

博 士 論 文

混合気濃度と温度分布および着火と熱発生率の制御による
ディーゼル燃焼改善に関する研究

(Research on Improvement of Diesel Combustion by
Controlling Distributions of Mixture Concentration/Temperature
and Ignition/Heat Release Rate)

2013 年 11 月

広島大学大学院工学研究科
機械システム工学専攻

志 茂 大 輔

目 次

第1章 序論

1. 1 研究の背景

- 1. 1. 1 自動車を取り巻く環境
- 1. 1. 2 次世代パワートレインの課題とディーゼルエンジンの役割
- 1. 1. 3 ディーゼル燃焼改善に関する従来研究

1. 2 研究の目的

- 1. 2. 1 研究の目的および研究のプロセス
- 1. 2. 2 論文の構成

第2章 排気と燃費を低減するための目標燃焼

- 2. 1 はじめに
- 2. 2 排気と燃費を低減するための基本機能
- 2. 3 混合気 ϕ -T分布の最適状態
- 2. 4 着火・熱発生率の最適状態
- 2. 5 着火・熱発生率の制御因子
- 2. 6 基本機能の最適状態と現状および制御システム
- 2. 7 まとめ

第3章 予混合型燃焼による排気と燃費の低減

- 3. 1 はじめに
- 3. 2 最適燃焼実現のための考え方
 - 3. 2. 1 ITIC-PCI 燃焼コンセプト
 - 3. 2. 2 混合気 ϕ -T分布の目標 (NO_x , Soot, CO・HCの同時低減)
 - 3. 2. 3 着火・熱発生プロフィールの目標 (燃費の低減, 燃焼音の抑制)
- 3. 3 実験方法と計算方法
 - 3. 3. 1 供試エンジンシステム
 - 3. 3. 2 CFD 計算ツールおよび計算精度の検証
- 3. 4 ITIC-PCI 燃焼コンセプトの基本的検証
 - 3. 4. 1 混合気 ϕ -T分布と排気性能についての検証
 - 3. 4. 2 着火時期制御性, 燃焼音, および燃費性能についての検証
 - 3. 4. 3 吸気酸素濃度と吸気温度が各性能に及ぼすマクロ的影響
- 3. 5 燃焼コンセプト実用化に向けた課題の解決
 - 3. 5. 1 ITIC-PCI を成立させるための制御要件
 - 3. 5. 2 吸気温度上昇による低負荷側適用負荷拡大の検討
 - 3. 5. 3 圧縮比低減と二段噴射による高負荷側適用負荷拡大の検討
 - 3. 5. 4 圧縮比を低減した場合の制御要件の変化

- 3. 5. 5 LP/HP 併用 EGR とモデルベース吸気制御システム
- 3. 5. 6 燃焼モード切替制御
- 3. 5. 7 車両試験による実用効果の検証
- 3. 6 SKYACTIV-D エンジンシステムへの適用
 - 3. 6. 1 ITIC-PCI 量産適用のための構想
 - 3. 6. 2 SKYACTIV-D エンジンシステムへの適用検証
- 3. 7 ITIC-PCI コンセプトによる排気と燃費の低減効果
- 3. 8 まとめ

第4章 予混合型燃焼の着火時期制御

- 4. 1 はじめに
- 4. 2 実験方法
- 4. 3 多段噴射によるロバスト性改善
- 4. 4 着火時期制御によるロバスト性改善
- 4. 5 着火時期制御システムの構想
- 4. 6 着火遅れ予測モデルの構築
- 4. 7 フィードフォワード制御モデル
- 4. 8 過渡運転条件におけるオンボード着火時期制御の検証
- 4. 9 まとめ

第5章 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費の低減

- 5. 1 はじめに
- 5. 2 燃焼室内の縦渦強化による NO_x 低減 (EVVC コンセプト)
 - 5. 2. 1 燃焼室内の縦渦による NO_x 低減の考え方
 - 5. 2. 2 供試エンジンと評価運転条件
 - 5. 2. 3 CFD 解析ツール
 - 5. 2. 4 燃焼室内の縦渦による既燃ガス冷却効果の検証
 - 5. 2. 5 燃焼室内の縦渦形成メカニズムと縦渦強化のための制御因子
 - 5. 2. 6 縦渦強化による NO_x 低減効果の検証
 - 5. 2. 7 燃焼室内の縦渦強化による NO_x 低減 (EVVC コンセプト) のまとめ
- 5. 3 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費の低減 (Egg シェイプ燃焼室コンセプト)
 - 5. 3. 1 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費低減の考え方
 - 5. 3. 2 圧力容器と二次元ピストン燃焼室による燃焼室内縦渦の機能検証
 - 5. 3. 3 供試エンジンと評価運転条件
 - 5. 3. 4 CFD 解析ツール
 - 5. 3. 5 縦渦強化型 (Egg シェイプ) 燃焼室コンセプトの計算検証
 - 5. 3. 6 縦渦強化型 (Egg シェイプ) 燃焼室コンセプトによる性能改善効果の実機検証
 - 5. 3. 7 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費の低減 (Egg シェイプ燃焼室コンセプト) まとめ

第6章 噴霧到達距離に及ぼす噴射量低減と蒸発の影響

- 6.1 はじめに
- 6.2 実験装置
 - 6.2.1 高温高压容器および LAS 法光学系
 - 6.2.2 二波長レーザー吸収散乱 (LAS: Laser Absorption Scattering) 法
- 6.3 実験条件および噴射ノズル仕様
- 6.4 自由噴霧の実験結果と考察
 - 6.4.1 噴霧の液滴相と蒸気相の各到達距離に及ぼす噴射量と蒸発の影響
 - 6.4.2 噴霧の到達距離とコーン角に及ぼす噴射量と蒸発の影響
 - 6.4.3 噴霧の到達距離に関する準定常運動量理論解析
 - 6.4.4 ノズル噴孔径が異なる噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響
 - 6.4.5 微量噴射と多段噴射の組み合わせによる着火性改善コンセプトの検討
- 6.5 壁面衝突噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響
 - 6.5.1 平面衝突噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響
 - 6.5.2 二次元ピストン燃焼室壁面への衝突噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響
- 6.6 まとめ

第7章 少量多段噴射による始動時着火性の改善

- 7.1 はじめに
- 7.2 供試エンジンシステムと評価条件
- 7.3 アイドル停止からの再始動時の目標設定と解決手段
 - 7.3.1 アイドル停止からの再始動性についての開発目標
 - 7.3.2 第一圧縮行程着火実現のための制御因子と解決技術
 - 7.3.3 第一圧縮行程における筒内環境
 - 7.3.4 第一圧縮行程着火のためのプリ噴射燃料の着火性機能目標
- 7.4 少量多段噴射を用いたプリ燃焼制御
 - 7.4.1 少量多段噴射によるリッチ混合気の形成
 - 7.4.2 少量多段噴射によるプリ燃焼制御の効果検証
- 7.5 ピストン停止位置制御
- 7.6 まとめ

第8章 結論

Appendix1 二波長レーザー吸収散乱 (LAS: Laser Absorption Scattering) 法の計測原理

Appendix2 二色法の計測原理

関連公表論文

謝辞

第1章. 序論

1. 1 研究の背景

1. 1. 1 自動車を取り巻く環境

自動車は1908年のT型フォード(米国)の開発以来、北米・欧州・日本を主要市場として産業、経済、および技術の発展とともに普及し、20世紀後期には我々の生活に無くてはならないものとなった。この間に前述の先進国市場の規模は約4千万台で安定傾向となりニーズが多様化した。21世紀を迎える頃からは中国など新興市場への普及が始まり2008年時点での世界市場規模は約7千万台に拡大した⁽¹⁾。今後もインドやASEAN市場などの開拓により世界市場規模は急拡大を続け、2035年には1億6千万台に迫ると予想されている⁽²⁾。

1. 1. 2 次世代パワートレインの課題とディーゼルエンジンの役割

先進国市場でのニーズ多様化と新興国市場の急激な拡大に対応するため、自動車の次世代パワートレインは3つの課題(下記①②③)を抱えている。各課題の中でディーゼルエンジンが果たすべき役割について考える。

① 環境・エネルギー問題への対応(CO₂排出量の低減) :

現状で全世界でのCO₂排出量の約16%が自動車の排気によるものであると言われており⁽³⁾、これに燃料の採掘工程や車両の製造工程を考慮すると、全世界でのCO₂排出量における実に20%近くが自動車に由来することになる。今後の更なる市場規模の拡大が予測される中、次世代パワートレインに課せられたCO₂排出量削減の責務は大きい。その中で現状での自動車の主要パワートレインであるガソリンエンジンに対して熱効率が15~20%程度優れるディーゼルエンジンが注目されている。

2010年時点の日本における各種パワートレインからの台当たりの燃料採掘から走行時のエンジン排気まで(well-to-wheel)でのCO₂排出量比較によれば、ハイブリッド自動車(HEV)を含めた内燃機関を搭載する自動車に比べて、電気自動車(EV)のCO₂排出量が少ないと分析されている⁽⁴⁾。しかしながら、このEVの優位性は各地域の発電エネルギー事情によって大きく異なってくる。例えば、日本よりも原子力発電の割合が低く火力発電の割合が高い米国での2035年におけるwell-to-wheel CO₂排出量予測⁽⁵⁾によれば、次世代ディーゼル車はEVと遜色ない値に見積もられており、発電エネルギーの変動によってはこれが逆転する可能性も示されている。特に中国など新興国では更に火力発電の割合が高いため、EVによるwell-to-wheel CO₂排出量の低減効果は小さい。また次世代ディーゼルエンジンをベースにしたHEVは、燃料電池自動車(FCV)と並んでwell-to-wheel CO₂を最も削減できる技術である⁽⁵⁾。ディーゼルHEVは、燃料供給のインフラ面、コスト面で、FCVよりも遥かに現実的な技術であるが、それでも現状ではコストが高く、直ぐには主要な製品にはならない。HEVを製品化するタイミングについては、ベースとなる内燃機関の効率を予め高めておくことでモーターやバッテリーなどの電気デバイスの規模が抑えられ、低コストで大きなCO₂排出量の削減効果が得られるという技術戦略が唱えられている⁽⁶⁾。このように将来的なHEVとの組み合わせまでも視野に入れながら、ディーゼルエンジンの更なる効率改善が期待されている。経済産業省が示した次世代自動車戦略2010においても、ディーゼル乗用車の普及は国家戦略の柱の一つに位置付けられており、国内でのディーゼル乗用車の販売シェア(2011年の状況は0.5%未満)を、2020年に5%まで、2030年に10%まで拡大させる数値目標が掲げら

れている⁽⁴⁾。

次にディーゼルエンジンの燃料である軽油の供給について考える。原油価格は、1990年代は1バレル30ドル以下であったが、新興国での消費増大を背景に今後は1バレル100ドルを超えた高止まりは避けられない。しかしこの価格帯であればオイルサンドやオイルシェール、シェールガスを含む天然ガスからの液化燃料（GTL）、石炭からの液化燃料（CTL）などのディーゼル代替燃料の採掘でも採算が取れる。2010年における世界の従来型の石油埋蔵量は40~50年分と見積もられているのに対して、これら代替燃料の埋蔵量は200年以上とも見積もられている⁽⁷⁾。一方、well-to-wheel CO₂排出量の低減に有効なバイオディーゼル燃料の供給においても、石油価格が1バレル100ドルを超える状況であれば米国、欧州、および南米などの農産国を中心に採算が取れるため、一定量の供給が継続されると考えられる⁽⁸⁾。これに加えて国内での軽油供給には特殊な事情がある。石油精製時にはガソリンと軽油が一定割合で精製されるが、国内での消費がガソリンに偏重しているため、余った軽油は輸出したり、更なるエネルギーを投入してガソリンに加工するなどの処理が行われている。このためガソリンの消費を軽油にシフトするだけでも燃料精製工程での大きなCO₂排出量削減効果が得られる。例えばガソリンの消費を400万kl減らして軽油の消費を400万kl増やすことで160万tのCO₂排出量削減になることが石油連盟によって試算されている⁽⁹⁾。これは運輸部門（自動車、船舶等）の年間総CO₂排出量の0.7%に相当する。

以上より、ディーゼルエンジンの更なる効率改善とその普及が、次世代パワートレインの責務である環境・エネルギー問題への有力な対策となることが確かめられた。

② 排気有害成分の低減

ディーゼルエンジン普及への最大の障害が排気有害成分（以降、排気）の問題である。図1-1に各市場での排気規制値の推移を、図1-2に主要国でのディーゼル乗用車普及率の推移を示す。欧州では過去20年に渡って、ディーゼルエンジンの排ガス低減技術の進歩と歩調を合わせて特にNO_xに関して段階的に規制が強化された。その結果、燃費に優れたディーゼルは市場からの評価を獲得し2011年には各国で50~70%という高いディーゼル普及率となった。一方で、対照的に早い段階からNO_xの規制値を厳しくした日本国内においては、過去20年間でディーゼル普及率が0.5%未満まで縮小してしまった。ここには東京都主導のネガティブキャンペーンの影響や、Stop&Goが多くHEVによる燃費低減効果が得やすいという国内交通事情の影響も含まれている。図示はしていないが国内よりも更に厳しいNO_x規制値をしいている米国でも、乗用車と中型ピックアップトラックを含めたディーゼル普及率は3%程度に留まる。

このように過去20年間は欧州偏重で普及してきたディーゼルであったが、状況は変わりつつある。業界の排ガス低減技術の実力を表していると言える欧州のNO_x規制値は2014年をもって国内と同じ値となる。事実、国内ポスト新長期規制に適合したクリーンディーゼルエンジン^(10, 11)が導入されており、最もNO_x規制値の厳しい北米市場にも導入が始まっている⁽¹²⁾。しかしながら、クリーンディーゼルの更なる普及拡大を図るための鍵は、依然として排気低減技術にある。ディーゼルエンジンではガソリンエンジンのTWC（三元触媒）のような低コストでスタンダードな排気低減方式が未だ確立されていない。ガソリンエンジンの燃焼においても有害成分NO_x、CO、HCが生成する。しかしながら、理論空燃比かつ高温の排気とTWCの組み合わせによってこれらの有害成分はほぼ完全に浄化される。一方でディーゼルエンジンの燃焼で生成する有害成分はNO_x、CO、HC、およびPMである。COとHCに関しては

DOC（ディーゼル酸化触媒）によって、触媒の活性温度以上の排気温度が得られれば浄化可能である。PMに関してはDPF（ディーゼルパーティキュレートフィルター）によって浄化可能である（ただしDPF再生には排気温度上昇制御のための余分な燃料が必要であり、燃焼でのPM生成量が多いとDPF再生頻度が増して燃費悪化の要因となる）。これらのDOCとDPFについては技術が確立されており、ほぼ全てのクリーンディーゼルエンジンで採用されている。

最大の課題はNO_xの低減である。NO_x後処理技術として、リーンNO_xトラップ触媒（LNT）、尿素を用いた選択還元触媒（SCR）がある。LNTではNO_x浄化率50%程度が可能である。しかし、定期的なリッチ再生燃焼制御時には余分な燃料を必要な上、高価な貴金属を用いるためにコストが増大する。SCRにおいてはNO_x浄化率70%以上を望めるが、尿素的のタンクや噴射装置などでLNT以上の追加コストが必要になる。このようなNO_x後処理技術のための追加コストがディーゼル乗用車の国内市場での普及を阻害しているという構図がある。コストの問題については次の項目で詳細に述べる。

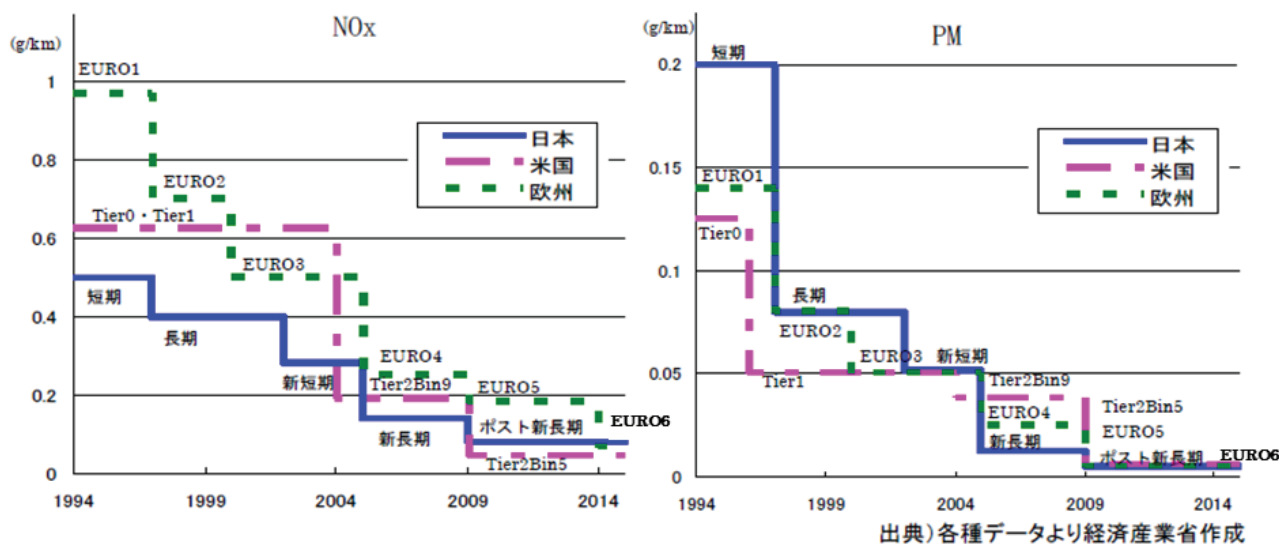


図 1-1 国内・欧州・米国市場でのディーゼル乗用車排ガス規制値の推移

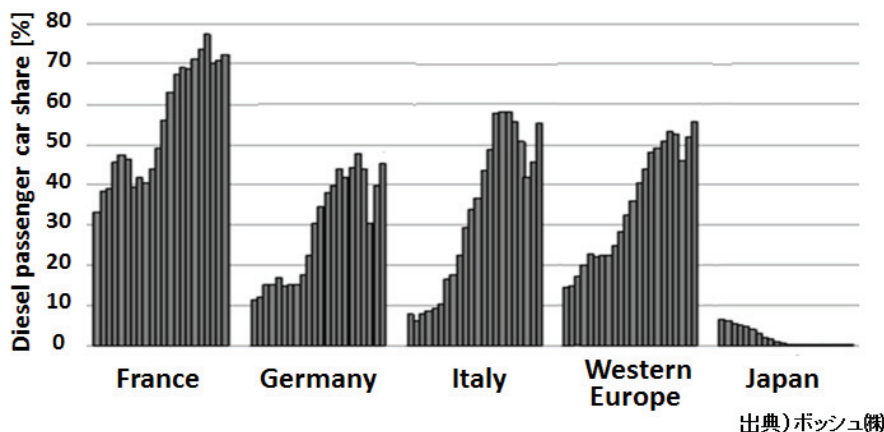


図 1-2 主要国のディーゼル乗用車シェアの推移（1992～2011年）

③ 市場ニーズに応える商品力向上（走り、騒音、航続距離、コストなど）

CO₂ 排出量と排気有害成分が少ないだけでは魅力的なパワートレインとは言えない。次世代パワートレインとして広く普及させるためには、ドライバーが走る喜びを感じるための動力性能（加速レスポンス、全負荷トルク&出力）が必要である。この点ではディーゼルエンジンのポテンシャルは高い。スロットリングが少なく作動ガス量が多いためターボ過給機との相性が良く、可変ターボや2段ターボとの組合せにより広い回転域でのトルク確保が可能である。また、複雑な電子制御の介入を伴う HEV に対して、内燃機関としての自然でリニアな加速レスポンスによって走る喜びを訴求できる。

騒音は、排気低減と同様、ディーゼルエンジンが抱える宿命的な問題である。コモンレール式燃料噴射システムでの多段噴射による燃焼制御と、構造系の工夫および遮音技術の進化によりここ 20 年で騒音レベルは格段に改善し、最新の乗用ディーゼルエンジンではガソリンエンジンと比較しても大きな違和感の無いレベルまで騒音を低減している。しかしながら多段噴射による燃焼制御を用いた騒音低減は、後述のように燃費悪化、排気悪化とのトレードオフ関係にある。あらゆる運転条件、環境条件ごとにこのトレードオフを最適にバランスさせるための多段噴射パターンのキャリブレーション工程には、多く開発工数が必要になる。

高速道路での長距離移動が多い欧州では、高速燃費と航続距離が重視される。エネルギーを回生する機会が少ない高速道路では HEV は燃費に有利とはならず、また現状の電池性能では EV の航続距離には限りがあり、高速道路ではディーゼル車が優位となる。

コストはディーゼルエンジンにとって致命的な問題である。前述の排気低減に伴う追加コストに加え、低燃費と動力性能の全てをバランスさせるため最新のディーゼルエンジンでは燃料噴射系、過給機系、EGR 系、後処理装置の各々に高度な技術を採用した複雑なシステム構成となっておりガソリンエンジンと比べて遥かにコスト高である。しかしながら規制値に適合するための排気低減は市場からすれば当たり前の品質であり、コスト高の理由にはできない。ガソリン乗用車と比較して動力性能と燃費性能に優れることで訴求できる分だけのコストアップに留められるかどうか、またガソリンベースの HEV と比較して燃費対コストの優位性を保てるかどうか、ディーゼル車が商品として成立するかどうかの生命線になる。

以上のように、熱効率の高いディーゼルエンジンの普及は、将来の環境・エネルギー問題への現実的な対策として有力視されており、その実現に向けては低コストでの大幅な排気低減と更なる燃費低減が課題となる。この課題を解決するための技術戦略として、図 1-3 に示すように、高価な NO_x 後処理技術に頼らずに燃焼改善技術を徹底的に追求する方法が考えられる。本研究ではこの方法に取り組む。

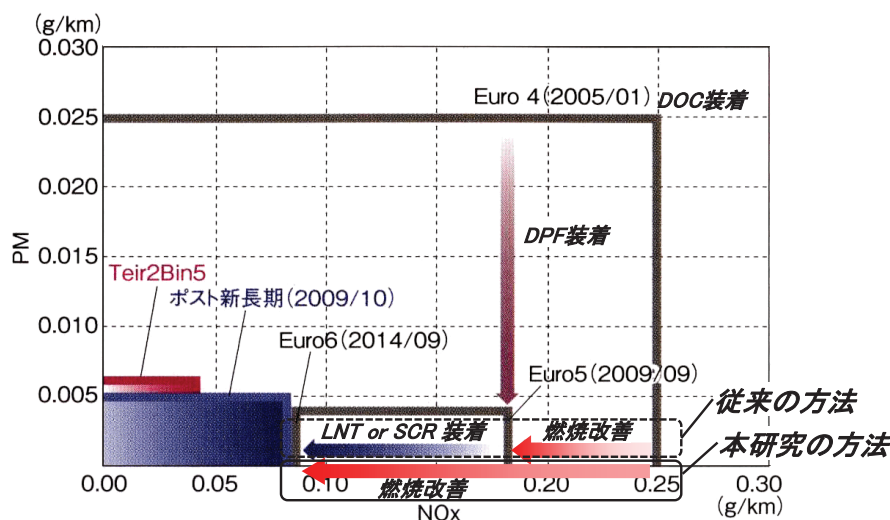


図 1-3 クリーンディーゼル（ポスト新長期&Euro6 規制適合）のための排気低減方法

1. 1. 3 ディーゼル燃焼改善に関する従来研究

本研究で取り組む、ディーゼル燃焼改善による排気と燃費の低減についての主要な従来研究について振り返る。後述するように本研究では燃焼改善のための制御因子となる機能（物理的・化学的な現象や働き）を重視する。そこで、以下に掲げた燃焼改善のための重要機能ごとに従来研究を振り返る。

■燃焼改善のための重要機能：

- (a)混合気 ϕ -T 分布
- (b)噴霧への取込み空気量増大
- (c)噴霧予混合気形成・空間分離
- (d)燃焼室内流動の最適化
- (e)筒内充填空気量の増大（給気圧力上昇／給気温度低下／EGR 量増大）
- (f)圧縮比低下
- (g)着火時期適正化
- (h)熱発生率ピーク傾き・高さ低減
- (i)燃焼期間の短縮
- (j)新燃焼方式（予混合型燃焼）

(a)混合気 ϕ -T 分布：

当量比（ ϕ ）と温度（T）を軸にしたマップ上に、ディーゼル燃焼過程における混合気の分布と、各排気有害物質の生成領域を示した ϕ -T マップは、排気性能を統括的に説明できる機能であり、神本らが NO_x と Soot を同時低減する Desirable path の概念を提案する際に初めて用いた⁽¹⁶⁾。秋浜らは、 NO_x と Soot を同時低減する無煙低温燃焼を提案する際に、3D-CFD 計算結果と ϕ -T マップを初めて組み合わせた⁽¹⁷⁾。その後も ϕ -T マップと 3D-CFD を組合せた研究が多く行われ^(19,20)、CO や HC の検討にも拡張

されている^(18, 21)。このように ϕ -Tマップを用いた混合気 ϕ -T分布の制御による排気低減への取り組みが数多く行われている。

(b) 噴霧への取込み空気量増大

噴霧への取込み空気量の増大は、Sootの発生源となるリッチ混合気を低減するための有効な機能である。米国 Sandia 国立研究所の Siebers ら^(22, 23)は、準定常ディーゼル噴霧の容器燃焼実験（拡散的な燃焼）において、ノズル噴孔から噴霧着火位置までの距離を lift off length と定義した。lift off length が長いほど噴霧上流部での噴霧内への取込み空気量が増えるため、局所リッチ低減により Soot 生成を抑制できること、ノズル孔が小さく噴射圧が高い程 lift off length は長くなり効果が大きくなることを示した。

表 1-1 は乗用車用量産インジェクターの高圧噴射化について噴射系メーカーが示したロードマップである⁽²⁴⁾。2012年時点の最高噴射圧力 200MPa レベル（第3世代コモンレール噴射系）に対して、2014年頃には 250~300MPa（第4世代コモンレール噴射系）が量産可能になる見通しである。実験室レベルでの容器燃焼実験においては例えば Zhang ら^(25, 26)によって噴射圧 300MPa での実験が既に実施され、Sootの低減効果が報告されている。一方、噴孔径に関しては2012年時点での量産ノズルの最小径が ϕ 0.1mm程度なのに対し、実験室レベルでは ϕ 0.096mmの孔を隣接させた群噴孔ノズルや^(27, 28)、噴孔を千鳥配置にした ϕ 0.08mm \times 18孔ノズル⁽²⁹⁾によるエンジン実験も実施され、Sootの低減効果が報告されている。このように、高圧噴射化やノズル噴孔径の最小径化については、インジェクター装置の技術進化と共に今後も進むと考えられる。

表 1-1 ディーゼルコモンレール噴射システムの性能進化⁽²⁴⁾

Generation Actuator type	Max rail pressure	Max multiple injection times	Min injection interval	Mas production year
G1 Solenoid	120 -145 MPa	2	0.7 ms	1995
G2 Solenoid	180 MPa	5	0.4 ms	2002
G2 Piezo	180 MPa	5	0.1 ms	2005
G3 Solenoid	200 MPa	9	0.2 ms	2007
G3 Piezo	200 MPa	9	0.1 ms	2008
G4 Solenoid	250-300 MPa	-	-	2013-2015
G4 Piezo	250-300 MPa	-	0.1 ms	-

(c) 噴霧予混合気形成・空間分離

従来からの拡散型ディーゼル燃焼において、パイロット噴射やアフター噴射によって、噴霧混合気形成の時間と空間を拡大することは、Sootの発生源となるリッチ混合気を低減するための有効な機能である。神谷ら⁽³⁰⁾はトラック用エンジンを用いてパイロット噴射とアフター噴射による局所リッチ領域の低減効果を3D-CFDによる ϕ -T解析と実験により検討し、-30degATDCでのパイロット噴射は着火遅れ期間中にリーン混合気を形成できるため Soot を生成しないこと、10degATDCでのアフター噴射はメイン燃焼が使い残した燃焼室中心付近の空気を使うため燃焼後に $\phi < 1$ となつて一時的に生成した Soot は酸化され、かつメイン噴射量が少なくなるのでメイン燃焼からの Soot 生成量を低減できることを示した。

一方、Hotta ら⁽³¹⁾は乗用車用エンジンを用いた実験において、 $-40\sim-80\text{degATDC}$ 噴射の早期パイロット噴射によって大きな Soot 低減効果を得ている。乗用車用エンジンではトラック用と比較して燃焼室 Cavity 径が小さくピストン頂面とシリンダヘッド間のスキッシュエリアが広がる。このため早期パイロット噴射によってスキッシュエリアの空気を利用することで局所リッチ領域の低減効果が大きくなる。しかしながらパイロット噴射時期の過剰な早期化や噴射量増大は、シリンダライナーへの噴霧衝突量が増すために HC 悪化をもたらす。これについてシリンダライナー上部を可視化したエンジンを用いて、高圧噴射と少なすぎない噴射量による噴霧微粒化と、多すぎない噴射量による噴霧ペネトレーション抑制を両立させることでシリンダライナーへの衝突燃料量を抑制できることを示している。ただし、この結果は実験に用いたインジェクター装置の性能を前提としたものである。低ペネトレーションとなる少量噴射量の領域でも十分な噴霧微粒化が得られ、かつ小インターバルの多段噴射で安定した噴射量制御性を実現するようなインジェクター装置の性能の進化が、この領域の制約を決めている。

(d)燃焼室内流動の最適化

燃焼室内の流動の最適化による混合促進は、Soot 酸化のための燃焼後半での混合気希薄化のための有効な機能である。燃焼室内の流動は吸気ポートによるスワール流、ピストン燃焼室径によるスワール流のスピナップ、ピストンのスキッシュエリアと燃焼室内を行き来するスキッシュ流、ノズルから噴射される噴霧の運動量、燃焼室 Cavity 形状によって方向付けられる衝突後噴霧の運動量などのバランスによって決まる。

稲垣ら⁽³²⁾は、燃焼室 Cavity 部にドーナツ状の円筒空間を設けて、スワール流とスキッシュ流および噴霧運動量によって保存性の良い Cavity 内螺旋渦を形成させ、これにより噴霧と空気の混合を継続させることにより局所リッチ領域を低減できることを示した。堀田ら⁽³³⁾ ⁽³⁴⁾は、高速高負荷条件においては Cavity 内スワール流と逆スキッシュ流の運動量が噴霧貫徹力に対して強くなりすぎるため噴霧蒸気が燃焼室内へ貫徹できなくなり、その対策には低スワール化が有効なことを示した。更に、小径多孔ノズルを用いる際には、更に小さくなる噴霧貫徹力と、噴霧が流されることによる隣り合う噴霧の干渉を回避するため、燃焼室浅皿化によって Cavity 内スワール流と逆スキッシュ流を弱めることが有効であることを示した。

一方、燃焼室内流動による混合促進は最高火炎温度低下による NO_x 低減の制御因子にも成り得る。小笠原ら⁽³⁵⁾によって以前から示されているようにサーマル NO の生成は緩慢である。一方、Dec ら⁽³⁶⁾のエンジン内部の可視化 LIF 計測によれば、ディーゼル燃焼では熱発生終了後も局所的に分布する高温の既燃ガスから多くの NO が発生することが報告されている。従って高温の既燃ガスを低温の未使用空気と素早く混合させて NO 生成領域以下 ($T < 2000\text{K}$) に冷却することで NO_x を低減できる可能性がある。近久ら⁽³⁷⁾は空気ジェットを用いた高温既燃ガスの早期拡散による NO_x 低減について計算と実験の両面から基礎的な検討を行っている。しかしながら、実機エンジンにおいて燃焼室内流動を制御因子にして NO_x を低減した研究例は未だ少なく、研究課題として残されている。

(e)筒内充填空気量の増大 (給気圧力上昇/給気温度低下/EGR 量増大)

給気密度上昇による筒内充填量の増大は、燃料に対する酸素の絶対量を増加できるため、Soot を低減するための有効な機能となる。また、充填空気量の増大は、筒内作動ガスの熱容量と EGR の充填量を増

すこともできるため、NO_x抑制のための最高火炎温度低減に対しても有効な機能となる。すなわち充填空気量の増大はSootとNO_xを同時に低減可能な優れた機能と言える。

堀田ら⁽³⁸⁾は単気筒エンジンと外部過給機を用いて、充填空気量増大による排気低減を検討している。高負荷での拡散的な燃焼条件において、充填効率を一般的なターボ過給機相当の160%から285%に上昇させ、同時にEGR率は16%から39%に上昇させ、更に筒内ガスの密度増大に対応した噴霧の貫徹力を維持するために噴射圧を100MPaから180MPaに増大させている。これにより混合気のリッチ領域を低減しかつ最高火炎温度も低下させて、Smoke同等のままでNO_xを1000ppmオーダーから100ppmオーダーに低減している。

実機エンジンにおいて充填空気量を増大するための技術としては、2段ターボ^(39,40,41)、3段ターボ⁽⁴²⁾、ターボ効率に優れる低圧ループEGR⁽⁴¹⁾などの技術が研究されている。更なる高効率高過給化に向けては過給装置の技術進化が待たれるところである。また、給気温度の低下も充填空気量を増大するための技術であり、EGRクーラーの冷却効率を大幅に高めたクールドEGR⁽⁴³⁾や上述の低圧ループEGR⁽⁴¹⁾がこれに当たる。給気温度の低下についてはEGR装置に加えてEGRを大幅に冷却した際に発生する硝酸を含んだ凝縮水への処置が課題となっている。

(f)圧縮比低下

低圧縮比化による筒内での圧縮温度と圧力の低下は、着火遅れ中の予混合化促進によるリッチ領域の低減、最高火炎温度低下、最高燃焼圧力低下による機械抵抗の低減などの機能についての制御因子となる。表1-2に各社の量産エンジンの圧縮比の推移を対象とする排気規制、NO_x後処理装置の有無と共に示している。欧州仕様のエンジンは排気規制の強化に従って圧縮比が低下している。低圧縮比化の制約となるエンジン冷間時の始動性・着火性は、噴射圧上昇やノズル孔径縮小による噴霧の微粒化や蒸発改善、グロープラグの耐久性向上といった技術革新によって改善されつつある。燃焼における低圧縮比化の利点の一つは着火遅れが長くなることによる燃焼自由度の向上であるが、同時に、着火遅れなどの燃焼制御技術の重要性が増すことになる。

表1-2 乗用車用ディーゼルエンジンの圧縮比動向(各社のカタログ公表値)

OEM	Year	EM regulation	Compression ratio	NO _x after treatment	Displacement	Engine name	Vehicle name
Mazda	2002	Euro3	18.4	w/o	2.0L	RF	Mazda6
	2004	Euro4	16.7	w/o	2.0L	RF	Mazda6
	2008	Euro5	16.3	w/o	2.2L	R2	Mazda6
	2012	PLT/Euro6	14.0	w/o	2.2L	SH	CX-5, Mazda6
Toyota	2000	Euro3	18.6	w/o	2.0L	1CD	AVENSIS
	2003	Euro4	16.9	w/o	2.2L	2AD	AVENSIS
	2008	Euro5	15.7	DPNR	2.2L	2AD	AVENSIS
Nissan	2008	PLT	15.6	LNT	2.0L	MR9	Xtrail
Mitsubishi	2010	PLT	16.0	LNT	3.2L	4M41	Pajero
	2010	Euro5	14.9	w/o	2.2L	4N14	OUTLANDER
BMW	2012	PLT/Euro6	16.5	SCR	3.0L	N57D	X5
	2012	PLT/Euro6	16.5	LNT	2.0L	N47D	320d
Mercedes	2012	PLT	17.7	SCR	3.0L	OM642	E350
	2007	Euro5	16.2	w/o	2.2L	OM651	C220

圧縮比の低下により理論熱効率は低下するが、最高燃焼圧低下によって往復・回転系部品の低剛性化・軽量化が可能になり機械抵抗を低減できること、また最高燃焼温度低下によって冷却損失が低減できることなどから、正味熱効率は必ずしも低下しない。しかしながら、往復・回転系部品の技術や燃焼室壁面の断熱技術の進化と併せて、将来的には熱効率向上のために高圧縮比に回帰する可能性がある。

(g)着火時期適正化

着火時期適正化は燃費と燃焼音の制御因子となる機能である。燃料噴射時期の操作によってディーゼル燃焼の着火時期を変化させると、着火が TDC 付近の場合に燃費が最良となる⁽⁴⁴⁾。また燃焼音は TDC よりも着火時期が早い側で増加する。圧縮行程中に着火が起こると圧縮圧上昇の影響で最大圧力上昇率が高くなり、膨張行程中に着火が起こるとその逆の影響を受けるためである。最大圧力上昇率を抑えるためにパイロット燃焼を併用する従来の拡散型燃焼に対して、パイロット燃焼の無い予混合型燃焼（予混合型燃焼の詳細については後述する）においては、着火時期による燃費と燃焼温度のトレードオフはより顕著になる⁽⁴⁵⁾。

着火時期を制御するためには燃料噴射から着火までの着火遅れを知る必要がある。ディーゼル燃焼の着火遅れは、高温高压雰囲気中に噴射された燃料噴霧が蒸発しながら混合気を形成するまでの物理的着火遅れと、混合気において数千の素反応を伴いながら大きな温度上昇を生じるまでの化学的着火遅れに分けられる⁽⁴⁶⁾。化学的着火遅れの制御因子は、混合気の温度 T 、圧力 P 、当量比 ϕ である。草鹿ら⁽⁴⁷⁾の詳細反応過程を考慮した数値計算によれば、化学的着火遅れ、すなわち均質混合気の着火遅れ短縮は T 、 P 、 ϕ の増加に対して基本的に正の相関となるが、 T に対しては一部の領域で負の相関（NTC: Negative Temperature Coefficient）となり、この特性が予測や制御を難しくしている。

物理的着火遅れの因子には噴霧の蒸発速度に加えて、蒸発潜熱や混合気と燃焼室壁面との干渉による局所的な T の変化、噴霧混合気の成長や壁面との干渉による局所 ϕ の変化も含まれる。これらは燃料噴射の条件（ノズル径、噴射量、噴射圧）や、燃焼室形状の条件によって大きく変化するため、予測や制御を難しくしている。小堀ら⁽⁴⁸⁾の純粋燃料かつ均質予混合気の着火遅れと、混合燃料かつディーゼル噴霧混合気の着火遅れの燃焼容器実験による比較によれば、純粋燃料の均質混合気の着火遅れには明瞭な NTC 領域があるのに対して、混合燃料のディーゼル噴霧の着火遅れには NTC 領域が明瞭ではなくなることが報告されている。低温側では予混合期間のために混合気 ϕ のリーン化が進むこと、および噴霧混合気が燃焼室壁面と干渉して局所的な冷損によって温度 T が下がることによってディーゼル噴霧の着火遅れは長くなる。一方で、高温側でも、短くなる化学的着火遅れに対して噴霧蒸発による物理的着火遅れの影響が出やすくなるために、ディーゼル噴霧の着火遅れは長くなる傾向になる。これに燃料が混合物であることが加わって NTC 領域が明瞭で無くなると説明されている。

以上のように、ディーゼル噴霧混合気の着火遅れは複雑なメカニズムに支配されているが、大きくは混合気の温度 T 、圧力 P （EGR がある場合は酸素分圧）、当量比 ϕ が制御因子になっている。Wolfer ら⁽⁴⁹⁾、居倉ら⁽⁵⁰⁾、および小堀ら⁽⁴⁸⁾は、高温高压容器内へ噴射したディーゼル噴霧の着火遅れについて T 、 P 、 ϕ を入力因子にしたアレニウス型の実験式を提案している。また時々刻々と周囲の温度と圧力が変化するエンジン筒内や急速圧縮装置へ適用するために Livengood&Wu はアレニウス型の実験式を積分する方法⁽⁵¹⁾を提案している。実験式のモデル定数を設定した条件の周辺においては、これらの実験式を用いることで一定の予測精度の下で着火遅れの予測が可能であることはよく知られている。

一方で、前述の NTC 領域を表現できるような予測精度を求める場合は、数百～数千の素反応計算の考慮した計算⁽⁴⁷⁾、仮想物質を用いて素反応メカニズムを簡易化した反応モデル⁽⁵²⁾⁽⁵³⁾を扱う必要があり、これらは 3D-CFD 噴霧燃焼シミュレーションなどに用いられている。しかしながら広域な条件での着火遅れを精度良く予測するためには、軽油模擬の素反応式メカニズム及び実用的な計算時間への簡略化手法の確立、および正確な当量比 ϕ 分布を再現するための噴霧モデルの精度改善が研究課題となっている。

着火時期の制御に関して、ECU (Engine Control Unit) への実装によるオンボード制御が試みられている。山中ら⁽⁵⁴⁾は、筒内ガス状態量 (T, P, 酸素分圧) に加えて ϕ については噴霧の成長過程までをモデル化することで着火遅れを予測し、これによって噴射時期を操作して過渡運転時の着火時期制御を行った。しかしながら、着火制御が重要な予混合型の新燃焼方式に適用するには計算精度が不足しており、また量産 ECU へ実装するためには計算容量低減のために数学的手法による縮退が必要となる。Hasegawa ら⁽⁵⁵⁾は、筒内圧力センサーを用いて着火時期の目標値と実値の差を検出し、噴射時期操作へのフィードバック制御によって、予混合型の新燃焼方式の着火時期を制御する方法を示した。しかしながら、筒内圧力センサーはコストの増加を伴う上に、フィードバック制御は着火時期の目標値からのずれを感知してからの作動となるため、初期のズレを防ぐことができない。このように ECU 実装によるオンボードでの着火時期制御が研究課題となっている。

(h) 熱発生率ピーク傾き・高さ低減

熱発生率ピーク傾き・高さ低減は、燃焼音の制御因子となる機能である。熱発生率ピーク傾き・高さが小さくなるほど、燃焼加振力 (最大圧力上昇率) が小さくなり、燃焼音は低下する。従来の拡散型ディーゼル燃焼においては一般に、メイン燃焼に先立つパイロット燃焼を作り、メイン燃焼着火時期での可燃予混合気量を低減して、熱発生率ピーク傾き・高さ、すなわち燃焼音を抑制している。堀田ら⁽⁵⁶⁾によるパイロット噴射段数の検討結果によれば、トータルのパイロット噴射量が同じであっても一段よりも 2 段の方が燃焼音の低減効果が大きいことが示されている。これはパイロット噴射の燃焼効率が一段よりも 2 段では改善されて発熱量が多い分だけ、メイン燃焼着火時期での可燃予混合気量を抑制できたことによるものである。またパイロット噴射量による燃焼音低減効果の検討例⁽⁵⁷⁾によれば、噴射量が多く噴射が早い場合に燃焼音低減効果が最大になり Soot も少ない。このようなパイロット噴射時期を早期化した際の Soot 低減効果については、(c) 噴霧予混合気形成・空間分離の項に前述した通りである。

高田ら⁽⁵⁸⁾の詳細反応を考慮した 3D-CFD 計算結果によれば、酸素モル濃度を低下させた場合 (他の制御因子は一定) に着火遅れと共に熱発生率ピーク傾き・高さが低減され、熱容量を増大させた場合 (他の制御因子は一定) には、着火遅れは変わらないが、熱発生率ピーク傾き・高さを低減されている。Choi ら⁽⁵⁹⁾の研究用エンジンを用いた実験結果によれば、燃料噴射圧力を上昇させた場合に熱発生率ピーク傾き・高さが上昇しており、噴射圧上昇によって予混合期間の乱流混合が促進されてストイキ混合気割合が多くなったためと説明されている。また吸気温度を上昇させた場合にも熱発生率の最大傾き & 高さが上昇しており、これは TDC 温度の上昇と熱容量の低下の両方の影響によるものであると説明されている。これらの研究結果は熱発生率ピーク傾き・高さの制御因子として層流燃焼速度の低減が有効であることを示している。

川那辺ら⁽⁶⁰⁾はディーゼルエンジンベースの予混合型燃焼 (予混合型燃焼の詳細については後述する) において混合気の不均一性が熱発生率ピーク傾き・高さに大きく影響することを CFD 計算による解析か

ら報告している。不均一化によって筒内局所での可燃混合気の着火遅れの空間的なばらつきが増大するためである。この結果は熱発生率ピーク傾き・高さの制御因子として混合気不均一化の低減が有効であることを示している。

しかしながら、熱発生率ピーク傾き・高さを予測および制御する技術は未だ確立されていない。これらの予測によるパイロットやプレ噴射パターンの実機キャリブレーションテスト工数の低減や、ECUへの実装による積極的な燃焼制御が期待されており、研究課題となっている。

(i)燃焼期間の短縮

熱発生率の燃焼期間の短縮は燃費の制御因子となる機能である。幾何的な関係から、前述の熱発生率ピーク傾き・高さと同様に燃焼期間の短縮はトレードオフの関係になる。トレードオフ打開のためには、熱発生率立ち上がりの熱発生率ピーク傾き・高さを変えずに燃焼後半の燃焼速度を向上させて燃焼期間を短縮させることが望まれる。Choiら⁽⁵⁹⁾はスワール比を1.44~7.12まで変更した場合の熱発生比較を乗用車用エンジンの実験で検討しており、スワール比は熱発生率ピーク傾き・高さへの影響を与えずに期間後半の燃焼速度に影響を与えられることをお示している。この例ではスワール比5.0付近で燃焼期間が最短になっている。このことから上述の(d)燃焼室内流動の最適化による燃焼期間の短縮が燃焼期間の短縮のための有効な制御因子であり、この領域の更なる追求が研究課題として残されている。また他の制御因子として最高噴射圧力の上昇⁽²⁴⁾、可変噴射率⁽⁶¹⁾などが考えられ、これについてはインジェクター装置の性能が制約となっている。

(j)新燃焼方式（予混合型燃焼）

均質予混合燃焼でありながら火花点火ではなく自己着火させるることによって高熱効率と低EMの達成が可能なことはSchweitzerら⁽⁶²⁾などにより古くから報告されていた。Ashleyと飯田⁽⁶³⁾は「着火方式が火花点火なのか自己着火なのか」、「混合気が均質なのか不均質なのか」という観点からエンジンの燃焼方式分類し、この中で均一予混合気を圧縮着火させる燃焼方式をHCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) と定義した。ガソリンエンジンベースのHCCI⁽⁶⁴⁾が基本的には完全均質混合気で燃焼させるのに対して、ディーゼルエンジンベースのHCCIは実際には均質混合気とはならず燃料噴射終了後に予混合期間を経て一定の混合気分布がある状態で自己着火させる方式が一般的である。燃料を噴射しながら燃焼させる従来の拡散型ディーゼル燃焼に対して、この新燃焼方式は予混合型ディーゼル燃焼と呼ばれている。HCCIと区別してPCCI (Premixed Charge Compression Ignition) あるいはPCI (Premixed Compression Ignition) とも呼ばれている。予混合型燃焼は混合気の希薄化、燃焼温度の低温化、燃焼期間の短縮化などの複数の機能の同時実現が可能という意味でも新しい燃焼方式である。

予混合型ディーゼル燃焼に関しては噴射時期と着火時期の観点から図1-4のように分類できる。初期に提案された方式は早期噴射によって希薄予混合気を形成させるため、低圧雰囲気場での噴霧微粒化とシリンダライナへの噴霧衝突抑制のための特殊な燃料噴射系が必要であった。武田ら⁽⁶⁵⁾のPREDICコンセプトはサイドインジェクションを含めた3本のインジェクターを用いて、柳原ら⁽⁶⁶⁾のUNIBUSコンセプトはピントルノズルインジェクターを用いて、どちらも-60degATDC程度の早期噴射によって希薄混合気を形成しNOxとSootを同時に低減した。しかしながら、特殊な燃料噴射系は実用上の問題があり、また着火時期は事実上制御不可能でありTDCよりもかなり早い時期に着火していた。木村ら⁽⁶⁷⁾

の MK コンセプトでは、流量が多いものの機構的には通常のディーゼルエンジンと同じ噴射ノズルを用いて、噴射時期を大幅に遅延させることによって予混合期間を確保し NOx と Soot の同時低減を達成した。しかしながら TDC よりも大幅に遅延した燃焼時期は、排気損失増大により熱効率が良くなかった。島崎ら⁽⁶⁸⁾の上死点近傍噴射コンセプトでは、通常のディーゼルエンジンからノズルコーン角をやや狭角化(125°)した噴射装置を用いた-30degATDC 程度での噴射と多量 EGR による着火遅れ延長を組合せによって、PCI 燃焼を成立させている。更に低圧縮比化や燃料セタン化低下によって着火遅れを長くすることで、運転負荷領域拡大を示している。村田ら⁽⁶⁹⁾のミラーPCI コンセプトでは、吸気バルブ可変タイミングを用いて有効圧縮比低下させ多量 EGR と合わせて着火遅れを稼ぎ、予混合燃焼の成立領域を確保している。これらの TDC 近傍噴射の PCI コンセプトでは着火遅れを延長するために多量 EGR を用いている。しかしながら、EGR を制御因子にした着火時期制御は過渡運転での応答性が十分ではなく、また多量 EGR による低い空気過剰率 λ は比熱比低下や、HC・CO 増加による燃費悪化の要因となる。

予混合型燃焼については図 1-5 のように ϕ -T マップ上の混合気 ϕ -T 分布によっても分類が可能である。TDC 近傍噴射の PCCI 或いは PCI 燃焼は、 ϕ -T マップ上の Soot 生成領域よりも希薄な混合気($\phi < 2$)を形成する方式であった。一方で秋浜ら⁽¹⁷⁾⁽⁷⁰⁾は極めて多量の EGR を用いて燃焼を低温化して、 ϕ -T マップの Soot 領域を低温側に回避させる LTC (Low Temperature Combustion) コンセプトを提案し実用化した。これらの方式では NOx と Soot は低レベルに抑制されるが、燃費最良とするための TDC への着火制御性の低下や CO・HC による未燃損失の増大を伴う。

以上のように、燃料噴射終了後に着火させる予混合型の新燃焼方式の研究においては、NOx と Soot の同時低減という意味では大きな成果が得られているものの、燃費の低減という観点からは課題が残っている。

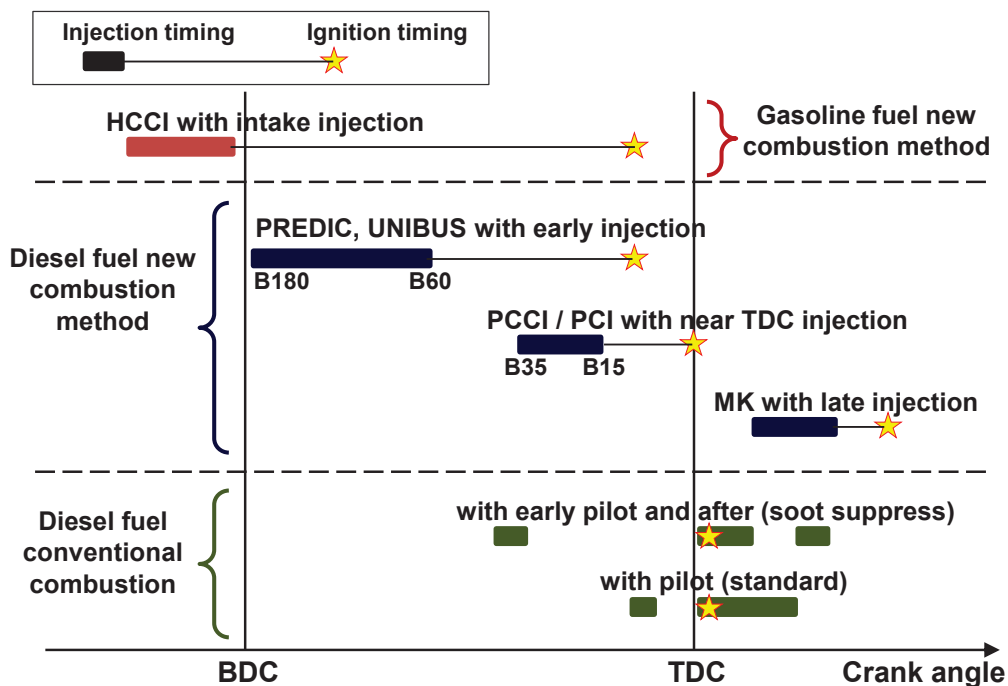


図 1-4 燃料噴射時期と着火時期による新燃焼形態の比較

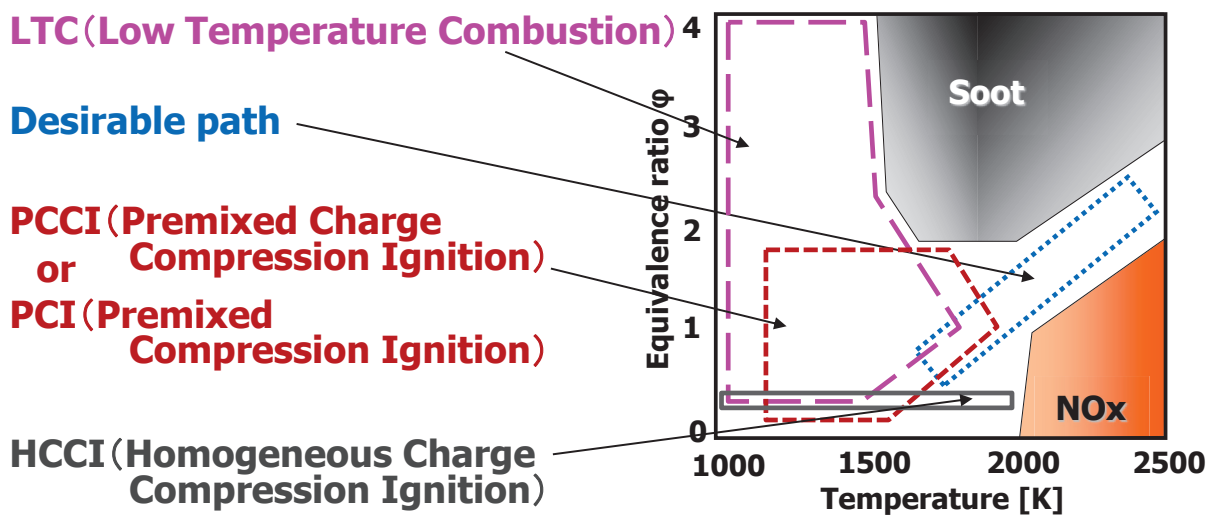


図 1-5 ϕ -T マップの使用領域における新燃焼形態の比較

1. 2 研究の目的

1. 2. 1 研究の目的および研究のプロセス

本研究の目的は「燃焼改善技術の徹底的な追求による排気と燃費の低減」である。燃焼改善を徹底的に追及するために研究プロセスを工夫する。最新のディーゼルエンジンでは、噴射圧力や噴射段数の自由度が高い燃料系，ガス流量に応じて作動個数や容量を変更できる過給機系，ガスの経路や冷却効率を変更できる EGR 系，それらを統率する制御系など，燃焼改善のための制御手段は複雑かつ多岐にわたる。このような状況の中，図 1-6 上段に示したような性能※そのものを制御目標※として個別の制御手段について検討する通常の研究プロセスでは，手段の制約のために大幅な性能改善が難しいという問題，およびディーゼル燃焼の特徴である各性能間でのトレードオフに陥り易いという問題を伴う。トレードオフの典型例は「EGR によって NO_x を低減しようとするすると Soot が悪化してしまう。」或いは「高圧噴射によって Soot 低減すると燃焼音が大きくなってしまふ。」などである。これらの問題を解決するため本研究では図 1-6 下段に示す研究プロセスに取り組む。初めに性能※を支配する基本機能※と，最大限の性能改善が得られる基本機能の最適状態を見出して，それを制御すべき目標※に設定する。次に基本機能を最適状態に近づけるための有効な制御因子※となる機能※を検討する。そして，その制御因子となる機能を操作するための現実的な制御手段※を提案し，それによる性能改善効果を検証する。この研究プロセスでは，複数の制御因子や制御方法を組み合わせることにより手段の制約に縛られずに性能改善効果の最大化が期待でき，また初めから各性能をバランスさせた基本機能の最適状態を目標としているためにトレードオフの問題も生じない。このような考え方は機能開発^(6, 13)と称して取り組まれており，品質工学 (Quality Engineering)⁽¹⁴⁾や価値工学 (Value Engineering)⁽¹⁵⁾などの品質学の概念にも通じている。用語 (※印) についての本研究での定義を図 1-6 と共に示す。

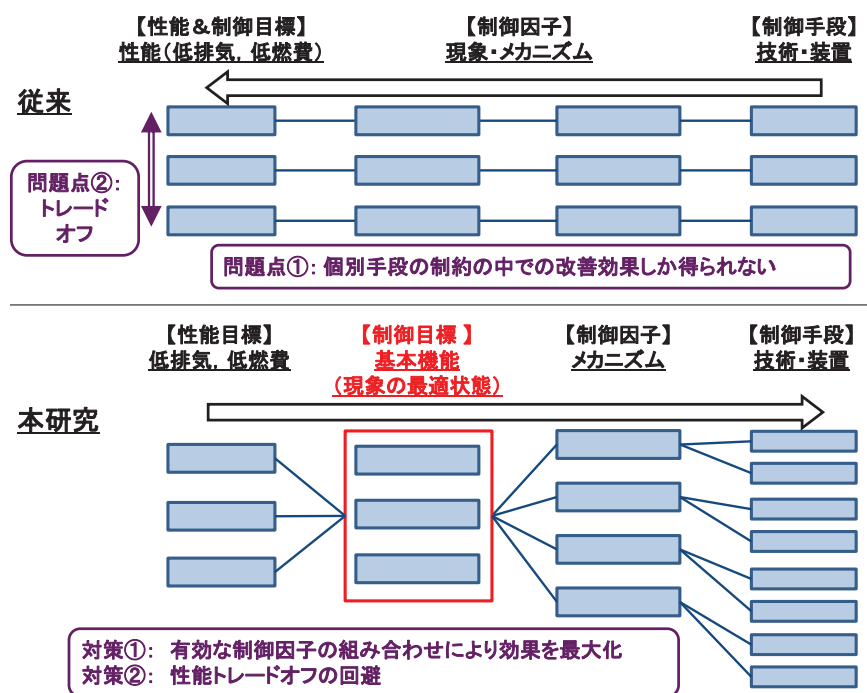


図 1-6 本研究における研究プロセスの概念を示した機能系統図

※用語の説明⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾：

- ・「機能」： 物理的・化学的な現象や働きのことであり，機能系統図を構成する項となる。
- ・「性能」： 製品の品質そのものを表す機能であり，ここでは排気と燃費の性能である。
- ・「基本機能」： 性能を統括的に支配する機能（自然現象の状態）である。
- ・「制御目標」： 人が技術や装置の操作によって制御しようとする対象の機能のことである。
- ・「制御因子」： 上位機能の状態を制御するために操作する下位機能のことである。
- ・「制御手段」： 制御因子の下位機能であり，人が直接操作する技術や装置のことである。

1. 2. 2 論文の構成

本論文の構成を以下に示す。

第1章では，研究の背景として，熱効率の高いディーゼルエンジンの普及が将来の環境・エネルギー問題への対策として有力視されること，その実現ための「徹底した燃焼改善による燃費と排気の低減」を研究の目的とすることを述べた。燃焼改善のための重要機能について従来研究を振り返るとともに，排気と燃費の基本機能の最適状態を制御目標として，その制御因子となる機能の検討から有効な燃焼改善手法を提案・検証するという研究プロセスについて述べた。

第2章では，排気と燃費を支配している基本機能として本研究で着目する「混合気 ϕ -T分布」および「着火・熱発生率」について，0次元数値計算による基礎的な解析を行い，最大限の排気と燃費の低減効果を得るための基本機能の最適状態を見出す。

第3章では，「混合気 ϕ -T分布」と「着火・熱発生率」を最適状態に近づけるための燃焼改善手法として新しい予混合型(PCI)燃焼コンセプトを提案し，そのコンセプトの妥当性と性能改善効果を検証する。CFD燃焼解析を用いて，吸気境界条件や噴射条件を制御因子として，基本機能である混合気 ϕ -T分布，および着火・熱発生率を最適状態に近づけるための要件を明らかにする。そしてそれらを実現するための制御手段の検討をエンジン台上試験や研究用車両を用いて実施し，排気と燃費の低減効果を検証する。

第4章では，前章で取り組んだ新しいPCI燃焼コンセプトにおいて，過渡運転時における筒内状態の変動に対しても，排気，燃費，および燃焼音などの諸性能の安定化（ロバスト性）を得るための着火時期制御に取り組む。リアルタイムで着火遅れを予測するモデル式を作り，その予測値に基づいて着火時期を目標値に制御するシステムを構築して，実機エンジンの過渡運転条件におけるオンボードでの着火時期制御を試みる。

第5章では，PCI燃焼コンセプト適用範囲外の高負荷拡散型燃焼条件において，「混合気 ϕ -T分布」と「着火・熱発生率」を最適状態に近づけるための燃焼改善手法として，ピストン燃焼室内の縦渦の機能に着目する。初めにCFD燃焼解析や，ピストン燃焼室形状を模擬した二次元燃焼室と高温高压容器を用

いて縦渦が燃焼時の局所当量比 ϕ 分布と局所温度 T 分布、及び燃焼期間の短縮に及ぼす効果を検討し、噴霧諸元や燃焼室形状の変更による縦渦機能の強化に取り組む。そして、それらによって縦渦を強化した際の排気と燃費の低減効果について、実機エンジン試験によって検証する。

第6章では、PCI 燃焼コンセプトの実用化に必要なエンジン低圧縮比化時に課題となる、着火性改善のための噴霧混合気状態とその形成方法について検討する。高性能インジェクターを用いた微量噴射化の効果に着目し、液滴相と蒸気相を分離可能な二波長レーザー吸収散乱法を用いた高温高压容器での噴霧混合気形成挙動の計測解析を行う。同時に雰囲気温度による蒸発の影響や、燃焼室壁面と噴霧の干渉の影響についても考慮する。

第7章では、第6章で知見を得た微量噴射での多段噴射を用いて、アイドル停止からの再始動条件における着火性の改善効果について検証する。

第8章では、各章で得られた知見を総括して、研究の結論を示す。

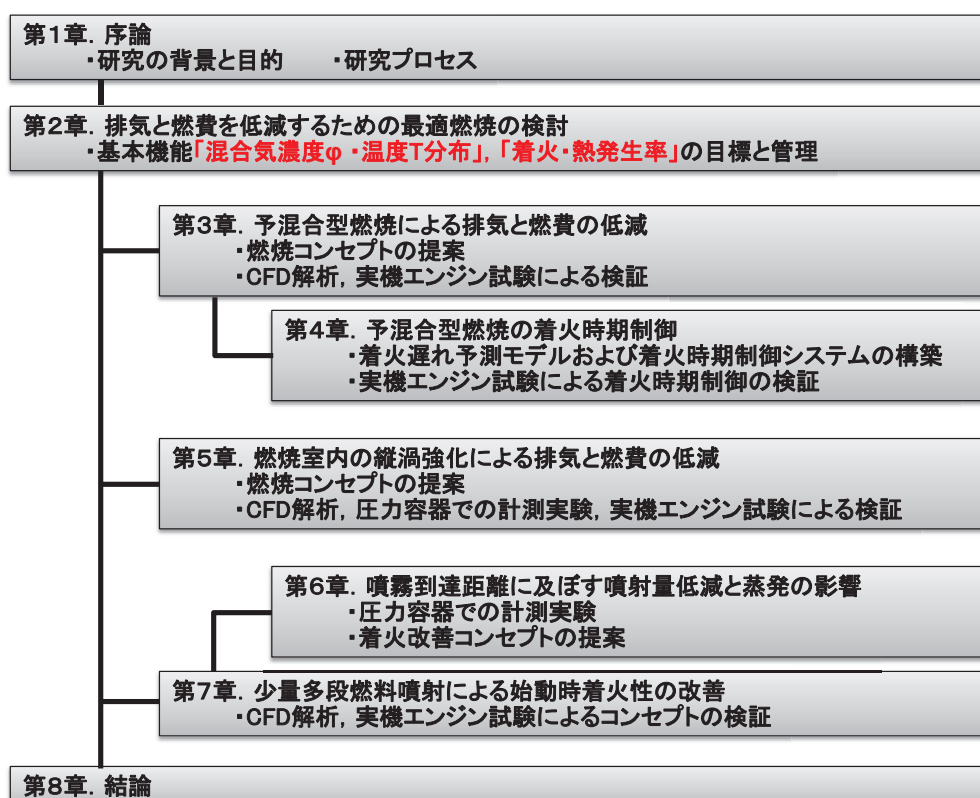


図 1-7 論文の構成 および本研究の取り組み

参考文献 (第1章)

- (1) 経済産業省：次世代自動車戦略 2010, (2010), 経済産業省 HP,
<http://www.meti.go.jp/press/20100412002/20100412002.html>
- (2) International Energy Agency (IEA), World Energy Outlook 2010,
<http://www.worldenergyoutlook.org/publications/weo-2010>
- (3) 笠間 太介: 次世代自動車戦略について, 自動車技術, Vol.66, No.4, p11-17 (2012)
- (4) 島崎 勇一, 前田 義男: 2030年乗用車用パワートレインの主流は?, 自動車技術, Vol.66, No.4,
p18-27 (2012)
- (5) Anup Bandivadekar, Kristian Bodek, Lynette Cheah, Christopher Evans, Tiffany Groode, John Heywood, Emmanuel Kasseris, Matthew Kromer, and Malcolm Weiss: On the Road in 2035: Reducing Transportation's Petroleum Consumption and GHG Emissions, Laboratory for Energy and the Environment, Report No. LFEE 2008-05 RP (2008)
<http://web.mit.edu/sloan-auto-lab/research/beforeh2/otr2035/>
- (6) 人見 光夫: 内燃機関の将来展望, 第21回内燃機関シンポジウム講演論文集, p1-23, (2010)
- (7) 石油連盟: 今日の石油産業 2012, 石油連盟 HP, http://www.paj.gr.jp/statis/data/data/2012_data.pdf
- (8) 柴田 元: 21世紀の自動車用燃料, 自動車技術, Vol.66, No.4, p28-32 (2012)
- (9) 石油連盟: 石油業界のディーゼル乗用車に対する考え方, 経済産業省 HP,
<http://www.meti.go.jp/committee/materials/downloadfiles/g41213b30j.pdf>
- (10) 白河 暁, 糸山 浩之: ポスト新長期対応直噴ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術, Vol.63, No.7,
p14-15 (2009)
- (11) 信ヶ原恵, 畠 道博, 岡田公二郎, 田代圭介, 大橋忠史, 高田宗一郎, 田中俊宏: SUV乗用車用ポスト新長期規制対応ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.23-11, p1-4 (2011)
- (12) J. Hadler, F. Rudolph, R. Dorenkamp, H. Stehr, J. Hilzendeger, S. Kranzusch: Volkswagen's New 2.0L TDI Engine for the Most Stringent Emission Standards, MTZ worldwide Edition,
No.2008-05, Vol.69, p12-17 (2008)
- (13) 増田幸男, 渡辺友巳, 荒川博之, 松尾直也, 杉浦博昭, 富澤和廣: SKYACTIV-Gにおける開発プロセス変革, マツダ技報, No.29, P41-46 (2011)
- (14) 品質工学会 HP, <http://www.qes.gr.jp/>
- (15) 日本バリュー・エンジニアリング協会 HP, <http://www.sjve.org/>
- (16) Kamimoto T., et al.: High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines, SAE Paper, 880423 (1988)
- (17) Akihama K., et al.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE Paper, 2001-01-0655 (2001)
- (18) Golovitchev, V. I., Montorsi L., and Denbratt I.: Towards a New Type of Hybrid Engine: The Two-stroke Free-piston Compression Ignition Engine, Proceedings of FISITA2006, No. F2006P421
- (19) Yokota, H., Kudo, Y., and Nakajima, H.: NOx and Soot Formation Process in a Pre-mixed Diesel combustion, 17th Internal Combustion Engine Symposium, Japan, p217-222 (2002), (in Japanese)
- (20) Murata, Y., Kusaka, J., Daisho, Y., Kawano, D., Suzuki, H., Ishii, H., and Goto, Y.: Achievement

- of Medium Engine Speed and Load Premixed Diesel Combustion with Variable Valve Timing, SAE paper No. 2006-01-0203
- (21) Alriksson, M., Rente, T., and Denbratt, I.: Low Soot, Low NO_x in a Heavy Duty Diesel Engine Using High Levels of EGR, SAE paper No.2005-01-3836
- (22) D.Siebers and B.Higgins: Flame lift-off on directinjection diesel sprays under quiescent condition, SAE Paper No. 2001-01-0530
- (23) Lyle M. Pickett, Dennis L. Siebers: Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion, SAE Paper No. 2004-01-1399
- (24) 宮本 正彦夫: コモンレールシステムの開発と進化, 第22回内燃機関シンポジウム講演論文集, p25-45 (2011)
- (25) Wu Zhang, Keiya Nishida and Jian Gao: An Experimental Study on Mixture Formation Process of Flat Wall Impinging Spray Injected by Micro-Hole Nozzle Under Ultra-High Injection Pressures, SAE paper No. 2008-01-1601
- (26) Wu Zhang, Keiya Nishida: Mixture Formation and Combustion of Diesel Sprays from Micro-Hole Nozzle under Ultra-High Injection Pressure, Proceedings of THIESEL 2010 Conference on Thermo-and Fluid Dyanmic Pro-cesses in Diesel Engines, CD-ROM, (2010)
- (27) 松本 有平, 高 剣, 西田 恵哉: 直噴ディーゼル機関用群噴孔ノズルの噴霧と混合気特性, 自動車技術会論文集, Vol.39 No.3 p.177-182 (2008)
- (28) 松本有平, 中島研吾, 難波眞, 高剣, 西田恵哉: 直噴ディーゼル機関における群噴孔ノズル噴霧の燃焼特性, 自動車技術会論文集, Vol.40 No.1, p.129-134 (2009)
- (29) 河野正頭, 馬崎政俊, 伊藤昌晴, 橋詰 剛, 瀬口和比古, 稲垣和久: 高分散噴霧と筒内低流動を利用したディーゼル燃焼における冷却損失の改善, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.22-11, p.1-6 (2011)
- (30) 神谷 憲太郎, 青木 剛, 村田 豊, 草鹿 仁, 大聖 泰弘: 4段噴射による大型ディーゼルエンジンの排出ガス低減 (研究論文), 自動車技術会論文集, Vol.40 No.3, p.711-716 (2009)
- (31) Yoshihiro Hotta, Minaji Inayoshi, Kiyomi Nakakita, Kiyoshi Fujiwara, Ichiro Sakata: Achieving Lower Exhaust Emissions and Better Performance in an HSDI Diesel Engine with Multiple Injection, SAE Paper, No. 2005-01-0928
- (32) 稲垣 和久, 高須施聞, 中北清己, 渡辺哲: DI 燃焼室形状因子が筒内空気流動・混合気形成に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, 31(3), p51-56, (2000)
- (33) 堀田 義博, 稲吉 三七二, 冬頭 孝之, 中北 清己, 阪田 一郎, 藤原 清: 気流速度抑制によるHSDI ディーゼル機関の高速時スモーク低減, 自動車技術会論文集 32(3), 17-23, 2001-07-15
- (34) Yoshinori Hotta, Kiyomi Nakakita, Taykayuki Fuyuto, Minaji Inayoshi, Kiyoshi Fujiwara, Ichiro Sakata: Cause of Exhaust Smoke and Its Reduction Methods in an HSDI Diesel Engine Under High-Speed and High-Load Conditons, SAE Paper No. 2002-01-1160 (2002)
- (35) 小笠原光信, 高城敏美, 藤井健一: 燃焼ガス中の NO および CO の生成とその低減法に関する基礎的研究: 第2報, NO の生成量といくつかの低減法についての計算結果, 日本機械学会論文集, 39(327), p3427-3433 (1973)
- (36) John E. Dec and Robert E. Canaan: PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine, SAE

Paper No. 980147

- (37) Takemi Chikahisa, Tomomi Kaneko, Kazushige Kikuta, and Yukio Hishinuma: Significant NO_x Formation at the Tip of Diesel Spray Flames and Reduction by Enhanced Mixing in the Tip Region, SAE Paper No. 2003-01-1786
- (38) 堀田 義博, 稲吉 三七二, 中北 清己, 秋濱 一弘, 稲垣 和久, 阪田 一郎: 高過給・高EGRと高圧噴射によるHSDIディーゼル機関の大幅排気低減 (第1報) -排気の低減効果とその改善メカニズム, 自動車技術会論文集, Vol.37 No.6, p139-144 (2006)
- (39) NEFISCHER P., HALL W., HONEDER J., STEINMAYR T., LANGEN P.: The 1st Diesel Engine with 2-stage Turbocharging and Variable Turbine Geometry in Passenger Cars, 18th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology Aachen (2009)
- (40) 石川 直也, 工藤 和昭: 低NO_x予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 (第5報) -2ステージターボによる排出ガス低減に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.48-08, p.21-26 (2008)
- (41) Ralf Buchwald, Guido Lautrich, Oliver Maiwald and Ansgar Sommer: Boost and EGR System for the Highly Premixed Diesel Combustion, SAE Paper, No. 2006-01-0204
- (42) 新田 淳一郎, 島崎 直基, 港 明彦: 高過給高EGR運転を可能とする3段過給ディーゼル機関の性能評価, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.84-08, p.9-14 (2008)
- (43) 石川 直也, 大久保 泰宏, 工藤 和昭: 低NO_x予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 -第2報 EGRクーラ性能がPCI燃焼に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.33-06, p.5-10 (2006)
- (44) 斎藤 孟: 自動車工学全書 5巻ディーゼルエンジン, 山海堂, p.112-113 (1980)
- (45) 堀部 直人, 高橋 研, 原田 慎治, 奇 成燮, 石山 拓二, 塩路 昌宏: ディーゼル機関におけるPCCI運転に適した燃焼室形状の選択に関する研究, 機械学会論文集, B編, No74-745, p737-745 (2008)
- (46) 長尾不二夫: 内燃機関講義上巻, 養賢堂
- (47) 草鹿 仁: 詳細な素反応過程を考慮した数値流体コードによる圧縮着火エンジンのシミュレーション, エンジンテクノロジー, Vo.7, No.5, p38-48, (2005)
- (48) 小堀 繁治, 神本 武征: ディーゼル機関の着火遅れに及ぼす雰囲気条件, 噴射条件および燃料性状の影響, 機械学会論文集, B編, No.65-631, p340-346 (1999)
- (49) Wolfer, H.H.: Ignition lag in diesel engines, VDI-Forschungsh, p.9-392 (1938)
- (50) 居倉 伸次, 角田 敏一, 広安 博之: 定容燃焼器における燃料噴霧の着火遅れ, 機械学会論文集, No.41-345, p.1559-1568, (1975)
- (51) Livengood, J.C., and Wu, P.C.: Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines, 5th International Symposium on Combustion, p.347-356, (1955)
- (52) Halsted, M.P., Kirsch, L.J., and Quinn, C. P.: The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model, Combustion and Flame, 30, 45 (1997)
- (53) Schreiber, M., Sadat Sakak, A., Lingens, A., and Griffiths J.F.: A Reduced Thermo kinetic model for the auto ignition of fuel with variable octane ratings, 25th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, p933-940 (1994)
- (54) 中山 茂樹, 伊吹卓, 松永彰生, 福間隆雄: 筒内状態量に基づくモデルベース燃焼予測制御の開発,

- 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, p65-70 (2007)
- (55) Mamoru Hasegawa, Yuichi Shimasaki, Satoshi Yamaguchi, Makoto Kobayashi, Hideki Sakamoto, Naoto Kitayama and Tomohiro Kanda: Study on Ignition Timing Control for Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor, SAE Paper No. 2006-01-0180
- (56) 堀田 義博, 稲吉 三七二, 中北 清巳, 藤原 清, 阪田 一郎: マルチ噴射による HSDI ディーゼルの排気・性能改善, 自動車技術会論文集, Vol.36 No.1, p.79-84 (2005)
- (57) 松田 喜彦, 河瀬 徹, 都築 尚幸, 柴田 正仁: 直列4気筒直噴ディーゼルエンジンの排気性能向上, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.100-00, p9-12 (2000)
- (58) 高田 圭, 草鹿 仁: 吸気条件がディーゼル燃焼に及ぼす影響の数値解析 (第2報), 自動車技術会論文集, Vol.40, No.1, p159-165 (2009)
- (59) Dae Choi, Paul C. Miles, Hanho Yun, Rolf D. Reitz: A Parametric Study of Low-Temperature, Late-Injection Combustion in a HSDI Diesel Engine, JSME international journal, Series B, Vo.48, No.4, p.656-664 (2005)
- (60) 川那辺 洋, 山本 亮, 石山 拓二: 不均一混合気の自着火過程を考慮したディーゼル燃焼モデル, 機械学会論文集, B編, No76-765, p.199-205 (2010)
- (61) Guillaume Bression and Dominique Soleri, Sylvain Savy, Stéphane Dehoux, David Azoulay and Hedi Ben-Hadj Hamouda: Laurent Doradoux and Noureddine Guerrassi Nick Lawrence, A Study of Methods to Lower HC and CO Emissions in Diesel HCCI, SAE Paper No. 2008-01-0034
- (62) Schweitzer, P. and Grunder, L.: Hybrid Engines, SAE Paper, No.630512 (1963)
- (63) Ashley, S., 飯田訓正: 開発進む低公害HCCI エンジン, 日経サイエンス, Vol.31, No.9, p.90-96 (2001)
- (64) 青山 太郎, 服部 義昭, 水田 準一, 佐藤 康夫: ガソリン予混合圧縮点火エンジンの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.951, p.309-312 (1995)
- (65) 武田 好央, 中込 恵一, 新村 恵一: 早期燃料噴射による希薄予混合燃焼の排出物特性, 日本機械学会論文集, B編, No.62-599, p.348-354 (1996)
- (66) 柳原 弘道: 新しい混合気形成法によるディーゼルのNO_x・煤同時低減, 機械学会論文集, B編, No.63-606, p.368-373 (1997)
- (67) 木村修二, 松井幸雄, 小池正生: 小形DI ディーゼル機関の新燃焼コンセプト -第1報: 基本燃焼コンセプトの紹介-, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.1, p.41-46 (1997)
- (68) 島崎直基, ほか: 上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3, p.31-36 (2005)
- (69) 村田豊, ほか: 可変バルブタイミングによる予混合ディーゼル燃焼の中速中負荷への適用, 自動車技術会論文集, Vol.31, No.6, p.73-78 (2005)
- (70) 稲垣和久, 秋浜一弘, 高鳥芳樹, 佐々木静夫: ディーゼル機関の無煙低温燃焼法(第2報)-数値解析によるメカニズムの解明-, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.1, p.71-76 (2003)

