



Title	部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善に関する研究
Author(s)	稲葉, 一輝
Citation	北海道大学. 博士(工学) 甲第13789号
Issue Date	2019-09-25
DOI	10.14943/doctoral.k13789
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/75911
Type	theses (doctoral)
File Information	Kazuki_Inaba.pdf



[Instructions for use](#)

学 位 論 文

部分予混合化ディーゼル燃焼の
特性改善に関する研究

A Study on Improvements of Characteristics
in Partially Premixed Diesel Combustion

北海道大学大学院工学院
エネルギー環境システム専攻

稲葉 一輝

2019年8月

目次

第1章 序論

1.1 本研究の背景.....	1
1.1.1 内燃機関の熱効率向上への要求.....	1
1.1.2 ディーゼルエンジンにおける排出ガス規制および対策技術の動向.....	2
1.2 ディーゼル燃焼の研究動向.....	3
1.2.1 従来ディーゼル燃焼の燃焼形態 (拡散噴霧燃焼).....	3
1.2.2 拡散噴霧燃焼の燃焼改善技術.....	6
1.2.3 予混合化ディーゼル燃焼.....	9
1.2.4 予混合化ディーゼル燃焼の特性改善.....	12
1.2.5 部分予混合化ディーゼル燃焼.....	13
1.3 本研究の目的.....	16
1.4 本論文の構成.....	16

第2章 実験装置および方法

2.1 供試機関.....	18
2.2 燃料噴射装置.....	19
2.3 機関性能値の測定.....	20
2.4 排気成分濃度の測定.....	22
2.5 インジケータ線図の測定および解析.....	23
2.6 三次元 CFD コード解析方法およびモデル.....	45

第3章 吸気ガス条件および筒内ガス流動が燃焼特性に与える影響

3.1 吸気酸素濃度, 吸気圧力, および筒内ガス流動 (燃焼室形状) の影響.....	49
3.1.1 実験条件.....	49
3.1.2 吸気酸素濃度の影響.....	51
3.1.3 吸気圧力の影響.....	55
3.1.4 筒内ガス流動 (燃焼室形状) の影響.....	59

3.1.5 空気過剰率が黒煙排出量に与える影響.....	62
3.2 吸気温度の影響.....	63
3.2.1 実験条件.....	63
3.2.2 実験結果および考察.....	65
3.3 第3章のまとめ.....	70
第4章 燃料噴射条件が燃焼特性に与える影響	
4.1 二段燃料噴射における前期燃料噴射量が燃焼特性に与える影響.....	72
4.2 前期燃料噴射の分割が燃焼特性に与える影響.....	73
4.2.1 実験条件.....	74
4.2.2 前期プレ噴射量割合の影響.....	76
4.2.3 前期プレ噴射間隔の影響.....	80
4.2.4 前期プレ噴射の有無が燃焼特性に及ぼす影響.....	83
4.2.5 前期燃料噴射の分割による熱効率向上機構.....	85
4.3 燃料噴射の多段化が燃焼特性に与える影響.....	89
4.3.1 実験条件.....	89
4.3.2 実験結果および考察.....	92
4.4 第4章のまとめ.....	95
第5章 部分予混合化ディーゼル燃焼とその他の燃焼方式の比較	
5.1 予混合化ディーゼル燃焼との比較.....	97
5.1.1 実験条件.....	97
5.1.2 実機試験結果および考察.....	99
5.1.3 単段燃焼に対する部分予混合燃焼の熱効率向上機構.....	102
5.2 従来の拡散噴霧燃焼との比較.....	106
5.2.1 実験条件.....	106
5.2.2 同一吸気ガス条件における燃焼特性の比較.....	108
5.2.3 燃焼位相の影響.....	111
5.2.4 従来燃焼に対する部分予混合燃焼の熱効率向上機構.....	115

5.3 第5章のまとめ.....	119
第6章 燃料噴霧の空間的分配による部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善	
6.1 噴霧分配型燃焼室の基本的概念.....	121
6.2 三次元 CFD 解析による噴霧分配効果の検討.....	123
6.2.1 計算条件.....	123
6.2.2 噴霧分配型燃焼室における噴霧分配効果の検討.....	124
6.2.3 噴霧分配型燃焼室と Re-entrant 型燃焼室との比較.....	127
6.3 実機試験による噴霧分配効果の検討.....	130
6.3.1 実験条件.....	130
6.3.2 噴霧分配が燃焼特性に与える影響.....	131
6.3.3 高負荷条件における噴霧分配効果の検討.....	134
6.4. 第6章のまとめ.....	140
第7章 結論	
7.1 結言.....	141
7.2 今後の研究の展開.....	146
8. 参考文献.....	153
本論文に関する公刊論文	
謝辞	
Appendix 排気成分からの排出ガス量の算出方法	

第 1 章 序 論

1.1 本研究の背景

1.1.1 内燃機関の熱効率向上への要求

20 世紀後半から人為的影響による気候変動が世界的な問題となっており、2014 年に発行された気候変動に関する政府間パネル (IPCC: Intergovernmental Panel on Climate Change) 第 5 次評価報告書^[1]によると、1880 年から 2012 年の期間に世界平均地上気温は 0.85°C 上昇しているとされている。さらに、この気温上昇と二酸化炭素 (CO₂) の累積総排出量の間にはほぼ比例の関係があることから、気候変動の抑制には CO₂ を含む温室効果ガス排出量の抜本的かつ持続的な削減が必要であるとしている。2015 年には第 21 回国連気候変動枠組条約締約国会議 (COP 21) においてパリ協定が採択され、産業革命以前からの世界の平均気温上昇を 2°C より十分低く保ち、1.5°C に抑える努力目標が合意された^[2]。これを受けて我が国では、2030 年度に国内の CO₂ 排出量を 2013 年度比で 25%低減することを定めており、運輸部門には内燃機関の燃費改善や次世代自動車の普及により 27.5%の CO₂ 低減が求められている^[3]。近年では、地球環境問題への意識の高まりから電気自動車や燃料電池自動車に代表される次世代自動車に注目が集まっているが^[4]、国際エネルギー機関 (IEA: International Energy Agency) が発行した Energy Technology Perspectives 2017^[5]によると、2040 年においても電動化技術を取り入れつつも内燃機関を搭載する乗用車の世界販売台数に占める割合は 84%となっていることから、依然として内燃機関そのものの高熱効率化による CO₂ 低減が必要不可欠であると言い得る。

乗用車に搭載されている内燃機関には、主にガソリンエンジンとディーゼルエンジンの二種類が存在するが、ディーゼルエンジンは火花ノックによる制約がないため高圧縮比・高過給化が可能であることに加えて、燃料噴射量によって機関負荷を制御するためポンプ損失の小さい希薄燃焼が可能であることなどから、ガソリンエンジンに比べて高い熱効率を有している^[6]。さらに、大型自動車や船舶などは、現在そのほとんどがディーゼルエンジンを動力源としているが、これらの完全電動化は極めて非現実的であり、そのほかの有力な代替手段も見当たらないことから、今後とも主要動力源として用いられていくことが予想される。したがって、ディーゼルエンジンのさらなる高熱効率化と普及を図ることが運輸部門の CO₂ 低減に資するものと考えられる。

1.1.2 ディーゼルエンジンにおける排出ガス規制および対策技術の動向

元来高い熱効率を有するディーゼルエンジンであるが、その最大の問題は排出ガス中の有害成分の低減が難しいことである。内燃機関から燃焼によって生成・排出される主な有害物質としては、一酸化炭素 (CO)、未燃炭化水素 (THC: Total Hydrocarbon)、窒素酸化物 (NO_x)、および粒状物質 (PM: Particulate Matter) が挙げられる^[7]。図 1-1 に、日本国内における乗用車ディーゼルエンジンの NO_x および PM の排出規制値の変遷を示す^[8]。このように年々厳しくなる排出ガス規制に対応するため、燃焼改善による低エミッション化に加えて排気後処理システムが導入されている。図 1-2 に、大型ディーゼル車用に開発された排気後処理システムの一例を示す^[9]。この後処理システムは、ディーゼル酸化触媒 (DOC: Diesel Oxidation Catalyst) によって CO および THC を浄化した後、ディーゼル微粒子捕集フィルター (DPF: Diesel Particulate Filter)^[10]により PM を除去し、尿素選択式還元触媒 (尿素 SCR: Selective Catalytic Reduction)^[11]によって NO_xを浄化するものである。しかし、ディーゼルエンジンに用いられる排気後処理システムは、安価で浄化率の高い三元触媒^[7]が使用可能なガソリンエンジンに比べて複雑にならざるを得ず、尿素タンクおよび噴射装置の搭載や触媒に白金などの貴金属を用いることも相まって高コスト化が避けられない。加えて、DPF 再生 (排ガス温度上昇による捕集した PM の除去) および触媒の活性化のために出力への寄与度が低いポスト噴射を行う必要があるなど^[12]、多くの場合に燃費の悪化が避けられない。排気後処理システムを使用せずに現行の排出ガス規制をクリアすることは極めて困難であるが、燃焼改善によって NO_x の低減を図り DPF のみで規制対応する例もあるなど^[13]、ディーゼルエンジンの性能向上には燃焼改善による熱効率向上およびエンジンアウトでの排出ガス清浄化が強く求められている。

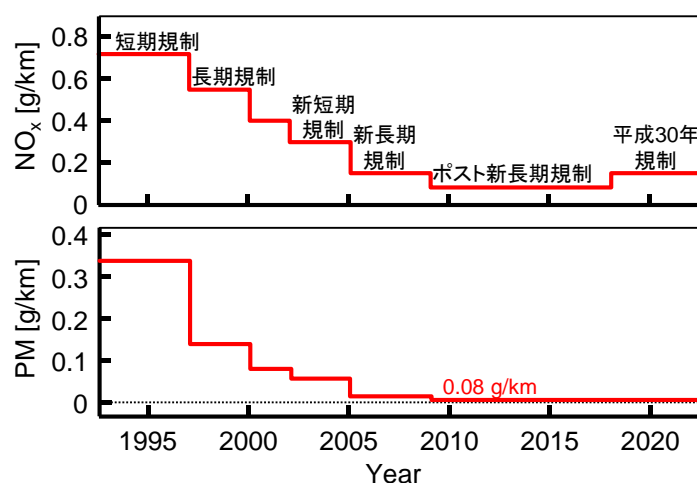
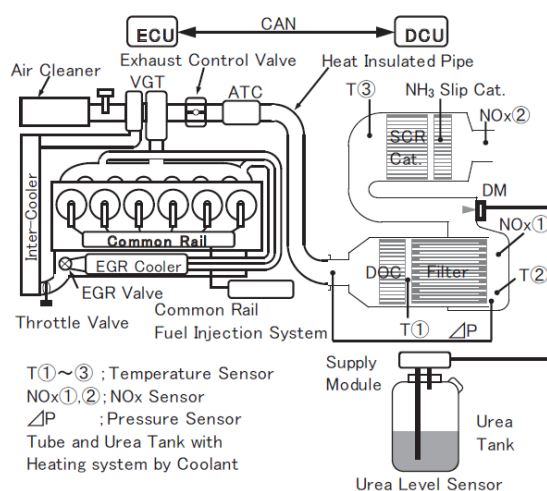


図 1-1 日本におけるディーゼル乗用車の NO_x および PM に対する排出規制値の変遷^[8]

図 1-2 DPF – Urea SCR システム^[9]

1.2 ディーゼル燃焼の研究動向

本節では、ディーゼルエンジンの高熱効率化および低エミッション化を主眼として行われてきたディーゼル燃焼に関する研究の動向をまとめる。最初に、従来のディーゼル燃焼である拡散噴霧燃焼における燃焼改善技術に関し、排出ガス中の NO_x とPMのトレードオフ問題を中心に述べる。次に、 NO_x とPMの同時低減を可能とする燃焼技術である予混合化ディーゼル燃焼について特性および課題を挙げた後、その課題解決のために本研究が対象とする部分予混合化ディーゼル燃焼について概説する。

1.2.1 従来ディーゼル燃焼の燃焼形態 (拡散噴霧燃焼)

従来のディーゼル燃焼は、シリンダ内の高温・高圧雰囲気場に燃料を噴射し、燃料噴霧が発達する過程で周囲の空気と混合しながら、燃料噴射終了以前に自着火に至る拡散噴霧燃焼の様態を呈する。図 1-3 に、燃料噴射開始から燃焼終了までの拡散噴霧燃焼過程を示す^[14]。着火以前の混合気形成から燃焼中において、燃料と空気の混合が燃焼特性に大きな影響を及ぼすことがわかる。ディーゼル噴霧特性については、和栗ら^[15]や広安ら^[16]によって空気導入量および噴霧到達距離などに関する理論・実験式が提示されており、現在でも燃焼設計の際に広く使用されている^[17, 18]。また、Dec^[19]やKosakaら^[20]は、ディーゼルエンジン内の高温・高圧雰囲気場を模した定容容器内の噴霧火炎を対象に直接画像撮影や種々の光学計測手法を適用し、拡散噴霧火炎の構造と NO_x およびSootの生成挙動を明らかにしている。図 1-4 に、Kosakaらが示した拡散噴霧火炎のモデルを示す。まず図中左側 Ignition では、燃料噴霧先端で低温酸化反応 (図 1-3 の“燃料の前炎反応”に該当) によりホルムアルデヒド (緑色部分) が

生成され、噴霧内部に着火開始点 (赤色部分) が生じる。この時に生成されたホルムアルデヒドを含む可燃混合気は短い時間を経てほぼ一斉に着火し、図中下部の熱発生率線図 (ROHR: Rate of Heat Release) に見られる急峻なピークとして確認できる。その後の図の中央 Early stage of soot formation では、噴霧先端全域に Soot 前駆物質と呼ばれる多環芳香族 (PHA: Polycyclic Aromatic Hydrocarbons, ピンク色部分) が生成され、噴霧先端外縁部の前駆物質が煤 (Soot, 赤色部分) に変化する。噴霧火炎の発達に伴い図中右側 Soot formation and oxidation processes では、Soot は下流へ移動しつつ衝突合体と表面衝突を繰り返して大粒径化していくが^[21]、噴霧先端部の先端渦により周囲領域に押し出され、空気とともに噴霧中流に運ばれる。そこで燃焼による高温場から生じた OH ラジカルと反応することで大部分の Soot の酸化・消失 (黄色部分) するが、ガス温度が低い領域や酸素不足の領域では Soot が残留して最終的に PM として排出される。一方、NO_xは拡大 Zeldovich 機構と呼ばれる反応によって高温ガス領域から生成することが知られているが^[22]、Soot の再酸化に必要な OH ラジカルの生成領域は燃料希薄かつ高燃焼ガス温度雰囲気であるため NO_xの生成が避けられない。以上のように、噴霧火炎内に燃料過濃領域から量論当量比近傍まで幅広い燃料濃度分布が存在する拡散噴霧燃焼では、NO_xと Soot の発生がトレードオフの関係となり、両者の同時低減が困難となる。

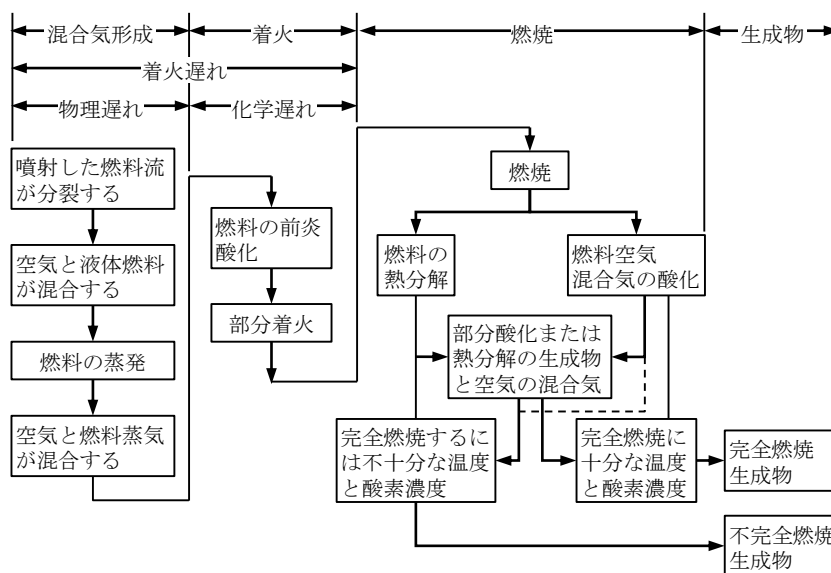
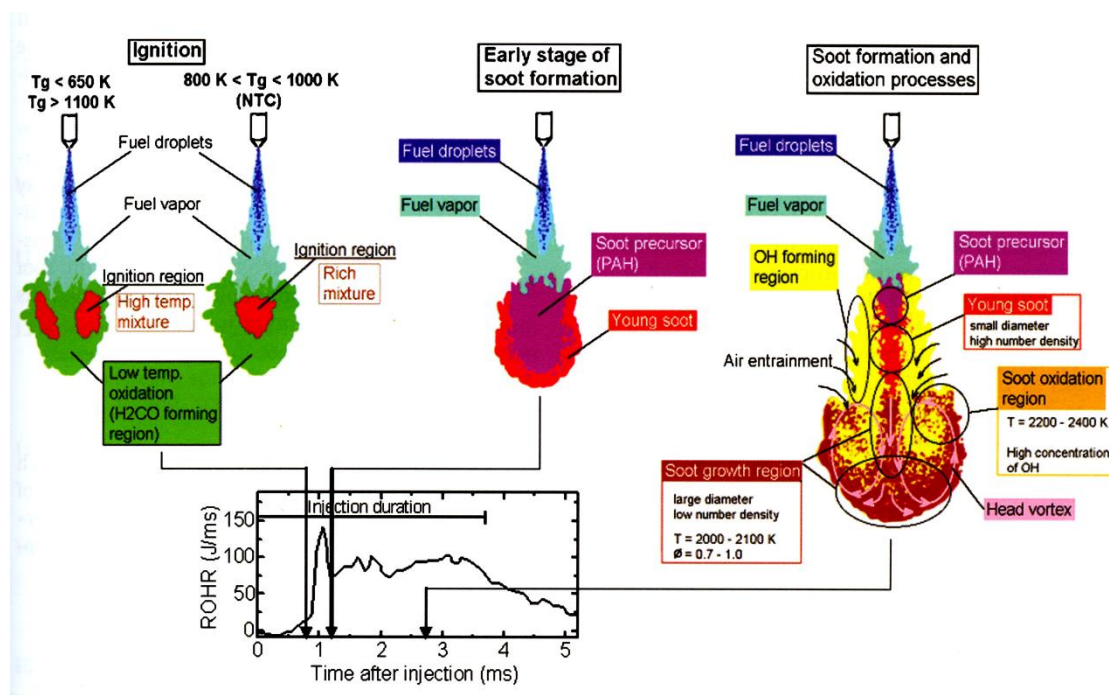


図 1-3 拡散噴霧燃焼過程^[14]

図 1-4 拡散噴霧燃焼モデル^[20]

現在、拡散噴霧燃焼における NO_x と Soot のトレードオフの関係については、図 1-5 に示す Kamimoto ら^[23]が提唱した局所当量比 ϕ と燃焼温度 T のマップ上に NO_x と Soot の生成領域を図示した $\phi-T$ マップ上で整理されている。これによると、NO_x は温度が 2200 K 以上かつ当量比が 1 付近の超高温・希薄領域で生成され、Soot は温度が 1800 K 付近かつ当量比が 2 以上の高温・過濃領域で生成される。 $\phi-T$ マップ上に拡散噴霧燃焼における燃料分布の時間変化を動的に図示すると、燃料噴射開始から着火に至るまでは高当量比・低温度領域に燃料が分布し、着火後に低当量比・高温度領域へと燃料の分布が推移していくため、Soot 生成領域と NO_x 生成領域の両方を燃料が通過していくこととなる。したがって、燃焼ガスの温度と当量比をそれぞれの生成領域を避けるように制御することで NO_x と Soot の同時低減を実現し得ることが示唆されており、Kamimoto らは両者の生成領域を避ける Desirable path (Soot 生成領域よりも高温過濃域からの希釈低温化) について言及しているが、まだこのパスを実現する燃焼方式は見出されていない。

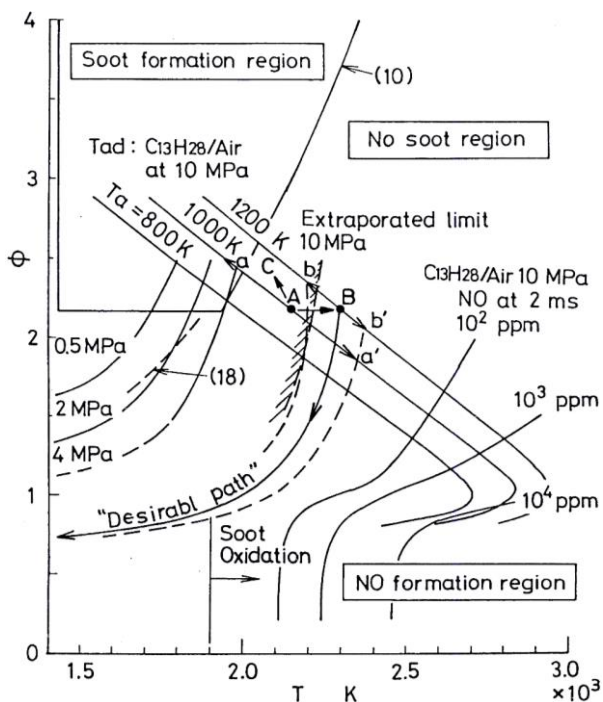


図 1-5 ϕ -T マップ上の NO_x と Soot の生成領域 [23]

1.2.2 拡散噴霧燃焼の燃焼改善技術

ディーゼルエンジンでは図 1-1 に示した排出ガス規制に対応するため、上述のようにトレードオフの関係となる NO_x と Soot の低減を主たる目的に燃焼改善技術が進歩してきた。表 1-1 に、国内ディーゼル車の排出ガス低減技術の推移を示す[24]。これらの低減技術は各々においては NO_x と Soot のトレードオフ関係を示すものがあるが、最適な組合せにより最終的に両者の低減を図るものであり、本稿においても一部用いた燃焼改善技術について概説する。

表 1-1 国内ディーゼル車の排出ガス低減技術の推移[24]

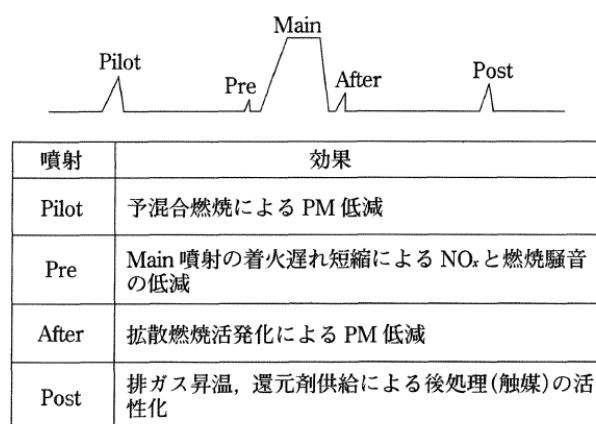
年		~1980	~1990	~1995	~2000	~2005	~2010	~2015	~2020
エンジン本体	噴射系	噴射時期遅延	■	■	■	■	■	■	■
		噴射圧力の高圧化	■	■	■	■	■	■	■
		マルチ噴射				■	■	■	■
	燃焼系	燃焼室改良 (コモンレール)	■	■	■	■	■	■	■
		4バルブ化		■	■	■	■	■	■
		予混合圧縮着火燃焼							■
		可変バルブタイミング							■
	過給EGR系	過給	インタークーラ付き過給	■	■	■	■	■	■
			2段過給					■	■
		EGR	内部EGR				■	■	■
ホットEGR						■	■	■	
クールドEGR						■	■	■	
後処理	PM低減	酸化触媒				■	■		
		DPF				■	■		
	NO_x 低減	NO_x 触媒				■	■		

【燃料噴射時期の遅角および噴射圧力の高圧化】

NO_x 低減の有効な手段として燃料噴射時期の遅角が挙げられる。これは、噴射時期を圧縮上死点 (TDC: Top Dead Center) に近づけることで着火遅れを短縮して着火直後の急峻な予混合的燃焼を抑制すると同時に、膨張行程における燃焼割合が増加するため、筒内最高圧力および筒内ガス温度の上昇が抑えられるとともに高温滞留時間が短縮するためである。一方、噴射時期の遅角は着火遅れの短縮に伴う過濃混合気量の増加による Soot 生成量の増加を招くが、燃料噴射圧力の高圧化による燃料液滴の微粒化^[25]と高貫徹力噴霧による燃焼室内空気利用の向上^[26]によって Soot の低減が可能である^[27]。とくにコモンレール噴射システム^[28]が実用化されて以降、燃料噴射圧力は高圧化の一途を辿っており、乗用車用量産品で 250~300 MPa^[29]、実験室レベルでは 350 MPa^[30]もの超高压燃料噴射が可能となっている。ただし、噴射圧力の高圧化は火炎温度の上昇による NO_x の増加を招くことや^[31, 32]、サプライポンプの駆動損失によるシステム効率の低下などの課題も存在する。

【多段 (マルチ) 燃料噴射】

コモンレール噴射システムが有する利点は、燃料噴射圧力の高圧化のみに留まらない。1 サイクル中に上死点近傍において複数回の燃料噴射を行う多段 (マルチ) 燃料噴射による燃料噴霧の時間的・空間的制御が、燃焼改善に大きな進歩をもたらした。Reitz ら^[33]は、三段噴射が可能なコモンレール噴射システムを用いて、燃料噴射パターンが NO_x および Soot の排出量に与える影響を系統的に調査し、燃料噴射の多段化が両者のトレードオフ改善に有効であること示した。図 1-6 に、多段噴射を行った際の各噴射による燃焼改善効果を示す^[28]。とくに Soot の生成は、局所的な燃料濃度分布への依存性が強いことが知られており^[34, 35, 36]、これらの各噴射にはそれぞれに適切な噴射時期および噴射量が存在する^[33, 37, 38, 39]。

図 1-6 多段噴射の燃焼改善効果^[28]

【過給および EGR】

過給による筒内空気密度の増大は、燃料に対する酸素量を増加させるためディーゼルエンジンの出力向上を可能とし、さらに噴霧火炎への空気導入を促進するため Soot の低減にも寄与する。また、筒内作動ガスの熱容量が増大することで着火後の温度上昇が抑制され冷却損失が低減するとともに、燃焼期間の短縮によって発熱の等容度が向上するなど、熱効率の向上にも大きな効果を有している。青柳ら^[40]は、筒内充填空気量を無過給機関の 5 倍まで高めることが可能な外部駆動の過給機を用いて超高過給条件における燃焼特性を調査し、過給によって広範な負荷範囲において NO_x を増加させることなく熱効率の向上と Soot の低減が可能であることを実験的に示している。

排気の一部を吸気へ還流する排気再循環 (EGR: Exhaust Gas Recirculation) は NO_x の大幅な低減を可能とする。EGR による NO_x 低減のメカニズムは、筒内作動ガスの熱容量の増大による火炎温度の低下や酸素濃度そのものの低下などが総じて作用すると言われているが^[32, 41]、実験的にそれらの影響を分離することが難しく、高田ら^[42]は詳細な素反応仮定を考慮した数値解析を用いて酸素濃度そのものの低下が NO_x 低減に支配的であるとしている。しかし、現在では火炎温度の低下の寄与度のほうが大きいという見方のほうが有力である。図 1-7 に、Ogawa ら^[43]が実機関において EGR を適用した際の熱効率関連因子および排気エミッションの変化を示す。EGR 率を増加させ吸気酸素濃度を低下させると NO_x が大幅に低減し、吸気酸素濃度が 16% 以降ではほぼ排出が見られなくなって図示熱効率も上昇傾向を示すが、黒煙が徐々に増加して吸気酸素濃度が 12% 付近では多量の黒煙が排出されている。よって、EGR による NO_x 低減は Soot が悪化しない範囲に留めることになるが、長田ら^[44, 45, 46]は EGR 率を高めつつ、上述の過給や高圧燃料噴射、多段燃料噴射を併用することで NO_x と Soot の同時低減を図っている。なお、図 1-7 において、吸気酸素濃度が 12% を下回ると CO および THC の著しい増加に伴う燃焼効率の低下によって図示熱効率が低下するが、黒煙は減少に転じており超低 NO_x・無煙運転が可能となっている。これは後述する予混合化ディーゼル燃焼と呼ばれる燃焼方式に分類される低温ディーゼル燃焼の様態へ変化したためである。

以上、これまでに培われてきた拡散噴霧燃焼における燃焼改善技術について述べた。これらの技術は、噴霧火炎内に存在する燃料濃度の不均一性を制御することで ϕ -T マップ上の NO_x と Soot の生成領域を回避するためのものと解釈できるが、依然として両者のトレードオフを解消することは困難である。そこで次節では、着火以前に多量の希薄混合気を形成し圧縮自着火させることで排出ガス低減を実現する予混合化ディーゼル燃焼について述べる。

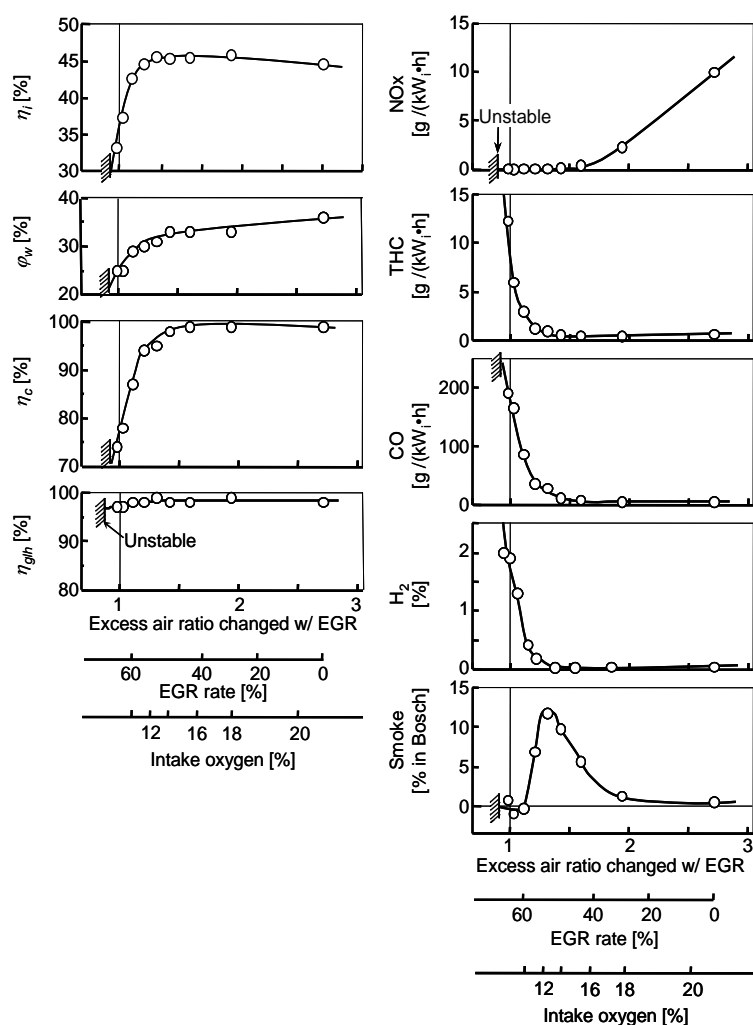


図 1-7 EGR が熱効率関連因子および排気エミッションに与える影響^[43]

1.2.3 予混合化ディーゼル燃焼

内燃機関において、燃料と空気を十分に混合し、均一化した希薄予混合気を圧縮着火させる試みは古くから行われており^[47, 48]、現在では予混合圧縮着火燃焼 (HCCI 燃焼: Homogeneous Charge Compression Ignition) と呼ばれている^[49]。HCCI 燃焼では、混合気の均一化・希薄化により Soot の生成が抑制されることに加え、燃焼温度の低下により NO_x の低減も可能となる。ガソリンエンジンでは、軽質なガソリン系燃料をポート噴射することで均一な予混合気を得ることが可能であるが、ディーゼルエンジンに HCCI 燃焼を適用する際は、蒸留温度の高い軽油を完全に均一な予混合気化することが難しく、燃料噴射終了後から予混合化期間を経て一定の燃料濃度分布をもった予混合気の圧縮着火となるため、予混合化ディーゼル燃焼 (PDC: Premixed Diesel Combustion) あるいは PCCI (Premixed Charge Compression Ignition)

燃焼と呼び区別されている。以下に、これまでに研究が成されてきた代表的な予混合化ディーゼル燃焼の特性および課題をまとめる。

【早期燃料噴射による予混合化ディーゼル燃焼】

予混合化ディーゼル燃焼を実現する初期の試みとして、圧縮行程の早期に筒内へ燃料噴射を行い混合気の希薄化を図る武田ら^[50]の PREDIC (Premixed lean diesel combustion) および柳原^[51]の UNIBUS (Uniform Bulky Combustion System) が挙げられる。図 1-8 に、PREDIC および従来の拡散噴霧燃焼の燃焼可視化画像と熱発生率 (ROHR) 線図を示す。図中上段の拡散噴霧燃焼の場合は、燃料噴射開始後に短い着火遅れを経て輝炎を伴う燃焼が進行しているが、図中下段の PREDIC では輝炎が発生しない希薄燃焼となっており、NO_x と Soot の大幅な低減をもたらすことが伺える。従来の拡散噴霧燃焼では、Soot の生成が避けられないものとし、燃焼後半の混合促進による再酸化を図っていたが、予混合化ディーゼル燃焼は Soot を生成させないという新しい燃焼コンセプトと言える。しかし、早期燃料噴射による予混合化ディーゼル燃焼には以下に示す三つの課題が存在している。

- 着火時期制御：PREDIC の熱発生率に着目すると、上死点前 30°C A から 20°C A に小さな熱発生を生じた後、上死点前 10°C A に主燃焼を生じる二段階の熱発生を呈している。これは予混合気の圧縮自着火燃焼に見られる典型的な燃焼様態であり、最初に生じる小さな熱発生が低温酸化反応、主燃焼である急激な熱発生が高温酸化反応と呼ばれ、これら一連の熱発生は燃料の化学的性質および筒内ガス条件 (圧力、温度、当量比、および酸素濃度) に強く依存することから^[52, 53, 54]、着火時期の予測・制御が困難である。とくに PREDIC や UNIBUS のような早期噴射を行う予混合化ディーゼル燃焼では、物理的な着火時期制御機構が存在しないため、能動的な着火制御は不可能である。
- 熱効率の低下：混合気の希薄化による燃焼温度の低下や早期燃料噴射による燃料噴霧のシリンダ壁面への衝突などにより、CO および THC が増加して燃焼効率が低下する。また、過早着火による上死点以前の熱発生は等容度を低下させ、サイクル効率の低下を招く。以上の燃焼効率および等容度の低下により、早期燃料噴射時の予混合化ディーゼル燃焼の熱効率は従来の拡散噴霧燃焼に比べて低くなっている。
- 運転可能範囲の制限：予混合化ディーゼル燃焼では、着火条件を満たした予混合気が多点同時着火するため機関負荷の増加に伴い燃焼が急峻化し、機関騒音の増大によって運転可能範囲が制限される。

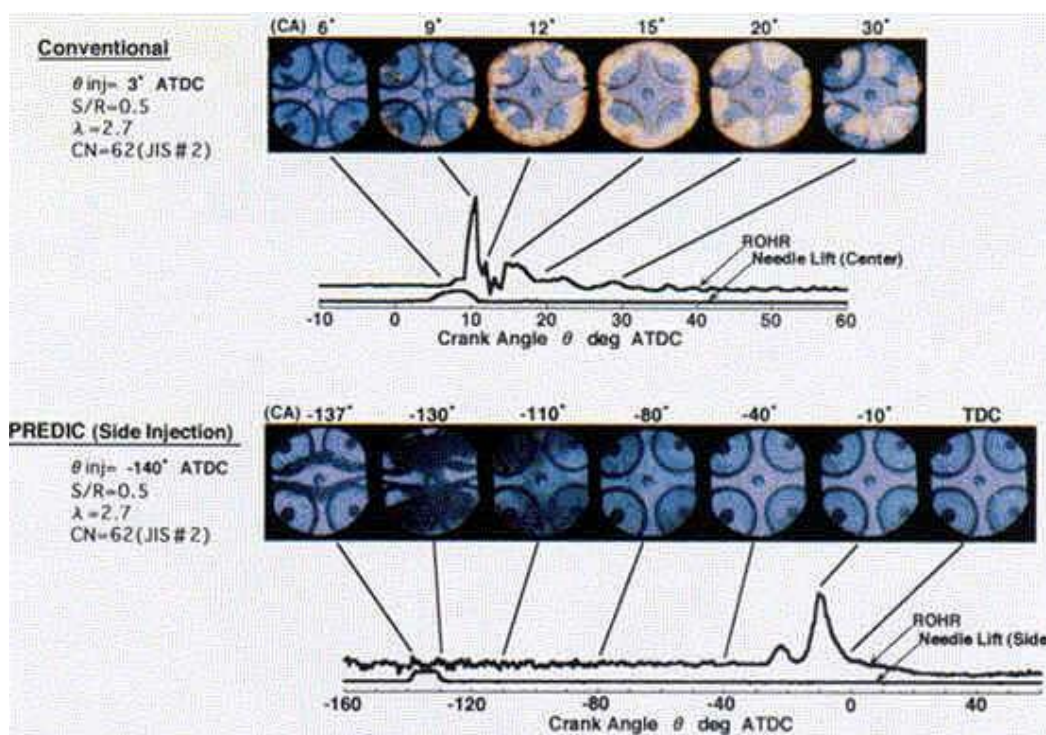


図 1-8 PREDIC および従来ディーゼル燃焼の燃焼可視化画像と熱発生率^[50]

【上死点近傍燃料噴射による予混合化ディーゼル燃焼】

早期噴射時の予混合化ディーゼル燃焼の課題を解決するため、多量 EGR により着火遅れを増大させ混合気の予混合化期間を確保することで、上死点近傍燃料噴射による予混合化ディーゼル燃焼を可能とする松井ら^[55]の MK (Modulated Kinetics) 燃焼や島崎ら^[56]の PCI (Premixed Compression Ignition Combustion) 燃焼が提唱されている。いずれの燃焼方式も多量 EGR と上死点近傍燃料噴射を用いているが、MK 燃焼は上死点後に燃料を噴射し、PCI 燃焼では上死点前に燃料噴射を行う点が異なっている。上死点近傍燃料噴射による予混合化ディーゼル燃焼では、早期燃料噴射時ほど混合気の希薄均一化が進まないが、多量 EGR による NO_x 低減効果も合わせて低 NO_x・低 Soot 運転を実現できる。さらに、これらの燃焼方式ではロバスト性に課題があるものの、EGR 量と燃料噴射時期の二つの制御因子により着火時期の制御が可能となる。Akihama ら^[57]は、PCI 燃焼よりもさらに多量の EGR を用いて燃焼温度を 1800 K 以下に抑えることで、混合気の不均一性が強い状態でも Soot の生成を回避し、NO_x との同時低減を実現する低温ディーゼル燃焼 (LTC: Low Temperature Combustion) を提唱している。図 1-9 に、現在までに提唱された代表的な予混合化ディーゼル燃焼について、志茂^[58]が燃料噴射時期と ϕ -T マップ上での混合気分布の観点から整理したものを示す。なお、 ϕ -T マップには

従来の拡散噴霧燃焼の混合気分布を加筆してある。これによると、予混合化ディーゼル燃焼は燃料噴射時期にかかわらず、混合気の希薄化および多量 EGR による燃焼温度の低下によって NO_x と Soot の生成領域を同時に回避することで、両者のトレードオフを解消していることがわかる。しかし、多量 EGR による燃焼温度の低下は CO および THC の排出量の増加の要因となり、燃焼効率の低下による熱効率の悪化が避けられない。Ogawa ら^[43]は、高負荷領域での LTC の特性を調査し、燃料量の増加と超高 EGR により空気過剰率が 1 に接近することで CO および THC が顕著に増加し、熱効率が大幅に悪化するため実用的な運転が不可能になると報告している。さらに、PREDIC などの場合と同様に、燃焼の急峻化に伴う機関騒音の増大によって運転可能範囲が制限される課題も残されている。

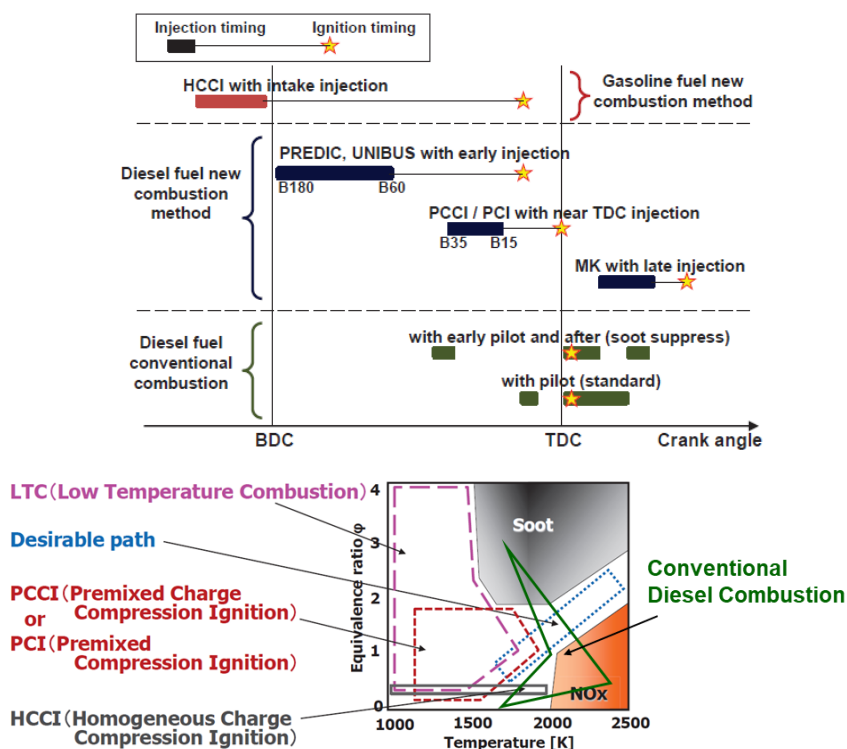


図 1-9 燃料噴射時期と ϕ -T マップにおける燃焼方式の比較^[58]

1.2.4 予混合化ディーゼル燃焼の特性改善

予混合化ディーゼル燃焼は、従来の拡散噴霧燃焼の最大の課題である NO_x と Soot のトレードオフを解消する画期的な燃焼方式であるが、多量の CO および THC の排出による熱効率の低下と急激燃焼による運転可能範囲の制約という課題が存在する。本項では、これまでに行われた予混合化ディーゼル燃焼の特性改善に関する研究について述べる。

【CO および THC 排出量の低減】

予混合化ディーゼル燃焼における CO および THC の排出は、スキッシュエリアやライナー壁面近傍に存在する混合気やバルククエンチによる反応凍結に由来するものが知られている。Ekoto ら^[59]は、側方可視化エンジンを用いて光学撮影を実施し、CO および THC の主要な発生源は、上死点以前に噴射された燃料の一部が燃焼室内へ進入せずスキッシュエリアで過薄化したものや、噴射ノズル近傍に残存する燃料であることを明らかとしている。Li ら^[60]は、燃料噴射を分割して、スキッシュエリアへ進入する燃料量を抑制することで CO および THC の低減が可能であることを報告しているが、大幅な低減は困難であるとも述べている。また、HCCI 燃焼における CO 排出特性を化学素反応計算により検討した一連の結果^[61, 62, 63]から、低負荷運転時には化学反応速度が遅く燃焼期間が長期化し、膨張行程のバルククエンチにより CO が CO₂ に至る以前に反応が凍結することが知られており、CO を完全に酸化するためには筒内最高温度が 1500 K 以上であることが示されている。志茂ら^[64, 65]は、吸気温度の制御によって筒内最高温度を 1500 K 以上に保ち CO および THC の排出を低減する予混合化ディーゼル燃焼 ITIC-PCI (Intake Temperature and Injection Controlled-Premixed Compression Ignition) を実用化している。

【運転可能範囲の拡大】

予混合化ディーゼル燃焼の運転可能範囲拡大に関しては、機関回転速度、EGR 量、圧縮比、過給、可変バルブタイミング、および燃料噴射圧力・噴射パターンなど様々な観点から数多くの研究が成されている^[66, 67, 68, 69, 70, 71]。しかし、依然として高負荷運転時の燃焼の急峻化を抑制することは難しく、予混合化ディーゼル燃焼は部分負荷運転に限定されるのが現状である^[65]。また、燃料を軽油に限定せず予混合化ディーゼル燃焼に適した燃料性状を探索することも行われているが^[72, 73, 74, 75, 76]、乗用車用ディーゼルエンジンに関しては市場流通性の問題から燃料を変更することは難しい。

1.2.5 部分予混合化ディーゼル燃焼

予混合化ディーゼル燃焼の燃焼形態を維持したまま高負荷運転時における燃焼の急峻化を抑制することは事実上困難であるが、橋詰ら^[77, 78]は前期燃焼として燃料の早期噴射による予混合化ディーゼル燃焼である PREDIC を行った後に、後期燃焼として再び燃料を噴射し拡散噴霧燃焼を行うことで燃焼を二段化して高負荷運転を可能とする MULDIC (Multiple Stage Diesel Combustion) を提唱している。図 1-10 に従来型の拡散噴霧燃焼 (Conventional) および MULDIC における筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を、図 1-11 に

その際の黒煙 (Smoke) および図示燃料消費率 (ISFC: Indicated Specific Fuel Consumption) を NO_x に対して示す. なお, Conventional, MULDIC, および MULDIC CN62 には通常の JIS2 号軽油が, MULDIC CN19 には低着火性燃料が供試されている. 運転負荷条件は供試機関の全負荷に相当しており, PREDIC のみで全負荷運転を行うことは過大な圧力上昇により不可能であるが, 燃料噴射の分割によって各燃焼に寄与する燃料量が減少するため予混合化ディーゼル燃焼を取り入れつつ高負荷運転が可能となっている. MULDIC では, 予混合化ディーゼル燃焼において黒煙の生成が抑制されるため, Conventional に比べて大幅に NO_x と黒煙のトレードオフが改善している. しかし, PREDIC の燃焼開始時期を制御できないため, 着火性の高い軽油を燃料とした MULDIC CN62 では過早着火となって等容度が低下し, 熱効率は Conventional および MULDIC CN19 に比べて悪化している. これに類する燃焼として, Chiara ら^[79]はヒーターと噴霧器により気化させた軽油を吸気ポートへ供給することで HCCI 燃焼を行った後に拡散噴霧燃焼を行う二段燃焼 HCCI-DI を提唱し, MULDIC と同様に運転可能範囲を拡大しつつ NO_x と黒煙のトレードオフの改善が可能であることを報告している.

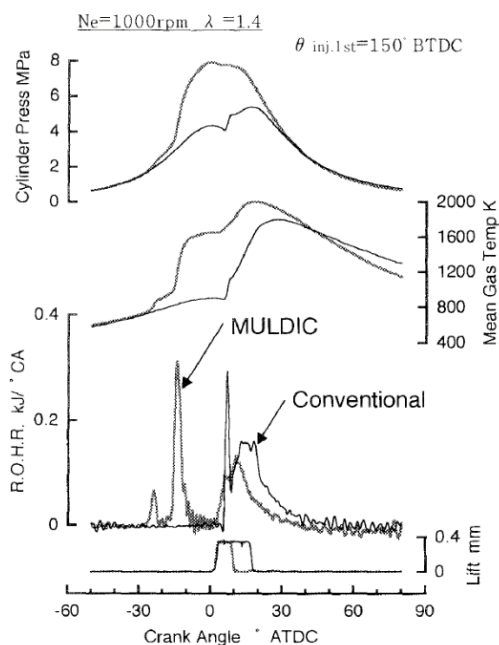


図 1-10 従来型拡散噴霧燃焼 (Conventional) および MULDIC における筒内圧力, 筒内平均ガス温度, および熱発生率 (ROHR) 線図^[77]

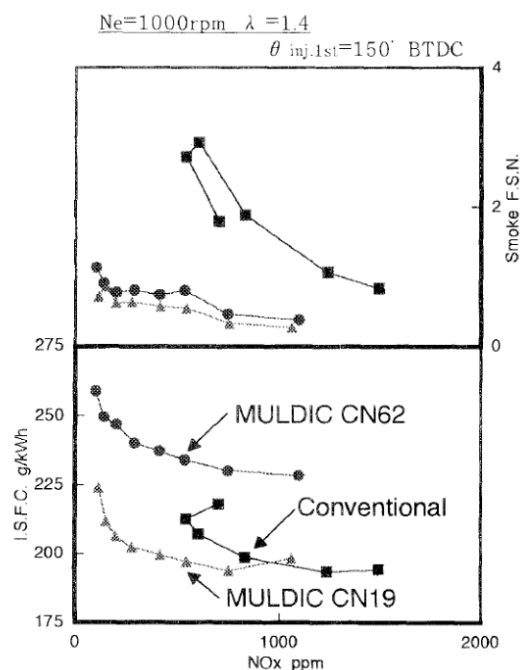


図 1-11 従来型拡散噴霧燃焼 (Conventional) および MULDIC における NO_x に対する黒煙 (Smoke) および図示燃料消費率 (ISFC)^[77]

MULDIC では、前期燃焼の過早着火に起因する等容度の低下により熱効率が悪化することが課題となったが、Mendez ら^[80]は、図 1-12 に示すように、前期燃焼に多量 EGR を用いた上死点近傍噴射による予混合化ディーゼル燃焼を適用することで燃焼位相を上死点近傍に制御し、等容度を向上させつつ燃焼の急峻化を抑制する部分予混合化ディーゼル燃焼のコンセプトを提唱している。これと同様な燃焼コンセプトに、葛山ら^[81, 82]の D-SPIA (Diesel Staggered Premixed Ignition with Accelerated oxidation) および Ogawa ら^[83]の双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼がある。D-SPIA では等容度の向上に加えて、前期燃焼で生じた CO および THC が後期燃焼によって再酸化させることで燃焼効率が改善するため、従来の拡散噴霧燃焼と同等の熱効率を有する低 NO_x・低黒煙運転を実現している。さらに、冬頭ら^[84]は D-SPIA において後期燃焼の燃料噴射時期を変化させた際の黒煙および燃焼騒音の特性を調査した結果、適切な後期燃料噴射時期を設定することで後期燃焼による火炎が燃焼室中央付近の空気を有効に利用し CO および黒煙が低減すること、および前期・後期の燃焼による圧力波が干渉して互いを打ち消しあうことにより燃焼騒音を特異的に低減する消音スパイク効果を見出している。しかし、適切な後期燃料噴射時期以外では、前期燃焼によって生じた高温・低酸素濃度場に後続の燃料噴霧が進入することで黒煙の排出が増加するだけでなく、圧力波の干渉による増幅により逆に燃焼騒音が悪化するとしている。Ogawa らは、図示平均有効圧力が約 0.7 MPa の中負荷条件において双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼の特性を調査した結果、EGR により吸気酸素濃度を低下させつつ高過給化により過度な空気過剰率の低下を抑制することで、黒煙の排出を抑制しつつ冷却損失の低減により図示熱効率で 49%程度の高熱効率運転が可能であることを報告している。この際、黒煙の排出を許せば図示熱効率は最大で 50%と非常に高い値に達している。この黒煙の排出は、冬頭らが述べた前期燃焼場と後続燃料噴霧の干渉に由来すると考えられる。

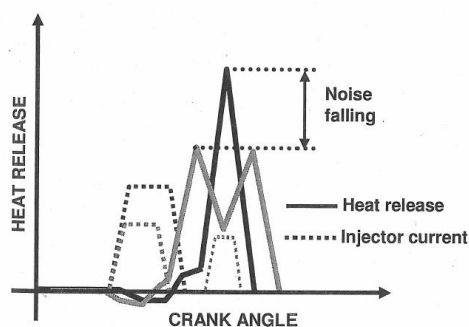


図 1-12 多段部分予混合化ディーゼル燃焼コンセプト^[80]

1.3 本研究の目的

前節において、ディーゼルエンジンの性能向上に関する研究について概説した。その中で、予混合化ディーゼル燃焼の後に拡散噴霧燃焼を行う部分予混合化ディーゼル燃焼は、高熱効率・低排出ガスを実現する燃焼コンセプトとなり得ることが示されているが、広範な運転負荷範囲においてその燃焼特性を調査した例は少なく、高熱効率・低エミッション・低騒音運転の実現要件を明確化することが求められている。このような背景のもとに本研究では、部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率向上因子の特定および排出ガス低減技術の構築を目的として、広範な運転負荷範囲において吸気ガス条件や燃料噴射条件などの制御因子が燃焼特性に与える影響を実機試験および CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析により詳細に調査するとともに、燃焼領域の空間的な制御により燃焼改善を試みる新燃焼室を考案して実証試験を行った。

1.4 本論文の構成

本論文は7章から構成されており、その概要は以下のとおりである。

第1章は序論であり、内燃機関をとりまく社会的背景、ディーゼルエンジンに関する最近の技術動向および課題、本研究で対象とする部分予混合化ディーゼル燃焼に関連する研究動向、本研究の目的、および本論文の構成を記している。

第2章では、本研究に用いた実験装置および機関特性の測定・解析手法、CFD 解析方法について説明している。

第3章では、吸気圧力、吸気酸素濃度、および吸気温度といった吸気ガス条件と燃焼室形状に由来する筒内ガス流動が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に与える影響を実機試験により調査した結果について述べ、幅広い運転負荷条件で高熱効率・低エミッション運転を可能とする制御因子を明確化している。

第4章では、燃料噴射条件が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に与える影響を実機試験により調査した結果について記述し、熱効率向上を可能とする燃料噴射条件を明確化するとともに、CFD 解析を用いてその熱効率向上のメカニズムを解明している。

第5章では、部分予混合化ディーゼル燃焼と従来の拡散噴霧燃焼、および予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性を実機試験と CFD 解析により検討することで、部分予混合化ディーゼル燃焼の有効性を示すとともに、その課題事項についてまとめている。

第6章では、部分予混合化ディーゼル燃焼で課題となる後期燃料噴霧の空気利用率低下による燃焼の悪化および黒煙の増加に対し、既燃焼領域と燃料噴霧の空間的な分割制御を可能とする新燃焼室である噴霧分配型燃焼室を用い、その噴霧分配効果による燃焼改善を試みた結果について述べている。最初に、ピストン位相により噴霧分配を行う上で最適と考えられる燃焼室形状をCFD解析により決定し、続いて、実機試験により燃焼改善効果を検証した結果について記述している。

第7章は結論であり、本研究で得られた結果を総括し、今後の研究の展開について述べている。

第2章 実験装置および方法

2.1 供試機関

本研究では、200 MPa までの高圧燃料噴射が可能なコモンレール噴射システムを有し、外部駆動のスーパーチャージャーによる過給および低圧ループ・クールド EGR が可能な行程容積 550 cm^3 の単気筒・水冷・四サイクル・直噴式ディーゼルエンジンをを用いた。図 2-1 に供試機関および計測機器のレイアウトを、図 2-2 に供試機関の外観を、表 2-1 に供試機関の主要諸元をそれぞれ示す。なお、燃焼室形状、圧縮比、および燃料噴射ノズルは実験目的に応じて随時変更したため、それぞれ対応する各章に詳細を記載する。

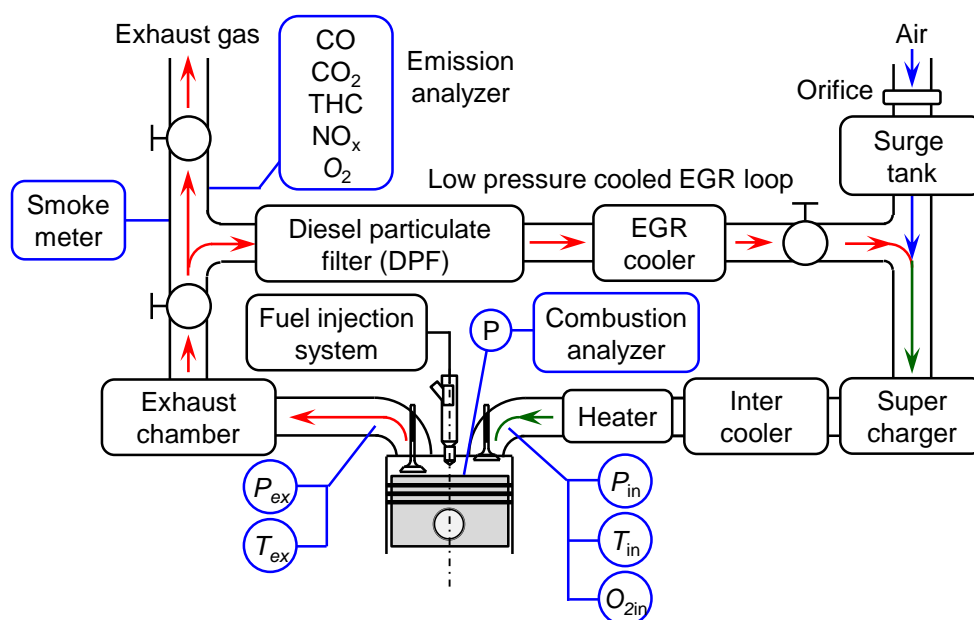


図 2-1 供試機関および測定機器のレイアウト

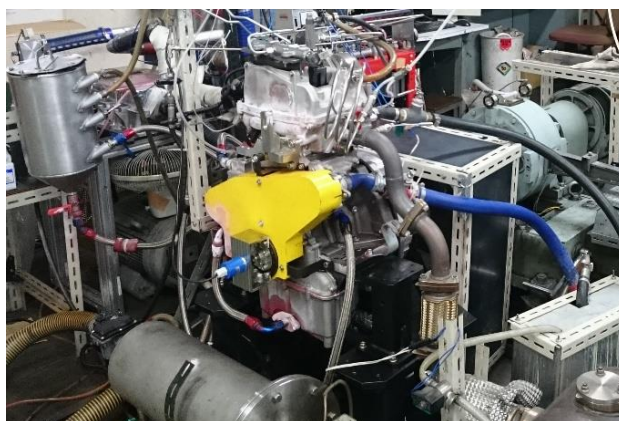


図 2-2 供試機関の外観

表 2-1 供試機関の主要諸元

Engine type	DI single cylinder
Bore and stroke	$\phi 85 \times 96.9$ mm
Displacement	550 cm ³
Fuel injection system	Common rail system
Air-charging system	Intercooled, Supercharged
EGR system	Low pressure, cooled

2.2 燃料噴射装置

本研究では、燃料噴射システムとしてコモンレールシステムを使用し、燃料噴射圧力および燃料噴射時期は研究用コモンレールディーゼル燃料噴射システム (FC design 製 Fi-CMR) を用いて制御・設定した。図 2-3 に、燃料噴射システムの構成を示す。燃料噴射圧力は、コモンレールに取り付けた圧力センサで検出し、減圧弁を電子制御することで目標値に保持した。燃料噴射時期は、供試機関のクランク軸に直結された光電式角度検出器 (ロータリーエンコーダ, 多摩川精機製 ISP38-720T-5) から出力される 0.5°CA 毎のパルス信号 (クロック信号) および 360°CA 毎のパルス信号 (トリガー信号) から算出され、噴射時期、噴射量、および噴射回数を独立して設定可能である。

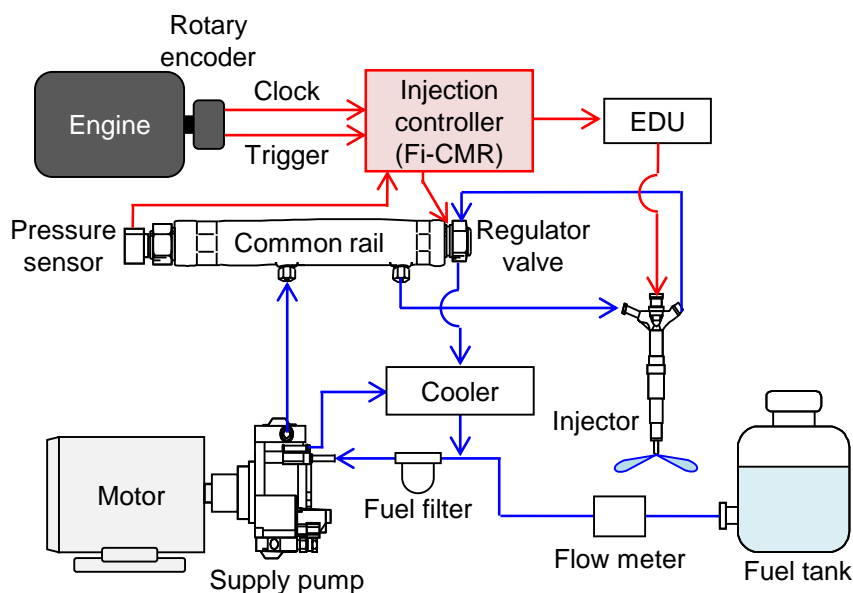


図 2-3 燃料噴射システムの構成

2.3 機関性能値の測定

2.3.1 機関の駆動と動力の吸収 (機関負荷)

機関の始動，モータリング，および動力の吸収は，直流電気動力計と渦流式電気動力計を電磁クラッチにより連結したタンデム型電気動力計 (精電舎製 SB-22769) を用いて行った。

2.3.2 機関回転速度

機関回転速度は，供試機関のクランク軸に直結された光電式角度検出器 ISP38-720T-5 から出力される 360°CA 毎のパルス信号から算出し，燃焼解析装置 (小野測器製 DS-0328) を介して解析ソフトウェア上の回転速度表示ラベルで読み取った。

