

学位論文 博士（工学）

均質希薄火花点火機関の希薄限界の考察
と窒素酸化物生成抑制の検討

Study on Lean Limit and Nitrogen Oxides Emission Reduction of
Homogeneous Lean charge Spark Ignition Engine

2019 年度

名古屋工業大学大学院工学研究科

英 寿

目次

第1章 序論	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 ガソリンエンジンの熱効率.....	1
1.3 希薄燃焼の課題.....	3
1.4 ガソリン希薄燃焼の先行研究.....	5
1.4.1 副室式成層希薄燃焼.....	5
1.4.2 層状吸気成層希薄燃焼.....	6
1.4.3 ウォールガイド式成層希薄燃焼.....	6
1.4.4 希薄予混合圧縮自着火燃焼.....	7
1.4.5 二元燃料圧縮着火燃焼.....	8
1.4.6 SPCCI (Spark Controlled Compression Ignition) 燃焼.....	9
1.5 均質希薄火花点火燃焼.....	10
1.6 本論文の構成.....	12
第2章 希釈率に対する乱流強度および火花点火エネルギーの影響	13
2.1 はじめに.....	13
2.2 実験装置.....	14
2.2.1 吸気ポート形状.....	14
2.2.2 火花点火システム.....	16
2.3 実験結果.....	16
2.3.1 吸気ポート形状の燃焼速度影響.....	16
2.3.2 火花点火エネルギーの影響.....	18
2.3.3 吸気ポート形状の希薄限界及び燃焼性能への影響.....	20
2.3.4 吸気ポート形状と空気過剰率が燃焼形態に及ぼす影響.....	22
2.3.5 EGR 燃焼との熱効率比較と熱勘定の解析.....	27
2.4 まとめ.....	32
第3章 HLSI 燃焼における窒素酸化物生成特性	33
3.1 はじめに.....	33
3.2 実験装置・計測装置.....	34
3.3 窒素酸化物生成特性.....	36
3.3.1 空気過剰率の影響.....	36

3.3.2	筒内ガス温度の影響	39
3.3.3	燃焼速度の影響	43
3.3.4	火花点火の放電プラズマ影響	47
3.4	まとめ	51
第4章	層流燃焼速度予測式の構築	53
4.1	はじめに	53
4.2	燃焼反応計算による層流燃焼速度算出	54
4.3	層流燃焼速度計算結果	55
4.3.1	未燃ガス温度の層流燃焼速度影響	55
4.3.2	圧力の層流燃焼速度影響	58
4.4	層流燃焼速度予測式と反応計算との相関性	61
4.5	均質希薄火花点火燃焼を用いた層流燃焼速度予測式の精度検証	63
4.5.1	実験装置および実験条件	63
4.5.2	外部 EGR 希釈の燃焼重心角度影響と層流燃焼速度	67
4.5.3	同一燃焼重心角度となる当量比・外部 EGR 率と層流燃焼速度	70
4.6	まとめ	74
第5章	混合気均質性の層流燃焼速度および燃焼変動への影響	75
5.1	はじめに	75
5.2	実験方法	75
5.3	スパークプラグ近傍空気過剰率計測システム	78
5.4	層流燃焼速度の算出	80
5.5	実験結果と考察	82
5.5.1	空気過剰率が層流燃焼速度変動および燃焼変動に与える影響	82
5.5.2	混合気均質性が層流燃焼速度変動および燃焼変動に与える影響	85
5.6	まとめ	91
第6章	空気過剰率および火花点火タイミング制御手法の検討	93
6.1	はじめに	93
6.2	実験方法	97
6.3	実験結果	97
6.4	空気過剰率フィードバック制御精度の検討	100
6.4.1	空気過剰率制御ばらつきの NO _x 濃度影響の考察	100
6.4.2	空気過剰率制御への NO _x センサー適用の検討	103
6.5	火花点火タイミングによる燃焼位相制御手法の検討	105

6.5.1	燃焼位相と NO _x 濃度, 燃焼変動率, 熱効率の特性.....	105
6.6	燃焼サイクル変動特性を考慮したフィードバック制御の検討.....	108
6.7	まとめ	112
第 7 章	結論.....	113
	参考文献.....	117
	投稿論文.....	123
	関連特許.....	123
	謝辞	124

第1章 序論

1.1 研究背景

内燃機関は航空機や自動車、バイクなどのモビリティだけでなく、発電機や芝刈り機、除雪機、耕うん機など様々な場面で我々の生活を支えている [1]。近年では地球の温暖化が自然災害などを引き起こし我々の生活に悪影響を与えている可能性が高いことが指摘されており、代表的な温室効果ガスである二酸化炭素の排出を抑制する活動 [2] が盛んになっている。2018年12月にポーランドで開催された国連気候変動枠組条約第24回締約国会議 COP24 [3] には約200カ国が締結国として集まり、地球温暖化を産業革命以前との比較で2°Cをはるかに下回る水準に抑えることを目指すガイドラインを採択するなど世界的な動きとなっている。内燃機関の熱効率向上は二酸化炭素排出の抑制に貢献するだけでなく、燃料消費による費用負担の軽減など生活に直結することから、これまで数多くの研究が推進され、新たな内燃機関が開発され続けている。

1.2 ガソリンエンジンの熱効率

オットーサイクル [4] の理論熱効率式(式 1-1)は圧縮比 ε と比熱比 κ の増加によって理論熱効率が増加することを示している(図 1-1)。ガソリンエンジンでは空冷エンジンの水冷化 [5] や吸気ポート噴射の筒内直噴化 [6]、排気ガスを吸気に再循環させる EGR (Exhaust Gas Recirculation) 燃焼 [7, 8] など様々な技術が開発され量産エンジンの圧縮比および熱効率は年々向上している。

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

図 1-2 に圧縮比 13.5、量論混合比燃焼の排気量 2L 4 気筒ガソリンエンジンの燃料消費率を一例 [9] として示す。Cooled EGR システムを搭載するこのエンジンの最も低い正味燃料消費率 (Brake Specific Fuel Consumption: BSFC) 208.1 g/kWh はガソリンの低位発熱量を 43.17 MJ/kg [10] とすると約 40% の熱効率となる。量論混合比の比熱比を 1.31 とすると理論熱効率は約 55% となり、実際のエンジンの熱効率は理想的なオットーサイクルよりも劣る。主な損失要因としてはクランクやピストンなどの可動部品の摺動による摩擦損失、燃焼ガスから燃焼室壁面に放出する熱損失、空気や燃焼ガスの吸排気することによるポンピング損失、熱発生率が圧縮上死点から遅角することによる時間損失 (排気損失) などが存在する。

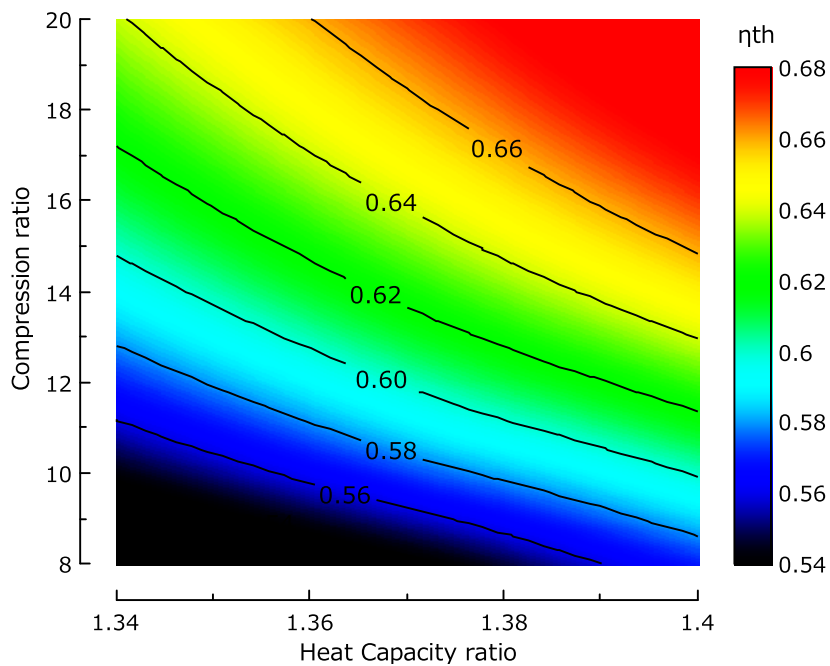


Fig. 1-1 Effect of heat capacity ratio and compression ratio on theoretical thermal efficiency

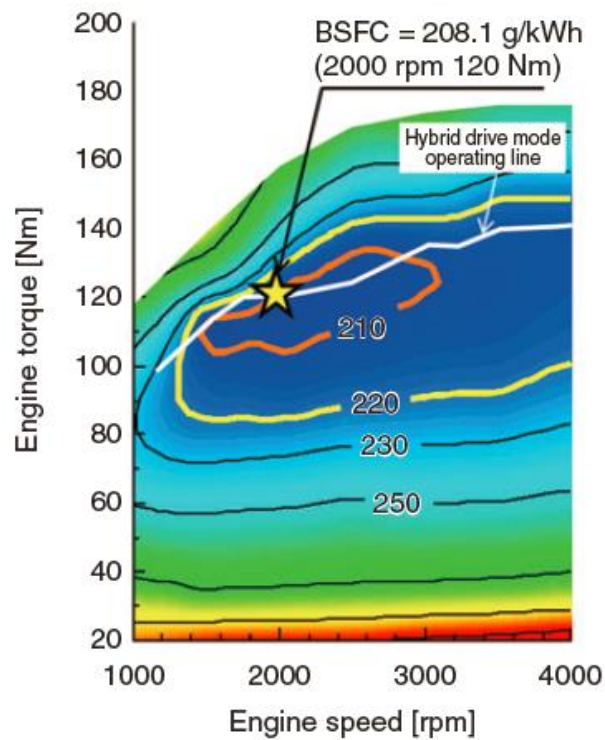


Fig. 1-2 Thermal efficiency of cooled EGR gasoline engine [9]

理論熱効率から低下する要因となる損失をできるだけ小さくするために、様々なガソリンエンジンおよびパワートレインシステムが開発されている。近年の自動車用ダウンサイジング過給エンジン [11, 12] はエンジン排気量を従来よりも小さくすることで要求出力に対する正味平均有効圧力 (Brake Mean Effective Pressure: BMEP) を高い域に移動させることができるため、ポンピング損失等を低減し熱効率の向上を図っている。また、電池とモーターを併せ持つハイブリッド車 [13] では熱効率の低い低出力を車両が要求するときには効率の良いモーターによる駆動や、タイヤを低出力で駆動しながら電池にも充電させることでエンジンを出来るだけ熱効率の高い出力領域で運転させることで自動車の燃費を改善するなど様々な技術が開発されている。

1.3 希薄燃焼の課題

ガソリンエンジンの理論熱効率を向上させる比熱比の増加に有効な空気希釈による希薄燃焼が近年では量産エンジンから姿を消している。希薄燃焼の空気希釈は比熱比を上昇させ理論熱効率を増加させる効果だけでなく、より多くの空気を吸気することで低負荷のポンピング損失の低減や燃焼温度の低下による熱損失の低減などに効果があるため過去には多くの希薄燃焼エンジンが量産化されていた。

図 1-3 に日本のガソリン車の排気ガス規制と一例として Honda の量産希薄燃焼エンジンを示す。副室式の成層希薄燃焼を採用した CVCC エンジン [14] [15]、層状吸気式の希薄燃焼を採用した VTEC-E エンジン [16]、ウォールガイド式の成層希薄燃焼を採用した i-VTEC I エンジン [17] などの希薄燃焼エンジンが量産された。これらの方式はいずれも筒内の燃料を成層化し、スパークプラグ近傍の比較的濃い混合気によって燃焼安定性を担保する。一方で燃焼を安定させるための濃い混合気の燃焼ガスは薄い混合気と比較して多くの窒素酸化物を生成する。

図 1-4 に一般的な三元触媒の浄化率特性を示す。三元触媒は量論空燃比 (A/F 14.6) 近傍でのみ高い浄化率を発揮する。一方で希薄燃焼の排気ガスは空気希釈によって酸素過剰な状態であるため、窒素酸化物を窒素に還元できない。よって、希薄燃焼エンジンでは窒素酸化物の排出を規制値よりも低くする、もしくは NO_x 吸着触媒 [18] による浄化や、尿素 SCR システム [19] を使った浄化など後処理システムを採用する必要がある。NO_x 吸着触媒を用いる場合はある程度 NO_x が蓄積したところでエンジン燃焼を量論混合比よりもリッチ化し触媒に吸着させた NO_x を還元する必要がある。NO_x 吸着触媒と共に量産化された希薄燃焼ガソリンエンジンもあるが、このリッチ燃焼による燃費の悪化もあり今では量産化されていない。尿素 SCR システムは尿素から生成するアンモニアによって窒素酸化物を還元するため、NO_x 還元による燃費悪化はなくディーゼルエンジンでは量産化されている。一方で定期的な尿素的補充や尿素的噴射システム、SCR 触媒、アンモニアの検知システムなどのコスト上昇が課題となる。

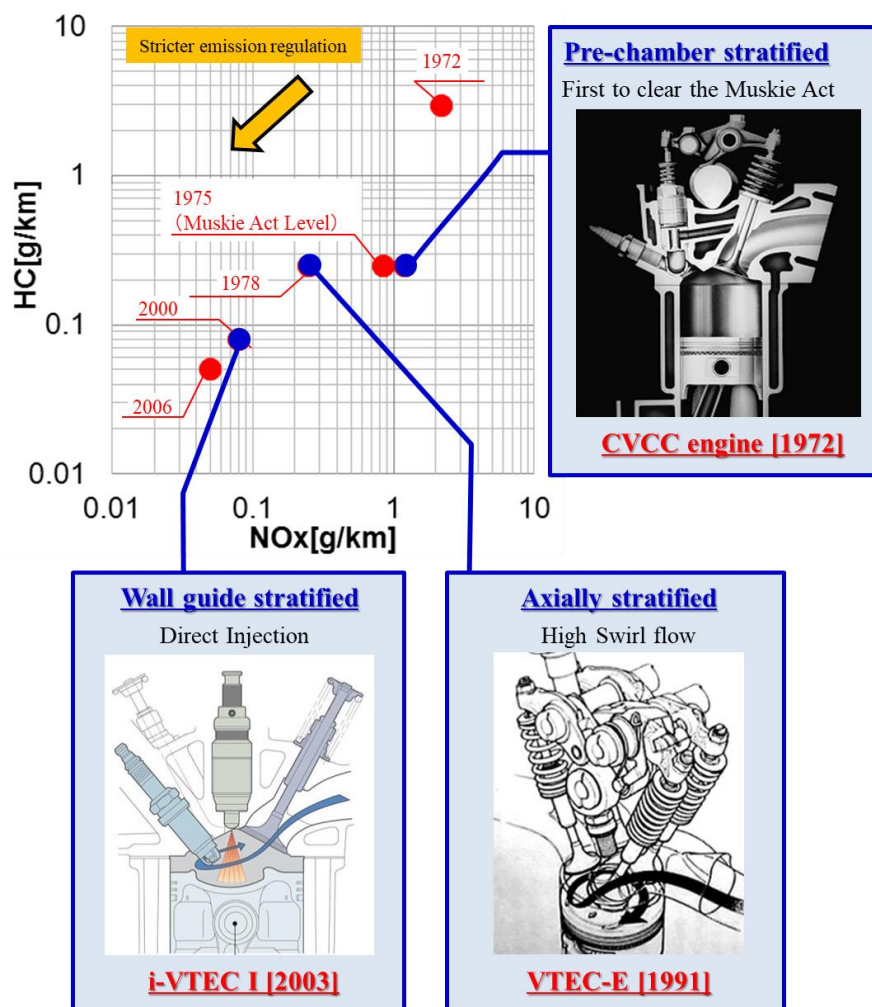


Fig. 1-3 History of emission regulation and lean burn engine of Honda [15, 16, 17]

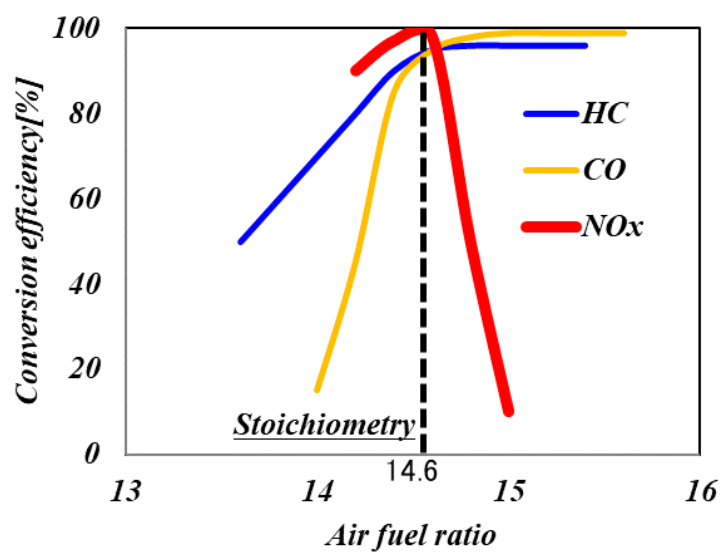


Fig. 1-4 Effect of air fuel ratio on conversion efficiency of three way catalyst

1.4 ガソリン希薄燃焼の先行研究

希薄燃焼エンジンの後処理によるコスト増加や燃費低下を最小化するためにも希薄燃焼によって排出される窒素酸化物の濃度を出来る限り低く抑えることは非常に重要である。これまで量産されてきた成層希薄 SI 燃焼だけでなく、 NO_x 排出がほぼゼロとすることができる、均質な予混合気を自着火させる圧縮着火燃焼、自着火を制御する研究など様々な研究がこれまで報告されている。

1.4.1 副室式成層希薄燃焼

1940 年代にアメリカ・カルフォルニアに於いて光化学スモッグが問題となり、1950 年代にはその主要因が自動車の排気ガス中の未燃炭化水素 (Hydro-Carbon: HC) と窒素酸化物 (Nitrogen Oxides: NO_x) によるものと指摘された。自動車メーカー各社は排気ガスを再循環させる EGR 燃焼や空気過剰率を量論混合比よりも大きくする希薄燃焼の研究に取り組んだ。副燃焼室を有する CVCC (Compound Vortex Controlled Combustion) エンジン [14, 15] は 1972 年に発表され、当時の技術では規制をクリアすることは不可能と言われたアメリカの 1970 年大気浄化改正法 (通称マスキー法) を初めてクリアしたエンジンとなった。希薄混合気を吸気する主燃焼室と過濃混合気を吸気する副燃焼室の 2 つの燃焼室を持ち、副燃焼室のスパークプラグによって着火し、トーチ孔を通じて主燃焼室に流出する渦火炎によって火炎伝播するのが特徴である。三元触媒などのエンジン技術の進化により CVCC 以外の技術で排気ガス浄化が可能となったことから 1987 年を最後に量産エンジンへの搭載は終了している。

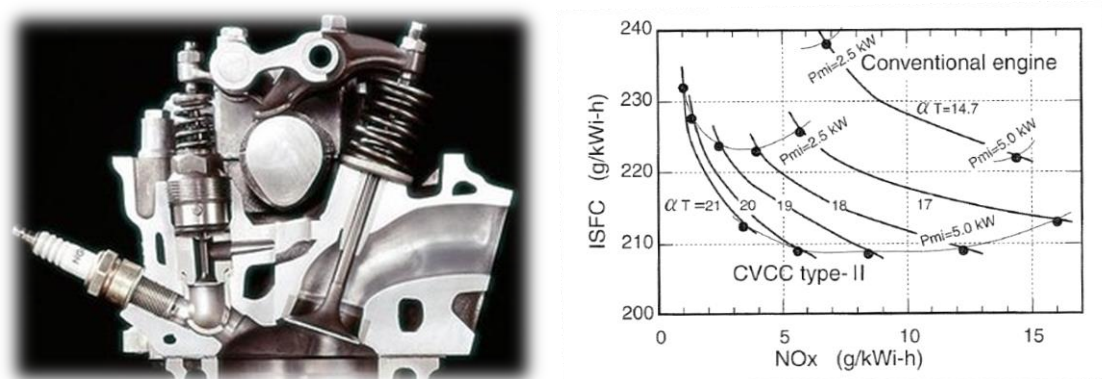


Fig. 1-5 Overview and thermal efficiency and NO_x of CVCC engine [14] [15]

1.4.2 層状吸気成層希薄燃焼

エンジンの最大出力と低中負荷の熱効率を両立させるコンセプトの VTEC-E エンジン [16] が 1991 年に開発された。燃焼室内に高いスワール流を作り出す目的で吸気 2 弁のうち 1 弁のリフトを小さくし、かつ燃料の噴射タイミングを調整することによってスパークプラグ近傍に濃い混合気を分布させ燃焼の安定性と燃焼室内のトータル空燃比を 22 (空気過剰率 1.5) 程度まで大きくすることを可能とした。低中負荷の熱効率を向上させながら低 NO_x 化も両立した。

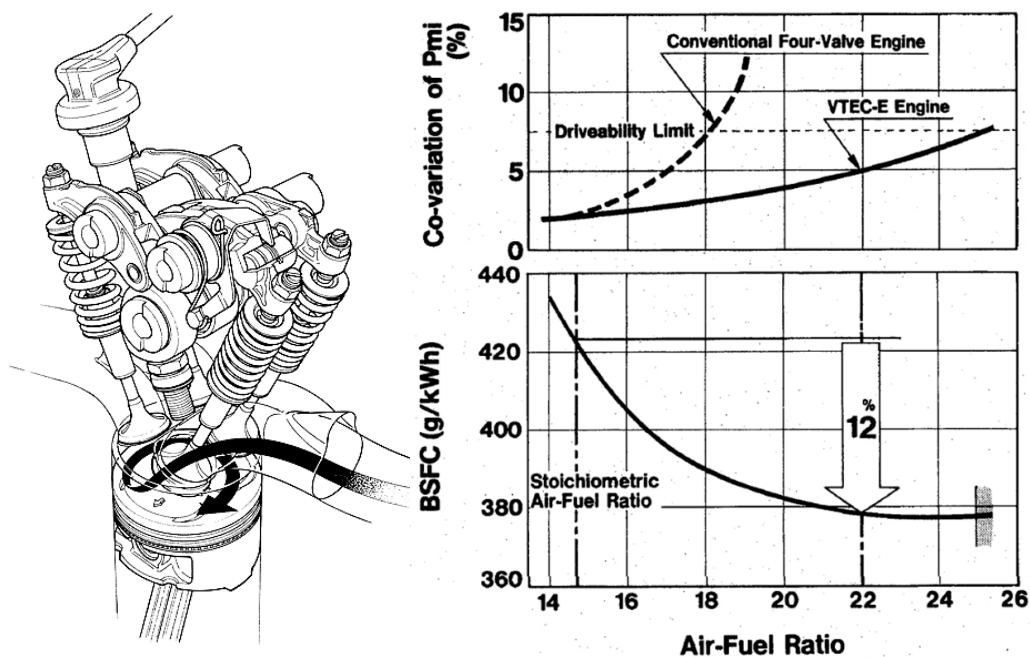


Fig. 1-6 Overview and thermal efficiency and NO_x of VTEC-E engine [16]

1.4.3 ウォールガイド式成層希薄燃焼

2003 年より量産化された i-VTEC I エンジン [17] は筒内直噴インジェクターを燃焼室の中心部に配置し、ピストンの上部に窪みを持つキャビティピストン、VTEC システムのバルブ休止機構によるスワール流に加えて直噴インジェクターの燃料噴射タイミングによって従来よりも精密にスパークプラグ近傍の混合気濃度を制御することで従来よりも更に希薄な空気過剰率かつ内部 EGR を導入することが可能となり、低燃費と低 NO_x を両立させた。

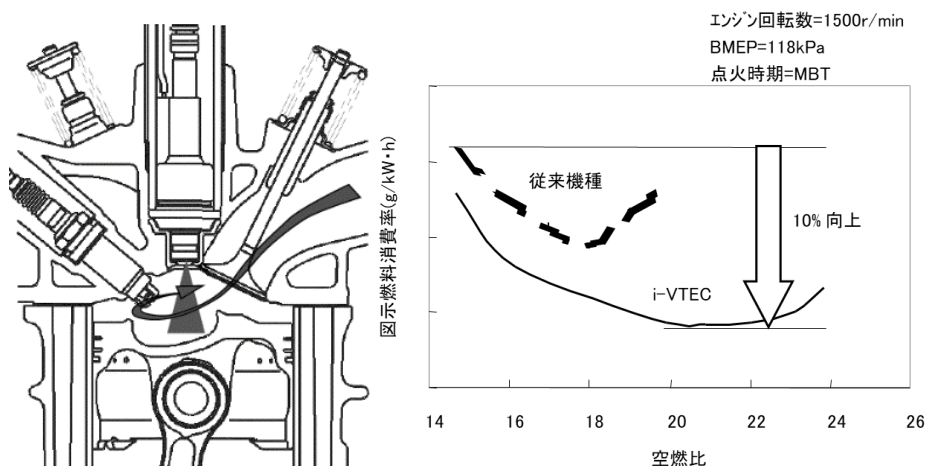


Fig. 1-7 Overview and thermal efficiency of i-VTEC I engine [17]

1.4.4 希薄予混合圧縮自着火燃焼

火花点火式の希薄燃焼では混合気を成層化し、スパークプラグ近傍の比較的濃い混合気によって燃焼を安定化させる必要があった。しかし、年々厳しくなる排気ガス規制をクリアするためにはこの局所的な濃い混合気から生成される NO_x すらも課題となった。火炎伝播燃焼による NO_x 低減が難しくなる中で古谷ら [20] は均質希薄予混合気を圧縮着火させる予混合圧縮自着火燃焼 (Premixed compression ignition) 燃焼を提案し、単気筒エンジンを用いて当量比 0.2 程度まで希薄化した混合気を圧縮自着火させることができることを報告 (図 1-8) している。圧縮自着火燃焼が可能とする高い空気過剰率によって低 NO_x かつ高効率が期待できることから、ガソリンエンジンの燃焼研究は圧縮自着火を用いた希薄燃焼研究が盛んになっていった。

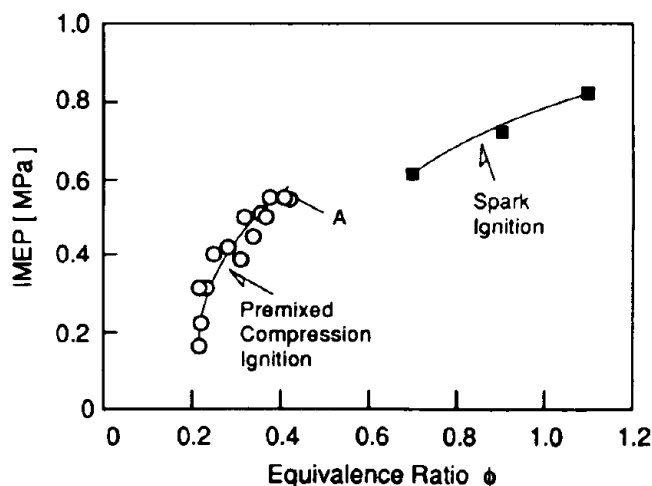


Fig. 1-8 Operating range and power output of premixed compression ignition [20]

予混合圧縮自着火燃焼の低 NO_x かつ高効率な特性を自動車用ガソリンエンジンに適用するための研究は現在も推進されている。高い熱効率と NO_x がほぼ排出されない特性の一方で、出力応答性や幅広い気温や気圧などの環境変化に対応することが求められる自動車用ガソリンエンジンでは自着火制御が課題となる。高梨ら [21]は電磁バルブを採用し負のオーバーラップを用いて内部 EGR を最適に制御することで広い運転範囲で自着火を制御できることや、4気筒エンジンの他気筒の排気ブローダウン圧力波を用いて内部 EGR を制御することで高負荷領域でも過給機を用いずに幅広い負荷範囲でガソリン圧縮着火エンジンを成立させられることを報告した。

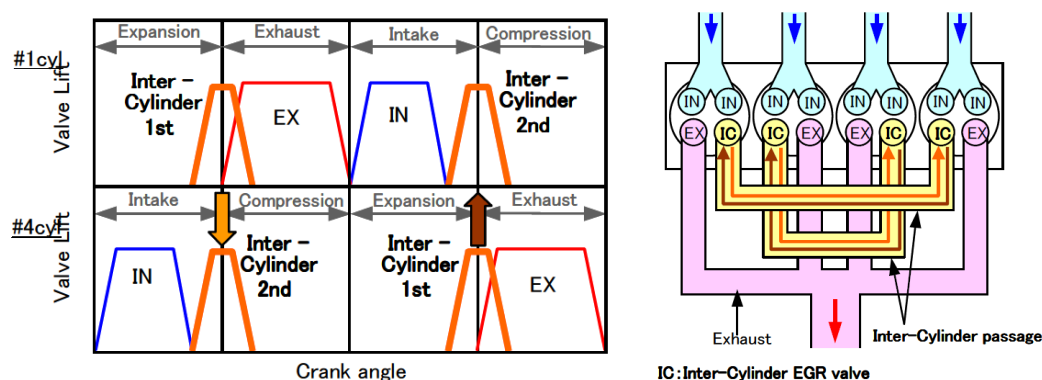


Fig. 1-9 Internal EGR boost system and valve timing operation [21]

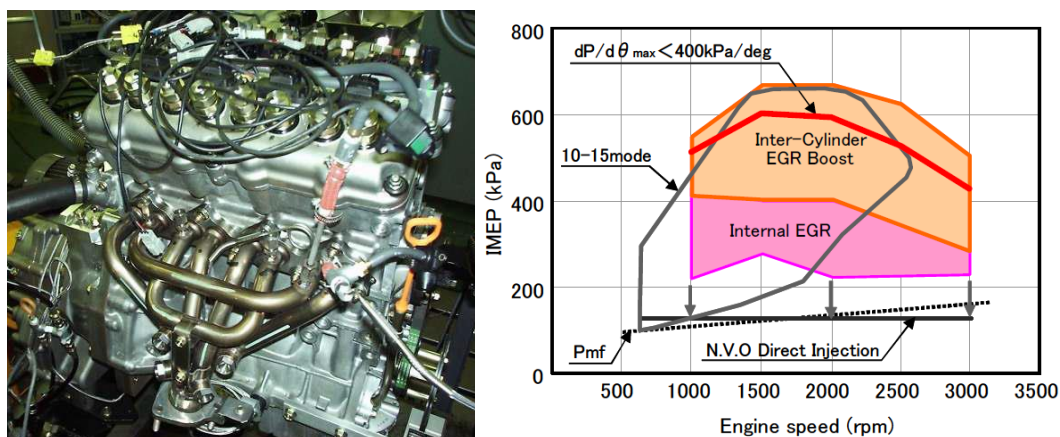


Fig. 1-10 Overview of EGR boost engine and its operation range [21]

1.4.5 二元燃料圧縮着火燃焼

エンジンの広い運転範囲で高い熱効率かつ低 NO_x を実現する手法として二元燃料による圧縮自着火燃焼も報告 [22, 23, 24]されている。二種類の燃料をそれぞれ給油し、それぞれの残量を管理しながらエンジンを制御することはシステムが複雑になる。葛岡ら [22]は着火性の異なる二種類の燃料を分離や改質して圧縮自着火を制御することを

提案している. 異なる着火性を持つ燃料の噴射量や筒内直接噴射を行う燃料の噴射タイミングを用いて成層度を制御して圧縮着火タイミングを制御することができる.

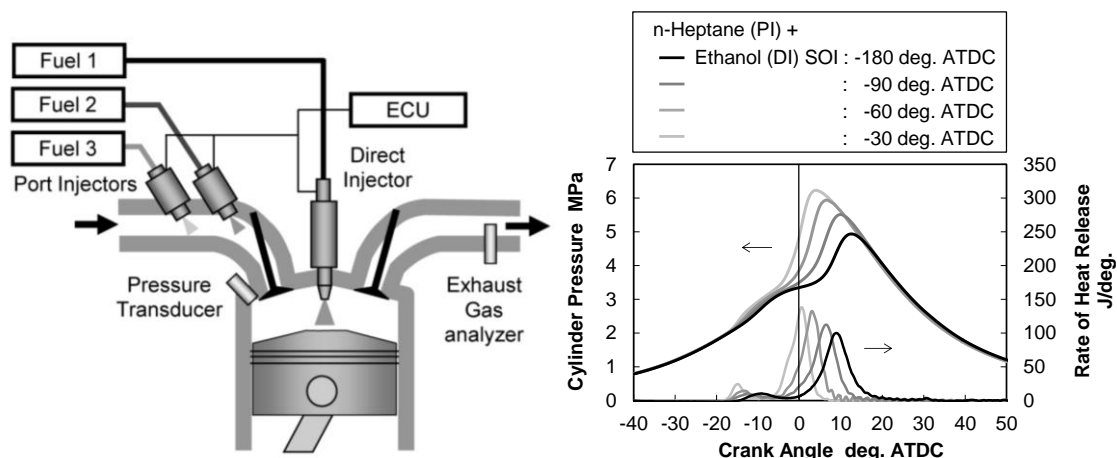


Fig. 1-11 Compression ignition control by dual fuel and its injection timing [22]

1.4.6 SPCCI (Spark Controlled Compression Ignition) 燃焼

ガソリンエンジンで圧縮着火燃焼を実現する手法としてマツダ社は SPCCI 燃焼と名付ける火花点火式を応用し, 4 ストロークガソリンエンジンとして初めて圧縮着火燃焼を実用化した [25, 26, 27]. 火花点火を用いて初期燃焼を制御し, 火炎伝播による未燃ガスの圧縮を用いて圧縮自着火時期を制御する手法を用いた. 高圧直噴燃料噴射システム, スーパーチャージャー, EGR システムを用いて混合気を自在に制御すると共に, 筒内圧力センサーや NO_x センサーで燃焼状態と NO_x 濃度を監視しフィードバック制御することで高い信頼性と高い熱効率性能を両立させた.

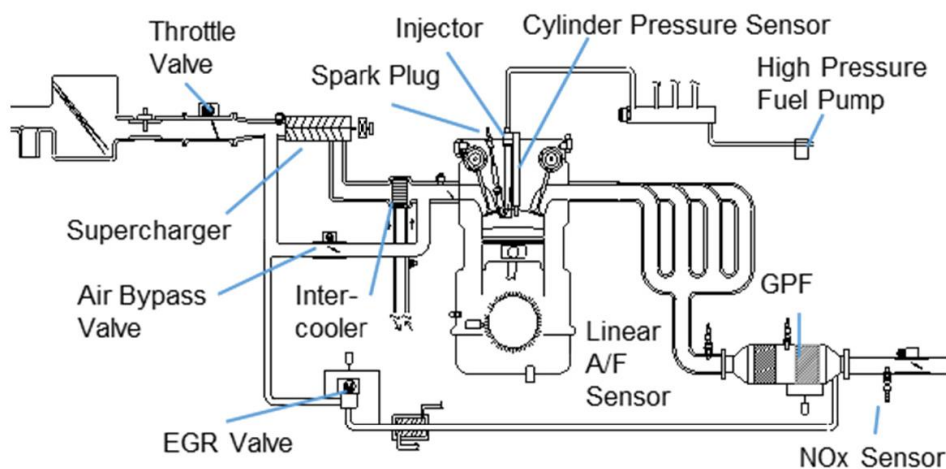


Fig. 1-12 Control System Components of SPCCI engine [27]

1.5 均質希薄火花点火燃焼

圧縮着火よりも燃焼制御安定性の高いスパークプラグによる火花点火 (Spark Ignition: SI) を起点とした火炎伝播燃焼を用いながら, 予混合圧縮自着火燃焼と同様に均質な混合気を燃焼させる均質希薄火花点火 (Homogeneous Lean charge Spark Ignition: HLCI) 燃焼を著者らは提案 [28] している (図 1-13). 圧縮自着火燃焼の自着火制御に関する取り組みは盛んに行われており, 量産化された SPCCI 燃焼を含め制御技術の進歩が続いている. 量産エンジンでは燃費や出力だけでなく制御応答性や環境変化に対する燃焼制御安定性, コストや耐久性など多くが求められ, 研究段階で示した性能を量産エンジンで発揮するためには多くの課題をクリアする必要がある.

圧縮着火燃焼エンジンでは着火制御を安定化させるために, 複雑なエンジンシステムを構築する必要があるが, 火花点火および火炎伝播燃焼を用いて低 NO_x 化が可能となれば燃焼制御性が高く, 廉価かつ高効率なガソリンエンジンが実用化できる可能性が高い. 均質希薄火花点火燃焼では空気過剰率の増加によって低下する火炎伝播速度を吸気ポート形状による乱流強度の増加で補い, 低下する着火性を火花点火エネルギーの増加で補うことが有効であることは能川ら [29] が報告している. 著者らは空気過剰率 2 を超え, 燃焼変動率を約 3% 程度に抑えながら図示燃料消費量 (Indicated Specific Fuel Consumption: ISFC) が最も低い値となり, NO_x 濃度も 50ppm 以下となり, 量論混合気 (空気過剰率 1) に対して図示熱効率が大きく向上することを熱勘定結果と共に報告 (図 1-14) した.

また, 2014 年には内閣府が主導し活動が開始された産学連携 SIP プロジェクト [30] において, 最大熱効率 50% 及び 2011 年比 CO₂ 30% 低減を実現するための革新的燃焼技術の研究開発が推進された. この SIP プログラムの第 1 期 (2014-2019 年) では均質希薄火花点火燃焼を用いたガソリンエンジンで 50% を超える正味熱効率とそれを支える燃焼メカニズムが活発に研究された [31, 32].

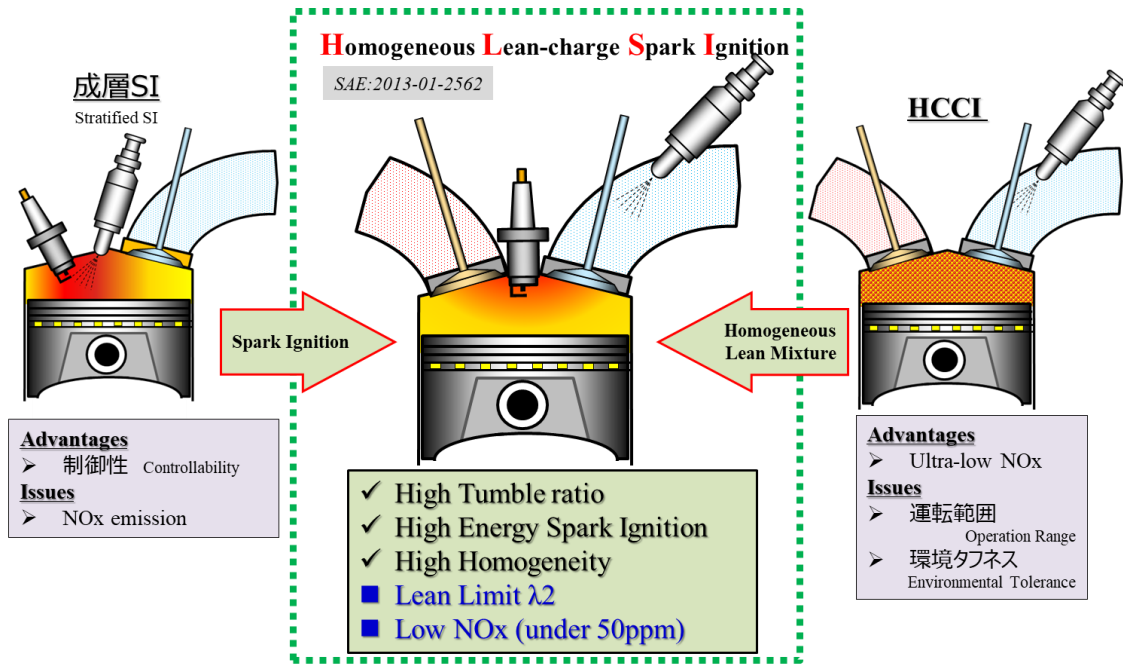


Fig. 1-13 Homogeneous Lean charge Spark Ignition concept [28]

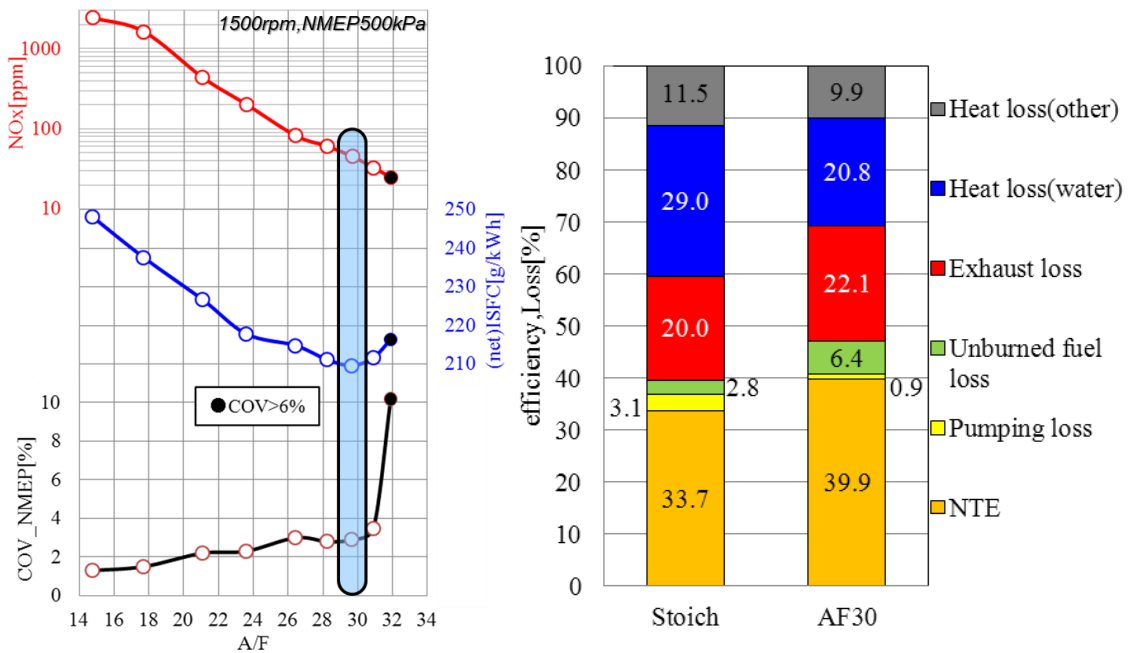


Fig. 1-14 HLSI heat balance comparison with stoichiometric combustion [28]

1.6 本論文の構成

本論文は第1章の序論，第2章から第6章の本論，第7章の結論からなる。

第1章の序論では研究の背景とこれまでの希薄燃焼の課題と先行研究について振り返り，本論文で取り組んだ均質希薄火花点火燃焼のコンセプトについて述べた。

第2章では HLSI 燃焼の空気過剰率の増加に伴って低下する火炎伝播速度と着火性を補う，筒内乱流強度と火花点火エネルギーの影響について明らかにする。乱流強度を増加させることによって増加する希薄限界空気過剰率について火炎の不安定性の指標の1つであるカルロピッツ数や乱流燃焼形態の位置づけを明らかにする。また，EGR 燃焼との熱効率および熱勘定の差異を同一のエンジン諸元で比較し希薄燃焼と EGR 燃焼の差異を解析することで HLSI 燃焼の熱効率としての価値を明確にする。

第3章では希薄燃焼の課題である窒素酸化物 (NO_x) 生成について，HLSI 燃焼の NO_x 生成要因を調査した。排気バルブ直後の NO_x を高速分析することでサイクル変動する熱発生率と各サイクルの NO_x 濃度を解析することで HLSI 燃焼が生成する NO_x 要因を明らかにする。また，エネルギーを増加させた火花点火システムによってスパークプラグギャップ間の放電プラズマが生成する NO_x 濃度についても生成特性を明らかにする。

第4章では空気過剰率の増加に伴って低下する火炎伝播速度の要因である，層流燃焼速度を解析するため層流燃焼速度予測式を構築する。層流燃焼速度は反応スキームを用いた化学反応計算によって算出できるが，実験で得た圧力，温度，混合気組成からクランク角毎の層流燃焼速度を算出し解析するには膨大な時間が必要となるため，層流燃焼速度予測式の構築を試みた。

第5章では希薄燃焼の課題である空気過剰率の増加と共に増加する燃焼サイクル変動について，スパークプラグ近傍の空気過剰率をサイクル計測し，局所的な空気過剰率の変動が層流燃焼速度や初期火炎成長の変動に与える影響を明らかにする。乱流強度や燃料供給手法を変化させることで混合気の均質性が燃焼サイクル変動に与える影響について明らかにする。

第6章では HLSI 燃焼の空気過剰率と火花点火タイミングを高効率かつ低 NO_x に制御するためのフィードバック制御手法について検討する。空気過剰率や火花点火タイミングが制御目標値からずれた場合の NO_x や燃焼サイクル変動影響を定量的に検証する。従来の空気過剰率の検知システムに対して， NO_x を検知しフィードバックするシステムの価値を明確にし，空気過剰率および火花点火タイミングの制御フローを提案する。

最後に第7章にて本研究で得られた知見をまとめると共に HLSI 燃焼の更なる性能向上および実用化に向けた展望を述べて研究の結論とする。

第2章 希釈率に対する乱流強度および火花点火エネルギーの影響

2.1 はじめに

HLSI (Homogeneous Lean charge Spark Ignition : 均質希薄火花点火) 燃焼 [28]は均質な希薄混合気を火炎伝播燃焼させる。従来の成層希薄火花点火燃焼 [14, 16, 17]は均質希薄燃焼の着火性の低下と火炎伝播速度の低下をスパークプラグ近傍に成層混合気の濃い混合気を配置することで補った。図 2-1 に Peters の乱流火炎ダイアグラム [33]を示す。 u は乱流強度, S_L は層流燃焼速度, l は積分スケール, δ は火炎帯厚さを示す。成層希薄燃焼の比較的濃い混合気は薄い混合気よりも層流燃焼速度が大きく, 火炎帯厚さが小さいため, 乱流火炎ダイアグラムの右下方向である安定した火炎を形成する。HLSI 燃焼では成層希薄燃焼のスパークプラグ近傍の濃い混合気が生成する NO_x を抑制できる一方で, 着火性の低下や火炎伝播速度の低下を補う必要がある。火炎伝播速度を増加させるために乱流強度を増加させる場合, 乱流火炎ダイアグラムの上方向に導いて, 不安定な火炎となる可能性もある。本章では HLSI 燃焼の着火性の改善を目的に火花点火エネルギーが希薄限界に与える影響を, 火炎伝播速度の向上を目的に吸気ポート形状による乱流強度が希薄限界に与える影響を明確にすると共に, 同一のエンジン諸元で EGR 燃焼との比較を行うことで HLSI 燃焼の熱効率の位置づけも明確にする。

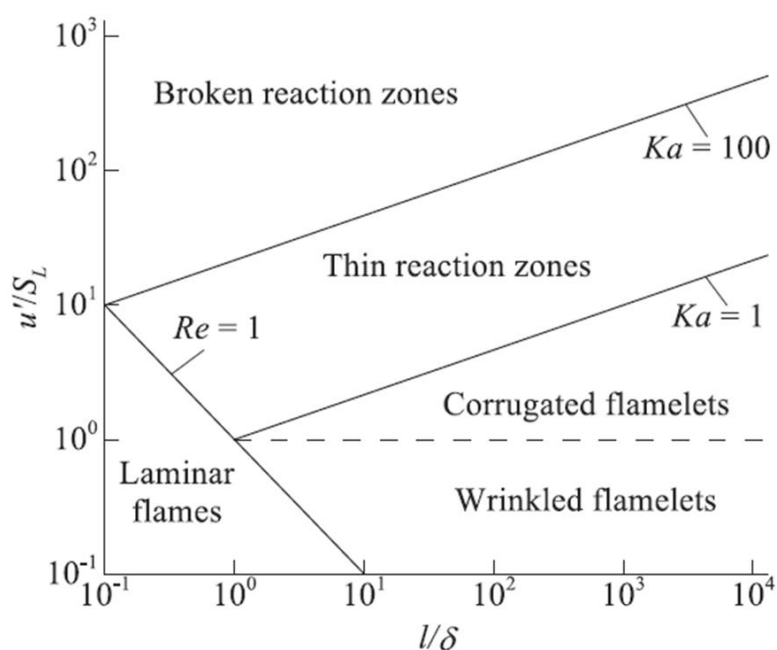


Fig. 2-1 Premixed turbulent combustion diagram [33]

2.2 実験装置

表 2-1 に実験に用いた単気筒エンジン諸元を示す。

Table 2-1 Single Cylinder Engine Specification

Displacement[cm ³]	374.2
Bore[mm]	73
Stroke[mm]	89.4
Connecting rod Length [mm]	142.5
Compression Ratio	13.1
Intake Valve timing [deg. ATDC]	IVO -350, IVC -136
Exhaust Valve timing [deg. ATDC]	EVO +162, EVC +341
Fuel injection system	Twin Port Injection

2.2.1 吸気ポート形状

希薄化によって低下する火炎伝播速度を補う手段として、吸気ポート形状による吸気流速および乱流強度を変化させることを検討した。図 2-2 に示す吸気ポート内に挿入するプレート形状を変更することで吸気流速を変化させた。ポート内にプレートを挿入し、プレートの上部や下部のみを吸入空気が通過するよう片側を塞ぐプレートを設置した。表 2-3 に吸気ポートの分類と使用するプレートの組み合わせを示す。図 2-3 に示すように Plate A の上半分を吸入空気が通過する場合は Port A/Up, Plate C の下半分を吸入空気が通過する場合は Port C/Lo とする。

Table 2-2 Classifications of intake port and plate and tumble ratio

ポート分類	使用する Plate	タンブルレシオ
Port STD	---	1.7
Port C/Lo	Plate C	2.5
Port C/Up	Plate C	4.0
Port B/Up	Plate B	5.0
Port A/Up	Plate A	6.3

