LPG-SI エンジンの燃焼特性の把握に基づく高効率化に関する研究

A Study on High Efficiency of an LPG-SI Engine

Based on Understanding of Its Combustion Characteristics

2010 年 3 月

早稲田大学大学院　理工学研究科

水嶋　教文

目　次

第 1 章　序　論 ・・ 1
1.1　研究背景 ・・ 1
1.2　LPG-SI エンジンの燃料供給システム・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 2
1.2.1　ミキサシステム ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 2
1.2.2　気体噴射システム ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 2
1.2.3　液体噴射システム ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 3
1.3　オートガスの組成 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 5
1.4　従来研究 ・・ 5
1.4.1　LPG エンジンに関する従来研究 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 5
1.4.2　燃焼速度に関する従来研究・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 11
1.5　研究目的・・ 13
1.6　研究方法・・ 14
1.7　本論文の構成・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 16

第 2 章　実験方法および数値解析方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 19
2.1　エンジン実験・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 19
2.1.1　実験方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 19
2.1.2　ノックレベルの判定方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 21
2.1.3　供試燃料・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 22
2.1.4　0 次元エンジンサイクルシミュレーション方法 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 23
(1)　分割エレメント法による NOx 生成特性解析方法 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 24
(2)　2 領域モデルによる筒内燃焼速度解析方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 25
2.2　定容燃焼器実験・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 27
2.2.1　実験方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 27
2.2.2　燃焼画像解析方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 28

2.2.3　詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーション方法・・・・・29
(1)　シミュレーションモデル概要・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・29
(2)　シミュレーション結果の解析方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・30

第 3 章　LPG-SI エンジンの基本燃焼特性 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・33
3.1　実験条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・33
3.2　全負荷運転における耐ノック性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・34
3.3　部分負荷運転における燃焼速度・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・36
3.4　部分負荷運転における排出ガス特性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・38
3.4.1　THC 排出特性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・39
3.4.2　NOx 排出特性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・40
(1)　燃焼速度の差異による NOx 排出量への影響の排除 ・・・・・・・・・・・・・40
(2)　LPG 運転における NOx 排出量低減要因の解析 ・・・・・・・・・・・・・・・41
3.5　結　言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・45

第 4 章　LPG の燃焼速度に関する実験および化学反応論的検討 ・・・・・・・・・・47
4.1　定容燃焼器実験による LPG と Gasoline の燃焼速度 ・・・・・・・・・・・・・47
4.1.1　実験条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・47
4.1.2　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} 単一成分燃料と Gasoline の燃焼速度 ・・・・・・・・・49
4.1.3　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} 2 成分または 3 成分混合燃料の燃焼速度・・・・・・・・53
4.2　詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーションによる
火炎機構の解析 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・55
4.2.1　実験結果と数値解析結果の比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・55
4.2.2　直鎖型 LPG 系燃料と Gasoline の燃焼特性の比較 ・・・・・・・・・・・・・56
(1)　層流燃焼速度への影響因子・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・56
(2)　H，O，OH ラジカル濃度に影響を及ぼす素反応・・・・・・・・・・・・・・・59
(3)　H_2 濃度の差異とその要因 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・62
4.2.3　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} の燃焼特性の比較 ・・・・・・・・・・・・・64
(1)　層流燃焼速度への影響因子・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・64
(2)　C_2 系ラジカル濃度の差異とその要因・・・・・・・・・・・・・・・・・・・65
4.3　層流燃焼速度の差異が SI エンジンの燃焼速度へ与える影響 ・・・・・・・・・・66
4.4　結　言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・69

第 5 章　LPG-SI エンジンの高負荷運転における高効率化 ・・・・・・・・・・・・・71
5.1　実験条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・71
5.2　点火時期および空気過剰率が高負荷の耐ノック性および排気温度に及ぼす影響・・・72

5.3　点火時期および空気過剰率の最適化による全負荷性能の改善 ・・・・・・・・・・・77
5.4　点火時期および空気過剰率の最適化による高負荷運転領域の高効率化・・・・・・・80
5.5　結　言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・83

第 6 章　LPG-SI エンジンの EGR 限界拡大による高効率化および NOx 排出量低減・・・・85
6.1　実験条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・85
6.2　EGR 率の向上による正味エネルギー消費率および NOx 排出量の低減効果・・・・・86
6.3　LPG の燃焼速度が EGR 限界に及ぼす影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・87
6.4　結　言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・90

第 7 章　LPG-SI エンジンの高圧縮比化による高効率化 ・・・・・・・・・・・・・・・・93
7.1　高圧縮比化の方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・93
7.2　実験条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・94
7.3　各種 LPG 運転における圧縮比の選定 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・95
7.3.1　LPG20P 運転における圧縮比の選定 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・95
7.3.2　LPG100P 運転における圧縮比の選定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・98
7.4　高圧縮比化による部分負荷運転時の高効率化の効果および排出ガス特性・・・・・100
7.4.1　高圧縮比化による部分負荷運転時の高効率化の効果 ・・・・・・・・・・・・・100
7.4.2　高圧縮比化による部分負荷運転時の排出ガス特性 ・・・・・・・・・・・・・104
7.5　結　言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・105

第 8 章　結論および今後の研究の発展・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・107
8.1　結　論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・107
8.2　今後の研究の発展・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・110

参考文献・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・113

謝　辞・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・117

研究業績・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・119

第1章

序　論

1.1　研究背景

液化石油ガス(LPG：Liquefied Petroleum Gas)は油田，天然ガス田において随伴する，あるいは製油所において副生されるプロパン(C_3H_8)，ノルマルブタン(n-C_4H_{10})，およびイソブタン(i-C_4H_{10})を中心とした，常温常圧で気体として存在する炭化水素からなる燃料である．その主成分である C_3H_8，n-C_4H_{10}，および i-C_4H_{10} は，2 ~ 8 気圧程度に加圧することで容易に液化できるため，高いエネルギー密度が要求される自動車用燃料としての利用が可能である．また，レギュラーガソリンと比較して十分にリサーチオクタン価(RON：Research Octane Number)が高いため(C_3H_8：112，n-C_4H_{10}：94，i-C_4H_{10}：102，レギュラーガソリン：89 ~ 92)[(1)]，火花点火(SI：Spark Ignition)エンジンへの利用が適している．さらに，C_3H_8，n-C_4H_{10}，および i-C_4H_{10} は分子中における炭素原子の割合が石油系液体燃料と比較して低いため，燃焼時における二酸化炭素(CO_2)排出量も石油系液体燃料の場合と比較して約 10 ~ 12%程度低いことが一般的に知られている[(2)]．このため，日本国内では 1960 年代初頭から製油所で生成された余剰ブタンの有効利用を目的として，タクシーを中心とした SI エンジン搭載乗用車への LPG の利用が始まった．その後約半世紀が経過した現在では，LPG 自動車としての普及台数は約 29 万台[(3)]となっている．

しかしながら，日本国内における LPG 自動車は普及率が自動車総保有台数の 0.4%にも満たず，一般的なガソリン自動車と比較して技術開発が遅れている．具体的には，燃料供給システムに，エンジンの吸気管に設けたベンチュリ型のガスミキサにより気体状態で LPG を吸入するといったミキサシステムを搭載しているのが主流である，という点である．詳細に関しては 1.2 節で述べるが，ミキサシステムを搭載した LPG 自動車はマルチポイントインジェクション(MPI：Multi Point Injection)システムを搭載した一般的なガソリン自動車と比べて，特に出力および排出ガス性能が劣るという欠点を有している．さらに，本燃料供給システムでは LPG の確実な気化が要求されるため，自動車用 LPG(オートガス)では気化特性の優れた C_3H_8 の含有率のガイドラインが設けられており，この値は地域や季節に応じて様々であるのが実情である[(4)]．

一方で，欧州や韓国を中心とした諸外国では LPG 自動車が徐々に普及しつつあり，特に韓国における普及台数は約 230 万台，総保有台数の 13.4%(2008 年)を占めている．これら諸外国

で普及している LPG 自動車の燃料供給システムには，ミキサシステムに対して出力および排出ガス性能の向上が可能な液体噴射システムが搭載されている．このように，石油系液体燃料に代わって LPG を利用することは，温室効果ガス排出量削減のための一方策になり得るといえる．さらに，LPG は天然ガス田の随伴ガスから精製される割合が高く，そして，各国における将来の天然ガス需要の拡大に伴い増産計画が見込まれているため，エネルギーセキュリティの観点からも注目されている．

以上の背景から，日本国内を含めた世界各国における LPG 自動車の更なる普及のため，今後，LPG-SI エンジンのより一層の性能向上が要求されると考えられる．このため本論文では，燃料供給システムとして出力および排出ガス性能に有利である液体噴射システムを搭載した LPG-SI エンジンを対象として，高効率化と出力・排出ガス性能の維持・向上とを両立させるための指針を得ることを狙いとする．

1.2 LPG-SI エンジンの燃料供給システム

1.2.1 ミキサシステム

現在，日本国内に普及している LPG 自動車で主流となっている燃料供給システムである．図 1.1 にシステムの一例を示す．燃料は燃料タンク内部の蒸気圧により燃料配管に圧送され，ベーパライザにて気化した後に吸気管に設置したベンチュリ型のミキサで吸引され，吸気管中において吸入空気と混合される．近年のミキサシステムは，ミキサ内部に電子制御式の燃料コントロールバルブが組み込まれ，燃料供給量を制御することが可能である．このため，通常は排気管に設置された O_2 センサまたは空燃比(Air fuel ratio：*A/F*)センサの出力信号をもとにフィードバック制御を行い，三元触媒の浄化率が最も高い理論 *A/F* 近傍になるよう燃料供給量を制御することで，近年の厳しい排出ガス規制を達成するシステムとなっている．

システムが単純なことから低コストで生産できる反面，ミキサの絞りにより吸入空気量が低下するためエンジン出力が低下するといった点や，精密な *A/F* 制御が困難であるため排出ガス性能の向上に限界があるといった点が欠点である．

1.2.2 気体噴射システム

日本国内においては，現在一部のレトロフィット LPG 自動車で用いられている燃料供給方式である．図 1.2 にシステムの一例を示す．MPI システムを搭載したガソリン自動車と同様，エンジンの各気筒の吸気ポートや吸気マニホールドに設けた電子制御式燃料噴射弁(インジェクタ)により，ベーパライザで気化した LPG をエンジンサイクルに同期させて電子制御で噴射するシステムである[(5)]．これにより，高応答で精密な燃料噴射制御が可能となるため，ミキサシステムと比べて空燃比の制御性が向上し，高いレベルの排出ガス性能を得ることができる．また，吸気管にベンチュリを設ける必要がないため，ミキサシステムと比較して吸気管の流路抵抗を低減でき，エンジンを高出力化することが可能となる．

しかしながら，気体状態の LPG は温度変化による密度の変化が顕著に表れるため，液体状態で燃料を噴射するガソリン MPI システムと比較すると，燃料噴射量の制御性が悪化する．また，ガソリン MPI システムでは，燃料の気化潜熱による吸気冷却効果により体積効率の向上やノッキングの抑制といった効果が得られるが，LPG 気体噴射システムにおいてはその効果が得られない．そのため，LPG-SI エンジンにおいてもガソリンエンジンと同様に，液体状態で燃料噴射を行うことで更なる性能向上が可能となる．

1.2.3　液体噴射システム

近年，欧州や韓国の LPG 自動車で普及している燃料供給システムである．図 1.3 にシステムの一例を示す．本システムは，LPG を燃料タンク内部あるいは外部に設けられたポンプにより蒸気圧以上に加圧し，液体状態でインジェクタから噴射するシステムである[(6)~(9)]．このため，ミキサシステムや気体噴射システムで従来用いられていたベーパライザは不要となり，代わりに加圧用のポンプが必要となる．LPG を液体状態で噴射することで燃料噴射制御の更なる高精度化が図れ，さらに，噴射直後の燃料の気化潜熱の利用により吸入空気を冷却できるため，体積効率や耐ノック性の向上が可能となる．このため，排出ガス性能および出力性能が，ミキサシステムおよび気体噴射システムと比べて特に優れている．

また，ミキサシステムおよび気体噴射システムでは，燃料を確実に気化させた上でエンジンに供給しなければならなかったが，本液体噴射システムでは燃料をポンプにより加圧して液体状態を保持しなければならない．言い換えれば，燃料を蒸気圧以上にポンプで加圧さえすれば液体状態に保持することが可能となるため，1.3 節で述べる燃料組成に関しては，地域や季節により調整する必要がなく自由度の高いシステムであるといえる．

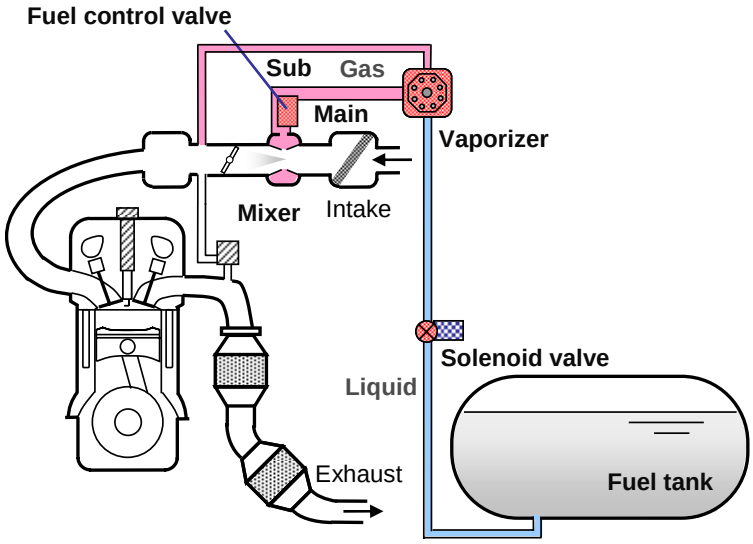


図 1.1　ミキサシステムの概略

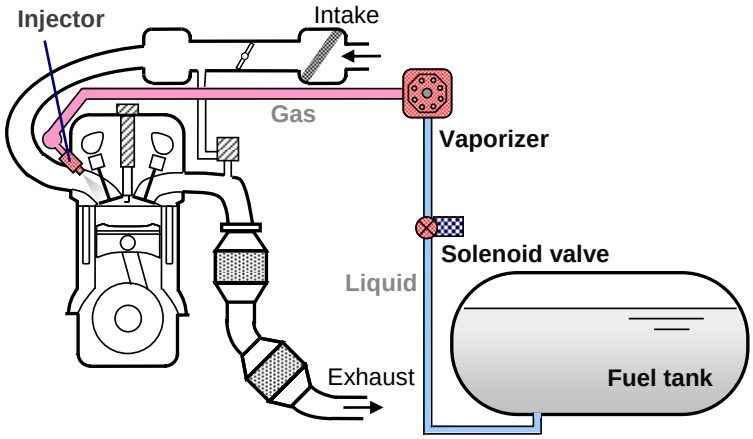


図 1.2　気体噴射システムの概略

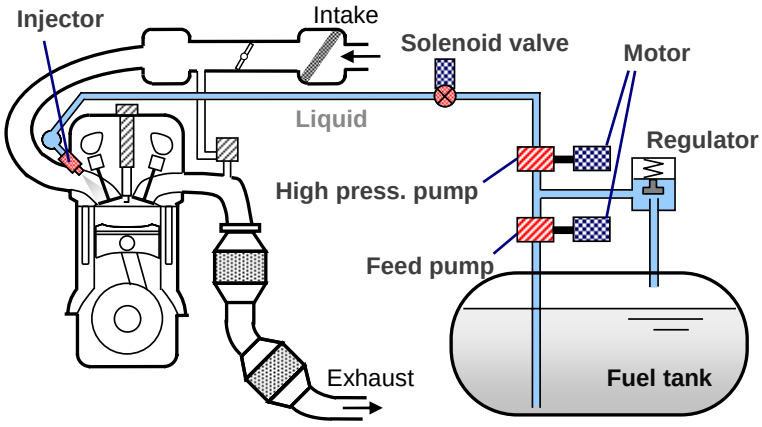


図 1.3　液体噴射システムの概略

1.3　オートガスの組成

日本国内におけるオートガスは前述したとおり地域や季節により組成が変化する．これは，現在日本国内で主流となっている LPG 自動車の燃料供給システムがミキサシステムであることに由来する．元来，オートガスは余剰燃料である C_4H_{10} を有効利用するために導入されたものであるが，ミキサシステムにおいては確実な気化が要求されるため，冬季や寒冷地においては，蒸気圧が高くより気化しやすい C_3H_8 を含有させる必要がある．このため，図 1.4 に示すように，地域や季節によって様々な最低 C_3H_8 含有率がガイドラインとして定められている[(4)]．この概念は，気体噴射システムにおいても同様に適用できる．

一方で，液体噴射システムにおいては LPG を気化させてはならず，液体状態を保つ必要がある．液体状態を保つためにはポンプを用いて加圧すればよく，季節や地域の変化により雰囲気温度が変化した場合や，燃料組成の違いにより蒸気圧が変化した場合においても，ポンプの目標圧力を蒸気圧以上にすることで常に液体状態を保持することが可能である．このため，液体噴射システムでは燃料組成を制約する必要がなく，燃料組成に対して高い自由度を有する．

今後，液体噴射システムの普及に伴い燃料組成の考え方が見直される可能性は十分にあり，LPG-SI エンジンをより高効率運転するためには，燃料組成の観点からもその方向性を示す必要がある．

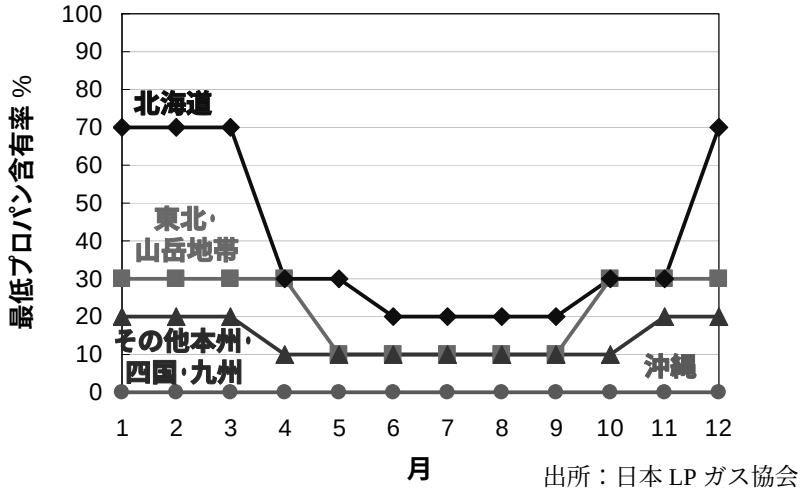


図 1.4　オートガスにおける最低プロパン含有率のガイドライン

1.4　従来研究

1.4.1　LPG エンジンに関する従来研究

LPG エンジンの燃焼方式は大きく二つに分けられる．一つはスパークプラグを用いた SI 燃焼，もう一つは圧縮着火(CI：Compression Ignition)燃焼である．LPG は前述のとおりオクタン価が高いため，SI 燃焼を採用しているケースが多く，その方式は吸気管または吸気ポートで燃料を供給する予混合燃焼方式と，筒内直接噴射による成層燃焼方式に大別できる．一般的には，

技術的課題の少ない予混合燃焼方式が採用され普及している．このため，従来から予混合燃焼方式として最も広く普及しているガソリンエンジンと，LPG-SI エンジンの各種性能を比較するというアプローチでの研究例が多い．

例えば，W. J. Smith らは，乗用車用の総排気量 1400 cm^3，直列 4 気筒 MPI 式ガソリンエンジンにレトロフィット用の LPG 供給システムを搭載し，LPG 運転とガソリン運転の排出ガス特性および熱効率の比較を行っている[(10)]. LPG 運転における点火時期はベースエンジンに搭載されている ECU により制御されているため，LPG に対して最適化されていない．また，ここで用いられた LPG-SI エンジンの燃料供給システムはミキサシステムであり，LPG の組成はモル分率で 99.3%が C_3H_8 のものを用いている．この結果，図 1.5 に示すように，LPG 運転ではガソリン運転と比較して正味平均有効圧(BMEP：Brake Mean Effective Pressure)の最大値が各回転数域において低下しるが，全負荷における正味熱効率が約 8%向上することが示されている．BMEP の低下は，燃料供給システムにミキサシステムを用いていることが原因であると考えられるが, 正味熱効率の向上要因に関しては詳細な検討が行われていない. 排出ガスに関しては, エンジンアウトでの CO，HC，NOx とも概ね低減した結果が示されているが，その原因に関しても詳細な検討が十分に行われていない．

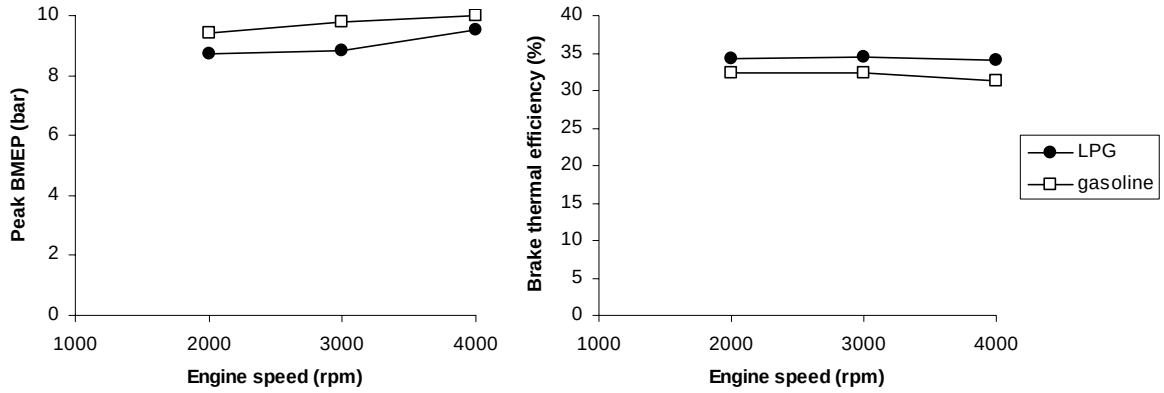


図 1.5　W. J. Smith らによる LPG 運転とガソリン運転の全負荷性能

P. Baker らは，総排気量 4000 cm^3，直列 6 気筒 MPI 式ガソリンエンジンを用いて，気体噴射システムまたは液体噴射システムの LPG 供給システムを搭載した場合の LPG 運転と，ガソリン運転との性能比較を行っている[(11)]．ここで，点火時期は両燃料ともトルクが最大となる点火時期(MBT：Minimum spark advance for Best Torque)とし，LPG の組成はモル分率で 95%が C_3H_8 のものを用いている．この結果，LPG の液体噴射システムや気体噴射システムと高圧縮比化とを組み合わせることで，図 1.6 に示すように，出力および熱効率がガソリン運転に対して優れた特性となることが示されている．排出ガス特性に関しても同様に改善することが示されている．図 1.6 からは，全ての運転条件において大幅に熱効率が改善していることが明らかであるが，高圧縮比化が熱効率の改善にどの程度寄与しているか，また，その他の要因がどのように影響しているか等，熱力学的な観点での検討が十分に行われていない．

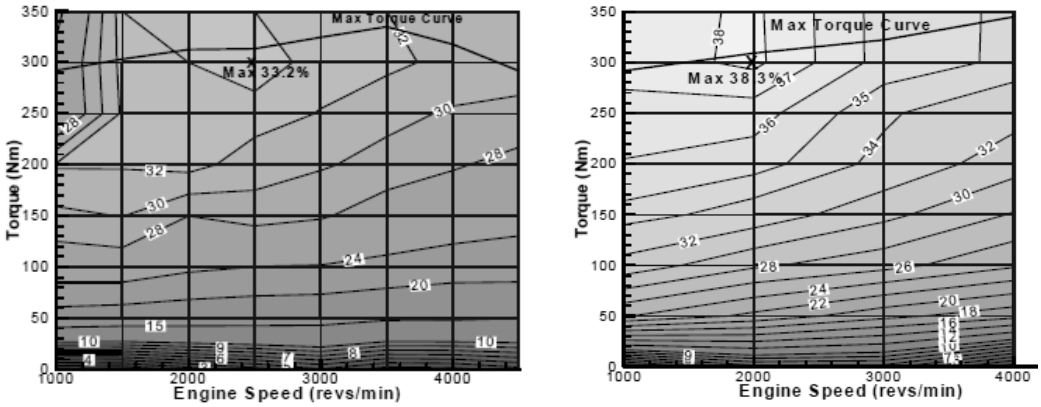


図 1.6　P. Baker らによる圧縮比 11.7 での液体噴射式 LPG 運転(右)と圧縮比 9.65 でのガソリン運転(左)の熱効率

大野らは，総排気量 1998 cm^3，直列 4 気筒 MPI 式ガソリンエンジンと，総排気量 2492 cm^3，直列 6 気筒 MPI 式ガソリンエンジンの 2 機種のガソリンエンジンをベースとして，通常のガソリン運転と，燃料供給系を LPG 液体噴射システムに変更した LPG 運転の出力性能および排出ガス特性の比較を行っている[(6)]．使用した LPG は，日本国内で一般的に流通している C_3H_8 質量含有率 20%のオートガスである．これによると，LPG 運転では燃料の高オクタン価特性を活かして，出力性能をガソリン運転と同等以上にすることが可能となり，図 1.7 に示すように，CO_2 のみならず THC および NOx 排出量に関しても低減できるとしている．しかし，LPG が高オクタン価であるという特性を活かした高圧縮比化の検討や，排出ガス低減のメカニズムに関する詳細な検討が行われていない．

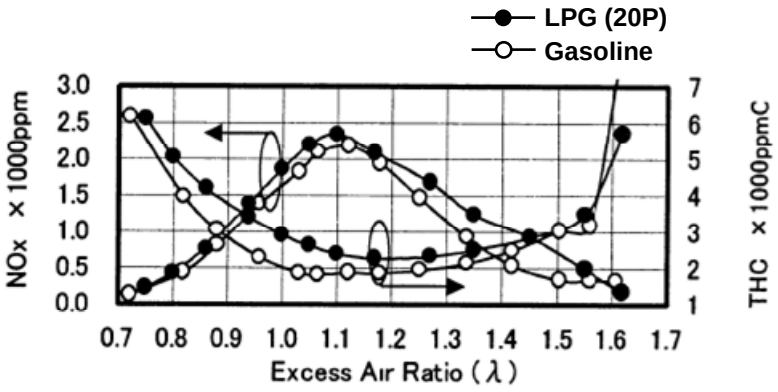


図 1.7　大野らによるエンジンアウトでの NOx および THC 排出量に対する空気過剰率の影響

M. Campbell らは，出力，燃費，排出ガス特性といったエンジン性能という観点ではなく，燃焼特性という視点で研究を行っている．具体的には，気体噴射システムを搭載した総排気量 1400 cm^3，直列 4 気筒エンジンを用いて，LPG の主成分である C_3H_8，n-C_4H_{10}，および i-C_4H_{10} の単成分燃料とガソリン(RON95)の 4 種の燃料に対して，MBT，希薄燃焼限界，およびノック限界点火時期等を比較している[(12)]．この結果，図 1.8 に示すように，C_3H_8 および n-C_4H_{10} はガソリンに対して燃焼速度が速くなるため MBT を約 5 deg.CA リタードでき，さらには，希薄限界が拡大するとことが示されている．また，エンジン回転数 1000 rpm におけるノック限界点火時期を，クランク角度 16 deg.BTDC より遅角側の条件で評価した結果，C_3H_8 および i-C_4H_{10} でノッキングは発生せず，n-C_4H_{10} で 12 deg.BTDC，ガソリンで 11 deg.BTDC となっている．このように，M. Campbell らにより各種単成分の LPG とガソリンとの燃焼特性の違いは明らかにされているが，この要因に関する詳細な検討，実際の LPG のように各種成分が混合された燃料での検討，さらに，明らかとなった燃焼特性に基づいたエンジンの性能向上に関する検討は行われていない．このため，以上の検討を行うことは重要であると考えられる．

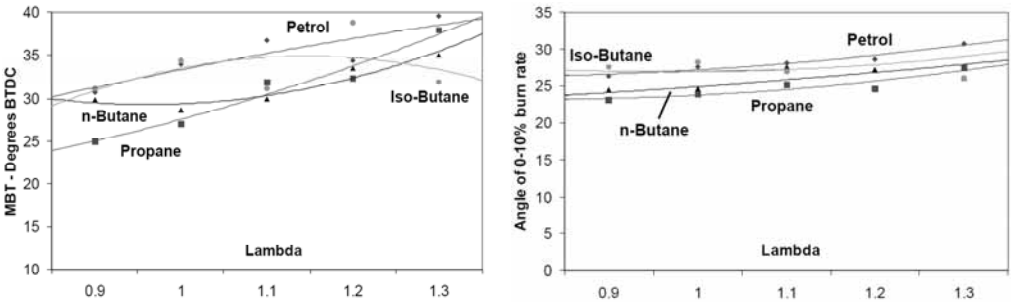


図 1.8　M. Campbell らによる各種燃料での MBT と燃焼質量割合 0-10%期間 (2000 rpm，IMEP=0.2 MPa)