2.3.3 吸入空気量

吸入空気量は，脈動を減衰させるため上下にゴム膜を張ったサージタンクを吸気管上流に設置し，その入口に取り付けた直径 37.8 mm，流量係数 0.82 の丸型ノズル前後の差圧をデジタルマノメータ (司測研製 PE-33-D) で測定し，体積流量を算出した。

2.3.4 燃料消費量

燃料消費量は，4-ラジアルピストンタイプ高精度微小流量計 (東洋コントロールズ製 MODEL 213/294) を用いて測定した。高压系からの戻り燃料は，気泡の発生を防ぐために水冷の後に流量計の後流に還流した。

2.3.5 燃料噴射率および噴射時間遅れ

燃料噴射率は，図 2-4 に示す噴射率測定器を用いてボッシュ長管法^[85]により測定した。また，Fi-CMR から燃料噴射指示信号が入力された後，実際にインジェクタが燃料を噴射するまでの時間遅れを噴射率波形から算出し燃料噴射時期を補正した。

2.3.6 吸気温度

吸気温度は，吸気管接続フランジ部より約 50 mm 上流に K 型熱電対を装着し，出力電圧を温度指示調節器 (オムロン製 E5CN) に入力して測定した。吸気温度の調節は，インタークーラーおよびその下流に設けた板フランジヒーター (日本ヒーター製 PLA5-3225G) を用いて行った。

2.3.7 吸気圧力

吸気圧力は，吸気管接続フランジ部より約 30 mm 上流にピエゾ式圧力ピックアップ (KISTLER 製 S 103 A054-130) を装着し，出力電圧を燃焼解析装置 DS-0328 を介して解析ソフトウェア上で圧力値に変換した。吸気管内では脈動による圧力振動が生じているため，本実験では上死点前 190°CA から上死点前 150°CA の区間の最高圧力値を吸気圧力とした。



図 2-4 噴射率測定器の外観

2.3.8 吸気酸素濃度

EGR 時の吸気酸素濃度は、吸気管接続フランジ部より約 90 mm 上流の吸気管から吸入ガスを採取し、磁気圧方式酸素濃度計 (SHIMADZU 製 PORTABLE OXYGEN TESTER POT-101) を用いて測定した。分析計のゼロ点補正には高純度 N_2 ガスを、スパン調整には大気を用いた。

2.3.9 排気温度

排気温度は、排気管接続フランジ部より約 40 mm 下流に K 型熱電対を装着し、出力電圧を温度指示調節器 (オムロン製 E5CN) に入力して測定した。

2.3.10 排気圧力

排気圧力は、排気管接続フランジ部より約 40 mm 下流に装着したブルドン管式圧力計により測定した。排気圧力の調節は、フランジ部より約 2000 mm 下流に設けたバタフライバルブ (巴バルブ製 337Y-4I) を電動アクチュエータ (巴バルブ製 NewELMY <4I> 2 型) で制御することにより行った。

2.3.11 冷却水温度

冷却水温度は、冷却水を機関外部に設置したリザーバタンクを介して循環させ、その流入口・流出口それぞれに設けた K 型熱電対により測定した。その際、冷却水温度は、ヒーターおよび電磁弁の開閉によってリザーバタンク内ラジエーターへの冷水の供給量を制御することにより一定に保った。

2.3.12 潤滑油温度および圧力

潤滑油温度は、機関外部に設置した潤滑油タンクと潤滑油フィルター上部の二か所に K 型熱電対を装着し、潤滑油タンクからの出力電圧を Fine 温度調節器 (東京硝子器械製 FHP-201) に、潤滑油フィルターからの出力電圧を温度指示調節器 (オムロン製 E5CN) に入力して測定した。その際、潤滑油温度は電磁弁の開閉によって潤滑油フィルタークーラーへの冷水の供給量を制御することにより一定に保った。潤滑油圧力は、ブルドン管式圧力計を用いてオイルポンプ出口で測定した。

2.4 排気成分濃度の測定

主要排出ガスの測定には、自動車排気測定装置 (堀場製作所製 MEXA-1600DEGR) を用いた。試料ガスは排気管接続フランジ部より約 2200 mm 下流の排気管から採取した。

2.4.1 窒素酸化物 (NO_x) 濃度

NO_x 濃度は、化学発光法 (Chemical Luminescence Detector, HORIBA FCA-266) により測定した。分析計のゼロ点補正には高純度 N_2 ガスを、スパン調整には NO 標準ガスを用いた。

2.4.2 未燃炭化水素 (THC: Total Hydrocarbon) 濃度

THC 濃度は、水素炎イオン化検出法 (FID 法: Flame Ion Detector, HORIBA FCA-266) により測定した。分析計のゼロ点補正には高純度 N_2 ガスを、スパン調整には C_3H_8 標準ガスを用いた。

2.4.3 一酸化炭素 (CO) および二酸化炭素 (CO_2) 濃度

CO および CO_2 濃度は、非分散赤外線吸収法 (NDIR 法: Non Dispersive Infrared, HORIBA AIA-260) により測定した。分析計のゼロ点補正には高純度 N_2 ガスを、スパン調整には CO および CO_2 標準ガスを用いた。

2.4.4 排気酸素濃度

排気酸素濃度は、磁気圧方式 (MPD 法: Magnetic Pressure Detection, HORIBA IMA-260) により測定した。分析計のゼロ点補正には高純度 N_2 ガスを、スパン調整には大気を用いた。

2.4.5 排気吐煙濃度

排気吐煙濃度の測定には、ボッシュ式黒煙メーター (ゼクセル製デジタル式ディーゼルスモークメーター DSM-20AN) およびフィルター式スモークメーター (AVL 製 Smoke Meter, 415SE) を使用した。これらの吐煙濃度測定器は、吸引した試料ガスを清浄なペーパーフィルター (専用濾紙) に一定時間通過させ、その濾紙の黒化度を光反射率の計測により求めること

で、ボッシュ値およびフィルタースモークナンバー (FSN: Filter Smoke Number) を算出するものである。試料ガスは排気管接続フランジ部より約 2200 mm 下流の排気管から採取した。

2.5 インジケータ線図の測定および解析

図示仕事や熱発生率 (ROHR: Rate Of Heat release) は、内燃機関の性能にかかわる重要な因子であり、これらを求めるためには正確な指圧線図 (インジケータ線図) を測定・解析する必要がある。以下、本研究で用いたインジケータ線図の測定および解析方法を述べる。

2.5.1 インジケータ線図の測定

図 2-5 に、インジケータ線図の測定システムの構成を示す。インジケータ線図の測定は、エンジン筒内に取り付けたピエゾ式圧力ピックアップ (KISTLER 製 6052C) より行った。圧力ピックアップからの出力電荷は、チャージアンプ (KISTLER 製 5011) により電圧に変換・増幅した後、燃焼解析装置 DS-0328 を介してコンピュータ上にデジタルデータとして記録した。

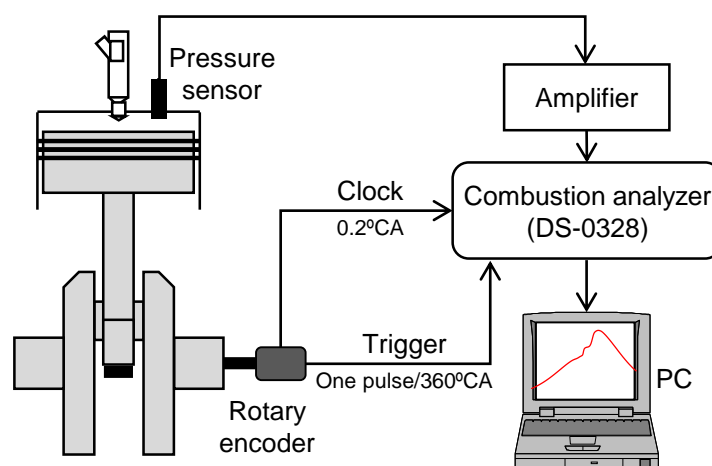


図 2-5 インジケータ線図の測定システムの構成

A/D 変換の間隔および変換の開始時期は、供試機関のクランク軸に直結した光電式角度検出器 ISP38-720T-5 からの 0.5°CA 毎のパルス信号 (クロック信号) および 360°CA 毎のパルス信号 (トリガー信号) によって設定した。燃焼解析装置 DS-0328 にインジケータ線図の測定開始が指示されると、DS-0328 はトリガー信号待ちの状態となり、光電式角度検出器からトリガー信号の入力により測定および記録は直ちに開始され、チャージアンプを介して得られる圧力ピックアップの出力電圧をクロック信号に従って記録されるようになっている。なお、DS-0328 の角度分解能増幅機能により 0.5°CA のクロック信号から最小 0.1°CA 毎の測定・記

録が可能である。変換は200サイクルにわたって行った後、その結果は数値データとしてコンピュータに記録される。このようにして得られたインジケータ線図をもとに図示仕事や熱発生率などを算出した。

2.5.2 インジケータ線図の解析

(a) 熱発生率算出の基礎式^[86, 87]

筒内の作動ガスに対し、半完全ガスを仮定して熱力学第一法則を適用すると、式(1)が得られる。

$$dQ = dU + PdV = mC_v dT + PdV \quad [J] \quad \dots(1)$$

Q : 筒内への入熱量 [J]

U : 作動ガスの内部エネルギー [J]

P : 筒内圧力 [Pa]

V : 筒内体積 [m^3]

C_v : 作動ガスの定積比熱 [$J/(kg \cdot K)$]

T : 作動ガス温度 [K]

m : 作動ガスの質量 [kg]

また、マイヤーの関係式より定積比熱は式(2)で表される。

$$C_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad [J/(kg \cdot K)] \quad \dots(2)$$

R : ガス定数 [$J/(kg \cdot K)$]

κ : 作動ガスの比熱比 [-]

さらに、気体の状態方程式 $PV = mRT$ より、

$$dT = \frac{PdV + VdP}{mR} \quad [K] \quad \dots(3)$$

式(1)に式(2)と(3)を代入し、式(4)を得る。

$$dQ = \frac{1}{\kappa - 1} (VdP + \kappa PdV) \quad [J] \quad \dots(4)$$

したがって、壁面への熱損失を含んだ真の熱発生率は式(5)で与えられる。

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(V \frac{dP}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) + \frac{dQ_{\text{loss}}}{d\theta} \quad [\text{J}/^\circ\text{CA}] \quad \dots(5)$$

θ : クランク角度 [°CA]

Q_{loss} : 壁面への熱損失 [J]

(b) 熱発生率の算出方法

熱発生率は、図 2-6 に示すフローチャートに従って計算される。以下にその算出方法を述べる。

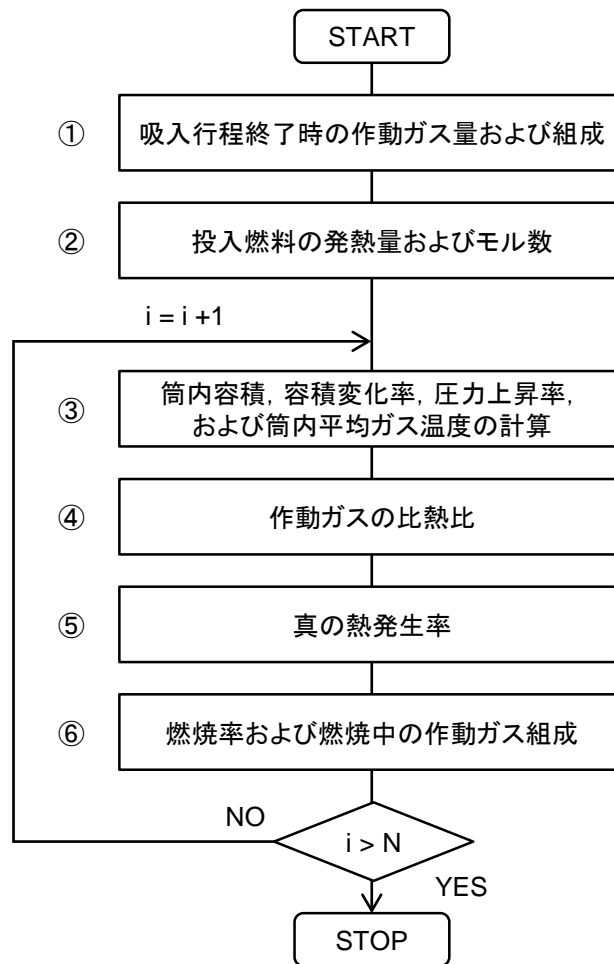


図 2-6 熱発生率算定フローチャート

①吸入行程終了時の作動ガス量および組成

(i) 吸入行程終了までに筒内に流入する作動ガス量の測定

吸入行程終了時までに筒内へ導入される作動ガスは、EGR を行わない場合は外部より流入

する新気と筒内残留ガスの混合ガスとなるが、EGRを行う場合はこれらにEGRガスを加えたものとなる。そのため、EGRを行う場合には、それぞれのガス量および組成を求める必要がある。

EGRを行う場合のEGRガス量 V_{EGR} は式(6)で表される。

$$V_{\text{EGR}} = V_0 - V_{\text{air}} \text{ [m}^3\text{/cycle]} \quad \dots(6)$$

V_0 : EGRを行わない場合の吸入空気量 [m³/cycle]

V_{air} : EGRを行う場合の新気量 [m³/cycle]

本実験では、EGRを行わない場合の吸入空気量 V_0 およびEGRを行う場合の新気量 V_{air} を丸型ノズルにより測定することで、式(6)よりEGRガス量 V_{EGR} を求めた。なお、EGRを行わない場合 ($V_{\text{EGR}}=0$) には、 $V_0=V_{\text{air}}$ となる。EGRを行わない場合の吸入空気量 V_0 およびEGRを行う場合の新気量 V_{air} は式(7)と式(8)で与えられる。

$$V_0 = C \frac{\pi}{4} d_o^2 \sqrt{2 \left(\frac{\Delta P_0}{\rho_{\text{air}}} \right) \cdot \frac{(2 \cdot 60)}{n_e}} \text{ [m}^3\text{/cycle]} \quad \dots(7)$$

$$V_{\text{air}} = C \frac{\pi}{4} d_o^2 \sqrt{2 \left(\frac{\Delta P_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}} \right) \cdot \frac{(2 \cdot 60)}{n_e}} \text{ [m}^3\text{/cycle]} \quad \dots(8)$$

C : 丸型ノズルの流出係数 [-]

d_o : 丸型ノズル口径 [m]

ρ_{air} : 新気の密度 [kg/m³]

ΔP_0 : EGRを行わない場合の丸型ノズル差圧 [Pa]

ΔP_{air} : EGRを行う場合の丸型ノズル差圧 [Pa]

なお、新気の密度 ρ_{air} は式(9)で与えられる。

$$\rho_{\text{air}} = 1.29 \frac{273}{T_{\text{air}} + 273} \cdot \frac{P_{\text{air}}}{1.01 \times 10^6} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad \dots(9)$$

T_{air} : 大気温度 [°C]

P_{air} : 大気圧 [Pa]

(ii) 吸入行程終了までに筒内に流入する作動ガス量の測定

新気の見かけの分子量 M_{air} は式(10)で与えられる.

$$M_{\text{air}} = \frac{1}{P_{\text{air}}} \{18.0P_w + 28.8(P_{\text{air}} - P_w)\} \text{ [g/mol]} \quad \dots(10)$$

P_w : 新気の水蒸気分圧 [Pa]

なお, 新気の水蒸気分圧 P_w は式(11)で与えられる.

$$P_w = 6.11 \times 10^{\frac{7.5T_w}{T_w+237}} \times 100 - 0.000662P_{\text{air}}(T_{\text{air}} - T_w) \text{ [Pa]} \quad \dots(11)$$

T_w : 湿球温度 [°C]

したがって, 1 サイクルあたりに機関に導入される新気の実モル数 n_{air} は式(12)で与えられる.

$$n_{\text{air}} = V_{\text{air}} \frac{\rho_{\text{air}}}{M_{\text{air}}} \cdot 1000 \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(12)$$

新気中における水蒸気, 酸素, および窒素の実モル数 $n_{\text{air}_H_2O}$, $n_{\text{air}_O_2}$, および $n_{\text{air}_N_2}$ は式(13) - (15)で与えられる.

$$n_{\text{air}_H_2O} = n_{\text{air}} \left(\frac{P_w}{P_{\text{air}}} \right) \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(13)$$

$$n_{\text{air}_O_2} = n_{\text{air}} \left(0.21 \frac{P_{\text{air}} - P_w}{P_{\text{air}}} \right) \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(14)$$

$$n_{\text{air}_N_2} = n_{\text{air}} \left(0.79 \frac{P_{\text{air}} - P_w}{P_{\text{air}}} \right) \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(15)$$

(iii) EGR ガスのガス量および組成

新気の見かけの分子量 M_{air} は式(10)で与えられる.

EGR ガスの成分を厳密に測定することは困難であるため, ここでは EGR ガス成分を水蒸気, 酸素, 二酸化炭素, および窒素からなると仮定した. この場合, EGR ガスの見かけの分子量 M_{EGR} および密度 ρ_{EGR} は式(16)と式(17)で与えられる.

$$M_{\text{EGR}} = \frac{1}{100} (18H_2O_{\text{EGR}} + 32O_{2\text{ex}} + 44CO_{2\text{ex}} + 28N_{2\text{ex}}) \text{ [g/mol]} \quad \dots(16)$$

$$\rho_{\text{EGR}} = \frac{P_{\text{EGR}} M_{\text{EGR}}}{RT_{\text{EGR}}} \cdot \frac{1}{1000} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad \dots(17)$$

H_2O_{EGR} : EGR ガス中の水蒸気濃度 [vol. %]

O_{2ex} : 排出ガス中の酸素濃度 [vol. %]

CO_{2ex} : 排出ガス中の二酸化炭素濃度 [vol. %]

N_{2ex} : 排出ガス中の窒素濃度 [vol. %]

P_{EGR} : EGR ガス圧力 [Pa]

T_{EGR} : EGR ガス温度 [K]

なお, EGR ガス圧力 P_{EGR} は大気圧と仮定し, 排出ガス中の酸素濃度 O_{2ex} および二酸化炭素濃度, CO_{2ex} は実測値を用いた. EGR ガスの水蒸気濃度 H_2O_{EGR} は EGR クーラーによる冷却後は露点以下であると仮定し, 排出ガス中の窒素濃度 N_{2ex} は全体から酸素, 二酸化炭素, および水蒸気を差し引いたものとして式(18)と式(19)で与えられる.

$$H_2O_{EGR} = \frac{100}{P_{EGR}} \left(6.11 \times 10^{\frac{7.5T_{EGR}}{T_{EGR}+237}} \times 100 \right) \text{ [vol. \%]} \quad \dots(18)$$

$$N_{2ex} = 100 - (H_2O_{EGR} + O_{2ex} + CO_{2ex}) \text{ [vol. \%]} \quad \dots(19)$$

したがって, 1 サイクルあたりに機関に導入される EGR ガスのモル数 n_{EGR} は式(20)で与えられる.

$$n_{EGR} = V_{EGR} \frac{\rho_{EGR}}{M_{EGR}} \cdot 1000 \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(20)$$

EGR ガス中における水蒸気, 酸素, 二酸化炭素, および窒素のモル数 $n_{EGR_H_2O}$, $n_{EGR_O_2}$, $n_{EGR_CO_2}$, および $n_{EGR_N_2}$ は式(21) - (24)で与えられる.

$$n_{EGR_H_2O} = n_{EGR} H_2O_{EGR} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(21)$$

$$n_{EGR_O_2} = n_{EGR} O_{2ex} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(22)$$

$$n_{EGR_CO_2} = n_{EGR} CO_{2ex} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(23)$$

$$n_{EGR_N_2} = n_{EGR} N_{2ex} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(24)$$

(iv) 残留ガスのガス量および組成

残留ガスの成分は窒素, 酸素, 二酸化炭素, および水蒸気のみで構成されていると仮定し, 酸素および二酸化炭素は排気成分から与え, 窒素は 78% で一定で, 残りが水蒸気であるとして算出した. すなわち, 各成分のモル数 $n_{r_N_2}$, $n_{r_O_2}$, $n_{r_CO_2}$, および $n_{r_H_2O}$ は式(25) - (28)で与えられる.

$$n_{r_N_2} = 0.78 \frac{P_r V_c}{RT_r} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(25)$$

$$n_{r_O_2} = \frac{O_{2ex}}{100} \frac{P_r V_c}{RT_r} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(26)$$

$$n_{r_CO_2} = \frac{CO_{2ex}}{100} \frac{P_r V_c}{RT_r} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(27)$$

$$n_{r_H_2O} = \left(1 - 0.78 - \frac{O_{2ex}}{100} - \frac{CO_{2ex}}{100}\right) \times \frac{P_r V_c}{RT_r} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(28)$$

V_c : 隙間容積 [m³]

P_r : 残留ガス圧力 [Pa]

T_r : 残留ガス温度 [K]

なお, P_r は排気圧力, T_r は排気温度とそれぞれ等しいとした. ここで, 隙間容積 V_c は式(29)で与えられる.

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2r \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \text{ [m}^3\text{]} \quad \dots(29)$$

V_h : 行程容積 [m³]

ε : 圧縮比 [-]

D : ボア直径 [m]

r : クランク半径 [m]

以上, (i)~(iv)より吸入行程終了 (Intake valve closed: IVC) 時の作動ガス中の水蒸気, 酸素, 二酸化炭素, および窒素のモル数 $n_{IVC_H_2O}$, $n_{IVC_O_2}$, $n_{IVC_CO_2}$, および $n_{IVC_N_2}$ は式(30)-(33)で与えられる.

$$n_{IVC_H_2O} = n_{air_H_2O} + n_{EGR_H_2O} + n_{r_H_2O} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(30)$$

$$n_{IVC_O_2} = n_{air_O_2} + n_{EGR_O_2} + n_{r_O_2} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(31)$$

$$n_{IVC_CO_2} = n_{EGR_CO_2} + n_{r_CO_2} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(32)$$

$$n_{IVC_N_2} = n_{air_N_2} + n_{EGR_N_2} + n_{r_N_2} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(33)$$

したがって, 吸入行程終了時の作動ガスのモル数 n_{IVC} は式(34)で与えられる.

$$n_{IVC} = n_{IVC_H_2O} + n_{IVC_O_2} + n_{IVC_CO_2} + n_{IVC_N_2} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(34)$$

②投入燃料の発熱量およびモル数

1 サイクルあたりの燃料消費量 m_{fuel} は式(35)で与えられる.

$$m_{\text{fuel}} = R_{\text{fuel}} \frac{2 \cdot 60}{n_e} \rho_{\text{fuel}} \text{ [g/cycle]} \quad \dots(35)$$

R_{fuel} : 1 秒あたりの燃料消費量 [cm^3/s]

ρ_{fuel} : 供試燃料の密度 [g/cm^3]

また, 1 サイクルあたりの投入熱量 Q_{fuel} およびモル数 n_{fuel} は式(36)と式(37)で与えられる.

$$Q_{\text{fuel}} = m_{\text{fuel}} H_u \text{ [J/cycle]} \quad \dots(36)$$

$$n_{\text{fuel}} = \frac{m_{\text{fuel}}}{M_{\text{fuel}}} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(37)$$

H_u : 供試燃料の低位発熱量 [J/g]

M_{fuel} : 供試燃料の分子量 [g/mol]

したがって, 1 サイクルの投入燃料に含まれる各成分のモル数 n_{fuel_H} , n_{fuel_O} , n_{fuel_C} , および n_{fuel_N} は式(38) - (41)で与えられる.

$$n_{\text{fuel}_H} = n_{\text{fuel}} H_{\text{fuel}_\text{mol}} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(38)$$

$$n_{\text{fuel}_O} = n_{\text{fuel}} O_{\text{fuel}_\text{mol}} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(39)$$

$$n_{\text{fuel}_C} = n_{\text{fuel}} C_{\text{fuel}_\text{mol}} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(40)$$

$$n_{\text{fuel}_N} = n_{\text{fuel}} N_{\text{fuel}_\text{mol}} \text{ [mol/cycle]} \quad \dots(41)$$

$H_{\text{fuel}_\text{mol}}$: 燃料中の水素モル分率

$O_{\text{fuel}_\text{mol}}$: 燃料中の酸素モル分率

$C_{\text{fuel}_\text{mol}}$: 燃料中の炭素モル分率

$N_{\text{fuel}_\text{mol}}$: 燃料中の窒素モル分率

③筒内容積, 容積変化率, 圧力上昇率, および筒内平均ガス温度

図 2-7 に示すオフセットクランク機構を考慮した場合, 任意のクランク角度 θ における筒内容積 V は式(42)で与えられる.

$$V_i = \frac{\pi}{4} D^2 \left\{ \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \cos \theta - \sqrt{l^2 - (r \sin \theta - e)^2} \right\} + V_c \text{ [m}^3\text{]} \quad \dots(42)$$

θ : クランク角度 [rad]

l : コネクティングロッド長さ [m]

e : オフセット幅 [m]

i : クランク角度を表す添え字 [-]

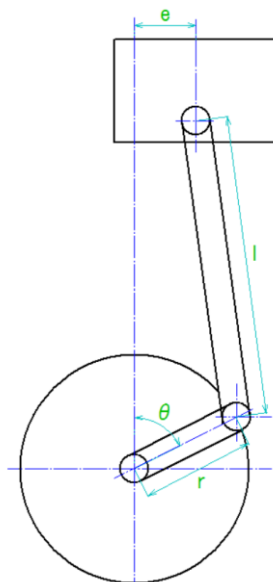


図 2-7 オフセットクランク機構

容積変化率 $dV/d\theta$ は, 式(42)の両辺をクランク角度 θ で微分した式(43)で与えられる.

$$\left(\frac{dV}{d\theta}\right)_i = \frac{\pi}{4} D^2 r \left(\sin \theta + \frac{(r \sin \theta - e) \cos \theta}{\sqrt{l^2 - (r \sin \theta - e)^2}} \right) \frac{\pi}{180} [m^3/^\circ CA] \quad \dots(43)$$

なお, オフセットクランク機構がない場合の筒内容積 V および容積変化率 $dV/d\theta$ は式(42)と式(43)のオフセット幅 e を 0 とすることで得られる.

一方, 任意のクランク角度 θ における圧力上昇率 $dP/d\theta$ は, インジケータ線図から得た筒内圧力 P を各種の数値微分法によって計算することにより得られるが, 本実験では Stirling の数値微分法の第三項以下を省略した次式により求めた.

$$\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{12h} (P_{i-2} - 8P_{i-1} + 8P_{i+1} - P_{i+2}) [Pa/^\circ CA] \quad \dots(44)$$

h : データ間隔 [$^\circ CA$]

また, 任意のクランク角度 θ における筒内平均ガス温度 T は, 次式で与えられる.

$$T_i = \frac{P_i V_i}{n_i R} [K] \quad \dots(45)$$

n : 作動ガスの総モル数 [mol]

④作動ガスの比熱比

筒内作動ガスは比熱の温度依存性を考慮した半完全ガスとして取り扱う。本研究では NASA の比熱式を用いて各種ガスの定圧比熱 C_p を求め、それをもとに比熱比 κ を算出した。NASA の比熱式は式(46)で与えられる。

$$\frac{C_{p,i}}{R} = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 \quad [-] \quad \dots(46)$$

各種ガスに対する定数 $a_1 \sim a_5$ は、表 2-2 に示すとおりである。

表 2-2 NASA の比熱式の係数

Gas	T[K]	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅
H ₂ O	< 1000	3.387	3.475	-6.355	6.969	-2.507
	≥ 1000	2.672	3.056	-0.873	0.12	-0.006
O ₂	< 1000	3.213	1.113	-0.576	1.314	-0.877
	≥ 1000	3.698	0.614	-0.126	0.018	-0.001
CO ₂	< 1000	2.276	9.922	-10.109	6.867	-2.117
	≥ 1000	4.454	3.14	-1.278	0.239	-0.0167
N ₂	< 1000	3.299	1.408	-3.963	5.642	-2.445
	≥ 1000	2.926	1.488	-0.568	0.101	-0.007

各ガス成分の定圧比熱をそれぞれ C_{p,H_2O} , C_{p,O_2} , C_{p,CO_2} , C_{p,N_2} とすると、筒内作動ガスの定圧比熱 C_p および比熱比 κ は式(47)と式(48)で与えられる。

$$C_{p,i} = \frac{1}{n_i} \left(n_{H_2O,i} C_{p,H_2O,i} + n_{O_2,i} C_{p,O_2,i} + n_{CO_2,i} C_{p,CO_2,i} + n_{N_2,i} C_{p,N_2,i} \right) \quad [J/(mol \cdot K)] \quad \dots(47)$$

$$\kappa_i = \frac{C_{p,i}}{C_{p,i} - R} \quad [-] \quad \dots(48)$$

⑤真の熱発生率の計算

任意のクランク角度 θ における壁面への熱損失を含む真の熱発生率 $dQ/d\theta$ は、式(5)に式(42), 式(43), 式(44)および式(48)から得られる値を代入することにより式(49)で与えられる。

$$\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i = \frac{1}{k_i - 1} \left\{ V_i \left(\frac{dP}{d\theta} \right)_i + k_i P_i \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i \right\} + \left(\frac{dQ_{loss}}{d\theta} \right)_i \quad [J/^\circ CA] \quad \dots(49)$$

式(49)中の壁面への熱損失 $dQ_{\text{loss}}/d\theta$ はニュートンの冷却則より式(50)で与えられる.

$$\left(\frac{dQ_{\text{loss}}}{d\theta}\right)_i = h_{\alpha_i} A_{r_i} (T_i - T_w) / \left(\frac{360n_e}{60}\right) \quad [J/^{\circ}\text{CA}] \quad \dots(50)$$

h_{α} : 熱伝達率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

A_r : 伝熱面積 $[\text{m}^2]$

T_{wall} : 壁面温度 $[\text{K}]$

ここで, 壁面温度 T_{wall} は 450 K と仮定し, 伝熱面積 A_r は式(51)で与えられる.

$$A_{r_i} = \frac{\pi}{4} D^2 + \frac{4(V_i - V_c)}{D} + A_{\text{cham}} \quad [\text{m}^2] \quad \dots(51)$$

A_{cham} : 燃焼室の表面積 $[\text{m}^2]$

ここで, 熱伝達率 h_{α} は G. Woschni の熱伝達率式^[88, 89]を用いて式(52)より求めた.

$$h_{\alpha_i} = 0.013 D^{-0.2} P_i^{0.8} w_i^{0.8} T_i^{-0.53} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \dots(52)$$

w_i : ガス流動項 $[\text{m}/\text{s}]$

Woschni の熱伝達率式における燃焼開始後のガス流動項 w_i は式(53)で与えられる.

$$w_i = \left(2.28 + 0.308 \pi D \frac{n_e S_w}{60 \bar{v}}\right) \bar{v} + 0.00324 \frac{V_h T_{\text{IVC}}}{P_{\text{IVC}} V_{\text{IVC}}} (P_i - P_{m_i}) \quad [\text{m}/\text{s}] \quad \dots(53)$$

n_e : 機関回転速度 $[\text{rpm}]$

S_w : スワール比 $[-]$

\bar{v} : 平均ピストン速度 $[\text{m}/\text{s}]$

P_{IVC} : 吸入行程終了時筒内圧力 $[\text{Pa}]$

V_{IVC} : 吸入行程終了時筒内容積 $[\text{m}^3]$

T_{IVC} : 吸入行程終了時作動ガス温度 $[\text{K}]$

P_m : モータリング時筒内圧力 $[\text{Pa}]$

なお, 平均ピストン速度 \bar{v} は式(54)で与えられる.

$$\bar{v} = \frac{2n_e \cdot 2r}{60} \quad [\text{m}/\text{s}] \quad \dots(54)$$

⑥ 燃焼率および燃焼中の作動ガス組成の算出

任意のクランク角度 θ における燃焼率 $dB/d\theta$ は真の熱発生率 $dQ/d\theta$ を投入燃料量 Q_{fuel} で除した式(55)で与えられる.

$$\left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{Q_{\text{fuel}}} \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i \quad [-] \quad \dots(55)$$

したがって、 i から $i+1$ 番目のクランク角度にかけて $dB/d\theta$ の燃料が燃焼したことにより生ずる $i+1$ 番目のクランク角度における各作動ガスのモル数および作動ガスの総モル数は、燃料が完全燃焼すると仮定することで式(56) - (60)で表される.

$$n_{\text{H}_2\text{O}_{i+1}} = n_{\text{H}_2\text{O}_i} + \frac{1}{2} n_{\text{fuel}_\text{H}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \quad [\text{mol}] \quad \dots(56)$$

$$n_{\text{O}_2_{i+1}} = n_{\text{O}_2_i} + \left(-\frac{1}{4} n_{\text{fuel}_\text{H}} - n_{\text{fuel}_\text{C}} + \frac{1}{2} n_{\text{fuel}_\text{O}}\right) \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \quad [\text{mol}] \quad \dots(57)$$

$$n_{\text{CO}_2_{i+1}} = n_{\text{CO}_2_i} + n_{\text{fuel}_\text{C}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \quad [\text{mol}] \quad \dots(58)$$

$$n_{\text{N}_2_{i+1}} = n_{\text{N}_2_i} + \frac{1}{2} n_{\text{fuel}_\text{N}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \quad [\text{mol}] \quad \dots(59)$$

$$n_{i+1} = n_{\text{H}_2\text{O}_{i+1}} + n_{\text{O}_2_{i+1}} + n_{\text{CO}_2_{i+1}} + n_{\text{N}_2_{i+1}} \quad [\text{mol}] \quad \dots(60)$$

燃焼開始以前の各作動ガス成分のモル数および作動ガスのモル数は吸入行程終了時の筒内作動ガス組成から式(30) - (34)により算出される. 一方, 燃焼開始以降の各作動ガス成分および筒内作動ガスのモル数は, 式(56) - (60)により得られ, 図 2-6 に示すように③にフィードバックして, 次のクランク角度における筒内作動ガス温度および比熱比の計算に用いる.

(c) 発熱の等容度の算出方法¹⁹⁰⁾

ピストンが上死点に位置するときに発熱が瞬時に生じた場合, すなわち等容燃焼においてサイクルの理論熱効率が最大となるが, それ以外のクランク位置で発熱が生ずると上死点から離れるほど熱効率は低下する. 発熱の等容度とは, 任意のクランク位置で発熱が生じた場合の仕事と, 等容燃焼を行った理論オットーサイクルによる仕事の比を表すものである.

図示熱効率 η_i と発熱の等容度 η_{glh} との間には冷却損失がないと仮定すれば, 近似的に次の関係が成り立つ.

$$\eta_i = \eta_u \eta_{th} \eta_{glh} [-] \quad \dots(61)$$

η_{th} : オットーサイクルの理論熱効率 [-]

η_u : 燃焼効率 [-]

なお、この機関のオットーの理論熱効率 η_{th} は式(62)で与えられる。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} [-] \quad \dots(62)$$

したがって、発熱の等容度は機関で実現されるサイクルの有利性を示す重要な因子の一つである。以下にその算出方法を述べる。

図 2-8 に示すように、インジケータ線図を二本の断熱線と等容線で囲まれた多数の微小オットーサイクルに分割すると、その微小サイクルの熱効率 η_{th_θ} は式(63)で表される。

$$\eta_{th_\theta} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\theta^{\kappa-1}} [-] \quad \dots(63)$$

ε_θ : 微小オットーサイクルの圧縮比 [-]

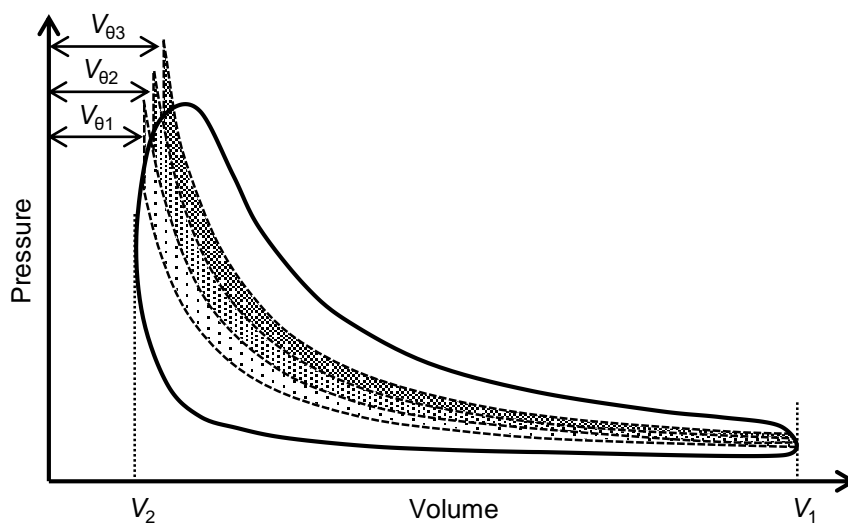


図 2-8 任意サイクルの微小等容サイクルへの分割

ここで、微小オットーサイクルの圧縮比 ε_θ は式(64)で与えられる。

$$\varepsilon_\theta = \frac{V_1}{V_\theta} [-] \quad \dots(64)$$

V_1 : 下死点での筒内容積 [m^3]

V_θ : 発熱時の筒内容積 [m^3]

熱発生率を壁面への熱損失を含まない見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ とすれば、微小オットーサイクルから取り出される仕事 W_e は式(65)となる。

$$W_e = \oint \eta_{th,\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad [J] \quad \dots(65)$$

発熱の等容度 η_{glh} は、上式による微小オットーサイクルの仕事 W_e とオットーサイクルから取り出させる理論仕事 $\eta_{th} \cdot Q$ との比として、式(66)のように与えられる。

$$\eta_{glh} = \frac{W_e}{\eta_{th} Q} = \frac{1}{\eta_{th} Q} \oint \eta_{th,\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad [-] \quad \dots(66)$$

ここで、 Q は式(67)で求められる。

$$Q = \oint \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad [J] \quad \dots(67)$$

本研究では式(66)および式(67)の各値は数値積分により求めた。数値積分としては、前進 Gregory - Newton 補間公式の四項をとり、四点の区間の中央二点間で積分することにより得られる式(68)を用いた。

$$Q = \sum \frac{h}{24} \left\{ -\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i-1} + 13\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i + 13\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+1} - \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+2} \right\} [J] \quad \dots(68)$$

したがって、発熱の等容度 η_{glh} は式(69)で求められる。

$$\eta_{glh} = \frac{1}{\eta_{th} Q} \sum \frac{h}{24} \left\{ -\left(\eta_{th,\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i-1} + 13\left(\eta_{th,\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_i + 13\left(\eta_{th,\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+1} - \left(\eta_{th,\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+2} \right\} [-] \quad \dots(69)$$

(d) 平均有効圧力，図示熱効率，および変動率の計算

機関の図示仕事はインジケータ線図より得られる P-V 線図の面積であり、積分範囲によってグロスの図示仕事 $W_{i,g}$ ，ネットの図示仕事 $W_{i,n}$ ，およびポンピング仕事 W_p が算出される。各図示仕事は式(70) - (72)で求められる。

$$W_{i,g} = \int_{\text{Intake valve close}}^{\text{Exhaust valve open}} P_i \left(h \frac{dV}{d\theta} \right)_i [J] \quad \dots(70)$$

$$W_{i,n} = \oint P_i \left(h \frac{dV}{d\theta} \right)_i [J] \quad \dots(71)$$

$$W_p = \int_{\text{Exhaust valve open}}^{\text{Intake valve close}} P_i \left(h \frac{dV}{d\theta} \right)_i [J] \quad \dots(72)$$

グロスの図示平均有効圧力 GMEP (Gross indicated Mean Effective Pressure), ネットの図示平均有効圧力 IMEP (Indicated Mean Effective Pressure), およびポンピング平均有効圧力 PMEP (Pumping indicated Mean Effective Pressure) は式(73) - (75)で与えられる.

$$GMEP = \frac{W_{i.g}}{V_h} [Pa] \quad \dots(73)$$

$$IMEP = \frac{W_{i.n}}{V_h} [Pa] \quad \dots(74)$$

$$PMEP = \frac{W_p}{V_h} [Pa] \quad \dots(75)$$

グロスの図示熱効率 $\eta_{i.g}$, ネットの図示熱効率 $\eta_{i.n}$, およびポンプ損失 ϕ_p は式(76) - (78)で与えられる.

$$\eta_{i.g} = \frac{W_{i.g}}{Q_{fuel}} [-] \quad \dots(76)$$

$$\eta_{i.n} = \frac{W_{i.n}}{Q_{fuel}} [-] \quad \dots(77)$$

$$\phi_p = \frac{W_p}{Q_{fuel}} [-] \quad \dots(78)$$

また, サイクル変動の指標である IMEP の変動率 COV (Coefficient Of Variance) は式(79)で与えられる.

$$COV = \frac{\sqrt{\sigma^2}}{\overline{P_{mi}}} [-] \quad \dots(79)$$

$\overline{P_{mi}}$: IMEP の平均値 [Pa]

σ^2 : IMEP の分散 [Pa²]

ここで、N サイクルの IMEP の平均値 $\overline{P_{mi}}$ および標準偏差 σ は式(80)と式(81)で求められる。

$$\overline{P_{mi}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_{mi,i} \text{ [Pa]} \quad \dots(80)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (P_{mi,i} - \overline{P_{mi}})^2} \text{ [Pa]} \quad \dots(81)$$

(e) 燃焼特性値の計算

本研究では、燃焼特性値を図 2-9 のように定義した。式(55)で与えられる燃焼率の積算値から 10% 熱発生時期 CA10、50% 熱発生時期 CA50、および 90% 熱発生時期 CA90 を算出した。着火遅れは燃料噴射開始から低温酸化反応後に熱発生率の微分値が $5 \text{ J}^\circ\text{CA}^2$ を超えるまでの期間とした。

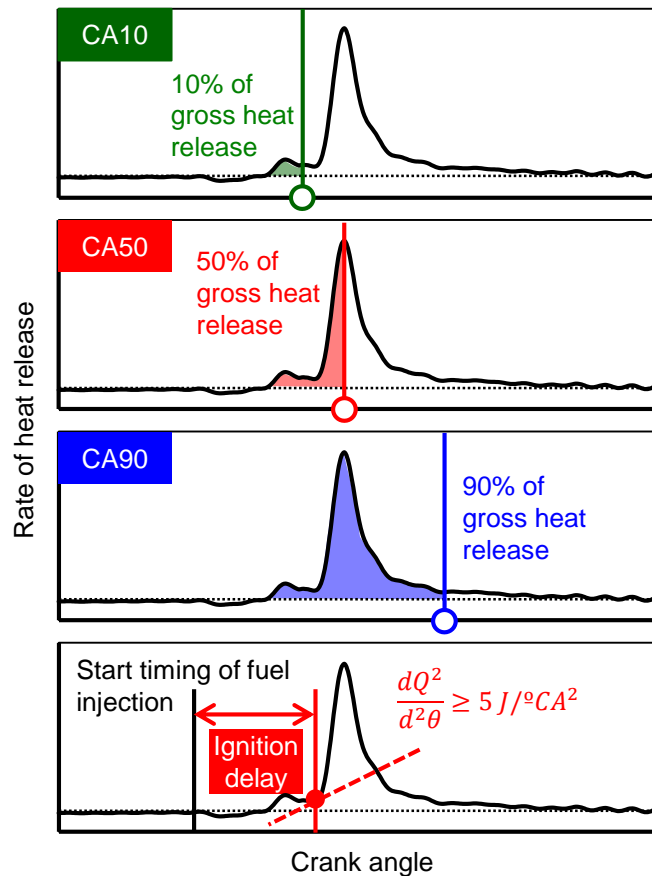


図 2-9 燃焼特性値の定義

2.5.3 機関性能の解析

(a) 熱効率関連因子 (燃焼効率, 排気損失, およびその他の損失) の計算

①燃焼効率および未燃損失の算出

燃焼効率 η_u は測定した排出ガス組成をもとに算出した。燃料の燃焼により生じた排出ガス中に含まれる CO および THC が有する熱量 Q_{ex} は, CO の発熱量 283 kJ/mol, THC の発熱量 H_u を用いて式(82)で与えられる。なお, THC の成分は供試燃料と同一成分であると仮定した。

$$Q_{ex} = 1000n_{fuel}C_{fuel}(283e + H_u c) \quad [J] \quad \dots(82)$$

e : 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる排出ガス中の一酸化炭素モル数 [mol]

c : 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる排出ガス中の未燃炭化水素モル数 [mol]

ここで, 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる排出ガス中の一酸化炭素および未燃炭化水素モル数 e, c は式(83)および式(84)で求められる。

$$e = n_{ex_d} \frac{CO_{ex}}{100} \quad [mol] \quad \dots(83)$$

$$c = \frac{n_{ex_d} THC_{ex}}{10^6 \cdot C_{fuel_mol}} \quad [mol] \quad \dots(84)$$

n_{ex_d} : 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる乾き燃焼ガスのモル数 [mol]

なお, n_{ex_d} の計算方法は Appendix に示している。

したがって, 燃焼効率 η_u は式(85)で与えられる。

$$\eta_u = 1 - \frac{Q_{ex}}{Q_{fuel}} \quad [-] \quad \dots(85)$$

また, 未燃損失 ϕ_{ub} は燃焼効率 η_u を用いて式(86)で与えられる。

$$\phi_u = 1 - \eta_u \quad [-] \quad \dots(86)$$

②排気損失の算出

排気損失 ϕ_{ex} は, 式(87)のように吸排気の内部エネルギー差により算出した^[9]。

$$\phi_{ex} = \frac{\Delta U}{Q_{fuel}} \quad [-] \quad \dots(87)$$

ここで, 吸排気の内部エネルギー差 ΔU , 排気内部エネルギー U_{out} , および吸気内部エネルギー U_{in} は式(88) - (90)で表される。

$$\Delta U = U_{out} - U_{in} \quad [J] \quad \dots(88)$$

$$U_{\text{out}} = \sum_i n_{\text{out}_i} \int_{300}^{T_{\text{ex}}} C_{v_{\text{out}_i}} dT \quad [\text{J}] \quad \dots(89)$$

$$U_{\text{in}} = \sum_i n_{\text{in}_i} \int_{300}^{T_{\text{in}}} C_{v_{\text{in}_i}} dT \quad [\text{J}] \quad \dots(90)$$

ΔU : 排出, 吸入内部エネルギーの差 [J]

U_{out} : 排出ガス内部エネルギー [J]

U_{in} : 吸入ガス内部エネルギー [J]

n_{out_i} : 燃焼終了時の水蒸気, 酸素, 一酸化炭素, 二酸化炭素, 水素, エチレン, 一酸化窒素, 窒素の各モル数 [mol]

n_{in_i} : 吸入ガス中の水蒸気, 酸素, 一酸化炭素, 二酸化炭素, 水素, エチレン, 一酸化窒素, 窒素の各モル数 [mol]

T_{ex} : 排気弁開き直前の温度 [K]

T_{in} : 吸気弁閉じ直後の温度 [K]

$C_{v_{\text{out}_i}}$: 燃焼終了時の水蒸気, 酸素, 一酸化炭素, 二酸化炭素, 水素, エチレン, 一酸化窒素, 窒素の各定容比熱 [J/(g·K)]

$C_{v_{\text{in}_i}}$: 吸入ガス中の水蒸気, 酸素, 一酸化炭素, 二酸化炭素, 水素, エチレン, 一酸化窒素, 窒素の各定容比熱 [J/(g·K)]

式(89)および式(90)中の吸気弁閉じ直後の温度 T_{in} および排気弁開き直前の温度 T_{ex} と吸・排気温度の実測値とは, 残留ガスとの混合や排気ブローダウンにおける急速膨張などの影響により一致しないと考えられる. そこで, 吸気弁閉じ直後の温度 T_{in} は計測吸気温度 T_{in_m} の新気と計測排気温度 T_{ex_m} の残留ガスの混合ガスと仮定し, 排気弁開き直前の温度 T_{ex} は計測排気温度 T_{ex_m} を排気管内で排ガスが断熱膨張した後のガス温度であると仮定することで, 式(91)および式(92)によって推算した. ただし, 実測排気温度 T_{ex_m} は, 排気マニホールドのバルブ周辺における熱損失と排気の運動エネルギーで失われるエンタルピー損失により断熱膨張温度よりも若干低くなっていることが考えられるが, 本研究ではその影響は小さいものとして無視している.

$$T_{in} = \frac{T_{in,m}}{\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{T_{in,m}}{T_{ex,m}} \right)} \text{ [K]} \quad \dots(91)$$

$$T_{ex} = T_{ex,m} \left(\frac{V_{ex,m}}{V_{EVO}} \right)^{(\kappa-1)} \text{ [K]} \quad \dots(92)$$

$T_{in,m}$: 計測吸気温度 [K]

$T_{ex,m}$: 計測排気温度 [K]

$V_{ex,m}$: 排気温度計測点での排出ガス体積 [K] (気体の状態方程式より算出)

V_{EVO} : 排気行程開始 (Exhaust valve open) 時のシリンダ内容積 [m³]

また、吸入ガスおよび燃焼ガスの各成分のモル数は燃焼効率を算出する際に用いた投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる乾き燃焼ガスのモル数 $n_{ex,d}$ と排ガス計測の実測値から算出している。

③その他の算出

その他の損失 ϕ_{other} は、ヒートバランス法^[91]により式(93)を用いて算出した。

$$\phi_{other} = \eta_u - \eta_{i,n} - \phi_{ex} - \phi_p \text{ [-]} \quad \dots(93)$$

その他の損失 ϕ_{other} の大部分は冷却損失 ϕ_w を表しているが、燃料噴射を早期に行った際に燃料噴霧が燃焼室外に飛散し、潤滑油に混入するなどにより排気成分に現れない未燃損失も含まれている。本研究において第 6 章では早期噴射を実施しているためその他の損失 ϕ_{other} としているが、第 3 章から第 5 章では大部分の燃料噴霧が燃焼室内に進入する上死点近傍噴射であるため、その他の損失 ϕ_{other} はすべて冷却損失 ϕ_w として取り扱っている。

(b) 空気過剰率および当量比の計算

EGR ガス中に酸素が含まれる場合、それを考慮した空気過剰率 λ は式(94)^[92]で与えられる。

$$\lambda = \frac{\left(100 - CO_{ex} - \frac{THC_{ex}}{10^4} \right) + \left(\frac{H/C}{4} \frac{1 - \frac{2CO_{ex}}{3.5CO_{2ex}}}{1 + \frac{2CO_{ex}}{3.5CO_{2ex}}} - \frac{O/C}{2} - \frac{N/C}{2} \right) (CO_{ex} + CO_{2ex})}{4.764 \left(1 + \frac{H/C}{4} - \frac{O/C}{2} + S/C \right) (CO_{ex} + CO_{2ex} + THC_{ex})} \text{ [-]} \quad \dots$$

(94)

H/C : 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する水素原子のモル比 [-]

O/C : 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する酸素原子のモル比 [-]

N/C : 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する窒素原子のモル比 [-]

S/C : 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する硫黄原子のモル比 [-]

CO_{ex} : 排出ガス中の一酸化炭素濃度 [vol. %]

THC_{ex} : 排出ガス中の未燃炭化水素濃度 [ppmC]

当量比 ϕ は空気過剰率 λ の逆数であるから、式(95)で与えられる。

$$\phi = \frac{1}{\lambda} [-] \quad \dots(95)$$

また、式(96)^[93]から理論空気量 A_0' が求められる。

$$A_0' = 11.49C_{fuel_kg} \left(1 + \frac{3H_{fuel_kg}}{C_{fuel_kg}} + \frac{3S_{fuel_kg}}{8C_{fuel_kg}} \right) [kg_{air}/kg_{fuel}] \quad \dots(96)$$

C_{fuel_kg} : 供試燃料中の炭素質量分率 [-]

H_{fuel_kg} : 供試燃料中の水素質量分率 [-]

S_{fuel_kg} : 供試燃料中の硫黄質量分率 [-]

したがって、空燃比 A/F は式(97)で与えられる。

$$\frac{A}{F} = \lambda A_0' [-] \quad \dots(97)$$

(c) 燃焼騒音の解析方法

本研究では、コヒーレント法^[94, 95]を用いて燃焼騒音を算出した。コヒーレント法により求められた燃焼騒音を以後コヒーレント燃焼騒音と称する。以下にその原理について記す。

①コヒーレント燃焼騒音の算出

機関の伝達特性を $h(t)$ 、筒内圧力 (入力) を $x(t)$ 、機関騒音 (出力) を $y(t)$ 、機関騒音に混入している燃焼騒音以外の騒音 (外乱雑音) を $u(t)$ とする。測定可能な信号は $x(t)$ と $y(t)$ である。ここで、

(i) 入出力間は線形である。

(ii) 入出力間の雑音は無関係である。

とすると、燃焼騒音の発生過程は図 2-10 に示す騒音発生モデルのように、筒内圧力 $x(t)$ が機関の伝達特性 $h(t)$ を介して燃焼騒音に変換されていると考えられる。したがって、機関騒音 $y(t)$ は式(98)のように表される。

$$y(t) = h(t) \cdot x(t) + u(t) \quad \dots(98)$$

ここで、両辺をフーリエ変換すると

$$Y(k) = H(k)X(k) + U(k) \quad \dots(99)$$

これより、機関の伝達特性 $H(k)$ は式(100)で推定できる。

$$H(k) = \frac{W_{xy}(k)}{W_{xx}(k)} [-] \quad \dots(100)$$

W_{xx} : 筒内圧力のパワースペクトル [dB]

W_{xy} : 筒内圧力と機関騒音の音圧のクロススペクトル [dB]

これにより燃焼騒音を算出し、3分の1オクターブバンドフィルタを掛け、図2-11に示すA特性の周波数重み付けを行った。

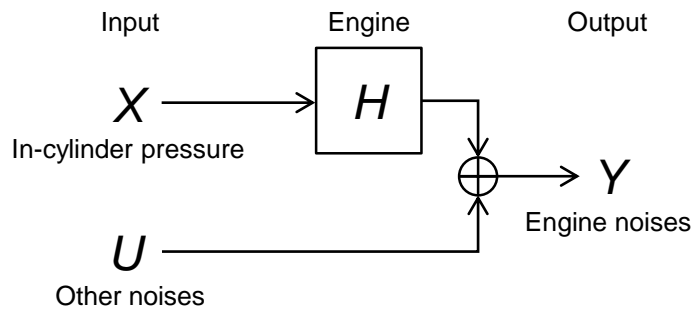


図 2-10 機関騒音発生モデル

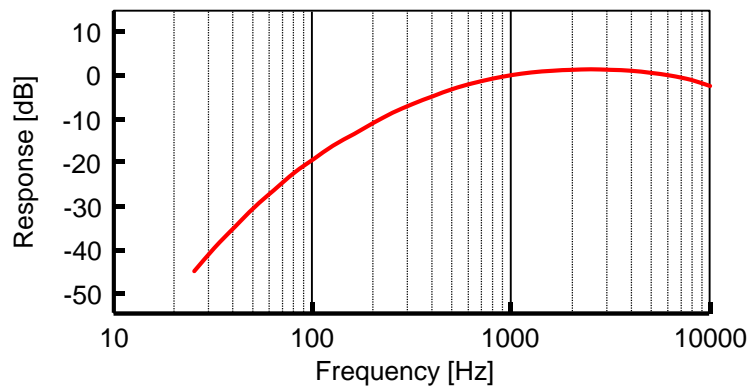


図 2-11 A 特性の重み付けによる周波数補正

また、式(101)により機関騒音のオーバーオール値を算出した。

$$(O.A) = \left(P_{DC} + \sum_{i=1}^N P_i \right) \times H_f \text{ [dB]} \quad \dots(101)$$

$(O.A)$: 機関騒音のオーバーオール値 [dB]

P_{DC} : DC 成分 [dB]

P_i : 得られた i 番目のパワースペクトル [dB]

N : 周波数ライン数 [-]

H_f : ウィンドウの補正 [-] (ハニングは 2/3)

機関騒音のオーバーオール値の dB 値は式(102)で与えられ、騒音全体の大きさを表している。

$$(O.A)_{dB} = 10 \log_{10}(O.A) \text{ [dB]} \quad \dots(102)$$

②筒内圧力周波数特性の算出

インジケータ線図の解析で得られた筒内圧力を離散フーリエ変換し、筒内圧力周波数特性 CPL (Cylinder Pressure Level) を式(103)より求めた。

$$CPL = 10 \log_{10} P^2 \text{ [dB]} \quad \dots(103)$$

P : 筒内圧力の実効値 [Pa]

なお、各次数に対応する周波数 f_n は式(104)から求めた。

$$f_n = \frac{n}{120} \cdot m \text{ [Hz]} \quad \dots(104)$$

n : 次数 [-]

m : 機関回転速度 [rpm]

③供試機関における構造減衰の算出

供試機関固有の構造減衰 SA (Structure Attenuation) を求めることで、筒内圧力周波数特性 CPL から燃焼騒音 CN (Combustion Noise) を算出可能である。構造減衰はコヒーレント燃焼騒音 CCN (Coherence Combustion Noise) と CPL から式(105)を用いて求め、複数の実験条件で得られた構造減衰を平均化したものを使用した。図 2-12 に、本研究で用いた供試機関の構造減衰を示す。

$$SA = CCN - CPL \text{ [dBA]} \quad \dots(105)$$

SA : 構造減衰 [dBA]

CCN : コヒーレント燃焼騒音 [dBA]

CPL : 筒内圧力周波数特性 [dB]

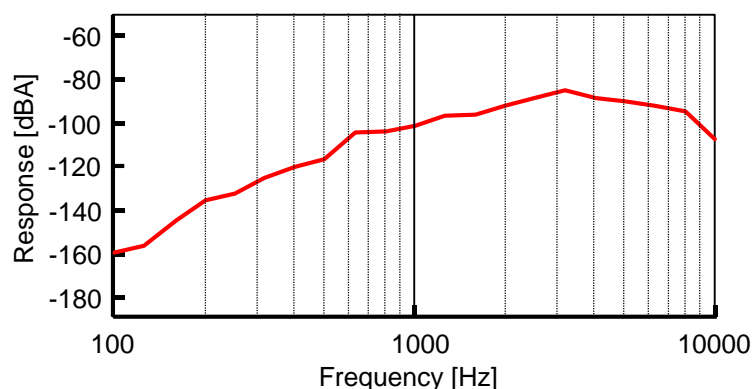


図 2-12 供試機関の構造減衰

したがって、燃焼騒音 CN は式(105)で与えられる。

$$CN = CPL + SA \text{ [dBA]} \quad \dots(106)$$

2.6 三次元 CFD コード解析方法およびモデル

本研究では、レイノルズ平均ナビエーストークス式 (RANS: Reynolds-Averaged Navier-Stokes) を用いた三次元 CFD (Computational Fluid Dynamics) コード AVL FIRE (v2014. 1.) により燃料噴霧の混合気形成および燃焼特性の数値解析を行った。その計算方法および使用した計算モデルを以下に記す。

2.6.1 計算対象とした供試機関および計算メッシュ

本計算は実験に用いた供試機関を対象としており、その主要諸元は 2.1 に示した通りである。実験目的に応じて燃焼室形状および燃料噴射ノズルを変更しているため、詳細はそれぞれ対応する各章に記載するが、例として図 2-13 に低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip) 燃焼室の計算メッシュを示す。噴射ノズルは十噴孔であり、燃焼室を周方向に 1/10 に分割したセクターモデルを用いた。平均セルサイズを 0.5 mm、燃焼室壁面近傍の境界セルを厚さ 0.1 mm の四層構造とし、総セル数は約 171,900 セルとなっている。

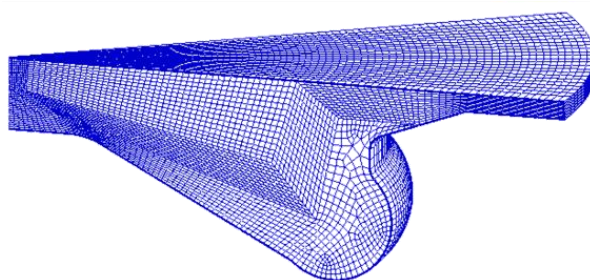


図 2-13 計算メッシュの例 (低流動 Re-entrant 型燃焼室)

2.6.2 サブモデル

表 2-3 に、本計算で用いたサブモデルを示す。乱流モデルには $k-\zeta-f$ モデル^[96,97]を使用した。燃料噴霧は液滴離散モデル (DDM: Discrete droplet model) でモデル化し、噴霧の初期液滴粒径はインジェクタの噴孔径と等価にするとともに噴霧角を 15°に設定した。燃料噴霧の一次分裂と二次分裂には KH-RT (Kelvin-Helmholtz and Rayleigh-Taylor) モデル^[98]を、蒸発モデルは Dukowitz モデル^[99]を、熱伝達モデルには Han-Reitz モデル^[100]をそれぞれ用いた。乱流混合と化学反応の相互作用については、確率密度関数 (PDF: Probability Density Function) を用いて混合気の不均一性を表すことで不均一混合気が乱流混合により均一化する過程を再現する PDF モデル^[101]を用いた。

表 2-3 本計算で用いたサブモデル

Spray	Discrete droplet model
Evaporation	Dukowitz ^[99]
Breakup	KH-RT ^[98]
Turbulence	$k-\zeta-e$ ^[96, 97]
Turbulence interaction	PDF – Hybrid ^[101]
Heat transfer	Han-Reitz ^[100]