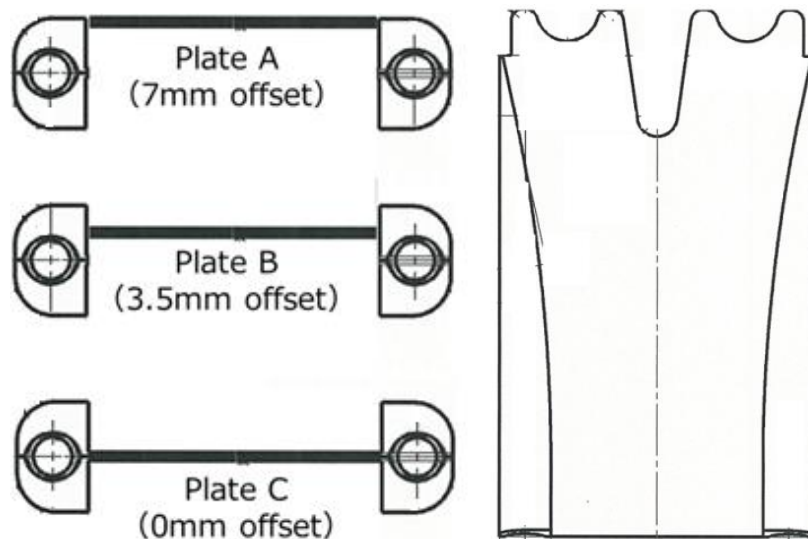
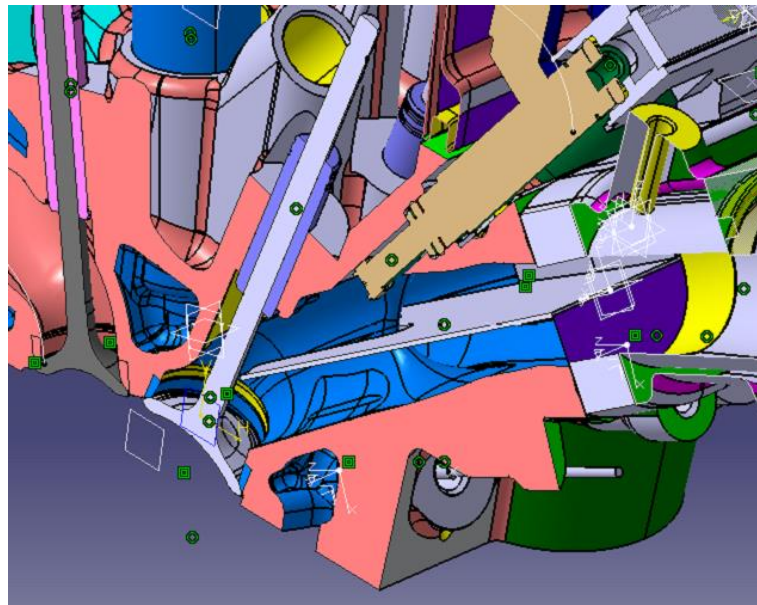


Fig. 2-2 Intake port overview and insert plates shape

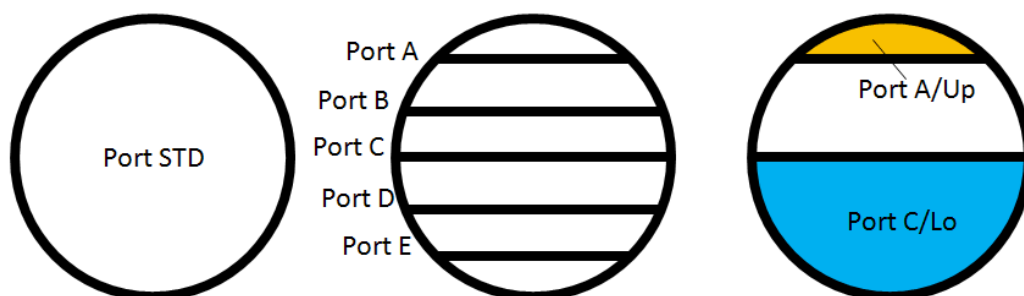


Fig. 2-3 Naming of intake port

2.2.2 火花点火システム

空気過剰率の増加と共に低下する着火性を補うことを目的とし、量産エンジンの火花点火システムに加えて SwRI の HEDGE [34] (High-Efficiency Dilute Gasoline Engine) プログラムで開発された DCO [35] (Double Coil Offset) システムを用いて実験を行った。DCO システムは2つのコイル (図 2-4) を持ち、交互に充放電することが可能になっている。2つのコイルを交互に放電させることにより標準の量産コイルよりも長時間かつ大きいエネルギーを初期火炎に供給することが可能である。表 2-4 に実験で用いた点火システムの放電エネルギーを示す。DCO システムは標準の火花点火システムの約7倍の放電エネルギーとなっている。

Table 2-3 Spark ignition system and its spark energy

	標準	DCO
Energy[mJ] ^{*1}	47.1	350

*1 放電 Energy 計測条件：二次抵抗 5k Ω +800V ツェナーダイオード

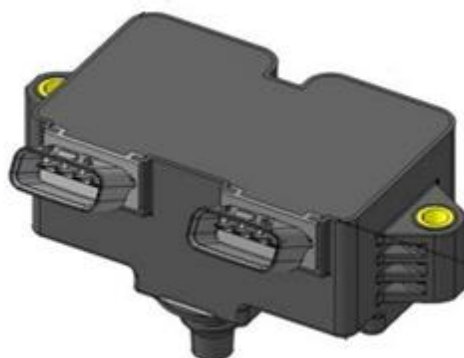


Fig. 2-4 Overview of DCO (Double Coil Offset) Coil [35]

2.3 実験結果

2.3.1 吸気ポート形状の燃焼速度影響

吸気ポート形状による乱流強度および火炎伝播速度の影響を確認するために同一エンジン回転速度 1500rpm, 同一燃料流量 0.47 L/h, 同一空気過剰率 1.63, 同一火花点火タイミング-30deg ATDC での熱発生率を比較した。混合気条件と火花点火タイミングを揃えることにより火花点火タイミング近傍の層流燃焼速度を同一にし、熱発生率の

差が乱流強度の差となると考えた。点火システムには DCO を用いた。

図 2-5 に筒内圧力，熱発生率を示す。点火タイミングの-30deg ATDC での筒内圧力差はほぼない。吸入空気量および燃料流量，筒内温度に差はないと考えられるため，点火タイミングにおける層流燃焼速度条件は吸気ポート形状違いで差がない。よって，この熱発生率の差は吸気ポート形状による乱流強度の差によって生じたものとする。

図 2-6 に吸気ポート形状によるタンブルレシオと初期燃焼期間 (ST-MBF10：火花点火タイミングから燃焼質量割合 10%までの期間) および主燃焼期間 (MBF10-90：質量燃焼割合 10%から 90%までの期間) の関係を示す。

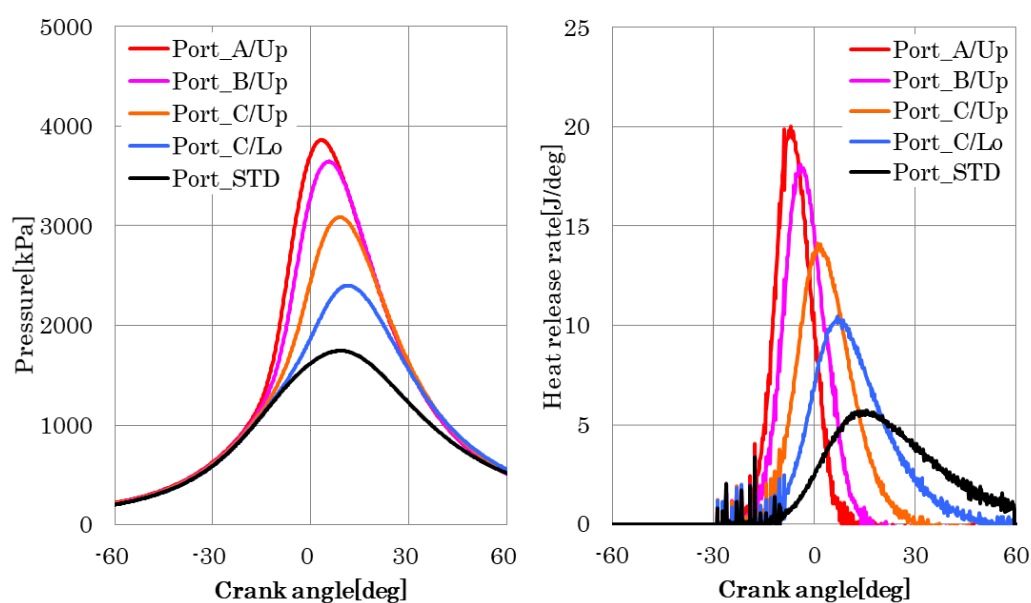


Fig. 2-5 Effect of intake port dimensions on pressure and heat release rate

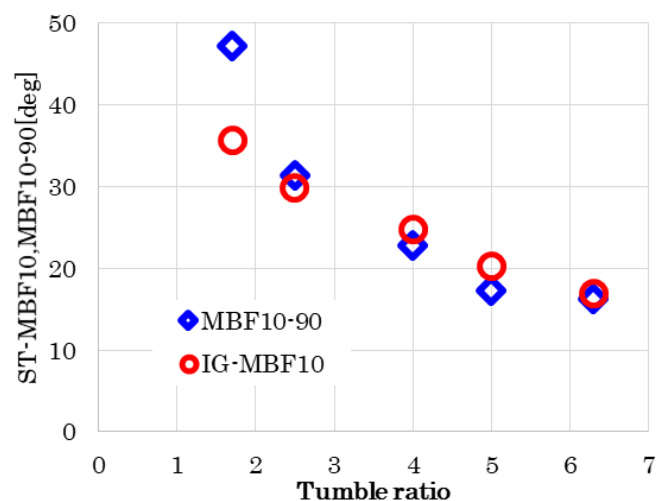


Fig. 2-6 Effect of tumble ratio on combustion duration

タンブルレシオと初期燃焼期間および主燃焼期間の相関性が高い。最も乱流強度が高い仕様は最も開口面積の小さい Plate A の上側を通す Port A/Up, 次いで Port B/Up, Port C/Up と開口面積の影響が大きいことが分かる。Port C/up と同一プレートを用い下側を通す Port C/Lo は開口面積がほぼ同一でありながらタンブルレシオ及び燃焼速度は低下した。開口面積が最も大きいプレートを挿入しない Port STD がタンブルレシオ, 燃焼速度共に最も低い結果となった。

2.3.2 火花点火エネルギーの影響

空気過剰率の増加と共に低下する火炎伝播速度を補う目的で吸気ポート形状による乱流強度の増加を検討する一方で、乱流火炎ダイアグラムでは乱流強度の増加は図 2-1 の上方向に導くため消炎する可能性が推察される。そこで着火性の向上を目的に火花点火エネルギーが希薄限界および燃焼特性に及ぼす影響を調査した。火花点火エネルギーは標準コイル 47mJ と DCO 350mJ の 2 種類を用いた。実験条件はエンジン回転速度 1500rpm, 図示平均有効圧 (Indicated Mean Effective Pressure: IMEP) 300kPa とした。吸気ポート形状は最もタンブルレシオが大きく、乱流強度が大きい Port A/Up を用いた。

図 2-7 に空気過剰率に対する、IMEP 変動率, 図示熱効率, 窒素酸化物濃度, 火花点火タイミング ST, 初期燃焼期間 ST-MBF10, 主燃焼期間 MBF10-90 を示す。標準コイルに対して DCO を用いることで空気過剰率 0.4 を超える希薄限界空気過剰率の拡大を確認した。希薄限界の拡大に伴い NO_x も 120ppm から 30ppm に 75%低減した。希薄限界の閾値は COV of IMEP 5%とした。

DCO による火花点火エネルギーの増加効果は標準コイルの燃焼変動率が上昇する空気過剰率 1.7 よりも大きい空気過剰率で確認できる。空気過剰率が 1.7 よりも小さい空気過剰率では MBT (Minimum advance for Best Torque)火花点火タイミングにも相違がなく、初期燃焼期間および主燃焼期間もほぼ同一であった。これは着火に十分な火花点火エネルギーを供給すれば初期の火炎成長やその後の火炎伝播性能に火花点火エネルギーが寄与しないことを意味している。つまり、火花点火エネルギーによる火炎へのエネルギー投入よりも火炎成長による燃焼の酸化反応による発熱のエネルギーが支配的であるためと言える。一方で、空気過剰率 1.7 以上では標準コイルでは燃焼変動率が DCO と比べて悪化し火花点火タイミングが進角した。初期燃焼期間, 主燃焼期間共に DCO に比べて標準コイルでは長くなる。このような条件では初期の着火性が標準コイルではエネルギーが不十分であるため、燃焼変動が発生すると考える。標準コイルでは失火発生のため-25deg ATDC 程度までしか進角できなかった火花点火タイミングが、DCO では-45deg.CA ATDC まで進角が可能となった。圧縮上死点から火花点火タイミ

ングが進角する方向で筒内の流速は大きくなる傾向にある，一方で筒内の温度は低下するため層流燃焼速度としては小さくなる．よって Peters の乱流火炎ダイアグラムの縦軸としては大きくなり，消炎する可能性が高い領域となる．標準コイルの火花点火タイミングの進角限界が DCO によって拡大した効果は乱流火炎ダイアグラムの縦軸方向の燃焼安定性の向上に寄与するものと考えられる．火花点火エネルギーの増加は高い乱流強度を有する筒内の希薄混合気の消炎を抑える効果があり，より消炎リスクの上がる希薄化と火花点火タイミングの進角を可能にすると推察する．

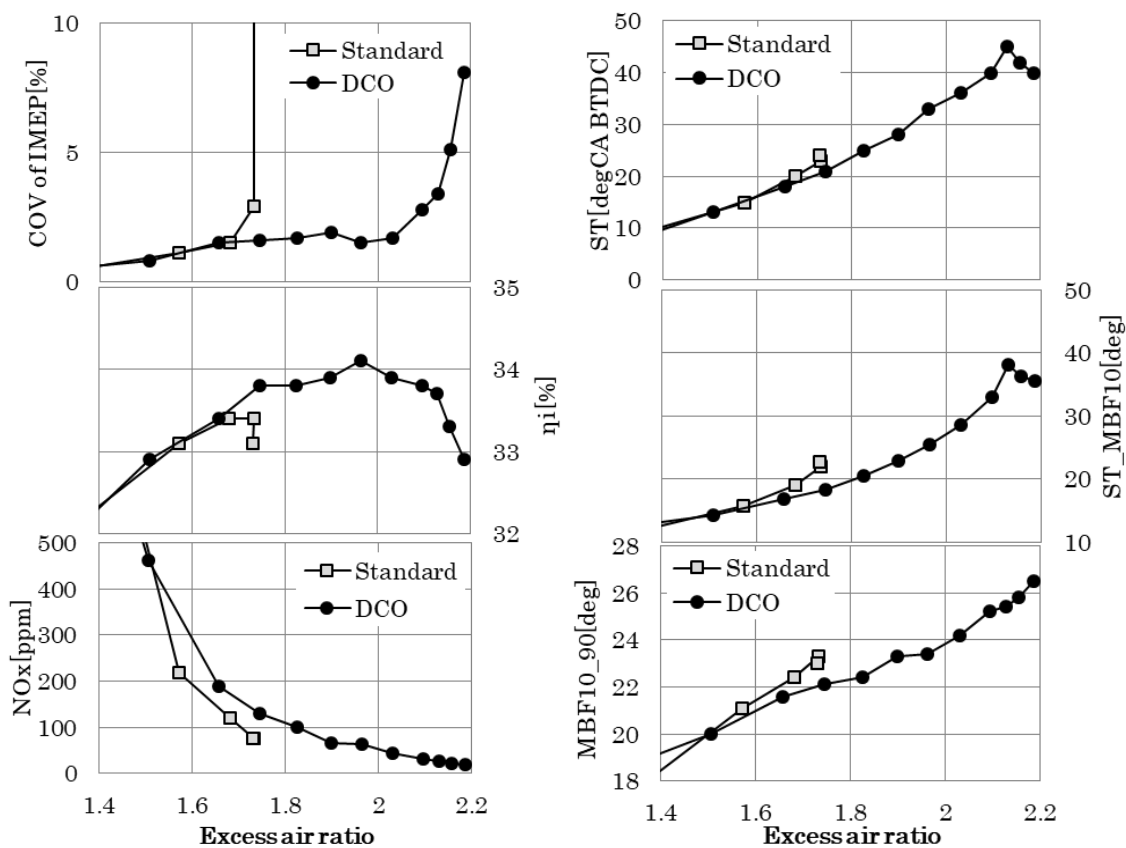


Fig. 2-7 Influence of Spark ignition energy and excess air ratio on homogeneous lean combustion characteristics (Ne 1500rpm, IMEP300kPa)

2.3.3 吸気ポート形状の希薄限界及び燃焼性能への影響

図 2-8 に吸気ポート違いの希薄限界および燃焼特性を示す。火花点火システムには乱流強度の高い吸気ポートでの希薄限界の拡大に効果的な DCO を用いた。実験条件はエンジン回転速度 1500rpm, 図示平均有効圧 (Indicated Mean Effective Pressure: IMEP) 300kPa, 火花点火タイミングは MBT とした。

表 2-2 に示したタンブルレシオおよび燃焼期間の短く乱流強度が高い吸気ポート形状ほど希薄限界空気過剰率が増加した。また、乱流強度の高い吸気ポートほど、同じ空気過剰率での MBT 火花点火タイミングが遅角し、初期燃焼期間 ST-MBF10, 主燃焼期間 MBF10-90 共に短い。窒素酸化物濃度 NO_x は空気過剰率の増加に対して累乗で減少した。希薄限界領域の NO_x 濃度は Port C/Up, Port B/Up, Port A/Up で 50ppm を下回り、ISNO_x 0.3g/kWh 程度まで下げられる。

図示熱効率については Port C/Up が最も高く、Port C/Up よりも乱流強度の高い Port B/Up, Port A/Up ではポンピング損失 (PMEP) が増加していることが図示熱効率の低下要因である。吸気ポート断面積を小さくすることで吸気流速を上げることができ一方で、流速を上げるための圧力差がポンピング損失を発生する。吸気ポートによって乱流強度を高めることで希薄限界が拡大することでポンピング損失を低下させられる一方で 吸気ポートの断面積を過剰に小さくするとポンピング損失を増加させる。希薄限界の拡大による窒素酸化物の抑制効果と熱効率の効果の両面を鑑みた吸気ポートの仕様選定が重要である。

図 2-7 において希薄限界空気過剰率付近での燃焼変動率と火花点火タイミングの進角限界に標準コイルと DCO で差が見られたが、同じ火花点火エネルギーの DCO を用いても吸気ポート形状が異なることによって、希薄限界領域での火花点火タイミングの進角限界に差異が見られた。乱流強度最も高い Port A/Up では 38deg BTDC が進角限界であったのに対して、最も乱流強度の低い Port STD では 63deg BTDC が進角限界であった。

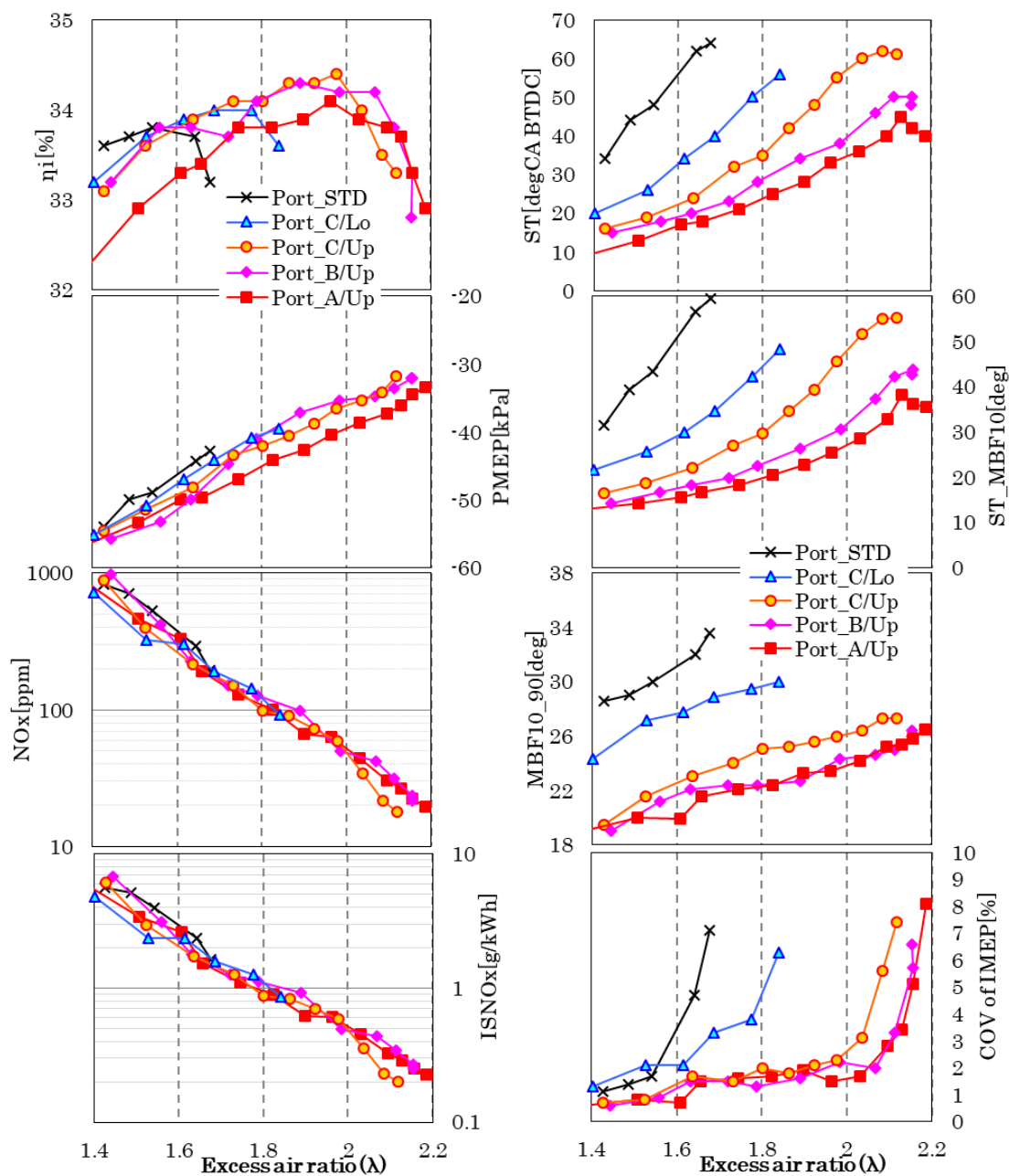


Fig. 2-8 Effect of intake port and excess air ratio on combustion characteristics
(Ne 1500rpm, IMEP300kPa)

2.3.4 吸気ポート形状と空気過剰率が燃焼形態に及ぼす影響

希薄限界が低い Port STD と最も希薄限界の高い Port A/Up の空気過剰率が燃焼形態に及ぼす影響を検討した。三藤ら [36]は EGR 燃焼を菅田ら [37]はメタンの均質希薄燃焼における燃焼形態の解析を試みカルロピッツ数の増加と燃焼不安定性について考察している。燃焼形態の考察には層流火炎特性を表す層流燃焼速度 S_L と火炎帯厚さ δ 、乱流特性を表す乱流強度 u' 、積分スケール l を算出する必要がある。

$$Ka = \left(\frac{u'}{S_L}\right)^2 \left(\frac{l}{\delta}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2-1)$$

層流燃焼速度と火炎帯厚さについては燃焼化学反応計算ソフトの CHEMKIN Pro 19.1 [38]を使用し、計算コードは PREMIX を使用した。燃料にはガソリン模擬サロゲート燃料として戦略的イノベーション創造プログラム SIP [30]で開発されたレギュラーガソリン相当の S5R 燃料成分割合を用い、反応スキームには SIP-Gr2.0 (化学種数: 132 種, 素反応数: 459 種) [39]を用いた。図 2-9 に火炎帯厚みの算出定義を示す。火炎帯厚みは層流燃焼速度を求めた際の 1 次元ガス温度履歴から算出する。層流燃焼火炎計算結果の火炎帯中央値の接線と未燃ガス温度、既燃ガス温度との交点間の距離を火炎帯厚さと定義した。層流燃焼速度の計算に用いる圧力、未燃ガス温度、ガス成分は実験結果の火花点火タイミングの値を用いて計算した。

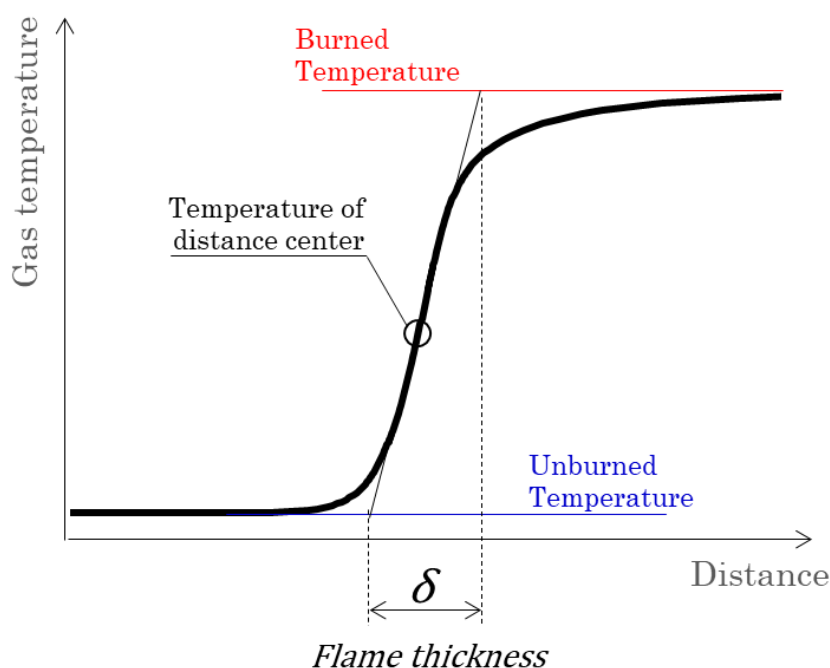
Fig. 2-9 Illustration of flame thickness(δ)

図 2-10 に Port STD と Port A/Up の各空気過剰率における火花点火タイミングの圧力、温度とそれらを用いて算出した層流燃焼速度、火炎帯厚さを示す。希薄限界空気過剰率の大きい Port A/Up は Port STD と比べて火花点火タイミングの層流燃焼速度が大きく、火炎帯厚さが短い。Port A/Up は燃焼期間が短く火花点火タイミングが遅角するため、Port STD に比べてより温度が高い条件で火花点火をすることが層流燃焼速度の増加と火炎帯厚さの低下要因である。

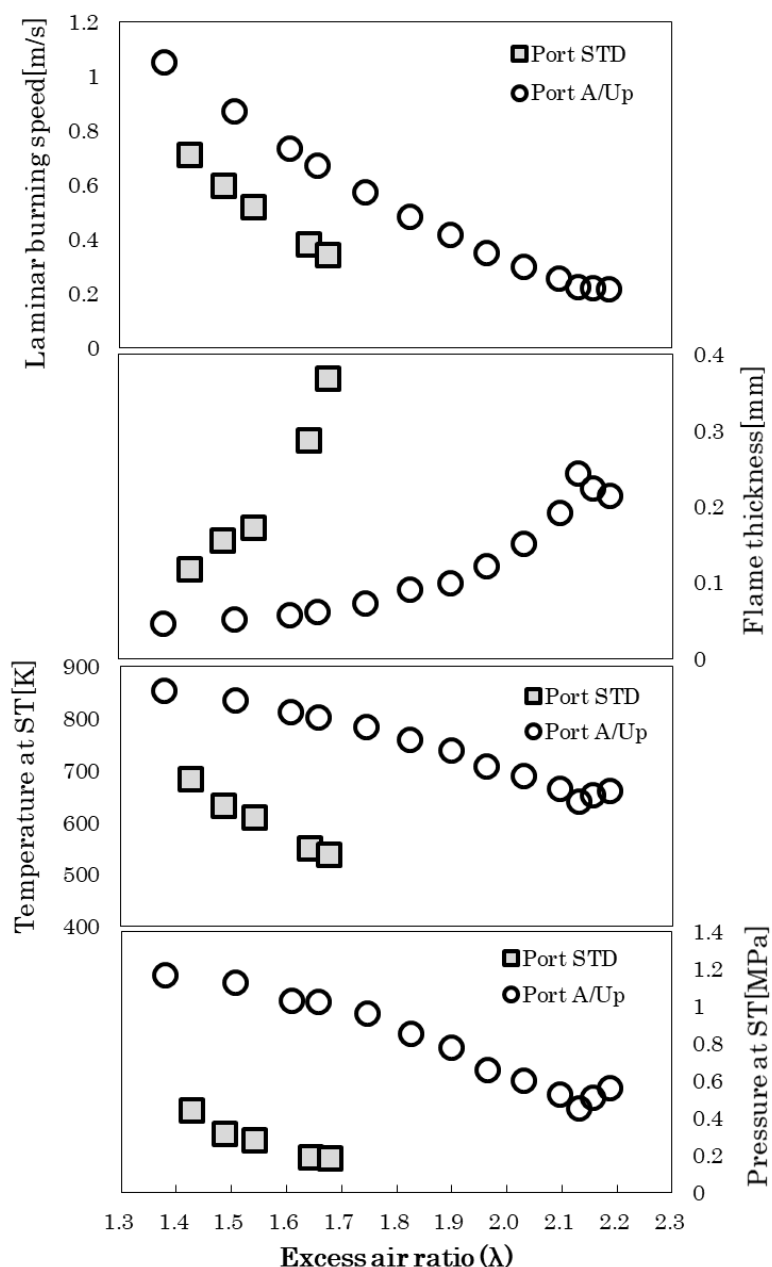


Fig. 2-10 Effect of air excess ratio on laminar burning speed and flame thickness of Port STD and Port A/Up

次に乱流特性を表す乱流強度 u' と積分スケール l について検討した。乱流強度と乱流エネルギー散逸率は3D CFD ソフトの VECTIS を用いて算出した。解析手法は RANS、乱流モデルは $k-\varepsilon$ モデルを使用した。積分長さスケールの算出には式 (2-2) を用いた。

$$l = \frac{u'^3}{\varepsilon} \quad (2-2)$$

図 2-11 に Port STD と Port A/Up のエンジン回転速度 1500rpm における乱流強度 u' 、乱流エネルギー散逸率 ε 、積分長さスケール l のクランク角度履歴を示す。希薄限界空気過剰率の大きい Port A/Up は Port STD と比べて乱流強度、乱流エネルギー散逸率、積分スケールの全ての値が大きい。

図 2-12 に Port STD と Port A/Up の空気過剰率違いにおける火花点火タイミングの u'/S_L と l/δ を乱流燃焼火炎ダイアグラム上にプロットする。空気過剰率 1.4 では火花点火タイミングにおけるカルロピッツ数は 1 以下となり乱流火炎ダイアグラムの Corrugated flamelets 領域の安定燃焼火炎形態に位置する。一方でそこから空気過剰率と共に左上方向の Thin Reaction Zones 領域に入り、Broken Reaction Zones 領域に向かっていく。空気過剰率の増加と共に進角する火花点火タイミングは温度を低下させ、層流燃焼速度の低下と火炎帯厚さの増加を招くことで乱流火炎ダイアグラムの左上方向のより不安定な燃焼火炎形態に向かう。また、同一の空気過剰率の Port STD と Port A/Up の差を見てみると乱流強度の高い Port A/Up では火花点火タイミングが遅角するため、筒内温度が上昇し層流燃焼速度の増加と火炎帯厚さの低下につながることで燃焼火炎の安定化に寄与し希薄限界が拡大したものと推察する。

図 2-13 に火花点火タイミングの各条件から算出したカルロピッツ数 Ka と実機の燃焼変動率 (COV of IMEP) を示す。定性的にはカルロピッツ数が増加するほど燃焼変動率は大きくなる。燃焼変動率を抑制するためにはカルロピッツ数が低下する様な燃焼諸元の検討が有効であることが示唆される。一方で同じカルロピッツ数でも Port STD と Port A/Up では燃焼変動率に差異があるために、今回考察に用いたアンサンブル平均の CFD 計算だけでは燃焼サイクル変動を考慮した最適なエンジン諸元を検討することができない。層流燃焼速度や乱流強度解析と実機の差異や、実機エンジンのサイクル変動を加味した CFD 解析など更なる取り組みが必要である。

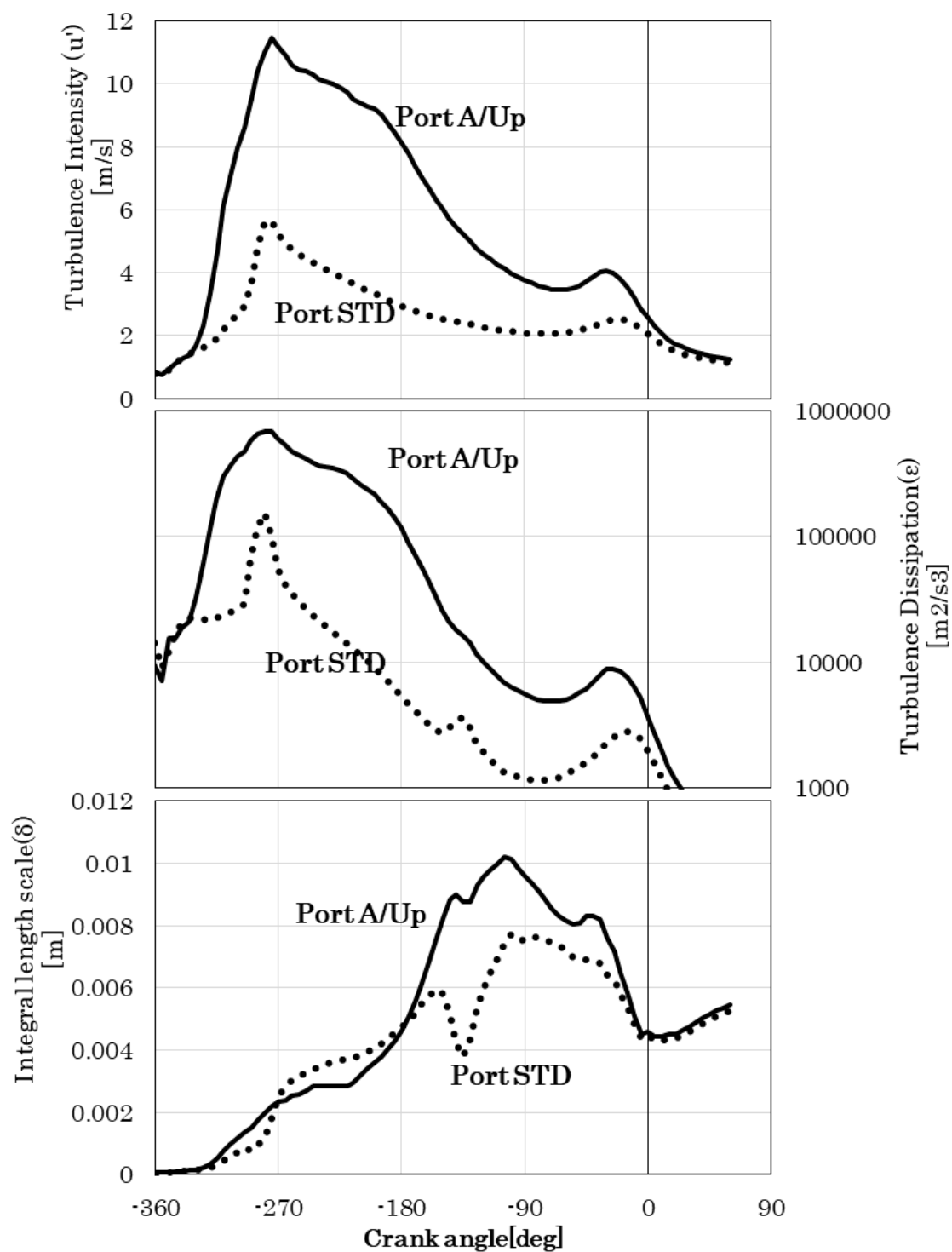


Fig. 2-11 Turbulent Intensity, Turbulence dissipation and Integral length scale of Port STD and Port A/Up (N_e 1500rpm, Throttle WOT)

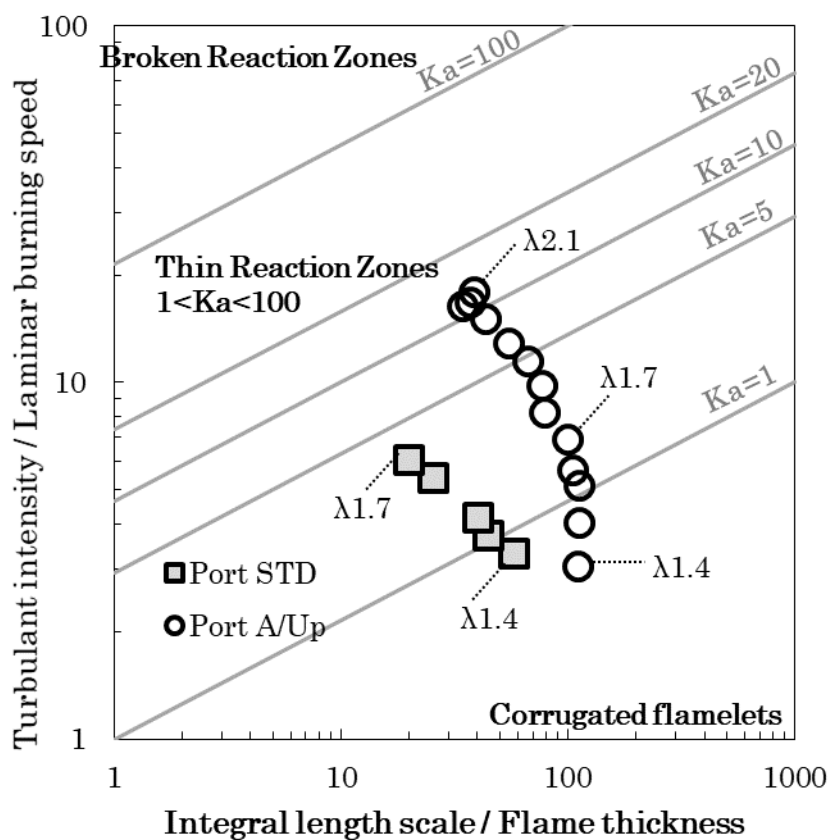


Fig. 2-12 Spark Ignition timing of u'/SL and l/δ of Port STD and Port A/Up from λ 1.4 to lean limit on regime diagram for premixes turbulent combustion

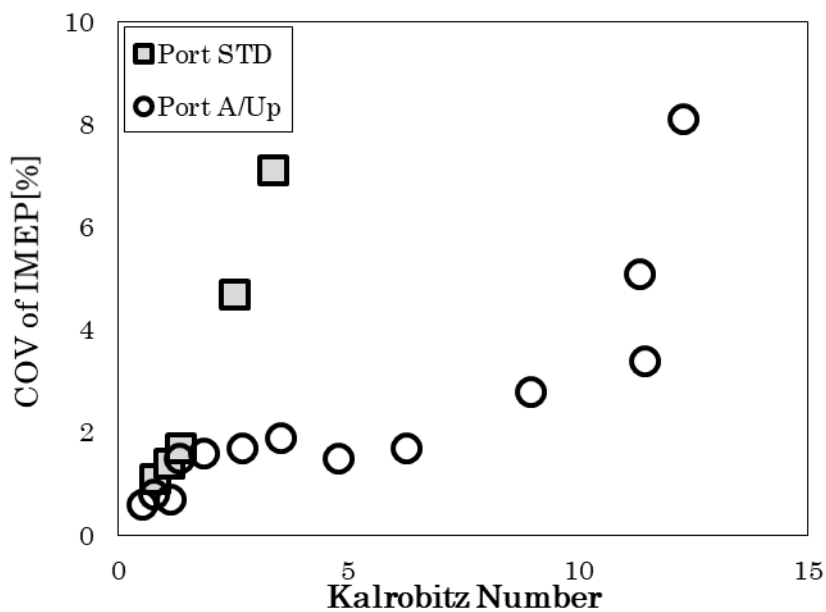


Fig. 2-13 Relationship between spark timing Karlovitz Number and COV of IMEP

2.3.5 EGR 燃焼との熱効率比較と熱勘定の解析

図 1-2 に示した量論混合比燃焼でも外部 EGR ガスを吸入空気量の 20%程度導入することで正味熱効率が 40%を超えることが報告されている [9]. そこで同一のエンジン諸元での HLSI 燃焼と EGR 燃焼の熱効率を比較した. 吸気ポートは図 2-8 で最も熱効率の高かった Port C/Up を, 火花点火システムには DCO [35]を用いた. エンジン回転速度 2000rpm, 図示平均有効圧 IMEP 550kPa, 火花点火タイミングは MBT とした. EGR 率は量産エンジンを想定し EGR 0%, 20%そして最も高い熱効率の EGR 率とした. また, 空気による希釈と EGR による希釈の効果を定量的に比較するため最大図示熱効率の EGR 率から徐々に EGR 率を低下させながら空気による希釈 (空気過剰率) を増加させ, 最も図示熱効率の高い空気希釈率との組み合わせを最大 EGR 率から EGR 0%まで変更した.

図 2-14 に希釈率に対する空気過剰率と外部 EGR 率の関係, 図示熱効率 η_i , 火花点火タイミング ST, 主燃焼期間 MBF10-90, 燃焼重心位置 CA_MBF50, 各種排気ガス濃度 (NO_x, HC, CO, O₂), 排気温度を示す. 図示熱効率は空気過剰率 2.14, 外部 EGR 0%が最も高く 39.8%と, 外部 EGR を備えない量産エンジンに相当する空気過剰率 1.0, 外部 EGR 0%から 16%向上, 外部 EGR 20%から 11%向上, 外部 EGR 37%から 9%向上した. HLSI 燃焼の希薄限界および図示熱効率向上に効果のある吸気ポートによる乱流強度の増加と火花点火エネルギーの増加は EGR 燃焼の EGR 率の増加にも効果的で外部 EGR 率は 37%が最も EGR 率と図示熱効率が高く 37%の外部 EGR 率で図示熱効率は 36.6%と, 外部 EGR 0%から図示熱効率は 7%向上した.

熱効率の各損失を切り分けた熱勘定を図 2-15 に示す. 図示熱効率 η_i を式(2-3), ポンプ損失を式(2-4), 未燃損失を式(2-5), 熱損失を式(2-6), 残りを排気損失とした.

$$\eta_i = \frac{W_{indicate}}{E_{fuel}} = \frac{\oint PdV / V_s}{M_{fuel} * LHV_{fuel}} \quad (2-3)$$

$$Pumping Loss = \frac{W_{pump}}{E_{fuel}} = \frac{-\left(\int_{180}^{360} PdV + \int_{-360}^{-180} PdV\right) / V_s}{M_{fuel} * LHV_{fuel}} \quad (2-4)$$

$$Unburned Fuel Loss = \frac{W_{unburned}}{E_{fuel}} = \frac{M_{CO} * LHV_{CO} + M_{HC} * LHV_{HC}}{M_{fuel} * LHV_{fuel}} \quad (2-5)$$

$$Heat Loss [\%] = \frac{W_{heat}}{E_{fuel}} = \frac{E_{fuel} - W_{unburned} - \int_{IVC}^{EVO} \left(\frac{dQ(\theta)}{d\theta}\right) d\theta}{M_{fuel} * LHV_{fuel}} \quad (2-6)$$

$$Loss ex/haust = 1 - \eta_n - Pumping Loss - Unburned Fuel Loss - Heat Loss \quad (2-7)$$

最大 EGR 率である空気過剰率 1.0, 外部 EGR37%から空気過剰率 2.14, 外部 EGR0%にかけて希釈率 (Gas by fuel: G/F) の増加に伴い図示熱効率は上昇した。希釈率の増加に対して最も図示熱効率の上昇が大きいのは量論空燃比近傍である。量論近傍で排気ガス中の一酸化炭素 CO 濃度が大きく未燃損失の低減効果大きい。また、希薄化するほど熱損失および排気損失が低減し図示熱効率が向上した。希薄化に伴う燃焼ガス温度の低下による熱損失の低下, 希薄化に伴う比熱比の増加による排気損失の低下が要因として考えられる。

また, MBT 火花点火タイミングはほぼ同一の 50deg BTDC となり, 燃焼重心位置 CA_MBF50 と主燃焼期間 MBF10-90 は近い値となった。空気過剰率 1.0, EGR0%から空気過剰率 2.14, EGR0%の EGR および空気過剰率特性の筒内圧力と未燃ガス温度, 熱発生率の履歴を図 2-16 に示す。希釈率の違いによって筒内圧力履歴こそ異なるものの, 未燃ガス温度と熱発生率は近い履歴となった。

この様な特性を鑑みると EGR 燃焼と HLSI 燃焼の燃焼切り替えを行うような場面では希釈率を適切に制御することができれば最も高い熱効率のまま HLSI 燃焼と量論混合比燃焼を切り替えられる可能性が高い。HLSI 燃焼では窒素酸化物の生成を抑制するために量論混合比燃焼と同じエンジントルクを発生するために 2 倍近い空気を必要とする。そのため過給機のないエンジンでは必然的に高負荷側では量論混合比燃焼と切り替えることを検討する必要がある。

一方で, EGR システムを備えないエンジンで HLSI 燃焼を実現しようとする, 図 2-14 の最左点の空気過剰率 1.0, EGR0%の運転点と最右点の空気過剰率 2.14, EGR0%の運転点を切り替える必要がある。HLSI 燃焼から空気過剰率 1.0 (EGR 率 0%) に 1 サイクルで切り替えることができれば, 三元触媒による高い NO_x 浄化率が期待できるが瞬間的に空気量を倍半分など大きく動かすことは難しい。そのため, 外部 EGR を入れることなく空気過剰率のみを変化させると図 2-8 のとおり, 空気過剰率の低下に対して指数関数的に増加する窒素酸化物を排出してしまう。よって, 量論混合比燃焼との切り替えでの窒素酸化物の抑制と熱効率を両立するためには HLSI 燃焼と EGR 燃焼を組み合わせる価値は高いと考える。

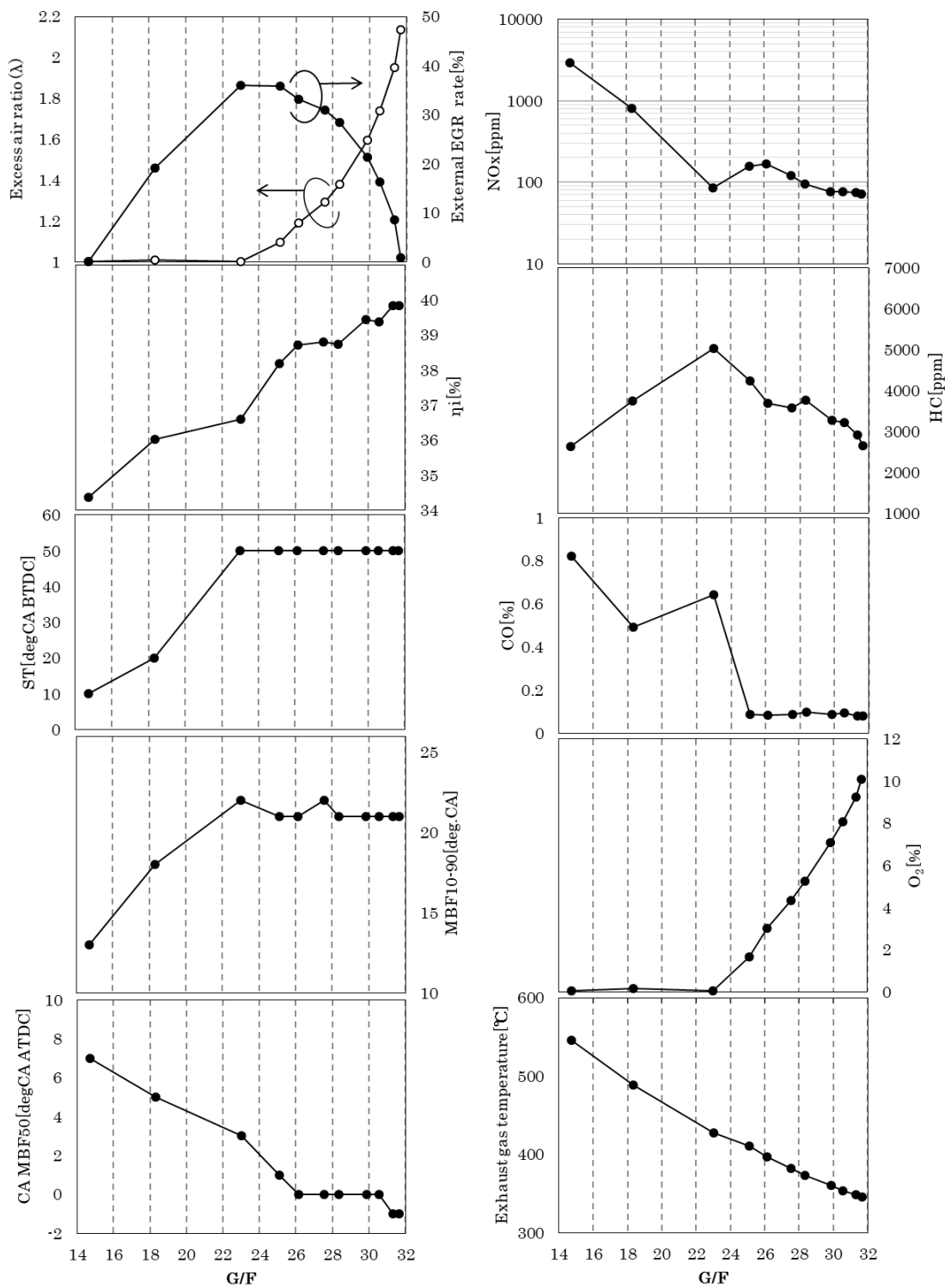


Fig. 2-14 Effect of air and EGR dilution on combustion characteristics
(N_e 2000rpm, IMEP 550kPa)