予混合燃焼方式の LPG-SI エンジンとガソリンエンジンの性能比較に関する研究例の他，D. Lee らは排気量 333 cm^3 の単気筒エンジンを用いてミキサシステム，気体噴射システム，および液体噴射システムの体積効率を比較検討した結果を報告している[(13)].これによると，図 1.9 に示すように，液体噴射システムの体積効率が最も高く，続いて気体噴射システム，最も体積効率が低いのはミキサシステムという結果が得られている．しかしながら，気体噴射システムは，液体噴射システムとの体積効率の差がわずか 1～2%であるため，システムコストを考慮すると液体噴射システムに対して十分に競争力を有するシステムであると結論づけられている．当該研究においては体積効率のみの比較により各種システムの優位性を検討しているが，液体噴射システムと気体噴射システムを比較する際には，単に吸入空気量の比較だけでなく，燃料の蒸発に伴う吸入空気温度の違いがノッキング現象へ及ぼす影響についても検討することが必要と考えられる．

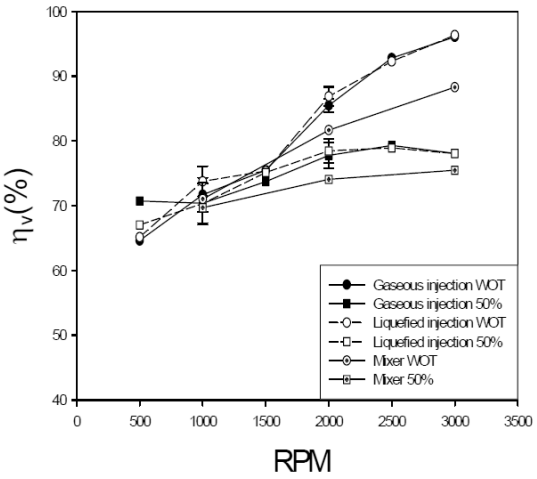


図 1.9　D. Lee らによる各種燃料供給システムでの体積効率

以上が予混合燃焼方式の LPG-SI エンジンに関する研究例である．一方，現状では実用化に至っていないものの，筒内直接噴射による成層燃焼方式の LPG-SI エンジンに関する研究開発も実施されている．代表的な研究例は以下に述べるとおりである．

経済産業省の委託の下，財団法人 LP ガス振興センター，日産ディーゼル工業株式会社，および早稲田大学において，平成 11 年度から平成 14 年度に行われた「高効率 LP ガスエンジンの開発」[(14)]では，ディーゼルエンジン車並の高効率性とガソリンエンジン車並の排出ガス性能を目指して，筒内直接噴射による成層燃焼方式の LPG-SI エンジンの研究開発を実施した．この結果，熱効率および排出ガス性能は目標レベルを達成でき，出力性能に関してもベースのディーゼルエンジン車並を達成できたとしている．本開発においては，李らによる数値流体シミュレーション KIVA-3 を用いた燃焼室内部の噴霧特性および燃焼特性の検討[(15)]も重要な役割を担っている．具体的には，高回転域におけるトルクの低下要因，その対策方法，EGR による NOx 低減効果, およびノッキング回避を目的として低圧縮比化した際の部分負荷性能について検討している．この結果，高回転域におけるトルクの低下要因は，燃料噴霧が点火プラグ近傍に到達する前に点火が行われることで，燃焼が悪化したためであると述べられている．これを改善するためには，燃料噴射圧力を増大することが有効であるということが報告されている．EGR による NOx 低減効果に関しては，EGR 率を 30%とすることで NOx 排出量を 85%低減することが可能であることを，シミュレーション結果により示している．また，ノッキングを回避するため低圧縮比化を図った結果，筒内温度および圧力の低下により部分負荷において燃焼が悪化する．当該事業においては，耐久性に関する検討は実施されておらず，実用化レベルには至っていない．

G. Hyun らも, 筒内直接噴射による成層燃焼方式の大型エンジンベース LPG-SI エンジンに対して，数値流体シミュレーション KIVA-3 を用いた燃焼室内部の混合気形成および燃焼特性に関する研究を行っている[(16)]. これによると, 点火プラグ近傍に適切な当量比の混合気を形成し，

高効率性と排出ガスの抑制を両立するためには, 図 1.10 に示すバスタブタイプの燃焼室形状よりドッグディッシュタイプの燃焼室形状の方が適しているとしている．また，噴射時期，噴射期間，およびスワール強度もスパークプラグ近傍の局所当量比に大きく影響を及ぼすことが示されている．

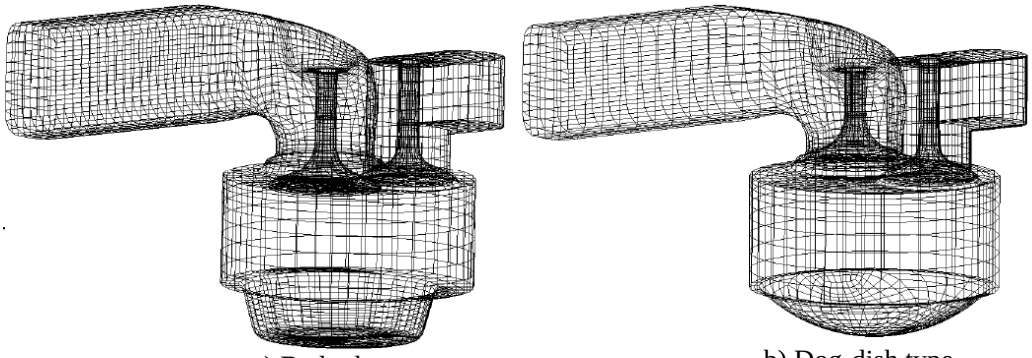


図 1.10　G. Hyun らが KIVA-3 により解析した燃焼室モデル

以上が LPG-SI エンジンに関する研究例であるが，一方で，NOx および Smoke の低減を目的としたディーゼル代替として，LPG-CI エンジンに関する研究も実施されている．ただし，本論文では LPG-SI エンジンを対象としているため，代表的な研究例のみを紹介する．

先に述べたように LPG の RON は極めて高い．このため，LPG を燃料として CI 燃焼を実現するためには，着火性の良い燃料を同時に噴射するか，セタン価向上剤を LPG に混合することでセタン価を向上させる必要がある．後藤らの研究では，LPG にセタン価向上剤として Di-tertiary-butyl peroxide (DTBP)を 5 wt%以上，または 2-Ethylhexyl nitrate (EHN)を 3.5 wt%以上混合することで LPG の CI 燃焼を実現している[(17),(18)]．これにより，図 1.11 に示すように，NOx 排出量と Smoke レベルを軽油によるディーゼル運転を行った場合よりも低減することができている．しかしながら，当該研究で比較対象とした軽油運転においてはコモンレール技術を採用していないため，近年のディーゼルエンジンと比較した場合にどの程度の効果が得られるかは不明である．

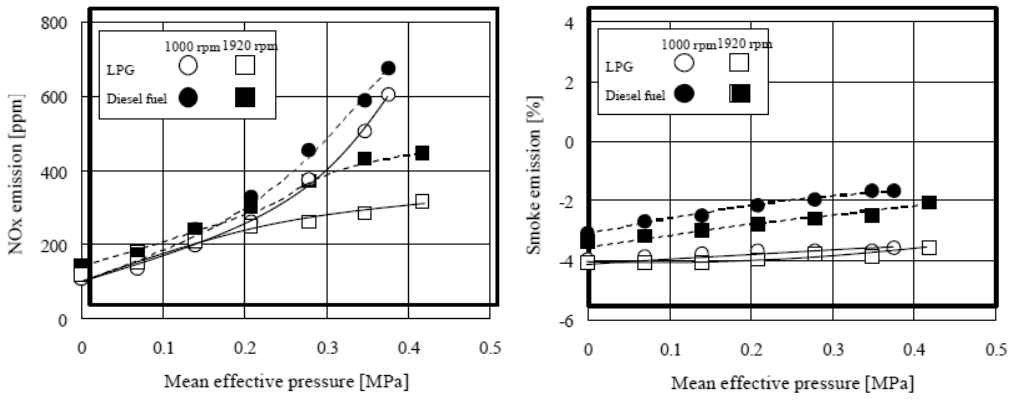


図 1.11　後藤らによる LPG-CI エンジンでの排出ガス低減効果

このように，過去には NOx および Smoke 排出量の低減を目的としたディーゼル代替 LPG の研究開発も推進されていたが，近年のディーゼル燃焼および後処理技術の進歩に伴い社会的要求が低くなってきている．また，筒内直接噴射を行うためには 10 MPa を超える燃料噴射圧力が要求されるが，LPG は粘度が極めて低いため，インジェクタからのリーク量が多くなることが問題視されている．このため，インジェクタからのリークを抑制することが当面の技術課題である．さらに，近年の排出ガス規制の強化に伴い，成層燃焼により生成される NOx は，NOx 吸蔵還元触媒等の後処理技術により浄化する必要があるため，システムコストの増大を招いてしまう．

以上の理由から，近年では，燃料噴射圧力を比較的低くすることが可能な MPI システムにより LPG を液体状態で供給し，三元触媒を用いた理論空燃比運転により排出ガスを浄化する LPG-SI エンジンが技術的に主流となっている．したがって，予混合燃焼方式の LPG-SI エンジンに対して，その燃焼特性を詳細に把握し，エンジンの設計指針に繋げることは極めて重要であると考えられる．

1.4.2　燃焼速度に関する従来研究

エンジンのように，燃焼室内部の流動や残留ガス量が毎サイクルで絶えず変動する条件下では，燃料種，温度，圧力，および当量比といった各種因子が予混合燃焼に与える影響を把握することは容易ではない．このため，定容燃焼器やバーナを用いた予混合燃焼実験が行われる例が多い．

片岡らは，イソオクタン(*i*-C_8H_{18})，ノルマルヘプタン(*n*-C_7H_{16})，ベンゼン(C_6H_6)，メタノール(CH_3OH)，エタノール(C_2H_5OH)，メタン(CH_4)，および天然ガス(CH_4：88%，C_2H_6：6%，C_3H_8：4%，C_4H_{10}：2%)に対して定容燃焼器実験を実施し，各種燃料に対する火炎伝播速度および燃焼速度を比較している[19]．この結果，理論空燃比近傍において図 1.12 に示すように C_6H_6，CH_3OH，*n*-C_7H_{16}，C_2H_5OH，*i*-C_8H_{18}，天然ガス，CH_4 の順で火炎伝播速度は速くなり，これらの圧力，温度，当量比といった実験変数の依存性は，各種燃料間で大きな差異がないとしている．また，同じく片岡らは，ガスエンジンの性能改善を指向するための基礎資料を得ることを目的として，定容燃焼器を用いて CH_4，C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} といったガス燃料に対して燃焼速度を比較するとともに，CH_4 に他のガス燃料を混合させた場合の燃焼速度に関しても実測を行っている[20]．この結果，C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10}，CH_4 の順で燃焼速度が速いことが示されている．また，CH_4 に他の燃料を混合した場合の燃焼速度は，混合する燃料自身の燃焼速度に依存しており，図 1.13 に示すように，混合する燃料の質量比に比例して燃焼速度が高くなる結果が示されている．

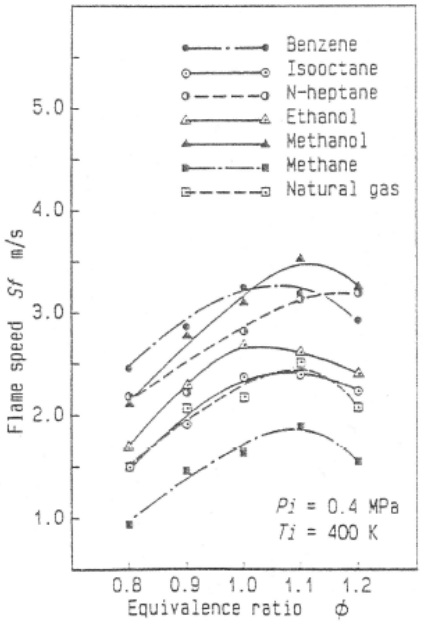


図 1.12　片岡らによる各種燃料の火炎伝播速度

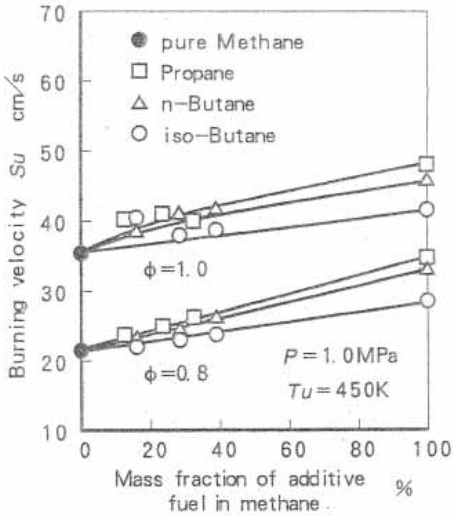


図 1.13　片岡らによる各種燃料の混合比に対する燃焼速度

S.G. Davis らは，C_1 ~ C_8 の各種炭化水素に対して，対向流双子火炎により常温・常圧下における層流燃焼速度を計測し比較している[21]．この結果，図 1.14 に示すように，ノルマルアルカンに関しては CH_4 を除いて同等の層流燃焼速度となり，CH_4 は最も遅い層流燃焼速度となることを示している．また，不飽和結合の数が多いほど燃焼速度が速くなる傾向があり，アルキン，アルケン，アルカンの順で層流燃焼速度は速い．その他，メチル基や分岐構造を持つ燃料は燃焼速度が遅くなり，環式飽和炭化水素は炭素数が同一なノルマルアルカンと同等の層流燃焼速度となることが示されている．

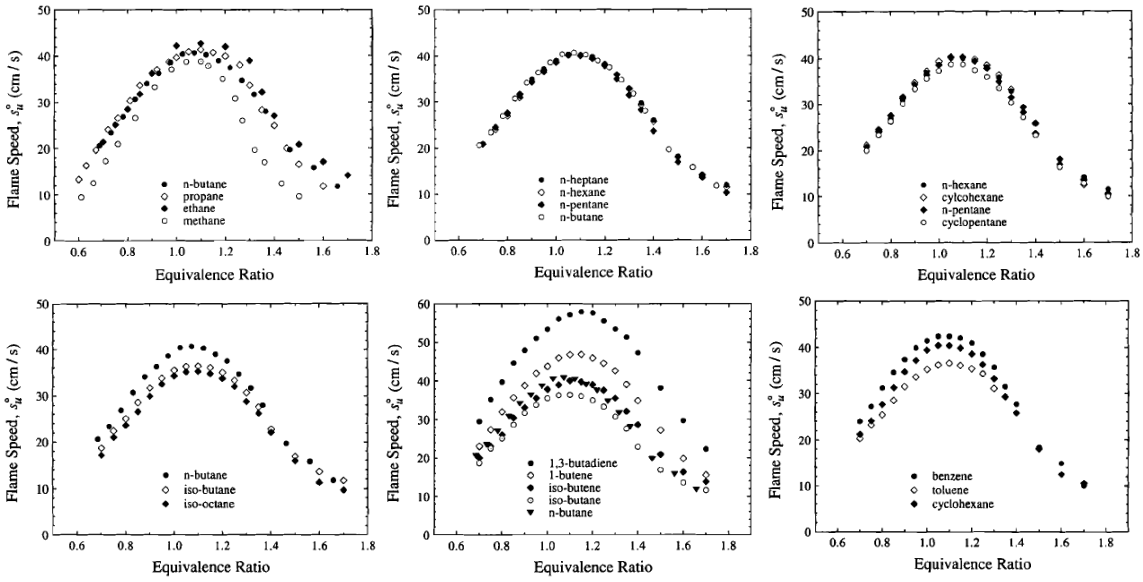


図 1.14　S. G. Davis らによる各種燃料の層流燃焼速度

J. T. Farrell らは，アルカン，アルケン，アロマ，および含酸素系炭化水素といった各種炭化水素に対して，定容燃焼器を用いて層流燃焼速度を計測し，分子構造の違いによる影響を調査している[22]．この結果，図 1.15 に示すように，アルカンの燃焼速度に関しては CH_4 が最も遅く C_2H_6 が最も速いこと，ノルマルアルカンはイソアルカンよりも速いことが明らかにされている．また，分子構造の違いによる影響に関しては，アルケンはアルカンに対して燃焼速度が速くなること，アルキンやアレンといった高価の不飽和炭化水素はアルカン，アルケン，およびアロマよりも燃焼速度が速くなること，そして，含酸素系炭化水素は炭素数が同じ炭化水素に対して燃焼速度が速くなること等が示されている．

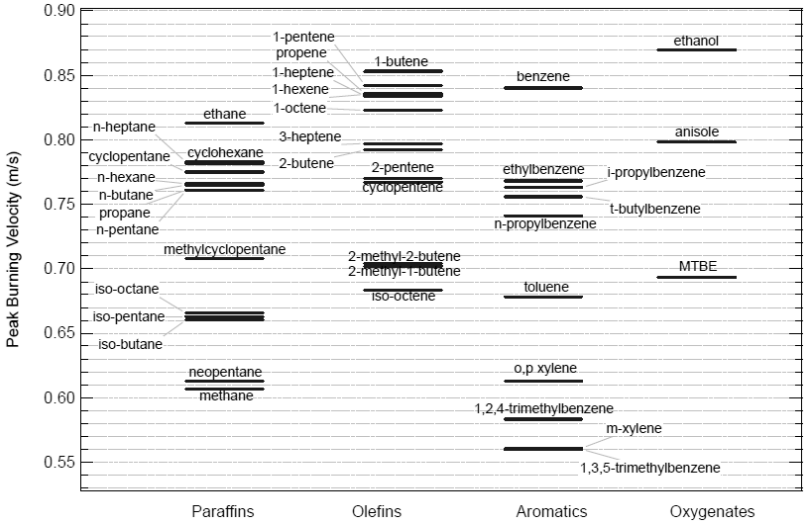


図 1.15　J. T. Farrell らによる各種燃料の層流燃焼速度 (T = 450 K，P = 304 kPa)

以上のように，各種炭化水素燃料に対して層流燃焼速度を計測し比較する例は多く存在する．これらの結果はいずれも，層流燃焼速度は燃料の分子構造により大きく変化することを示しており，各種燃料間での定性的な傾向は同じ結果を示している．しかしながら，これらの結果は単成分燃料のものが多い．本研究では LPG やガソリンといった多成分の炭化水素を対象としていることから，これらの燃焼速度を相対的に比較しエンジンの燃焼速度に及ぼす影響を明らかにすることは，LPG-SI エンジンの性能向上を図る上で重要であると考えられる．

1.5　研究目的

前節までで述べたとおり，近年では LPG 自動車の世界的需要の増加に伴い，LPG-SI エンジンに関する研究成果も各所から報告されているが，いずれの研究例に関しても，LPG の燃焼特性を詳細に把握した上での性能向上に関する体系的な検討がなされていない．一部，エンジン性能に関する報告がなされている例も存在するが，燃焼特性を含めた熱力学的視点での考察が不十分である．また，各種炭化水素燃料の燃焼速度に関する研究例も複数報告されているが，

本研究の対象としている LPG と，SI エンジン用燃料として一般的なガソリンとを同一実験装置で直接比較している例は存在しない．このため，現在市販されている液体噴射式 LPG 自動車は，ガソリンエンジンを基本としたエンジン設計となっており，また，レトロフィットの液体噴射式 LPG 自動車もガソリン自動車をベースとしている場合が多く，LPG-SI エンジンとしてはその燃焼特性を最大限に活かした設計がなされていないのが現状である．具体的には，SI エンジンとして一般的なガソリンエンジンに対するノッキング特性，燃焼速度，および排出ガス特性の違いが明らかにされておらず, 点火時期, 空燃比, および排気再循環(EGR：Exhaust Gas Recirculation)率といった制御パラメータや，圧縮比が最適化されていないといった点があげられる．さらに，液体噴射式 LPG-SI エンジンでは，LPG をポンプで蒸気圧以上に加圧さえすれば液体状態を保つことが十分に可能であるため，燃料組成に対して高い自由度を有している．つまり，前述した日本国内のオートガスにおける従来のプロパン含有率の考え方は適用できない．

そこで本研究では，液体噴射式 LPG-SI エンジンの高効率化と，出力・トルクおよび排出ガス性能の向上との両立を最終的な狙いとして，エンジン実験および定容燃焼器実験により耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった燃焼特性を把握し，前述したエンジンの燃焼制御パラメータおよび圧縮比に関する設計指針を得る．同時に，液体噴射システムの燃料組成に対する自由度の高さを活かし，燃料組成の違いに対する前記燃焼特性への影響を明らかにすることで，エンジン性能の向上に向けた燃料組成の指針を得ることを目的とする．

1.6　研究方法

液体噴射式 LPG-SI エンジン(以下, LPG-SI エンジン)の課題は, 大きく分けて三つ存在する．一つは，基本となるガソリンエンジンに対する耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった燃焼特性の差異を把握すること，そしてもう一つは，これらの特性を活かしてエンジンの圧縮比や燃焼制御パラメータとなる点火時期, 空燃比, および EGR 率を最適化することで, 更なる高効率化と, 出力･トルクおよび排出ガス性能の向上とを両立することである. さらに, 上記課題に対して燃料組成の観点からも検討し，最適な燃料組成を見出すことも課題の一つである．

そこで本研究では，総排気量 1997cm^3，直列４気筒 MPI 式ガソリンエンジンの燃料供給系を LPG 液体噴射システムに改造した LPG-SI エンジンによるエンジン実験と，定容燃焼器による火炎伝播観察の二つのアプローチの結果から，LPG-SI エンジンの燃焼特性を解析し，最終的な狙いである更なる高効率化と，出力・トルクおよび排出ガス性能の向上との両立を試みる．なお，エンジン実験結果の解析には 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを，火炎伝播観察結果の解析には詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎の数値シミュレーションを併せて行うことで，従来の研究例では見られない，体系的かつ総合的な検討を詳細に実施する．以上の具体的な流れを以下に示す．

まず，エンジンの基本仕様をベースのガソリンエンジンと同一にし，エンジン実験により，LPG-SI エンジンの基本燃焼特性をベースのガソリンエンジンと比較することで明らかにする．SI エンジンにおいては，火炎伝播が燃焼室の末端ガスに到達する前に，未燃混合気が断熱圧縮されることで自己着火するノッキングと呼ばれる異常燃焼が発生し，ピストンやシリンダの損傷を招いてしまう．しかし，LPG は前述したように C_3H_8，n-C_4H_{10}，および i-C_4H_{10} を主成分とすることからオクタン価が高く，ガソリンと比較して耐ノック性に優れている．このため，ベースのガソリンエンジンでノッキングが発生するために MBT に設定できない条件においても，LPG 運転においては点火時期を MBT にする，もしくは，MBT に近づけることが可能と考えられる．また，SI エンジンの部分負荷運転において EGR や希薄燃焼により高効率化を図るためには，燃焼速度の向上による燃焼の安定化が不可欠である．そこで，筒内圧力の計測により熱発生率解析を行うことで，LPG-SI エンジンの燃焼速度を明らかにする．さらに，部分負荷運転における排出ガス特性を評価することで，LPG-SI エンジンのベースガソリンエンジンに対する優位性を明らかにする．特に，NOx 排出特性に関しては，燃焼ガスを複数の要素に分割して各要素で NOx 生成量を算出することが可能な，分割エレメント法を用いた 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを行うことで詳細な検討を行う．

燃焼速度に関しては，エンジンのように燃焼室内部の流動や残留ガス量が毎サイクルで絶えず変動する条件下だけでなく，定容燃焼器を用いて層流状態で火炎が伝播する条件下においても評価を実施する．これにより，LPG とガソリンの燃焼速度の差異を明らかにすることが可能となる．この結果を，詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎の数値シミュレーションを実施して解析することで，ガソリンに対する LPG の燃焼速度向上の可能性を調査する．さらに，エンジン実験結果，および 2 領域モデルを用いた 0 次元エンジンサイクルシミュレーションによる筒内燃焼速度の解析結果から，燃料種の違いによる層流燃焼速度の差異がエンジンの燃焼速度に及ぼす影響に関して明らかにする．

上記のように，LPG-SI エンジンの耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった基本的な燃焼特性を明らかにすることで，高効率化の可能性を検討する．本研究では，高効率化の主な手段として，点火時期および空燃比といった燃焼制御パラメータの最適化，ベースガソリンエンジンに対する EGR 限界の拡大，さらには高圧縮比化についても検討を行う．

点火時期および空燃比の最適化に関しては，主に高負荷運転領域において実施する．LPG とガソリンはオクタン価のみならず気化特性も異なるため，LPG のこれらの特性を最大限に活かし前記の燃焼制御パラメータを最適化することで，高負荷運転領域の高効率化を図る．

ベースガソリンエンジンに対する EGR 限界の拡大に関しては，LPG とガソリンの燃焼速度の差異に基づいて検討を行う．通常，SI エンジンにおいては，ポンピング損失の低減等による高効率化と NOx 排出量の低減を狙いとして EGR を導入することが望まれる．しかしながら，過度な EGR 率の増大は燃焼変動を大きくするため，燃焼変動の抑制との両立が要求される．そこで，LPG の燃焼特性に基づいて EGR 限界の拡大を図ることで，LPG-SI エンジンにおける更なる高効率化と NOx 排出量低減を試みる．

さらに，高圧縮比化に関しては，ノッキングの抑制とトルク低下の抑制の両立を狙いとして検討を行う．一般的に，SI エンジンにおいては，ノッキングが発生しやすくなるため高圧縮比化に限界が存在する．しかしながら，LPG-SI エンジンにおいてはガソリンエンジンと比較して耐ノック性の向上が想定されることから，エンジンを高圧縮比化してもノッキングの発生を十分に抑制できると考えられる．そこで，LPG-SI エンジンのピストンを変更することで高圧縮比を図り，高効率化を試みる．一方で，トルク低下を引き起こさない限界圧縮比を選定し，熱効率向上とトルク維持の両立を図る．

以上のように，LPG-SI エンジンの耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった燃焼特性をベースのガソリンエンジンと比較することで明らかにし, 点火時期, 空燃比, EGR 率, および圧縮比等の設計指針を得る．さらに，燃料組成の観点からも上述した検討を行い，エンジン性能の向上に向けた燃料組成の指針を得る．

1.7　本論文の構成

本論文の構成は 8 章からなる．

第 1 章は序論であり, 本研究の背景として LPG 自動車の現状および問題点について述べる．また，LPG 自動車の燃料供給システム，および日本国内における LPG の組成についての概要を説明する．さらに，従来の研究およびその問題点について述べた後，本研究の目的および方法を示す．

第 2 章では，エンジン実験装置，定容燃焼実験装置および実験方法について解説し，各々の実験と併せて実施した数値シミュレーションによる解析方法を示す．

第 3 章では，ベースとなるガソリンエンジンの燃料供給系のみに改造を施した LPG-SI エンジンに対してエンジン実験を実施し，耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった基本燃焼特性を調査した結果を示す．特に，NOx に関しては，0 次元エンジンサイクルシミュレーションを実施することで，LPG-SI エンジンにおける排出特性をガソリンエンジンと比較することで明らかにする．

第 4 章では燃焼速度のみに着目し，定容燃焼器を用いた実験を実施することで，ガソリンに対する LPG の燃焼速度の差異を明らかにする．また，詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーションを実施することで, LPG とガソリンの燃焼速度に差異が生じる要因を詳細に解析する．さらに，燃料種の違いによる燃焼速度の差異が SI エンジンの燃焼速度に及ぼす影響について，エンジン実験の結果と 1 次元予混合火炎シミュレーションの結果から検討を行う．

第 5 章から第 7 章にかけては，第 3 章および第 4 章で明らかにした LPG-SI エンジンの燃焼特性に基づいて，三つのアプローチでエンジンの高効率化を図る．

第 5 章では，LPG の気化特性と第 3 章で明らかにした耐ノック性を最大限に活かすことで，LPG-SI エンジンの全負荷運転における高トルク・出力化，排出ガス特性の改善，排気温度の

低減，および高負荷運転の広域における高効率化を狙い，点火時期および空燃比の最適化を図った結果について示す．

第 6 章では，第 3 章および第 4 章で明らかにしたガソリンに対する LPG の燃焼速度の優位性を最大限に活かし，高効率化および NOx 排出量の低減を目的として EGR 限界の拡大を図った結果を示し，燃焼速度との関連性について明らかにする．

第 7 章では，第 3 章で明らかにした LPG の耐ノック性を活かし，高圧縮比化を図った結果について述べる．この際に，RON の異なる 2 種の LPG に対して，低速域におけるトルク性能の維持と，低負荷域における高効率化を狙いとして最適な圧縮比を明らかにする．また，熱勘定を実施することで高圧縮比化による熱効率の改善効果に関しても明確にする．

最後に，第 8 章では本研究で得られた LPG-SI エンジンの設計に関する指針，および燃料組成に関する指針を結論づけ，将来の LPG-SI エンジンの方向性に関して議論する．