2.6.3 化学反応モデル

表 2-4 に、本計算で用いた簡略化化学反応モデルの素反応式および反応速度係数因子を示す。この反応モデルは、Tsurushima らが Lumping 法を用いて簡略化したオクタン価正標準燃料 PRF (Primary Reference Fuel) 用化学反応モデル^[102]である。化学種数が 33 で反応数が 38 かなり PRF 燃料の化学反応モデルとしては比較的コンパクトで三次元 CFD に適用可能でありながら、着火が化学反応に大きく依存する予混合ディーゼル燃焼の着火遅れ特性を十分に再現できる特長を有する。なお、実機試験における供試燃料ごとの着火遅れ特性をより良好に再現するため R37 の反応の活性化エネルギー E_a を調整したが、特定の運転条件での予混合化ディーゼル燃焼の着火遅れを再現した後はその他の実験条件でも同じ活性化エネルギーの値を用いた。

表 2-4 簡略化化学反応モデルの素反応式および反応速度因子^[18]

No.	Reaction		A	n	E _a
n-C₇H₁₆, low temperature reaction					
R1	C ₇ H ₁₆ + O ₂ = C ₇ H ₁₅ + HO ₂		1.00E+16	0	4.60E+04
		Rev/	1.00E+12	0	0.00E+00
R2	C ₇ H ₁₅ + O ₂ = C ₇ H ₁₅ O ₂		1.00E+12	0	0.00E+00
		Rev/	2.51E+13	0	2.74E+04
R3	C ₇ H ₁₅ O ₂ = C ₇ H ₁₄ OOH		1.51E+11	0	1.90E+04
		Rev/	1.00E+11	0	1.10E+04
R4	C ₇ H ₁₄ OOH + O ₂ = O ₂ C ₇ H ₁₄ OOH		3.16E+11	0	0.00E+00
		Rev/	2.51E+13	0	2.74E+04
R5	O ₂ C ₇ H ₁₄ OOH => C ₇ KET + OH		8.91E+10	0	1.70E+04
R6	C ₇ KET => C ₅ H ₁₁ CO + CH ₂ O + OH		3.98E+15	0	4.30E+04
R7	C ₅ H ₁₁ CO + O ₂ => C ₃ H ₆ + C ₂ H ₄ + CO + HO ₂		3.16E+13	0	1.00E+04
R8	C ₇ H ₁₆ + OH => C ₇ H ₁₅ + H ₂ O		6.00E+14	0	3.00E+03
R9	C ₇ H ₁₅ + O ₂ = C ₇ H ₁₄ + HO ₂		3.16E+11	0	6.00E+03
		Rev/	3.16E+11	0	1.95E+04
R10	C ₇ H ₁₄ + O ₂ => C ₅ H ₁₁ + CH ₂ O + HCO		3.16E+13	0	1.00E+04
R11	C ₇ H ₁₆ + HO ₂ = C ₇ H ₁₅ + H ₂ O ₂		1.00E+13	0	1.70E+04
R12	C ₇ H ₁₅ => C ₅ H ₁₁ + C ₂ H ₄		2.50E+13	0	2.88E+04
R13	C ₅ H ₁₁ = C ₃ H ₇ + C ₂ H ₄		1.14E+15	-0.42	2.70E+04
iso-C₈H₁₈, low temperature reaction					
R14	C ₈ H ₁₈ + O ₂ = C ₈ H ₁₇ + HO ₂		1.00E+16	0	4.60E+04
		Rev/	1.00E+12	0	0.00E+00
R15	C ₈ H ₁₇ + O ₂ = C ₈ H ₁₇ O ₂		1.00E+12	0	0.00E+00
		Rev/	2.51E+13	0	2.74E+04
R16	C ₈ H ₁₇ O ₂ = C ₈ H ₁₆ OOH		1.51E+11	0	2.18E+04
		Rev/	1.00E+11	0	1.10E+04
R17	C ₈ H ₁₆ OOH + O ₂ = O ₂ C ₈ H ₁₆ OOH		3.16E+11	0	0.00E+00
		Rev/	2.51E+13	0	2.74E+04
R18	O ₂ C ₈ H ₁₆ OOH => C ₈ KET + OH		8.91E+10	0	1.70E+04
R19	C ₈ KET => C ₆ H ₁₃ CO + CH ₂ O + OH		3.98E+15	0	4.30E+04
R20	C ₆ H ₁₃ CO + O ₂ => 2C ₃ H ₆ + CO + HO ₂		3.16E+13	0	1.00E+04
R21	C ₈ H ₁₈ + OH => C ₈ H ₁₇ + H ₂ O		6.00E+13	0	3.00E+03
R22	C ₈ H ₁₇ + O ₂ = C ₈ H ₁₆ + HO ₂		3.16E+11	0	6.00E+03
		Rev/	3.16E+11	0	1.95E+04
R23	C ₈ H ₁₆ + O ₂ => C ₆ H ₁₃ + CH ₂ O + HCO		3.16E+13	0	1.00E+04
R24	C ₈ H ₁₈ + HO ₂ = C ₈ H ₁₇ + H ₂ O ₂		1.00E+13	0	1.70E+04
R25	C ₈ H ₁₇ => C ₆ H ₁₃ + C ₂ H ₄		3.62E+17	-1.27	2.97E+04
R26	C ₆ H ₁₃ = C ₃ H ₇ + C ₃ H ₆		7.20E+13	-0.03	2.79E+04
High temperature reaction					
R27	C ₃ H ₇ + O ₂ = C ₃ H ₆ + HO ₂		3.00E+11	0	3.00E+03
R28	C ₃ H ₆ + C ₃ H ₆ => C ₂ H ₄ + C ₂ H ₄ + C ₂ H ₄		3.16E+13	0	1.00E+04
R29	C ₂ H ₄ + OH = C ₂ H ₃ + H ₂ O		1.20E+13	0	5.96E+03
R30	C ₂ H ₃ + O ₂ = CH ₂ O + HCO		4.00E+12	0	-2.50E+02
R31	CH ₂ O + OH = HCO + H ₂ O		2.43E+10	1.2	-4.47E+02
R32	HCO + O ₂ = CO + HO ₂		1.35E+13	0	4.00E+02
R33	CO + OH = CO ₂ + H		6.00E+06	1.3	-7.58E+02
R34	H ₂ O ₂ + OH = HO ₂ + H ₂ O		1.00E+13	0	1.80E+03
R35	H + O ₂ + M = HO ₂ + M		2.80E+18	-0.9	0.00E+00
R36	HO ₂ + HO ₂ = H ₂ O ₂ + O ₂		1.30E+11	0	-1.63E+03
R37	H ₂ O ₂ + M = OH + OH + M				4.600E+04 (Original)
			1.20E+17	0	4.350E+04 (JIS #3 Diesel)
					4.250E+04 (JIS #2 Diesel)
					3.00E+04
R38	C ₂ H ₄ + O ₂ => CH ₂ O + CH ₂ O		3.00E+13	0	3.00E+04

2.6.4 局所当量比の計算

燃焼過程における燃料噴霧の分布を定量的に評価するために、全セルに対して2.6.3のPRF用簡略化化学反応モデルで考慮される全33種の化学種の質量を抽出し、式(107)を用いて各セル内に存在する炭素、水素、および酸素の原子数から局所当量比 ϕ を算出した。

$$\phi = \frac{n_C + \frac{1}{4}n_H}{\frac{1}{2}n_O} \quad [-] \quad \dots(107)$$

n_C : セル内の炭素原子モル数 [mol]

n_H : セル内の水素原子モル数 [mol]

n_O : セル内の酸素原子モル数 [mol]

第3章 吸気ガス条件および筒内ガス流動が燃焼特性に与える影響

本章では、部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善因子を検討するため、広範な運転負荷範囲において吸気ガス条件（吸気酸素濃度，吸気圧力，および吸気温度）および筒内ガス流動（燃焼室形状）が燃焼特性に与える影響を実機エンジン試験により系統的に調査した。

3.1 吸気酸素濃度，吸気圧力，および筒内ガス流動（燃焼室形状）の影響

3.1.1 実験条件

表 3-1 に実験条件を，表 3-2 に供試燃料の性状を，図 3-1 に燃焼室形状を示す．機関負荷は一サイクル当たりの総投入燃料量 Q_{total} を変更することで低負荷（1500 rpm，図示平均有効圧力 IMEP ≈ 0.4 MPa），中負荷（2000 rpm，IMEP ≈ 0.8 MPa），および高負荷（2000 rpm，IMEP ≈ 1.3 MPa）の三条件に設定した．吸気酸素濃度 O_{2in} は低圧ループ・クールド EGR によって設定し，吸気圧力 P_{in} は外部駆動のスーパーチャージャーによって変更するとともに，排気圧力は絞り弁によって吸気圧力と同等とすることでターボ過給を模擬した．なお，吸気温度 T_{in} はインタークーラーおよび吸気ヒーターにより 40°C に設定し，スワール比は 1.6 で一定とした．

図 3-2 に，燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義を示す．燃料噴射パターンは前期噴射（Primary injection）と後期噴射（Secondary injection）からなる二段噴射とし，燃焼フェーズは前期噴射によって生じる予混合化ディーゼル燃焼が主体の前期燃焼および後期噴射によって生じる拡散噴霧燃焼が主体の後期燃焼とした．前期燃料噴射時期および噴射量は，前期燃焼の 50% 熱発生時期 $CA_{50_{1st}}$ が上死点で，かつ前期燃焼の最大圧力上昇率 $(dP/d\theta_{max})_{1st}$ が各負荷条件で表 3-1 示す設定値となるように随時調整した．後期燃料噴射時期は前期燃焼終了直後に後期燃焼が生じるように，噴射量は総投入燃料量 Q_{total} が各負荷条件の規定値となるようにそれぞれ調整した．なお，燃料噴射圧力は低負荷条件では 100 MPa，中・高負荷条件では 200 MPa で一定とし，燃料噴射ノズルには七噴孔，噴孔径 0.125 mm，噴孔角度 156° のピエゾインジェクタ（デンソー製 G3P）を供試した．

燃焼室形状に依存する筒内ガス流動は，図 3-1 に示した二種類の燃焼室を供試することで検討した．両燃焼室とも圧縮比は 16.3 で同一であるが，Re-entrant 型は筒内ガス流動が強いため空気利用率の向上による燃焼促進が期待でき，Toroidal 型は筒内ガス流動が弱いため冷却損失の低減が期待できる^[103, 104, 105]．

表 3-1 実験条件

Engine load	Low	Medium	High
Engine speed	1500 rpm	2000 rpm	
Total fuel injection quantity, Q_{total}	11.5 mg/cycle	20.0 mg/cycle	35.0 mg/cycle
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.4 MPa	≈ 0.8 MPa	≈ 1.3 MPa
($dP/d\theta_{max}$) _{1st} adjusted with primary fuel injection quantity, Q_{1st}	0.6 MPa/°CA	0.8 MPa/°CA	1.0 MPa/°CA
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	Variable (adjusted to Q_{total})		
Primary fuel injection timing, θ_{1st}	Variable (CA50 _{1st} : TDC)		
Secondary fuel injection timing, θ_{2nd}	Variable (just after the first stage combustion)		
Fuel injection pressure	100 MPa	200 MPa	
Nozzle specification	φ 0.125 mm × 7 holes (156° included angle)		
Intake gas temperature, T_{in}	40°C		
Swirl ratio	1.6		
Coolant and lubricant temperature	80°C		
Influence of intake oxygen concentration			
Intake gas pressure, P_{in}	180 kPa abs.		
Intake oxygen concentration, O_{2in}	17 to 13 vol. %	17 to 11 vol. %	19 to 15 vol. %
Combustion chamber	Re-entrant		
Compression ratio (Geometrical)	16.3		
Influence of intake gas pressure			
Intake gas pressure, P_{in}	120 to 180 kPa abs.		160 to 180 kPa abs.
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %		17 vol. %
Combustion chamber	Re-entrant		
Compression ratio (Geometrical)	16.3		
Influence of in-cylinder gas flow depending on combustion chamber shape			
Intake gas pressure, P_{in}	120 to 180 kPa abs.		160 to 180 kPa abs.
Intake oxygen concentration, O_{2in}	17 to 13 vol. %	17 to 11 vol. %	19 to 15 vol. %
Combustion chamber	Re-entrant, Toroidal		
Compression ratio (Geometrical)	16.3		

表 3-2 供試燃料の性状

Property	JIS #3 Diesel
Density	0.812 g/cm ³
90% Distillation temperature	336°C
Lower heating value	43.1 MJ/kg
Cetane number	54.2

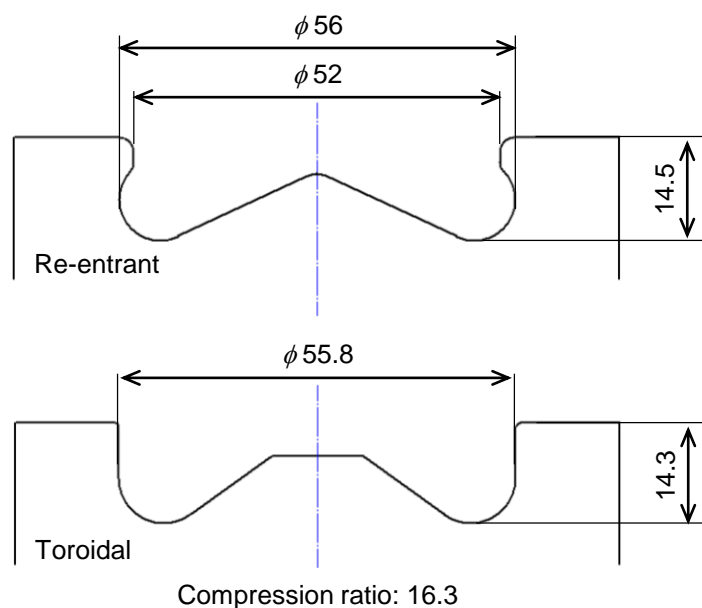


図 3-1 燃焼室形状

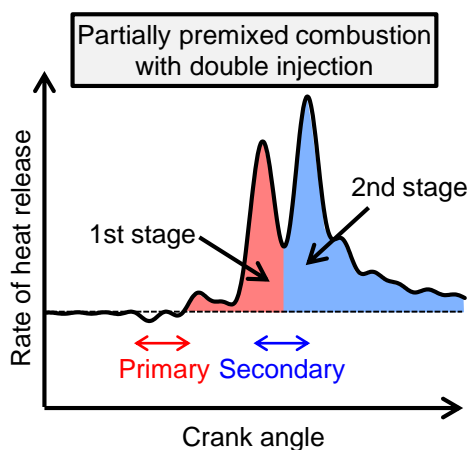


図 3-2 燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義

3.1.2 吸気酸素濃度の影響

吸気酸素濃度 O_{2in} が燃焼特性に与える影響を検討するため、吸気酸素濃度を吸気ガス中の体積割合で低負荷条件では 17%から 13%、中負荷条件では 17%から 11%、高負荷条件では 19%から 15%の範囲で変化させた。この際、吸気圧力 P_m は絶対圧力で 180 kPa で一定とし、燃焼室は Re-entrant 型を用いた。

図 3-3 に、各負荷条件において吸気酸素濃度 O_{2in} を変更した際の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の時期および期間を示している。また、図 3-4 に各負荷条件における前期燃焼の着火遅れ、燃料噴射開始

時期，および噴射量を吸気酸素濃度 O_{2in} に対して示す．すべての負荷条件において，前期燃焼は燃料噴射終了後に低温酸化反応を経て着火に至る予混合化ディーゼル燃焼となっており，吸気酸素濃度の低下にともない着火遅れが増大するため前期燃料噴射時期が進角している．低・中負荷条件では，吸気酸素濃度の低下にともない前期予混合化燃焼の急峻化が抑制されるため，最大圧力上昇率によって制限される前期燃料噴射量が増加するとともに，後期燃焼の燃料量が減少して後燃えが短くなり，典型的な部分予混合化ディーゼル燃焼の様態を呈するようになってきている．それに対して，高負荷条件では後期燃料噴射量が多く，さらに吸気酸素濃度を低下させても前期燃焼の急峻化を抑制できないため，吸気酸素濃度によらず後期燃焼の燃焼期間が顕著に長くなっている．なお，負荷条件によらず吸気酸素濃度が筒内平均ガス温度に与える影響は小さい．

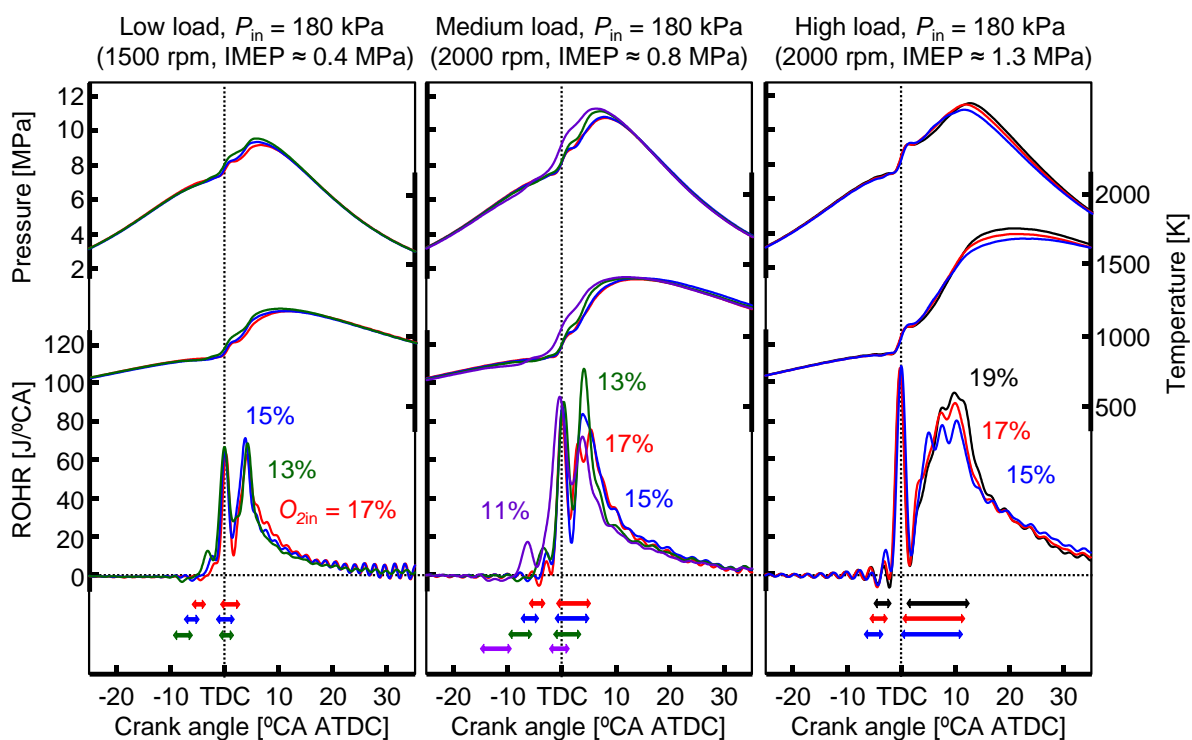


図 3-3 吸気酸素濃度 O_{2in} が筒内圧力，筒内平均ガス温度，および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

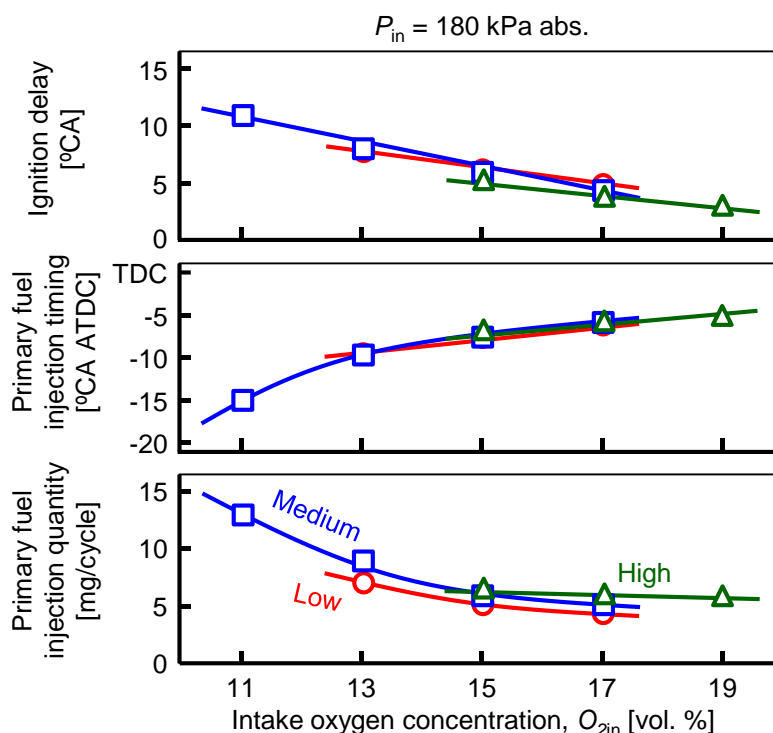


図 3-4 吸気酸素濃度 O_{2in} が前期燃焼の着火遅れ，燃料噴射開始時期，および噴射量に及ぼす影響

図 3-5 に，図 3-3 と同一条件における熱効率関連因子（ネット図示熱効率 η_{in} ，燃焼効率 η_u ，排気損失 ϕ_{ex} ，および冷却損失 ϕ_w ）を吸気酸素濃度 O_{2in} に対して示す．中負荷条件では，吸気酸素濃度の低下にともなって排気損失がほとんど増加することなく冷却損失が低減するため図示熱効率が向上する．とくに吸気酸素濃度が 13%では 50%を超える非常に高い熱効率が得られている．しかし，吸気酸素濃度を 11%まで低下させると，燃焼効率の悪化が冷却損失の低減を上回るため図示熱効率は悪化する．低負荷条件では，吸気酸素濃度の低下にともない図示熱効率は向上するが，中負荷条件と比較して燃焼効率が低く，冷却損失が大きいため全体的に図示熱効率が低くなっている．これは燃料噴射量が少なく混合気が希薄化して燃焼ガス温度が低くなり，一酸化炭素 CO の再酸化が困難であるためであると考えられる．一方，高負荷条件では低・中負荷条件と比較して排気損失が大きいため図示熱効率が全体として低くなっている．高負荷条件では，吸気酸素濃度の低下にともなう図示熱効率の向上は見られず，むしろ排気損失が増加するため図示熱効率は若干低下している．

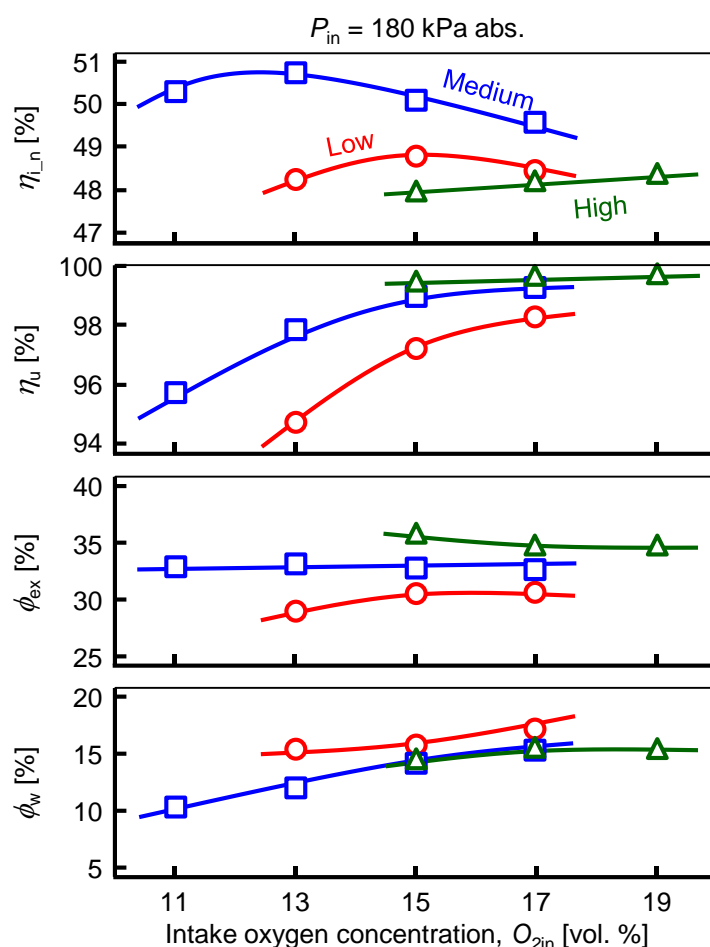


図 3-5 吸気酸素濃度 O_{2in} が熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 η_{in} , 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w) に及ぼす影響

図 3-6 に、図 3-3 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke) を吸気酸素濃度 O_{2in} に対して示す. いずれの負荷条件においても, CO の排出量は吸気酸素濃度の低下にともなって著しく増加するのに対し, 吸気酸素濃度の変化が THC の排出量に与える影響は小さい. よって, 図 3-5 において吸気酸素濃度の低下にともない燃焼効率が低下するのは, 主に CO の増加に起因しているものと言える. また, 低負荷条件では CO および THC が中・高負荷条件に比べて吸気酸素濃度によらず多く排出されており, 低負荷条件における燃焼効率低下の要因となっている. 一方, 吸気酸素濃度の低下にともない, 低負荷条件では黒煙が非常に低レベルのまま NO_x が低減しているのに対し, 中・高負荷条件では吸気酸素濃度の低下にともない黒煙が増加しており, 典型的な NO_x と黒煙のトレードオフの関係を呈している. とくに高負荷条件では吸気酸素濃度の低下にともなう黒煙の悪化が顕著であり, 吸気酸素濃度が 15% の場合を比較すると, 中

負荷条件では運転可能な黒煙レベルであるのに対して、高負荷条件では運転不可能なレベルに達している。これは、機関負荷の上昇にともない拡散噴霧燃焼が主体の後期燃焼の燃料量が増加し、前期燃焼による高温・低酸素濃度場との噴霧干渉が顕著となるとともに、後期燃焼における黒煙生成量も増加するためであると考えられる。

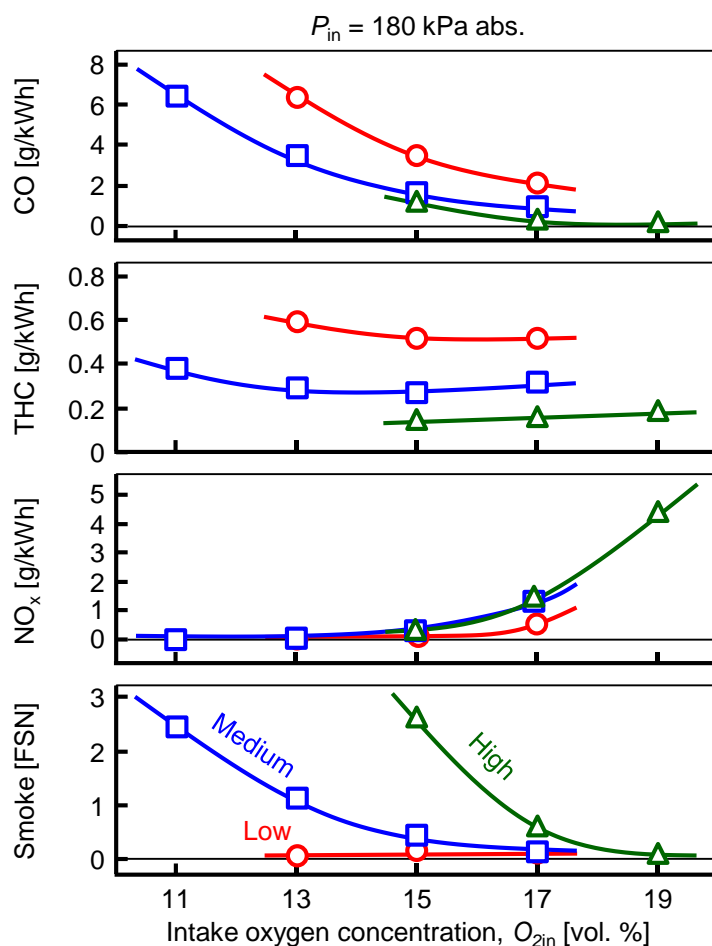


図 3-6 吸気酸素濃度 O_{2in} が排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke) に及ぼす影響

3.1.3 吸気圧力の影響

吸気圧力 P_{in} が燃焼特性に与える影響を検討するため、吸気圧力を絶対圧力で低・中負荷条件では 120 kPa から 180 kPa, 高負荷条件では 160 kPa から 180 kPa の範囲で変化させた。この際、吸気酸素濃度 O_{2in} は吸気ガス中の体積割合で低・中負荷条件では 15%, 高負荷条件では 17% で一定とし、燃焼室は Re-entrant 型を用いた。

図 3-7 に、各負荷条件において吸気圧力 P_{in} を変更した際の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の時期および期間

を示している。また、図 3-8 に各負荷条件における前期燃焼の着火遅れ、燃料噴射開始時期、および噴射量を吸気圧力 P_{in} に対して示す。低・中負荷条件では、吸気圧力の上昇にともない前期予混合化燃焼の着火遅れが短縮するため、前期燃料噴射時期が遅角し噴射量も減少しているが、高負荷条件では、吸気圧力によらず前期燃焼の着火遅れおよび燃料噴射量は同等となっている。吸気圧力の上昇にともなって熱発生率の様態はほとんど変化していないが、吸入ガス量が増加するため着火後の筒内平均ガス温度は大きく低下している。とくに中負荷条件における吸気圧力が 120 kPa の場合と 160 kPa の場合とを比較すると最高平均温度で 200 K ほど低下しており、また高負荷条件における吸気圧力が 160 kPa の場合と 180 kPa の場合との間でも、わずか 20 kPa の増加で最高平均温度は 100 K ほど低下している。この温度低下の程度は、図 3-3 において吸気酸素濃度を低下させた際の筒内平均ガス温度の変化と比較して著しく大きい。

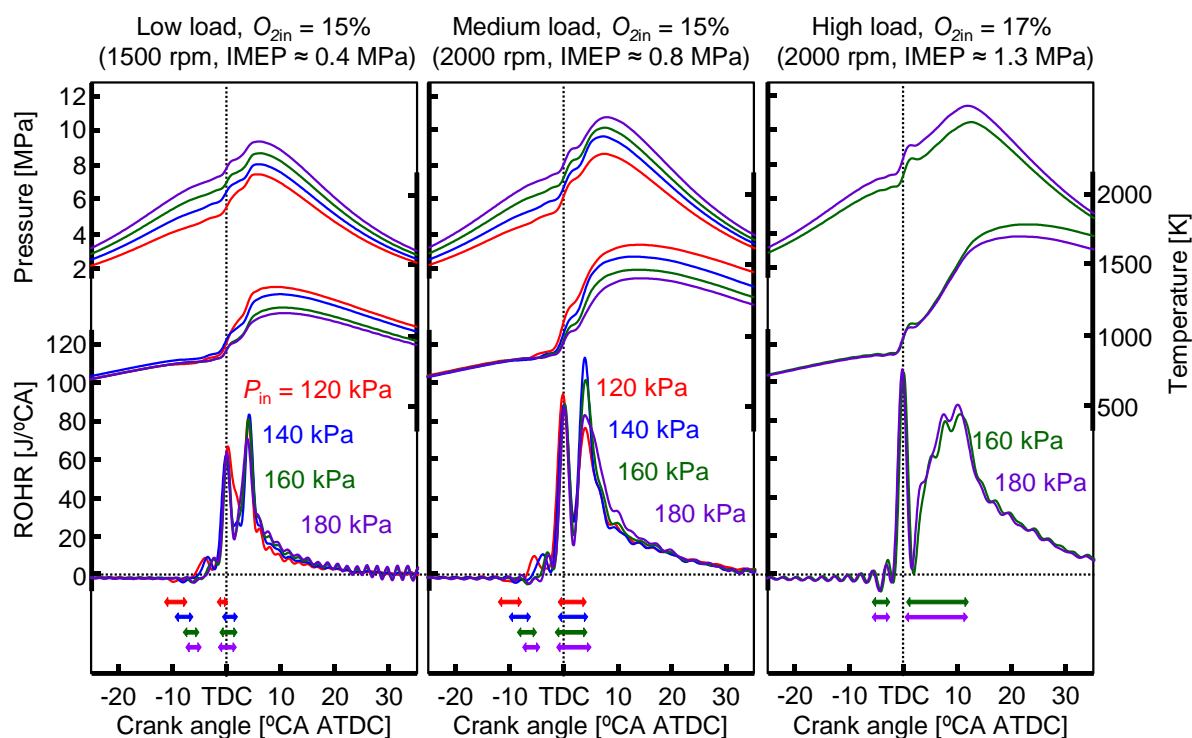


図 3-7 吸気圧力 P_{in} が筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

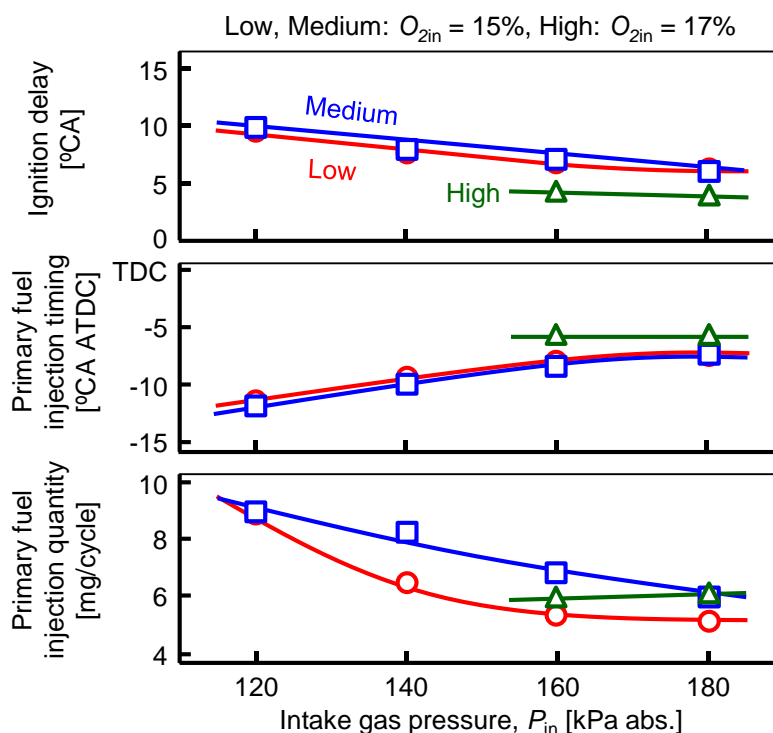


図 3-8 吸気圧力 P_{in} が前期燃焼の着火遅れ，燃料噴射開始時期，および噴射量に及ぼす影響

図 3-9 に，図 3-7 と同一条件における熱効率関連因子（ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$ ，燃焼効率 η_u ，排気損失 ϕ_{ex} ，および冷却損失 ϕ_w ）を吸気圧力 P_{in} に対して示す．同一吸気圧力で比較すると，図 3-5 と同様に中負荷条件が最も図示熱効率が高く，低負荷条件は主に燃焼効率が低いため，高負荷条件は主に排気損失が大きいため，中負荷条件に比較して図示熱効率が低くなっている．一方，すべての負荷条件において吸気圧力の上昇にともなって冷却損失が低減するとともに，図示熱効率が直線的に向上している．吸気圧力の上昇による排気損失の増加が見られるものの，冷却損失の低減の方が大きいため図示熱効率は向上する結果となる．例えば，中負荷条件において吸気圧力を 120 kPa から 160 kPa まで上昇させると，排気損失が 2%ほど増加しているのに対して冷却損失は 4%以上低減している．一方，負荷条件によらず吸気圧力が燃焼効率に与える影響は非常に小さい．

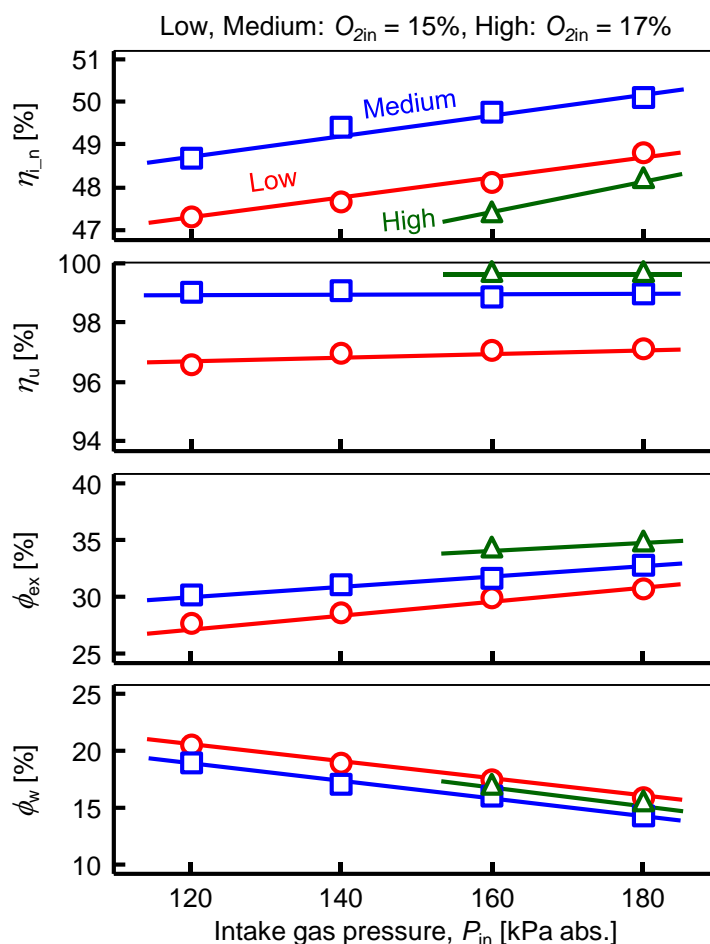


図 3-9 吸気圧力 P_{in} が熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w) に及ぼす影響

図 3-10 に、図 3-7 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke) および燃焼騒音を吸気圧力 P_{in} に対して示す. 低負荷条件では、吸気圧力の上昇とともに CO および THC が低減しているが、中・高負荷条件では吸気圧力が CO および THC に与える影響は小さい. また、低負荷条件では吸気圧力によらず NO_x および黒煙ともに極低レベルに保たれているが、中・高負荷条件では吸気圧力の上昇とともに NO_x が増加することなく黒煙が低減しており、とくに中負荷条件における黒煙の低減が顕著である. よって、高過給化によって NO_x を増加させることなく黒煙を低減し得ることが示唆された. また、いずれの負荷条件においても前期燃焼の最大圧力上昇率が同一であるため、吸気圧力の上昇とともに筒内最高圧力が上昇しても燃焼騒音に大きな変化は見られない.

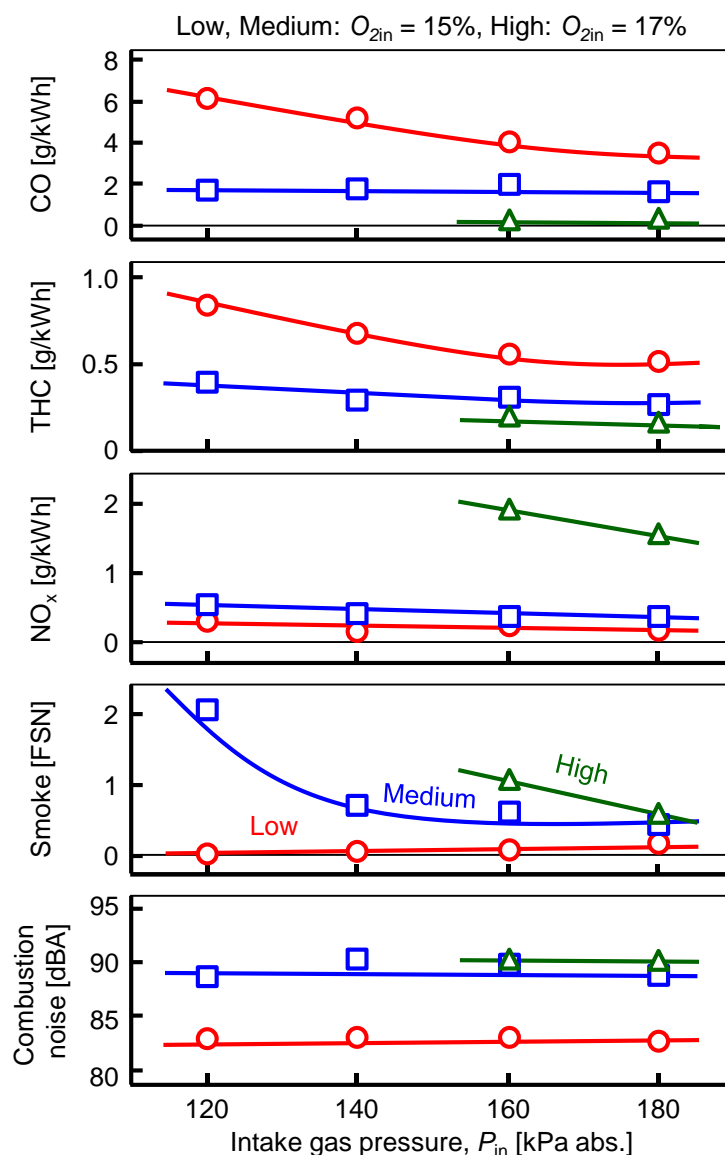


図 3-10 吸気圧力 P_{in} が排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke) および燃焼騒音に及ぼす影響

3.1.4 筒内ガス流動 (燃焼室形状) の影響

筒内ガス流動が燃焼特性に与える影響を検討するため、筒内ガス流動の強い Re-entrant 型および筒内ガス流動の弱い Toroidal 型燃焼室において、各負荷条件で吸気酸素濃度 O_{2in} および吸気圧力 P_{in} を変化させた。なお、スワール比は両燃焼室で同一の 1.6 に設定した。

図 3-11 に、両燃焼室において吸気圧力 P_{in} を絶対圧力で 160 kPa で一定として低・中負荷条件では吸気酸素濃度 O_{2in} を吸気ガス中の体積割合で 15%，高負荷条件では O_{2in} を 17% に設定した際の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の時期および期間を示している。いずれの負荷条件でも、熱発生率の

様態に燃焼室の相違による大きな差異は見られないが、高負荷条件では Re-entrant 型の方が後期燃焼の熱発生が活発化し、燃焼後半での筒内圧力が若干高くなっている。なお、吸気酸素濃度および吸気圧力が異なる場合においても、両燃焼室で筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率は同様の傾向を示している。

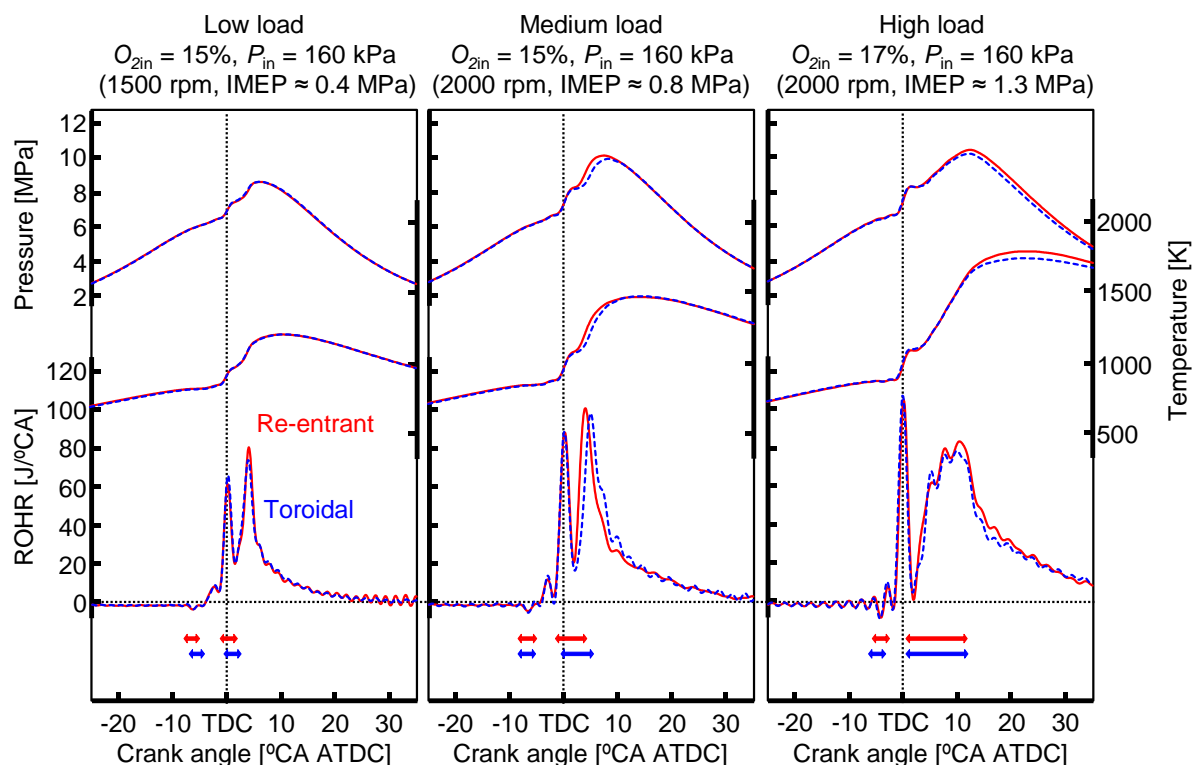


図 3-11 筒内ガス流動 (燃焼室形状) が筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

図 3-12 に、両燃焼室において吸気酸素濃度 O_{2in} を吸気ガス中の体積割合で低・中負荷条件では 15%、高負荷条件では 17% に設定して、吸気圧力 P_{in} を変化させた際の熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 η_{in} 、燃焼効率 η_u 、排気損失 ϕ_{ex} 、および冷却損失 ϕ_w) を示す。燃焼室によらず、すべての負荷条件で吸気圧力の上昇にともなって図示熱効率が直線的に向上している。これは、図 3-9 と同様に吸気圧力の上昇にともなう冷却損失の低減量が排気損失の増加量を上回るためである。しかし、いずれの負荷条件においても Re-entrant 型は Toroidal 型と比較して排気損失が小さく、冷却損失が大きくなっている。これは、筒内流動を強めた Re-entrant 型では壁面からの熱伝達量が増大し冷却損失が増加する一方で、空気導入が促進されて発熱の等容度が向上するためだと考えられる。図示熱効率は、吸気圧力によらず低負荷条件では冷却損失の小さい Toroidal 型の方が高く、中負荷条件では両燃焼室間での排気・冷却損失の変

化量がほぼバランスするため同等で、高負荷条件では排気損失の小さい Re-entrant 型の方が高くなっている。燃焼効率は両燃焼室間で大きな差異はないが、低負荷条件では他の条件と比較して2%程度低下している。以上の結果から、低負荷条件では筒内ガス流動が弱く冷却損失が小さい Toroidal 型燃焼室が、高負荷条件では筒内ガス流動が強く排気損失を低減可能な Re-entrant 型燃焼室が適していることが示唆された。

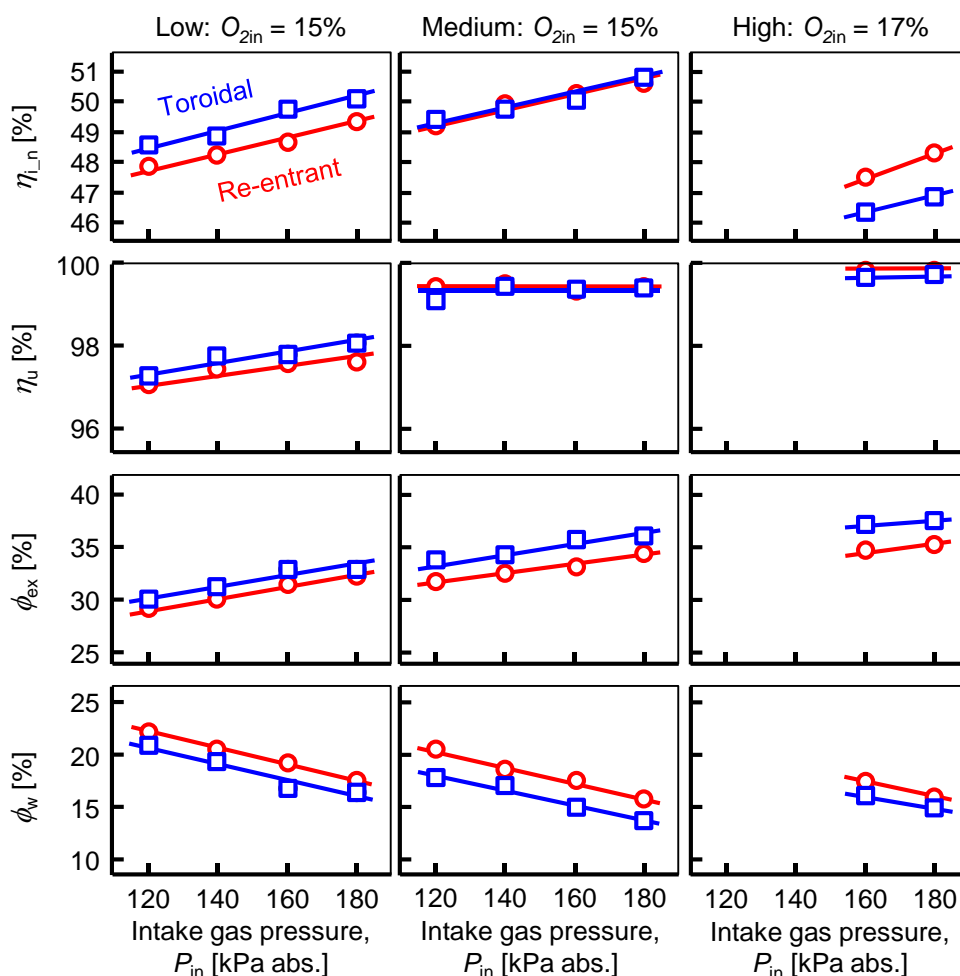


図 3-12 筒内ガス流動 (燃焼室形状) が熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w) に及ぼす影響

図 3-13 に、図 3-12 と同一条件における窒素酸化物 NO_x および黒煙 Smoke を吸気圧力 P_{in} に対して示す。低・中負荷条件では NO_x および黒煙ともに両燃焼室間で差異は小さいが、高負荷条件では Re-entrant 型が Toroidal 型に対し NO_x が高く黒煙が低いトレードオフの関係となっている。これは、図 3-11 に示したように高負荷条件では後期燃焼量が多くなるため、筒内ガス流動が強い Re-entrant 型燃焼室の方が拡散燃焼における空気導入を促進する効果が大きいためと考えられる。一方で、中・高負荷条件における黒煙は、両燃焼室とも吸気圧力を上

昇させることで低減可能である。

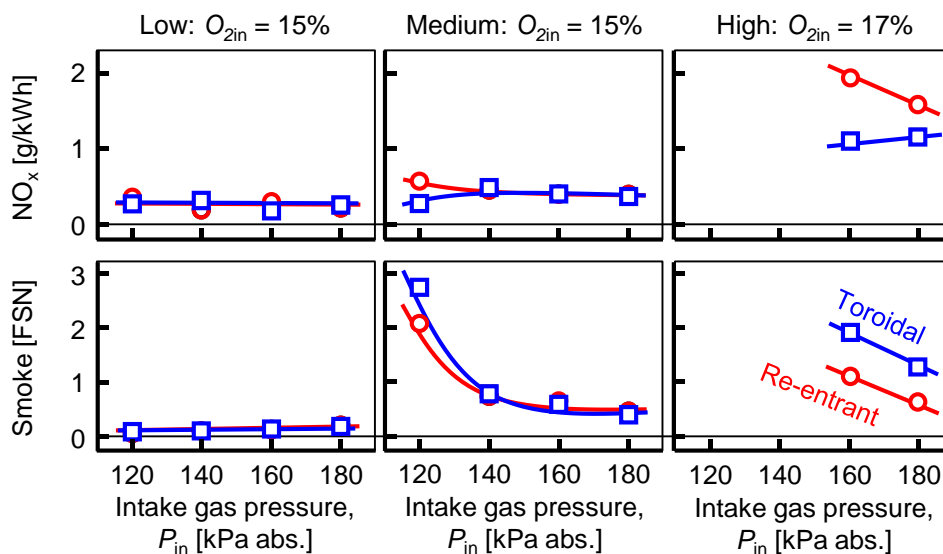


図 3-13 筒内ガス流動 (燃焼室形状) が窒素酸化物 NO_x および黒煙 Smoke の排出量に及ぼす影響

3.1.5 空気過剰率が黒煙排出量に与える影響

図 3-14 に、3.1 節での全条件における黒煙 Smoke を空気過剰率 λ に対して示す。負荷条件，吸気条件，および燃焼室形状によらず空気過剰率と黒煙の間には非常に強い相関があることがわかる。黒煙は空気過剰率が 1.5 を下回ると顕著に増加しており，このことから EGR によって吸気酸素濃度を低下させた場合でも，過給によって空気過剰率を 1.5 以上に保てば黒煙を抑制できることが示唆された。

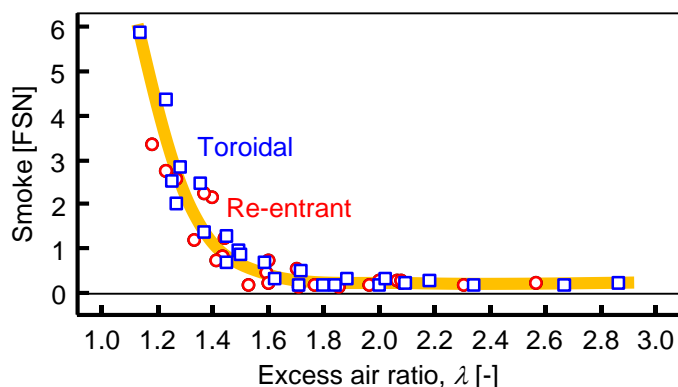


図 3-14 空気過剰率 λ に対する黒煙 Smoke

負荷条件および燃焼室形状によって図 3-14 中の分布には若干の差異が見られるため，図 3-15 に図 3-14 の中・高負荷条件について空気過剰率 λ が 1.6 以下の範囲を拡大して示す。同等の空気過剰率においても，中負荷条件での黒煙は高負荷条件よりも多くなっている。これは，

同等の空気過剰率では中負荷条件の方が高負荷条件よりも吸気酸素濃度が低いため、燃焼ガス温度が低下することに起因すると考えられる。また、図 3-13 に示した黒煙の排出傾向と同様に、高負荷条件において同等の空気過剰率では Re-entrant 型の方が Toroidal 型よりも黒煙が低くなる傾向がある。

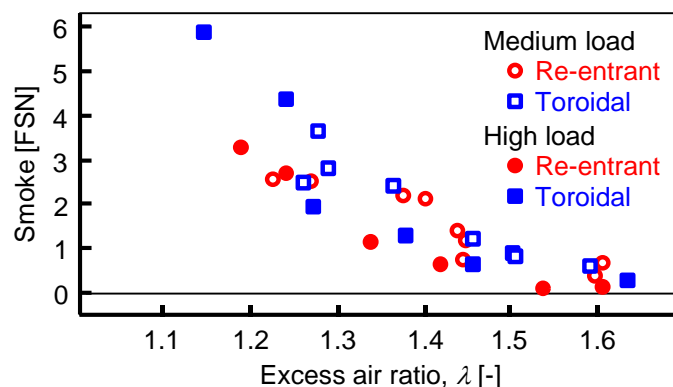


図 3-15 空気過剰率 λ に対する黒煙 Smoke ($\lambda \leq 1.6$, 中・高負荷)

3.2 吸気温度の影響

3.1 節の図 3-5 および図 3-9 から、低負荷条件では中負荷条件に比べて吸気酸素濃度および吸気圧力によらず燃焼効率が低く、図示熱効率が低下する結果となった。本節では、低負荷条件における燃焼効率の改善による図示熱効率の向上を目的に、吸気温度が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に与える影響を検討した。

3.2.1 実験条件

表 3-3 に実験条件を、図 3-16 に燃焼室形状を示す。燃焼室は Re-entrant 型形状であるが、リップ部に傾斜を設けることでガス流速を低下させ熱損失の低減を図った低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip, 圧縮比 16.3) を供試した。機関負荷は機関回転速度を 1500 rpm で一定とし、一サイクル当たりの総投入燃料量 Q_{total} を変更することで図示平均有効圧力 IMEP で 0.25 MPa から 0.59 MPa まで変化させた。吸気温度 T_{in} は、各負荷においてインタークーラーおよび吸気ヒーターにより 40°C, 60°C, および 80°C の三通りに設定した。吸気圧力 P_{in} は絶対圧力で 120 kPa, 吸気酸素濃度 O_{2in} は吸気ガス中の体積割合で 15% に設定した。なお、吸気圧力を一定としているため、吸気温度の上昇にともない吸入空気量は減少している。

燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義は図 3-1 と同様であり、前期噴射と後期噴射からなる二段噴射とした。負荷条件によらず前期燃料噴射量は 6 mg/cycle で一定とし、後期燃料噴射量は総投入燃料量 Q_{total} がそれぞれの設定値になるように調整した。この際、燃料噴

射圧力は 100 MPa で一定とし、燃料噴射ノズルには十噴孔、噴孔径 0.104 mm、噴孔角度 156° のピエゾインジェクタ (デンソー製 G3P) を供試した。なお、供試燃料は表 3-2 に示した JIS3 号軽油を用いた。

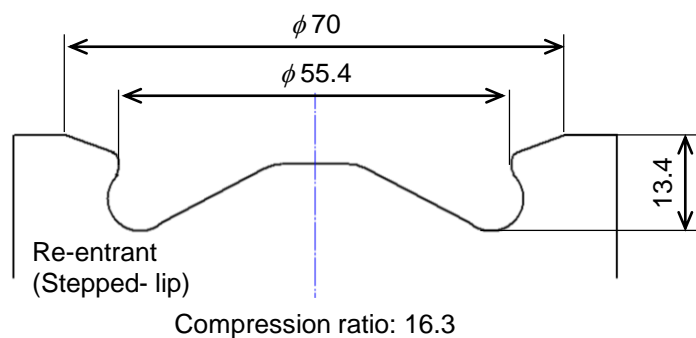


図 3-16 燃焼室形状

表 3-3 実験条件

Engine speed	1500 rpm
Total fuel injection quantity, Q_{total}	7.5, 10, 12.5, 15 mg/cycle
Indicated mean effective pressure, IMEP	0.25 ~ 0.59 MPa
Primary fuel injection quantity, Q_{1st}	6 mg/cycle
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	Variable (adjusted to Q_{total})
Primary fuel injection timing, θ_{1st}	Variable (CA50 _{1st} : TDC)
Secondary fuel injection timing, θ_{2nd}	Variable (just after the first stage combustion)
Fuel injection pressure	100 MPa
Nozzle specification	ϕ 0.104 mm \times 10 holes (156° included angle)
Intake gas pressure, P_{in}	120 kPa abs.
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %
Intake gas temperature, T_{in}	40, 60, 80°C
Swirl ratio	1.6
Coolant and lubricant temperature	80°C
Combustion chamber	Re-entrant (Stepped-lip)
Compression ratio (Geometrical)	16.3

3.2.2 実験結果および考察

図 3-17 に、各吸気温度 T_{in} における筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の時期および期間を示している。また、図 3-18 に燃焼率の積算値を、図 3-19 に前期燃焼の着火遅れ、燃料噴射開始時期、および燃焼騒音を図示平均有効圧力 IMEP に対して示す。IMEP が 0.25 MPa から 0.38 MPa の低負荷条件では、吸気温度が 40°C の際に前期燃焼が著しく緩慢になっている。これは、低負荷条件では着火遅れが長いことため前期燃料噴射時期を進角せざるを得ず、その結果として予混合化期間が増加して混合気がオーバーリーン化したためと考えられる。それに対し、いずれの IMEP でも吸気温度を上昇させると着火遅れが短縮して熱発生が急峻化しており、とくに吸気温度が 80°C では負荷条件による前期燃焼の差異はほぼ見られない。また、同一吸気温度で IMEP を増加させると、吸気温度および前期燃料噴射量が等しいにもかかわらず着火遅れが短縮しており、とくに吸気温度が 40°C の際に顕著である。これは、元来着火遅れが長い低吸気温度条件では、負荷の増加にともなう残留ガス温度や筒内壁面温度の上昇などが前期燃焼の着火に与える影響がより大きくなるためであると考えられる。後期燃焼は、後期燃料噴射量が同一にもかかわらず、いずれの IMEP においても吸気温度が 40°C の際に熱発生率のピークが高くなっている。これは、吸気温度が 40°C の際に前期燃焼終了付近 (上死点後 3°CA 程度) の燃焼率の積算値が低くなっていることから、低吸気温度で前期燃焼が緩慢になった結果、前期噴射燃料の一部が前期燃焼中に燃焼せず、後期噴射燃料とともに燃焼することで後期燃焼量が増加したためであると考えられる。筒内平均ガス温度は前期燃焼により上昇したのち後期燃焼によりさらに上昇するが、IMEP が高い方が後期燃料噴射量の増加により二度目の温度上昇の程度が大きくなっている。また、同一 IMEP では吸気温度が高いほど最高平均温度が高くなっている。燃焼騒音は、IMEP の上昇にともなって増加しているが、低吸気温度の方が前期燃焼が穏やかになるため低く保たれている。

