

ディーゼルエンジンの高効率化に向けた 高圧噴射噴霧と燃焼に関する研究

A Study of High-Pressure Fuel Injection and Combustion
towards High Efficiency in Diesel Engine

2025 年 3 月 23 日

黒仁田 徳士

Contents

1	序論.....	1
1.1	研究背景.....	1
1.1.1	電気自動車による CO ₂ 排出量低減	2
1.1.2	パワートレインの高効率化による CO ₂ 排出量低減.....	2
1.2	ディーゼルエンジンの開発史.....	4
1.3	ディーゼルエンジンの熱効率改善の着眼.....	5
1.3.1	遮熱エンジンの研究事例.....	7
1.3.2	低温・均質予混合燃焼の研究 事例.....	8
1.3.3	運転パラメータや機関形状が高効率燃焼に及ぼす影響の研究事例	9
1.3.4	ディーゼル燃料噴射の高圧化に関する研究事例.....	11
1.3.5	従来研究のまとめ.....	13
1.4	本研究の目的.....	14
1.5	本論文の構成.....	15
図表	第 1 章.....	17
関連論文	第 1 章.....	24
2	高圧燃料噴射適用の課題と実施事項.....	29
2.1	はじめに.....	29
2.2	高圧燃料噴射による噴霧の噴射速度増大.....	29
2.3	噴霧の運動量増大によって噴霧特性の変化として現れる噴霧到達距離の伸長	30
2.4	高圧噴射噴霧のエンジン燃焼への適用による Smoke 排出量低減	31
2.5	本研究の対応項目.....	32
図表	第 2 章.....	34
関連文献	第 2 章.....	35
3	高圧燃料噴射における噴霧の噴射速度増大の解析	36
3.1	はじめに.....	36

3.2	高圧燃料噴射システムの構築.....	36
3.2.1	高圧発生装置.....	37
3.2.2	高圧燃料噴射.....	38
3.2.3	燃料噴射弁.....	40
3.3	高圧燃料噴射における噴霧の噴射速度計測.....	42
3.3.1	実験装置.....	42
3.3.2	力計測系.....	44
3.3.3	実験条件.....	45
3.4	理論的な噴射速度算出.....	45
3.4.1	燃料噴射速度.....	46
3.4.2	燃料噴射の運動量.....	47
3.4.3	噴射速度導出のための計測距離範囲算出.....	48
3.4.4	噴霧が力センサに与える力の算出手順.....	50
3.5	噴射圧力増加に伴う噴射速度の変化.....	52
3.5.1	液相状態における燃料噴射速度の測定とその評価.....	52
3.5.2	高圧燃料噴射による噴射速度および実測値と理論予測の比較.....	53
3.6	第3章のまとめ.....	53
	図表 第3章.....	55
	関連文献 第3章.....	77
4	噴霧の運動量増大による噴霧到達距離への影響解析.....	79
4.1	はじめに.....	79
4.2	実験装置および実験条件.....	79
4.2.1	噴霧到達距離の計測装置.....	80
4.2.2	定容容器内部の雰囲気条件.....	80
4.2.3	噴霧解析条件.....	81
4.3	実験結果および考察.....	82

4.3.1	噴霧観察結果および考察.....	82
4.3.2	実験式による計算値と実測値の比較評価.....	83
4.3.3	噴霧到達距離に対する燃料噴射装置の影響.....	84
4.3.4	実験定数 α の導出.....	85
4.3.5	速度係数算出用係数 Cv' の算出.....	85
4.3.6	噴射率を加味した噴霧到達距離の算出.....	87
4.3.7	実験結果.....	88
4.4	第4章のまとめ.....	88
	図表 第4章.....	90
	関連文献 第4章.....	99
5	高圧燃料噴射によるエンジン燃焼への影響解析.....	100
5.1	はじめに.....	100
5.2	実験装置.....	100
5.2.1	単気筒直噴ディーゼルエンジン.....	100
5.2.2	エンジン性能計測装置.....	103
5.2.3	実験条件.....	109
5.3	噴霧の運動量増大による Smoke 低減.....	109
5.4	評価結果.....	112
5.5	第5章のまとめ.....	114
	図表 第5章.....	116
	関連文献 第5章.....	133
6	結論.....	134
6.1	高圧燃料噴射による噴霧エネルギー増大の解析.....	134
6.2	増大した噴霧エネルギーによる噴霧到達距離への影響解析.....	135
6.3	増大した噴霧エネルギーによるエンジン燃焼への影響解析.....	136
	本論文のまとめ.....	137

省略語索引.....	138
関連公表論文.....	140
謝辞	142
Supplement	S1
S. 高圧燃料噴射への燃焼指標の適用領域拡大の解析.....	S1
S.1 はじめに	S1
S.2 実験方法	S1
S.2.1 燃焼制御法	S2
S.2.2 筒内圧力上昇速度を制御する燃焼指標.....	S3
S.2.3 燃焼モデル	S3
S.2.4 噴射率モデル	S5
S.2.5 燃焼評価手法.....	S5
S.3 実験条件	S6
S.4 評価結果	S6
S.5 Supplement のまとめ	S8
図表 Supplement	S9
関連文献 Supplement	S14

1 序論

本研究は、ディーゼルエンジンの高効率化に向けて実用領域を超えた高圧燃料噴射の噴霧および燃焼特性の未解明な現象の解析に取り組んだものである。2050 年のカーボンニュートラル目標達成に向けて自動車業界全体で車両の電動化が促進されている。同時に完全移行までの期間を支えるディーゼルエンジンの燃焼改善や排出ガス低減が社会ニーズとして強く求められている。

本研究では、実用範囲を超える未知の高圧燃料噴射に着眼した。実用範囲を超える高圧燃料噴射は均質な混合気を形成可能と予測されるがその噴霧特性は未解明だった。また背反として、エンジン筒内への単位時間当たりの燃料供給量が増加し燃焼が急峻になり排出ガスや騒音悪化が懸念される。そこで、本研究では実用範囲を超える高圧燃料噴射を用いて排出ガス低減可能な領域を拡大することを目的とし、エンジン燃焼において等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減することを目標に定めた。

1.1 研究背景

1908 年にフォード・モーター社が開発・製造したフォード・モデル T が米国において発売され、それまで富裕層の所有物であった自動車が大量生産と低価格化により広く普及する社会を向かえてから 1 世紀以上が経過した。世界全体の自動車販売台数は 2019 年度に約 9 千百万台を超え、新興国(中国, インド, ASEAN 諸国を含む) のさらなる需要増加により 2020 年度以降のパンデミック回復後には約 1 億台を突破すると予測されている⁽¹⁻¹⁾。自動車の保有は人々に移動の自由や物流の高度化による生活水準の向上をもたらす半面、排出ガス中の有毒成分による大気汚染や二酸化炭素 (Carbon di-oxide, 以下 CO_2) など温室効果ガスの排出量増加による地球温暖化といった様々な環境問題をもたらした。

特に 2015 年に起草されたパリ協定において条約締結国に CO_2 削減目標達成に向けた国内対策が義務化され、自動車の CO_2 排出に対して厳しい目が向けられている。図 1.1 に国際エネルギー機関 (International Energy Agency, 以下 IEA) がまとめたエネルギー消費者ごとの CO_2 排出量の内訳を示す⁽¹⁻²⁾。乗用自動車の CO_2 排出量は 19.7%, トラック等を使用する物流業者の排出量が 9.7% であり、両者の排出量の合計は全体の 30% に達する。図 1.2 に各国の燃費・ CO_2 排出量規制の動向を示す。横軸に年 [Year], 縦軸に自動車から排出される CO_2 排出規制値 g/km を示す。欧州連合 (European Union, 以下 EU) は走行 1 km 当たりの CO_2 排出量を 2015 年に 130 g/km,

2020 年に 95 g/km まで規制を強化した。日本も 1999 年施行の改正省エネ法に基づき 2011 年に 2020 年の CO₂ 排出量目標 (CO₂ 排出量：114 g/km) の取りまとめを行った。米国では、2012 年 10 月に成立した法案において 2025 年度までに乗用車と小型トラックの平均燃費を目標値 (CO₂ 排出量：112 g/km) 以下とする規制が導入された⁽¹⁻³⁾。その他中国やインドなどの新興国も先進国と同様の規制を将来施行する方針を打ち出しており、CO₂ 排出量への規制は世界的な潮流となっている。

1.1.1 電気自動車による CO₂ 排出量低減

CO₂ 排出量規制への対応方法として電気自動車 (Battery Electric Vehicle, 以下 BEV) の活用が挙げられる。IEA (International Energy Agency, 以下 IEA) は 2022 年には電気自動車の販売台数が 1,000 万台を突破し、指数関数的な成長を遂げていることを報告している⁽¹⁻⁴⁾。また、PWC は IEA が定める政策シナリオ (STEPS) に基づく電気自動車販売シェアの見通しは、2050 年には 60% と予測している。気候変動対策として大きく期待されている⁽¹⁻⁵⁾。

日本における BEV、ハイブリッド自動車 (Hybrid Electric Vehicle, 以下 HEV) と、プラグインハイブリッド (Plug-in Hybrid Electric Vehicle, 以下 PHEV) を含めた各種自動車 1 台あたりの燃料採掘から走行時 (Well-to-Wheel) での CO₂ 排出量を比較した報告では、内燃機関を搭載する自動車と比較し BEV の CO₂ 排出量が少ないと分析している⁽¹⁻⁶⁾。ただし、当該分析結果における BEV の優位性は発電所の CO₂ 排出係数によるところが大きい。CO₂ 排出量の大きい石炭火力発電への依存割合は日本が 30% 弱、発電端効率は 44.7% (燃料の低位発熱量基準) であるが、米国は依存割合が 40% 弱と日本より高く、効率も 40% 程度と低いため PHEV の CO₂ 排出量が BEV とほぼ同等となることが指摘されている⁽¹⁻⁷⁾。その他諸国においても、フランスなど一部の国を除き、石炭火力のシェアが 30% まで低下する 2040 年までは BEV と PHEV の CO₂ 排出量が同程度になると予測されている。特に、中国などの新興国は石炭火力発電の割合が 80% 弱と極めて高いことや、石炭火力以外での発電量を電力需要の増加分を上回って確保していくことの困難さから BEV による CO₂ 低減効果は先進国と比較し小さいと見込まれる。

1.1.2 パワートレインの高効率化による CO₂ 排出量低減

自動車の CO₂ 排出量低減には高効率で低 CO₂ 排出なエネルギーソースを使用する発電所と BEV を組み合わせることが必要であるとともに、自動車の主要動力源であるパワートレイン (内燃機関と動力伝達装置の総称) の効率向上が欠かせない。IEA の CO₂ 排出量において 19% を占める乗用車と、9% を占めるトラックやバスに代表される商用車ではパワートレインの効率向上に

関する考え方が異なる⁽¹⁻⁶⁾。図 1. 3 に PWC が試算した 2050 年までの乗用車の動力源構成の予測結果を示す⁽¹⁻⁵⁾。横軸に年 [Year]を、縦軸に全世界の市場における乗用車の販売台数 [億台]を示す。HEV や PHEV といった内燃機関を搭載したシステムは 2050 年においても販売量の 6 割強を占めると予想される。加えて、車載用バッテリーの供給体制、充電インフラの整備遅れ、市場価格等の懸念から、BEV の市場導入の減速も懸念されており、完全な電動化までの道のりには課題も多い。PHEV は燃料供給などのインフラコストが最も低く、燃料電池車 (Fuel Cell Electric Vehicle, 以下 FCEV) と比較し普及を促進しやすい。PHEV と組み合わせる内燃機関の効率を高めることでモーターやバッテリーなどの電気デバイスのコスト抑制と、BEV よりも低い CO₂ 排出量が実現可能との技術戦略も唱えられている⁽¹⁻⁷⁾。PHEV と組み合わせる内燃機関には、使用する燃料と着火方式が異なる 2 方式がある。ガソリンエンジンに代表されるスパークプラグにより着火するタイプの火花点火機関 (Spark Ignition, 以下 SI) と、ディーゼルエンジンに代表される燃料を圧縮した高温・高圧のガスにより自着火させる圧縮点火機関 (Compression Ignition, 以下 CI) である⁽¹⁻⁸⁾。ディーゼルエンジンはガソリンエンジンと比較し異常燃焼によるエンジン破損の恐れが小さく、燃焼室を高圧縮比に設計できる。近年のディーゼルエンジンは高効率・高トルクな出力特性だけでなく、高圧燃料噴射システムの採用により排出ガス中の有毒成分の大幅な低減を実現し商用車から乗用車に至る幅広い車種に採用されてきた。自動車用ガソリンエンジンの熱効率が 30% 程度といわれるのに対して、ディーゼルは 40% を超える高効率なエンジンを実現している。そのため、CO₂ 排出量の観点からは HEV とディーゼルエンジンを組み合わせたシステムが最も低減効果が大きくなる。ダイムラー社から市販されたディーゼル HEV (S300 BlueTEC HYBRID) は CO₂ 排出量を BEV の 110 g/km とほぼ同等の 115 g/km まで低減し、さらに CO₂ 排出量が低下するディーゼル PHEV の開発も発表されている⁽¹⁻⁹⁾。一方、ディーゼルエンジンはシステムコストが高いことが課題である。PHEV とディーゼルの組み合わせは更なるコストアップとなるため、乗用車用エンジンとしての普及には、エンジンを含めたシステムコストの低減が必要になる。

一方、商用車は大重量の荷物を運搬するためパワートレインに大出力が要求される。商用車の要求する大出力密度、高エネルギー密度を実現するバッテリーの開発は困難であることから 2050 年までディーゼルエンジンが主力となる見込みである⁽¹⁻¹⁰⁾。そのため、商用車においてはディーゼルエンジンの高効率化が主要課題である。米国エネルギー省 (United States Department of Energy, 以下 DOE) が主導し、内燃機関の熱効率がコンバインド火力発電所並みの 50% まで向上することを実証する研究プログラム (Super Truck 2) が実施されている。2021 年時点でエンジン出力端での熱効率 (以下、正味熱効率と記す) が 55% まで向上することが報告されている⁽¹⁻¹¹⁾。

地球温暖化を抑制し持続可能な社会を維持するため、自動車産業には各国の厳しい CO₂ 排出量規制に準拠することが求められている。特に、高い熱効率を有するディーゼルエンジンは物流やインフラ整備に不可欠であるため、商用車も含めた自動車全体での CO₂ 排出量の抑制には BEV の推進だけでなく、内燃機関の熱効率を向上させていくことが必要となる。

ゆえに、本研究では長期的に社会を支えることが求められるディーゼルエンジンの高効率化を対象とした。

1.2 ディーゼルエンジンの開発史

ディーゼルエンジンを含む熱機関の開発史は、高効率化の歴史とも言える。内燃機関は 1860 年のフランス人 Jean-Joseph Étienne Lenoir による初の実用エンジンの実現から効率向上への飽くなき探求がなされてきた。1862 年にフランス人の Beau de Rocha による内燃機関の性能向上に関する論文が出版され、内燃機関の高効率化には理論的に導出した以下の項目が重要であることが示された⁽¹⁻¹²⁾。

1. 気筒容積あたりの冷却面積は出来る限り小さいこと
2. 膨張は出来る限り早いこと
3. 膨張は出来る限り大きいこと
4. 膨張の始まる前、気筒内圧は出来る限り高いこと

上記 4 項目は、吸気、圧縮、膨張、排気の 4 つの工程で 1 サイクルを構成する 4 ストロークエンジンの基本的な動作原理と高効率化への阻害要因を記述している。当該論文から 14 年後、1876 年にドイツ人 Nikolaus August Otto による 4 ストロークエンジンが完成した。熱効率は従来 of エンジンから 2 倍となり 14% まで向上した⁽¹⁻¹³⁾。Otto のエンジンは、SI(火花点火)方式であるが現在とは構造が若干異なり点火装置は移動焰点火装置、吸気弁は蒸気機関から流用したスライド弁であった。当時の移動焰点火装置は、回転するスリットがパイロットバーナーからの熱を伝え着火する形式であった。Otto のエンジンの開発成功から 17 年後、1893 年にドイツ人の Rudolf Christian Karl Diesel により CI(圧縮自己着火)方式に関する論文が発表された。本論文によりディーゼルエンジンの理論的基礎が築かれた⁽¹⁻¹⁴⁾。圧縮による高温により燃料の着火が可能なことは当時から知られていたが、そのような高圧を得ることは困難だと予測され開発への取り組みはほとんどなかった。1897 年に Diesel はミューヘン工科大学にて作成したエンジンの公式性能テストを行った。当時としてはあらゆる熱機関としての頂点の熱効率である 26.2% という記録を実現⁽¹⁻¹⁵⁾する。ディーゼルエンジンの発明当初は発電用として利用され、20 世紀初頭に船舶用エンジンとして活用が始まる。自動車用としての実用化には長い時間を要した。自動車への搭載には高い圧力に耐えられる頑丈なエンジンブロックを軽量化するとともに、燃料噴

射装置に工夫が必要であった。初期のディーゼルエンジンは燃料を微粒化して噴射する「空気噴射方式」を採用した。Diesel は燃料に微粉炭を用いることを想定していたため、燃料を圧縮空気とともに送りこむことが求められたためである。1910 年にイギリスのビッカース社が無気噴射装置⁽¹⁻¹⁶⁾を発明し現在の燃料噴射装置の基礎となる。1927 年にドイツのボッシュが燃料噴射装置の製造を開始した。ディーゼルエンジンを搭載した自動車は、1926 年にドイツのユンカー社がディーゼルエンジンのトラックである。1936 年にドイツのメルセデス社がディーゼルエンジンを搭載した乗用車の製造を開始した。自動車への採用から今日まで、ディーゼルエンジンは副室式から直接噴射式へ改良が重ねられ、また過給機、インタークーラーや排出ガス再循環 (Exhaust Gas Recirculation, 以下 EGR) の採用、燃料噴射装置については、ジャーク式からコモンレール噴射系の採用等により、熱効率、比出力をさらに向上させるべく進化を続けてきた。電子制御と組み合わせた精細な制御とともに蓄圧式による高圧燃料噴射を日本のデンソーが完成させるのは 1992 年のことである⁽¹⁻¹⁷⁾。図 1.4 に 1980 年以降の乗用車ディーゼルエンジンの熱効率の推移を示す⁽¹⁻⁵⁵⁾。横軸に年 [Year]、縦軸に乗用車における最大熱効率 [%]を示す。1996 年のコモンレールシステムの採用により熱効率は向上し、2018 年時点での乗用エンジンの最高効率は 44%⁽¹⁻¹⁸⁾である。同様にコモンレールを採用した大型商用エンジンの正味熱効率は 43.5%⁽¹⁻¹⁹⁾である。自動車よりもサイズが大きい船舶用エンジンではあるが 2 ストロークエンジンは正味熱効率 55%を記録し⁽¹⁻²⁰⁾、船舶用 2 ストロークエンジンの正味熱効率は 50.5%にも達する⁽¹⁻²¹⁾。

このように、ディーゼルエンジンは熱効率向上への挑戦と進化を繰り返し今もなお歩みを続けている。ただし、今後進む CO₂ 排出規制に対応するためには自動車用の動力として更なる進化が必要となる。そのため、ディーゼルエンジンにおいて実施されている熱効率向上策の現状と課題を明らかにする。

1.3 ディーゼルエンジンの熱効率改善の着眼

ディーゼルエンジンは機構、燃料噴射装置や材料開発の進展とともに熱効率を高めてきた。図 1.5 にディーゼルエンジンにおける各種損失と熱効率の概念図を示す。投入エネルギーに対する軸出力の割合を示す正味熱効率を向上させるためには、排気損失(Exhaust loss)、冷却損失(Cooling loss)、機械損失(Mechanical friction)と、ポンプ損失(Pumping loss)などの各種損失を低減することが必要となる。図 1.6 に商用車向けエンジンを対象として実路で使用するエンジン運転領域での、投入した燃料に対するエンジンのエネルギーフローの計算事例を示す⁽¹⁻²²⁾。エネルギーフローの線の太さは移動するエネルギーの大きさを表す。燃料のエネルギーは軸出力の

他に、排気エネルギー(排気損失)、ピストン、ヘッド、ライナーへの冷却損失、フリクション(機械損失)の順で大きいことが報告されている。排気損失は燃焼から排気弁が開く膨張行程終端までに仕事に変換できない熱エネルギーであり、圧縮比の増加等が低減に有効である。機械損失は燃焼による生じる高圧ガスが機械要素を押し付けることにより発生する摩擦損失であり、潤滑油や機構要素の工夫による低減が試みられてきた。冷却損失はエンジン筒内の燃焼ガスが流動し壁面と熱伝達を行うことにより発生すると考えられ、燃焼制御、雰囲気条件(吸気温度、圧力、ガス組成等)や筒内の流動条件などの各種パラメータが影響を及ぼすため単一の方法にて低減することが困難な損失である。これまでもエンジン実機を用いて機関回転数、負荷、燃料噴射条件や、雰囲気条件などのパラメータを操作し冷却損失に及ぼす影響が調査されてきた。これらの研究により、燃焼中の流動特性の変化が冷却損失に強く影響を与えることが示唆されてきた。ただしエンジン実機では各種実験条件を独立に制御することが困難であり、各パラメータが燃料や流動特性に与える影響について十分には考察されていない。特に、エンジン燃焼中の流動特性は、エンジンが排出する有毒成分を低減する方法として市販エンジンにおいて広く用いられてきたが、冷却損失に与える影響量を定量的に評価した結果は少ない。

冷却損失は、機効率、部品の信頼性、排出ガス中の有毒物質などに関連することから⁽¹⁻²³⁾、古くから研究が行われてきた。冷却損失の基本的な現象は、燃焼ガスなどの高温の気体が壁面と接触することにより生じる熱伝達現象と考えられている。高温ガスと壁面との間の熱流速量はニュートンの冷却則に基づくと仮定され、式(1-1)が成立するものとして冷却損失の現象解析が行われてきた。

$$q = A \cdot h \cdot (T_g - T_w) \cdot \tau \cdots (1-1)$$

上記式のうち q は熱流速、 A は伝熱面積、 h は熱伝達率、 T_g はガス温度、 T_w は壁面温度、 τ は伝熱時間である。熱伝達率 h は熱伝達と熱伝導との比を表す無次元数ヌセルト数 Nu を用いて式(1-2)、式(1-3)の関係式で表される。ヌセルト数 Nu の各係数には平板上の一様流れ、 $Re > 3.2 \times 10^5$ 条件での数値を使用した。

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \cdots (1-2)$$

$$h \propto Nu = 0.037 \times Re^{0.8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \cdots (1-3)$$

上記式のうち λ は流体の熱伝導率[W/mK], L は代表長さ[m], Re は流体の慣性力と粘性力との比で定義されるレイノルズ数, Pr は流体の動粘度と温度拡散率の比で定義されるプラント数を表す. レイノルズ数 Re は次式により式(1-4)の関係式で定義される.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \dots (1-4)$$

上記式のうち V はガス流速[m/s], D はエンジンのシリンダボア直径[m], ν は動粘性係数[m²/s]を示す. エンジンにおいては熱伝達率 h とガス温度 T_g , 壁面温度 T_w が相互に影響しつつ, 冷却損失量を決定していると考えられる.

図 1.7 にディーゼルエンジンの燃焼と冷却損失の発生要因の概念図を示す. ディーゼルエンジンは筒内に燃料を直接噴射し燃焼させるため, エンジン筒内に燃料噴霧周辺などの高温部と非燃焼ガスなどの低温部が存在する不均一な温度場が形成される. また, 燃焼を円滑に進行させるため燃料と空気との混合に高圧燃料噴射による燃料噴霧の運動量や筒内の気流を用いるため, 燃料噴射弁や燃料噴霧の周囲に形成される気流と筒内の気流が合成され複雑な流動場となることが冷却損失の解析を困難にしている. 従来の研究においては, 壁面温度 T_w の増加を主眼にした遮熱エンジン, ガス温度 T_g の低下を狙った低温燃焼, 伝熱面積 A や熱伝達 h に関する運転条件や燃焼室の形状, 熱発生履歴の操作などの設計指標と冷却損失との関係をエンジン実機にて明らかにすることが行われてきた.

以下に, ディーゼル燃焼の熱効率向上に関する研究事例を示す. なお, 1.3.1 項では冷却損失の低減を狙った遮熱エンジンの研究について述べる. 1.3.2 項では低温予混合燃焼の研究について述べる. 1.3.3 項では冷却損失の低減が可能な運転パラメータや機関形状の最適化に関する研究について述べる. 1.3.4 項では燃料噴射の高圧化の研究について述べる. 1.3.5 項では従来の研究のまとめと課題について述べる.

1.3.1 遮熱エンジンの研究事例

冷却損失の積極的な低減を目的とした技術開発は 1970 年代後半に Kamo⁽¹⁻²⁴⁾らがエンジンの断熱化を提唱したことが始まりと考えられる⁽¹⁻²⁵⁾. 当時はエネルギー安全保障の観点から省燃費化に寄与する技術が求められ, セラミックを用いた断熱エンジンの開発が行われた. 当時はエンジン構造材の全てをセラミックに置き換えることが試みられたが, 金属材料に対して高温になる壁面が吸気を加熱し, 吸気効率の低下による出力減少や窒素酸化物(Nitrogen Oxide, 以下

NO_x)の増加を招くことがわかり⁽¹⁻²⁶⁾実用化には至っていない。セラミック素材が持つ背反事項を解決するため、2000 年代以降は壁面温度の急激な変化(以下、壁温スウィング)に着眼した低熱伝導・低熱容量材を用いた遮熱技術の研究が行われてきた。壁温スウィングにより吸気加熱が懸念される吸気行程中は壁面温度を低くし、燃焼行程中に燃焼ガスから壁面に流入する熱流速により壁面温度が高くなり冷却損失の低減効果が見込める⁽¹⁻²⁷⁾。遮熱膜は燃焼室内壁に厚さ数 100 [μm]以下の空隙を持つ膜状の低熱伝導材料を成型することで形成され、筒内の高温ガスからの熱が流入する短期間のみ表面温度を高くすることを実現している⁽¹⁻²⁸⁾。ただし、小島、西脇⁽¹⁻²⁹⁾らによれば、壁面温度の上昇により壁面近傍に存在する火炎の消炎距離が短縮し、熱伝達率が増大することが指摘されている。この熱伝達率の増加は、壁面温度の増加による冷却損失の低減効果を低下させることになる。長田ら⁽¹⁻³⁰⁾はピストン表面に存在する火炎の消炎距離を画像解析により計測しジルコニアを用いた遮熱膜において火炎の消炎距離が小さくなることを報告している。

燃焼室内壁の温度を制御することにより冷却損失低減を狙った技術開発においては、壁面温度の最適値決定の困難さや構造材料としての信頼性などの課題が有るため実用化に至った技術は少ない。

1.3.2 低温・均質予混合燃焼の研究 事例

冷却損失低減手法として燃焼温度の低減や、ガスと壁面との熱伝達率を低減する手法が研究されてきた。

遮熱エンジンの研究が進展した 1980 年代後半より低 NO_x、低 Smoke と圧縮上死点(Top Dead Center, 以下 TDC)近傍において短期間で燃焼を完結することによる熱効率向上を目指した低温燃焼技術の研究が盛んに行われてきた。低温燃焼の考え方は均質圧縮自着火(Homogeneous Charge Compression Ignition, 以下 HCCI)、予混合圧縮自着火(Premixed Charge Compression Ignition, 以下 PCCI)、反応制御圧縮自着火燃焼(Reactivity Controlled Compression Ignition, 以下 RCCI)を内包している⁽¹⁻³¹⁾。長年にわたり研究が行われている RCCI では大量の EGR により燃焼温度を低下させ、冷却損失の低減効果が大きくなることが報告されている⁽¹⁻³²⁾。均質予混合燃焼でありながら火花点火でなく自己着火させることにより高効率と低排出ガスの達成が可能なことは Schweitzer ら⁽¹⁻³³⁾などにより古くから報告されていた。Ashley と飯田⁽¹⁻³⁴⁾はエンジンの燃焼方式を分類し、この中で均一予混合気を圧縮自着火させる燃焼方式を HCCI と定義した。ガソリンエンジンベースの HCCI⁽¹⁻³⁵⁾が基本的には完全均質混合気で燃焼させるのに対し、ディーゼルエンジンベースの HCCI は完全な均質混合気とはならず燃料噴射終了後に予混合期間を経て混合気に一定の濃度分布が存在する状態にて着火させることが一般的である。燃料を噴射しな

がら燃焼させる従来の拡散燃焼型に対し、この燃焼方式は PCCI と呼ばれ混合気の希薄化、燃焼温度の低温化、燃焼期間の短縮が可能など複数の機能を同時に変更が可能な燃焼方式である。

初期に提案された PCCI 方式は早期噴射によって希薄予混合気を形成させるため低圧雰囲気場での噴霧微粒化とライナーへの燃料付着の抑制が必要である。武田ら⁽¹⁻³⁶⁾の PREDIC (Premixed Lean Diesel Combustion) や、柳原ら⁽¹⁻³⁷⁾の UNIBUS (Uniform Bulky Combustion System) などのコンセプトが提案されている。両コンセプトにおいて燃料噴射時期は -60 deg. ATDC と従来よりも早期に設定され、希薄混合気の形成により排出ガス中の NO_x と粒子状物質 (Particulate Matter, 以下 PM) の同時低減を実現している。江見⁽¹⁻³⁸⁾は、PREDIC 燃焼の壁面瞬時温度を計測し、従来燃焼よりも壁面温度が低く冷却損失が 2 割程度低減する条件があることを報告している。ただし燃料の着火時期を制御するは困難であり、TDC よりもかなり前に着火することで熱効率の悪化を招いている。橋詰⁽¹⁻³⁹⁾らは着火時期の制御による運転領域の拡大と NO_x の大幅低減を狙い予混合燃焼、拡散燃焼を独立に最適化するコンセプトの二段燃焼 MULDIC (Multiple Stage Diesel Combustion) を提案している。MULDIC により従来のディーゼル燃焼と同等の燃費で NO_x, Smoke を 1/2 以下に低減できる可能性を報告している。島崎⁽¹⁻⁴⁰⁾らはノズル諸元の改良と EGR の組み合わせ、村田⁽¹⁻⁴¹⁾らは吸気バルブの早閉じ/遅閉じによるミラーサイクル (Miller cycle) と EGR を組み合わせた PCCI コンセプトを提唱し、有効圧縮比の低下と EGR の組み合わせにより着火遅れを稼ぎ予混合燃焼の成立領域を確保している。ただし、これらの燃焼コンセプトは EGR の使用を前提としており過渡運転時における応答性が十分でないことや、EGR により吸気中の酸素濃度が低下し燃焼が完結しないため未燃損失の増加することなどの背反が報告⁽¹⁻⁴²⁾されている。秋濱⁽¹⁻⁴³⁾はエンジン筒内の燃焼温度と混合気の状態との関係については図 1.8 に示すように ϕ -T マップを用いて解析している。横軸に筒内温度 [deg.C] を示し、縦軸に当量比 [-] を示す。

従来の研究結果から低温燃焼は軽負荷での効果は大きい⁽¹⁻⁴⁴⁾ことは明らかになったが、高負荷においては着火時期の制御性や完全に燃焼が完結しないため炭化水素 (Hydrocarbon, 以下 HC) と一酸化炭素 (Carbon monoxide, 以下 CO) が増加することが課題となり⁽¹⁻⁴⁵⁾実用化されていない。

1.3.3 運転パラメータや機関形状が高効率燃焼に及ぼす影響の研究事例

構造材料の断熱化や低温燃焼の技術的な困難さが認識され、冷却損失の低減が可能な運転パラメータや機関形状の最適化に関する研究が行われた。冷却損失は壁面の遮熱化よりも、燃焼室形状や筒内の気流などの要素に大きく影響を受けることを木村らが⁽¹⁻⁴⁶⁾指摘しており、酸素濃度やスワールが熱流れに及ぼす影響が調査されている⁽¹⁻⁴⁷⁾。榎本ら⁽¹⁻⁴⁸⁾ (1-49) は、NO_x 低減手段として一般的な EGR が冷却損失に及ぼす影響について薄膜型熱電対を用いて調査し、EGR 率

の増加とともに熱流速のピーク値が低下することを示している。青木ら⁽¹⁻⁵⁰⁾は、薄膜型熱電対を燃焼室壁面 99 か所に設置しサイクル中の壁面瞬時温度を筒内全体で計測した。また榎本ら⁽¹⁻⁵¹⁾は着火時期や機関回転数を変化させた際の熱伝達率が Eichelberg や Woschni などの経験式と一致しないことを報告している。荒戸⁽¹⁻⁵²⁾らは、冷却損失の低減と図示効率が両立する燃焼室形状を数値流体力学(Computational Fluid Dynamics, 以下 CFD) と多目的最適化ツールを用いて探索を行った。浅皿型燃焼室において噴射初期の噴霧の一部を燃焼室中心部に衝突させ噴霧主要部を壁面に沿わせて発達させることで、良好な燃焼を維持しつつ冷却損失を低減することが重要であることを実機試験にて確認している。喜久里ら⁽¹⁻⁵³⁾も、同様に CFD と遺伝的アルゴリズムを用いて燃焼室形状と噴霧特性の最適化を行い、噴射方向角度(コーン角)を広くすることによりリエントラント型ピストンの上下面に分割することで冷却損失が低減できることを報告している。ただし、これらの評価結果は、最適化アルゴリズムの制約条件や想定するエンジン諸元により結果が異なることが予想されエンジン設計全般に適用することが難しい。

また、筒内流動が燃焼過程から排出ガス組成に至るまで大きな影響を及ぼすこと⁽¹⁻⁵⁴⁾についても研究がすすめられており、自動車用ディーゼルエンジンにおいて一般的に使用されている。ただし、筒内流動の増加は冷却損失を悪化させ燃費を低下させることも指摘され、近年では高圧燃料噴射による混合の良化を用いることで筒内流動を抑えることが提案されている。渡辺⁽¹⁻⁵⁵⁾らは、1 回あたりの燃料噴射が持つ運動量モーメントの関係性を調査している。スワール流が持つ運動量と燃料噴射が持つ運動量はほぼ同等であることを観察している。本条件を前提とすることにより、燃料噴射が持つ運動量を用いて燃焼時の筒内のスワール流の強度を操作することで、冷却損失の発生原因である筒内ガスと熱伝達の抑制手法を提案している。

また、近年更なる環境負荷物質の低減を狙い実走行における排出ガス、燃費への規制導入 (Real Driving Emission, 以下 RDE 規制) が検討されている。RDE 規制では、個々の異なる走行パターンに対しても一定値以下の排出ガス量になるように義務付けられている。RDE 規制に対応する燃焼改善の課題として、高負荷領域において NO_x、CO₂排出量が走行時間に対して寄与度が高いことからモード走行全体として排出量が多いことがあげられる。RDE 規制で使用頻度の高くなる高負荷領域での排出ガスを抑制するために各運転領域にて噴射と吸気を精密に設定する方法が一般的であるが、背反として更なる多段噴射化等により制御パラメータが増大する。その結果として適合マップ数や適合工数が増大し、また適合が複雑化することが懸念されていた。そこで制御パラメータを増大させることなく燃焼適合を精密に行う仕組みの有用性を提唱している。C. Jorg らは等圧燃焼を狙った精密な熱発生履歴制御 (Combustion Rate Shaping, 以下 CRS) について検討している^{(1-56) (1-57)}。等圧燃焼を用いて燃焼中の上死点近傍での筒内圧力

の急峻な上昇を抑制することで、燃焼緩慢化に伴う燃焼温度抑制による NO_x 低減と、燃焼時の熱損失低減による CO₂低減を両立できると考えた。図 1.9 に CRS を用いたエンジン燃焼の調査結果を示す。横軸にはエンジン筒内のクランク角度 [deg. ATDC]を、縦軸にはそれぞれ筒内圧力 [bar]、熱発生率[J/deg.]、熱発生量 [J]、目標投入燃料量 [mg]、目標燃料供給率 [g/s]を示す。図 1.9 の左表に示すように CRS を用いた燃焼でのエンジン性能は等 NO_x 条件下で、燃料消費量、燃焼騒音、Smoke 発生量の低減を鼎立させている。燃料消費量についても積算熱発生量において燃焼重心が遅角しているにも関わらず燃費は改善していることから、上死点近傍の熱発生率の抑制により熱損失を低減できる可能性を示唆している。ここで、CRS には、精密な燃料噴射技術⁽¹⁻⁵⁸⁾が用いられている。図 1.9 の筒内圧力に示すように、複数段の微小多段噴射を用いた燃焼時期及び熱発生履歴の直接的な操作によって上死点近傍での筒内圧力上昇を抑制し等圧燃焼に近い筒内圧力履歴を形成した⁽¹⁻⁵⁶⁾。

このように筒内での刻々の燃焼状態を操作することによって、燃焼時の熱損失低減による CO₂削減についての研究が重要な分野である。

1.3.4 ディーゼル燃料噴射の高圧化に関する研究事例

図1.10にディーゼル機関に搭載されたコモンレールシステムを示す。自動車用ディーゼル機関の熱効率向上と排出ガス低減を両立する技術として、小噴孔径燃料噴射装置と高圧燃料噴射の組み合わせが実用化されている⁽¹⁻⁵⁹⁾。

燃料圧力を高圧化することで運動量が増加し、噴霧が雰囲気から受けるせん断力が増加する。増加したせん断力によって噴霧の液相部がより早期に分裂をし、噴霧の微粒化が促進される。同時に雰囲気に運動エネルギーが伝わり、混合が促進される。微粒化と混合促進によって液滴と雰囲気が接する比表面積が拡大し、時間当たりに酸化反応する燃料の量が多くなる。そして最終的に未燃成分低減に繋がる。この一連の燃焼メカニズムによって熱効率が向上することから、ディーゼルエンジンの高効率化に向けた高圧燃料噴射に関する研究が実施されている。

単位時間当たりの燃料噴射量を同等とするとノズルの噴孔数や噴孔径を変化させることで噴霧の特性は大きく変化する。噴孔数を増加したり噴孔径を縮小して噴射圧力を高めることで、噴霧液滴の微粒化と燃料への空気導入を促進され噴霧内が希薄化し⁽¹⁻⁶⁰⁾、排出ガスを低減できることが明らかになっている⁽¹⁻⁶¹⁾。ディーゼルエンジンの燃料噴射圧力は燃焼期間の短縮や燃料と空気との混合気の均質化が目的である。2010年以降には200 MPaから250 MPaへと高められており⁽¹⁻⁶²⁾、噴霧が持つ運動量も増加している。巽と仙田らは噴射圧200 MPaまで昇圧可能なコモンレールシステムと定容燃焼容器を用いて噴射圧力⁽¹⁻⁶³⁾、パイロット噴射⁽¹⁻⁶⁴⁾や噴孔径⁽¹⁻⁶⁵⁾が壁面熱流束に与える影響を報告している。調査された噴射圧力領域では高圧燃料噴射の効果

が確認されている。高圧燃料噴射によって噴霧のエネルギーが増大することで噴霧特性への影響や、ディーゼル燃焼時を想定した熱流束への寄与などが報告されている。

自動車用ディーゼル機関においては、今後も更なる高圧燃料噴射化が社会ニーズとして求められると考えられ⁽¹⁻⁶⁶⁾、300 MPaを超える領域まで燃料噴射圧力を高圧化し燃焼改善を図る研究が数多く実施されている。竹村ら⁽¹⁻⁶⁷⁾は急速圧縮膨張装置（Rapid Compression and Expansion Machine, 以下RCEM）を用いて燃料噴射圧力350 MPaでの噴霧を調査した。図1.11に噴霧到達距離を一定にした場合の噴射圧力に対する噴霧の当量比と噴霧体積の関係を示す。横軸に噴射圧力 MPaを、縦軸に当量比 [-]と噴霧体積 [mm³]をそれぞれ示す。350 MPa燃料噴射時の当量比と噴霧体積の結果から同一噴霧到達距離での噴霧体積が増加して噴霧内平均当量比が低下することを示し、短時間で希薄な混合気を形成できる可能性を示した。また佐藤ら⁽¹⁻⁶⁸⁾⁽¹⁻⁶⁹⁾は、燃料噴射圧力350 MPaで単気筒エンジンを用いた燃焼実験を行い、燃料噴射圧力の高圧化に伴い熱効率が向上する可能性を示唆している。図1.12に350 MPa燃料噴射時の熱発生率とヒートバランスの結果を示す。図1.12の左グラフでは横軸にクランク角度 [deg. ATDC]を、縦軸に熱発生率[J/deg]を示す。しかしこの研究では単段噴射のみでしかエンジン燃焼評価が実施されておらず、噴射を分割した際の燃焼への影響や排出ガス性能については未知であった。このように350 MPaまでの高圧燃料噴射を用いたディーゼル燃焼によってエンジン性能や排出ガスが良化する可能性は示唆されていたが、350 MPaを超える高圧燃料噴射がディーゼルエンジンの高効率化に与える影響を調査した事例はなかった。

筒内に燃料を直接噴射する直噴式ディーゼルエンジンは燃焼と空気との混合に高圧燃料噴射による燃料噴霧の運動量や筒内の気流を用いるため、噴霧による流動や気流に乗った燃焼ガスが壁面に衝突し冷却損失に影響を与える。カーボンニュートラルに向けた技術革新という点で、これまで実用化されていない領域への更なる高圧燃料噴射化の適用が社会ニーズとして求められている。

ゆえに、未知の圧力領域に一步踏み出しディーゼルエンジンの高効率化に与える影響について調査することが本研究の学術的な新規点である。本研究で350 MPaを超える燃料噴射圧力領域に一步踏み出すことによって、実用化されている範囲を超える高圧燃料噴射におけるディーゼルエンジンの高効率化の可能性を初めて示すことが可能となる。

一方、ディーゼル燃料噴射の高圧化に関し実際にその燃料を噴射する装置の研究も重要な要素である。ここに、代表的なコモンレールシステム用燃料噴射装置の調査結果を図1.13に示す。乗用車用については例えばSchnellらボッシュ⁽¹⁻⁷⁰⁾が高圧化の影響を受けにくい、つまり駆動負荷を小さくすることができる圧力バランス弁を用いることによって高圧化を実現している。これは摺動部から静リークを発生させる弊害を伴っている。また、Russellらデルファイ⁽¹⁻

⁷¹⁾も高圧化の影響を受けにくい圧力バランス弁を用いることによって高圧化を実現しているが、同様に摺動部からの静リークによる発熱やエネルギーロスが高圧化の妨げになっていると推定する。商用車向け大型エンジン用については、M.Parcheらボッシュ⁽¹⁻⁷²⁾が静リークをなくすことにより高圧化を実現している。2022年時点で乗用車向けに実用化されている燃料噴射圧力は270 MPaとなっており、350 MPaを超える高圧燃料噴射に適用可能な燃料噴射装置は存在しなかった。ゆえに、実用化されている範囲を超える高圧燃料噴射によるディーゼルエンジンの高効率化の可能性については調査されていなかった。

1.3.5 従来研究のまとめ

本研究の背景となるディーゼルエンジンの高効率化に関する様々な研究について1.3節で述べた。従来の研究では、壁面温度の増加を主眼にした遮熱エンジン、ガス温度の低下を狙った低温燃焼や熱発生履歴の操作、運転条件や機関形状が及ぼす影響、高圧燃料噴射の適用など多方面から研究に対し設計指標と冷却損失との関係をエンジン実機にて明らかにする研究が行われてきた。しかし、従来の研究においては、部品の信頼性や燃焼の制御性悪化といった観点や性能の背反との得失から実用化された技術は少ない。ディーゼルエンジンは筒内に燃料を直接噴射し燃焼させるため、エンジン筒内に燃料噴霧周辺などの高温部と非燃焼ガスなどの低温部が存在する不均一な温度場が形成される。また、燃焼を円滑に進行させるため燃料と空気との混合に高圧燃料噴射による燃料噴霧の運動量や筒内の気流を用いるため、燃料噴射弁や燃料噴霧の周囲に形成される気流と筒内の気流が合成され複雑な流動場となることが冷却損失の解析を困難にしている。ゆえに、エンジン実機にて任意のパラメータが変更された場合、燃焼状態、壁面熱伝達率、壁面温度や、吸入ガス温度の変化などが複合した状態で計測され、各々の要因およびその効果の切り分けには困難を要する。さらに、計測装置の設置にも特別な工夫を要するために計測事例も少なく、ディーゼルエンジンの高効率化に影響する因子が任意のパラメータの影響について十分な考察がなされていない。

カーボンニュートラルに向けたCO₂低減の社会ニーズとして、ディーゼルエンジンの高効率化が求められている。ゆえに、ディーゼル燃焼時の熱効率向上を取り巻く課題を解決するために筒内へ投入する燃料及び空気の混合気形成を改善することと、その均質化した混合気を最良の状態に燃焼させる熱発生履歴の操作について未知の領域を明らかにすることの二つが重要だと考えた。換言すると、エンジン燃焼中に最適な状態を算出する燃焼指標を適用することができれば、各研究で発展された結果を最大限活かすことができディーゼル燃焼の熱効率向上の領域を拡大できると着想した。

そこで、本研究では 1.3.4 項で述べた実用化されていない 350 MPa を超える高圧燃料噴射に着眼した。高圧燃料噴射は均質化した混合気をエンジン筒内に供給し燃焼改善や排出ガスの低減によって、ディーゼルエンジンの高効率化に貢献してきた。高圧燃料噴射は均質な混合気を形成可能と予測されるが実用化されている領域以上の高圧燃料噴射における噴霧内のエネルギー増大や噴霧特性への影響については未解明だった。また、計測のための実用化されている高圧燃料噴射装置や噴霧内のエネルギーを直接計測する装置も存在していなかった。ゆえに実用化されている範囲を超える高圧燃料噴射時の噴霧特性について未解明だった。高圧燃料噴射によって空気との混合、微粒化が促進されていることを明らかにするためには更なる高圧燃料噴射の噴霧内のエネルギーの増加や噴射速度の挙動がどのように変化するかを明らかにすることが必要であった。これまで未知だった高圧燃料噴射の領域でも従来の低圧燃料噴射の噴霧および混合気特性の知見が適用可能であることを解明することができれば、今後のエンジン燃焼で未知の領域でも燃焼状態が予測することが可能となる。すなわち、カーボンニュートラルまでの完全移行までの期間を支えるディーゼルエンジンの燃焼改善や排出ガス低減に貢献することができると考え、これが本研究の意義だと考えた。

さらに将来の展望として、本研究では均質化した混合気を最良の状態で燃焼させる熱発生履歴の操作についても検討した。筒内へ投入する燃料及び空気の混合気形成を改善する高圧燃料噴射はエンジン筒内への単位時間当たりの燃料供給量が増加し燃焼が急峻になり排出ガスや騒音悪化が懸念される。実用エンジンに適用できる燃料噴射圧力上限の制約から実用化されている噴射圧力以上の領域での高圧燃料噴射の燃焼への影響については未解明であり実験的に実証されていなかった。そこで、エンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量に対する排出ガスへの影響の観点から適用領域拡大の可能性を示すことによってディーゼルエンジンの更なる高効率化の可能性を示すことが将来のエンジン研究の発展への貢献することできると考えた。

ここで、所望の燃焼状態を実現するためには、当然、エンジン、クランク、吸気、ドライブトレイン等の高精密制御化の開発が必要となるが、これらは別途多くの研究実施されていることから、エンジン燃焼に注力する。

1.4 本研究の目的

本研究は、ディーゼルエンジンの高効率化に向けて実用領域を超えた高圧燃料噴射の噴霧および燃焼特性の未解明な現象の解析に取り組んだ。

2050 年のカーボンニュートラル目標達成に向けて自動車業界全体で車両の電動化が促進されている。同時に完全移行までの期間を支えるディーゼルエンジンの燃焼改善や排出ガス低減が社会ニーズとして強く求められている。本研究では、実用化されていない 350 MPa を超える高圧燃料噴射に着眼した。高圧燃料噴射は均質な混合気を形成可能と予測されるがその噴霧特性は未解明だった。また背反として、エンジン筒内への単位時間当たりの燃料供給量が増加し燃焼が急峻になり排出ガスの悪化が懸念される。そこで、本研究では 350 MPa を超える高圧燃料噴射を用いて排出ガス性能改善可能な領域を拡大することを目的とし、エンジン燃焼において等 NO_x 条件下で Smoke 排出を低減することを目標に定めた。さらにエンジン燃焼に対する総合的な考察を加えディーゼルエンジンの排出ガス低減に貢献する技術的知見を提供する。

1.5 本論文の構成

本論文の構成として、序論としての本章、第 2～5 章の本論、第 6 章の結論から構成される。

第 1 章では、本研究の社会的背景や課題についてまとめ、本研究の目的を示した。

第 2 章では、高圧燃料噴射のエンジン燃焼への適用について従来研究と課題について検討し、研究の実施項目を提案した。

第 3 章では、400 MPa までの高圧燃料噴射において噴霧の噴射速度が増大することを明らかにした。400 MPa までの高圧燃料噴射に適用可能な噴射装置と観察装置を新たに構築し、計測と解析を実施した。次に、高圧燃料噴射の噴霧の圧力エネルギーを直接計測する方法を考案した。センサ受圧部に噴霧を衝突させることで液相部の運動量を直接計測する手法を考案し、噴霧のエネルギーを表す力波形モデルを提案した。本力波形モデルは、和栗が定めた噴霧が持つ運動量の理論式との運動量が誤差<10% で一致することを確認した。さらに、噴霧の噴射速度増加によるエネルギー量の増加と運動量との関係から噴射速度の式を導出し、構築した噴射速度計測装置によって噴霧の液相の噴射速度を計測した。高圧燃料噴射において運動量が増大し噴射速度が一様に増大し、400 MPa 噴射では 856 m/s に到達することを実験的に検証した。

第 4 章では、燃料噴射の高圧化に伴って増大した噴霧の運動量によって噴霧到達距離が一様に伸長することを明らかにした。また、混合気の均質化に寄与する噴霧到達距離に着眼し、400 MPa まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を新たに導出した。従来研究にて提唱されている実験式から算出した計算値と実測値の間に乖離が認められ、実測値が計算値を上回っていることを特定した。その要因として噴射期間中に後続噴霧から供給されるエネルギーによる噴霧追い越しが考えられることから、この現象に着眼し新たに実験式を導出した。導出課程におい

て実際の液滴径が粒度分布を持った粒径であることを考慮して実験式を補正するために実験定数を再検討し、実験式から算出した計算値と実測値が一致することを計測結果から確認した。加えて、低圧噴射領域にも適用可能であることも実験的に検証した。以上より、400 MPa までの高圧噴射においても混合気を均質化できる可能性を見出した。

第5章では、400 MPa までの高圧燃料噴射をエンジン燃焼に適用し、Smoke 排出量の低減を実証した。400 MPa までの高圧燃料噴射装置を排気量 558[cc]の単気筒エンジンに新たに適用し、400 MPa 高圧噴射での燃焼試験を実現した。その結果、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減できることを実験的に検証した。特に高 EGR 率条件下での Smoke 低減効果が大きいことは混合気が均質化した効果と考えられる。さらに、混合気の均質化を模擬するため燃料噴射を2段に時間分割した条件でエンジン試験を行い、同様に NO_x -Smoke のトレードオフが改善することを実験的に示した。以上より、400 MPa 高圧燃料噴射による混合気の均質化を用いて Smoke 排出量を低減できる可能性を示した。

第6章で本論文の総論を記述し、本研究で得られた主要な知見をまとめた。

さらに今後の展望として、Supplement でエンジン筒内への燃料供給量を制御する燃焼指標の適用領域拡大の可能性を示した。熱発生履歴モデルから算出された指標に従い燃料噴射を分割することで高圧噴射時に増大する燃料供給量を時間分散し適用した。その結果、400 MPa 噴射時の燃料供給を複数段に分割し、狙い通り筒内圧力上昇速度を抑制する方向へ制御できることを実験的に示した。また NO_x -Smoke トレードオフが改善することも実験的に示した。

以上より、この理論を適用し燃焼の良し悪しを制御できる指針を作ったことで、本燃焼指標の 400 MPa 噴射までの運転条件への適用可能性を示した。

図表 第1章

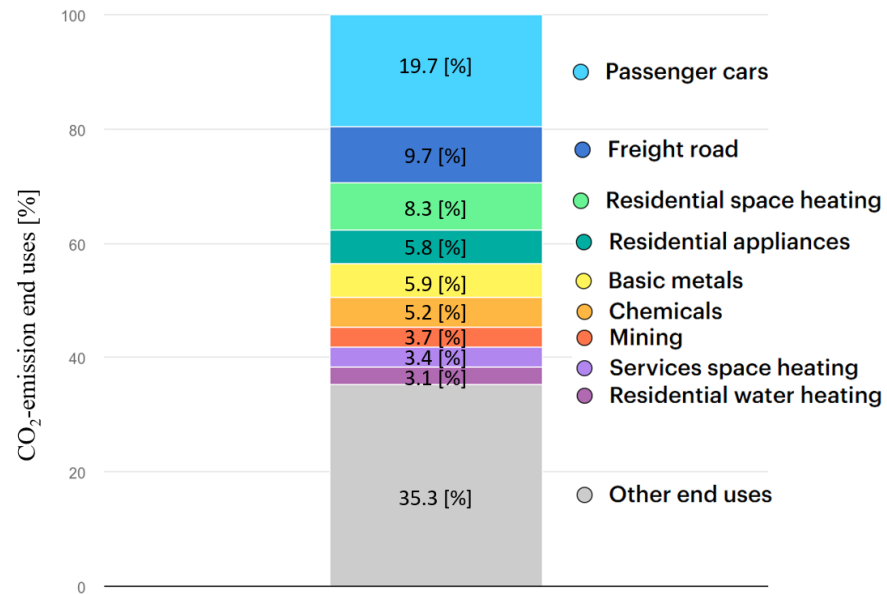


Figure 1.1 Top ten CO₂-Emitting End Uses in Selected IEA Countries, 2019 ⁽¹⁻²⁾

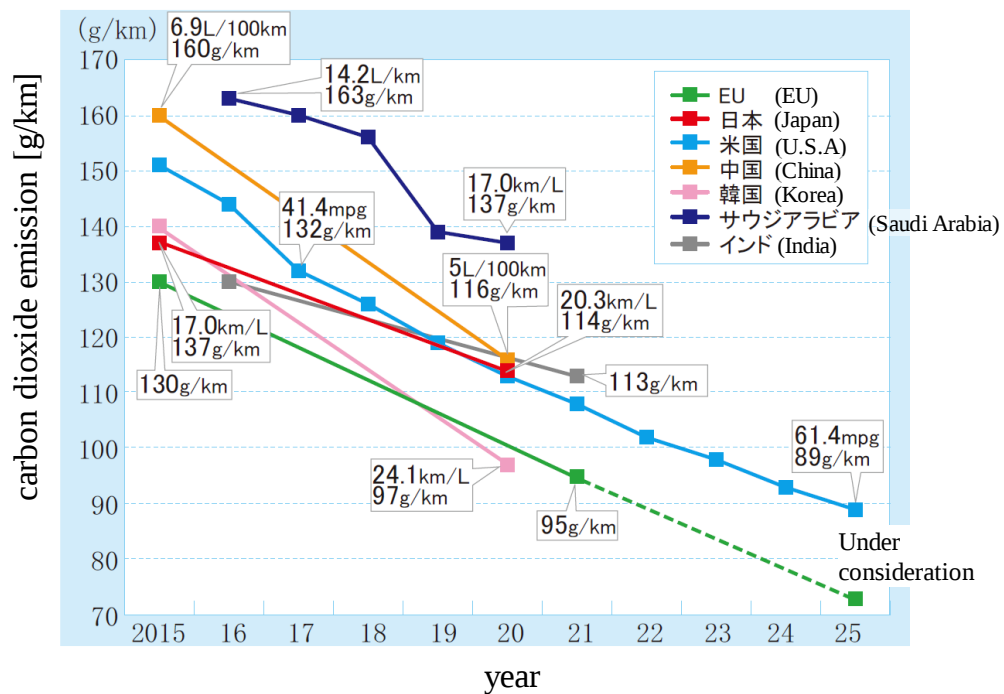


Figure 1.2 Trends in Fuel Efficiency Regulations Around the World ⁽¹⁻³⁾

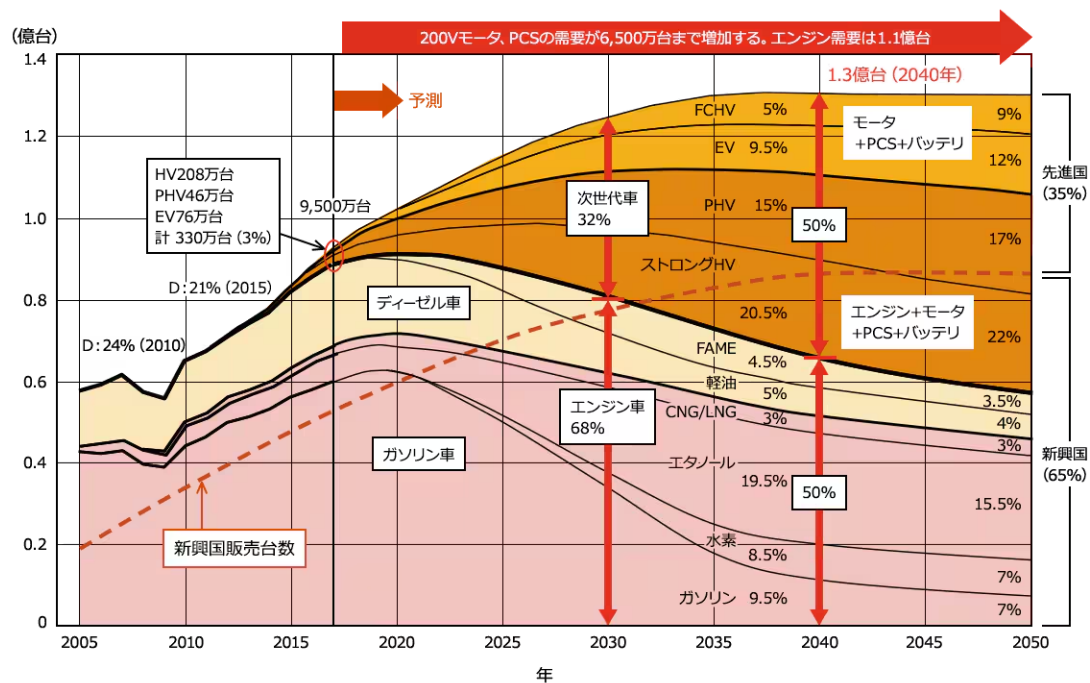


Figure 1.3 Passenger Vehicle Sales Mix (Total sales 1.3 million assumption) ⁽¹⁻⁵⁾