第 2 章

実験方法および数値解析方法

2.1　エンジン実験

2.1.1　実験方法

本研究で使用したエンジン実験装置の概要を図 2.1 に，供試エンジンの基本諸元を表 2.1 に示す．本供試エンジンは，レギュラーガソリン仕様，総排気量 1997 cm^3，直列 4 気筒 MPI 式ガソリンエンジンであり，LPG を用いた試験の際には，燃料供給系のみを LPG 液体噴射システムに改造した．常温常圧で気体である LPG を液体状態で供給するためには，蒸気圧以上の圧力に保持する必要がある．本実験では，LPG 容器内の液面を 1.6 MPa の窒素で加圧することで圧力を保持し，LPG の液体噴射を可能とした．燃料噴射制御に関しては，ベースエンジンの ECU から得た燃料噴射信号を新たに設けたサブ ECU に取り込み，補正演算した信号によりインジェクタの開閉制御を行う方法を用いた．さらに，サブ ECU と接続したホスト PC にて補正量を任意に設定することで，空燃比 *A/F* を任意に変更可能とした．点火制御に関しては，クランク角度信号および気筒判別信号をサブ ECU に取り込み，点火コイルへの通電制御をサブ ECU により行う方法を用いた．点火時期に関しても同様に，ホスト PC の設定により任意に変更可能とした．また，ステップモータ式 EGR バルブの開度を調整することで，任意に EGR 率を設定可能とした．EGR 導入時には，インテークマニホールド出口に設置されたタンブルコントロールバルブ(TCV)を閉じることによりタンブル流を強化し，燃焼の安定化を図った．その他，バルブタイミングコントロール(VTC)等のデバイスの制御はメイン ECU で行っており，ガソリンエンジンと LPG エンジンとで同程度に制御している．

エンジン運転制御には，計測制御システム(小野測器：FAMS-8000)および電気動力計(明電舎：FEB-DNR)を用いた．排出ガスは，エンジンアウトでサンプルしたガスを排出ガス分析計(HORIBA：MEXA-9400ED)にて計測し，燃料流量はコリオリ式質量流量計(小野測器：FZ-2100)にて計測した．また，各気筒の筒内圧力に関しては，シリンダヘッドに組み込んだ圧力センサ(Kistler：6052C31)およびチャージアンプ(Kistler：2085A131)を用い，クランクシャフト前端部に取り付けたクランク角度検出器(小野測器：PP-933)の信号に同期して 100 サイクル計測し，サイクル平均を算出した．ただし，燃焼安定性を評価する際には，各気筒の筒内圧力を 400 サ

イクル計測し，図示平均有効圧(IMEP：Indicated Mean Effective Pressure)の変動率(COV：Coefficient of Variation)を算出した．さらに，本試験はレギュラーガソリンでの運転(以下，Gasoline 運転)においても同様に実施し，LPG での運転(以下，LPG 運転)と比較評価した．

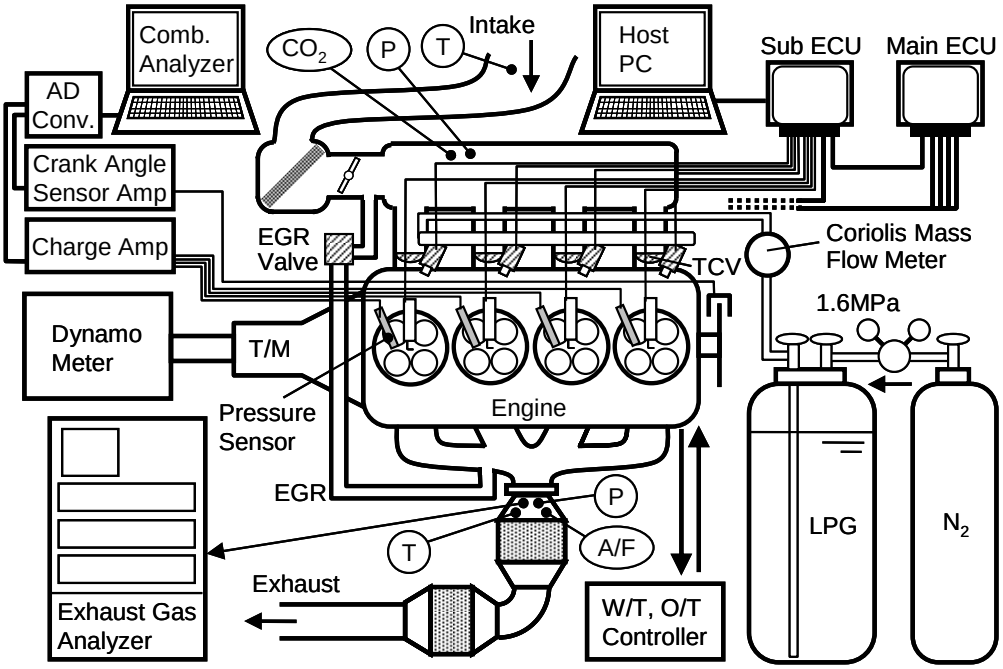


図 2.1　エンジン実験装置

表 2.1　供試エンジン諸元

Model	MR20DE
Type	In-line 4 cylinder water cooled
Intake system	NA
Fuel supply system	MPI
Displacement cm^3	1997
Compression ratio	10.0
Bore×Stroke mm	84.0×90.1
IVO deg.BTDC	-8 ~ 17
IVC deg.ABDC	52 ~ 27
EVO deg.BBDC	25
EVC deg.ATDC	7

2.1.2　ノックレベルの判定方法

ノックレベルの判定は聴覚での官能評価により行った．図 2.2 に最もノッキングが頻繁に発生している気筒に関して，各ノックレベルに対する 100 サイクル間でのノック強度(Knock Intensity：*KI*)の最大値の一例を示す．ここで，*KI* は図 2.3 に示すように，計測した筒内圧力からノッキングによる振動成分のみを FFT および IFFT により抽出した際の最大振幅値であり，バンドパスフィルタの設定はエンジン回転数[rpm]×3.75 Hz 以上の高周波数成分とした．この結果より本研究では, 官能評価によるノックレベルとノック強度 *KI* > 30 kPa となるサイクルの全気筒における発生頻度との関係を次のように定義した.

a) ノッキングなし：2%未満

b) トレース(ノック限界)：2%以上 5%未満

c) ミディアム：5%以上 15%未満

d) ヘビー：15%以上

ただし，本実験では実験装置の損傷を防止するため，ヘビーノックレベルでの運転は実施していない．また，トレースノックが発生する点火時期θ_{ig}をノック限界点火時期θ_{ig_t}とした.

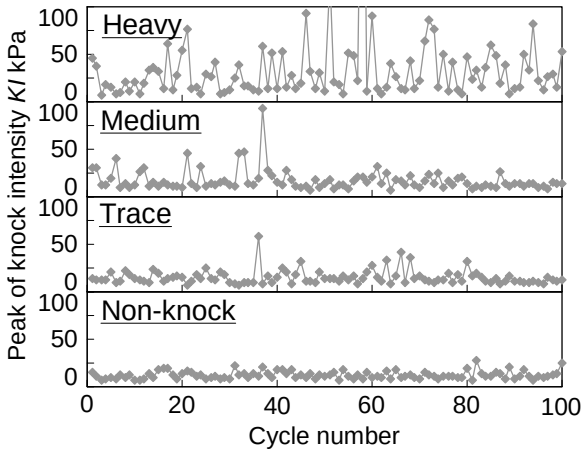


図 2.2　ノックレベルとノック強度 *KI* の最大値との関係

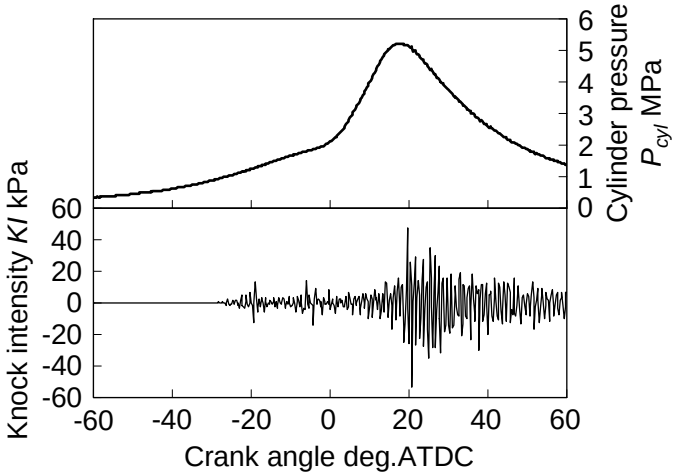


図 2.3　筒内圧力とノック強度 *KI*

2.1.3　供試燃料

エンジン実験では，2 種の LPG と比較対象としてのレギュラーガソリン(以下，Gasoline)を使用した. 表2.2に使用した2種のLPGの性状を示す. 1種はC_3H_8質量含有率が約20%のLPG(以下，LPG20P)であり，もう 1 種は C_3H_8 質量含有率が約 100%の LPG(以下，LPG100P)である．本研究で使用した LPG20P は, C_3H_8 25.0 mol%, *n*-C_4H_{10} 51.7 mol%, *i*-C_4H_{10} 22.6 mol%からなり，オートガスとして市場に流通している LPG の平均的な成分比のものを選定している. ここで，C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} の RON はそれぞれ 112，94，および 102 であるため，LPG20P は RON 100 に相当する．一方，LPG100P は 97.4mol%が C_3H_8 からなるため，RON 112 と最も RON の高い LPG であり，日本国内においては一般家庭や業務用で広く利用されている．しかしながら，通常オートガスとしては使用されない．本研究では，LPG の組成の違いによる各種エンジン性能への影響を明らかにし，自動車用 LPG の組成に関する指針を得ることを一つの目的としているため，一部の実験では LPG20P に加えて LPG100P も使用した．表 2.3 には，比較対象として使用した Gasoline の性状を示す．本 Gasoline は RON 90 であるため，LPG を燃料として利用することで Gasoline に対する耐ノック性の向上が期待できる．また，LPG20P, LPG100P，および Gasoline はそれぞれ単位質量当たりの低位発熱量が異なるため，効率の評価指標として，正味エネルギー消費率(BSEC：Brake Specific Energy Consumption) [MJ/kWh]，図示エネルギー消費率(ISEC：Indicated Specific Energy Consumption) [MJ/kWh]，正味熱効率η_{thb} [%]，および図示熱効率η_{thi} [%]を用いた.

表 2.2　エンジン実験で使用した LPG の性状

Fuel	LPG20P	LPG100P
Density g/cm^3	0.562	0.507
Vapor pressure MPa	0.57	1.31
Lower heat value kJ/kg	45830	46370
Research octane number (RON)	100	112
Composition mol%		
C_2H_6, C_2H_4	0.2	1.3
C_3H_8	25.0	97.4
n-C_4H_{10}	51.7	0.3
i-C_4H_{10}	22.6	1.0
C_6 & Heav.	0.5	0.0

表 2.3　エンジン実験で使用した Gasoline の性状

Density at 15 deg.C g/cm^3	0.7481
Vapor pressure kPa	59.5
Lower heat value kJ/kg	42340
Research octane number (RON)	90
Carbon mass%	87.0
Property of distillation	
T10 deg.C	52.5
T50 deg.C	92.0
T90 deg.C	141.5

2.1.4　0 次元エンジンサイクルシミュレーション方法

エンジン実験結果，特に第 3 章での NOx 排出特性，第 4 章での層流燃焼速度の差異が SI エンジンの筒内燃焼速度へ与える影響，および第 7 章での高圧縮比化による部分負荷運転時の高効率化の効果について詳細に考察する際に，0 次元エンジンサイクルシミュレーションを併せて実施した．本シミュレーションにおいては，エンジン諸元および各種条件(エンジン回転数，計算初期筒内圧力，燃料噴射量，空気過剰率)を初期条件として，吸気バルブ閉時期から計算を開始し，実験で得られた燃焼質量割合 $x_b(\theta)$，燃焼率 $dx_b/d\theta$ (または熱発生率(R.H.R.：Rate of Heat Release))と近似するよう式(2.1)および(2.2)に示す Wiebe 関数[23]で $x_b(\theta)$，$dx_b/d\theta$ (または R.H.R.)を与え，熱力学の第一法則を用いて筒内平均温度 $T_{cyl}(\theta)$を算出している．

$$x_b(\theta) = 1 - \exp\left\{-a\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^{m+1}\right\} \tag{2.1}$$

$$\frac{dx_b}{d\theta} = \frac{a}{\theta_b}(m+1)\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^{m} \exp\left\{-a\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^{m+1}\right\} \tag{2.2}$$

ここで，θ_s は燃焼開始時期[deg.ATDC]，θ_b は燃焼期間[deg.CA]，a および m は燃焼特性指数であり，本計算では $a = 6.9$ とした[24]．

壁面からの冷却損失に関しては，式(2.3)に示す Woschni の熱伝達率[25]αを用いて算出した．

$$\alpha = 12.3 \cdot D^{-0.214} \cdot \left(C_m \cdot P_{cyl}\right)^{0.786} \cdot T_{cyl}^{\ -0.525} \tag{2.3}$$

ここで，D はシリンダ内径[m]，C_m はピストン平均速度[m/sec]，P_{cyl} は筒内圧力[kPa]である．

上記のように算出した $T_{cyl}(\theta)$から理想気体の状態方程式を用いて筒内圧力 $P_{cyl}(\theta)$を算出し，これを各計算ステップで繰り返している．本研究では，以上のシミュレーションモデルを基本モデルとする．NOx 排出特性の検討に際しては，本基本モデルに分割エレメント法を組み合わ

せることで詳細な解析を可能とした．また，筒内燃焼速度の検討に際しても同様に，本基本モデルに対して 2 領域モデルを組み合わせることで，定量的な解析を可能とした．以上の流れを図 2.4 に示す．分割エレメント法および 2 領域モデルの詳細については，以下の(1)および(2)で述べる．

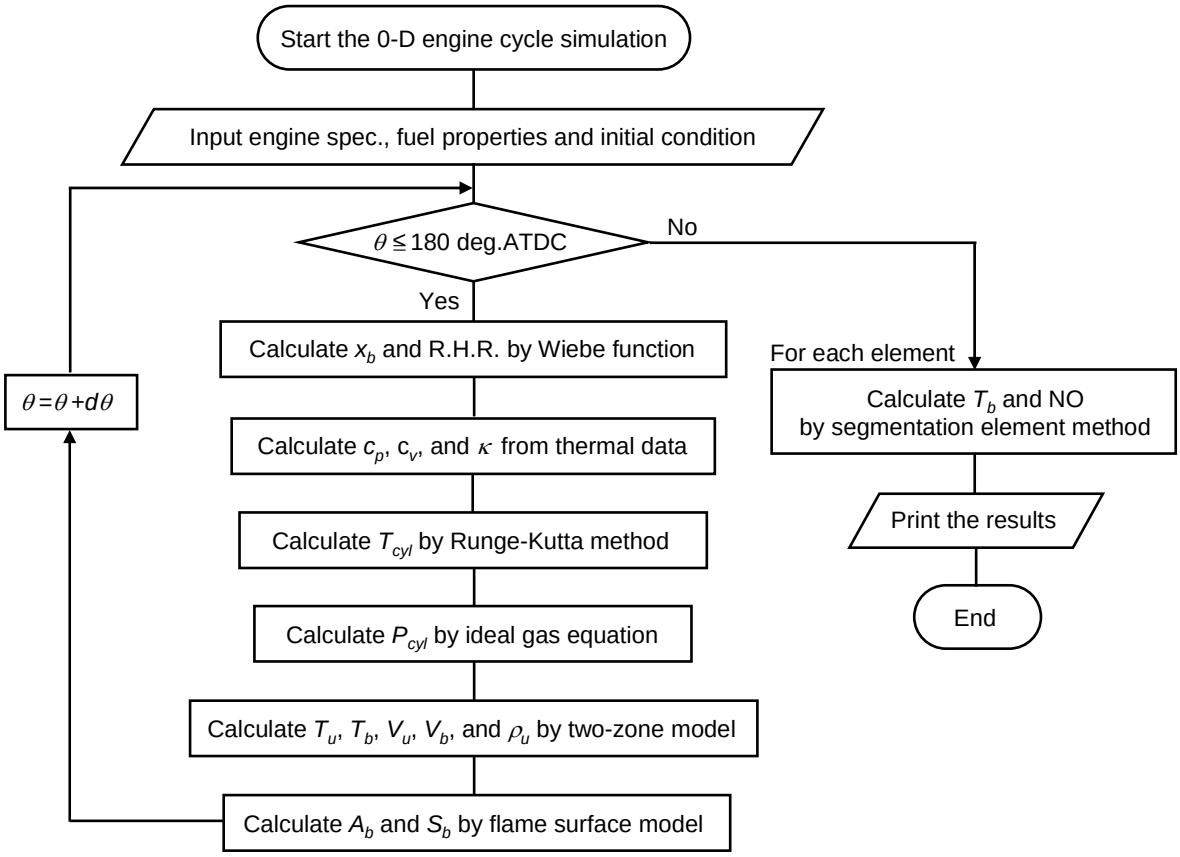


図 2.4　0 次元エンジンサイクルシミュレーションのフローチャート

(1) 分割エレメント法による NOx 生成特性解析方法

LPG-SI エンジンにおける NOx 排出特性を詳細に検討するため，分割エレメント法を用いた 0 次元エンジンサイクルシミュレーション[26]を実施した．分割エレメント法の概念図を図 2.5 に示す．本モデルは，筒内の混合気を燃焼時期に応じて複数の空間的エレメントに分割し，各エレメントにて燃焼ガスの温度および NOx 生成量を計算するモデルである．本解析では，燃料に LPG を使用した場合と Gasoline を使用した場合を比較し，両燃料で差異が生じるメカニズムを詳細に検討した．使用した Gasoline のモデルは，実験で使用した Gasoline と同等の水素炭素(H/C)比となるよう，イソオクタン(i-C_8H_{18})とトルエン(C_7H_8)をモル比 6 : 4 で混合したものとした．P_{cyl} に関しては前述の基本モデルにて算出し，分割エレメント法としては以下に示す計算モデルを追加した．

まず，未燃ガス温度を算出する．これには，前述の基本モデルで算出した P_{cyl} をもとに断熱

圧縮・膨張を仮定した．また，各エレメントにおける燃焼ガス温度は，エレメントの燃焼開始時において等エンタルピ変化を仮定し, 燃焼ガスの組成として代表的な 11 種の化学種(N_2, O_2, CO_2，H_2O，CO，H_2，H，NO，O，OH，N)を考慮することで算出した断熱火炎温度とした．さらに，圧縮・膨張行程においては，可逆断熱圧縮・膨張による等エントロピ変化を仮定することで，各エレメントにおける燃焼後の温度履歴を算出した.

NOx の反応機構としては式(2.4) ~ (2.6)に示す拡大 Zel'dovich 機構[27),(28)]を用い, 式(2.7)に示す常微分方程式を解くことで，各エレメントにおける NO 濃度を算出した.

$$O + N_2 = NO + N \tag{2.4}$$

$$N + O_2 = NO + O \tag{2.5}$$

$$N + OH = NO + H \tag{2.6}$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1\left\{1-\left([NO]/[NO]_e\right)^2\right\}}{1+\left([NO]/[NO]_e\right)R_1/\left(R_2+R_3\right)} \tag{2.7}$$

ここで，R_1，R_2，R_3 は反応(2.4)，(2.5)，(2.6)の平衡状態における反応速度[mol/(cm^3･sec)]，$[NO]_e$ は NO の平衡濃度[mol/cm^3]である．本計算モデルでは，連続した全エレメントで生成される NO を積算することで，筒内全域の NO 生成量および濃度の算出が可能となる[29].

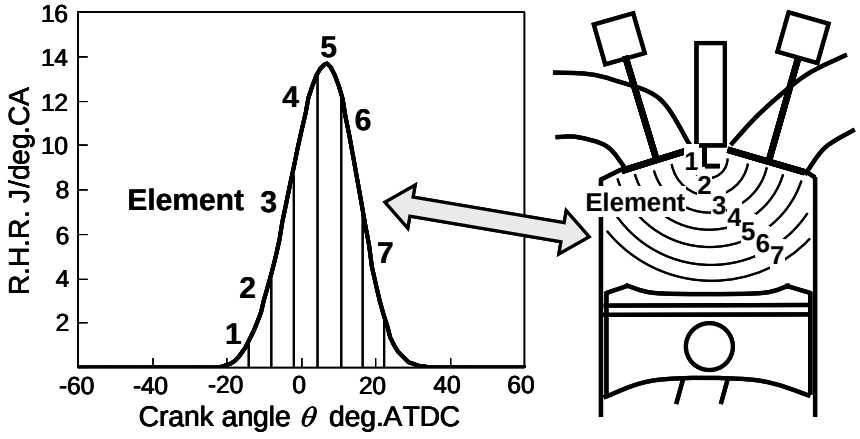


図 2.5　分割エレメント法の概念

(2)　2 領域モデルによる筒内燃焼速度解析方法

SI エンジンにおける燃焼速度に関しては, エンジン実験結果をもとに 2 領域モデルを用いた 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを実施することで解析を行った．エンジン実験およびシミュレーションにて使用した燃料は C_3H_8(LPG100P)および Gasoline であり，それぞれ実験する際には燃料供給系の部品のみを変更しているため，両燃料においては同様の燃焼形態が成

立していると見なすことができる．

エンジン筒内における燃焼速度 S_b [m/sec]の算出には，以下の式(2.8)を用いた．

$$S_b = \frac{dm_b/dt}{\rho_u A_b} \tag{2.8}$$

ここで，dm_b/dt は質量燃焼率 [kg/sec]，ρ_u は未燃領域の密度[kg/m^3]，A_b は火炎表面積[m^2]である．dm_b/dt は R.H.R.が実験結果と同程度となるように，Wiebe 関数で与えた燃焼率 $dx_b/d\theta$ をもとに算出した．

ρ_u および A_b に関しては，エンジン筒内を既燃領域と未燃領域に分ける 2 領域モデル[30]を用いて算出した．以下に，2 領域モデルにおける既燃および未燃各領域の気体の状態方程式とエネルギーバランス式を示す．

$$P_{cyl}V_b = RT_b\sum_k n_{bk} \qquad (k=1\sim11) \tag{2.9}$$

$$P_{cyl}V_u = RT_u\sum_k n_{uk} \qquad (k=1\sim11) \tag{2.10}$$

$$V_{cyl} = V_b + V_u \tag{2.11}$$

$$\begin{aligned} h_f n_f dx_b - \sum_k h_{uk} dn_{uk} &= d\left(\sum_k n_{bk}u_{bk}\right) + P_{cyl}dV_b + dQ_b \\ &= \sum_k n_{bk}c_{vbk}dT_b + \sum_k u_{bk}dn_{bk} + RT_b\sum_k n_{bk}dV_b \Big/ V_b + dQ_b \end{aligned} \tag{2.12}$$

$$\begin{aligned} \sum_k h_{uk}dn_{uk} &= d\left(\sum_k n_{uk}u_{uk}\right) + P_{cyl}dV_u + dQ_u \\ &= \sum_k n_{uk}c_{vuk}dT_u + \sum_k u_{uk}dn_{uk} + RT_u\sum_k n_{uk}dV_u \Big/ V_u + dQ_u \end{aligned} \tag{2.13}$$

ここで，添字 b，u，f，cyl は既燃領域，未燃領域，燃料，エンジン筒内を，添字 k は化学種(N_2，O_2，CO_2，H_2O，CO，H_2，H，NO，O，OH，N)の番号を，n_k は各気体成分 k のモル数を，P，T，V，Q は圧力，温度，体積，熱損失を，h_k，u_k は各気体成分 k の生成熱を含む比エンタルピ，比内部エネルギーを，c_{pk}，c_{vk} は各気体成分 k の定圧比熱，定容比熱を表す．

ρ_u は，式(2.12)および(2.13)から導出される T_b，T_u に関する常微分方程式を解くことで算出した．A_b の算出には，図 2.6 に示した燃焼室形状および火炎面形状の仮定と，2 領域モデルにより算出される V_b を用いた．ここでは燃焼室を，正面から投影した際に頂点角度が 150 deg.となる円錐と円筒との組合せとし，火炎面形状を球状火炎面，火炎中心を円錐頂点とした．

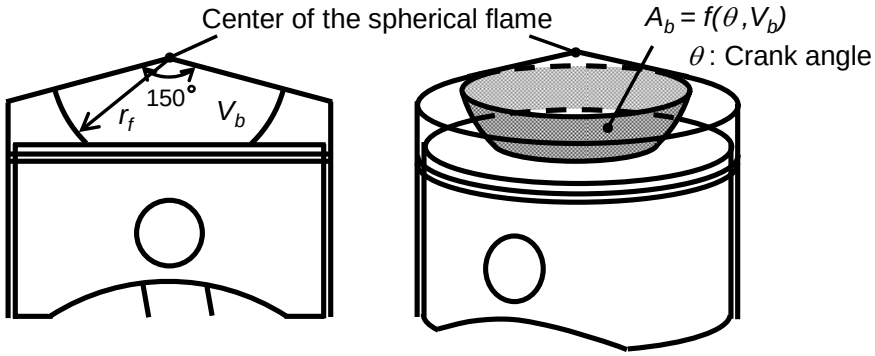


図 2.6　燃焼室モデルおよび火炎面形状

2.2　定容燃焼器実験

2.2.1　実験方法

本研究では，燃焼室内部の流動や残留ガス量が毎サイクルで絶えず変動するエンジン条件下のみならず，定容燃焼器を用いて層流状態で火炎が伝播する条件下においても燃焼速度を評価する．実験に使用した定容燃焼器の概略を図 2.7 に示す．燃焼室は直径 80 mm，厚さ 18 ~ 30 mm の円盤形状をしており，可視化部は円形の石英ガラス窓となっている．本燃焼室を直立させることで，高速度ビデオカメラ(NAC：MEMRECAM GX-1)による可視化部を通した撮影を可能としている．新気は合成空気(N_2+O_2)の高圧ガスボンベから減圧された後に同図燃焼室の 10 時の位置より供給され，燃焼ガスは真空ポンプにより燃焼室の 8 時の位置から吸引することで排出される．また，予め計量された燃料をシリンジにより燃焼室の 2 時の位置から注入し，新気と均一に混合させるため 180 sec 経過した後に，燃焼室の 9 時の位置に設置されたスパークプラグにより点火を行い，火炎伝播を開始する．次項に示す図 2.8 より，伝播する火炎が上下対象形状となっていることから，本手法により均一な混合気を得られていることがわかる．

燃焼室内部の実験初期温度は，定容燃焼器下部に埋め込まれたヒータにより調整する．また，燃焼室内部の実験初期圧力は，供給する新気の圧力を減圧弁にて調整することで，任意に設定可能とした．さらに，計測項目は燃焼圧力および燃焼画像とした．前者は燃焼室の 11 時と 4 時の位置に取り付けられた圧力センサ(Kistler：6053Bsp，6053Csp)および信号増幅用のチャージアンプ(Kistler：5011B，5007)を用い，後者は燃焼室の正面に設置した高速度ビデオカメラを用い，それぞれ点火のトリガと同時に記録を行った．

使用する燃料は，LPG の主成分である C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10}，および Gasoline とし，C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} に関しては，オートガスを想定して各々を混合したものも使用した．

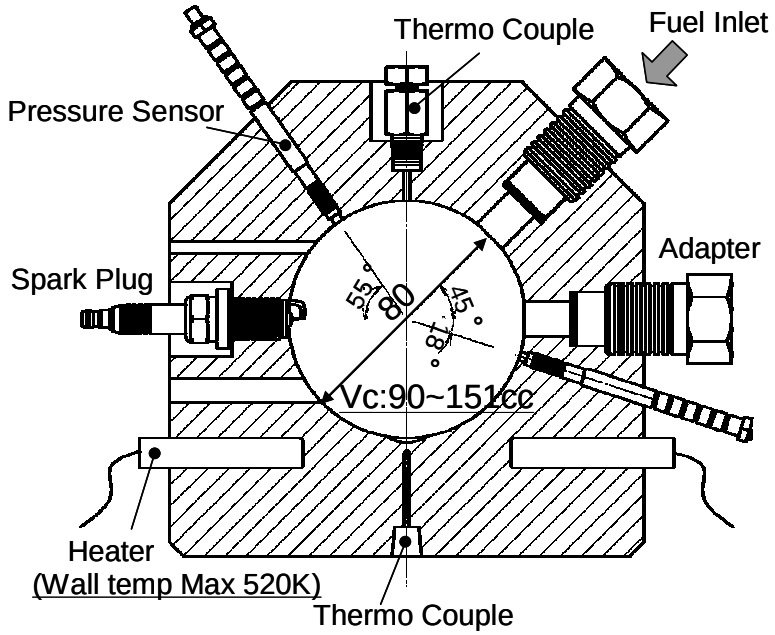


図 2.7　定容燃焼器実験装置

2.2.2　燃焼画像解析方法

上記方法により得られたカラーの燃焼画像を解析することで，局所火炎伝播速度を算出した．その方法は以下のとおりである．まず，カラーの燃焼画像を 8 bit のモノクロ画像に変換し，さらにその輝度をデジタル値に変換する．その後，スパークプラグ位置を基点として x 方向に輝度勾配を読み取り，負の輝度勾配が最大となる点を火炎面位置と判定する．連続した画像に対して，以上の方法で火炎面位置を検出し，その変化量および画像撮影時間のステップ(Δt = 0.5 or 1.0 msec)から，図 2.8 に基づいた方法で局所火炎伝播速度 w_b を算出することが可能となる．層流燃焼速度 S_L は，以下に示す火炎面における質量保存の式(2.14)から算出した．

$$\rho_u \cdot S_L \cdot A = \rho_b \cdot w_b \cdot A \qquad \therefore S_L = \frac{\rho_b}{\rho_u} w_b \tag{2.14}$$