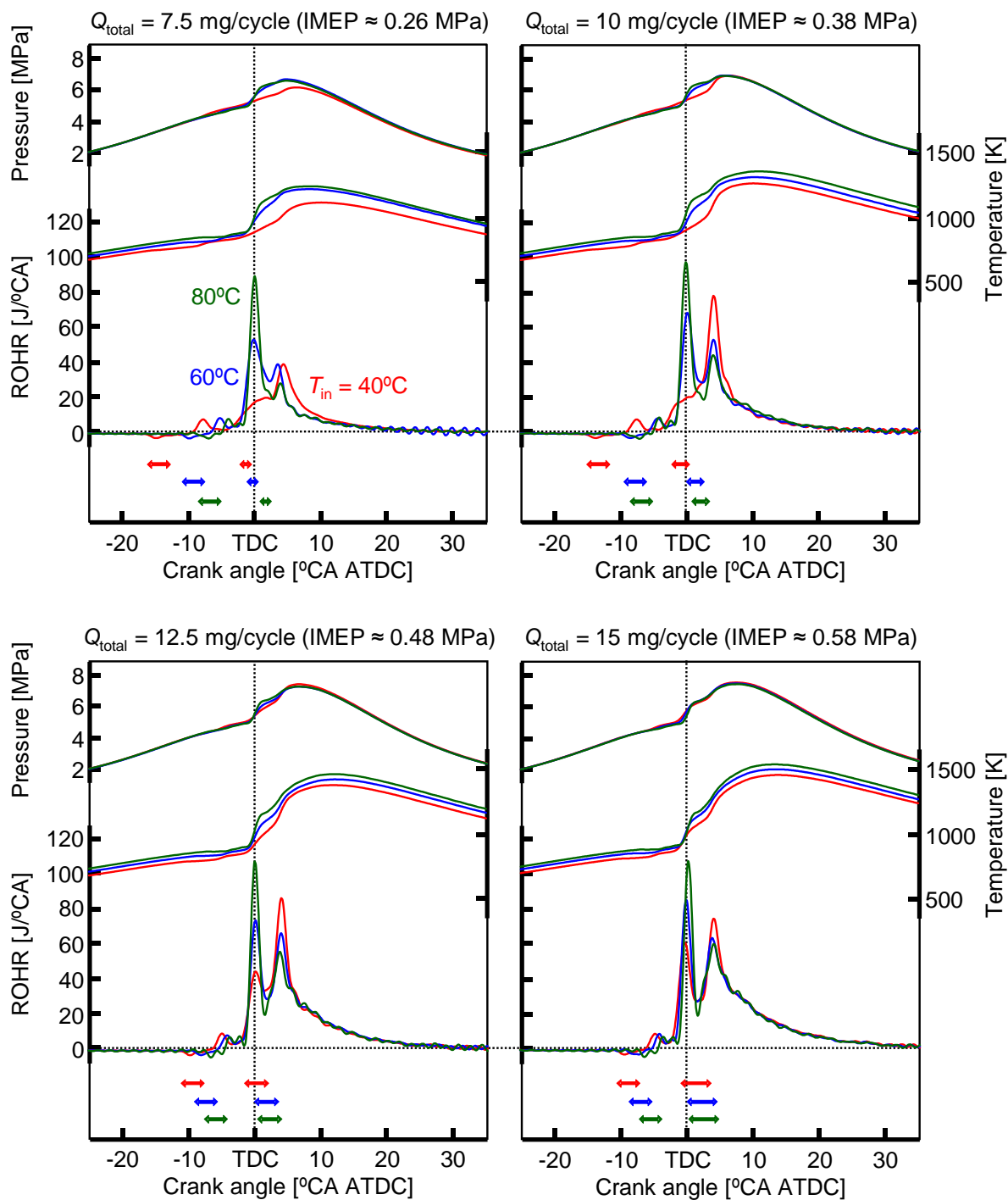


図 3-17 吸気温度 T_{in} が筒内圧力，筒内平均ガス温度，および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

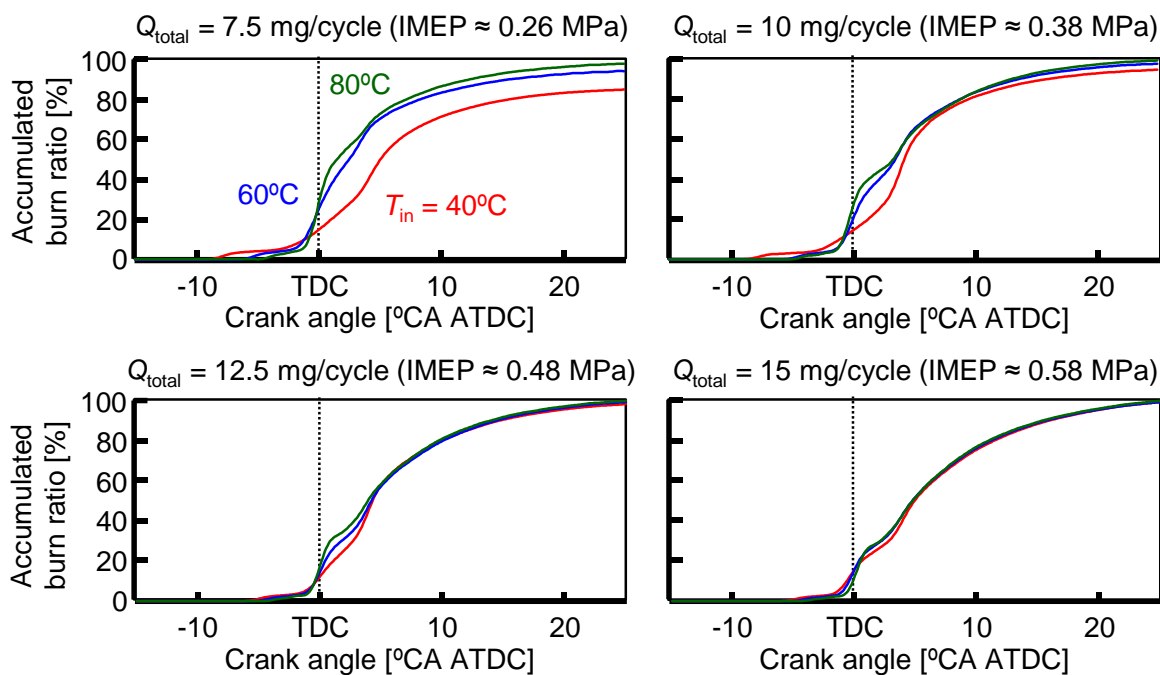


図 3-18 吸気温度 T_{in} が積算燃焼率に及ぼす影響

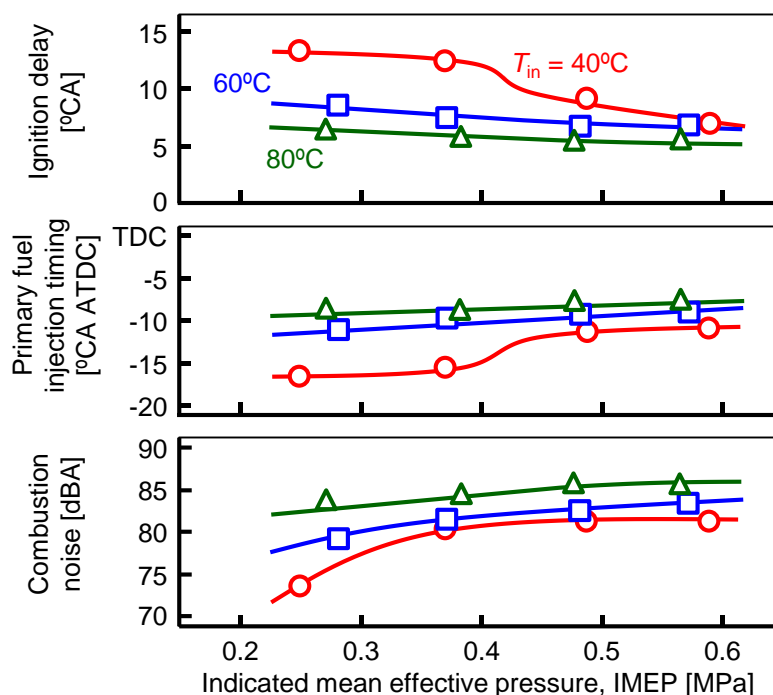


図 3-19 吸気温度 T_{in} が前期燃焼の着火遅れ、燃料噴射開始時期、および燃焼騒音に及ぼす影響

図 3-20 に、図 3-17 と同一条件における熱効率関連因子（ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$ 、燃焼効率 η_u 、排気損失 ϕ_{ex} 、および冷却損失 ϕ_w ）を図示平均有効圧力 IMEP に対して示す。IMEP が 0.4 MPa 以下の低負荷条件では、吸気温度の上昇とともに燃焼効率が改善し、図示熱効率が著しく向上している。なお、図には示していないが吸気温度が 40°C で IMEP が 0.25 MPa の際は燃焼効率が 84.2% と極度に悪化している。しかし、負荷の増加とともに吸気温度が 40°C でも燃焼効率が向上し、IMEP が 0.5 MPa 付近で図示熱効率は吸気温度によらず同等となる。さらに、IMEP が 0.6 MPa 付近の中負荷領域では吸気温度が 40°C でも燃焼効率が十分に高くなる一方で、排気損失がほぼ同一のまま冷却損失が高吸気温度の場合よりも低くなるため図示熱効率はむしろ高くなっている。したがって、低負荷条件では高い燃焼効率を維持できる高吸気温度が、中負荷条件以上では冷却損失の低減が可能な低吸気温度がそれぞれ適していると言える。

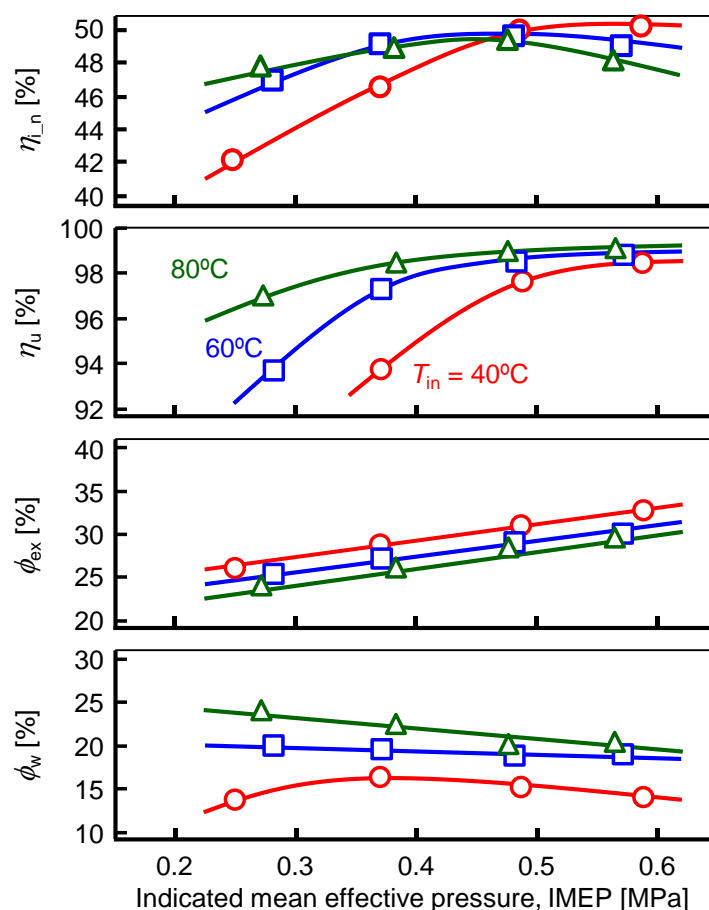


図 3-20 吸気温度 T_{in} が熱効率関連因子（ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$ 、燃焼効率 η_u 、排気損失 ϕ_{ex} 、および冷却損失 ϕ_w ）に及ぼす影響

図 3-21 に、図 3-17 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, 黒煙 Smoke) を図示平均有効圧力 IMEP に対して示す. CO および THC は、すべての IMEP において高吸気温度の方が少なく、いずれの吸気温度でも IMEP の増加にともなって減少している. これは、図 3-17 に示したように負荷の増加にともない後期燃焼量が増加し筒内温度が高くなるためである. なお、図には示していないが吸気温度が 40°C で IMEP が 0.25 MPa の際は CO が著しく増加し、38.4 g/kWh に達している. NO_x は、吸気温度および IMEP が高い方が多くなっているが、これは筒内温度の上昇により高温滞留期間が長くなることに起因していると考えられる. 黒煙は吸気温度の上昇にともない若干増加している. また、IMEP が 0.6 MPa 付近では黒煙がいずれの吸気温度でも顕著に増加しているが、燃料噴射圧力を上昇させることで改善が可能である.

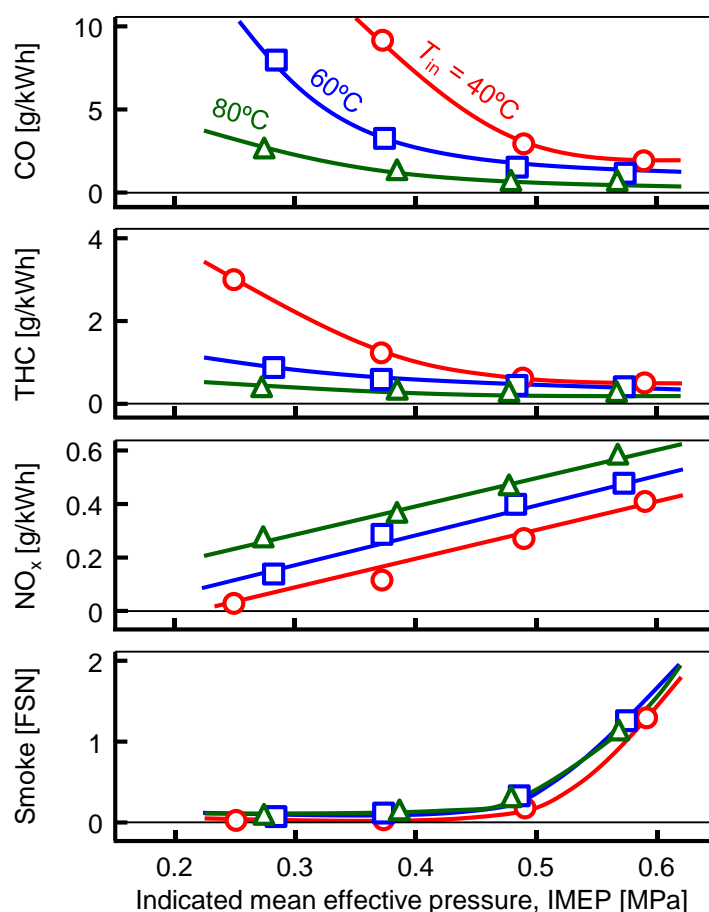


図 3-21 吸気温度 T_{in} が排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, および黒煙 Smoke) に及ぼす影響

3.3 第3章のまとめ

本章では、広範な運転負荷範囲において吸気ガス条件（吸気酸素濃度、吸気圧力、および吸気温度）および筒内ガス流動（燃焼室形状）が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に与える影響を実機エンジン試験により系統的に調査した。以下に本章で得られた結果を要約する。

3.3.1 吸気酸素濃度、吸気圧力、および筒内ガス流動（燃焼室形状）の影響

1. 低負荷（1500 rpm, 図示平均有効圧力 IMEP \approx 0.4 MPa）および中負荷条件（2000 rpm, IMEP \approx 0.8 MPa）では、予混合化ディーゼル燃焼が主体の前期燃焼の後に比較的后燃えの少ない従来拡散噴霧燃焼が生じる典型的な部分予混合化ディーゼル燃焼を実現できる。一方、高負荷条件（2000 rpm, IMEP \approx 1.3 MPa）では、負荷の増加にともなう燃料量の増加により後期燃焼の後燃えが増加し燃焼期間が顕著に増加する。
2. 低負荷および中負荷条件において同一吸気圧力条件下で吸気酸素濃度を低下させると、冷却損失が低減し図示熱効率が向上するが、過度に吸気酸素濃度を低下させると燃焼効率が低下し図示熱効率は低下する。とくに中負荷条件では、高い吸気圧力条件下で吸気酸素濃度を 13%まで低減させた際に 50%を超える非常に高い図示熱効率が得られた。一方、高負荷条件では、吸気酸素濃度の低減による図示熱効率の向上は得られない。
3. 同一吸気圧力・同一吸気温度条件において、図示熱効率は吸気酸素濃度によらず中負荷条件が最も高く、低負荷および高負荷条件では中負荷条件に比べて低下する。これは、中負荷条件と比べて低負荷条件では燃焼効率が低く、高負荷条件では排気損失が大きいことに起因する。
4. 低負荷条件では、吸気酸素濃度にかかわらず NO_x および黒煙は非常に低レベルに保たれるが、中負荷および高負荷条件では吸気酸素濃度の低下にともなって NO_x が低減し黒煙が増加する典型的なトレードオフの関係を示す。
5. いずれの負荷条件でも、吸気圧力の上昇にともなって筒内圧力が上昇し、着火後の筒内平均ガス温度は低下するが、熱発生率には大きな差異を生じることはなく、いずれも吸気圧力の上昇にともなって図示熱効率が直線的に向上する。これは、吸気圧力の上昇にともなう冷却損失の低減が排気損失の増加を上回るためである。
6. 中負荷および高負荷条件では、吸気圧力を上昇させることで NO_x を悪化させることなく黒煙の大幅な低減が可能であり、トレードオフの改善が可能である。

7. いずれの負荷条件でも、筒内ガス流動の弱い Toroidal 型燃焼室はガス流動の強い Re-entrant 型燃焼室と比較して、冷却損失が小さく排気損失が大きくなる。このため、図示熱効率は、低負荷条件では冷却損失の小さい Toroidal 型燃焼室の方が 1%ほど高く、中負荷条件では同等で、高負荷条件では排気損失を低減できる Re-entrant 型燃焼室の方が 1.2%ほど高くなる。
8. 低負荷および中負荷条件では、筒内ガス流動 (燃焼室形状) が NO_x および黒煙に与える影響は小さいが、高負荷条件では、Re-entrant 型燃焼室では高 NO_x ・低黒煙となり、Toroidal 型燃焼室では低 NO_x ・高黒煙となるトレードオフを示す。
9. 負荷条件、吸気条件、および筒内ガス流動 (燃焼室形状) によらず空気過剰率と黒煙の間には非常に強い相関があり、黒煙は空気過剰率が 1.5 を下回ると顕著に増加する。このことから EGR により吸気酸素濃度を低下させた場合でも、過給によって空気過剰率を 1.5 以上に保てば黒煙を抑制できることが示唆された。

3.3.2 吸気温度の影響

1. 予混合化ディーゼル燃焼が主体の前期燃焼は、吸気温度の上昇にともない着火遅れが短縮し活発な燃焼となる。同一負荷条件では、高い吸気温度を設定した際に着火後の筒内平均ガス温度の上昇が大きくなり、最高筒内平均ガス温度も高くなる。
2. 図示平均有効圧力 IMEP が 0.4 MPa 以下の低負荷運転時には、吸気温度を上昇させることで CO および THC の排出が抑制され、燃焼効率の向上により図示熱効率が上昇する。一方、IMEP が 0.5 MPa 以上では低吸気温度でも後期燃焼量の増加により筒内ガス温度が上昇し、CO の酸化が促進されて燃焼効率が十分高くなるため、冷却損失が少ない低吸気温度の方が図示熱効率が高くなる。
3. いずれの負荷条件でも、吸気温度の上昇にともない高温滞留時間が長くなるため NO_x が増加し、黒煙も若干増加する。

第4章 燃料噴射条件が燃焼特性に与える影響

部分予混合化ディーゼル燃焼において熱効率の改善を図るには、コモンレール噴射システムが有する高い燃料噴射の自由度を活用した熱発生制御が有効であると考えられる。熱効率改善にはサイクル論的な観点から発熱の等容度の向上が有効であり、燃料噴射条件の最適化により上死点近傍での前期予混合化燃焼への投入熱量を増加させることで実現が可能であるものと考えられる。本章では、部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率改善を可能とする燃料噴射条件を明らかとするため、実機エンジン試験および三次元 CFD 解析を実施した。

4.1 二段燃料噴射における前期燃料噴射量が燃焼特性に与える影響

図 4-1 に、総投入燃料量 Q_{total} を 10 mg/cycle に保ちつつ前期燃焼の投入燃料量 Q_{1st} を 4 mg/cycle (A4) および 6 mg/cycle (A6) に設定した際の熱発生率 (ROHR) を示す。図中下段の矢印は各燃料噴射の時期および期間を示しており、図 4-2 はその際のヒートバランスおよび発熱の等容度を示している。この際、機関回転速度を 1500 rpm、吸気圧力を絶対圧力で 120 kPa、吸気酸素濃度を吸気ガス中の体積割合で 15%、吸気温度を 60°C、燃料噴射圧力を 100 MPa 一定とし、機関負荷は図示平均有効圧力で約 0.38 MPa の低負荷条件となっている。燃焼室は図 3-16 に示す圧縮比が 16.3 の低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip) を、燃料噴射ノズルは十噴孔、噴孔径 0.104 mm、噴孔角度 156°のピエゾインジェクタ (デンソー製 G3P) を、燃料は表 4-1 に示す JIS2 号軽油を供試した。両者を比較すると、前期投入燃料量が多い (A6) の方が上死点近傍の前期燃焼量が増加するとともに、後期燃焼の後燃えが減少して等容度が向上し、排気損失が減少している。しかし、(A6) は前期投入燃料量が少ない (A4) に比べて冷却損失が多いことからむしろ図示熱効率は悪化しており、等容度と冷却損失がトレードオフとなっていることがうかがえ、図示熱効率の向上には等容度の低下を抑制しつつ冷却損失を低減することが必要であると言える。

表 4-1 供試燃料の性状

Property	JIS #2 Diesel
Density	0.82 g/cm ³
90% Distillation temperature	—
Lower heating value	43.1 MJ/kg
Cetane number	—

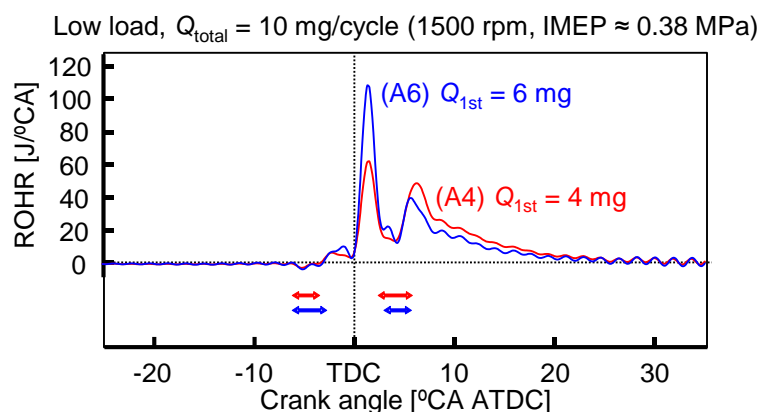


図 4-1 前期投入燃料量 Q_{1st} が熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

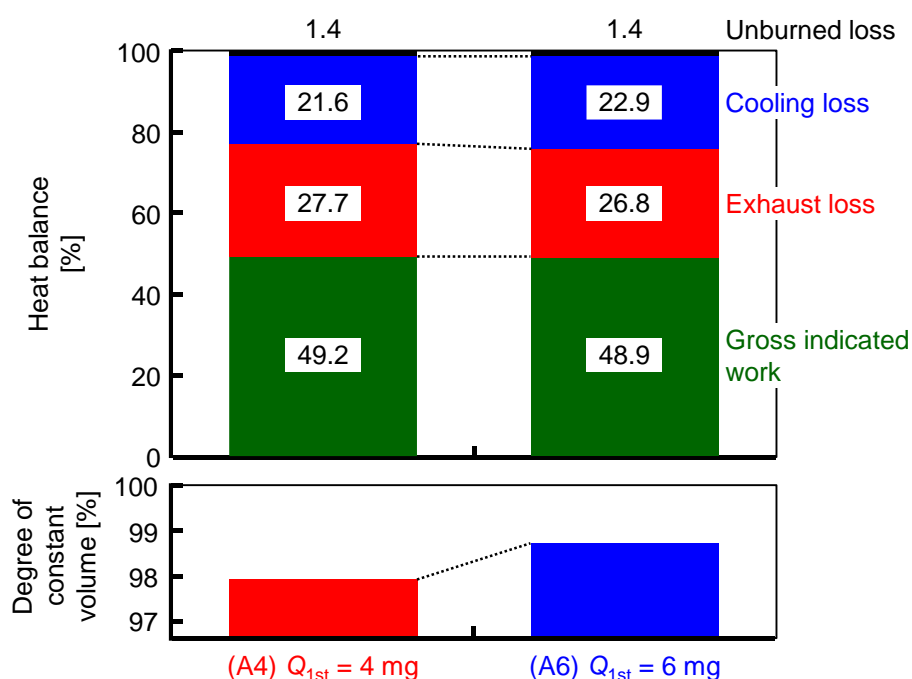


図 4-2 前期投入燃料量 Q_{1st} がヒートバランスおよび発熱の等容度に及ぼす影響

4.2 前期燃料噴射の分割が燃烧特性に与える影響

本節では、前期投入燃料量を増加させつつ冷却損失を低減するため、前期燃料噴射を前期プレ噴射と前期メイン噴射の二段に分割することを試みた。実験では、前期プレ噴射ありの三段噴射による部分予混合化ディーゼル燃焼において、プレ噴射量およびプレ噴射と前期メイン噴射の噴射間隔が燃焼特性に与える影響を調査するとともに、プレ噴射なしの二段噴射による部分予混合化ディーゼル燃焼との比較を行うことでプレ噴射が熱効率に与える影響を実機試験および三次元 CFD により検討した。

4.2.1 実験条件

表 4-2 に実験条件を、図 4-3 に燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義を示す。燃焼室は図 3-16 に示す圧縮比が 16.3 の低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip) を、燃料噴射ノズルは十噴孔、噴孔径 0.104 mm、噴孔角度 156°のピエゾインジェクタ (デンソー製 G3P) を、燃料は表 4-1 に示す JIS2 号軽油を供試した。噴射段数によらず一サイクル当たりの総投入燃料量 Q_{total} は 10 mg (1500 rpm, 図示平均有効圧力 IMEP \approx 0.38 kPa) とし、三段噴射の場合は前期プレ噴射 (Pre-injection) と前期メイン噴射 (Primary injection) を合わせた前期燃焼の投入燃料量 Q_{1st} を 6 mg/cycle とした。なお、吸気ガス条件および燃料噴射圧力は表 4-2 に示す通りである。

三段噴射の部分予混合化ディーゼル燃焼 (B) では、燃焼フェーズは前期プレ噴射と前期メイン噴射による前期予混合化燃焼 (図中赤色) と大部分が後期燃料噴射 (Secondary injection) によって生じる後期燃焼 (図中青色) とした。前期燃焼は、二段噴射 (A) の場合は前期噴射 (Primary injection) のみによって生じるが、三段噴射では前期プレ噴射 (Pre-injection) と前期メイン噴射 (Primary injection) によって生じる。なお、三段噴射では噴射時期の間隔によっては前期燃焼内で熱発生ピークが分離し、三つの熱発生ピークを呈するようになるが、その場合にも燃焼フェーズは前期燃焼および後期燃焼の二段階として取り扱った。

ここで、前期プレ噴射の影響を定量的に評価するため、以下に示す二つのパラメータを定義した。

- ・ プレ噴射量割合 R_{Pre} [%]: 前期燃焼の投入燃料量 Q_{1st} 中で前期プレ噴射が占める質量割合 (二段噴射の場合はプレ噴射なしのため 0%)
- ・ プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ [°CA]: 前期プレ噴射と前期メイン噴射の噴射開始時期の間隔

各燃料噴射時期は、予備実験において燃焼位相を変化させて最も高い熱効率が得られた前期燃焼の燃焼重心 $CA_{50_{1st}}$ が上死点後 2°CA 付近に位置するように設定した。

まず、プレ噴射量割合 R_{Pre} が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に与える影響を検討するため、プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ を 6°CA で一定としてプレ噴射量割合を 30% から 70% の間で変化させた。

次に、プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ が燃焼特性に与える影響を検討するため、プレ噴射量割合 R_{Pre} を 50% で一定としてプレ噴射間隔を 4°CA, 6°CA, および 8°CA の三通りに設定した。

最後に、前期プレ噴射の有無が燃焼特性に及ぼす影響を検討するため、前期投入燃料量を 6 mg/cycle としプレ噴射量割合 R_{Pre} を 50%、プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ を 6°CA に設定した三段噴射

による燃焼と、プレ噴射を行わず ($R_{Pre} = 0\%$) 前期投入燃料量を 4 mg/cycle および 6 mg/cycle に設定した二段噴射による燃焼を実施した。

表 4-2 実験条件

Engine speed	1500 rpm		
Total fuel injection quantity, Q_{total}	10 mg/cycle		
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.39 MPa		
Fuel injection pressure	100 MPa		
Nozzle specification	φ 0.104 mm × 10 holes (156° included angle)		
Intake gas pressure, P_{in}	120 kPa abs.		
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %		
Intake gas temperature, T_{in}	60°C		
Swirl ratio	1.6		
Coolant and lubricant temperature	80°C		
Combustion chamber	Re-entrant (Stepped-lip)		
Compression ratio (Geometrical)	16.3		
Influence of rate of pre-injection quantity			
Fuel injection quantity for the first stage combustion, Q_{1st}	6 mg/cycle		
Rate of pre-injection quantity, R_{Pre}	30, 40, 50, 60, 70%		
Interval between pre- and primary injection, $\Delta\theta_{Pre}$	6°CA		
Fuel injection timing	Pre-	-8°CA ATDC	
	Primary	-2°CA ATDC	
	Secondary	3°CA ATDC	
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	4 mg/cycle		
Influence of injection interval between pre- and primary injection			
Fuel injection quantity for the first stage combustion, Q_{1st}	6 mg/cycle		
Rate of pre-injection quantity, R_{Pre}	50%		
Interval between pre- and primary injection, $\Delta\theta_{Pre}$	4°CA	6°CA	8°CA
Fuel injection timing	Pre-	-8°CA ATDC	-9°CA ATDC
	Primary	-4°CA ATDC	-2°CA ATDC
	Secondary	3°CA ATDC	
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	4 mg/cycle		
Comparison of double injection and triple injection			
Number of fuel injections	Double		Triple
Fuel injection quantity for the first stage combustion, Q_{1st}	4 mg/cycle	6 mg/cycle	6 mg/cycle
Rate of pre-injection quantity, R_{Pre}	w/o Pre-injection ($R_{pre} = 0\%$)		50%
Interval between pre- and primary injection, $\Delta\theta_{Pre}$			6°CA
Fuel injection timing	Pre-	-8°CA ATDC	
	Primary	-6°CA ATDC	
	Secondary	2.5°CA ATDC	3°CA ATDC
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	6 mg/cycle	4 mg/cycle	

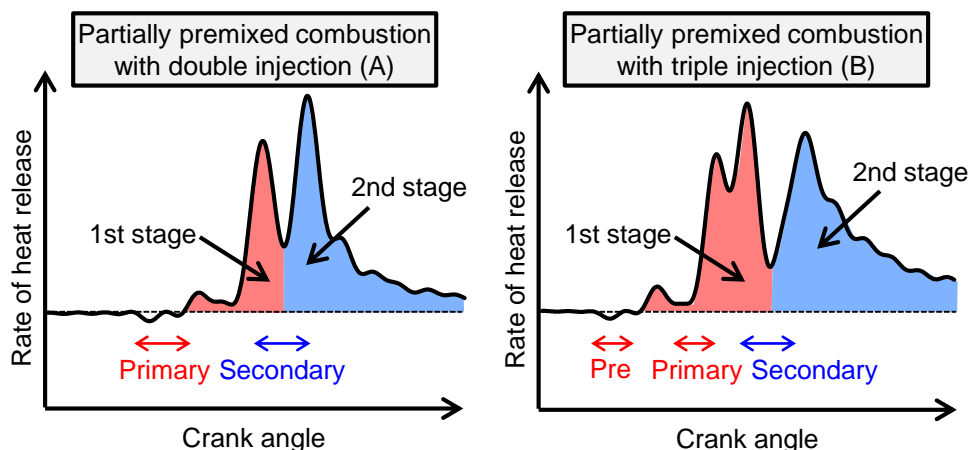


図 4-3 燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義

4.2.2 前期プレ噴射量割合の影響

前期燃焼の投入燃料量に占める前期プレ噴射燃料の質量割合 (プレ噴射量割合) R_{Pre} が燃焼特性に与える影響を検討するため、実機エンジンにおいて前期投入燃料量を 6 mg/cycle に保ちつつプレ噴射量割合を 30% から 70% の間で変化させた。この際、プレ噴射と前期メイン噴射の噴射間隔 (プレ噴射間隔) $\Delta\theta_{Pre}$ は $6^\circ CA$ で一定とした。

図 4-4 に、プレ噴射量割合 R_{Pre} が筒内圧力、筒内平均ガス温度、熱発生率 (ROHR) 線図、および燃焼率の積算値に及ぼす影響を示す。なお、ROHR 線図下の矢印は各段の噴射時期を示しており、図の下側には前期燃焼期間付近 (上死点前 $10^\circ CA$ から上死点后 $15^\circ CA$) を拡大して示している。いずれのプレ噴射量割合においても、前期プレ噴射および前期メイン噴射による前期燃焼の直後に緩やかな後期燃焼を生じているが、前期燃焼の様態はプレ噴射量割合によって大きく異なっており、プレ噴射量割合が 30% および 40% の場合の前期燃焼はほぼ単段の燃焼になっているのに対し、プレ噴射量割合の増加にともなってプレ噴射に起因する熱発生が顕在化することにより前期燃焼中に二つのピークを呈するようになる。そして、プレ噴射量割合が 60% ではプレ噴射と前期メイン噴射の熱発生のピークがほぼ同等となり、70% ではプレ噴射に起因する熱発生のピークの方が高くなっている。筒内圧力および筒内平均ガス温度が明確に上昇する時期は、プレ噴射量割合の増加にともないプレ噴射に起因する上死点以前の熱発生が大きくなるため進角している。後期燃焼の熱発生率のピーク値はプレ噴射量割合の減少にともない増大しているが、燃焼率の積算値は後期燃焼の後半でプレ噴射量割合によらず同等となっている。これは、プレ噴射割合が少ない場合には、前期燃焼に投入された燃料の一部が後期燃焼とともに燃焼しているためであると考えられる。

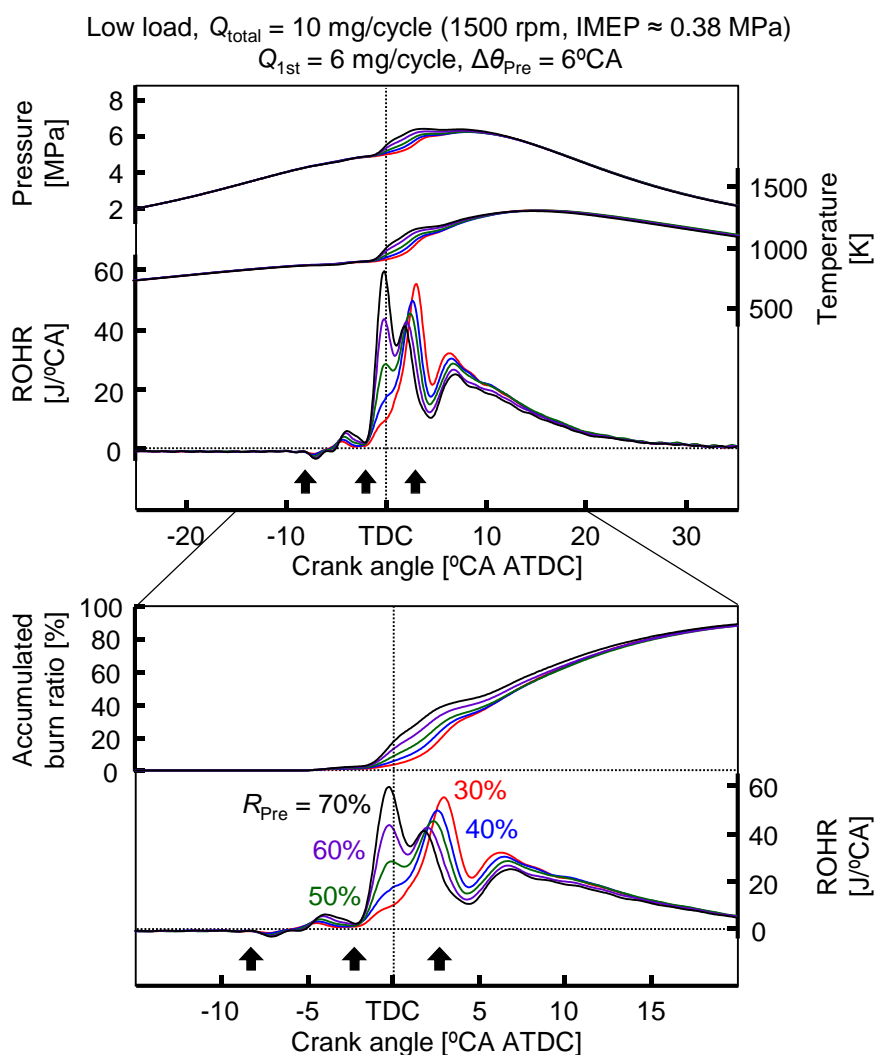


図 4-4 プレ噴射量割合 R_{Pre} が筒内圧力, 筒内平均ガス温度, 熱発生率 (ROHR) 線図, および燃焼率の積算値に及ぼす影響

図 4-5 に, 図 4-4 と同一条件における熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w), 最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{\text{max}}$, および燃焼騒音をプレ噴射量割合 R_{Pre} に対して示す. いずれのプレ噴射量割合においても, ネット図示熱効率は 48%以上の高い値を示しており, プレ噴射量割合が熱効率に与える影響は小さい. 燃焼騒音はプレ噴射量割合の増加にともない減少して 50%で最小となり, プレ噴射量割合がさらに増加すると増大する. これは, プレ噴射量割合が 50%以下では前期メイン噴射に起因する熱発生によって最大圧力上昇率が增大するのに対し, 50%以上では前期プレ噴射に起因する熱発生によって最大圧力上昇率が增大するためである.

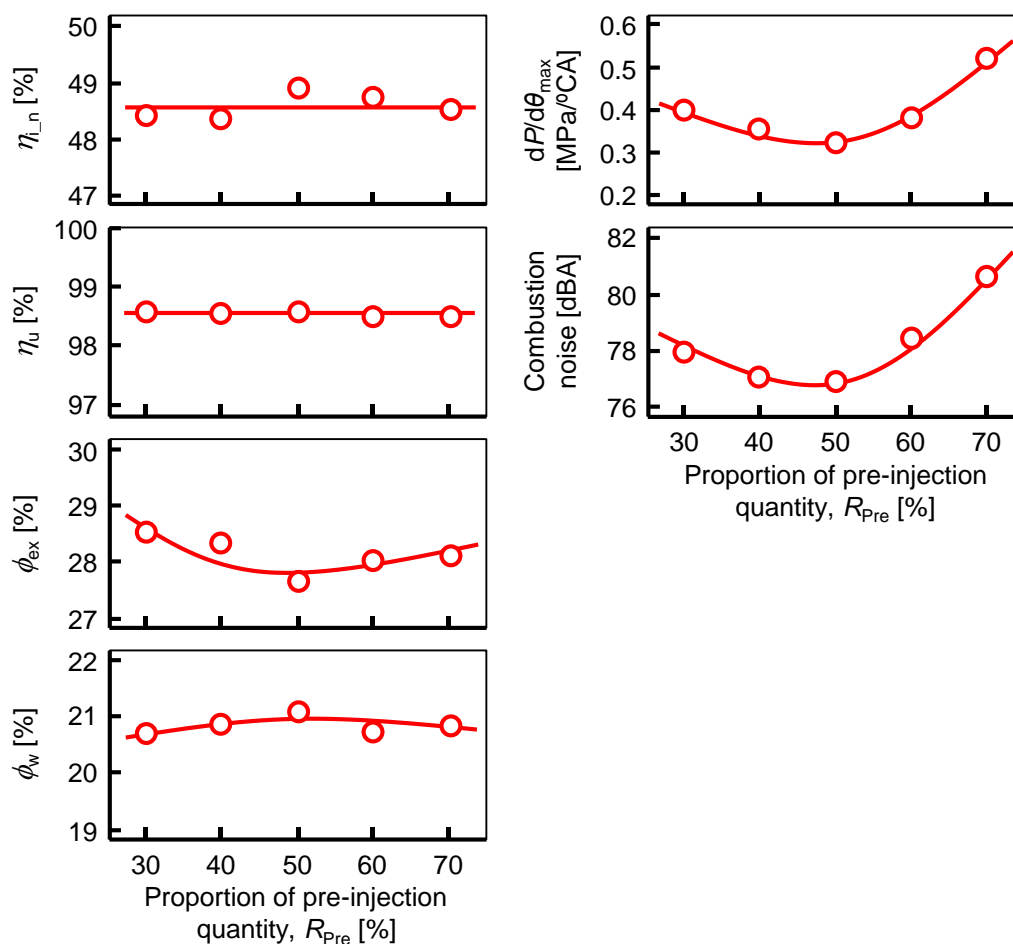


図 4-5 プレ噴射量割合 R_{pre} が熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 η_n , 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w), 最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$, および燃焼騒音に及ぼす影響

図 4-6 に, 図 4-4 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , 黒煙 Smoke) をプレ噴射量割合 R_{pre} に対して示す. プレ噴射量割合が排気エミッションに及ぼす影響は小さく, いずれの排気エミッションも低レベルに抑えられている.

以上より, プレ噴射量割合が熱効率関連因子および排気エミッションに与える影響は小さいが, 燃焼騒音を最も低減できるプレ噴射量割合 50%前後が最良であると言える.

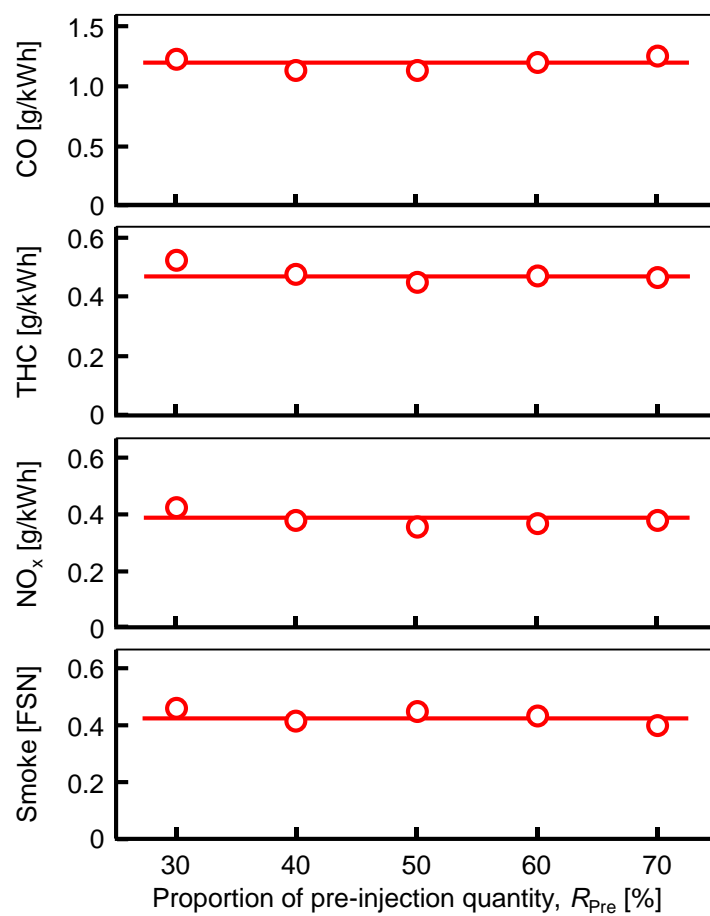


図 4-6 プレ噴射量割合 R_{Pre} が排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, 黒煙 Smoke) に及ぼす影響

4.2.3 前期プレ噴射間隔の影響

前期プレ噴射と前期メイン噴射の噴射間隔 (プレ噴射間隔) $\Delta\theta_{Pre}$ が燃烧特性に与える影響を検討するため、実機エンジンにおいてプレ噴射間隔を $4^{\circ}CA$ から $8^{\circ}CA$ まで変化させた。その際、前期投入燃料量を 6 mg/cycle としてプレ噴射量割合 R_{Pre} は 50% で一定とした。

図4-7に、プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ が筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響を示す。なお、図中下段の矢印は各段の噴射時期および期間を示している。いずれのプレ噴射間隔でも、後期噴射は時期および量が同一であるため、後期燃焼に顕著な差異は見られないのに対し、前期燃焼には大きな差異が認められ、とくにプレ噴射間隔が $4^{\circ}CA$ の場合に急峻な燃焼となっている。これは、前期メイン噴射終了直後に前期燃焼の着火が生じていることから、前期メイン噴射燃料の多くが前期プレ噴射燃料とともに予混合化燃焼に寄与するためであると考えられる。一方、プレ噴射間隔が $6^{\circ}CA$ および $8^{\circ}CA$ の場合には前期燃焼が抑制されているが、これは、プレ噴射に起因する予混合化燃焼がある程度進行してから前期メイン噴射燃料が着火することで、前期燃焼が二段階に分割されるためであると考えられる。とくにプレ噴射間隔が $8^{\circ}CA$ の場合は、プレ噴射に起因する熱発生と前期メイン噴射に起因する熱発生が明確に分かれており、後期燃焼とあわせて三段燃焼の様態を呈している。

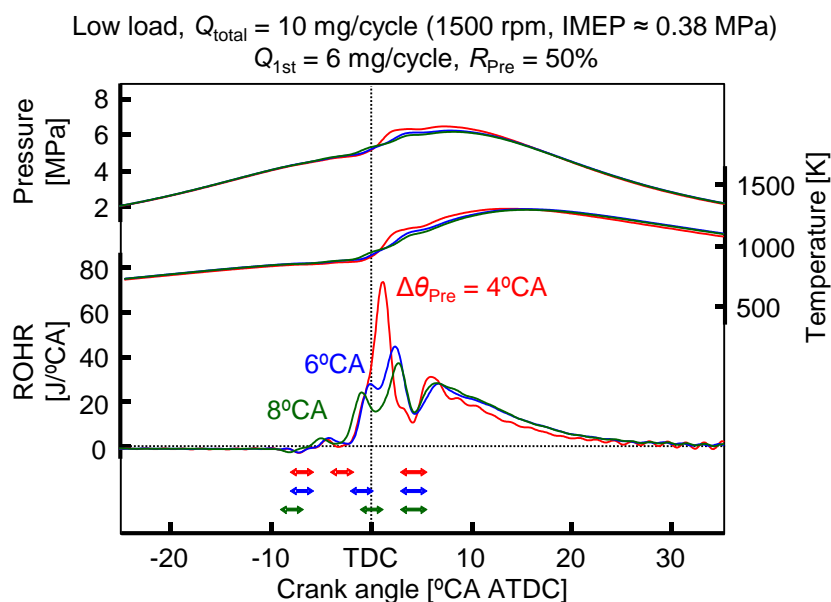


図4-7 プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ が筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

図4-8に、図4-7と同一条件における熱効率関連因子（ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$ 、燃烧効率 η_u 、排気損失 ϕ_{ex} 、および冷却損失 ϕ_w ）、最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ 、および燃烧騒音をプレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ に対して示す。いずれのプレ噴射間隔においてもネット図示熱効率は49%以上の高い値を示しており、最大圧力上昇率および燃烧騒音はプレ噴射間隔の増加にともなって前期燃烧が抑制されるため著しく低減している。

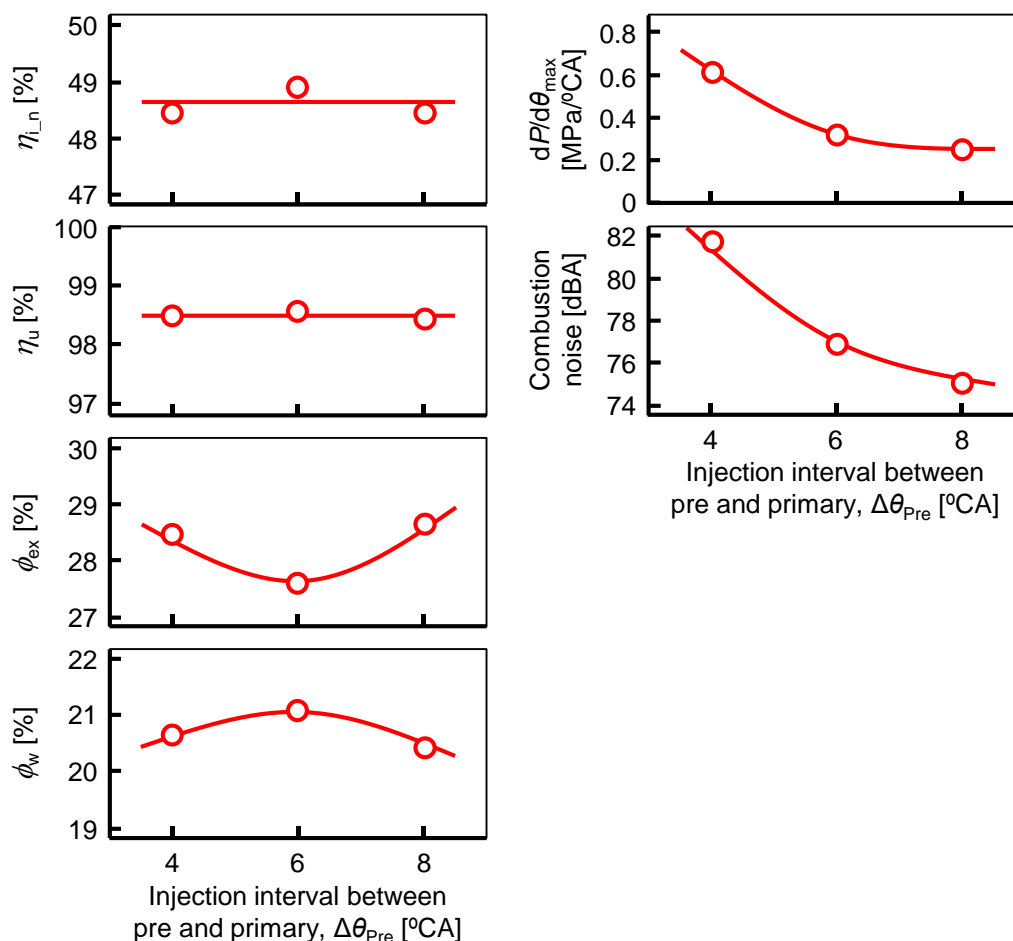


図4-8 プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ が熱効率関連因子（ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$ 、燃烧効率 η_u 、排気損失 ϕ_{ex} 、および冷却損失 ϕ_w ）、最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ 、および燃烧騒音に及ぼす影響

図4-9に、図4-7と同一条件における排気エミッション（一酸化炭素 CO、未燃炭化水素 THC、窒素酸化物 NO_x 、黒煙 Smoke）をプレ噴射間隔 $\Delta\theta_{Pre}$ に対して示す。プレ噴射間隔が CO、THC、および NO_x に及ぼす影響は小さいが、プレ噴射間隔の増加にともない黒煙は増加している。これは、図4-7に示したようにプレ噴射間隔が4°CAでは前期燃烧が予混合化燃烧主体となる一方で、6°CAおよび8°CAでは前期燃烧中に示した前期プレ噴射による既燃烧領域と前期メイン噴射による燃料噴霧の干渉が生じるためであると考えられる。

以上より、熱効率、燃烧騒音および排気エミッションを総合的に考慮するとプレ噴射間隔 6°CA が最良であると言える。

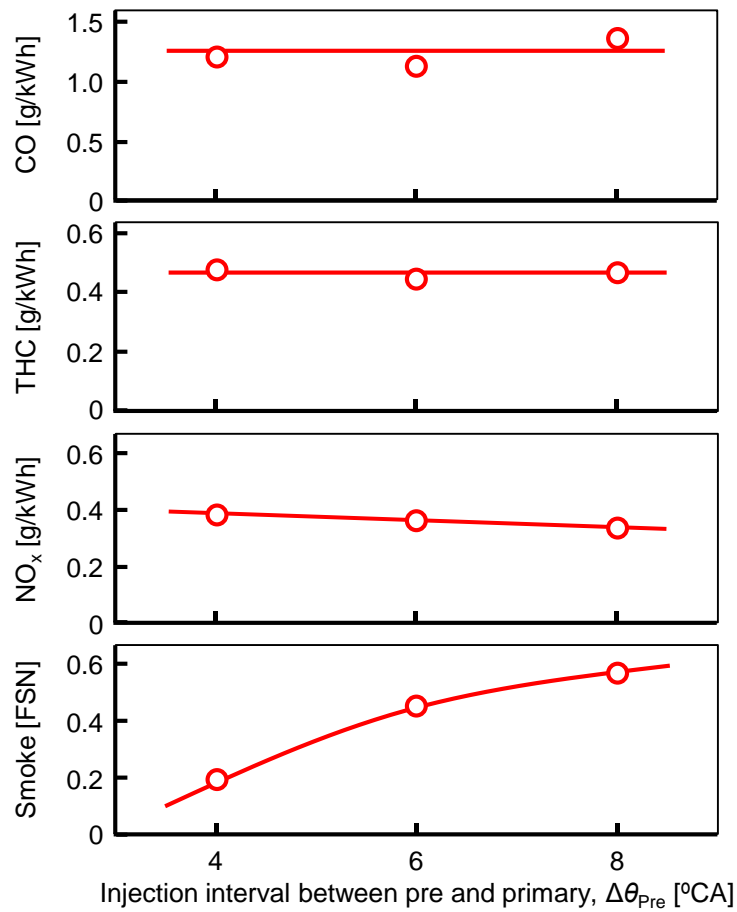


図 4-9 プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{\text{pre}}$ が排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, 黒煙 Smoke) に及ぼす影響

4.2.4 前期プレ噴射の有無が燃烧特性に及ぼす影響

前項までの検討結果から、本実験の条件の範囲において前期プレ噴射を行う場合の最適なプレ噴射割合およびプレ噴射間隔が明らかとなった。本項では、前期プレ噴射による燃烧特性の改善効果を検討するため、前期燃烧の投入燃料量を 6 mg/cycle としプレ噴射量割合 R_{Pre} を 50% 、プレ噴射間隔 $\Delta\theta_{\text{Pre}}$ を 6°CA に設定した三段噴射 (B6) と、プレ噴射を行わず ($R_{\text{Pre}} = 0\%$) 前期投入燃料量を 4 mg/cycle および 6 mg/cycle に設定した二段噴射 (A4)・(A6) による部分予混合化ディーゼル燃烧の比較を実施した。

図 4-10 に、前期燃烧の投入燃料量 $Q_{1\text{st}}$ を 4 mg/cycle に設定した二段噴射 (A4) および 6 mg/cycle に設定した二段噴射 (A6) と三段噴射 (B6) の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各段の噴射時期および期間を示している。前期投入燃料量が同一の二段噴射 (A6) と三段噴射 (B6) を比較すると、三段噴射 (B6) では前期燃烧が二段の穏やかな熱発生となり、急激燃烧が顕著に抑制されている。一方で、後期燃烧は投入燃料量が同一にもかかわらず三段噴射 (B6) の方が熱発生のピークが低く、後燃えが若干増大しているが、燃烧期間に大きな差異はない。また、前期投入燃料量が少ない二段噴射 (A4) では同じく二段噴射の (A6) と比較して前期燃烧の急峻化は抑制されるものの、依然として三段噴射 (B6) よりも急峻な燃烧となっている。

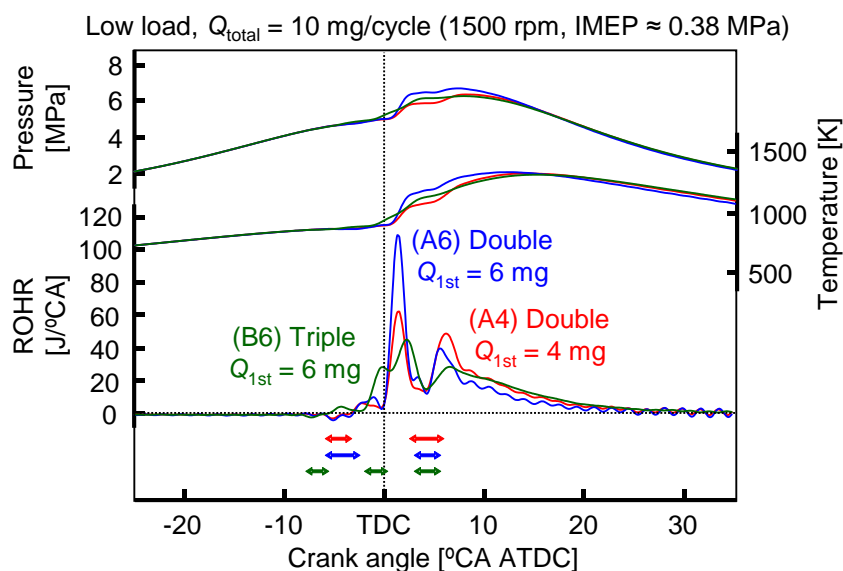


図 4-10 前期燃料噴射の分割が筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

図 4-11 に、図 4-10 と同一条件におけるヒートバランス、発熱の等容度、および燃烧騒音を示す。図示熱効率は三段噴射 (B6) が最も高くなっているが、これは二段噴射 (A4)・(A6)と比較して、冷却損失が低減しているためである。一方、発熱の等容度は三段噴射 (B6) の方が後期燃烧の後燃えが多いため二段噴射 (A6) よりも若干低下しているが、二段噴射 (A4) と同等であり、大きな悪化には至っていない。よって、部分予混合化ディーゼル燃烧では、前期燃料噴射を分割することで発熱の等容度の低下を最小限に抑えつつ冷却損失が低減して図示熱効率が向上することが明らかとなった。さらに、三段噴射 (B6) では前期燃烧の急峻化が抑制されるため、燃烧騒音は二段噴射 (A4) および (A6) と比較して大幅に低減している。

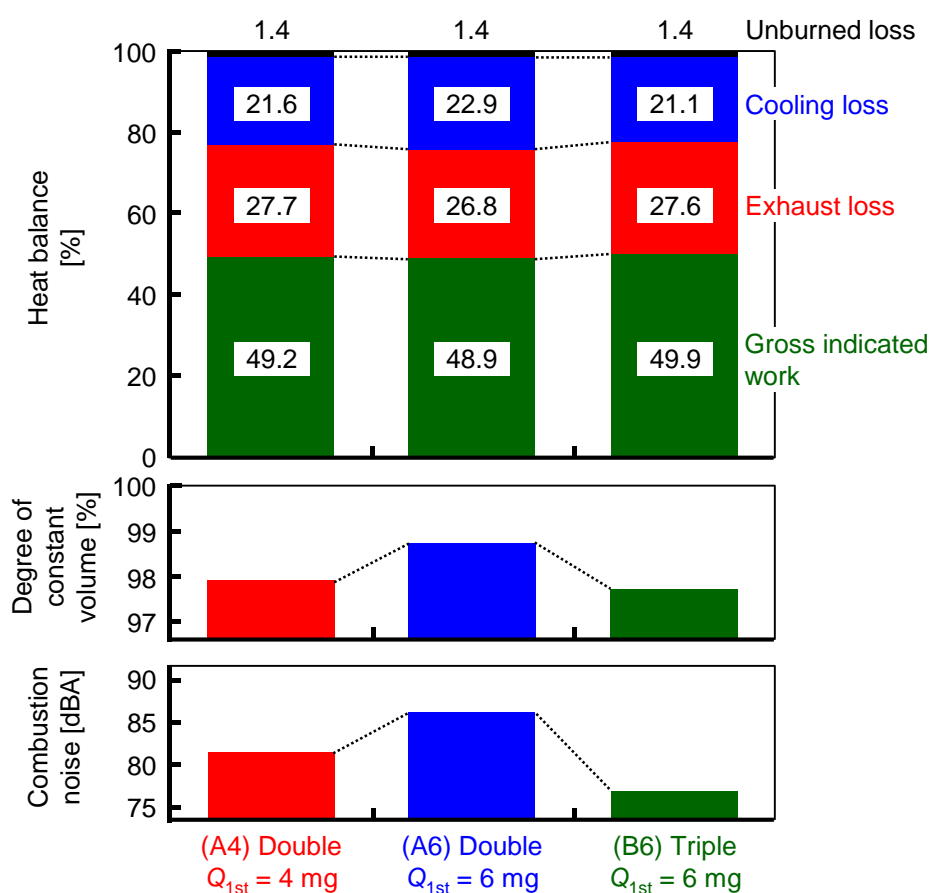


図 4-11 前期燃料噴射の分割がヒートバランス、発熱の等容度、および燃烧騒音に及ぼす影響

図 4-12 に、図 4-10 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, 黒煙 Smoke) を示す。CO, THC, および NO_x はすべての条件でほぼ同等となっているが、黒煙はいずれも低レベルではあるが、三段噴射 (B6) が最も多くなっている。これは、噴射分割によって先に噴射された燃料噴霧による既燃焼領域に進入する後続の燃料噴霧量が増加したことによると考えられる。