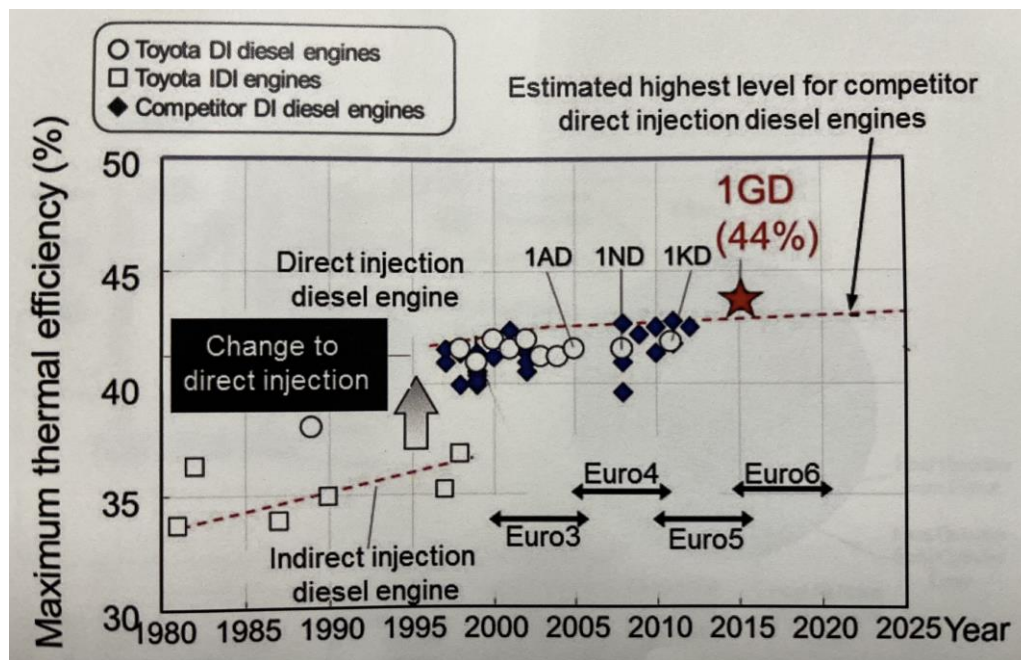


Figure 1.4 History of Maximum Thermal Efficiency ⁽¹⁻⁵⁵⁾

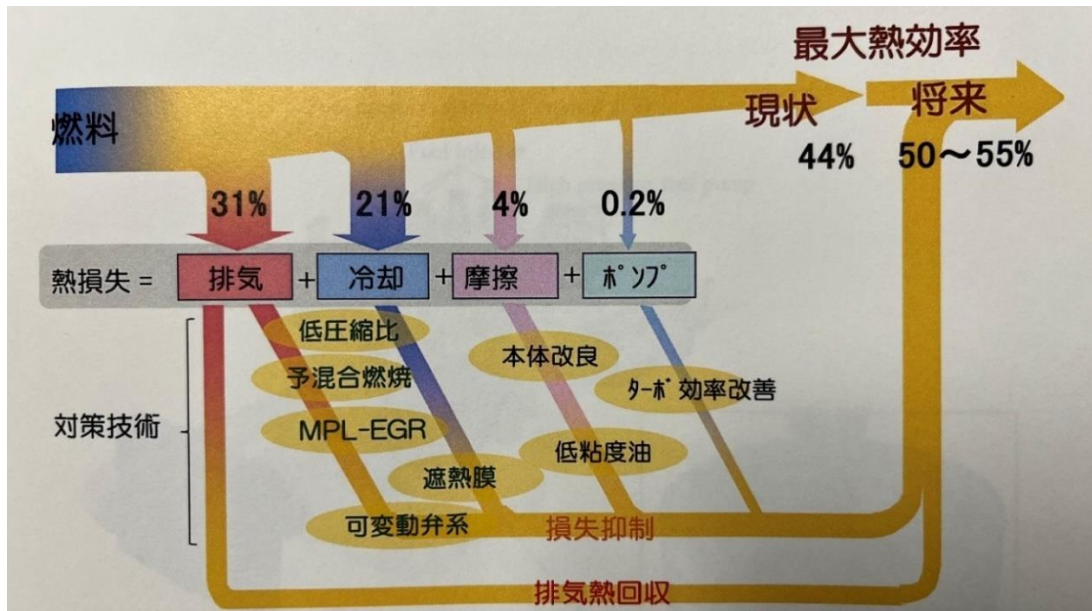


Figure 1.5 Conceptual Diagram of Engine Loss Hinder Improvement of Thermal Efficiency

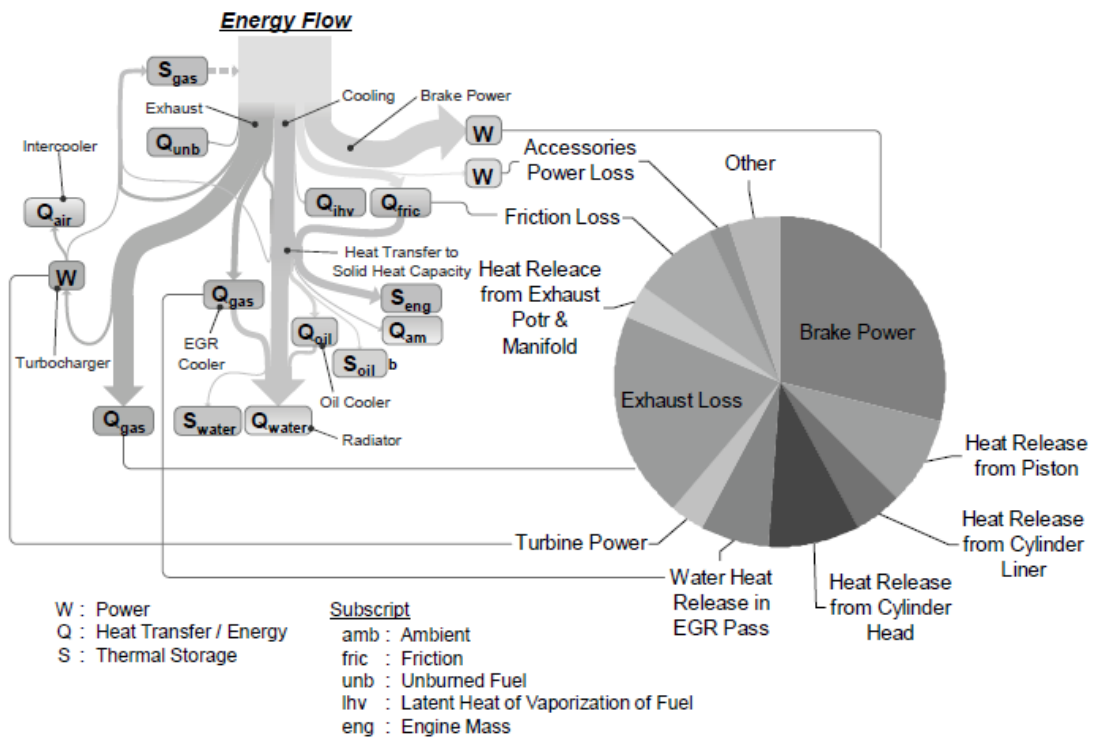


Fig. 1.6 Energy Flow and Energy Analysis for Total Transient Mode (JE05-mode)⁽¹⁻²²⁾

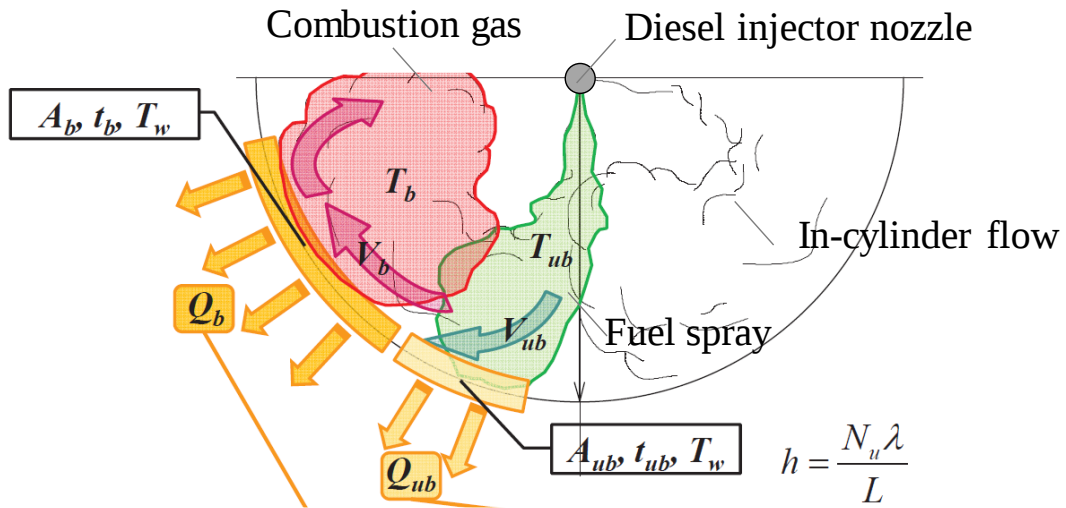


Fig. 1.7 Concept Diagram Explaining the Phenomenon of Cooling Loss

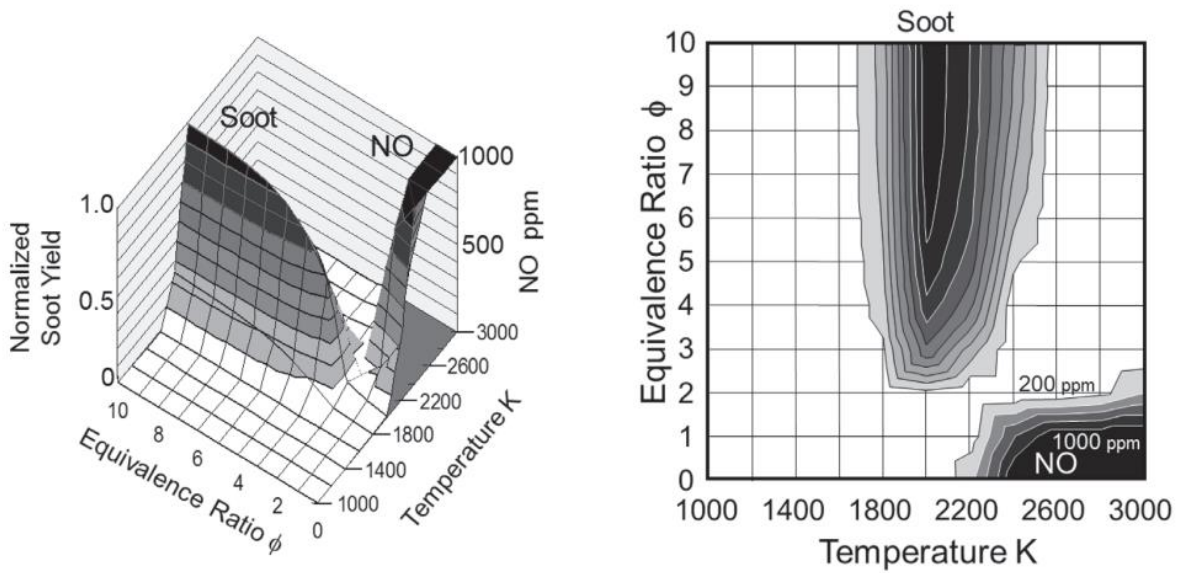


Fig. 1.8 Combustion ϕ -T Map⁽¹⁻⁴³⁾

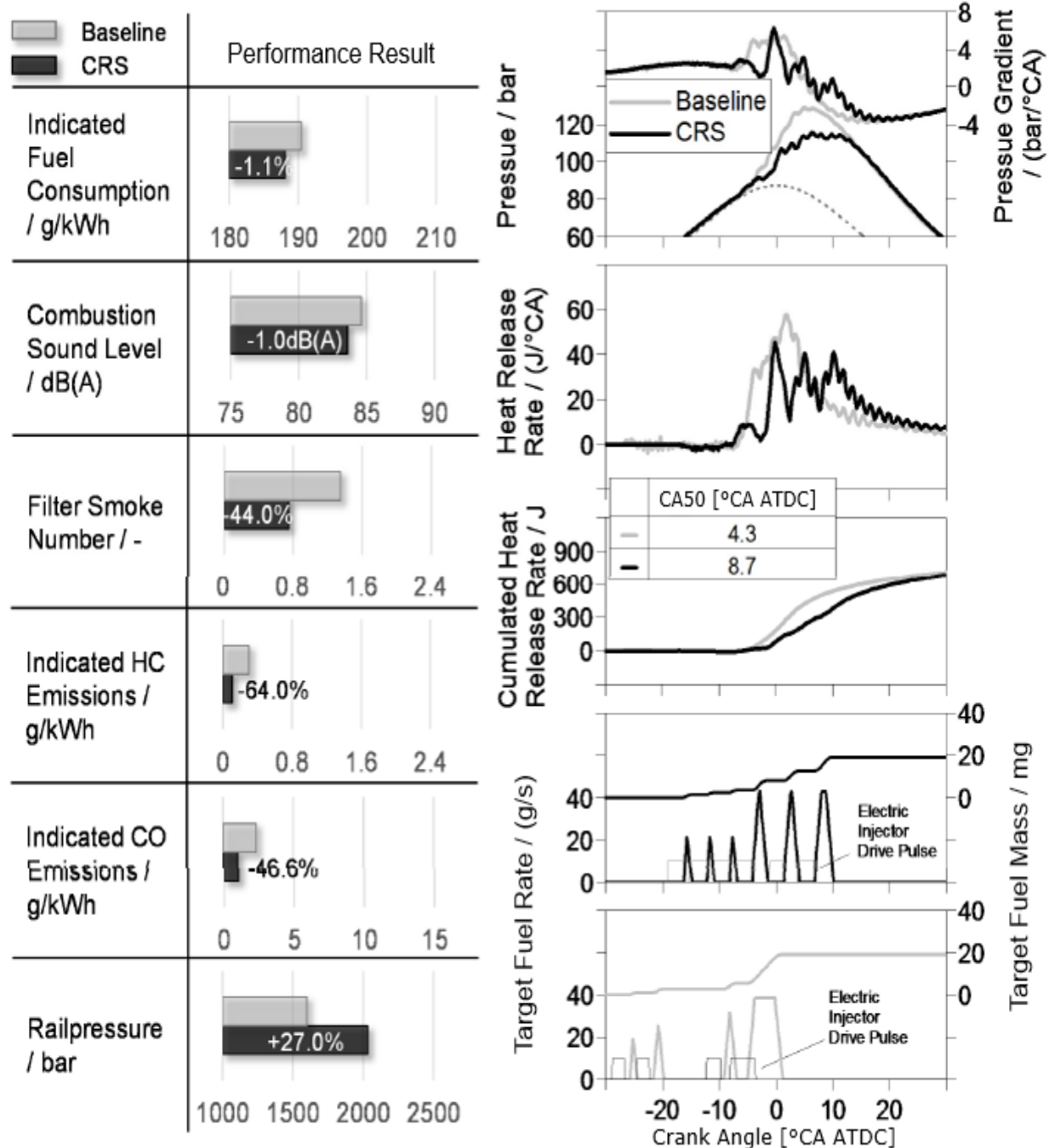


Fig. 1.9 Combustion Trend (IMEP 9.4bar, Ne 2280rpm, Boost Pressure 2.29bar, NO_x 0.4g/kWh, 0.39L Single cylinder engine)⁽¹⁻⁵⁶⁾

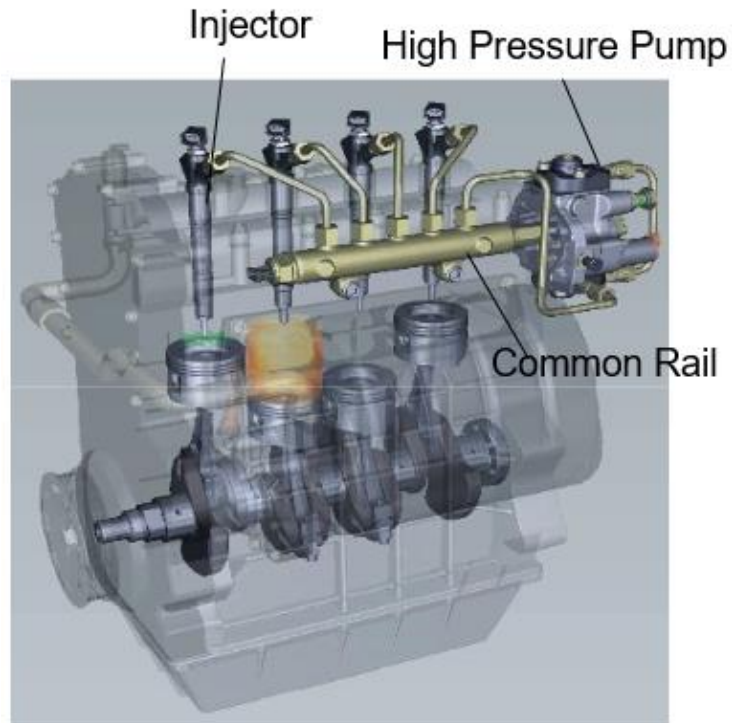


Fig.1.10 Common Rail System on Diesel Engine⁽¹⁻¹⁷⁾

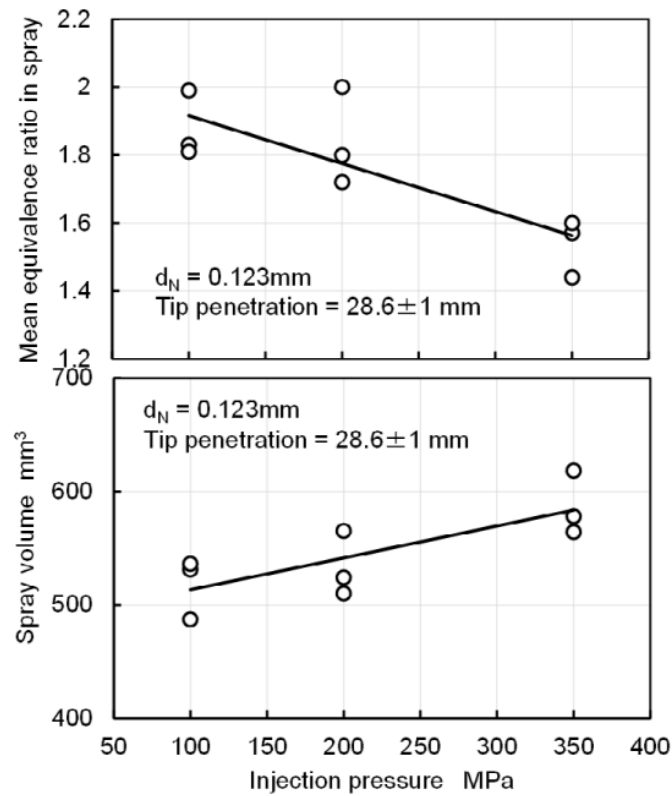


Fig. 1.11 Spray Volume and Mean Equivalence Ratio in Spray⁽¹⁻⁶⁷⁾

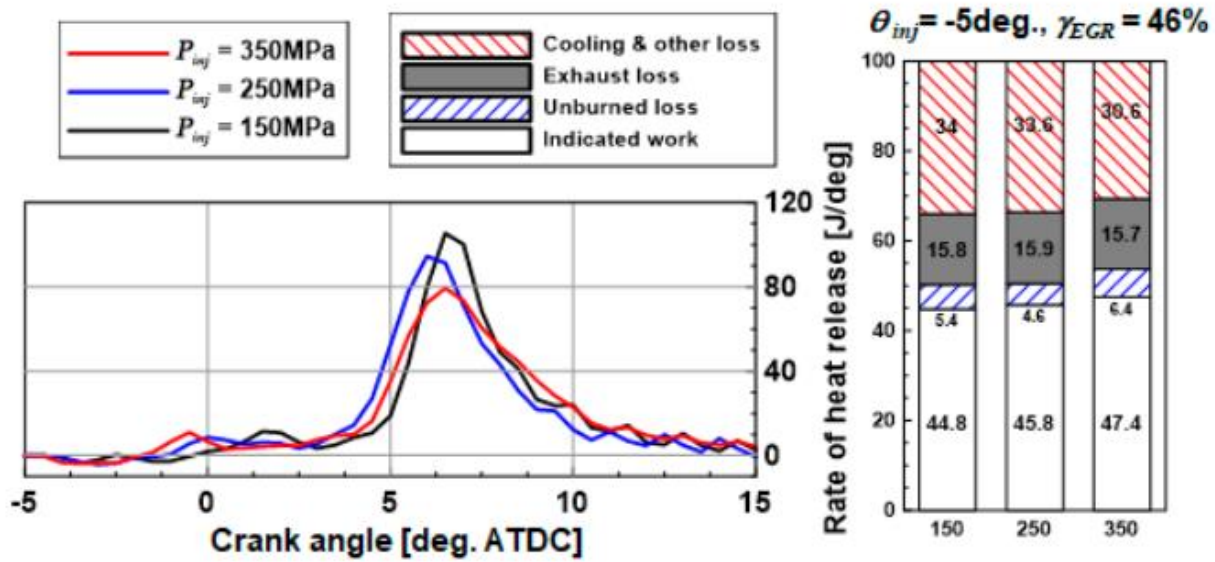
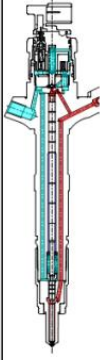
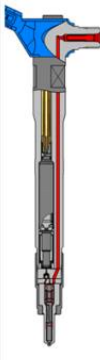
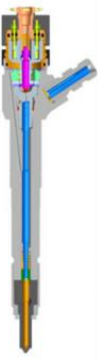
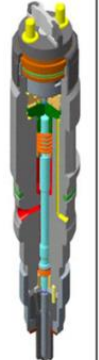
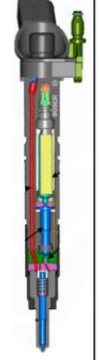


Fig.1.12 Rate of Heat Release and Heat Balance at 350 MPa Fuel Injection
(IMEP 390 kPa, NE:1500 rpm)

	DENSO		BOSCH				DELPHI		Continental
Model	G3S	G3P	CRI2-16	CRI2-18	CRIN3.3 (for commercial vehicle)	CRI3-20	DFI1.1	DFI3	
Structure									
Max pressure ★1	200MPa	200MPa	160MPa	180MPa	220MPa	200MPa	200MPa	200MPa	160MPa
Static leakage	yes	no	yes	yes	no	no	yes	no	yes
Dynamic leakage	yes	yes	yes	yes	yes	yes	yes	no	yes
Actuator	Solenoid	Piezo	Solenoid	Solenoid	Solenoid	Piezo	Solenoid	Piezo	Piezo
Driven part	Control valve	Control valve	Control valve	Control valve ★2	Control valve	Control valve	Control valve ★2	Nozzle needle	Control valve
Source	ref.1.6	ref.2.5	ref.2.6	ref.2.1	ref.2.4	ref.2.7	ref.2.2	ref.2.3	ref.2.8

★1: at 2010,

★2: Pressure balance type control valve

Fig.1.13 Injector Structure Benchmark Result

関連論文 第1章

- (1-1) 日本貿易振興機構（ジェトロ）海外調査部，主要国の自動車生産・販売動向，
https://www.jetro.go.jp/ext_images/_Reports/01/a8bda2119a0b991a/20220057rev1.pdf, 参照日 2023/5/20
- (1-2) -3) 西野浩介，世界で強化される自動車燃費規制とその影響，
https://www.mitsui.com/mgssi/ja/report/detail/1221218_10674.html, 参照日 2022/2/10
- (1-4) IEA Global Outlook 2023, Global electric car sales and share of selected regions in global trade, 2018-2022, <https://iea.blob.core.windows.net/assets/dacf14d2-eabc-498a-8263-9f97fd5dc327/GEVO2023.pdf>, 参照日 2024/7/30
- (1-5) PWC, 自動車の将来動向：EV が今後の主流になりうるのか 第6章，
<https://www.pwc.com/jp/ja/knowledge/thoughtleadership/automotive-insight/vol10.html>, 参照日 2024/7/30
- (1-6) 経済産業省，E V ・ P H V 普及に向けた経済産業省の取組について，経済産業省 HP，
http://www.cev-pc.or.jp/pdf/event/event_evex_2015/evex2015_meti.pdf, 参照日 2019/10/20
- (1-7) 新村 光一，環境課題に対応する電動車開発とリチウムイオンバッテリー技術，NEDO TSC Foresight, <http://www.nedo.go.jp/content/100765866.pdf>, 参照日 2019/10/20
- (1-8) 長尾不二夫，内燃機関講義，養賢堂，pp9-11, (1969)
- (1-9) Jochen Strenkert, Christoph Schildhauer, Markus Richter, The New Diesel Plug-in Hybrid from Mercedes-Benz, MTZ Motortechnische Zeitschrift vol.79 No.4, pp46-51, (2018)
- (1-10) 経済産業省 産業構造審議会，超長期エネルギー技術ビジョンロードマップ -運輸分野ロードマップ解説-, http://www.iae.or.jp/wp/wp-content/uploads/2014/09/ene_vision_2100/06_unyuRM.pdf, 参照日 2020/9/2
- (1-11) CUMMINS, Catherine Morgenstern, SUPERTRUCK II TEAM REACHES NEVER ACHIEVED BEFORE 55% BRAKE THERMAL EFFICIENCY, <https://www.cummins.com/news/2021/08/10/supertruck-ii-team-reaches-never-achieved-55-brake-thermal-efficiency>, 参照日 2023/7/30
- (1-12) 田中秀治，自動車エンジンの技術史 黎明期の内燃機関から最新省エネ・エンジンまでロータリーエンジンの開発史, http://www.mems.mech.tohoku.ac.jp/automobile_engine_history.pdf, 参照日 2018/12/27
- (1-13) 富塚清，内燃機関の歴史，三栄書房，ISBN 4879040150, pp34, (1984)
- (1-14) ガズー編集部，ディーゼルエンジン-もう一つの内燃機関(1893),
https://gazoo.com/article/car_history/150220_1.html, 参照日 2018/4/27
- (1-15) ルドルフ・ディーゼル著 山岡茂樹訳・解説，ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか，山海堂，pp110 (1993)

- (1-16) 小川英之, ディーゼルこそが, 地球を救う, ダイヤモンド社, pp35-49, (2004)
- (1-17) 松本修一, コモンレールシステム用インジェクタにおける高圧燃料噴射機構に関する研究, 金沢大学大学院自然科学研究科システム創生科学専攻 博士後期課程 博士論文, (2015)
- (1-18) 山本崇, 笈川直彦, 戸田忠司, 濱村芳彦, 新型 2.8L 直列 4 気筒ディーゼルエンジン (ESTEC GD) の開発, 自動車技術会大会学術講演会講演予稿集, No. 20155295, (2015)
- (1-19) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 島田一昭, 内田登, 高過給ディーゼルのコンバインドサイクルによる燃費改善の研究ーランキンサイクルによる排熱回生についてー, 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集, No.20125683, (2012)
- (1-20) 田山径二郎, 船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の技術系統化調査, 国立科学博物館 技術の傾向化調査報告, 第 8 集, (2007)
- (1-21) Wärtsilä 31, Wärtsilä 31 is recognised by Guinness World Records as the world's most efficient 4-stroke diesel engine, https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/ms-engine/brochure-o-e-w31.pdf?sfvrsn=22f3f345_13, 参照日 2018/12/27
- (1-22) 三田拓朗, 荒戸景太, 港明彦, 島崎直基, ディーゼルエンジンのエクセルギ解析 トータルエンジンシミュレーションシステムの構築と検討, 日本機械学会・自動車技術会内燃機関シンポジウム講演論文集 Vol.23, pp31-36, (2012)
- (1-23) Gary Borman, Kazuie Nishiwaki, Internal-combustion engine heat transfer, Progress in Energy and Combustion Science Vol. 13, Issue 1, pp1-46, (1987)
- (1-24) Kamo, R. and Bryzik, W., Adiabatic Turbocompound Engine Performance Prediction, SAE Technical Paper 780068, (1978)
- (1-25) 長田英朗, 内田登, 大型車ディーゼル機関における筒内熱損失の影響因子解析 (省エネに貢献する熱マネジメント技術), 自動車技術, Vol.71 No.10, pp32-38, (2017)
- (1-26) 長田 英朗, 内田 登, ディーゼルエンジンにおける壁面衝突火炎の拡大観察による熱損失解析, 自動車技術会論文集 Vol.48 No.1 pp47-52, (2017)
- (1-27) Kawaguchi, A., Iguma, H., Yamashita, H., Takada, N. et al., Thermo-Swing Wall Insulation Technology; - A Novel Heat Loss Reduction Approach on Engine Combustion Chamber -, SAE Technical Paper 2016-01-2333, (2016)
- (1-28) 原田 雄司, 田中 達也, 中尾 裕典, 服平 次男, 青木 理, 山下 洋幸, 高応答遮熱壁面が急速圧縮膨張場の壁面熱伝達に及ぼす影響, 日本機械学会論文集, 84 巻 858 号, p.17-00458, (2016)
- (1-29) 小島 隆史, 萩原 岳史, 西脇 一字, 発熱反応温度境界層における熱伝達率の壁面温度依存性, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.58 No.553, pp2812-2818, (1992)
- (1-30) 長田 英朗, 内田 登, ディーゼルエンジンにおける壁面衝突火炎の拡散観察による熱損失解析, 自動車技術会論文集, Vol.48 No.1 pp47-52, (2017)

- (1-31) Amin Paykani, Amir-Hasan Kakaee, Poura Rahn timer and Rolf D Reitz, Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines, International Journal of Engine Research, Vol.17 No.5, pp481-524, (2016)
- (1-32) Terry L Hendricks¹, Derek A Splitter^{2, 3}, Experimental investigation of piston heat transfer under conventional diesel and reactivity-controlled compression ignition combustion regimes, International Journal of Engine Research, Vol.15 issue 6, pp 684-705, (2014)
- (1-33) Schweitzer, P. and Grunder, L., Hybrid Engines, SAE Paper, No.630512 (1963)
- (1-34) Ashley, S., 飯田 訓正, 開発の進む低公害 HCCI エンジン, 日経サイエンス, Vol.31, No.9, pp90-96, (2001)
- (1-35) 青木 太郎, 服部 義昭, 水田 準一, 佐藤 康夫, ガソリン予混合圧縮点火エンジンの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.951, pp309-312, (1995)
- (1-36) 武田好央, 中込恵一, 新村, 早期燃料噴射による希薄予混合燃焼の排出特性, 日本機械学会論文集, B 編 No.62-599, pp348-354, (1996)
- (1-37) 柳原 弘道, 新しい混合気形成法によるディーゼルの NO_x・Smoke 同時低減, 日本機械学会論文集, B 編 No.63-606, pp368-373, (1997)
- (1-38) 江見雅彦, 希薄予混合ディーゼル燃焼における燃焼室壁面への直接熱損失, 首都大学東京 生産機械工学専攻 平成 13 年度修士論文, (2001)
- (1-39) 橋詰 剛ほか, 多段噴射による予混合圧縮着火機関の運転領域拡大, 日本機械学会論文集 B 編 66 巻, 641 号, pp286-293, (2000)
- (1-40) 島崎 直基, 西村 輝一, 上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト--燃料の着火性や蒸発性の影響, 自動車技術会論文集, Vol.37 No.2, pp37-42, (2006)
- (1-41) 村田豊ほか, 可変バルブタイミングによる予混合ディーゼル燃焼の中速中負荷域への適用, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.6, pp73-78, (2005)
- (1-42) 稲垣 和久ほか, 2 燃料成層自着火による高効率 PCCI 燃焼(第 1 報): EGR レス PCCI 制御の実験的研究, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.3, pp135-140, (2006)
- (1-43) 秋濱 一宏, ϕ -T マップとエンジン燃焼コンセプトの接点, 日本燃焼学会誌 第 56 巻 178 号, pp291-297, (2014)
- (1-44) Tsurushima, T., et al., The Effect of Knock on Heat Loss in Homogeneous Charge Compression Ignition Engines, SAE Technical Paper 2002-01-0108, (2002)
- (1-45) S.kimura, et al, Effect of Combustion Chamber Insulation on the Heat Rejection on Thermal Efficiency of Diesel Engines, SAE Paper No.920543 (1992)
- (1-46) 木村 修二, 松井 幸雄, 小池 正生, 榎本 良輝, 直噴ディーゼル機関の燃焼室内熱損失のメカニズムに関する研究: 第 1 報, 燃焼室内局所熱流れの特性, 日本機械学会論文集 B 編 63 巻 613 号, pp3187-3193, (1997)
- (1-47) 小川弘志ほか, 瞬時熱流束解析による DI ディーゼル機関の熱流れと燃焼特性の解明, 自動車技術会学術講演会前刷集, 84-99 号, pp17-20, (1999)

- (1-48) 永野洋, 榎本良輝ほか, DI ディーゼル機関における EGR 作用時の熱負荷 第 1 報: 燃焼室壁面定常温度および吸気瞬間温度の計測, 自動車技術会学術講演会前刷集, 963 号, pp1-4, (1996)
- (1-49) 滝沢孝一, 榎本良輝ほか, DI ディーゼル機関における EGR 作用時の熱負荷 第 2 報: ピストン頂面における瞬時熱流束, 自動車技術会学術講演会前刷集, 974 号, pp157-160, (1997)
- (1-50) 青木 勇太, 江見 雅彦, 島野 健仁郎, 榎本 良輝, 自然吸気 DI ディーゼル機関の燃焼室壁面における熱伝達率に関する研究, 自動車技術会論文集 46 巻 2 号, pp 271-276, (2010)
- (1-51) Yoshiteru Enomoto, Yuta Aoki, Masahiko Emi, Shuji Kimura, Heat Transfer Coefficient on the Combustion Chamber Wall Surfaces in a Naturally Aspirated Direct-Injection Diesel Engine, International Journal of Engine Research Vol.15 issue.5, pp606-625, (2013)
- (1-52) 荒戸 景太, 高嶋 輝之, 燃焼室形状最適化による熱損失低減に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 自動車技術会 41 巻 2 号, pp365-370, (2015)
- (1-53) 島元 大輔, 李 金澤, 齊藤 康将, 喜久里 陽, 周 ベイニ, 山口 恭平, 草鹿 仁, 大聖 泰弘, ディーゼル機関の噴霧特性と燃焼室形状の最適化による熱損失低減に関する研究, 自動車技術会学術講演会 前刷集 (秋季) No.20156132, (2015)
- (1-54) 田辺 征一, 岩田 博, 柏田 幸男, 吸気孔形状が 4 サイクル機関吸入スワール特性におよぼす影響, 掲載誌 日本機械学会論文集. B 編 Vol.50 No.457, pp2255-2263, (1984)
- (1-55) 渡辺 裕樹, ディーゼルエンジンにおける燃焼期間中のスワールと冷却損失との関係解析, 金沢大学大学院 学位論文-博士, pp14-15, <https://kanazawa-u.repo.nii.ac.jp/records/48316> (2019), 参照日 2021/04/12,
- (1-56) C. Jörg, T. Schnorbus, et al.: Feedforward Control Approach for Digital Combustion Rate Shaping Realizing Predefined Combustion Processes, SAE Technical paper (2015), 2015-01-0876, doi:10.4271/2015-01-0876, (2015)
- (1-57) C. Jörg, M. Zübel, et al.: Digital Combustion Rate Shaping Control as a Tool to Identify Modern Fuel Injection Strategies, 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, pp535-564 (2017)
- (1-58) Dr. J. Weber, N Sashima, Dr. O. Herrmann, Dr. J. Hagen :Better Diesel Combustion by Further Injector Improvement, 10th Conference Diesel- and Gasoline Direct Injection, pp26-39, (2016)
- (1-59) Minato A., Tanaka T., and Nishimura T., Investigation of Premixed Lean Diesel Combustion with Ultra High Pressure Injection, SAE Technical Paper 2005-01-0914, (2005)
- (1-60) 西浦 宏亮, 寺師 尚人, 松村 恵理子, 千田 二郎, ディーゼル噴霧における空気導入特性に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.6, pp1253-1258, (2017)

- (1-61) 足立隆幸, 兒玉貴義, 中山隆雄, 草鹿仁, 大聖泰弘, 燃料噴射圧力の高圧化がディーゼル噴霧火災中の微粒子生成過程に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.4, pp663-669, (2014)
- (1-62) 小島 昭和, 内山 賢, 増田 誠, 伊達 健治, 堀内 康弘, Olaf E.HERRMANN, Hermann J.LAUMEN, ディーゼル噴射系の進化 -超高压噴射が拓く世界-, デンソーテクニカルレビュー, Vol.19, pp179-186, (2014)
- (1-63) 巽 健, 前田 篤志, 宮田 哲次, 小橋 好充, 桑原 一成, 松村 恵理子, 千田 二郎, ディーゼル噴霧火災における壁面熱損失に関する研究 -噴射圧力が熱流束に及ぼす影響-, 自動車技術会論文集 Vol.47 No.6, pp1291-1296, (2016)
- (1-64) 巽 健, 前田 篤志, 中田 将徳, 小橋 好充, 桑原 一成, 松村 恵理子, 千田 二郎, ディーゼル噴霧火災における壁面熱損失に関する研究 (第2報) -パイロット噴射が熱流束に及ぼす影響-, 自動車技術会論文集 Vol.48 No.5, pp 969-974, (2017)
- (1-65) 巽 健, 前田 篤志, 中田 将徳, 小橋 好充, 松村 恵理子, 千田 二郎, ディーゼル噴霧火災における壁面熱損失に関する研究(第4報) -噴孔径が熱流束に及ぼす影響-, 自動車技術会論文集 Vol.49 No.2, pp144-149, (2018)
- (1-66) 鈴木啓介, 松本修一, 内海康隆, 宮川信一郎, 第4世代コモンレールシステム, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.66-13, pp1-4, (2013)
- (1-67) 竹村 知浩, 河崎 澄, 山根 浩二, 超高压噴射を適用したディーゼル噴霧および噴霧火炎の発達特性, 自動車技術会論文集 Vol51, No.4, pp589-594, (2020)
- (1-68) P. Ewphun, T. Nagasawa, H. Kosaka and S. Sato, "Investigation on Premixed Charge Compression Ignition Combustion Control Using Multi Pulse Ultrahigh Pressure Injection", SAE Technical Paper 2019-01-1155 (2019)
- (1-69) 佐藤進, Pop-Paul Ewphun, 長澤剛, 小酒英範, 超高压燃料噴射がディーゼル燃焼の燃焼機関およびヒートバランスに及ぼす影響, 第29回内燃機関シンポジウム講演予稿集, No.2, pp1-10, (2018)
- (1-70) Matthias Schnell, Rolf Leonhard, Johann Warga, Thomas Pauer, Markus Rückle, New Solenoid Valves for Bosch Common Rail Systems for Passenger Cars and Light Duty Applications, 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2009, pp250-260, (2009)
- (1-71) M. F. Russell, G. Greeves, and N. Guerrassi, "More Torque, Less Emissions and Less Noise", SAE 2000 World Congress Detroit, Michigan March 6-9, 2000-01-0942
- (1-72) M. Parche, K. P. Sassen, R. Leonhard, C., Alvarez-Avila, Bosch 2000/2200 bar Common Rail System for Commercial Vehicles, 31st Internationales Wiener Motorensymposium, (2010)

2 高圧燃料噴射適用の課題と実施事項

2.1 はじめに

第1章では、本研究の背景となるディーゼルエンジンの高効率化に関する研究について調査し目的を示した。ディーゼルエンジンの高効率化を取り巻く課題を解決するために均質化した混合気を最良の状態で燃焼させることを目指し、実用化されている燃料噴射圧力領域を超える高圧燃料噴射による高圧噴射噴霧とエンジン燃焼への影響に着眼した。さらに、高圧燃料噴射を適用した噴霧の運動量増大による噴霧特性の変化とエンジン燃焼における排出ガス低減について未解明な現象の解明の意義を述べた。以上より、本研究ではディーゼルエンジンの高効率化に対し 350 MPa を超える高圧燃料噴射を用いて排出ガス低減可能な領域を拡大することを目的とした。

第2章では、高圧燃料噴射のエンジン燃焼への適用について従来研究の課題を検討し、研究の実施事項について述べる。本研究で対象とする排出ガスの改善可能な領域を拡大するためには、高圧燃料噴射による噴霧への影響とエンジン燃焼への影響を明らかにする必要がある。1.3.4 項で述べたように、350 MPa を超える高圧燃料噴射については噴霧特性に与える影響や、エンジン燃焼における Smoke 排出量の生成メカニズムに与える影響についてこれまで解明されていなかった。そこで、本研究では、対象とする高圧燃料噴射による均質化した混合気の形成とエンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量に対する排出ガスへの影響の観点から以下の3点に着眼し、本研究の課題と実施項目をまとめた。

- ① 高圧燃料噴射における噴霧の運動量の増大によって噴射速度が一様に増大することを明らかにする。
- ② 噴霧の運動量増大によって噴霧特性の変化として現れる噴霧到達距離が伸長することを明らかにする。
- ③ 高圧噴射噴霧をエンジン燃焼へ適用し、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量が低減することを明らかにする。

2.2 高圧燃料噴射による噴霧の噴射速度増大

高圧燃料噴射による噴霧の噴射速度増大について述べる。1.3.4 項で述べたように本研究で対象の高圧燃料噴射は、噴射される燃料粒子の運動量に顕著な影響を与える。噴霧の運動量は噴

射速度と燃料粒子の質量の積により決定され、噴射速度の増加は運動量の増大に直接寄与することが松村⁽²⁻¹⁾により示されている。噴霧の運動量の増加によって噴霧が雰囲気から受けるせん断力が増加する。噴霧の液相部がより早期に分裂することで噴霧の微粒化が促進されることが知られている。微粒化された燃料粒子は比表面積が大きくなることで混合が促進され均質な混合気を形成する。そこで、高圧燃料噴射による均質化した混合気の形成には、噴霧の運動量が増大し噴霧の噴射速度が一様に増大することを示す必要があった。

これまで 200 MPa までの噴射速度の計測知見はあったが、それ以上の噴射圧力領域では未知であった。対象とする高圧燃料噴射について、従来の噴霧混合気特性の知見が適用できるのであれば燃料噴射圧力の高圧化によって噴霧に与えられる運動量が増大し噴射速度が一様に増大すると考えられるが検証されていなかった。ゆえに、本研究で対象とする高圧噴射噴霧および混合気特性について、低圧噴射圧力からの高圧化に伴って噴霧の運動量が増大し噴射速度が一様に増大することを明らかにすることとした。ここで、実用化範囲を超えた高圧燃料噴射に適用可能な燃料噴射装置は存在しなかったため、新たに構築する必要があった。さらに、噴霧の噴射速度増大に対し噴霧の運動量を直接計測する装置が存在しなかったため、新たに構築する必要があった。

以上より、350 MPa を超える高圧燃料噴射の領域に対し噴霧の運動量増大によって噴射速度が一様に増加することを実験的に検証することとした。

2.3 噴霧の運動量増大によって噴霧特性の変化として現れる噴霧到達距離の伸長

噴霧の運動量増大による噴霧到達距離の伸長について述べる。高圧燃料噴射による噴霧の運動量増大による噴霧特性への影響に対し、均質化した混合気の形成の指標として噴霧到達距離に着眼した。横田ら⁽²⁻²⁾の研究では、噴射差圧 ΔP_i の増加とともに噴霧全体の代表ザウタ平均粒径 D_{32} は小さくなり噴射差圧の増加は微粒化を促進すると報告している。図 2.1 に横田らが示した ΔP_i と代表ザウタ平均粒径 D_{32} の関係を示す。横軸に燃料噴射圧力 MPa を、縦軸に代表ザウタ平均粒径 $D_{32}[\mu m]$ を示す。図 2.1 より、燃料噴射圧力の高圧化に伴う噴霧の運動量の増大によって代表ザウタ平均粒径 D_{32} が小さくなることを示している。また、図 1.11 で示したように燃料噴射圧力の高圧化に伴って同一噴霧到達距離においても噴霧体積が増加して噴霧内平均当量比が低減することが示されていた。よって高圧燃料噴射によって噴霧到達距離が伸長することで噴霧内平均当量比が更に低減し短時間で希薄な混合気を形成できる可能性が示唆されてい

た。噴霧到達距離に着眼すると 350 MPa までの燃料噴射圧力の範囲で計測された知見はあったが、350 MPa を超える燃料噴射圧力では噴霧到達距離が伸長することを実測値として示されていなかった。また、高圧燃料噴射を実現する燃料噴射装置および計測装置も存在しなかった。以上より、350 MPa を超える高圧燃料噴射の領域において噴霧到達距離が伸長することを実測値として示すこととした。

また、従来研究にて提唱されている噴霧到達距離の実験式から算出した計算値は実験値に対し燃料噴射圧力が高圧ほど乖離するという課題があった。均質化した混合気を供給できる可能性を示すためには、本研究で対象とする高圧燃料噴射の領域まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を新たに提示することが必要だと考えた。従来の低圧燃料噴射の持つ噴霧や混合気特性の知見に従えば、高圧燃料噴射における噴霧到達距離が伸長することを実証することで、高圧燃料噴射による均質化した混合気の形成や噴霧到達距離の数値モデル等にも適用できるようになると考えた。この噴霧到達距離の定式化を実現することができれば、350 MPa を超える高圧燃料噴射領域の状態まで精度よく解析できるようになると考えた。均質化した混合気を供給できる可能性を示すことによって、エンジン燃焼において等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減できる理論が担保されることになると考えた。ゆえに、従来の低圧噴射噴霧からの高圧化に伴って噴霧到達距離が一様に伸長することを実証することとした。

以上より、350 MPa を超える高圧燃料噴射の領域にも適用可能な噴霧到達距離の実験式を導出することとした。

2.4 高圧噴射噴霧のエンジン燃焼への適用による Smoke 排出量低減

高圧噴射噴霧のエンジン燃焼への適用による Smoke 排出量低減について述べる。1.3.4項で述べたように、350 MPa までの高圧燃料噴射について研究されてきた。高圧燃料噴射による均質な混合気をエンジン筒内へ供給することで燃料粒子はより広範に分散し、空気との混合と酸化反応が促進されることによって不完全燃焼に起因する Smoke の生成が抑制されと考えられていた。竹村ら⁽¹⁻⁶⁷⁾は急速圧縮膨張装置 (RCEM) を用いて燃料噴射圧力 350 MPa での噴霧を調査し、短時間で希薄な混合気を形成できる可能性を示した。また佐藤ら⁽²⁻³⁾は、燃料噴射圧力 350 MPa で単気筒エンジンを用いた燃焼実験を行い、350 MPa までの高圧燃料噴射を用いたディーゼル燃焼によってエンジン性能や排出ガスが改善する可能性が示唆されていた。しかし、350 MPa を超える高圧燃料噴射についてはエンジン燃焼に与える影響を調査した事例はなかった。これは 350 MPa を超える高圧燃料噴射が適用可能なディーゼルエンジンが存在しなかったため

である。そこで本研究では、350 MPaを超える高圧燃料噴射が適用可能なエンジン燃焼の計測装置を新たに構築する必要があった。

また一方で、高圧燃料噴射によってエンジン筒内へ導入される混合気は単位時間当たりの燃料供給量が増大する特徴があった。単位時間当たりの燃料供給量が増大することで単位時間当たりの燃焼量が過大になり、急峻な燃焼を引き起こすことでSmoke排出量の悪化が懸念された。本研究で対象とする高圧燃料噴射については均質化した混合気のSmoke低減効果とエンジン筒内での急峻な燃焼によるSmoke排出量の悪化の観点から、エンジン燃焼におけるSmoke排出量に与える影響についてこれまで解明されていなかった。

そこで本研究では、350 MPaを超える高圧燃料噴射をエンジン燃焼に適用し等NO_x条件下でSmoke排出量を低減できることを実験的に検証するために、従来の知見である燃料噴射圧力の高圧化に対するSmoke排出量の計測を外挿した結果と比較する。また、高圧燃料噴射を適用したエンジン燃焼において燃料粒子と空気の混合と酸化反応が促進されることを明らかにするために、筒内の空気量を制約した高EGR率条件においても等NO_x条件下でSmoke排出量の実測値を示す。

2.5 本研究の対応項目

研究について以下の対応項目を提案した。

- ① 350 MPa を超える高圧燃料噴射において噴霧の噴射速度が増大することを明らかにする。
 - これまで実現されていない 400 MPa までの噴射に適用可能な高圧燃料噴射装置と噴霧計測装置を構築する。
 - 噴霧の運動量増大によって噴霧の噴射速度が本研究で対象とする高圧燃料噴射においても一様に増加することを実験的に検証する。
- ② 噴霧の運動量増大によって噴霧特性の変化として現れる噴霧到達距離の伸長を明らかにする。
 - 燃料噴射圧力の増加に伴って運動量が増大した 400 MPa までの高圧燃料噴射において噴霧到達距離が一様に伸長することを実測値として示す。
 - 噴霧到達距離の実験式から算出した計算値と実測値との乖離の課題に対し、400 MPa まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を導出する。

- ③ 高圧噴射噴霧をエンジン燃焼へ適用し，等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減できることを明らかにする．
- 400 MPa までの高圧燃料噴射を適用したエンジン燃焼を評価できる計測設備を新規に構築する．
 - 噴霧エネルギーを増大した 400 MPa 噴射をエンジン燃焼に適用し，等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減できることを実験的に検証する．

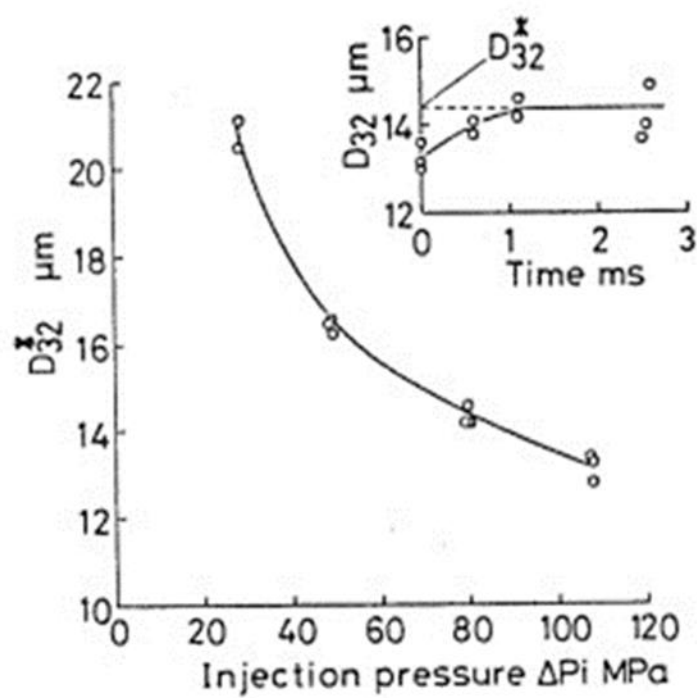


Fig. 2.1 Injection Differential Pressure and Sauter Average Grain Size ⁽²⁻²⁾

関連文献 第 2 章

- (2-1) 松村透弥：エンジン燃焼室形状を想定した高圧燃料の噴霧特性と燃焼特性に関する研究，愛知工業大学大学院修士論文 (2021)
- (2-2) 横田治之，神本武征，小林治樹，画像計測によるディーゼル噴霧・火炎の研究 (1998)
- (2-3) 佐藤進, Pop-Paul Ewphun, 長澤剛, 小酒英範, 超高圧燃料噴射がディーゼル燃焼の燃焼期間及びヒートバランスに及ぼす影響, 第 29 回内燃機関シンポジウム講演予稿集, No.2, pp1- 20, (2018)

3 高圧燃料噴射における噴霧の噴射速度増大の解析

3.1 はじめに

第2章では、高圧燃料噴射を用いたディーゼルエンジンの高効率化に関する従来研究と課題について掘り下げ、研究の実施事項を提案した。噴霧の運動量の増大が均質化した混合気の形成に必要であることから、本研究で対象とするディーゼルエンジンの排出ガスの低減可能な領域を拡大するために 350 MPa を超える高圧燃料噴射の噴霧特性に関し、噴霧及び混合気特性を明らかにするための実施事項を提案した。

第3章では、400 MPa までの高圧燃料噴射で噴霧の持つ運動エネルギーが増大することを明らかにした。400 MPa までの高圧燃料噴射に適用可能な噴射装置と観察装置を新たに構築し計測と解析を実施した。

まず、高圧燃料噴射が可能な噴射装置としてデンソー製コモンレールシステム技術を用い新たに検討した。精密な噴射性能を実現する磁気材選定と、高圧燃料噴射でも安定したアーマチャ挙動を実現する流体バランスの解析とオリフィス設計を実施した。その結果、400 MPa までの安定した噴射が可能な高圧燃料噴射装置を構築した。

次に、高圧燃料噴射の噴霧の噴射速度を計測する方法を考案した。センサ受圧部に噴霧を衝突させることで液相部の力を直接計測する手法を採用した。この計測により高圧燃料噴射による噴霧の運動量増大によって 400 MPa までの噴射でも噴射速度が一様に増加することを実験的に検証し、400 MPa 噴射では 856 m/s に到達することを実験的に確認した。

3.2 高圧燃料噴射システムの構築

本節では、本研究で対象とする高圧燃料噴射システムの構成品について述べる。高圧燃料噴射によって噴霧に与えられる運動量が増大することを明らかにするために、噴霧の運動量による力を直接計測する方法を構築し、噴霧の液相の噴射速度を直接計測する。高圧燃料噴射の噴霧の運動量増大によって噴霧の液相の噴射速度が一様に増大することを実証する。なお、3.2.1 項では、新たに構築した高圧発生装置について述べる。3.2.2 項では、400 MPa までの高圧燃料噴射について述べる。3.2.3 項では、適用可能な燃料噴射弁について述べる。

3.2.1 高圧発生装置

本項では、新たに構築した 400 MPa まで適用可能な高圧発生装置について述べる。

図 3.1 に高圧発生装置システムの概要を示す。本実験装置は、高圧燃料噴射を実現するための高圧発生装置、燃料噴射装置、制御装置と、噴霧特性を計測するための定容容器、可視化用ストロボ、高速度カメラ、および噴霧のエネルギーを直接計測するセンサにより構成される。

図 3.2 に高圧発生装置の外観を示す。噴射圧力 400 MPa を可能とするために 1.3.4 項で述べたコモンレールシステムを用いた高圧発生装置（株式会社杉江精機：0211A）を新規に構築した。図 3.2(a)に高圧発生装置本体の設置の様子を示す。高圧ポンプ、駆動モーター、制御装置で構成される。図 3.2 (a)の躯体にコモンレールシステムを搭載している。また、燃料噴射圧力を 400 MPa に設定した際のブルドン菅（Ashcroft：631379WWSL09L）の様子を参考に示す。図 3.2(b)に高圧燃料噴射の際のモーター駆動、燃料および潤滑油の流量を制御するための制御装置を示す。

高圧発生装置で使用した高圧ポンプ(デンソー製, HP7-035)は一般的に用いられている燃料潤滑方式に対しオイル潤滑式を採用した。燃料圧送時のカムへのストレスを低減させることで高圧燃料の圧送を実現した。高圧ポンプはプレストロック調量式でエンジン駆動制御装置 (Engine Drive Unit, 以下 EDU) を用いて調量弁の開弁および閉弁タイミングを調整する。図 3.1 の破線で囲ったコモンレール式高圧発生装置の制御は専用の制御装置（コクノ電子株式会社製，KE59）を用いて燃料を最大 400 MPa まで昇圧し任意の燃料噴射に対し安定した噴射圧力の制御が可能である。発生した燃料圧力は、コモンレールの蓄圧部に装着されたピエゾ圧電式の圧力センサで計測する。またブルドン菅での圧力計測を用いて二重系にすることにより、実噴射圧力とシステム安全性の相互確認を実施している。

高圧発生装置の駆動は交流モーター(YASKAWA 製, EST4-2037AKAS-GE11)を用いて実施している。高圧ポンプの燃料圧送時に必要なトルクを算出し、エンジン運転を想定した際に必要な燃料圧送を安定的に行うために 37 kW の仕様を選定した。

図 3.1 の黒色の破線で示された部分にコモンレールシステムを示す。高圧ポンプ、コモンレール(デンソー製, 05T10001)、燃料噴射弁(デンソー製, 03C00194)とこれらを制御するマイクロプロセッサ (Arduino 製, Arduino Uno R3) , および燃料噴射弁の駆動信号を発生する EDU (デンソー製, 71-240)から構成されている。高圧ポンプの圧送によって高圧化した燃料はコモンレールに蓄圧される。燃料噴射弁の駆動制御はパルス発生器により行い、任意の噴射期間を設定し EDU へ送信される。マイクロプロセッサからの信号を受けて EDU では電子制御により駆動波形を

生成し燃料噴射弁へ送信する。送信された駆動波形は燃料噴射弁内のソレノイド電磁弁の ON/OFF によって燃料噴射弁内の作動油圧を制御し、ノズルニードルを作動させることで噴射の開始と終了を決定する。蓄圧した燃料を任意の開閉弁タイミングで操作することでエンジン回転数に依存しない噴射圧力での燃料噴射が可能である。