第2章 排気と燃費を低減するための目標燃焼

2. 1 はじめに

本章では本研究で目指すべき燃焼について検討する。初めに排気と燃費を低減するための適切な基本機能を設定する。次に基本機能に関する計算解析を行い排気と燃費を最大限に低減できる最適状態を見出し、それを目標燃焼として設定する。最後に基本機能の最適状態と現状燃焼の差異の把握、および基本機能の制御因子となる下位機能と制御手段についてエンジンシステムとしてのつながりを確認する。

2. 2 排気と燃費を低減するための基本機能

本研究の研究プロセス（第1章、図1-6下段）においては、適切な基本機能の選定が重要である。基本機能は、各性能の支配因子であると同時に、各性能をバランスさせながら最大限の性能改善を得る最適状態を表現できなければならない。

初めに排気の基本機能について検討する。ディーゼル燃焼の特徴に局所温度 T と局所当量比 ϕ の分布の存在があり、この分布が有害生成物の特性を支配している。第1章の従来研究の振り返りで確認したように、神本ら⁽¹⁾ および秋浜ら⁽²⁾ は、図2-1のように ϕ と T を軸にしたマップ上に混合気の分布と各排気有害物質の生成領域を同時に示すことで排気性能を表現した。厳密には筒内の圧力状態や燃料性状によって有害生成物の生成量も変化するため、時刻毎の各排気有害成分の生成領域マップと混合気 ϕ - T 分布を照合する必要がある⁽³⁾。しかしながら「混合気 ϕ - T 分布」の制御目標についての大きな概念を示すためには、各排気有害成分の生成マップを静的に扱いながら「混合気 ϕ - T 分布」のみを動的に議論する秋浜らと同様の方法で表現可能である。この ϕ - T マップによって表現した「混合気 ϕ - T 分布」を本研究にける排気性能の基本機能に設定する。

次に燃費の基本機能について検討する。燃費の最上位概念は図2-2に示す熱勘定図（ヒートバランス）である。この中で燃焼改善によって制御可能な因子は未燃損失、比熱比、排気損失、および冷却損失である。未燃損失についてはHCとCOの排気性能そのものであり混合気 ϕ - T 分布によって考慮されている。本研究では、燃費の基本機能として、冷却損失と排気損失の一部のバランスを支配する着火時期と燃焼期間に着目する。燃焼期間についてはその上位機能である熱発生率に替えて「着火・熱発生率」を本研究における燃費の基本機能として設定する。また後述のように、着火・熱発生率は燃焼音を支配する基本機能でもある。本研究では燃焼音を着火・熱発生率の制約条件として考慮する。

2. 3 混合気 ϕ - T 分布の最適状態

ϕ - T マップ上の混合気分布と有害物質の生成領域に関する従来研究は、初期にはNO_xとSootが検討され^(4,2,4,5)、近年ではCOやHCについても検討されているが^(3,6)、化学反応計算の方法によってそれらの報告結果には若干の違いがある。そこで、本研究においては、米国 Reaction Design 社が主導したコンソーシアムによって開発・検証された CHEMKIN-MFC⁽⁷⁾ に付属の n-heptane 反応メカニズム及び Particle Tracking Module⁽⁸⁾ を用いた0次元詳細反応計算を行い、ディーゼル燃焼における ϕ - T マップ上の有害物質生成領域を改めて解析した。図2-3上段にNOとSootの生成領域についての計算結果を示す。従来の研究と大きくは変わらないが、研究例によって違いが見られるSoot生成領域の低温側境界は本研究では1500K程度となった。図2-3中段にCO, HC, およびOHラジカルの存在領域を示す。一般にエンジン燃焼でのSoot, 及びCO・HCの酸化剤としてOHとO₂の効果が知られている^(9,10,11)。図より $\phi > 1$ の領

域は O_2 が不足して不完全燃焼となるため CO , HC が存在するが、一方で $\phi < 1$ であっても OH ラジカルが存在しない $T < 1500K$ では CO , HC が存在することが分かる。

図 2-3 下段に、 NO , $Soot$, CO , HC および OH ラジカルの存在領域を同時に示す。図より $\phi < 2$ かつ $1500K < T < 2000K$ の領域に混合気分布を制御すれば、有害物質が生成されないことがわかる。従って、この領域を混合気 ϕ - T 分布の最適状態であると定義できる。

2. 4 着火・熱発生率の最適状態

燃費と燃焼音の基本機能である着火・熱発生率プロフィールが、実際に熱効率および燃焼音に及ぼす影響について、0次元エンジン熱力学計算を用いて検討した結果を図 2-4 に示す。0次元エンジン熱力学計算では、エンジン基本諸元に基づいて圧縮行程でのエンジン筒内のガス温度と圧力上昇を計算後、入力した熱発生 (Q_c) に基づいて平均温度と平均圧力を上昇させ、円柱形の燃焼室面積と一定壁温 ($80^\circ C$) を前提に $Woschni$ の式⁽¹²⁾による冷損 (Q_{lw}) を考慮し、筒内圧力 P と筒内容積 V の変化による PV 仕事 (W_i) を算出している。燃費を表す計算結果として図示熱効率 (W_i/Q_f)、冷損割合 (Q_{lw}/Q_f)、排気損割合 (Q_{le}/Q_f) をグラフに示している。

図 2-2 上段は、着火時期の影響を検討した結果である。燃焼期間 20degCA の二等辺三角形の熱発生率を、プロフィール固定 (トータル発熱量 $1000J$ 一定) のまま着火時期のみを $-20 \sim +20\text{degATDC}$ まで変更している。図より、冷損割合は TDC よりも進角着火側で急激に増加し、一方で排気損割合は TDC よりも遅角着火側で急激に増加するため、これらがバランスする TDC 付近の着火で最も高い熱効率が得られた。 $dp/d\theta \max$ は着火時期が遅角するほど単調に低くなった。

図 2-2 中段は、着火時期を TDC に固定して、トータル発熱量一定 ($1000J$) のまま、熱発生率ピーク高さを連続的に変化させた (熱発生率ピーク傾きも連動して変化する) 影響を検討した結果である。熱発生率ピーク高さ (傾き) を高くしていくと、熱効率は初めは上昇するがある程度から上昇が鈍くなり、一方 $dp/d\theta \max$ は初めは一定値であるがある程度からは急激に増加した。

図 2-2 下段は、トータル発熱量一定のまま、熱発生率ピーク高さと傾きを一定にして、(a) 三角形燃焼、(b) パイロット付燃焼、(c) 後燃え付燃焼、(d) 台形燃焼の各熱発生率プロフィールを比較した結果である。熱発生率ピーク高さと傾きが一定のため全てのケースで $dp/d\theta \max$ は同等となった。その中で燃焼期間が最も短くなる台形の場合に熱効率が最も高くなった。

以上の検討より、燃費 (熱効率) と燃焼音のバランスを最良とするための、着火・熱発生率の最適条件とは、着火時期は排気損失と冷却損失がバランスする TDC 付近とし、熱発生率ピーク高さ (傾き) は燃焼音制約の中で最大とし、燃焼期間は排気損失抑制のため最短としたプロフィールであり、これは幾何的な制約により台形形状となる。

2. 5 着火・熱発生率の制御因子

前節において着火・熱発生率の最適状態を規定した。本節では着火・熱発生率を最適状態に近づけるための有効な制御因子となる機能について検討する。着火遅れの制御因子についての 0次元詳細反応計算による基礎的な検討結果を図 2-5 に示す。計算手法には前節と同じ $CHEMKIN-MFC$ ⁽⁷⁾ と付属の $n\text{-heptane}$ 反応メカニズムを用いる。図より着火遅れを短縮するためには、混合気の圧力 P および当量比 ϕ については上昇させればよいことが分かる。一方で温度 T に関しては、 $800 \sim 1000K$ 程度の温度域で温度と着火遅

れ短縮が逆相関になる NTC 領域が確認され、それ以外の温度域では温度と着火遅れ短縮は正の相関になる。NTC は単一成分燃料の均質予混合気での化学的着火遅れでは明瞭に現れるが、実用ディーゼルエンジンでは軽油が多成分燃料であることや噴霧の蒸発に伴う物理的着火遅れによって NTC 領域が不明瞭になることが知られている⁽¹³⁾。多成分燃料である軽油を用いた実用ディーゼルエンジンでの着火を扱う本研究においては、着火遅れ短縮と温度には基本的には正の相関があると仮定して、NTC については予測精度のばらつきとして考慮することにする。

2. 6 基本機能の最適状態と現状および制御システム

図 2-6 に、これまでに検討してきた排気と燃費を低減するための基本機能「 ϕ -T 混合気分布」「着火・熱発生率」、そのメカニズムをまとめた機能系統図、および各基本機能の最適状態を示す。同図には既存の燃焼による基本機能の現状についても併記してある。次章以降ではこの基本機能の現状を最適状態に近づけることによる排気と燃費の有効な低減を試みる。なお図 2-6 の燃費の制御因子には本研究では基本機能とその最適状態までを設定していないものも含んでいる。中でも冷却損失については、着火・熱発生以外にも制御因子が多く存在し、次章以降の取り組みにおいても影響を及ぼす。冷却損失については重要な制御因子の一つとして考察の中で扱っていく。

図 2-7 に、エンジンシステムにおける、基本機能とその制御因子となる機能、およびそれを実際に操作するための制御手段までの機能のつながりについて、概念図を示す。図 2-7 下段の各基本機能には目標とする最適状態と既存の一般的な拡散型ディーゼル燃焼での現状を対比している。既存燃焼の混合気 ϕ -T 分布は各排気有害物質の生成領域と重なっており、最適状態との差異は大きい。一方、着火・熱発生率にの最適状態である台形状（ここでは従来燃焼と燃焼音レベル ($dp/d\theta$ max) を揃えて熱効率が約 8%高い台形状を最適状態としている) に対して、既存燃焼ではメイン熱発生率の傾き・高さを抑えるためのパイロット燃焼や Soot を抑えるためのアフター燃焼によって燃焼期間が長くなっている。図 2-7 中段には基本機能の直接的な制御因子となる機能「筒内ガス状態量」「噴霧混合気形成および燃焼ガス挙動」を、図 2-7 上段にはそれらの機能を具体的に操作するための制御手段を示している。また、第 1 章の従来研究の振り返りで着目した重要機能との位置関係についても示してある。

図 2-7 には、従来の研究プロセス（第 1 章、図 1-6 上段）において問題になり易かった性能間トレードオフの概念を両端矢印で示している。例えば、既存燃焼の ϕ -T 混合気分布形状をそのまま平行移動させようとしても NO, Soot, CO・HC の各生成領域へ入り込む割合が変わるだけで排気性能のトレードオフをたどってしまう。また、混合気 ϕ -T 分布の最高火炎温度低下による NO 生成領域低減は着火時期の遅延によって得られるが、これは着火・熱発生率を最適状態から遠ざけるトレードオフとなる。またアフター燃焼を止めれば燃焼期間が短くなって熱効率も改善するが混合気 ϕ -T 分布でのリッチ混合気が増えて Soot が増加するというトレードオフとなる。このように「混合気 ϕ -T 分布」と「着火・熱発生率」の両方の基本機能について管理しながら燃焼改善に取り組むことによって、性能間トレードオフを未然に回避できる。

2. 7 まとめ

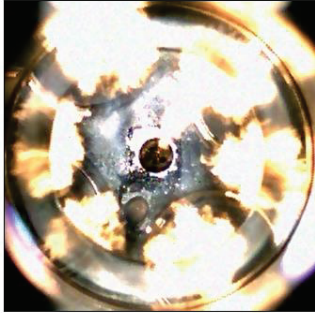
燃焼改善によって排気と燃費を低減するための本研究における目標について検討した。初めに排気と燃費を低減するための支配因子の中から適切な基本機能を定め、次に基本機能の0次元計算解析から排気と燃費を最大限に低減するための最適状態を仮定し、これを燃焼改善の目標に定めた。また基本機能の制御因子を検討する際の前提、基本機能の最適状態と現状燃焼の差異の把握、およびエンジンシステムにおける基本機能とその制御因子と手段となる下位機能までのつながりについて確認した。これらを以下にまとめる。

- (1) 本研究での排気低減のための基本機能には、ディーゼル燃焼における NO, Soot, CO・HC の各燃焼生成物の排出量バランスを統括的に管理可能な「混合気 ϕ -T 分布」を用いる。その目標とする最適状態を、NO 生成を抑制する最高火炎温度 ($T < 2000\text{K}$)、燃焼前期には Soot 生成を抑制できる局所リッチ混合気 ($\phi < 2$)、燃焼後期には一時的に生成した CO・HC および Soot を酸化可能な混合気 ($1500\text{K} < T < 2000\text{K}$, $\phi < 1$) へ制御された状態と仮定する。
- (2) 本研究での燃費低減と燃焼音制約のための基本機能には、冷却損失と排気損失のバランスおよび最大圧力上昇率を管理可能な「着火・熱発生率」を用いる。その目標とする最適状態を、排気損失と冷却損失がバランスする TDC 付近の着火時期、燃焼音制約の中で最大となる熱発生率ピーク高さ (傾き)、および排気損失抑制のため最短の燃焼期間とした熱発生プロフィールと仮定する。
- (3) 冷却損失において「着火・熱発生率」では管理できない領域については、考察の中でその影響を扱っていく。
- (4) 軽油を燃料としたディーゼル機関の限られた条件での着火遅れの予測や制御を扱う本研究では、着火遅れ短縮のための基本的な制御因子は、筒内混合気の温度 T の上昇、圧力 P の上昇、および局所当量比 ϕ の上昇であると仮定する。多成分燃料かつ噴霧混合気においては着火遅れ短縮と混合気温度上昇の負の相関領域 (NTC) は不明瞭であるため、NTC の影響については予測や制御の精度誤差として管理する。
- (5) 基本機能である「混合気 ϕ -T 分布」と「着火・熱発生率」の両方を同時に管理しながら燃焼改善に取り組むことで、排気、燃費、および燃焼音の各性能間のトレードオフを未然に回避できる。

参考文献 (第2章)

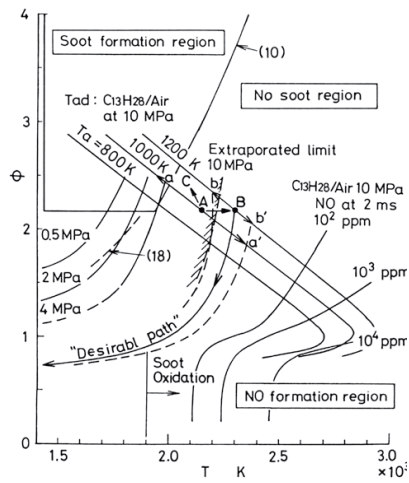
- (1) 神本 Kamimoto T., et al.: High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines, SAE Paper, 880423 (1988)
- (2) Akihama K., et al. : Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE Paper, 2001-01-0655 (2001)
- (3) Golovitchev, V. I., Montorsi L., and Denbratt I.: Towards a New Type of Hybrid Engine: The Two-stroke Free-piston Compression Ignition Engine, Proceedings of FISITA2006, No. F2006P421
- (4) 北村 高明, 伊藤 貴之, 千田 二郎, 藤本 元: 含酸素燃料のすす生成抑制効果に関する化学反応論的解析(第3報)-含酸素燃料のすす粒子生成に関する当量比-温度依存性, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.1, p.33-38 (2003)
- (5) Murata, Y., Kusaka, J., Daisho, Y., Kawano, D., Suzuki, H., Ishii, H., and Goto, Y.: Achievement of Medium Engine Speed and Load Premixed Diesel Combustion with Variable Valve Timing, SAE paper No. 2006-01-0203
- (6) Alriksson, M., Rente, T., and Denbratt, I.: Low Soot, Low NOx in a Heavy Duty Diesel Engine Using High Levels of EGR, SAE paper No.2005-01-3836
- (7) Meeks E., et al.: New Modeling Approaches Using Detailed Kinetics for Advanced Engines, Proceedings of COMODIA 2008, p.469-474 (2008)
- (8) Curran H. J., et al. : A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation, Combust. Flame, Vol.114, p.149-177 (1998)
- (9) Kosaka H. , et al. : Tow-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame, Int. Journal of Engine Research, Vol.6, p.21-42 (2005)
- (10) 益子正央, ほか: 過濃領域における PAH, 微粒子生成過程の数値解析, 自動車技術会シンポジウムテクニスト, No.07-07, p.46-51 (2007)
- (11) 山崎由大, ほか: 圧縮自己着火機関における n-Butane 予混合気の素反応数値計算-反応速度の制御, 高熱効率の確保及び HC,CO 排出量低減, 自動車技術会論文集, Vol. 33, No.4, p.69-75 (2002)
- (12) Woschni, G.: A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE Paper, No.670931(1967)
- (13) 小堀 繁治, 神本 武征: ディーゼル機関の着火遅れに及ぼす雰囲気条件, 噴射条件および燃料性状の影響, 機械学会論文集, B編, No.65-631, p340-346 (1999)

ディーゼル燃焼の特徴



- 噴霧混合気 ϕ : 濃～薄
- 燃焼温度 T : 高～低

T. Kamimoto, et al., SAE 880423



K. Akihama, et al., SAE 2001-01-0655

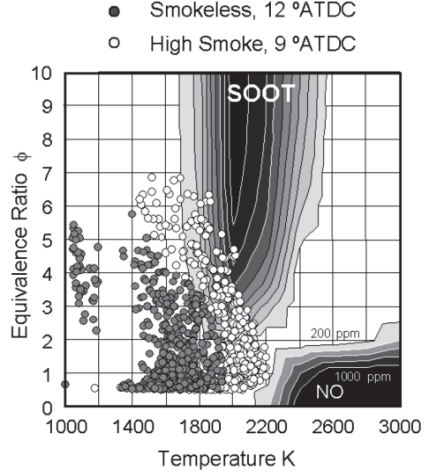


図 2-1 ディーゼル燃焼の有害物質生成を支配する ϕ - T 混合気分布 (16) (17)



図 2-2 エンジンのエネルギーフロー (熱勘定)

Condition: $P_{amb.}=6\text{MPa}$, $\text{Time}=2\text{ms}$, $\text{Fuel}=\text{n-C}_7\text{H}_{16}$
 CHEMKIN-MFC with Particle Tracking Module

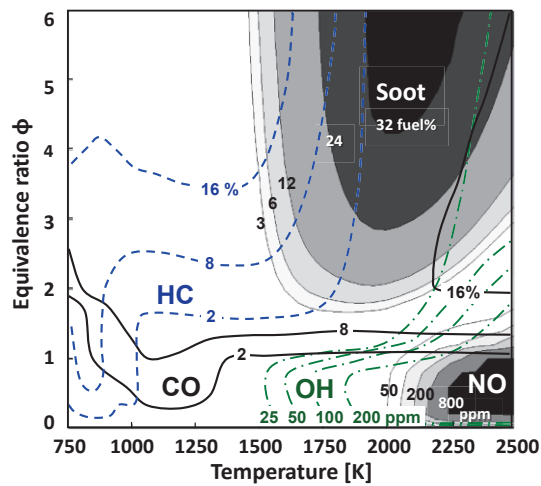
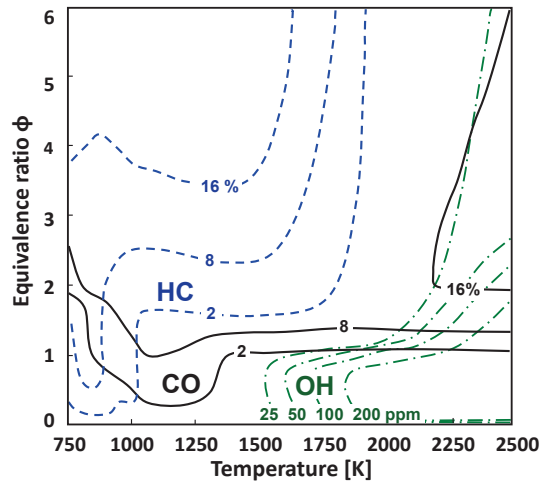
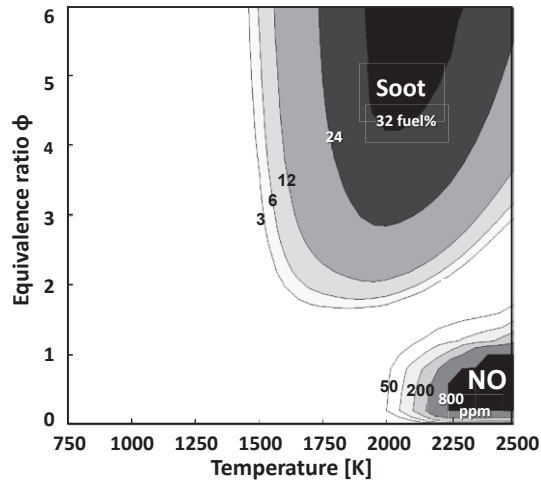


図 2-3 混合気局所 ϕ - T が燃焼生成物に及ぼす影響についての CHEMKIN の次元詳細反応計算結果

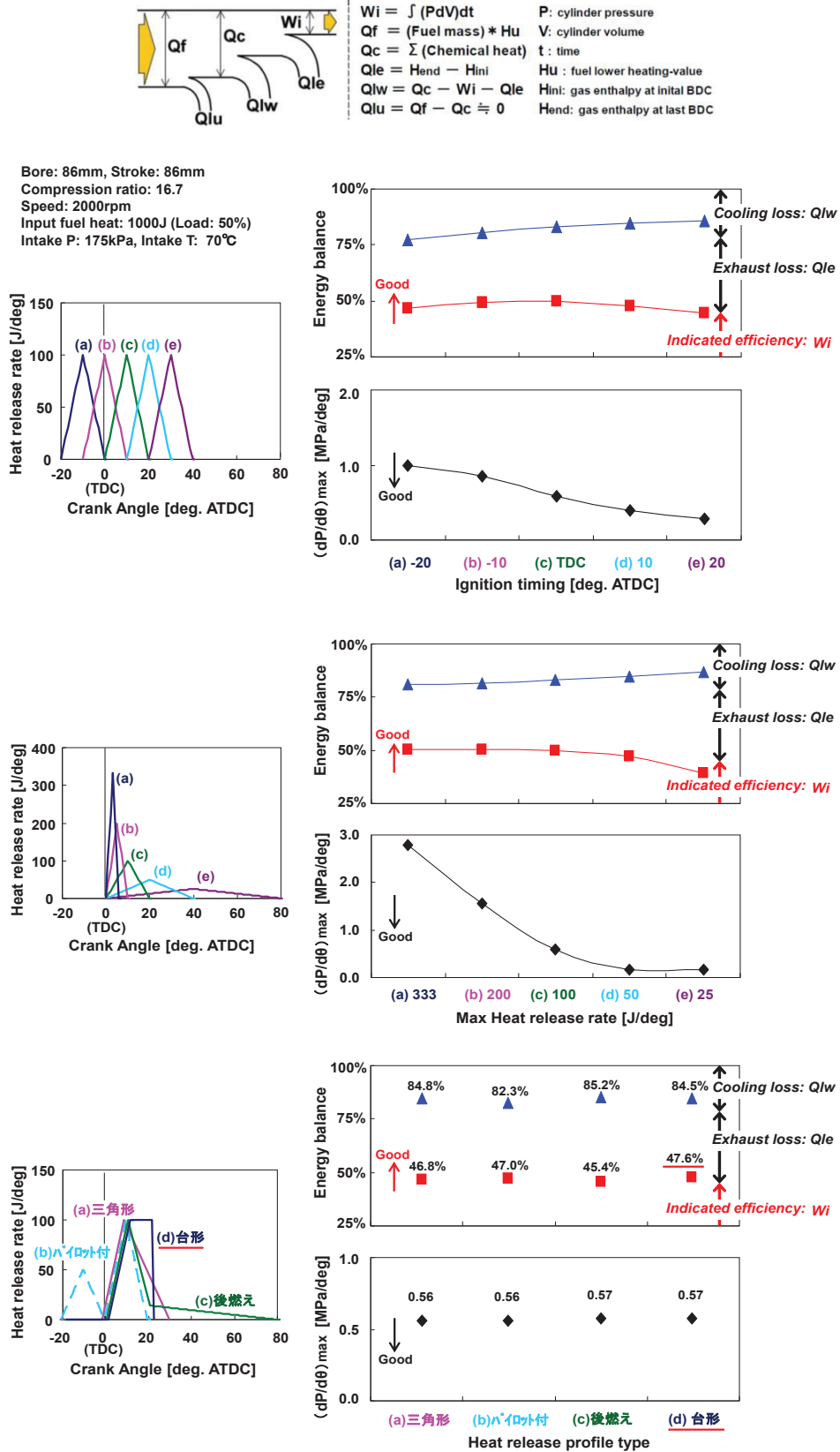


図 2-4 着火時期と熱発生率形状が図示熱効率と最大圧力上昇率に及ぼす影響についての0次元エンジン熱力学結果

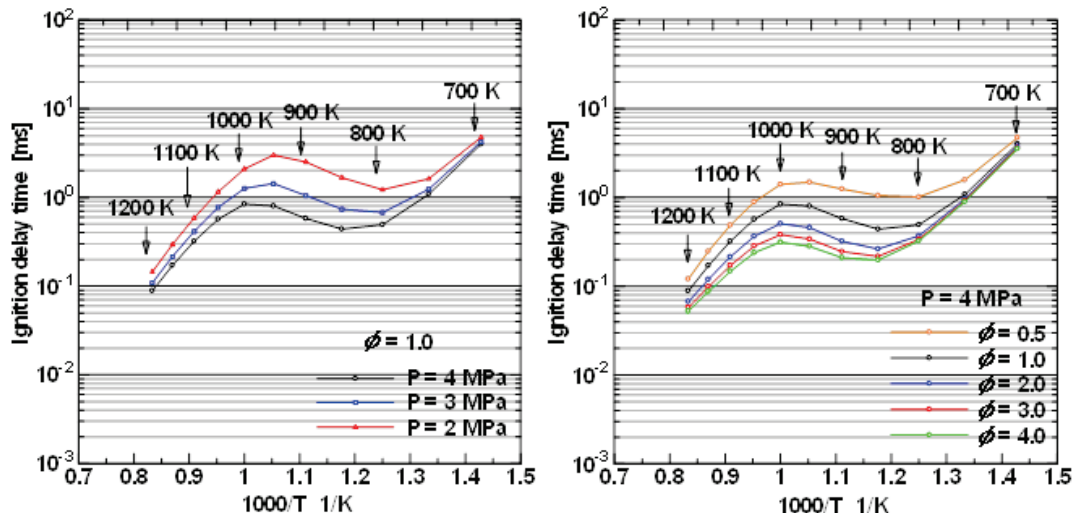
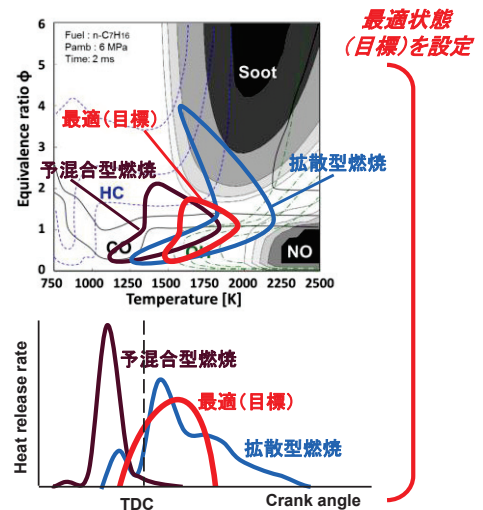
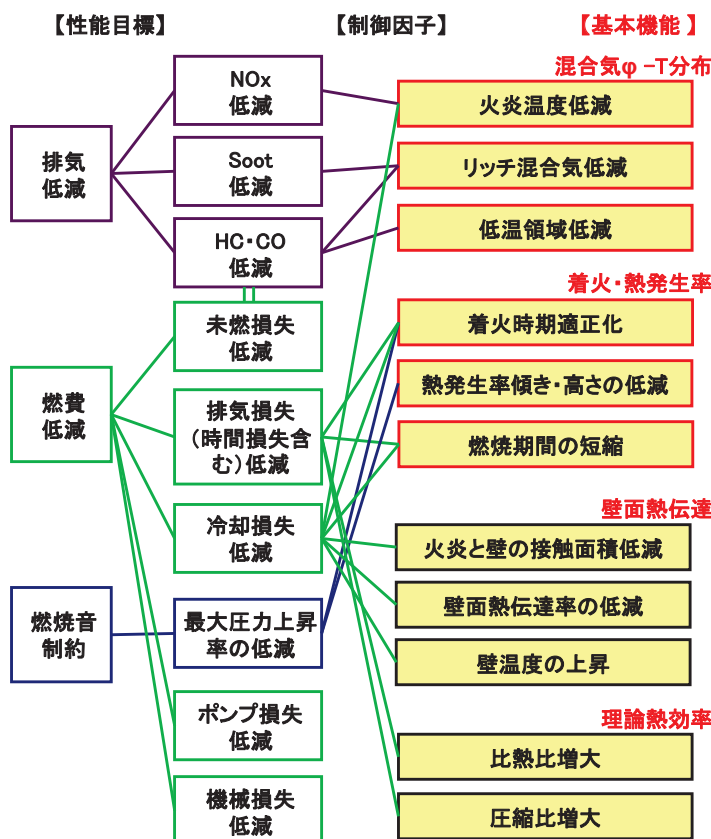


図 2-5 温度，圧力，当量比が着火遅れに及ぼす影響についての CHEMKIN の次元詳細反応計算結果



Newton's cooling loss equation

$$Q_{loss} = \alpha A (T_{gas} - T_{wall}) \Delta t$$

Woschni's heat transfer coefficient

$$\alpha = 0.013 D^{-0.2} P^{0.8} W^{0.8} T_{gas}^{-0.53}$$

Theoretical thermal efficiency

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$$

図 2-6 排気と燃費を低減するための制御目標とすべき基本機能

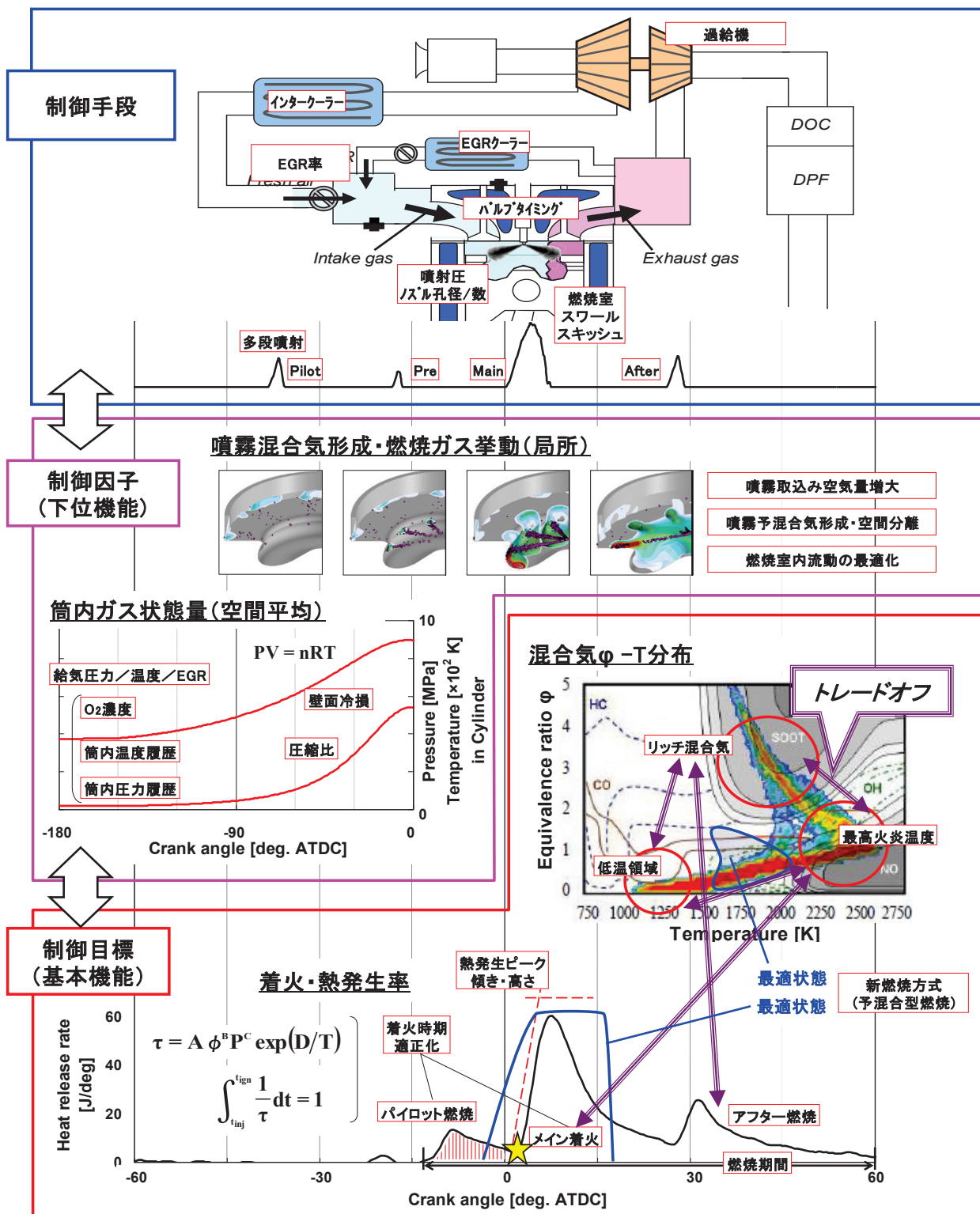


図 2-7 混合気φ-T分布と着火・熱発生率の理想状態と現状および制御因子

第3章 予混合型燃焼による排気と燃費の低減

3. 1 はじめに

本章では、排気と燃費の有効に低減するため、前章で目標燃焼に定めた「混合気 ϕ -T分布」および「着火・熱発生率」の最適状態の実現を目指した新しい予混合型燃焼コンセプトを提案し、その効果検証を行う。初めに本コンセプトの基本的検証として、一般的な圧縮比（16.7）を前提にして、目標燃焼に近づけるための機能要件をCFD解析から検討し、その実現による性能改善効果をエンジン台上試験によって検証する。次に、これらの機能要件を車両搭載状態で実現させるための制御手段を検討する。また、本コンセプト適用範囲外の高負荷領域において拡散型従来燃焼を用いるための燃焼モード切替制御を構築する。これらを盛り込んだ研究車両での試験を実施して、車両走行状態における本コンセプトの有効性を検証する。最後に、本コンセプトの製品化に向けて、超低圧縮比（14.0）、高効率過給、高性能インジェクター等のハード構成を備えたSKYACTIV-Dエンジンシステムを用いて、更なる性能改善を図る。

3. 2 最適燃焼実現のための考え方

3. 2. 1 ITIC-PCI 燃焼コンセプト

「混合気 ϕ -T分布」と「着火・熱発生率」の最適状態の実現を目指して、本研究で提案する新しい予混合型燃焼コンセプトを図3-1に示す。吸気温度の低下および調整による混合気 ϕ -T分布の制御、および予混合型燃焼でありながら燃料噴射時期による着火時期制御を特徴とするため、ITIC-PCI (Intake Temperature and Injection Controlled - Premixed Compression Ignition) 燃焼コンセプトと称している。なお本研究では、近年のエンジン研究分野での通例に習い、燃料噴射終了から熱炎着火（以下着火）までの時間を予混合期間とし、予混合期間 >0 の場合を予混合型燃焼（PCI燃焼）、予混合期間 <0 の場合を拡散型従来燃焼と定義する。

3. 2. 2 混合気 ϕ -T分布の目標（NO_x, Soot, CO・HC（未燃損失）の同時低減）

ITIC-PCI燃焼コンセプトが目標とする混合気 ϕ -T分布を図3-1左側に示す。これは第2章で検討した混合気 ϕ -T分布の最適状態に対して、実現性を考慮した準最適状態である。NO_xに関しては、EGRによる吸気酸素濃度低下と吸気温度低下によって、最高火炎温度を2000K程度に制御してNO生成領域を回避する。SootとCO・HCに関しては、吸気酸素濃度低下と吸気温度低下によって予混合期間を確保することで燃焼初期～中期の局所リッチ領域を低減してSootの生成をある程度抑制する。吸気を低温高密度とし、かつ酸素濃度を低下させ過ぎない（極度の多量EGRを回避する）ことで確保した余剰酸素によって、燃焼後期の燃焼活性と混合気希薄化を促進し、Soot領域を希薄側に、CO・HC領域を高温・希薄側に通過させて理想酸化領域（1500K $<$ T $<$ 2000K, $\phi < 1$ ）へ高い頻度で到達させる。これにより一時的に生成したSoot（Soot領域での停滞時間は短いいため酸化されやすいSoot前駆体が多いと考えられる）、及びCO・HCの酸化促進を狙う。以上によってNO_x, Soot, 及びCO・HC（未燃損失）の同時低減を狙う。

ここで、図3-2において他の低EM燃焼手法とITIC-PCIの混合気分布の比較する。先ず従来の拡散型燃焼における混合気 ϕ -T分布はNO領域Soot領域の双方にまたがっており、EGR率を変化させるとNO領域とSoot領域の配分が変化して、NO_xとSootの排気性能がトレードオフ関係になる。これに対して、LTC（Low Temperature Combustion）⁽¹⁾では、極多量EGRによってNO領域およびSoot領

域を低温側に回避している。しかしながら、これは CO・HC 領域を多く使うことを意味している。一方、PCCI (Premixed Charge Compression Ignition)⁽²⁻⁴⁾ は、多量 EGR や希薄予混合気形成による長い予混合期間によって混合気の局所リッチ領域を低減して Soot 生成領域を希薄側に回避させている。LTC や PCCI は、燃焼期間を通じて Soot 生成領域の完全な回避を狙っている点が ITIC-PCI と異なる。NO_x と Soot の両生成領域の隙間を使った高温燃焼コンセプト (Desirable path)⁽⁵⁾ は、燃焼初期の使用領域は ITIC-PCI とは全く異なるが、燃焼後期には理想酸化領域へ到達させている。

3. 2. 3 着火・熱発生プロフィールの目標 (燃費の低減, 燃焼音の抑制)

ITIC-PCI 燃焼コンセプトが目標とする着火・熱発生率プロフィールを図 3-1 右側に示す。これは第 2 章で検討した着火・熱発生率の最適状態に対して、実現性を考慮した準最適状態であり、TDC 付近での着火と短い燃焼期間を狙っている。PCCI に代表される多量 EGR を用いて長い着火遅れを作り出す予混合型燃焼では、噴射時期の操作による着火時期制御が困難になり、EGR 率の操作のみで着火時期が制御することになる。しかしながら EGR は過渡運転時において応答遅れを伴うため、安定した着火時期制御が難しくなる。そこで ITIC-PCI 燃焼コンセプトでは着火遅れを長くし過ぎないことで、拡散型従来燃焼のような燃料噴射時期の操作による着火時期制御性の成立を狙う。着火遅れの長さが着火時期の制御性に与える影響について調査した結果を図 3-3 に示す。表 3-1 の供試エンジンを用いた台上試験において回転数(1500~2000rpm), 負荷(BMEP: 300~600kPa), 圧縮比(16.7, 15.3), EGR 率, 吸気温度を様々に変更して着火遅れ(以下 τ)の異なる運転条件を作り、各条件における燃料噴射時期の操作量($\pm 3^\circ\text{CA}$)に対する着火時期変化量の感度を示している。図より τ が長くなるにつれて、燃料噴射時期の操作量に対する着火時期の変化量の感度が低下することがわかる。ITIC-PCI 燃焼コンセプトでは、燃料噴射時期操作による着火時期制御性が成立する範囲を「着火遅れ期間<2ms」と定めて、燃料噴射時期の操作による安定した着火時期制御を狙う。

また予混合型燃焼では、多量 EGR による吸気酸素濃度低下によって熱発生率のピーク傾き・高さを抑制するためパイロット燃焼は不要である。また拡散型従来燃焼で生じる後燃えも無くすることができる。これらより燃焼期間の短縮が可能である。

3. 3 実験方法と計算方法

3. 3. 1 供試エンジンシステム

本章前半の ITIC-PCI 燃焼コンセプトの基本検証においては、表 3-1 に主要諸元を示した研究用エンジンを用いる。圧縮比は 16.7 とし、外部冷却水を用いた大型 EGR クーラーと EGR クーラーバイパスの流量調整によって EGR 率 (吸気酸素濃度) と吸気温度を任意に設定可能な吸気システムとしている。

3. 3. 2 CFD 計算ツールおよび計算精度の検証

ϕ -T 解析を行う CFD ツールには表 3-2 に示した噴霧, 着火, および燃焼に関するサブモデルを組み込んだ GTT コード^(11, 12) を用いる。ここで CFD ツールの計算精度について以下に検証する。先ず噴霧混合気形成についての計算精度を検証する。表 3-1 の供試エンジンのノズルと同一孔径の単孔ノズルと、エンジン筒内と同等の温度・圧力条件を再現可能な容器を用いて混合気形成挙動を計測して CFD 計算結果と比較する。計測手法には噴霧混合気の液相と気相の各々の挙動を計測可能な二波長レーザー吸収散

乱法 (LAS 法) (16, 17)を用いる。なお LAS 法の詳細については第6章および Appendix1 で説明する。雰囲気を不活性ガス (N_2) とした非燃焼蒸噴霧について、雰囲気温度と噴射圧力を変化させた際の噴霧挙動の LAS 計測結果、および同条件での CFD 計算結果について図 3-4 に示す。CFD は噴霧サブモデルのモデル定数を適正化した後の結果である。図に示す通り、噴霧のペネトレーション、形状、蒸発開始位置などについて、CFD 計算結果は LAS 計測結果を概ね再現していることを確認した。

次に着火と燃焼についての計算精度を検証する。本研究では吸気温度と EGR 率を変化させた条件を計算する。そこで供試機関を用いて吸気温度と EGR 率を大きく変化させた条件での熱発生率についての実機計測結果と CFD 計算結果を図 3-5 に比較する。CFD は前述の噴霧のサブモデルに加えて、着火と燃焼に関するサブモデルのモデル定数を適正化した後の結果を示している。図より、着火遅れ、熱発生傾き・高さ何れについても CFD 計算結果はエンジン実験結果を概ね再現することを確認した。次に、 NO_x と Soot の排出量についての相対変化の比較を図 3-6 に示す。 NO_x について CFD 計算結果は実機計測結果をよく再現しており、現象論モデルのため計算精度の確保が難しいとされる Soot⁽¹⁵⁾についても実機での変化の傾向を捉えていることを確認した。

以上の検証の結果より、本 CFD 計算ツールは本研究の使用目的である燃焼コンセプトの提案に対して十分な計算精度があると判断し、以降では本 CFD 計算ツールを用いて燃焼コンセプトの検証を進める。

3. 4 ITIC-PCI 燃焼コンセプトの基本的検証

ITIC-PCI 燃焼コンセプトの排気と燃費の低減効果に関する基礎的な検証を、既存の燃焼形態との比較により実施する。表 3-3 に比較する各燃焼形態の境界条件を示す。運転条件は 1500rpm, BMEP:300kPa (燃料噴射量: 約 14mm³/st) とする。各燃焼形態を作り出す制御因子として、吸気温度 ($In-T$)、空気過剰率 (λ)、吸気酸素濃度 ($In-O_2$) または EGR 率、燃料噴射時期 (SOI)、燃料噴射圧力 ($Pinj$) を操作する。なお、全ての条件でのとして、着火時期は TDC、過給圧 ($Boost$) はほぼ大気圧としている。

表 3-3 において、まずは既存の燃焼形態についての現状確認から始める。Case1 と Case1' は従来の拡散燃焼形態であり、この燃焼形態の課題である EGR 増減時の NO_x と Soot のトレードオフについて確認する。次に Case2 は極多量のクールド EGR を用いた PCCT と LTC の中間的な燃焼であり、 NO_x と Soot は低レベルであるが CO ・ HC が増加するというこの燃焼形態の課題を確認する。Case2' は Case2 から高圧噴射化と噴射進角により希薄予混合気の形成を狙った PCCI 燃焼であり、Case2 も Case2' も着火遅れが長いために燃料噴射時期操作による着火時期制御性低下が課題となることを確認する。これらの既存の燃焼形態に対して、本研究で新しく提案する ITIC-PCI 燃法コンセプトの実施を Case3 で試みる。目標とする ϕ - T 混合気分布および着火・熱発生が得られるか、排気および燃費の有効な低減効果が得られるかを検証していく。

3. 4. 1 混合気 ϕ - T 分布と排気性能についての検証

表 3-3 の各燃焼形態についての ϕ - T 混合気分布の時系列変化、および熱発生率履歴の CFD 計算結果を図 3-7 に示す。 ϕ - T マップ上の混合気分布は CFD の各計算セルの温度 T と当量比 ϕ の頻度分布をコンターで示したものである。 ϕ は未燃/既燃に関わらない指標とするため、計算セル内ガスの炭素/酸素原子の比率とその量論比との比較から算出している。

Case1 ($In-O_2$: 16.5%, $In-T$: 70°C, SOI : ATDC -7.5°C) は、燃料噴射期間中に着火が起こる拡散型従

来燃焼のベース条件である。一般に拡散型従来燃焼では EGR を増加し過ぎると Soot の排出量が急激に悪化するが、Case1 は経験的に Soot の排出量が低レベルに収まる範囲の EGR 量 ($In-O_2$ 条件) としている。図 3-7 より ϕ -T マップ上の混合気分布は NO 生成領域に大きく入り込み、相当量の NO が生成されることがわかる。一方、燃焼中期の混合気分布は Soot 生成領域に大きく入り込む。しかし、燃焼中後期を通じて OH と O₂ が多量に存在する NO 生成領域と理想酸化領域両方の使用頻度が高く、これによって一時的に生成した Soot が酸化されて最終的な Soot 排出量は低レベルに抑えられるものと考えられる。

Case1' ($In-O_2$: 13%, $In-T$: 100°C, SOI : ATDC -11°C) は、Case1 の状態から NO_x を必要十分に低減できるまで EGR 増量によって $In-O_2$ を低下させた拡散型従来燃焼の多量 EGR 条件である。高温の EGR の増量に伴い $In-T$ は 100°C となる。図 3-7 より ϕ -T マップ上の混合気分布は、最高火炎温度が NO 生成領域よりも低く抑えられていることがわかる。しかしながら、局所リッチ部が Soot 生成領域に大きく入り込み、燃焼後期においても Soot 生成領域に停滞することから、Soot が多量に排出されることがわかる。Case1 から Case1' への変化は、拡散型従来燃焼の特徴である EGR に伴う NO_x-Soot トレードオフである。

Case 2 ($In-O_2$: 10.5%, $In-T$: 70°C, SOI : ATDC -21°C) は、極めて多量のクールド EGR により $In-O_2$ を大幅に低下して NO_x と Soot の同時低減を狙った燃焼形態である。図 3-2 の分類においては PCCI と LTC の中間的な燃焼形態となるため、本研究ではこれを PCCI/LTC と表記する。図 3-7 より ϕ -T マップ上の混合気分布は、 $In-O_2$ の大幅な低下により最高火炎温度が NO 生成領域から乖離するほど低く抑えられる。また長い予混合期間による混合気の局所リッチ部の低減と上記の最高火炎温度の低温化によって、Soot 生成領域を希薄側と低温側に回避している。しかしながら、 $In-O_2$ の大幅な低下で余剰酸素が少ないため燃焼後期での燃焼ガスの希薄化が鈍いこと、及び火炎温度が低いことによって、燃焼後期においても低温側の局所リッチ部と局所リーン部が CO・HC 生成領域に大きく停滞する。加えて、理想酸化領域の使用頻度も低いために CO・HC の酸化が進まず、CO・HC の排出量が多くなると考えられる。

Case2' ($Pinj$: 100MPa, SOI : ATDC -26°C) は前述の Case2 と同じ $In-O_2$, $In-T$ のまま、燃料噴射圧力上昇と SOI 進角を行うことで、図 3-2 の分類における純粋な PCCI を模擬した燃焼形態である。混合気分布は、高圧噴射による噴霧混合速度の増加と噴射進角による予混合期間の更なる延長によって、燃焼前半でのリッチ部は $\phi < 2$ 程度にまで低減され、Soot 領域を希薄側に回避している。Case2 と比較すると、低温側局所リッチ部が低減される分、CO・HC の排出が少なくなると考えられる。

上述の既存の燃焼形態にに対し、本研究で提案する ITIC-PCI 燃焼コンセプトの達成を試みた条件が Case3 ($In-O_2$: 13%, $In-T$: 40°C, SOI : ATDC -13.5°C) である。図 3-1 に示した機能要件と目標の ϕ -T 混合気分布の達成を狙っている。図 3-7 より ϕ -T マップ上の混合気分布は、 $In-O_2$ 低下と $In-T$ 低下の効果で NO 生成領域をちょうど回避するだけ最高火炎温度が抑えられている。一方、予混合期間の効果で、燃焼中期における局所リッチ部は $\phi < 3$ 程度にまで低減されるが、Soot 生成領域にやや掛かるために一時的に Soot が生成すると考えられる。しかしながら、低い $In-T$ による高密度の吸気と、 $In-O_2$ を NO_x 低減要求以上には低下させないことで確保した余剰酸素の効果で燃焼中期以降では燃焼ガスの希薄化が促進され、燃焼後期には Soot 領域を希薄側に脱している。燃焼中期以降に理想酸化領域を高い頻度で使っていることで、NO_x 増加を伴わずに Soot と CO・HC の酸化が促進できると考えられる。また CO・HC に関して Case2 で増加要因となった燃焼中・後期の低温側での局所リッチ部は、Case3 では解消されて

いる。一方で低温側の局所リーン部は燃焼中後期において CO・HC 生成領域と理想酸化領域の境界付近に分布する。このため $In-T$ をこれよりも低下させると CO・HC の急激な悪化を招くと考えられる。

図 3-8 にこれまでに検討してきた各燃焼形態における $\phi-T$ 混合気分布の特徴を比較している。これによると Case3 の ITIC-PCI 燃焼コンセプトは、Case1 の Soot と CO/HC 酸化促進機能、Case1' の NOx 生成抑制機能、および Case2 の Soot 生成抑制機能を全て取り入れた燃焼であることが分かる。以上のように、ITIC-PCI 燃焼コンセプトによって目標とする混合気 $\phi-T$ 分布の実現が可能であることを検証した。

次に、ITIC-PCI 燃焼コンセプトによる排気性能の低減効果をエンジン台上試験によって検証する。表 3-2 の供試エンジンをを用いて表 3-3 の各燃焼形態について評価した実験結果を図 3-9 に示す。拡散型従来燃焼のベース条件 Case1 では NOx が多量に排出され、拡散型従来燃焼の heavy EGR 条件 Case1' では Smoke が多量に排出された。これに対して、PCCI/LTC の Case2 では NOx と Smoke の低減が確認できるが、CO と HC が多量に排出されている。噴射の進角と高圧化により純粋な PCCI とした Case2' では、Case2 からの CO と HC の改善を確認した。これらの既存の燃焼形態に対し、本研究で提案する ITIC-PCI コンセプトを Case3 に示す。NOx と Smoke を低レベルに抑えつつ Case2 や Case2' と比べて CO・HC の低減を確認した。これらの実験結果は前節の計算解析とよく一致している。以上より、ITIC-PCI コンセプトによる有効な排気性能の低減効果を検証した。

3. 4. 2 着火時期制御性、燃焼音、および燃費性能についての検証

表 3-3 に示した各燃焼形態での燃料噴射時期、熱発生率、筒内平均温度履歴、および筒内圧力履歴のエンジン台上試験結果を図 3-10 に示す。拡散型従来燃焼の Case1 や Case1' では燃料噴射期間中に熱炎着火が起こるのに対して、予混合型燃焼の Case2, Case2' および Case3 では、燃料噴射終了後に着火が起こっている。ここで燃料噴射時期の操作による着火時期制御性を調査するために、共に予混合型燃焼である PCCI/LTC (Case2) と ITIC-PCI (Case3) について、燃料噴射時期を $\pm 3^\circ\text{CA}$ 動かした際の熱発生率の変化を図 3-11 に示す。PCCI/LTC の着火遅れが 2.3ms 程度あるのに対して ITIC-PCI では 1.4ms 程度となり、目標とした 2ms 以内に抑えられていることが確認できる。これにより良好な着火時期制御が得られている。

図 3-12 に各燃焼形態の燃費性能、着火遅れ、燃焼音の指標となる最大圧力上昇率についての結果を示す。拡散型従来燃焼 (Case1, Case1') に対して、予混合型燃焼の PCCI/LTC (Case2) と PCCI (Case2') では燃費が悪化した。これは CO・HC による未燃損失と空気過剰率低下による比熱比低下によるものであると考えられる。これに対して、ITIC-PCI (Case3) においては、拡散型従来燃焼と同等レベルにまで燃費を改善できている。これは CO・HC の低減による未燃損失の抑制、空気過剰率向上による比熱比の回復、および筒内平均温度が低いことによる冷損低減によるものと考えられる。燃焼音の指標となる最大圧力上昇率については、PCCI/LTC (Case2) が最も小さい値となり、ITIC-PCI (Case3) は、拡散型従来燃焼 (Case1, Case1') と同等の値となった。

3. 4. 3 吸気酸素濃度と吸気温度が各性能に及ぼすマクロ的影響

本節では $In-O_2$ と $In-T$ を広範囲に変更した際の排気と諸性能の変化をマクロ的に捉える。図 3-13 に $In-O_2$ と $In-T$ を変更 (全 18 計測点) した際のエンジン台上試験結果を示す。図中の○印はこれまでに検討してきた燃焼形態である。燃料噴射開始時期 (SOI) は全ての計測点において着火時期が TDC 付近に

なるように調整している。 $In-O_2$ と $In-T$ が低下するほど着火遅れが長くなるために SOI は進角し、拡散型従来燃焼から予混合型燃焼への境界線（予混合期間 = 0）が確認できる。 NO_x は $In-O_2$ と $In-T$ が低いほど単調に減少した。これは、図 3-8 の CFD と $\phi-T$ マップによる計算解析結果から推察できるように、 $In-O_2$ 或いは $In-T$ の低下によって最高火炎温度が低下するためである。

Smoke は $In-O_2$: 12~13% 付近にピークを持つ半島型の分布となり、また $In-T$ を 40°C まで低下した場合には $In-O_2$ に関わらず排出されなくなった。図 3-8 の結果から推察できるように、 $In-O_2$ が高く $In-T$ が低い領域では高い火炎温度と燃焼後期での余剰酸素による燃焼ガスの希薄化によって Soot の酸化が促進される。一方 $In-O_2$ が低く $In-T$ が低い領域では予混合期間の増加と火炎温度低下の効果で Soot の生成が抑制される。これらのバランスから、Smoke の排出量が半島型の分布になったものと考えられる。Case1（拡散型従来燃焼ベース条件）は Smoke 半島の高 $In-O_2$ 側に、Case2（PCCI/LTC）は同低 $In-O_2$ 側に、そして Case3（ITIC-PCI）は同低 $In-T$ 側に位置する。排出 Smoke 量は同レベルではあるが、各々で Soot の生成と酸化のバランスが異なることが伺える。

CO と HC は、 $In-O_2$ と $In-T$ が低い場合に増加した。その要因は図 3-8 の結果から以下のように推察できる。 $In-T$ の低下は燃焼ガスの平均温度を低下させ、 $In-O_2$ の低下は燃焼ガスの局所最高火炎温度を低下させる。これらによって CO・HC の酸化温度にまで至らない領域が燃焼ガス中に多くなる。また $In-O_2$ の低下は燃焼後期に燃焼ガスを希薄化するための余剰酸素量を少なくする。このため燃焼後期においても局所リッチ部が解消されずに CO・HC の生成が続いた。なお、図 3-13 に示した条件の範囲では SOI を最も進角した場合でも噴射燃料は概ね燃焼室内にトラップされることを確認しており、シリンダライナーへの燃料衝突に伴う HC・CO の増加は起きていないと考えられる。

3. 5 燃焼コンセプト実用化に向けた課題の解決

ここでは ITIC-PCI 実用化に向けて、表 3-1 の供試エンジンを用いた台上試験により、先ずコンセプトを成立させるための吸気酸素濃度（ $In-O_2$ ）、吸気温度（ $In-T$ ）及び燃料噴射時期（ SOI ）の制御要件を明確にする。また低・高負荷側運転領域への適用方法と限界を把握する。次に制御要件を実現可能な EGR と吸排気システムについてハードとソフトの両面から構築する。更に予混合型燃焼である ITIC-PCI とその適用範囲外の拡散型従来燃焼とを、排気や燃焼音の悪化を抑えて切替るための燃焼モード切替制御を構築する。最後にこれらの技術を盛り込んだ試作車両を用いて JC08 モードを走行して、車両走行における排気と燃費の低減効果を検証する

3. 5. 1 ITIC-PCI を成立させるための制御要件

前節で示した運転条件 1500rpm-BMEP:300kPa、圧縮比 16.7 において $In-O_2$ 及び $In-T$ を変更した際の台上試験結果の図 3-13 に基づいて、ITIC-PCI を成立させるための制御要件を確認する。これまでに確認したように ITIC-PCI コンセプトは、図 3-13 中に実線の円で示した領域に $In-O_2$ 、 $In-T$ を制御することで、 NO_x 、Smoke、および CO・HC の同時低減を達成している。しかしながら、 $In-T$ をこれよりも低下させると燃焼ガスの局所低温側領域が CO・HC の酸化に活性な 1500K にまで至らなくなり、CO・HC が急増するため、注意が必要である。 SOI は燃料噴射時期の操作による着火時期制御の感度が得られる範囲の着火遅れ（ $\tau < 2ms$ ）とすることが重要である。

3. 5. 2 吸気温度上昇による低負荷側適用負荷拡大の検討

前節で ITIC-PCI の成立要件を確認した 1500rpm・BMEP:300kPa とこれより低負荷側 1200rpm・BMEP: 200kPa において、 $In\text{-}T$ が諸性能に及ぼす影響を比較した結果を図 3-14 に示す。圧縮比は 16.7, 熱炎着火時期は TDC 一定になるように SOI を調整し, NO_x は 0.15g/kWh 一定になるように $In\text{-}O_2$ を調整してある。図より 1200rpm・BMEP: 200kPa では 1500rpm・BMEP:300kPa と比較して、 $In\text{-}T$ が高い場合でも十分な λ が確保できるため Smoke が悪化しない。一方で、 $In\text{-}T$ が低い場合には $CO\cdot HC$ が増加する傾向がある。これは $In\text{-}T$ 低下に伴う圧縮端温度低下により燃焼ガスの局所低温側領域が $CO\cdot HC$ の酸化に活性となる 1500K にまで至らなくなる割合が増加するためと考えられる。また、 $In\text{-}T$ 低下に伴って排ガス温度も酸化触媒の浄化活性温度を下回るレベルになってしまう。以上より、ITIC-PCI を低負荷側に適用する際には、エンジンから排出される未燃 $CO\cdot HC$ を低減し、かつ酸化触媒の浄化活性を維持するために $In\text{-}T$ を上昇させればよいことがわかる。

3. 5. 3 圧縮比低減と二段噴射による高負荷側適用負荷拡大の検討

3. 5. 1 節で ITIC-PCI の成立要件を確認した 1500rpm・BMEP: 300kPa (圧縮比 16.7) の結果を図 3-15 の左側に示し、これに対して ITIC-PCI の高負荷側 2000rpm・BMEP: 600kPa への適用を試みた結果を同図の右側に示す。2000rpm・BMEP:600kPa では全てのケースで燃料噴射圧力を 120MPa 一定に、過給圧は 120kPa_abs 一定、また EGR 率 ($In\text{-}O_2$) は NO_x が 0.15g/kWh 一定となるように調整している。Case-A は 2000rpm・BMEP:600kPa でのベース条件であるが、Smoke, CO 及び燃焼音が 1500rpm・BMEP: 300kPa と比較して大幅に悪化した。図 3-15 の最下段にメイン噴射終了時期から着火時期までの期間で定義した予混合期間を示す。Case-A の予混合期間は負の値となっており 1500rpm・BMEP:300kPa と比較して大幅に小さくなっている。図 3-16 にこの時の熱発生率と燃料噴射期間を示す。Case A では燃料噴射が終了する前に着火が起こって予混合期間が負の値になっていることが確認できる。これらの結果から負の予混合期間による燃料と空気のミキシング不足が CO と Smoke 悪化の要因になったことがわかる。そこで以降では予混合期間を延長する手段として、圧縮比の低減と二段噴射について検討する。先ず Case-B は圧縮比を 16.7 から 15.3 へ低減した場合である。図 3-16 より Case-B では圧縮比の低減によって燃料噴射終了後に着火が起こるまで予混合期間を増大できていることが確認できる。その結果、図 3-15 に示すとおり Case-A に対して Smoke と CO を低減できた。更に Case-C は圧縮比の低減に加えて早期噴射とメイン噴射の二段噴射を採用した場合である。早期噴射の時期はシリンダライナーへの燃料衝突が起こらない範囲で最早とし、総噴射量の約 1/5 を充てている。図 3-16 から Case-C においては早期噴射燃料に関しては十分に長い混合期間が得られ、メイン噴射に関しても噴射期間が短くなることによって予混合期間が Case-B よりも更に長く取れていることが確認できる。その結果、図 3-15 に示されるように Case-C では CO , Smoke を最も低減できた。また、圧縮比低下に伴い燃焼反応速度が低下するため、燃焼音の指標である燃焼圧力最大上昇率 ($(dP/d\theta)_{max}$) も低減できた。しかしながら $(dP/d\theta)_{max}$ の絶対値を 1500rpm・BMEP:300kPa と同レベルまで低減することは難しく、ITIC-PCI 高負荷側の適用領域の限界はこの燃焼音によって決まると言える。

3. 5. 4 圧縮比を低減した場合の制御要件の変化

前節において ITIC-PCI の適用負荷領域拡大のために圧縮比の低減を検討した。そこで本節では基本運転条件 1500rpm・BMEP:300kPa において、圧縮比を低減した場合での ITIC-PCI を成立させるための制御要件を検討する。図 3-17 に圧縮比 15.3 の場合において $In-O_2$ 及び $In-T$ を変更した台上試験結果を示す(圧縮比 16.7 の図 3-13 に対応する)。 $In-O_2$ によって極低レベルの目標 NO_x : 0.1~0.15 g/kWh としながら、 $In-T$ を約 60°C とすることで極低レベルの Smoke を達成している。ここで、圧縮比 16.7 の場合の約 40°C (図 3-13) よりも $In-T$ の要求値が高くなる。これは低圧縮比低減による圧縮端圧力&温度の低下に対して $In-T$ を上昇させることで、同等の最高火炎温度を再現した結果にある。一方で CO・HC は圧縮比 16.7 の場合よりもやや増加する。これは $In-T$ は上昇させたものの筒内の局所低温領域が増加して CO・HC の酸化反応が進みづらくなったためだと考えられる。

3. 5. 5 LP/HP 併用 EGR とモデルベース吸気制御システム

これまでの検討から ITIC-PCI を実用化するためには運転条件に応じて適切に $In-O_2$ と $In-T$ を制御すべきであることがわかった。その実現のため、多量 EGR 時においても吸気冷却能力に優れる LP-EGR^(18, 19) に着目し、図 3-18 に示すように HP-EGR と併用する吸気システムを検討した。また図 3-18 に枠を付けて表示したように、吸排気系の各ポイントにおけるガス状態量をセンサーで検出又は ECU (Engine Control Unit) 内で計算することによって、 $In-O_2$ と $In-T$ を精度良く制御するためのモデルベース制御システムを構築した。

このシステムによる $In-O_2$ と $In-T$ の具体的な制御ストラテジーを図 3-19 に示す。これまでの検討結果から軽負荷においては低い $In-O_2$ かつ高い $In-T$ が要求されるため、HP-EGR だけを用いて多量の EGR を導入する。中負荷においては、低い $In-O_2$ かつ低い $In-T$ が要求されるため、LP-EGR の使用比率を高める。更に ITIC-PCI の適用範囲を超える高負荷側では次節に示すように拡散型従来燃焼に切り替えるために、 $In-O_2$ の目標値が不連続に高くなる。なお、LP-EGR は中負荷以上においては過給機効率向上による燃費改善が期待できる一方で、軽負荷多量 EGR 時には EGR 経路の通気抵抗に起因するポンプ損失により燃費が悪化する要因を併せ持つ。軽負荷で HP-EGR 比率を高めるストラテジーはこのポンプ損失を回避できるため、燃費低減にも寄与している。

3. 5. 6 燃焼モード切替制御

3. 5. 3 節で検討したように ITIC-PCI の適用範囲は中負荷までに限られるため、それ以上の負荷においては拡散型従来燃焼に切り替えて運転する必要がある。ITIC-PCI と拡散型従来燃焼では要求 $In-O_2$ と燃料噴射パターン(時期・量)が同一回転・負荷においても異なる。しかしながら $In-O_2$ を瞬時に切り替えることは困難であるため、 $In-O_2$ の遷移時においても燃焼音と排気の悪化を防止できる燃料噴射制御を検討した。図 3-20 に圧縮比 15.3, 1500rpm・BMEP:300kPa の運転条件における、 $In-O_2$ と燃料噴射時期に対する $(dP/d\theta)_{max}$, 及び NO_x , Soot, HC 排出量の結果を示す。各々の図の左下の位置が拡散型従来燃焼に、右上の位置が ITIC-PCI となる。拡散型従来燃焼と ITIC-PCI の噴射パターンと熱発生率についても併記している。拡散型従来燃焼は NO_x と燃焼音の抑制を優先させた「パイロット噴射+リタードメイン噴射」の二段噴射を、ITIC-PCI は「早期噴射+メイン噴射」の二段噴射を用いている。図 3-20 より、例えば拡散型従来燃焼から ITIC-PCI 燃焼に移行する場合には、 $In-O_2$ が十分に低下しないうちに

燃料噴射時期を進角すると $(dP/d\theta)_{max}$ と NO_x が悪化することがわかる。また、 $In-O_2$ が低下しているにもかかわらず燃料噴射時期の進角が遅れるとSootとHCが悪化することがわかる。そこで、これらの問題への対策として、図3-21(左)に示す経路に沿って、図3-21(右)のように $In-O_2$ の移行に応じて燃料噴射時期と噴射パターンを連続的に変化させることで、燃焼音と排気を悪化させない燃料噴射制御を見出した。

3. 5. 7 車両試験による実用効果の検証

これまでに検討してきたLP/HP-EGR併用吸気システムと燃焼モード切替制御を試作車両に盛り込み、ITIC-PCIによるJC-08モード走行試験を行った。検討に用いた試験車両とエンジンシステムの主要諸元を表3-4に示す。拡散型従来燃焼領域での排気低減効果がある群噴孔ノズル^(20, 21)と、過給機サイズの小形化による低速低負荷域の過給効率改善も盛り込んでいる。

図3-22にJC08モードの一部における燃焼モードと酸化触媒後の瞬時排気結果を示す。比較として、拡散型従来燃焼燃焼のみの場合の結果を併記している。図より、ITIC-PCIを適用した場合に NO_x 排出が大幅に低減されていることがわかる。また、加速時のSoot排出も拡散型従来燃焼のみに比べて少ない。一方で、燃焼切り替え時にSoot, HC, COの若干の排出が認められる。これらについては、 $In-O_2$ と $In-T$ の過渡制御応答性の向上と、燃焼時期を検知または予測しながら燃料噴射時期を操作する制御により改善が可能と考えられる。図3-23にJC08モード試験トータルでの NO_x と燃費の結果を示す。ITIC-PCI燃焼を適用した場合は拡散型従来燃焼のみの場合に対して NO_x で約25%低減、燃費で約3%低減を達成した。燃費改善の主要因は、拡散型従来燃焼では図3-21に示したように燃焼時期リタードによって燃費を悪化させて NO_x と燃焼音を抑制していたのに対し、ITIC-PCIではTDC着火時期の燃焼を実現させた効果である。拡散型従来燃焼領域でのLP-EGR及び群噴孔ノズルによる NO_x 低減効果とあわせて、 NO_x 後処理無し、酸化触媒とDPF(Diesel Particulate Filter)のみの後処理システムを用いて、ポスト新長期規制値を下回るレベルの NO_x 排出量を達成した。その他の規制物質についてもポスト新長期規制値をクリアしていることを確認している。

3. 6 SKYACTIV-D エンジンシステムへの適用

本節ではITIC-PCI燃焼コンセプトの製品化に向けて、超低圧縮比(14.0)、高効率過給、高性能インジェクター等のハード構成を備えたSKYACTIV-Dエンジンシステムへの適用する。また ϕ -T混合気分布と着火・熱発生率の最適状態へより近づけることで、更なる性能改善を図る。

3. 6. 1 ITIC-PCI 量産適用のための構想

これまでの検証からITIC-PCI燃焼コンセプトを達成するための機能要件は、予混合型燃焼とするための長すぎない着火遅れ期間と、吸気酸素濃度の低下、および余剰酸素の確保であった。この機能要件を達成するための制御手段として初期の検討では極度の吸気冷却を用いていた。これに対して、圧縮比を低下することで吸気冷却要件を緩和できることを確認した。具体的には1500rpm・BMEP300kPaにおいて、当初の研究エンジンでは圧縮比16.7と外部冷却水によるEGR冷却を用いて吸気温度を40℃程度まで低下させていたが、圧縮比を15.3に低下させることで吸気温度を60℃程度まで緩和した。その実現手段としてLP-EGRシステムを搭載した車両でコンセプトを実現させた。以上について前節までに検証を

行った。しかしながら LP-EGR システムの量産採用には、追加部品や EGR 経路中に発生する凝縮水へ対応するためのコスト増加を伴う。そこで ITIC-PCI 燃焼コンセプトの製品化に際しては、他の性能要件（走り、機械抵抗低減、およびシステムのトータルコスト）とのバランスも考慮した上で、スタンダードな HP-EGR システム、超低圧縮比 14.0、および高効率過給（小型&大型ターボを組合せた 2 ステージターボ）を組合せた SKYACTIV-D エンジンシステム⁽²²⁾を用いることとした。前節までの研究エンジンと SKYACTIV-D の主要諸元の比較を表 3-5 に示す。システム変更によって EGR 冷却能力が弱くなるために ITIC-PCI に必要な EGR 量を確保した際の吸気温度は 70°C 程度まで上昇するが、14.0 への圧縮比低下による予混合期間の確保、高効率過給による余剰酸素の確保によって機能要件を維持することで ITIC-PCI の適用が可能であると考えられる。更に SKYACTIV-D エンジンシステムでは高性能インジェクターによる小インターバル多段噴射によって、混合気 ϕ -T 分布をより最適状態に近づけることで、排気と燃費の更なる低減を試みる。

SKYACTIV-D エンジンシステムを用いた ITIC-PCI の機能要件および制御技術の関係を図 3-24 に示す。：
 ①低圧縮比とクールド EGR によって予混合期間を確保して Soot 生成領域に入る局所リッチ混合気をある程度抑制する。②多量 EGR での吸気 O₂ 濃度低下により最高火炎温度を低下させて NO 生成を抑制する。③過給とクールド EGR によって確保した余剰空気により燃焼後期の混合気を希薄化して Soot 生成領域を脱し、酸化領域への到達頻度を高める。Soot の生成抑制と酸化促進の両方を利用することで排出 Smoke の抑制に必要な予混合時間を短くして燃料噴射時期操作による着火時期制御性を確保する。④近接多段噴射を用いて、噴霧混合気の過拡散と壁面干渉を低減して HC と CO の酸化を促進し、過度の混合気均一化を防いで燃焼音を抑制する。⑤着火遅れ予測に基づいて燃料噴射時期を操作するフィードフォワード型の着火時期制御を行う。①②③は前節までに検証した項目である。本節では④について検証する。また⑤については、次章で検証する。

3. 6. 2 SKYACTIV-D エンジンシステムへの適用検証

本節では、表 3-5 に示した SKYACTIV-D エンジンシステムを用いて、ピエゾ駆動式高性能インジェクターを用いた近接多段噴射による ITIC-PCI 燃焼の更なる性能改善効果について検証する。比較する運転条件を表 3-6 に示す。従来の拡散型燃焼、および前節までに検討した単段噴射の ITIC-PCI 燃焼に対して、先頭段噴射の噴霧を燃焼室キャビティー内に捕えてかつ最終段噴射を着火までに完了させる近接の三段噴射によって、図 3-24 に示した最適燃焼の実現を試みる。

図 3-25 は燃料噴射時期と熱発生率の実験結果、および排気性能に支配的な燃焼後期(クランク角 15deg. ATDC) の混合気 ϕ -T 分布の CFD 計算結果である。混合気 ϕ -T 分布のコンターは混合気の質量頻度を示している。拡散型従来燃焼の混合気 ϕ -T 分布が NO 生成領域と Soot 生成領域に大きく入り込むのに対し、PCI 燃焼では単段、三段噴射ともに目標に近い混合気 ϕ -T 分布を達成している。この際の単段噴射と三段噴射の PCI 燃焼における混合気分布を詳細に比較するため、 ϕ と T 各々の頻度分布を図 3-26 に示す。三段噴射は単段噴射と比べてオーバーリーン領域の頻度が低く、このため T<1500K 領域の酸化反応が不活性となる領域の頻度を低減できている。これは次に示す三段噴射による噴霧ペネトレーション抑制による効果によるものである。図 3-27 は燃焼初期(クランク角 0deg. ATDC)における燃焼室内の噴霧混合気分布である。三段噴射は単段噴射と比べて噴霧ペネトレーションが小さいため、オーバーリーンにつながる噴霧混合気の過拡散が抑制されている。この際には混合気と壁面との干渉も軽減され

ており、燃焼室壁面からの冷損低減効果が期待できる。また図 3-26 において三段噴射では単段噴射と比べて ϕ 頻度の分布幅が広く混合気の均一性が低下している。図 3-25 の熱発生率によれば、三段噴射では単段噴射と比べて急峻な熱発生が抑制されており、混合気均一性低下による効果であると考えられる。

図 3-28 はこの際の排気、燃費、および燃焼音の諸性能についてのエンジン実験結果である。NO_x と Smoke に関して PCI 燃焼では拡散型従来燃焼からの大幅な低減効果を確認した。HC と CO に関しては、拡散型従来燃焼と比べて単段噴射 PCI 燃焼では増大するが、PCI 燃焼で単段から三段噴射にすることで低減効果を確認した。燃費に関しては、拡散型従来燃焼と単段噴射 PCI 燃焼は同等であるが、三段噴射 PCI 燃焼での低減効果を確認した。PCI 燃焼の単段から三段噴射での燃費低減は未燃損の低減に加えて、壁面冷損の低減によるものと考えられる。排気温度の上昇を伴うことが壁面冷損の低減を裏付けている。燃焼音に関しては PCI 燃焼で単段から三段噴射にすることで有意な改善を確認した。これらの実験結果は上述の CFD 計算による解析結果とよく一致している。以上より、本エンジンシステムによって図 3-24 に掲げた ITIC-PCI 燃焼を達成できるとともに、拡散型従来燃焼に対して排気および燃費の双方を有効に低減できることを確認した。

3. 7 ITIC-PCI コンセプトによる排気と燃費の低減効果

本章で提案および検証を行った ITIC-PCI 燃焼コンセプトによる排気と燃費の低減効果について総括する。図 3-29 に本章で検討した主要な燃焼条件についての排気性能を比較する。拡散型従来燃焼では NO_x と Smoke の間にトレードオフを伴う。PCCI/LTC では CO・HC の悪化を伴う。これらに対して研究用エンジン（圧縮比 16.7）の ITIC-PCI コンセプトでは NO_x、Smoke、および CO・HC の同時低減を達成し、SKYACTIV-D エンジン（圧縮比 14）において近接多段噴射を組合せることで更なる CO・HC の低減を達成した。図 3-30 に本章で検討した主要な燃焼条件についての燃費性能、最大圧力上昇率、および着火遅れ期間を比較する。拡散型従来燃焼に対して SKYACTIV-D エンジン（圧縮比 14）での ITIC-PCI コンセプトでは、エンジン構造系の機械抵抗低減による燃費低減、および近接多段噴射による未燃損と冷損の低減によって有効な燃費低減を達成した。

3. 8 まとめ

混合気 ϕ -T 分布と着火・熱発生率を最適状態に近づけることで排気と燃費の低減を狙った、新しい予混合型燃焼：ITIC-PCI (Intake Temperature and Injection Controlled - Premixed Compression Ignition) コンセプトを提案し、CFD 計算と研究用エンジンでの台上試験の双方から、コンセプトの妥当性と効果を検証した。更に実用化に向けて制御すべき機能目標の明確化、および制御手段となる吸気と EGR システムの構築に取り組み、それらの技術を搭載した研究用車両にて走行試験を行い実用シーンにおけるコンセプトの有効性を検証した。更に、超低圧縮比、高効率過給、および高性能インジェクターを備えた SKYACTIV-D エンジンに本コンセプトを適用し、各性能の更なる性能改善を図った。これらの取り組みにより以下の知見を得た。

- (1) 予混合型燃焼でありながら噴射時期による着火時期制御が可能な ITIC-PCI 燃焼コンセプトによって、排気と燃費の低減するための基本機能「混合気 ϕ -T 分布」、および「着火・熱発生率」を最適状態へ近づけることができる。

- (2) ITIC-PCI 燃焼コンセプトにおいて「混合気 ϕ ・T 分布」と「着火・熱発生率」を最適状態に近づけるための機能要件は、適切な筒内圧縮端温度、吸気酸素濃度低下、長すぎない予混合期間、余剰酸素量の確保である。適切な筒内圧縮端温度において吸気酸素濃度を低下することで最高火炎温度を抑制 ($T < 2000\text{K}$) できる。予混合期間によって燃焼初期のリッチ側の混合気を抑制し ($\phi < 3$)、燃焼後期には余剰酸素による燃焼ガス希薄化と適切な筒内圧縮端温度によって酸化作用が期待できる領域 ($1500\text{K} < T < 2000\text{K}$, $\phi < 1$) の使用頻度を高めることができる。長過ぎない着火遅れ ($\tau < 2\text{ms}$) によって、燃料噴射時期の操作による TDC 付近への着火時期制御が可能となる。
- (3) 上記の機能要件を達成するための制御手段としては、多量 EGR に加えて、高圧縮比エンジンでは大幅な吸気冷却が有効である。低圧縮比化と過給を組合せることで吸気冷却要件の緩和が可能である。
- (4) ITIC-PCI 燃焼コンセプトを極低負荷条件に適用する際には、混合気局所温度が 1500K 以上となる領域を確保して CO ・ HC の酸化を促進させ、かつ酸化触媒の活性温度を維持するために、吸気温度の上昇が必要となる。
- (5) ITIC-PCI 燃焼コンセプトを中高負荷側の条件に適用する際には、着火遅れを長くして予混合期間を確保するための手段として、吸気温度の更なる低下、圧縮比の低下、多段噴射による希薄混合気の形成が有効である。ただし、予混合期間の確保によって排気性能は低減できるが、熱発生率の最大高さを抑制できなかつたため、これによる燃焼音の悪化によって中高負荷側の適用限界が決まる。
- (6) ITIC-PCI 燃焼コンセプトと拡散型従来燃焼の切り替えにおいて、吸気酸素濃度の移行に応じて燃料噴射時期と噴射パターンを連続的に変化させる制御によって、燃焼音と排出ガスの悪化を抑えることができる。
- (7) LP-EGR と HP-EGR を併用する給気システムを搭載した研究用の試作車両 (エンジン排気量: 2.0L エンジン, トランスミッション: 6MT , 車両イナーシャ重量: 1470kg) を用いて、ITIC-PCI 燃焼コンセプトの車両走行状態における有効性を確認した。群噴孔ノズルや小型ターボによる中高負荷での排気低減効果と合わせて、JC08 モードにおいて NO_x 後処理無しでポスト新長期規制の規制値を下回るレベルの低排出ガスを達成した。この内、拡散型従来燃焼を ITIC-PCI コンセプトに置き換えることによる効果は NO_x 約 25% 低減、燃費約 3% の低減であった。
- (8) ITIC-PCI 燃焼コンセプトにおいてピエゾ駆動式インジェクターによる近接多段噴射を用いることにより、噴霧の過分散によるオーバーリーン混合気、および噴霧と燃焼室壁面との接触による冷却損失が抑制される。これにより ϕ ・T 分布の温度下限目標 (1500K) を下回る混合気が低減されて CO ・ HC が低減でき、加えて未燃損失と冷却損失の抑制により燃費を低減できる。更に、多段噴射によって混合気均一度が低下されて熱発生率の最大高さ・傾きが抑制されるため、燃焼音についても低減できる。

- (9) ITIC-PCI 燃焼コンセプトを製品化するため制御手段として、低圧縮比 14.0, 高圧ループでのクールド&ホット EGR, 高効率過給を備えた SKYACTIV-D エンジンシステムは有効である. SKYACTIV-D エンジンシステムを搭載した量産車両(エンジン排気量:2.2L エンジン, トランスミッション:6AT, 車両イナーシャ重量:1530kg)では, NO_x 触媒無しでのポスト新長期規制と欧州 EU6 規制適合とクラストップレベルの低燃費の達成した. ITIC-PCI はその達成のための主要技術となった.