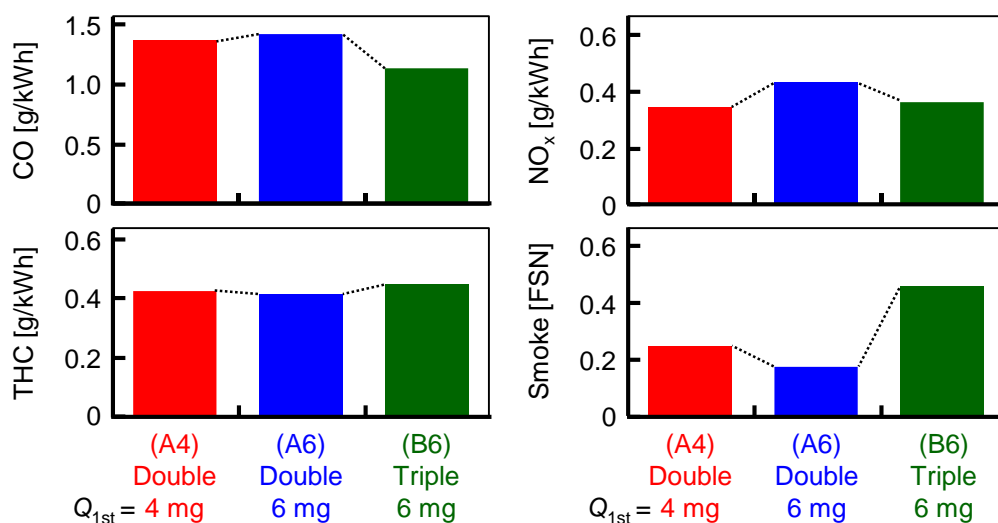


図 4-12 排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, 黒煙 Smoke) に及ぼす影響

4.2.5 前期燃料噴射の分割による熱効率向上機構

前項における実機試験結果から、部分予混合化ディーゼル燃焼において前期燃料噴射の分割により冷却損失が低減して図示熱効率が向上することが明らかとなった。この冷却損失低減のメカニズムを解明するため、三次元 CFD コード AVL FIRE を用いて数値解析を行った。計算対象は、図 4-10 中の二段噴射 (A4) および (A6) と三段噴射 (B6) である。図 4-13 に、計算メッシュを示す。噴射ノズルは十噴孔であり、燃焼室を周方向に 1/10 に分割したセクターモデルを用いた。平均セルサイズを 0.5 mm、燃焼室壁面近傍の境界セルを厚さ 0.1 mm の四層構造とし、総セル数は約 171,900 セルとなっている。

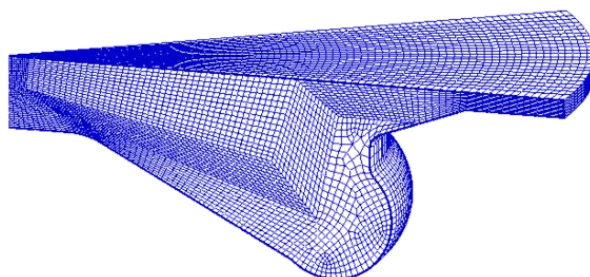


図 4-13 計算メッシュ

図 4-14 に、実験および CFD 解析により得られた筒内圧力および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の波形は燃料噴射率を示している。いずれの条件とも解析結果は実機の着火遅れ、燃焼期間、および熱発生率を比較的良好に再現しており、噴射条件に対するヒートバランスも実験結果と定性的に一致することを確認している。

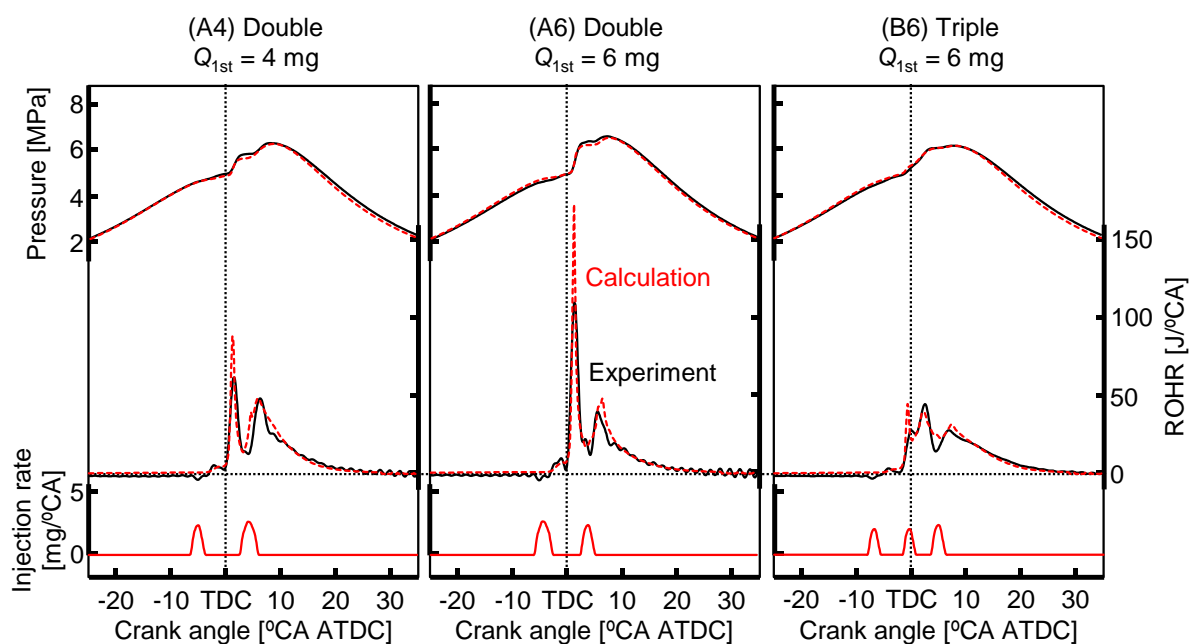


図 4-14 実験 (実線) と CFD 解析 (破線) により得られた二段噴射および三段噴射による筒内圧力と熱発生率 (ROHR) 線図

図 4-15 に、図 4-14 と同一条件において CFD 解析により得られた冷却損失割合 $dQ_w/d\theta$ とその積算値を総投入燃料量で除した冷却損失 Q_w を示す。三段噴射 (B6) は、二段噴射 (A4) および (A6) と比較して燃焼期間中の冷却損失割合が全体として小さくなっており、とくに前期投入燃料量 Q_{1st} が 6 mg/cycle で同一の二段噴射 (A6) に対して前期燃焼の冷却損失割合が顕著に低減している。

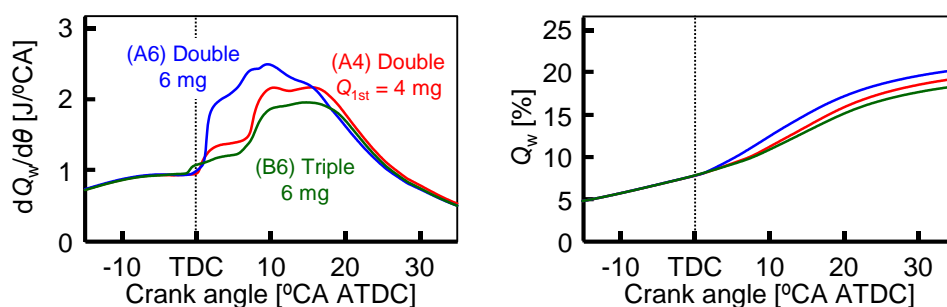


図 4-15 二段噴射および三段噴射による冷却損失割合 $dQ_w/d\theta$ および冷却損失 Q_w (CFD 解析)

前期燃料噴射の分割による熱効率改善効果に関し、とくに前期燃焼の冷却損失が低減する要因を解明するため、前期投入燃料量 Q_{1st} が 6 mg/cycle で同一の二段噴射 (A6) と三段噴射 (B6) について、CFD 解析により上死点から上死点后 6°CA の期間におけるピストン燃焼室壁面近傍のガス温度、ガス速度、および熱流束の分布の推移を求めた。その結果を図 4-16 に示

す。三段噴射では上死点后 6°CA においてピストンリップ部の狭い範囲に低熱流束の分布がわずかに見られるが、二段噴射では上死点后 1.5°CA においてピストンリップ部に高熱流束の分布が生じ、上死点后 3°CA から 6°CA にかけて燃焼室ボウル部の広い範囲に高熱流束の分布が広がっている。ガス温度分布に注目すると、二段噴射では上死点后 1.5°CA においてすでに前期燃焼による高温ガスがリップ付近に発生して、その後は広範囲に拡大しているが、三段噴射では上死点后 1.5°CA において高温ガスは壁面付近に存在しておらず、その後も上死点后 6°CA まで壁面付近に高温ガスはほとんど見られない。同様にガス速度分布に注目すると、二段噴射の熱発生がピークとなる上死点后 1.5°CA でリップ部からボウル部側面にガス速度の大きい領域が急激に広がり、その後もボウル部側面にガス速度の大きい範囲が存在するが、三段噴射ではいずれのクランクアングルにおいてもガス速度の大きい範囲は狭い。三段噴射におけるこれら燃焼壁面近傍の低いガス温度およびガス流速の抑制は、噴射分割により噴霧のペネトレーションが抑制されたことによって壁面近傍の燃焼ガス量が減少したためだと考えられる。

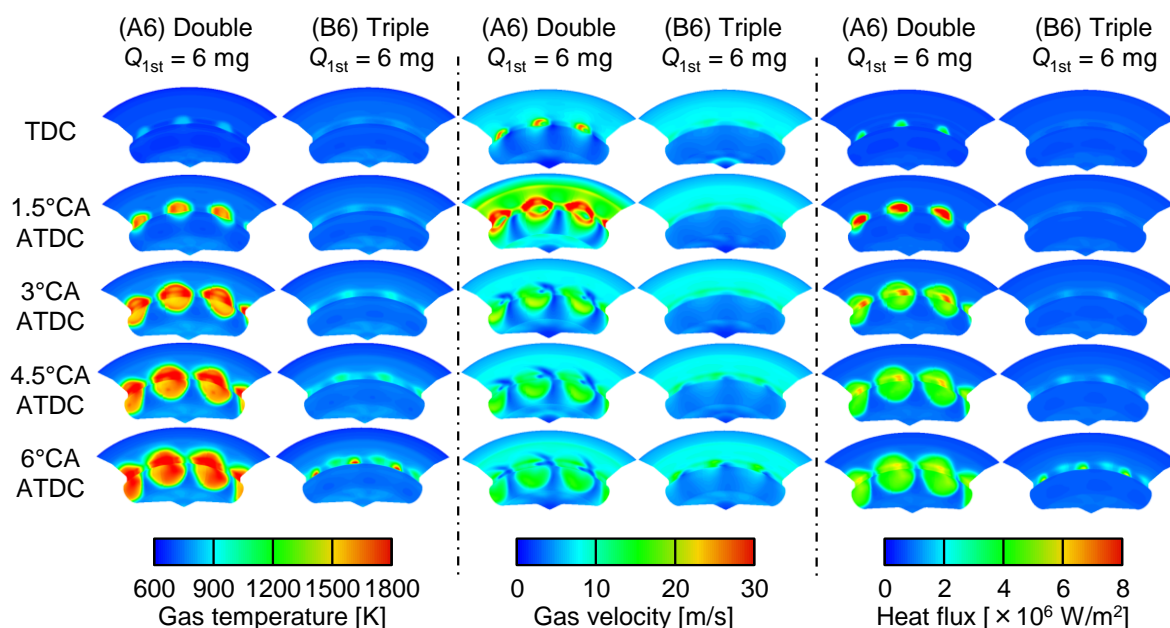


図 4-16 二段噴射および三段噴射による燃焼室壁面近傍のガス温度，ガス流速，および熱流束分布の推移 (CFD 解析)

以上の結果から、三段噴射では前期燃料噴射の分割により噴霧のペネトレーションが抑制された結果、壁面近傍での燃焼ガス量が減少し、壁面近傍の熱流束の分布とその値が大幅に抑制されるため冷却損失が低減していると言える。

図4-10において、前期・後期燃料噴射量がともに同一にもかかわらず、三段噴射による分子混合化ディーゼル燃焼 (B6) の方が二段噴射 (A6) よりも後期燃焼が緩慢となった要因を解明するため、上死点4°CAから8°CAの期間における筒内ガス温度分布および酸素濃度分布の推移をCFD解析により求めた。その結果を図4-17に示す。上死点后4°CAにおいて、三段噴射の後期燃料噴霧 (ノズル近傍に見られる低温度領域) は筒内中央領域に存在する前期燃焼に起因する高温・低酸素濃度場へ進入しているが、二段噴射では前期燃焼が燃焼室壁面近傍で生じるため、後期燃料噴霧は比較的低温・高酸素濃度場へ進入している様子がうかがえる。さらに、上死点后8°CAでは、より空気導入の進んでいると推察される二段噴射の方が後期噴霧火炎の温度が全体的に高く活発な燃焼になっている。

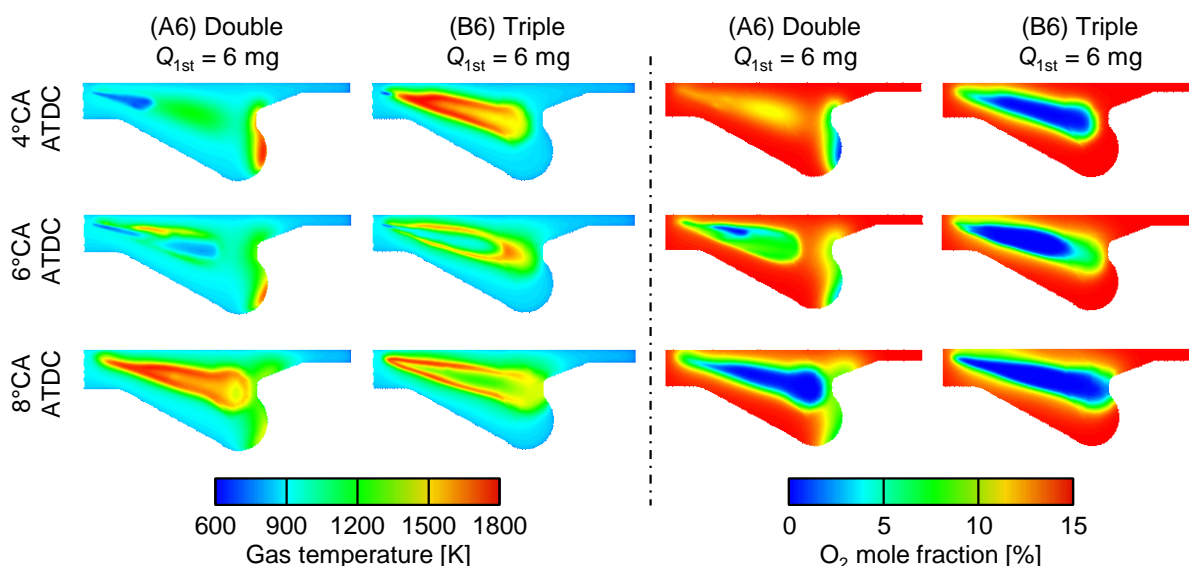


図4-17 二段噴射および三段噴射による筒内ガス温度および酸素濃度分布の推移 (CFD解析)

以上の結果から、三段噴射では後期燃料噴霧と前期燃焼による高温・低酸素濃度場の干渉により燃料噴霧への空気導入が阻害された結果、後期燃焼が緩慢となったものと考えられる。さらに、この燃料噴霧と燃焼場の干渉は、図4-12に示した三段噴射燃焼の黒煙増加の要因であることが強く示唆されている。

4.3 燃料噴射の多段化が燃焼特性に与える影響

4.1 節において、低負荷条件では前期燃料噴射の分割により主に冷却損失の低減に起因して部分予混合化ディーゼル燃焼の図示熱効率が向上することが明らかとなった。本節では、燃料噴射のさらなる多段化が燃焼特性に与える影響を検討するため、二段噴射、三段噴射、および四段噴射の部分予混合化ディーゼル燃焼を実施した。

4.3.1 実験条件

表 4-3 に実験条件を、図 4-18 に燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義を示す。燃焼室は図 3-16 に示した圧縮比が 16.3 の低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip) を、燃料噴射ノズルは十噴孔、噴孔径 0.104 mm、噴孔角度 156°のピエゾインジェクタ (デンソー製 G3P) を、燃料は表 4-1 に示した JIS2 号軽油を供試した。機関負荷は、一サイクル当たりの総投入燃料量 Q_{total} を変更することで低負荷 (1500 rpm, $Q_{total} = 10$ mg/cycle, 図示平均有効圧力 IMEP ≈ 0.39 MPa) および中負荷 (2000 rpm, $Q_{total} = 18$ mg/cycle, IMEP ≈ 0.70 MPa) の二条件を設定した。両条件とも吸気圧力は絶対圧力で 120 kPa に、吸気酸素濃度は吸気ガス中の体積割合で 15% に設定し、吸気温度はインタークーラーおよび吸気ヒーターによって低負荷条件では 60°C、中負荷条件では 40°C に設定した。なお、燃料噴射圧力は低負荷条件では 100 MPa、中負荷条件では 200 MPa で一定とした。

多段燃料噴射を行う部分予混合化ディーゼル燃焼においても、燃焼フェーズは噴射段数によらず前期予混合化燃焼 (図中赤色) と大部分が後期燃料噴射 (Secondary injection) によって生じる後期燃焼 (図中青色) とした。各燃料噴射は、二段噴射 (A) では前期燃料噴射 (Primary injection) と後期噴射の二段階とし、三段噴射 (B) では前期噴射をさらに前期プレ噴射 (Pre-injection) と前期メイン噴射 (Primary injection) に分割した三段階とした。四段噴射では前期噴射を三段に分割した場合 (C) と、前期および後期噴射をそれぞれ二段に分割した場合 (D) の二種類を実施した。前期燃焼は、二段噴射の場合は前期噴射のみによって生じるが、三段噴射ではプレ噴射と前期メイン噴射によって、四段噴射では二段または三段の前期噴射によって生じる。なお、噴射間隔によっては前期および後期燃焼中で熱発生ピークが分離し、三つまたは四つの熱発生ピークを呈するようになるが、その場合にも燃焼フェーズは前期燃焼および後期燃焼の二段階として取り扱った。

表 4-3 実験条件

Engine load	Low		Medium		
Engine speed	1500 rpm		2000 rpm		
Total fuel injection quantity, Q_{total}	10 mg/cycle		18 mg/cycle		
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.39 MPa		≈ 0.70 MPa		
Fuel injection pressure	100 MPa		200 MPa		
Nozzle specification	$\phi 0.104$ mm x 10 holes (156° included angle)				
Intake gas pressure P_{in}	120 kPa abs.				
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %				
Intake gas temperature, T_{in}	60°C		40°C		
Swirl ratio	1.6				
Coolant and lubricant temperature	80°C				
Combustion chamber	Re-entrant (Stepped-lip)				
Compression ratio (Geometrical)	16.3				
Fuel injection settings					
Load	Fuel injection stage	1st	2nd	3rd	4th
Low	(A) Double injection	Primary	Secondary	-	-
	Injection quantity	4 mg/cycle	6 mg/cycle	-	-
	Injection timing	-6°CA ATDC	2.5°CA ATDC	-	-
	(B) Triple injection	Pre	Primary	Secondary	-
	Injection quantity	3 mg/cycle	3 mg/cycle	4 mg/cycle	-
	Injection timing	-8°CA ATDC	-2°CA ATDC	3°CA ATDC	-
	(C) Quadruple injection	Primary			Secondary
	Injection quantity	2 mg/cycle	2 mg/cycle	2 mg/cycle	4 mg/cycle
	Injection timing	-12.5°CA ATDC	-7.5°CA ATDC	-2.5°CA ATDC	1.5°CA ATDC
	(D) Quadruple injection	Primary		Secondary	
	Injection quantity	3 mg/cycle	3 mg/cycle	2.6 mg/cycle	1.4 mg/cycle
	Injection timing	-11°CA ATDC	-5°CA ATDC	0°CA ATDC	4°CA ATDC
Medium	(A) Double injection	Primary	Secondary	-	-
	Injection quantity	9 mg/cycle	9 mg/cycle	-	-
	Injection timing	-7.5°CA ATDC	2.5°CA ATDC	-	-
	(B) Triple injection	Pre	Primary	Secondary	-
	Injection quantity	5.4 mg/cycle	3.6 mg/cycle	9 mg/cycle	-
	Injection timing	-10.5°CA ATDC	-3.5°CA ATDC	2°CA ATDC	-
	(C) Quadruple injection	Primary			Secondary
	Injection quantity	2.5 mg/cycle	3 mg/cycle	3.5 mg/cycle	9 mg/cycle
	Injection timing	-15.5°CA ATDC	-9.5°CA ATDC	-3.5°CA ATDC	2°CA ATDC
	(D) Quadruple injection	Primary		Secondary	
	Injection quantity	5.4 mg/cycle	3.6 mg/cycle	4.4 mg/cycle	4.6 mg/cycle
	Injection timing	-10.5°CA ATDC	-3.5°CA ATDC	2°CA ATDC	7.5°CA ATDC

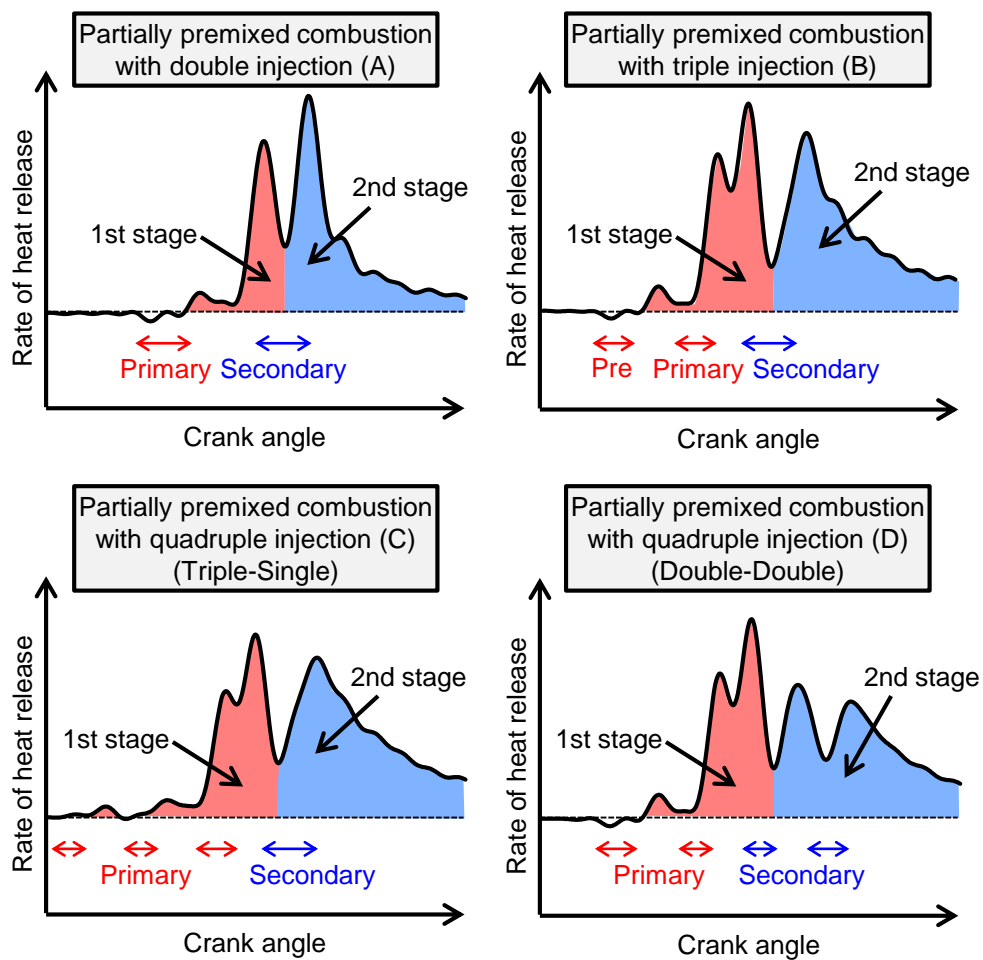


図 4-18 燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義

4.3.2 実験結果および考察

図 4-19 の上側に燃料噴射段数を二段から四段まで変更した際の筒内圧力および熱発生率 (ROHR) 線図を、下側に上死点前 15°CA から上死点后 15°CA までの熱発生率の拡大図を示す。なお、各拡大図下の矢印は各段の噴射時期および期間を示している。負荷条件によらず、三段噴射 (B) と四段噴射 (C) および (D) は、二段噴射 (A) と比較して前期、後期燃焼ともに燃焼期間が長く穏やかな熱発生となっている。本実験の噴射設定の範囲では、前期燃料噴射を二分割した場合 (B) と三分割した場合 (C) のどちらも前期燃焼は二山の燃焼となっている。後期燃料噴射を二分割した (D) では後期燃焼が二山の燃焼となり、燃焼全体で四山のピークを呈している。

図 4-20 に、図 4-19 と同一条件におけるヒートバランスを示す。負荷条件によらず、燃料噴射を多段化することで冷却損失が低減する一方で、排気損失が増加する傾向を示している。低負荷条件では、二段噴射 (A) を三段噴射 (B) とすることで図示熱効率の向上が得られるが、四段噴射 (C) および (D) としても冷却損失の低減と排気損失の増加が相殺するため三段噴射 (B) と同等の図示熱効率となっている。中負荷条件では、前期および後期燃料噴射量がともに低負荷条件に比べて増加するため噴射分割による冷却損失低減効果が大きく、二段噴射 (A) を三段噴射 (B) とすることで図示熱効率が 1.5% 向上し、四段噴射 (C) および (D) とすることでさらに図示熱効率が向上しており、多段噴射化による顕著な改善効果がみられる。よって、負荷条件によって燃料噴射の多段化が熱効率向上へ寄与する度合いが異なることが示された。

図 4-21 に、図 4-19 と同一条件における黒煙 Smoke の排出量および燃焼騒音を示す。負荷条件によらず、燃料噴射の多段化により黒煙は増加する傾向を示し、とくに中負荷条件では四段噴射による黒煙の増加が顕著であり、多段燃料噴射化は黒煙とのトレードオフを招くことが示されている。これは図 4-17 に示したように、先に噴射された燃料噴霧の燃焼により形成された高温・低酸素濃度場に進入する後続燃料量が、四段噴射によりさらに増加するためと考えられる。燃焼騒音は、負荷条件によらず三段噴射以上の噴射分割によって大きく低減するが、三段噴射と四段噴射では大きな差は見られない。

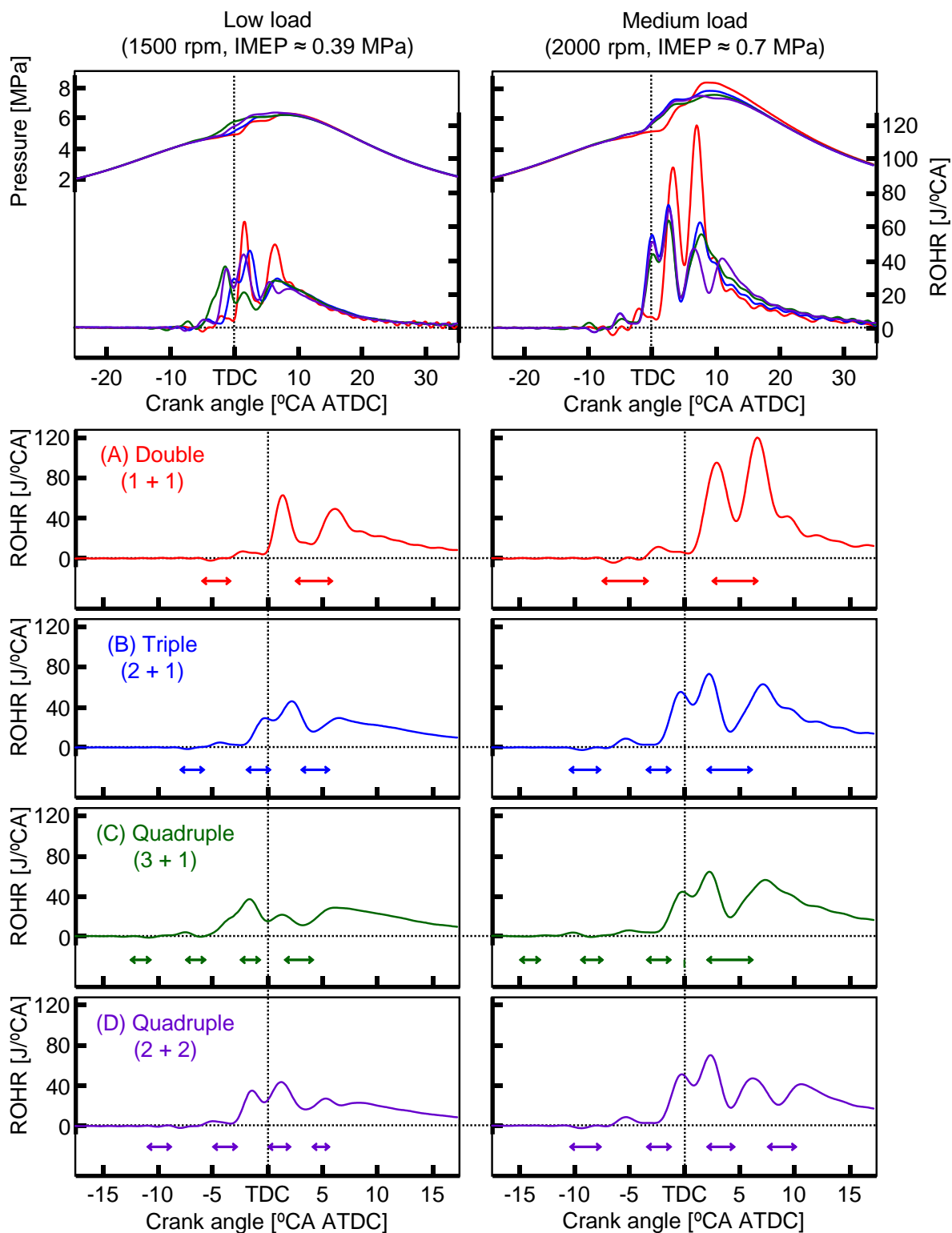


図 4-19 燃料噴射の多段化が筒内圧力および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

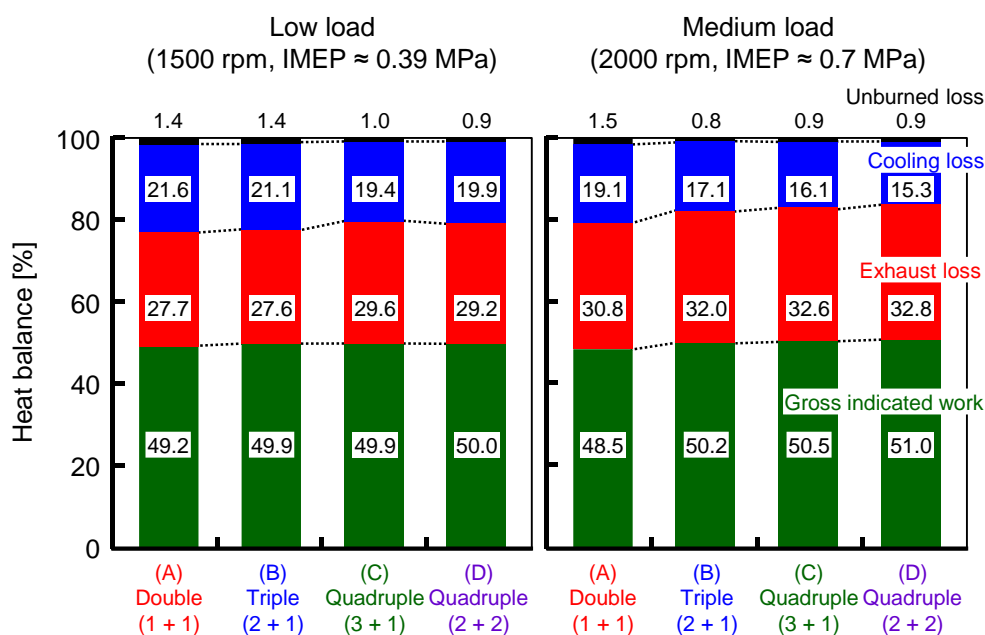


図 4-20 燃料噴射の多段化がヒートバランスに与える影響

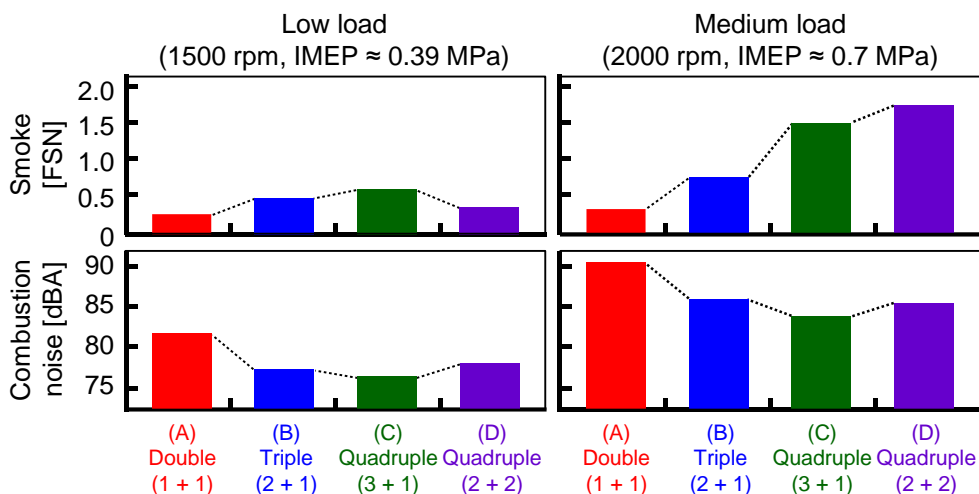


図 4-21 燃料噴射の多段化が黒煙 Smoke および燃烧騒音に与える影響

以上より、低負荷条件では燃料噴射の多段化にともなう黒煙の増加が少なく、三段噴射以上の多段噴射を行う部分予混合化ディーゼル燃焼により高効率・低騒音・低エミッション運転が可能である。中負荷条件では燃料噴射の多段化による図示熱効率の向上が顕著であるが、黒煙の増加が避けられず、本実験の範囲では三段噴射が最良となった。よって、中負荷以上において多段燃料噴射を適用する場合には、依然として既燃焼領域と燃料噴霧の干渉による黒煙生成が課題となることから、燃料噴霧の空間的分配の最適化などによる黒煙低減手法の確立が強く求められる。

4.4 第4章のまとめ

本章では、部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率改善を図るため、実機エンジン試験により最適な燃料噴射条件を明らかにするとともに、三次元 CFD 解析により熱効率改善機構の解明を行った。本章で得られた結果を要約すると、およそ以下のとおりである。

4.4.1 二段燃料噴射条件において前期燃料噴射量が燃焼特性に与える影響

1. 二段燃料噴射による部分予混合化ディーゼルでは、前期燃料噴射量を増加させることで発熱の等容度が向上して排気損失が低減するが、冷却損失が増加するため図示熱効率の向上は得られない。

4.4.2 前期燃料噴射の分割が燃焼特性に与える影響

1. 前期プレ噴射燃料量が前期燃焼の投入燃料量に占める割合（プレ噴射量割合）を変化させると、燃焼騒音はプレ噴射量割合が 50%の際に最小となり、50%以上ではプレ噴射による熱発生の増加によって、50%以下では前期メイン噴射による熱発生の増加によって燃焼騒音が悪化する。その際、プレ噴射量割合が図示熱効率関連因子および排気エミッションに与える影響は非常に小さい。
2. 前期プレ噴射と前期メイン噴射の噴射間隔（プレ噴射間隔）が狭い場合にはプレ噴射と前期メイン噴射による燃料がほぼ同時に予混合的に燃焼するため、熱発生率のピークが増加して燃焼騒音は悪化する。プレ噴射間隔を広げることでそれぞれの燃焼に時間差が生じるため、急峻な燃焼が抑制されて燃焼騒音を低減できる。
3. 部分予混合化ディーゼル燃焼において、前期燃焼の燃料噴射を前期プレ噴射ありの二段階に分割した三段噴射燃焼とすることで、プレ噴射なしの二段噴射燃焼と比較して主に冷却損失の低減によって図示熱効率が向上する。
4. CFD 解析により、前期プレ噴射を行う三段噴射燃焼における冷却損失の低減は、噴射分割により噴霧のペネトレーションが抑制され燃焼室壁面近傍の燃焼ガス量およびガス流動が減少することが主たる要因であることが示された。
5. 三段噴射によって噴霧同士の燃焼領域の干渉が顕著になる場合には、後期燃焼が緩慢化するとともに黒煙の排出量が増加する。

4.4.3 燃料噴射の多段化が燃焼特性に与える影響

1. 負荷条件によらず、燃料噴射の多段化により冷却損失が低減し図示熱効率が向上する。IMEP が 0.39 MPa 程度の低負荷条件では、二段噴射と比較して前期燃料噴射を二段に分割した三段噴射とすることで図示熱効率が向上するが、さらに多段化した四段噴射では

図示熱効率の向上が得られない。IMEPが0.7 MPa程度の中負荷条件では低負荷条件と比べて冷却損失の低減効果が大きく、四段噴射によって最も高い図示熱効率を得られた。

2. 燃料噴射の分割によって前期および後期燃焼がともに穏やかになり燃焼騒音が大きく低減するが、高温・低酸素濃度場で燃焼する燃料量が増加することにより黒煙は増加する。とくに、中負荷条件での黒煙の増加が顕著であり、燃料噴射の多段化と黒煙のトレードオフの関係が示された。よって、燃料噴射の多段化とともに既燃焼領域と燃料噴霧の干渉を回避し、黒煙を低減する手法の発展が強く求められる。

第5章 部分予混合化ディーゼル燃焼とその他の燃焼方式の比較

第3章および第4章において部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善を目途とし、熱効率の向上因子を明らかにした。本章では、それらの知見をもとに運転条件を設定した部分予混合化ディーゼル燃焼と従来の予混合化ディーゼル燃焼および拡散噴霧燃焼を比較することで、部分予混合化ディーゼル燃焼の優位性および改善点を明確化する。

5.1 予混合化ディーゼル燃焼との比較

低負荷条件では、投入燃料量が少ないため従来の単段燃料噴射による予混合化ディーゼル燃焼でも燃焼の急峻化を生ずることなく比較的円滑な運転が可能である。よって、低負荷条件における最適な燃焼方式を検討するため、実機エンジンにおいて総投入燃料量を同一とし、図示平均有効圧力が 0.3 MPa 以下の部分予混合化ディーゼル燃焼 (部分予混合化燃焼) と単段予混合化ディーゼル燃焼 (単段燃焼) を実施し、燃焼特性の比較を行うとともに三次元 CFD 解析を実施した。

5.1.1 実験条件

表 5-1 に実験条件を、図 5-1 に燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義を示す。燃焼室は図 3-16 に示した圧縮比が 16.3 の低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip) を、燃料噴射ノズルは十噴孔、噴孔径 0.104 mm、噴孔角度 156°のピエゾインジェクタ (デンソー製 G3P) を、燃料は表 3-1 に示した JIS3 号軽油を供試した。いずれの燃焼においても機関回転速度を 1500 rpm、一サイクル当たりの総投入燃料量 Q_{total} を 7.5 mg とし、その際の図示平均有効圧力 IMEP は部分予混合化燃焼で 0.25 ~ 0.28 MPa、単段燃焼では 0.23 ~ 0.25 MPa であった。吸気温度 T_{in} をインタークーラーおよび吸気ヒーターにより 40°C、60°C、および 80°C の三通りに設定し、吸気圧力はスーパーチャージャーによって絶対圧力で 120 kPa、吸気酸素濃度は吸気ガス中の体積割合で 15% に設定し、燃料噴射圧力は 100 MPa で一定とした。

部分予混合化燃焼では、燃料噴射パターンを前期噴射と後期噴射からなる二段噴射とした。前期燃料噴射時期は前期燃焼の 50% 熱発生時期 $CA_{50_{1st}}$ が上死点となるように、後期燃料噴射時期は前期燃焼終了直後に後期燃焼が生じるようにそれぞれ随時変更した。単段燃焼では、事前実験において燃焼位相を変化させた際に最も高い熱効率が得られた 50% 熱発生時期 CA_{50} が上死点後 4°CA となるように燃料噴射時期を設定した。

表 5-1 実験条件

Combustion type	Partially premixed	Single premixed
Engine speed	1500 rpm	
Total fuel injection quantity, Q_{total}	7.5 mg/cycle	
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.27 MPa	≈ 0.24 MPa
Fuel injection pressure	100 MPa	
Nozzle specification	φ 0.104 mm × 10 holes (156° included angle)	
Primary / Main injection quantity	6 mg/cycle	7.5 mg/cycle
Secondary injection quantity	1.5 mg/cycle	—
Primary / Main injection timing	Variable (CA50 _{1st} : TDC)	Variable (CA50: 4CA ATDC)
Secondary injection timing	Variable (just after the first stage combustion)	—
Intake gas pressure, P_{in}	120 kPa abs.	
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %	
Intake gas temperature, T_{in}	40, 60, 80°C	
Swirl ratio	1.6	
Coolant and lubricant temperature	80°C	
Combustion chamber	Re-entrant (Stepped-lip)	
Compression ratio (Geometrical)	16.3	

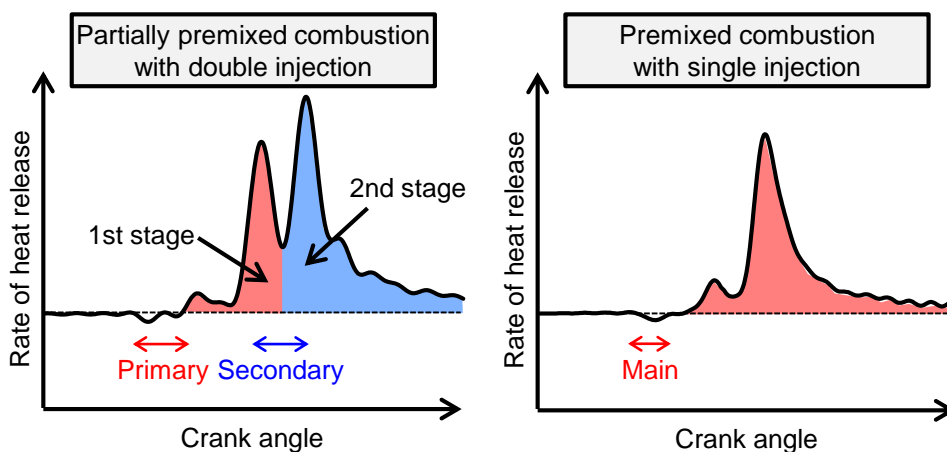


図 5-1 燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義

5.1.2 実機試験結果および考察

図 5-2 に、各吸気温度 T_{in} における部分予混合化燃焼と単段燃焼の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の噴射時期および期間を示している。部分予混合化燃焼は、燃焼の分割によって単段燃焼と比べて前期予混合化燃焼の熱発生が抑えられているが、二段の燃焼のそれぞれにおいて筒内平均ガス温度が上昇しており、最高筒内平均ガス温度は単段燃焼と同等となっている。

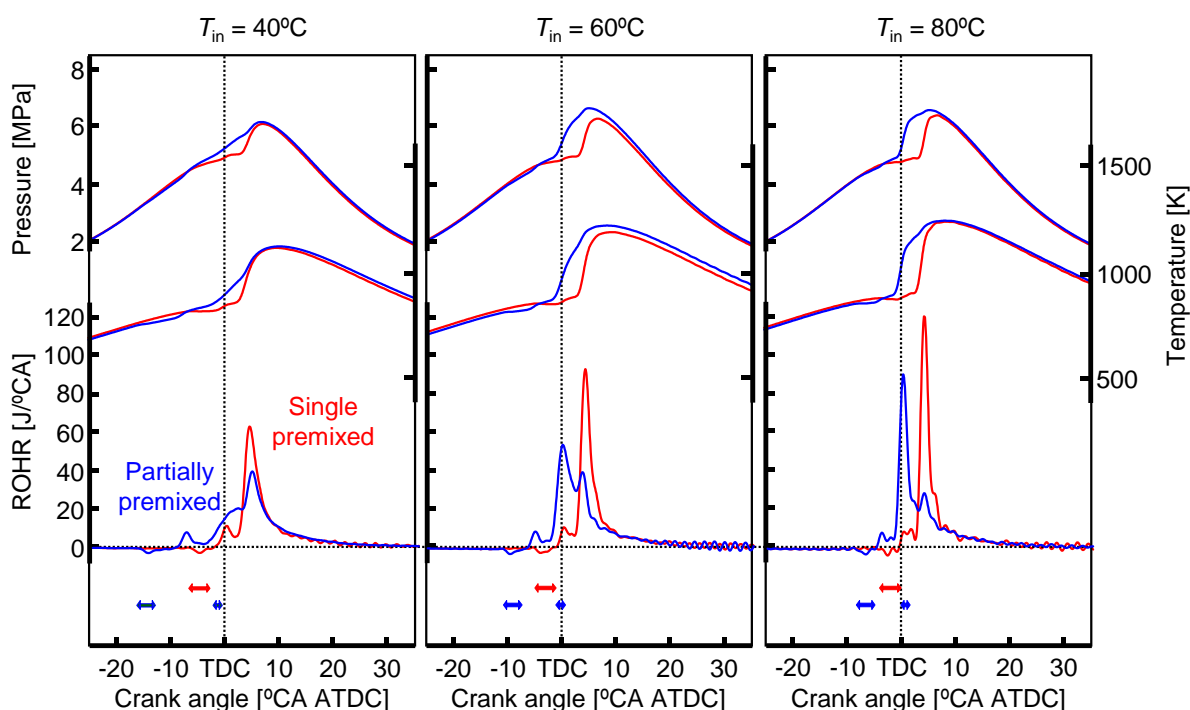


図 5-2 各吸気温度 T_{in} における部分予混合化燃焼と単段燃焼の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図の比較

図 5-3 に、図 5-2 と同一条件における熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 η_{in} , 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w) および燃焼騒音を吸気温度 T_{in} に対して示す。すべての吸気温度において、部分予混合化燃焼は単段燃焼に比較して主に冷却損失が低いことに起因して図示熱効率が高いのみならず、燃焼騒音が低くなっている。さらに吸気温度が 60°C 以上では燃焼効率も単段燃焼を上回るため、熱効率の優位性はさらに大きくなっている。

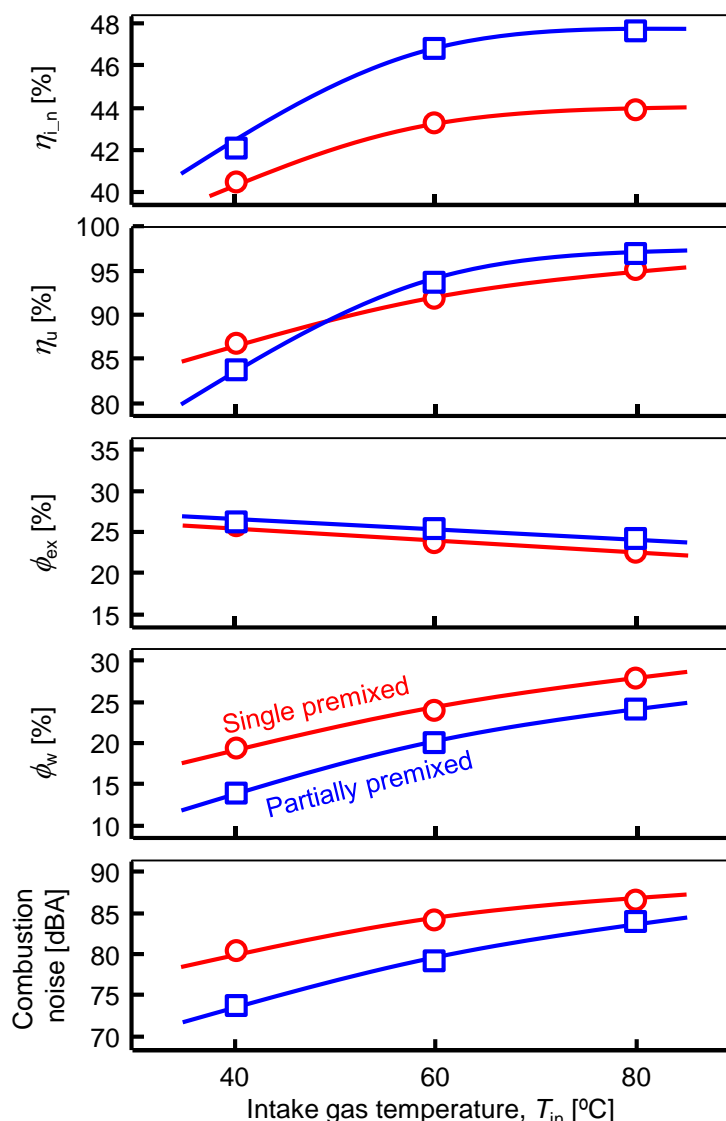


図 5-3 各吸気温度 T_{in} における熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 η_{in} , 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w) および燃焼騒音の比較

図 5-4 に、図 5-2 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , 黒煙 Smoke) を吸気温度 T_{in} に対して示す. 両燃焼とも吸気温度の上昇に伴って CO および THC が減少するが, 吸気温度が 60°C 以上では部分予混合化燃焼の方が単段燃焼よりも CO が少なくなっている. NO_x は燃焼方式によって大きな差異がない一方で黒煙は部分予混合化燃焼の方が多くなっているが, いずれの吸気温度においても低 NO_x ・低黒煙運転となっている.

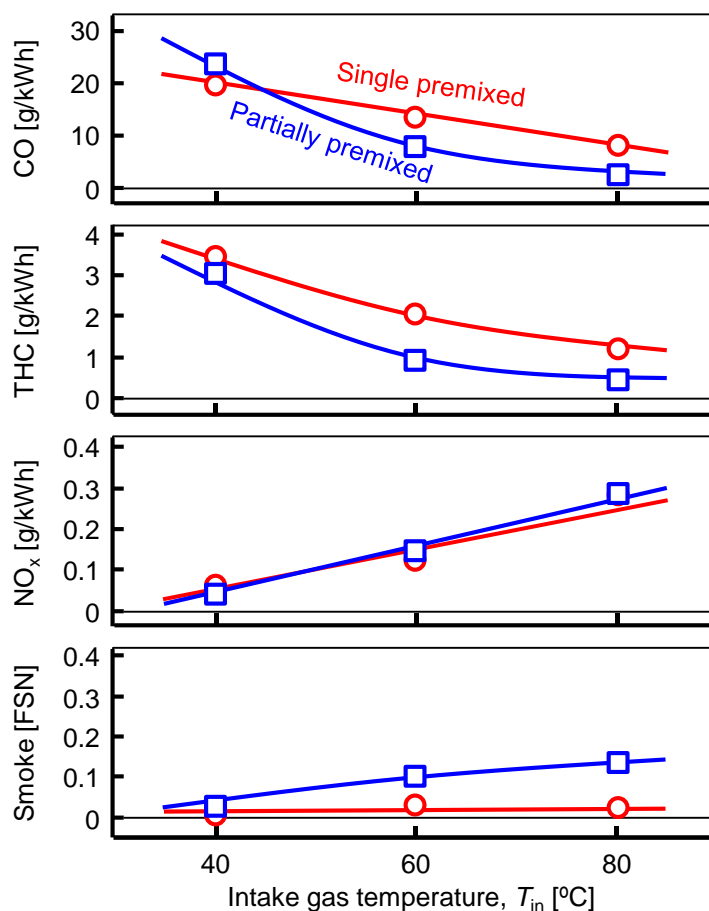


図 5-4 各吸気温度 T_m における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x, 黒煙 Smoke) の比較

以上のように、低負荷条件では部分予混合化ディーゼル燃焼を適用することで従来の予混合化ディーゼル燃焼と比較して、排気エミッションを悪化させることなく燃焼効率および冷却損失が改善して図示熱効率が大幅に向上するのみならず、燃焼騒音も抑制できることが明らかとなった。この燃焼効率の向上および冷却損失の低減についてより詳細に検討するため、次に三次元 CFD コード AVL FIRE を用いて数値解析を行った。

5.1.3 単段燃焼に対する部分予混合化燃焼の熱効率向上機構

部分予混合化燃焼と単段燃焼の燃焼特性についてさらなる検討を行うため、三次元 CFD コード AVL FIRE による数値解析を行った。計算対象は、図 5-2 における吸気温度 T_{in} が 40°C と 80°C の単段燃焼 (A40)・(A80) および吸気温度が 80°C の部分予混合化燃焼 (B80) の三条件である。(A40) と (A80) の比較により吸気温度が予混合化ディーゼル燃焼の燃焼効率に及ぼす影響を、(A80) と (B80) の比較により燃焼方式が燃焼効率および冷却損失に及ぼす影響をそれぞれ考察することができる。なお、計算メッシュは図 4-13 に示したものをを用いた。

図 5-5 に、実験と CFD 解析により得られた筒内圧力および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の波形は燃料噴射率を示している。いずれの条件とも解析結果は実機の着火遅れ、燃焼期間、および熱発生率を比較的良く再現しており、噴射条件および吸気温度に対するヒートバランスおよび CO などの排出ガス成分割合も実験結果と定性的に一致することを確認している。

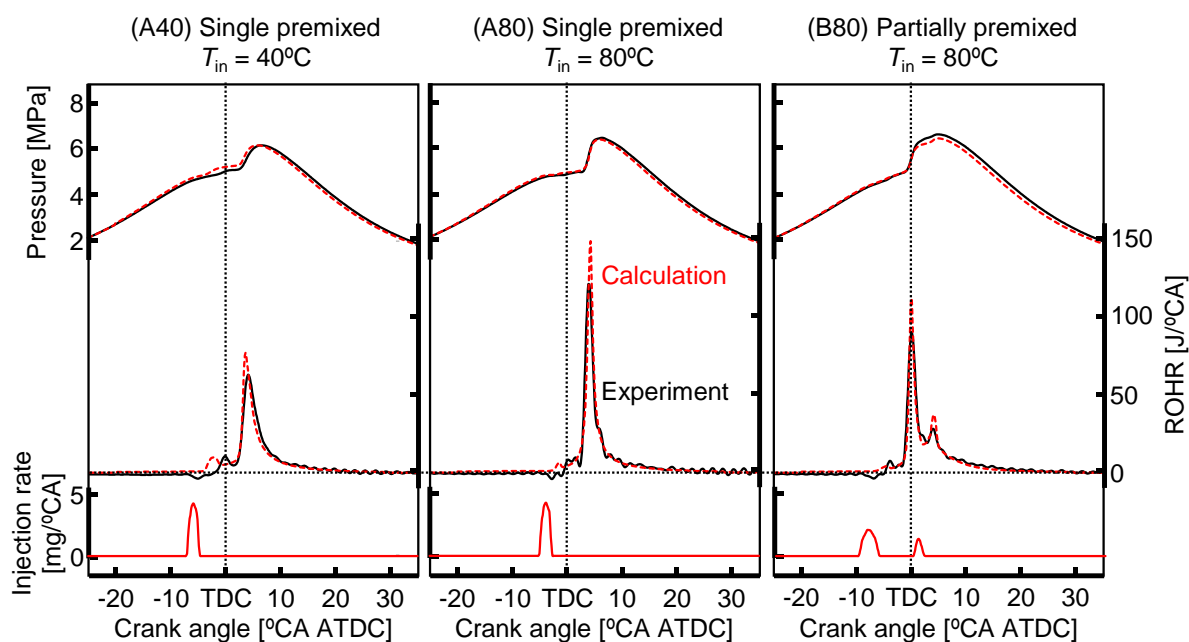


図 5-5 実験 (実線) と CFD 解析 (破線) により得られた部分予混合化燃焼および単段燃焼による筒内圧力と熱発生率 (ROHR) 線図

図 5-6 に、CFD 解析により得られた上死点后 5°CA から 30°CA までの筒内ガス温度分布および CO 濃度分布の推移を示す。単段燃焼 (A40) および (A80) の上死点后 30°CA における CO 分布は、いずれの吸気温度ともオーバーリーン化していると推察される筒内中央領域に大量に残存する CO が認められ、とくに低吸気温度の (A40) では燃焼室リップ部上方まで広範

囲に高濃度のCOが分布しており、燃焼効率低下の要因となっていることが示唆されている。吸気温度が高い (A80) では、吸気温度の低い (A40) と比較して吸入空気量の減少も相まって筒内温度が全体的に上昇し CO が減少しており、図 5-4 に示した実機実験の傾向と一致している。吸気温度が 80°Cの部分予混合化燃焼 (B40) では、後期燃焼が筒内中央領域で生じ筒内温度が上昇するため、単段燃焼と比べて筒内中央領域に残存する CO が大幅に減少する様子が見られる。したがって、部分予混合化燃焼では後期燃焼によって筒内の広範な領域でガス温度が上昇し CO の酸化が促されて燃焼効率が向上するものと考えられる。

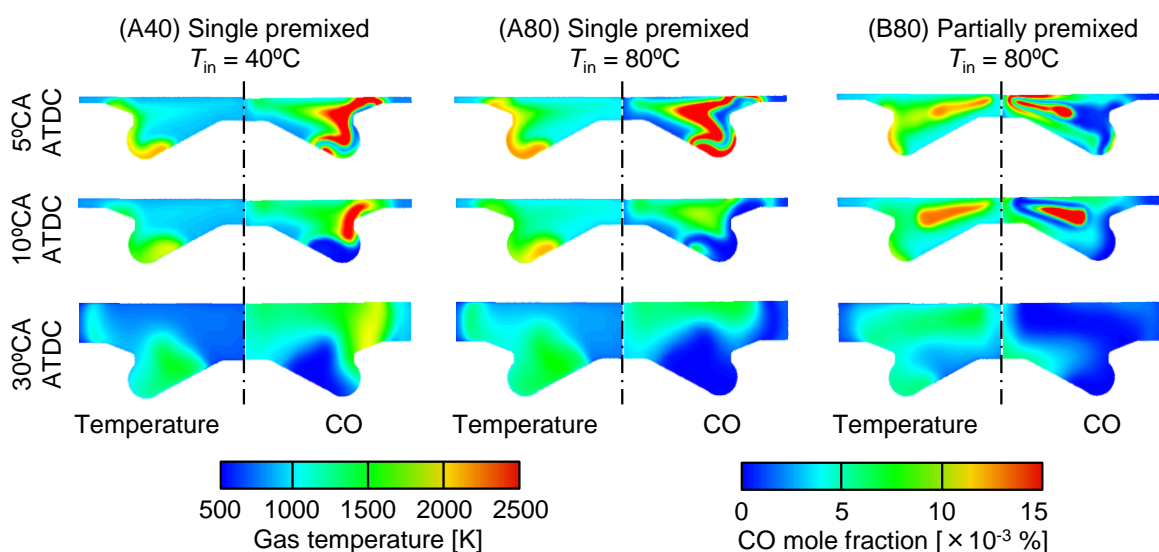


図 5-6 部分予混合化燃焼と単段燃焼の筒内ガス温度および CO 濃度分布の推移 (CFD 解析)

図 5-7 左側に、吸気温度 T_{in} がともに 80°Cの単段燃焼 (A80) と部分予混合化燃焼 (B80) について CFD 解析により得られた筒内平均ガス温度、局所最高温度、および筒内 CO 濃度の各履歴を、右側に実験および CFD 解析で得られた排気 CO 濃度を示す。解析による排気 CO 濃度は実験と比較的によく一致しており、いずれも部分予混合化燃焼の方が単段燃焼よりも低くなっている。単段燃焼における CO は、燃料噴射後から徐々に生成し、着火後筒内温度が急激に上昇する時点まで増加を続けるが、その後は筒内温度の上昇にともなう CO の酸化により減少に転ずることがわかる。部分予混合化燃焼における CO は、前期燃料噴射後から徐々に生成して着火後にいったん減少し、後期燃料噴射後に再び増加したのち減少する二山の履歴を呈している。燃焼方式によって筒内平均ガス温度に大きな差異は見られず、筒内局所最高温度のピーク値はともに 2000 K を超えているが、CO 濃度は部分予混合化燃焼の方が終始低くなっている。これは図 5-6 のように、部分予混合化燃焼では筒内中央領域の温度が高くなるためであり、筒内の局所温度分布が CO に与える影響が大きいことが明らかとなった。

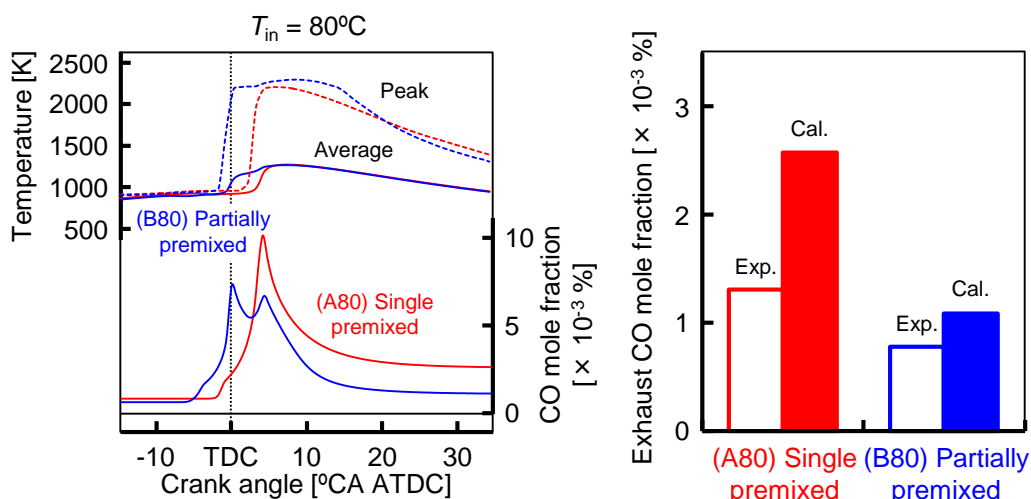


図 5-7 部分予混合化燃焼と単段燃焼の筒内平均ガス温度，最高ガス温度，および CO 濃度履歴の推移 (CFD 解析) と実験および CFD 解析による排気 CO 濃度の比較

