



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	高含酸素燃料のディーゼル燃焼特性に関する研究
Author(s)	河辺, 隆夫
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第15677号
Issue Date	2023-12-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k15677
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/91178
Type	doctoral thesis
File Information	Takao_Kawabe.pdf



学位論文

高含酸素燃料のディーゼル燃焼特性に関する研究

Study on diesel combustion characteristics of highly oxygenated fuels

北海道大学大学院工学院

エネルギー環境システム専攻

河辺 隆夫

2023 年 11 月

目 次

第1章 序 論

1.1 本研究の背景	3
1.2 ディーゼル燃焼に関する研究動向.....	14
1.3 本論文の構成	22

第2章 実験装置および方法

2.1 定容燃焼容器	24
2.2 供試機関	31
2.3 指圧線図の解析	39
2.4 熱効率関連因子（燃焼効率，排気損失，およびその他の損失）の算出.....	45
2.5 燃料噴射率の測定	47
2.6 供試燃料	49
2.7 3D-CFD シミュレーション解析手法.....	53

第3章 燃料の酸素含有率が噴霧火炎構造に与える影響

3.1 定容燃焼容器を用いた噴霧燃焼解析時の実験条件.....	57
3.2 燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える 影響（噴射指示期間一定）	59
3.3 燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える 影響（供給熱量一定）	67
3.4 軽油および含酸素燃料の噴霧火炎構造に対する三次元 CFD 解析	72
3.5 第3章のまとめ.....	76

第4章 燃料の酸素含有率がディーゼル燃焼に与える影響

4.1 ディーゼルエンジンを用いた実験条件.....	77
4.2 燃料の酸素含有率がディーゼル熱発生特性，熱効率，および排気性能に与 える影響	78
4.3 ノズル噴孔径拡大による燃焼期間短縮の影響.....	84
4.4 軽油および含酸素燃料のディーゼルエンジン実機の冷却損失に対する三次元 CFD 解析	89
4.5 第4章のまとめ.....	94

第5章 結論

参考文献.....

本論文に関する公刊論文	110
謝辞	111
Appendix A 定容燃焼容器における熱発生率 (ROHR) 線図の算出方法	112
Appendix B エンジンにおける熱発生率 (ROHR) 線図の算出方法	115
Appendix C 排気成分からの排出ガス量の算出方法	126

第1章 序 論

1.1 本研究の背景

1.1.1 内燃機関に対する排ガス低減の要求

20 世紀初頭に欧米から始まったモータリゼーションの波は 1950 年代に我が国に波及し、その後中国や発展途上国に広がった一方、自動車の動力源である内燃機関の排ガス中に含まれる窒素酸化物 (NO_x)、炭化水素 (HC)、一酸化炭素 (CO)、硫黄酸化物 (SO_x)、粒子状物質 (PM) などの有害物質が世界規模で深刻な大気汚染問題をもたらした。中でも 1960 年代には米国カリフォルニア州で自動車の排ガスが原因とみられる光化学スモッグが社会問題化し、それに対応するためにガソリン自動車に対する排ガス規制として 1970 年にはマスキー法が制定され、最終目標は CO, HC, および NO_x の 90 % 低減が掲げられた。わが国ではそれに対応した昭和 53 年度規制が導入され、その後順次規制が強化されてきた (表 1.1 参照)。それに対してホンダが層状給気燃焼方式 (CVCC: Compound Vortex Controlled Combustion) エンジンを開発し、世界で初めてマスキー法に適合したのがよく知られており、その後、三元触媒の適用と電子制御技術の進歩によって CO, HC, NO_x の同時低減が可能となってガソリンエンジンの排気低減技術の主流となっており、現在ではガソリンエンジンの排気対策技術は、冷始動時など限られた条件を除いて十分に確立されたと言える。

一方、ディーゼル車の排ガス規制については、ガソリン車に比較して排気低減が技術的に困難であったことからガソリン車に対して緩やかであったが、1990 年代から規制が急速に強化されてきた。図 1.1 に日欧米における大型トラックの排ガス規制値の推移^[2]を、図 1.2 に日欧米におけるディーゼル乗用車の排ガス規制値の推移^[3]をそれぞれ示す。図 1.1 に示す我が国における大型トラックに対する規制は、1994 年の短期規制で NO_x が 6.0 g/(kW·h)、PM が 0.4 g/(kW·h) であったのに対し、最新のポストポスト新長期規制では、NO_x は 93 % 減の 0.4 g/(kW·h)、PM は 98 % 減の 0.01 g/(kW·h) となっている。欧米の規制値も同一レベルまで強化されており、図 1.2 に示すディーゼル乗用車についても同様になっている。

このような動向は産業用ディーゼルエンジンについても同様に推移している。図 1.3 に、日欧米における産業用ディーゼルエンジンの排ガス規制の推移^[4]を示す。米国環境保

護庁（EPA: Environmental Protection Agency）により機関出力毎に規制値が定められており、現行の四次規制（EPA Tier4 Final）は、56 kW 以上 560 kW 未満の出力カテゴリにおいて、NO_x が 0.4 g/(kW・h)、PM が 0.01 g/(kW・h)となっている。欧州（EU Stage V）および日本（特定特殊自動車排出ガス規制法、オフロード法四次規制）においても米国と同等の規制が施行されており、いずれも自動車と同等レベルになっている。

船用機関に対しては、国際海事機構（IMO: International Maritime Organization）が排ガス規制を検討しており、それを踏まえて MARPOL73/78 条約付属書VIが 2005 年に発行され、内航船を含むすべての船用機関に一次規制として NO_x 排出量規制が適用された。2011 年以降は NO_x が一次規制値に対して 20 %減となる二次規制が施行され、2016 年以降は特定沿岸海域（ECA: Emission Control Area, 図 1.4 参照）^[5]において一次規制値に対して 80 %減となる三次規制が適用されている。さらに、SO_x 規制も導入され、2020 年以降は一般海域においても硫黄分濃度 0.5 %以下の燃料の使用、またはスクラバーによる排ガス処理による SO_x 低減が義務付けられている。

表 1.1 ガソリン乗用車に対する排ガス規制値の変遷^[1]

	昭和 48 年 (1973 年)	昭和 50 年 (1975 年)	昭和 52 年 (1977 年)	昭和 53 年 (1978 年)	平成 4 年 (1992 年)	平成 12 年 (2000 年)	平成 17 年 (2005 年) *1	平成 21 年 (2009 年) *2	平成 23 年 (2011 年) *3
CO [g/km]	18.4	2.1	←	←	2.1	0.67	1.15	←	←
HC [g/km]	2.94	0.25	←	←	0.25	0.08	0.05	←	←
NO _x [g/km]	2.18	1.2	0.6	0.25	0.25	0.08	0.05	←	←
PM [g/km]								0.005	←
運転 モード	10 モード				10・15 モード			JC08 モード	

* 1 : 11 モード × 0.25 + 10・15 モード × 0.75

* 2 : JC08 モード (cold) × 0.25 + 10・15 モード × 0.75

* 3 : JC08 モード (cold) × 0.25 + JC08 モード (hot) × 0.75

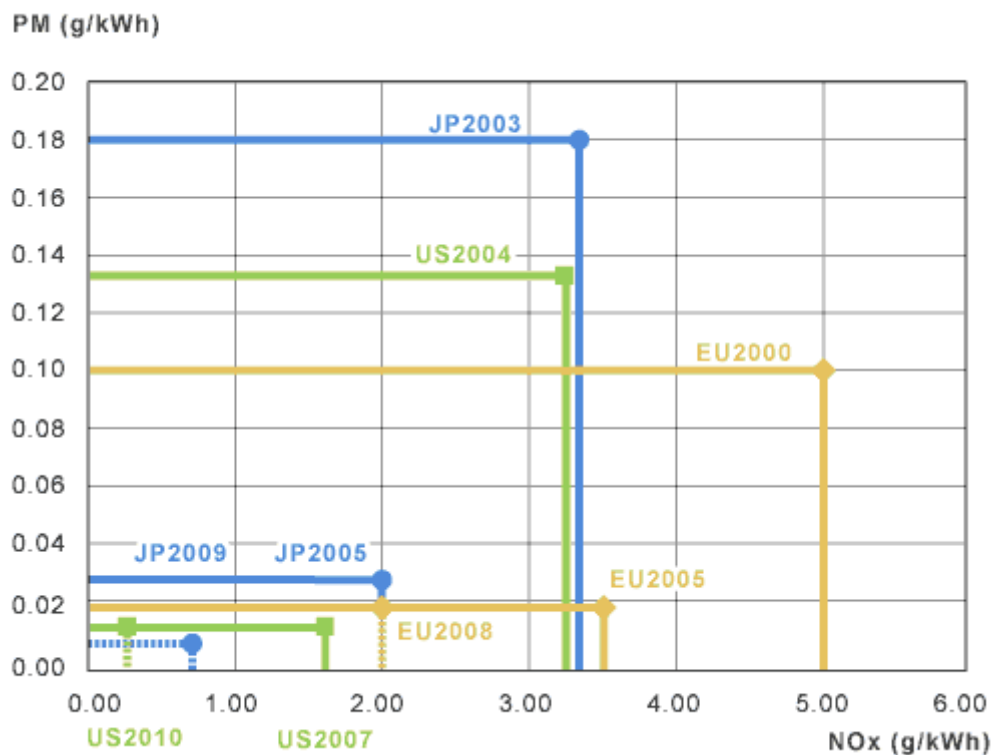


図 1.1 日欧米における大型トラックに対する排ガス規制の動向^[2]

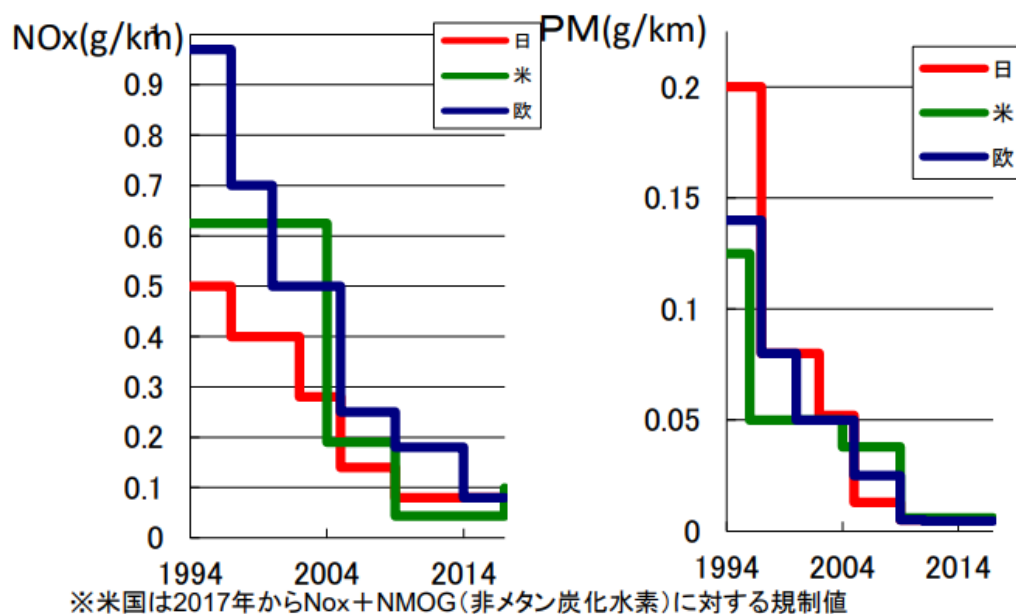
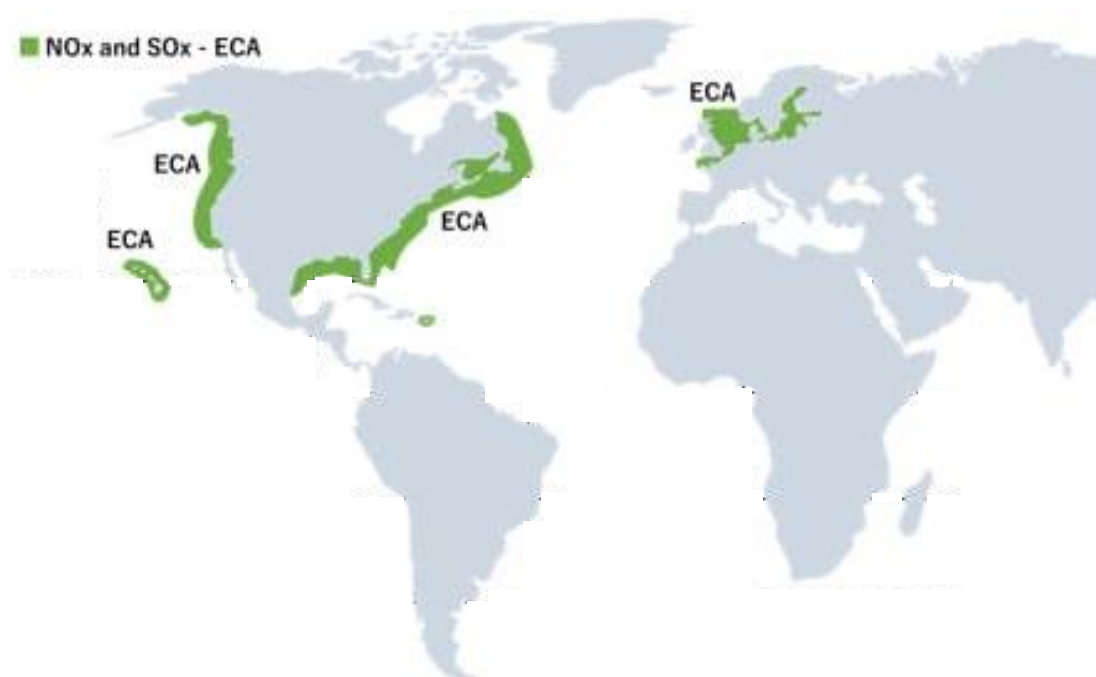


図 1.2 日欧米におけるディーゼル乗用車に対する排ガス規制の動向^[3]

		Nox/PM, Nox+NMHC/PM, Nox+HC/PM (g/KWh)											
		2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Area	Power (kW)	Tier2	Tier3/Stage3A/H18 regulation					Tier4 Int./Stage3B/H.23 regulation			Tier4 final/Stage4/H.24 regulation		
Japan	19~<37	8.0/0.80						6.0/0.4			4.0/0.03		
	37~<56							4.0/0.3			4.0/0.025		
	56~<75	7.0/0.40						4.0/0.25			3.3/0.02		
	75~<130	6.0/0.30			3.6/0.2						0.4/0.02		
	130~<560	6.0/0.25		3.6/0.17						2.0/0.02			
EU	19~<37	8.0/0.8					7.5/0.6						
	37~<56	7.0/0.4									4.7/0.025		
	56~<75										3.3/0.025		
	75~<130	6.0/0.3					4.0/0.3						
	130~<560	6.0/0.2		4.0/0.2						2.0/0.025			
USA	19~<37	7.5/0.6						7.5/0.3			4.7/0.03		
	37~<56							4.7/0.3					
	56~<75	7.5/0.4						4.7/0.4					
	75~<130	6.6/0.3					4.0/0.3			3.4/0.02			
	130~<560	6.4/0.2		4.0/0.2						2.0/0.02			
	>560	9.2/0.54		6.4/0.2						3.5/0.1		3.5/0.04	

図 1.3 日欧米における産業用ディーゼルエンジンに対する排ガス規制の動向^[4]図 1.4 IMO 規制における特定沿岸海域（ECA）^[5]

ディーゼルエンジンの排ガス低減技術は、排気再循環（EGR: Exhaust Gas Recirculation）による NOx 低減，噴霧微粒化促進による PM 低減，および高圧過給による燃焼改善をベースに，さらに排ガス後処理装置を導入することによって環境規制に対応してきた．とくに最新のディーゼルエンジンは，コモンレールシステム（CRS: Common Rail System）による燃料の高圧多段燃料噴射，高効率過給機による高圧過給，およびクールド EGR による多量 EGR の組合せにより NOx と PM のトレードオフを改善しつつ熱効率改善と高出力化を達成^[6,7]している．さらに排ガス後処理装置として，ディー

ゼルパティキュレートフィルター（DPF: Diesel Particulate Filter）および選択還元触媒（SCR: Selective Catalytic Reduction）を導入することによって大幅な排ガス低減を可能として各環境規制に適合しており^[8]，船用機関においても EGR^[9]や SCR^[10]の採用が進んでいる。

以上のような取り組みの結果，我が国における大気環境状況は年々改善しており，環境省が全国に設置している一般環境大気測定局および自動車排ガス測定局の双方で一部の項目を除き大気環境基準をほぼ達成できている^[11]。一方，海外の状況を見ると，北米では西海岸部（特にカリフォルニア州），東海岸部の大都市周辺を主として大気環境基準が未達成^[12]であり，欧州でも都市部周辺部では大気環境基準未達成の地域^[13]が見受けられるなど，先進地域においても依然として大気環境の改善が求められている。さらに，中国やインドなどの新興国においても，急激な経済成長に大気汚染防止対策が追い付かず大気環境の悪化が進んでいる^[14]。このような状況に対応してさらなる規制強化の導入が見込まれおり，その対応策の確立が急務となっている。

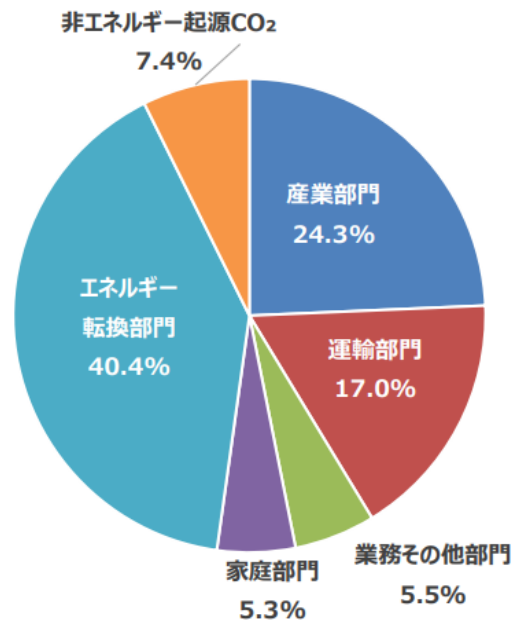
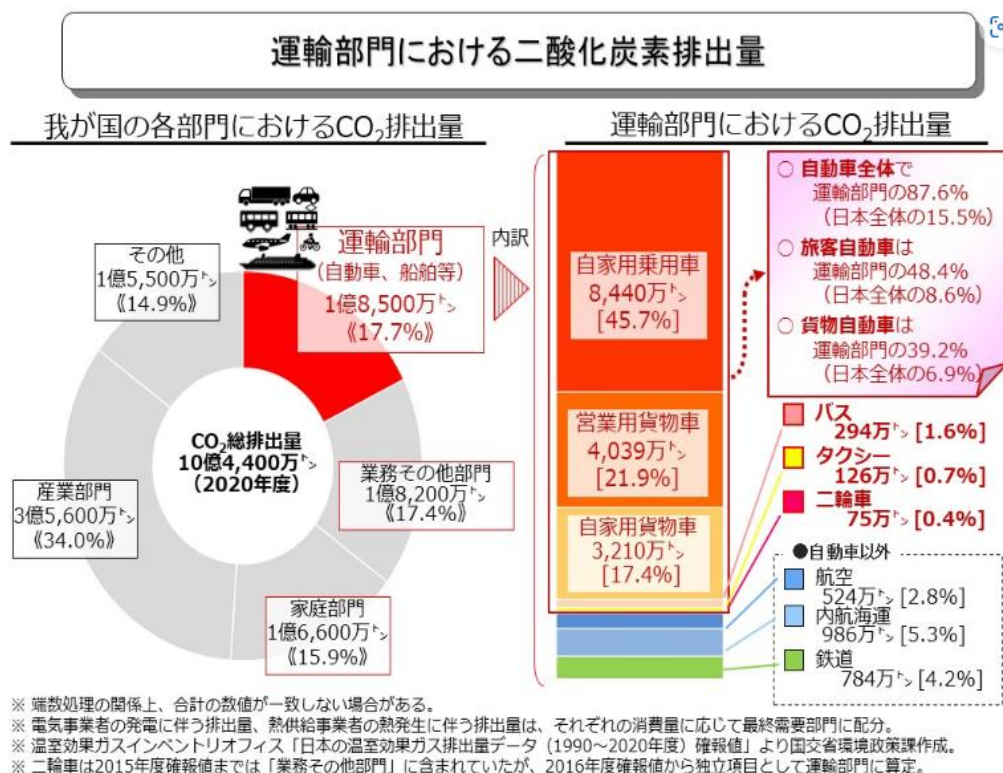
1.1.2 地球温暖化への対応

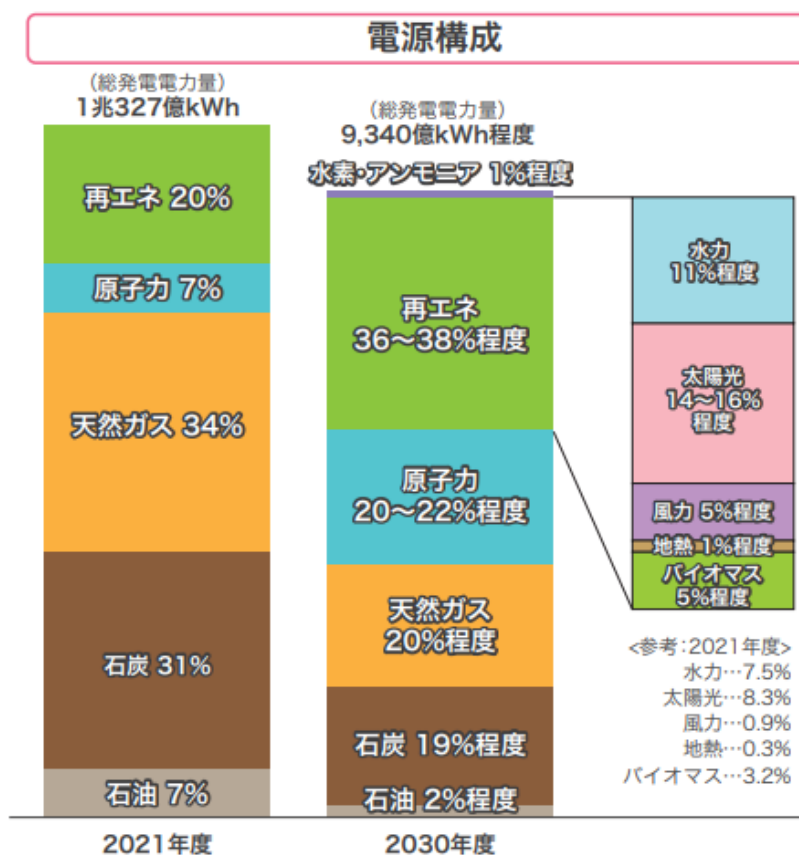
気候変動に関する政府間パネル（PICC: Intergovernmental Panel on Climate Change）の第四次評価報告書によると，人間の活動が大気・海洋・陸域を温暖化させてきたことには疑う余地はないと断定しており，世界の平均気温上昇と大気中の二酸化炭素濃度の上昇に相関があることから，産業革命以降の人間活動による温室効果ガスの大気中濃度の増加によってもたらされた可能性が非常に高い（90 %以上）と結論付けている^[15]。このような中，2015 年 12 月，フランスのパリで開催された第 21 回国連気候変動枠組条約締約国会議（COP21）において，2020 年以降の温室効果ガス排出削減等のため，加盟する全 196 カ国すべてが参加する国際枠組みとしてパリ協定が採択され，世界の平均気温上昇を産業革命以前に比べて 2℃より十分低く保ち，1.5℃に抑える努力を追求することが合意された^[16]。これを受けてわが国では，「2050 年までに，温室効果ガスの排出を全体としてゼロにする，すなわち 2050 年にカーボンニュートラル，脱炭素社会の実現を目指す」ことを宣言し，2030 年に中間目標として温室効果ガスを 2013 年から 46 %削減することを掲げている^[17]。

図 1.5 に我が国の 2020 年度における二酸化炭素排出の部門別の割合を示す。我が国

の二酸化炭素排出量の割合は、2020 年度でエネルギー転換部門 40.4 %、産業部門 24.3 %、運輸部門 17.0 %となっている^[18]。その中で、2020 年度における運輸部門の二酸化炭素排出量割合^[19]は図 1.6 に示すとおりになっており、自動車全体が排出する二酸化炭素量は運輸部門全体の 87.6 %を占めている。その内訳は自家用乗用車が 45.7 %、営業用貨物車が 21.9 %、自家用貨物車が 17.4 %となっており、自動車から排出される二酸化炭素を削減することが必要不可欠であることがわかる。

エネルギー転換部門は発電が多くを占めるが、2021 年度の電源構成は、再生可能エネルギーが 20 %、原子力が 7%となっているのに対し、これを 2030 年度までに再生可能エネルギーを 36~38 %、原子力を 20~22 %とし、非化石電源比率を 59 %へ引き上げる^[17,20]（図 1.7）としており、火力発電における水素、アンモニア燃焼、二酸化炭素回収・貯留（CCS: Carbon dioxide Capture and Storage）や二酸化炭素の回収・有効活用・貯留（CCUS: Carbon dioxide Capture, Utilization and Storage）による二酸化炭素排出削減が検討されている。さらに、省エネにより化石燃料の使用量を全体で 2030 年までに 18 %削減することを目指しており、運輸部門では 2035 年までに純内燃機関自動車の新車販売の禁止を掲げて、電気自動車化（BEV: Battery Electric Vehicle）、燃料電池自動車化（FCEV: Fuel Cell Electric Vehicle）、および合成燃料の促進が提案され、産業部門では水素還元製鉄、二酸化炭素回収型セメントの技術開発、二酸化炭素排出が避けられない分野では、二酸化炭素直接回収貯留（DACCS: Direct Air Carbon Capture and Storage）や二酸化炭素回収・貯留付きバイオマス発電（BECCS: Bio-Energy with Carbon Capture and Storage）による二酸化炭素除去が検討されている^[17]。しかし、技術的に成熟していない分野も多く見通しが立てられないのが現状であり、とくに運輸部門ではエネルギー密度やインフラの観点から今後も内燃機関に頼らざるを得ない面もあると考えられることから、その大幅なエネルギー効率改善は不可欠であり、さらなる技術開発が求められている。

図 1.5 2020 年度の部門別 CO₂ 排出割合^[18]図 1.6 2020 年度における運輸部門の二酸化炭素排出割合^[19]

図 1.7 2030 年に向けた電源構成^[20]

1.1.3 二酸化炭素削減に対する電気自動車化の動き

パリ協定に向けた取り組みの一つとして、自動車から排出される CO₂ を削減するために、内燃機関車 (ICEV: Internal Combustion Engine Vehicle) を電気自動車 (BEV: Battery Electric Vehicle) へ転換する動きが世界的に加速している。具体的には、米国ではカリフォルニア州を始め、ニューヨーク州、ワシントン州など、EU においても、2035 年以降ハイブリッド車 (HEV: Hybrid Electric Vehicle) を含む ICEV の新車販売禁止、英国では 2030 年以降 ICEV の新車販売禁止、2035 年以降は HEV も新車販売禁止、日本および中国では、2035 年以降 ICEV (HEV は含まれない) の新車販売を禁止する方針を固めている^[21,22]。各国は、BEV 普及に向けた施策を行っており、それによりプラグインハイブリッド車 (PHEV: Plug-in Hybrid Electric Vehicle) と BEV をあわせた全世界の販売台数は急速に伸び、2022 年には 100 万台を超えている^[22] (図 1.8)。

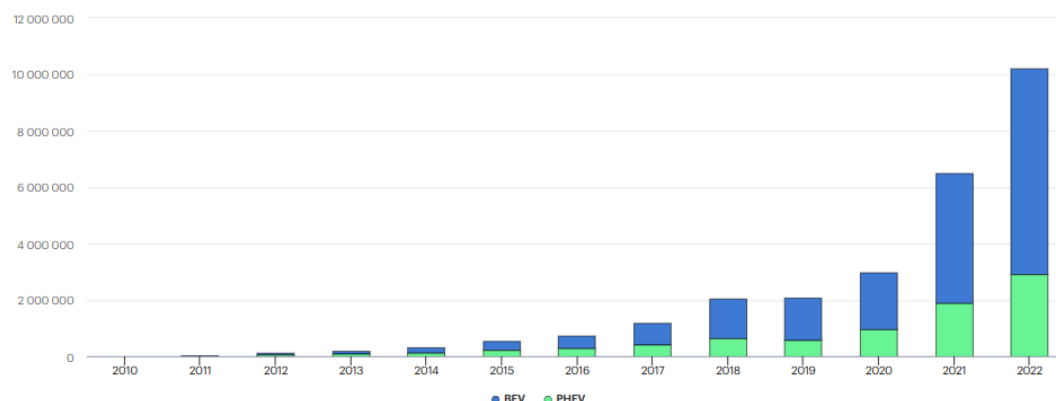
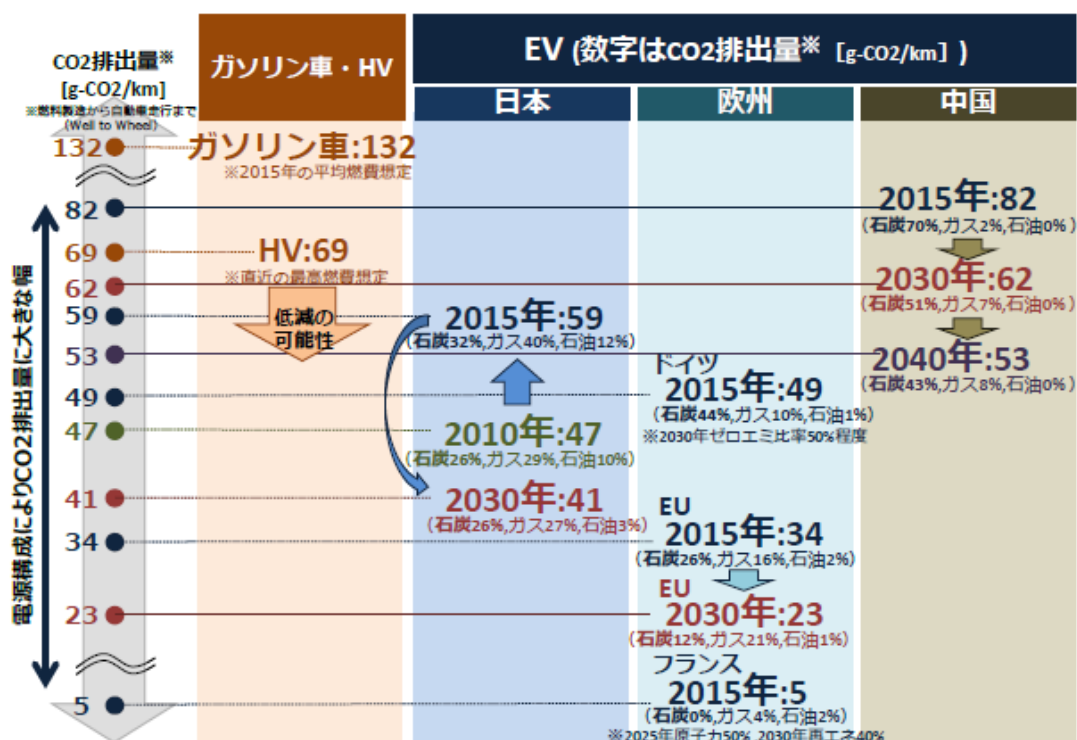
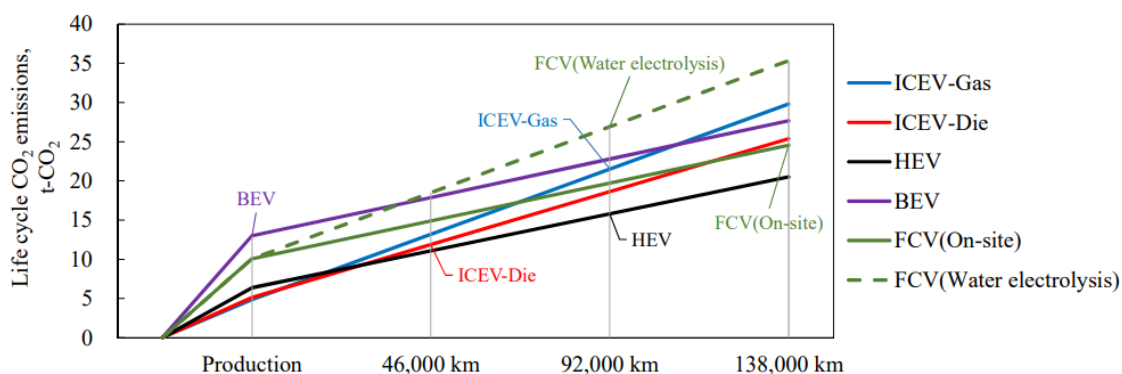


図 1.8 世界における BEV および PHEV の販売台数の推移^[22]

図 1.9 に、ガソリン車、HEV、各国における BEV の Well to Wheel における二酸化炭素排出量^[23]を示す。BEV の二酸化炭素排出量が国によって異なるのは電源構成が異なるためであり、原子力発電の割合が多いフランスでは $5 \text{ g-CO}_2/\text{km}$ であるのに対し、日本では $59 \text{ g-CO}_2/\text{km}$ で HEV の $69 \text{ g-CO}_2/\text{km}$ と大差はなく、石炭火力の割合が多い中国においては $82 \text{ g-CO}_2/\text{km}$ で、むしろ HEV より BEV の方が二酸化炭素を多く排出することがわかる。さらに、BEV には大容量のリチウムイオンバッテリーが必要であるが、バッテリー製造時に排出される二酸化炭素がこの試算には含まれていない。容量 $1 \text{ kW}\cdot\text{h}$ あたりのバッテリー製造時の二酸化炭素排出量は $100 \text{ kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ^[24]とも言われており、例えば日産 LEAF の容量 $62 \text{ kW}\cdot\text{h}$ のバッテリーの製造時には 6200 kg の CO_2 を排出することになり、これは HEV であれば実に 9 万 km 近く走行するのに排出される二酸化炭素に等しいことになる。そのため、開発・生産・運用・保守・廃棄までを含めた自動車のライフサイクル二酸化炭素排出量 (LCCO₂: Life Cycle CO₂) で評価することが重要となる。石崎らは、LCCO₂ のうち、二酸化炭素排出量の主要因である生産、運用、保守に注目し、ガソリン車 (ICEV-Gas)、ディーゼル車 (ICEV-Die)、HEV、BEV および FCEV の五種類の自動車について、日本における LCCO₂ の分析を行っている^[24]。図 1.10 に走行距離に対する LCCO₂ を、ICEV-Gas、ICEV-Die、HEV、BEV および FCEV について示す。図 1.10 より、BEV は運用および保守において、ICEV-Gas より二酸化炭素排出量が低く抑えられるが、生産時の二酸化炭素排出量が ICEV-Gas の 2 倍近くであるため、BEV は 10 万 km 程度走行しないと LCCO₂ で ICEV-Gas に対して優位に立つこと

はできない。また、HEV に至っては、日本の電源構成では運用および保守における二酸化炭素排出量が BEV とほぼ同等であり、生産時の二酸化炭素排出量が ICEV-Gas に対して 1.3 倍程度と BEV より大幅に低く抑えられているため、BEV は生涯走行距離を走行しても LCCO₂ で HEV を下回ることはいない。つまり、LCCO₂ を考えた場合、BEV は現行の ICEV に対して優位性はなく、二酸化炭素排出量削減に対しては、BEV ではなくむしろ HEV が最も有効な手段であることがわかる。さらに、BEV はインフラ、充電時間や航続距離などの実用的利便性の観点から、液体燃料を利用する内燃機関を有する自動車に対して著しく不利となる。

図 1.9 および図 1.10 における BEV の充電に伴う二酸化炭素排出量は、電力系統の平均二酸化炭素排出係数 (g-CO₂/kWh) をもとに算出されているが、実際は BEV の充電需要時にどの電力が調整電力になっているかというマージナル電源の考え方を導入しなければ正確な二酸化炭素排出量を試算できない^[25]。電力需要の増減に伴って発電量を調整する電源をマージナル（限界）電源と呼び、系統電力を削減した場合に減少する二酸化炭素排出量の試算にはマージナル電源の排出係数を用いることが 2007 年に WRI (World Resources Institute) および WBCSD (World Business Council for Sustainable Development) により発行された GHC プロトコルで定められている^[26]。マージナル電源の考え方を BEV の充電に適用すると、通常 BEV の充電は夜間が中心であるため、その時間帯のマージナル電源は火力発電であり、BEV の充電に使用した電力は火力発電の二酸化炭素排出係数を適用することになるため BEV の二酸化炭素排出量が大幅に増加することになる。今後、電源構成の再生可能エネルギー比率が増加したとしても、例えば再生可能エネルギーが太陽光発電であれば夜間に発電ができないので、夜間のマージナル電源にはなりえず BEV の二酸化炭素排出量を削減することはできない。一方、昼間のマージナル電源になるほど太陽光発電が増加し、さらにその余剰電力で昼間に BEV を充電することができれば BEV の二酸化炭素排出係数は大幅に低減することが可能であると考えられる。

図 1.9 ガソリン車, HEV, および国別の BEV の Well to Wheel の二酸化炭素排出量^[23]図 1.10 各種車両におけるライフサイクル CO₂ 排出量^[24]

パリ協定実現に向け, ICEV を排除して BEV を積極的に推進する施策が世界各国で行われ始めているが, LCCO₂ やマージナル電源を勘案すると, BEV の普及を進めても実質的な二酸化炭素排出量削減にはならない可能性が十分ある. バッテリー製造時の二酸化炭素排出量削減や, 再生可能エネルギーがマージナル電源となる条件下で BEV を充電できるような対策が同時に必須であるが, 短期的に実現できる確証はない. 最近 HEV を含む ICEV の新車販売を 2035 年以降禁止すると表明していた EU が再生可能