3.2.2 高圧燃料噴射

本項では本研究で対象とする高圧燃料噴射について述べる。ディーゼルエンジンの高効率化と排出ガスの両立にはエンジン筒内への均質化した混合気の導入が必要であることは 1.3.4 項で述べた。その実現には、1 回の燃焼サイクルに対し精密な燃料噴射技術が必要である。燃料噴射技術は高圧燃料噴射に加え、燃料噴射の自由度を示す噴射時期としての上死点に対するクラック角度、噴射回数としての 1 回の燃焼サイクルに対する噴射段数、各噴射段に対する燃料噴射量の精密な操作を用いてきた。その結果、ディーゼルエンジンに一般的に使用されるコモンレール式燃料噴射システム (Fuel Injection System, 以下 FIS) の開発は過去 20 年間で著しく進展した。2024 年時点の乗用車向けの FIS は 270 MPa までの高圧燃料噴射圧力の実用化を達成した。カーボンニュートラルに向けた社会ニーズであるディーゼルエンジンの更なる高効率化と排出ガスとのトレードオフ両立に対し、燃料ポンプの高圧燃料圧送時における駆動摩擦の低減技術や精密な燃料噴射に適した機構を活用し最大燃料噴射圧力が 300 MPa^{(3-1), (3-2), (3-3)} を超える領域での研究が実施された。鈴木ら⁽³⁻⁴⁾は、噴射圧力 300 MPa と最小噴孔径 0.08 mm の組み合わせの条件下で噴霧内燃料濃度分布を計測し、均一かつ希薄な混合気が形成されることを明らかにした。

そこで、本研究で 350 MPa を超える燃料噴射圧力領域に一步踏み出すことによって、実用化されている範囲を超える高圧燃料噴射におけるディーゼルエンジンの高効率化の可能性を初めて示すことが可能となる。

ディーゼル燃料の高圧燃料噴射を実現するためには燃料噴射システムが必要である。図 3.3 に 1.3.4 項で述べたコモンレールシステムの構成図を示す。コモンレールシステムは燃料を加圧する高圧ポンプ (High Pressure Pump) と燃料を蓄圧するコモンレール (Common Rail) と燃料の噴射及び噴射終了を制御する燃料噴射弁 (Fuel Injector) と燃料噴射を制御する制御装置 (Engine Control Unit) で構成される。図 3.4 にソレノイド式燃料噴射弁の駆動原理図を示す。燃料噴射弁内に設置されている電磁弁に通電が行われていない状態ではバルブがスプリングにより閉じられている。燃料噴射の制御は入口オリフィスを介してコモンレールからの高圧燃料が追加で導入されることによりコマンドピストンがその力を受け制御室内の燃料圧力とノズルニードル部の燃料圧力が釣り合うためノズルは下方へ押し付けられ噴射は行われない。通電が開

始されるとソレノイドの電磁力によってバルブが引き上げられ、出口オリフィスを介してノズル背後の制御室内の燃料は低圧側へ流出する。ノズル側の燃料圧力が相対的に高くなり圧力差が生じるためニードルは上昇し燃料噴射が開始される。図3.5に燃料噴射弁のノズル部の断面の模式図を示す。ノズルニードルの上昇によりノズルサック内に燃料が流入し噴孔を通じて燃料が噴射される。1.3.4項で述べたように、噴孔径や噴射の方向によってエンジン性能や排出ガスは大きく影響を受ける。よってコモンレールシステムは、1.1.2項で述べた年々厳しくなる排出ガス、燃費等への要求に対応するために、特に排出ガス規制の厳しい地域、車種において主流の技術として用いられている。

時間的な噴霧形成はおおよそ噴射率で表現することができる。噴射率は噴射開始から終了までの瞬時瞬時において、単位時間当たりの噴射流量を表したものである。図 3.6 にコモンレールシステムを用いてディーゼル燃料を噴射した際の噴射率を示す。横軸に時間 [ms]、縦軸に単位時間当たりの燃料噴射量 [mm³/ms]である噴射率を示すと、燃料噴射が開始からの噴射率の単位は流量であるため、基本的には、式 3-1 で表すことができる。

$$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad \cdots (3-1)$$

ここで C は流量係数、 A は流路面積、 ΔP は差圧、 ρ は流体密度である。

差圧 ΔP は噴射される燃料の圧力と噴射される雰囲気圧との差であり、コモンレールシステムで使われる噴射圧力とエンジン筒内の圧力を対象とした場合には、ほぼ噴射圧力と考えてよい。流路面積 A は、ノズルニードルリフト量によって変化するノズルシート部の円環状流路面積と固定値である噴孔部流路面積（噴孔径×噴孔数）を直列配置の2つの絞りとして捉え、これらを結合した場合の合成面積と考える。ノズルニードルリフトが大きくなるに従い噴孔部流路面積によって流量は最大値に達する。これらの基本式からわかるように、噴射率は噴射圧力とニードル開弁時のリフト作動により制御が可能である。したがってエンジン燃焼観点での燃料噴射弁への要求として、これまで実用化されている範囲を超える新たな高圧燃料噴射領域まで噴射圧力を増大させることに注力する。

噴射圧力を増大させるためには、噴射率の高さの制約となっている最大噴射圧力を高くすることと噴射率の形状を決めるノズルニードル作動を高速することが必要である。つまり噴射の高圧化及びノズルニードル作動の高応答化が燃焼観点からの要求となる。なお、噴孔径を大きくしても噴射率を高くすることができるが、噴孔形状は噴霧の微粒化とも関連が強く噴霧の空

間分布の設計要素の 1 つであるため、ここでは噴孔径を大きくすることは考慮しないものとする。Herrmann⁽³⁻⁵⁾らはピエゾアクチュエーターを適用し 200 MPa までの噴射圧力に適用可能な燃料噴射弁を提案している。また Sashima ら⁽³⁻⁶⁾は、250 MPa までの噴射圧力に適用可能な噴射装置をそれぞれ提案している。

松本ら⁽³⁻⁷⁾は高圧燃料噴射 250 MPa の実用化を想定しソレノイドアクチュエーターを用いたコモンレール式の第 4 世代ソレノイド式燃料噴射弁(G4S ソレノイドインジェクタ)を開発した。使用するソレノイドアクチュエータの駆動力を同等としたまま高圧燃料噴射を実現する観点で検討し、出口オリフィス流量を低減した。燃料噴射弁に流入する燃料の圧力には依存しない 3-Way バルブを用いた駆動方式を提案した。図 3.7 に松本らが新規構造において油圧負荷を計算した結果を示す。新規構造で高圧化に特化した場合、690 MPa において従来 200 MPa までの噴射を想定した構造同等の油圧負荷になること、つまり計算上は 690 MPa までの高圧化が可能であることを示唆している。しかしながら、現実的には 690 MPa 以上での耐圧を確保することは困難であり、他の機能性能にバランスよく振り分けることが望ましいと考える、と考察している。以上より、新規構造を採用することによりこれまで研究されている 350 MPa 以上の高圧燃料噴射の実現の可能性を示唆されていた。一方で、実用エンジンを想定した仕様の 350 MPa 以上の高圧燃料噴射を実現する燃料噴射装置や計測装置が開発されていなかった。

そこで、本研究で対象とする高圧燃料噴射に適用可能な高圧燃料噴射装置と噴霧計測装置を新たに構築することが必要であると考えた。

3.2.3 燃料噴射弁

1.3.4 項および 2.2 節で述べたように高圧燃料噴射は 350 MPa を超える圧力への燃料圧送や噴射の操作の技術的課題からそれ以上の噴射圧力に対応できる燃料噴射弁は存在しなかった。

3.2.1 項で述べたように松本らはソレノイド電磁弁を用いて燃料噴射圧力 250 MPa の実用化を想定し、コモンレール式の燃料噴射弁を開発した。図 3.7 で示した新規構造において油圧負荷を計算した結果から、新規構造で高圧化に特化した場合、690 MPa において従来構造同等の油圧負荷になる。つまりこれまで研究されている 350 MPa 以上の高圧燃料噴射の実現の可能性を示唆している。しかし実際には実用エンジンを想定した仕様の燃料噴射弁が存在しなかったためエンジン評価を実現できなかった。また実用エンジン相当の 180 MPa 噴射圧力に対し、例えば 250 MPa 噴射圧力では単位時間当たりの噴射量は約 1.58 倍に増加する。つまり同じ噴射量を確保するためには、約 16% 短い噴射期間でノズルニードルを駆動させる必要がある。

そこで本研究では、実用エンジンに搭載できることを前提とした体格の燃料噴射弁を新しく構築した。材料強度の観点から 400 MPa を耐圧強度に設定し新設計の解析を実施した。

図 3.8 に新開発する燃料噴射弁の設計コンセプトを示す。高压燃料噴射に対応可能とするためには、松本ら⁽³⁻⁸⁾が開発した第 4 世代ソレノイド式燃料噴射弁(G4S ソレノイドインジェクタ)の耐圧強度や油圧サーボ構造⁽³⁻⁹⁾に基づいて高压燃料通路に関する基本設計を見直した。

図 3.8(a)に示すように、油圧サーボ構造は制御板と三方弁を備え新しく二重の入口オリフィスを備えた構造の組合せである。三方弁を適用した流体制御構造は、燃料無噴射時の燃料圧力を保持する際のリーク燃料量(以下、静リーク)を構造上ゼロにすることができる。また燃料噴射作動中のリーク燃料量(以下、動リーク)を最小にすることにも貢献している。この三方弁を用いて流路を操作することでノズルニードルを開弁し燃料を噴射する。一方、ディーゼル燃焼において熱発生率を任意に制御するための燃料噴射技術の要件として、3.2.2 項で述べたように高压燃料噴射の自由度を拡大することが有効だと考えられる。具体的には、各段の噴射量を最小にしながらかつ安定的な噴射量精度を維持すると同時に各噴射間の噴射インターバルを短縮する必要がある。そのためには各燃料噴射の開始と終了を素早く実施することが必要である。

図 3.8(b)に高压燃料噴射における矩形度の定義を示す。噴射開始時刻から最大噴射率になるまでの時間に対する噴射率及び最大噴射率で囲まれた面積の比率で定義する。高压燃料噴射の噴射率を矩形化するように燃料噴射期間を操作する。高压燃料噴射時のノズルニードルを開閉するソレノイド電磁コイルは、精密な噴射性能の実現を狙い新たに強化された磁気材を選定した。機械加工プロセスの革新により、新開発された Fe-Co 製ソレノイド用磁性材を本燃料噴射弁に適用した。ソレノイド磁力が約 50% 増加したことで出口オリフィス流量の増加を可能にした。

加えて、高压燃料噴射において微小噴射量を用いて精密な多段噴射が安定して実施できるように、高压燃料通路のアーマチャの挙動について流体バランスの解析を実施し入口オリフィスと出口オリフィスの径の比率の新設計を実施し、解析から入口オリフィス径および出口オリフィス径を設定した。このオリフィス設定の導出によって高压燃料噴射に耐える構造でありながら高压燃料の連続噴射が安定的に実施可能となった。この燃料噴射弁は第 4.5 世代ソレノイド式燃料噴射弁(G4.5S 燃料噴射弁)とした⁽³⁻¹⁰⁾。増加した出口オリフィスの燃料流量は燃料噴射弁のニードルを素早く開口させ蓄圧された高压の燃料をより高速に噴射させることを可能にした。また、駆動構造部を噴射弁のニードル近傍へ搭載し、噴射弁の開閉を司るニードルの慣性質量を最小化した。

図 3.9 に第 4 世代ソレノイド式燃料噴射弁と第 4.5 世代ソレノイド式燃料噴射弁の噴射特性の比較を示す。噴射率の矩形度が 0.7 から 0.74 に増大したことで複数段の噴射時の噴射間インターバルを 100 μs まで短くすることを可能にした。また複数段噴射時の噴射期間を 130 μs 短縮することを可能にした。図 3.10(a)に実際に燃料噴射を実施した際の燃料噴射弁への噴射駆動信号と噴射率を計測した結果を示す。横軸には時間 [ms]を、縦軸には上段から噴射駆動信号 [V]および噴射率 [mm^3/ms]を示す。また図 3.10(b)には燃料噴射弁に与える噴射駆動信号の期間に対する噴射量との関係を示す。横軸には時間 [ms]を、縦軸には噴射量 [mm^3/st]を示す。噴射期間に応じておおむね直線的に噴射量が増加している。

図 3.11 に本研究で開発した第 4.5 世代ソレノイド式燃料噴射弁の外観を示す。また表 3.1 に燃料噴射弁の仕様を示す。1.3.4 項で述べたように、実用エンジンに用いられる燃料噴射弁は燃料噴射時の噴霧微粒化を促進するために複数の噴孔を用いることが一般的である。本章では、高圧燃料噴射の噴射圧力による噴霧の運動量による力の変化を正確にとらえるため $\phi 0.120 \text{ mm}$ の単一噴孔を用いる。そのため第 4 章以降で用いる複数噴孔の燃料噴射弁による単位時間当たりの燃料噴射量が同じになるように単一噴孔での噴孔径を設定した。

3.3 高圧燃料噴射における噴霧の噴射速度計測

本節では、3.2 節で述べた 400 MPa まで適用可能な高圧発生装置および燃料噴射弁を適用した噴霧の噴射速度を解析するための計測手法について述べる。なお、3.3.1 項では噴霧解析の実験装置について述べる。3.3.2 項では噴霧の運動量による力を直接計測する力計測系について述べる。3.3.2 項では噴霧解析の実験条件について述べる。

3.3.1 実験装置

本項では噴射速度計測装置について述べる。図 3.1 で示したように高圧燃料噴射での噴霧の運動量による力を計測するために、噴霧特性を計測するための定容容器、可視化用ストロボ、高速度カメラおよび噴霧に与えられる運動量による力を直接計測する力センサにより構成される。燃料を噴射する燃料噴射弁は治具で定容容器へ固定される。計測には力センサ受圧面に垂直に噴霧を衝突させるよう配置する。本項では燃料供給系を構築する各構成部品の詳細仕様を述べる。

図 3.12 に本研究において使用した定容容器の設置の様子を示す。定容容器は内部に $\phi 300 \times 220 \text{ mm}$ の円筒形空間を有する形状を採用した。この容器の容積は 0.016 m^3 であり、直径 $\phi 210 \text{ mm}$ の観察

窓が設置されている。定容容器内の雰囲気圧力を計測する圧力センサを備えている。燃料噴射弁固定治具を燃料噴射弁のコーン角に合わせた治具に変更することで様々な燃料噴射弁に対応する。図 3.13(a)に治具に固定された燃料噴射弁および燃料噴射弁ホルダの模式図を示す。定容容器側面に取り付けられた単一噴孔ノズルを持つ燃料噴射弁から噴射される噴霧を観察窓から撮影するように設置されている。このため燃料噴射弁の固定治具は燃料噴射弁のコーン角 153° に合わせ撮影カメラの方向に対して $\theta = 13.5^{\circ}$ の傾斜角度を付けた設定とした。この配置により噴霧軸方向に対して直角方向からの噴霧外観観察を可能にしている。図 3.13(b)にハイスピードカメラで撮影した噴霧のテスト撮影画像の例を示す。

図 3.1 で示した噴霧計測装置の中の噴霧観察装置および撮影条件設定について述べる。図 3.14 に示す Camera-1 に高速度カメラ(株式会社ナックイメージテクノロジー製: MEMRECAM GX-8F), Camera-2 に高速度カメラ(株式会社フォトロン製: FASTCAM SA1.1)を設置した。使用したレンズは, Samyang 24mm f/1.4 ED AS IF UMC および Nikon AF Micro-NIKKOR 60mm f/2.8D である。二台のカメラで定容容器の正面および側面にある観察窓から撮影し、計測に用いるセンサ受圧面に垂直に噴霧を衝突させるために噴霧が鉛直下向きに噴射されていることを確認している。撮影ではカメラの録画開始を燃料噴射弁駆動に同期させ、任意の噴射時刻における噴霧画像を撮影する。表 3.2 に撮影条件を示す。3.2.1 項で述べた高圧発生装置を用いて容器内に燃料を噴射し、ストロボ照射および高速度カメラの撮影は 3.2.2 項で述べたコモンレールシステムの駆動パルスにより燃料噴射弁の駆動と同期させて行った。これにより、1 回噴射に対して 1 回の同時撮影で噴霧の観察および計測を実施した。

本研究では力センサ受圧面に噴霧が垂直に衝突していることを確認するために正面観察窓と側面観察窓の二方向から二台で同時に撮影を行う必要がある。カメラを同期させるために出力する電圧トリガを分岐させる配線を作成した。カメラ同期配線により二つのカメラに同時に電圧トリガをかけることができる。電圧トリガは燃料噴射弁への信号と同期をとっており信号と同時にカメラでの撮影が開始される。噴霧同時撮影を行う際に必要な撮影開始のタイミングのずれを把握し、補正すべきフレーム数を検証した。検証方法として 2 台のカメラを噴霧観察容器の正面にある観察窓に設置しフレームレートを同じ値に設定し、トリガ信号を入れ燃料噴射弁のノズル先端から燃料が噴射されるまでのフレーム数を数えることで撮影開始タイミングのズレを把握した。表 3.3 に撮影開始タイミングのズレを測定した結果を示す。それぞれ 10000fps (Frame Per Second), 20000fps, 100000fps で燃料噴射開始信号から燃料噴射開始までのフレーム数を計測した結果から抽出した 10000fps, 20000fps, 100000fps の時のズレ時間を示す。各フレーム数に対する 1 フレームあたりのズレ時間はそれぞれ 0.0001 s, 0.00005 s, 0.00001 s である。噴射開始時点の画像から時間補正すべきフレーム数が 10000fps で 2 フレーム, 20000fps で 1 フレーム, 100000fps で 1 フレームであることを導出し、このフレーム数を用いて時間補正を行った。

3.3.2 力計測系

噴霧に与えられる運動量による力を計測するために力センサ（Kistler 製, 9215a）を用いた。センサ受圧部に噴霧を垂直に衝突させることで液相部の運動量による力を直接計測する手法を採用した。得られた出力から噴霧の運動量を算出し、その運動量を質量で割ることで噴射速度を算出した。噴射速度算出の詳細な過程については 3.3.4 項で述べる。図 3.15 に噴霧の高圧燃料噴射による運動量による力を計測するための力計測系を示す。定盤に固定された 3 次元配置を調整できるマイクロステージとその上に固定された力センサで構築されている。力計測系はセンサ受圧面の X, Y, Z 軸の位置調整と傾き調整ができる機能を備えている。力計測系は力センサとセンサアダプタ、Z 軸調節ステージ、XY 軸調節ステージで構成されている。

力計測系の構成部品とその詳細について述べる。図 3.16 に燃料噴射時の力計測系の模式図を示す。表 3.4 に力センサの仕様を示す。力センサは圧電式力センサを採用しており 2 対の水晶板と、その間の電極箔で構成される。計測原理は水晶に力が加わると力に比例した電荷を発生する圧電効果を利用している。そのひずみを力に変換することで力を計測することができる。力センサのめねじ部にセンサアダプタを取り付けることで、任意の形状の受圧面で力を計測することができる。噴霧の運動量による燃料噴射速度の測定は、噴霧全体の運動量による力を測定する必要がある。友松ら⁽³⁻¹¹⁾は噴霧到達距離 5 mm から 20 mm の範囲において受圧面が大きくなりすぎると噴霧の衝突によって発生する渦によって負圧の影響を大きく受けることを指摘している。また Postrioti ら⁽³⁻¹²⁾は力センサ受圧部の面積が過大になると受圧部の上面に噴流による渦が発生しこの渦が負圧を引き起こすことで噴霧の運動量による力の波形の正確な測定が妨げられることを指摘している。ゆえに本研究では受圧面の形状を渦の発生による影響が小さいと考えられる直径 $\phi 5$ mm の円形に設定した。図 3.17 に実際に噴霧を衝突させるセンサアダプタの外観を示す。

本研究で使用する力センサの静的検定および動的検定を実施した。センサの出力をチャージアンプにて変換しており、1.0 N あたり 0.1 V の出力を得られるよう校正している。力センサの受圧面積に限りがあるため荷重を受圧面に集中印加可能となる機構を考案し検定を実施した。力センサに垂直に加えた重りの荷重と力センサの出力値との比較を行った。重りの荷重に対する出力値の誤差は採用した力センサが本来の使用目的外に使用されていることを鑑み $\pm 1\%$ に設定した。表 3.5 に測定結果を示す。重量計で計測した 12.1 N の重りに対し力センサの出力は 12.0 N であり計測精度は 0.83% 以内であることを確認した。力センサの出力値がおもりの荷重に対して $\pm 1.0\%$ 以内に収まることを確認した。力センサの動的検定については 3.4.2 項で述べる。

噴霧の運動量による力によって燃料噴射速度を測定するために力センサ受圧面に垂直に噴霧を衝突させる必要があることを述べた。そこで本研究では燃料を鉛直下向きに噴射した際の力センサ受

圧面が噴霧に対して垂直になっていることを検証した。力センサ受圧面に対する噴霧軸線の傾きの誤差を $\pm 2^\circ$ に設定した。これは3.3.2項で述べた力センサの受圧面は直径 $\phi 5\text{ mm}$ の円形であり、噴霧軸線が傾いた場合にも噴霧の液相が力センサ受圧面の範囲内に含まれる範囲であることを考慮した。ノズル先端から 10 mm の距離において、力センサ受圧面に対し噴霧軸線が 2° 傾いた際のずれ量は 0.35 mm でありセンサ受圧面の範囲内に含まれると判断した。図3.1で示した正面観察窓および側面観察窓からそれぞれ鉛直方向に垂らした糸に対し力センサ受圧面が垂直になっているかを検証した。表3.6に示すように正面観察窓から観測したセンサ受圧面の垂直度のずれは 1.7° 、側面観察窓から観測したセンサ受圧面の垂直度のずれは 1.3° であった。力センサ受圧面に対する噴霧軸線の傾きが $\pm 2^\circ$ 以内に収まることを確認した。

3.3.3 実験条件

本研究では高圧燃料噴射時の噴霧の運動量による力を直接計測する方法を考案した。3.2.2項で述べた燃料噴射弁を用い、その噴孔数は噴霧による力を計測するために $\phi 0.120\text{ mm}$ の単噴孔を採用した。センサ受圧部に噴霧を衝突させることで噴霧液相部の力を直接計測するために、図3.13(a)および図3.13(b)で示すように燃料噴射弁をコーン角に合わせて角度を付けた治具に固定し、単噴孔ノズルからの噴霧が鉛直下方向に噴射されるよう設定した。この噴霧の挙動の観察や力センサの位置調整を行うために、噴霧が鉛直下方向に噴射される様子を正面(Camera-1)から撮影する位置と、その噴霧を90度回転させた方向から撮影する位置(Camera-2)に高速度カメラを配置した。表3.7に本研究における雰囲気条件および燃料噴射条件を示す。雰囲気圧力を大気圧、雰囲気温度を 293 K に設定した。最大 400 MPa までの燃料噴射圧力に適用可能な燃料噴射弁を使用し、 100 MPa から 400 MPa の噴射圧力条件で噴射した。

3.4 理論的な噴射速度算出

本節では、高圧燃料噴射による噴射速度の算出について述べる。3.3.2項で述べた力計測系により計測した噴霧による力を用いて近似した力波形から噴霧の運動量を導出し、噴霧の運動量から噴射速度を算出する。なお、3.4.1項では燃料噴射速度の算出について述べる。3.4.2項では噴霧速度と運動量について述べる。3.4.3項では噴霧の噴射速度算出のための計測距離範囲の算出について述べる。3.4.4項では噴霧が力センサに与える力の算出手順について述べる。

3.4.1 燃料噴射速度

本節では噴霧液相部の噴射速度を導出する理論を構築する．そのために噴霧を力センサ受圧面に衝突させる際に得られた力を計測しその時間積分で噴霧の運動量を導出する．また実験的検証により噴霧液相部の噴射速度について解析する．単噴孔ノズルから噴射された噴霧が力センサに衝突するとその噴霧の衝突力が噴霧衝突力 F [N]として出力される．式(3-2)に運動の第二法則を示す．噴霧衝突力 F [N]は単位時間当たりの噴霧運動量 P [N·s]の変化を示す．また，式(3-3)に式(3-2)と異なる関係式による運動の第二法則を示す．噴霧衝突力 F の時間積分により噴霧運動量 P [N·s]を算出することができる⁽³⁻¹³⁾．友松ら⁽³⁻¹¹⁾は式(3-3)から噴霧の運動量を求めている．噴霧を力センサ受圧面に衝突させることで時間に対する力の波形を計測し，力を時間で積分することで噴霧の運動量を算出している．

$$F = \frac{d(mv)}{dt} \dots (3-2)$$

$$\int F \cdot dt = mv = P \dots (3-3)$$

ここで， F :力[N]， m :質量[kg]， t :時間[s]， v :速度[m/s]， P :運動量[N·s] である．

本研究の燃料噴射速度評価においてもこの運動量理論を利用し，噴霧の運動量による力を力センサを用いて測定する手法を採用した．力の積分値は力積であり変化前と変化後の運動量の差と等しくなる．本研究ではセンサ受圧部衝突後の噴霧が垂直上方には跳ね返らないことを撮影画像から判断し，変化後の噴霧の運動量を 0 N·sとみなした．

図3.18に計測された力波形を示す．横軸に噴射開始からの時間 [ms]，縦軸に計測された力 [N]を示す．センサ受圧面への噴霧の衝突による力は波打った波形が観察された．また噴霧衝突波形の立ち上がりから立ち下りまでの期間を実噴射期間とした．

図3.19に燃料噴射圧力100 MPa，250 MPaの噴射率波形及び燃料噴射圧力400 MPaの噴射率波形を外挿し計算した結果を示す．横軸には時間[ms]を，縦軸には単位時間当たりの燃料噴射量すなわち噴射率 [mm³/ms]を示す．濃灰色の実線が燃料噴射圧力100 MPaにおける噴霧衝突波形を示す．水色の実線が燃料噴射圧力250 MPaにおける噴霧衝突波形を示す．また赤色の実線が燃料噴射圧力400 MPaにおける噴霧衝突波形を示す．実噴射期間をもとに，実測した異なる二つの燃料噴射圧力の噴射率波形をベルヌーイの定理により400 MPa燃料噴射圧力相当の噴射率波形に外挿した．図3.20に噴射率から噴射量を算出する考え方を示す．横軸に噴射開始からの時間 [ms] を，縦軸に噴射率 [mm³/ms]を示す．単位時間当たりの燃料噴射量である噴射率を時間積分

することで燃料噴射量 Q [mm³]を求める．燃料噴射量 Q [mm³]と燃料の密度を乗じることにより，燃料質量 m [kg]が算出される．式(3-4)に燃料噴射速度の導出式を示す．

$$v = \frac{P}{m} \dots (3-4)$$

ここで， P ：噴霧運動量 [kg・m/sec]， m ：燃料質量[kg]， v ：燃料噴射速度[m/s]である．噴霧運動量 P を燃料質量 m で除することで，燃料噴射速度 v [m/s]を導出することができる．図3.18で示したようにこの力センサによる噴霧から受ける力の検出値は振動する．表3.4で示したように評価に用いた力センサの固有振動数は>50 kHzである．図3.18で示した計測結果から計算した振動数は16.1 kHzであり，計測結果の振動は連絡計測に用いた力センサの機構が弾性材のひずみを用いているためと推察する．文ら⁽³⁻¹⁴⁾によって，X線トレーサイメージング法による燃料噴射圧力160 MPaにおける燃料噴射速度は約545 m/sと報告されている．この値を基にベルヌーイの定理に基づき燃料噴射速度を推測した．燃料噴射圧力200 MPaでは603 m/s，300 MPaでは746 m/s，400 MPaでは862 m/sであった．

3.4.2 燃料噴射の運動量

図3.21に計測した力波形と線形近似した力波形を示す．横軸に時間 [ms]，縦軸に力 [N]を示す．赤色の実線は計測した力波形，水色の実線は近似した力波形を表す．本研究では運動量の算出のために計測した力波形を線形近似した．図3.21内の灰色の破線で示した振動部分の極大値と極小値をとり，最小二乗法で線形近似した．この近似した力波形をもとに運動量を算出した．図3.22に近似した力波形を示す．横軸に時間 [ms]，縦軸に力 [N]をとり，近似した力波形を時間で積分することで運動量を求めた．直線での近似した理由の詳細は3.4.4項で述べる．

次に力センサの動的検定を実施した．噴射指令開始時刻から燃料噴霧が力センサに衝突を開始するまでの期間について，力センサにおける電気信号と高速度カメラによる画像を用いて比較検討を行った．図3.23に力センサの受圧部に噴霧が衝突するまでの期間における噴霧撮影画像を示す．横軸に時間 [ms]，縦軸に噴霧到達距離 [mm]を示す．0.390 msの画像において噴霧が力センサに衝突していることが確認できることから噴霧は0.380 msから0.390 msの間に力センサ受圧部に衝突していると判断できる．

表3.8にノズル噴孔から力センサ受圧面までの距離 X が15 mmの条件において燃料噴射圧力200 MPa，300 MPa，400 MPaにおける噴霧衝突開始時間の検証結果を示す．燃料噴射弁への噴射駆動信号通電開始から噴霧衝突力波形が出力を検知した期間と，通電開始から力センサに噴霧が衝突していると撮影画像から判断した期間を示している．噴霧の衝突タイミングに関して撮影画像から判断した期間内に噴射駆動信号があることが確認できる．また異なる燃料噴射圧力条件下での力センサ応答時間についてもそれぞれ検証し同様の結果を確認した．

噴射された燃料量は力波形から導出された噴射率波形の面積によって求められる。図3.24に計測した力波形と噴射率波形を示す。左軸に赤色の実線で力波形 [N]を示し、右軸に灰色の実線で噴射率 [mm^3/ms]を示す。噴射圧力40 MPa, 100 MPa, 120 MPa, 180 MPa, 250 MPaで予め計測した通電期間に対する噴射量の関係から近似で予測し噴射量が $3 \text{ mm}^3/\text{st}$ になるように燃料噴射弁への通電期間を管理している。しかし、噴射毎の燃料噴射量には微小なばらつきが存在する。そこで力波形で計測した噴射開始および噴射終了時期とカメラ撮影で観察した噴射開始及び噴射終了時期からそれぞれ実噴射期間を求める。ゆえに、力波形から求めた実噴射期間を噴射率波形にも適用することで適用した実噴射期間相当の噴射率波形を得ることができると考えた。そのため計測した力波形の立ち上がり点と立ち下り点に対し、同噴射圧力での噴射率波形の立ち上がり点と立ち下り点を重ね合わせることで噴射率波形を作成した。さらに作成した噴射率波形を時間で積分することで噴射量を算出した。図3.25に燃料噴射の噴射開始時期および噴射終了時期の様子を高速カメラで撮影した画像を示す。図3.25内の画像から噴射開始のフレームと噴射終了フレームを特定し実噴射期間を求めた。表3.9に計測した力波形から求めた実噴射期間と高速カメラで撮影した画像から求めた実噴射期間を示す。両値がよく一致していることを確認した。ゆえに、計測した力波形から実噴射期間が求められることを実験的に検証した。

3.4.3 噴射速度導出のための計測距離範囲算出

噴霧は大きく分けて噴出した燃料が液相として存在している液相部と液相部が分裂し始め微細な液滴となって空気と混合している気相部に分けることができる。光学的手法を用いた噴霧計測は比較的噴霧濃度が薄い部分に用いられることが多く液相部のような噴霧濃度が濃い部分の計測は難しい。そこで本研究では力センサを使用してセンサ受圧面に噴霧を衝突させることで液相部の運動量による力を計測し噴射速度を算出した。3.3.2項にて噴霧衝突による渦の影響を考慮しセンサ受圧面形状を $\phi 5 \text{ mm}$ の円形に設定したことを述べた。換言すると噴霧の運動量による力を計測する際は $\phi 5 \text{ mm}$ 以上の幅を持つ噴霧は計測できない。そこで噴霧到達距離に対する噴霧幅を算出し噴射速度計測距離範囲を求めた。

噴霧到達距離が約20 mmに達するまでの燃料は液相状態で伸長するという実験的な検証結果⁽³⁻¹⁵⁾から、噴霧の液相状態における燃料噴射速度を測定することを目的として液相状態での噴霧到達距離の半分である $X=10 \text{ mm}$ の位置を基準位置として測定を行うこととした。液相状態であることを確認するために $X=10 \text{ mm}$ から $\pm 5 \text{ mm}$ の位置においても衝突力を測定しその変化を比較した。図3.26に噴射速度計測実験概要図を示す。燃料噴射弁ノズルから鉛直下向きに力センサを5 mm, 10 mm, 15 mmの距離へ移動させ各々の位置で噴霧による衝突力を計測した。計測した衝突力から噴霧が与える力の力波形を積分し運動量を求めた。得られた運動量から燃料質量を除算することで噴霧の噴射速度を求めた。表3.10に本研究の実験条件を示す。表3.11に撮影条件を示す。

式(3-5)に和栗⁽³⁻¹⁶⁾が定めた噴霧角の式を示す。式(3-6)に松村⁽³⁻¹⁷⁾が求めた噴霧到達距離式を示す。式(3-7)に藤本ら⁽³⁻¹⁸⁾が求めた複数噴霧と単一噴霧の各々の貫通部の長さの式を示す。貫通部

の長さの式は液相分裂後の噴霧到達距離の式に相当するものである．式(3-8)に式(3-7)から求めた複数噴霧と単一噴霧の各々の液相部の長さを表す式を示す．

$$\theta = 2 \tan^{-1} \frac{\sqrt{\frac{c \cdot \rho_a}{\rho_f}}}{\left(\frac{K}{\sqrt{V_0 d}} \right)^2} \dots (3-5)$$

ここで、 d :噴孔径[m], ρ_f :燃料密度[kg/m³], c :収縮係数, ρ_a :雰囲気気密度[kg/m³], θ :噴霧角[°], x :噴霧到達距離[m], t :時間[s], $K: \frac{x}{\sqrt{t}}$, P_0 : 噴射圧力[Pa], P_a :雰囲気気圧[Pa], $\Delta P: P_0 - P_a$, $V_0: \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{0.5}$ とする．

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq t \leq t_b \quad S &= 0.39 \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{0.5} \cdot t \\ t_b &= 28.65 \frac{\rho_1 \cdot d_0}{\sqrt{\rho_a \cdot \Delta P}} \end{aligned} \right\} \dots (3-6)$$

ここで、 S : 噴霧到達距離[m], d_0 : 噴孔径[m], t_b :噴霧の液相が分裂するまでの時間[s]とする．

$$\left. \begin{aligned} l_p &\equiv 0.7l \text{ (単一噴霧の場合)} \\ l_p &\equiv 0.8l \text{ (複数噴霧の場合)} \end{aligned} \right\} \dots (3-7)$$

ここで、 l_p :貫通部の長さ[m], l :噴霧到達距離[m] とする．

$$\left. \begin{aligned} l_s &\equiv 0.3l \text{ (単一噴霧の場合)} \\ l_s &\equiv 0.2l \text{ (複数噴霧の場合)} \end{aligned} \right\} \dots (3-8)$$

ここで、 l_s :液相部の長さ[m], l :噴霧到達距離[m] とする．

本研究では単噴孔ノズルを使用した単一噴霧での測定を行うため、松村が考案した式に補正値をかけた．式(3-8)より単一噴霧の液相部長さと複数噴霧の液相部長さの比を求めて補正値を求め補正

値をかけた．本研究では噴霧の巨視的特性を把握し最終的にはエンジン燃焼室内での噴霧挙動の予測を目的としているため，噴霧角はノズル噴孔から噴霧流心軸上の任意の位置における噴霧外縁2点と噴孔のなす角度を定義として用いる．また噴霧角の噴霧流心軸上の位置はエンジン燃焼室内における噴霧の分散を論じる上で噴霧全長の2/3という定義が適切と判断した．ゆえに式(3-5)から求めた噴霧角と式(3-6)から求めた噴霧到達距離，噴霧角の噴霧流心軸上の位置によって噴霧幅が $\phi 5\text{ mm}$ となる噴霧到達距離を算出できる．

表3.12に噴射速度計測時の実験条件を示す．表3.3の条件を式(3-5)，式(3-6)および式(3-8)に代入することで噴霧幅が $\phi 5\text{ mm}$ となる噴霧到達距離が69.6 mmであることを導出した．同時に69.6 mmまでが計測可能な距離範囲であることが分かる．また液相分裂期間から噴霧が幅 $\phi 5\text{ mm}$ 以下では噴霧は液相状態であることが分かる．計測距離範囲をもとに，本研究では噴霧到達距離が5 mm, 10 mm, 15 mmの位置にセンサ受圧面を設定し運動量による力を計測する条件を設定した．

3.4.4 噴霧が力センサに与える力の算出手順

本項では噴射率波形の形状と式(3-9)の噴射率と力の関係式から，力センサの影響を受けている振動部分から力センサの影響を除いた力波形を求めた．

図3.27に噴射圧力200 MPa，計測距離5 mmで計測した噴霧の力波形を示す．横軸に時間 [ms]，縦軸に力 [N]を示す．赤色の実線は力を示す．計測した力波形は薄灰色の破線で囲んだ部分でほぼ垂直に立ち上がった後に濃灰色の破線で囲んだ期間でしばらく振動し薄灰色の破線で囲んだ部分でほぼ垂直に立ち下がっている．この立ち上がり後の振動は計測に用いた力センサの機構が弾性材のひずみを用いているためと推察する．図3.4で示したように力センサの固有振動数は50 kHz以上，また図3.18で示す計測した力波形の周波数は16.1kHzであることから，この振動部から力センサの影響を除くことで力波形を求めた．式(3-9)に高圧燃料噴射による均質化した混合気の形成と力センサに印加される力との関係を示した式を示す．

$$\frac{dQ}{dt} = \sqrt{\frac{F \cdot c \cdot A}{\rho_f}} \quad \dots (3-9)$$

ここで Q :噴射量[m³/st]， F : 力[N]， c : 流量係数， A :噴孔面積[m²]， ρ_f : 燃料密度[kg/m³]， t : 時間[s]である．

図3.28に噴射率波形を示す．横軸に時間 [ms]，縦軸に噴射率 [mm³/ms]をとり，赤色の実線は噴射率波形，水色の破線は矩形に近似した噴射率である．灰色の破線で囲んだ部分で力波形と同様にほぼ垂直に立ち上がった後に濃灰色の破線で囲んだ部分で準定常状態に移り，薄灰色の破線で囲んだ部分でまた力波形と同様にほぼ垂直に立ち下がる．ゆえにコモンレールシステムを適用した場合の噴射率波形は矩形とされる^{(3-19) (3-20)}ことが多い．そこで本研究では噴射率の総面積を算出するには矩形による近似を用いた．

図3.29に力波形の導出過程概略図を示す。水色の破線は噴射率を示す。水色の実線は力波形を示す。横軸に時間 [ms]，左縦軸に力 [N]，右縦軸に噴射率 [mm³/ms]を示す。噴射率波形が矩形になるという考えを前提に力波形が立ち上がった後に時間によらず一定とした。図3.29中の水色の破線で示したように、噴射率波形の矩形での近似と式(3-9)から、噴霧が与える力も同様に時間によらず一定であると考えた。ゆえに力波形についても立ち上がった後は時間によらず一定とし、計測した力波形の振動部分を直線で近似することで力センサの影響を除いた力波形を求めた。

図3.30に噴射圧力200 MPa，計測距離 5 mmで計測した噴霧を近似した力波形を示す。横軸に時間 [ms]，左縦軸に力 [N]，右縦軸に噴射率 [mm³/ms]を示す。灰色の実線は噴射率波形，赤色の実線は力波形，水色の実線は近似した力波形である。図3.30より近似した力波形の形状は噴射率波形と同様に矩形とよく一致した波形となることがわかる。

図 3.31 に燃料噴射弁ノズルから鉛直下向きに 5 mm, 10 mm, 15 mm の距離で計測した 噴霧の力波形と近似した力波形を示す。横軸に時間 [ms]，縦軸に力 [N]を示す。図 3.31 中の破線は燃料噴射弁の駆動信号波形を示す。それぞれ赤色の破線が燃料圧力 400 MPa，水色の破線が燃料圧力 300 MPa，灰色の破線が燃料圧力 200 MPa の駆動信号波形である。噴射開始時期は同時刻とし噴射量が同等になるよう噴射終了時刻を制御した。図 3.31 上段の実線は各計測圧力で計測した噴霧の力波形を示す。それぞれ赤色の実線が燃料圧力 400 MPa，水色の実線が燃料圧力 300 MPa，灰色の実線が燃料圧力 200 MPa の力波形である。また図 3.31 下段は各噴射圧力の近似した力波形を示す。それぞれ赤色の実線が燃料圧力 400 MPa，水色の実線が燃料圧力 300 MPa，灰色の実線が燃料圧力 200 MPa における計測した力波形から近似した力波形である。図 3.31 の各計測位置で計測した力波形からいずれの計測距離においても燃料圧力の高圧化によって力波形の最大値が高くなっていることが分かる。これは高圧燃料噴射によって噴霧の持つ貫徹力が増加したためと考えられる。同様に近似した力波形でも高圧化によって力波形の最大値が高くなっていることから線形近似する方法に妥当性があると考ええる。

次に力波形を計測したデータの精度について検証する。本研究の噴射速度計測系で計測し近似した力波形が精度よく噴霧が持つ力を計測できていることを検証するために、計測した力波形から算出した運動量と理論値の運動量を比較した。

式(3-10)に和栗⁽³⁻¹⁶⁾が定めた噴霧が持つ運動量の理論式を示す。

$$M_0 = c \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \rho_f \cdot V_0^2 \quad \dots (3-10)$$

ここで、 M_0 : 運動量[kg・ms / s]， c : 流量係数， d : 噴孔径[m]， ρ_f : 燃料密度[kg/m³]， V_0 : 速度[m/s]，

P_0 : 噴射圧力 [P_a]， P_a : 雰囲気圧力 [P_a]， ΔP : $P_0 - P_a$ ， ρ_f : 燃料の密度 [kg/m³]， V_0 : $\left(\frac{2\Delta P}{\rho_f}\right)^{0.5}$ である。

図 3.32 に実噴射期間の導出概要図を示す。赤色の実線は計測した力波形である。式(3-10)の運動量の式は単位時間当たりの運動量であるため、式(3-10)に実噴射期間をかけることで運動量の計測値を算出した。実噴射期間は計測した力波形の立ち上がり点と立ち下がり点の時刻の差から算出した。ゆえに計測した力波形から算出した運動量は近似した力波形を時間で積分した値として求めた。

図 3.33 に計測した噴霧に対する運動量の計測値と理論値を示す。横軸に燃料噴射圧力 [MPa]、縦軸に噴霧の運動量 [N・ms]を示し赤色の点は運動量の計測値、灰色の点は運動量の理論値である。各燃料圧力において噴霧運動量の計測値と理論値はよく一致している。表 3.13 に計測した運動量の計測値と理論値の差を示す。本研究で導出した力波形モデルによる計測値は和栗が提唱した噴霧を持つ運動量の理論値に対して誤差が 10%以内でありおおむね一致することを確認した。

以上より、近似した力波形から噴霧の運動量を導出し 3.4.1 節で述べた噴霧の運動量から噴射速度の算出を可能にした。

3.5 噴射圧力増加に伴う噴射速度の変化

3.5 節では高圧燃料噴射による噴射速度の変化について述べる。燃料噴射圧力の高圧化に伴って燃料に与えられた圧力エネルギーによって噴霧の運動量が増大し噴射速度が一様に増加することを実験的に確認する。なお、3.5.1 項では液相状態における噴射速度の計測結果について述べる。3.5.2 項では高圧燃料噴射による噴射速度の計測結果と理論予測値との比較について述べる。

3.5.1 液相状態における燃料噴射速度の測定とその評価

図 3.34 に 200 MPa, 300 MPa, 400 MPa の燃料噴射圧力条件で燃料噴射弁ノズルから鉛直下向きに 5 mm, 10 mm, 15 mm の距離で計測した燃料噴射速度を示す。横軸に測定位置 [mm]、縦軸に燃料噴射速度 [m/s]を示す。各燃料噴射圧力における燃料噴射速度の推移をプロットし線形近似によって表している。基準位置とした 10 mm の位置に対して、5 mm および 15 mm の位置で測定された燃料噴射速度にもほとんど変化が見られなかったことから、噴射された燃料が基準位置において液相状態であることが示唆される。液相状態の燃料はその運動量が大きいため、空気抵抗による運動量交換が行われているものの燃料噴射速度に与える影響は少ないと考えられる。したがって、本研究における範囲では測定距離にかかわらず燃料噴射速度がほぼ一定であることから噴射された燃料が基準位置において液相状態であると考えられる。

3.5.2 高圧燃料噴射による噴射速度および実測値と理論予測の比較

図 3.35 に基準位置 $X = 10 \text{ mm}$ における燃料噴射速度の実測結果を示す。横軸に燃料噴射圧力 [MPa]、縦軸に燃料噴射速度 [m/s]を示す。燃料噴射圧力はそれぞれ 200 MPa, 300 MPa, 400 MPa の燃料噴射速度を測定し最大値と最小値をデータバーで示す。また、正規分布およびその標準偏差により実験結果のばらつきを表している。水色の点線は 3.4.4 項で述べた噴霧の運動量の理論値から推定した燃料噴射速度を示す。燃料噴射圧力 200 MPa, 300 MPa, 400 MPa における燃料噴射速度の最頻値はそれぞれ 611 m/s, 765 m/s, 856 m/s である。この結果から、燃料噴射圧力の高圧化に伴い燃料噴射速度が一様に増大することを実験的に確認した。これは燃料噴射圧力が高まることで燃料噴霧の運動量が増加し燃料噴射速度が増加することを示している。さらに、3.4.1 項で推定した燃料噴射速度と実測値がほぼ一致していることも確認された。

3.6 第 3 章のまとめ

第 3 章では、400 MPa までの高圧燃料噴射で噴霧の持つ運動量が増大することを明らかにするために、噴霧の噴射速度の定量的な計測手法を提案し実験解析を通じて以下の結果を得た。

- 400 MPa までの高圧燃料噴射に適用可能な高圧燃料噴射装置と観察装置を新たに構築し計測と解析を実施した。Fe-Co 製ソレノイド用磁性材の適用と高圧燃料噴射時の流体バランスを考慮したオリフィス径の解析によって、高圧燃料噴射に耐える構造でありながら連続噴射が安定的に実施可能な燃料噴射装置を新たに構築した。
- 噴霧の噴射速度増加によるエネルギー量の増加と運動量との関係に着眼し 400 MPa までの噴霧エネルギーの計測装置を構築した。次に、高圧燃料噴射時の噴霧の運動量を直接計測する方法を提案した。センサ受圧部に噴霧を垂直に衝突させることで液相部の運動量を直接計測する手法を考案し、噴霧のエネルギーを表す力波形モデルを提案した。本力波形モデルは、和栗が定めた噴霧が持つ運動量の理論式との運動量が誤差<10%で一致することを確認した。
- 燃料噴射圧力の増加に伴って燃料に与えられた圧力エネルギーが運動エネルギーへ変換され、噴射速度が一様に増加することを実測値として示した。噴霧の噴射速度増加によるエネルギー量の増加と運動量との関係から噴射速度の式を導出し、構築した噴射速度計測装置によって噴霧の液相の噴射速度を計測した。燃料噴射圧力の増加に伴って噴霧

圧力が運動エネルギーへ変換されることで運動量が増大し噴射速度が一様に増加し、400 MPa 噴射では 856 m/s に到達することを実験的に検証した。

图表 第3章

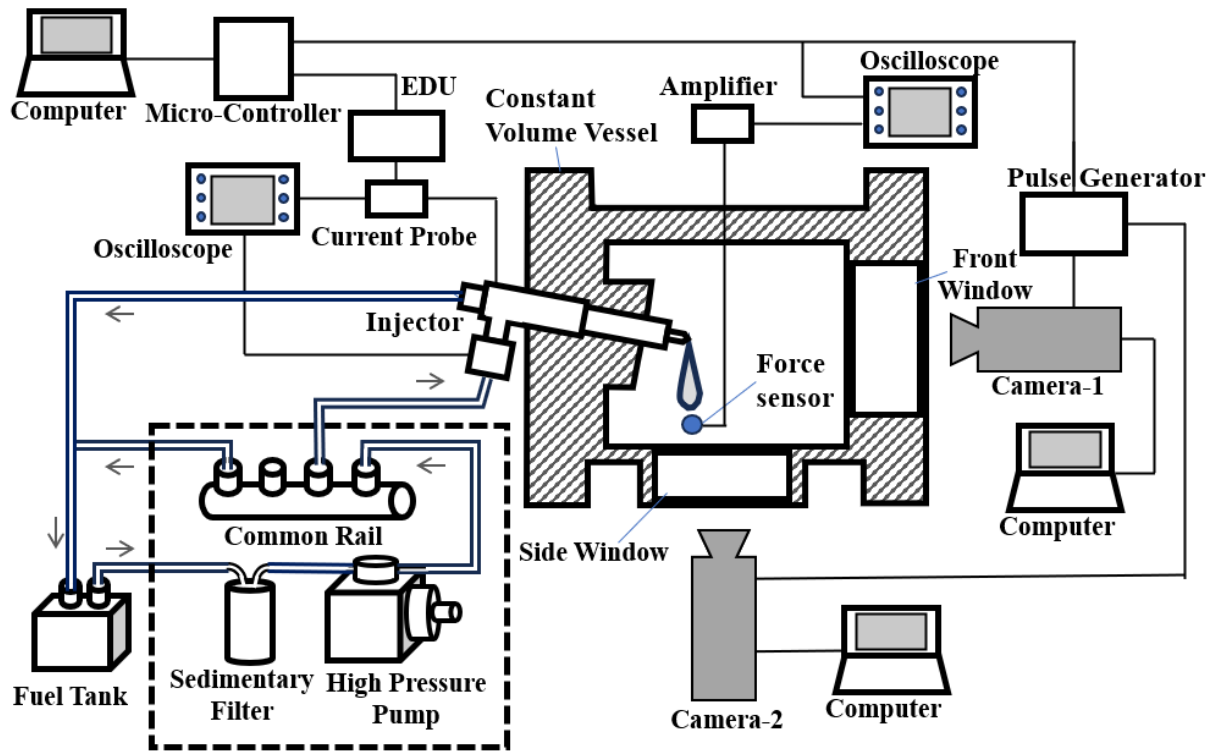
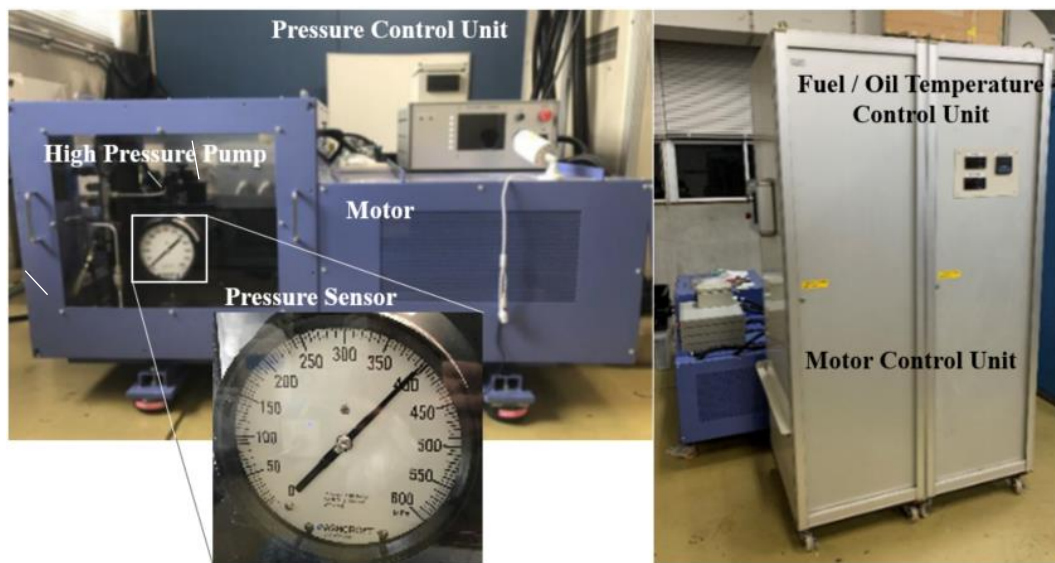


Fig. 3.1 System Configuration of High Pressure System



(a) High Pressure Generator

(b) Motor Control Unit

Fig.3.2 High Pressure Pump System

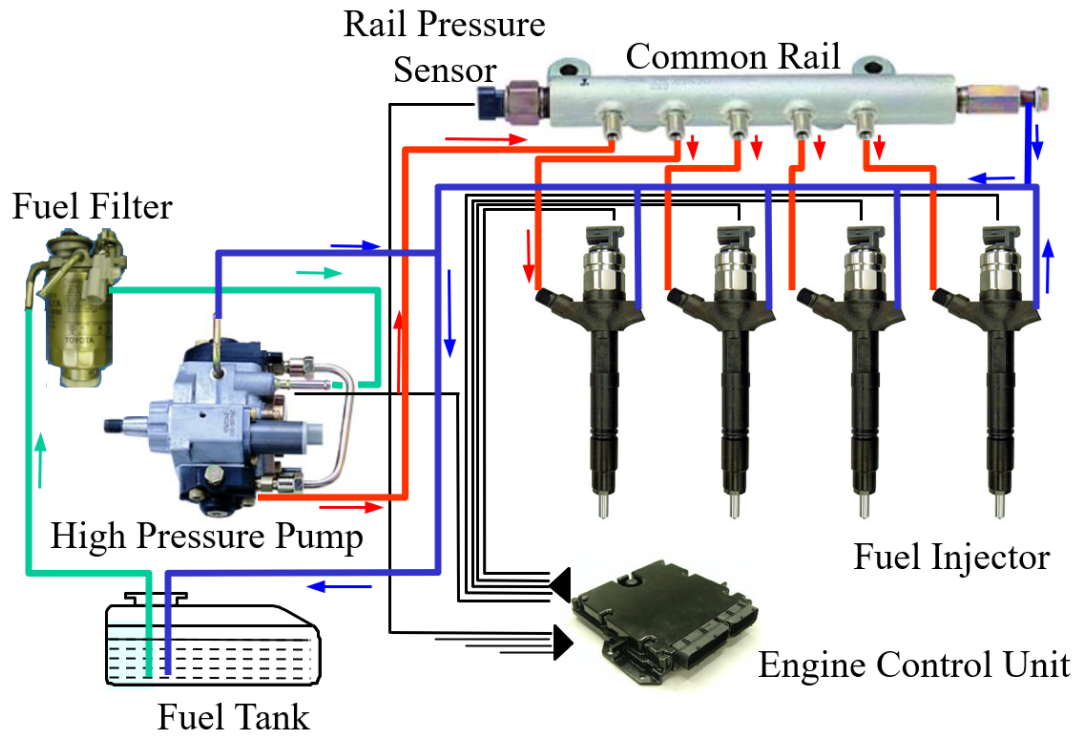


Fig. 3.3 System Configuration of Common Rail System

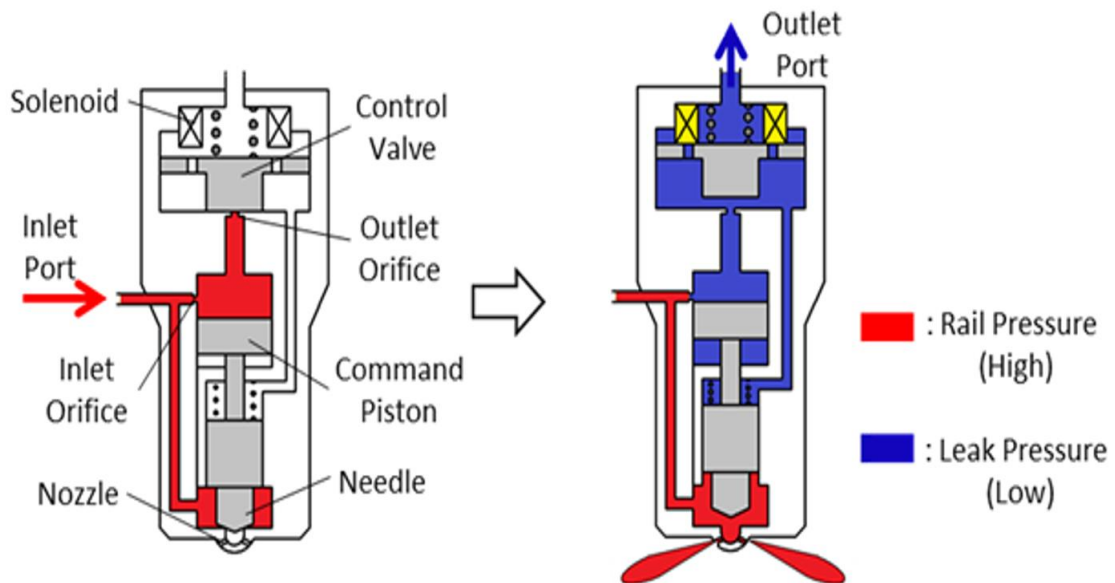


Fig. 3.4 Fuel Injection Driving Principle of Solenoid Injector

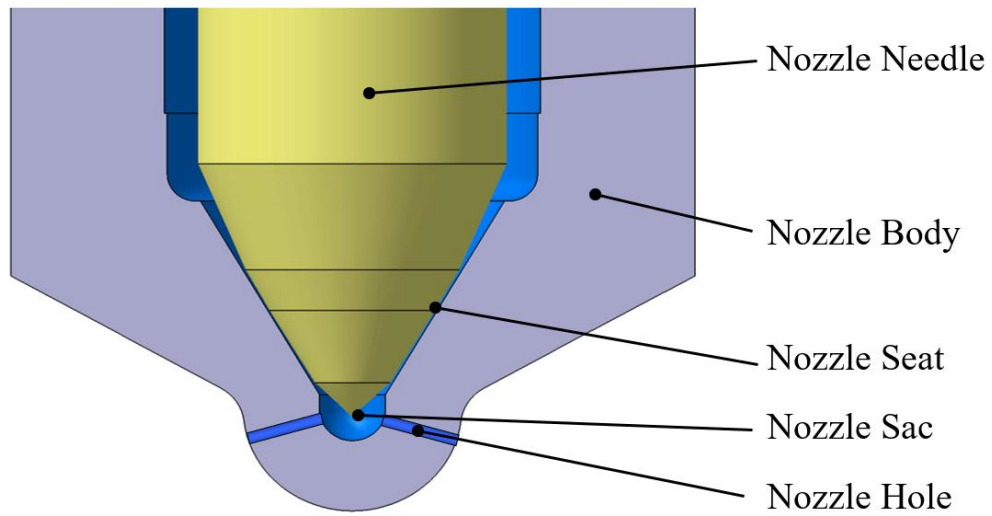


Fig. 3.5 Schematic Cut Model of Fuel Injector Nozzle

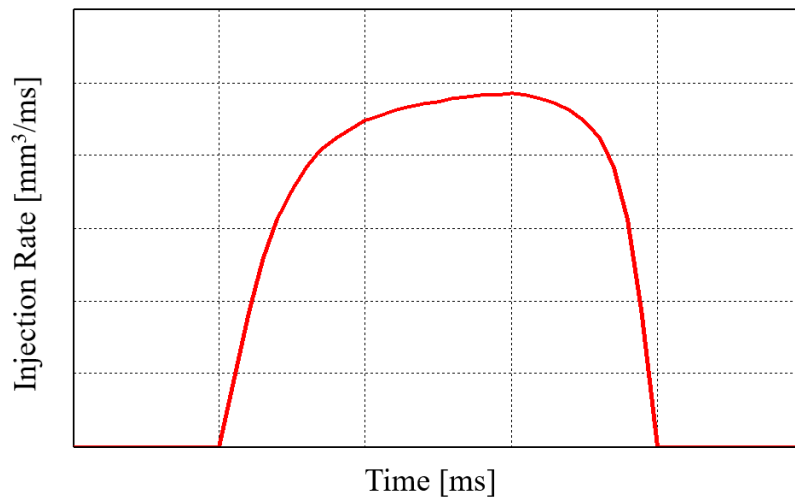


Fig. 3.6 Injection Rate

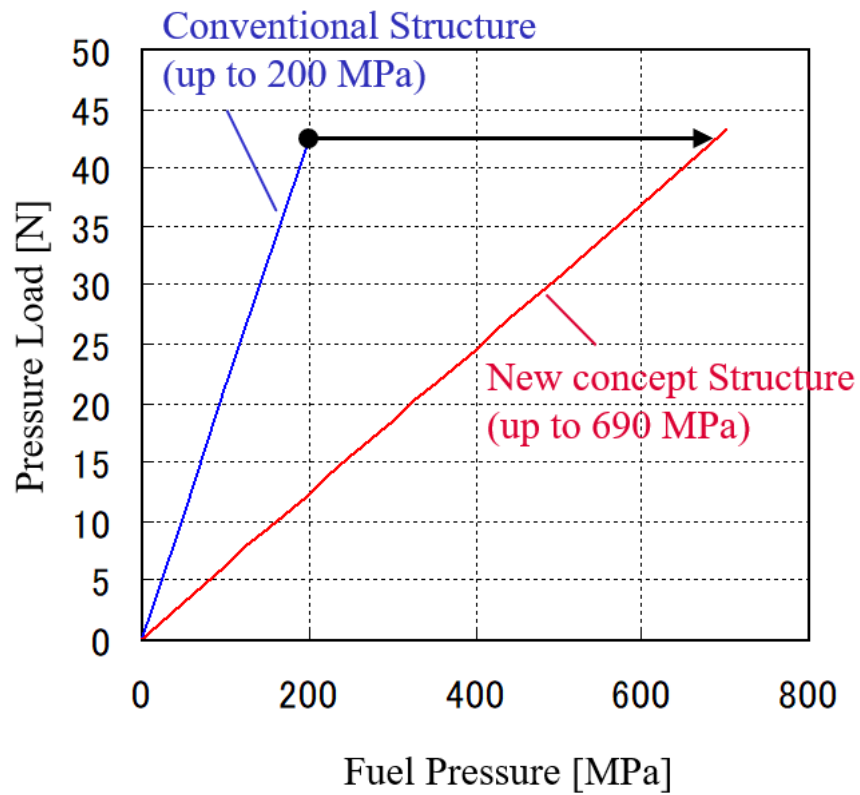
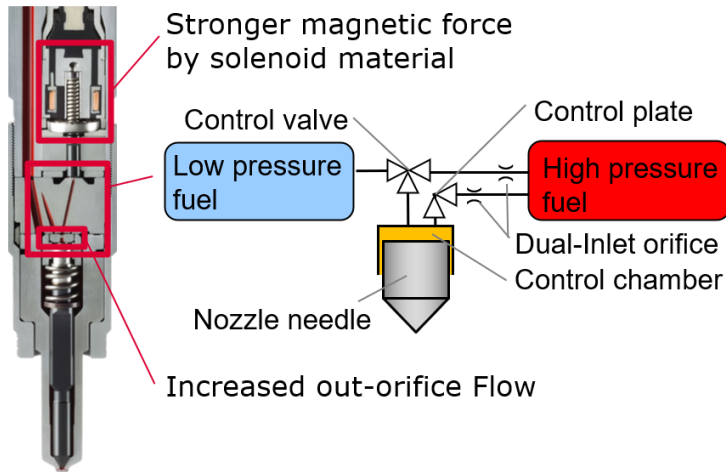
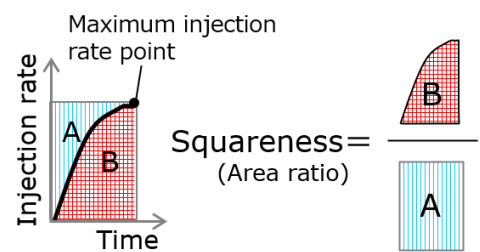