以上のように，部分予混合化燃焼では筒内の広範な領域での温度上昇が見られるため冷却損失の増加が懸念されるが，図 5-3 に示した実機試験では，吸気温度 T_{in} によらず部分予混合化燃焼は単段燃焼よりも冷却損失 ϕ_w が低くなっている．これを説明するために，図 5-8 に吸気温度 T_{in} がともに 80°C の単段燃焼 (A80) と部分予混合化燃焼 (B80) について CFD 解析により得られた冷却損失割合 $dQ_w/d\theta$ とその積算値を総投入燃料量で除した冷却損失 Q_w を示す．単段燃焼は部分予混合化燃焼と比較して燃焼開始後に冷却損失割合が顕著に上昇しており，燃焼終了後の冷却損失が大きくなっている．これは，単段燃焼と部分予混合化燃焼で燃焼室壁面近傍での燃焼ガスの様態が大きく異なることを示唆している．

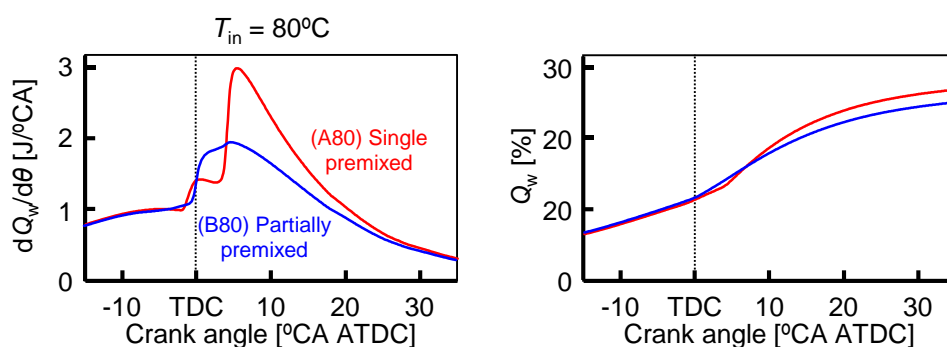


図 5-8 部分予混合化燃焼と単段燃焼の冷却損失割合 $dQ_w/d\theta$ および冷却損失 Q_w (CFD 解析)

図 5-9 に、吸気温度 T_{in} を 80°C としたさいの単段燃焼 (A80) と部分予混合化燃焼 (B80) について、CFD 解析により得られた上死点后 2°CA から 8°CA の期間における筒内ガス温度分布および燃焼室壁面近傍における熱流束分布の推移を示す。部分予混合化燃焼では上死点后 2°CA において前期燃焼がすでに開始しており、筒内ガス温度が広範囲にわたって上昇している。単段燃焼では上死点后 5°CA において着火が生じているが、部分予混合化燃焼と比較して高温燃焼ガスが燃焼室ボウル部からリップ部にかけて多量に分布している様子がうかがえる。両燃焼とも着火後の筒内ガス温度の上昇にともない熱流束が増加しており、高熱流束となっている範囲も広がっており、ともに熱発生がピークを迎えた直後である単段燃焼の上死点后 5°CA と部分予混合化燃焼の上死点后 2°CA で高い熱流束分布を示している。しかし、部分予混合化燃焼は単段燃焼と比べて燃焼室壁面近傍に存在する高温燃焼ガス量が少ないため熱流束の最大値が低く、高熱流束となっている範囲も縮小している。これは、部分予混合化燃焼では燃焼の分割により各段の燃料噴射量が減少して噴霧のペネトレーションが抑制され、壁面近傍での燃焼量が減少するためだと考えられる。

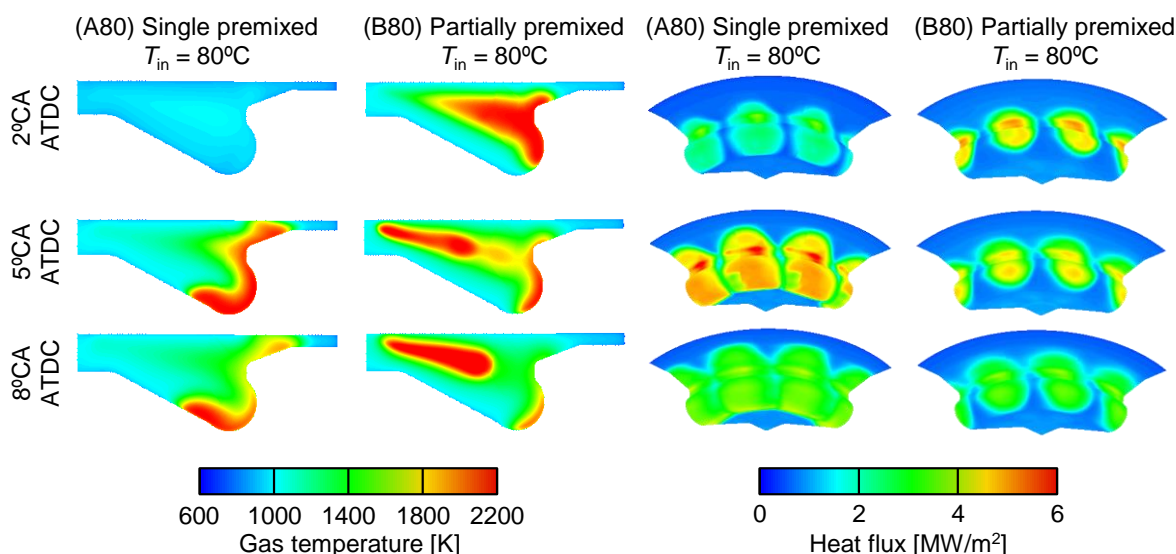


図 5-9 部分予混合化燃焼と単段燃焼の筒内ガス温度分布およびピストン燃焼室壁面近傍の熱流束分布の推移 (CFD 解析)

以上の解析結果から、従来の単段予混合化ディーゼル燃焼に対する部分予混合化ディーゼル燃焼における熱効率の向上は、後期噴霧燃焼により燃焼領域におけるガス温度を CO の酸化が進行する範囲に保つことで高い燃焼効率を維持しつつ、壁面近傍の燃焼量を減少させることで冷却損失を低減することによると示唆された。

5.2 従来の拡散噴霧燃焼との比較

本節では、燃焼の急峻化により予混合化ディーゼル燃焼の適用が難しく、従来の拡散噴霧燃焼（従来燃焼）が主体となる図示平均有効圧力が 0.4 MPa 以上の運転負荷条件において、実機エンジンを用いて部分予混合化ディーゼル燃焼（部分予混合化燃焼）と従来燃焼を実施し、燃焼特性の比較を行うとともに三次元 CFD 解析を実施した。

5.2.1 実験条件

表 5-2 に実験条件を、図 5-10 に燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義を示す。燃焼室は図 3-16 に示した圧縮比が 16.3 の低流動 Re-entrant 型 (Stepped-lip) を、燃料噴射ノズルは十噴孔、噴孔径 0.104 mm、噴孔角度 156°のピエゾインジェクタ（デンソー製 G3P）を、燃料は表 3-2 に示した JIS3 号軽油を供試した。機関負荷は一サイクル当たりの総投入燃料量 Q_{total} を変更することで低負荷 (1500 rpm, 図示平均有効圧力 IMEP \approx 0.4 MPa), 中負荷 (2000 rpm, IMEP \approx 0.7 MPa), および高負荷 (2000 rpm, IMEP \approx 1.1 MPa) の三条件を設定した。燃焼特性に大きな影響を及ぼす吸気圧力, 吸気酸素濃度, および吸気温度は部分予混合化燃焼と従来燃焼で負荷毎に同一の条件に設定した。なお, スワール比は 1.6 で一定とした。

部分予混合化燃焼は、低・中負荷条件では前期燃料噴射を分割した三段噴射、高負荷条件では前期・後期噴射からなる二段噴射に設定し、着火時期および燃焼位相は図示熱効率が最も高くなるように設定した。従来の拡散噴霧燃焼は、内閣府主導の戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) の革新的燃焼技術において、新燃焼方式との比較のため公開された二段階のパイロット噴射をとまなう拡散燃焼とし、着火時期や燃焼位相などもそれに準拠し設定した^[106, 107]。両燃焼で燃焼位相が燃焼特性に与える影響を検討する際は、各段の噴射量と噴射間隔を一定に保ったまま最初の噴射の開始時期を変更することで燃焼位相を変化させた。

表 5-2 実験条件

Combustion type	Partially premixed	Conventional diesel	Partially premixed	Conventional diesel	Partially premixed	Conventional diesel
Engine load	Low load		Medium load		High load	
Engine speed	1500 rpm		2000 rpm		2000 rpm	
Total fuel injection quantity, Q_{total}	10 mg/cycle		18 mg/cycle		30 mg/cycle	
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.4 MPa		≈ 0.7 MPa		≈ 1.1 MPa	
Fuel injection pressure	100 MPa		200 MPa	135 MPa	200 MPa	
Nozzle specification	φ 0.104 mm × 10 holes (156° included angle)					
Pre / First pilot injection quantity	3 mg/cycle	1.5 mg/cycle	4.5 mg/cycle	1.5 mg/cycle	—	1.5 mg/cycle
Primary / Second pilot injection quantity	3 mg/cycle	1.5 mg/cycle	4.5 mg/cycle	1.5 mg/cycle	4 mg/cycle	1.5 mg/cycle
Secondary / Main injection quantity	4 mg/cycle	7 mg/cycle	9 mg/cycle	15 mg/cycle	26 mg/cycle	27 mg/cycle
Pre / First pilot injection timing	-13°CA ATDC	-10°CA ATDC	-10°CA ATDC	-14°CA ATDC	—	-20°CA ATDC
Primary / Second pilot injection timing	-7°CA ATDC	-2.75°CA ATDC	-2.5°CA ATDC	-3°CA ATDC	-6.75°CA ATDC	-12°CA ATDC
Secondary / Main injection timing	1.75°CA ATDC	4°CA ATDC	2.5°CA ATDC	4.5°CA ATDC	-2°CA ATDC	2°CA ATDC
Intake gas pressure, P_{in}	102 kPa abs. (N.A.)		120 kPa abs.		160 kPa abs.	
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15.5 vol. %		16.5 vol. %		17 vol. %	
Intake gas temperature, T_{in}	60°C		40°C		40°C	
Swirl ratio	1.6					
Coolant and lubricant temperature	80°C					
Combustion chamber	Re-entrant (Stepped-lip)					
Compression ratio (Geometrical)	16.3					

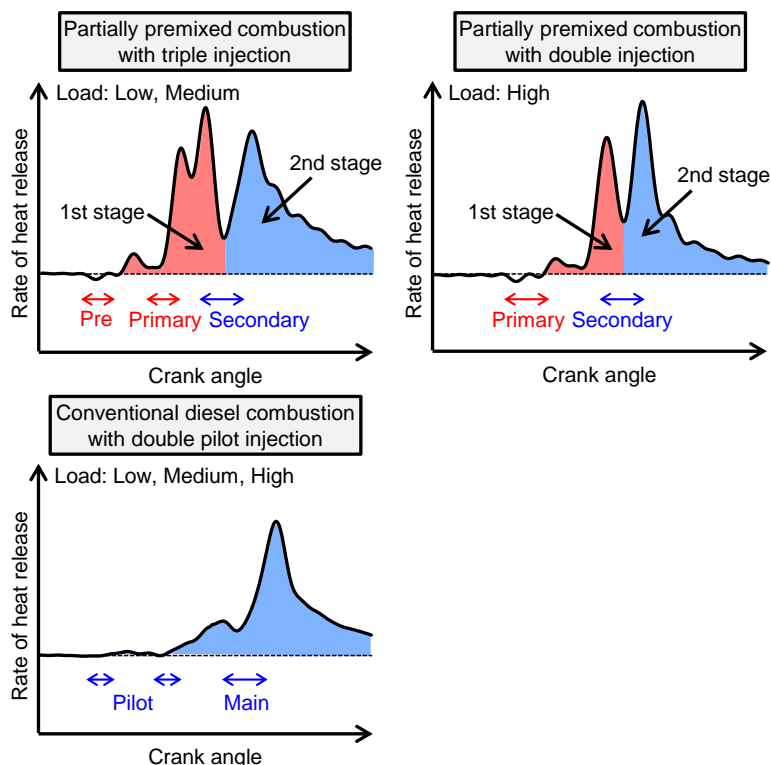


図 5-10 燃料噴射パターンおよび燃焼フェーズの定義

5.2.2 同一吸気ガス条件における燃焼特性の比較

図 5-11 に、各負荷条件における部分予混合化燃焼と従来燃焼の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の噴射時期および期間を示している。部分予混合化燃焼は熱効率の向上を主眼とした燃焼位相を設定しているため、従来燃焼と比べて燃焼位相が進角し上死点近傍での熱発生量が増加しているため早期に筒内圧力が上昇し、最高筒内圧力および最高筒内平均ガスも高くなっている。

図 5-12 に、図 5-11 と同一条件におけるヒートバランスおよび発熱の等容度を示す。すべての負荷条件で部分予混合化燃焼の方が従来燃焼よりも図示熱効率が高くなっており、とくに低負荷では 1.6%、中負荷では 2.5%と大幅に向上している。これは、図 5-11 のように部分予混合化燃焼は上死点近傍での熱発生量が多く発熱の等容度が向上し、排気損失が低減するためである。さらに、低・中負荷条件では従来燃焼と比べて部分予混合化燃焼は最高筒内平均ガス温度が高く、高温滞留時間が長いにもかかわらず冷却損失が両燃焼でほぼ同等となっていることから、燃焼位相の進角にともなう冷却損失の増加が抑制されていることが示唆されている。一方、高負荷条件では部分予混合化燃焼の冷却損失が大きく、低・中負荷条件と比べて排気損失の低減による図示熱効率の向上効果は小さくなっている。

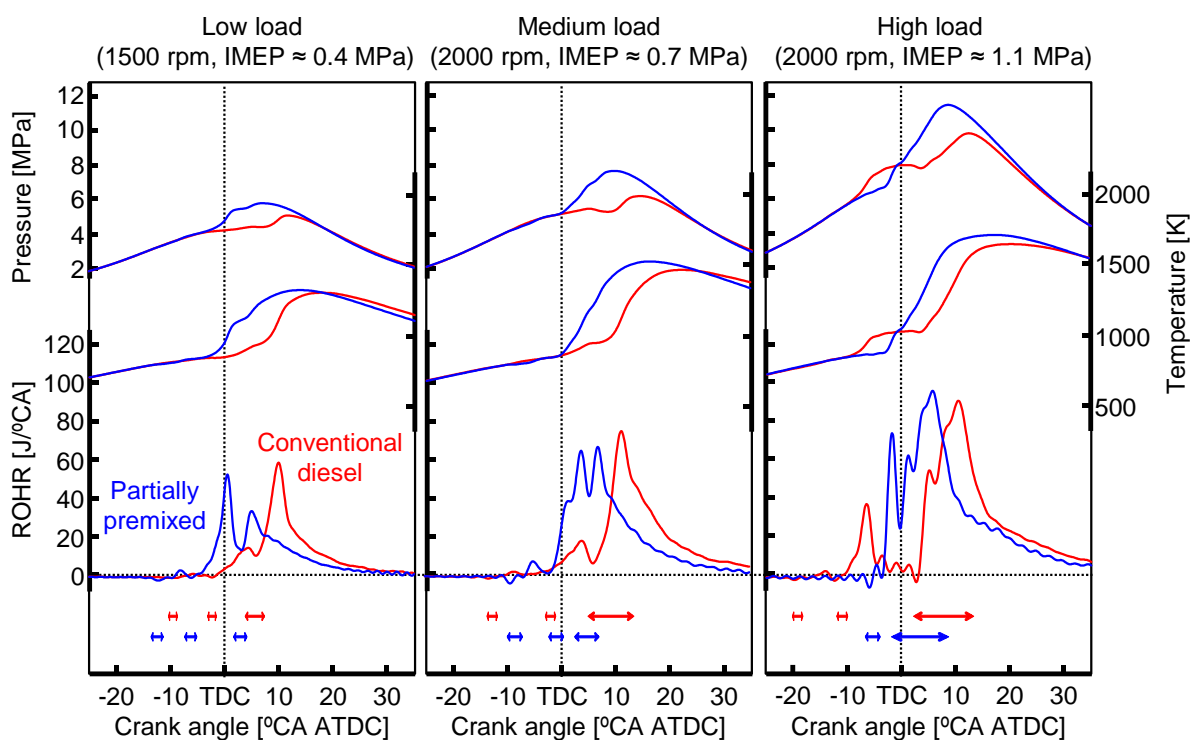


図 5-11 各負荷条件における部分予混合化燃焼と従来燃焼の筒内圧力, 筒内平均ガス温度, および熱発生率 (ROHR) 線図の比較

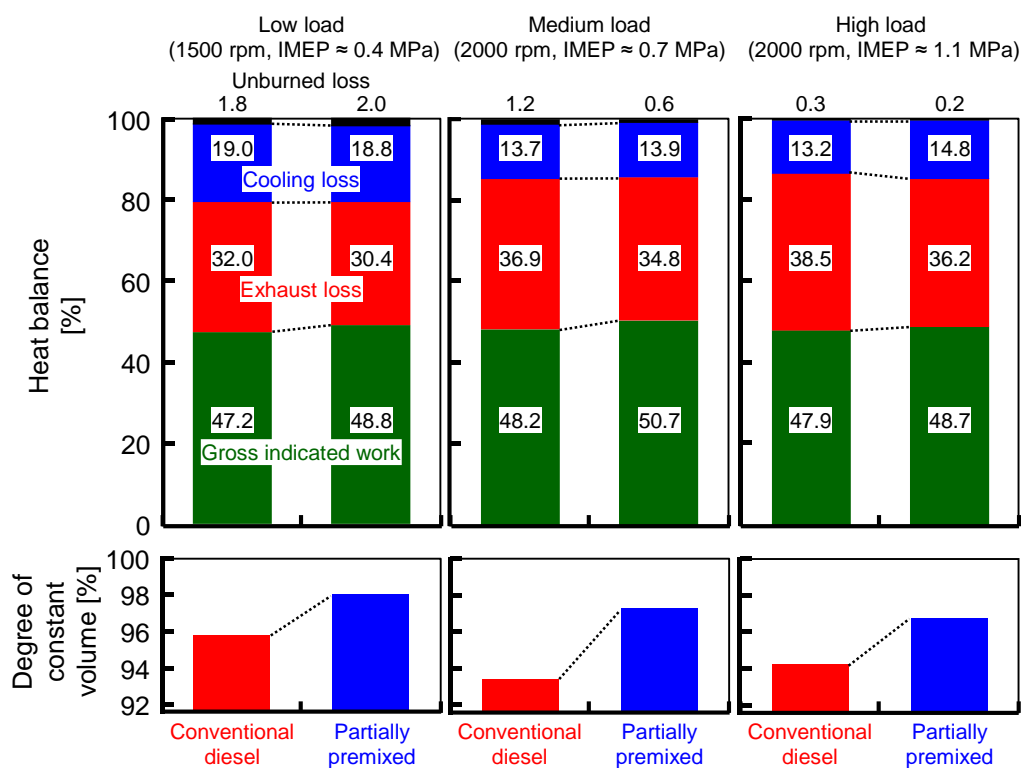


図 5-12 各負荷条件におけるヒートバランスおよび発熱の等容度の比較

図 5-13 に、図 5-11 と同一条件における最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ 、燃焼騒音、窒素酸化物 NO_x 、および黒煙 Smoke を示す。すべての負荷条件で部分予混合化燃焼の方が最大圧力上昇率の増大にともない燃焼騒音が増加しているが、増加幅は低負荷条件で 1.8 dBA、中・高負荷条件で 1 dBA 程度あり非常に小さい。 NO_x と黒煙は、従来燃焼と比べて部分予混合化燃焼は燃焼位相が進角しているため NO_x が多く、黒煙が少ない傾向を示しているが、低・中負荷条件では NO_x の増加は非常に小さい。中負荷条件では、部分予混合化燃焼の方が黒煙が大きく低減しているが、これは燃焼位相の影響に加えて燃料噴射圧力が異なることも影響していると考えられる。高負荷条件では、吸気酸素濃度が高いため NO_x と黒煙のトレードオフの関係が顕著となっており、部分予混合化燃焼は NO_x が多くなっている。

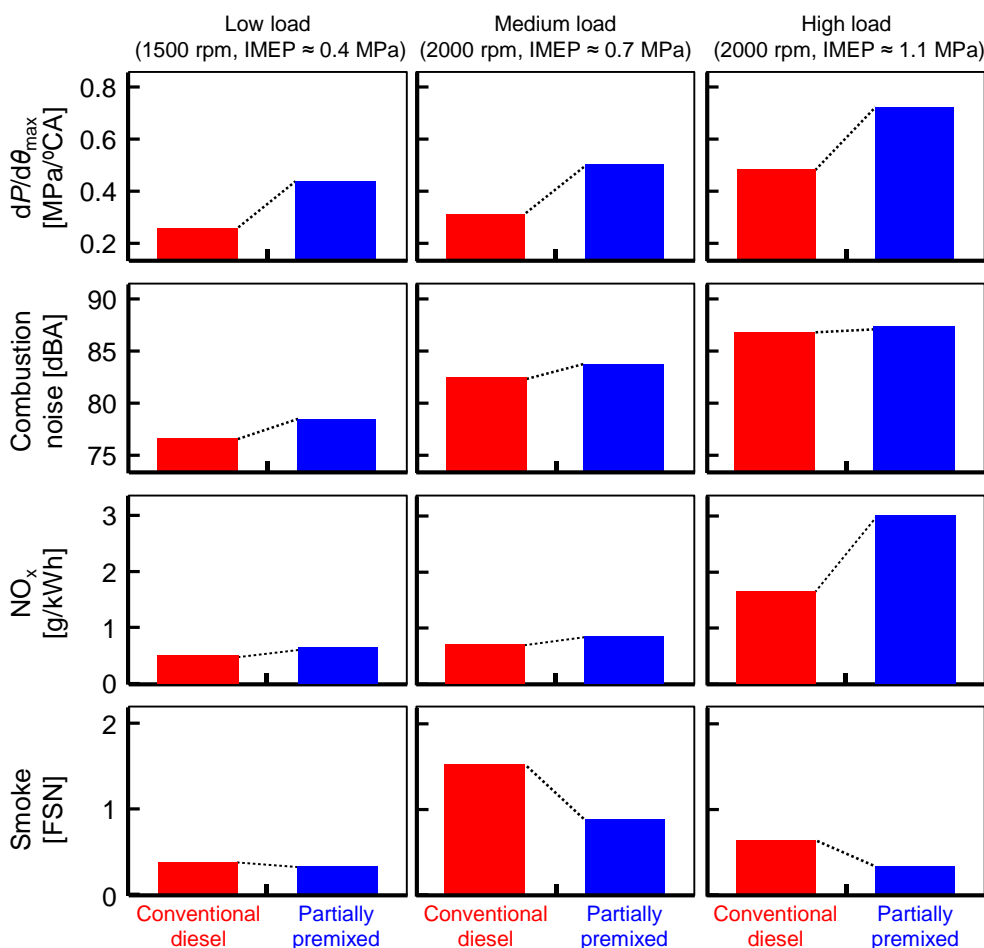


図 5-13 各負荷条件における最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ 、燃焼騒音、窒素酸化物 NO_x 、および黒煙 Smoke の比較

以上の実機試験の結果から、部分予混合化燃焼は低・中負荷条件では燃焼騒音および排気

エミッションを悪化させることなく図示熱効率の大幅な改善が可能であるが、高負荷条件では冷却損失および NO_x の低減が必要であることが示された。ただし、従来燃焼においても燃焼位相を進角することで発熱の等容度が向上し図示熱効率が改善することが予想される。そこで、次項にて部分予混合化燃焼および従来燃焼において燃焼位相が燃焼特性に与える影響を検討する。

5.2.3 燃焼位相の影響

図 5-14 に、低負荷および高負荷条件において燃焼位相を変化させた際の部分予混合化燃焼と従来燃焼の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。図中の実線 (部分予混合化燃焼: 赤色, 従来燃焼: 緑色) は、図 5-11 と同一の条件によるものである。なお、図中下段の矢印は各燃料噴射の噴射時期および期間を示している。低負荷条件では、燃焼位相の進角にともない従来燃焼が急峻化しているのに対し、高負荷条件では両燃焼とも燃焼位相を変化させても熱発生率の形状に大きな変化は見られない。負荷条件によらず両燃焼とも燃焼位相の進角にともない最高筒内圧力が上昇し、それによって最高筒内平均ガス温度も高くなっている。

図 5-15 に、図 5-14 と同一条件における熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , および冷却損失 ϕ_w) および発熱の等容度 η_{gh} を 50%熱発生時期 CA50 に対して示す。図中の塗りつぶしのプロット (部分予混合化燃焼: 青色, 従来燃焼: 赤色) は、図 5-11 と同一の条件によるものである。負荷条件によらず発熱の等容度は CA50 と非常に高い相関を有しており、燃焼方式のいかんにかかわらず CA50 が同じであれば同程度の発熱の等容度となっている。両燃焼方式とも、負荷条件によらず CA50 の進角にともない排気損失が低減して図示熱効率が向上しているが、低負荷条件では各 CA50 で部分予混合化燃焼の方が従来燃焼よりも図示熱効率が高くなっているのに対し、高負荷条件では各 CA50 で両燃焼の図示熱効率は同等になっている。これは、低負荷条件では各 CA50 において部分予混合化燃焼では冷却損失が従来燃焼と同等のまま排気損失が減少しているのに対し、高負荷条件では各 CA50 において部分予混合化燃焼の方が排気損失が小さい一方で、冷却損失が従来燃焼よりも大きいためである。

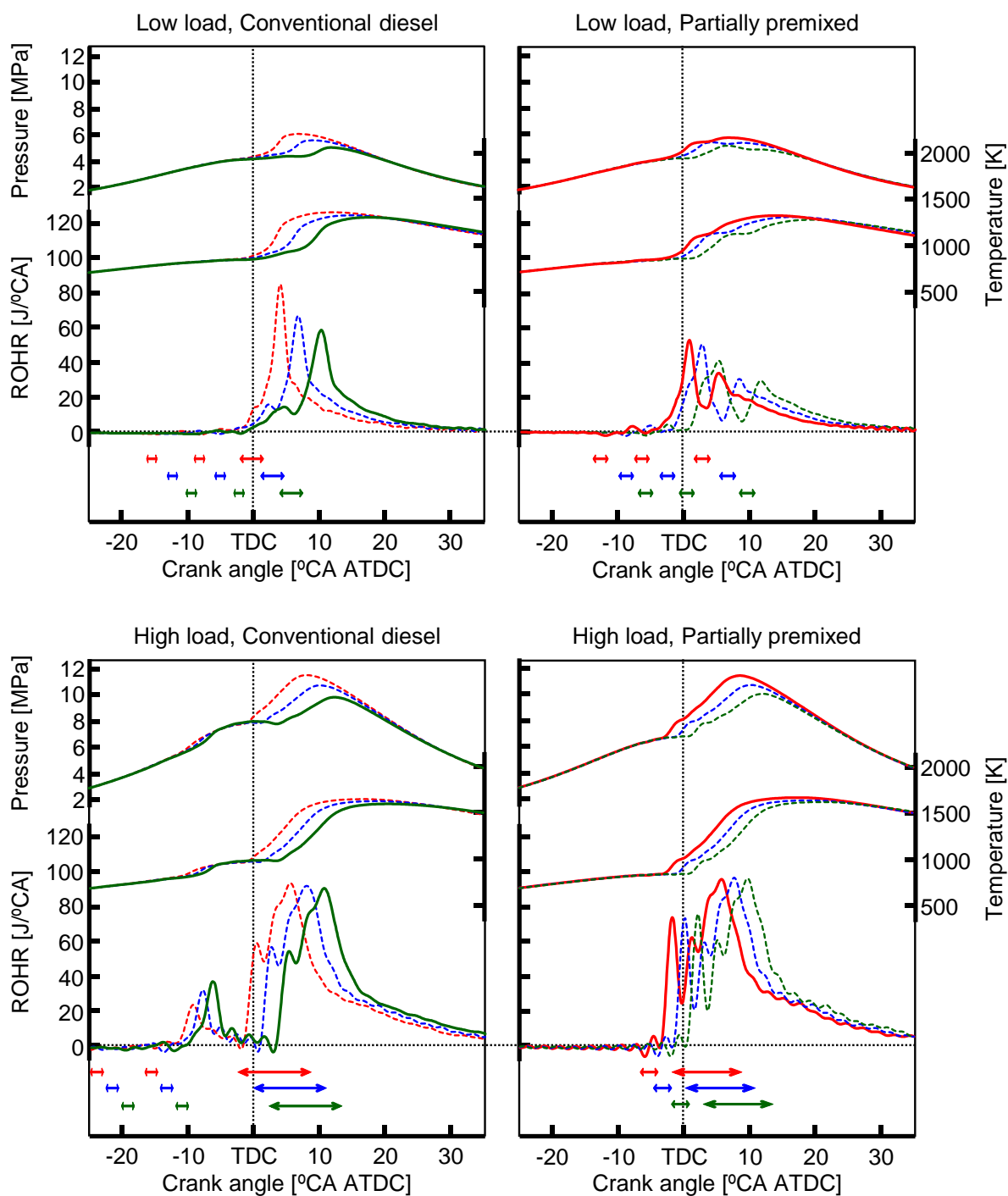


図 5-14 燃焼位相が部分予混合化燃焼と従来燃焼の筒内圧力, 筒内平均ガス温度, および熱発生率 (ROHR) 線図に及ぼす影響

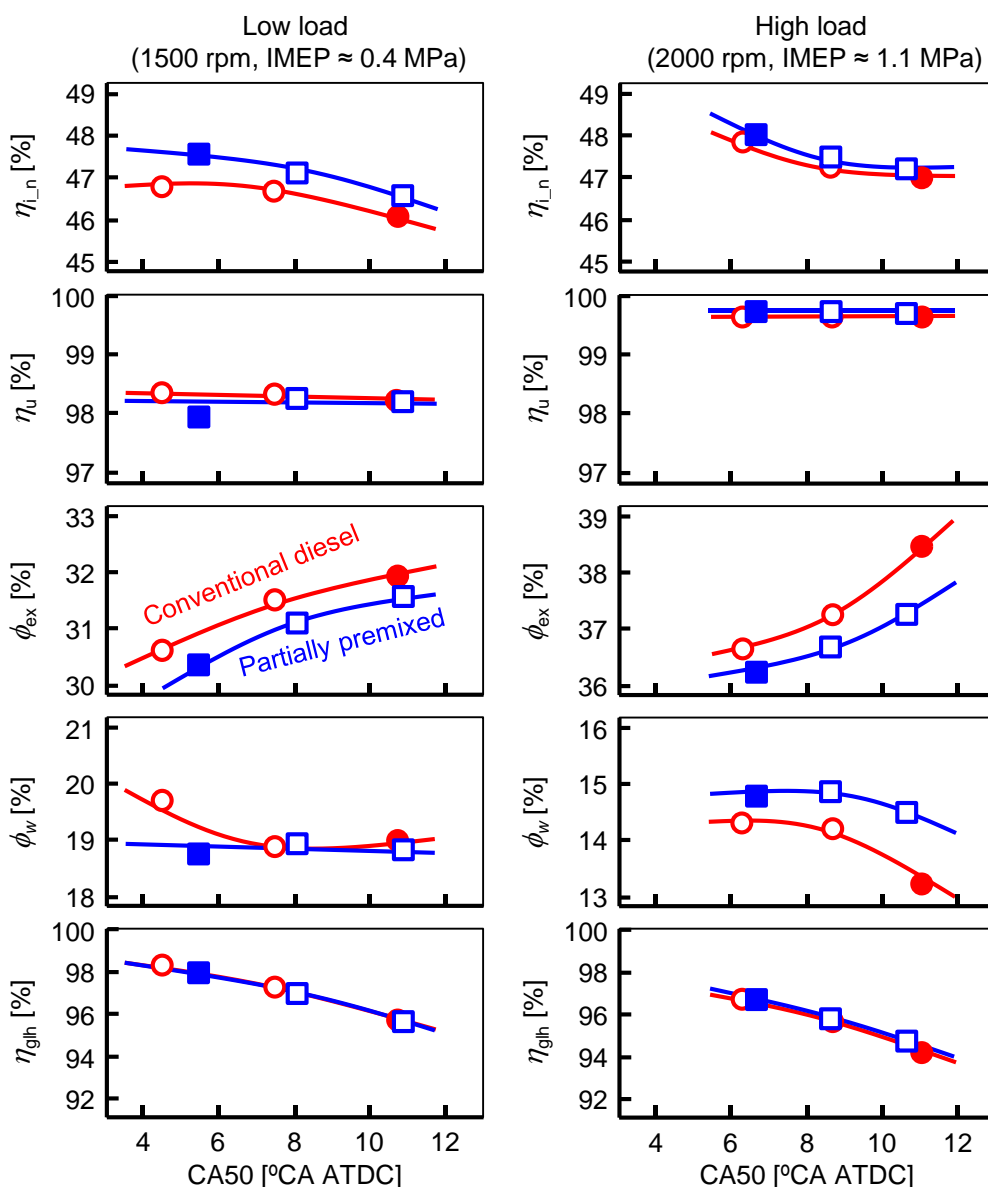


図 5-15 燃焼位相が熱効率関連因子（ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$ ，燃焼効率 η_u ，排気損失 ϕ_{ex} ，および冷却損失 ϕ_w ）および発熱の等容度 η_{glh} に及ぼす影響

図 5-16 に、図 5-14 と同一条件における燃焼位相が最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ ，燃焼騒音，窒素酸化物 NO_x ，および黒煙 $Smoke$ の排出量を 50%熱発生時期 CA50 に対して示す。図中の塗りつぶしのプロット（部分予混合化燃焼：青色，従来燃焼：赤色）は、図 5-11 と同一の条件によるものである。両燃焼方式とも CA50 の進角にともない最大圧力上昇率が増大して燃焼騒音も増加しているが、低負荷条件では従来燃焼の燃焼騒音が顕著に増加しているのに対し、部分予混合化燃焼の増加量は小さい。 NO_x および黒煙は燃焼方式によらず CA50 に対してトレードオフの関係を示している。よって、図 5-13 において部分予混合化燃焼の方が高 NO_x ・

低黒煙となったのは、燃焼位相の進角が主要な要因であることが示された。

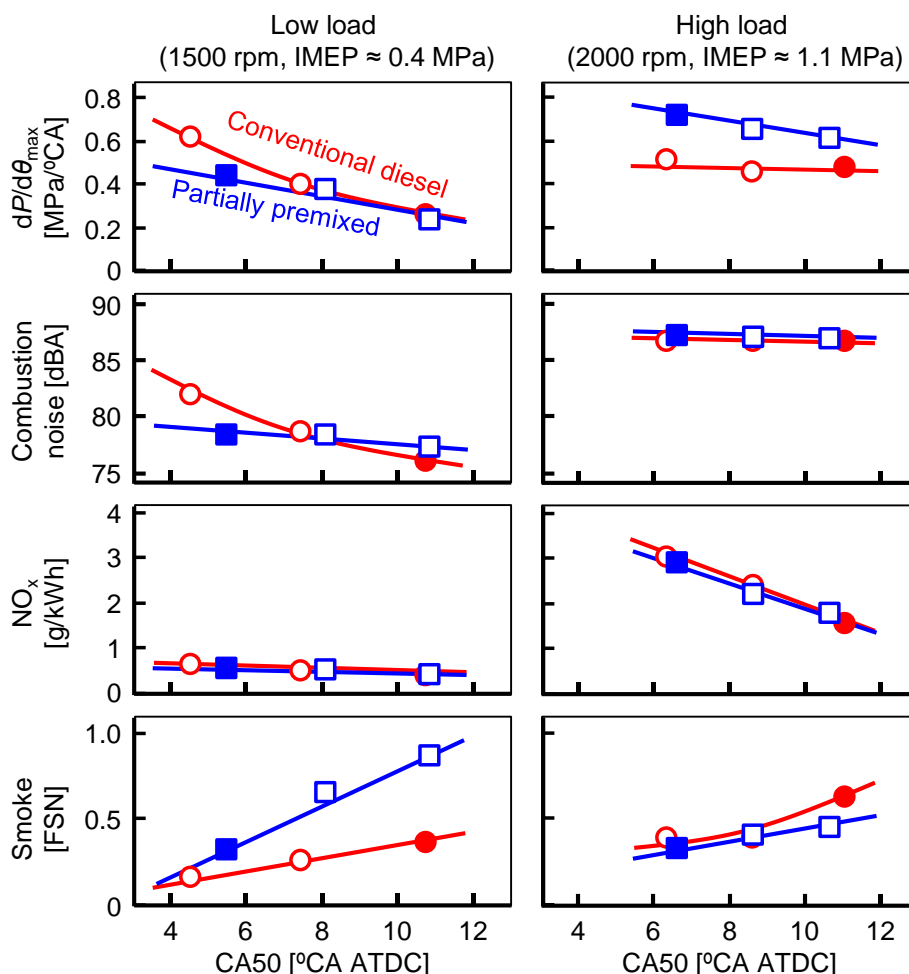


図 5-16 燃焼位相が最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ 、燃焼騒音、窒素酸化物 NO_x 、および黒煙 Smoke に及ぼす影響

燃焼位相の進角にともなう部分予混合化燃焼の NO_x の増加は、EGR 率を上昇させ吸気酸素濃度を低下させることで低減可能である。図 5-17 に、部分予混合化燃焼の吸気酸素濃度を低下させ、従来燃焼と同等の NO_x レベルとした際のグロス図示熱効率および黒煙 Smoke を NO_x に対して示す。同レベルの NO_x においても、低・中負荷条件では部分予混合化燃焼は従来燃焼と比べて図示熱効率が大幅に高く、黒煙は同等もしくは低くなっていることからその優位性が示されている。一方、高負荷条件では図示熱効率がほぼ同等となり黒煙が悪化しているため、高負荷条件に部分予混合化燃焼を適用するためにはさらなる燃焼改善が必要である。

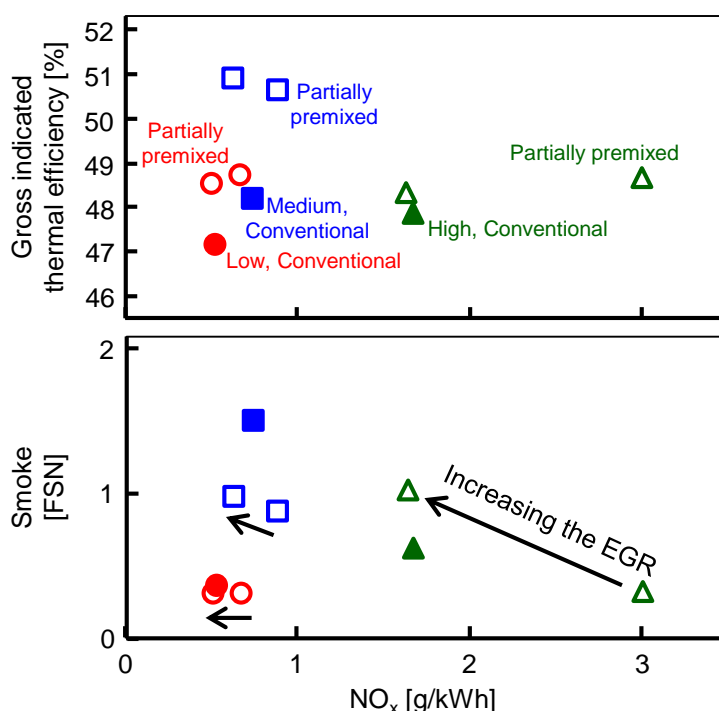


図 5-17 EGR がグロス図示熱効率および黒煙 Smoke に及ぼす影響

5.2.4 従来燃焼に対する部分予混合化燃焼の熱効率向上機構

前項における実機試験結果から、低負荷条件において部分予混合化燃焼は従来燃焼に対して、燃焼位相を進角しても冷却損失を悪化させることなく排気損失が低減して図示熱効率の向上が得られることが明らかとなった。本項では、低負荷条件における部分予混合化燃焼の図示熱効率の向上メカニズムを解明するため、冷却損失に着目して三次元 CFD コード AVL FIRE による数値解析を行った。解析条件は、図 5-15 において 50% 熱発生時期 CA50 が最も進角した上死点後約 4°CA の従来燃焼 (A4) と上死点後約 5°CA の部分予混合化燃焼 (B5)、および CA50 が最も遅角した上死点後約 11°CA の従来燃焼 (A11) の三条件である。なお、計算メッシュは図 4-13 に示したものをを用いた。

図 5-18 に、実験および CFD 解析により得られた筒内圧力および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。なお、図中下段の波形は燃料噴射率を示している。いずれの条件とも解析結果は実機の着火遅れ、燃焼期間、および熱発生率を比較的良好に再現しており、噴射条件に対するヒートバランスも実験結果と定性的に一致することを確認している。

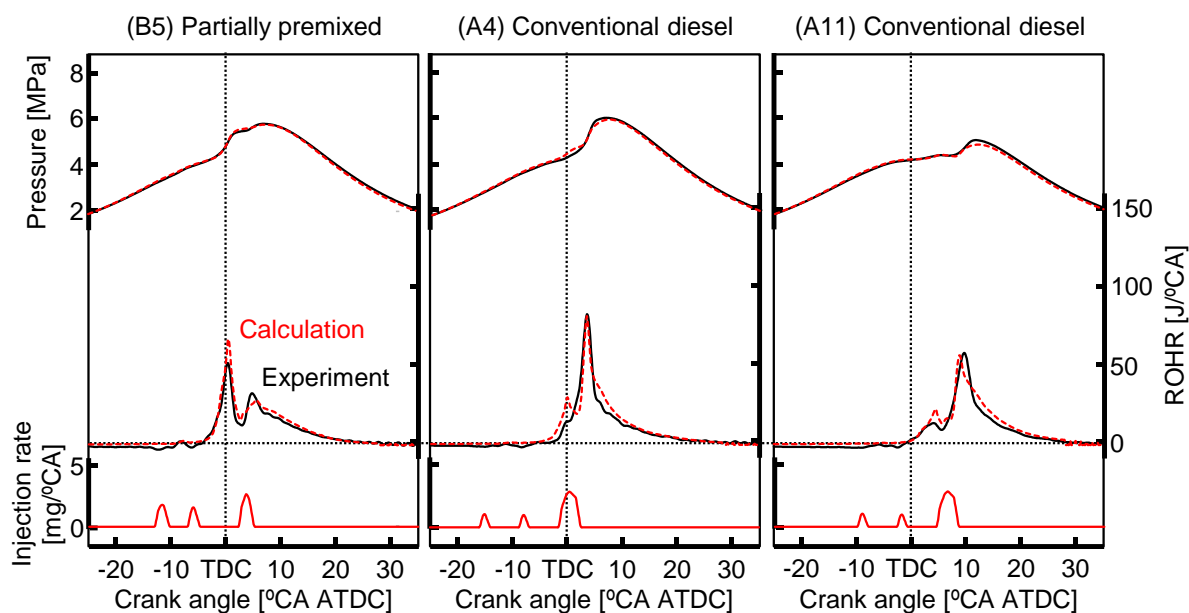


図 5-18 実験 (実線) と CFD 解析 (破線) により得られた部分予混合化燃焼および従来燃焼による筒内圧力と熱発生率 (ROHR) 線図

図 5-19 に、部分予混合化燃焼 (B5) および従来燃焼 (A4) と (A11) について CFD 解析により得られた冷却損失割合 $dQ_w/d\theta$ とその積算値を総投入燃料量で除した冷却損失 Q_w を示す。なお、冷却損失 Q_w 中には燃焼期間を示す 10% 熱発生時期 CA10 から 90% 熱発生時期 CA90 の間における冷却損失を数値で示してある。従来燃焼 (A4) および (A11) では着火直後に冷却損失割合が急増し、とくに (A4) ではピーク値が高くなっているが、部分予混合化燃焼 (B5) では前期燃焼と後期燃焼によって冷却損失割合は二段階の穏やかな上昇となり、ピーク値も従来燃焼と比べて低くなっている。これにより部分予混合化燃焼では、燃焼期間内の冷却損失も従来燃焼と比較して低く抑えられていることが明らかである。

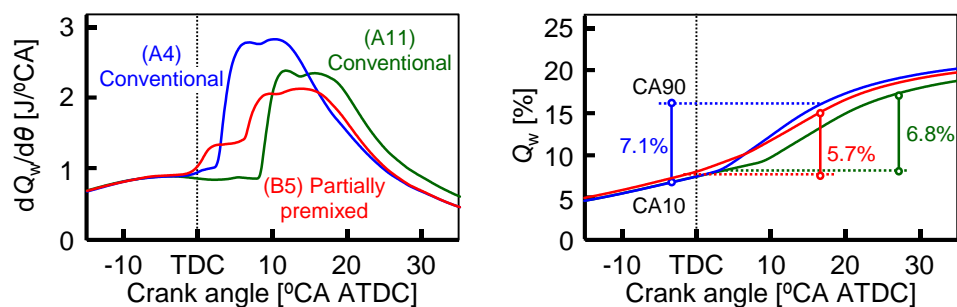


図 5-19 部分予混合化燃焼と従来燃焼の冷却損失割合 $dQ_w/d\theta$ および冷却損失 Q_w (CFD 解析)

図 5-20 に、部分予混合化燃焼 (B5) および従来燃焼 (A4) と (A11) について CFD 解析により得られた上死点后 4°CA から 12°CA の期間における燃焼室壁面近傍におけるガス温度および熱流束の分布の推移を示す。上死点后 4°CA において、燃焼位相の早い従来燃焼 (A4) は燃料噴霧が衝突する燃焼室リップ部付近の熱流束が大きくなっているのに対し、部分予混合化燃焼では前期燃焼がすでに生じているものの、4.1.5 で示した燃料噴射の分割による壁面近傍での燃焼ガス量およびガス流動の低減によって熱流束は従来燃焼より大幅に低減している。上死点后 8°CA において、部分予混合化燃焼では後期燃焼による高い熱流束の分布が燃焼室リップ部付近に見られるが、燃料噴射量が従来燃焼 (A4) と比較して減少しているため、熱流束およびガス温度の高い範囲は小さくなっている。上死点后 10°CA において、燃焼位相の遅い従来燃焼 (A11) で高い熱流束の分布が拡大しており、その範囲は上死点后 8°CA における部分予混合化燃焼のものよりも大きくなっている。

以上の解析結果から、部分予混合化燃焼では燃料噴射を分割することで噴霧のペネトレーションが抑制され、燃焼期間を通じて燃焼室壁面近傍における燃焼ガス量が減少するため、燃焼位相を進角しても冷却損失が低く保たれることが示唆された。

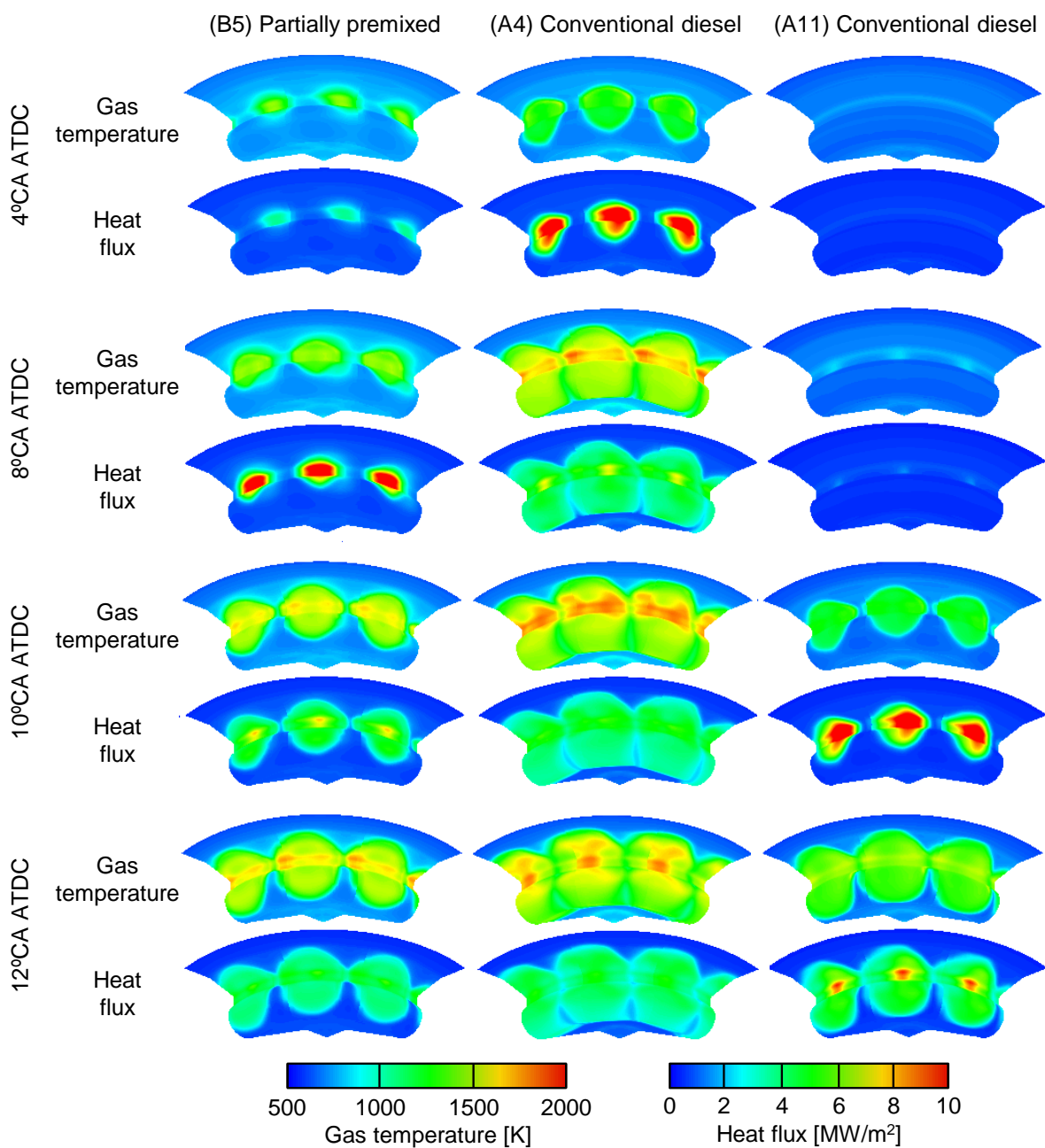


図 5-20 部分予混合化燃焼と従来燃焼の燃焼室壁面近傍におけるガス温度および熱流束の分布の推移 (CFD 解析)

5.3 第5章のまとめ

本章では、部分予混合化ディーゼル燃焼と従来の予混合化ディーゼル燃焼および拡散噴霧燃焼を比較することで、部分予混合化ディーゼル燃焼の優位性および改善点を明確化した。

本章で得られた結果は、およそ以下のとおりである。

5.3.1 予混合化ディーゼル燃焼との比較

1. 図示平均有効圧力 IMEP が 0.3 MPa 程度の低負荷条件においては、部分予混合化ディーゼル燃焼の方が単段噴射の予混合化ディーゼル燃焼に比較して、主に冷却損失の低減により図示熱効率が大きく、燃焼騒音も小さい。さらに、吸気温度を 60°C 以上に保つことで燃焼効率も単段予混合化ディーゼル燃焼を上回り、熱効率の優位性はさらに大きくなる。
2. 部分予混合化ディーゼル燃焼では、後期燃焼が筒内中央付近で燃焼して筒内温度が上昇するため、CO が低減することで燃焼効率が向上することに加えて、燃焼の分割により燃焼室壁面近傍での燃焼ガス量が低減することで冷却損失が低減するため、予混合化ディーゼル燃焼と比較して図示熱効率が高くなる。

5.3.2 拡散噴霧燃焼との比較

1. 熱効率の向上を主眼として運転条件を設定した部分予混合化ディーゼル燃焼は、従来の拡散噴霧燃焼と比較して、いずれの負荷条件でも燃焼位相が早期化して発熱の等容度が高い燃焼となるため、図示熱効率が向上する。低負荷および中負荷条件では、冷却損失が同等のまま発熱の等容度の向上による排気損失の低減により図示熱効率が大幅に向上する。一方、高負荷条件では冷却損失が増加するため、中負荷条件ほどの熱効率の向上は得られない。
2. いずれの負荷条件でも、燃焼位相が進角した部分予混合化ディーゼル燃焼の方が最大圧力上昇率の上昇にともない燃焼騒音が増加するが、拡散噴霧燃焼からの増加幅は低負荷条件で 1.8 dBA、中・高負荷条件で 1 dBA 程度あり非常に小さい。低負荷および中負荷条件では、両燃焼の黒煙は同等であり、部分予混合化ディーゼル燃焼では NO_x が若干増加するものの、EGR により黒煙を悪化させることなく NO_x の低減が可能である。一方、高負荷条件では、部分予混合化ディーゼル燃焼は NO_x が多く黒煙が少ないトレードオフの関係を示す。
3. 低負荷および高負荷条件において燃焼位相を変化させた場合には、両燃焼とも燃焼位相の進角にともない図示熱効率は向上、NO_x は増加、黒煙は減少する。低負荷条件では、いずれの燃焼位相においても部分予混合化ディーゼル燃焼の方が拡散噴霧燃焼よりも図示

熱効率が高いが、高負荷条件では、いずれの燃焼位相においても両燃焼の図示熱効率は同等である。

4. 低負荷条件における部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率向上の要因として、前期燃焼における燃料噴射の分割および後期燃焼期間での燃焼量減少の相乗効果より冷却損失が抑制されるため、燃焼位相を進角しても冷却損失が低く保たれることを挙げる事ができる。

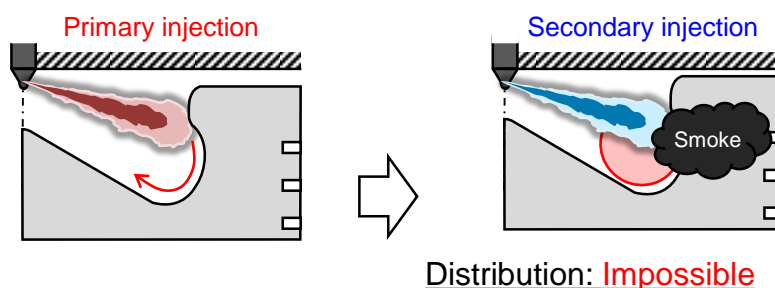
第6章 燃料噴霧の空間的分配による部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善

第3章から第5章において、吸気や燃料噴射の各条件が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に及ぼす影響を検討した結果、中負荷以上の条件における黒煙の増加が課題となることが示された。これは、前期燃焼によって生じる高温・低酸素濃度である既燃焼領域に後期燃料噴霧が進入するため、後期燃料噴霧への空気導入が阻害されることに起因するものと考えられる。本章では、後期燃料噴霧の既燃焼領域への進入を抑制することによる燃焼改善を目途とし、燃焼領域を空間的に分割する噴霧分配型燃焼室を考案するとともに、三次元CFDにより燃料噴霧の分配の良否と混合気形成および燃焼特性の検討を行い、実機試験によりその実証を試みた。

6.1 噴霧分配型燃焼室の基本的概念

図6-1に、部分予混合化ディーゼル燃焼における黒煙の排出低減を主眼として、本研究で考案した噴霧分配型燃焼室 (Divided) による二段噴射噴霧の分配の基本的概念を示す。従来の Re-entrant 型や Toroidal 型の燃焼室では、前期燃焼によって生じた高温・低酸素濃度である既燃焼領域に後期燃料噴霧が進入するため、後期燃料噴霧への空気導入が阻害され黒煙が生成される。したがって、黒煙の低減には既燃焼領域に後期燃料噴霧が進入することを抑制する必要がある。そこで本研究では、燃焼室中段に設けたリップにより前期噴霧を燃焼室上部に、後期噴霧を燃焼室下部に分配可能な噴霧分配型燃焼室を考案した。すなわち、前期燃料噴射を燃料噴霧が上段燃焼室内に進入するピストン位置の時期に設定し、噴霧が下段燃焼室に進入することなく上段燃焼室内で予混合化燃焼するとともに、後期燃料噴射をピストンが上昇した上死点近傍で行い、大部分の後期燃料噴霧が比較的低温・高酸素濃度の下段燃焼室内で拡散噴霧燃焼を行うことを主眼としている。このように噴霧分配型燃焼室では、各燃料噴射時期を適正化することで燃料噴霧を空間的に分配することが可能であり、既燃焼領域への噴霧の進入を回避することで、後期燃料噴霧の空気利用が向上して燃焼促進と黒煙低減が期待できる。

○Ordinary combustion chamber



○Divided combustion chamber

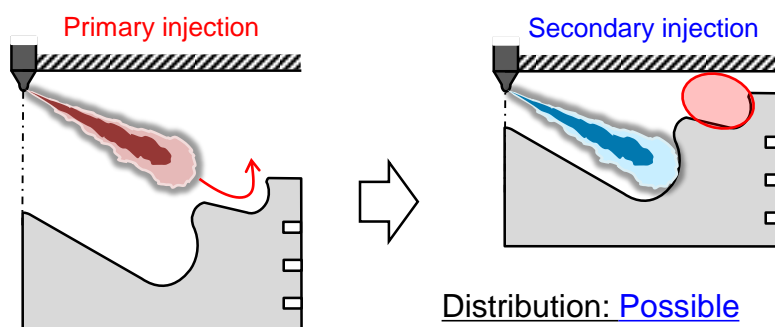


図 6-1 噴霧分配型燃焼室の基本的概念

図 6-2 に、実際に設計・作成した噴霧分配型燃焼室と比較のために用いた従来 Re-entrant 型燃焼室を示す。噴霧分配型燃焼室では、燃料噴霧の空間的分配のために比較的早期の前期燃料噴射を行う必要があって、そのままでは燃焼位相が過早になるため、圧縮比を 14 に低下して着火遅れを確保するようにした。なお、従来 Re-entrant 型燃焼室においても圧縮比は噴霧分配型燃焼室と同一の 14 に設定している。両燃焼室で燃焼室中心からピストンリップまでの距離は等しく、噴霧分配型燃焼室はリップ上部に容積を有するため、Re-entrant 型燃焼室と比較してボウル部の容積が小さくなっている。

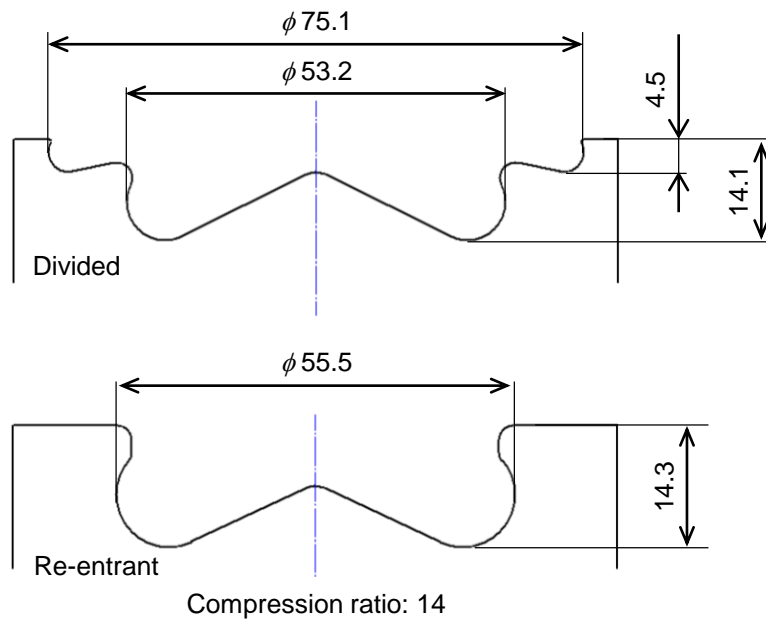


図 6-2 噴霧分配型燃焼室 (Divided) および従来 Re-entrant 型燃焼室のキャビティ形状

6.2 三次元 CFD 解析による噴霧分配効果の検討

本節では、実機試験に先立って三次元 CFD 解析コード FIRE を用いて噴霧分配型燃焼室 (Divided) における燃料噴霧分配と混合気形成および燃焼特性の検討を実施した。また、従来 Re-entrant 型燃焼室における燃焼特性も検討し、噴霧分配型燃焼室との比較を行った。

6.2.1 計算条件

表 6-1 に計算条件を、図 6-3 に計算メッシュを示す。燃料は表 3-2 に示した JIS3 号軽油を対象とし、化学反応モデルの調整を実施した。燃料噴射ノズルのコーン角は幾何学的に噴霧分配が成立する 140° とし、噴孔数は七噴孔とした。そのため、計算メッシュは燃焼室を周方向に 1/7 に分割したセクターモデルを用いた。平均セルサイズは 0.5 mm、燃焼室壁面近傍の境界セルは厚さ 0.1 mm の四層構造とし、総セル数は約 182,000 セルとなっている。

まず、噴霧分配型燃焼室における噴霧分配特性を検討するために、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を上死点前 40°CA から上死点前 25°CA の範囲で変更して解析を行った。その際、後期燃料噴射時期 θ_{2nd} は TDC、総投入燃料量 Q_{fuel} は中・高負荷条件に相当する 25 mg/cycle で一定とし、前期および後期燃料噴射量はそれぞれ 8.3 mg/cycle および 16.7 mg/cycle とした。

次に、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室の混合気形成特性および燃焼過程の解析を行った。前期燃料噴射時期 θ_{1st} は、噴霧分配型燃焼室では上死点前 35°CA 、Re-entrant 型燃焼室では上死点前 25°CA とし、後期燃料噴射時期 θ_{2nd} は両燃焼室とも TDC で一定とした。