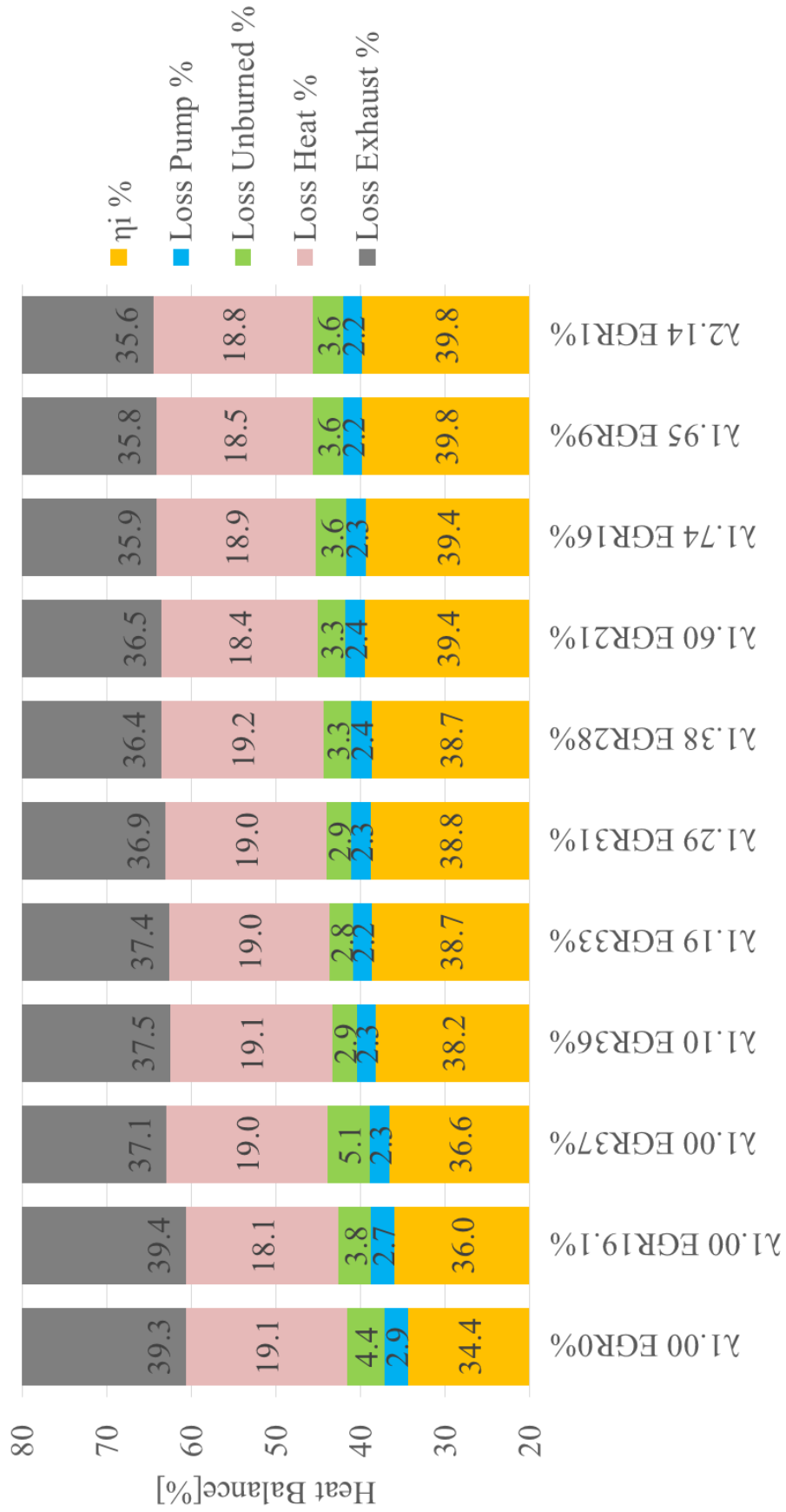


Fig. 2-15 Effect of air and EGR dilution on heat balance (N_e 2000rpm, IMEP550kPa)

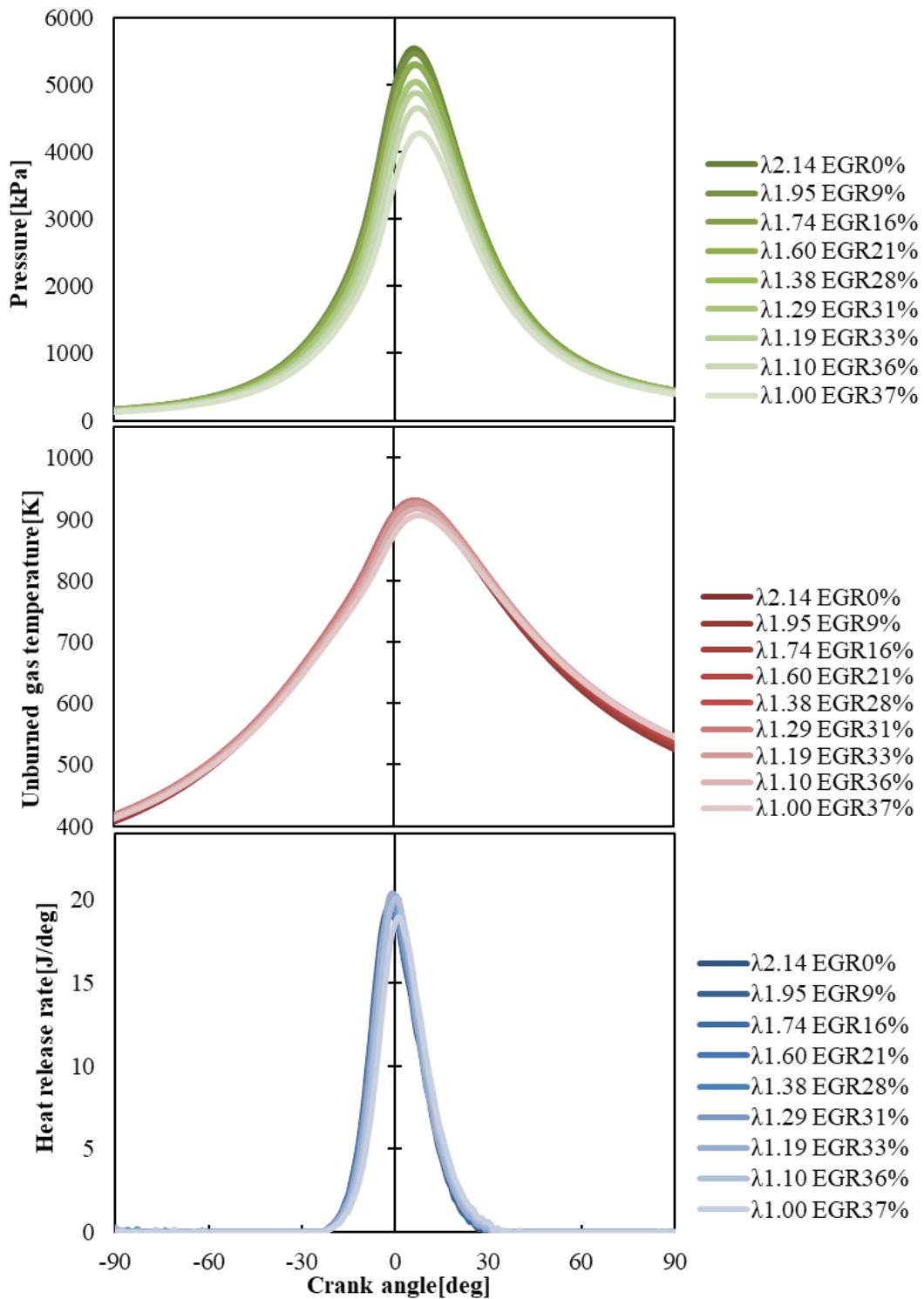


Fig. 2-16 Pressure, unburned gas temperature and heat release rate of different excess air ratio and external EGR ratio (N_e 2000rpm, IMEP550kPa)

2.4 まとめ

本章では HLSI 燃焼の着火の安定性向上と燃焼速度の低下を補うために、火花点火エネルギーおよび吸気ポート形状による乱流強度の効果を検証した。また、EGR 燃焼との性能比較を行い、HLSI 燃焼の熱効率効果を定量的に評価した。以下に知見をまとめる。

- i. 燃焼期間の短縮に吸気ポート形状による乱流強度の増加は効果的である。一方で乱流強度の増加は希薄限界領域の進角限界が小さくなる傾向にあり、火花点火エネルギーの増加との組み合わせが有効である。
- ii. NO_x 濃度は空気過剰率の増加に対して累乗で低下する特性があり、希薄限界空気過剰率の拡大は NO_x 排出の抑制に効果的である。
- iii. 吸気ポートによる乱流強度の増加は希薄限界の拡大と NO_x 排出の抑制に効果的である一方で、ポンピング損失の増加する。
- iv. HLSI 燃焼における希薄限界領域では火花点火タイミングの混合気状態はカルロピッツ数が 1 を超え、乱流燃焼火炎ダイアグラムの Thin Reaction Zone に位置する。
- v. 吸気ポートによる乱流強度の増加は燃焼期間の短縮によって、MBT 火花点火タイミングが遅角し筒内温度が上昇することから層流燃焼速度の増加と火炎帯厚さの低下によってカルロピッツ数が低下し燃焼が安定化する。
- vi. HLSI 燃焼は同一燃焼諸元の EGR0%に対して未燃損失、ポンピング損失、熱損失の低減により 2000rpm, 図示平均有効圧 550kPa の条件で 16%の図示熱効率の向上効果を得た。また、最大 EGR 率 37%からも 9%の図示熱効率の向上効果を得た。
- vii. HLSI 燃焼の空気過剰率 2.14, EGR0%と空気過剰率 1, EGR37%は同一の火花点火タイミングで MBT となる。中間の空気過剰率でも層流燃焼速度が同等になるよう EGR 率を調整することでほぼ同一の熱発生率履歴および MBT 火花点火タイミングとなる。

第3章 HLSI 燃焼における窒素酸化物生成特性

3.1 はじめに

予混合による均質化と高い乱流強度および強力火花点火システムを用いることで空過剰率 2 程度まで希薄化を可能にし、窒素酸化物濃度を 50ppm 以下 (ISNO_x0.3g/kWh 程度) まで低減できることを図 2-8 に示した。図 3-1 に NO_x の排気ガス規制値 [40] とモード走行平均エンジン出力から式(3-1)を用いて算出される正味 NO_x 排出量 BSNO_x [g/kWh]を示す。一例として総排気量 1.3L の四気筒ガソリンエンジンを搭載した車両の JC08 モード [41]平均エンジン出力 0.11kWh/km を図示した。始動や触媒暖機、希薄燃焼の運転領域などによっても変化するが、この車両で日本の新長期規制の 75%低減レベルを NO_x 後処理なしでクリアするためには 0.1g/kWh 程度の BSNO_x が求められる。NO_x 吸蔵触媒 [18]や SCR システム [19]などの後処理技術を用いて規制値をクリアする手法はあるが、燃費悪化やシステムコストの増加などの課題を最小化するためにも燃焼から生成される NO_x 濃度を低減する技術構築は重要である。

$$BSNO_x [\text{g/kWh}] = \frac{NO_x \text{ Regulation} [\text{g/km}]}{\text{Mode Ave ENG Output} [\text{kWh/km}]} \quad (3-1)$$

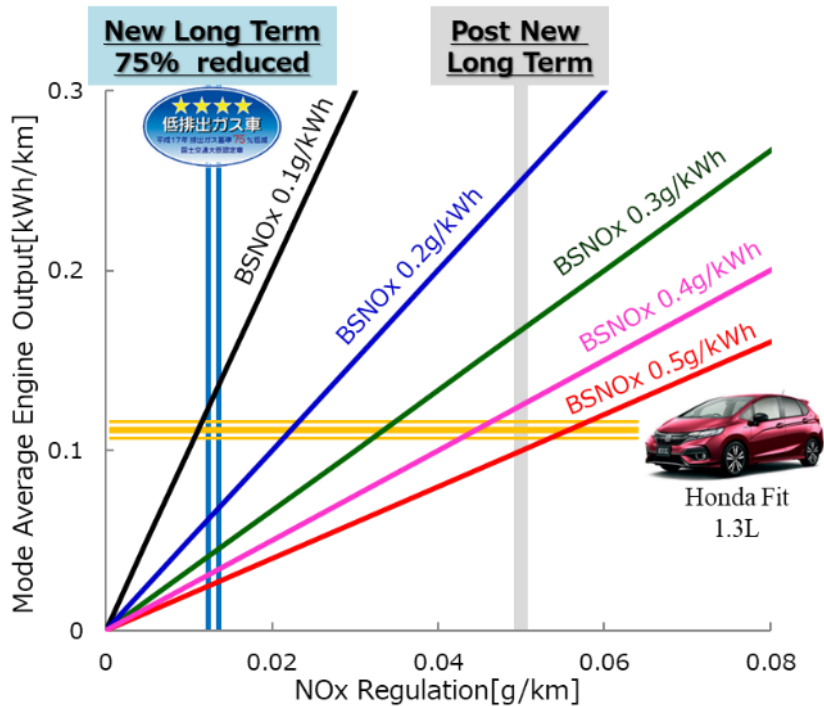


Fig. 3-1 Relationships with NO_x regulation and brake specific NO_x

本章では希薄限界領域の燃焼サイクル変動に着目し、サイクル変動する熱発生率と共に変化する NO_x 濃度の計測を試み、その NO_x 生成要因を明らかにする。サイクル変動する燃焼筒内圧および筒内ガス温度と NO_x 濃度の関係や熱発生率の影響、火花点火の放電プラズマが生成する NO_x 濃度とその特性を解析する。

3.2 実験装置・計測装置

実験には表 3-1 に示す諸元の単気筒エンジンを用いた。計測システムの概要は図 3-2 のとおりとなっている。NO_x 濃度計測には Horiba 社の MEXA7100 を用い、NO 濃度のサイクル変動計測には CAMBUSTION 社の Fast NO_x Analyzer [42] を用いた。Fast NO_x Analyzer のサンプリングプローブ配置図を図 3-3, 図 3-4 に示す。排気バルブから出来るだけ近い場所からガスをサンプリングできるように配置することで燃焼のサイクル変動と共に変化する排気 NO 濃度の解析を可能にした。

火花点火システムには希薄限界の向上に強力火花点火システムが有効である DCO (Dual Coil Offset) システム [35] を使用した。強力火花点火システムの放電プラズマが生成する NO 濃度のサイクル変動についても解析するため、エンドスコープが挿入できる可視化用シリンダーヘッド用いて放電プラズマ挙動の可視化と放電電流および放電電圧の計測をおこなった。電流計測には Tektronix 社のクランプ (TCP404XL) と増幅器 (TCPA300) を、電圧計測には Tektronix 社のプローブ (P6015A) を用いた。

Table 3-1 Single cylinder engine specifications

Number of Cylinder	Single
Bore × Stroke	73.0 × 89.4mm
Displacement	375cm ³
Compression Ratio	13.2
Tumble ratio	4.0
Spark ignition system	DCO(350mJ)
Fuel Delivery	Port Injection

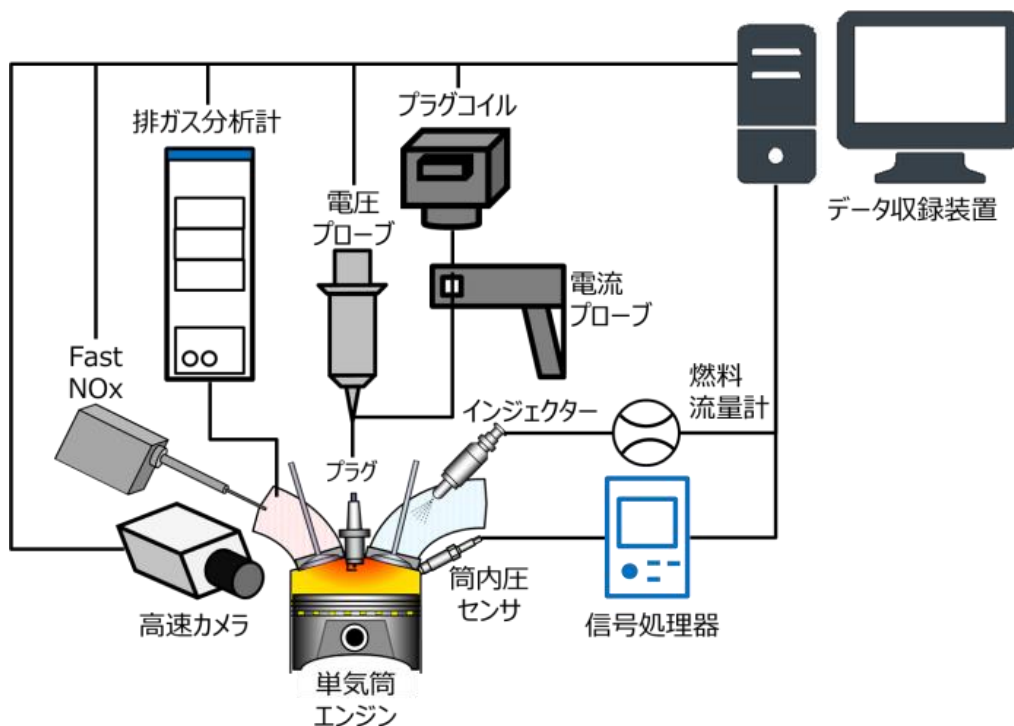


Fig. 3-2 Overview of Measurement System

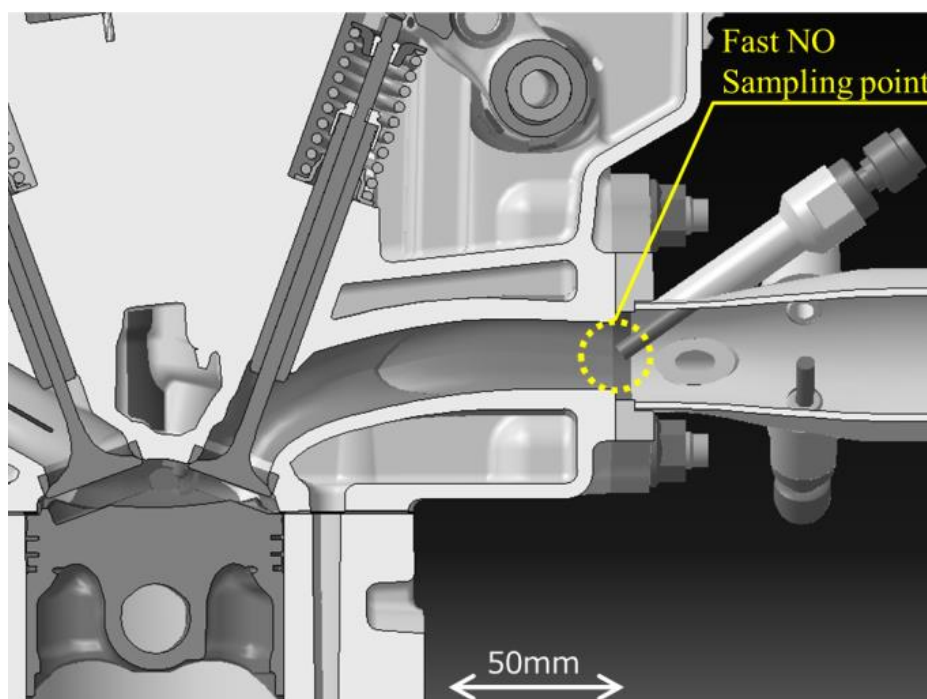


Fig. 3-3 Fast NO sampling location



Fig. 3-4 Overview of Fast CLD NOx Analyzer [42]

3.3 窒素酸化物生成特性

3.3.1 空気過剰率の影響

均質希薄 SI 燃焼の NOx 生成特性を考察するため、空気過剰率 λ を量論混合比から希薄限界まで変化させ実験を行った。希薄限界は IMEP 変動率 (COV of IMEP) 5% とした。実験条件はモード走行平均出力を考慮しエンジン回転速度 $N_e 1500 \text{rpm}$ 、図示平均有効圧力 IMEP 450kPa とした。火花点火タイミングは MBT (Minimum advance for Best Torque) に設定した。図 3-5 に空気過剰率に対する燃焼特性を示す。データは 200 サイクルの平均値である。

希薄化に伴う空気量の増加によって最大筒内圧力 (Max Pressure: P_{max}) は上昇する一方で、増加した空気希釈によって筒内平均温度 T_{cyl} の最大値 (Max Temperature T_{max}) 低下する。空気過剰率 1.2 以上の領域では空気過剰率の増加と共に NOx は低下した。筒内平均温度 T_{cyl} は式(3-2)に示す状態方程式を用いて算出した。 m は混合気質量、 V は燃焼室容積、 P_{cyl} は筒内圧力、 R_{cyl} は筒内混合気ガス定数。燃焼中の混合気ガス定数は質量燃焼割合 (Mass Burned Fraction: MBF) を用い式(3-3)を用いて算出した。未燃混合気ガス定数 R_u は吸入混合気の物性値より算出し、既燃混合気ガス定数 R_b は燃料が完全燃焼した仮定でのガス成分割合を用いて算出した。

$$T_{cyl} = \frac{P_{cyl}V}{mR_{cyl}} \quad (3-2)$$

$$R_{cyl} = R_u \cdot (1 - MBF) + R_b \cdot MBF \quad (3-3)$$

希薄限界近傍である空気過剰率 1.94 の条件で $ISNO_x$ は 0.52g/kWh となり、図 3-1 に示した後処理触媒が不要な燃焼排出レベルにするためには更なる NO_x 低減が必要である。

図 3-6 に図 3-5 のテスト結果の NO_x 濃度 500ppm 以下の各条件における NO 濃度と NO_x 濃度の関係を示す。 NO_x には NO の他に NO_2 や N_2O などの成分が含まれる [43] が、均質希薄燃焼の排気直後の NO_x の主成分は NO であった。本研究における排気窒素酸化物のサイクル解析は NO 濃度の高速サンプリング結果を用いて解析と考察を行う。

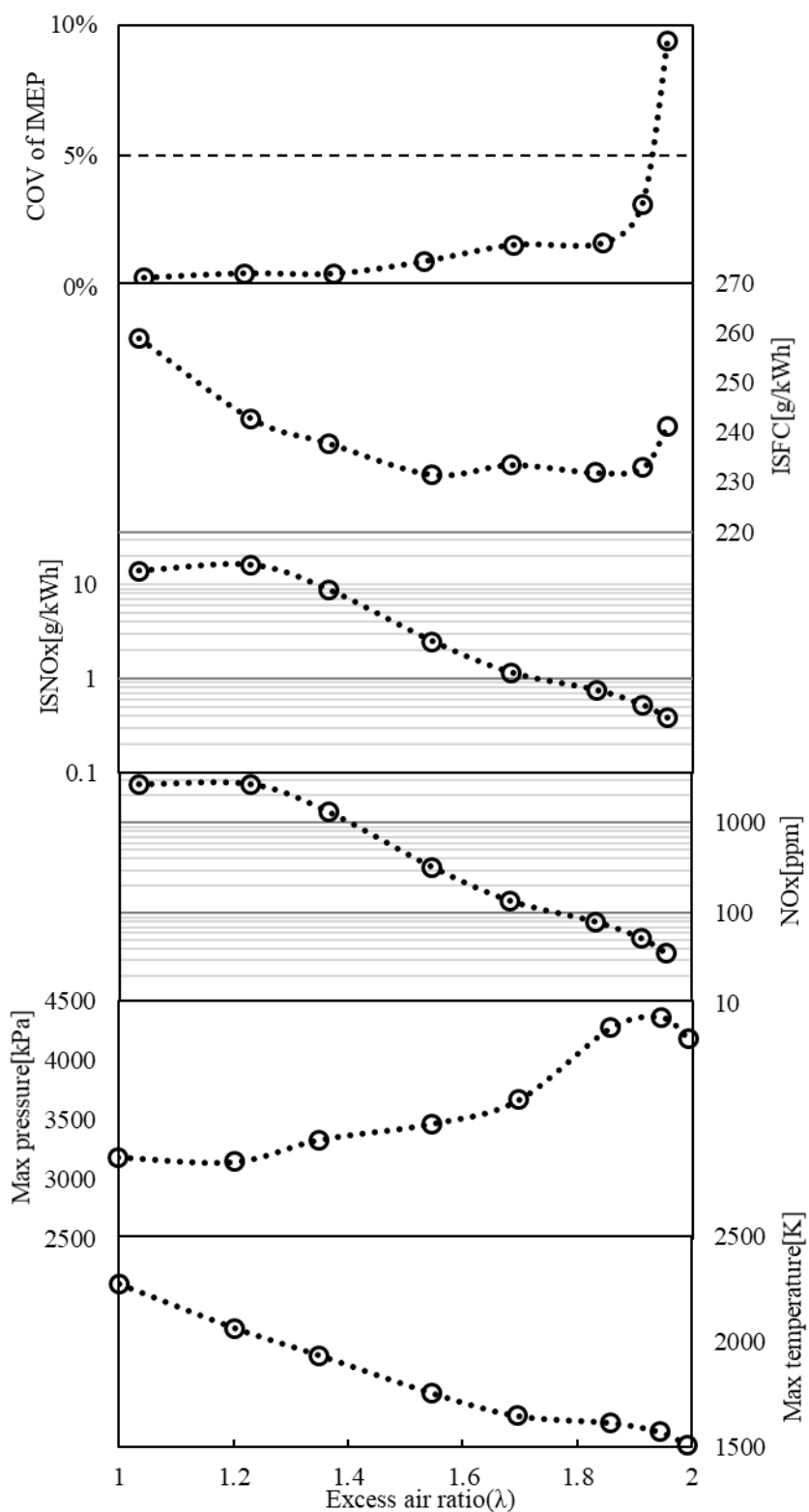


Fig. 3-5 Effect of excess air ratio on combustion characteristics (N_e 1500rpm, IMEP 450kPa)

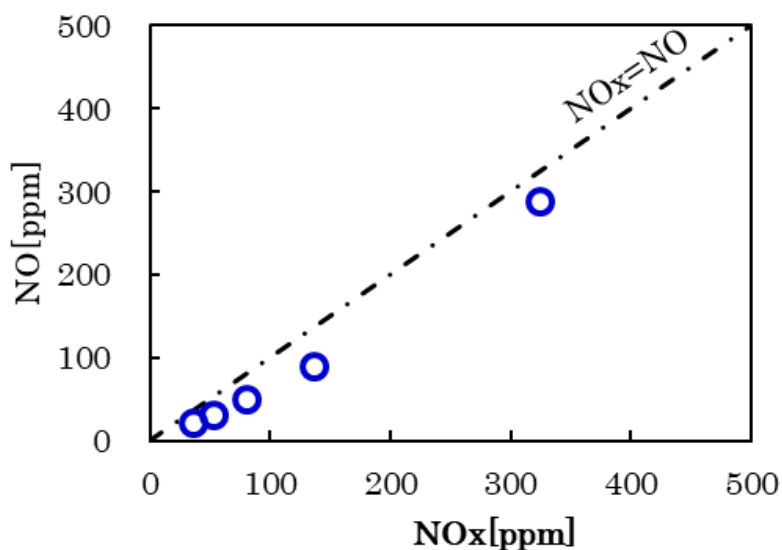
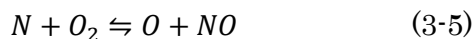


Fig. 3-6 Relationships between NO_x and NO concentration
(*N*_e1500rpm, IMEP450kPa)

3.3.2 筒内ガス温度の影響

図 3-7 に各空気過剰率における 200cycle の窒素酸化物 NO 濃度と最大筒内ガス温度 T_{MAX} との関係を示す。筒内ガス温度のサイクル変動計算では吸入空気量と燃料流量についてはサイクル変動がないものとして計算を行った。 T_{MAX} が 1800K から 2300K の間で NO 濃度の対数が T_{MAX} と良い直線性がある。均質な希薄燃焼であるため Zel'dovich の Thermal NO_x メカニズム [44, 45]と良い相関性があると考えられる。また、高温側の量論混合比に近い条件において T_{MAX} に対して NO_x の対数が直線性から外れる事象についても、式(3-4)-(3-6)に示される拡大 Zel'dovich 機構の反応式から量論混合比に近づくほど既燃ガス中の酸素濃度が低くなることが要因であると推察する。



また、低温側では T_{MAX} 1700K 以下の領域で NO 濃度が 10ppm 程度を下限として下げ止まるが、この事象を Thermal NO_x メカニズムで説明することは難しい。

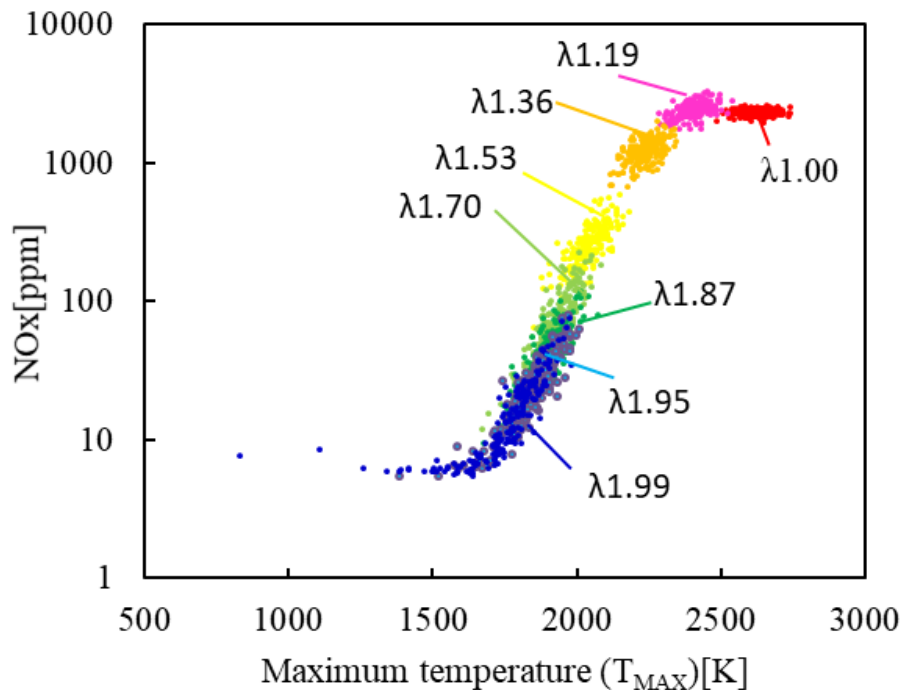


Fig. 3-7 Effect of maximum temperature (T_{MAX}) on NO concentration

希薄限界領域である IMEP 変動率 3.2%の空気過剰率 1.94 のサイクル NO 生成特性を整理する。図 3-8 に 200cycle の T_{MAX} と NO 濃度の関係を示す。前述のとおり T_{MAX} が 1700K 以下の領域で NO 濃度が下げ止まる。また、 T_{MAX} の増加に対して累乗で NO 濃度が増加するが、2000K 前後の領域ではほぼ同じ T_{MAX} にも関わらず NO 濃度最小と最大で 2 倍近い差が生じている。

同じく空気過剰率 1.94 の NO 濃度の頻度分布と IMEP のサイクル解析を図 3-9, 質量燃焼割合 50%のクランク角度 CA_MBF50 と NO 濃度の関係を図 3-10, CA_MBF50 と IMEP の関係を図 3-11 に示す。IMEP が低いサイクルは CA_MBF50 が遅角しており、NO 濃度も低い。希薄限界領域では CA_MBF50 が圧縮上死点よりも進角するサイクルが多く存在し、それらのサイクルが高い NO 濃度を生成している。平均 NO 濃度の 3 倍ほどの NO 濃度を排出しているサイクルも存在する。一方で CA_MBF50 が大きく遅角し IMEP を低下させるサイクルが存在することから、火花点火タイミングを遅角することはより IMEP が低下するサイクルを増加させるため難しい。HLSI 燃焼における IMEP の低下サイクルでは森吉らが CA_MBF50 の遅角と共に未燃損失が増大することを報告 [46] している。また、平均 NO 濃度の半分以下である NO10ppm 以下のサイクルも 10%程度存在し、200 サイクルの平均 IMEP 程度のサイクルも存在する。CA_MBF50 のサイクル変動を抑制することができれば同じ空気過剰率でも CA_MBF50 が過剰に進角するサイクルや遅角するサイクルを低減することによって、より低い NO 濃度で高い IMEP を両立できると推察する。

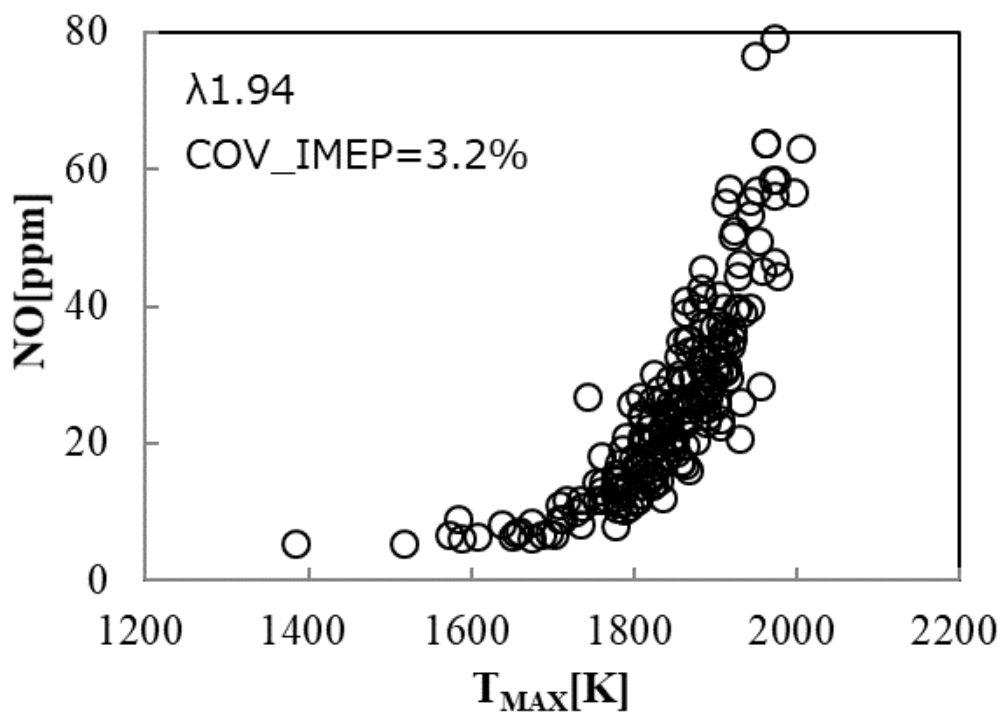


Fig. 3-8 Effect of maximum temperature on NOx (air excess ratio 1.94)

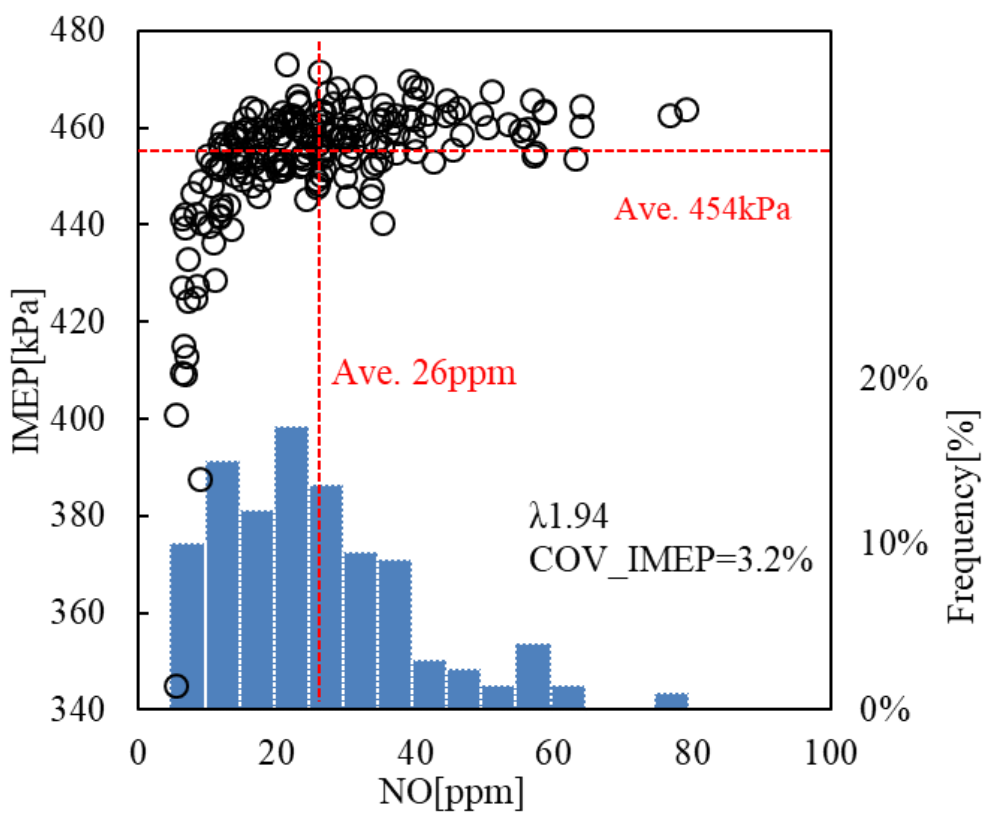


Fig. 3-9 Relationships between IMEP and NO (air excess ratio 1.94)

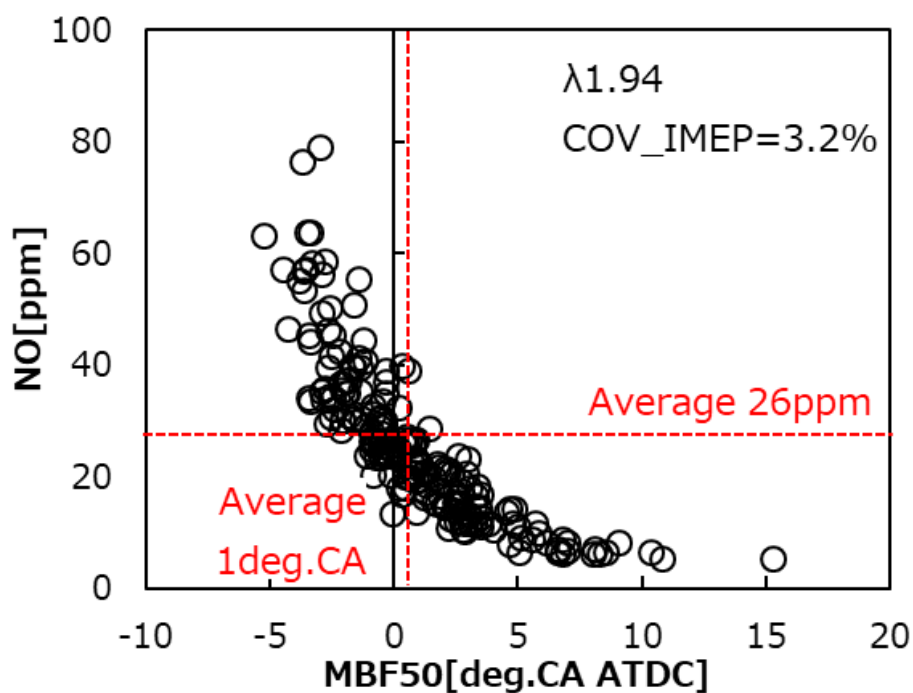


Fig. 3-10 Relationships between NO and CA_MBF50 (air excess ratio 1.94)

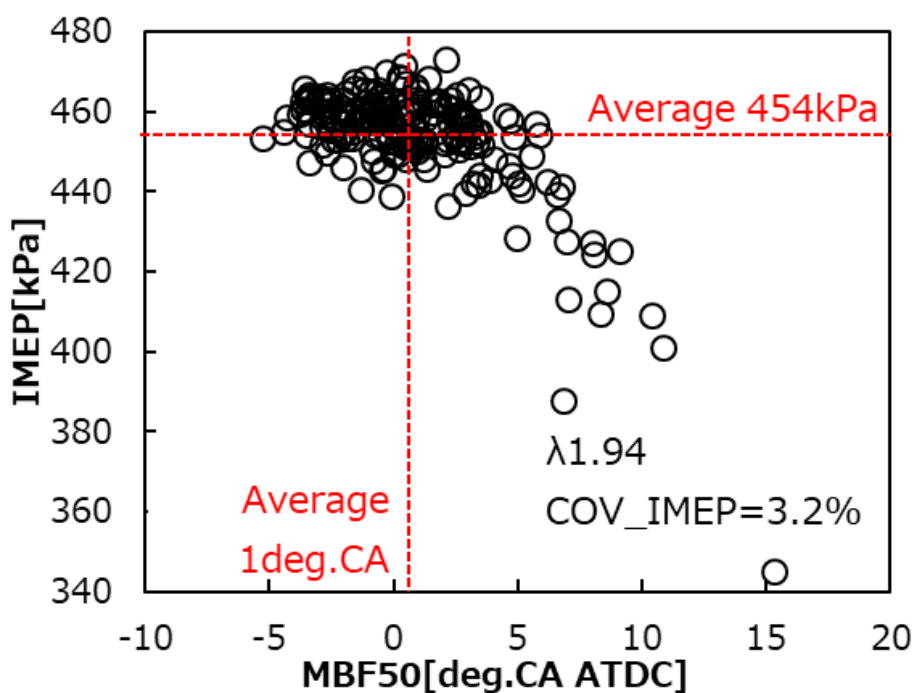


Fig. 3-11 Relationships between IMEP and CA_MBF50 (air excess ratio 1.94)

3.3.3 燃焼速度の影響

空気過剰率 1.94 のサイクル変動結果から筒内平均ガス温度の最大値 T_{MAX} 1950K に焦点を当て図 3-12 に NO29ppm のサイクルを青, 57ppm のサイクルを緑, 77ppm のサイクルを赤で示す. 選出した 3 サイクルの筒内圧力, 熱発生率, 筒内平均ガス温度を図 3-13 に示す. 3 サイクルの図示平均有効圧力 IMEP は 450kPa から 463kPa の間の値となり 200 サイクル平均 IMEP とほぼ同等である. 筒内平均ガス温度の最大値が同じものを選出したが熱発生率履歴が異なることによって筒内ガス温度および筒内圧力の履歴が異なる. NO 濃度が最も高い赤線のサイクルは熱発生率の立ち上がりが早く, その後の熱発生率は他のサイクルよりも遅い.

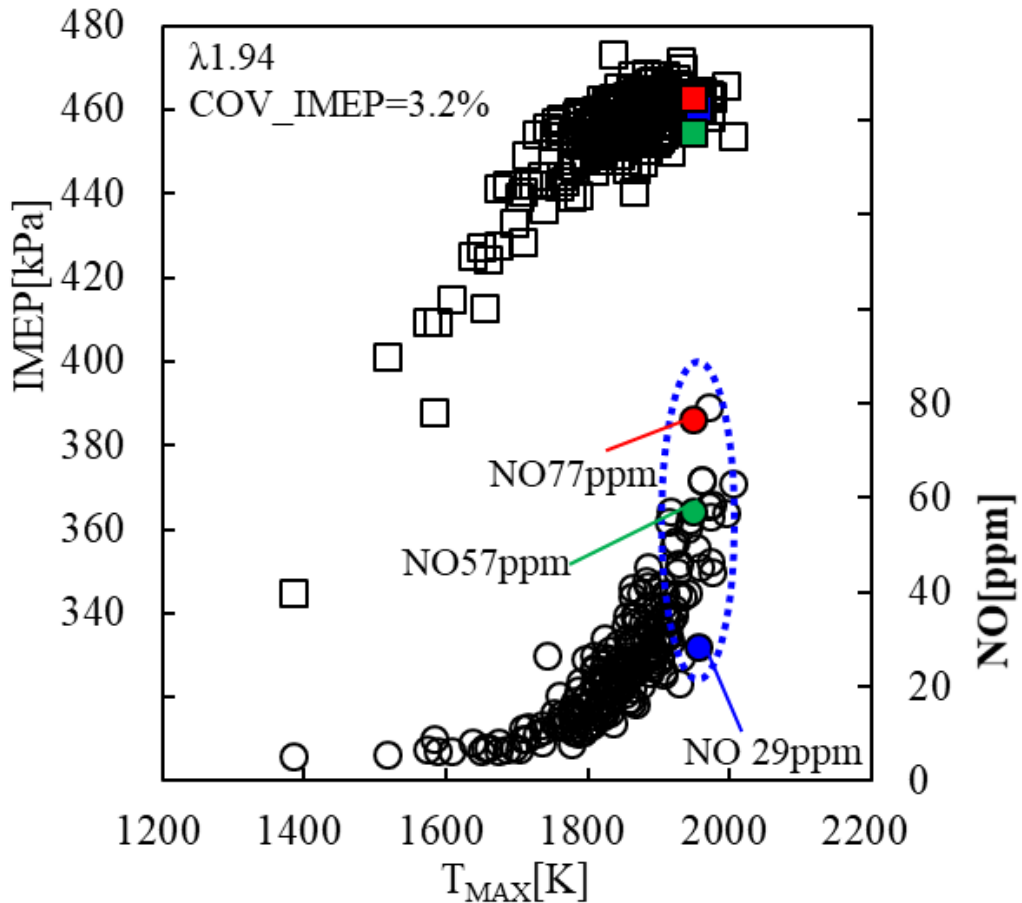


Fig. 3-12 Effect of T_{MAX} on IMEP and NO
(N_e 1500rpm, Air excess ratio 1.94, ST -50deg ATDC)

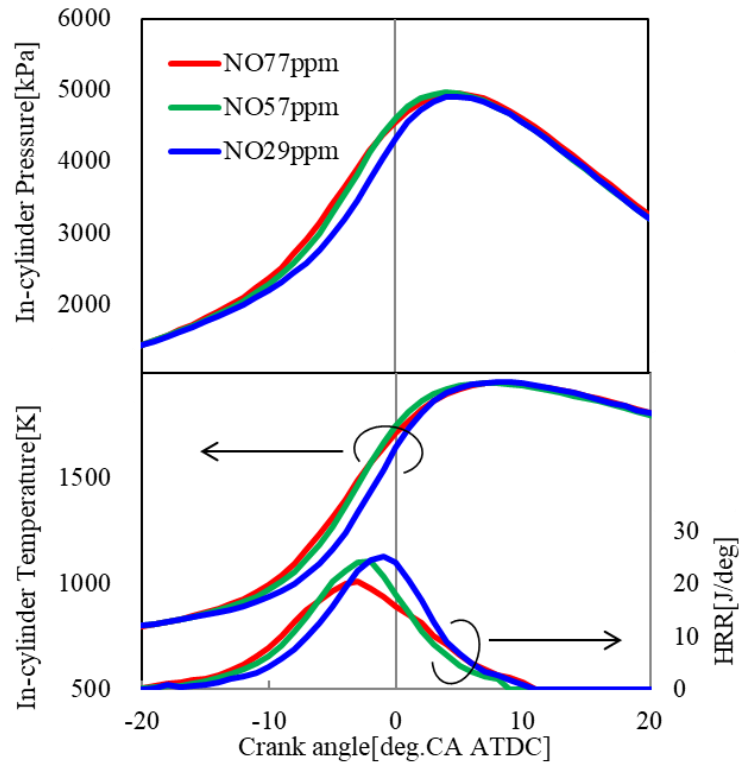


Fig. 3-13 Comparison of combustion characteristics for selected 3 cycles
(N_e 1500rpm, air excess ratio 1.94, T_{MAX} 1950K \pm 5K, ST -50deg ATDC)

同じ筒内最大温度 T_{MAX} でも NO 濃度が異なる事象について燃焼化学反応計算を用いて解析した。燃焼化学反応計算には ANSYS 社の CHEMKIN PRO [38]を用い、反応器モデルには SI combustion Simulator を使用した。素反応モデルは橋本らが構築した燃料モデル [47]に Lamoureux [48]らの NO_x に関する反応を追加したものを用いた。燃料には iso-octane を用い実験と近い空気過剰率 2.0, 容積効率 60%の条件で行った。燃焼期間の影響を解析するため MBF10-90 を 12, 16, 20deg の 3 条件とし, T_{MAX} が 2050K になるように CA_MBF50 を調整した。筒内圧力, 熱発生率, 筒内平均ガス温度の履歴を図 3-14 に示す。

図 3-15 に熱発生率履歴と生成された NO 濃度の履歴を示す。燃焼期間が短く CA_MBF50 が遅角する条件ほど実験結果と同様に NO 濃度が低くなる傾向となった。Thermal NO は既燃ガスから生成されることから図 3-16 に平均ガス温度と既燃ガス温度の比較を示す。平均ガス温度のピークが同等でも燃焼期間が異なることによって既燃ガス温度のピーク値が異なること, またその既燃ガス温度履歴も異なる。図 3-17 に既燃ガス温度と既燃ガス中の NO 生成速度の関係を示す。NO 生成速度は既燃ガス温度が支配的である。燃焼期間が短い燃焼サイクルほど既燃ガス温度の上昇開始が遅く, 既燃ガス温度の履歴が低く最大値も抑制されることが NO 生成速度の増加を抑制することで排出する NO 濃度を低下させることを明らかにした。

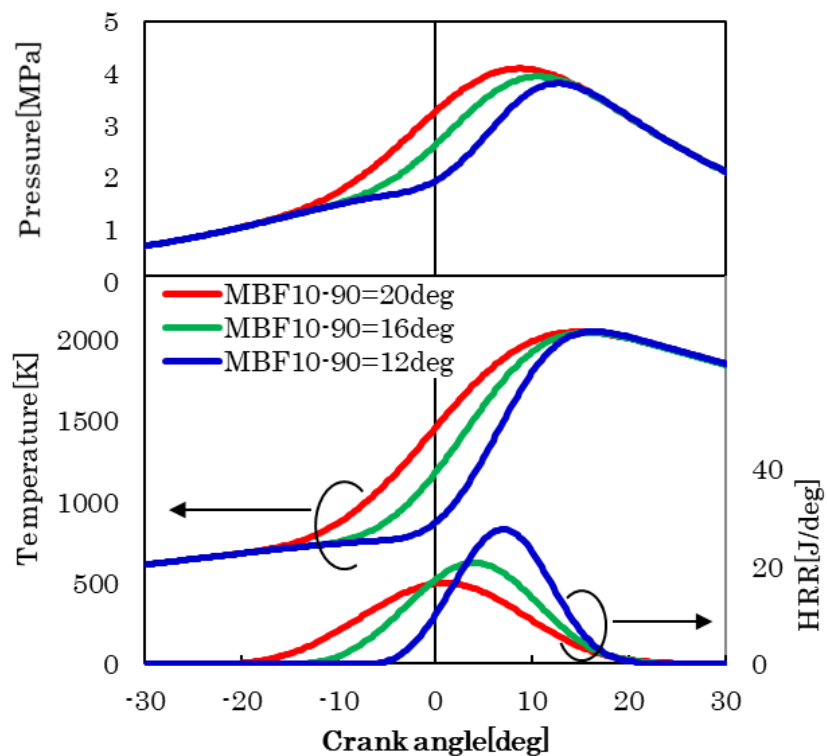


Fig. 3-14 Comparison of combustion characteristics for different combustion duration selected 3 cycles (N_e 1500rpm, air excess ratio 2, T_{MAX} 2050K)

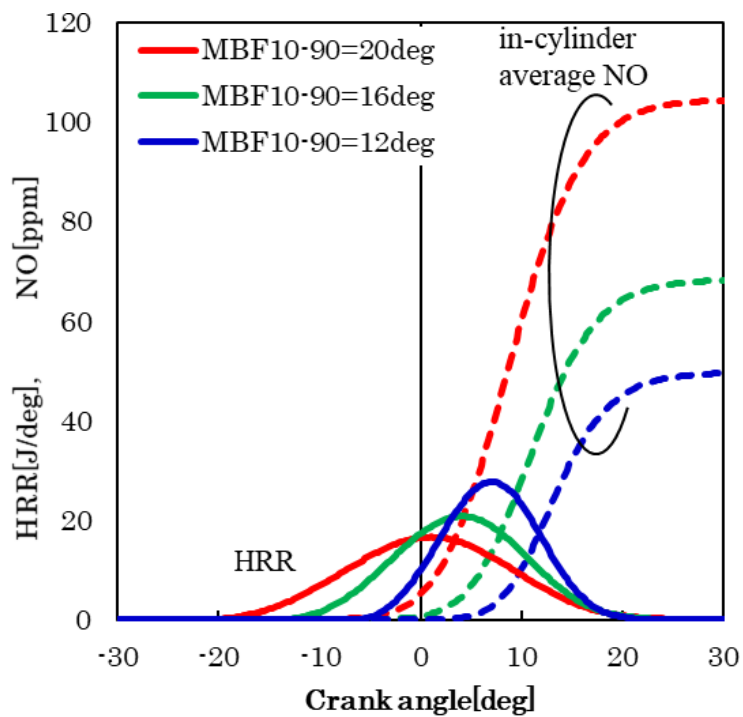


Fig. 3-15 Comparison of heat release rate and in-cylinder average NO concentrations (N_e 1500rpm, air excess ratio 2, T_{MAX} 2050K)

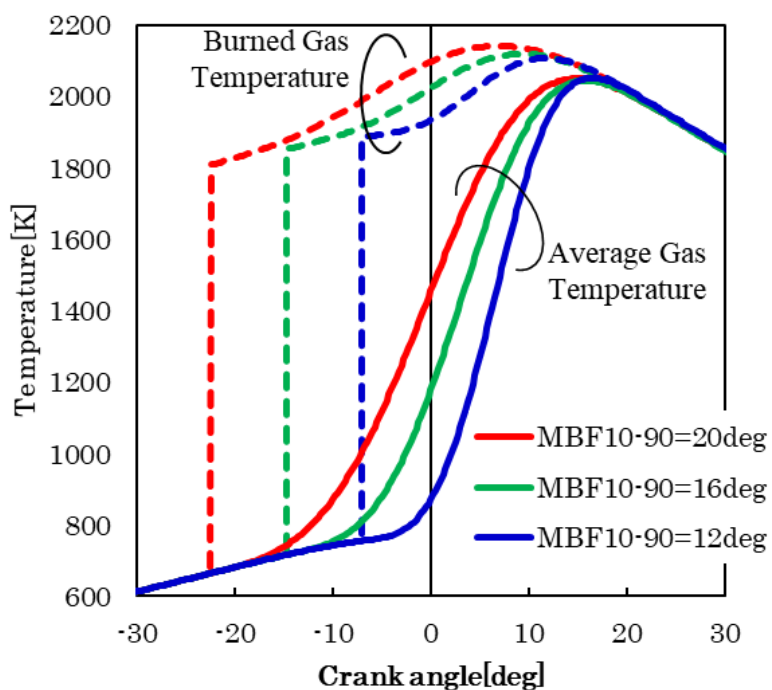


Fig. 3-16 Comparison of in-cylinder average gas temperature and Burned gas temperature (N_e 1500rpm, air excess ratio 2, T_{MAX} 2050K)

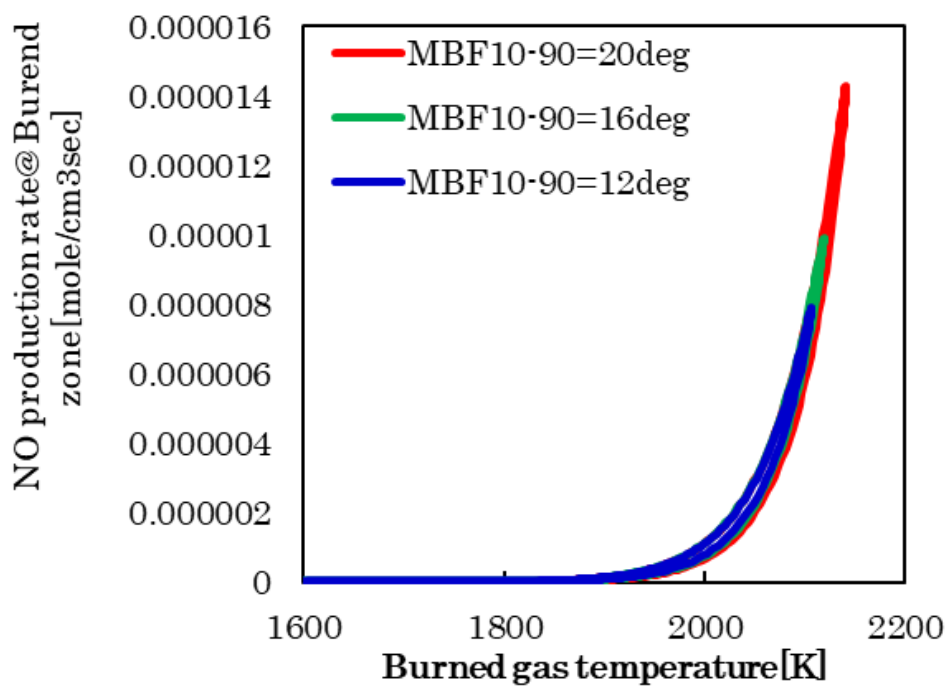


Fig. 3-17 Relationships between burned gas temperature and NO production rate of burned gas (N_e 1500rpm, air excess ratio 2, T_{MAX} 2050K)

3.3.4 火花点火の放電プラズマ影響

図 3-7, 3-8 において筒内平均ガス温度の最大値 T_{MAX} が 1700K に満たないサイクルにおいて 10ppm 前後の NO 濃度を計測し, T_{MAX} の低下と共に NO_x 濃度が低下しないことから, 燃焼から生成される NO ではなく火花点火放電による NO 生成の可能性を調査した. 図 3-8 と同様の運転条件 (吸入空気質量流量: G_{air} 3.2 g/sec) で燃料噴射のみを停止し, モータリング状態で DCO のみ火花点火した 200cycle の NO 濃度と, 同条件で DCO の火花点火も停止した条件での NO 濃度を図 3-18 に示す.