参考文献 (第3章)

- (1) Akihama K., et al. : Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE Paper, 2001-01-0655
- (2) 島崎直基, ほか: 上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3, p.31-36 (2005)
- (3) 村田豊, ほか: 可変バルブタイミングによる予混合ディーゼル燃焼の中速中負荷への適用, 自動車技術会論文集, Vol.31, No.6, p.73-78 (2005)
- (4) 椎野始郎: 将来に向けた予混合燃焼技術, 自動車技術, Vol. 60, NO.9, p.82-88 (2006)
- (5) Kamimoto T., et al. : High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines, SAE Paper, 880423 (1988)
- (6) Meeks E., et al. : New Modeling Approaches Using Detailed Kinetics for Advanced Engines, Proceedings of COMODIA 2008, p.469-474 (2008)
- (7) Curran H. J., et al. : A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation, Combust. Flame, Vol.114, p.149-177 (1998)
- (8) Kosaka H. , et al. : Tow-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame, Int. Journal of Engine Research, Vol.6, p.21-42, (2005)
- (9) 益子正央, ほか: 過濃領域における PAH, 微粒子生成過程の数値解析, 自動車技術会シンポジウムテクニスト, No.07-07, p.46-51 (2007)
- (10) 山崎由大, ほか: 圧縮自己着火機関における n-Butane 予混合気の素反応数値計算-反応速度の制御, 高熱効率の確保及び HC,CO 排出量低減, 自動車技術会論文集, Vol. 33, No.4, p.69-75 (2002)
- (11) Wakisaka T., Shimatomo Y., Isshiki Y., Noda T., Matsui A., and Akamatsu S.: Numerical Analysis of Spray Phenomena in Fuel Injection Engines, Proceeding of COMODIA94, p403 (1994)
- (12) Kim S.-K., et al. : A numerical study of the effects of boost pressure and exhaust gas recirculation ratio on the combustion process and exhaust emissions in a diesel engine, Int. Journal of Engine Research, Vol.8, p.147-162, (2007)
- (13) Schreiber, M., Sadat Sakak, A., Lingens, A., and Griffiths J.F. : A Reduced Thermokinetic model for the autoignition of fuel with variable octane ratings, 25th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, p933-940 (1994)
- (14) Kong S.C., Han Z., and Reitz R.D.: The Development and Application of a Diesel Ignition and

Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation, SAE paper No.950278

- (15) Hiroyasu H., and Kadota T.: Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines, SAE paper No.760129
- (16) Zhang Y., Nishida K., and Yoshizaki T.: Quantitative Measurement of Droplets and Vapor Concentration Distributions in Diesel Sprays by Processing UV and Visible Images, SAE paper No.2001-01-1294
- (17) Nishida K., et al. : Spray and Mixture Properties of Evaporating Fuel Spray Injected by Hole-Type Direct Diesel Injector, Int. Journal of Engine Research, Vol. 9, p.347-360, (2008)
- (18) Buchwald R., et al.: Boost and EGR System for the Highly Premixed Diesel Combustion, SAE Paper, 2006-01-0204 (2006)
- (19) 金子 淳司, ほか: 多気筒ディーゼル機関における各種 EGR 方式の適用性(第 1 報)HPL-EGR と LPL-EGR の効果比較, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.3, p.145-150 (2008)
- (20) 松本 有平, ほか: 直噴ディーゼル機関用群噴孔ノズルの噴霧と混合気の特徴, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.3, p.177-182 (2008)
- (21) 金 尚奎, ほか: CFD 解析による群噴孔ノズルのディーゼル噴霧混合気形成および排気低減メカニズムの解明, 第 20 回内燃機関シンポジウム前刷集, p.289-294 (2009)
- (22) T. Sakono, E. Nakai, M. Kataoka, H. Takamatsu and Y. Terazawa: MAZDA SKYACTIV-D 2.2L Diesel Engine, 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, p.943-965 (2011)

ITIC-PCI (Intake Temperature and Injection Controlled - Premixed Compression Ignition)

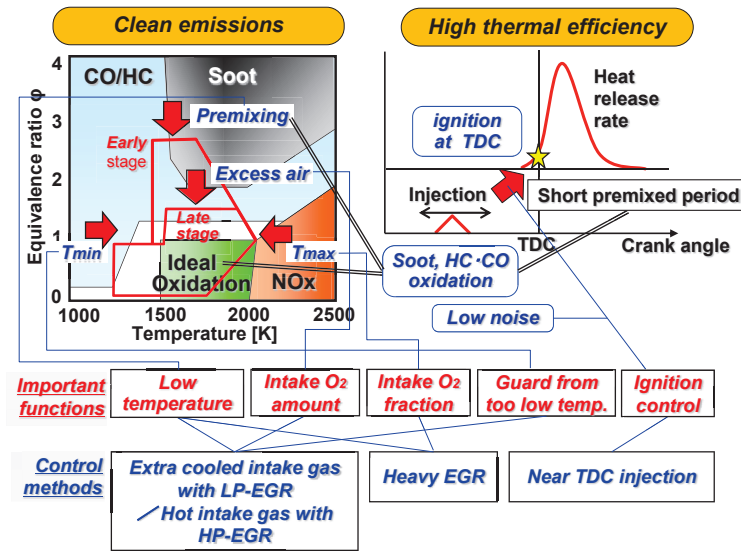


図 3-1 理想の ϕ -T マップと着火時期の実現を目指した ITIC-PCI 燃焼コンセプト

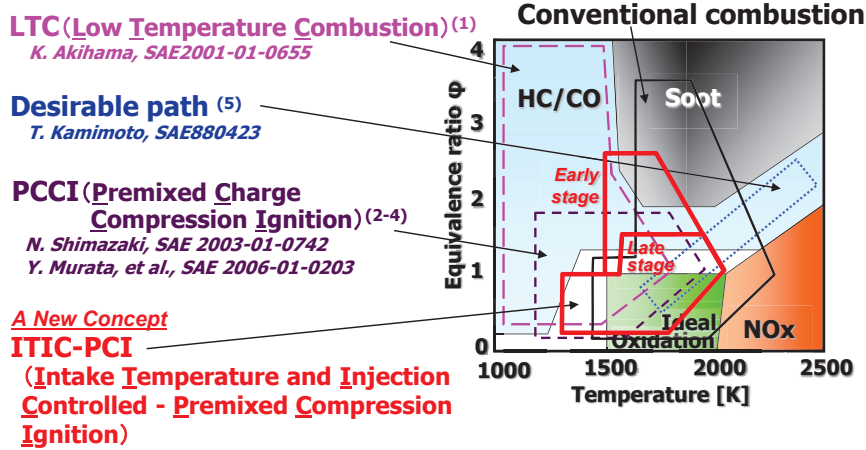


図 3-2 ITIC-PCI コンセプトと既存低 EM 燃焼法との ϕ -T マップにおける比較

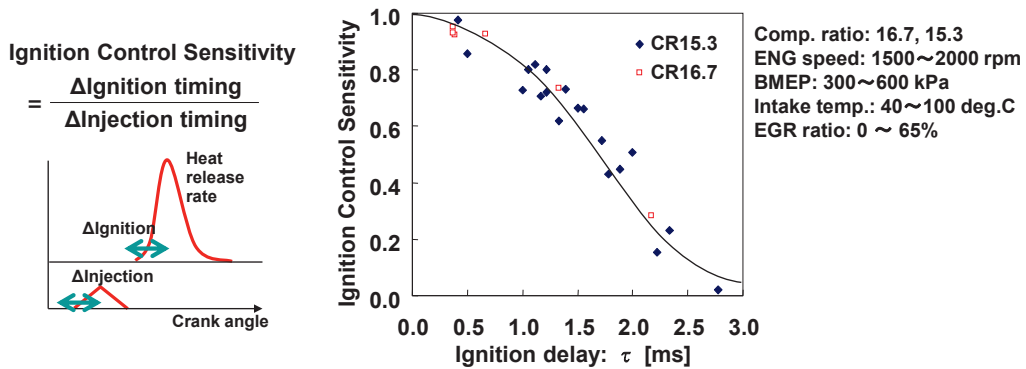


図 3-3 着火遅れ期間と噴射時期操作による着火時期制御感度の関係

表 3-1 供試エンジン諸元とシステム

Displacement (ml)	1998
Cylinder number	4
Bore x Stroke (mm)	86 x 86
Compression ratio	16.7, 15.3
Supercharger system	VGT (IHI RHF4V)
Fuel injection system	Common rail (DENSO G3S) φ 0.135 x 6holes
EGR system	Cooler with external coolant + Cooler bypass
Fuel cetane number	50

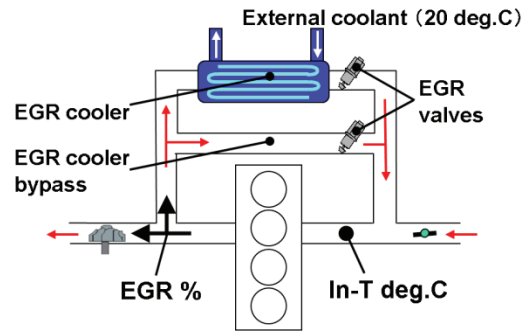


表 3-2 CFD ツールと使用モデル

Base CFD code	GTT ^(11, 12)
Turbulence	Standard k-ε
Spray	DDM
Ignition	5 steps reduced kinetic model ⁽¹³⁾
Combustion	Laminar-turbulent characteristic time model ⁽¹⁴⁾
NO	Extended Zeldovich mechanism
Soot	Hiroyasu model ⁽¹⁵⁾

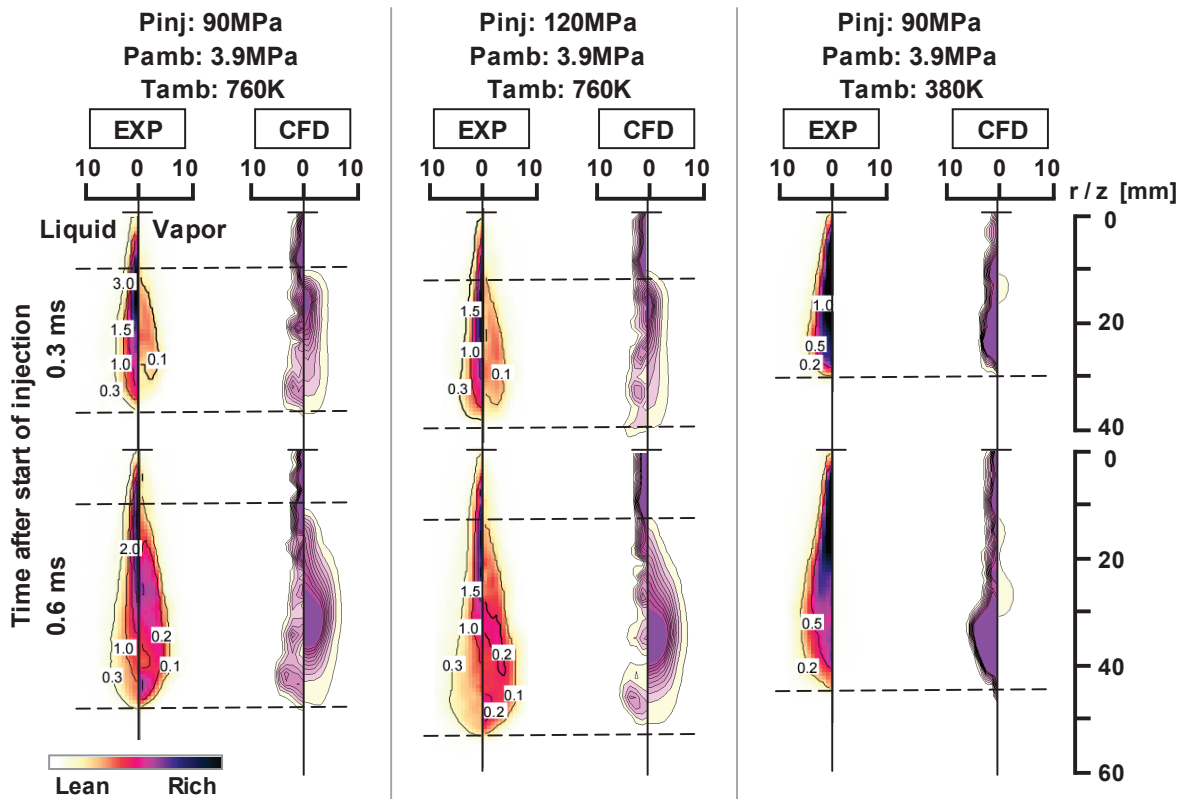


図 3-4 供試エンジンと同一孔径の単孔ノズルを用いた高温高压容器内噴霧についての LAS 計測結果と CFD 計算の比較

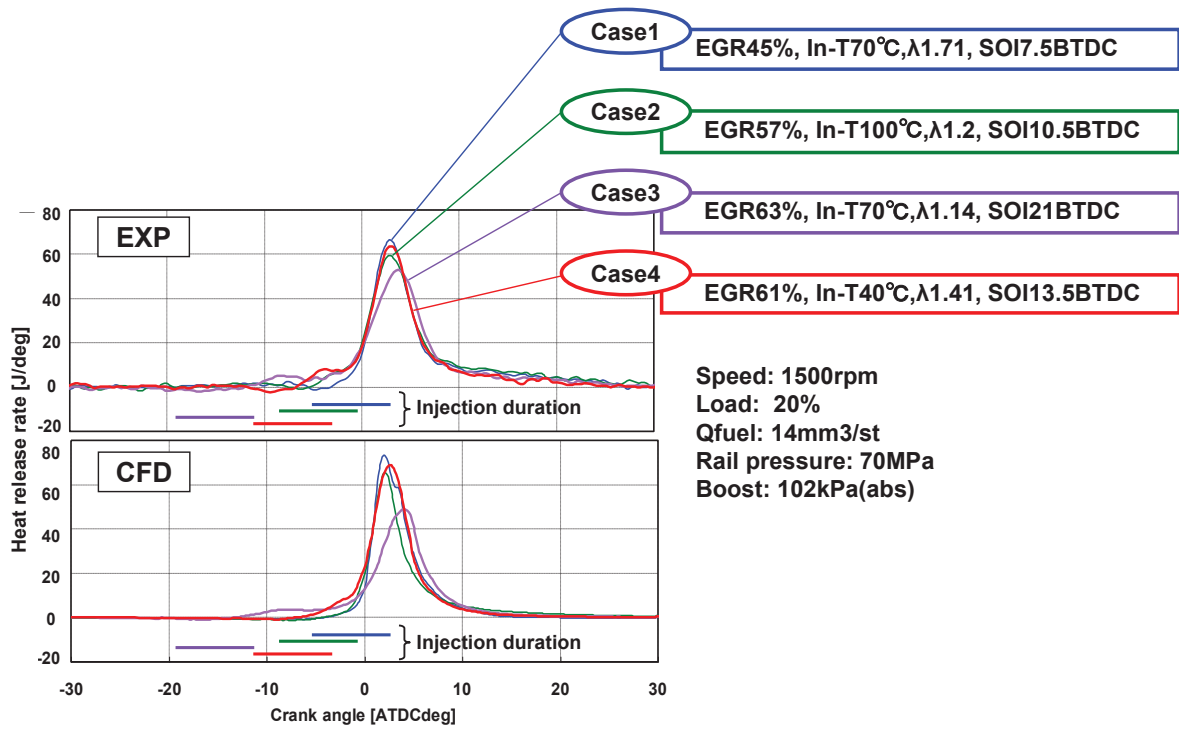


図 3-5 供試エンジンにおける熱発生についての実験結果と CFD 計算結果の比較

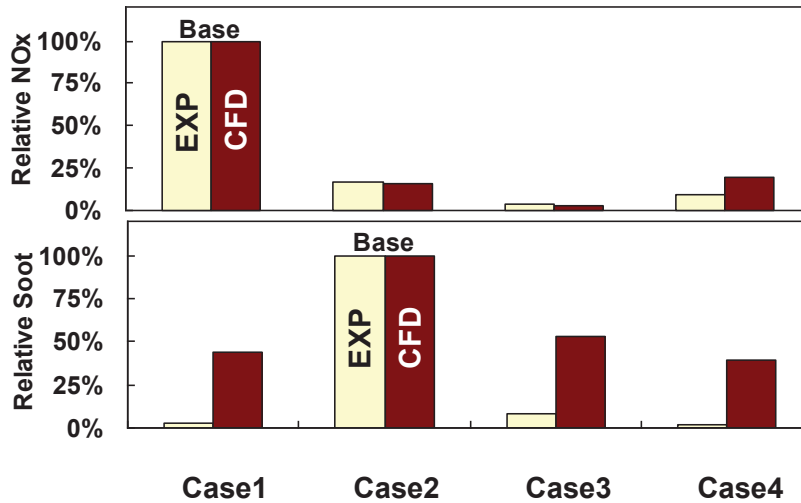
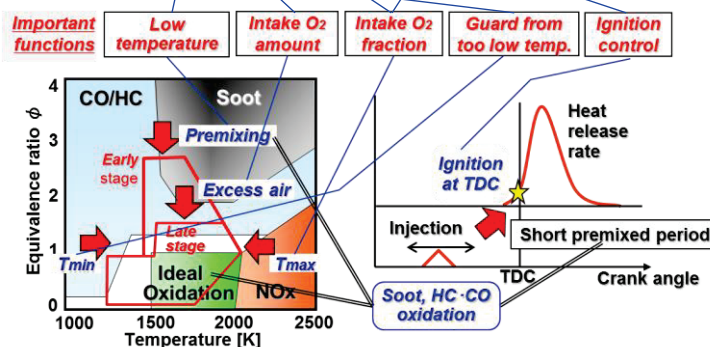


図 3-6 供試エンジンにおける排気性能についての実験結果と CFD 計算結果の比較

表 3-3 燃焼コンセプト検証のためのCFD 計算条件

Common operating conditions										
Speed (rpm)		BMEP (kPa)			Boost (kPa_abs)					
1500		300			102kPa					
Status	Combustion case	Control parameters						Emissions / Fuel eco.		
		In-T (deg.C)	λ	In-O2 (vol%)	EGR (%)	SOI (ATDC deg)	Pinj (MPa)	NOx Smoke	CO HC	Ignition control
Case1	Conventional base	70	1.71	16.4	36.4	-7.5	70	Bad (Trade off)	Good	Good
Case1'	Conventional heavy EGR	100	1.28	12.7	49.7	-11.0				
Case2	PCCI / LTC	70	1.14	10.5	56.7	-21.0	70	Good	Bad	Bad
Case2'	PCCI with high Pinj					-26.0				
New concept										
Case3	ITIC-PCI	40	1.41	12.7	54.3	-13.5	70	Target		



- BMEP: Brake mean effective pressure
- In-T: Intake temperature
- In-O2: Intake oxygen concentration
- Boost: Intake pressure
- λ : Air excess ratio
- EGR: Exhaust gas recirculation ratio
- SOI: Start of injection timing
- ATDC: After TDC crank angle
- Pinj: Injection pressure
- CR: Compression ratio

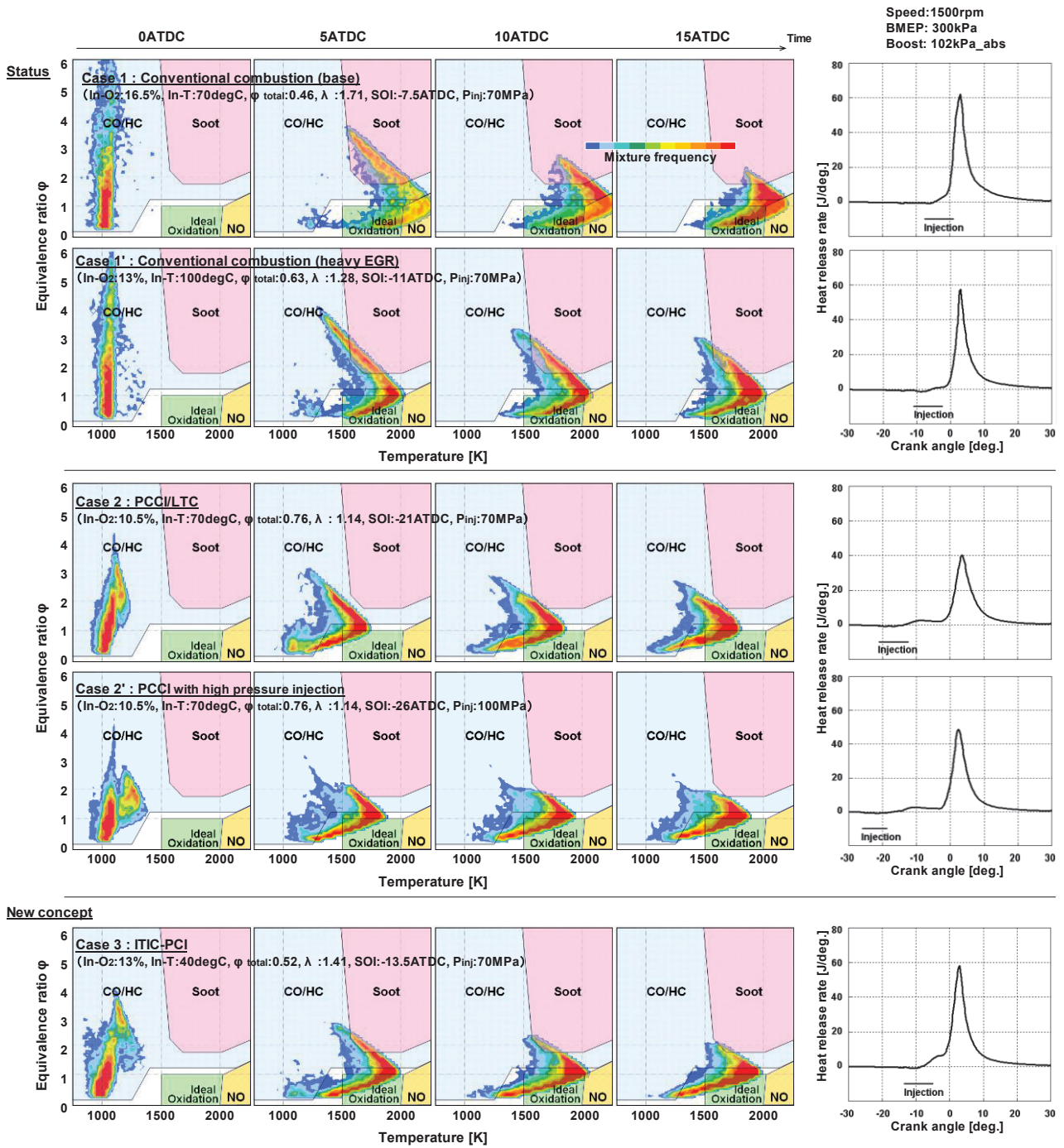


図 3-7 CFD 計算による 混合気 ϕ -T 分布解析 および 熱発生率解析の結果

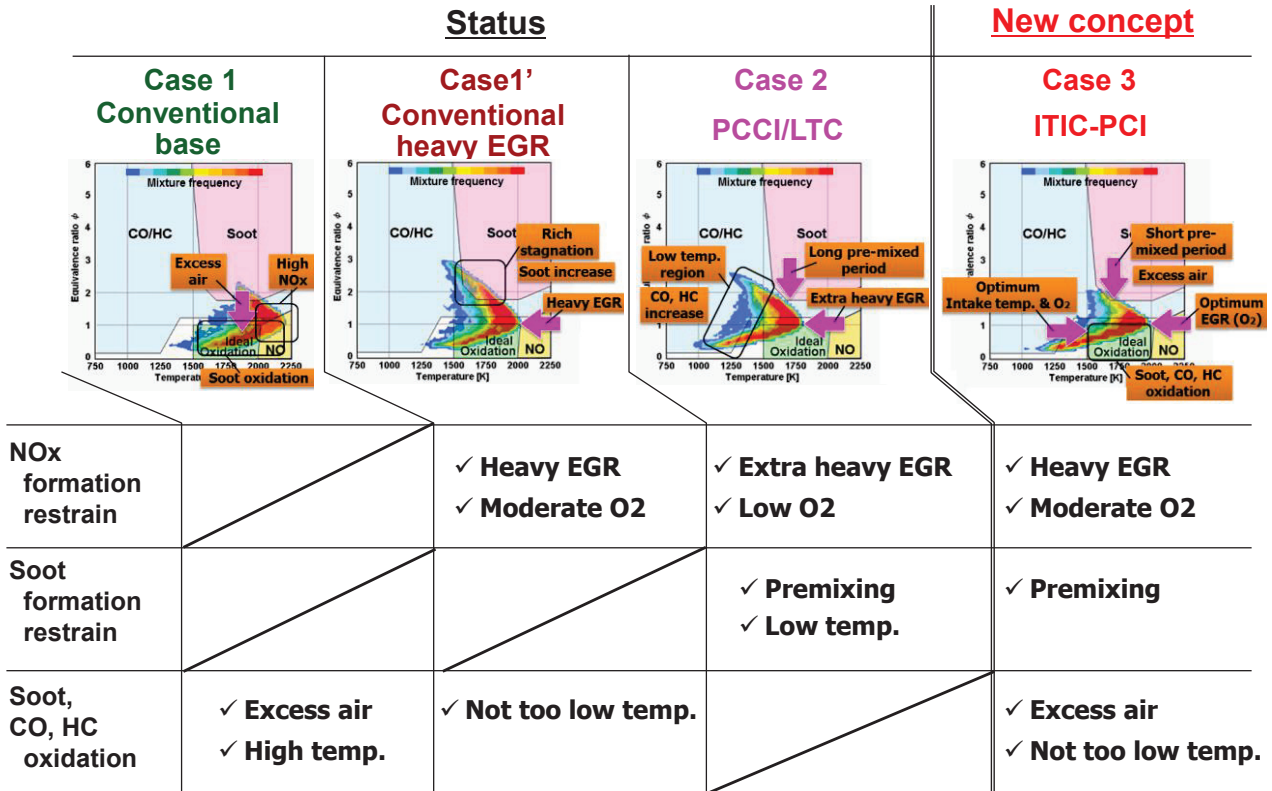


図 3-8 ITIC-PCI コンセプトにおける排気低減メカニズムのまとめ

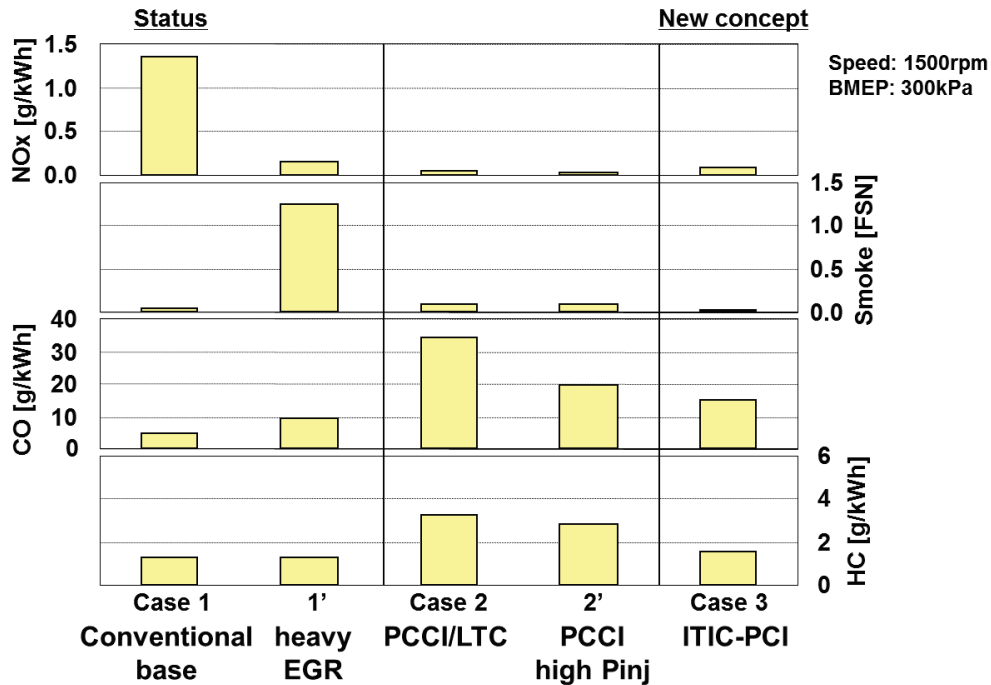


図 3-9 排気性能のエンジン実験結果

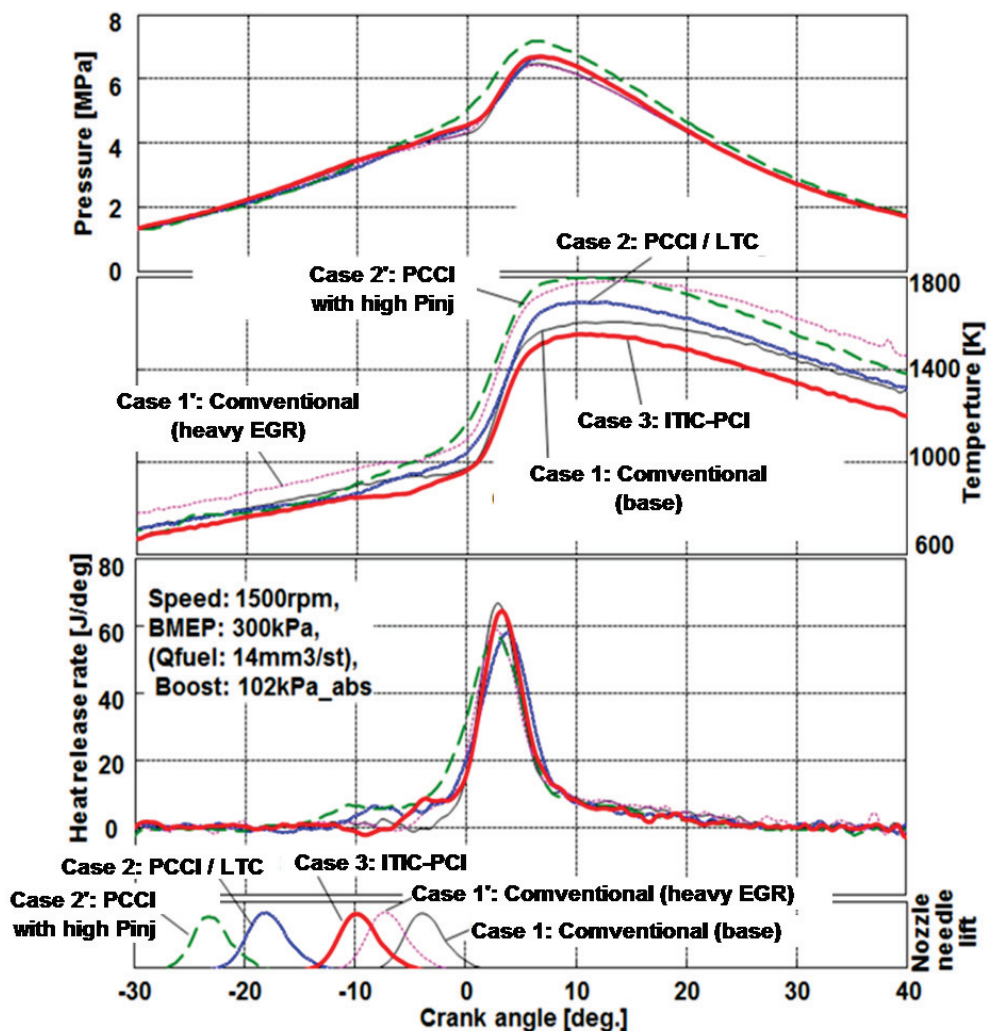


図 3-10 筒内圧力, 温度, および熱発生率のエンジン実験結果

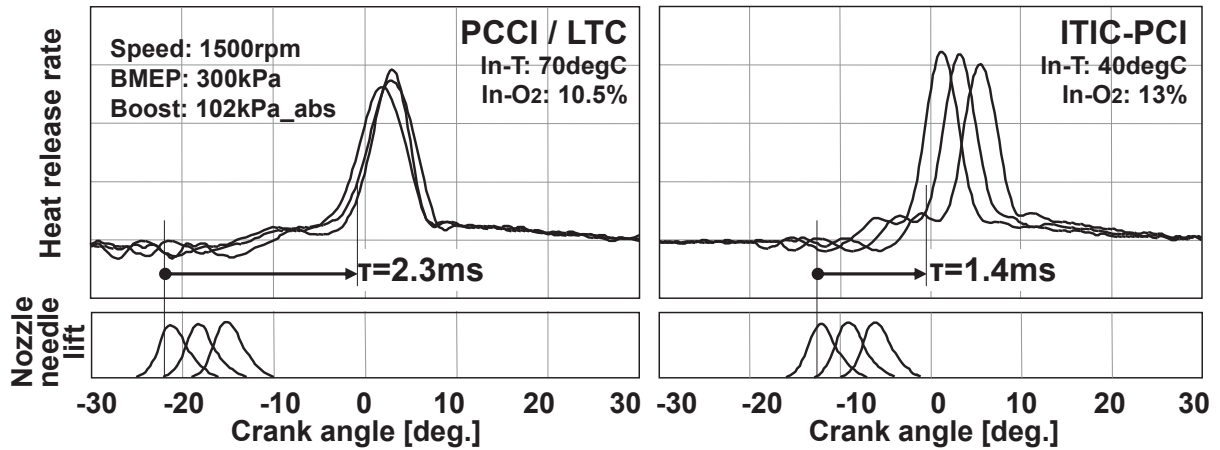


図 3-11 噴射時期操作による着火時期制御性についてのエンジン実験結果

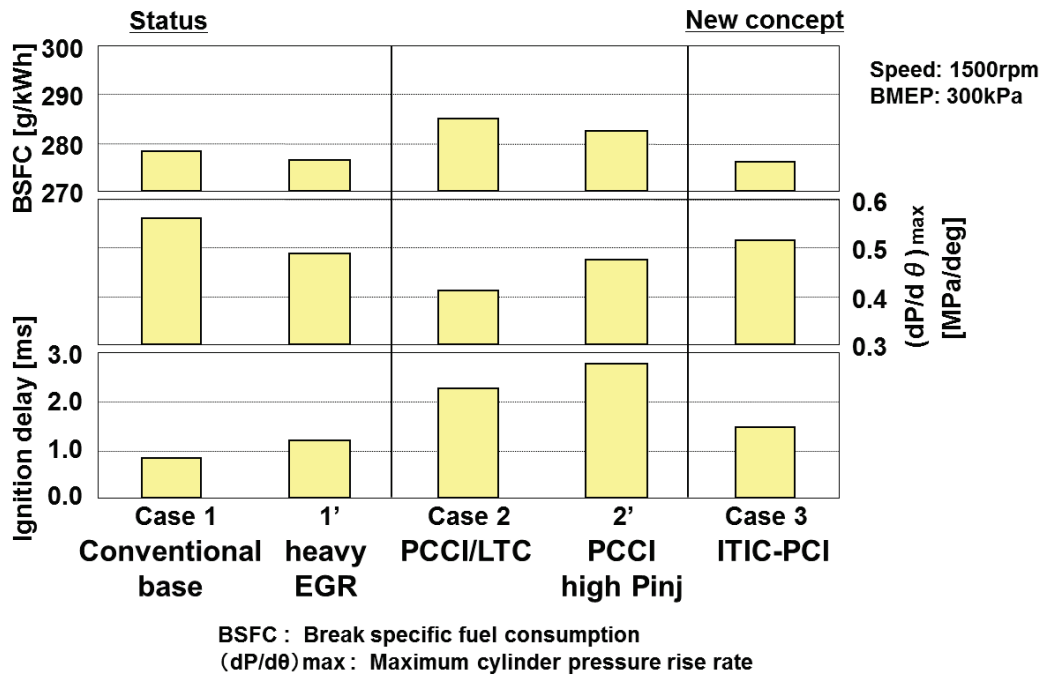
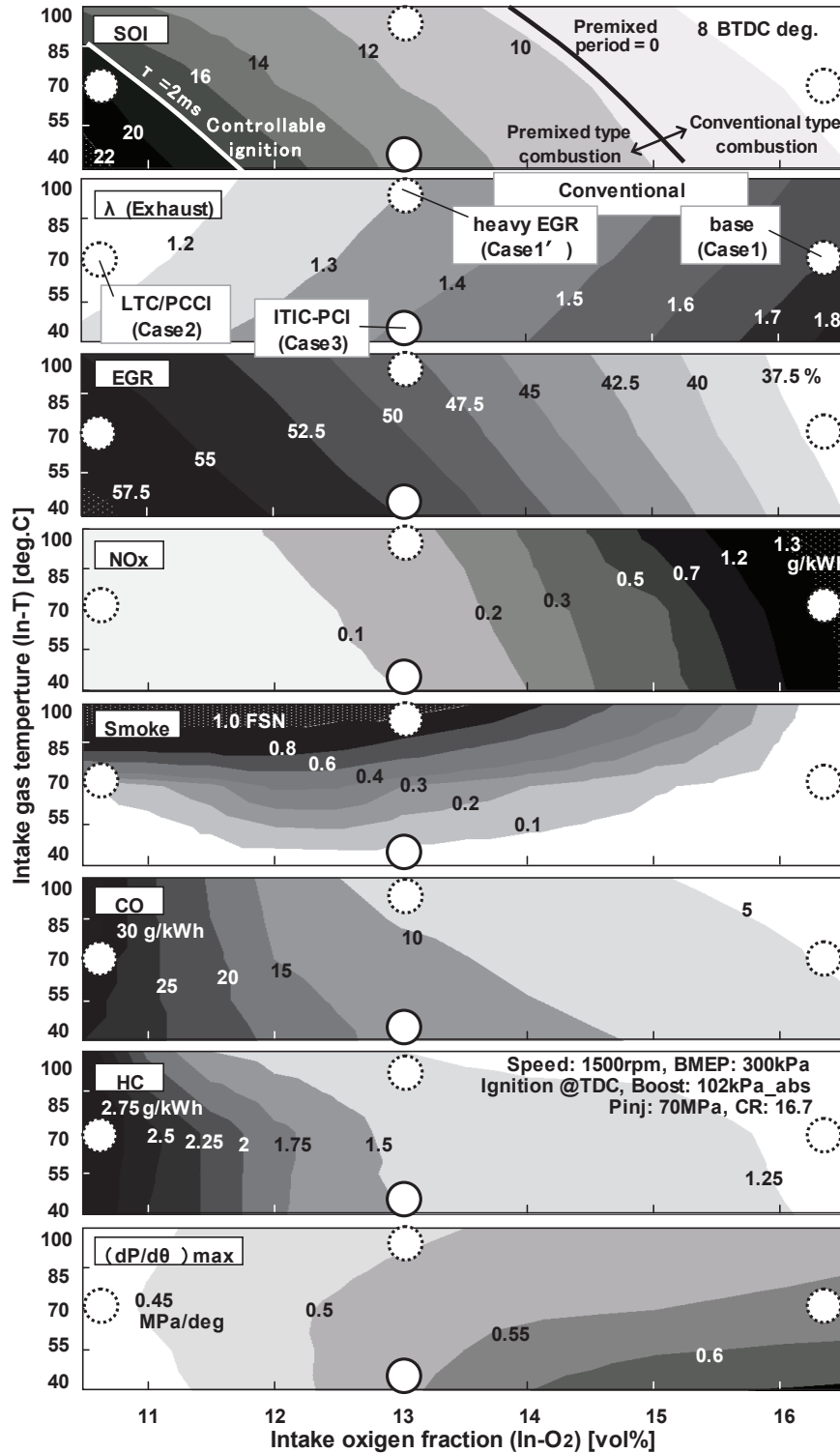


図 3-12 燃費，最大圧力上昇率，および着火遅れのエンジン実験結果



λ : Air excess ratio

(dP/d θ) max : Maximum cylinder pressure rise rate

図 3-13 吸気 O₂ 濃度と吸気温度が排気性能に及ぼす影響
および ITC-PCI 適用のための吸気系 & 噴射系の制御要件 (圧縮比 16.7)

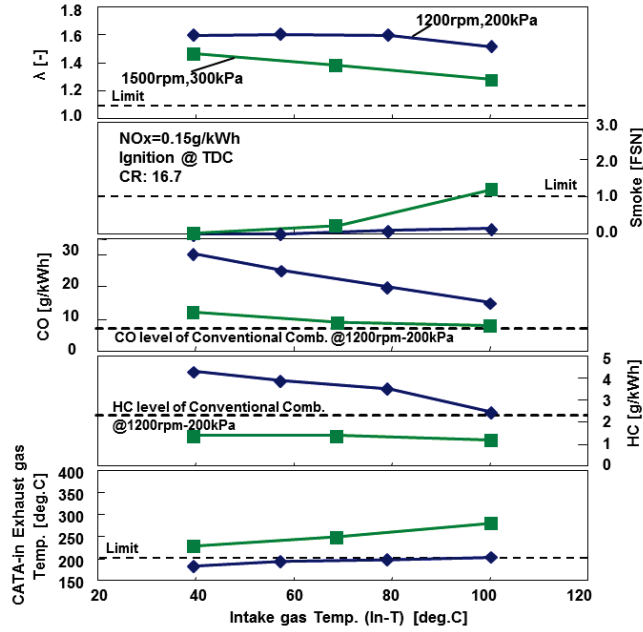


図 3-14 吸気温度上昇による ITIC-PCI の低負荷への適用 (CR16.7)

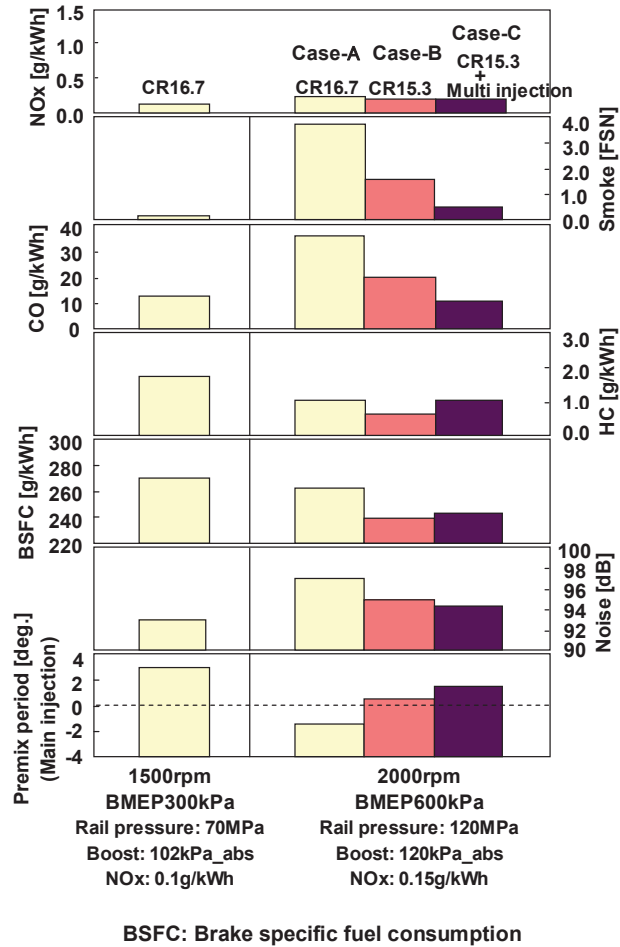


図 3-15 圧縮比低減と多段噴射による中負荷への ITIC-PCI 適用の試み (諸性能結果)

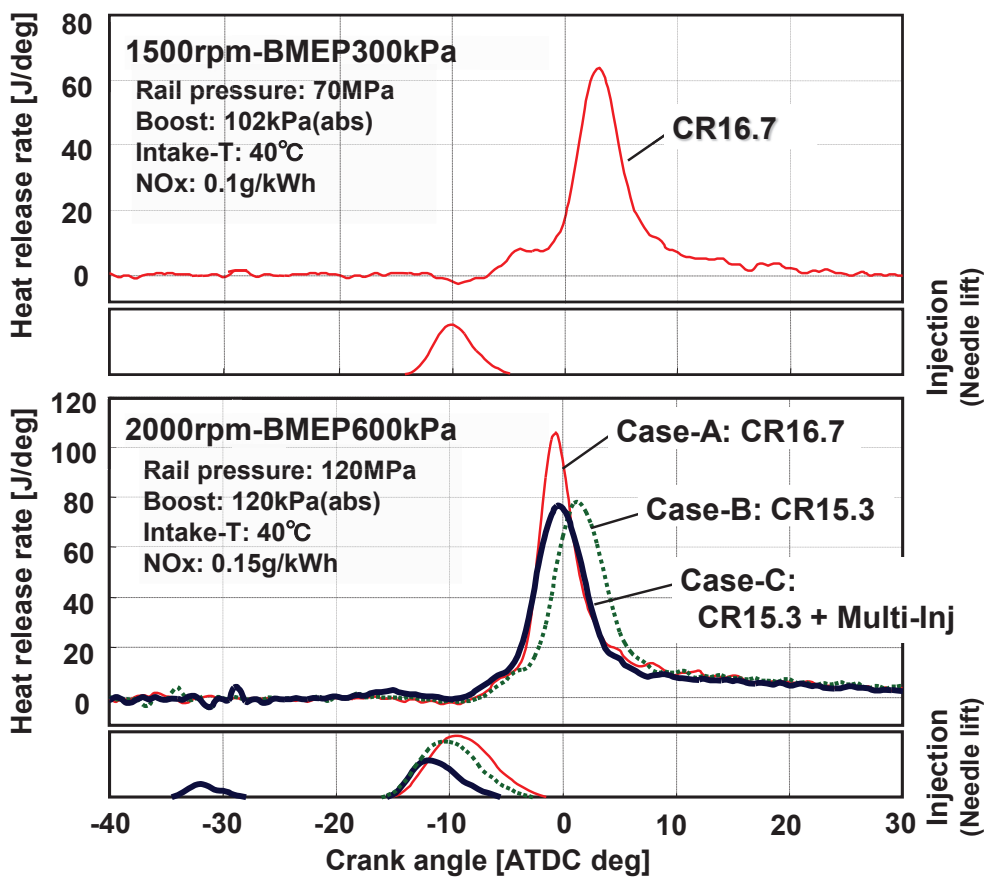
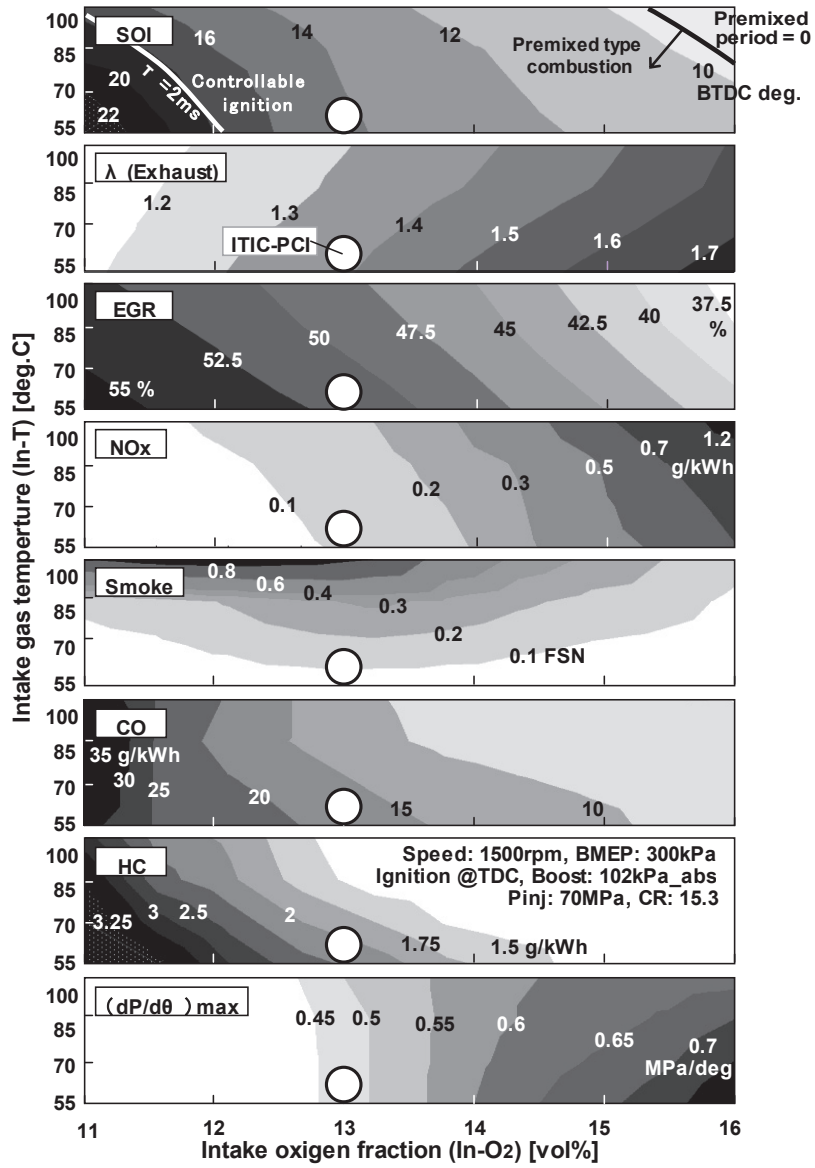


図 3-16 圧縮比低減と多段噴射による中負荷への ITIC-PCI 適用の試み (熱発生率結果)



λ : Air excess ratio

$(dP/d\theta)_{max}$: Maximum cylinder pressure rise rate

図 3-17 ITC-PCI 適用のための吸気系&噴射系の制御要件 (圧縮比 15.3)

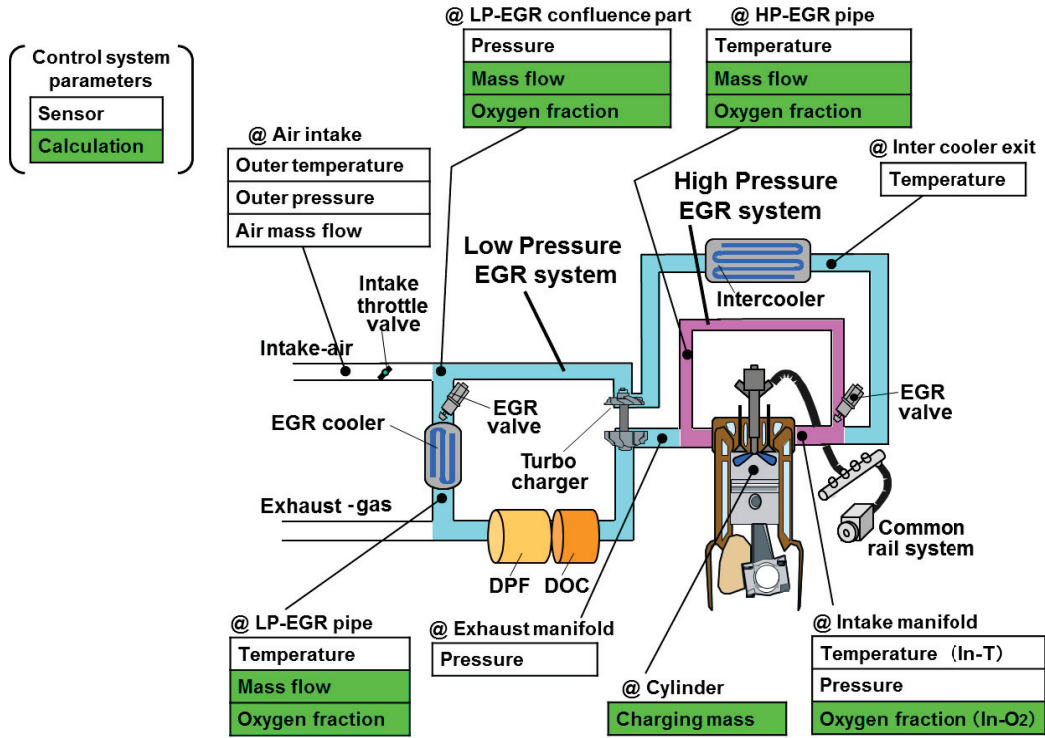


図 3-18 LP / HP 併用 EGR およびモデルベース吸気制御システム

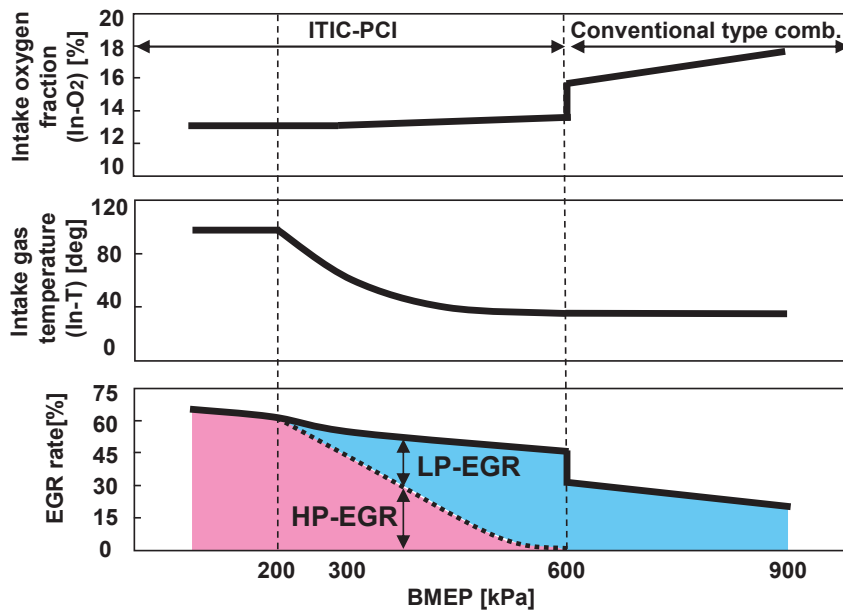
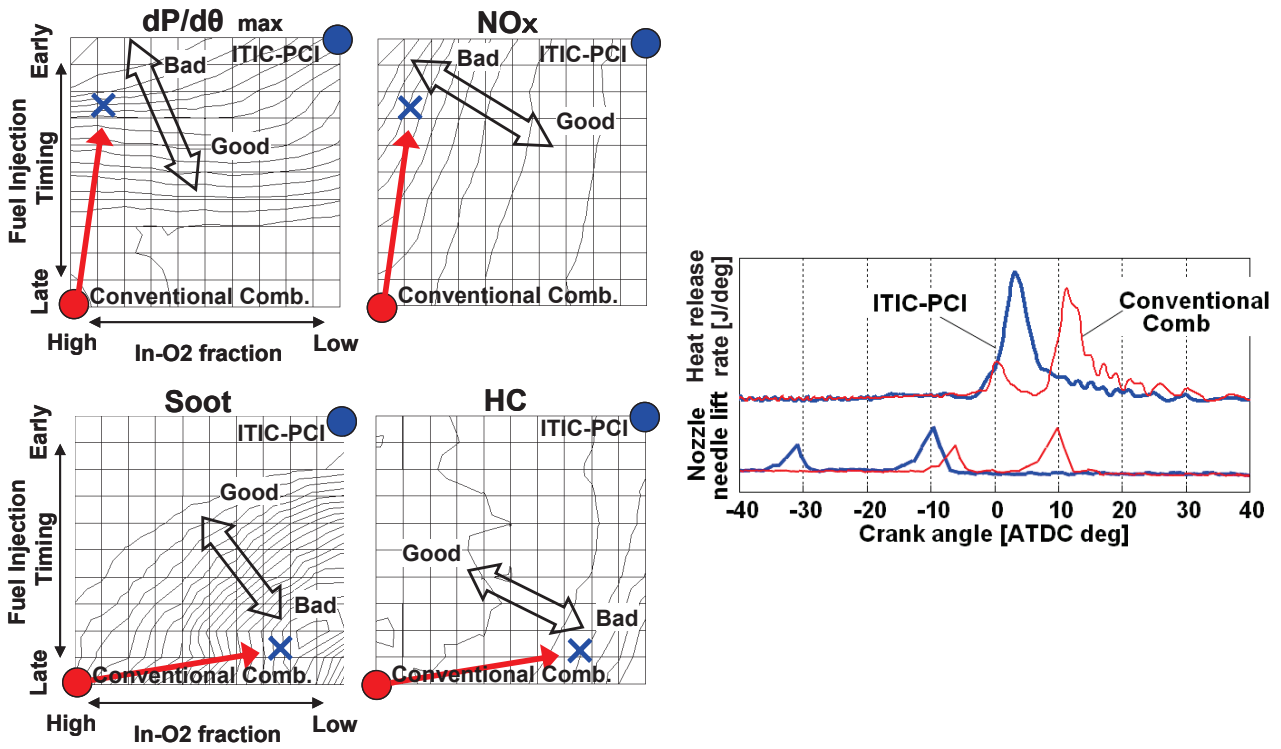


図 3-19 LP / HP 併用 EGR システムにおける制御戦略



($dP/d\theta$) max : Maximum cylinder pressure rise rate

図 3-20 吸気酸素濃度と噴射時期が排気と ($dP/d\theta$)max に及ぼす影響拡散型従来燃焼から ITIC-PCI 燃焼への切り替え遷移時における

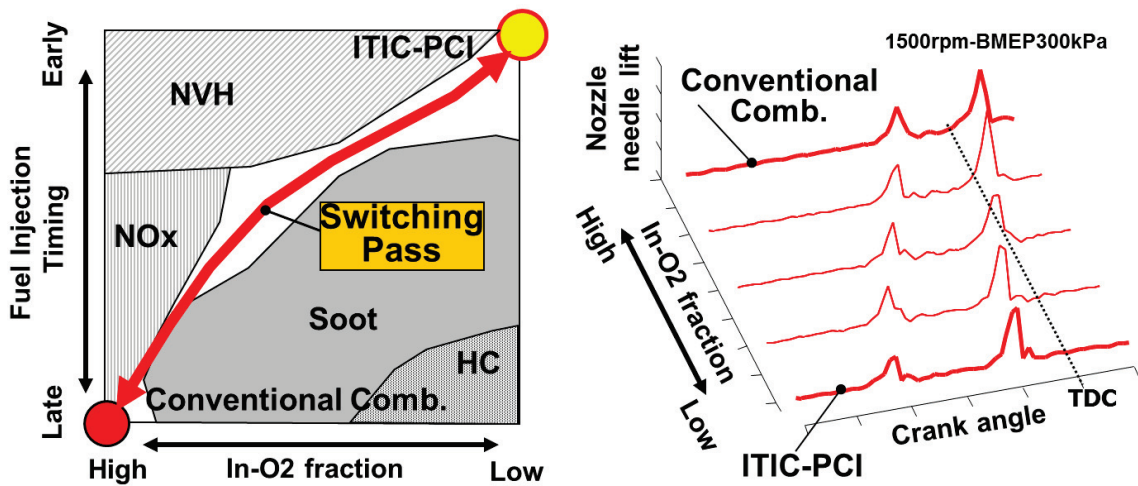


図 3-21 ITIC-PCI 燃焼と従来燃焼の切り替え遷移における吸気酸素濃度と噴射時期の制御要件

表 3-4 実験車両とエンジンの主要諸元

Displacement (ml)	1998
Cylinder number	4
Bore x Stroke (mm)	86 x 86
Compression ratio	15.3
Vehicle weight rank	1470kgITW
Transmission	6 speed manual
While drive sysytem	FF
After treatment system	DOC + DPF
EGR system	HP/LP EGR
Supercharger system	VGT (IHI RHF3V)
Fuel injection system	Common rail (DENSO G3S) φ 0.096 - 8x2h Group hole nozzle
Fuel cetane number	50

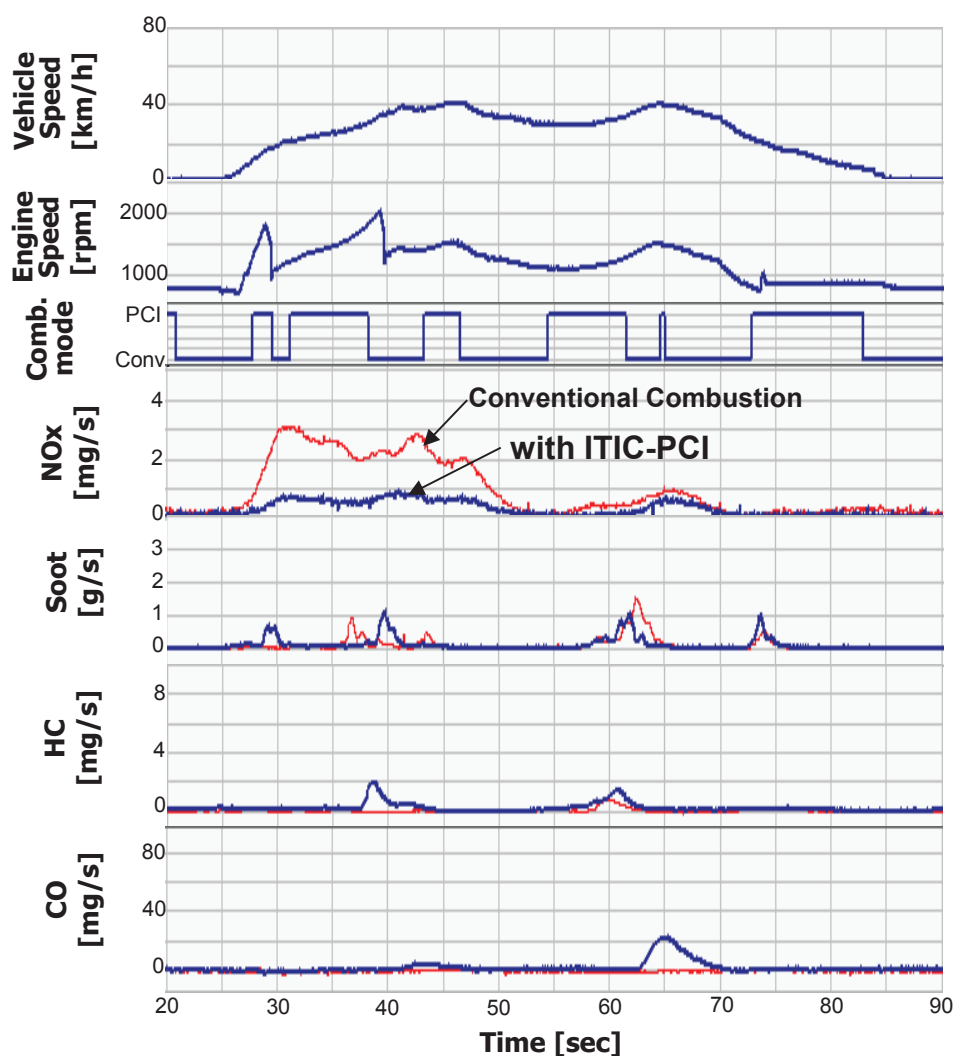


図 3-22 JC08 mode モード車両試験過渡シーンにおける排気性能結果 (酸化触媒後)

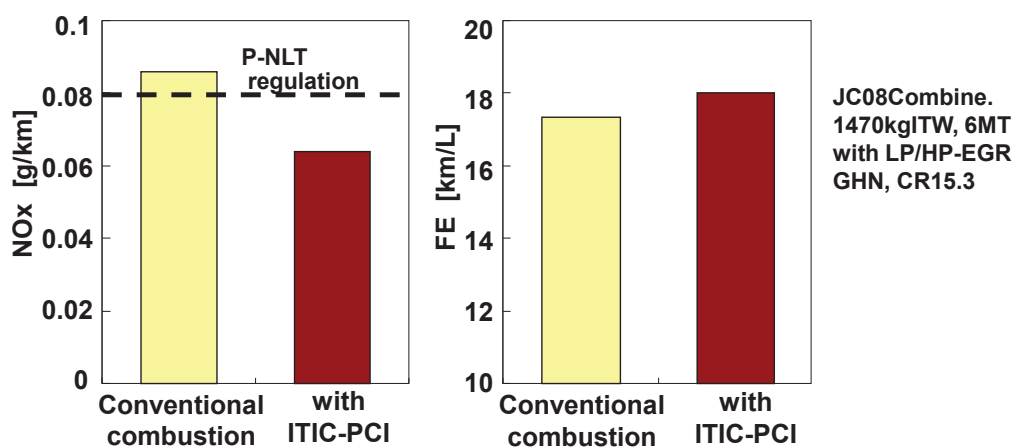


図 3-23 JC08 mode モード車両試験における排気性能と燃費性能の低減効果

表 3-5 SKYACTIV-D エンジンおよび研究用エンジンの主要諸元

	Fundamental resaech	Vehicle ssystem resarch	SKYACTIV-D mass production engine
Displacement (ml)	1998	←	2188
Cylinder number	4	←	4
Bore x Stroke (mm)	86 x 86	←	86 x 94.2
Compression ratio	16.7, 15.3	15.3	14.0
Valve timing open / close (deg.)	In: 6 BTDC / 30 ABDC Ex: 41 BBDC / 8 ATDC	←	In: 9 BTDC / 36 ABDC Ex: 40 BBDC / 8 ATDC
Supercharger system	Variable Geometry (IHI RHF4V)	←	2 stgaged Fixed Geometry (Honeywell GT17/GT12)
Fuel injection system	DENSO G3 Sorenoide φ 0.135 x 6holes	DENSO G3 Sorenoide φ 0.096 x 2 x 8 holes (Groupe hole nozzle)	DENSO G3 Piezo φ 0.133 x 10holes
EGR system	High-Pressure EGR Cooler (external coolant) + Cooler bypass	High pressur (Cooler-less) / Low pressur (Cooler) combinetion EGR	High-Pressure EGR Cooler + Cooler bypass

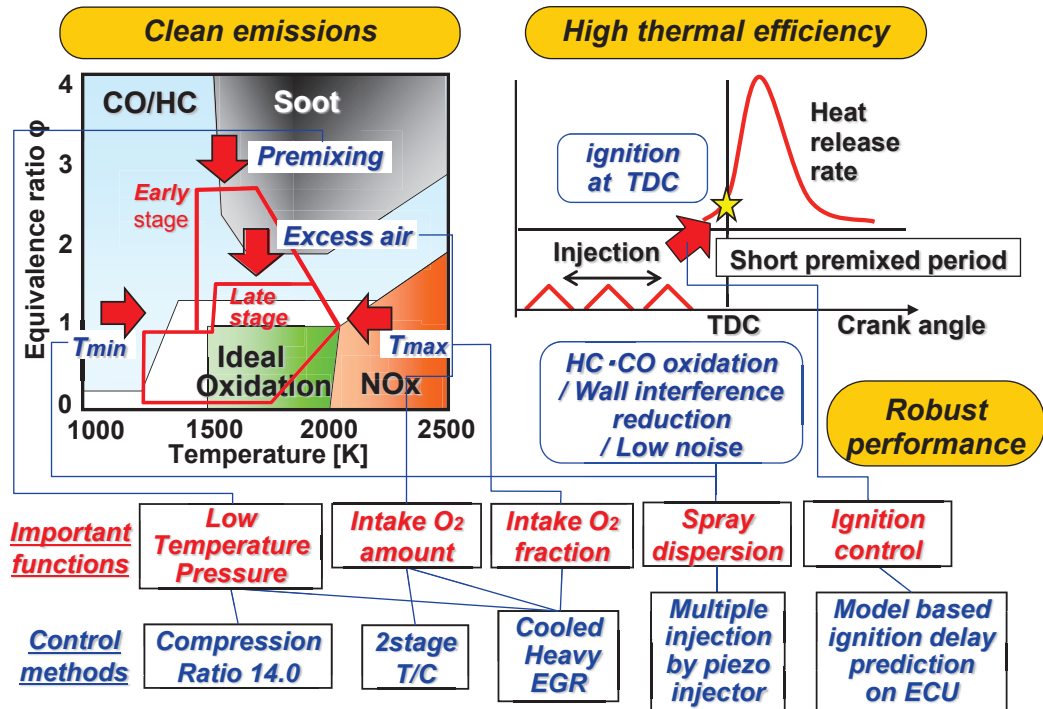


図 3-24 ITIC-PCI 燃焼コンセプトの SYACTIV-D エンジンシステムへの適用

表 3-6 SKYACTIV-D への ITIC-PCI 燃焼適用検証のための試験条件

Combustion type	Conventional diffusive combustion	ITIC-PCI Single injection	ITIC-PCI Triple injections
Intake O2 [vol. %]	16.3	13.8	
Air excess ratio λ [-]	1.9	1.5	
Intake gas pressure [kPa abs]	109	105	
Intake gas temperature [°C]	70		
Injection pressure [MPa]	70		
Engine speed [rpm]	1500		
BMEP [kPa]	300		