ここで, ρ_u, ρ_b はそれぞれ推算した未燃ガスおよび既燃ガス密度を示している．これらの値は，初期条件および燃焼圧力データをもとに未燃ガス温度 T_u および既燃ガス温度(断熱火炎温度)T_b を算出することで得た．

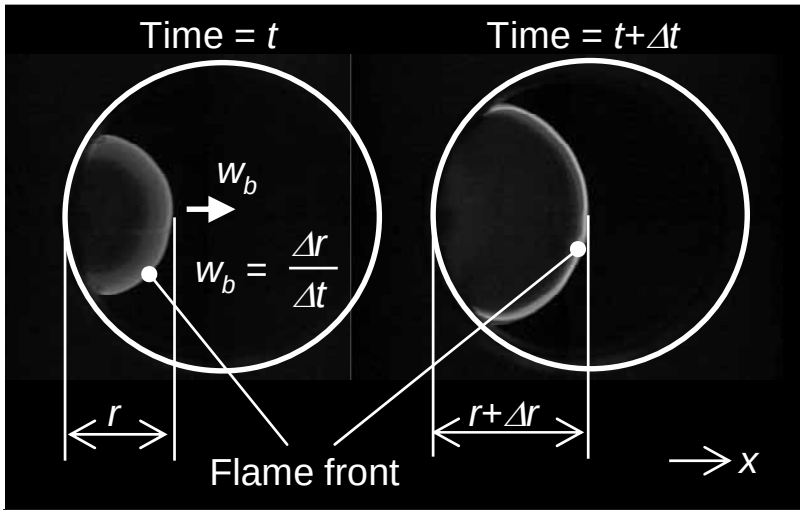


図 2.8　局所火炎伝播速度の算出方法

2.2.3　詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーション方法

(1)　シミュレーションモデル概要

定容燃焼器実験において各種燃料間で燃焼速度に差異が生じる要因を詳細に解析するため，CHEMKIN-II の PREMIX コード[31]を用いて詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーションを実施した．PREMIX では詳細な素反応，各種化学種の熱力学データおよび輸送データに基づく 1 次元予混合火炎伝播のシミュレーションにより，燃焼速度や図 2.9 に示す火炎構造を解析することが可能である．C_3H_8, *n*-C_4H_{10}, *i*-C_4H_{10} の化学反応スキームには，*n*-C_5H_{12} までの炭化水素系燃料に適用できる Ireland 国立大学，Combustion Chemistry Center の H. J. Curran らによる天然ガススキーム[32](化学種数 132，素反応数 821)を使用した．一方，Gasoline に対しては，Chalmers 工科大学の V. Golovitchev らにより開発された Gasoline surrogate スキーム[33] (化学種数 109，素反応数 591)を使用し，イソパラフィン系炭化水素を *i*-C_8H_{18}，ノルマルパラフィン系炭化水素を *n*-C_7H_{16}，アロマ系炭化水素を C_7H_8 に代表して，RON 90 となるようにそれぞれ 66 : 14 : 20 の割合で混在させ計算した．

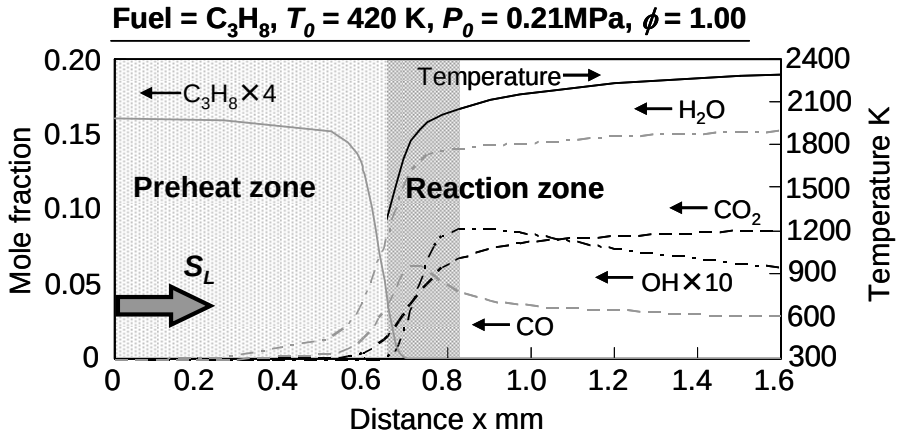


図 2.9　PREMIX による火炎構造解析例

(2)　シミュレーション結果の解析方法

(1)の方法で得られた 1 次元予混合火炎シミュレーションの結果から各種燃料における燃焼機構の差異を詳細に解析し明らかにするため，以下に示す方法でシミュレーション結果を分析した．

まず，式(2.15)より i 番目の素反応の反応速度 q_i を各格子点において算出する．

$$q_i = k_{f_i} \prod_{k=1}^{K} [X_k]^{\nu'_{ki}} - k_{r_i} \prod_{k=1}^{K} [X_k]^{\nu''_{ki}} \tag{2.15}$$

ここで，k_{fi}，k_{ri} は素反応 i の正反応，逆反応の反応速度定数，$[X_k]$は k 番目の化学種のモル濃度 [mol/cm^3]，ν'_{ki}，ν''_{ki} は素反応 i の左辺，右辺における k 番目の化学種の量論係数，K は全化学種数である．次に，式(2)より i 番目の素反応における k 番目の化学種の生成速度 ω_{ki} [mol/cm^3･sec] を算出する．

$$\omega_{k\,i} = (\nu''_{ki} - \nu'_{ki}) q_i \tag{2.16}$$

ω_{ki} が正の場合，化学種 k は素反応 i において生成され，ω_{ki} が負の場合，化学種 k は素反応 i において消費されたことになる．主要な素反応の選定には，反応の起点となる化学種に注目し，注目した化学種の消費速度が速い，つまり ω_{ki} が負かつその絶対値が大きい素反応を抽出する必要がある．さらに，抽出した素反応を詳細に解析することで，火炎の各位置における火炎伝播に影響の高い反応を明らかにすることが可能となる．また，注目した化学種の生成速度が速い，つまり ω_{ki} が正かつその絶対値が大きい素反応を抽出することで，注目した化学種の生成に要する素反応，化学種，位置および温度領域に関しても明らかにすることも可能である．連鎖開始反応の起点となる燃料分子から順次，上記解析を行うことで，反応経路の推定も可能となる．図 2.10 に本解析のフローチャートを示す．

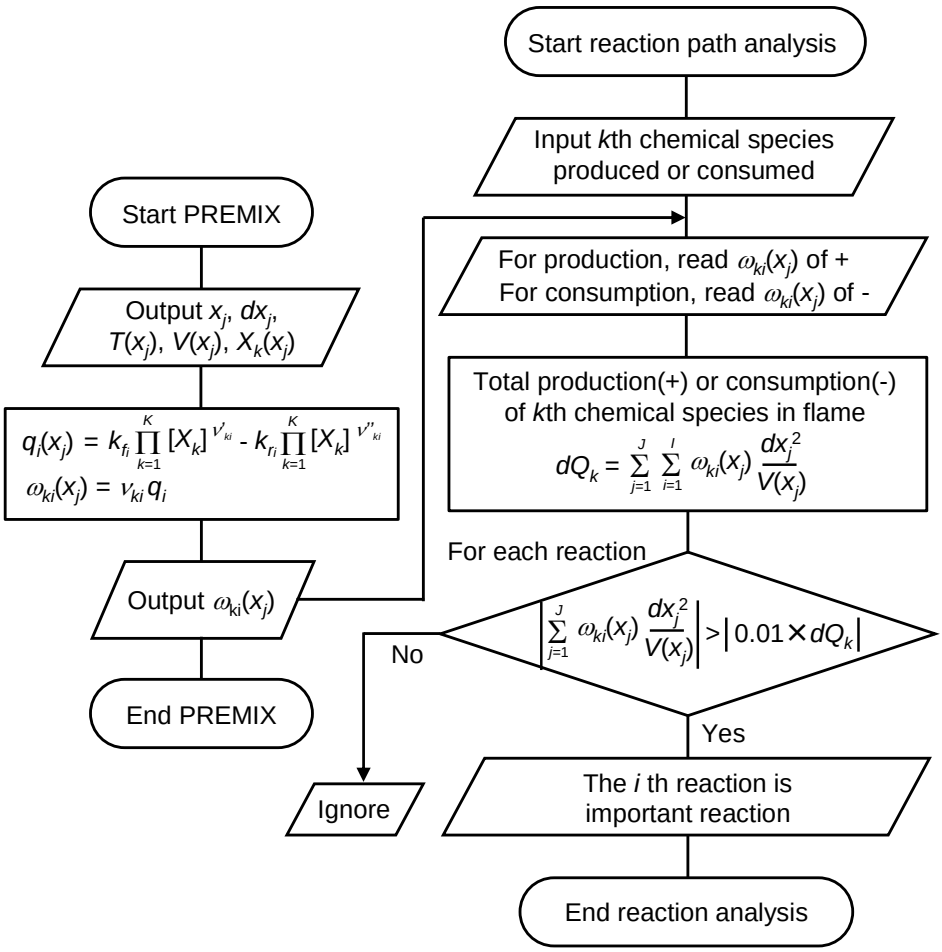


図 2.10　PREMIX によるシミュレーション結果の詳細な解析方法

第 3 章

LPG-SI エンジンの基本燃焼特性

三元触媒により低排出ガス性能を達成している近年の SI エンジンにおいては, EGR の導入, 高圧縮比化，および可変バルブタイミング技術などにより高効率化を図っている例が多い．通常，EGR ガスを導入した場合，筒内に吸入される CO_2 や H_2O といった不活性ガス量が増大するため，予混合気の火炎伝播速度が低下する．このため，EGR の導入には筒内流動の強化や点火系の強化による燃焼速度の向上技術が併せて重要となる．また，エンジンを高圧縮比化した際には，筒内圧力の増大に伴いエンドガス温度が上昇するため，ノッキングが発生しやすくなる．さらに，燃焼室の面積/容積(S/V)比が増大するため，排出ガス特性が悪化する．したがって，エンドガスの冷却や燃焼室形状の最適化による耐ノック性および排出ガス特性の改善といった技術が重要となる．しかしながら，燃焼速度，耐ノック性，および排出ガス特性に関してはエンジンに供給する燃料種によっても変化する特性であり，LPG のような代替燃料を SI エンジンに適用する際にはその特性を把握することが重要となる．

そこで本章では, 総排気量 1997 cm^3, 直列 4 気筒 MPI 式ガソリンエンジンをベースとして燃料供給系のみに改造を施して構築した液体噴射式 LPG-SI エンジンに対して, 2.1 節で述べたエンジン実験を実施し，耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった基本燃焼特性をベースのガソリンエンジンに対して比較検討した．さらに，排出ガス特性の内，NOx に関しては 2.1.4 項で述べた 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを実施することで, その排出特性を明らかにした.

3.1　実験条件

LPG-SI エンジンの耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性を評価するにあたり，表 3.1 に示す条件で実験を実施し，各特性に関して Gasoline 運転時と比較した．通常，SI エンジンにおけるノッキングは低速高負荷域で顕著に表れる. このため, 耐ノック性に関しては, Condition A に示すエンジン回転数 N_e = 1200 rpm および 2000 rpm のスロットル全開(WOT：Wide open throttle)条件において点火時期θ_g をパラメータとして評価を実施した．一方，燃焼速度および

排出ガス特性に関しては，エンジンの実用運転領域において改善することが重要である．このため，燃焼速度および排出ガス特性に関しては，Condition B に示す N_e = 1200 rpm，トルク T_e = 20 Nm (正味平均有効圧力 BMEP = 126 kPa)といった低速低負荷域において θ_{ig} をパラメータとして評価を実施した．ここで，Condition A では全負荷試験のため，また，Condition B では燃料の違いによる影響を確認するため外部 EGR 率を 0%とした．さらに，両条件とも理論空燃比(λ = 1.0)で実験を実施した．ただし，Condition A の Gasoline 運転に関しては，比較対象として最も T_e を増大できるリッチ空燃比条件(λ = 0.8)においても実験を行い，ベースエンジンの性能とした．

表 3.1　実験条件

Condition	A	B
Fuel	LPG20P, LPG100P, Gasoline	LPG20P, LPG100P, Gasoline
Engine speed N_e rpm	1200, 2000	1200
Torque T_e Nm (BMEP kPa)	WOT	20 (126)
Ignition timing θ_{ig} deg.BTDC	-12 ~ (@1200 rpm), -4 ~ (@2000 rpm)	10 ~ (5) ~ 50
EGR ratio %	0	0
Excess air ratio λ	1.0 0.8 (Gasoline)	1.0

3.2　全負荷運転における耐ノック性

Condition A において LPG 運転の耐ノック性を Gasoline 運転の場合と比較した．図 3.1 にトルク T_e，図示熱効率 η_{thi}，正味熱効率 η_{thb}，およびノックレベルを示す．

N_e = 1200 rpm に関して，Gasoline 運転では λ = 1.0 でノック限界点火時期 θ_{ig_t} = -7 deg.BTDC，λ = 0.8 でさえも θ_{ig_t} = -2 deg.BTDC となり，θ_{ig} を MBT まで進角できなかった．一方，LPG20P 運転では θ_{ig_t} = 9 deg.BTDC まで進角でき，λ = 0.8 の Gasoline 運転に対して θ_{ig_t} が 11 deg.CA 進角した．これにより，T_e が約 15 Nm，λ = 1.0 の Gasoline 運転に対して η_{thb} および η_{thi} が約 6 point 向上した．さらに，LPG100P 運転では θ_{ig_t} = 28 deg.BTDC となり，MBT = 16 deg.BTDC に対して 12 deg.CA ものノック余裕度(θ_{ig_t} の MBT からの進角度)を得ることができた．また，λ = 0.8 の Gasoline 運転に対して θ_{ig_t} が 30 deg.CA 進角し，MBT において T_e は約 16 Nm，η_{thb} および η_{thi} は λ = 1.0 の Gasoline 運転に対して約 7 point 向上した．

N_e = 2000 rpm に関して，LPG20P を用いても MBT まで進角でき，LPG100P 運転では θ_{ig} = 32 deg.BTDC まで進角してもノッキングが全く発生しない結果となった．

2.1.3 項に示したとおり，Gasoline，LPG20P，および LPG100P の RON はそれぞれ 90，100，

および 112 である. この差異により各種燃料のノック余裕度が大幅に変化した. 特に, LPG100P 運転では一般的にノッキングの発生しやすいこのような低速域でさえも，エンドガスの自己着火が抑制され十分なノック余裕度を有していることが明らかとなった．また，LPG20P 運転においても，同回転域で Gasoline 運転以上の耐ノック性を得ることができ，MBT 近傍での運転が十分に可能となった.

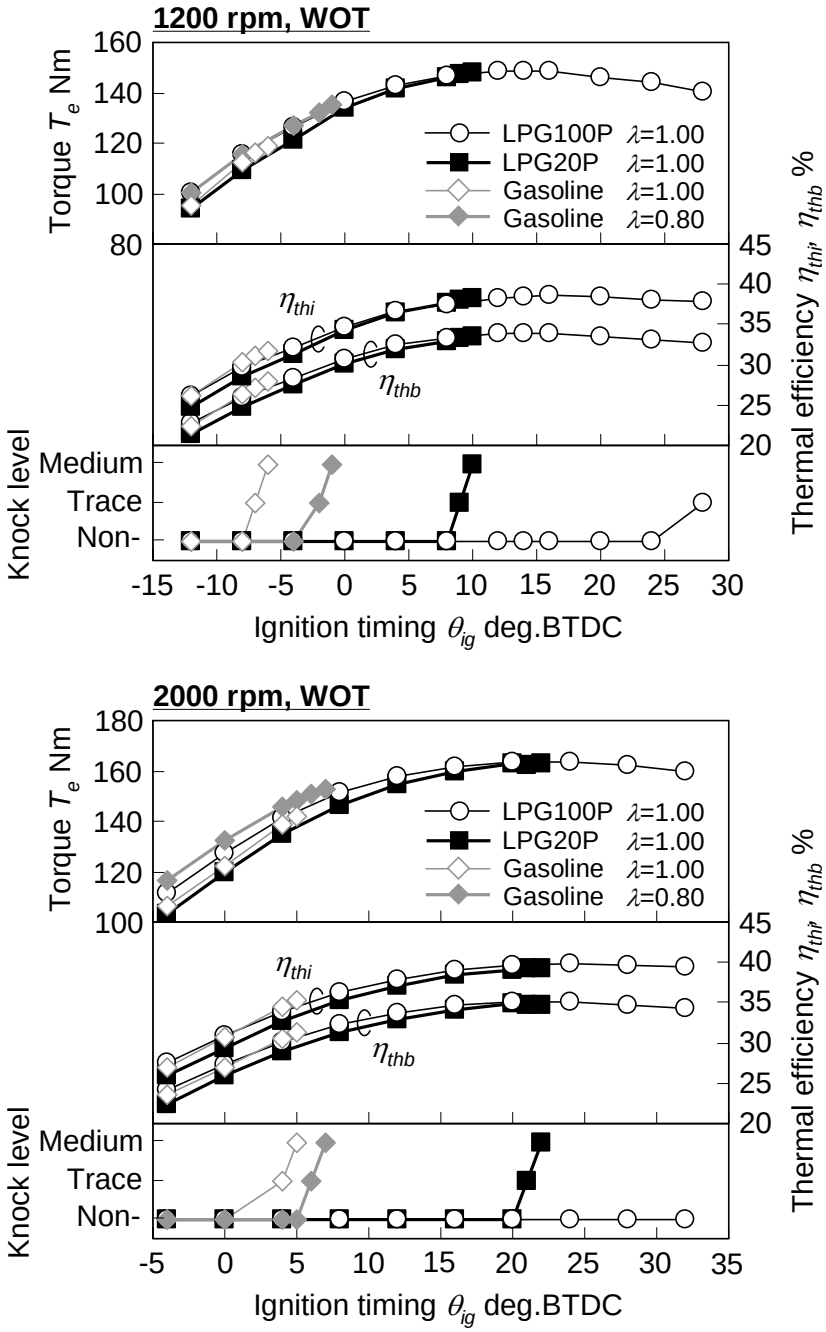


図 3.1　低速域における各種燃料の耐ノック性の比較 (Condition A)

3.3 部分負荷運転における燃焼速度

Condition B において，各種 LPG のエンジン燃焼速度を Gasoline と比較することで明らかにした．図 3.2 にθ_{ig} = 30 deg.BTDC における各種燃料での筒内圧力 P_{cyl}，熱発生率 R.H.R.，燃焼質量割合 x_b，および燃焼率 $dx_b/d\theta$の比較を示す．同図より，燃焼速度は燃料種により異ることが確認でき，LPG100P，LPG20P，Gasoline の順で速い結果となった．図 3.3 には，燃焼質量割合 10%，50%，80%到達時のクランク角度 Mb10，Mb50，Mb80，および燃焼質量割合 10 ~ 80% 燃焼期間θ10-80 を示すが, LPG20P 運転においては Gasoline 運転に対して Mb10 が約 2 deg.CA, LPG100P 運転においては約 4 deg.CA 早い結果となり，後に続く Mb50，Mb80 も早くなっている．これに伴い，両 LPG 運転では Gasoline 運転に対してθ10-80 が短くなった．以上の結果から, LPG100P は 3 種の燃料の中で最も燃焼速度が速いことが明らかとなった．さらに, LPG20P に関しても燃焼速度は Gasoline に対して十分に速いことが確認でき，両 LPG 燃料は燃焼の初期から後期にかけて Gasoline に対する燃焼速度向上効果が表れている．

燃焼速度の向上は一般的に MBT を遅角させる．このことを確認するため，図 3.4 に正味エネルギー消費率 BSEC, 図示エネルギー消費率 ISFC, η_{thb}, η_{thi} の結果を示した．同図において，最も BSEC が低くなるθ_{ig} を MBT として明示しているが，その値は Gasoline 運転で約 33 deg.BTDC，LPG20P 運転で約 31 deg.BTDC，LPG100P 運転で約 29 deg.BTDC となった．このことから, 各種燃料での運転における MBT は燃焼速度が向上するに伴って遅角する結果となり, Gasoline 運転に対する LPG20P および LPG100P 運転での MBT の遅角代は，図 3.3 で示した燃焼速度の向上代と対応する結果となることが確認できた．

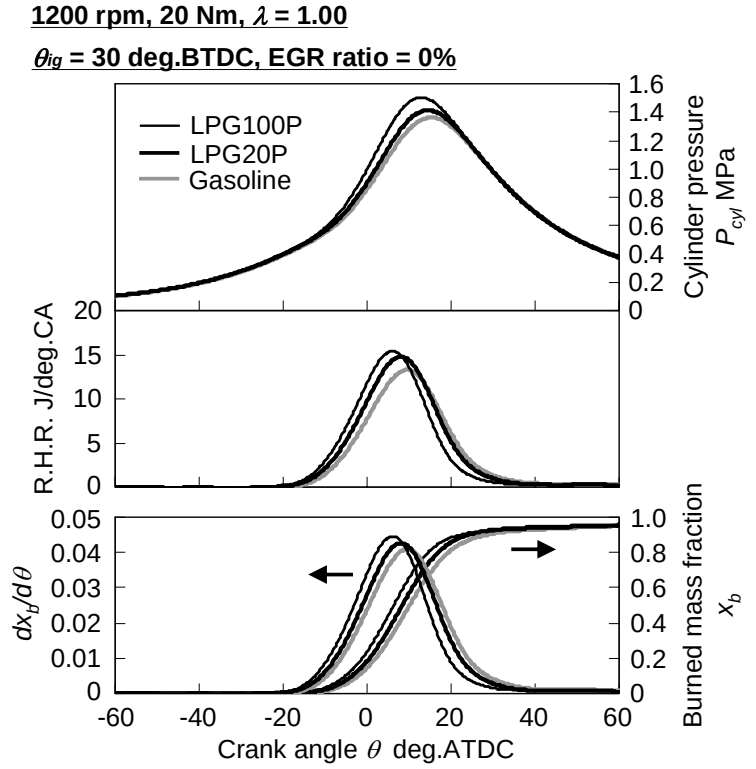


図 3.2　各種燃料運転における筒内圧力および熱発生率 (Condition B)

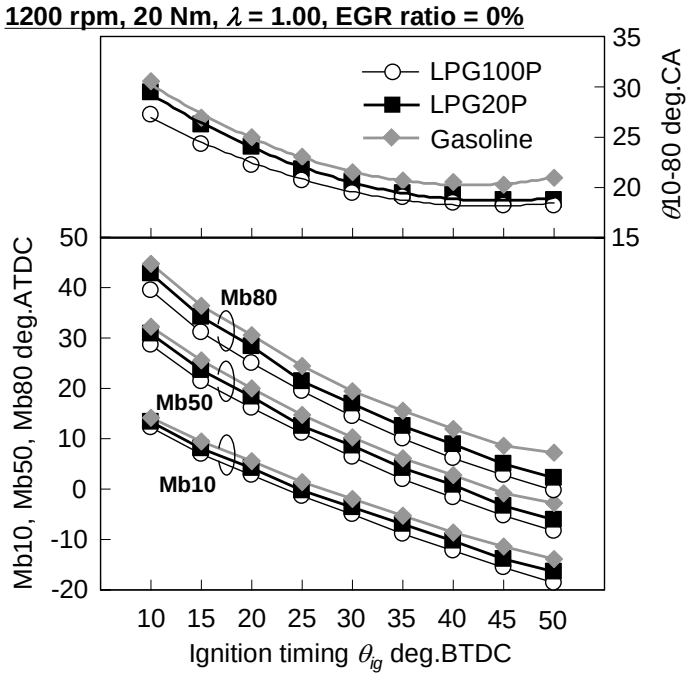


図 3.3　各種燃料運転における燃焼質量割合 10%，50%，80%到達時のクランク角度 Mb10，Mb50，Mb80，および 10 ~ 80%燃焼期間θ10-80 の比較 (Condition B)

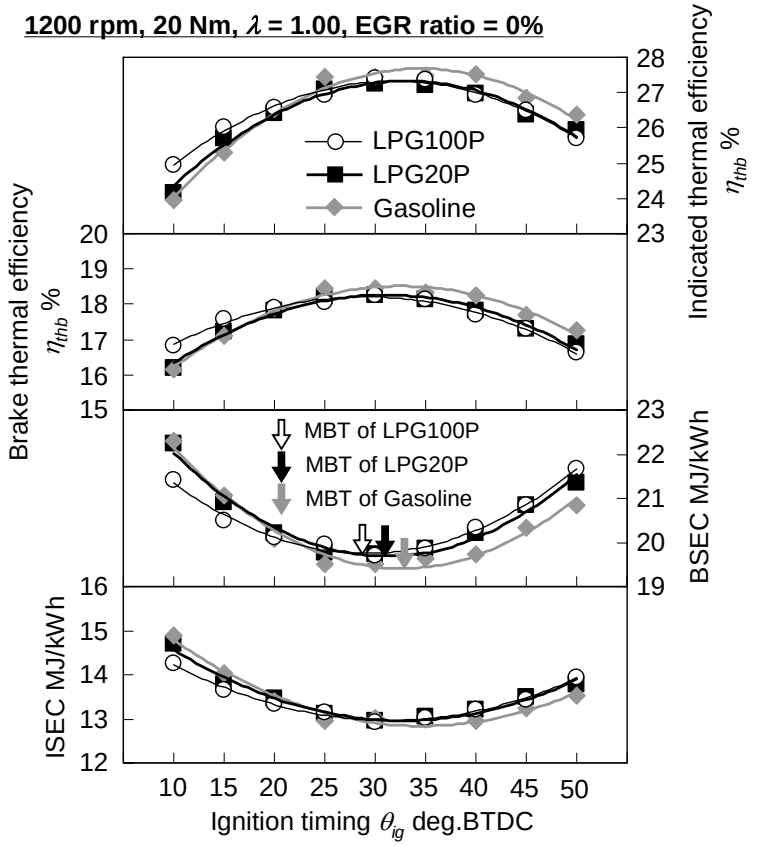


図 3.4　各種燃料運転における熱効率およびエネルギー消費率の比較 (Condition B)

3.4　部分負荷運転における排出ガス特性

Condition B において，LPG 運転におけるエンジンアウトでの排出ガス特性を Gasoline 運転と比較することで明らかにした．図 3.5 に各種燃料における CO，THC，NOx 排出特性を示す．CO に関しては，一般的に空気過剰率λに大きく依存するため，LPG100P，LPG20P，および Gasoline それぞれの運転において大きな差異はなく，また，点火時期による変化もほとんどない．THC に関しては，各種燃料間で排出濃度に大きな差異が確認でき，Gasoline 運転時に最も高く, LPG100P および LPG20P 運転時は Gasoline 運転時に対して大幅に低減できている. 特に, LPG100P 運転時は Gasoline 運転時の 1/2 程度の排出量と極めて低い結果となった．また, LPG20P 運転時は Gasoline 運転に対して 30 ~ 40%低減した．この要因に関しては次項で詳細に考察することとする. NOx に関しては, 同一のθ_{ig}で比較した場合, LPG20P 運転時が最も低く, LPG100P 運転時と Gasoline 運転時はほぼ同程度の値となった．NOx 排出量は燃焼温度が高い場合に多量に排出されるため，燃料が燃焼した際の火炎温度や燃焼時期に大きく依存する．このため，各種燃料における NOx 排出特性を明らかにするためには，本結果のみならずさらに詳細な解析が必要となるため，3.4.2 項でその結果について述べる．

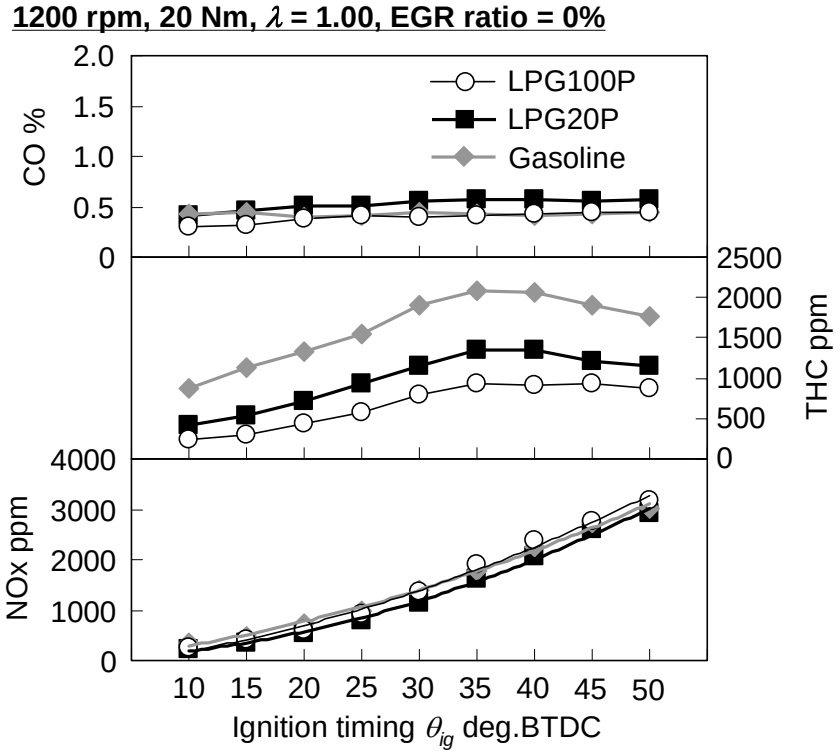


図 3.5　各種燃料運転における排出ガス特性の比較 (Condition B)