エネルギーによる電力と二酸化炭素により合成する e-fuel の使用に限り ICEV の新車販売を認めるという方向転換を行った。確実に二酸化炭素排出量を削減するためには、BEV 以外にも様々な選択肢を確保する必要がある、e-fuel も視野に入れた ICEV のさらなる効率改善に対する研究開発の継続が重要であるとは言うまでもない。とくに、ディーゼルエンジンが使用されている大型自動車や建設機械などの大出力の動力源をバッテリーとモーターで代替することは極めて困難である。したがって、ディーゼルエンジンのさらなる効率改善とカーボンニュートラル化が喫緊の重要課題となっている。

1.2 ディーゼル燃焼に関する研究動向

1.2.1 ディーゼル燃焼の特徴と課題

図 1.11 に、直噴ディーゼルエンジンにおける燃焼過程の可視化画像^[27]を示す。高温・高圧空気雰囲気中に噴射された燃料噴霧は、噴射エネルギーによって外縁で空気を巻き込みながら液滴が分裂・蒸発して可燃混合気を形成する^[28-30]。その後、着火条件が整った領域で自己着火が起こり、それまでに形成された可燃混合気の高速燃焼を主体とした第一期燃焼を生ずる。噴射開始から着火に至るまでの期間を着火遅れ期間といい、ディーゼル燃焼において、この着火遅れ期間は燃焼特性を大きく左右する過程^[31,32]である。第一期燃焼で予混合気がほぼ燃焼し尽くした後、燃料と空気の混合に律速される噴霧燃焼が優勢となる主燃焼期間に移行する。このようにディーゼル燃焼において、噴霧の燃焼過程は燃料と空気の混合気形成に至るプロセスに大きく支配される。

Dec^[33]らおよび Kosaka^[34]らは、レーザーによる噴霧の光学計測の結果から火炎噴霧の構造を考察し、NOx およびスートの生成のメカニズムを提示している。図 1.12 に、Kosaka らが示したディーゼル噴霧火炎の概念図^[34]を示す。図 1.12 中の Ignition において、黄緑色で示された領域で低温酸化反応の進行がホルムアルデヒドの生成で捉えられており、その反応が蓄積して温度が着火条件に達することによって着火が生じる^[35-37]。着火後、その時点で可燃混合気が形成されている領域でほぼ同時に急峻な発熱反応を生じ、Early stage of soot formation を起点とする主燃焼期へ移行する。この際、噴霧先端付近では、低酸素濃度下で脱水素反応によってスート前駆物質として知られる多

環芳香族（PAH: Polycyclic Aromatic Hydrocarbons）が生成され、噴霧外縁部において PAH がスートへ成長する^[38-40]。準定常拡散燃焼期間中の Soot formation and oxidation processes においては、噴霧頭部に生じた渦流れと空気導入流れが干渉する中でスートは衝突を繰り返して大径化し^[41]、その過程で十分な高温かつ酸素が存在すればスートは酸化消滅するが、酸化条件に満たなかった場合はスートとして残留し、結果的に黒煙として排出される。図 1.12 下図において、噴射終了後である 3.8 ms 以降も緩慢な熱発生が続く後燃えが生じており、後燃えが長期化すると発熱の等容度が低下して熱効率が悪化する。

一方、NO_x は拡大 Zeldovich 機構^[42]によって説明され、雰囲気温度が高く高温滞留時間が長いとサーマル NO_x が多く生成される。スートの再酸化が生じるような領域では、酸素濃度が高く燃焼が活発になるために高温となってサーマル NO_x が多く生成される。このようにディーゼル燃焼では、その特性上スートの生成は避けられず、その低減を図るためにスートの再酸化を促すと窒素酸化物の生成が避けられないため、両者はトレードオフとなって同時低減が非常に困難となる。

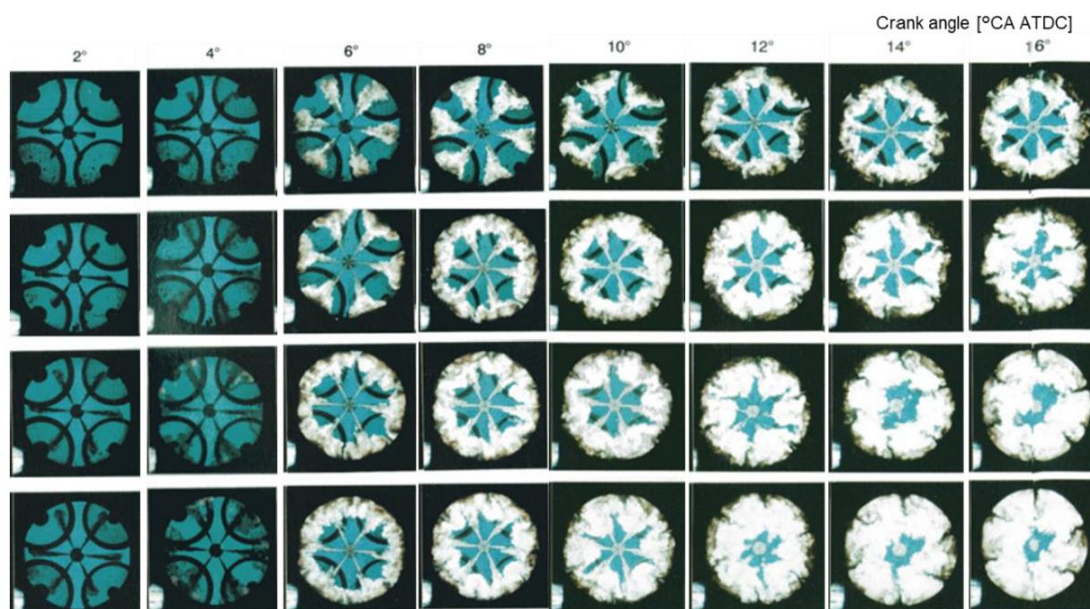
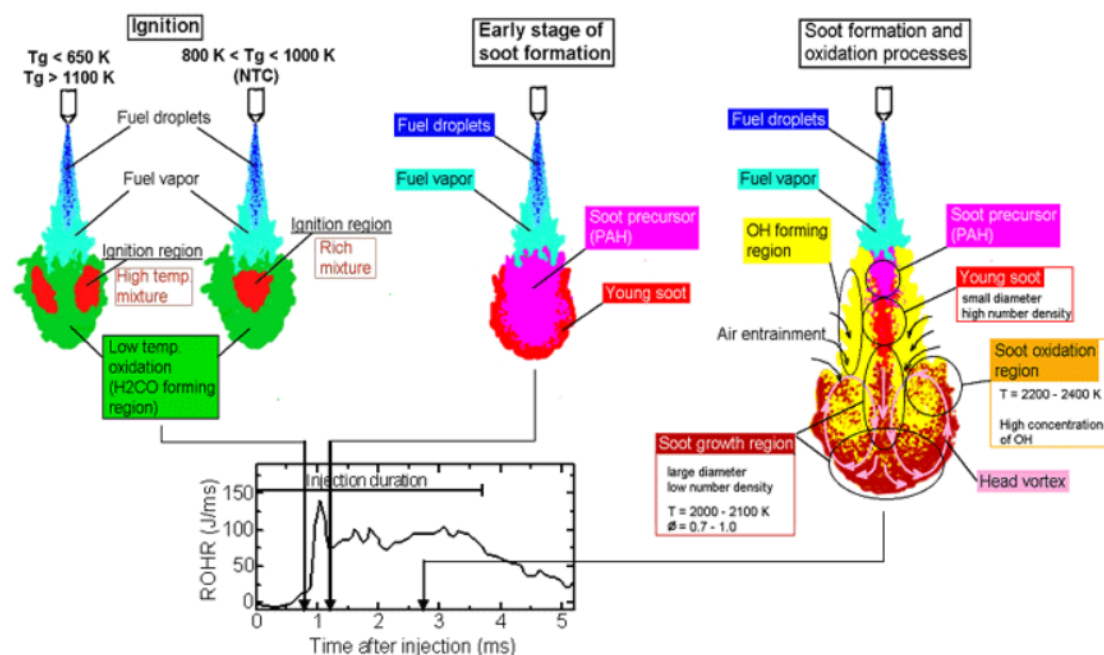


図 1.11 ディーゼル燃焼の可視化画像^[27]

図 1.12 ディーゼル噴霧の燃焼モデル^[34]

1.2.2 ディーゼル燃焼改善の試みと課題

噴霧燃焼において、 NO_x を低減するための代表的な手段の一つとして排ガス再循環 (EGR: Exhaust Gas Recirculation) がある。EGR は排気を吸気に還流させることにより酸素濃度を低下させるとともに、燃焼室内ガスの熱容量増加に伴う燃焼温度の低下効果の両者によって NO_x を低減することが可能である^[43,44]。しかし、EGR 量の増加に伴う吸気酸素濃度低下によってスートは増加する傾向にあるため、 NO_x とスートはトレードオフの関係になることが多い。最新のディーゼルエンジンでは、コモンレールシステムによる燃料の高圧多段燃料噴射、高圧過給、およびクールド EGR の実用化により NO_x と PM のトレードオフの大幅な改善が実現できており、排ガス低減技術の主流になっている。青柳^[45-50]らは、さらなる低エミッション・高効率化を指向し、EGR により NO_x を低レベルに抑えつつ、高圧過給による燃焼の希薄化と高圧噴射による燃料噴霧微粒化によりスート低減も両立させるスーパークリーンディーゼル燃焼のコンセプトを提唱している。燃料噴射圧力が 200 MPa 、過給圧力が 450 kPa により全負荷相当の BMEP が 2.0 MPa 、EGR 率が 50% の条件下でも空気過剰率を 2 近くに維持すること

で、NO_x および PM の両者とも新長期規制値レベルを十分達成できるポテンシャルを有することを報告している。さらに、過渡応答性を改善しつつ多量 EGR を達成する手段として低圧ループ排ガス再循環（LPL-EGR: Low Pressure Loop Exhaust Gas Recirculation）の検討^[51,52]を行って多気筒機関への適用性を示している。しかし、高圧過給は許容筒内圧力の高圧化による設計的制約、噴射圧力の高圧化は燃料ポンプ駆動ロスの増大、LPL-EGR は、排ガスをコンプレッサー入口に還流することによるコンプレッサーの耐久性の問題など、コストや実用性に関する課題は多い。

一方、低・中負荷領域においては、燃料と空気の予混合化を促進して圧縮自着火させる予混合化ディーゼル燃焼の研究が進んでいる。これは、早期に燃料噴射を行い、着火までに希薄予混合気を形成させ、上死点付近で多点圧縮自着火させる燃焼形態であり、NO_x および黒煙を極めて低いレベルに抑え、かつ高熱効率運転が実現できる手法として注目されている。しかし、予混合化ディーゼル燃焼は理想的な燃焼が実現できる運転領域が限られ、特に高負荷領域では急峻な燃焼による機関騒音の増加や機関破損の危険性により適用が不可能になるため、高負荷領域では従来の拡散噴霧燃焼を主体とした燃焼形態をとらざるを得ないのが現状である。また、希薄予混合気の自着火は、燃料の着火性と筒内のガス組成、温度、圧力、空燃比などの影響を受けるため、最適着火時期に制御するのが困難である。

高負荷運転時の拡散噴霧燃焼では、燃焼期間の長期化による発熱の等容度の低下に加え、燃料噴射終了後に生じる後燃えと呼ばれる緩慢な熱発生によって等容度がさらに悪化することが熱効率低下の要因となっている。したがって、ディーゼルエンジンのさらなる高熱効率化には拡散燃焼の燃焼期間短縮および後燃えの低減を可能とするディーゼル噴霧火炎を構築することが望まれている。

1.2.3 含酸素燃料のディーゼル燃焼への適用に関する研究動向

これまで高圧燃料噴射や EGR などのエンジン側の改良による燃焼改善に関する研究例を取り上げてきたが、燃料面からの燃焼改善のアプローチについても研究が進められてきており、中でもエーテルやアルコールなどの含酸素物質の燃料への適用による燃焼改善が試みられている。含酸素物質は発煙性が低いため、ディーゼルエンジンの燃料として軽油に混合するか、単体で用いることにより黒煙の低減が期待できる。

低級アルコールは、軽油に添加することによって黒煙を低減し得ることが知られているが^[53,54]、アルコールと軽油の相互溶解性が低く相分離しやすいため高濃度で混合利用することには注意が必要である。また、高濃度での使用は着火性の低下により騒音の増大を招くなど、ディーゼルエンジンへの適用は課題があることが報告されている^[54]。

一方、ジメチルエーテル（DME: Dimethyl Ether）は、天然ガスなどから低コストで生産可能であることに加えて、高着火性であることからディーゼルエンジン用燃料として適しており、無煙で良好な燃焼が可能であることが報告されている^[55-62]。DME は軽油に比べて噴射時期の遅角に伴う熱効率の悪化が小さく黒煙の排出もないため、噴射時期の遅角と EGR の組み合わせによる低 NOx・無煙運転が可能である^[55,60,61]。しかし、DME は常温・常圧で気体であるため軽油との混合利用が難しいことに加えて、潤滑性が低いため噴射系の耐久性低下などの問題も報告されている^[56,58]。

一方、液体含酸素燃料が黒煙低減に有効であるという報告がなされている^[63-76]。小川らは、含酸素燃料であるジエチレングリコールメチルエーテル（DGM: Diglyme）をベースとして七種類の含酸素燃料および通常の JIS2 号軽油を適宜混合あるいは単体で用いることにより、種々の酸素含有率の燃料に対する黒煙の関係を調査した結果、軽油とのブレンドの有無や添加した含酸素燃料の種類にかかわらず、黒煙濃度は概ね酸素含有率に一意的に支配されることを明らかにしている^[68,69]。図 1.13 に燃料の酸素含有率に対する黒煙濃度を示す^[70]。当量比と EGR 率の条件により酸素含有率と黒煙濃度の関係は異なるが、それぞれの条件において燃料種や混合割合によらず、酸素含有率と黒煙濃度の関係は同一線上に整理されることが示されている。さらに、DGM とジメチルカーボネート（DMC: Dimethyl Carbonate）を混合した燃料をディーゼルエンジンに適用することによって、燃料の酸素含有率が 38 wt%以上であれば多量 EGR かつ量論比でも無煙運転が可能であり、部分負荷では EGR、高負荷では当量比を 1.0 に保ったまま EGR 率を変更することにより負荷を調整し、三元触媒を適用することで広い負荷範囲にわたって超低 NOx・無煙ディーゼル燃焼が可能になるとしている^[71-73]。同様に単体で 42 wt%の酸素を含有するジメトキシメタン（DMM: Dimethoxy Methane）を用いても多量 EGR 下かつ量論比でも無煙運転が可能であることを確認するとともに、可視

化エンジンを用いて二色法により燃料の酸素含有割合に応じて輝炎の減少と黒煙の排出特性がよく一致することを示している^[74-77]。なお、DMM は後に述べるカーボンニュートラルの観点から注目されているオキシメチレンエーテル (OME: Oxymethylene Dimethyl Ether) の一種 (OME₁) である。

このように高含酸素燃料は、高 EGR・高当量比下においても無煙運転が可能であることから、DPF および SCR といった高コストの後処理装置が不要になるのみならず、高 EGR 化による冷却損失低減に伴う熱効率向上が期待できる。

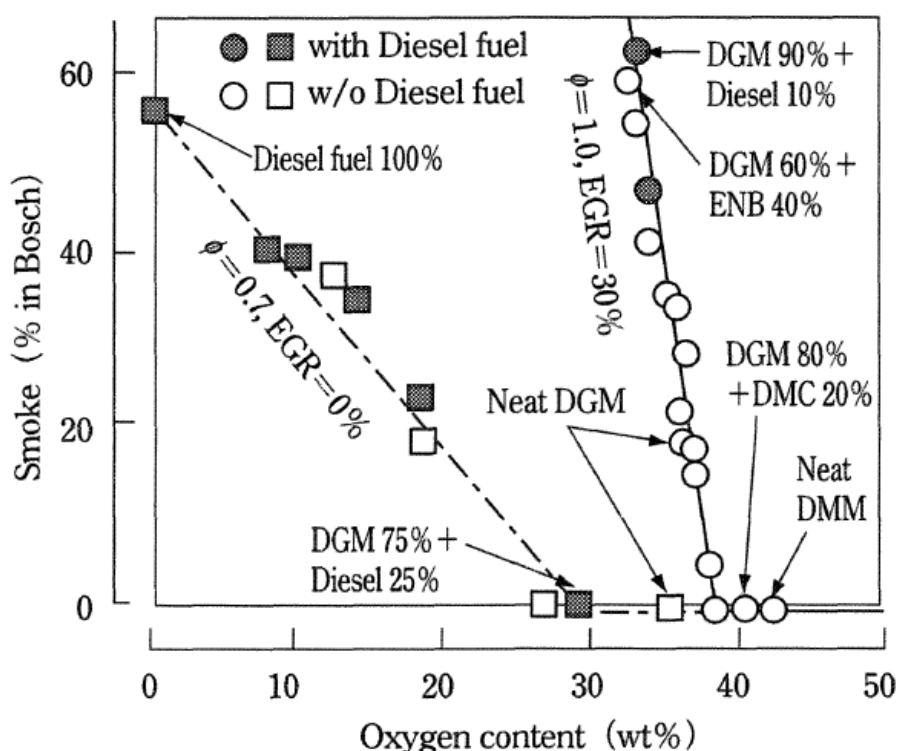


図 1.13 燃料の酸素含有率に対する黒煙濃度^[70]

一方、千田^[78-82]らは CHEMKIN による素反応計算を用いて含酸素燃料による燃料混合気組成が PAH 生成に及ぼす影響を検討している。それによると燃料の酸素含有率の増加に伴うスート生成抑制は、高温酸化熱分解反応により生成される低級不飽和炭化水素の生成率低減に起因して分子成長反応により生成される PAH 生成濃度の大幅な減少に起因するものであるとともに、含酸素燃料の分子構造が黒煙抑制効果に影響を及ぼす可能性を示唆している。それに対し宮本^[83]らは、含酸素燃料の分子構造が

黒煙抑制効果に与える影響を調査するため、C-C 結合を有しない DME と C-C 結合を有する DME の異性体であるエタノールについて化学反応論解析を行い、C-C 結合が存在すると脱水素反応が先行してエチレンが生成し、そのエチレンから PAH が生成されることが示され、含酸素燃料でも C-C 結合が少ないエーテル類は同一酸素含有率においてもスート抑制効果が強くなることを示唆している。

最近では、再生可能エネルギーであるサステナブルな電力から生成した水素と、工場排気あるいは大気から回収した二酸化炭素をもとに製造される合成燃料 (e-fuel) として、オキシメチレンエーテル (OME: Oxymethylene Dimethyl Ether), ジメチルカーボネート, およびオクタノールなどが注目を集めている。これらは、再生可能エネルギーの中・長期的な貯蔵手段としてのみならず、含酸素燃料としてその特長を生かした燃焼改善が期待できる。とくに OME は軽油と同様の着火性を有しており、 OME_n は $\text{H}_3\text{C-O}(\text{CH}_2\text{-O})_n\text{-CH}_3\text{O}$ の構造で直接的な C-C 結合がなく、酸素含有率が高いことから顕著なスート抑制効果が期待できる。その中で、 OME_1 は先に述べたジメトキシメタン (DMM: Dimethoxy Methane) であり、その優れたディーゼル燃焼特性は以前から実証されている^[74, 75]。さらに $n = 3, 4, 5$ の OME_n の混合物 OME_{3-5} は常温・常圧で液体であり、ディーゼル燃料に近い沸点であることから取り扱いの面で優位性が高いと考えられており、OME をディーゼルエンジンに適用した例が欧州を中心に報告されている^[84-98]。Holzer^[84]ら, Dworschak^[85]ら, および Iannuzzi^[86]らは、単気筒ディーゼルエンジンを用いて、軽油に OME を混合した際の排気特性およびエンジン性能に与える影響について検討を行っており、OME の適用によりスートが大幅に低減すること、燃焼速度の上昇によって燃焼期間が短縮して効率が改善すること、さらに OME_2 から OME_5 へと鎖の結合長さを増加させた場合には、燃焼速度が遅くなって効率が悪化する傾向がある^[85]ことなどを報告している。一方、Philipp^[87]ら, Asad^[88]ら, Pellegirin^[89,90]らは、乗用車用の多気筒ディーゼルエンジンに OME 混合燃料を適用し、軽油に比べて黒煙の排出量が減少することを報告している。熱効率は OME 混合割合が 10 %程度では軽油と大差ないが、OME 混合割合が増加すると発熱量の低下に伴って噴射期間が増大するため、結果的に熱効率が低下することを指摘している^[90,91]。

Pastor^[92]らは、可視化単筒エンジンにおいて軽油と OME を 10~30 %混合した燃料を

用いた実験を行い、OME 混合割合の増加に応じて輝炎の減少と黒煙の低減が一致していること、佐々木^[93]らは定容燃焼容器内で、OME_{3,4} を主成分とする燃料の単噴霧火炎観察を行い、OME_{3,4} 100 %ではほとんど輝炎が生じないことをそれぞれ報告している。OME はエネルギー密度が軽油と異なることにより、従来の軽油に適合したシステムではエンジン性能が十分に発揮されないため、Pöllmann^[94]らは、単気筒エンジンを使用し、噴射弁、EGR 率、噴射圧、およびミラーサイクルの最適化により、NO_x を軽油に比べて三分の二にしつつ、熱効率を 5 %改善できることを報告している。

OME はその性状から軽油同等の扱いが可能であり、現行エンジンシステムに代替燃料として適用することを視野に入れ、噴射系諸元の噴霧への影響^[99-101]や DPF, SCR といった後処理装置への影響^[102-104]、さらにはゴム部品に対する影響^[105]を調査した例も報告されている。このように、OME が量産されれば、ディーゼル燃料の代替燃料として既存エンジンへの適用も視野に入れた、低エミッション・高効率、さらにカーボンニュートラルなディーゼルエンジンの運転の実現が大きく期待できる。

一方、ディーゼルエンジンの高負荷運転時では、燃料噴射終了後の後燃えが長くなり、等容度が低下して熱効率が低下することが課題になっているのに対し、含酸素燃料などの燃焼特性に優れた燃料の適用による後燃えの低減が期待できる。ディーゼルエンジンの高負荷運転時の後燃えには諸説があり、後燃えの機構を明らかにするため、定容燃焼器^[106-112]、急速圧縮膨張装置 (RCEM: Rapid Compression and Expansion Machine)^[113,114]、および筒内可視化エンジン^[115-118]を用いて、噴霧火炎の輝炎および紫外自発光の同時撮影により噴霧火炎の可視化が試みられている。その中で近藤^[119]らは、後燃えは噴霧中心部の過濃混合気が噴射終了後に噴霧先端付近へ移動滞留することによって過濃混合気が蓄積することが主要因であり、その低減には燃料噴霧内部の低当量比化が必要であることを示唆している。軽油のディーゼル噴霧火炎において乱流混合が盛んな領域は、噴霧外縁付近の燃焼領域よりも内側にあるのに対し、燃焼領域を噴霧内側の強い乱流混合領域に移行させることができれば燃焼領域の混合が促進されて後燃えが低減できる可能性がある。噴霧内部の低当量比化により燃焼領域を噴霧内側に移動するためには、理論空燃比の小さい含酸素燃料を用いて噴霧内当量比を低下させるのが有効であると考えられる。佐々木^[93]らは、定容燃焼器内における軽油－OME 混合

燃料のディーゼル噴霧燃焼において、OME の混合割合を増加すると噴霧面積が増大することから、噴霧内当量比が低下していることを示唆している。さらに、田中^[120]らは定容燃焼器と数値シミュレーションにより軽油と OME の噴霧特性を解析しており、OME は理論空燃比が小さいため、噴霧内当量比が低下することを報告している。

1.2.4 本研究の目的

含酸素燃料はディーゼルエンジンの超低エミッション・高効率化に対する高いポテンシャルを有しており、排気後処理系の簡素化が期待できるのみならず、最近では水素と二酸化炭素から合成できる e-fuel としてカーボンニュートラルの観点からも非常に有望視されている。それに対し、含酸素燃料は理論空燃比が小さいため、噴霧内当量比が低下すること、あるいは燃焼速度が速いことによる燃焼期間の短縮が熱効率改善をもたらすことなどの研究報告はあるが、これらの現象を燃料の酸素含有率に着目して火炎噴霧構造面から体系的に解明した事例は少ない。

そこで本研究では、燃料の酸素含有率がディーゼルエンジン噴霧火炎構造に与える影響を解析するとともに、実際のディーゼルエンジンにおける燃焼特性に与える影響を体系的に示すことを目的とした。具体的には、通常軽油と着火性が同等になるように、60 vol%のジエチレングリコールジメチルエーテル (DGM) と 40 vol%のジメチルカーボネート (DMC) を調合した混合燃料をベース含酸素燃料とし、さらにそのベース含酸素燃料を軽油に 0 ~ 100 %混合することによって燃料の酸素含有率を 0 ~ 43 mass%の範囲で変化させた。その混合含酸素燃料を用いて、ディーゼル燃焼における燃料の酸素含有率が噴霧火炎構造および燃焼特性に与える影響について、定容燃焼容器および単筒ディーゼルエンジン実機を用いて系統的に実験的検討を行った。さらに定容燃焼容器およびエンジン実機の双方にける噴霧火炎構造および燃焼特性について、三次元 CFD 解析を行って各現象の解明を試みた。

1.3 本論文の構成

本論文は全 5 章から構成されており、その概要は以下の通りである。

第 1 章は序論であり、内燃機関を取り巻く社会的背景を述べた上で、ディーゼル燃焼の課題とこれまでの改善の試みについて記述している。その中で含酸素燃料のディーゼルエンジンへの適用に関する研究動向について詳述し、本研究の目的および本論

文の構成を説明している。

第 2 章では、本研究に用いた実験装置および実験方法、供試燃料の性状と調合、計測・解析手法、三次元 CFD 解析手法について詳述している。

第 3 章では、定容燃焼容器を用いて燃料の酸素含有率がディーゼル噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響を系統的に調査した結果について述べている。通常の軽油と着火性が同等となるように調合したベース含酸素燃料（DGM-DMC 混合燃料）をさらに軽油と混合することによって同等の着火性で酸素含有率が 0 から 43 mass% の範囲となる数種類の酸素含有率を有する燃料を用いて検討を行っている。さらに噴霧火炎構造に対する三次元 CFD 解析を行って各現象の解明を試みている。

第 4 章では、第 3 章で用いたものと同一の燃料をディーゼルエンジン実機に適用し、燃料の酸素含有率が熱発生特性、熱効率、および排気性能に与える影響について系統的に調査した結果について述べている。さらに、含酸素燃料の低位発熱量の低下に対応するため、噴孔径を拡大したノズルによる改善効果を検討するとともに、含酸素燃料適用時の冷却損失増加の要因について三次元 CFD 解析によって解明を試みている。

第 5 章は結論であり、本研究で得られた成果を総括している。

第2章 実験装置および方法

2.1 定容燃焼容器

定容燃焼容器内に形成した高温・高圧雰囲気場にディーゼル噴霧燃焼を再現し、容器内圧力経過から求めた熱発生率により燃焼特性を解析するとともに、火炎画像およびOHラジカル自発光画像を高速度撮影した。図2.1に実験システムの概略を示す。本システムは、定容燃焼容器、燃料噴射装置、点火装置、計測装置、およびそれらの制御装置から構成されている。高温・高圧雰囲気は、定容燃焼容器内にエチレン (C_2H_4)、酸素 (O_2)、窒素 (N_2) からなる予混合気を充填し、その予混合気を火花点火で燃焼させることで形成した。定容容器壁面からの冷却損失により容器内圧力が所定の値まで低下した時点で間欠燃料噴射を行ってディーゼル噴霧燃焼を模擬した。エチレン予混合気は酸素過剰とし、完全燃焼したと仮定して残留する酸素濃度を噴霧燃焼時の酸素濃度とした。

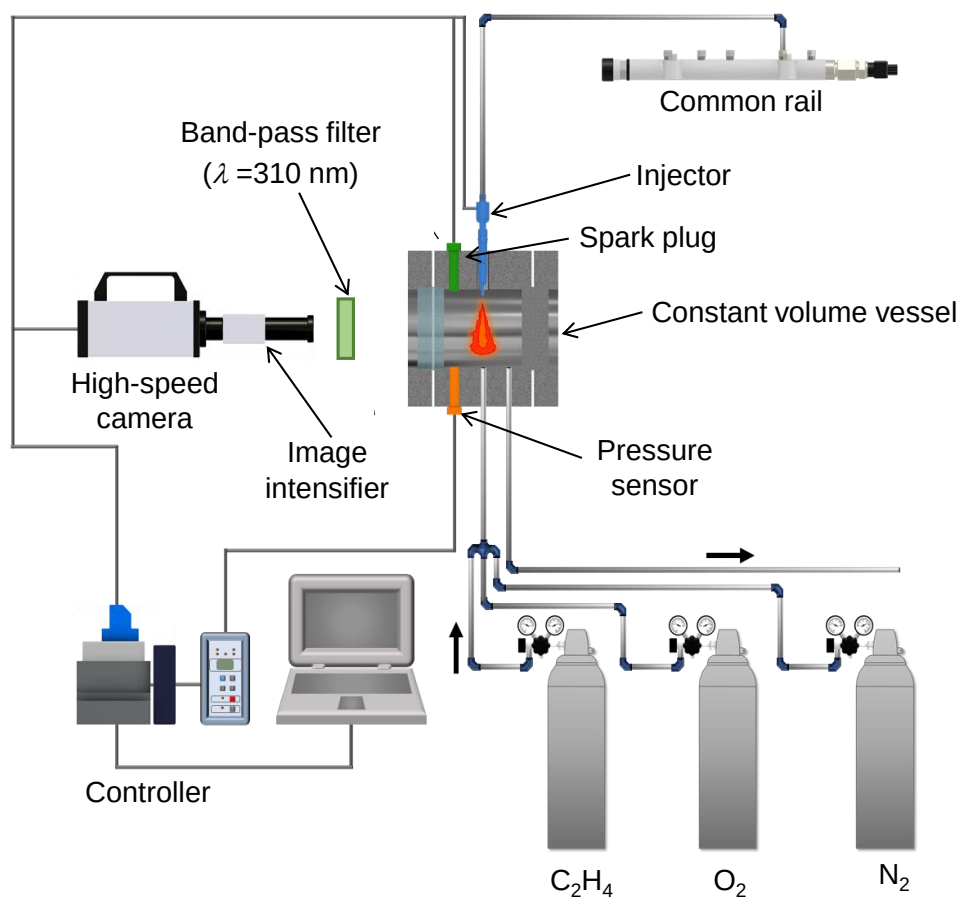


図 2.1 定容燃焼容器の実験システム

図 2.2 に定容燃焼容器の外観を、図 2.3 に定容燃焼容器の断面図を示す。容器は鋼製で、燃焼室は内径 $\phi 85$ mm、厚さ 40 mm、容積 227 cm^3 の円筒形である。容器には、エチレン、酸素、窒素の充填、燃焼ガスの排気を行うためのバルブ類、容器内ガスを均一にするための攪拌ファン、予混合気を点火するための点火プラグ、および燃料噴射用のインジェクター（デンソー製 G3P、下向き単噴孔、噴孔径 0.115 mm）が取り付けられている。排気バルブは電磁弁（Swagelok 製 SS-43GF4-31C）を用いて遠隔操作が可能であり、さらに容器内圧力が過大になった際に作動する圧力リリーフバルブ（Swagelok 製 SS-4R3A）を備えている。火炎および化学種自発光の撮影時には、容器片側に厚さ 45 mm の石英ガラスを装着した。

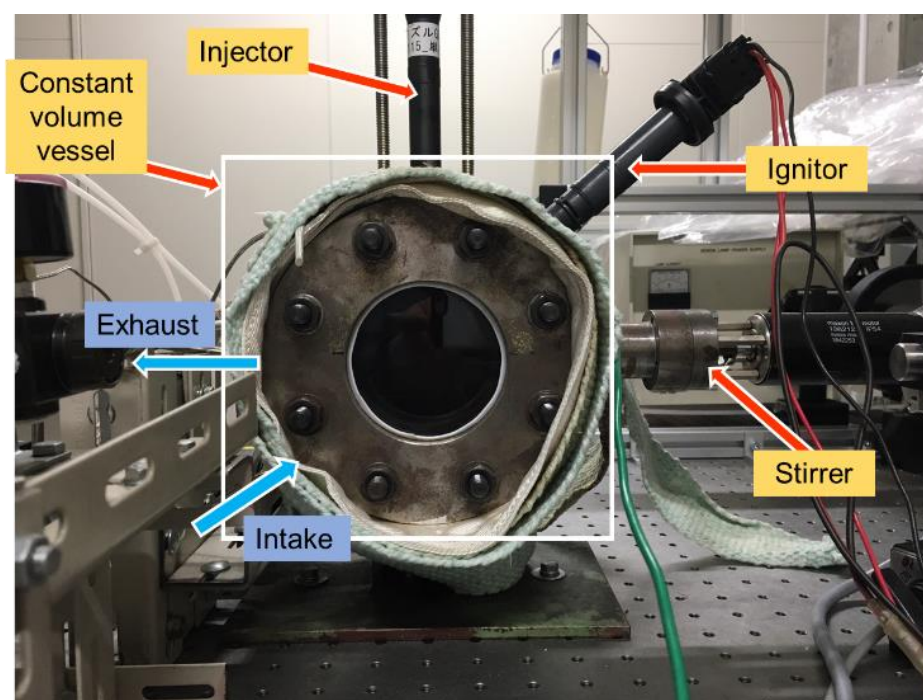


図 2.2 定容燃焼容器の外観

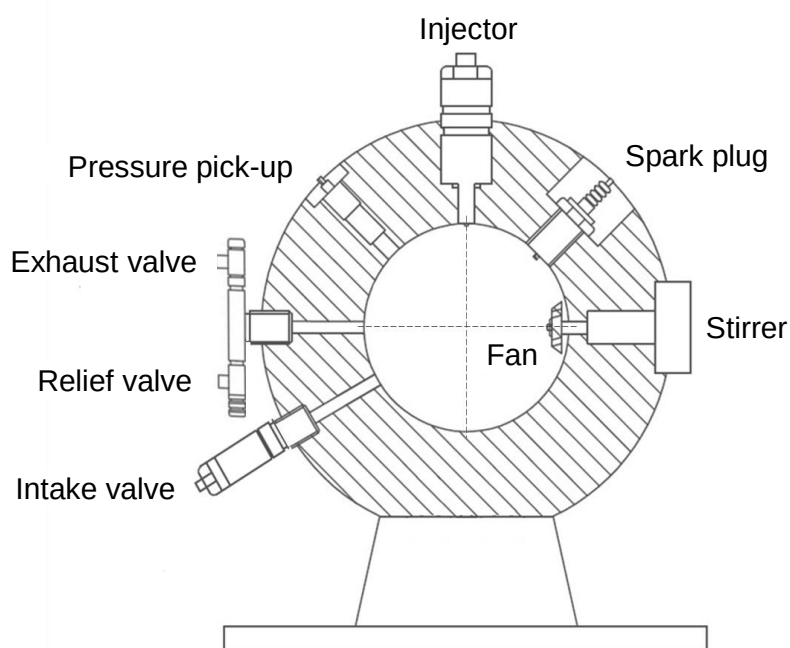


図 2.3 定容燃焼容器の断面図

2.1.1 吸排気系

予混合燃焼用のガスは、容器内を窒素で十分にパージした後、大気圧からエチレン、酸素、窒素の順に充填した。エチレンは吸気側に設けたデジタル圧力計（長野計器製 GC04, 計測レンジ-0.1~0.5 MPa, 計測精度 1 kPa）を、酸素および窒素は吸気側に設けたブルドン管圧力計（計測レンジ 0~2.5 MPa, 計測精度 10 kPa）を用いて計測し、各成分の充填量を求めた。

2.1.2 点火系

2.1.1 項で述べた定容燃焼容器内に充填された混合ガスは、点火プラグにより火花点火を行った。点火は、AC100V を整流した DC12V 電圧をイグナイターに供給し、イグナイターにより電圧を昇圧して点火プラグに供給することによって行った。点火時期は Compact RIO（National Instruments 製 cRIO-9066）から送信される TTL 信号を起点とすることにより設定した。

2.1.3 燃料噴射装置

燃料噴射は、噴射圧力が最大 250 MPa まで設定可能なデンソー製の実験用コモンレ

ールディーゼル燃料噴射システムを用いた．図 2.4 に燃料噴射系システムの概略を示す．燃料高圧ポンプはモーターによって駆動され，コモンレールに取り付けられた燃料圧力センサーによって設定した燃料圧力になるように，レギュレーターバルブを制御することによって行われる．コモンレールの燃料圧力を燃料噴射圧力とみなした．なお，インジェクターの燃料噴射制御は，2.1.4 項にて後述する制御系によって行われる．

