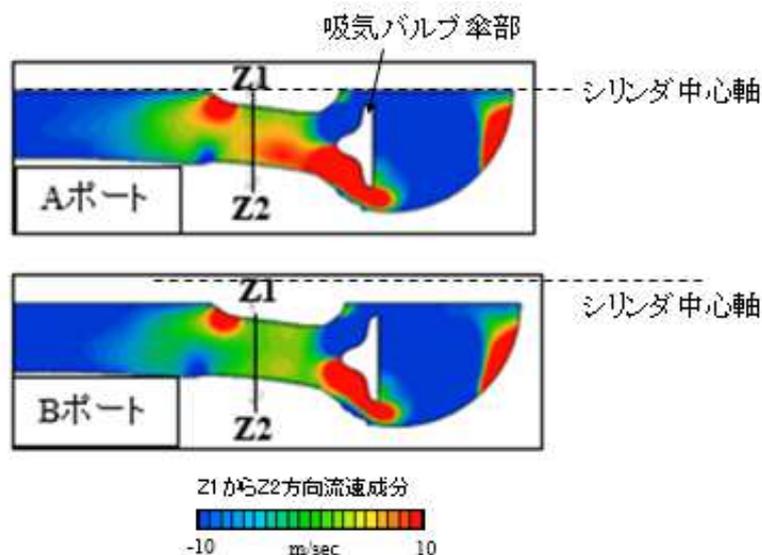


図 2.23 ① 断面の流速 Z 方向成分の比較

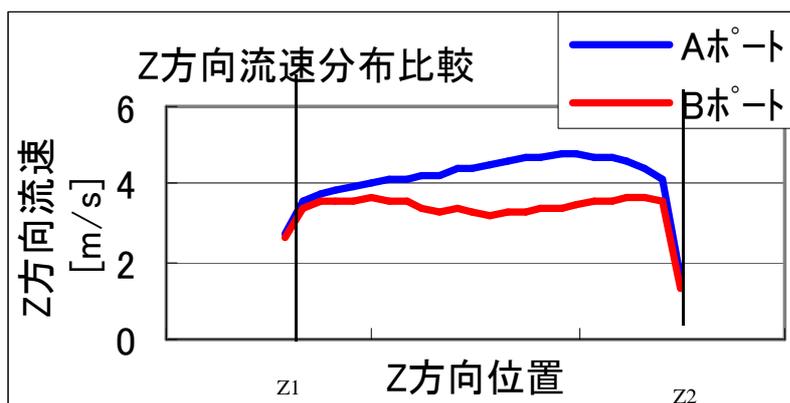


図 2.24 Z1 - Z2 断面の Z 方向流速比較

図 2.25 に図 2.22 に示す④断面における吸気バルブ出口の流速分布の解析結果を示す。A ポートに比較して、B ポートは吸気バルブからシリンダ中心に向かう流れが強いことが分かる。図中⑤断面について、図 2.26 に解析結果を示す。B ポートでは吸気バルブ真下でのタンブル渦の領域が A ポートより広がっていることが分かる。以上のとおり、図 2.20 で示した吸気ポートステップ位置 5mm の違いによるタンブル比への影響について、低レイノルズ数乱流モデルを用いることで、その要因を理解することが出来た。

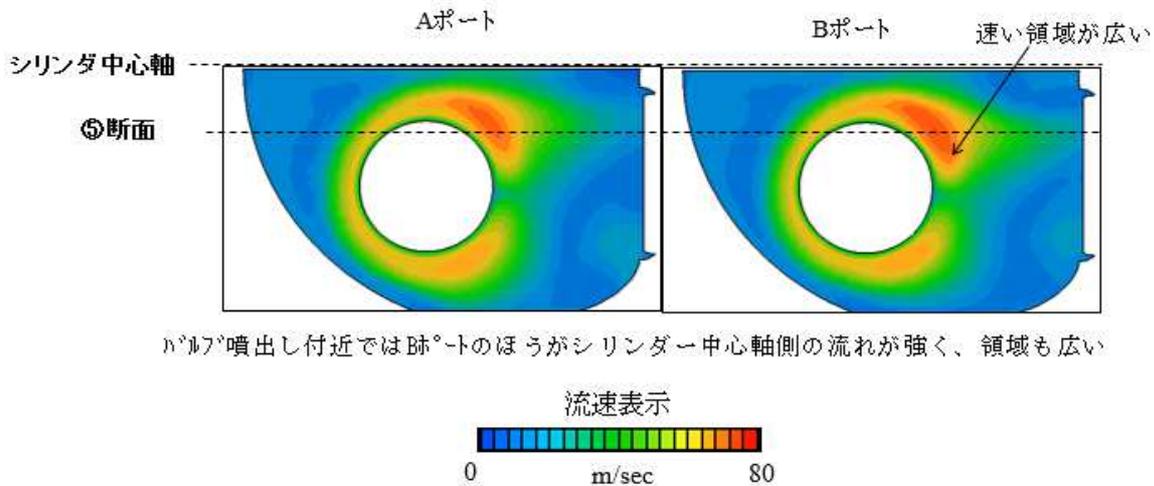


図 2.25 ④断面:吸気バルブ出口の流速分布比較

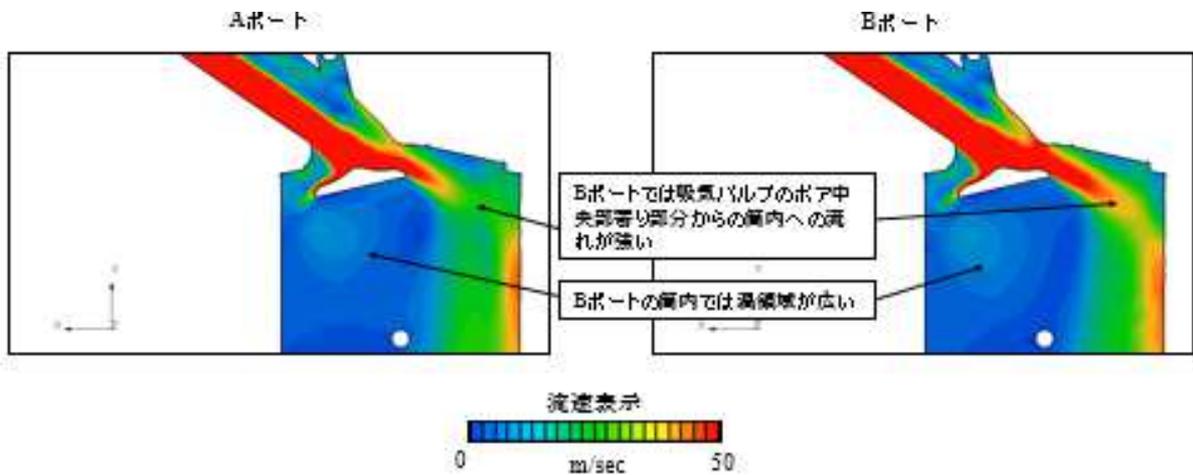


図 2.26 ⑤断面の流速分布比較

#### 2.4.8 下流れポートのバルブ周り流速分布比較のまとめ

本項では、2.4.4 項で述べたピトー管計測法でも数値計算と同様に、吸気バルブ出口流速分布の違いを検知出来るかどうか考察する。

吸気バルブ出口流速分布について、図 2.27 の左図にピトー管計測の結果、右図に数値計算結果を示す。ピトー管計測と数値計測結果の比較では、数値計算の方が全体に流速が高く、特にボアサイド側 (図中 **SIDE**) では 1.5~2 倍の流速の違いが認められるが、基本的には、高いタンブル流を形成する吸気バルブ出口分布はボアセンター側強い流れがあることが重要であることが示されている。

A ポートと B ポートの流速比較では、ボアサイド側 (図中 **SIDE**) では A ポートの流れが強く、ボアセンター側 (図中 **CENTER**) では B ポートの流れが強いという結果が、ピトー管計測でも数値計算同様に検出されている。

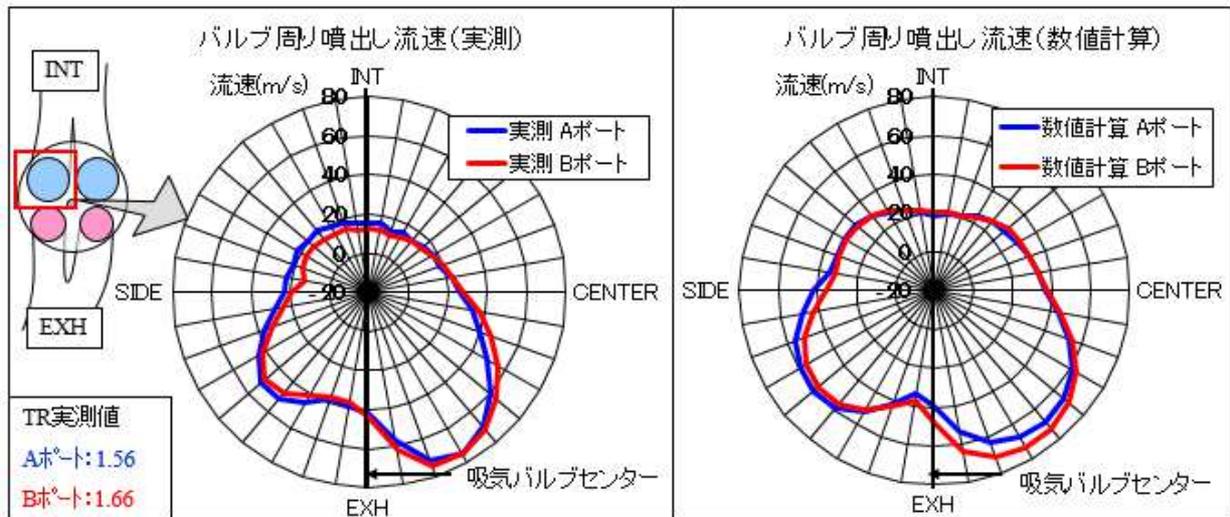


図 2.27 ピトー管流速分布（実測）と数値計算の結果比較

#### 2.4.9 吸気バルブ出口流れ場のピトー管解析手法のまとめ

新たな吸気ポートを提案するにあたり、出来るだけ簡易的な手法として吸気バルブ出口部のピトー管流速分布計測法を提案した。

また、乱流を生成する吸気ポートの RANS 数値計算については、標準  $k-\epsilon$  モデルと低レイノルズ数モデルについて評価した。ピトー管計測よりも流速が大きくなる傾向は共通するものの、低レイノルズ数モデルの方が計測結果との相関が高いことが確認された。

異なるタンブル比の吸気ポートに対して、低レイノルズ数乱流モデルとピトー管流速分布計測法の結果を比較し、流速分布の違いの検知として、同等であることが示された。

実務での吸気ポートの模索手法として、ピトー管流速分布計測法は現場での粘土などによる形状模索に有効であると考えられる。

## 2.5 高圧ガソリンインジェクタの噴霧観察

### 2.5.1 主旨

実機では燃料を 8MPa から 15MPa の高圧にして、ニードル弁を持った電磁誘導コイルもしくはピエゾ素子を用いたインジェクタで筒内に燃料を噴射するので、単一粒径の液滴が筒内に置かれることはなく、燃料液滴は粒径分布を持ち、噴射圧に応じたモーメントを持って筒内に噴射される。

筒内混合気形成プロセスを開発できるようになるためには、噴霧特性を理解する必要がある。それは、噴霧の微粒化観察と粒径・速度計測に代表される解析であり、高温高圧場まで考慮した噴霧挙動計測の報告も実施されている。[46] 本項では、本研究で用いたいくつかの計測手法と結果について示す。計測結果は噴霧シミュレーションの基礎データとして利用されている。噴霧シミュレーションについては 2.6 項で述べる。

### 2.5.2 噴霧の計測方法

噴霧の撮影はいくつかの手法があり、どこまで細かい噴霧(微粒化された液滴)を観察するかによって、光源、投光方向、カメラ、液滴による散乱光の受光方法などを適切に選ぶ必要がある。ここでは 噴霧の全体像を把握するためのストロボスコープによる撮影、1 回噴射による連続した噴霧の挙動を把握するための高速度カメラ撮影、瞬間的な噴霧の微細な構造を把握するためのエキシマレーザーによる噴霧の散乱光撮影について述べる。

#### 2.5.2.1 試験条件

- ・使用燃料 : n-Heptane
- ・燃料圧力 : 10MPa
- ・噴射期間 : 1.0msec と 1.5 msec
- ・噴射周波数 : 100 Hz
- ・雰囲気圧力 : 大気圧下および高圧容器を用いた 0.36 MPa と 0.51 MPa 雰囲気下

### 2.5.2.2 高压容器

高压雰囲気下での噴霧計測には図 2.28 に示す高压容器を使用し、観察と光源用に石英ガラスによる耐圧窓を4方に設けている。

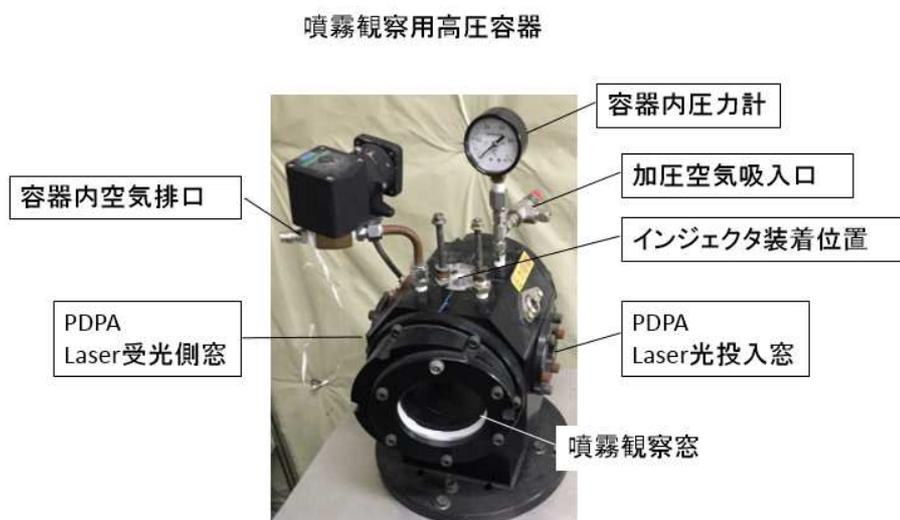
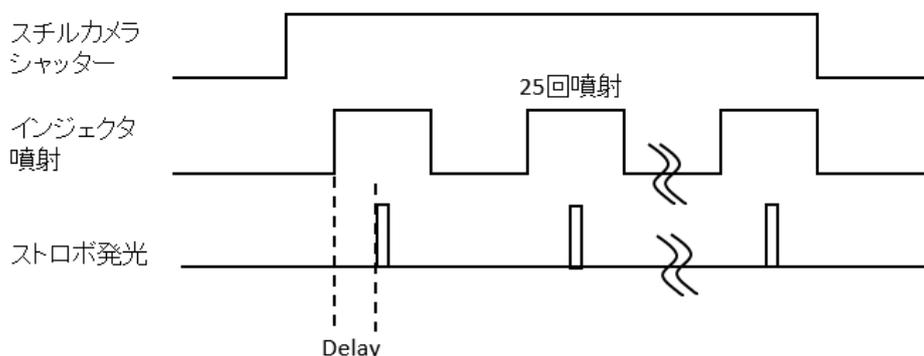


図 2.28 噴霧観察用高压容器

### 2.5.2.3 ストロボスコープによる噴霧の撮影

暗室にてストロボスコープを噴射周波数に同期させながら、噴射開始を 0msec として、ストロボ発光タイミングを数 msec のオーダーで遅延シフト (Delay) することで、ある特定タイミングの噴霧に投光し、スチルカメラのシャッターを開放している間の噴霧画像を得る。スチルカメラのシャッター、インジェクション期間、ストロボ発光のタイミングチャートを図 2.29 に示す。この場合、噴霧は複数回 (図 2.29 では 25 回) の噴射画像の重積画像となる。



ストロボ発光した期間の噴霧形状を n 回 スチルカメラに重積画像として撮影する

図 2.29 噴霧撮影タイミングチャート

#### 2.5.2.4 高速度カメラによる噴霧の撮影

暗室にて、ハロゲン光源を用いるなど適切な投光状態で、20000fps（fps:コマ/秒）、解像度 256 x 418 ピクセルの高速度カメラを使用して噴霧を撮影した。全体のシステムは図 2.30 に示す通りで、噴射開始指示信号で高速度カメラ撮影開始トリガーを掛けることで1回の噴射噴霧の全体画像を取得する。

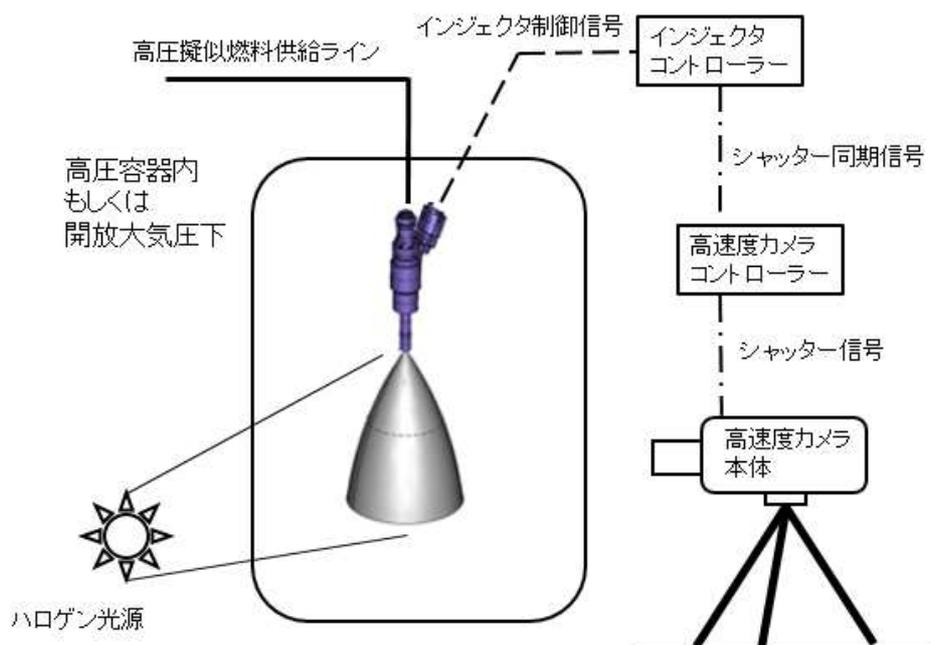


図 2.30 高速度撮影システム

### 2.5.2.5 エキシマレーザーシートによる噴霧散乱光撮影

エキシマレーザーXeCl の波長は紫外光 308nm の為、紫外光を透過する UV ニッコールレンズ、波長 220~900nm を使用して、通常の 35mm カラーフィルム(ASA100)に感光させて噴霧撮影する。エキシマレーザー光を用いる有用なポイントは 発光期間が 20 ナノ秒 (nsec) という 噴霧挙動の msec オーダーに比較して 1/1000 もの短時間光源であるので、高速に動く噴霧の瞬間画像を撮影可能にすることである。図 2.31 に計測系の模式図と図 2.32 に噴霧、カメラのシャッター、エキシマレーザー光のタイミングチャートを示す。尚、エキシマレーザーからの出口光は四角形状であるが、変形レンズ群によるシート光学系を構成して、厚さ 0.5mm のスリット光にしている。

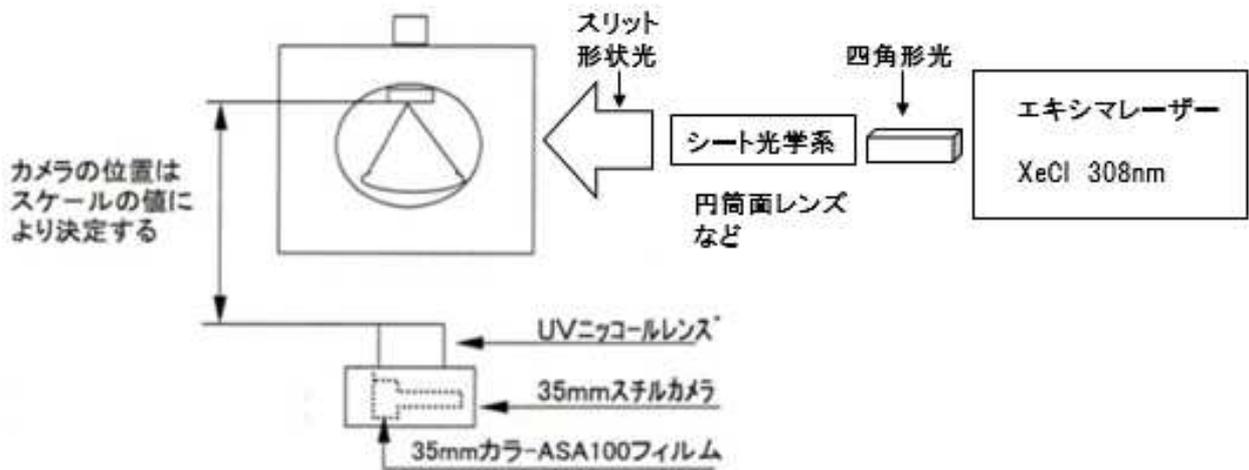


図 2.31 エキシマレーザーによる噴霧撮影

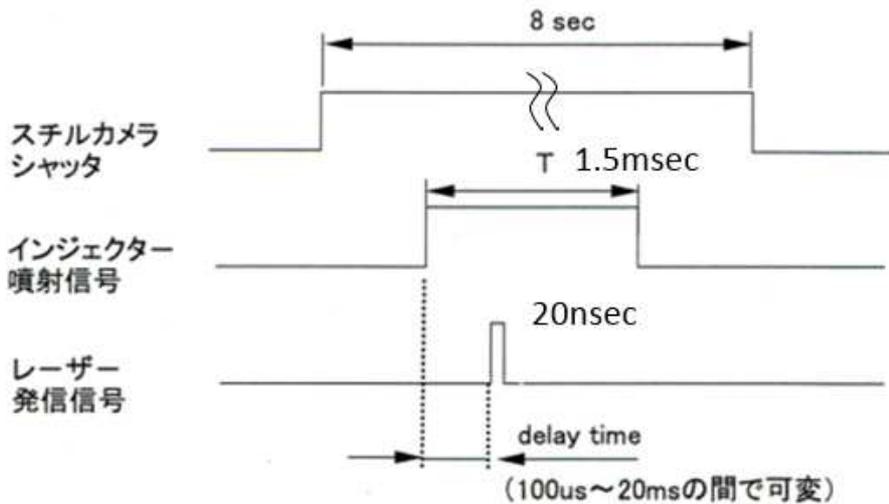


図 2.32 エキシマレーザーによる噴霧撮影タイミングチャート

### 2.5.2.6 撮影噴霧形状の寸法定義

撮影された噴霧の形状を計測するための採寸定義を図 2.33 に示す。前述の撮影画像はこの定義に従ってデータ整理される。

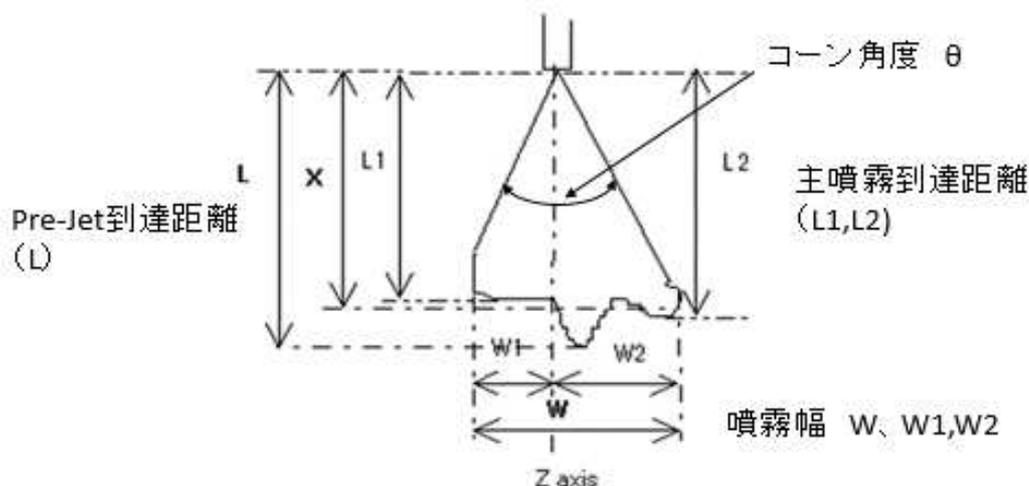


図 2.33 噴霧形状の寸法定義

### 2.5.3 高速度ビデオ撮影

ここでは、スワールインジェクタを用いた、高速度ビデオ撮影結果を示すが、先ず簡単にスワールインジェクタの構造を図 2.34 に示す。

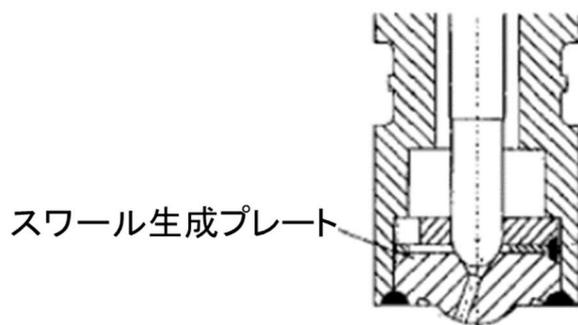


図 2.34 スワールインジェクタ構造

スワールインジェクタはニードルがリフトする際に燃料に旋回流を与えて、噴射による燃料へのせん断力と空気のエントレインメントを促進して、液膜から液滴に分裂させることを意図したインジェクタである。高速度撮影時の 霧囲気圧力は大気圧 0.1MPa、0.36MPa、0.51MPa であり、噴射期間は 1.0 msec である。使用したインジェクタの 0.1 MPa での噴霧円錐角度（噴霧角）は 70 度である。連続ビデオ画像から、噴射開始後 1msec 後と 3msec 後の画像を抜き出して図 2.35 に示す。

噴射初期は噴孔から燃料が直線的に噴出し、Pre-Jet と呼ばれる先端噴霧が形成されるが、ニードルリフトが十分に大きくなり、流出燃料が多くなると旋回成分が大きくなり円錐形状に推移する。この様子が 0.1MPa, 1msec で良く捉えられている。3msec になると噴射終了した液滴群が球状となって形成されているが、液滴の分布は先端付近が濃いことが分かる。

スワールインジェクタの燃料分布は円錐壁の構造であり、中心部は中空である。それゆえに、雰囲気圧力の影響を受けて、噴霧の形状は変化する。この様子は 0.36MPa , 0.51MPa と雰囲気圧力が高まるにつれて顕著となり、Pre-jet の形成がしだいに小さくなり、噴霧のペネトレーションが抑制されてくることが分かる。この雰囲気圧力の違いによるスワール噴霧の形状変化については、噴霧内への周囲気体のエントレインメントの違いが要因であり、高圧環境下では、旋回流により外側に向かう液滴により大きな抵力が働くために、円錐角度は小さくなり、噴霧円錐の内側からの気体の供給が小さくなる。したがって、相対的に円錐の外側の圧力が内側より高いことも相まって円錐角度は小さくなる。[47]

実際のエンジンに用いる際には、円錐形状の噴霧角度はスワール生成プレートで調整出来るので、いくつかの噴霧角度のインジェクタをエンジン実験で試験して選定する。

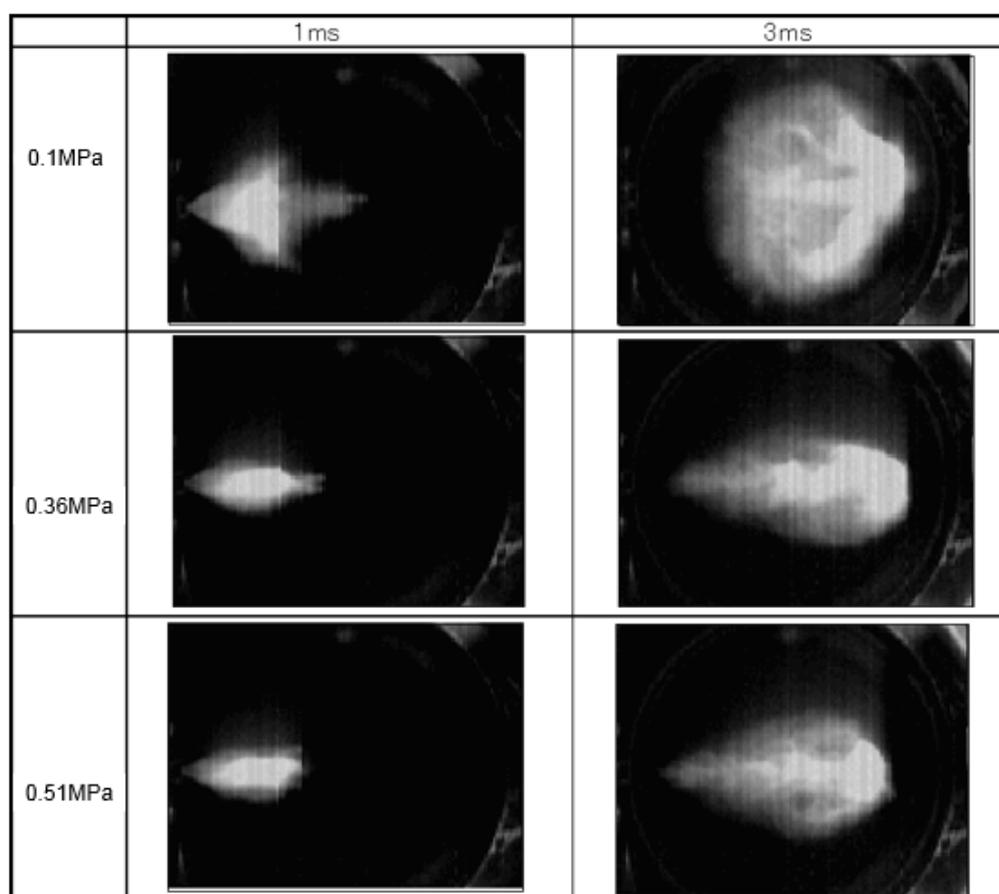


図 2.35 高速度ビデオによる噴霧撮影 大気圧 0.1MPa, 0.36MPa, 0.51MPa の比較

#### 2.5.4 ストロボスコープ撮影

前項の高速ビデオ撮影と同じ噴霧で、ストロボスコープ撮影を 2.5.2.3 項の方法で実施した。撮影条件は下記の通りであり、噴霧画像は 25 回噴射された噴霧の重積画像として、噴霧の特性を把握出来るようにしている。

##### <撮影条件>

スチルカメラ : Nikon F3

シャッター速度 : 1/4 sec

露光 : 5.6

燃料噴射頻度 : 100HZ

ストロボ設定 : 噴射開始を 0.0msec として、発光タイミングを調節

大気圧下 (0.1 MPa) の撮影結果を図 2.36 に示す。噴射開始からのストロボ発光の Delay Time を時刻毎に並べることで、連続したビデオ画像のような情報を得ることが出来る。(実際は別々の噴霧の画像である。)

この画像から噴霧の先端到達距離、噴霧幅のデータを読み取りグラフ化すれば、インジェクタ特性を把握することが出来るので、高価な高速ビデオが無い場合でも基本的な特性を把握できる。

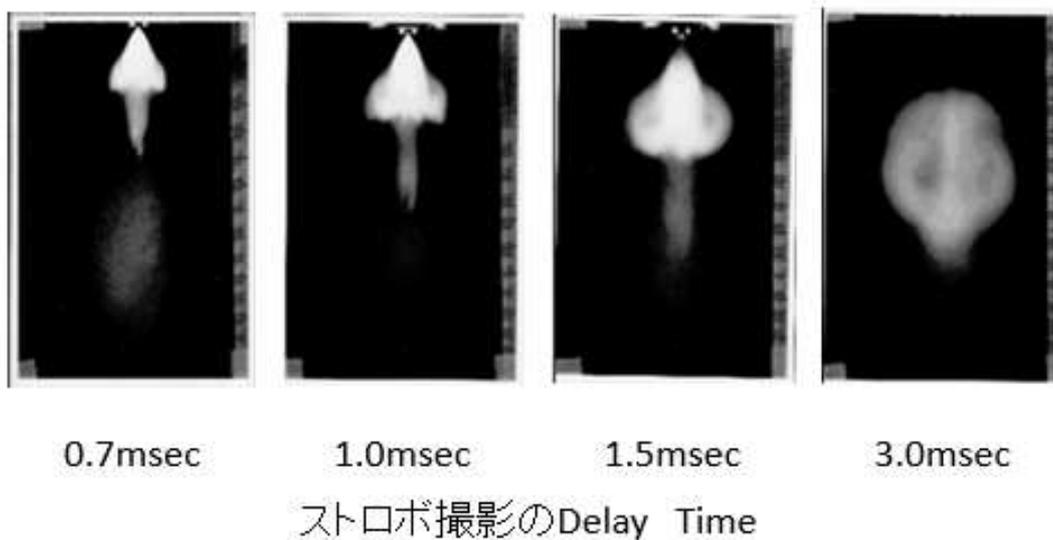


図 2.36 大気圧下での噴霧撮影

筒内噴射エンジンの場合、圧縮行程中に燃料を噴射する場合がある。この状態での噴霧形状を調べる為に高圧雰囲気下でのストロボ撮影を実施した。図 2.28 に示した压力容器に窒素ガスを充填して、万一の自着火を防ぐと共に高圧雰囲気条件を作り出し、高圧容器内にストロボ光を投光することで撮影を実施した。

噴霧噴射期間は 1.0msec, ストロボ露光タイミング Delay time 1.0 msec として、雰囲気圧力を 0.1MPa, 0.36MPa, 0.51MPa と変化させて撮影した噴霧画像を図 2.37 に示す。

高速度ビデオの試験結果との違いとして、噴霧内の液滴濃度の把握までは観察できていないことが挙げられるが、噴霧の先端付近の液滴分布は 25 回の噴霧を撮影していることから、1 回の高速度ビデオ撮影では捉えきれない少数液滴の分布を知ることが出来る。高圧雰囲気下になるにつれて、スワール噴霧の噴霧角度が小さくなる事が分かる。

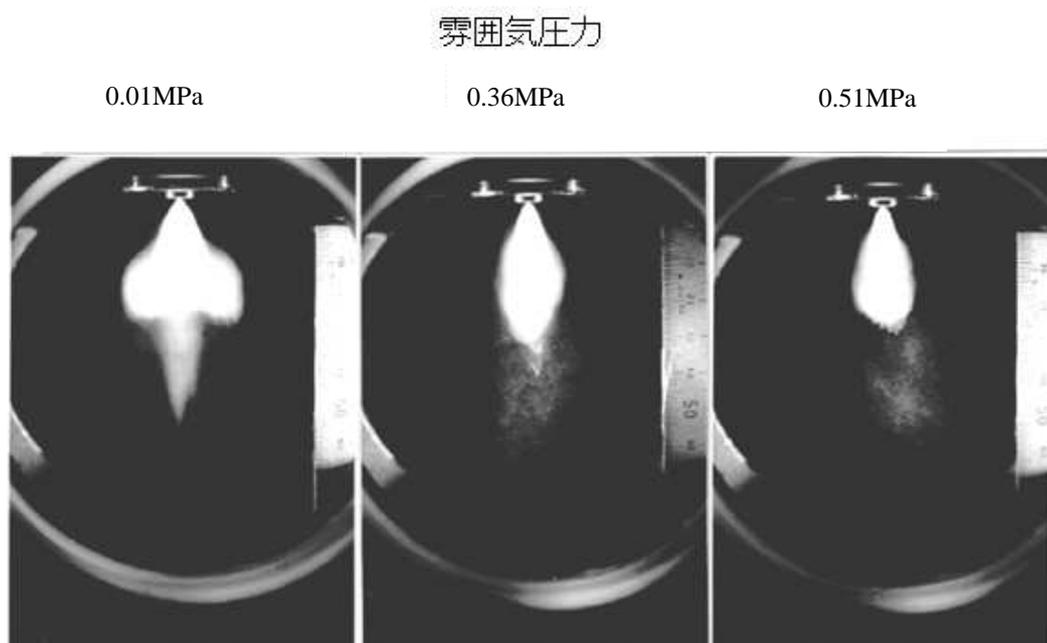


図 2.37 雰囲気圧力の違いによる噴霧形状の変化

この計測結果を、縦軸に図 2.33 の定義による噴霧の到達距離と噴霧幅の数値を、横軸に雰囲気圧力を取って表すと図 2.38 の通りとなる。雰囲気圧力が高くなると、噴霧の到達距離が短くなり、噴霧の噴霧角度が狭まり、噴霧の幅が減少する。変化率としては噴霧幅の変化が顕著である。

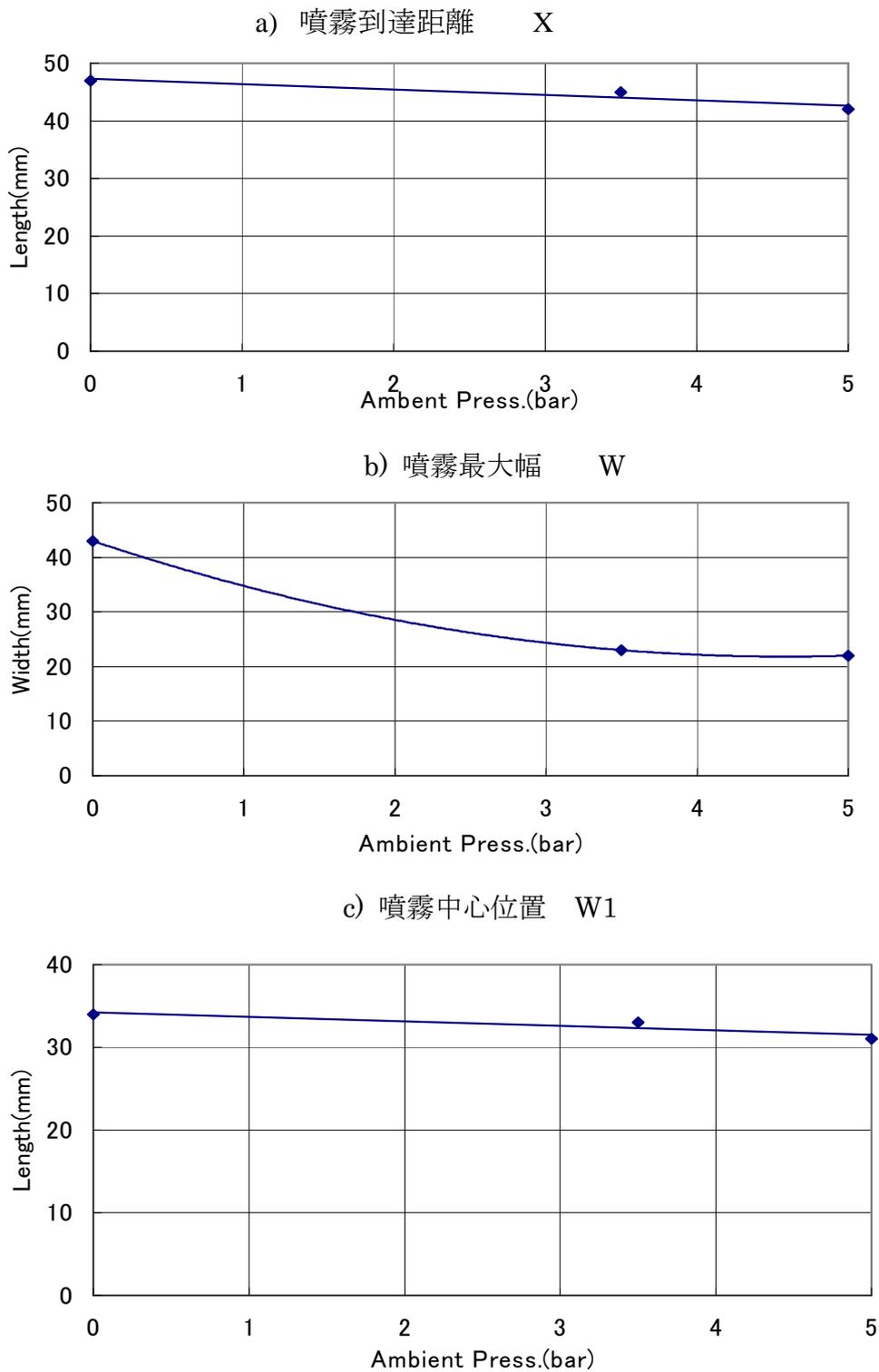


図 2.38 雰囲気圧力による噴霧寸法変化  
 噴霧仕様 70-0-12.5 (噴射期間 1.0msec, 撮影は噴射後 1.5msec)

### 2.5.5 噴霧形状の時間推移

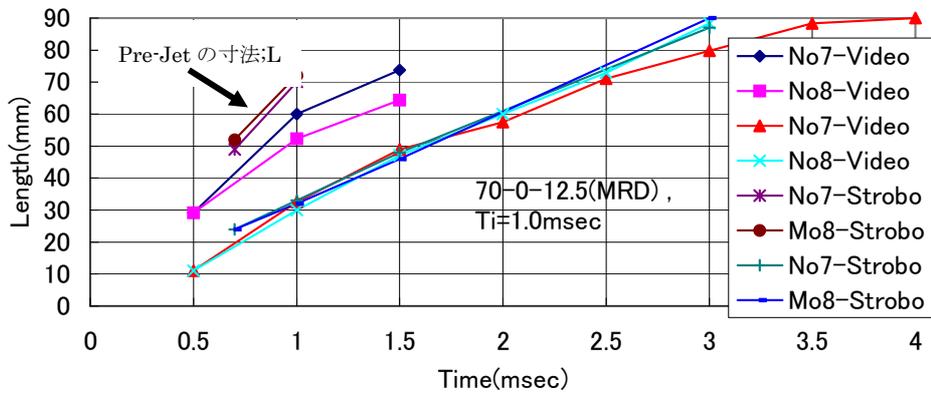
インジェクタの仕様を記述し、設計狙い値としてインジェクタメーカーに的確に伝えることは重要である。

その場合の噴霧計測手法として、噴霧形状定義に、高速度撮影とストロボ撮影のどちらが妥当か検討した。その為に、同じ噴霧角度(70度)で試作したインジェクタ 2種類を用いて、両方の撮影方法で撮影した噴霧画像から寸法を読み取り、比較した。その結果を図 2.39 に示す。図中 Video と表示されているデータが高速度撮影によるデータで、Strobo と表示されたデータがストロボスコープ撮影のデータである。結果的には、寸法定義の観点では主だった違いは無い。

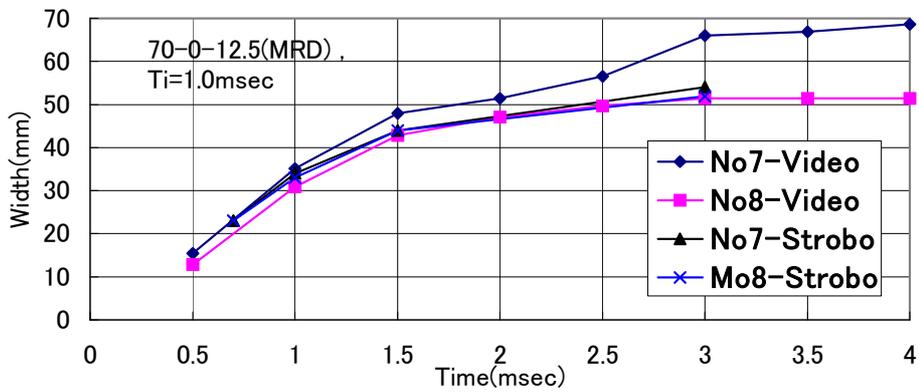
但し、噴霧自体には同じ噴霧角度で試作したインジェクタ (図中 No.7、No.8) でも個体差はあり、その噴霧角度の誤差は $\pm 5 \text{ deg}$  程度であった。

また、Pre-Jet (図 2.39. a) については、個体差が大きく、噴射後 1.0msec で到達距離の誤差は  $\pm 10\text{mm}$  に及ぶ。この Pre-Jet 噴霧は、モーメントと粒径が大きく、ランダム性が高いことが高速度ビデオ観察で分かっている。このような液滴がサイクル毎に異なって筒内に投入されることは、その後の燃焼安定性に大きな影響を与えるので、この Pre-Jet は防ぎたい特性になる。

a) 噴霧到達距離 X と L Strobe vs Video



b) 噴霧幅 W Strobe vs Video



c) 噴霧中心幅 W1 Strobe vs Video

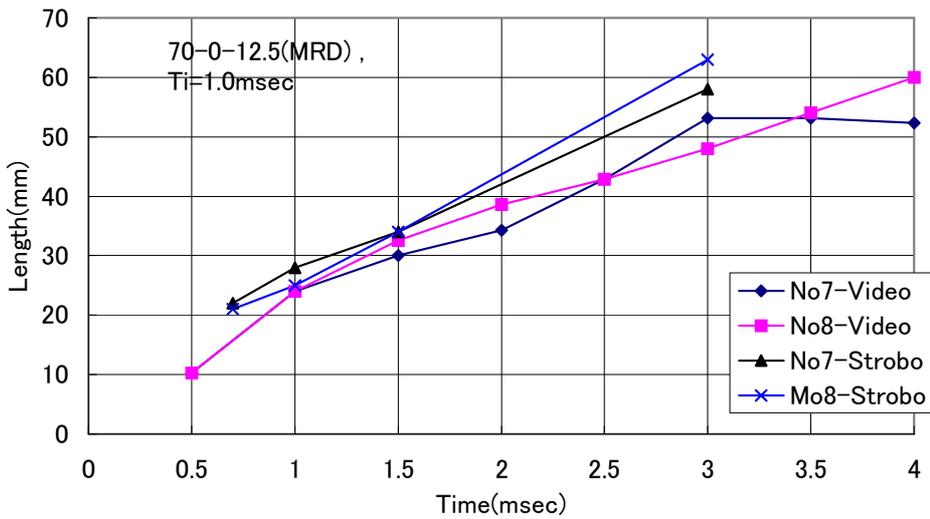


図 2.39 撮影方法 (ストロボ vs 高速度ビデオ) と噴霧寸法計測結果  
噴霧仕様:70-0-12.5  $\tau=1.0\text{msec}$

## 2.5.6 エキシマレーザーシートによる噴霧散乱光撮影の実例

噴霧液滴の瞬間的な微細な構造を知る方法として、3.4.1 項に示した LIF 計測で使用する 1 Shot、200mJ のエネルギーを持つエキシマレーザーを利用し、瞬間光源による高強度の散乱光として噴霧を観察する方法がある。スワールインジェクタと 6 孔マルチホールインジェクタを観察した結果を図 2.40 に示す。

試験条件は以下の通りとした。

燃料圧力	: 10MPa
燃料	: Iso-Octane 90% , Acetone 10% (蛍光剤)
インジェクタ仕様	: 噴霧開き角度 70 度
(スワールインジェクタ、マルチホールインジェクタ共通)	

スワールインジェクタでは、初期噴霧としての先端到達距 15mm では単なる円柱形状で、十分な旋回力による噴霧の円錐形状が形成されていないことがよく分かる。噴霧が 30mm ほどに発達する辺りから円錐形状が観察されるようになり、80mm 以降では上流側の噴霧への周囲気体のエントレインメントに誘導されるように、噴霧外側の液滴が巻き上がる。

マルチホールインジェクタでは、噴射直後から強い貫徹力で噴霧は進行している。一番右の噴霧の観察から、噴霧は紐状に振動し、細かい液滴に分断されていくことが分かる。また、スワール噴霧に比較して、貫徹力が強く、液滴群は 80mm 以降でも噴霧の先端部分に表出する。

いずれの場合もこの撮影方法では、噴霧内部、外周液滴の分布を非常に細かく捉えることが出来る。また、ストロボ撮影と違って、これは噴射一回のある時刻の瞬間画像であり、複数回撮影してその違いを観察することも可能である。

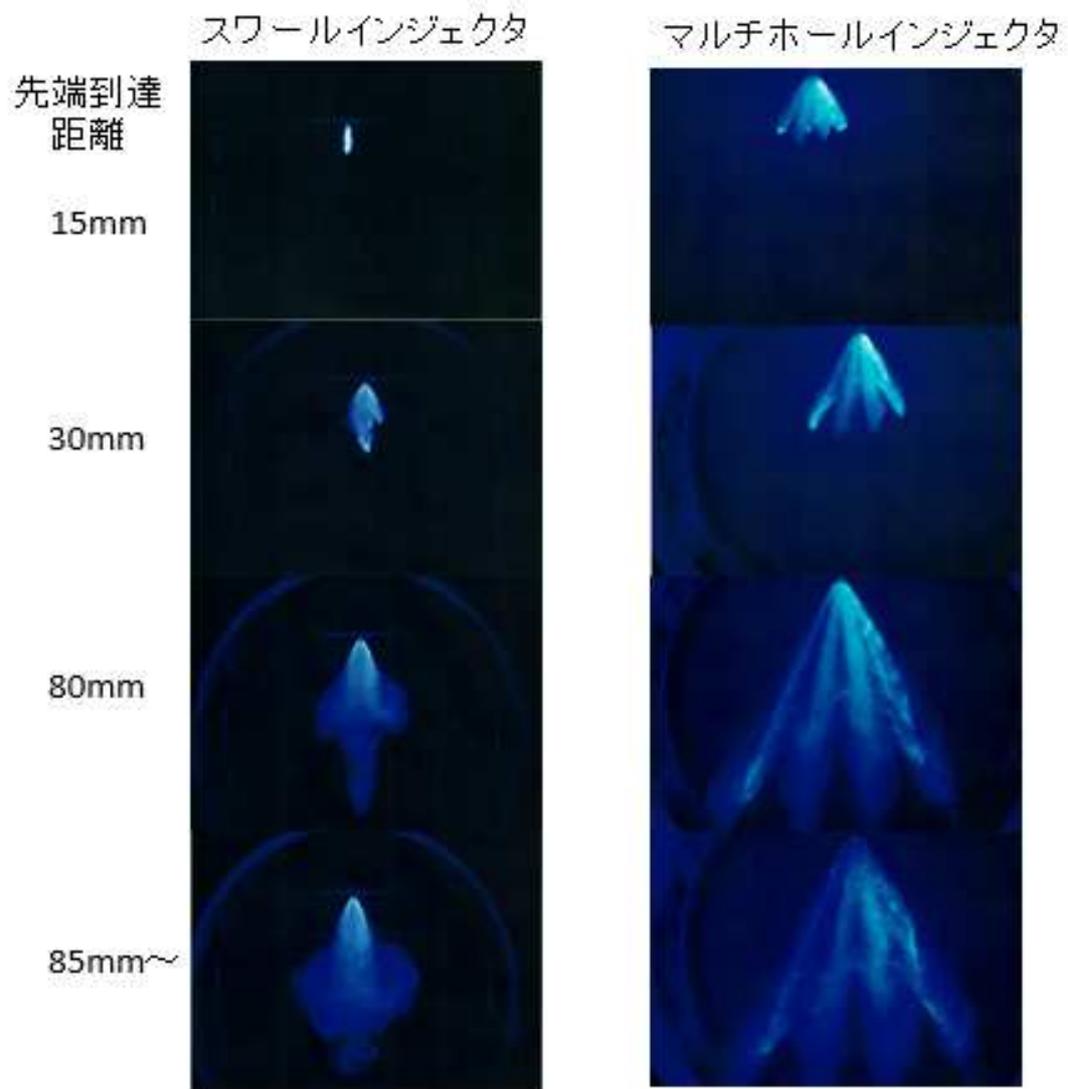


図 2.40 エキシマレーザー光による観察  
スワールインジェクタと マルチホールインジェクタ

## 2.5.7 PDPA(Phase Doppler Particle Analyzer) 法による噴霧粒径、流速計測

### 2.5.7.1 目的と基本原理

噴霧の全体構造、特性については、ストロボ撮影、高速度ビデオ撮影、レーザーシート散乱光撮影などで、把握することが出来る。しかしながら、噴霧の液滴速度、液滴径分布の詳細なデータを得ることが出来ないため、噴霧のシミュレーションと実際の噴霧の比較を実施するために、位相ドップラー法、PDPA (Phase Doppler Particle Analyzer) を採用した。

PDPA の計測原理について述べる。コヒーレンスの高い二本～四本のレーザー光に光路差を与えて空間中の一点に交差させることで干渉縞を形成させる。その交差点を液滴（完全球形を仮定）が通過する際、散乱光には強度の強い光の部分と弱い部分を通過することによる強度変化が起きて、図 2.41 に示す信号が発生する。交差点を粒子がゆっくり通過する場合と早く通過する場合で、波形の周波数は異なるので、その周波数の違いから粒速度を計測することが出来る。[48] PDPA の計測装置の基本構成を図 2.42 に示す。[49]

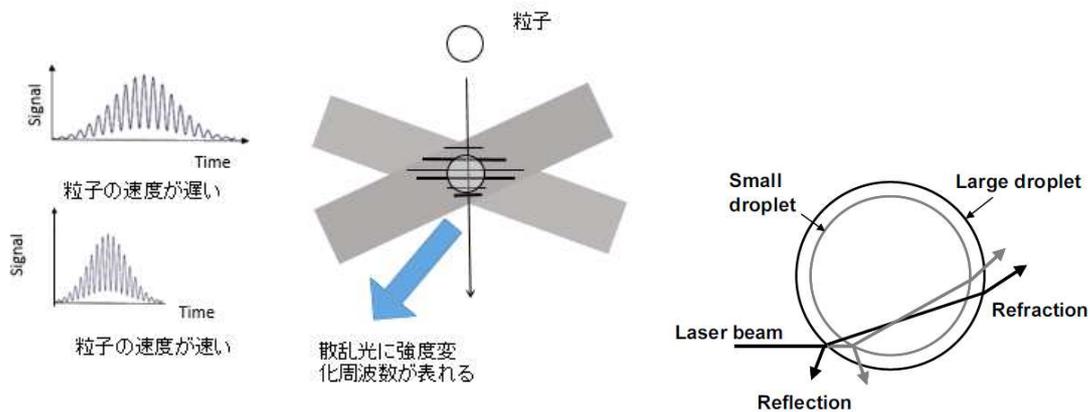


図 2.41 液滴の大きさと反射光、散乱光の関係

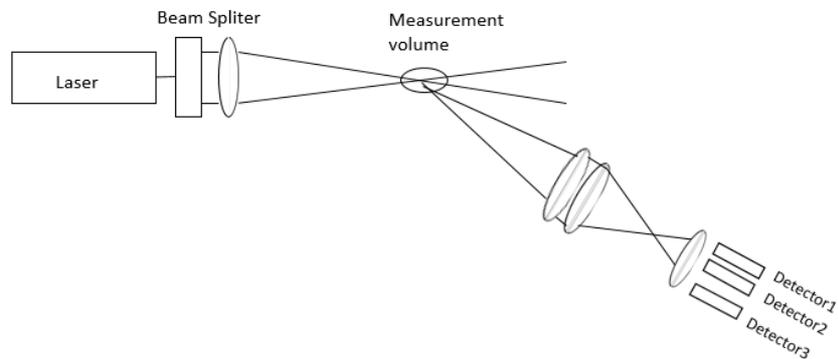


図 2.42 PDPA 計測装置の基本構成

粒径計測については、F.Durstが見出した「ドップラー信号を離れた二点で計測すると信号の位相のズレ (Phase Shift) が球の直径に比例する」という原理 (図 2.43) と信号検出器を三台にすることにより、位相差の検知を Det 1 - Det2 で粗く粒径を推定し、Det1-Dete3 で正確に粒径を求めることで精度の向上を図っている。[50] (図 2.44)

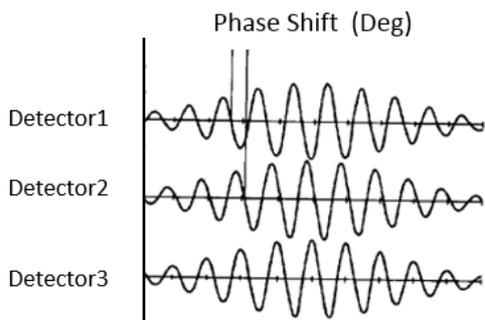


図 2.43 ドップラー信号検知と位相差の関係

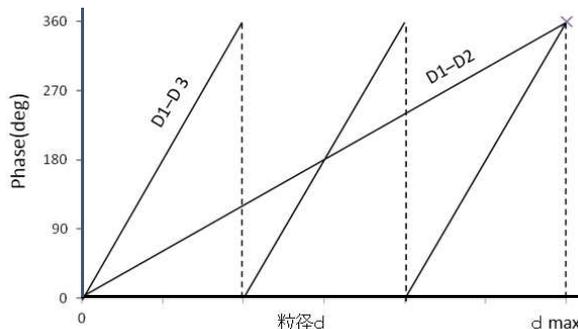


図 2.44 3 台の検出器からの位相差信号と粒径の関係

### 2.5.7.2 PDPA 装置構成

本論文で使用した市販 Aerometrics 社のシステム構成を図 2.45 に示す。また、各々の仕様について表 2.5 に示す。

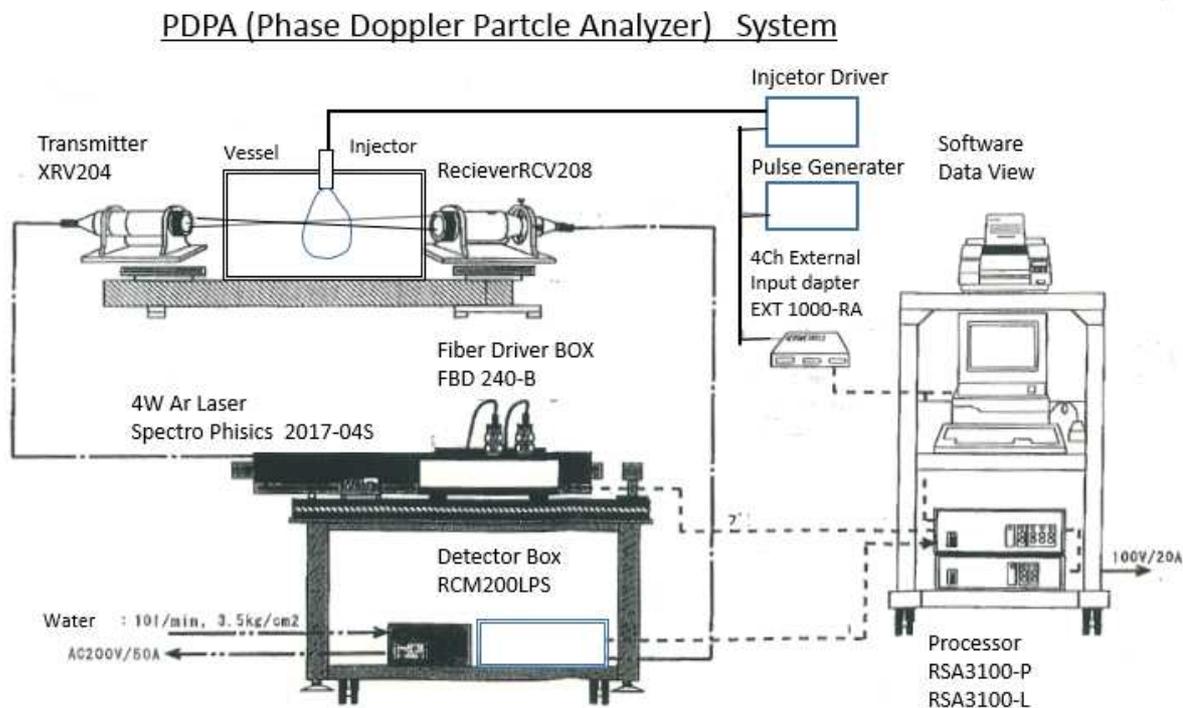


図 2.45 Aerometrics 社の PDPA 計測システム

表 2.5 PDPA 計測器の仕様

Laser	Maker	Spectra Physics
	Type	Ar Laser
		2017-04S
	Max. Power	4W
Transmitter	Type	XRV204
	Lens Dia.	φ 50mm
	Lens Focal Length	500mm
	Fiber	10m
Fiber Driver Box	Type	FBD240-B
	Freq. Shift	40MHz Brag Cell Driver
Boad&Laser stand	Type	BDB2448 made by
Receiver	Type	RCV208
	Lens Dia.	φ 72mm
	Lens Focal Length	300mm
	Fiber	10m
Measurement Range	Minimum Velocity	-225m/s
	Maximum Velocity	315m/s
	Minimum Diameter	0.6 μ m
	Maximum Diameter	193 μ m
Detector Box	Type	RCM200LPS
Processor	Type	RSA3100-P
		RSA3100-L
	Process Method	Digital
	Max. Freq.	120MHz
	Sample Numbers	64~512(Automatic Choice)
Software	Type	Data View ver.1.1 11jun1998
External Input	Type	EXT1000-RA
	Digital Signal	12bit
	Analog Signal	-5~+5V
		0~+5V
		0~+10V
	ADC Speed	62kHz
Input Signal No.	4 channel	
Traverse System	Type	TRV-100
	Stroke	100X100X100mm
	Size	400X400X600mm
	Weight	200kg
Rail	Type	KLC-1000
	Size	1500X500mm

### 2.5.7.3 噴霧 PDPA Data の分析手法

まず、スワールインジェクタの計測データから、噴霧特性を把握するための分析方法を示す。インジェクタと噴霧の座標と PDPA 計測点 Pos. A、Pos. B、Pos. C の粒径ヒストグラム区分と粒速の計測データを図 2.46 に示す。

この計測データでは、筒内に投入された時にどんな噴霧群が形成されるかイメージを把握しにくいので、計測期間を図 2.47 の通りに期間 A、期間 B と定めて、その期間で補足されたデータ群からザウタ平均粒径を算出し、それを噴霧計測座標に置き直して表現する。ここで、ザウタ平均粒径  $d_{32}$  (Sauter Mean Diameter: SMD) は式(2.8)で定義され、計測された粒径  $d$  と粒数  $n$  から噴霧粒群の全体体積と全体表面積の比から算出される噴霧代表粒径である。直噴エンジン噴霧の場合、液滴の蒸発は表面積からの熱伝達により、その後燃焼に推移するので、粒径分布の代表値としてこの SMD を使用する。

$$\text{SMD: } d_{32} = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2} \quad \text{----- (2.8)}$$

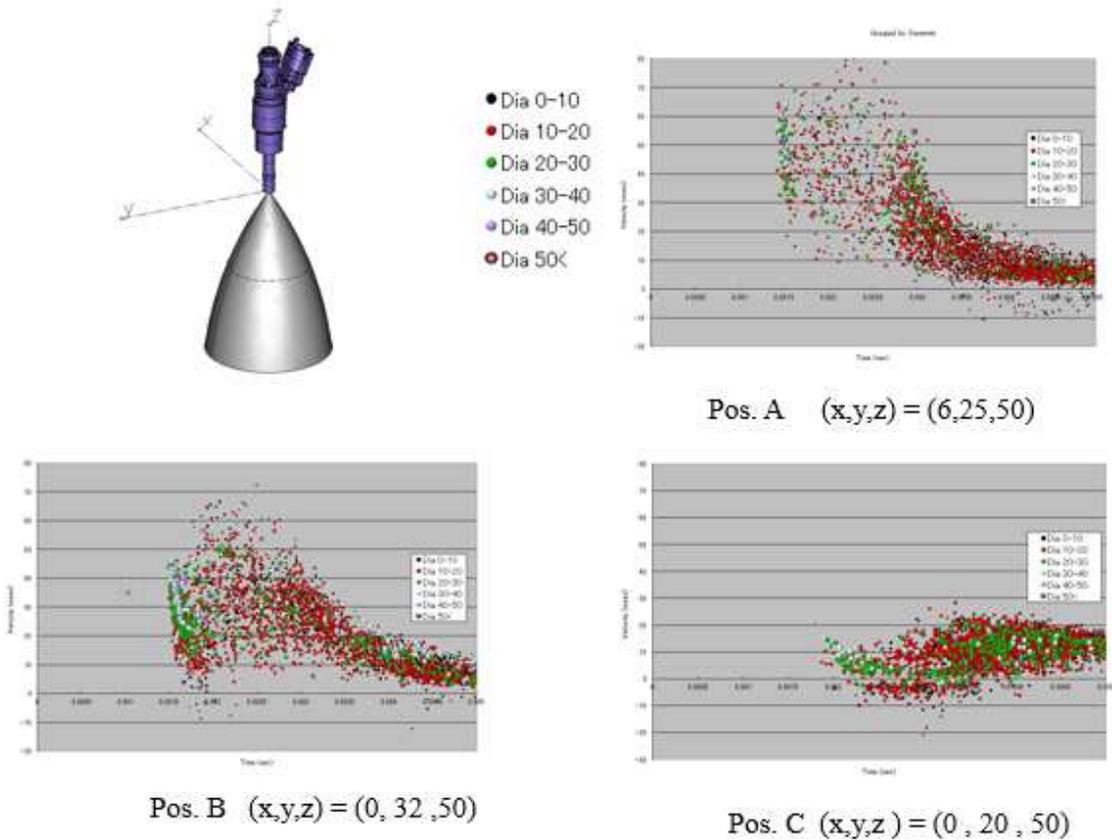


図 2.46 PDPA 噴霧計測座標と計測ポイント A,B,C の座標

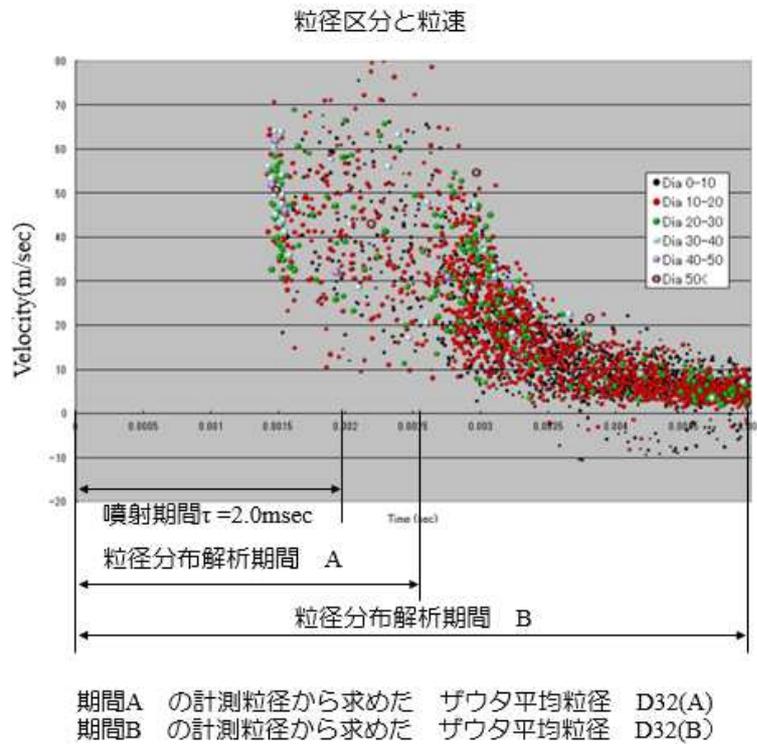


図 2.47 噴射開始後の粒速度と粒径分布の時系列変化

スワールインジェクタの噴霧特性について、解析期間全体 (B) を対象として、図 2.48 にザウタ平均粒径をプロット円の大きさと、粒速を色で分類して表現する。このような噴霧特性解析をすることで、スワールインジェクタは最終的には粒径は 25~30  $\mu\text{m}$  に均一化され、流速は X 軸 6mm、Y 軸 10~35mm に 15m/sec~40m/sec の速い粒速を持つ液滴群になることが分かる。

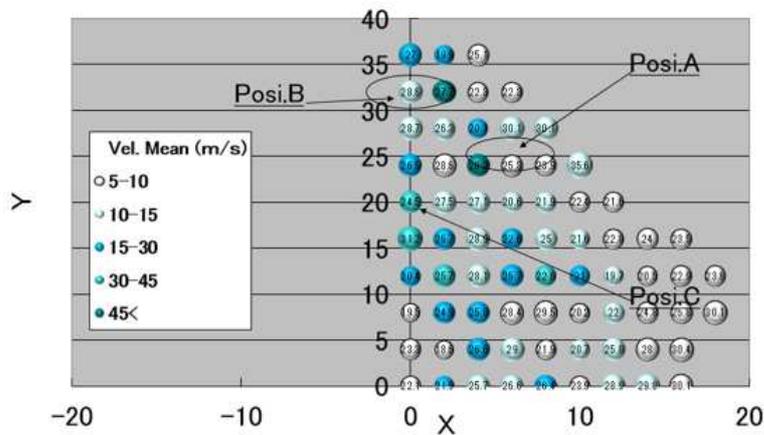


図 2.48 スワールインジェクタ 噴霧特性解析

液膜分裂による微粒化メカニズムを利用したスリットインジェクタに、この噴霧特性解析を適用した。インジェクタ先端にスリット一本の 1 Slit Injector とスリット二本の 2 Slit Injector の二種類について解析した。計測座標系を図 2.49 に示す。

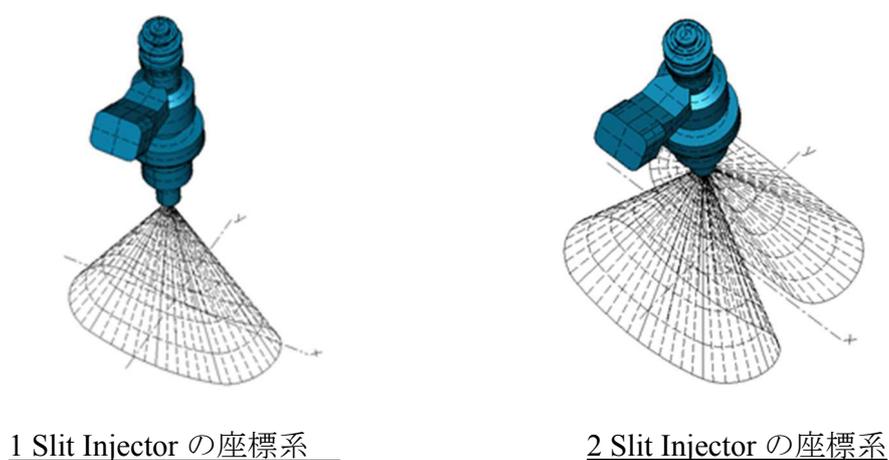


図 2.49 スリットインジェクタ PDPA 計測座標系

図 2.47 に示す計測区間 A (主に初期噴霧までの区間) と計測区間 B (噴霧噴き終わりまで) について、1 Slit Injector と 2 Slit Injector の噴口下 50mm での  $D_{32}$  と粒速平均(m/sec)の分布の解析を実施した。区間 A について、1 Slit Injector を図 2.50 に、2 Slit Injector を図 2.51 に示す。区間 B について、1 Slit Injector を図 2.52 に、2 Slit Injector を図 2.53 に示す。

この図の比較から、1 Slit Injector の噴霧特性は計測期間の長短に関わらず、中心部分の速度が高く、粒径自体は均一的であることが分かる。一方、2 Slit Injector は初期の噴射期間においては、中心部分には噴霧がない中空構造でありながら、時間が経過して噴霧が発達すると、全体的には中心部分に粒速が高く、粒径の大きな噴霧構造に変化するが、液滴群がよく広がった噴霧構造であることが分かる。噴霧自体として筒内空間全体に液滴を分散配置しやすい噴霧として理解出来る。

#### 2.5.7.4 噴霧 PDPA 計測のまとめ

この PDPA 計測の結果は図 2.47 のようなデータ表示が一般的であるが、筒内直噴エンジンの混合気形成に関連付けた噴霧の特性データ処理について、図 2.48、図 2.50～2.53 に示した手法が有効であると考えられる。