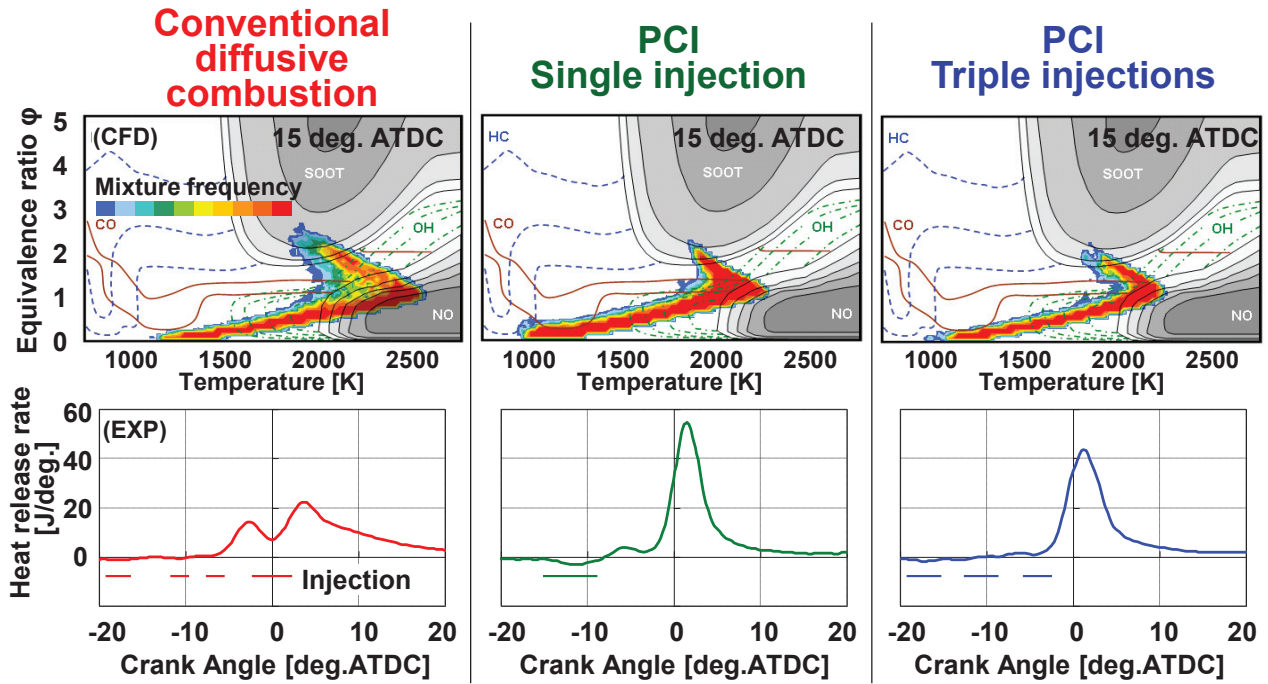


図 3-25 CFD による ϕ -T 混合気分布解析結果およびエンジン実験による熱発生率解析結果

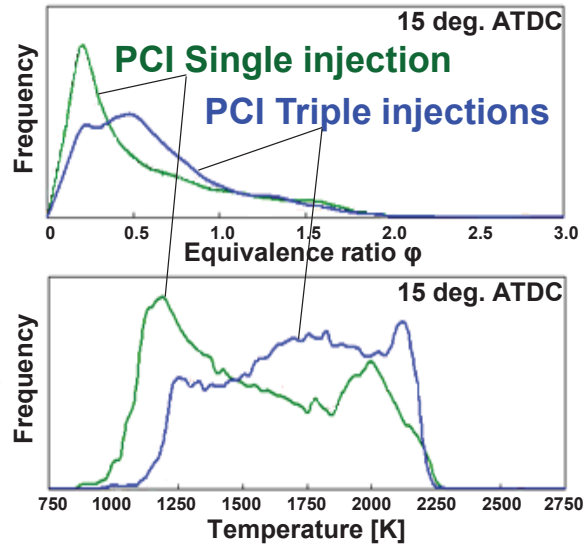


図 3-26 CFD による混合気の ϕ 分布および T 分布の解析結果

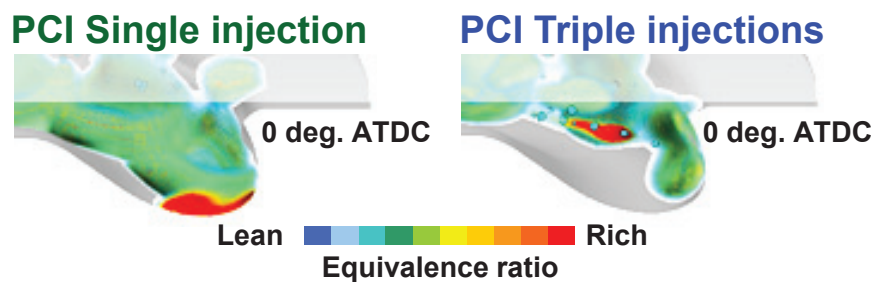


図 3-27 CFD による単段噴射 PCI と三段噴射 PCI での噴霧混合気分布の比較

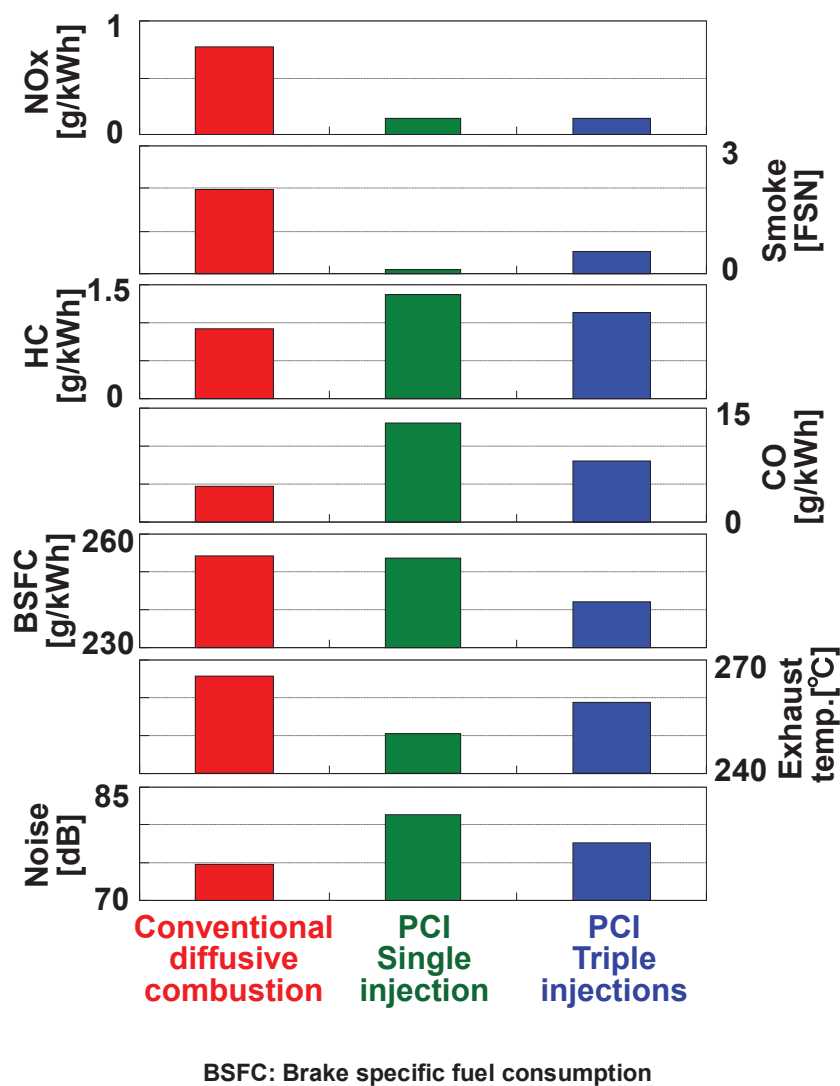


図 3-28 PCI 燃焼における排気，燃費，および騒音に及ぼすエンジン実験結果

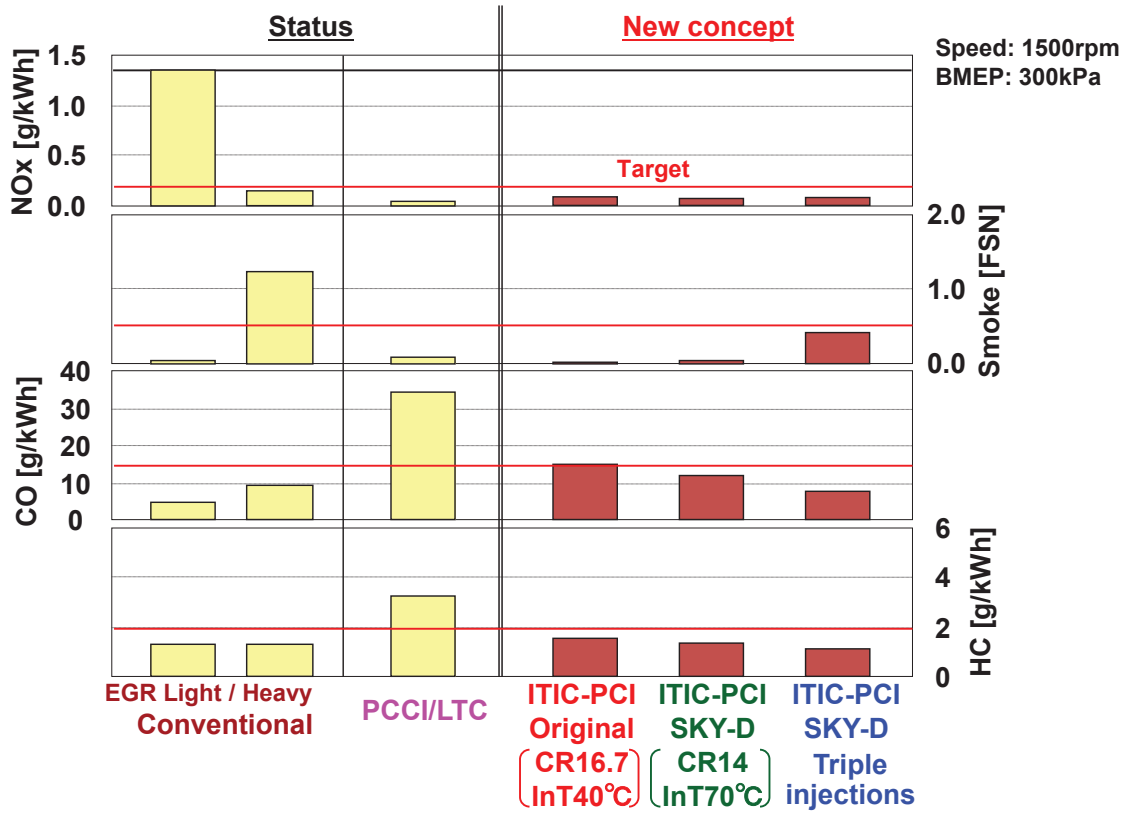


図 3-29 ITIC-PCI コンセプトによる排気低減のまとめ

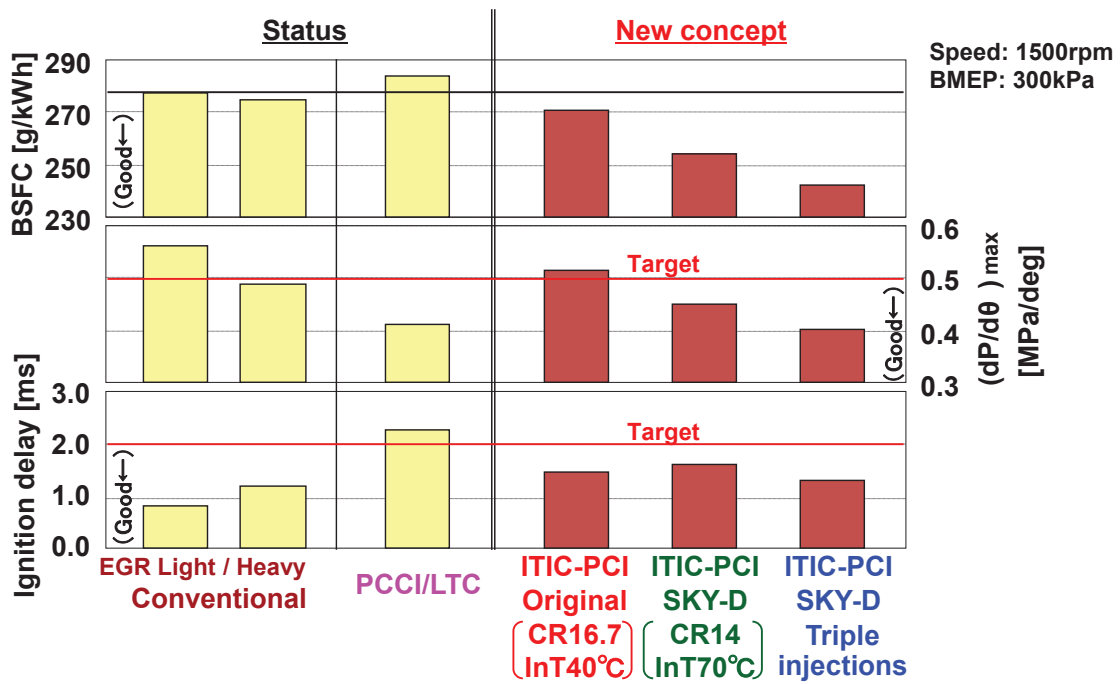


図 3-30 ITIC-PCI コンセプトによる燃費低減のまとめ

第4章 予混合型燃焼の着火時期制御

4.1 はじめに

前章で検討した ITIC-PCI 燃焼コンセプト（以下 PCI 燃焼）によって、排気と燃費の有効な低減を達成した。しかしながら PCI 燃焼は、過渡運転などでの筒内状態の変動によって着火時期が変化しやすく、着火時期の変化は排気、燃費、および燃焼音などの諸性能に大きな影響を及ぼす。このため PCI 燃焼を量産エンジンで実用化するためには、筒内状態の変動に対して諸性能が影響を受け難くするロバスト性改善が課題となる。

ロバスト性改善のためには着火時期の制御が有効である。着火時期の制御手法として筒内圧力センサー(CPS)を用いたフィードバック制御が提案されている⁽¹⁾。しかしながらこのような制御では CPS のコスト増加に加え、着火時期の目標値と実値の差を検知してからの制御となるために過渡追従性が懸念される。遅れを伴わないフィードフォワード制御として、燃料噴霧の発達と混合気形成および低温&高温酸化反応までを物理モデルで考慮して着火遅れを予測する手法が提案されている⁽²⁾。しかしながら、このような制御ではモデルが複雑で計算容量が大きくなるため Engine Control Unit (ECU) への搭載性が問題になる。一方、実験計画法 (DOE) ⁽³⁾に基づく計測データから統計モデルを構築する Model Based Calibration(MBC)が一部で実用化されている⁽⁴⁾。しかしながら、限られた計測データから構築した統計モデルで、実走行シーンの幅広い条件に対応して、非線形性の強い着火遅れを精度良く予測することは難しい。

本章では SKYACTIV-D エンジン⁽⁵⁾において PCI 燃焼を実用化するため、排気、燃費、および Noise の各性能についての、筒内状態の変動に対するロバスト性改善に取り組む。図 4-1 に SKYACTIV-D エンジンシステムにおける PCI 燃焼コンセプトを示す。本章ではこの図における性能のロバスト性に関する項目を検証する。初めに、近接多段噴射によって PCI 燃焼の素性としてロバスト性改善を図る。次にオンボードで作動が可能な着火時期制御システムを構築する。着火遅れは Arrhenius 型の実験式⁽⁶⁾の拡張と Livengood-Wu 積分⁽⁷⁾、および実験計画法 (DOE) ⁽³⁾によるモデル定数の最適化を組合せた物理的要因を考慮したモデルにより予測し、この予測値に基づいて燃料噴射時期を操作して、狙いの着火時期となるようにフィードフォワードで制御する。この制御システムを ECU へ実装し、過渡運転条件でのオンボードでの着火時期制御について検証する。

4.2 実験方法

本研究で用いる SKYACTIV-D エンジン⁽⁵⁾の主要諸元を表 4-1 に示す。なお、着火時期の定義は、筒内圧力計測の発生率解析から検出される熱炎着火時期としている。また着火遅れ期間の定義は噴射開始から着火までの期間とし、三段噴射の場合は最も噴射量が多い 2 段目の噴射開始から着火までの期間としている。三段噴射ではピエゾ駆動式高性能インジェクターを用いて、先頭段噴射の噴霧を燃焼室キャビティ内に捕えてかつ最終段噴射を着火までに完了させる近接の三段噴射としている。

4.3 多段噴射によるロバスト性改善

PCI 燃焼における排気、燃費、および Noise の諸性能が筒内状態の変動から受ける影響、すなわちロバスト性について調査する。三段噴射と単段噴射の PCI 燃焼について、表 4-1 に示した定常での中心条件から、筒内状態の変動を想定して吸気酸素濃度%を±3 ポイント変動させた場合の諸性能の変化につい

て調査した実験結果を図 4-2 に示す。実験は定常運転で行った。諸性能の変化の目安として従来の拡散型燃焼が同様の評価で影響を受ける変化幅を目標レンジとして表記している（諸性能の絶対値は PCI 燃焼と拡散型燃焼では異なる）。図 4-2 において、単段噴射の場合には吸気酸素濃度の増減に対して熱発生率形状、諸性能ともに大きな影響を受けており、上限・下限ともに目標レンジを外れてしまった。特に Noise や燃費など、実走行シーンでのドライバビリティや違和感が問題になる項目への影響が大きい。これに対して三段噴射を用いることで、熱発生率の形状、特に最大値の変化が小さくなり、排気、燃費、Noise の諸性能についての変化幅も小さくすることができた。これは前章の CFD 結果から分かるように、三段噴射では単段噴射と比べて噴霧混合気の均一性が低く、このために着火遅れ期間の変動に対して混合気状態が受ける変化の感度が鈍くなるためだと考えられる。三段噴射を用いることで一定のロバスト性改善は見られたが、しかしながら、Noise、燃費、HC、および CO の変化幅は依然として目標レンジに収まっていない。

4. 4 着火時期制御によるロバスト性改善

次に、三段噴射を前提にして、吸気酸素濃度が増減した際にも中心条件と同じ着火時期が維持できるように手動で噴射時期を調整した場合結果を、同じく図 4-2 に示す。噴射時期の調整は 3 段全ての噴射時期を一斉に動かしている。その結果、吸気酸素濃度の変動に対して熱発生率の形状（最大傾き・高さなど）は殆ど影響を受けなくなった。これに伴い Noise、燃費、HC、および CO の変化幅を目標レンジ内にまで小さくできることが確認できた。なお、この際に Smoke の変化幅は増加傾向となるが、この項目は実走行シーンでのドライバビリティや違和感への影響は小さく、過渡における一時的な変化として許容範囲内にある。

以上より、PCI 燃焼の課題であった、筒内状態の変動に対する諸性能のロバスト性を改善に関して、近接多段噴射の採用、および噴射時期の操作による着火時期制御が有効な手段となることが分かった。

4. 5 着火時期制御システムの構想

これ以降では、PCI 燃焼での諸性能のロバスト性を改善するための、着火時期制御システムを構築する。システム構築は以下の方針で進める。

- ①モデルベースでの着火時期予測に基づくフィードフォワード制御とする。
- ②幅広い条件への適用性や他機種エンジンへの一般展開性を得るため、できる限り物理法則に基づいたモデルを用いる。
- ③量産エンジンの ECU への実装によるオンボード制御が可能な計算容量とする。

この方針に基づき、筒内の状態量から着火遅れ期間を予測するモデルと、この予測モデルに基づいて狙いの着火時期となるように噴射時期を調整する制御モデルから構成されるシステムを構築する。

4. 6 着火遅れ予測モデルの構築

物理モデルの概念を持ちながらかつシンプルな着火遅れ予測モデルの構築を試みる。定容燃焼器におけるディーゼル噴霧の着火遅れ期間は総括的な化学反応則を表したアレニウス型の実験式(1)で予測できることが知られている^(6,8)。また、着火遅れ期間中に圧力や温度の変化を伴う場合には式(1)の τ を式(2)のように積分することで着火遅れ期間を予測できることが知られている⁽⁹⁾。なお、式(1)は化学反応を考慮した経験的な式であり厳密な理論を示しているものではなく、また右辺の次元も経験的な定数によって決定されるため、左辺と右辺で次元は一致していない。

$$\tau = A\phi^B P^C \exp(D/T) \quad \dots (1)$$

$$\int_{t_{inj}}^{t_{ign}} \frac{1}{\tau} dt = 1 \quad \dots (2)$$

ここで、

- | | |
|--------------------|----------------------|
| τ : 着火遅れ[s] | A, B, C, D : モデル定数 |
| ϕ : 混合気当量比[-] | t_{inj} : 噴射開始時期 |
| P : 代表圧力[Pa] | t_{ign} : 着火時期 |
| T : 代表温度[K] | |

式(1)を実用エンジンのオンボード着火時期予測に応用するためには、混合気の状態量（当量比 ϕ 、圧力 P 、温度 T ）を、エンジン制御で扱うことが可能なパラメータで表現する必要がある。そこでエンジン筒内での ϕ 、 T 、 P に関する影響因子で、かつオンボードエンジン制御で扱うことが可能なパラメータについて、現象論的な考察から描いた機能系統図を図4-3に示す。この図4-3に基づいて式(1)を拡張することによって式(3)を構築した。

$$\tau = aP_{cyl}^b [O_{2cyl}]^c P_{inj}^d Q_{inj1}^e Q_{inj2}^f Q_{inj3}^g \exp(h/T_{cyl}) NE^i \quad \dots (3)$$

ここで、

- | | |
|------------------------|---------------------|
| τ : 着火遅れ[s] | Q_{inj1} : 一段目噴射量 |
| P_{cyl} : 筒内平均圧力[Pa] | Q_{inj2} : 二段目噴射量 |
| T_{cyl} : 筒内平均温度[K] | Q_{inj3} : 三段目噴射量 |
| $[O_{2cyl}]$: 筒内酸素濃度 | NE : エンジン回転数 |
| P_{inj} : 燃料噴射圧力 | $a \sim i$: モデル定数 |

当量比 ϕ への影響因子として各段の噴射量(Q_{inj1} , Q_{inj2} , Q_{inj3})、噴霧のペネトレーションに影響する噴射圧(P_{inj})、ガス側の流動に影響する回転数 (NE)、ガス側の酸素量として筒内酸素濃度 ($[O_{2cyl}]$) を用いる。筒内ガスの平均温度 T_{cyl} 、平均圧力 P_{cyl} については、ピストン圧縮に加えてガス成分による比熱、シリンダ壁面との熱交換、残留ガスを考慮したサブモデルを構築して入力因子とした。

構築した式(3)のモデル定数 $a \sim i$ は実機テストの計測結果の統計処理により決定する。入力因子の

各々の変動範囲は市場での様々な走行シーンを内包するよう、図 4-4 左側に示すように設定し、また複合要因を考慮できるよう実験計画法 (DOE) ⁽⁹⁾に基づき計測条件を準備した。モデル定数の最適化には粒子群最適化法 (PSO) ⁽¹⁰⁾を用いた。以上のように構築した着火遅れ予測モデルの予測精度を図 4-4 右側に示す。88%の条件において 1.0deg.CA 以内の誤差で予測可能であることを確認した。

4. 7 フィードフォワード制御モデル

次に上記で構築したモデルで予測した着火遅れ期間に基づいて噴射時期を調整して着火時期を目標値に制御するための、フィードフォワード制御システムを構築する。制御システムのフローチャートを図 4-5 に示す。図より、現在の運転状態から仮の噴射時期を決定し、着火遅れ予測モデルによる着火遅れを基に着火時期を算出する。次に狙いの着火時期と予測値の差分から噴射時期を調節することにより着火時期を制御する。この際には狙いの着火時期に予測値が収束するようにループ演算を行う。

4. 8 過渡運転条件におけるオンボード着火時期制御の検証

構築した着火遅れ予測モデルに基づくフィードフォワード着火時期制御システムを ECU に実装して、過渡運転条件でのエンジン実験においてオンボードでの着火時期制御性を検証する。図 4-6 上段に示すように回転数は 1500rpm 一定で、燃料噴射量を 5 から 15mm³/stroke にステップ変化させた条件で検証実験を行った。結果を図 4-6 中段に示す。着火時期制御無しの場合のステップ後の燃料噴射時期は、定常状態で目標着火時期が得られる噴射時期である。着火時期制御無しの場合、ステップ変化直後には 4deg.CA 程度の過早着火となり、着火時期が定常値に収束するまでに約 60 サイクルを要している。この間、最大圧力上昇率、燃焼音ともにステップ後の定常値に対して悪化側にオーバーシュートしている。

一方、着火時期制御を行った場合は、ステップ変化直後に主噴射時期を一旦遅角させ、その後は徐々に進角させる操作により、着火時期を概ね一定の値に収めることができている。図 4-7 に代表時刻 A~D における熱発生率を示すが、着火時期制御によってステップ変化後も着火時期と熱発生をほぼ一定に制御できていることが確認できる。この際、図 4-6 下段のサブモデルの予測値によれば、今回のステップ変化条件においては、ターボラグによる筒内圧力の上昇遅れが 20 サイクル程度、EGR のガス組成収束とガス輸送に起因する筒内酸素濃度安定化までの過渡遅れが 60 サイクル程度あることが分かる。筒内温度は上記の EGR の遅れに伴うガス成分の比熱比の変化と、燃料噴射量増加後に筒内壁面温度が遅れて上昇することによる受放熱の過渡変化の影響を受けた履歴となる。このような複合要因を考慮したモデルによる着火遅れ予測と、その予測値に基づいたフィードフォワード制御によって燃料噴射時期の操作が行われている。

以上の着火時期制御によって、図 4-6 中段の示すように、最大圧力上昇率のオーバーシュートを防止して、燃焼音の悪化を効果的に低減できている。また、図示有効圧力 IMEP については着火時期制御時においても燃料噴射量に従った特性を得ている。以上より、着火時期制御によって、ドライバーのアクセル操作に応じたトルク特性を燃焼音悪化による違和感無く提供可能となることを確認した。

4.9 まとめ

ITIC-PCI 燃焼を量産エンジンで実用化するための課題であった，筒内状態の変動に対する諸性能のロバスト性の改善に取り組んだ．これにより，以下の知見を得た．

- (1) ITIC-PCI 燃焼において筒内状態の変動に対する諸性能のロバスト性を改善するためには，近接多段噴射による混合気均一性の低下，および着火遅れ期間の変動に応じて噴射時期を調整する着火時期制御が有効である．
- (2) 筒内ガスの平均温度 T_{cyl} ，平均圧力 P_{cyl} に加えて，混合気のリッチ部の当量比 ϕ を支配する噴霧混合気形成に関わる因子を入力項として拡張した Arrhenius 型の実験式，実験計画法による統計的なモデル定数の決定，および Livengood-Wu 積分によって，ITIC-PCI 燃焼の着火遅れ期間を十分な精度で予測可能である．
- (3) 上記モデルによる着火遅れ期間の予測に基づいたフィードフォワード型の着火時期制御システムを ECU に実装することで，本 PCI 燃焼の過渡運転条件において，オンボードでの適切な着火時期制御が可能である．

参考文献 (第4章)

- (1) Hasegawa, M., et al. : Study on Ignition Timing Control for Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor, SAE paper, No. 2006-01-0180
- (2) 中山 茂樹, ほか: 筒内物理状態に基づくモデルベース燃焼制御の開発, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, p.65-70 (2007)
- (3) Guerrier, M., et al.: The Development of Model Based Methodologies for Gasoline IC Engine Calibration, SAE paper, No2004-01-1466
- (4) 吉田 元則, ほか: 直噴ディーゼルエンジンにおけるモデルベースキャリブレーションの適用, マツダ技報, No.24, p.165-168 (2006)
- (5) T. Sakono, E. Nakai, M. Kataoka, H. Takamatsu and Y. Terazawa: MAZDA SKYACTIV-D 2.2L Diesel Engine, 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, p.943-965, (2011)
- (6) Wolfer, H.H., Ignition lag in diesel engines, VDI-Forschungsh, p.9-392 (1938)
- (7) 居倉 伸次, 角田 敏一, 広安 博之: 定容燃焼器における燃料噴霧の着火遅れ, 機械学会論文集, No41-345, p.1559-1568, (1975)
- (8) 小堀 繁治, 神本 武征: ディーゼル機関の着火遅れに及ぼす雰囲気条件, 噴射条件および燃料性状の影響, 機械学会論文集, B編, No.65-631, p340-346 (1999)
- (9) Livengood, J.C., and Wu, P.C.: Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines, 5th International Symposium on Combustion, p.347-356, (1955)
- (10) Kennedy. J., et al. : Particle Swarm Optimization, The1995 IEEE International Conference on Neural Network, vol.IV, p.1942-1948, (1995)

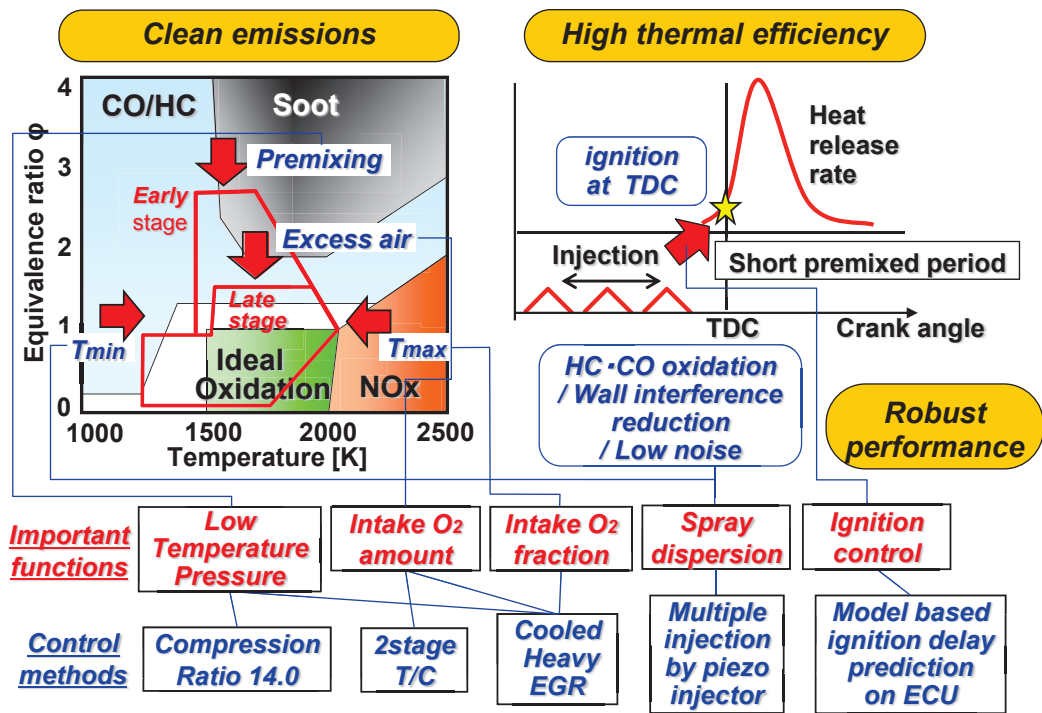


図 4-1 ITIC-PCI コンセプトの SKYACTIV-D エンジンシステムへの適用

表 4-1 SKYACTIV-D エンジンシステム諸元

Displacement (cm ³)	2188
Bore X Stroke (mm)	Φ86 × 94.2
Compression Ratio	14.0
Fuel Injection System	Common Rail System Denso G3 Piezo
Max. Injection Pressure (MPa)	200
Nozzle	10hole 1112cc/min. Mini-Sac
EGR System	High Pressure Route Hot and Cooled
Turbocharger System	Serial Sequential 2Stage Fixed Geometry Honeywell GT17/GT12

表 4-2 試験条件

Combustion type	Conventional diffusive combustion	PCI Single injection	PCI Triple injections
Intake O2 [vol. %]	16.3	13.8	
Air excess ratio [-]	1.9	1.5	
Intake gas pressure [kPa abs]	109	105	
Intake gas temperature [°C]	70		
Injection pressure [MPa]	70		
Engine speed [rpm]	1500		
BMEP [kPa]	300		

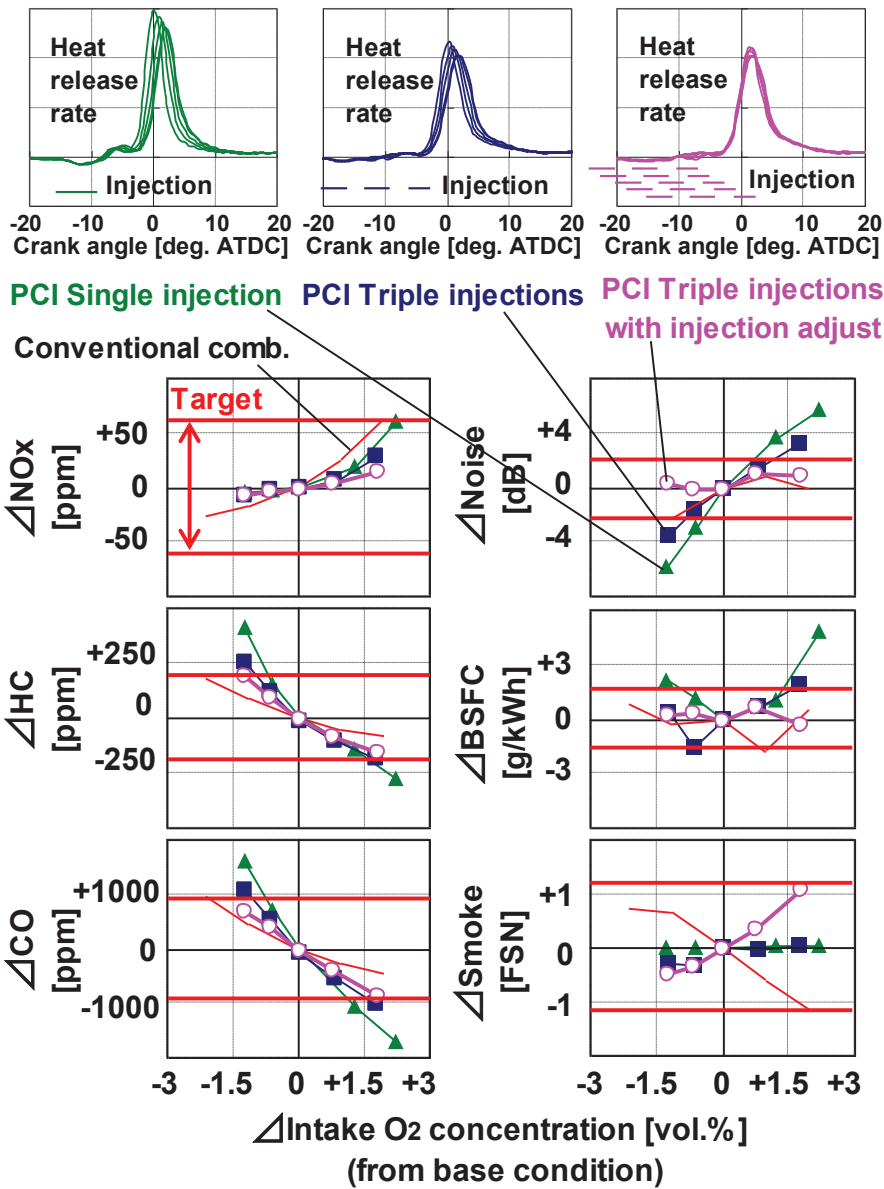


図 4-2 多段噴射と着火時期制御による各性能の変動抑制効果

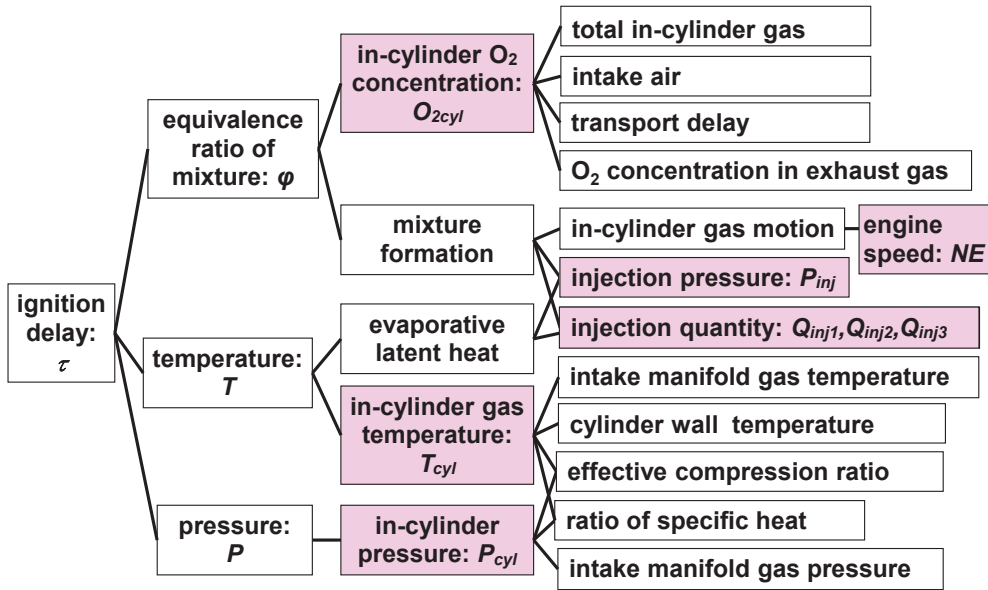


図 4-3 着火遅れモデル式拡張のための着火遅れ期間の制御因子機能系統図

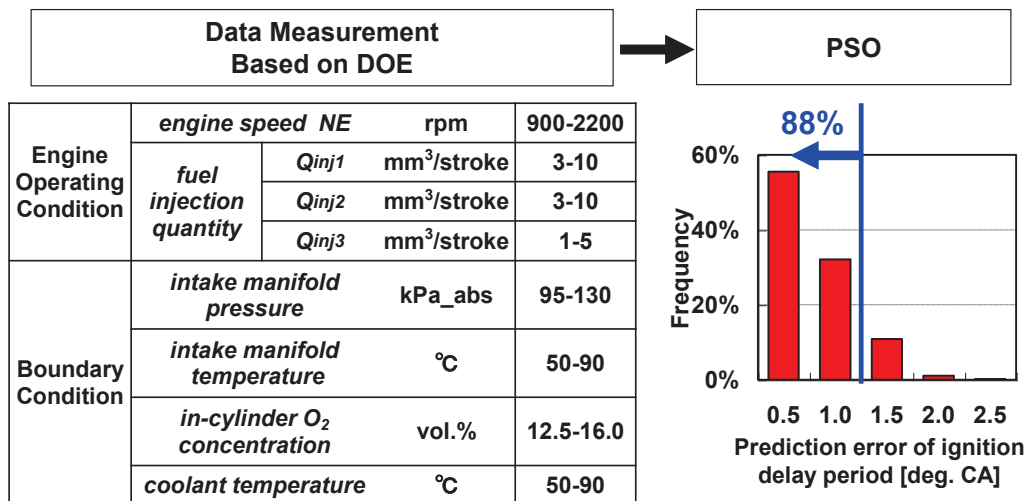


図 4-4 実験計画法における計測条件と着火遅れモデルの予測精度

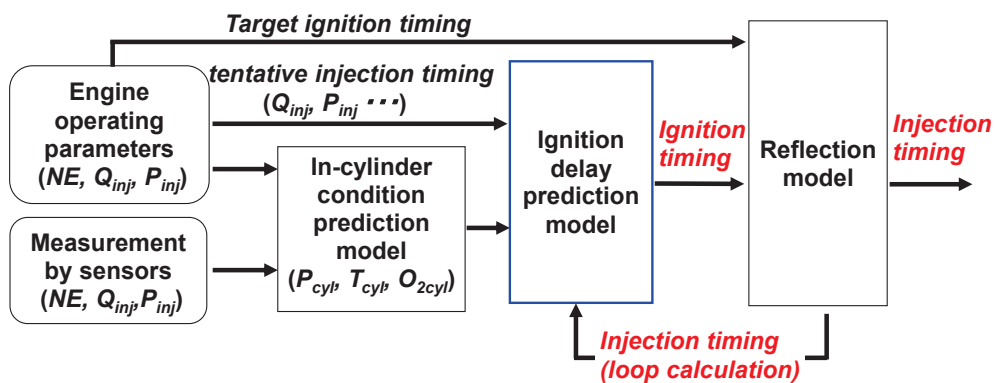


図 4-5 着火遅れ期間予測に基づくフィードフォワード型着火時期制御のフロー

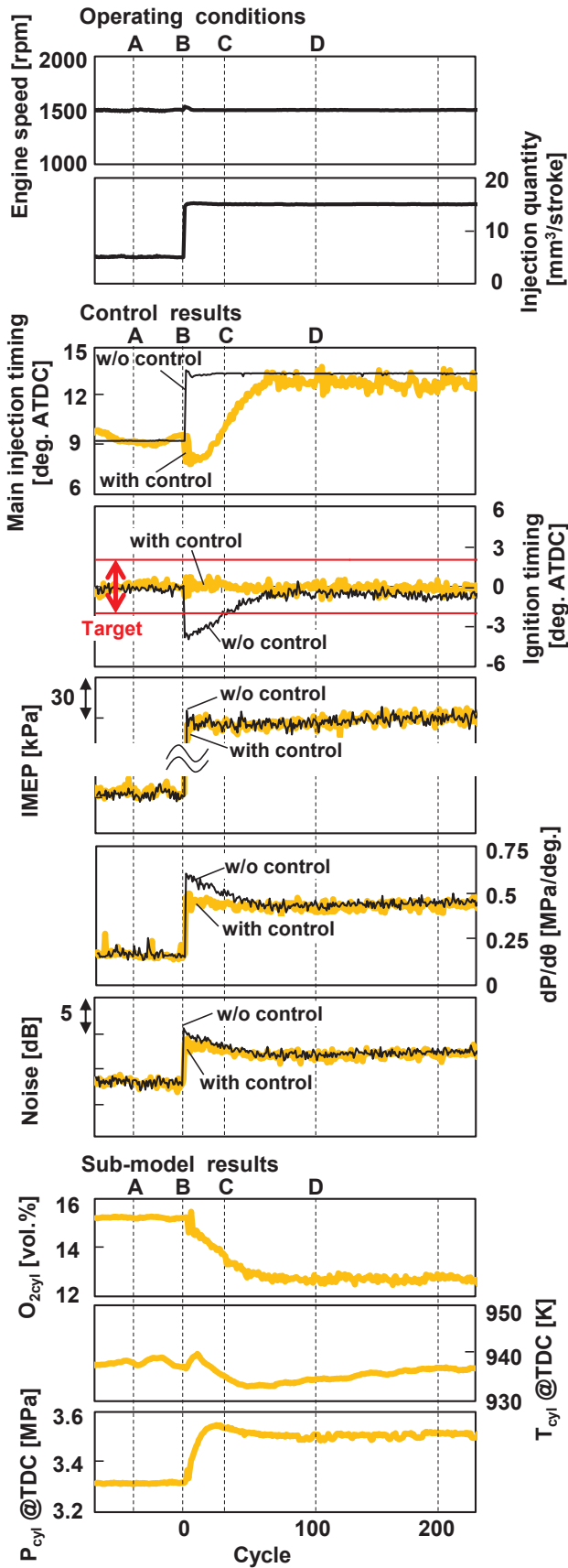


図 4-6 実機過渡ステップ運転におけるモデルベース着火時期制御の検証結果

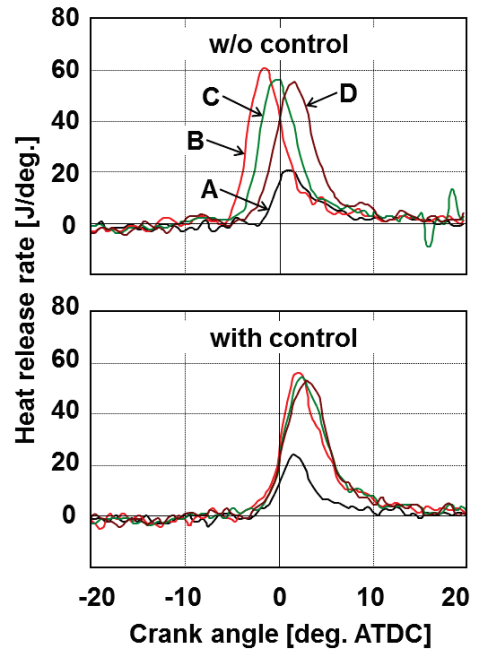


図 4-7 実機過渡ステップ運転における熱発生率プロフィールに及ぼすモデルベース着火時期制御の検証結果

第5章 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費の低減

5. 1 はじめに

第3章と第4章で検討した、予混合型（PCI）燃焼の適用範囲は軽負荷域に限られる。このため中高負荷域の従来の拡散型燃焼における排気と燃費の低減が、依然として課題である。この領域において混合気 ϕ - T マップ分布と着火・熱発生率を理想状態に近づけるために期待される制御手段に、燃焼室内流動の最適化がある。そこで本章では、特に燃焼室内での縦渦流動の効果に着目して、これによる排気と燃費の低減について検討する。

5. 2 燃焼室内の縦渦強化によるNO_x低減（EVVCコンセプト）

ディーゼル燃焼で問題となるNO_xは主にサーマルNOである。サーマルNOを低減する手法には、EGRや希薄燃焼に代表される「最高火炎温度を低下させる手法」と、他方「高温の既燃ガスを冷却する手法」がある。ここでは後者に着目する。炭化水素燃料の均質燃焼におけるサーマルNOの生成特性を拡大Zeldovich機構で解析した研究例⁽¹⁾を図5-1に示す。サーマルNOは高温多く生成されるがその生成速度は緩慢であり、温度が低下すると更に極端に緩慢になる。一方、図5-2のように、実際のディーゼル燃焼においては熱発生終了後に噴霧先端部に停滞する高温既燃ガスから多くのNO_xが発生している⁽²⁾。従って、この高温既燃ガスを素早く拡散して冷却することでNO_xの生成量を低減できると考えられる。噴霧単体での計算解析においては、噴射期間を延長して非定常噴霧を定常噴霧に近づけた場合に噴霧先端部の高温部が拡散によって冷却されるため、燃料噴射量当たりのNO_x生成量を低減できることが報告されている⁽³⁾。本節では、高温既燃ガスの冷却手段として燃焼室内の縦渦の利用を試みる。初めにコンセプトを示し、次に燃室内での縦渦の有無の違いが分かるように単純化したピストン燃焼室を用いてCFD解析によるコンセプトの検証を行う。更に、縦渦生成メカニズムとその制御因子を見出して縦渦の強化を図り、実機性能試験によりNO_x低減効果を検証する。

5. 2. 1 燃焼室内の縦渦によるNO_x低減の考え方

燃焼室内の縦渦流動を利用して噴霧先端部の高温既燃ガスを冷却するコンセプトの概要を図5-4に示す。ラウンド型の断面形状を持つピストン燃焼室に指向性の強い噴霧を入射して初期流動を作り、燃焼時の混合気の体積膨速により流れを加速させながら、ラウンド型の燃焼室の壁面に沿わせて発達させることで強い縦渦流動を形成する。一方で、部分負荷でのディーゼル燃焼では、燃焼室中央部に低温の余剰空気が存在する。強い縦渦流動によって噴霧先端部高温の既燃ガスを低温の余剰空気中に拡散させることで、既燃ガスの冷却を図る。燃焼時の体積膨張を利用して縦渦流動を形成することから、この手法をEVVC（Expansive Vertical Vortex Combustion）コンセプトと称している。なお、本研究における縦渦の定義は、図5-4に示すように、水平方向の回転軸を持つスケール大きい渦流れである。

5. 2. 2 供試エンジンと評価運転条件

実機試験およびCFD解析の境界条件設定に用いるコモンレール式直噴ターボディーゼルエンジンの諸元、および評価する運転条件について表5-1に示す。圧縮比は18.3、ノズル噴孔径は ϕ 0.15mmを用いる。評価運転条件として選定した2000rpm・BME・P600kPaは、車両での認証モード走行において多用する代表的な中負荷条件である。

5. 2. 3 CFD解析ツール

CFD解析ツールには、脇坂らが開発したエンジン用熱流動解析コードGTT⁽⁴⁾を用いる。本コードには以下のサブモデルが組み込まれている。噴霧モデルには液滴の分裂・衝突・合体、噴霧の壁面衝突・液膜形成、液滴・液膜の蒸発を考慮した離散液滴モデル(DDM)を用いる。着火モデルにはArrhenius式を積分する方法⁽⁵⁾を用い、燃焼モデルには当量比依存型総括反応モデル⁽⁶⁾と化学反応と乱流混合の各特性時間を考慮するモデル⁽⁷⁾を組み合わせている。また簡易的なサーマルNO生成モデル⁽⁸⁾も備えている。CFD解析の計算精度を検証する。図5-5は供試エンジンに搭載しているインジェクターを用いて圧力容器内に噴射した噴霧単体での到達距離(ペネトレーション)の計測結果とCFD解析結果を比較しており、良好な一致を確認できる。次にボトムビュー式可視化エンジン(インジェクターノズル諸元、評価運転条件は表5-1とは異なる)による燃焼の可視化画像とCFD解析による噴霧および1500K以上の高温部分を比較している。噴霧のスワール下流側から着火する様子やスキッシュ領域に火炎(高温部)が広がる様子をCFD解析は概ね捉えている。図5-7には表5-1に示した供試エンジンでの評価運転条件における熱発生率とNO_xについての実機試験結果とCFD解析結果を比較している。熱発生率プロフィールに関して両者は概ね一致しており、後に比較するピストン燃焼室形状が異なる場合のNO_xの相対変化も良く再現している。以上より、本CFD解析ツールは、本節での検討に際し十分な計算精度があることを確認した。

5. 2. 4 燃焼室内の縦渦による既燃ガス冷却効果の検証

本燃焼コンセプトでの燃焼室内の縦渦による既燃ガス冷却効果を検証するために、図5-8に示す2種のピストン燃焼室を用いる。R型燃焼室はラウンド型の壁面に噴霧を斜めに入射させることで燃焼室内での縦渦の形成を狙ったものである。一方、P型燃焼室はパンケーキ型であり縦渦が形成されにくい形状としている。表2に示した供試エンジンと運転条件(2000rpm 中負荷)において、2つの燃焼室内の様子をCFD解析によって比較した結果を図5-9に示す。代表断面での噴霧&燃料蒸気分布、気流の速度ベクトル分布、および温度分布を示している。

(a)ATDC8deg.は燃焼初期である。着火遅れ期間に形成された可燃混合気的一端で着火が起こり、これによる局所高温部が確認できる。速度分布においてはこの着火領域から噴霧下流方向への強い流れが発生している。この時点ではR型とP型の燃焼室間に大きな違いは見られない。(b)ATDC10deg.は燃焼中期である。リップ径が小さいR型燃焼室では前述の強い流れが壁面に沿って回り込み縦渦を形成し始めている。一方P型では強い流れが壁面と底面の角付近に到達している。この時、両燃焼室とも燃焼室中央部には余剰空気による低温領域が存在している。

(c)ATDC15deg.は燃焼後期である。R型燃焼室では低温領域が存在する燃焼室中心部にまで縦渦が回り込んでおり、これによる既燃ガスの拡散が進み、狙い通り縦渦による高温既燃ガスの冷却効果が得られている。一方で、P型では縦渦は形成されていないため、既燃ガスの高温領域が停滞したままである。縦渦による既燃ガス冷却効果について更に検証を進める。図5-10に平均断熱火炎温度の履歴を示す。これは熱発生が起っている計算セルのみで熱発生に関わるガスの断熱火炎温度を平均した値である。また、図5-11には2000K以上の高温領域が筒内全体に占める体積割合の履歴を示す。図5-10よりATDC10~15deg.の期間においては両燃焼室において正に熱発生が起っている部分での断熱火炎温度は同等で

あるにも関わらず、図 5-11 より局所高温領域は R 型燃焼室の方が P 型燃焼室よりも小さくなっている。また、その差を生じ始める ATDC10deg.は R 型燃焼室で縦渦が形成され始める時刻とも一致する。以上のことから、R 型燃焼室においては縦渦による既燃ガスの冷却が起こっていることが裏付けられる。次に、R 型燃焼室と P 型燃焼室を用いた実機試験での検証を行う。CFD 解析と同じく表 5-1 の提試エンジンと評価条件における、熱発生率の結果を図 5-12 に NO_x 排出量の相対比較結果を図 5-13 に示す。熱発生率のピークは R 型燃焼室の方がやや高く、R 型燃焼室の燃焼が活発であるにも関わらず、R 型燃焼室では NO_x の排出量が低下することを確認した。以上より、実機試験においても、縦渦の高温既燃ガス冷却効果による NO_x 低減効果が検証された。

5. 2. 5 燃焼室内の縦渦形成メカニズムと縦渦強化のための制御因子

本節では、R 型燃焼室において縦渦が形成されたメカニズムについて調査し、その制御因子を明らかにして、縦渦の更なる強化への指針を見出すことを試みる。図 5-14 に、R 型燃焼室での縦渦形成過程についての非燃焼場と燃焼場を比較した CFD 解析結果を示す。図のように非燃焼場においても縦渦は形成されるものの、燃焼場と比べてその強度は弱い。つまり、燃焼場での R 型燃焼室に見られる強い縦渦は、噴霧の運動エネルギーによる流動が、燃焼での体積膨張によって加速されたものであることが解かる。この際の縦渦形成メカニズムのイメージを図 5-15 に示す。予混合期間に形成された可燃混合気的一端から着火して燃焼による体積膨張が起こる過程で、噴霧の上流側からは後続の噴霧が押し寄せ、またシリンダーヘッドと燃焼室リップ部分が壁となるため、燃焼による膨張が燃焼室壁面沿って進んで強い縦渦流動が形成されると考えられる。従って、縦渦を強化するためには、貫徹距離が強く、縦渦の成長方向に細長い可燃混合気分布を形成する指向性の強い噴霧で、かつ燃焼が悪化しない範囲で噴霧とシリンダーヘッドとの隙間が小さい方が好ましいと考えられる。また、燃焼室壁面の断面形状は円に近いラウンド形状として流れがより回り込み易くするのが好ましいと考えられる。

5. 2. 6 縦渦強化による NO_x 低減効果の検証

前節で検討した縦渦強化のための制御因子に基づき、噴霧諸元と燃焼室諸元を最適化して縦渦の強化を図った際の CFD 解析結果を図 5-16 に示す。Case1 はベース仕様である。Case2 は噴霧諸元最適化（噴孔軸コーン角拡大、噴霧広がり角縮小、貫徹力強化）により縦渦を強くした仕様である。Case3 は、Case2 の噴霧に加えて燃焼室形状最適化（燃焼室のラウンド形成の真円化と最大径の縮小）を行い更に縦渦を強くしている。Case1,2,3 の順に縦渦が強化され、それに伴って高温の既燃ガス冷却が促進されることが確認できる。

この際の平均断熱火炎温度と局所高温領域割合の履歴を図 5-17 に示す。平均断熱火炎温度は Case1 で燃焼初期にやや低く Case2 と 3 は同等となった。これに伴い局所高温領域割合は燃焼初期に Case1 でやや低くなるが、燃焼中～後期にかけては縦渦が強い順に高温領域は小さくなっており、縦渦の強化によって既燃ガスの冷却が促進されたことが確認できる。

この縦渦強化による NO_x 低減効果について実機試験による検証を行った。熱発生率の結果を図 5-18 に示す。Case1 に対して Case2 と 3 では熱発生率ピークが高くかつ燃焼期間が短くなっており、縦渦によって燃焼が活発になったことが解かる。図 5-19 に NO_x 排出濃度の結果を示す。Case1, 2, 3 と縦渦の強化に伴う NO_x の低減効果を確認した。熱発生率の結果から燃焼の強化によって燃焼はむしろ活発に

なっており、この NO_x 低減効果が、縦渦による既燃ガス低減によるものであることが示唆される。一方で、縦渦の強化によって壁面での熱伝達率が大きくなることによる冷却損失の増加が懸念される。また、縦渦による高温既燃ガスの冷却効果が壁面での冷却損失によるものではないかという懸念が生じる。そこで、図 5-20 に壁面熱伝達を無くした段熱状態での CFD 解析を行い、冷却損失がある通常の場合と縦渦強化による NO_x 変化の傾向を計算した。その結果、断熱条件の場合は NO_x の排出量が一律増加するものの、縦渦強化による NO_x 低減の傾向は冷却損失がある場合と同等であった。この結果から、縦渦強化による NO_x 低減は冷却損失によるものではないことが確かめられた。

次に Smoke の排出濃度についての実機試験結果を図 5-21 に示す。Case1 に対して Case2 と 3 は何れも Smoke の排出が低減された。これは熱発生率に見たように縦渦強化によって燃焼が活発になったこと、および縦渦による既燃ガスと余剰空気の混合が Soot の酸化が促進されたことによるものだと考えられる。

最後に熱効率の検証を行う。図 5-22 に示した図示熱効率の実機試験結果において、Case1 に対して Case2 では 1 ポイント近く改善し、Case2 から Case3 では僅かに悪化した。また図 5-23 に示した壁面からの冷却損失の CFD 解析結果においては、Case1, 2, 3 と縦渦の強化に伴う熱伝達率の増大のために冷却損失は悪化した。一方、図 5-18 に示した熱発生率の実機試験結果において、Case1 から Case2 では燃焼期間が大きく短縮され、Case2 から Case3 での燃焼期間の短縮は見られなかった。これらの結果より、Case1 から Case2 では縦渦の強化による燃焼活発化で燃焼期間が短縮された効果が冷却損失悪化の影響を上回ったため図示熱効率が改善され、一方 Case2 から Case3 では縦渦は強化されたものの燃焼期間への影響は殆どなく、冷却損失悪化の増加のために図示熱効率が僅かに悪化したと考えられる。

5. 2. 7 燃焼室内の縦渦強化による NO_x 低減 (EVVC コンセプト) のまとめ

燃焼室内の縦渦による NO_x 低減を狙った EVVC (Expansive Vertical Vortex Combustion) コンセプトについて、CFD 解析による機能検証と実機試験による効果検証を行い、以下の知見を得た。

- (1) 燃焼室内の縦渦によって、噴霧先端部の高温既燃ガスを燃焼室中央部に存在する低温の余剰空気中に拡散させることで、高温既燃ガスを早期に冷却できる。サーマル NO の生成速度は緩慢なため、この縦渦による高温既燃ガスの冷却によって NO 生成量が抑制できる。
- (2) 貫徹力の強い噴霧をラウンド型燃焼室の壁面沿いに入射させることで、噴霧の運動エネルギーによって燃焼室壁面に沿った流れを形成できる。更に燃焼時の体積膨張によってこの流れを加速することで、強い縦渦が形成できる。
- (3) 縦渦の強化は壁面境界層での熱伝達率増加による冷却損失の悪化を伴う。しかしながら、縦渦の強化によって燃焼が活発になり燃焼期間が短縮される効果が冷却損失の悪化を上回る場合には図示熱効率は改善傾向となる。縦渦を強化しても燃焼期間が有意に短縮されない場合には冷却損失の悪化のために熱効率が低下する。

5. 3 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費の低減 (Egg シェイプ燃焼室コンセプト)

前述の EVVC コンセプトは高圧縮比 18.3 の供試エンジンで実施した。しかしながら、前章までに検討した予混合型 (PCI) 燃焼を軽負荷域で実用化するためには低圧縮比化は必須要件であり、中高負荷の拡散型燃焼での排気と燃費の低減手法にも低圧縮比エンジンへの適用が求められる。低圧縮比エンジンではピストン燃焼室の容積を大きくするため燃焼室径が必然的に大きくなる。また、低圧縮比エンジンではインジェクターノズル技術の向上で可能になった噴霧微粒化に優れる小孔径ノズルの使用が前提となる。しかしながら、これらは何れも図 5-16 に示した EVVC コンセプトでの燃焼室および噴霧の設計方針と合致しない。

そこで本節では、低圧縮比 14.0 の供試エンジンを用いて、燃焼室形状の工夫による強い縦渦の形成を試みると同時に、縦渦に期待する機能の拡張を図る。初めにコンセプトを示し、次に、二次元ピストン燃焼室と圧力容器を用いた噴霧挙動の計測解析から縦渦に期待する機能について検証する。その後、CFD 解析によるエンジン燃焼計算においてコンセプトの有効性を検証し、最後に実機エンジン試験により性能改善効果を確認する。

5. 3. 1 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費低減の考え方

本研究で取り組む燃焼室コンセプトの概略を図 5-24 に示す。燃焼室に沿った燃料噴霧の流れに対して、①燃料噴霧が壁面上の衝突点から燃焼室の底面に向かって流れる初期段階と、その後②燃焼室の底面を経由してシリンダ中央部へ向って流れる中期段階、最後に③シリンダ中央部からスキッシュエリアへ向う後期段階に分けて示している。初期段階においては、噴霧の衝突部と燃焼室の側壁の曲率を工夫することで、リッチ混合気が最も停滞しやすくなる燃焼室の底面に向けて強い流れを形成し、リッチ混合気が局所に停滞するのを抑制する。中期段階においては、燃焼室の底面および中央部の傾斜面形状を工夫することで、初期段階で作られた強い流れを持続させつつ、既燃ガスをシリンダ中央部へ導き、シリンダ中央部において未燃ガスとの混合を促進する。ここでは既燃ガスへの酸素導入による Soot の酸化と、既燃ガスの冷却によるサーマル NO の抑制を図る。後期段階においては、シリンダ中央部からスキッシュエリアへ向けて流れを方向づけることで、膨張行程中の逆スキッシュ流に繋げて、膨張行程中におけるスキッシュエリアの余剰空気を有効に利用する。これにより Soot の酸化促進および後燃え解消による燃焼期間の短縮による燃費の改善を図る。連続的な曲率変化を伴う燃焼室の断面形状が卵の形状に似ていることから、これを Egg シェイプ燃焼室コンセプトと称している。

5. 3. 2 圧力容器と二次元ピストン燃焼室による燃焼室内縦渦の機能検証

本節では、図 5-26 に示した、実機ピストン断面の形状を模した二次元ピストン燃焼室への衝突噴霧の計測解析と CFD 計算解析の併用により、図 5-24 の Egg シェイプ燃焼室コンセプトに示した縦渦に期待する効果を検証する。二次元ピストン燃焼室には図 5-24 のコンセプトに基づいて設計した縦渦強化燃焼室 (Egg シェイプ燃焼室) と、比較対象として 5. 2 節で検討した EVVC コンセプトをベースに低圧縮比 14.0 相当の燃焼室容積まで相似的に形状を拡大したベース燃焼室を用いる。なお、燃焼室容積算出の前提は次節の表 5-2 のエンジン諸元を用いている。

まず、最も単純な非蒸発噴霧場で検証を行う。計測条件および計測システムを図 5-27 に示す。雰囲気は常温 300K とした上で、密度がエンジン中負荷での TDC の筒内ガスと同等になるような圧力を設定し

た。計測法には Xe ランプを光源とした高速度カメラによる直接撮影法を用いた。図 5-28 に計測結果を示す。縦渦強化型の Egg シェイプ燃焼室ではベース燃焼室と比べて噴霧到達距離が伸びていることを確認した。狙い通りに噴霧の運動エネルギーのロスを抑えてきているためと考えられる。図 5-29 には同じ境界条件で計算した CFD 解析の結果を示す。計測と同様の結果が得られたことから、CFD 解析において Egg シェイプ燃焼室コンセプトにおける噴霧挙動を良く再現できていることを確認した。なお、CFD ツールについては 5. 3. 4 節で説明する。

次に CFD 解析による同条件での空気流動の計算結果を図 5-30 に示す。縦渦強化型の Egg シェイプ燃焼室では、ベース燃焼室と比べて、壁面に斜め入射した噴霧流が ($tASOI=0.5ms$)、燃焼室のカーブに沿って回り込む際にも高い速度が持続されている ($tASOI=1ms$)。その後、燃焼室のカーブによって流れが方向付けられて縦渦流動が形成されるが ($tASOI=2ms$)、この際、縦渦と縦燃焼室の卵形状の中心が一致することからもバランスが良く運動エネルギーのロスが少ないことが分かる。また縦渦の先端はスキッシュエリア (ピストン頂面とシリンダーヘッド間の空間) に向かっている。一方、ベース燃焼室においても縦渦流動が形成されているが、縦渦の中心がピストン壁面に寄っていてバランスが悪く、また縦渦の先端はシリンダーヘッド方向に向いていて ($tASOI=2ms$)、スキッシュエリアまで届いていない。この際の運動エネルギーを燃焼室内空間で積分した値の履歴を図 3-31 に示す。Egg シェイプ燃焼室では期間を通じて高い運動エネルギーを保持できており、ベース燃焼室に対して噴射開始から 2.5ms までの運動エネルギー積算値が 17% 高くなることを定量的に確認した。

次に縦渦強化型の Egg シェイプ燃焼室における混合気分布を計測する。計測条件および計測システムを図 5-32 に示す。計測手法には燃料蒸気量の分布が計測できる二波長レーザ吸収散乱 (LAS: Laser Absorption Scattering) 法⁹⁾を用いる。供試燃料には、LAS 法に対応した紫外光吸収特性を持ち、かつ蒸発特性が軽油に近い Dimethylnaphtalene を用いる。なお LAS 法の計測原理の詳細については Appendix 1 に添付している。燃料蒸気分布の計測結果を図 5-33 に示す。強い縦渦流動を伴う Egg シェイプ燃焼室では、 $tASOI=1ms$, $1.5ms$ どちらの時刻においてもベース燃焼室と比べて燃料蒸気の到達距離が大きくなっており、かつ希薄な混合気を形成できていることを確認した。一方、ベース燃焼室においては、燃焼室リップ下部の壁面付近にリッチ混合気が分布している。

これまでに検討した縦渦流動と混合気分布が燃焼と排気成分の生成に及ぼす影響を分析するため、燃焼場における温度と Soot 量の解析が可能な二色法計測を行う。二色法計測の原理の詳細については、Appendix 2 に添付している。計測条件および計測システムを図 5-34 に示す。燃料には JIS2 号軽油を用いており、雰囲気条件は w/o EGR を想定した酸素体積濃度 21% の場合と、多量 EGR を想定した酸素体積濃度 16% の場合を比較する。雰囲気温度の 900K は、圧縮比 14.0 のエンジンにおいて、多量 EGR を行った際の TDC での筒内平均温度に相当する。図 5-35 に酸素濃度 21% での火炎画像、温度分布、および Soot 量を代表する KL 値の二色法計測結果を示す。図より、両者の燃焼室とも燃焼室壁面付近で温度が低く KL 値が大きい。これは壁面への熱損失の影響と、壁面付近では噴霧境界からの空気エンタレインが不足する影響だと考えられ、この領域が Soot の発生源になっていることが分かる。特にベース燃焼室ではリップ下部の壁面付近に KL の大きな領域が継続して見られるが、縦渦強化型の Egg シェイプ燃焼室では燃焼後半 $tASOI=2.0, 2.5ms$ においてはこの領域は小さくなり燃焼室中央部よりに運ばれている。これは、縦渦による噴霧せん断部への空気のエンタレインによって Soot の酸化が進んだ効果だと考えられる。また、噴霧先端部の温度は Egg シェイプ燃焼室の方がベース燃焼室よりもやや低くなっており、

これは縦渦による空気との混合によって高温既燃ガスの冷却が進んだ効果だと考えられる。これらの傾向は、図 5-36 に示した酸素濃度 16% の場合により顕著になる。これは酸素濃度 16% の場合には、全体に酸素不足となるため、縦渦に伴うエントレインによる既燃ガスへの酸素供給の影響の感度がより大きくなるためだと考えられる。図 5-37 左にこれらの二色法画像解析から得た平均温度と KL 積算値の履歴を示す。図 5-37 右には $t_{ASOI}=2.5\text{ms}$ における温度分布と KL 分布、および CFD 解析による速度ベクトルを重ねた図を示す。酸素濃度 21% では平均温度および KL 積算値にはベース燃焼室と Egg シェイプ燃焼室に大差はないが、燃焼室内の KL 分布においては Egg シェイプ燃焼室では縦渦による噴霧せん断域からの空気のエントレインによってリップ下部での KL が解消されている。酸素濃度 16% では、Egg シェイプ燃焼室はベース燃焼室と比べて、KL 積算値が大幅に小さくなった。この際の燃焼室内 KL 分布は酸素濃度 21% の場合と比べて絶対値は異なるが分布はあまり変わらず、縦渦による噴霧せん断域からの空気のエントレインによってリップ下部での KL が解消されている。21% の場合よりも 16% の場合の方が酸素不足で Soot が生成しやすいため、縦渦強度の違いによる空気の取込み能力の差が KL 積算値に大きく影響したものと考えられる。なお、容器においては実機エンジンと比べて噴射量に対する酸素量（空気過剰率）は十分に大きく、かつピストン降下による温度と圧力の低下が無いため、燃焼室形状や酸素濃度にかかわらず Soot の酸化反応は完結するために KL 値はゼロに収束する。しかしながら、実機エンジンにおいて余剰酸素量は少なく、膨張行程での温度と圧力の低下により Soot の酸化反応は図 5-37 に示した時間履歴の途中で凍結されるものと考えられる。

5. 3. 3 供試エンジンと評価運転条件

前節で確認した縦渦強化型の Egg シェイプ燃焼室を、エンジン燃焼に適用した際の効果を、CFD 解析および実機試験によって検証する。供試エンジンの諸元および評価条件を表 5-2 に示す。圧縮比は低圧縮比 14.0 である。この単気筒エンジンでは、温調機構付の外部駆動の過給装置を用いて任意の吸気圧力と温度に、また排気シャッターバルブを用いて任意の排気圧力に吸排気境界条件を設定可能である。検討は運転条件 2000rpm – BMEP1200kPa を主体に行う。この条件は認証モード走行で使用する比較的高負荷の条件であり、排気が悪化しやすい条件である。なお、BMEP（正味平均有効圧力）は 2L クラスの一般的なコモンレール式 4 気筒ターボディーゼルエンジンにおけるポンプ損失と機械損失を想定して算出している。燃料噴射条件は、パイロット噴射とメイン噴射の 2 段とし、燃焼質量割合（MFB: Mass Fraction of Burned fuel）50% 時期（以降、MFB50%）が 7.5 deg.ATDC になるようにメイン噴射時期を調整している。また、パイロット噴射の開始時期はメイン噴射の開始時期からのインターバルがクランク角間隔 9 deg.CA 一定となるように調整している。

5. 3. 4 CFD 解析ツール

CFD 解析コードには、脇坂らが開発したエンジン用熱流動解析コード GTT⁽¹⁰⁾をベースに化学動力学解析コード CHEMKIN⁽¹¹⁾を結合した GTT-CHEM コード⁽¹²⁾を用いた。本コードには、離散液滴モデル（DDM: Discrete Droplet Model）に基づいて液滴の分裂モデル、相互衝突・合体モデル、蒸発モデル、壁面衝突モデルなど種々のサブモデルが組み込まれている。また化学動力学計算については、気相反応に加えて、草鹿らの Soot モデル⁽¹³⁾を用いている。化学動力学計算において、気相反応を記述する素反応スキームには、計算時間の短縮を図るため、Golovitchev らの軽油相当燃料（C14H28）の素反応スキーム

ム⁽¹⁴⁾ (化学種数 71, 反応式数 291) を基に簡略化を行った素反応スキーム⁽¹⁵⁾ (化学種数 48, 反応式数 86) を用いた. 本スキームは燃料の酸化反応と NO_x 反応メカニズムおよび Soot 粒子の前駆体や Soot 粒子表面での成長・酸化反応に係わるガス成分の反応機構を扱っている. 燃焼モデルにおける乱流混合速度と化学反応速度の干渉の考慮には, 検証例の多い Kong らのモデル⁽¹⁶⁾を用いた.

CFD 解析手法における燃焼過程および EM の予測精度を確認するために, 表 5-2 の供試エンジンでの実験結果と CFD 解析結果を比較する. この際の燃焼室の形状には, 前述の EVVC コンセプトをベースにして圧縮比を 14.0 に低下させたものを使用した. EGR 率を変化させた場合の筒内圧力および熱発生率の実験結果と計算結果を図 5-38 に示す. 実験結果と計算結果の比較により, EGR 率変化に対するパイロット噴射とメイン噴射によるそれぞれの着火時期および燃焼過程を良く再現することを確認した. また, EGR 率の変化に対する NO_x と Soot についての実験結果と計算結果の比較を図 5-39 に示す. EGR 率の増加に伴う NO_x の減少傾向と Soot の増加傾向を良好に再現することを確認した.

5. 3. 5 縦渦強化型 (Egg シェイプ) 燃焼室コンセプトの計算検証

CFD 解析を行って縦渦強化型 Egg シェイプ燃焼室コンセプトの妥当性を検証する. 5. 2 節で検討した EVVC コンセプトをベースにして圧縮比を 14.0 としたベース燃焼室と, 図 5-24 のコンセプトに基づいて設計した縦渦強化型 Egg シェイプ燃焼室について, 表 5-2 に示した供試エンジン諸元での評価条件 2000rpm-BMEP1200kPa において比較を行った.

図 5-40 に筒内の代表断面におけるガス速度分布の計算結果を示す. EGR 率は 0% の条件である. 速度分布において, ベース燃焼室では, 壁面衝突直後 (5 deg.ATDC : 噴射期間中) に速度ベクトルの減衰が大きく, 縦渦は形成されるものの, その後の噴射終了後 (20 deg.ATDC) におけるシリンダ中央部へ向かう流れが弱くなっている. 一方 Egg シェイプ燃焼室では, 壁面衝突直後および側壁に沿った流れにおける速度の減衰が少なく, 噴射終了後においてもシリンダ中央部へ向かう強い流れが持続されることが分かる. この結果より, ベース燃焼室に比べて Egg シェイプ燃焼室では, 実機エンジンの燃焼においても燃焼室内の縦渦流動が強化されることが確認できる. 一方, この際の当量比分布の計算結果を図 5-41 に示す. ベース燃焼室ではリッチ混合気が燃焼室の底面付近の局所に停滞しているのに対して, Egg シェイプ燃焼室では, 20 deg.ATDC にはシリンダ中央部近くに到達し, 40deg.ATDC にはスキッシュエリアへ向って移動していることが分かる. この結果より, エンジン燃焼条件においても, Egg シェイプ燃焼室による強い縦渦流動により, 狙い通りにシリンダ中央部およびスキッシュエリアにおいて混合が改善できていることを確認した. また, エンジン燃焼条件においては, 20 deg.ATDC から 40 deg. ATDC にかけての混合気の挙動より, 膨張行程中に燃焼室の内側からスキッシュエリアへ向って生じる逆スキッシュ流の影響が大きいことが分かる. 縦渦流動をこの逆スキッシュ流へつなげることが, 燃焼後期の混合促進に重要であると考えられる.

次に, EGR swing (EGR 率 0, 22, 32, 41%) をした際の, NO_x と Soot の計算結果を図 5-42 に示す. 図より, ベース燃焼室に対して Egg シェイプ燃焼室では NO_x と Soot のトレードオフが改善されることを確認した. 以上のように, Egg シェイプ燃焼室コンセプトによるエンジン燃焼での排気低減への有効性が, CFD 解析によって検証された.