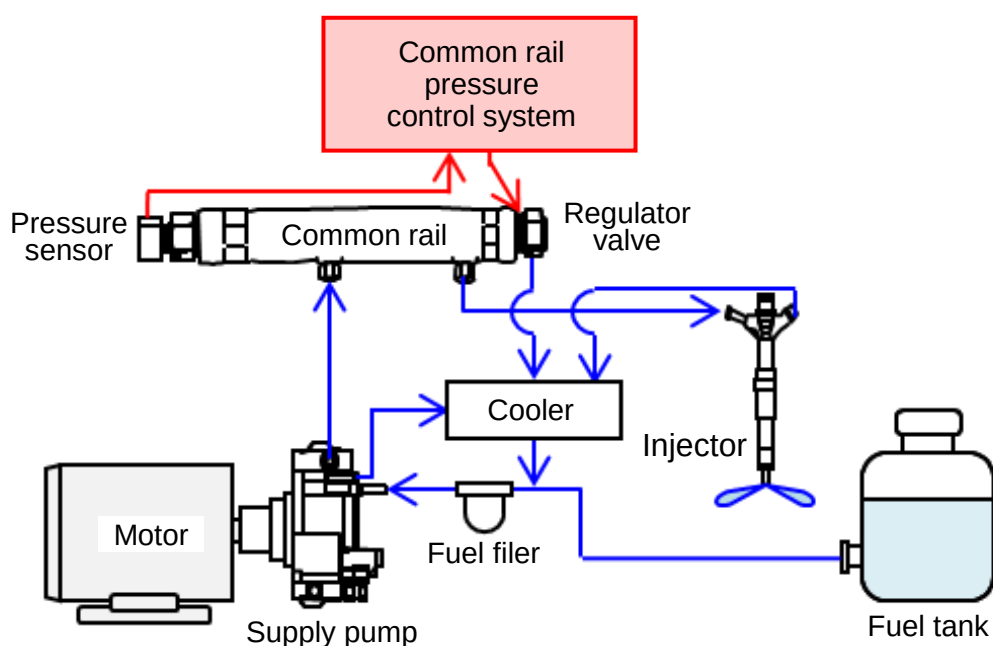


図 2.4 燃料噴射装置の概略

2.1.4 燃料噴射制御系

燃料噴射時期および燃料噴射期間は市販操作装置（Compact RIO）により設定した。図 2.5 に、定容燃焼容器内の圧力履歴、点火および噴射の制御用信号の関係を示す。予混合気の点火は 2.1.2 に記した通り Compact RIO からの 5V の TTL 信号をイグナイターに出力することによって行った。燃料噴射は、燃料噴射開始指示用の TTL 信号を燃料噴射装置の EDU (Electronic drive unit) に出力することによって開始した。燃料噴射開始時期は、予混合気の燃焼により定容燃焼容器内の圧力がピークを迎えた後、容器壁面からの放熱により容器内圧力が所定の値まで低下した時点とした。高速度ビデオカメラ

ラに撮影開始指示用の TTL 信号も出力して画像を撮影した。なお、燃料噴射開始指示用の TTL 信号が入力されてから実際に燃料噴射が開始するまでに時間応答遅れが存在するが、あらかじめ実測した燃料噴射率によって補正した。なお、燃料噴射率は 2.5.1 項に後述するモーメント法によって測定した。燃料噴射期間は TTL 信号の立ち上がりから立下りの時間間隔を変更することで任意に設定可能である。

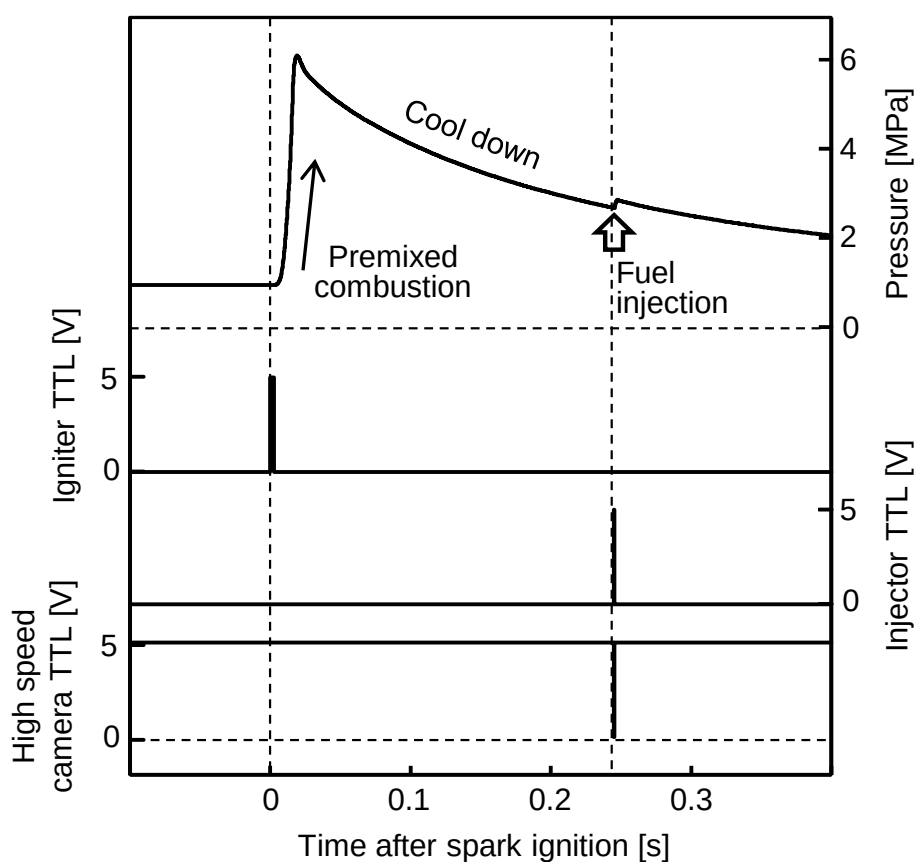


図 2.5 定容燃焼容器の圧力履歴と制御用 TTL 信号

2.1.5 計測系

定容燃焼容器内の圧力波形の取得および高速度ビデオカメラによる画像撮影は、図 2.5 に示した燃料噴射開始指示の TTL 信号に同期させた TTL 信号により開始した。容器内の圧力波形は、ピエゾ式圧力センサー（KISTLER 製 6125C）の出力信号をチャージアンプ（KISTLER 製 2011A）に入力し、電圧に変換された信号を Compact RIO によ

ってサンプリング周期 $10\ \mu\text{s}$ で取得し、その圧力データから熱発生率を算出した。間欠噴霧燃焼による圧力履歴の算出方法は Appendix A に、熱発生率の算出方法は 2.3.2 項に示している。

間欠噴霧燃焼の高温酸化反応過程では、 $307\ \text{nm}$ 付近の波長に OH ラジカルの化学発光が観察されることが知られている。図 2.6 に間欠噴霧燃焼火炎撮影時の光学系の概略を示す。本実験では、透過中心波長 $310\ \text{nm}$ 、半値幅 $10\ \text{nm}$ のバンドパスフィルター（朝日分光製 UZ0310）を介して、イメージインテンシファイア（NAC 製 UVi）およびカメラレンズ（Nikon 製 UV-Nikkor105mm）を取り付けた高速度ビデオカメラ（NAC 製 MEMRECAM GX-8F）を用いて、OH ラジカル発光を中心とする波長 $310\ \text{nm}$ の紫外光の撮影を行った。撮影時のカメラおよびイメージインテンシファイアの設定は第 3 章で詳述する。

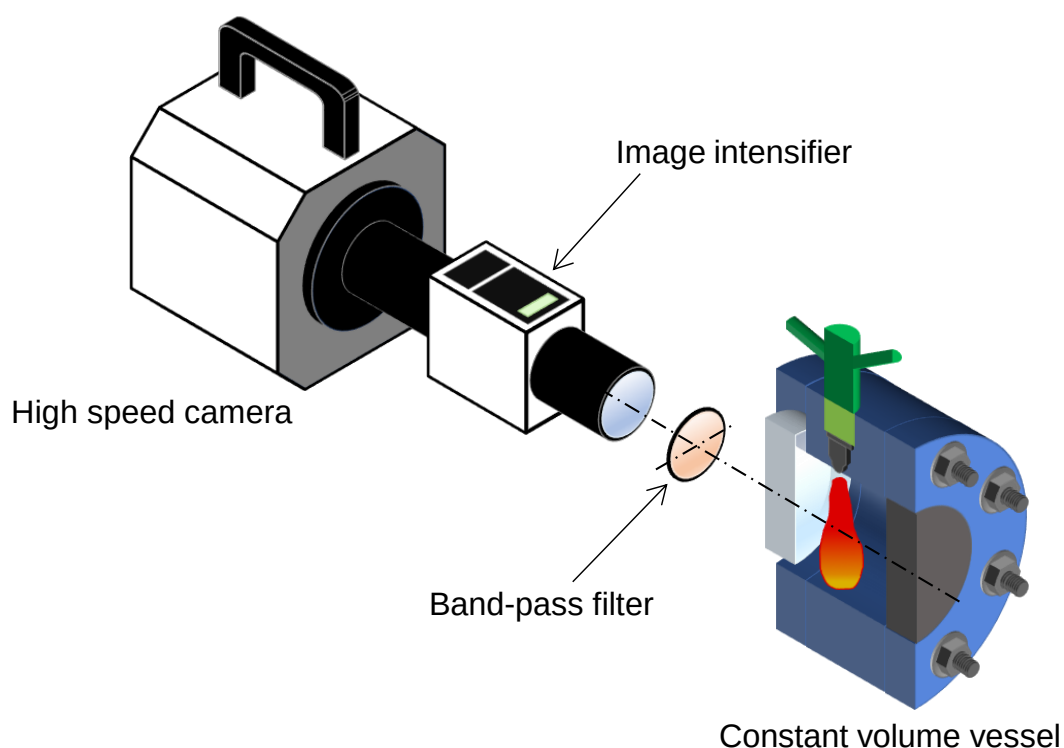


図 2.6 間欠噴霧燃焼火炎撮影時の光学系の概略

2.1.6 セットオフ長，火炎先端到達距離，および火炎面積の定義

OH ラジカルの紫外自発光画像におけるピクセルの輝度値の閾値を 60 として火炎の有無を判別し，セットオフ長，火炎先端到達距離，および火炎面積を求めた．その定義を図 2.7 に示す．セットオフ長は噴射ノズルから火炎最上部までの長さ，火炎先端到達距離は噴射ノズルから火炎最下部までの長さとし，火炎面積は閾値を超えたピクセルの総数から求めた．

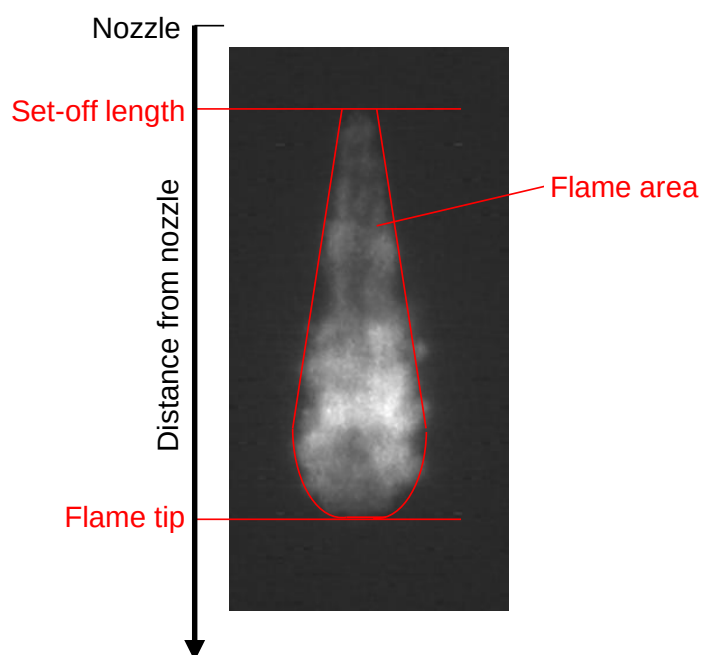


図 2.7 セットオフ長，火炎先端到達距離，および火炎面積の定義

2.1.7 シャドウグラフ

高温・高圧の雰囲気場において噴霧の可視化を行うため，シャドウグラフ撮影を行った．図 2.8 に実験装置の概略を示す．本実験では，光源としてレーザーを使用し，二つの片凸レンズで拡大した平行線を容器内に照射し，再び片凸レンズにより集光してカメラのレンズ上に結像した．撮影にはハイスピードカメラを使用し，撮影速度は 20000 fps とした．なお，噴射系は紫外自発光画像撮影時と同一とした．

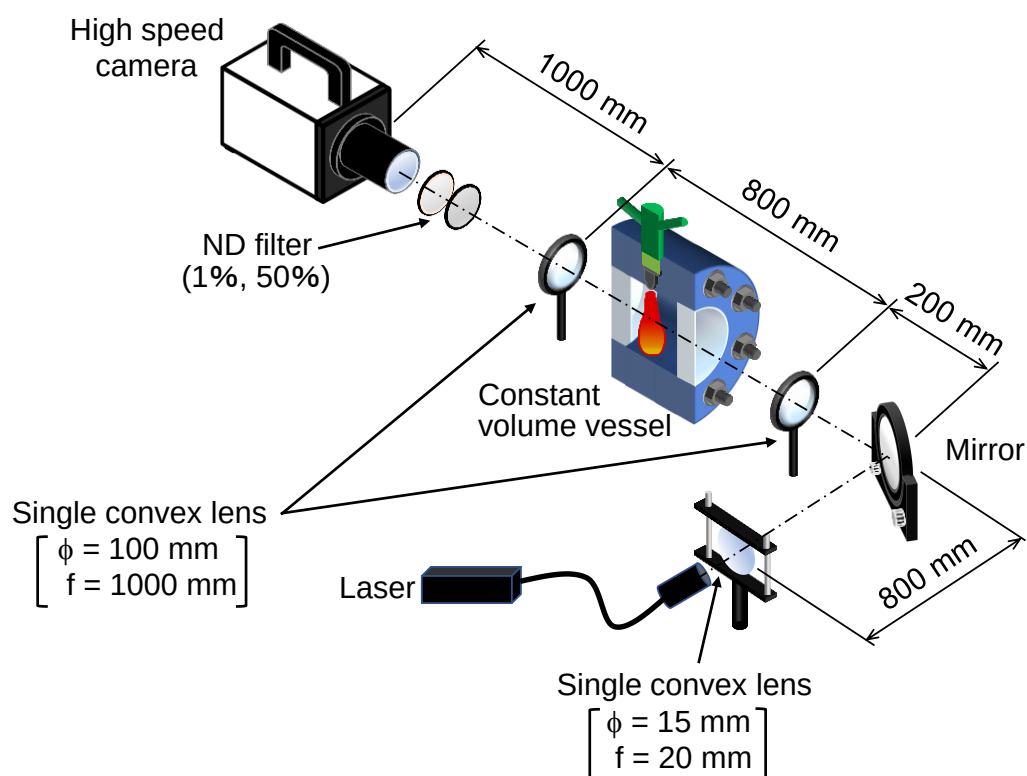


図 2.8 シャドウグラフの光学系

2.2 供試機関

本研究では、ボア $\phi 85 \text{ mm}$ 、ストローク 96.9 mm 、行程容積 550 cm^3 の実験用単気筒・水冷・直噴式ディーゼルエンジンを用いた。噴射系としてコモンレールシステム（デンソー製 G4P, 最大燃料噴射圧力 250 MPa ）を有しており、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 が可能である。図 2.9 にエンジン実験システムの概略を、図 2.10 に供試機関の外観を、表 2.1 に供試機関の主要諸元を示す。燃焼室は図 2.11 に燃焼室形状を示すリエントラント型であり、圧縮比は 16.3 となっている。

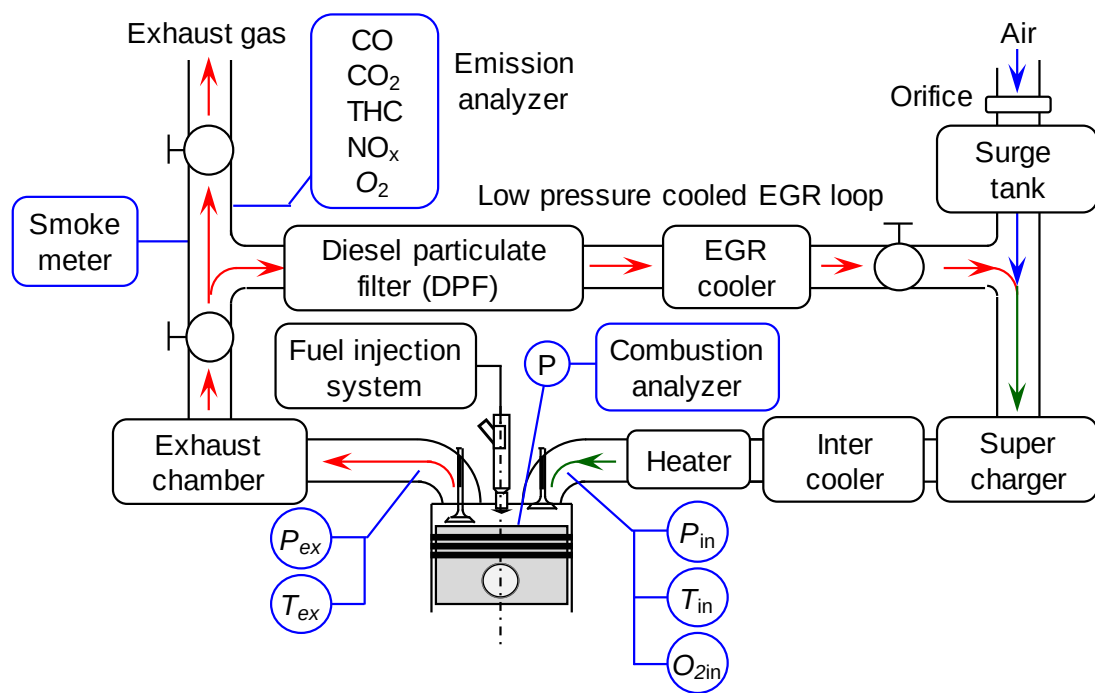


図 2.9 エンジン実験システム

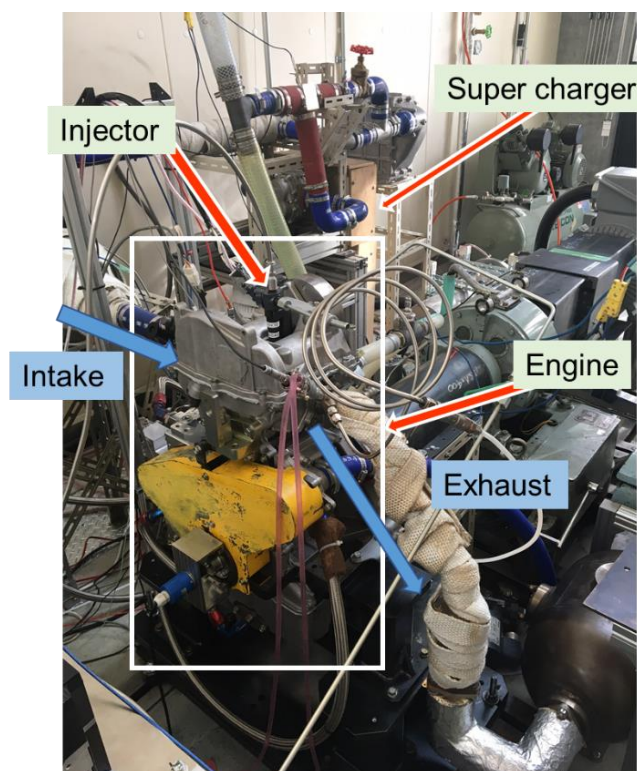


図 2.10 供試機関の外観

表 2.1 供試機関の主要諸元

Engine type	DI single cylinder
Bore and stroke	$\phi 85 \text{ mm} \times 96.9 \text{ mm}$
Displacement	550 cm^3
Fuel injection system	Common rail system (Maximum pressure 250MPa)
Air-charging system	Intercooled, Supercharged
EGR system	Low pressure, cooled
Combustion chamber type	Re-entrant
Compression ratio	16.3
Nozzle specification	$\phi 0.109 \text{ mm} \times 10 \text{ holes}$, 155° included angle

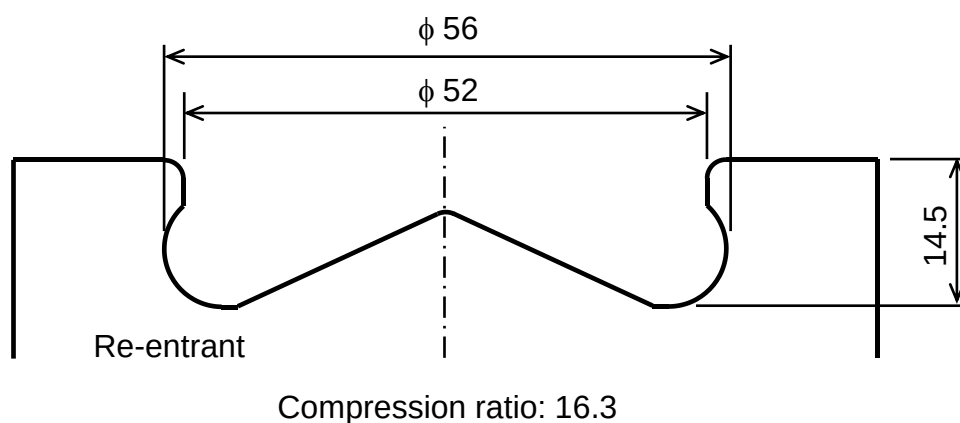


図 2.11 燃焼室形状

2.2.1 燃料噴射装置

図 2.12 に燃料噴射システムの概略を示す．燃料サプライポンプは外部モーターによって駆動した．コモンレール内の燃料圧力は，コモンレールに取り付けられた圧力センサーによって検出され，コモンレールに取り付けられた圧力制御弁によって目標燃料圧力になるように制御されるが，この圧力を燃料噴射圧力とみなした．燃料噴射圧力および燃料噴射時期は，実験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）を用いて設定した．燃料噴射時期は，供試機関のクランク軸に接続

された光電式角度検出器（ロータリーエンコーダー，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）から燃料噴射システムによって演算され，EDU に噴射信号を出力することによってインジェクターを作動させた．噴射時期，噴射期間，および噴射回数は，それぞれ独立して設定可能である．

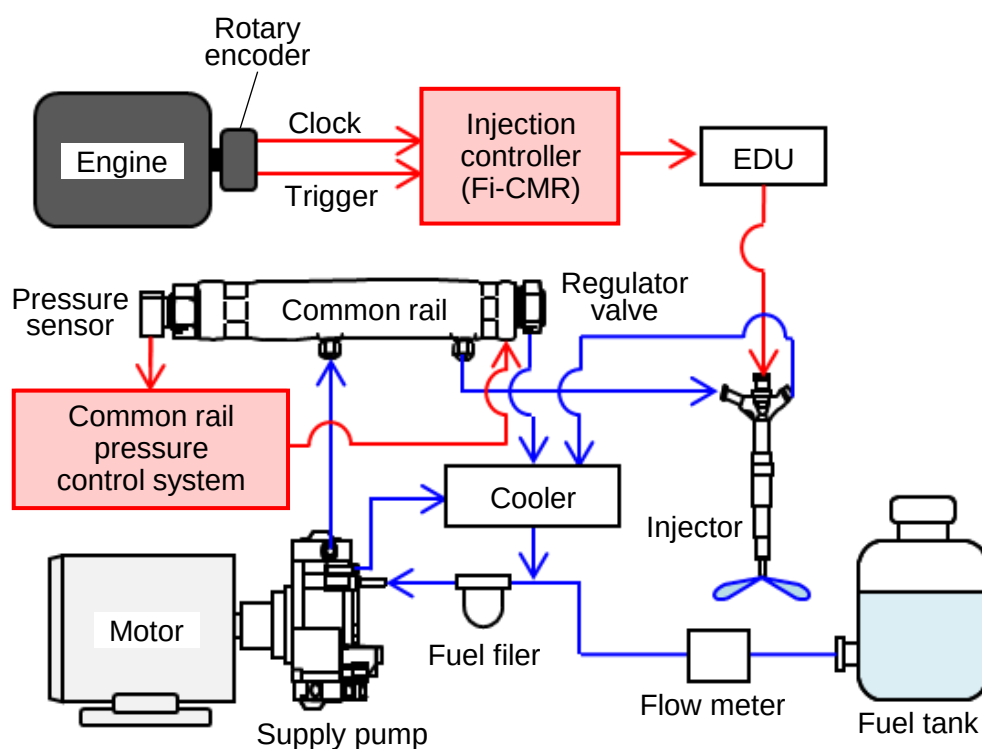


図 2.12 燃料噴射システムの概略

2.2.2 機関性能の測定

(1) 機関のモータリングと動力の吸収および負荷

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動力計（精電舎製 SB-22769）を用いて行った．

(2) 機関回転速度

機関回転速度は動力計によって制御するとともに、クランク軸に接続された光電式角度検出器 (ISP38-720T-5) から出力される 360°CA 毎のパルス信号を燃焼解析装置 (小野測器製 DS-3000) に入力して解析ソフトウェアで変換・記録した。

(3) 吸入空気量

吸入空気量は、吸気脈動を軽減させるために両端にゴム膜を張ったサージタンクを吸気管上流に設け、その入口に取り付けた丸形ノズル (直径 $\phi 37.8$ mm, 流量係数 0.82) 前後の差圧をデジタルマノメータ (司測研製 PE-33-D) で測定して体積流量を求めた。図 2.13 に吸気サージタンクと丸形ノズルの外観を示す。



図 2.13 吸気サージタンク及び丸形ノズル

(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 P213MS13NA/ P11N/0) を用いて測定した。燃料高圧ポンプ、コモンレール、およびインジェクターからの戻り燃料は、水冷クーラーで冷却して燃料流量計の後流に還流した。

(5) 燃料噴射率および噴射時間遅れ

燃料噴射率は、2.5.2 項に後述するボッシュ長管法により測定した。その際、Fi-CMR からの燃料噴射指示信号入力をもとに、噴射率波形から実際にインジェクターが燃料を噴射するまでの時間遅れを求めて燃料噴射時期を補正した。

(6) 吸気温度

吸気温度は、シリンダヘッド吸気管接続フランジ部より約 50 mm 上流に K 型熱電対を設置し、出力信号を温度指示調整器 (オムロン製 E5CN) に入力して測定した。吸気

温度の調整は、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。

(7) 吸気圧力

吸気圧力は、シリンダヘッド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 S103A054-130) を設置して測定した。出力信号はチャージアンプ (KISTLER 製 5011A) により変換・増幅して電圧信号とし、燃焼解析装置 (小野測器製 DS-0328) に入力して解析ソフトウェア上で圧力に換算した。吸気管内では圧力脈動が生じているため、本実験では上死点前 190°C から上死点前 150°C の間の最高圧力値を吸気圧力とした。

(8) 吸気酸素濃度

EGR 時の吸気酸素濃度は、シリンダヘッド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 N₂ ガス (純度 99.995 %) を、スパン調整には大気を用いた。

(9) 排気温度

排気温度は、シリンダヘッド排気管接続フランジ部より約 40 mm 下流に K 型熱電対を設置し、出力信号を温度指示調節器 (オムロン製 E5CN) に入力して測定した。

(10) 排気圧力

排気圧力は、シリンダヘッド排気管接続フランジ部より約 40 mm 下流に設置したブルドン管式圧力計により測定した。排気圧力は、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ー (巴バルブ製 NewELMY <4I> 2 型) によって設定した。

(11) 冷却水温度

冷却水温度は、冷却水経路にリザーバータンクを設置して冷却水を循環させ、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ー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。

(12) 潤滑油温度および潤滑油圧力

潤滑油温度は、機関外部に設置した潤滑油タンク内および潤滑油フィルター上部の二カ所に K 型熱電対を設置し、潤滑油タンク内からの出力信号を 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信号を温度指示調節器（オムロン製 E5CN）に入力して測定した。潤滑油温度の調整は、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却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、潤滑油ポンプ出口に設置したブルドン管式圧力計を用いて測定した。

2.2.3 排気成分と濃度の測定

排気は、シリンダヘッド排気管接続フランジ部から約 1200 mm 下流に容量 24 L のミキシングチャンバーを設置して均一化した後、約 1000 mm 下流の排気管からサンプリングプローブにより採取した。図 2.14 にミキシングチャンバーの外観を示す。排気中の全炭化水素 (THC)、窒素酸化物 (NO_x)、一酸化炭素 (CO)、および二酸化炭素 (CO₂) の測定は、図 2.15 に示す自動車排気測定装置（堀場製作所製 MEXA-1600DEGR）、排気吐煙濃度は、図 2.16 に示すフィルター式スモークメーター（AVL 製 Smoke Meter 415SE）を用いて行った。



図 2.14 排気ミキシングチャンバー



図 2.15 排気測定装置（堀場製 MEXA-1600DEGR）



図 2.16 フィルター式スモークメーター（AVL 製 Smoke Meter 415SE）

(1) 全炭化水素濃度 (THC) の測定

全炭化水素 (THC: Total Hydro Carbon) 濃度の測定には、水素炎イオン化分析計 (FIA: Flame Ionization Analyzer, 堀場製 FCA-266) を用いた。ゼロ点補正には N_2 高純度ガス (純度 99.99 vol%以上) を、スパン校正は C_3H_8 標準ガス (1500 ppm) を用いてそれぞれ行った。

(2) 窒素酸化物 (NO_x) 濃度の測定

NO_x 濃度の測定には、化学発光式分析計 (CL: Chemiluminescent Analyzer, 堀場製 FCA-266) を用いた。分析計のゼロ点補正は N_2 高純度ガス (純度 99.99 vol%以上) を、スパン校正は NO 標準ガス (930 ppm) を用いてそれぞれ行った。

(3) 一酸化炭素 (CO) および二酸化炭素 (CO_2) 濃度の測定

CO および CO_2 濃度の測定には、非分散赤外線分析計 (NDIR: Non-dispersive Infrared Analyzer) (堀場製 AIA-260) を用いた。分析計のゼロ点補正は N_2 高純度ガス (純度 99.99 vol%以上) を、 CO のスパン校正は CO 標準ガス (585 ppm), CO_2 のスパン校正には CO_2 標準ガス (9.45 %) を用いてそれぞれ行った。

(4) 排気酸素 (O_2) 濃度の測定

排気酸素濃度の測定は、磁気圧方式酸素濃度計磁気圧方式 (MPD: 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、スパン校正には大気を用いた。

(5) 排気吐煙濃度の測定

排気吐煙濃度の測定は、フィルター式スモークメーター (AVL 製 415SE) を用いた。本計測器は、サンプルした一定容積の排気ガスを専用フィルター濾紙に通過させ、その濾紙の光の反射率から黒化度を測定することによって、フィルタースモークナンバー (FSN: Filter Smoke Number) を求めるものである。

2.3 指圧線図の解析

2.3.1 筒内圧力の計測

筒内圧力は、エンジンのシリンダヘッドに取り付けたピエゾ式圧力ピックアップ (KISTLER 製 6052C) の出力信号をチャージアンプ (KISTLER 製 5011) を介して電圧

に変換・増幅した信号を燃焼解析装置（小野測器製 DS-0328）に入力・A/D 変換し、解析ソフトウェア上で圧力に変換した。図 2.17 に供試機関の筒内圧力計測システムを示す。クランク角度信号には、クランク軸に接続された光電式角度検出器（多摩川精機製，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）を用いた。燃焼解析装置では、測定開始操作後、光電式角度検出器のパルス信号を起点として筒内圧力の測定を開始し、クロック信号毎に筒内圧力を A/D 変換して記録処理している。その際、燃焼解析装置の逡倍機能によって、最小 0.1°CA 刻みで筒内圧力を記録することが可能であるが、本実験では逡倍機能の設定を 0.2°CA とした。これによりクランク軸 1 回転に 1800 点の筒内圧力データを取得し、1 回の測定で 200 サイクル分のデータを燃焼解析装置で記録して指圧線図解析を行った。

2.3.2 熱発生率の算出^[121,122]

熱発生率の算出方法を示す。エンジン筒内の作動ガスを反完全ガスと仮定して、熱力学第一法則を適用すると、式 (2.1) が得られる。

$$dQ = dU + PdV = mC_vdT + PdV \quad (2.1)$$

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]

m : 筒内ガスの質量 [kg]

C_v : 筒内ガスの定容比熱 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]

T : 筒内ガス平均温度 [K]

ここで、マイヤーの関係式より C_v について式 (2.2) が得られる。

$$C_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad (2.2)$$

R : ガス定数 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]

κ : 筒内ガスの比熱比 [-]

さらに，気体の状態方程式 $PV = mRT$ より，式 (2.3) が得られる．

$$dT = \frac{PdV + VdP}{mR} \quad (2.3)$$

式 (2.1) に式 (2.2)，式 (2.3) を代入して整理すると式 (2.4) が得られる．

$$dQ = \frac{1}{\kappa - 1} (VdP + \kappa PdV) \quad (2.4)$$

壁面への熱損失を含んだ真の熱発生率は式 (2.5) で与えられる．

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(V \frac{dP}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) + \frac{dQ_{\text{loss}}}{d\theta} \quad (2.5)$$

θ : クランク角度 [$^{\circ}\text{CA}$]

Q_{loss} : 壁面への熱損失 [J]

定容燃焼容器において，壁面への熱損失を含まない見かけの熱発生率は，定容燃焼容器では容積一定のため，式 (2.5) 中の容積変化率を 0 とし，式 (2.6) で与えられる．

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{V}{\kappa - 1} \frac{dP}{dt} \quad (2.6)$$

t : 時間 [s]

なお，エンジン実験における熱発生率の詳細な算出法は Appendix B に示している．

2.3.3 発熱の等容度の算出

サイクルの熱効率_ηはピストンが上死点に位置する時に発熱が瞬間的に生じた場合に最大となり，それ以外のクランク角度で発熱が生じれば熱効率_ηは低下する．発熱の等容度は任意のクランク角度で発熱が生じた場合の仕事と理論オットーサイクルによる仕事との比として定義することができ，発熱に対する熱効率_η上の有利性を示す重要な因子の一つである．

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

に式 (2.7) の関係が成り立つ.

$$\eta_i = \eta_u \eta_{th} \eta_{glh} \quad (2.7)$$

η_{th} : オットーサイクルの理論熱効率 [-]

η_u : 燃焼効率 [-]

なお, オットーサイクルの理論熱効率は, 式 (2.8) で与えられる.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.8)$$

ε : 圧縮比 [-]

以下に, 等容度の算出方法を述べる.