表 6-1 計算条件

Engine speed	2000 rpm	
Total fuel injection quantity, Q_{total}	25 mg/cycle	
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.85 MPa	
Primary fuel injection quantity, Q_{1st}	8.3 mg/cycle	
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	16.7 mg/cycle	
Fuel injection pressure	160 MPa	
Nozzle specification	φ 0.125 mm × 7 holes (140° included angle)	
Intake gas pressure, P_{in}	160 kPa abs.	
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %	
Intake gas temperature, T_{in}	40°C	
Swirl ratio	1.6	
Combustion chamber	Divided, Re-entrant	
Compression ratio (Geometrical)	14	
Investigation of spray distribution effect with divided combustion chamber		
Primary fuel injection timing, θ_{1st}	-40 to -25°CA ATDC	
Secondary fuel injection timing, θ_{2nd}	TDC	
Comparison of divided and re-entrant combustion chamber		
Primary fuel injection timing, θ_{1st}	Divided	-35°CA ATDC
	Re-entrant	-25°CA ATDC
Secondary fuel injection timing, θ_{2nd}	Divided	TDC
	Re-entrant	

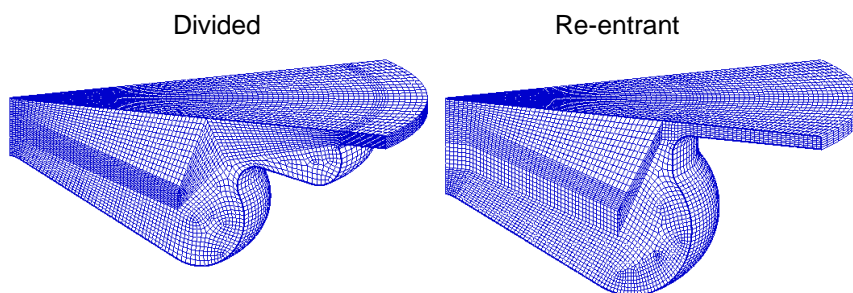


図 6-3 計算メッシュ

6.2.2 噴霧分配型燃焼室における噴霧分配効果の検討

噴霧分配型燃焼室による噴霧分配効果を検討するため、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を上死点前 40°CA から上死点前 25°CA の範囲で変更した。その際、後期燃料噴射時期 θ_{2nd} は TDC で一定とした。

図 6-4 に、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を変化させた際の前期燃料噴霧が形成する混合気の気相当量比分布の推移を示す。前期燃料噴射時期が上死点前 40°CA では、燃料が上段燃焼室に進入

しているものの、一部の燃料が燃焼室外に飛散するとともにスキッシュエリアに進入し、シリンダーライナに達している。それに対して上死点前 35°CA では、大部分の噴霧が上段燃焼室内に留まって混合気を形成している。一方、上死点前 30°CA では燃焼室中段のリップに噴霧が衝突して下段燃焼室へ進入する燃料が認められ、上死点前 25°CA まで遅角すると下段燃焼室に入る燃料が大幅に増加している。以上の結果から、本研究で設計した形状の噴霧分配型燃焼室においては、前期燃料噴射時期を上死点前 35°CA より早期に設定することで前期燃料噴霧を下段燃焼室に進入させず上段燃焼室に分配可能であることが示唆されている。

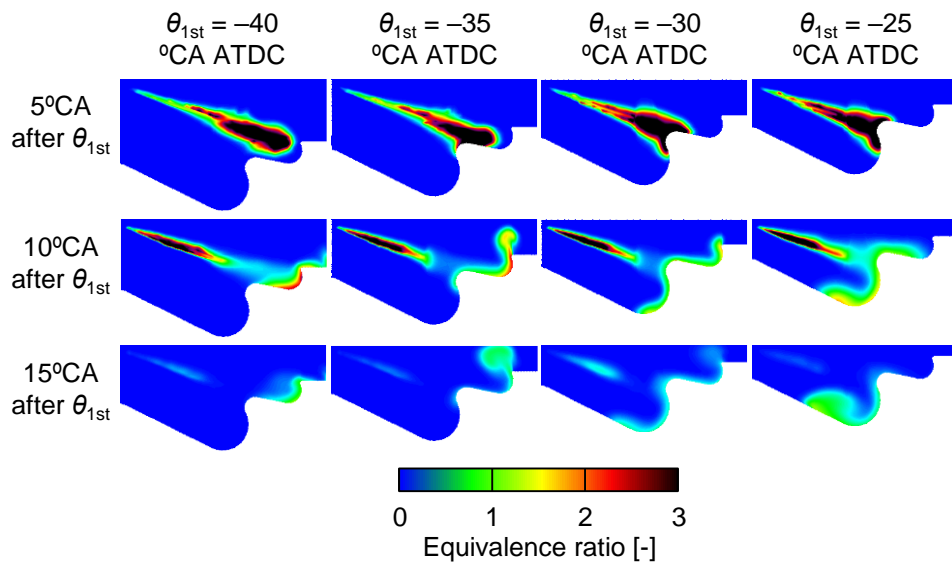


図 6-4 前期燃料噴射時期 θ_{1st} が前期燃料噴射後の筒内気相当量比分布の推移に及ぼす影響 (CFD 解析)

図 6-5 に、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を上死点前 35°CA および上死点前 25°CA とした際に後期燃料噴射を上死点 ($\theta_{2nd} = \text{TDC}$) で行った後の気相当量比分布の推移を示す。後期燃料噴霧は、噴射開始後 5°CA において燃焼室中段のリップ下部に衝突し、その大部分が下段燃焼室内に進入して混合気を形成している。前期燃料噴射時期が上死点前 35°CA では、後期噴射開始直後の上死点において前期燃料噴霧は上段燃焼室内で混合気を形成しているため、後期燃料噴霧との干渉が生じず噴霧が適正に分配されているが、前期燃料噴射時期が上死点前 25°CA では、上死点において前期燃料噴霧が下段燃焼室に進入しており、その混合気を後期燃料噴霧が巻き込む様子が見られる。

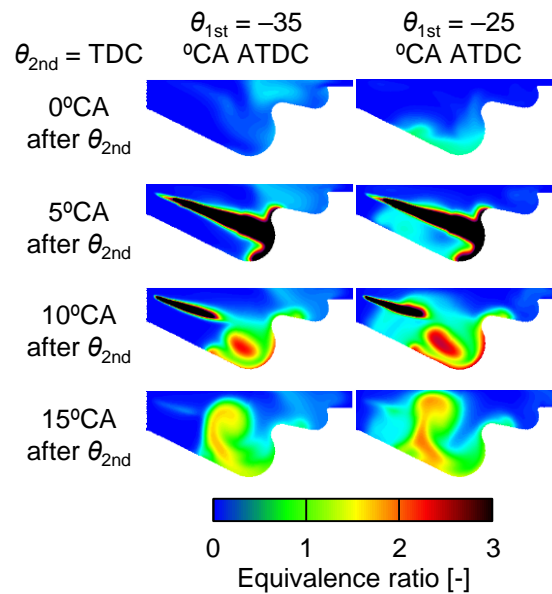


図 6-5 後期燃料噴射後の気相当量比分布の推移 (CFD 解析)

これら各燃料噴霧の挙動を定量的に評価するため、図 6-6 に図 6-5 と同一条件における後期燃料噴射後 10°CA および 15°CA における各当量比域に存在する燃料の質量頻度分布を示す。噴霧分配が成立する前期燃料噴射時期 θ_{1st} が上死点前 35°CA では、噴霧干渉が生じている前期燃料噴射時期が上死点前 25°CA の場合と比べて、黒煙の生成が顕著になる当量比 2.0 以上の領域に存在する燃料が減少して低当量比側に燃料質量分布が移行しており、噴霧分配による黒煙低減の可能性が強く示唆されている。

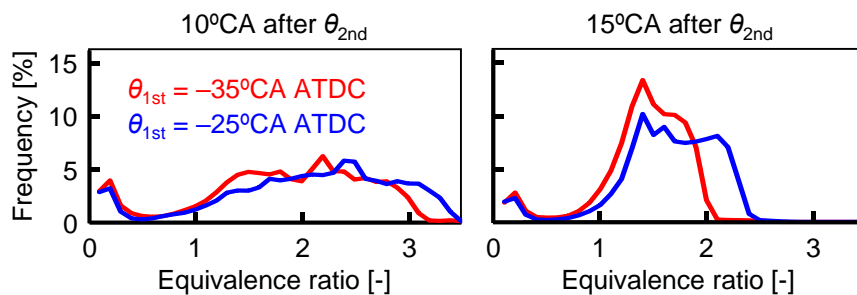


図 6-6 後期燃料噴射後の各当量比域に存在する燃料の質量頻度分布 (CFD 解析)

以上の解析結果から、噴霧分配を目的に設計した燃焼室では、各燃料噴射時期を適切に設定することで前期と後期の燃料噴霧を燃焼室内上下に分配することが可能であり、本研究で設計した燃焼室形状では前期燃料噴射時期を上死点前 35°CA とした際に最も高い分配効果が得られることが明らかとなった。

6.2.3 噴霧分配型燃焼室と Re-entrant 型燃焼室との比較

部分予混合化ディーゼル燃焼を噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室に適用した際の混合気形成特性および燃焼過程の比較を行った。前期燃料噴射時期 θ_{1st} は、噴霧分配型燃焼室では最も分配効果が高い上死点前 35°CA とし、Re-entrant 型燃焼室においては上死点前 35°CA ではシリンダーライナへの噴霧の衝突が避けられないため、噴霧が燃焼室内に入る上死点前 25°CA とした。後期燃料噴射時期 θ_{2nd} はいずれも上死点 (TDC) とした。

図 6-7 に、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室における前期燃料噴射後から 15°CA まで (図中左側)、および後期燃料噴射後から 15°CA まで (図中右側) の気相当量比分布の推移をそれぞれ示す。噴霧分配型燃焼室では、6.2.2 で述べたように噴霧分配が可能となっているが、Re-entrant 型燃焼室では前期燃料噴射による燃料噴がリップに衝突した後に燃焼室内に進入してボウル部底面に混合気を形成し、その領域に後期燃料噴霧が進入するため、噴霧分配型燃焼室と比較して高当量比の混合気が燃焼室中央部に形成されている。

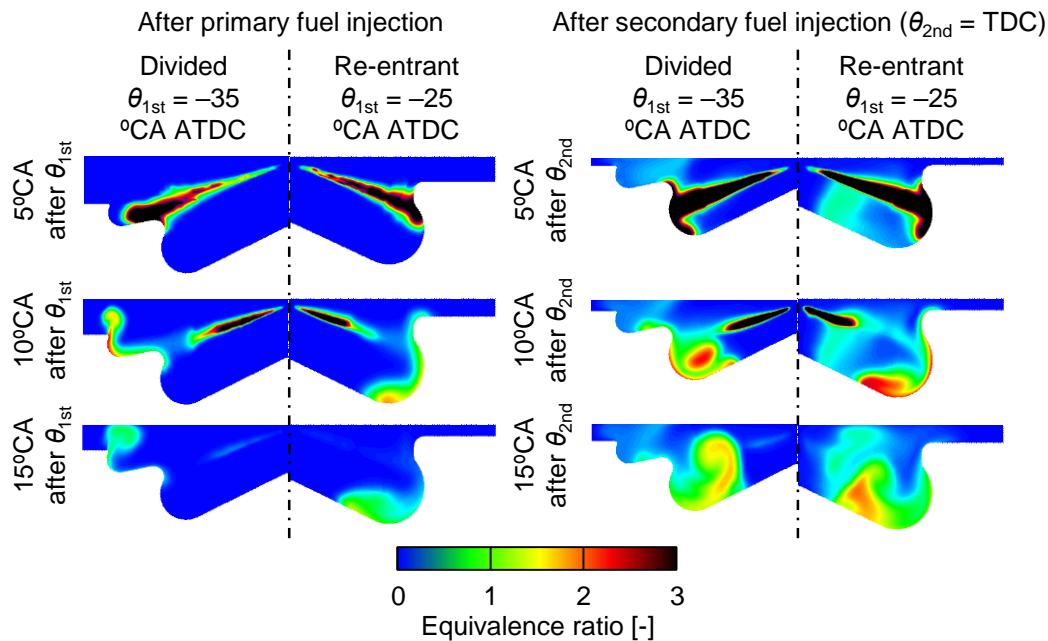


図 6-7 各燃焼室における筒内気相当量比分布の推移 (CFD 解析)

図 6-8 に、図 6-7 と同一条件における後期燃料噴射後の筒内ガス温度分布および酸素濃度分布の推移を示す。両燃焼室とも後期噴射時期である TDC において既に前期噴射による予混合化ディーゼル燃焼が生じているが、噴霧分配型燃焼室では上段燃焼室内のみに高温・低酸素濃度領域が存在しているのに対し、Re-entrant 型燃焼室ではリップ下部からボウル部底面に

かけて広い範囲に高温・低酸素濃度領域が存在している。両燃焼室とも後期燃料噴霧は噴射開始後 5°CA に噴霧外縁部が高温になっていることから、短い着火遅れ期間を経た拡散噴霧燃焼となっていると推定される。噴霧分配型燃焼室では、後期燃料噴霧の一部が上段燃焼室の既燃焼領域に進入しているものの、大部分は下段燃焼室に進入して燃焼しているのに対し、Re-entrant 型燃焼室では後期燃料噴霧は前期燃焼によって形成された高温・低酸素雰囲気領域の既燃焼領域へ進入して燃焼している。後期燃焼終盤の後期噴射後 15°CA において、Re-entrant 型燃焼室では噴霧の根元に高温・低酸素領域が存在していることから、火炎が噴霧根元部にまで到達していると推察されるが、噴霧分配型では噴霧根元部にそのような兆候は見られない。

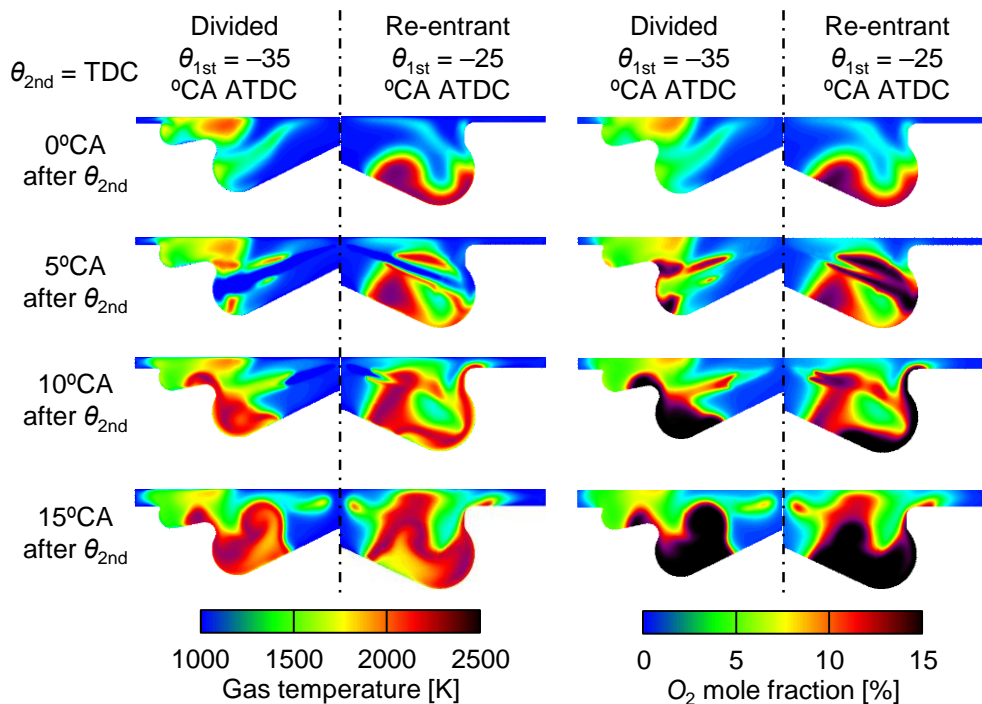


図 6-8 各燃焼室における後期燃料噴射後の筒内温度分布および酸素濃度分布の推移 (CFD 解析)

図 6-9 に、図 6-7 と同一条件における後期燃料噴射後 5°CA、10°CA および 15°CA での ϕ -T (当量比 - 温度) マップを示す。両燃焼室とも後期燃料噴射後から噴霧の蒸発および燃焼が進行するにしたがって、局所当量比が低下するとともに温度が上昇するが、噴霧分配型燃焼室は Re-entrant 型燃焼室に比較してより低い当量比分布となっている。図 6-10 に、両燃焼室について後期燃料噴射後 15°CA 経過時点における黒煙生成領域内 (局所当量比が 2.0 以上かつ温度が 1500 K 以上 2300 K 以下) に存在する燃料質量を示す。噴霧分配型燃焼室は Re-entrant 型燃焼室と比較して黒煙生成領域内の燃料質量が大幅に減少しており、既燃焼領域と

後期燃料噴霧の干渉を回避し黒煙の排出を抑止できる可能性が示唆されている。

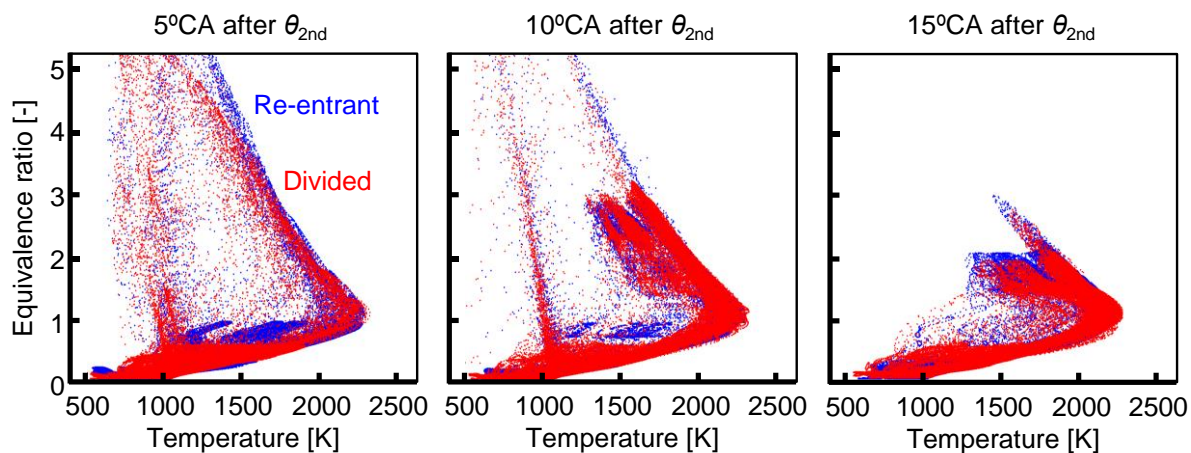


図 6-9 各燃焼室の後期燃料噴射後の ϕ -T マップの推移 (CFD 解析)

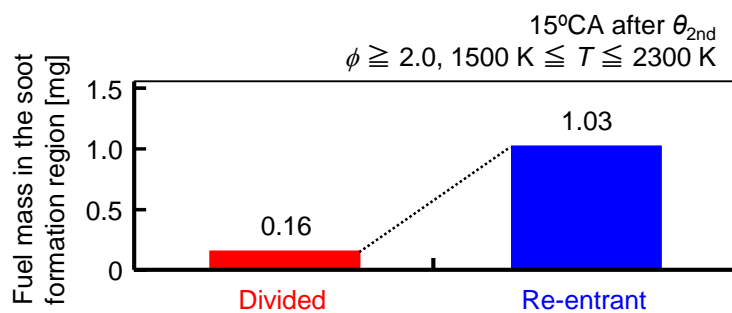


図 6-10 各燃焼室の黒煙生成領域内に存在する燃料質量 (CFD 解析)

6.3 実機試験による噴霧分配効果の検討

本節では、前節で三次元 CFD 解析を行った噴霧分配型燃焼室 (Divided) および従来 Re-entrant 型燃焼室を実機エンジンに装着して部分予混合化ディーゼル燃焼を行い、噴霧分配による燃焼改善効果の実証を行った。

6.3.1 実験条件

表 6-2 に実験条件を示す。燃焼室は図 6-2 に示した噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室を、燃料は表 3-2 に示した JIS3 号軽油を供試した。機関回転速度は 2000 rpm, 吸気圧力は絶対圧力で 160 kPa, および吸気温度は 40°C に設定した。燃料噴射ノズルは CFD 解析と同一諸元のピエゾインジェクタ (デンソー製 G3P) を用い、燃料噴射圧力は 160 MPa で一定とした。

まず、CFD 解析と同様に噴霧分配効果を確認するため、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室において、総投入燃料量 Q_{total} を 25 mg/cycle として、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を上死点前 40°CA から上死点前 25°CA の範囲で変更した。その際、後期燃料噴射時期 θ_{2nd} は TDC, 吸気酸素濃度 O_{2in} は吸気ガス中の体積割合で 15% で一定とした。前期および後期燃料の各噴射量は、噴霧分配型燃焼室を用いた際に各前期燃料噴射時期において、前期燃焼と後期燃焼の熱発生率のピーク値 $dQ/d\theta_{1max}$ および $dQ/d\theta_{2max}$ が同等となるように設定し、Re-entrant 型燃焼室においては噴霧分配型燃焼室と同一の燃料噴射量に設定した。

次に、高負荷条件における噴霧分配効果を検討するため、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室において、総投入燃料量 Q_{total} を 25 mg/cycle, 30 mg/cycle, および 35 mg/cycle とし、吸気酸素濃度 O_{2in} を吸気ガス中の体積割合で 17% から 11% まで部分予混合化燃焼の形態が維持可能かつ黒煙の排出が許す範囲で変化させた。その際、前期燃料噴射時期 θ_{1st} は上死点前 35°CA, 後期燃料噴射時期 θ_{2nd} は上死点前 5°CA で一定とした。前期および後期燃料の各噴射量は、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室ともに、前期燃焼と後期燃焼の熱発生率のピーク値が同等となるように設定した。

表 6-2 実験条件

Engine speed	2000 rpm
Fuel injection pressure	160 MPa
Nozzle specification	$\phi 0.125 \text{ mm} \times 7 \text{ holes (140}^\circ \text{ included angle)}$
Intake gas pressure, P_{in}	160 kPa abs.
Intake gas temperature, T_{in}	40°C
Swirl ratio	1.6
Combustion chamber	Divided, Re-entrant
Compression ratio (Geometrical)	14
Influence of first fuel injection timing	
Total fuel injection quantity, Q_{total}	25 mg/cycle
Indicated mean effective pressure, IMEP	$\approx 0.85 \text{ MPa}$
Primary fuel injection quantity, Q_{1st}	Adjusted to $dQ/d\theta_{1max} = dQ/d\theta_{2max}$ for divided combustion chamber
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	
Primary fuel injection timing, θ_{1st}	-40 to -25°C A TDC
Secondary fuel injection timing, θ_{2nd}	TDC
Intake oxygen concentration, O_{2in}	15 vol. %
Influence of fuel spray distribution under high load conditions	
Total fuel injection quantity, Q_{total}	25, 30, 35 mg/cycle
Indicated mean effective pressure, IMEP	0.85 ~ 1.2 MPa
Primary fuel injection quantity, Q_{1st}	Adjusted to $dQ/d\theta_{1max} = dQ/d\theta_{2max}$ for both combustion chambers
Secondary fuel injection quantity, Q_{2nd}	
Primary fuel injection timing, θ_{1st}	-35°C A TDC
Secondary fuel injection timing, θ_{2nd}	-5°C A TDC
Intake oxygen concentration, O_{2in}	17 to 11 vol. %

6.3.2 噴霧分配が燃焼特性に与える影響

噴霧分配効果を検討するため、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室において、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を上死点前 40°C A から上死点前 25°C A の範囲で変更した。その際、総投入燃料量 Q_{total} を 25 mg/cycle で一定とし、後期燃料噴射時期 θ_{2nd} を TDC に設定した。なお、熱効率の変化により図示平均有効圧力 IMEP は 0.77 MPa から 0.87 MPa の範囲で変化している。

図 6-11 に、噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室において、前期燃料噴射時期 θ_{1st} を上死点前 35°C A および上死点前 25°C A に設定した際の筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図を示す。噴霧分配型燃焼室では、前期燃料噴射時期によらず予混合化燃焼が主体である前期燃焼の後に後期燃焼が生じる部分予混合化ディーゼル燃焼の様態を呈している。一方、Re-entrant 型燃焼室では前期燃料噴射時期を上死点前 25°C A とした際は前期燃焼が明確に発現しているものの、前期燃料噴射時期を上死点前 35°C A とした際は前期燃

燃焼の着火遅れが大幅に増加し、緩慢な熱発生となっている。これは、図 6-12 に示す CFD 解析により得られた各前期燃料噴射開始から 10°CA 後における気相当量比分布の通り、前期燃料噴射時期が上死点前 35°CA の場合には、噴霧分配型燃焼室では前期燃料噴霧が上段燃焼室に進入してシリンダーライナ付近の混合気が著しく減少しているのに対して、Re-entrant 型燃焼室では燃料噴霧がスキッシュエリアに留まりつつ希薄な混合気を形成するためであると考えられる。前期燃料噴射時期が上死点前 25°CA の場合には、Re-entrant 型燃焼室でも燃焼室内に燃料噴霧が進入するようになるため、前期燃焼の熱発生が活発になっている。

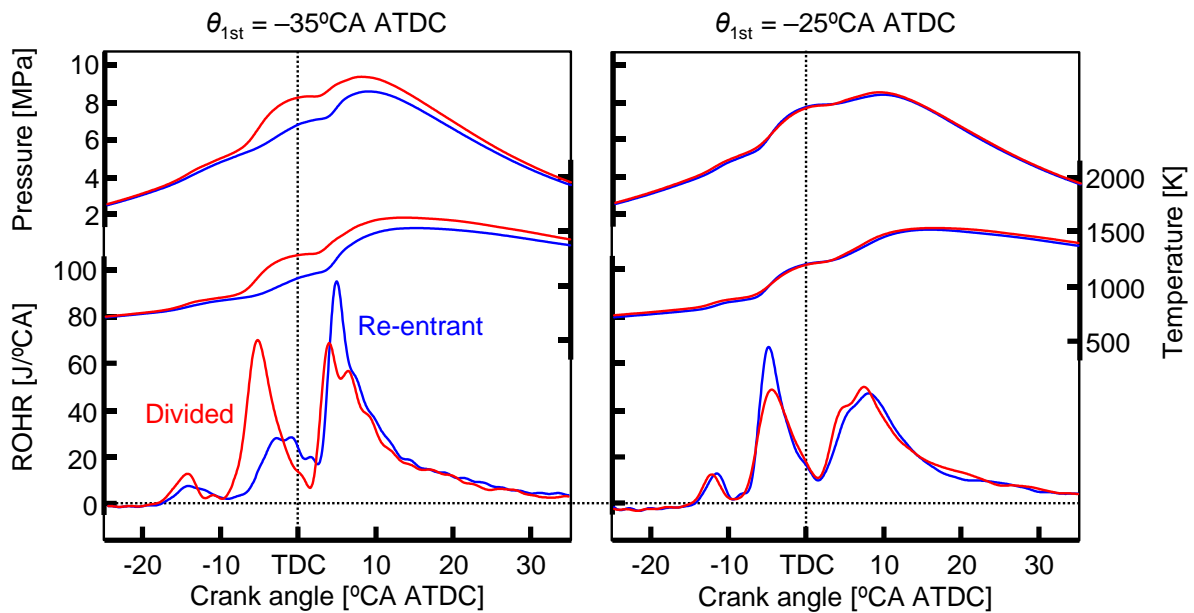


図 6-11 噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室における筒内圧力、筒内平均ガス温度、および熱発生率 (ROHR) 線図 (前期燃料噴射時期 $\theta_{1st} = -35^\circ\text{CA ATDC}$, -25°CA ATDC)

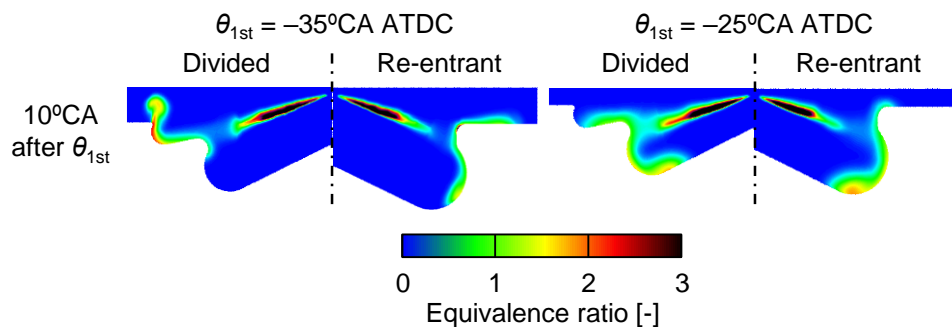


図 6-12 各燃焼室の前期燃料噴射開始から 10°CA 後における気相当量比分布 (CFD 解析)

図 6-13 に、図 6-11 と同一条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke) を前期燃料噴射時期 θ_{1st} に対して示す. 両燃焼室とも前期燃料噴射時期が上死点前 35°CA 以前では黒煙が 2% in Bosch 以下となっているが, 上死点前 30°CA 以降では黒煙が顕著に増加している. これは, 図 6-12 に示す通り, 前期燃料噴射時期が上死点前 35°CA の場合は, 噴霧分配型燃焼室では噴霧分配が成立し, Re-entrant 型燃焼室では前期燃料噴霧がスキッシュエリアと燃焼室内にそれぞれ進入するため, 既燃焼領域と後期燃料噴霧の干渉が抑制されたためである. 一方, Re-entrant 型燃焼室では主にスキッシュエリアにおける希薄化と低温燃焼に由来すると考えられる CO および THC が多量に排出されているのに対し, 噴霧分配型燃焼室では上段燃焼室内で前期燃焼が生じるため, それらの排出量は少なくなっている. 前期燃料噴射時期を上死点前 30°CA より遅角させると, 両燃焼室とも THC は増加せず CO が増加している. これは, 低酸素濃度雰囲気である既燃焼領域で後期燃焼が生じることに起因すると考えられ, 前述した黒煙の増加もそれに対応している.

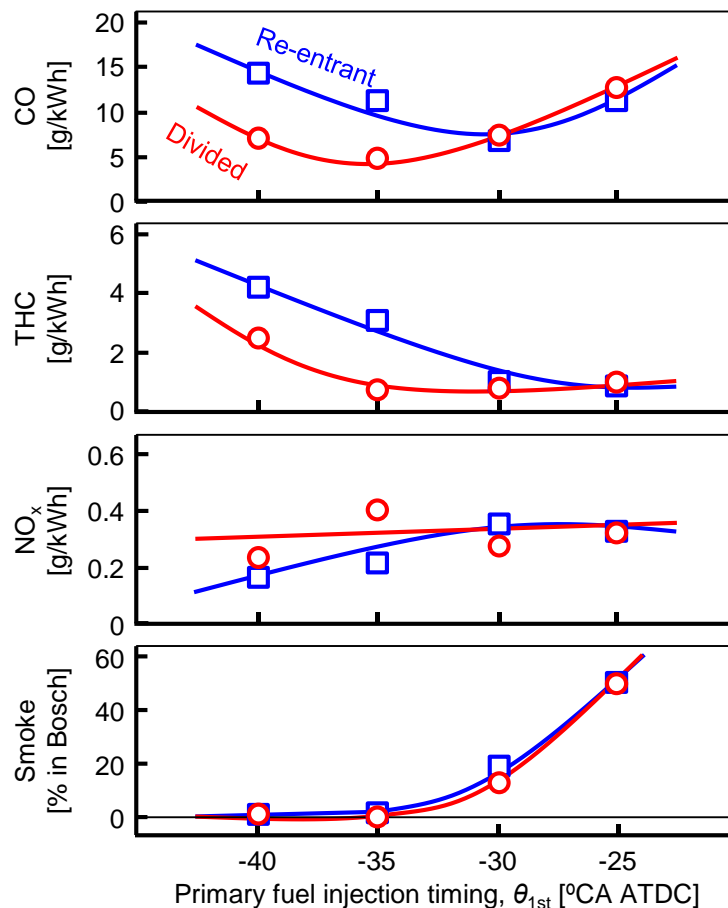


図 6-13 各燃焼室における前期燃料噴射時期 θ_{1st} に対する排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke)

図 6-14 に、図 6-11 と同一条件における熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , およびその他の損失 ϕ_{other}) を前期燃料噴射時期 θ_{1st} に対して示す. 噴霧分配型燃焼室では, 前期燃料噴射時期を変化させても排気損失およびその他の損失に大きな差異はみられず, 燃焼効率が最良となる前期燃料噴射時期が上死点前 35°C A において図示熱効率が最も高くなっている. 一方, Re-entrant 型燃焼室で前期燃料噴射時期が上死点前 35°C A 以前では, 一段目燃焼が緩慢化したことにより排気損失が低減しているものの, スキッシュエリアに前期燃料噴霧が飛散することに起因する燃焼効率とその他の損失の悪化により, 噴霧分配型燃焼室と比較して図示熱効率が大幅に低下している.

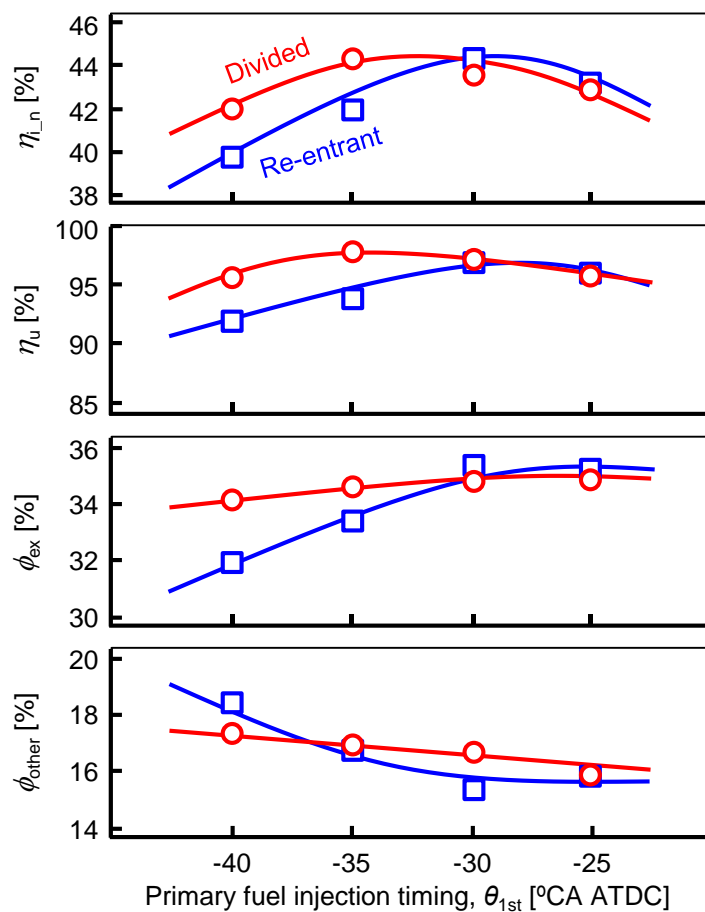


図 6-14 各燃焼室における前期燃料噴射時期 θ_{1st} に対する熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , およびその他の損失 ϕ_{other})

6.3.3 高負荷条件における噴霧分配効果の検討

高負荷条件における噴霧分配型燃焼室による燃焼改善効果を検討するため, 噴霧分配型燃焼室および Re-entrant 型燃焼室において, 総投入燃料量 Q_{total} を 25 mg/cycle, 30 mg/cycle, および 35 mg/cycle とし, 吸気酸素濃度 O_{2in} を吸気ガス中の体積割合で 17% から 11% まで黒煙の

排出が許す範囲で変化させて運転を行った。この際、燃料噴射時期は両燃焼室において、黒煙が最も低減した前期燃料噴射時期 θ_{1st} が上死点前 35°CA、後期燃料噴射時期 θ_{2nd} が上死点前 5°CA で一定とした。

図 6-15 に、各総投入燃料量 Q_{total} における図示平均有効圧力 IMEP，最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ ，および燃焼騒音を吸気酸素濃度 O_{2in} に対して示す。IMEP は総投入燃料量が 25 mg/cycle で 0.8 MPa 程度，30 mg/cycle で 1.0 MPa 程度，35 mg/cycle で 1.2 MPa 程度となっている。最大圧力上昇率および燃焼騒音は吸気酸素濃度の低下にともない増大しているが、いずれの総投入燃料量においても燃焼の分割により大部分の吸気酸素濃度において 0.7 MPa/°CA で 86 dBA 以下となっており、IMEP が 1.2 MPa までの範囲で低燃焼騒音運転が可能である。

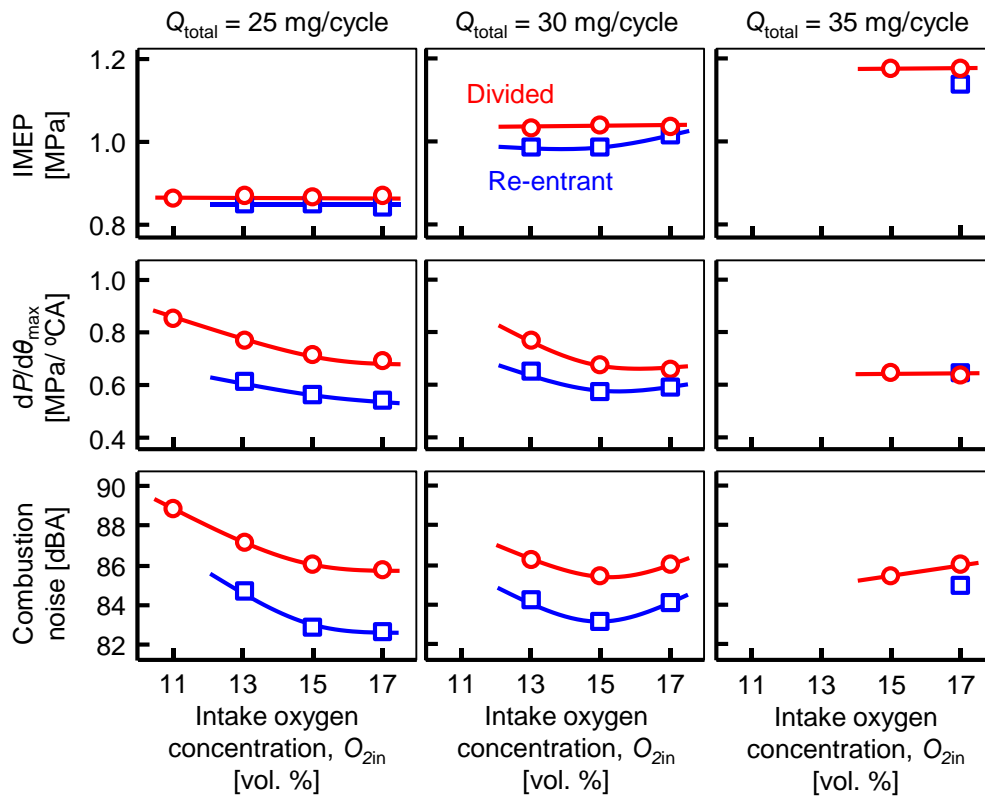


図 6-15 各総投入燃料量 Q_{total} における吸気酸素濃度 O_{2in} に対する図示平均有効圧力 IMEP，最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ ，および燃焼騒音

図 6-16 に、図 6-15 と同一条件における排気エミッション（一酸化炭素 CO，未燃炭化水素 THC，窒素酸化物 NO_x ，および黒煙 Smoke）を吸気酸素濃度 O_{2in} に対して示す。燃焼室形状によらず、吸気酸素濃度の低下にともない NO_x が減少して黒煙が増加するトレードオフ関係が存在するが、各総投入燃料量において噴霧分配型燃焼室は同一吸気酸素濃度の Re-entrant 型燃焼室に比べて黒煙の排出が抑制されており、 NO_x と黒煙のトレードオフが改善している。と

くに総投入燃料量が多く IMEP が高い条件ほど黒煙の低減量が大きくなっている。例えば、総投入燃料量が 35 mg/cycle (IMEP \approx 1.2 MPa) の Re-entrant 型燃焼室では、黒煙が 27% in Bosch 排出されているのに対し、噴霧分配型燃焼室では 3.7% in Bosch まで大幅に低減している。黒煙許容上限を 10% in Bosch とすると、噴霧分配型燃焼室では本実験のすべての総投入燃料量において運転可能であるが、Re-entrant 型は総投入燃料量が 30 mg/cycle (IMEP \approx 1.0 MPa) で運転限界となる。これは、噴霧分配型燃焼室では既燃焼領域と後期燃料噴霧の干渉が抑制できていることを強く示唆している。さらに、同一吸気酸素濃度における CO および THC も Re-entrant 型燃焼室の方が多くなっている。これは図 6-12 でも示した通り、Re-entrant 型燃焼室ではスキッシュエリアへの噴霧の進入が避けられないためである。

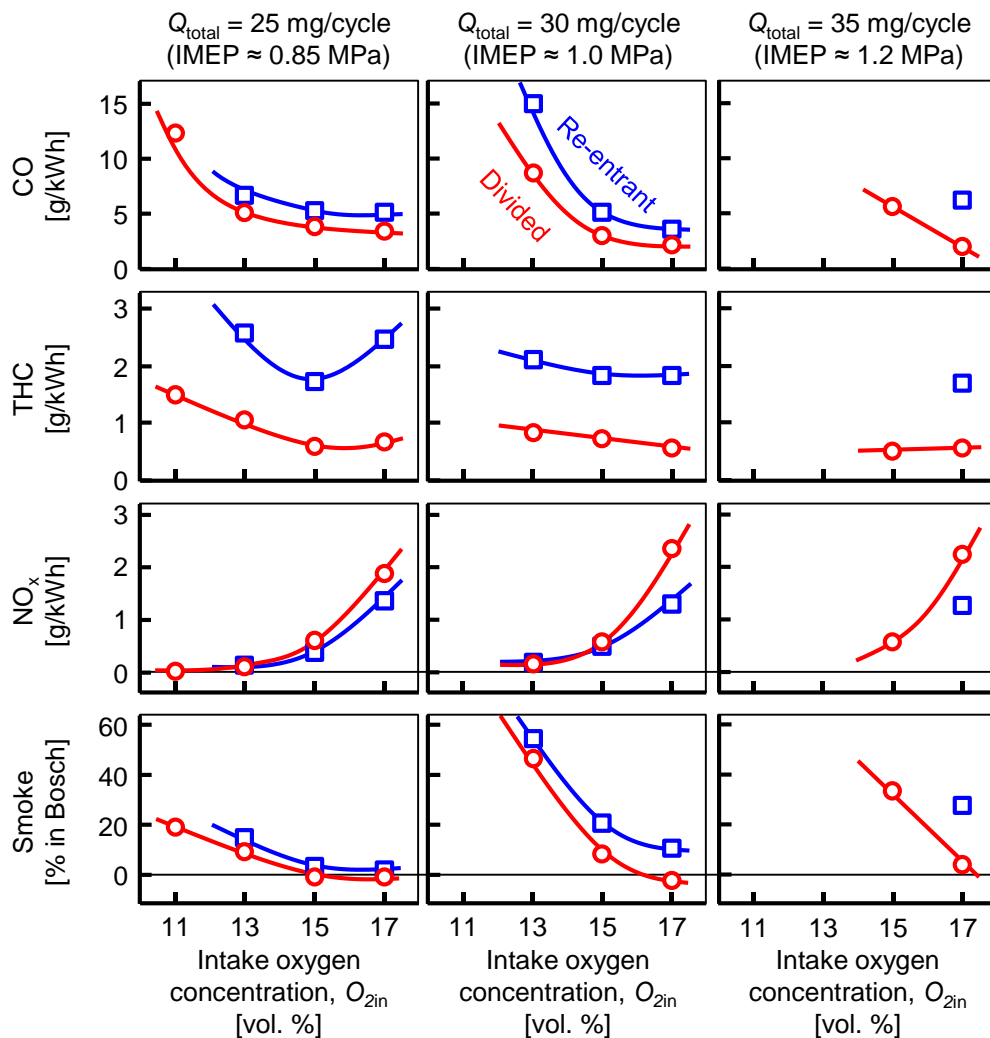


図 6-16 各総投入燃料量 Q_{total} における吸気酸素濃度 O_{2in} に対する排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NO_x , および黒煙 Smoke)

これまで述べたように、噴霧分配型燃焼室では総投入燃料量が増加した高負荷条件においても黒煙の低減効果が得られるため、Re-entrant型燃焼室に比べて同一吸気酸素濃度において黒煙が大幅に低減する。これは高負荷条件においても燃料噴霧の空間的分配が成立していることを示唆している。そこで、図6-16中で両燃焼室間の黒煙排出量の差が最も大きかった総投入燃料量が35 mg/cycle、吸気酸素濃度が17%の条件について三次元CFDを用いた燃焼解析による検証を行った。図6-17に、後期燃料噴射開始後3°CAから5°CAの筒内ガス温度分布の推移を示す。後期燃料噴霧が燃焼室壁面に到達する直前の噴射開始後3°CAでは、1900 K以上の高温領域が噴霧分配型燃焼室では上段燃焼室に集中して分布しているのに対し、Re-entrant型燃焼室ではスキッシュエリアおよびリップからボウル部壁面に広く分布している。後期燃料噴射開始後4°CAから5°CAにおいて、噴霧分配型燃焼室では後期燃料噴霧は大部分が下段燃焼室に進入して上段燃焼室内の高温領域への進入は抑制されているが、Re-entrant型燃焼室ではボウル部壁面の高温領域に後期燃料噴霧が進入している。このため、Re-entrant型燃焼室では既燃焼領域と干渉する燃料噴霧量が増加して黒煙が生成されるが、噴霧分配型燃焼室では高負荷領域においても噴霧分配により既燃焼領域と燃料噴霧の干渉が抑制されるため黒煙が低減されることが強く示唆されている。

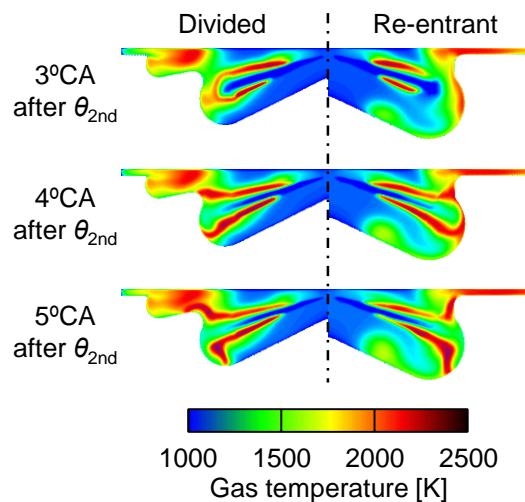


図6-17 後期燃料噴射後の筒内ガス温度分布の推移 (CFD 解析) (総投入燃料量 $Q_{total} = 35$ mg/cycle, 吸気酸素濃度 $O_{2in} = 17\%$)

図 6-18 に、図 6-15 と同一条件における熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 $\eta_{i,n}$, 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , およびその他の損失 ϕ_{other}) を吸気酸素濃度 O_{2in} に対して示す. 図示熱効率は、総投入燃料量 Q_{total} によらず噴霧分配型燃焼室の方が Re-entrant 型燃焼室と比べて高くなっている. これは、噴霧分配型燃焼室では CO および THC が少なく、高い燃焼効率を維持できるためである. 一方、燃焼室によらず、図示熱効率は吸気酸素濃度の低下により燃焼効率の低下が著しくなるまでは概ね向上している. これは吸気酸素濃度の低下にともなう燃焼温度の低下によってその他の損失中の冷却損失が低減したためと考えられる. しかし、吸気酸素濃度を過度に低下させると、燃焼効率の悪化がその他の損失の低減効果を上回るため、図示熱効率は悪化に転ずる. なお、噴霧分配型燃焼室における最高図示熱効率は、総投入燃料量が 25 mg/cycle, 吸気酸素濃度が 13%での 44.6%であり、第 3 章から第 5 章における部分予混合化燃焼と比べて低下している. これは、図 6-19 に示す噴霧分配型燃焼室において最高図示熱効率が得られた際の熱発生率 (ROHR) 線図の通り、燃料噴霧の分配が成立する前期燃料噴射時期では前期燃焼が上死点前に生じるため、冷却損失および排気損失が大きいことに加えて、着火遅れを確保するため噴霧分配型燃焼室の圧縮比が 14 に低下していることが要因であると考えられる. したがって、さらなる熱効率の改善には、燃料噴霧の分配効果を維持したまま、燃焼位相を遅角させて上死点に漸近させる手法の確立が必要であると言える.

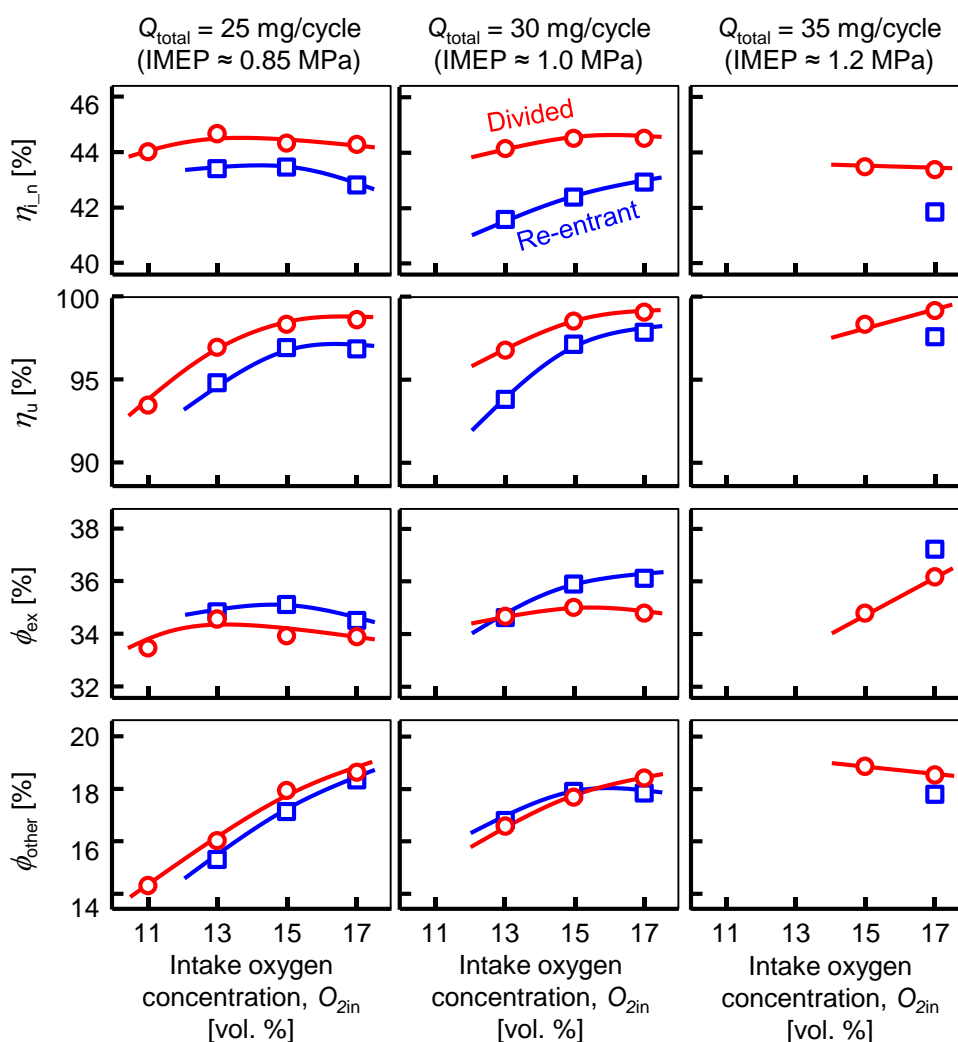


図 6-18 各総投入燃料量 Q_{total} における吸気酸素濃度 O_{2in} に対する熱効率関連因子 (ネット図示熱効率 η_n , 燃焼効率 η_u , 排気損失 ϕ_{ex} , およびその他の損失 ϕ_{other})

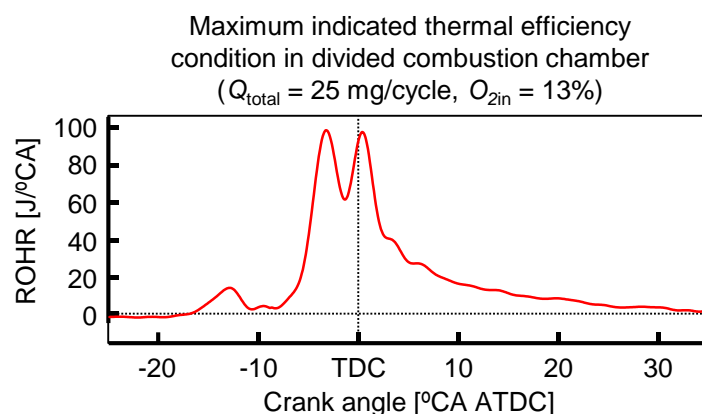


図 6-19 噴霧分配型燃焼室において最高図示熱効率を得られた際の熱発生率 (ROHR) 線図 (総投入燃料量 $Q_{total} = 25 \text{ mg/cycle}$, 吸気酸素濃度 $O_{2in} = 13\%$)

6.4 第6章のまとめ

本章では、主に中負荷以上の運転条件における部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼改善を目的に、燃焼領域を空間的に分割する噴霧分配型燃焼室を考案して、三次元 CFD により混合気形成および燃焼特性の検討を行ったのち、実機試験により噴霧分配効果の実証を行った。以下に本章で得られた結果を要約する。

6.4.1 三次元 CFD 解析による噴霧分配効果の検討

1. 噴霧分配型燃焼室では、前期燃料噴射時期を燃料噴霧が上段燃焼室に進入しつつスキッシュエリアへの飛散が少なくなるよう設定することで噴霧の適正な空間的分配が可能となり、前期燃焼により形成された高温・低酸素雰囲気中への後期燃料噴霧の進入を抑制できる。
2. Re-entrant 型燃焼室では、前期燃料噴射時期を燃料噴霧が燃焼室内に進入する範囲に設定すると、前期燃焼により形成された高温・低酸素雰囲気中への後期燃料噴霧の進入が避けられず、黒煙生成の要因になる。

6.4.2 実機試験による噴霧分配効果の検討

1. 噴霧分配型燃焼室において、前期燃料噴射時期を燃料噴霧が上段燃焼室内に進入するように設定することで噴霧の空間的分配が可能となり、黒煙を大幅に低減できる。さらに、前期燃焼が上段燃焼室内で生じることにより CO および THC の排出が抑制されて高い燃焼効率を維持できる。一方、Re-entrant 型燃焼室では、前期燃料噴射を早期に行うことで黒煙は低減するが、燃焼効率の悪化により図示熱効率が低下する。
2. 図示平均有効圧力 IMEP が 0.8 MPa を超える中・高負荷条件においても、噴霧分配型燃焼室では Re-entrant 型燃焼室に比べて既燃焼領域と後期燃料噴霧の干渉を抑制できるため、低黒煙燃焼が可能である。この黒煙低減効果は、高負荷条件ほど大きくなり、IMEP が 1.2 MPa では大幅に黒煙が低減した。
3. 本実験において噴霧分配型燃焼室を用いた際の最高図示熱効率は、第3章から第5章において最適化した結果に及ばなかった。これは、燃料噴霧の分配が成立する前期燃料噴射時期では、燃焼が上死点前に生じるために冷却損失および排気損失が大きいことと、着火遅れを確保するために圧縮比を低下させたことに起因すると考えられ、熱効率の改善には噴霧分配効果を維持しつつ燃焼位相の適正化が必要であることが示された。

第7章 結 論

7.1 結 言

本研究では、ディーゼルエンジンのさらなる性能向上を図るため、予混合化ディーゼル燃焼の後に拡散噴霧燃焼を行う部分予混合化ディーゼル燃焼を対象として、その熱効率向上因子の特定および排出ガス低減技術の構築を目的とした。実機試験およびCFD解析では、広範な運転負荷範囲において吸気および燃料噴射の各条件にかかわる制御因子が燃焼特性に与える影響を詳細に調査するとともに、燃焼領域の空間的な制御により燃焼改善を試みる新燃焼室を考案して実証試験を行った。各章の内容と得られた結果はおよそ以下のとおりである。

第1章は序論であり、本研究で対象とする部分予混合化ディーゼル燃焼の背景および関連する研究動向、本研究の目的、および本論文の構成を定めた。

第2章では、本研究に用いた実験装置および機関特性の測定・解析手法、CFD解析方法について記述した。

第3章では、広範な運転負荷範囲において吸気ガス条件（吸気酸素濃度、吸気圧力、および吸気温度）および筒内ガス流動（燃焼室形状）が部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼特性に与える影響を実機エンジン試験により系統的に調査した。本章で得られた結果は、およそ以下のとおりである。

1. 低負荷および中負荷条件では、予混合化ディーゼル燃焼が主体の前期燃焼の後に、比較的後燃えの少ない拡散噴霧燃焼が生じる典型的な部分予混合化ディーゼル燃焼を実現できる一方、高負荷条件では負荷の増加にともなう燃料量の増加により、後期拡散噴霧燃焼の後燃えが増大して燃焼期間が顕著に長期化する。
2. 低負荷および中負荷条件において、同一吸気圧力条件下で吸気酸素濃度を低下させると冷却損失が低減して図示熱効率が向上するが、過度に吸気酸素濃度を低下させると燃焼効率が低下して図示熱効率は悪化する。とくに中負荷条件では、高い吸気圧力条件下で吸気酸素濃度を13%まで低減させた際に50%を超える非常に高い図示熱効率が得られた。一方、高負荷条件では、吸気酸素濃度の低下による図示熱効率の向上は得られなかった。

3. 同一吸気圧力・同一吸気温度条件において、図示熱効率は吸気酸素濃度によらず中負荷条件が最も高く、低負荷および高負荷条件では中負荷条件に比べて低下する。これは、中負荷条件と比べて低負荷条件では燃焼効率が低く、高負荷条件では排気損失が大きいことに起因する。
4. 低負荷条件では、吸気酸素濃度にかかわらず NO_x および黒煙は非常に低レベルに保たれるが、中負荷および高負荷条件では、吸気酸素濃度の低下にともなって NO_x が低減して黒煙が増加する典型的なトレードオフの関係を示す。
5. いずれの負荷条件でも、吸気圧力の上昇にともなって筒内圧力は上昇し、着火後の筒内平均ガス温度は低下するものの、熱発生率には大きな差異を生じることなく、いずれも吸気圧力の上昇にともなって図示熱効率が直線的に向上する。これは、吸気圧力の上昇にともなう冷却損失の低減が排気損失の増加を上回るためである。
6. 中負荷および高負荷条件では、吸気圧力を上昇させることで NO_x を悪化させることなく黒煙の大幅な低減が可能であり、トレードオフの改善が可能である。
7. 低負荷条件では、吸気温度を上昇させることで CO および THC の排出が抑制され、燃焼効率の向上により図示熱効率が增加する。一方、中負荷条件以上では低吸気温度でも後期燃焼量の増加により筒内ガス温度が上昇し、 CO の酸化が促進されて燃焼効率が十分高くなるため、冷却損失が少ない低吸気温度の方が図示熱効率が高くなる。
8. いずれの負荷条件でも、吸気温度の上昇にともなって高温滞留時間が長くなるため NO_x が増加するのみならず、黒煙も若干増加してトレードオフが悪化する。
9. 負荷条件によらず、筒内ガス流動の弱い Toroidal 型燃焼室はガス流動の強い Re-entrant 型燃焼室と比較して、冷却損失が小さく排気損失が大きくなる。そのため、図示熱効率は低負荷条件では冷却損失の小さい Toroidal 型の方が 1%ほど高く、中負荷条件では同等で、高負荷条件では排気損失を低減できる Re-entrant 型の方が 1.2%ほど高くなる。
10. 低負荷および中負荷条件では、筒内ガス流動 (燃焼室形状) が NO_x および黒煙に与える影響は小さいが、高負荷条件では、Re-entrant 型燃焼室では高 NO_x ・低黒煙となり、Toroidal 型燃焼室では低 NO_x ・高黒煙となるトレードオフを示す。
11. 負荷条件、吸気条件、および筒内ガス流動 (燃焼室形状) によらず空気過剰率と黒煙の間には非常に強い相関があり、空気過剰率が 1.5 を下回ると黒煙が顕著に増加する。このことから EGR により吸気酸素濃度を低下させた場合でも、過給によって空気過剰率を 1.5 以上に保てば黒煙を抑制できることが示唆された。

第4章では、部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率の改善を図るため、実機エンジン試験により最適な燃料噴射条件を明らかにするとともに、三次元CFD解析により熱効率改善機構の解明を行った。本章で得られた結果は、およそ以下のとおりである。