モータリングのみの結果から火花点火放電を停止した状態では NO 生成はほとんどないこと, 計測ノイズおよび計測のゼロドリフトの程度が十分小さいことを確認した. また, DCO の火花点火によって 10ppm 程度の NO が生成することを確認した. 燃焼状態で放電が生成する NO と燃焼が生成する NO を切り分けられた訳ではないが, 希薄限界領域で NO 濃度が 10ppm 程度で下げ止まる要因は火花放電による NO 生成である可能性が高い.

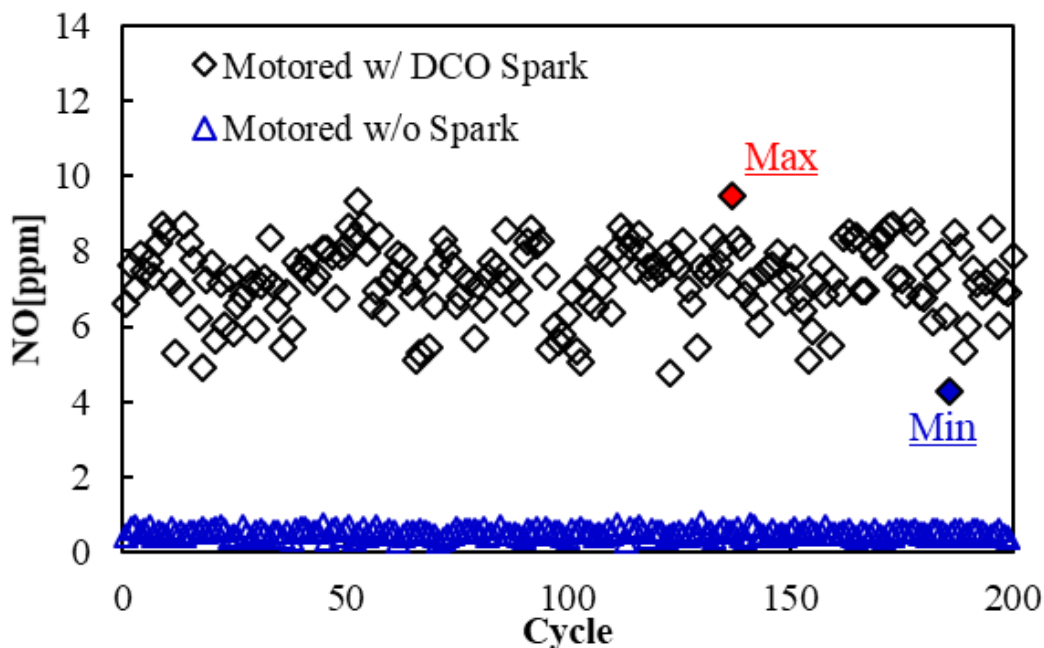


Fig. 3-18 Cyclic variation of motored NO_x with and without Spark discharge
(N_e 1500rpm, G_{air} 3.2g/sec, ST -50deg ATDC)

燃料を供給しないモータリングでの火花点火においても 200 サイクルの NO 濃度の最大値は最小値の 2 倍程度とサイクル変動が大きいことから, 火花点火放電の履歴と NO 生成のサイクル変動の関係について調査した. 図 3-18 の NO 濃度が最も高かったサイクル, NO 濃度が最も低かったサイクルの火花放電電圧と電流波形を図 3-19 に示

し、放電プラズマの可視化画像を図 3-20 に示す。最大 NO サイクルは最小 NO サイクルよりも高い電圧の履歴を示した。また、放電電圧の高いクランク角度では火花放電プラズマの伸長が大きい。火花点火の放電プラズマが伸長することによって放電プラズマの抵抗値が増加するため放電電圧が上昇すると推察する。

放電電圧と相関性の高い火花放電プラズマの伸長は NO 生成に影響が大きいと考えられるため、図 3-21 に 200 サイクルの平均放電電圧と NO 濃度の関係を整理した。放電プラズマの伸長が大きく放電電圧が高いサイクルほど、NO 濃度が高い傾向にある。高温の放電プラズマは伸長することでより多くの空気中の窒素と酸素を NO 化させていると推察する。

図 3-22 に空気過剰率 1.94 のサイクル変動する IMEP と NO_x の関係（図 3-9）とモータリングでの火花点火放電のサイクル変動値（図 3-18）を重ね合わせて示す。200 サイクル平均の IMEP とほぼ同値で燃焼サイクルの中には火花放電による NO_x 生成とほぼ同値、すなわち燃焼による NO_x 生成がほぼゼロであると推察できるサイクルが確認できる。均質な希薄混合気を火炎伝播させる HLSI 燃焼の火炎から生成する NO_x 濃度をほぼゼロにできる可能性が示唆されたと考える。一方で HLSI 燃焼の NO_x 低減に必要な空気過剰率の増加には高い乱流強度とそれに吹き消されない火花点火エネルギーの増加が有効であることは第 2 章でも述べたが、10ppm 以下の低 NO_x 燃焼を実現するためには長い放電時間かつ大きく伸長する放電プラズマが生成する NO_x 濃度の抑制も鑑みた技術開発をしていく必要がある。

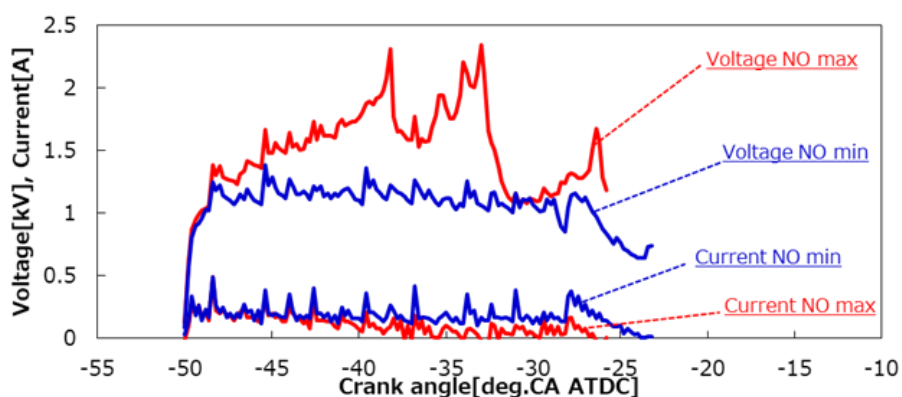


Fig. 3-19 Spark voltage and current of maximum and minimum NO cycle on motored condition (N_e 1500rpm, G_{air} 3.2g/s, ST -50 deg.CA ATDC)

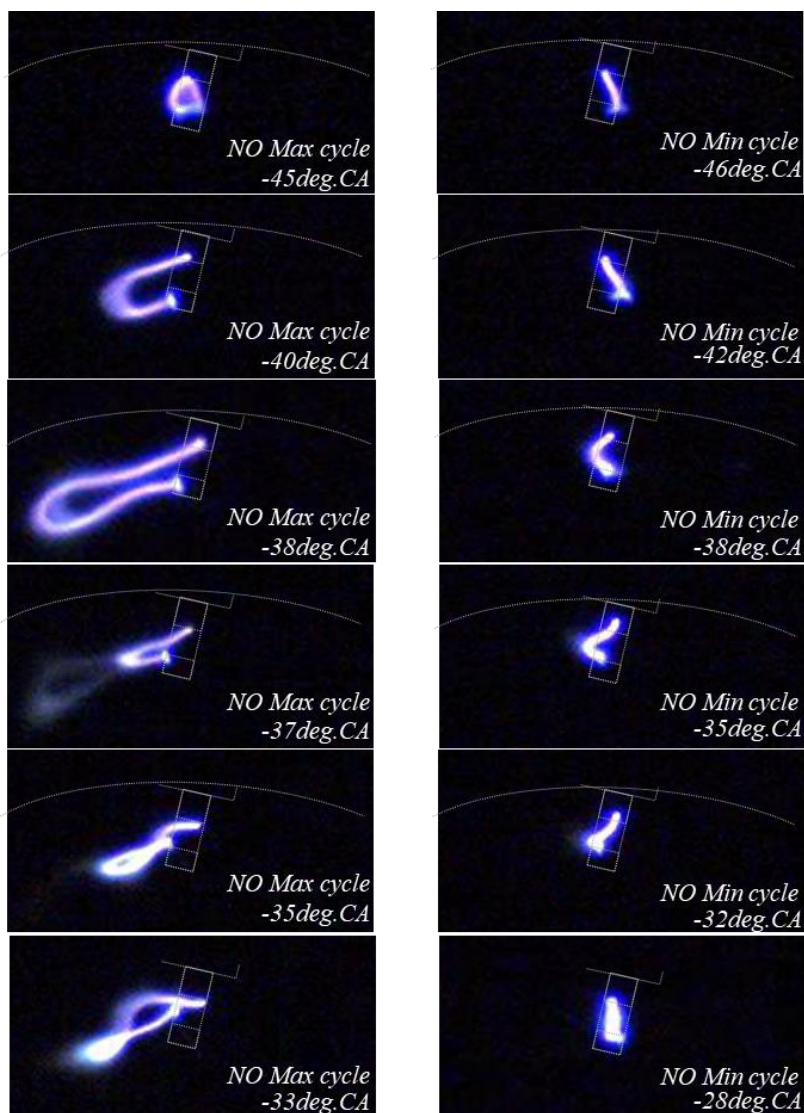


Fig. 3-20 Spark visualization of maximum and minimum NO cycle on motored condition (N_e 1500rpm, G_{air} 3.2g/s, ST -50 deg.CA ATDC)

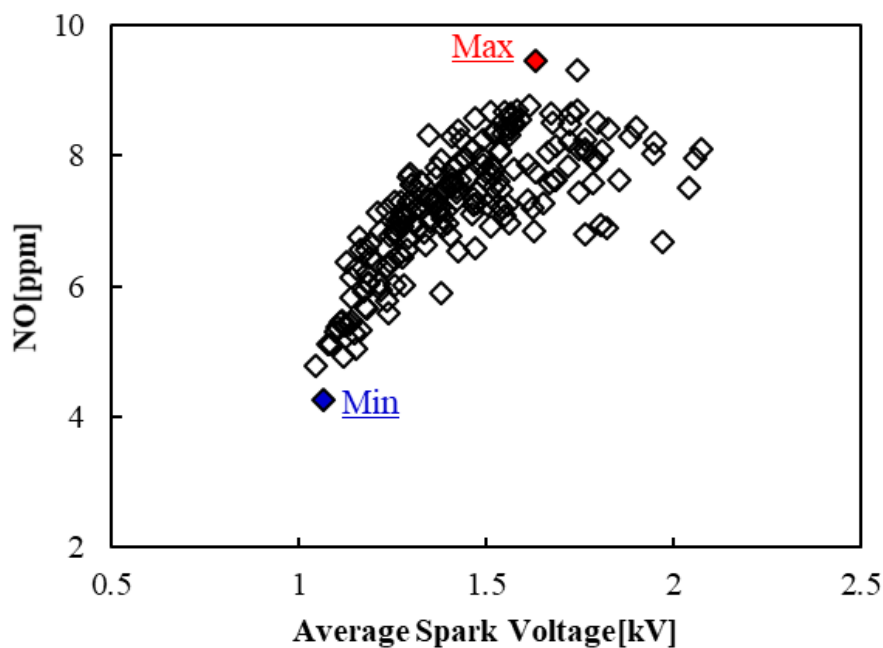


Fig. 3-21 Effect of average spark voltages on NO concentrations on Motored condition (N_e 1500rpm, G_{air} =3.2g/sec, ST -50deg ATDC)

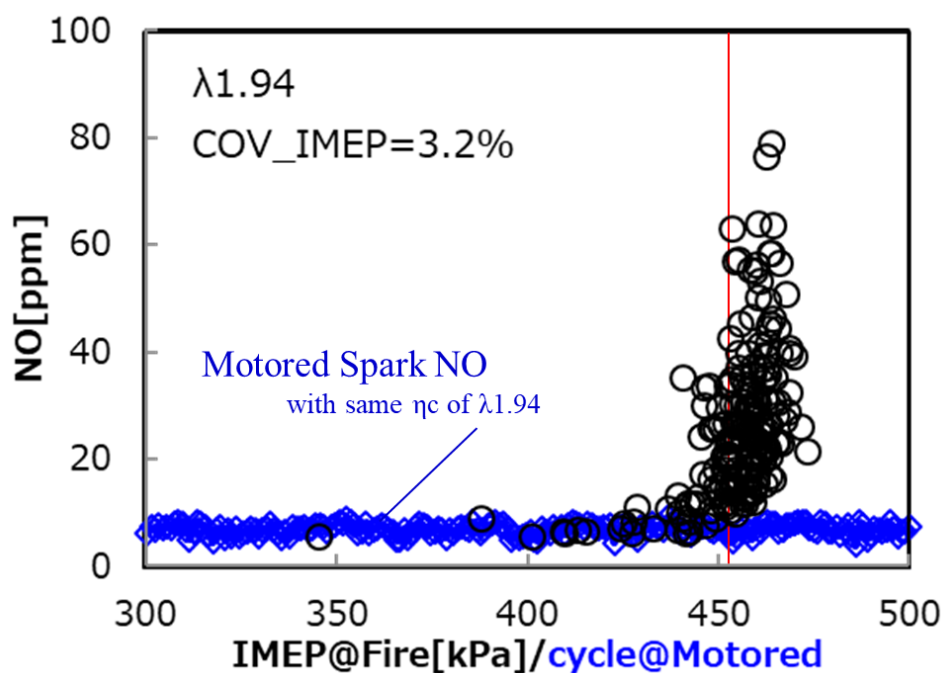


Fig. 3-22 Comparison between firing cyclic variation and motored with DCO spark cyclic variation of NO concentrations (N_e 1500rpm, G_{air} =3.2g/sec, ST -50deg ATDC)

3.4 まとめ

均質希薄 SI 燃焼の希薄限界領域の排気 NO の高速サンプリング計測を用いて窒素酸化物の燃焼サイクル変動特性を解析した。希薄限界領域では CA_MBF50 が TDC 前になるサイクルが多く存在し、それらが高い濃度の NO を生成する。NO 濃度低減の観点では CA_MBF50 を遅角するために火花点火タイミングを遅角したいが、CA_MBF50 が大きく遅角するサイクルが発生し IMEP が低下してしまい MBT とならない。より低 NO 濃度で燃焼させるために MBT 火花点火タイミングを遅角できる急速な燃焼の実現は有効と考えられるが、乱流強度を増加させる手法は更なる強力火花点火の必要性につながる可能性があり、火花点火放電プラズマによる NO_x 生成とのバランスにも注意が必要となる。希薄限界領域では火花放電プラズマが生成する NO 濃度を差し引くと、燃焼から生成される NO 濃度が 10ppm 以下であると考えられる燃焼サイクルも存在することから、均質希薄 SI 燃焼においても NO 濃度を HCCI 燃焼並みの数 ppm にできる可能性があることを示唆したと考える。本章では燃焼のサイクル変動に着目し解析と考察を展開してきたが、あらためて燃焼のサイクル変動低減の重要性を認識すると共に、以下の均質希薄 SI 燃焼の希薄限界領域の NO_x 生成に影響を及ぼす要因を明確にした。

- i. 均質な予混合気を燃焼させる HLSI 燃焼は空気過剰率の空間分布が少ないため、NO_x 生成濃度は筒内平均ガス温度の最大値 T_{MAX} と相関性が高い。
- ii. 同じ筒内温度最大値 T_{MAX} でも主燃焼期間 MBF10-90 が短く、燃焼重心 CA_MBF50 が遅角する燃焼サイクルほど既燃ガス温度の履歴が低くなるため生成される NO 濃度が低下する。
- iii. 火花点火エネルギーを増加させた火花放電が生成する NO_x 濃度を確認し、希薄限界領域の NO_x 濃度が下げ止まる要因が火花放電プラズマによるものであり、生成される NO 濃度のサイクル変動はスパーク放電伸長のサイクル変動と相関がある。

第4章 層流燃焼速度予測式の構築

4.1 はじめに

HLSI 燃焼は NO_x 生成を抑制するために高い空気過剰率で燃焼させる必要があり、空気過剰率の上昇と共に低下する層流燃焼速度の影響で火炎伝播速度が低下する。層流燃焼速度の低下はカルロピッツ数を増加させ、燃焼安定性に寄与する重要な燃焼解析要素であることを第2章で述べた。

層流燃焼速度は圧力・未燃ガス温度・混合気組成から CHEMKIN [38] など燃焼化学反応計算を用いて求めることができるが、化学反応速度とガス流速の釣り合いを収束計算するため、方程式などの数式計算と比べて大幅に時間を要する。例えばエンジンのクランク角度毎の層流燃焼速度を実験条件毎に化学反応計算を用いて解析するためには計算時間を必要とする。

一方で Metghalchi ら [49] や西田ら [50] は空気希釈混合気の層流燃焼速度式を実験結果の圧力および温度特性から提案している。式(4-1)-(4-4)に一例として Metghalchi らの式を示す。一方で両者共に EGR の考慮は十分にされておらず、かつ希釈率が Metghalchi は当量比 0.8、西田は 0.7 と HLSI 燃焼の最も解析を行いたい当量比 0.5 に満たない。

$$S_u = S_{u0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta (1 - 2.1f) \quad (4-1)$$

$$S_{u0} = B_m + B_2(\phi - \phi_m)^2 \quad (4-2)$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1) \quad (4-3)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\phi - 1) \quad (4-4)$$

三好は層流燃焼速度の既燃ガス温度と圧力依存性を用いてアレニウス式を用いた層流燃焼速度式を式(4-5)のとおり提案している [51]。係数 A_S 、圧力依存指数 α 、活性化エネルギー E_a は EGR 希釈率によって変化することを述べている。化学反応計算による層流燃焼速度の算出ではなく、これらの様に方程式にすることができれば瞬時に層流燃焼速度を算出することができる。

$$S_L^0 = A_S \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{-\alpha} \exp \left(\frac{E_a}{RT_b} \right) \quad (4-5)$$

またで、エンジン燃焼室内の混合気組成と圧力・温度から算出される層流燃焼速度とその混合気が火炎伝播燃焼した際の熱発生率との関係についての報告はほとんどない。

そこで本章ではエンジンの当量比、EGR 希釈率の変化したときの熱発生率に層流燃焼速度が与える影響を解析すること目的とし、燃焼室内の混合気温度の実測と層流燃焼速度予測式の構築を検討した。精度の検証には同等のエンジン筒内の乱流場において同等の熱発生率を示す当量比と EGR 希釈率の組み合わせの圧力履歴、未燃ガス温度履歴を用いて、予測式を用いた層流燃焼速度履歴を比較することで、エンジン筒内環境の層流燃焼速度式の精度とその有用性を明らかにする。層流燃焼速度に対して温度の影響が大きいことから、実験では未燃ガス温度の実測し層流燃焼速度の算出に用いる。

4.2 燃焼反応計算による層流燃焼速度算出

構築する層流燃焼速度予測式に使用する層流燃焼速度の算出には ANSYS 社の CHEMKIN-PRO R19.1 [38]を用いた。燃料はメタンを用い反応スキームにはローレンス・リバモア国立研究所 (Lawrence Livermore National Laboratory : LLNL) の GRI-mech 3.0 (化学種 53, 素反応数 325) [52]を用い、空気の組成は N_2 : 79vol.%, O_2 : 21vol.% とした。この反応スキームを用いて算出した層流燃焼速度計算結果と実験結果の当量比との相関性、圧力との相関性、希釈率との相関性が共に高いことが報告 [52]されている。表 4-1 に層流燃焼速度計算を行う計算パラメータを示す。

Table 4-1 Parameters of Laminar Burning Speed calculation

Equivalence ratio	0.5 to 1.0 (0.1 increments)
EGR ratio	0 to 0.4 (0.1 increments)
Pressure	0.2, 0.5, 1, 2, 3, 4, 5 MPa
Unburned gas temperature	500 to 900 K (50K increments)

三好はアレニウス速度式を忠実に再現するため既燃ガス温度を用いて $1000/T$ と層流燃焼速度の対数の関係を示した [51]。一方でエンジン筒内での既燃ガス温度の実測は非常に難しい。本章では未燃ガス温度の実測を試みたことから、未燃ガス温度を用いて層流燃焼速度を精度良く算出する予測式の構築を検討した。また、空気および EGR 希釈によって変化する圧力・温度依存性を数式化することで広範囲の適用を目指した。

4.3 層流燃焼速度計算結果

4.3.1 未燃ガス温度の層流燃焼速度影響

図 4-1 に圧力 2MPa における当量比, EGR 希釈率, 未燃ガス温度が層流燃焼速度に与える影響を示す. 層流燃焼速度の対数は未燃ガス温度に良い直線性を示すことから, 式(4-6)を導いた. EGR 希釈については EGR 希釈しない状態を φ_{EGR1} とし, 1 から EGR 希釈率 (吸気 CO₂ 濃度の排気 CO₂ 濃度割合) を減じた値を φ_{EGR} とし, 当量比の φ_{LEAN} と希釈率に対する指標を統一した. 当量比及び EGR 率と係数 A , B 関係を図 4-2 に示す. 係数の多項式近似は決定係数 R^2 が 99% 以上となる様に次数を決定し, 式(4-8)から (4-11)を導出した. 未燃ガス温度に対する層流燃焼速度の対数が良い直線性を示したことは, 既燃ガス温度を用いたアレニウス式にせずとも式としての精度が出ることを意味する. 実機の未燃ガスの計測は既燃ガス温度と比べると容易であるため, 実機の層流燃焼速度解析に用いるには未燃ガス温度を用いることができることは有効であると考えた.

$$S_L [cm/s] = A \exp(B \cdot T_{unburned}) \quad (4-6)$$

$$\varphi_{EGR} = 1 - \frac{CO_{2intake}}{CO_{2exhaust}} \quad (4-7)$$

$$A_{LEAN}(\varphi) = -44.72\varphi^3 + 104.8\varphi^2 - 70.49\varphi + 14.90 \quad (4-8)$$

$$A_{EGR}(\varphi) = 26.95\varphi^2 - 32.73\varphi + 10.23 \quad (4-9)$$

$$B_{LEAN}(\varphi) = 0.00720\varphi^2 - 0.01454\varphi + 0.01102 \quad (4-10)$$

$$B_{EGR}(\varphi) = -8.83 \times 10^{-5}\varphi^2 - 3.57 \times 10^{-3}\varphi + 0.996 \quad (4-11)$$

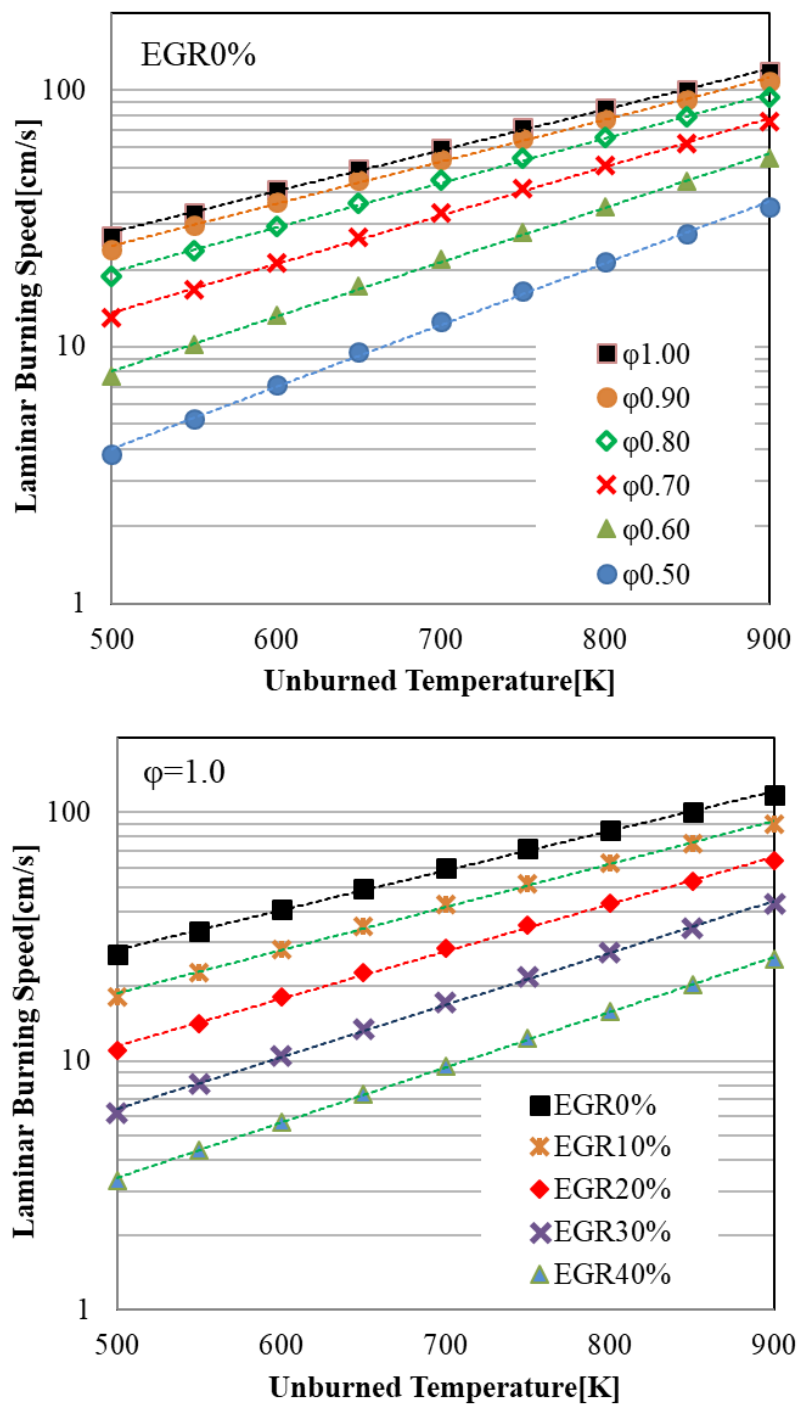


Fig. 4-1 Effect of Equivalence ratio, EGR ratio and unburned temperature on laminar burning speed (Pressure 2MPa)

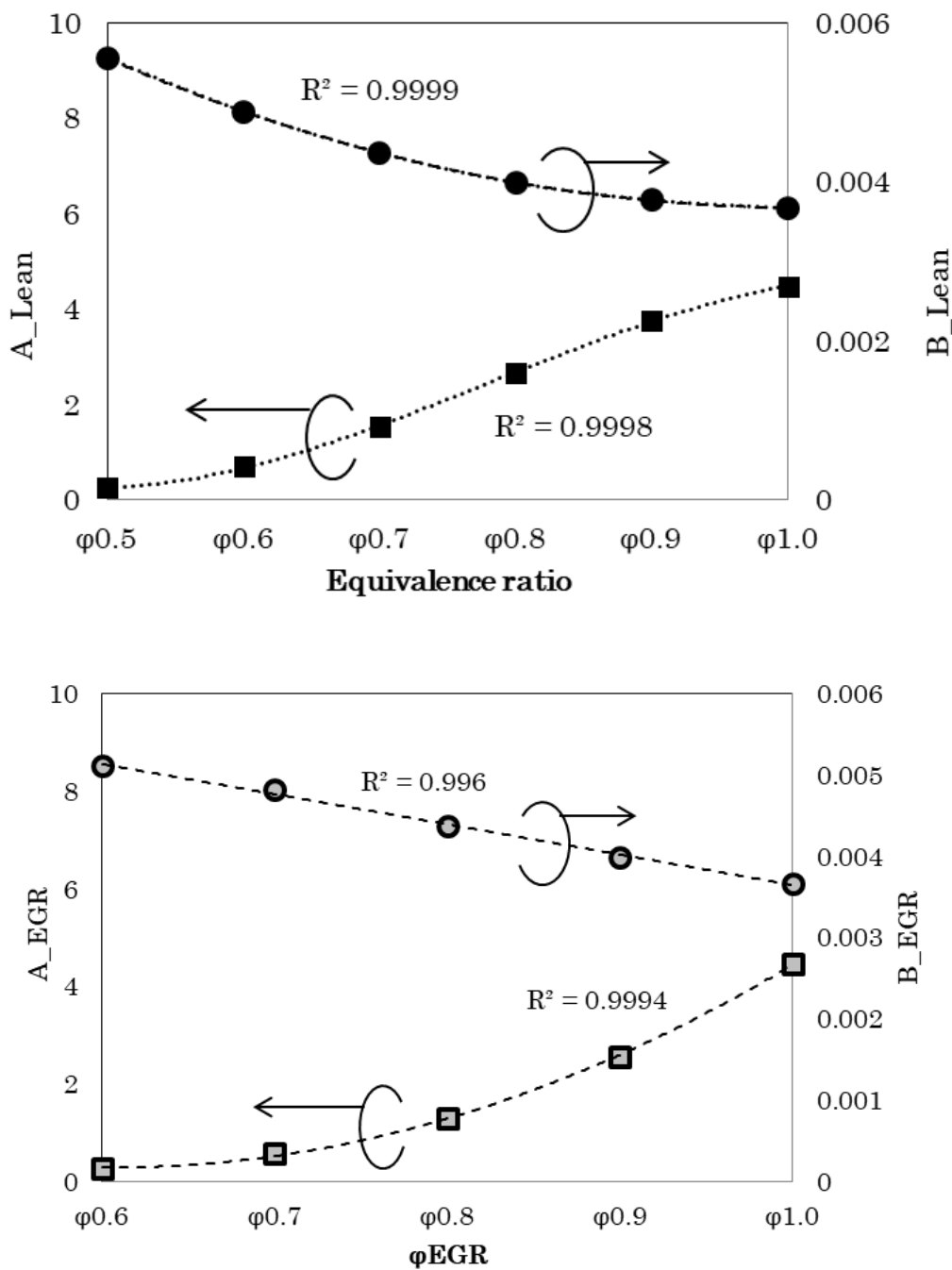


Fig. 4-2 Effect of Equivalence ratio, EGR ratio on slope and intercept of linear approximation of logarithm of unburned gas temperature and laminar burning speed (Pressure 2MPa)

4.3.2 圧力の層流燃焼速度影響

図 4-3 に未燃ガス温度 700K における当量比, EGR 率, 圧力が層流燃焼速度に与える影響を示す. 温度上昇は層流燃焼速度を増加させる一方で, 圧力上昇は層流燃焼速度を低下させる特性を持つ. 層流燃焼速度の対数は圧力の対数に良い直線性を示すことから式(4-12)を導いた. 当量比及び EGR 率と係数 α , β 関係を図 4-4 に示す. 係数の多項式近似は決定係数 R^2 が 99%以上となる様に次数を決定し, 式(4-13)から(4-16)を導出した.

$$S_L [cm/s] = \beta P^{-\alpha} \quad (4-12)$$

$$\alpha_{LEAN}(\varphi) = 0.126\varphi^2 - 0.459\varphi + 0.718 \quad (4-13)$$

$$\alpha_{EGR}(\varphi) = 0.643\varphi^2 - 1.502\varphi + 1.248 \quad (4-14)$$

$$\beta_{LEAN}(\varphi) = 116.9\varphi^2 - 678.8\varphi + 1041 \quad (4-15)$$

$$\beta_{EGR}(\varphi) = 149.5\varphi^2 - 75.152\varphi + 5.747 \quad (4-16)$$

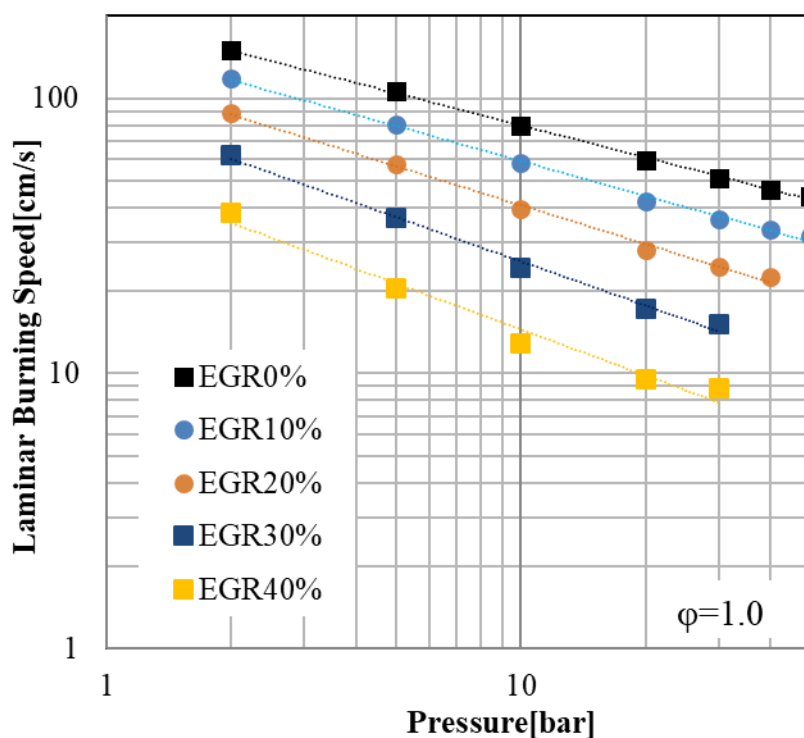
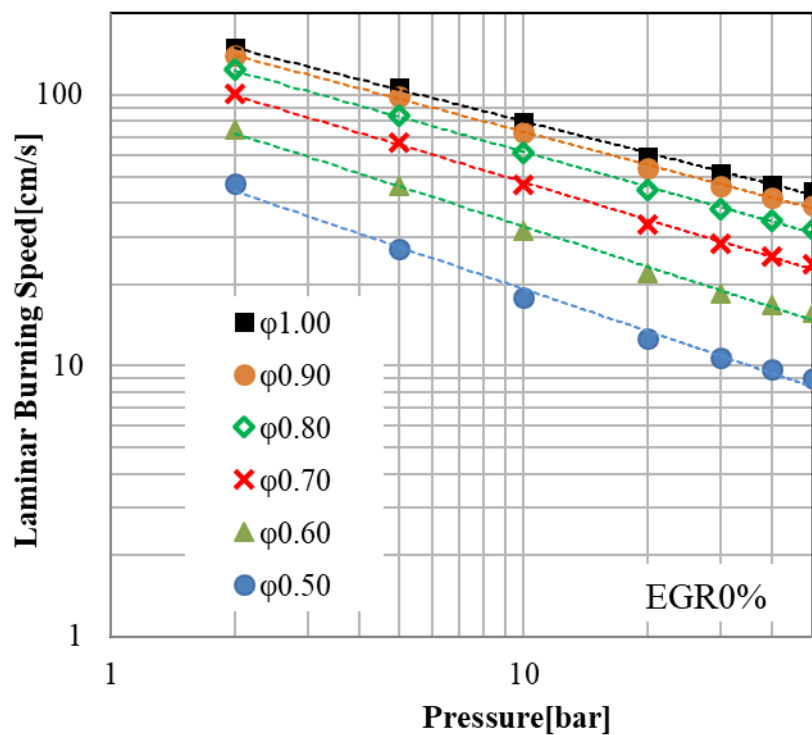


Fig. 4-3 Effect of Equivalence ratio, EGR ratio and pressure on laminar burning speed (unburned temperature 700 K)

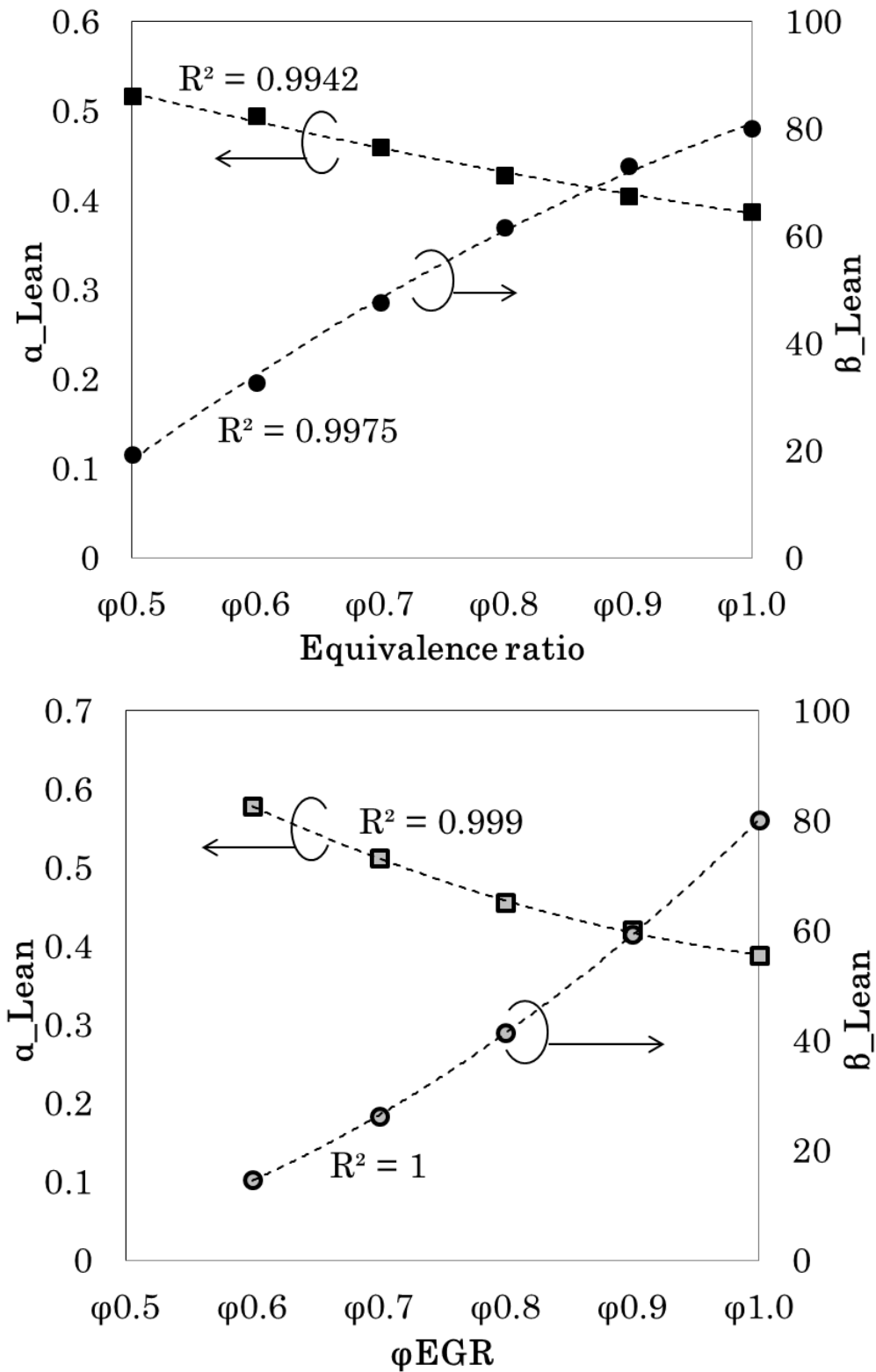


Fig. 4-4 Effect of Equivalence ratio, EGR ratio on slope and intercept of linear approximation of logarithm of pressure and laminar burning speed (Unburned gas temperature 700 K)

4.4 層流燃焼速度予測式と反応計算との相関性

圧力と未燃ガス温度の層流燃焼速度への依存性と当量比と EGR の影響, 基準圧力 P_{ref} を 2MPa と定め, 式(4-17)を導いた. 空気と EGR ガスの混合希釈に対する各係数の決定は混合希釈率を表す φ_{all} を式(4-19)から算出し, その φ_{all} から各 A, B, α の係数を式(4-8)-(4-11), (4-13), (4-14)を用いて決定し, 空気による希釈率を表す φ_{LEAN} , EGR 希釈率を表す φ_{EGR} を式(4-20)-(4-22)に代入する.

$$S_L [cm/s] = A_{all} * \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^{-\alpha_{all}} \exp(B_{all} * T_{unburned}) \quad (4-17)$$

$$P_{ref} [MPa] = 2 \quad (4-18)$$

$$\varphi_{all} = \varphi_{LEAN} * \varphi_{EGR} \quad (4-19)$$

$$A_{all} = \frac{1-\varphi_{LEAN}}{2-\varphi_{LEAN}-\varphi_{EGR}} A_{LEAN}(\varphi_{all}) + \frac{1-\varphi_{EGR}}{2-\varphi_{LEAN}-\varphi_{EGR}} A_{EGR}(\varphi_{all}) \quad (4-20)$$

$$B_{all} = \frac{1-\varphi_{LEAN}}{2-\varphi_{LEAN}-\varphi_{EGR}} B_{LEAN}(\varphi_{all}) + \frac{1-\varphi_{EGR}}{2-\varphi_{LEAN}-\varphi_{EGR}} B_{EGR}(\varphi_{all}) \quad (4-21)$$

$$\alpha_{all} = \frac{1-\varphi_{LEAN}}{2-\varphi_{LEAN}-\varphi_{EGR}} \alpha_{LEAN}(\varphi_{all}) + \frac{1-\varphi_{EGR}}{2-\varphi_{LEAN}-\varphi_{EGR}} \alpha_{EGR}(\varphi_{all}) \quad (4-22)$$

構築した予測式は空気のみ希釈条件 φ_{LEAN} , EGR のみ希釈条件 φ_{EGR} の計算結果を元にして作成した. 一方で実機の計算には外部 EGR を導入しなくとも残留ガスによる内部 EGR を考慮した層流燃焼速度の解析をする必要がある. そこで空気希釈と EGR 希釈の混合ガスも含めて CHEMKIN PRO で算出する層流燃焼速度との相関性を確認した. 計算は表 4-2 に示す混合気, 未燃ガス温度, 圧力条件の条件で CHEMKIN PRO を用いて層流燃焼速度を算出した.

表 4-1, 表 4-2 の混合気条件, 未燃ガス温度, 圧力条件の CHEMKIN PRO を用いた反応計算結果と, 構築した層流燃焼速度式を用いて算出した結果の比較を図 4-5 に示す. 1次近似曲線の傾き, 決定係数 R^2 共に 0.99 と反応計算ソフトである CHEMKIN PRO の結果を高い精度で算出可能な予測式を構築した.