図 2.16 に示すように, 指圧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 $\eta_{th_ \theta}$ は, 式 (2.9) で与えられる.

$$\eta_{th_ \theta} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{\theta}^{\kappa-1}} \quad (2.9)$$

ε_{θ} : 微小オットーサイクルの圧縮比 [-]

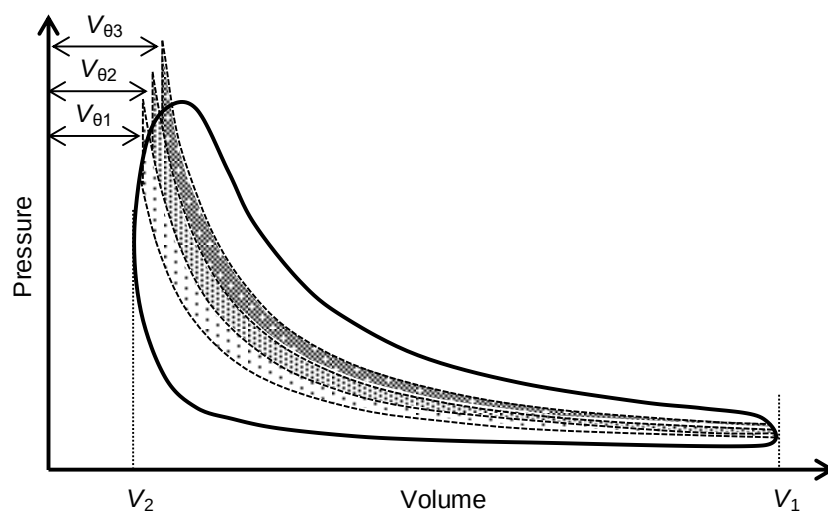


図 2.17 任意サイクルの微小等容サイクルへの分割

ここで、微小オットーサイクルの圧縮比 ε_θ は、式 (2.10) で与えられる。

$$\varepsilon_\theta = \frac{V_1}{V_\theta} \quad (2.10)$$

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]

見かけの熱発生率を $dQ/d\theta$ 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 (2.11) で与えられる。

$$W_e = \oint \eta_{th_\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad (2.11)$$

発熱の等容度 η_{glh} は、式 (2.11) 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れる理論仕事 $\eta_{th} \cdot Q$ との比として、式 (2.12) のように与えられる。

$$\eta_{glh} = \frac{W_e}{\eta_{th} Q} = \frac{1}{\eta_{th} Q} \oint \eta_{th_\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad (2.12)$$

ここで、 Q は式 (2.13) で求められる。

$$Q = \oint \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad (2.13)$$

本研究では式 (2.12) および式 (2.13) に示される積分を行うことによって各値を求めた。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 (2.14) を用いた。

$$Q = \sum \frac{h}{24} \left\{ -\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i-1} + 13\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i + 13\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+1} - \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+2} \right\} \quad (2.14)$$

h : データ間隔 [$^\circ\text{CA}$]

したがって、発熱の等容度 η_{glh} は、式 (2.15) で求められる。

$$\eta_{glh} = \frac{1}{\eta_{th} Q} \sum \frac{h}{24} \left\{ - \left(\eta_{th_\theta} \frac{dQ}{d\theta} \right)_{i-1} + 13 \left(\eta_{th_\theta} \frac{dQ}{d\theta} \right)_i + 13 \left(\eta_{th_\theta} \frac{dQ}{d\theta} \right)_{i+1} - \left(\eta_{th_\theta} \frac{dQ}{d\theta} \right)_{i+2} \right\} \quad (2.15)$$

2.3.4 図示平均有効圧力，そのサイクル変動率，および図示熱効率の算出

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。

$$W_{i_g} = \int_{IVC}^{EVO} P_i \left(h \frac{dV}{d\theta} \right)_i \quad (2.16)$$

$$W_{i_n} = \oint P_i \left(h \frac{dV}{d\theta} \right)_i \quad (2.17)$$

$$W_p = \int_{EVO}^{IVC} P_i \left(h \frac{dV}{d\theta} \right)_i \quad (2.18)$$

EVO: 排気開弁時期 (Exhaust Gas Open)

IVC: 吸気閉弁時期 (Intake Gas Close)

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(2.19)，式(2.20)，式(2.21)で，それぞれ与えられる。

$$GMEP = \frac{W_{i_g}}{V_h} \quad (2.19)$$

$$IMEP = \frac{W_{i_n}}{V_h} \quad (2.20)$$

$$PMEP = \frac{W_p}{V_h} \quad (2.21)$$

V_h : 行程容積 [m^3]

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, それぞれ式(2.22), 式(2.23), および式(2.24)によって与えられる.

$$\eta_{i,g} = \frac{W_{i,g}}{Q_f} \quad (2.22)$$

$$\eta_{i,n} = \frac{W_{i,n}}{Q_f} \quad (2.23)$$

$$\phi_p = \frac{W_p}{Q_f} \quad (2.24)$$

Q_f : 1 サイクルあたりの投入燃料熱量 [J/cycle]

サイクル変動の指標である IMEP の変動率 COV は, 式(2.25)で与えられる.

$$\text{COV} = \frac{\sqrt{\sigma^2}}{\overline{P_{mi}}} \quad (2.25)$$

$\overline{P_{mi}}$: 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(2.26), 式(2.27)で, それぞれ求められる.

$$\overline{P_{mi}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_{mi,i} \quad (2.26)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (P_{mi,i} - \overline{P_{mi}})^2} \quad (2.27)$$

2.4 熱効率関連因子（燃焼効率, 排気損失, およびその他の損失）の算出

2.4.1 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 の発熱量を 283 kJ/mol, THC の発熱量を供試燃料の低位発熱量 H_u として式(2.28)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.

$$Q_{\text{ex}} = 1000n_f C_f (283e + H_u c) \quad (2.28)$$

- 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(2.29)、式(2.30)で、それぞれ求められる。

$$e = n_{\text{ex_d}} \frac{CO_{\text{ex}}}{100} \quad (2.29)$$

$$c = \frac{n_{\text{ex_d}} THC_{\text{ex}}}{10^6 \cdot C_{\text{fuel_mol}}} \quad (2.30)$$

$n_{\text{ex_d}}$: 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、 $n_{\text{ex_d}}$ の計算方法は Appendix B に示す。したがって、燃焼効率 η_u は式(2.31)で与えられる。

$$\eta_u = 1 - \frac{Q_{\text{ex}}}{Q_f} \quad (2.31)$$

未燃損失 ϕ_u は燃焼効率 η_u を用いて式(2.32)で与えられる。

$$\phi_u = 1 - \eta_u \quad (2.32)$$

2.4.2 冷却損失の算出^[123]

冷却損失 ϕ_c は、図示熱効率、理論熱効率、発熱の等容度、および未燃損失から等容度法により式(2.33)より算出した。

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_{glh}(1 - \phi_u - \phi_c) \quad (2.33)$$

η_i : 燃費および筒内圧力履歴より算出した図示熱効率

η_{th} : オットーサイクルの理論熱効率

η_{glh} : 熱発生率から得られる発熱の等容度

ϕ_u : 未燃損失

ϕ_c : 冷却損失

2.5 燃料噴射率の測定

2.5.1 モーメントム法による燃料噴射率の測定

定容燃焼容器における燃料噴射率は、モーメントム法によって測定した。図 2.18 に噴射率測定システムの概略を示す。燃料噴射ノズルの下方 3 mm に高感度力センサー (KISTLER 製 9217A) を設置し、その頂面に対して直角に燃料噴霧を衝突させた。高感度力センサーの出力信号をチャージアンプ (KISTLER 製 5011A) を介して電圧に変換・増幅してオシロスコープで記録し、以下の方法で燃料噴射率を求めた。

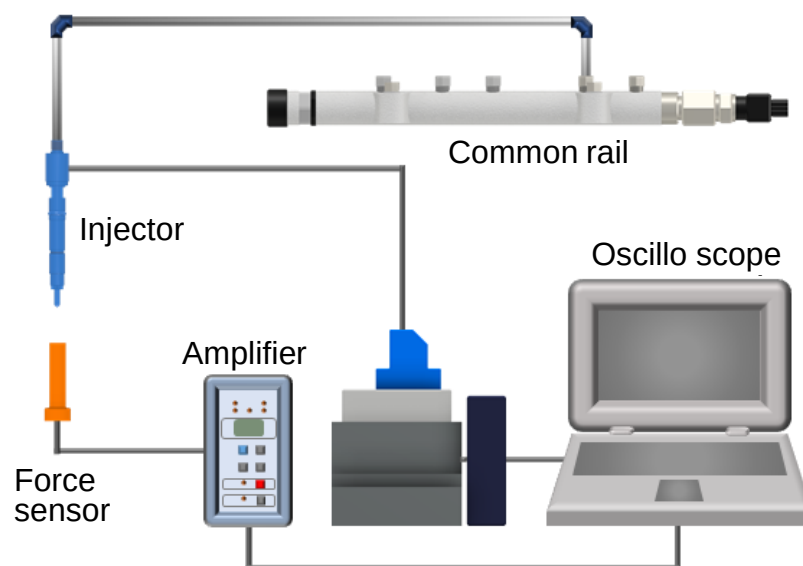


図 2.18 モーメントム法による噴射率測定システム

燃料噴霧により高感度力センサーに作用する衝撃力は、運動量保存則から式(2.34)で与えられる。

$$F = C^2 \frac{\rho \pi d^2 v^2}{4} = \frac{4\rho}{\pi d^2} \dot{m}^2 \quad (2.34)$$

F : 衝撃力 [N]

$\dot{m}$: 噴射率 [m^3/s]

C : 流量係数 [-]

d : ノズル噴孔径 [m]

ρ : 燃料密度 [kg/m^3]

v : 燃料噴射速度 [m/s]

式(2.34)を燃料噴射率について解くと次式(2.35)が得られ、噴射率を求めることができる。

$$\dot{m} = \frac{d}{2} \sqrt{F \frac{\pi}{\rho}} \quad (2.35)$$

2.5.2 ボッシュ長管法^[124]

エンジン実験における燃料噴射率はボッシュ長管法を用いて測定した。図 2.19 に噴射率測定装置の外観を示す。

長管内に噴射された燃料の瞬時流量は噴射率と同義であり、噴射率と流速の関係は式(2.36)で与えられる。

$$\dot{m} = Au \quad (2.36)$$

A : 長管の断面積 [m^2]

u : 流速 [m/s]

圧縮性流体の単独波の圧力と速度の関係は式(2.37)で与えられる。

$$P_b = a\rho u \quad (2.37)$$

P_b : 長管内の燃料圧力 [Pa]

a : 音速 [m/s]

式(2.36)および式(2.37)より, 燃料噴射率は式(2.38)で与えられる.

$$\dot{m} = \frac{A}{a\rho} P_b \quad (2.38)$$

長管内に噴射された燃料の圧力は, インジェクターノズルの下方 70 mm に設置した圧力センサー (KYOWA 製 PGM-200KD) によって測定し, その出力信号をチャージアンプ (KYOWA 製 CDA-900A) に入力し, 電圧に変換して記録した.



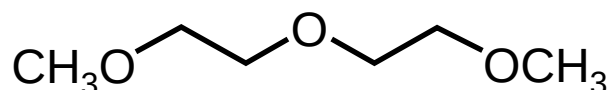
図 2.19 ボッシュ長管法の噴射率測定装置

2.6 供試燃料

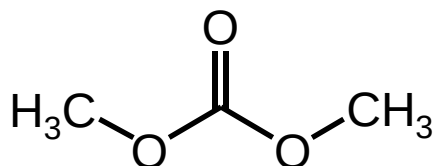
2.6.1 本実験に用いた燃料の性状

本研究では, 燃料の酸素含有率がディーゼルエンジン噴霧火炎に与える影響を解明するため, 燃焼特性を左右する燃料の着火性の影響を排除しつつ, 燃料の酸素含有率を変更できる

燃料を調合した。含酸素燃料の選定にあたって、通常の軽油と同等の着火性を有すること、燃料性状の再現性が高く入手しやすいことを考慮した。その結果、化学薬品として入手でき、軽油よりも着火性が高い DGM (Diethylene Glycol Dimethyl Ether, ジグライム) と、軽油よりも着火性が低い DMC (Dimethyl Carbonate, ジメチルカーボネート) を選定し、それらを混合することによって軽油同等の着火性を有する含酸素燃料を調合することとした。図 2.20 に DGM および DMC の構造式を、表 2.2 に軽油, DGM, および DMC の燃料性状を示す。



a) DGM (ジグライム)



b) DMC (ジメチルカーボネート)

図 2.20 DGM (ジグライム) および DMC (ジメチルカーボネート) の構造

表 2.2 軽油, DGM, および DMC の性状

Fuel	Diesel fuel	DGM (Diglyme)	DMC (Dimethyl carbonate)
Oxygen content [mass%]	0	35.8	53.3
Cetane number	52	126	35
Density [g/cm ³]	0.811	0.950	1.073
Boiling point [°C]	150 - 380	163	91
Lower calorific value [MJ/kg]	43.1	14.2	25.6
Theoretical A/F [kg/kg]	14.6	9.14	5.07

2.6.2 DGM - DMC 混合燃料の調合

軽油同等の着火性を有する DGM - DMC 混合燃料の混合割合を求めるため、2.1 節で示した定容燃焼容器を用いて試験を行った。表 2.3 に、その際の実験条件を示す。インジェクターは、ピエゾ式(デンソー製 G3P)の単噴孔ノズル(噴孔径 0.115 mm)を使用し、燃料噴射圧力は 125 MPa 一定とした。軽油および三種類の混合割合の DGM - DMC 混合燃料(体積割合で DGM:DMC が 50:50, 60:40, および 70:30)について、雰囲気温度 850 K, 雰囲気密度 12.6 kg/m³とした場合に噴射した際の着火遅れを測定した。なお、燃料の噴射指示期間は 0.5 ms で一定とした。

表 2.3 DGM - DMC 混合燃料の着火遅れ特性検討時の実験条件

Nozzle specification		φ 0.115 mm × 1 hole			
Injection pressure [MPa]		125			
Mixing ratio DGM and DMC [vol %]	DGM	Diesel	50	60	70
	DMC		50	40	30
Injection duration, t_{inj} [ms]		0.5			
Ambient temperature [K]		850			
Ambient density [kg/m ³]		12.6			

図 2.21 に、それぞれの燃料を定容燃焼容器内に噴射した際の熱発生率(ROHR)線図を示す。本実験では、熱発生率が 10 J/ms を超えた時点に着火の定義とした。それぞれの燃料の着火遅れ時間は、軽油が 0.43 ms であるのに対し、DGM: 50% + DMC: 50% が 0.56 ms, DGM: 60% + DMC: 40% が 0.47 ms, DGM: 70% + DMC: 30% が 0.37 ms となった。この結果より、雰囲気温度 850 K においては、DGM: 60% + DMC: 40% の混合燃料が、軽油に最も近い着火遅れを示すことがわかった。

次に、軽油および DGM: 60% + DMC: 40% 混合燃料の雰囲気温度に対する着火遅れ特性の類似性を検証するために、雰囲気温度を 800 K から 950 K まで変更して着火遅れを測定した。図 2.22 に、軽油および DGM: 60% + DMC: 40% 混合燃料の雰囲気温度に対する着火遅れを示す。図より DGM: 60% + DMC: 40% 混合燃料は、温度に対する着火遅れの依存性が軽油に

比較して若干大きいものの概ね同様の傾向を示しており、特に雰囲気気温度 850K 付近で両燃料の着火遅れはほぼ一致している。

以上の結果から、軽油と同等の着火遅れ特性を示す DGM: 60% + DMC: 40% 混合燃料を用いて以下の実験を行うこととした。

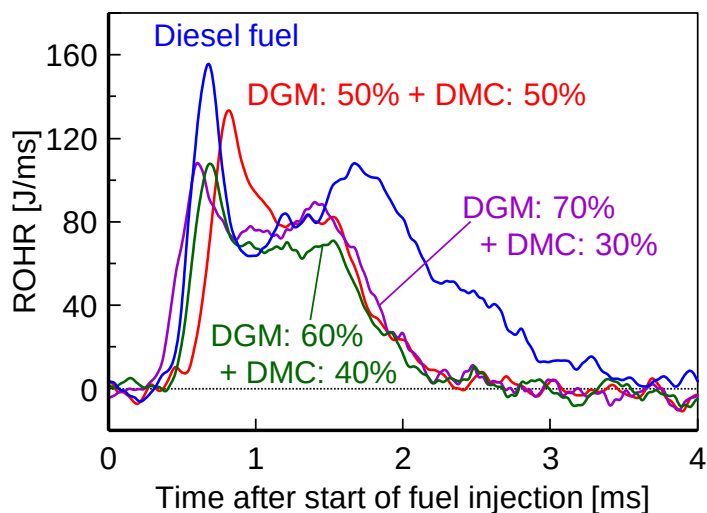


図 2.21 雰囲気気温度 850 K における軽油および DGM-DMC 混合燃料の熱発生率

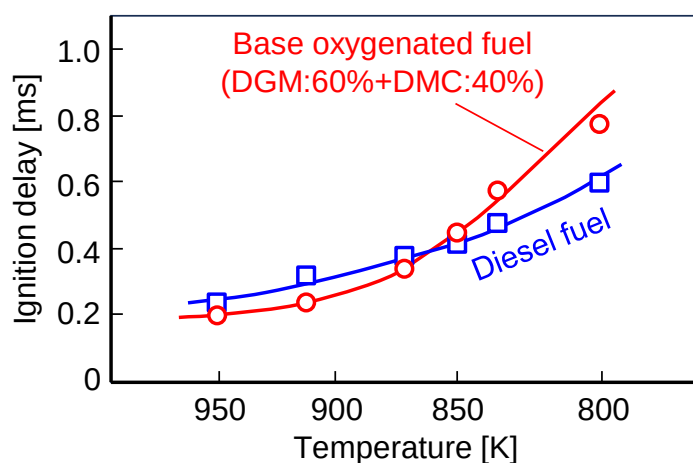


図 2.22 軽油および DGM: 60% + DMC: 40% 混合燃料の温度に対する着火遅れ特性

次に、軽油と DGM: 60% + DMC: 40% 混合燃料を混合することで、着火性を同等に保った上で燃料の酸素含有率を変更した。表 2.4 に、以降の実験において用いた含酸素燃料の燃料性状を示す。

表 2.4 含酸素燃料の燃料性状

Oxygenated fuel content [vol. %]	0	35	65	85	100
Oxygen content in fuel [mass %]	0	14	27	36	43
Theoretical Air/Fuel ratio [-]	14.6	12.3	10.0	8.3	6.9
Lower heating value [MJ/kg]	43.1	34.2	27.6	23.6	20.7

2.7 3D-CFD シミュレーション解析手法

シミュレーションは 3D-CFD 解析ソフトウェア FIRE (AVL 製) を用い、含酸素燃料を使用した際の影響について定容燃焼容器およびエンジン実機のそれぞれにおいて解析を行った。定容燃焼容器では火炎噴霧の構造に与える影響について、エンジン実機では含酸素燃料を使用した際に冷却損失が増大するメカニズムについて検討した。

2.7.1 解析モデルと適用方法

噴霧モデルは DDM (Discrete Droplet Model) であり、液滴の一次分裂および二次分裂には KH-RT モデル^[125]、蒸発モデルは Dukowicz モデル^[126] を用いた。液相の物性および気液相変化に関する特性値は軽油の物性を適用し、気相化学反応には酒井・三好らのガソリンサロゲートモデル^[127,128] に UC San Diego, Combustion Research Group の DME モデル^[129] を合わせて用い、軽油はノルマルヘプタンを、含酸素燃料は DME (酸素含有率 34.8 mass%) の特性をそれぞれ与えた。

2.7.2 定容燃焼容器における燃焼特性の解析

定容燃焼容器における解析対象は、噴霧軸方向高さ 100 mm、半径 50 mm の筒形定容容器とし、容器中心部の格子幅を 0.5 mm、その周囲の格子幅を 1.0 mm とする計算格子を与えた。図 2.23 に定容燃焼容器の解析に用いた計算メッシュモデルを示す。噴射期間は、準定常燃焼期間中の特性を検討するために比較的長い 3.0 ms とした。表 2.5 に、計算の設定条件および使用モデルを示す。

なお, 初期温度条件は定容燃焼容器の実験と一致させ, 初期温度は定容燃焼容器内のコア温度として式(2.39)により計算で求めた.

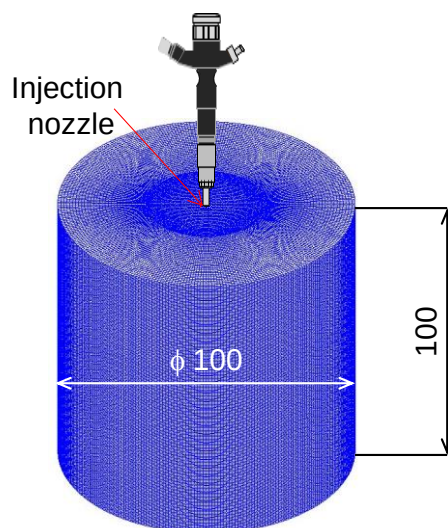


図 2.23 定容燃焼容器の計算メッシュ

表 2.5 定容燃焼容器に対する三次元解析の条件および計算モデル

Injection velocity [m/s]	330
Ambient Temperature [K]	1020
Ambient O ₂ concentration [%]	21
Ambient density [kg/m ³]	11.1
Injection quantity [mg]	12.5
Injection duration [ms]	3.0
Hole diameter [mm]	0.115
Liquid fuel	Diesel fuel
Gas phase reaction	N-C ₇ H ₁₆ and DME
Injection energy amount [J/shot]	Variable
Spray model	DDM (Discrete Droplet Model)
Droplet model	KH-RT ^[125]
Vaper model	Dukowicz ^[126]
Turbulence model	k- ζ - ε model ^[130,131]
Turbulence interaction	PDF-Hybrid ^[132]
Heat transfer model	Han-Reitz model ^[133]
Reaction model	N-C ₇ H ₁₆ and DME ^[127-129]

$$\frac{T_c}{T_b} = 1 + \left(1 - \frac{T_w}{T_b}\right) \cdot a_{ref} \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_{ref}}\right)^{-0.295} + \left(\frac{T_b}{T_w} - 1\right) \frac{V_{cv}}{V} \quad (2.39)$$

$$a_{ref} = 0.108$$

$$\rho_{ref} = 20.4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$T_b: \text{ 熱力学的平均温度 [K]}$$

$$T_w: \text{ 壁面温度 [K]}$$

$$\rho_a: \text{ 雰囲気密度 [kg/m}^3\text{]}$$

$$V_{cv}: \text{ クレビス容積 [m}^3\text{]}$$

$$V: \text{ 全容積 [m}^3\text{]}$$

2.7.3 エンジン実機における燃焼の解析

図 2.24 に、エンジン実機の解析に用いた計算メッシュを示す。燃焼室はリエントラント型であり、燃焼室形状および寸法および主要諸元は表 2.1 に示した実験と同一にした。噴射ノズルは十噴孔であるため、解析は燃焼室を上部から見て中心から放射状に、十等分にカットし、噴孔が中心を通るように配置したセクターモデルを用いて計算した。平均セルサイズは 0.5 mm、燃焼室壁面近傍の境界セルの厚さは 0.1 mm の四層構造とし、総セル数は約 233,200 セルとなっている。

計算モデルは、定容燃焼容器の計算と同様のモデルを使用し、液相の物性および気液相変化に関する特性値は軽油の物性を適用し、気相化学反応には、酒井、三好らのガソリンサロゲートモデル^[127,128] に UC San Diego, Combustion Research Group の DME モデル^[129] を合わせて用い、軽油はノルマルヘプタンを、含酸素燃料は DME (酸素含有率 34.8 mass%) の特性をそれぞれ与えた。噴射期間は実験と同様に実噴射期間を与えた。表 2.6 に、計算の設定条件および使用モデルを示す。

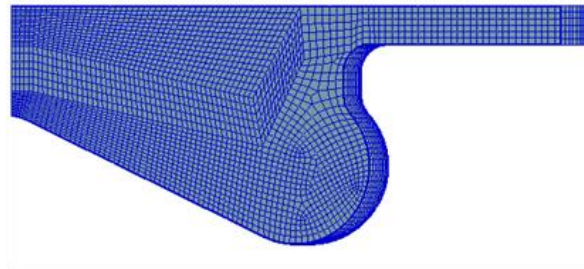


図 2.24 エンジン実機の計算メッシュ

表 2.6 エンジン実機に対する三次元解析における運転条件および計算モデル

Engine speed [rpm]	2000
Intake Temperature [K]	333
Total input energy [J]	1250
Intake pressure [kPa]	160
Injection pressure [MPa]	150
First fuel injection timing [$^{\circ}$ CA ATDC]	-18
Second fuel injection timing [$^{\circ}$ CA ATDC]	-4
Fuel	Diesel, DME
Gas phase reaction	N-C ₇ H ₁₆ and DME
Spray model	DDM (Discrete Droplet Model)
Droplet model	KH-RT ^[125]
Vaper model	Dukowicz ^[126]
Turbulence model	k- ζ - ϵ model ^[1360,131]
Turbulence interaction	PDF-Hybrid ^[132]
Heat transfer model	Han-Reitz model ^[133]
Reaction model	N-C ₇ H ₁₆ and DME ^[127-129]

第3章 燃料の酸素含有率が噴霧火炎構造に与える影響

本章では、燃料の酸素含有率が定容燃焼容器内における間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響を系統的に調査した結果について詳述する。

3.1 定容燃焼容器を用いた噴霧燃焼解析時の実験条件

燃料の酸素含有率がディーゼル噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響を明らかにするため、酸素含有率を 0 から 43 mass%までの範囲で変更して実験を行った。燃料には 2.6.2 節に記した軽油と同等の着火遅れ特性を示す DGM - DMC 混合燃料を軽油に混合することによって、表 2.4 に示した種々の酸素含有率の燃料を調合した。燃料噴射量は噴射指示期間を一定とすることで燃料噴射量は同等とした。その際の実験条件を表 3.1 に示す。噴射指示期間は、本実験の条件下において着火から拡散噴霧燃焼が主体の準定常状態を経て後燃えに至る過程が十分に観察できる 0.5 ms とし、燃料噴射開始時の雰囲気温度は 850 K、雰囲気密度は 12.6 kg/m³とした。

実験では、OH ラジカルの自発光を主体とする波長 310 nm の紫外光画像を撮影し、その画像からセトオフ長、火炎先端到達距離、半径方向の輝度分布、および火炎面積を求めた。その際の撮影条件を表 3.2 に示す。撮影速度は 20000 fps、露光時間は解放、撮影範囲は 240×480 pixel であり、1 pixel あたりのサイズは 0.19 mm である。なお、イメージインテンシファイアのゲインは燃料によって異なるが、その値は OH ラジカル発光を主体とする紫外自発光画像の横に記載した。

表 3.1 実験条件(噴射指示期間一定)

Nozzle specification	φ 0.115 mm × 1 hole
Injection pressure [MPa]	125
Oxygen content in fuel [mass%]	0 (Diesel fuel), 14, 27, 36, 43
Injection duration, t_{inj} [ms]	0.5
Input energy, Q [J]	312, 234, 189, 163, 147
Ambient temperature [K]	850
Ambient density [kg/m ³]	12.6

表 3.2 撮影条件

High speed camera	Frame rate [fps]	20000
	Exposure time	Open (depend on frame rate)
	Pixels	240 × 480
Image intensifier	Exposure time [μ s]	47

燃料の酸素含有率が高くなると、低位発熱量が低下することによって同一燃料噴射量では供給熱量が減少するため、供給熱量を同一にするには低位発熱量の低下を補うために燃料噴射量を増加させる必要が生じる。そこで、エンジンでの同等出力条件を想定し、供給熱量を同一にした際の燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響を検討した。その際の実験条件を表 3.3 に示す。供給熱量 Q は、軽油を指示噴射期間 0.5 ms で噴射させた際の供給熱量である 312 J 一定とし、それぞれの燃料で供給熱量が 312 J となるように噴射量を算出し、その噴射量になるように噴射指示期間を調整した。燃料噴射開始時の雰囲気温度は 850 K、雰囲気密度は 12.6 kg/m³ とし、OH ラジカル自体の自発光を主体とする波長 310 nm の紫外光は表 3.2 に示した条件で撮影した。

表 3.3 実験条件(供給熱量一定)

Nozzle specification	ϕ 0.115 mm × 1 hole
Injection pressure [MPa]	125
Oxygen content in fuel [mass%]	0 (Diesel fuel), 14, 27, 36, 43
Injection duration, t_{inj} [ms]	0.50, 0.61, 0.81, 0.92, 1.07
Input energy, Q [J]	312
Ambient temperature [K]	850
Ambient density [kg/m ³]	12.6

3.2 燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響 (噴射指示期間一定)

燃料の噴射指示期間を一定とした際に、燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響を検討するため、表 2.4 に示す 5 種類の燃料を用いて、燃料の酸素含有率を 0 から 43 mass%まで変更して実験を行った。なお、燃料の酸素含有率の増加に伴って低位発熱量が低下するため供給熱量も減少している。

図 3.1 に、各燃料の熱発生率(ROHR)およびモーメント法によって求めた噴射率から換算した燃料熱量供給率(Injection rate)を示す。なお、噴射指示期間は同一であるが、実際の噴射期間は燃料の酸素含有率の増加に伴ってわずかに短縮する傾向がある。図 3.1 より、着火遅れが同等であるのにもかかわらず、着火直後の予混合的燃焼の熱発生率のピークが燃料の酸素含有率の増加に伴って減少している。これは、燃料の低位発熱量の低下に伴って着火遅れ期間中の供給熱量が減少したことに対応していると考えられる。いずれの燃料でも予混合的燃焼後は準定常的な拡散噴霧燃焼を呈しているが、軽油や酸素含有率の低い燃料は時間の経過とともに熱発生率が増加して噴射終了後もさらに増加する傾向を示しており、その傾向は酸素含有率の低い燃料ほど顕著である。これは、燃焼が燃料熱量供給率に追従できず、未燃燃料が蓄積していることを示唆している。一方、酸素含有率の高い燃料では、拡散噴霧燃焼中は燃料熱量供給率に近い値で熱発生率が得られてほとんど変化せず、噴射終了とともに速やかに減少に転ずる。これは噴射された燃料が蓄積することなく速やかに燃焼し、噴射終了時に残留する未燃燃料が少ないことを意味している。さらに、燃料噴射終了後に熱発生率が減少に転じてからの熱発生率の減少および燃焼の終了時期は酸素含有率の増加に伴って早くなっており、後燃え期間が大幅に短縮している。

燃料噴射終了後の後燃えに注目するため、図 3.1 で示した熱発生率について、それぞれの燃料において噴射終了時を起点とした後燃え期間中の熱発生積算値を図 3.2 に示す。燃料の酸素含有率の増加に伴って後燃え期間中の熱発生量が大幅に低減している。これは、燃料噴射中に燃焼が追従できずに蓄積された燃料が減少して後燃え期間中に発生する熱量が低減したためである。なお、この燃料の酸素含有率の増加による後燃え低減効果は酸素含有率が 36 mass%で飽和し、それ以上に増加しても効果の進展はほとんど認められなくなる。

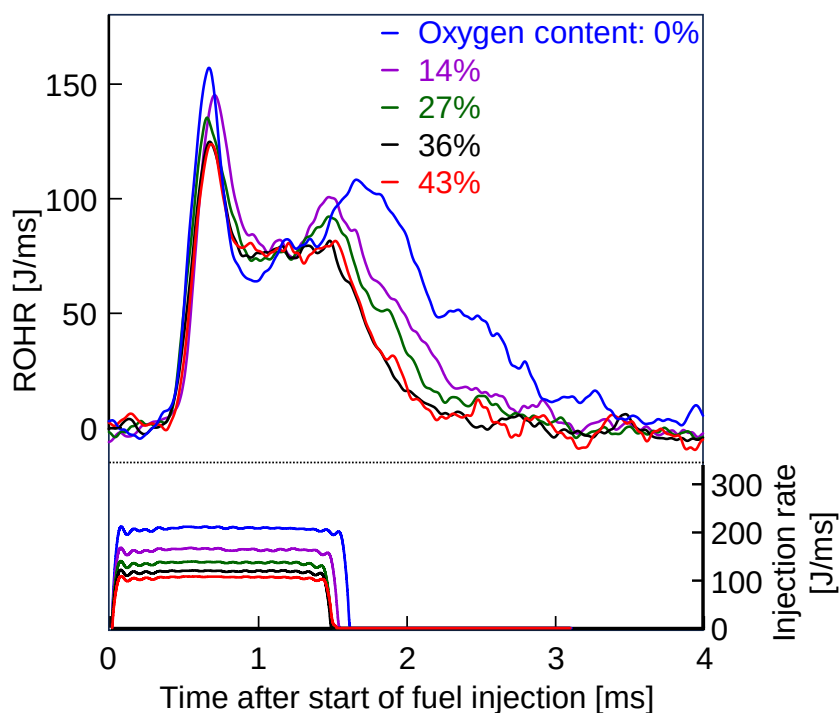


図 3.1 燃料の酸素含有率が熱発生率に与える影響(噴射指示期間一定時)

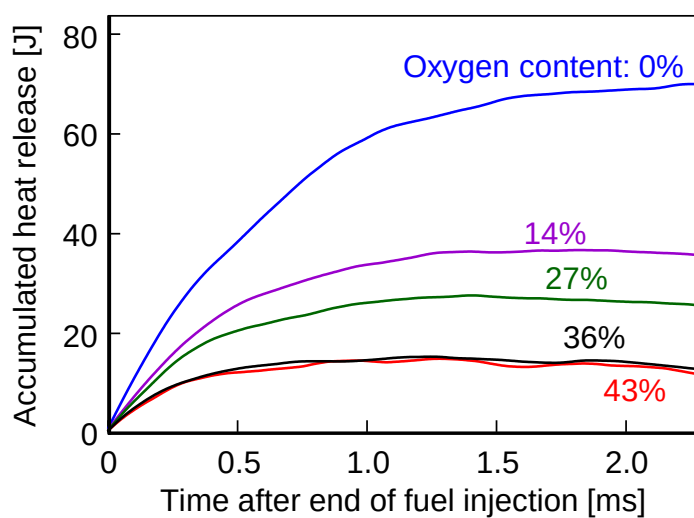


図 3.2 燃料の酸素含有率が燃料噴射終了後の積算熱発生量に与える影響

次に、燃料の酸素含有率が噴霧火炎構造に与える影響を検討するため、OH ラジカルの自発光が主体となる波長 310 nm の紫外光画像を用いて解析を行った。なお、燃料ごとに体積当たりの発熱量や発光の輝度が異なるため、イメージインテンシファイアのゲインをそれぞれ調整し、すべての解析は最大の輝度値で正規化した。

図 3.3 に、各燃料におけるセットオフ長の時系列変化を示す。セットオフ長は着火直後である燃料噴射開始から 0.5 ms 付近で急激に伸長してピークを呈し、その後着火位置から火炎が遡ることによって 1 ms 付近まで穏やかに減少し、噴孔から 25 mm 程度で概ね一定となる。この傾向はいずれの燃料においても同様に認められる。

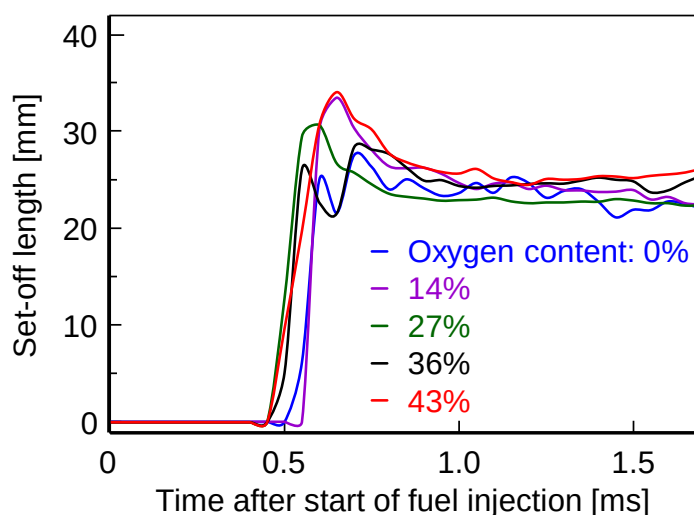


図 3.3 セットオフ長の推移

図 3.4 に、それぞれの燃料における火炎先端到達距離の時系列変化を示す。火炎先端到達距離は着火直後に噴孔から 55 mm 程度まで急激に成長した後、燃料噴射開始後 1.5 ms 付近にかけて緩やかに成長して、それ以降は 80 mm 程度で概ね一定となっており、この傾向はいずれの燃料においても同様に認められる。いずれの燃料も着火遅れが同等となるため、セットオフ長および火炎到達距離はいずれも同様の傾向を示し、燃料の酸素含有率の明確な影響は認められない。

準定常・拡散燃噴霧焼期間中(噴射開始後 1.3 ms)における OH ラジカルによる紫外自発光輝度の噴霧半径方向分布を図 3.5 に、図 3.5 と同一時期における紫外光画像を図 3.6 に示す。なお、図 3.5 は火炎先端から火炎長さの 30 % 上流における分布であり、最大輝度で正規化している。図 3.5 より、軽油では高輝度領域が噴霧周辺部にあり、噴霧中心軸付近は周辺領域に対して低輝度になっているが、酸素含有率が高くなるにつれて噴霧中心軸付近の輝度が増加し、酸素含有率 43 mass% では噴霧中心軸付近の輝度が噴霧周辺部とほぼ同等となっている。これ

は、高含酸素燃料では噴霧中心軸付近の燃焼が活発であることを示唆するものであり、図3.6の画像からも確認できる。

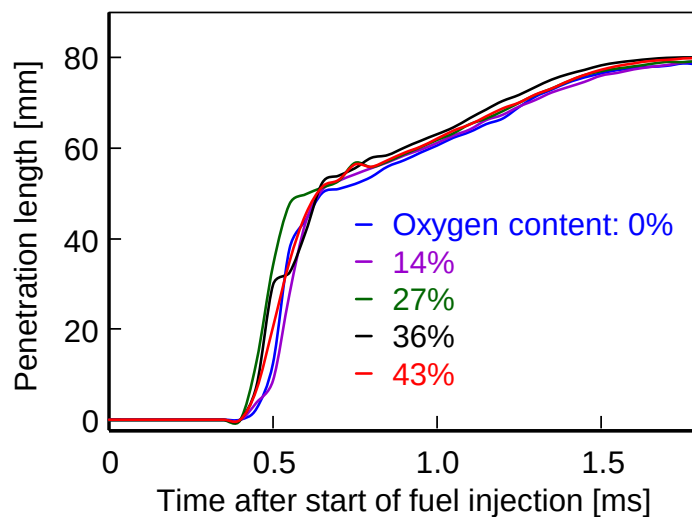


図 3.4 火炎先端到達距離

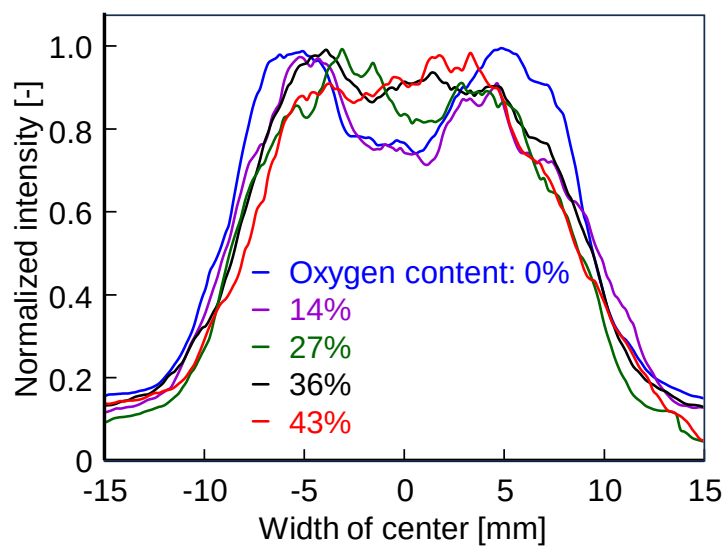


図 3.5 準定常・拡散噴霧燃焼期間(噴射開始後 1.3ms)における 310 nm 紫外発光輝度の半径方向分布(火炎先端から火炎長さの 30 %上流部)

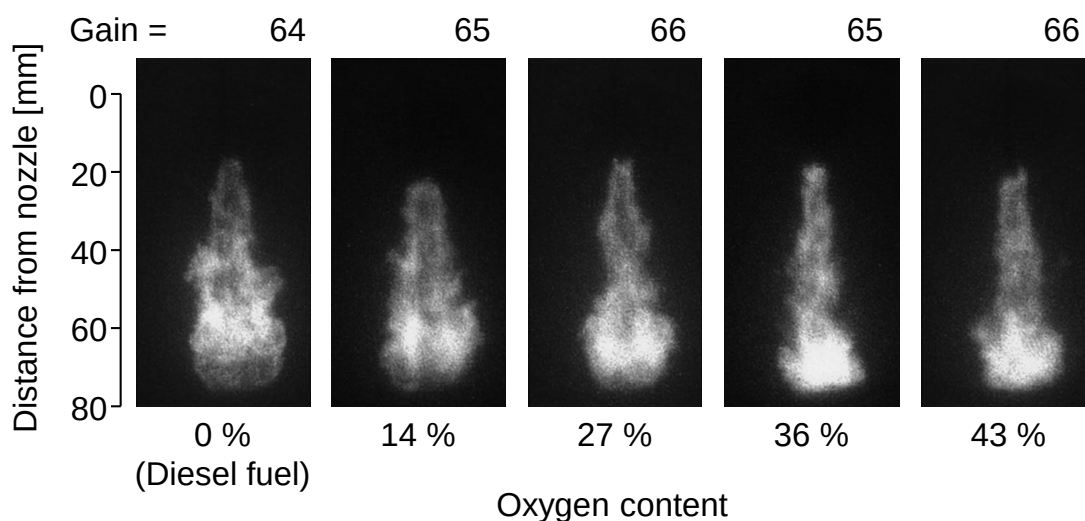


図 3.6 準定常・拡散噴霧燃焼時（噴射開始後 1.3 ms）における 310 nm 紫外光画像

図 3.7 に、各燃料における 310 nm 紫外光画像から求めた火炎面積の時系列変化を示す。噴射開始から予混合的燃焼を経て拡散噴霧燃焼に移行し、1.3 ms 付近まではいずれの燃料も同様に火炎面積が増加していく。その後、燃料噴射が終了する 1.5 ms 付近に向けて、高含酸素燃料に比べて軽油および低含酸素燃料では火炎面積が増加している。さらに噴射終了後となる 1.5 ms 以降になると、高含酸素燃料では火炎面積が比較的速やかに減少に転じるのに対し、軽油および低含酸素燃料では火炎面積がさらに増加する。特に軽油はその傾向が顕著であり、1.8 ms 付近でピークを迎えて減少に転じる。これは、酸素含有率が低いほど未燃のまま蓄積する燃料が増加して噴射終了後も燃焼が続いていることを示しており、このことは図 3.1 に示した熱発生率とよく対応している。酸素含有率が 36 mass% 以上では、噴射開始後 2.5 ms ほどで火炎面積が消滅して燃焼が終了しているのに対し、酸素含有率が 27 mass% 以下では 2.5 ms 付近で火炎面積の減少が鈍化し、4 ms 経過しても火炎が存在して後燃えが続いている。これは噴霧中心軸付近の燃料が未燃のまま定容燃焼容器底部の壁面まで到達して滞留した燃料が緩慢に燃焼するためであると考えられる。