5. 3. 6 縦渦強化型 (Egg シェイプ) 燃焼室コンセプトによる性能改善効果の実機検証

表 5-2 に示した供試エンジンと評価条件において、Egg シェイプ燃焼室コンセプトでの性能改善効果についてエンジン実験による検証を行った。

筒内圧力と熱発生率についての結果を図 5-43 に示す。Egg シェイプ燃焼室はベース燃焼室と比較して燃焼期間が短くなっており、燃焼が活発になったことが分かる。

EGR swing における吸気酸素濃度に対する NO_x の結果を図 5-44 に示す。同一酸素濃度において、Egg シェイプ燃焼室ではベース燃焼室と比較して NO_x が低減されている。これは、狙い通りに、縦渦による高温既燃ガス冷却が促進されてサーマル NO の生成量が減ったためと考えられる。次に EGR swing における空気過剰率 λ に対する Smoke の結果を図 5-45 に示す。同一 λ において、Egg シェイプ燃焼室ではベース燃焼室と比較して Smoke が低減されている。これは、狙い通りに、燃焼室内での既燃ガスと余剰空気の混合改善、およびスキッシュエリアの空気利用改善によって Soot の酸化が促進されたためと考えられる。次に、EGR swing による燃焼期間および燃焼音の変化を NO_x で整理した結果を図 5-46 に示す。Egg シェイプ燃焼室ではベース燃焼室と比較して、燃焼期間が短縮されかつ燃焼音の悪化も無いことが確認できる。これは縦渦による混合改善によって燃焼中期以降の燃焼が活発になったためだと考えられる。次に、EGR swing における Smoke と ISFC(図示燃費)について、NO_x で整理した結果を図 5-47 に示す。Egg シェイプ燃焼室では、ベース燃焼室と比較して、燃焼音同等のまま、NO_x-Smoke の排気トレードオフの改善、燃費の改善を同時実現できていることが確認できる。

最後に、中高負荷での拡散型燃焼領域における他の条件での Egg シェイプ燃焼室の有効性を確認するため拡大評価を行った。図 5-48 には 1500rpm-BMEP900kPa、図 5-49 には 2500rpm-BMEP1500kPa での実機性能試験結果を示す。どちらの条件においても Egg シェイプ燃焼室はベース燃焼室と比べて、排気と燃費を低減できており、Egg シェイプ燃焼室コンセプトが広範な運転条件において有効なことが確認できる。

5. 3. 7 燃焼室内の縦渦強化による排気と燃費の低減 (Egg シェイプ燃焼室コンセプト) まとめ

燃焼室内の縦渦強化によって排気と燃費の低減を狙った Egg シェイプ燃焼室コンセプトについて、容器内噴霧計測実験、CFD 解析、および実機性能試験による検証を行い、以下の知見を得た。

- (1) 縦渦強化型の Egg シェイプ燃焼室では、燃焼室への噴霧の入射角度の最適化および曲率半径を連続的に変化させた Egg カーブによって噴霧の運動エネルギーのロスを抑えることで強い縦渦を形成できる。これは容積の大きな低圧縮比の燃焼室においても有効である。
- (2) Egg シェイプ燃焼室では、燃焼中期に燃焼室内リップ下部の壁面付近に停滞しがちなリッチ領域を縦渦による空気のエントレインによって解消しつつ、燃焼室中央部付近での低温空気との混合により高温既燃ガスの早期冷却を促進できる。この際のリッチ領域の解消によって Soot の酸化が促進され、高温既燃ガスの冷却によってサーマル NO の生成が抑制される。
- (3) Egg シェイプ燃焼室では、燃焼後期にスキッシュエリアへ向かう強い縦渦流動を、ピストン降下によって生じる逆スキッシュ流につなげることで、当量比リッチな既燃ガスがスキッシュエリアに運

ばて両者の混合が促進される。これによって Soot の酸化が促進できると同時に、後期燃焼が活発になって燃焼期間を短縮して燃費を低減できる。

- (4) 上記の Egg シェイプ燃焼室コンセプトによる排気と燃費の低減効果は、低圧縮比エンジンにおける、中高負荷の拡散型燃焼での広い運転領域において有効である。

参考文献 (第5章)

- (1) 小笠原 光信 , 高城 敏美 , 藤井 健一: 燃焼ガス中の NO および CO の生成とその低減法に関する基礎的研究 : 第 2 報, NO の生成量といくつかの低減法についての計算結果, 機械学会論文集, 第 2 部, No.39-327, p3427-3433 (1973)
- (2) Dec D. E., and Canaan R. E.: PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine, SAE paper, No.98014
- (3) Chikahisa T., Kaneko T., Kikuta K. and Hishinuma Y.: Significant NO_x Formation in Tip of Diesel Spray Flames and Its Reduction by Enhancing Mixing of the Region, JSAE/SAE Fuel & Lubrications Meeting, JSAE paper, No.20030064, SAE paper, No.2003-01-1786
- (4) Wakisaka T., Takeuchi S., Imamura F., Ibaraki K. and Isshiki Y.: Numerical Analysis of Diesel Spray Impinging on Combustion Chamber Walls by Means of a Discrete Droplet / Liquid-Film Model, Proceeding of COMODIA98, p459 (1998)
- (5) Livengood J. C. and Wu P. C.: Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines, 5th Int. Symposium on Combustion, p347 (1955)
- (6) Takagi T., Fukuyama Y., Okamoto T. and Nakano Y.: Numerical Simulation of Mixing and Combustion in Transient Sprays, Proceeding of COMODIA94, p397 (1994)
- (7) Patterson M. A., Kong S. C, Hampson G. J. and Reitz R. D.: Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NO_x Emissions, SAE paper, No.940523
- (8) Eyzat P. and Guibet J. C.: New theory allows the forecasting of nitrogen oxides formation in internal combustion engines, SAE Paper, No. 680124
- (9) Suzuki M., et al.: Simultaneous Concentration Measurement of Vapor and Liquid in an Evaporating Diesel Spray, SAE Technical Paper, No.930863.
- (10) Kim S-K., Wakisaka T., Aoyagi Y. : A numerical study of the effects of boost pressure and exhaust gas recirculation ratio on the combustion process and exhaust emissions in a diesel engine, International Journal of Engine Research, Vol.8, No.2, p.147-162 (2007)
- (11) Kee R. J., et al.: Sandia National Laboratories Report, SAND 89-8009B (1989)
- (12) Kim S.-K., Ito K., Yoshihara D. and Wakisaka T.: Application of a Genetic Algorithm to the Optimization of Rate Constants in Chemical Kinetic Models for Combustion Simulation of HCCI Engines, JSME International Journal, Ser.B, Vol.48, No.4, p.717-724 (2005)
- (13) T. Kaminaga, J. Kusaka, and Y. Ishii: A 3-Dimensional Numerical Study on Exhaust Gas Emissions from a Medium Duty Diesel Engine Using a Phenomenological Soot Particle

Formation Model Combined with Detailed Chemistry, International Journal of Engine Research, Vol.9, p.283-296 (2008)

(14) Golovitchev, V. I. : <http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/mech.html>

(15) Kim S.-K., Takada Y. and Wakisaka T.: Effects of Mixture Inhomogeneity and Gas Flow on Combustion in Premixed-charge Compression Ignition Engines –Three-dimensional Numerical Analysis of Combustion Process in Consideration of Chemical Kinetics, Journal of the JIME, Vol. 42, No.4, p.125-132 (2007)

(16) Kong S.-C., et al.: Modeling and Experiments of HCCI Engine Combustion Using Detailed Chemical Kinetics with Multidimensional CFD, SAE Paper, 2001-01-1026

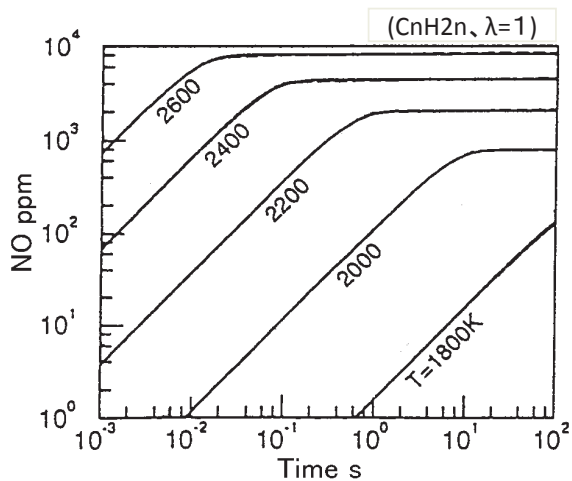


図 5-1 サーマル NO 生成量に及ぼす温度と時間の影響⁽¹⁾

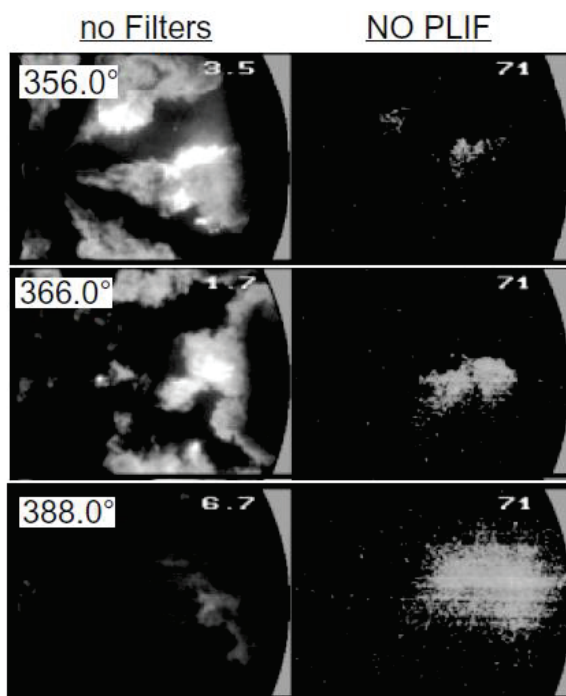


図 5-2 ディーゼル燃焼の直接撮影画像と LIF 計測による NO 分布計測画像⁽²⁾

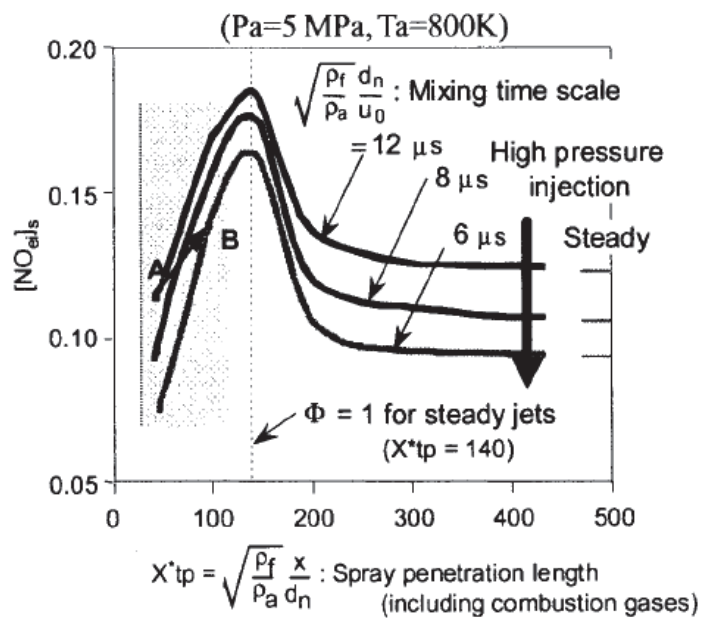


図 5-3 圧縮比, 回転数, および初期ピストン位置が圧縮端の温度と圧力に及ぼす影響⁽³⁾

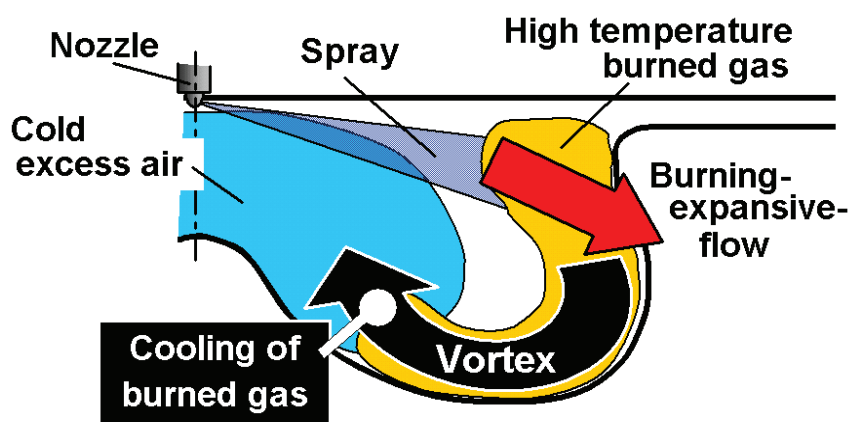


図 5-4 EVVC (Expansive Vertical Vortex Combustion) コンセプト

表 5-1 供試エンジン諸元と評価運転条件

Displacement	499.6cc x 4
Valve No. / cylinder	Int. 2, Ext. 2
Bore x Stroke	Φ 86mm x 86mm
Compression ratio	18.3
Intake swirl ratio	2.8
Super charge system	Variable geometry turbo
Fuel injection system	Common rail
Nozzle type	Φ 0.15mm x 6
Engine speed [rpm]	2000
Fuel quantity [mm ³ /st]	25.5
Rail pressure [MPa]	80
Injection timing [deg]	ATDC2

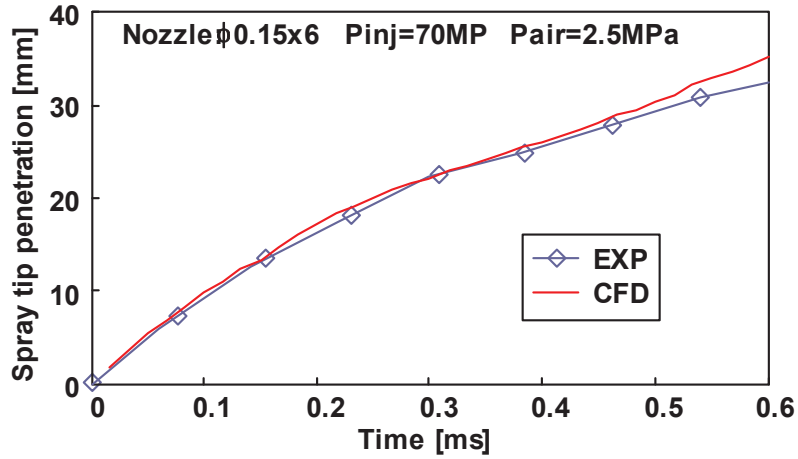


図 5-5 圧力容器実験における噴霧到達距離計測結果と CFD 解析結果の比較

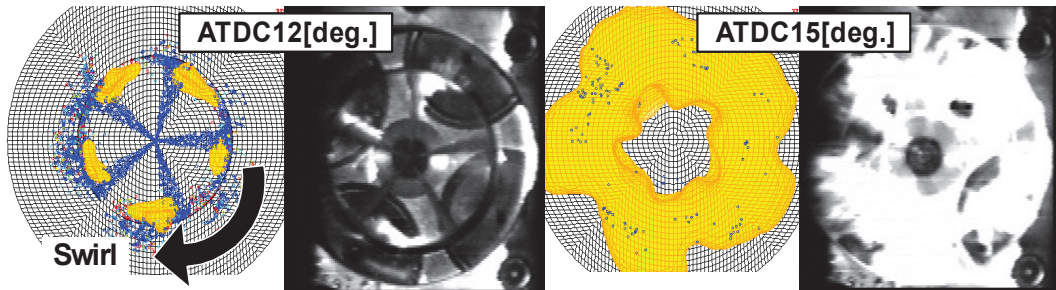


図 5-6 燃焼可視化計測結果と CFD 解析での噴霧液滴と 1500K 以上の高温部計算結果の比較 (1100rpm, 5 噴孔ノズル)

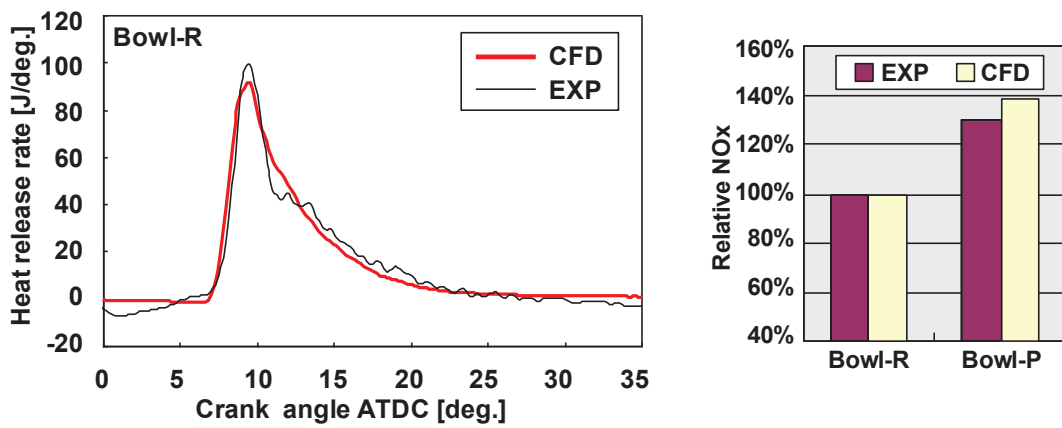


図 5-7 熱発生率および NOx についての実機計測結果と CFD 解析結果の比較 (2000rpm-25.5mm³/st)

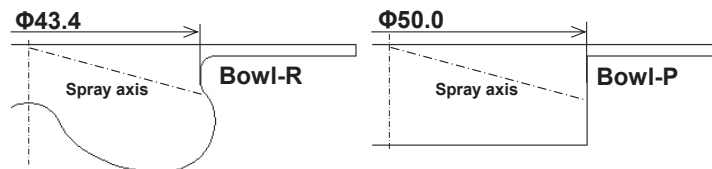


図 5-8 縦渦機能のコンセプト検証のための評価燃焼室の断面形状

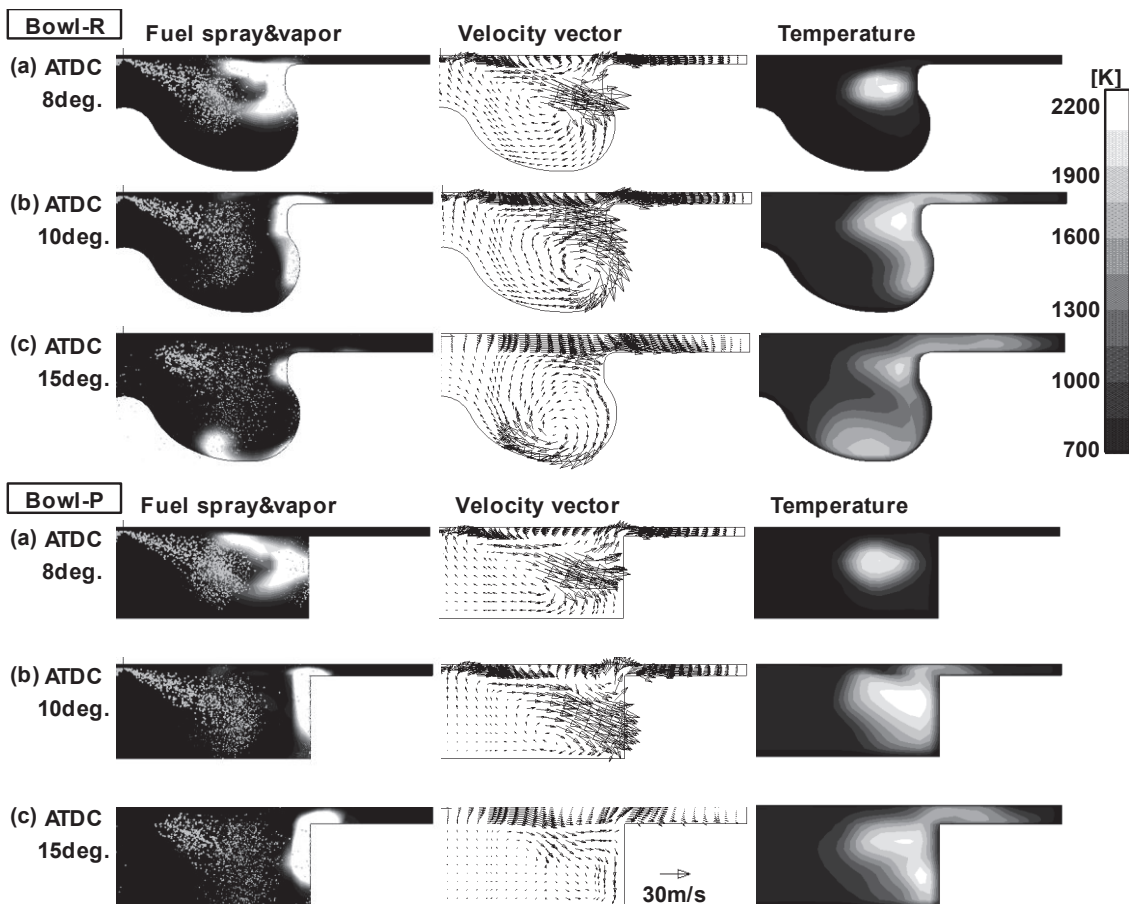


図 5-9 断面噴霧混合気分布，速度ベクトル分布，温度分布の比較に及ぼす燃焼室形状の影響

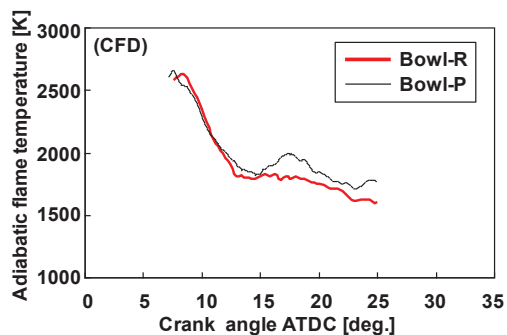


図 5-10 断熱火炎温度に及ぼす燃焼室内縦渦の影響

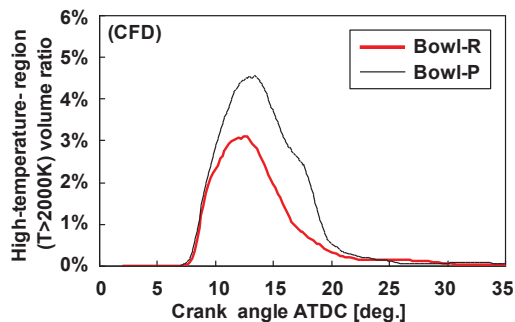


図 5-11 局所高温領域 (T>2000K) 割合に及ぼす燃焼室内縦渦の影響

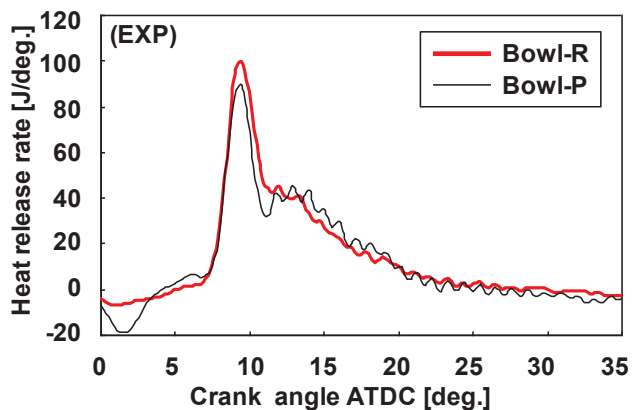


図 5-12 熱発生率履歴に及ぼす燃焼室内縦渦の影響

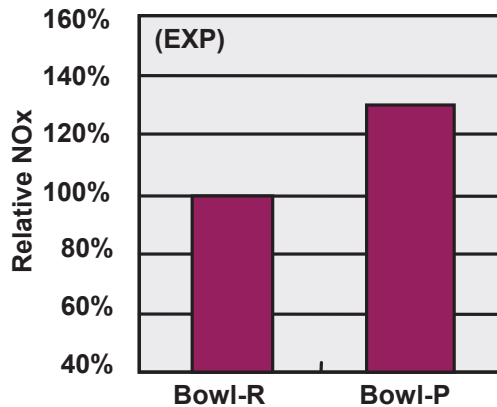


図 5-13 NOx 排出割合に及ぼす燃焼室内縦渦の影響

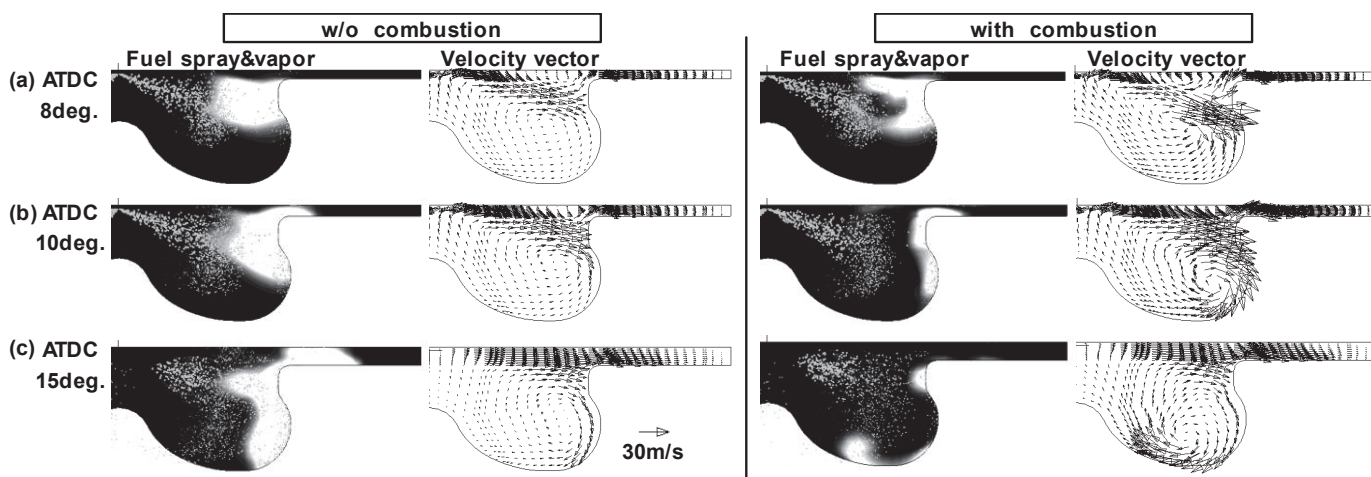


図 5-14 縦渦生成過程についての非燃焼場と燃焼場の比較

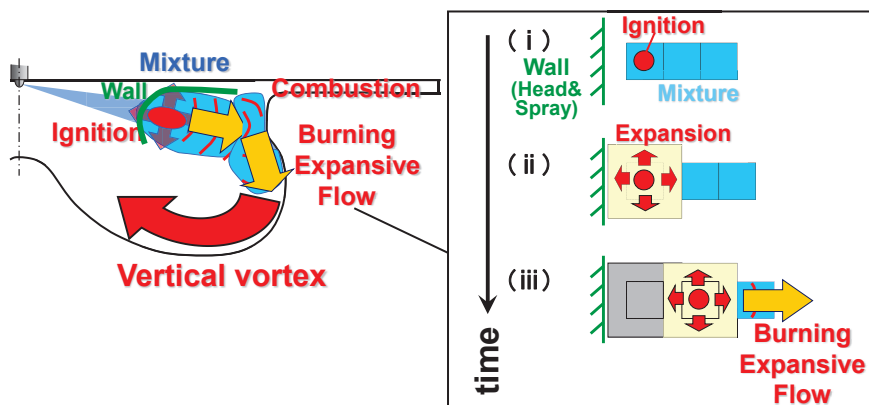


図 5-15 縦渦生成メカニズム

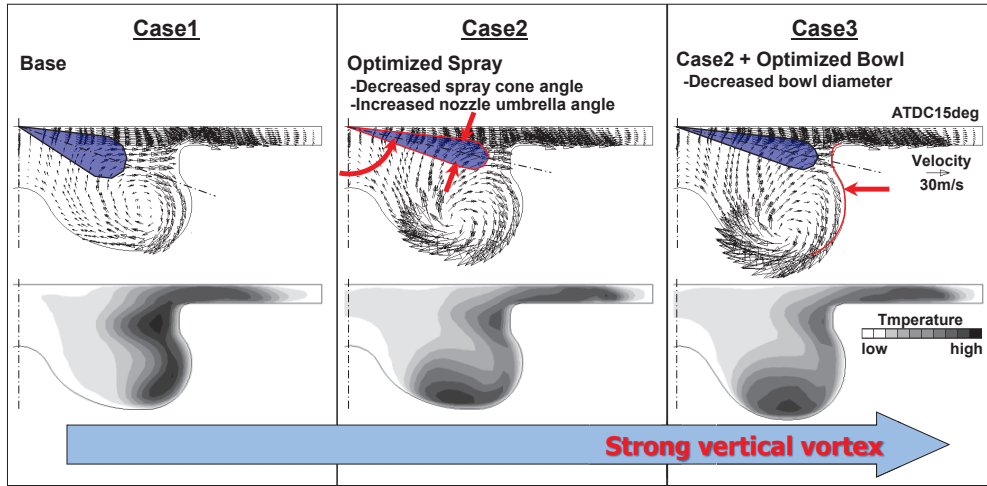


図 5-16 噴霧諸元と燃焼室諸元の最適化による燃焼室内縦渦の強化

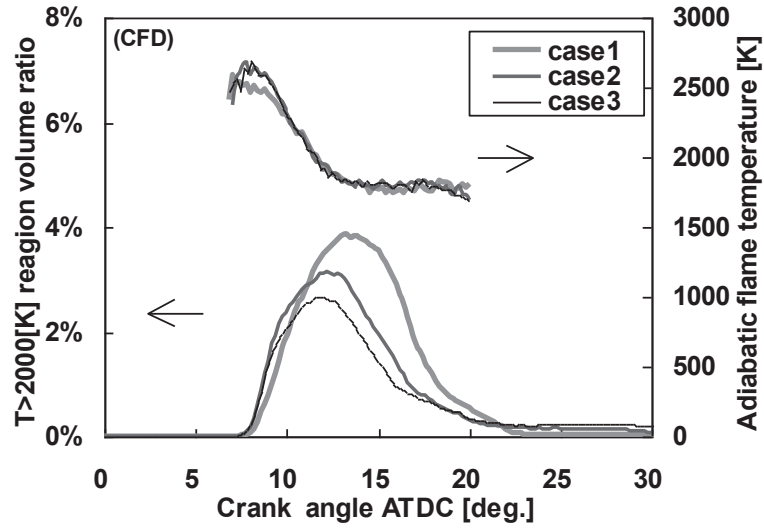


図 5-17 局所高温領域割合と断熱火炎温度に及ぼす燃焼室内縦渦強化の影響

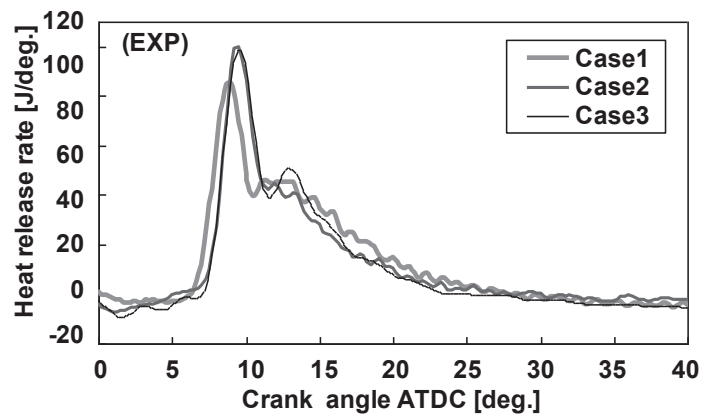


図 5-18 熱発生率に及ぼす燃焼室内縦渦強化の影響

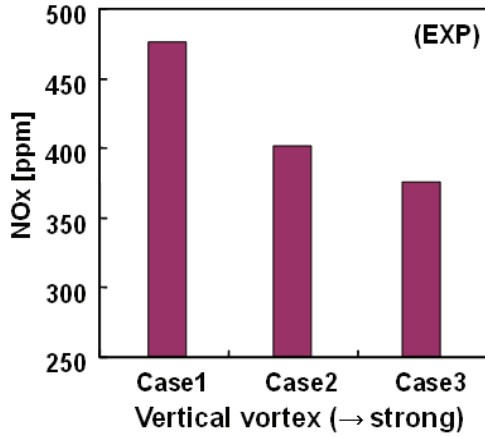


図 5-19 燃焼室内縦渦強化による NOx 低減効果

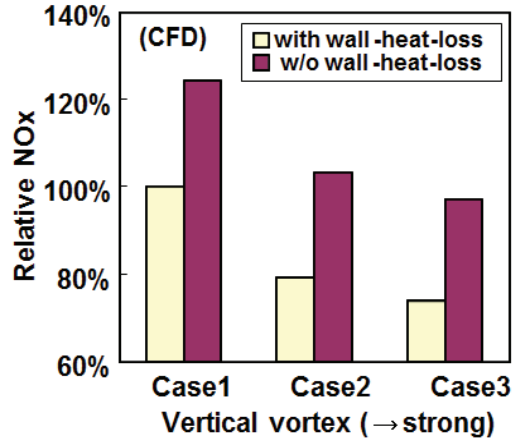


図 5-20 燃焼室内縦渦強化による壁面冷損増大と NOx 低減効果の関係

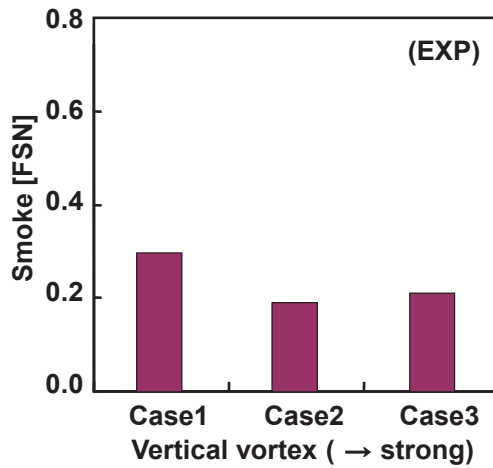


図 5-21 燃焼室内縦渦強化が及ぼす Smoke への影響

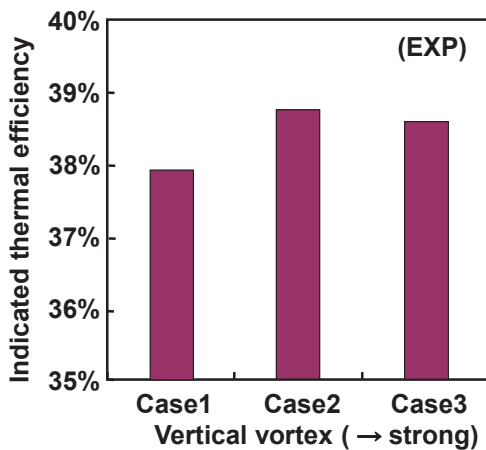


図 5-22 燃焼室内縦渦強化が及ぼす図示熱効率への影響

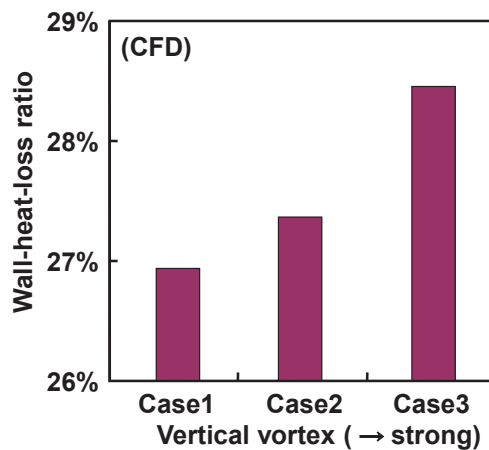


図 5-23 燃焼室内縦渦強化が及ぼす壁面冷却損失への影響

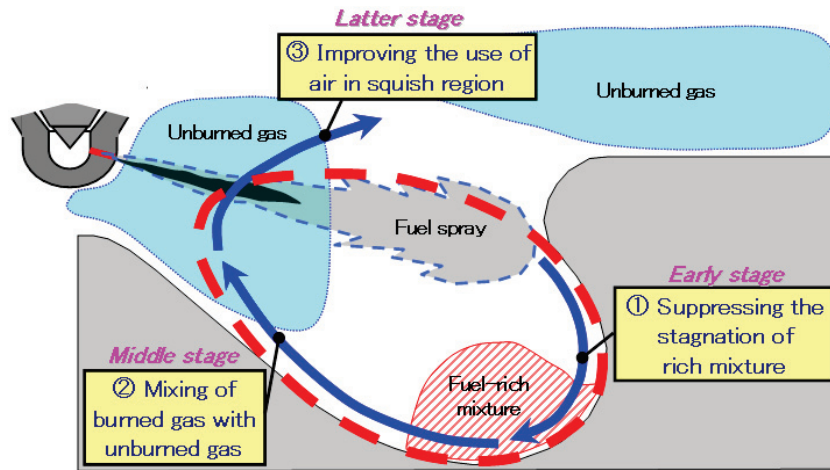


図 5-24 縦渦強化燃焼室 (Egg shape 燃焼室) コンセプト

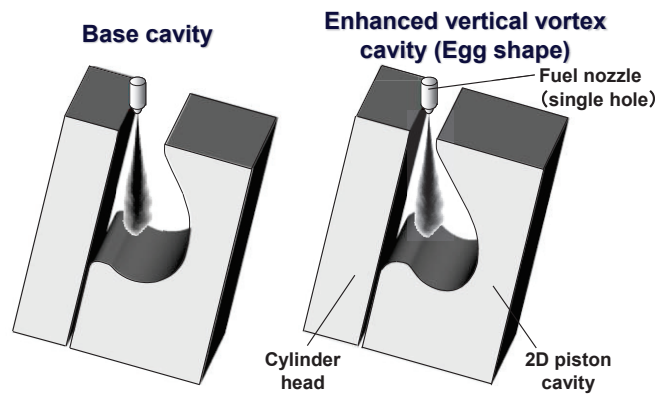


図 5-26 二次元ピストン燃焼室

Fuel	JIS #2 Diesel fuel
Nozzle diameter	ϕ 0.112 mm
Injection pressure	100 MPa
Injection quantity	5 mm ³
Ambient gas	N ₂
Ambient pressure	1.5 MPa
Ambient temperature	300 K

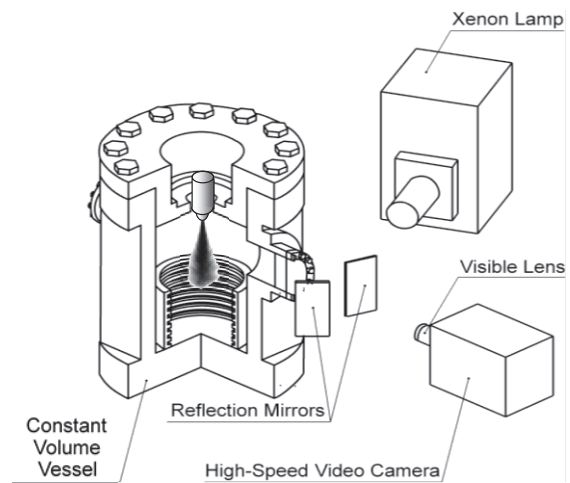


図 5-27 非蒸発噴霧の高速度カメラ計測条件と計測システムの概略

Cold spray ($P_{amb}=1.5\text{MPa}$, $T_{amb}=300\text{K}$, $P_{inj}=100\text{MPa}$, $Q_{inj}=5\text{mm}^3$)

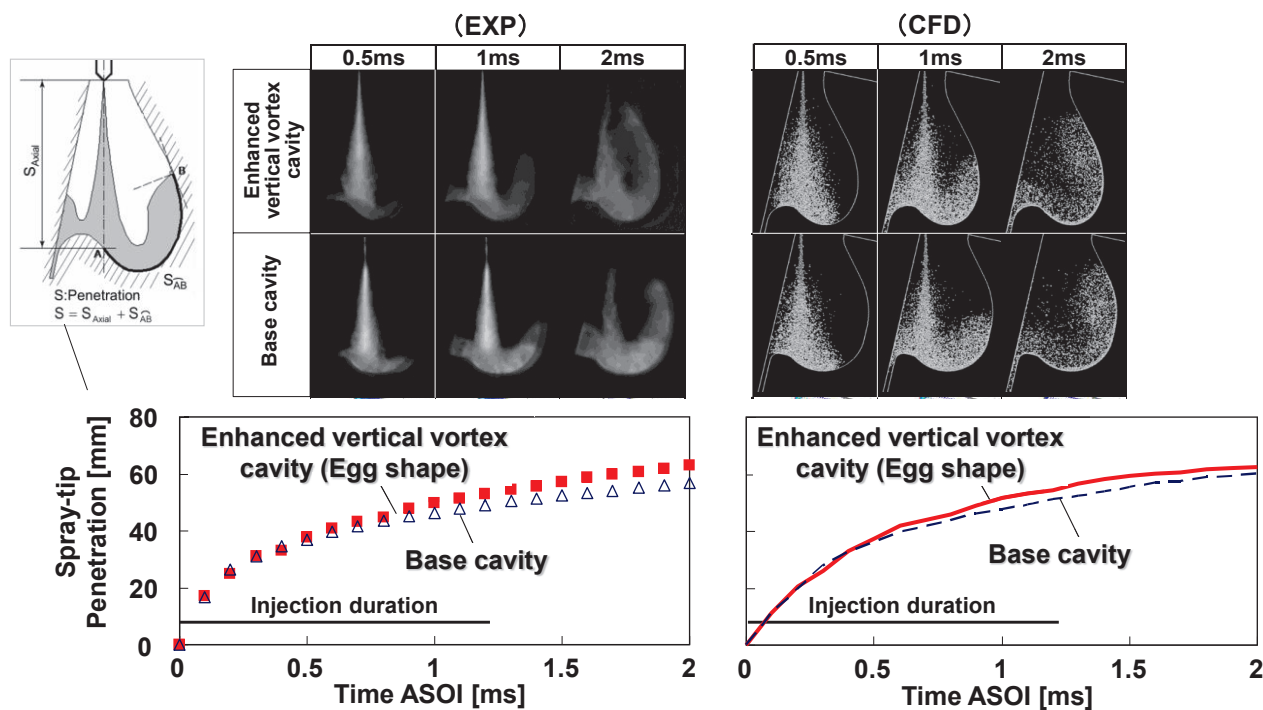


図 5-28 二次元ピストン燃焼室内での非蒸発噴霧の高速度カメラ直接撮影結果

図 5-29 二次元ピストン燃焼室内での非蒸発噴霧のCFD解析結果

Cold spray ($P_{amb}=1.5\text{MPa}$, $T_{amb}=300\text{K}$, $P_{inj}=100\text{MPa}$, $Q_{inj}=5\text{mm}^3$)

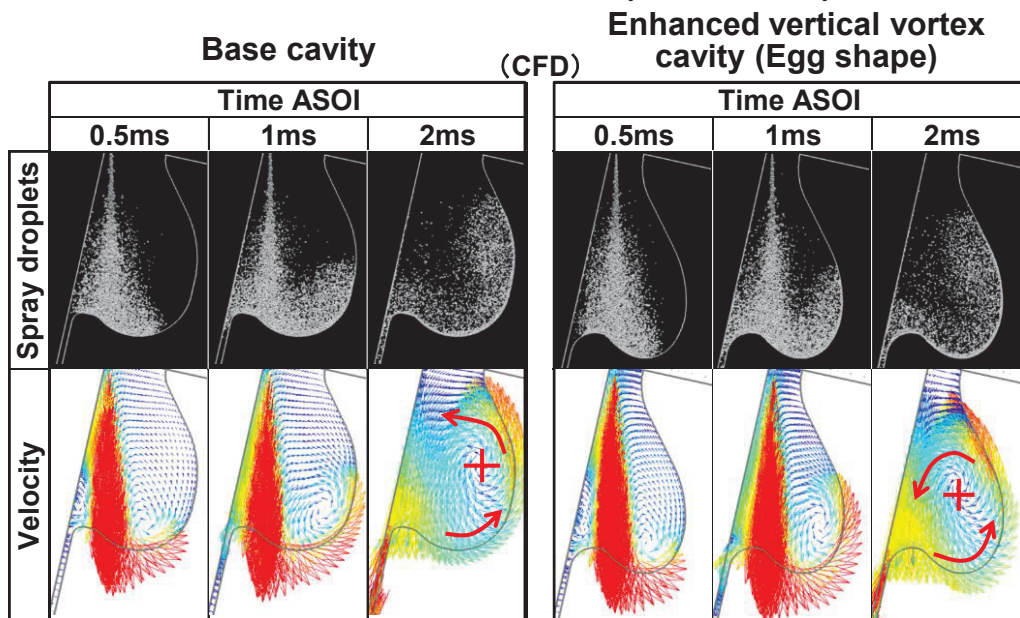


図 5-30 二次元ピストン燃焼室内での非蒸発噴霧場における噴霧挙動と断面気相速度ベクトル分布

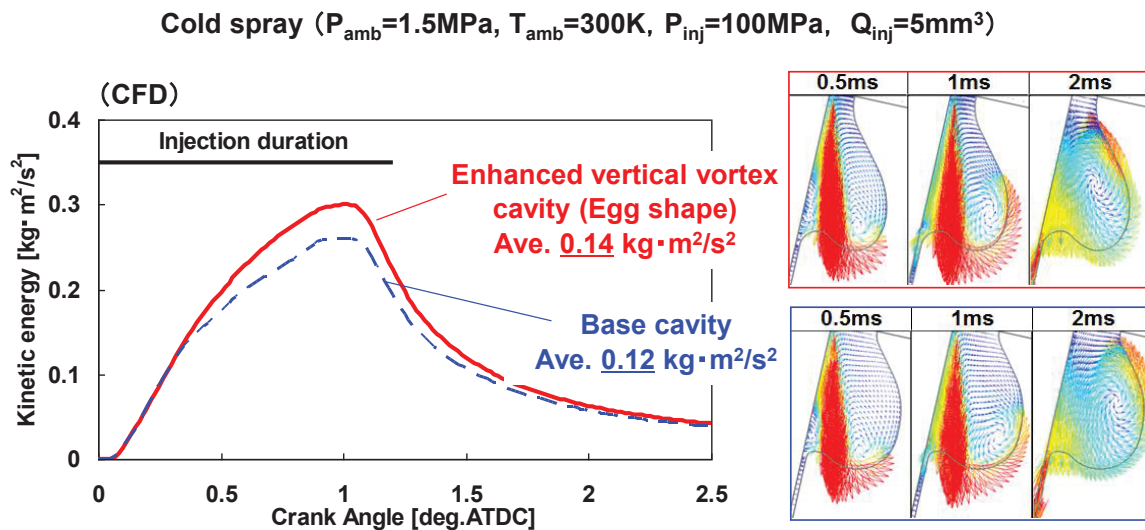


図 5-31 二次元ピストン燃焼室内での非蒸発噴霧場における運動エネルギー

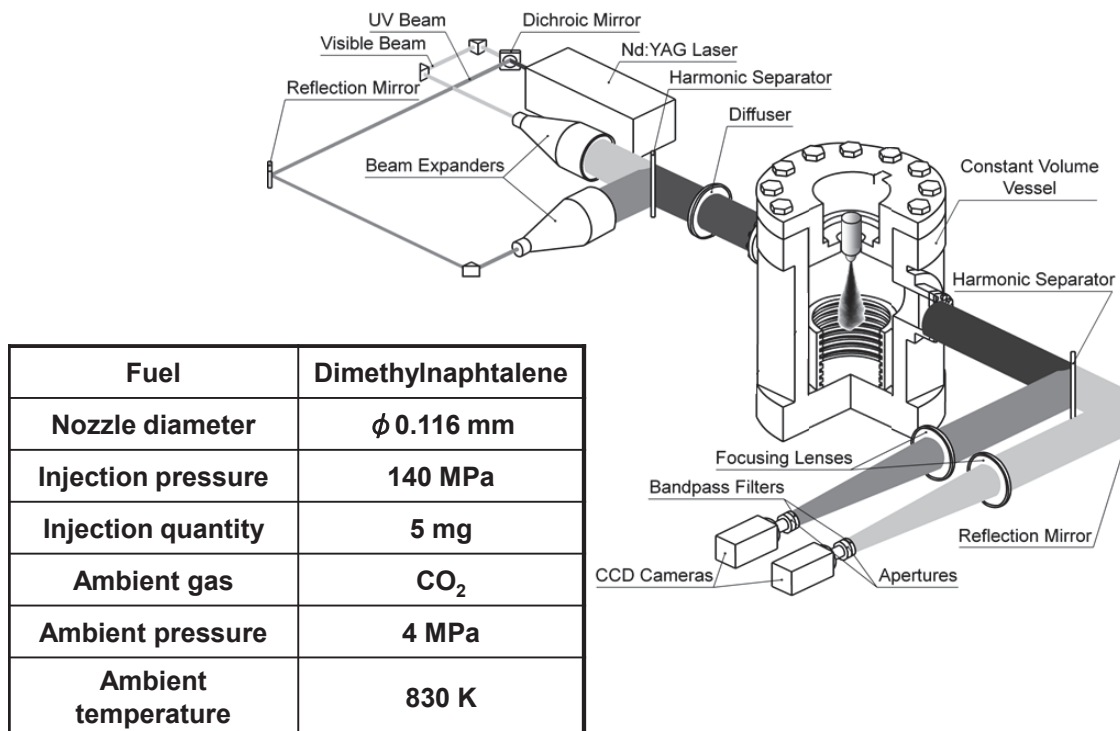


図 5-32 レーザ二波長吸収散乱 (LAS) 法を用いた蒸発噴霧による混合気形成についての計測条件と計測システムの概略

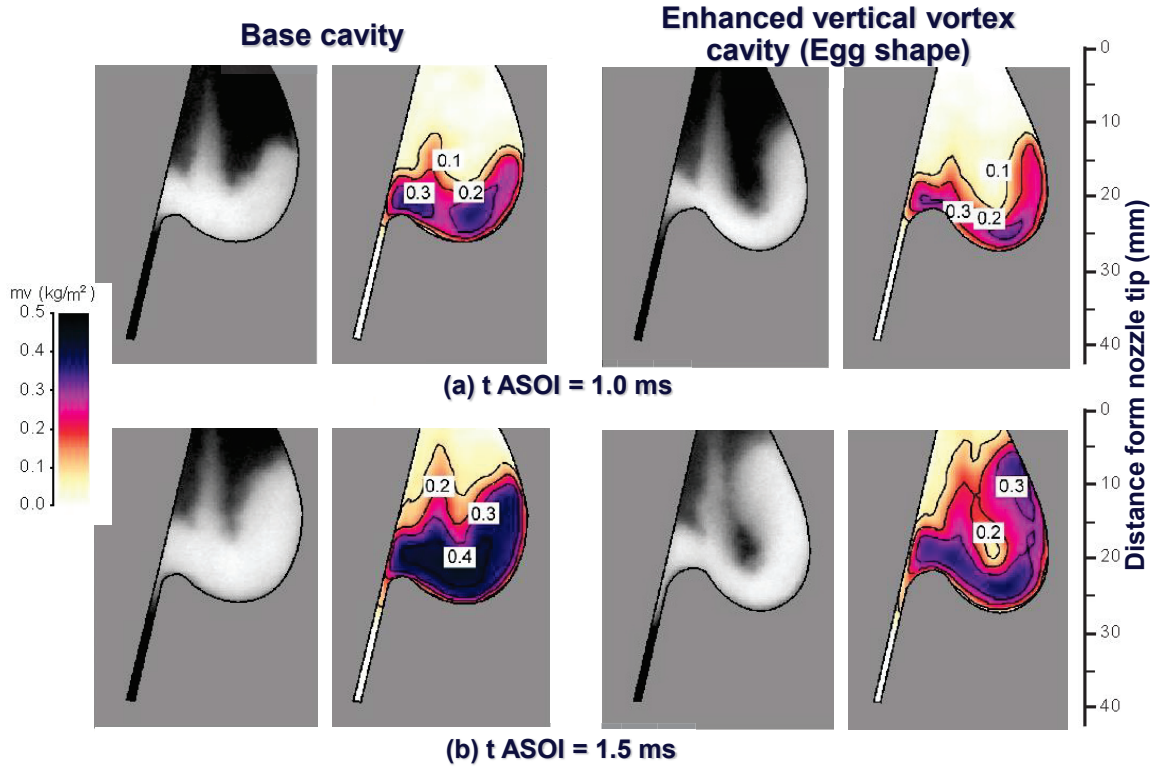


図 5-33 二次元ピストン燃焼室内での蒸発噴霧による混合気分布の計測結果
(LAS 法による紫外透過光減衰画像と燃料蒸気分布)

Fuel	JIS #2 Diesel fuel
Nozzle diameter	ϕ 0.112 mm
Injection pressure	100 MPa
Injection quantity	5 mm ³
Ambient gas	O ₂ :21% - N ₂ :79% O ₂ :16% - N ₂ :84%
Ambient pressure	4.6 MPa
Ambient temperature	900 K

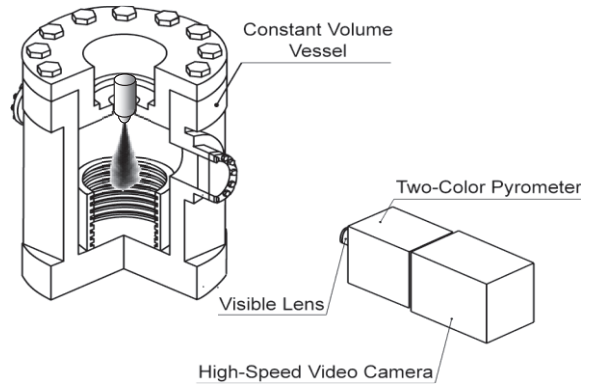


図 5-34 二色法を用いた燃焼場噴霧での温度と Soot 挙動についての計測条件と計測システムの概略

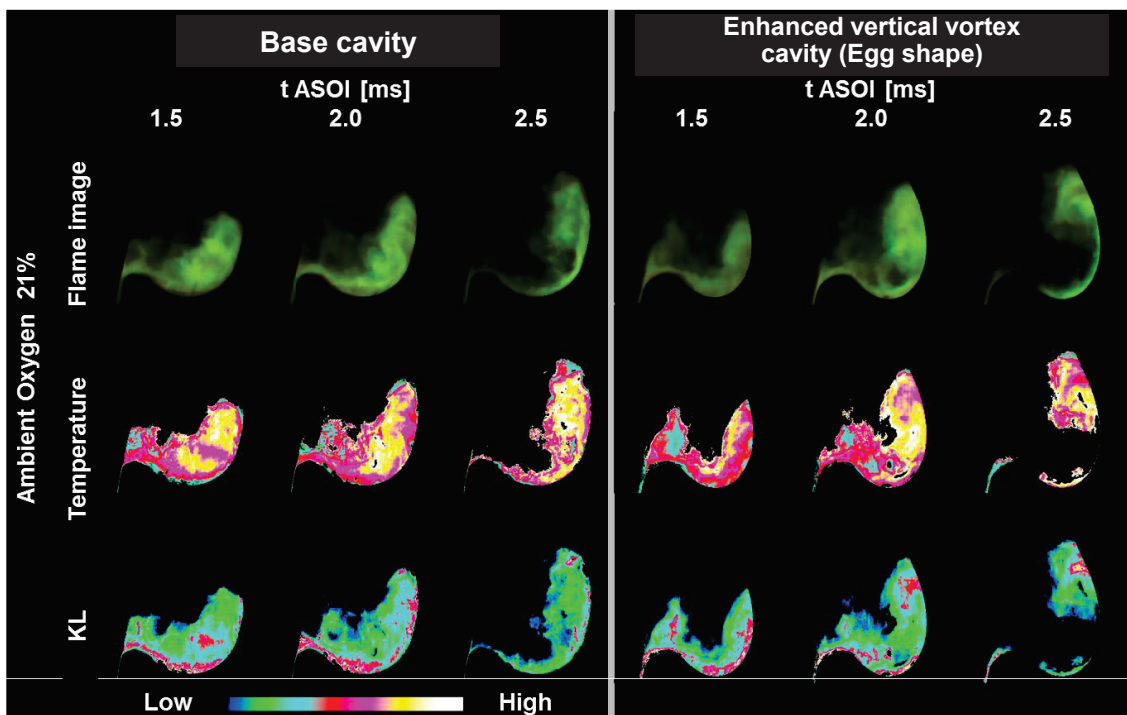


図 5-35 二次元ピストン燃焼室内での燃焼場噴霧の自発光画像，温度，および KL 値
(O₂ 濃度：21%，二色法計測)

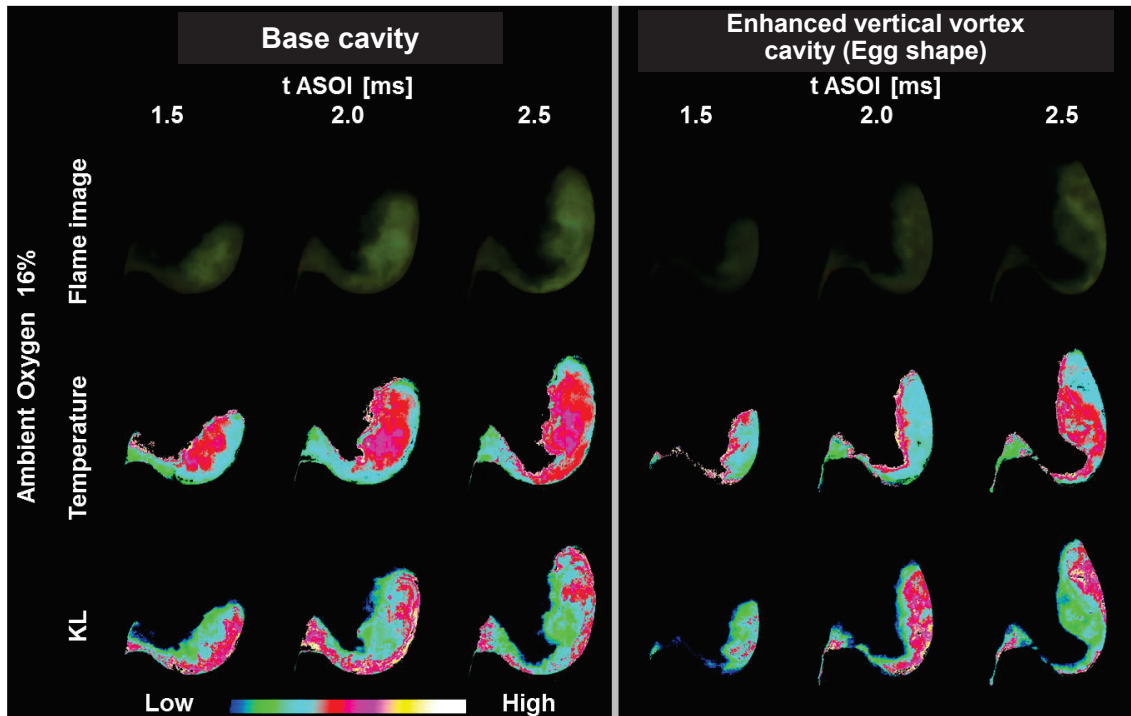


図 5-36 二次元ピストン燃焼室内での燃焼場噴霧の自発光画像，温度，および KL 値
(O₂ 濃度：16%，二色法計測)

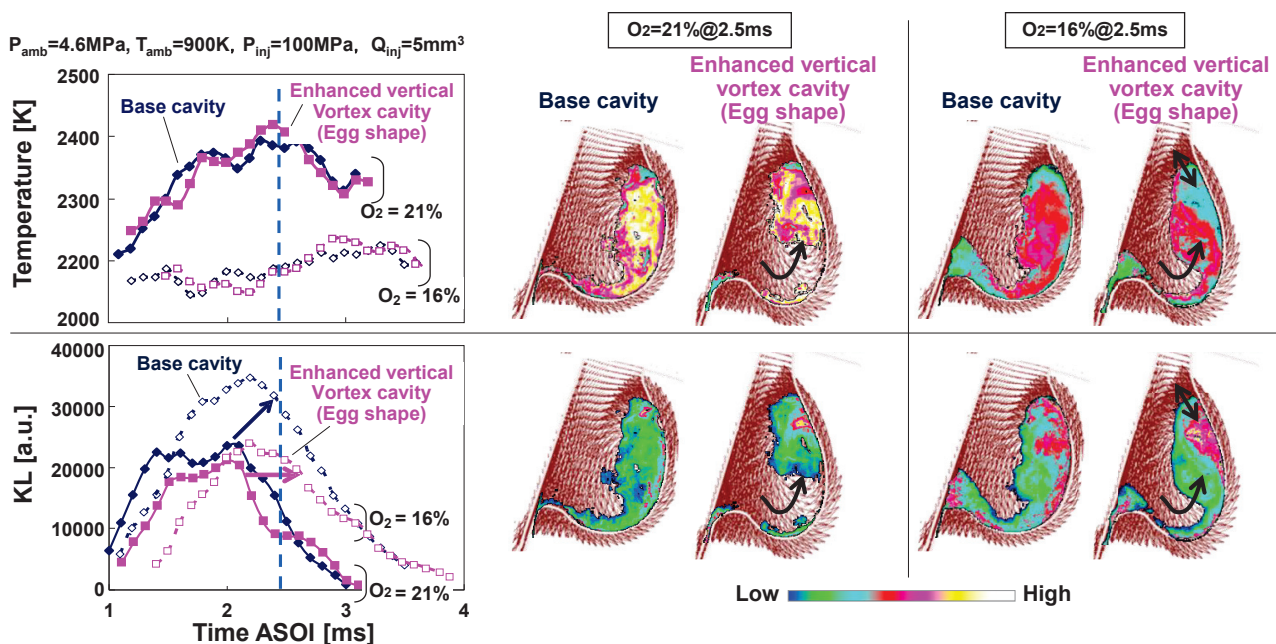
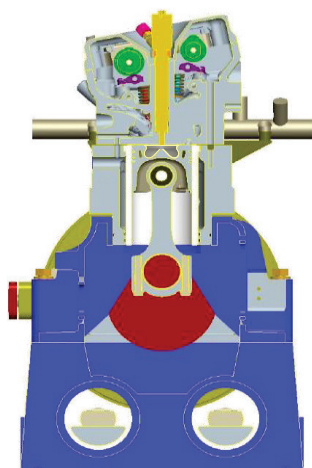


図 5-37 二次元ピストン燃焼室内での燃焼場噴霧の平均温度と KL 積算値履歴、燃焼室内の温度と KL 分布（二色法計測）、および燃焼室内速度ベクトル（CFD 解析）に及ぼす縦渦強化型燃焼室の影響

表 5-2 供試エンジン諸元と評価運転条件

Engine type	Single cylinder
Bore × Stroke	φ 85 mm × 90 mm
Compression ratio	14.0
Swirl ratio	2.0
Nozzle type	φ 0.119 mm × 10 holes
Super charge system	External derived super charge equipment with intake temperature control
Engine speed & BMEP (Assuming 4 cylinders engine)	2000rpm - 1200 kPa 1500rpm - 900kPa 2500rpm - 1500kPa
EGR ratio	Swing (0~41%)
Injection pattern	Pilot & Main (Interval 9deg CA const.)
MFB50%	7.5 deg. ATDC



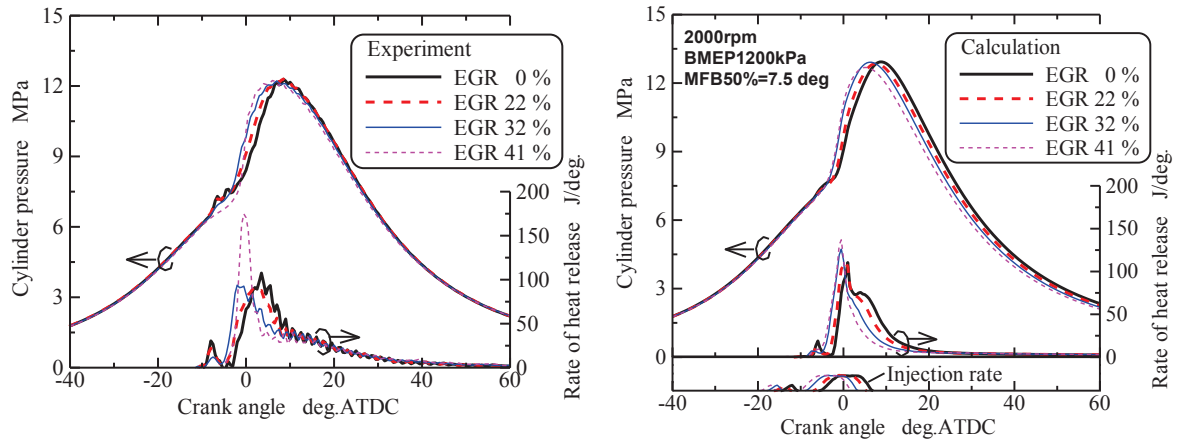


図 5-38 筒内圧力履歴および熱発生率の実機試験結果と CFD 解析結果の比較 (2000rpm, BMEP=1200kPa, Pboost =225kPa, Tintake=325K, Pinj=130MPa, EGR Sweep)

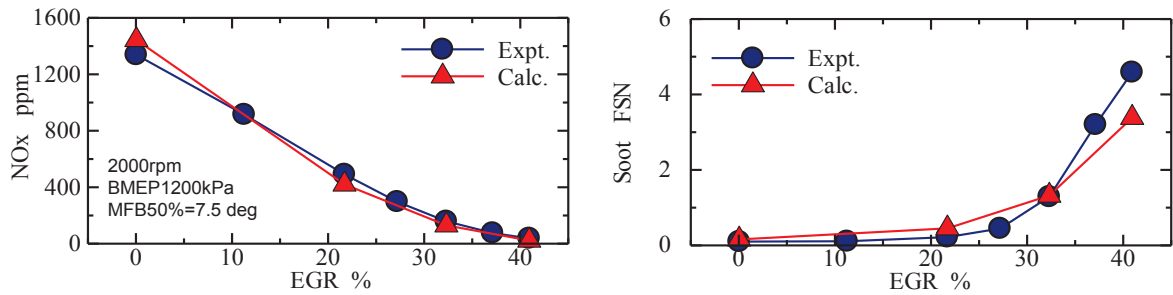


図 5-39 筒内圧力履歴および熱発生率の実機試験結果と CFD 解析結果の比較

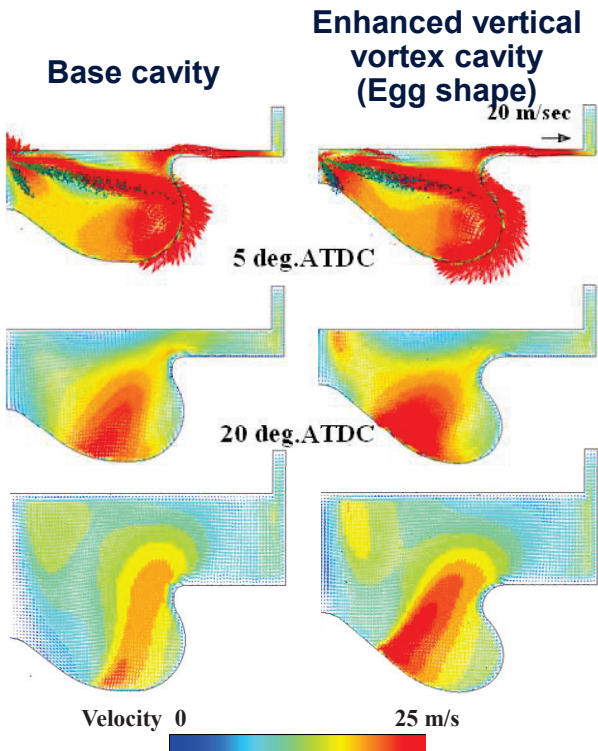


図 5-40 断面速度ベクトル分布についての縦渦強化型燃焼室の影響 (CFD 解析結果)

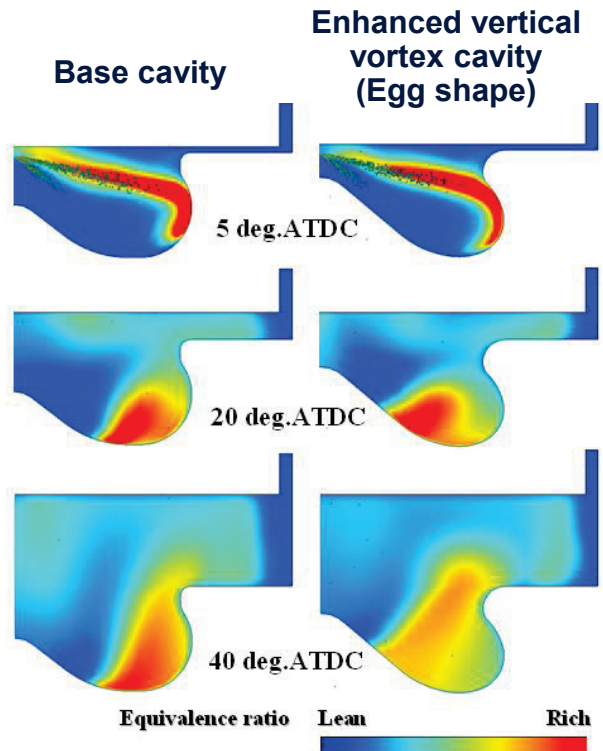


図 5-41 断面当量比分布についての縦渦強化型燃焼室の影響 (CFD 解析結果)

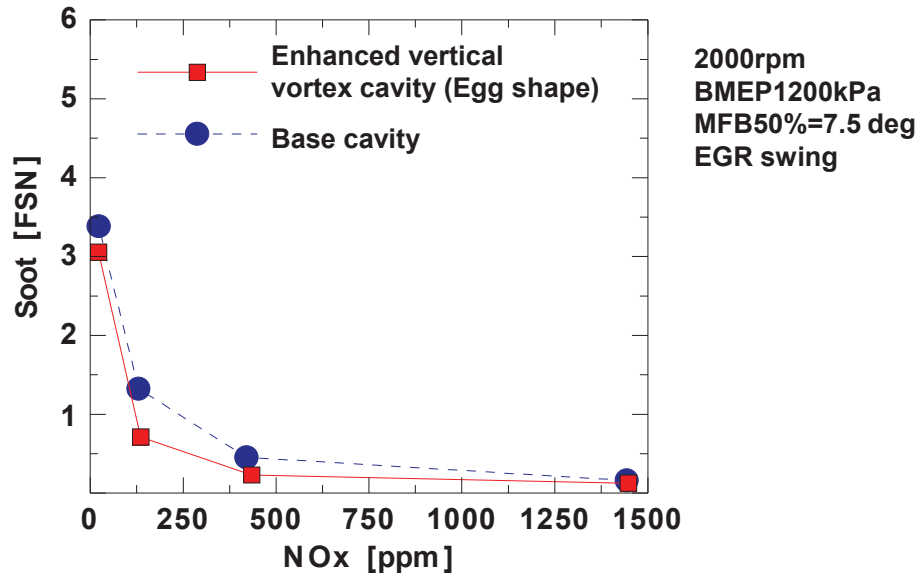


図 5-42 NOx-Soot トレードオフについての縦渦強化型燃焼室の影響 (CFD 解析)

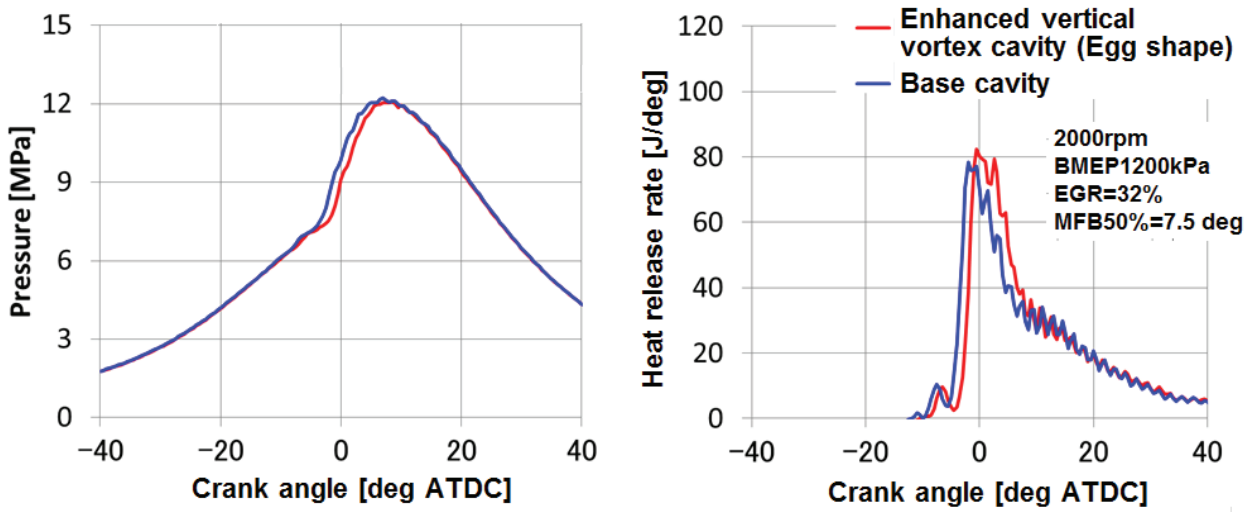


図 5-43 圧力履歴と熱発生率についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果)

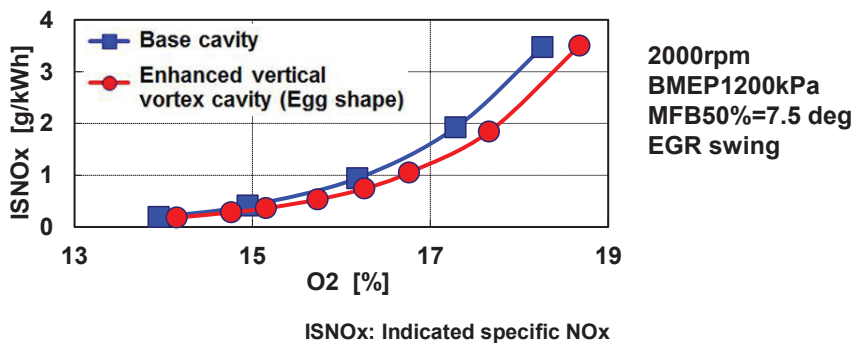


図 5-44 NOx 排出量についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果)

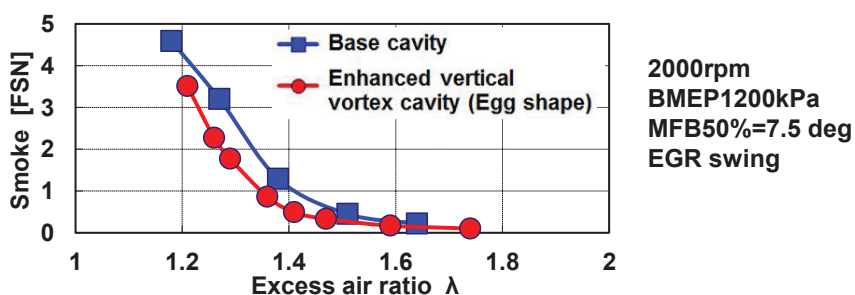


図 5-45 Smok 排出量についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果)

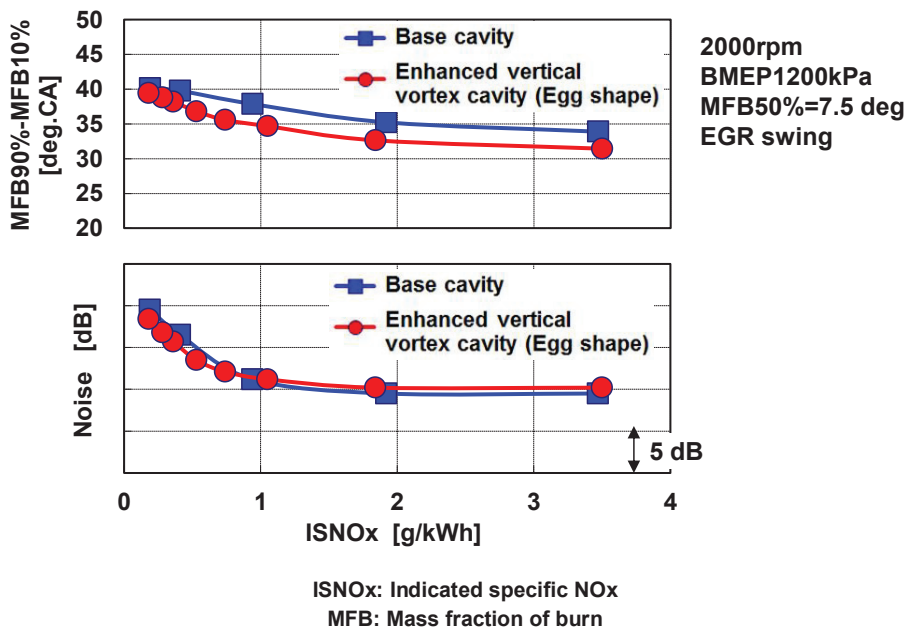
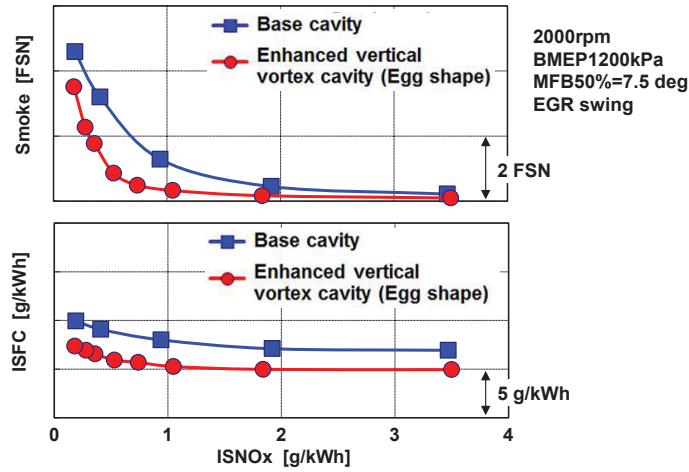


図 5-46 燃焼期間と燃焼音についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果)



ISNOx: Indicated specific NOx, ISFC: Indicated specific fuel consumption

図 5-47 排気と燃費についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果)

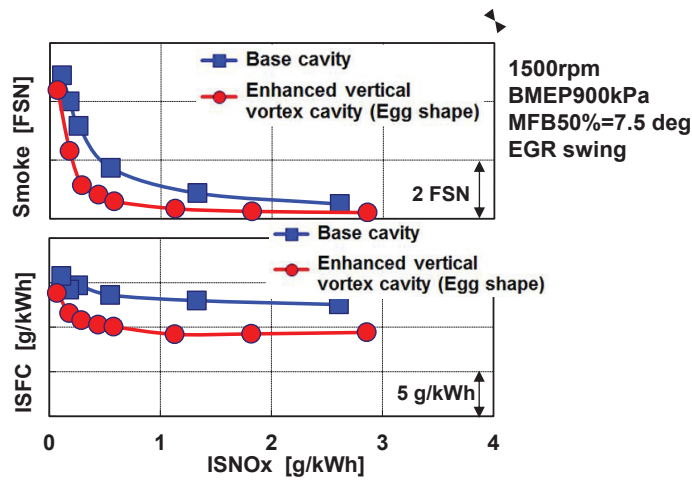


図 5-48 排気と燃費についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果, 1500rpm-BMEP900kPa)

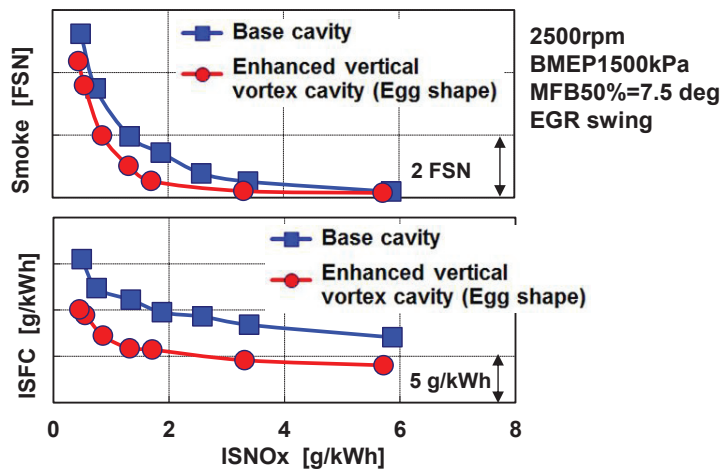


図 5-49 排気と燃費についての縦渦強化型燃焼室の影響 (実機性能試験結果, 2500rpm-BMEP1500kPa)

第6章 噴霧到達距離に及ぼす噴射量低減と蒸発の影響

6. 1 はじめに

第3章で検討した目標の ϕ -Tマップと着火・熱発生率を狙ったPCI燃焼の実用化には、予混合期間を確保するための手段として低圧縮比化が必要であった。また、構造系・往復回転系部品の低剛性・軽量化による機械損失低減のためにも低圧縮比化は有効な手段である⁽¹⁾。このような効果が得られる低圧縮比化であるが、乗用車用エンジンとして実用化するためには冷間始動時の燃料着火性の改善が課題となる。着火性の改善は、圧縮行程後半においてエンジン筒内が高温・高圧に維持される時間に対して、相対的に着火遅れ期間を短縮することで得られる。第2章での検討から着火遅れ期間短縮のための制御因子として、噴霧混合気のリッチ ϕ 領域の確保と温度上昇が有効であった。そこで本章ではその実現手段の可能性として、噴射量の微少化による噴霧の到達距離（ペネトレーション）抑制に着目する。噴霧の到達距離を抑制できれば、噴霧の過拡散抑制による局所混合気リッチ ϕ 領域の確保と、噴霧の壁面干渉による蒸発悪化や冷却損失の回避が期待できる。しかしながら、従来のソレノイド式アクチュエータを用いたインジェクターにおいては、ノズル針弁の作動が不安定となるために噴霧の微粒化不足や噴射量ばらつきが悪化によって、微少量噴射を実用化できなかった。これに対して、近年、ノズル針弁を高速高精度で駆動可能なピエゾ式アクチュエータを用いたインジェクター⁽²⁻⁴⁾が開発され、安定した微少量噴射が可能になった。

本章では、新開発のピエゾ式インジェクターを用いた噴霧単体での容器実験を行い、微少量条件まで含めて噴射量が噴霧到達距離に及ぼす影響を明らかにする。その際、実機エンジンの冷間時やパイロット噴射では広い雰囲気温度条件への対応が必要となるため、雰囲気温度条件を変更して噴霧蒸発状態の影響についても考慮する。更には、実機エンジンでは避けられない噴霧と壁面の干渉に関して、平面および実機ピストンの断面を模した二次元燃焼室壁面への衝突の影響についても明らかにする。計測手法には噴霧の液滴と蒸気の挙動を分離した計測が可能な二波長レーザ吸収散乱（LAS: Laser Absorption Scattering）法^(5,6)を用いる。

6. 2 実験装置

6. 2. 1 高温高压容器およびLAS法光学系

図6-1に高温高压容器、燃料噴射装置、および噴霧撮影のためのLAS法光学系の配置を示す。容器内の底部に設置したカルタン線ヒータにより雰囲気温度を、容器外部の高圧ガスボンベにより雰囲気圧力を制御した。燃料噴射インジェクターには単孔ノズルを装着したピエゾ駆動式（噴射装置の詳細は6.2.3で述べる）を用いた。容器のインジェクター取り付け部には壁面内に冷却水通路を設け、容器内温度の影響がインジェクター本体へ及ばないようにしてある。コモンレール内の燃料圧力は実機エンジン用の燃料高圧ポンプをモーターで駆動させて確保した。LAS法の光源にはNd:YAGレーザを用い、可視光の波長 $\lambda_T=532\text{nm}$ （第二高調波）と紫外光の波長 $\lambda_A=266\text{nm}$ （第四高調波）を同時に発振させた。2つのビームを一度可視光と紫外光に分け、それぞれのビームエクspanderによりビーム径を拡大させた後再び同軸にし、合成石英製の観測窓を通して高温高压容器内の噴霧に照射した。噴霧を通過して減衰された2つのビームは再び分離され、集光レンズを介しフォーカスされ、それぞれのCCDカメラにより画像の撮影を行った。

6. 2. 2 二波長レーザー吸収散乱 (LAS: Laser Absorption Scattering) 法^(3,4)

LAS 法計測原理の概要を図 6-2 に示す。LAS 法では試料燃料に吸収される波長 λ_A と吸収されない波長 λ_T の二波長のレーザー光を光源に用いる。本研究では Nd: YAG レーザーによる波長 266nm の紫外光を λ_A に、波長 532nm の可視光を λ_T に用いる。波長 λ_A の光は燃料蒸気と燃料液滴の吸収および燃料液滴の散乱によって減衰されるが、波長 λ_A の燃料液滴による吸収は微少であるため無視できる。一方、波長 λ_T の光は燃料液滴の散乱のみによって減衰される。従って、波長 λ_A と波長 λ_T における透過光減衰率の差をとることによって光路中の蒸気による透過光吸収率が求まり、Lambert-Beer の法則に基づいて燃料蒸気量を算出できる。一方、噴霧中の液滴密度は光散乱理論により波長 λ_T の透過光減衰率から算出できる。なお、LAS 法原理の詳細については Apenndix1 に示している。本章で図示する LAS 法の計測データは、液滴のみを示した可視光 λ_T の透過光減衰率画像、または噴霧の液滴と蒸気の両方を示した紫外光 λ_A の透過光減衰率画像であり、4 枚の画像の平均値で示している。また噴霧到達距離（ペネトレーション）および噴霧コーン角は、透過光減衰率の閾値により算出した噴霧の輪郭から図 6-3 のように定義して算出している。