Fig. 3.7 Fuel Pressure and Load ⁽³⁻⁷⁾



(a) Key Development Feature

Definition of squareness of injection rate shape



(b) Definition of Injection Rate Shape Squareness

Fig.3.8 Gen.4.5S Injector Development

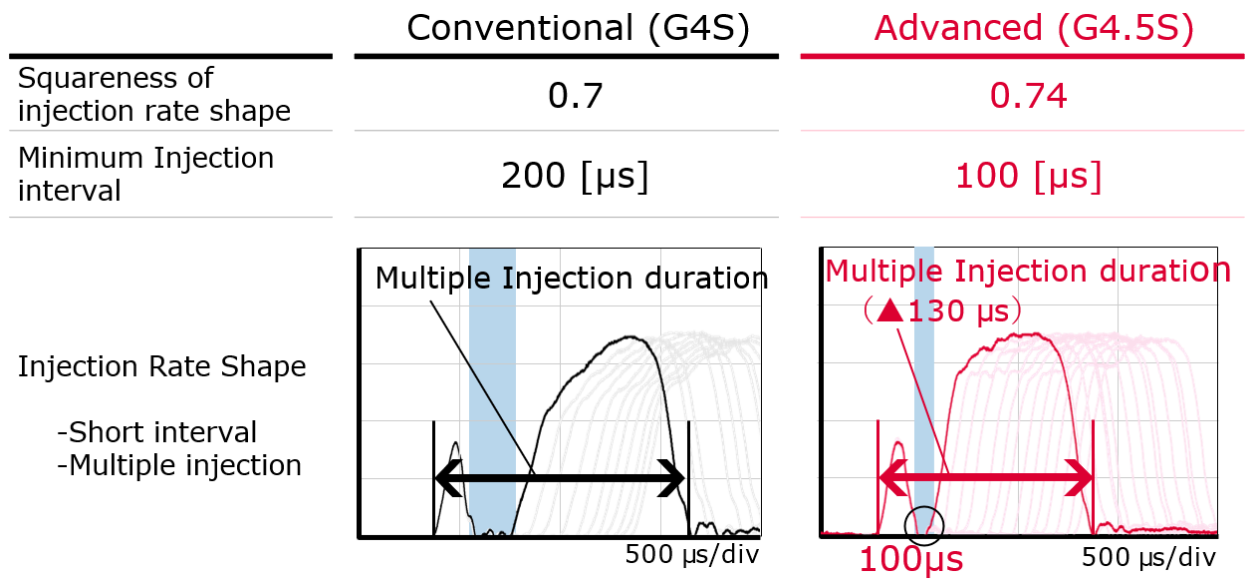
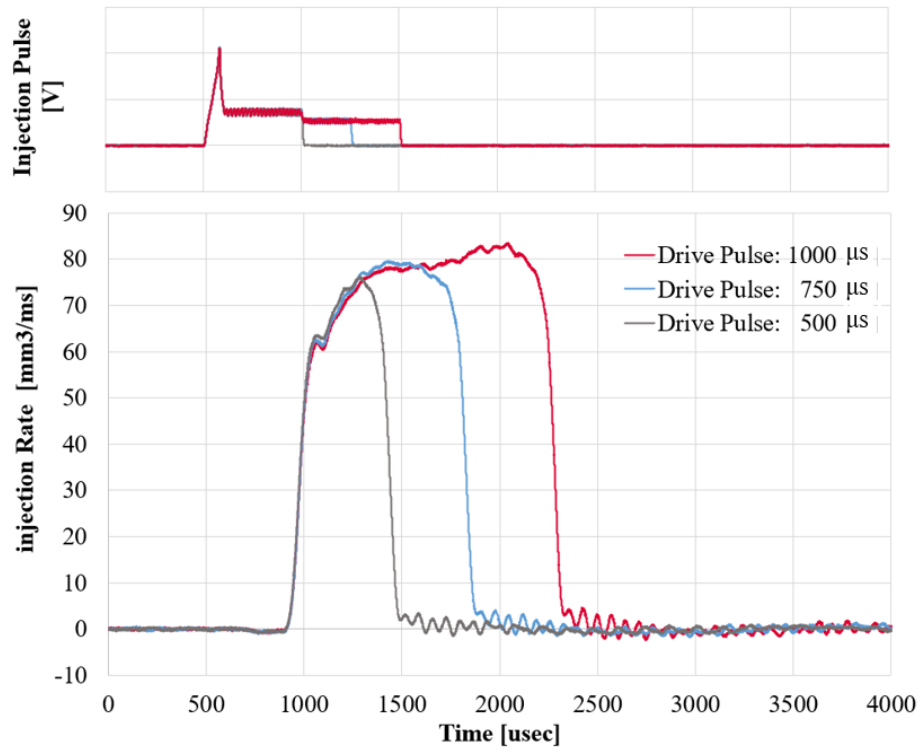
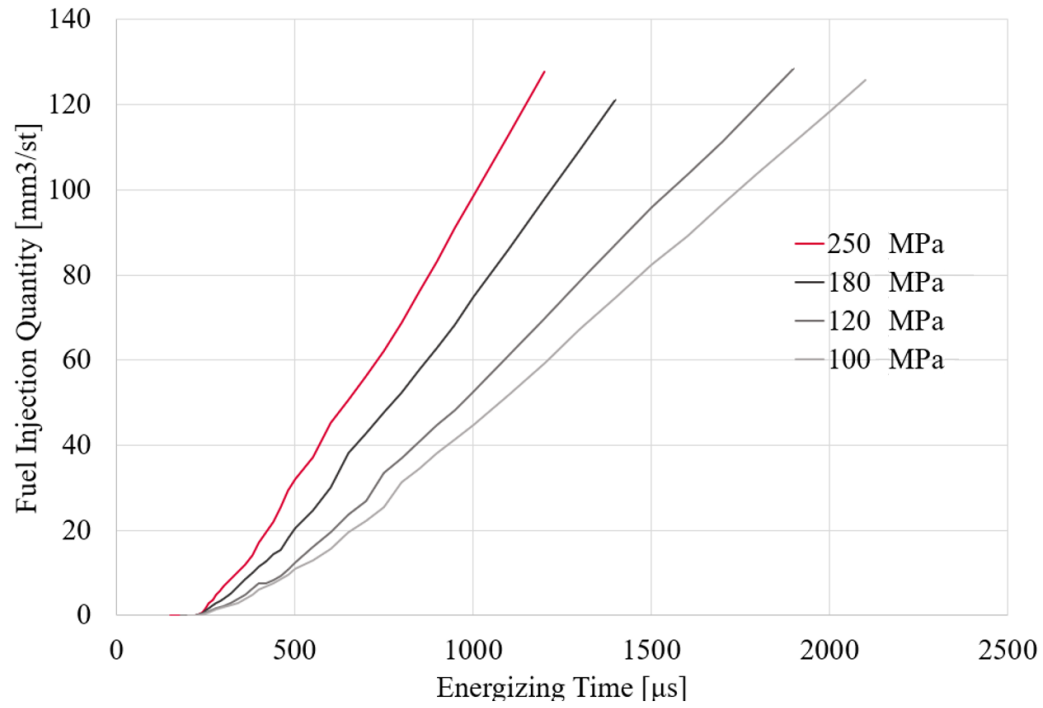


Fig.3.9 Injection Rate Shape of Gen.4.5S Injector



(a) Injection Rate Shape at 250 MPa

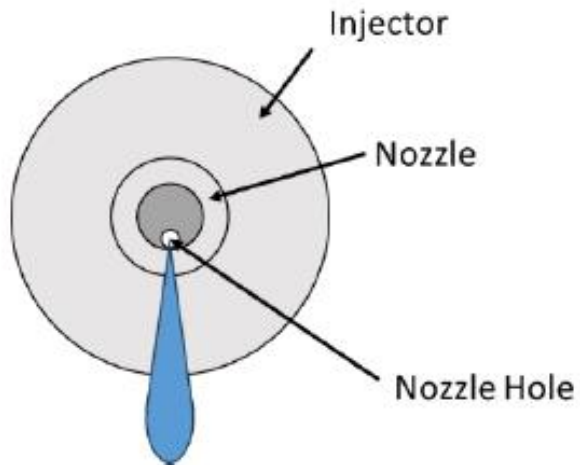


(b) Injection Quantity Curve

Fig.3.10 Injection Quantity and Injection Rate Shape



(a) Injection Exterior Overview



(b) Nozzle Overview Diagram

Fig.3.11 Gen.4.5S Solenoid Injector

Table 3.1 Specification of Injector

Item	Description
Specification of Injector	4.5 th gen. Solenoid Drive
Nozzle Hole Diameter [mm]	Ø0.120
Nozzle Hole Number [-]	1
Cone Angle [°]	153

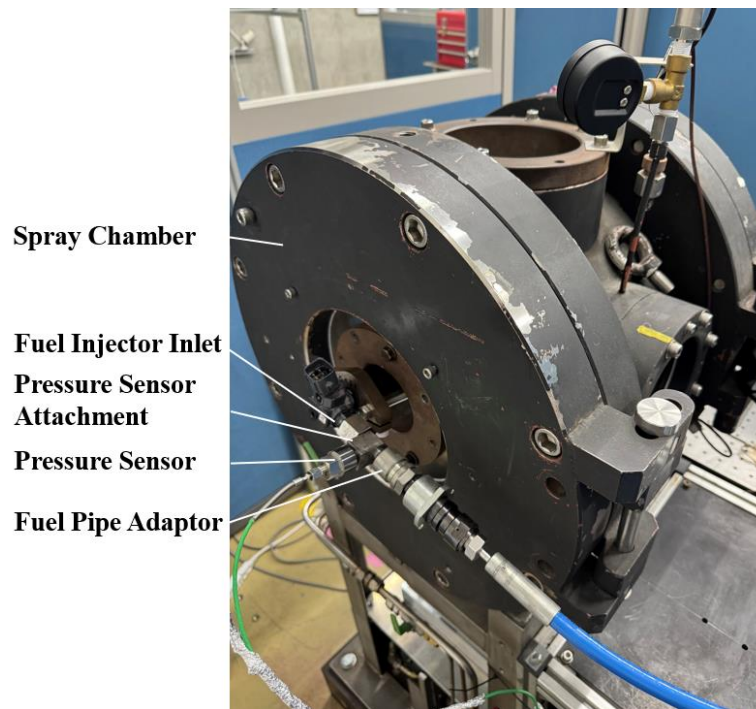
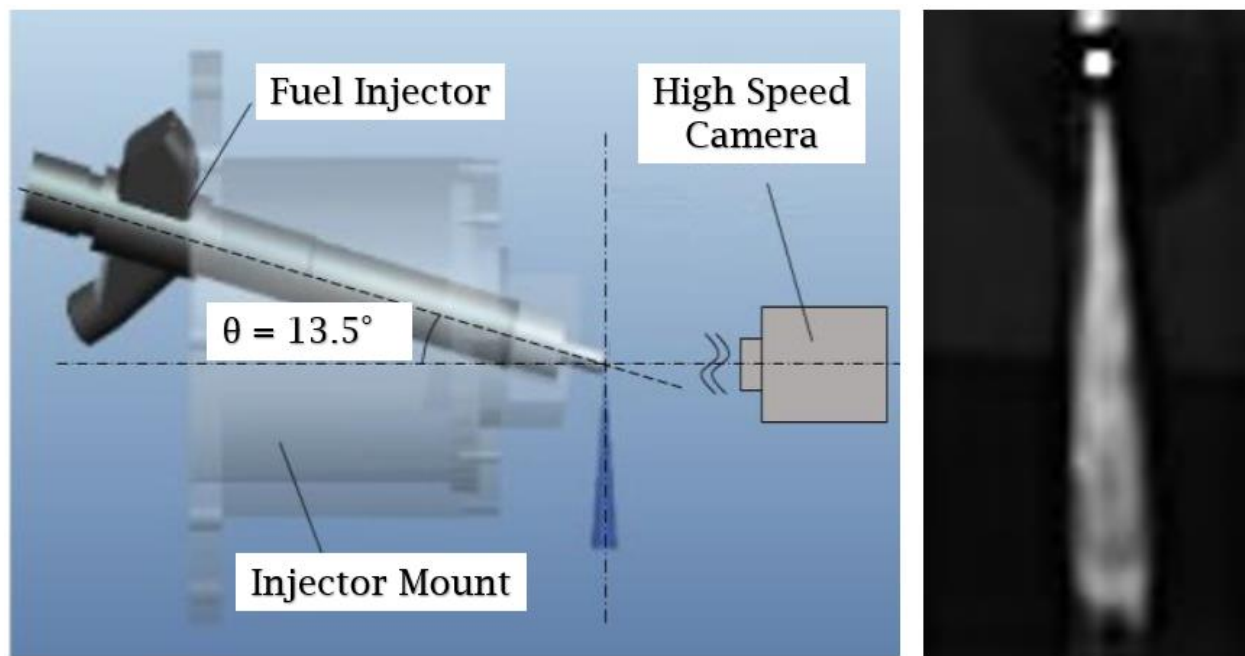


Fig.3.12 Overview Configuration of Constant Volume Vessel



(a) Schematic Image of Injector Orientation

(b) Fuel Spray Image of High Speed Camera

Fig.3.13 Injection Quantity and Injection Rate Shape

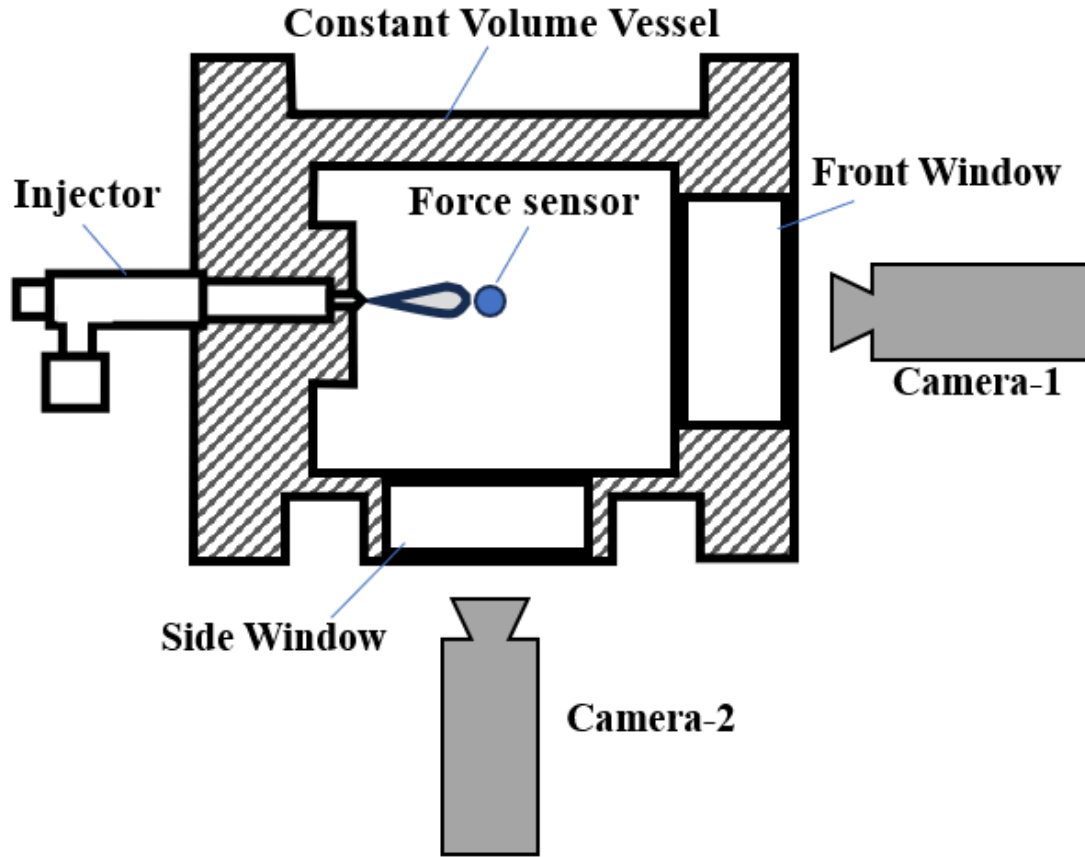


Fig.3.14 Schematic Image of Fuel Spray Energy Observation

Table3.2 Photographing Conditions

	MEMRECAM GX-8F	FASTCAM SA1.1
Frame Rate [fsp]	100000	40000
Shutter Speed[μsec]	9.2	25.0
F-number	f1.4	f2.8

Table3.3 Deviation Number of Frames for Synchronized Photographing

	MEMRECAM GX-8F	FASTCAM SA1.1	Lag Frame [-]	Lag Time [s]
10000 [fsp]	3 frame order	5 frame order	2 frames	0.0002
20000 [fsp]	8 frame order	9 frame order	1 frame	0.00005
100000 [fsp]	38 frame order	39 frame order	1 frame	0.00001

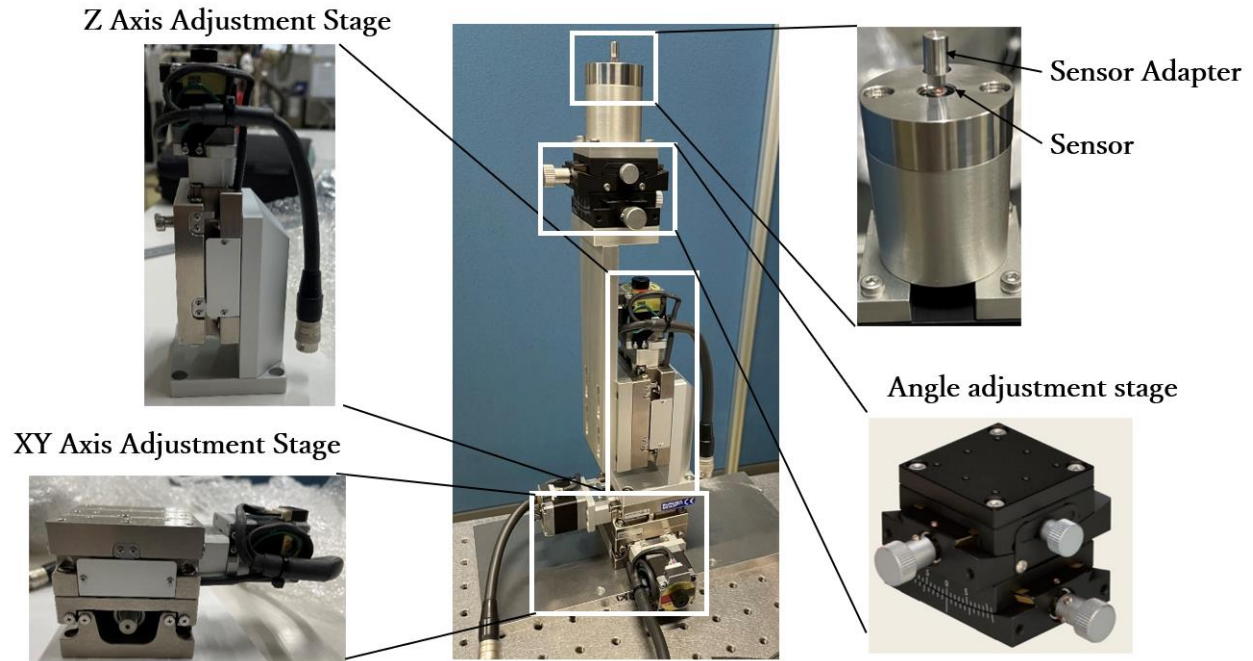


Fig.3.15 Force Measurement System

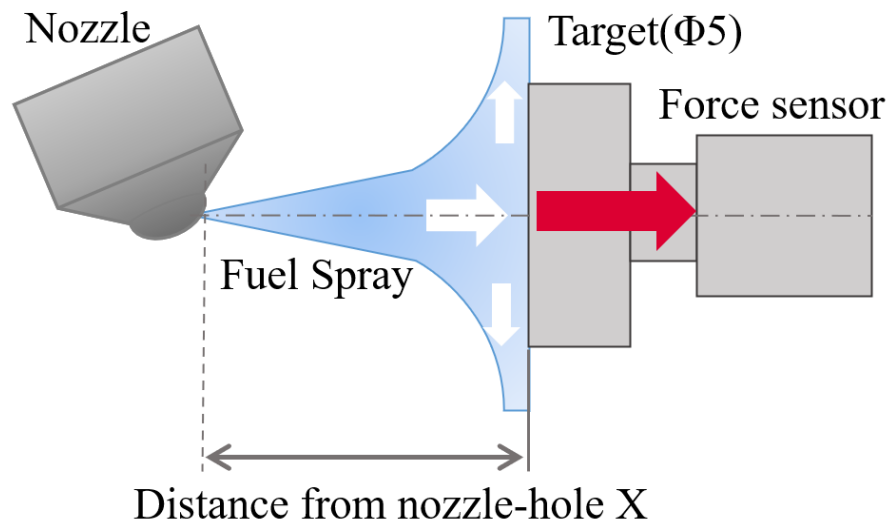


Fig.3.16 Schematic Image of Force Measurement System with Force Sensor

Table3.4 Force Sensor Specification

	Unit	Value
Measuring range Fz	N	-20 ~ 200
Overload Fz	N	-30/300
Partial Calibration Range Fz 100%	N	0 ~ 200
Partial Calibration Range Fz 10%	N	0 ~ 20
Partial Calibration Range Fz 1%	N	0 ~ 2
Threshold (Dynamic Resolution) Fz		<0.0005
Sensitivity Fz	pC/N	≈ -95
Linearity (Partial Calibration Range)	%FSO	$\approx \pm 1$
Hysteresis (Full Range)	%FSO	$\approx \pm 1$
Maximum Lateral Force Fxy	N	90
Lateral Sensitivity Fx,y $\rightarrow$ Fz	N/N	$\approx \pm 0.05$
Maximum Bending Moment Mx,y	N·m	0.5
Sensitivity to Bending Moment Mx,y Fz	N/N·m	$\approx \pm 20$
Maximum Bending Moment Mz	N·m	1.0
Rigidity cz (Fz)	N/ μ m	≈ 100
Natural Frequency fn (Fz)	kHz	>50
sense of acceleration Axial direction	N/g	$<2 \cdot 10^{-3}$
sense of acceleration radial direction	N/g	$<4 \cdot 10^{-4}$
Operating Temperature Rnge	$^{\circ}$ C	-50 ~ 180
Temperature Coefficient of Sensitivity Fz	%/ $^{\circ}$ C	$\approx <0.04$
Insulation Resistance 20 $^{\circ}$ C	Ω	$>10^{13}$
Capacity C	pF	≈ 15
Connector		M4x0.35 scalpel
Protection Class (Including Cable)	EN60529	IP65
Material Properties	DIN	1.4542
Weight	g	2.5
Max. Tightening Torque MA M2	N·m	0.2
Max. Tightening Torque MA M5x0,5	N·m	2

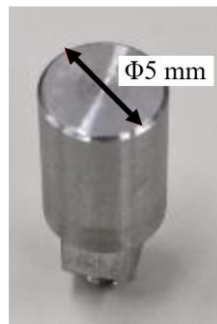


Fig.3.17 Force Sensor Adopter

Table3.5 Static Load Calibration of Force Sensor

Weight load[N]	Output value of force sensor[N]
12.1	12.0

Table3.6 Force Sensor Tilt Angle against Fuel Spray

	Tilt Angle of Stage in the view of Front Observation Window [°]	Tilt Angle of Stage in the view of Side Observation Window [°]
Measurement Value	1.7	1.3

Table 3.7 Test Ambient Condition

Ambient Pressure [MPa]	0.1
Ambient Temperature [K]	293
Injection Pressure [MPa]	100 — 400

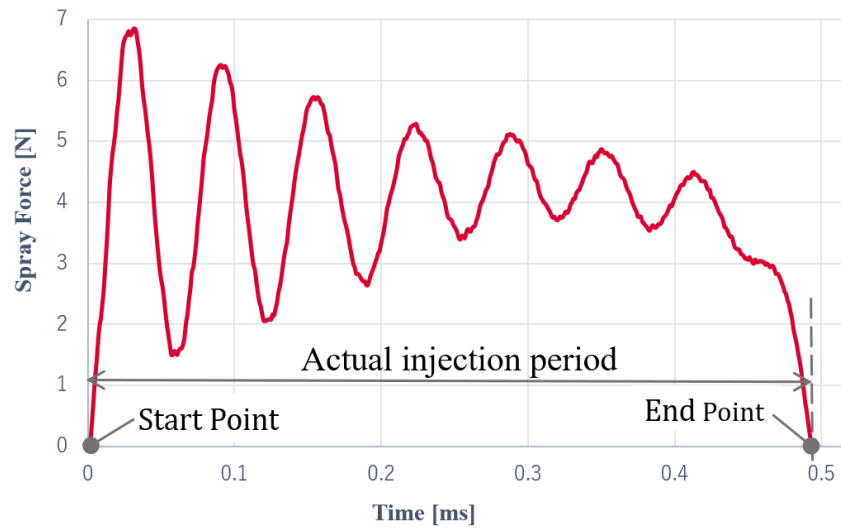


Fig.3.18 Measured Force and Injection Period

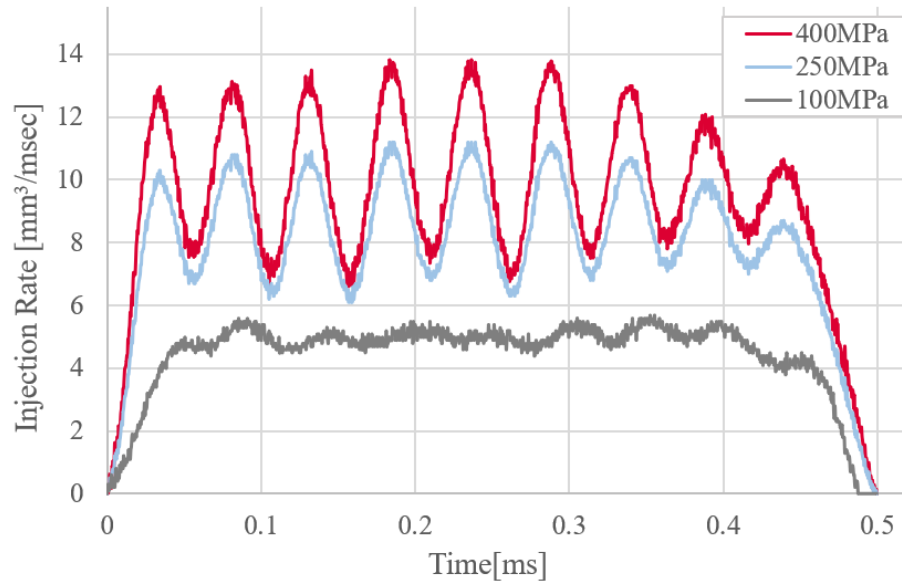


Fig.3.19 Injection Rate Estimation at 400 MPa Fuel Injection

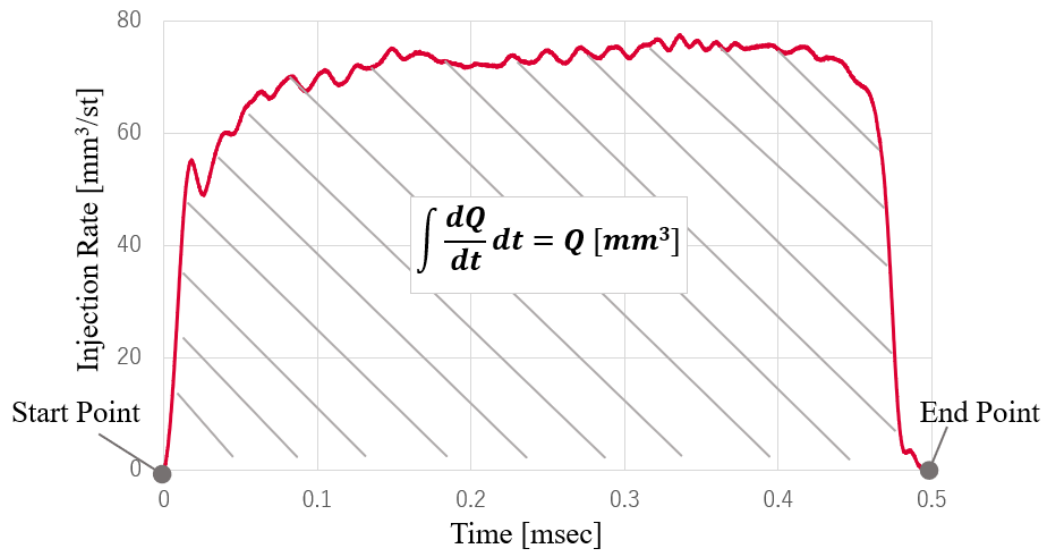


Fig.3.20 Injection Rate and Fueling Quantity Calculation

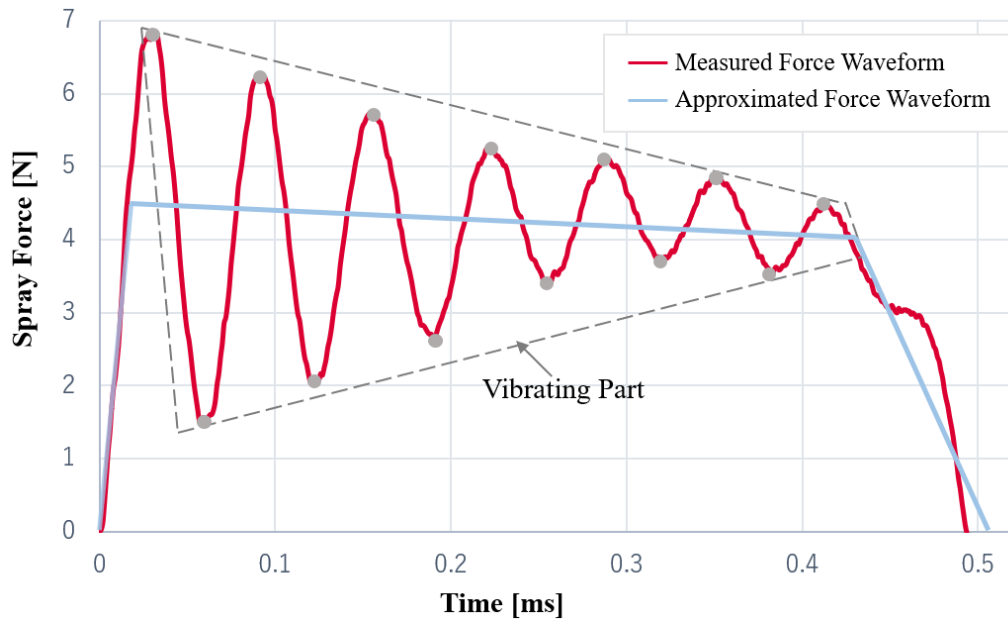


Fig.3.21 Force Waveform and Normalization

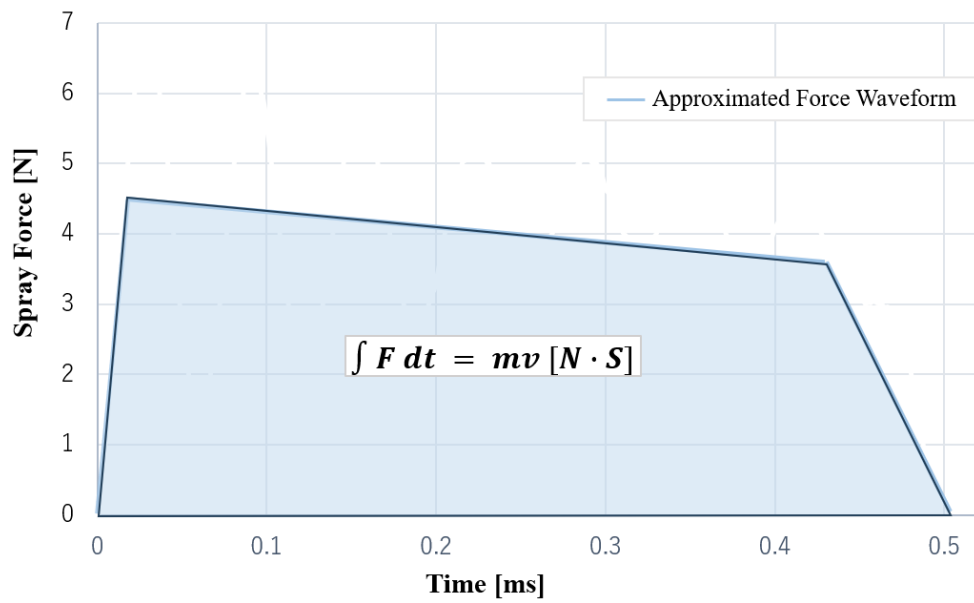


Fig.3.22 Momentum Calculation Method

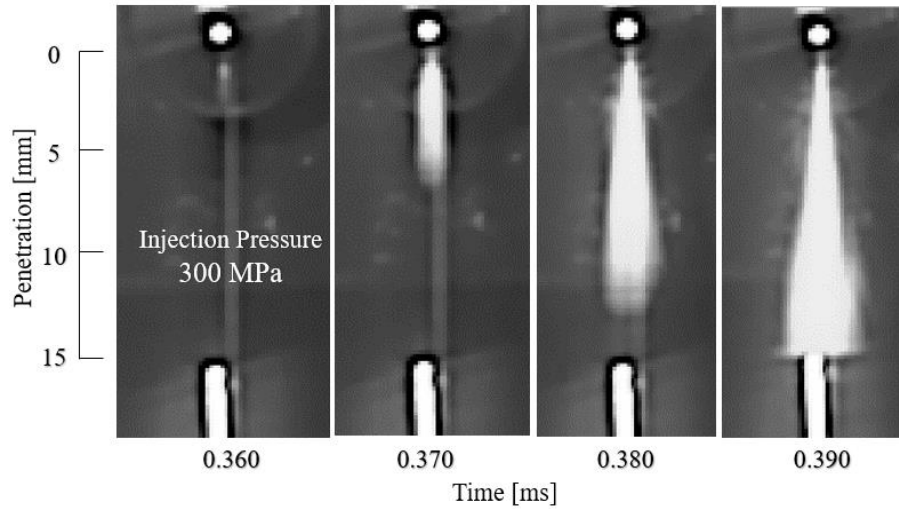


Fig.3.23 Measurement Image of Spray Collision to Force Sensor

Table3.8 Dynamic Testing of Force Sensors

Injection Pressure [MPa]	200	300	400
Period from start of energization to sensor rise [ms]	0.397	0.387	0.396
Period from the start of energization until the spray hits the force sensor [ms]	0.390 - 0.400	0.380 - 0.390	0.390 - 0.400

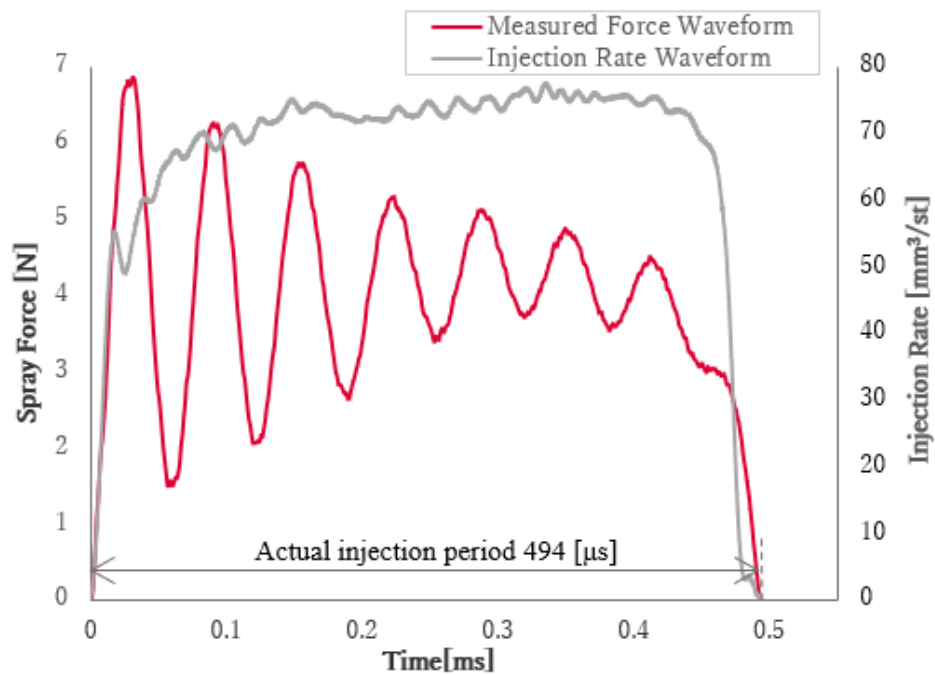


Fig.3.24 Measured Force Waveform and Injection Rate Waveform

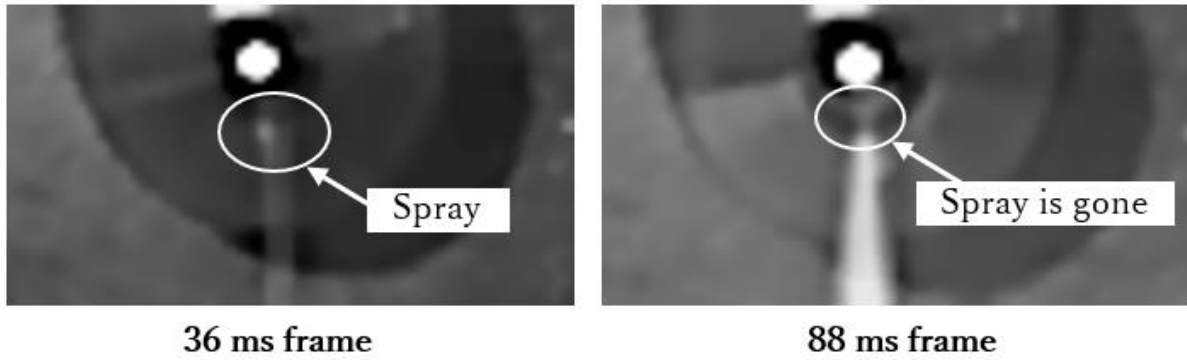


Fig.3.25 Spray Image at Injection Starting Time and Injection End Time

Table3.9 Fuel Injection Duration between Force Waveform and High Speed Camera

Actual Injection Duration from Measured Force Waveforms [ms]	Injection Duration from High Speed Camera Image [ms]
0.494	0.510

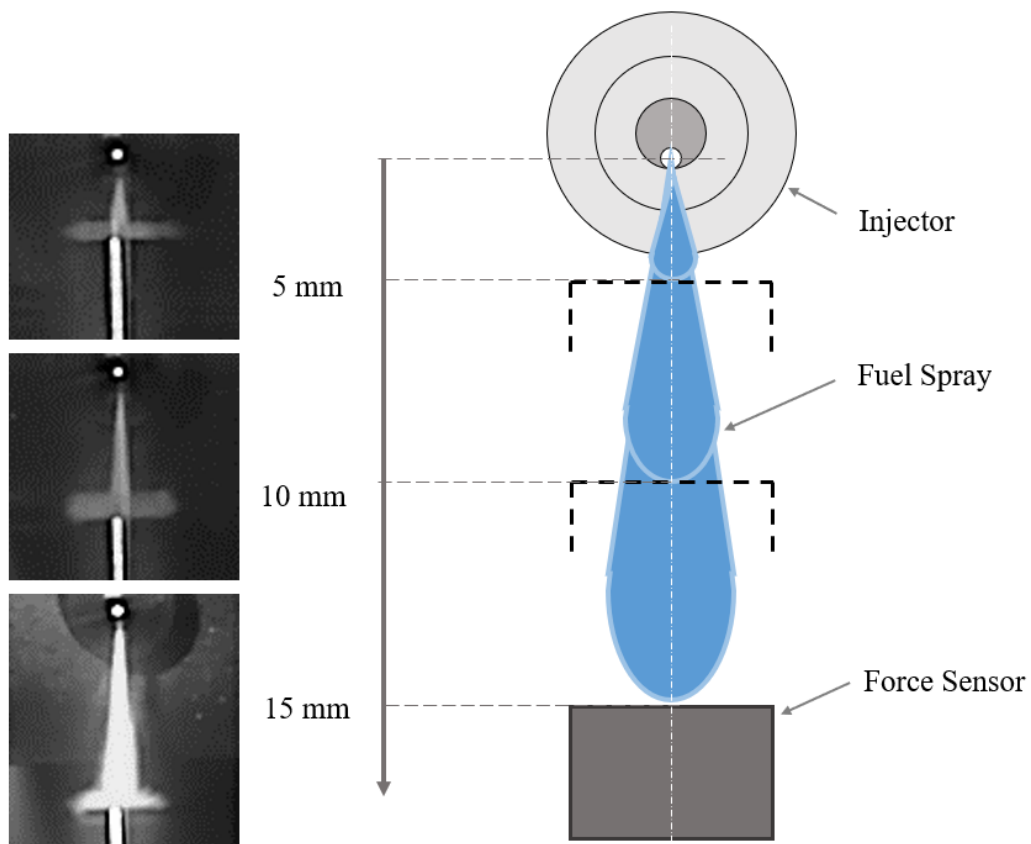


Fig.3.26 Spray Force Measurement Distance

Table3.10 Experimental Condition of Injection Spray Velocity

Injector type	4.5 th gen. Solenoid Injector
Nozzle Hole Number	1
Injection Pressure [MPa]	200, 300, 400
Injection Volume [mm ³ /stroke]	3
Fuel Type	JIS#2 Diesel Fuel
Fuel Density [kg/m ³]	830
Ambient Pressure [MPa]	0.1
Ambient Temperature [K]	298
Atmosphere Density [kg/m ³]	1.205

Table3.11 Camera Measurement Condition

	MEMRECAM GX-8F	FASTGAM SA1.1
Frame Rate [fsp]	100000	100000
Shutter Speed [s]	1/100 – 1/2000000	1/2700000
Resolution [pixel]	144 × 108	256 × 160

Table3.12 Experimental Result

Fuel Injection Pressure [MPa]	200	300	400
Nozzle Hole Diameter [mm]	0.114		
Fuel Density [kg/m ³]	830		
Ambient Pressure [Pa]	101325		
Atmosphere density [kg/m ³]	1.205		
Shrinkage Coefficient [-]	0.9		
Spray Width [mm]	5		
Liquid phase Splitting time [ms]	0.289	0.236	0.204
Time to reach to Spray width by 5 [mm]	0.130	0.107	0.092
Penetration at spray width by 5 [mm]	69.6		

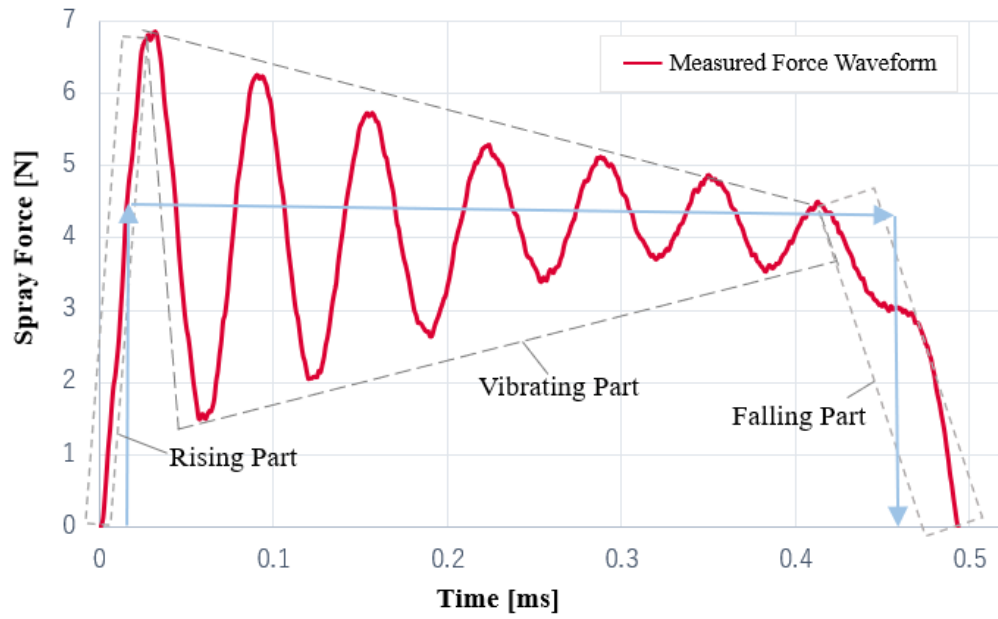


Fig.3.27 Force Waveform of the Measured Spray

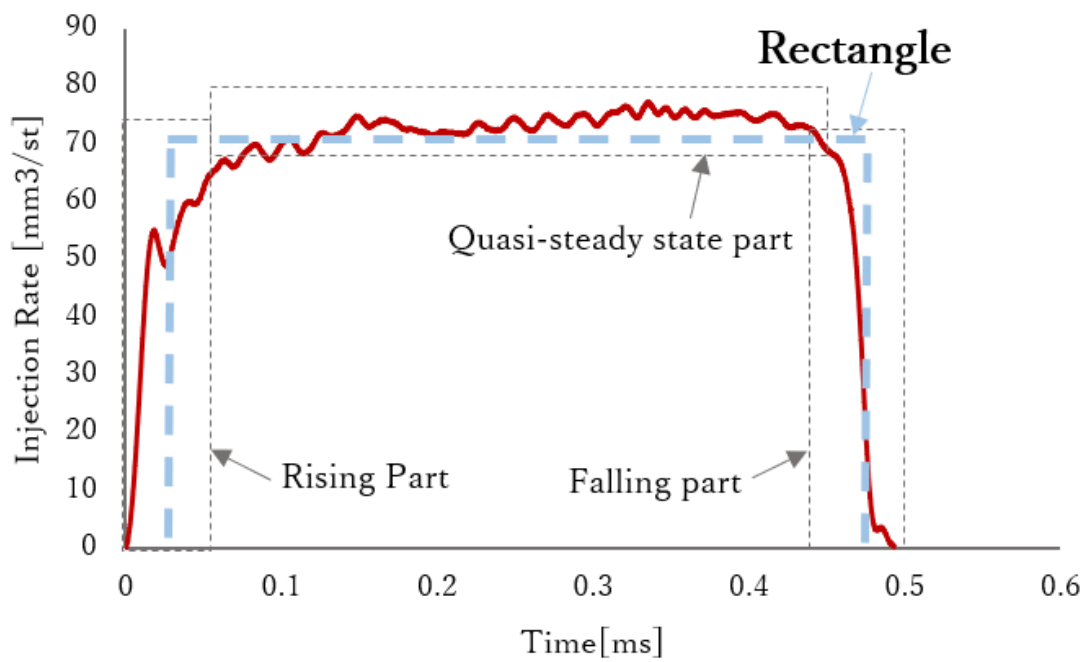


Fig.3.28 Injection Rate Shape Modeling

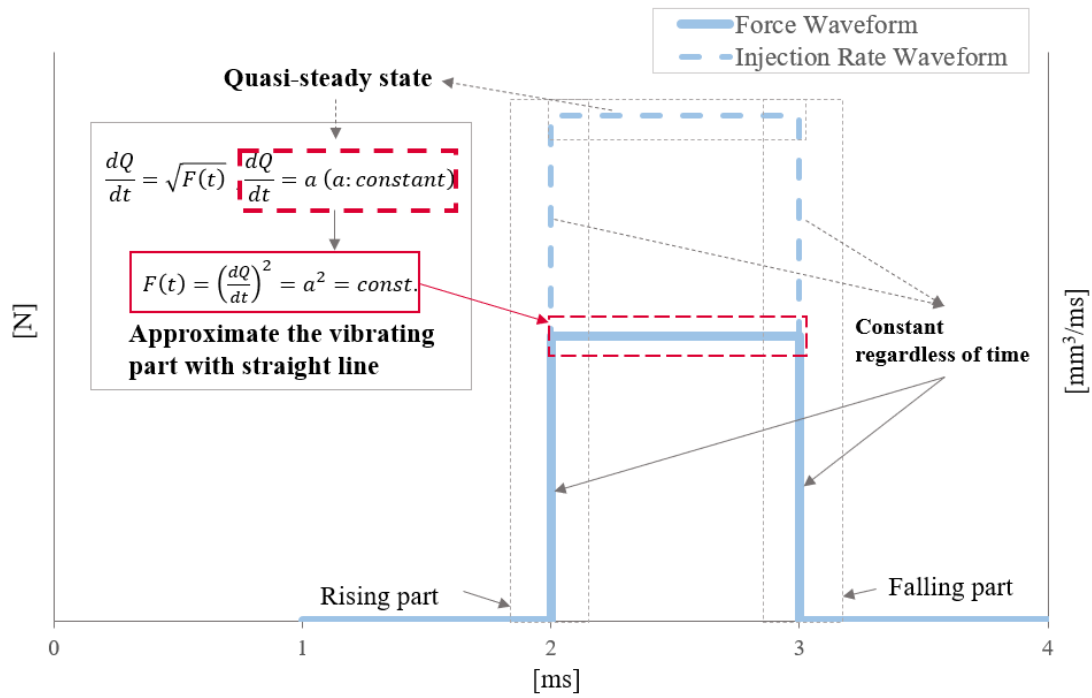


Fig.3.29 Force Waveform Formula Derivation

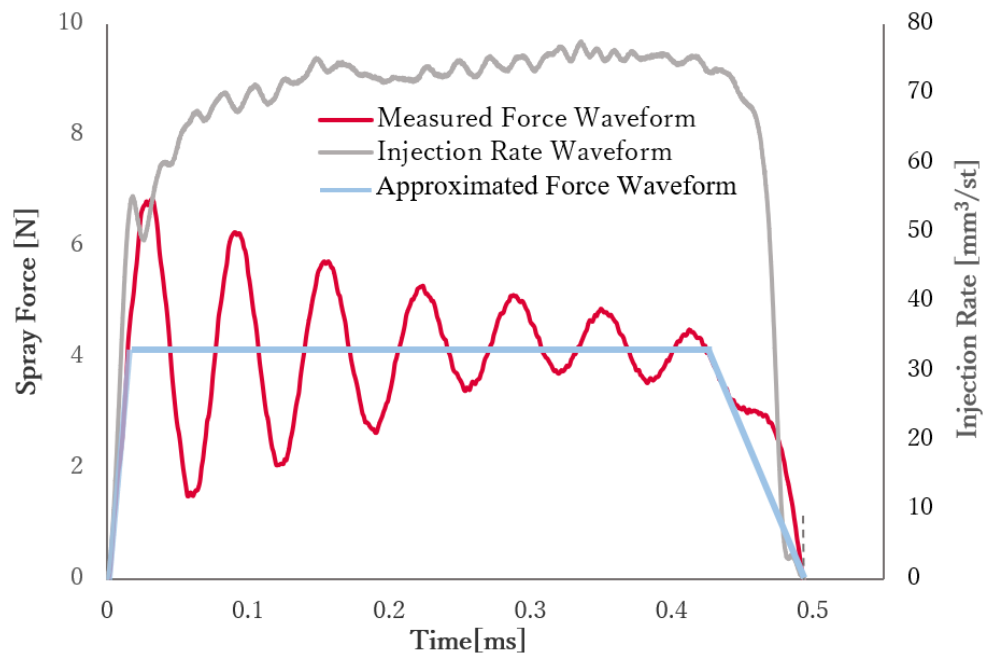


Fig.3.30 Schematic Image of Injection Rate and Force Waveform

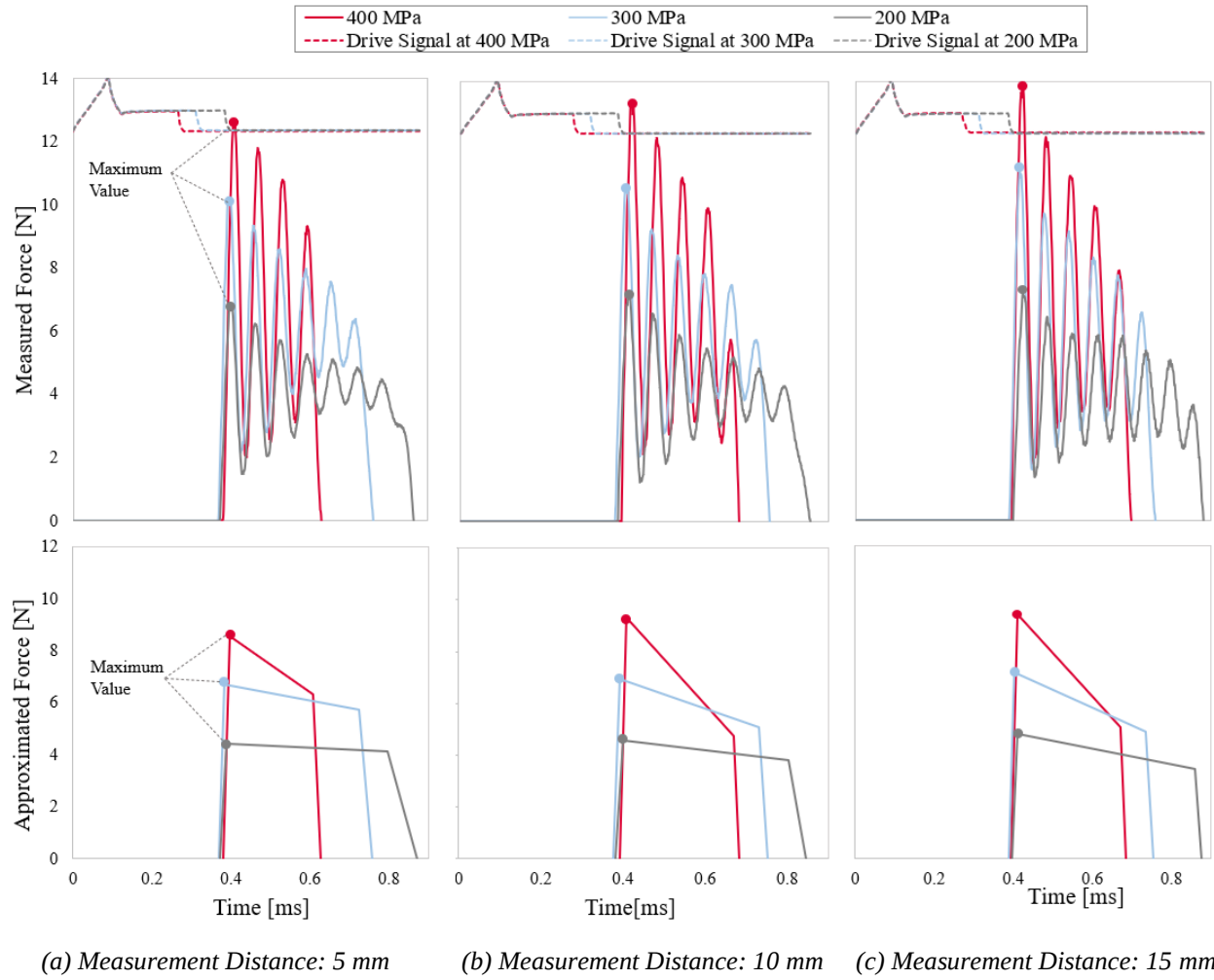


Fig.3.31 Force Waveform at Each Measurement Distance

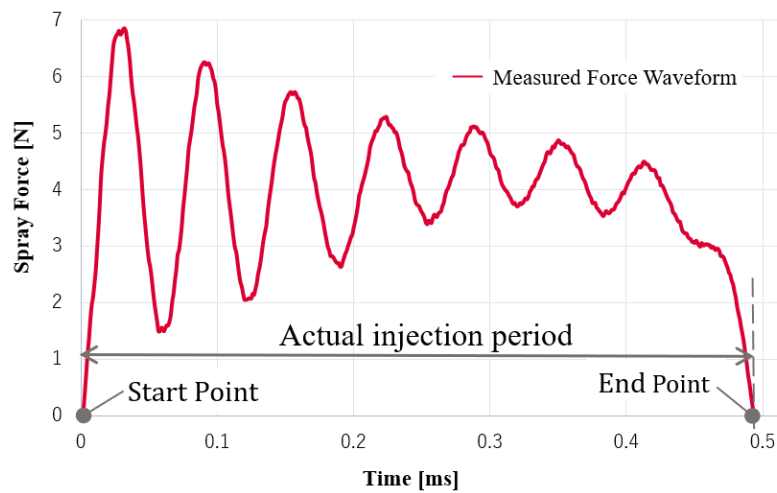


Fig.3.32 Overview of Injection Period Derivation

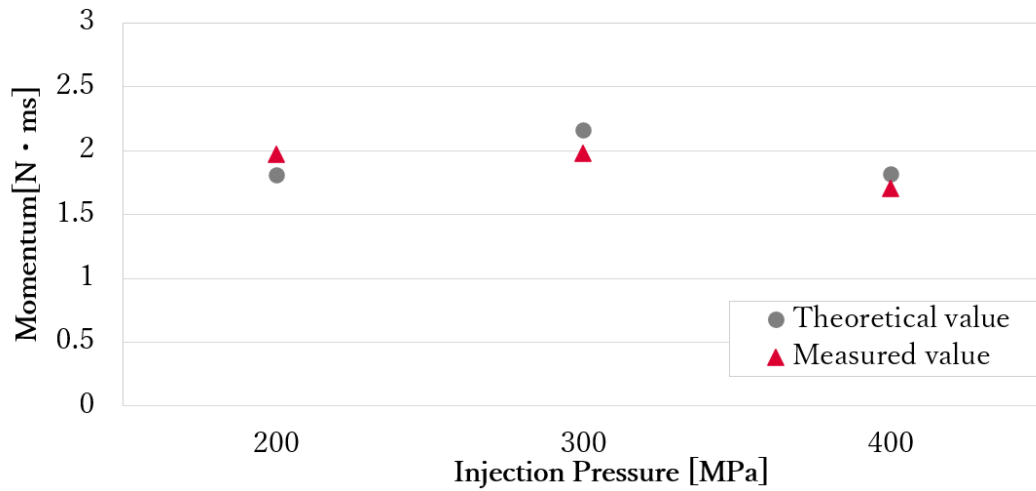


Fig.3.33 Measured Momentum and Theoretical Momentum

Table3.13 Experimental Result between Measured and Theoretical Momentum

Fuel Injection Pressure [MPa]	200	300	400
Theoretical Momentum [N·m]	1.81	2.17	1.82
Measured Momentum [N·m]	1.97	1.98	1.70
Difference [%]	8.8	8.8	6.6