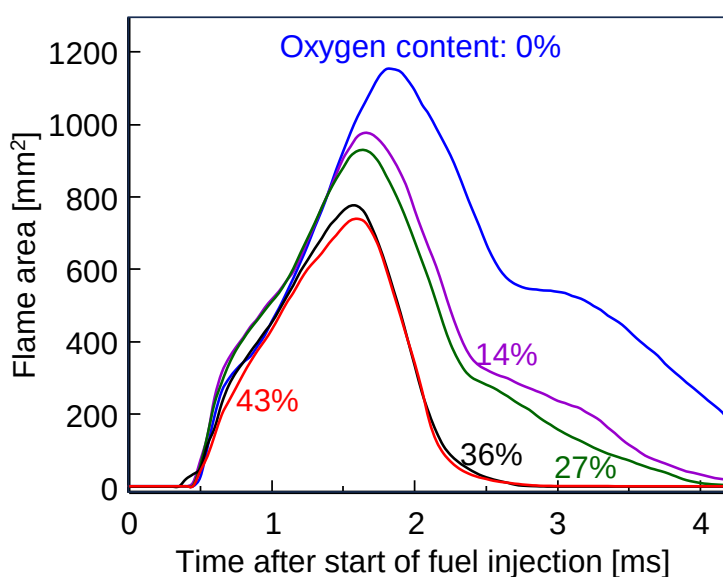


図 3.7 310 nm 紫外光発光面積の推移

図 3.8 に、噴射終了時を起点として噴射終了後 0.5 ms 後までの OH ラジカルによる紫外自発光画像を各燃料について示す。燃料の酸素含有率の増加に伴って噴射終了後の紫外発光画像の輝度の減少が早くなっている。特に酸素含有率 43 mass% では、噴射終了後 0.5 ms において輝炎がほぼ消滅して後燃えが大幅に低減している。この結果は、図 3.1 に示した熱発生率と定性的に一致している。

次に、液滴噴霧、混合気、および噴霧火炎の拡がりに対する燃料の酸素含有率の影響を調査するためにシャドウグラフ撮影を行った。図 3.9 に、軽油および高含酸素燃料(酸素含有率 43 mass%) の各噴霧火炎のシャドウグラフ画像を示す。ノズル噴孔付近の液滴噴霧の噴霧角および噴霧火炎に至るまでの噴霧の拡がりに関しては、いずれの燃料でも大きな差異はみられない。これは、セトオフ長および火炎到達距離が燃料の酸素含有率の影響を大きく受けないことにも対応している。軽油の場合は、噴霧先端にスートによる陰影が観察されているのに対し、高含酸素燃料では陰影が観察されておらず、スート生成が非常に少ないことが明らかである。

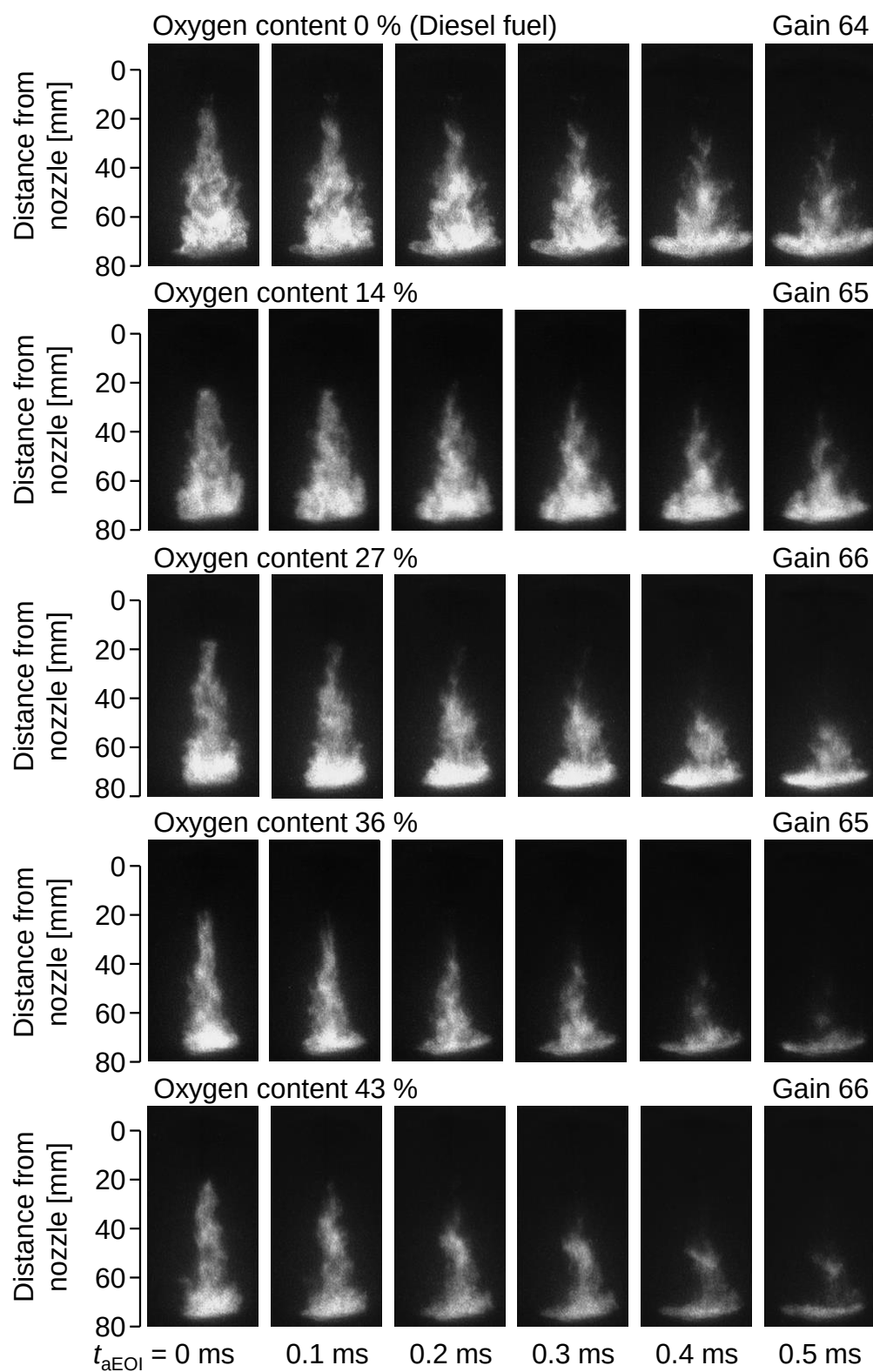


図 3.8 燃料噴射終了後における 310 nm 紫外光画像

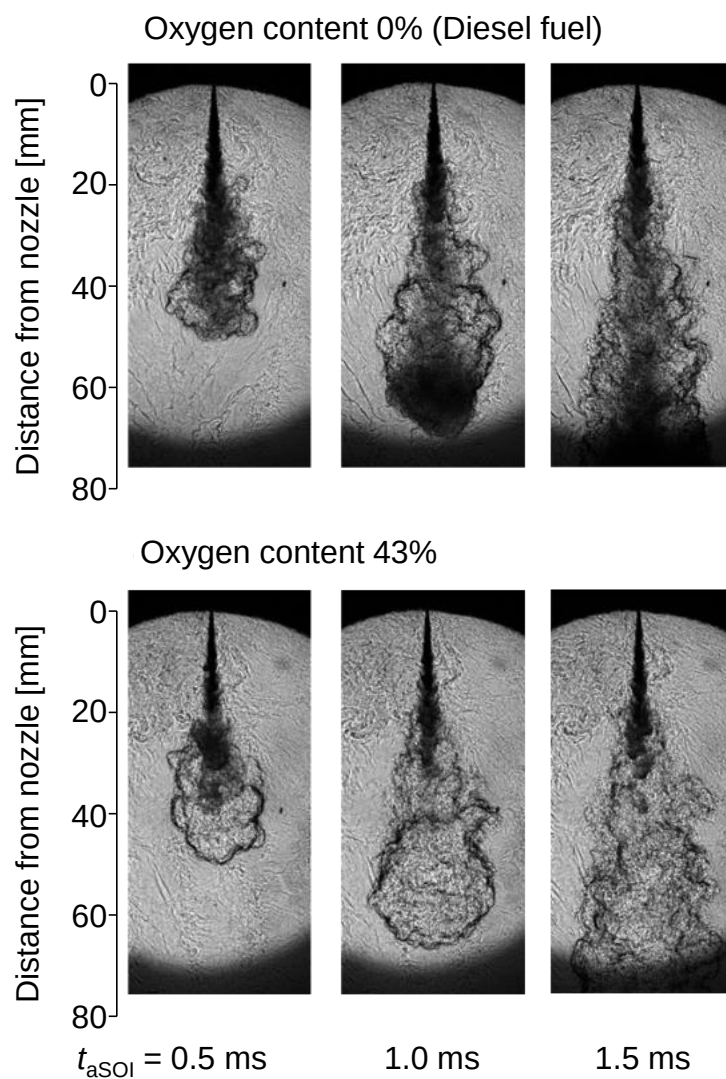


図 3.9 軽油および高含酸素燃料(酸素含有率 43 mass%)噴霧火炎のシャドウグラフ画像

以上の結果から、燃料の酸素含有率が増加しても噴霧火炎の拡がりに大きな変化はないが、高酸素含有率燃料ほど噴霧中心軸付近の燃焼が活発になり、噴射終了後に定容燃焼容器壁面近傍に滞留して燃焼する燃料が減少して後燃え期間が大幅に短縮することが示された。

3.3 燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響 (供給熱量一定)

本節では、供給熱量を同一にした際の燃料の酸素含有率が間欠噴霧燃焼の熱発生特性および噴霧火炎構造に与える影響を検討するため、表 2.4 に示す 5 種類の燃料を用いて燃料の酸素含有率を 0 から 43 mass% まで変更した。この際、燃料噴射開始時の雰囲気温度は 850 K、雰囲気密度は 12.6 kg/m^3 で 3.2 節と同一とし、表 3.3 に示した実験条件とした。

図 3.10 に、それぞれの燃料における熱発生率 (ROHR) およびモーメント法によって求めた噴射率から換算した燃料熱量供給率 (Injection rate) を示す。燃料の酸素含有率が増加するほど同等の発熱量を得るためにより多くの燃料噴射量が必要となることから噴射期間が長くなっている。しかし、酸素含有率増加による燃焼促進・後燃え低減効果に起因して熱発生を終了時期はほぼ同等になっている。予混合的燃焼後の準定常・拡散噴霧燃焼期間において、軽油および酸素含有率の低い燃料は、時間の経過とともに熱発生率が増加し、特に軽油では噴射終了後もさらに増加する傾向を示している。これは燃焼が燃料噴射に追従できずに遅れが生じて未燃燃料が蓄積していることを示している。一方、酸素含有率が 43 mass% では、燃料噴射中の準定常・拡散噴霧燃焼期間において熱発生率はほぼ一定で推移しており、燃焼が燃料噴射によく追従していることが示唆されている。さらに、高含酸素燃料では噴射終了後速やかに熱発生が減少しており、3.2 節の結果に比較して噴射期間が長期化しても同様の傾向が示されていることから、高含酸素燃料では未燃燃料が蓄積することなく燃料噴射に追従して燃焼が進行していることがさらに明らかである。

次に、後燃え期間に注目するため図 3.11 に燃料噴射終了時を起点とした熱発生率を示す。軽油の熱発生率は噴射終了後もさらに増加してから減少に転じるのに対し、含酸素燃料では噴射終了後速やかに減少して変曲点を呈したのち、減少が穏やかになって緩慢な熱発生が続く。この緩慢な熱発生は酸素含有率が増加するほど少なく、比較的早期に消滅している。例えば、図 3.1 に示した酸素含有率 43 mass% では、噴射終了後 0.5 ms 程度で熱発生が終了しているのに対し、噴射期間が大幅に長期化している図 3.10 でも、噴射終了後 0.5 ms 程度とほぼ同等の時間で熱発生が終了している。このことは、噴射期間が長期化しても噴射期間中に蓄積する未燃燃料が同様に少ないことを示している。なお、噴射終了後の熱発生の変曲点は、噴霧の最後

尾が燃焼室壁面に到達する時期と概ね一致することから、壁面衝突によって空気導入が減少することに対応しているものと考えられる。

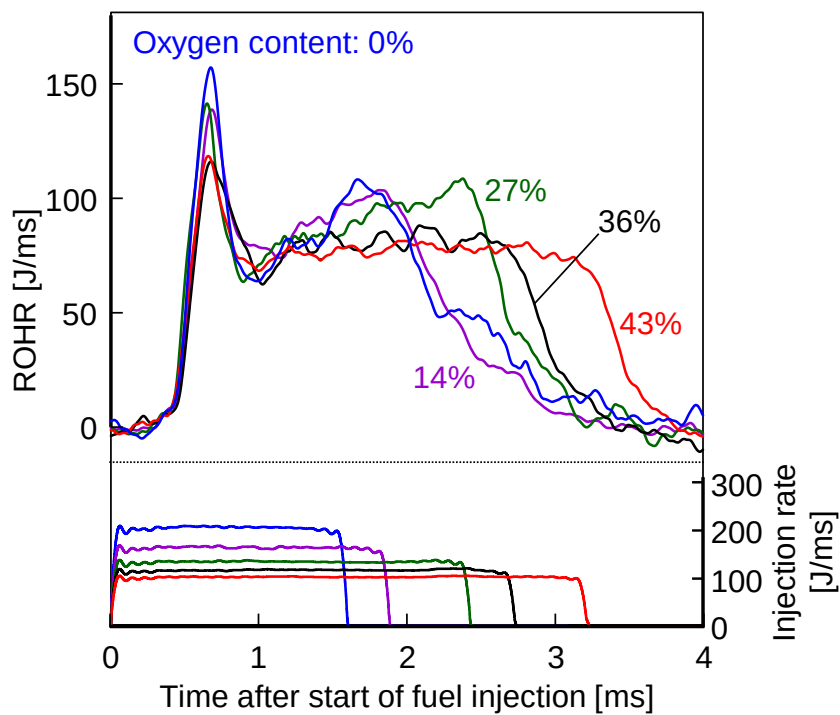


図 3.10 燃料の酸素含有率が熱発生率に与える影響(供給熱量一定)

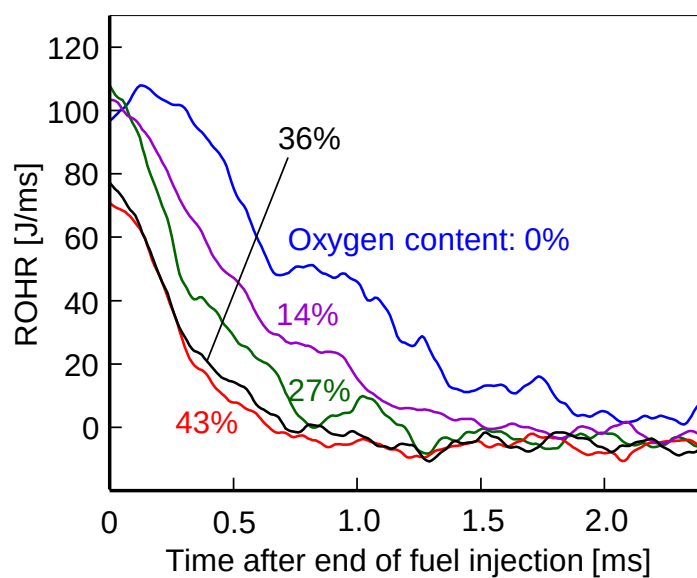


図 3.11 燃料の酸素含有率が噴射終了後の熱発生率に与える影響

図 3.12 に、各燃料における 310 nm 紫外光画像から求めた火炎面積の時系列変化を示す。噴射開始から 1.5 ms 付近までは、いずれの燃料も概ね同様の増加傾向を示しているが、軽油および低含酸素燃料では噴射終了後も火炎面積が増加し、ある点でピークを迎えて減少に転じ、その後減少速度が急激に鈍化する変曲点を経て緩やかに減少する特性を示す。この変曲点は、図 3.10 に示した熱発生率の減少が鈍化する変曲点とよく一致している。一方、酸素含有率が 43 mass% の高含酸素燃料では、火炎面積は 1.8 ms 程度まで増加した後はほぼ横ばいで推移し、噴射終了後は速やかに減少に転じて明確な減少の変曲点は認められない。これは、高含酸素含有燃料では、噴射した燃料は即座に燃焼して燃料噴射中の未燃燃料の蓄積が少ないことを示しており、これらの挙動も図 3.10 の熱発生率とよく対応している。

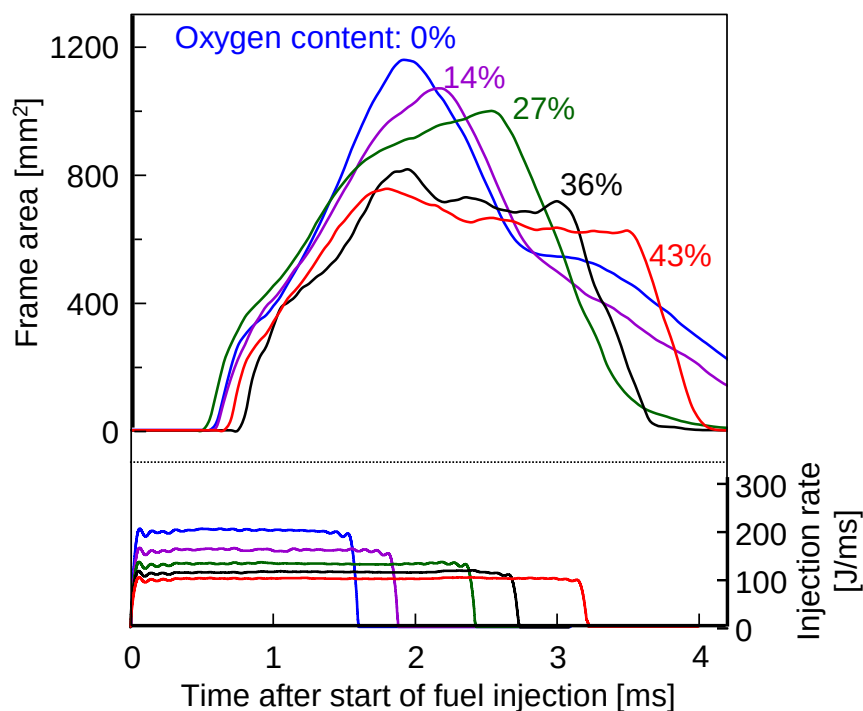


図 3.12 310 nm 紫外発光面積の時系列変化

図 3.13 に、噴射終了後 0.1 ms, 0.5 ms, および 1.0 ms における OH ラジカルによる紫外自発光画像を各燃料について示す。燃料の酸素含有率が高いほど紫外自発光の消滅が早く、酸素含有率 43 mass% では噴射終了後 0.1 ms ですでに火炎が大幅に縮小して 0.5 ms 後には消滅している。一方、軽油では噴射終了後 0.1 ms においてもまだ明確に火炎が存在しており、0.5 ms

後には定容燃焼容器壁面に火炎が衝突・滞留している様子が伺え、1.0 ms 経過してもなお壁面近傍に火炎が滞留していることが確認できる。このことから、軽油あるいは低酸素燃料では、噴射期間中に蓄積された未燃燃料が噴射終了後に壁面近傍に滞留して緩慢な燃焼を継続しているのに対し、高酸素燃料では噴射終了後速やかに火炎が消滅して壁面近傍における緩慢な燃焼が生じておらず、後燃えが大幅に低減していることが示唆されている。

以上の結果から、供給熱量を一定とした場合においても、酸素含有率が高い燃料ほど燃料の噴射期間が増大するにもかかわらず、後燃え期間が短縮することが確認できた。一方、酸素含有率が増加すると低位発熱量が低下するために、噴射期間が増大して拡散燃焼期間が長期化する。そのため、実際のディーゼルエンジンの燃焼では、発熱の等容度が悪化することが懸念される。以上を踏まえて4章にてエンジン実機実験を通して検証を行った。

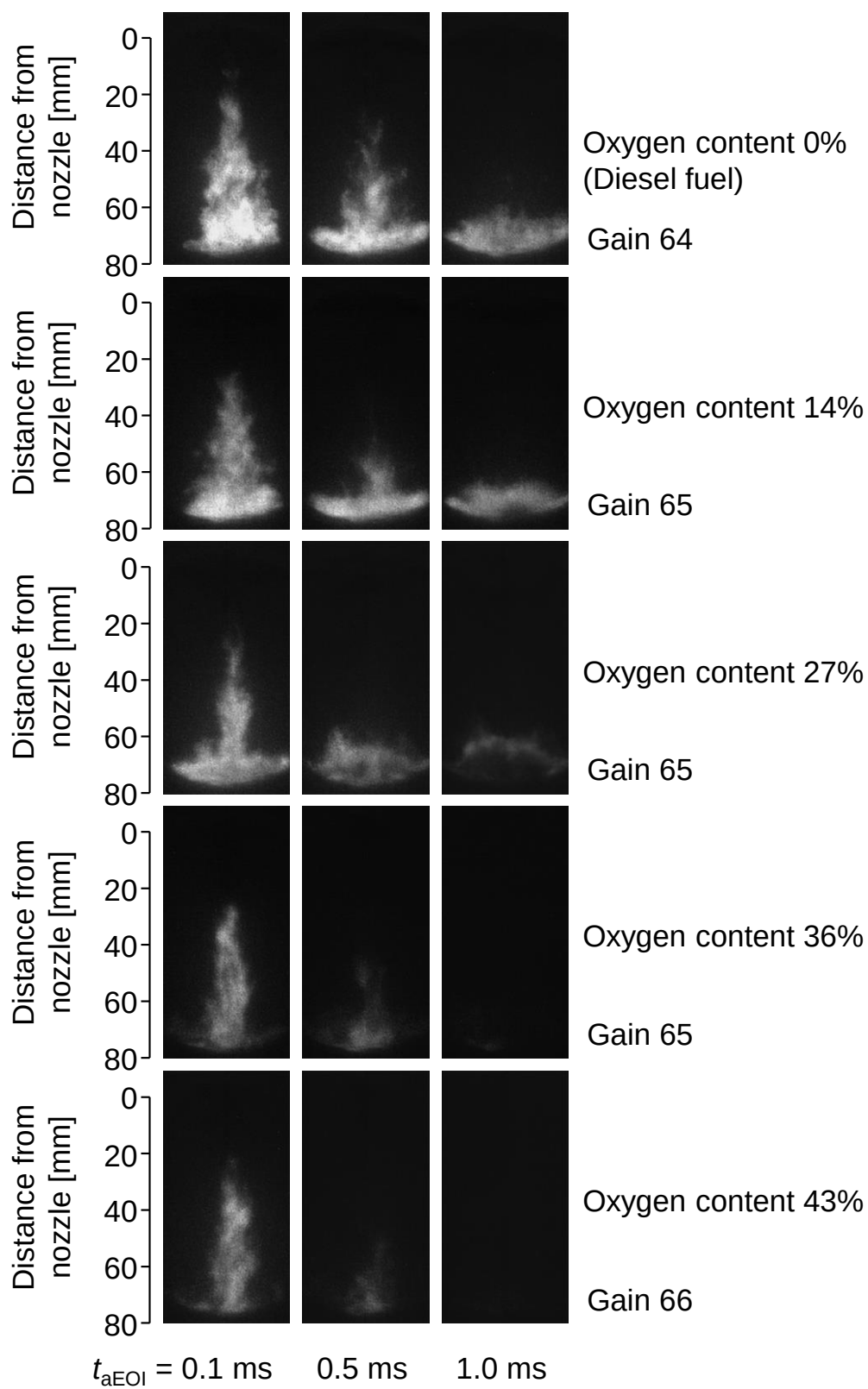


図 3.13 噴射終了後の 310 nm 紫外光画像

3.4 軽油および含酸素燃料の噴霧火炎構造に対する三次元 CFD 解析

定容容器内と同等の雰囲気条件における軽油および含酸素燃料の噴霧火炎構造に対して三次元 CFD 解析を行った。本実験で用いた DGM および DCM の反応モデルが存在しないため、液相および気液相変化には軽油の物性を適用し、気相の化学反応には軽油の場合は酒井らによるガソリンサロゲートモデルにノルマルヘプタンを用いたスキームを、含酸素燃料の場合は US San Diego の DME モデルに酒井らのモデルに付加したものを使用した。そのため CFD 解析の含酸素燃料の酸素含有率は DME の酸素含有率である 34.8 mass%となっている。噴射期間は準定常・拡散噴霧燃焼が観察できるのに十分な 3.0 ms とした。

図 3.14 に、定容燃焼器内における軽油および高含酸素燃料(酸素含有率 43 %)の準定常・拡散噴霧燃焼中(噴射開始後 1.2 ms)における 310 nm 紫外光画像を、図 3.15 に CFD 解析で求めた噴霧火炎中心軸断面における OH ラジカルのもル分率分布を、図 3.16 に温度分布を示す。図 3.15 において、準定常・拡散噴霧燃焼期間中である噴射開始後 2.5 ms の時点で軽油では活発な燃焼領域が噴霧周辺に偏在している一方、噴霧中心軸付近はほとんど燃焼が進行していないのに対し、高含酸素燃料では燃焼が活発な領域が噴霧中心軸付近まで認められる。これは図 3.14 の定容容器で観察された紫外光画像の傾向と定性的によく一致している。噴射終了後となる 3.5 ms 以降になると、高含酸素燃料では OH ラジカルのもル分率が減少し、4.0 ms ではほとんど消滅していることから、噴射終了後速やかに燃焼が完了していることが伺える。一方、軽油では噴射終了後も高いもル分率分布が壁面近傍に移動し、4.0 ms においても壁面近傍に存在していることから、噴射終了後も燃焼が継続して燃焼領域が壁面近傍に至っていることがわかる。

図 3.16 の温度分布からも、含酸素燃料では噴射終了時である噴射開始後 3.0 ms から 4.0 ms にかけて噴霧中心軸付近の温度が低下しており、燃焼がすでに完了していることが示されている。一方、軽油では噴射期間中は噴霧周辺領域の温度が高いが、噴射終了時である噴射開始後 3.0 ms から 3.5 ms にかけて、噴霧中心軸付近の温度が上昇して噴霧全体に広がり、燃焼領域の拡大が継続している。さらに噴射開始後 4.0 ms では噴霧中心軸付近にあった高温領域が壁面近傍に達しており燃焼がまだ継続していることが伺える。これらの解析結果より、含酸素燃料では燃料噴射期間中から噴霧中心軸付近で活発な燃焼が生じ、噴射が終了すると残存する未燃燃料は少ないため速やかに燃焼が完了するのに対し、軽油では燃料噴射中は噴霧中心

付近の燃焼が不活発で噴射終了後に残存した未燃の過濃混合気が燃焼を継続し、さらに壁面近傍に蓄積した未燃燃料が緩慢に燃焼する後燃えを呈することが明らかとなった。

図 3.17 に、準定常・燃料噴射期間中 ($t_{aSOI}=2.5ms$) のノズル噴孔から 50 mm 下流断面における半径方向の当量比, 熱発生率, および乱流運動エネルギーの分布を示す. 軽油では噴霧中心軸における当量比が 2.0 近くであるのに対し, 含酸素燃料では 1.3 程度となっている. これは含酸素燃料の理論空燃比が小さいことによるものであり, 含酸素燃料の噴霧中心部の熱発生が活発になる要因になっているものと考えられる. 熱発生率からも軽油に比較して含酸素燃料の熱発生は噴霧中心軸方向でより活発なことがわかる. 乱流運動エネルギーは中心軸から 4 mm 付近で最大になっており, 含酸素燃料の場合には量論比近傍混合気の分布領域と一致することで, 燃焼をさらに活性化していることが考えられる. 含酸素燃料の乱流運動エネルギーの最大値が軽油に比較して大きいのは, 活発な燃焼が乱流運動エネルギーを強化していると解釈できる.

以上の結果から, 理論空燃比が小さい含酸素燃料は, 噴霧内部の導入空気が少ない領域でも活発な燃焼が起こるため後燃えの低減が可能であると言える.

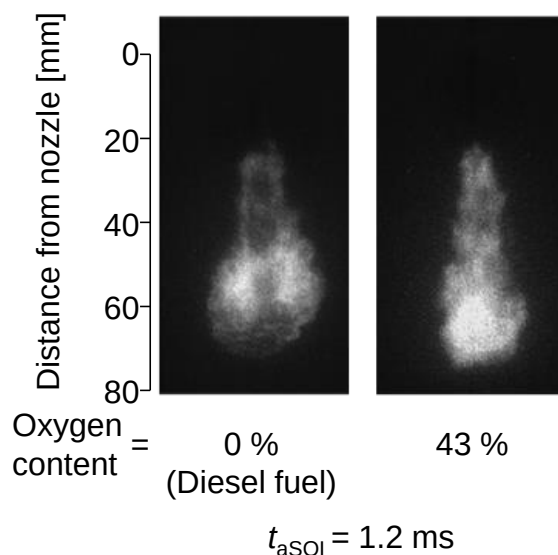


図 3.14 準定常・拡散噴霧燃焼における軽油および高含酸素燃料(酸素含有率 43%)の噴霧
火炎 310 nm 紫外光画像

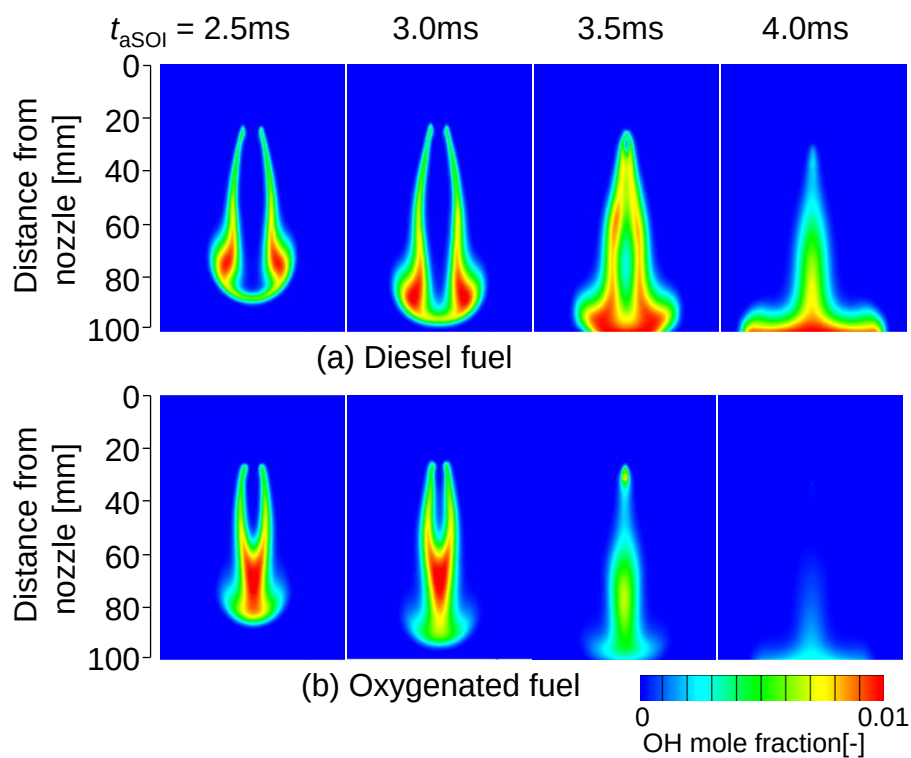


図 3.15 軽油および含酸素燃料の噴霧火炎中心軸断面における OH ラジカルの分布

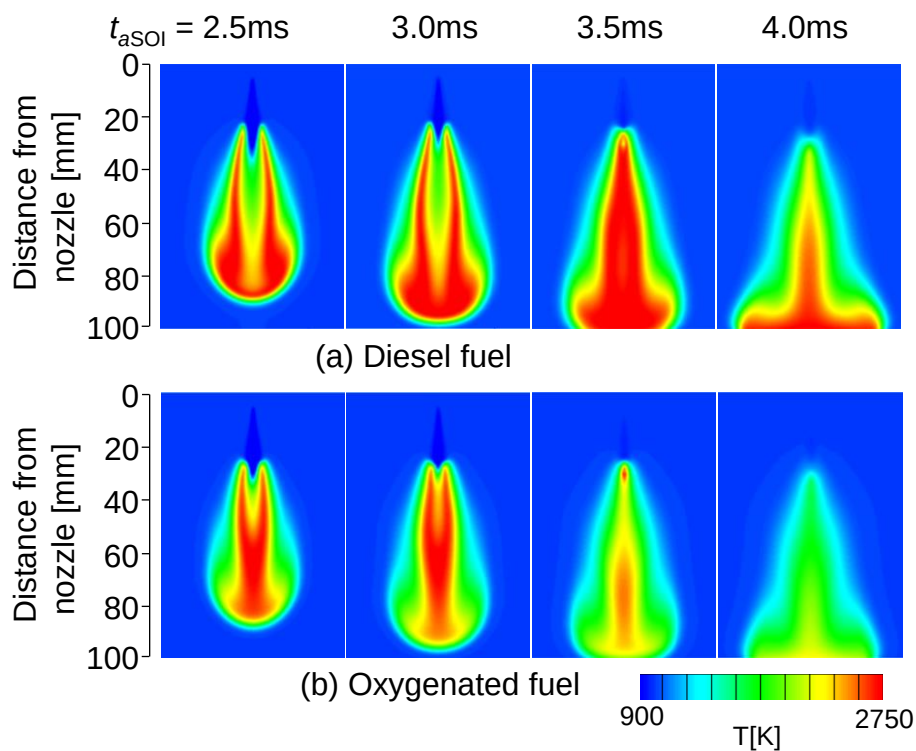


図 3.16 軽油および含酸素燃料の噴霧火炎中心軸断面における温度分布

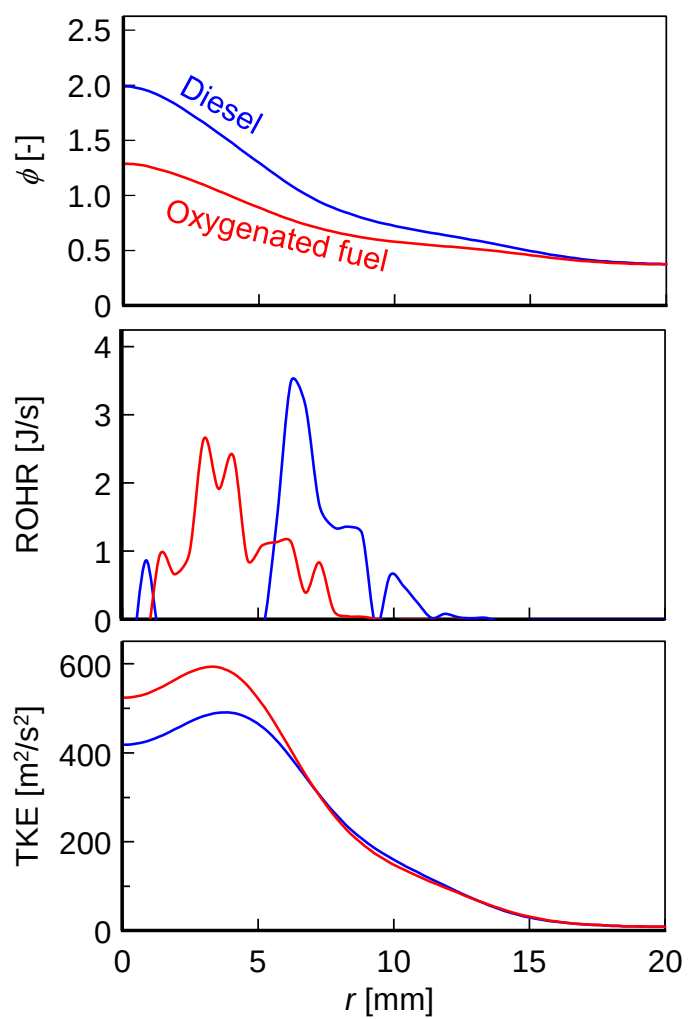


図 3.17 ノズル噴孔から 50 mm の噴霧火炎断面における軽油および含酸素燃料噴霧火炎の当量比, 熱発生率, および乱流運動エネルギー ($t_{\text{aSOI}} = 2.5$ ms)