6. 3 実験条件および噴射ノズル仕様

表 6-1 に実験条件と噴射ノズルの仕様を示す。雰囲気には窒素を用いた。雰囲気温度を $T_a = 300, 530, 760\text{K}$ として噴霧の蒸発状態を変化させるが、その際に雰囲気圧力 P_a を調整して雰囲気密度は $\rho_a = 16\text{kg/m}^3$ 一定とした。 $T_a = 760\text{K}$ は実機エンジン冷間条件での TDC 相当の雰囲気温度・圧力を想定した蒸発噴霧の条件であり、 $T_a = 300\text{K}$ は同じ雰囲気密度での非蒸発噴霧条件を、 $T_a = 530\text{K}$ はその中間の条件である。噴射試料にはジメチルナフタレン（以下 DMN）を用いた。DMN は蒸発特性や粘度が軽油に近く、紫外光を吸収し可視光を吸収しないため LAS 法の試料燃料に適している⁽⁶⁾。燃料物性の詳細については Apenndix1 に示している。コモンレール圧力 P_{inj} を 100MPa 一定とし、各噴射量条件 $Q_f = 2.97, 0.89, 0.27\text{mg}$ の場合を比較した。 $Q_f = 2.97\text{mg}$ は実機エンジン多孔ノズルでの中負荷メイン噴射量に、 $Q_f = 0.89\text{mg}$ は一般的な単段パイロットの噴射量に相当し、 $Q_f = 0.27\text{mg}$ はピエゾ式高性能インジェクターによって可能になった微量噴射条件である。ノズル噴孔径は $\phi 0.122\text{mm}$ を標準として一部条件で $\phi 0.95\text{mm}$ を用いた。噴孔径 $\phi 0.122\text{mm}$ ノズルにおける各噴射量での噴射率計測結果（小野測器噴射率計, FJ-7000）を図 6-4 に示す。図 6-4 には噴射率計測結果とベルヌーイ式によって見積もったノズルサック内燃料圧力を併記している。ここで、ベルヌーイの式は非粘性・非圧縮性流体の定常流を前提としている。ノズル内の燃料は非圧縮性流体と仮定でき、またノズル内の燃料流れの粘性によるエネルギーロスは極めて小さい。また、ノズル内の針弁の作動速度が 0.15ms 程度（噴孔面積＝シート流路面積となる際のノズルリフト $\approx 0.037\text{mm}$ 、そのリフトにまで 0.25ms で作動すると仮定）であるのに対して、 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の条件での最大噴射率 1.5mg/s 時に噴孔部を通過する燃料移動速度は 107m/s 程度となり、ノズルの移動速度に対して燃料の移動速度が十分に速い。このため本条件でのノズル内サック圧力最高到達値の簡易的な見積りにおいて、ベルヌーイの式を用いることに問題はないと判断した。なお各噴射量の同定は、噴射率計測とは別に、多数回噴射によるサンプリング重量計測法によって正確を期して計測した。

6. 4 自由噴霧の実験結果と考察

6. 4. 1 噴霧の液滴相と蒸気相の各到達距離に及ぼす噴射量と蒸発の影響

LAS 法による噴霧計測画像を図 6-5 に示す。噴霧中心軸から左側は液滴（可視光透過光減衰率画像）を、右側は蒸気と液滴（紫外光透過光減衰率画像）を示している。雰囲気温度 $T_a = 300\text{K}$ の条件では左右で同等の画像が得られており非蒸発噴霧であることが確認できる。雰囲気温度を $T_a = 530, 760\text{K}$ と上昇させるほど、また噴射量を低下させるほど、蒸発が進んで左側の液滴像が消失していく様子がわかる。そこで本節では、液滴と蒸気の噴霧到達距離を透過光減衰率画像から定量化した結果を示し、その変化の要因について考察する。

非蒸発噴霧（雰囲気温度 $T_a = 300\text{K}$ ）での噴霧到達距離について噴射量 Q_f を変化させた際の結果を図 6-6 に示す。噴射開始後時刻 $t_{ASOI} < 0.1\text{ms}$ の領域においての噴霧到達距離は Q_f によらず同等であった。しかしながら、 $t_{ASOI} > 0.3\text{ms}$ の領域では差を生じはじめ、 $t_{ASOI} = 1.0\text{ms}$ では $Q_f = 2.97\text{mg}$ に対して $Q_f = 0.89\text{mg}$ では噴霧到達距離が 5%程小さくなり、更に $Q_f = 0.89\text{mg}$ に対して $Q_f = 0.27\text{mg}$ では噴霧到達距離が 30%程も極端に小さくなった。この時の噴霧透過光減衰率画像を図 6-6 に併記している。微少噴射量領域での噴霧到達距離の極端な低下の要因の一つに、ノズルサック部での実噴射圧力の低下が挙げられる。先の図 6-4 に示したように、噴射率の計測結果からベルヌーイ式によって見積もったサック内燃料圧力は、 $Q_f = 2.97\text{mg}$ および 0.89mg の場合はコモンレール圧の 100MPa とほぼ同等になるのに対して、 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の場合には最高で 35MPa 程度の低い値となる。これは、ノズル内シート部でニードル弁の微少リフト状態が持続されることによる絞り圧損によるものである。以上のように、微少噴射量化は非蒸発噴霧の到達距離抑制のための有効な手段となることが確かめられた。

次に雰囲気温度 $T_a = 530\text{K}$ とした場合の噴霧液滴の到達距離を図 6-7 上左側に示す。燃料噴射量 $Q_f = 2.97\text{mg}$ の場合には噴射開始後時刻 $t_{ASOI} = 2\text{ms}$ まで液滴としての到達距離を得た。これに対して $Q_f = 0.89\text{mg}$ の場合は $t_{ASOI} = 1.0\text{ms}$ まで、 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の場合は $t_{ASOI} = 0.5\text{ms}$ までは液滴としての到達距離を得た。しかしながらそれ以降の時刻の計測では、蒸発のために液滴を確認できなくなった。 $t_{ASOI} = 1.0\text{ms}$ における噴霧透過光減衰率画像を図 6-7 に併記している。液滴を示す可視光透過光減衰率画像において $Q_f = 0.27\text{mg}$ の場合には噴霧の中心付近にかすかに噴霧液滴の像が映っているが噴霧先端距離を検出する閾値を下回るほど弱いものとなった。一方、紫外光透過光減衰率画像から解析した噴霧蒸気と液滴の到達距離を図 6-7 上右側に示す。噴射開始後暫くの間 $t_{ASOI} < 0.3\text{ms}$ においては噴霧蒸気と液滴の到達距離は先の噴霧液滴の到達距離と同等となり、噴霧先端にまで液滴が存在していることが分かる。一方、噴射開始から時間を経過した $t_{ASOI} > 0.5\text{ms}$ の領域においては紫外光透過光減衰率画像からの噴霧到達距離の方が可視光のものよりも大きくなることから、噴霧先端では蒸気相が先行することが分かる。 $t_{ASOI} = 2.0\text{ms}$ における蒸気相の到達距離は噴射量が少なくなる順に低下するが、その差は前述の非蒸発噴霧での場合よりも小さくなった。

更に雰囲気温度を $T_a = 760\text{K}$ まで上昇させた場合の噴霧液滴の到達距離を図 6-8 上左側に示す。燃料噴射量 $Q_f = 2.97\text{mg}$ の場合 $t_{ASOI} = 1.0\text{ms}$ までは液滴が存在して 42mm 程度の到達距離を得たが、それ以降の時刻では蒸発のために液滴を確認できなくなった。 $Q_f = 0.89\text{mg}$ の場合は $t_{ASOI} = 0.5\text{ms}$ で 30mm まで、 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の場合は $t_{ASOI} = 0.3\text{ms}$ で 23mm までが液滴として到達距離を得たが、それ以降の時刻では蒸発のために確認できなくなった。 $t_{ASOI} = 1.0\text{ms}$ における噴霧透過光減衰率画像を図 6-8 併記している。液滴を示す可視光透過光減衰率画像において噴射期間中の $Q_f = 2.97\text{mg}$ の場合に

はノズル噴孔から噴霧中流までの噴霧中心軸付近に噴霧液滴相が確認されるが、噴射終了後の $Qf = 0.89$, 0.27mg の場合には液滴の像は確認できないことから蒸発が完了していることが確認できる。次に紫外光透過光減衰率画像から解析した噴霧蒸気と液滴の到達距離を図 6-8 上右側に示す。噴射開始後しばらく経過後、遅くとも $tASOI > 0.5\text{ms}$ の領域の到達距離の値は、図 6-8 上左側の液滴の値を上回っていることから、図 6-8 上右側の紫外光透過光減衰率画像による到達距離は蒸気相によるものを示していることが分かる。噴霧蒸気の到達距離は噴射量が少なくなる順に低下するが、噴射量による差は前述の 530K の場合よりも更に小さくなっている。噴射量低下による噴霧到達距離の低下幅が蒸発によって小さくなる要因については、次節以降で詳細に検討する。以上のように、微少噴射量化は蒸発噴霧における液滴相の到達距離抑制のための有効な手段となる。

6. 4. 2 噴霧の到達距離とコーン角に及ぼす噴射量と蒸発の影響

液滴と蒸気を含む総合的な噴霧分布である LAS 法紫外光透過光減衰率画像を図 6-9 に示す。雰囲気温度によらず噴射量を低下させることで噴霧到達距離が小さくなることを前節で確かめた。一方で雰囲気温度を $Ta = 300, 530, 760\text{K}$ と上昇させると、噴射量が多い $Qf = 2.97\text{mg}$ の場合には噴霧到達距離は小さくなるが、噴射量が微少の $Qf = 0.27\text{mg}$ の場合には噴霧到達距離が大きくなり、単純な傾向にはならなかった。そこで本節では、液滴と蒸気を含む総合的な噴霧分布である紫外光透過光減衰率画像から噴霧の到達距離およびコーン角を定量化して、その変化の傾向を明らかにする。

噴射量は十分に多い準定常噴霧条件において、米 Sandia 国立研究所の Naber ら⁽⁷⁾がシュリーレン法によって計測した非蒸発噴霧と蒸発噴霧の到達距離の比較において、本研究での雰囲気密度 16kg/m^3 を含む条件で蒸発噴霧は非蒸発噴霧よりも到達距離が小さくなることが報告されている。この現象のメカニズムとして、蒸発噴霧では体積膨張によって噴霧コーン角が広がる分だけ到達距離が低下するという準定常運動量理論⁽⁸⁾によって説明されている。

本研究で噴射量が最も多い条件である $Qf = 2.97\text{mg}$ において、雰囲気温度 Ta を変化させた際の噴霧到達距離とコーン角の結果を図 6-10 に示す。雰囲気温度 $Ta = 300\text{K}$ の非蒸発噴霧に対し、 $Ta = 530, 760\text{K}$ と蒸発が促進されるに従って、噴霧の蒸発による体積膨張のためにコーン角は広がり、到達距離は小さくなった。これは上述した従来の知見と一致する結果である。

次に噴射量を $Qf = 0.89\text{mg}$ に低下させた場合の結果を図 6-11 に示す。噴射期間中の $tASOI < 0.5\text{ms}$ の領域においては前述の $Qf = 2.97\text{mg}$ の場合或いは従来の知見と概ね同じ傾向であり、雰囲気温度 $Ta = 300\text{K}$ の非蒸発噴霧に対して、 $Ta = 530, 760\text{K}$ と蒸発が促進されるに従って噴霧の到達距離が小さくなり、コーン角は広がった。ところが噴射終了後の $tASOI > 1.0\text{ms}$ の領域においては $Ta = 300\text{K}$ の非蒸発噴霧の到達距離の成長が鈍るのに対して、 $Ta = 530, 760\text{K}$ の蒸発噴霧の到達距離の成長は継続されて、 $tASOI = 2\text{ms}$ においては $Ta = 530$ の到達距離が最も大きくなった。

噴射量を $Qf = 0.27\text{mg}$ にまで低下させた場合の結果を図 6-12 に示す。この場合も噴射期間中の噴射期間中の $tASOI < 0.3\text{ms}$ では、 $Ta = 300, 530, 900\text{K}$ と蒸発が進むにつれて噴霧の到達距離は小さく、コーン角は広くなり、従来の知見と同じ傾向になった。ところが噴射終了後においては、 $Ta = 300\text{K}$ の非蒸発噴霧の到達距離は成長が鈍るのに対して、蒸発噴霧の到達距離は $tASOI > 1.0\text{ms}$ を超えても成長が継続し、蒸発噴霧の到達距離が非蒸発噴霧を有意に上回る結果となった。このような、少ない噴射量条件の噴射終了後に蒸発噴霧の到達距離が非蒸発噴霧を上回る現象は、従来の知見では説明できない。

6. 4. 3 噴霧の到達距離に関する準定常運動量理論解析

前節での少ない噴射量条件の噴射終了後に蒸発噴霧の到達距離が非蒸発噴霧を上回るという特徴的な現象について分析するため、準定常運動量理論⁽⁸⁾に基づく解析を行う。準定常運動量理論とは、ノズル噴孔からの燃料噴流が雰囲気を取り込んで体積を増やしながら噴霧として成長する過程での運動量保存を仮定したものであり、高圧噴射のディーゼル噴霧において良く成り立つことが報告されている^(7, 8, 9)。準定常運動量理論に基づいた次元解析においては、噴霧到達距離は、それを支配する諸因子から構成される簡単な無次元式で表現される。図 6-13 に示した噴霧の二次元断面において、噴流到達距離: S とコーン角: θ は式(1)で関係付けられる⁽⁷⁾。この際に、式(2)に示した特性長さ S^+ と特性時間 t^+ を用いて、式(3)に示した無次元到達距離: S^* と無次元時刻: t^* が定義できる。準定常運動量理論の下では、 S^* と t^* の間に完全相関が得られる。よって、対象とする現象についての S^* と t^* の相関性から、準定常運動量理論の成立性を確認できる⁽⁹⁾。

$$S \propto \sqrt{\frac{(p_f - p_a)}{\rho_a} \cdot \frac{d_0 \cdot t}{\tan(\theta/2)}} \quad (1)$$

$$\propto \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{1/4} u_0^{1/2} d_0^{1/2} t^{1/2} \tan(\theta/2)^{-1/2}$$

$$S^+ = \frac{d_0 \cdot \sqrt{\rho_f / \rho_a}}{\tan(\theta/2)}; \quad t^+ = \frac{d_0 \cdot \sqrt{\rho_f / \rho_a}}{u_0 \cdot \tan(\theta/2)} \quad (2)$$

$$S^* = S/S^+; \quad t^* = (t/t^+)0.5 \quad (3)$$

但し、 p_f : 燃料噴射圧力、 p_a : 雰囲気圧力、 ρ_f : 燃料密度、 ρ_a : 雰囲気密度、 u_0 : 噴霧初速、 d_0 : ノズル直径

S : 噴流到達距離、 t : 時刻、 S^+ : 特性長さ、 t^+ : 特性時間、 S^* : 無次元到達距離、 t^* : 無次元時刻

前節での噴霧到達距離およびコーン角の計測結果についての準定常運動量理論解析による無次元到達距離 S^* と無次元時刻 t^* の相関結果を図 6-14 に示す。噴射量 $Qf = 2.97, 0.89, 0.27\text{mg}$ の各々場合において、温度条件 $Ta = 300, 530, 760\text{K}$ での各計測時刻 ($t_{ASOI} = 0.05, 0.1, 0.3, 0.5, 1.0, 2.0\text{ms}$) の解析結果をプロットしてある。また、同図には準定常運動量理論値となる S^* と t^* の完全相関線も記載している。図より $Qf = 2.97\text{mg}$ での S^* と t^* の関係は完全相関に近く、準定常運動量理論に概ね従うことが分かった。次に $Qf = 0.89\text{mg}$ の場合においては、無次元時刻 $t^* < 10$ の早い時刻帯においては理論値に概ね従うことが分かった。しかしながら、 $t^* > 10$ の領域において、非蒸発噴霧 ($Ta = 300\text{K}$) の S^* が理論値よりも小さくなった。更に $Qf = 0.27\text{mg}$ の場合においては、無次元時刻 $t^* < 5$ までは理論値に概ね従うが、 $t^* > 5$ の領域において、非蒸発噴霧 ($Ta = 300\text{K}$) の S^* は理論値を大きく下回ることが分かった。しかしながら、雰囲気温度を $Ta = 530, 760\text{K}$ と上昇させて蒸発を促進すると、理論値よりは小さいものの S^* はいくらか回復した。

噴射期間中の準定常噴霧は、一般に、空気から受ける抗力によって減速する先頭部の液滴を、後から噴

射された液滴が次々と追い越しながら到達距離を伸ばして行くとしてされており、この過程で準定常運動量理論が成立する。しかしながら、噴射終了後しばらくして後から追い越す液滴が噴霧先端部に供給されなくなると、霧囲気から受ける抗力によって先頭部の液滴は減速され続けて、これにより準定常運動量理論が崩れて、無次元到達距離 S^* が理論値を下回るようになる⁹⁾。微少噴射量の場合は噴射終了が早いのためにこの影響が特に大きくなり、 S^* が理論値を大きく下回ったものと考えられる。一方、微少量噴射の場合に噴霧の蒸発によって S^* が回復する現象は、噴霧の境界領域においては燃料蒸気の濃度勾配が存在するため、これによって燃料蒸気の分子拡散が継続するためだと考えられる。

6. 4. 4 ノズル噴孔径が異なる噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響

これまでの検討から、微少噴射量化によって、自由噴霧の到達距離を効果的に抑制できることが分かった。その主要なメカニズムはノズル内ニードル弁の微少リフト状態でのシート絞りによるサック内燃料圧力低下によると考えられ、この現象はノズル噴孔径（噴孔流量）が異なる場合には感度が変化すると予想される。そこで、これまでに検討してきた $\phi 0.122\text{mm}$ のベースノズルに対して、実用可能なノズル径としては最も小さい部類となる $\phi 0.095\text{mm}$ 小孔径ノズル（噴孔流量比で約 40% 減）を用いた場合の、微少噴射量での噴霧到達距離変化を調べる。

非蒸発噴霧（霧囲気温度 $T_a = 300\text{K}$ ）での噴霧到達距離の結果を図 6-15 に示す。噴射量 $Q_f = 2.97\text{mg}$ の場合には $\phi 0.122\text{mm}$ ノズルの方が噴霧到達距離はやや大きくなった。これは噴射量が十分に多い条件での従来の知見⁹⁾と同じ傾向である。これに対して噴射量を $Q_f = 0.89\text{mg}$ に低下させた場合には 2 つのノズル噴霧到達距離は同等になり、更に $Q_f = 0.27\text{mg}$ までと低下させた場合には $\phi 0.095\text{mm}$ ノズルの方が $\phi 0.122\text{mm}$ ノズルよりも噴霧到達距離が大きくなった。図 6-16 に示すように蒸発噴霧 ($T_a = 760\text{K}$) の場合においても同様の傾向が見られた。微少量噴射条件において小噴孔径のノズルでは大噴孔径のノズルに対して、噴孔部での絞りが大きい分だけ、ノズル内シート部でのニードル弁のリフト量を大きくする必要がある。このためシート絞りによるサック内燃料圧力低下の効果が小さくなったものと考えられる。噴霧到達距離を抑制するためのノズル噴孔径選定において注意が必要である。

6. 4. 5 微少量噴射と多段噴射の組み合わせによる着火性改善コンセプトの検討

これまでの検討から、高性能インジェクターと比較的噴孔流量が大きなノズルを用いて微少噴射量化を行うことにより、噴霧到達距離を効果的に抑制できることを見出した。そこで本節では、微少噴射量化によって到達距離を抑制した噴霧を、複数回噴射化して同じ空間に噴霧を重ねることによる混合気着火性改善の可能性について検討する。図 6-17 は $\phi 0.122$ ノズルを用いた場合の非蒸発噴霧において、既出の $Q_f = 0.89\text{mg}$ と単段 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の結果、および $Q_f = 0.27\text{mg}$ を続けて 2 回（合計 3 段）噴射した場合に想定される結果を比較している。3 段 0.27mg は、前段噴射の噴霧到達距離の成長が概ね停止する時刻として噴射開始間インターバルを 0.5ms としている。図 6-17 中下段に噴霧形状を円錐+半球と仮定して噴霧到達距離とコーン角から算出した噴霧体積を比較する。 $Q_f = 0.89\text{mg}$ の噴霧体積は単段 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の 2 倍以上となることが分かる。この噴霧体積と燃料噴射量から算出した噴霧内平均当量比を図 6-17 下段に示す。単段 $Q_f = 0.27\text{mg}$ の噴霧内平均当量比は $Q_f = 0.89\text{mg}$ よりも小さいが、3 段の噴射が全て同じ空間に重なることを想定した統合 3 段 $Q_f = 0.27\text{mg}$ は、 $Q_f = 0.89\text{mg}$ を大きく上回るリッチ当量比混合気を長い時間維持している。図 6-18 は図 6-17 と同様の検討を蒸発噴霧においてで行った

結果である。蒸発噴霧の単段 $Qf = 0.27 \text{ mg}$ では、噴射終了後暫く径化した後でも到達距離が成長を続けるため、その効果は非蒸発噴霧よりも小さくなるが、3段 $Qf = 0.27 \text{ mg}$ の噴霧内平均当量比は $Qf = 0.89 \text{ mg}$ を上回るリッチ当量比を長い時間維持できている。以上の検討より、微量噴射をさらに多段化することによって、混合気着火性の有効な改善が図れることが示唆される。

6. 5 壁面衝突噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響

乗用車用のボアの小さい実機エンジンにおいては噴霧と燃焼室壁面との衝突や干渉は避けられない。そこで平面および実機ピストンの断面を模した二次元燃焼室壁面を用いた壁面への衝突噴霧について、その到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響を検討する。

6. 5. 1 平面衝突噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響

本節ではノズルから 30mm の距離に設置した平面への衝突噴霧を対象にして、その到達距離に噴射量と蒸発が及ぼす影響について検討する。図 6-19 は燃料噴射量 $Qf = 2.97, 0.89, 0.27\text{mg}$ 各々の場合において、非蒸発噴霧 ($Ta = 300$) と蒸発噴霧 ($Ta = 760\text{K}$) での LAS 法による紫外光透過光減衰率画像である。この画像の解析から噴霧の到達距離を定量化した結果を以下に示す。なお、平面衝突噴霧の到達距離は、図 6-20 左上に示すように、平面までの距離と衝突後の平面沿いの広がり半径の和により定義している。

非蒸発噴霧 ($Ta = 300\text{K}$) における噴霧到達距離について、噴射量を変化させた結果を図 6-20 に示す。図より噴射量が少ないほど噴霧到達距離は小さくなったが、その差は前述の自由噴霧の場合 (図 6-5) と比べて小さくなった。これは噴射量が少ないほど噴霧到達距離の絶対値が小さく、壁面と接触する噴霧の割合が低くなり、壁面の影響が出にくくなるためである。

次に、噴射量 $Qf = 2.97\text{mg}$ の場合における、非蒸発噴霧 ($Ta = 300\text{K}$) と蒸発噴霧 ($Ta = 760\text{K}$) の到達距離の比較を図 6-21 に示す。図より非蒸発噴霧と蒸発噴霧で各時刻での噴霧到達距離が同等になった。その要因として以下の2つが挙げられる。壁面衝突噴霧後の到達距離には壁面衝突時の噴霧先端部の幅が加算される。前述の噴射量 $Qf = 2.97\text{mg}$ での自由噴霧の場合 (図 6-10)、蒸発噴霧は非蒸発噴霧に対して噴霧到達距離は小さいが噴霧コーン角は大きかった。噴霧コーン角すなわち噴霧の幅が大きいために、これが衝突後の到達距離にこれが加算されて到達距離が大きくなったことが挙げられる。もう一つは、図 6-21 右側に示した噴霧の透過光減衰率画像によれば、蒸発噴霧では壁面衝突後の噴霧蒸気が壁面から厚さを持った分布となり、非蒸発噴霧での壁面近傍に薄く分布してかつ液滴相が壁面に接触するという状況と比較して、せん断抵抗の影響を受け難くなることが考えられる。

一方、噴射量 $Qf = 0.27\text{mg}$ の場合における非蒸発噴霧と蒸発噴霧の比較を図 6-22 に示す。図より平面衝突後の噴霧到達距離は蒸発噴霧の方が非蒸発噴霧よりも大きくなった。これは、噴射量 $Qf = 0.27\text{mg}$ の場合には、壁面到達前の自由噴霧において、蒸発噴霧の方が非蒸発噴霧よりも噴霧コーン角だけでなく噴霧到達距離も大きいため (図 6-12)、大きなコーン角に伴う噴霧幅が衝突後の到達距離に加算されて、到達距離の差が更に大きくなったものである。

6. 5. 2 二次元ピストン燃焼室壁面への衝突噴霧の到達距離へ及ぼす噴射量と蒸発の影響

本節では実機エンジンのピストン燃焼室内での噴霧の挙動に近づけるため、ピストン燃焼室の断面形

状を模した二次元燃焼室壁面への衝突噴霧の到達距離について検討する。図 6-23 は燃料噴射量 $Q_f = 2.97, 0.89, 0.27 \text{ mg}$ 各々の場合における、非蒸発噴霧 ($T_a = 300 \text{ K}$) と蒸発噴霧 ($T_a = 760 \text{ K}$) の LAS 法による紫外光透過光減衰率画像である。この画像の解析から噴霧の到達距離を定量化した結果を以下に示す。なお、二次元燃焼室壁面衝突噴霧の到達距離は、図 6-24 上側に示すように、壁面までの距離と衝突後の燃焼室壁面沿いの回り込みの曲線の和により定義している。

非蒸発噴霧 ($T_a = 300 \text{ K}$) における噴霧到達距離について、噴射量を変化させた結果を図 6-24 に示す。図より噴射量が少ないほど噴霧到達距離は小さくなるが、その差は自由噴霧の場合 (図 6-5) と比べて小さく、平面衝突噴霧 (図 6-20) とほぼ同様の結果となった。

次に図 6-25 に噴射量 $Q_f = 2.97 \text{ mg}$ における、非蒸発噴霧 ($T_a = 300$) と蒸発噴霧 ($T_a = 760 \text{ K}$) の到達距離を比較する。非蒸発噴霧と蒸発噴霧は同等の到達距離となり、平面衝突噴霧の場合 (図 6-21) と同様の結果となった。

一方、 $Q_f = 0.27 \text{ mg}$ において非蒸発噴霧と蒸発噴霧の到達距離を比較した結果を図 6-26 に示す。蒸発噴霧の到達距離が非蒸発噴霧をも大幅に上回った。この差は自由噴霧 (図 6-12) や、平面衝突噴霧 (図 6-22) の場合よりも大きくなった。この要因として、前節での平面衝突噴霧の場合の要因に加えて、二次元燃焼室壁面への衝突噴霧では噴霧が衝突壁面に対して斜めに入射するため、微少噴射量条件での壁面到達前の自由噴霧においての大きな噴霧幅が、衝突後には燃焼室回り込み方向に集中して広がるためだと考えられる。

6. 6 まとめ

着火性改善の実現手段となり得る微少量噴射化による噴霧到達距離の抑制に着目し、微少量噴射化が可能な高性能のピエゾアクチュエータ式インジェクターを用いた噴霧単体での容器実験と、噴霧の液滴相と蒸気相を分離可能な LAS 法による計測解析によって、噴射量が噴霧到達距離に及ぼす影響を検証した。その際には実機エンジンでの冷間条件やパイロット噴射への適用時に重要な、雰囲気温度の変化による噴霧の蒸発状態の影響についても考慮した。更には、実機エンジン適用時に考慮すべき制御因子となるノズル噴孔径の影響、噴霧と壁面の干渉の影響についても考慮した。これにより得られた知見を以下にまとめる。

噴射量と蒸発の影響

- (1) 噴射量を微少量化することで噴霧の到達距離の大幅な抑制が可能である。これは、ニードル弁が微少リフトに維持されることによるシート部での絞り効果でサック内の実噴射圧力がコモンレール圧よりも低くなること、および早期の噴射終了すなわち運動量供給の終了に伴って噴霧到達距離の成長が準定常運動量理論を下回る時刻が早くなることによるものである。
- (2) 噴射量を微少化した場合、非蒸発噴霧では到達距離の成長は噴射終了後間もなくから鈍化してやがては止まるが、蒸発噴霧では噴射終了後しばらく経った後も噴霧到達距離および噴霧幅が成長し続ける。これは蒸発噴霧では、噴霧と雰囲気との空気運動量交換終了後も境界領域における燃料蒸気の濃度勾配が存在するため、これによる分子拡散が継続することによるものと考えられる。

- (3) 雰囲気温度上昇によって蒸発を促進させた場合、噴射量微量化によって液滴相の到達距離を大幅に抑制できる。前述の非蒸発噴霧の到達距離が抑制される効果に加えて、蒸発によって液相が存在する距離が短くなるためである。
- (4) 噴射期間中の準定常状態の噴霧は、空気からの抗力によって減速する先端部の液滴を後から噴射された液滴が追い越しながら到達距離が成長すると一般に考えられ、この際の噴霧到達距離は準定常運動量理論に従う。一方で噴射終了後しばらく経つと、到達距離の成長が準定常運動量理論を徐々に下回るようになる。これは、噴射終了後には噴霧先端部に後から追い越す液滴が供給されなくなり、雰囲気からの抗力によって噴霧先端部の液滴が減速し始めるためだと考えられる。噴射量を微量化すると噴射終了時刻が早まるためにこの影響が大きくなる。
- (5) 微量噴射化に多段化を組合せて、同じ空間に到達距離を抑制した噴霧を重ねることによって、燃焼室壁面と液滴の干渉による蒸発悪化が軽減され、加えてコンパクトで燃料当量比リッチな混合気形成できる。これは着火性改善のための有効な手法になり得ると考えられる。
- (6) 噴射量が多い場合に雰囲気温度を上昇させると、蒸発による体積膨張によって噴霧コーン角が広がり、到達距離は小さくなる。噴射期間中および噴射終了後しばらくの間のコーン角と到達距離の関係は、非蒸発・蒸発に関わらず、準定常運動量理論に従う。

噴孔径の影響

- (7) ノズルの小噴孔径化によって、従来の知見の通り、噴射量が多い条件では噴霧到達距離は小さくなる。一方で、噴射量が微少な条件では、ノズルの小噴孔径化によって噴霧到達距離が逆に大きくなる。微量噴射条件においては、小噴孔径ノズルは大噴孔径ノズルと比べて、噴孔部での絞りが大きい分だけ、ノズル内シート部でのニードル弁のリフト量が大きくなり、シート絞り効果によるサク内実燃料低下が抑制されること、および、ノズル内シート部でのニードル弁のリフト量を大きい分だけ、小噴孔径のノズルでは噴射期間が長くなることによるためと考えられる。

壁面の影響

- (8) 平面および二次元燃焼室壁面への衝突噴霧においても、噴射量を微量化することで噴霧の到達距離の大幅な抑制が可能であるが、その効果度は自由噴霧の場合と比べて小さくなる。これは噴射量が少ないほど噴霧到達距離の絶対値が小さく、壁面と接触する噴霧の割合が低くなり、壁面衝突後の到達距離への影響が出にくくなるためである。
- (9) 平面および二次元燃焼室壁面への衝突噴霧において、噴射量が多い条件では、非蒸発噴霧と蒸発噴霧の衝突後の到達距離の差は殆ど無い。これは、衝突前の自由噴霧において蒸発噴霧は非蒸発噴霧に対して到達距離は小さいが噴霧幅が大きい。衝突後の到達距離には衝突前の噴霧幅が加算されて衝突前後でこれらの差異が相殺されるためである。

- (10) 平面衝突噴霧での噴射量が微少な条件では、蒸発噴霧の到達距離が非蒸発噴霧よりも大きくなり、その影響度は自由噴霧の場合よりも大きくなる。蒸発噴霧では衝突前の自由噴霧において到達距離と噴霧幅の両方が大きく、衝突後には噴霧幅が噴霧到達距離に加算されるためである。また、蒸発噴霧では壁面衝突後の噴霧蒸気が壁面から厚さを持った分布となり、非蒸発噴霧の壁面近傍に液滴が集中した分布と比較してせん断抵抗の影響を受け難く、このことも壁面衝突後に噴霧到達距離が成長しやすい要因になっていると考えられる。
- (11) 二次元燃焼室壁面への衝突噴霧での噴射量が微少な条件では、蒸発噴霧の到達距離が非蒸発噴霧よりも大きくなり、その差は平面衝突噴霧の場合よりも更に大きくなる。これは、二次元燃焼室壁面には噴霧が斜め入射するため、蒸発噴霧での衝突前の大きな噴霧幅が、衝突後の燃焼室回り込み方向の到達距離の加算に有利に働くためである。

参考文献 (第6章)

- (1) T. Sakono, E. Nakai, M. Kataoka, H. Takamatsu and Y. Terazawa: MAZDA SKYACTIV-D 2.2L Diesel Engine, 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, p.943-965 (2011)
- (2) 宮本正彦夫: コモンレールシステムの開発と進化, 第22回内燃機関シンポジウム講演論文集, p25-45 (2011)
- (3) Shibata, M., et al.: Denso The Third Generation Common Rail System, Proceedings of JSAE, No. 24-09 (2009).
- (4) Predelli, O., et al.: Continuous Injection-Rate Shaping for Passenger-Car Diesel Engines-Potential, Limits and Feasibility, Proceeding of the 31st Internationales Wiener Motorensymposium, (2010)
- (5) Suzuki, M., et al.: Simultaneous Concentration Measurement of Vapor and Liquid in an Evaporating Diesel Spray, SAE Paper, (1993), No.930863.
- (6) Zhang, Y., et al.: Imaging of Droplets and Vapor Distributions in a Diesel Fuel Spray by Means of a Laser Absorption-Scattering Technique, Applied Optics, Vol.39, No.33, (2000), p.6221-6229.
- (7) Naber, J.D., et al.: Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, SAE Paper, (1996), No. 960034
- (8) Wakuri, Y. , et al.: Studies on The Penetration of Fuel Spray of Diesel Engine, Trans. JSME, Series II, Vol. 25, No.156, (1959), p.820-826..
- (9) Gao, J. et al.: Characteristics of Evaporating Diesel Spray: A Comparison of Laser Measurements and Empirical/Theoretical Predictions, SAE Paper, (2009), No. 2009-01-0854
- (10) Hiroyasu, H.: Diesel Engine Combustion and its Modeling, Proceedings of COMODIA-85, (1985) p.53-75.

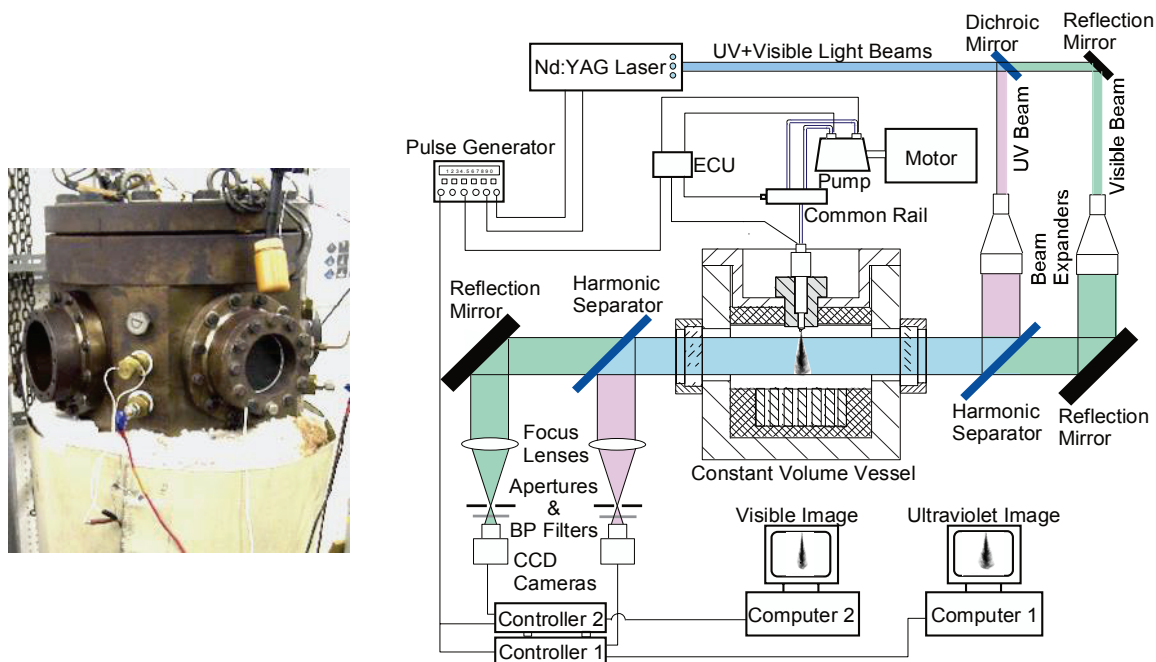


図 6-1 実験装置（高温高压容器，燃料噴射装置，LAS 法光学系）

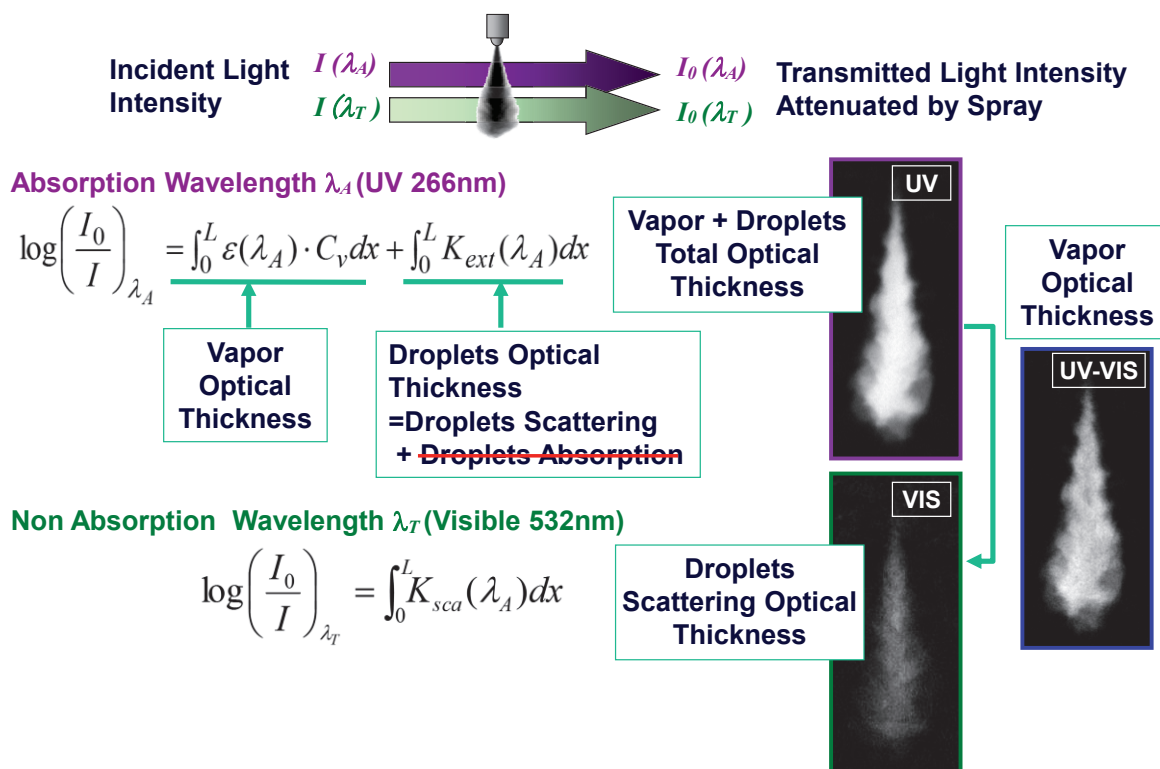


図 6-2 二波長レーザ吸収散乱法（LAS: Laser Absorption Scattering）の計測原理

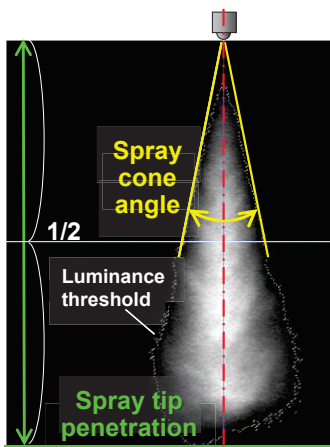


図 6-3 LAS 法透過光減衰率計測画像（4 画像平均）における噴霧到達距離と噴霧角の定義

表 6-1 実験条件およびノズル仕様

Ambient gas	Nitrogen		
Ambient temperature: T_a [K]	300	530	760
Ambient pressure: P_a [MPa]	1.4	2.5	3.6
Ambient density: ρ_a [kg/m ³]	16		
Test fuel	Dimethyl naphthalene (C ₁₀ H ₆ (CH ₃) ₂)		
Test fuel density : ρ_f [kg/m ³]	1018		
Injector & nozzle type	Denso G3P (Piezo actuator type) Single hole with Mini-sac		
Common rail pressure: P_{inj} [MPa]	100		
Nozzle hole diameter: d_o [mm]	ϕ 0.122, (ϕ 0.095)		
Injection quantity: Q_f [mg]	2.97	0.89	0.27
Injection duration [ms]	1.4, (1.6)	0.6, (0.65)	0.35, (0.4)

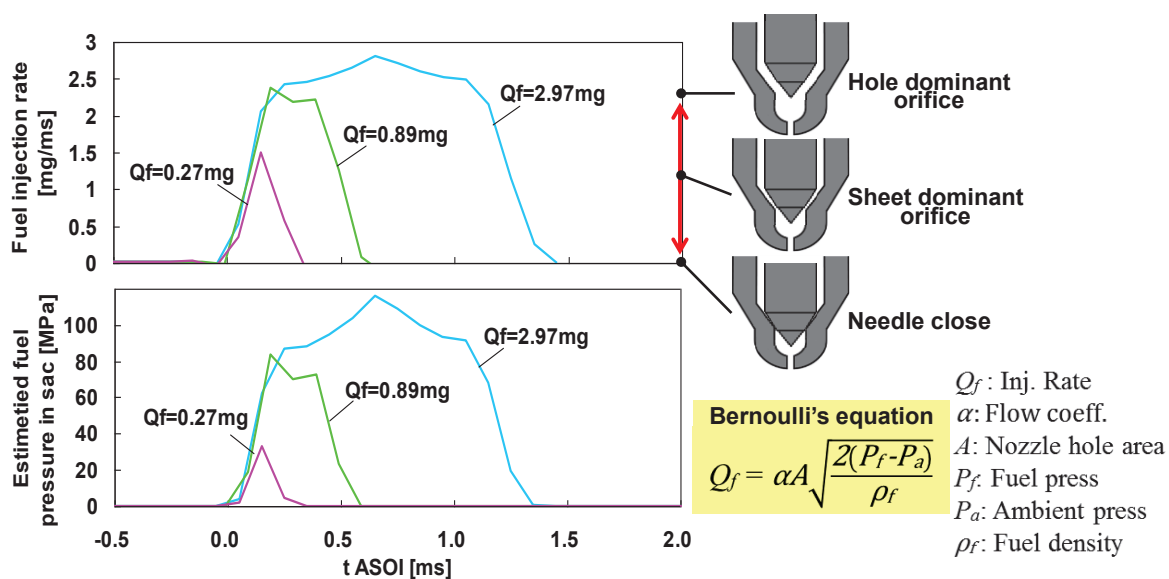


図 6-4 噴射率計測結果 およびベルヌーイ式によるサック内燃料圧力の推定値（ ϕ 0.122 ノズル）

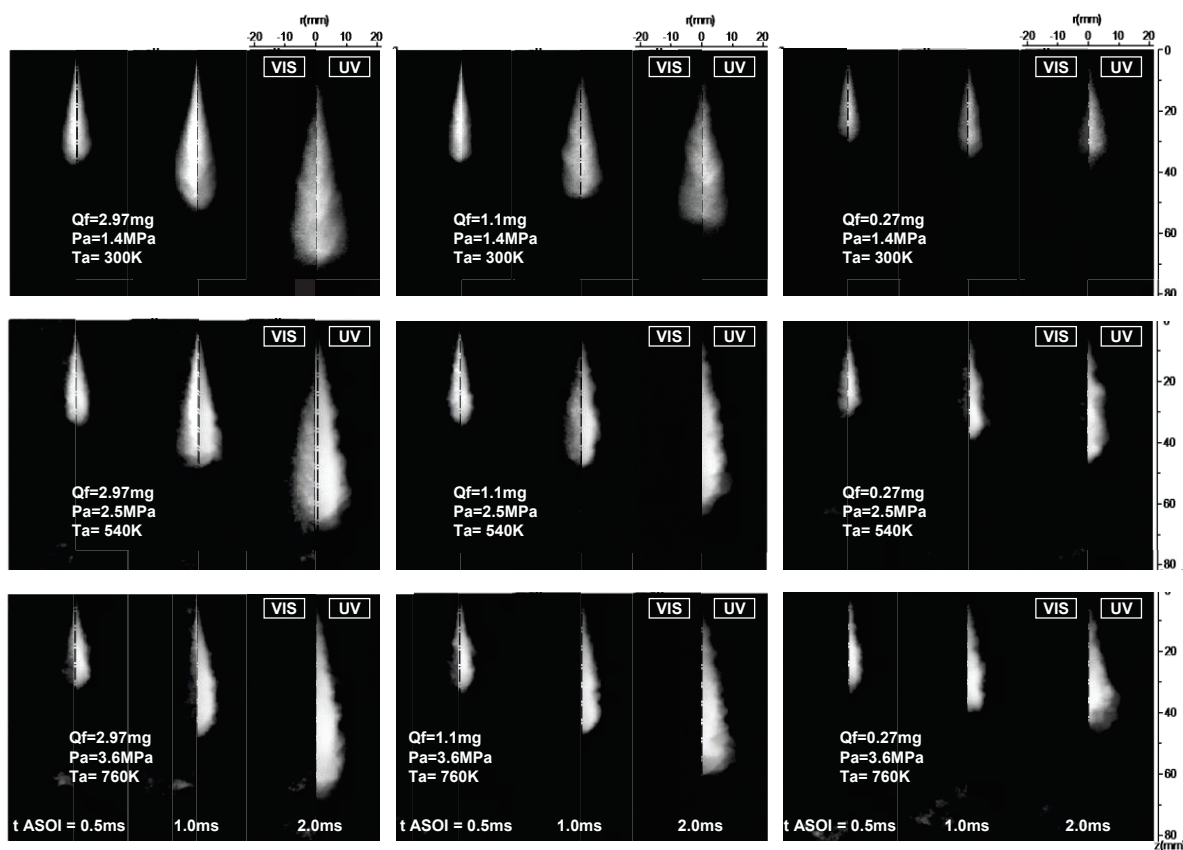


図 6-5 自由噴霧における噴射量と蒸発条件ごとの液滴（左側・可視光），および蒸気+液滴（右側・紫外光）のLAS法透過光減衰率画像（4画像平均）

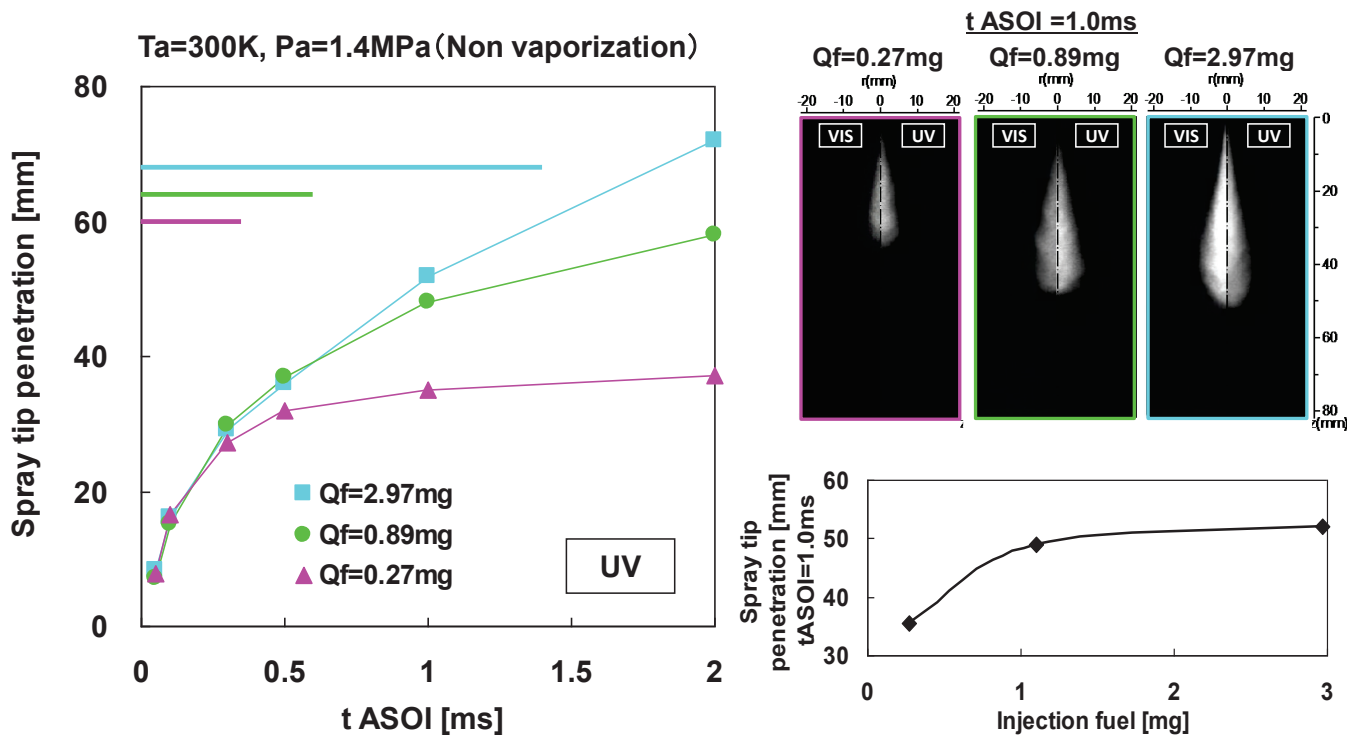


図 6-6 自由噴霧の到達距離に及ぼす噴射量の影響（非蒸発噴霧）

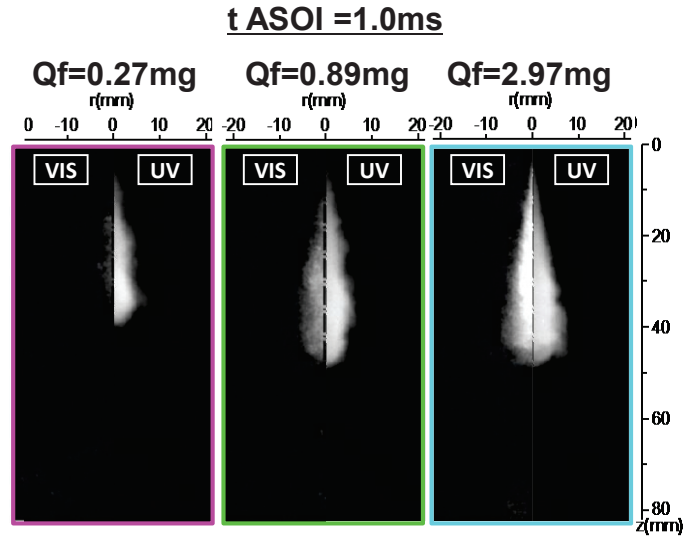
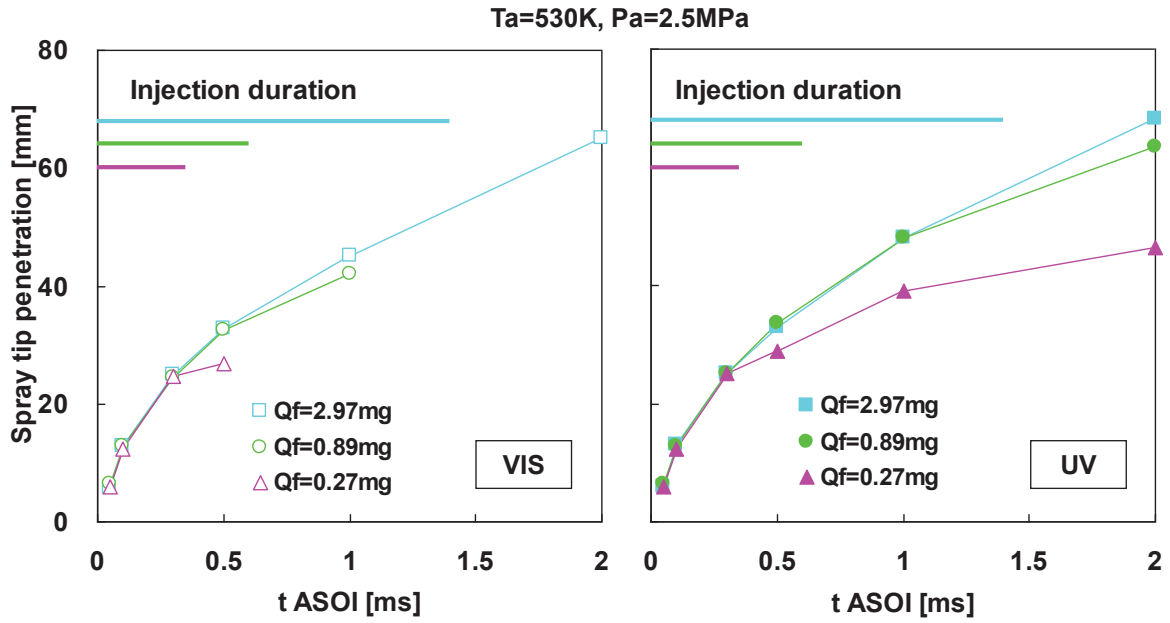


図 6-7 自由噴霧の到達距離に及ぼす噴射量の影響（準蒸発噴霧）

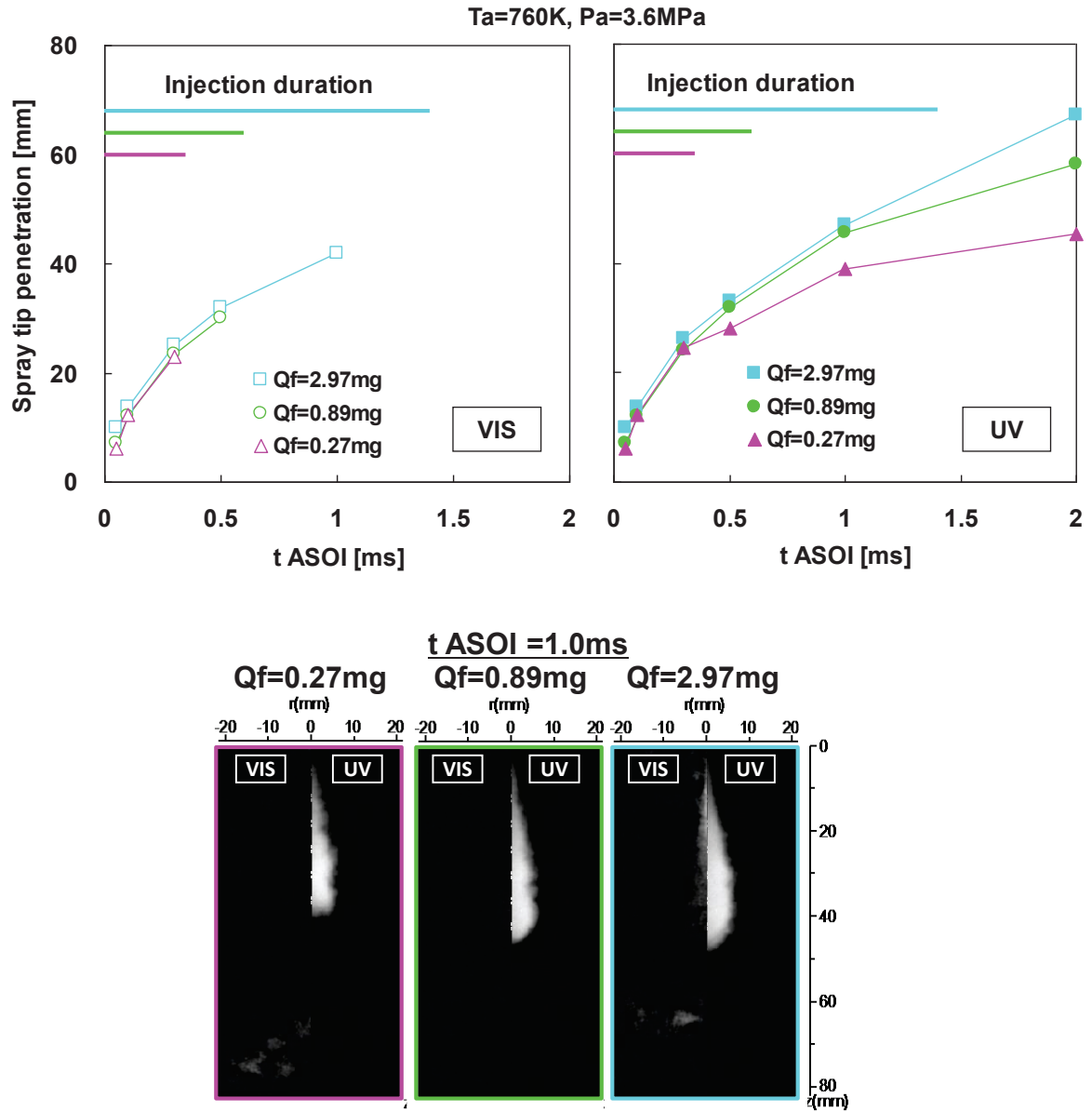


図 6-8 自由噴霧の到達距離に及ぼす噴射量の影響（蒸発噴霧）

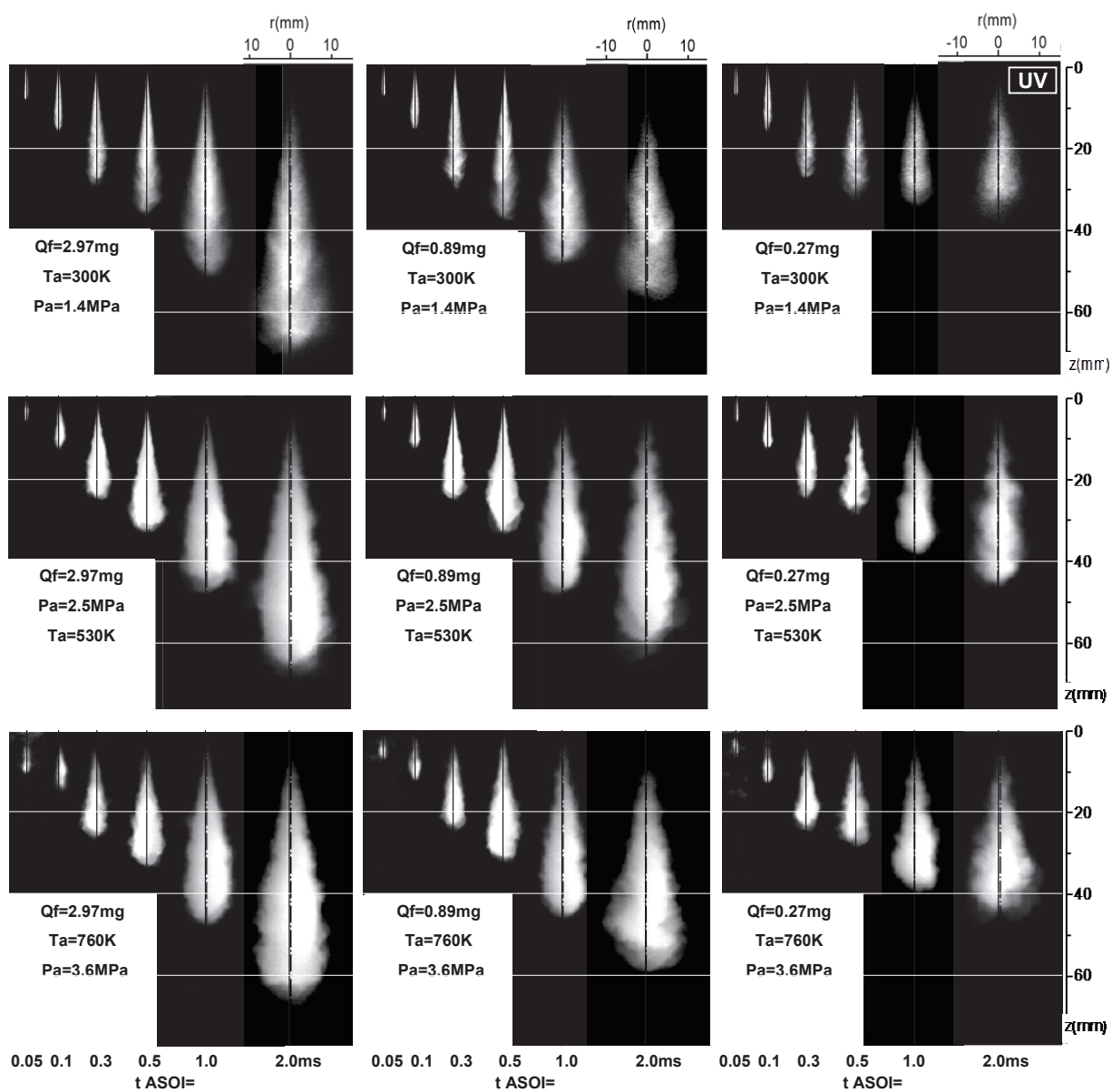


図 6-9 自由噴霧の LAS 法 紫外透過光減衰画像 (蒸気+液滴, 4 画像平均)

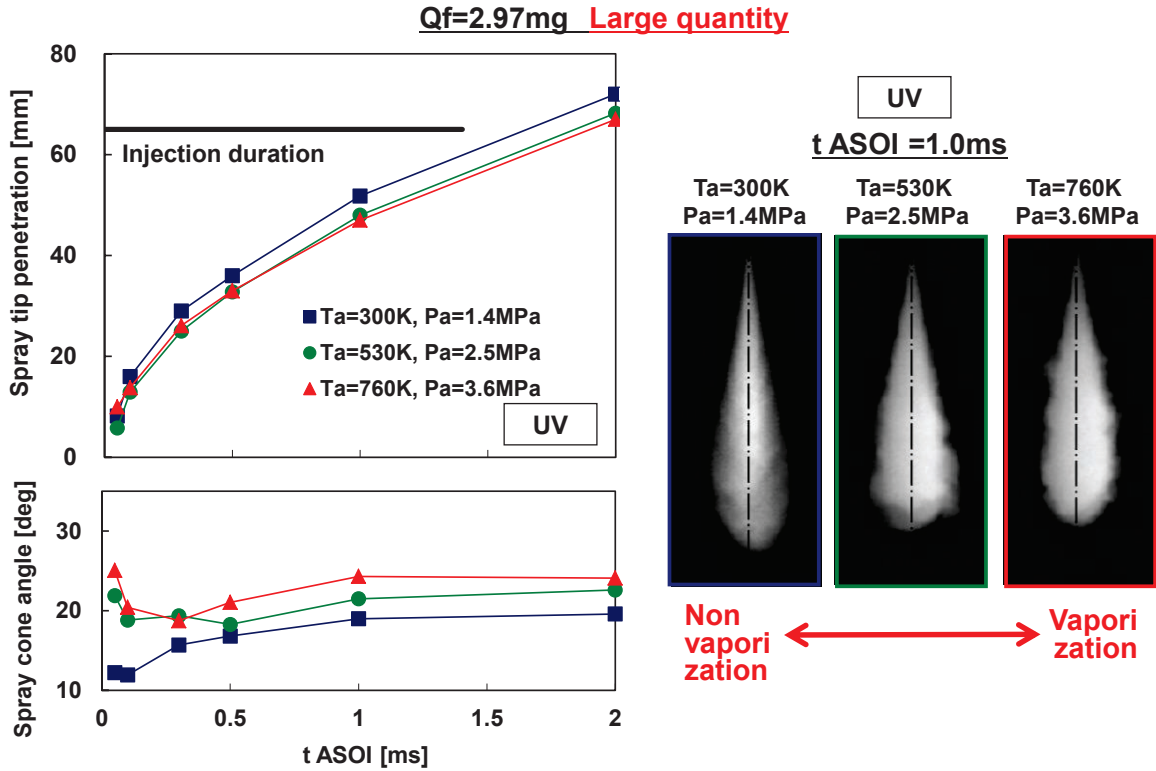


図 6-10 自由噴霧の到達距離とコーン角に及ぼす蒸発の影響（多量噴射条件）

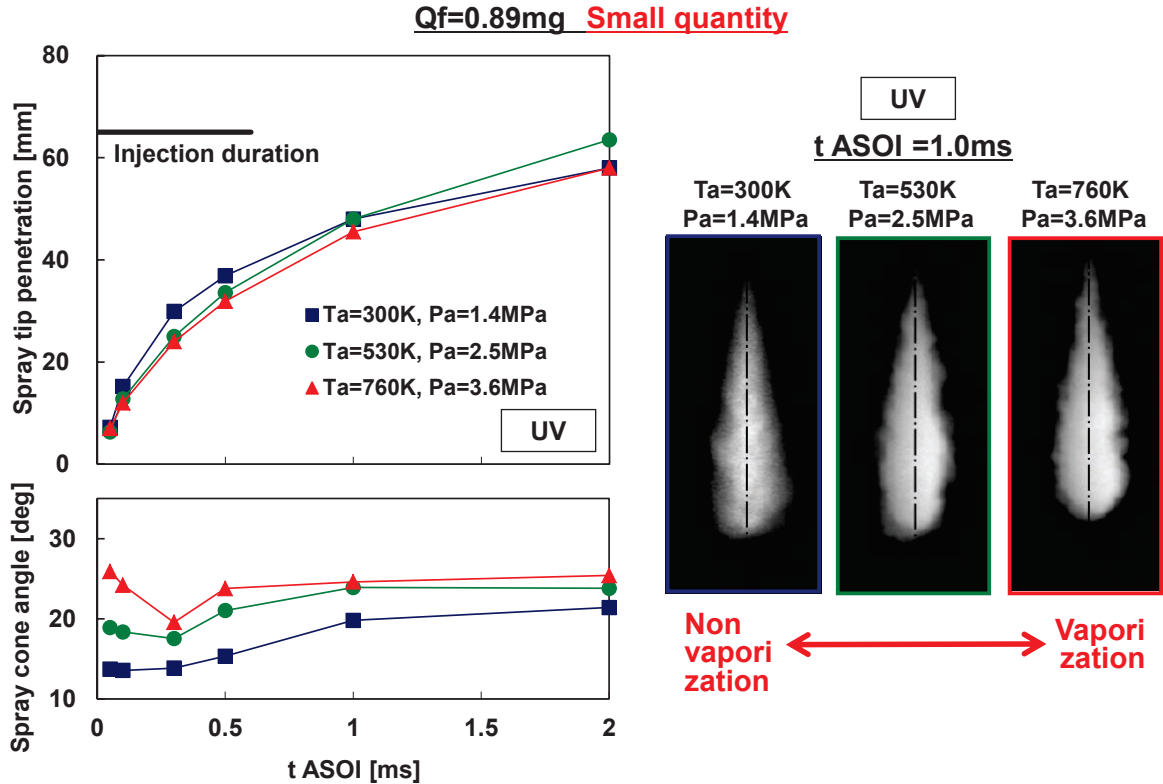


図 6-11 自由噴霧の到達距離とコーン角に及ぼす蒸発の影響（小量噴射条件）

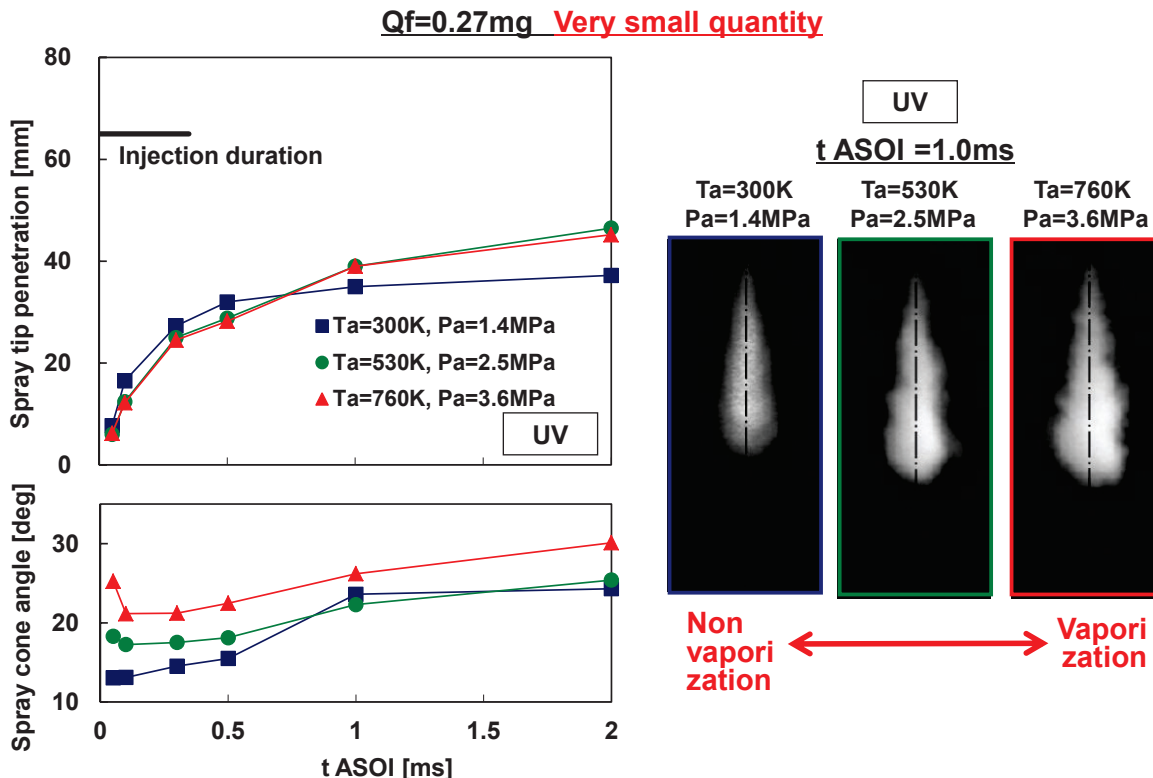
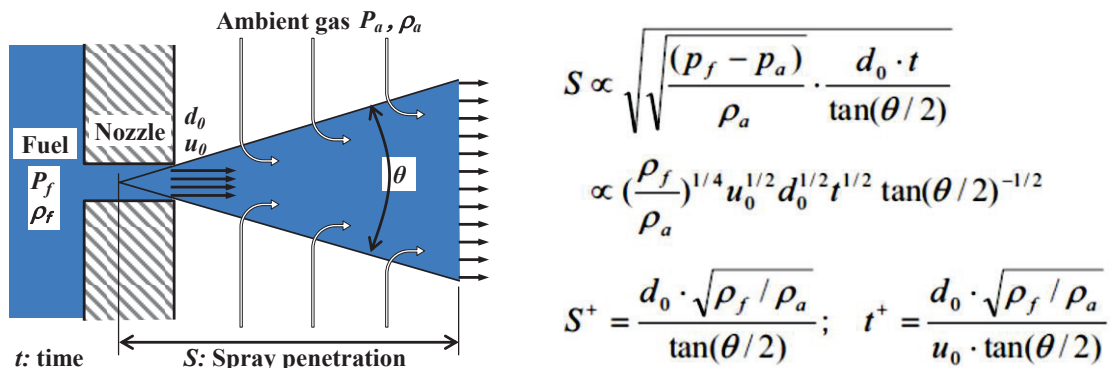


図 6-12 自由噴霧の到達距離とコーン角に及ぼす蒸発の影響（微小量噴射条件）



Dimensional analysis of quasi-steady momentum theory

$$S^* = S/S^+ \propto t^* = (t/t^+)^{0.5}$$

S^* : Non dimensional spray penetration

t^* : Non dimensional time

REFERENCES:

Wakuri, Y., et al., Studies on The Penetration of Fuel Spray of Diesel Engine, Trans. JSME, Series II, Vol. 25, No.156, (1959), p.820-826.

Gao, J. et al., Characteristics of Evaporating Diesel Spray: A Comparison of Laser Measurements and Empirical/Theoretical Predictions, SAE Paper, (2009), No. 2009-01-0854.