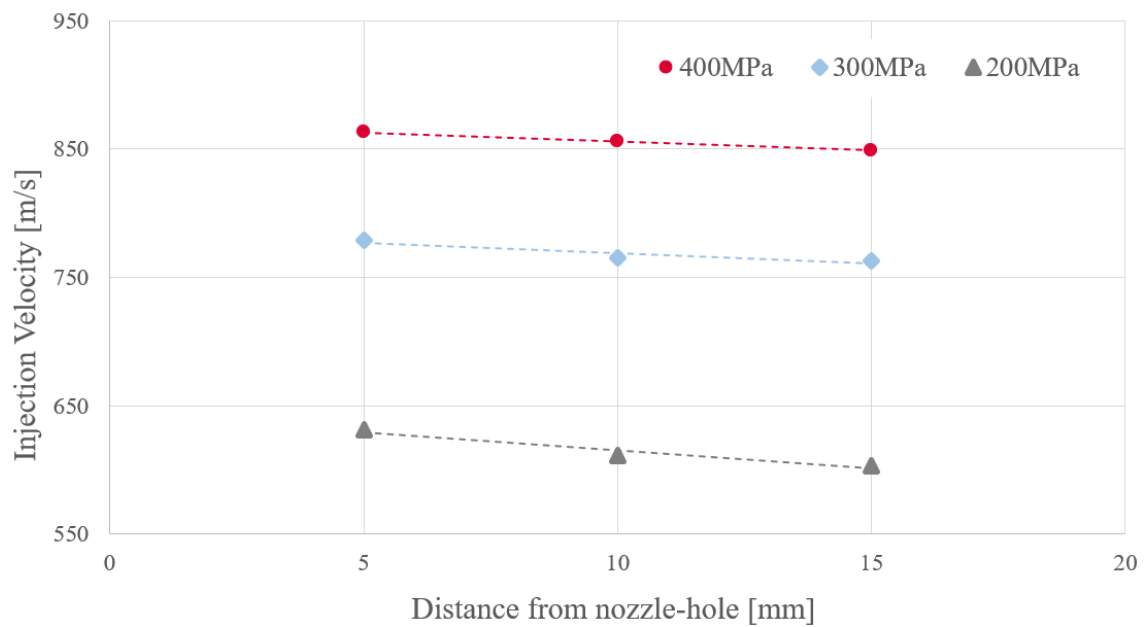


Fig.3.34 Fuel Spray Velocity at Measurement Distance from the Nozzle

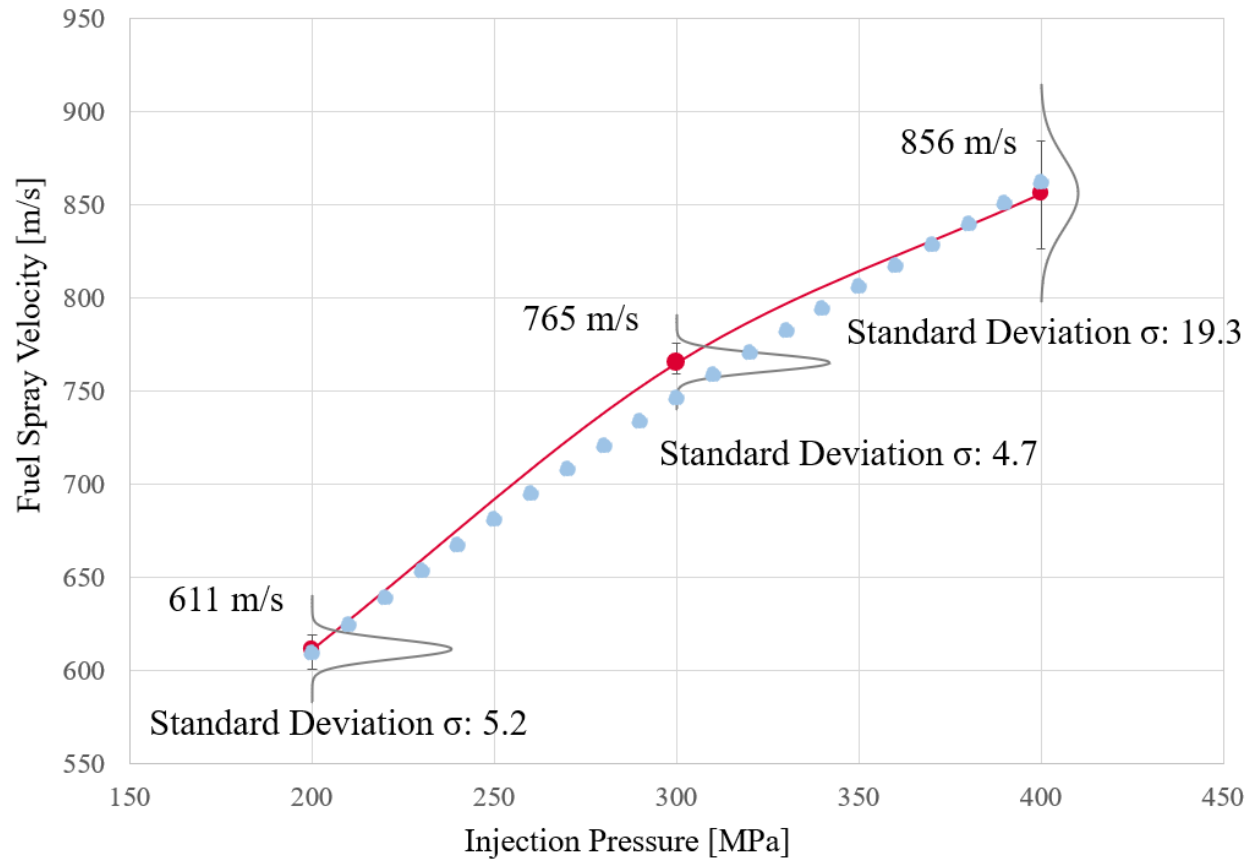


Fig.3.35 Fuel Spray Velocity at 10 mm

関連文献 第3章

- (3-1) Shinohara, Y., Takeuchi, K., Herrmann, O.E., Laumen, H.J., Common-Rail-Einspritzsystem mit 3000 bar., MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 72(1), pp10- 15, Wiesbaden, (2011)
- (3-2) Weber, J., Herrmann, O., Puts, R., Kawamura, J., Next Improvement Potentials for Heavy-Duty Diesel Engine - Tailor the Fuel Injection System to the Combustion Needs, SAE International Journal of Engines, 10 (2017-01-0705), (2017)
- (3-3) Weber, J.; Sashima, N.; Herrmann, O.; Hagen, J. Reduction of Diesel Engine Emissions Performance - Further Steps Towards a Fast and Flexible Fuel Injection 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, pp25-39, (2016)
- (3-4) 鈴木浩高, 港明彦, 北畠亮, 島崎直基, 超高压喷射を用いた従来ディーゼル燃料領域における燃焼改善効果, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.4, pp1041- 1046, (2009)
- (3-5) Herrmann, O., Nakagawa, M., Kenhard, M., Schwab, H., Miyaki, M., Shinohara Y., Takeuchi, K., Uchiyama, K., Ultra High Pressure and Enhanced Multiple Injection – Potentials for the Diesel Engine and Challenge for the Fuel Injection System, Fuel Systems for IC Engines, 2012, pp103- 114, London, (2012)
- (3-6) Weber, J., Sashima, N., Herrmann, O., Hagen, J., Reduction of Diesel Engine Emissions Performance -Further Steps Towards a Fast and Flexible Fuel Injection, 10. Tagung Diesel -und Benzindirekteinspritzung, pp25-39, (2016)
- (3-7) 松本修一, コモンレールシステム用インジェクタにおける高压燃料噴射機構に関する研究, 金沢大学大学院自然科学研究科システム創生科学専攻 博士後期課程 博士論文, (2015)
- (3-8) Matsumoto, S., Date, K., Taguchi, T., Herrmann, O.; The New DENSO Common Rail Diesel Solenoid Injector; Motortechnische Zeitschrift (MTZ), February, (2013)
- (3-9) Ueda, D., Klose, C., Matsumoto, S., Nakane, N., “4th Generation Diesel Common Rail System: Realizing ideal structure function for diesel engine,” SAE Technical Paper 2013-01-1590, (2013)
- (3-10) Hagen, J., Herrmann, O., Weber, J., Queck, D.; Diesel Combustion Potentials by further Injector Improvement; Motortechnische Zeitschrift (MTZ), April 2016
- (3-11) 友松健一, 戸田直樹, 池本雅里, ディーゼル噴霧の運動量計測による壁面衝突噴霧の挙動解析, 第25回微粒化シンポジウム, pp255-259, (2016)
- (3-12) Postrioti, L., Battistoni, M., Evaluation of Diesel Spray Momentum Flux in Transient Flow conditions, SAE Technical Paper, No.2010-01-2244, (2010)
- (3-13) 岸本恵助, 急速圧縮装置によるディーゼルエンジンの可視化燃焼解析に関する研究, 愛知工業大学大学院修士論文, (2020)
- (3-14) Seoksu Moon, First Observation and Characterization of Vortex Flow in Steel Micro Nozzles for High-Pressure Diesel Injection, Experimental Thermal and Fluid Science 105, pp342–348, (2019)
- (3-15) 黒仁田徳士, ディーゼル燃料の高压化における噴霧特性に関する研究, 日本液体微粒化学会論文集, 第31巻104号, pp13-18, (2022)

- (3-16) 和栗雄太郎, 藤井勝, 網谷竜夫, 恒屋礼二郎, ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究, 日本機械学会論文集, 第2部, pp820-826, (1959)
- (3-17) 松村透弥, エンジン燃焼室形状を想定した高圧燃料の噴霧特性と燃焼特性に関する研究, 愛知工業大学大学院修士論文, (2021)
- (3-18) 藤本元, 田辺秀明, 國吉光, 佐藤豪, ディーゼル噴霧の性状に関する研究, 日本機械学会論文集, B編 47 卷 4 18 号, pp1146-1154, (1981)
- (3-19) 秋山忍, 遠山義明, 猿渡蒼周, 嶋田泰三, 野口与四郎, 相澤哲也, ディーゼル機関熱効率向上のための直列2弁瞬時切替式(TAIZAC)インジェクタ, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.2, pp279-284, (2019)
- (3-20) 足立尚史, 芹澤一史, ディーゼル燃料噴射装置の現状と将来, DENSO TECHNICAL REVIEW Vol.22, pp119-124, (2017)

4 噴霧の運動量増大による噴霧到達距離への影響解析

4.1 はじめに

第3章では、高圧燃料噴射による噴霧に与えられる運動量を直接計測する方法を構築した。噴霧の運動量増大によって噴射速度が一様に増加し400 MPa 噴射では856 m/s に到達することを実証した。また、噴霧運動量の理論式に対し実験値の誤差が10%以内であることを確認した。

第4章では、噴霧に与えられたエネルギーによって噴霧特性に現れる変化について明らかにした。噴霧到達距離を計測し噴霧挙動を解析した。従来研究にて提唱されている実験式から算出した計算値は燃料噴射圧力が高圧になるほど実測値との乖離が生じるという課題が指摘されていた。そこで、400 MPa までの噴射に適用可能な噴霧到達距離の計測装置を新たに構築し計測を実施した。噴霧計測の結果から燃料噴射圧力の高圧化に伴って噴霧到達距離が一様に伸長することを実験的に検証した。また、提唱されている実験式から算出した計算値と実測値の間に乖離が認められ、実測値が計算値を上回っていることを特定した。その要因として噴射期間中に後続噴霧から供給されるエネルギーによる噴霧追い越しが考えられることから、新たに実験式を導出した。ここで、噴射期間中の噴射率を加味した実験式について、導出課程において実際の液滴径が粒度分布を持った粒径であることを考慮して実験式を補正するために実験定数を再検討した。その結果、400 MPa まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を新たに導出した。また、導出した実験式が低圧燃料噴射領域から400 MPa までの高圧燃料噴射まで適用可能であることも実験的に検証した。

以上より、400 MPa までの高圧燃料噴射においても噴霧エネルギー増大による噴霧到達距離の伸長に伴って空気から受けるせん断力が大きくなり分裂と微粒化が促進される可能性を示した。ゆえに400 MPa までの高圧燃料噴射においても均質化した混合気をエンジン筒内へ供給できる可能性があると考えられる。

4.2 実験装置および実験条件

本節では噴霧の運動量増大による噴霧到達距離への影響を解析する実験装置と実験条件について述べる。高圧燃料噴射での噴霧の挙動解析として、エンジン燃焼に対し均質化した混合気形成やエンジン筒内の燃焼位置に大きく影響を与える噴霧到達距離に着目した。噴霧到達距離の実験式に関し、廣安ら⁽⁴¹⁾は噴霧内に液相が存在している期間では時間の一乗に比例し、液相が分裂した後は時間の1/2乗に比例することを考慮した実験式を提唱している。従来研究にて

提唱されている実験式から算出した計算値と実測値の相関について調査を行い、燃料噴射方式の変更に伴う実験式と噴射率との相関について解析を行った。なお、4.2.1 項では噴霧到達距離を計測する装置について述べる。4.2.2 項では噴霧到達距離の計測に使用する定容容器および雰囲気条件について述べる。4.2.3 項では噴霧解析の条件について述べる。

4.2.1 噴霧到達距離の計測装置

噴霧到達距離を計測する装置について述べる。図 4.1 に使用した噴霧到達距離の計測装置の概要を示す。3.2 節で構築した高圧発生装置を使用した。噴霧到達距離の観察容器は 3.3.1 項で述べた定容容器を使用した。表 4.1 に使用した燃料噴射弁の噴孔仕様を示す。噴孔径は $\phi 0.114$ mm、噴孔数は 10 孔を用いた。本章では実用エンジンに用いられる噴孔仕様相当の多孔ノズルを用いることで、実用エンジンに近い条件で噴霧到達距離の計測を行った。また、第 3 章で述べた噴霧の噴射速度測定で用いた単孔ノズルの噴孔径 $\phi 0.120$ mm とは異なるが、噴霧到達距離には噴孔径も加味されていることから解析には問題ないと判断した。

4.2.2 定容容器内部の雰囲気条件

噴霧到達距離の計測に使用する定容容器および雰囲気条件について述べる。定容容器内部の雰囲気条件はエンジン燃焼の環境に近い常温高圧場での計測が可能となるように設定した。噴霧到達距離の計測には 3.3.1 項で述べた定容容器を使用した。図 4.2(a) に治具に固定された燃料噴射弁および燃料噴射弁ホルダの模式図を示す。観察窓に対面する側面に取り付けられた燃料噴射弁ホルダに固定されたデンソー製 G4.5S 燃料噴射弁(DENSO 製, 03C00194) のノズル先端部から放射状に燃料を噴射する。図 4.2(b) にハイスピードカメラで撮影した噴霧のテスト撮影画像を示す。本装置では定容容器側面に取り付けられた燃料噴射弁の多孔ノズルから噴射される噴霧のうち噴霧画像の鉛直下方に向いた一本の噴霧を測定対象とした。対象とした噴霧の中心軸が観察窓に設置された高速度カメラからの撮影方向に直交するように燃料噴射弁を設置した。このため、燃料噴射弁の固定治具は燃料噴射弁のコーン角 156° に合わせて撮影カメラの撮影方向に対し $\theta = 12^\circ$ の傾斜角度を付けた設定とした。この設定により噴霧軸方向に対して垂直な噴霧外観の可視化を可能とした。

定容容器内の雰囲気圧力は電磁弁を用いて定容容器内の高圧空気の吸排気を行うことで常温高圧場での計測ができよう設定した。定容容器の内部圧力は常温下でゲージ圧 $0 \sim 0.99$ MPa までの設定が可能である。容器内部の圧力は設定用デジタル圧力計と確認用ブルドン管を用いて測定することで正確性の向上を図った。表 4.2 に噴霧到達距離計測に使用した雰囲気条件を示

す。雰囲気圧力を 0.4 MPa、雰囲気温度を 293 K とした。燃料は JIS 二号軽油を用いた。燃料噴射量は 20 mm³/st に設定し、定めた量になるよう噴射期間を設定した。

図 4.3 に雰囲気密度変更のためのガス供給システムの模式図を示す。圧力容器に封入されている気体である二酸化炭素と空気を電磁バルブ操作によって任意の比率で定容容器内へ導入した。その圧力を調整することで定容容器内部の雰囲気密度の変更を可能とした。噴霧到達距離計測における雰囲気密度は雰囲気全圧に対する二酸化炭素ガスの分圧の割合を基に調節した。図 4.4 に雰囲気ゲージ圧が 0.4 MPa の時に混合された二酸化炭素ガスの割合と雰囲気密度との関係を示す。二酸化炭素の圧力割合を $\alpha\%$ とすると ρ は式 (4-1) で表すことができる。

$$\rho = \frac{100 - \alpha}{100} \rho_{air} + \frac{\alpha}{100} \rho_{CO_2} \quad \cdots (4-1)$$

ここで、 ρ [kg/m³] : 雰囲気全体の密度、 ρ_{air} [kg/m³] : 空気の密度、 ρ_{CO_2} [kg/m³] : 二酸化炭素ガスの密度、である。

4.2.3 噴霧解析条件

噴霧解析の条件について述べる。噴霧到達距離計測は高压容器内に気体を充填し一回の噴霧を形成し噴霧を撮影する。表 4.3 に撮影条件を示す。本実験の撮影は高速度カメラ(株式会社ナックイメージングテクノロジー製、MEMRECAM HX-3)で行い、光学レンズ(Nikon 製、AI Nikon 50mm f/1.2S)を用いた。燃料噴射弁の駆動は、3.2.2 項で述べたようにパルス発生器を用いて噴射駆動信号を発生させ噴射期間を任意に設定可能である。本計測ではストロボ照射とハイスピードカメラを燃料噴射弁駆動のトリガ信号に同期させ、噴射開始からの時間を設定し一回の噴射に対し一回の撮影を実施した。

撮影した噴霧画像の解析について述べる。撮影した噴霧画像から噴霧到達距離を測定するうえで、噴霧形状を正確に捉えるため以下の画像処理を行った。化学・医療・軍事産業などの幅広い分野における画像処理に用いられている画像処理および噴霧形状測定ソフト(アメリカ国立衛生研究所 (NIH) 製、ImageJ)を用いた。撮影した画像は背景除去とグレースケール化を実施した。図 4.5(a)に背景除去する前の噴霧撮影画像を、図 4.5(b)にグレースケール化後の噴霧撮影画像を、図 4.5(c)に二値化処理した噴霧撮影画像をそれぞれ示す。この一連の処理により噴霧以外の背景部分が取り除かれ噴霧の輪郭が明確になる。またノズル先端の画像も取り除かれ、噴霧の噴射開始位置を判別することが容易となる。噴霧は中心部が濃く、外延部は微細化が進み

薄くなってゆく．このような濃淡のある画像は二値化処理⁽⁴²⁾を行うことで噴霧形状の測定を容易に行うことができる．撮影した噴霧画像から噴霧の最大輝度を求め閾値を検定し，各画像の最大輝度の 20%を閾値と設定して二値化処理を行った．

噴霧到達距離の測定にはまず，画像上でのスケール設定を行う必要がある．ImageJ 噴霧形状測定ソフト内の Analyze Set Scale でスケール設定を行った．スケール設定には燃料噴射撮影と同一の位置で物差しを撮影し，撮影した物差しから長さを ImageJ 内で定義した．ImageJ 上で既知寸法およびスケールは mm で設定を行った．Set Scale 内の Global 欄にチェックをつけることで他の画像にも適用可能である．図 4.6 に噴霧到達距離の測定位置を示す．本研究において噴霧到達距離は噴霧先端部と噴射開始点を結んだ直線で測定を行った．また，噴射開始点は噴霧とノズルの境界として測定を行った．

4.3 実験結果および考察

本節では噴霧の運動量増大による噴霧到達距離への影響について評価と解析した結果について述べる．なお，4.3.1 項では噴霧観察結果について考察する．4.3.2 項では噴霧到達距離の実測値と実験式から算出した計算値との乖離について比較する．4.3.3 項では噴霧到達距離に対する燃料噴射装置の影響について述べる．4.3.4 項および 4.3.5 項では高圧燃料噴射に適用可能な実験定数の導出についてそれぞれ述べる．4.3.6 項では高圧燃料噴射にも適用可能な噴霧到達距離の実験式の算出について述べる．4.3.7 項では噴霧到達距離の計測結果について述べる．

4.3.1 噴霧観察結果および考察

噴霧観察結果について述べる．図 4.7 に噴射開始からの噴霧の成長の様子を撮影した画像を示す．横向きに 0.05 ms から 0.6 ms までの各撮影時刻での噴霧の撮影画像を示す．図 4.7 上段からそれぞれ燃料噴射圧力 400 MPa，250 MPa，100 MPa における噴霧を撮影した画像を示す．噴射開始からの時間に応じていずれの噴射圧力条件においても噴霧が成長し噴霧の先端が伸長することが確認された．また図 4.8 には 4.2.3 項で説明した方法を用いて図 4.7 の噴霧撮影画像から算出した噴霧到達距離の算出結果を示す．図 4.8 内の噴射開始から 0.3 ms の時刻での各燃料噴射圧力における噴霧到達距離は，燃料噴射圧力の高圧化に伴い伸長することが確認された．また，他の撮影時刻の噴霧到達距離の結果からも同様の傾向が確認された．これは第 3 章で述べた噴霧に与えられる運動量の増加によって噴射速度が増大するためと考えられる．しかしながら，噴射開始から 0.3 ms の時刻における噴霧到達距離の伸長率は 100 MPa から 250 MPa への圧力上昇に対して噴霧到達距離の増加率が 40.2 %であるのに対し，250 MPa から 400 MPa

への圧力上昇で 6.0%と小さくなることが確認された。これは噴霧の幅が広く噴霧根元部が薄くなっていることから周辺の空気によるせん断力で空気との混合が促進され、噴霧が拡散することで希薄な噴霧が形成されたためと考えられる。さらに、希薄な噴霧に対し空気の粘性により噴霧の広がり方向に運動量に変化することで噴霧の軸方向の運動量成分が減少したことが噴霧到達距離の増加が小さくなる理由だと考えられる。

4.3.2 実験式による計算値と実測値の比較評価

噴霧到達距離の実測値と実験式から算出した計算値との乖離について述べる。噴射された噴霧を撮影した画像から測定した噴霧到達距離に関し、従来研究にて提唱されている実験式を参照し解析した結果を示す。

噴霧到達距離の算出に関し実験式がいくつか提唱されている。中でも 4.2 節で述べたように廣安ら⁽⁴⁻¹⁾は噴霧内に液相が存在している期間と液相が分裂した後の噴霧の状態を考慮した実験式を提唱している。式(4-2)に廣安らが導き出した液相分裂前の噴霧到達距離の実験式を示す。式(4-3)に導出された液相分裂後の噴霧到達距離の実験式を示す。式(4-4)に導出された液相分裂時間を示す。

$$0 \leq t \leq t_b \quad S = 0.39 \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{0.5} t \quad \dots (4-2)$$

$$t_b \leq t \quad S = 2.95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{0.25} (d_0 \cdot t)^{0.5} \quad \dots (4-3)$$

$$t_b = 28.65 \frac{\rho_f \cdot d_0}{\sqrt{\rho_a \cdot \Delta P}} \quad \dots (4-4)$$

ここで、 S ：噴霧到達距離[m]， d_0 ：噴孔径[m]， t ：時刻[s]， t_b ：液滴分裂時間[s]， ΔP ：ノズルサック圧と雰囲気圧の差[Pa]， ρ_a ：雰囲気密度[kg/m³]， ρ_f ：燃料密度[kg/m³]，である。

図 4.9 に燃料噴射圧力 400 MPa における噴霧到達距離の実測値と廣安らが提唱した実験式から算出した計算値の比較を示す。横軸に噴射開始からの時間 [ms] を示し、縦軸に噴霧到達距離 [mm] を示す。赤色のプロット点が燃料噴射圧力 400 MPa において噴霧の撮影画像から導出した

噴霧到達距離の実測値を示す。廣安らが提唱した実験式から算出した計算値を濃灰色の実線で示す。400 MPa までの高圧燃料噴射における噴霧到達距離に関する本解析において、実測値と提唱されている実験式から算出した計算値との間に乖離が認められた。噴霧到達距離の実測値と計算値を比較すると実測値が計算値を上回っていることを確認した。

4.3.3 噴霧到達距離に対する燃料噴射装置の影響

噴霧到達距離の実測値と計算値との乖離の要因を解析し燃料噴射装置の変更に伴い実験式に噴射率を加味することの必要性について述べる。図 4.9 で示した燃料噴射圧力 400 MPa における噴霧到達距離の実測値と従来研究から提唱された実験式から算出した計算値に差異が認められた。その要因として燃料の供給装置の違いが挙げられる。廣安らは分配型噴射ポンプを用いていたが本研究では 3.2.1 項で述べたコモンレールを用いている。そのため燃料の供給装置の違いを加味して計算値を補正する必要があると考えられる。図 4.10 に分配型噴射ポンプを用いた場合とコモンレールを用いた場合の単位時間当たりの噴射量である燃料噴射率の比較を示す。横軸に噴射開始からの時間 [ms] を示し、縦軸に噴射率 [mm^3/ms] を示す。灰色の実線は分配型噴射ポンプを用いた噴射率波形を示す。赤色の実線はコモンレールを用いた噴射率波形を示す。なお噴射率の比較は $40 \text{ mm}^3/\text{st}$ で行った。分配型ポンプを用いた場合の燃料噴射率は図 4.10 中の① P に示すように噴射開始時が最も高く、続く② P に示すように噴射中は下がっていく傾向にある。分配型ポンプはポンプ圧縮室で圧縮された燃料が直接ノズルから噴射される機構になっているため燃料噴射開始時が最も噴射率が高くなる。これはポンプのプランジャによる燃料圧送過程で発生する圧力波において噴射ノズルに伝わる際の圧力伝播速度が速くなり、集積された圧力波によって噴射開始直後にノズル近傍の噴射圧力が最大値を迎えるためである。一方、コモンレールシステムを用いた場合の噴射率は① C に示すように噴射開始時から噴射終了までの燃料噴射率の降下が少なくなっている。3.2.2 節で述べたようにコモンレールシステムは圧縮された燃料を蓄圧室に充填し燃料噴射弁の電磁弁の開閉によって燃料を噴射している。ゆえに、蓄圧された燃料が燃料噴射開始後も噴射ノズルへ供給され続けるため噴射期間中の圧力降下が小さい。噴霧到達距離は噴霧先頭の燃料位置によって決められる。分配型ポンプを用いた場合、噴射開始時に燃料圧力が最も高く、後から出る燃料は圧力が下がった状態で噴射される。そのため先に噴射された燃料に対し、後から噴射された燃料による噴霧先頭での突き抜けが起きにくい。一方、コモンレールを用いた場合、噴射中の圧力降下が少ないため先に噴射された燃料が失速した後に追い越しすなわち噴霧先頭での突き抜けが発生する。ゆえに特にコモンレールを用いた高圧燃料噴射の場合には噴射期間中の噴射率を加味する必要があると推測する。そこで本研究では噴霧到達距離の解析において二つの項目について考察する。一つ目は実験定数

の決め方である。座間ら⁽⁴³⁾は、廣安らが導き出した実験式においてこの実験定数が過小評価されていると提唱しており定数の再検討を行っている。そのため本研究でも実験定数の再検討を行う必要があると考えた。二つ目は燃料の噴射期間中の噴射率を用いた算出方法である。燃料の供給機関の違いは燃料圧力の挙動に影響を及ぼし噴射率の波形に表れる。そのため噴射率を加味して実験式から算出した計算値を算出する必要があると考えた。

4.3.4 実験定数 α の導出

高圧燃料噴射にも適用可能な実験定数の導出について述べる。4.3.3項の要因解析をもとに燃料噴射期間中の噴射率を加味した実験式について検討する。式(4-5)に液相分裂前の噴霧到達距離を表す式を示す。

$$L_b = \alpha \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.5} d_0 \quad \dots (4-5)$$

ここで、 L_b ：噴霧の液相長さ [m]、 α ：実験定数 [-]、 ρ_f ：燃料密度[kg/m³]、 ρ_a ：雰囲気密度[kg/m³]、 d_0 ：噴孔径[m]、である。

Levich の理論では微粒化してできた液滴の径は噴射された液相表面の変動の波長に等しく均一粒径と仮定している。導出課程において実際の液滴径が粒度分布を持った粒径であることを考慮して、廣安らは補正するために実験定数 α を導入した。実験定数 α は実験から求める定数であり実験定数 α を 15.8 に設定した。表 4.4 に実験定数 α を算出するための条件を示す。燃料噴射中の噴射率を考慮することで実験定数 α が大きくなると想定された。これは燃料噴射圧力の増加により噴霧の噴射速度が大きくなり噴霧の運動量が増加することから、噴霧微粒化が促進されることで実験定数 α が大きくなることが妥当だと考えられるためである。液相長さ L_b は噴霧到達距離より算出した。なおその時刻は、液相分裂前後の噴霧到達距離が一致する時刻である。表 4.4 の条件を式(4-5)に代入することで実験定数 α を算出した。また各条件で算出した実験定数 α を平均した値を本実験での実験定数 α とする。本実験では実験定数 α を 34.3 と設定した。

4.3.5 速度係数算出用係数 c_v' の算出

高圧燃料噴射にも適用可能な速度係数算出用係数 c_v' の導出について述べる。式(4-6)に液相分裂完了前の期間における噴霧先端速度を表す。式(4-7)に速度係数 c_v を導く式を示す。

$$V_s = C_v \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{0.5} \quad \dots (4-6)$$

$$C_v = C_v' \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.25} \quad \dots (4-7)$$

ここで、 $\Delta P = P - P_a$ である。噴霧先端速度 V_s [m/s]は液相分裂前の噴霧到達距離と液相分裂時間を実測値より算出した。

速度係数 C_v はベルヌーイの式から得られる噴孔出口速度と液相分裂完了前の時間における噴霧先端速度の比で表される。廣安らの式では速度係数 C_v を 0.39 で一定としている。しかし座間らは速度係数 C_v について、雰囲気密度 ρ_a の依存性を考慮する必要があると提唱している。そのため本実験でも速度係数 C_v の再検討を行う。燃料噴射中の噴射率を考慮することで速度係数定数 C_v は大きくなると想定される。これは4.3.3項で示す実験定数 α と同様に、噴射圧力の上昇により噴射速度も大きくなる効果が同じように適用されるためと考えられる。速度係数 C_v の算出に当たり式(4-7)の速度係数算出用係数 C_v' を算出する必要がある。表 4.5 に式(4-7)の速度係数算出用係数 C_v' を算出するための条件を示す。表 4.2 の条件を式(4-6)および式(4-7)に代入することで速度係数算出用係数 C_v' を算出した。また各圧力で算出した速度係数算出用係数 C_v' の平均した値を本実験での速度係数算出用係数 C_v' とする。本研究における速度係数算出用係数 C_v' を0.10 とする。式(4-8)に液相分裂前の噴霧到達距離を示す。式(4-9)に液相分裂後の噴霧到達距離を示す。式(4-10)に液相分裂時間を示す。

$$0 \leq t \leq t_b \quad S = C_v' \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.25} \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{0.5} t \quad \dots (4-8)$$

$$t_b \leq t \quad S = 2^{0.25} \sqrt{\alpha C_v'} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.125} \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{0.25} (d_0 \cdot t)^{0.5} \quad \dots (4-9)$$

$$t_b = \frac{\alpha}{\sqrt{2C_v'}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{-0.25} \frac{\rho_f \cdot \rho_f}{\sqrt{\rho_a \cdot \Delta P}} \quad \dots (4-10)$$

式(4-11)に再検討を行った液相分裂前までの到達距離の実験式を示す．式(4-12)に再検討を行った液相分裂後の到達距離の実験式を示す．式(4-13)に液相分裂時間を示す．

$$0 \leq t \leq t_b \quad S = 0.1 \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.25} \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{0.5} t \quad \dots (4-11)$$

$$t_b \leq t \quad S = 2.2 \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.125} \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{0.25} (d_0 \cdot t)^{0.5} \quad \dots (4-12)$$

$$t_b = 243 \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{-0.25} \frac{\rho_f \cdot d_0}{\sqrt{\rho_a \cdot \Delta P}} \quad \dots (4-13)$$

4.3.6 噴射率を加味した噴霧到達距離の算出

高圧燃料噴射にも適用可能な噴霧到達距離の実験式の算出について述べる．算出した式(4-8), 式(4-9), 式(4-10)からこれまでの実験で行われていない 400 MPa までの噴霧到達距離の計算値と本実験での実測値を比較し, 算出した式(4-11), 式(4-12), 式(4-13)の確からしさを検証する．噴射率を噴射期間で等分にして十箇所の噴射期間の噴射率を算出する．噴射時期全域の中で噴射率が最大値になった時刻を設定圧力になった最大噴射率と仮定する．仮定した最大噴射率点の噴射率と各時刻における噴射率の比から十箇所の圧力を算出する．図 4.11 に等分にした噴射率を示す．各期間における最終時刻の噴射率点を代表値とし, 時刻が早い代表値より A から J の順で十点指定する．算出した十箇所の圧力を式(4-11)と式(4-12)に代入し噴霧到達距離を算出する．噴霧到達距離は噴霧先頭の燃料によって決められる．最初に噴射された燃料が失速した後に追い越し, すなわち噴霧先頭での突き抜けが発生する．実験式から算出した計算値において噴霧到達距離が交差するポイントが噴霧先頭での突き抜けが発生したポイントである．そのため算出した噴霧到達距離が交差する交点を結ぶことで噴霧先頭の突き抜けを加味した実験式から算出した計算値を算出することができる．

図 4.12 に噴射期間における十箇所の圧力から算出した実験式からの計算値を示す．横軸に噴射開始からの時間 [ms] を示し, 縦軸に噴霧到達距離 [mm] を示す．赤色の実線は図 4.11 で示す A 点での圧力挙動による噴霧先頭の突き抜けを加味した噴霧到達距離の実験式から算出した計算値であり噴射開始からの時間に対する噴霧到達距離の推移の近似線で示したものである．灰色の破線は, 同様に B から J 点における噴霧到達距離の実験式から算出した計算値に対する近似

線である。ここで、各燃料噴射圧力から算出した噴霧到達距離の計算式からの計算値と実測値による近似線が交差する点を赤色の三角プロット点で示す。この結果から、提唱した後続噴霧が先行する噴霧を突き抜けることで先行して噴射された噴霧よりも後続の噴霧の噴霧到達距離が大きくなることが計算値で確認された。これは、先行する噴霧が周囲の空気からのせん断力を受けて運動量が交換され噴霧到達距離が頭打ちになる中で、後続の噴霧が先行する噴霧の気流で形成された流れにのり運動量を維持した状態で推進するためと考えられる。

4.3.7 実験結果

噴霧到達距離の計測結果について述べる。図 4.13 に各燃料噴射圧力における噴霧到達距離の比較結果を示す。横軸に噴射開始からの時間 [ms] を示し、縦軸に噴霧到達距離 [mm] を示す。本研究にて試作した燃料噴射弁は、大型車両への搭載を想定したものである。そのため、横軸の噴射開始からの時間は実際に車両で使われているエンジンのボア半径 75 mm に噴霧が到達する時間を考慮し 0.35 ms までの範囲で検討を行った。実線はそれぞれ 100 MPa, 250 MPa, 400 MPa の燃料噴射圧力において式(4-11)、式(4-12)および式(4-13)を用いて実験式から算出した噴霧到達距離の計算値である。プロット点は各噴射圧力での噴霧の撮影画像から導出した噴霧到達距離の実測値である。実験式から算出した噴霧到達距離の計算値と実測値を比較すると、噴射開始時刻から時間に対する噴霧到達距離の伸長が各燃料噴射圧力においてよく一致していることが確認できた。よって実験式の定数再検討と圧力挙動による噴霧先頭の突き抜けを加味することで噴霧到達距離の計算が可能であることが示された。つまり 400 MPa まで高圧燃料噴射における噴霧到達距離を初めて導出することが可能となった。また、本研究で導出した噴霧到達距離の実験式においても、燃料噴射圧力の上昇に伴い噴霧到達距離の増大が確認された。このことから燃料噴射圧力上昇によって噴霧の初速度が増加しており、噴霧が持つ運動エネルギーも増加していると考えられる。さらに、本研究で導出した噴霧到達距離の実験式においても、噴霧到達距離の伸長率は 100 MPa から 250 MPa への圧力上昇に対する噴霧到達距離の増加率に対し、250 MPa から 400 MPa への圧力上昇に対する噴霧到達距離の増加率が縮小する傾向が確認された。運動エネルギーが増加すると噴霧が空気を巻き込む効果も増加するため、混合が促進され燃料圧力上昇における燃料と空気の混合促進が考えられる。

4.4 第 4 章のまとめ

第 4 章では、高圧燃料噴射によって増大した噴霧の運動量が噴霧特性へ与える影響を明らかにするために、燃料噴射の高圧化に伴う噴霧到達距離への影響解析に取り組んだ。400 MPa ま

での高圧燃料噴射に適用可能な噴霧到達距離の実験式を導出し、実験値と一致することを確認し、以下の結果を得た。

- 実用エンジン仕様相当の燃料噴射弁を用いた 400 MPa までの燃料噴射において噴霧到達距離を常温場で初めて測定し、燃料噴射圧力の増加に伴い噴霧到達距離が一様に伸長することを実験的に検証した。
- 400 MPa まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を導出した。従来研究にて提唱されていた噴霧到達距離の実験式から算出した計算値と実験値との乖離に対し、噴射期間中の後続噴霧から供給されるエネルギーによる噴霧追い越しの効果が発生する現象に着眼し 400 MPa まで適用可能な実験定数を新たに算出した。本実験式から算出された計算値と実測値との相関関係が認められたことで、低圧噴射領域にも適用可能であることを実験的に検証した。

以上より、本研究にて解析した 400 MPa 燃料噴射における噴霧到達距離の伸長は、空気から受けるせん断力が大きくなり分裂が促進されることで燃料の微粒化に有効であると考えられる。噴霧到達距離の伸長によって均質化した混合気をエンジン筒内へ供給できる可能性を明らかにした。

图表 第4章

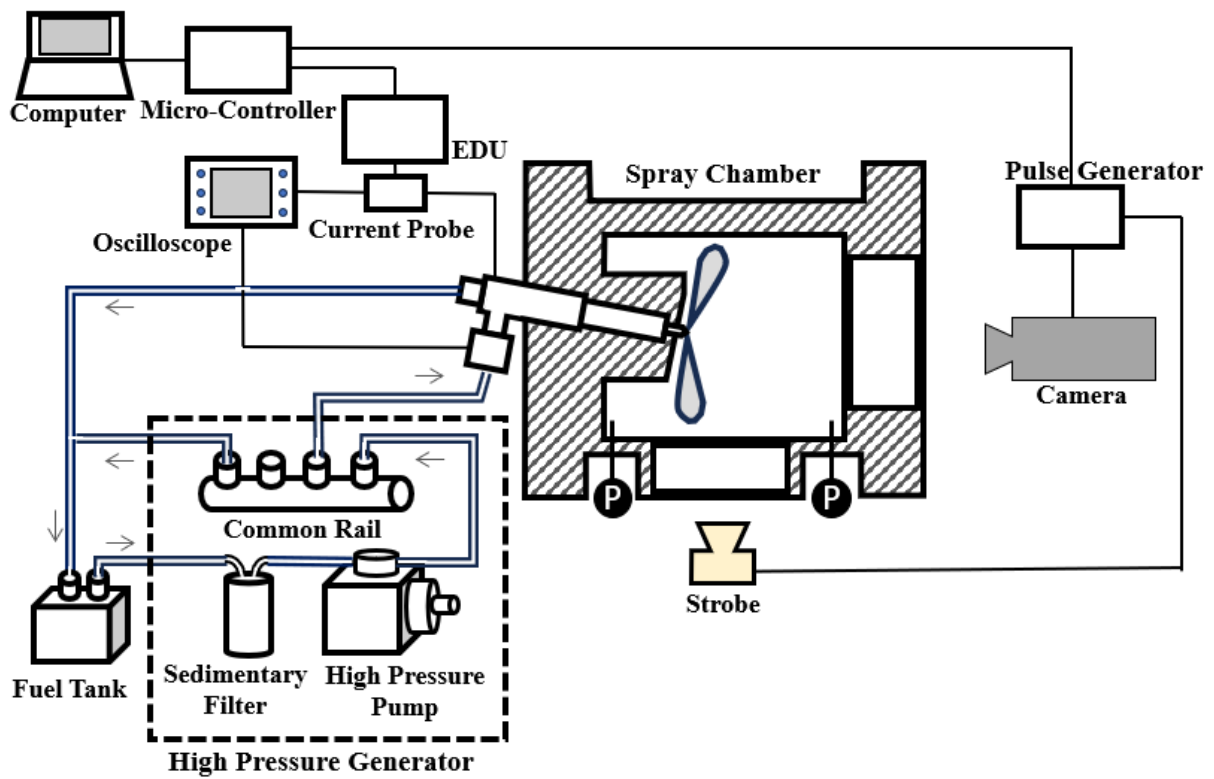
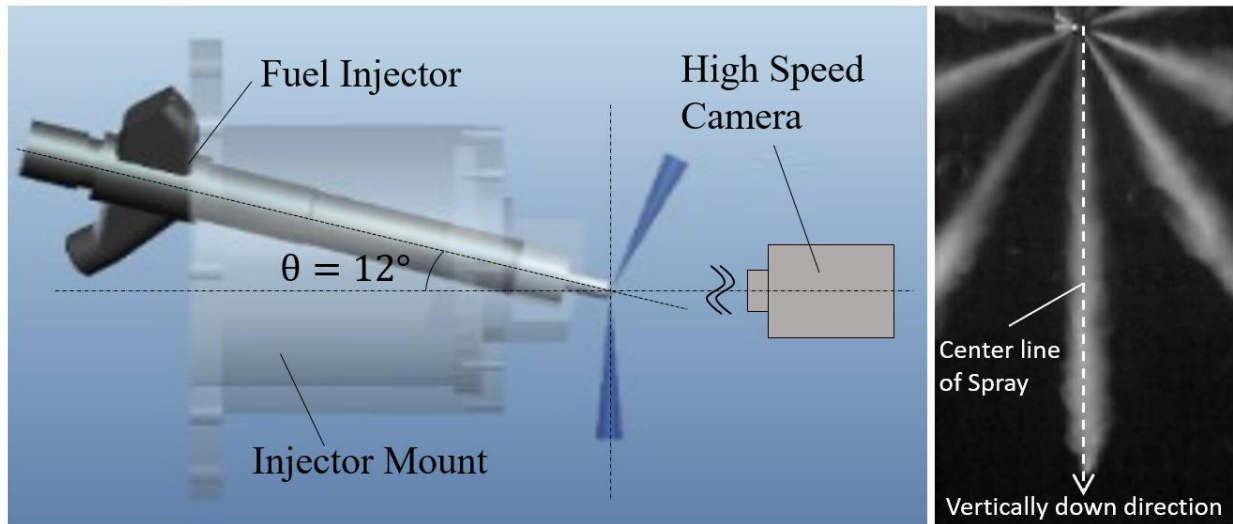


Fig.4.1 Experimental Set-up of Spray Penetration Analysis

Table 4.1 Specification of Injector

Item	Description
Specification of Injector	4.5 th gen. Solenoid Drive
Nozzle Hole Diameter [mm]	Ø0.114
Nozzle Hole Number [-]	10
Cone Angle [°]	156



(a)Injector and Injector Mount

(b) Sample of Spray Image

Fig. 4.2 Injector Mount and Spray

Table 4.2 Test Condition

Item	Description
Ambient Pressure [MPa]	0.4
Ambient Temperature [K]	293
Injection Pressure [MPa]	100, 250, 400
Injection Volume [mm ³ /st]	20
Test Fuel Type [-]	JIS #2 Fuel

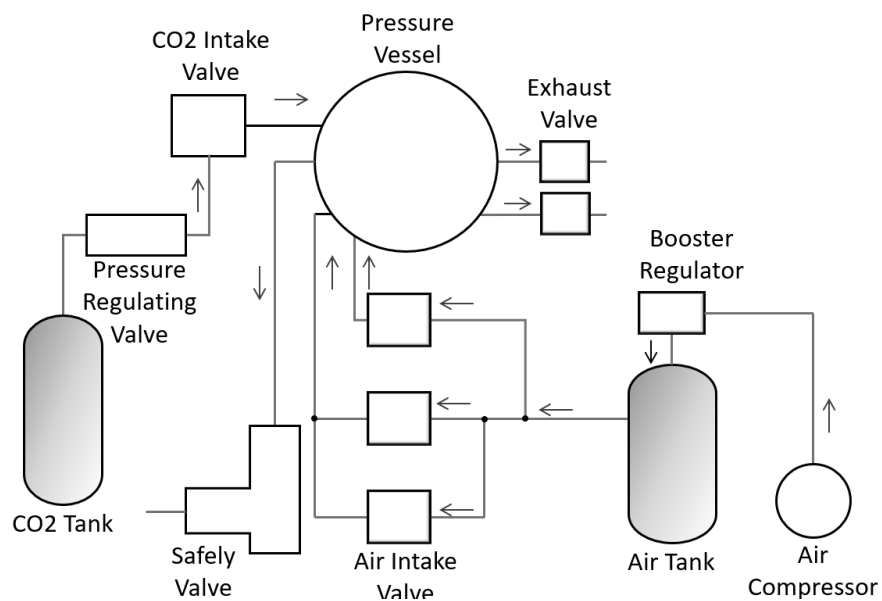


Fig. 4.3 System Overview of Ambient Density Adjustment System

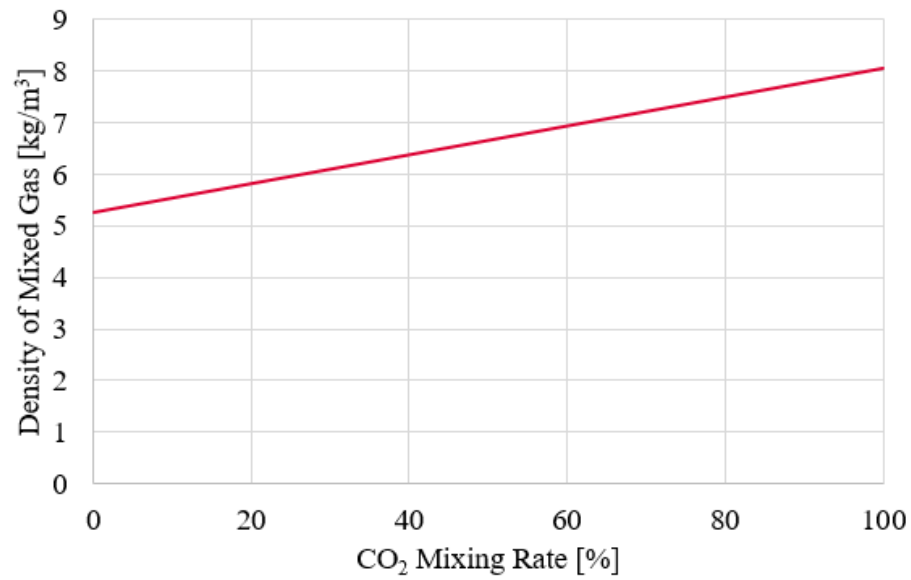
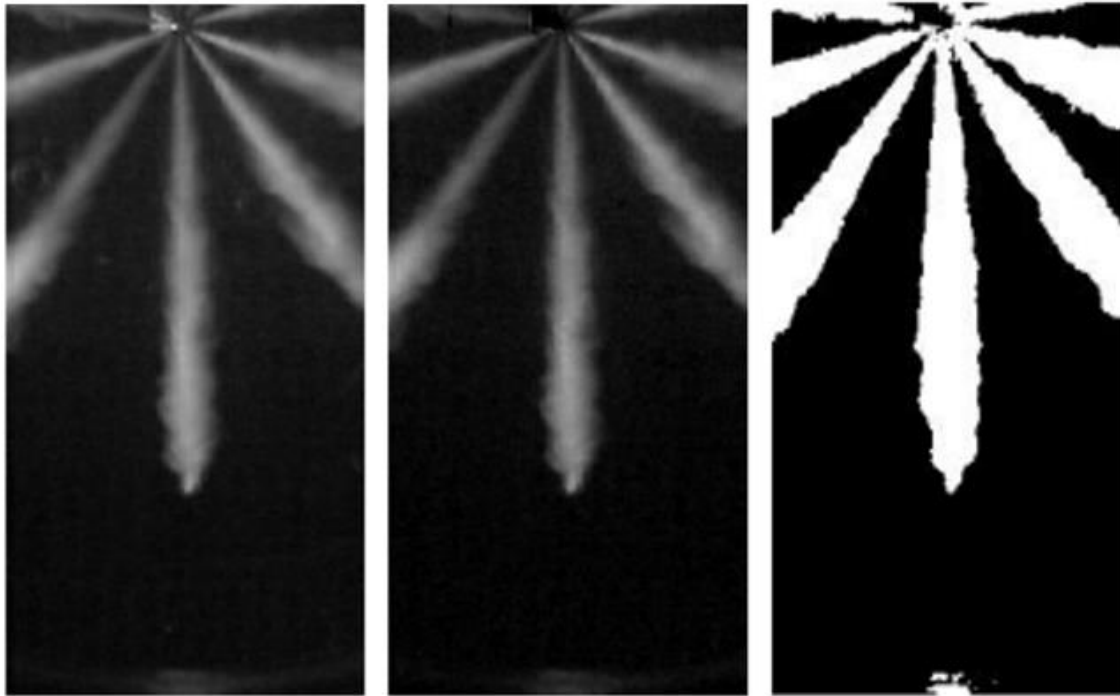


Fig. 4.4 CO₂ Mixing Rate and Density of Mixed Gas

Table 4.3 Photographing Condition of Fuel Spray

Item	Description
High Speed Camera Type [-]	NAC Imaging Technology, MEMRECAM HX-3
Lense Type [-]	AI Nikon, 50mm f/1.2S
Frame Rate [fsp]	100000
Shutter Speed [μ s]	0.997
F-number	F5.6