Table 4-2 Parameters of laminar burning speed calculation

Lean condition ($\phi_{EGR}=1$)	$\phi_{LEAN} = 0.5$ to 1.0 (0.05 increments)
EGR condition ($\phi_{LEAN}=1$)	$\phi_{EGR} = 0.6$ to 1.0 (0.05 increments)
Lean EGR mix condition	$(\phi_{LEAN}, \phi_{EGR}) = (0.75$ to $0.95, 0.75$ to $0.95)$ (0.05 increments)
Pressure	0.2, 0.5, 1, 2, 3, 4, 5 MPa
Unburned gas temperature	500 to 900 K (50K increments)

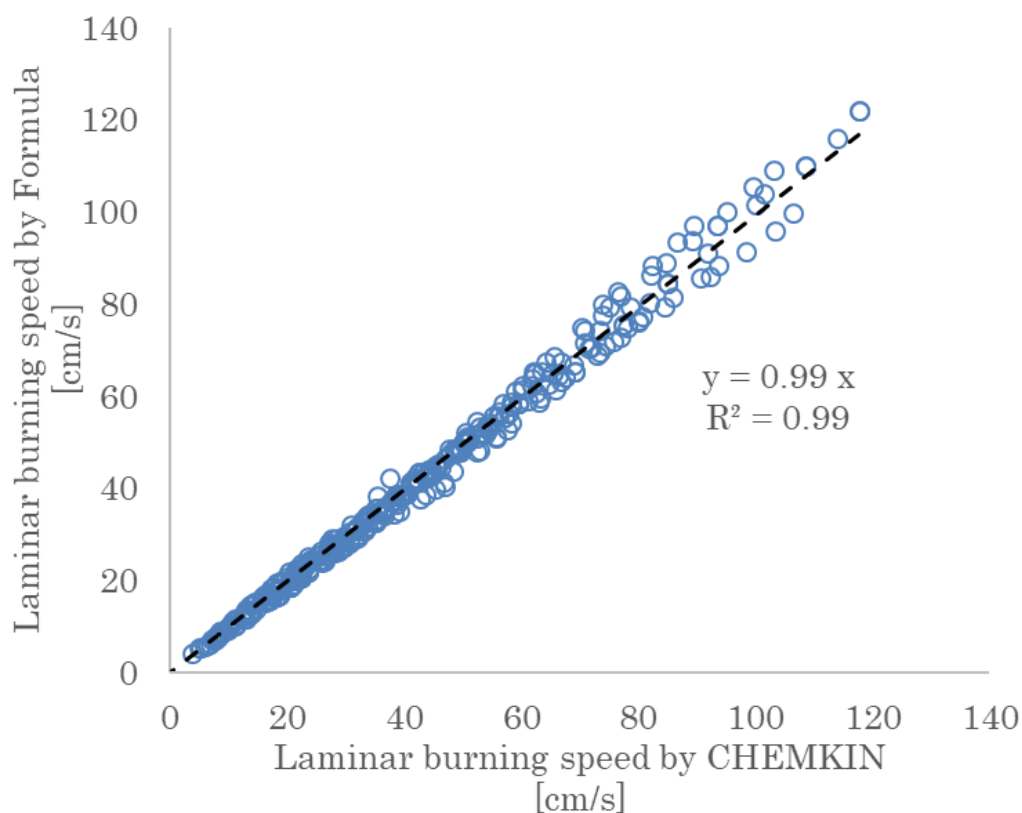


Fig. 4-5 Comparison between calculation results of CHEMKIN and calculation by predicting formula

4.5 均質希薄火花点火燃焼を用いた層流燃焼速度予測式の精度検証

反応計算に用いた反応スキームは単体容器などの層流環境では計算と実際の層流火炎伝播速度が合致することが報告 [51]されている。一方で実際のエンジン環境では乱流下での燃焼であること、また多くの層流火炎の実機計測がされている条件よりも高い圧力、温度条件である。本章の層流燃焼速度式構築の目的は第2章でも述べた均質希薄火炎伝播燃焼などの高い乱流場での解析も含めた活用である。そこで実機のエンジン環境を用いて本章で構築した層流燃焼速度予測式の精度を検証する。

精度の検証手法としては同等の乱流環境において同等の熱発生率を示すことは火炎伝播速度が同意とみなされ、層流燃焼速度履歴が合致していると考えられることができる。同一エンジンの同一回転速度、同一燃料流量、同一火花点火タイミングで燃焼させた場合に同等の熱発生率履歴となる当量比と EGR 率の組み合わせの圧力履歴、未燃ガス温度履歴を用いて、予測式を用いた層流燃焼速度履歴を比較することで、エンジン筒内環境の層流燃焼速度式の精度とその有用性を解析できると考えた。圧力と吸入混合気成分の計測だけでなく、層流燃焼速度に対して未燃ガス温度の影響が大きいことから、本章では未燃ガス温度の実測を試みた。

4.5.1 実験装置および実験条件

実験には表 4-3 に示す諸元の単気筒エンジンを用いた。実験装置の概要を図 4-6 に示す。均質な混合気を供給者するため吸気バルブよりも約 1m 上流から燃料と空気を混合し吸気させた。計測システムの概要を図 4-6 に示す。精度良く層流燃焼速度を解析するため、影響の大きい筒内温度及び残留ガスの H_2O 濃度を LaVision 社の ICOS Temperature システム (図 4-7) [53]を用いて計測した。測定原理は水蒸気の近赤外吸収スペクトル分析に基づき、計測した圧力と赤外吸収特性から H_2O の赤外吸収データベースと照合することによって、ガス温度を算出 (図 4-8) する [54]。図 4-9 に示すとおり温度計測プローブはヘッドとシリンダーの間の厚さ 20mm のスペーサーに設置した。ボア端面からレーザー光を入出力し、反対面にはミラーを設置した。ピストントップを V 字形状にし、圧縮比 13 かつ、下死点から上死点まで全域で光学計測が可能な構造とした。上死点でのピストンとレーザー光のクリアランスは約 2mm とした。

同一の乱流場で燃焼を開始するため、実験条件は全てエンジン回転速度 N_e 1000rpm, 吸入燃料流量 G_{fuel} 8.93L/min, 火花点火タイミング ST -28 deg. ATDC に固定した。温度条件も吸気混合気温度 25°C, エンジン冷却水温 90°C に統一して実験を行った。実験は当量比 1.0 における外部 EGR 率の熱発生率への影響と層流燃焼速度の関係をまず調査し、次に当量比と外部 EGR 率の組み合わせを同等の熱発生率となるように複数の条件で実験を行い、その層流燃焼速度を解析した。

Table 4-3 Single cylinder engine specifications

Number of Cylinder	Single
Bore × Stroke	80.0 × 80.0 mm
Displacement	402cm ³
Compression Ratio	13.0
Fuel Delivery	Upstream Injection
Valve timing Open / Close	Inlet: -345 / -155 Exhaust: 155 / 345

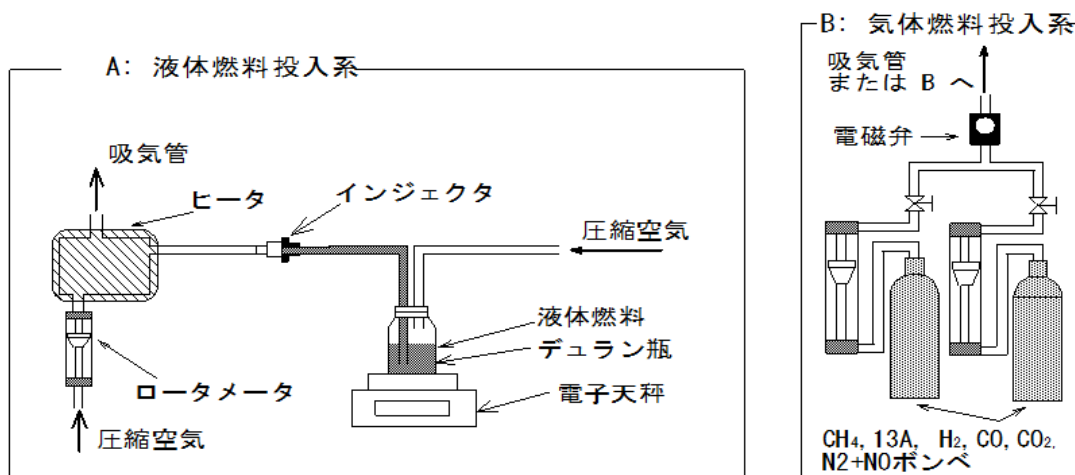
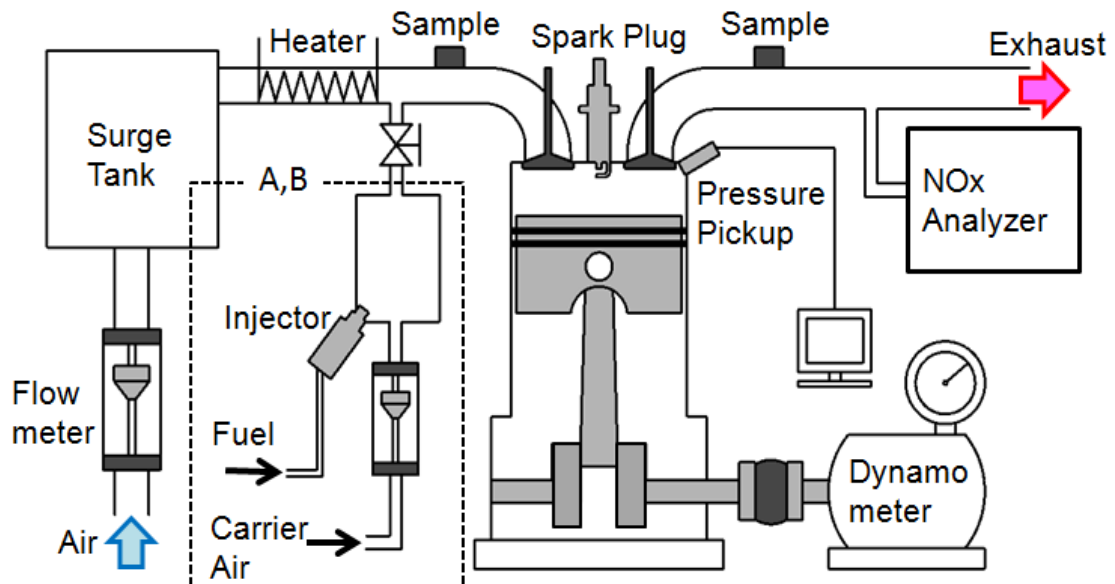


Fig. 4-6 Overview of experimental engine devices and measurement system



Fig. 4-7 Appearance of ICOS temperature system

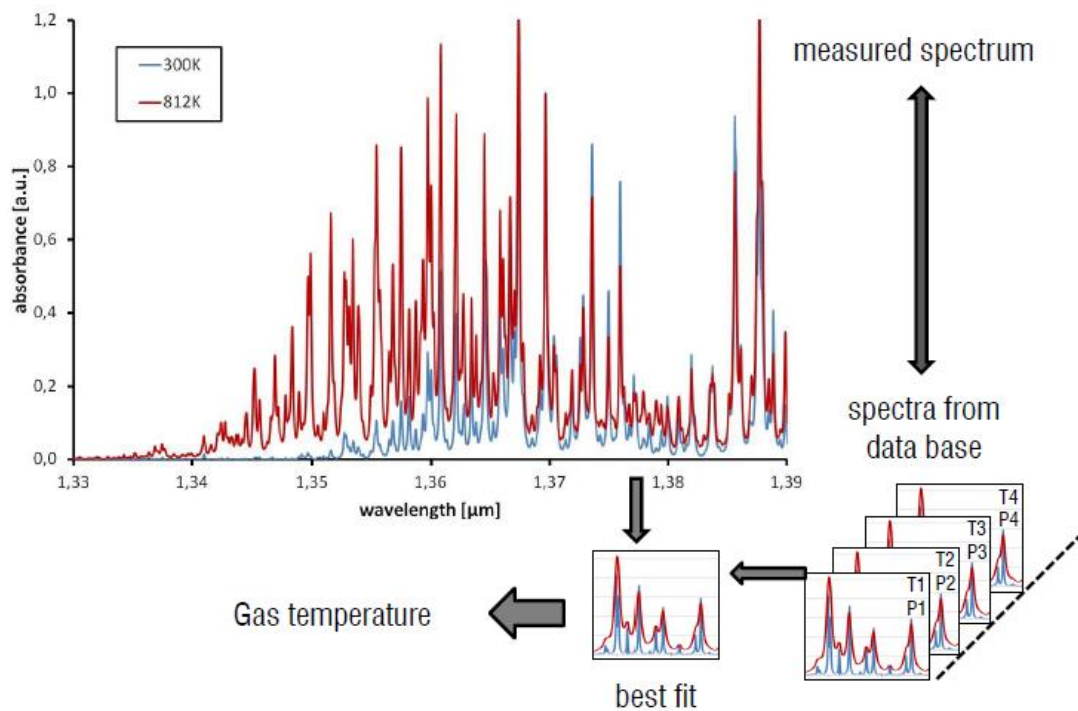


Fig. 4-8 Example of absorption database and gas temperature calculate procedure [53]

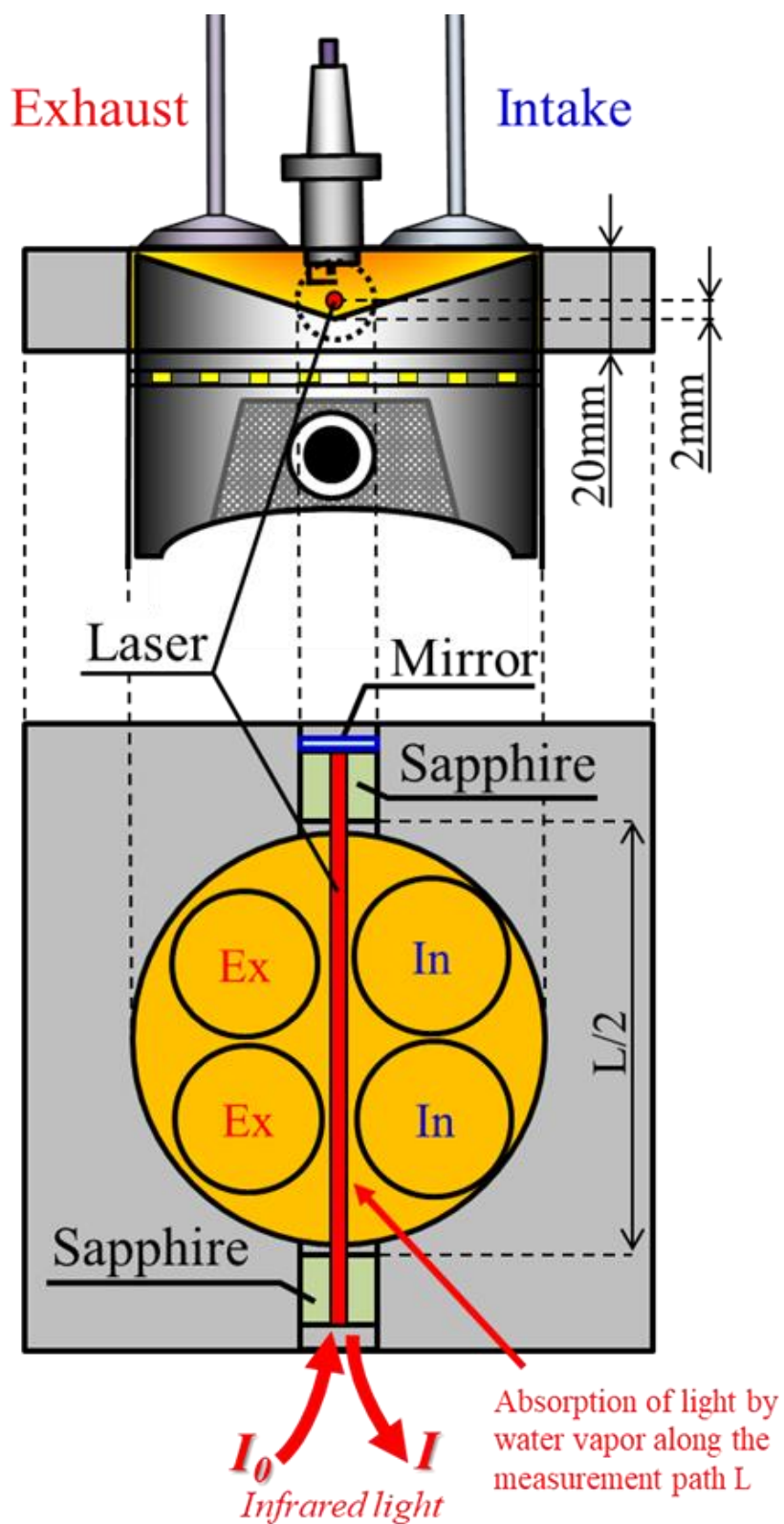


Fig. 4-9 Overview of temperature measurement spacer dimension and laser position

4.5.2 外部 EGR 希釈の燃焼重心角度影響と層流燃焼速度

層流燃焼速度がエンジン燃焼環境における熱発生率に与える影響を考察するために、図 4-10 に当量比 1.0 で外部 EGR 率を 0% から 16.7% までおおよそ 4% 毎に変更させたときの筒内圧力と熱発生率の比較を示す。外部 EGR 率が大きくなるほど燃焼期間が長く、燃焼質量割合 50% となる燃焼重心角度 CA_{MBF50} が遅角した。同等の乱流場で同一の火花点火タイミングで燃焼を開始したため、EGR 希釈による燃焼期間の増加は層流燃焼速度の影響であると推察する。図 4-11 に計測した筒内ガス温度と H_2O 濃度履歴の比較を示す。外部 EGR 率違いでの未燃ガス温度に差は小さく、燃焼速度の差は外部 EGR 希釈による層流燃焼速度の影響が支配的であると考えられる。外部 EGR 率が異なることで比熱比が変化するものの、吸気ポートでの混合気温度とエンジン冷却水温を同等に制御していることから火花点火前の未燃ガス温度履歴の差が小さいと考える。

未燃ガス温度と層流燃焼速度の算出に用いる EGR 率の算出式を式(4-16)-(4-18)に示す。内部 EGR 率は H_2O 濃度の赤外吸収特性を用いて実測し、吸気行程と排気行程の濃度から算出した。外部 EGR 率は吸気に占める外部 EGR の割合を容積流量計測し算出した。

$$ratio_{EGR} = ratio_{internal\ EGR} + ratio_{external\ EGR} \quad (4-23)$$

$$ratio_{internal\ EGR} = \frac{Mole\ H_2O_{inlet}}{Mole\ H_2O_{exhaust}} \quad (4-24)$$

$$ratio_{external\ EGR} = \frac{Mole\ external\ EGR}{Mole\ inlet\ gas\ mixture} \quad (4-25)$$

未燃ガス温度は火花点火タイミングまでは実測した筒内温度を採用し、火花点火以降は燃焼圧力によって断熱圧縮されるものとして実測した筒内圧力と火花点火タイミングにおける筒内圧力 P_{ST} およびガス温度 T_{ST} から式(4-19)を用いて算出した。比熱比は燃焼中の質量燃焼割合と H_2O 濃度履歴から算出される EGR 率をガス組成に反映しアメリカ国立標準技術研究所 (National Institute of Standards and Technology: NIST) の熱容量データベース [55] の各係数を採用して算出した。

$$T_{unburned} = T_{ST} \left(\frac{P}{P_{ST}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4-26)$$

図 4-12 に外部 EGR 率 0% から 16.7% まで変化させたときの未燃ガス温度と層流燃焼速度の履歴を示す。火花点火タイミング ST -28deg ATDC までの未燃ガス温度はほぼ同値であるが外部 EGR 率の増加によって層流燃焼速度は大きく低下する。層流燃焼速度の差異が火花点火後の燃焼速度および熱発生率に差を生じさせることで燃焼中の未燃ガス温度にも差を生じさせる。図 4-13 に火花点火タイミングの層流燃焼速度と燃焼重心位置 CA_MBF50 の関係を示す。外部 EGR 率 0% と 16.7% では火花点火タイミングで約 28 cm/s の層流燃焼速度の差が生じ、CA_MBF50 は約 7deg 程度の差異がある。同一火花点火タイミングで火花点火タイミングの層流燃焼速度が 4 cm/s 程度変化すると燃焼重心位置 CA_MBF50 が 1deg 程度変化する感度となる。

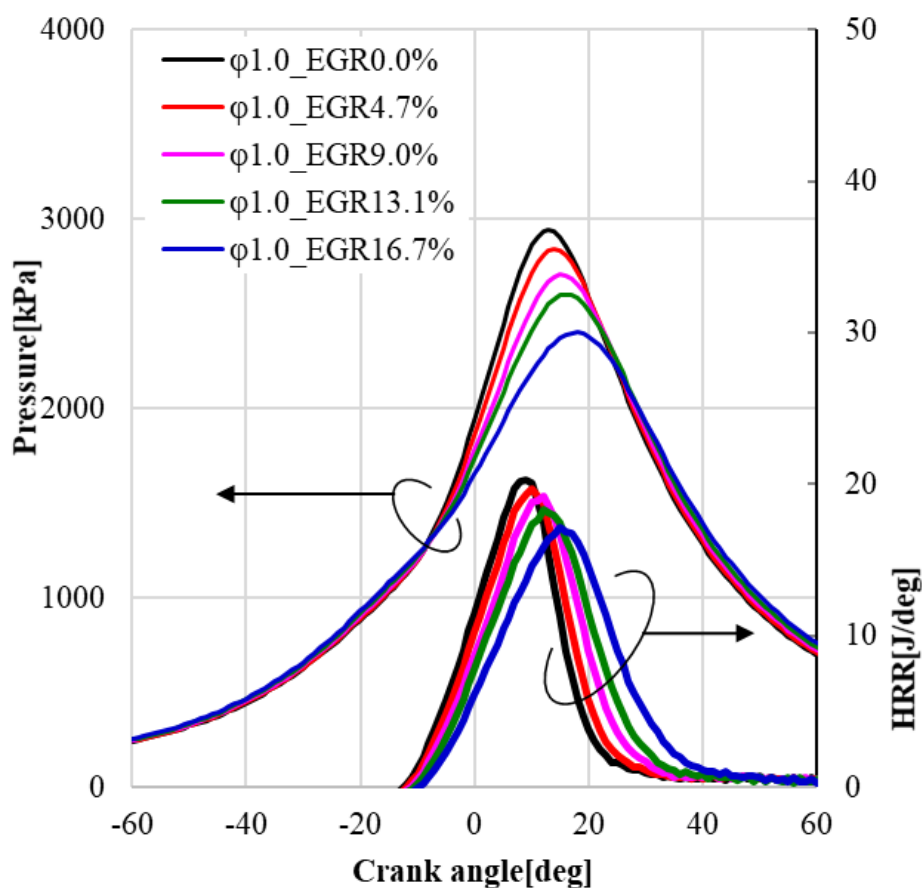


Fig. 4-10 Effect of EGR ratio on pressure and heat release rate
(N_e 1000rpm, G_{fuel} 8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

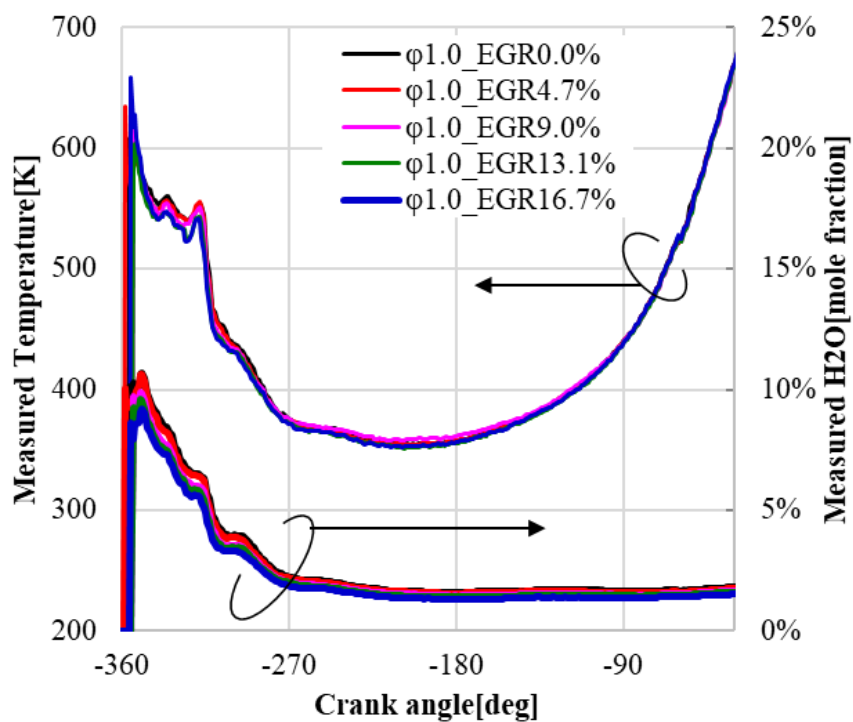


Fig. 4-11 Effect of EGR ratio on measured temperature and H₂O fraction (*N_e*1000rpm, *G_{fuel}*8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

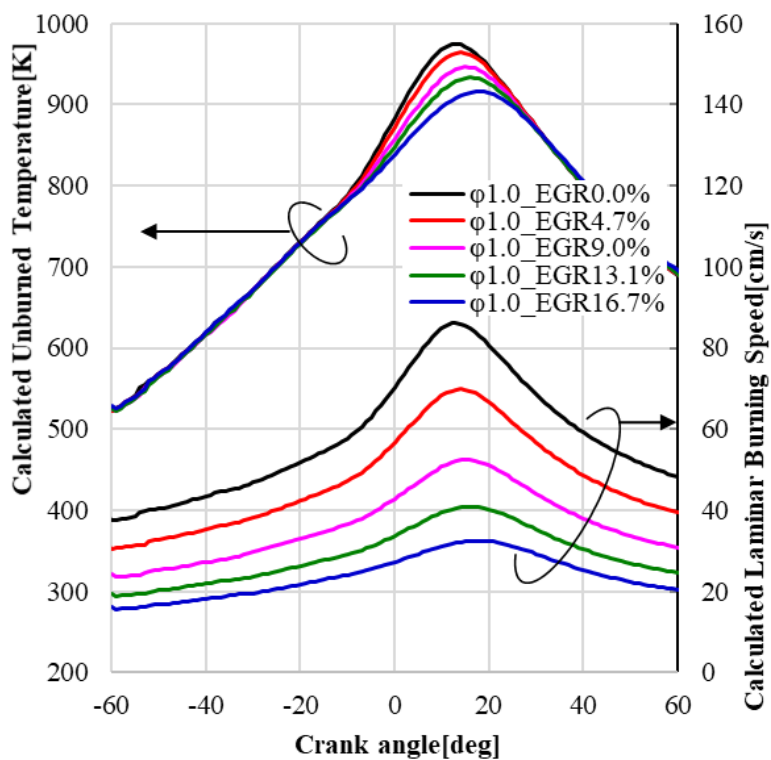


Fig. 4-12 Effect of EGR ratio on unburned gas temperature and laminar burning speed (*N_e* 1000rpm, *G_{fuel}*8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

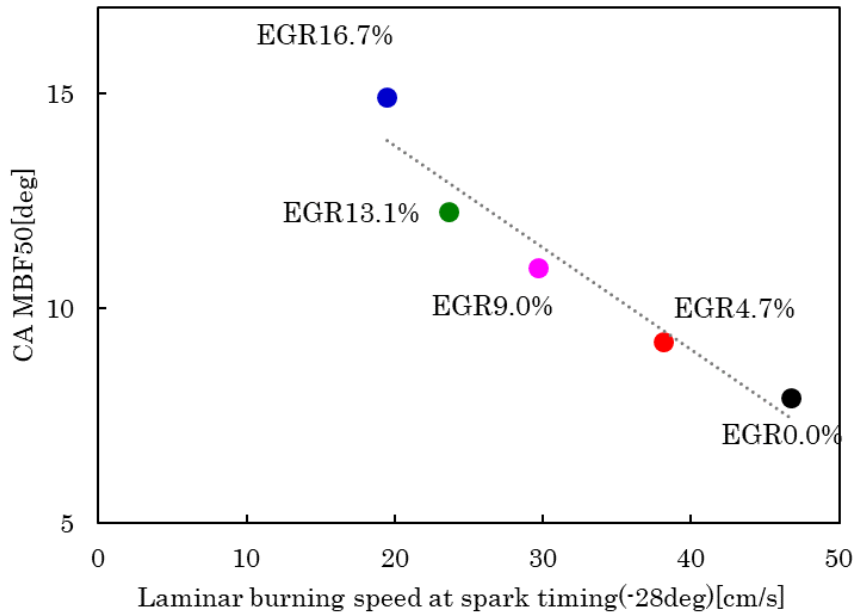


Fig. 4-13 Effect of laminar burning speed at spark timing on CA_MBF50
(N_e 1000rpm, G_{fuel} 8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

4.5.3 同一燃焼重心角度となる当量比・外部 EGR 率と層流燃焼速度

層流燃焼速度が熱発生率に与える影響を考察するため、同一燃料流量・同一火花点火タイミングで当量比と外部 EGR 率の組み合わせを変更し、燃焼重心位置 CA_MBF50 が同等になる組み合わせを探索した。図 4-14 に当量比を 0.8 から 1.0 まで 0.05 ずつ変化させたときに燃焼重心角度が同等となる外部 EGR 率での熱発生率を示す。同一燃焼重心角度となる組み合わせを抽出したため、熱発生率はほぼ重なるが、空気希釈率が高い条件ほど高い希釈率となったため筒内圧力が大きくなった。希釈率の組み合わせが異なるものの、同一のエンジン条件（エンジン回転速度・バルブタイミング）であるため各クランク角度における筒内流速および乱流強度はほぼ同等と言える。よってこの 5 つの条件における混合気組成の火炎伝播中の未燃ガスの層流燃焼速度がほぼ同一であるために熱発生率が重なった可能性が高いと考えた。

図 4-15 に ICOS Temperature システムを用いて実測した筒内温度履歴と H₂O 濃度履歴を示す。吸気から圧縮にかけて筒内温度履歴もほぼ重なることが分かった。H₂O 濃度履歴は吸気・圧縮の濃度はほぼ重なり、排気では量論混合比に近づくほど空気希釈率が低下するため H₂O 濃度が高い。

図 4-16 に式 (4-26) を用いて算出した未燃ガス温度と層流燃焼速度を示す。外部 EGR0%と当量比 0.8 の組み合わせと当量比 1.0 と外部 EGR13%が同一の熱発生率とな

った。図 4-17 に圧力 2 MPa, 未燃ガス温度 700K における CH₄ 混合気の空気希釈率, EGR 希釈率の層流燃焼速度影響を示す。空気希釈よりも EGR 希釈の方が同一希釈率における層流燃焼速度が低い。この傾向は三好が示唆 [51]した既燃ガス温度の層流燃焼速度影響と合致する。空気希釈に対して EGR 希釈では比熱容量の大きい H₂O や CO₂ などの三原子分子が増加するため断熱火炎温度が低下することが層流燃焼速度の低下要因と考えられる。同じ燃焼重心角度のとなった 5 条件を抽出したため, 計算する層流燃焼速度が合致することを期待したが, 火花点火タイミングで 4.0cm/s, 最大値で 8.0cm 程度の差異がみられた。火花点火タイミングでの層流燃焼速度差 4.0cm/s は図 4-13 の火花点火タイミングにおける層流燃焼速度の燃焼重心角度への影響を鑑みると, 燃焼重心角度が 1deg 程度変化する差異となった。層流燃焼速度の誤差要因を考えると図 4-5 のとおり層流燃焼速度式が完全には化学反応計算結果を再現できていないことや, 層流燃焼速度式を構築するとき用いた EGR 成分の考慮を完全燃焼と仮定した(実際は一酸化炭素や水素, 未燃炭化水素, 窒素酸化物などが含まれるが今回の条件では 1%以下であることから考慮せず) こと, 化学反応スキームの影響などが考えられる。これらについては引き続き検討を継続する価値があると考ええる。

火花点火タイミングの層流燃焼速度を精度良く算出することができれば燃焼重心角度を 1deg 程度の精度で制御できる可能性が示唆されたことは, 燃焼解析の観点だけでなく, 燃焼制御の観点においても今後の発展に期待ができる可能性がある。ガソリンエンジンの火花点火タイミング制御は概ね実機テスト結果を用いて様々な条件下の火花点火タイミングの適合情報を ECU (Engine Control Unit)内に持っている。近年のガソリンエンジンには可変バルブタイミング機構やタンブルコントロールバルブなど筒内流動環境も変化させるデバイスが存在する。その様な可変デバイスが加わると ECU 内のマップ数は大幅に増加する。それに加えて HLSI 燃焼や EGR 燃焼, また当量比と EGR の組み合わせなど, 様々な希釈率の組み合わせを加えると適合開発に要するリソースは桁違いに増加する。

本章で述べた層流燃焼速度が同一である希釈率の組み合わせであれば同一の火花点火タイミングを選択すれば良いこと, 更に層流燃焼速度と MBT (Minimum advance for Best Torque)火花点火タイミングの関係を今後定量化していくことができ, 層流燃焼速度が精度良く推定することができれば適合に要する時間を低減できる。第 2 章の図 2-14, 2-16 でも EGR0%の HLSI 燃焼から当量比 1.0 の EGR 燃焼への切り替えも同一火花点火タイミングで MBT となり, 熱発生率もほぼ重なることを示した。精度の良い層流燃焼速度の算出が可能となれば HLSI 燃焼, EGR 燃焼, そしてそれらの組み合わせとなる混合気組成であっても比較的容易に MBT 火花点火タイミングのフィード・フォワード制御ロジックが構築できる可能性があると考ええる。

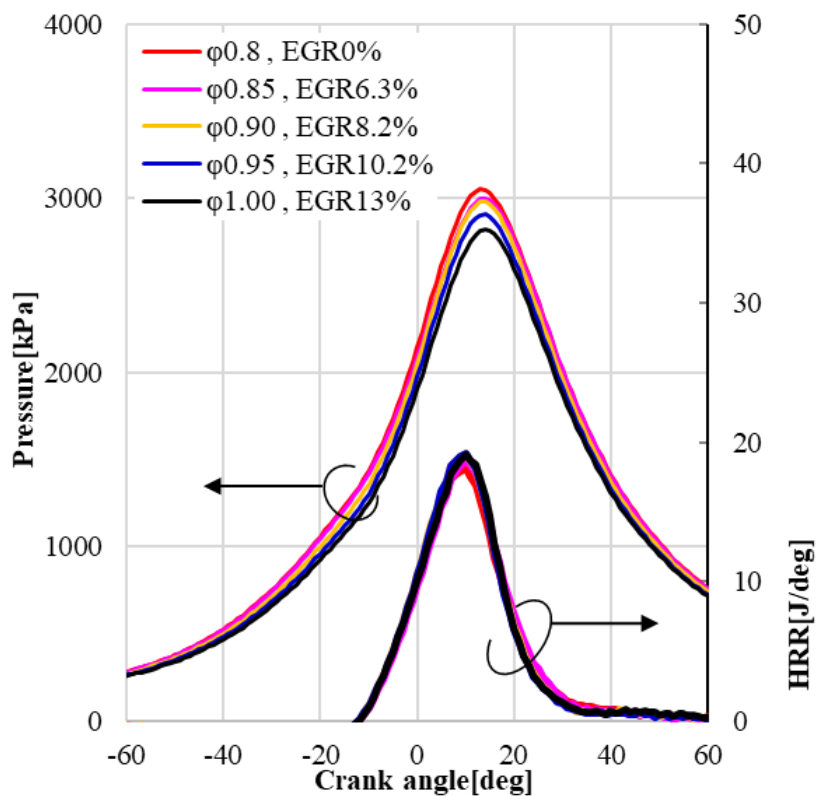


Fig. 4-14 Effect of dilution ratio combination on heat release rate (N_e 1000rpm, G_{fuel} 8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

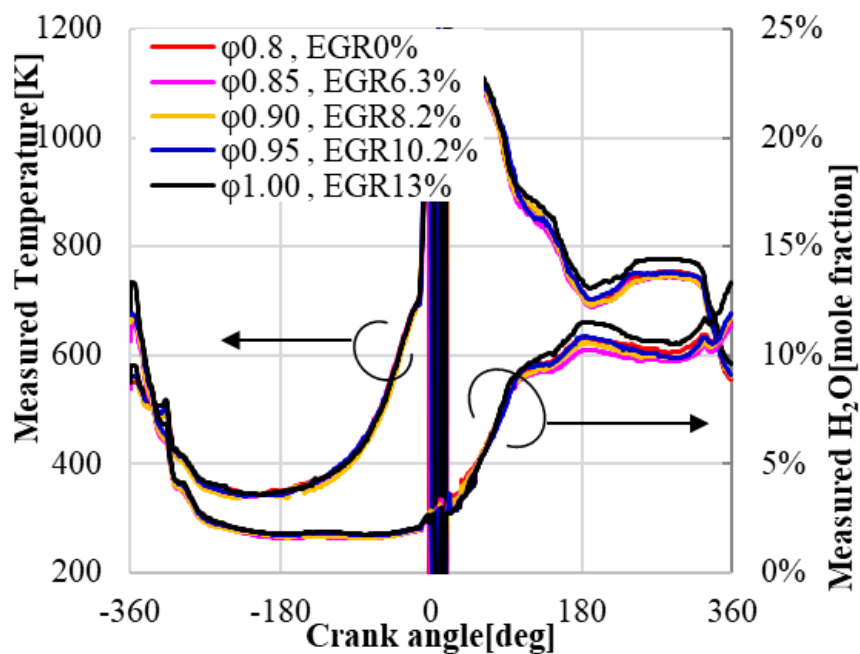


Fig. 4-15 Effect of Dilution ratio combination on Measured Temperature and H₂O fraction (N_e 1000rpm, G_{fuel} 8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

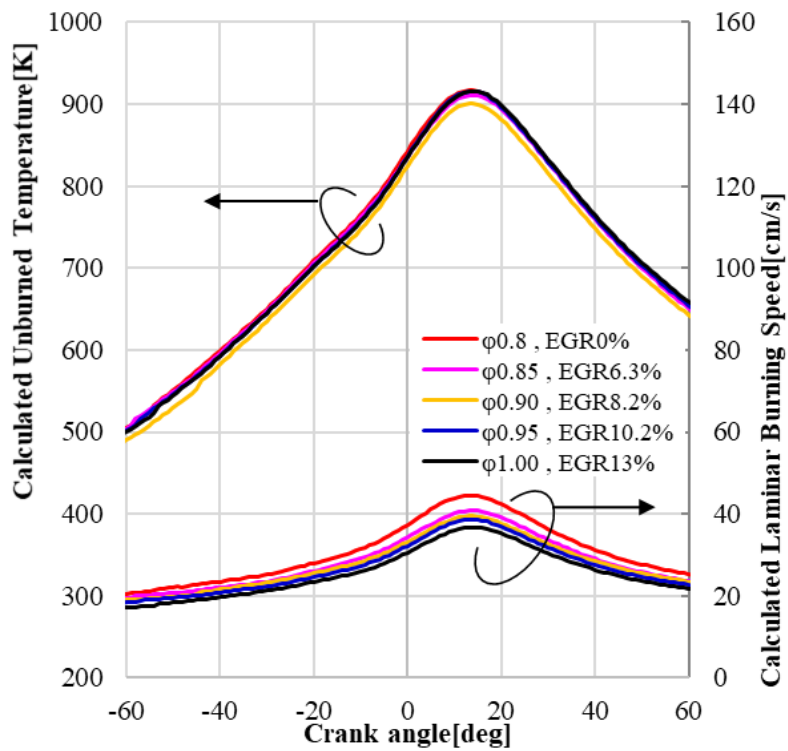


Fig. 4-16 Effect of dilution ratio combination on unburned gas temperature and laminar burning speed (N_e 1000rpm, G_{fuel} 8.93L/min, ST -28 deg. ATDC)

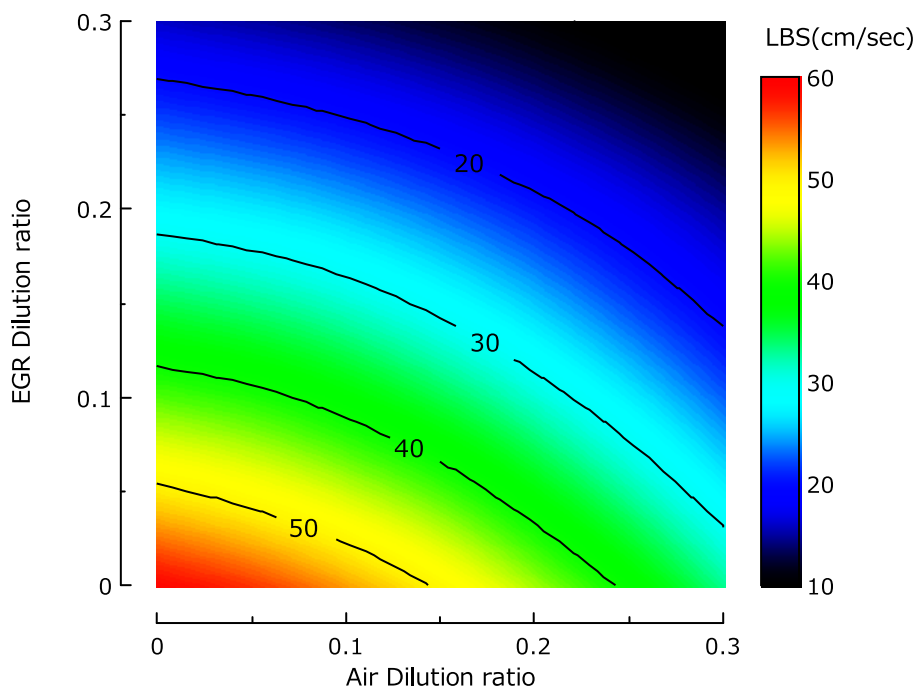


Fig. 4-17 Effect of air and EGR dilution ratio on laminar burning speed (Pressure 2MPa, unburned gas temperature 700K, CH_4)

4.6 まとめ

詳細化学反応スキームを用いた層流燃焼速度計算結果を圧力特性、未燃ガス温度特性、そして空気希釈および EGR 希釈特性を利用して精度の高い層流燃焼速度予測式を構築した。そして、その層流燃焼速度予測式の有用性を実機エンジンの熱発生率に対する層流燃焼速度影響を解析することで確認した。層流燃焼速度に対する影響の大きい未燃ガス温度を H_2O の赤外吸収特性を用いて実測することで、層流燃焼速度解析精度を向上させた。

- i. 層流燃焼速度の対数が未燃ガス温度と圧力の対数と良い直線性にあることを明らかにし、当量比および EGR 率に対する直線性の感度を多項式近似することで4つのパラメータから即座に層流燃焼速度が算出することが可能な層流燃焼速度式を構築した。
- ii. 構築した層流燃焼速度式は化学反応計算によって求める層流燃焼速度との決定係数 0.99 の精度で算出することを確認し、化学反応計算の代用が可能である。
- iii. 構築した層流燃焼速度式の精度を実機で確認するために、同等乱流場において同一火花点火タイミング、燃焼重心位置となる当量比・EGR 率の組み合わせとなる混合気組成を用いて層流燃焼速度差を算出し、量論混合比における EGR 率変化の燃焼重心位置変化特性の燃焼重心位置で約 1deg 程度の層流燃焼速度ばらつきに収まる。

第5章 混合気均質性の層流燃焼速度および燃焼変動への影響

5.1 はじめに

希薄燃焼の最大の課題である窒素酸化物濃度は既燃ガス温度との相関性が高いことを第3章で述べた。そしてその既燃ガス温度は空気および EGR ガスによる希釈率の影響を強く受ける。HLSI 燃焼の希薄限界領域の燃焼（熱発生率）サイクル変動は熱効率の低下だけでなく、ノイズや振動を発生させエンジンの商品性を悪化させる。火花点火機関の燃焼サイクル変動に関してはこれまで様々な研究が行われており、燃焼変動が低減できることでノッキング、希薄限界、EGR 限界の拡大による熱効率の向上が期待されている。燃焼サイクル変動は現象が非常に複雑であることが言われており実験結果からモデリングする手法 [56, 57, 58] や、乱流強度の変動に着目したもの [59, 60]、燃料分布のばらつきに着目したもの [61, 62] など様々な研究が報告されている。

火花点火機関の火炎伝播燃焼速度は筒内の乱れ強さと層流燃焼速度の影響を強く受けることは広く言われている [63]。第2章では HLSI 燃焼の希薄限界領域の燃焼形態が Thin Reaction zones 領域にいること、その要因の1つとして空気過剰率の増加による層流燃焼速度の低下であることを述べた。一方で火花点火タイミングにおけるスパークプラグ近傍の混合気状態が層流燃焼速度に与える影響を実験的に論じているものはない。

本章では第4章の層流燃焼速度予測式の構築手法を活用し、ガソリン火花点火機関の火花点火タイミングにおけるスパークプラグ近傍の混合気の層流燃焼速度環境を解析する。スパークプラグ近傍の局所的かつサイクリックに変動する層流燃焼速度環境とその熱発生率への影響を明らかにすることを目的としスパークプラグ近傍の燃料濃度を計測した。局所的な層流燃焼速度環境のサイクル変動と燃焼サイクル変動の関係性を検証することで、希釈率と共に増加する燃焼変動要因、燃料供給方法や筒内流動がスパークプラグ近傍の層流燃焼速度環境のばらつきとその燃焼変動影響を明らかにする。

5.2 実験方法

実験には表 5-1 に示す諸元の単気筒エンジンを用いた。筒内流動が希薄限界に大きく影響を及ぼすことから、本章では第2章の Port STD, Port C/Up の2種類（第2章：図 2-3, 表 2-3 参照）を用いて乱流強度のスパークプラグ近傍空気過剰率および層流燃焼速度ばらつき影響を検証した。また、スパークプラグ近傍の燃料分布ばらつきの変化を考察するために図 5-1 に示すように3種類の燃料供給システムを設置した。筒内直噴噴射 DI は8噴口で燃料噴射圧力は 15MPa とした。ツインポート噴射 TPI および上流

予混合ツイン噴射 TUI の燃料噴射圧力は 400kPa としザウター平均粒子径 (Sauter Mean Diameter: SMD) 40 μ m の粒径分布が得られるインジェクターを用いた。それぞれの燃料噴射タイミングは表 5-2 に示す。

表 5-3 に実験条件を示す。まず、燃料供給システムとタンブル比を固定し空気過剰率を変化させたときの燃焼変動要因をスパークプラグ近傍の空気過剰率のサイクル変動、それらが層流燃焼速度に及ぼす影響、燃焼変動率に及ぼす影響を明らかにする。また、同一空気過剰率にて燃料供給システムとタンブル比を変化させスパークプラグ近傍空気過剰率のサイクル変動、それらが層流燃焼速度環境のサイクル変動に与える影響と燃焼サイクル変動との相関性を明らかにする。

Table 5-1 Engine specifications

Cylinder	Single
Bore \times Stroke	73 \times 89.5mm
Displacement	374cm ³
Compression Ratio	13.2
Tumble Ratio	1.7, 4.0
Fuel Injection system	Direct Injection (DI) Twin Port Injection (TPI) Twin Upstream Injection (TUI)

Table 5-2 Fuel injection timing

Fueling system		Injection timing [deg.CA ATDC]
Direct Injection	<i>DI</i>	SOI -300
Twin Port Injection	<i>TPI</i>	EOI -360
Twin Upstream Injection	<i>TUI</i>	EOI -360, EOI 0

Table 5-3 Test Condition combination

	Fueling system	Intake Port	Air excess ratio
Condition a	DI	C/Up	1.50
Condition b			1.63
Condition c			1.78
Condition d			1.90
Condition e	DI	STD	1.35
Condition f		C/Up	
Condition g	TPI	STD	
Condition h		C/Up	
Condition i	TUI	STD	
Condition j		C/Up	

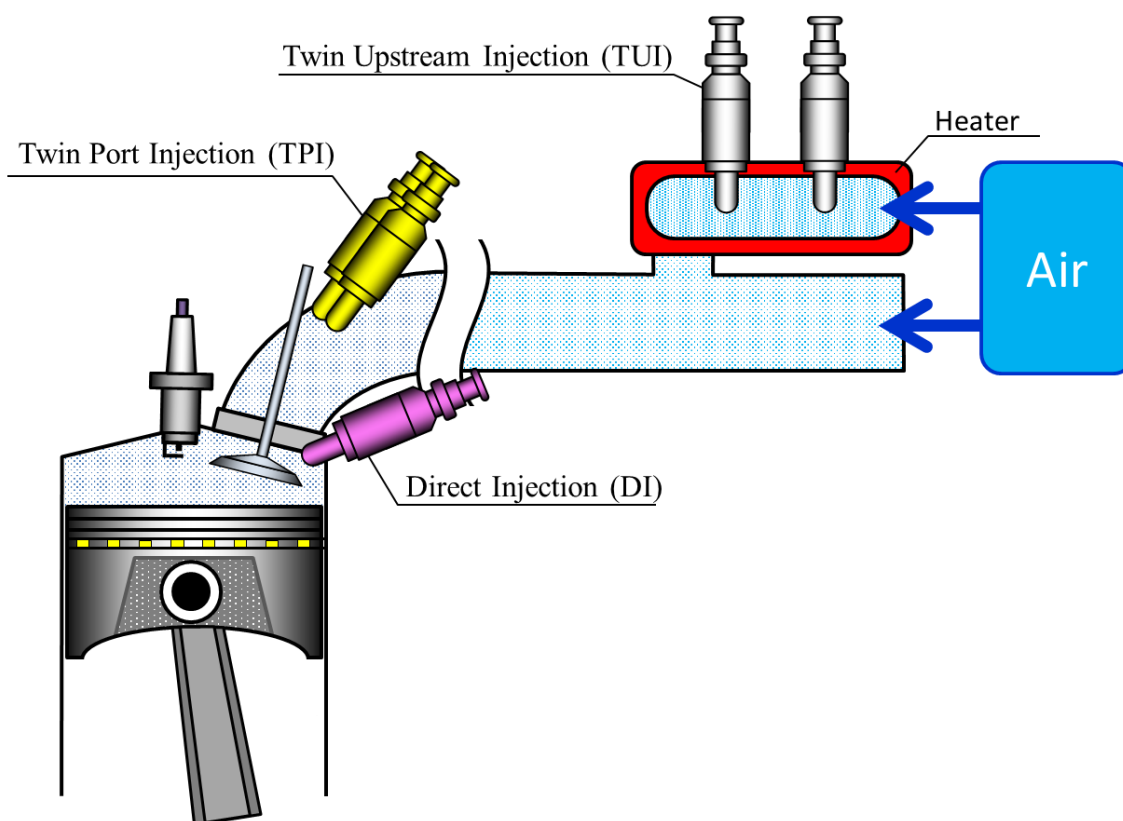


Fig. 5-1 Overview of fueling system

5.3 スパークプラグ近傍空気過剰率計測システム

スパークプラグ近傍の空気過剰率計測には LaVision 社の ICOS システム (Internal Combustion Optical Sensor system)を用いた [64, 65]. ICOS システム (図 5-2) はランプユニットからの光をエンジン筒内に挿入した計測プローブから導入し, 未燃混合気中の燃料の近赤外吸収量を計測することで空気過剰率を算出する (図 5-3). 計測プローブは図 5-4 のとおりスパークプラグの電極部を中心からオフセットさせ, 側面に空間のある円筒形状の計測部を設けている. この側面の空間からエンジン筒内のガスを入出させる. 円筒状の計測部の端面からランプユニット内のハロゲンランプの光が入力され, 計測部の先端に取り付けられたミラーで反射し戻って来た光がセンサーサーバーに入る. センサーサーバーは近赤外吸収波長 $3.3\ \mu\text{m}$ 近傍の炭化水素燃料混合気の赤外吸収率を分光計測し, スパークプラグ近傍の空気過剰率を算出する. 図 5-4 に ICOS センサープローブの寸法を示す. 計測部はスパークプラグの放電電極中心から $5.4\ \text{mm}$ の離れたところに位置している. スパークプラグ穴からこのスパークプラグ一体型のセンサープローブを挿入し, 燃焼実験と共にスパークプラグ近傍空気過剰率を実測した. Stephan ら [66]はこのシステムを用いて直噴ガソリンエンジンの冷気始動時のスパークプラグ近傍空気過剰率を実測しており, サイクル毎の計測にも用いることのできる計測システムとなっている.