1. 前期・後期燃料噴射からなる二段噴射による部分予混合化ディーゼル燃焼では、前期燃料噴射量を増加させることで発熱の等容量が向上して排気損失が低減するが、冷却損失が増加するため、前期燃料噴射量を増加させても図示熱効率の向上は得られない。
2. 部分予混合化ディーゼル燃焼において、前期燃焼の燃料噴射を前期プレ噴射と前期メイン噴射の二段階に分割した三段噴射燃焼とすることで、プレ噴射なしの二段噴射燃焼と比較して前期燃焼の緩和効果に加えて、噴霧のペネトレーションが抑制されるため燃焼室壁面近傍での燃焼ガス量および噴霧によって励起されるガス流動が減少することに起因する冷却損失の低減によって図示熱効率が向上する。
3. 前期燃料噴射を前期プレ噴射と前期メイン噴射に分割した三段噴射による部分予混合化ディーゼル燃焼では、前期プレ噴射燃料量が前期燃焼の投入燃料量に占める割合（プレ噴射量割合）を変化させると、燃焼騒音はプレ噴射量割合が50%の際に最小となり、50%以上ではプレ噴射による熱発生の増加によって、50%以下では前期メイン噴射による熱発生の増加によって燃焼騒音が悪化する。その際、プレ噴射量割合が図示熱効率関連因子および排気エミッションに与える影響は非常に小さい。
4. 前期プレ噴射と前期メイン噴射の噴射間隔（プレ噴射間隔）が狭い場合では、プレ噴射と前期メイン噴射による燃料がほぼ同時に予混合的に燃焼するため、熱発生率のピークが増加して燃焼騒音は悪化する。一方、プレ噴射間隔を広げることでそれぞれの燃焼に時間差が生じるため、急峻な燃焼が抑制されて燃焼騒音が低減する。
5. 負荷条件によらず、燃料噴射の多段化により冷却損失が低減して図示熱効率が向上する。ただし、低負荷条件では、二段噴射と比較して前期燃料噴射を二段に分割した三段噴射とすることで図示熱効率が向上するが、さらに多段化した四段噴射では図示熱効率の向上が得られなかった。一方、中負荷条件では低負荷条件と比べて冷却損失の低減効果が大きく、四段噴射によって最も高い図示熱効率を得られた。
6. 燃料噴射の分割によって、前期および後期燃焼がともに穏やかになり燃焼騒音が大きく低減するが、高温・低酸素濃度場で燃焼する燃料量が増加することにより黒煙は増加する。とくに、中負荷条件での黒煙の増加が顕著であり、燃料噴射の多段化と黒煙のトレー

ドオフの関係が示された。よって、燃料噴射の多段化による既燃焼領域と燃料噴霧の干渉を回避し、黒煙を低減する手法の確立が強く求められる。

第5章では、部分予混合化ディーゼル燃焼と単段噴射の予混合化ディーゼル燃焼および現在の市販のディーゼル乗用車で用いられている典型的な拡散噴霧燃焼を比較することで、部分予混合化ディーゼル燃焼の優位性および改善点を明確化した。本章で得られた結果は、およそ以下のとおりである。

1. 図示平均有効圧力 IMEP が 0.3 MPa 程度の低負荷条件においては、部分予混合化ディーゼル燃焼の方が単段噴射の予混合化ディーゼル燃焼に比較して、主に冷却損失の低減に起因して図示熱効率が低いのみならず燃焼騒音も小さい。さらに、吸気温度を 60°C 以上に保つことで燃焼効率も単段予混合化ディーゼル燃焼を上回り、熱効率の優位性はいつそう顕著になる。
2. 部分予混合化ディーゼル燃焼では、後期燃焼が筒内中央付近で燃焼して筒内温度が上昇するため、CO が低減することで燃焼効率が向上することに加えて、燃焼の分割により噴霧のペネトレーションが抑制されて燃焼室壁面近傍での燃焼ガス量が減少することで冷却損失が低減するため、予混合化ディーゼル燃焼と比較して図示熱効率が高くなる。
3. 熱効率の向上を主眼として運転条件を設定した部分予混合化ディーゼル燃焼は、従来の拡散噴霧燃焼と比較して、いずれの負荷条件でも燃焼位相が早期化して発熱の等容度が高い燃焼となるため、図示熱効率が向上する。低負荷および中負荷条件では、冷却損失が同等のまま発熱の等容度の向上による排気損失の低減により図示熱効率が大幅に向上する。一方、高負荷条件では冷却損失が増加するため、低・中負荷条件ほどの熱効率の向上は得られない。
4. いずれの負荷条件でも、燃焼位相が進角した部分予混合化ディーゼル燃焼の方が最大圧力上昇率の上昇にともない燃焼騒音が若干増加するが、従来の拡散噴霧燃焼からの増加幅は低負荷条件で 1.8 dBA、中・高負荷条件で 1 dBA 程度あり非常に小さい。低負荷および中負荷条件では、両燃焼の黒煙は同等であり、部分予混合化ディーゼル燃焼では NO_x が若干増加するものの、EGR により黒煙を悪化させることなく低減可能である。一方、高負荷条件では、部分予混合化ディーゼル燃焼は従来燃焼拡散噴霧燃焼と比較して黒煙が減少するものの NO_x は増加し、トレードオフは改善できない。

5. 低負荷および高負荷条件において燃焼位相を変化させた場合には、両燃焼とも燃焼位相の進角にともなって、図示熱効率は向上するとともに黒煙は減少するものの、 NO_x は増加する。低負荷条件では、いずれの燃焼位相においても部分予混合化ディーゼル燃焼の方が拡散噴霧燃焼よりも図示熱効率が高いが、高負荷条件では燃焼位相が同等であれば両燃焼の図示熱効率に差異はほとんどない。
6. 低負荷条件における部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率向上の要因として、前期燃焼における燃料噴射の分割および後期燃焼期間での燃焼量減少の相乗効果より冷却損失が抑制されることを挙げるができる。

第6章では、主に中負荷以上の運転条件における部分予混合化ディーゼル燃焼の燃焼改善を目的に、燃焼領域を空間的に分割する噴霧分配型燃焼室を考案して、三次元CFDにより混合気形成および燃焼特性の検討を行ったのち、実機試験により噴霧分配効果の実証を行った。本章で得られた結果は、およそ以下のとおりである。

1. CDFによる混合気形成過程の解析から、噴霧分配型燃焼室では前期燃料噴射時期を燃料噴霧が上段燃焼室に進入しつつスキッシュエリアへの飛散が少なくなるよう設定することで噴霧の適正な空間的分配が可能となり、前期燃焼により形成された高温・低酸素雰囲気中への後期燃料噴霧の進入を抑制できることが示された。一方、従来のRe-entrant型燃焼室では、前期燃料噴射時期を燃料噴霧が燃焼室内に進入する範囲に設定すると、前期燃焼により形成された高温・低酸素雰囲気中への後期燃料噴霧の進入が避けられず、黒煙生成の要因になることが示唆された。
2. 実機エンジンに噴霧分配型燃焼室を適用した結果、噴射時期を燃料噴霧が上段燃焼室内に進入するように設定することで噴霧の空間的分配が可能となり、黒煙を大幅に低減できることが明らかになった。さらに、前期燃焼が上段燃焼室内で生じることによりCOおよびTHCの排出が抑制されて高い燃焼効率を維持できる。一方、Re-entrant型燃焼室でも、前期燃料噴射を早期に行うことで黒煙は低減するが、燃焼効率の悪化により図示熱効率が低下する。
3. 図示平均有効圧力IMEPが0.8MPaを超える中・高負荷条件においても、噴霧分配型燃焼室ではRe-entrant型燃焼室に比べて既燃焼領域と後期燃料噴霧の干渉を抑制できるため、低黒煙燃焼が可能である。この黒煙低減効果は、高負荷条件ほど大きくなり、IMEPが1.2MPaでは大幅に黒煙が低減した。

4. 本実験において噴霧分配型燃焼室を用いた際の最高図示熱効率は、第3章から第5章において最適化した結果に及ばなかった。これは、燃料噴霧の分配が成立する前期燃料噴射時期では、燃焼が上死点前に生じるために冷却損失および排気損失が大きいことと、着火遅れを確保するために圧縮比を低下させたことに起因すると考えられ、熱効率の改善には噴霧分配効果を維持しつつ燃焼位相の適正化を図ることが必要である。

以上、本研究を総括すると、部分予混合化ディーゼル燃焼は高負荷条件における改善効果が得られないなどの課題も残されてはいるが、低負荷および中負荷条件においては従来の燃焼方式と比較して、高熱効率・低エミッション化に対して高いポテンシャルを有することが示され、ディーゼルエンジンの普及拡大と二酸化炭素削減に資する成果が得られたとすることができる。

7.2 今後の研究の展開

本研究では、部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善を目途として一連の実験および解析を実施した。その結果、低負荷および中負荷条件では従来の燃焼方式と比較して熱効率の向上が実現可能であること示唆されたが、多段燃料噴射を用いる本燃焼方式では既燃焼領域と燃料噴霧の干渉が避けられず、後燃えの増大や黒煙の増加が課題となった。そこで、燃焼領域を空間的に分割する噴霧分配型燃焼室を適用したところ、噴霧分配効果により黒煙の低減が可能となったが、前期燃料噴射を早期に行う必要があるため適正な燃焼位相が得られず、図示熱効率は低下する結果となった。ここでは、噴霧分配による空気利用率の向上と燃料噴射の自由度の両立し、部分予混合化ディーゼル燃焼のさらなる高熱効率・低エミッション化を図る上での今後の方針を述べる。

図7-1に、噴霧分配法に関して第6章で対象としたピストン位相を利用したもの、および新たに提案する二系統のインジェクターを用いたものを示す。第6章の噴霧分配法では、図中上段に示すようにピストンの位相に応じた燃料噴射時期を設定することで、それぞれの燃料噴霧の上段・下段燃焼室への分配を図ったが、燃料噴霧を上段燃焼室に進入させるためには、狭いコーン角を持つインジェクターを用いて燃料を早期に噴射する必要があった。そのため、前期燃焼の燃焼位相が上死点以前にまで早期化する結果となって排気損失および冷却損失の悪化を招くとともに、前期燃焼の過早着火を抑制するために圧縮比を低下させた結果、図示熱効率は最適化条件に及ばなかった。上死点近傍で前期燃料噴射を行った際に噴霧を上

段燃焼室へ進入させるためには、図中中段に示すように広いコーン角を持つインジェクターを用いれば良いが、その場合には後期燃料噴霧の大部分を下段燃焼室へ進入させることが困難となるため噴霧分配効果は得られない。それに対し、図中下段に示すように二系統のインジェクターを搭載し、各インジェクターのコーン角を上段・下段燃焼室に向け個別に設定することで、上死点近傍噴射を行っても噴霧分配が可能となると考えられる。

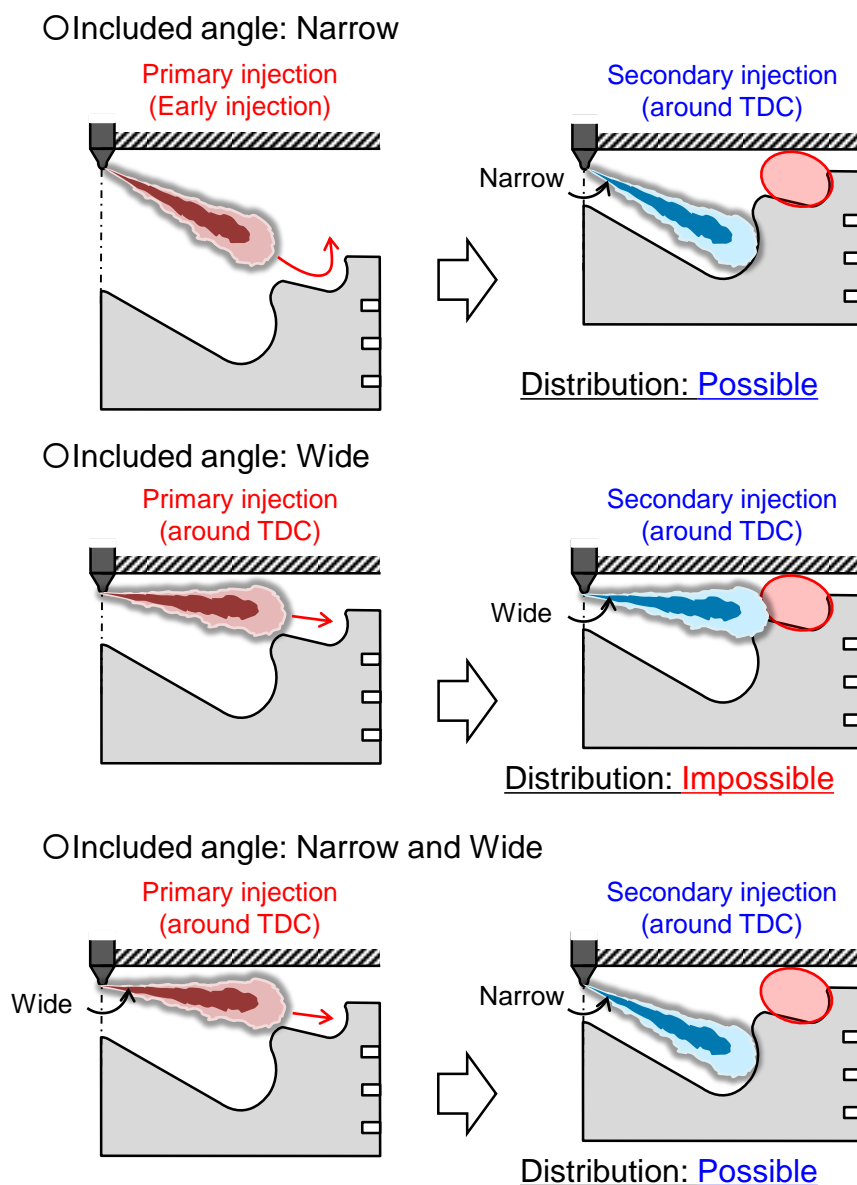


図 7-1 ピストン位相による噴霧分配 (上) と二系統のインジェクターによる噴霧分配 (下)

図 7-2 に、複数のインジェクターを搭載するエンジンシステムの例を示す^[108, 109]。図中左側の新エーシーイーのシステムでは、大型車両を想定したエンジンに一本のセンターインジェクターと二本のサイドインジェクターを搭載することで、熱発生率形状の制御性を向上させるとともに、燃焼室中心部と外縁部に燃焼領域を分割することで既燃焼領域と噴霧の干渉の抑制を図っている。図中右側の京都大学のシステムでは、乗用車を想定した小型エンジンに二本のインジェクターを搭載し、燃料噴射の自由度を高めることで燃焼改善の可能性を検討している。本研究では、主に乗用車サイズのディーゼルエンジンを想定しているため、京都大学が用いたエンジンシステムをもとに図 7-1 に示した条件を満たす燃料噴射系を検討することで、噴霧分配を実現しつつ燃料噴射の自由度を高めることが可能であると考えられる。

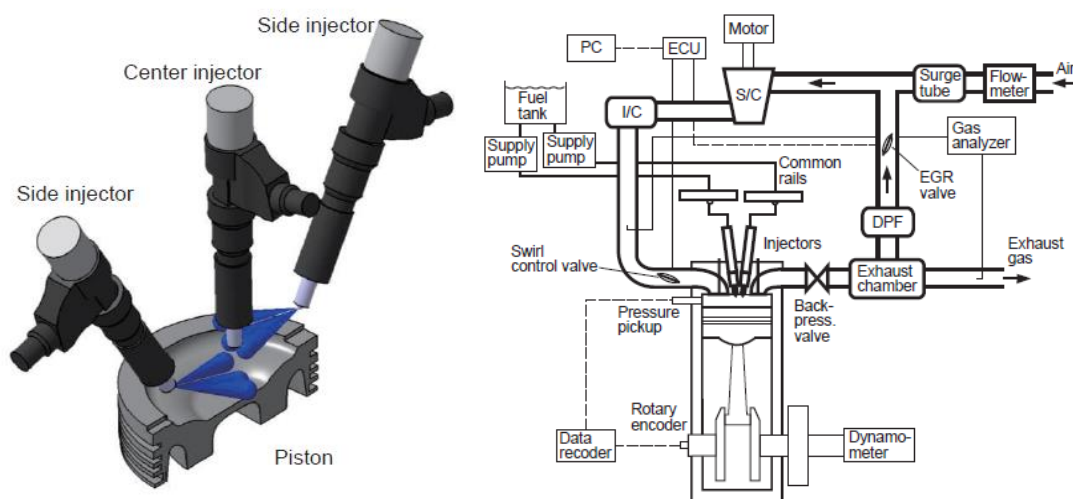


図 7-2 複数のインジェクターを搭載するエンジンシステムの例^[108, 109]

図 7-3 に、独立した二系統のインジェクターを有するエンジンシステムに適応した噴霧分配型燃焼室の形状および噴霧配置を示す。ピストン直径は本研究の供試機関と同一の 85 mm であり、インジェクターの配置は図 7-2 に示した京都大学のエンジンシステムと同一である。上段燃焼室向けのインジェクターはコーン角を広く設定し、下段燃焼室向けのインジェクターはコーン角を狭く設定することで、どちらの噴射とも上死点近傍において実施しても燃料噴霧を上下の燃焼室に分配することが可能となる。

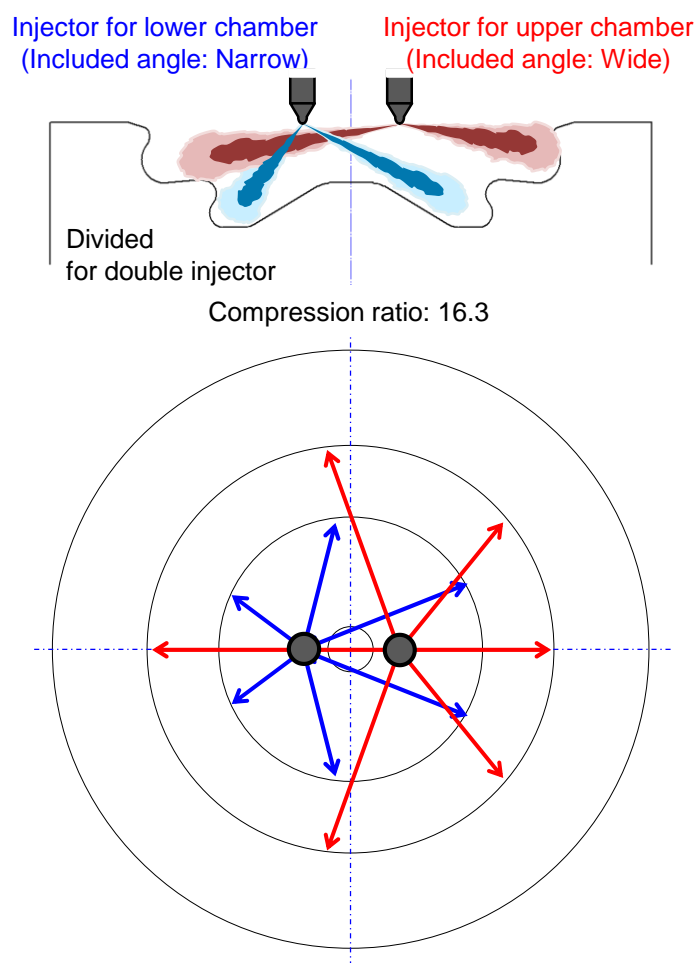


図 7-3 独立した二系統のインジェクターを有するエンジンシステムに適応した噴霧分配型燃焼室の形状および噴霧配置

図 7-4 に、従来の一本のセンターインジェクターを低流動 Re-entrant 型燃焼室 (図 3-16) に用いた場合と、図 7-3 に示した二本のインジェクターを噴霧分配型燃焼室に用いた場合において、実機試験および三次元 CFD 解析コード FIRE を用いた計算から得られた熱発生率 (ROHR) 線図を示す。計算条件は、表 7-1 に示す従来のエンジンシステムにおける実機試験から得られた二段燃料噴射による部分予混合化ディーゼル燃焼であり、噴霧分配型燃焼室においても燃焼室形状およびインジェクター諸元を除き同様の計算条件としたため、前期・後期燃料噴射ともに上死点近傍噴射となっている。また、図 7-5 に図 7-4 と同一条件における後期燃料噴射開始後の上死点後 2°CA から 8°CA までの筒内ガス温度分布および酸素濃度分布の推移を示す。従来の一本のセンターインジェクターでは、実機試験結果と計算による ROHR 線図は比較的一致している。従来システムと噴霧分配型燃焼室の計算結果を比較すると、前期・後期燃料噴射時期が同一のため両者の間で燃焼位相に大きな差異は見られず、前期燃焼

にも大きな差異はないが、後期燃焼は噴霧分配型燃焼室の方が熱発生が活発になっていることから、後期燃料噴霧への空気導入が促進されていることが示唆されている。後期燃料噴射開始後の筒内ガス温度分布および酸素濃度分布の推移から、噴霧分配型燃焼室では上死点後 2°CA において前期燃焼が下段燃焼室で生じており、その後に後期燃料噴霧が上段燃焼室に進入し着火する様子がうかがえることから、コーン角の異なる二系統のインジェクターを噴霧分配型燃焼室に適用することで、上死点近傍噴射により適切な燃焼位相を維持したまま既燃焼領域と燃料噴霧の空間的分配が成立することが強く示唆された。

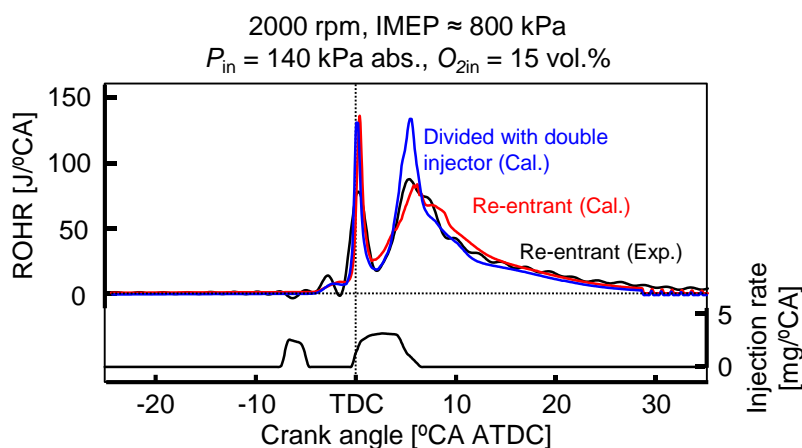


図 7-4 従来システムおよび独立した二系統のインジェクターを有するシステムに適応した噴霧分配型燃焼室における熱発生率 (ROHR) 線図

表 7-1 計算条件

Engine speed	2000 rpm
Total fuel injection quantity, Q_{total}	20 mg/cycle
Indicated mean effective pressure, IMEP	≈ 0.8 MPa
Primary injection quantity, $Q_{1\text{st}}$	5.4 mg/cycle
Secondary / Main injection quantity, $Q_{2\text{nd}}$	14.6 mg/cycle
Primary injection timing, $\theta_{1\text{st}}$	$-7.25^{\circ}\text{CA ATDC}$
Secondary injection timing, $\theta_{2\text{nd}}$	$-0.25^{\circ}\text{CA ATDC}$
Fuel injection pressure	200 MPa
Nozzle specification	$\phi 0.125$ mm \times 7 holes (156° included angle)
Intake gas pressure, P_{in}	140 kPa abs.
Intake oxygen concentration, $O_{2\text{in}}$	15 vol. %
Intake gas temperature, T_{in}	40°C
Swirl ratio	1.6
Coolant and lubricant temperature	80°C
Combustion chamber	Re-entrant (Stepped-lip)
Compression ratio (Geometrical)	16.3

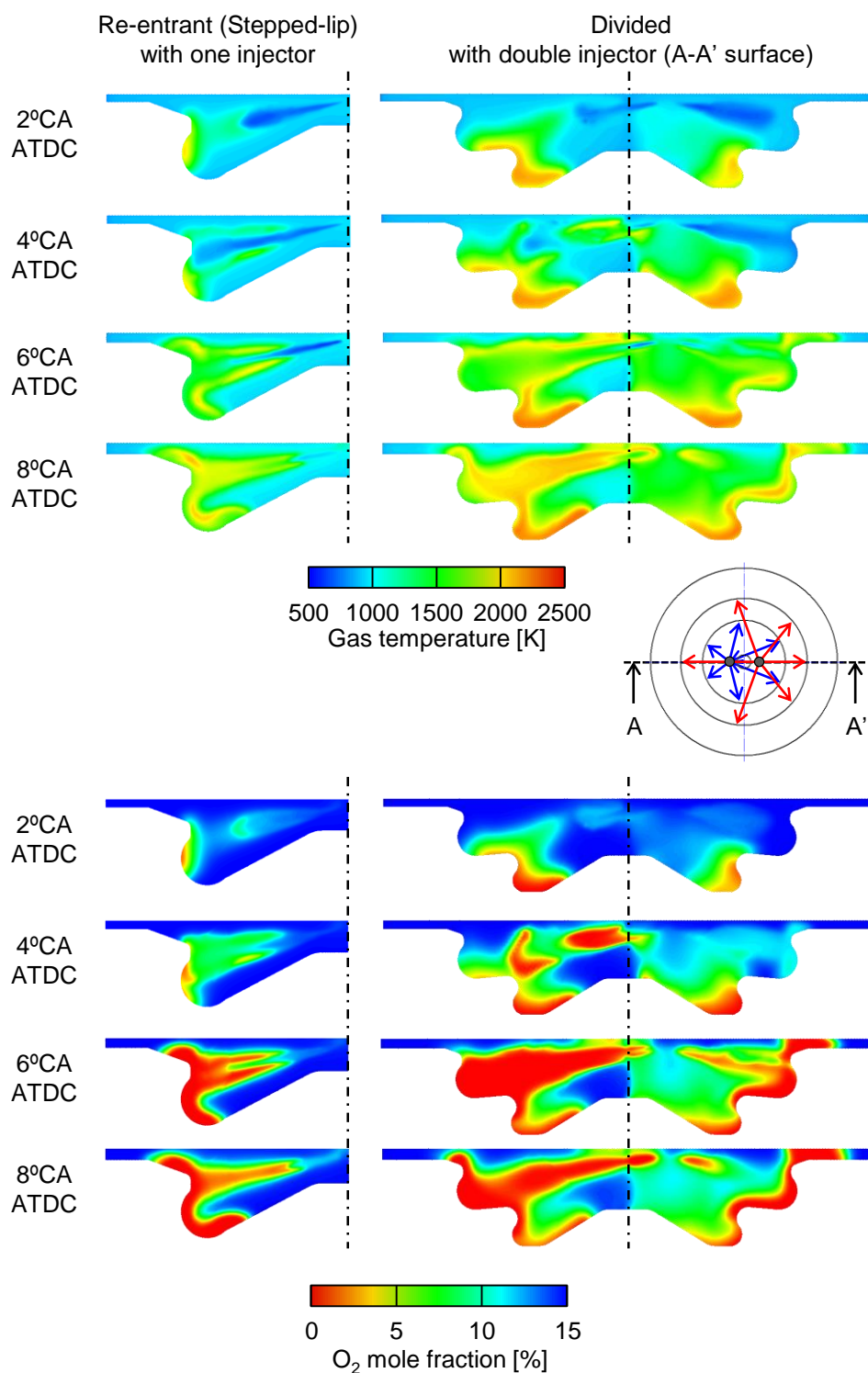


図 7-5 後期燃料噴射開始後の上死点後 2°CA から 8°CA までの筒内ガス温度分布および酸素濃度分布の推移 (CFD 解析)

以上、部分予混合化ディーゼル燃焼の課題である既燃焼領域と燃料噴霧の干渉を解決し、特性改善を図るためのエンジンシステムを検討した結果を示した。今後は、このシステムを実機エンジンに搭載し、燃焼試験を実施する予定である。このような燃料噴霧の空気利用率の向上を図る試みは、部分予混合化ディーゼル燃焼のみならず従来の拡散噴霧燃焼における燃焼改善技術の構築にも寄与し、ひいてはディーゼルエンジンの性能向上を通じて地球環境問題などの解決の一助となることが期待される。

参考文献

- [1] 文部科学省, 経済産業省, 気象庁, 環境省, "IPCC 第5次評価報告書統合報告書政策決定者向け要約", 2015
- [2] 環境省, "パリ協定の概要 (仮訳)", 2015, http://www.env.go.jp/earth/ondanka/cop21_paris/paris_conv-a.pdf (最終閲覧日: 2019年6月20日)
- [3] 環境省地球温暖化対策推進本部, "日本の約束草案", 2015
- [4] 経済産業省, "自動車新時代戦略会議 (第1回) 資料", 2018
- [5] IEA, "Energy technology perspectives 2017", 2017
- [6] 小川英之, 清水和夫, 金谷年展, "ディーゼルこそが、地球を救う –なぜ、環境先進国はディーゼルを選択するのか?–", ダイヤモンド社, 2004.
- [7] 村山正, 常本秀幸, "自動車エンジン工学 [第2版]", 東京電機大学出版局, 2008.
- [8] 国土交通省, "新車排出ガス規制の経緯 (4)", <http://www.mlit.go.jp/common/001185076.pdf> (最終閲覧日: 2019年6月20日)
- [9] 小和田稔, 佐野類, 漆原浩, 南川仁一, 高橋則行, 古南哲一, "大型商用車用 PM, NOx 低減後処理システムの開発", 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 130-10, 163-20105725, 2010.
- [10] Shinozaki, O., Shinoyama, E. and Saito, K., "Trapping Performance of Diesel Particulate Filters", SAE Paper 900107, 1990
- [11] Skalska, K., Miller, J. S. and Ledakowicz, S., "Trends in NOx abatement: A review", Science of the Total Environment, 408, pp. 3976–3989, 2010
- [12] 山田裕之, "周期再生式 Diesel Particulate Filter のすす堆積状況が重量車から排出される粒子数および規制成分に与える影響", 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 1, pp. 177-183, 2013.
- [13] 旗生篤宏, 丹羽靖, 丸尾幸治, 出口博明, 寺沢保幸, "乗用車用新世代クリーンディーゼルエンジ", 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 1, pp. 27-32, 2013.
- [14] 廣安博之, 寶諸幸男, 大山宜茂, "改訂内燃機関", コロナ社, 1986.
- [15] 和栗雄太郎, 藤井勝, 網谷竜夫, 恒屋礼二郎, "ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究", 日本機械学会論文集 (第2部), 25巻, 156号, pp. 820-826, 1959.

- [16] 広安博之, 新井政隆, "ディーゼル噴霧の到達距離と噴霧角", 自動車技術会論文集, No. 21, pp. 5-11, 1980.
- [17] 広安博之, 角田敏一, 新井雅隆, "直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測 : 第 1 報, 燃焼モデル", 日本機械学会論文集 (B 編), 48 巻, 432 号, pp. 1606-1613, 1982.
- [18] 稲垣和久, 上田松栄, 水田準一, 中北清己, 中山茂樹, "サイクルシミュレーションによるディーゼル燃焼の過渡性能予測 (第 1 報)ーマルチゾーン PDF モデルを用いた燃焼予測法の開発ー", 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 5, pp. 71-76, 2007.
- [19] Dec, J. E., "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging", SAE Paper 970873, 1997.
- [20] Kosaka, H., Aizawa, T. and Kamimoto, T., "Two-Dimensional Imaging of Ignition and Soot Formation Processes in a Diesel Flame", Int. J. Engine Research, Vol. 6, No. 1, pp. 21-42, 2005.
- [21] 藤原康博, "ディーゼル自粒子生成過程の研究", 石油学会誌, Vol.33, No.5, pp. 255-266, 1990
- [22] 水谷幸夫, "燃焼工学 (第 3 版)", 森北出版, 2002.
- [23] Kamimoto, T. and Bae, M., "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engine", SAE Paper 880423, 1988
- [24] 鈴木孝幸, "ディーゼルエンジンの徹底研究", グランプリ出版, 2012.
- [25] 横田治之, 神本武征, 小林治樹, 辻村欣司, "画像計測によるディーゼル噴霧・火炎の研究ー第 2 報 噴射圧力, 噴口径, 噴射率パターンが噴霧・燃焼特性に及ぼす影響ー", 第 8 回内燃機関シンポジウム講演論文集, pp. 1-6, 1990.
- [26] 中北清己, 三輪和利, 大沢克幸, 高橋岳志, 渡辺哲, "高圧噴射時のディーゼル燃焼解析", 自動車技術会論文集, Vol.23, No.1, pp. 9-14, 1992.
- [27] 青柳友三, "大型ディーゼルエンジンの燃焼技術の現状と今後の課題", 自動車技術, Vol. 53, No. 4, 1999.
- [28] 伊藤昇平, 中村兼仁, "コモンレールによるディーゼル排気ガスの清浄", 自動車技術, Vol. 55, No. 9, 2001.
- [29] 小島昭和, 内山賢, 増田誠, 伊達健治, 堀内康弘, ハーマン オラフ E., ラウメン ヘルマン J., "ディーゼル噴射系の進化ー超高压噴射が拓く世界ー", 自動車技術会論文集, Vol. 43 No. 6, pp. 1269-1274, 2012.
- [30] 佐藤進, Pop-Paul Ewphun, 長澤剛, 小酒英範, "超高压燃料噴射がディーゼル燃焼の燃焼期間およびヒートバランスに及ぼす影響", 第 29 回内燃機関シンポジウム, No. 2, 2018.

- [31] 小林伸治, 酒井孝之, 中平敏夫, 辻村欽司, "高压喷射ディーゼル機関の火炎温度温度分布の測定", 第9回内燃機関シンポジウム講演論文集, pp.115-120, 1991.
- [32] 長田英郎, 青柳友三, 島田一昭, 館隆司, "ボアスコープによる高過給・広域多量 EGR のディーゼル火炎の観察", 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 23-12, 112-20125329, 2012.
- [33] Tow, T. C., Pierpont, D. A. and Reitz, R. D., "Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine", SAE Paper 940897, 1994.
- [34] 池本雅里, 大前和広, 西田健太郎, 有川文明, 大山雅弘, 友田晃利, "リフトセンサ付きピエゾインジェクタを用いた近接アフタ噴射によるスモーク低減機構の解析", 自動車技術会論文集, Vol. 41 No. 6, pp. 1347-1352, 2010.
- [35] Hessel, R., Reitz, R. D., Musculus, M., O'Connor, J., and Flowers, D., "A CFD Study of Post Injection Influences on Soot Formation and Oxidation under Diesel-Like Operating Conditions", SAE Int. J. Engines, Vol. 7, No. 2, pp. 694-713, 2014.
- [36] 戸田直樹, 友松健一, 山下勇人, 池本雅里, 下出和正, "ディーゼル燃焼におけるマルチ噴射時の噴霧干渉とスモーク発生挙動解析", 第28回内燃機関シンポジウム, No.83, 2017
- [37] 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", 自動車技術会論文集, Vol. 40 No. 3, pp. 711-716, 2009.
- [38] 堀田義博, 稲吉三七二, 中北清己, 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, pp. 79-85, 2005.
- [39] 小川英之, 首藤登志夫, 吉田拓弥, 高橋研介, 沼田昭, "アフター噴射によるディーゼル燃焼の改善特性", 自動車技術会論文集, Vol. 39 No. 1, pp. 101-106, 2008.
- [40] 青柳友三, 国島英史, 浅海靖男, 栗飯原喜昭, 小高松男, 後藤雄一, "単気筒エンジンによる超高過給ディーゼル燃焼の研究 (第1報)ー過給圧力を変化させた場合の燃焼特性ー", 自動車技術会論文集, Vol. 35 No. 3, pp. 35-40, 2004.
- [41] Ladommatos, N., Abdelhalim, S. and Zhao, H., "Control of oxides of nitrogen from diesel engines using diluents while minimising the impact on particulate pollutants", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 11, pp. 963-980, 1998
- [42] 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1報)ー汎用数値流体解析コードを用いた筒内圧力, 排出ガス組成の予測ー", 自動車技術会論文集, Vol. 39 No. 4, pp. 109-115, 2008.

- [43] Ogawa, H., Li, T. and Miyamoto, N., "Characteristics of low temperature and low oxygen diesel combustion with ultra-high exhaust gas recirculation", *Int. J. Engine Research*, Vol. 8, No. 4, pp. 365-378, 2007.
- [44] 長田英郎, 青柳友三, 藤野竜介, "単気筒エンジンによる高過給・広域多量 EGR のディーゼル燃焼 (第 1 報)ー燃焼室形状を変化させた場合ー", *自動車技術会論文集*, Vol. 39, No. 1, pp. 77-82, 2008.
- [45] 藤野竜介, 長田英郎, 青柳友三, "単気筒エンジンによる高過給・広域多量 EGR のディーゼル燃焼 (第 2 報)ーノズル噴孔数を変化させた場合ー", *自動車技術会論文集*, Vol. 39, No. 1, pp. 83-88, 2008.
- [46] 長田英郎, 青柳友三, 島田一昭, "単気筒エンジンによる高過給・広域多量 EGR のディーゼル燃焼 (第 3 報)ー燃料マルチ噴射による排出ガスと燃費率の改善効果ー", *自動車技術会論文集*, Vol. 43, No. 4, pp. 855-861, 2012.
- [47] Schweitzer, P. and Grunder, L., "Hybrid Engines", SAE Paper 630512, 1963
- [48] Onishi, S., Jo, S., Shoda, K., Jo, P., and Kato, S. , "Active Thermo-Atomosphere Combustion (ATAC)ーA New Combustion Process for Internal Combustion Enginesー", SAE Paper 790501, 1979
- [49] Thring, R. H., "Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines", SAE Paper 892068, 1989
- [50] 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ディーゼル燃焼の排出物特性", *日本機械学会論文集 (B 編)*, 62 巻, 599 号, pp. 2887-2894, 1996.
- [51] 柳原弘道, "新しい混合気形成法によるディーゼルの NOx・煤同時低減", *日本機械学会論文集 (B 編)*, 63 巻, 606 号, pp. 724-729, 1997.
- [52] Ando, H., Sasaki, Y. and Kuwahara, K., "Universal Rule of Hydrocarbon Oxidation", SAE Paper 2009-01-0948, 2009
- [53] 柴田元, "HCCI 燃焼における炭化水素の自己着火特性に関する研究", 早稲田大学, 2007, 博士論文
- [54] Ogawa, H., Morita, A., Futagami, K., and Shibata, G., "Ignition delays in diesel combustion and intake gas conditions", *Int. J. Engine Research*, Vol. 19, No. 8, pp. 805-812, 2018.
- [55] 松井幸雄, 木村修二, 小池正生, "小型 DI ディーゼル機関の新燃焼コンセプト (第 1 報)ー: 基本燃焼コンセプトの紹介ー", *自動車技術会論文集*, Vol. 28, No. 1, pp. 41-46, 1997.

- [56] 島崎直基, 宮本武司, 赤川久, 辻村欽司, "上死点近傍燃料噴射による予混合圧縮着火機関の性能および排気特性", 日本機械学会論文集 (B 編), 68 巻, 665 号, pp. 262-269, 2002.
- [57] Akihama, K., Takatori, Y., Inagaki, K., Sasaki, S., and Dean, A. M., "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature", SAE Paper 010655, 2001.
- [58] 志茂大輔, "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", 広島大学, 2013, 博士論文
- [59] Ekoto, I. W., Colban, W. F., Miles, P. C., Park, S. W., Foster, D. E., Reitz, R. D., Aronsson, U., and Andersson, Ö., "UHC and CO Emissions Sources from a Light-Duty Diesel Engine Undergoing Dilution-Controlled Low-Temperature Combustion", SAE Int. J. Engines 2(2):411-430, 2010.
- [60] Li, T., Suzuki, M. and Ogawa, H., "Effect of Two-Stage Injection on Unburned Hydrocarbon and Carbon Monoxide Emissions in Smokeless Low-Temperature Diesel Combustion with UltraHigh Exhaust Gas Recirculation", Int. J. Engine Research, Vol. 11, No. 5, pp. 345-354, 2010.
- [61] Dec. J. E., "A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limit in HCCI Engine", SAE Paper 2002-01-1309, 2002.
- [62] Jun, D. and Iida, N., "A Study of High Combustion Efficiency and Low CO Emission in a Natural Gas HCCI Engine", SAE Paper 2004-01-1974, 2004.
- [63] 山崎由大, 飯田訓正, "圧縮自己着火機関における n-Butane 空気予混合気の素反応数値計算—反応速度の制御, 高効率燃焼の確保および HC, CO 排出量低減—", 自動車技術会論文集, Vol. 33, No. 4, pp. 69-75, 2002.
- [64] 志茂大輔, 金尚奎, 片岡一司, "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, pp. 867-872, 2011.
- [65] 志茂大輔, 片岡一司, 前川耕太, "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, pp. 873-878, 2011.
- [66] 原田明, 浅海靖男, 青柳友三, "直接噴射式予混合圧縮着火機関の運転領域と燃焼特性に関する研究", 日本機械学会論文集 (B 編), 67 巻, 653 号, pp. 257-263, 2001.
- [67] 山口卓也, "高過給ディーゼル機関における予混合圧縮着火燃焼の研究", 大分大学, 2010, 博士論文

- [68] 北畠豪, 島崎直基, 西村輝一, "過給運転及び低圧縮比化による予混合ディーゼル燃焼領域の拡大", 自動車技術会論文集, Vol. 37, No. 5, pp. 119-124, 2006.
- [69] 村田豊, "可変バルブタイミング機構を用いたディーゼル燃焼の制御による排気浄化に関する研究", 早稲田大学, 2008, 博士論文
- [70] Li, T., Suzuki, M. and Ogawa, H., "Characteristics of Smokeless Low Temperature Diesel Combustion in Various Fuel-Air Mixing and Expansion of Operating Load Range", SAE Paper 2009-01-1449, 2009.
- [71] Horibe, N., Harada, S., Ishiyama, T., and Shioji, M., "Improvement of premixed charge compression ignition-based combustion by two-stage injection", Int. J. Engine Research, Vol. 10, No. 2, pp. 71-80, 2009.
- [72] Xiong, Q., Inaba, K., Li, T., Shibata, G., and Ogawa, H., "Influence of fuel properties on operational range and combustion characteristics of premixed diesel combustion with high volatility fuel", Int. J. Engine Research, Vol. 15, No. 5, pp. 557-567, 2014.
- [73] Ickes, A. M., Bohac, S. V. and Assanis, N. D., "Effect of fuel cetane number on a premixed diesel combustion mode", Int. J. Engine Research, Vol. 10, No. 4, pp. 251-263, 2009.
- [74] Sato, S., Jun, D., Kweon, S., Yamashita, D. and Iida, N., "Basic Research on the Suitable Fuel for HCCI Engine from the Viewpoint of Chemical Reaction", SAE Paper 2005-01-0149, 2005.
- [75] Inagaki, K., Fuyuto, T., Nishikawa, K., Nakakita, K. and Sakata, I., "Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability", SAE Paper 2006-01-0028, 2006.
- [76] Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., and Reitz, R. D., "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion", Int. J. Engine Research, Vol. 12, No. 3, pp. 209-226, 2011.
- [77] 橋詰剛, 赤川久, 辻村欽司, "二段燃焼によるディーゼル機関の排気改善", 日本機械学会論文集 (B編), 65 巻, 631 号, pp. 1166-1172, 1999.
- [78] 橋詰剛, 宮本武司, 赤川久, 辻村欽司, "二段燃焼によるディーゼル機関のスモーク低減効果", 日本機械学会論文集 (B編), 65 巻, 637 号, pp. 3222-3229, 1999.
- [79] Chiara, F. and Canova, M., "Mixed-mode homogeneous charge compression ignition – direct injection combustion on common rail diesel engines: An experimental characterization", Int. J. Engine Research, Vol. 10, No. 2, pp. 81-96, 2009.

- [80] Mendez, S. and Thirouard, B., "Using Multiple Injection Strategies in Diesel Combustion: Potential to Improve Emissions, Noise and Fuel Economy Trade-Off in Low CR Engines", SAE Int. J. Fuels Lubr. 1(1):662-674, 2009.
- [81] 葛山裕史, 町田匡浩, 河合謹, 梅原努, "二段着火予混合燃焼を活用した高効率クリーンディーゼル燃焼 (第1報)ー燃焼コンセプトの構築と排気低減ポテンシャルー", 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 2, pp. 437-442, 2012.
- [82] 河合謹, 葛山裕史, 田中剛, 青木秀樹, 杉山佳央, 梅原努, "二段着火予混合燃焼を活用した高効率クリーンディーゼル燃焼 (第2報)ー環境条件・燃料性状変化の影響と対応方法の検討ー", 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 2, pp. 443-448, 2012.
- [83] Ogawa, H, Shibata, G., Sakane, Y., and Arisawa, T., "Semi-Premixed Diesel Combustion with Twin Peak Shaped Heat Release Using Two-Stage Fuel Injection", SAE Paper 2016-01-0741, 2016.
- [84] 冬頭孝之, 植田玲子, 服部義昭, 瀧昌弘, 葛山裕史, 梅原努, "二段着火予混合燃焼を活用した高効率クリーンディーゼル燃焼 (第3報)ー2nd 噴射によるエミッション・騒音低減機構の解明ー", 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 3, pp. 493-499, 2014.
- [85] Bosch, W., "The Fuel Rate indicator: A New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection", SAE 660749, 1966.
- [86] 宮本登, 村山正, "ディーゼル機関における熱発生率および燃焼率の算出方法とそれに伴う誤差要因について", 内燃機関, Vol. 18, No. 224, 1979.
- [87] Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGRAW-HILL, 1988.
- [88] Woschni, G., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines", SAE Paper 670931, 1967.
- [89] 青木勇太, 江見雅彦, 島野健仁郎, 木村修二, 榎本良輝, "DI ディーゼル機関の燃焼室壁面における熱伝達率予測式に関する研究", 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 1, pp. 115-151, 2012.
- [90] 長尾不二夫, "内燃機関講義 (上巻)", 養賢堂, 1957.
- [91] 鶴島理史, 宮本武司, 榎本良輝, 浅海靖男, 青柳友三, "ヒートバランスによる壁面熱損失推定法と推定精度の評価", 日本機械学会論文集 (B編), 68巻674号, pp. 265-272, 2002.
- [92] ISO8178-1: 1996, Reciprocating internal combustion enginesーExhaust emission measurementー
- [93] 村山正, 常本秀幸, "自動車エンジン工学 [第2版]", 東京電機大学出版局, 2008.

- [94] 大久保稔, 米沢徹, "多次元スペクトル解析による騒音源分離手法", 自動車技術会論文集, Vol. 40, pp. 152-158, 1987.
- [95] 瀧昌弘, 高須施聞, 秋濱一弘, "燃焼期間が HCCI 燃焼騒音に及ぼす影響", 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.24-06, pp.7-10, 2006.
- [96] Hanjalic, K., Popovac, M. and Hadziabdic, M., "A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 25, pp. 1047-1051, 2004.
- [97] Popovac, M. and Hanjalic, K., "Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flows and Heat Transfer", Flow, Turbulence, and Combustion, Vol. 78, pp. 177-202, 2007.
- [98] Beale, J. C. and Reitz, J. C., "Modeling Spray Atomization with the Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor Hybrid Model", Atomization and Sprays, Vol.9, pp.623-650, 1999.
- [99] Dukowicz, J. K., "Quasi-steady Droplet Change in the Presence of Convection", Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory, LA7997-MS., 1979
- [100] Han, Z. and Reitz, R. D., "A Temperature Wall Function Formulation for Variable Density Turbulent Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling", International Journal of Heat and Mass Transfer, 40, 613-625., 1997.
- [101] AVL FIRE VERSION 2017, "General Gas Phase Reactions Module", AVL, 2017.
- [102] Tsurushima, T., "A new skeletal PRF kinetic model for HCCI combustion", Proceedings of the Combustion Institute 32(2): 2835-2841, 2009.
- [103] 大聖 泰弘, 斎藤 孟, 池谷 信之, "直接噴射ディーゼル機関における燃焼室形状の効果 : リエントラント形とトロイダル形の燃焼室比較", 日本機械学会論文集 (B 編), 52 巻, 479 号, pp. 2768-2773, 1986.
- [104] 稲垣 和久, 水田 準一, 冬頭 孝之, 橋詰 剛, 伊藤 弘和, "高分散噴霧と筒内低流動を利用した低エミッション高効率ディーゼル燃焼-燃焼コンセプトの提案と単筒エンジンによる基本性能の検証-", 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 1, pp. 219-224, 2011.
- [105] Miles, P. C. and Andersson, Ö, "A review of design considerations for light-duty diesel combustion systems", Int. J. Engine Research, Vol. 17, No. 1, pp. 6-15, 2016.
- [106] 科学技術振興機構, "革新的燃焼技術", <https://www.jst.go.jp/sip/k01.html> (最終閲覧日 : 2019 年 6 月 20 日)

-
- [107] 小島宏一, 川那辺洋, "1次元噴霧発達モデルに基づく簡略ディーゼル燃焼モデルの検討", 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 68-16, 318-20165318, 2016.
- [108] 岡本毅, 内田登, "大型ディーゼルエンジンにおける熱効率, エネルギー損失およびエミッション同時改善コンセプト", 自動車技術会論文集, Vol. 47, No. 3, pp. 717-722, 2016.
- [109] 堀部直人, 八木政人, 桑原洋樹, 川那辺洋, 石山拓二, "二系統の燃料噴射システムを備えたディーゼル機関の性能と排気", 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 2, pp. 219-224, 2017.

本論文に関する公刊論文

● 論文

- (1) **稲葉一輝**, 小島悠人, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”噴霧分配型燃焼室を用いた双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼 (第1報 CFD解析による噴霧分配特性の検討)”, 自動車技術会論文集 49(2):205-210, 2018. (査読あり)
- (2) **稲葉一輝**, 小島悠人, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”噴霧分配型燃焼室を用いた双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼 (第2報 噴霧分配効果に対する実験的検討)”, 自動車技術会論文集 49(2):211-216, 2018. (査読あり)
- (3) **Inaba, K.**, Ojima, Y., Masuko, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Thermal Efficiency Improvement with Super-charging and Cooled EGR in Semi-premixed Diesel Combustion with a Twin Peak Shaped Heat Release”, Int. J. Engine Res. 20(1): 80-91. 2018. (査読あり)
- (4) **Inaba, K.**, Masuko, Y., Zhang, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Thermal Efficiency Improvement and its Mechanism at Low Load Conditions in Semi-Premixed Diesel Combustion with Twin Peak Shaped Heat Release”, SAE Technical Paper 2019-01-1153, 2019. (査読あり)
- (5) **Inaba, K.**, Masuko, Y., Zhang, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Thermal Efficiency Improvements with Split Primary Fuel Injections in Semi-Premixed Diesel Combustion with Multi-Peak Shaped Heat Release”, JSAE Paper 20199156/ SAE Technical Paper 2019-01-2170, 2019. (査読あり)

● 講演

- (1) ○小島悠人, **稲葉一輝**, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”噴霧分配型燃焼室を用いた双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼 (第1報 CFD解析による噴霧分配特性の検討)”, 自動車技術会2017年秋季大会, 大阪, 2017年10月.(口頭, 査読なし)
- (2) ○**稲葉一輝**, 小島悠人, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”噴霧分配型燃焼室を用いた双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼 (第2報 噴霧分配効果に対する実験的検討)”, 自動車技術会2017年秋季大会, 大阪, 2017年10月.(口頭, 査読なし)
- (3) ○**Inaba, K.**, Ojima, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Improving Twin Shaped Semi-Premixed Diesel Combustion with a Combustion Chamber Dividing the Fuel Sprays”, SAE WORLD CONGRESS EXPERIENCE 2018, Detroit, April, 2018. (口頭, 査読なし)

- (4) ○増子曜介, 稲葉一輝, 小島悠人, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼における熱効率影響因子とその最適条件”, 自動車技術会 2018 年春季大会, 横浜, 2018 年 5 月. (口頭, 査読なし)
- (5) ○Inaba, K., Ojima, Y., Masuko, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Thermal Efficiency Improvement with Super-charging and Cooled EGR in Semi-premixed Diesel Combustion with a Twin Peak Shaped Heat Release”, THIESEL 2018 Conference on Thermo-and Fluid Dynamics Processes in Direct Injection Engines, Valencia, September, 2018. (口頭, 査読あり)
- (6) ○稲葉一輝, 増子曜介, 張焯赫, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”吸気条件が双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率関連因子におよぼす影響”, 自動車技術会 2018 年秋季大会, 名古屋, 2018 年 10 月. (口頭, 査読なし)
- (7) ○増子曜介, 稲葉一輝, 張焯赫, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, ”燃料噴射の分割による双峰形部分予混合化ディーゼル燃焼の熱効率改善特性”, 第 29 回内燃機関シンポジウム, 京都, 2018 年 11 月. (口頭, 査読なし)
- (8) ○Inaba, K., Masuko, Y., Zhang, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Thermal Efficiency Improvement and its Mechanism at Low Load Conditions in Semi-Premixed Diesel Combustion with Twin Peak Shaped Heat Release”, SAE WORLD CONGRESS EXPERIENCE 2019, Detroit, April, 2019. (口頭, 査読あり)
- (9) ○Inaba, K., Masuko, Y., Zhang, Y., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H., “Thermal Efficiency Improvements with Split Primary Fuel Injections in Semi-Premixed Diesel Combustion with Multi-Peak Shaped Heat Release”, 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants International Meeting, Kyoto, August, 2019. (口頭, 査読あり)

● 受賞歴

2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants International Meeting における論文「Thermal Efficiency Improvements with Split Primary Fuel Injections in Semi-Premixed Diesel Combustion with Multi-Peak Shaped Heat Release, JSAE Paper 20199156/ SAE Technical Paper 2019-01-2170, 2019.」により, 公益社団法人自動車技術会 (JSAE) から「Best Paper Award for authors under 40 years old」を受賞

謝 辞

本研究にあたり、終始懇切なるご指導を賜った北海道大学大学院 小川 英之教授には衷心より感謝の意を表します。さらに、本稿をまとめるにあたり、同大学院 藤田 修教授、田部 豊教授、ならびに柴田 元准教授から多くの貴重なご指導とご助言を賜りました。心より御礼を申し上げます。

本研究の遂行にあたっては、研究期間を通じ北海道大学エンジンシステム研究室 小橋 好充助教ならびに山崎 賢治技術職員には貴重なご助言や数々のご支援を賜りました。ここに謹んで御礼を申し上げます。また、小島 悠人氏 (現在トヨタ自動車株式会社勤務)、増子 曜介氏 (現在富士電機株式会社勤務)、張 焯赫氏、ルチア デル ビアニコ氏をはじめとするエンジンシステム研究室の研究室員各位、および学生諸君には多大なるご協力を頂きました。ここに深甚なる感謝の意を表す次第です。

また、本研究において戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) 革新的燃焼技術 ディーゼル燃焼チームの皆様には数々の貴重なご助言を賜りましたことを記し、謝意を表します。

最後に、勤めていた会社を辞してまで博士課程におけるエンジン研究を行いたいという私の希望を受け入れてくれた今は亡き父と、現在も常に暖かく支えてくれる母に心から感謝致します。

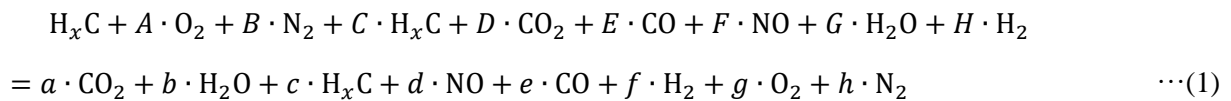
令和元年 8 月

稲葉 一輝

Appendix: 排気成分からの排出ガス量の算出方法

燃焼効率を算出する際、投入燃料量に対する排出ガス量を見積もる必要があるため、JIS D 1030 (1998) 附属書 2 に基づき、EGR により排気成分が吸気に還流されることを考慮して以下のような計算を行った。

投入燃料 H_xC 中の炭化水素が 1 mol 燃焼した際に、排出ガス中の未燃炭化水素 THC も燃料と同一組成であると仮定し、以下の反応式を立てた。なお、 x は燃料成分中に含まれる炭素原子 1 mol に対する水素原子のモル比であり、 H/C に等しい。



ここで、 $A \sim G$ は吸入空気組成および EGR ガス組成から算出される既知数である。また、排気中の H_2 濃度は測定していないため、 H は以下に示す式で算出することとした。

$$H = \frac{y \cdot f}{n_{ex_w}} \quad \dots(2)$$

y : 投入燃料 1 mol に対する EGR ガスのモル数 [mol]

n_{ex_w} : 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる湿り燃焼ガスのモル数 [mol]

式(1)の両辺で各成分元素の原子数は等しいことから以下の式が成立する。

<O₂ 保存式>

$$A + D + \frac{E}{2} + \frac{F}{2} + \frac{G}{2} = a \cdot \frac{b}{2} + \frac{d}{2} + \frac{e}{2} + g \quad \dots(3)$$

<C 保存式>

$$1 + C + D + E = a + c + e \quad \dots(4)$$

<H₂ 保存式>

$$\frac{x}{2} + C \cdot \frac{x}{2} + G + H = b + c \cdot \frac{x}{2} + f \quad \dots(5)$$

<N₂ 保存式>

$$B + \frac{F}{2} = \frac{d}{2} + h \quad \dots(6)$$

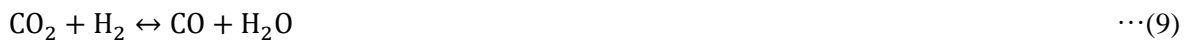
ここで、式(3)と(6)より

$$d + g + h = A + B + D + \frac{E}{2} + F + \frac{G}{2} - a - \frac{b}{2} - \frac{e}{2} \quad \dots(7)$$

式(2)と(5)より

$$\left(1 - \frac{y}{n_{\text{ex}_w}}\right) f = \frac{x}{2} + C \cdot \frac{x}{2} + G - b - c \cdot \frac{x}{2} \quad \dots(8)$$

ここで、次式で表される水性ガス平衡反応を考える。



平衡定数 K は、反応凍結温度 1700 K において概ね 3.5 である。

$$K = \frac{[\text{CO}][\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2][\text{H}_2]} = 3.5 \quad \dots(10)$$

ここで、

$$\frac{[\text{CO}]}{[\text{CO}_2]} = \frac{\frac{e}{n_{\text{ex}_w}}}{\frac{a}{n_{\text{ex}_w}}} = \frac{e}{a} = \frac{\frac{e}{n_{\text{ex}_w} - b}}{\frac{a}{n_{\text{ex}_w} - b}} = \frac{\frac{CO_{\text{ex}}}{100}}{\frac{CO_{2\text{ex}}}{100}} = \frac{CO_{\text{ex}}}{CO_{2\text{ex}}} \quad \dots(11)$$

よって、

$$z = 3.5 \cdot \frac{CO_{2\text{ex}}}{CO_{\text{ex}}} \quad \dots(12)$$

と定義すると、式(10)は以下のように書き換えられる。

$$\begin{aligned} [\text{H}_2\text{O}] &= z \cdot [\text{H}_2] \\ \Leftrightarrow \frac{b}{n_{\text{ex}_w}} &= \frac{z \cdot f}{n_{\text{ex}_w}} \\ \therefore b &= z \cdot f \end{aligned} \quad \dots(13)$$

また、湿り燃焼ガスのモル数 n_{ex_w} は次式で表される。

$$n_{\text{ex}_w} = a + b + c + d + e + f + g + h \quad \dots(14)$$

さらに上式の右辺に式(4)と(7)を代入して次式を得る.

$$n_{\text{ex}_w} = A + B + C + 2D + \frac{3}{2}E + F + \frac{G}{2} - a + \frac{b}{2} - \frac{e}{2} + f + 1 \quad \dots(15)$$

ここで,

$$a = \frac{CO_{2\text{ex}}}{100}(n_{\text{ex}_w} - b) \quad \dots(16)$$

$$e = \frac{CO_{\text{ex}}}{100}(n_{\text{ex}_w} - b) \quad \dots(17)$$

$$f = \frac{b}{z} \quad (\because \text{式(14)}) \quad \dots(18)$$

を用いて式(15)を整理すると, 以下のようなになる.

$$b = \frac{X_P \cdot (n_{\text{ex}_w} - X_Q)}{X_R} \quad \dots(19)$$

ただし, X_P, X_Q, X_R は式の短縮化のため以下のようにまとめた計算項である.

$$X_P = \frac{CO_{2\text{ex}}}{100} + \frac{CO_{\text{ex}}}{2 \cdot 100} + 1 \quad \dots(20)$$

$$X_Q = A + B + C + 2D + \frac{3}{2}E + F + \frac{G}{2} + 1 \quad \dots(21)$$

$$X_R = \frac{CO_{2\text{ex}}}{100} + \frac{CO_{\text{ex}}}{2 \cdot 100} + \frac{1}{z} + \frac{1}{2} \quad \dots(22)$$

同様に,

$$c = \frac{THC}{10^6 \cdot C_{\text{fuel_mol}}}(n_{\text{ex}_w} - b) \quad \dots(23)$$

$$f = \frac{b}{z} \quad \dots(24)$$

を用いて式(5)を整理すると, 以下のようなになる.

$$b = \frac{(X_S - X_T \cdot n_{\text{ex}_w})}{(X_U - \frac{X_V}{n_{\text{ex}_w}})} \quad \dots(25)$$

ただし,

$$X_S = \frac{1+C}{2}x + G \quad \dots(26)$$

$$X_T = \frac{THC_{ex}}{2 \cdot 10^6 \cdot C_{fuel_mol}}x \quad \dots(27)$$

$$X_U = \frac{1}{z} - \frac{THC_{ex}}{2 \cdot 10^6 \cdot C_{fuel_mol}}x + 1 \quad \dots(28)$$

$$X_V = \frac{y}{z} \quad \dots(29)$$

式(19)と(25)より, 以下の式が導かれる.

$$(X_P X_U + X_R X_T) n_{ex_w}^2 - (X_P X_V + X_Q X_U + X_R X_S) n_{ex_w} + X_Q X_V = 0 \quad \dots(30)$$

上式を二次方程式の解の公式を用いて n_{ex_w} に関して解くと, 次式が得られる.

$$n_{ex_w} = \frac{X_P X_V + X_Q X_U + X_R X_S + \sqrt{(X_P X_V + X_Q X_U + X_R X_S)^2 - 4(X_P X_U + X_R X_T) X_Q X_V}}{2(X_P X_U + X_R X_T)} \quad \text{[mol]} \quad \dots(31)$$

(分子の平方根項が負の場合は, n_{ex_w} が負となるため不適)

算出された n_{ex_w} を用いて式(1)中の $a \sim f$ を求めることで, 第2章において燃焼効率を算出する際の CO および THC のモル数 (式(83)・(84)) や排気損失を算出する際の吸入ガスおよび燃焼ガスの各成分のモル数 (式(89)・(90)) を見積もることができる.