噴射時間=2.0[msec] 燃圧=12MPa  
 噴口下50mm のD32と粒速平均 (計測噴霧: 定常 0~2.6ms)  
 1 slit

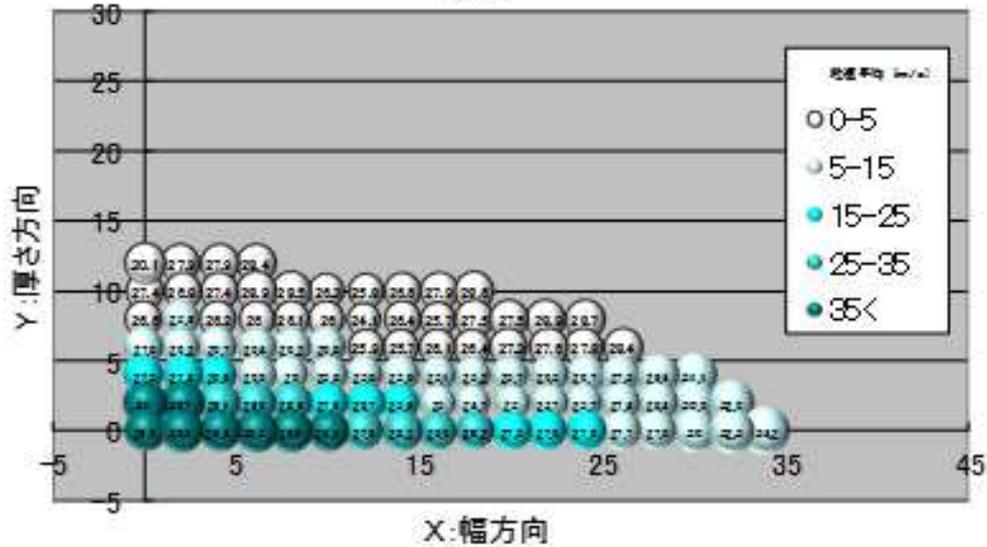


図 2.50 1 Slit Injector 噴霧特性 (区間 A)

噴射時間=2.0[msec] 燃圧=12MPa  
 噴口下50mm のD32と粒速平均 (計測噴霧: 定常 0~2.6ms)  
 2 slit

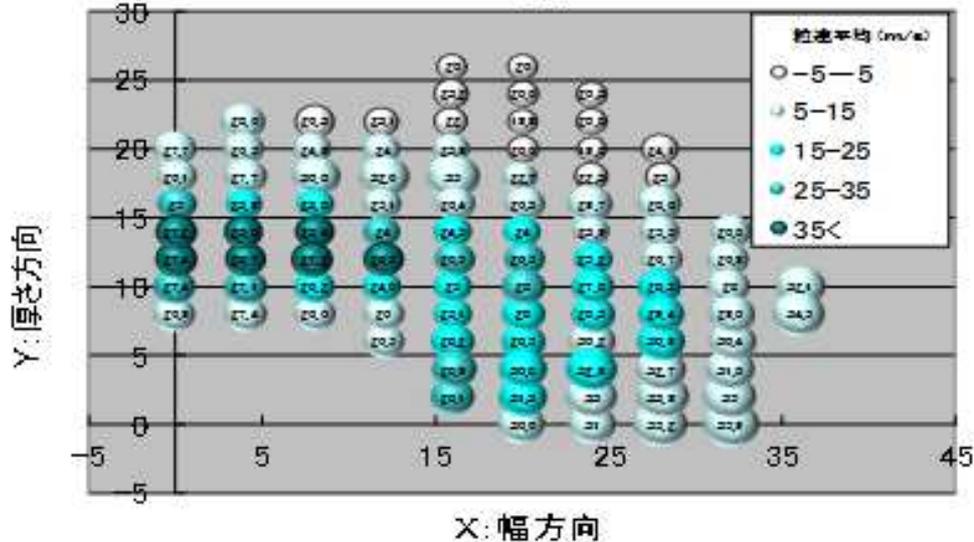


図 2.51 2 Slit Injector 噴霧特性 (区間 A)

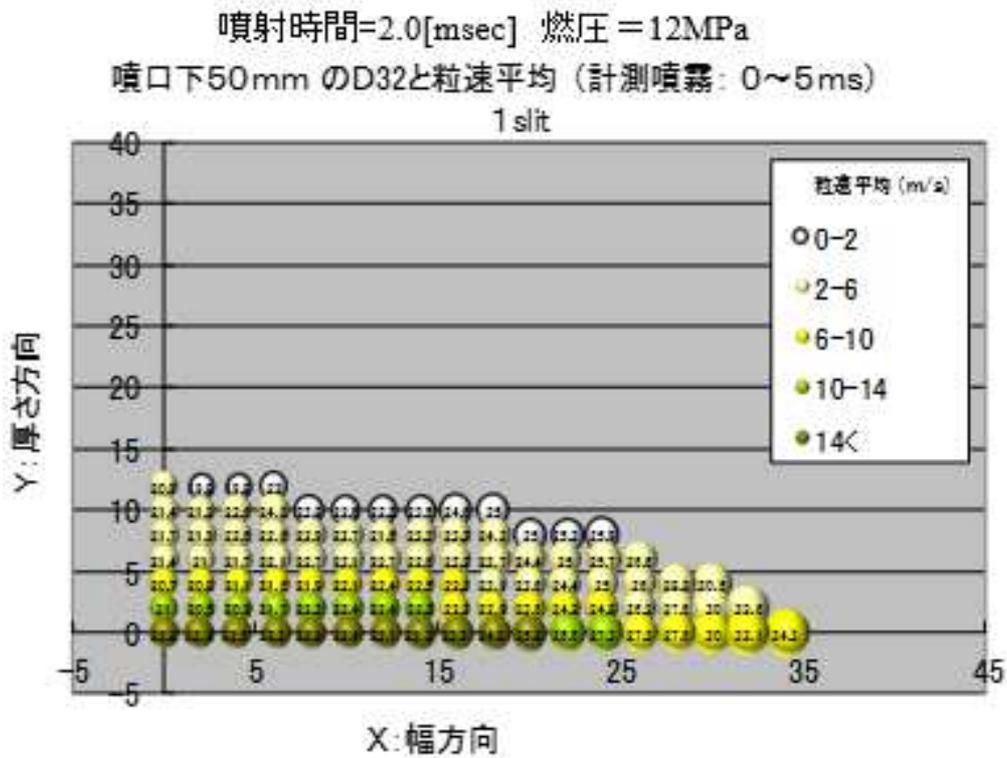


図 2.52 1Slit Injector 噴霧特性 (区間 B)

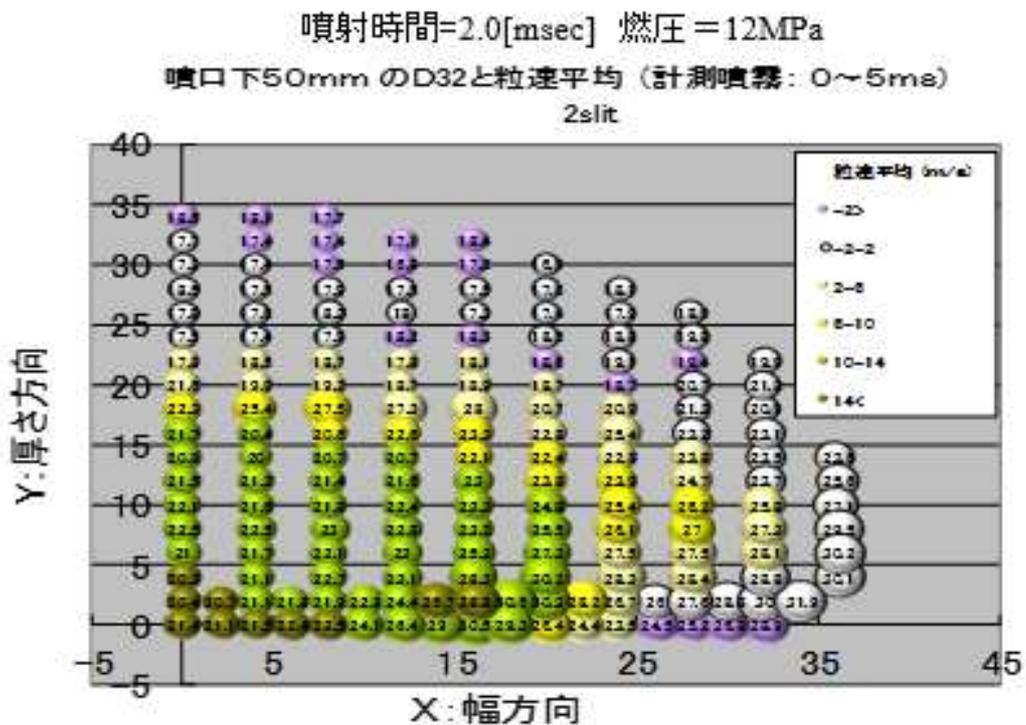


図 2.53 2 Slit Injector 噴霧特性 (区間 B)

## 2.6 噴霧シミュレーション

### 2.6.1 自由噴霧

大気圧下での自由噴霧の噴霧シミュレーションが実際の噴霧を再現できていることは、エンジン内への噴霧噴射から混合気形成に至るまでシミュレーションにとって基礎的土台となる。2.5 項で述べた実噴霧の計測結果は、以降で述べる噴霧計算の入力条件、あるいはシミュレーション結果の対比データとして使用した。

#### 2.6.1.1 噴霧シミュレーション手法

噴霧の計算は液塊の分裂と合体を繰り返す流体運動を計算することになり、非常に難易度が高い。[51] 噴霧全体を構成する全液滴を取り扱うのは数的に大規模になるので、多数の液滴を少数のパーセルで代表させる離散液滴モデル DDM (Discrete Droplet Model) [52] が標準的に使用されている。このパーセルとは、その内部には直径、温度、速度が等しい複数の液滴が含まれているとする概念である。

ガソリン燃料噴射された噴霧をモデル化する手法は Reitz[53]らに手がけられてから、現在まで多くの研究が実施されている。噴霧の状態を表現するには、DDM モデルによる液滴のパーセルという概念による表現の他に、液滴の抵抗、変形、液滴の質量(蒸発)、運動量の変化、液滴の分裂、合体、伝熱、周囲ガスの乱流による影響、壁への衝突、付着など多くのサブモデルを必要とする。[54,55]

液滴の分裂モデルとして、TAB(Taylor Analogy Breakup)モデルの概念を図 2.54 に示す。このモデルでは、液滴の変形についてはばね-質点系の線形振動モデルを適用している。液滴変形について図 2.55 に示すように  $X$  を液滴が球形から振動して変位する変化量とすると、液滴の外力と変位に関する振動関数は式(2.9)で表される。

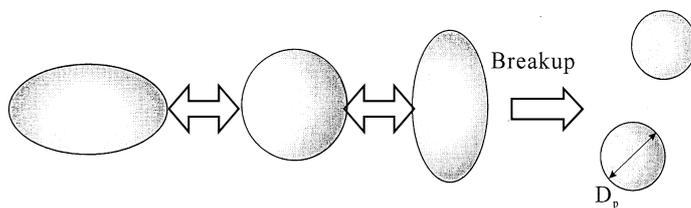


図 2.54 TAB モデルの概念図

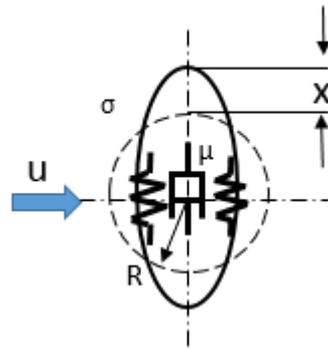


図 2.55 液滴変形モデルと基本振動式

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F \quad \text{---- (2.9)}$$

この式(2.9)は一次元振動式であるので、液滴が分裂する際の変形については考慮されていない。この点が、実際の液滴の分裂過程と異なる重要なポイントである。

液滴の挙動は、周囲気体からの抗力に左右され、その運動量保存式は(2.10)で表される。

$$m_d \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{1}{2} C_d A_f \rho_g |\vec{U}| \vec{U} \quad \text{---- (2.10)}$$

ここで

$A_f$  : 液滴の進行方向における投影面積  $A_f = \pi D_d^2/4$

$C_d$  : 液滴の抗力係数

$m_d$  : 液滴の質量

$\vec{U}$  : 液滴と周囲ガスの相対速度  $\vec{U} = \vec{V}_g - \vec{v}$

$\vec{v}$  : 液滴の速度

$\vec{V}_g$  : 周囲ガスの速度

$\rho_g$  : 周囲ガスの密度

TABモデルでは、液滴に働く外力をばねに働く外力、液滴の表面張力をばねの復元力、液滴の粘性力をダンパーの減衰力に置き換えて表現して、液滴の振動を計算から変形量が、液滴半径に達すると分裂すると仮定している。TABモデルを使用する際の問題点は液滴群に対して、液滴が分裂する際の変形が考慮されていないことに起因する誤差が実際の噴霧との到達距離の違いや、噴霧の形状に違いが出てしまうことである。その対処として式(2.10)の抗力係数 $C_d$ モデルが幾つか提案されている。

そこで、本項では、以後の噴霧計算に使用するモデルを選択するために、代表的な3種類の抗力モデルを、市販解析ソフト Ricard Vectis 2015.2, Spray modeling に組み込んで考察する。いずれも、液滴径を用いたレイノルズ数 Red を計算し、その値が 1000 を閾値として

基本の抗力係数  $Cd0$  を計算している。シミュレーションに用いた  $Cd$  値、 $Red$ 、 $Af$  について表 2.6 に示し、評価した 3 モデルの  $Cd0$  について以下①～③で演算式を示す。

表 2.6 計算係数

	モデル	$Cd$	$Red$	$Af$
①	Liu and Reitz	$Cd0(1+2.632y)$	$2rU/Vg$	$\pi r^2$
②	森吉 Type3	$Cd0$	$2rU/Vg$	$\pi b^2$
③	永岡	$Cd0$	$2rU/Vg$	$\pi r^2$

① Liu and Reitz の提案モデル[56]

$$Cd0 = \frac{24}{Red} \left(1 + \frac{Red^{\frac{2}{3}}}{6}\right) \quad Red \leq 1000$$

$$= 0.424 \quad Red > 1000$$

② 森吉らによる提案モデル [57]

ここで、 $Cd0$  は剛体球の計算式を用いているが、レイノルズ数  $Red$  を求める際に、液滴が図 2.56 に示すように楕円形に変形する事を考慮して、代表長さに  $b$  を用いている。

$$Cd0 = \frac{24}{Red} \left(1 + \frac{Red^{\frac{2}{3}}}{6}\right) \quad Red \leq 1000$$

$$= 0.424 \quad Red > 1000$$

$$y \sim x/r$$

$$b = r / \sqrt{1 - y/2}$$

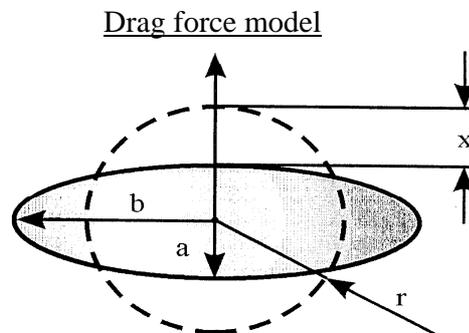


図 2.56 DDM モデルの抗力モデル

③ 永岡による提案モデル [58]

図 2.56 で示した変形  $x$  を  $f_s$  という式で求めて抵抗係数を求めている。

$$Cd_0 = \frac{24}{Red} \left(1 + \frac{Red^{\frac{2}{3}}}{6}\right) \quad Red \leq 1000$$

$$= \min(Cdd, Cds \times f_s) \quad Red > 1000$$

$$Cdd=1.12, \quad Cds=0.424$$

$$f_s = 0.932b/a + 0.034a/b + 0.034\sqrt{(b/a)}$$

尚、噴霧シミュレーションの初期入力値については、液滴の速度、粒径が必要であるが、インジェクタ噴口下では、粒速度が高く、また密度が高いため、PDPA 計測では対応出来ていない。よって、既知のインジェクタ出口下流 50mm (図 2.46) の PDPA 計測結果を用いながら、初期入力値を試行錯誤して合わせ込むという側面がある。

### 2.6.1.2 DDM モデルによる噴霧の到達距離

Reitz らによる抗力モデルによる DDM モデル噴霧計算の一例を図 2.57 に示す。初期の噴霧到達距離(Penetration)は実測と計算に違いは少ないが、時間が経過するにつれて到達距離が伸びない。これに対して、表 2.6 に示した森吉、永岡によるモデル係数による計算を、高速度ビデオ撮影画像との比較として図 2.58 に示す。

Liu and Reitz モデルによるスワール噴霧の釣り鐘形状と噴霧後半の球状形状は、その他に比べてビデオ映像に近いが、どれも一長一短がある。再現性のある計算モデルについては、さらなる進展が報告されているが、本論では、燃焼コンセプト開発目的であるので、基本的には Liu and Reitz モデルを使用する。

ここでは、噴霧粒子の運動量を空気に与える（粒子が空気を加速する）が、粒子は運動量を失わない（粒子は抵抗を受けない）という便宜的な計算手法を取り入れることで ペネトレーションの計算誤差の修正を実施した。

また、Pre-Jet と主噴霧を同時に再現するに当たっては、計算上は同じ場所の Pre-Jet 用のインジェクタモデルと主噴霧用のインジェクタモデルを二つ配置して、それを合成することでシミュレーションを実施している。

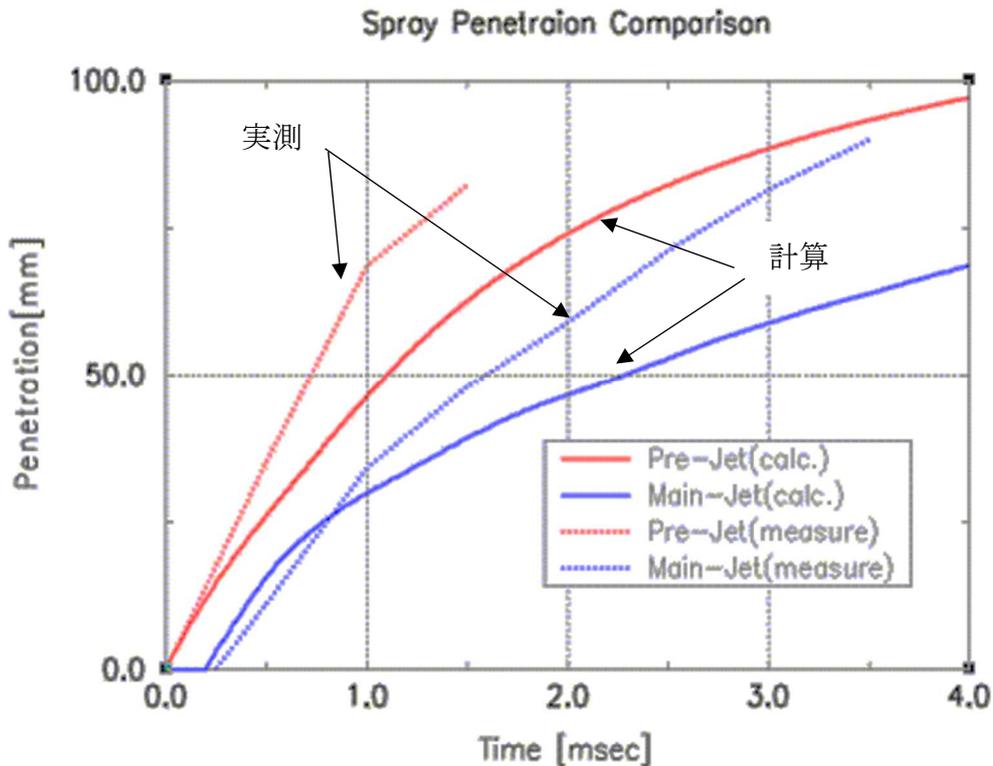


図 2.57 DDM モデル(Reitz 抗力係数)噴霧計算と実測の噴霧到達距離

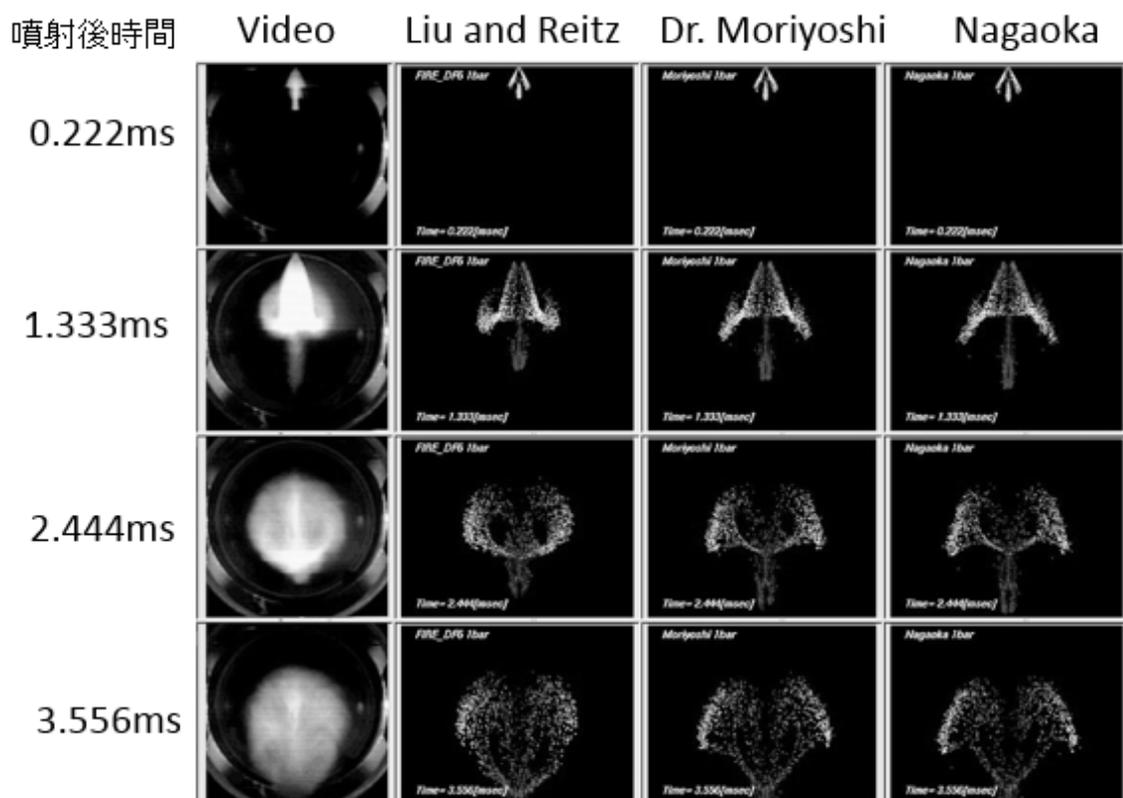


図 2.58 抗力係数モデルによる噴霧計算結果の比較

### 2.6.1.3 計算結果評価

図 2.59 に示すように計算結果の噴霧ペネトレーションの誤差はプリジェット@0.8msec で+8%、主噴霧@1msec で+8%、広がり-3%@1msec と+/-5パーセントという目標には、誤差幅含めて達している。

図 2.60 に噴孔から 40mm 下流における液滴径分布を示す。計算結果と実験結果は良い一致を示している。より高度なシミュレーション技法を用いることで、さらに精度 UP は見込まれると思われるが、本報での噴霧シミュレーションの位置付けはあくまでも高効率エンジンを着想し、実機で実現するための一手段であるので、許容範囲とする。

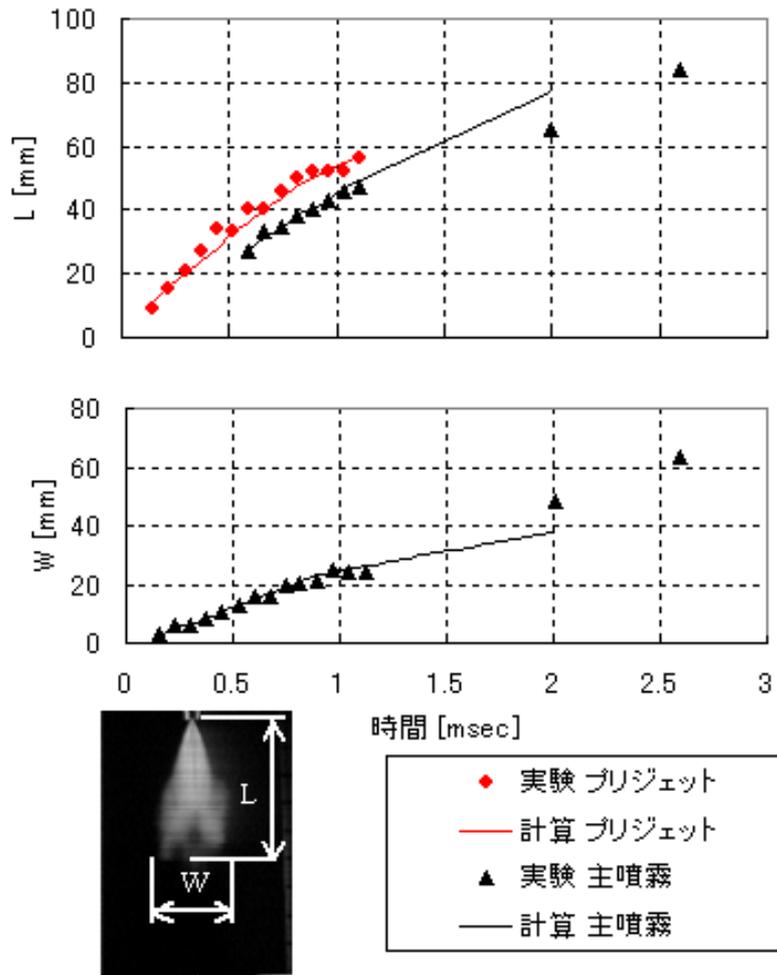


図 2.59 噴霧形状比較

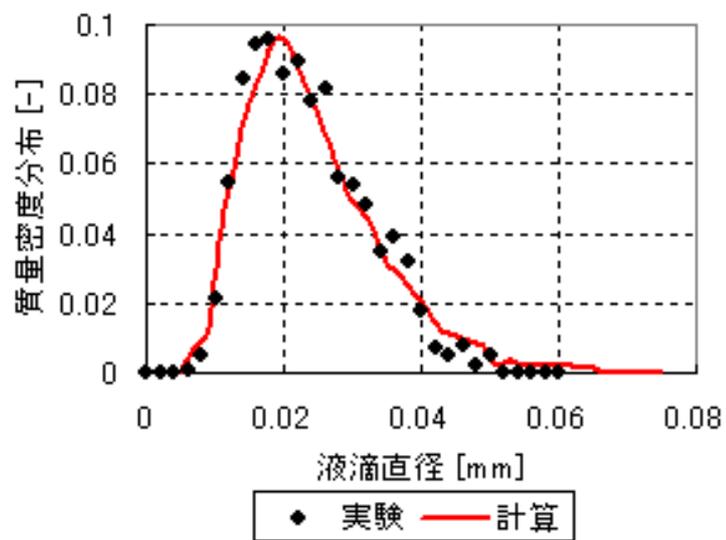


図 2.60 粒径分布比較

## 2.6.2 横風を受ける状況下での噴霧

筒内ではタンブル、スワールに代表される非常に強いガス流動があり、噴射された燃料液滴はこの流動の影響を受ける。

この現象について、直噴インジェクタで擬似燃料を横風状態 ( $V_{air} = 32\text{m/s}$ ) の風洞内に噴射し、液滴の挙動を高速度カメラで撮影した。また、同じ条件で噴霧シミュレーション計算を実施し、筒内流動に対する計算精度の確認を実施した。比較結果を図 2.61 に示す。噴射後 1.3msec での計算結果では、濃い噴霧が後流れに残る傾向がある事と、縦方向での噴霧の分散度が実測より大きいことが分かる。その影響は 2.4msec 後の噴霧にも現れており、計算の結果の方が、噴霧の分散度が高い。これらの点は、さらなる改良が必要と考える。

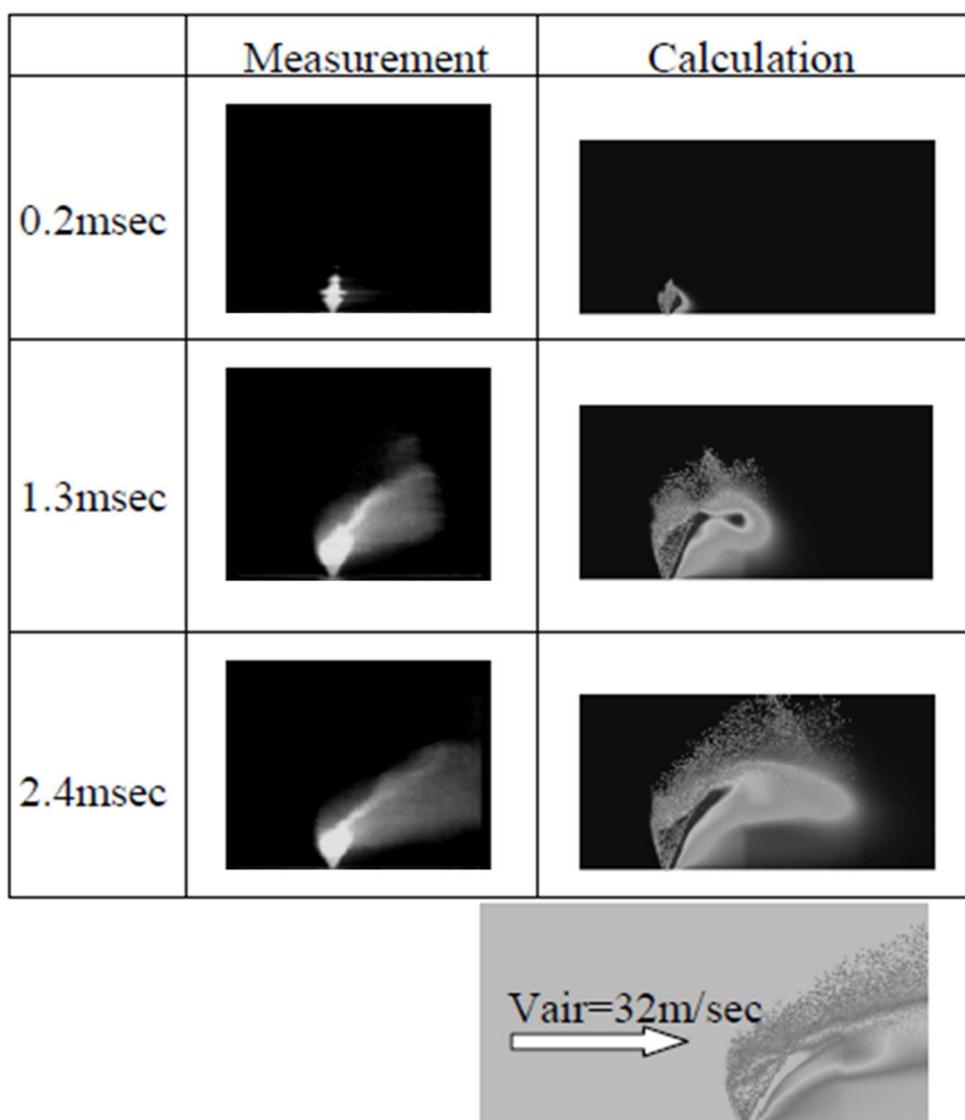


図 2.61 横風を受ける場合の噴霧

### 2.6.3 噴霧シミュレーションのまとめ

ガソリン直噴エンジンで用いられる高圧ガソリンインジェクタの噴霧の高速度カメラによる大気圧下、高圧雰囲気下での観察、粒径と速度の PDPA 計測、レーザーによる瞬間画像の計測について結果とそれぞれの特徴について考察を実施した。特に、PDPA 計測については、噴霧の特徴を把握する表現方法を提案した。

それらの結果を用いて、市販解析ソフト Ricard Vectis 2015.2, Spray modeling の DDM モデルの効力係数の選択 (Liu and Reitz) と Pre-Jet と主噴霧を一箇所に別々の仮想インジェクタを配置する工夫を使って、実噴霧の特性を完全とは言えないものの、燃焼コンセプトを検討する主旨には許容できる範囲として表現することが出来た。

特に、DDM モデルのペネトレーションには課題が残り、計算上では噴霧の運動エネルギーの損失を抑制する工夫を組み入れて、主噴霧ペネトレーション誤差を $\pm 5\%$ に収める便宜的手法にも言及した。

実エンジンでは筒内流動があるので、その状況をシミュレーションする意味で風洞内での噴霧挙動計測と噴霧シミュレーションを同条件で実施比較し、噴霧の分散度がシミュレーションには大きく表れることが示されたが、燃焼コンセプト検討には実用上問題ない範囲と理解した。

## 2.7 結言

本章では直噴ガソリンエンジン開発にとって必要となる基本的な筒内混合気形成について、以下の知見を得た。

- (1) 単一液滴の蒸発特性から筒内流動が不可欠である。
- (2) 筒内流動開発には吸気ポート出口流速分布を把握することが重要であり、その手法は吸気バルブに装着したピトー管による計測が吸気ポート低レイノルズ数乱流計算と同等の結果を導くことが出来る。
- (3) 直噴ガソリンインジェクタの可視化手法をまとめて評価した。噴霧の特性を把握するには、高速度ビデオ、LIF 撮影、PDPA による粒速度、粒径分布について組み合わせて考察する必要がある。今後の可視化手法の改良により、一つの観察手法で全体像を把握出来ることが望まれる。
- (4) 噴霧シミュレーションについて、液滴の抗力係数モデルについて 3 モデル評価した。全体像をある程度表現することは出来るが、一長一短で決定的ではなかった。本開発では Liu and Reitz モデルと利用するが、解析手法については更なる改良が期待される分野である。抵抗係数モデルは高木、森吉らが研究を進めて、より詳細なモデルを提案しており、さらなるレベルの向上が見られているが、本報告では未着手である。
- (5) 噴霧シミュレーションの初期入力値については、PDPA の計測結果が必要であり、またインジェクタ噴口下では、粒速度が高く、また密度が高いため、PDPA 計測では対応出

来ていないので、出口下流での微粒化計測結果と噴霧シミュレーションの結果を合わせ込む必要がある。今後 VOF 法などの解析手法の一層の発展が望まれる。

## 参考文献

37. 千田、錦織、北條、塚本、藤本、“減圧沸騰噴霧の微粒化・蒸発過程のモデリング”  
第1報 “噴霧特性の背圧による変化”、第2報 “微粒化と蒸発過程のモデリング”、  
日本機械学会論文集 B 編、60 巻 578 号 (1994)、pp.3551-3562
38. 小林、“液粒の蒸発および燃焼に関する研究” 第1報 “蒸発しつつある液粒の表面温度  
とその測定”、第2報 “蒸発速度” 日本機械学会論文集、Vol.20 (1954)、pp. 826-837
39. J.B. Heywood “Internal Combustion Engine fundamentals” (1988) P.178 , McGraw-Hill
40. 田端、藤本、岩井、“タンブル流およびスキッシュ流によるノッキング改善”  
マツダ技報、No.21 (2003)、 pp.192-198
41. 数値流体力学シリーズ 3. 乱流解析(1995),pp.164-176, 東京大学出版会
42. 安部、長野、近藤、“はく離・再付着を伴う乱流場への適用を考慮した  $k-\epsilon$  モデル”  
日本機械学会論文集 B 編、58 巻 554 号 (1992)、 pp.3003-3010
43. Klebanoff,P.S., “Characteristics of turbulence in a boundary layer with zero pressure gradient”  
NACA Report 1247, 1955
44. Kasagi,N.et al., “Direct numerical simulation of passive scalar field in a turbulent channel flow”,  
Transaction of ASME: J. Heat Transfer, Vol. 114, 1992, pp.598-606.
45. Eaton, J.K and Johnston, J.P., “Turbulent flow reattachment- An experimental study of the flow  
and structure behind a backward facing step” , Stanford University Report MD-39,(1981)
46. 西山、酒井、大角、菊池、高野、佐味、“直噴ガソリン燃焼を想定した高温高圧場  
における高揮発燃料噴霧の挙動”、日本機械学会論文集 (B 編) 67 巻 654 号、pp.550-  
558
47. De Corso SM and Kemeny GA (1957), “Effect of ambient and fuel pressure on nozzle spray  
angle”, Trans. ASME. (1979-3), pp.607-615
48. 河原、富田、“位相ドップラー法 (PDA/PDPA) を用いた噴霧粒子径および速度の同時計  
測”、ながれ、No.27 (2008)、pp.303-310
49. 河村、“レーザーを用いた噴霧粒径測定の実状と課題”、豊田中央研究所 R&D レビュー、  
Vol.28 No.2 (1993-6)、pp.1-10
50. 小保方、“位相ドップラー法による測定”、エアロゾル研究、Vol. 7 No.1(1992) 、  
pp. 4-9
51. 永岡、“ポート噴射ガソリン機関における燃料挙動の三次元シミュレーション”  
豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.33 No.2 (1998.6)、pp.23-35

52. Gosman, A.D. and Johns, R.J., "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct Injection Engines", SAE Paper No.800091 (1980)
53. Reitz, R.D. and Bracco, F.V., "Mechanism of break up round liquid jets, In Encyclopedia of Fluid Mechanism", Gulf Pub., NJ, 3 (1986), pp. 233-249
54. Naber, J.D. and Reitz, R.D. "Modeling Engine Spray/Wall Impingement", SAE Paper 880107(1988)
55. 増田、河村、永岡、溝淵、鈴木、"壁面衝突噴霧の燃料付着率推定法の検討"、微粒化、Vol.22, No.76 (2013)、pp.130-136
56. Liu, A., Mather, D., and Reitz, R., "Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays" , SAE Paper No.930072 (1993)
57. N. Takagi, Y.Moriyoshi, "Numerical Simulations of Spray Formation Process in High and Low Ambient Pressure Using a Swirl-Type Injector", COMODIA 2001, July 2001 pp.505-511
58. 永岡真、"直噴ガソリン機関の噴霧モデルの開発"、第16回内燃機関シンポジウム講演論文集 (2000)、pp.43-48

## 第3章 成層リーンエンジンの開発と燃費向上

### 3.1 本章の目的

成層リーン燃焼による燃費向上の基本的考え方は、1.3.1項で記したように、部分負荷におけるスロットルによる吸入空気量調整に起因するポンプロス低減にある。その為の基本的考え方は、部分負荷であってもスロットルを開くことであり、結果的に吸入空気量が部分負荷に必要な燃料量に比べて多い希薄混合気燃焼（リーン燃焼）となる。

希薄混合気を燃焼させる場合の考え方には二通りある。一つはシリンダ内の混合気全体を均一に希薄混合気とする考え方と、もう一つは点火プラグ近傍には着火しやすい濃い混合気を形成して、その周囲は希薄混合気にするという成層化の考え方である。

直噴ガソリンエンジンの場合、吸気バルブが閉じた後の圧縮行程に筒内に燃料を噴射することが可能で、プラグ近傍に安定した点火が可能な量論混合気を形成し、その外周は希薄混合気となるような成層状態を形成しやすいと考えられる。[59]

本章は、この直噴成層リーン燃焼を実現することを目標としたエンジン開発のプロセスと燃費効果について述べる。

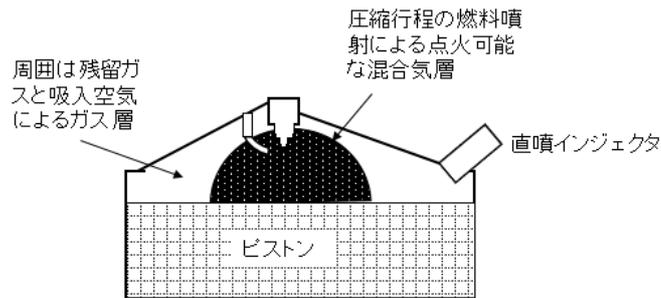
### 3.2 成層燃焼コンセプト開発による熱効率向上

直噴成層リーン燃焼の混合気形成のコンセプトを図3.1に示し、圧縮行程噴射によるタイミングチャートを図3.2に示す。

理論オットーサイクルの基礎式 式(1.2)から明らかなように、動作ガスの比熱比  $\kappa$  が大きいほど、熱効率は高くなる。この比熱比は、表3.1に示すように、空気を構成する二原子分子である酸素、窒素が他のガスよりも大きく、混合気の希薄度が高い燃焼方式は、この効果も相まって熱効率を高められる。

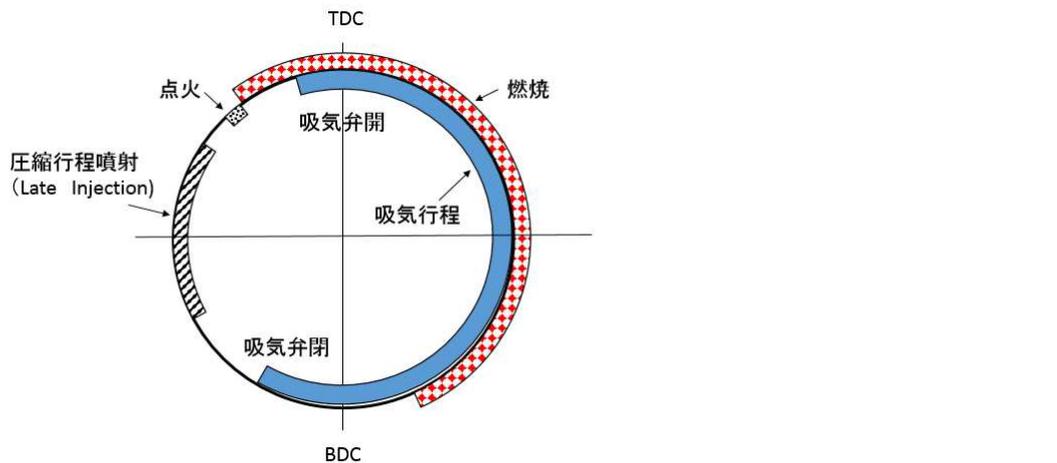
表 3.1 ガスの分子量、比熱と比熱比

ガス	分子記号	原子数	分子量	比熱比 $\kappa$
ヘリウム	He	1	4.003	1.660
水素	H <sub>2</sub>	2	2.016	1.409
窒素	N <sub>2</sub>	2	28.016	1.400
酸素	O <sub>2</sub>	2	32.000	1.399
空気			28.964	1.402
一酸化炭素	CO	2	28.010	1.400
酸化窒素	NO	2	30.008	1.385
炭酸ガス	CO <sub>2</sub>	3	44.010	1.301
メタン	NH <sub>4</sub>	5	16.042	1.319
プロパン	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	11	44.090	1.140



成層リーン燃焼の筒内混合気イメージ

図 3.1 成層リーン燃焼の混合気形成



成層リーン混合気形成のための圧縮行程噴射タイミングチャート

図 3.2 成層リーン混合気形成のための圧縮行程噴射の噴射時期

### 3.3 試験装置

#### 3.3.1 エンジン性能、燃焼解析試験装置

エンジン試験装置全体像と排ガス計測、燃焼解析、燃費計測設備について図 3.3 に示す。以降の章におけるエンジン試験設備は特に記載しない限りこの試験設備を使用している。尚、対象試験エンジンについては、目的毎に記述する。

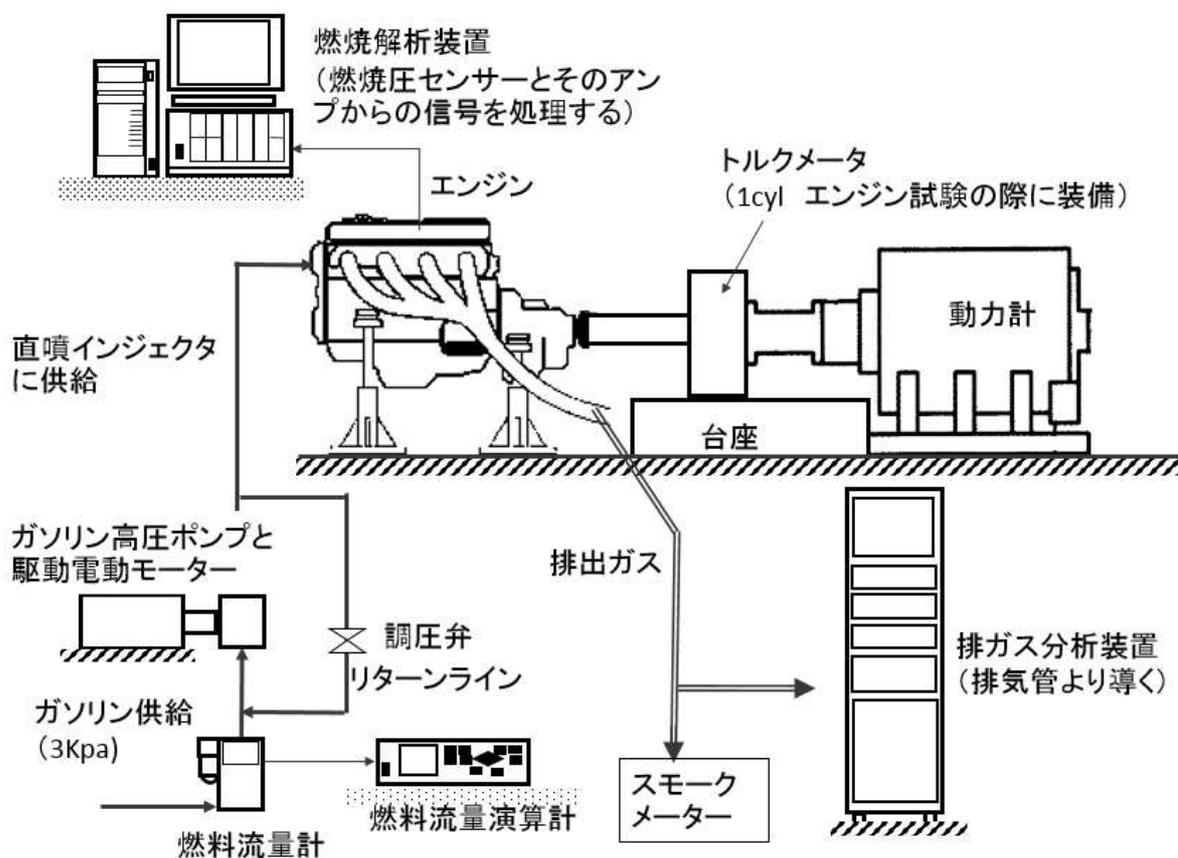


図 3.3 エンジン台上試験装置

試験設備仕様を以下に記す。

- 1) 燃費計測装置 : 小野測器 FP-214
- 2) 燃焼解析装置 : 小野測器 DS-9000
- 3) 燃焼圧力センサー : KISTLER 6061B (Water cooled type)

#### 4) 燃焼解析時 TDC の調整

エンジンを暖機後、モータリング運転を実施してその時の筒内圧を測定する。

この筒内圧データを図 3.4 に示す Log P -LogV 線図で描いた際に TDC 前後が一本の直線上に重なるように、TDC の認識角度を調整する。

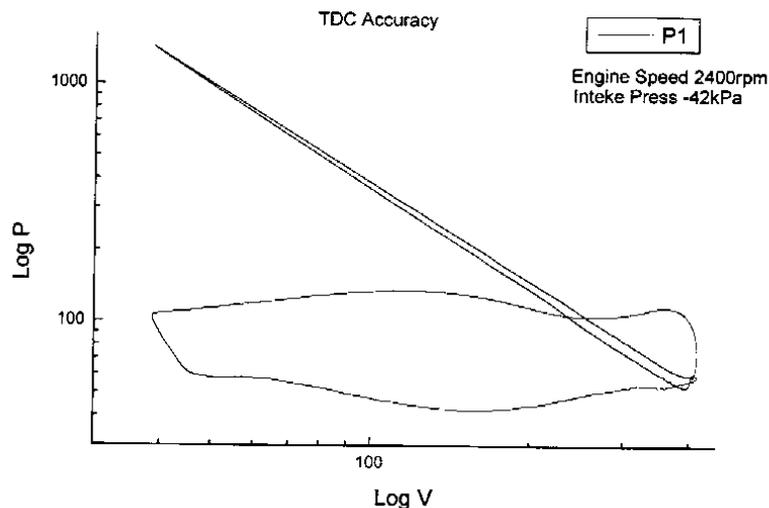


図 3.4 モータリング時の筒内圧計測 (LogPV 線図)

5) 排ガス分析計 : ホリバ MEXA-7100EGR

6) スス計測 司測研 : MODEL GSM : SMK (%)

JIS 計測法であるので、-5~50%レンジの測定になる。全く汚染がない場合の数値は-5%である。

7) トルクメーター : 小野測器 DD 505

単気筒エンジンではエンジン出力が小さく、部分負荷を動力計では高精度で計測できない場合があり、その場合には、エンジンと動力計（直流式もしくは交流式）の間に装着している。

### 3.3.2 単気筒エンジンの基本仕様

成層リーン直噴エンジンの開発では、ピストン、インジェクタ仕様、燃料噴射圧力、点火プラグ形状、点火エネルギー、筒内流動などについて実験し、最適な仕様を試行錯誤しながら選択していく必要がある。その為、開発コストの抑制の観点から、燃焼コンセプト開発には多気筒エンジンではなく、単気筒エンジンを使用する。今回用いた実験単気筒エンジンの仕様を以下に示す。

供試エンジン主要緒元は次の通りである。

- Bore x Stroke	86 mm x 86 mm
- Displacement	500 cm <sup>3</sup>
- Compression Ratio	$\epsilon > 12.5$
- Valve Train	4-Valve with Dual VVT System
- Ignition System	Center Spark Plug
- Fuel Supply	電動モーター駆動による高圧燃料供給

この試験エンジンの構造を図 3.5 に、全体外観写真を図 3.6 に示す。

エンジンは、単気筒エンジンの振動を抑制する為に 2 軸の 2 次バランサーを有している。シリンダライナーとクランクの変更でボア、ストロークを変更し、排気量を変更することが可能である。また、ライナー部分とクランクケース部分は分割構造になっているので、その部分のガスケットの厚みを変更すれば、圧縮比の変更が可能となる。

シリンダヘッドの構造は、4Valve、ペントルーフ型燃焼室で中央点火を基本としているが、シリンダヘッドの構造を変更すれば、2 点点火、あるいは多点点火、シリンダ上部へのインジェクタ搭載などの試験が可能である。

吸気ポートには、図 3.7 と図 3.8 に示すスワールコントロールバルブ (SCV) が設置されていて、その角度を調節して筒内スワール強度を変更する。

単気筒エンジンの実験では、多気筒エンジンに比べて吸気脈動が大きくなる。この脈動を放置しておくと、熱線流速式空気量測定の際に、気流のダブルカウントによる誤差を生みかねない。よく用いられる方法が、吸気上流に大きなサージタンクを設けて、脈動を緩和する方法であるが十分ではなく、図 3.5 に示すように吸気サージタンクの上流に、フレキシブルホース (蛇腹形状) を装着することで吸気脈動を大幅に消失させている。

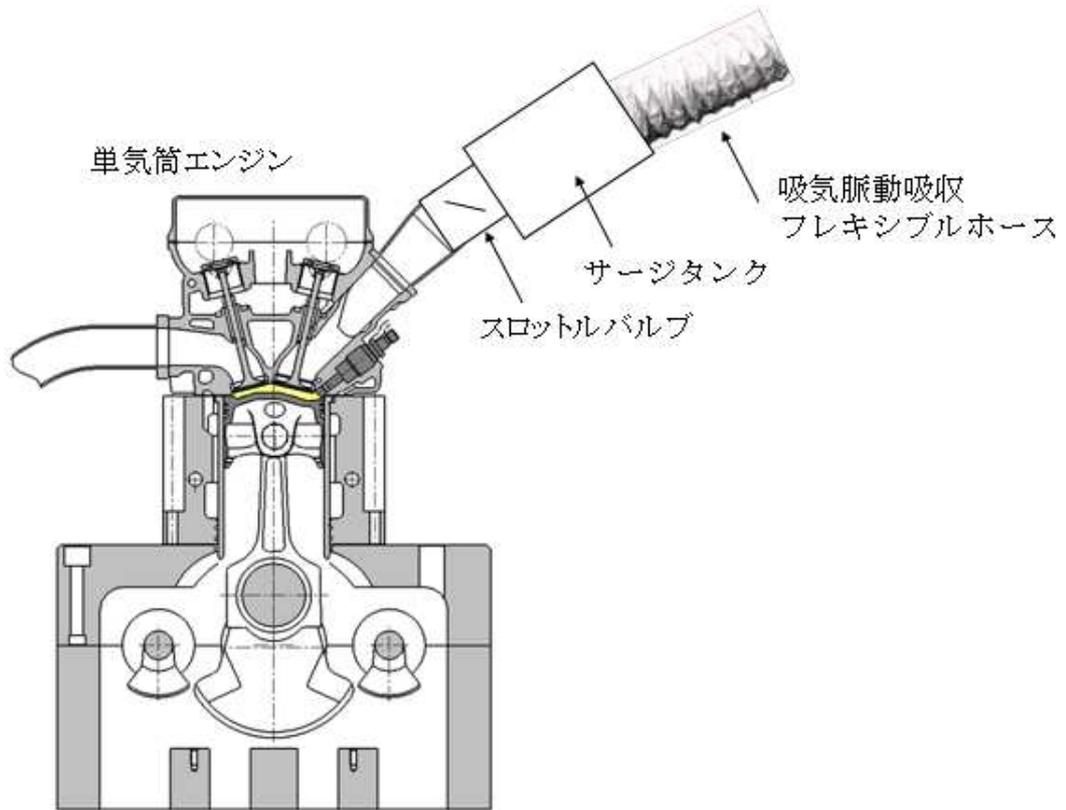


図 3.5 単気筒試験エンジンの基本構造



図3.6 試験エンジンの正面視



図3.7 スワールコントロールバルブ SCV (手動)

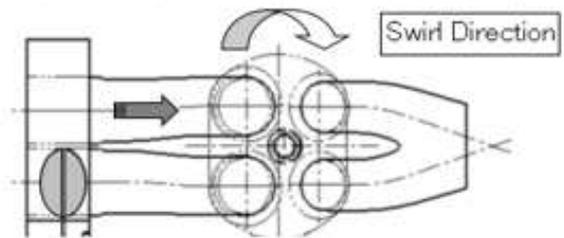


図3.8 スワールコントロールバルブによる筒内スワール流

### 3.4 LIF 法による筒内混合気可視化手法の簡易化

混合気形成から点火燃焼までのシミュレーションの基礎知見を得る為に、筒内に燃料が噴射されてから混合気が形成されるまでのプロセスを可視化する必要がある。そのために、伊奈らや加納ら [60,61] のようにガソリンエンジンの実稼動状態に近づけて可視化する方法や、鈴木ら [62] のように市販エンジンと同等のガソリン燃料の蒸発に近い混合気形成の解明に向けて、レーザーと蛍光剤の工夫、可視化エンジンの視野の確保を実施するなどの可視化技術の開発に力が注がれている。しかしながら、どれほど突き詰めて行っても、実験用可視化エンジンと実働エンジンはその構造の違いによる壁面温度環境などの乖離を無くすことは出来ない。本論文では直噴エンジンの実用化に向けた開発に力点を置いているので、LIF による可視化の知見はエンジンの熱効率向上策を考え出すための思考プロセスの一部であるとの立場から、精度向上よりも、実験の簡易化手法について述べる。

#### 3.4.1 LIF による筒内可視化装置

図 3.9 は可視化エンジンとエキシマレーザーの配置を示し、透明石英ガラスシリンダによって、エンジンの Fr 側、Ex（排気）側から撮影が可能となっている。レーザー光源、画像取得カメラ、画像処理システムについては表 3.2 の通りである。可視化カメラは浜松モトニクス製の高感度 Image Intensifier (I.I.) 付き CCD カメラを使用し、エキシマレーザー光は複数のレンズ群を用いて、四角形のレーザー光源をシート状に変更している。

表 3.2 LIF 装置仕様

① カメラ	浜松ホトニクス CCDカメラ C5987
画素数	512 x 512
受光サイズ	12.2mm x 12.2mm (1inch)
計測時の II ゲイン	23.39
計測時の絞り	4.5
計測時のゲート時間設定	10 $\mu$ s
	II: Image Intensifier
②レーザー	Lamda Physik excimer laser COMPex102
波長	308 nm
計測時の出力	194 ~ 218 mJ/ Pulse
③光学系	
ミラー	308nm用 全反射ミラー ARコーティング
シート光厚さ	0.2mm (焦点部) 0.4~0.8mm
光学フィルター	G1158 (気相用 328~472nm )
カメラレンズ	Nikon UV - Nikkor 105mm F4.5
④画像処理	浜松ホトニクス製LIF画像処理ソフトウェア
平均化処理	なし
Back Ground 減算処理	なし
Look Up Table (配色)	Shifter 12

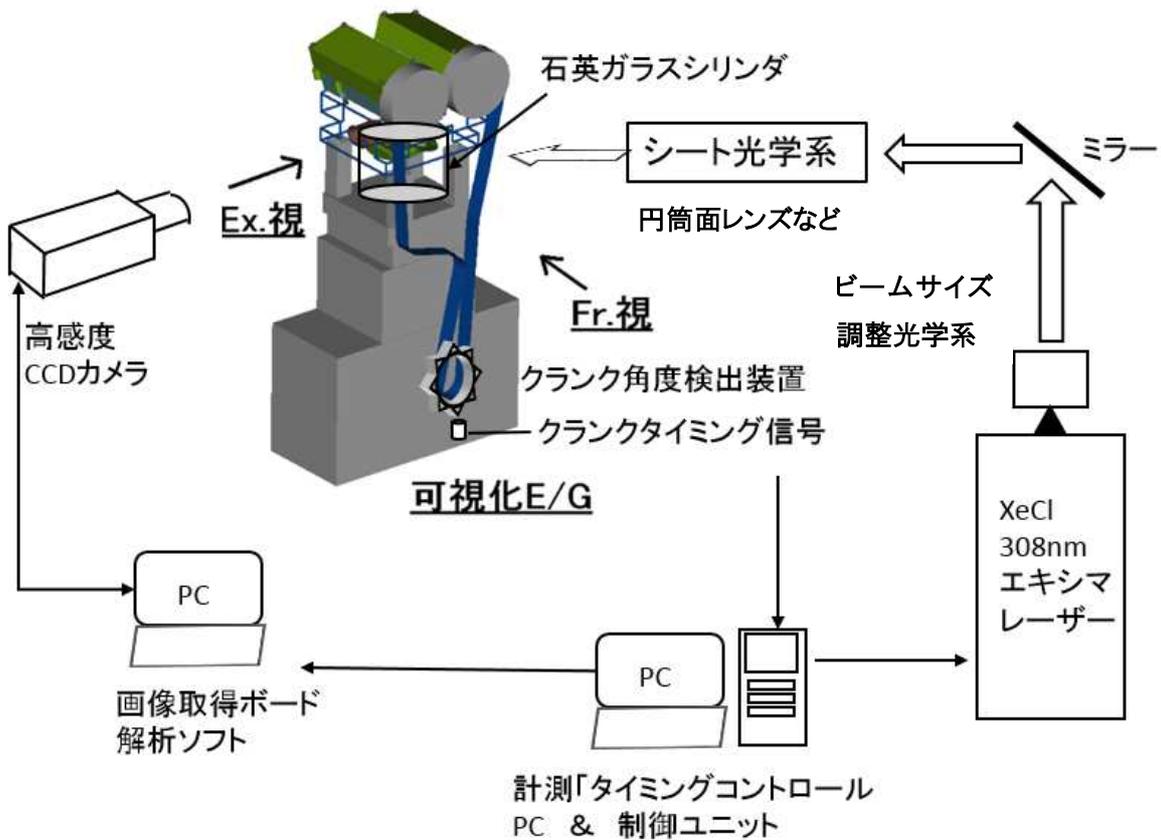


図 3.9 LIF 筒内混合気可視化装置：全体システム概要

### 3.4.2 燃焼室内の混合気の可視化

点火プラグ近傍の混合気形成過程を知ることは火花点火による火炎伝播を考える上で重要な情報である。一般的に報告されているエンジン筒内 LIF 可視化手法 [63,64,65]では、ガラスシリンダ内にクランク軸と平行なレーザー光を投入するため、シリンダヘッドの内側、すなわちお椀を伏せたような燃焼室内には光源が投入されず、燃焼室内を可視化するのは困難である。燃焼室内を可視化する手法としては、ボトムビュー手法 [66] が採用される場合が多いが、この場合にはピストン頂面を通して、燃焼室にレーザー光を投入する為、ピストン頂面形状が平坦である必要があり、キャビティを有するピストンの可視化には課題がある。

この問題を解決するために、図 3.10 に示すようにピストンの Top リングより上の Top land 部に 1 mm 程度の切り欠（スリット）設けて、レーザー光を斜め下からペントルーフ内に投入し、燃焼室部分に装着した石英ガラス窓を通して LIF 発光を撮影することにした。

筒内の混合気濃度を知るためには、混合気濃度と LIF 発光強度の関係を知る必要がある。この校正曲線を得る為に、先ず筒内に均一混合気を確実に導入する装置が必要となる。図 3.10 に均一混合気生成部装置の構造を示す。フレキシブルヒーターで壁面を 90°C に加熱し、その加熱空間に直噴インジェクタによる高微粒化噴霧を吹き付けることで液滴の蒸発を促

進させている。また、吸気管部分を長くして、空気との混合距離を十分に取っている。この構造より、筒内に流入する際には十分に液体燃料は気化され、吸入空気と均一に混合される。

図 3.11 は単気筒可視化エンジン、図 3.12 は均一混合気形成部の写真を示す。

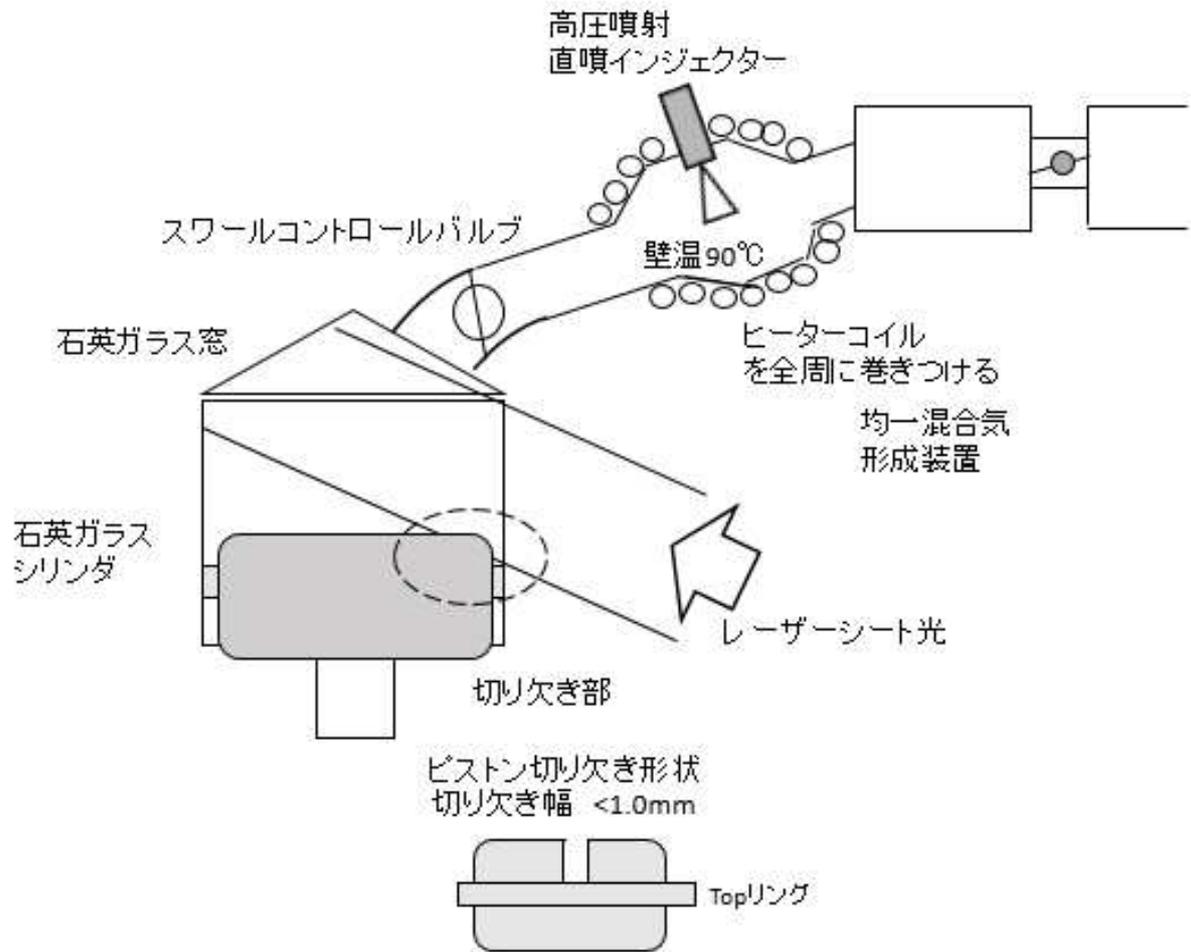


図 3.10 LIF 可視化エンジンと均一混合気生成装置

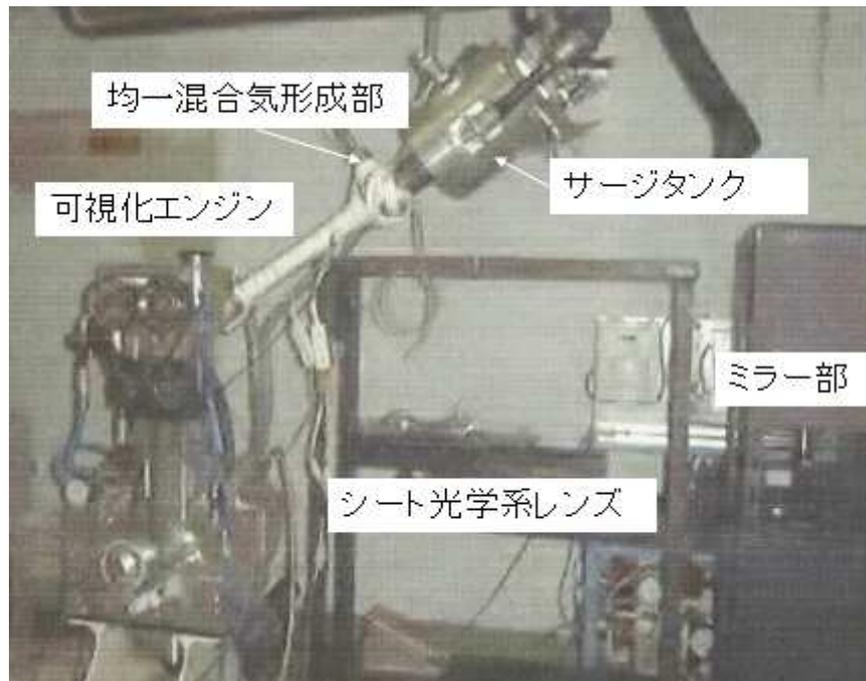


図 3.11 単気筒可視化エンジンの全景



図 3.12 均一混合気生成部の構造 (拡大)

### 3.4.3 ファイバースコープを用いたシリンダ頂上部からの LIF 計測

燃焼室の混合気形成には筒内流動が重要で、とりわけスワール流の影響を知るにはシリンダを横から観察するだけでは十分とは言えず、シリンダ下部、もしくは上部からの観察が必要となる。

よく用いられるボトムビュー方式による燃焼室観察では、ピストン頂面にガラス平面を設置しているが、ピストン頂面にキャビティを設ける場合の可視化には適さない。

そこで、図 3.13 に示すように、シリンダ内に水平面上のレーザー光を投入し、燃焼室上部にファイバースコープによる受光部を設置し、LIF 発光を CCD カメラに導く手法を用いた。この計測手法により、ピストン頂部のキャビティ形状とスワール流による混合気を観察することが可能となる。

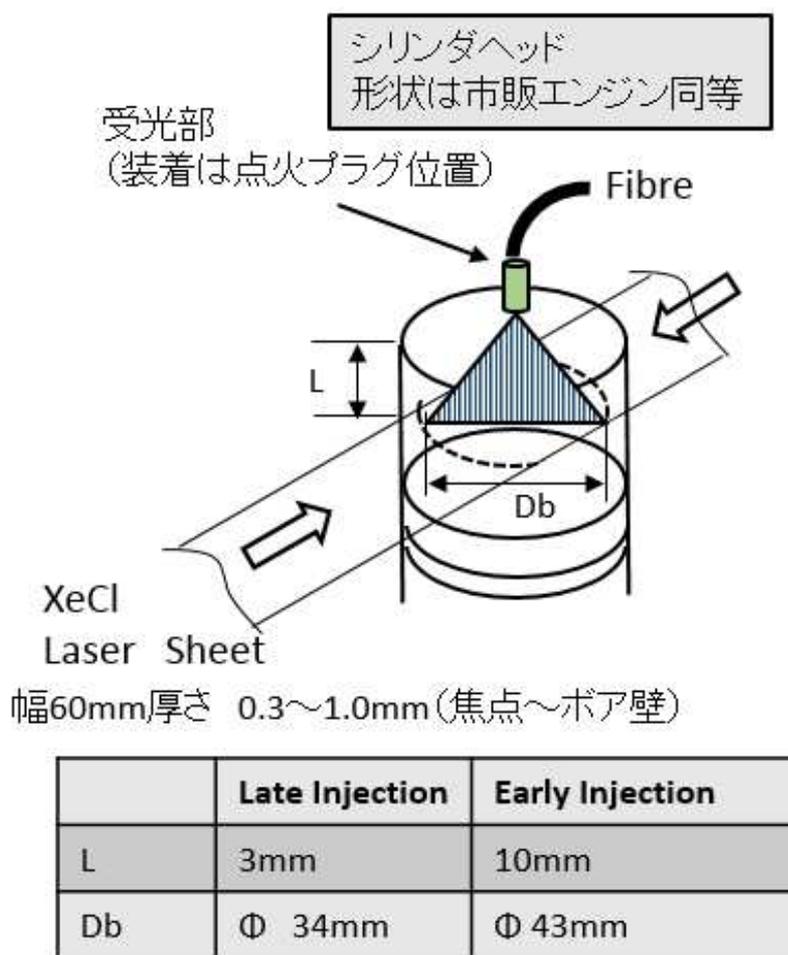


図 3.13 燃焼室上部からの可視化

### 3.4.4 LIF 計測タイミングチャート

LIF 計測時の XeCl エキシマレーザーの発光とカメラ撮影、噴射のタイミングは、撮影したいクランク角度時期をトリガーとして、図 3.14 のように設定する。また、撮影は同じクランク角度を 10 回撮影したものをアンサンブル平均したものを計測画像とする。

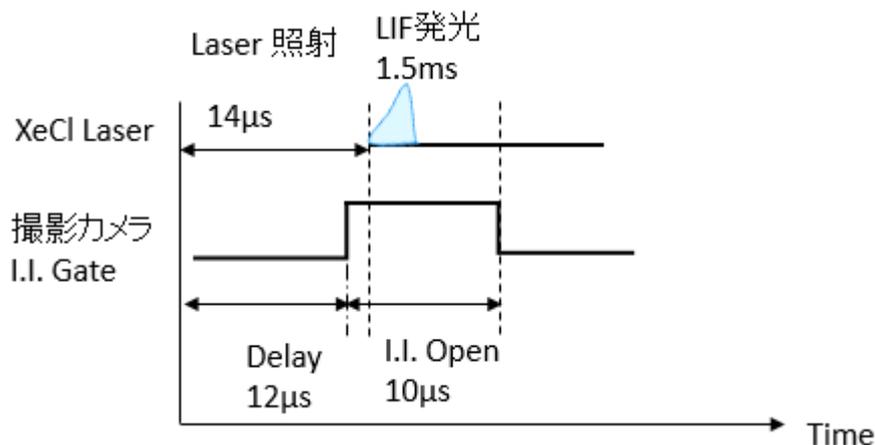


図 3.14 LIF 撮影手法と撮影タイミングチャート

### 3.4.5 蛍光剤の選定

LIF で用いる蛍光剤については、実際のエンジンのガソリンの蒸発特性を忠実に再現するものが好ましいが、蛍光強度の安定性の観点と合わせて適切に選択する必要がある。蛍光剤の濃度については、濃すぎても入射光が入った領域で吸収されてしまい、可視化したい領域全体を蛍光させることが出来ないため、適度な濃度を見出さなければならない。

また、蛍光剤を混ぜる溶媒となる燃料成分については、ガソリンが好ましいかと言うと、ガソリンは空気中の酸素やガソリン自身による消光効果が大きく、圧縮行程後半の体積濃度が大きくなる際には蛍光強度が弱まるため好ましいとは言えない[67,68,69]。そこで、今回は溶媒燃料として、Iso-Octane を使用した。