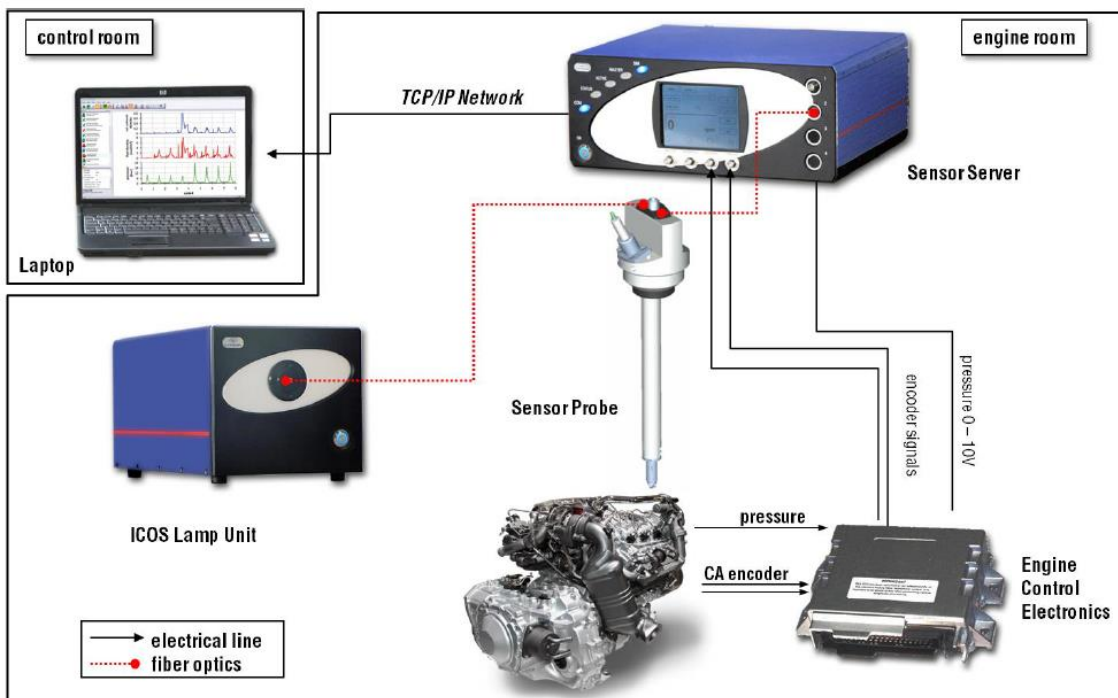


Fig. 5-2 Overview of ICOS system [64]

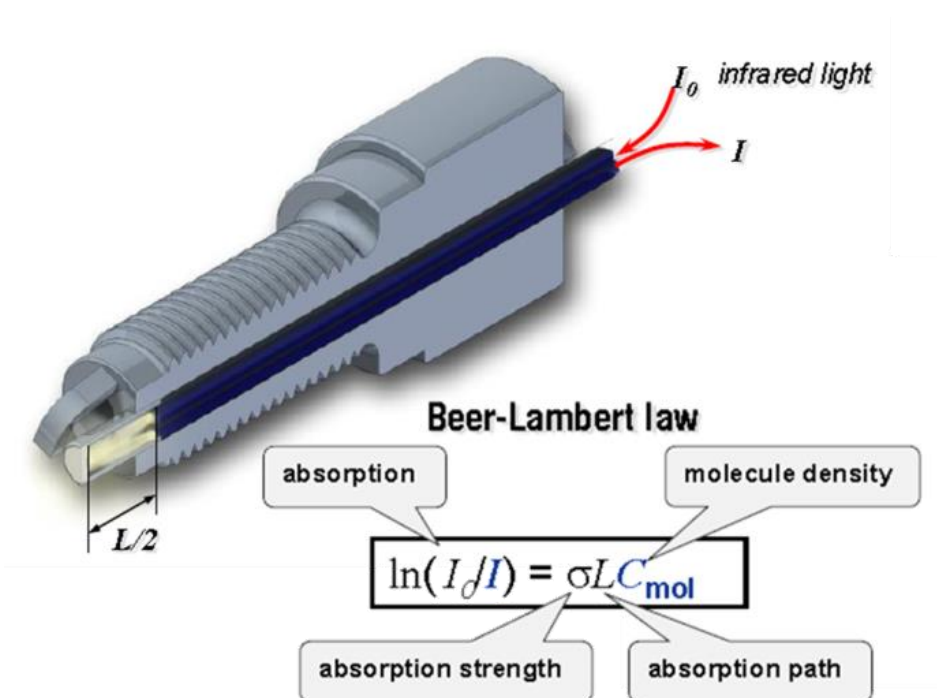


Fig. 5-3 ICOS measurement system overview [64]

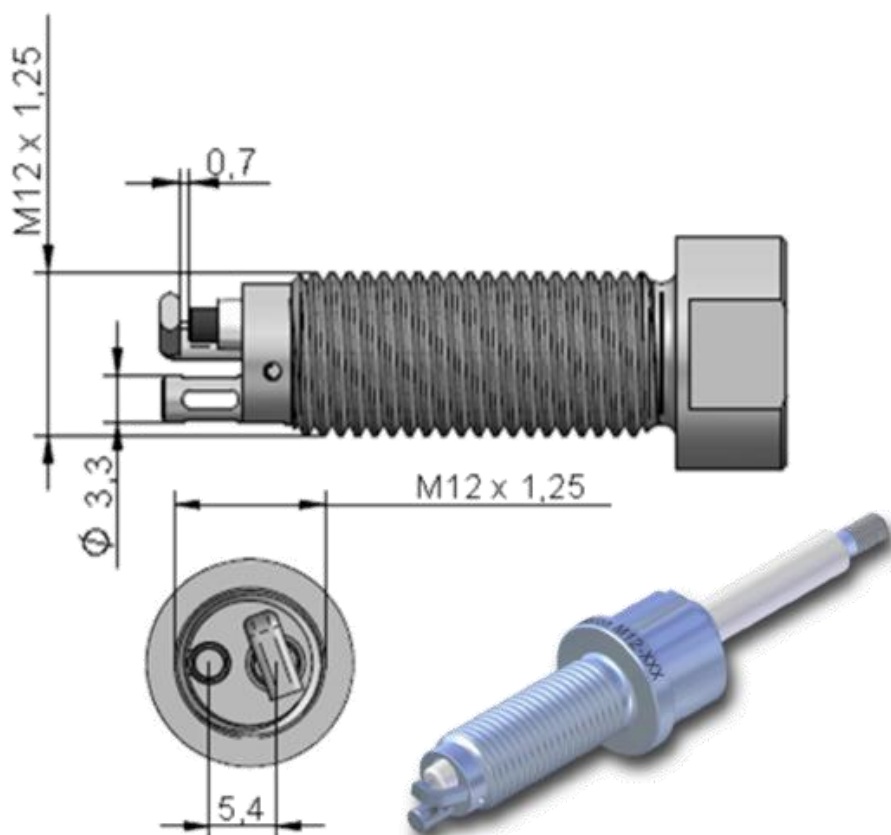


Fig. 5-4 ICOS M12 spark plug sensor probe [64]

5.4 層流燃焼速度の算出

実測するスパークプラグ近傍空気過剰率, 筒内圧力, 筒内圧力から算出する未燃ガス温度を用いて層流燃焼速度を算出する. 第4章で述べた層流燃焼速度の導出手法を用いて, 燃料に用いた PRF90 の層流燃焼速度式を導出した. 計算には CHEMKIN PRO R19.1 [38]を用い, 反応スキームには三好のモデル [51]を用いた. 図5-5にイソオクタンの層流燃焼速度の計算値(実線)と既報の実験結果を示す. 使用した反応スキームは実験結果を精度良く再現することが可能である.

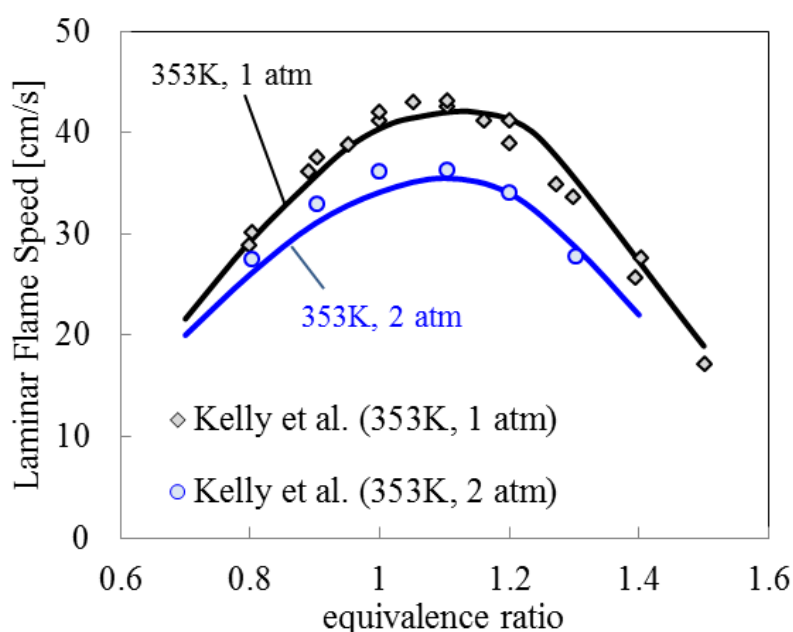


Fig. 5-5 Comparison with experimental results and calculation results of Miyoshi model by CHEMKIN

圧力 2MPa における未燃ガス温度と当量比が層流燃焼速度に及ぼす影響を図 5-6(a)に, 未燃ガス温度 700K における圧力と当量比が層流燃焼速度に及ぼす影響を図 5-6(b)に示す. 第4章で述べた層流燃焼速度特性と同様に, 未燃ガス温度に対して層流燃焼速度の対数は良い直線性を示し, 圧力の対数に対して層流燃焼速度の対数は良い直線性を示す. この特性を用いて式(5-1)の層流燃焼速度予測式を導いた. 導出した層流燃焼速度予測式と CHEMKIN PRO の計算結果を, 圧力 0.1-5MPa, 未燃ガス温度 500-850K, 当量比 0.4-1.6 の範囲で比較した結果を図 5-7 に示す. 1次近似曲線の傾きは 1.0001, 決定係数 R^2 は 0.989 と高い相関性を確認した.

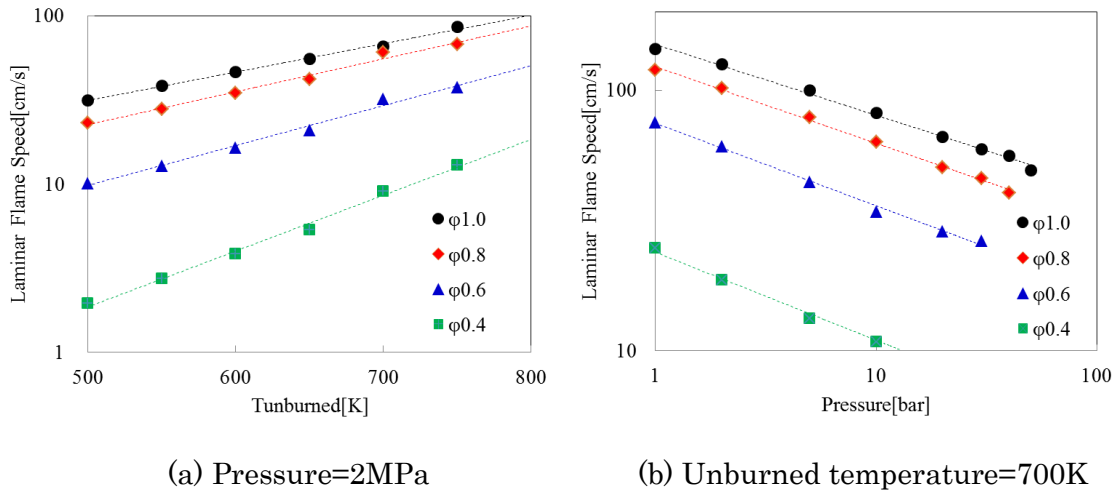


Fig. 5-6 Influence of unburned mixture temperature, pressure and equivalence ratio for Laminar Burning Speed

$$S_L[cm/s] = A * \left(\frac{P}{P_{ref}}\right)^{-\alpha} \exp(B * T_{un}) \quad (5-1)$$

$$A = 160.7\varphi^5 - 661.6\varphi^4 + 1009\varphi^3 - 709.0\varphi^2 + 235.9\varphi - 30.1 \quad (5-2)$$

$$B = -0.0100\varphi^4 + 0.0308\varphi^3 - 0.0244\varphi^2 - 0.00244\varphi + 0.00988 \quad (5-3)$$

$$\alpha = -1.59\varphi^5 + 6.41\varphi^4 - 9.08\varphi^3 + 5.41\varphi^2 - 1.34\varphi + 0.443 \quad (5-4)$$

$$P_{ref} = 2[MPa]$$

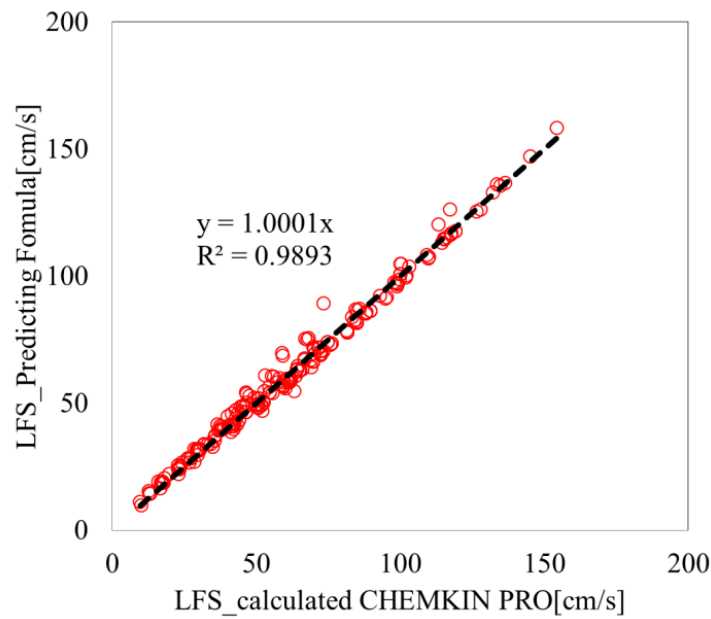


Fig. 5-7 Comparison of calculation results for Laminar Burning Speed using CHEMKIN PRO and results of predicting formula

5.5 実験結果と考察

5.5.1 空気過剰率が層流燃焼速度変動および燃焼変動に与える影響

希薄燃焼において空気過剰率の増加と共に燃焼サイクル変動が増加することは第2章で述べた。希薄化に伴い増加する燃焼のサイクル変動とスパークプラグ近傍空気過剰率および層流燃焼速度影響を考察する。図5-8に実験条件(a)から(d)のタンプルレシオ4.0において空気過剰率 λ を1.5から1.9まで変更させたときの圧縮行程のスパークプラグ近傍空気過剰率の200サイクルの履歴とその標準偏差を示す。圧縮開始時-180deg近傍はスパークプラグ近傍空気過剰率が大きく標準偏差も著しく大きい。圧縮上死点に近づくと共に筒内平均空気過剰率に収束していき、ばらつきを表す標準偏差も0に近づいていく。計測の空気過剰率が-20deg前後で大きく変化しているのは火花点火による電気ノイズと火炎伝播によって燃料が消費されるためである。

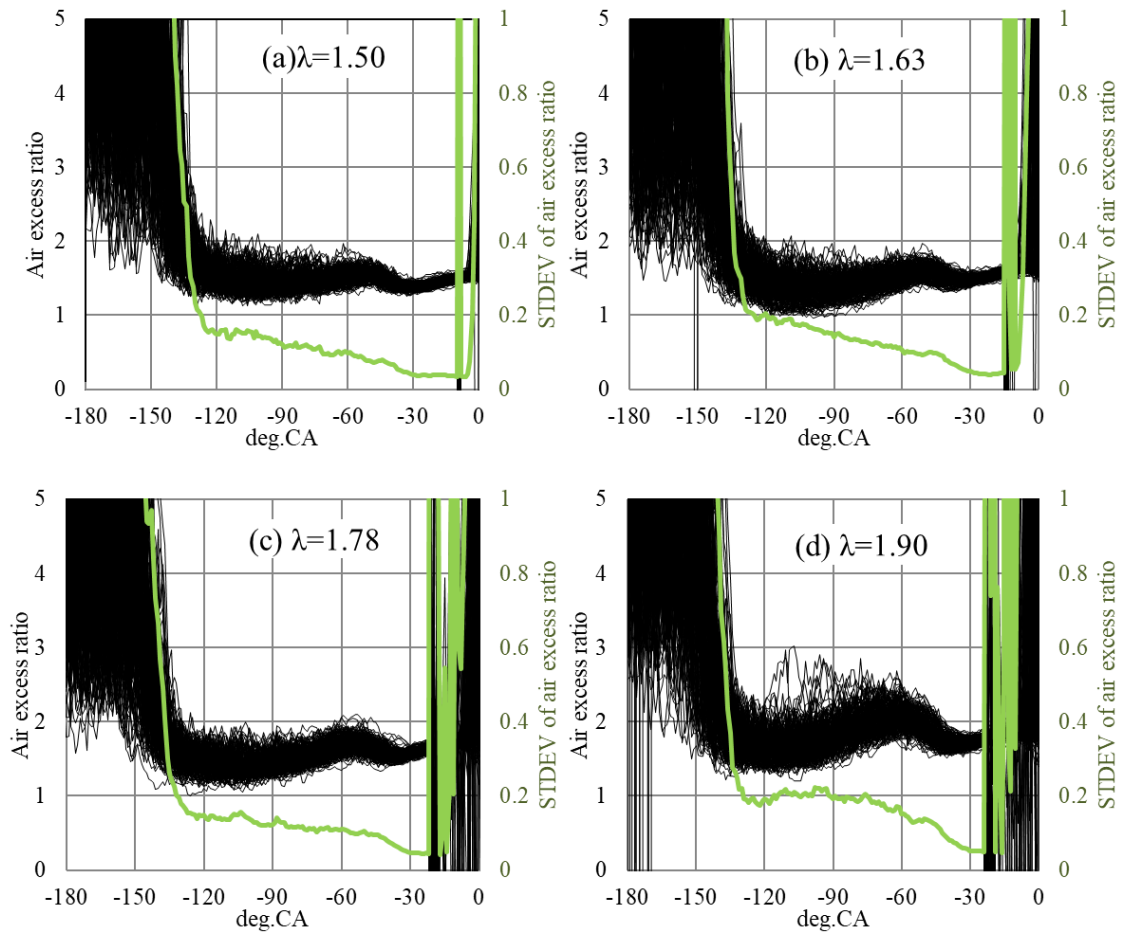


Fig. 5-8 Cyclic variation in air excess ratio for different target air excess ratio value (test condition (a-d))

図 5-9 に筒内平均空気過剰率に対する IMEP 変動率 COV of IMEP とスパークプラグ近傍空気過剰率の標準偏差を示す。筒内平均空気過剰率の標準偏差の変化に対して、IMEP 変動率の変化が大きい。図 5-10 に空気過剰率に対するスパークプラグ近傍の層流燃焼速度のサイクルばらつきの標準偏差と筒内平均層流燃焼速度を示す。層流燃焼速度の値は火花点火タイミングの直前の 30deg.BTDC に統一した。スパークプラグ近傍の層流燃焼速度の標準偏差は筒内平均空気過剰率の影響は少ないが、筒内平均層流燃焼速度は空気過剰率の増加と共に低下する。層流燃焼速度の標準偏差の変化が小さくとも、層流燃焼速度の平均値が低下することで、標準偏差を平均値で除する変動率 COV (Coefficient of Variance)が増加する。図 5-11 に筒内平均空気過剰率に対する、スパークプラグ近傍の層流燃焼速度変動率、初期燃焼期間 ST-MBF10 (火花点火タイミングから燃焼質量割合 10%角度までの期間) の標準偏差、IMEP 変動率を示す。筒内平均空気過剰率の増加はスパークプラグ近傍の空気過剰率の標準偏差は増加させないものの、スパークプラグ近傍の層流燃焼速度の平均値が低下することで変動率 COV が増加する。火炎核の小さな火炎形成の初期に影響の大きいと言われる層流燃焼速度の標準偏差の増加は、初期燃焼期間 ST-MBF10 の標準偏差を増加させることで、結果的に IMEP 変動率の増加を招くと推察する。つまり、空気過剰率が増加し層流燃焼速度の絶対値が小さくなる HLSI 燃焼の IMEP 変動率を抑制するためには、スパークプラグ近傍空気過剰率の標準偏差をより低くするための高い混合気の均質性が求められる。

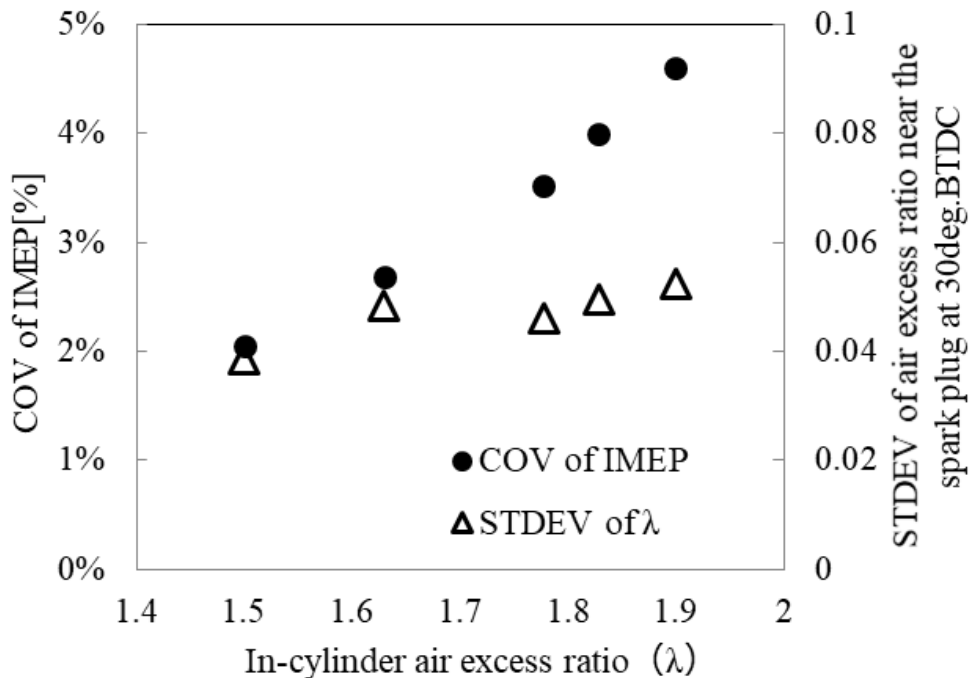


Fig. 5-9 Effect of in-cylinder air excess ratio on COV of IMEP and STDEV of air excess ratio near the spark plug at spark timing

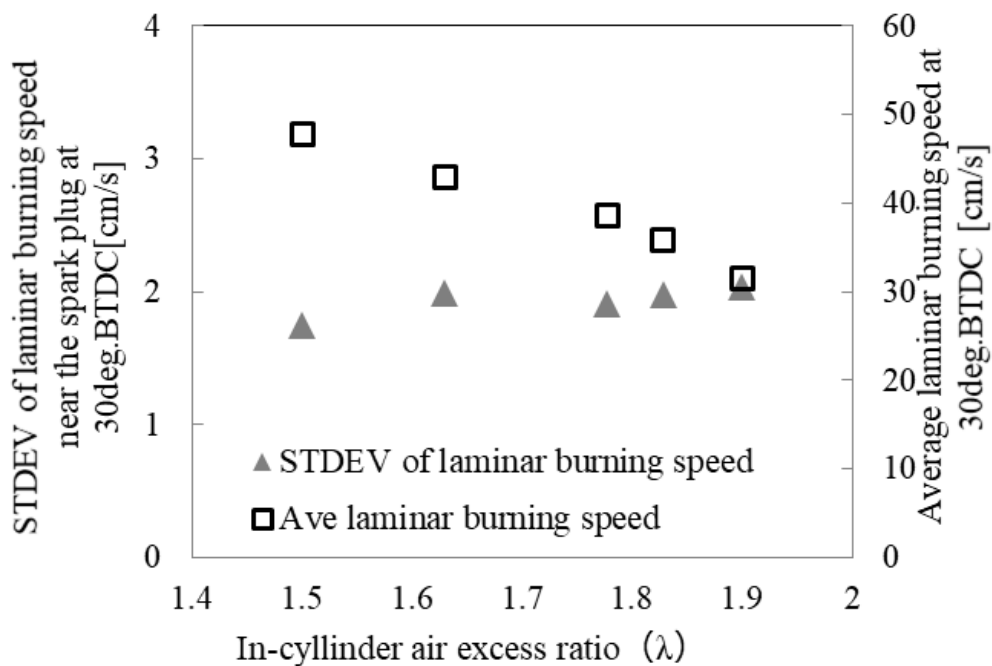


Fig. 5-10 Effect of equivalence ratio on the average and STDEV of laminar flame speed at spark timing

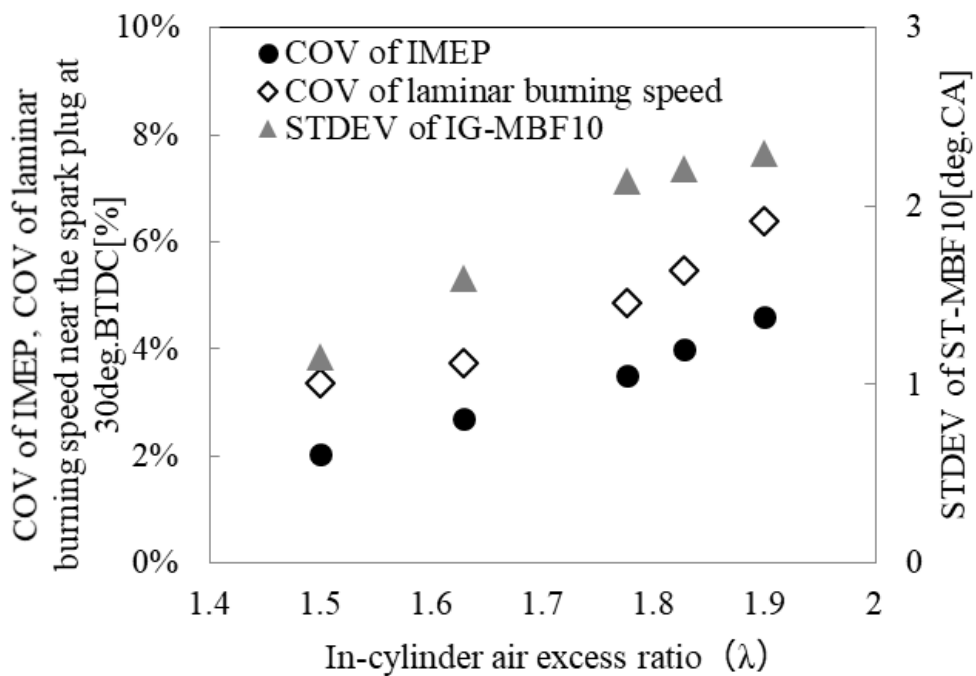


Fig. 5-11 Effect of equivalence ratio on COV of IMEP, laminar flame speed and STDEV of ST-MBF10

5.5.2 混合気均質性が層流燃焼速度変動および燃焼変動に与える影響

HLSI 燃焼の高い空気過剰率条件における燃焼サイクル変動の悪化を抑制するためには高い均質性が求められることから、混合気均質性が層流燃焼速度および燃焼サイクル変動に及ぼす影響を調査した。表 5-3 に示す 2 種類のタンブルレシオと 3 種類の燃料供給システムの組合せにおけるスパークプラグ近傍空気過剰率を計測した。空気過剰率 λ は 1.35 とした。図 5-12 にタンブルレシオ 1.7 と 4.0 の条件における燃料供給システム違いの圧縮行程のスパークプラグ近傍空気過剰率の 200cycle を示す。全ての条件において圧縮上死点に近づくにつれて標準偏差が低下しながら筒内平均空気過剰率に収束する傾向であった。同じ燃料供給システムでは、タンブルレシオが大きいほどスパークプラグ近傍空気過剰率の標準偏差が低下した。同じタンブルレシオでは筒内直接噴射 DI, ポート噴射 TPI, 上流予混合噴射 TUI の順でスパークプラグ近傍空気過剰率の標準偏差が低下した。タンブルレシオの増加による筒内流動の増加および予混合による燃料供給がスパークプラグ近傍空気過剰率の標準偏差の低減には効果的である。

図 5-12 の各サイクルのスパークプラグ近傍空気過剰率、筒内圧力、未燃ガス温度から式(5-1)を用いて算出した層流燃焼速度を図 5-13 に示す。図 5-9 の空気過剰率の標準偏差の傾向と同様に圧縮上死点に近づくほど層流燃焼速度の標準偏差も低下し、タンブルレシオが大きく、予混合の燃料供給であるほど層流燃焼速度の標準偏差が低下する。

燃焼初期の火炎形成は火炎核が小さいことから乱流強度よりも層流燃焼速度の影響が大きいと言われる。図 5-14 に各サイクルの火花点火タイミングにおけるスパークプラグ近傍の層流燃焼速度と初期燃焼期間 ST-MBF10 の関係を示す。火花点火タイミングは計測値に放電ノイズの影響があるため火花点火タイミングから 2deg 手前の層流燃焼速度を参照した。200 サイクルの層流燃焼速度と初期燃焼期間 ST-MBF10 の関係から 1 次近似式を算出し決定係数 (Coefficient of determination: R^2) を示す。

図 5-15 に火花点火タイミングにおける層流燃焼速度の標準偏差と図 5-14 に示した決定係数の関係を示す。均質性が悪く火花点火タイミングのスパークプラグ近傍空気過剰率および層流燃焼速度の標準偏差が大きいほど初期燃焼期間との相関が強く決定係数 R^2 が大きい。逆に均質性が高くスパークプラグ近傍の空気過剰率および層流燃焼速度の標準偏差が小さいほど初期燃焼期間 (ST-MBF10) との相関性が小さい。層流燃焼速度の算出に用いた空気過剰率は、厳密には図 5-4 のとおりスパークプラグ中心から 5.4mm オフセットした部分を計測している。均質性が低いほど比較的大きな領域で空気過剰率の濃淡が分布し、逆に均質性の高い条件では空気過剰率の濃淡が微小な空間分布となることが要因の 1 つと推察する。しかし、この計測部とスパークプラグ部のオフセットによる誤差影響を考察で全てを埋めるのは難しい。

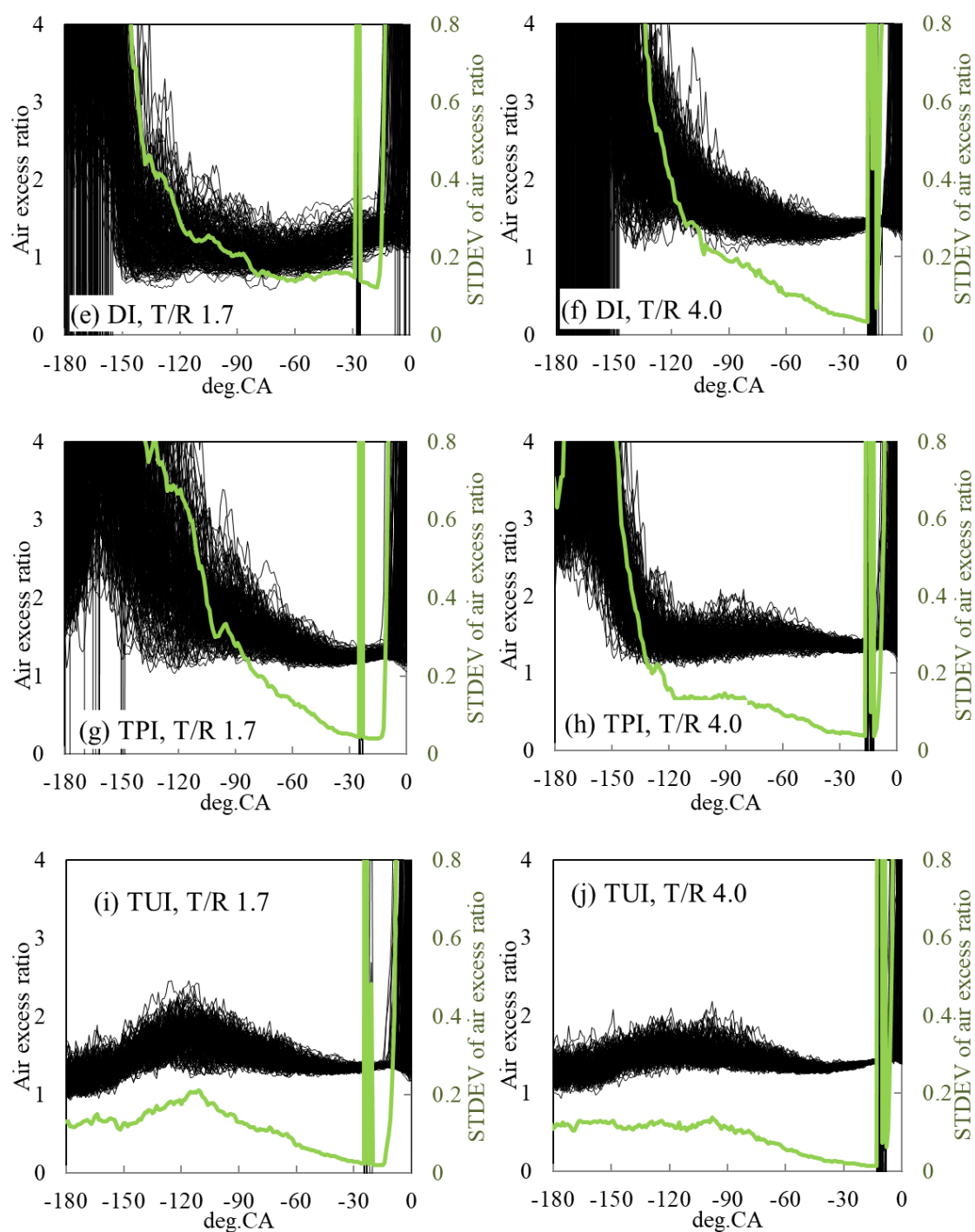


Fig. 5-12 Cyclic variation in air excess ratio for different fuel delivery systems (test condition (e-j)).

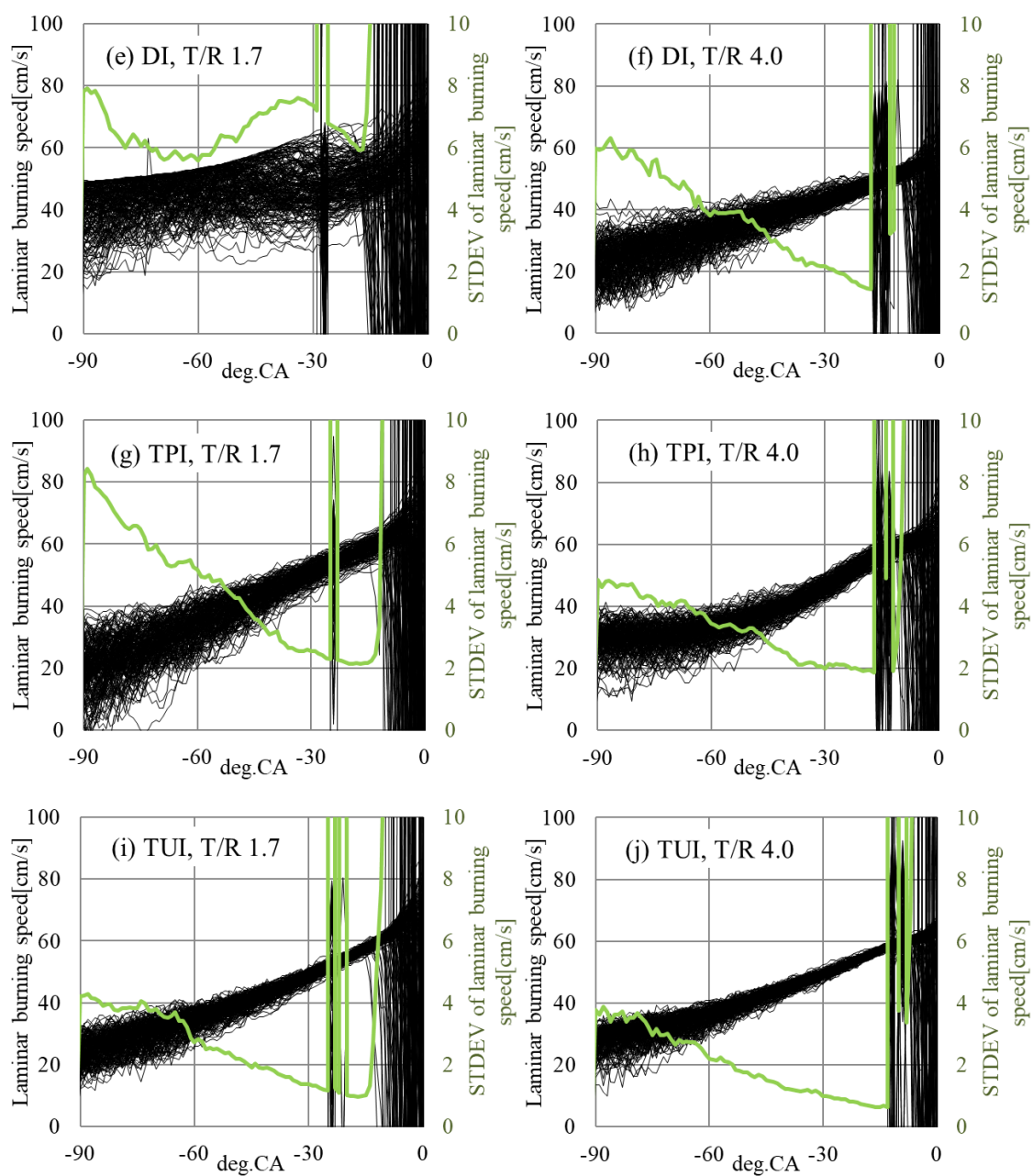


Fig. 5-13 200 cycles variation of laminar burning speed on different tumble ratio and different fuel delivery systems (test condition (e-j))

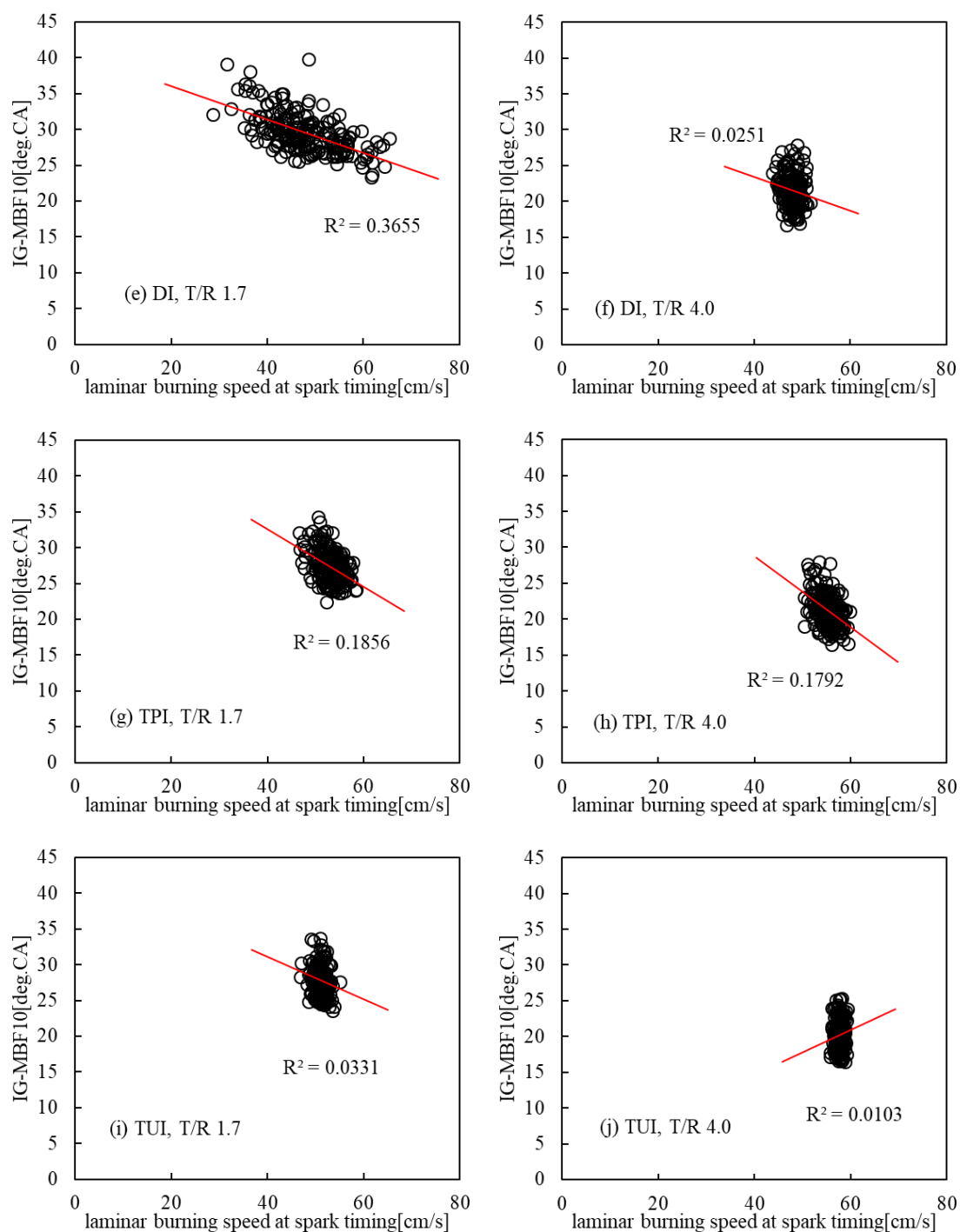


Fig. 5-14 Effect of cyclic variations in laminar burning speed at the spark timing on ST-MBF10 and coefficient of correlation (test condition (e-j))

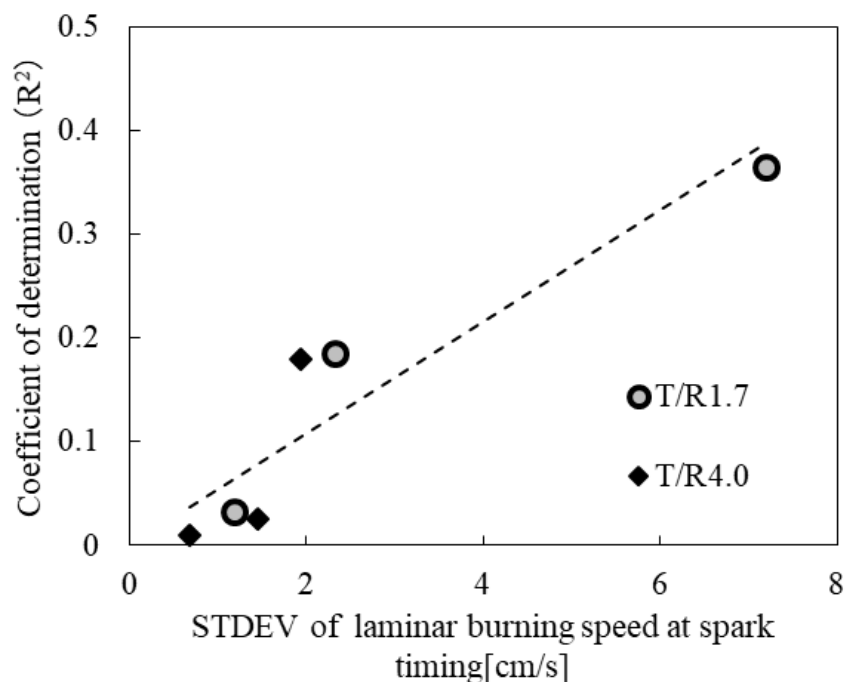


Fig. 5-15 Influence of Standard deviation of Laminar Burning Speed for coefficient of determination (R^2)

スパークプラグ近傍の空気過剰率の標準偏差は初期燃焼期間 ST-MBF10 の標準偏差, そして IMEP 変動率と相関性が高いことは図 5-11 でも述べた. 図 5-16 に火花点火タイミングでの層流燃焼速度の標準偏差と初期燃焼期間 ST-MBF10 の標準偏差, 燃焼質量割合 50%のクランク角度 CA_MBF50 の標準偏差の関係を示す. ST-MBF10 も CA_MBF50 も火花点火タイミングにおけるスパークプラグ近傍の層流燃焼速度の標準偏差を減らすことができれば低減できる傾向にある. そしてこれらの改善には高タンブル化や予混合燃料供給は有効であることは既に述べた. 本章の実験結果で最も均質性が高くスパークプラグ近傍の空気過剰率の標準偏差がもっとも低かったタンブルレシオ 4.0 かつ上流予混合ツイン噴射 TUI 条件などは傾向からみるとこれ以上均質性を更に高め標準偏差を仮にゼロにできたとして ST-MBF10 および CA_MBF50 の標準偏差の変化は小さいと推察する. よって, より低い燃焼変動を実現するためには筒内流動のサイクル変動の低減などにも取り組む必要があると考える

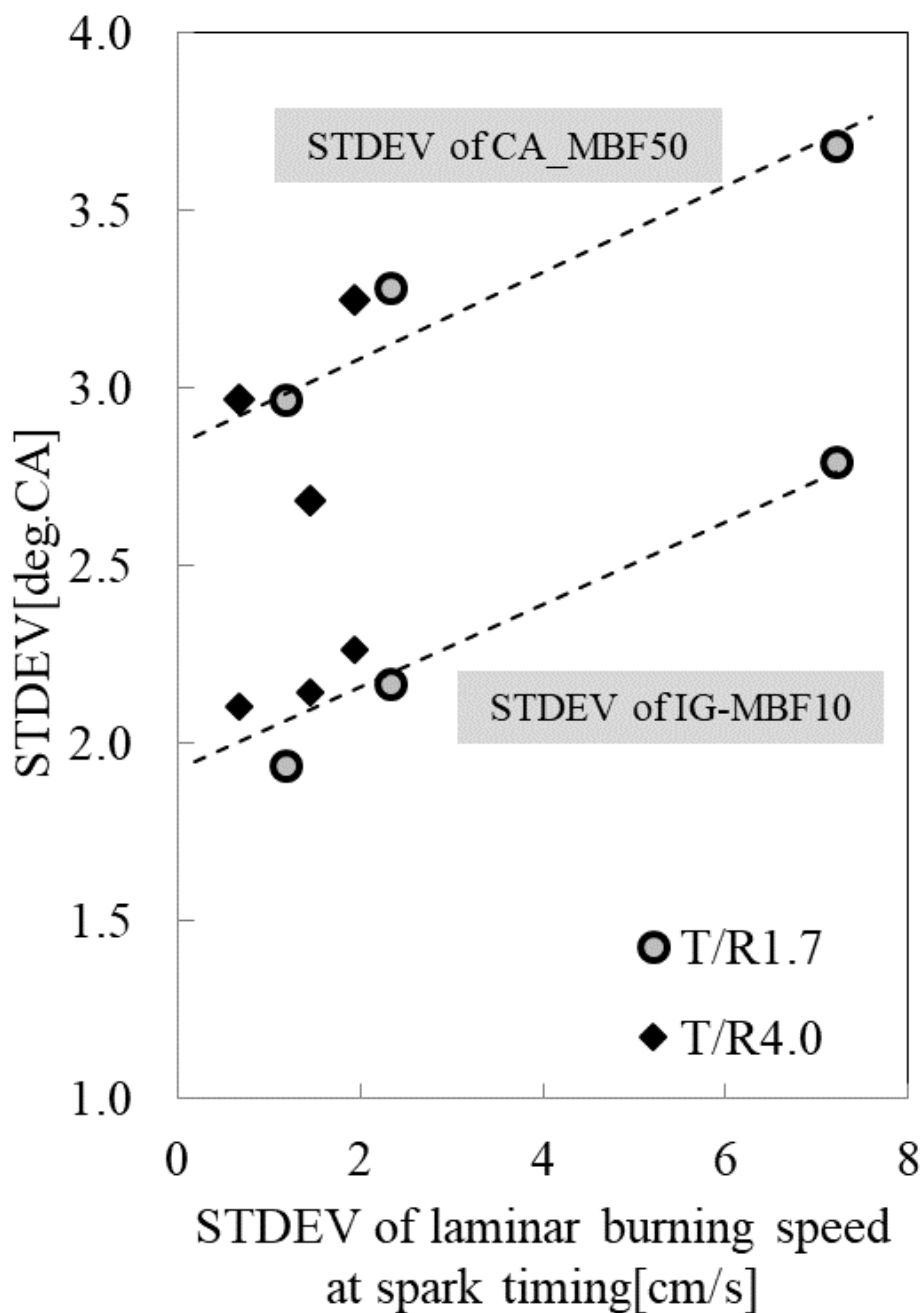


Fig. 5-16 Effect of STDEV of laminar burning speed at the spark timing on STDEV of initial combustion period and CA_MBF50 (test condition (e-j))

5.6 まとめ

近赤外吸収特性を用いてスパークプラグ近傍の空気過剰率のサイクル変動及びクランク角毎のデータを解析したことにより、初期燃焼期間 ST-MBF10 や燃焼質量割合 50%のクランク角度 CA_MBF50, IMEP 変動率の層流燃焼速度影響を明らかにした。以下にそれらにより得た知見をまとめる。