図 6-13 準定常運動量理論における無次元パラメータ^(8, 9)

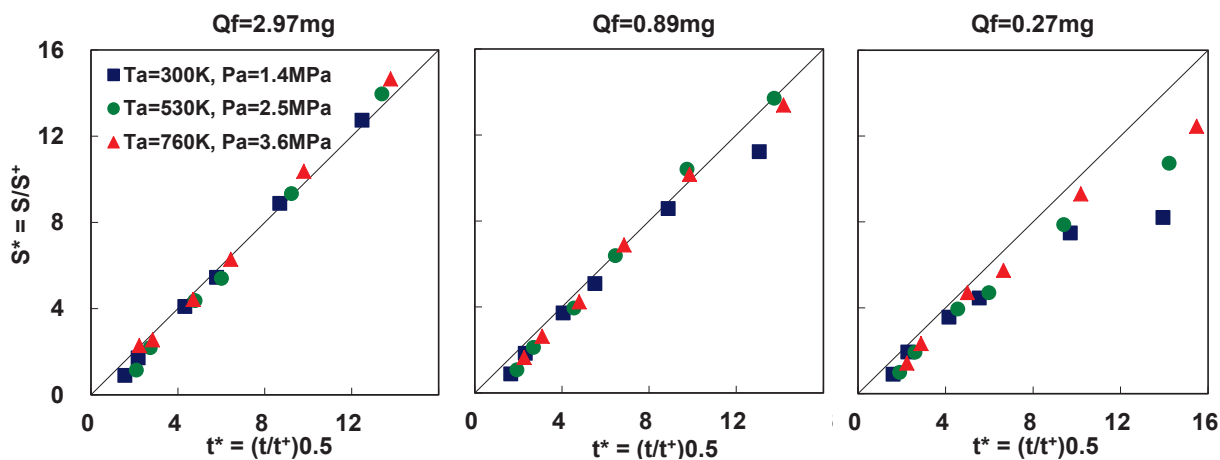


図 6-14 準定常運動量理論に基づく無次元解析結果

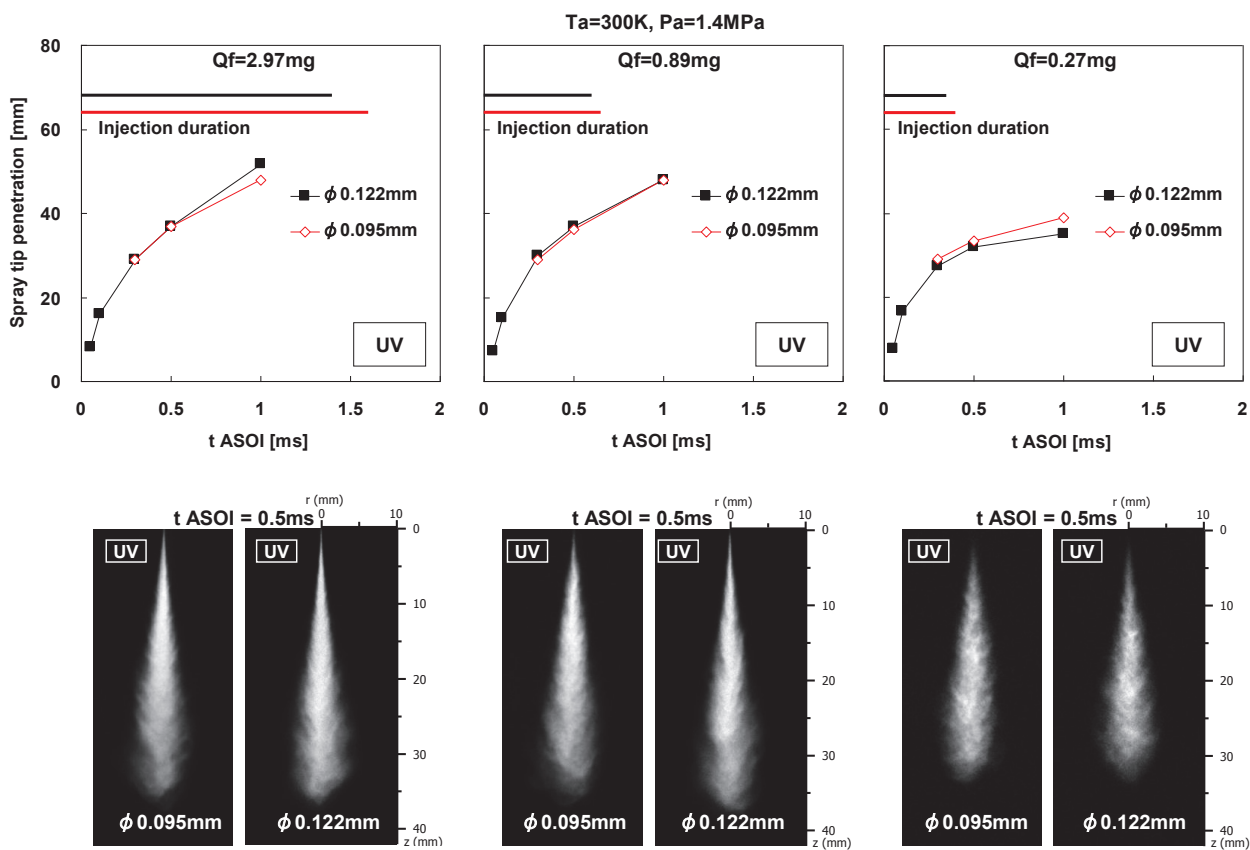


図 6-15 ノズル噴孔径と噴射量が噴霧到達距離に影響 (非蒸発噴霧)

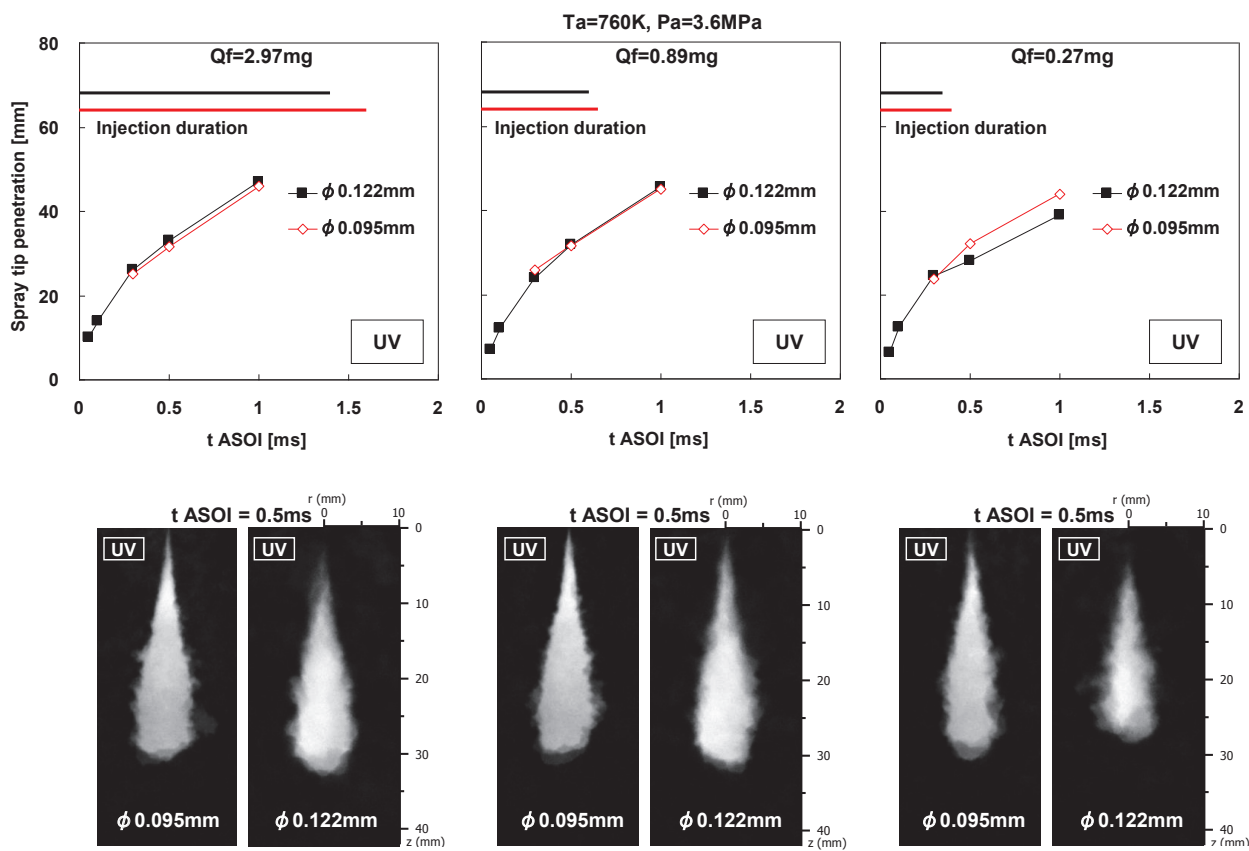


図 6-16 ノズル噴孔径と噴射量が噴霧到達距離に影響 (蒸発噴霧)

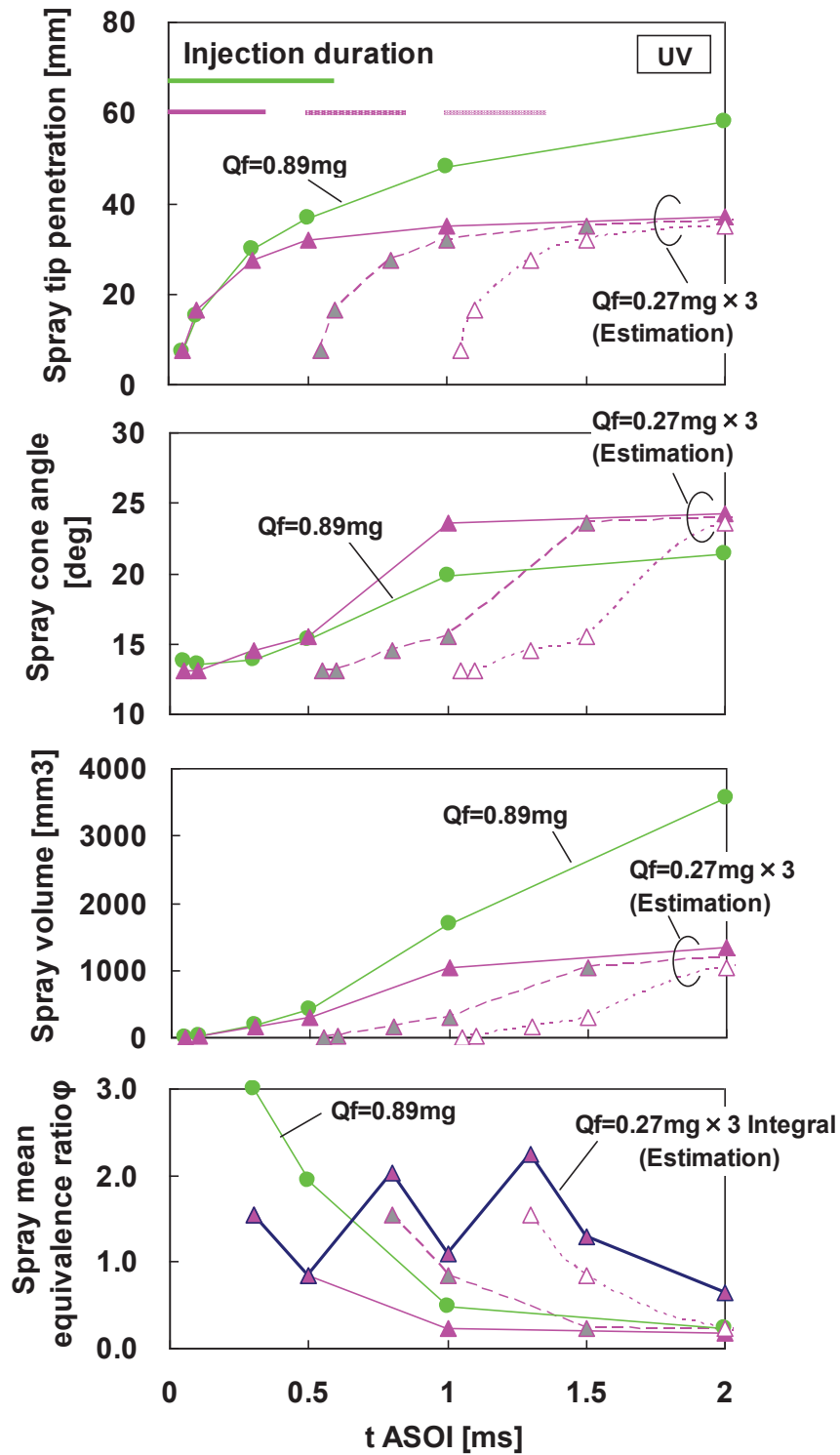


図 6-17 微量噴射の多段化による燃料リッチ混合気形成の可能性の検討 (非蒸発噴霧)

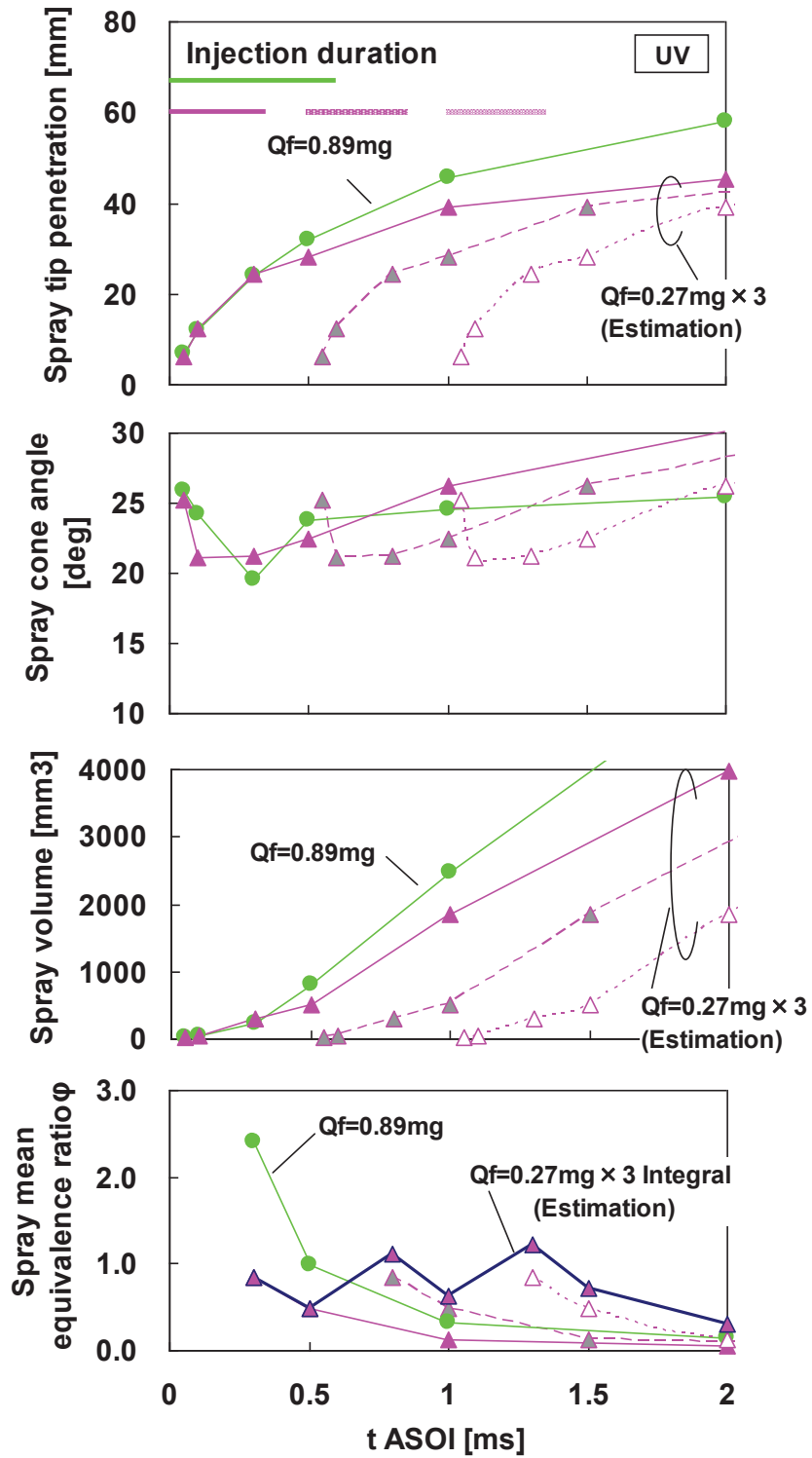
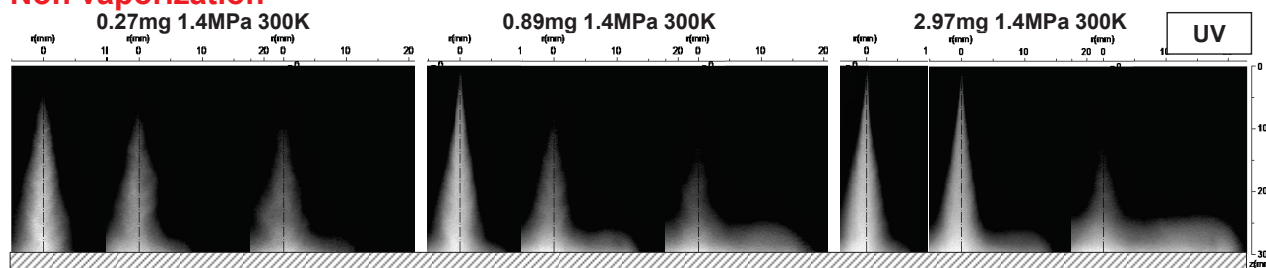


図 6-18 微量噴射の多段化による燃料リッチ混合気形成の可能性の検討（非蒸発噴霧）

Non vaporization



Vaporization

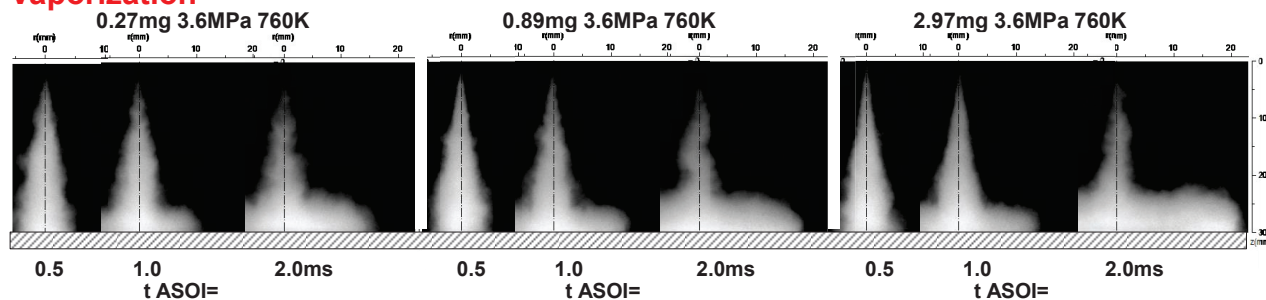


図 6-19 平面衝突噴霧の LAS 法 紫外透過光減衰画像 (蒸気+液滴, 4 画像平均)

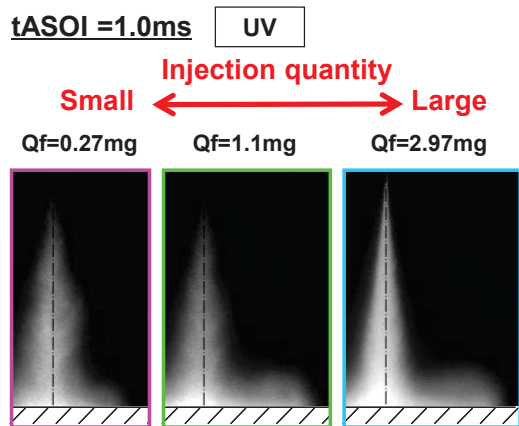
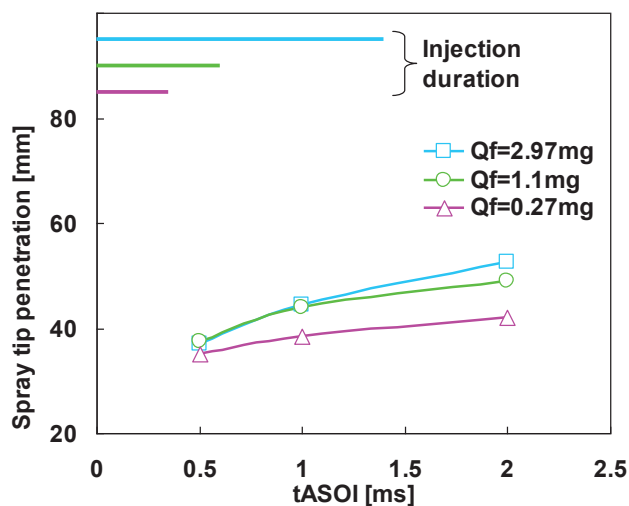
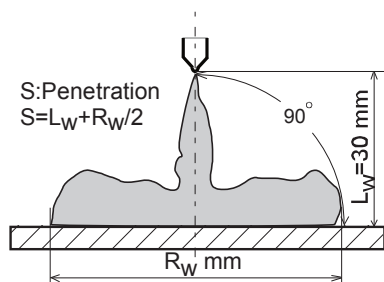


図 6-20 平面衝突噴霧の到達距離に及ぼす噴射量の影響 (非蒸発噴霧)

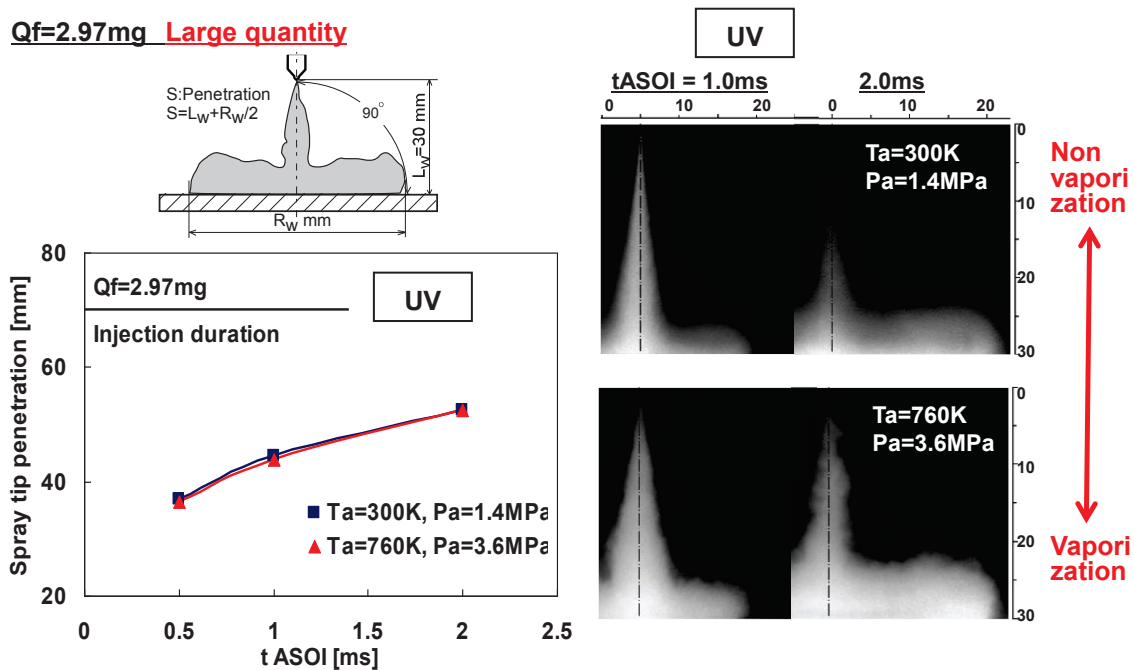


図 6-21 平面衝突噴霧の到達距離に及ぼす蒸発の影響（多量噴射条件）

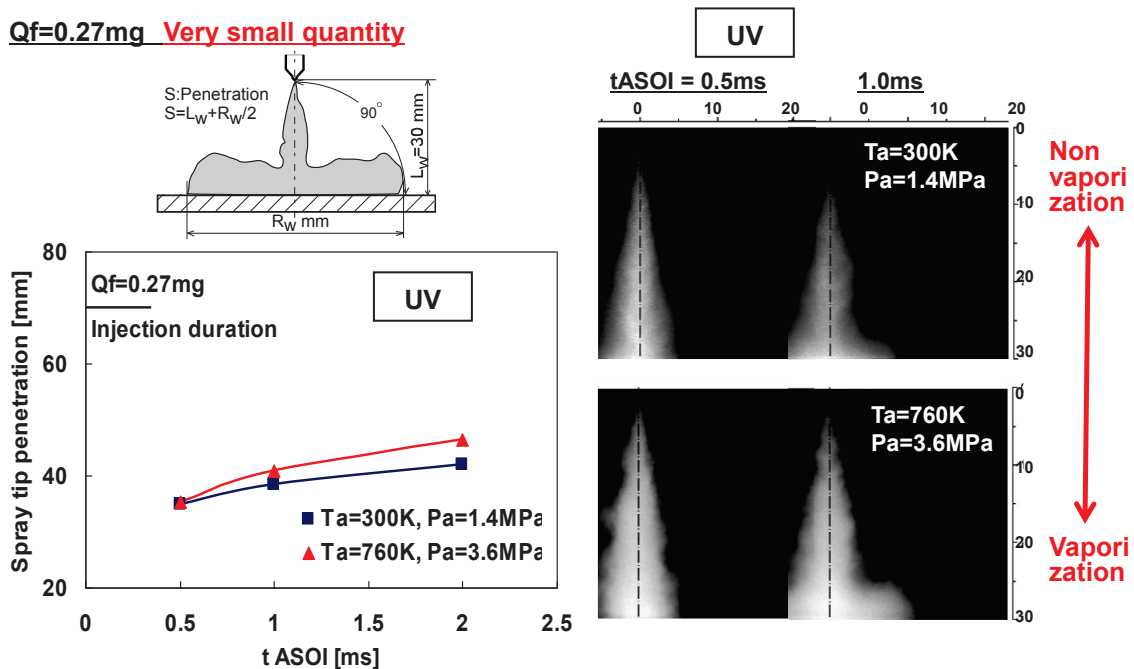


図 6-22 平面衝突噴霧の到達距離に及ぼす蒸発の影響（微量噴射条件）

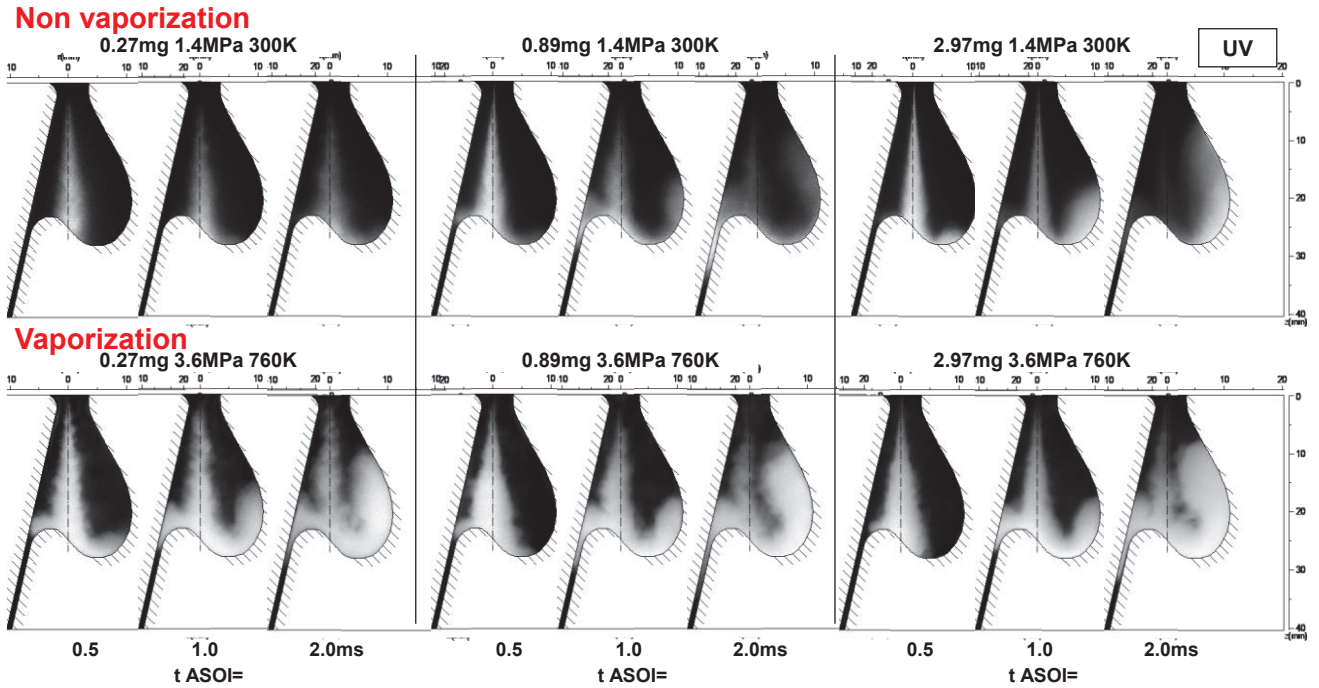


図 6-23 二次元燃焼室壁面衝突噴霧の LAS 法 紫外透過光減衰画像 (蒸気+液滴, 4 画像平均)

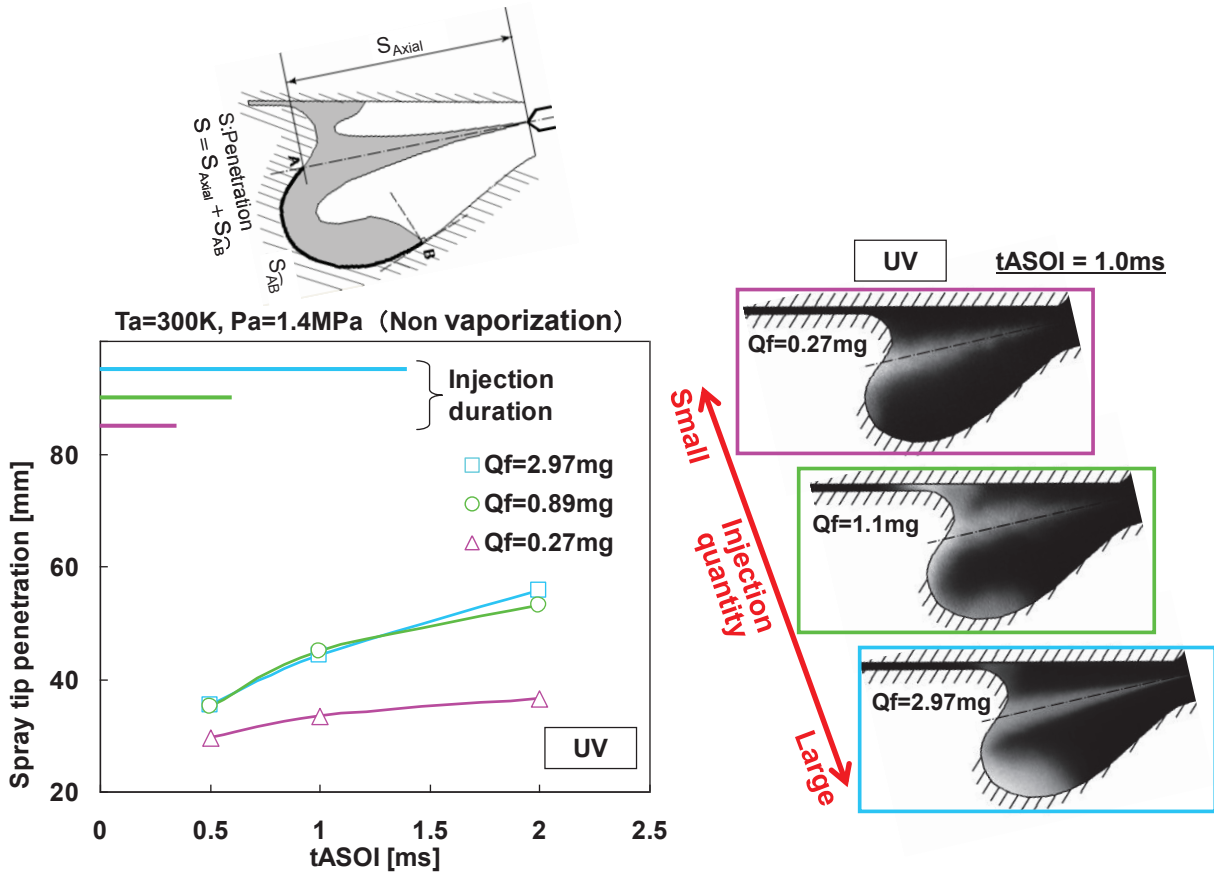


図 6-24 二次元燃焼室壁面衝突噴霧の到達距離に及ぼす噴射量の影響 (非蒸発噴霧)

Qf=2.97mg Large quantity

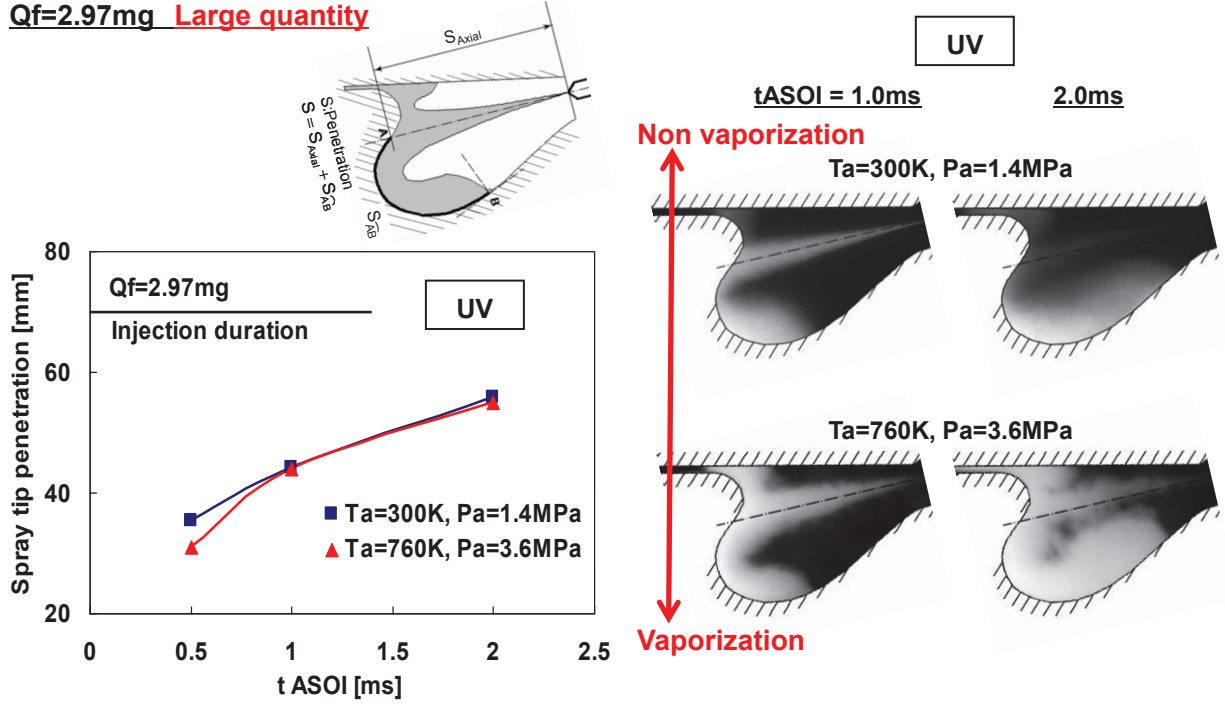


図 6-25 二次元燃焼室壁面衝突噴霧の到達距離に及ぼす蒸発の影響 (多量噴射条件)

Qf=0.27mg Very small quantity

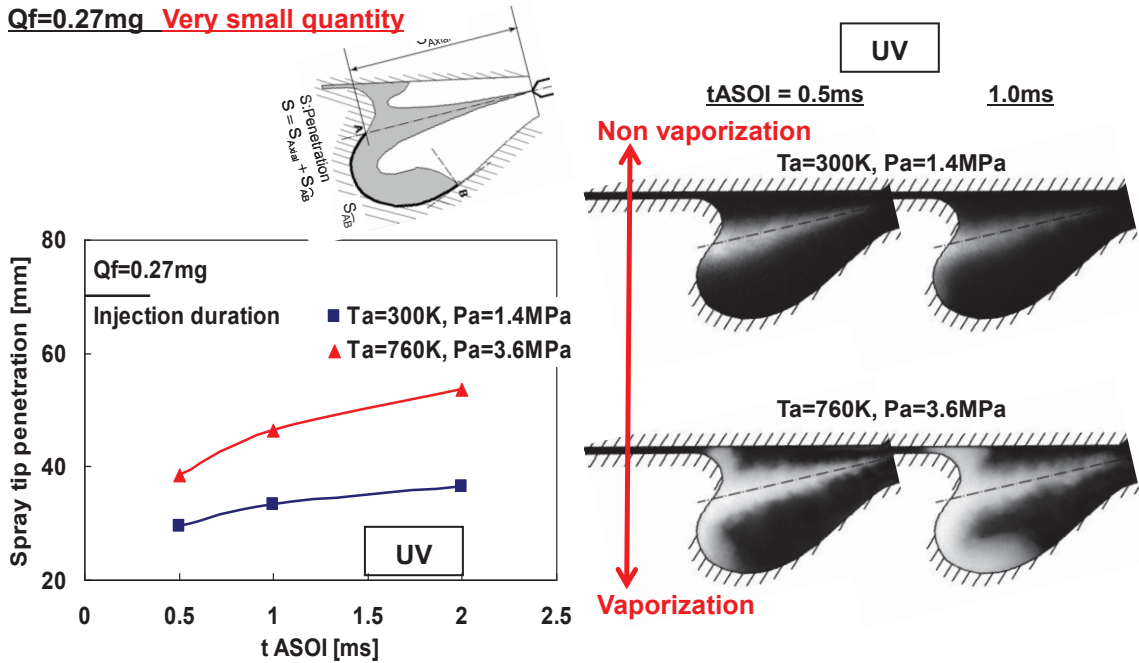


図 6-26 二次元燃焼室壁面衝突噴霧の到達距離に及ぼす蒸発の影響 (微量噴射条件)

第7章 少量多段噴射による始動時着火性の改善

7. 1 はじめに

PCI 燃焼の実用化や機械抵抗低減のために有効な低圧縮比化であるが、その実現のためには始動時や冷間時の着火性改善が課題となる。これに対して高性能インジェクターを用いた少量多段燃料噴射が課題の解決策となる可能性を第6章で見出した。本章では低圧縮比のエンジンを用いて、着火が難しい筒内環境となるアイドル停止からの再始動を対象にして、少量多段噴射による着火性改善効果を検証する。また、少量多段噴射と他の技術の組み合わせにより、アイドル停止からの再始動性における開発目標の達成を試みる。

7. 2 供試エンジンシステムと評価条件

本章での検討に用いる供試エンジン Mazda SKYACTIV-D 2.2L⁽¹⁾ の諸元を表 7-1 に示す。低圧縮比 14.0 を採用している。逆転検出機能付きクランク角センサーを採用してエンジン停止時のクランク角を正確に検出可能にし、また、エンジン停止中にコモンレール圧を保持可能なシステムを採用してクランキング開始直後からの燃料噴射を可能にしている。なお、評価条件は全て水温 80℃の暖機状態であり、またグロープラグはオフとしている。

7. 3 アイドル停止からの再始動時の目標設定と解決手段

7. 3. 1 アイドル停止からの再始動性についての開発目標

直噴ガソリンエンジンで実用化されているアイドル停止からの再始動の概要を図 7-1 上側に示す。スタータ駆動開始後の最初の膨張行程気筒から燃料噴射・点火・燃焼によるトルクを発生させることで、回転上昇に要する時間は 0.35 秒程度である⁽²⁾。従ってディーゼルエンジンにおいてもこれと同等の迅速さが求められる。スパークプラグを持たないディーゼルエンジンにおいては、図 7-1 下側に示すように、スタータ駆動開始後の最初の圧縮行程気筒からの燃料噴射・着火・燃焼によるトルク発生が原理上の最速行程となり、これを実現できれば直噴ガソリンエンジンと遜色ない迅速さが得られると考えられる。従って、この最初の圧縮行程気筒からの着火（以降、第一圧縮行程着火）を成立させること発目標とする。

7. 3. 2 第一圧縮行程着火実現のための制御因子と解決技術

図 7-2 に第一圧縮行程着火を成立させるための制御因子の分析とその実現に向けての供試エンジンシステムでの取り組みを示す。第2章で検討したように、着火の成立とは圧縮端で最高温度と圧力に維持される期間よりも着火遅れ期間を短縮することであり、そのための基本的な制御因子は圧縮端での温度と圧力の上昇、および混合気の当量比リッチ化である。一方で、第一圧縮行程着火に特有の環境として、エンジン回転が 120rpm 程度と極端に低いために圧縮行程での漏れ損失と冷却損失が大きくなること、初期ピストン位置によって第一圧縮行程の有効圧縮比が変化することなどが挙げられる。この様な状況のもと供試エンジンシステムでは、以下の3つの技術を導入することによって、第一圧縮行程での着火成立を目指している。

エンジン停止時：「ピストン停止位置制御」

第一圧縮行程気筒の初期ピストン位置をできるだけ BDC 寄りに制御して有効圧縮比を大きく取る。

エンジン停止中：「燃料圧力保持制御」

コモンレール内の燃料圧力を保持し続け、再始動時の第一圧縮行程からの燃料噴射を可能にする。

エンジン再始動時：「プリ燃焼制御」

メイン燃料噴射に先立つ噴射を実施して、メイン噴射燃料の火種となる燃焼を作り、メイン噴射燃料の着火を保障する。本研究では、この先立ち噴射をプレ噴射、プレ噴射燃料による燃焼をプレ燃焼と呼ぶ。

以降で、上記の「プリ燃焼制御」を対象にし、第6章で検討した少量多段噴射による着火性改善効果を検証する。更に「ピストン停止位置制御」の組み合わせによって、第一圧縮行程での着火始動成立を目指す。

7. 3. 3 第一圧縮行程における筒内環境

圧縮比 14.0 という低圧縮比化に伴い圧縮端の温度と圧力は低くなる。またスタータ駆動開始直後の第一圧縮行程ではエンジン回転数が 120 rpm 程度と低いために冷却損失と漏れ損失の増大が懸念される。加えて第一圧縮行程では、初期ピストン位置が TDC に近づく程、有効圧縮比が低下して圧縮端の温度と圧力は低くなる。

そこで先ずこれらの因子が圧縮端温度と圧力へ及ぼす影響について、圧縮行程の筒内平均温度と圧力の計算が可能な1次元エンジンシミュレーション⁽³⁾を用いて調査する。本シミュレーションにおいて冷却損失は Woschni の式⁽⁴⁾で、漏れ損失はピストンリング隙間を模したオリフィスモデルにより算出している。計算の境界条件として初期ピストン位置での筒内圧力は大気圧、筒内温度は完全暖機でのエンジン冷却水温度と同じ 80°C として、各初期ピストン位置からのモータリング計算を行った。計算結果を図 7-3 に示す。回転数 1000rpm において圧縮比を 16.3 から 14.0 へ下げた場合と、回転数を 1000rpm から 120rpm まで下げた場合の圧縮端での温度と圧力低下への影響は同程度となった。一方、初期ピストン位置の影響は大きく、初期位置が -90degATDC すなわち正規圧縮ストロークの半分になった場合の圧縮端での温度と圧力の低下は、前述の圧縮比低下と回転数低下を足し合わせた程の影響になった。

上記のエンジン回転数低下が圧縮端の圧力低下に及ぼす漏れ損失と冷却損失の影響を切り分けた解析結果を図 7-4 に示す。1000rpm では漏れ損失と冷却損失の影響は同程度であるが、回転数が低下するに従い漏れ損失の影響が大きくなり、第一圧縮行程に相当する 120rpm では漏れ損失の影響が支配的となった。

7. 3. 4 第一圧縮行程着火のためのプリ噴射燃料の着火性機能目標

スタータ駆動開始直後の第一圧縮行程ではエンジン回転数は 120 rpm 程度となる。この際に圧縮端での最高温度と圧力に維持される期間をクランクアングルで 10deg.程度と仮定すると、プリ噴射での混合気が着火に至るための目標着火遅れ期間は概ね $\tau < 15\text{ms}$ となる。次に、0次元詳細化学反応解析 (CHEMKIN) を用いて、着火遅れ期間と、圧縮端での温度と圧力および混合気濃度の関係を検討する。

供試燃料には計算解析での軽油サロゲート燃料として広く使われている C_7H_{16} の反応メカニズム⁶⁾を用いた。

図 7-5 左側は当量比を $\phi = 1$ に固定して、温度と圧力と着火遅れ期間の関係を調べた結果である。前節で検討した第一圧縮行程での圧縮端の温度と圧力も図中にプロットしてある。図より、第一圧縮行程での目標着火遅れ期間 $\tau < 15ms$ を達成するためには、 $-75deg.ATDC$ 程度よりも BDC 側の初期ピストン位置が必要になることが分かる。次に、初期ピストン位置を $-75deg.ATDC$ に仮定した場合の混合気当量比と着火遅れ期間との関係を調べた結果を図 7-5 右側に示す。図より、第一圧縮行程での目標着火遅れ期間 $\tau < 15ms$ を達成するためには、およそ当量比 $\phi > 0.75$ となるリッチ混合気が必要なことが分かる。以上より、目標着火遅れ期間 $\tau < 15ms$ を達成するため2つの機能目標が設定された。

- ① プレ噴射燃料において当量比 $\phi > 0.75$ の燃料リッチな混合気を形成すること
- ② 第一圧縮行程気筒の初期ピストン位置を $-75deg.ATDC$ よりも BDC 側とすること

7. 4 少量多段噴射を用いたプリ燃焼制御

7. 4. 1 少量多段噴射によるリッチ混合気の形成

第一圧縮着火を達成するために前節で検討した一つの機能目標は、プリ噴射燃料において当量比 $\phi > 0.75$ の燃料リッチな混合気を形成することであった。この機能目標を達成するためにプリ噴射の少量多段噴射化に取り組む。第6章の検討から、多段で微量噴射を行うことで、燃焼室内の同じ空間に到達距離を抑制した噴霧を重ねることができ、燃焼室壁面と液滴の干渉による蒸発悪化が軽減され、加えてコンパクトで燃料当量比リッチな混合気が形成できると考えられる。これは着火性改善のための有効な手法になり得ると考えられる。そこで、先ず、第一圧縮行程におけるプリ噴射に少量多段噴射を用いた場合の混合気形成過程について CFD 解析を用いて検討する。CFD コードには脇坂らが開発した GTT⁶⁾を用いる。エンジン回転数は第一圧縮行程相当の 120rpm 一定とし、初期ピストン位置は $-75deg.ATDC$ 、トータルのプリ噴射量は同じにして一段、三段、五段で多段噴射による混合気形成状態を比較する。噴射時期は燃焼室内にトラップ可能なタイミングとしている。

図 7-6 に当量比 $\phi > 0.75$ の燃料リッチな混合気割合の履歴、および $-5deg.ATDC$ における混合気分布の計算結果を示す。噴射段数が一段の場合は一回の噴射量が多いために一時的にリッチ混合気の割合が高くなるものの長時間の保持ができなかった。 $-5deg.ATDC$ での混合気の分布を見ると、ピストン燃焼室の中を回り込んだ末にボア中央付近のシリンダーヘッドに衝突するほどの大きな噴霧到達距離となり、これによって拡散が進んでリーンな混合気となった。

一方、一段当たりの噴射量を少量に抑えて三段、五段と噴射段数を増やした場合には、図より当量比 $\phi > 0.75$ の燃料リッチ混合気を形成しつつ、かつ長時間にわたって保持できる結果となった。三段よりも五段の方がその効果は更に大きくなった。 $-5deg.ATDC$ での混合気の分布より、燃焼室内の同じ空間に到達距離が抑制された噴霧が重なって燃料リッチな混合気が形成され、時間を経過した後においてもそれが保持されることが分かった。

第一圧縮行程では、圧縮端の圧力が低いために空気側の密度が低く、かつ回転数が低いために噴射後 TDC までの時間が長く、これらによって噴霧の到達距離が伸び易い筒内環境となる。このような環境においてリッチ混合気を形成し、かつ長時間にわたり保持するためには、少量多段噴射が極めて有効であることが検証された。また、一段噴射の場合の噴霧はピストン燃焼室壁だけでなくシリンダーヘッド壁

にまで干渉するため局所的な冷却損失が大きくなると考えられる。三段および五段噴射においては壁面と噴霧混合気との干渉面積も軽減されており、少量多段噴射が局所的な冷却損失の軽減も有効であることが確認できた。

以上のように、第一圧縮行程におけるプリ噴射の少量多段化は、プリ噴射燃料の着火性改善のために極めて有効であることが検証された。

7. 4. 2 少量多段噴射によるプリ燃焼制御の効果検証

提試エンジンにおいて、初期ピストン位置-77deg.ATDCからの再始動試験を行った。第一圧縮行程において三段プリ噴射後にTDCでメイン噴射を行った際の筒内圧力と熱発生率の計測結果を図7-7に示す。図より、プリ燃焼とそれに続くメイン燃焼の成立が確認できた。また、同条件においてメイン噴射のみを行った場合には着火に至らないことを確認した。この際の第一圧縮行程着火から始動完了までの筒内圧力と回転数の履歴を図7-8に示す。図より回転上昇に要する時間は0.4秒以内となっており、第一圧縮行程着火の成立によって、直噴ガソリンエンジンと比べて遜色ない迅速な再始動が達成できることを確認した。次に様々な初期ピストン停止に対する第一圧縮行程の着火性を、最高到達筒内圧力を指標にして検証した結果を図7-9に示す。図より-77deg.ATDCよりもBDC側のピストン位置であれば第一圧縮行程からの着火が成立することを確認した。また、この値は7. 3. 4節において圧縮端での最高温度と圧力の維持時間を仮定することで設定した初期ピストン位置の目標値-75deg.ATDCと概ね一致しており、機能目標設定における解析の妥当性が確認された。

7. 5 ピストン停止位置制御

前節の検討から、第一圧縮行程でのプリ噴射燃料の着火を成立させるためには、少量多段噴射によるプリ燃焼制御を用いる場合には、初期ピストン位置を-77deg.ATDCよりもBDC側にして有効圧縮比を確保すればよいことが確認された。

本節ではその実現手段として、エンジン停止過程でのスロットル操作の工夫によるピストン停止位置制御を行う。図7-10のw/o Controlは通常のエンジン停止過程を示している。エンジン停止までの時間短縮と振動抑制のためにスロットルは閉じており、吸気圧力は負圧状態のままに停止に至る。その場合、図7-10下側に示すように、エンジン停止直前の最後の膨張行程気筒と圧縮行程気筒への充填空気量は同等となり、停止時の最終ピストン位置は両気筒の圧力が釣り合う位置、すなわちほぼ同じストローク位置で停止することになる。これに対してピストン停止位置制御では図7-10のwith Piston position controlに示すように、エンジン停止直前にスロットルを開くことで最後の圧縮行程気筒には膨張行程気筒よりも多くの充填空気量を与える。エンジン停止時の最終ピストン位置は両気筒の圧力が釣り合う位置となるため、図7-10下側に示すように、充填空気量が多い圧縮行程気筒の方が膨張行程気筒よりもBDC側のストローク位置に停止することになる。エンジン停止時の最後の圧縮行程気筒は、そのまま再始動時の第一圧縮行程気筒になるため、これにより第一圧縮行程の有効圧縮比を向上させることができる。

図7-11に供試エンジンシステムを用いて、上記のピストン停止位置制御について、十分に多数回のエンジン停止試験から検証した結果を示す。ピストン停止位置は-90deg.ATDCよりもBDC側に正規分布のばらつきを伴う結果となり、100%の確立で-77deg.ATDCよりもBDC側にピストン停止位置を制御で

きることを確認した。

以上より、本節の「ピストン停止位置制御」と、前節での「少量多段噴射によるプリ燃焼制御の組み合わせによって、直噴ガソリンエンジン同等のアイドル停止からの迅速な再始動を実現するという開発目標を達成した。

7. 6 まとめ

低圧縮比化の課題であった始動時の着火性改善について、低圧縮比 14.0 の供試エンジンを用いたアイドル停止からの再始動を対象にして、少量多段噴射による着火性改善効果を検証した。更にピストン停止位置制御技術との組み合わせによるアイドル停止からの再始動性開発目標の達成に取り組んだ。これにより得られた主な知見を以下にまとめる。

- (1) アイドル停止から再始動においてはエンジン回転上昇の迅速さが開発目標となり、その達成のためには再始動時のスタータ駆動開始後の最初の圧縮行程気筒からの着火（第一圧縮行程着火）が必要となる。
- (2) 第一圧縮行程は、極低回転に伴う漏れ損失の増大、および初期ピストン位置によってストロークが小さくなることによる有効圧縮比低下のために筒内圧縮端の温度と圧力が通常よりも低く、着火成立が困難な筒内環境となる。このため、第一圧縮行程の圧縮端におけるメイン噴射燃料の着火を成立させるためには、ピストン停止位置制御による有効圧縮比拡大、およびプリ燃焼制御による圧縮端温度と圧力の上昇が必要である。
- (3) 第一圧縮行程においてプリ燃料噴射を少量多段化することで、到達距離が抑制された噴霧を燃焼室内の同じ空間に重ねることができるため、当量比リッチな混合気の形成とその保持が可能になる。第一圧縮行程は、筒内空気の圧力が低く、かつ噴射後 TDC までの時間が長いため、噴霧の到達距離が伸び易い筒内環境となる。プリ噴射燃料の少量多段噴射化はこのような第一圧縮行程の筒内環境における着火性改善に極めて有効な手段となる。
- (4) アイドル停止時におけるスロットル操作により、エンジン停止時圧縮行程気筒の空気充填量を膨張行程気筒よりも多くすることで、エンジン停止時の圧縮行程気筒と膨張行程気筒の圧力の釣り合いを利用して、第一圧縮行程気筒での初期ピストン位置をより BDC 側に制御できる。これにより第一圧縮行程での有効圧縮比を向上できる。
- (5) 低圧縮比 14.0 の供試エンジンにおいて、上記のプリ燃焼制御とピストン停止位置制御を組み合わせることで第一圧縮行程着火が可能になり、開発目標としたアイドル停止からの迅速な再始動を達成できる。

参考文献 (第7章)

- (1) T. Sakono, E. Nakai, M. Kataoka, H. Takamatsu and Y. Terazawa: MAZDA SKYACTIV-D 2.2L Diesel Engine, 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, p.943-965 (2011)
- (2) 猿渡 健一郎, 田賀 淳一, 吉田 真, 八雲 正, 吉井 輝夫, 上原 茂幸: マツダ i-stop (アイ・ストップ), マツダ技報, No.27, p9-14 (2009)
- (3) 大西 晃二, 延本 秀寿, 大住 敏彦, 人見 光夫: コンピュータシミュレーションによる吸排気性能予測技術の開発, マツダ技報, No.6, P.84-89 (1988)
- (4) Woschni G.: A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE, Paper No. 670931
- (5) Curran H. J., et al.: A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation, Combust. Flame, Vol.114, p.149-177 (1998)
- (6) Kim S.-K., et al.: A numerical study of the effects of boost pressure and exhaust gas recirculation ratio on the combustion process and exhaust emissions in a diesel engine, Int. Journal of Engine Research, Vol.8, p.147-162 (2007)

表 7-1 供試エンジンシステムの主要諸元

Bore/Stroke[mm]	86/94
Displacement[cc]	2184
Compression ratio	14.0
Cylinder number	4
Fuel injection system	Common rail with rail pressure keep system during idling stop
Injector	Piezo type
Crank angle sensor	Reverse rotation detectable type

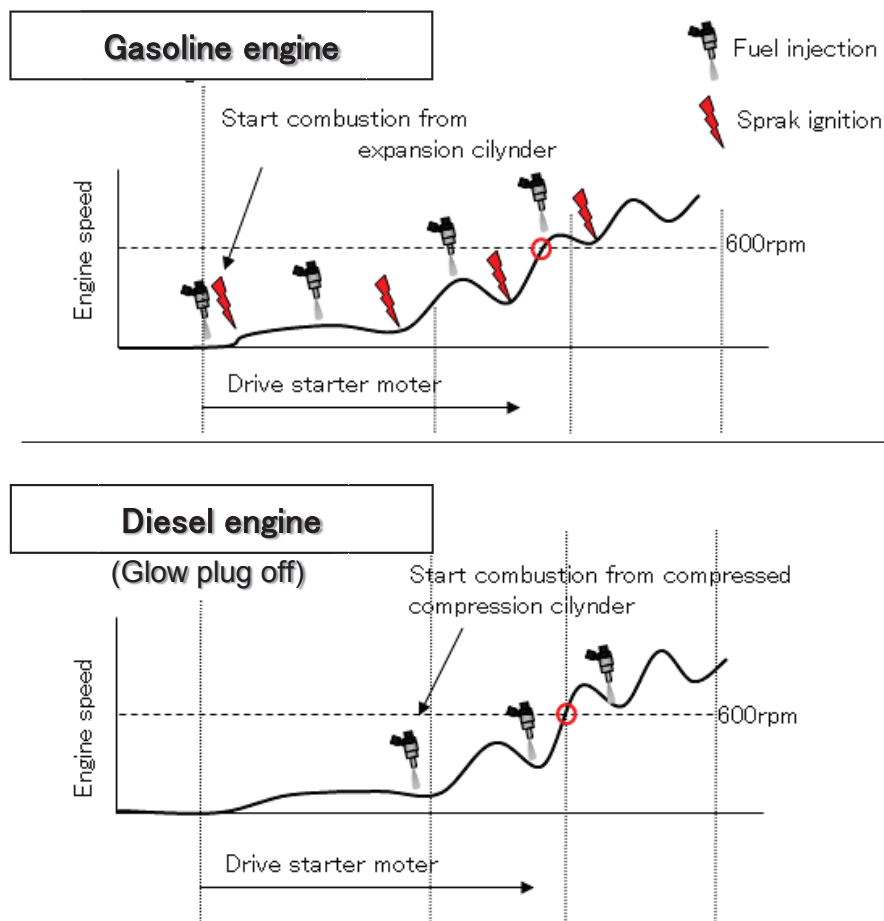


図 7-1 アイドル停止からの再始動についてのガソリンエンジンとディーゼルエンジンの比較

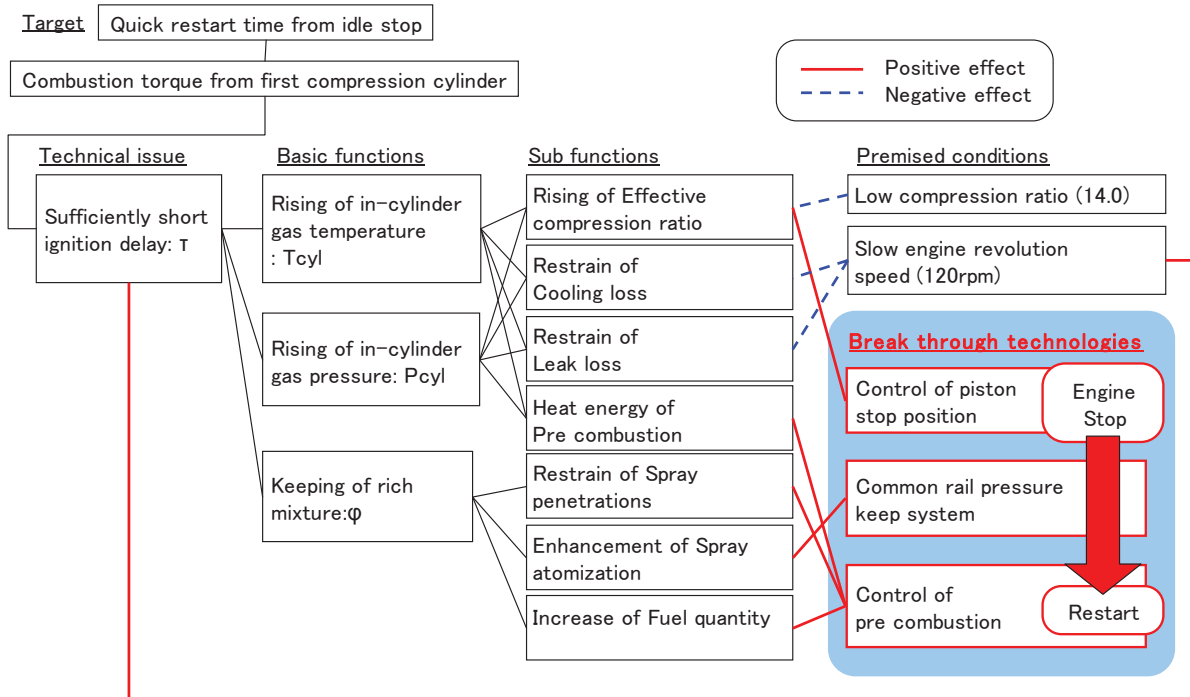


図 7-2 アイドル停止からの迅速再始動実現のための制御因子

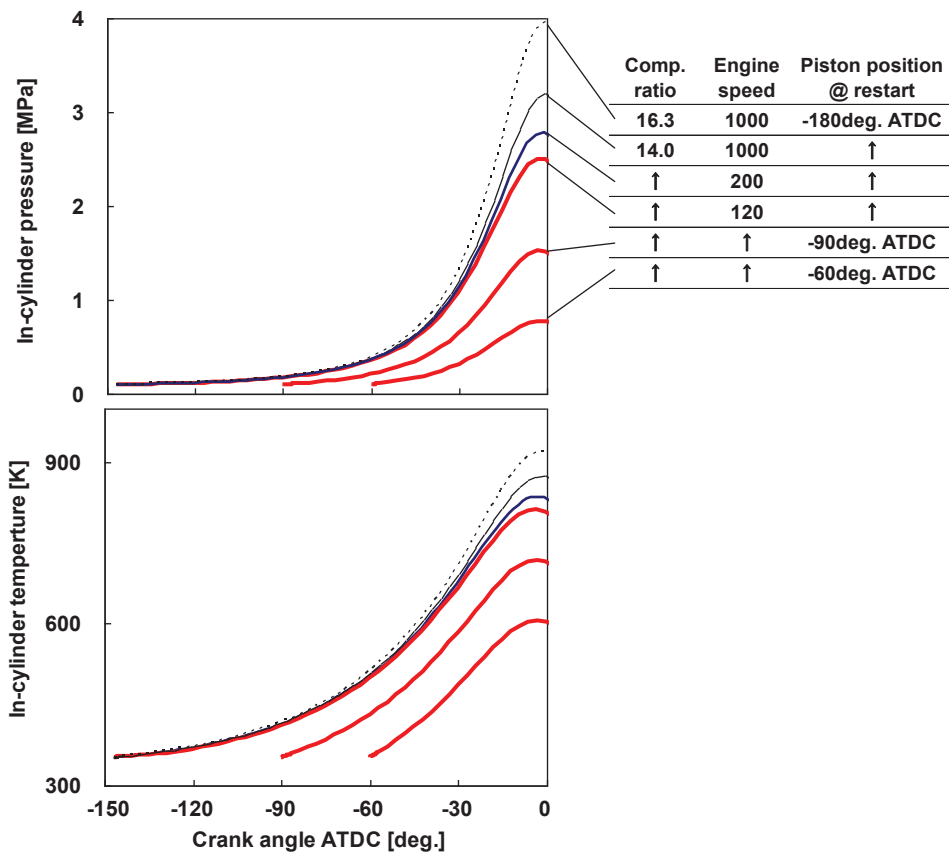


図 7-3 圧縮比, 回転数, および初期ピストン位置が圧縮端の温度と圧力に及ぼす影響

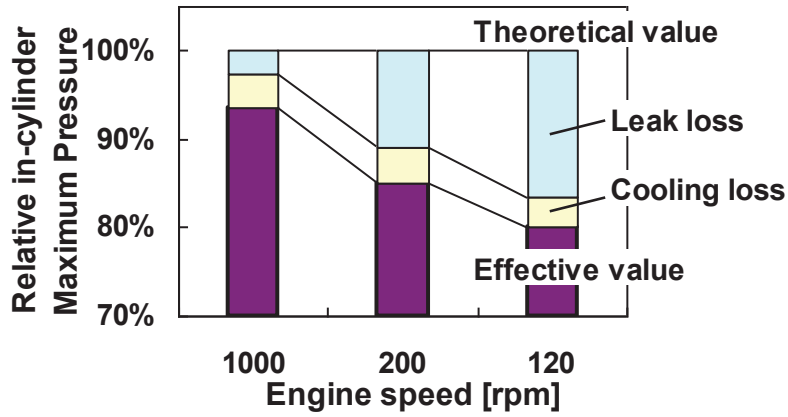


図 7-4 回転数低下時の冷却損失と漏れ損失が圧縮端圧力に及ぼす影響

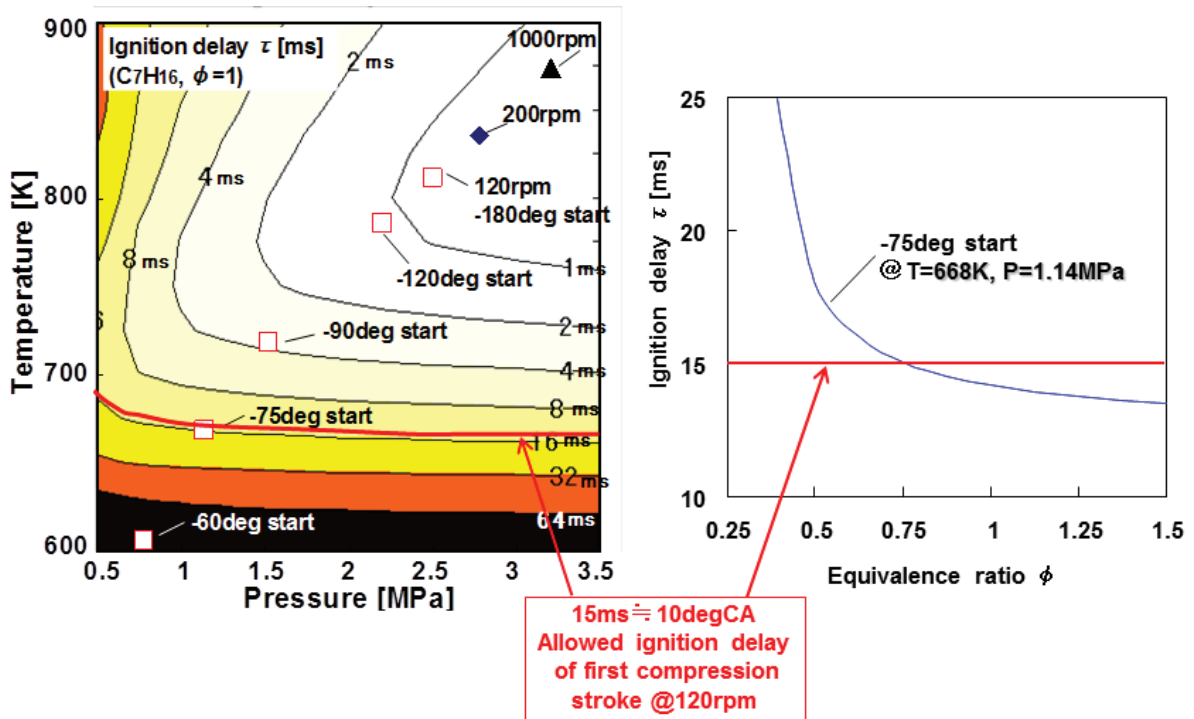


図 7-5 第一圧縮行程での圧縮端の温度と圧力、および混合気濃度と理論着火遅れ期間の比較 (CHEMKIN による 0 次元詳細化学反応解析結果)

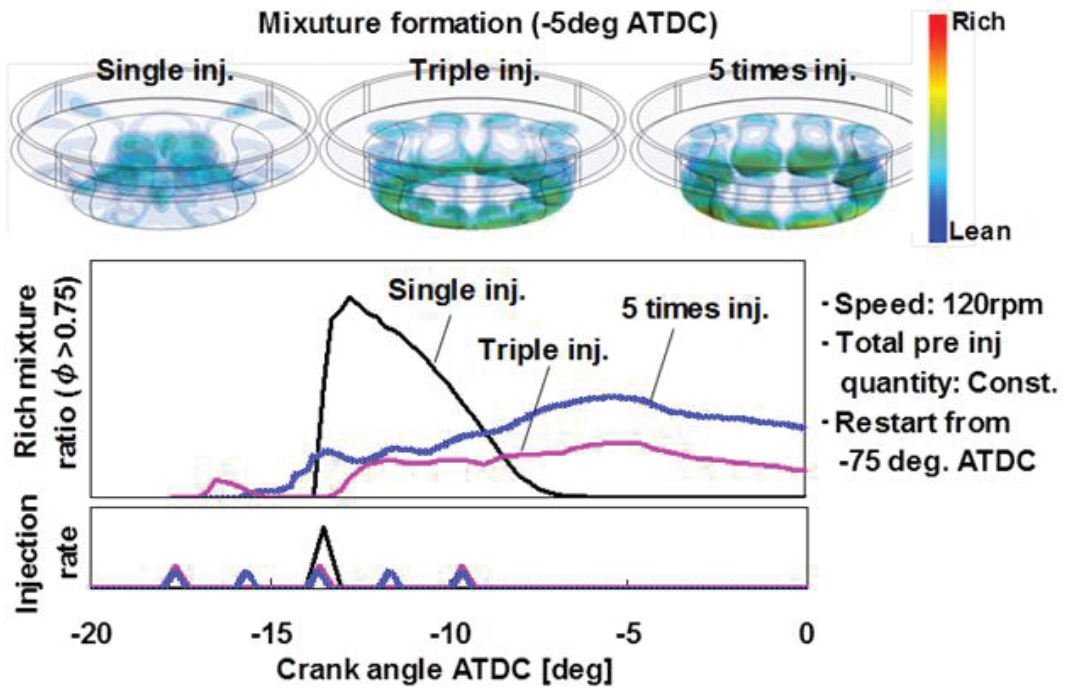


図 7-6 プリ噴射の少量多段噴射化によるリッチ混合気形成と保持 (CFD 解析結果)

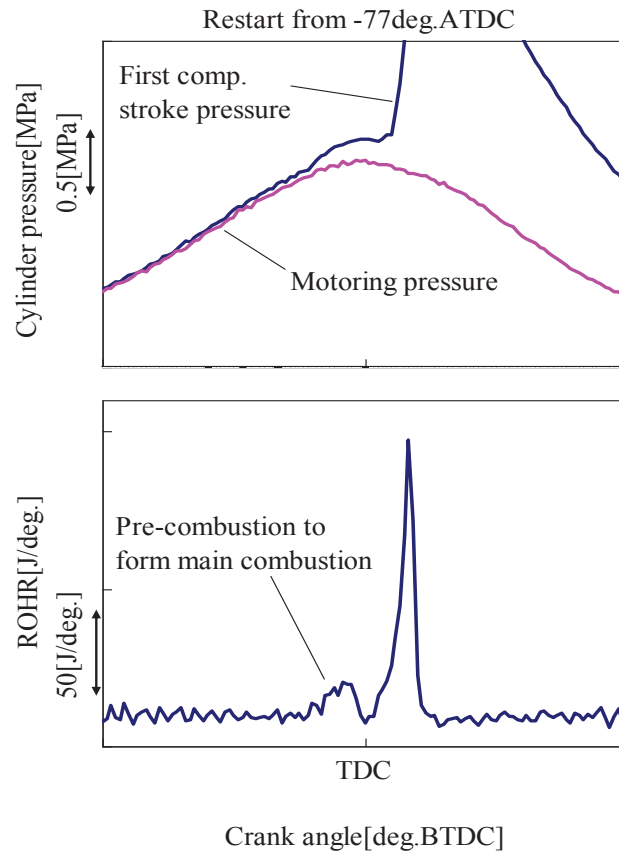


図 7-7 少量多段プリ噴射による再始動時の第一圧縮行程での着火性検証結果 (ピストン位置-77degATDC スタート)

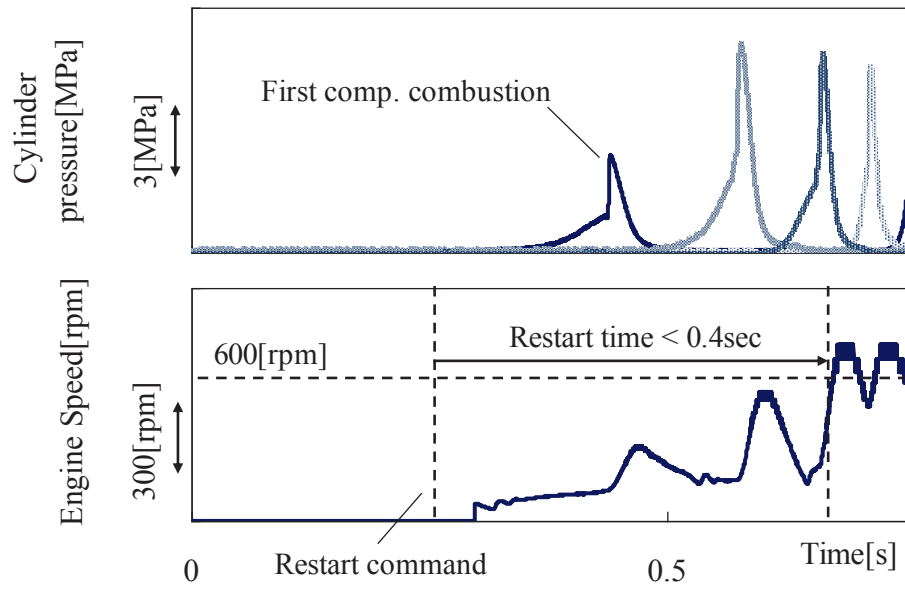


図 7-8 少量多段プリ噴射による再始動時の第一圧縮行程による始動時間検証結果
(ピストン位置-77degATDC スタート)

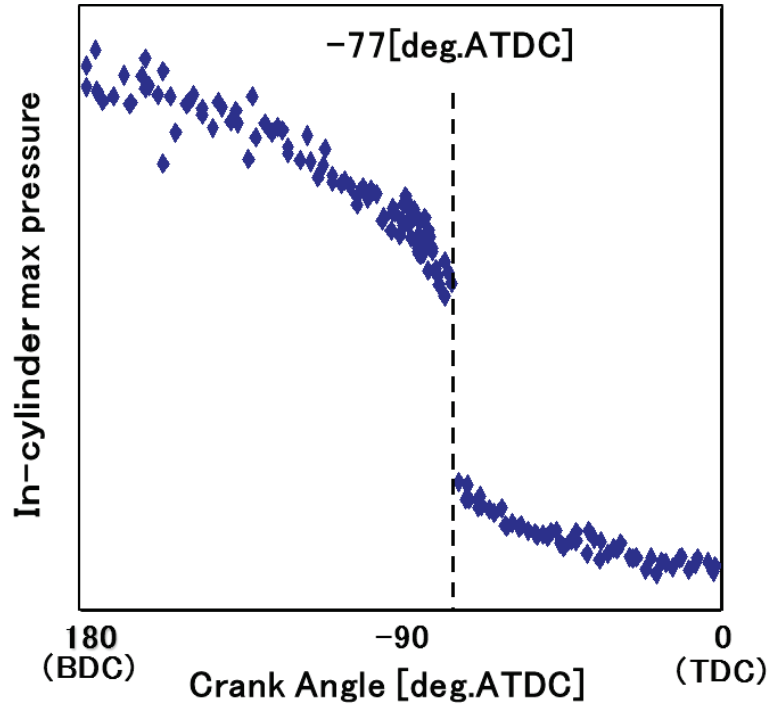


図 7-9 第一圧縮行程着火が可能な初期ピストン位置の検証結果
(少量多段噴射によるプリ燃焼制御採用時)

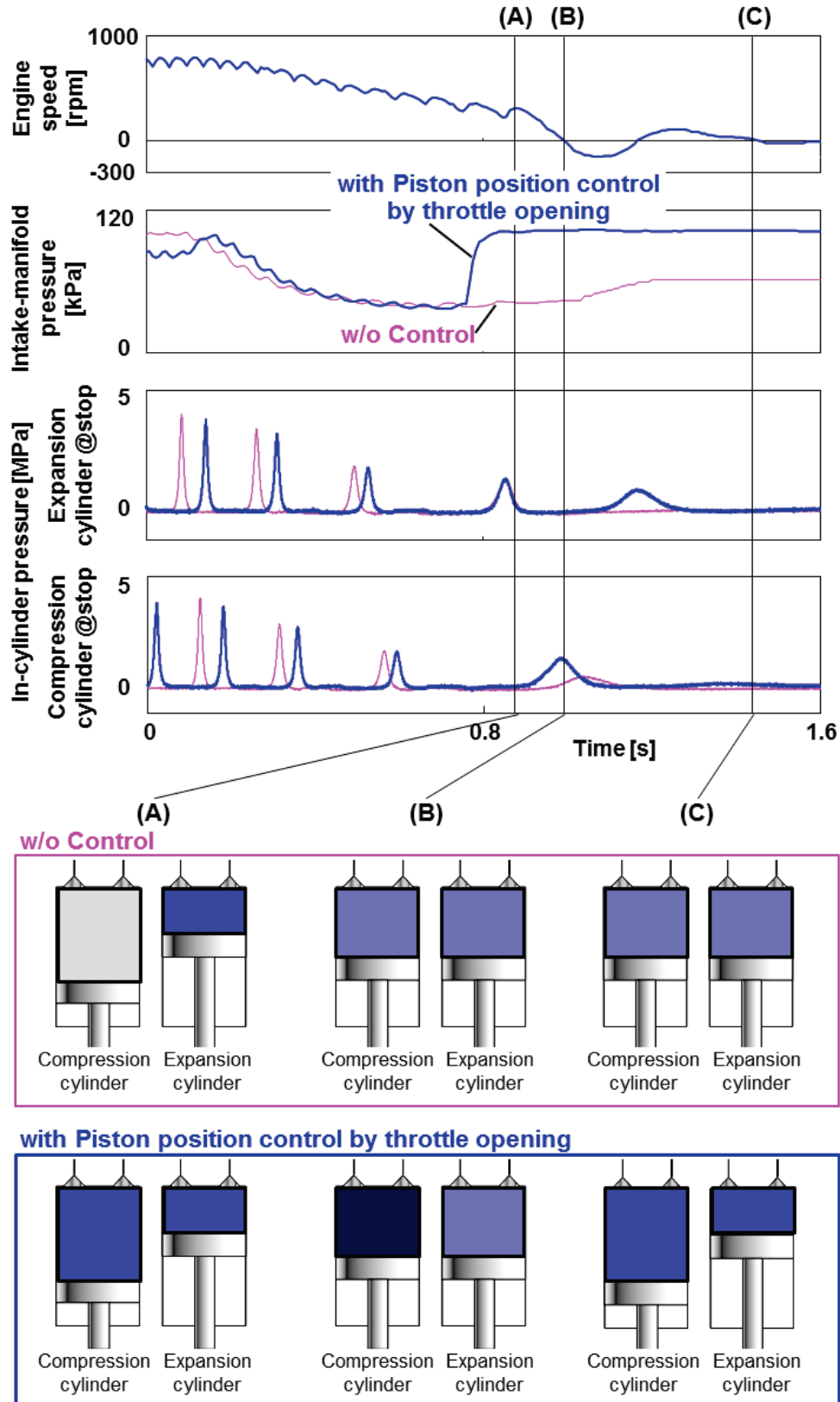


図 7-10 ピストン停止位置制御
(スロットル閉開操作による停止時膨張行程気筒／圧縮行程気筒への充填量配分)

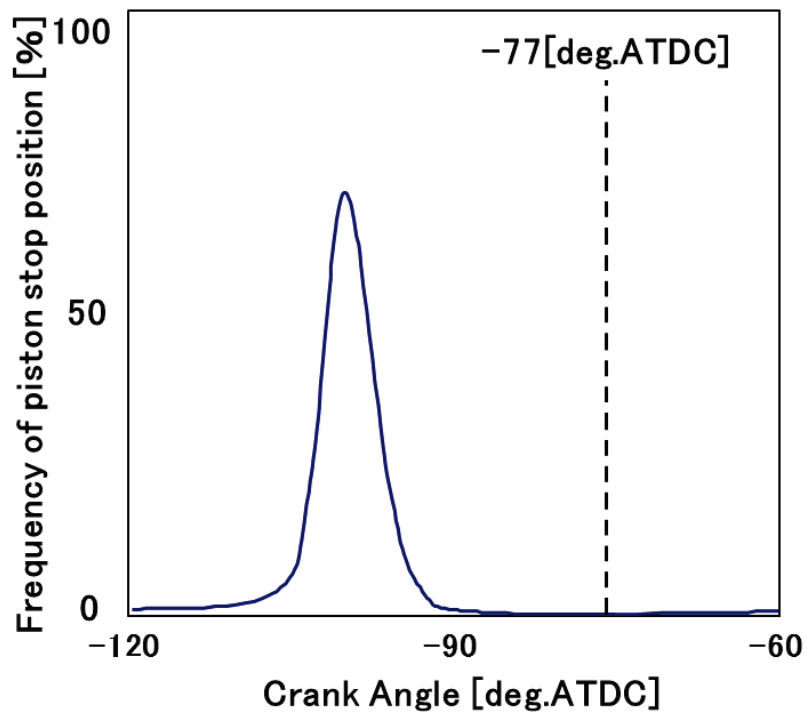


図 7-11 スロットル操作によるピストン停止位置制御の検証結果

第8章 結論

本研究では「燃焼改善技術の徹底的な追求による排気と燃費の低減」を目的に掲げ、そのための有効な燃焼改善手法を見出すための研究プロセスの検討し、その研究プロセスに従って燃焼改善手法の提案と検証を遂行した。各章で得られた知見を以下に総括する。

第1章では研究の背景と目的、および取り組むべきの研究プロセスについて検討し、本研究の意義と取り組むべき研究プロセスを以下のように定めた。

- ▶ 熱効率の高いディーゼルエンジンの普及は、将来の環境・エネルギー問題への現実的な解決策として有力視されている。ディーゼルエンジン普及のためには、大幅な排気低減と更なる燃費低減を、低コストで達成する必要がある。それを実現するための一つの方法が「ディーゼル燃焼の徹底改善による排気と燃費の低減」である。
- ▶ 燃焼改善による最大限の排気と燃費の低減効果を得るための研究プロセスとして、個別技術の検討を組み合わせるのではなく、基本機能（性能を支配する自然現象）の最適状態を目標に掲げて、その達成のための制御因子と、制御手段（技術）の提案・検証に本研究は取り組む。

第2章では、燃焼改善によって排気と燃費を最大限に低減するための基本機能とその制御因子について検討し、本研究で目標とすべき基本機能の最適状態を仮定した。また検討を進める際の前提を定めた。