蛍光剤の温度と圧力による蛍光強度依存性については表 3.3 の報告があり [70]、アセトン (Aceton) は温度、圧力による蛍光強度低下が 3-pentanone, Toluene に比べて低い特性が示されており、圧縮行程後半の LIF 可視化に適切な溶媒と判断した。また、図 3.15 に示すアセトンの蛍光特性から、308nm の XeCl エキシマレーザーの励起光と分離して蛍光のみを観察する為に、328nm~472nm のバンドパスフィルターを使用することにした。

表 3.3 蛍光剤の温度と圧力による蛍光強度への影響度

Tracer	Excitation Wavelength (nm)	SAE 972944		Wolff et al		Ghandhi et al
		Press (% / Mpa)	Temp (% / 100K)	Press (% / Mpa)	Temp (% / 100K)	Temp (% / 100K)
Aceton	248	60	-25	70	-20	---
	266	5	-7	---	---	-20
	308	---	---	12	13	---
3-pentanone	248	70	-28	50	-25	---
	266	---	---	---	---	-20
	308	---	---	0	30	---
Toluene	248	-80	-30	---	---	---
	266	-90	80	---	---	---
Experimental range experimental set-up		~ 1MPa	~523K	~3MPa	~575K	~600K
		Heatable pressurized constant volume vessel		Heatable pressurized flow system		Heated jet & motored engine

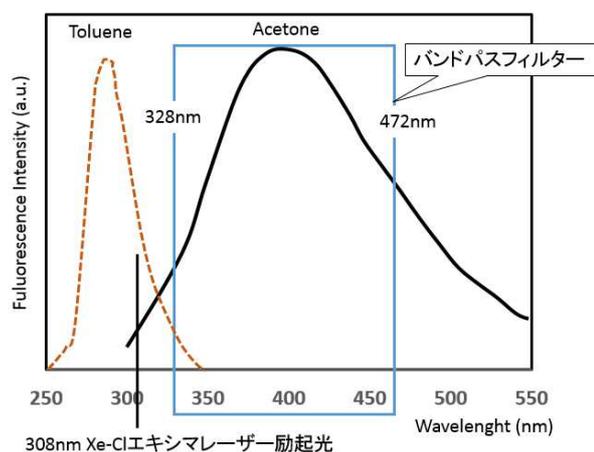


図 3.15 Aceton の蛍光特性

### 3.4.6 蛍光強度による当量比 ( $\varphi$ ) への換算の簡易化

図 3.10 で示した均一混合気生成装置を用いて、Aceton10%、Iso-Octane 90%による LIF 計測を実施した。図 3.16 は、得られた当量比と蛍光強度の関係を示す。実線が実験地による近似曲線であるが、実験結果は単純な線形補間による直線近似(点線)とも相関が高いので、結果的に次式(3.1)による LIF 蛍光強度の当量比換算を行うことにした。

$$I = A \times \varphi \quad \text{--- (3.1)}$$

$\varphi$  : 当量比       $A$  : クランク毎に異なる係数

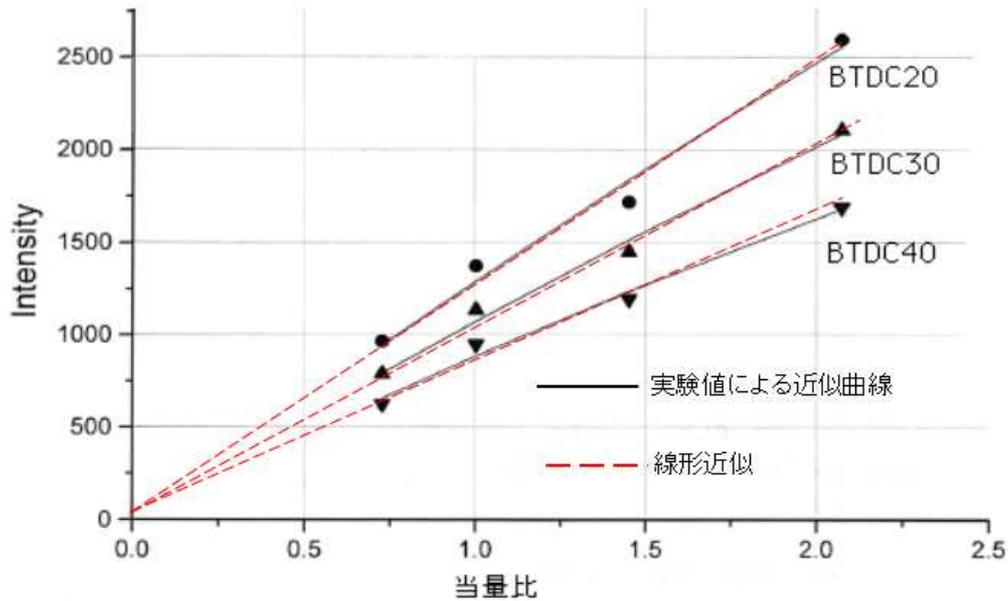


図 3.16 線形近似された混合気濃度と蛍光強度の関係

エンジン筒内の LIF 画像から当量比分布の画像を得るには、図 3.16 の換算から当量比が既知の当量比 1.0 の均一混合気の LIF 画像の蛍光強度を基準として、空気だけによる背景強度画像を差し引いた蛍光画像を用いて、同じクランク角度での直噴混合気による LIF 画像の蛍光強度分布に対して、以下の式(3.2)により当量比分布画像を得る。

$$\text{当量比換算画像} = A_x \frac{(\text{観察対象のLIF強度画像} \text{ CA} - \text{背景画像} \text{ CA})}{(\phi = 1 \text{ でのLIF強度画像} \text{ CA} - \text{背景画像} \text{ CA})} \quad \text{---- (3.2)}$$

### 3.4.7 LIF 法簡易化のまとめ

LIF 可視化手法について、筒内混合気の状態を厳密に調査するという立場よりは、筒内混合気形成を模索・開発することを主眼に検討を進めた結果、比較的容易な手法として、溶媒 Iso-Octane 90%, 蛍光剤 Acetone 10% で、蛍光強度と筒内の混合気濃度（当量比）に必要十分な線形性を確認した。

燃焼室内の筒内混合気形成を特化して可視化する手法として、ピストン Top Land 部にスリットを設けてレーザー励起光を燃焼室内に導入して LIF 観察する手法と、点火プラグ位置に挿入したファイバースコープによる燃焼室上面からの可視化手法を本論では採用することにした。なお、LIF 画像の実像は図 3.17 のようなモノクロ発光強度分布なので、筒内混合気濃度を考察する際には発光強度に応じた A/F 濃度の色調を付与したデータを使用する。また、特に記述が無い限りは以後の LIF 可視化画像の視野方向は図 3.17 に準ずるものとする。

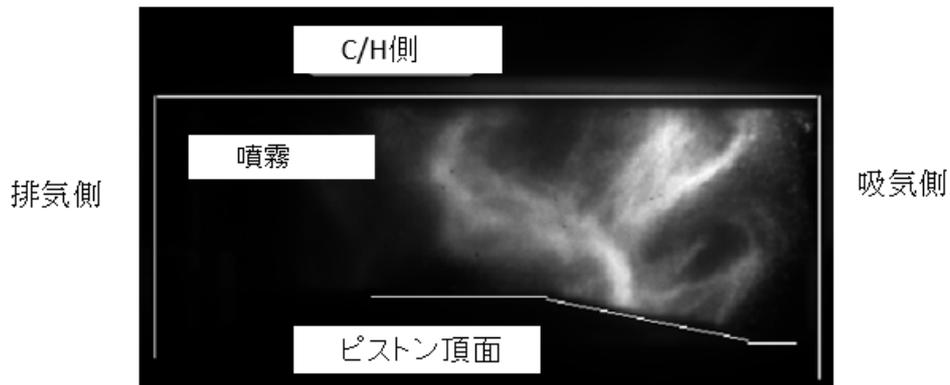


図 3.17 LIF 画像の実際

### 3.5 成層リーク燃焼開発試験方法

#### 3.5.1 開発コンセプト

本項の開発目標は、図 3.18 に示す成層リーク燃焼領域を可能な限り広く確保することにある。しかし、その領域全ての負荷、回転運転を格子状にして逐次燃焼コンセプトの選定試験を実施すれば開発工数は膨大になる。そこで、成層リーク開発の代表運転ポイントを、エンジン回転を 2400rpm、エンジン負荷を燃焼圧測定から得られる図示平均有効圧力 (NMEP) 0.55Mpa と定めた。

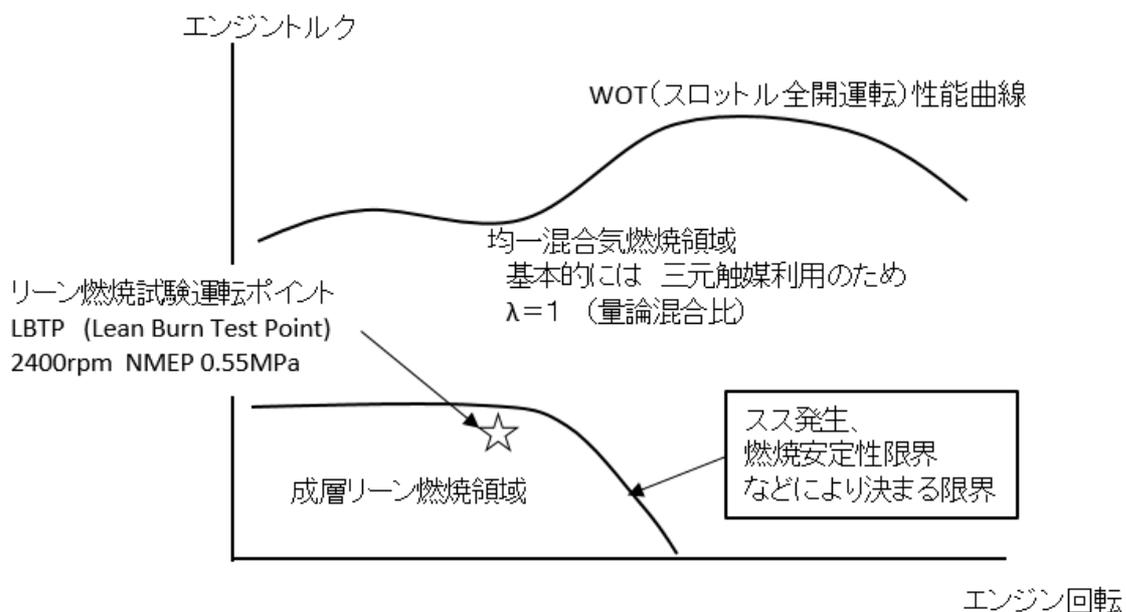


図 3.18 成層リーク燃焼領域の概念図

尚、実測結果による NMEP と BMEP の関係は図 3.19 の通り直線的な関係にあり、NMEP 0.55MPa は BMEP 0.45MPa 相当の負荷になる。ここで BMEP は動力計の計測トルクから換算した平均有効圧力値であり、NMEP は燃焼圧力波形から求めた図示平均有効圧力である。

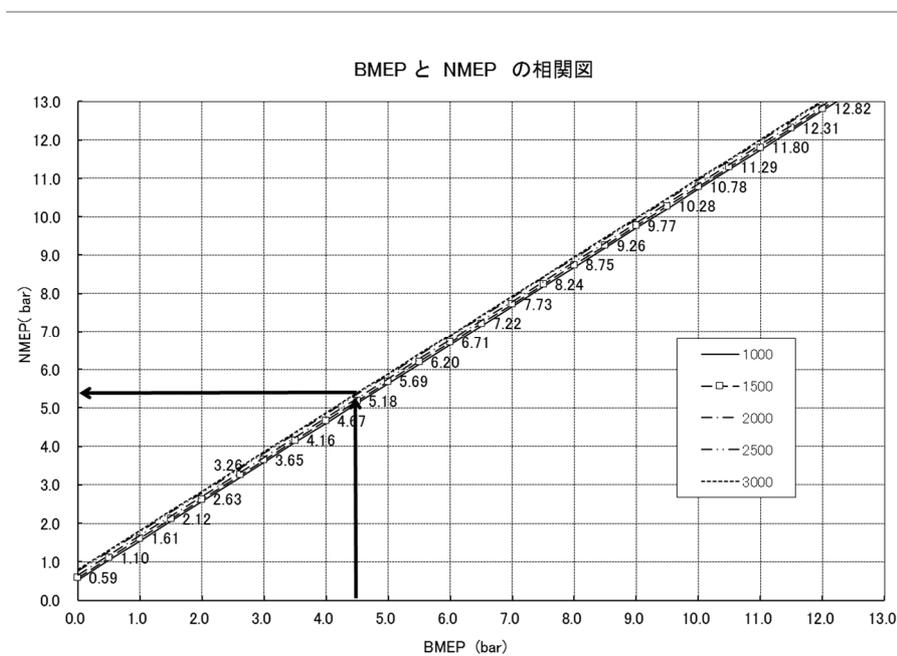


図 3.19 BMEP と NMEP の相関図

### 3.5.2 成層リーン燃焼領域限界試験手法

試験は、図 3.20 に示すように前述した 2400rpm、NMEP 0.55MPa の負荷で、先ず $\lambda=1$ でエンジン負荷を整えた上で、A/F=20 で Late Injection によるリーン燃焼運転を開始する。負荷、すなわち燃料噴射量は一定のままスロットル開度を広げて空気量を増やして希薄燃焼度合いを拡大していく。およそ A/F=27 になるとスロットルは全開になり、これ以上空気量を増加させることができなくなるので、さらなるリーン運転については燃料量を減少させて、負荷は下げつつ、燃焼安定限界を見極める試験を実施した。燃費 NSFC、NO<sub>x</sub> 濃度 (NSNX)、HC 濃度 (NSHC) について計測して、ピストン、インジェクタ仕様による影響を考察する。

直噴 圧縮行程噴射 (Late Injection)による 成層リーン燃焼領域

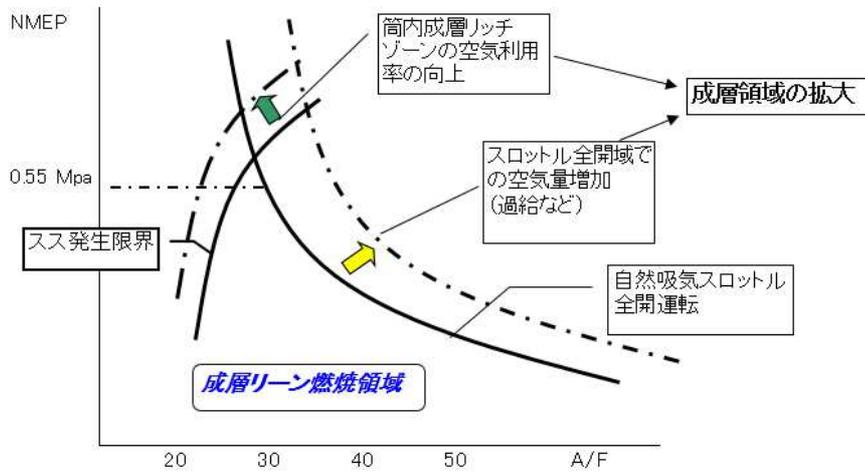


図 3.20 成層リーン燃焼限界試験概念図

成層リーン燃焼を実現するに当たって、単気筒エンジンを使用して、以下の3項目について集中的に実験した。

- 1) 燃料噴霧をピストンに衝突させて混合気を点火プラグ近傍に集積させる為のピストン頂面のキャビティ形状
- 2) インジェクタ噴霧形状
- 3) 筒内流動の最適化

なお、点火はディストリビュータのない、電子配電システムであるダイレクトイグニション方式で、容量放電エネルギーは70MJを使用している。

成層燃焼については、以下の二つの条件でリーン限界を判定する。

- ① リーン燃焼限界：NMEPの燃焼サイクル変動率 COV 5%を超える A/F
- ② スス Smoke : スス濃度 5% に到達した A/F

筒内流動をスワール、タンブルともに強化する目的で、スワールコントロールバルブ (SCV) は全閉としている。尚、SCV 開度の影響は別途調査したので、後述する。その他の試験条件は以下の通りである。

- 水温 : 80 +/- 5 deg 部分負荷試験 / 88 +/- 2 deg 全負荷試験
- 油温 : 78 +/- 2 deg 部分負荷試験 / 80~100 deg 全負荷試験
- 吸気温度 : 24 +/- 1 deg

試験結果を示す燃料消費率、HC 排出率、NO<sub>x</sub> 排出率の計算式について式(3.3)、式(3.4)、式(3.5)のとおりとする。

- NSFC (g/kWh) 燃料消費率：指圧線図から換算して求めた出力を使用  
(注：動力計から出力を求める場合には BSFC(g/kWh) Brake Specific Fuel Consumption)

$$NSFC = \frac{3600 \times F/C \times \gamma}{PWR} \text{ [g/kWh]} \quad \text{--- (3.3)}$$

F/C：燃料流量 [cc/sec]

γ：燃料比重 [g/cc]

注) PWR [kW]：燃烧解析による図示有効圧力 (NMEP) から換算した出力(kW)  
単気筒エンジンではトルク変動が大きく、動力計による出力が不安定になるので、  
燃烧圧力計測による図示平均有効圧力で評価する。

- NSHC 正味 HC 排出率

$$NSHC = \frac{14.69}{12.011 + 1.0079 \times H/C} \times \frac{THC \times 10^{-4}}{CO_2 + CO + THC \times 10^{-4}} \times \frac{3600 \times F/C \times \gamma}{PWR} \text{ [g/kWh]} \quad \text{-- (3.4)}$$

ここで、H/C：燃料 H/C 比率 (固有値) でガソリン燃料の性状による。

CO：CO [%]、CO<sub>2</sub>：CO<sub>2</sub> [%]、THC：THC [ppm] 未燃烧炭化水素成分は排  
ガス分析計による計測値である。

- 正味 NO<sub>x</sub> 排出率

$$NSNX = \frac{46.005}{12.011 + 1.0079 \times H/C} \times \frac{NO_x \times K_f}{(CO_2 + CO + THC \times 10^{-4}) \times 10^4} \times \frac{3600 \times F/C \times \gamma}{PWR} \text{ [g/kWh]}$$

$$K_f = \frac{1}{1 - 0.0047 \times (7 \times P - 75)}$$

$$P = 622 \times \frac{P_w}{P_a - P_w}$$

--- (3.5)

ここで、NO<sub>x</sub>：窒素酸化物 [ppm] 排ガス分析計による計測値である。

P<sub>a</sub>：補正大気圧 [mmHg]、P<sub>w</sub>：水蒸気分圧 [mmHg] である。

## 3.6 成層リーン燃焼開発実験

### 3.6.1 ピストン形状の選択

ピストンキャビティの形状として、先広がりと先細りのどちらが良いか単気筒エンジンを用いて検討した。先広がり形状については図 3.21、先細り形状については図 3.22 に示す。

試験エンジンの基本仕様は、3.3.2 項で述べた通りであるが、ボア x ストロークは 76mm x 76.5mm である。

3.5.2 項で示した試験方法で両者を比較検討した結果を図 3.23 と図 3.24 に示す。先広がり形状についてはキャビティ広がり幅二種類、先細り形状について三種類試験を実施している。一般に燃料噴霧は先が広がるコーン形状をしているので、その形状に倣ってキャビティ形状を選定しようというのが、先広がり形状のコンセプトである。一方、先細り形状については、燃料噴霧を点火プラグ近傍に集めることを主眼にしたコンセプトである。

両者の比較で顕著な違いは、リーン限界に現れ、先広がり形状では A/F40~45 を超えたりん運転で COV は 5% を超え、燃焼安定性を維持出来なくなる。一方、先細り形状では A/F 限界は 60 以上となっている。排出ガス分析から見る燃焼については、NSHC に示される未燃ガスの排出という観点で、両者とも NSHC が 20 g/kWh を超える領域になるのは、COV5% を超える領域と一致しており、この点からも成層リーン燃焼については先細りキャビティ形状が優位であることが判明した。

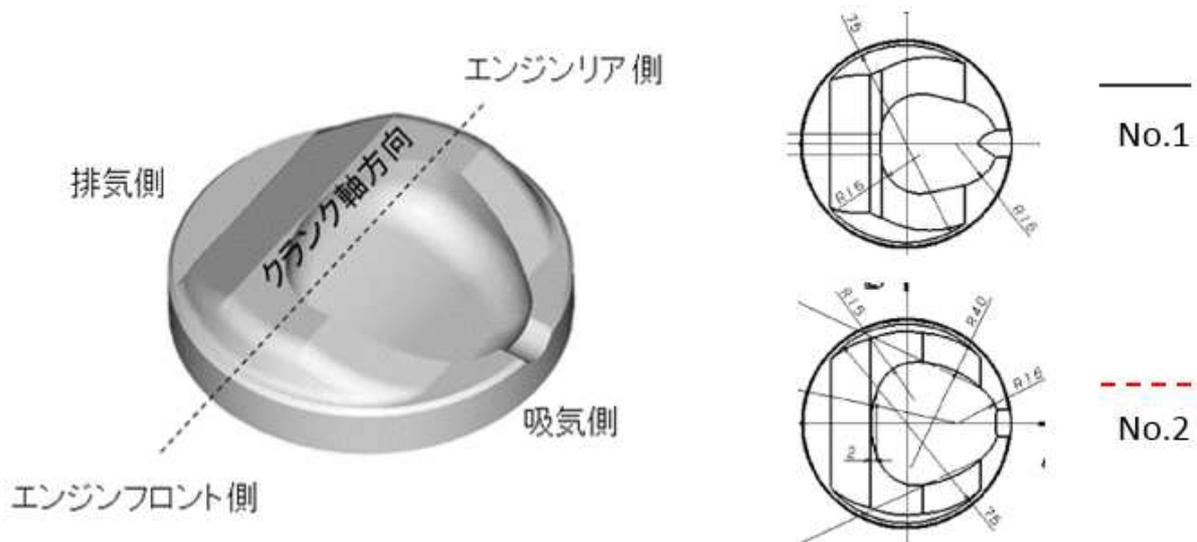


図 3.21 ピストン形状 Case 1: キャビティ先広がり形状

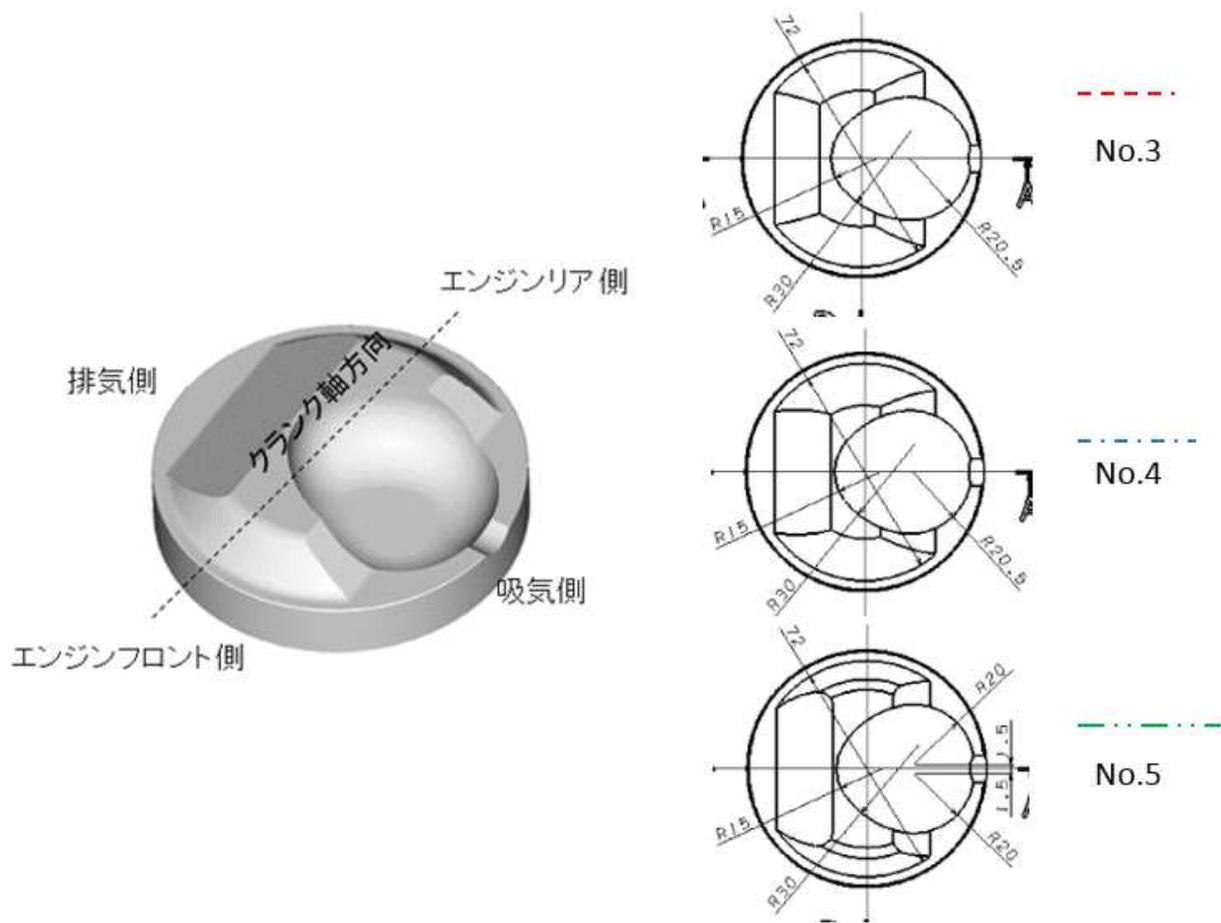


図 3.22 ピストン形状 Case 2: キャビティ先細り形状

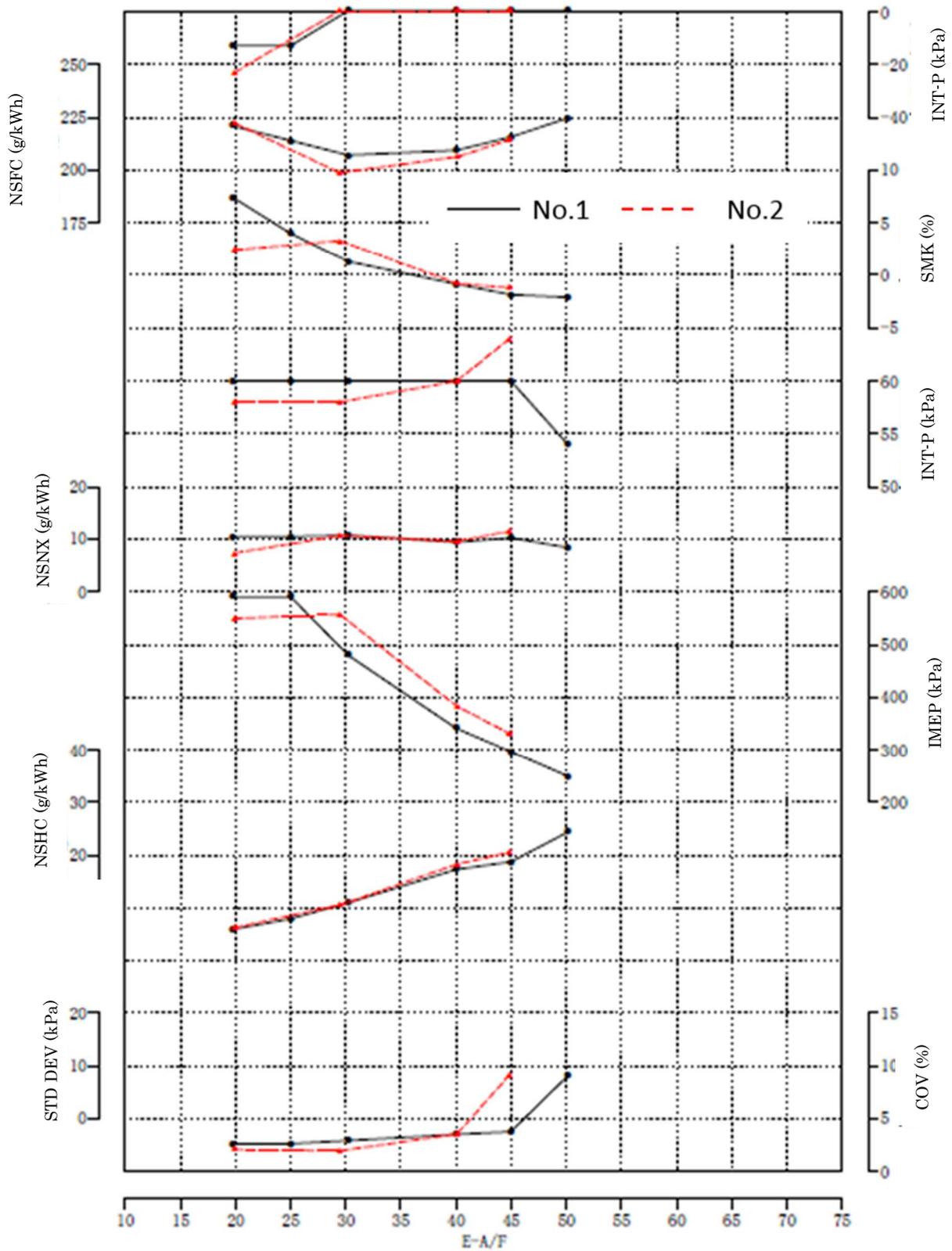


図 3.23 ピストン先広がりタイプ(No.1、No.2)の試験結果

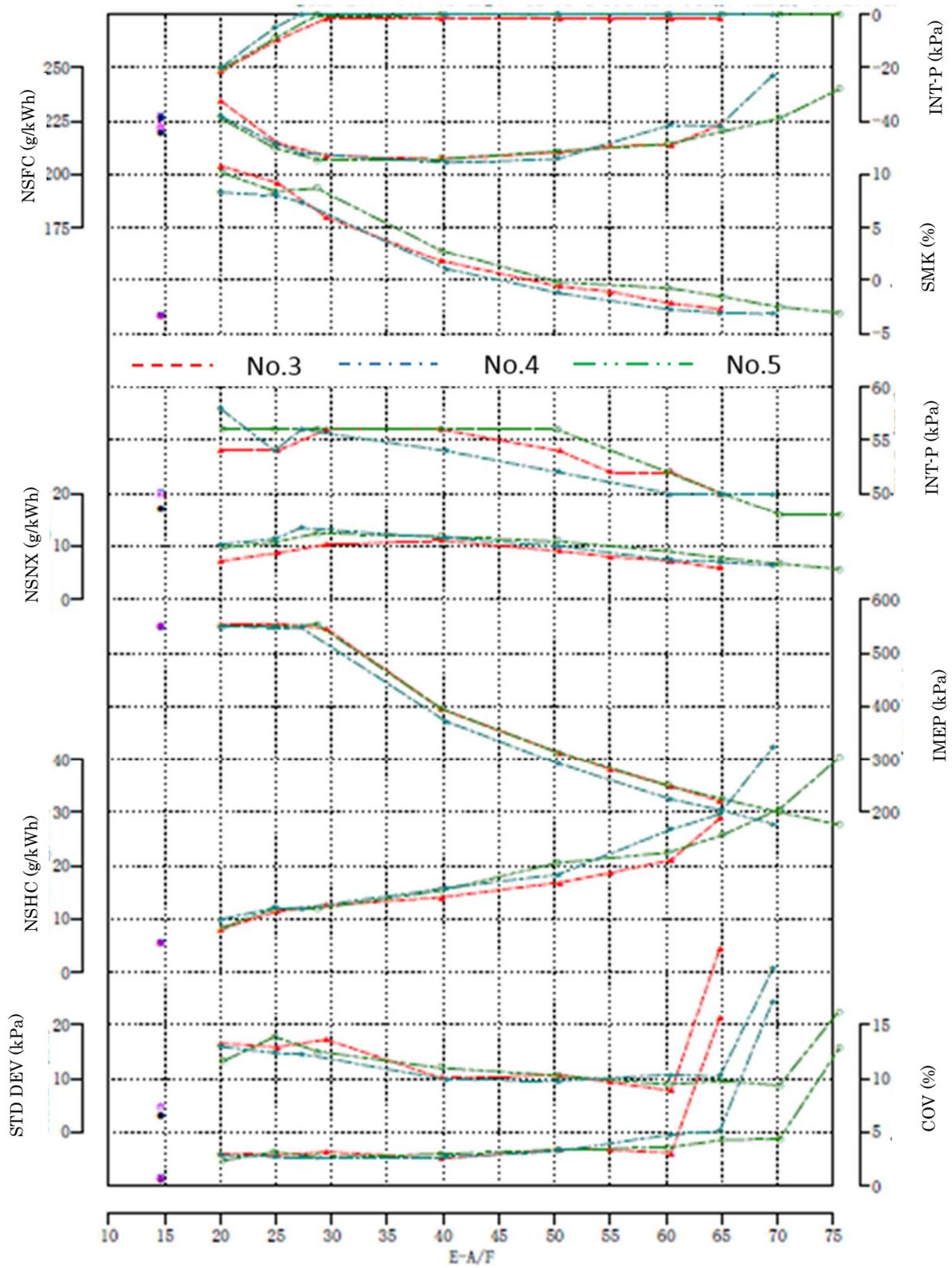


図 3.24 ピストン 先細りタイプ (No.3, No.4, No.5) の試験結果

### 3.6.2 インジェクタ形状の選択

ピストン形状は Case2 の先細りタイプを使用し、スワールインジェクタの噴霧角度 60 度と 70 度(噴霧角度定義：図 2.33 参照)の違いを比較した。

試験結果は図 3.26 の通りで、噴霧角 60 度は A/F 60 まで COV を 3%以下の運転が可能であるが、Smoke については噴霧角 70 度に対して全体的に 3%程度高い値を示している。

その他の燃費 (NSFC)、NO<sub>x</sub> (NSNX)、HC (NSHC)については A/F50 までの間であれば、目立つ程の差は認められない。

噴霧角 70 度のスワール噴霧の噴射雰囲気圧力の違いによる形状変化を図 3.25 に示す。Late Injection の圧縮行程時と同等の雰囲気圧力 0.36 MPa では噴霧角度が狭まり、プラグ近傍に燃料を集めやすい特性を有している。以上の観点から噴霧角度は 70 度を選択した。

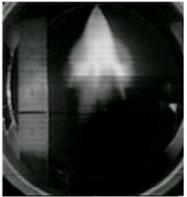
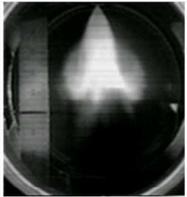
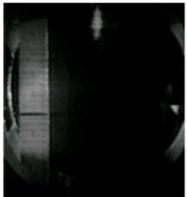
Time after Injection [ms]		0.7	1.0	1.4	1.8
Fuel Press. 10MPa	周囲大気圧 0.1MPa				
コーン角度 70度	周囲大気圧 0.36MPa				

図 3.25 スワール噴霧形状に対する大気圧力の影響

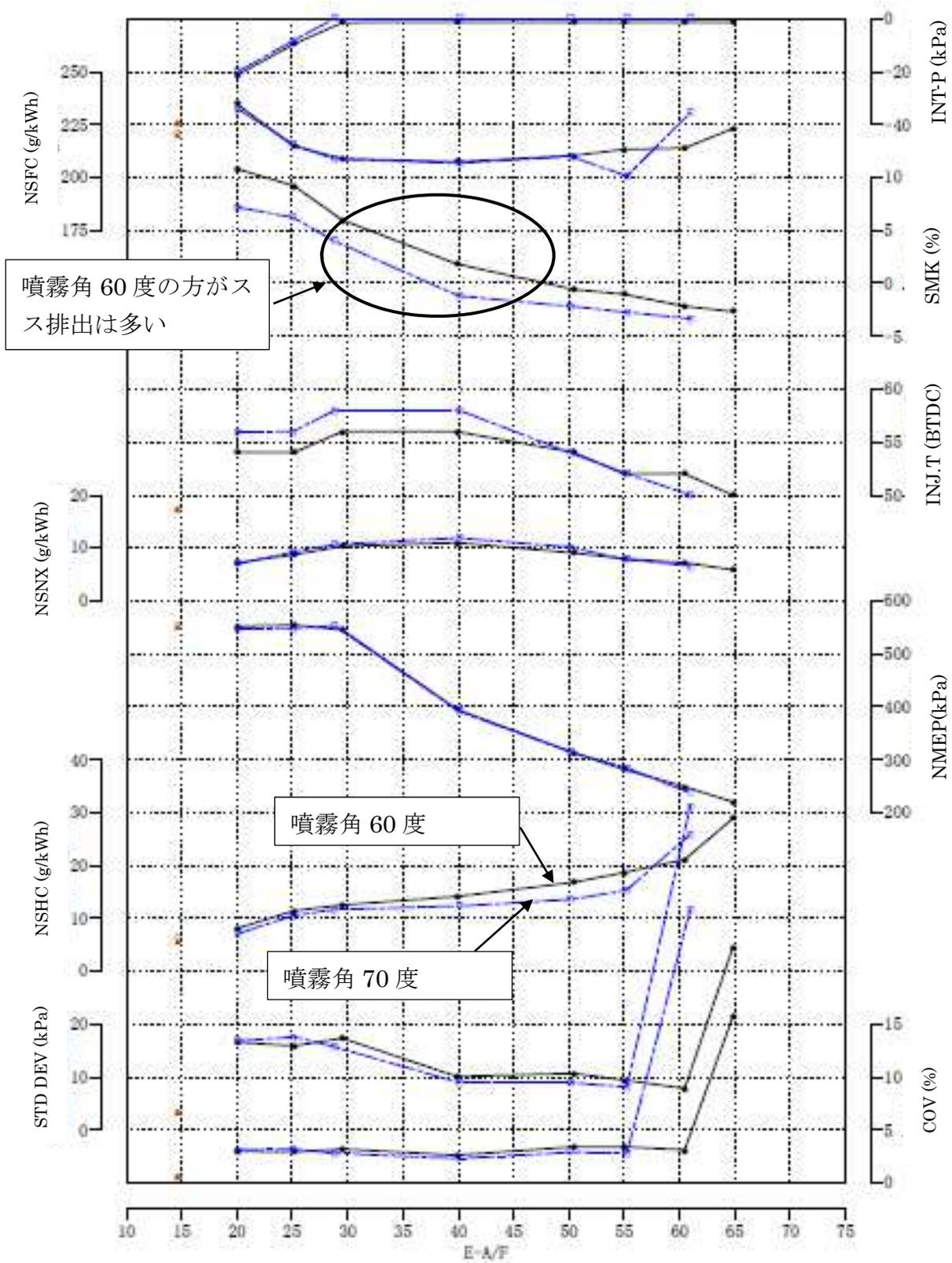


図 3.26 インジェクタ噴霧角度 60 度と 70 度の比較 (黒線が 60 度、青線が 70 度)

### 3.6.3 負荷による成層リーン燃焼への影響

負荷が変われば、燃料噴射量が変わり、燃料噴射期間が変わるので、Late Injection により予混合気を形成する為には、負荷が大きくなれば噴射時期は早めていくことになる。その場合、噴射燃料時期のピストン位置が変化し、ピストンキャビティが噴射燃料を受け止めて点火プラグに移送するという幾何学的な位置が変化する。2000rpm で負荷を  $P_{me}=0.2\text{MPa}$  と  $0.4\text{MPa}$  と変更して、 $\lambda=1$  と成層リーン燃焼について、燃費、燃焼安定性 (COV)、排出ガス成分、噴射タイミングについての影響を検討した。

図 3.27 と図 3.28 に試験結果を示す。図 3.27 に  $\lambda=1$  と成層リーン燃焼限界における燃費 (NSFC) と HC (NSHC) についてまとめて示す。 $P_{me}=0.2\text{MPa}$  では A/F50 がリーン限界で、 $\lambda=1$  運転と比較して燃費は 26%改善、HC は 31%悪化する。負荷の高い  $P_{me}=0.4\text{MPa}$  では A/F32 がリーン限界で燃費は 15%改善、HC は 30%の結果となった。

図 3.28 は A/F を横軸にとってリーン燃焼による影響を示す。 $P_{me}=0.2\text{MPa}$  と  $0.4\text{MPa}$  の運転共に A/F を大きくする (空気量の増加) につれて、スロットルを開くので Int.P(吸気圧力)が大きくなり、Inj.T(EOI) 噴射時期は TDC に近づいていく。負荷が高い  $P_{me} 0.4\text{MPa}$  の方が、噴射時期は早く、吸気圧 Int.P が高いことが分かる。

燃費 NSFC については、 $P_{me}=0.4\text{MPa}$  の方が  $P_{me}=0.2\text{MPa}$  よりも小さい値であり、燃費における吸気仕事の低減効果 (吸気圧 Int.P が高いこと) が要因と考えられる。燃焼安定性 COV、排ガス成分はほぼ同等で安定しているが、リーン燃焼限界は  $P_{me}=0.4\text{MPa}$  では A/F 32 であるのに対して、 $P_{me}=0.2\text{MPa}$  では A/F53 と負荷が小さい方がリーン限界は大きくなる。但し、ススの排出量は負荷の高い  $P_{me}=0.4\text{MPa}$  の方が大きく、蒸発する以前に液滴の状態での燃焼火炎にさらされて炭化する燃料分が増加しているものと思われ、燃費改善の余地が残っている。

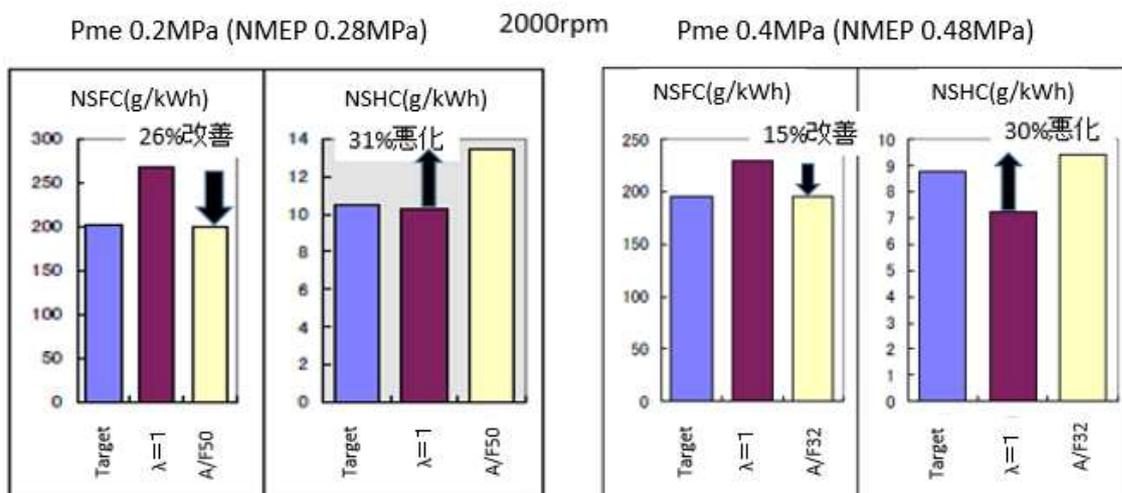


図 3.27 2000rpm  $P_{me} 0.2\text{MPa}$  と  $0.4\text{MPa}$  運転比較 ( $\lambda=1$  とリーン燃焼限界)

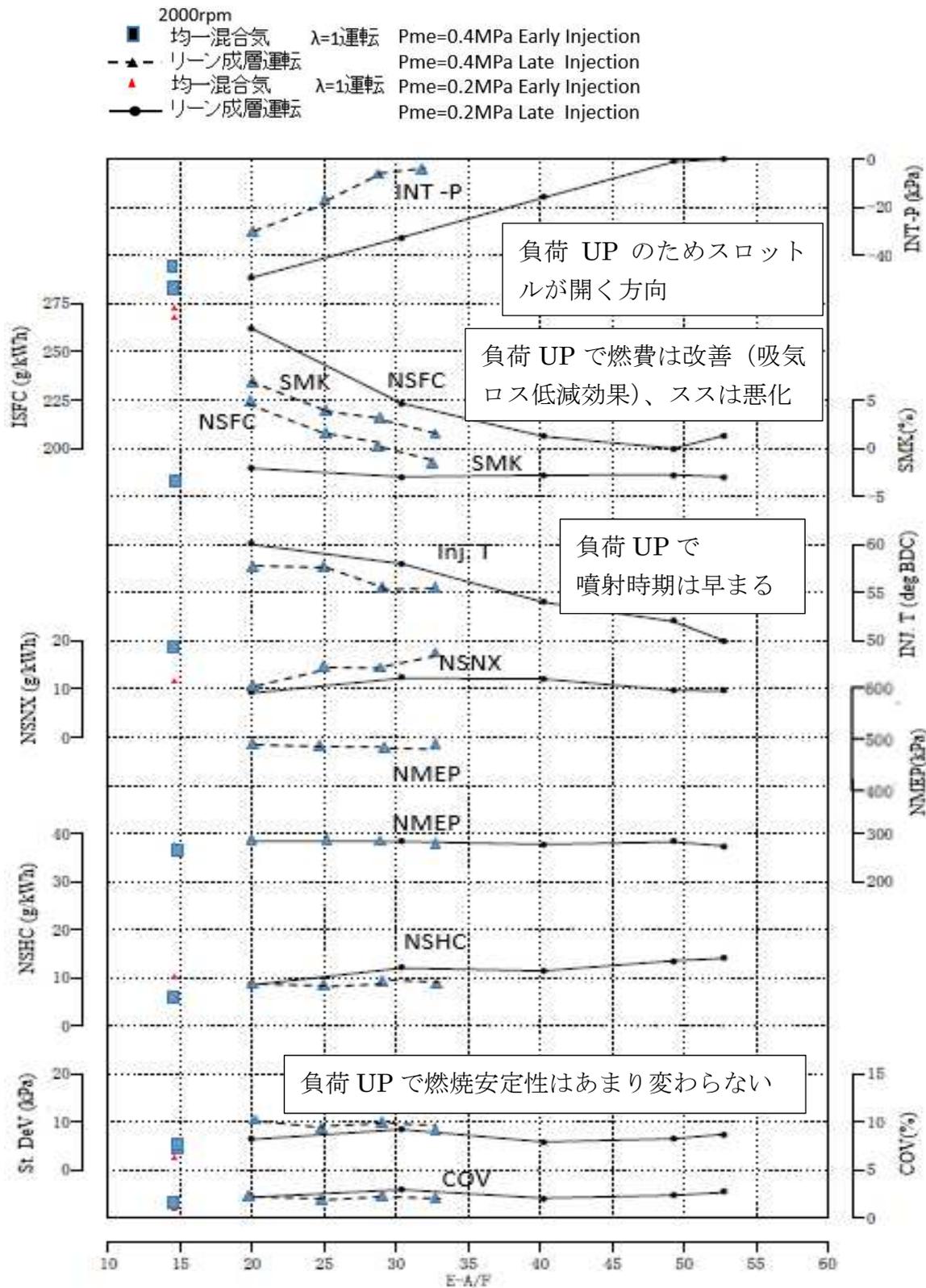


図 3.28 Pme 0.2 MPa と 0.4MPa 負荷の違いによる成層燃焼@2000rpm

### 3.6.4 スワールコントロールバルブ (SCV) の効果

Late Injection 成層燃焼には筒内流動による液滴の蒸発促進を考慮して、今までの試験では SCV は全閉としていた。本項では SCV 開度による成層リーン燃焼への影響を確認する。

試験運転は、2400rpm, NMEP 550Kpa, A/F 25 として、SCV の開度を全閉から全開まで測定した。図 3.29 に試験結果を示す。燃費、排ガス、燃焼安定性には大きな変化は無いが、SCV 開度を開くと共にスワール強度は低下して、Smoke 濃度 (スス) が高くなる。

このことから、Late Injection による燃焼の場合、以下のようなスワール流による効果があるものと考えられる。

- ① 予混合燃焼の為の液滴の気流による蒸発促進
- ② 過度なリッチゾーン形成の抑制効果
- ③ ディーゼルのような拡散燃焼の領域に対する、点火後の火炎に対する新気導入による燃焼促進効果

スワール流を形成すれば十分であるかと言うと、SCV 開度 0deg (閉じ状態) の試験後のピストン頂面を観察すると図 3.30 に示すカーボン付着の痕跡が確認される。噴霧はピストンキャビティ先細り方向に噴射されているが、スワール流に沿って湾曲されて燃焼に至ったものと考えられる。

このカーボンは、燃料噴霧の液滴が予混合気を形成出来ず、点火燃焼後に液滴が加熱されてピストンに付着したもので、ピストン頂面に燃料噴霧を衝突させて、成層混合気を形成するコンセプトでは、一部の燃料が予混合燃焼に寄与しないという欠点を示している。

この観点で、図 1.8 に示したように、ピストン頂面壁に燃料噴霧を衝突させないで、筒内気流だけを使って、濃混合気を点火プラグに移送する Air Guide Concept や、点火プラグ近傍から燃料噴射して成層リーン燃焼を達成する Spray Guide Concept という手法が提唱されている。

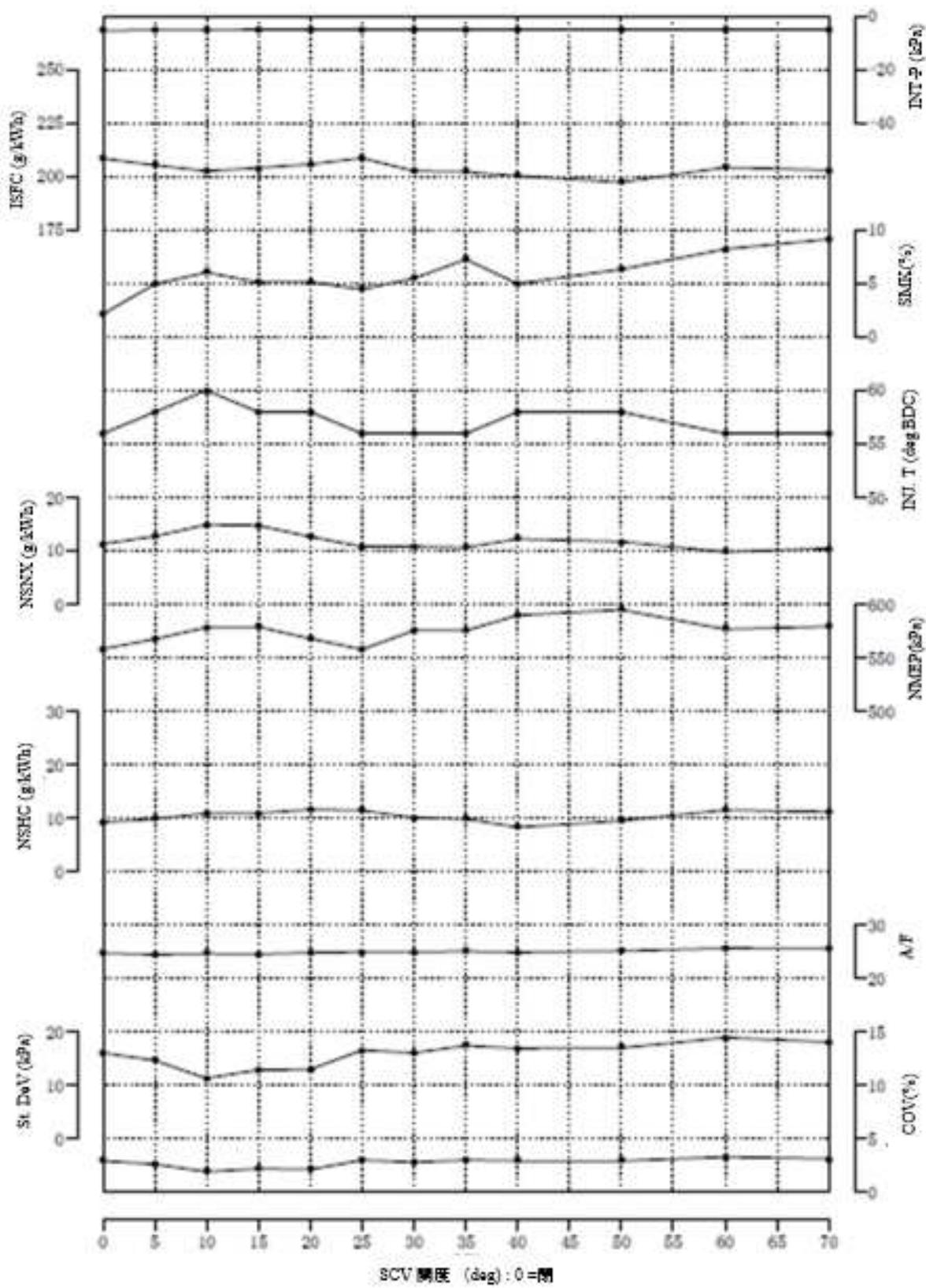


図 3.29 SCV による成層リーン燃焼への影響



図 3.30 スワール流動によるピストン頂面へのカーボン付着

### 3.6.5 排気側スキッシュ流の効果

排気側の斜めピストン形状は、燃焼室シリンダヘッド壁面と上死点近傍でスキッシュ流を強くする効果があり[71]、図 3.31 はその効果を筒内流動数値計算 (KIVA) で確認したものである。上死点前 20 度で、Late Injection が完了するタイミングでは、ピストンキャビティ内では点火プラグに向かう上向き流れが形成されることが分かり、逆タンブルというコンセプト[72]でなくても、順タンブル流の吸気ポートで、排気側スキッシュ流と組み合わせることで、Late Injection された燃料噴霧を点火プラグ近傍に移送出来ることが示されている。

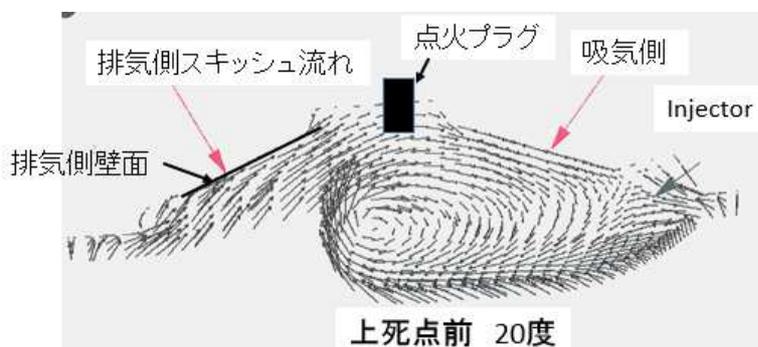


図 3.31 上死点付近の筒内流動、排気側スキッシュの影響

### 3.6.6 成層リーン燃焼コンセプトのまとめ

成層リーン燃焼を実現するために、点火プラグ近傍に効率良く濃い混合気を集めるには、先細りタイプのキャビティ形状が有利で、先広がりタイプよりリーン燃焼限界は A/F で 20 程度高いことが分かった。また、スス発生を抑制するにはピストンが上昇するにつれてシリンダ内乱流が崩壊されるタンブルより、ピストンが上昇しても主流が残存するスワールによる混合気の攪拌効果が有効であることが分かった。

## 3.7 成層リーン混合気の LIF 可視化

### 3.7.1 概要

燃焼コンセプトを考案する際には、筒内の混合気形成過程の知見を有効に利用する必要がある。3.4 項で示した燃焼室内の LIF 可視化手法を使って、3.6 項で選択された先細りピストンキャビティ形状による成層リーン混合気の形成プロセスについて観察した。

### 3.7.2 リーン混合気形成 噴射時期変更テスト

噴射時期の違いによる混合気形成過程について LIF 可視化した結果を図 3.32 に示す（視野方向は図 3.17 を参照）。可視化試験時の燃料噴射条件は次の通りである。

- ・エンジン ボア x ストローク : 76.0 mm x 76.5mm
- ・エンジン回転数 1500rpm,
- ・吸気 SCV 開度=30deg,
- ・燃料噴射条件 : 噴射期間  $\tau=0.9$  msec, 燃圧 =7 MPa、 A/F=20 相当
- ・使用インジェクタ B70-0-12.5

噴射時期 90 deg ATDC (EOI)の Early Injection (上段図) では、吸気による筒内流動に乗って噴霧が分散し 344deg ATDC の画像に示すように、均一な混合気が形成されている。噴射時期 210 deg ATDC(EOI) (中段図) では、噴霧は 220deg ATDC で観察されるようにシリンダ壁に衝突しリッチ部とリーン部が混在したまま推移し、344 deg ATDC では燃焼室中央部がリーンで点火し難い混合気形成となる。噴射時期 300 deg ATDC(EOI)の Late Injection では、320 deg ATDC でプラグ近傍に混合気が到達し、344deg ATDC では吸気側にリッチな混合気が形成されている。

点火時期相当の混合気について可視化した画像(EOI 300degATDC では 20BTDC の画像、EOI 210degATDC では 38BTDC の画像、EOI 90degATDC では 36BTDC の画像)を図 3.33 に示す。この図には同条件で実燃焼試験した場合の NMEP 変動率 (COV %) を合わせて記入しているが、COV が最も安定しているのはプラグ近傍に濃混合気が形成された Late Injection の EOI 300 deg ATDC である。中間の噴射時期と言える EOI=210 deg ATDC では、プラグ近傍の混合気はリーン状態で、吸気側にリッチな混合気が偏在しており、COV14.1%と燃焼安定性を欠く結果と一致している。Early Injection の場合は均一な混合気(A/F 20 相当)が観察され、実機燃焼試験による COV5.8%というやや燃焼安定性が失われつつある状態と一致している。

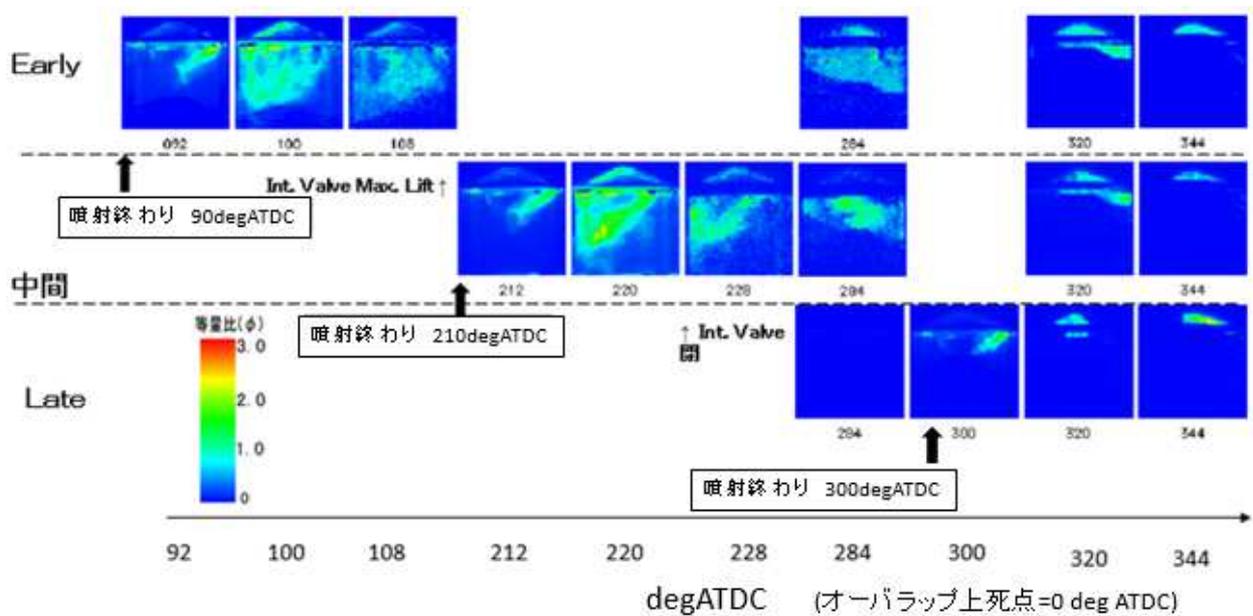


図 3.32 噴射時期と混合気形成プロセス

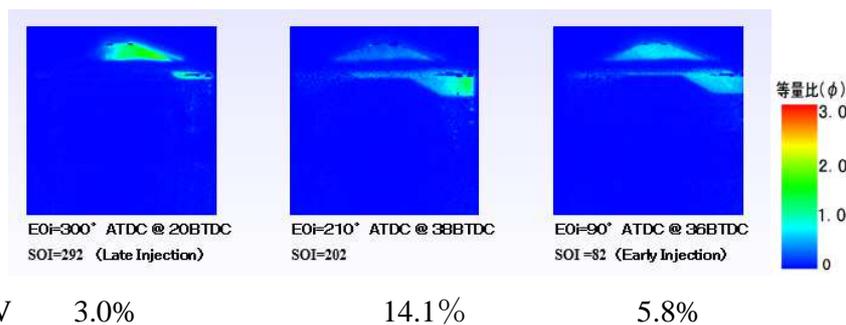


図 3.33 噴射時期変更 LIF 試験と同条件の燃焼試験の COV (燃焼サイクル変動率)

### 3.7.3 インジェクタ噴霧角変更テスト (噴霧角 60 度と 70 度の比較)

インジェクタ噴霧変更の燃焼試験結果は図 3.26 に示しているが、その燃焼試験と同じ噴射条件で LIF 可視化した結果を図 3.34 に示す。燃焼試験では、リーン限界の伸びという点では噴霧角 60 度のインジェクタが優れており、それは 330deg ATDC の LIF 可視化画像から噴霧角 70 度のインジェクタよりもリッチ混合気がプラグ近傍に集まっていることから理解される。しかしながら、あまりにリッチ部が多すぎた過ぎた結果、図 3.26 のスス排出の多さに繋がっていると解釈される。

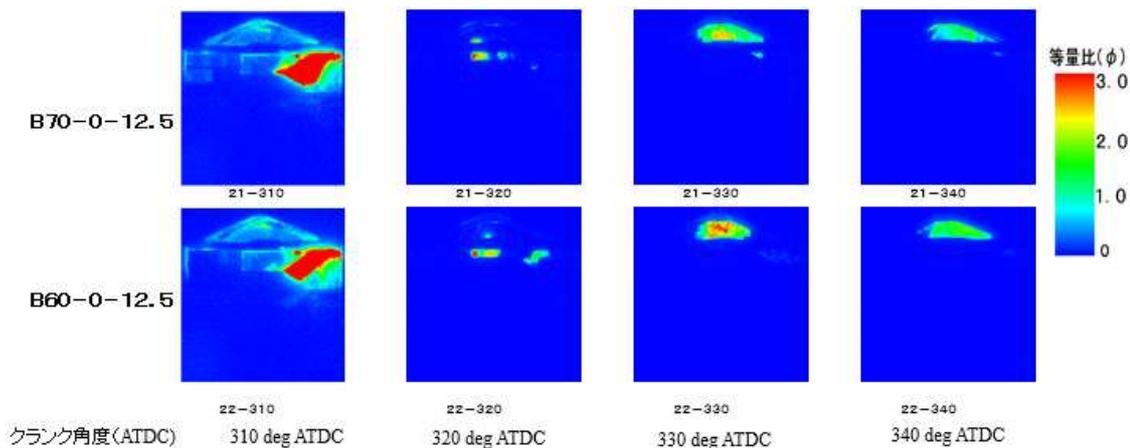


図 3.34 インジェクタ噴霧角度 60 度と 70 度の混合気形成

### 3.7.4 負荷変更と成層リーン混合気形成

Pme 0.4MPa の均一燃焼と Pme 0.4MPa と 0.2MPa の成層燃焼試験に相当する筒内混合気の可視化を実施した。試験条件は表 3.4 に示す燃料噴射時期、噴射量と空気量で、これは 3.6.3 項の図 3.28 で示した 2000rpm, Pme=0.2MPa と 0.4MPa の実機運転試験と同等の噴射条件である。図 3.35 に LIF 可視化画像を示す。撮影タイミングは点火時期相当の 20deg BTDC で、画像は 10 サイクル撮影のアンサンブル平均である。

Pme 0.4MPa Early Injection (EOI 71deg ATDC) では燃焼室内の混合気は当量比 1.0 に近い値の均一混合気が形成されていることが分かる。負荷の異なる成層リーン混合気、Pme 0.4MPa と 0.2MPa では、共通点としてプラグ近傍は当量比 1.5~2.0 の混合気が形成されていることが認められるが、Pme 0.4 MPa の方が吸気側に当量比 3.0 と濃い混合気が形成されているという違いがある。このような濃い混合気部分には十分に蒸発しきれていない液滴があり、それが図 3.28 で示されたスス排出の原因であると考えられる。

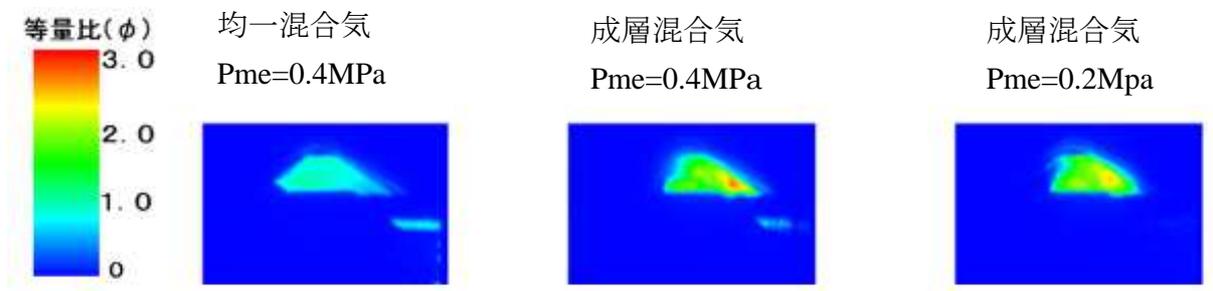


図 3.35 2000rpm Pme 0.2MPa と 0.4MPa LIF 可視化

表 3.4 燃料噴射条件

	均一混合気燃焼	成層燃焼	成層燃焼
Pme	0.4MPa	0.4MPa	0.2MPa
$\tau$	1.28 msec	1.28msec	0.70 msec
SOI	304 degBTDC	72 degBTDC	65 degBTDC
EOI	71 degATDC	303degATDC	303degATDC
吸入圧力	-30.2 kPa	-2.6 kPa	-7.1 kPa
A/F	14.7	21.2	30.0

### 3.7.5 スワールの影響の観察

スワール流による混合気形成について、SCV を 25 度開いたやや弱いスワール状態で、表 3.4 に示した 2000rpm , Pme 0.4MPa 相当の成層リーン燃焼 (Late injection) と均一リーン燃焼 (Early Injection) の燃料噴射条件で、Fr-Rr 方向に観察断面を変えて LIF 可視化した。その結果を図 3.36 に示す。

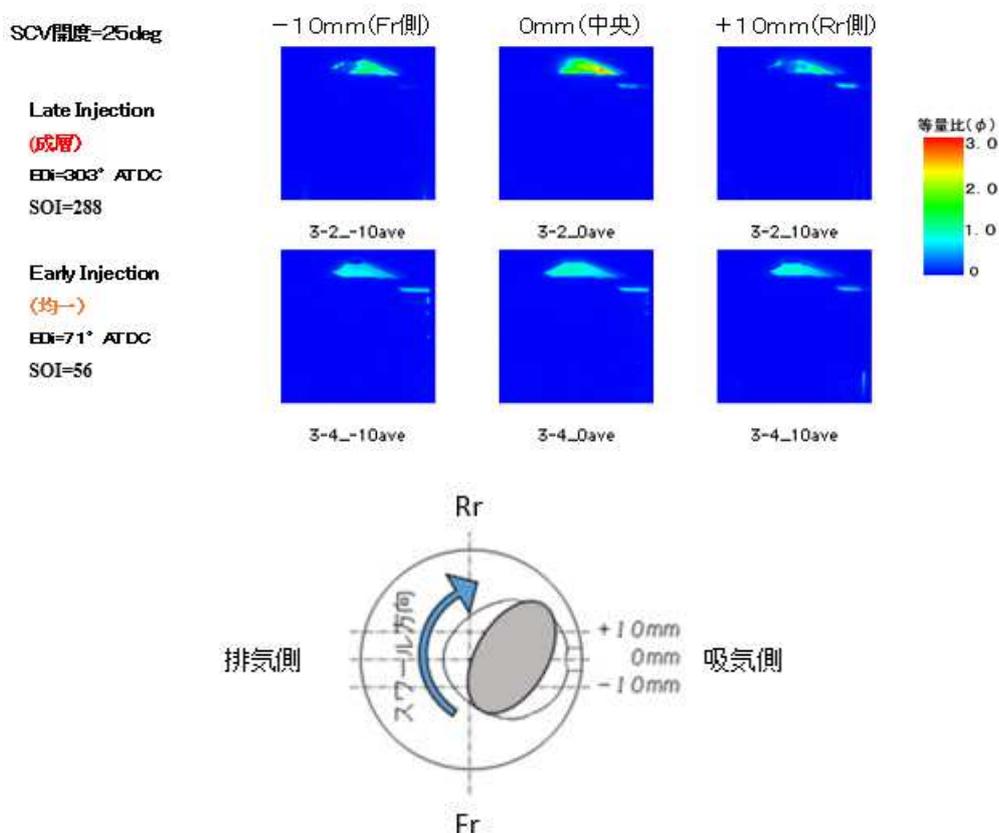


図 3.36 スワール流の影響観察

Late injection では、中央 0mm が最も濃い混合気が分布されている。その分布と比べると、Fr 側はやや中心軸に近い辺りにやや濃い混合気があり、Rr 側はむしろシリンダ壁側にリッチ混合気が分布されている。このことから、図 3.36 下図の楕円形で示したように混合気が回転していると理解される。

Early Injection では、どの断面もほぼ同等の均一混合気が形成されている。

### 3.7.6 成層混合気形成のバラツキ

成層混合気形成には、噴霧、吸気脈動、燃圧変動、噴射時期のばらつきが影響するので、その結果がどのように観察されるか調べた。

<可視化試験条件>

- 2000rpm Pme = 0.4MPa 相当
- 噴射条件 EOI=303 degATDC,  $\tau=1.283\text{msec}$ , 燃圧=10Mpa, A/F=21.2 相当,
- 筒内流動 SCV 開度=25deg,
- 噴霧 インジェクタ噴霧角度 70 度

計測結果 10 枚の画像を図 3.37 に示す。当量比 3.0 の非常に濃い混合気の位置は変動しており、この分布変動が図 3.28 に示される成層リーン燃焼の安定性 COV2.5% と関係するものと考えられる。

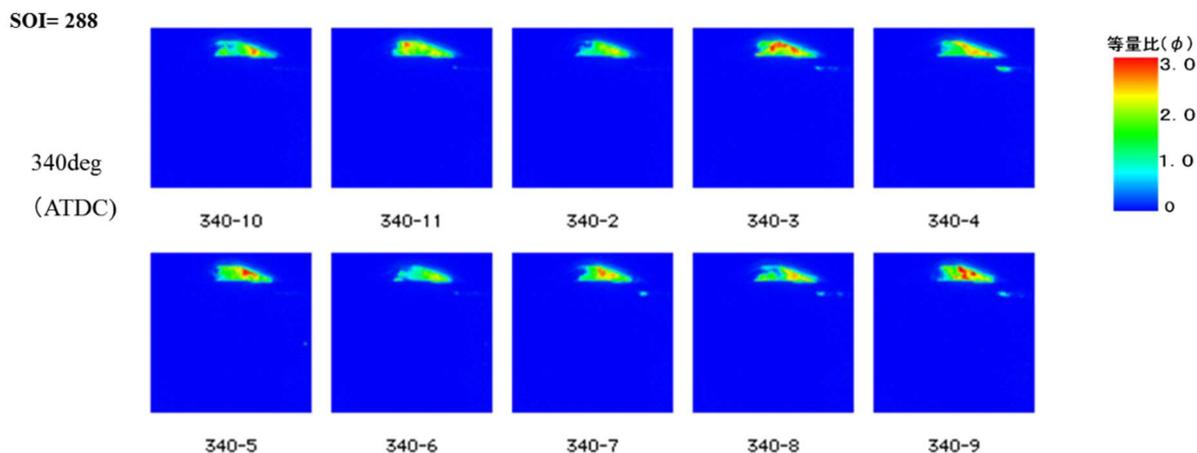


図 3.37 成層混合気形成のばらつき (撮影タイミング 340deg ATDC)

### 3.7.7 Late Injection : 噴射量変更試験

負荷変更に対して燃焼安定性が高い成層リーンコンセプトであることは実用化にとって重要である。そこで、噴射終わり時期 (EOI) は変えずに燃料噴射量を +/-30% 変更した場合の混合気形成について可視化して、負荷変化への適応性について調べた。