- i. スパークプラグ近傍の空気過剰率および層流燃焼速度の標準偏差は圧縮上死点に近づくほど、強流動であるほど、予混合ほど低下する。
- ii. スパークプラグ近傍の空気過剰率の標準偏差は空気過剰率の増加と共に増加することはなく、空気過剰率の増加と共に増加する燃焼サイクル変動は、空気過剰率が増加することで平均の層流燃焼速度が低下するため空気過剰率の標準偏差および層流燃焼速度の標準偏差の影響が大きくなることで層流燃焼速度の変動率が増加することが主な要因である。
- iii. 火花点火タイミングにおけるスパークプラグ近傍の空気過剰率の標準偏差およびスパークプラグ近傍の層流燃焼速度の標準偏差が小さいほど初期燃焼の標準偏差、燃焼重心位置の標準偏差が減少する。

第6章 空気過剰率および火花点火タイミング制御手法の検討

6.1 はじめに

近年のガソリンエンジンを搭載する四輪車のほとんどは厳しい排気ガス規制をクリアするために三元触媒と酸素センサーを設置し空気過剰率を1に制御している。図6-1に酸素センサーの出力特性 [67]を示す。空気過剰率 λ が1を境に急激な起電力変化がある特性を持っている。酸素センサーのこの急激な起電力特性を利用して空気過剰率を1に精密にコントロールすることで、三元触媒は高い浄化率で排気ガスを低公害化することができる

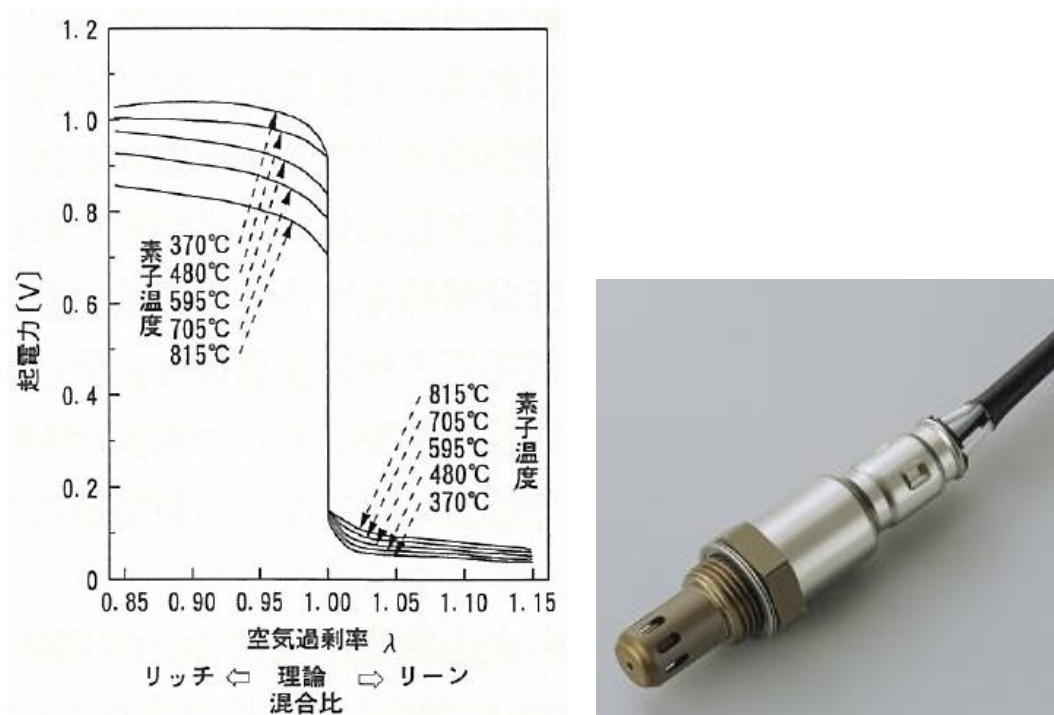


Fig. 6-1 Characteristics of Oxygen sensor [67] and overview [68]

一方で希薄燃焼の様な空気過剰率が1を超える排気ガスでは、酸素センサーを用いた精密な空気過剰率の制御はできない。幅広い空気過剰率の制御には全域空燃比センサーが用いられる。図6-2に空気過剰率に対する全域空燃比センサーの出力特性を示す。全域空燃比センサー出力は空気過剰率と共に変化するものの、その特性は量論混合比よりも過濃側で傾きが大きく、量論混合比よりも希薄側では傾きが小さい。HLSI燃焼の空気過剰率が2に近い領域ではセンサー出力の傾きが量論近傍に比べて低いことから、空気過剰率の制御精度が低下することが推察される。

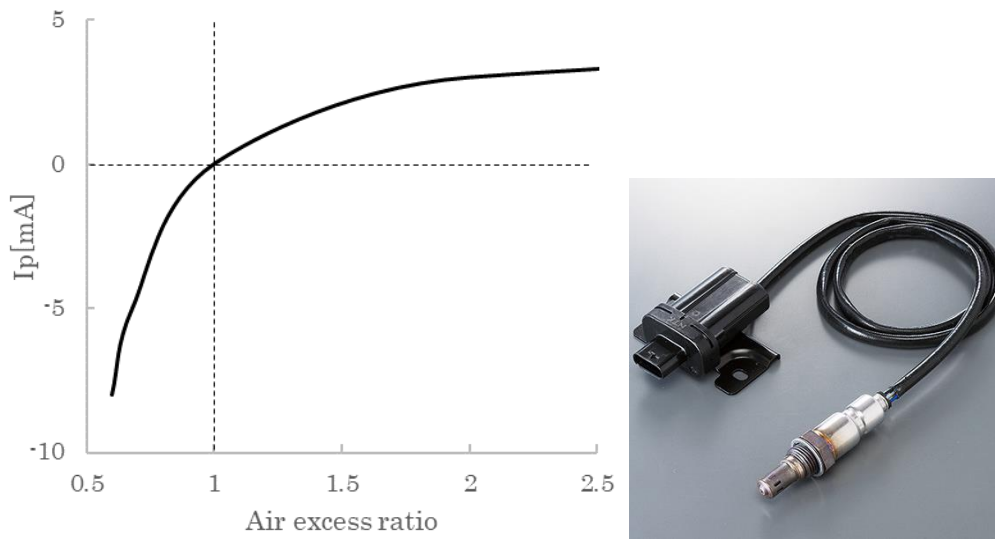


Fig. 6-2 Characteristics of Air fuel ratio sensor and overview [69]

図 6-3 に空気過剰率制御精度の一例として上野らの研究を示す。上野らが検討 [70] した全領域空燃比センサーでは初期のセンサー個体ばらつきは大気校正を用いても空気過剰率 1.5 領域で約 8% 程度のばらつきが生ずること、経年劣化によって 3% 程度の精度悪化があることを報告している。本章では最新のセンサー精度については論じるに至らないが空気過剰率 2 領域ではこれらの誤差が更に拡大する可能性もあるため、この空気過剰率の制御精度を考慮した場合の NO_x や熱効率への影響を検討する。

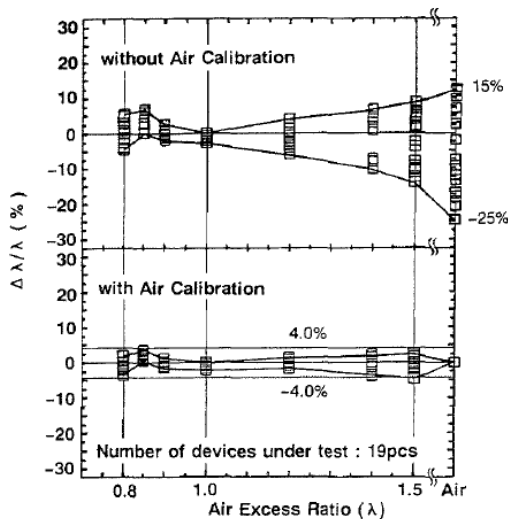


図15 初期ばらつきの大気校正

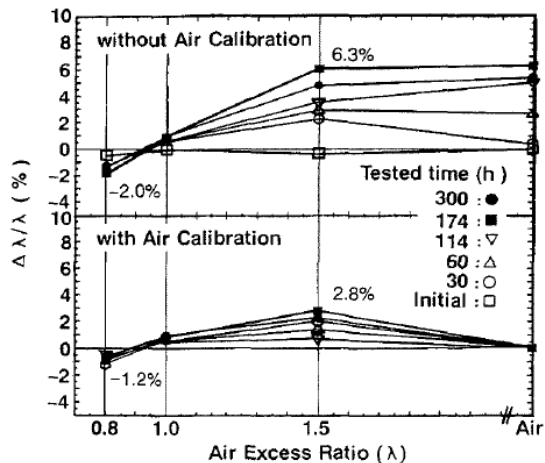


図16 経時変化の大気校正

Fig. 6-3 Effect of air excess ratio, initial sensor variation and sensor aging on air excess ratio accuracy [70]

HLSI 燃焼の NO_x 濃度は空気過剰率に対して累乗で変化する特性があることを第3章で述べた。NO_x 排出を抑制するためにはできるだけ空気過剰率を大きくしたいが過剰な希薄化は燃焼変動 COV of IMEP の増加を招く。そのため空気過剰率の制御精度が低い場合には燃焼変動率の閾値を超える可能性を回避できる空気過剰率まで小さく設定をする必要がある。また火花点火タイミングも空気過剰率がばらつく範囲で燃焼変動の増加を回避しながらできるだけ高い熱効率となる設定とする必要がある。

図6-4に第3章で考察した空気過剰率に対する NO_x, IMEP 変動率, MBT (Minimum advance for Best Torque)火花点火タイミングの関係を示す。希薄限界を IMEP 変動率 5%とした場合に空気過剰率の制御指令値は希薄限界空気過剰率よりも小さく設定する必要がある。その設定値は空気過剰率の制御ばらつきが小さいほど希薄側に設定することができる。仮に空気過剰率の制御ばらつきが 0.08 (目標空気過剰率の約 4%程度) で、図6-4の空気過剰率 1.94 を希薄限界と設定した場合の NO_x 制御を考える。制御精度の範囲内で空気過剰率が変化するとそれだけ NO_x 濃度も変化する。図の NO_x 値は MBT 火花点火タイミングでの値である。実際は空気過剰率 1.94 と空気過剰率 1.86 では MBT 火花点火タイミングは 10.5deg の差異がある。燃焼変動の増大を避けるためには最も希薄な条件を鑑みた火花点火タイミングに制御する必要があるため、空気過剰率の精度範囲で最も濃い空気過剰率 1.86 で MBT 火花点火タイミングから 10.5deg 進角したときの NO_x 濃度に制御される場合がある。空気過剰率 1.86 の MBT 火花点火タイミングでの NO_x 濃度は 80ppm 程度であるが、燃焼温度に対して対数で増加する NO_x 濃度の特性を考慮すると 80ppm よりも大幅に高い濃度の NO_x 濃度が排出されることが予測できる。

本章ではまず空気過剰率と火花点火タイミングが制御精度の範囲内でずれた場合の NO_x 濃度への影響を明らかにするために空気過剰率を 0.06 毎 (ガソリンの空燃比で 1 程度毎) に変更し、火花点火タイミングも MBT 火花点火時期の前後で複数データを取得し NO_x 濃度、燃焼変動率 COV of IMEP, 図示熱効率への変化を定量的に比較する。そして、空気過剰率の制御精度の実機の NO_x 影響を明らかにする。また、燃焼位相を筒内圧センサー等で検出してフィードバック制御したときの効果や NO_x センサーを用いてフィードバック制御したときの効果についても明らかにする。また、図6-4は 200 サイクル平均の結果を示しているが実際のエンジンでは 200 サイクル平均した結果をフィードバックすることは応答性の観点からも難しい。サイクリックに変動する実機の燃焼位相のフィードバック手法及び、火花点火タイミングと空気過剰率制御フローを HLSI 燃焼特性、NO_x 特性を鑑みて提案する。

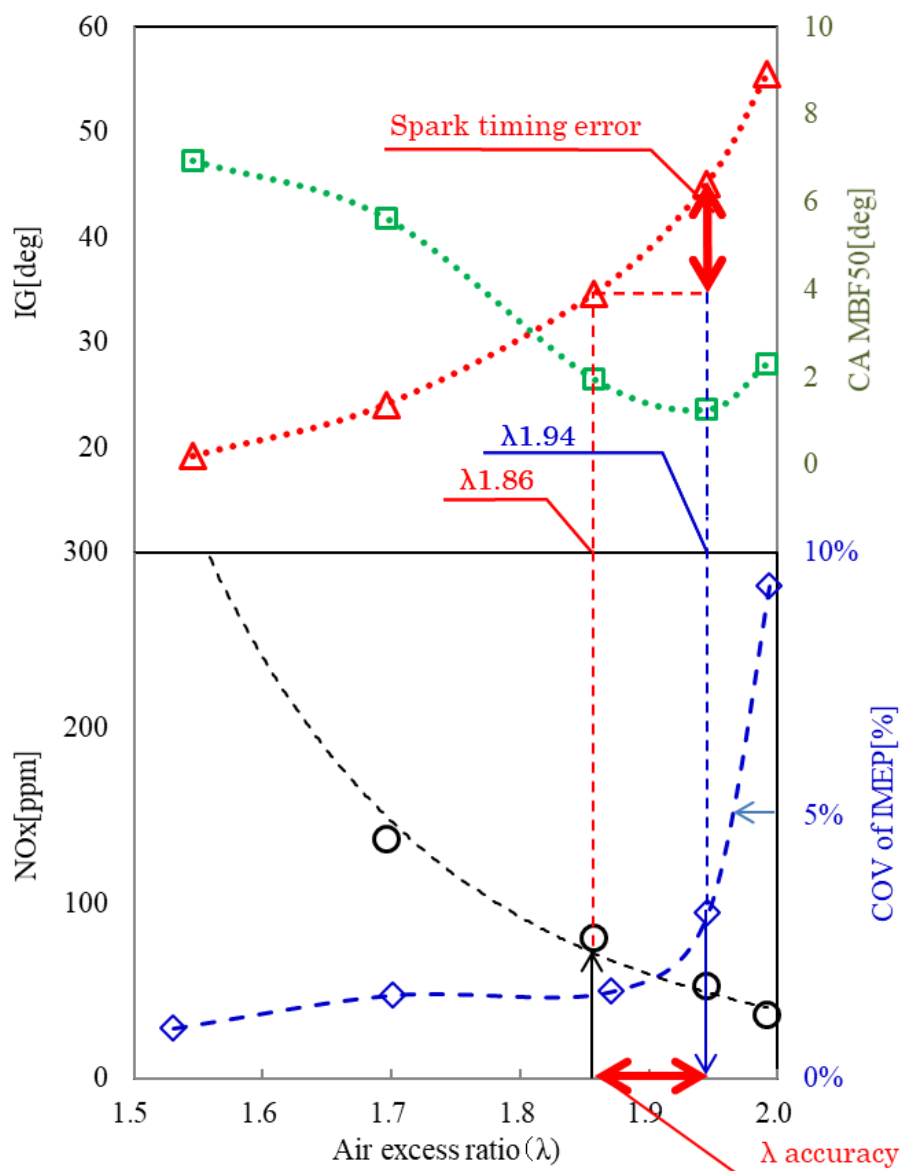


Fig. 6-4 Effect of air excess ratio on NOx and COV of IMEP

6.2 実験方法

実験に使用した単気筒エンジン諸元と用いた計測器システムは第3章と同一である。実験条件はエンジン回転速度 1500rpm, 図示平均有効圧力 IMEP は MBT 火花点火タイミングにおいて 450kPa 程度となる燃料質量流量 $G_{fuel}0.16 \text{ g/s}$ とした。燃焼位相が想定からずれたときを考慮するために火花点火タイミングは空気流量および燃料流量を固定のまま火花点火タイミングを MBT から進角および遅角させた。

6.3 実験結果

図 6-5 に火花点火タイミングと空気過剰率 λ に対する, NO_x 濃度, 燃焼変動率 COV of IMEP, 図示熱効率, 燃焼重心位置 CA_MBF50 の特性を示す。白抜きのプロットは各空気過剰率における図示熱効率が最大となる MBT 火花点火タイミングを示す。 NO_x 濃度は空気過剰率だけでなく火花点火タイミングの影響も強く受け, その特性は火花点火タイミングに対して NO_x の対数が良い直線性を有する。IMEP 変動率は同一の火花点火時期では空気過剰率が高いほど増加する。この特性は層流燃焼速度の低下が要因であることは第5章で述べた。

図 6-6 に燃焼重心位置 (CA_MBF50) と空気過剰率が NO_x 濃度に及ぼす影響を示す。火花点火タイミングと燃焼重心位置も良い直線性を有することから, 燃焼重心位置と NO_x 濃度の対数も比較的良い直線性を有する。図 6-7 に筒内平均ガス温度の最大値と空気過剰率が NO_x 濃度に及ぼす影響を示す。第3章でも筒内平均ガス温度の最大値に対して NO_x 濃度の対数が直線性を持つことを述べた。図 3-7 では異なる空気過剰率において, MBT 火花点火タイミングにおける変動する各燃焼サイクルの筒内平均ガス温度の最大値と NO_x 濃度の対数が良い直線性を有することを示している。今回は MBT 火花点火タイミングから進角, 遅角したときの特性をプロットしたが, 解析している事象は同様に燃焼位相が変化したときの筒内平均ガス温度の最大値と NO_x 濃度の対数が良い直線性を有する関係にあることを示している。

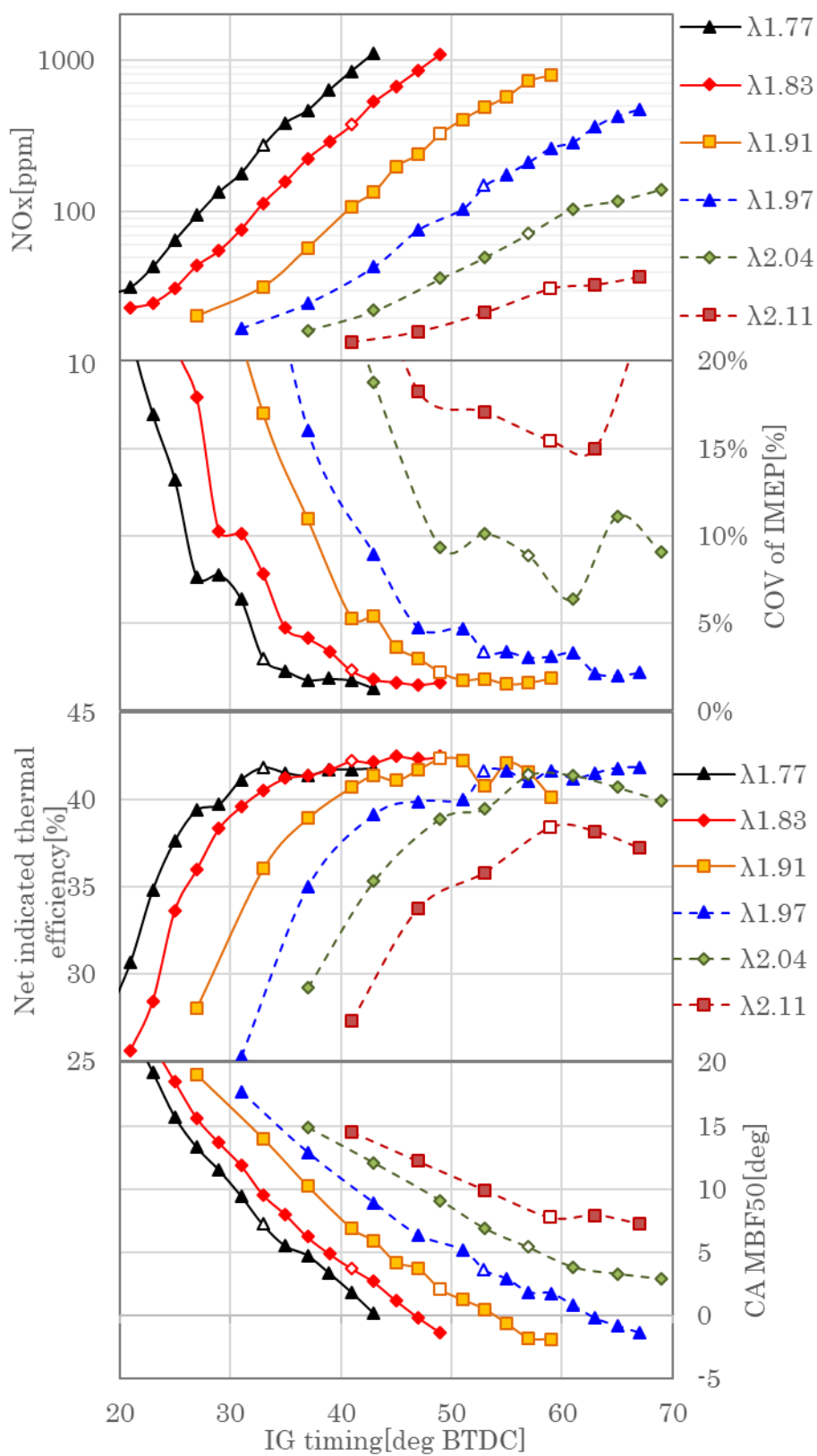


Fig. 6-5 Effect of air excess ratio on NOx and COV of IMEP
 (N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

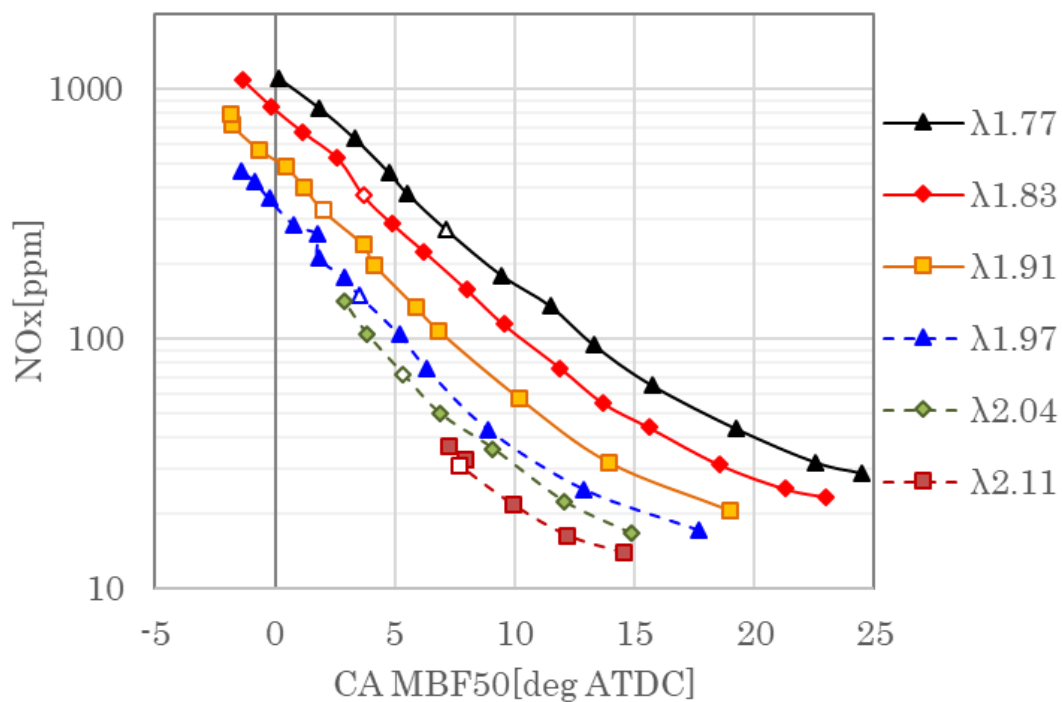


Fig. 6-6 Effect of CA_MBF50 and air excess ratio on NOx
(N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

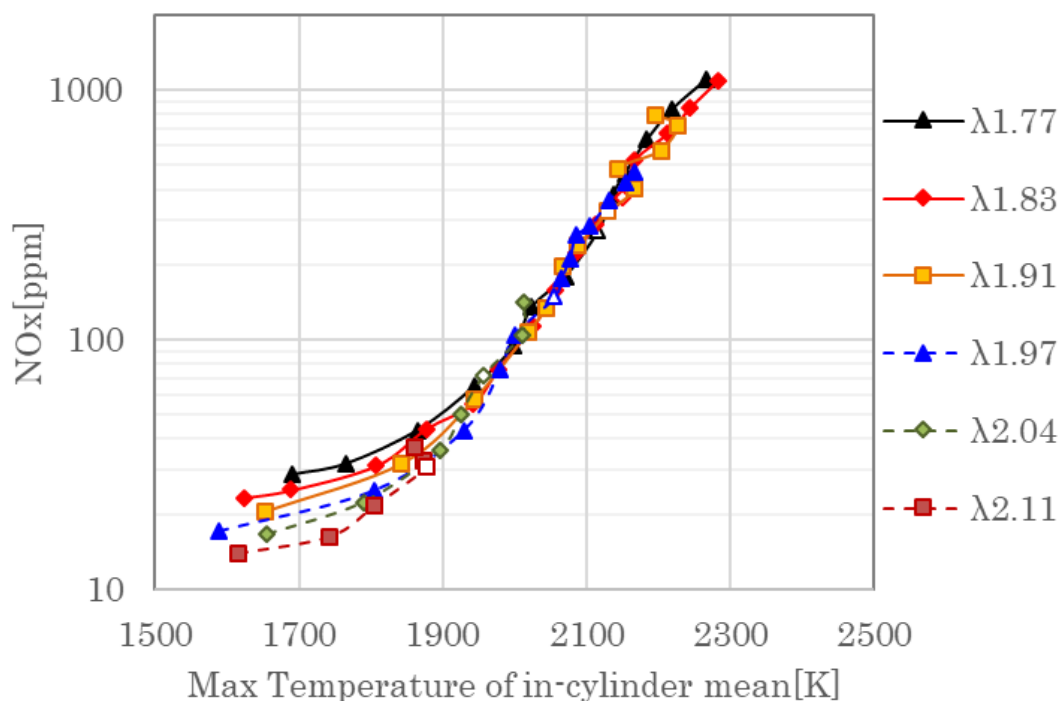


Fig. 6-7 Effect of max temperature of in-cylinder mean and air excess ratio on NOx
(N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

6.4 空気過剰率フィードバック制御精度の検討

6.4.1 空気過剰率制御ばらつきの NO_x 濃度影響の考察

HLSI 燃焼を制御する上で空気過剰率の制御は火花点火タイミングの制御, NO_x 濃度や IMEP 変動率などに大きく影響を及ぼすため非常に重要である. またその空気過剰率の制御精度は先に述べた全域空燃比センサーのばらつきや劣化を考慮するとゼロにすることは非常に難しい. そのため, 空気過剰率の制御ばらつきが NO_x 濃度に与える影響を定量的に考察する. 図 6-8 に火花点火タイミングと空気過剰率 λ が NO_x 濃度の対数と良い直線性があることを示す. これは NO_x 濃度が火花点火タイミングと空気過剰率 λ を用いて累乗関数で表すことができることを意味している. そこで実験で得た火花点火タイミング ST , 空気過剰率 λ , NO_x 濃度の関係を用いて式 (6-1) から (6-3) を得た. 式 (6-1) の係数 a, b は図 6-9 のとおり空気過剰率の関数として推定でき, 式 (6-2), (6-3) を得た.

$$NO_x[\text{ppm}] = a \exp^{b \cdot ST} \quad (6-1)$$

$$a = 27.385 \cdot \lambda^2 - 104.86 \cdot \lambda + 101.06 \quad (6-2)$$

$$b = -0.3315 \cdot \lambda + 0.7512 \quad (6-3)$$

ST: Spark timing [deg. BTDC]

NO_x 推移定式 (式(6-1)) を用いて空気過剰率の制御ばらつきが NO_x 濃度に及ぼす影響を考察する. 空気過剰率の制御指示値 $\lambda_{operation}$ は空気過剰率の上限値 λ_{limit} から空気過剰率ばらつき $\lambda_{variation}$ を考慮し式(6-4)とした. 空気過剰率ばらつき内で最も NO_x 濃度が排出されることが予測される空気過剰率の最小値を λ_{min} とし, 式(6-5)とした. 火花点火タイミングは実験結果より空気過剰率 λ と MBT 火花点火タイミングの関係から 2 次関数近似し式(6-6)とした. 空気過剰率の制御ばらつきを考慮したときの最大 NO_x 濃度 NO_{x,max} を式(6-7), 空気過剰率ばらつきの中央値で空気過剰率を制御できたときの NO_x 濃度 NO_{x,target} を式(6-8)に示す.

$$\lambda_{operation} = \lambda_{limit} - \frac{1}{2} \lambda_{variation} \quad (6-4)$$

$$\lambda_{min} = \lambda_{limit} - \lambda_{variation} \quad (6-5)$$

$$ST_{operation} = -179.44 \lambda_{operation}^2 + 771.9 \lambda_{operation} - 770.92 \quad (6-6)$$

$$NO_{x,max}[\text{ppm}] = a_{\lambda_{min}} \exp^{b_{\lambda_{min}} \cdot ST_{operation}} \quad (6-7)$$

$$NO_{x,target}[\text{ppm}] = a_{\lambda_{operation}} \exp^{b_{\lambda_{operation}} \cdot ST_{operation}} \quad (6-8)$$

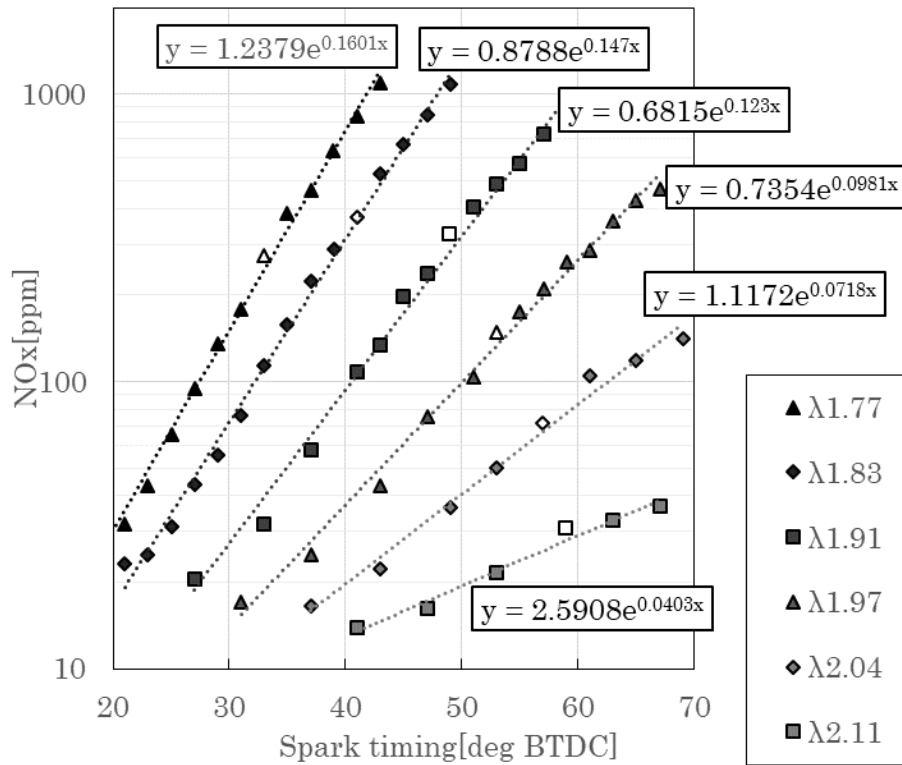


Fig. 6-8 Effect of spark ignition timing and air excess ratio on NOx
(N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

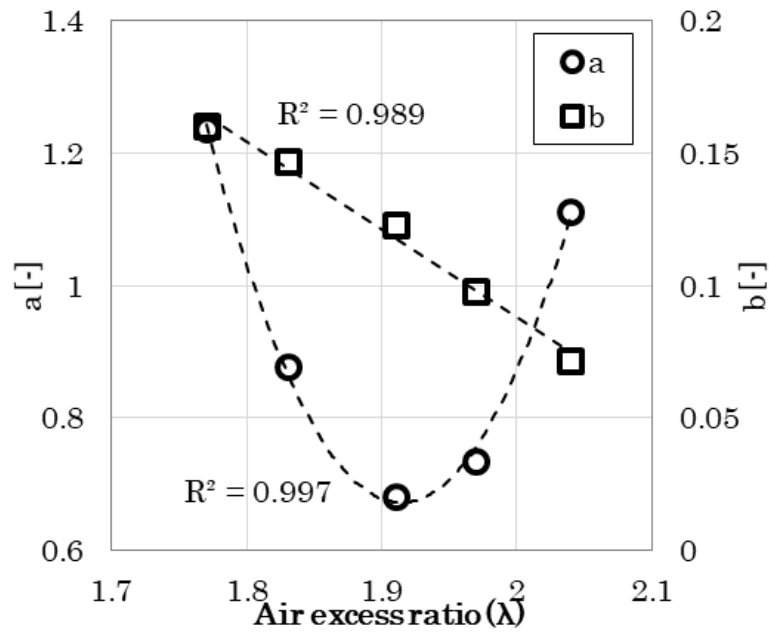


Fig. 6-9 Effect of air excess ratio on coefficient of NOx concentration predicting
formula (N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

IMEP 変動率 COV of IMEP が 5%以下かつ NO_x 濃度が最も低い、空気過剰率 λ は 1.97, 火花点火タイミング 47deg BTDC, NO_x 75ppm を希薄限界の基準空気過剰率としたときの空気過剰率の制御ばらつきが NO_x 濃度に与える影響を考察した. 図 6-10 に式(6-7), (6-8)で算出した空気過剰率の制御ばらつきが NO_x 濃度に及ぼす影響を示す. NO_x 濃度の対数は空気過剰率制御ばらつきに対して直線性を有する. これは第 3 章でも述べたとおり NO_x 濃度の対数が空気過剰率に対して直線性を示すことが要因である. 空気過剰率制御精度が 7%程度となると最大 NO_x 排出リスクとしては基準となる空気過剰率 1.97 の 75ppm の約 10 倍の NO_x 排出を考慮する必要がある. 図 6-3 に示した過去の研究ではセンサーの固体ばらつきや経年劣化によって 8%程度の空気過剰率の制御ばらつきがあることが報告されている. 空気過剰率の制御ばらつきが大きくなるほど空気過剰率の制御中央値で制御できたときと最大値の NO_x 濃度の差が累乗で拡大する. 空気過剰率の制御ばらつきが大きいほど燃焼位相が過剰に進角するためである. 燃焼位相を検知しないままに全域空燃比センサーのみを用いた HLSI 燃焼制御では, 空気過剰率の制御ばらつきを抑制するために過去に報告されている全域空燃比センサーの個体ばらつきや劣化などの精度低下を大幅に低減することが必要になると考える.

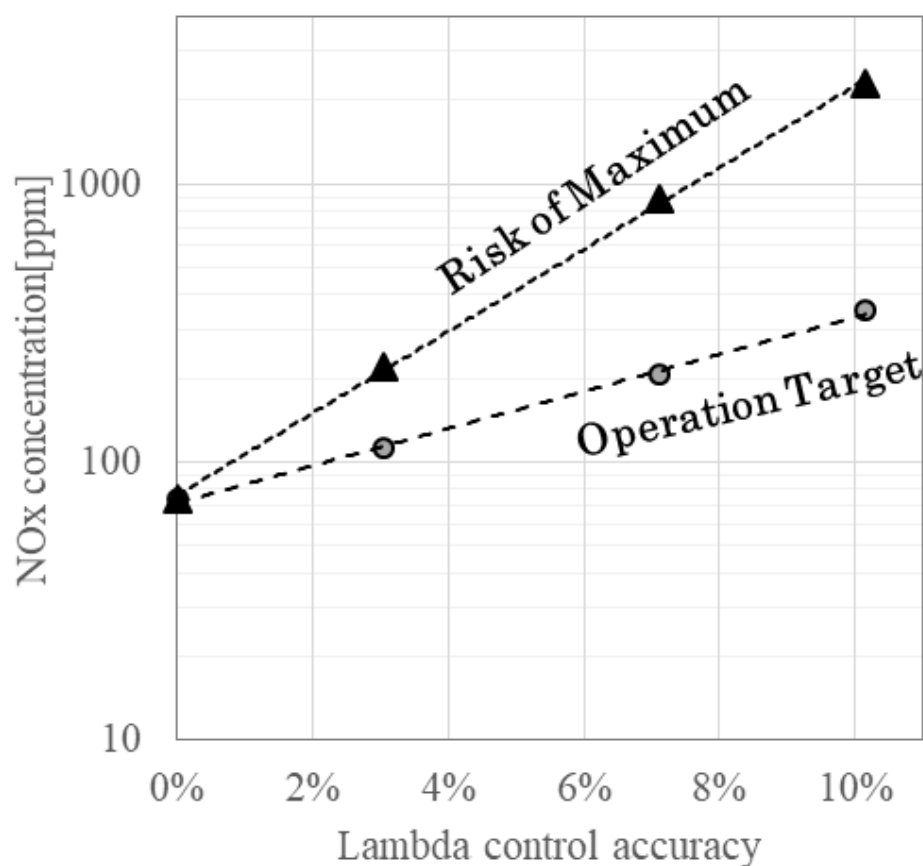


Fig. 6-10 Effect of air excess ratio control accuracy on NO_x

6.4.2 空気過剰率制御への NO_x センサー適用の検討

空気過剰率の制御ばらつきに対して NO_x 濃度が累乗で増加する特性があるため、全域空燃比センサーに高い精度を要求する可能性が高いことを既に述べた。現在の量産ガソリンエンジンのほとんどは空気過剰率 1 で制御されている。これは三元触媒の高い浄化率が空気過剰率 1 近傍のみによって発揮されることに依存する。一方で本研究がターゲットにしている空気過剰率 2 近傍のリーン燃焼では排気ガス中の酸素濃度が高く検出精度が量論近傍よりも低いことや、センサーの個体ばらつき、経年劣化などを考慮すると全域空燃比センサーをもちいた HLSI 燃焼制御は課題が大きいと考えざるを得ない。

そこで制御パラメータである NO_x 濃度を直接検出することのできる NO_x センサー [71] を用いた制御を検討する。近年のディーゼルエンジンも排気ガス規制が厳しくなっており、NO_x センサーを搭載して燃焼制御や SCR の制御を行っている。NO_x センサーの NO_x 検出精度の一例を図 6-11 に示す。NO_x 100ppm 以下の領域では 10ppm, NO_x 100ppm 以上の領域では 10% の検出精度となっている。

図 6-12 に NO_x 検出精度が NO_x 排出濃度に及ぼす影響を示す。図 6-10 と縦軸を合わせたが、検出精度が 20% まで低下しても排出 NO_x は 100ppm を上回らない。如何に制御対象が直接計測できるか否かが重要であるかが再認識できる。

一方で、この NO_x 濃度に制御するためには空気過剰率と火花点火タイミングを適切に制御するロジックが構築された前提である。NO_x 濃度を検出して適切な空気過剰率と火花点火タイミングの制御を構築する必要がある。

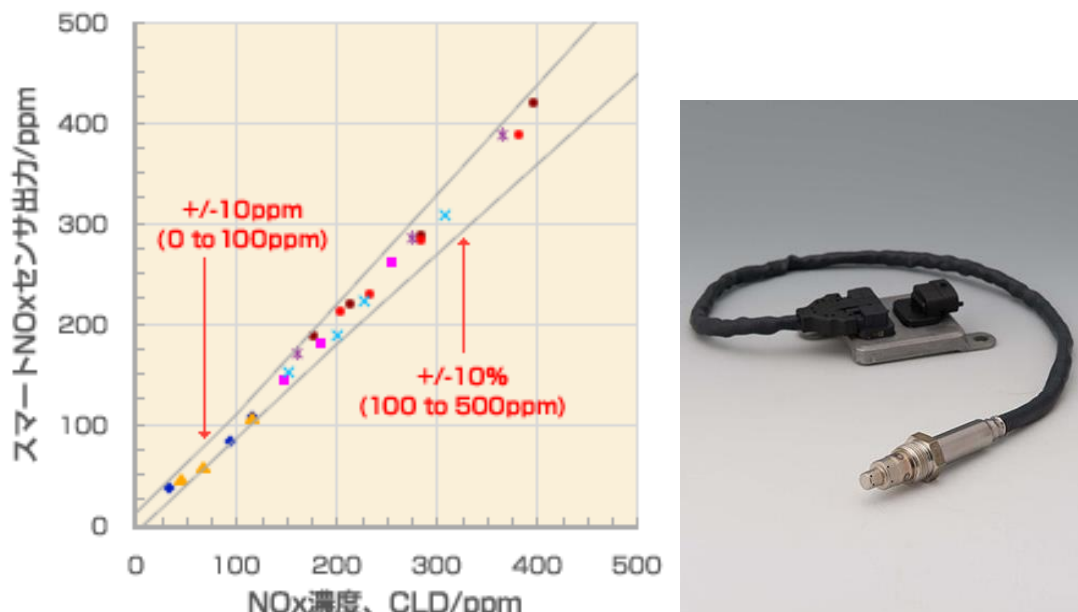


Fig. 6-11 NOx sensor accuracy and overview [71]

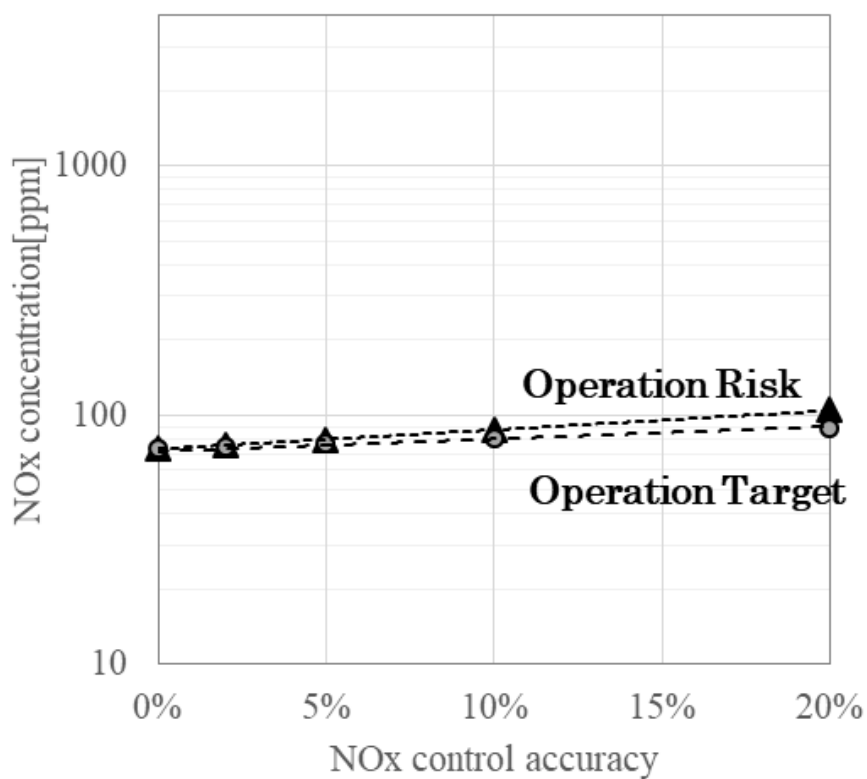


Fig. 6-12 Effect of NOx control accuracy on NOx emission

6.5 火花点火タイミングによる燃焼位相制御手法の検討

6.5.1 燃焼位相と NO_x 濃度, 燃焼変動率, 熱効率の特性

NO_x センサーを用いることで NO_x 濃度の上昇が抑えられる可能性が高い一方で, これまで量産された希薄燃焼ガソリンエンジンでは NO_x センサーの搭載例はない. NO_x 濃度は空気過剰率だけでなく火花点火タイミングによって変化する熱発生率にも強い依存性があるため NO_x 濃度が制御目標値よりも高い値, もしくは低い値を示した場合に空気過剰率のみを変更する制御だけで良いか否かは様々な環境において検討する必要がある. 特に HLSI 燃焼がターゲットとしている空気過剰率 2 領域では空気過剰率が過剰に大きくなったり, 熱発生率が遅角したりすると IMEP 変動率が増加し熱効率の低下だけでなく, エンジンの振動や騒音が増加による商品性の悪化も招く.

図 6-13 に空気過剰率 λ と火花点火タイミング特性の実験結果から NO_x 濃度と燃焼重心位置, IMEP 変動率, 図示熱効率の関係を示す. 先にも議論した空気過剰率 1.97 の MBT 火花点火タイミングである白抜きのプロットは IMEP 変動率が 5%以下でありながら NO_x 濃度が最も低い. 一方で同等の NO_x 濃度であっても空気過剰率 1.97 よりも高い空気過剰率では燃焼変動率が 5%を上回り, 熱効率が低下する. 逆に空気過剰率 1.97 よりも小さい空気過剰率では燃焼重心位置 CA_MBF50 が遅角し燃焼変動と共に熱効率の悪化を招く. NO_x 濃度が検出できても空気過剰率や燃焼重心位置を適切に制御できなければ, 燃焼変動や熱効率の低下を招く. よって, NO_x 濃度の検出に加えて燃焼位相の検出が必要かつ効果的であると考え. 燃焼位相の検出には筒内圧力センサー [72, 73, 74]が開発されており適用が可能である.

図 6-14 に燃焼重心位置と空気過剰率 λ に対する, NO_x 濃度, IMEP 変動率, 図示熱効率の特性を示す. 空気過剰率 2.04 の MBT である燃焼重心位置 5deg よりも燃焼重心位置が遅角側では IMEP 変動率の増加に加えて熱効率が低下する. また, 燃焼重心位置が 5deg でも空気過剰率が大きいと失火による燃焼変動が増加し, 空気過剰率が小さいと NO_x 濃度が増加する. 燃焼重心位置と空気過剰率を適切に制御することが HLSI 燃焼制御には必要である.