3.5 第 3 章のまとめ

本章で得られた結果はおおよそ以下のとおりである。

1. 燃料の酸素含有率が高いほど熱発生率が燃料噴射終了直後に速やかに減少して後燃えが低減する。
2. 燃料の酸素含有率が高いほど噴霧中心軸付近の OH ラジカル発光強度が増加する。これは、燃料の理論空燃比の低下によって噴霧中心軸付近の過濃混合気の当量比が低下して量論比に近づくためであり、三次元 CFD 解析でも噴霧中心軸付近の低当量比化と燃焼促進効果が示された。
3. 含酸素燃料による燃焼の活発化の主要因は前述の噴霧内当量比の低下によるものであるが、さらに量論比近傍の燃焼の活発な領域が乱流運動エネルギーの最も強い領域と一致することが相乗的に作用しているものと考えられる。
4. 低含酸素燃料あるいは軽油では、噴霧内部の未燃燃料が定容容器壁面近傍へ滞留・蓄積し、その蓄積燃料が噴射終了後に緩慢に燃焼することが後燃えの要因となる。高含酸素燃料では、噴霧内部の燃焼が活発化して壁面に滞留・蓄積する燃料が減少し、後燃えが低減する。
5. 燃料の酸素含有率が増加しても、セットオフ長、火炎到達距離、混合気噴霧、および噴霧火炎の拡がりに大きな変化はない。

第4章 燃料の酸素含有率がディーゼル燃焼に与える影響

本章では、燃料の酸素含有率がディーゼルエンジン実機における熱発生特性、熱効率、および排気性能に与える影響を系統的に調査した結果について詳述する。

4.1 ディーゼルエンジンを用いた実験条件

燃料の酸素含有率がディーゼルエンジンにおける熱発生特性、熱効率、および排気性能に与える影響を明らかにするため、酸素含有率を 0 から 43 mass% までの範囲で変更して実験を行った。燃料には 2.6.2 節に記した軽油と同等の着火遅れ特性を示す DGM-DMC 混合燃料を軽油に混合することによって、表 2.4 に示した種々酸素含有率の燃料を調合した。実験には、コモンレール噴射系を有する実験用単気筒直接噴射式機関を用いた。燃焼室は図 2.11 に示すリエントラント型で圧縮比は 16.3 とし、燃料噴射ノズルには噴孔数 10、噴孔径 0.109 mm、噴孔角 155° のピエゾ式インジェクターを用いた。

表 4.1 に実験条件を示す。機関回転速度は 2000 rpm 一定とし、一般的な小型自動車用ディーゼルエンジンにおける低・中・高負荷となる三通りの供給熱量 Q_{total} を設定した。なお、燃料の酸素含有率が増加するに伴って低位発熱量が低下するため、同等の熱量を供給するために燃料噴射量は増加している。この際に軽油を用いた場合の図示平均有効圧力 (IMEP: Indicated mean effective pressure) は 720 kPa, 920 kPa, および 1070 kPa となっており、熱効率の変化によってわずかな相違はあるものの酸素含有率が増加してもほぼ同等になっている。

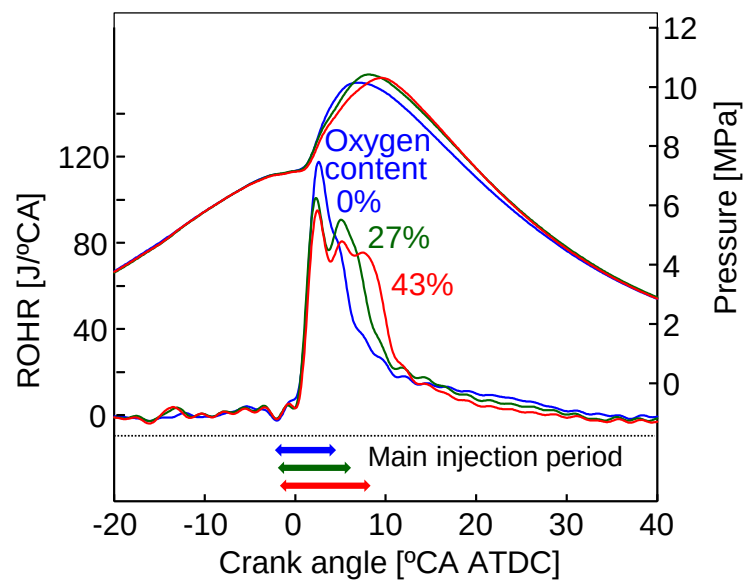
すべての条件において、筒内圧力の急峻な上昇を避けるために、18°C A BTDC で 80 J/cycle の一段目パイロット噴射を行うとともに、メインとなる二段目燃料噴射時期は上死点で着火が生じるように 3°C A BTDC 付近として上死点で熱発生率が 10 J/°C A を超えるように調整した。なお、この設定でいずれの条件においても燃焼騒音を抑えた上で、熱効率がほぼ最良となることを確認している。吸気酸素濃度 $O_{2\text{in}}$ は IMEP が 720 kPa および 920 kPa では 15 vol.%, IMEP が 1070 kPa では 17 vol.% としており、その際の空気過剰率はそれぞれ 1.60, 1.43, 1.49 となっている。いずれの条件においても吸気圧力は絶対圧力で 160 kPa、噴射圧力は 150 MPa で一定とした。排気圧力は排気管の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、吸気温度はインタークーラーおよびヒーターにより 60°C 一定となるようにした。

表 4.1 エンジンの運転条件

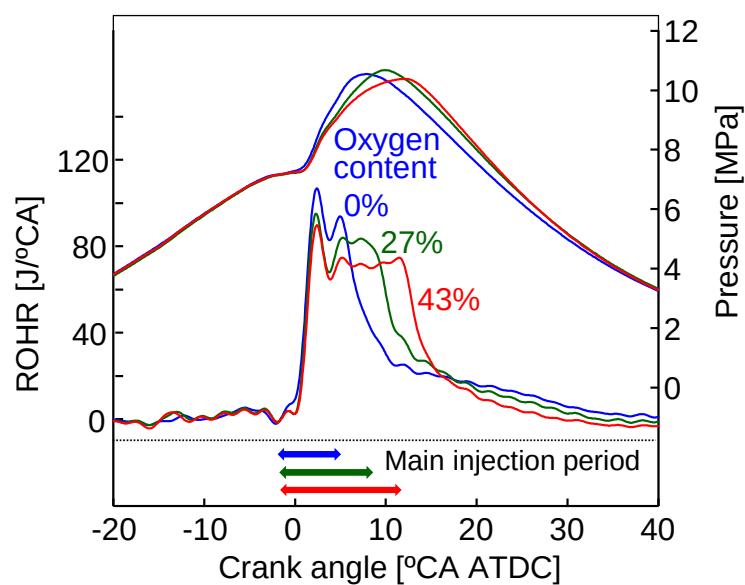
Engine speed [rpm]	2000
Intake gas pressure [kPa abs.]	160
Intake gas temperature [$^{\circ}\text{C}$]	60
Fuel injection pressure [MPa]	150
Oxygen content in fuel [mass%]	0 (Diesel fuel), 14, 27, 36, 43
Intake oxygen content, $O_{2\text{in}}$ [vol.%]	15, 17
IMEP (Indicated mean effective pressure) [kPa]	720, 920, 1070
Total energy supply, Q_{total} [J/cycle]	830, 1100, 1250
Pilot injection timing, θ_{pilot} [$^{\circ}\text{CA}$ ATDC]	-18
Energy supply from pilot injection [J/cycle]	80
Main injection timing, θ_{main} [$^{\circ}\text{CA}$ ATDC]	Varied

4.2 燃料の酸素含有率がディーゼル熱発生特性、熱効率、および排気性能に与える影響

図 4.1 に、燃料の酸素含有率が 0 %, 27 %, および 43 % の燃料を用いた際の各 IMEP における筒内圧力および熱発生率 (ROHR) を示す。なお、図下部の矢印はメイン燃料噴射の期間である。噴射期間は、燃料の酸素含有率が増加するほど低位発熱量が低下するため、同一 IMEP を維持するために長期化している。いずれの IMEP においても基本的な特性は同様であり、燃料の酸素含有率にかかわらず燃料噴射終了直後に熱発生率が急減し、その後緩慢な後燃えが続く。酸素含有率の増加に伴って噴射終了時期が遅くなり、その結果拡散噴霧燃焼期間の終了時期も遅くなって熱発生率が急減する時期も遅くなる。しかし、後燃え期間中の 20°CA ATDC 付近以降において、酸素含有率が増加するほど拡散噴霧燃焼の促進により、熱発生率が減少しており、その低減レベルは IMEP が高いほど顕著である。この傾向は、3 章図 3.9 に示した定容燃焼容器の実験で得られた結果と定性的に一致している。換言すると、酸素含有率が低い燃料では噴射期間中に蓄積した未燃燃料が噴射終了後の緩慢な熱発生率の増加の要因になっていることを示している。



(a) IMEP = 720 kPa ($O_{2in} = 15\%$)



(b) IMEP = 920 kPa ($O_{2in} = 15\%$)

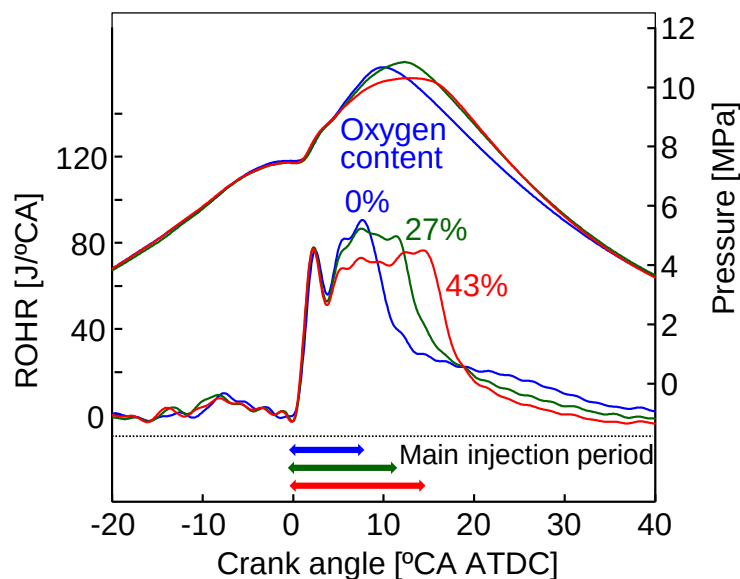
(c) IMEP = 1070 kPa ($O_{2in} = 17\%$)

図 4.1 燃料の酸素含有率が筒内圧力および熱発生率に与える影響

図 4.2 に、燃料の酸素含有率に対して各 IMEP における燃焼位相の重心と関連のある 50 % 熱発生時期 CA50(全熱発生の 50 %が完了したクランク角度), 図 4.3 に、燃料の酸素含有率に対して各 IMEP における燃焼期間を示す. なお, 燃焼期間は 5 %熱発生時期 CA5 から 95 %熱発生時期 CA95 までの期間と定義した. 図 4.2 より, いずれの IMEP においても, 燃料の酸素含有率の増加に伴って CA50 は遅角する傾向を示す. これは, 燃料の低位発熱量が低下して噴射期間が長期化するとともに, 拡散噴霧燃焼期間も長期化し, その終了時期が遅れるためである. 一方, 図 4.3 より, 燃料の酸素含有率の増加に伴って燃焼期間は短縮している. これは, 燃料の酸素含有率が増加すると噴射期間および拡散噴霧燃焼期間が長期化して CA50 が遅角するにも関わらず, 後燃えが大幅に低減したことによって, 拡散噴霧燃焼期間の長期化による燃焼期間の増加を上回る燃焼期間低減効果が得られたためである.

図 4.4 に、図 4.1 と同一条件における熱効率関連因子(図示熱効率 η_h , 発熱の等容度 η_{gh} , 冷却損失 ϕ_c , および未燃損失 ϕ_u)を燃料の酸素含有率に対して示す. 酸素含有率の増加に伴って噴射期間が増加し, 拡散噴霧燃焼の終了時期が遅延するにもかかわらず後燃えが大幅に低減することによって燃焼期間が短縮し, その結果発熱の等容度もおおむね向上している. しかし IMEP が 1070 kPa では, 燃料の酸素含有率が 36 mass% でピークを迎え, 酸素含有率 43 mass%

では減少に転じる。これは、低位発熱量の低下に伴う噴射期間の長期化による影響が後燃え低減効果を上回り、図 4.1(c)に示すように 10°CA ATDC 以降の拡散噴霧燃焼による主燃焼の熱発生率が増加するためと考えられる。一方、いずれの IMEP でも図示熱効率は、燃料の酸素含有率が 27 mass%まではその増加に伴って向上するが、それ以上になると減少に転じる。これは、燃料の酸素含有率が 27 mass%以上になると冷却損失が増加していることに対応している。この高含酸素燃料適用による冷却損失の増加は、噴霧の量論比近傍の燃焼領域の拡大および燃焼活発化による乱流熱伝達率の増加などによると考えられる。これに関しては三次元 CFD による解析を試みているが、その結果は 4.4 節で詳述する。なお、未燃損失は、いずれの IMEP においても 1 %未満と小さく、また酸素含有率の変化に対してほぼ同等となっており、図示熱効率に対して与える影響はほとんどない。

図 4.5 に、窒素酸化物(NO_x)および黒煙を燃料の酸素含有率に対して示す。いずれの IMEP においても、 NO_x は酸素含有率が 27 mass%前後で若干増加しているが、吸気酸素濃度を 15 %としている IMEP が 720 kPa および 920 kPa では、いずれの酸素含有率においても十分に低水準に抑制されている。一方、吸気酸素濃度を 17 %とした IMEP が 1070 kPa の場合には、低 IMEP に比較して NO_x が全体的に増加しているが、酸素含有率が高い燃料の場合では、黒煙が排出されないため、吸気酸素濃度を低く抑えることにより NO_x のさらなる低減が可能である。黒煙に関しては、いずれの IMEP においても、酸素含有率が 27 mass%以上では無煙運転が可能である。

以上の結果より、燃料の酸素含有率の高い燃料を使用することによって発熱の等容度が向上し、図示熱効率を改善できることがわかった。一方、燃料の酸素含有率の増大に伴い、噴射期間の長期化による拡散噴霧燃焼期間の増大および冷却損失の増大により、図示熱効率は燃料の酸素含有率が 27 mass%付近をピークに、それ以上では減少に転じる結果となった。また、本実験のすべての条件において、燃料の酸素含有率が 27 mass%以上では、無煙運転が可能であり、高効率・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明らかになった。

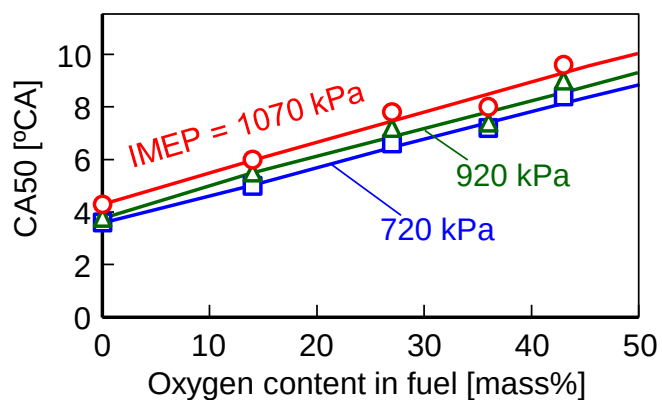


図 4.2 燃料の酸素含有率に対する 50 %熱発生時期 (CA50)

($O_{2in} = 15\%$ at IMEP = 720 kPa and 920 kPa, $O_{2in} = 17\%$ at IMEP = 1070 kPa)

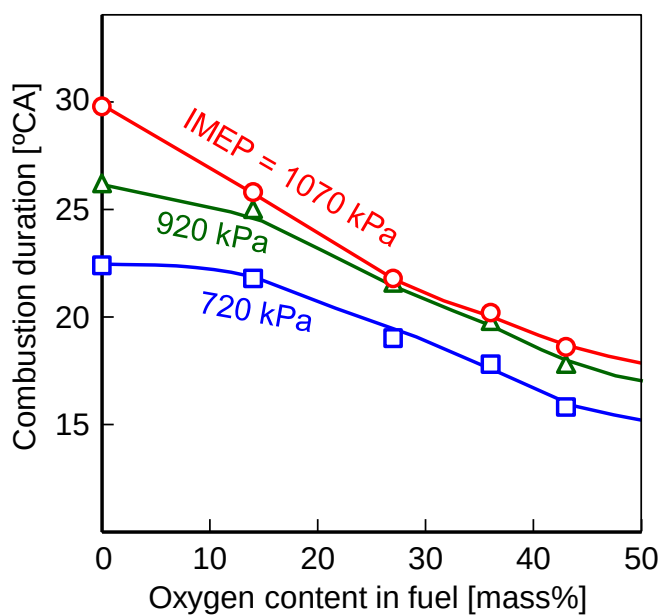


図 4.3 燃料の酸素含有率に対する燃焼期間

($O_{2in} = 15\%$ at IMEP = 720 kPa and 920 kPa, $O_{2in} = 17\%$ at IMEP = 1070 kPa)

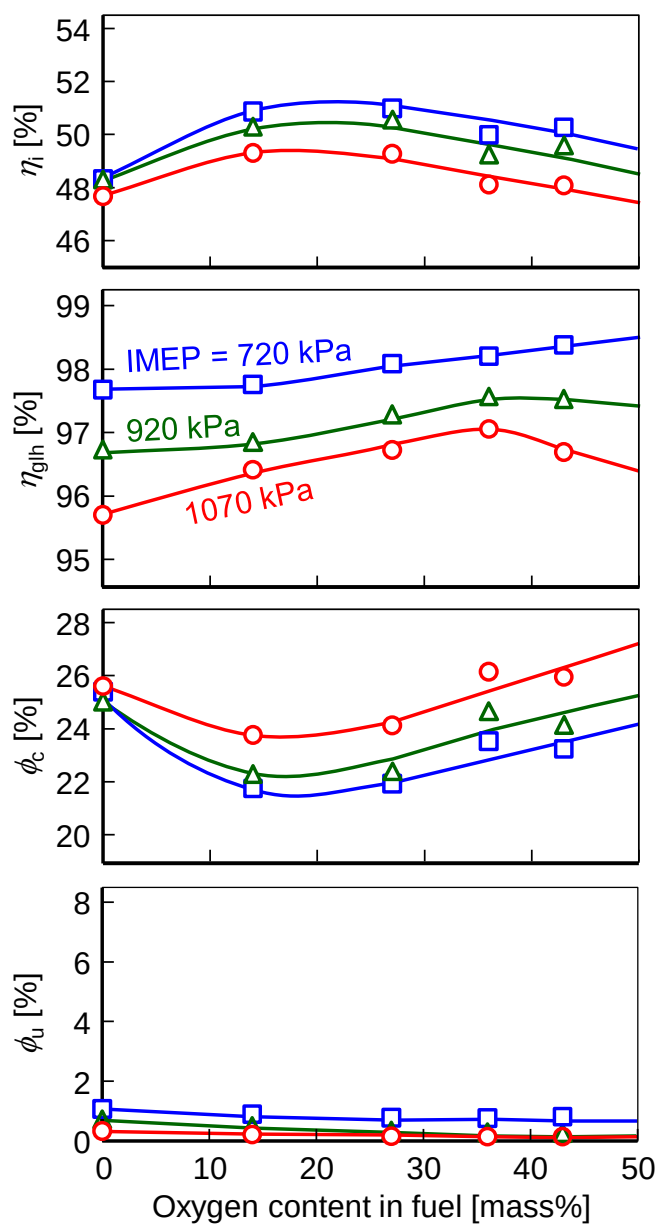


図 4.4 燃料の酸素含有率に対する熱効率影響因子

($O_{2in} = 15\%$ at IMEP = 720 kPa and 920 kPa, $O_{2in} = 17\%$ at IMEP = 1070 kPa)

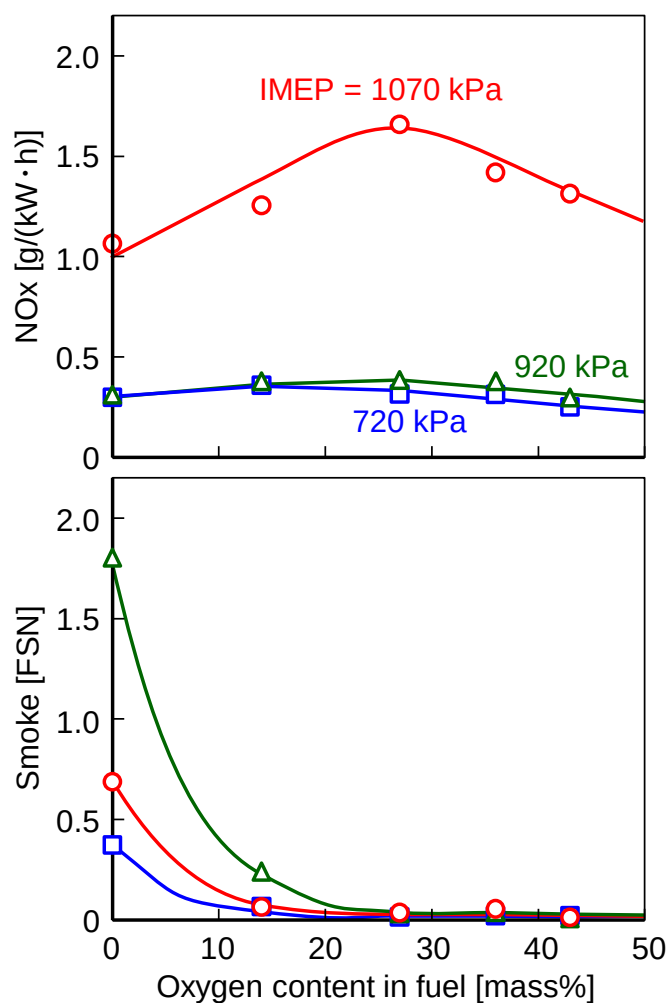


図 4.5 燃料の酸素含有率に対する NOx および黒煙排出特性

($O_{2in} = 15\%$ at IMEP = 720 kPa and 920 kPa, $O_{2in} = 17\%$ at IMEP = 1070 kPa)

4.3 ノズル噴孔径拡大による燃焼期間短縮の影響

4.2 節の実験は、軽油に対して適合した噴孔径のノズルを用いたため、高含酸素燃料では低位発熱量の低下から噴射期間が長期化し、熱効率向上効果を妨げる問題があった。そこで、噴射期間短縮による改善の可能性を検討するため、噴孔径を拡大したノズル($\phi 0.133\text{ mm} \times 10$ 噴孔, 噴口面積比 49 %増)について比較検討した。実験条件を表 4.2 に示す。IMEP は高含酸素燃料にて噴射期間長期化による等容度の低下が見られた 1070 kPa に設定し、吸気酸素濃度は 17 %とした。

表 4.2 エンジン実機の実験条件(噴孔径拡大の影響)

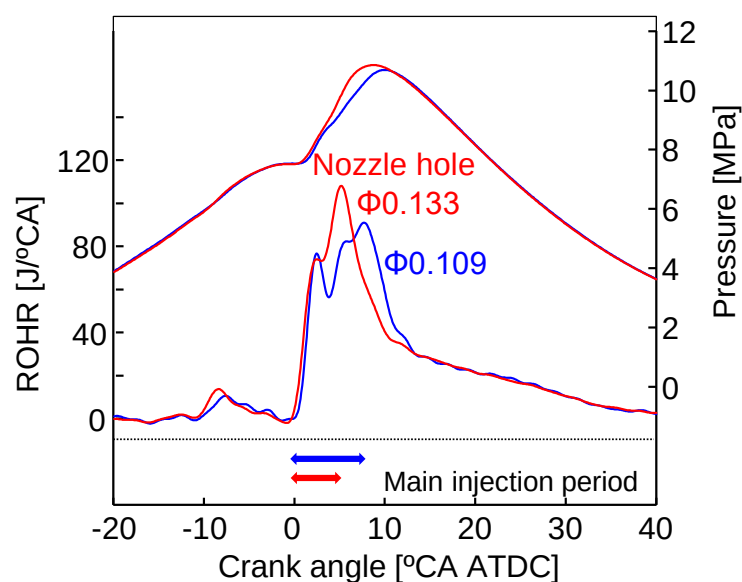
Engine speed [rpm]	2000
Intake gas pressure [kPa abs.]	160
Intake gas temperature [$^{\circ}\text{C}$]	60
Fuel Injection pressure [MPa]	150
Oxygen content in fuel [mass%]	0 (Diesel fuel), 14, 27, 36, 43
Intake oxygen content, $O_{2\text{in}}$ [vol.%]	17
IMEP: Indicated mean effective pressure [kPa]	1070
Total fuel injection input energy, Q_{total} [J/cycle]	1250
Pilot injection timing, θ_{pilot} [$^{\circ}\text{CA}$ ATDC]	-18
Energy supply from pilot injection [J/cycle]	80
Main injection timing, θ_{main} [$^{\circ}\text{CA}$ ATDC]	Varied

図 4.6 に、燃料の酸素含有率が 0 mass%, 27 mass%, および 43 mass% の三種類の燃料について、ノズルの噴孔径が筒内圧力および熱発生率 (ROHR) に及ぼす影響を示す。いずれの燃料もノズル噴孔径を拡大することによって拡散噴霧燃焼の熱発生率のピークが増加するとともにその期間が短縮しており、燃料の酸素含有率が高いほどその傾向はより顕著である。一方、噴射終了後の熱発生率が急減して緩慢になってからの後燃え部分の熱発生率は、噴孔径によらずほぼ同等である。これは、噴孔径の拡大によって噴射率を増加することで拡散噴霧燃焼の活発化と期間短縮を図ることができるものの、後燃え時の緩慢な熱発生は大きく変化しないことを示している。すなわち、噴孔径の拡大による燃料噴射率の増加による燃焼促進効果が微粒化の悪化により相殺されていることが考えられる。

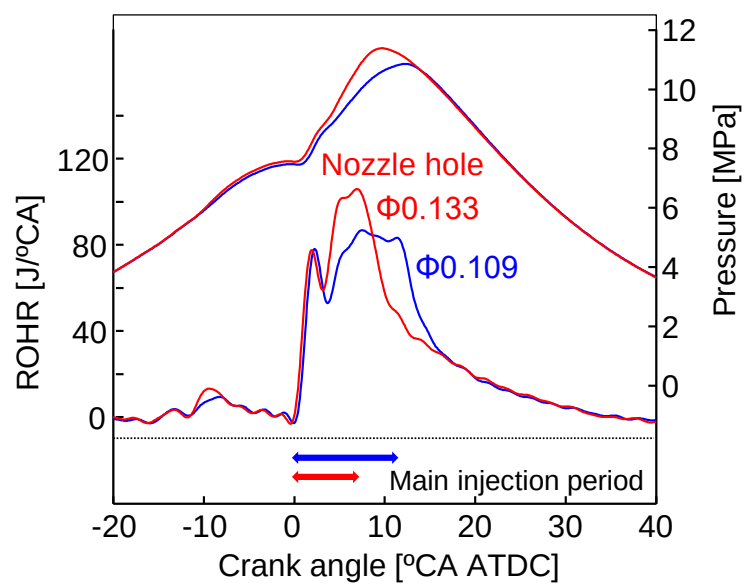
図 4.7 に、各ノズルについて熱効率関連因子 (図示熱効率 η_h , 発熱の等容度 η_{glh} , および冷却損失 ϕ) を燃料の酸素含有率に対して示す。発熱の等容度は、ノズル噴孔径のいかんにかかわらず酸素含有率が増加すると向上する傾向があり、酸素含有率が 27 mass% 付近までは噴孔径による差異は小さいが、噴孔径 0.109 mm では酸素含有率が 34 mass% でピークを迎え減少に転じるのに対し、噴孔径 0.133 mm では減少せずに燃料の酸素含有率が 43 mass% まで向上している。これは、噴孔径の拡大により噴射率が増加し、高含酸素燃料の低位発熱量の低下に伴う

噴射期間の長期化を抑制することができたためと考えられる。一方、冷却損失は、0.133 mm では、0.109 mm に対し、いずれの酸素含有率の場合でも全体的に増加している。特に酸素含有率 43 mass%では、発熱の等容度が向上したにもかかわらず冷却損失が増大したため、図示熱効率が低下する結果となっている。

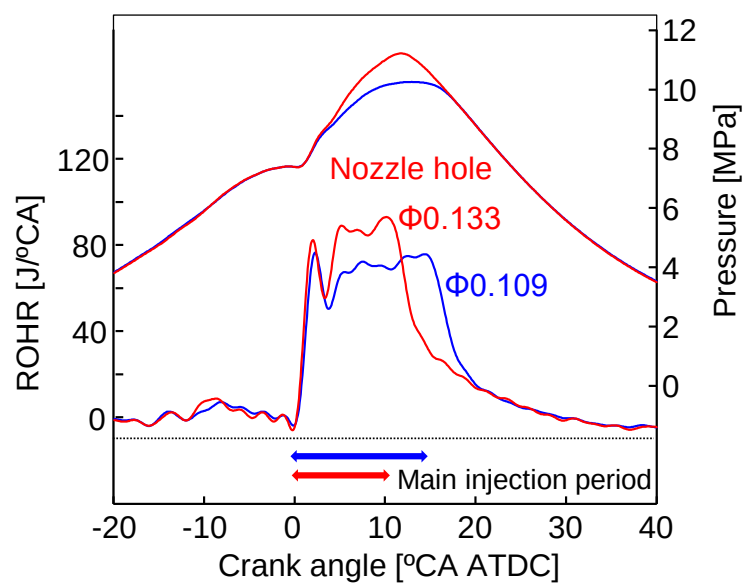
図 4.8 に、図 4.7 と同条件における NO_x および黒煙を示す。NO_x は、いずれの噴孔径とも燃料の酸素含有率が 27 mass%付近でピークを呈する同様の傾向となっているが、噴孔径 0.133 mm のほうが噴孔径 0.109 mm に対して全体的に若干高くなっている。一方、黒煙は軽油あるいは低含酸素燃料では、噴孔径 0.133 mm は噴孔径 0.109 mm に対して増加しているが、酸素含有率が 27 mass%以上ではいずれの噴孔径でも無煙運転が可能となる。



(a) 酸素含有率 0 mass% (軽油)



(b) 酸素含有率 27 mass%



(c) 酸素含有率 43 mass%

図 4.6 ノズル噴孔径が筒内圧力および熱発生率に与える影響 (IMEP = 1070 kPa, O_{2in} = 17 %)

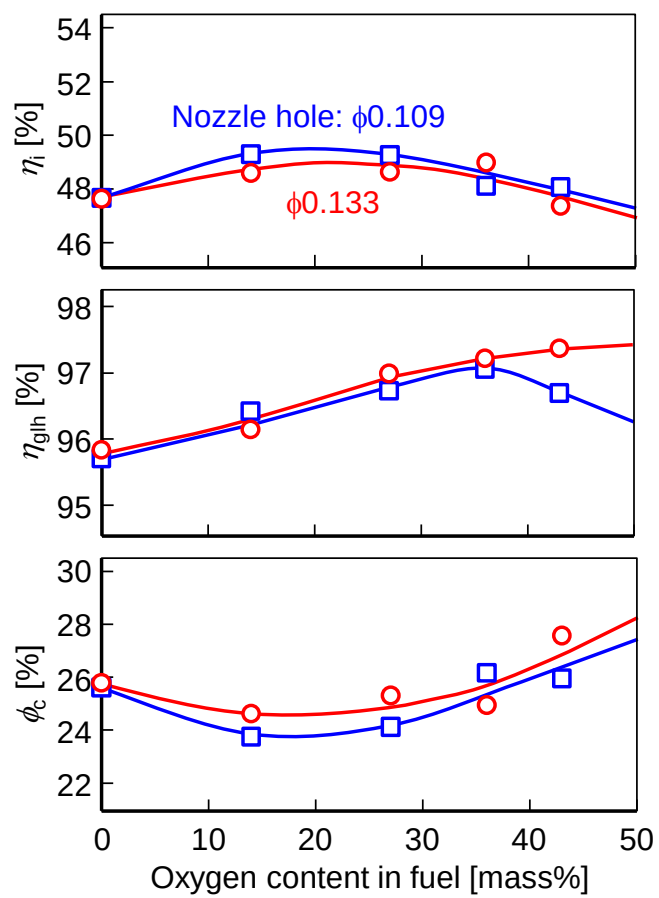


図 4.7 ノズル噴孔径が燃料の酸素含有率に対する熱効率影響因子に与える影響 (IMEP = 1070 kPa, $O_{2in} = 17\%$)

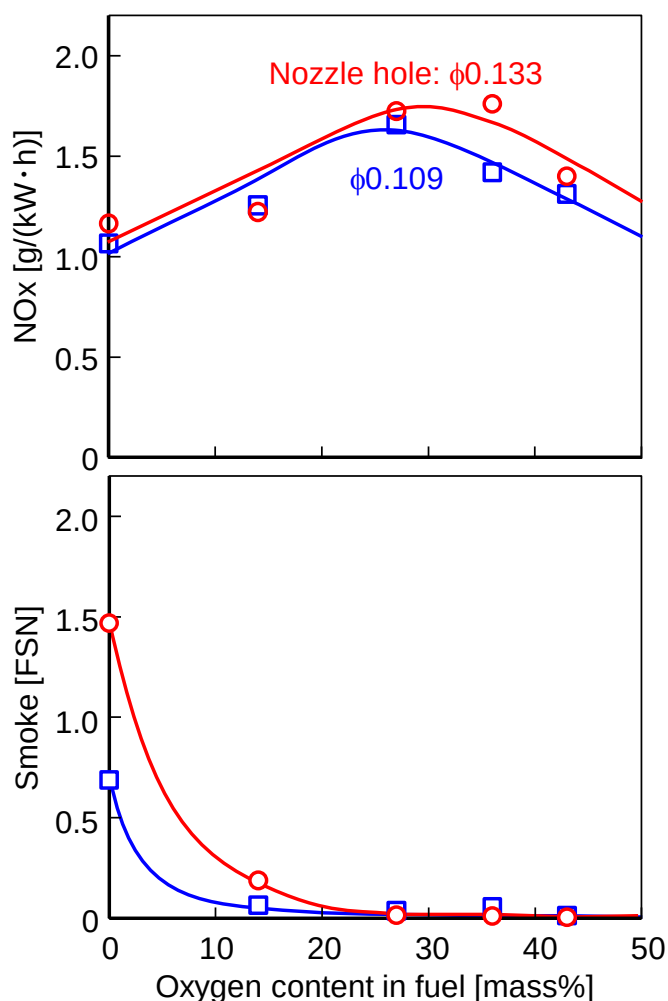


図 4.8 ノズル噴孔径が NOx および黒煙排出特性に与える影響 (IMEP = 1070 kPa, O_{2in} = 17 %)

4.4 軽油および含酸素燃料のディーゼルエンジン実機の冷却損失に対する三次元 CFD 解析

4.2 節で述べたディーゼルエンジンに高含酸素燃料を適用した際に冷却損失が増大する機構を解明するため、同一機関諸元(表 2.1)のエンジンについて三次元 CFD 解析を行った。解析に用いたモデルは 3.4 節の定容燃焼容器の場合と同様であり、液相および気液相変化には軽油の物性を適用し、気相の化学反応には軽油の場合は酒井らによるガソリンサロゲートモデルにノルマルヘプタンを用いたスキームを、含酸素燃料の場合は US San Diego の DME モデルを酒井らのモデルに付加したものを使用した。計算対象および計算条件は 2.7.2 項に示した条件とし、運転条件は IMEP が 1070 kPa、吸気酸素濃度は 17 %とした。

図 4.9 に、軽油および含酸素燃料の(a) 実験および(b) 三次元 CFD 解析で得られた筒内圧力および熱発生率 (ROHR) を示す。なお、実験の含酸素燃料は酸素含有率が 27 mass% であり、三次元 CFD 解析で想定している含酸素燃料の酸素含有率は 34.8 mass% となっている。解析結果は実験と同様に含酸素燃料を用いた場合の顕著な後燃えの低減効果を示しており、実験結果と定性的によく一致している。

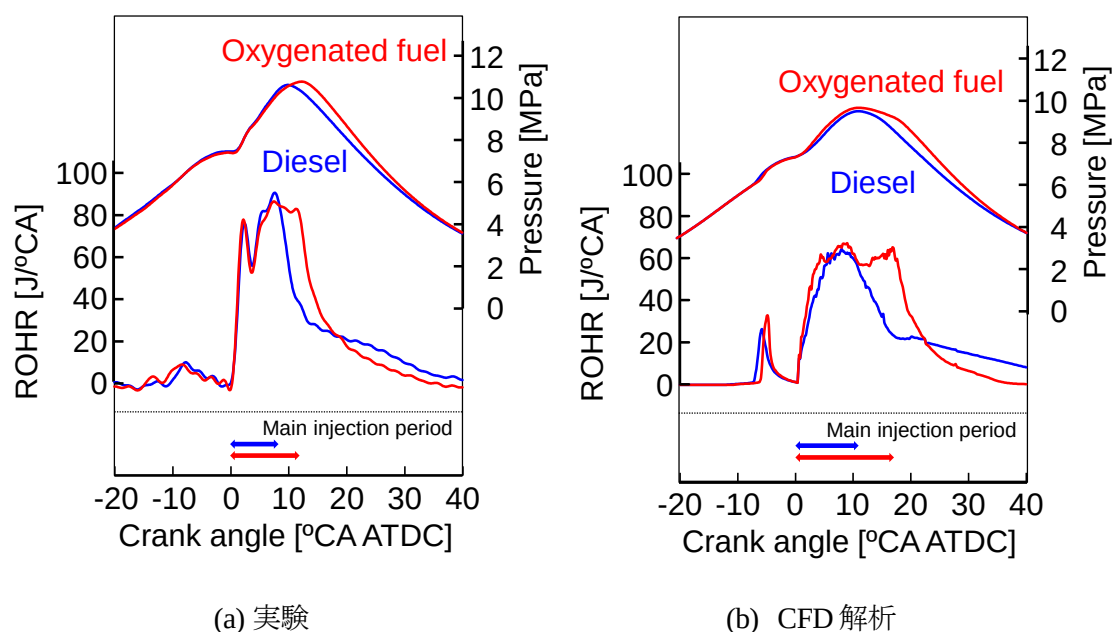


図 4.9 軽油と高含酸素燃料の筒内圧力と熱発生率の比較

図 4.10 に、図 4.9 と同一条件において、三次元 CFD 解析によって得られた冷却損失率 $dQ_w/d\theta$ を、図 4.11 に冷却損失率の積算値を総供給熱量で除した冷却損失割合 Q_w/Q_{total} を示す。図 4.10 より、含酸素燃料は軽油に比較して、特に燃焼が活発となる拡散噴霧燃焼期間中に於いて冷却損失率が大きくなっており、図 4.11 より、噴射期間が長期化することも相まって積算冷却損失割合はさらに大きくなるのがわかる。

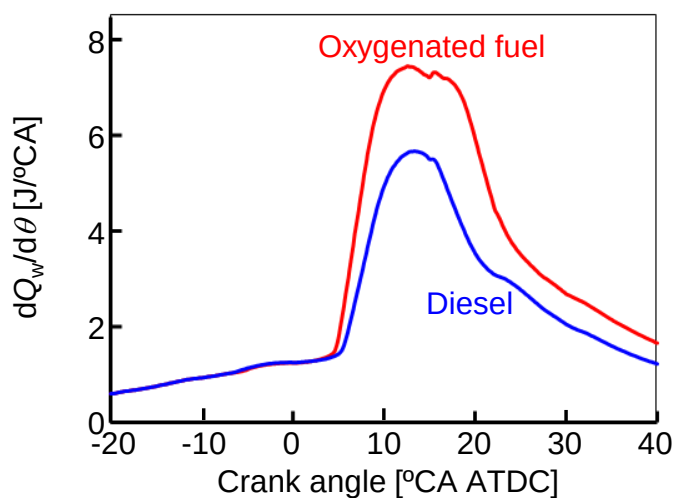


図 4.10 軽油および含酸素燃料が冷却損失率に与える影響

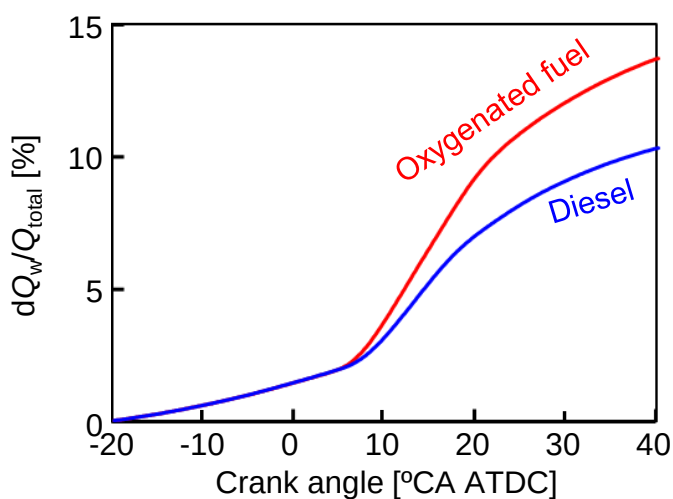


図 4.11 軽油および含酸素燃料が積算冷却損失割合に与える影響

図 4.12 に、燃焼が活発となる拡散噴霧燃焼となる 4°CA ATDC から 14°CA ATDC の期間における軽油および含酸素燃料の燃焼室内噴霧軸断面における噴霧火炎温度分布の推移を示す。噴霧火炎が燃焼室壁面へ衝突する前の 4°CA ATDC および衝突直後の 6°CA ATDC において、含酸素燃料は軽油に比べて高温領域が噴霧中心軸方向へ移動していることがわかる。これは 3 章で述べた定容燃焼器の結果と一致する。8°CA ATDC 以降では、含酸素燃料では軽油に比べて、壁面衝突噴霧火炎の温度が高く、領域も広がっている。噴射期間中の拡散噴霧燃焼においては、含酸素燃料は、噴霧のごく中心軸付近における未燃の燃料が壁面衝突と同

時に壁面近傍で燃焼した結果が表れているものと示唆される. TDC 付近における冷却損失は熱効率に強く影響することから, 含酸素燃料を用いた場合に発熱の等容度が向上するにもかかわらず熱効率の改善が得られないのは, この上死点近傍の冷却損失増加を要因として考えることができる.