(a) Before

(b) Gray Scale

(c) Binary Scale

Fig. 4.5 Comparison of Background Removal Image Analysis



Fig. 4.6 Penetration Measurement Definition

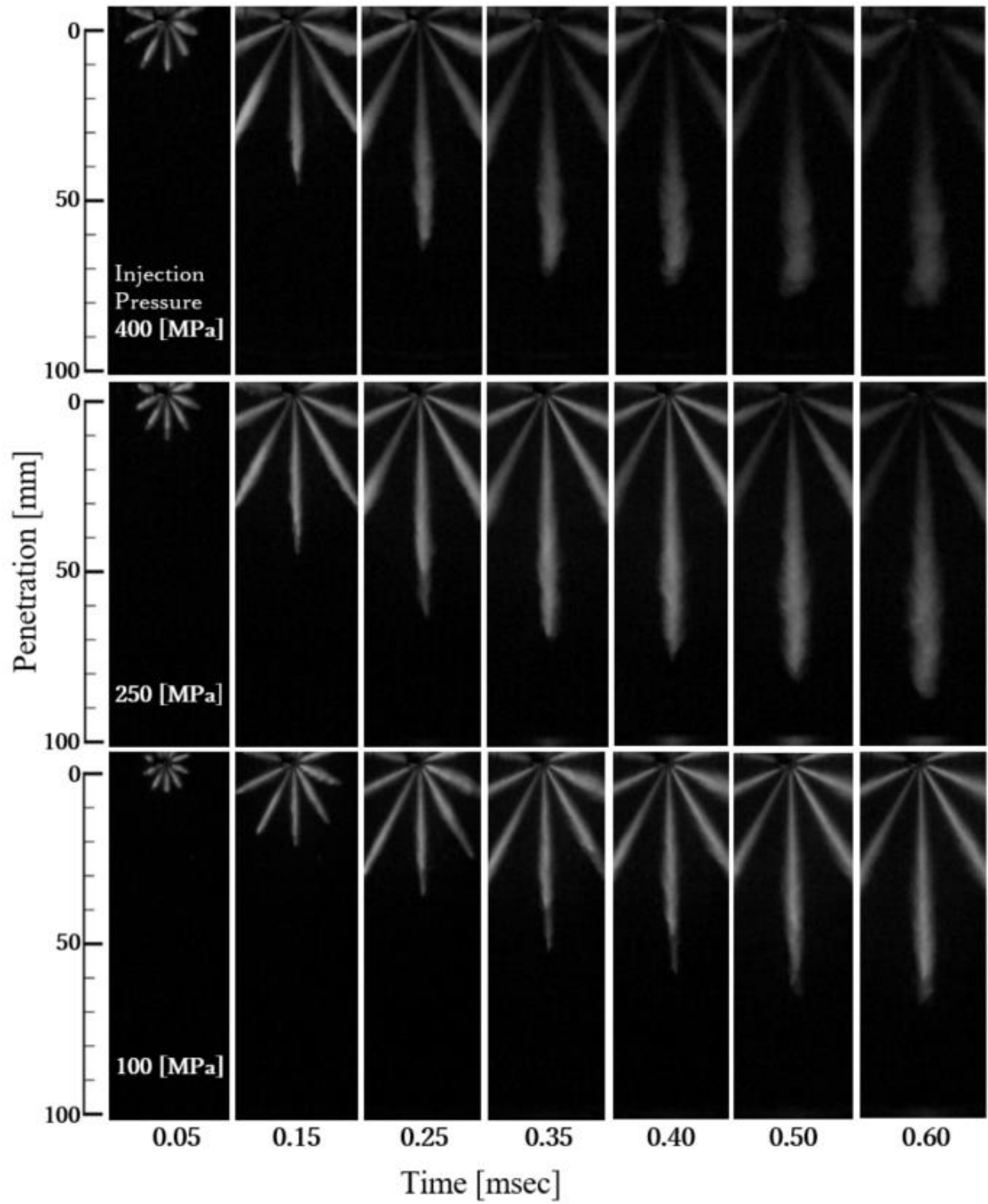


Fig. 4.7 Spray Image

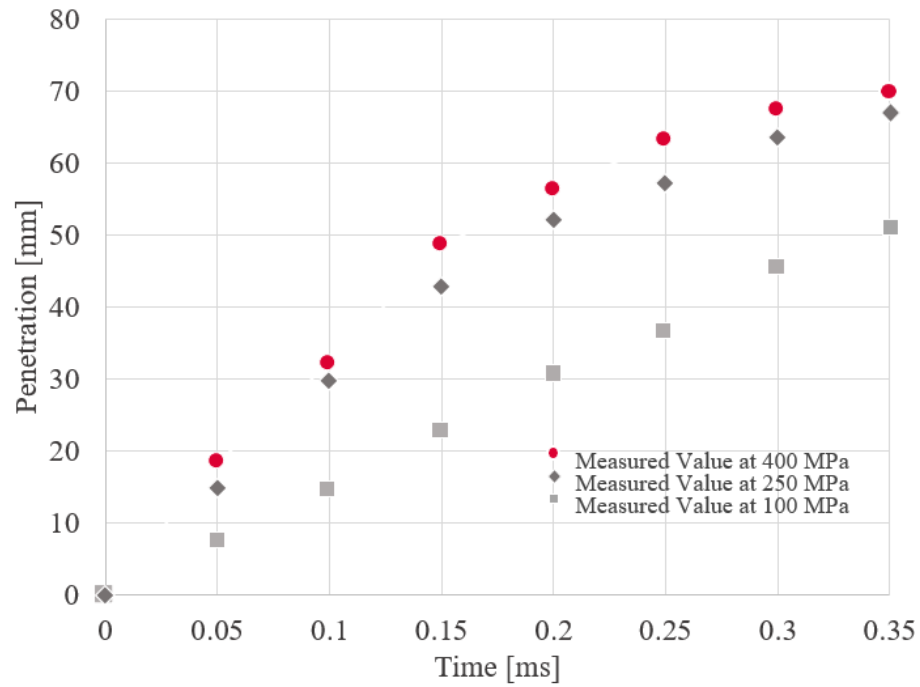


Fig. 4.8 Fuel Spray Penetration Comparison

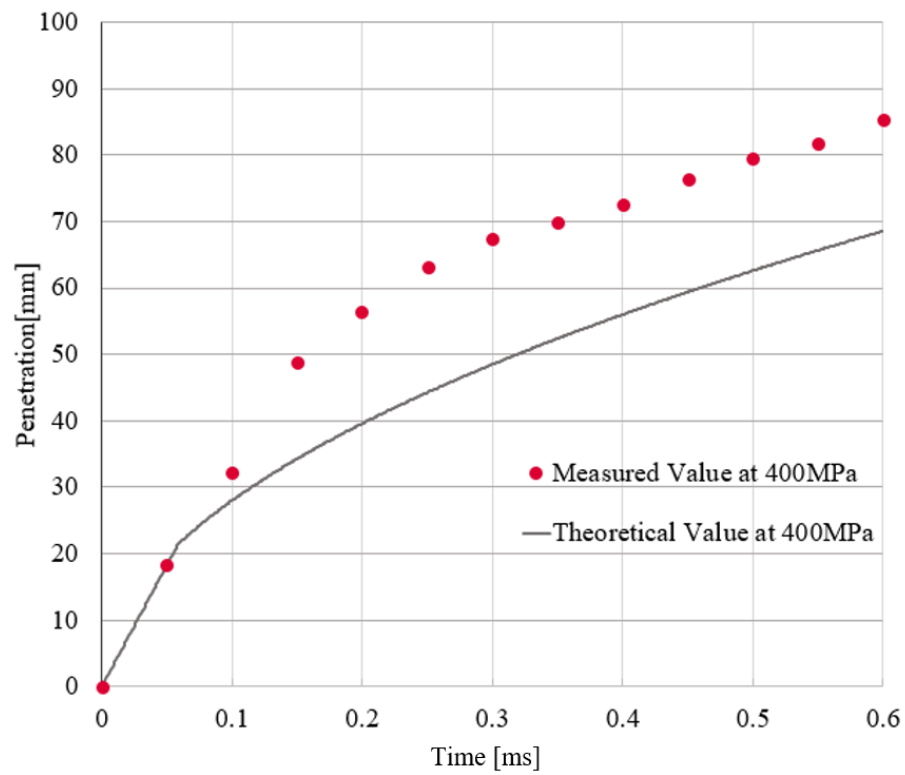


Fig. 4.9 Comparison of Spray Tip Penetration between Experiment Results and Hiroyasu-Arai Formula

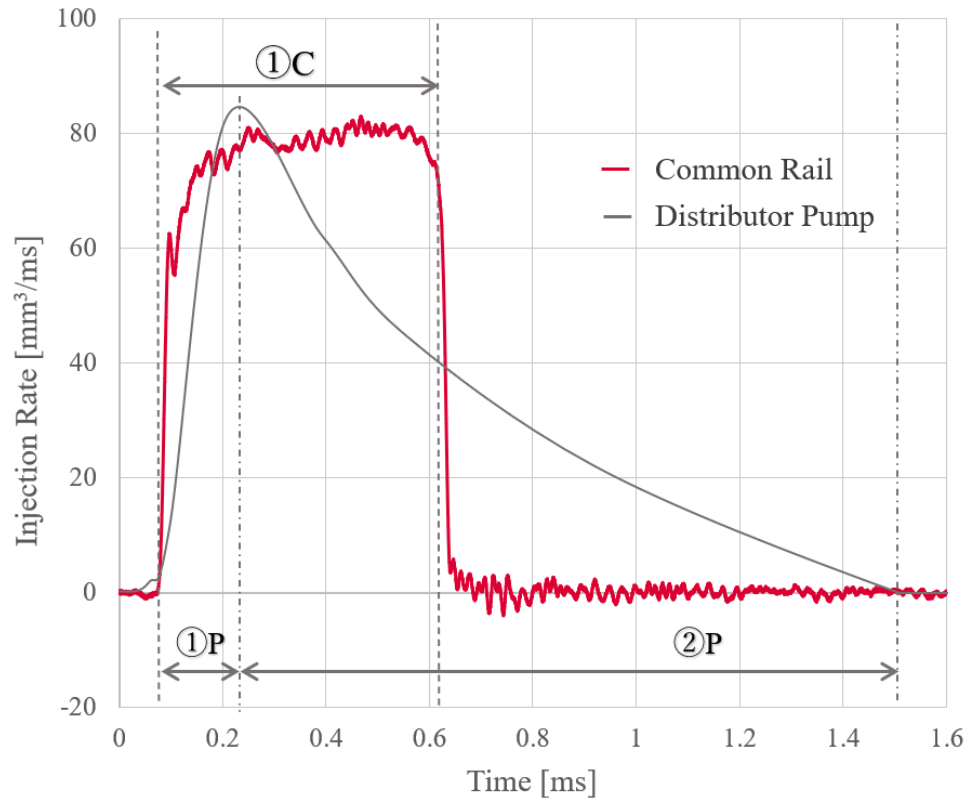


Fig. 4.10 Pressure Behavior of Common Rail and Distributor Injection Pump

Table 4.4 Experimental Conditions of α

Fuel Injection Pressure [MPa]	100			250			400		
Fuel Density ρ_f [kg/m ³]	830								
Air Density ρ_a [kg/m ³]	5.84	7.06	8.27	5.84	7.06	8.27	5.84	7.06	8.27
Fuel Spray Penetration [mm]	52.47	42.98	36.36	47.00	42.19	30.00	45.35	48.57	40.00
Experimental Constant α [-]	38.597	34.768	31.843	34.583	34.129	26.268	33.369	39.296	35.024
Average of α_p [-]	35.067			31.660			35.896		

Table 4.5 Experimental Conditions of C_v'

Fuel Injection Pressure [MPa]	100			250			400		
Fuel Density ρ_f [kg/m ³]	830								
Atmospheric Pressure [MPa]	0.4								
Penetration [m]	0.0525	00430	0.0364	0.0470	0.0422	0.0300	0.0454	0.0486	0.0400
Split Time [s]	0.00035	0.00030	0.00025	0.00016	0.00015	0.00012	0.00015	0.00015	0.00013
Experimental Constant c_v' [-]	0.0886	0.0888	0.0938	0.1097	0.1101	0.1018	0.00892	0.1002	0.1030
Average of c_{vp}' [-]	0.0903			0.1073			0.0975		

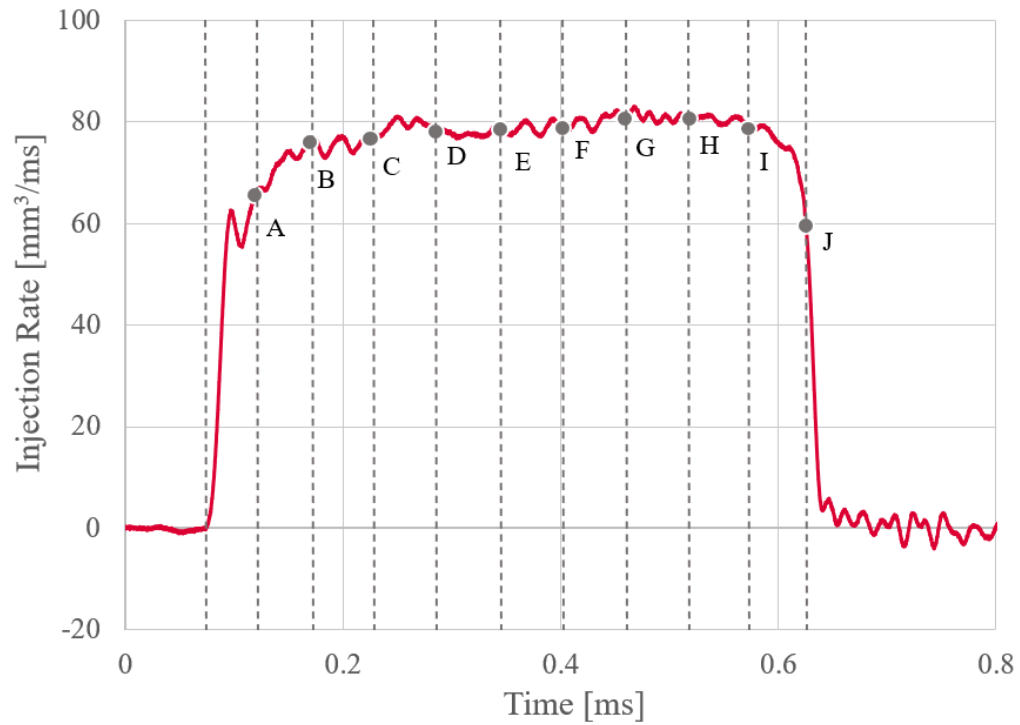


Fig. 4.11 Check points at 250 MPa Fuel Injection Rate shape

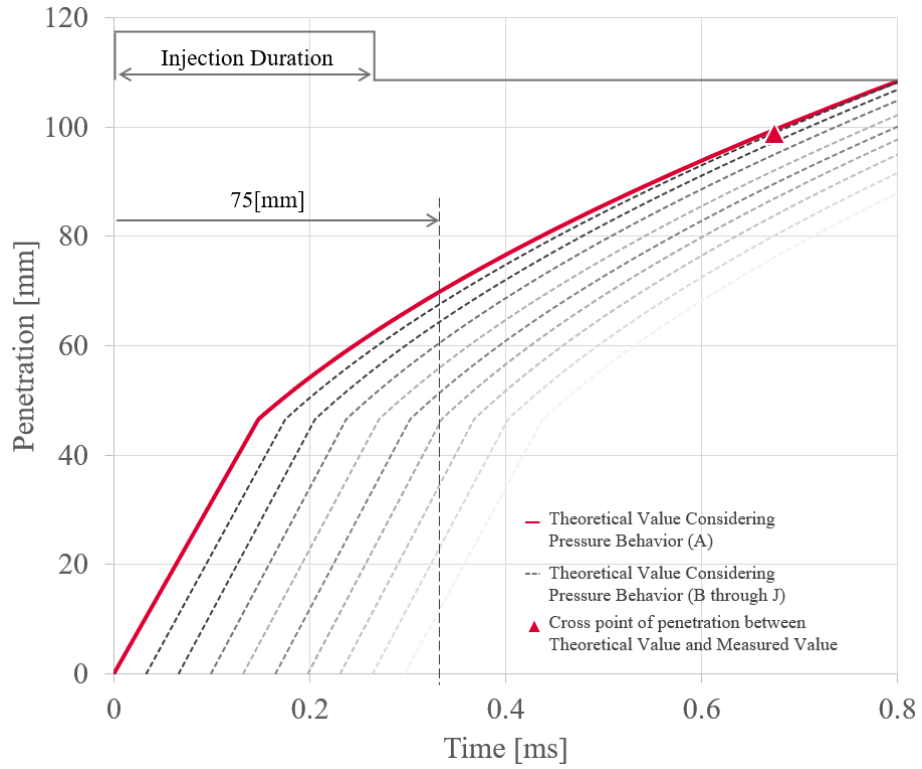


Fig. 4.12 Theoretical Value Considering Pressure Behavior

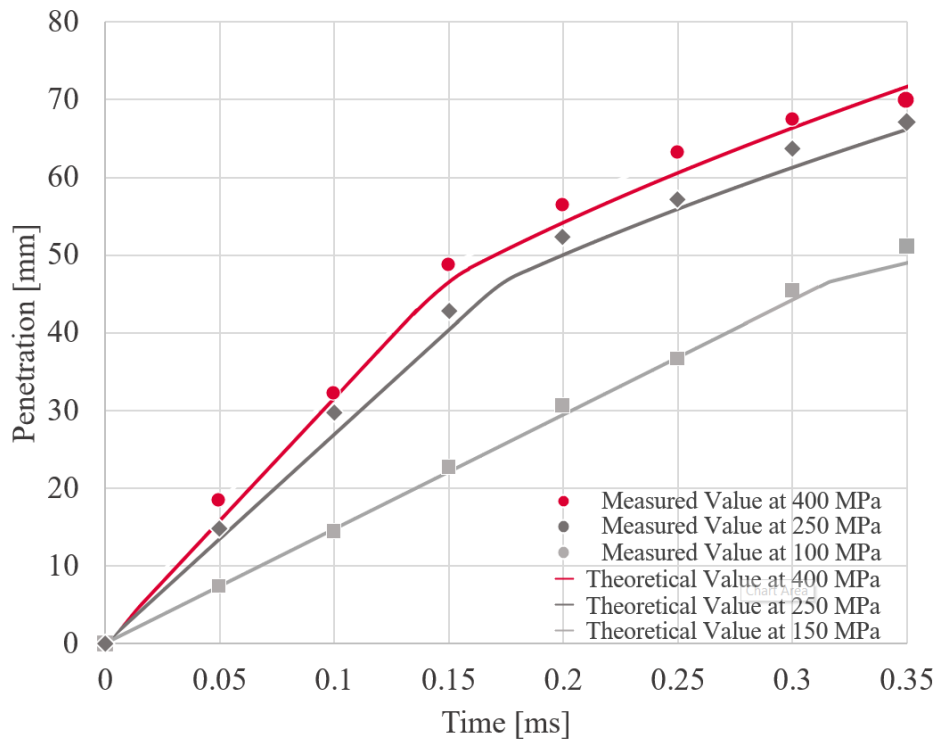


Fig. 4.13 Fuel Spray Penetration Comparison between Theoretical value and Measured Value

関連文献 第4章

- (4-1) 廣安博之, 新井雅隆, ディーゼル噴霧の到達距離と噴霧角, 自動車技術会論文集, Vol21, pp5-11, (1980)
- (4-2) Jeffrey D. Naber, Dennis L. Siebers, Effects of Gas Density Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, SAE, 960034, pp59-88, (1996)
- (4-3) 座間淑夫, 菅野俊宏, 掛橋展久, 荒木幹也, 石間経章, 尾形陽一, 異なる噴口径ノズルから噴射されるディーゼル噴霧の到達距離に関する検討, 微粒化, Vol25, No.84, pp2-8, (2016)

5 高圧燃料噴射によるエンジン燃焼への影響解析

5.1 はじめに

第4章では、噴霧に与えられたエネルギーによって噴霧特性に現れる変化について明らかにした。高圧燃料噴射による噴霧の運動量の増大に対し混合気の均質化に寄与する噴霧到達距離に着眼した。400 MPa までの燃料噴射において噴霧到達距離を常温場で測定し、燃料噴射圧力の高圧化に伴い噴霧到達距離が伸長することを実験的に検証した。噴射期間中の後続の燃料による追い越しの効果が発生する現象に着眼し 400 MPa までの高圧燃料噴射に適用可能な噴霧到達距離の実験式を新たに導出した。

第5章では、高圧燃料噴射による噴霧の運動量増大がエンジン燃焼へ与える影響を明らかにする。そのためにエンジン燃焼中の排出ガスを解析し等 NO_x 条件における Smoke 排出量の低減効果の実験的検証に取り組んだ。400 MPa までの高圧燃料噴射を単気筒直噴式 4 サイクルディーゼルエンジンへ適用し排出ガスを解析した結果について述べる。400 MPa までの高圧燃料噴射を可能とすべく、新規に燃料噴射弁搭載用のカラー、ロッカーアーム、クランプを設計し、燃焼ガスやオイル漏れなく評価できる実験装置を構築した。これにより 400 MPa までの高圧燃料噴射を単気筒エンジンへ適用し燃焼試験を実施した。その結果、400 MPa までの高圧燃料噴射を用いたエンジン燃焼において等 NO_x 条件下で Smoke 排出量の低減が認められた。また、高圧燃料噴射による混合気の均質化を模擬するために燃料噴射の時間分割を用い、2 段噴射を用いたエンジン燃焼においても NO_x 排出量と Smoke 排出量のトレードオフが改善することを実験的に検証した。

5.2 実験装置

本節では、高圧燃料噴射を用いてエンジン燃焼評価の実験装置について述べる。高圧燃料噴射による噴霧の運動量増大がエンジン燃焼へ与える影響を明らかにするために 400 MPa までの高圧燃料噴射でのエンジン試験を可能とすべく、評価できる実験装置を構築した。なお、5.2.1 項では実験に使用した単気筒エンジンの諸元について述べる。5.2.2 項ではエンジン性能解析方法について述べる。5.2.3 項では燃料噴射システムの制御方法について述べる。

5.2.1 単気筒直噴ディーゼルエンジン

図 5.1(a)に実験システム概略図を、図 5.1(b)に実際の単気筒エンジンの設置の様子を示す。本研究には単気筒直噴式 4 サイクルディーゼルエンジン⁽⁵⁻¹⁾（以下、単気筒エンジンと記す）を用

いた。400 MPa までの高圧燃料噴射のエンジン燃焼への適用には 3.2.1 項で述べた高圧発生装置と 3.2.2 項で述べた燃料噴射装置を用いた。エンジン燃焼を実現させるためには吸気導入と燃料噴射による可燃混合気の形成が必要である。吸気導入には、大気中の空気を直接導入する新気と、燃焼で排出された排出ガスを再循環させる EGR ガスとの混合したガスの導入システムを用いた。新気の導入には独立した動力源で駆動する過給機を用いることで筒内への吸気量を任意に調整できる仕様を採用し、単気筒エンジンの燃焼への影響を分離した。EGR ガスは高温であるため、冷却した EGR ガスを導入し吸気中の CO₂ 濃度を調整可能とするために EGR ガスを冷却する EGR クーラーと、EGR ガスの導入量を調整する EGR バルブを用いて EGR ガスの温度と導入するガス量を調整した。またエンジン性能および排出ガスの計測には、エンジン燃焼時のエンジン性能および排出ガスの計測装置を用いた。

表 5.1 に単気筒エンジンの主要諸元を示す。単気筒エンジンは、排気量 559 cc で乗用自動車クラスの実用エンジン仕様を選定した。圧縮比は 15.8:1、ボア径とストロークは $\phi 86 \times 96$ mm である。

同様に表 5.1 で示すように実用エンジンに用いられる噴孔仕様相当の多孔ノズルを用いることで、エンジン性能と排出ガスの計測を行った。最高噴射圧力は 400 MPa とし、高圧燃料噴射がエンジン燃焼へ与える影響を明らかにするために、エンジン燃焼中の排出ガスを解析し等 NO_x 条件における Smoke 低減への効果の実験的検証に取り組んだ。

吸気バルブの開弁時期 (Intake Valve Open, 以下 IVO と記す) は燃焼時の TDC を基準 (0 deg. ATDC) として IVO: -390 deg. ATDC, 閉弁時期 (Intake Valve Close, 以下 IVC と記す) は、IVC: -117 deg. ATDC に設定した。排気バルブの開弁時期 (Exhaust Valve Open, 以下 EVO と記す) は EVO: 129 deg. ATDC, 閉弁時期 (Exhaust Valve Close, 以下 EVC と記す) は EVC: 372 deg. ATDC に設定した。

図 5.2 にエンジンの吸気に用いた高圧過給装置の設置の様子を示す。リショルム式スーパーチャージャーを用いた高過給装置 (デンソー製、高過給装置 V3) を用いた。一般的な高過給装置であるターボチャージャーは、排出ガスの運動エネルギーを使ってタービンを回転させその羽が回転する力によって圧縮された空気をエンジン吸気へ送り込んでいる。一方で、本研究に使用する高過給装置は、エンジン運転条件に依存しない吸気量の導入を実現するために独立した動力源でスーパーチャージャーの回転軸を駆動し、相対圧で 0 kPa rsp. から 250 kPa rsp. までの任意の空気圧の供給を実現している。

図 5.3 に層流型空気流量計（株式会社司測研製，LFE-1000L）を示す．管路内の流れが層流の条件下において流体の粘性によって管路の前後に発生する差圧が体積流量に比例する特性を利用している．図 5.4 に層流型空気流量の計測原理の模式図を示す．増幅器で増幅された差圧センサの信号を燃焼解析装置に入力し，吸気の質量流量を算出する．流量計入口の空気温度 t [°C] における体積流量 Q_t [m³/s] は，式 (5-1) で表すことができる．

$$Q_t = K_{20} \cdot \left(\frac{\mu_{20}}{\mu_t} \right) \cdot P_x \quad \cdots (5-1)$$

ここで， K_{20} ：標準空気 (101.3 kPa，20 °C，相対湿度 65%) における流量計数 (ラミナ係数)， μ_{20} ：20°C における空気の粘性係数 [Pa min]， μ_t ：温度 t [°C] における空気の粘性係数 [Pa min]， P_x ：ラミナ差圧 [kPa]，である．本研究では，空気温度 t を 25 °C とした．式 (5-1) に表 5.1 に示す値を代入して体積流量を算出した．

3.2 節で述べた高圧発生装置から発生した高圧燃料は，高圧ホース (CEIN 製，199514001-14M) によって単気筒エンジンのシリンダヘッドへ垂直に設置された燃料噴射弁へ導入される．燃料噴射弁はエンジン筒内の燃焼室中央に 1 本搭載する構成とした．燃料噴射弁の高圧燃料入口直前にも圧力センサ (WIKA 製，HP-2-S) を設置し実験中の噴射圧力条件を管理している．この圧力センサは，400 MPa までの圧力を測定できるように校正されている．

図 5.6 にシリンダーヘッド，カムハウジングおよび G4.5S 燃料噴射弁の組み合わせの 3D モデルを示す．図 5.6(a) にシリンダーヘッドおよびカムハウジングを 3D モデル化し，G4.5S 燃料噴射弁の 3D モデルと組み合わせて干渉部を確認した様子を示す．G4.5S 燃料噴射弁のエンジンへの搭載を可能にするために，シリンダーヘッドおよびカムハウジングの干渉が生じた箇所に対して干渉のない形状へ修正しエンジンヘッドに加工を施した．図 5.6(b) に形状修正後のシリンダーヘッド，カムハウジング，燃料噴射弁およびカラーを組み立てた 3D モデルを示す．加工においては，シリンダーヘッドおよびカムハウジングの外周にある冷却水経路やエンジンオイル経路に干渉しないように形状を決定した．特に，燃料噴射弁とエンジンオイル経路にカラーを製作して隔壁を補強し，エンジンオイルの漏出を防ぐ加工を施した．

図 5.7 にエンジンシリンダヘッドへの燃料噴射弁の固定用治具を用いた搭載の様子を示す．燃料噴射弁はエンジン筒内の燃料室中央に垂直に設置される．高圧燃料噴射による燃料は燃焼室内へ放射状に燃料を供給する．燃料噴射弁固定治具は固定治具本体と固定用ステージから構成される．固定治具本体はエンジン架台に締結され剛性を確保している．また固定用ステージ

上にピボット用ボルト穴および燃料噴射弁固定用ボルト穴を設け、各部品との締結を可能としている。さらに固定用ステージは固定治具本体と別体であり、燃料噴射弁の軸力方向の位置を設定している。

燃料噴射弁は 4.2.1 項で述べたデンソー製 G4.5S 燃料噴射弁 (DENSO 製, 03C00194) を使用した。本研究で使用する燃料噴射弁は、最大 400 MPa の燃料噴射圧力に耐える構造とするために燃料噴射弁の外径を拡大し安全を確保した。燃料噴射弁の噴孔仕様は表 4.1 で示したように、噴孔径は $\phi 0.114$ mm, 噴孔数は 10 孔を用いた。図 5.8 に本実験装置で用いた燃料噴射装置の外観寸法の比較結果を示す。

図 5.9 に噴射信号のタイミングチャートを示す。エンジン運転時の燃料噴射の制御にはエンジン回転に同期したエンジン制御ユニット (Engine Control Unit, 以下 ECU), (DENSO 製, 89662-440FC 改) の信号を使用し、燃料噴射時期のタイミングを制御する。その信号はエンジンドライバユニット (Engine Driver Unit, 以下 EDU), (DENSO 製, 71-240) を介し燃料噴射弁を駆動させる。燃料噴射制御用ソフトウェアの一部は、コモンレールシステムの制御パラメータのうち燃料噴射圧力、噴射回数、噴射時期及び噴射量を任意に設定が出来るよう変更した。ECU の制御パラメータのモニタ及び変更は、ECU エミュレータ (Toyota Technical Development 製, Panel A3) とエミュレータ制御ソフトウェア (Toyota Technical Development 製, Panel A3 用専用ソフトウェア) を用いて行った。ECU エミュレータは ECU 内の RAM (Random Access Memory) 領域にアクセスする装置であり、ECU エミュレータを介してコンピューターと接続された ECU は制御ソフトウェアからの指令により RAM 値の読み取りと書き込みが可能となる。

燃料は JIS2 号-低硫黄軽油 (JXTG エネルギー製) を使用した。表 5.3 に本研究のエンジン試験に使用した燃料性状を示す。燃料の着火性を表すセタン価は 51 [-], 低位発熱量 (Lower Heating Value, 以下 LHV) は 43000 kJ/kg, 燃料密度は 829.7 kg/m³ である。

エンジンオイルには日本自動車技術会規格 (Japanese Automotive Standards Organization, 以下 JASO と記す) に準拠した DH-2 オイル (HINO 純正, ブルーリボン エンジンオイル epro エキストラ 10W-30) を使用した。

5.2.2 エンジン性能計測装置

本項ではエンジン燃焼におけるエンジン性能や排出ガス計測に使用される計測機器について述べる。

図 5.10(a)に直流電気動力計の設置の様子を示す。直流電気動力計はエンジンとプロペラシャフトを介して接続され、回転子とモーターを支える固定子で構成されている。図 5.10(b)に直流電気動力計の構造図を示す。回転原理はブラシ付き DC モーターと同じである。駆動運転時電動機運転におけるエンジンフリクション測定の場合、固定子は回転子の反力を受けその力 F_1 [N]はロードセルトルクを電気信号に変える変換器が感知する。反対に吸収運転時発電機運転におけるエンジン出力測定の場合、固定子は回転子と同一方向の力を受け、その力 F_2 [N]をロードセルにより感知する。トルク T [Nm]はロードセルで感知した荷重 F_1 [Nm]および F_2 [Nm]と軸中心からロードセルまでの距離 L [m]により算出することができる。測定トルクは式 (5-2)で表すことができる。表 5.4 に直流電気動力計の仕様を示す。

$$T = FL \text{ [Nm]} \cdots (5 - 2)$$

また、測定トルク T から出力 W [kW]は、式 (5-3)によって求めることができる。

$$W = 2\pi TN60 \times 1000 \text{ [kW]} \cdots (5 - 3)$$

図 5.11(a)に燃費計（株式会社小野測器製、マスビューレット式流量検出器 FX 1120）の設置の様子を示す。精密ビューレット管に充填された燃料の液面変化を高精度差圧変換器により検出し、その差圧から流量及び積算流量を直接重量で測定することが可能である。温度による密度変化の影響を考慮する必要がないため、エンジン性能試験に適している。図 5.11(b)に燃費計構造図を示す。原理は、液面が L_3 以下に下降すると検出器の圧力信号により電磁弁 V_1 が開き、液体が充填される。液面が L_2 に達すると V_1 は閉となり、設定した液面静定時間経過後に流量計測を開始する。液面が L_2 から消費に伴って下降すると、消費液体の重量に応じて差圧変換器の出力が変化し、この変化量から重量流量（比重×体積流量）を求める。 L_1 はオーバーフロー検知レベル、 L_4 は流体切れ検知レベルで警報を発する。

表 5.5 に温度センサ及び測定対象を示す。吸排気の温度および内部エネルギーの算出に必要な対象に応じ T 型、 K 型熱電対をそれぞれ計測に使用した。

単気筒エンジンに適用した 400 MPa までの高圧燃料噴射に対応可能なコモンレールシステムでは制御ユニットから燃料添加弁に噴射開始が指令され、燃料添加弁が筒内に噴射した燃料と空気が混合し着火する。エンジン筒内へ供給された燃料がエンジンの回転角度(以下、クランク

角度 θ) に対していつ着火するかは、筒内ガスが行った仕事量の指標である図示平均有効圧力 (Indicated Mean Effective Pressure, 以下 IMEP), 熱発生率 (Rate of Heat Release, 以下 ROHR) や Smoke 排出量などの排出ガス成分に影響を及ぼす。そのため、本研究に用いる単気筒エンジンでは噴射開始の指令値と実噴射時期の差はクランク角度 ± 1.0 deg. 以内を実現可能な装置構成の目標とした。エンジンのクランク角度は、クランク軸に取り付けた高分解能なロータリーエンコーダ (マイクロテックラボラトリー製, MA-20) により計測した。計測精度は ± 0.1 deg. である。取得した信号はクランク角度増幅器 (小野測器製, CA-6000B) を用いて信号を増幅し燃焼解析装置にて解析した。クランク角センサおよび燃焼解析装置間の同期誤差が最小化されるようクランク角度の許容誤差を ± 0.5 deg. 以内に設定した。

図 5.12 にエンジン燃焼の計測に使用した筒内圧力センサおよび信号増幅器の外観を示す。筒内圧力の計測には、ピエゾ式の相対圧力センサ (Kistler 製, type 6125C) を用い、計測した筒内圧力信号を電流に変換しチャージアンプ (Kistler 製, 5011B) に信号が送られる。さらにチャージアンプで電流を電圧に変換し燃焼解析装置に信号が送られ、処理された圧力波形が制御用コンピュータ (Personal Computer, 以下 PC) のディスプレイに表示される。

図 5.13 に燃焼解析装置 (Ono Sokki 製, DS-3000 シリーズ) を示す。図示平均有効圧力 (IMEP) およびエンジンの燃焼状態を表す熱発生率、筒内温度、燃焼質量割合は、取得した筒内圧力信号を用いて積分処理することにより算出する。容積変化率 dV はエンジンのクランク角度、エンジンのボア径 (シリンダ直径)、コンロッド長から求まる容積 V [m³] を微分することにより算出した。燃焼圧力センサを用いて計測されたエンジン筒内の燃焼圧力から熱発生率を算出した。シリンダ内ガス状態が一様であると仮定し、内部エネルギーを dU , 熱発生を dQ , 仕事を PdV とすると熱力学第一法則より式(5-4)で表される。

$$dQ = dU + PdV \quad \cdots (5-4)$$

ここで、 m : シリンダ内ガス質量 [kg], C_v : 定容比熱 [J/(mol · K)], T : 温度 [K] とすると、式 (5-4) は式(5-5)で表される。

$$dQ = d(mC_vT) + PdV \quad \cdots (5-5)$$

ここで P : 筒内圧力 [kPa] である。また、比熱に関する式および状態方程式はガス定数を R [kPa · L/(mol · K)] を用いて式(5-6)で表される。

$$PV = mRT \quad \dots (5-6)$$

ここで,

$$C_p - C_v = R \quad \dots (5-7)$$

$$C_v = \frac{1}{\kappa - 1} R \quad \dots (5-8)$$

$$C_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad \dots (5-9)$$

とすると式(5-5)は、式(5-10)および式(5-11)でそれぞれ表される.

$$dQ = md \left(\frac{1}{\kappa - 1} RT \right) + PdV \quad \dots (5-10)$$

$$= \frac{1}{\kappa - 1} (VdP + \kappa PdV) - \frac{PV \cdot d\kappa}{(\kappa - 1)^2} \quad \dots (5-11)$$

ここで, κ : 比熱比 [-] である.

熱発生率 [J/deg.]は、式(5-11)をクランク角 θ [deg.]で微分することで式 5-12 で表される.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\kappa - 1} V \frac{dP}{d\theta} - \frac{pV}{(\kappa - 1)^2} \frac{d\kappa}{d\theta} \quad \dots (5-12)$$

ここで、エンジン燃焼における計測の安定性について確認する. エンジンの静的評価としてモータリング時のエンジン筒内圧力の挙動の日間差を解析し、最高筒内圧力 (Maximum Cylinder Pressure, 以下 P_{max}) に到達するクランク角度が、上死点位置 (Top Dead Center, 以下 TDC) と一致していることを実験的に検証した. 図 5.14 にモータリング時のエンジン筒内圧力を計測日を変更して取得した波形結果を示す. 横軸にクランク角[deg. ATDC], 縦軸は筒内圧力[kPa]を示している. 灰色の実線は Day 1 のモータリング結果を示し、赤色の実線は Day2 の結果を示す. クランク角度に関する一致基準は、TDCにおける P_{max} の発生タイミングに基づいて決定した.

クランク角センサおよび燃焼解析装置間の同期誤差が最小化されるようクランク角度の許容誤差は前述のように ± 0.5 deg. 以内に設定した。

P_{max} の値に関する一致基準は、燃焼室内の圧力の変動を考慮し、モータリングデータと燃焼データ間の P_{max} の差が $\pm 2\%$ 以内であることを基準とした。図 5.14 に示されたデータは設定したクランク角度および P_{max} 値の一致基準の範囲内であることが確認された。特に Day 1 と Day 2 の P_{max} 値が一致しており、エンジンの機械的状態および測定装置の安定性が確保されていることを示した。

次にエンジンの動的評価において計測の安定性を確認する。燃料噴射圧力の増加が P_{max} 発生時期および最大熱発生率（Maximum Rate of Heat Release, 以下 $HORH_{max}$ 値）の発生時期に及ぼす影響を解析した。表 5.6 にエンジン燃焼の動的評価における実験条件を示す。エンジン回転数は 1500 rpm, トルクは 10 Nm とし、噴射時期は燃焼により生じた最大熱発生率の発現時期が TDC (0 deg. ATDC) となるように設定した。

図 5.15 にエンジンの動的評価における筒内圧力と熱発生率を示す。横軸にクランク角度 [deg. ATDC] を、縦軸には上段に筒内圧力 [kPa] を、下段に熱発生率 [J/deg] を示す。燃料噴射圧力の増加による影響を評価するために、まず P_{max} 値および $HORH_{max}$ 値に対してそれぞれ異なる増加率の判定値を設定した。具体的には、 $HORH_{max}$ 値に対しては 5% 以上の増加を判定値とし、 P_{max} 値に対しては 1% の増加を判定値として定めた。この評価基準に基づいて実験結果を解析したところ、 $HORH_{max}$ 値は噴射圧力を 100 MPa 増加毎に 5% 以上の増加を示した。一方、 P_{max} 値の増加は各段階で 1% に留まった。これらの結果は、 $HORH_{max}$ 値において燃焼プロセスの効率向上が顕著であることを示すとともに、 P_{max} 値においては燃焼圧力の安定性が維持されていることを示唆している。

EGR 率% の算出方法について述べる。吸気側に設置したサージタンクと排気側に設置した排気管から計測した CO_2 濃度を利用し EGR 率を算出した。EGR 率は吸気側流量に対する EGR 流路のガス流量の比で定義される。吸排気管路を流れるガスの状態が一様であると仮定し EGR 率は式 (5-13) で表される。

$$\text{EGR Ratio}[\%] = \frac{CO_{2(Intake)} - CO_{2(Air)}}{CO_{2(Exhaust)} - CO_{2(Air)}} \times 100 \quad \dots (5-13)$$

ここで、 $CO_{2(Air)}$ ：大気中の CO_2 濃度 [ppm]， $CO_{2(Intake)}$ ：吸気マニホールドの CO_2 濃度 [ppm]， $CO_{2(Exhaust)}$ ：排出ガス中の CO_2 濃度 [ppm] とする。

エンジン燃焼によって排出される排出ガスの計測方法について述べる。排出ガス分析計へ排出ガスを導入するプローブ吸引口は排気管の下流に設置している排気チャンバーに装着しておりそこから排出ガス分析を行う。表 5.7 に各排出ガス分析器の詳細を示す。

本研究では、燃焼プロセスにおける排出ガス特性を正確に評価できるように装置の推奨使用範囲温度内である $0^{\circ}C \sim 40^{\circ}C$ の範囲内で使用し、すべての実験において $24^{\circ}C$ から $35^{\circ}C$ の範囲で使用した。測定装置の精度を保証するため、実験前に全ての装置の校正を実施した。校正には既知の濃度を有する標準ガスを使用し、各成分の測定値が許容誤差範囲内に収まっていることを確認した。実験期間中には定期的な校正を行い、測定精度が一貫して維持されるよう努めた。また、実験前には排出ガス経路全体の気密性と接続状態を確認するために全てのホース接続部において抜けが発生しないことを確認した。また、排出ガス経路全体についても、適切な接続が行われているかを詳細に点検した。漏れや緩みがないことを確認することで試験中のガス漏れを防止し測定の信頼性を確保した。

図 5.16(a) にスモークメータ（エイヴィエルジャパン株式会社製，AVL 415SE）の計測装置の外観を示す^(5,2)。本装置では、エンジン燃焼の排出ガスをプローブ管を使用して排気管から吸引し、フィルタペーパーを通過させる。図 5.16(b) に計測原理を示す。測定原理は吸光によるフィルタペーパー黒化度測定であり Filter Smoke Number [FSN] で出力される。単位時間当たりのサンプリング体積はほぼ一定である。従って、測定値はサンプリング時間内の Smoke 含有量の平均値となる。排出ガス経路のパージ、サンプリング、フィルタペーパーフィードから、ペーパー黒化度と有効長を求めるまでの全測定プロセスは、マイクロプロセッサで制御、監視され、完全自動で実行される。本研究ではエンジン定常運転条件において 30 s のガスサンプリングを行い計測する。また各計測条件において 3 回の繰り返し計測値の平均値を採用した。

図 5.17(a) に排出ガステスタ 4 成分 (CO , HC , CO_2 , O_2) 測定器（光明理化学工業（株）製 UREX-5000V-N4）の計測装置を、図 5.17(b) に本計測器に用いられる非分散型赤外線分析方式の計測原理を示す。測定原理は非分散型赤外線吸収法 (NDIR : Non Dispersive InfraRed) である。光源から出た赤外線を集光レンズで集光した後干渉フィルタで特定波長のみを透過させ、その光は基準セルを通過して検出器に到達する。基準セルの気体は赤外線吸収の少ない理想的な空気である。それに対して試料セルは赤外線を吸収する気体が含まれているため、各セル間には光量差が生じる。その光量の差から濃度算定を行う。

図 5.18(a)に NO テスタ(光明理化学工業(株)製, AGT-210)の計測装置を, 図 5.18(b)に定電位電解方式の原理を示す. 測定原理は定電位電解方式で, センサは作用電極 (Working Electrode, 以下 W.E), 対極 (Counter Electrode, 以下 C.E) 及び参照電極 (Reference Electrode, 以下 R.E) の三電極を有する. 各電極は, 酸性電解溶液中に浸漬されて電解槽により保持されている. 各電極が図 5.18(b)のように作用電極の電位を比較電極に対して一定にするポテンショスタット回路と接続されており, R.E に対して一定の電位に保たれている W.E にガスが通気されると W.E と C.E で同時に反応が起こり, 外部回路に電解電流が流れる仕組みである. ここで, 電解電流はファラデーの法則によりガス濃度に比例することから, 電解電流を測定することでガス濃度を計測することが可能となる.

5.2.3 実験条件

燃焼の動的評価における実験条件について述べる. 表 5.6 に実験条件を示す. 実験はエンジンを安定した運転条件に設定することから開始した. エンジン回転数は 1500 rpm およびトルクは 30 Nm の負荷条件下で運転し, その間の燃焼特性および排出ガス特性を継続的に測定した. 燃料噴射圧力は 200 MPa, 300 MPa, 400 MPa の 3 段階に設定した. 燃焼の違いを明らかにするために, 熱発生率の最大値が TDC 近傍に設定できるよう 200 MPa, 300 MPa, 400 MPa における燃料噴射時期 deg. ATDC を調整し, それぞれ -7.6 deg. ATDC, -7.0 deg. ATDC, -6.4 deg. ATDC に設定した. それぞれの条件下における燃焼状態を評価した. 各噴射圧力条件でのデータ収集は, エンジンが運転安定状態に達した後に開始し, 30 s にわたって連続的に記録した.

5.3 噴霧の運動量増大による Smoke 低減

本節では, 噴霧の運動量増大による Smoke 排出量の低減について述べる. 400 MPa までの高圧燃料噴射をエンジン燃焼へ適用し, 単気筒エンジンにて計測した結果について考察する.

図 5.19 に, 燃料噴射圧力に対するエンジン燃焼の筒内圧力および熱発生率の結果を示す. 横軸はクランク角度 [deg. ATDC] を, 図 5.19(a)の縦軸には駆動電圧[V]を, 図 5.19(b)の縦軸には筒内圧力 [kPa abs.] を, 図 5.19(c)の縦軸には熱発生率 [J/deg] を示す. 図 5.19(b)の筒内圧力の最大値に注目すると, 燃料噴射圧力の増大に伴い筒内圧力の最大値も増加している. また図 5.19(c)の熱発生率も筒内圧力と同様に増加することが認められた.

図 5.20 に 400 MPa までの燃料噴射圧力に対するエンジン燃焼で排出される Smoke 排出量を示す. 横軸に燃料噴射圧力 [MPa]を, 縦軸に Smoke 排出量 [FSN]を示す. 図 5.20 中のプロット点は Smoke 排出量の実測値である. この 250 MPa までの燃料噴射圧力変化に対する Smoke 排出量

の実測値から 400 MPa までの燃料噴射圧力での Smoke 排出量の低減効果を推定する。破線は実用化されている 250 MPa までの燃料噴射圧力変化に対する Smoke 排出量の傾向から 400 MPa までの燃料噴射圧力範囲へ外挿した近似曲線⁽⁵⁻³⁾を示す。燃料噴射圧力の増加に伴い Smoke 排出量が低減する傾向が認められた。ただし 250 MPa を超える高圧燃料噴射領域では、噴射圧力上昇によるエネルギーの増大に対して運動量の増加は 1/2 乗で寄与するため Smoke 低減の傾向は縮小していくと考えられる。4.3.7 項で述べた噴霧到達距離の結果から外挿した近似曲線により 250 MPa での Smoke 排出量に対し 400 MPa ではさらに 21.8% の Smoke 排出量の低減が予測された。

一方で、燃料噴射圧力の増大に対する Smoke 排出量の低減効果が縮小していく傾向が認められた。250 MPa から 400 MPa までの Smoke 排出量の実測値はほぼ変化が認められなかった。図 4.8 で示したように噴射開始から 0.3 ms の時刻における 250 MPa から 400 MPa への圧力上昇に対して噴霧到達距離の伸長率は 6.0% であった。噴霧到達距離の伸長に伴う噴霧の体積の変化量がエンジン燃焼時の希薄な混合気の形成に比例していると考ええると、燃料噴射圧力の増大に対する Smoke 低減の傾向は改善効果予測よりも小さくなっている。この要因として 2.3 節で述べたエンジン筒内において燃料噴射時の筒内の圧力が高く燃焼室内のボア径が限られているため、4.3 節で評価したような自由噴霧ではなくなり燃焼室壁面部分では噴射がせき止められ噴霧が過濃になる可能性が考えられる。しかしながら燃焼室形状のガイドによって燃焼室中央部へ吹き戻される混合気や増大した噴霧の運動量によって燃焼中の燃焼ガスの攪乱が促進され、再燃焼が進む可能性も考えられる。

Smoke 排出量の低減効果が低下する理由を噴霧の粒径および噴霧到達距離の観点から考察する。図 5.21 に噴霧全体のザウタ平均径と式(5-14)による 1 次分裂粒子径 D_i ⁽⁵⁻⁴⁾を示す。

$$D_i = B(2 \times \pi \times \sigma) / (\rho_a \times U_0^2) \times X_{max}(t) \quad \cdots (5-14)$$

ここで、 B : 1 のオーダーの定数 [-], σ : 表面張力 [kg/s²], ρ_a : 雰囲気密度 [kg/m³], U_0 : 噴出速度 [m/s], X_{max} : 最大噴霧到達距離 [mm] である。

図 5.21 は横軸に燃料噴射圧[MPa]を、縦軸に噴霧粒径[μm]を示す。図中の曲線は実測により得られた噴霧粒径 [μm]と、式(5-14)から算出された噴霧粒径[μm]である。久保ら⁽⁵⁻⁵⁾はディーゼルエンジンにおいて燃料噴射圧力の増大により噴霧が微粒化され空気との混合が促進されるために未燃成分低減に効果があることを示した。また多田ら⁽⁵⁻⁶⁾は燃料噴射圧力の増大に伴い噴射速度も増

大することを示した．図 3.35 に示したように噴霧観察試験により得られた 200 MPa から 400 MPa へ噴射圧力を増大させた際の噴射速度 V [m/s] は，燃料噴射圧の増大に伴い上昇する．

噴射速度が増加すると噴霧と周辺空気との境界層におけるせん断力が大きくなり，噴霧の微粒化が促進されると考えられる．しかしながら図 5.21 中の実測により得られた噴霧粒径および式(5.-14)から算出された噴霧粒径に注目すると，噴霧微粒化の効果は噴射圧が 120 MPa を超えると頭打ちとなる⁽⁵⁻⁴⁾ことが示されている．

Smoke 低減効果が低下する理由を噴霧の噴射から燃焼が開始するまでの時間の観点から考察する．ここで噴射開始時期 I_s [deg.]，すなわち駆動波形が立ち上がる時期 [deg.] から熱発生率が最大となる時期 T_{dq} [deg.]までを時間換算した値を噴霧時間 t [s]と定める．図 5.22 に一例として燃料噴射圧力 200 MPa および 300 MPa における噴霧時間 t [s]と熱発生率 [J/deg.]との関係を示す．横軸にクランク角度 [deg.CA, ATDC]を，図 5.22(a)の縦軸には駆動電圧[V]を，図 5.22(b)の縦軸には熱発生率 [J/deg.] をそれぞれ示す．また，噴射開始時期 I_s [deg.]，噴射終了時期 I_E [deg.]，通電期間 I_Q [deg.]，噴霧時間 t [s]，および熱発生率が最大となる時期 T_{dq} [deg.]を示す．図 5.22(a)中の赤矢印に注目すると，燃料噴射圧力 200 MPa と 300 MPa では噴射開始時期 I_s [deg.]が遅角していることが認められる．表 5.8 に燃料噴射圧力に対する燃料噴射弁の噴射開始から噴射終了までの期間を表す通電期間 I_Q [deg.]を示す．燃料噴射圧力の増大に伴って通電期間 I_Q [deg.]が短縮されていることが分かる．ここで燃料噴射量[mm³/st]は，噴孔面積 [m²]，噴射速度 [m/s] および通電期間 [s] の積で算出される．同一の燃料噴射弁を用いて同体積の燃料を噴射する場合，燃料噴射圧が高いほど噴射速度 [m/s] が大きくなるため通電期間 I_Q [deg.]は短縮される．本研究では熱発生率が最大となる時期を 0 deg. となるように設定したため，噴射終了時期は概ね一致する．噴射終了時期が一致する場合，通電期間 が短い条件，すなわち燃料噴射圧が高い条件ほど噴射開始を遅らせることができるので，噴射開始時期が遅角する．熱発生率が最大となる時期 T_{dq} [deg.]は 0 deg. ATDC 一定としたため，噴射開始時期 I_s [deg.]の遅角に伴い噴霧時間 t [s]が短縮される．

表 5.8 に示す噴射開始時期 I_s [deg.] および熱発生率が最大となる時期 T_{dq} [deg.]を用いて，噴霧時間 t [s]における噴霧到達距離 S [m]を算出する．燃料噴射圧力を増加しても噴霧の微粒化が進まないとする，与えた運動量はすべて速度へ変換されることになる．噴射速度が増加した噴霧が周囲の空気と混合する影響度を決定するため，本研究では噴霧到達距離 S [m]を空気との混合度合いを表す指標として用いる．表 5.9 に燃料噴射圧力に対する噴霧時間および式(4-11)から算出した噴霧到達距離を示す．図 5.23 に燃料噴射圧力に対する噴霧到達距離の推移と噴霧時間を示す．横軸に燃料噴射圧力 [MPa]を，図 5.23(a) 縦軸に噴霧到達距離 [m] を，図 5.23(b)の

縦軸に噴霧時間 [ms]を示す．図 5.23(a)中の赤色のプロット点は式(4-11)から算出された値であり，破線は噴霧到達距離の近似曲線である．近似曲線に注目すると，100 MPa から 250 MPa までは噴霧到達距離が 24.9%伸長し，250 MPa から 400 MPa までは 16.2% 伸長することを確認した．図 5.23(b)の噴霧時間では 100 MPa から 250 MPa までは噴霧時間が 22.2% 短縮し，250 MPa から 400 MPa までは 9.1%短縮することを確認した．250 MPa を超える高圧燃料噴射では噴霧時間が短縮することから，噴霧到達距離が相対的に短縮し，すなわち燃料と酸素が触れ合う距離がほとんど変化しないことが分かった．これは 4.3.1 項で述べた周辺の空気によるせん断力で空気との混合が促進されたことに加えて噴霧時間の短縮によって噴霧到達距離が伸長する時間が物理的に短くなったためと考えられる．

高圧燃料噴射試験における噴霧到達距離は表 5.9 に示すように約 120 mm である．この結果の妥当性を考察する．図 5.24 に燃焼室内における噴霧挙動の模式図を示す．図 5.24 中の水色矢印は，燃料噴射弁から噴射された噴霧の挙動を示したものである．表 5.1 に示したように本研究で用いたエンジンはボア径 86 mm，半径は 43 mm である．燃料噴射弁から噴射された噴霧は，図中の灰色部分で示すリエントラント型と呼ばれる燃焼室内壁へ衝突し，折り返したと考えられる．この場合，噴霧が移動する距離は約 120 mm 程度になると考えられ，算出した噴霧到達距離は妥当だと推察する．燃料噴射弁から噴射された燃料は蒸発，拡散，混合した後に着火する．Smoke は予混合燃焼期間中に酸素とうまく混合されず，局所的に過濃な状況になると燃え残りとして生成される．反対に拡散，混合過程において周囲の酸素と触れ合う距離を伸ばし，酸素と混合させれば酸化が促進され Smoke 排出量が低減すると考えられる．噴射圧力を 400 MPa まで昇圧しても，運動量が大きくなるために噴射速度は大きくなるが，噴霧が伸長する時間が短くなる．このため，酸素と触れ合う距離が短くなり局所的に過濃な環境となる．反対に噴射圧力が 250 MPa 程度であっても，噴射速度は遅くなるが噴霧が伸張する時間を確保できるので，酸素とよく混合される．上記の理由で，単に燃料噴射圧力を昇圧しても Smoke 排出量は改善されず，低減効果が頭打ちとなると考えられる．

5.4 評価結果

本節では，高圧燃料噴射を適用したエンジン燃焼の評価結果について述べる．図 5.25 に単気筒エンジンでの 400 MPa までの燃料噴射圧力に対する Smoke 排出量を示す．横軸に噴射圧力 [MPa]を，縦軸に上段からそれぞれ NO [ppm]，Smoke [FSN]，図示燃費(Indicated Mean Fuel Consumption, 以下 ISFC [g/kWh]を示す．着火時期については各条件で上死点付近になるように噴射時期を設定した．ここで 200 MPa，300 MPa，400 MPa の各燃料噴射圧力において，NO 排

出量がそれぞれ 200 ppm, 350 ppm, 500 ppm となるように EGR 率[%]を設定した。図 5.25 中の破線は各燃料噴射圧力における計測結果に対する近似曲線である。図 5.25 において燃料噴射圧力による影響を比較すると、各 NO 排出量の条件において燃料噴射圧力の増大に伴って Smoke 排出量が低減することが確認された。この結果から、燃料噴射圧力を高圧化することにより燃料の均質化および酸化が促進され未燃成分が低減したと考えられる。排出ガス測定結果について NO 排出量が異なる 200 ppm, 350 ppm, 500 ppm の各条件で高圧燃料噴射の効果を比較すると、高 EGR 率による筒内の酸素量が少ない 200 ppm の条件の方が高圧化に伴う Smoke 排出量の低減効果が大きいことが分かった。200 MPa に対し 400 MPa の燃料噴射圧力条件では 34.1% の Smoke 排出量の低減効果が確認された。これは高 EGR 率による筒内の酸素量が少ない条件下においても高圧燃料噴射による酸素の取り込みが促進されることで完全燃焼の割合が増加したものと推定する。

図 5.26 に燃料噴射圧力に対する NO_x 排出量と Smoke 排出量の関係を示す。横軸に NO 排出量 [ppm] を、縦軸に Smoke [FSN] を示す。プロット点はそれぞれ 200 MPa, 300 MPa, 400 MPa の計測点を示し破線は各燃料噴射圧力における測定値の近似曲線である。NO_x 排出量を抑えると Smoke 排出量が増加するというトレードオフの関係に対し、燃料噴射圧力の増大に伴い NO 排出量と Smoke 排出量の両者が同時に低減されることが確認された。特に高 EGR 率下の酸素量が少ない NO 排出量 200 ppm 近傍の条件において、燃料噴射圧力が高圧化するほど Smoke 排出量が低減することが確認された。これは高 EGR 率での過濃混合気ができやすい条件下においても燃料噴射圧力の高圧化により燃料の微粒化が促進され、混合気の均一化と酸化が促進されたものとする。

高圧燃料噴射による Smoke 低減効果が高 EGR 率条件下で大きくなる理由を混合気の酸素の取り込みの促進の観点から考察する。燃焼時の混合気の均質化を模擬するために 1 回の燃焼でエンジン筒内へ供給する燃料量を時間分割し複数段の燃料噴射を用いた。本研究では事例として 2 段の燃料噴射に分割し、エンジン筒内での混合気がより均一になる条件をつくった。図 5.27 に 400 MPa 高圧燃料噴射における単段噴射と 2 段噴射の筒内圧力と熱発生率を示す。横軸にクランク角度 [deg. ATDC] を示し、図 5.27(a)の縦軸には駆動電圧[V]を、図 5.27(b)の縦軸には筒内圧力 [kPa abs.]を、図 5.27(c)の縦軸には熱発生率 [J/deg] を示す。図 5.27(a)の駆動波形に着目すると、灰色の実線で示す単段噴射では -6.6 deg. ATDC に駆動電圧を設定した。赤い実線で示す 2 段噴射では単段噴射と同様の -6.6 deg. ATDC の駆動電圧の設定に加え、-15.6 deg. ATDC に分割した燃料を先行して噴射した。これは、先行する燃料噴射の噴霧時間を単段噴射よりも長く確保することで筒内での燃料と酸素の混合を促進するためである。5.27(c)の熱発生率に注目する

と、2 段噴射によって -8.0 deg. ATDC 近傍と -1.4 deg. ATDC 近傍に 2 つの熱発生率のピークが発生している。燃焼が分割されたことで熱発生率の最大値が単段噴射の 309.9 J/deg から 2 段噴射では 107.8 J/deg まで低減できていることが観察された。図 5.28 に単段噴射と 2 段噴射における Smoke 排出量と NO 排出量を示す。単段噴射に対し 2 段噴射では Smoke 排出量が 6.5% 低減することが認められた。この結果は先行する噴射によって噴霧時間を確保したことによる効果であると考えられる。したがって高 EGR 率での過濃混合気ができやすい条件下においても燃料噴射圧力の高圧化により燃料の微粒化が促進され、混合気の均質化と酸化が促進されたものとする。また単段噴射に対し 2 段噴射では NO_x 排出量が 14.7% 低減することが認められた。これは図 5.27(c)の熱発生率で示したように上死点近傍での熱発生率を抑制できていることから、燃焼が分割されたことで特に燃焼温度上昇抑制効果が NO_x 排出量低減に寄与しているためと推定する。さらに、図 5.26 の NO_x 排出量を抑えると Smoke 排出量が増加するというトレードオフの関係から、NO_x 排出量が同等の条件では、更なる Smoke 排出量低減の可能性があると考えられる。ゆえに、高圧燃焼噴射により混合気を均質化することでエンジン燃焼での NO_x 排出量と Smoke 排出量のトレードオフが改善することを実験的に示した。