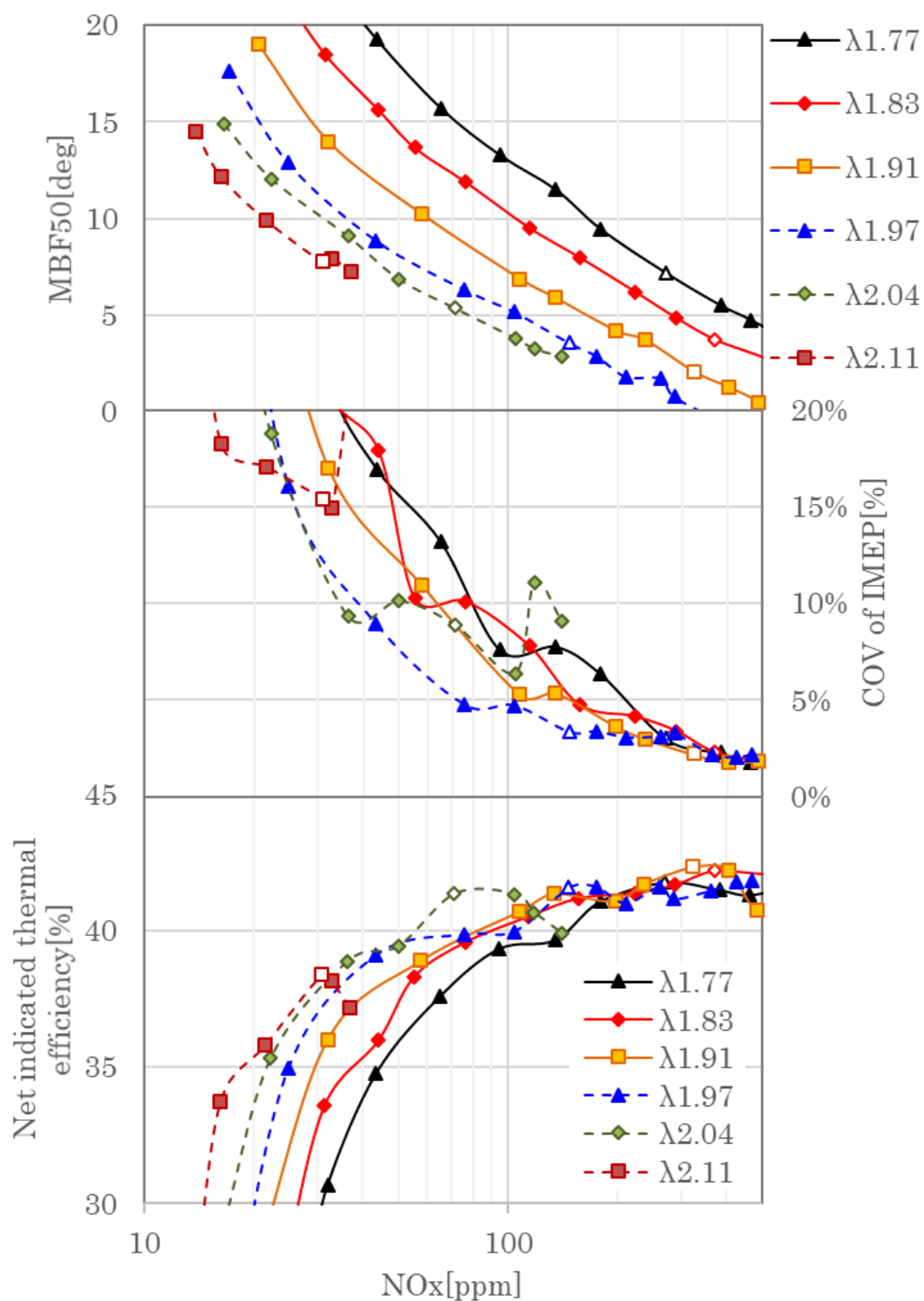


Fig. 6-13 Relationships of CA_MBF50, COV of IMEP and net indicated thermal efficiency on NOx (N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

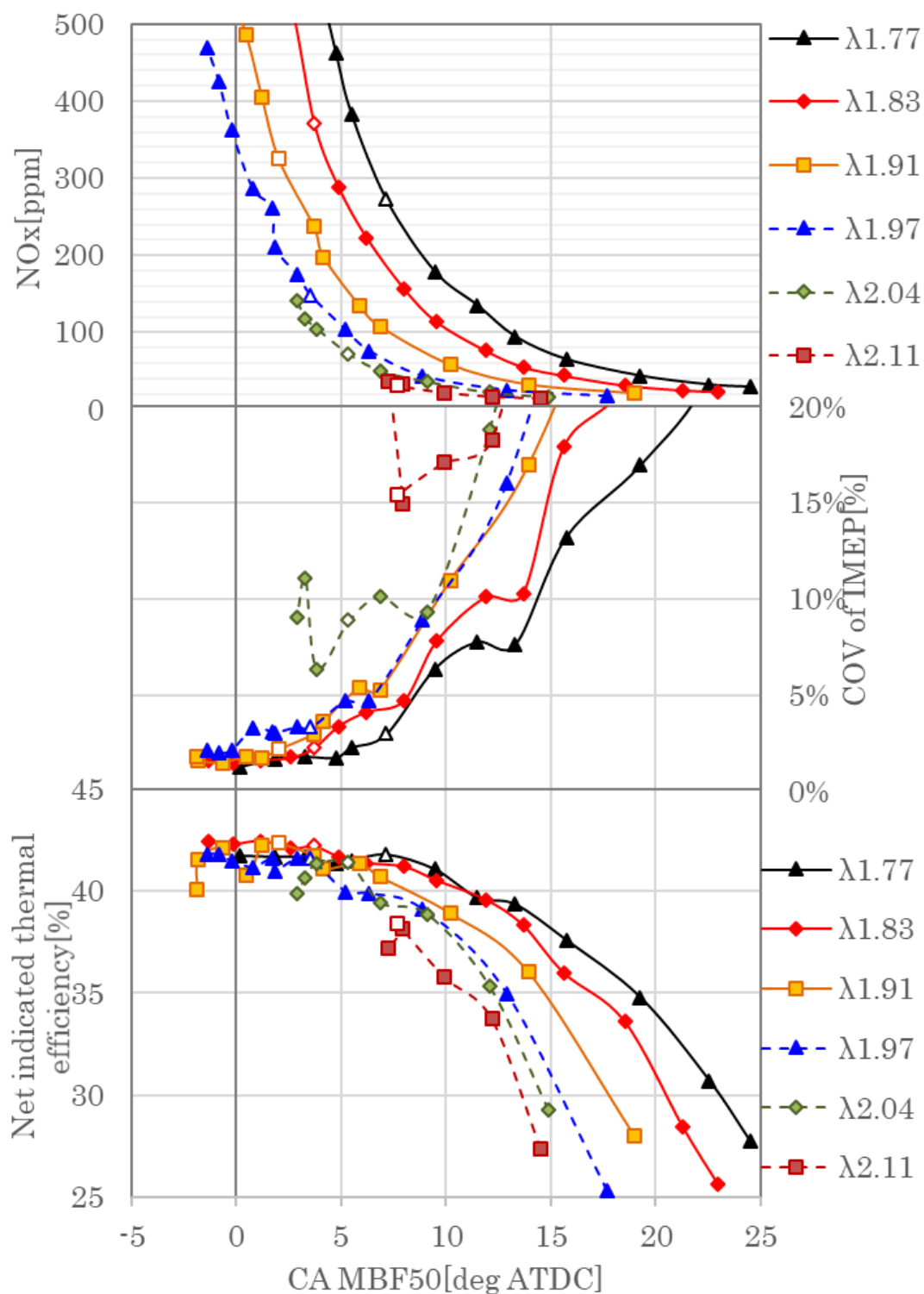


Fig. 6-14 Relationships of NO_x, COV of IMEP and net indicated thermal efficiency on CA_MBF50 (*N_e* 1500rpm, *G_{fuel}* 0.16 g/s)

6.6 燃焼サイクル変動特性を考慮したフィードバック制御の検討

空気過剰率および火花点火タイミング特性の実験結果の考察は 200 サイクル平均を用いて述べた。一方で、ガソリンエンジンの制御環境では時々刻々出力要求が変化するため、200 サイクル平均値をフィードバックすることは難しい。そこで HLSI 燃焼の燃焼サイクル変動特性を考慮し、より短いサイクルでのフィードバック制御を検討した。

図 6-15 に空気過剰率 1.96 の火花点火タイミング特性データ 13 条件の全サイクル(1 条件 200 サイクル) の燃焼重心位置 CA_MBF50 と IMEP の関係を示す。燃焼重心位置が 0deg から 5deg 近傍をピークに進角側、遅角側共に IMEP が低下する。特に遅角側の IMEP の低下は 10deg 以降で低下が著しい。また、燃焼重心位置 CA_MBF50 の過剰な進角は図 6-5-2 でも示したとおり NO_x 濃度を累乗で増加させるため避ける制御構築が必要である。

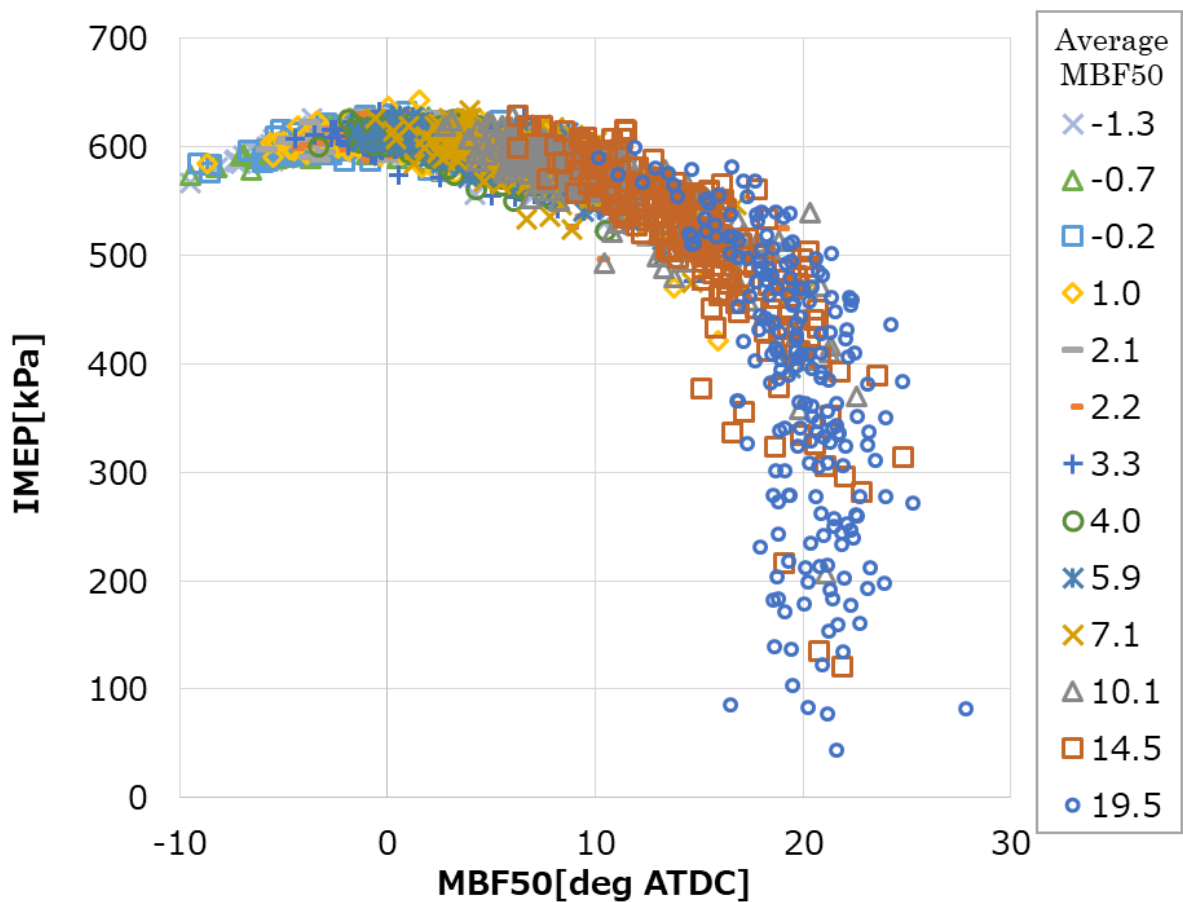


Fig. 6-15 Relationship between cyclic CA_MBF50 and IMEP on air excess ratio 1.94 (N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

図 6-16 にこの空気過剰率 1.96 の 200 サイクル平均の燃焼重心位置に対する, NO_x , IMEP 変動率, 200 サイクルの最進角サイクルと最遅角サイクル, 平均値に対する標準偏差を加減した燃焼重心位置 CA_MBF50 の特性を示す. IMEP 変動率を 5%以内に抑制するためには平均燃焼重心位置 (Average CA_MBF50) を 7deg よりも進角側に制御する必要がある. 一方で, NO_x 濃度は燃焼位相に対して累乗で増加する傾向にあるため, 過剰に進角することができない. NO_x 濃度を 150ppm 以下に抑える必要がある場合には, 平均の燃焼重心位置を 4deg よりも遅角側に制御する必要がある. 200 サイクルの平均の燃焼重心に対して標準偏差を加減した値は平均の燃焼重心に対して良い直線性を持っており, 線形近似曲線の決定係数は 1.00 であり, 再進角や再遅角サイクルの決定係数を上回る. 標準偏差を用いた制御は複数のサイクルを処理する必要があるため応答性に課題が出る可能性がある一方で, 精度の高い CA_MBF50 制御ができる可能性が高い. NO_x センサーの応答が比較的長い場合には燃焼サイクルもその応答期間に合わせて複数サイクルの標準偏差を算出してフィードバック制御することが有効であると考ええる.

再進角サイクルと再遅角サイクルから CA_MBF50 を制御することは決定係数が標準偏差よりも小さいことから誤差が大きくなる可能性がある一方で, エンジンへの出力要求や環境変化が大きい場合に短いサイクルを検知してフィードバックすることでより応答が短い制御を行うことができる可能性がある. 再進角サイクルは決定係数 0.98 と標準偏差の決定係数 1.00 と比較的近い. NO_x 濃度を 150ppm 以下に抑制したい場合には再進角サイクルの閾値を -5deg とすることで, 過剰な進角を抑制する制御の応答性が高くできる. 再遅角サイクルは決定係数 0.83 と再進角サイクルの決定係数 0.98 と比べると誤差が大きい. 200 サイクルでは十分なサイクル数とは言えない可能性があり, より少ないサイクルでフィードバック制御を実現したいエンジン制御の高精度化への貢献には難しい. 一方で再遅角サイクルの検出は燃焼の失火を回避する上で非常に重要である. 燃焼の失火はエンジン停止を招いたり, 大量の未燃ガスを高温の排気触媒に供給することで触媒の溶損を招いたりすることがある. 今回の実験条件では図 6-15 のとおり最も火花点火タイミングを遅角した平均の燃焼重心位置が 19.5deg.ATDC でも IMEP がゼロ以下となる完全な失火は発生しなかったが, CA_MBF50 が 20deg.ATDC 程度でも大きく IMEP が低下した. 燃焼変動率が 5%の条件での再遅角サイクルが 20deg.ATDC 程度であることから 23deg ATDC 前後で再遅角サイクルの閾値を設けることで失火のリスクを低減することは有効であると考ええる.

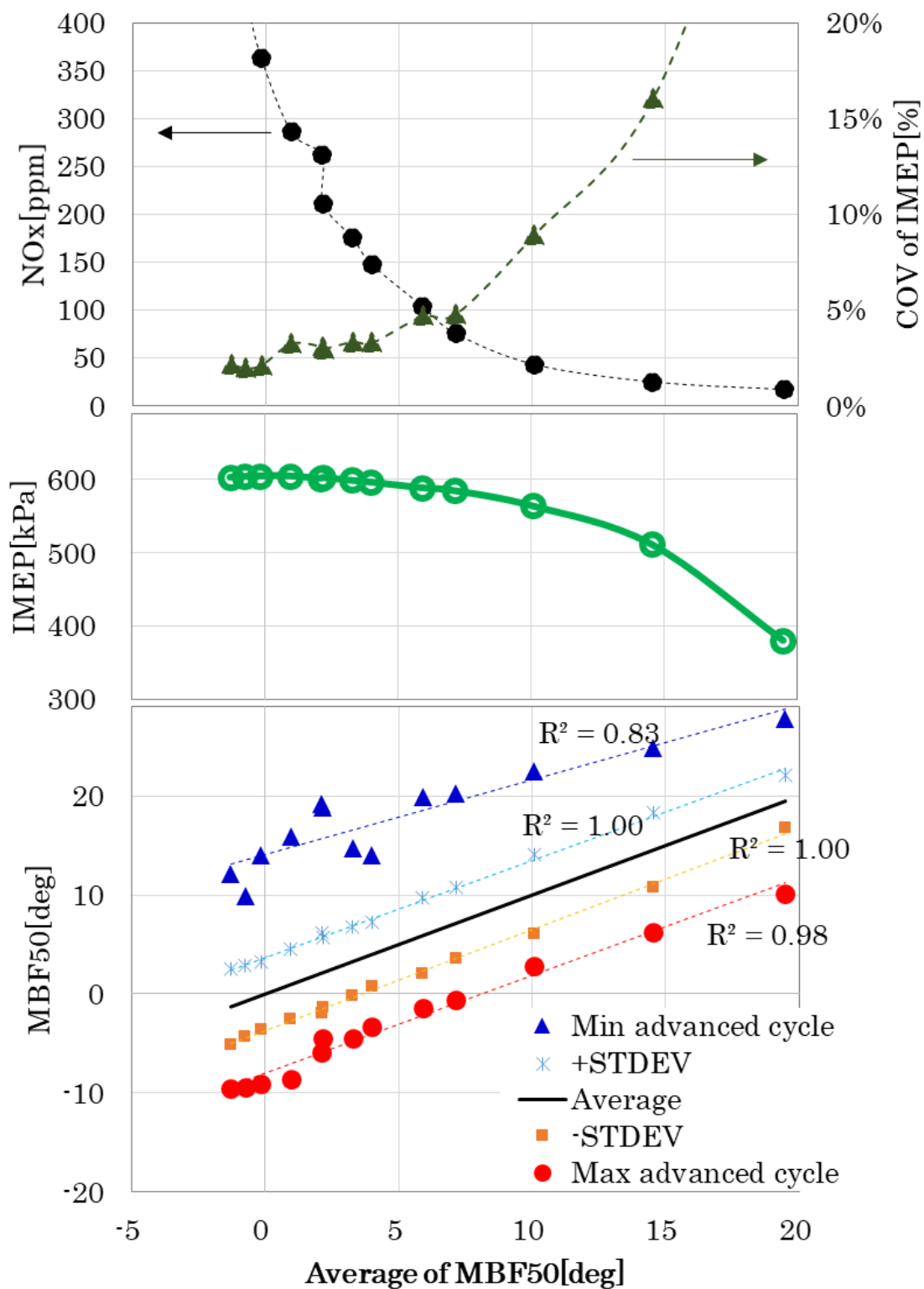


Fig. 6-16 Relationship of NO_x, COV of IMEP, IMEP and CA_MBF50 variation on average CA_MBF50 on air excess ratio 1.94 (N_e 1500rpm, G_{fuel} 0.16 g/s)

これまで述べてきた HLSI 燃焼の特性を考慮し、燃焼重心位置 CA_MBF50 を筒内圧力センサーで、NO_x 濃度を NO_x センサーで検出できることを前提とした空気過剰率および火花点火タイミング ST の制御フローの一例を図 6-17 に示す。CA_MBF50 と NO_x 濃度が目標値からずれた場合には図 6-6 で示した空気過剰率と CA_MBF50、NO_x 濃度の関係から空気過剰率を推定し、空気過剰率がずれている場合には空気過剰率をずれた分だけ修正し、空気過剰率がずれていない場合には火花点火タイミングによって CA_MBF50 位置を修正する。

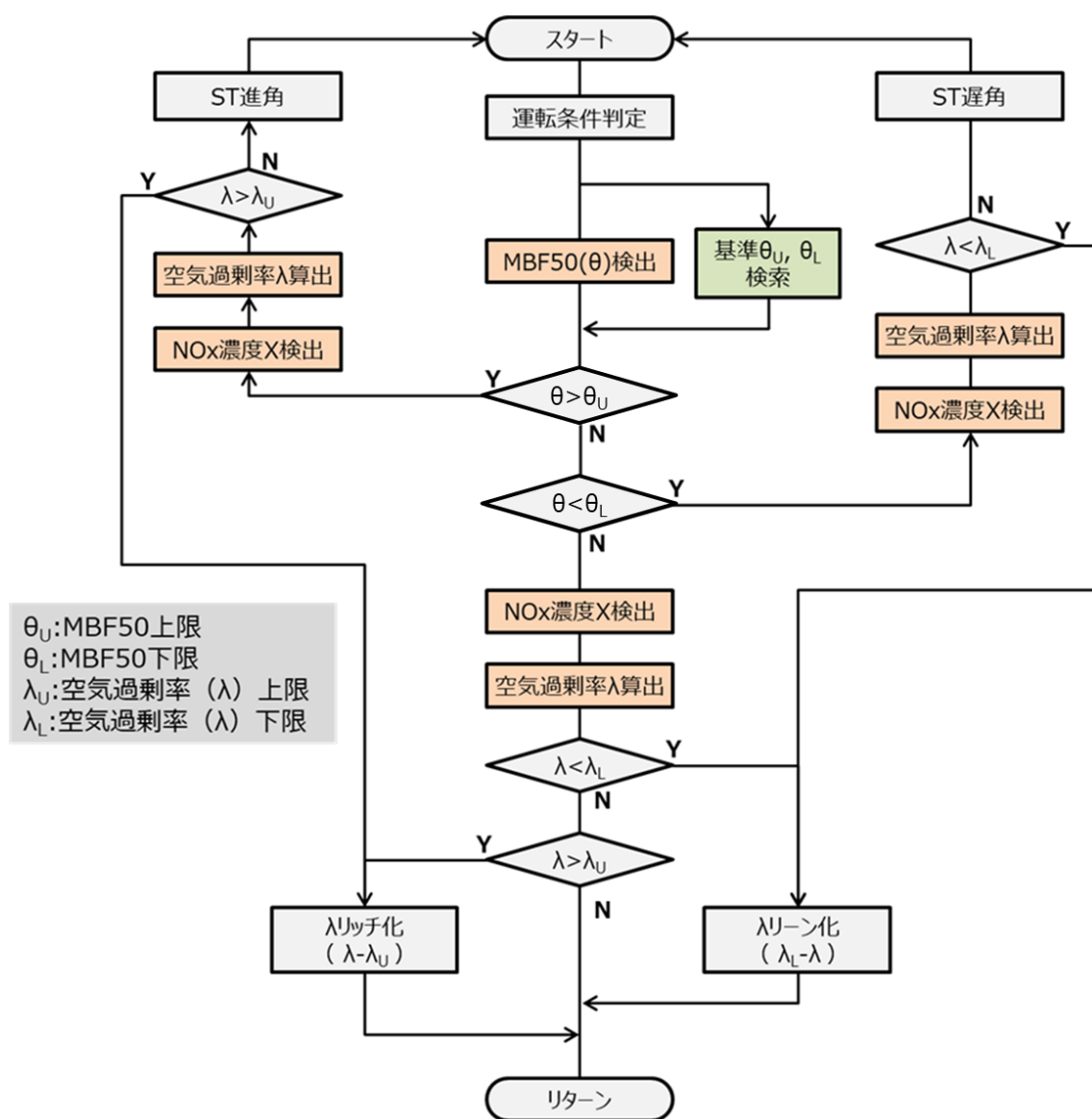


Fig. 6-17 Flowchart of ignition timing and air excess ratio control with NO_x sensor and in-cylinder pressure sensor for HLSI combustion

6.7 まとめ

HLSI 燃焼の NO_x 生成特性と空気過剰率の制御ばらつき影響を定量的に評価し、空気過剰率の検出よりも、NO_x 濃度を検出して空気過剰率及び火花点火タイミングを制御することを提案した。

空気過剰率を検出して空気過剰率及び火花点火タイミングを制御する場合、空気過剰率の制御ばらつきを考慮したときに燃焼変動や失火を回避するため空気過剰率を制御ばらつき内における過濃側かつ火花点火タイミングを進角側に制御する必要がある。空気過剰率も火花点火タイミングも NO_x 濃度を累乗で変化させるため、空気過剰率には非常に高い制御精度を求められる。

NO_x 排出リスクの低減には直接 NO_x 濃度を検出することのできる NO_x センサーの適用が効果的である。また筒内圧力センサーを用いて燃焼重心位置 CA_MBF50 を検知し、火花点火タイミングおよび空気過剰率を制御することが有効である。NO_x 及び燃焼重心位置が目標値からずれた場合には、HLSI 燃焼の燃焼重心位置、空気過剰率の NO_x 濃度変化特性を考慮して空気過剰率を推定し、空気過剰率を変更すべきか、火花点火タイミングを変更すべきかを決定する制御フローを提案した。

本章で述べた HLSI 燃焼の NO_x 制御の考え方は図 6-18 に示すとおり、状態方程式と拡大 Zel'dovich 機構のサーマル NO_x メカニズム [45] で定量的に説明できる。本章で取り上げた空燃比センサー、NO_x センサー、筒内圧センサーは状態方程式を介して密接に紐づく特性を持っている。これらの特性を活用して燃焼制御だけでなくセンサーの故障検知も含めた信頼性の構築も可能であると考ええる。

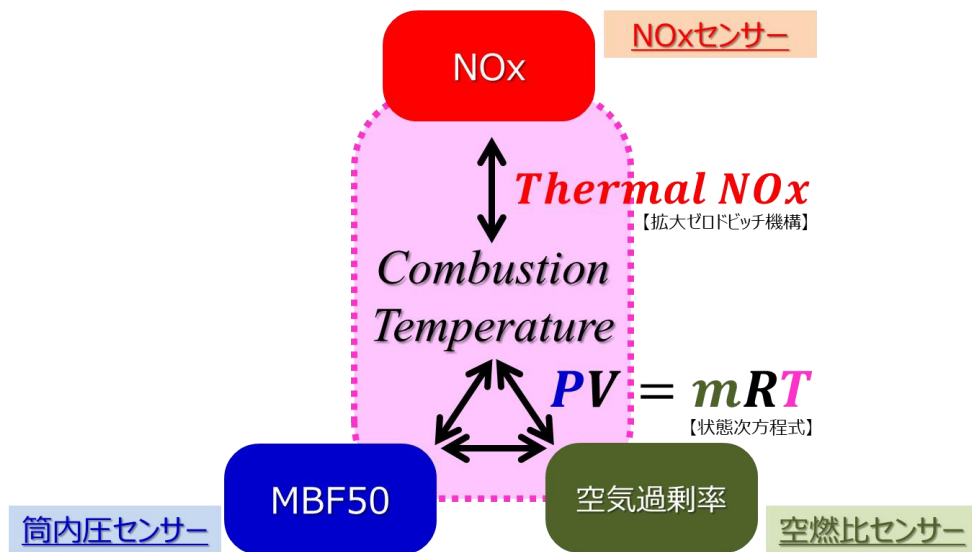


Fig. 6-18 Relationships of CA_MBF50, air excess ratio and NO_x of HLSI

第7章 結論

ガソリンエンジンを搭載する四輪車、二輪車のほとんどは三元触媒を搭載し量論混合比で燃焼している。量論混合比で燃焼させる目的は三元触媒の極めて高い排気ガス浄化率に依存しており、量論燃焼の CO や HC, NO_x は希薄燃焼に対して決して低くない。内燃機関から排出される CO, HC, NO_x などの不完全燃焼成分は我々の健康や自然環境への悪影響が報告されており三元触媒の役席は大きい。一方で、空気希釈による希薄燃焼は NO_x の課題をクリアする必要があるもののその熱効率、そして低 CO₂ 性能から様々な研究が行われている。その熱効率のポテンシャルを最大限に活かすためにも希薄燃焼から排出する NO_x の低減、そしてその燃焼制御は非常に重要である。

第2章では予混合圧縮自着火燃焼の低 NO_x ポテンシャルと SI 燃焼の燃焼制御の環境ロバスト性を活かしたコンセプトとして本研究の均質希薄火花点火燃焼の検討を行い、NO_x 濃度が従来の成層 SI 燃焼に比べて低濃度にできることを実証した。従来の成層混合気の火炎伝播に比べて遅くなる火炎伝播速度は乱流によって補い、乱流による着火性の低下は火花点火エネルギーの増加によって補えることを明らかにした。HLSI 燃焼の燃焼形態はカルロピッツ数が 1 を超える乱流燃焼ダイアグラムの **Thin Reaction Zone** に位置し、希薄化するほどカルロピッツ数が増加する。タンブルレシオの増加は筒内の乱流強度が増加されるものの熱発生速度が増加するため、火花点火タイミングが遅角することで層流燃焼速度の増加と火炎帯厚みの低下させることでカルロピッツ数が低下し燃焼サイクル変動の抑制に貢献する。また、HLSI 燃焼の熱効率の位置付けでは同一のエンジン回転速度、図示平均有効圧、乱流強度、火花点火エネルギー条件において外部 EGR を導入しない量論燃焼から 16%の向上効果を、外部 EGR を 37%還流させた EGR 燃焼から 9%の向上効果が得られることを明らかにした。その損失低減要因としてはポンピング損失、熱損失、未燃損失、排気損失の低減が得られることを明らかにした。

第3章では HLSI 燃焼の NO_x 生成濃度は拡大ゼルドビッチ機構のサーマル NO_x メカニズムで説明できることを排気ガス的高速サンプリング計測によって明らかにした。この特性は HLSI 燃焼のコンセプトである高い均質性によるものである。同一の筒内ガス温度最大値のサイクルでも異なる NO_x 値を示すサイクルが存在することについては燃焼期間が短く燃焼重心位置が遅角するサイクルほど NO_x 濃度が低下するメカニズムを化学反応計算によって説明した。着火性の改善を目的に増加させた火花点火エネルギーの放電プラズマは 10ppm 前後の NO_x を生成し、その NO_x 濃度は放電プラズマ伸長と相関がある。希薄限界領域では放電プラズマによる NO_x 生成が支配的で燃焼から生

成される NO_x がほぼゼロと思われるサイクルが存在し、圧縮自着火燃焼だけでなく火炎伝播を用いた HLSI 燃焼でも更なる NO_x 低減できる可能性を示唆した。

第4章では均質希薄 SI 燃焼のメカニズムを解析する上で欠かせない空気過剰率 2 領域までの層流燃焼速度の予測式を構築した。層流燃焼速度の対数が未燃ガス温度や圧力の対数にと良い直線性を示すことから、化学反応計算で算出した層流燃焼速度と比較して決定係数 0.99 と精度の良い層流燃焼速度式を構築した。同一乱流場、同一火花点火タイミングで同等の層流燃焼速度となる当量比、EGR 率となる混合気はほぼ同一の熱発生率となることから、乱流火炎伝播燃焼に対する層流燃焼速度解析の重要性を確認した。

第5章では希薄燃焼で課題となる燃焼（熱発生率）のサイクル変動率が火花点火タイミングにおけるスパークプラグ近傍空気過剰率の標準偏差およびその層流燃焼速度の変動率と相関性が高いことを明らかにした。希薄化によって増加する燃焼変動率の増大要因はスパークプラグ近傍の空気過剰率および層流燃焼速度の標準偏差が大きくなるのではなく、希薄化によって層流燃焼速度の絶対値が低下することで層流燃焼速度の変動率が増加することが主要因である。また、予混合であるほど、またタンブルレシオが大きいほど均質性が改善し層流燃焼速度および熱発生率の標準偏差が小さくなることを明らかにした。これらの結論を得ることに赤外吸収法を用いたスパークプラグ近傍の空気過剰率の高速計測と第4章で述べた層流燃焼速度予測式の構築が貢献した。

第6章では実用エンジン環境を考慮した HLSI 燃焼の低 NO_x かつ高効率な制御手法を検討した。従来の量論混合比燃焼に用いられる酸素センサーや全域空燃比センサーでの空気過剰率のフィードバック制御ではセンサー誤差や環境誤差を考慮すると、HLSI 燃焼の NO_x 濃度を第2章で示した低 NO_x 濃度に制御することが難しい。希薄燃焼では量論燃焼と異なり酸素濃度よりも NO_x 濃度を検知した制御が有効である。HLSI 燃焼で生成される NO_x 濃度は空気過剰率に加えて火花点火タイミングに対しても対数で変化することから、NO_x センサーと筒内圧センサーを用いることの有用性を述べると共に、NO_x 濃度や熱発生率の位相が目標値から乖離した場合に空気過剰率を変更すべきか、火花点火タイミングを変更すべきかを HLSI 燃焼特性を考慮し制御フローを提案した。

HLSI 燃焼は ISNO_x を 0.5g/kWh 程度まで低 NO_x 化できる。年々厳しくなる排気ガスの規制値に対しては更なる NO_x 低減の取り組みが必要である。NO_x 濃度のサイクル計測では NO_x10ppm 程度のサイクルが多く存在し、そしてその 10ppm の NO_x 生成は火花点火から生成されることが推察される結果も得た。HLSI 燃焼の更なる低 NO_x

化には空気過剰率の増加だけでなく、熱発生率のサイクル変動を抑制することができれば空気過剰率を増加させることなく NO_x を抑制できる可能性もある。また、火花点火エネルギーの増大は空気過剰率の増加には有効であるが、NO_x10ppm 以下の HLSI 燃焼を目指すためには火花点火システムから生成される NO_x 抑制についても検討が必要である。排気ガスの規制は世界の国や地域で様々であり、四輪車や二輪車でも規制値や走行モードが異なる。車重の大きな四輪車では比較的燃料消費量が多く、燃料消費量の小さな二輪車ほど規制値内で HLSI 燃焼を成立させられる傾向にある。一方で、燃料消費量の小さな二輪車は廉価であるものが多く、HLSI 燃焼を成立させるためのエンジンシステムの構築には更なる検討が不可欠である。本論文では制御手法の1つとして NO_x センサーおよび筒内圧力センサーを用いた制御を提案したが、エンジンに求められる熱効率の向上はすなわちユーザーにとっては燃料コストの抑制を意味する。熱効率の高いエンジンであっても複雑なシステムで高いエンジンコストとなってしまうのはユーザーのメリットが減少してしまう。一方で地球温暖化抑制に貢献するための高効率なガソリンエンジン燃焼の構築は急務である。適正なコストで最大限の CO₂ 排出抑制できるエンジン開発に HLSI 燃焼研究および本論文が活かされることを期待する。

HLSI 燃焼の希薄限界の考察を通して伝播燃焼火炎の燃焼形態やそれらに及ぼす層流燃焼速度や乱流強度、温度や圧力、空気過剰率などの物理量の影響を定量的に扱ってきた。HLSI 燃焼の燃焼形態はカルロピッツ数が1を超える Thin Reaction Zones に入っていると推察され、影響因子である乱流強度や層流燃焼速度さらにはそれらの空間ばらつきやサイクルばらつきが燃焼変動と深く結びついていることを学ぶことができた。この現象は HLSI 燃焼の希薄限界にとどまらず、EGR 燃焼の希積限界や極低温環境での燃焼変動や失火事象などガソリン火花点火機関の燃焼不安定性を考察する上で重要である。

本研究を通して NO_x や燃焼変動、層流燃焼速度などの詳細な燃焼解析に取り組む中で様々な計測を試みた。混合気の近赤外吸収特性を用いた筒内の局所混合気濃度や混合気ガス温度の直接計測、排気バルブ直後の高速サンプリング計測などにより、サイクリックに変動する燃焼現象と向き合うことができた。従来は数百サイクルや数十秒の平均の値を用いて事象の議論をすることが多かったが、変動するサイクルの集合が平均であると気が付かされる場面が多々あった。ガソリンエンジンの燃焼研究では燃焼変動要因である失火や、ノッキングなど数百サイクル中の1サイクルの不具合現象が制約となり性能の限界となることが多々ある。本研究で得た高速燃焼計測手法および解析技術が希薄燃焼の領域にとどまらず幅広い燃焼研究やエンジン開発に活用され、より良いエンジンが今後も開発されていくことを期待する。

参考文献

- [1] 本田技研工業 株式会社, <https://www.honda.co.jp/>.
- [2] 全国地球温暖化防止活動推進センター, “地球温暖化とは,” https://www.jccca.org/global_warming/.
- [3] “COP24,” <http://www.cop24.katowice.eu/>.
- [4] 盛男 柘植, 機械熱力学, 朝倉書店, 1967.
- [5] 長弘 憲一, “エンジンは空冷か水冷か,” 日本機械学会, 113 巻 1097 号 p. 257-261, 2010.
- [6] 寺沢 保幸, 山川 正尚, マツダ SKYACTIV エンジンの環境技術, 日本燃焼学会誌 第 60 巻 191 号, 2018.
- [7] 米川 明之, 渡辺 修, 関谷 明堂, 石川 直宏, “Accord ハイブリッド用 2.0 L エンジンの開発,” Honda R&D Technical Review Vol.25 No.2,p.26-31, 2013.
- [8] 田岸 龍太郎, 池谷 健一郎, 高沢 正信, 山田 健人, “ガソリンエンジンの正味熱効率 45%達成技術,” Honda R&D Technical Review Vol.27 No.2, p.1-10, 2015.
- [9] 若松 健, 吉本 康時, 坂口 元康, 石神 佳治, 赤石 伸行, 久保田 賢司, 泉 慎介, 中村 賢治, “新型アコードハイブリッド用 2.0L エンジンの開発,” Honda R&D Technical Review, Vol.30 No.1, p.35-40, 2018.
- [10] 戎能 一成, “エネルギー源別標準発熱量・炭素排出係数の改定について,” 経済産業省資源エネルギー庁・環境省地球環境局, 2014.
- [11] 中野 弘二, 和田 裕介, 城野 実考, 成廣 繁, “新型直列 4 気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジン,” Honda R&D Technical Review, Vol.28, No.1, p.133-139, 2016.
- [12] 高橋 のぶ, “高熱効率ガソリンエンジンの進化としてのダウンサイジング,” Honda R&D Technical Review Vol.27 No.2, p.11-19, 2015.
- [13] 井手 博仁, 須永 義弘, 樋口 成智, “2014 年モデル Accord 用 SPORT HYBRID i-MMD 制御システムの開発,” Honda R&D Technical Review Vol.25 No.2, p.32-40, 2013.
- [14] T. Date, S. Yagi, A. Ishizuya, I. Fujii, “Research and Development of the Honda CVCC Engine,” SAE Technical Paper 740605, 1974.
- [15] S. Yagi, T. Date, K. Inoue, “NOx Emission and Fuel Economy of the Honda CVCC Engine,” SAE Technical Paper 741158, 1974.

- [16] 西澤 一俊, 堀江 薫, 三浦 啓二, 荻原 秀実, 田中 力, 山田 範之, “VTEC-E リーンバーンエンジンの開発,” Honda R&D Technical Review, Vol.4, p.22-31, 1992.
- [17] 甲田 豊, 菅波 友二, 小林 裕幸, 小川 賢, 関谷 明堂, “高性能・低エミッション 2.0L 直噴ガソリンエンジンの開発,” Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.39-46, 2004.
- [18] 高岡 伸明, 坂主 政浩, 大野 弘志, 杉浦 賢司, 鷹嘴 年克, “NO_x 吸着反応型三元触媒システムの開発,” Honda R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.45-50, 1999.
- [19] 平田 公信, 正木 信彦, 上野 弘樹, 飯島 勝, 赤川 久, “大型商用車用尿素 SCR システムの開発,” 日産ディーゼル技報, No.65, p.75-81, 2006.
- [20] 古谷 正広, 川島 一仁, 太田 安彦, “超希薄予混合圧縮自着火機関試案,” 日本機械学会論文集. B 編 00062(00595), p.1240-1246, 1996.
- [21] 高梨 淳一, 粟坂 守良, 柿沼 隆, 高沢 正信, 浦田 泰弘, “電磁式自在バルブタイミング機構を備えたガソリン圧縮着火エンジンの研究－気筒間 EGR 過給システムによる高負荷運転範囲拡大－,” 自動車技術会論文集 37(6), p.109-114, 2006.
- [22] K. Kuzuoka, J. Kamio, K. Hashimoto, “Effect of Mixture Stratification and Fuel Reactivity on Dual-Fuel Compression Ignition Combustion Process for SI-Based Engine,” SAE Technical Paper SAE 2016-01-2304, 2016.
- [23] 稲垣 和久, 冬頭 孝之, 西川 一明, 中北 清己, 阪田 一郎, “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 p.135-140, 2006.
- [24] D. Splitter, M. Wissink, D. DelVescovo, R. Reitz, “RCCI Engine Operation Towards 60% Thermal Efficiency,” SAE Technical Paper 2013-01-0279, 2013.
- [25] 磯部 利太郎, 遠藤 孝次, 末岡 賢也, “新世代ガソリンエンジン SKYACTIV-X の紹介,” マツダ技報, No.36, pp.16-23, 2019.
- [26] 漆原 友則, 松本 浩太, 井上 淳, 丸山 慶士, 森本 博貴, 末岡 賢也, 山口 直宏, 松尾 佳朋, “SKYACTIV-X を実現する燃焼技術,” マツダ技報, No.36, pp.24-31, 2019.
- [27] 津村 雄一郎, 楠 友邦, 竹本 和洋, 木下 真幸, 寺元 亮, 伊藤 剛豊, “SKYACTIV-X の制御システム,” マツダ技報, No.36, pp.59-65, 2019.
- [28] H. Hanabusa, T. Kondo, K. Hashimoto, H. Sono, M. Furutani, “Study on Homogeneous Lean Charge Spark Ignition Combustion,” SAE Technical Paper 2013-01-2562, 2013.
- [29] 能川 真一郎, 中田 浩一, 神田 睦美, “過給リーンバーンエンジンによる熱効率向上,” 第 21 回内燃機関シンポジウム講演論文集, pp.533-538, 2010.

- [30] 国立研究開発法人 科学技術振興機構, “戦略的イノベーション創造プログラム,”
https://www.jst.go.jp/sip/about_SIP.html.
- [31] 横森 剛, 松田 昌祥, 飯田 訓正, 横尾 望, 中田 浩一, 浦田 泰弘, “高効率ガソリンエンジンのためのスーパーリーンバーン研究,” 自動車技術会 2016 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, No.59-16, p. 1413-1418, No.20165267, 2016.
- [32] 国立研究開発法人 科学技術振興機構, “SIP 第 1 期 革新的燃焼技術,”
<https://www.jst.go.jp/sip/k01.html>.
- [33] N. Peters, Turbulent combustion, Cambridge university press, 2000.
- [34] Southwest Research Institute, <https://www.swri.org/consortia/high-efficiency-dilute-gasoline-engine-hedge>.
- [35] Alger, T., Gingrich, J., Mangold, B., and Roberts, C., “A Continuous Discharge Ignition System for EGR Limit Extension in SI Engines,” SAE Int. J. Engines 4(1):677-692, 2011.
- [36] 三藤 祐子, 島崎 貴道, 白石 泰介, 寺地 淳, “高 EGR 下における燃焼不安定発生条件に関するカルロピッツ数に着目した考察,” 自動車技術会論文集, Vol. 47, No. 3, pp. 673-678, 2016.
- [37] 菅田 健志, 李世俊, 横森 剛, 飯田 訓正, “乱流燃焼ダイアグラムを用いたスーパーリーンバーン SI エンジンにおける燃焼形態の検討,” 自動車技術会論文集, 48(4), p.801-806, 2017.
- [38] ANSYS, Inc., “CHEMKIN Pro 19.1,” San Diego, 2019.
- [39] 酒井 康行, 三好 明, “ガソリンサロゲート燃料簡略反応機構の構築,” 第 28 回内燃機関シンポジウム, 講演#59,論文#20178019, 2017.
- [40] “自動車排出ガス対策関係のガイドライン,” 一般財団法人 日本自動車研究所, 2014.
- [41] 独立行政法人 自動車技術総合機構, “燃料消費試験 (JC08 モード),” TRIAS 08-001-01.
- [42] Cambustion Limited, “CLD500 Fast NO_x Analyzer,”
<https://www.cambustion.com/products/cld500>.
- [43] 幸田 清一郎, “燃焼による NO_x の生成,” 大気汚染学会誌 第 29 巻 第 1 号, A1-A9, 1994.
- [44] Y. Zel'dovich, “The Oxidation of Nitrogen in Combustion Explosions,” Acta Physicochimica U.S.S.R. 21: 577-628, 1946.
- [45] Zeldovich, Y. A., D. Frank-Kamenetskii, P. Sadovnikov, “Oxidation of nitrogen in combustion,” Publishing House of the Acad of Sciences of USSR, 1947.

- [46] 森吉 泰生, 窪山 達也, 楯村 俊希, 金子 誠, 山田 敏生, “リーンバーンガソリン機関におけるサイクル変動要因の解析,” 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, No.68-17, p. 1818-1822, No.20175328, 2017.
- [47] K. Hashimoto, M. Koshi, A. Miyoshi, Y. Murakami, T. Oguchi, Y. Sakai, H. Ando, K. Tsuchiya, “Development of Gasoline Combustion Reaction Model,” SAE Technical Paper 2013-01-0887, 2013.
- [48] N. Lamoureux, P. Desgroux, A. E. Bakali, J.-F. Pauwels, “Experimental and numerical study of the role of NCN in prompt-NO formation in low-pressure CH₄-O₂-N₂ and C₂H₂-O₂-N₂ flames,” *Combust. Flame* Vol.157 p.1929-1941, 2010.
- [49] M. Metghalchi, K. C. James, “Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressure and Temperature,” *COMBUSTION AND FLAME* 48:191-210, 1982.
- [50] 西田 啓之, 小川 琢磨, 脇坂 英治, 橘 武史, “高温高圧下のメタン/空気層流燃焼速度,” 日本機械学会論文集(B 編), 71 巻 704 号, p.179-185, 2005.
- [51] 三好 明, “火炎伝播とノックへの EGR の効果に関する反応解析,” 自動車技術会論文集, 47 巻 4 号 p. 873-879, 2016.
- [52] Gregory P. Smith, David M. Golden, Michael Frenklach, Nigel W. Moriarty, Boris Eiteneer, Mikhail Goldenberg, C. Thomas Bowman, Ronald K. Hanson, Soonho Song, William C. Gardiner, Jr., Vitali V. Lissianski, and Zhiwei Qin, “GRI-MECH 3.0,” http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [53] LaVision GmbH, “ICOS Temperature,” <https://www.smart-piv.com/en/products/enginemaster/icos/icos-temperature/>.
- [54] M. Kauf, M. Gern, S. Seefeldt, “Evaluation of Water Injection Strategies for NO_x Reduction and Charge Cooling in SI Engines,” SAE Technical Papers 2019-01-2164, 2019.
- [55] National Institute of Standards and Technology, <https://webbook.nist.gov/>.
- [56] W. Dai, N. Trigui, Y. Lu, “Modeling of Cyclic Variations in Spark-Ignition Engines,” SAE Technical Paper 2000-01-2036, 2000.
- [57] M. Wenig, M. Grill, M. Bargende, “A New Approach for Modeling Cycle-to-Cycle Variations within the Framework of a Real Working-Process Simulation,” SAE Technical Papers 2013-01-1315, 2013.

- [58] A. Dulbecco, S. Richard, C. Angelberger, “Investigation on the Potential of Quantitatively Predicting CCV in DI-SI Engines by Using a One-Dimensional CFD Physical Modeling Approach: Focus on Charge Dilution and In-Cylinder Aerodynamics Intensity,” SAE Technical Papers 2015-24-2401, 2015.
- [59] D. L. Reuss, “Cyclic Variability of Large-Scale Turbulent Structures in Directed and Undirected IC Engine Flows,” SAE Technical Papers 2000-01-0246, 2000.
- [60] H. Schock, Y. Shen, E. Timm, T. Stuecken, A. Fedewa, P. Keller, “The Measurement and Control of Cyclic Variations of Flow in a Piston Cylinder Assembly,” SAE Technical Papers 2003-01-1357, 2003.
- [61] Y. Ikeda, A. Nishiyama, N. Kawahara, E. Tomita, S. Arimoto, A. Takeuchi, “In-spark-plug Sensor for Analyzing the Initial Flame and Its Structure in an SI Engine,” SAE Technical Papers 2005-01-0644.
- [62] S. Kubota, K. Tanaka, M. Konno, “Effect of Relative Positions of Air-Fuel Mixture Distribution and Ignition on Combustion Variation in Gasoline Engine,” SAE Technical Papers 2014-01-2629, 2014.
- [63] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Science Engineering, 1988.
- [64] LaVision GMBH, “ICOS system,”
<https://www.lavision.de/en/products/engine/master/icos/icos/>.
- [65] A. Grosch, V. Beushausen, O. Thiele, “Crank Angle Resolved Determination of Fuel Concentration and Air/Fuel Ratio in a SI-Internal Combustion Engine Using a Modified Optical Spark Plug,” SAE Technical Papers 2007-01-0644, 2007.
- [66] S. Liebsch, A. Zboralski, J. Maass, M. Guenther, M. Kratzsch, S. Zwahr, “Cold Start Simulation and Test on DISI Engines Utilizing a Multi-Zone Vaporization Approach,” SAE Technical Papers 2012-01-0402, 2012.
- [67] 都築 正詞, 川合 尊, 山田 哲正, 西尾 兼光, “内燃機関の燃焼制御用空燃比センサ,” 電気学会論文誌E (センサ・マイクロマシン部門誌) 118 巻 6 号 p. 333-338, 1998.
- [68] 日本特殊陶業, “ジルコニア酸素センサ,”
https://www.ngkntk.co.jp/product/sensors_plugs/zirconia_oxygen.html.
- [69] 日本特殊陶業, “全域空燃比センサ,”
https://www.ngkntk.co.jp/product/sensors_plugs/wide_range_oxygen.html.
- [70] 上野 定寧, 笹山 隆生, “自動車エンジンの空燃比センシング,” 電気学会論文誌C (電子・情報・システム部門誌) 114 巻 7-8 号 p. 813-820, 1994.

- [71] 日本ガイシ, “エンジン排ガス用 NO_x センサー,”
<https://www.ngk.co.jp/product/automobile/nox/>.
- [72] 塚田厚志, 竹内正治, 徳光早苗, 大村義輝, 川口一義, “燃焼圧センサ,” 豊田中央研究所 R&D レビュー Vol. 28 No. 4 p.49-57, 1993.
- [73] 山本 裕司, 佐藤 岳, 林 貴之, “直噴インジェクター一体型小型筒内圧センサの開発,” ホンダテクニカルレビュー Vol.24 No.1 p.52-56, 2012.
- [74] CITIZEN, “燃焼圧センサ,” <http://cfid.citizen.co.jp/sensor/>.

投稿論文

英 寿, 吉竹 優斗, 長井 祐太, 高島 良胤, 佐古 孝弘, 古谷 正広, “メタン SI 燃焼における熱発生率と層流燃焼速度の関係及び吸気希釈の影響”, マリンエンジニアリング学会論文集, 55 巻 1 号 p.130-135 (2020)

英 寿, 松浦 勝也, 古谷 正広, ”均質希薄 SI 燃焼の窒素酸化物生成解析”, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.3, May 2019 p.748-754, 20194337(2019)

Hiroshi Hanabusa, Takashi Kondo, Kohtaro Hashimoto, Masahiro Furutani, “Study on Cyclic Variations of Laminar Flame Speed in Homogeneous Lean charge Spark Ignition Combustion” SAE Technical Paper 2016-01-2173 (2016)

Hiroshi Hanabusa, Takashi Kondo, Kohtaro Hashimoto, Hiroshi Sono, Masahiro Furutani, "Study on Homogeneous Lean Charge Spark Ignition Combustion," SAE Technical Paper 2013-01-2562 (2013)

関連特許

英 寿, “内燃機関の制御装置”, 日本国特許庁(JP), 特開 2018-184866, 2018 年 11 月公開

高沢 正信, 英 寿, 北野 温也, “内燃機関の制御装置”, 日本国特許庁(JP), 特許第 6302028 号, 2018 年 3 月登録

英 寿, 近藤 卓, 加藤 雅士, “内燃機関の制御装置”, 日本国特許庁(JP), 特許第 6195545 号, 2017 年 8 月登録

加藤 雅士, 英 寿, 近藤 卓, “内燃機関の制御装置”, 日本国特許庁(JP), 特許第 6141801 号, 2017 年 5 月登録

近藤 卓, 園 比呂志, 橋本 公太郎, 英 寿, “内燃機関の燃焼制御装置及び均質希薄混合気の燃焼方法”, 日本国特許庁(JP), 特許第 5753142 号, 2015 年 5 月登録

謝辞

本研究の推進から博士論文の執筆に至るまで、名古屋工業大学大学院工学研究科 古谷正広教授に手厚いご指導をいただきました。論文の執筆に行き詰まる時期もありましたが、温かいご指導をいただき心より感謝いたします。工学研究科 田川正人教授、石野洋二郎教授には本論文の校閲とご指導をいただきました。心から御礼申し上げます。

大阪ガス株式会社 佐古孝弘氏、高島良胤氏には論文執筆にあたり多くのご指導とご声援をいただきました。心より感謝申し上げます。

本田技術研究所での研究開発業務に加え、後期博士課程への進学には多くの諸先輩方のサポートや後押しなくしては実現しませんでした。当時の室長でありました鶴見真伸主任研究員、マネージャーの藤木賢治主任研究員、神尾純一主任研究員には後期博士課程へのご理解と共に多大なご支援ご声援をいただきました。心より御礼申し上げます。当時の上司でありました園比呂志氏には研究プロジェクトへの参画から古谷教授との出会い、後期博士課程進学まで多くのご支援をいただきました。心より感謝申し上げます。近藤卓主任研究員には新たな計測や解析の取り組み機会をいただき、研究や論文との向き合い方など多くのご指導をいただきました。心より感謝申し上げます。橋本公太郎主任研究員には燃焼化学反応計算や考察など燃焼研究の基礎からご指導いただきました。論文の査読や考察の議論にも多くの時間を割いていただき、大変多くを学ばせていただきました。心より感謝申し上げます。同時期に後期博士課程に進学した松浦勝也研究員には論文査読や燃焼現象の議論、そしてプライベートな時間を燃焼研究に捧げる同士として苦勞を分かち合い激励を多々いただきました。心より感謝申し上げます。

名古屋工業大学大学院工学研究科古谷研究室の皆様には研究の推進にあたり多くのサポートをいただきました。特にエンジン班の齋藤謙斗氏、酒木峻氏、大塚健太氏、嶋田敬太氏、松本悠氏、吉竹優斗氏、長井祐太氏には多大なご協力をいただき心より御礼申し上げます。

最後にいつもそばで応援し続けてくれた家族に心から感謝いたします。義父 雅孝、義母 晶子、父 洋一郎、母 公子を始め家族には大変多くの支援と声援をいただきました。心より感謝申し上げます。子供たち 達、僕との時間も研究活動に充ててしまうことが多々ありました。それでもいつも応援してくれたことに感謝すると共に、あなたたちの充実した未来と幸せを心から願います。これまでの後期博士課程における活動、そしてこの博士論文は妻 麻美の理解とサポートがなければ執筆することはできませんでした。本当にありがとう。

2020年1月吉日
自宅にて
英 寿