3.4.1　THC 排出特性

前記のとおり，LPG20P および LPG100P 運転において，Gasoline 運転と比較してエンジンアウトでの THC 排出量が大幅に低減することが明らかとなった．本項では，その要因に関して詳細に考察する．

通常，ガソリンエンジンから排出される THC は，火炎が温度の低いシリンダ壁面付近やピストンクレビス等の領域で消炎し，これによる未燃ガスの排出が主な発生要因と考えられている[34]．LPG エンジンの場合も基本的な排出メカニズムはガソリンエンジンと同様である．しかし，LPG は常温常圧で気体となるため，インテークマニホールドで噴射された液体状態の LPG は即座に気化していると推測される．したがって，LPG 運転では液滴状態で筒内に流入する燃料量が Gasoline 運転の場合よりも少なく，前述した領域で液滴状態の燃料が減少することから燃料と空気との混合が促進したこと，および燃料気化に起因する壁温低下が抑制されたことにより消炎作用が抑制され，THC 排出量が低減したものと考えられる．つまり，LPG 運転においては燃料の優れた気化特性により低 THC 排出特性が得られる．さらに，LPG20P と LPG100P とを比較した場合，蒸気圧の高い LPG100P の方がより気化特性が優れているため，THC 排出量をより低減することができたものと推察される．

気化特性が THC 排出量に及ぼす影響を調査するため，LPG20P および Gasoline を使用して，エンジンの冷却水温度に対する THC 排出量への影響を評価した．エンジンの冷却水温度はエンジンの暖機状態を表す指標であり，特にシリンダヘッド内部の吸気ポートやシリンダブロックの壁温は冷却水温度と強い相関を有している．このため，低水温時には吸気ポート壁やシリンダ壁の温度も低いため，通常の MPI 式ガソリンエンジンでは壁面に付着した燃料が気化せず，THC として排出されてしまう．一方，LPG の場合は常温常圧で気体となるため，低水温時においても十分に気化し THC 排出量は低い状態を維持できると考えられる．図 3.6 に，Condition B においてこれらを評価した結果を示す．ただし，本実験に関してのみ，シリンダヘッドのシリンダブロックとの合わせ面(シリンダヘッド下面)を面研したものを用いているため，圧縮比(Compression ratio：CR)を 10.0 から 11.3 に変更している．同図より，Gasoline 運転では冷却水温度が低くなるにつれて THC 排出量が増大する結果となったが，LPG20P 運転では低水温時の THC 排出量が高水温時と比べて大きく悪化することはなかった．これらの結果から，前述のとおり LPG 運転では優れた気化特性により，Gasoline 運転と比較して THC 排出量を抑制できたといえる．

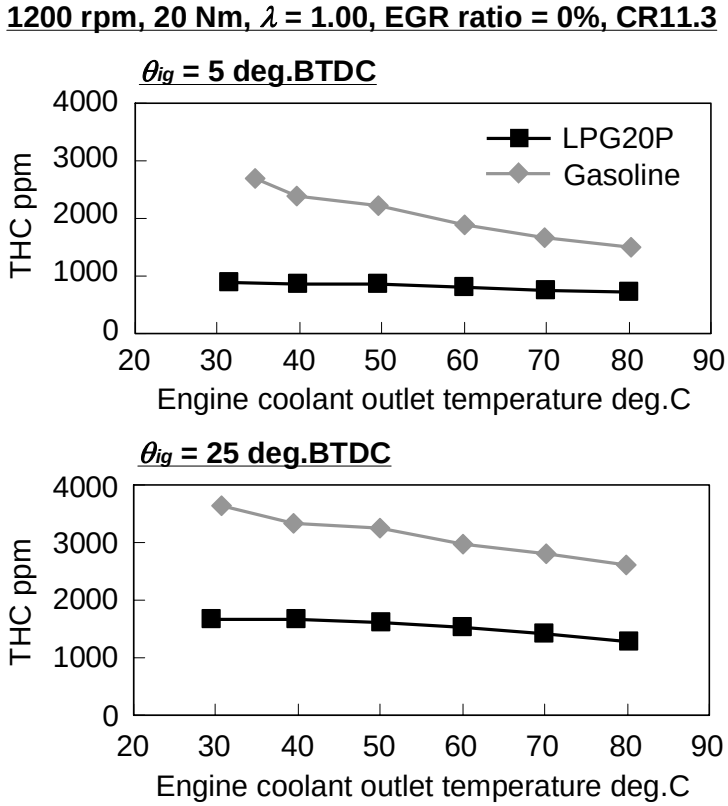


図 3.6　エンジン冷却水温度に対する THC 排出量の比較 (Condition B)

3.4.2　NOx 排出特性

(1)　燃焼速度の差異による NOx 排出量への影響の排除

3.4 節の冒頭で示したとおり，同一θ_{ig}で比較した場合の NOx 排出量は，LPG20P 運転時が最も低く，LPG100P 運転時と Gasoline 運転時はほぼ同程度となった．一般的に NOx は燃焼温度が高いほど多く排出される．燃焼温度は燃料種や当量比によっても当然変化するが，SI エンジンにおいては燃焼開始時期や燃焼速度によっても変化する．Condition B ではいずれの燃料においても理論空燃比および同一θ_{ig}で実験しているため，図 3.5 に示した結果は燃料種および燃焼速度の影響を受けた結果となっている．特に，図 3.3 で示したとおり，各種燃料で運転した際に燃焼速度が異なっているため，これによる影響は大きいものと示唆される．また，各種燃料では，主に Mb10 までの燃焼初期において明らかな差異が確認できていることから，Mb10 で整理することにより，燃焼初期における燃焼速度の違いによる影響を排除できると考えられる．

そこで，燃焼速度の差異による NOx 排出量への影響を取り除くため，図 3.7 に Mb10 に対する NOx 排出濃度を示す．同図より MBT を示す Mb10 はいずれの燃料においても同一であり，本実験で各種燃料において燃焼速度に差異が生じても，Mb10 を基準とすることで燃焼速度の差異は概ね排除できるといえる．この結果，両 LPG 運転においては Gasoline 運転に対して大幅に NOx 排出量を低減できており, その低減率は MBT において約 30%となった. また, LPG20P

および LPG100P においては同一 Mb10 で同等の NOx 排出量となっていることが確認できた.

以上の結果より，LPG 運転では燃焼速度の違いによる影響を排除することで，Gasoline 運転に対してエンジンアウトでの NOx 排出量を約 30%低減できることが確認された. この要因は，燃料種の違いによる燃焼温度の低下によるものと推察されるが，詳細なメカニズムは不明である. このため, LPG 運転において NOx 排出量が低減するメカニズムを以下で詳細に検討した.

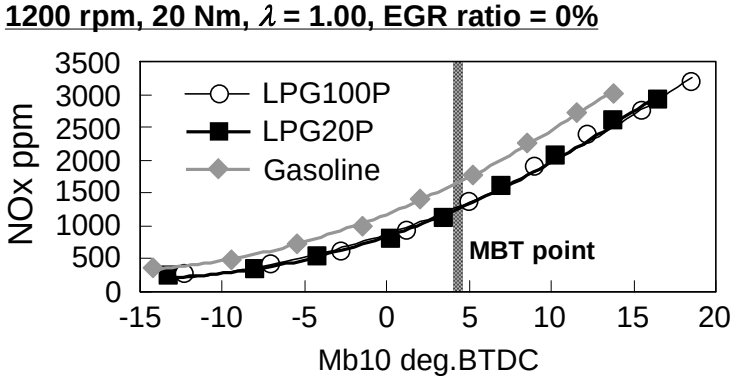


図 3.7　燃焼質量割合 10%到達時のクランク角度 Mb10 に対する
NOx 排出量 (Condition B)

(2)　LPG 運転における NOx 排出量低減要因の解析

ここでは，LPG 運転において NOx 排出量が低減した要因を明らかにするため，両 LPG を代表した LPG20P と Gasoline を比較し詳細に解析した．図 3.8 に P_{cyl} から算出した筒内平均ガス温度 T_{cyl} の最大値を示す．同図より LPG20P 運転での T_{cyl} の最大値は Gasoline 運転に対して約 30 K 低下しているため，燃焼温度の低下により NOx 排出量が低減したものと示唆される.

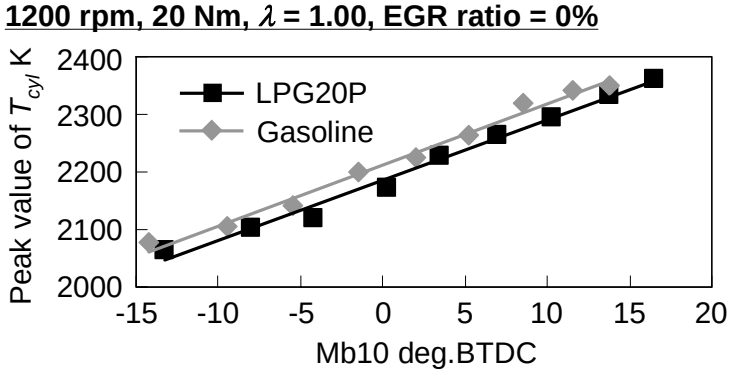


図 3.8　燃焼質量割合 10%到達時のクランク角度 Mb10 に対する
筒内平均ガス温度の最大値 (Condition B)

しかしながら，本結果のみでは局所的な燃焼温度の変化と NOx 排出量への影響に関する詳細は不明であるため，2.1.4 項(2)で述べた分割エレメント法による 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを実施し，局所的なエレメントの燃焼温度および NO 生成量を算出した．計算

条件を表 3.2 に示す. LPG20P での計算の際には, 表 3.1 に示した Condition B の θ_{ig} = 30 deg.BTDC における実験結果と同じ P_{cyl} および R.H.R.となるよう，計算初期の圧力，燃料供給量，および燃焼率を与えた．また，圧縮行程におけるポリトロープ指数が実験結果と同程度となるよう，残留ガスのモル分率を決定した．一方，Gasoline での計算の際には LPG との燃焼速度の違いによる影響を取り除くため，LPG 運転と同様の R.H.R.となるよう，燃料種および燃料供給量のみを変更した.

表 3.2　計算条件

Fuel	LPG20P	Gasoline
Amount of fuel supply mg	7.5	8.1
Engine speed rpm	1200	
Initial crank angle (= IVC) deg.ATDC	-125	
Initial cylinder pressure kPa	35.3	
Start of combustion deg.ATDC	-22	
Combustion duration deg.CA	53	
Wiebe function m	3.0	
Excess air ratio λ	1.0	
Mole fraction of residual gas	0.19	
Initial gas composition mol/cyl		
C_3H_8	3.438×10^{-5}	-
n-C_4H_{10}	7.288×10^{-5}	-
i-C_4H_{10}	3.025×10^{-5}	-
C_7H_8	-	3.086×10^{-5}
i-C_8H_{18}	-	4.629×10^{-5}
N_2	3.912×10^{-3}	3.906×10^{-3}
O_2	8.423×10^{-4}	8.410×10^{-4}
CO_2	1.210×10^{-4}	1.375×10^{-4}
H_2O	1.532×10^{-4}	1.194×10^{-4}

計算結果を図 3.9 に示す．同図より，LPG20P 運転では Gasoline 運転と比較して，各エレメントにおける燃焼温度が約 50 K 低下した. 拡大 Zel’dovich 機構により生成される NO は燃焼温度に大きく依存するため，約 50 K の燃焼温度低下により LPG20P 運転での NO 濃度が低下していることが確認できる．特に，後半に燃焼が開始するエレメントにおいては，NO 濃度の上昇過程で早期に凍結し，LPG20P 運転と Gasoline 運転で相対的差異が顕著に表れる．式(2.7)より，NO の生成速度は，平衡 NO 濃度との比率と式(2.4) ~ (2.6)の平衡状態における反応速度により相乗的に変化するため，燃焼開始後早期に NO が凍結するエレメントにおいては，両燃料

間での差が顕著に表れたものと示唆される．エレメントⅢ近傍では，両燃料間での NO 生成量の相対的差異が大きくなり，かつエレメントの総質量が他のエレメントに比べて大きいため，NO 生成量に大きく影響を与えると考えられる．

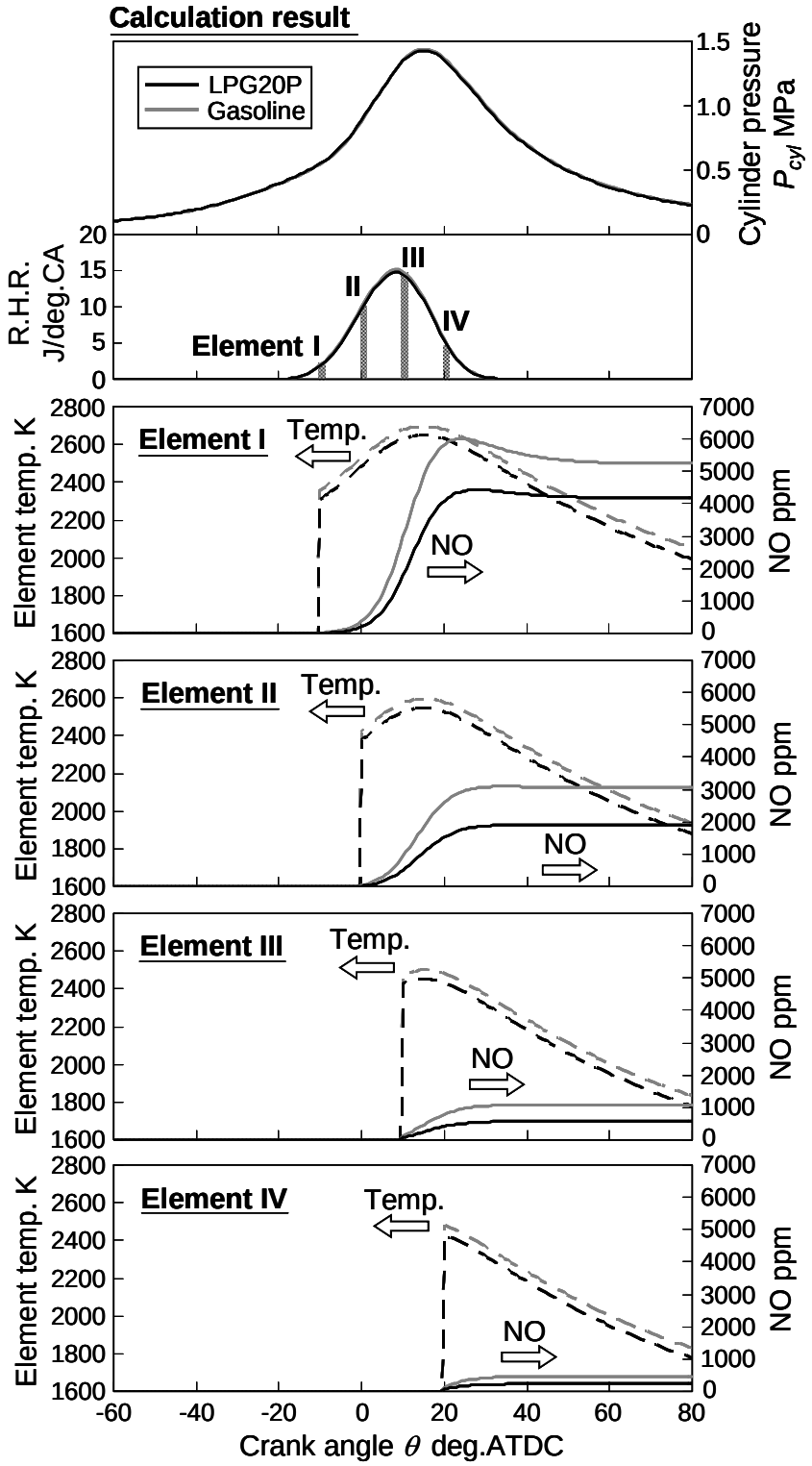


図 3.9　各エレメントにおける局所燃焼温度と NO 排出量の計算結果

上述した燃焼温度低下の要因を明らかにするため，R.H.R.が最大となるクランク角度近傍での圧力，未燃ガス温度条件に近い 1.3 MPa，920 K で混合気が燃焼した際の断熱火炎温度と燃焼ガスの熱容量の比率を算出した．混合気の初期条件は表 3.2 に示した比率と同一とした．結果を図 3.10 に示す．LPG20P は Gasoline と比べて H/C 比が大きいことから，燃焼時に生成される H_2O の質量は Gasoline 燃焼時と比較して多くなる. その分, 生成される CO_2 の質量は Gasoline 燃焼時と比較して減少するが, H_2O は CO_2 に比べて単位質量あたりの定圧比熱が倍程度となることから，LPG の燃焼ガスは Gasoline の燃焼ガスと比較して熱容量が高くなる．この結果として，断熱火炎温度が低下し，その後の燃焼ガス温度も低下したものと考えられる．

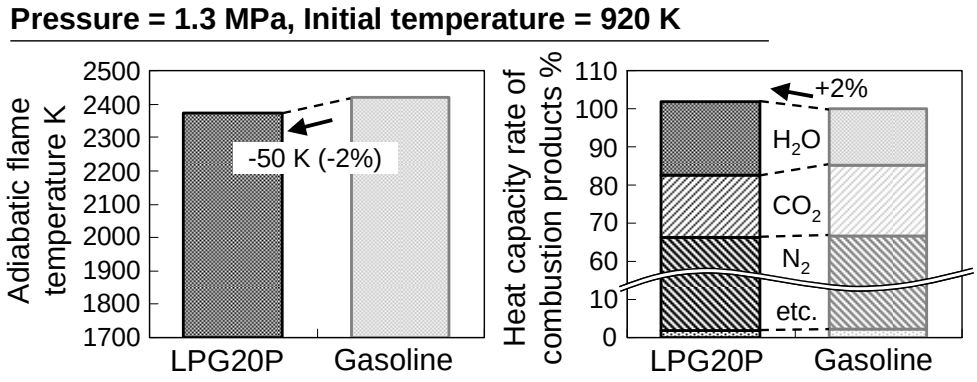


図 3.10　断熱火炎温度と燃焼生成物の比熱の比較

分割エレメント法により算出された全エレメントの凍結 NO を合計することで，総 NO 排出量の算出が可能である．図 3.11 は横軸を燃焼質量割合 x_b として，全エレメントにおける凍結 NO 濃度を示したグラフであるが, 本図を積分した値が総 NO 排出量となる. 図 3.12 に, 図 3.11 の積分値で得られた総 NO 排出量と実験で得られた NOx 排出量の比較を示す．同図には，LPG100P での結果も併せて示した．また，LPG100P および Gasoline の実験値は，燃焼速度の差異による影響を取り除くため, LPG20P 運転と同一の Mb10 における値を図 3.6 から比例補間して算出したものを用いた．文献[35]によれば，本計算手法で算出した NO 濃度はいずれの燃料種においても実測した結果とほぼ一致することから，NO 生成現象を定量的かつ的確に捉えることが可能である．このため，図 3.12 で示した両 LPG 運転での NOx 低減は，計算においても実験と同様の傾向を示す結果となった．計算において NOx が低減した要因は前述したとおりであることから，本項(1)で示した実験における NOx 排出量約 30%の低減要因は，燃料分子の H/C 比増大により局所的な燃焼温度が数 10 K 低下したことであると考えられる．

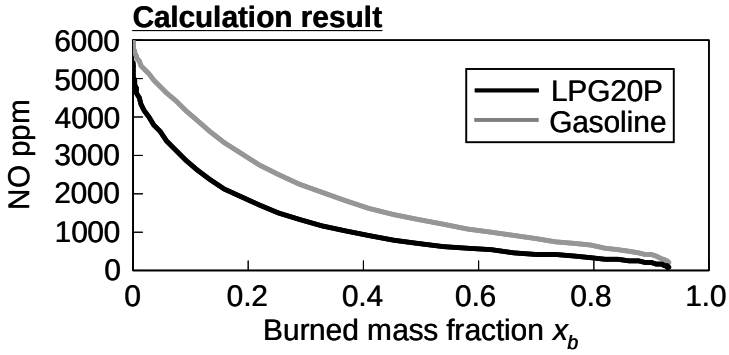


図 3.11　各エレメントに対する凍結 NO の計算結果

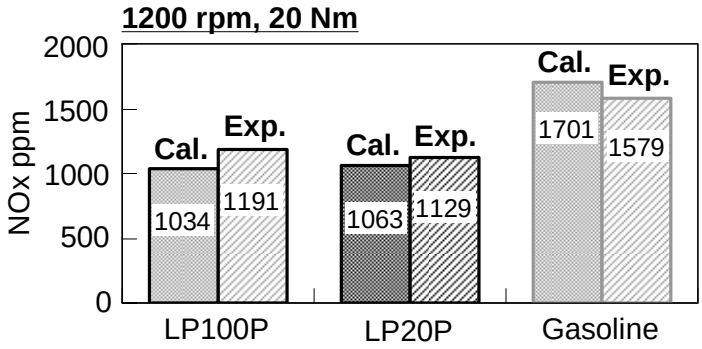


図 3.12　計算結果および実験結果での NOx 排出量の比較

3.5 結　言

総排気量 1997 cm^3, 直列 4 気筒 MPI 式ガソリンエンジンをベースとして, 燃料供給系のみに改造を施して構築した液体噴射式 LPG-SI エンジンに対してエンジン実験を実施し，耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった基本燃焼特性を，ベースのガソリンエンジンに対して比較検討した結果，以下の知見を得た.

(1) LPG は Gasoline に対して RON が高いため, 耐ノック性が大幅に向上する. 特に, LPG100P に関しては，ノッキングが発生しやすい Gasoline では MBT での運転が困難な低速全負荷運転において，MBT に対してさらに点火時期θ_{ig}が進角でき十分なノック余裕度が得られる．また，LPG20P に関しては，低速全負荷運転において Gasoline 運転時より点火時期θ_{ig}を進角でき，MBT 近傍での運転が可能となる．これにより，両 LPG 運転では Gasoline 運転に対して低速域でのトルク T_e, 正味熱効率η_{thb}, および図示熱効率η_{thi}の大幅な向上が可能となる.

(2) LPG は Gasoline に対してエンジンでの燃焼速度が向上する．特に，燃焼初期の時点から顕著な燃焼速度の差異が表れ，3 種の燃料の中で LPG100P が最も早い燃焼速度となる．また，LPG20P に関しても Gasoline に対して燃焼速度が速くなる．これにより，LPG100P

運転では約 4 deg.CA，LPG20P 運転では約 2 deg.CA，Gasoline 運転に対して MBT を遅角することが可能となる．

(3) LPG 運転では, Gasoline 運転に対して THC 排出量を低減することが可能となる. これは，LPG の気化特性による効果であることが確認され，特に LPG100P 運転では Gasoline 運転に対して約半減できる．また，LPG20P 運転においても同様の効果により Gasoline 運転に対して 30 ~ 40%低減できる．

(4) MBT 条件において，両 LPG 運転では Gasoline 運転と比較して NOx 排出量を約 30%低減することが可能である．これは，LPG の燃料分子中における水素/炭素(H/C)比が Gasoline と比べて高いことにより，燃焼時に単位質量あたりの定圧比熱が高い H_2O の生成割合が多くなることで燃焼温度が数 10 K 低下するためである．

第 4 章

LPG の燃焼速度に関する実験および化学反応論的検討

3.3 節では，SI エンジンにおける LPG の燃焼速度が Gasoline より速くなるという結果が示された．SI エンジンにおいて燃焼速度の上昇が可能な場合，その特性を活かすことで更なる高効率化を図ることが可能となる．しかしながら SI エンジンにおいては，吸気行程で生じる乱れに起因して燃焼室内部は乱流場となるため，乱流状態で火炎が伝播する．乱流状態で火炎が伝播する乱流燃焼ではその燃焼速度は乱流の強度に強く依存するため，3.3 節で得られた結果が燃料種の違いにより一般的に得られるということを明らかにするためには，さらに詳細な検討が必要と考えられる．

そこで本章では，エンジンのように燃焼室内部の流動や残留ガス量が毎サイクルで絶えず変動する条件下ではなく，2.2 節で述べた定容燃焼器実験により，層流状態で火炎が伝播する条件下において，燃料種の違いによる燃焼速度への影響を調査および解析する．これにより，LPG と Gasoline の層流燃焼速度の差異を明らかにし，この結果を 2.2.3 項で述べた詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎の数値シミュレーションを実施して解析することで，Gasoline に対する LPG の燃焼速度向上要因を明らかにする．さらに，エンジン実験結果および 2.1.4 項(3)で述べた 2 領域モデルを用いた 0 次元エンジンサイクルシミュレーションによるエンジン燃焼速度の解析結果から，燃料種の違いによる層流燃焼速度の差異がエンジンの燃焼速度に及ぼす影響に関しても明らかにし，LPG-SI エンジンにおける燃焼速度の向上に関して論証する．

4.1　定容燃焼器実験による LPG と Gasoline の燃焼速度

4.1.1　実験条件

本実験では，定容燃焼器において LPG の主成分である C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} の燃焼速度を，Gasoline の燃焼速度と比較することで評価を実施した．表 4.1 に実験条件を示す．いずれの実験においても燃焼室壁温を 430 K，燃焼室内部の混合気初期温度を 410 K，初期圧力を 0.2 MPa 一定とした．Condition C においては C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10}，および Gasoline の各

単一燃料に対して，当量比ϕをパラメータとして実験を行い，ϕの変化に対する各種燃料の燃焼速度を比較した．また，Condition D においては，市場に流通しているオートガスを想定して C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} を各種割合で混合した際の燃焼速度を評価した．本実験では，LPG20P のように複数の成分が混在した燃料の燃焼速度が，単一成分燃料の燃焼速度に対してどのように変化するかを明らかにすることを目的としている．表 4.2 には本実験条件における C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} の混合割合を示した．

表 4.1　定容燃焼器による実験条件

Condition		C	D
Fuel	C_3H_8, *n*-C_4H_{10}, *i*-C_4H_{10}	Single	Blend
	Gasoline	Single	—
Initial wall temperature T_{wall}		430 K	
Initial gas temperature T_0		410 K	
Initial pressure P_0		0.2 MPa	
Equivalence ratio ϕ (Excess air ratio λ)		0.71 ~ 1.67 (1.4 ~ 0.6)	1.0 (1.0)

表 4.2　Condition D における C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} の混合割合

No.	Mole fraction			Mass fraction		
	C_3H_8	*n*-C_4H_{10}	*i*-C_4H_{10}	C_3H_8	*n*-C_4H_{10}	*i*-C_4H_{10}
1	1.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
2	0.75	0.25	0.00	0.69	0.31	0.00
3	0.50	0.50	0.00	0.43	0.57	0.00
4	0.25	0.75	0.00	0.20	0.80	0.00
5	0.00	1.00	0.00	0.00	1.00	0.00
6	0.00	0.75	0.25	0.00	0.75	0.25
7	0.00	0.50	0.50	0.00	0.50	0.50
8	0.00	0.25	0.75	0.00	0.25	0.75
9	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	1.00
10	0.25	0.00	0.75	0.20	0.00	0.80
11	0.50	0.00	0.50	0.43	0.00	0.57
12	0.75	0.00	0.25	0.69	0.00	0.31
13	0.50	0.25	0.25	0.43	0.28	0.28
14	0.25	0.50	0.25	0.20	0.53	0.27
15	0.25	0.25	0.50	0.20	0.27	0.53

4.1.2　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} 単一成分燃料と Gasoline の燃焼速度

図 4.1 に，C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} および Gasoline の各種燃料を Condition C において予混合燃焼させた際の，燃焼圧力，および燃焼圧力をもとに算出した熱発生率 R.H.R.を示す．同図より，各ϕにて燃料間における差異を比較した結果，ϕ = 1.67 では Gasoline, C_3H_8, *n*-C_4H_{10}, *i*-C_4H_{10} の順で，ϕ = 1.25 では C_3H_8, *n*-C_4H_{10}, Gasoline, *i*-C_4H_{10} の順で，ϕ = 0.83 では *n*-C_4H_{10}, Gasoline, C_3H_8, *i*-C_4H_{10} の順で燃焼期間が短くなった．このことから，ϕの変化に伴い燃焼速度のみならず各種燃料間における相対関係も変化していることが明らかである．