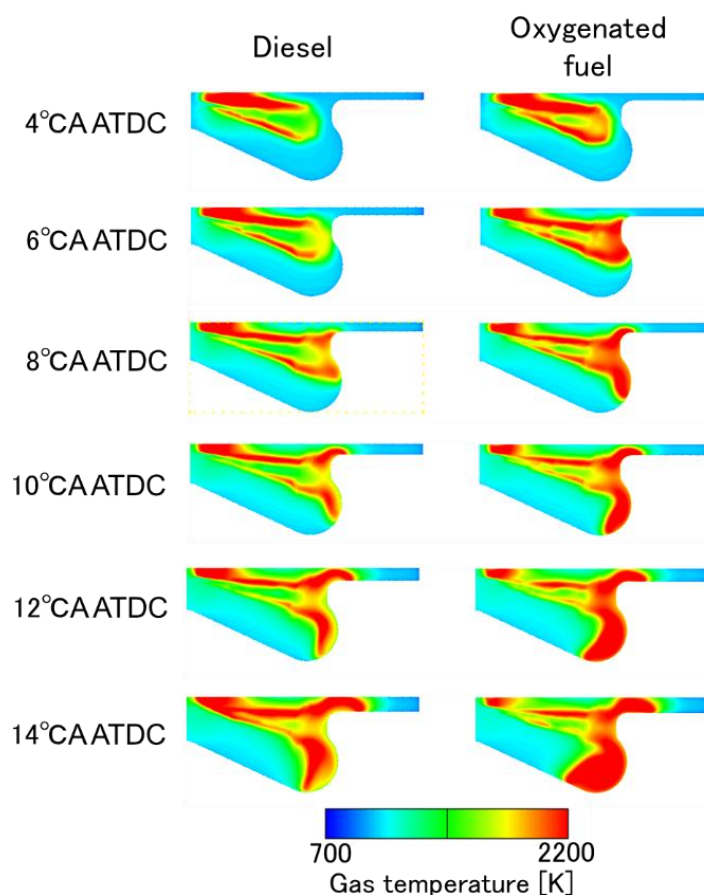


図 4.12 軽油および含酸素燃料の燃焼室内噴霧軸火炎断面における噴霧火炎温度分布

図 4.13 に, ピストン燃焼室壁面およびキャビティを放射状に 10 等分にカットしたカット面における火炎噴霧温度, 乱流運動エネルギー, および熱流束分布について, 4°CA ATDC から 14°CA ATDC の期間における軽油と含酸素燃料の場合の推移を示す. 含酸素燃料は軽油に比較して燃焼室壁面に衝突する火炎噴霧の温度が高く, 高温領域の範囲が広いことがわかる. また, 乱流運動エネルギーは, 含酸素燃料の方が噴霧中心軸付近で高くなっていることがわかり, 3.4 節で述べた定容燃焼容器の結果と一致する. それらの結果として, 含酸素燃料は軽油に比較して, 6°CA ATDC から 14°CA ATDC まで, 比較的上死点に近い領域で燃焼室壁面における熱

流束が高い領域が広いことがわかり、結果として冷却損失が増大し、高含酸素燃料では図示熱効率が低下する要因であると考えられる。

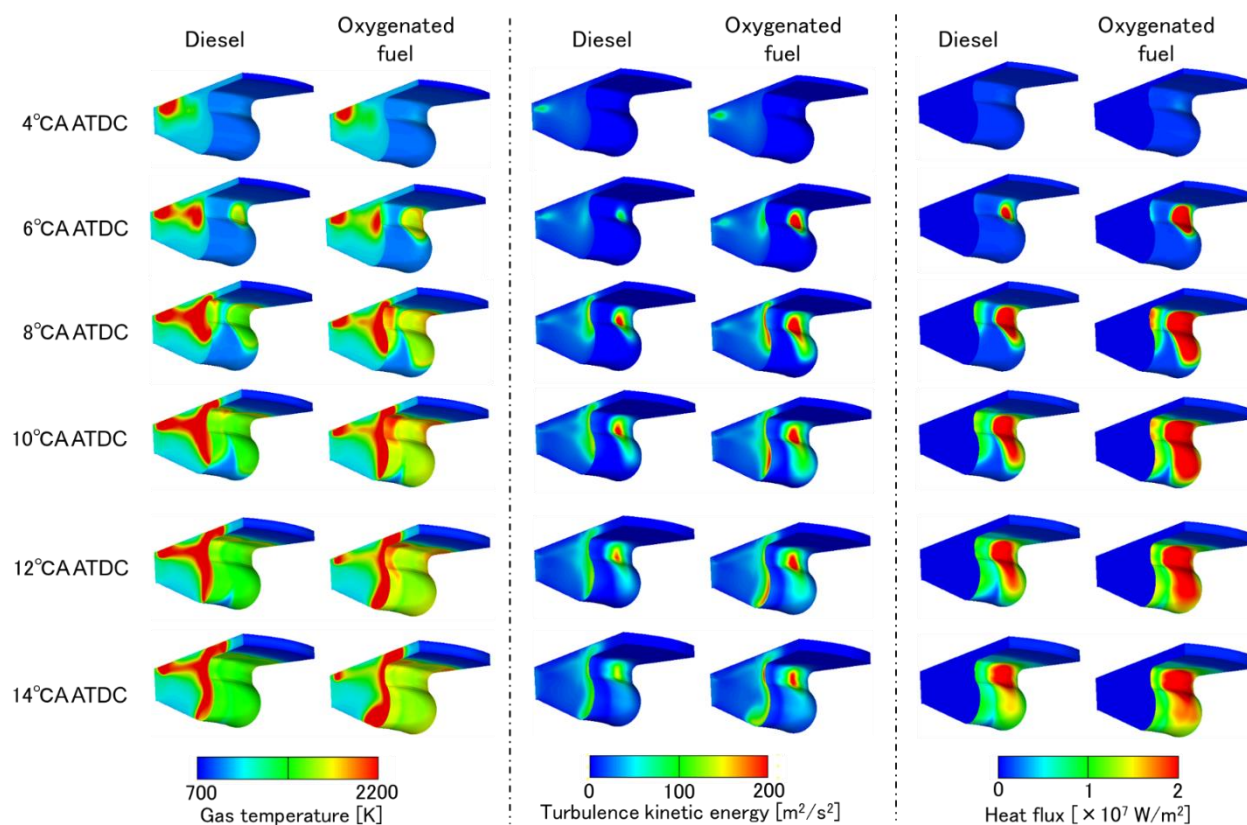


図 4.13 燃焼室壁面における噴霧火炎温度, 乱流運動エネルギー, および熱流束の分布

4.5 第 4 章のまとめ

本章で得られた結果はおおよそ以下のとおりである。

1. 燃料の酸素含有率が高いほど、噴射期間の増大により拡散噴霧燃焼期間が長期化するが、後燃えが大幅に低減するため、結果として燃焼期間は短縮する。
2. 燃料の酸素含有率が高いほど燃焼期間が短縮して発熱の等容度が向上するが、同一噴射ノズル噴孔では、一定程度以上の高負荷になると酸素含有率の増加に対して発熱の等容度がピークを示し、それ以上になると減少に転ずる。これは、後燃え低減による発熱の等容度の向上効果より、噴射期間長期化に伴う拡散噴霧燃焼期間の増加による影響が上回るためである。
3. 燃料の酸素含有率が増加すると、発熱の等容度が増加して図示熱効率が向上するが、図示熱効率は酸素含有率が 27 mass% 付近でピークを示し、それ以上になると冷却損失の増大にともなって減少に転じる。三次元 CFD の解析により、この要因が高酸素燃料では軽油に比較して高温の火炎噴霧が広範囲で長期間にわたって燃焼室壁面に衝突することであることが示唆された。
4. 高酸素燃料を適用すると高 EGR 下においても無煙運転が可能であり、低エミッションディーゼル運転が可能である。本研究の条件範囲内では、高 EGR により高酸素含有率が 27 mass% 以上で超低 NOx・無煙運転が可能であった。
5. 低位発熱量が低い高酸素含有燃料の噴射期間増大に伴う燃焼期間長期化を抑制するために、噴孔径を拡大したノズルの検討をした結果、噴射期間短縮により発熱の等容度は向上した一方、冷却損失が増大したため図示熱効率の改善には至らなかった。これに対し、同一噴孔径で噴孔数を増加することで改善が期待できる。

第5章 結 論

本研究では、燃料の酸素含有率がディーゼル燃焼における噴霧火炎構造および燃焼特性に与える影響を把握するため、定容燃焼容器およびディーゼルエンジン実機を用いて系統的に実験的検討を行うとともに、三次元 CFD 解析を行って各現象の機構解明を試みた。高含酸素燃料は燃料面から燃焼改善のアプローチを可能とする高いポテンシャルを十分有していることが明らかとなった。得られた結果を要約するとおよそ以下の通りである。

1. 燃料の酸素含有率が高いほど、低位発熱量の低下に伴う噴射期間の増大により拡散噴霧燃焼期間が長期化するが、後燃えが大幅に低減するため、結果として燃焼期間は短縮する。
2. 燃料の酸素含有率が高いほど、燃料の理論空燃比の低下によって噴霧中心軸付近の過濃混合気の当量比が低下して量論比に近づき燃焼促進される。これが後燃え低減の主要因であり、さらに量論比近傍の燃焼の活発な領域が乱流運動エネルギーの最も強い領域と一致することも燃焼促進に相乗的に作用している。
3. 燃料の酸素含有率が増加しても、セトオフ長、火炎到達距離、混合気噴霧、および噴霧火炎の拡がりに大きな変化はない。
4. 燃料の酸素含有率が高いほど燃焼期間が短縮して発熱の等容度が向上するが、同一噴射ノズル噴孔では、一定程度以上の高負荷になると酸素含有率の増加に対して発熱の等容度がピークを示し、それ以上になると減少に転ずる。これは、後燃え低減による発熱の等容度の向上効果よりも噴射期間長期化に伴う拡散噴霧燃焼期間の増加による影響が上回るためである。
5. 燃料の酸素含有率が増加すると発熱の等容度が増加して図示熱効率が向上するが、図示熱効率は酸素含有率が 27 mass% 付近でピークを示し、それ以上になると冷却損失の増大にともなって減少に転じる。この要因として、高含酸素燃料では軽油に比較して高温の火炎噴霧が広範囲で長期間にわたって燃焼室壁面に衝突することを挙げることができる。
6. 高含酸素燃料を適用すると高 EGR 下においても無煙運転が可能であり、低エミッションディーゼル運転が可能である。本研究の条件範囲内では、高 EGR により高酸素含有率が 27 mass% 以上で超低 NOx・無煙運転が可能であった。

7. 低位発熱量が低い高酸素含有燃料の噴射期間増大に伴う燃焼期間長期化を抑制するために噴孔径を拡大したノズル使用すると、噴射期間短縮により発熱の等容度は向上する一方、冷却損失が増大するため図示熱効率の改善には至らない。これに対し、同一噴孔径で噴孔数を増加することで改善が期待できる。

参考文献

- [1] 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, 2009.
- [2] ジョンソンマッセイ, 大型ディーゼル触媒部門 TOP SCRT, 2023,
<https://www.jmj.co.jp/diesel/scrt.html>.
- [3] 経済産業省, 自動車新時代戦略会議 (第 1 回) 資料, 2023,
https://www.meti.go.jp/committee/kenkyukai/seizou/jidousha_shinjidai/001_haifu.html.
- [4] 岡 秀和, 排出ガス規制に伴うショベル, クレーンの開発, 神戸製鋼技法,
Vol. 68, No. 1, 特集: 建設機械, pp. 27-30, 2018.
- [5] ヤンマーテクニカルレビュー, ~IMO NOx 3 次規制対応~ ヤンマー船用 SCR
システムノ紹介, 2023,
https://www.yanmar.com/jp/about/technology/technical_review/2018/0413_2.html.
- [6] 森 一俊, 中北 清巳, 青柳 友三, 神本 武征, 大聖 泰弘, 古野 志健男, 西田 恵哉, ディーゼルエンジン開発, 自動車技術会論文集, Vol. 70, No.1, pp. 58-67, 2016.
- [7] 中田 輝男, 自動車用ディーゼルエンジンの燃焼改善, 日本機械学会誌, Vol. 111, No. 1075, pp. 540, 2008.
- [8] 前田 和幸, 「SCR」・「DPF」, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol. 46, No. 6, pp. 130, 2011.
- [9] 花房 眞, 島田 一孝, 志岐 純平, 三井-MAN B&W 機関の環境規制対応技術, マリンエンジニアリング, Vol. 39, No. 12, pp. 861-866, 2004.
- [10] 柴田 正仁, 船用ディーゼル機関の排気後処理について -IMO3 次規制に対応する SCR 技術-, マリンエンジニアリング, Vol. 45, No. 2, pp. 248-253, 2010.
- [11] 環境省, 令和二年度 大気汚染状況報告書, 2021.
- [12] U. S. EPA, Countries Designated “Nonattainment” for Clean Air Act’s National Ambient Air Quality Standards (NAAQS), 2015,
<https://www.badriver-nsn.gov/national-ambient-air-quality-standards/>
- [13] European Environment Agency, Explore air pollution data, 2022,
<https://www.eea.europa.eu/themes/air/explore-air-pollution-data>
- [14] Hannah Ritchie and Max Roser, Outdoor Air Pollution, Our World in Data, 2022,

- <https://ourworldindata.org/outdoor-air-pollution>
- [15] 環境省, IPCC 第 4 次評価報告書 統合報告書概要 (公式版), 2007.
- [16] 外務省, 国連気候変動枠組条約第 21 回締約国会議 (COP21), 京都議定書第 11 回締約国会合 (CMP11) 等, 2015,
https://www.mofa.go.jp/mofaj/ic/ch/page18_000435.html
- [17] 内閣, 令和 3 年 10 月 22 日 閣議決定 パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略, 2022.
- [18] 環境省, 2020 年度温室効果ガス排出量 (確報値) 概要, 2020,
<https://www.env.go.jp/press/110893.html>
- [19] 国土交通省, 運輸部門における二酸化炭素排出量 (2020 年度), 2023,
https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html
- [20] 資源エネルギー庁, 広報パンフレット 日本のエネルギー, 2022,
<https://www.enecho.meti.go.jp/about/pamphlet/>
- [21] 経済産業省, 「トランジション・ファイナンス」に関する自動車分野における技術・ロードマップ, 2023.
- [22] IEA, Global EV Outlook 2023, 2023,
<https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2023>
- [23] 経済産業省, 自動車新時代戦略会議 (第 1 回) 資料, 2018.
- [24] 石崎 啓太, 中野 冠, 内燃機関自動車, ハイブリッド自動車, 電気自動車, 燃料電池自動車における車内空調を考慮した量産車両 LCCO₂ 排出量の比較分析, 日本機械学会論文集, Vol. 84, No. 866, 2018.
- [25] 畑村 耕一, 電気自動車 (EV) のカーボンニュートラル走行を実現するための条件, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 2, 2019.
- [26] ENGINE REVIEW, 自動車技術会, Vol. 9, No. 6, 2019.
- [27] 新燃焼システム研究所, ACE 噴霧・燃焼写真集, 1992.
- [28] 段 智久, 高岸 佐代, 大石 直己, 千田 二郎, 藤本 元, 高圧燃料噴射時のディーゼル噴霧構造に関する研究, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 62, No. 597, 1996.
- [29] Tabata, M., Hiroyasu, H. and Arai, M., Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter

- of a Diesel Spray, SAE paper, 890464, pp. 97-106, 1989.
- [30] 木戸口 善行, 名田 譲, 矢野 貴之, Azwan Sapit, 中桐 実聡, 高温高密度雰囲気におけるディーゼル噴霧の蒸発過程の解析, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 79, No. 799, 2013.
- [31] 瘡師 信彦, 高本 与志久, 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼の支配因子, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 57, No. 536, pp. 1491-1496, 1991.
- [32] 池上 詢, 三輪 恵, 大見謝 垣弘, 西谷 敏雄, 急速圧縮装置によるディーゼル噴霧の着火遅れに関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 53, No. 485, pp.274-281, 1987.
- [33] John E. Dec, A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE paper, 970873, 1997.
- [34] H Kosaka, T Aizawa, and T Kamimoto, Two-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 6, Issue 1, pp. 21-42, 2005.
- [35] 酒井 康行, 研究討論会概要 : 化学反応の視点に基づくエンジンの燃焼研究, 日本燃焼学会誌, Vol. 63, No. 205, pp. 187-188, 2021.
- [36] Ando, H., Sakai, Y., and Kuwahara, K., Universal Rule of Hydrocarbon Oxidation, SAE Technical Paper, 2009-01-0948, 2009.
- [37] 安東 弘光, 酒井 康行, 桑原 一成, 3. プラズマ支援燃焼の化学反応メカニズム : プラズマサポートによる着火遅れ短縮の可能性, J. Plasma Fusion Res. Vol. 89, No.4, pp. 220-224, 2013.
- [38] 古川 伸哉, 鈴木 浩高, 柴田 慶子, 齋藤 大晃, 石井 義範, 島崎 直基, ディーゼルエンジン筒内における PM 生成挙動に関する研究 (第 1 報) - 筒内ガス全量サンプリングと GCMS および炭素分析による PM 生成過程の把握 -, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 5, pp. 944-949, 2018.
- [39] 齋藤 大晃, 古川 伸哉, 石井 義範, 島崎 直基, 石井 一洋, ディーゼルエンジン筒内における PM 生成挙動に関する研究 (第 2 報) - エンジン CFD への詳細化学反応計算適用による PM 生成過程の解析 -, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 5, pp. 950-955, 2018.

- [40] 久保 修一, 稲垣 英人, 福本 敦勇, 高鳥 芳樹, 近藤 照明, 光岡 拓哉, 鈴木 教友, 井上 雅枝, エンジン筒内における Soot 生成メカニズム, 第 43 回燃焼シンポジウム講演論文集, pp. 100-101, 2005.
- [41] Donald C. Siegla, George W. Smith, Particulate Carbon Formation during Combustion, Kluwer Academic/Plenum Publishers, 1981.
- [42] Ya Zeldovich, D. Frank-Kamenetskii, and P. Sadovnikov, Oxidation of Nitrogen in Combustion, Publishing House of the Acad of Sciences of USSR, 1947.
- [43] N Ladammatos, S Abdelhalim, and H Zhao, The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 1, Issue 1, pp. 107-126, 2000.
- [44] 岡部 幸弘, 泉 洋行, 李 鉄, 首藤 登志夫, 小川 英之, 低温ディーゼル燃焼における希釈ガスの効果 (第 1 報), 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 2, pp. 143-148, 2007.
- [45] 青柳 友三, 国島 英史, 浅海 靖男, 栗飯原 喜昭, 小松 高男, 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) 過給圧力を変化させた場合の燃焼特性, 自動車技術会論文集, Vol.35 No.3, pp. 35-40, 2004.
- [46] 青柳 友三, 長田 英朗, 三沢 昌宏, 広沢 友章, 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 2 報) 高過給下の広域多量 EGR が NOx と PM に与える効果, 自動車技術会論文集, Vol.36 No.5, 59-64p, 2005.
- [47] 長田 英朗, 青柳 友三, 三沢 昌宏, 島田 一昭, 後藤 雄一, 鈴木 央一, 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 7 報) EGR 率 50%超の NOx と PM の挙動, シンポジウムテキスト, 105-110p, 2007.
- [48] 長田 英朗, 青柳 友三, 藤野 竜介, 島田 一昭, 後藤 雄一, 鈴木 央一, 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) 燃焼室形状を変化させた場合, 自動車技術会論文集, Vol.39, No. 1, pp. 77-82, 2008.
- [49] 藤野 竜介, 長田 英朗, 青柳 友三, 後藤 雄一, 鈴木 央一, 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) ノズル噴孔数を変化させた場合, 自動車技術会論文集, Vol. 39, No. 1, pp. 83-88, 2008.
- [50] 長田 英朗, 青柳 友三, 島田 一昭, 単気筒エンジンにおける高過給・広域多量 EGR

- のディーゼル燃焼（第 3 報）燃料マルチ噴射による排出ガスと燃費率の改善効果, 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 4, pp. 855-861, 2012.
- [51] 足立 隆幸, 小林 雅行, 村山 哲也, 青柳 友三, 鈴木 央一, 後藤 雄一, 高過給・広域多量 EGR の多気筒ディーゼルエンジンにおけるハイプレッシャーループおよびロープレッシャーループ EGR の効果, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 4, pp. 1047-1052, 2009.
- [52] 足立 隆幸, 小林 雅行, 橋本 宗昌, 村山 哲也, 青柳 友三, 鈴木 央一, 後藤 雄一, 高過給・広域多量 EGR ディーゼルエンジンにおける過渡の排出ガスと性能 -ハイプレッシャーループおよびロープレッシャーループの EGR システムのケース-, 学術講演会前刷集, No. 58-10, pp. 11-16, 20105352, 2010.
- [53] Bill Likos, Timothy J. Callahan, and C. A. Moses, Performance and Emissions of Ethanol and Ethanol-Diesel Blends in Direct-Injected and Pre-Chamber Diesel Engines, SAE Transactions, Vol. 91, Section 3: 820689-821157, pp. 3252-3265, 1982.
- [54] Tadashi Murayama, Noboru Miyamoto, Takanobu Yamada, Jun-ichi Kawashima, and Koichiro Itow, A Method to Improve the Solubility and Combustion Characteristics of Alcohol-Diesel Fuel Blends, SAE Transactions, Vol. 91, Section 3: 820689-821157, pp. 3485-3494, 1982.
- [55] S.C. Sorenson, Svend-Erik Mikkelsen, Performance and Emissions of a 0.273 Liter Direct Injection Diesel Engine Fueled with Neat Dimethyl Ether, SAE Technical Paper, 950064, 1995.
- [56] S. Kajitani, Z. L. Chen, M. Konno, K. T. Rhee, Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct-injection Diesel Engine Operated with DME, SAE Technical Paper, 972973, 1997.
- [57] Mitsuru Konno, Shuichi Kajitani, Mitsuharu Oguma, Toshiyuki Iwase, and Ken-ichiro Shima, NO Emission Characteristics of a CI Engine Fueled with Neat Dimethyl Ether, SAE Technical Paper, 1999-01-1116, 1999.
- [58] 陳 之立, 金野 満, 梶谷 修一, ジメチルエーテル（DME）を燃料とした圧縮点火直接噴射機関の性能と排気特性（第 1 報, レトロフィット時の機関性能および排気

- 特性) , 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 64, No. 627, pp. 3909-3914, 1998.
- [59] 金野 満, 梶谷 修一, DME を燃料とする直接噴射式ディーゼル機関の NO 排出特性, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 65, No. 631, pp. 1140-1145, 1999.
- [60] 林 宏優, 轟 淳, 吉田 雅裕, 清水 明, 大量クールド EGR による DME ディーゼルエンジンの NO_x 低減, マリンエンジニアリング学会誌, Vol. 40, No. 6, pp. 827-832, 2005.
- [61] 木下 幸一, 小熊 光晴, 後藤 新一, 杉山 宏石, 梶原 昌高, 森 牧彦, 渡辺 朋子, DME ディーゼルエンジンの性能と排気, 第 17 回内燃機関シンポジウム講演論文集, pp. 35-39, 20026036, 2002.
- [62] Lee S-W, Murata Y, and Daisho Y, Spray and combustion characteristics of dimethyl ether fuel, Proc I Mech E, Part D: J Automobile Engineering, Vol. 219, Issue 1, pp.97-102, 2005.
- [63] 森久 浩樹, 富山 俊男, 鈴木 護, 綿貫 博亮, 滝沢 千秋, 篠田 実男, 寺田 泉, 長谷川 勉, 山平 茂美, 含酸素燃料によるディーゼルエンジンの排出ガス低減の研究 -第 1 報: 各種含酸素化合物の排出ガス低減効果-, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 74-99, pp. 1-4, 9939844, 1999.
- [64] 渡辺 裕朗, 吉村 匡史, 尾山 宏次, 吉田 正寛, 含酸素燃料によるディーゼルエンジンの排出ガス低減の研究 -第 2 報: 含酸素燃料の排出ガス特性 (軽油形質化との比較) , 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 74-99, pp. 5-8, 9939893, 1999.
- [65] 土屋 賢次, 含酸素燃料によるディーゼルエンジンの排出ガス低減の研究 -第 3 報: エンジンの排出ガス低減技術の影響-, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.74-99, pp. 9-12, 9939901, 1999.
- [66] 鶴谷 和司, 武井 泰典, 藤本 佳夫, 松平 純一, 熊本 光博, 燃料性状や含酸素化合物がディーゼル排気に及ぼす影響, 日本自動車技術会シンポジウムテキスト, No. 96-05, pp. 14-20, 9635124, 1996.
- [67] Tadashi Murayama, Ming Zheng, Takemi Chikahisa, Young-Taig Oh, Yasuhiro Fujiwara, Shigeru Tosaka, Masayoshi Yamashita, Hideya Yoshitake, Smoke Reduction from a DI Engine with DMC as an Oxygenating Additive, 第 12 回内燃機関シンポジウム講演

- 論文集, pp. 419-424, 9537330, 1995.
- [68] 宮本 登, 小川 英之, Nabi Mohammad NURUN, 小畑 浩一, 有馬 輝芳, 含酸素燃料によるディーゼル燃焼の低エミッション・高効率化とその特性, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 64, No. 620, pp. 1274-1280, No. 97-1184, 1998.
- [69] 宮本 登, 小川 英之, 有馬 輝芳, 小畑 浩一, 曹 京紅, 含酸素燃料によるディーゼル排気の改善, 自動車技術会論文集, Vol. 29, No. 1, pp. 17-22, 1998.
- [70] 小川 英之, 宮本 登, ディーゼル機関における含酸素燃料の燃焼特性と超低エミッション化に対するポテンシャル, 会誌「自動車技術」, Vol. 55, No. 5, pp. 73-79, 20014195, 2001.
- [71] Nabi, M. N., 南 昌宏, 小川 英之, 宮 本登, 高含酸素燃料による超低エミッション・高性能ディーゼル燃焼の実現と機構, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 66, No. 642, pp. 298-304, 2000.
- [72] Nabi N., Minami M., Ogawa H., and Miyamoto N., Ultra Low Emission and High Performance Diesel Combustion with Highly Oxygenated Fuel, SAE technical paper, 2000-01-0231, 2000.
- [73] Miyamoto, N., Ogawa, H., and Nabi, M. N., Approaches to extremely low emissions and efficient diesel combustion with oxygenated fuel, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 1, Issue 1, pp. 71-85, 2000.
- [74] Ogawa H., Nabi N., Minami M., Miyamoto N., and Kim B., Ultra Low Emissions and High Performance Diesel Combustion with a Combination of High EGR, Three-Way Catalyst, and a Highly Oxygenated Fuel, Dimethoxy Methane (DMM), SAE technical paper, 2000-01-1819, 2000.
- [75] 小川 英之, モハマッド ヌルン ナビ, 南 昌宏, 金 俸錫, 宮本 登, ジメトキシメタン (DMM) を燃料とする超低エミッション・高性能ディーゼル燃焼, 自動車技術会論文集, Vol. 29, No. 1, pp. 17-22, 2000.
- [76] 小川 英之, 宮本 登, 高含酸素燃料を用いたディーゼル燃焼超低エミッション・高性能化への試み, 内燃機関シンポジウムテキスト, No. 80-00, pp. 30-36, 20004332, 2000.

- [77] 小川 英之, 宮本 登, 木村 範孝, 濱田 康信, 下方可視化機関による高含酸素燃料のディーゼル燃焼解析, 自動車技術会論文集, Vol. 32, No. 4, pp. 35-40, 2001.
- [78] Kitamura T, Ito T, Senda J, and Fujimoto H., Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ration and temperature on soot particle formation, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 3, Issue 4, pp. 223-248, 2002.
- [79] Takaaki Kitamura, Takayuki Ito, Jiro Senda, Hajime Fujimoto, Extraction of the suppression effects of oxygenated fuels on soot formation using a detailed chemical kinetic model, JSAE Review, Vol. 22, Issue 2, pp. 139-145, 20014057, 2001
- [80] 北村 高明, 千田 二郎, 藤本 元, 化学反応論解析による含酸素燃料のすす生成抑制因子の抽出 -含酸素化合物の分子構造の影響-, 学術講演会予稿集 (春), No.72-00, pp. 13-16, 2000.
- [81] 北村 高明, 千田 二郎, 藤本 元, 含酸素燃料のすす生成抑制効果に関する化学反応論的解析 -第 1 報: 含酸素燃料構造が PAH 生成特性に及ぼす影響-, 自動車技術会論文集, Vol. 32, No. 1, pp. 41-46, 2001.
- [82] 北村 高明, 伊藤 貴之, 千田 二郎, 藤本 元, 含酸素燃料のすす生成抑制効果に関する化学反応論的解析 -第 2 報: 燃料混合気組成が PAH 生成のベル型温度依存性に及ぼす影響-, 自動車技術会論文集, Vol. 32, No. 2, pp. 37-42, 2001.
- [83] 小川 英之, 屋木 理志, 宮本 登, 含酸素燃料の PAH 生成機構に関する化学動力学的解析, 自動車技術会論文集, Vol. 33, No. 4, pp. 85-90, 2002.
- [84] Holzer, A. and Guenther, M., Investigation of the Emission Reduction Potential of HVO-OME Fuel Blends in a Single-Cylinder Diesel Engine, SAE technical paper, 2021-01-0556, 2021.
- [85] Dworschak, P., Berger, V., Härtl, M., and Wachtmeister, G., Neat Oxymethylene Ethers: Combustion Performance and Emissions of OME2, OME3, OME4 and OME5 in a Single-Cylinder Diesel Engine, SAE technical paper, 2020-01-0805, 2020.
- [86] Stefano Emanuele Iannuzzi, Christophe Barro, Konstantinos Boulouchos, Jakob Burger, POMDME-diesel blends: Evaluation of performance and exhaust emissions in a single

- cylinder heavy-duty diesel engine, *Fuel*, Vol. 203, pp. 57-67, 2017.
- [87] Philipp D., and Christian B., CO₂ Neutral Fuels in Series Engines - Demonstration of the Potential of OME with Regard to Efficiency and Ultra-Low Emissions, SAE technical paper, 2021-24-0061, 2021.
- [88] Asad, U., Ramos, M., and Tjong, J., An Investigation of OME₃ -Diesel Fuel Blend on a Multi-Cylinder Compression Ignition Engine, SAE technical paper, 2022-01-0439, 2022.
- [89] Pellegrini, L., Marchionna, M., Patrini, R., Beatrice, C., et al., Combustion Behaviour and Emission Performance of Neat and Blended Polyoxymethylene Dimethyl Ethers in a Light-Duty Diesel Engine, SAE Technical Paper, 2012-01-1053, 2012.
- [90] Pellegrini, L., Marchionna, M., Patrini, R., and Florio, S., Emission Performance of Neat and Blended Polyoxymethylene Dimethyl Ethers in an Old Light-Duty Diesel Car, SAE Technical Paper, 2013-01-1035, 2013.
- [91] Wang, Z., Liu, H., Zhang, J., Wang, J., and Shuai, S., Performance, combustion and emission characteristics of a diesel engine fueled with polyoxymethylene dimethyl ethers (PODE₃₋₄)/ diesel blends, *Energy Procedia*, Vol.75, pp. 2337-2344, 2015.
- [92] Pastor, J., Garcia-Oliver, J., Micó, C., and Tejada, F., Combustion Behaviour of Blends of Synthetic Fuels in an Optical Single Cylinder Engine, SAE technical paper, 2021-24-0038, 2021.
- [93] 佐々木 旺雅, 樋熊 航, 境田 悟志, 田中 光太郎, 金野 満, 石川 直也, 瀬戸 雄史, 実機相当雰囲気における OME-軽油混合燃料の噴霧特性および燃焼特性, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No. 70, pp. 1-9, 20202181, 2020.
- [94] Simon Pöllmann, Martin Härtl, Malte Jaensch, Georg Wachtmeister, Evaluation of strategies to optimize engine efficiency and NO_x emissions with the synthetic diesel fuel oxymethylene ether, *International Journal of Engine Research (I Mech E)*, Vol. 24, Issue 7, pp. 3214-3230, 2023.
- [95] 森田 真一, 石川 直也, 小松 明, 瀬戸 雄史, 岡本 毅, 軽油への OME 混合が燃料性状とディーゼル機関性能に及ぼす影響, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.71, pp. 1-9, 20202182, 2020.