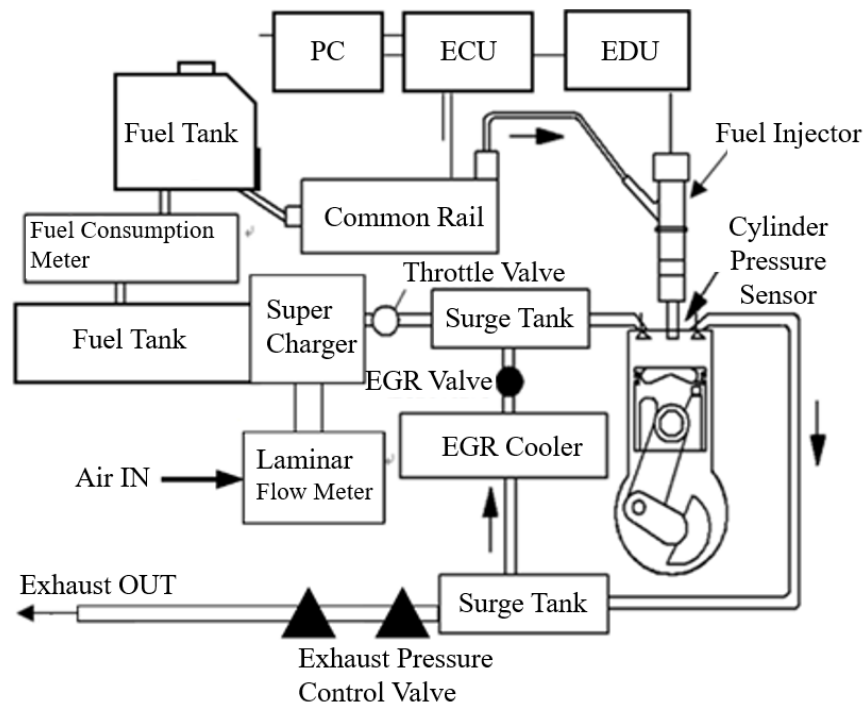
5.5 第 5 章のまとめ

第 5 章では、運動量が増大した噴霧がエンジン燃焼へ与える影響を明らかにするために、エンジン燃焼中の排出ガスを解析し等 NO_x 条件における Smoke 低減効果の実験的検証に取り組んだ。400 MPa までの高圧噴射噴霧を実用仕様相当の単気筒エンジンへ適用し、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量が低減することを実験的に検証した。

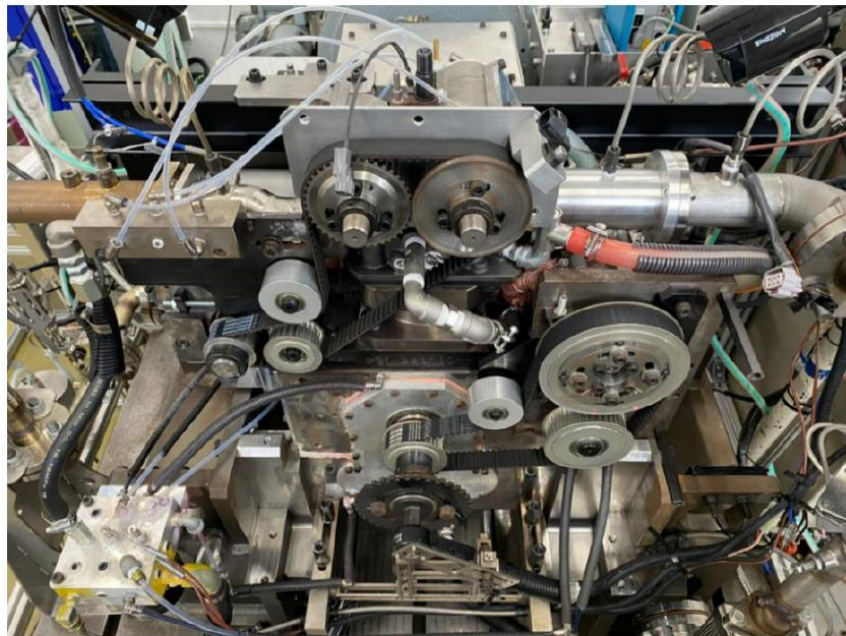
- 400 MPa までの高圧燃料噴射を用いたエンジン燃焼を評価できる計測装置を新たに構築した。400 MPa までの耐圧性能を得るための燃料噴射弁外径拡大に対し、既存のシリンダヘッドを追加加工し、シリンダーヘッドおよびカムハウジング外周にある冷却水経路やエンジンオイル経路に干渉しないように形状を決定した。干渉する吸気フロント側のロッカーアームも同様に追加加工を施し、安定して連続エンジン試験が実施できる装置を構築した。以上より、世界で初めて 400 MPa までの高圧噴射噴霧を量産仕様相当の単気筒エンジンへ適用し排出ガスの計測を可能とした。
- 400 MPa までの高圧噴射噴霧を用いて単気筒エンジンで排出ガスの実験的検証を実施し、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量が低減できることを実験的に検証した。NO_x 排出量が 200

ppm の条件下において、燃料噴射圧力 200 MPa に対し 400 MPa の条件では Smoke 排出量が 34.1%低減することを実験的に実証した。また、高 EGR 率による筒内の酸素量が少ない条件下において Smoke 排出量の低減効果が大きいことを示した。高圧燃料噴射による噴霧の運動量の増大によって酸素の取り込みが促進されることで完全燃焼の割合が増加したものと推定される。

图表 第 5 章



(a) System Configuration



(b) Overview of Single Cylinder Engine
Fig.5.1 Single Cylinder Diesel Engine

Table 5.1 Specifications of Single Cylinder Diesel Engine

Category	Specification
Engine Type	Direct Injection Single Cylinder, 4Cycle Diesel Engine
Engine Displacement [cc]	559
Geometric Compression Ratio [-]	15.8 : 1
Bore × Stroke [mm ²]	Φ86 × 96 mm
Injection system	Solenoid Injector
Injector Model Number	DENSO G4.5S 03C00194
Nozzle	Ø0.12 mm ×10 ㄱ
Maximum Fuel Injection Pressure [MPa]	400
Intake system	Intake pipe / Laminar Air Flow Meter / Super Charger / Surge tank / Throttle valve / Swirl control valve /
Exhaust system	Exhaust pipe / EGR valve / EGR cooler / Surge tank / Exhaust pressure adjustment valve
Cooling system	Water-cooled Radiator / Water pump / Reservoir tank / Water storage tank
Lubrication system	Oil pump / Oil filter
Fuel Supply system	Solenoid injector / Common rail / Supply pump / Sediment
Engine Control system	ECU / EDU / Computer

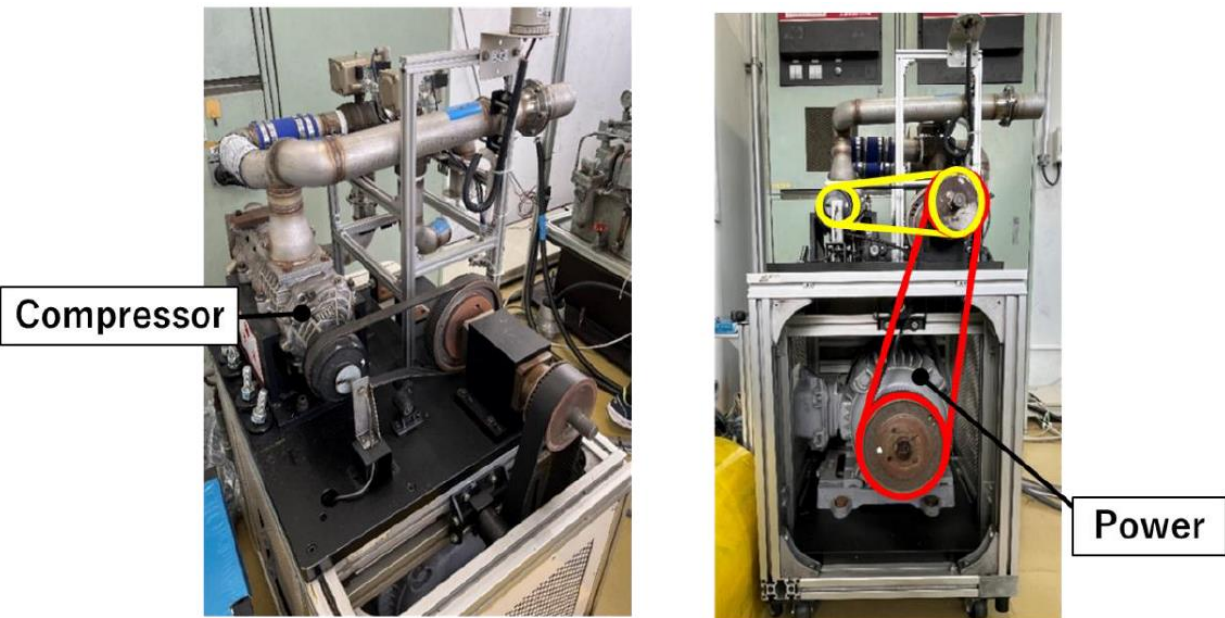


Fig5.2 High Pressure Boost System



Fig5.3 Laminar Flow Meter

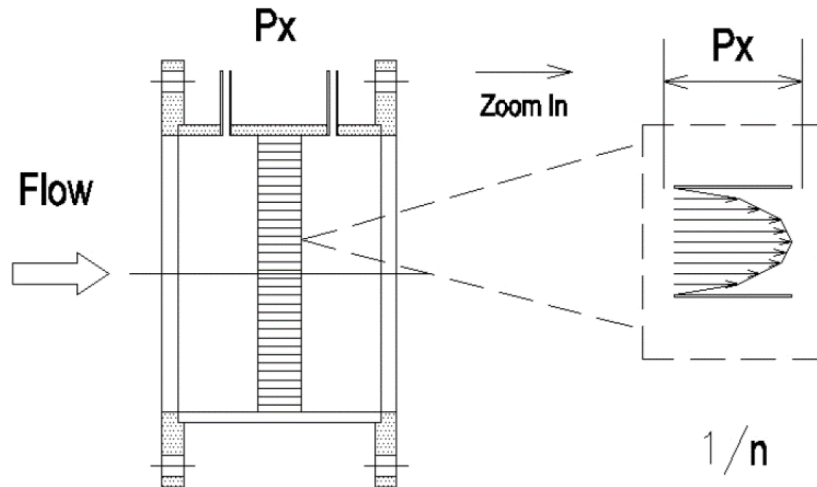


Fig5.4 Schematic Image of Air Flor Measurement Principal

Table 5.2 Flow Volume Calculation Parameter

Parameter	Value
K_{20} [-]	1.526
μ_{20} [Pa _{min}]	0.00109
μ_{25} [Pa _{min}]	0.00111
Coefficient Value from Volumetric Flow volume [L/min] to Mass-based Flow volume	0.0215

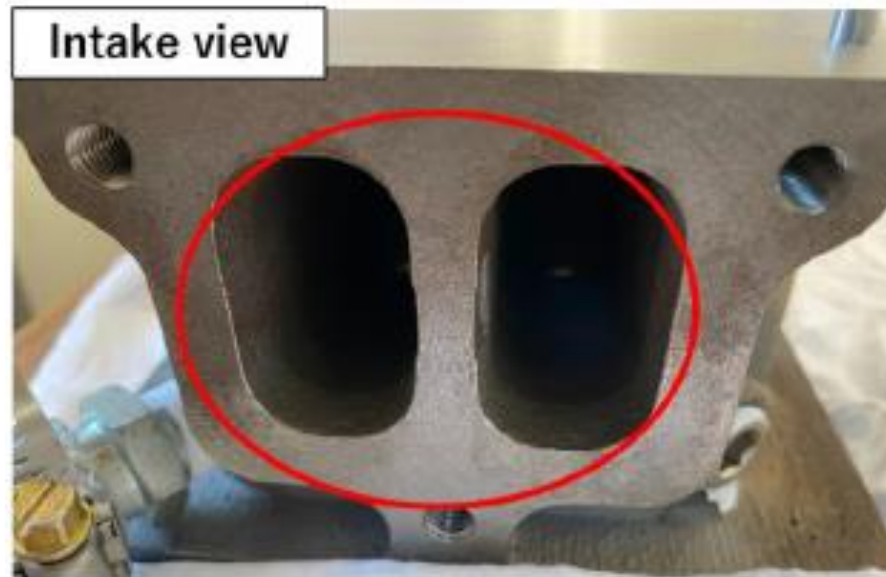
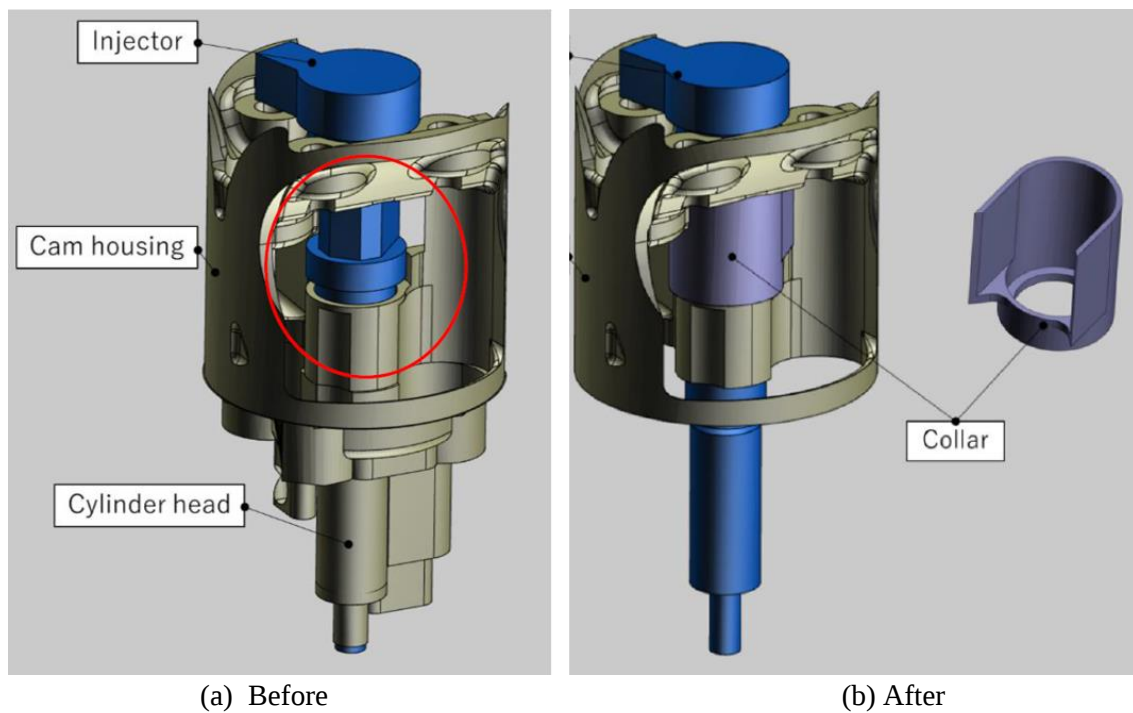


Fig5.5 Exterior of Intake Manifold Port to Engine Cylinder



(a) Before (b) After
Fig5.6 Schematic Image of 3D Stuck up Analysis of 400 MPa Combustion System

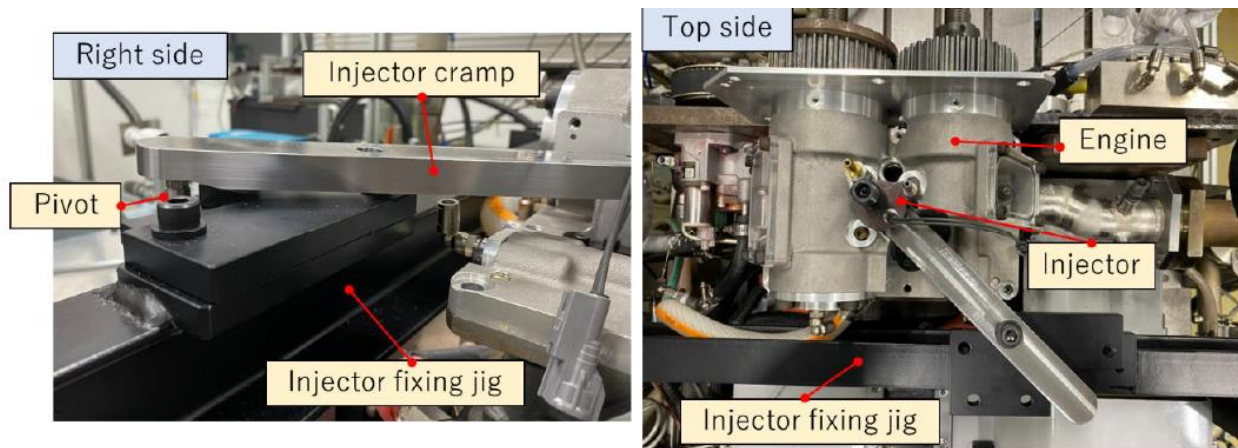


Fig5.7 400 MPa Injector Mount on Engine Cylinder Block

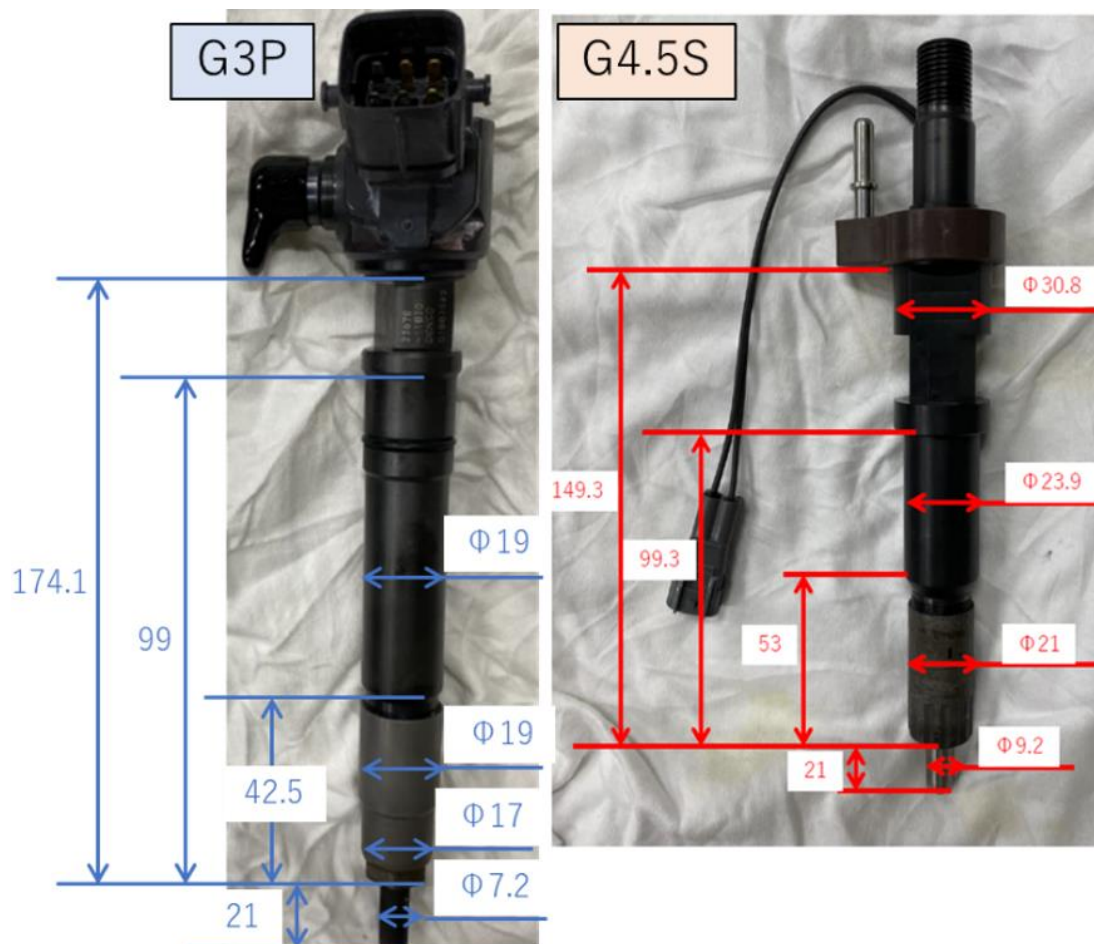


Fig5.8 Dimensional Comparison between 3rd Gen. and 4th Gen Fuel Injector

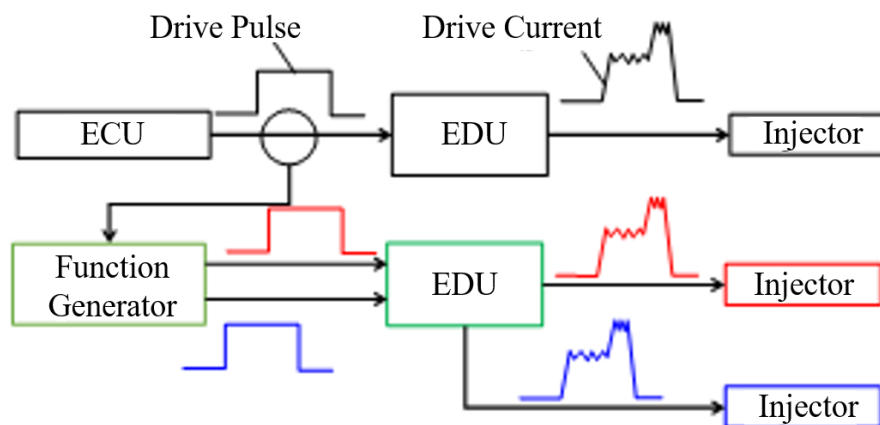


Fig5.9 Fuel Injection Control Diagram

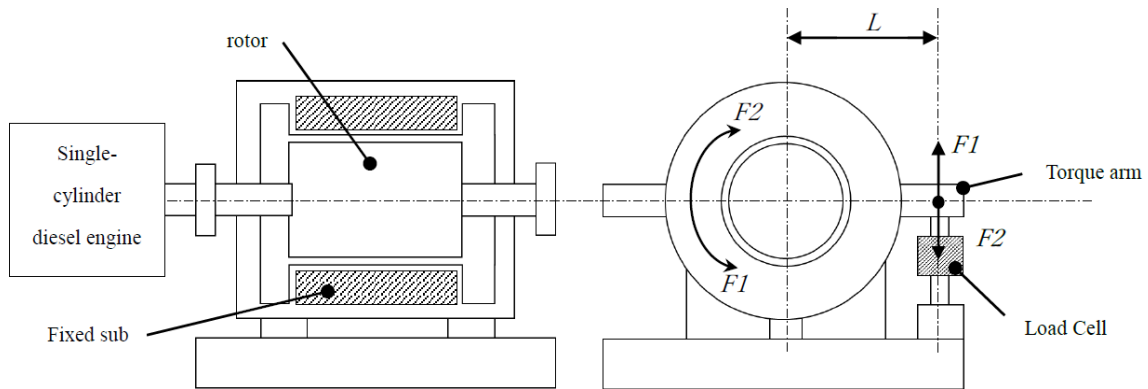
Table 5.3 Flow Volume Calculation Parameter

Parameter		Value
Fuel Type		JIS #2 Gas Oil
Density at 15°C	[kg/m ³]	829.7
Kinematic Viscosity 30°C	[mm ³ /s]	3.828
Catane Index (JIS K2280-4)	[-]	58.5
Gross Calorific Value (Higher Heating Value, HHV)	[kJ/kg]	45860
Gross Calorific Value (Lower Heating Value, LHV)	[kJ/kg]	43000
Elements	Carbon [Mass %]	86.3
	Hydrogen [Mass %]	13.6
	Nitrogen [Mass %]	< 0.1
Sulfur	[Mass %]	0.0008
Components	Staturates [Mass %]	77.5
	Aromatics [Vol. %]	22.5

(Inspection performer : JX TG Energy Co. Inc.)



(a) Overview



(b) Torque Measurement Diagram

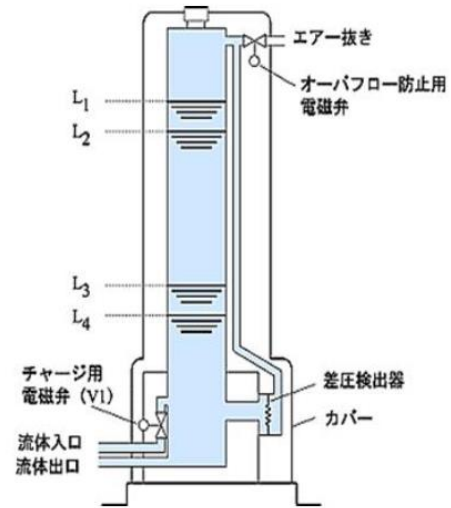
Fig.5.10 DC Electric dynamometer

Table 5.4 DC Electric Dynamometer Specification

Item/Parameter		Description/Value
Dynamometer Type		Mitsubishi Electric Co. Inc. 22kW DC-DV
Torque Arm Length [mm]		477.46
Voltage [V]		400
Current [A]		52
Capacity	Absorption torque (Firing) [kW]	22
	Driving Torque (motoring) [kW]	15
Operation Speed	Absorption Speed (Firing) [rpm]	4000
	Driving Speed (motoring) [rpm]	8000



Burette tube



(a) Overview

(b) Schematic Image of Fuel Flow Metering Circuit
Fig.5.11 Fuel Flow Meter

Table 5.5 Temperature Sensor and Measurement Target

Sensor	Model	Measurement target
T-shaped sheath thermocouple (-200~+300°C)	Takahashi thermo T-35	Air temperature
		Temperature of Laminar air Flow
		Before Supercharger
		Before Intercooler
		After Intercooler
		After Intake heater
		Temperature of Intake manifold
		Coolant temperature (Engine inlet)
		Coolant temperature (Engine outlet No.1)
		Coolant temperature (Engine outlet No.2)
		Temperature of Coolant temperature tower
		Fuel Temperature (Before Pump)
		Fuel Temperature (Before Filter)
		Lubricant temperature
K-shaped sheath thermocouple (-200~+1000°C)	Takahashi thermo K-35	Exhaust gas temperature
		Exhaust gas temperature (Before EGR cooler)
		Exhaust gas temperature (After EGR cooler)



(a) Cylinder Pressure Sensor



(b) Signal Amplifier

Fig.5.12 Cylinder Pressure Measurement Sensor and Signal Amplifier



Fig.5.13 Exterior of Combustion Analyzer

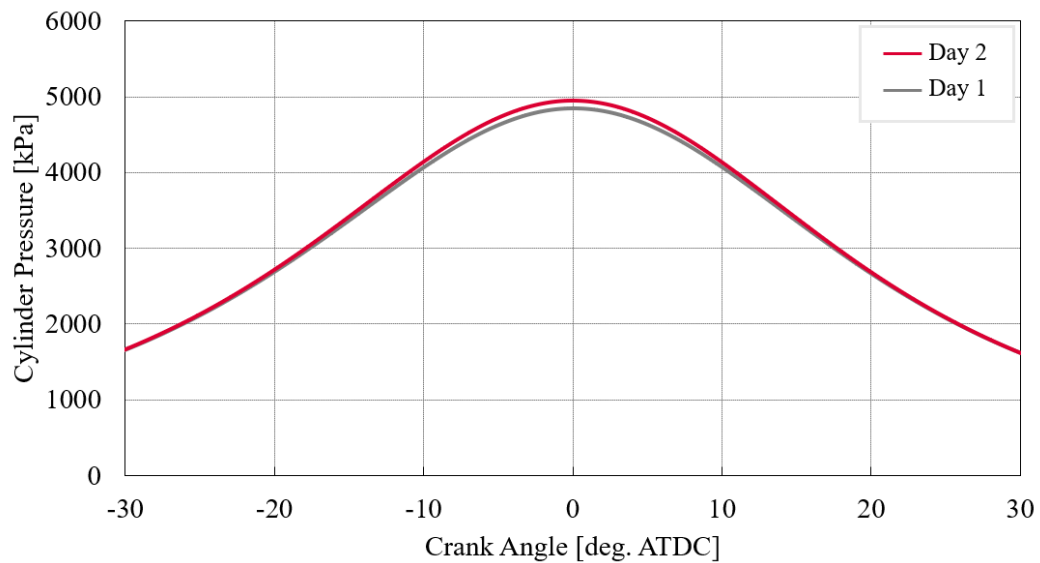


Fig.5.14 Cylinder Pressure Profile at Motoring Condition

Table 5.6 Experimental Condition of Engine Combustion Dynamic Evaluation

Parameter	Value
Engine Speed [rpm]	1500
Intake Gas Pressure [kPa]	120
Torque [Nm]	30
Fuel Injection Pressure [MPa]	200, 300, 400
Fuel Injection Timing [deg. ATDC]	-7.6, -7.0, -6.4

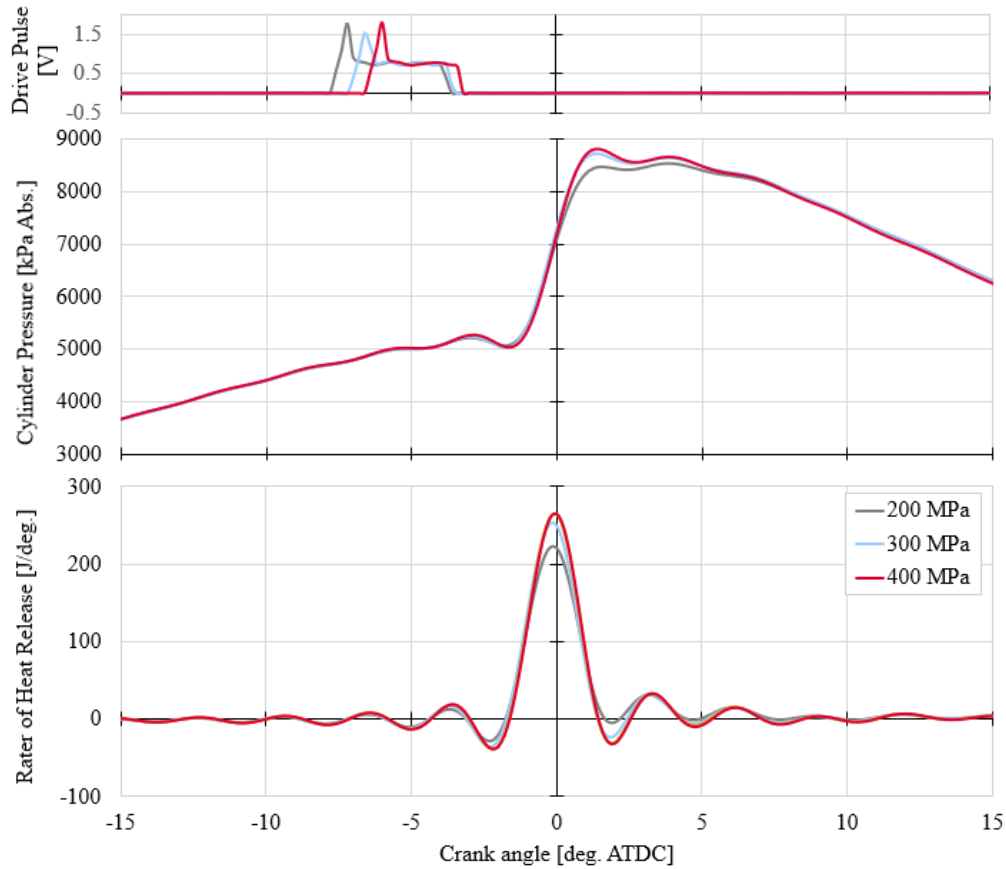


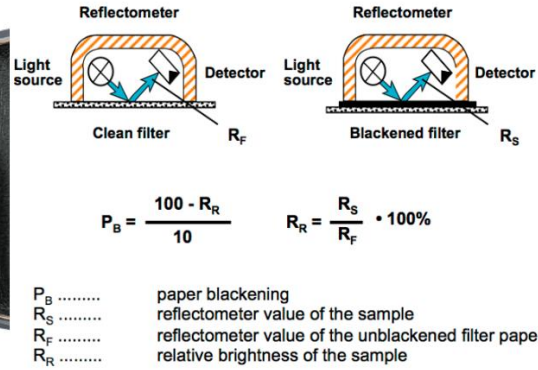
Fig.5.15 Cylinder Pressure and ROHR of Dynamic Evaluation in Combustion

Table 5.7 Exhaust Gas Analyzer

Measurement Target	Make, Model	Description
Smoke	AVL 415SE	Filter Paper Method (Blackness)
HC, CO, CO ₂ , O ₂	Komyo Rikagaku Kogyo K.K., UREX-5000V-N4	Non-Dispersive Infrared Absorption (NDIR)
NO	Komyo Rikagaku Kogyo K.K., AGT-210	Potentiostatic Electrolysis Method
Particle Matter	Komyo Rikagaku Kogyo K.K., DEX-200	Optical Opacity Meter

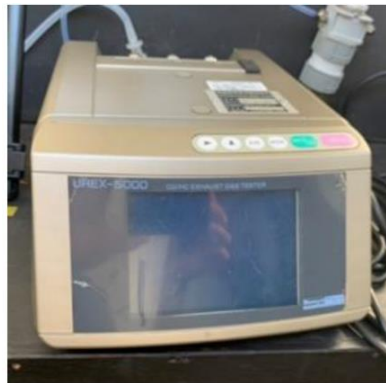


(a) Measurement Unit Overview

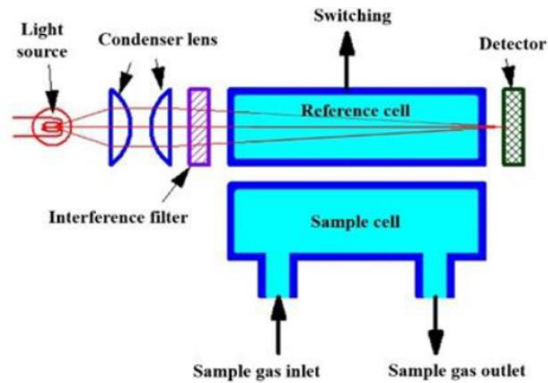


(b) Measurement Principal

Fig.5.16 Smoke Meter

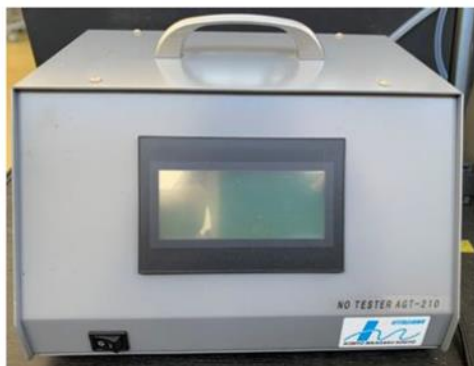


(a) Measurement Unit Overview

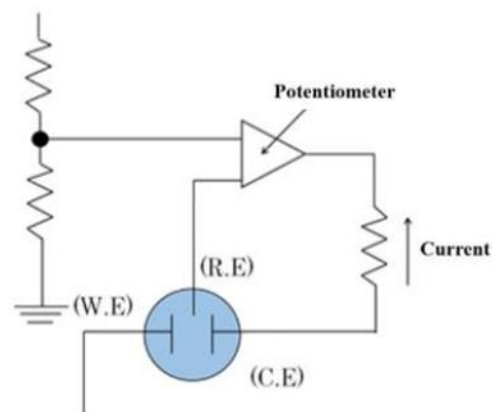


(b) Measurement Principal

Fig.5.17 Exhaust Gas Analyzer



(a) Measurement Unit Overview



(b) Measurement Principal

Fig.5.18 NO Analyzer

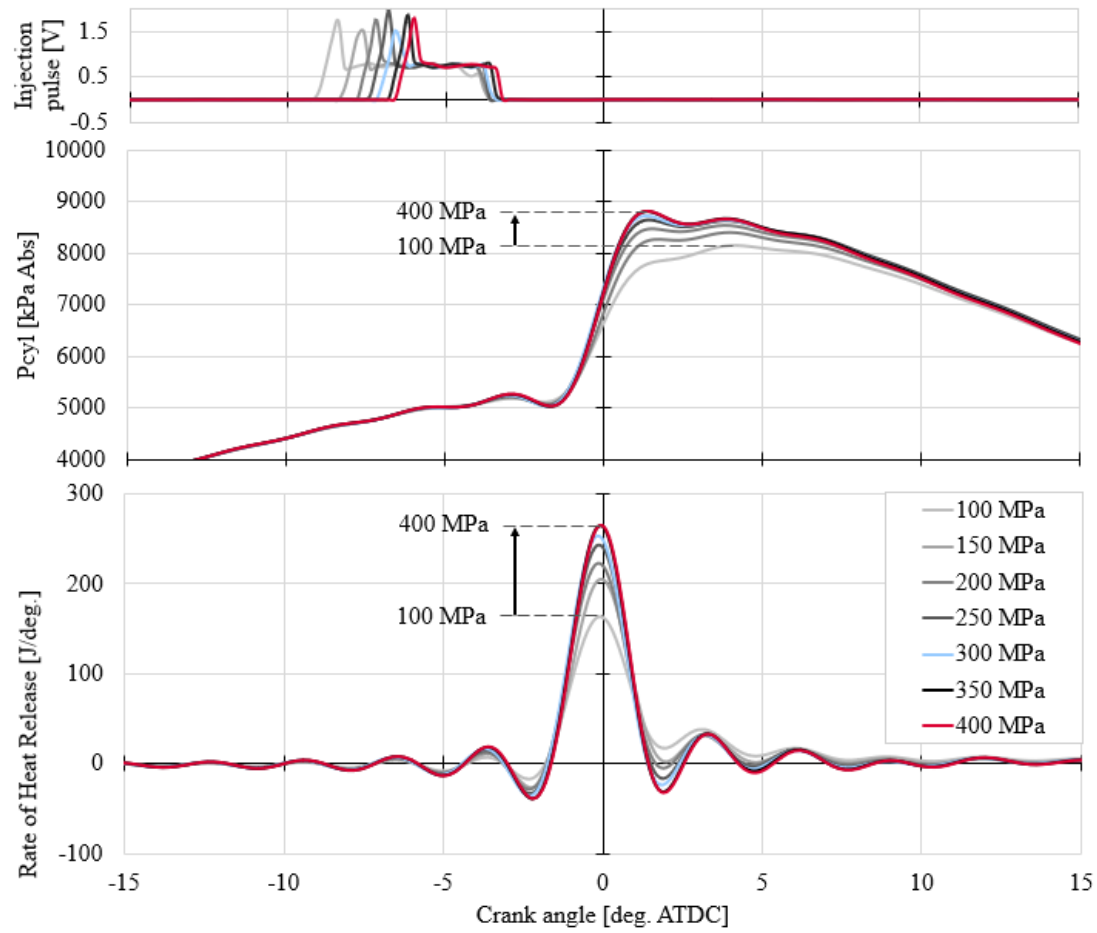


Fig.5.19 Rate of Heat Release against Fuel Injection Pressure

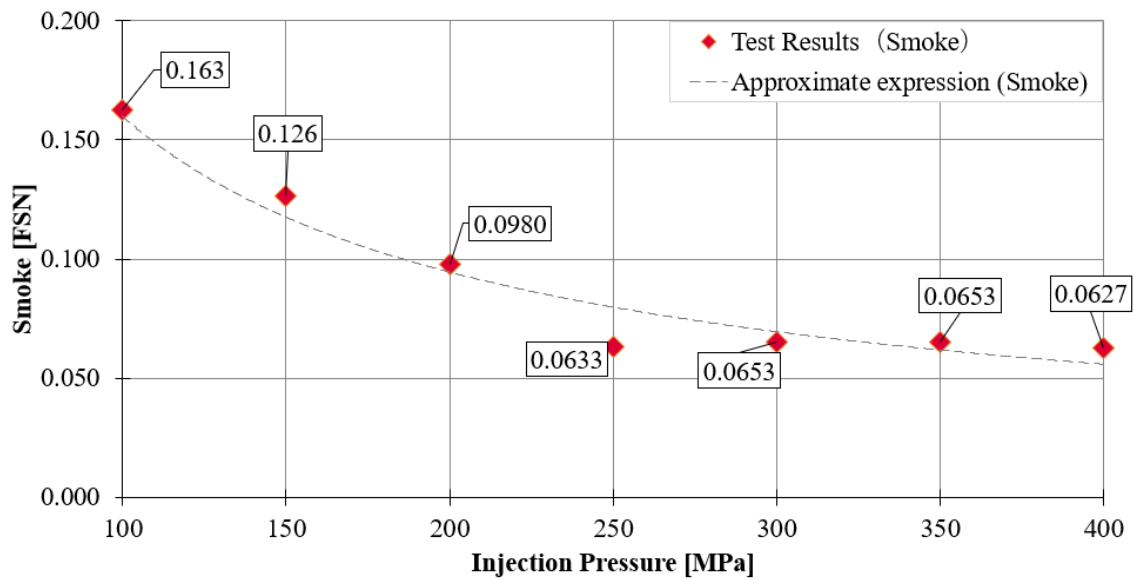


Fig.5.20 Engine-out Smoke against Fuel Injection Pressure

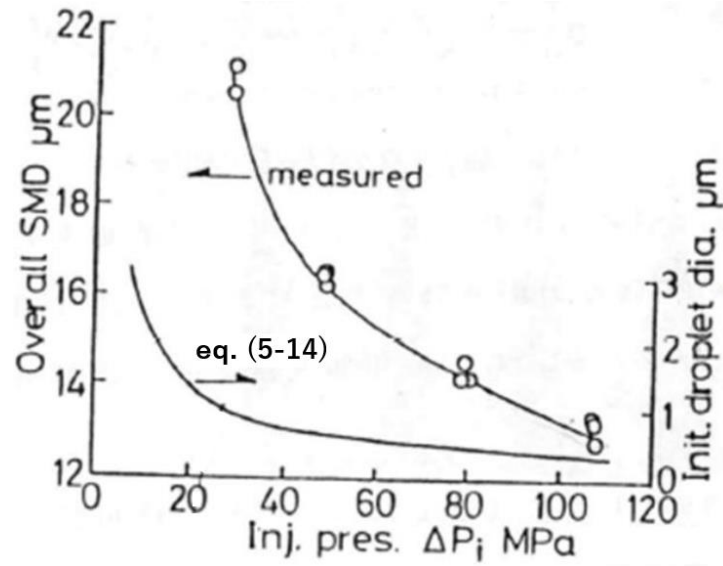


Fig.5.21 Sauter Mean Diameter of the Entire Spray and Primary Break up Particle Diameter According to Equation ⁽⁵⁻³⁾

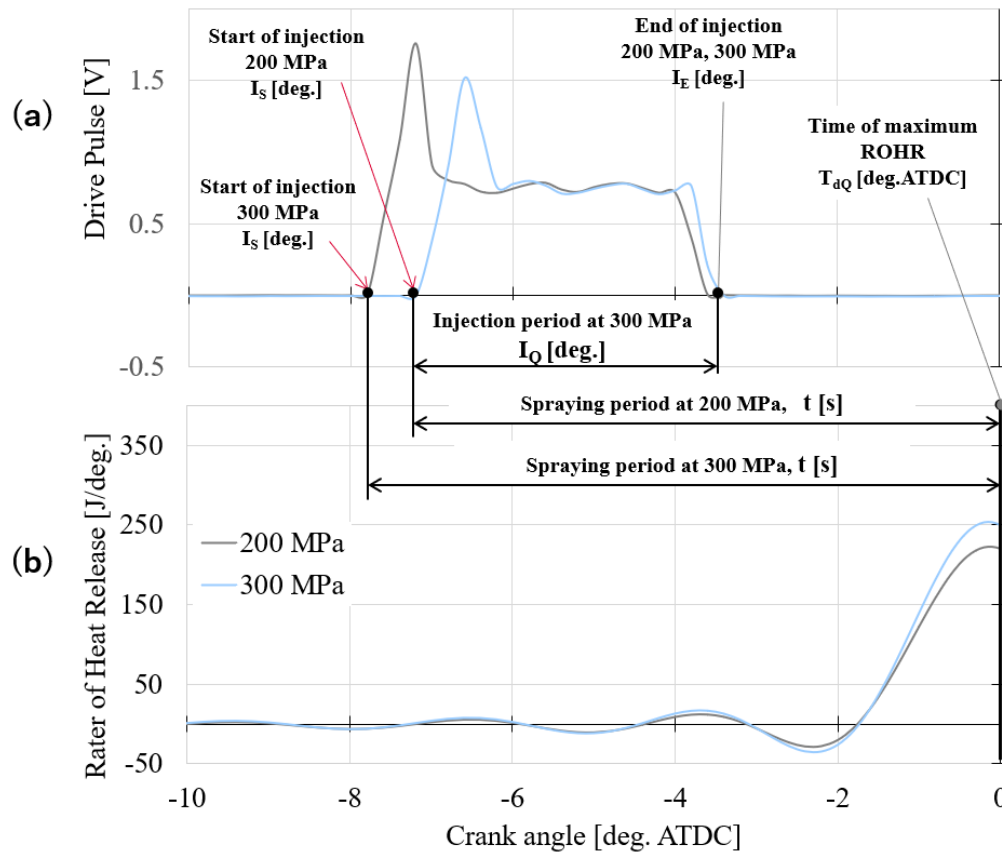


Fig.5.22 Injection Pulse, Injection Period, Spraying Period and ROHR

Table 5.8 Injection Period of Time against Fuel Injection Pressure

Fuel Injection Pressure [MPa]	100	150	200	250	300	350	400
Start of Injection I_s [deg.]	-9.0	-8.2	-7.6	-7.2	-7.0	-6.6	-6.4
End of Injection I_E [deg.]	-3.8	-3.8	-3.8	-3.8	-3.8	-3.6	-3.6
Injection Period of Time I_Q [deg.]	5.2	4.4	3.8	3.4	3.2	3.0	2.8

Table 5.9 Fuel Spray Penetration against Fuel Injection Pressure

Fuel Injection Pressure [MPa]	100	150	200	250	300	350	400
Start of Injection I_s [deg.]	-9.0	-8.2	-7.6	-7.2	-7.0	-6.6	-6.4
Spraying Time t [μ s]	1000	911	822	778	756	733	711
Fuel Spray Penetration S [m]	0.0937	0.105	0.110	0.117	0.125	0.131	0.136

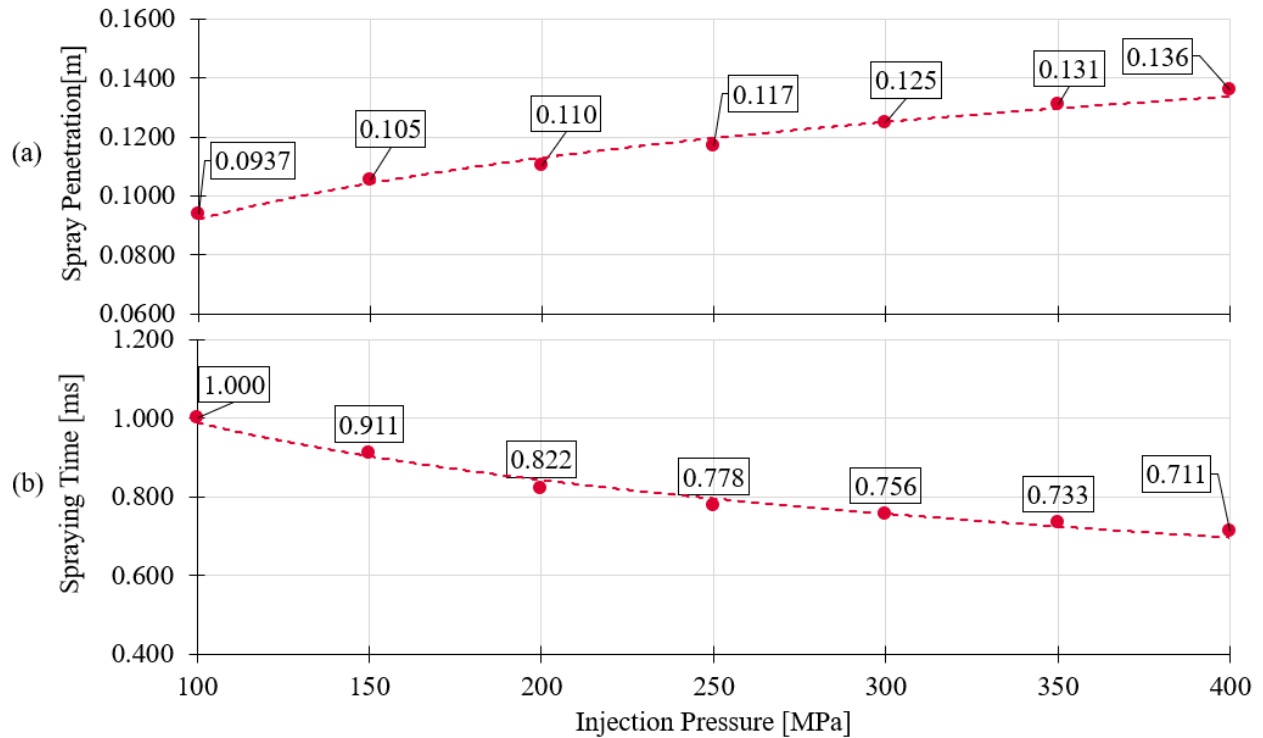


Fig.5.23 Fuel Spray Penetration against Fuel Injection Pressure

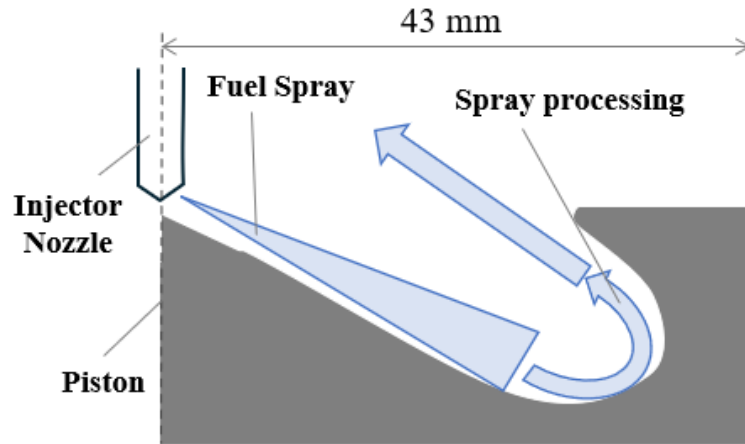


Fig.5.24 Schematic Image of Spraying Process in Combustion Chamber

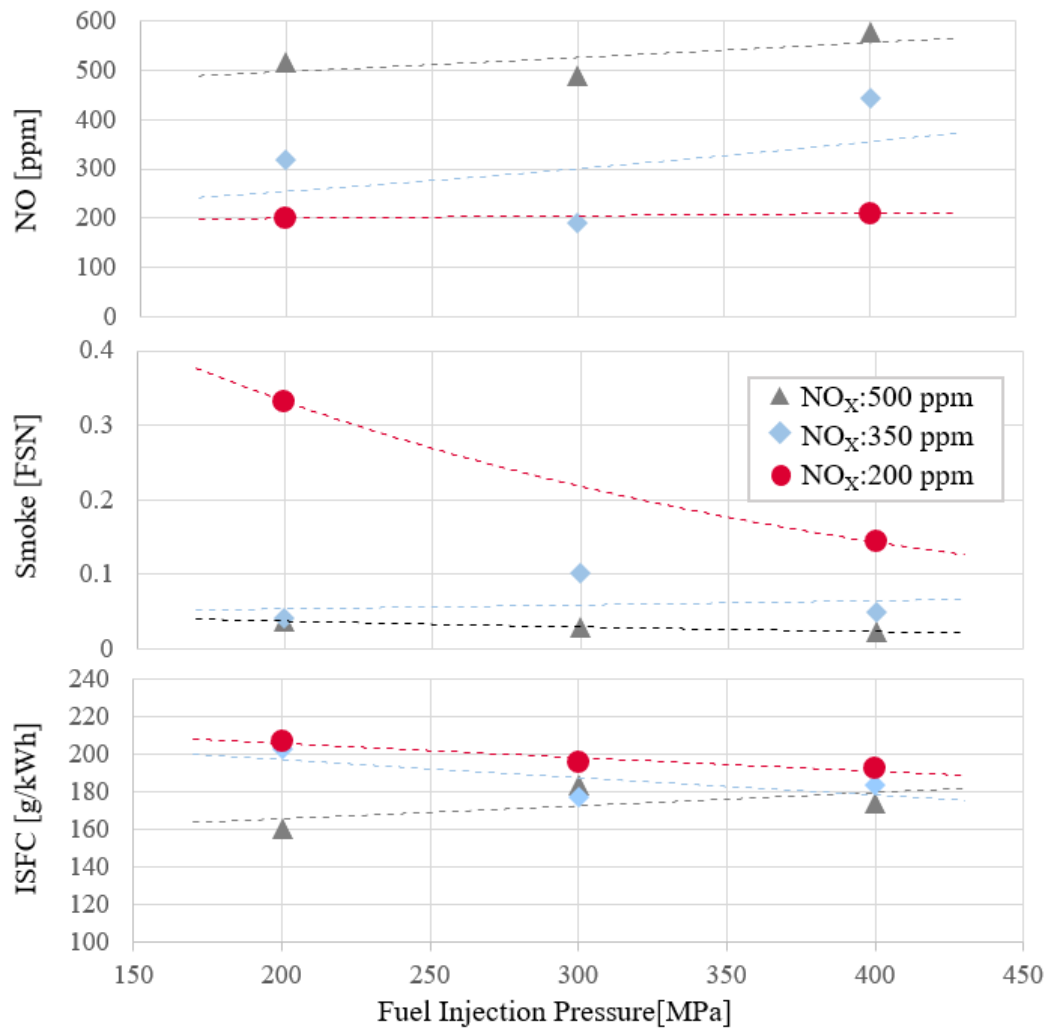


Fig.5.25 NO and Smoke Emission against Fuel Injection Pressure

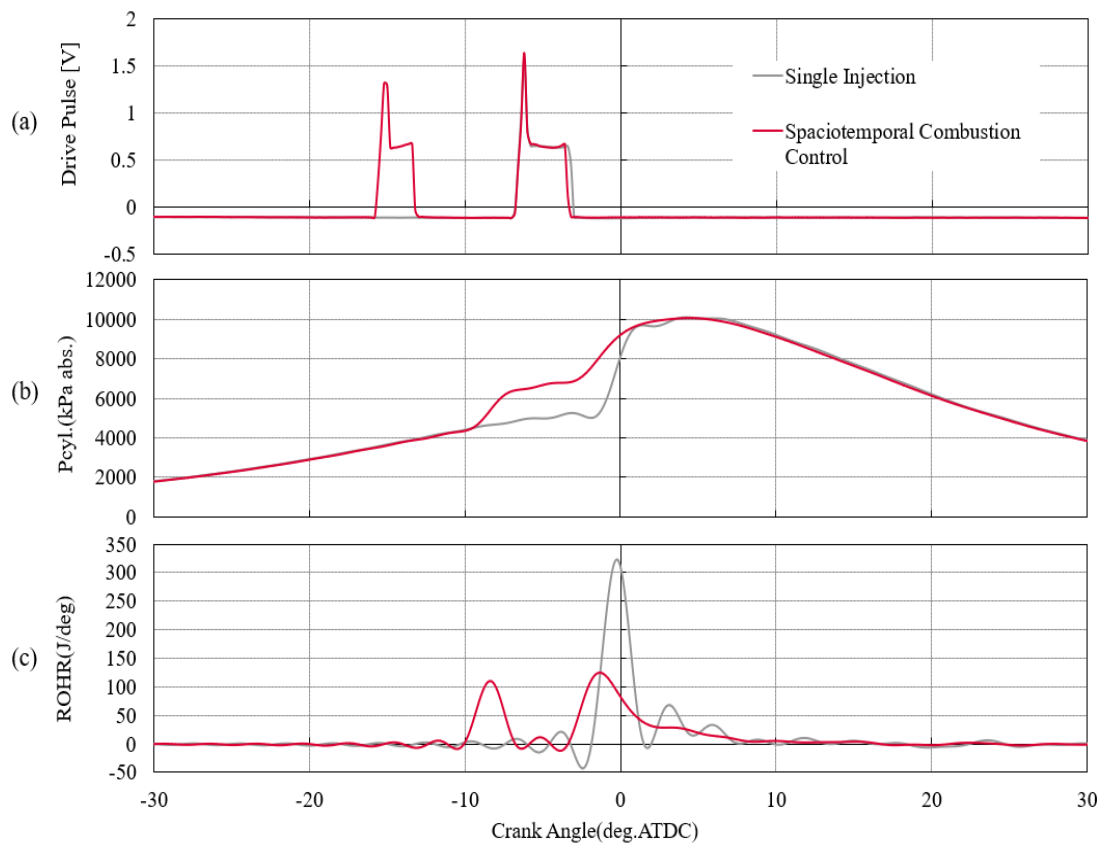
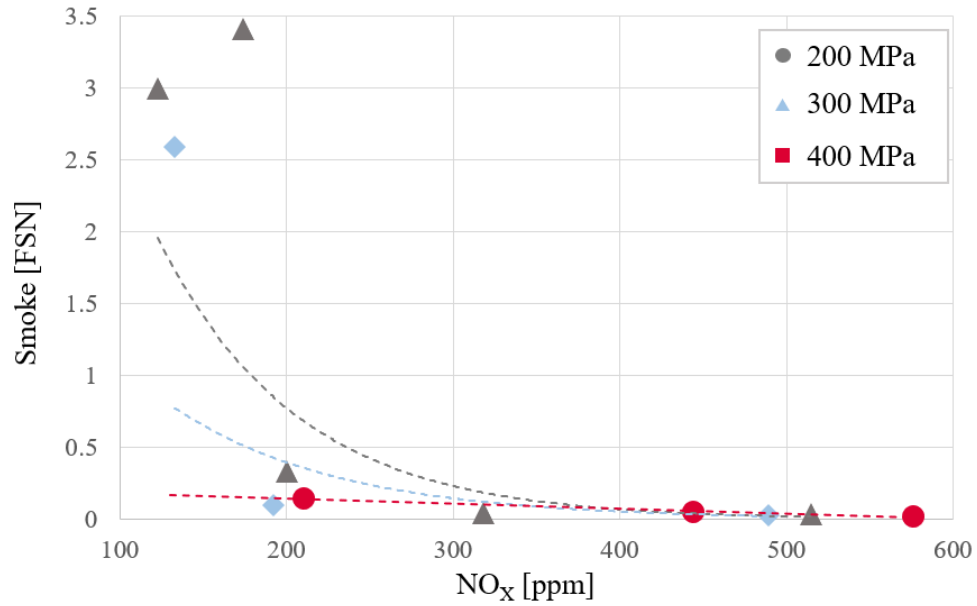