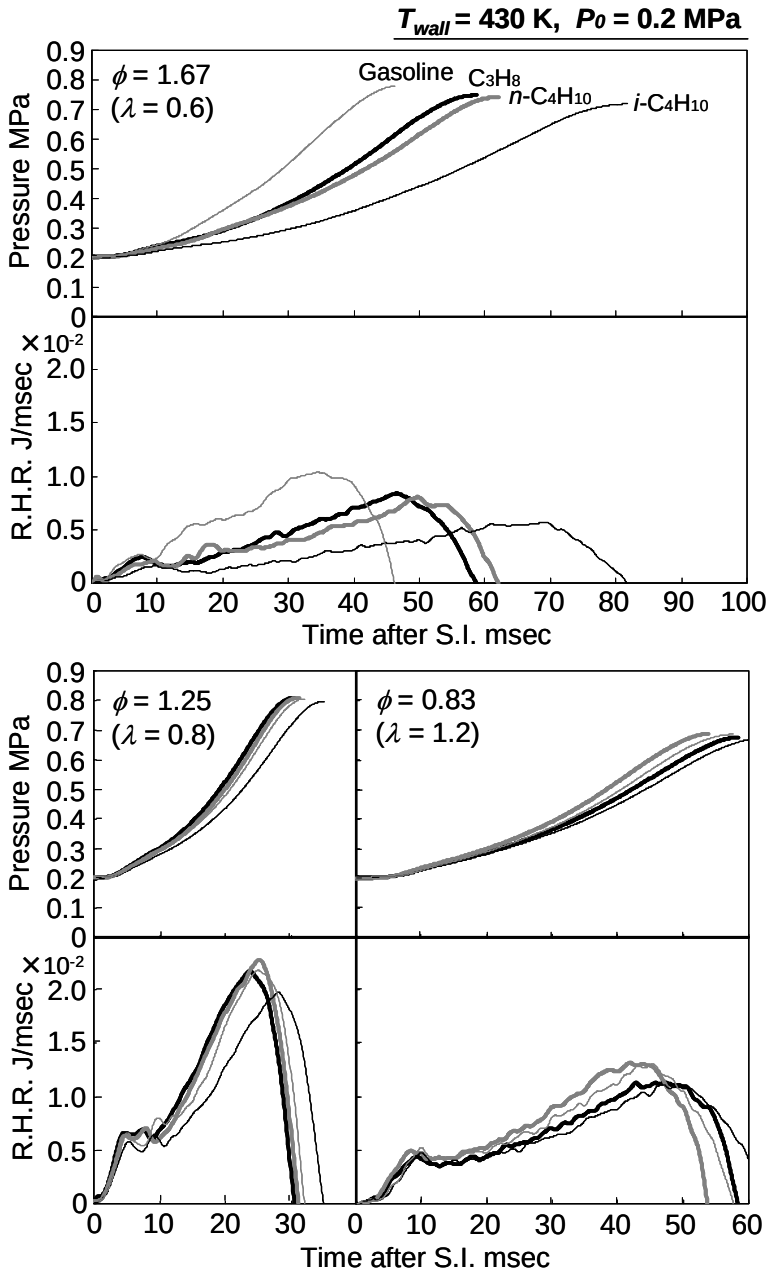


図 4.1　各種燃料における燃焼圧力と熱発生率の比較 (Condition C)

図 4.2 に，同条件において 2.2.2 項に記載した方法で算出した局所火炎伝播速度 w_b を示す．ここでは，高速度ビデオカメラの記録速度を 2000 fps とした．本実験では燃焼室を 18 mm の厚みとしたため，火炎核形成から燃焼初期にかけては壁面との接触による熱損失の影響が少ない．このため，容器左端(x = 0)から x = 15 mm 付近までは，初期火炎の形成を経て徐々に w_b が上昇する．x = 15 ~ 17 mm 付近では w_b が最大値となり，この付近で w_b は安定する．この位置はいずれの条件においてもほぼ同位置となった．その後，火炎が進行すると，壁面との接触による熱損失の影響と圧力の上昇により，しだいに w_b が低下する．この現象はいずれの条件においても確認された．また，w_b の最大値で比較した場合，燃料間における火炎伝播速度の相対関係は，いずれの ϕ においても前述した燃焼期間の相対関係と同じ傾向を示した．

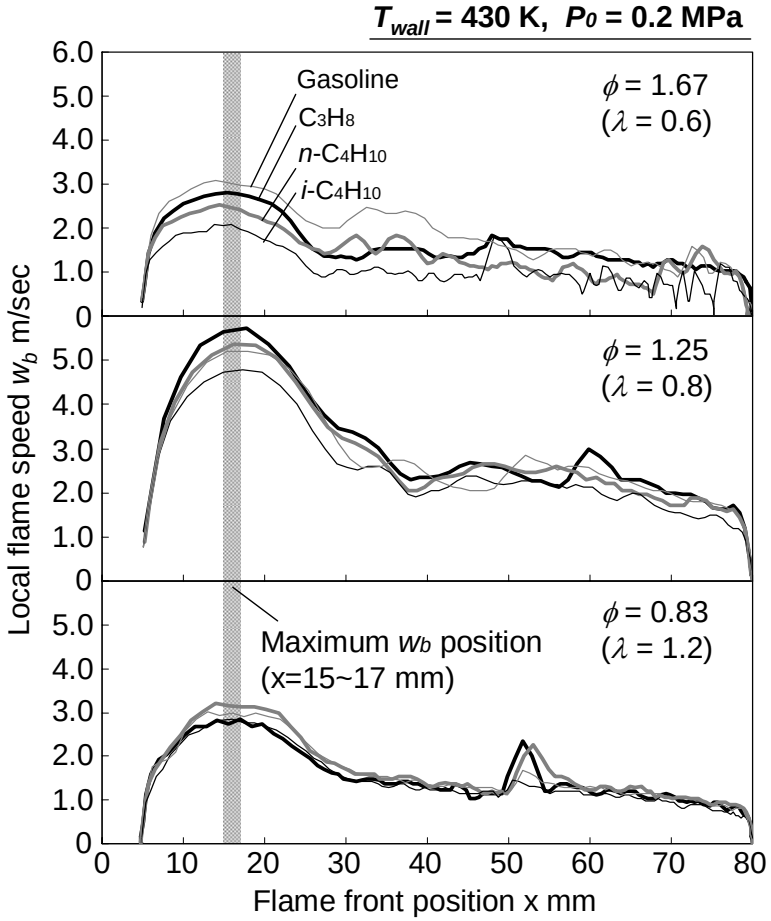


図 4.2　各種燃料における局所火炎伝播速度の比較 (Condition C)

燃焼圧力から算出した R.H.R.，および画像解析から算出した w_b の最大値を各種燃料で比較した結果，燃料種と ϕ の間に図 4.3 のような関係が存在し，ϕ = 1.67 において Gasoline は LPG 系燃料と比べ，ϕ = 1.25 および 0.83 において C_3H_8 あるいは n-C_4H_{10} の直鎖型 LPG 系燃料は Gasoline と比べ，w_b が速いという特性を有する結果となった．また，いずれの ϕ においても i-C_4H_{10} が最も遅い w_b となった．

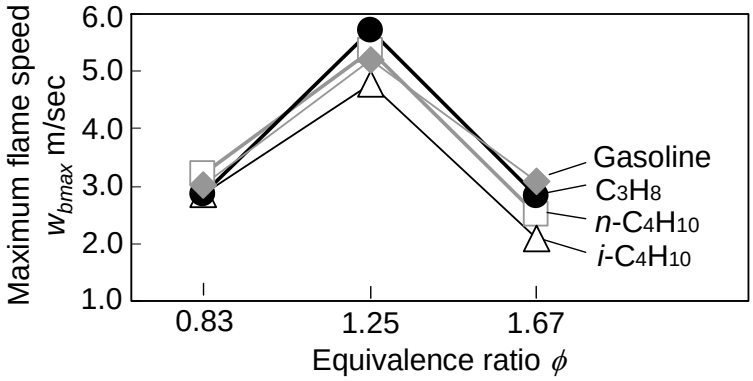


図 4.3　各種燃料における最大火炎伝播速度の比較 (Condition C)

以上の結果から得られた w_b をもとに，式(2.14)より層流燃焼速度 S_L を算出し，各 ϕ に対する S_L の傾向を実験的に評価した．前述したように，w_b はいずれの条件においても x = 15 ~ 17 mm の最大値付近で安定するため，本実験における w_b の代表値に，x = 15 ~ 17 mm で確認される最大値を用いた．図 4.4 に ϕ = 0.71 ~ 1.67 で w_b の最大値から S_L を算出した結果を示す．過濃側端のプロットは，正常に火炎が伝播し w_b を算出できる過濃限界を，希薄側端のプロットは，失火が起こらず正常に火炎が伝播する希薄限界を示している．同図より，いずれの燃料とも，理論空燃比より過濃条件である ϕ = 1.25 において S_L が最大値を示しており，これより過濃域および希薄域では S_L が低下する傾向にある．また，前述のとおり各種燃料 の w_b は ϕ によって相対関係が変化するため，S_L についても同様の傾向となった．具体的には，各種燃料で S_L が最大値を示す ϕ = 1.25 において，C_3H_8，n-C_4H_{10}，Gasoline，i-C_4H_{10} の順 で S_L が速い結果となった．一方, ϕ = 1.25 よりも過濃側では, 過濃になるにつれて Gasoline の S_L は LPG 系燃料と比較して徐々に速くなり, ϕ = 1.67 で Gasoline が最も速くなった. ϕ = 1.25 よりも希薄側では, 平均的に n-C_4H_{10} が他の燃料より速く，次いで C_3H_8 と Gasoline がほぼ同等の速度となり，i-C_4H_{10} が最も遅い結果となった．以上の結果から，LPG 系燃料と Gasoline の S_L を同条件で比較した場合，最も過濃な条件である ϕ = 1.67 を除いて，C_3H_8 または n-C_4H_{10} の直鎖型 LPG 燃料は Gasoline よりも速い傾向にあり，分岐型構造をなす i-C_4H_{10} は最も遅い傾向にあることが確認された．

図 4.5 には，三元触媒を備える SI エンジンにおいて重要となる ϕ = 1.00 の条件に対して，複数回実験を実施した際の S_L の平均値および変動範囲を示す. 同図においても上記の結果と同様の傾向を示し, C_3H_8 および n-C_4H_{10} といった直鎖型 LPG 燃料は Gasoline よりも速い層流燃焼速度となり，分岐型構造をなす i-C_4H_{10} は Gasoline と同等もしくはそれ以下の層流燃焼速度となることが確認された．

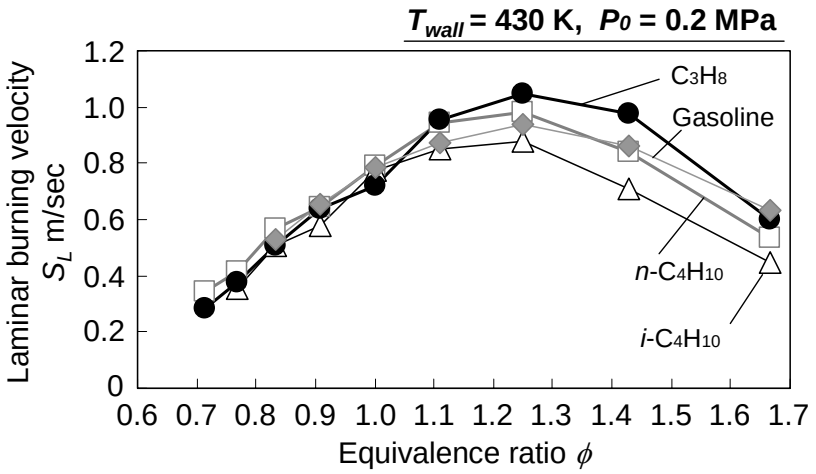


図 4.4　各種燃料における層流燃焼速度の計測値の比較 (Condition C)

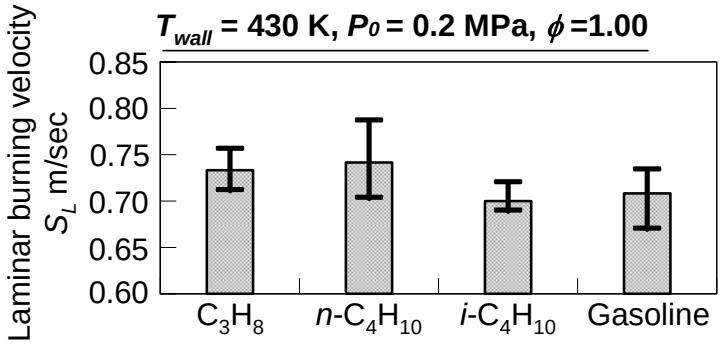


図 4.5　理論空燃比における各種燃料の層流燃焼速度の計測値 (Condition C)

以上で示した S_L は，火炎が伸張しているときの値である．そこで，図 4.6 に C_3H_8，n-C_4H_{10}，i-C_4H_{10}，および Gasoline 各種燃料を燃焼させた際の火炎伸張率αと S_L の関係を示す．ここで，火炎伸張率αは以下の式(4.1)より算出した[36),(37)].

$$\alpha = \frac{1}{A}\frac{dA}{dt} = \frac{2}{r}\frac{dr}{dt} = \frac{2}{r}w_b \tag{4.1}$$

同図において，近似直線の傾きの絶対値である Markstein 長さは，火炎伸張による燃焼速度の変化の特性を表す[36),(37)]．C_3H_8，n-C_4H_{10}，i-C_4H_{10}，および Gasoline 各種燃料においては，同図の近似直線の傾きがほぼ一致していることから，火炎伸張が燃焼速度へ及ぼす影響は燃料種により変化しないものと判断できる．したがって，実験で得られた各種燃料間における S_L の差異は，理論的な層流燃焼速度の差異により生じたものと推察できるため，4.2 節にて，詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎の数値解析を実施することで，各種燃料における燃焼特性の違いを考察する．

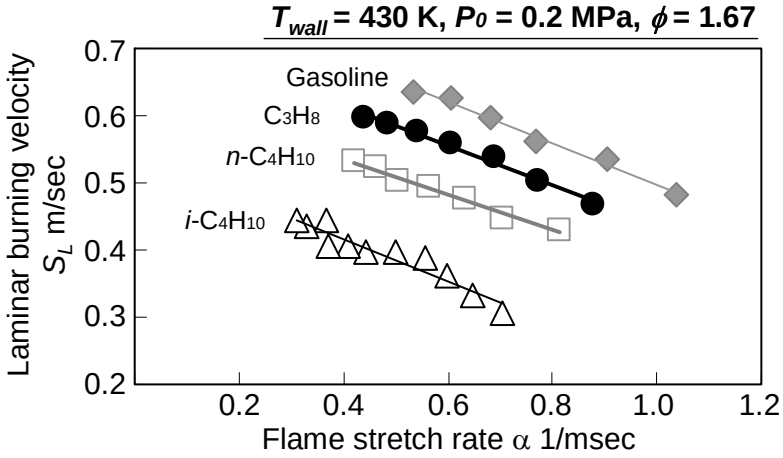


図 4.6　層流燃焼速度に対する火炎伸張率の影響 (Condition C)

4.1.3　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} 2 成分または 3 成分混合燃料の燃焼速度

市場に流通している LPG は，主成分である C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} が混合された燃料である．このため，2 成分または 3 成分からなる LPG の燃焼特性が，単一成分の LPG に対してどのように変化するかを把握する必要がある．そこで，前項と同様の方法で Condition D において各種混合燃料の S_L を計測した．ただし，本実験では高速度ビデオカメラの記録速度を 1000 fps，燃焼室の厚さを 30 mm とした．図 4.7 に，2 成分の LPG の混合割合(質量分率)に対する S_L の計測結果を示す．同図より，いずれの成分に関しても混合する質量分率にほぼ比例して S_L が変化する結果が得られた．したがって，S_L が最も遅い *i*-C_4H_{10} を含有する LPG に関しては，C_3H_8 あるいは *n*-C_4H_{10} 単一成分に対して S_L が低下してしまう．図 4.8 には，3 成分からなる LPG における S_L の計測結果を示す．同図では，図 4.7 に示した単一成分での S_L の結果と，3 成分混合時の質量分率に対する比例関係に基づいて推測した S_L とを併せて示した．本結果において，各種混合燃料間での相対関係は計測値と推測値で同様の傾向を示している．このことから，3 成分からなる LPG の S_L に関しても 2 成分からなる LPG と同様に，単一成分での S_L がその質量分率に応じて比例的に変化するものと示唆される．したがって，3 成分からなる LPG に関しても，*i*-C_4H_{10} の含有量が多い LPG は，*i*-C_4H_{10} の含有量が少ない LPG と比較して S_L が遅くなる傾向にある．

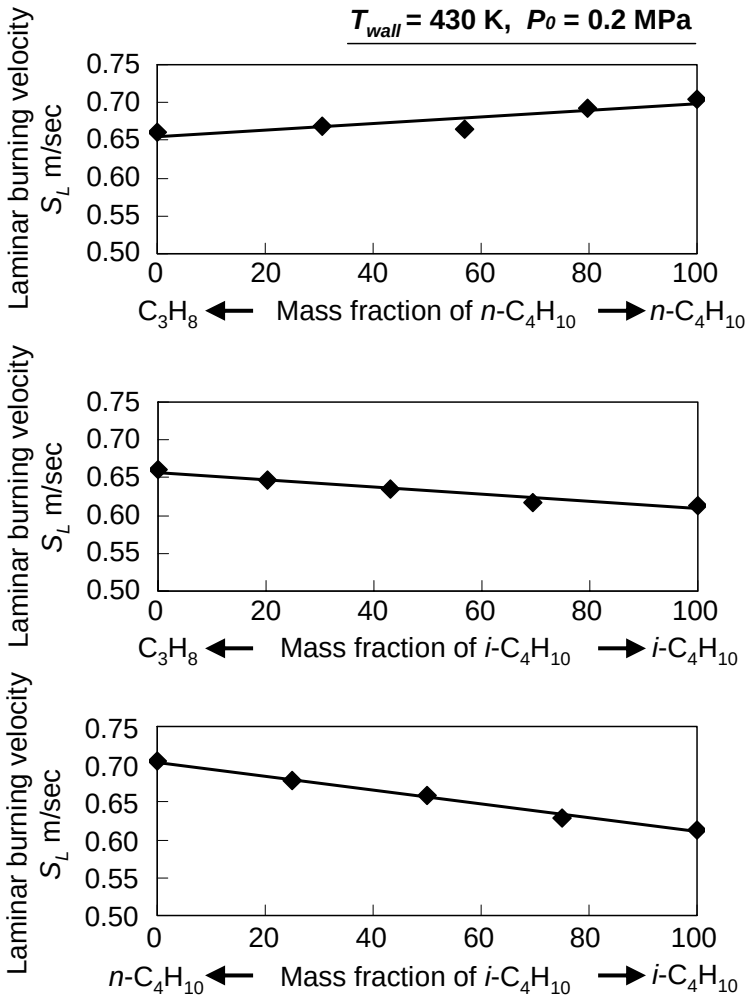


図 4.7　各種 2 成分混合燃料の混合比率(質量分率)に対する層流燃焼速度 (Condition D)

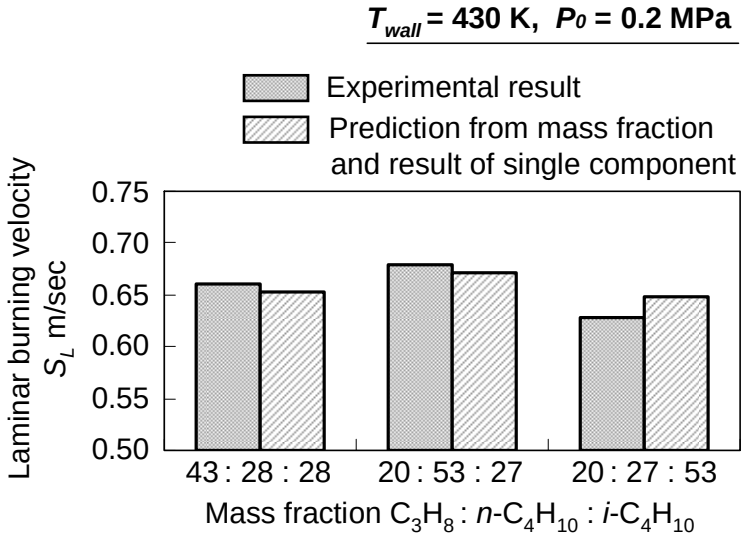


図 4.8　各種 3 成分混合燃料の層流燃焼速度の実測値と予測値の比較 (Condition D)

4.2　詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーションによる火炎機構の解析

4.2.1　実験結果と数値解析結果の比較

詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎の数値解析を行うにあたり，圧力および未燃ガスの流入温度等の条件を決定する必要がある. そこで, 燃焼室内部の混合気初期温度を 410 K, 初期圧力を 0.2 MPa とした Condition C において火炎が進行した際の, 未燃ガス温度および圧力履歴を図 4.9 に示す．同図より，燃焼初期で火炎面位置に対する未燃ガス温度および圧力は, 条件によらずほぼ同一とみなすことができる．これに基づき，本数値解析における未燃ガスの流入温度および圧力は, 4.2.1 項で述べたとおり w_b が最大値を示す x = 15 ~ 17mm での未燃ガス温度および圧力とし，全ての条件でそれぞれ 420 K，0.21 MPa に統一した.

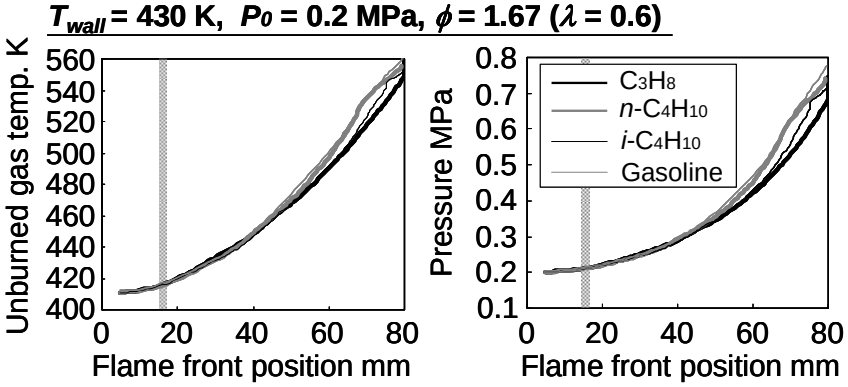


図 4.9　火炎面位置に対する未燃ガス温度および燃焼室内圧力 (Condition C)

図 4.10 に，上記の温度，圧力において，各種燃料にてϕを変化させて S_L を算出した結果を示す．S_L が最大値を示す条件は C_3H_8，n-C_4H_{10}，および i-C_4H_{10} に関してはϕ = 1.00，Gasoline に関してはϕ = 1.11 となり，図 4.4 に示した実験結果より希薄側に推移する結果となった．また，実験結果に対して絶対値が大きく乖離する結果となった. 勿論，本実験装置における S_L の算出手法および算出精度から絶対値に対する評価は完全とは言えないものの，燃料間の定性的な傾向は概ね捉えられているものと考えている．特に，1) 極度に過濃な条件を除いて，C_3H_8 あるいは n-C_4H_{10} の直鎖型 LPG 系燃料が Gasoline より速い S_L となり，分岐型である i-C_4H_{10} が最も遅い S_L となること，2) 極度に過濃な条件で Gasoline が LPG 系燃料より速い S_L となること，に関しては実験と同様の現象となった．以上を考慮して，次項では数値解析結果から実験結果を考察する.

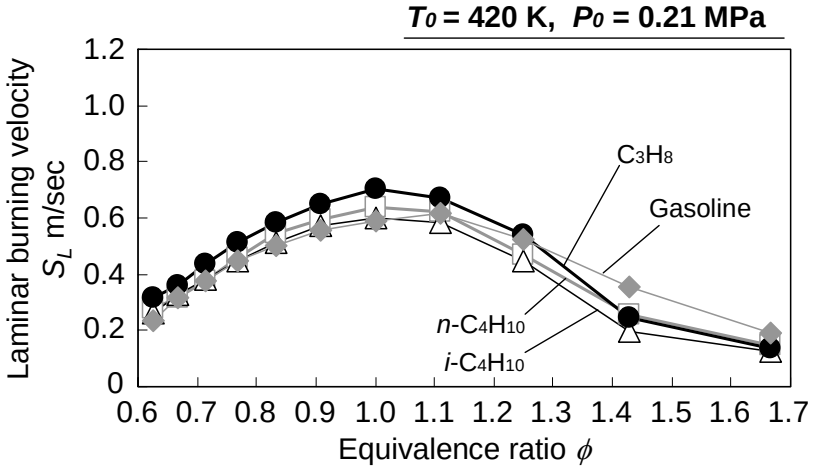


図 4.10　1 次元予混合火炎の数値解析結果による各種燃料での層流燃焼速度

4.2.2　直鎖型 LPG 系燃料と Gasoline の燃焼特性の比較

(1)　層流燃焼速度への影響因子

各種条件を代表し，LPG 系燃料で最大燃焼速度を示したϕ= 1.00 に関して，反応帯入口位置での温度上昇に対する各種素反応の感度を図 4.11 に示す．いずれの燃料とも，

$$H + O_2 = O + OH \tag{4.2}$$

$$CO + OH = CO_2 + H \tag{4.3}$$

の反応における感度が高いことがわかる．反応(4.2)は H ラジカル，O ラジカル，OH ラジカルといった活性基が一つから二つに増加する連鎖分岐反応，反応(4.3)は CO の酸化による発熱反応を示しており，火炎の進行に対して最も重要な反応である．そこで，図 4.12 に，直鎖型 LPG 系燃料が Gasoline より速い S_L となる条件を代表してϕ= 1.00 について，図 4.13 に，Gasoline が LPG 系燃料より明らかに速い S_L となった条件を代表してϕ= 1.43 について, 火炎帯中の H ラジカル，O ラジカル，および OH ラジカルの分布を示す．ϕ= 1.00 では Gasoline での各種ラジカル濃度が他の燃料と比較して低いことがわかる．このため，反応(4.2)に代表される連鎖反応が活発化せず，4 種の燃料の中で S_L が低いレベルにあると示唆される．一方，より過濃な条件であるϕ= 1.43 の場合，Gasoline 使用時の各種ラジカル濃度の最大値が他の燃料使用時と比べて増大していることが確認できる．このため，ϕ= 1.43 の Gasoline においては他の燃料より連鎖反応が活発化され，S_L が増大したものと考えられる．

以上より, 実験にてϕ< 1.25 の希薄側で直鎖型 LPG 系燃料が Gasoline より速い S_L となった要因は，H，O，および OH ラジカルといった活性基が影響因子となり，これらの増加により連鎖反応が活発化したためと考えられる．逆に，ϕ> 1.25 の過濃側では Gasoline の場合，上記活性基が LPG 系燃料より増加し，連鎖反応が活発化したため，S_L が早くなったものと推察される．

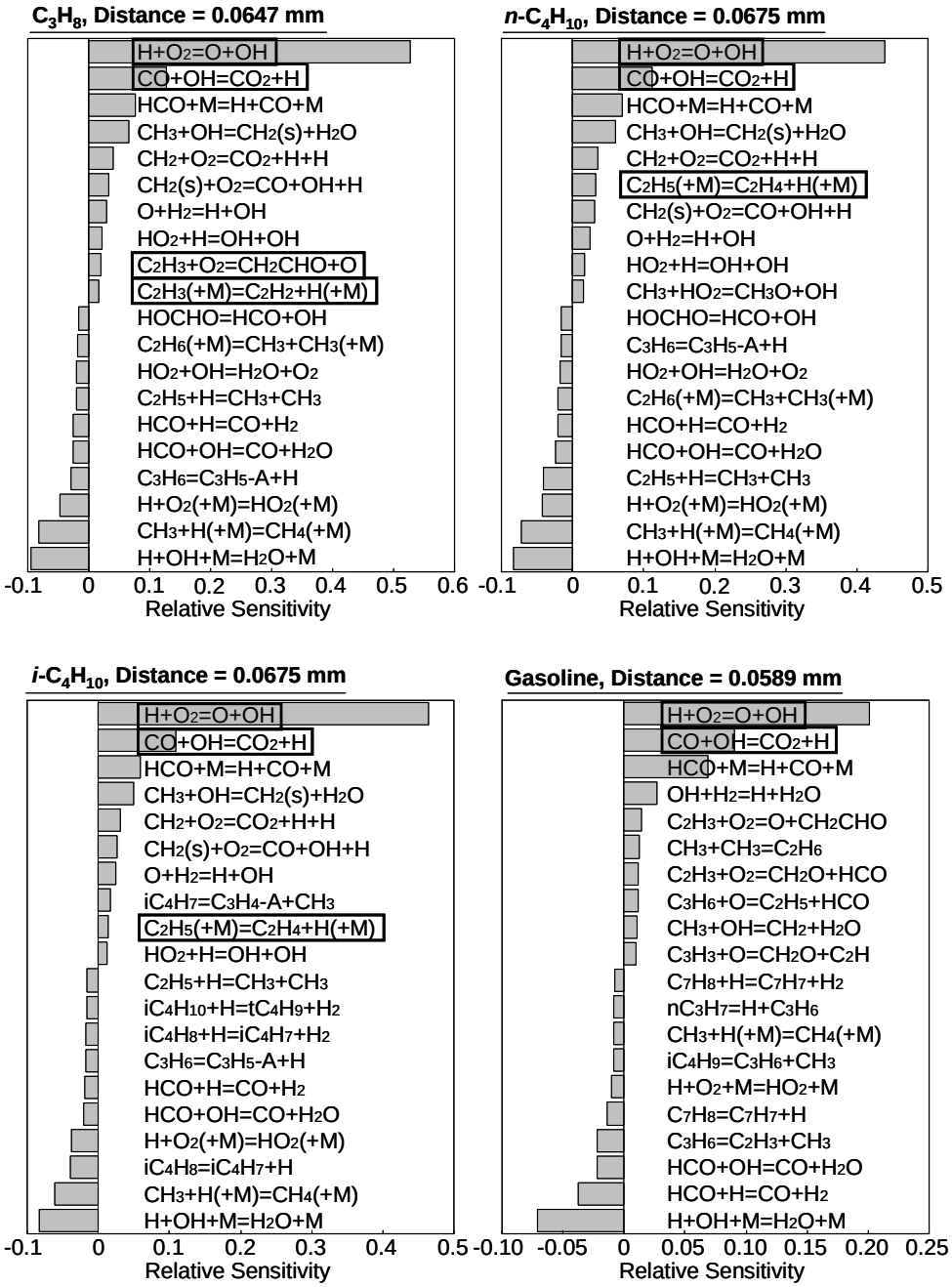


図 4.11　各種燃料における温度上昇に対する感度解析結果 ($\phi = 1.00$)