基本となる可視化試験条件は前項の 3.7.6 と同一であるが、噴射量は 1 回の基本噴射量

11.1mg とその+30%増量と-30%減量した場合を可視化した。図 3.38 の横断面の観察結果からは、噴射量が多くなるにつれて、噴射初めが早くなるため 315deg ATDC での噴霧のピストン頂面への到達が早くなる。噴霧はシリンダ頂部に到達後 330deg ATDC 以降では、吸気側に移動していき、噴霧が多くなる程吸気側にリッチ部が形成されていくことが分かる。図 3.39 の上面からの観察結果からは、噴射量が増加するにつれて 320deg ATDC で形成される混合気層の厚みと周長がしだいに大きくなることが分かり、噴射量が Nominal、+30%では 315 deg ATDC で示される様に Rr 側の混合気がキャビティの外側に流出している。この観察結果は、図 3.30 に示した燃焼試験後のピストンに付着するカーボンマーキングの傾向と一致する。

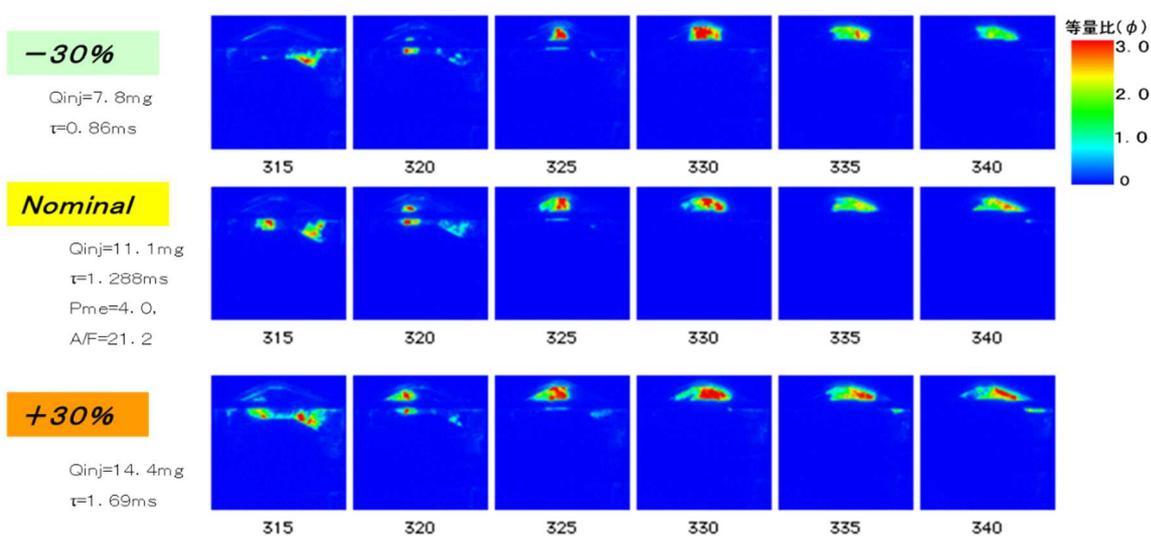


図 3.38 燃料噴射量 変更 LIF 可視化 (横断面)

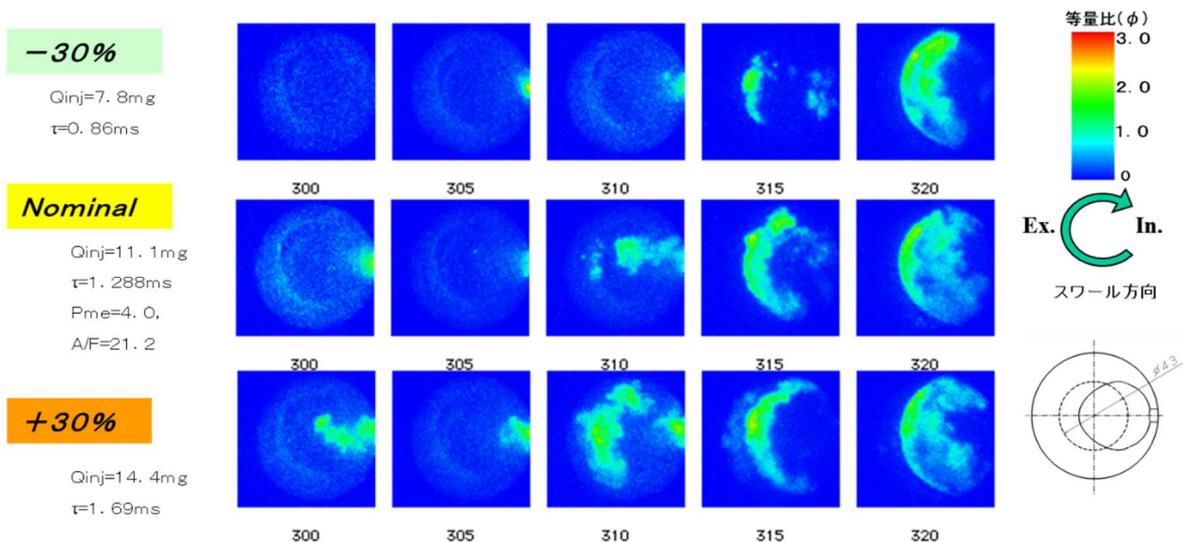


図 3.39 燃料噴射量 変更 LIF 可視化 (上方からの可視化)

### 3.7.8 Late Injection : 回転数変更試験

成層リーン運転でエンジンの回転数を高めた場合、燃料圧力が一定であれば噴霧速度は基本的に変わらないので、ピストンの上下速度の変化により噴霧とピストンの幾何学的な位置関係に変化が起きる。成層混合気形成がどのように変化するか、下記の可視化試験条件で調べた。

<可視化試験条件>

- $P_{me} = 0.4\text{MPa}$  相当の燃料噴射
- 噴射条件  $EOI=303\text{ degATDC}$ ,  $\tau=1.283\text{msec}$ , 燃圧=10Mpa,  $A/F=21.2$  相当,
- 筒内流動 SCV 開度=25deg,
- 噴霧 インジェクタ噴霧角度 70 度

LIF 観察結果を図 3.40 に示す。回転数が上昇するにつれて、噴霧先端が燃焼室中央部（点火プラグ位置）に到達するクランク角度は 500rpm で 310degATDC、1500rpm で 320degATDC、2500rpm で 325degATDC と遅くなる。すなわち、ピストンとの相対速度として考えると、見かけ上噴霧の速度が遅くなる。340 deg ATDC で形成される混合気は、500 rpm では十分な拡散時間が与えられるため均一混合気に近い状態であり、回転が上昇するにつれてリッチ混合気の局在化の傾向が顕著となる。

以上のことから、成層リーン燃焼範囲を高回転まで拡張するには、噴霧とピストンとの位置関係を一定に保つために、噴霧のペネトレーションを可変にするなどの開発課題があることが分かる。

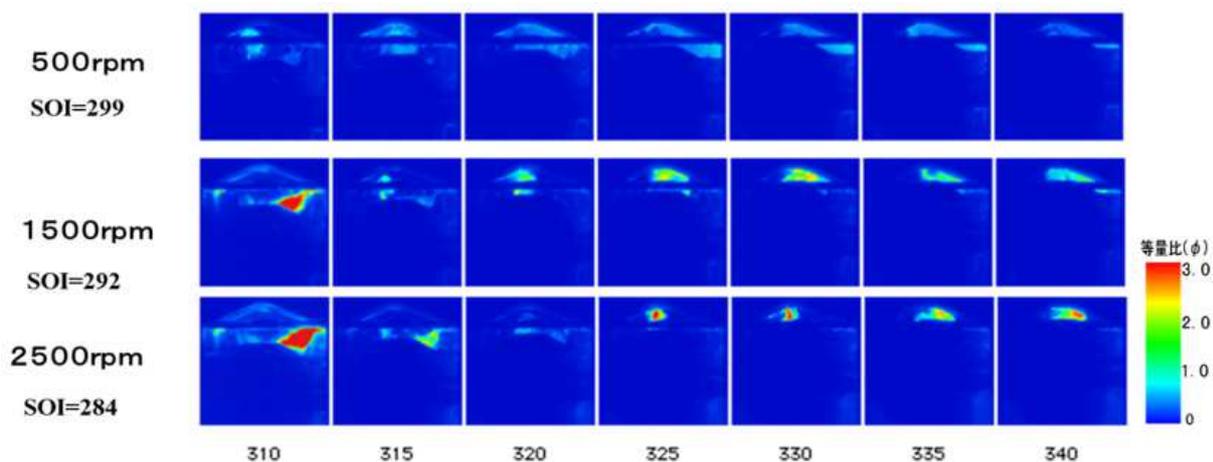


図 3.40 回転数変更試験

### 3.7.9 成層リーン混合気のLIF可視化のまとめ

3.6項で示した実験結果と同等の条件下で、3.4項のLIF手法を使って成層リーン混合気形成について燃焼室内の可視化を実施した結果、以下の点が明らかとなった。

- (1) 成層リーン混合気形成は、均一混合気と違って濃混合気形成される場所のサイクル変動がはっきりしている。
- (2) 噴霧の先端は320 degATDC(40 degBTDC)と比較的早い時期にプラグ近傍に到達した後、燃焼室頂面に衝突して吸気側に向けて移動し、プラグ直下よりも吸気弁側に濃い混合気形成される傾向にある。
- (3) 噴射率、噴射量が大きく、ペネトレーションの強い噴霧ほどプラグ近傍には濃い混合気を形成しやすい。
- (4) スワールの影響はキャビティの中で混合気を回転させながら押し出すように作用させる。
- (5) クランク角基準で考えた場合、回転数を上昇させるほど、噴霧進行は遅くなる。
- (6) 成層リーン領域を高回転まで拡張するには、噴射圧力の可変技術など、さらなる開発課題がある。

### 3.8 成層リーン燃焼による燃費向上と実用化

前項まで、直噴成層リーン燃焼コンセプトについて、筒内混合気形成という観点で開発内容について論じた。本項では、基本エンジン仕様を同一とするポート噴射エンジンと直噴成層エンジンを比べて、実用状態での燃費効果について考察する。

#### 3.8.1 実験エンジン仕様

実験エンジンの仕様を図 3.41 と表 3.5 に示す。基本的なボア、ストロークは同一で、ポート噴射エンジン仕様（PFI）に対して、直噴エンジン仕様（GDI）では、直噴インジェクタが吸気ポート下部に装着出来るようにシリンダヘッドと吸気ポートを改造し、筒内流動制御の為のスワール弁が装着されている。ピストンは、3.6 項で選択したものと同等の先細り形のキャビティを有しているが、スワールによる混合気のキャビティ内の回転を考慮してやや円形形状とした。圧縮比はポート噴射エンジン 11.0 に対して、直噴エンジンでは 12.3 としている。

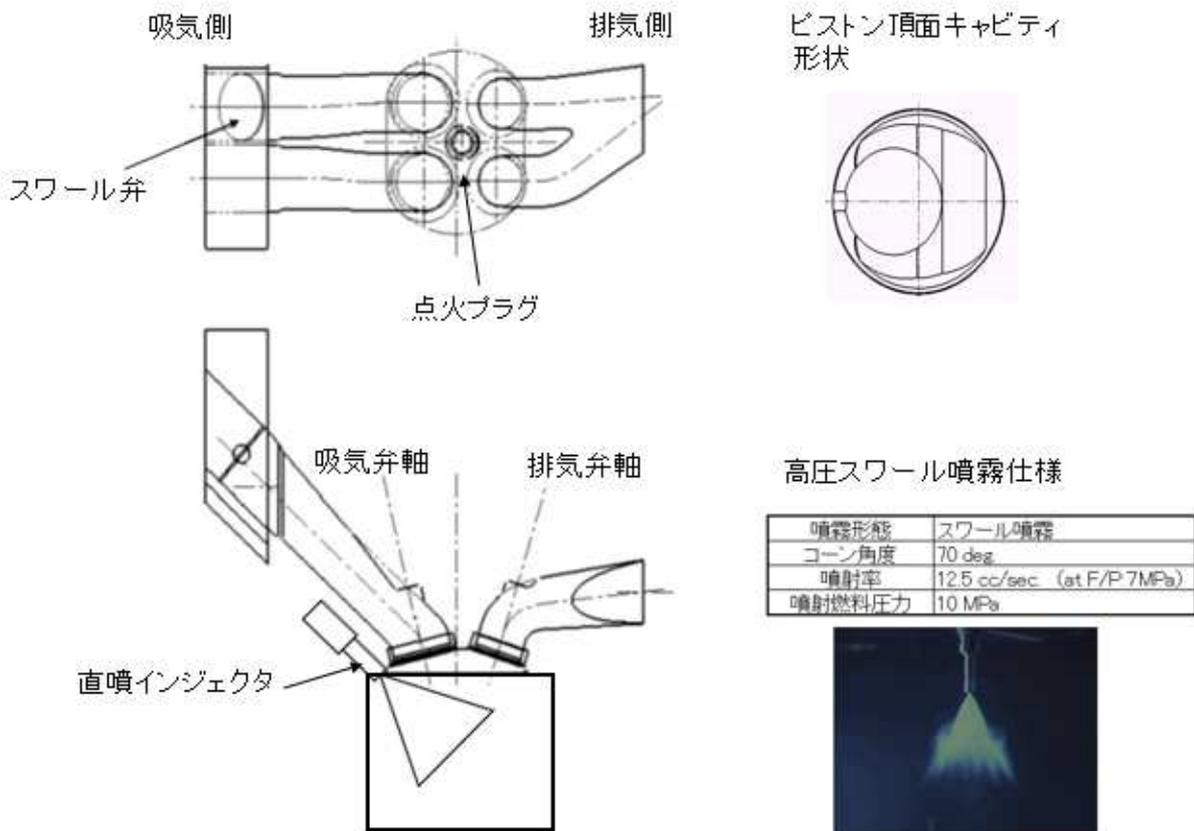


図 3.41 実験エンジン仕様説明

表 3.5 ポート噴射エンジン (PFI) と直噴エンジン (GDI) の諸元

エンジン仕様	DOHC 4-valve エンジン 2気筒	
Version	PFI Version	GDI Version
排気量	849cc	←
ボア X ストローク	Φ81 x 82.4	←
圧縮比	11	12.3
吸気ポート仕様	サイアミーズポート	2弁独立ポート
吸気システム	No device	スワール制御弁あり
燃料システム	PFI インジェクタ	直噴インジェクタ+カム駆動高圧燃料ポンプ
燃焼室	ペントルーフ燃焼室 ピストンキャビティなし	ペントルーフ燃焼室 ピストンキャビティ有り
VVT	Intake VVT	←
バルブタイミング	Int.:126deg.CA Exh.:104deg.CA	←
EGR	EGRなし	外部EGRあり

### 3.8.2 ポート噴射仕様と直噴仕様の部分負荷燃費比較

図 3.42 は、軸トルクに相当する軸平均有効圧力 BMEP を 200kPa とし、ポート噴射エンジンと直噴エンジンを運転した場合の指圧線図を分析した結果である。同じ BMEP を発生させる為に要する IMEP はポート噴射エンジンでは 345kPa に対して、直噴成層エンジンでは 302kPa と小さい。この結果が、燃費 BSFC の効果に現れている。直噴エンジンは成層リーン燃焼(A/F 40 EGR20%)であり、その為スロットルを開いている分ポンプロスを示す PMEP がポート噴射エンジンの 40% 程度まで小さくなっている。一方、高圧ポンプをエンジンカムで駆動するロスが 9kPa、全体 IMEP の 3%程度ポート噴射エンジンより増加している。

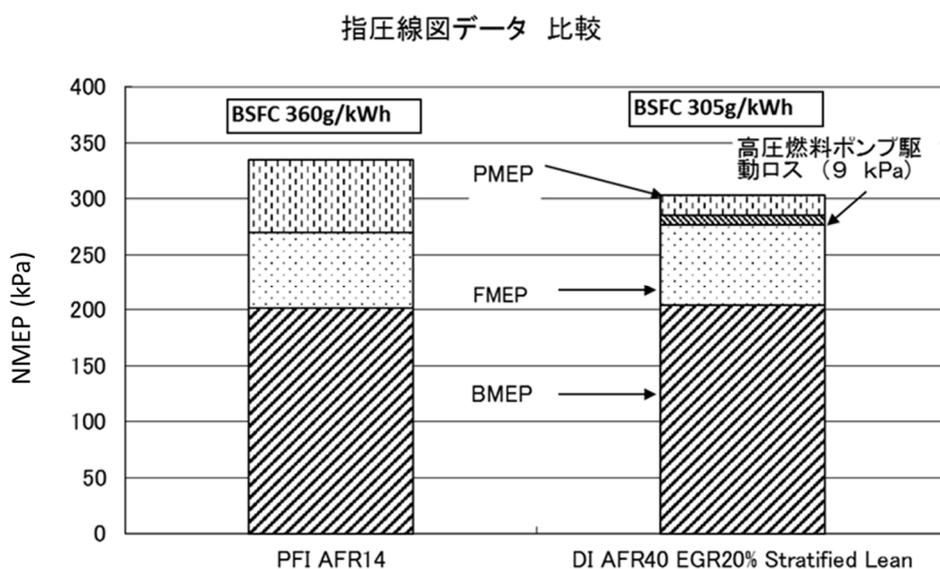


図 3.42 BMEP 200kPa とした場合の指圧線図分析

ここで、図中の指圧線図記号を記しておく。

$$\text{NMEP} = \text{IMEP} + \text{PMEP}$$

$$\text{FMEP} = \text{NMEP} - \text{BMEP} - \text{PDMEP}$$

(PDMEP: 高圧燃料ポンプ駆動ロス)

部分負荷運転ポイントを13点選択して、ポート噴射エンジンと直噴成層エンジンと比較試験した結果を図 3.43 に示す。燃費値を縦軸にしてまとめた結果を図 3.44 に示す。結果として、平均 12%の燃費改善効果が認められたが、負荷が低い成層リーンバーン領域の直噴エンジンでは平均 20.9%の燃費改善効果が認められるものの、負荷と回転が高くなる均一リーンバーン領域では燃費改善効果は平均 6.5%と必ずしも高くないことが分かる。

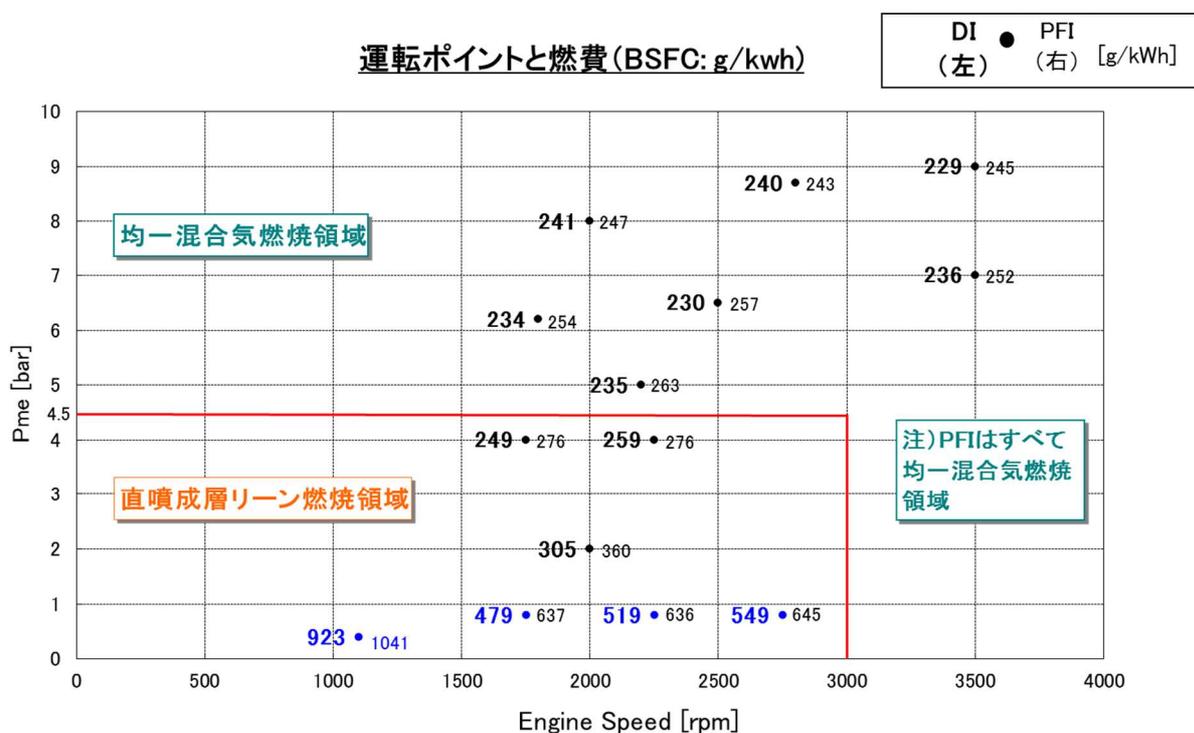


図 3.43 部分負荷燃費比較運転ポイント

### ポート噴射仕様と直噴仕様の燃費比較

ポート噴射エンジンは  $\lambda = 1$  (A/F 14.5)

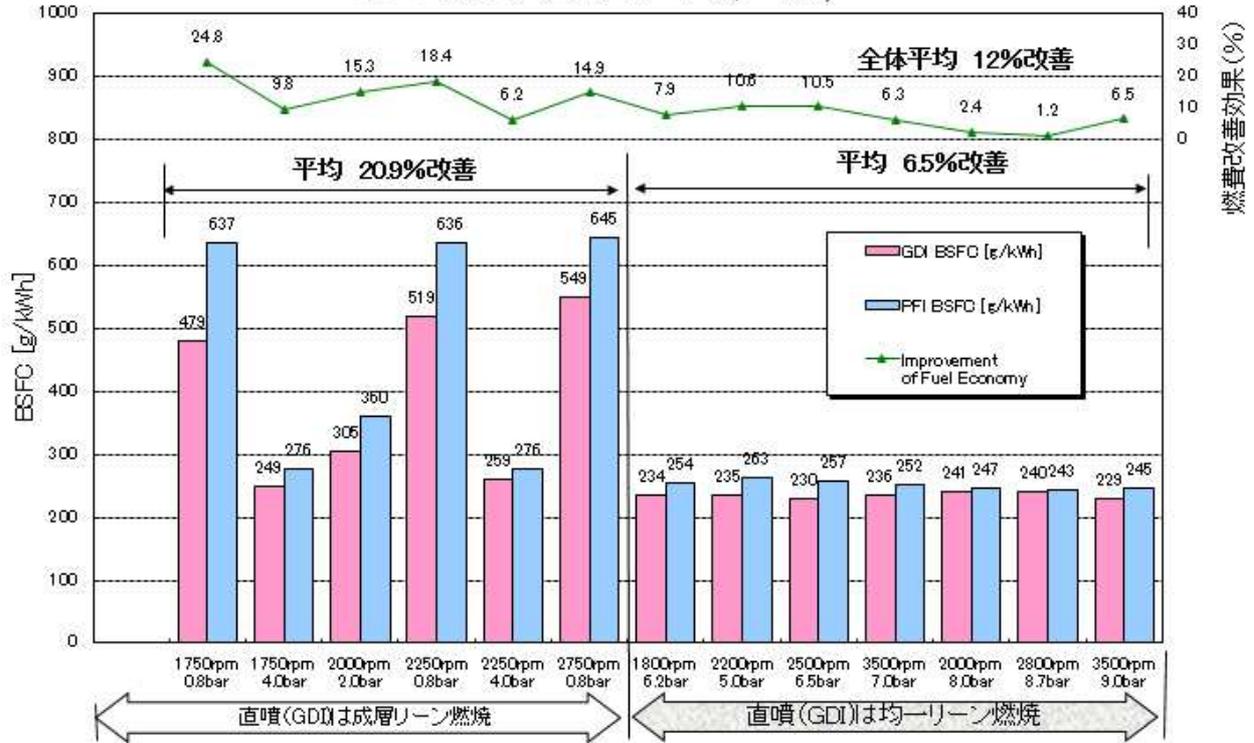


図 3.44 ポート噴射と直噴成層リリーン燃焼の燃費効果比較

### 3.9 結言

成層リリーン燃焼コンセプトは、吸気バルブを閉じた後の圧縮行程中に筒内に燃料を投入出来るという点で、従来の吸気ポートエンジンでは成し得なかった直噴エンジン特有の手法を活用した点で画期的である。

その混合気形成について、以下の知見を得た。

- (1) LIF 手法をコンセプト開発での活用を主眼に簡易的な方法を構築し、その有用性を示した。
- (2) 成層リリーン燃焼コンセプト開発については、結果的に先細り形状を有するピストンキャビティの有効性を示すことが出来た。
- (3) ポート噴射エンジンと成層リリーン燃焼エンジンの燃費向上幅について調査した結果では、低負荷域での燃費効果は 12% と有効性が認められるものの、負荷が高くなるとその効果は 6.5% 程度というレベルに留まることが分かった。この要因は、高負荷になると均一混合気燃焼でもスロットルは開くことになり、PMEP は小さくなるので、

成層リーン燃焼との優位差は小さくなることにある。

成層リーン燃焼の実用化には、リーン燃焼の排ガス後処理として NO<sub>x</sub> 触媒を使用するための制御として、リッチ燃焼とリーン燃焼の繰り返しが必要になり、その分実走行時の燃費向上のゲインは目減りするというのが実情である。

実用化という観点では、日本の三菱自動車(株)が率先して市場導入したが[72]、欧州では、3.6項で開発されたコンセプトが Ford 社から 3 気筒 1.1 Ltr エンジンとして、Frankfurt Motor Show で出品された後、実験的に少量販売されたと例などがあるものの、大幅に普及するには至らなかった。[73]

むしろ、欧州では高速走行重視の高負荷時でも燃費の良い、ディーゼルエンジンの排ガス対応と普及による CO<sub>2</sub> 低減に軸を移していった。また、ガソリンエンジンとしては、車両走行燃費の向上を目的としてフリクションロス低減によるダウンサイジングが主流となり、成層リーン燃焼ではなく、直噴と過給を組み合わせた 3 気筒エンジンが 2012 年から市販されている。

以上のように成層リーン燃焼コンセプトは市場で本格的に受け入れられているとは言い難い。成層直噴による燃費向上のポテンシャルを活かすには、成層リーン燃焼領域の拡大と NO<sub>x</sub> 後処理技術に取り組み直す必要がある。この点については、第 5 章で一例を述べる。

## 参考文献

59. 久米、棚田、飯田、村上、安東  
“筒内噴射ガソリンエンジンのための燃焼制御”、自動車技術会学術講演前刷集 No.961(1996)、pp.17-20
60. 伊奈、斎藤、“自動車分野における計測技術”、デンソーテクニカルレビュー、Vo.13 No.1 (2008)、pp.14, 15
61. 加納、斎藤、馬崎、松下、郷野、“筒内噴射ガソリンエンジンの混合気形成解析”  
自動車技術会学術講演会前刷集、No.9740325 (1997)、pp.9-12
62. 鈴木、清水、“PIV,LIF による直噴ガソリンエンジン内の気流・混合気解析”  
トヨタテクニカルレビュー、Vol.51 No.2 (Dec.2001)、pp.102-107
63. 藤川、“LIF 法による燃料濃度分布の定量測定及び燃焼変動解析への応用”  
No.10-02 JSAE SYMPOSIUM (2002)、pp.40-45
64. Rio Shimizu, Seiichi Matsumoto, and Shigeo Furuno, Motohide Murayama and Shinji Kojima,  
“Measurement of Air-Fuel Mixture Distribution in a Gasoline Engine Using LIEF Technique”,  
SAE 922356 (1992)

65. T.Fujikawa, Y. Hattori, M. Koike, K. Akihama, T. Kogayashi, and S. Matsushita  
 "Quantitative 2-D Fuel Distribution Measurements in a Direct-Injection Gasoline Engine Using Laser-Induced Fluorescence Technique", JSME International Journal Series B, Vol.42, No.4, 1999
66. 平谷、高橋、土田、漆原、“高圧中心噴射ガソリンエンジンの成層燃焼負荷範囲拡大に関する研究”、自動車技術会論文集、Vol.40, No.1, (2009) , pp.75-80
67. 菱沼、漆原、角方、伊藤、“LIFにおける画像処理を用いた筒内 A/F 定量化手法の開発”、自動車技術会 学術講演会 前刷集、955 (Sept. 1995), pp. 141-144
68. M.E.A. Bardsley, P.G.Felton and F.V.Bracco, “2-D Visualization of Liquid and Vapor Fuel in an I.C. Engine” SAE 88052 (1988)
69. Lawrenz, W., Köhler, J., Meier, F., Stolz, W. et al., "Quantitative 2D LIF Measurements of Air/Fuel Ratios During the Intake Stroke in a Transparent SI Engine," SAE Paper 922320 (1992)
70. Fujikawa, T., Hattori, Y., and Akihama, K., "Quantitative 2-D Fuel Distribution Measurements in a SI Engine Using Laser-Induced Fluorescence with Suitable Combination of Fluorescence Tracer and Excitation Wavelength," SAE Paper 972944 (1997)
71. 小島, 勝見, 宮川, 奥村, 植田、“斜めスキッシュ形燃焼室のノック抑制機構 (燃焼後半の火炎加速によるノック抑制) ”、日本機械学会論文集. B 編 65 巻 638 号、(1999), pp.3523-3529,
72. 久米、村上、飯田、安東、“筒内ガソリンエンジンのための燃焼制御 “、日本機械学会第 73 期全国大会後援論文集、(1995)、 pp.286-287
73. Ford ZETEC SE I3- 1999  
<http://europe.autonews.com/article/19990927/ANE/909270836/frankfurt-auto-show-brand-by-brand>  
 (検索 : 2017 年 7 月 7 日)

## 第4章 ノッキング抑制と均一混合気・高圧縮比 エンジンの開発

### 4.1 本章の目的

ガソリン機関の熱効率向上には 1.3 項で述べたように、圧縮比向上により等容度を上げる方法がある。この場合は、成層リーン燃焼ではなく、2.2.1 項で説明した、Early Injection による均一混合気が基本となる。

しかし、圧縮比向上はガソリンエンジンにとっては、ノッキングという宿命的な問題と向き合うことになり、直噴化という手段がどれだけ有効であるか検討する必要がある。

第2章で述べたように、直噴エンジンでは燃料を蒸発させるために、筒内ガスから蒸発潜熱を奪うので、ノッキングの起点であるエンドガスの温度上昇を抑制出来る可能性がある。特に、ノッキング起点を意図的に冷却するように燃料噴射することは、直噴特有の手法になると考えられる。本章ではこの観点から、ノッキング抑制と高圧縮比化による熱効率向上を目標として、高圧縮比均一混合気直噴エンジンの開発と実用化について述べる。[74]

### 4.2 高圧縮比化による熱効率向上の基礎検討

#### 4.2.1 高圧縮比ガソリン直噴エンジンの基本コンセプト

熱効率向上策は燃焼を均一燃焼に限定して見ると、図 4.1 のようにポンプロス部分には吸気の可変技術が考えられる。この場合には、成層リーン燃焼で必要であったピストンの頂面キャビティは基本的に不要で、図 4.2 のような燃焼コンセプトが着想される。

実際に圧縮比を向上させた場合の燃焼室形状は、圧縮比 11.5 と 12.5 を比べた図 4.3 から分かるように燃焼室の形状は扁平化していくので、上死点付近の燃焼火炎の広がりという観点では、燃焼室の隅の部分への火炎の伝播は狭いすきまに入り込んでゆく様相が見て取れる。

すなわち、形状的な観点では、圧縮比向上はエンドガス部分に如何に燃焼火炎を進行させるかという課題がある。また、図 4.3 の典型的な 4valve エンジンの燃焼室形状で示すように吸気弁径は排気弁径よりも大きくなり、 $L_i > L_e$  の幾何学的形状を取り、点火プラグが燃焼室中央に配置されることはない。すなわち、点火プラグからの火炎速度がシリンダ全方向に同一であると仮定すると、吸気側への火炎到達時期は排気側より遅くなり、吸気側に残った未燃ガスを高温高圧の燃焼ガスが圧縮し、自着火を促すことになる。このエンドガス部分の温度上昇を筒内噴射により防ぐという観点の検討を本論では主軸とする。

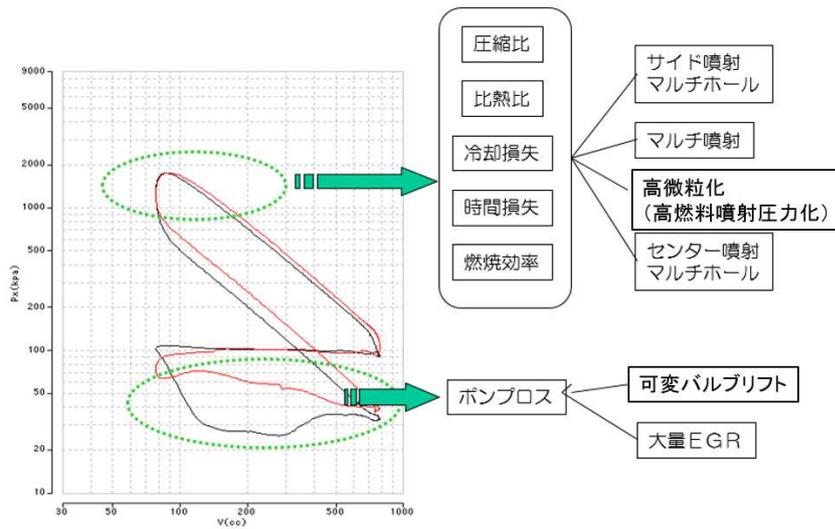


図 4.1 均一燃焼を前提とした場合の熱効率向上

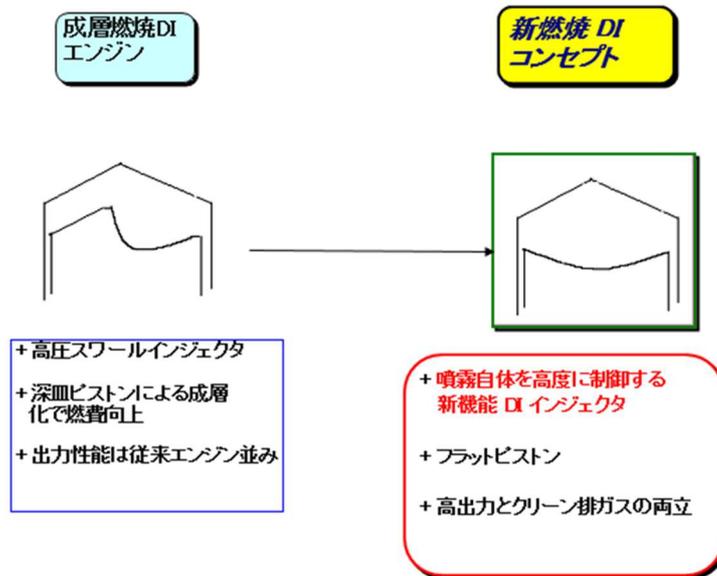


図 4.2 均一燃焼、高圧縮比化に向けたコンセプト

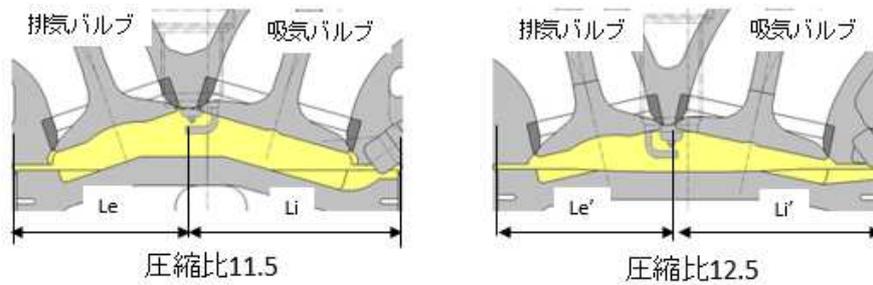


図 4.3 圧縮比 11.5 と 12.5 の燃焼室形状の典型例

#### 4.2.2 スロットル全開 (WOT) 性能の圧縮比の寄与

圧縮比向上によるポテンシャルを確認する為に、4気筒エンジンを用いた全開性能試験を実施した。エンジン仕様は、ボア 86mm ストローク 86mm で、ポート噴射エンジンの圧縮比は 11.5 である。このポート噴射 (PFI) エンジンの燃焼室形状を図 4.3 に示すように変更して、圧縮比を 12.5 の直噴 (DI) エンジンとした。直噴インジェクタはスワールインジェクタを使用し、噴射タイミングは混合気の均一化を意図して **Early Injection** である。圧縮比向上による、スロットル全開 (WOT) 性能と燃費計測結果を図 4.4 に示す。エンジントルク性能は、3200rpm で 10.5%、5600rpm で 9.5% 向上している。

ガソリンの低位発熱量を 44MJ/Kg として、燃費率を正味熱効率に換算すると、圧縮比 11.5 のポート噴射の場合 30.4%、圧縮比 12.5 の直噴エンジンの場合 33.2% となり、全体平均で 9.3% 向上する。

#### 4.2.3 部分負荷性能の圧縮比の寄与

全開性能と同じエンジンを用いた部分負荷 4400rpm Pme 0.25MPa の試験では、図 4.5 に示すように、PFI エンジンの圧縮比を 11.5 から DI エンジンの圧縮比 12.5 に 1.0 上げると、燃費は 4.9% 向上し、さらに 13.5 まで高めると 7.6 % 向上する。図 3.43 に示した成層リーン燃焼コンセプトの 12% の燃費効果には及ばないが、その成層リーン燃焼領域は限られている上に、リーン燃焼では NOx の後処理による燃費の悪化という課題も考慮すると、 $\lambda=1$  運転による三元触媒による排ガス浄化を前提として、広い運転領域で燃費低減を得られる圧縮比向上策は検討に値する。

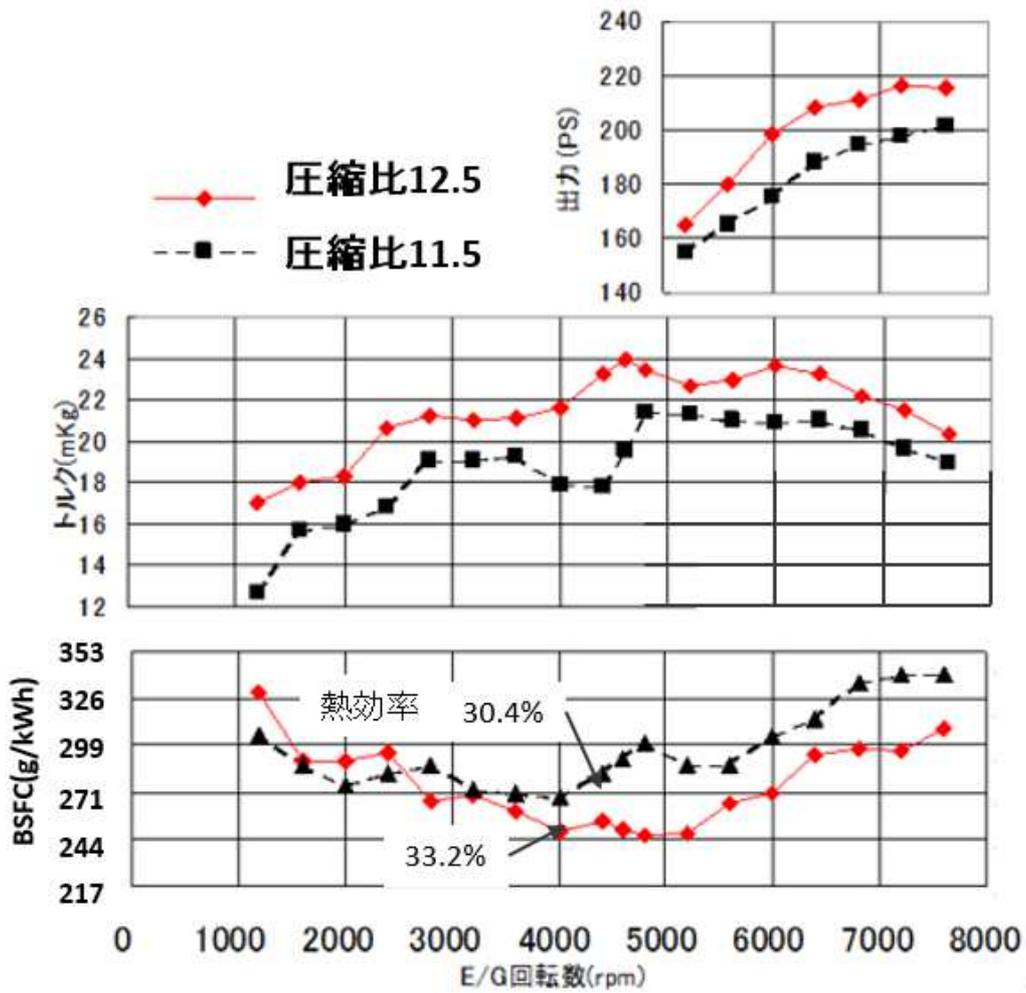


図 4.4 圧縮比変更 性能試験結果

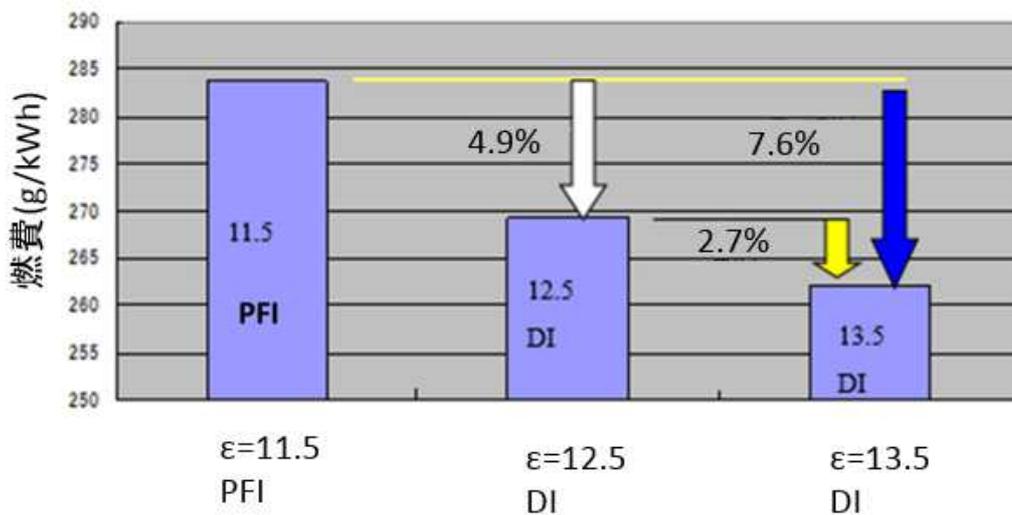


図 4.5 部分負荷圧縮比向上の燃費効果(4400rpm Pme 0.25MPa)

#### 4.2.4 理論サイクルにおける圧縮比の寄与

理論サイクル（オットーサイクル）の熱効率の式(1.2)を用いて圧縮比  $\epsilon$  の向上が、熱効率（出力性能）にどれ程寄与するか確認する。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad \text{---- (1.2)}$$

ここで、動作ガスの比熱比  $\kappa=1.25$  として試算すると表 4.1 の通りとなり、圧縮比を 11.5 から 12.5 に向上すると、熱効率は 2.5% 向上し、圧縮比を 13.5 まで向上させた場合では熱効率は 4.7% 向上する。

表 4.1 圧縮比の性能、燃費への寄与率

圧縮比 ( $\epsilon$ )	11.5	12.5	13.5	14.5
オットーサイクル熱効率	0.457	0.468	0.478	0.488
比率	1.000	1.025	1.047	1.067
	----	1.000	1.022	1.041

しかしながら、前述の結果では圧縮比を 11.5 から 12.5 に向上させた効果は、WOT 性能では 9.3%、部分負荷では 4.9% の改善が見られる。また、部分負荷で、圧縮比を 13.5 まで向上させた場合には 7.6% の向上した結果が示されている。この違いは、理論サイクルの熱効率は圧縮比 12 で 46.3%、圧縮比 14 で 48.3% と極めて高いことに比べて、実機エンジンの熱効率は 30% 程度と低いので、熱効率改善の手段の効果が大きく現れる事を示している。

実機エンジンでは、シリンダ壁からの熱損失、ガス交換過程のロス、フリクションロス、排気熱損失、燃焼効率など複雑な要因が熱効率に影響を与えているので、実際の開発ではそれらの要因による効率向上効果を地道に積み上げていく必要がある。

### 4.3 高圧縮比化と直噴インジェクタ噴霧形状の選択

#### 4.3.1 直噴インジェクタ形状と全負荷性能

圧縮比向上にはエンドガス自着火抑制という課題がある。エンドガスの自着火には低温酸化反応に関する混合気温度履歴、濃度が関与しており、直噴エンジンの場合、インジェクタの噴霧によりこれらの状況を意図的に操作出来る可能性がある。この点について、図 4.6 に示す噴霧を用いて噴霧形状に関する性能試験を実施した。試験にはボア 86mm、ストローク 86mm、圧縮比 12.3 の単気筒エンジンを用いた。

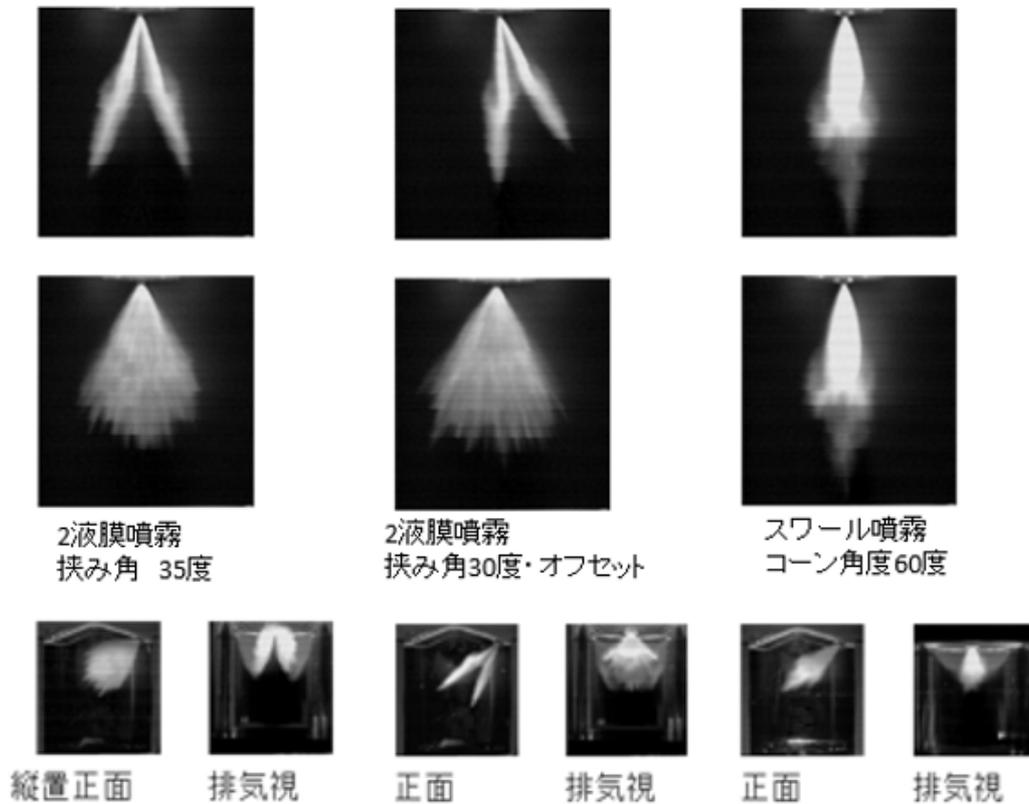


図 4.6 比較検討用噴霧形状

性能グラフにはトルク、体積効率 EV(%), 噴射終わり時期 INJ.E1 (degBTDC)、点火時期 IGT(a) (degBTDC), 燃料消費率 BSFC(g/kWh), THC(ppm), スス濃度 SMK(%) を示している。

まず、液膜(スリット)噴霧をシリンダ上面から見て扇形に噴射する横液膜噴霧について、WOT 性能関係データと横液膜噴霧パターンを図 4.7 に示す。単気筒エンジンの為、慣性過給などの手法は使えないので、3600rpm 以下の性能は体積効率が 85%程度と低く、そもそも性能出力は高くなりにくいので、4000rpm 以上のデータについて考察する。最も高いトルク性能を与えた噴霧は、2 枚横液膜噴霧で、その 1 枚はインジェクタ方向より上向きに 30 度となる、図中記号 H2-30UP である。但し、上向き噴霧は対向シリンダ壁に向かって噴射しており、潤滑油へのガソリン希釈が懸念される。

最も低い出力性能は、その逆パターンである 2 枚横液膜噴霧 H2-30-DO によるもので、その内の 1 枚はインジェクタ軸方向より下向き 30 度方向の噴霧を持つ。噴射時期の要求は他の噴霧に比べてもっとも早く、ピストンが下降始めの段階である 270degBTDC である。スス発生が、他の噴霧パターンに比べて 3%ほど大きくなっていることから、噴射された燃料の一部がピストン頂面に付着して燃料が再結合して大粒液滴となって燃焼火炎に晒された可

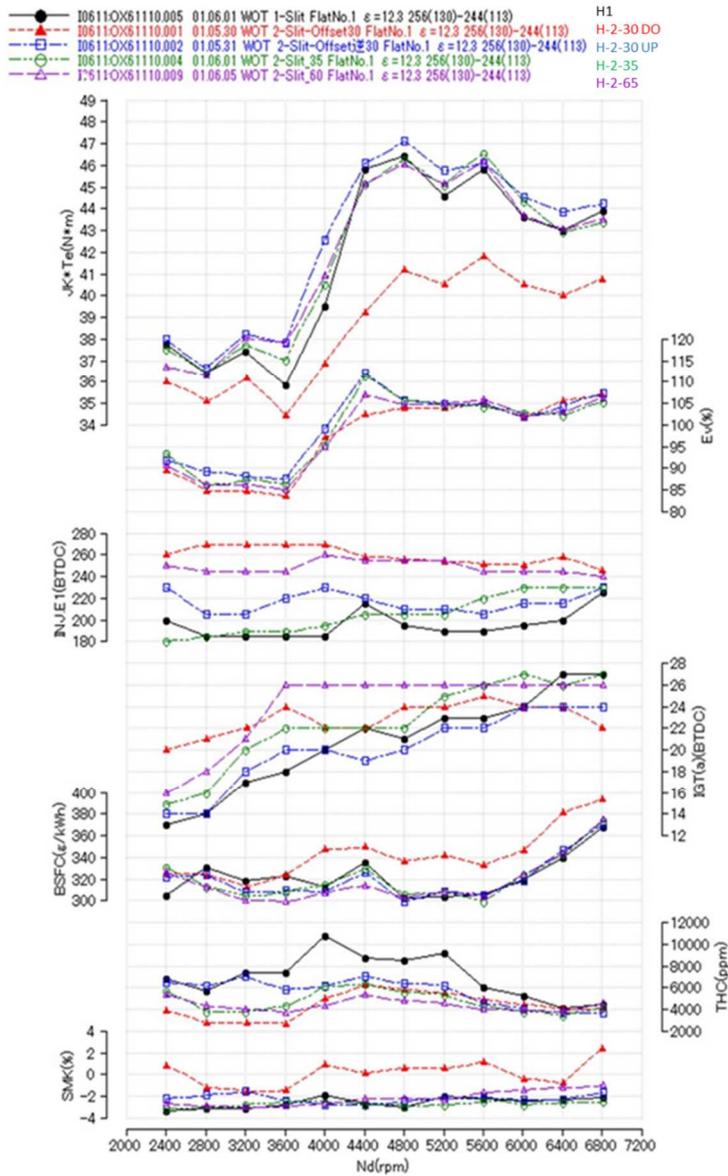
能性がある。

図 4.7 に示した横スリット噴霧の試験結果からは、噴射時期が遅く混合気形成が円滑に行われている可能性のある 1 枚液膜噴霧 H-1 が有利と考えられる。

次にシリンダ側面から見て、扇形噴霧が形成される縦液膜噴霧についての試験結果を図 4.8 に示す。最も高い出力性能を示した噴霧は、2 枚噴霧の挟み角度が 35 度の縦 2 枚液膜噴霧 V-2-35 で、4000rpm 以上で平均 1.3Nm ほど他の噴霧よりもトルクが高い。同じ縦 2 枚液膜噴霧でも、噴霧挟み角度が 65 度の V-2-65 になると、出力性能は縦 1 枚液膜噴霧とあまり変わらない。1 枚液膜噴霧 V-1 は V-2-65 と比べて、THC は 1000ppm、スス排出は 4000rpm 以下では 3%程度高く、EOI の要求は 240BTDC よりも早い結果であり、筒内混合気形成に時間を要しているものと思われる。早い時期から燃料噴射している分、吸気ポートからの新気導入時期に燃料が噴射されていることで、体積効率が落ちている可能性もある。

図 4.9 に、噴霧角 60 度のスワール噴霧 S-60 と横 65 度液膜噴霧 H-1、縦挟み角 35 度 2 枚液膜噴霧 V-2-35 について、比較した結果を示す。出力性能に有利な噴霧は縦 2 枚液膜噴霧 V-2-35 であることが分かる。また、縦 2 枚液膜噴霧 V-2-35 では、圧縮比を 12.3 から 14.4 に高めた試験結果を追加して示す。その場合の出力性能向上は 6%であり、表 4.1 の理論計算による圧縮比 14.5 と 12.5 の比較 4.1%をここでも上回っている。この理由は先に述べたように実機エンジンの効率はオットー理論サイクルより元来劣っているために、改善効果が大きく現れるものと考えている。燃費向上も同様に V-2-35 の圧縮比 14.4 が最も低い値を示している。THC、スス排出についてはスワール噴霧 S-1 は THC で 1000ppm、スス排出で 3%@5200rpm と高く、未燃焼部分が多いことが示されている。以上の考察から、縦 2 液膜噴霧の筒内混合気形成が他の噴霧パターンよりも性能、燃費向上に優位であると判断される。

次項では、LIF 可視化手法を用いた混合気形成プロセスの観察から、以上の効果の要因を考察する。



C43S0611

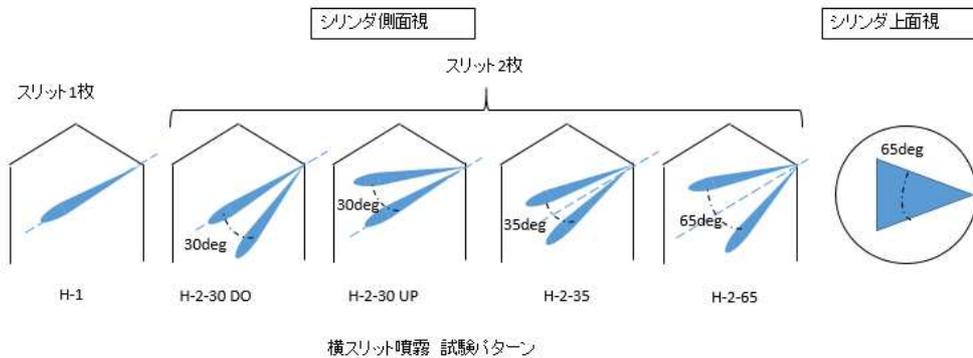
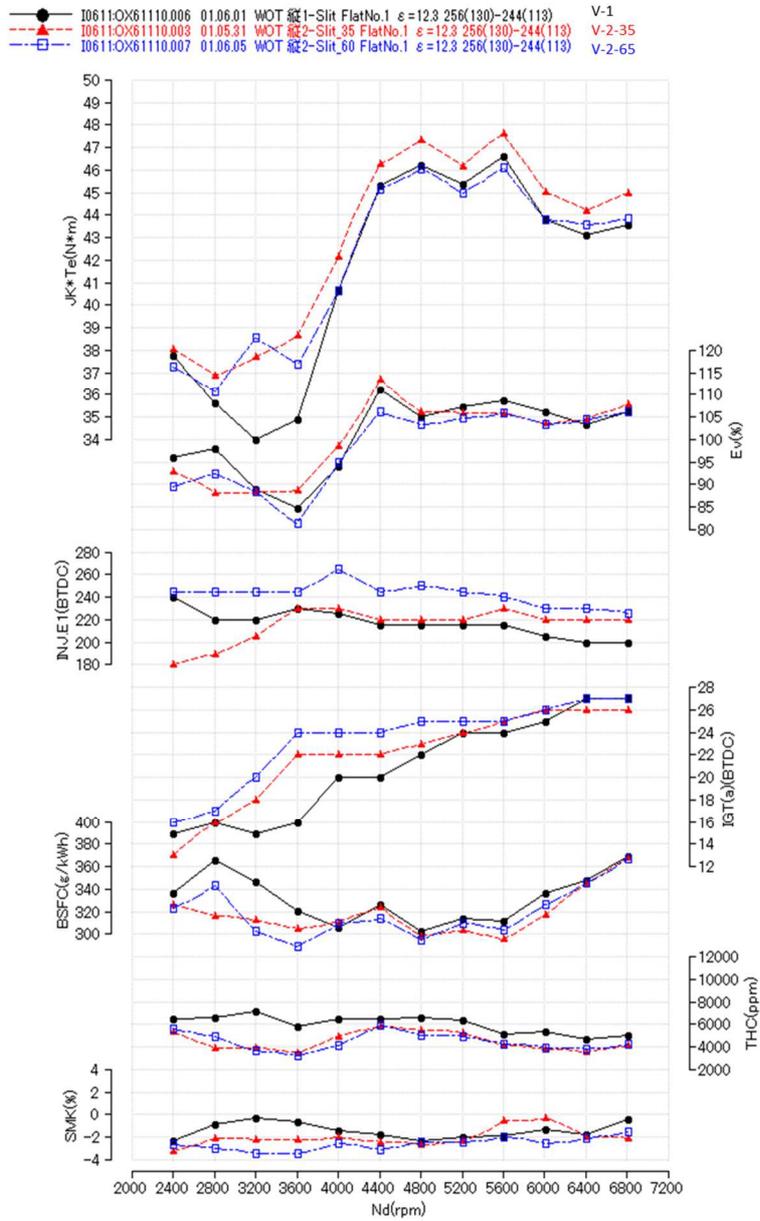


図 4.7 横スリット噴霧性能比較



C43S:0611

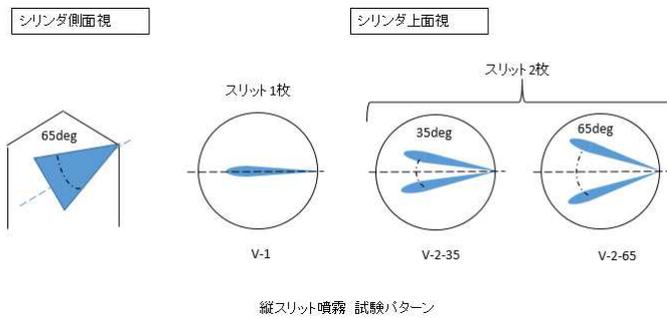
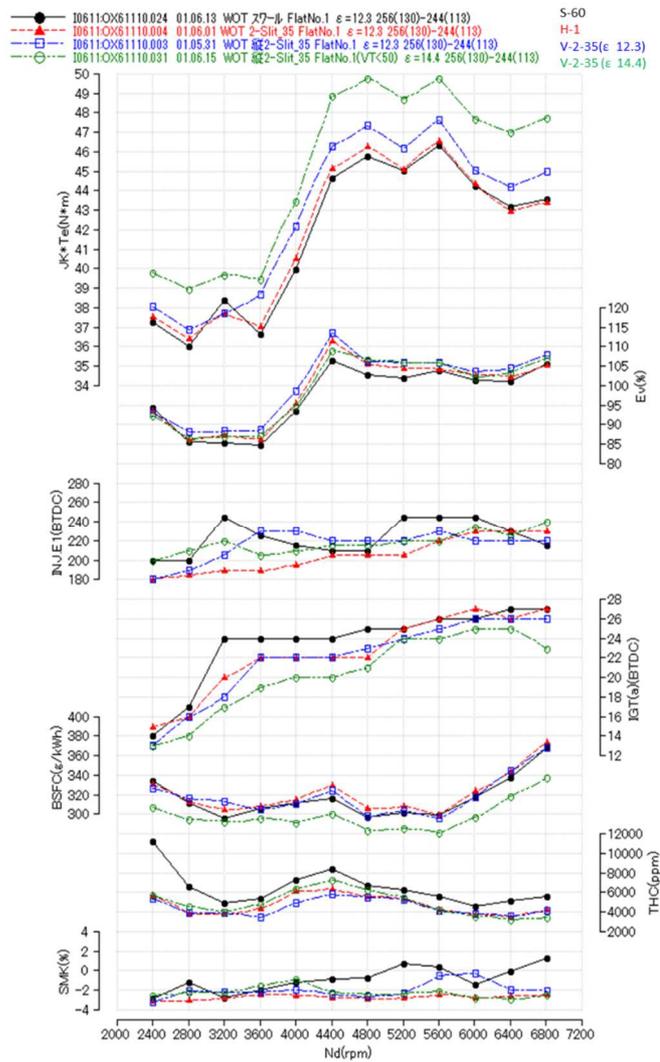


図 4.8 縦スリット噴霧 性能比較



C43S0611

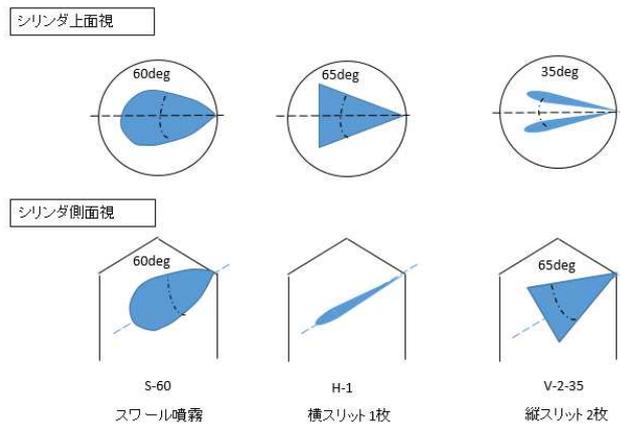


図 4.9 インジェクタ選定と圧縮比検討

### 4.3.2 異なる噴霧形状による筒内混合気形成のLIF可視化

4.3.1 項の性能試験結果を受けて、図 4.10 下部に示す異なる噴霧形状 3 種類による混合気形成について LIF 可視化観察した。(視野方向は図 3.17 参照)

試験条件は次の通りである。

- ・エンジン回転数 2000rpm
- ・スロットル開度 100%
- ・撮影断面 ボア中央断面

可視化結果を図 4.10 に示す。スワールインジェクタと縦 2 液膜噴霧は比較的類似した混合気形成プロセスで、105degBTDC で中央にリッチ混合気層が現れた後、45degBTDC ではそのリッチ層がやや吸気側に移動する傾向が認められる。一方で、1 液膜噴霧では 195deg BTDC から 105deg BTDC ではシリンダ内中心の混合気は希薄で、75degBTDC では、排気側に混合気が集合する様相になる。

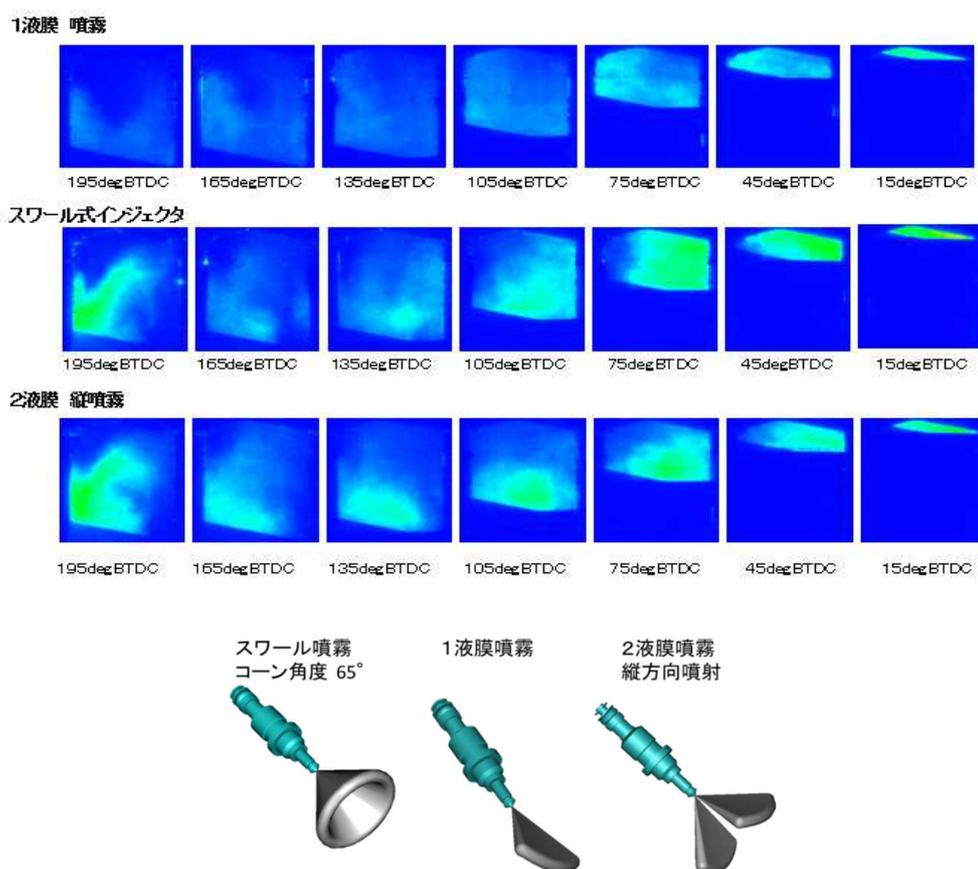


図 4.10 噴霧形状と筒内混合気形成 (LIF 可視化)

点火時期付近の混合気濃度を詳細に比較するために、45deg BTDC から 15deg BTDC までの当量比分布を図 4.11 に示す。1 液膜噴霧は 45deg BTDC では排気側に局所的な当量比 1.5 程度のリッチ混合気層が認められるものの、それ以降は均一な混合気分布が維持されている。45deg BTDC の混合気形成では、スワール噴霧が最も吸気側が濃い混合気が分布され、2 液膜噴霧では吸気側から中心部に向けて 当量比 1 から 1.5 の濃混合気が分布されている。この傾向はピストンが上昇しても継続するが、徐々に均一度が高まる。

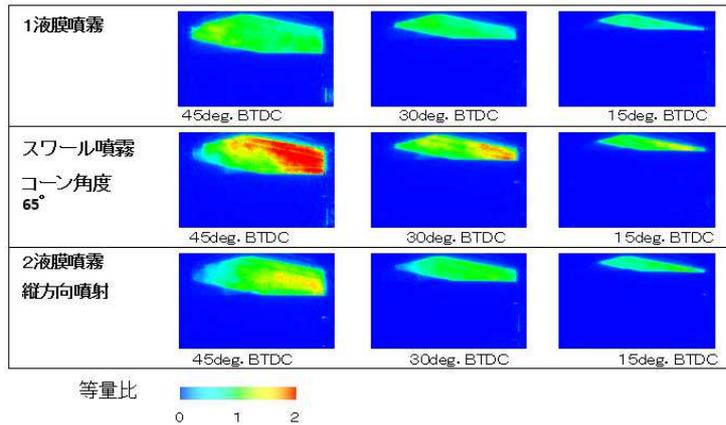


図 4.11 上死点付近の混合気形成

シリンダ中心の混合気を、排気側から可視化した結果を図 4.12 に示す。105deg ATDC に示されるように、2 液膜噴霧の場合にはシリンダ中心に早くからリッチ混合気層が認められ、75deg ATDC で Fr-Rr 方向への拡散が始まり、45deg ATDC では他よりも均一度が高くなること分かる。

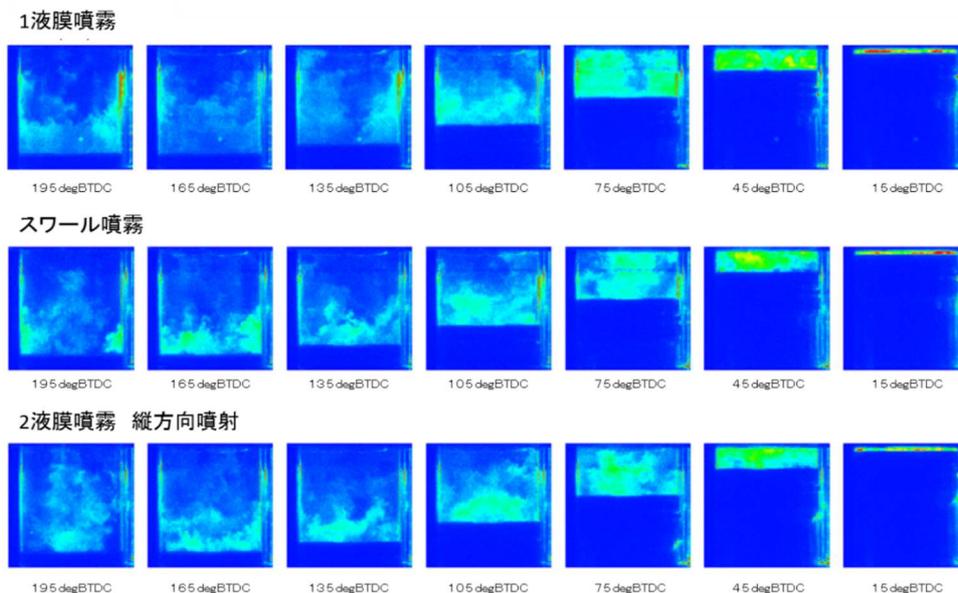


図 4.12 排気側から筒内混合気形成の観察 (LIF 可視化)

以上から、縦2液膜噴霧は、シリンダ中央部における  $Fr-Rr$  方向への均一度が高いものの、吸気側にはリッチ層を形成する特性があることが分かった。このような混合気濃度の偏在が、前項 4.3.1 に示した出力性能と圧縮比向上への寄与に関係するものと考えられる。そこで、次項では、混合気分布とノッキングについて考察を深める。

## 4.4 混合気分布とノッキング抑制効果

### 4.4.1 目的

4.3 項の結果、比較的均一な混合気分布を得られると考えられる吸気行程噴射の場合であっても、点火タイミング付近の燃焼室内混合気濃度には不均一性が残ることが認められ、縦2液膜噴霧では圧縮比 2.0 高めることは、燃費と出力 6%の向上に相当することが分かった。筒内直噴による混合気解析事例はあるが[75-82]、ノッキング抑制について、インジェクタによる噴霧の影響に焦点を当てた研究事例は多くない。本項では噴霧噴射方向の違いによる混合気形成の数値解析により、直噴エンジンのノッキング抑制効果と圧縮比向上について検討する [83]。4.2.1 項で述べたように、主に吸気側でのノッキング発生抑制に対する噴霧形状について検討する。尚、噴霧の計算モデルは、2.6 項で示した DDM モデルを基本とする。

### 4.4.2 単気筒エンジンでの混合気分布変更試験方法

試験に用いた単気筒エンジンは、図 3.5 で示した試験エンジンと基本構造は同一で、その仕様を表 4.2 に示す。エンジンの燃焼室形状は DOHC 4Valve ペントルーフ形状で、点火プラグは燃焼室の中央に、直噴インジェクタは吸気ポート下に配置されている。供試インジェクタは噴霧角 70 度を持つスワール噴霧で、噴射方向は図 4.13 に示す Upward、No-offset、Downward の 3 仕様である。

表 4.2 単気筒エンジンの仕様

ボア×ストローク	86mm×86mm
排気量	500cc
圧縮比	14.5
直噴インジェクタ位置	シリンダーヘッド吸気ポート下
燃料圧力	10MPa
動弁系	DOHC 4valve