- ▶ 本研究での排気低減のための基本機能には、ディーゼル燃焼における NO, Soot, CO・HC の各燃焼生成物の排出量バランスを統括的に管理可能な「混合気 ϕ -T 分布」を用いる。その目標とする最適状態を、NO 生成を抑制する最高火炎温度 ($T < 2000\text{K}$)、燃焼前期には Soot 生成を抑制できる局所リッチ混合気 ($\phi < 2$)、燃焼後期には一時的に生成した CO・HC および Soot を酸化可能な混合気 ($1500\text{K} < T < 2000\text{K}$, $\phi < 1$) へ制御された状態と仮定する。
- ▶ 本研究での燃費低減と燃焼音制約のための基本機能には、冷却損失と排気損失のバランスおよび最大圧力上昇率を管理可能な「着火・熱発生率」を用いる。その目標とする最適状態を、排気損失と冷却損失がバランスする TDC 付近の着火時期、燃焼音制約の中で最大となる熱発生率ピーク高さ（傾き）、および排気損失抑制のため最短の燃焼期間とした熱発生プロフィールと仮定する。冷却損失において「着火・熱発生率」では管理できない領域については、考察の中で扱っていく。
- ▶ 軽油を燃料としたディーゼル機関の限られた条件での着火遅れの予測や制御を扱う本研究では、着火遅れ短縮のための基本的な制御因子は、筒内混合気の温度 T の上昇、圧力 P の上昇、および局所当量比 ϕ の上昇であると仮定する。多成分燃料かつ噴霧混合気においては着火遅れ短縮と混合気温度上昇の負の相関領域 (NTC) は不明瞭であるため、NTC の影響については予測や制御の精度誤差として管理する。

第3章では、「混合気の ϕ -T分布」と「着火・熱発生率」を最適状態に近づけるための新しい予混合型燃焼コンセプト：ITIC-PCI (Intake Temperature and Injection Controlled - Premixed Compression Ignition) を提案し、CFD 計算解析，エンジン台上試験，および車両試験によって，コンセプトの妥当性および排気と燃費の性能改善効果を検証した．これにより以下の知見を得た．

- ▶ 予混合型燃焼でありながら噴射時期による着火時期制御が可能な ITIC-PCI 燃焼コンセプトによって，排気と燃費の低減するための基本機能「混合気 ϕ -T分布」，および「着火・熱発生率」を最適状態へ近づけることができる．
- ▶ ITIC-PCI 燃焼コンセプトにおいて「混合気 ϕ -T分布」と「着火・熱発生率」を最適状態に近づけるための機能要件は，適切な筒内圧縮端温度，吸気酸素濃度低下，長すぎない予混合期間，余剰酸素量の確保である．適切な筒内圧縮端温度において吸気酸素濃度を低下することで最高火炎温度を抑制 ($T < 2000\text{K}$) できる．予混合期間によって燃焼初期のリッチ側の混合気を抑制し ($\phi < 3$)，燃焼後期には余剰酸素による燃焼ガス希薄化と適切な筒内圧縮端温度によって酸化作用が期待できる領域 ($1500\text{K} < T < 2000\text{K}$, $\phi < 1$) の使用頻度を高めることができる．この際，長過ぎない着火遅れ ($\tau < 2\text{ms}$) によって，燃料噴射時期の操作による TDC 付近への着火時期制御が可能となる．
- ▶ 上記の機能要件を達成するための制御手段として，多量 EGR と，高圧縮比の場合には大幅な吸気冷却が有効である．低圧縮比化と過給を組み合わせることによって吸気冷却要件の緩和が可能である．
- ▶ ITIC-PCI 燃焼コンセプトを極低負荷条件に適用する際には，混合気局所温度が 1500K 以上となる領域を確保して $\text{CO}\cdot\text{HC}$ の酸化を促進させ，かつ酸化触媒の活性温度を維持するために，吸気温度の上昇が必要となる．一方，中高負荷側の条件に適用する際には，予混合期間を確保するために，吸気温度の更なる低下，圧縮比の低下，多段噴射による希薄混合気の形成が必要となる．ただし，投入燃料量の増加により熱発生率の最大高さ・傾きが大きくなって燃焼音が悪化するため，これによって中高負荷側の適用限界が規定される．
- ▶ ITIC-PCI 燃焼コンセプトの制御手段として高性能インジェクターによる近接多段噴射を用いることで，噴霧の過分散によるオーバーリーン混合気，および噴霧と燃焼室壁面との接触による冷却損失が抑制される．これにより ϕ -T 分布の温度下限目標 (1500K) を下回る混合気が低減されて $\text{CO}\cdot\text{HC}$ の酸化が促進される．これら冷却損失と未燃損失の抑制により燃費を有効に低減できる．更に，この近接多段噴射による混合気均一度の低下により，熱発生率の最大高さ・傾きが低下して，燃焼音についても低減できる．

第4章では，前章で検討した ITIC-PCI 燃焼において，過渡運転時の筒内状態への外乱に対してロバストな性能を確保するための課題であった，着火時期制御に取り組んだ．着火遅れ期間の基本的な制御因子：筒内混合気の温度 T ，圧力 P ，および当量比 ϕ に着目して，着火遅れを予測しながら着火時期をオンボードで制御するモデルベース着火時期制御システムを構築した．これにより以下の知見を得た．

- ▶ ITIC-PCI 燃焼において筒内状態の変動に対する諸性能のロバスト性を改善するためには、近接多段噴射による混合気均一性の低下によって諸性能の変化の感度を鈍化させることに加えて、着火遅れ期間の変動に応じて燃料噴射時期を操作して着火時期を一定の目標値に制御することが有効である。
- ▶ 筒内の平均温度 T と圧力 P に加えて、当量比 ϕ を支配する噴霧混合気形成に関わる制御因子について入力項を拡張した Arrhenius 型の経験式と Livengood-Wu 積分、および実験計画法による統計的なモデル定数の同定によって、ITIC-PCI 燃焼の着火遅れ期間を十分な精度で予測可能である。この予測値に基づいたフィードフォワード型の着火時期制御システムを ECU に実装することで、過渡運転条件において ITIC-PCI 燃焼のオンボードでの適切な着火時期制御が可能となる。

第 5 章前半では、ITIC-PCI 燃焼コンセプトの適用が困難な、高負荷域での拡散型燃焼条件において「混合気の ϕ - T 分布」と「着火・熱発生率」を最適状態に近づけるための制御手段として、ピストン燃焼室内の縦渦の効果に着目し、その強化による排気と燃費の低減を検討した。まず、ラウンド型燃焼室内に入射した噴霧による流動とその燃焼による体積膨張を利用して縦渦を形成する EVVC (Expansive Vertical Vortex Combustion) コンセプトを提案して、CFD 解析による機能検証と、実機試験による効果検証を行い、以下の知見を得た。

- ▶ EVVC コンセプトでは、貫徹力の強い噴霧をラウンド型燃焼室の壁面沿いに入射させることで、噴霧の運動エネルギーによって燃焼室壁面に沿った流れが形成できる。更に燃焼時の体積膨張によってこの流れを加速することで、強い縦渦が形成できる。
- ▶ EVVC コンセプトでは、燃焼室内の縦渦によって、噴霧先端部の高温既燃ガスを燃焼室中央部に存在する低温の余剰空気中に拡散させることで、高温既燃ガスを冷却できる。サーマル NO の生成速度は緩慢なため、この縦渦による高温既燃ガスの冷却によって NO 生成量が抑制できる。
- ▶ EVVC コンセプトでは、縦渦の強化は壁面境界層での熱伝達率増加による冷却損失の悪化を伴う。しかしながら、縦渦の強化によって燃焼が活発になり燃焼期間が短縮される効果が冷却損失の悪化を上回る場合には図示熱効率は改善傾向となる。縦渦を強化しても燃焼期間が有意に短縮されない場合には冷却損失の悪化のために熱効率が低下する。

上記の EVVC コンセプトは高圧縮比のエンジンで有効であった。しかしながら、低圧縮比のエンジンではピストン燃焼室の容積が大きくなり、またインジェクターノズルの生産技術の向上により噴霧微粒化特性に優れた小径多孔ノズルを用いた場合には、EVVC コンセプトに基づく燃焼室設計が難しくなる。そこで第 5 章後半では、低圧縮比と小径多孔ノズルが前提であっても、燃焼室断面形状を卵型にする工夫によって強い縦渦の形成し、更に縦渦に期待する機能の拡張も図った Egg シェイプ燃焼室コンセプトを提案し、二次元ピストン燃焼室と圧力容器を用いた噴霧挙動の計測による機能検証、CFD 解析によるエンジン燃焼でのコンセプト検証、および実機エンジン試験による排気と燃費の性能改善効果の検証を

行った。これにより以下の知見を得た。

- ▶ **Egg** シェイプ燃焼室コンセプトにおいては、燃焼室への噴霧の入射角度の最適化および曲率半径を連続的変化させた **Egg** カーブによって噴霧の運動エネルギーのロスを抑えることで、燃焼室の卵形状と中心が一致するバランスの取れた強い縦渦流動を形成できる。これは容積の大きな低圧縮比の燃焼室においても有効である。
- ▶ **Egg** シェイプ燃焼室コンセプトでの強い縦渦流動によって、燃焼中期に燃焼室内リップ下部の壁面付近に停滞しがちなリッチ領域を縦渦による空気のエントレインによって解消しつつ、燃焼室中央部付近では空気との混合の結果高温既燃ガスの早期冷却を促進する。この過程におけるリッチ領域の解消によって **Soot** の酸化が促進され、高温既燃ガスの冷却によってサーマル **NO** の生成が抑制される。
- ▶ **Egg** シェイプ燃焼室コンセプトにおいて燃焼後期には、スキッシュエリアへ向かう強い縦渦流動を、ピストン降下によって生じる逆スキッシュ流につなげることで、当量比リッチな既燃ガスが、余剰空気が存在するスキッシュエリアに運ばて両者の混合が促進される。これによって **Soot** の酸化が促進できると同時に、後期燃焼が活発になって燃焼期間を短縮して燃費を低減できる。

第6章では、噴霧到達距離に及ぼす噴射量低減と蒸発の影響について検討した。ITIC-PCI 燃焼コンセプトの製品化には低圧縮比化が必要であるが、その実現には始動時の着火性改善が課題となる。着火性改善の実現手段として、微量噴射による噴霧到達距離の抑制効果に着目した。噴射制御性の良い高性能インジェクターを用いた噴霧単体での容器実験を行い、噴霧の液滴相と蒸気相を分離可能な二波長レーザー吸収散乱法 (LAS 法) による計測解析によって、噴射量が噴霧到達距離に及ぼす影響を検証した。これにより以下の知見を得た。

- ▶ 噴射量を微量化することで噴霧の到達距離の大幅な抑制が可能である。これは、ニードル弁が微少リフトに維持されることによるシート部での絞り効果でサック内の実噴射圧力がコモンレール圧よりも低くなること、および早期の噴射終了すなわち運動量供給の終了に伴って噴霧到達距離の成長が準定常運動量理論を下回る時刻が早くなることによるものである。
- ▶ 噴射量を微少化した場合、非蒸発噴霧では到達距離の成長は噴射終了後間もなくから鈍化してやがては止まるが、蒸発噴霧では噴射終了後しばらく経った後でも噴霧到達距離および噴霧幅が成長し続ける。これは蒸発噴霧では、噴霧と雰囲気との空気運動量交換終了後も境界領域における燃料蒸気の濃度勾配が存在するため、これによる分子拡散が継続することによるものと考えられる。
- ▶ 噴射期間中の準定常状態の噴霧は、空気からの抗力によって減速する先端部の液滴を後から噴射された液滴が追い越しながら到達距離が成長すると一般に考えられ、この際の噴霧到達距離は準定常運動量理論に従う。一方で噴射終了後しばらく経つと、到達距離の成長が準定常運動量理論を徐々

に下回るようになる。これは、噴射終了後には噴霧先端部に後から追い越す液滴が供給されなくなり、雰囲気からの抗力によって噴霧先端部の液滴が減速し始めるためだと考えられる。噴射量を微量化すると噴射終了時刻が早まるためにこの影響が大きくなる。

- ▶ 微量噴射化に多段化を組合せて、同じ空間に到達距離を抑制した噴霧を重ねることによって、燃焼室壁面と液滴の干渉による蒸発悪化が軽減され、加えてコンパクトで燃料当量比リッチな混合気形成ができる。これは着火性改善のための有効な手法になり得ると考えられる。

第7章では、低圧縮比エンジンを用いたアイドル停止からの再始動を対象にして、微量噴射化に多段化を組合せた燃料当量比リッチな混合気形成による着火性の改善効果について検証し、以下の知見を得た。

- ▶ スタータ駆動開始後の最初の圧縮行程気筒（第一圧縮行程）は、極低回転に伴う多大な漏れ損失、および初期ピストン位置によっては有効圧縮ストロークが小さいため、圧縮端での筒内温度と圧力が十分に上昇せず、着火成立が難しい筒内環境となる。第一圧縮行程でのメイン噴射燃料の着火を成立させるためには、エンジン停止時のスロットリング操作でのピストン停止位置制御による有効圧縮ストローク拡大に加えて、メイン噴射に先立つプリ燃焼制御を行い、圧縮端での筒内温度と圧力の上昇させることが有効である。
- ▶ 第一圧縮行程におけるプリ燃焼のための燃料噴射を微量多段化することで、到達距離が抑制された噴霧を燃焼室内の同じ空間に重ねることができるため、当量比リッチな混合気形成とその保持が可能になる。第一圧縮行程は筒内空気の圧力が低く、かつ噴射後 TDC までの時間が長いため、噴霧の到達距離が過度に伸び易い筒内環境となる。このため燃料噴射の微量多段化による噴霧到達距離の抑制と当量比リッチ領域の保持が着火性改善に極めて有効な手段となる。

以上のように、本研究は「ディーゼル燃焼の徹底改善による排気と燃費の低減」という目的に対し、排気と燃費を支配する基本機能「混合気の ϕ -T分布」および「着火・熱発生率」の最適状態を仮定して、その実現を目指した制御因子と制御手段の提案と検証を遂行した。これにより大幅な排気低減と有意な燃費低減を達成した。これらを得るための前提となる着火性の改善や制御に関する課題については、着火の基本機能に基づいた対策を講じ、その有効性を検証した。

本研究で得られた知見の一部は、2012年から量産製品化されている Mazda SKYACTIV-D 2.2L クリーンディーゼルエンジンにおいて実用化され、ディーゼルエンジンの普及、環境・エネルギー問題の対策への貢献を果たしている。しかしながら、厳しさを増す将来の環境・エネルギー問題へ備えてディーゼル燃焼の更なる燃焼改善が期待されており、手段や装置の革新による重要機能の強化や、本研究では扱えなかった領域への基本機能の設定とその最適化に向け、挑戦は未だ道半ばである。

Appendix1 二波長レーザー吸収散乱 (LAS : Laser Absorption Scattering) 法の計測原理

A1.1 概要

本研究でディーゼル噴霧の計測に用いた二波長レーザー吸収散乱 (LAS: Laser Absorption Scattering) 法の計測原理および計測装置の詳細⁽¹⁻³⁾について説明する。

ディーゼル噴霧の混合気濃度の計測では、測定対象に非接触で計測できるレーザーを用いた計測が有効であり、表 A1-1 に示すように LIF (Laser Induced Fluorescence) 法⁽⁴⁻⁶⁾, LIEF (Laser Induced Exciplex Fluorescence) 法⁽⁷⁻⁸⁾, ラマン散乱法⁽⁹⁾, レーリ散乱法⁽¹⁰⁾, ホログラフィー法⁽¹¹⁾, 二波長レーザー吸収散乱 (LAS : Laser Absorption Scattering) 法⁽¹²⁾といった方法が考案されている。この中で二波長レーザー吸収散乱法 (以降, LAS) は、液相と蒸気相の同時分離計測や、混合気濃度の定量計測が可能な点で他の方法より優れている。

表 A1-1 ディーゼル噴霧混合気のレーザーを用いた計測手法の比較

	Simultaneous Measurement of Vapor and Liquid Phases	Quantitative Measurement	Planar Measurement	Note
LIF	× Vapor phase only	△ Fluorescence signal depend on O ₂ and temperature	◎ Planar measurement by laser sheet	
EXCIPLEX	△ Fluorescence signal from liquid phase too strong	△ Fluorescence signal depend on O ₂ and temperature	◎ Planar measurement by laser sheet	
Raman	× Vapor phase only	○	× Point measurement	
Rayleigh	× Vapor phase only	○ Rayleigh scattering signal depend on pressure and temperature	◎ Planar measurement by laser sheet	Mie scattering (Noise) same wavelength as Rayleigh scattering
LAS:IR-VIS IR:3.39μm	○	○ Absorption coefficient depend on pressure and temperature	△ Deconvolute line of sight point data arrays → Cross sectional data	Pulsed laser, imaging camera NOT available
LAS:UV-VIS	○	○ Absorption coefficient depend on pressure and temperature	○ Deconvolute line of sight images → Cross sectional data	Pulsed laser, imaging camera available

◎ : Superior ○ : Good △ : Marginal × : Poor

A1.2 計測原理

A1.2.1 液相・蒸気相の同時分離計測原理

図 A1-1 に示すように、強度 I_0 で燃料によって吸収される波長 λ_A と吸収されない波長 λ_T のレーザー光が燃料噴霧を通過して強度 I_t になったとする。この時、燃料に吸収される波長 λ_A の透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{\lambda_A}$

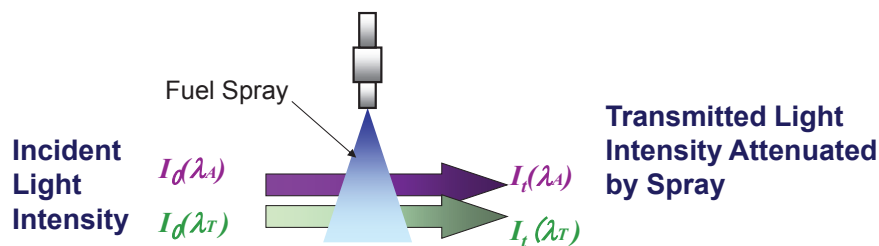


図 A1-1 噴霧への入射光および吸収・散乱後の透過光についての概念図

は液滴の散乱，液相の吸収，蒸気相の吸収によって式(A1.1)のように，また燃料に吸収されない波長 λ_T の透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{\lambda_T}$ は液滴の散乱のみによって式(A1.2)のように表すことができる。

$$\log(I_0/I_t)_{\lambda_A} = \log(I_0/I_t)_{Lsca} + \log(I_0/I_t)_{Labs} + \log(I_0/I_t)_{vabs} \quad (A1.1)$$

$$\log(I_0/I_t)_{\lambda_T} = \log(I_0/I_t)_{Lsca} \quad (A1.2)$$

ここで，
 λ_A : 燃料に吸収される波長 [nm]
 λ_T : 燃料に吸収されない波長 [nm]
 $\log(I_0/I_t)_{Lsca}$: 液滴の散乱による透過光減衰率
 $\log(I_0/I_t)_{Labs}$: 液相の吸収による透過光減衰率
 $\log(I_0/I_t)_{vabs}$: 蒸気相の吸収による透過光減衰率

燃料に吸収される波長 λ_A のレーザ光は，後述のように，微小な液滴の集まりにはほとんど吸収されない。そのため，式(A1.1)の右辺第 2 項にある液相の吸収による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{Labs}$ は無視できる。蒸気相の吸収による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{vabs}$ と，液滴の散乱による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{Lsca}$ は，それぞれ式(A1.3)と式(A1.4)のように表せる。

$$\log(I_0/I_t)_{vabs} = \log(I_0/I_t)_{\lambda_A} - \log(I_0/I_t)_{\lambda_T} \quad (A1.3)$$

$$\log(I_0/I_t)_{Lsca} = \log(I_0/I_t)_{\lambda_T} \quad (A1.4)$$

蒸気相の吸収による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{vabs}$ に対しては光吸収理論(Lambert-Beer の法則)を，また液滴の散乱による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{Lsca}$ に対しては光散乱理論(Bouguer-Lambert-Beer の法則)を適用することによって，噴霧内の燃料の蒸気相濃度，液相濃度を分離して定量的に求めることができる。

A1.2.2 光吸収理論による蒸気相濃度の算出

図 A1-2 に示すように，入射光強度 I_0 のレーザ光が，光路長 L ，蒸気相濃度 C_v の領域を通過して，透過光強度が I_t になったとする。この時の燃料蒸気による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{vabs}$ は，Lambert-Beer の法則により式(A1.5)で与えられる⁽¹³⁾。

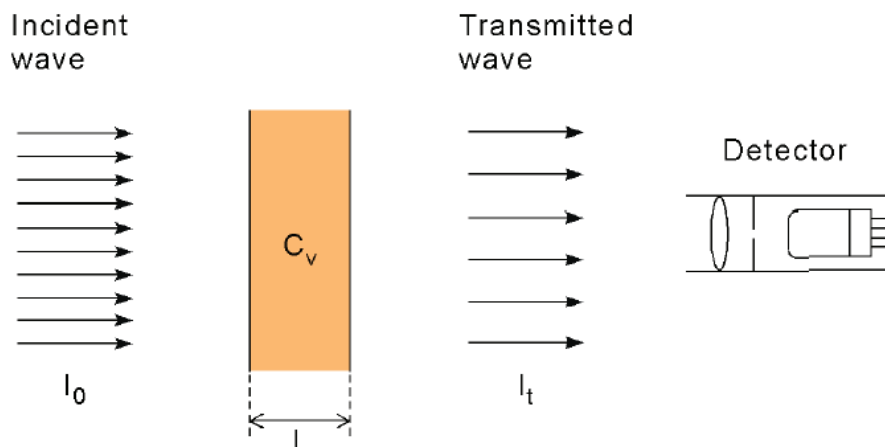


図 A1-2 噴霧蒸気による透過光減衰 (Lambert-Beer の法則)

$$\begin{aligned} \log(I_0 / I_t)_{Vabs} &= k \cdot C_v \cdot l \\ &= \frac{\varepsilon}{MW} \cdot C_v \cdot l \times 10^2 \end{aligned} \quad (A1.5)$$

ここで、
 k : 吸光係数 [m^2/kg]
 L : 光路長 [m]
 ε : モル吸光係数 [$\text{l}/(\text{mol} \cdot \text{cm})$]
 MW : 分子量 [kg/kmol]

よって、実験で測定する透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{Vabs}$ や光路長 L のほかに、燃料の分子量 MW とモル吸光係数 ε が既知であれば、蒸気相濃度 C_v は式(A1.6)のように求めることができる。

$$C_v = \frac{MW \cdot \log(I_0 / I_t)_{Vabs}}{\varepsilon \cdot L \times 10^2} \quad (A1.6)$$

当量比は、実際に費やされた空気と燃料の比 (空燃比 AF_v) に対する理論空燃比 AF_{stoich} の比で定義されるので、蒸気相の当量比は、蒸気相濃度 C_v と、空気濃度 C_a を用いて次式より求められる。

$$\Phi_v = \frac{AF_{stoich}}{AF_v} = \frac{AF_{stoich}}{\left(\frac{C_a}{C_v}\right)} \quad (A1.7)$$

また、 C_nH_m で表される炭化水素系燃料の理論空燃比 AF_{stoich} は、次式のようになる。

$$AF_{stoich} = \frac{4.76 \cdot (n + \frac{m}{4})}{12n + m} \cdot 28.9 \quad (A1.8)$$

本研究では、試験燃料としてジメチルナフタレン ($C_{10}H_6(CH_3)_2$) を用いているので、 $n=12$, $m=12$ となり、式(A1.8)より AF_{stoich} は 13.2 となる。

A1.2.3 光散乱理論による液相濃度の算出

図 A1-3 に示すように、燃料に吸収されない波長の光が燃料噴霧のような液滴粒子群中を通過する時、入射光強度 I_0 と (液滴の散乱によって) 減衰された光の強度 I_t は Bouguer-Lambert-Beer の法則により、次式のようになる⁽¹⁴⁾。

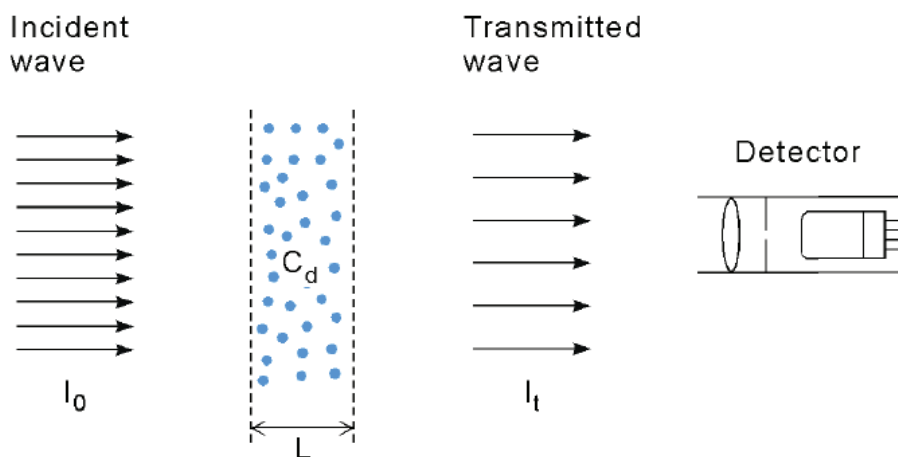


図 A1-3 噴霧液滴による透過光減衰 (Bouguer-Lambert-Beer の法則)

$$\frac{I_t}{I_0} = \exp\left(-\int_0^L K_{ext} \cdot dl\right) \quad (A1.9)$$

ここで K_{ext} は液滴の減衰係数で、次式によって表される。

$$K_{ext} = \int_0^{\infty} R(m, D, \lambda, \theta) \cdot Q_{ext}(m, D, \lambda) \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot n \cdot f(D) \cdot dD \quad (A1.10)$$

ここで、

R	: 光学定数 [-]	θ	: 検出角 [rad]
Q_{ext}	: 減衰係数 [-]	m	: 粒子の屈折率 [-]
D	: 粒径 [m]	λ	: 入射光波長 [m]
n	: 粒子数 [-]	$f(D)$: 粒度分布関数 [m^{-1}]

光学定数 R は、散乱光が集光される時のレンズの幾何学的条件によって決まる係数である。本研究のように液滴群とカメラの距離が 2m 以上あり、液滴の存在する領域に比べて液滴とカメラの距離がはるかに大きい場合、光学定数はほぼ一定とみなすことができ、 $R=0.6$ となる⁽¹⁵⁾。

減衰係数 Q_{ext} は液滴の屈折率 m と粒径パラメータ $\chi (= \pi D\lambda)$ によって定まる値で、 χ が十分に大きい時、 $Q_{ext}=2.0$ となる⁽¹⁶⁾。図 A1-4 は、噴霧の単一液滴の（散乱のみによる）減衰係数 Q_{ext} と液滴径 D の関係⁽¹⁷⁾を計算した結果である。これによると、液滴径が $2\mu\text{m}$ 以上の時は両波長間の減衰係数に差はないが、液滴径が数 μm 以下になると、かなりの差異が見られる。しかし、蒸発噴霧内においては蒸発が進み、燃料の蒸気相濃度はかなり高くなるため、液滴の散乱による透過光減衰率に比べ、蒸気の吸収による透過光減衰率の方がはるかに大きくなる。したがって、蒸気相濃度を紫外光と可視光の透過光減衰率の差分から求める本手法では、入射光波長による透過光減衰の違いが蒸気相濃度に与える影響は小さいと考えられる⁽¹⁾。また可視光の透過光減衰率から算出する液相濃度についても、粒径が数 μm 以下の領域なので液相濃度に与える影響は小さいと考えた。よって式(A1.9)と式(A1.10)は次式のように簡略化できる。

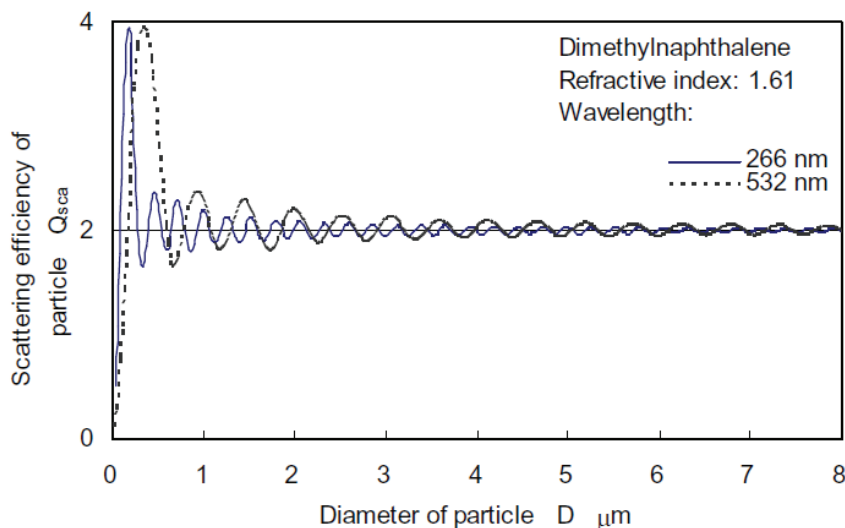


図 A1-4 噴霧の単一液滴粒径と減衰係数の関係

$$\frac{I_t}{I_0} = \exp \left[-R \cdot Q_{ext} \int_0^l \int_0^\infty \frac{\pi}{4} D^2 \cdot n \cdot f(D) \cdot dD \cdot dl \right] \quad (\text{A1.11})$$

そこで噴霧の液滴表面積密度 A を式(A1.12)のように定義する。この時液滴表面積密度は、噴霧内局所の液滴による透過光減衰率 $\log(I_0/I_t)_{L_{sca}}$ と式(A1.11)を用いて式(A1.13)のように表せる⁽¹⁶⁾。

$$A_f = \int_0^\infty \frac{\pi}{4} D^2 \cdot n \cdot f(D) \cdot dD \quad (\text{A1.12})$$

$$A_f = \frac{2.303 \cdot \log(I_0 / I_t)_{Lsca}}{R \cdot Q_{ext} \cdot l} \quad (A1.13)$$

一方、液相濃度 C_d は式(A1.14)で与えられる。式(A1.12)、式(A1.14)および式(A1.15)で定義されるザウタ平均粒径 D_{32} を用いることで、液相濃度 C_d は式(A1.16)のようになる。

$$C_d = \int_0^{\infty} \rho_f \cdot \frac{\pi}{6} \cdot D^3 \cdot n \cdot f(D) \cdot dD \quad (A1.14)$$

$$D_{32} = \frac{\int_0^{\infty} D^3 \cdot n \cdot f(D) \cdot dD}{\int_0^{\infty} D^2 \cdot n \cdot f(D) \cdot dD} \quad (A1.15)$$

$$C_d = \frac{2}{3} \cdot \rho_f \cdot D_{32} \cdot A_f \quad (A1.16)$$

ここで、 ρ_f : 燃料密度 [kg/m³]

最終的に、液相濃度 C_d は式(A1.13)と式(A1.16)より次式で求められる。

$$C_d = \frac{2}{3} \cdot \rho_f \cdot D_{32} \cdot \frac{2.303 \cdot \log(I_0 / I_t)_{Lsca}}{R \cdot Q_{ext} \cdot l} \quad (A1.17)$$

噴霧全体のザウタ平均粒径 D_{32} は、透過光減衰法により、次式のようになる。

$$D_{32} = \frac{0.63 \cdot R \cdot Q_{ext} \cdot M_d}{\rho_f \cdot \sum \{ \log(I_0 / I_t)_{Lsca} \cdot \Delta S \}} \quad (A1.18)$$

ここで、 M_d : 噴霧中に含まれる燃料液滴の質量 [kg]

ΔS : 単位投影面積 [m²]

$\sum \log(I_0 / I_t)_{Lsca}$: 液滴の散乱のみによる透過光減衰率の噴霧投影面積全体にわたっての合計 [-]

また燃料の液相当量比 ϕ_d は、次式のように表すことができる。

$$\Phi_d = \frac{AF_{stoich}}{AF_d} = \frac{AF_{stoich}}{\left(1 - \frac{C_d}{\rho_f}\right) \cdot \frac{\rho_a}{C_d}} \quad (A1.19)$$

ここで、 ϕ_d : 液相の当量比 [-]

AF_{stoich} : 理論空燃比 [-]

AF_d : 液相の空燃比 [-]

ρ_a : 雰囲気密度 [kg/m³]

2.2.4 試験燃料

噴霧内の濃度分布の解析を行うためには、LAS 法に適した試料を用いる必要がある。ディーゼル燃料である軽油は多種の成分から構成されており、各成分によって吸収波長が異なるため、正確な濃度測定が困難である。そのため試料選定基準を設け、それらを満たす物質を試料燃料として用いた。その主な基準は以下の 3 つである。

- (1) 試料の沸点、粘度、蒸発特性等の物性値がディーゼル燃料である軽油に近い。
- (2) ある特定範囲の波長の光を強く吸収し、それ以外の波長の光を吸収しない。
- (3) 紫外光で Lambert-Beer の法則が成り立ち、吸光係数の温度依存性が小さい。

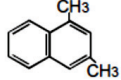
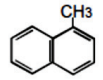
実際の燃焼室内の状態を模擬するためには、沸点や蒸発特性が軽油に近くなければならない。また、噴射試料の粘度等が噴霧に影響すると考えられるため、1 つ目の基準を満たしていなければならない。

LAS 法では、試料に吸収される波長 λ_A と、試料に吸収されない波長 λ_T の 2 つの波長の光を用いることで、液相と蒸気相濃度の同時計測を行う。そのため 2 つ目の選定基準のように、特定の波長の光 λ_A を強く吸収し、それ以外の領域の光 λ_T をほとんど吸収しない試料が必要である。

式(A1.6)に示すように、燃料蒸気濃度は吸光係数によって決定される。吸光係数は温度によって変化するが、非軸対称解析においては、噴霧内の混合気温度を求めることは困難である。吸光係数の温度依存性が小さければ濃度解析の誤差を小さくすることができるため、3 つ目の基準を満たしている試料燃料が望ましい。

本研究では、燃料に吸収される波長 λ_A として、Nd:YAG レーザの第四高調波(266nm)を、また燃料に吸収を示さない波長 λ_T として第二高調波(532nm)を用いた。波長 λ_A の光で強い吸収される芳香族の中から、蒸発に関する物性値として沸点を、また微粒化に関する物性値として、燃料密度、動粘度、表面張力を取り上げ、比較的軽油に物性が近い試料を候補とした。表 A1-2 にそれらの物性値を示す⁽¹⁾。

表 A1-2 LAS 計測の候補試料とディーゼル燃料の物性比較⁽¹⁾

Substance	Diesel	n-Tridecane	n-Tetradecane	n-Penta-decane	n-Cetane	1,3-Dimethyl-n α -Methyl-naphthalene	
	JIS #2	C ₁₃ H ₂₈	C ₁₄ H ₃₀	C ₁₅ H ₃₂	C ₁₆ H ₃₂	C ₁₀ H ₆ (CH ₃) ₂	C ₁₀ H ₇ (CH ₃)
Boiling point °C (1 atm.)	~273	235	253.7	270.6	287.0	265.2	244.7
Density kg/m ³ (20°C, 1 atm.)	~830	756	760	770	780	1018	1016
Kinetic viscosity (10 ⁻⁶)m ² /s (20°C, 1 atm.)	~3.86	2.47	3.04	3.73	4.52	3.95	2.58
Refractive index in visible light (20°C, 1 atm.)						1.6102	1.6419
Molecular structure		MMMM	MMMM	MMMM	MMMM		

候補試料の液相における吸収スペクトルを図 A1-5 に示す。ジメチルナフタレンは本研究で用いる波長 $\lambda_A=266\text{nm}$ を含む紫外域において最も強く光を吸収する。この吸光は、紫外光が入ってくると二重結合部の電子遷移が起こり、これにより発生した電子が光を吸収するためである⁽¹⁸⁾。一方、波長 $\lambda_A=532\text{nm}$ の光をほとんど吸収しない。

また、ジメチルナフタレンと α -メチルナフタレンの液滴の蒸発特性を図 A1-6 に示す⁽¹⁾。これを見てもジメチルナフタレンの蒸発速度は軽油に近いことがわかる。

以上より、本研究において噴射試料としてジメチルナフタレンを用いることにした。

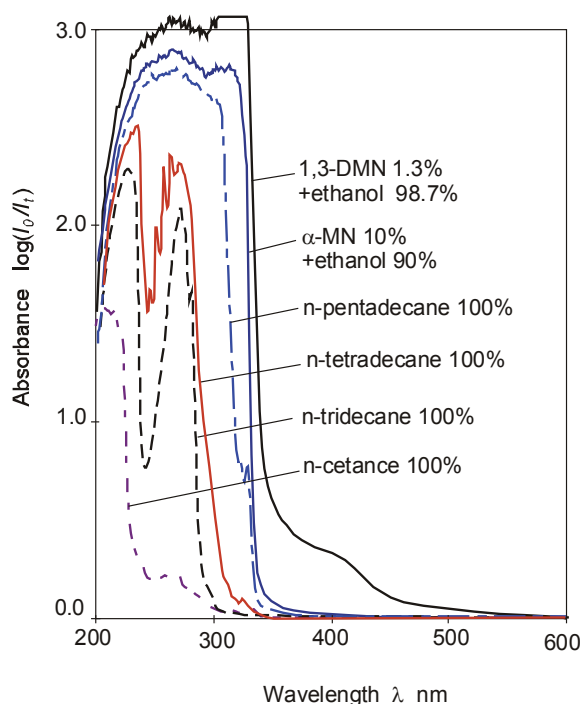


図 A1-5 候補試料の液相における吸収スペクトル⁽¹⁾

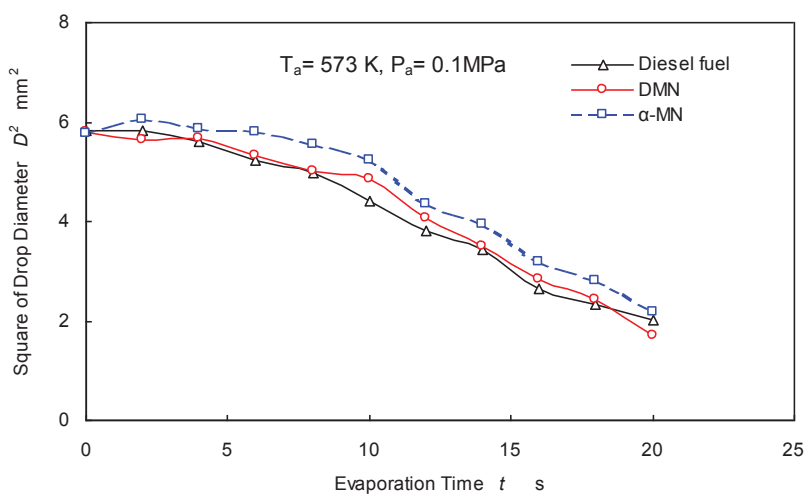


図 A1-6 候補試料の蒸発特性⁽¹⁾

$$r_n^2 = p_m^2 + \left(\frac{1}{2}L_{m,n}\right)^2 \quad (\text{A1.21})$$

$$L_{m,n} = 2\sqrt{r_n^2 - p_m^2} \quad (\text{A1.22})$$

ここで、 r_n は n 番目の要素の外径、 p_m は m 番目の要素の外径と内径の中間点（光が通過する点）までの距離である。 r_n と p_m はそれぞれ次式で与えられる。

$$r_n = r_0 - (n-1) \cdot 2w \quad (\text{A1.23})$$

$$p_m = r_0 - (m-1) \cdot 2w - w \quad (\text{A1.24})$$

ここで、 r_0 は 1 番外側の要素の外径(= r_1)であり、 $2w$ は各要素の間隔である。噴霧を分割する要素の数を x とすると、図 A1.7 より r_0 は次式で与えられる。

$$r_0 = x \cdot 2w - w \quad (\text{A1.25})$$

以上より、式(A1.20)に式(A1.22)～式(A1.24)を代入すると、光路長 $l_{m,n}$ が算出される。式(A1.37)は一般的に成り立つが、 m と n が等しい時には適用されず、その時の光路長 $l_{m,m}$ は次式で与えられる。

$$l_{m,m} = L_{m,m} (= L_{m,n}), \quad m = n \quad (\text{A1.26})$$

A1.3.2 濃度分布の解析法

ここでも、図 A1.7 に示すような噴霧断面を考える。まず、一番外側の要素のみを光が通過する場合、式(A1.5)より蒸気相による透過光減衰率は次式で表せる。

$$\log(I_0 / I_t)_{Vabs} = \frac{\varepsilon \cdot 10^2}{MW} \cdot C_v(1) \cdot l_{1,1} \quad (\text{A1.27})$$

次に外側から 2 番目と i 番目の要素を通過する時を考えると、透過光減衰率は式(A1.28)と式(A1.29)のようになる。

$$\log(I_0 / I_t)_{Vabs} = \frac{\varepsilon \cdot 10^2}{MW} \cdot (C_v(1) \cdot l_{2,1} + C_v(2) \cdot l_{2,2}) \quad (\text{A1.28})$$

$$\log(I_0 / I_t)_{Vabs} = \frac{\varepsilon \cdot 10^2}{MW} \cdot \sum_{k=1}^i (C_v(k) \cdot l_{i,k}) \quad (\text{A1.29})$$

よって i 番目の要素における蒸気相濃度 $C_v(i)$ は次式のようになり、噴霧の外側から順々に各要素の濃度が算出される。

$$C_v(i) = \frac{1}{l_{i,i}} \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{MW}{10^2} \cdot \log(I_0 / I_t)_{Vabs} - \sum_{k=1}^{i-1} (C_v(k) \cdot l_{i,k}) \right] \quad (\text{A1.30})$$

同様に、 i 番目の要素における液相濃度 $C_l(i)$ は次式のようになる。

$$C_l(i) = \frac{1}{l_{l,i}} \left[\frac{2}{3} \cdot \rho_f \cdot D_{32} \cdot \frac{2.303 \cdot \log(I_0 / I_t)_{Lsca}}{R \cdot Q_{ext}} - \sum_{k=1}^{i-1} (C_l(k) \cdot l_{l,k}) \right] \quad (\text{A1.31})$$

式(A1.30)、式(A1.31)に光路長（式(A1.20)、式(A1.26)）を代入することで、各要素における蒸気、液滴濃度を算出することができる。

A1.3.3 噴霧内混合気温度の計算法

燃料蒸気濃度は式(A1.6)に示すように、モル吸光係数によって決定され、このモル吸光係数は温度に依存する。また式(A1.7)および式(A1.19)に示した噴霧内の燃料蒸気および液滴の当量比は、雰囲気気体密度によって変化し、これも温度に依存する。そのため、噴霧内の濃度分布を正確に求めるためには、噴霧内の混合気温度を求める必要がある。しかしディーゼル噴霧のような高密度噴霧では、噴霧内の各所の混合気温度を測定するのは困難である。そのため本実験では、ある雰囲気温度モデルを用いて、噴霧内の混合気温度を決定している。

噴霧が高温雰囲気中に噴射されて蒸発していく過程では、燃料液滴の温度上昇と蒸発潜熱によって噴霧内の混合気温度は雰囲気温度より低下する。この時、式(A1.32)のように、燃料液滴が蒸発するのに必要な熱量は雰囲気空気から供給される、という熱量バランス式を与えることで噴霧内の混合気温度 T_{mix} を求めることができる（式(A1.33)）⁽¹³⁾。

$$C_v \cdot L + C_v \cdot (c_{fv} \cdot T_{mix} - c_{fl} \cdot T_{l0}) = C_a \cdot (c_a \cdot T_a - c_a \cdot T_{mix}) \quad (\text{A1.32})$$

$$T_{mix} = \frac{C_v \cdot (c_{fl} \cdot T_{l0} - L) + C_a \cdot c_a \cdot T_a}{C_v \cdot c_{fv} + C_a \cdot c_a} \quad (\text{A1.33})$$

ここで、
 c_{fv} : 蒸気相の定圧比熱 [kJ/(kg·K)]
 c_{fl} : 液相の比熱 [kJ/(kg·K)]
 c_a : 雰囲気空気の比熱 [kJ/(kg·K)]
 T_{l0} : 初期液相温度 [K]

ただし、噴霧内の混合気温度 T_{mix} は、濃度分布計算に用いた玉ねぎの皮むきモデルに対応して、図 A1.8 に示すような噴霧内の各領域で求めることになるので、最終的に式(A1.33)は噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ として次式のようになる。

$$T_{mix}(i) = \frac{C_v(i) \cdot (c_{fl} \cdot T_{l0} - L) + C_a(i) \cdot c_a \cdot T_a(i)}{C_v(i) \cdot c_{fv} + C_a(i) \cdot c_a} \quad (\text{A1.34})$$

この式において、燃料液滴の蒸発潜熱 L 、燃料蒸気の定圧比熱 c_{fv} 、燃料液滴の比熱 c_{fl} 、雰囲気空気の比熱 c_a については、物性値推算式⁽²⁰⁾により温度の関数式として与えることができ、また噴霧内の雰囲気温度 $T_a(i)$ は、噴射前の雰囲気温度 T_a を用いることができる。そうすると蒸気相濃度 $C_v(i)$ と噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ を次のようにして解くことができる。

まず噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ に初期値を与え、モル吸光係数 κ をデータより求め、式(A1.6)から蒸気相濃度 $C_v(i)$ を算出する。またこの噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ の初期値より、燃料液滴の蒸発潜熱 L 、燃料蒸気の定圧比熱 c_{Ri} 、燃料液滴の比熱 c_{li} 、雰囲気空気の比熱 c_a を算出する。そして噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ の初期値と雰囲気圧力 P を用いた状態方程式により、噴霧内の雰囲気濃度 $C_a(i)$ を求める。次にこれら算出した蒸気相濃度 $C_v(i)$ や雰囲気濃度 $C_a(i)$ など を式 (A1.34) に代入して、新たな噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ を算出し、その初期値と等しくなるかどうか調べる。初期値と算出した噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ が一致しない場合は、噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ の初期値と計算値の中間程度の値を次なる初期値として与えて再度上記の計算を行い、最終的に式(A1.34)が収束するまで繰り返すことで、噴霧内の混合気温度 $T_{mix}(i)$ と蒸気相濃度 $C_v(i)$ を特定していく。

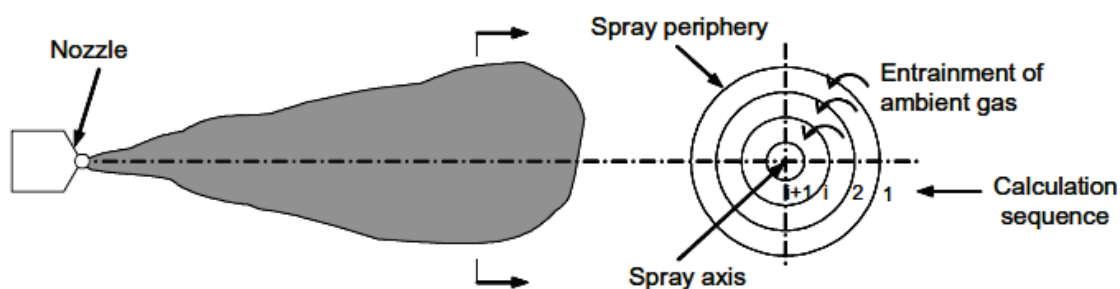


図 A1-8 噴霧内混合気温度の算出モデル

A1.3.4 解析の流れ

図 A1-9 に、軸対称噴霧中の燃料蒸気および液滴濃度分布解析のフローチャートを示す。

まず、実験により可視および紫外の透過光減衰画像が得られる。紫外と可視の透過光減衰画像の差分により得られる画像は、燃料蒸気による透過光減衰率画像であり、それを噴霧軸対称と仮定して玉ねぎの皮むきモデルを用いて噴霧の外側の要素から蒸気濃度が順次求められていく (式(A1.30))。この時の混合気温度の計算は、先に述べた温度モデルを導入して行う (式(A1.34))。噴霧軸断面の燃料蒸気濃度が求められたら、各要素の濃度と、その要素を噴霧軸の回りを回転させた時の体積より、噴霧全体に存在する蒸気相質量が求められる。

次に液滴濃度の解析に移る。噴霧中に存在する液相質量は、撮影時刻までに噴射された燃料噴射量から、先に求めた蒸気相質量との差をとることで得られる。液相質量が求められたら噴霧全体のザウタ平均粒径 D_{32} を計算 (式(A1.18))、蒸気の時と同様玉ねぎの皮むきモデルで液滴濃度を算出する (式(A1.31))。このようにして、噴霧軸断面の燃料蒸気と燃料液滴の濃度分布の解析を行う。

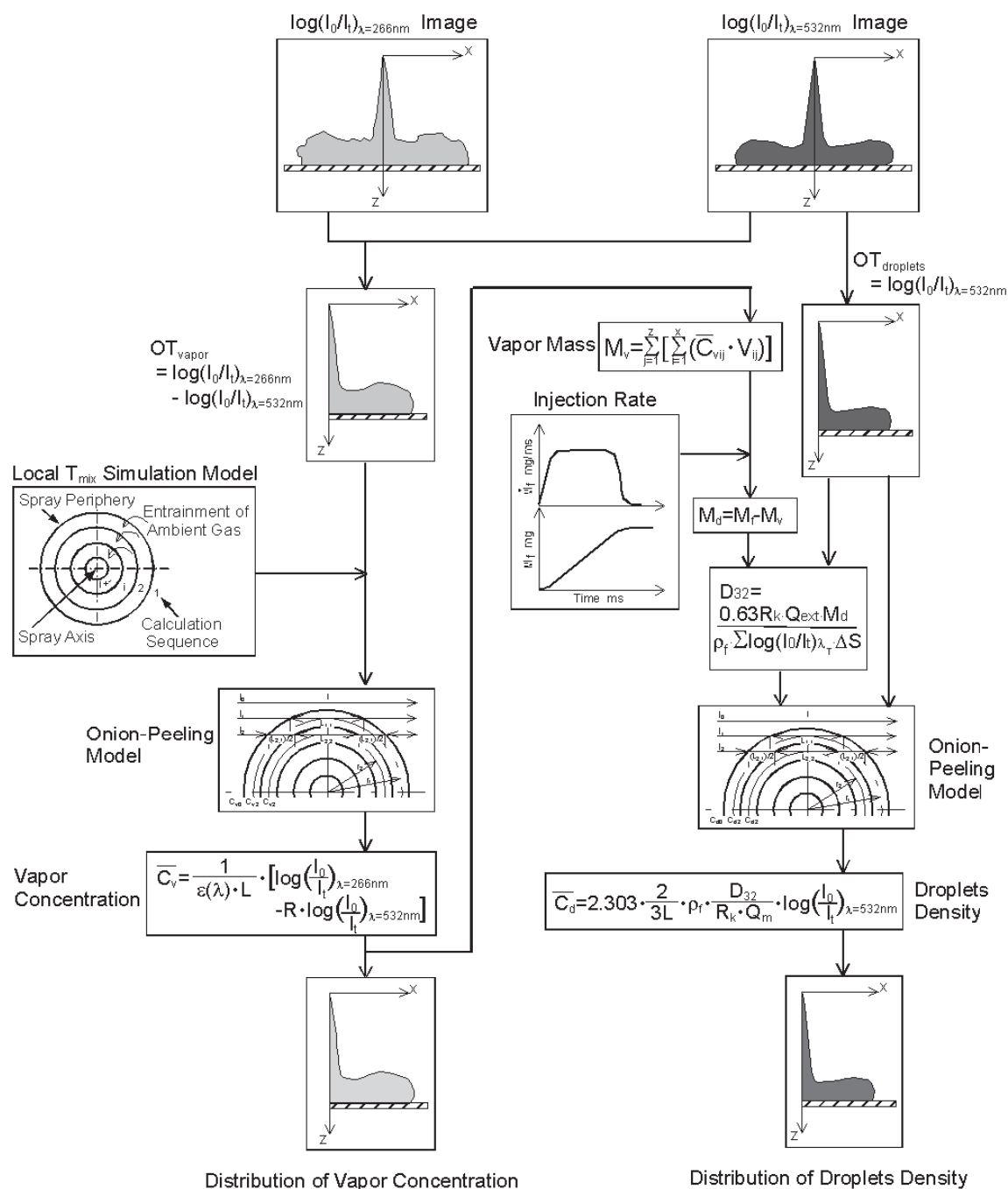


図 A1-9 LAS における燃料蒸気および液滴濃度分布の解析フロー

A1.3.5 解析精度

(1) 非蒸発噴霧による液相吸収⁽²⁾

A1.2.1 項で述べたように、試料燃料に吸収される波長（本研究では $\lambda_A=266\text{nm}$ ）の光においては、燃料液滴の吸収による光の減衰を無視できると仮定している。それを確認するため、二波長において非蒸発噴霧の撮影を行い、紫外光 ($\lambda_A=266\text{nm}$) および可視光 ($\lambda_r=532\text{nm}$) の減衰率を比較した。

常温高圧雰囲気中にジメチルナフタレンを噴射すると、非蒸発噴霧であるため燃料蒸気は存在しない。

そのため、紫外光は燃料液滴の吸収と散乱によって減衰され、可視光は燃料液滴の散乱によって減衰される。この時、紫外光と可視光の透過光減衰率が等しいならば、紫外光における燃料液滴の吸収による光の減衰はなく、紫外光および可視光はともに燃料液滴の散乱のみによって減衰されたと考えてよい。図 A1-10 に示す紫外光および可視光画像は、撮影された画像を処理し、透過光減衰率 $\log(I_0/I)$ の画像にした一例である⁽²⁾。この画像において、ノズル先端から 50mm の位置における紫外光と可視光の噴霧半径方向の透過光減衰率を比較した。その結果を図 A1-11 に示す。これを見ると、紫外光と可視光の減衰率はよく一致している。このことより、波長 $\lambda_A=266\text{nm}$ の紫外光においては、ジメチルナフタレン液滴の吸収による光の減衰はほとんどないと言える⁽²⁾。また、非蒸発噴霧において紫外光と可視光の透過光減衰率が一致しているため、2つの波長における液滴(の散乱)による透過光減衰率は等しいとしてもよい。つまり、紫外光と可視光の透過光減衰率の差分によって燃料蒸気による透過光減衰率を求めることができる⁽²⁾。

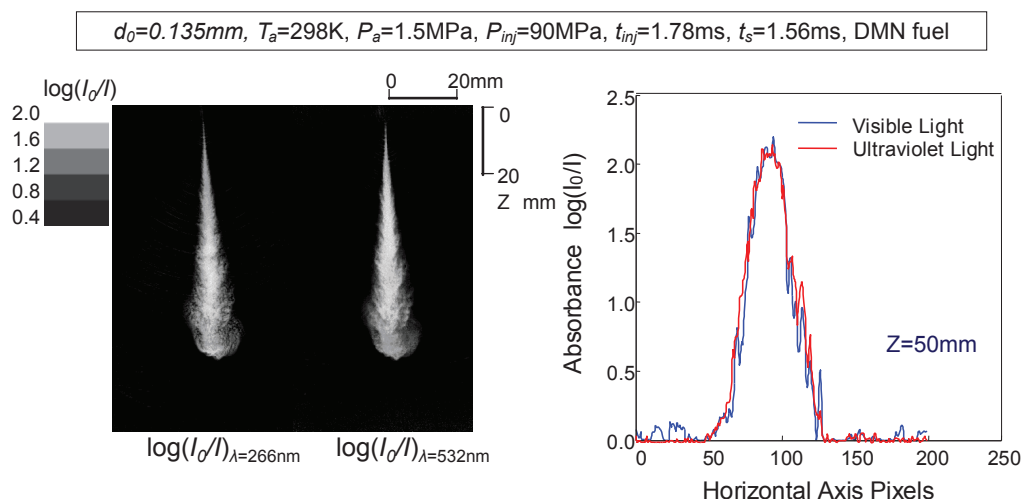


図 A1-10 非蒸発噴霧における可視光と紫外光における LAS 透過光減衰率画像および分布⁽²⁾

(2) 完全蒸発噴霧による蒸気相計測精度の検討^(2,3)

LAS 法では、図 A1-9 のフローチャートで示したように、まず、蒸気相の濃度分布を解析して噴霧全体の蒸気相質量を算出し、次に、既知である噴射量から蒸気相質量を差し引くことで蒸発せずに残存している液相質量を求める。そのため本計測法の精度は蒸気相質量について検討すれば良い。そこで、完全に液滴が蒸発している完全蒸発噴霧を対象にした LAS 解析による蒸気相質量結果の精度について検証した。予め、重量計測または燃料流量計によって測定した真の燃料重量に対して、本計測法での解析によって得られた燃料重量の関係を図 A1-11 に示す。燃料質量が比較的多い場合には $\pm 10\%$ の誤差以内の計測精度に収まっている⁽³⁾。しかしながら、燃料質量が 1mg を下回る微少噴射量領域においては誤差の割合が相対的に大きくなるため $\pm 10\%$ に収まらない。このような領域での燃料蒸気質量絶対値の定量的な議論に LAS を用いるためには計測精度および解析精度の改善が課題となる。

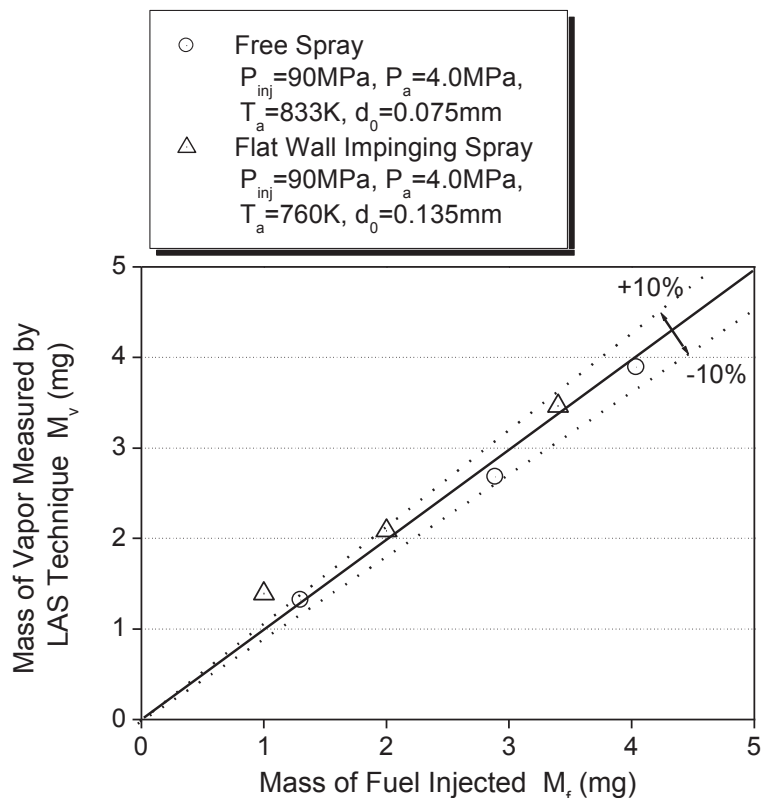


図 A1-11 完全蒸発噴霧における蒸気質量についての LAS 解析値と真値の比較⁽²⁾

A1.5 LAS 法の光学系と計測装置⁽³⁾

図 A1-12 に示すように、光源である Nd:YAG レーザ (Continuum 社製, NY61-10) からは、紫外光 (第四高調波 ; 266nm) および可視光 (第二高調波 ; 532nm) の 2 つの波長のレーザー光が同時に発振される。2 つの波長の光は、紫外領域の光を反射させ可視領域の光を通過させるハーモニックセパレータによって、紫外光と可視光に分離される。分離された 2 つの光はそれぞれのビームエキスパンダによって、ビーム径が拡大され平行光とされる。その後、2 つの光はハーモニックセパレータによって再び合成され、高温高压容器内に噴射された噴霧に照射される。なお、高温高压容器内の雰囲気の微細な密度むらによって、取り込み画像上に生じる光学的ゆらぎを除去するため、紫外および可視光の入射側の容器観測窓直前に散乱膜(三菱レイヨン社製, ミレファン SX-ポリプロピレンフィルム)を設置した。

光が噴霧を通過すると、紫外光は燃料蒸気による吸収と燃料液滴の吸収および散乱によって減衰され、また可視光は燃料液滴の散乱によって減衰される。減衰された 2 つの光は再びハーモニックセパレータによって紫外光と可視光に分離され、CCD カメラ (Hamamatsu Photonics 社製, C4880-21-24A) に集光される。それぞれの焦点の直前にはヒータからの赤熱光や他波長の入射光を除去するために、干渉フィルタ (紫外光用 : 透過率 15%, 可視光用 : 透過率 80%) を、また、迷光や他波長の入射光を除去するために、紫外光および可視光の焦点位置にはそれぞれ穴径 8mm および 16mm のピンホールを設置した。

その後、紫外光および可視光は CCD カメラによって取り込まれる。取り込まれた画像を画像処理することで、紫外光および可視光の透過光減衰率画像が得られる。これらを解析し、噴霧内の燃料蒸気と燃料液滴の濃度分布を求める。表 A1-3 に、光学系の仕様を示す。

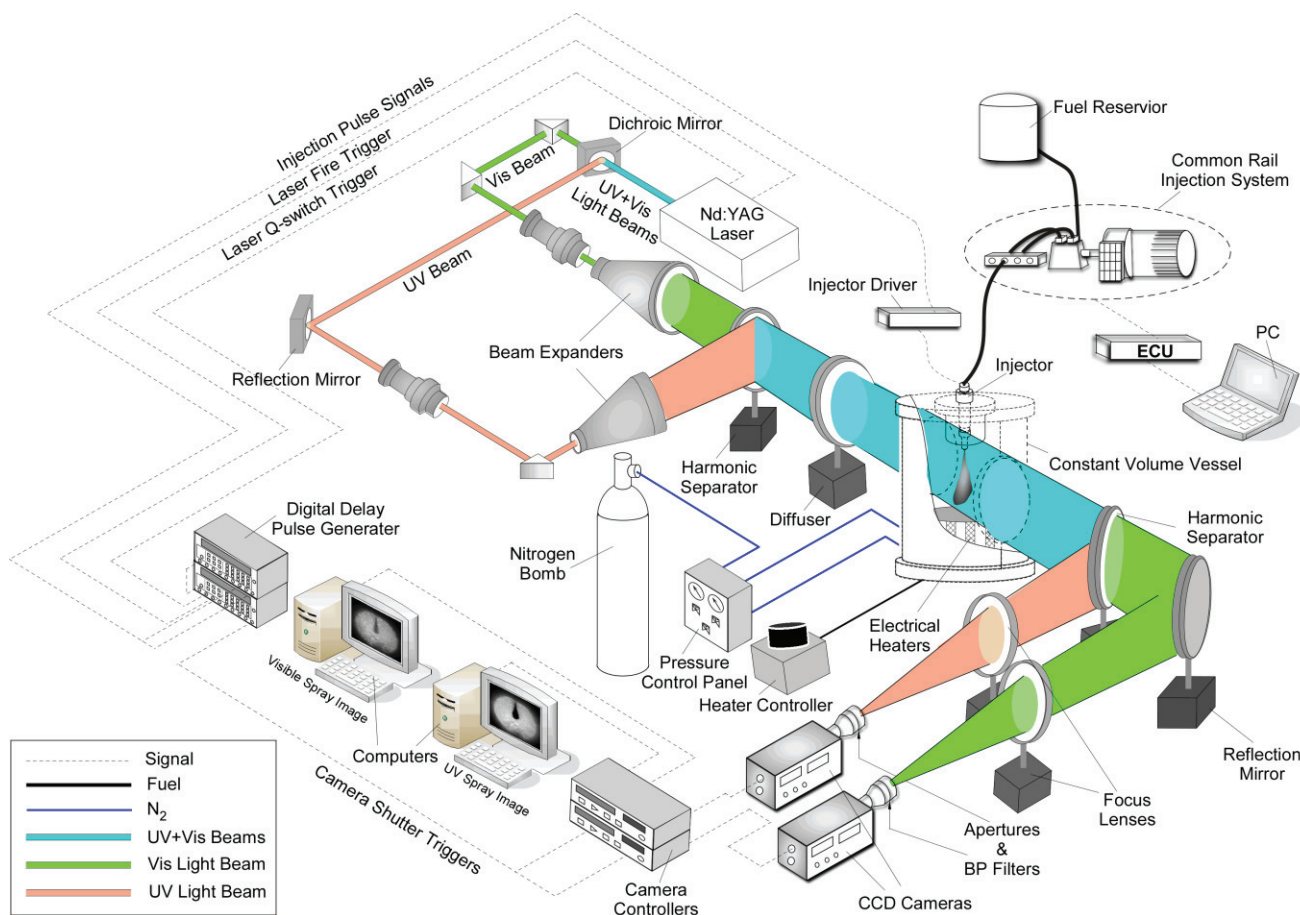


図 A1-12 LAS における光学系および計測装置の概要図⁽³⁾

表 A1-3 LAS における光学系の仕様⁽³⁾

Nd:YAG Laser	Model	Continuum, NY61-10	
	Wavelength, nm	532	266
	Energy, mJ	300	50
Camera	Model	Hamamatsu Photonics, CA4880-21-24A	
	Resolution, pixels	512 X 512	
	Expose Time, ms	20	
	Diameter of Pinhole, mm	16	8
Spectral Filter	Transmittance, %	80	15

参考文献 (Appendix1)

- (1) 張, 広島大学博士論文, (2001)
- (2) 野村, 広島大学修士論文, (2004)
- (3) 松本, 広島大学博士論文, (2009)
- (4) Yeh, C. N., et al., SAE Paper, 941953, (1994).
- (5) 葉ほか, 機論, 60-569, (1994), 321.
- (6) Yeh, C. N., et al., AIAA Progress series, (1995), 297.
- (7) Melton, L. A., et al., Proceedings of the 20th International Symposium on Combustion, (1984), 1283.
- (8) Melton, L. A., et al, Applied Optics, Vol.22, No.14/ 15, (1983).
- (9) Heinze, T., et al., SAE Paper, 892102, (1989).
- (10) Espey, C., et al., Combustion and Flame, Vol.109, No.1/ 2, (1997).
- (11) 西田ほか, 自動車技術会論文集, 30-3, (1999), 17.
- (12) Chaplyvy, A. R., Applied Optics, Vol.20, No.15, (1981), 2620.
- (13) 高橋, スペクトル有機化学, 三共出版, (1978), 5.
- (14) Hinds, W. C., エアロゾルテクノロジー, 井上書院, (1985), 303.
- (15) Gumprecht, R. O., et al., Journal of Physical Chemistry, 57-1, (1953), 90.
- (16) レーザー計測ハンドブック編集委員会, レーザー計測ハンドブック, 丸善, (1993), 235.
- (17) Van de Hulst, H. C., Light Scattering by Small Particles, Jone Wiley & Sons Inc., (1957), 129.
- (18) 日本化学会, 新実験化学講座 13 有機構造[II], 丸善, (1979), 647.
- (19) 鈴木ほか, 機械学会論文集, 59-558, (1993), 329.
- (20) 佐藤, 物性定数推算法, 丸善, (1968), 27.

Appendix2 二色法の計測原理

A2.1 概要

物体からの電磁放射には温度が高くなるに従って「放射量が多くなる」かつ「放射スペクトルのピーク波長が短くなる」という特性がある。この特性を利用したのが放射温度計測法である。その中でも放射スペクトルから特定の二波長の放射強度を計測するのが二色法である。特に燃焼場でのガス温度とスス濃度の指標（KL 値）の計測が可能な手法に Hottel-Broughton 法（H&B 二色法）⁽¹⁾があり、松井、神本らによってディーゼル燃焼場の計測に早くから応用され⁽²⁾、現在ではディーゼル燃焼場の一般的な計測手法として確立されている。本研究で用いる二色法もこの松井、神本らの方法に基づいている。

A2.2 H&B 二色法の計測原理

H&B 二色法では、燃焼場に存在するスス（Soot）粒子からの二波長における輝度温度を計測し、その演算処理によって真温度と KL 値を求める。この Soot 粒子の輝度から求めた真温度は燃焼ガスの局所温度を表しており⁽²⁾、KL 値は局所でのススの濃度と燃焼場の厚さの積を表している。ただし、計測している領域は火炎の断面ではなく、奥行方向を含んでるため、ここで言う局所とは火炎の奥行方向については空間平均された値となる。

波長 λ の単波長における物体の放射エネルギーと真温度の関係は Planck の放射則で得られるが、3000K 以下の温度領域では (A2.1) 式の Wien の近似方程式で表される。

$$M_{\lambda} = \varepsilon_{\lambda} \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-\frac{c_2}{\lambda T}} \quad (\text{A2.1})$$

ここで、

M_{λ} : 放射の強さ

λ : 波長 μm

c_1 : 第一放射定数 $= 2\pi^5 c^2 h / 15 = 3.7403 [\text{J/m}^3]$

c_2 : 第二放射定数 $= c h / k = 14387.69 [\mu\text{m K}]$

T : 真温度 (Kelvin)

ε_{λ} : 温度 T における該当物体の波長 λ における放射率

C : 真空中の光の速度

h : プランク定数

k : ボルツマン定数

黒体においては真温度と輝度温度は同一値を示すが、非黒体については、輝度温度は真温度と異なり、波長 λ における輝度温度 T_b の物体からの放射の強さは (A2.2) 式で表現される。

$$M_{\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-\frac{c_2}{\lambda T_b}} \quad (\text{A2.2})$$

この式を展開して、ある波長の放射強度を測定することにより輝度温度が得られる。真温度と輝度温度

の関係は(A2.3)のように表される.

$$M_{\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5} e^{\frac{C_2}{\lambda T_b}} = \varepsilon_{\lambda} \frac{C_1}{\lambda^5} e^{-\frac{C_2}{\lambda T}} \quad (\text{A2.3})$$

KL 値は Soot の量を表しており, K が Soot による吸収係数, L が火炎の検出光軸方向の厚さである. 波長 λ における KL 値は(A2.4)式の Hottel と Broughton の式⁽¹⁾で表される. また, 指数 α について松井と神本らは, 軽油とドデカンを用いた検討から 1.38 と定めている⁽²⁾.

$$\varepsilon_{\lambda} = 1 - e^{-\frac{KL}{\lambda^{\alpha}}} \quad (\text{A2.4})$$

ここで λ_1 波長における輝度温度を T_1 , 波長 λ_2 における輝度温度を T_2 とすると(A2.5)式が成り立つ.

$$\frac{1}{T_1} + \frac{\lambda_1}{C_2} \ln(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda_1^{\alpha}}}) = \frac{1}{T_2} + \frac{\lambda_2}{C_2} \ln(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda_2^{\alpha}}}) \quad (\text{A2.5})$$

(A2.3)式と(A2.4)式を展開して(A2.6)式を得る. (A2.5)式から得た KL 値を(A2.6)式に代入することで真温度 T が求められる.

$$T = \frac{1}{\frac{1}{T_b} + \frac{\lambda}{C_2} \ln(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda^{\alpha}}})} \quad (\text{A2.6})$$

A2.3 カメラ校正と温度計算精度

カメラ画像を元に温度解析を実施するためには, カメラの出力を標準電球で校正する必要がある. カメラ出力を標準電球で校正する方法としては, 黒体炉と熱電対, 光高温計の利用が考えられるが, 2200K 以上に達する燃焼温度の校正に耐えうる黒体炉や熱電対の利用は困難であり, 現実的でない. そこで, 二次校正されたタングステンリボン電球による校正が一般的に行われている. 二次校正電球とは, 検定用に製作された電球を産業総合研究機構や NIST (米国標準協会), NPL (英国物理研究所) などが一次標準電球で校正したものである. 本研究では NPL によって校正された二次校正電球を用いてカメラ校正を行った. 一般に標準電球のフィラメントにはリボン状タングステンが用いられており, これは完全黒体でないため, 放射率を考慮する必要がある. 各温度におけるタングステンの可視域での放射率は, MIT から詳細なデータが報告されているので, これを用いて二波長での校正を行う. 温度解析用に使用する画像は, 必ず校正に使用された撮影条件 (光学系の構成からフォーカス, 絞り等全て) と同じパラメータで撮影されている事が前提となることに注意が必要である. 本研究で用いた解析ソフト Thermera-HS では, 画像入力は 8bit, 内部計算を 16bit で行っており, 温度の解析精度は $\pm 5\%$ とされている.

参考文献 (Appendix2)

- (1) H.C.Hottel and F.P.Broughton, Industrial and Engineering Chemistry, 4,2 ,p.166-74, (1932).
- (2) 松井, 神本ほか: ディーゼル機関の火炎温度の測定に関する研究, 日本機械学会論文集, 第 2 部, 44 巻, 377 号, p.228-37 (1978)

関連公表論文

学術論文

- (1) 志茂 大輔, 金 尚奎, 片岡 一司, 福田 大介, 西田 恵哉: 予混合型ディーゼル燃焼による排気と燃費の低減(第1報) —吸気温度と燃料噴射時期制御による燃焼コンセプト(ITIC-PCI)の基本的検証—, 自動車技術会論文集, Vol.42 No.4, p.867-872 (2011)
- (2) 志茂 大輔, 片岡 一司, 前川 耕太, 末岡 賢也, 藤本 昌彦, 西田 恵哉: 予混合型ディーゼル燃焼による排気と燃費の低減(第2報) —吸気温度と燃料噴射時期制御による燃焼コンセプト(ITIC-PCI)の実用的検証—, 自動車技術会論文集, Vol.42 No.4, p.873-878 (2011)
- (3) 志茂 大輔, 角田 良枝, 金 尚奎, 丸山 慶士, 橋本 孝芳, 林原 寛, 鐵野 雅之: 予混合型ディーゼル燃焼による排気と燃費の低減(第3報) —多段噴射と着火時期制御による性能ロバスト性の検証—, 自動車技術会論文集, Vol.44 No.6, p.1335-1340 (2013)
- (4) Shimo Daisuke, Kataoka Motoshi, Sagane Yasuyuki, Fujimoto Hidefumi, and Terazawa Yasuyuki: EM Reduction by a Large Amount of EGR and Excessive Cooled Intake Gas in Diesel Engines, Transactions of FISITA2006, F2006P372T (2006)

国際学会講演論文

- (5) Daisuke Shimo, Motoshi Kataoka, and Hidefumi Fujimoto: Effect of Cooling of Burned Gas by Vertical Vortex on NOx Reduction in Small DI Diesel Engines, SAE Paper No. 2004-01-0125 (2004)
- (6) Sang-kyu Kim, Daisuke Shimo, Motoshi Kataoka, and Keiya Nishida: Development of Combustion Chamber Shape to Reduce NOx and CO2 Emissions by Enhancing Incylinder Gas Mixing in a Diesel Engine, Proceedings of COMODIA2012, Paper No. EC1-2 (2012)
- (7) Yoshie Kakuda, Sang-kyu Kim, Daisuke Shimo, Keiji Maruyama, Takayoshi Hashimoto, Hiroshi Hayashibara, and Masayuki Tetsuno: Model-Based Control for Ignition Timing of Premixed Compression Ignition Combustion in a Diesel Engine, Proceedings of COMODIA2012, Paper No. CI2-4 (2012)

国内学会講演論文

- (8) 志茂 大輔, 張 武, 小川 昌則, 田 江平, 西田 恵哉: 直噴ディーゼル噴霧の到達距離に及ぼす噴射量と蒸発の影響, 第21回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.361-366 (2010)
- (9) 金 尚奎, 福田 大介, 志茂 大輔, 片岡 一司: ディーゼル機関における燃焼室形状の改良による排気低減 —EGG 燃焼室コンセプトの検証—, 第21回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.135-140, (2010)
- (10) 志茂 大輔, 加藤 雄大, 金 尚奎, 宮崎 正浩, 神崎 淳, 西田 恵哉: 燃焼室壁に衝突するディーゼル噴霧による縦渦形成と燃焼過程 —二次元ピストンキャビティを用いた容器実験と数値解析によるEGG 燃焼室コンセプトの検証—, 第22回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.1-6 (2011)
- (11) 中本 仁寿, 山内 健生, 田賀 淳一, 志茂 大輔, 金 尚奎, 細谷 英生: 新型ディーゼルエンジンのアイドルストップ技術, 第22回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.8-13 (2011)

謝 辞

本論文は、マツダ株式会社 技術研究所，同 パワートレイン開発本部，および広島大学大学院 工学研究科 機械システム工学専攻 博士課程後期において行われた研究をまとめたものです。

広島大学での基礎研究とマツダ株式会社でのエンジン開発への応用研究との連携に柔軟かつ深い理解を賜るとともに，本研究を博士論文としてまとめる機縁と，論文作成にあたっての多大なご指導，ご鞭撻を賜りました広島大学大学院 工学研究科 西田 恵哉 教授に，謹んで厚くお礼を申し上げます。

また，本論文を作成するにあたり有益なご助言を賜りました広島大学大学院 工学研究科 石塚 悟 教授，遠藤 琢磨 教授，難波 慎一 教授，および 尾形 陽一 准教授に，謹んでお礼を申し上げます。

広島大学での実験に際しては，研究室の先輩 張 武 博士，松本 有平 博士，および学生（当時含む）小川 昌則 氏，加藤 雄大 氏，井門 将貴 氏，戸田 翔大 氏，松尾 建 氏，ほか諸氏から惜しみないご協力を頂きました。皆様に厚く感謝の意を表します。

マツダ株式会社における研究において貴重なご助言と叱咤激励を賜りました 寺沢 保幸 氏，山本 博之 氏，中井 英二 氏，片岡 一司 氏，藤本 昌彦 氏，藤本 英史 氏 ほか先輩諸方に厚くお礼を申し上げます。また，マツダ株式会社における研究の遂行のために共に情熱を燃やした 金 尚奎 氏，福田 大介 氏，末岡 賢也 氏，前川 耕太 氏，堀井 英也 氏，神崎 淳 氏，難波 真 氏，角田 良枝 氏，宮崎 正浩 氏，嵯峨根 康之 氏，ほか多大なご協力を頂いた皆様に，深く感謝の意を表します。

学部生時代からの長きにわたり，研究を進める志を持ち続けることについて，公私にわたり叱咤激励をいただいた神戸大学の諸先輩・同輩の皆様に，深く感謝の意を表します。

なお，本研究の一部に独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの助成を受けたことを，ここに申し添えます。

最後に，本研究を遂行するにあたっては少なからずの家族の時間を犠牲にしてしまい，様々な面で負担をかけたにも関わらず私と家族を支え続けてくれた 妻 めぐみ に，最大の感謝を表します。また，長年にわたり私を見守り続けてくれた両親に深く感謝します。

2013 年 11 月

志茂 大輔