Fig.5.27 Combustion Result of Spaciotemporal Combustion Control

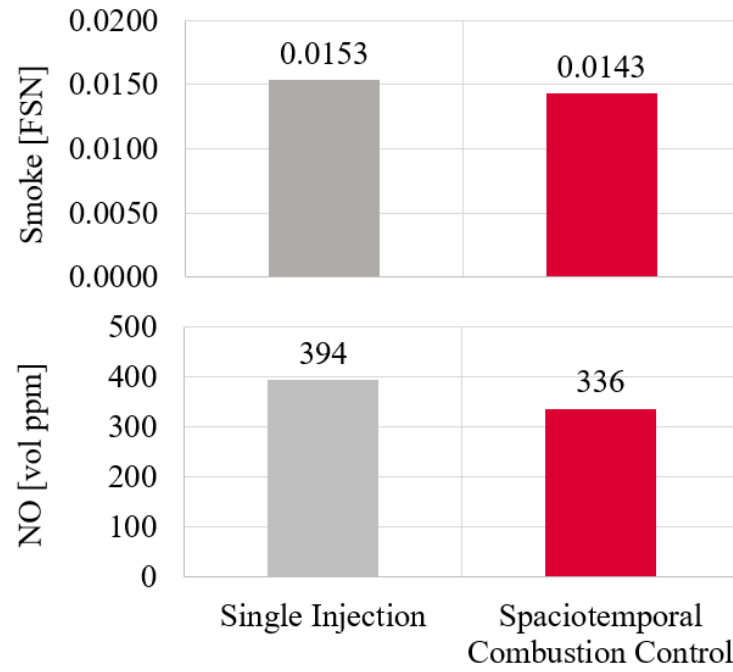


Fig.5.28 Smoke and NO Emission Comparison of Spaciotemporal Combustion Control

関連文献 第 5 章

- (5-1) 瀬戸遼太郎, 喜多昭裕, 後藤貴也, 黒仁田徳土, 西島義明, ディーゼルエンジンにおける燃料噴射高圧化による排気性能改善, 自動車技術会秋季大会 2024 講演予稿集, (2024)
- (5-2) エイヴィエルジャパン株式会社 AVL 415SE スモークメータ製品ガイド
- (5-3) 酒井一, ディーゼル機関における燃料噴射の高圧化とバイオ燃料の性能改善ポテンシャル比較に関する研究, 愛知工業大学大学院修士論文, pp95-98, (2023)
- (5-4) 小林治樹, ディーゼル噴霧の構造と混合特性, 第 7 回内燃合同シンポジウム, s53-7, pp9-15, (1978)
- (5-5) 久保翔一郎, 燃料の高圧化にともなう未燃成分への影響解析, 愛知工業大学卒業論文, pp6, (2019)
- (5-6) 多田清貴, 高圧ディーゼル噴霧における噴射速度計測に関する研究, 愛知工業大学大学院修士論文, pp62-64, (2024)

6 結論

第6章では、本研究で得られた主要な知見をまとめ本論文を総括する。

本研究は、ディーゼルエンジンの高効率化に向けて高圧燃料噴射の噴霧および燃焼特性の未解明な現象の解析に取り組んだものである。2050年のカーボンニュートラル目標達成に向けて自動車業界全体で車両の電動化が促進されている。同時に完全移行までの期間を支えるディーゼルエンジンの燃焼改善や排出ガス低減が社会ニーズとして強く望まれている。

本研究で着眼した 350 MPa を超える高圧燃料噴射は均質な混合気を形成可能と予測されるがその噴霧特性は未解明だった。また高圧燃料噴射はエンジン筒内への単位時間当たりの燃料供給量が増加し燃焼が急峻になり排出ガスや騒音悪化が懸念された。そこで 400 MPa までの高圧燃料噴射を用いて排出ガス性能改善可能な領域を拡大することを目的とし、エンジン燃焼において等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減することを目標に定めた。まず、400 MPa までの燃料噴射による噴霧挙動への影響を知るために噴霧の噴射速度の定量的な計測手法を提案し実験解析を実施した。次に、混合気の均質化に影響する指標として噴霧到達距離への影響を調べ噴霧観察から解析し現象に対する考察を加えた。さらに 400 MPa 高圧燃料噴射を適用できるエンジン燃焼の計測装置を新たに構築し、エンジン燃焼への影響を解析した。等 NO_x 条件における Smoke 低減効果の実験的な検証を行った。

以下に、本研究の実施事項において得られた知見をまとめる。

6.1 高圧燃料噴射による噴霧エネルギー増大の解析

400 MPa までの高圧燃料噴射で噴霧の持つ運動エネルギーが増大することを明らかにするために、噴霧エネルギー増大の定量的な計測手法を提案し実験解析を実施した。高圧燃料噴射時の噴霧の運動量増大によって噴霧速度が一様に増加し、400 MPa 噴射では 856 m/s に到達することを実証した。

- 400 MPa までの高圧燃料噴射に適用可能な高圧燃料噴射装置と観察装置を新たに構築し計測と解析を実施した。Fe-Co 製ソレノイド用磁性材の適用と高圧燃料噴射時の流体バランスを考慮したオリフィス径の解析によって、高圧燃料噴射に耐える構造でありながら連続噴射が安定的に実施可能な燃料噴射装置を新たに構築した。

- 噴霧の噴射速度増加によるエネルギー量の増加と運動量との関係に着眼し 400 MPa までの噴霧エネルギーの計測装置を構築した。次に、高圧燃料噴射時の噴霧の運動量を直接計測する方法を提案した。センサ受圧部に噴霧を衝突させることで液相部の運動量を直接計測する手法を考案し、噴霧のエネルギーを表す力波形モデルを提案した。本力波形モデルは、和栗が提唱した噴霧が持つ運動量の理論式との運動量が誤差<10%で一致することを確認した。
- 燃料噴射圧力の増加に伴って燃料に与えられた圧力エネルギーが運動エネルギーへ変換され、噴射速度が一様に増加することを実測値として示した。噴霧の噴射速度増加によるエネルギー量の増加と運動量との関係から噴射速度の式を導出し、構築した噴射速度計測装置によって噴霧の液相の噴射速度を計測した。燃料噴射圧力の増加に伴って噴霧圧力が運動エネルギーへ変換されることで運動量が増大し噴射速度が一様に増加し、400 MPa 噴射では 856 m/s に到達することを実験的に検証した。

以上より、高圧燃料噴射化による噴霧の運動量および噴射速度の増加は、空気から受けるせん断力が大きくなり分裂が促進されることで均質な混合気の形成に有効であることを示した。

6.2 増大した噴霧エネルギーによる噴霧到達距離への影響解析

高圧燃料噴射によって増大した噴霧の運動量が噴霧特性へ与える影響を明らかにするために、燃料噴射の高圧化に伴う噴霧到達距離への影響解析に取り組んだ。400 MPa までの高圧燃料噴射の領域まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を導出し、実験値と一致することを確認した。

- 実用エンジン仕様相当の燃料噴射弁を用いた 400 MPa までの燃料噴射において噴霧到達距離を常温場で初めて測定し、燃料噴射圧力の増加に伴い噴霧到達距離が一様に伸長することを実験的に検証した。
- 400 MPa まで適用可能な噴霧到達距離の実験式を導出した。従来研究にて提唱されていた噴霧到達距離の実験式から算出した計算値と実験値との乖離に対し、噴射期間中の後続噴霧から供給されるエネルギーによる噴霧追い越しの効果が発生する現象に着眼し 400 MPa まで適用可能な実験定数を新たに算出した。本実験式から算出された計算値と実測値との相関関係が認められたことで低圧噴射領域にも適用可能であることを実験的に検証した。

以上より、400 MPa 燃料噴射における噴霧到達距離の伸長は、空気から受けるせん断力が大きくなり分裂が促進されることで燃料の微粒化に有効であると考えられる。噴霧到達距離の伸長によって均質化した混合気をエンジン筒内へ供給できる可能性を明らかにした。

6.3 増大した噴霧エネルギーによるエンジン燃焼への影響解析

運動量が増大した噴霧がエンジン燃焼へ与える影響を明らかにするために、エンジン燃焼中の排出ガスを解析し等 NO_x 条件における Smoke 低減効果の実験的検証に取り組んだ。400 MPa までの高圧噴射噴霧を量産仕様相当の単気筒エンジンへ適用し、混合気の均質化によって燃焼中の NO_x-Smoke 排出量のトレードオフが改善することを実験的に検証した。

- 400 MPa までの高圧燃料噴射を用いたエンジン燃焼を評価できる計測装置を新たに構築した。400 MPa までの耐圧性能を得るための燃料噴射弁外径拡大に対し、既存のシリンダヘッドを追加工し、シリンダーヘッドおよびカムハウジング外周にある冷却水経路やエンジンオイル経路に干渉しないように形状を決定した。干渉する吸気フロント側のロッカーアームも同様に追加工を施し、安定して連続エンジン試験が実施できる装置を構築した。以上より、世界で初めて 400 MPa までの高圧噴射噴霧を量産仕様相当の単気筒エンジンへ適用し排出ガスの計測を可能とした。
- 400 MPa までの高圧噴射噴霧を用いて単気筒エンジンで排出ガスの実験的検証を実施し、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量が低減することを実験的に検証した。NO_x 排出量が 200 ppm の条件において、燃料噴射圧力 200 MPa に対し 400 MPa の条件では Smoke 排出量が 34.1% 低減することを実験的に実証した。また、高 EGR 率による筒内の酸素量が少ない条件下において Smoke 排出量の低減効果が大きいことを示した。高圧燃料噴射による噴霧の運動量の増大によって酸素の取り込みが促進されることで完全燃焼の割合が増加したものと推定される。

本論文のまとめ

本研究の結果は、学術的新規性では、実用化されている噴射圧力以上の高圧燃料噴射による噴霧の挙動が従来の低圧燃料噴射で知られている噴射及び混合気特性を適用し予測できることを明らかにする、という点でこれまで未知の新たな領域の開拓に貢献できると考える。

また、工学的有用性では、噴霧到達距離の実験式の提案によって高圧燃料噴射による均質化した混合気の形成や噴霧到達距離の数値モデル等にも適用できることから、噴霧到達距離の定式化によってこれまで未知の領域の状態が精度よく解析できることに貢献できると考えた。また、エンジン燃焼での Smoke 排出量低減は、高圧燃料噴射を適用する際のエンジン燃焼良し悪しの制御手法の可能性を提示した、という点において、ディーゼルエンジンの高効率化に向けた指標の一つとして貢献できると考える。

今後も厳しさを増していくと予想される地球環境の保全に向けて、エネルギー変換機関には変換効率の継続的な改善が期待されている。特に化石燃料から動力や電気を出力する内燃機関は、汎用性高く稼働台数が多いことから効率改善が地球温暖化の抑制に果たす役割は大きい。そのため、内燃機関の燃料を改善する燃料噴射装置の制御自由度・精度向上や、エンジン機構の抜本的な改良による筒内圧力を超高压に耐えられるようにするなど従前の課題を解決することが求められている。本研究が、今後の自動車業界に関わる研究・開発者らのエンジン開発にとって、カーボンニュートラルに向けたディーゼルエンジンの高効率化へ幅広く活用されることを期待する。

省略語索引

- Alpha (Gradient of In-cylinder Pressure Increment) 筒内圧力上昇率
- BEV (Battery Electric Vehicle) バッテリー式電気自動車
- CA50 (Combustion Average point) 燃焼重心
- CFD (Computational Fluid Dynamics) 流体解析シミュレーション
- CI (Compression Ignition) 圧縮点火機関
- CLCC (Closed-Loop Combustion Control) 熱発生率制御を実現するための燃焼制御法
- CO (Carbon monoxide) 一酸化炭素
- CRS (Combustion Rate Shaping) 精密な熱発生履歴制御
- DOE (United States Department of Energy) 米国エネルギー省
- EGR (Exhaust Gas Recirculation) 排出ガス再循環
- FIS (Fuel Injection System) コモンレール式燃料噴射システム
- HEV (Hybrid Electric Vehicle) ハイブリッド自動車
- HC (Hydrocarbon) 炭化水素
- HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) 均質圧縮自着火
- ICE (Internal combustion engine) 内燃機関
- IEA (International Energy Agency) 国際エネルギー機関
- MULDIC (Multiple Stage Diesel Combustion) 複段ディーゼル燃焼
- NO_x (Nitrogen oxide) 窒素酸化物
- PHEV (Plug-in Hybrid Electric Vehicle) プラグインハイブリッド
- PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) 予混合圧縮自着火
- PREDIC (Premixed Lean Diesel Combustion) 予混合リーンディーゼル燃焼
- PM (Particulate Matter) 粒子状物質

RDE 規制 (Real Driving Emission) 燃費への規制導入

RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) 反応制御圧縮自着火燃焼

RCEM (Rapid Compression and Expansion Machine) 急速圧縮膨張装置

SI (Spark Ignition) 火花点火機関

SOR (Start of Ramp) 熱発生開始点

TDC (Top Dead Center) 圧縮上死点

UNIBUS (Uniform Bulky Combustion System) 均一予混合燃焼

WHTC (World Harmonized Transient Cycle) 世界ハーモナイズ過渡評価サイクル

関連公表論文

研究論文（査読付き，主著者）

番号	題名(言語)	掲載誌，巻・号	掲載日	著者名(位置付け)
1	A Study of Dynamic Combustion Control for High Efficiency Diesel Engine (英文)	SAE Technical Paper 2020-01-0297, 2020, doi:10.4271/2020-01-0297.	2020/4/14	Tokuji Kuronita (主著者) , Takuya Sakai, Dirk Queck, Ron Puts, Sebastian Visser, Olaf Herrmann, Yoshiaki Nishijima
2	ディーゼル燃料の高圧化における噴霧特性に関する研究 (和文)	日本液体微粒化学会論文集，第 31 巻 104 号， pp13-18, 2022	2022/11/1	黒仁田 徳士 (主著者) , 松村 透弥, 田島知弥, 多田清貴, 西島義明
3	体積弾性係数に着目した燃料噴射弁内の燃料圧力挙動に関する研究 (和文)	産業応用工学会誌, 2024 年 12 巻 2 号, pp164-168, 2024	2024/9/15	黒仁田 徳士 (主著者) , 近藤 良樹, 酒井 一, 西島 義明

研究論文および学術雑誌（査読付き，主著者および共著者）

番号	題名(言語)	掲載誌，巻・号	掲載日	著者名(位置付け)
4	Sensitivity Study Towards Dynamic Combustion Control (英文)	Symposium for Combustion Control 2019, Germany, June5-6, pp49-57, 2019	2019/6/5	Takuya Sakai, Tokuji Kuronita(共著者), Dirk Queck, Ron Puts, Sebastian Visser, Olaf Herrmann
5	Challenges towards future low Emission CV Powertrain meeting strict global Emission Regulations (英文)	30th Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2021	2021/10/5	Dr. Yona Frekers, Stephan Maufroy, Jesper Schatorjé, Anirudh Balaji, Guus Coolen, Amin Aghababaei, Thomas Eymann, Jost Weber, Olaf Herrmann, Tokuji Kuronita(共著者)
6	Commercial Vehicle Powertrain Technologies for achieving future low-emission regulations (英文)	DENSO TECHNICAL REVIEW Vol.26, J21-0455, pp124-133, 2021	2022/2/28	Tokuji Kuronita(主著者), Dr. Yona Frekers, Anirudh Balaji, Jesper Schatorje, Stephan Maufroy, Jost Weber, Olaf Herrmann
7	高圧ディーゼル噴射燃料の噴霧特性解析 (和文)	自動車技術会 秋季大会 2024 講演予稿集	2024/10/25	喜多昭裕, 瀬戸遼太郎, 黒仁田徳士（共著者）, 西島義明
8	ディーゼルエンジンにおける燃料噴射高圧化による排気性能改善 (和文)	自動車技術会 秋季大会 2024 講演予稿集	2024/10/25	瀬戸遼太郎, 喜多昭裕, 後藤貴也, 黒仁田徳士（共著者）, 西島義明

謝辞

本研究は、愛知工業大学と株式会社デンソーとの協力で平成28年10月に開始された共同研究によって進めたものです。本共同研究の運営には愛知工業大学 工学部機械学科 西島義明教授（金沢大学大学院 自然科学研究科 客員教授）に御尽力いただきました。本共同研究は新たなカーボンニュートラルという大きなゴールの中での内燃機関の在り方について探索する貴重な機会となりました。このような機会と支援を与えていただいた株式会社デンソー パワートレインシステム統括部 菊谷享史 担当部長に心より感謝いたします。

本論文の作成にあたり、構成の御指導、御査読と御助言を賜りました愛知工業大学 工学部機械学科 西島義明教授（金沢大学大学院 自然科学研究科 客員教授）には心より御礼申し上げます。また、副査を対応いただきアドバイスをいただきました愛知工業大学 工学部機械学科 江上泰広教授ならびに日比野良一教授には心より御礼申し上げます。また、実際の研究遂行にあたっては、実験設備や解析に関し長年の経験を活かした様々な御助言をいただき、また推進に関しても設備使用や議論の場を提供いただき多大な御協力と御支援を賜りました株式会社 SOKEN の中瀬善博部長、山下勇人室長に心より感謝申し上げます。様々な実験装置の製作および追加工に御協力いただいた株式会社デンソー、杉江精機株式会社に深く御礼をお申し上げます。また、パーソルクロステクノロジー株式会社 小池克明氏、愛知工業大学 機械学科 講師 片岡正樹氏には対象エンジンのメンテナンスから新規計測装置等の治具製作など、業界での幅広い経験を活かし実験の質の向上にたくさんのアドバイスをいただきました。エンジン試験の実施や評価装置の作成に当たっては、西島研究室のメンバーにサポートいただき推進することができました。西島研究室のすべてのメンバーに対しここに感謝の意を表します。

すべての方のお名前を記すことはできませんが、研究の遂行から論文の作成に至るまで多くの方々に御支援をいただきました。心より感謝の意を示します。

最後に、本研究に取り組むことに対し理解し、快く送り出し、長い研究期間にわたって献身的に支えてくれた家族に心より感謝致します。

2024年12月20日

黒仁田 徳士



Supplement

S. 高圧燃料噴射への燃焼指標の適用領域拡大の解析

S.1 はじめに

第5章では、運動量が増大した噴霧がエンジン燃焼へ与える影響を明らかにした。世界で初めて 400 MPa までの高圧噴射噴霧を用いて単気筒エンジンで排出ガスを計測し、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量が低減することを実験的に検証した。特に高 EGR 率によって筒内の酸素量が少ない NO_x 排出量が 200 ppm の条件下において、燃料噴射圧力 200 MPa に対し 400 MPa の条件下では Smoke 排出量が 34.1%低減することを実験的に検証した。350 MPa を超える高圧燃料噴射が排出ガスの改善に寄与することを初めて実験的に示した。

さらに今後の展望として、Supplement で 400 MPa までの高圧燃料噴射に対する燃焼指標の適用領域拡大について述べる。本研究で取り扱う燃焼指標は、1.3.3 項で述べたエンジン筒内への燃料の供給量を時間分散することで燃焼中の筒内圧力上昇速度を抑制方向に制御する手法である。400 MPa までの高圧燃料噴射によるエンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量の制御によって燃焼の良し悪しを操作できる燃焼指標について総合的に考察し、排出ガス低減に貢献する再現性のある改善手法についての技術的知見を提供することを目指す。高圧燃料噴射によってエンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量が増加する背反に対し、補正手段として有効だと考えた。エンジン筒内への単位時間当たりの燃料供給量を時間分散することで、筒内圧力上昇率を抑制する方向に制御できることを実験的に検証した。また、燃焼指標に従ったエンジン筒内への燃料供給量の時間分散によって、NO_x-Smoke 排出量のトレードオフが改善することを実験的に検証した。これらの取り組みにより 400 MPa までの高圧噴射噴霧に対する燃焼指標の適用領域拡大の可能性を示した。

S.2 実験方法

本節では高圧燃料噴射に対する燃焼指標の適用領域拡大を調査するための実験方法について述べる。なお、S.2.1 項では等圧燃焼を狙った筒内圧力上昇速度を制御する燃焼制御法について述べる。S.2.2 項では筒内圧力上昇率の制御に用いた燃焼指標について述べる。S.2.3 項では燃焼モデルについて述べる。S.2.4 項では噴射率モデルについて述べる。S.2.5 項では燃焼評価手法について述べる。

S.2.1 燃焼制御法

本項では、燃焼制御法について述べる。1.3.3 項で述べたように C. Jorg ら⁽¹⁻⁵⁷⁾は等圧燃焼を狙った精密な熱発生履歴制御 (CRS) について検討している。熱発生履歴制御 (CRS) は、等圧燃焼を狙いエンジン燃焼中の筒内圧力を抑制する指標を用いて熱損失低減による排出ガス低減を狙った燃焼制御法である。図 1.9 にエンジン燃焼中の筒内圧力上昇速度の制御のコンセプトと検討結果を示した。等圧燃焼を用いてエンジン燃焼中の上死点近傍での筒内圧力の急峻な上昇を抑制することで、燃焼緩慢化に伴う燃焼温度抑制による排出ガス低減と燃焼時の熱損失低減による CO₂低減を両立できる。燃焼時の筒内圧力上昇速度を抑制するためにはエンジン筒内の単位時間当たりの燃焼量を算出し制御するための燃焼指標が必要であった。燃焼量の制御には 1 燃焼サイクル当たりの噴射を複数段に分割し、筒内への単位時間当たりの燃料供給量を精密に制御する必要があった。実現には、精密な燃料噴射技術⁽¹⁻⁵⁸⁾が用いられた。図 1.9 左のエンジン性能比較結果に示すように、CRS を用いた燃焼でのエンジン性能は等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減できる可能性を示している。Smoke 排出量低減については、図 1.9 右の熱発生率のグラフが示すように上死点近傍での熱発生率を抑制できていることから燃焼温度上昇抑制による NO_x 低減効果分が寄与していると推定する。また、燃料消費量についても低減することが示唆されている。図 1.9 右の燃焼質量割合において、燃焼重心は遅角しているにも関わらず燃費は改善していることから、上死点近傍の熱発生率の抑制により熱損失を低減できているものと推定する。この熱発生率は図 1.9 右の筒内圧力に示すように、複数段の微小多段噴射を用い燃焼時期及び量の直接的な制御によって上死点近傍での筒内圧力上昇速度を抑制し等圧燃焼に近い波形を実現している。

阪井^(S-1)らは熱発生履歴制御を想定した 180 MPa までの微小多段噴射の噴射安定性について松本らの開発したデンソー製燃料噴射弁(G4S ソレノイドインジェクタ)を用いて影響を調査した。狙いの燃焼指標に対しフィードバック含めて±1% を実現できる可能性を実験的に示した。

しかしながら、350 MPa を超える高圧燃料噴射に対して適用された事例はなかった。そこで、燃焼指標を用いて 400 MPa の高圧燃料噴射を複数段に分割し時間分散させることで、エンジン燃焼において筒内圧力上昇速度を抑制方向に制御できることの実験的な検証に取り組む。また、この手法を用いて等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を低減できることを実験的に検証することで、高圧燃料噴射による排出ガス性能改善可能な領域を拡大する可能性を示す。

S.2.2 筒内圧力上昇速度を制御する燃焼指標

筒内圧力上昇速度の制御に用いた燃焼指標について述べる。図 S.1 に熱発生率制御 (CRS) を実現するための燃焼指標を用いた燃焼制御法 (Closed-Loop Combustion Control, 以下 CLCC) の概念図を示す。横軸にクランク角度 [deg. ATDC] を示し、縦軸には上段から積算熱発生量 [-] と筒内圧力 [kPa abs.] をそれぞれ示す。燃焼指標は、エンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量を時間分散することで燃焼中の筒内圧力上昇速度を抑制方向に制御する手法を用いた。一般的に、高効率燃焼はエンジン上死点近傍での短期間燃焼によって実現される。上死点近傍に燃焼重心 (Combustion Average point, 以下 CA50) を進角することが燃費改善の一般的な方法である。灰色の破線の従来の燃焼方法での積算熱発生量の履歴に対し、黒色の実線で示す CLCC における燃焼重心を進角する必要がある。一方、排出ガスの低減、特に NO_x 排出量低減には急峻な燃焼を押さえ筒内温度上昇を抑制することが有効である。また NO_x 排出量低減寄与分は Smoke 排出量低減にも影響する。ゆえに、上死点近傍での主燃焼初期の筒内温度や筒内ガス状態は燃焼後期の燃焼状態に大きく影響することから熱発生開始点 (Start of Ramp, 以下 SOR) と、熱発生開始点から最大筒内圧力点までの筒内圧力上昇率 (Gradient of In-cylinder Pressure increment, 以下 Alpha) を燃焼指標として抽出した。この燃焼指標 SOR, Alpha に基づいて噴射パターン (噴射段数, 噴射時期, 噴射インターバル) を導出する手法^{(1-56)(S-2)}を用い検討を進めた。

図 S.2 に CLCC の制御プロセスを示す。CLCC の制御プロセスは設定したエンジン性能の目標値に対し実現すべき燃焼期間中の筒内圧力履歴を算出し、必要な熱発生量、必要な燃料量及びその噴射時期を算出する手法である。またこの制御プロセスは計測した燃焼中の筒内圧力値をフィードバックする。図中の STEP # 1 で示すように最初に目標の SOR, Alpha および負荷を設定する。次に STEP # 2 にて、目標 SOR, Alpha, 負荷の目標値に基づいて狙いの筒内圧力波形を算出する。次に、STEP # 3 では狙いの筒内圧力波形になるようエンジン燃焼時の熱発生量を算出し、燃焼モデルを用いて狙いの熱発生量に必要な燃料供給量を算出する^{(S-3), (S-4)}。STEP # 4 では、噴射率モデルを用い複数段の噴射パターンを算出する。この STEP # 1 から STEP # 4 までの計算によるエンジン燃焼は Kistler 製圧力センサを用いて筒内圧力を直接取得し、筒内圧力波形をフィードバックすることで精度良く噴射パターンを算出することができる。

S.2.3 燃焼モデル

適用した燃焼モデルについて述べる。式(S-1)に、熱発生履歴 dQ の算出式を示す。狙いの筒内圧力波形 P [kPa] と燃焼室容積 V [m^3], 比熱比 κ [-] を用いて算出する。

$$dQ = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p dV + \frac{1}{\kappa - 1} V dP \quad \cdots (S - 1)$$

式(S-2)に， Franz G. Chmela, Gerhard C. Orthaber の式⁽¹⁻⁵⁷⁾を簡易化し， 低位発熱量 h_u [kJ/kg]とモデルと実機の Alpha を補正する係数 k_a [-]を用いて燃料質量履歴 (Fuel Mass Concerision Trace, 以下 FMC)を算出する式を示す.

$$FMC(t - \tau_{ID}(t)) = \frac{1}{h_u} \cdot dQ \cdot k_a \quad \cdots (S - 2)$$

式(S-3)に， 着火遅れ時間 τ_{ID} [μs]を算出する式を示す. 着火遅れ時間 τ_{ID} [μs]は物理的着火遅れ $\tau_{ID,physical}$ と化学的着火遅れ $\tau_{ID,chemical}$ [μs]を考慮している.

$$\tau_{ID} = \tau_{ID,physical} + \tau_{ID,chemical} \quad \cdots (S - 3)$$

式(S-4)に， 物理的着火遅れ $\tau_{ID,physical}$ [μs]を算出する式を示す. 物理的着火遅れ $\tau_{ID,physical}$ [μs]はザウタ平均粒径 SMD [μm]および蒸発率 β [-]から算出する.

$$\tau_{ID,physical} = \frac{1}{\beta} \cdot SMD^2 \quad \cdots (S - 4)$$

式(S-5)に， 化学的着火遅れ $\tau_{ID,chemical}$ [μs]を算出する式を示す. 化学的着火遅れ $\tau_{ID,chemical}$ は低温と高温における反応速度 τ_{LT} , τ_{HT} に重み係数 w_{HT} , w_{LT} を乗じて算出する.

$$\tau_{ID,chemical} = w_{HT} \cdot \tau_{HT} + w_{LT} \cdot \tau_{LT} \quad \cdots (S - 5)$$

S.2.4 噴射率モデル

本項では、燃料噴射における噴射率モデルについて述べる。図 S.2 で示した燃焼モデルにおいて、式(S-2)で算出した狙いの燃料質量履歴 FMC に合致するように、各噴射の噴射段数、噴射時期、噴射量を算定する。燃料噴射装置の最小噴射間インターバル、噴射量精度、および燃料質量履歴 FMC と実噴射量履歴との乖離量を制約条件として設定する。クランク角毎の乖離量が最も小さくなるように、設定した燃料質量履歴 FMC の乖離量の制約範囲内で噴射パラメータ（各噴射の噴射段数、噴射時期、噴射量）を自動的に変更する^(S-5)、^(S-6)。これを用いて噴射パラメータの最適点を 1 Hz で自動的に算出する。

図 S.3 に噴射率モデルを示す。評価に使用する燃料噴射装置単体で指令噴射圧力、指令噴射量を変更し、各条件での噴射率特性を計測する。燃料質量履歴 FMC を算出するためには噴射期間中の実噴射量履歴を正確に導出する必要がある。そのため、計測した噴射率特性の特徴を簡易的に代表する 4 つの期間（噴射率の立ち上がり(T_{s1})、ランプ(T_{s2})、最大噴射率(T_p)、噴射終了(T_e)) に分けて算出する。次に、燃料質量履歴 FMC と図 S.2 の逆燃焼モデルに示す着火遅れから各噴射時期および噴射量を算出する。また、図 S.2 のフィードバックループにおいて上記の噴射時期および噴射量によるエンジン筒内圧力波形を取得し反映させることで、設定した燃焼指標(SOR, Alpha)を維持する方向へ各噴射パラメータを適正化する。

S.2.5 燃焼評価手法

図 S.4 に CLCC を燃焼適合プロセスに導入した際の燃焼評価法を示す。図 S.4 の 1)から 14)に示す項目は、燃焼適合に必要な吸気および燃料噴射の適合パラメータである。CRS の実現を狙い噴射段数を増加(3→5 段噴射)させると噴射インターバルと噴射量の適合パラメータ数が増加する。また、適合に従来のローカル DoE 手法^(S-1)を用いると、抽出された各代表点間に相関がないために膨大な計測点が必要になる。そこで本研究では、6.2.2 項で示したように CLCC の考え方に基づき、狙いの熱発生率となる燃料質量履歴から各噴射の噴射時期および噴射量を自動的に算出する。SOR および Alpha の燃焼指標についてフィードフォワード制御およびフィードバック制御を用いることで、適合パラメータ数を 14 個から 7 個に半減できることを示している^(S-7)。また、グローバル DoE を導入しエンジン回転数/負荷を含めた 1 モデルに集約することで、計測時の代表点選定が不要となり計測点数を削減できる。さらに、最適化プロセス時に各モデル間の整合性検証が不要となるため、最適化のための繰り返し作業を抑制できる。図 S.5 に CLCC 導入とグローバル DoE プロセスの併用による評価工数削減効果を示す。適合パラメータ数の削減と計測点の削減により、実機での評価工数を大幅に削減できている。

S.3 実験条件

本節では、S.2 節で述べた高圧燃料噴射に対する燃焼指標の適用領域拡大の実験条件について述べる。使用するディーゼルエンジンは 5.2.1 節で述べた単気筒エンジンを用いた。燃焼の動的評価における実験条件は、表 S.1 で示した条件を用いた。エンジン回転数は 1500 rpm、負荷は 20 Nm の条件下で運転し、その間の燃焼特性および排出ガス特性を継続的に測定した。噴射圧力は 400 MPa に設定した。燃焼時の混合気の均質化を模擬するために 1 燃焼サイクルでエンジン筒内へ供給する燃料量を時間分割し複数段の燃料噴射を用いた。本研究では事例として 2 段の燃料噴射に分割しエンジン筒内での混合気がより均一になる条件に設定した。噴射パターンは、単段噴射と 2 段噴射を用い、単段噴射は 5.4 節で用いた高圧燃料噴射の Smoke 排出量の低減効果を実証した条件であり、-6.6 deg. ATDC に設定した。2 段噴射は S.2 節で述べたエンジン筒内への単位時間当たりの燃料供給量を時間分割することで燃焼指標 Alpha を低減するためにパイロット噴射とメイン噴射に分割し、噴射時期はそれぞれ -15.6 deg. ATDC および -6.6 deg. ATDC に設定した。燃焼の違いを明らかにするためにメイン噴射時期は同条件に設定した。TDC 近傍での筒内圧力の急峻な上昇を抑制し熱発生率を緩慢にすることによって Smoke 排出量低減の可能性を実験的に確認する。排出ガスの計測は表 5.7 に示す各排出ガス分析器によって実施した。燃焼プロセスにおける排出ガス特性を正確に評価できるように装置の推奨使用範囲温度内である 0 °C ~ 40 °C の範囲内で使用した。それぞれの条件下における燃焼状態を評価した。各噴射圧力条件でのデータ収集は、エンジンが運転安定状態に達した後に開始し、30 s にわたって連続的に記録した。

S.4 評価結果

本節では、評価結果について述べる。図 S.6 に 400 MPa の高圧燃料噴射条件における単段噴射と 2 段噴射の燃焼解析結果を示す。横軸にクランク角度 [deg. ATDC]を示す。図 S.6 (a)の縦軸には駆動電圧[V]を、図 S.6 (b)の縦軸には筒内圧力 [kPa abs.]を、図 S.6 (c)の縦軸には熱発生率 [J/deg] を、図 S.6 (d) の縦軸には Alpha [kPa/deg. ATDC] を示す。図 S.6 (b)および図 S.6 (d)中の灰色の破線は単段噴射における Alpha を、赤色の破線は 2 段噴射における Alpha を示す。同様に灰色のプロット点は単段噴射における SOR を、赤色のプロット点は 2 段噴射における SOR の値を示す。図 S.6 (a)の駆動波形に着目すると、灰色の実線で示す単段噴射では -6.6 deg. ATDC に駆動電圧を設定した。赤色の実線で示す 2 段噴射では単段噴射と同様の -6.6 deg. ATDC の駆動電圧の設定に加え、-15.6 deg. ATDC に分割した燃料を先行して噴射した。これは、単段噴射

の噴霧期間よりも先行する燃料噴射の噴霧時間を長く確保することで、筒内での燃料と酸素の混合が促進されると考えた。加えて、メイン噴射量の分割による Smoke 排出量の低減効果に着目し、メイン噴射時期を合わせた。図 S.6 (b)の筒内圧力波形に示すように、単段噴射の Alpha は 1874 kPa/deg., 2 段噴射の Alpha は 480 kPa/deg.であった。2 段噴射において Alpha で示す燃焼開始点 SOR からの筒内圧力上昇率 [kPa/deg.] が単段燃焼の Alpha に対し低減していることが認められた。2 段噴射によって燃焼が分割されたためだと考えられる。

分割噴射によって Alpha が低減することを考察する。図 S.6 (d)に示すように各クランク角における Alpha の瞬時値は燃料噴射開始から燃焼が終了するまでの -15.6 deg. ATDC から 10.0 deg. ATDC までの全区間で単段噴射の Alpha より低いことを確認した。ゆえに、400 MPa の高圧燃料噴射においても SOR および Alpha を用いた燃焼指標が適用可能であることを実験的に確認した。

2 段噴射によって燃焼が分割された理由を考察する。図 S.6 (c)の熱発生率に示すように、2 段噴射によって -8.0 deg ATDC 近傍と -1.4 deg ATDC 近傍に 2 つの熱発生率のピークが発生しその間は熱発生率が 0 J/deg まで低下していることを確認した。また、熱発生率の最大値においても単段噴射の 309.9 J/deg から 2 段噴射では 107.8 J/deg まで低減することが認められた。ゆえに、2 段噴射によって燃焼が分割できることを実験的に確認した。

図 S.7 に単段噴射と 2 段噴射におけるエンジン性能と排出ガスの比較を示す。図 S.7(a)は軸トルク [Nm]を、図 S.7(b)は Smoke 排出量 [FSN]を、図 S.7(c)は NO 排出量 [ppm]を示す。軸トルクは同等であることを確認した。図 S.7(b)で示すように単段噴射に対し 2 段噴射では Smoke 排出量が 6.5%低減することが認められた。この結果は先行する噴射によって噴霧時間を確保したことによって燃料の微粒化が促進され、混合気の均質化と酸化が促進された効果であると考えられる。ゆえに、筒内圧力上昇率を制御する燃焼指標が 400 MPa の高圧燃料噴射条件にも適用可能であることを示した。加えて、単段噴射に対し 2 段噴射では NO_x 排出量が 14.7%低減することが認められた。これは図 S.6(c)の熱発生率で示したように、上死点近傍での熱発生率を抑制できていることから燃焼が分割されたことで特に燃焼温度上昇抑制効果分が NO_x 排出量低減に寄与していると推定する。さらに、図 5.26 で示した NO_x 排出量と Smoke 排出量のトレードオフの関係から、NO_x 排出量が同等の条件では更なる Smoke 排出量低減が可能であると考えられる。ゆえに、高圧燃焼噴射により混合気を均質化することでエンジン燃焼での NO_x 排出量と Smoke 排出量のトレードオフが改善することを実験的に示した。

以上より、400 MPa までの高圧燃料噴射に対する燃焼指標の適用領域拡大について調査し、400 MPa 噴射時の燃料供給を複数段に分割することで筒内圧力上昇率を抑制する方向へ燃焼を

制御できることを実験的に確認した。また、2段噴射を用いて Smoke 排出量を 6.5% 低減できることを実験的に確認した。この理論を適用し燃焼の良し悪しを制御できる指針を作ったことで、400 MPa 噴射までの運転条件への本燃焼指標の適用可能性を示した。

S.5 Supplement のまとめ

本 Supplement では、今後の展望として、ディーゼルエンジンの高効率化に向けてエンジン筒内への燃料供給量を制御する燃焼指標の適用領域拡大の可能性を示した。エンジン筒内の圧力上昇速度を制御する燃料指標を 400 MPa までの高圧燃料噴射において適用可能領域を拡大することを目指し、エンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量を操作し熱発生履歴を制御することで更なる Smoke 排出量低減の可能性を示した。さらに、エンジン燃焼に対する総合的な考察を加えディーゼルエンジンの排出ガス低減に貢献する技術的知見を提供した。

- 筒内の熱発生開始点(Start of Ramp)と筒内圧力上昇率(Alpha) を用いて熱発生履歴モデルから算出された指標に従い高圧燃料噴射で増大する燃料供給量を時間分散しエンジン燃焼へ適用した。その結果、400 MPa での高圧燃料噴射時の燃料供給を複数段に分割したことで、筒内圧力上昇速度を抑制する方向へ制御できることを実験的に示した。
- SOR, Alpha に従い分割噴射を適用したエンジン筒内へ供給する単位時間当たりの燃料供給量制御によって、等 NO_x 条件下で Smoke 排出量を 6.5% 低減できることを実験的に検証した。また NO_x-Smoke トレードオフが改善することを実験的に示した。

以上より、この理論を適用し燃焼の良し悪しを制御できる指針を作ったことで、本燃焼指標の 400 MPa 噴射までの運転条件への適用可能性を示した。

図表 Supplement

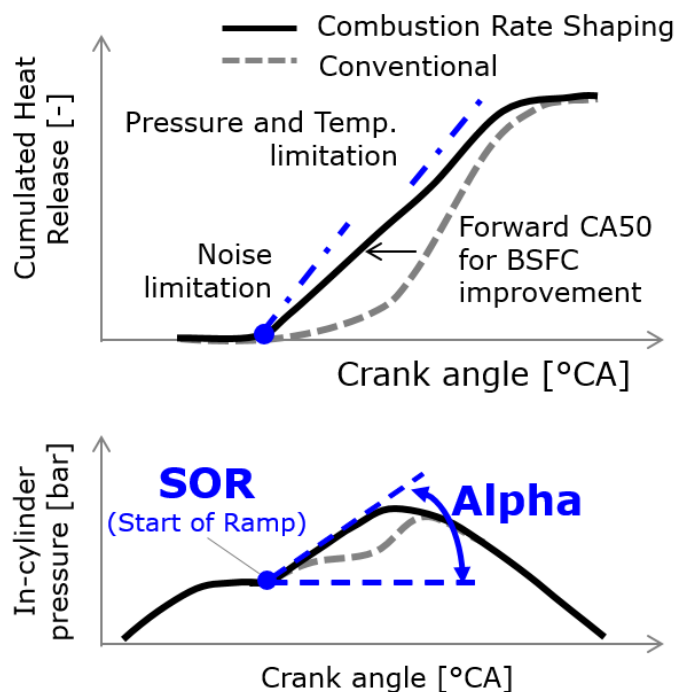


Fig.S.1 Target Combustion profile of Combustion Rate Shaping (CRS)

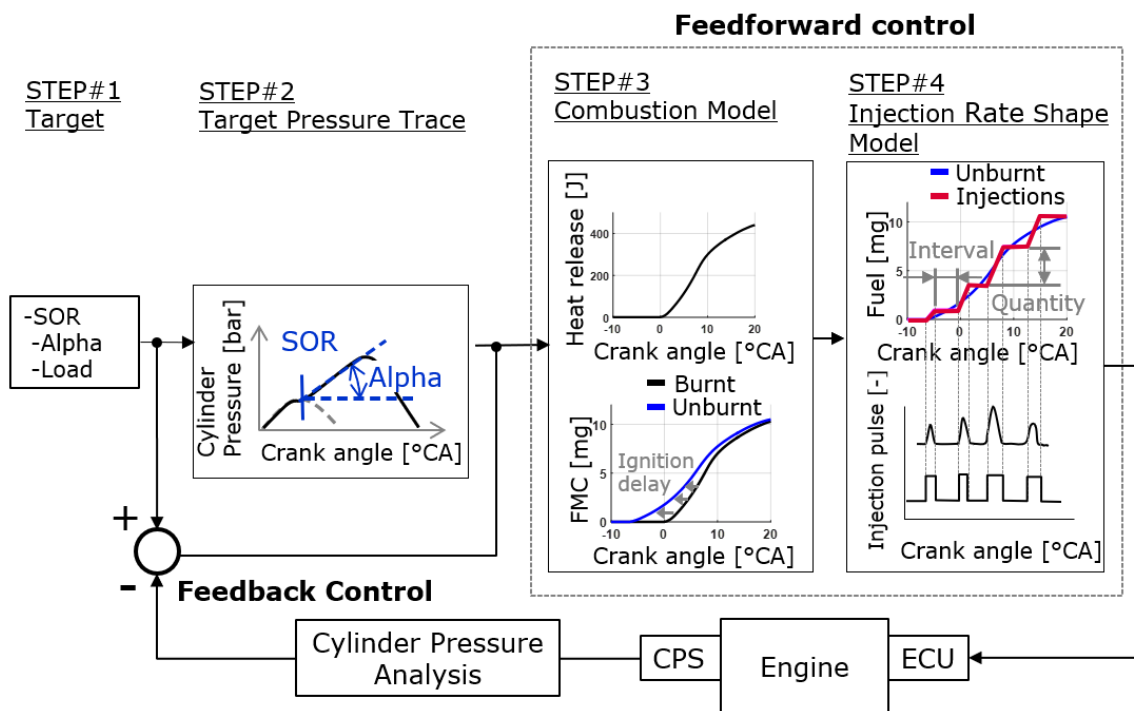
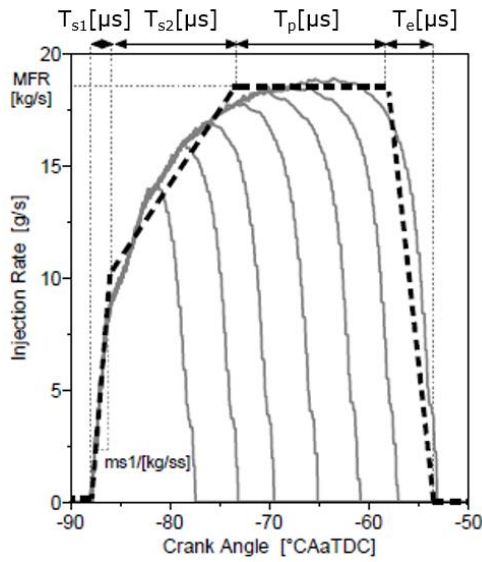


Fig. S.2 Control Process of Closed-loop Combustion Control

Needle Fully Opened



Needle Partly Opened

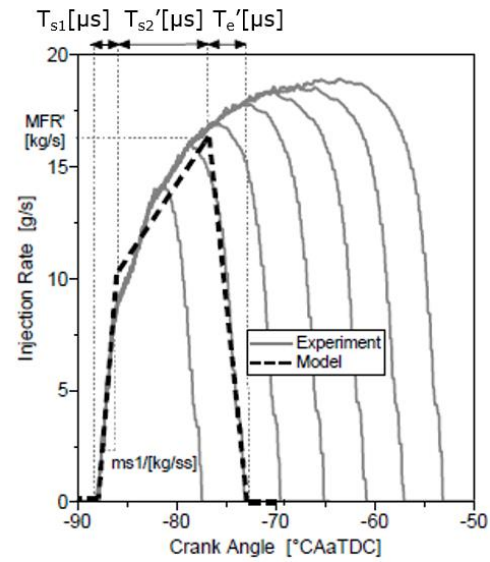


Fig. S.3 Fuel Injection Rate Model

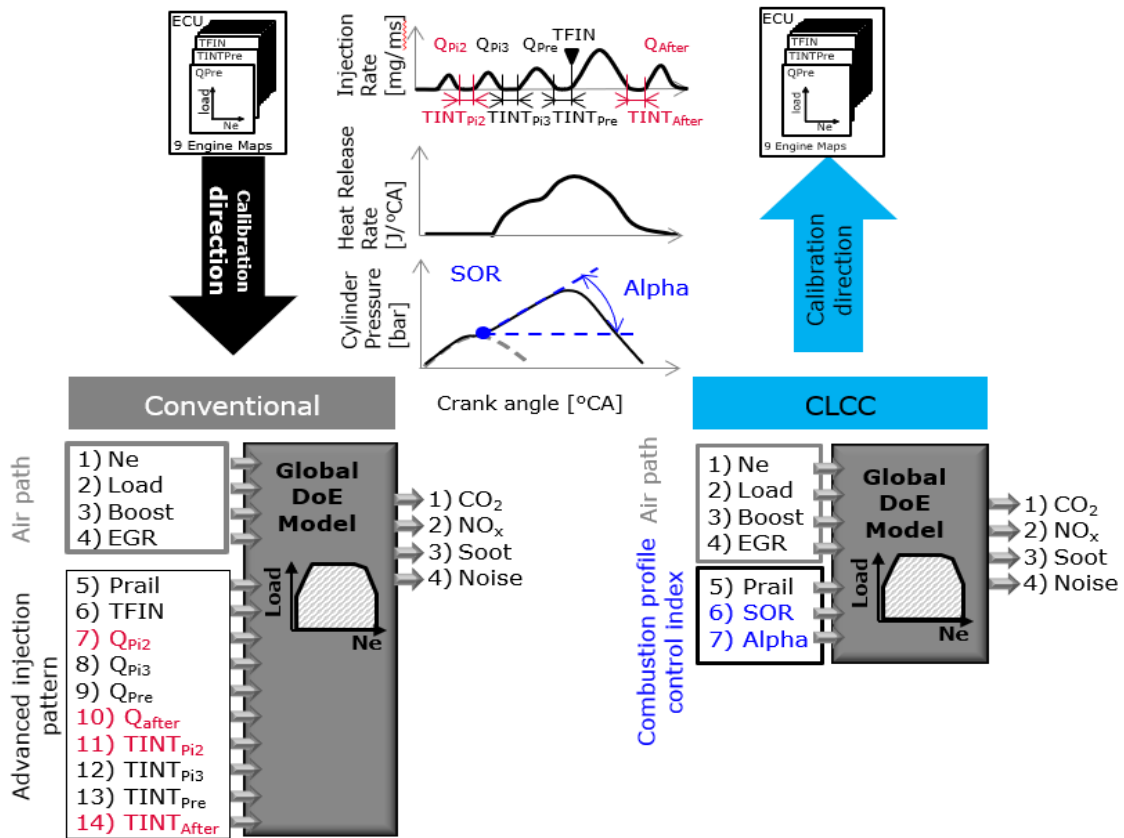


Fig. S.4 CLCC Adaptation to Combustion Calibration

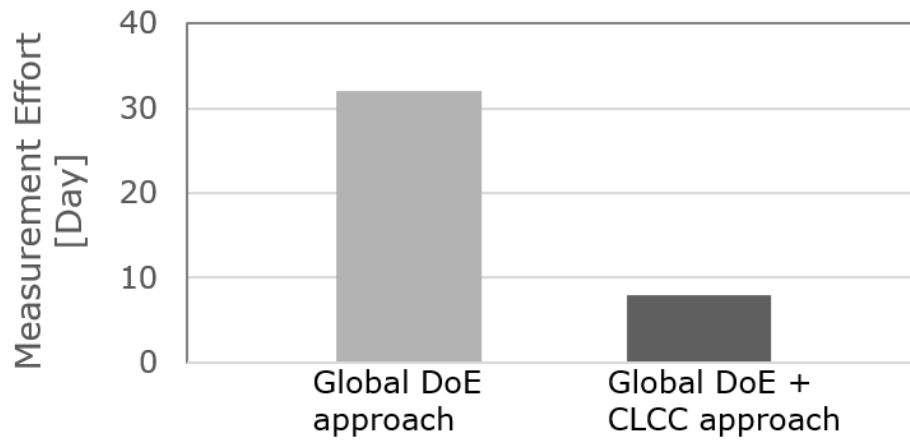


Fig. S.5 Simulation of Calibration Reduction

Table S.1 Experimental Condition of CLCC Combustion at High Pressure Fuel Injection

Parameter		Value	
Engine Speed [rpm]		1500	
Intake Gas Pressure [kPa]		120	
Torque [Nm]		20	
Fuel Injection Pressure [MPa]		400	
Fuel Injection Pattern		Single Injection	2 Injection
Injection Timing [deg ATDC]	Pilot Injection	N/A	-15.6
	Main Injection	-6.6	-6.6

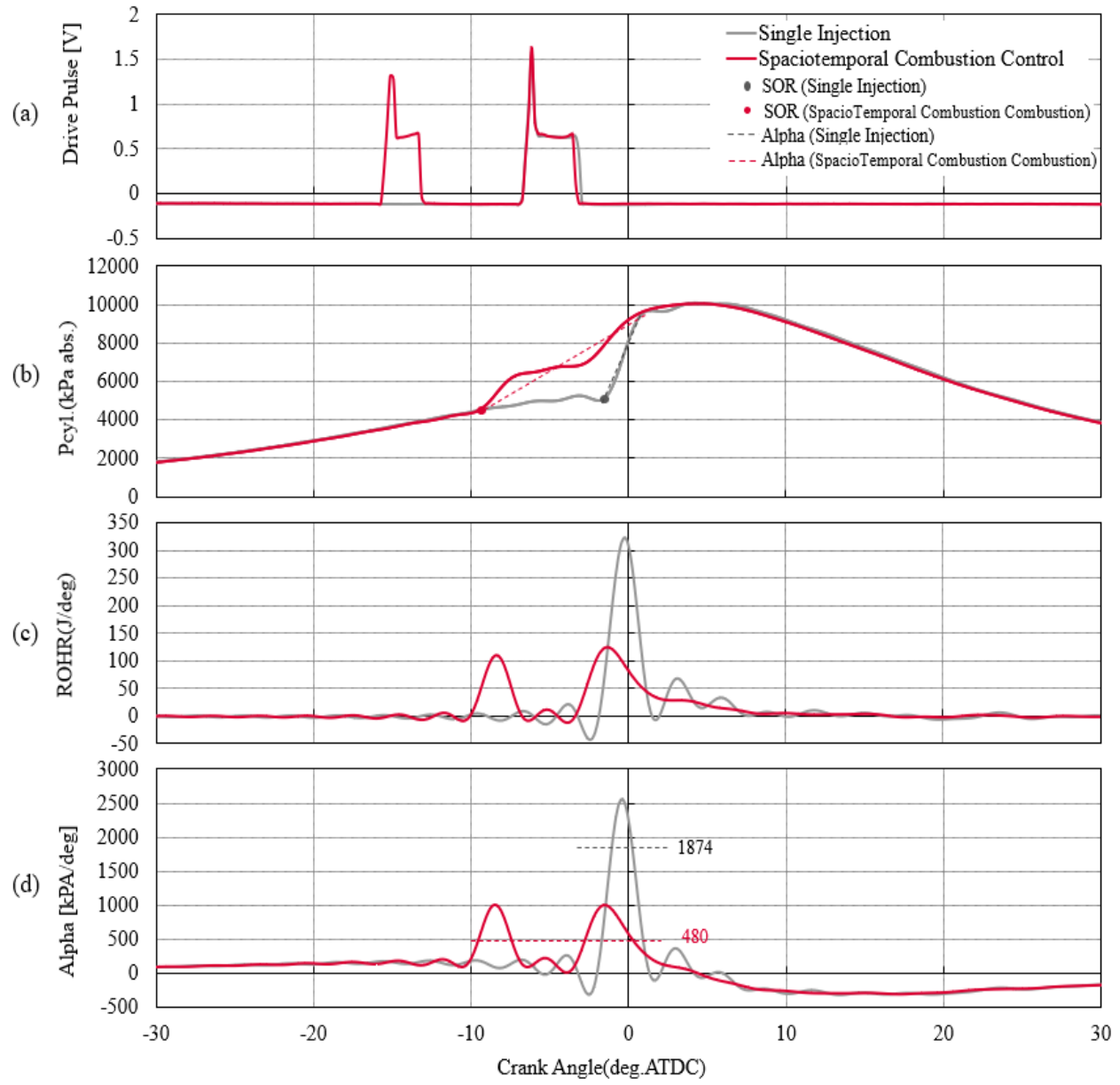


Fig.S.6 Combustion Result of Spaciotemporal Combustion Control

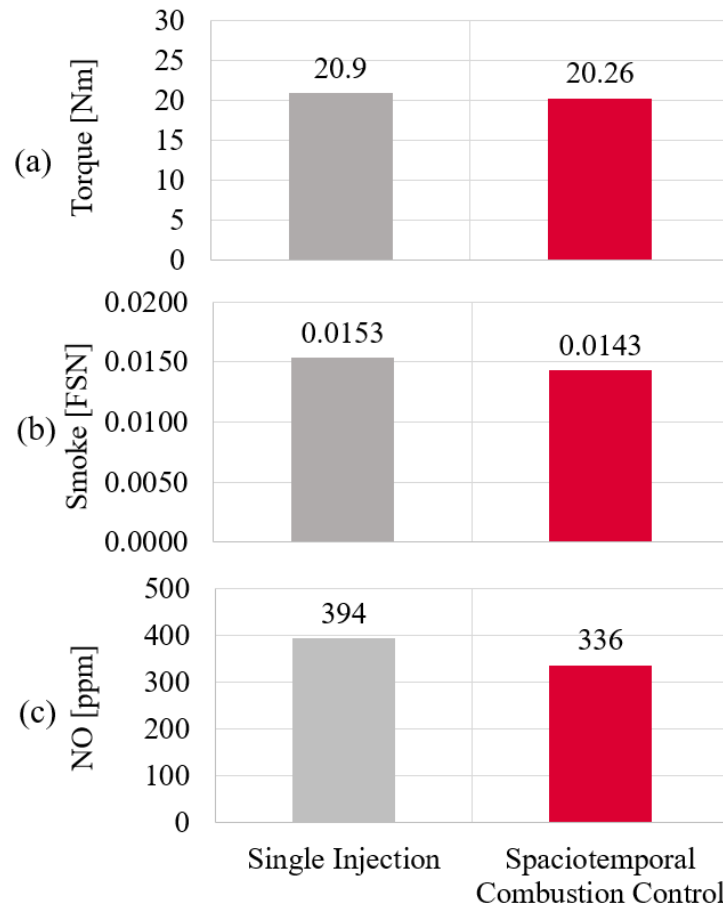


Fig.S.7 Engine Test Result of Spaciotemporal Combustion Control

関連文献 Supplement

- (S-1) Takuya Sakai, Tokuji Kuronita, Dirk Queck, Ron Puts, Sebastian Visser, Dr. Olaf Herrmann, Sensitivity Study Towards Dynamic Combustion Control, Symposium for Combustion Control 2019, Germany, June5-6, pp49-57, (2019)
- (S-2) M. Korkmaz, D. Golc, et al.: Development of a Fully Flexible Injection Strategy for Model-Based Combustion Control, Symposium for Combustion Control, pp79-89 (2018)
- (S-3) WARTHA, J.; WESTIN, F.; LEU, A.; MARCO, M., 2,0-L-BiturboDieselmotor Von Opel., MTZ - Motortechnische Zeitschrift Bd. 73/7. 2012, pp574–579, Wiesbaden, (2012)
- (S-4) JESCHKE, J. Konzeption und Erprobung eines Zylinderdruckbasierten Motormanagements für Pkw-Dieselmotoren Dissertation Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, (2002)
- (S-5) Jörg, C.; Schnorbus, T.; Jarvis, S.; Neaves, B.; Neumann, D., Feedforward Control Approach for Digital Combustion Rate Shaping Realizing Predefined Combustion Processes, SAE Technical Paper, 2015-01-0876, (2015)
- (S-6) JÖRG, C.; SCHNORBUS, T.; NEUMANN, D.; NEAVES, B.; GHETA, S., Aspects of Transient Diesel Combustion Rate Shaping., FISITA 2016 World Automotive Congress, Busan, (2016)
- (S-7) Tokuji Kuronita, Takuya Sakai, Dirk Queck, Ron Puts, Sebastian Visser, Olaf Herrmann, Yoshiaki Nishijima, SAE Technical Paper, 2020-01-0297, (2020)