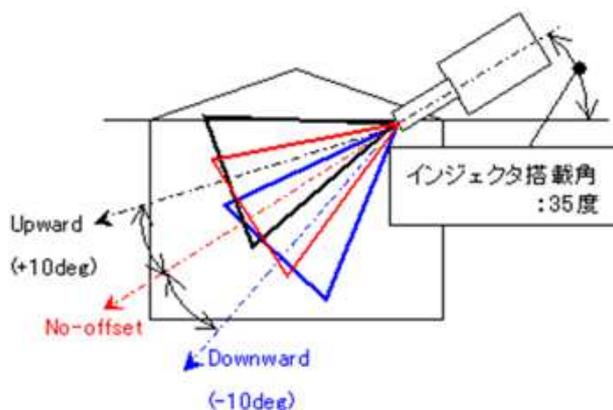


図 4.13 直噴インジェクタ噴射方向

### 4.4.3 ノッキング強度計測手法

混合気分布とノッキングの関係把握する為に、先ずノッキングの強度について計測手法と本論文での定義を図 4.14 に示す。燃焼圧センサーからの信号にバンドパスフィルター(4kHz~9kHz)を通して、高周波成分のみを取り出し、ノッキング波形とする。この波形の片振幅の 250 サイクル平均値をノッキング強度と定義する。図 4.15 は実際の計測波形の例である。

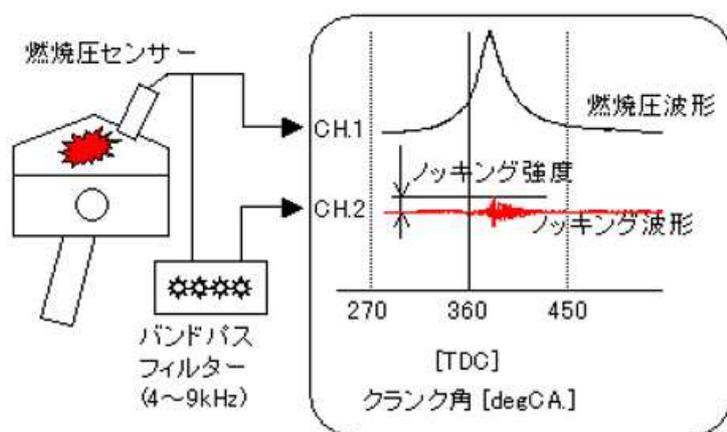


図 4.14 ノッキング強度計測方法

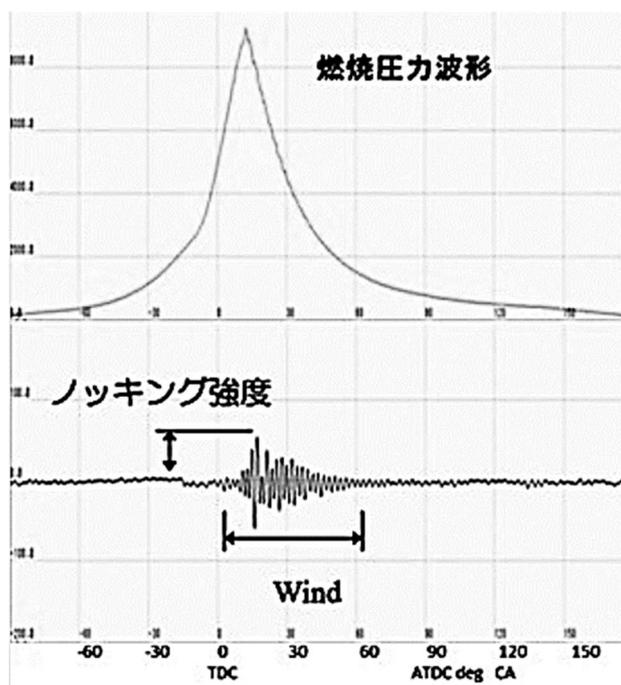


図 4.15 ノッキング波形と強度 (例)

#### 4.4.4 実験結果

エンジン回転数 2400rpm の全負荷試験で点火進角を変更して、噴射方向とノッキング強度の関係について試験した。図 4.16 に実験結果を示す。噴射方向を変えることで点火時期に対するトルクカーブ、ノッキング強度に違いがある。特に Downward の仕様では、No-offset、Upward の仕様と比較して最大トルクを得るための要求点火時期は進角側になり、ノッキング強度が小さい代わりに、出力トルクも小さいことが分かる。この試験から得られた MBT におけるトルクと燃焼期間の比較を図 4.17 に示す。Downward の仕様は、0-10%、10-90% 燃焼期間が他の 2 仕様より長く、この燃焼の遅さがトルクは低下の要因と考えられる。

筒内の混合気形成とノッキングの関係を一明らかにして、ノッキングを抑制しながらも出力性能を向上出来る噴霧仕様とは何かを以後解析計算を交えながら論じる。

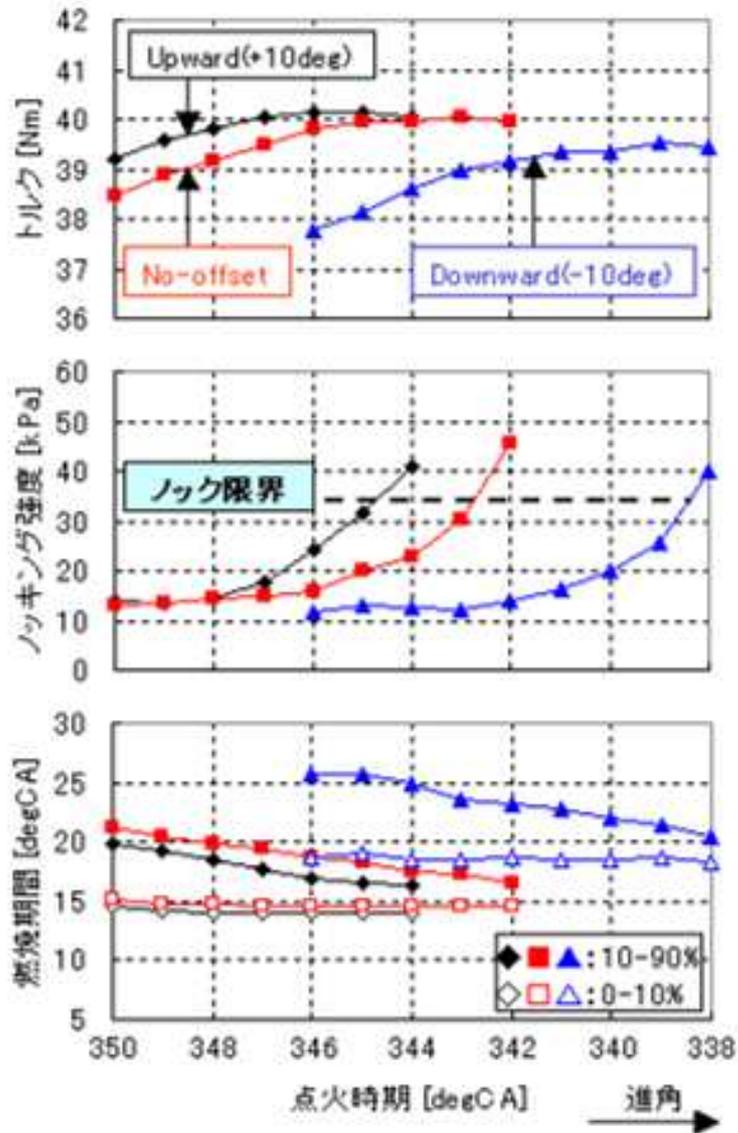


図 4.16 噴射方向の変化による点火時期とトルク、ノッキング強度、燃焼期間

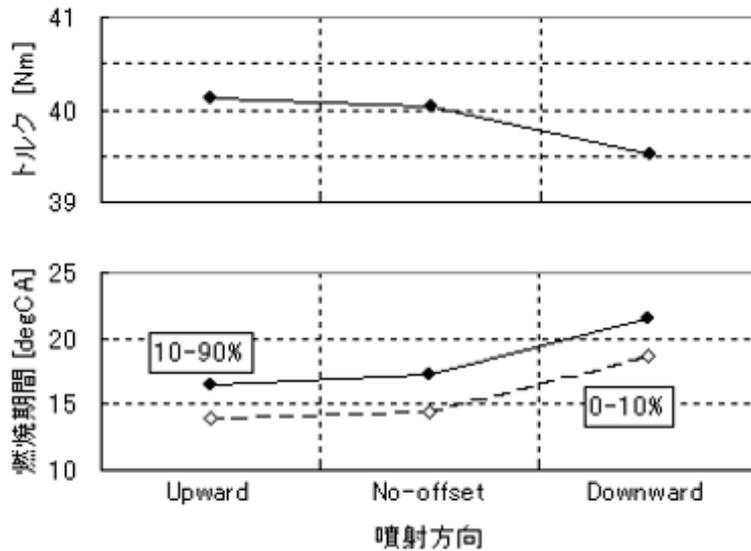


図 4.17 噴射方向とトルク、燃焼期間の比較

#### 4.4.5 筒内シミュレーションの基礎検証

筒内現象のシミュレーションでは、ガス流動、燃料噴射と混合気形成、燃焼、ノッキングなどの複雑な過程の計算が行われる。したがって、筒内現象のシミュレーションの前に、各過程の基本的な計算精度の検証を実施した。ソフトウェアは Ricardo 社の VECTIS (V3.9) を使用した。

##### 4.4.5.1 燃焼モデル

Ricardo Vectis では燃焼モデルとして、図 4.18 に示す 2 領域燃焼モデル Two Zone Flamlet Model (RTZF) を使用しており、予混合火炎伝播については式(4.1)で表される。

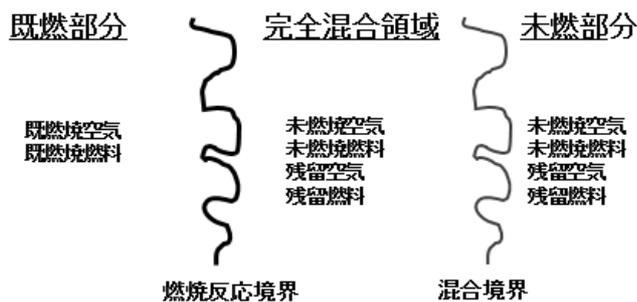


図 4.18 2 領域燃焼モデル

$$\omega = A\rho_r S_t c(1 - c) \quad \text{--- (4.1)}$$

ここで、 $\omega$  は燃焼反応率、 $A$  は経験定数、 $C$  は反応変数、 $\rho_r$  は未燃混合気の密度、 $S_t$  は乱流燃焼速度である。 $C=0.5$  の場所の火炎面において燃焼率は最大となり、十分に発達した乱流火炎速度は式(4.2)で与えられる。

$$S_t = \max(S_L, 3u') \quad \text{--- (4.2)}$$

$S_L$  と  $u'$  は層流燃焼火炎速度と乱流強度である。  
 燃焼実験結果と適合させた燃焼シミュレーションを実施するには、式 4.1 の A の経験定数を適宜選定すればよい。

#### 4.4.5.2 定容容器内の 2 層混合気燃焼計算

不均一混合気場における燃焼モデルの検証のために、混合気濃度のリッチ、リーン 2 層に分割された定容容器内の燃焼計算を実施した。計算結果は森吉らによる実験結果[84]と比較検証した。計算条件と定容容器の計算モデルを表 4.3 と図 4.19 に示す。

表 4.3 燃焼計算条件

Cells number	22400
Cells size	2mm
Atmosphere pressure	140kPa
Atmosphere temperature	293K
Wall temperature	293K
Turbulent kinetic energy	$0.8\text{m}^2/\text{s}^2$
Turbulent integral length scale	7.3mm
Combustion model	Two zone flamlet model

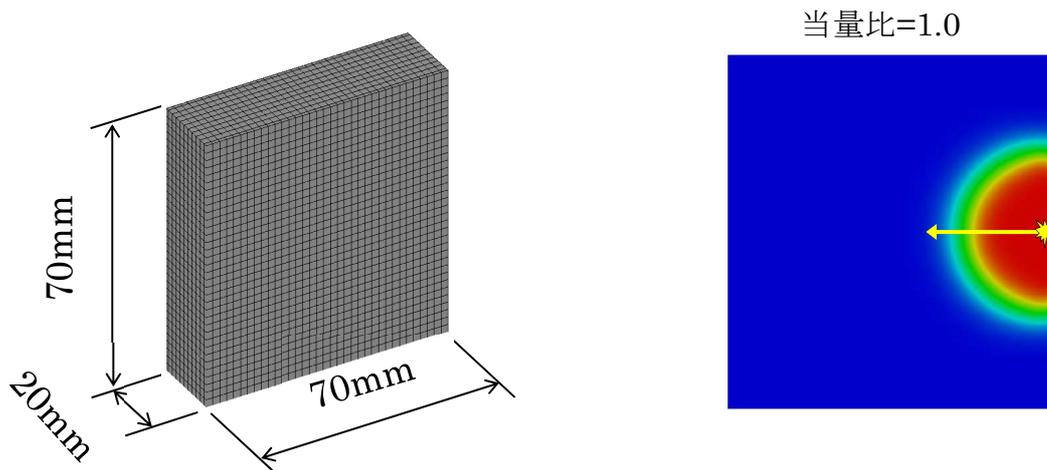


図 4.19 定容容器の燃焼計算モデルとモデル定数検証

式 4.2 のモデル定数 A 選定のために、当量比 1.0 の均一混合気で Parallel Direction の点火についてモデル定数 A を 0.1 から 0.05 刻みで 0.3 まで 5 種類計算して、既知の実験結果と比

較した。その結果を 図 4.20 に示す。図中の燃焼モデル定数  $A=0.2$  が最も実験結果に近い結果を示していることが分かった。

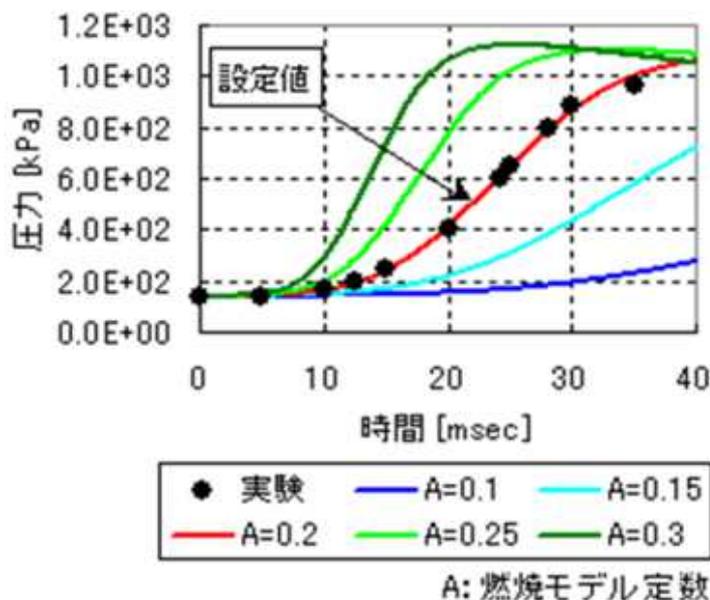


図 4.20 燃焼モデル定数の選定 (当量比  $\phi=1.0$ )

次に図 4.21 に示す当量比  $\phi=0.4$  と  $\phi=1.0$  から成る 2 層混合気と点火方向について計算を実施した。

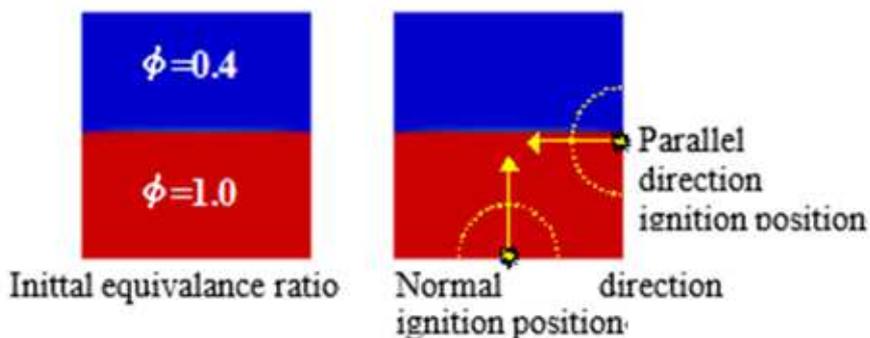


図 4.21 計算開始時の当量比と点火位置燃焼モデル定数の選定

図 4.22 に火炎伝播の様子を実験結果と比較して示す。計算結果、実験結果ともにリッチ領域と比較してリーン領域で火炎伝播の遅延が観察される。図 4.23 に、計算と実験データの圧力カーブを示す。Parallel direction の場合、0~20msec 間では計算と計測では近い値を示す。30msec では計算結果の方がおよそ 16% 高くなる。Normal direction の場合には、10msec では計算と計測は近い値を示す。しかし、20msec では計算の方が低くなり、30msec で再び

高くなる。両者の差は最大でおよそ 8%程度である。

火炎の到達距離を比較した結果を図 4.24 に示す。Parallel direction の場合は 30 度傾斜した方向の到達距離である。Parallel direction の場合、22msec までは計測と計算結果はほぼ等しい結果となった。Normal direction の場合、18msec で計算と計測ともに火炎伝播速度が遅くなり、減速後の火炎速度はほぼ等しいことがわかる。

上記の結果から、実験データに基づき燃焼パラメータを適切に調整すれば、今回使用した燃焼モデルが、エンジンモデルにおける不均一な混合気場の燃焼計算に適用可能であることが確認された。

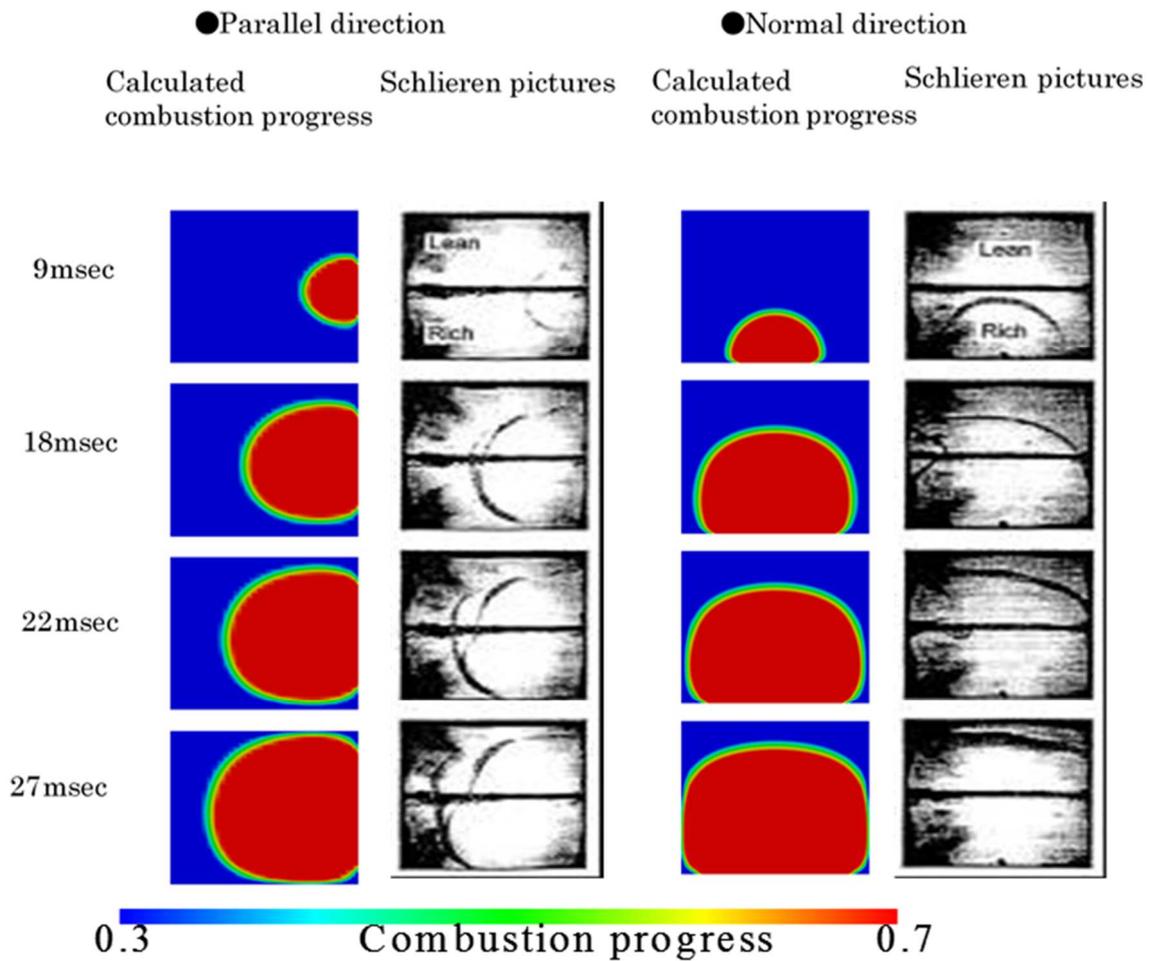


図 4.22 火炎伝播形状の実測と計算比較

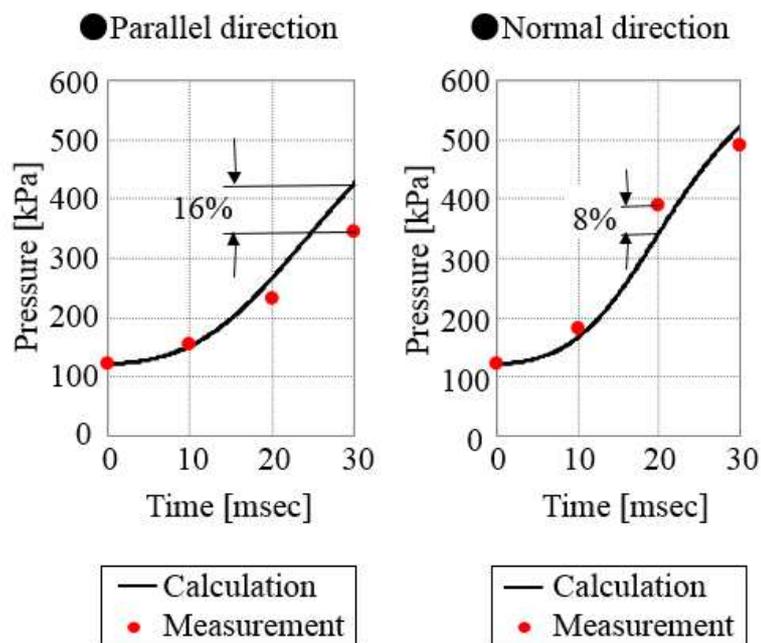


図 4.23 燃焼圧力波形：実測と計算比較

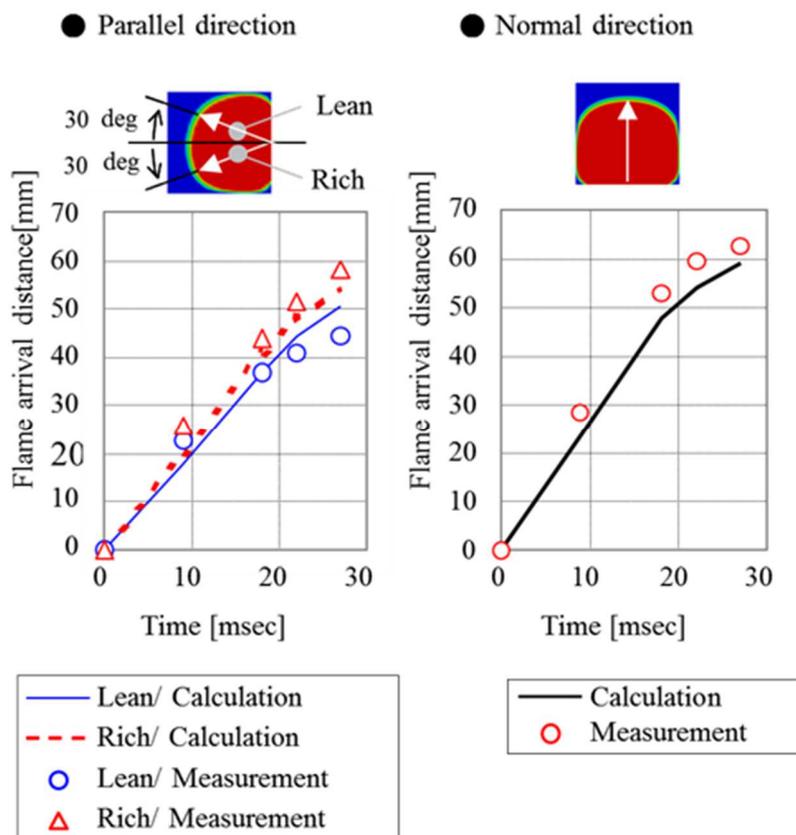


図 4.24. 燃焼火炎伝播距離、実測と計算比較

### 4.4.5.3 自着火計算の検証

ノッキングシミュレーションについては、Livengood-Wu 積分を応用した方法 [85]、化学素反応モデルを適用した方法 [86] など多くが提案されている。その中でも、ノッキング計算における最も重要な部分が自着火モデルである。いくつかの縮退燃焼反応連鎖計算モデルが提唱されている中で、Shell Thornton Research Center の Halstead らが開発した低温酸化反応モデル、SHELL model [20]を用いた。その連鎖反応式を以下に示す。

	Reaction	Rate Coefficient
Initiation	$RH+O_2 \rightarrow 2R$	$k_q$
Propagation	$R \rightarrow R + P + \text{heat}$	$k_p$
Propagation forming B	$R \rightarrow R + B$	$f_1k_p$
Propagation forming B	$R+Q \rightarrow B + R$	$f_2k_p$
Linear termination	$R \rightarrow \text{inert Product}$	$f_3k_p$
Propagation forming Q	$R \rightarrow R + Q$	$f_4k_p$
Quadratic termination	$R+R \rightarrow \text{inert product}$	$k_t$
Degenerate branching	$B \rightarrow 2R$	$k_b$

自着火モデルは急速圧縮装置によって、ガソリン燃料 RON 70、90、100 というオクタン価について開発されてきた。特に、三つの反応生成物 R、B、Q について燃焼による化学反応分岐生成物として表現されている。ここで、B は RO<sub>2</sub>H や H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> などの連鎖分岐ラジカルを表し、P は燃焼最終生成物 (CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O) を表している。Ricardo 社 Vectis では、R、B について以下の式(4.3)、式(4.4)で計算されている。

$$\frac{d[R]}{dt} = 2(k_q[RH][O_2] + k_b[B] - k_t[R]^2) - f_3k_p[R] \quad \text{---- (4.3)}$$

$$\frac{d[B]}{dt} = f_1k_p[R] + f_2k_p[O][R] - k_b[B] \quad \text{---- (4.4)}$$

ここで、RH と O<sub>2</sub> は燃料と酸素の分子濃度を表し、k<sub>q</sub>、k<sub>b</sub>、k<sub>t</sub>、k<sub>p</sub>、f<sub>1</sub>、f<sub>2</sub>、f<sub>3</sub> は混合気温度、燃料と空気の濃度を示している。SHELL model の Q 濃度は燃料消費減衰による ξ の関数として式(4.5)で計算されている。

$$\frac{d[Q]}{d\xi} + f_Q(\xi)[Q] = g_Q(\xi) \quad \text{---- (4.5)}$$

SHELL model を利用するに当たり、簡易的に急速圧縮装置の上死点の状態をモデル化し

て、利用するソフトウェアの検証を実施した。図 4.25 と表 4.4 に計算モデルと計算条件を示す。計算された着火遅れ時間を Halstead らにより報告されている急速圧縮装置を用いた着火遅れの実験結果[21]と比較した。図 4.26 に示すオクタン価 100 での比較の通り 1.4~1.5[1000/K]に現れる着火遅れの負の温度領域の計算と実験は同等である。

この結果から、以降ノッキングシミュレーションとして、Vectis に組み込まれている自着火モデルを使用すると共に、連鎖反応式の中の間生成物 Q 濃度をノッキングの起点を示す指標として用いることにする。

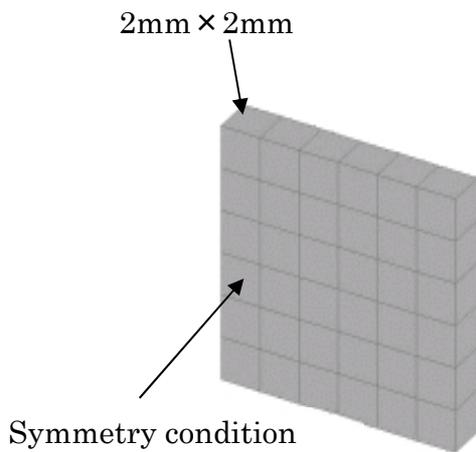


図 4.25 自着火計算格子

表 4.4 自着火計算条件

Auto ignition model	SHELL model
Initial	600-900K
Initial pressure	1065-2396kPa
Initial equivalence ratio	0.9
Fuel	ISO - octane

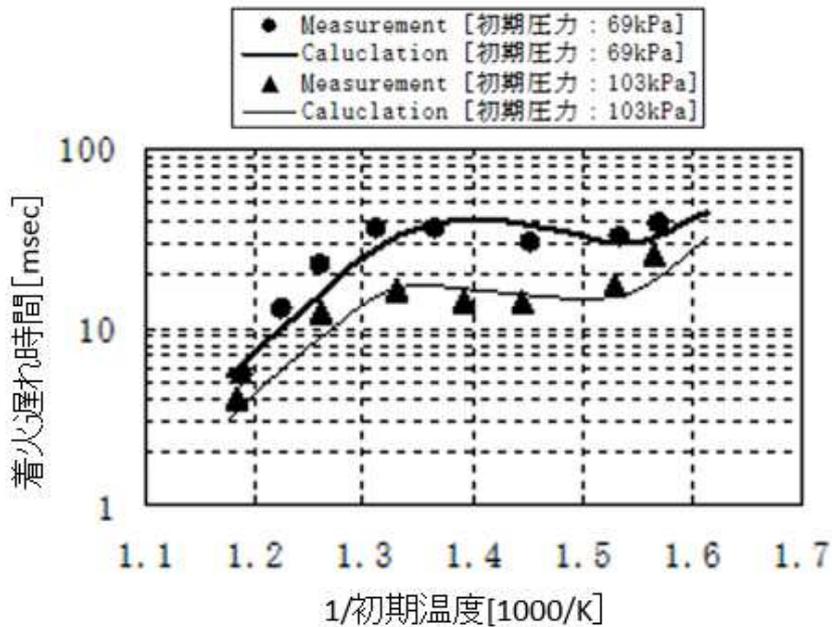


図 4.26 着火遅れ時間の比較

#### 4.4.6 筒内混合気分布とノッキング強度の数値解析

完全に均一な混合気と図 4.13 に示した噴射方向の違う混合気場について SHELL Model による自着火計算をもとに、直噴エンジンの筒内混合気形成とノッキングの関係について考察する。

##### 4.4.6.1 計算モデル

ソフトウェアは Ricardo 社の VECTIS (V3.9) を使用している。筒内流動は RANS による標準  $k-\epsilon$  モデルを用いている。計算格子は、図 4.27 に示すように実験に用いられた単気筒エンジンの 3D データを用いて作成し、吸気および排気バルブタイミングとリフトカーブは、実試験と同じとした。モデル規模は吸排気ポートを含み、要素数は最大で約 490,000 である。計算モデルのメッシュサイズとメッシュ切り替えのタイミングを表 4.5 に示す。計算精度向上のため、燃焼室内、吸排バルブ近傍、壁近傍はメッシュを細分化した。メッシュ切り替えのタイミングは、メッシュ歪が大きくなりやすいオーバーラップ区間は 5degCA 毎とし、それ以外 10degCA 毎とした。

表4.5 計算メッシュサイズとメッシュの切り替え

メッシュサイズ	
基本メッシュ	4mm
燃焼室	2mm
壁近傍、吸排バルブ近傍	1mm
メッシュ切り替えタイミング	
オーバーラップ区間以外	10degCA
オーバーラップ区間	5degCA

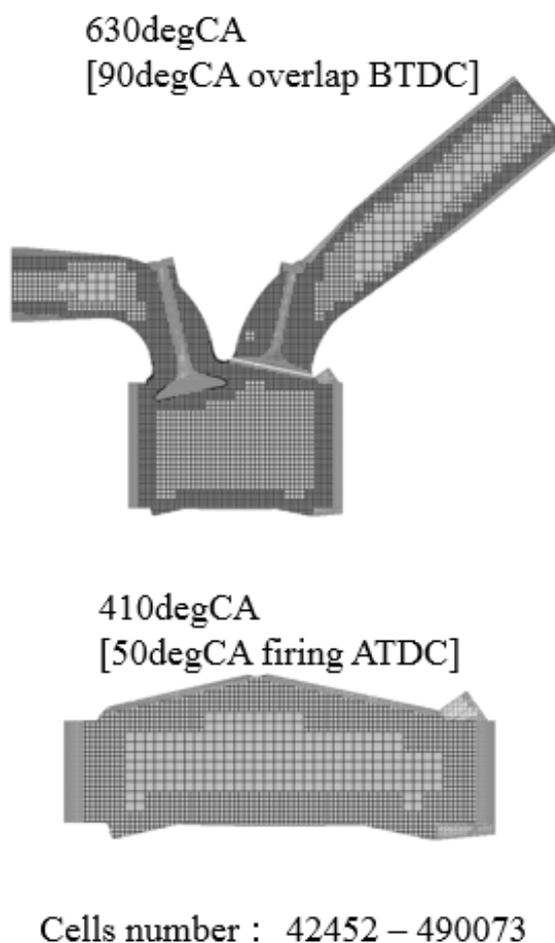


図 4.27 計算メッシュ

#### 4.4.6.2 計算条件

計算は実試験と同じ2400rpm全負荷で実施した。その際の計算条件は表4.6に示す通りで、吸気圧、排圧は計測の平均値を与え、点火タイミングを実試験と同様に変更して計算した。

計算仕様は以下の5仕様の混合気分布状態とした。

下記1、2に示す均一混合気仕様の計算を行い、混合気分布が均一な場合の火炎伝播とノッキングの状態について考察した。次に実試験と同じ直噴3仕様(3-1), 2), 3)の計算を行い、1と2の均一仕様との比較から混合気分布が火炎伝播、ノッキングに及ぼす影響について考察した。

##### 1. 完全均一混合気 (Ideal homogeneous mixture)

吸入行程開始時期より筒内の混合気はA/F12.5で均一として計算する。

##### 2. 吸気ポート均一混合気(Port homogeneous mixture)

吸気ポート内にA/F12.5の均一混合気を形成した上で、吸入行程が開始される。

##### 3. 噴霧角70度のスワールインジェクタによる3仕様の直噴混合気

1) No offset spray

2) +10 deg offset spray, upward injection

3) -10 deg offset spray, downward injection

上記の1)~3)では表4.7に示す実機試験と同じ噴射タイミングに設定している。

表4.6 計算条件

ボア×ストローク	86mm×86mm
圧縮比	14.5
バルブタイミング	
吸気開/閉]	682degCA/254degCA
排気開/閉]	477degCA/33degCA
バルブリフト [吸/排]	10.4mm/9.3mm
エンジン回転数	2400rpm
計算クランク角[開始/終了]	630degCA/410degCA
吸気境界条件[温度/圧力]	298K/101kPa
排気境界条件[温度/圧力]	853K/106kPa
壁温	
吸気ポート	363K
排気ポート	423K
燃焼室	423K
シリンダー	388K
ピストン	461K
燃料	Iso-octane [RON100]
A/F	12.5
燃焼モデル	RICARDO Two zone flamelet model
自着火モデル	Shell model

表4.7 噴射方向と噴射タイミング

	噴射開始	噴射終了
No offset spray	100	151.3
Upward spray	100	161.3
Downward spray	128	189.2

[degCA overlap TDC at 0degCA]

#### 4.4.6.3 点火時期変更によるノッキング強度計算の検証

初めに点火時期とノッキング強度計算が実機結果と整合するか検証するために、図 4.13 で示した直噴 3 仕様について計算し、考察する。計算のノッキング強度は図 4.14 で定義された値を使用して、実験値と計算値の比較を図 4.28 に示す。但し、実験値は計算が 1 サイクルしか計算できないことを考慮して、サイクル平均値ではなく、計測サイクルの最大値を使用している。この点、図 4.16 の 250 サイクル平均した試験結果と異なる。

計算結果は実験結果で得られた「ノッキング強度は点火進角するにつれて、また噴射方向では Downward、No-offset、Upward の順で大きくなる」という傾向と一致している。しかしながら、点火時期が進んだ場合のノッキング強度の変化に着目すると、計算と実験の差が大きくなっている。これは実際のエンジンではノッキングの増加に起因する壁面の熱伝達促進と、それともなう壁温の上昇が起こっていると推測されるが、解析は 1 サイクルだけの計算であるため燃焼室壁の温度上昇は考慮されない。これが計算と実験の乖離原因の 1 つと考えている。以下の混合気濃度分布の特徴の評価には、この乖離があまり大きくならない点火時期 346 度 CA における計算結果を使用する。

#### 4.4.6.4 筒内数値計算によるノッキング考察方法

混合気分布とノッキングの関係を考察するために、計算した 5 仕様各々に対して筒内の状態を以下のように表現する。まず、混合気分布については、ノッキングに影響すると考えられる点火直前の燃料分布を示す。ノッキング発生予測については、H. Schäpertöns らにより適用された [21] SHELLmodel の仮想中間生成物[Q 値]の分布をノッキング発生の兆候として示し、加えて筒内ガス温度分布と燃焼反応率分布を示すことにする。考察するタイミングは Q 値の局所濃度が増加し始めるクランク角度とノッキング強度が増加し始めるクランク角度の 2 タイミングとする。このタイミングの筒内状態と考察断面について、図 4.29 に示す。

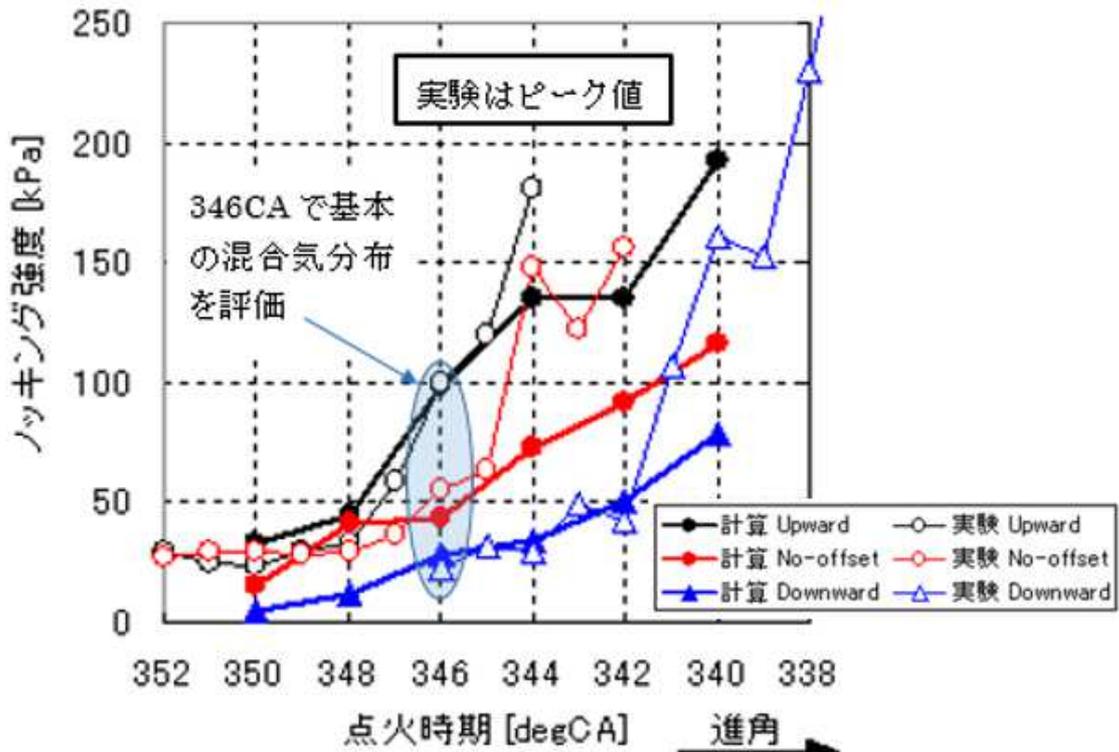


図 4.28 実験と計算のノッキング強度比較

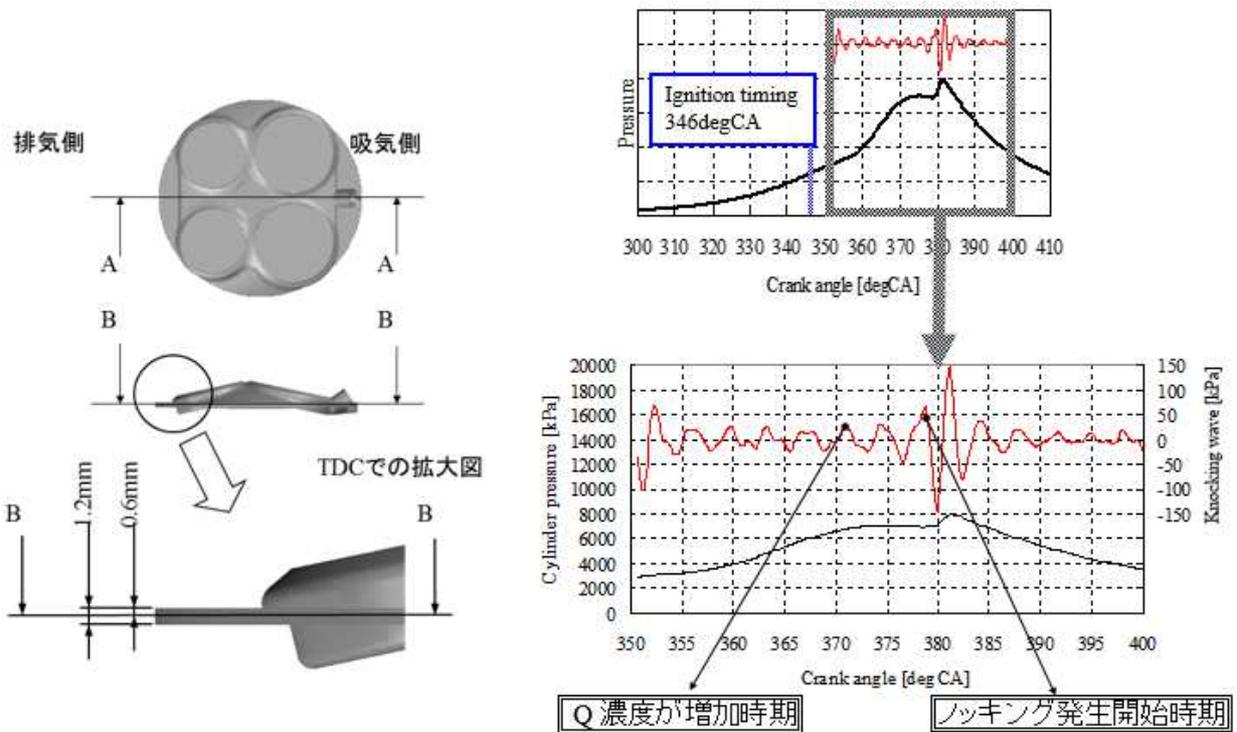


図 4.29 解析断面と解析タイミング

#### 4.4.6.5 混合気の計算結果

完全均一混合気を除く、4 仕様について吸入行程 160degCA から、圧縮行程 260degCA を経て、代表点火時期の 346degCA の混合気分布について計算した。その結果を図 4.30 に示す。

吸気ポート均一の場合では、筒内流動による影響で排気側にリッチな領域が見られるが、燃料の非均一は A/F 換算で±0.3 程度と小さい。+10deg upward spray の場合、燃料質量分率（燃料分布）で 0 を示す部分が存在することから、まだ空気だけが存在して十分に混合気を形成出来ない領域があること、および吸気側に 2 箇所と排気側に 1 箇所のリッチ領域があることが分かる。No offset spray の場合、空気層だけが残っている部分があり、吸気側のリッチ領域は Upward 仕様よりさらに吸気側へ偏っている。-10deg downward spray の場合、シリンダ外周全体にリッチ層があり、吸気側の 2 隅にリッチ領域が広がっている。シリンダセンター付近は、ややリーンになっている。

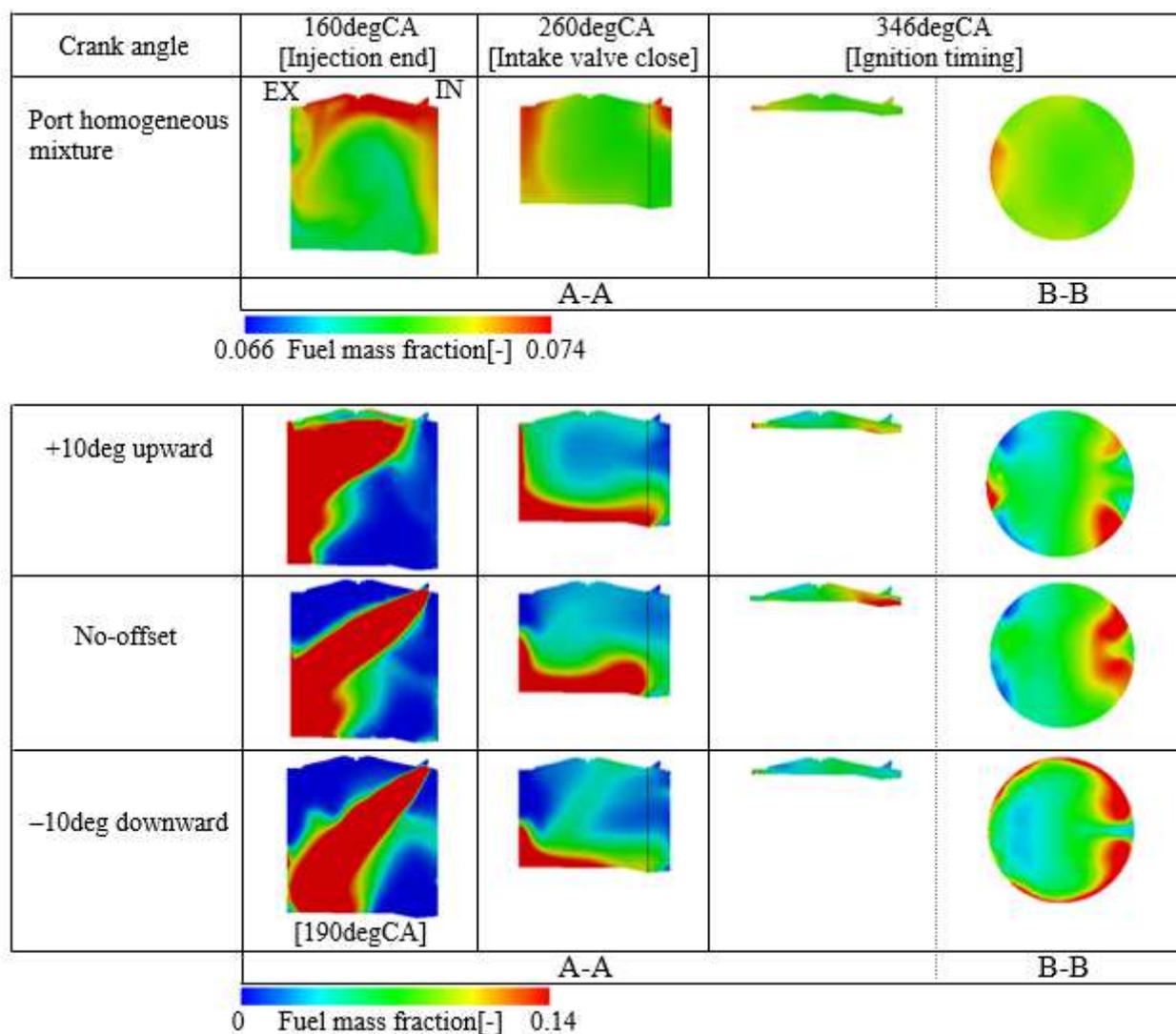


図 4.30 混合気形成の計算結果

#### 4.4.6.6 ノッキング解析計算

上述の 5 仕様について、SHELL model による解析を実施した、Q 濃度が高まる時期についての計算結果を図 4.31 に、ノッキング発生開始時期についての計算結果を図 4.32 に示す。図の上部には、346deg CA の点火時期の場合のノッキング強度（計算値）を棒グラフで示している。表の列の欄は、計算の 5 仕様を表し、列の欄には上から Fuel mass fraction: 燃料質量分率（燃料分布）、Gas Temperature: ガス温度、Q concentration: Q 濃度（ノッキング起点の指標）、Reaction Rate: 燃焼反応率 を示す。

まず、図 4.31 の Q 濃度が高くなる時期について考察する。Fuel mass fraction を見ると、+10deg Upward spray の場合から吸気側二箇所と排気側一箇所に濃混合気が現れ、No-offset spray になると吸気側二箇所に濃混合気が顕著になり、-10deg downward spray になると吸気二箇所だけでなくシリンダ全周に薄い膜のように濃混合気が分布している。Fuel mass fraction が 0 の場所は既燃部分であり、Gas temperature では温度が高い部分と照合する。Q 濃度について見ると、Ideal homogenous mixture で、吸排気 4 隅、A,B 部に相当する部分での値が高く、Port homogenous mixture では 371deg CA の時点ではシリンダ全周に分布し、+10deg Upward spray では排気側半周、特に C 部に分布し、No-offset spray 、-10deg downward spray になると吸気側への分布が薄れていく。この傾向がノッキング強度と関係していると考えられる。

図 4.32 のノッキング発生開始時期について考察すると、Q 濃度が大きくなる様相に変化がある事が分かる。Ideal homeogenous mixture では、吸気側 E 部、排気側 F 部に図 4.31 では見られなかった Q 濃度上昇が見られる。また、顕著な変化は Port homogenous mixture の場合で、E,F 部に加えて G 部にも Q 濃度上昇が現れ、他の仕様と比較すると最も Q 濃度分布が高い。この変化がノッキング強度を 5 仕様の中で最も大きくする主要因であると考えられる。+10deg Upward spray になると、Q 濃度は E,F 部を残す程度に低くなり、No-offset spray では E,G 部だけになる。そして、-10deg downward spray になるとほとんど Q 濃度の高い部分は見られなくなる。Fuel mass fraction について見ると、Q 濃度が低い H,,I 部に濃混合気が存在し、その部分の Gas Temperature が低いことが分かる。

以上のことから、b) Port homogeneous mixture の場合が、排気側に濃混合気がありつつ、排気側と吸気側にノッキング起点を作り出すのに対して、d)-10deg downward spray の場合は吸気バルブとシリンダの接点部分の 2 箇所に濃混合気の分布を作りだし、Q 濃度の上昇を抑制している事が分かった。しかしながら、図 4.17 で示したとおり、この場合エンジン出力向上は最も低いことが問題になる。次項では、ノッキングを抑制しつつ、出力向上に寄与する噴霧形態について考察する。

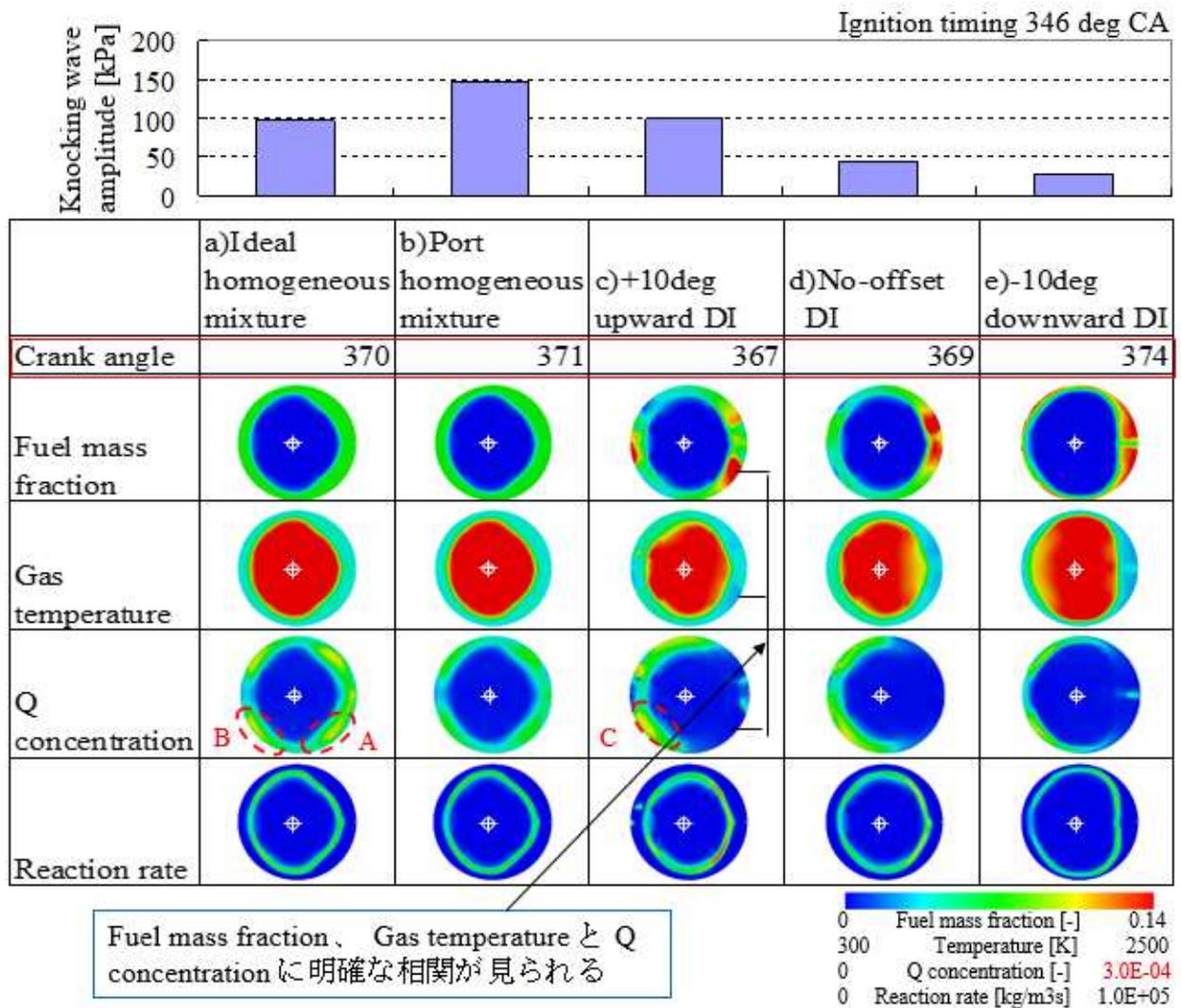


図 4.31 ノック計算：Q 値が高まる時期の比較

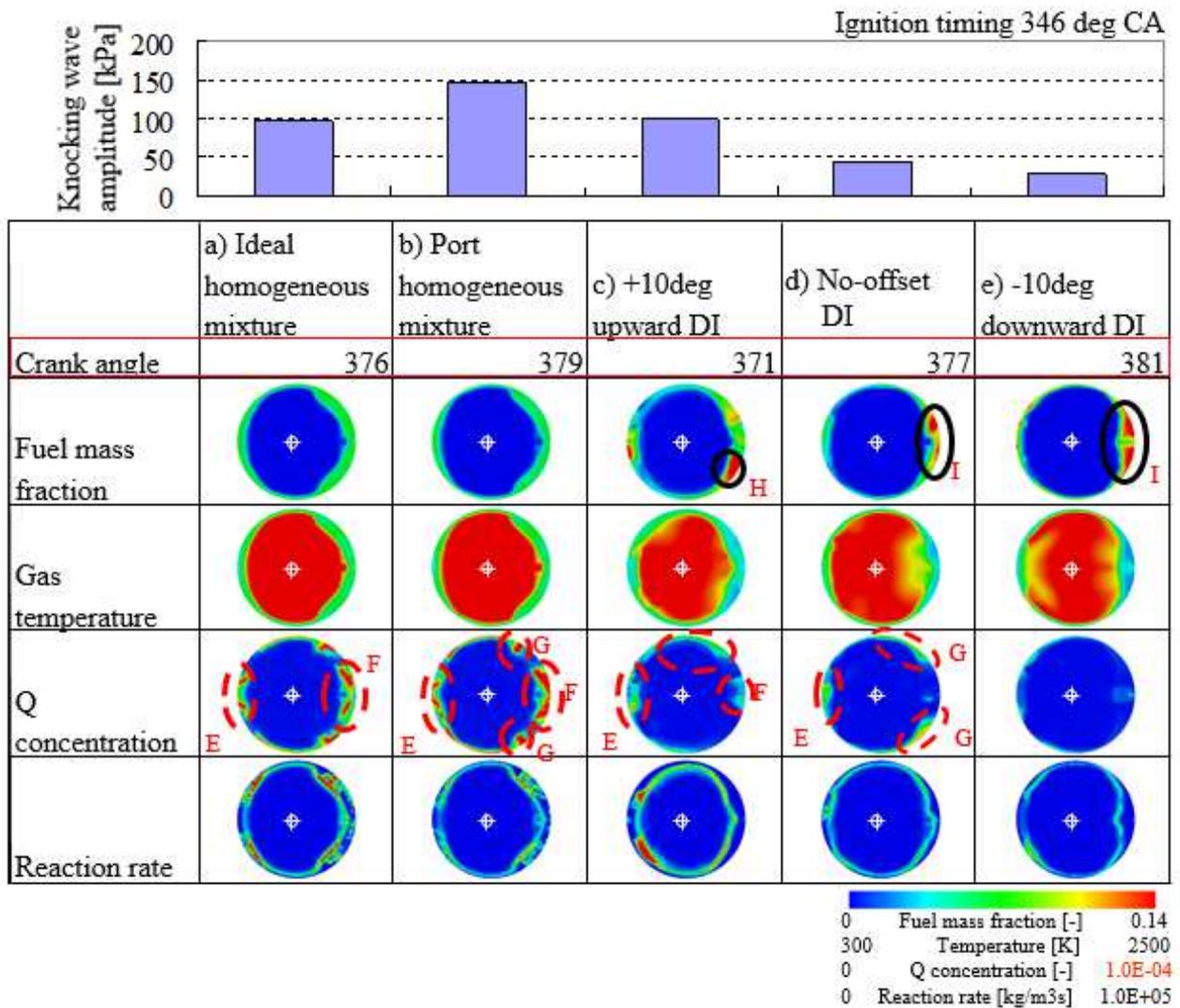


図 4.32 ノック計算：ノッキングが開始される時期の比較

#### 4.4.6.7 縦 2 液膜噴霧の解析

前項までの、スワール噴霧の噴射方向変更の計算から、吸気側の局所的な濃混合気の偏在と部分冷却がノッキングを抑制している可能性が分かった。また、4.3 項の直噴噴霧選定試験と LIF 結果では、縦 2 液膜噴霧が出力性能を高め、圧縮比向上に有利であり、吸気側に局所的な濃混合気分布が認められた。そこで、図 4.6 に示す縦 2 液膜噴霧について前項同様に SHELL model によるノッキング計算を実施した。解析結果を図 4.33 に示す。

点火時期の燃料分布から吸気弁の隅となる部分（図中 J）に局所的に濃混合気が存在するが、その部分を除いたシリンダ全体の混合気分布については、前項までの直噴噴霧の場合よりも均一度が高い。燃焼火炎伝播の燃焼反応率（Reaction rate）から見ると、-10deg

Downward spray に比べると、K 部では火炎の進展は早く、その一方で M 部では楔形状が見られるように局所的に火炎の進展が遅い部分がある。また、-10deg Downward spray では見られなかった L 部にノック起点を示す Q 濃度が認められるが、均一混合気、No Offset spray, +10deg Upward spray の結果に比較すれば小さい値であった。

縦 2 液膜噴霧のノッキング強度について点火時期を変更して計算した。結果を図 4.34 にスワール噴霧の 3 方向検討の結果 (図 4.28) に追記して示す。点火時期 344degCA で極大の結果があるが、全体的にはノッキング強度は-10deg Downward spray と同等の結果であった。以上の事から、縦 2 液膜噴霧の場合には、吸気側 2 箇所に局所的にリッチ混合気を形成しつつ、その他の部分の混合気は他に比べても均一度が高く、ノッキング発生を抑制しつつ、出力向上出来る噴霧形態であることが検証された。

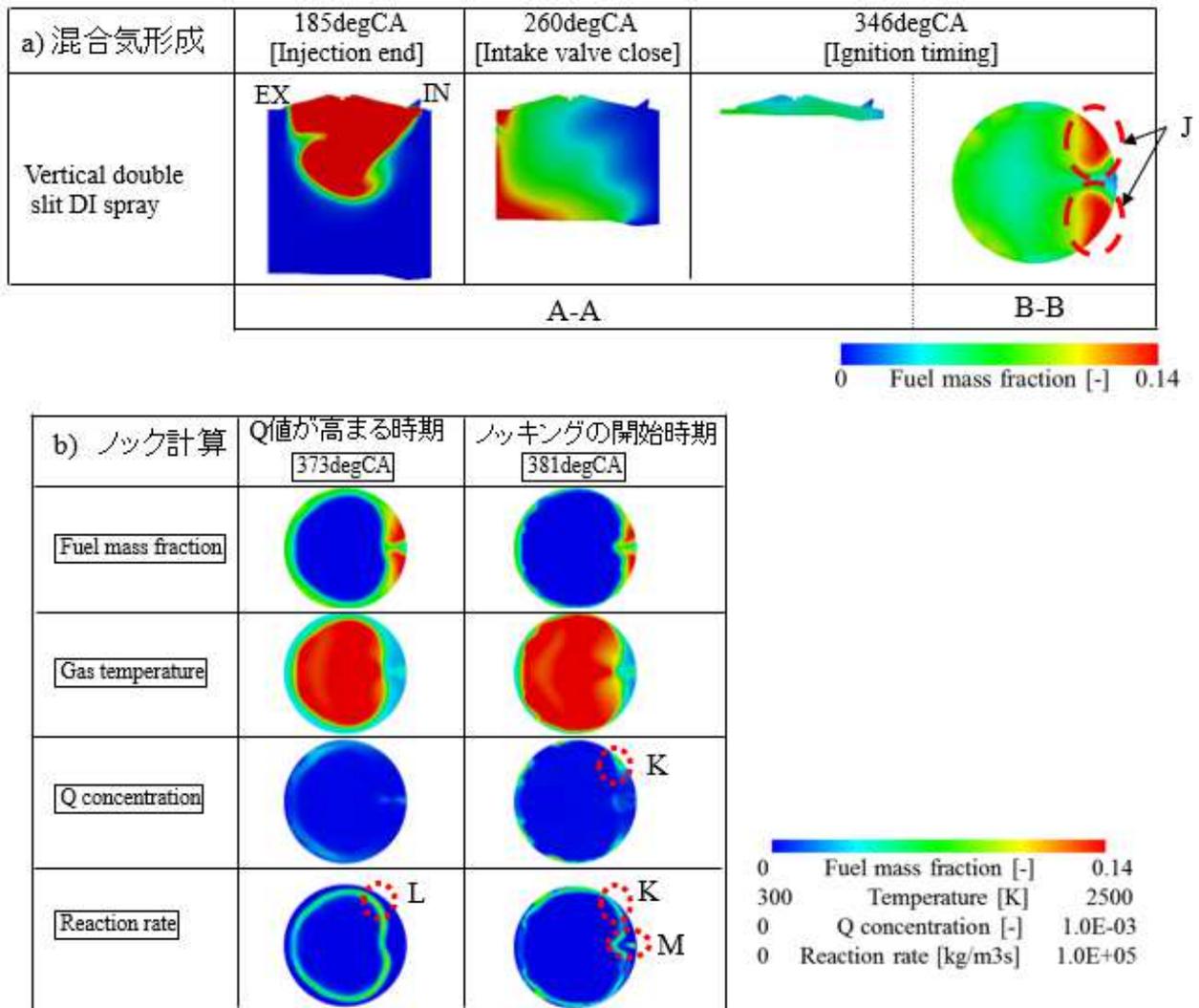


図 4.33 縦 2 液膜噴霧の解析結果

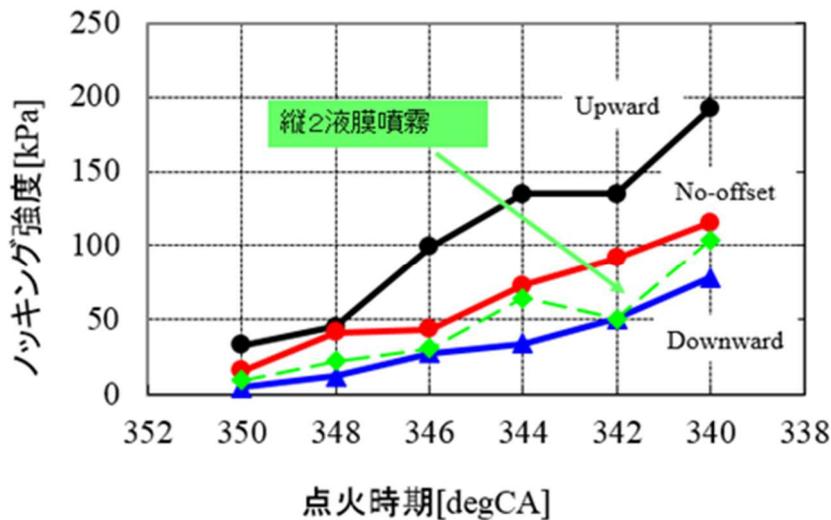


図 4.34 縦2液膜噴霧のノッキング強度計算結果

#### 4.4.7 まとめ

直噴ガソリンエンジンの混合気配置とノッキングの関係に着目して解析を行った結果、以下の知見を得た。

- (1) 理想的に均一な混合気が得られた場合では、火炎面の進行は吸気側と排気側の4隅でおそくなり、吸気側がノッキングの起点となる可能性が高く、均一な混合気がノッキングをコントロールする上で必ずしも最善ではない。
- (2) 一般のペントルーフ形状燃焼室で点火プラグが排気側にオフセットした位置にあっても、最終的に火炎面が壁近傍に到達する時点で真円に近い形状であることがノッキングを抑制する上で有利である。
- (3) (2)のような状態が実現できない場合、火炎面の進行が遅い領域については、局所的にリッチ混合気領域を形成することで、自着火を防ぐ可能性がある。しかしながら、シリンダ全体の均一性を阻害するような場合には、ノッキングを抑制することが出来ても、燃焼速度が遅いため出力性能が低下することがある。
- (4) 今回の検討では、4.3項で選択された縦2液膜噴霧は吸気弁とシリンダ壁の接する部分近傍に局所的な濃混合気の分布がありながら、その他の領域では比較的均一な混合気分布を持つことが分かった、この特徴が、ノッキングを抑制しながらも出力性能を高める要因と考えられる。

以上のように混合気濃度の偏在とノッキング抑制には深い関係があると考えられる。

## 4.5 混合気分布と火炎伝播測定

### 4.5.1 目的

圧縮比向上はノッキング発生とトレードオフの関係であるが、4.4 項で混合気の形成プロセスによってノック発生に違いが出てくることが示された。本項では、燃焼室内に多数のイオンプローブを埋め込み、火炎伝播とノック挙動を観察することにより、圧縮比向上について火炎伝播の観点で検討する。

火炎伝播の計測としてイオンプローブ法は良く用いられてきたが、その多くはシリンダヘッドの燃焼室面だけにプローブが設置されている報告であり [27,28,88,89]、点火後の円周状に広がると思われる火炎形状を捉え切れていない。その他、吉山らのように、ガスケットにイオンプローブを設置して燃焼診断する方法 [25,91,] が報告されているが、燃焼室周囲壁に火炎が到達してからの解析になる。

筒内混合気分布とノック発生について正確な知見を得るには、燃焼室全面からの情報が必要で、4.4 項の計算から分かるようにバルブが接するシリンダ壁付近の情報は不可欠である。そこで、従来困難とされてきた往復運動する吸排気バルブの燃焼室表面にもプローブを埋め込むことに取り組んだ。[92]。本項では、この計測方法を用いて解析した結果を述べる。

### 4.5.2 火炎伝播計測イオンプローブ法と試験装置

今回使用した単気筒エンジンの諸元を表 4.8 に、燃焼室レイアウトと噴霧形状 2 種類を図 4.35 に示す。

基本的なイオンプローブの火炎伝播計測の原理は図 4.36 に示す通りで、イオンプローブに予め $-300\text{V}$  の電圧を掛け、火炎到達によりイオンプローブと接触することによる電圧変化を計測している。計測はクランク角と同期させ、 $0.1\text{ deg}$  毎の分解能で信号の立ち上がりイオン電流到達クランク角としている。イオンプローブ計測回路と装置の概要を図 4.37 と図 4.38 に示す。

エンジン諸元、運転条件の違い、すなわち筒内流動、点火プラグ数 (2 点点火)、直噴インジェクタ噴霧形状の違いによる燃焼室火炎伝播の違い、さらにそれに起因するノック発生の違いを研究対象として、燃焼室内に多数のイオンプローブを埋め込み、ノック有無での火炎伝播の違いについて調査した。[92]

イオンプローブの配置を図 4.39 に示す。シリンダヘッド燃焼室壁面に 28 本、吸排バルブ表面に各 3 本ずつ、シリンダヘッドガスケット部円周上に 40 本配置した。合計 80 本になる。計測は、100 サイクル計測し、アンサンブル平均して全体傾向を把握した。ただし特定の 1 サイクルの火炎伝播を見る場合は、平均化は実施していない。

表 4.8 単気筒エンジン仕様

排気量	0.58L
圧縮比	12.5
燃焼室	DOHC 4Valve
燃料圧力	12MPa
燃料インジェクタ	
直噴 1液膜噴霧	インジェクタ取り付け方向からの角度
	1) 上向き 6deg
	2) 下向き 6 deg
	3) 下向き 16 deg
直噴 2液膜噴霧	
	4) シリンダ内縦向き噴射