- [96] Yang, Q., Grill, M., and Bargende, M., The Application of E-Fuel Oxymethylene Ether OME1 in a Virtual Heavy-Duty Diesel Engine for Ultra-Low Emissions, SAE Technical Paper, 2020-01-0349, 2020.
- [97] Pöllmann, S., Härtl, M., and Wachtmeister, G., Injection Process of the Synthetic Fuel Oxymethylene Ether: Optical Analysis in a Heavy-Duty Engine, SAE Technical Paper, 2020-01-2144, 2020.
- [98] Simon Pöllmann, Martin Härtl, Georg Wachtmeister, Potential of miller timing with synthetic diesel fuels on a single cylinder heavy-duty engine, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 23, Issue 5, pp. 769-780, 2021.
- [99] Gelner, A., Höß, R., Zepf, A., Härtl, M., et al., Engine Operation Strategies for the Alternative Diesel Fuel Oxymethylene Ether (OME): Evaluation Based on Injection Rate Analyzer and 0D-/1D-Simulation, SAE Technical Paper, 2021-01-1190, 2021.
- [100] Pöllmann, S., Härtl, M., and Wachtmeister, G., Injection Process of the Synthetic Fuel Oxymethylene Ether: Optical Analysis in a Heavy-Duty Engine, SAE Technical Paper, 2020-01-2144, 2020.
- [101] Gelner, A., Höß, R., Zepf, A., Härtl, M., et al., Engine Operation Strategies for the Alternative Diesel Fuel Oxymethylene Ether (OME): Evaluation Based on Injection Rate Analyzer and 0D-/1D-Simulation, SAE Technical Paper, 2021-01-1190, 2021.
- [102] Dimopoulos Eggenschwiler, P., Schreiber, D., Schröter, K., and Barro, C., Oxidative Reactivity of Soot Particles Generated from the Combustion of Conventional Diesel, HVO and OME Collected in Particle Filter Structures, SAE Technical Paper, 2021-24-0085, 2021.
- [103] Alexander D Gelner, Harald A Beck, Christian Pastoetter, Martin Härtl, Georg Wachtmeister, Ultra-low emissions of a heavy-duty engine powered with oxymethylene ethers (OME) under stationary and transient driving conditions, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 23, Issue 5, pp. 738-753, 2021.
- [104] Gelner, A., Pastoetter, C., Beck, H., Härtl, M., et al., Fuel Dosing on a Diesel Oxidation Catalyst for After-Treatment System Heating on a Heavy-Duty Engine Powered by

- Polyoxymethylene Dimethyl Ethers, SAE technical paper, 2020-01-2157, 2020.
- [105] 森田 真一, 岡本 毅, 瀬戸 雄史, 小松 明, 石川 直也, 軽油への OME 混合が燃料性状とディーゼル機関性能に及ぼす影響, 日本機械学会論文集, Vol. 87, No. 897, pp. 1-10, 2021.
- [106] Samir R., Jaeheun K., Scinichi K., Nishida, K., and Ogata, Y., Effects of split ratio of diesel spray injection on mixture formation and combustion process, Proc I Mech E, Part D: J Automobile Engineering, Vol. 235, Issue 14, pp. 3404-3415, 2021.
- [107] Aizawa, T., Kinoshita, T., Tanaka, Y., Takahashi, T., Miyagawa, Y., Shimada, T., Lingzhe R., and Sanghoon K., Vortex Development and Heat Release Enhancement in Diesel Spray Flame by Inversed-Delta Injection Rate Shaping Using TAIZAC Injector, SAE technical paper, 2021-24-0037, 2021.
- [108] Kim, J., Kakami, S., Nishida, K., and Ogata, Y., Effects of ratio and dwell of split injection on fuel spray and mixture formation process under evaporating, non-reacting condition, SAE technical paper, 2019-01-2323, 2019.
- [109] Kang Y., Yamakawa, H., Nishida, K., Ogata, Y., and Nishioka, Y., Effect of split injection on mixture formation and combustion processes of diesel spray injected into two-dimensional piston cavity, Proc I Mech E, Part D: J Automobile Engineering, Vol. 232, Issue 8, pp. 1121-1136, 2018.
- [110] Bin Abdullah, M., Toyama, Y., Takahara, K., Saruwatari, S., Akiyama, S., Shimada, T., and Aizawa, T., Optical diagnostics of inversed-delta rate shaping diesel spray flame towards reduction of late combustion, SAE technical paper, 2018-01-1793, 2018.
- [111] Seang-Wock Lee, Simsoo P., and Daisho, Y., An Experimental Study of Diesel-Fuel Property Effects on Mixing-Controlled Combustion in a Heavy-Duty Optical CI Engine, Proc I Mech E, Part D: J Automobile Engineering, Vol. 218, Issue 11, 1317-1323, 2004.
- [112] L M Pickett, and D L Siebers, Soot Formation in Diesel Fuel Jets Near the Lift-Off Length. International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 7, Issue 2, pp. 103-130, 2006.
- [113] Chengyuan F., Nishida, K., and Ogata, Y., Visualization of diesel spray and combustion from lateral side of two-dimensional piston cavity in rapid compression and expansion

- machine, second report: Effects of injection pressure and interval of split injection, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 23, Issue 3, pp. 446-459, 2021.
- [114] Kamimoto, T., Uchida, N., Aizawa, T., Kondo, K., and Kuboyama, T., Diesel flame imaging and quantitative analysis of in-cylinder soot oxidation, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 18, Issue 5-6, pp. 422-435, 2017.
- [115] Yiannis H., Christopher H., Christos K., Kumara R., Nikolaos S., Alex T., Dimitris T., George V., and Maria F., An investigation of the effect of post-injection schemes on soot reduction potential using optical diagnostics in a single-cylinder optical diesel engine, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 18, Issue 5-6, pp. 400-411, 2017.
- [116] Jacqueline O., and Mark M., Effects of exhaust gas recirculation and load on soot in a heavy-duty optical diesel engine with close-coupled post injections for high-efficiency combustion phasing, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 15, Issue 4, pp. 421-443, 2014.
- [117] E. Mancaruso, S. S. Merola, and B. M. Vaglieco, Study of the multi-injection combustion process in a transparent direct injection common rail diesel engine by means of optical techniques, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 9, Issue 6, pp. 483-498, 2008.
- [118] Mohammad H., Pin L., Mohammadreza A., Hua Z., Experimental investigation into the effects of two-stage injection on fuel injection quantity, combustion and emissions in a high-speed optical common rail diesel engine, Fuel, Vol. 109, pp. 137-147, 2013.
- [119] Kondo, K., Kuribayashi, M., Sakai, K., and Aizawa, T., High-speed ultraviolet chemiluminescence imaging of late combustion in diesel spray flame, International Journal of Engine Research (I Mech E), Vol. 18, Issue 1-2, pp. 93-104, 2017.
- [120] 田中 拓実, 佐々木 旺雅, 樋熊 航, 酒井 康行, 田中 光太郎, 境田 悟志, 金野 満, 瀬戸 雄史, 石川 直也, CFD を用いた OME 燃料の噴霧および燃焼特性の解析, 日本自動車技術会論文集, Vol. 53, No. 6, pp. 1172-1177, 2022.
- [121] 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, pp. 9-22, 1979.

- [122] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGRAW-WILL, 1998.
- [123] List H., Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Julius Springer, 1939.
- [124] Bosch, W., The Fuel Rate indicator: A New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection, SAE technical paper, 660749, 1966.
- [125] Beale, J. C. and Reitz, R. D., Modeling Spray Atomization with the Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor Hybrid Model, Atomization and Sprays, Vol. 9, Issue 6, pp. 623-650, 1999.
- [126] Dukowicz, J. K., Quasi-steady Droplet Change in the Presence of Convection, Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory, LA7997-MS, 1979.
- [127] 酒井 康行, 三好 明, ガソリンサロゲート燃料簡略反応機構の構築, 第 28 回内燃機関シンポジウム (福岡) , 講演#59, 論文#20178019, 2017.
- [128] 酒井 康行, 長谷川 恵三, 三好 明, 含酸素燃料を含むガソリンサロゲート燃料簡略反応機構の構築, 第 29 回内燃機関シンポジウム (京都) , 講演#34, 論文#20183155, 2018.
- [129] <https://web.eng.ucsd.edu/mae/groups/combustion/mechanism.html>
(閲覧日 2021 年 3 月 17 日)
- [130] 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.
- [131] Popovac, M. and Hanjalic, K., “Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flows and Heat Transfer”. Flow, Turbulence, and Combustion, Vol pp. 177-202, 2007.
- [132] AVL FIRE VERSION 2017, Gernerl Gas Phase Reactions Module, AVL, 2017.
- [133] 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, Vol. 40, pp. 613-625, 1997.

本論文に関する公刊論文

■ 論 文

- (1) 河辺 隆夫, 井ノ上 和憲, 森 一磨, 石川 友貴, 小橋 好充, 柴田 元, 小川 英之, 含酸素燃料によるディーゼル燃焼の高効率・低エミッション化, 自動車技術会論文集, Vol. 53, No. 6, pp. 1160-1165, 2022. (査読あり)
- (2) Takao Kawabe, Kazuhiro Inoue, Kazuma Mori, Tomoki Ishikawa, Yoshimitsu Kobashi, Gen Shibata, and Hideyuki Ogawa, Mechanism of the reduction in afterburning and thermal efficiency improvement with highly oxygenated fuels in diesel combustion, International Journal of Engine Research, 2023. (査読あり, 掲載決定, 巻号未定)

■ 講 演

- (1) ○河辺 隆夫, 井ノ上 和憲, 森 一磨, 石川 友貴, 小橋 好充, 柴田 元, 小川 英之, 含酸素燃料のディーゼル噴霧火炎構造と後燃え低減機構, 第 32 回内燃機関シンポジウム, 2022.
- (2) ○井ノ上 和憲, 河辺 隆夫, 森 一磨, 石川 友貴, 小橋 好充, 柴田 元, 小川 英之, 含酸素燃料によるディーゼル燃焼の高効率・低エミッション化, 第 32 回内燃機関シンポジウム, 2022.
- (3) ○Takao Kawabe, Kazuhiro Inoue, Kazuma Mori, Tomoki Ishikawa, Yoshimitsu Kobashi, Gen Shibata, and Hideyuki Ogawa, Mechanism of the reduction in afterburning and thermal efficiency improvement with highly oxygenated fuels in diesel combustion, The 10th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2022), 2022.

謝 辞

本論文は、筆者が北海道大学工学院エネルギー環境システム専攻の博士後期課程における研究成果をまとめたものです。

本研究を進めるにあたり、終始懇切なるご指導を賜った北海道大学工学研究院 柴田 元 准教授には、心よりの深謝を申し上げます。また、同研究院 小川 英之 特任教授には、研究が滞りがちな筆者を叱咤激励して頂き、ひとかたならぬご助言ならびに多大なるお力添えを賜りました。さらに、本論文をまとめるにあたり、田部 豊 教授、藤田 修 教授には貴重なご助言を賜りましたことをここに特記し、謝意を表します。

研究期間中、岡山大学 小橋 好充 准教授には、ご自身の知見に基づく的確なアドバイスを賜りました。また、北海道大学 山崎 賢二 技術職員（当時）には実験装置立ち上げなど実務に際し多大なご支援を賜りました。研究当時在学していた、井ノ上 和憲 氏、森 一磨 氏、石川 友貴 氏には、実験遂行に多大なるご協力を頂くとともに、本研究テーマに取り組む中で活発な議論を通じて成果に繋げることができました。ここに謹んでお礼申し上げます。

社会人学生として研究を始め、仕事と研究活動の両立は想像以上に困難を極めました。そのような中でもモチベーションを保ちえたのは先生方をはじめ、ひとえに周囲の温かなサポートに支えられたことに尽きます。また、研究室に博士学生として在学していた、北見工業大学 稲葉 一輝 助教や、金沢工業大学 坂根 悠平 研究員とは、時には夜中まで熱い議論を交わし、ともに切磋琢磨することができ、貴重な財産となりました。

最後に、この学位論文は今日まで私の心と体を支えてくださった多くの方々のご助力をなくして書き上げることはできなかったものであり、そのすべての方々に心より感謝を致します。

2023 年 11 月

河辺 隆夫

Appendix A 定容燃焼容器における熱発生率（ROHR）線図の算出 方法

定容燃焼容器における熱発生率の算出方法を述べる。

(1) 噴霧燃焼によって生じる圧力履歴の算出

定容燃焼容器では、容器内に充填したエチレン (C_2H_2), 酸素 (O_2), 窒素 (N_2) からなる予混合気を火花点火で燃焼させることで高温・高圧雰囲気を形成し、容器壁面からの熱損失により容器内圧力が任意の値まで低下した時点で燃料噴射を実施してディーゼル燃焼を模擬した間欠噴霧燃焼を行っている。燃料噴射後の噴霧燃焼によって生じる圧力の履歴 P_b は図 A.1 に示すように、測定した容器内圧力 P から噴射を行わず容器壁面からの熱損失によって生じる圧力低下の履歴 P_w を差し引くことで式(A.1)から求められる。

$$P_b = P - P_w \text{ [Pa] (After start of fuel injection)} \quad (A.1)$$

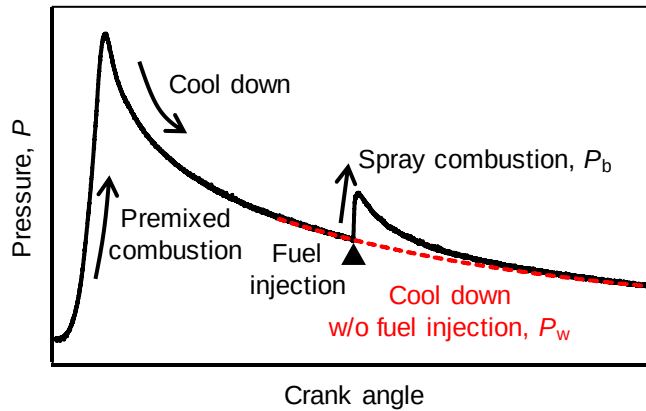


図 A.1 噴霧燃焼によって生じる圧力履歴

燃料噴射を行わない場合の容器壁面からの熱損失によって生じる圧力低下の履歴 P_w は、式(A.2)に示す容器内の内部エネルギー保存則から以下のように求められる。

$$dU = dQ_w \text{ [J]} \quad (A.2)$$

dQ_w : 容器壁面からの熱損失 [J]

内部エネルギー変化の定義およびニュートンの冷却則より，式(A.2)は式(A.3)のように表せる．

$$mc_v dT = Ah(T - T_w)dt \quad [J] \quad (A.3)$$

m : 容器内ガス質量 [kg]

c_v : 容器内ガスの定容比熱 [J/(kg·K)]

T : 容器内ガス温度 [K]

A : 容器内表面積 [m²]

h : 熱伝達率 [W/(m²·K)]

T_w : 容器内壁面温度 [K]

t : 時間 [s]

定容比熱および熱伝達率を一定と仮定し，式(A.3)を微分方程式の形で表すと式(A.4)のようになる．

$$\frac{1}{(T - T_w)} \frac{dT}{dt} = \frac{Ah}{mc_v} \quad [1/s] \quad (A.4)$$

式(A.4)の微分方程式を解くことで式(A.5)を得る．

$$T = e^{\frac{Ah}{mc_v}t} + C \quad [K] \quad (A.5)$$

C : 定数 [-]

式(A.5)と気体の状態方程式から，燃料噴射を行わない場合の容器壁面からの熱損失によって生じる圧力低下の履歴 P_w は式(A.6)で表せる．

$$P_w = \frac{mR}{V} e^{\frac{Ah}{mc_v}t} + C = \alpha e^{\beta t} + C \quad [\text{Pa}] \quad (A.6)$$

R : ガス定数 [J/(kg·K)]

V : 容器容積 [m³]

α : 定数 [-]

β : 定数 [-]

したがって、式(A.6)より燃料噴射を行わない場合の容器壁面からの熱損失によって生じる圧力低下の履歴 P_w は e を底とする指数関数で表せることとなる。本研究では、燃料噴射開始前から 5 ms の区間の圧力履歴をフィッティングの対象として得られた定数 α および β を用いて、燃料噴射開始後の熱損失によって生じる圧力低下の履歴 P_w を式(A.7)より求めた。

$$P_w = \alpha e^{\beta t} + P_{inj} \text{ [Pa]} \quad (t \geq \text{Start of fuel injection}) \quad (\text{A.7})$$

P_{inj} : 燃料噴射時の容器内圧力 [-]

(2) 見かけの熱発生率の算出

式(A.1)と式(A.7)より得られた燃料噴射後の噴霧燃焼によって生じる圧力の履歴 P_b を用いて、容器内における見かけの熱発生率は式(A.8)で算出される。

$$\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i = \frac{V}{k_i - 1} \left(\frac{dP_b}{dt}\right)_i \text{ [J/s]} \quad (i \geq \text{Start of fuel injection}) \quad (\text{A.8})$$

k : 容器内ガスの比熱比 [-]

i : 時間を表す添え字 [-]

なお、本来は容器内ガスの比熱は温度依存性を有するが、式(A.8)において比熱比 κ を 1.31 で一定と仮定して熱発生率を算出している。

Appendix B エンジンにおける熱発生率（ROHR）線図の算出方法

エンジン実験における熱発生率は、図 B.1 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。

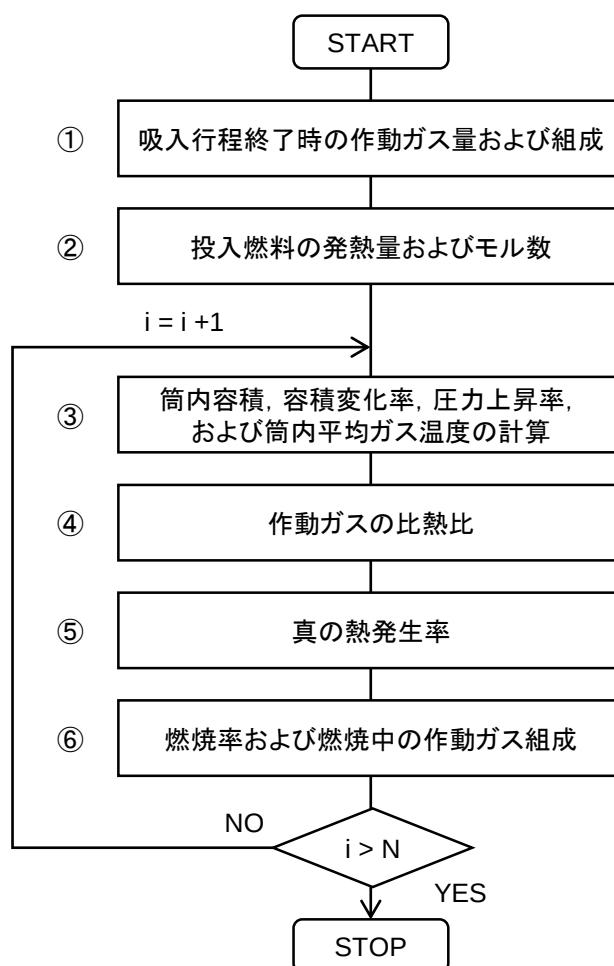


図 B.1 熱発生率算定フローチャート

(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 $VEGR$ は式(B.1)で表される。

$$V_{\text{EGR}} = V_0 - V_{\text{air}} \text{ [m}^3\text{/cycle]} \quad (\text{B.1})$$

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(B.1)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(B.2)と式(B.3)で与えられる。

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

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

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(B.4)で与えられる。

$$\rho_{\text{air}} = 1.29 \frac{273}{T_{\text{air}} + 273} \cdot \frac{P_{\text{air}}}{1.01 \times 10^6} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{B.4})$$

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(B.5)で与えられる。

$$M_{\text{air}} = \frac{1}{P_{\text{air}}} \{18.0 P_w + 28.8 (P_{\text{air}} - P_w)\} \text{ [g/mol]} \quad (\text{B.5})$$

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(B.6)で与えられる．

$$P_w = 6.11 \times 10^{\frac{7.5T_w}{T_w+237}} \times 100 - 0.000662 P_{\text{air}}(T_{\text{air}} - T_w) \text{ [Pa]} \quad (\text{B.6})$$

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数 n_{air} は式(B.7)で与えられる．

$$n_{\text{air}} = V_{\text{air}} \frac{\rho_{\text{air}}}{M_{\text{air}}} \cdot 1000 \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.7})$$

新気中における水蒸気，酸素，および窒素の実数 $n_{\text{air_H}_2\text{O}}$ ， $n_{\text{air_O}_2}$ ，および $n_{\text{air_N}_2}$ は式(B.8) - (B.10)で与えられる．

$$n_{\text{air_H}_2\text{O}} = n_{\text{air}} \left(\frac{P_w}{P_{\text{air}}} \right) \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.8})$$

$$n_{\text{air_O}_2} = n_{\text{air}} \left(0.21 \frac{P_{\text{air}} - P_w}{P_{\text{air}}} \right) \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.9})$$

$$n_{\text{air_N}_2} = n_{\text{air}} \left(0.79 \frac{P_{\text{air}} - P_w}{P_{\text{air}}} \right) \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.10})$$

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(B.5)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(B.11)と式(B.12)で与えられる．

$$M_{\text{EGR}} = \frac{1}{100} (18H_{2\text{O}_{\text{EGR}}} + 32O_{2\text{ex}} + 44CO_{2\text{ex}} + 28N_{2\text{ex}}) \text{ [g/mol]} \quad (\text{B.11})$$

$$\rho_{\text{EGR}} = \frac{P_{\text{EGR}} M_{\text{EGR}}}{RT_{\text{EGR}}} \cdot \frac{1}{1000} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{B.12})$$

H_2O_{EGR} : EGR ガス中の水蒸気濃度 [vol. %]

$O_{2\text{ex}}$: 排出ガス中の酸素濃度 [vol. %]

$CO_{2\text{ex}}$: 排出ガス中の二酸化炭素濃度 [vol. %]

$N_{2\text{ex}}$: 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 $O_{2\text{ex}}$ および二酸化炭素濃度 $CO_{2\text{ex}}$ 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 $N_{2\text{ex}}$ 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(B.13)および式(B.14)で与えた.

$$H_2O_{\text{EGR}} = \frac{100}{P_{\text{EGR}}} \left(6.11 \times 10^{\frac{7.5T_{\text{EGR}}}{T_{\text{EGR}}+237}} \times 100 \right) \text{ [vol. \%]} \quad (\text{B.13})$$

$$N_{2\text{ex}} = 100 - (H_2O_{\text{EGR}} + O_{2\text{ex}} + CO_{2\text{ex}}) \text{ [vol. \%]} \quad (\text{B.14})$$

したがって, 1 サイクルあたりにエンジンに導入される EGR ガスのモル数 n_{EGR} は式(B.15)で与えられる.

$$n_{\text{EGR}} = V_{\text{EGR}} \frac{\rho_{\text{EGR}}}{M_{\text{EGR}}} \cdot 1000 \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.15})$$

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 $n_{\text{EGR_H}_2\text{O}}$, $n_{\text{EGR_O}_2}$, $n_{\text{EGR_CO}_2}$, および $n_{\text{EGR_N}_2}$ は式(B.16) - (B.19)で与えられる.

$$n_{\text{EGR_H}_2\text{O}} = n_{\text{EGR}} H_2O_{\text{EGR}} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.16})$$

$$n_{\text{EGR_O}_2} = n_{\text{EGR}} O_{2\text{ex}} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.17})$$

$$n_{\text{EGR_CO}_2} = n_{\text{EGR}} CO_{2\text{ex}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.18})$$

$$n_{\text{EGR_N}_2} = n_{\text{EGR}} N_{2\text{ex}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.19})$$

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 $n_{\text{r_N}_2}$ ， $n_{\text{r_O}_2}$ ， $n_{\text{r_CO}_2}$ ，および $n_{\text{r_H}_2\text{O}}$ は式(B.20) - (B.23) で与えられる．

$$n_{\text{r_N}_2} = 0.78 \frac{P_r V_c}{RT_r} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.20})$$

$$n_{\text{r_N}_2} = 0.78 \frac{P_r V_c}{RT_r} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.21})$$

$$n_{\text{r_CO}_2} = \frac{CO_{2\text{ex}}}{100} \frac{P_r V_c}{RT_r} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.22})$$

$$n_{\text{r_H}_2\text{O}} = \left(1 - 0.78 - \frac{O_{2\text{ex}}}{100} - \frac{CO_{2\text{ex}}}{100} \right) \times \frac{P_r V_c}{RT_r} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.23})$$

V_c : 隙間容積 [m^3]

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(B.24) で与えられる．

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2r \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} [\text{m}^3] \quad (\text{B.24})$$

V_h : 行程容積 [m^3]

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 $n_{\text{IVC_H}_2\text{O}}$, $n_{\text{IVC_O}_2}$, $n_{\text{IVC_CO}_2}$, および $n_{\text{IVC_N}_2}$ は式 (B.25) - (B.28) で与えられる.

$$n_{\text{IVC_H}_2\text{O}} = n_{\text{air_H}_2\text{O}} + n_{\text{EGR_H}_2\text{O}} + n_{\text{r_H}_2\text{O}} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.25})$$

$$n_{\text{IVC_O}_2} = n_{\text{air_O}_2} + n_{\text{EGR_O}_2} + n_{\text{r_O}_2} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.26})$$

$$n_{\text{IVC_CO}_2} = n_{\text{EGR_CO}_2} + n_{\text{r_CO}_2} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.27})$$

$$n_{\text{IVC_N}_2} = n_{\text{air_N}_2} + n_{\text{EGR_N}_2} + n_{\text{r_N}_2} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.28})$$

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(B.29)で与えられる.

$$n_{\text{IVC}} = n_{\text{IVC_H}_2\text{O}} + n_{\text{IVC_O}_2} + n_{\text{IVC_CO}_2} + n_{\text{IVC_N}_2} \text{ [mol/cycle]} \quad (\text{B.29})$$

(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(B.30)で与えられる.

$$m_{\text{fuel}} = R_{\text{fuel}} \frac{2 \cdot 60}{n_e} \rho_{\text{fuel}} \text{ [g/cycle]} \quad (\text{B.30})$$

R_{fuel} : 1 秒あたりの燃料消費量 [cm^3/s]

ρ_{fuel} : 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(B.31)と式(B.32)で与えられる.

$$Q_{\text{fuel}} = m_{\text{fuel}} H_u \text{ [J/cycle]} \quad (\text{B.31})$$

$$n_{\text{fuel}} = \frac{m_{\text{fuel}}}{M_{\text{fuel}}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.32})$$

H_u : 燃料の低位発熱量 [J/g]

M_{fuel} : 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(B.33) - (B.36)で与えられる.

$$n_{\text{fuel}_H} = n_{\text{fuel}} H_{\text{fuel}_\text{mol}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.33})$$

$$n_{\text{fuel}_O} = n_{\text{fuel}} O_{\text{fuel}_\text{mol}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.34})$$

$$n_{\text{fuel}_C} = n_{\text{fuel}} C_{\text{fuel}_\text{mol}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.35})$$

$$n_{\text{fuel}_N} = n_{\text{fuel}} N_{\text{fuel}_\text{mol}} [\text{mol/cycle}] \quad (\text{B.36})$$

$H_{\text{fuel}_\text{mol}}$: 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 B.2 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(B.37)で与えられる.

$$V_i = \frac{\pi}{4} D^2 \left\{ \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \cos \theta - \sqrt{l^2 - (r \sin \theta - e)^2} \right\} + V_c [m^3] \quad (\text{B.37})$$

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 [-]

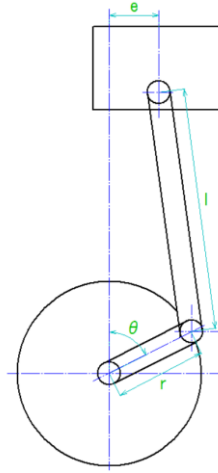


図 B.2 オフセットクランク機構

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(B.38)で与えられる．

$$\left(\frac{dV}{d\theta}\right)_i = \frac{\pi}{4} D^2 r \left(\sin \theta + \frac{(r \sin \theta - e) \cos \theta}{\sqrt{l^2 - (r \sin \theta - e)^2}} \right) \frac{\pi}{180} [m^3/^\circ\text{CA}] \quad (\text{B.38})$$

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(B.37)と式(B.38)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．

$$\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{12h} (P_{i-2} - 8P_{i-1} + 8P_{i+1} - P_{i+2}) [\text{Pa}/^\circ\text{CA}] \quad (\text{B.39})$$

h : データ間隔 [$^\circ\text{CA}$]

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，式(B.40)で与えられる．

$$T_i = \frac{P_i V_i}{n_i R} [K] \quad (\text{B.40})$$

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(B.41)で与えられる．

$$\frac{C_{p,i}}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad [-] \quad (\text{B.41})$$

各種ガスに対する定数 $a_1 \sim a_5$ は、表 B.1 に示すとおりである．

表 B.1 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	3.47×10^{-3}	-6.35×10^{-6}	6.97×10^{-9}	-2.51×10^{-12}
	≥ 1000	2.672	3.06×10^{-3}	-8.73×10^{-7}	1.20×10^{-10}	-6.39×10^{-15}
O ₂	< 1000	3.213	1.13×10^{-3}	-5.76×10^{-7}	1.31×10^{-9}	-8.77×10^{-13}
	≥ 1000	3.698	6.14×10^{-4}	-1.26×10^{-7}	1.78×10^{-11}	-1.14×10^{-15}
CO ₂	< 1000	2.276	9.92×10^{-3}	-1.04×10^{-5}	6.87×10^{-9}	-2.12×10^{-12}
	≥ 1000	4.454	3.14×10^{-3}	-1.28×10^{-6}	2.39×10^{-10}	-1.67×10^{-14}
N ₂	< 1000	3.299	1.41×10^{-3}	-3.96×10^{-6}	5.64×10^{-9}	-2.44×10^{-12}
	≥ 1000	2.926	1.49×10^{-3}	-5.68×10^{-7}	1.01×10^{-10}	-6.75×10^{-15}

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(B.42)と式(B.43)で与えられる．

$$C_{p,i} = \frac{1}{n_i} \left(n_{H_2O,i} C_{p_{H_2O,i}} + n_{O_2,i} C_{p_{O_2,i}} + n_{CO_2,i} C_{p_{CO_2,i}} + n_{N_2,i} C_{p_{N_2,i}} \right) \quad [J / (mol \cdot K)] \quad (\text{B.42})$$

$$\kappa_i = \frac{C_{p,i}}{C_{p,i} - R} \quad [-] \quad (\text{B.43})$$

(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(2.5)に式(B.37), 式(B.38), 式(B.39), および式(B.43)から得られる値を代入することにより式(B.44)で与えられる．

$$\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_i = \frac{1}{k_i - 1} \left\{ V_i \left(\frac{dP}{d\theta} \right)_i + k_i P_i \left(\frac{dV}{d\theta} \right)_i \right\} + \left(\frac{dQ_{loss}}{d\theta} \right)_i \quad [J/^\circ CA] \quad (\text{B.44})$$

式(B.44)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(B.45)で与えられる。

$$\left(\frac{dQ_{\text{loss}}}{d\theta}\right)_i = h_{\alpha_i} A_{r_i} (T_i - T_w) / \left(\frac{360n_e}{60}\right) \text{ [J/°CA]} \quad (\text{B.45})$$

h_α : 熱伝達率 [W/(m²・K)]

A_r : 伝熱面積 [m²]

T_{wall} : 壁面温度 [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(A.46)で与えられる。

$$A_{r_i} = \frac{\pi}{4} D^2 + \frac{4(V_i - V_c)}{D} + A_{\text{cham}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{B.46})$$

A_{cham} : 燃焼室の表面積 [m²]

ここで、熱伝達率 h_α は G. Woschni の熱伝達率式を用いて式(B.47)より求めた。

$$h_{\alpha_i} = 0.013 D^{-0.2} P_i^{0.8} w_i^{0.8} T_i^{-0.53} \text{ [W/(m}^2\text{・K)]} \quad (\text{B.47})$$

w_i : ガス流動項 [m/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(B.48)で与えられる。

$$w_i = \left(2.28 + 0.308\pi D \frac{n_e S_w}{60\bar{v}}\right) \bar{v} + 0.00324 \frac{V_h T_{\text{IVC}}}{P_{\text{IVC}} V_{\text{IVC}}} (P_i - P_{m_i}) \text{ [m/s]} \quad (\text{B.48})$$

n_e : 機関回転速度 [rpm]

S_w : スワール比 [-]

$\bar{v}$: 平均ピストン速度 [m/s]

P_{IVC} : 吸入行程終了時筒内圧力 [Pa]

V_{IVC} : 吸入行程終了時筒内容積 [m³]

T_{IVC} : 吸入行程終了時作動ガス温度 [K]

P_m : モータリング時筒内圧力 [Pa]

なお，平均ピストン速度 $\bar{v}$ は式(B.49)で与えられる．

$$\bar{v} = \frac{2n_e \cdot 2r}{60} \text{ [m/s]} \quad (\text{B.49})$$

(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(B.50)で与えられる．

$$\left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{Q_{\text{fuel}}} \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i \text{ [-]} \quad (\text{B.50})$$

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(B.51) - (B.55)で表される．

$$n_{\text{H}_2\text{O}_i+1} = n_{\text{H}_2\text{O}_i} + \frac{1}{2} n_{\text{fuel}_\text{H}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \text{ [mol]} \quad (\text{B.51})$$

$$n_{\text{O}_2_i+1} = n_{\text{O}_2_i} + \left(-\frac{1}{4} n_{\text{fuel}_\text{H}} - n_{\text{fuel}_\text{C}} + \frac{1}{2} n_{\text{fuel}_\text{O}}\right) \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \text{ [mol]} \quad (\text{B.52})$$

$$n_{\text{CO}_2_i+1} = n_{\text{CO}_2_i} + n_{\text{fuel}_\text{C}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \text{ [mol]} \quad (\text{B.53})$$

$$n_{\text{N}_2_i+1} = n_{\text{N}_2_i} + \frac{1}{2} n_{\text{fuel}_\text{N}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \text{ [mol]} \quad (\text{B.54})$$

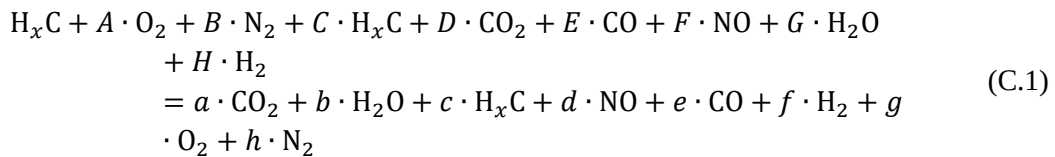
$$n_{i+1} = n_{\text{H}_2\text{O}_i+1} + n_{\text{O}_2_i+1} + n_{\text{CO}_2_i+1} + n_{\text{N}_2_i+1} \text{ [mol]} \quad (\text{B.55})$$

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(B.25) - (B.29)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(B.51) - (B.55)により得られ，図B-1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．

Appendix C 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。

$$H = \frac{y \cdot f}{n_{ex,w}} \quad (C.2)$$

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(C.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>

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

<C 保存式>

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

<H₂ 保存式>

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

<N₂ 保存式>

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

ここで，式(C.3)と(C.6)より

$$\left(1 - \frac{y}{n_{\text{ex_w}}}\right) f = \frac{x}{2} + C \cdot \frac{x}{2} + G - b - c \cdot \frac{x}{2} \quad (\text{C.7})$$

式(C.2)と(C.5)より

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

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．

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

ここで，

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

よって，

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

と定義すると，式(C.10)は以下のように書き換えられる．

$$[\text{H}_2\text{O}] = z \cdot [\text{H}_2] \Leftrightarrow \frac{b}{n_{\text{ex_w}}} = \frac{z \cdot f}{n_{\text{ex_w}}} \therefore b = z \cdot f \quad (\text{C.13})$$

また，湿り燃焼ガスのモル数 $n_{\text{ex_w}}$ は次式で表される．

$$n_{\text{ex_w}} = a + b + c + d + e + f + g + h \quad (\text{C.14})$$

さらに上式の右辺に式(C.4)と(C.7)を代入して次式を得る．

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

ここで，

$$a = \frac{\text{CO}_{2\text{ex}}}{100} (n_{\text{ex_w}} - b) \quad (\text{C.15})$$

$$e = \frac{\text{CO}_{\text{ex}}}{100} (n_{\text{ex_w}} - b) \quad (\text{C.16})$$

$$f = \frac{b}{z} \quad (\because \text{式(14)}) \quad (\text{C.17})$$

を用いて式(C.15)を整理すると，以下のようになる．

$$b = \frac{X_{\text{P}} \cdot (n_{\text{ex_w}} - X_{\text{Q}})}{X_{\text{R}}} \quad (\text{C.18})$$

ただし， X_{P} , X_{Q} , X_{R} は式の簡略化のため以下のようにまとめた計算項である．

$$X_{\text{P}} = \frac{\text{CO}_{2\text{ex}}}{100} + \frac{\text{CO}_{\text{ex}}}{2 \cdot 100} + 1 \quad (\text{C.19})$$

$$X_{\text{Q}} = A + B + C + 2D + \frac{3}{2}E + F + \frac{G}{2} + 1 \quad (\text{C.20})$$

$$X_{\text{R}} = \frac{\text{CO}_{2\text{ex}}}{100} + \frac{\text{CO}_{\text{ex}}}{2 \cdot 100} + \frac{1}{z} + \frac{1}{2} \quad (\text{C.21})$$

同様に,

$$c = \frac{THC}{10^6 \cdot C_{\text{fuel_mol}}} (n_{\text{ex_w}} - b) \quad (\text{C.22})$$

$$f = \frac{b}{z} \quad (\text{C.23})$$

を用いて式(C.5)を整理すると, 以下のようになる.

$$b = \frac{(X_S - X_T \cdot n_{\text{ex_w}})}{\left(X_U - \frac{X_V}{n_{\text{ex_w}}}\right)} \quad (\text{C.24})$$

ただし,

$$X_S = \frac{1 + C}{2} x + G \quad (\text{C.25})$$

$$X_T = \frac{THC_{\text{ex}}}{2 \cdot 10^6 \cdot C_{\text{fuel_mol}}} x \quad (\text{C.26})$$

$$X_U = \frac{1}{z} - \frac{THC_{\text{ex}}}{2 \cdot 10^6 \cdot C_{\text{fuel_mol}}} x + 1 \quad (\text{C.27})$$

$$X_V = \frac{y}{z} \quad (\text{C.28})$$

式(C.19)と(C.25)より, 以下の式が導かれる.

$$(X_P X_U + X_R X_T) n_{\text{ex_w}}^2 - (X_P X_V + X_Q X_U + X_R X_S) n_{\text{ex_w}} + X_Q X_V = 0 \quad (\text{C.29})$$

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

$$n_{\text{ex_w}} = \frac{X_P X_V + X_Q X_U + X_R X_S + \sqrt{(X_P X_V + X_Q X_U + X_R X_S)^2 - 4(X_P X_U + X_R X_T) X_Q X_V}}{2(X_P X_U + X_R X_T)} \quad (\text{C.30})$$

(分子の平方根項が負の場合は, $n_{\text{ex_w}}$ が負となるため不適)

算出された $n_{\text{ex_w}}$ を用いて式(C.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を見積もることができる。