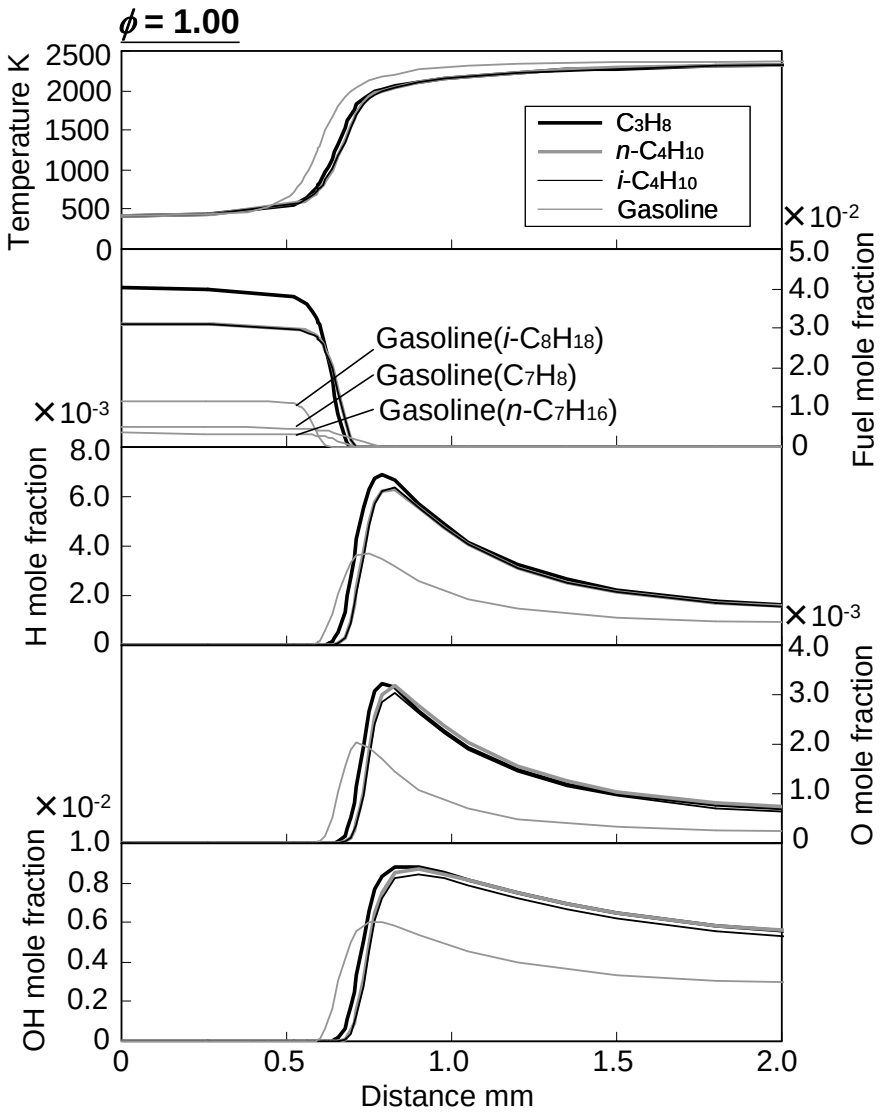


図 4.12　ϕ=1.00 における各種燃料での H，O，OH ラジカル濃度分布の比較

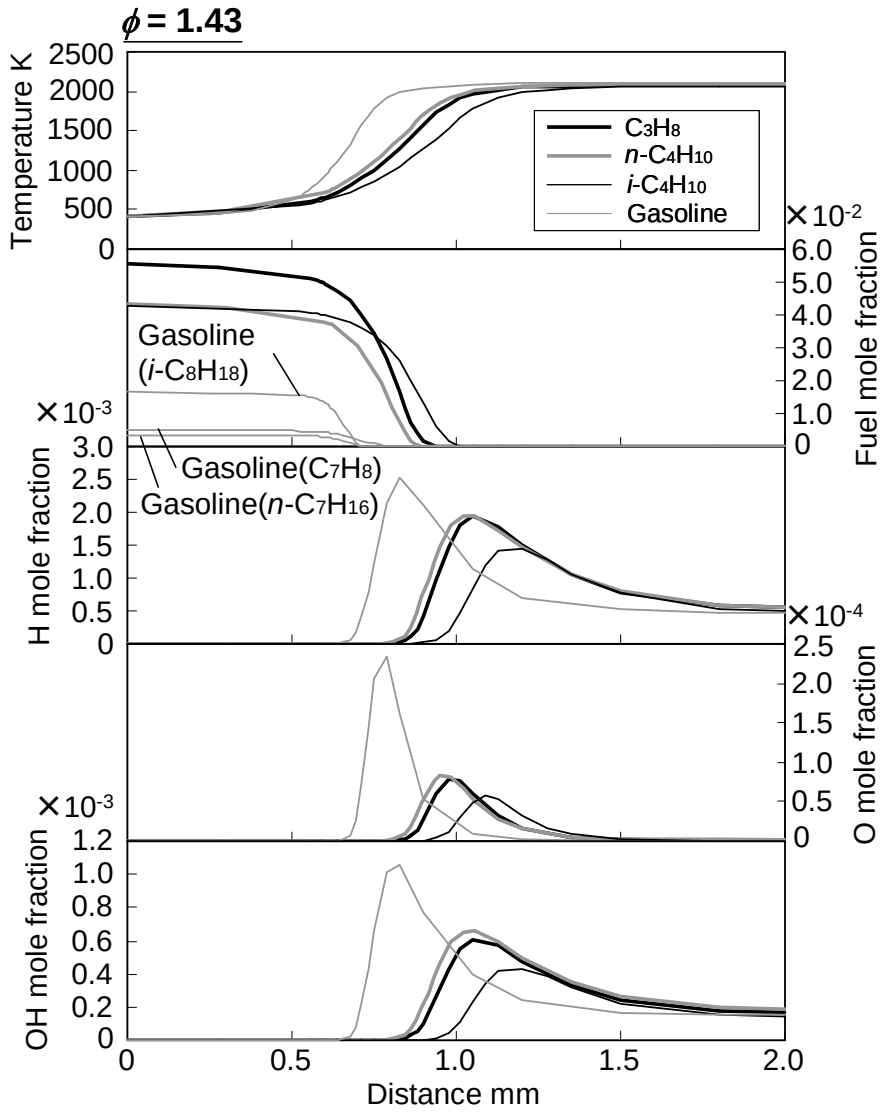


図 4.13　ϕ=1.43 における各種燃料での H，O，OH ラジカル濃度分布の比較

(2)　H，O，OH ラジカル濃度に影響を及ぼす素反応

ここでは，C_3H_8，n-C_4H_{10}，および Gasoline 燃料において H，O，および OH ラジカルの生成メカニズムの相違を明らかにし，C_3H_8 および n-C_4H_{10} の層流燃焼速度が Gasoline より速くなった要因について詳細に考察する．

表 4.3 に C_3H_8，n-C_4H_{10}，および Gasoline 火炎における H，O，および OH ラジカルの生成に関する代表的な素反応と，各種活性基の生成に対する寄与率を示す．この結果，素反応(R1) ~ (R2)は，活性基である H，O，および OH ラジカルが一つから二つに増加する連鎖分岐反応であり，火炎の進行において最も重要な役割を担う反応である．そこで，C_3H_8，n-C_4H_{10}，および Gasoline 火炎において，素反応(R1) ~ (R2)により層流火炎の単位長さあたりに生成されるラジカル量とその積算値を図 4.14 に示す．同図に示した積算値より，素反応(R1)で生成されるラジ

カル量に関しては各種燃料とも同程度であることが確認できる．一方，素反応(R2)に関しては C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} で Gasoline の倍程度の H および OH ラジカルが生成されている．さらに，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} では Gasoline の場合と比べて，素反応(R3)で生成される OH ラジカルが若干少ない．以上 3 つの素反応より，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} で生成される O および OH ラジカルは Gasoline の場合とほぼ同等であるが，素反応(R2)で主に生成される H ラジカルに関しては，Gasoline の場合と比べて明らかに増加する結果となった．

表 4.3　H，O，OH ラジカルの生成に関する代表的な素反応とその寄与率

	Rate of contribution %		
	C_3H_8	*n*-C_4H_{10}	Gasoline
H			
$OH + CO \Rightarrow H + CO_2$	52.1	53.8	55.7
$H_2 + O \Rightarrow H + OH$ …(R2)	18.2	18.1	9.8
$H_2 + OH \Rightarrow H + H_2O$	14.3	14.1	14.7
O			
$H + O_2 \Rightarrow O + OH$ …(R1)	98.9	99.1	96.7
$O_2 + C_2H_3 \Rightarrow O + CH_2CHO$	0.6	0.4	1.9
$O_2 + CH \Rightarrow O + HCO$	0.4	0.4	0.2
OH			
$H + O_2 \Rightarrow O + OH$ …(R1)	38.4	39.0	39.0
$H_2 + O \Rightarrow H + OH$ …(R2)	16.2	16.0	8.6
$H_2O + O \Rightarrow OH + OH$ …(R3)	31.6	31.7	38.5

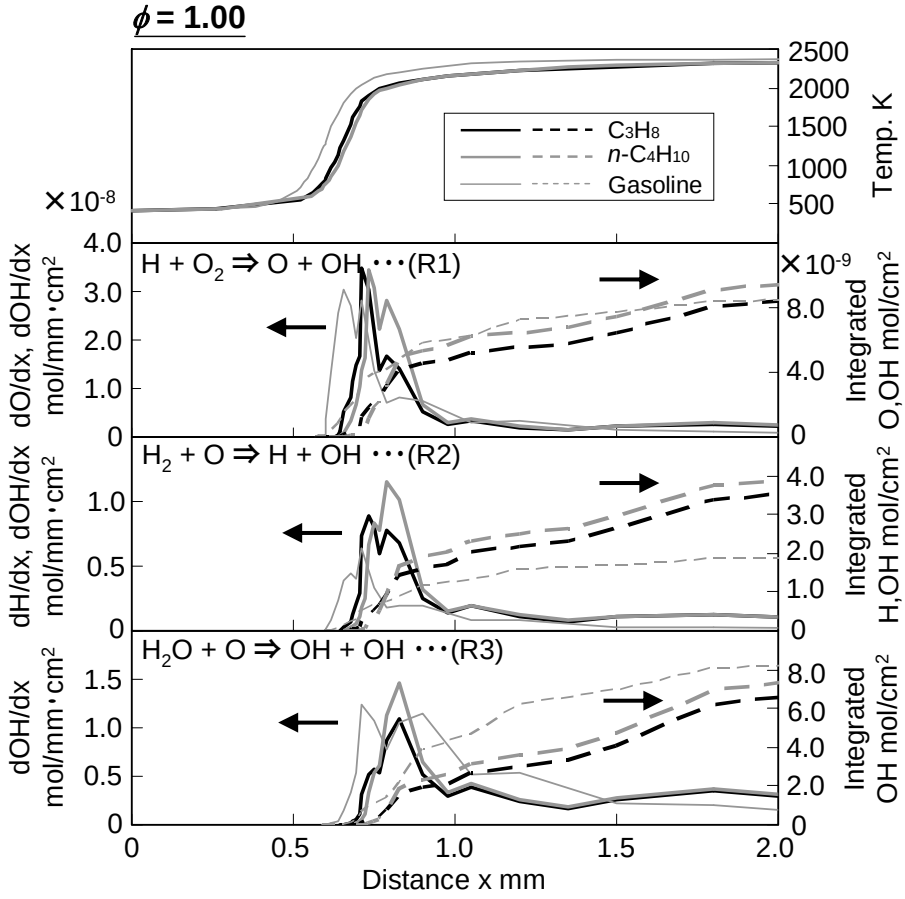


図 4.14　代表的な連鎖分岐反応からのラジカル生成量

そこで，図 4.15 に，各種燃料の予混合火炎における素反応(R2)の反応温度帯と反応速度との関係を示す．本化学反応モデルによる数値解析では，C_3H_8 および n-C_4H_{10} の場合において，Gasoline の場合と比較して反応速度が向上する結果となった．素反応(R2)は素反応(R1)および(R3)とは異なり，反応開始時に必ず存在する O_2 や，燃焼時に必ず生成される H_2O が関与した反応ではなく，活性基である O ラジカルの他に中間生成物である H_2 の濃度に依存する反応である．このため，各種燃料間における素反応(R2)の反応速度の差異は，H_2 のモル濃度の差異が一因であると示唆される．そこで，次に H_2 濃度の差異とその要因に関して詳細に解析する．

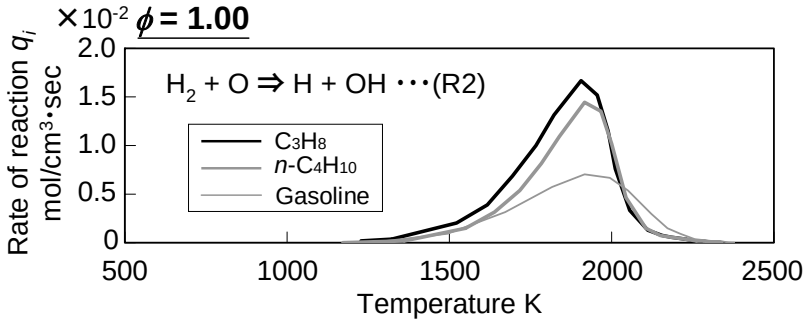


図 4.15　素反応(R2)の反応温度帯と反応速度の関係

(3)　H_2 濃度の差異とその要因

図 4.16 に各種燃料の火炎帯中における H_2 の濃度分布を表す．同図より，H_2 はいずれの燃料においても火炎帯における予熱帯からしだいに濃度が高くなり，温度上昇の変曲点となる反応帯入口付近で最大値を示し，その後消費され，1%程度の濃度で安定化する様子が確認できる．しかしながら，各種燃料間で比較した場合，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} では Gasoline と比べて予熱帯における H_2 濃度の上昇率は高く，反応帯入口近傍での最大値も高い．

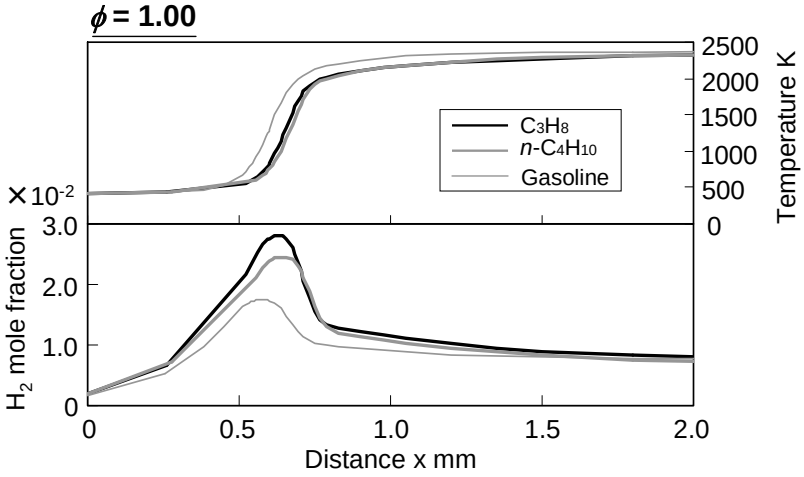


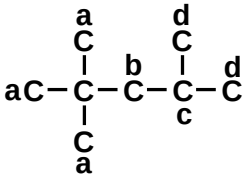
図 4.16　火炎帯中における H_2 濃度分布

そこで，この要因を確認するため，表 4.4 に，C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および Gasoline の火炎帯入口から H_2 濃度が最大値を示す位置(　予熱帯)において，H_2 の生成に対して寄与率の高い反応を抽出した. 表 4.4 には, 火炎断面積 1 cm^2 あたりの各種素反応による H_2 生成モル数の推定値を，前記領域(　予熱帯)に存在する計算格子で合計した値を併せて示し，さらにその値を各種素反応で合計した値も示した．同表より，C_3H_8 火炎の予熱帯では C_3H_8 からの H 引き抜き反応により，*n*-C_4H_{10} 火炎の予熱帯では *n*-C_4H_{10} からの H 引き抜き反応により，そして Gasoline 火炎の予熱帯では *i*-C_8H_{18} からの H 引き抜き反応により H_2 が主に生成されているため，予熱帯においてはいずれの燃料に関しても燃料からの H 引き抜き反応により，大半の H_2 が生成されることが明らかである．さらに，各種燃料における H_2 生成量の合計値(表中，Total of H_2 production)を比較した場合，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} の H_2 生成量は Gasoline の H_2 生成量と比べて極めて多いことが確認できる．これは，Gasoline の場合，*i*-C_8H_{18} の H 引き抜き反応は H ラジカルによるものの他に，H_2O の生成に繋がる OH ラジカルによるものが活発となることが確認できており，これにより H_2 生成量が減少してしまったこと, 本計算モデルにおいては燃料を *i*-C_8H_{18} : *n*-C_7H_{16} : C_7H_8 = 66 : 14 : 20 で混合しているため，*i*-C_8H_{18} のモル濃度が燃料濃度全体の 66%となること，さらに，*i*-C_8H_{18} の燃料の分子量が C_3H_8 や *n*-C_4H_{10} と比べて大きいため，同一温度，圧力，および当量比条件下における *i*-C_8H_{18} のモル濃度が C_3H_8 や *n*-C_4H_{10} のモル濃度と比べて低くなることが原因であると考えられる．このため，図 4.16 に示した C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} の H_2 の濃度分布が Gasoline より高くなったものと示唆される．

表 4.4　H_2生成に関する各種燃料での代表的な素反応

	H_2 production in preheat zone mol/cm^2	Rate of contribution %
C_3H_8		
$C_3H_8 + H \Rightarrow i\text{-}C_3H_7 + H_2$	1.81×10^{-11}	46.5
$C_3H_8 + H \Rightarrow n\text{-}C_3H_7 + H_2$	1.49×10^{-11}	38.4
$CH_2O + H \Rightarrow HCO + H_2$	1.26×10^{-12}	3.2
etc.	…	…
Total of H_2 production	3.86×10^{-11}	100
$n\text{-}C_4H_{10}$		
$n\text{-}C_4H_{10} + H \Rightarrow sC_4H_9 + H_2$	2.20×10^{-11}	66.7
$n\text{-}C_4H_{10} + H \Rightarrow pC_4H_9 + H_2$	7.06×10^{-12}	21.4
$CH_2O + H \Rightarrow HCO + H_2$	1.14×10^{-12}	3.5
etc.	…	…
Total of H_2 production	3.27×10^{-11}	100
Gasoline		
$i\text{-}C_8H_{18} + H \Rightarrow bC_8H_{17} + H_2$	1.48×10^{-12}	43.5
$i\text{-}C_8H_{18} + H \Rightarrow aC_8H_{17} + H_2$	3.87×10^{-13}	11.4
$i\text{-}C_8H_{18} + H \Rightarrow dC_8H_{17} + H_2$	2.56×10^{-13}	7.5
etc.	…	…
Total of H_2 production	3.39×10^{-12}	100

※i-C_8H_{18} with its four distinct sites for H-atom abstraction



以上，本項(2)および(3)より，C_3H_8および n-C_4H_{10}では Gasoline と比較して，H_2生成量が多くなることから以下の素反応(R2)が活発化することが確認された．

$$H_2 + O \Rightarrow H + OH \qquad \text{(R2)}$$

これにより，図 4.12 に示したとおり，C_3H_8および n-C_4H_{10}では H，OH ラジカル，また，連鎖分岐反応により続いて生成される O ラジカル等の活性基が増大するため, 引き続いて起こる連鎖反応が活発化する．このため，ϕ = 1.0 近傍において，C_3H_8および n-C_4H_{10}は Gasoline より層流燃焼速度が速くなったものと示唆される．

4.2.3　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} の燃焼特性の比較

(1)　層流燃焼速度への影響因子

図 4.12 および図 4.13 において，*i*-C_4H_{10} は C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} と比べて H，O，および OH ラジカル濃度に明確な差異が表れていないにもかかわらず S_L が遅くなり，Gasoline の S_L と同程度となった．このため，これら LPG 系の 3 燃料の燃焼速度の相違は，H，O，および OH ラジカル濃度の変化による連鎖反応の違いのみに起因するものではないといえる. そこで, 図 4.11 の正の感度係数を有する反応に C_2 系の反応が存在していることに着目する．C_3H_8 では,

$$C_2H_3 + O_2 \Rightarrow CH_2CHO + O \tag{4.4}$$

$$C_2H_3(+M) \Rightarrow C_2H_2 + H(+M) \tag{4.5}$$

の反応が高感度を示した．一方，*n*-C_4H_{10} および *i*-C_4H_{10} では,

$$C_2H_5(+M) \Rightarrow C_2H_4 + H(+M) \tag{4.6}$$

の反応が高感度を示した．これらの反応は燃焼の初期段階で起こり，ラジカルの生成を促進するため，燃焼速度に対して寄与度の高い反応と考えられる．図 4.17 に，同条件，各種燃料における火炎帯中の C_2H_5，C_2H_4，C_2H_3，および C_2H_2 分布の比較を示す．この結果，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} といった直鎖型炭化水素の場合，早期に C_2 系ラジカルが生成され，特に，C_3H_8 では C_2H_4 および C_2H_3 が，*n*-C_4H_{10} では C_2H_5，C_2H_4 および C_2H_3 が多く生成された．一方，分岐型炭化水素である *i*-C_4H_{10} の場合，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} の場合と比べて C_2 系ラジカルが全般的に少ない．これは，分岐型の分子構造上，C_2 系ラジカルを生成する反応経路を通過する化学種が少なくなるためと考えられる.

以上の結果から，LPG 系燃料において分岐型である *i*-C_4H_{10} が直鎖型である C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} と比べて S_L が遅くなる要因は，C_2 系ラジカルが影響因子となり，*i*-C_4H_{10} ではこれらの生成量が C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} と比べて減少することにより, 引き続いて起こる連鎖反応が遅延化されるためと示唆される.

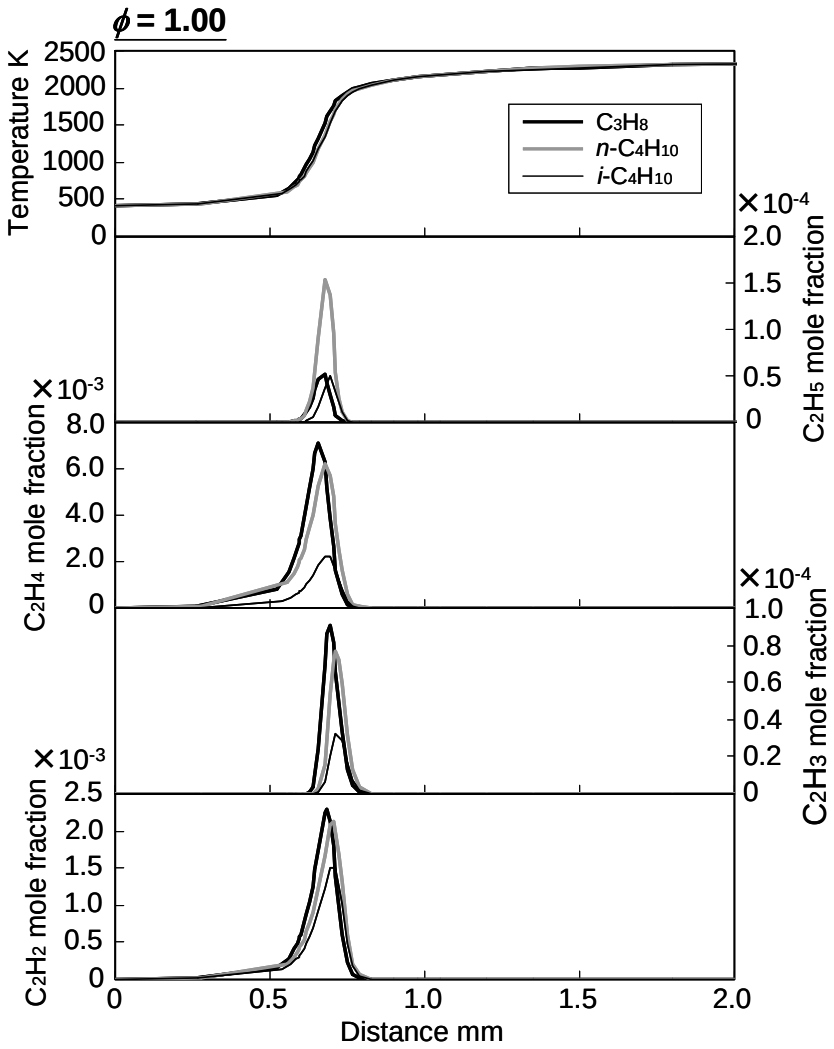


図 4.17　C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，*i*-C_4H_{10} 火炎帯における C_2H_5，C_2H_4，C_2H_3，C_2H_2 濃度分布

(2)　C_2 系ラジカル濃度の差異とその要因

ここでは，*i*-C_4H_{10} 火炎帯において C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} 火炎帯と比較して C_2 系ラジカル濃度が減少した要因を詳細に検討するため, *i*-C_4H_{10} と C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} の反応経路を解析し比較した．反応経路の解析結果を図 4.18 に示す．なお，本反応経路は，単位断面積あたりの火炎帯入口から出口までの全計算格子に対して，燃料である C_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および *i*-C_4H_{10} を起点として各種素反応を解析し，生成される化学種およびその生成割合を順次算出することで推定した結果である．ここでは，起点となる燃料量を 100 としている．

同図より, C_3H_8 火炎帯においては, C_2 系ラジカル生成の起点となる C_2H_4 までの反応経路が, 大別して *n*-C_3H_7 を経由する経路と C_3H_6 を経由する経路に分かれ, 両経路から多くの C_2H_4 が生成されていることが確認できる．また，*n*-C_4H_{10} 火炎帯においては，pC_4H_9，C_3H_6，および C_2H_5 を経由して C_2H_4 に至り，その後，多くの C_2H_3 および C_2H_2 が生成されている．これら 2 種の燃料で共通していえることは，C_2H_4 に至る経路が複数存在するため C_2H_4 の生成量が多くなる

ということである．一方で，*i*-C_4H_{10} 火炎帯においては，その分子の構造上 C_2H_4 に至る経路が C_3H_6 を経由する経路のみとなり，C_2H_4 の生成量が C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} 火炎帯と比較して少ない．このため，引き続いて生成される C_2 系ラジカルが減少し連鎖反応が遅延化されるため，結果的に Gasoline と同程度の層流燃焼速度となったものと考えられる．