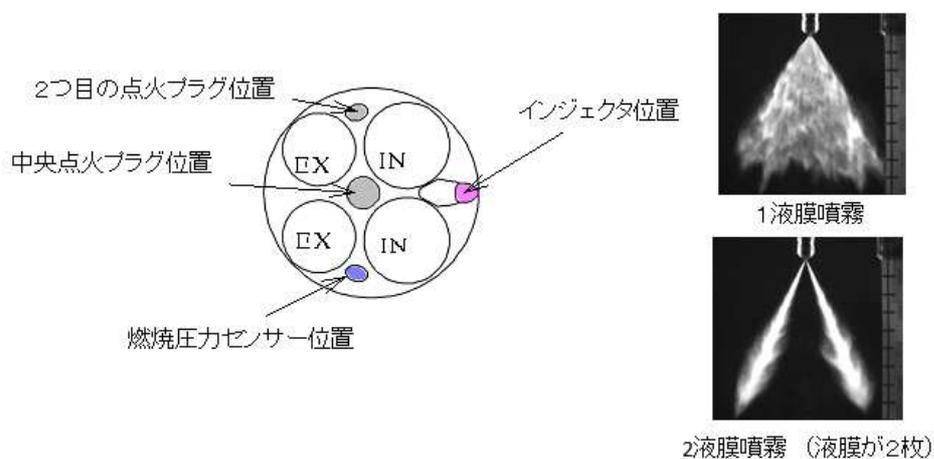


図 4.35 燃焼室レイアウトと噴霧形状

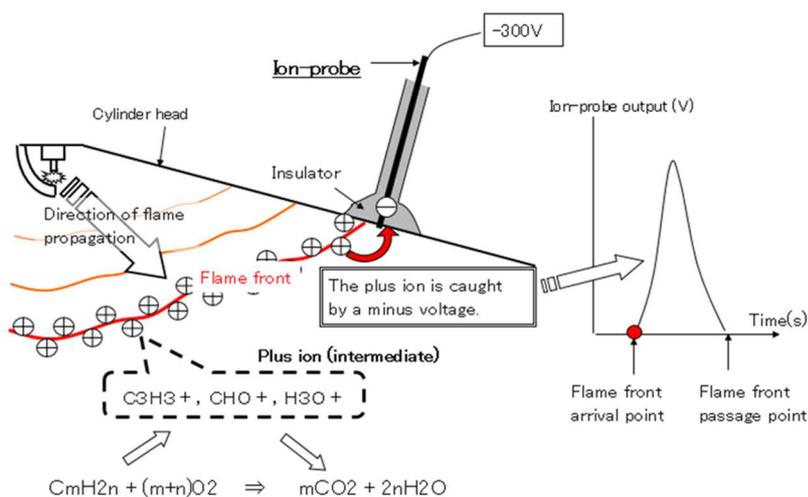


図 4.36 イオンプローブによる火炎伝播計測の原理

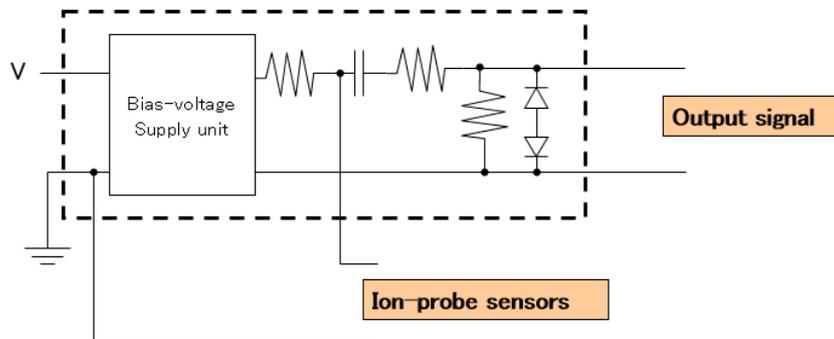


図 4.37 イオン電流検出回路

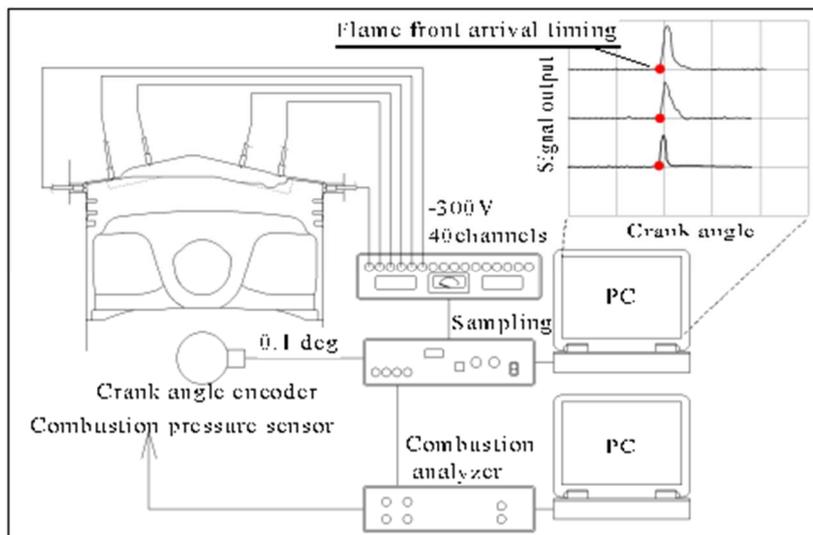


図 4.38 計測装置

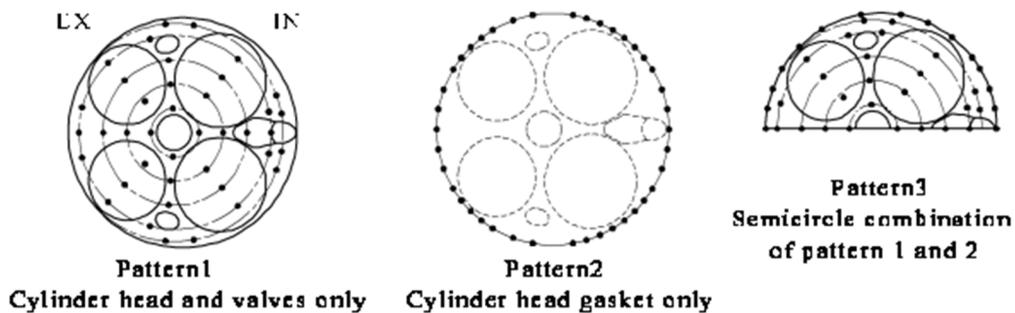


図 4.39 イオンプローブの配置

### 4.5.3 吸排気バルブ燃焼室面へのプローブ埋め込み効果

吸気と排気バルブにイオンプローブがある場合とない場合では、図 4.40 に示す通り燃焼火炎の形状が円形と四角形の違いがあり、特に図中点線で示した燃焼室の4隅への火炎到達時期の解釈に大きな差が現れる。

ここで、火炎伝播計測の識別表の見方は図 4.41 に示すとおりで、白色が燃焼上死点に火炎が到達した時点を示している。(－) は上死点前の時期であり、(＋) は上死点后を示す。色の割り振りは、黄色が 10 度毎の推移を示し、1 度毎に色を割り振って表現している。

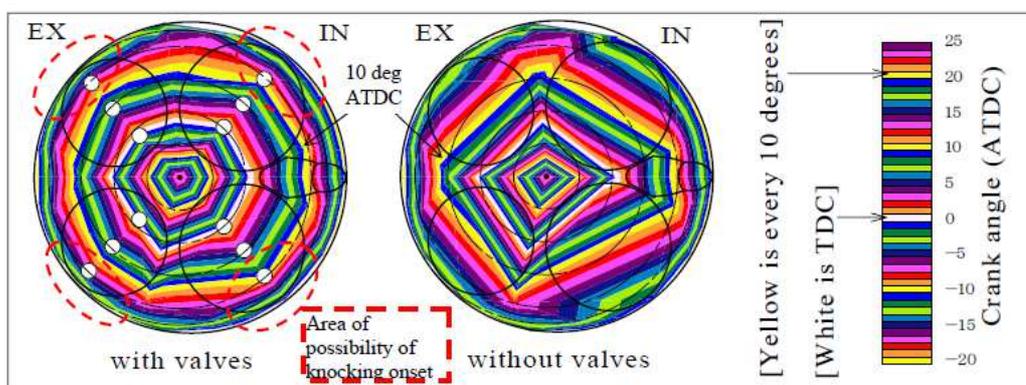


図 4.40 吸気、排気バルブへのイオンプローブの設置有無の影響

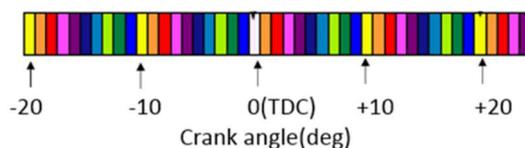


図 4.41 火炎伝播時期の識別表示

#### 4.5.4 試験条件

火炎伝播計測は、2000rpm WOT A/F=12.5 にて下記の試験条件のもと実施した。

- (1) 噴射方向角度比較は図 4.42 に示すように、インジェクタ据付け軸線（水平面から 29 度）に対し、6 度上方、6 度下方、16 度下方の 3 通りを実施している。これは 4.4 項で実施した試験と同様の混合気形成における火炎伝播について考察するためである。

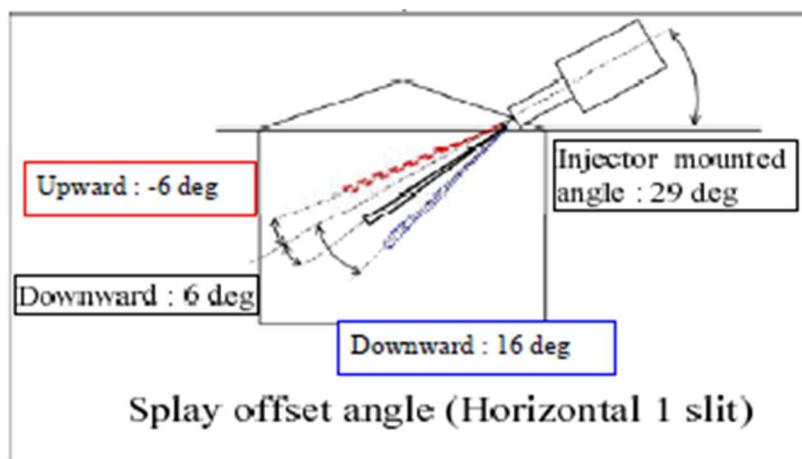


図 4.42 燃料の噴射方向

- (2) 噴射噴き終わり時期比較 : 180,240,300 degBTDC  
 (3) スワール : 吸気片弁停止により、平均スワール比 0.6  
 (4) 2 点点火との比較 : 燃焼室サイド部に第 2 のプラグ追加  
 (5) PFI との比較

以上の試験条件を表 4.9 にまとめて示す。

表 4.9 試験条件のまとめ

項目	直噴インジェクタ	噴射終わり時期 (EOI)	
1) 噴射方向比較	水平 1 液膜噴霧	180deg BTDC	
			上向き 6deg
			下向き 6deg
2) 噴射時期比較	縦 2 液膜噴霧	180deg BTDC	
		240deg BTDC	
		300deg BTDC	
3) スワールの影響			
4) 2 点点火の影響		240deg BTDC	
5) 吸気ポート噴射	吸気ポートインジェクタ	450deg BTDC	

#### 4.5.5 同一点火時期での火炎伝播比較試験

本項の試験では、点火時期は 17deg BTDC として、各プローブへの火炎到達クランク角度時期を 100 サイクルアンサンブル平均した結果を示す。

ここで、噴射タイミング：EOI=End Of Injection、BTDC=Before TDC で 0 deg は燃焼上死点、180deg は圧縮始まりの下死点、360deg はオーバーラップ上死点を示す。

##### 4.5.5.1 直噴 1 液膜噴霧：噴射方向の検討

この場合の火炎伝播結果は図 4.43 の通りで、0deg ATDC (白線)での火炎位置を比較すると明らかに下向き 16 度の噴射方向の火炎伝播が遅い。図 4.44 に示す燃焼質量割合 10-90%の燃焼期間の長さでもその傾向は同じである。下向き 6 度の場合と上向き 6 度の場合では、火炎伝播計測では、6 度下向きがやや火炎伝播が速いように観察されるが、燃焼質量割合ではその差は小さく、はっきりした相関は見られない。

いずれにしても、燃料を下向きで壁面近傍に近くなる方向に噴射すると、良好な燃焼は得られない。この結果はスワール噴霧を使った試験結果の図 4.17 と合致している。

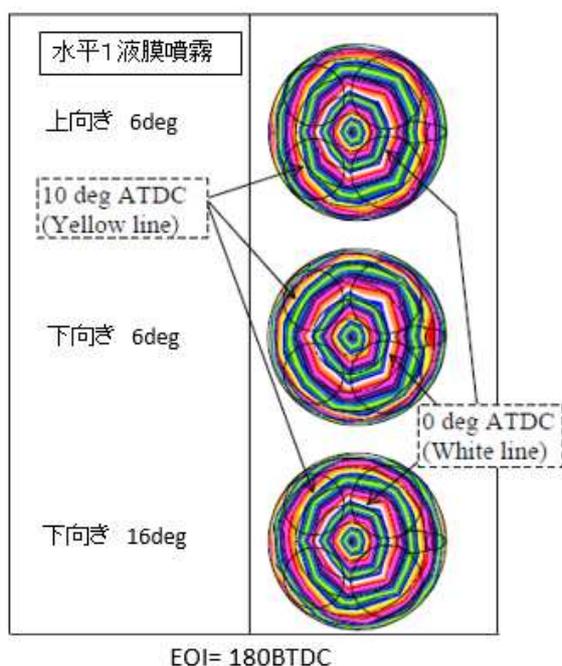


図 4.43 1 液膜噴霧の噴射方向違いの火炎伝播

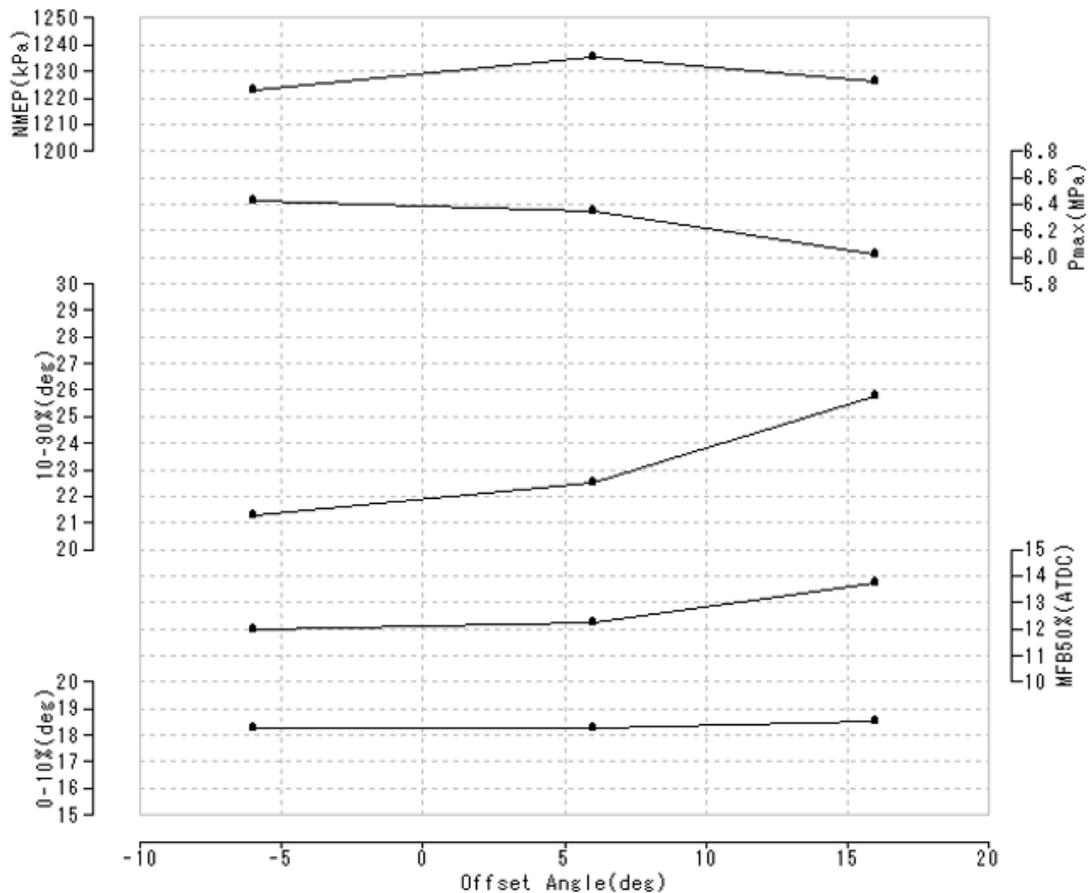


図 4.44 1 液膜噴霧の噴射方向違いによる燃焼解析

#### 4.5.5.2 噴射時期変更試験 (縦 2 液膜噴霧)

縦 2 液膜噴霧の噴射時期変更による試験結果を図 4.45 に示す。図 4.43 の水平一液膜噴霧はどの方向への噴射でも全体的に IN-EX 方向への火炎伝播が遅く、形状としては楕円であるのに対して、縦 2 液膜噴霧の火炎伝播は全体的にボアに対して同心円状である。なお、EOI300degBTDC では、排気バルブのプロープ不調によりデータがないため、EOI 180 deg BTDC , 240 deg BTDC と比べて、排気バルブ付近の等高線分布が凹形状になっている。(図 4.45 右図内白点線部分)

噴射時期については、EOI 300degBTDC,240 degBTDC ,180degBTDC と遅角するほど火炎伝播が速くなっている。図 4.46 の燃焼解析による主燃焼期間も同様に進角するほど短くなっており、イオンプローブの結果と一致している。EOI 300degBTDC と 240degBTDC では、吸気バルブが開いており、縦 2 液膜噴霧と吸気バルブの干渉による混合気形成への影響があり得る。

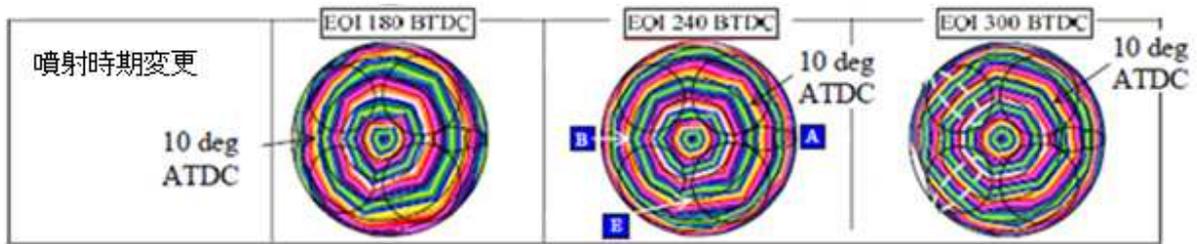


図 4.45 縦 2 方向噴霧、噴射時期変更による火炎伝播比較

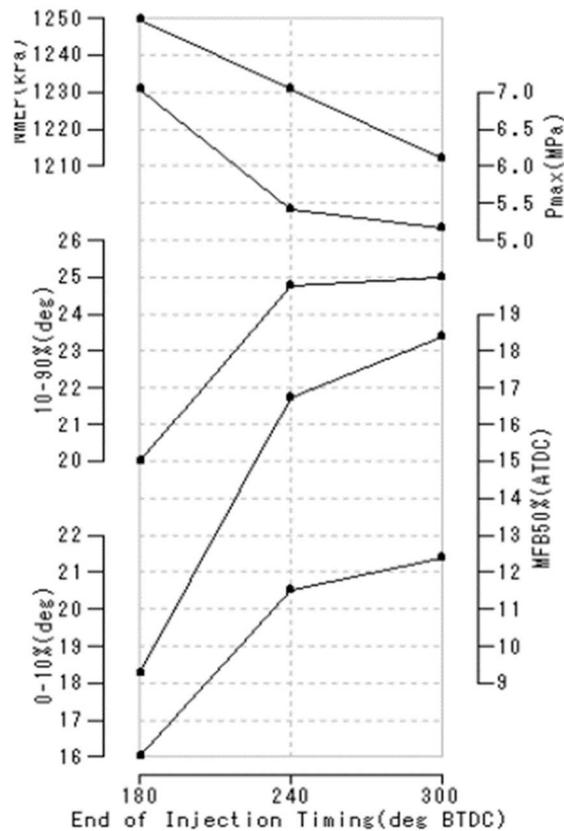


図 4.46 縦 2 方向噴霧、噴射時期変更試験

#### 4.5.5.3 筒内流動スワール強化：（縦 2 液膜噴霧）

図 4.47 に示すように、吸気側ではリア方向、排気側ではフロント方向に火炎の進展促進が見られる。図 4.48 の燃焼解析からは、スワール比(Rate of Swirl)が高まると、燃焼期間、0-10%MFB、10-90%MFB が短くなり、Pmax が高くなり、出力(NMEP)が向上する。なお、この 2000rpm, WOT 試験では、片弁休止による吸入空気量の低下はないので、出力向上は体積効率 Up によるものではなく、混合気形成による燃焼効率向上の結果と考えられる。

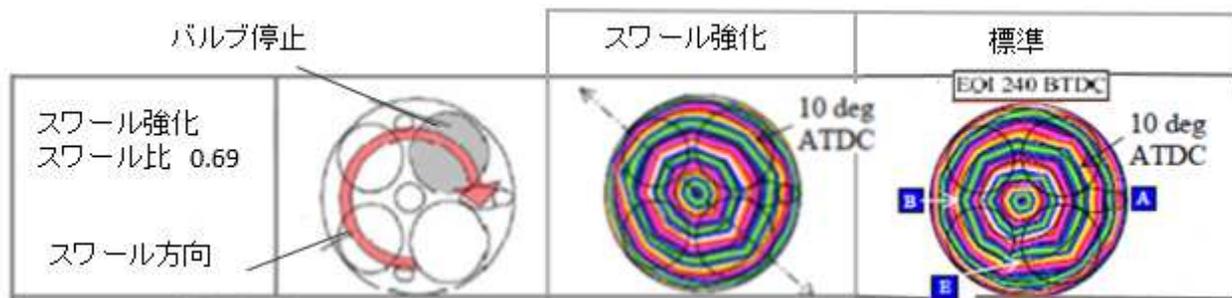


図 4.47 スワール強化の影響による火炎伝播比較

< 燃焼解析結果 >

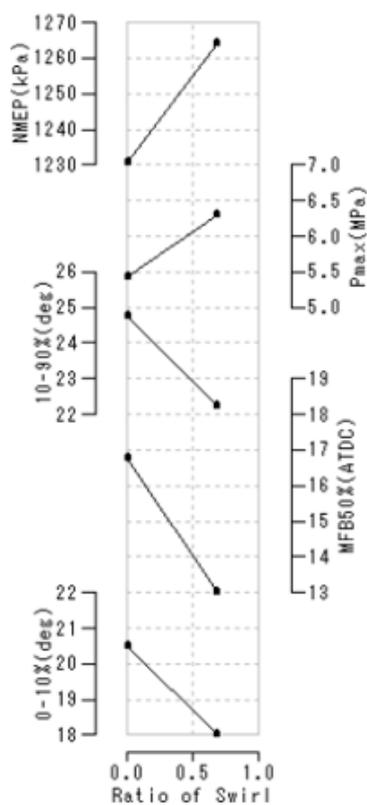


図 4.48 スワール強化試験

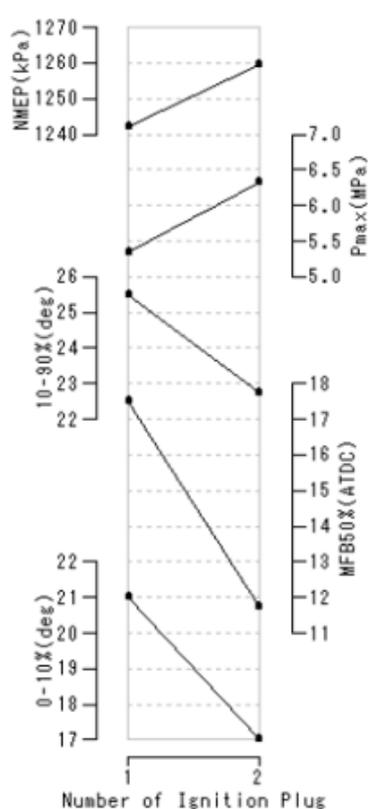


図 4.49 2点点火試験

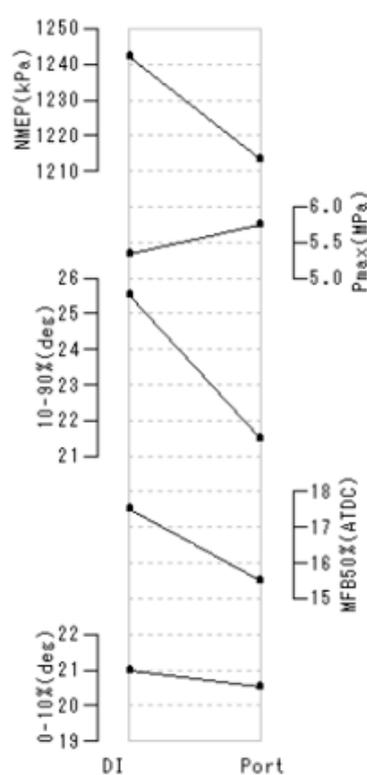


図 4.50 吸気ポート噴射と直噴

4.5.5.4 2点点火：（縦2液膜噴霧）

図 4.51 の火炎伝播計測から 2 点点火の場合は、IN-EX 方向に向かって火炎を押し広げるように作用していることが分かる。追加プラグからの火炎伝播が中央点火に向かって楔を打ち込むような形状になることが特徴的である。但し、図中 A、B への火炎の到達時期は 1 点点火とほぼ同等である。図 4.49 の燃焼解析結果から、2 点点火の方が初期燃焼期間で 4.0degCA、主燃焼期間で 2.5degCA 短縮され、Pmax は 2.0MPa 高くなっていることが分かり、

燃焼効率 は 2 点点火の方が高い。



図 4.51 2 点点火の影響

#### 4.5.5.5 吸気ポート噴射 (PFI) と縦 2 液膜噴霧 (DI) の比較

図 4.52 より、吸気ポート噴射 (PFI) では直噴 2 方向噴霧 (2 Direction DI) と比べて、吸排方向 (図中 G、H) への火炎伝播が早い。図 4.50 (前頁) の燃焼解析では、初期燃焼期間は同等であるが、主燃焼期間になると吸気ポート噴射の方が 4.0degCA 短く、Pmax はわずかであるが 0.5MPa 高い。このように PFI の方が燃焼効率は高いと考えられるが、NMEP は DI より 30kPa ほど低下している。この実験では燃料蒸発による筒内冷却効果で DI の体積効率が PFI より 5% 高かったことが理由として考えられるが、NMEP としては 2.4% しか高くなっていない。つまり、直噴 2 方向噴霧エンジンでは燃焼効率と空気利用率の点で改善の余地があることを示している。

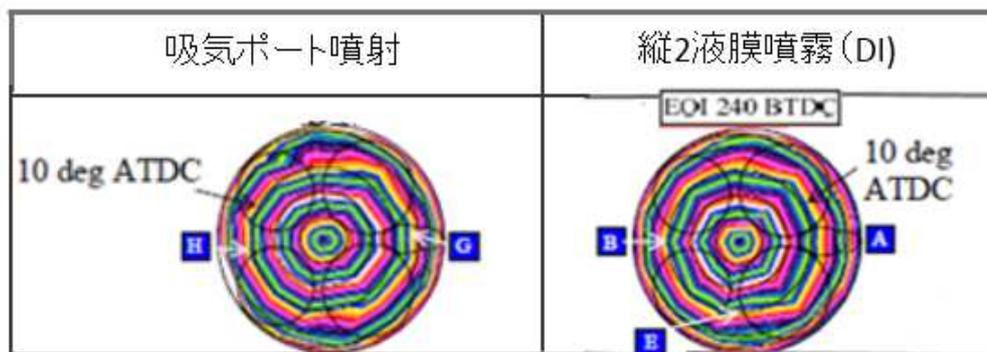


図 4.52 吸気ポート噴射と直噴 2 方向噴霧の比較

#### 4.5.6 ノック発生有無による火炎伝播比較

ノッキングは定常的な現象ではなく、極めてランダムな現象である。今回の 100 サイクル計測において、同一点火時期であっても、サイクル毎に観察するとノック発生のあるサイクルとノック発生がないサイクルが計測されている。その違いについて噴霧形状、点火数、筒内流動の観点から火炎伝播を計測した結果を、図 4.53 に 1 液膜噴霧、図 4.54 に縦 2 液膜

噴霧、図 4.55 にスワール噴霧、2 点点火、ポート噴射の比較として示す。図中の上段にノック発生あり、下段にノック発生なしの火炎伝播図を示している。

先ず、図 4.53 1 液膜噴霧と図 4.54 縦 2 液膜噴霧で共通していることとして、ノック有りの場合は全体的に火炎が速くボアに到達しているが、点火プラグからの火炎伝播の広がり、シリンダ壁からの反射波により、図中 C、F で示す部分に代表されるボア中心に押し戻されるような楔形状が認められる。特に吸気スキッシュ部、シリンダーボアに近い吸気バルブ部にその楔形状が認められる。

1 液膜噴霧の噴射方向の違いについては、図 4.53 のノック有りの-10degATDC の黄色線で見られるように Upward-6deg の場合は IN 側に凸の火炎形状で伝播していくのに対して、Downward 6deg ではほぼフラット形状になり、Downward 16deg では凹の形状になっている。すなわち噴霧方向が下側になるにつれて、IN 側への火炎伝播が遅くなっている。ノックなしの場合も 4.5.5.1 項で述べたように IN-EX 側への火炎伝播は遅く、全体の火炎形状は楕円型である。

縦 2 液膜噴霧の場合の図 4.54 を見ると、1 液膜噴霧に比較してどの噴射時期でも IN-EX 方向への火炎伝播が早く、全体の火炎形状はボアに対してほぼ同心円上もしくは四角形である。ボア全体に火炎伝を等速度で伝播させることが理想と考えた場合、1 液膜噴霧よりも縦 2 液膜噴霧の方が好ましいと考えられる。EOI180BTDC のノックありの場合が、その中でも円形に近い。また、燃焼が遅い EOI300deg では、ノックの起点が吸気側 F 部になることが分かる。

図 4.55 は火炎伝播強化によるノック有無の火炎伝播について、ポート噴射と直噴縦 2 液膜噴霧のスワールありと 2 点点火について比べている。スワール有りと 2 点点火の場合にはノックの起点は G 部、H 部に見られるように吸気側にあることが分かる。ただし、ポート噴射の結果では、ノック有りの場合でも上述の自着火の傾向が見られず、ノックなしの場合に J 部、K 部、L 部の自着火によると思われる楔型形状が見られる。この原因としては、イオンプローブの信号は図 4.36 に示した計測原理図のように燃焼室壁近傍の情報である為で、壁から離れた空間のノック現象について補足出来ない場合があるものと考えている。将来的には、3 次元的な空間情報を的確に検知出来る計測方法が望まれる。

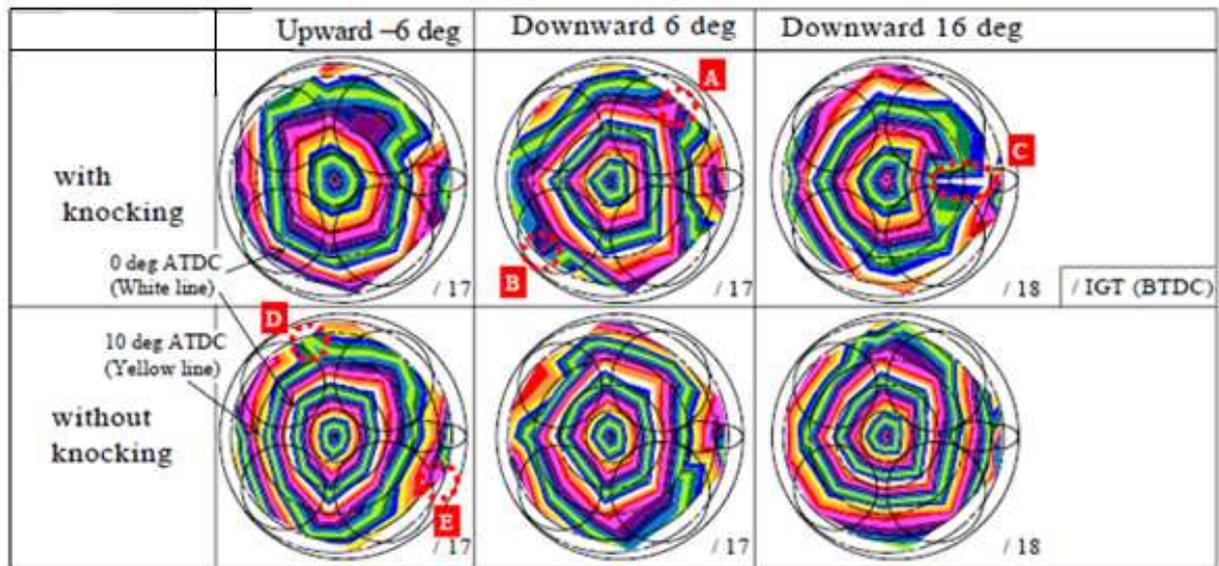


図 4.53 1 液膜噴霧 (1Slit 噴霧) 方向違いによる火炎伝播  
(図中右下数字は点火時期)

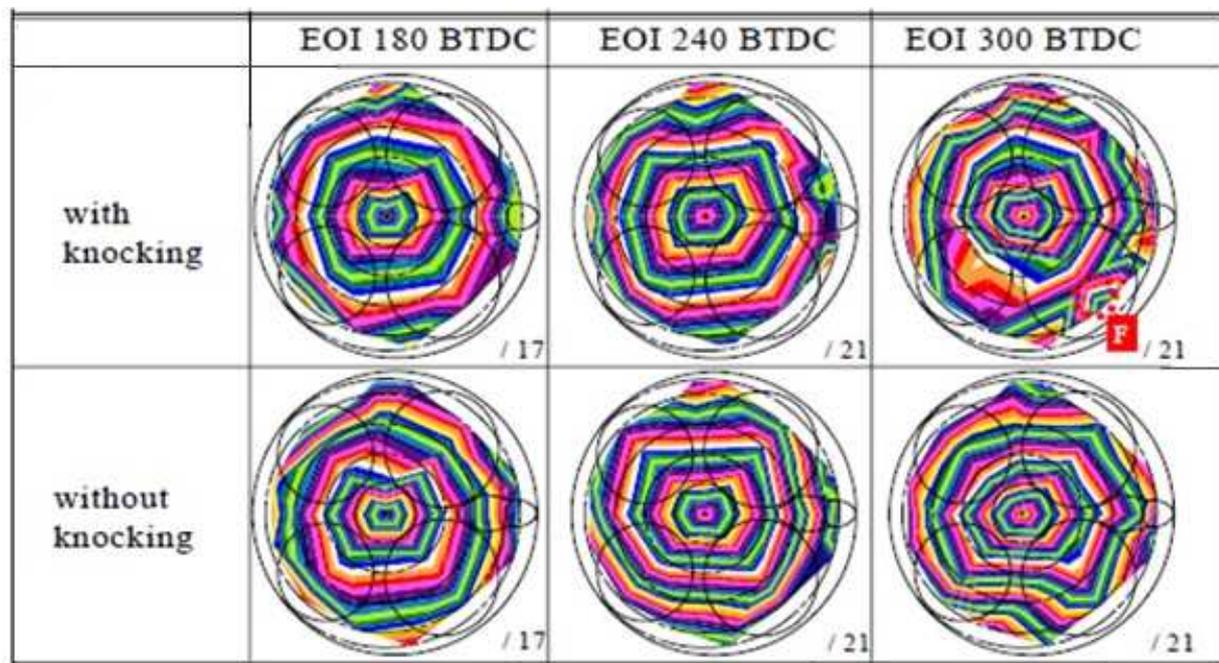


図 4.54 縦 2 液膜噴霧 (2 Slit 噴霧) 噴射時期による火炎伝播  
(図中右下数字は点火時期)

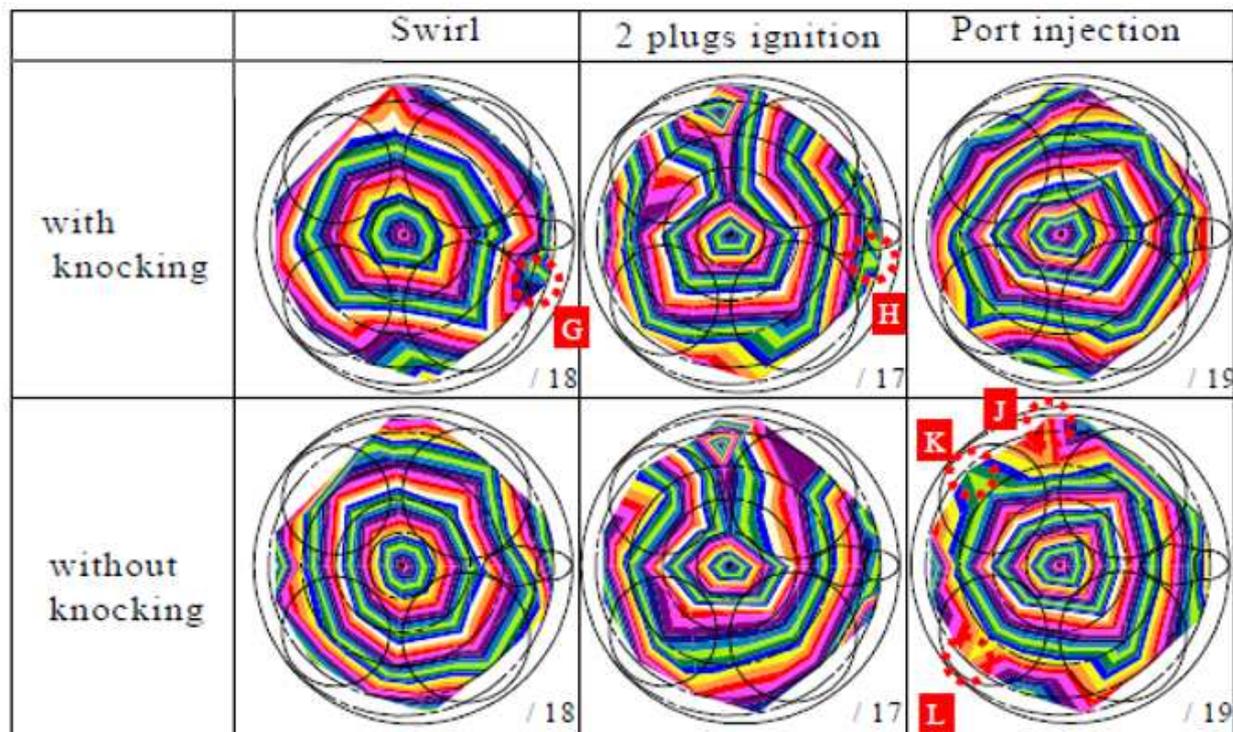


図 4.55 縦 2 液膜噴霧、筒内スワール流動、2 点点火とポート噴射の比較

(図中右下数字は点火時期)

図 4.56 に点火プラグからの火炎伝播（上図）と燃焼圧力（下図）について、ボーダーラインノックレベル運転中でノックが発生している代表的なサイクルと発生していないサイクルとの比較を示す。

図の上部の縦軸は、点火プラグからプローブ埋め込みポイントまでの距離で、約 50mm がシリンダーボアの位置となる。横軸はその位置での火炎到達クランク角を示している。この上下図から火炎がシリンダーボアに到達したタイミングと筒内圧にノック波形が現れるタイミングはほぼ一致していることが読み取れる。

この関係について、自然吸気エンジンと過給エンジンについて、100 サイクル分プロットすると、図 4.57 が得られた。火炎がシリンダ壁に到達するタイミングが早いほどノック振幅が大きくなり、ノック開始タイミングも早くなるという線形性が見られる。

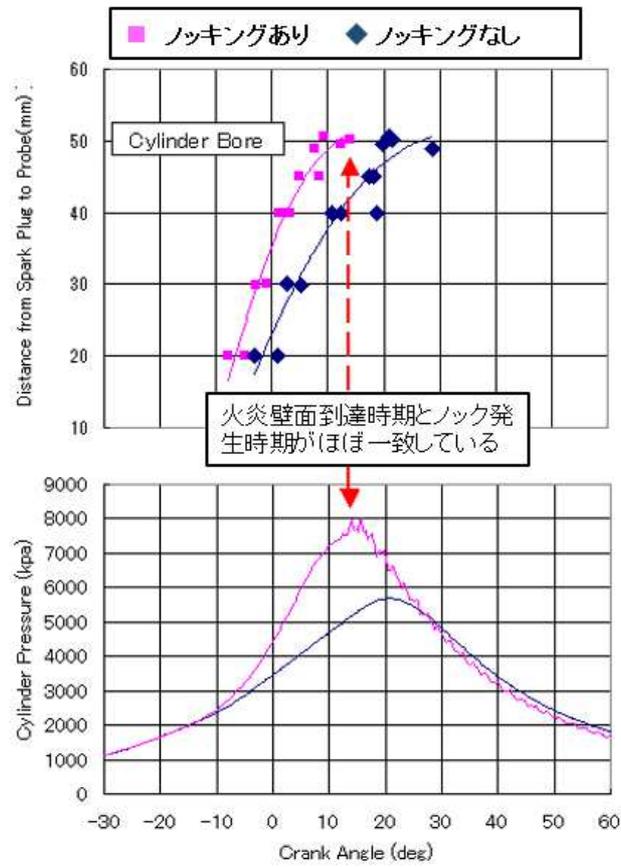


図 4.56 火炎がシリンダ壁に到達する時期とノックが出現する時期（単サイクル）

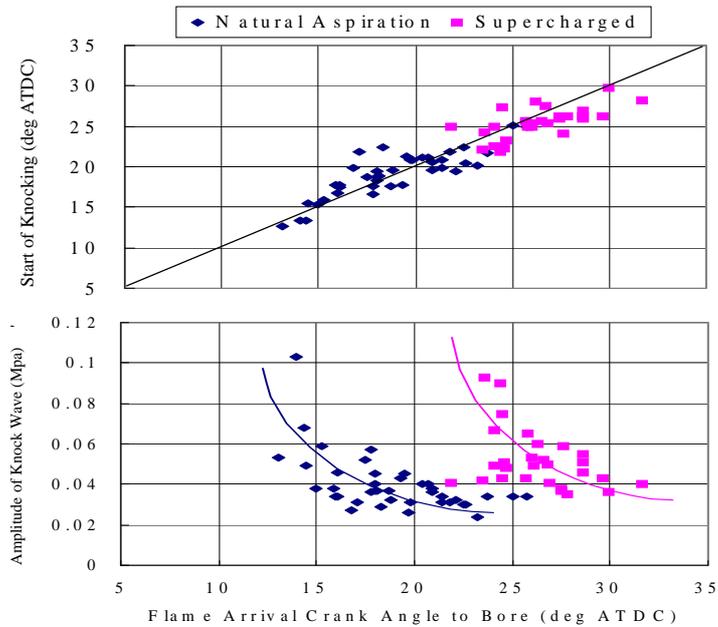


図 4.57 火炎がシリンダ壁に到達する時期とノック発生時期の相関

#### 4.5.7 イオンプローブ法による火炎伝播計測のまとめ

吸排気バルブ燃焼室面にイオンプローブを設けることにより、燃焼室内火炎伝播観察の精度が向上し、以下の知見を得た。

- (1) 運転条件の違いによる燃焼室全体に波及する火炎伝播の違いを識別することが可能となった。
- (2) 水平1液膜噴霧の噴射方向試験から、噴霧噴射方向が下側になるほど吸気側への火炎伝播が遅くなることが明らかになり、これが燃焼速度を遅くしていると考えられる。  
この結果はスワール噴霧の試験の傾向と一致している。
- (3) 縦2方向液膜噴霧は水平1液膜噴霧よりも火炎形状がボアに対して同心円形状に近く、ボア全体に等速度で火炎伝播させるには有効である。
- (4) 火炎伝播強化としての筒内スワールと2点点火は火炎形状が違うもののIN-EX方向への火炎伝播を早めている。
- (5) ポート噴射の試験では、ノッキングなしの場合でも楔型の火炎伝播形状が観察された。  
この点は、3次元の火炎伝播計測などの新たな解析手段が求められる。
- (6) 火炎がシリンダーボアに達するタイミングは、ノッキング発生タイミングおよびノッキング強度と強い相関がある。

尚、このイオンプローブの計測手法は、塚原、田中ら [93] により燃焼室2箇所燃焼圧力波形の位相差を用いたノッキング発生位置の特定への応用研究と、初期火炎の変動が全体の火炎伝播変動に強い相関を持つことを解明した燃焼変動の研究 [94] に拡張されており、今後の発展が期待される。

## 4.6 燃焼変動抑制による高圧縮比化の余地について

### 4.6.1 目的

ガソリンエンジンの圧縮比を高めるには、前項で述べたように火炎伝播による変動要素を加味したノッキング抑制が重要である。本項では、圧縮比が異なる吸気ポート噴射（PFI）エンジンと直噴（DI）エンジンによるノッキングの大きさと燃焼圧力変動について関連を把握する。

加えて、4.5.6 項で示した火炎伝播のサイクル変動に強い影響を与える筒内流動に着目して、その変動要因の一例として、市販エンジンの吸気バルブ挙動について取り上げる。

### 4.6.2 燃焼最大圧力変動とノッキング強度の関係

ノッキング強度が中程度の燃焼波形を多サイクル計測すると、ノッキング強度のほとんど見られないサイクルから、小さいサイクル、大きいサイクルまでランダムに生じる。図 4.58 に 100 サイクル計測した中から代表的なサイクルとして、図 4.15 で定義したノッキング強度として、ノックなし、小、中、大の 4 種類に分類される典型的なサイクルの燃焼波形とノッキング波形を示す。

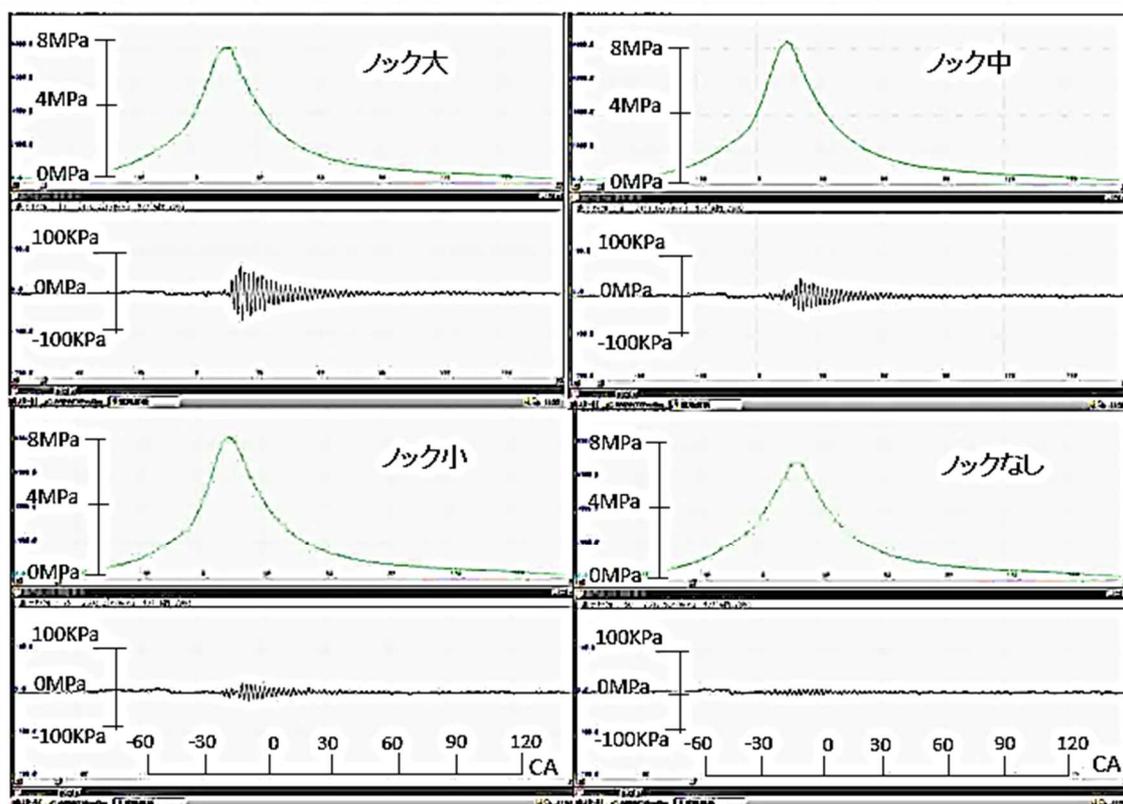


図 4.58 実サイクルの変動例

ここで、ノッキングの大、中、小、なしの、ノッキング強度は、ノックなし=3Kpa 以下、ノック小=14kpa, ノック中=28kPa, ノック大=42kPa に相当する。

次に、ノッキング強度について、ノックなし、小、中、大の4種類に分類される100サイクルの燃焼波形を重ね書きして、燃焼変動を観察する。PFIについて図4.59に、DIについて図4.60に示す。エンジン回転数は2400rpm, WOT 運転で、PFI、DIともに試験エンジンは6気筒エンジンで、ボア94mm ストローク83mm、圧縮比はノッキング調査を目的にしているので高めの12.8としている。このエンジンには直噴インジェクタとポート噴射インジェクタが装着されており、DIの試験の場合、PFIのインジェクタは使用していない。逆にPFIの試験の場合、DIインジェクタは使用していない。DIの噴射時期はEarly InjectionでEOI 260 deg CAである。

ノック強さは、PFI、DIともに、ノックなしは12 degBTDC, ノック小は13degBTDC, ノック中は14degBTDC, ノック大は15degBTDCと点火時期を進角変更して調整している。

PFIとDI双方とも、ノッキングがほとんどないとされたサイクル群では、ノッキング有りのサイクルと比較してPmaxは低いことは図4.59と図4.60から明らかであるが、ノッキング小、中、大と評価されたサイクルの燃焼波形にはマクロ的に大差がない。ノッキング強度は、衝撃波の高周波成分とその頻度による意味合いが強いことが分かる。実エンジン開発では、高強度のノッキングを回避するように点火時期の遅角とA/Fのリッチ化を実施する場が殆どで、この適合方法に依存する限り、燃料消費率の向上には限界がある。逆説的には、エンジン燃焼コンセプト自体が、高強度ノッキングの発生頻度を低くするように設計出来れば、点火時期を進角設定して、その分だけ熱効率を向上させることが出来ると言える。

そこで、次項ではマクロ的にはPFIとDIで燃焼圧力変動に有意差が見られなかった、燃焼波形について燃焼最大圧力の変動に着目して解析を試みる。

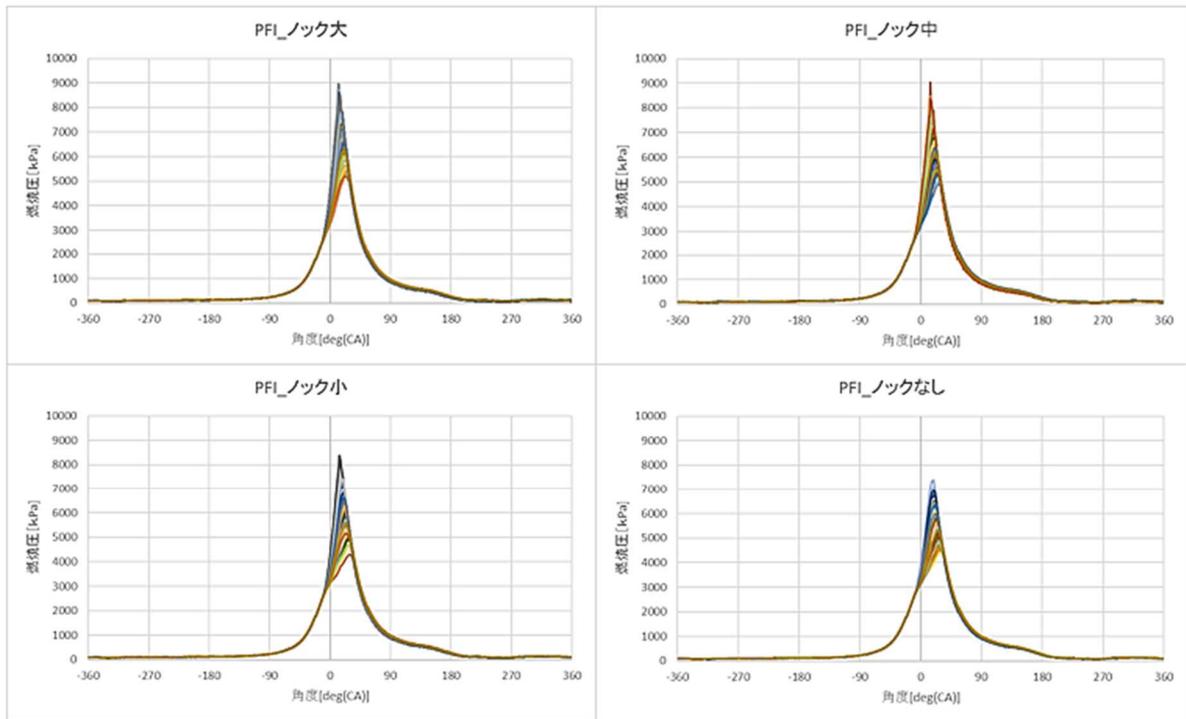


図 4.59 ポート噴射エンジンの燃焼変動

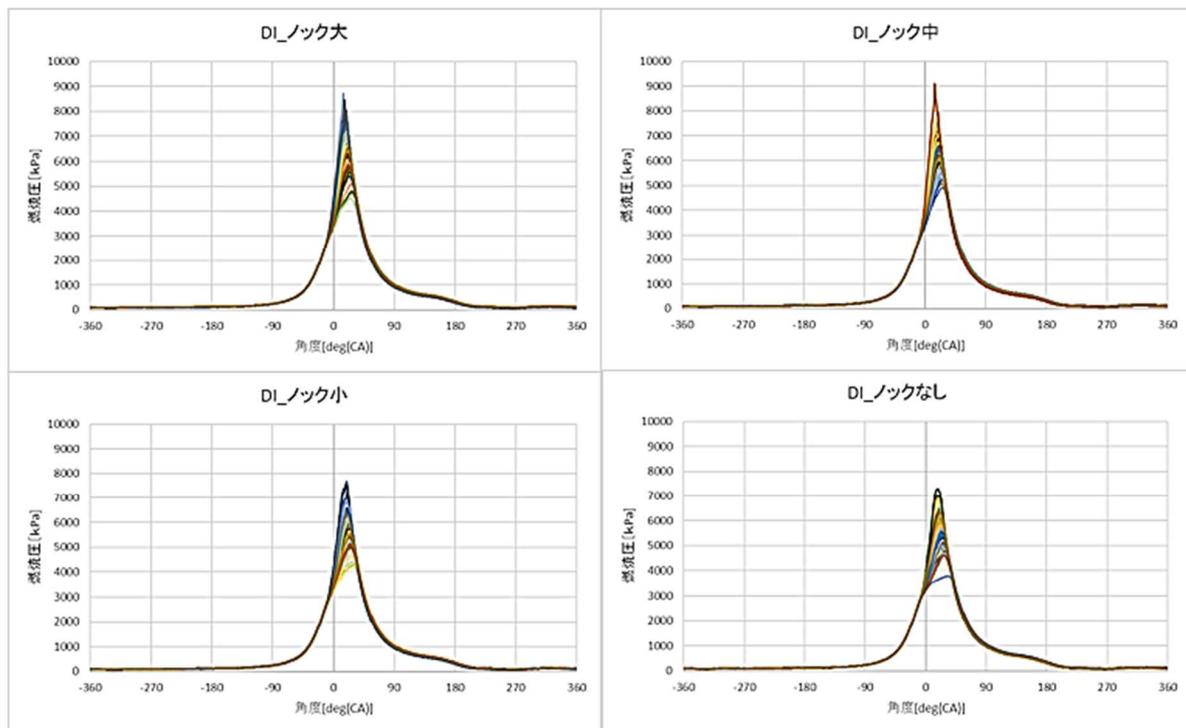


図 4.60 直噴エンジンの燃焼変動

### 4.6.3 PFI と DI の燃焼最大圧力変動とノッキングの考察

ノッキングの聴感評価による大きさや燃焼のばらつきについて、100 サイクルの燃焼解析を実施して、ポート噴射（PFI）と直噴（DI）で比較した。燃焼最大圧力（ $P_{max}$ ）の最大値と最小値について、図 4.61 に示す。

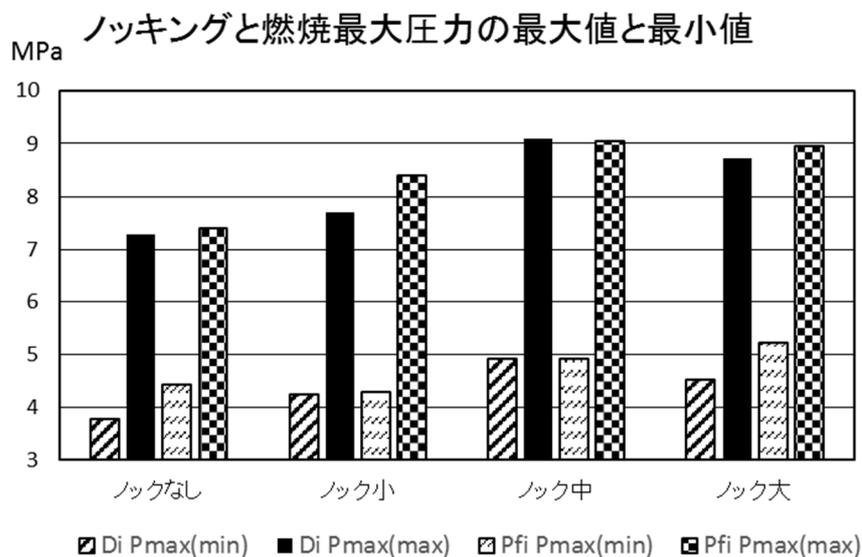


図 4.61 ノッキングの大きさや燃焼最大圧力

ノッキングの大きさが、ノックなしから小、中、大と大きくなるにつれて、250 サイクル中の最大  $P_{max}$  は大きくなる傾向があるが、中と大では、DI、PFI とも  $P_{max}$  の優位差はない。 $P_{max}$  の変動について、 $P_{max}(max)$  と  $P_{max}(min)$  の差を取ると図 4.62 が得られる。

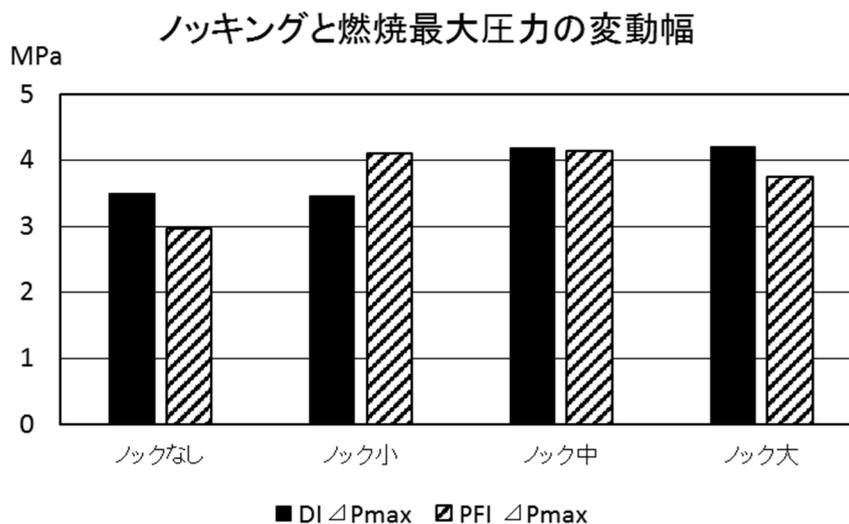


図 4.62 ノッキングの大きさや燃焼最大圧力変動値

PFI と DI とともに、3~4MPa レベルの Pmax にばらつきがあり、Pmax の最大値 が 9MPa であるので、30%~44%近い Pmax 変動が起きていることになる。

次に PFI と DI でノック大、中、小、なしについて、燃焼圧力が最大となるクランク角度を横軸に、その時の Pmax 値を縦軸にプロットすると、それぞれ図 4.63,図 4.64, 図 4.65, 図 4.66 が得られる。Pmax 頻度分布を計算して、75%~83%に入る値を示す領域を図中に楕円で示してある。これらの図から、ノックの大小、有無に関わらず、PFI と DI では Pmax と Pmax を与えるクランク角度の関係は殆ど同一の曲線上にある。その上で、PFI はノックが大きくなるにつれて、Pmax 値が高い領域の分布が広くなり、そのクランク角度も上死点に近い値を取っている。以上のように、マクロ的に同様に見える燃焼変動でも、PFI と DI では燃焼最大圧力分布が異なることが明らかになった。

このことは同じノック頻度、強度であっても、DI では急激な圧力上昇となるサイクルが少なく、燃焼最大圧力変動の観点から PFI より圧縮比を上げて、熱効率を向上させやすいことが分かる。

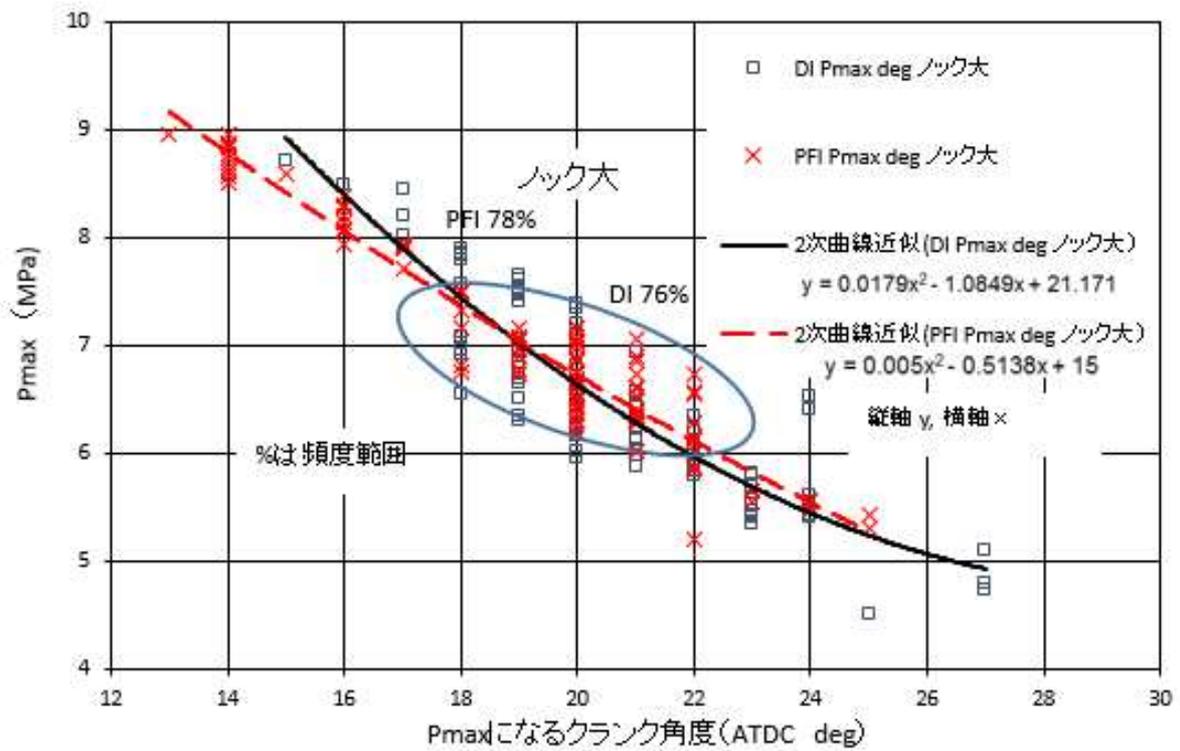


図 4.63 ノッキング大、 Pmax とその発生クランク時期

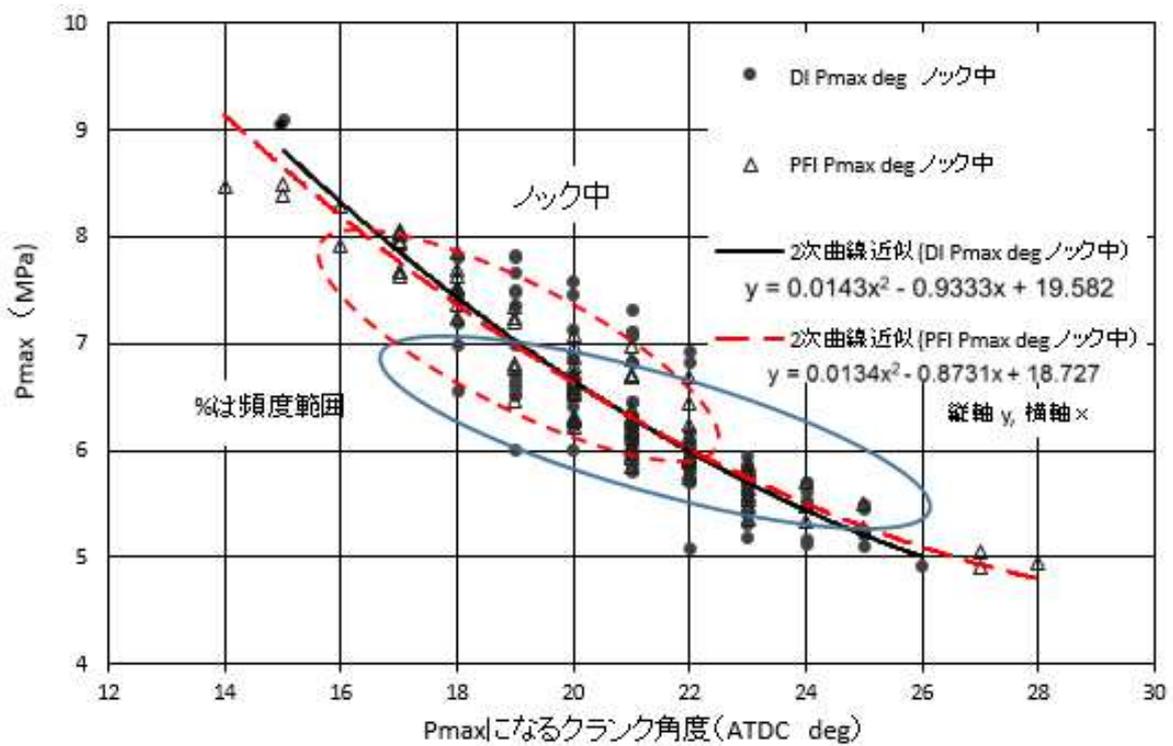


図 4.64 ノッキング中、 Pmax とその発生クランク時期

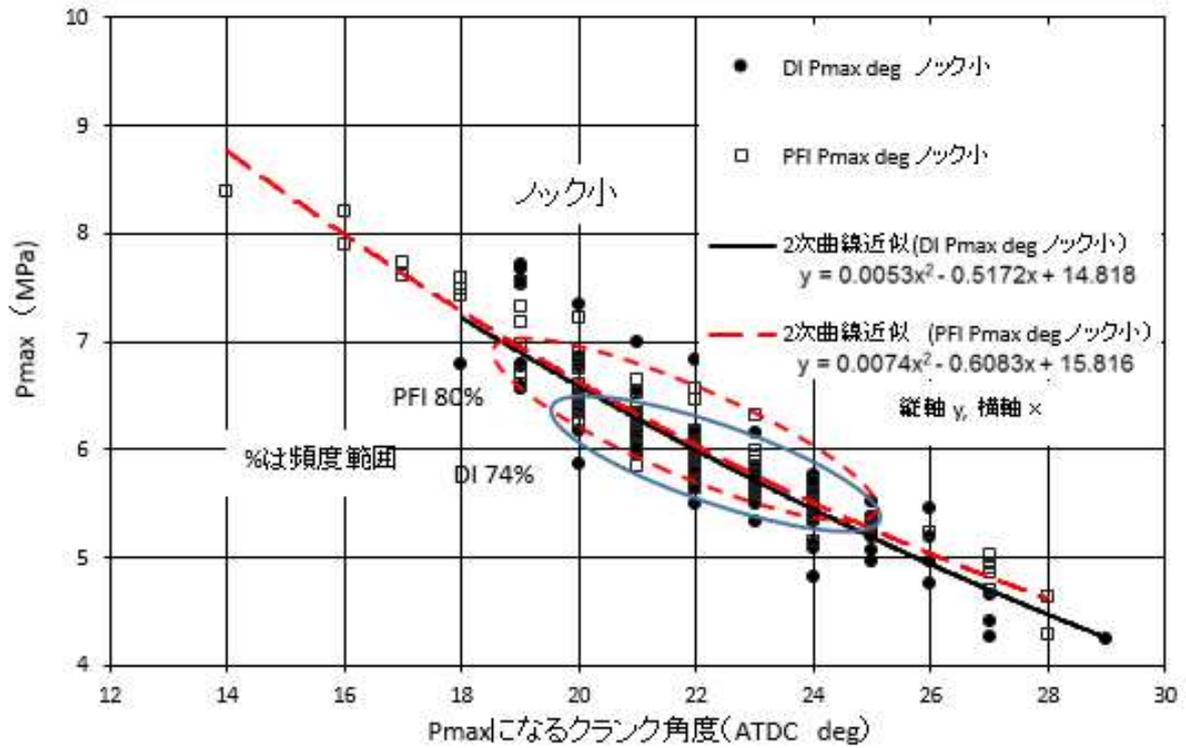


図 4.65 ノッキング小、 Pmax とその発生クランク時期

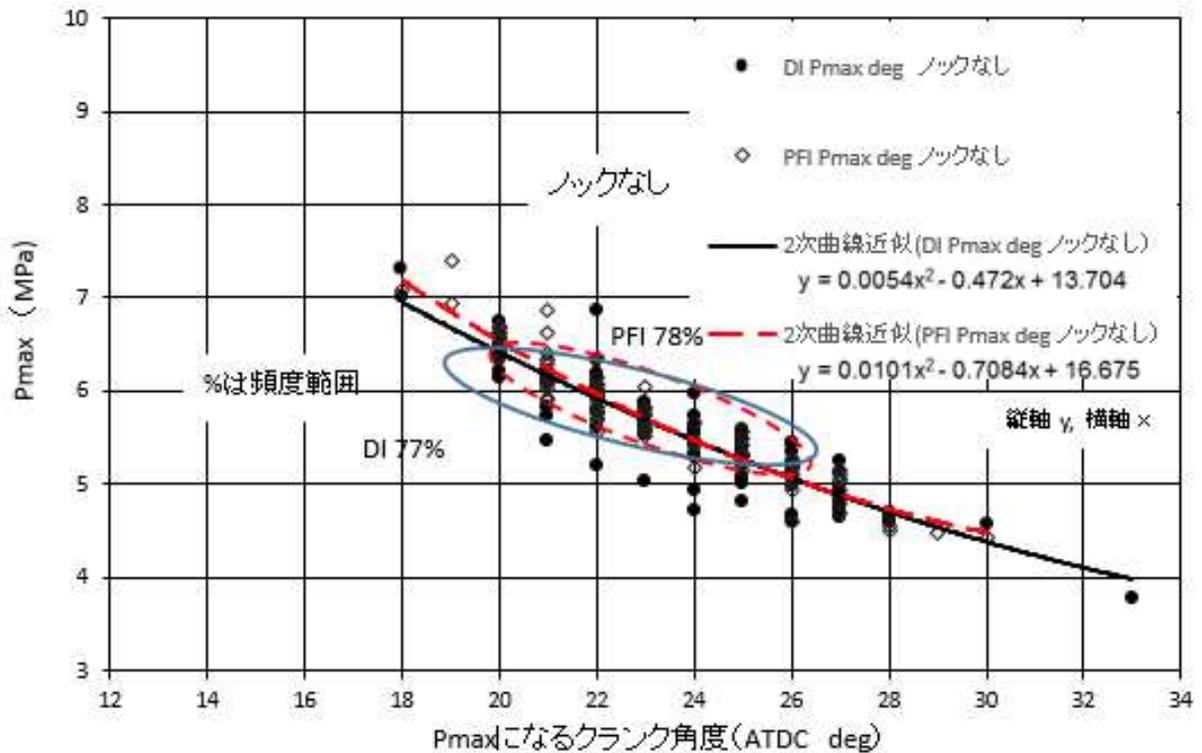


図 4.66 ノッキングなし、 Pmax とその発生クランク時

## 4.6.4 筒内流動変動要因としての実働バルブ挙動

### 4.6.4.1 バルブ挙動の計測

燃焼変動の一要因として、筒内流動変動による乱流強度の乱れが考えられる。筒内流動の変動は、吸気バルブの開閉時期の変動によって影響されるので、図 4.67 に示すように、渦電流式ギャップセンサー AEC PU-05 (計測範囲:0~2mm)により吸気バルブリフト量を計測して、開閉クランク角度を検出した。

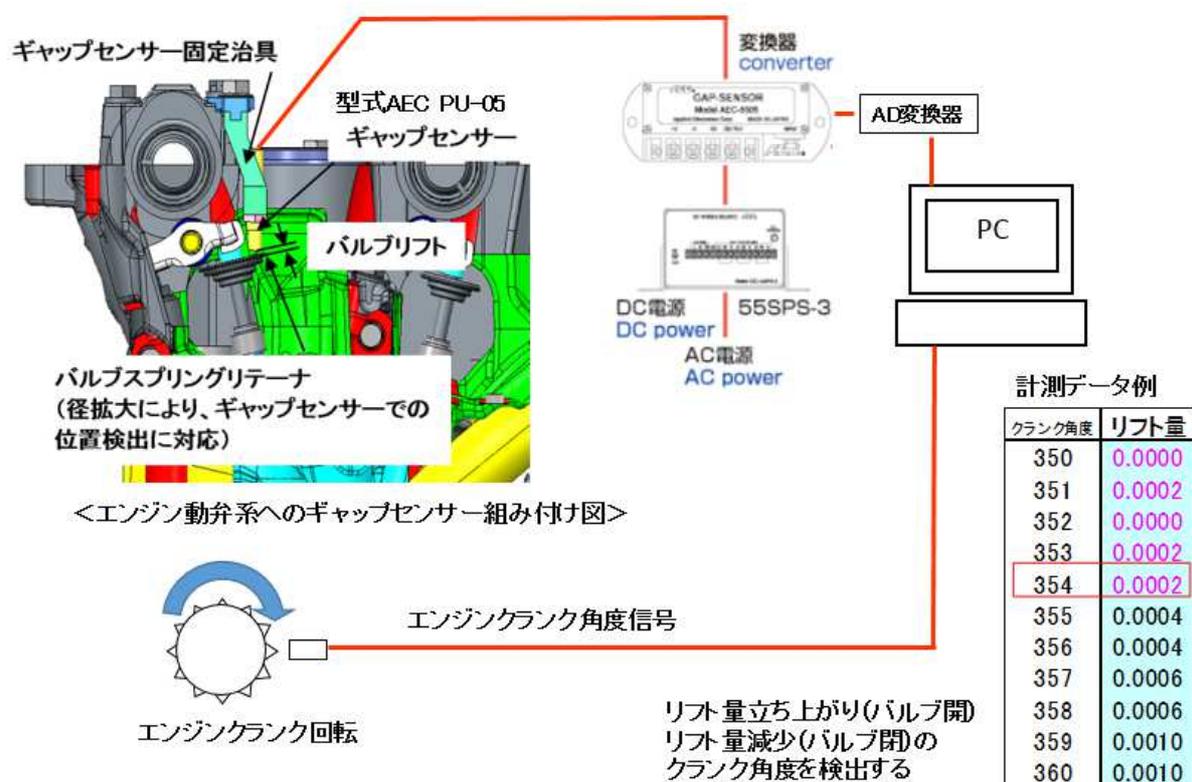
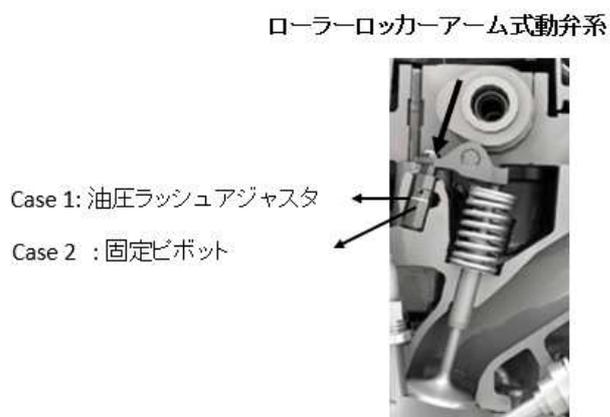


図 4.67 バルブ挙動計測装置

#### 4.6.4.2 試験条件

図 4.68 に示す固定ピボット形式と油圧ラッシュアジャスタ形式の二種類を選び比較する。

- 市販 6気筒エンジン ボア 83mm ストローク 77mm
- 水温 85℃
- 油温 100℃
- Fr と Rr の吸気バルブ 1 本につき 1 箇所ギャップセンサーをシリンダヘッドに装着して、6 気筒分 合計 12 箇所のバルブ挙動の測定を実施した。
- 各回転数で 30 サイクル計測



ピボット部を 油圧ラッシュアジャスタ式と固定式で交換して動弁挙動を比較した。

図 4.68 供試吸気動弁系

#### 4.6.4.3 計測結果と考察

吸気バルブ計測結果を図 4.69 の通り、開き時期を横軸に、閉じ時期を縦軸に 30 サイクル分プロットして、バルブ挙動のバラツキを把握した。

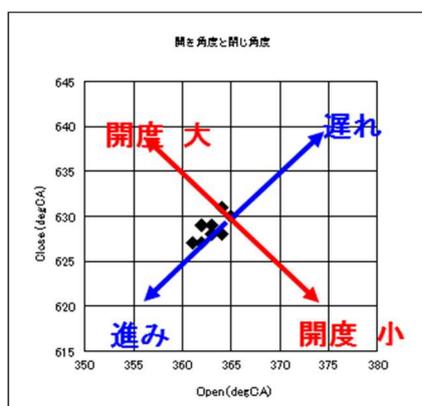


図 4.69 計測結果の読み方

固定式ピボットの吸気バルブ挙動を図 4.70 に、油圧ラッシュアジャスタ付きの吸気バルブの挙動を図 4.71 に示す。計測エンジン回転数は 800rpm, 2000rpm, 4000rpm, 6600rpm である。

固定式ピボットの方が、油圧ラッシュアジャスタ付きの場合と比較して、4000rpm までに回転数でバルブの開き時期のばらつきが小さい傾向がある。

油圧ラッシュアジャスタ式では 回転数が上昇するにつれて、バルブ開き時期のばらつきは大きくなる傾向で、15CA° から 20CA° まで各サイクルがばらつく。

バルブ閉じ側のばらつきは 固定ピボットも油圧ラッシュアジャスタ付きで 6600rpm の固定式を除くとほぼ 11CA° 程度のばらつきであった。固定式の 6600rpm ではバルブ閉時期のばらつきも開き時期のばらつきと同じく 20CA° 程度あった。これは、動弁系自体が高回転での剛性が不足していたことが要因と考えられる。

これらの計測から言えることは、実働エンジンでは、吸気バルブの挙動は極めて不安定であり、筒内流動が毎サイクル異なること示しており、直噴エンジンの場合、液滴の蒸発促進、筒内混合気濃度分布、燃焼時の乱流強度の不安定さの要因になりえる。

このような、実働エンジンの不安定さは バルブ挙動に限ることではなく、エンジン冷却水の水流通速度変動、カムとクランク回転変動による各種センサー類の信号時期のばらつき起因の点火時期のばらつきや燃料噴射時期のばらつきなど、エンジンの筒内混合気形成と燃焼に関与する様々な不安定要因となる。これらの不安定要因を如何に最小化するかという観点から、ノッキング発生頻度を抑制する為に重要である。

エンジンの燃焼開発では、その多くが本論で述べたような筒内シミュレーションを駆使し、燃焼効率が改善されたという趣旨の報告が多いが、生産にはばらつきがあるのと同様に、ここで示したような実働ばらつきについて着目し、燃焼効率を量産レベルで改善することにも価値があると思われる。

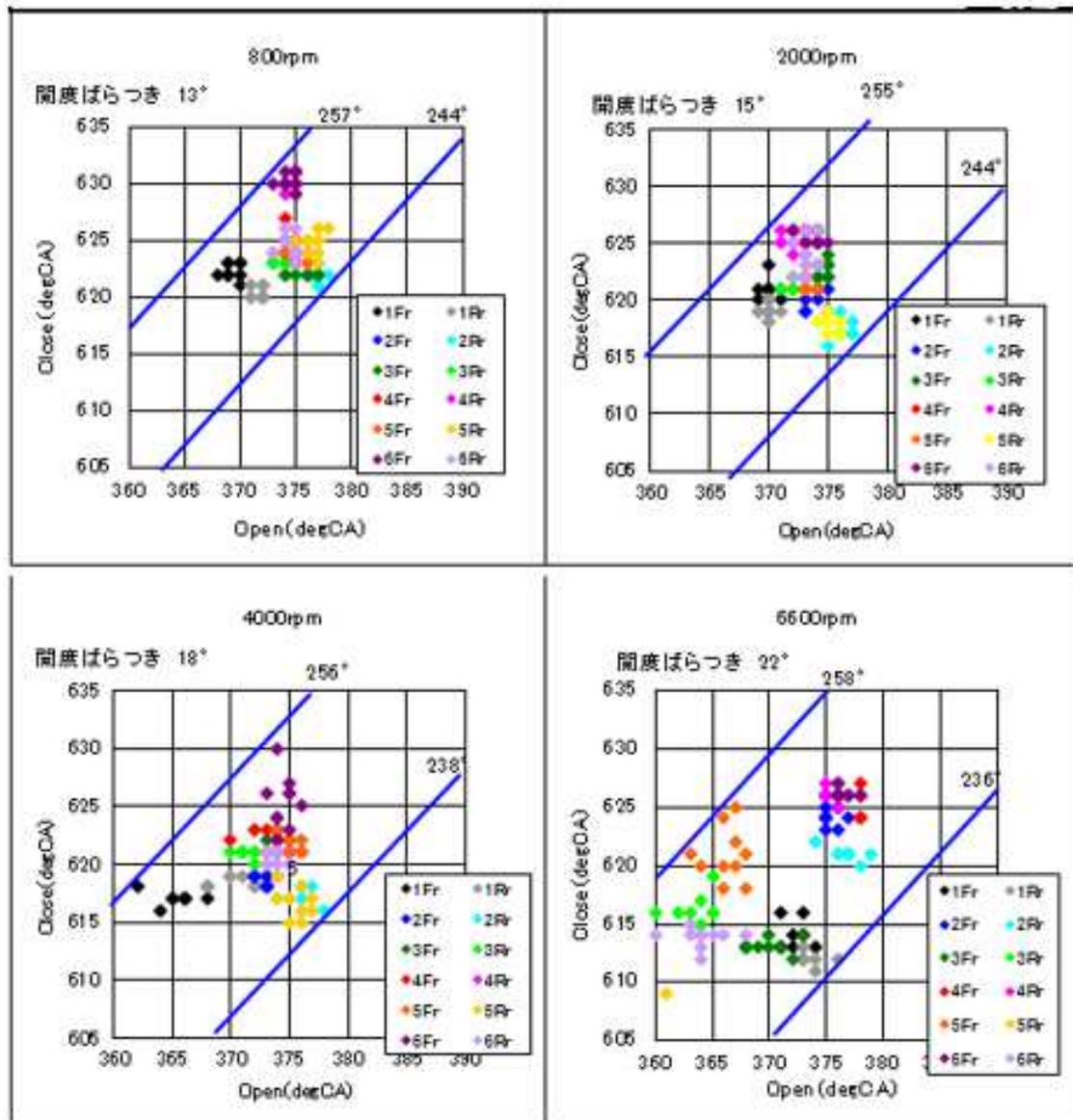


図 4.70 固定ピボット式

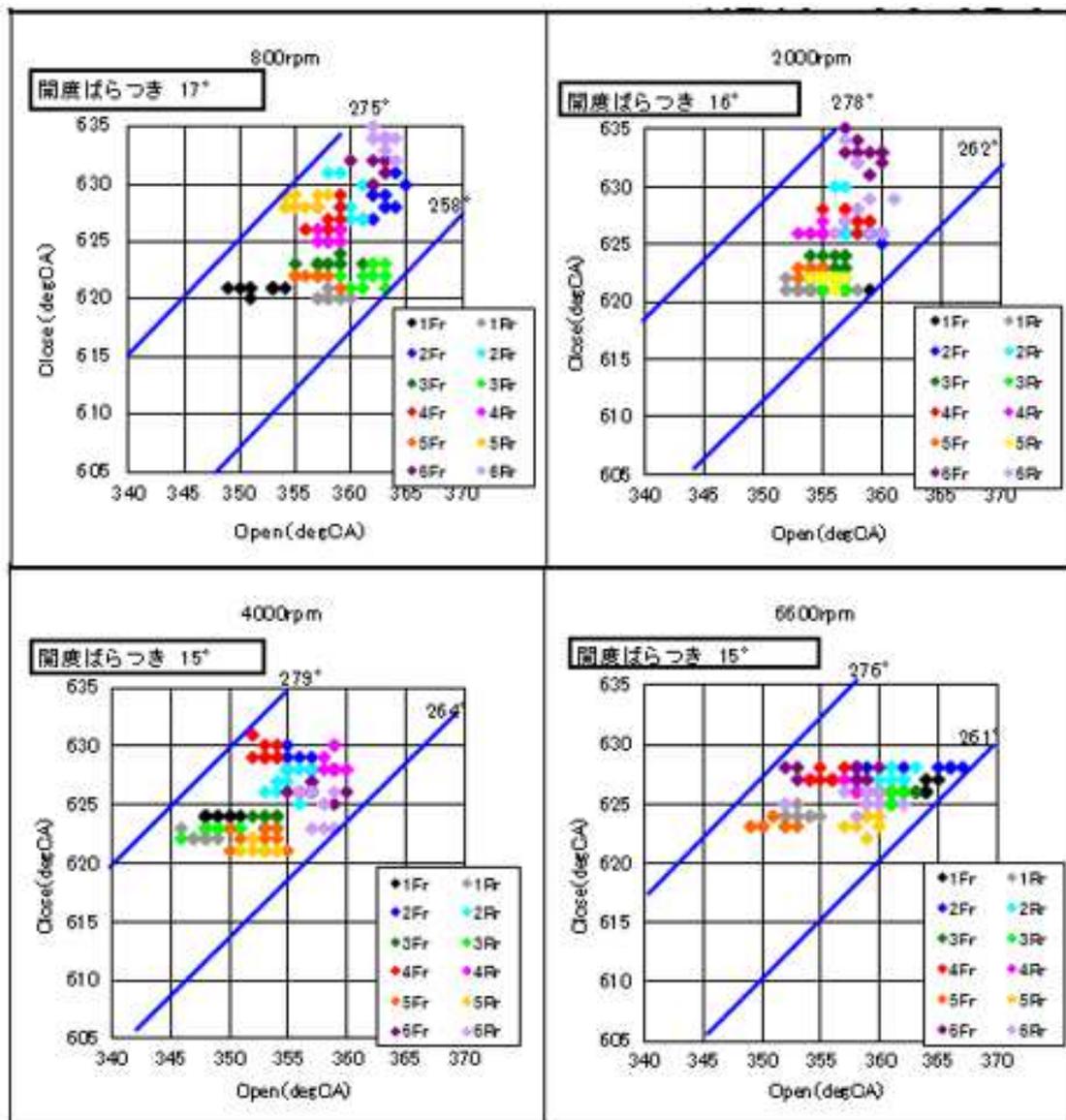


図 4.71 油圧ラッシュアジャスタ付き

## 4.7 吸気ポート噴射と直噴の組み合わせによる実用化

### 4.7.1 コンセプト

燃焼を安定させるには、まず混合気のバラつきを小さくして、燃焼変動を小さくすることで、点火進角を進めて燃焼効率を向上できる素地を作ることが重要である。4.4 項では、ノッキングが発生しやすいエンドガス部分を局所的な濃混合気とすることで、圧縮時の局所的なガス温度上昇を低下させて、自着火を防ぐという考え方を述べた。

この二つの考え方を融合すると、ポート噴射による混合気の均一化促進と、直噴による筒内冷却効果によるノッキング抑制を狙ったコンセプトが考えられる。その実用化例を図 4.72 に断面形状として示す。[95,96]



図 4.72 直噴とポート噴射の組み合わせ

このコンセプトの優位な点は、均一混合気を生成する場合にもある。直噴のみで均一混合気を生成するためには、筒内流動による混合促進を高める必要があり、特にピストンの上下運動による攪拌効果が小さい低回転領域では、成層エンジンと同じように筒内にスワール流を生成させる必要が生じる。それは、図 3.8 で示したように片側の吸気ポートを閉じることになり、低回転での体積効率を低下させ、結果的に出力性能トルクを下げる。また、スワール生成弁の吸気ポート内での存在そのものが、吸気ポート内での流入抵抗となり、高回転時の吸入効率を下げ、最大出力を下げる要因になる。

しかし、ポート噴射と直噴を組み合わせる考え方では、このスワール生成弁を吸気システムから排除出来るので、出力性能向上、ノッキング抑制、圧縮比向上による運転領域全体に亘る燃費低減効果が期待出来る。

#### 4.7.2 DI 比率変更性能試験

この効果を調査する為に、4.6.2 項と同じ 6 気筒エンジンにより、吸気ポート噴射と直噴の噴射量比率を変更した WOT 性能試験を実施した。DI 比率 0%は吸気ポート噴射 100%を意味し、DI 比率 100%は、吸気ポート噴射量比率 0%を意味する。試験は 2400rpm, 4400rpm, 5600rpm の回転数で実施し、試験結果を図 4.73、図 4.74、図 4.75 に示す。

どの回転数の試験でも DI 比率が高まるにつれて、体積効率は高くなるが、トルク性能は DI 比率 50~60%が最大値を示している。また、燃費 BSFC については、DI 比率 50%~60%が最小値を示している。燃焼解析データについては、どの回転数にあっても、初期燃焼 0-10%CA、主燃焼 10-90% については 50~60%が最小値を示しており、燃焼が早いと言える。また、未燃焼 HC (THC) について注目すると DI 比率 50%以上になると、段差があるように THC が下がり、燃焼効率が上がる。これらのことから、DI 比率 50~60%で燃焼効率が最大化されるものと考えられる。

#### 4.7.3 エンジン始動時のエミッション低減

ポート噴射と直噴を組み合わせるコンセプトの有利な点は、エンジンを冷機始動させる場合にも当てはまる。例えば水温が 0°Cのような冷機状態からエンジン始動する場合、2.3 項の単一液滴の蒸発についての基礎検討から容易に推察されるように、燃料噴霧が蒸発する為に必要な周囲空気の温度は低いので、十分な混合気形成は期待出来ない。この状態で、始動点火した場合には、蒸発していない燃料液滴は火炎に包まれて、ススを生じる。このスス発生回避は非常に難しい。しかしながら、吸気ポート噴射と併用している場合では、冷機始動する際には、エンジン停止前に噴射された燃料が吸気ポート内で蒸発し、混合気として残留しており、その混合気に点火することで、前述の直噴のみ場合よりも冷機始動でのスス発生を回避出来ることになる。[30]

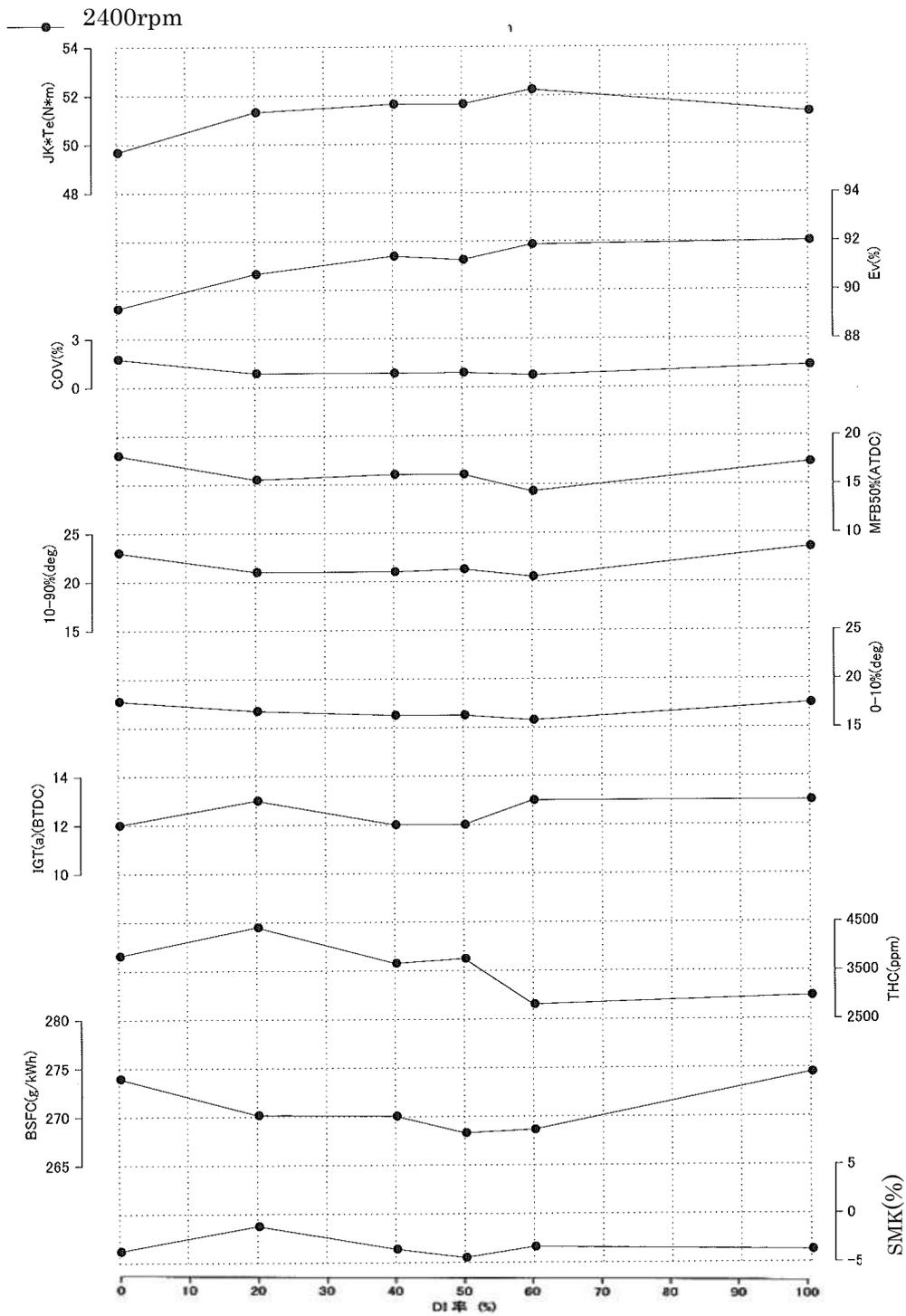


図 4.73 DI 比率 性能試験 2400rpm

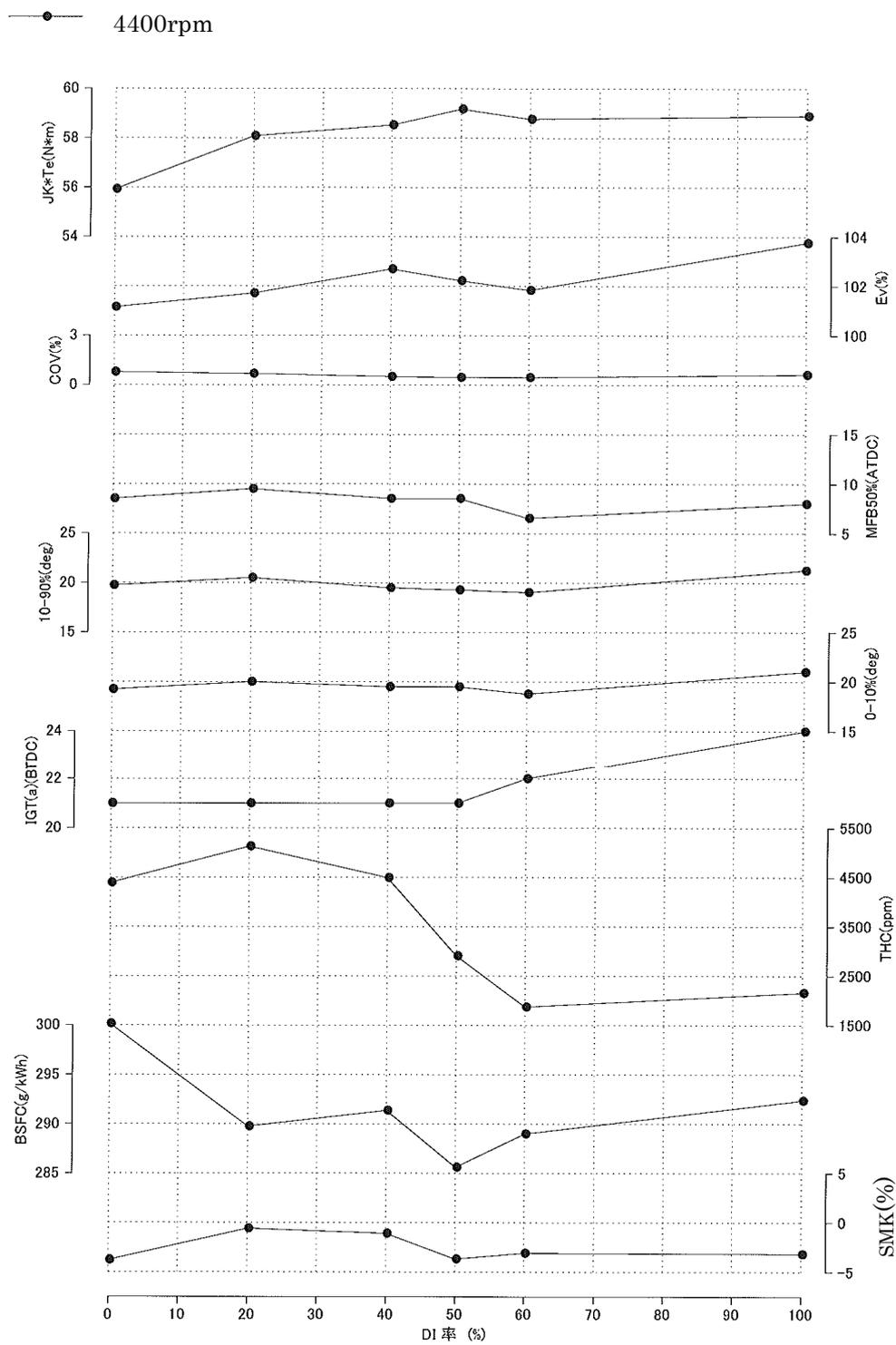


図 4.74 DI 比率 性能試験 4400rpm

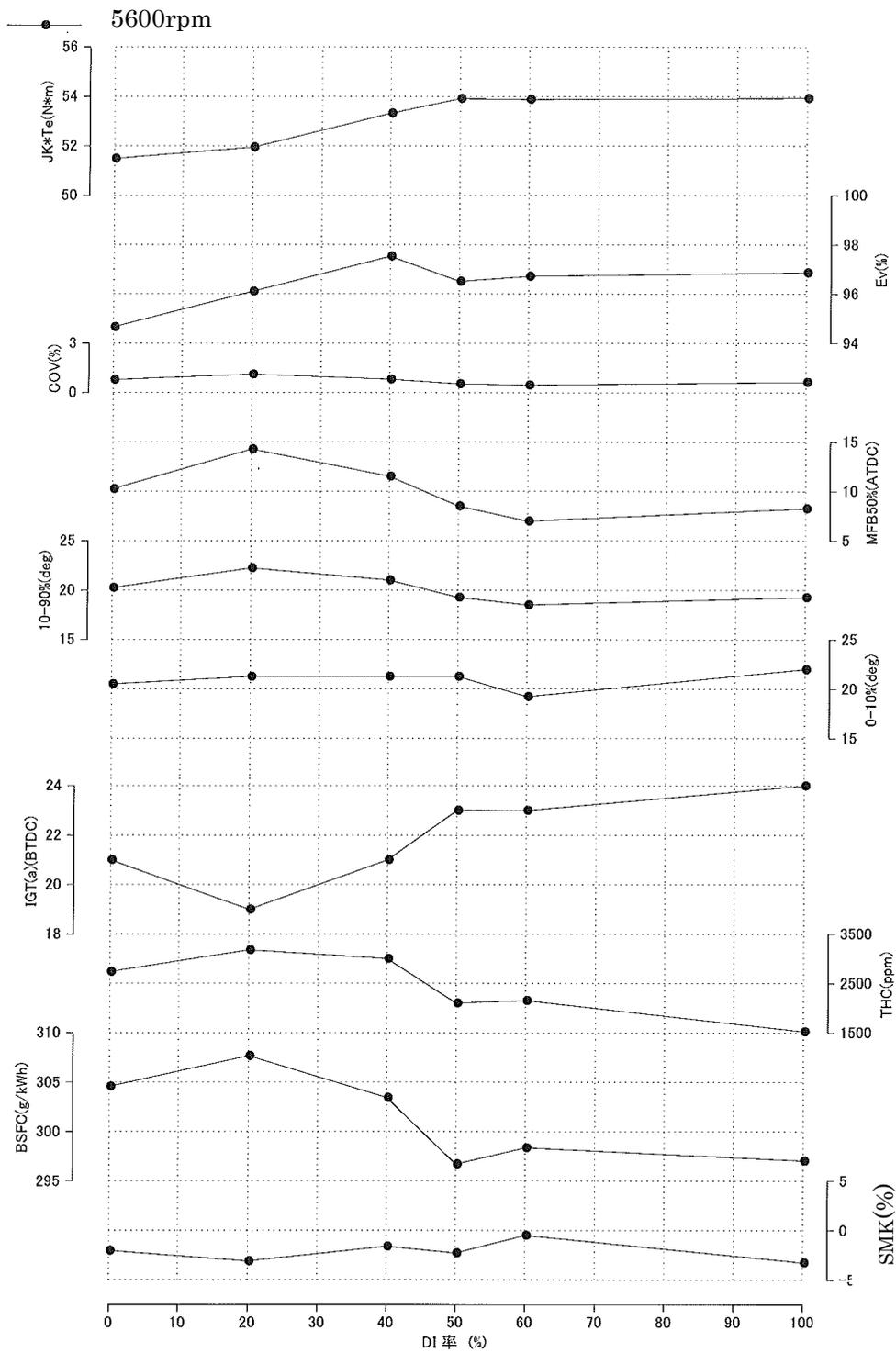


図 4.75 DI 比率 性能試験 5600rpm

## 4.8 結言

- (1) 均一混合気エンジンの高圧縮比化による燃費向上効果について、ノッキング抑制の観点から直噴インジェクタとして、縦2液膜噴霧の優位性を示した。その混合気形成プロセスのLIF観察から混合濃度の偏在による局所的筒内冷却効果によるノッキング抑制の効果を示した。
- (2) 燃焼シミュレーションと SHELL Model によるノッキング発生起点の計算予測から、均一混合気よりも局所的なリッチ混合気場を持つ場合の方がノッキング抑制効果は高いことを明らかにした。
- (3) 稼動バルブ面を含めた燃焼室全面へのイオンプローブ装着法による火炎伝播計測により、ノッキング発生時の火炎伝播がノッキングなしの場合よりも早いことを明確に示した。また、燃焼効率上ボア壁面と同心円状に火炎が広がるコンセプトが有利であり、その点横1枚液膜噴霧よりも縦2液膜噴霧の方が優れていることを示した。
- (4) 高圧縮比化を実用化するにはノッキング頻度を低減する必要があり、燃焼最高圧力変動とノッキング強度の関係を解析した結果、直噴エンジンの方がポート噴射エンジンよりも  $P_{max}$  変動を抑制する効果があることを明らかにした。
- (5) 燃焼変動を誘引する一例として、動弁系の種類による実働挙動の変動について明らかにした。生産性を重視しつつ、燃焼変動を最小限にする為には、燃焼コンセプトの改良と同様にコンポーネントの改良に余地があることを示した。
- (6) 最終的に高圧縮比直噴ガソリンエンジンの実用化として、ポート噴射による混合気の均一性を高めつつ、直噴による筒内冷却によるノッキングを抑制手法として、両者を組み合わせるコンセプトを示した。特に DI 比率 50~60%に燃費効率が良いことを示した。

吸気ポート噴射と直噴を組み合わせることには、その燃料システムの複雑さを超える多くの利点があり、市販エンジンに採用され、トヨタ自動車(株)から3.5L V6 (圧縮比  $\epsilon = 11.8$ ) エンジンとして2005年に実用化され、市販車両に搭載されている。[95,96] 尚このエンジンは、Ward's10 Best Engines に2006年から2009年まで、4年連続で選ばれている。[32] その後5.0L V8 エンジン( $\epsilon = 11.8$ )、2.0L 水平対抗エンジン( $\epsilon = 12.5$ )、2.5L 直4 エンジン ( $\epsilon = 13.0$ )、2.0L 直4 エンジン ( $\epsilon = 12.7$ )、2.0L 過給エンジン ( $\epsilon = 10.0$ ) と2017年の今日まで基本のポート噴射と直噴の組み合わせを改良しながら、市販化が拡大している。特に近年は、排ガス規制と直噴エンジンからのPM排出規制の導入から、このシステムを採用する事例が増えており、ドイツからは、同じDual Fuel Injection として、1.8L 過給ダウンサイジングエンジンが2011年から市販車両に搭載され[33]、2016年からUSでも、3.5L Eco Boost Engine として市販化されている。[34] このように、ポート噴射と直噴の組み合わせは、高圧縮比化技術のみならず、今後の直噴エンジンのPM規制に向けた対策としても有効という考え

方があり、将来の採用拡大に期待をしている。

## 参考文献

74. 小池、“直噴ガソリンエンジンにおける混合気形成と燃焼”  
豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.33 No.4, (1998), pp.3-14
75. 宮川、野村、小池、友田、“直噴ガソリンエンジンの燃焼シミュレーション”、  
日本機械学会論文集 (B 編)、67 巻 661 号 (2001)、pp.2382- 2388
76. Mutumi Kanda, Toyokazu Baika, Senji Kato and Minoru Iwamuro, Makoto Koike  
and Akinori Saito, ” Application of a New Combustion Concept to Direct Injection Gasoline  
Engine” , SAE 2000-01-0531 (2000)
77. Shizuo Abe, Masanori Sugiyama, Hiroyuki Kishi, Jun Harada , “Development of a new V-6 High  
Performance Stoichiometric Gasoline Direct Injection Engine”, 25 Internationales Wiener  
Motorensymposium 2004
78. A.Eiser, Th.Heiduk, M.Fitzen, J.Gessler, W.Hatz, “The new V-6 FSI-engine from AUDI”, 25  
Internationales Wiener Motorensymposium 2004
79. Rainer Ortmann, Stefan Arndtm Juergen Raimann, Romann Greszik and Gernot Wuerfel,  
“Methods and Analysis of Fuel Injection, Mixture Preparation and Charge Stratification in  
Different Direct Injected SI Engines”, SAE 2001-01-0970 (2001)
80. Yoshihiro Nomura, Hiroshi Miyagawa and Taketoshi Fujikawa, Terutoshi Tomoda, Masato  
Kubota and Shizuo Abe, “Numerical Study of Mixture Formation and Combustion Processes in  
a Direct Injection Gasoline Engine with Fan-Shaped Spray”, SAE 2001-01-0738 (2001)
81. Edward S. Suh and Christopher J. Rutland, “Numerical Study of Fuel/Air Mixture Preparation in  
a GDI Engine”, SAE 1999-01-3657 (1999)
82. 宮川、小池、大輝、小島、“火花点火機関のノッキングに及ぼす混合気濃度の影響”、  
日本機械学会論文集 (B 編) 70 巻 692 号 (2004), pp.1100-1105
83. Yuichi Suzuki, Hideki Oki, Shinichi Kurosawa, “Gasoline S.I. Engine Combustion and Knocking  
Analysis on the Mixture Formation in the Various Direct Injection Fuel Spray Patterns”, SAE Paper  
2006-01-0230 (2006)
84. Yasuo Moriyoshi, Hideaki Morikawa, Takeyuki Kamimoto, “Analysis of Flame Propagation  
Phenomenon in Simplified Stratified Charge Conditions”, JSAE 9740343
85. 寺地、津田、野田、久保、伊藤、“火花点火機関における三次元ノッキングシミュレーシ  
ョンの開発 “、自動車技術会論文集、Vol.35, No.4 (2004) , pp.21-26
86. 野田、久保、木村、伊藤、“化学素反応モデルを適用した 0 次元エンジンサイクルシ  
ミュレーションによるノッキング予測”、日本機械学会論文集 (B 編) 70 巻, 694 号 (2004),  
pp.1639-1646

88. Atsushi Teraji, Tsuyoshi Tsuda, Toru noda, Masaaki Kubo, Teruyuki Itoh,  
“Development of a Three Dimensional Knocking Simulation for a Spark Ignition Engines”, JSAE  
20035629
88. 寺地、津田、野田、久保、伊藤、“火花点火式内燃における火炎伝播モデルの開発”、自  
動車技術会論文集、Vol.35, No.4, (2004), pp.15-20
89. Katerharina Schaenzlin, Thomas Koch and Konstantinos Boulouchos, “Characterzation of the  
Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine “, SAE 2002-01-0834 (2002)
90. 中島、加藤、秋山、小森 “超高速域での燃焼挙動解析技術の開発”、  
自動車技術会学術講演会前刷集 NO.107-05 (2005), pp.9-13
91. 吉山、富田、田淵、松本、松木、“ガスケット型イオンセンサによる火花点火機関の燃  
焼診断”、第17回内燃機関シンポジウム講演論文集 (2002) 、pp.455-460
92. Suzuki Yuichi, Nishigaki Masato, Tanaka Daijiro, Tsukahara Ei, Sone Satoshi, Sakurai Kenichi,  
“Investigation of Flame Propagation and Knocking Phenomenon by Using Ion Current Flame  
Measurement for Direct Injection Gasoline Engine”, FISITA 2006 Yokohama / Paper Code:  
Yokohama2006/F2006P036 (2006)
93. 塚原、田中、沖、西垣、鈴木、“吸排気バルブ表面を含むイオンプローブによる筒  
内噴射ガソリンエンジンにおける火炎伝播計測とノッキング挙動解析 “、第19回内燃  
機関シンポジウム講演論文集(2007)、pp.249-253
94. Daijiro Tanaka, Hideki Oki, Tetsuji Yamazaki, Akira Miura and Ei Tsukahara  
“Analysis of Cyclic Variations of Combustion in high Compression Ratio Boosted D.I.S.I. Engine  
by Ion-Current Probes and CFD”、SAE2009-01-1484 (2009)
95. 生駒、安部、園田、鈴木久雄、鈴木裕一、馬崎、“新筒内直噴シス  
テム搭載のV6 3.5L エンジンの開発(第2報) “、自動車技術会論文集、Vol.38、No.5  
(2007)、pp.49-54
96. Takuya Ikoma, Shizuo Abe, Yukihiro Sonoda and Hisao Suzuki, Yuichi Suzuki, Masatoshi Basaki,  
"Development of V-6 3.5-liter Engine Adopting New Direct Injection System,"  
SAE 2006-01-1259 (2006)

## 第5章 多点点火と直噴による燃費向上の検討

### 5.1 燃焼室上方燃料噴射と2点点火コンセプト

#### 5.1.1 目的

このコンセプトの基本は、シリンダ周辺からの燃焼開始を実現し、高圧縮比化による全負荷性能の向上と低燃費を実現することであり、直噴インジェクタはシリンダ中央に配置し、点火プラグをシリンダ壁側に2箇所配置している。図5.1に燃焼室のコンセプトを示す。また、燃焼室中心上方からの燃料噴射を **Top feed injection** と呼び、基本的な燃焼の考え方を下記の通りとする。

##### 1) 成層燃焼

燃焼室 Fr-Rr 方向に2箇所点火プラグを据え付けて、その下側2方向に噴射する直噴インジェクタを設けて、ピストンキャビティへの噴射により噴霧を点火プラグに移送して成層リーン運転を実現する。

##### 2) 均一燃焼

- **Top feed injection** により壁面への燃料付着を低減し、理想的な混合気形成、HC と燃料希釈の低減を目標とする。

- **Twin Spark Plug** により燃焼期間の短縮化を実現し、圧縮比の向上を目標とする。

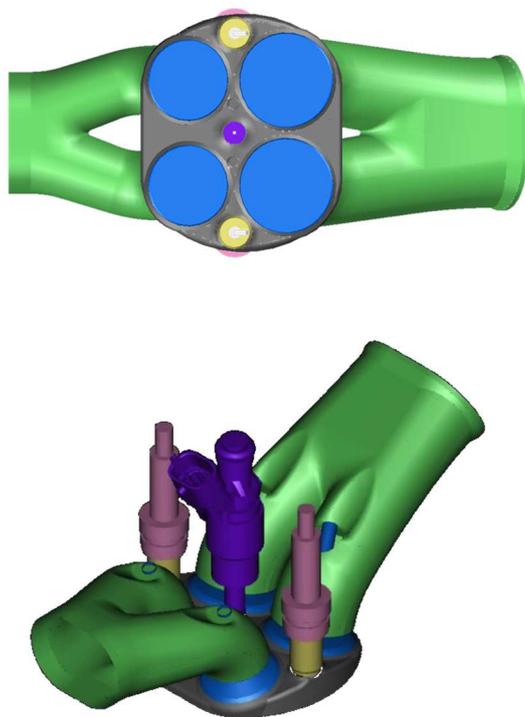


図 5.1 燃焼室コンセプト

## 5.1.2 Top Feed Injection コンセプトの筒内混合気分布計算

Top Feed Injection による混合気形成について、二方向噴射とピストン頂面のキャビティ（2箇所）により両サイドにある点火プラグに混合気が輸送されることを、DDM モデルの噴霧計算と RANS による  $k-\epsilon$  モデルによる筒内流動計算により Ricardo 社 VECTIS で検証した。いずれも計算条件は以下の通りである。

<計算条件>

1500rpm, 燃料噴射量=15mg, 噴射期間 1.0ms

SOI=60degBTDC EOI=50degBTDC

Piston キャビティ： 先細り形状

図 5.2 は、噴霧特性を 2 方向スワール噴霧として成層リーン燃焼が実現出来るかについて、混合気形成シミュレーションで検討した結果である。第 3 章で得られた成層リーン燃焼の結果をもとに、ピストン頂面には噴霧の先端方向が先細りとなるキャビティを設けてあり、Late Injection として噴射された燃料がピストン頂面との衝突とピストン上昇により、点火プラグに誘導されるように考慮した。

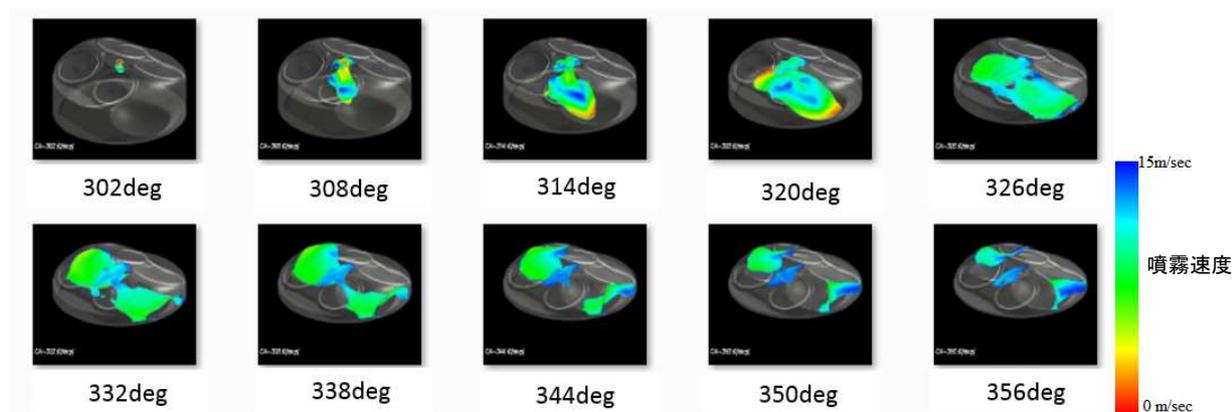


図 5.2 燃焼コンセプトの筒内混合気分布計算 Late Injection, リーン燃焼

図 5.3 と図 5.4 は燃料噴霧をマルチホールインジェクタとして、スワール噴霧よりもさらに噴霧形状自由度を高めた場合を想定して計算した。噴霧挙動について側面と上面から数値計算結果で可視化した。

図 5.3 の側面視からは、ピストン上昇と共に噴射された燃料は、点火プラグ近傍に移送されていく様相が分かる。

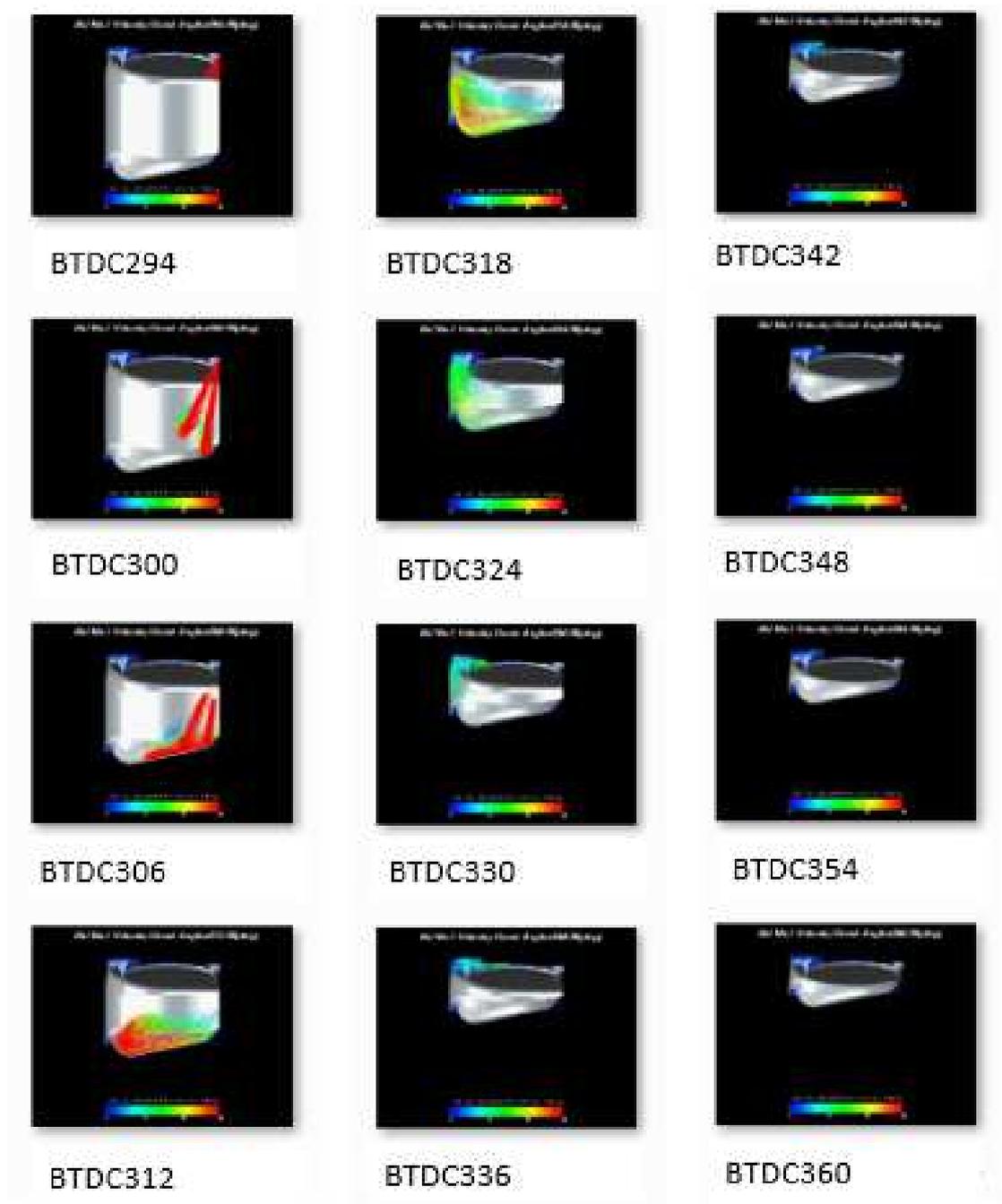


図 5.3 マルチホールインジェクタ 側面視

図5.4では、図5.3で可視化されていないプラグ近傍での噴霧の分散度合いが理解できる。これらの結果から、ピストン頂面形状とインジェクタ噴霧を適切に組み合わせれば、リーン燃焼を実現する可能性が十分あると考えられる。これらの検討を基本とした実機試験結果について次項で述べる。

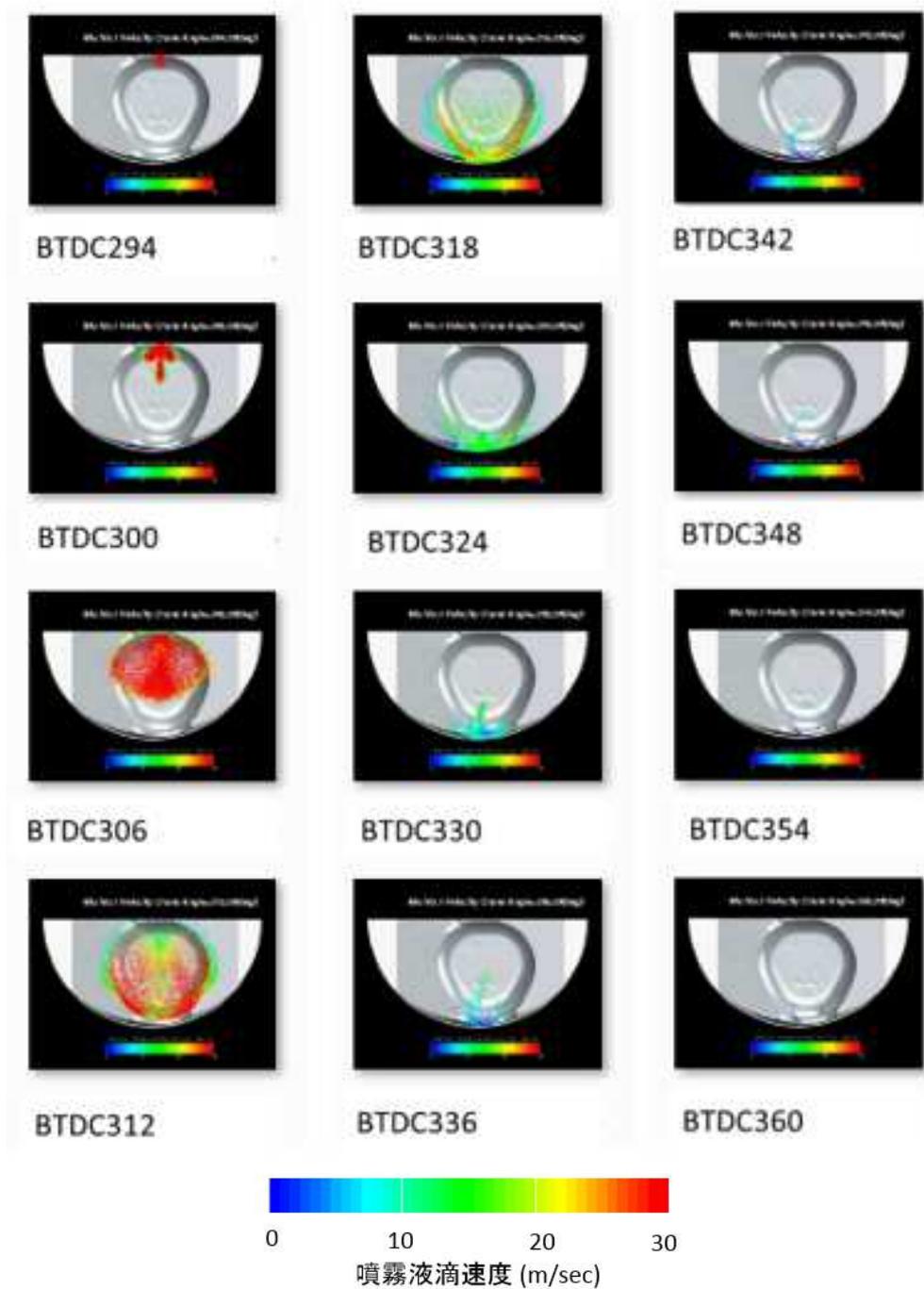


図 5.4 マルチホールインジェクタ 上面視

### 5.1.3 2点点火成層直噴エンジンの検討

実験エンジンは第3章で使用した単気筒エンジンを図5.5に示すように、燃焼室部分を2点点火、頂上インジェクタ配置としたシリンダヘッドに変更したエンジンを使用した。

ピストンについても、頂面形状は図5.4の形状に加えて、何もキャビティを設けない平坦なタイプについても考察した。

#### Twin Plug Engine Major Specifications

- Bore x Stroke	$\phi 86 \times 86$
- Displacement	500 cm <sup>3</sup>
- Compression Ratio	$\epsilon > 12.5$
- Valve Train	4 valve , Rocker-arm type Dual VVT System
- Ignition System	Twin Spark Plug (M12-size x 2pcs.)
- Fuel Injector	Two-Direction-Multi-Hole Injector

#### Section Drawings

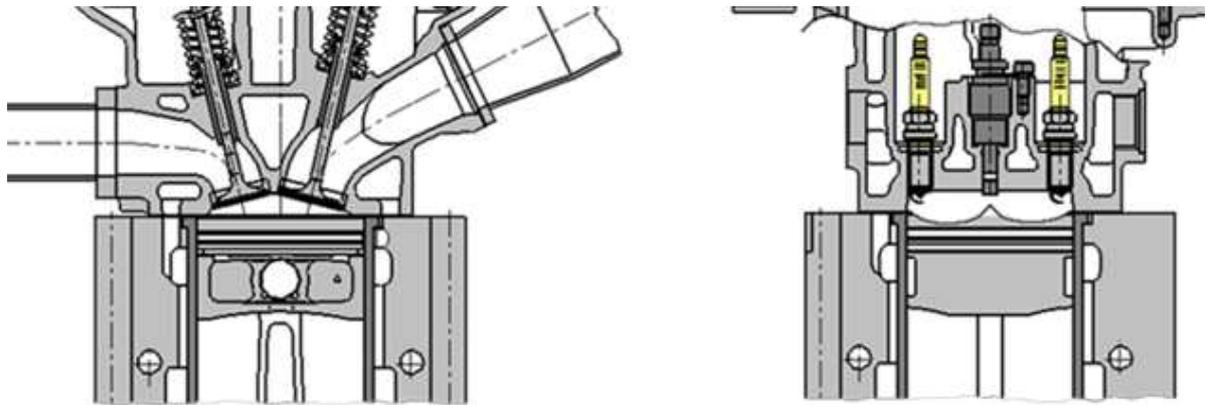


図 5.5 2点点火用試験エンジン断面図

### 5.1.4 供試噴霧形状

試験したインジェクタ噴霧の形状と噴孔パターンを表 5.1 と図 5.6 に、噴霧写真を図 5.7 に示す。Spec.1 が噴孔パターンとしては分散しているが、噴霧の各々の持つ広がり角度は Spec.2 より狭いものとしている。

表 5.1 マルチホールインジェクタ仕様

	Spec.1	Spec2
Hole Pattern	1	2
Spray Angle a	70	90
Spray Angle b	30	40
Spray Angle c	20	25
Spray Angle d	30	40

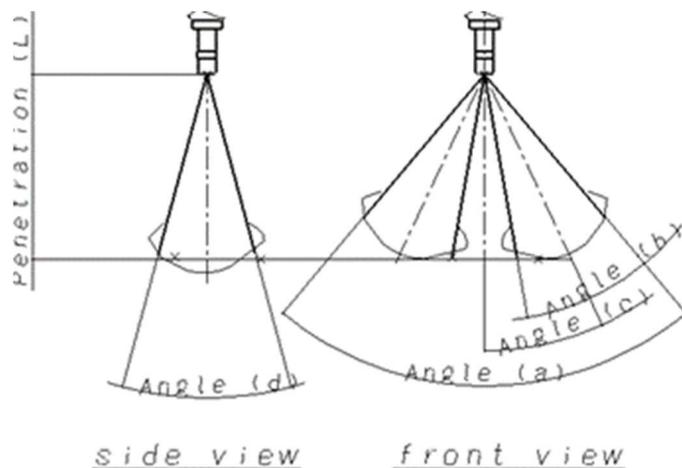


図 5.6 マルチホールインジェクタ噴霧形状定義

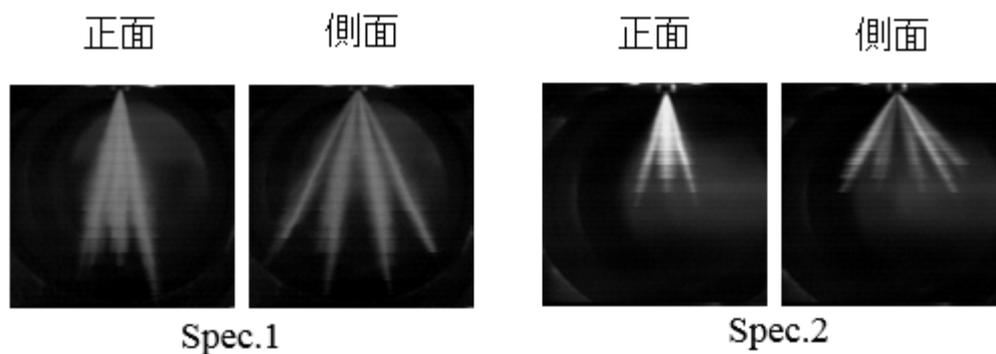


図 5.7 マルチホールインジェクタ噴霧写真

### 5.1.5 試験結果

まず、インジェクタの仕様を Spec.1 と Spec.2 を比較検討した結果を述べる。ピストンキャビティは図 5.4 の凹形状 2 箇所のものとした。スロットルを全開 (WOT)にして、部分負荷、試験 A : 1500rpm NMEP 330kPa と試験 B : 2400rpm NMEP 550kPa の成層リーン燃焼について試験した。

試験方法は 3.5.2 項と同じであり、A/F 限界では負荷は低減されている。

図 5.8 に試験 A の結果を、図 5.9 に試験 B の結果をそれぞれ示す。インジェクタ Spec.2 において、A/F 限界でいくらか優位な点が認められるものの、試験 B ではインジェクタ Spec.1 が燃費(ISFC)、排ガス(THC, CO, NOx, スス)の性能が良く、噴霧幅は狭いものが優位であった。

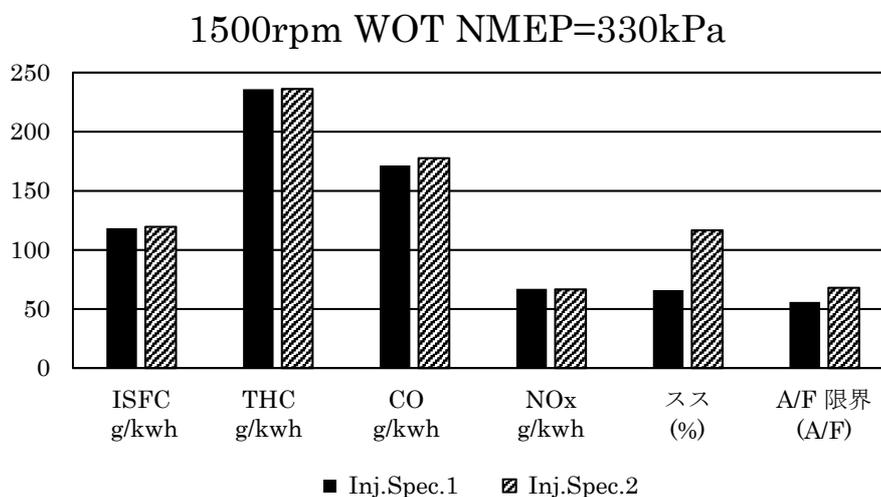


図 5.8 2 点点火 インジェクタ噴霧形状の効果(A)

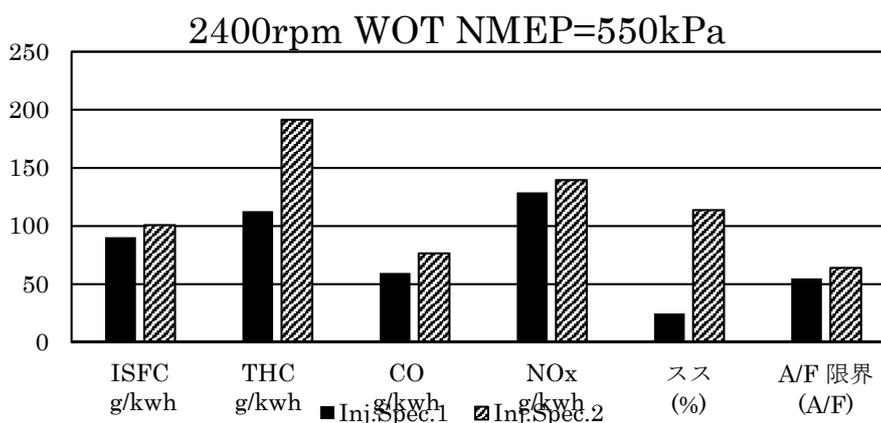


図 5.9 2 点点火 インジェクタ噴霧形状の効果(B)

注 : A/F limit = COV < 5% となる限界

次に、ピストンのキャビティ形状の有無でどのような影響があるかインジェクタ Spec.2 を用いて試験した。図 5.10 に試験 A の結果を、図 5.11 に試験 B の結果を示す。

試験 A のスス排出が Flat Piston では約 60% 高く、混合気形成が進まずに火炎に曝される液滴が Flat Piston では多いと考えられる。A/F 限界については、試験 A、B ともキャビティ有りで A/F 60 ~70 に対して、Flat Piston では A/F35 程度になっていて、成層混合気の形成にはキャビティありが有利である。但し、部分負荷試験 A、B 双方において、キャビティの無い Flat Piston でも燃費、THC,CO 排出はキャビティ有りとほぼ同等であり、Flat Piston の燃焼室による成層リーン燃焼の可能性については、検討の余地があるものとする。

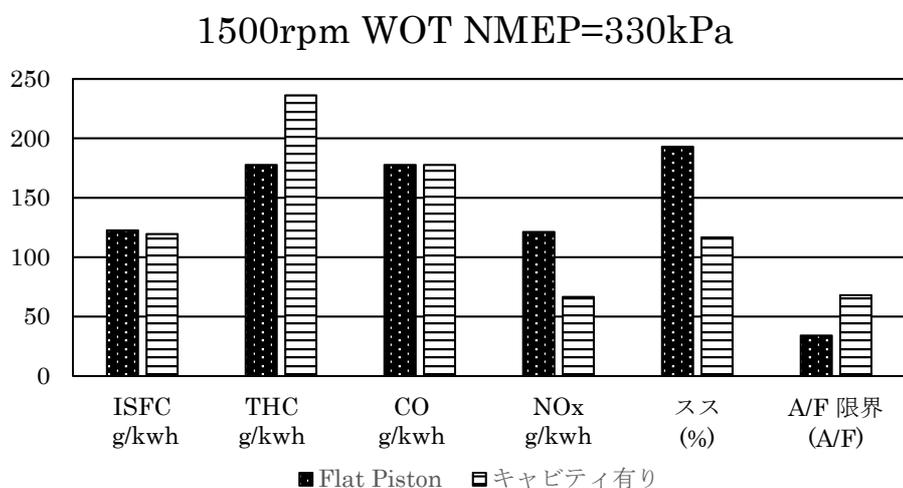


図 5.10 2 点点火 ピストンキャビティの効果(1)

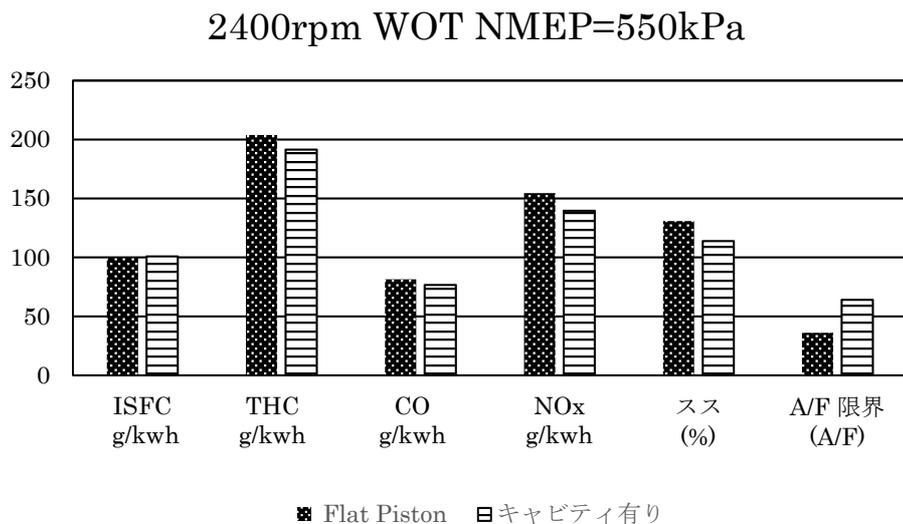


図 5.11 2 点点火 ピストンキャビティの効果(2)

### 5.1.6 2点点火成層燃焼エンジンのまとめ

- (1) 燃焼室の Fr+Rr 側に配置された2点の点火プラグとその方向への噴霧による成層リーン燃焼の可能性を筒内混合気分布の数値計算で示した。
- (2) 単気筒エンジンの試験結果から、ピストンキャビティを廃止しても燃費低減効果を損なうことなく、A/F35程度までリーン燃焼運転出来ることを示した。
- (3) 3章で示したような1点点火とピストンキャビティを持つ成層燃焼コンセプトと異なり、多点点火による急速燃焼による圧縮比向上と2方向噴霧の組み合わせに検討の余地が拡大された。  
次項では、引き続き多点点火と噴霧形状について、検討を深める。

## 5.2 多点点火によるノック強度との関連性検討

### 5.2.1 目的

多点点火については、過去幾つかの論文が報告されている。中村らは、点火プラグが 12 点まで研究し、燃焼期間の短縮とリーン限界の向上について報告している [97]。山本らは、12 本の点火プラグを円筒定容容器の外周に置いた基礎研究で、未燃エンドガスを減らし、幾何学的火炎伝播距離も小さくすることでノックを回避できることを明らかにした上で、その応用として実機エンジンにボア周囲 3 点とシリンダ中心の合計 4 点の点火と、ピストン中央部に突起を持たせた燃焼室による試験を実施している。その結果、スワール流によってシリンダ周辺への火炎伝播を促進すると、圧縮比を 9.4 から 12 まで高めてもノック限界トルクを維持出来ると報告している。[98]

これらの先行研究からも、点火プラグ数の多点化には燃焼安定性の素性が見て取れる。本項では、多点点火の基本的な火炎伝播の考察と実験を踏まえて、前項 5.1 を発展させた筒内噴霧の方向と点火プラグ数の組み合わせについて検討した結果を述べる。

### 5.2.2 多点点火による火炎形状の検討方針

多点点火に期待することは、エンドガス部分が減少することであるが、具体的な市販エンジンのペントルーフ型燃焼室におけるエンドガス容積が多点点火によってどの様に減少するか示している報告は少ない。

実際の伝播火炎の形状は、乱流場の影響によるしわ状であり [99]、筒内流動によって真円ではなく歪んだ形状であることが筒内観察から明らかになっている [100]。J.B.Heywood “Internal Combustion Engine Fundamentals” [101] によれば、火炎半径  $r_f$  と既燃ガス半径  $r_b$  の差は  $r_b$  が 30mm 以上では 6mm 程度と考えられると報告されている。その一方で、エンジン筒内の球状予混合火炎の乱流燃焼速度は火炎伝播が進むにつれて増大するという報告もあり [102,103]、筒内火炎形状は 1 点点火でさえ複雑と言ってよい。

多点点火による火炎伝播形態については、吉永、河合、猪頭、中村らがボトムビューエンジンを用いて高速度カメラで撮影した画像 (図 5.12) があり [104]、この観察結果によれば、ボア周囲からの 4 点点火は火炎の相互干渉により四葉のクローバーの様な形状の火炎伝播が形成され、球形を維持していない。また、宣、小野、村瀬ら [105] の多重点火の研究によれば、火炎半径が燃焼室高さより小さい場合は球状火炎とみなし、大きい場合には燃焼室高さの円筒火炎が形成されるという報告があり、多点点火の火炎形状については 1 点点火以上に燃焼室形状と点火数によって複雑さを増すものと言える。

そこで実験結果を理解する指針として、火炎核形成後の火炎速度はほぼ一定で真円の火炎伝播が形成されるとして、次項では敢えて幾何学的に 3 次元 CAD を用いた多点点火によるエンドガス容積の変化について考察する。

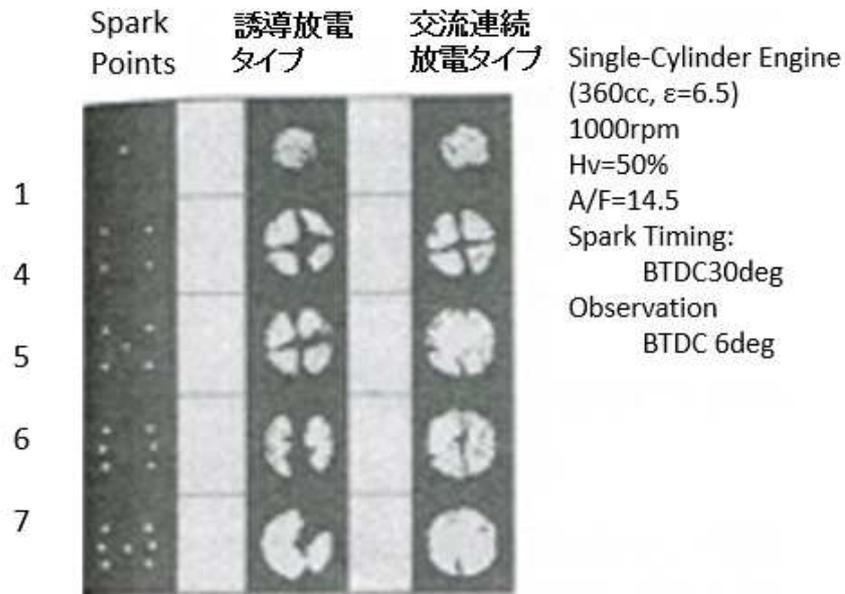


図 5.12 直列多点点火による燃焼観察 [104]

幾何学的な検討を実施するにあたり、火炎面積と燃焼質量割合の関係が明らかでないので、先行研究から考察した。エンジン火炎伝播計測は、筒内の部分的な可視化が一般的で、ボア前面を視野に入れた結果は少ないが、Endres, Nueberm, Wurmsr ら [106] が、筒内流動としてのタンブルの火炎伝播に与える影響について観察した結果を図 5.13 に示す。50%燃焼質量割合で火炎視野面積に占める火炎面割合が 80%ほどの値になっている。

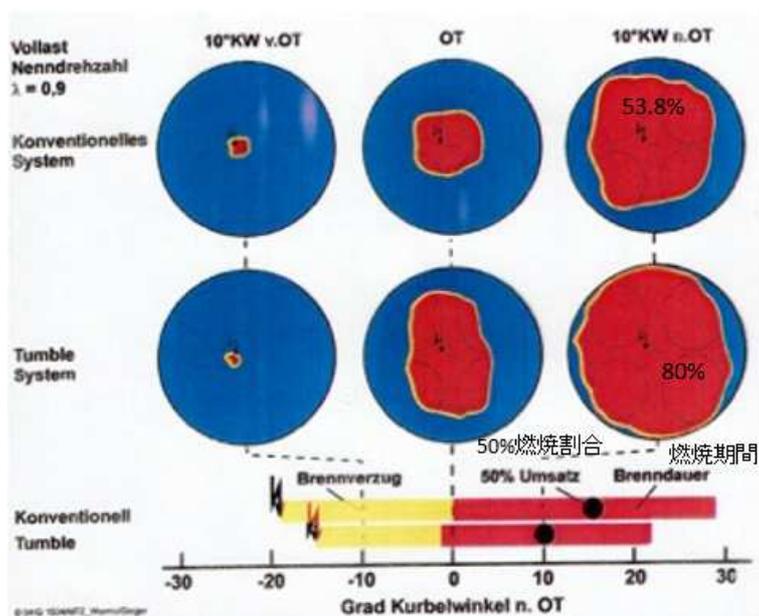


図 5.13 Flame propagation and mass fraction burned at WOT [106]

田中、沖ら[94]によるイオンプローブを用いた火炎伝播解析の結果を図 5.14 に示す。この試験は 2 段過給エンジンのため、点火時期は NA エンジンより遅角され、燃焼開始は TDC になっている。燃焼サイクル変動に着目し、計測サイクル数 100 に中から、NMEP が最も小さい場合 (Smallest NMEP) と最大の場合 (Largest NMEP) における燃焼室前面での火炎伝播面積割合 (AFB) と燃焼質量割合 (MFB) を示している。80% 質量燃焼割合の場合には、Smallest NMEP サイクルで 94% AFB, Largest NMEP サイクルで 99% AFB を示している。50% MFB の場合には、どちらも 80% AFB 近い値を示しており、この結果は図 5.13 と一致している。

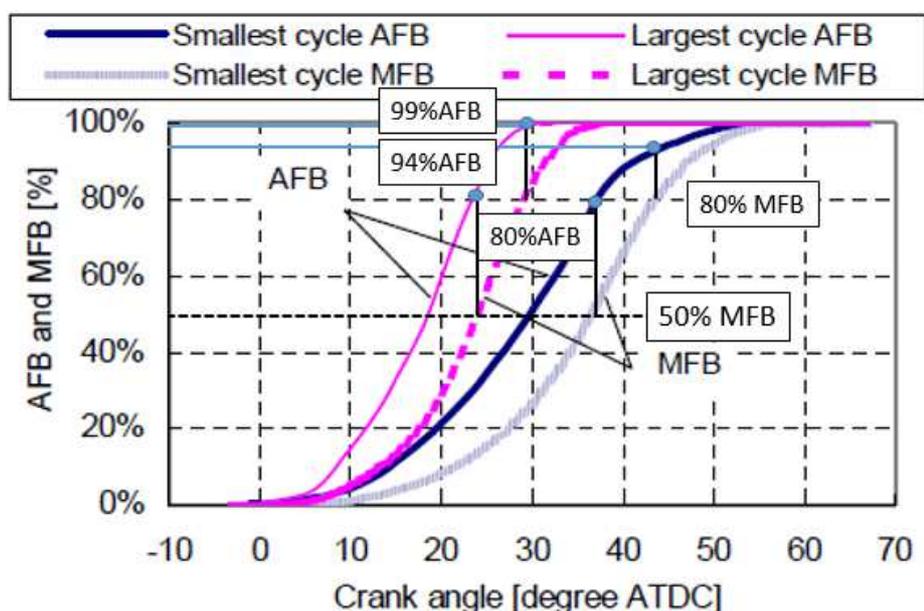


図 5.14 火炎面積比率と燃焼質量割合 (2 段過給エンジン, 2000rpm)

### 5.2.3 幾何学的考察による多点点火とエンドガス容積解析

多点点火の幾何学的な火炎伝播について検討するに当たり、実機エンジン試験を想定して、ボア径 86 mm, ストローク 86mm の 3D CAD データを使用して中心 1 点点火による火炎伝播半径について以下のように仮定した。

#### 1) 火炎面積割合 (AFB, Area Fraction Burnt)

4.6.2 項で述べたように自然吸気エンジンを想定する場合、ノックなしの点火時期は 12 deg BTDC@2400rpm であり、高過給エンジンの点火時期 0deg BTDC から 10deg ほどは進角出来ると考えられる。図 5.14 の Largest NMEP Cycle の火炎面積カーブ (AFB) を全体として -10deg した値を使って、50% AFB になるクランク角度位置を 10deg ATDC, 70% AFB の位置を 15deg ATDC, 90% AFB の位置 20deg ATDC と仮定する。面積数値としては、

AFB100%をボア径 86mm の面積として計算する。

尚、前項の解析から、50%AFB は約 20~25%MFB に相当し、70%AFB は約 40%MFB、90%AFB は 60~70%MFB に相当するものと考えられる。

2) 火炎面積から、そのクランク角度での火炎半径を求め、表 5.2 に示す。

表 5.2 火炎面積割合とクランク角度、火炎半径

ボア径	86	ボア面積	5808.804816
火炎面積割合	面積	火炎半径	クランク位置 [degATDC]
5%	290.4402	9.6	
10%	580.8805	13.6	-5
20%	1161.761	19.2	0 TDC
30%	1742.641	23.6	
40%	2323.522	27.2	
<b>50%</b>	<b>2904.4</b>	<b>30.4</b>	<b>10</b>
60%	3485.283	33.3	
<b>70%</b>	<b>4066.16</b>	<b>36.0</b>	<b>15</b>
80%	4647.044	38.5	
<b>90%</b>	<b>5227.92</b>	<b>40.8</b>	<b>20</b>
100%	5808.805	43.0	

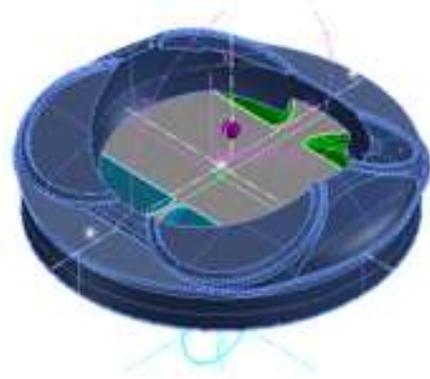
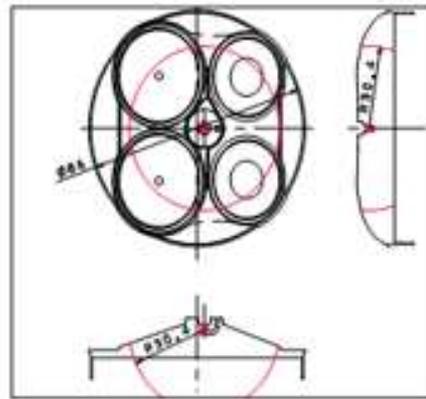
多点点火した場合の火炎半径については、火炎の干渉効果により火炎は歪むので球形に進展するとは言えないが[104]、ここでは簡易的に球状火炎伝播が進展する中で、オーバーラップする部分として表現し、表 5.2 に示す火炎半径を、多点点火でも用いることにする。この伝播半径を用いて、多点点火の場合の燃焼室に占める火炎伝播容積を幾何学的に求め、燃焼室で火炎伝播していない容積をエンドガス容積とする。

図 5.15 に 50%AFB の場合の作図例について示す。点火数とその位置により、どの部分の未燃体積が減少するか理解出来る。図 5.16 に 70%AFB の火炎半径を使って描いた点火数と点火位置による未燃体積の計算結果を示す。1 点点火ではボア中心 (Ctr) 点火が最も未燃体積が小さい。2 点点火では、吸気側+排気側 (IN+EX) が最も未燃体積が大きく、その他の 2 点点火はほぼ同等ながら、中心と吸気の 2 点点火が最も小さい。4 点点火では、ボア周辺からの吸気+排気+Fr+Rr の両サイドからの点火が最も未燃体積は小さい。

ピストン位置  
50%火炎半径

10 [degATDC]  
30.4 [mm]

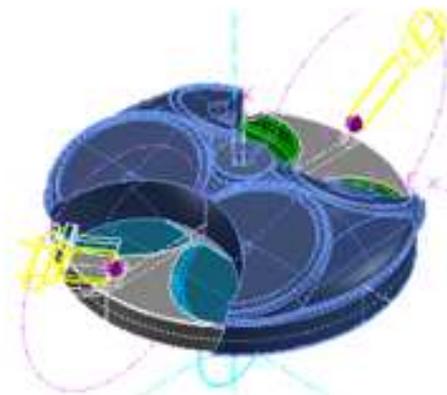
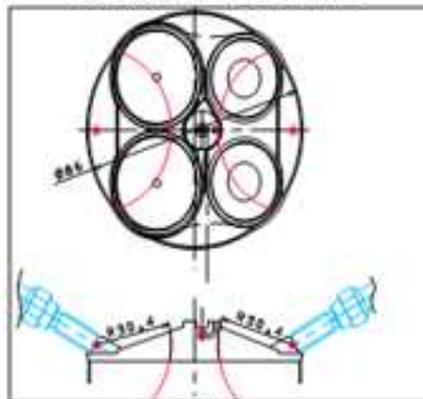
1点中心点火プラグ配置



未燃体積 [mm<sup>3</sup>]

24726

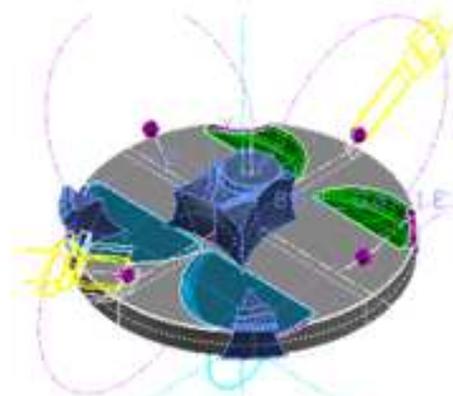
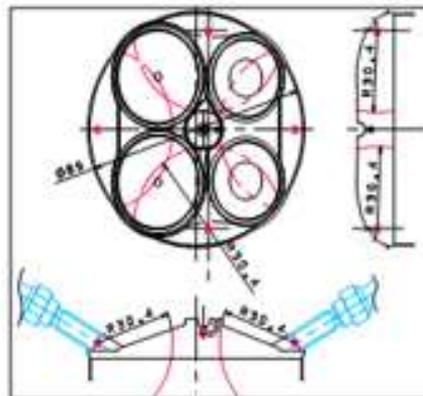
2点 吸気側+排気側配置



未燃体積 [mm<sup>3</sup>]

35106

4点 Fr側+R側+吸気側+排気側配置



未燃体積 [mm<sup>3</sup>]

5084

図 5.15 50%AFB : 点火数と点火位置による火炎伝播解析例

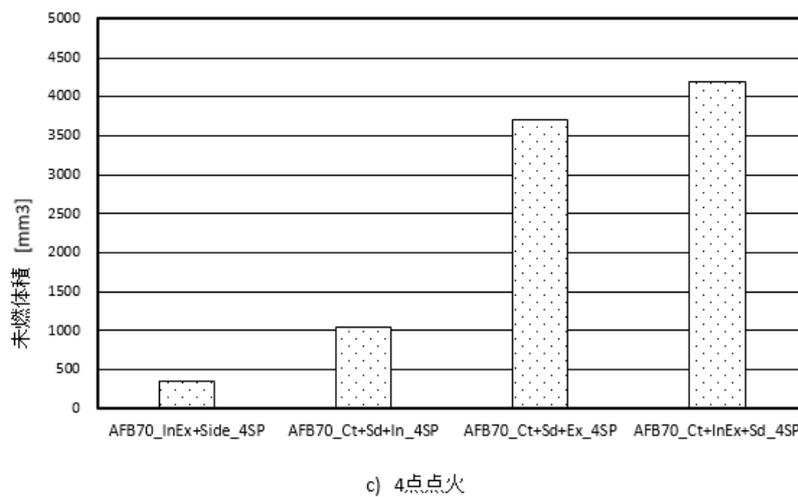
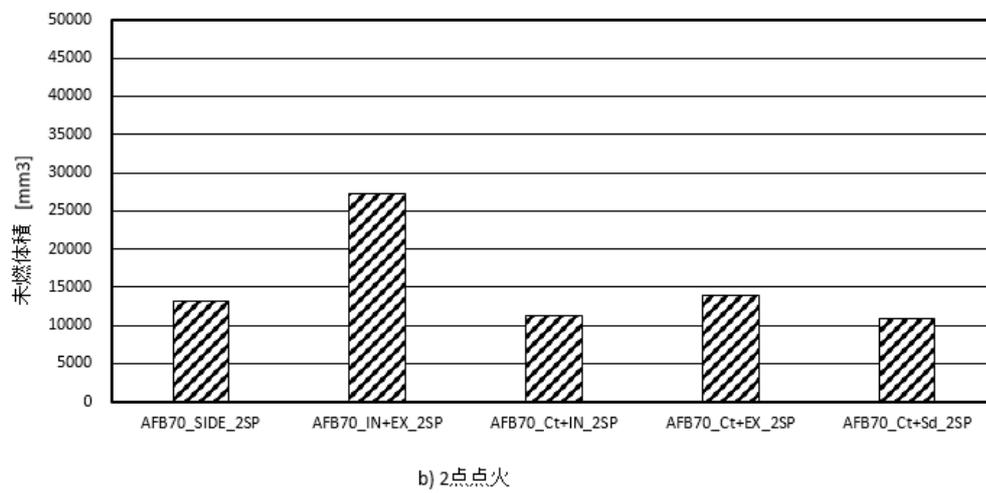
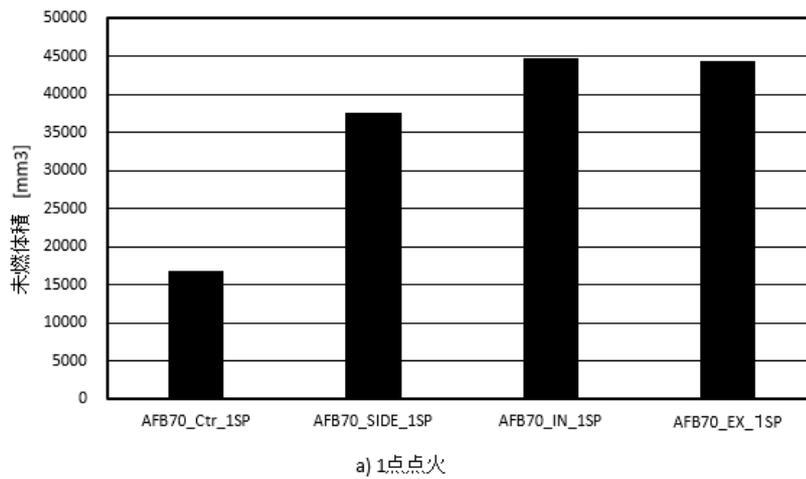


図 5.16 1 点点火 70%AFB 火炎半径で描いた点火数と点火位置による未燃混合気体積

## 5.2.4 多点点火の基礎実験（吸気ポート噴射）

純粹に点火の影響だけを抽出する為に、直噴エンジンに比べて均一な混合気を生成しやすい吸気ポート噴射エンジン仕様で、多点点火試験を実施した。点火プラグを合計5箇所を設置出来るように図 5.5 に示した単気筒エンジンの燃焼室を図 5.17 のように改造して実験した。

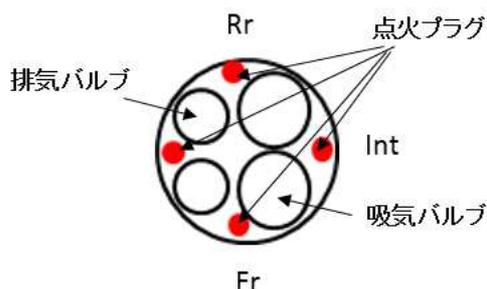


図 5.17 多点点火プラグ配置

試験運転は 2000rpm 最大出力（WOT）運転で点火時期を変更して、下記に記すノック指標を横軸に点火プラグ数の影響について、出力性能、燃焼データ（ $P_{max}$ , 0-10%MF, 10-90%MF, MFB50%, COV(%),  $P_{max}$  タイミング ( $P_{maxP}$ )), IG.T をデータプロットして比較した。尚、ノッキング指標は、図 4.14 に示したノッキング強度と頻度をもとに次のように定義した。

<ノッキング指標>

0 : 3Kpa 以下、1 : 6Kpa、2 : 14Kpa、3 : 21Kpa、4 : 28Kpa、5 : 35Kpa、6 : 42Kpa とした。また、-1, -2 は、ノック無しから、点火時期を 1deg ずつ遅角したノッキング強度を表す。

先ず 1 点点火について、試験結果を図 5.18 に示す。点火時期要求は、中心点火が一番遅く、次が吸気点火とサイド点火が同等であった。排気側点火は著しく早く、初期燃焼 0-10% が最も長い。排気側特有の高温温度場が、排気側の筒内混合気を希薄化して、火炎速度が高まらなかった可能性がある。主燃焼期間については、中心点火が最も短く、他はほぼ同等の結果である。同様に  $P_{max}$  は 1 点点火が最も高い。トルク性能もこの順番通りとなっている。結果的には、燃焼効率と出力性能から中心点火が最適である。幾何学的に未燃ガス体積を解析した図 5.16 a) の 1 点点火を見ると、中心点火による未燃ガス体積が最も小さく、排気側点火が最も未燃ガス体積が大きいという結果で、点火時期要求と同じ傾向にある。

2 点点火の位置を変更して実験を行った結果を図 5.19 に示す。図中には中心 1 点点火の結果 No.198 (図中、黒線) を比較として記したが、排気側と中心点火の 2 点点火、試験 No.164(図中、緑線)が 1 点点火のトルク性能と同等であるものの、それ以外は 1 点点火を上回ることはない。最も特徴的なことは燃焼期間 0-10%と 10-90%に現れており、吸気側と排気側の 2 点点火は他の場合よりも最も長い。その結果、MFB50%の到達するクランク時期も最も遅い。未燃ガス体積は図 5.16 b) から、吸気側と排気側の 2 点点火が  $27000\text{mm}^3$  と非常に大きく、その他の 2 点点火の場合は  $15000\pm 3000\text{mm}^3$  と 1 点中心点火の  $17000\text{mm}^3$  と同範囲である。吸気側と排気側 2 点点火の場合、火炎伝播の方向として、未燃ガス部分が大きいことが、他に比べて燃焼効率を悪くしていることが幾何学的解析から分かる。

4 点点火試験の結果を図 5.20 に示す。4 点点火になると点火プラグの位置によらず、1 点点火の試験 No.198 を上回る出力性能を得ることが出来る。その中でもベストの配置はセンタ一点火を除いた吸気側+排気側+Fr 側+Rr 側の 4 隅からの点火、試験 No.172 である。この No.172 の特徴は、初期燃焼期間 0-10%が短いことと  $P_{max}$  が他に比べて高いことである。未燃ガス体積の解析図 5.16 c)で示された結果からも、同様に In+Ex+Side の 4 隅の点火が最小値を示しているので、火炎干渉を乗り越えて 1 点点火よりも火炎伝播が進みやすい位置であることが分かる。

5 点点火試験の試験結果を図 5.21 に 4 点点火のベストであった試験 No.172 との比較で示す。結果的には、4 点点火を上回る出力性能は得られなかったが、約  $2\text{degCA}$  ほど初期燃焼期間が 4 点点火よりも早いことが分かった。

以上の試験結果から多点点火の性能と未燃ガス体積については相関があることが分かったので、改めて点火数と性能に与える要因について考察する。まず、1 点点火、2 点点火、4 点点火、5 点点火で最も高いトルク性能を示した試験 No.を選び、表 5.3 に示す。点火数毎にピークトルク性能に与える要因を解析した結果を図 5.22 に示す。4 点点火の最大トルクが最も高く、その割に体積効率は 2 点点火に比べて僅かではあるが 0.5%程度低い。その一方で、MFB50%に達する(約 AFB80%)クランク角度時期は最も早く、排ガス中の残存酸素量  $\text{O}_2$  は 0.26%で 2 点点火の 0.25%に次いで小さく、4 点点火の燃焼効率の高さが分かる。

図 5.23 に表 5.3 の点火位置についての未燃ガス体積について、AFB50%,70%,90%の場合についてまとめて示す。この図からも 4 点点火と 5 点点火では、AFB70% (ほぼ MFB40%)になると、優位差が見られず、図 5.21 の試験結果を裏付けていると考えられる。

以上のことから、1 点点火では中心点火が最も性能が良く、それを超える点火プラグの配置は、吸気側+排気側+両側面の 4 点点火で、それは幾何学的な球状火炎伝播解析からも理解されることが示された。

\*\*\* 1点点火 場所比較 \*\*\*

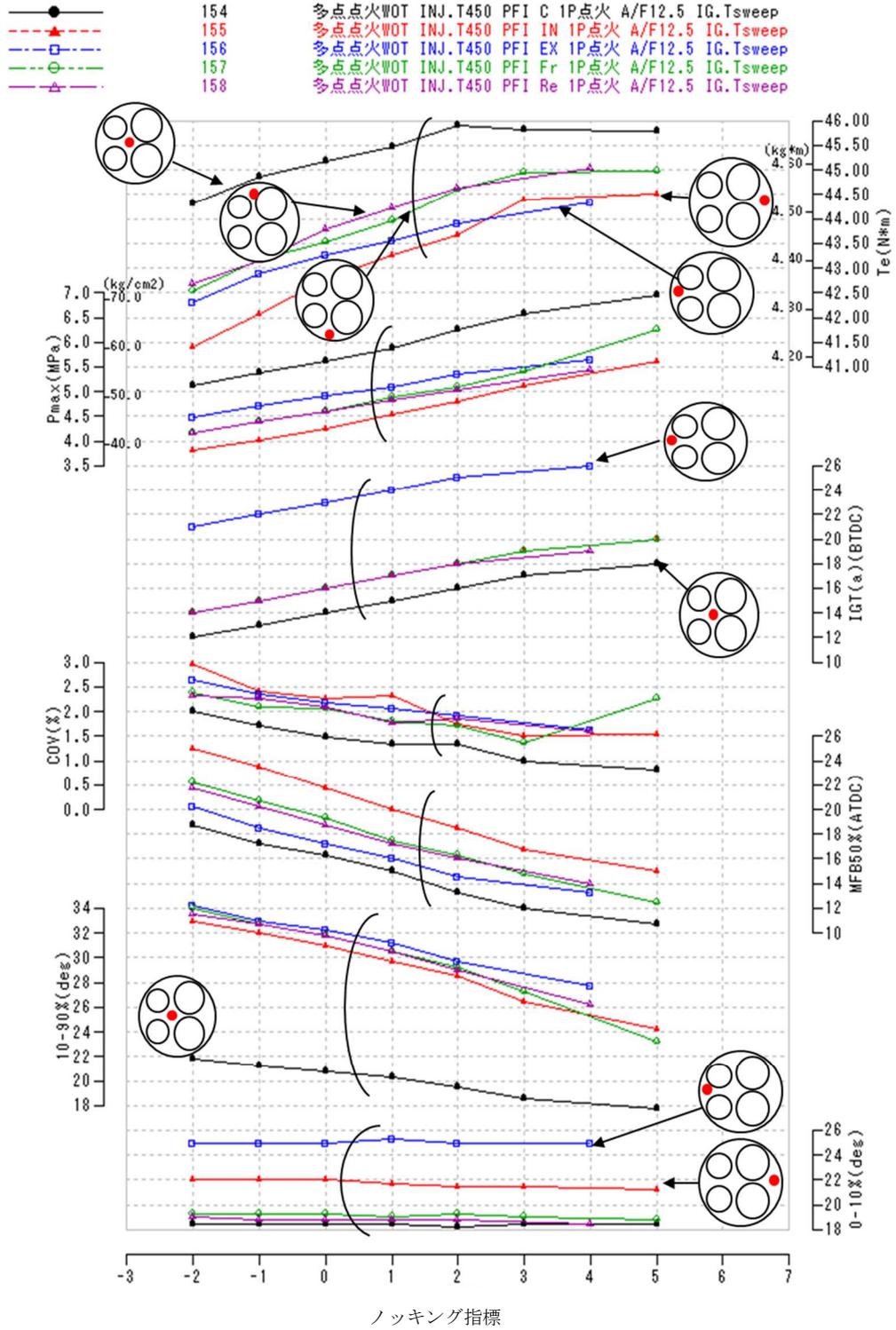


図 5.18 1 点点火試験

\*\*\* 2点点火 場所比較 \*\*\*

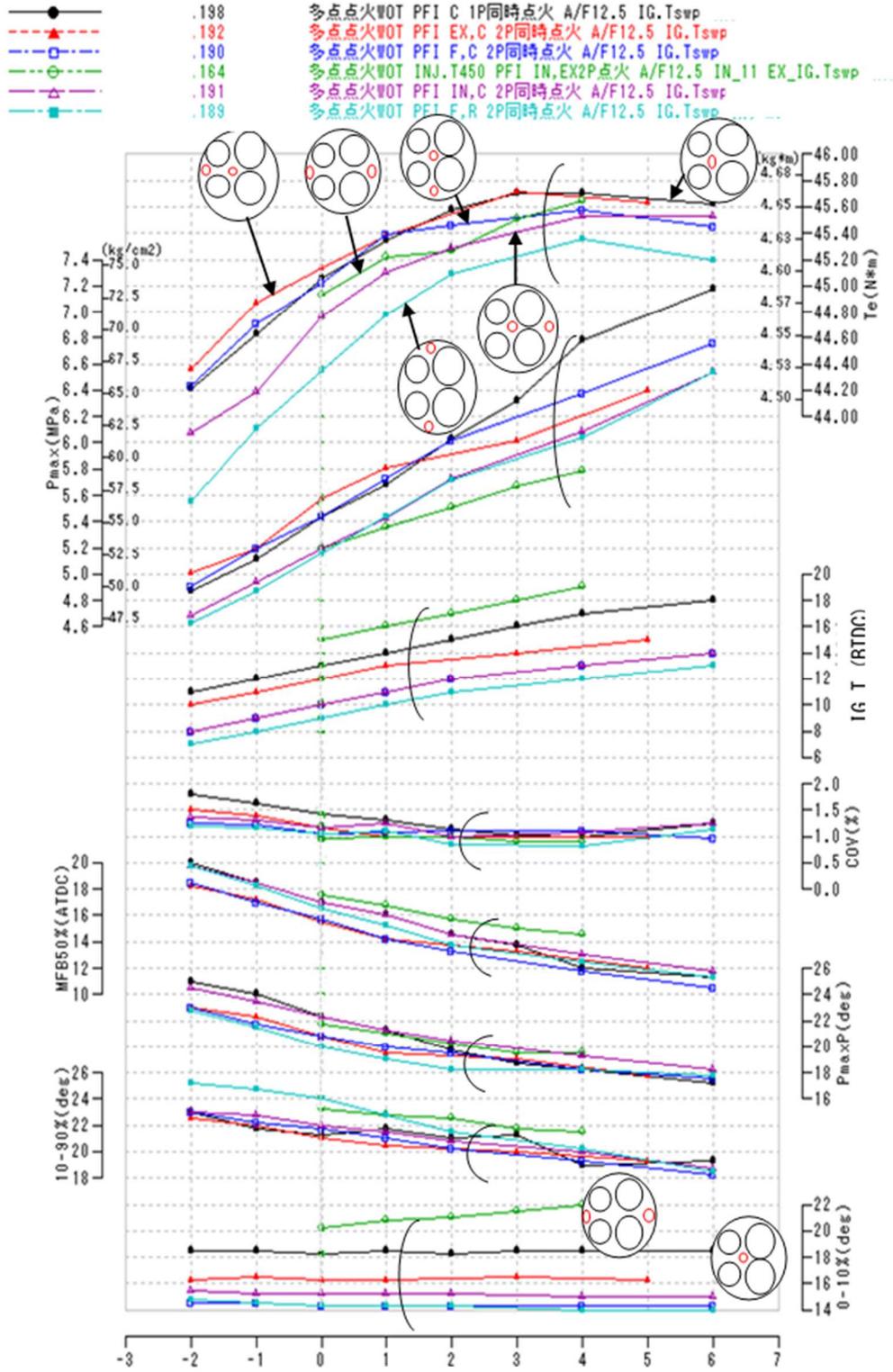


図 5.19 2 点点火試験

\*\*\* 4点点火 場所比較 \*\*\*

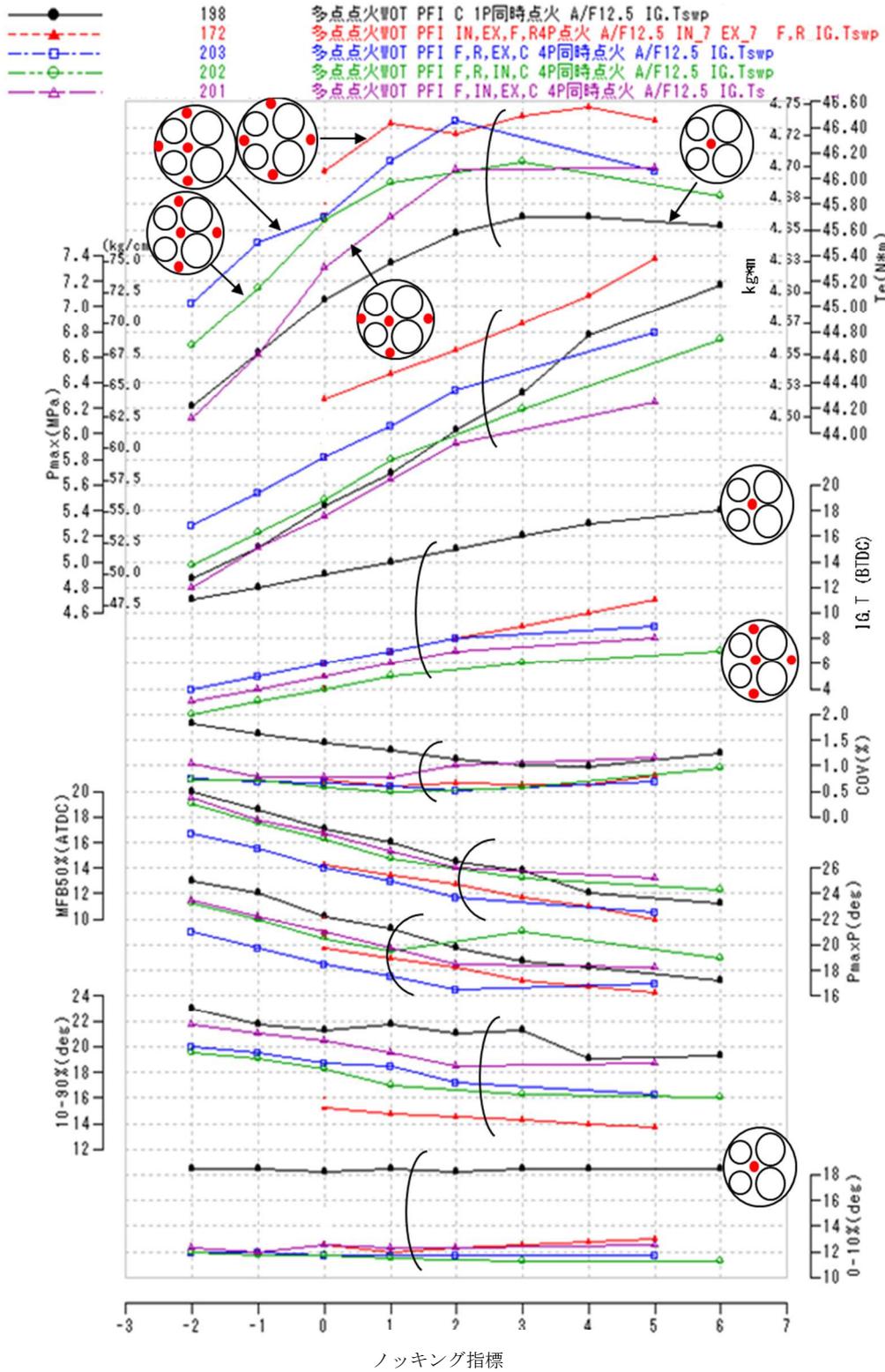


図 5.20 4 点点火試験

\*\*\* 4点 vs 5点点火比較 \*\*\*

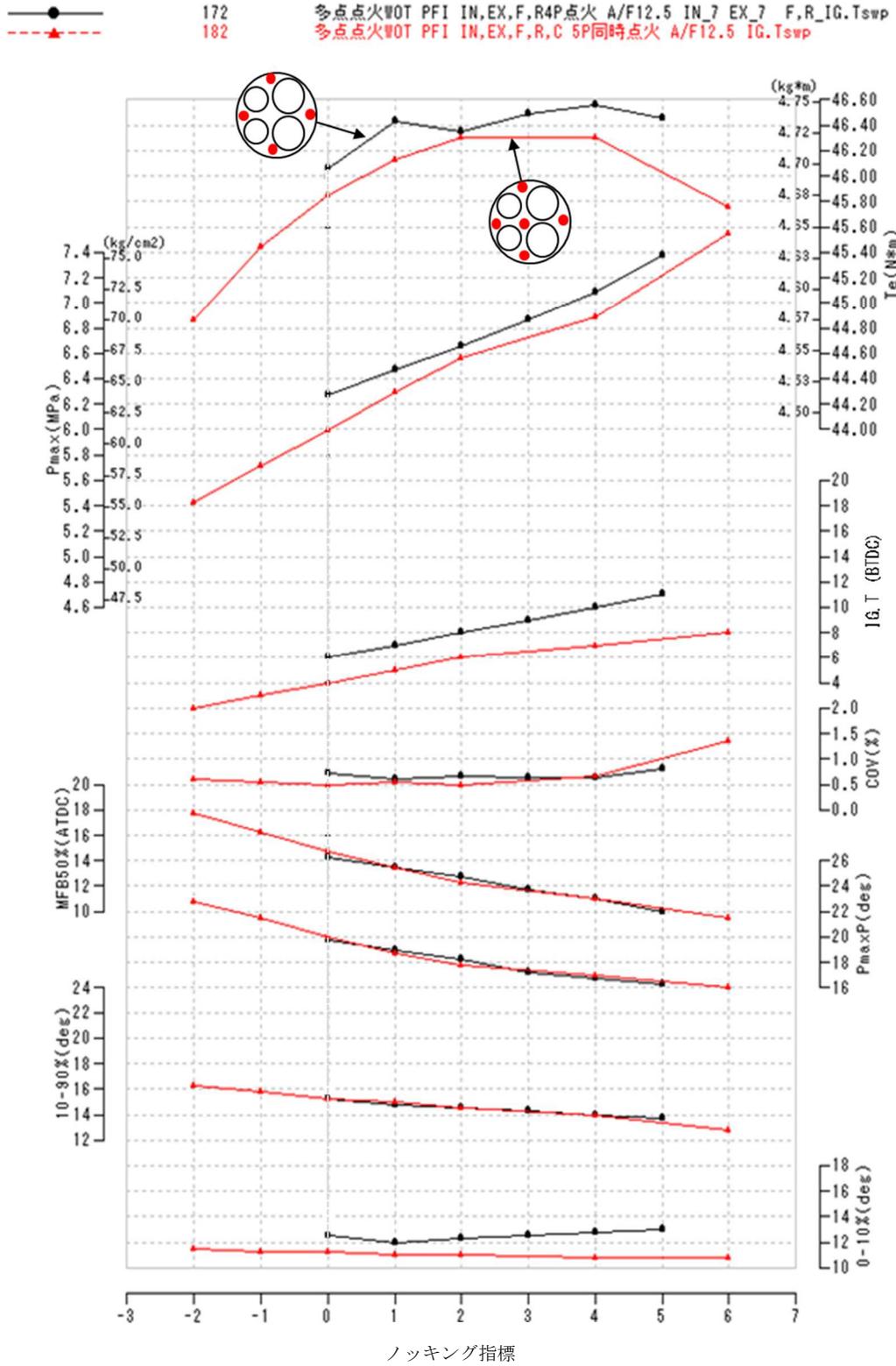


図 5.21 4 点点火と 5 点点火試験

表 5.3 点火数と試験 No.

点火数	試験No	点火位置
1	154	中心
2	192	中心+排気
4	172	吸気+排気+Fr+Rr
5	182	中心+吸気+排気+Fr+Rr

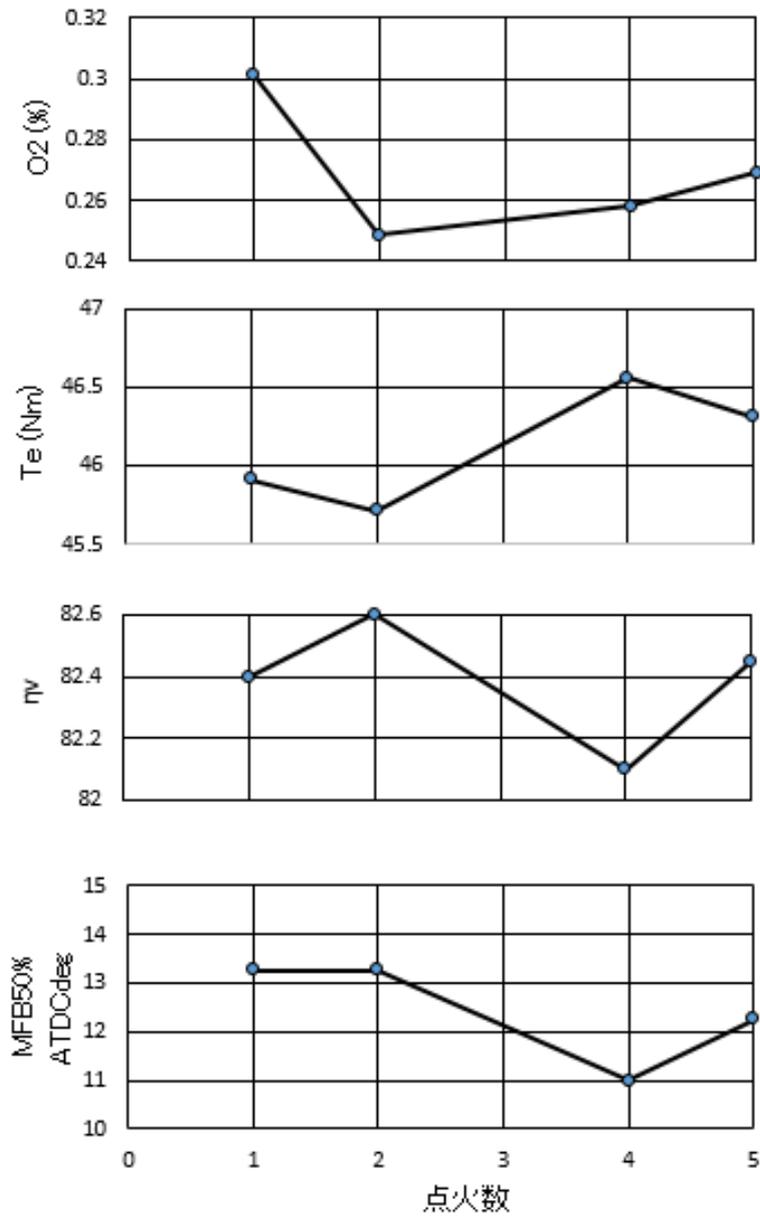


図 5.22 点火数と性能因子

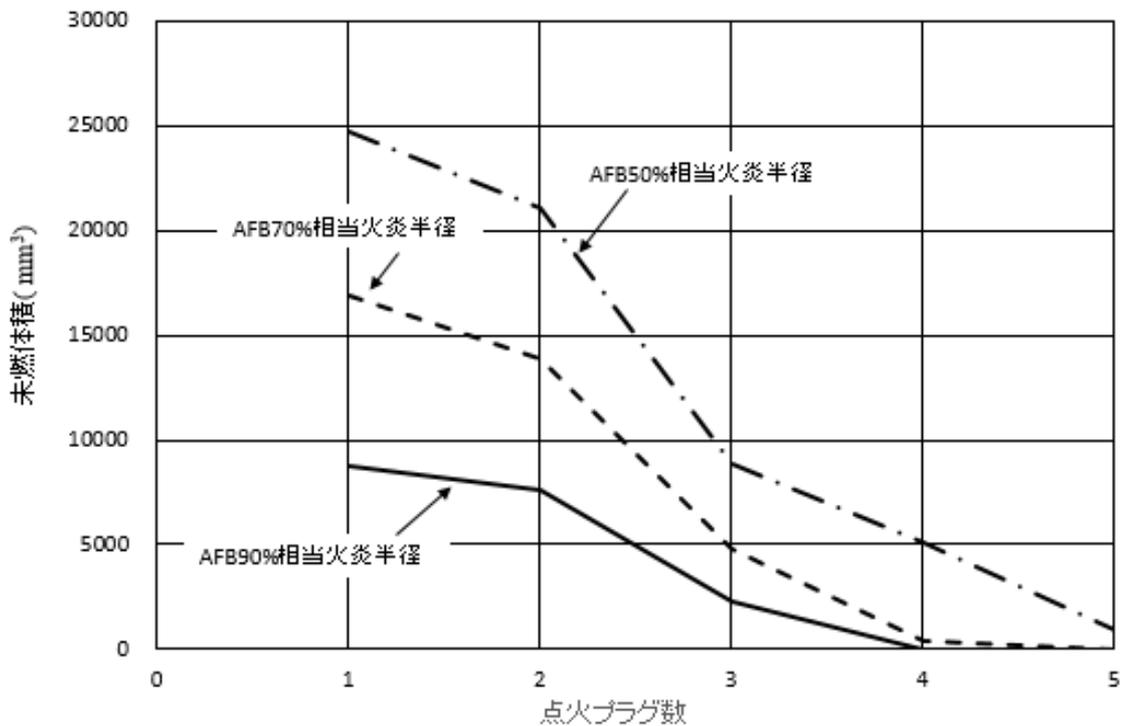


図 5.23 未燃ガス体積と点火数のまとめ

### 5.2.5 燃焼サイクル変動と多点点火の考察

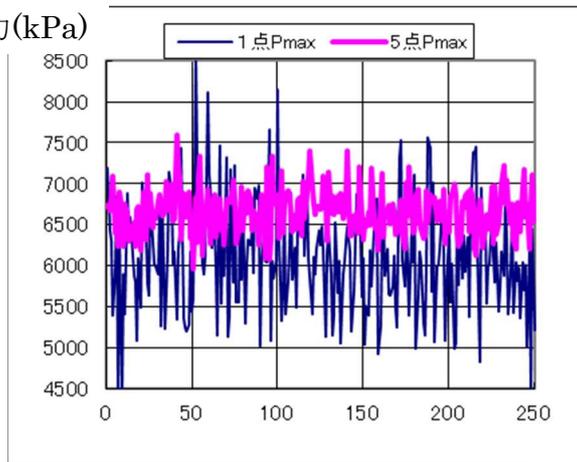
前項までの結果で、1 点点火よりも外周からの 4 点点火もしくはそれに中心点火を加えた 5 点点火の燃焼効率が低いことが示された。そこで、本項では、4.6 項でも論じた燃焼変動サイクルについて多点点火による抑制について考察する。

試験エンジンは図 5.17 と同じエンジンで、1 点点火と 5 点点火について 250 サイクルの燃焼変動を比較調査した。

図 5.24 a) に 最大燃焼圧力変動を、図 5.24 b) に平均有効圧力 (NMEP) の変動を示す。5 点点火にすると 1 点点火に比べて燃焼サイクル変動が著しく小さくなる。図 5.24 c) に 1 点点火と 5 点点火の燃焼波形の違いを示す。5 点点火の方が、点火時期を遅らせても、急速燃焼させることが出来ていることが分かる。燃焼開始から  $P_{max}$  までの燃焼圧力勾配を比較すると、1 点点火は  $92\text{kPa/deg}$  に対して 5 点点火では  $169\text{kPa/deg}$  と 1.8 倍の燃焼勾配となっており、急速燃焼が実現されている。

以上より、5 点点火と同等の火炎伝播を用いれば、燃焼サイクル変動は抑制され、過大な  $P_{max}$  の燃焼サイクルが減少し、ノッキングの発生を抑えられる。その抑制に応じて、圧縮比を高められる可能性があり、結果的に出力性能の向上と燃費向上に寄与すると考えられる。

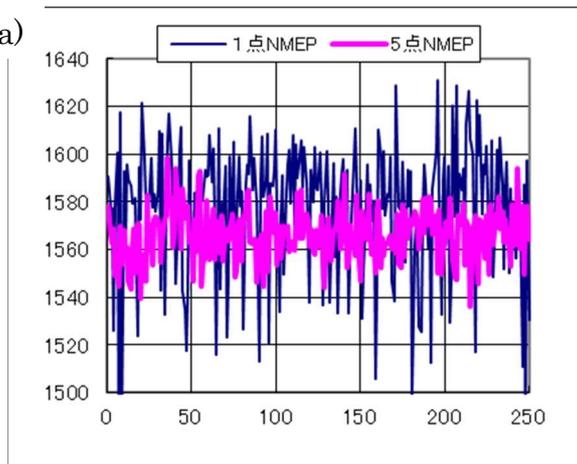
燃焼最大圧力(kPa)



a) 燃焼最大圧力

燃焼サイクル数

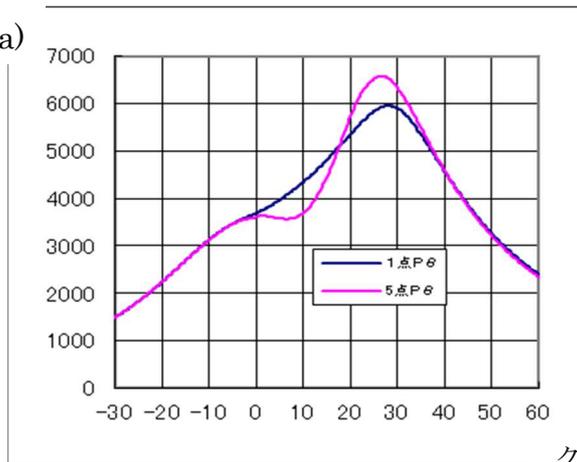
平均圧力(kPa)



b) 平均圧力変動

燃焼サイクル数

燃焼圧力(kPa)



c) 燃焼圧力波形

クランク角度

図 5.24 1 点点火と 5 点点火の燃焼圧力波形の比較

## 5.2.6 直噴2方向液膜噴霧と多点点火の検討

5.2.4 項 のポート噴射、多点点火試験の結果から性能上優位性を示した4点点火を採用して、燃焼室上部中心に2方向液膜噴霧インジェクタを配置 (Top Feed) した直噴エンジンについて熱効率向上の検討を実施する。

### 5.2.6.1 WOT 性能とノッキング強度

試験エンジンの基本仕様は図 5.5 と同じで、図 5.25 に示すように4点点火出来るように燃焼室を改造してある。試験は噴霧方向を変更して、点火時期を進角した場合のノッキング強度と出力について実施した。尚、比較のために2点点火の場合についても評価している。試験運転方法は5.2.4 項と同じである。点火プラグの位置と噴霧の方向についての表示は図 5.25 の通りで、試験結果を図 5.26 に試験結果と共に示す。

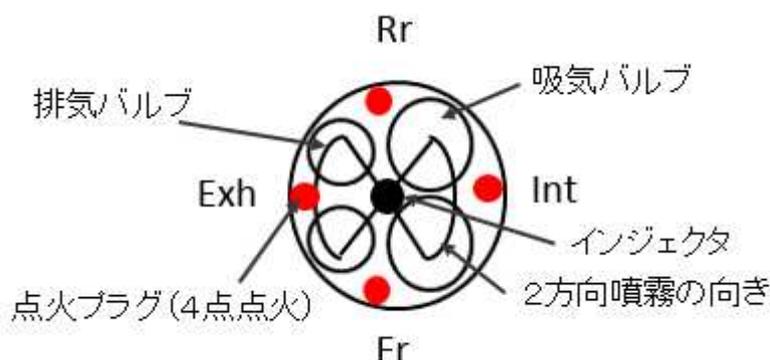


図 5.25 点火プラグ位置と噴霧方向

4点点火は2点点火よりも、どの噴霧方向であってもトルク性能は上回っている。特に4点点火の場合には、主燃焼期間 10-90%は2点点火（試験 No.195,197,207,209）よりも4degCAから8degCAほど早いことが分かる。4点点火の場合の2方向噴霧の向きについては、吸気+排気側噴射の方（試験 No.205）が、Fr+Rr 方向噴射（試験 No.193）よりも初期燃焼期間と主燃焼期間ともに短く、点火時期の要求は4degCAほど遅いことから、急速燃焼が実現されていることが分かる。その結果として、わずかではあるが、最大トルクは吸気+排気側噴射の方が0.4%程度高い。

また、2点点火の試験結果を見ると、点火プラグ方向に向かって、燃料を噴射するよりも、点火プラグと90度直行する方向に噴射する方が性能は高い。その中でも、吸気+排気側噴射とサイド2点点火の組み合わせ（試験 No.209）は主燃焼期間が他より短く、トルク性能も高い結果を示している。この結果からは、点火プラグ近傍に混合気を配するのは、燃焼効率上好ましい結果を与えないことが分かる。

混合気を形成する上では、液膜噴霧は吸気弁からの気流にさらされた方が有利であることも2点点火と4点点火の吸気+排気側噴霧の試験より確認された。

\*\*\* 2スリット噴射方向比較 IN+EX, Fr+Re, 4点同時点火 \*\*\*

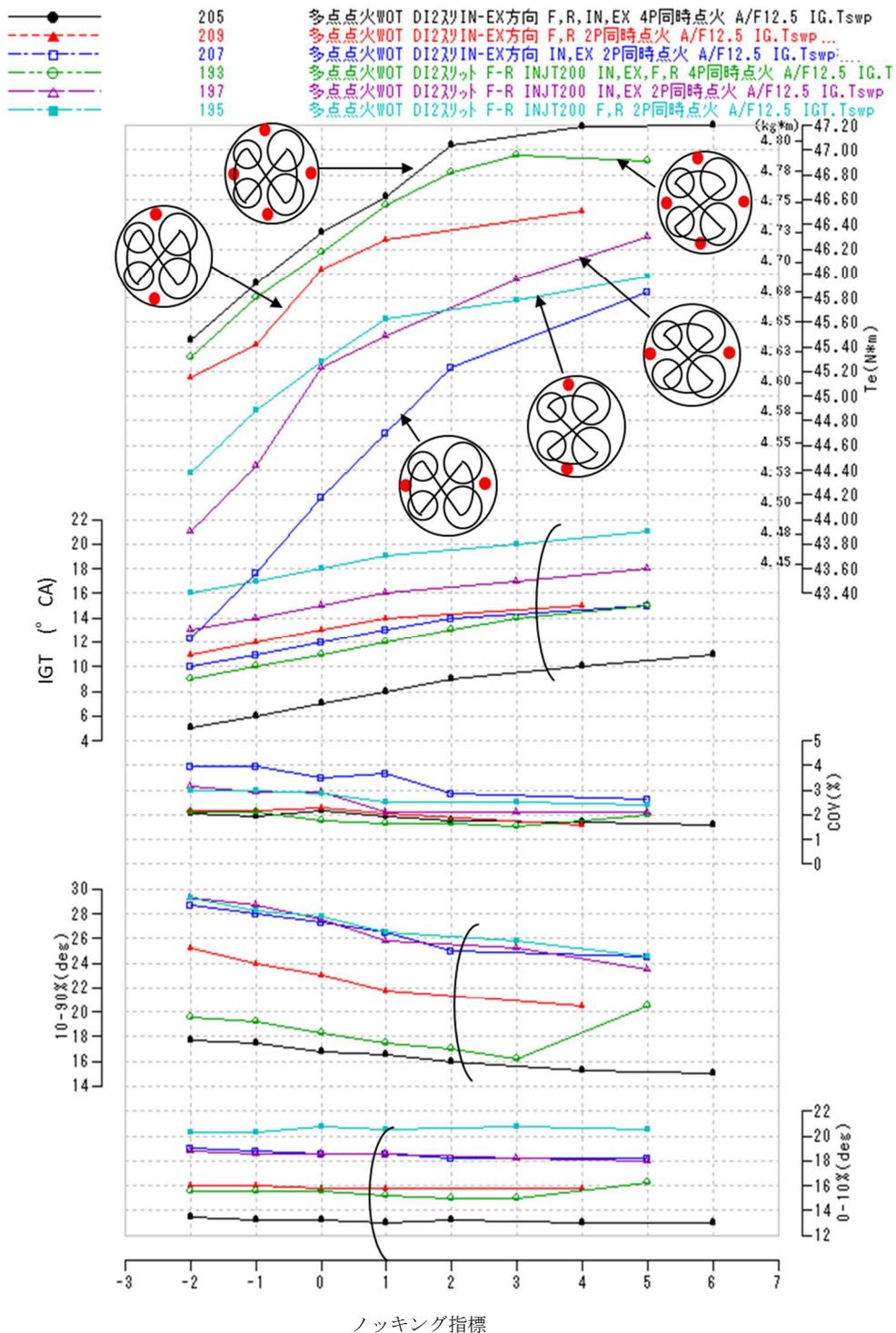


図 5.26 2方向液膜噴霧と点火プラグ配置 検討試験

### 5.2.6.2 成層リーン燃焼の可能性

Top Feed 2 液膜噴霧を用いて、多点点火とした場合のリーン燃焼の可能性について、以下の3ケースについて検討した。この場合、特にピストンにはキャビティを設けていない。

- ① 吸気側と排気側への噴霧と同方向での2点点火
- ② 11.4.3 項と同様に噴霧方向を  $Fr+Rr$  として、 $Fr+Rr$  の2点点火
- ③ 噴霧は②と同じ  $Fr+Rr$  方向噴射で、点火は4点点火

試験結果を図 5.27 に示す。リーン燃焼限界  $COV5\%$  を判断基準とすると、噴射方向が  $Fr+Rr$  の②と③のケースが  $A/F28$  程度まで安定している。点火数については、 $COV$  を見る限りでは  $A/F27$  まででは4点点火が優位あるが、燃焼質量割合 0-10%, 10-90% の数値を見る限り、2点点火との優位差があるとは言えない。結果的には5.2.6.1 項での WOT 性能結果とは異なり、5.1.5 項と同様に点火プラグ位置が  $Fr+Rr$  方向で噴霧もその方向に噴射するコンセプトが成層リーン燃焼としては成立性があることが再確認された。

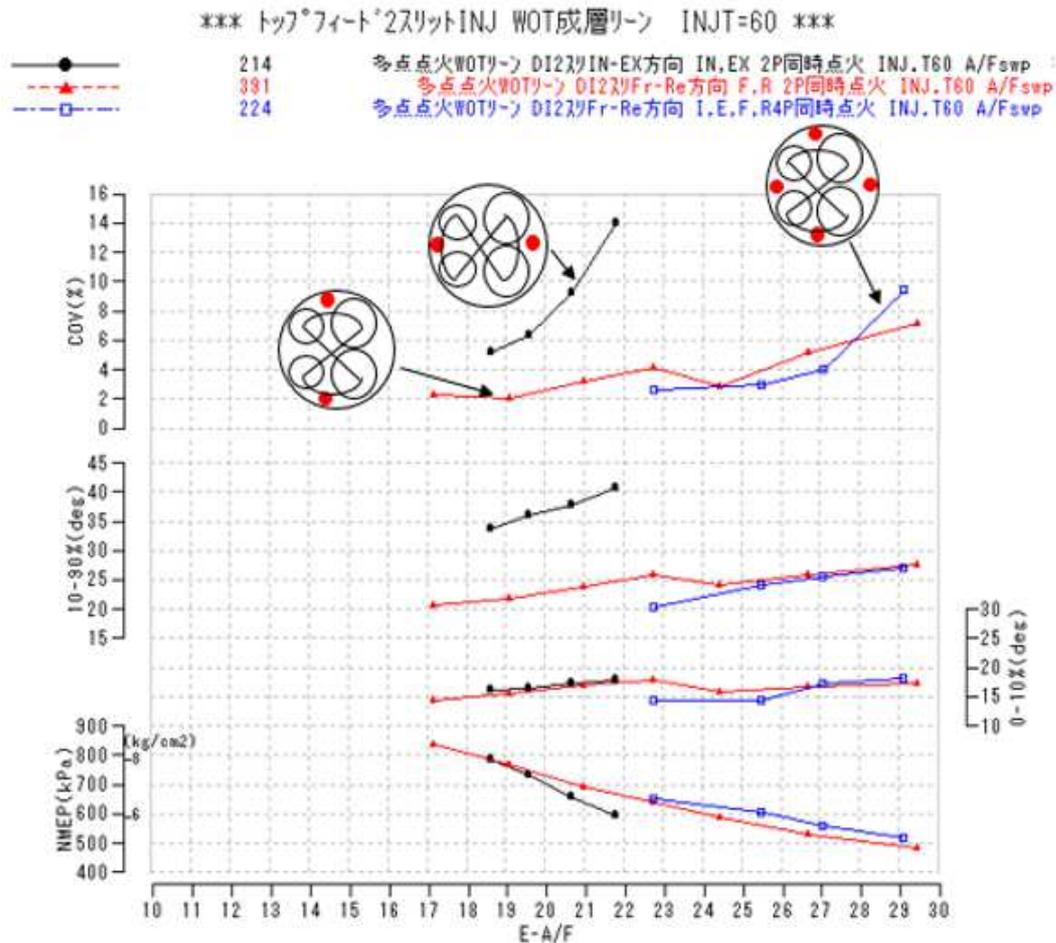


図 5.27 Top Feed 2 液膜噴霧のリーン燃焼限界

### 5.3 結言

本章では、直噴ガソリンエンジンのポテンシャル拡大について検討を試みた。

- (1) 成層リーン燃焼については、2 点点火と点火プラグ方向への 2 方向噴霧というコンセプトの燃焼的な可能性を示した。
- (2) 高圧縮比化の観点で燃焼サイクル変動の抑制を目的に、多点点火と直噴の組み合わせを検討した結果、1 点点火を上回る燃焼安定性を得るには、4 点点火に例示されるようなボア周囲からの燃焼と 2 液膜噴霧の噴射方向を吸気と排気方向にするコンセプトが最適との結論を得た。
- (3) 一方で成層リーン燃焼においては、噴霧は  $Fr+Rr$  の点火プラグ方向に噴射することが優位であり、急速燃焼により圧縮比を向上させる場合にはむしろ噴霧は点火プラグとは直行する方向の吸気+排気方向に噴射する方が優位であるという両立が困難な結果となった。これらの点については、さらに検討する必要がある。

## 参考文献

97. 中村、梅花、柴田、“多点点火エンジンの研究”、自動車技術会論文集、No.33 (1986)、pp.18-24
98. 山本、堀田、松岡、“火炎伝播形態が燃焼および排気に及ぼす影響”、自動車技術会学術講演会前刷集、No.902, Vol.1 (1990), pp. 197-200
99. J.B. Heywood, “Combustion and its Modeling in Spark-Ignition Engines”, International Symposium COMODIA 94 (1994), pp.1-15
100. H Ma, S Marshall, R Stevens and R Stone, “Full-bore crank-angle resolved imaging of combustion in a four-stroke gasoline direct injection engine”, Proc. IMechE Vol.221 Part D: J. Automotive Engineering, (2007), pp.1305-1320
101. J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals (1988), p.408, McGraw-Hill
102. 早川、三木、久保、永野、北川、“球状伝播予混合乱流火炎の燃焼速度および火炎面形状の有効乱れ強さによる変化”、日本機械学会誌、第 55 巻、172 号 (2013)、pp.202-209
103. 小坂、野村、永岡、稲垣、久保、“LES によるガソリンエンジン筒内燃焼計算のための火炎伝播モデルの開発”、自動車技術会論文集、Vol.41, No.4 (2010), p.827-837
104. 吉永、河合、猪頭、中村、矢野、“直列多点点火火花の着火性向上”、自動車技術会論文集、Vol.28, No.3 (1997), pp.5-9
105. 宣、小野、村瀬、川野、中屋、“多重点火とスワール流による燃焼制御の火炎挙動と燃焼特性”、自動車技術会論文集、Vol.29, No.1 (1998), pp.5-10
106. Von Helmut Endres, Heinz-Jakob Nuesser und Rainer Wurms, “Entwicklung Tumble-unterstützter Brennverfahren mit Hilfe neuester Entwicklungsmethoden”, MTZ Vol. 55 (1994), pp.592-598

## 第6章 結論

従来の吸気ポート燃料噴射ガソリンエンジンでは、混合気を筒内に導くための蒸発したガソリンと、空気との混合を担う場所は吸気ポート内であった。この従来エンジンは、混合気形成にとって十分な時間と空間を確保出来ることから、高速で予混合燃焼をする4バルブDOHCエンジンとして、排ガス規制のための3元触媒の進化と相まって、性能維持と排出ガス規制対応に向けて発展してきた。しかしながら、燃費向上が新たな時代の主要課題となり、混合気形成の自由度を優先的に確保し、成層リーン燃焼と高圧縮比化に可能性のある直噴ガソリンエンジンの開発を実施する必然性が生じた。

本論文では、このような期待に対して、ガソリン直噴エンジンの熱効率向上と実用化について以下の観点で研究成果を論じた。

- 1) 混合気形成の基礎と吸気ポート開発手法の提案
- 2) 噴霧シミュレーションと筒内可視化手法の実際と応用
- 3) 成層リーン燃焼コンセプトの開発と燃費低減効果
- 4) ノッキング抑制と高圧縮比直噴エンジンの実用化
- 5) 直噴混合気形成と火炎伝播、およびノッキング抑制の関係
- 6) ポート噴射と直噴の組み合わせの効果
- 7) 多点点火、噴霧形状と方向の組み合わせによる今後の直噴エンジンのポテンシャルと課題

第2章では直噴ガソリンエンジンの筒内混合気形成の基礎検討を進めた結果、筒内流動の強化の重要性、その開発手法としてのピトー管吸気ポート出口流速分布計測法の有効性、直噴ガソリンインジェクタの一連の観察手法と噴霧シミュレーション手法による噴霧特性の把握の重要性について述べた。また、噴霧シミュレーションについては、本論の燃焼コンセプト検討に使用する目的では許容するとしたものの、抗力係数を含めて、本来のインジェクタ形状を表現し切れておらず、インジェクタ内からの微粒化機構を含めたシミュレーション法の発展に期待を述べた。

第3章では、単気筒エンジン実験による成層燃焼コンセプト開発、特にピストンキャビティ形状の選択、筒内混合気のレーザー誘起蛍光法(LIF)による可視化による混合気形成の把握について詳細に論じた後、成層リーンエンジンの燃費向上の寄与について現状を総括した。成層リーン燃焼コンセプトは、直噴エンジンならではの圧縮行程噴射を活用した点で画期的であるが、成層リーン燃焼領域が運転領域全体の中では狭く、ポート噴射エンジンと成層リーン燃焼エンジンの燃費向上幅について、調査した結果では、低負荷域での燃費効果は12%と有効性が認められるものの、負荷が高くなるとその効果は6.5%程度というレベルに留ま

ることが判明した。

第4章では、均一混合気直噴エンジンの高圧縮比による燃費向上について、ノッキング抑制の観点から直噴インジェクタ噴霧形状の最適化と実用化技術について述べた。高圧縮比化については、噴霧形状の選択と混合気濃度の不均一性が及ぼすノッキングへの影響について、SHELL model によるノッキング強度計算と稼動バルブ面を含めた燃焼室全面へのイオンプローブ装着法による詳細な火炎伝播計測による解析を実施した。その結果、直噴噴霧による局所的なリッチ混合気によりノッキングが抑制され、圧縮比を高められる可能性があることを明らかにした。火炎伝播計測からは、噴霧方向、噴霧形状、点火数、筒内流動により火炎の推移が異なることが明らかになり、縦2液膜噴霧がその中でもボア壁と同心円状の火炎形状を維持しやすいことが分かった。この噴霧形態とポート噴射の組み合わせでは、DI比率50~60%が最も燃焼効率が高くなることを示した。また、圧縮比を向上されるには、燃焼コンセプトのみならず、量産化による実用エンジンのコンポーネント形態による燃焼変動抑制の重要性について例示した。

結果的に、上述の縦2液膜噴霧による同心円状火炎伝播による高圧縮比化特性とポート噴射の組み合わせ（2005年当時世界初）による燃焼効率の向上技術を基本として圧縮比11.8のV6 3.5Lエンジンの実用化に寄与することが出来た。

第5章では、直噴ガソリンエンジンの将来に向けた可能性の検討を実施した。

特に、2点点火と2方向噴霧による成層燃焼の可能性、多点点火による燃焼変動の抑制効果と、多点点火と直噴によるノッキング抑制について、WOT性能の優位さから検討を実施した。結果的には、4点点火が優位であり、2液膜噴霧の噴射方向を吸気と排気方向にすることが最適との結論を得た。但し、成層リーン燃焼については、Fr-Rr方向への噴射方向でA/F27までの安定性が確保出来ることから、成層リーン燃焼と高圧縮比燃焼を両立させる課題が残ることを示すことが出来た。

以上のことから、直噴ガソリンエンジンの熱効率向上について、多岐に亘って検討した結果を示した。基本的には、圧縮比を向上させる手段が最も有効であり、その為にはシリンダ内の火炎伝播が均一になるような、燃焼コンセプトを選択することが重要と思われる。その為の方策は、目下のところポート噴射と直噴の組み合わせが有効と思われる。将来については、多点点火など他の要素を取り入れた開発が着手されることに期待したい。

## 謝辞

東京大学大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻、津江光洋教授には学位審査の機会を与えて頂き、その遂行にあたって終始、ご指導を頂いた。ここに深謝の意を表す。同専攻小柴公也教授 並びに、同専攻中谷辰爾准教授、同大工学系研究科機械工学専攻 山崎由大准教授、九州大学 村瀬英一名誉教授には副査としてご助言を頂くとともに本論文の細部にわたりご指導を頂いた。ここに深謝の意を表す。

本研究の第 2 章の 2.4 項の実験、吸気ポート数値解析ではトヨタ自動車(株) 東富士研究所との協同研究時のデータ利用にご理解を頂いた。ここに関係者各位に感謝の意を表す。

本研究の第 3 章の 3.6 項の実験では Ford Motor Company Ltd, Dr. Schamel に協同開発時の資料利用にご協力頂いた。ここに感謝の意を表す。

本研究の第 4 章の 4.5 項のイオンプローブ測定について、(株) 日本部品総研のご指導とトヨタ自動車(株) 東富士研究所のご理解を頂いた。ここに関係者各位に感謝の意を表す。

論文作成に当たっては、ヤマハ発動機(株) AM 事業部から研究資料の提供ならびに使用許可を頂いた。ここに関係者各位に感謝の意を表す。

本論文は筆者が AM 事業部在籍中に共に研究を実施したメンバー各位の多大な協力と支援によるものである。以下に記して謝意とする。(順不同、敬称略)

田中大二郎、西垣昌人、沖秀樹、黒沢伸一、神尾朋彦、前田裕幸、曾根敏、内山又一丈、佐藤誠、阿部浩喜、袴田秀之、森北記章、鈴木実、多田 篤、桜井健一

友人として島崎勇一博士には長丁場の論文作成中、励ましの言葉を頂いた。感謝の意を表す。

本論文の動機付けには、故今橋 武 博士(元住友重機械工業(株)、ディーゼルユナイテッド(株)、岡山大学)の退職後の学位取得に向けた活動がありました。ここに敬意を表す。

## 補遺 乱流計算基礎式

吸気ポート形状として剥離を発生させるような乱流をシミュレーションする為に市販の流体計算ソフト SCRYU/Tetra に組み込まれている低レイノルズ数乱流モデルの基礎式について以下に記す。

### 1) 用語定義

$x_i$  ; 位置座標 [m]

$u_i$  ;  $x_i$  方向の流速 [m/s]

$t$  ; 時間 [s]

$\rho$  ; 流体の密度 [Kg/m<sup>3</sup>]

$p$  ; 流体の圧力 [Pa]

$\mu$  ; 粘性係数 [Pa · s]

$\sigma_{ij}$  ; 応力テンソル

$$\left( = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left( p + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right)$$

$g_i$  ; 加速度 [m/s<sup>2</sup>]

$\beta$  ; 体積膨張率 [1/K]

$T$  ; 流体か固体の温度 [K]

$T_0$  ; 流体の基準温度 [K]

$C_p$  ; 低圧比熱 [J/kg · K]

$K$  ; 熱伝達率 [W/m · K]

$\dot{q}$  ; 発熱量 [J/m<sup>3</sup> · s]

$k$  ; 乱流エネルギー [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]

$\varepsilon$  ; 乱流散逸率 [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]

$R$  ; ガス定数 [J/kg · K]

$Re$  ; レイノルズ数

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$$

ここで、

$u$  ; 代表流速 [m/s]

$L$  ; 代表長さ [m]

$\mu$  ; 粘性係数 [Pa · s]=[kg/(m · s)]

$\rho$  ; 密度 [kg/m<sup>3</sup>]

2) 質量の保存式 (非圧縮性流体)

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{---- (1)}$$

3) 運動量の保存式 (i=1 ~3)

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho g_i \beta (T - T_0) \quad \text{---- (2)}$$

4) エネルギー保存式

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho c_p T}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} K \frac{\partial T}{\partial x_j} + \dot{q} \quad \text{---- (3)}$$

5) 乱流エネルギー・乱流散逸率の式 (K-ε 方程式)

乱流エネルギー k と乱流散逸率 ε は次式で表す。

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'}$$

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \frac{\partial u_i'}{\partial x_j}$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{u_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + G_T - \rho \varepsilon \quad \text{---- (4)}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{u_t}{\sigma_t} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_s + G_T) (1 + C_3 R_f) - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{u_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + G_T - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad \text{---- (5)}$$

$$G_s = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$G_T = g_i \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$R_f = -\frac{G_T}{G_S + G_T}$$

6) 状態方程式

$$\rho = \text{一定} \quad \text{---- (6)}$$

7) 線形低レイノルズ数乱流モデルと非線形低レイノルズ数乱流モデル

標準の  $k$ - $\varepsilon$  モデルでは、発達した高レイノルズ数領域をモデル化しているが、乱流エネルギーが最も多く作られるのは壁近傍 ( $y^+ < 30$ ) であるので、壁からの剥離現象を伴う解析では、壁近傍の乱れ生成モデルについて詳細に取り扱う必要がある。

壁近傍で流体が静止することで生じる粘性応力作用により、壁垂直方向の乱れが抑制される効果（壁面効果）について、安部、長野、近藤が提案したモデル（以下 AKN モデル）[42]が市販ソフトウェア Scryu/Tetra には組み込まれており、その基本式について、以下に記す。

渦粘性係は以下の式で表される。

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{---- (7)}$$

ここで、 $f_\mu$  は減衰関数と呼ばれ、上記の壁面効果を渦粘性係数に組み込むために必要となる。また、乱流エネルギー  $k$  とその乱流散逸率  $\varepsilon$  に対する輸送方程式は、以下に示すように粘性拡散による影響が加わる。

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu_t + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_S + G_T - \rho \varepsilon \quad \text{---- (8)}$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu_t + \frac{u_\varepsilon}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_S + G_T) (1 + C_3 R_f) - C_2 f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad \text{---- (9)}$$

ここで、壁面の極近傍では、 $\varepsilon$  方程式の右辺最終項は、 $\varepsilon \rightarrow$  有限地、 $k \rightarrow 0$  に漸近するため、式(9)のままでは、発散するので、これを抑制する為に以下のモデル関数を導入する。また、AKN モデルで採用されている定数とモデル関数について、以下にまとめて記す。

$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$
1.4	1.4	1.5	1.9	0.0	0.09

$$f_{\mu} = \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{y^*}{14}\right) \right\}^2 \left[ 1 + \frac{5}{R_t^{\frac{3}{4}}} \exp\left\{-\left(\frac{R_t}{200}\right)^2\right\} \right] \quad \text{---- (10)}$$

$$f_2 = \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{y^*}{3.1}\right) \right\}^2 \left[ 1 - 0.3 \exp\left\{-\left(\frac{R_t}{6.5}\right)^2\right\} \right] \quad \text{---- (11)}$$

$$y^* = \frac{u_t y}{\nu}$$

$$u_t = (\nu \varepsilon)^{\frac{1}{4}}$$

$$R_t = \frac{k^2}{\nu \varepsilon}$$

以上の線形低レイノルズ方程式の仮定では乱れは等方性である。一方、乱流エネルギーが多く生成される壁近傍では乱れの非等方性が指摘されており[43,44]、今回の吸気ポート形状の乱流シミュレーションでは非等方性まで考慮して、以下の修正を用いている。

乱流エネルギーはその定義式より、各方向の乱れ強さ $(\overline{u^2}, \overline{v^2}, \overline{w^2})$ の和として次式(12)が定義される。

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} = \frac{1}{2} (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad \text{---- (12)}$$

ここで、乱れが等方的であるとは、各方向の乱れ強さが同じ大きさであることで、 $\overline{u^2} = \overline{v^2} = \overline{w^2}$  であり、一方、乱れが非等方性であるということは、各方向に乱れ強さが異なることである。そこで、渦粘性係数を平均速度の空間勾配を用いて非線形化することで、非等方性乱流現象を捉えるモデルを使用する。

$$\begin{aligned} \rho \overline{u_i' u_j'} = & \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \mu_t S_{ij} + C_1 \mu_t \frac{k}{\varepsilon} (S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} S_{ki} S_{ki} \delta_{ij}) \\ & + C_2 \mu_t \frac{k}{\varepsilon} (\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{ik} S_{ki}) \\ & + C_3 \mu_t \frac{k}{\varepsilon} (\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \Omega_{ik} \Omega_{ik} \delta_{ij}) \\ & + C_4 \mu_t \left(\frac{k}{\varepsilon}\right)^2 (S_{ki} \Omega_{ij} + S_{kj} \Omega_{ii}) S_{ki} \\ & + C_5 \mu_t \left(\frac{k}{\varepsilon}\right)^2 (\Omega_{ii} \Omega_{im} S_{mj} + S_{ii} \Omega_{im} \Omega_{mj} - \frac{2}{3} S_{im} \Omega_{mn} S_{ij}) \end{aligned}$$

$$+C_6\mu_t \left(\frac{k}{\varepsilon}\right)^2 S_{ij}S_{ki}S_{ki} + C_7\mu_t \left(\frac{k}{\varepsilon}\right)^2 S_{ij}\Omega_{ki}\Omega_{ki}$$

---- ( 13)

ここで、

$$S_{ij} = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$

$$\Omega_{ij} = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$f_\mu = \frac{1-e^{-A_\mu R_t}}{1-e^{-\sqrt{R_t}}} \max\left\{1, \frac{1}{\xi}\right\} \quad \Psi t > 0$$

$$f_\mu = 1 \quad \Psi t \leq 0$$

$$\Psi t = \max\left\{\frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \tau}{\partial x_j}, 0\right\}$$

$$\tau = \frac{k}{\varepsilon}$$

$$\xi = \frac{\sqrt{R_t}}{\sqrt{2}}$$

$$A_\mu = 0.01$$

$$C_\mu = \frac{2/3}{A_1+S+0.9\Omega}$$

$$C_1 = \frac{3/4}{(1000+S^3)C_\mu}$$

$$C_2 = \frac{15/4}{(1000+S^3)C_\mu}$$

$$C_3 = \frac{-19/4}{(1000+S^3)C_\mu}$$

$$C_4 = -10C_\mu^2$$

$$C_5 = 0$$

$$C_6 = -2C_\mu^2$$

$$C_7 = -C_6$$

$$A_1 = 1.25$$

$$S = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} S_{ij} S_{ij}}$$

$$\Omega = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{ij} \Omega_{ij}}$$