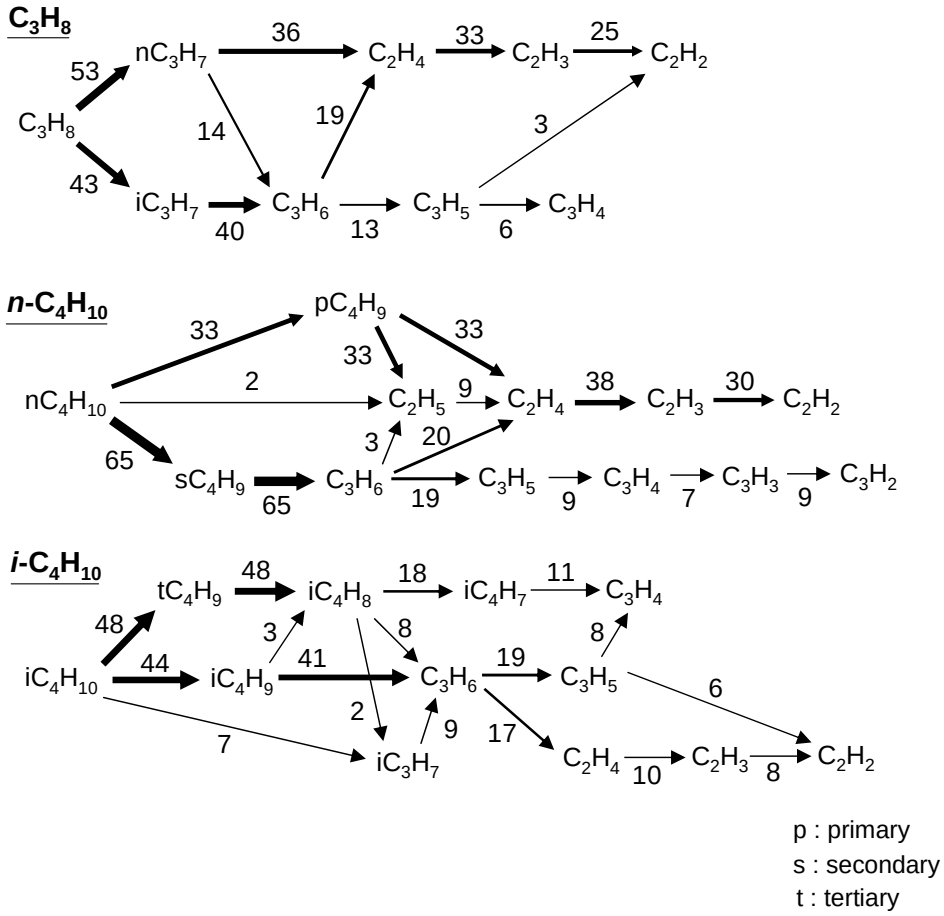


図 4.18　C_3H_8，*n*-C_4H_{10} および *i*-C_4H_{10} の反応経路解析結果

4.3　層流燃焼速度の差異が SI エンジンの燃焼速度へ与える影響

一般的に SI エンジンにおける火炎伝播燃焼は，筒内のガス流動により乱流予混合火炎となる．乱流予混合火炎における燃焼速度表示式は数多く提案されているが[38]，ここではその中でも最も代表的な Damköhler が提案した次の式を考える．

$$S_T = S_L + u' \tag{4.7}$$

ここで，S_T は乱流燃焼速度，S_L は層流燃焼速度，u' は乱れによる流速の変動成分である．この u'は筒内ガス流動により発生するため，エンジン回転数が低いほど小さく，エンジン回転

数が高いほど大きくなる．また，式(4.7)より，u'が同等であればS_Lの差異によりS_Tが変化するものと考えられる．さらに，筒内ガス流動によるu'が比較的小さいと考えられるエンジン低速条件においては，S_Lに差異が表れればエンジン燃焼速度S_bにも明らかな差異が生じるものと考えられる．そこで，S_Lの差異がSIエンジンの燃焼速度S_bに及ぼす影響を検討するため，C_3H_8(LPG100P)およびGasolineに関して，比較的低速条件であるエンジン回転数N_e = 1200 rpm，トルクT_e = 20 Nm (BMEP = 126 kPa) (Condition B)，点火時期θ_{ig} = 30 deg.BTDCにおける実験結果から，2.1.4項(3)で述べた方法により燃焼速度の解析を行った．実験では，同一条件において燃料および燃料供給系のみを変更したため，u'は両燃料で同等であると考えることができる．

図4.19に，筒内圧力P_{cyl}，熱発生率R.H.R.，未燃ガス温度T_u，S_bを示す．2領域モデルにおけるR.H.R.は実験値と同等となるように与えたため，P_{cyl}は実験値と計算値とでほぼ一致した．SIエンジン燃焼においてもC_3H_8(LPG100P)はGasolineに対して燃焼速度が速くなることは3.3節で既に述べているが，このことは2領域モデルにより算出したS_bの結果からも明らかである．特に，クランク角度θ = -7 deg.ATDC以前ではその差異はほぼ一定で，約0.5 m/sec程度であることが確認できる．ただし，本モデルでは球状火炎面を想定しているが，実際には筒内の流動により歪みが生じA_bは若干大きくなるため，S_bは若干遅くなり，燃料種による差異もわずかに減少すると推測される．θ = -7 ~ -5 deg.ATDCにおいて，S_bの微分値が不連続になる点が存在するが，これは本燃焼室モデルにおいて火炎面がピストン冠面に達したことによるものである．

次に，図4.19で示した両燃料におけるS_bの差異が，S_Lの差異により生じたものであるかを確認するため，θ = -20，-10，0 deg.ATDCと，S_bが最大値となるθでのP_{cyl}，T_u条件下において，PREMIXによりS_Lを算出した．結果をS_bの値と併せて図4.20に示す．この結果，S_bはクランク角度の変化により大きく増減するのに対して，S_LはP_{cyl}，T_uの変化に対する感度が小さく，いずれの条件においても1.4 ~ 2.1 m/secの結果となった．特に，燃焼初期におけるS_bはS_Lとほぼ同程度の値となることも明らかである．このことから，SIエンジンにおける火炎伝播は，燃焼初期において層流に近い状態で進行し，燃焼後期になるにつれて徐々に乱れが増大し，乱流状態に遷移していくと考えられる．さらに，いずれの条件においてもC_3H_8(LPG100P)はGasolineに対してS_Lが速くなることが確認でき，その差は約0.3 ~ 0.5 m/secと，S_bの差異とほぼ一致した．

以上の結果より，図4.19で示したC_3H_8(LPG100P)およびGasoline間のS_bの差異は，S_Lの差異により生じたものと考えることができる．さらに，本実験のようにエンジン回転数がごく低速の場合や燃焼初期においては，燃料間で生じるS_Lの差異によりSIエンジンの燃焼速度は顕著に変化するので，S_Lの速いC_3H_8(LPG100P)においては，Gasolineの場合よりもエンジン燃焼速度が速くなることが明らかとなった．なお，本研究ではGasolineに対するLPGのS_L向上の特性を活かし，第6章にてLPG運転でのGasoline運転に対するEGR限界拡大の可能性について詳細に検討する．

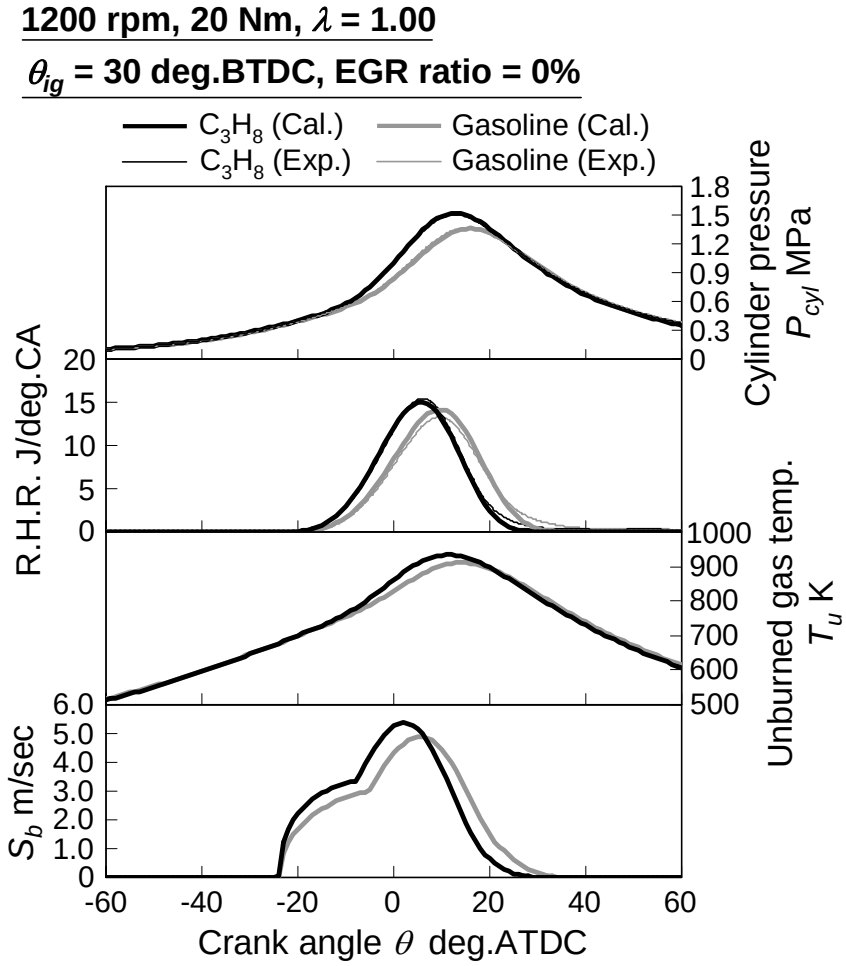


図 4.19　2 領域モデルにより算出したエンジン燃焼速度 S_b

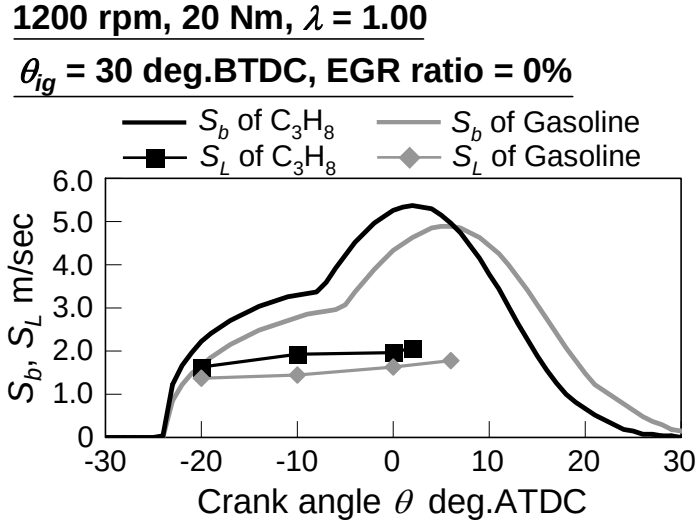


図 4.20　2 領域モデルにより算出したエンジン燃焼速度 S_b と PREMIX により算出した層流燃焼速度 S_L の関係

4.4 結　言

定容燃焼器を用いてLPGの主成分であるC_3H_8，*n*-C_4H_{10}，および*i*-C_4H_{10}と，市販のGasolineの予混合燃焼特性を比較検討し，1次元予混合火炎の数値解析を併せて実施することで，LPG-SIエンジンにおけるGasolineに対する燃焼速度向上の要因を詳細に解析した結果，以下の知見を得た．

(1) ϕ = 1.25およびその希薄側で，C_3H_8または*n*-C_4H_{10}の直鎖型LPG燃料のS_LはGasolineのS_Lよりも速くなる傾向にあり，分岐型である*i*-C_4H_{10}のS_Lは4種の燃料中で最も遅くなる．

(2) 極度に過濃な条件では，GasolineのS_Lの方がLPG系燃料のS_Lより速くなる．

(3) 2成分および3成分からなるLPGのS_Lは，各成分単一でのS_Lがその質量分率に応じて比例的に変化して得られる．このため，*i*-C_4H_{10}の含有量が多いLPGは，*i*-C_4H_{10}の含有量が少ないLPGと比較してS_Lが遅くなる．

(4) ϕ= 1.25およびその希薄側において，直鎖型LPG系燃料ではH，O，OHといったラジカルが多く生成されることにより連鎖反応が活発化されるため，GasolineよりS_Lが速くなる．ϕ= 1.25より過濃な条件においては，Gasolineの場合に上記ラジカルがLPG系燃料と比べて多く生成されるため連鎖反応が活発化され，S_Lが向上する．

(5) 理論空燃比において，C_3H_8および*n*-C_4H_{10}火炎ではGasoline火炎と比較してH_2生成量が多くなることからH_2+O⇒H+OHの素反応が活発化し，これにより，H，OHラジカル，また，連鎖分岐反応により続いて生成されるOラジカル等の活性基が増大する．

(6) *i*-C_4H_{10}においては，その分子の構造上，C_2系ラジカルの生成に繋がるC_2H_4の生成経路がC_3H_6を経由する経路のみとなるため，C_2系ラジカルが減少する．これにより連鎖反応が遅延化され，C_3H_8および*n*-C_4H_{10}と比べて層流燃焼速度が遅くなる．

(7) SIエンジンにおける燃料間での燃焼速度の差異は，燃料間での層流燃焼速度の差異とほぼ一致する．エンジン回転数がごく低速の場合や燃焼初期においては，エンジン筒内の火炎伝播は層流に近い状態で進行していると考えられるため，燃料間での層流燃焼速度の違いにより，SIエンジンの燃焼速度は顕著に変化する．この結果，S_Lの速いLPGにおいては，Gasolineの場合よりもエンジン燃焼速度が速くなる．

第 5 章

LPG-SI エンジンの高負荷運転における高効率化

従来のガソリンエンジンにおいては，燃料の気化熱を利用した吸入空気あるいは燃焼室壁面等の冷却による体積効率の向上効果，および耐ノック性の改善効果を活用し，出力・トルクの向上を図っている．この手段としては，高負荷運転時において理論空燃比(14.5 ~ 14.7)に対して過濃にした燃料噴射制御(エンリッチ制御)を行うことが有効であり，空燃比を 12.5 以下とすることで大幅なトルクの向上が図れる[39]．エンリッチ制御には排気温度を低下させる効果もあり，触媒の熱劣化を抑制する観点からも燃料噴射制御に取り入れられている．しかしながら，空燃比のエンリッチ制御は上述した効果を有する一方で，燃料噴射量の増大による燃費の悪化，および三元触媒の浄化率悪化による CO および THC 排出量の増大といった問題点を有している[40]．このため，地域環境および地球温暖化対策の観点から極度のエンリッチ制御は望ましくない．

そこで本章では，液体噴射式 LPG-SI エンジンにおいて 3.2 節で示した LPG の優れた耐ノック性を活かすことで，空燃比のリッチ化を抑制しながら Gasoline 運転に対する出力・トルクの向上，高負荷運転時における高効率化，CO および THC 排出量の低減，排気温度の低下を全て満足させるべく，高負荷運転時の点火時期および空燃比(空気過剰率)の最適化を図り，その効果を明らかにした．

5.1　実験条件

高負荷運転条件における点火時期θ_{ig}および空燃比 *A/F* (空気過剰率λ)に対するトルク T_e，正味熱効率η_{thb}(正味エネルギー消費率 BSEC)，排気温度 T_{exh}，および排出ガス特性を調査し，LPG 運転における高負荷運転時の高効率性とエンジンシステムとしての成立性を検討するため，表 5.1 に示す条件で実験を実施した．Condition E ではエンジン回転数 N_e = 1200 rpm，2000 rpm といった低速域において，θ_{ig}，およびλ に対する T_e，η_{thb}，BSEC，および T_{exh} の特性を評価した．

さらに，Condition E での実験で得られた知見をもとに，Condition F では全負荷条件における T_e・出力 P_e，T_{exh}，および排出ガス特性を，Condition G では全運転領域における BSEC の改善を図った．なお，本章では日本国内で流通しているオートガスを想定して，LPG20P を使用した．

表 5.1　実験条件

Condition	E	F	G
Fuel	LPG20P, Gasoline	LPG20P, Gasoline	LPG20P, Gasoline
Engine speed N_e rpm	1200, 2000	800 ~ (400) ~ 6000	800 ~ (400) ~ 6000
Torque T_e Nm (BMEP kPa)	WOT	WOT	0 ~ (20) ~ WOT
Ignition timing θ_{ig} deg.BTDC	-12 ~ (@1200 rpm), -4 ~ (@2000 rpm)	Trace* or MBT	Trace* or MBT
EGR ratio %	0	0	0 ~ 30
Excess air ratio λ	0.80 ~ (0.05) ~ 1.00	0.88 ~ 0.94 (@LPG20P) 0.80 ~ 0.86 (@Gasoline)	0.80 ~ 1.00

* Trace knock ignition timing = Knock limit ignition timing

5.2　点火時期および空気過剰率が高負荷の耐ノック性および排気温度に及ぼす影響

前述したとおり従来のガソリンエンジンでは，出力・トルク向上の観点から耐ノック性は重要な指標であり，また，触媒の熱劣化抑制の観点から排気温度の過度な上昇の抑制も必要である．このため，Condition E にて SI エンジンの燃焼制御パラメータである点火時期θ_{ig}，および空気過剰率λが高負荷運転時の耐ノック性および排気温度に及ぼす影響を調査した．まず，λ = 1.0 の条件下においてθ_{ig}をパラメータとして T_e，η_{thb}，BSEC，および T_{exh} を評価した結果を図 5.1 および図 5.2 に示す．なお，ここで示した結果は図 3.1 で示した結果と同一の実験で得られたものである．同図より，N_e = 1200 rpm に関しては，LPG20P 運転において Gasoline 運転と比較してノック限界点火時期θ_{ig_t}が 16 deg.CA 進角したことに伴い，T_{exh} が約 120 K 低下する結果となった．また，N_e = 2000 rpm に関しても，LPG20P 運転では Gasoline 運転に対してθ_{ig_t}が 17 deg.CA 進角したことに伴い，T_{exh} が約 110 K 低下する結果となった．θ_{ig} の進角はサイクル仕事量の増加および燃焼室壁面への冷却損失の増加により，排気損失として排気行程で排出されるエネルギーが減少するため，一般的に T_{exh} は低下する．LPG20P 運転においては，耐ノック性の向上により Gasoline 運転に対して大幅にθ_{ig_t}が進角できるため，この結果として T_{exh} の大幅

な低下が可能となる．このため，耐ノック性の向上は出力・トルクの向上に加え，触媒の熱劣化抑制の観点からも優れた特性であるといえる．

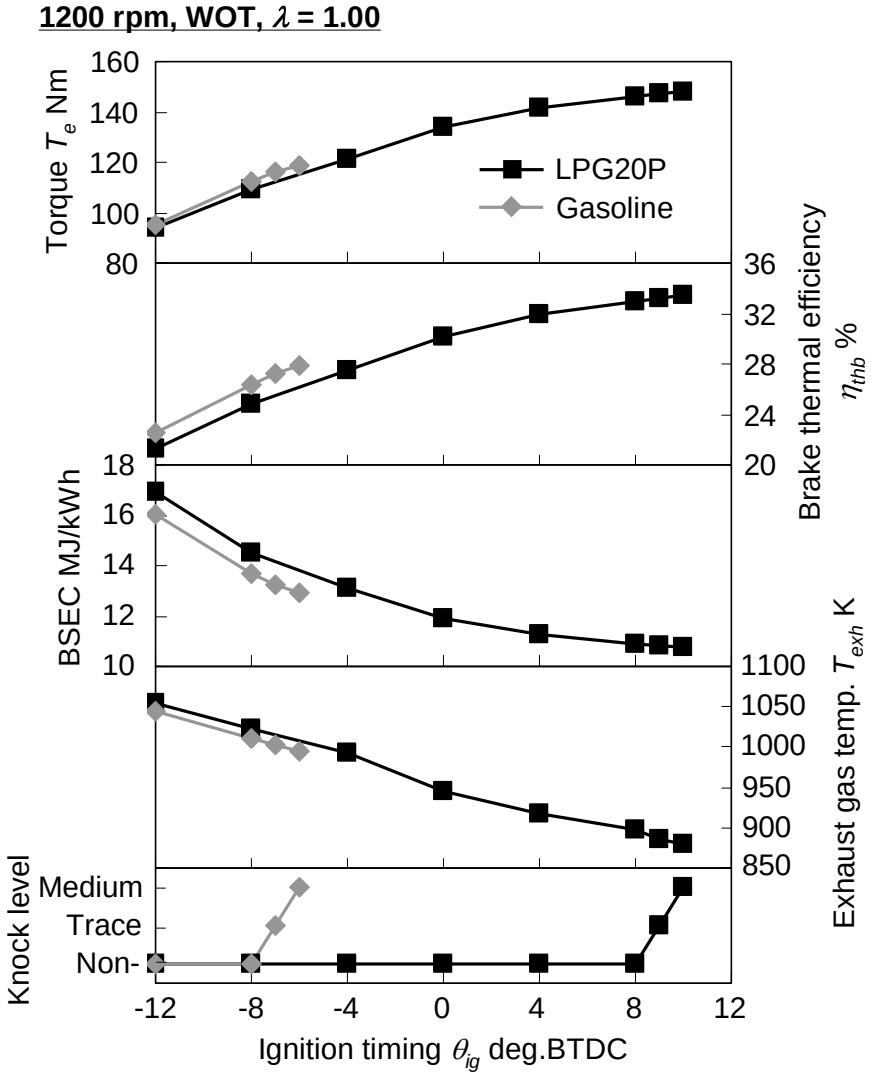


図 5.1　点火時期が耐ノック性および排気温度に及ぼす影響 (1200 rpm) (Condition E)

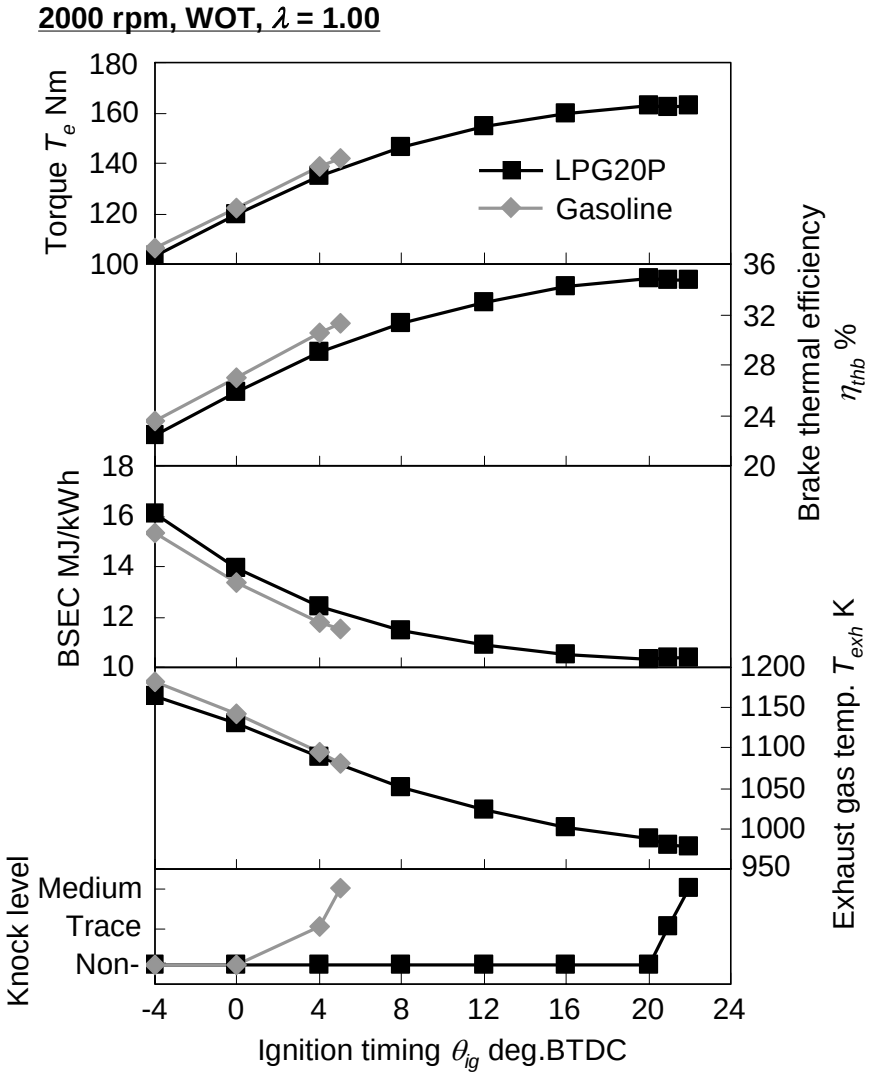


図 5.2　点火時期が耐ノック性および排気温度に及ぼす影響 (2000 rpm) (Condition E)

次に，N_e = 1200 rpm，θ_{ig} = -8 deg.BTDC と N_e = 2000 rpm，θ_{ig} = 4 deg.BTDC の条件下においてλ をパラメータとしたときの排気温度の結果を図 5.3 に示す．LPG20P 運転，Gasoline 運転とも，λを低くすることで T_{exh} は低下する傾向にあることが確認できる．その効果は，λ = 1.00 からλ = 0.80 まで低くすることで T_{exh} が約 80 K 前後低下するほどである．一般的にλ < 1.0 の領域においては，燃料の気化熱により吸入空気温度が低下すること，および O_2 の不足により急激な発熱を伴う CO の酸化反応が促進しないこと等が要因となり，燃焼温度が低下する．SI エンジンにおいてはこの効果を利用することで過度な排気温度の上昇を抑制することが可能となる．また，同一θ_{ig}およびλ条件下においても LPG20P 運転では Gasoline 運転に対して T_{exh} を約 10 ~ 20 K 低下させることが可能となった．これは，第 3 章で述べた Gasoline に対する LPG20P の燃焼速度の向上と燃焼温度の低下によるものと示唆される．LPG20P 運転においては，前述

したとおり耐ノック性の向上による T_{exh} の低減効果および同一 θ_{ig} および λ 条件下における約 10 K の T_{exh} の低減効果が確認されたため，トルク・出力性能の向上と排気温度の抑制とを両立することが可能であると考えられる．

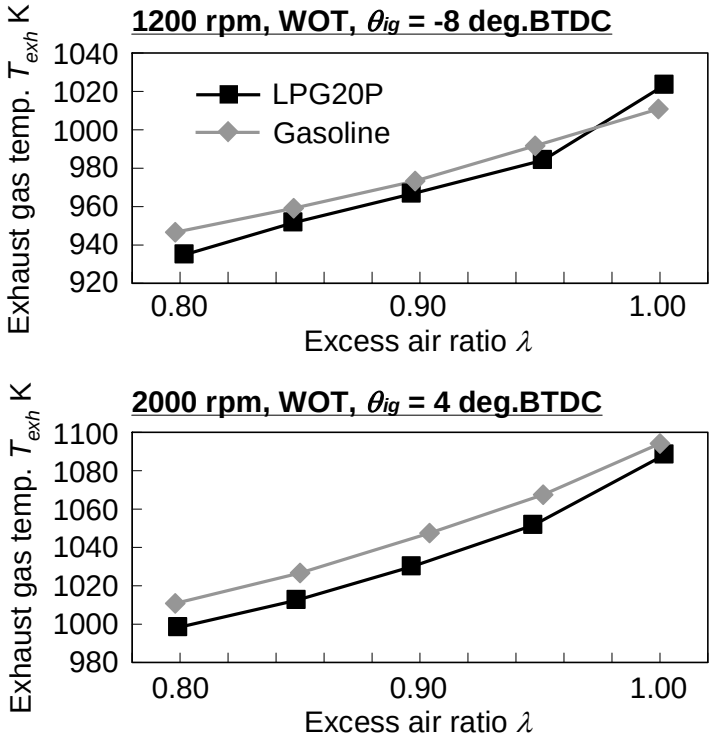


図 5.3　空気過剰率が排気温度に及ぼす影響 (Condition E)

そこで次に，λ が耐ノック性および T_{exh} に及ぼす影響を調査し，LPG20P および Gasoline 間での λ，θ_{ig_t}，T_e，T_{exh} の関係の違いを明らかにすることで，LPG20P 運転におけるエンリッチ制御の必要性に関して検討する．図 5.4 および図 5.5 に Condition E における λ に対する θ_{ig_t}，T_e，T_{exh}，および体積効率 η_v を示す．Gasoline 運転では λ の低下に伴い，θ_{ig_t} の進角および η_v の向上によりトルクが増大し，また T_{exh} も低下する結果となった．特に，λ = 0.80 ~ 0.85 では λ = 1.00 に対して θ_{ig_t} が 1 ~ 5 deg.CA 進角し，η_v が 0.5 ~ 2.0 point 向上したことで，T_e が 11 ~ 16 Nm 向上している．この T_e の向上は，空気利用率が高まることも一因であると考えられる．また，T_{exh} に関しても, λ = 0.80 ~ 0.85 では λ = 1.00 と比較して λ の低下に伴う低減効果と θ_{ig_t} の進角による低減効果が相乗的に働き，約 90 ~ 100 K 低下させることが可能となった．一方で，LPG20P 運転では, いずれの回転数に関しても λ に対する θ_{ig_t} への影響はほとんど表れないが, η_v が λ = 0.90 ~ 0.95 付近で λ = 1.00 に対して約 1.0 point 向上し，最大値を得る結果となった．この η_v の向上効果と空気利用率の向上効果により，λ = 0.90 ~ 0.95 程度のリッチ化で十分な T_e の向上効果が得られている．また，耐ノック性の向上により θ_{ig_t} が十分に進角できるため，T_{exh} に関しては

λ = 0.90 ~ 0.95 においても Gasoline 運転のλ = 0.80 ~ 0.85 と比較して十分に低いレベルを維持できている．

一般的に Gasoline 運転では，リッチ化してλ (*A/F*)を低下させることで，燃料の蒸発潜熱によりバルブ，シリンダおよびピストン等の壁面および吸入空気が冷却されノッキングが抑制される効果や，η_v が増大する効果が得られる．このため，これらの効果を利用することで T_e を増大させることが可能である．一方，LPG は Gasoline と比較して蒸気圧が高く常温常圧で気体であるため，噴射直後に吸気ポートで大半が蒸発しているものと推測される．このため，リッチ化してλ (*A/F*)を低下させても Gasoline 運転ほどの壁面冷却効果が得られず，θ_{ig_t} がほとんど変化しない．また，LPG20P 運転では，燃料気化による吸入空気温度の低減効果がλ = 0.90 ~ 0.95 付近で表れ，η_v が向上したものと推測される．しかし，さらにリッチ化してλ (*A/F*)を低下させた条件では気体として占める LPG の体積が増大するため，吸入空気量が減少し，η_v が低下したものと考えられる．

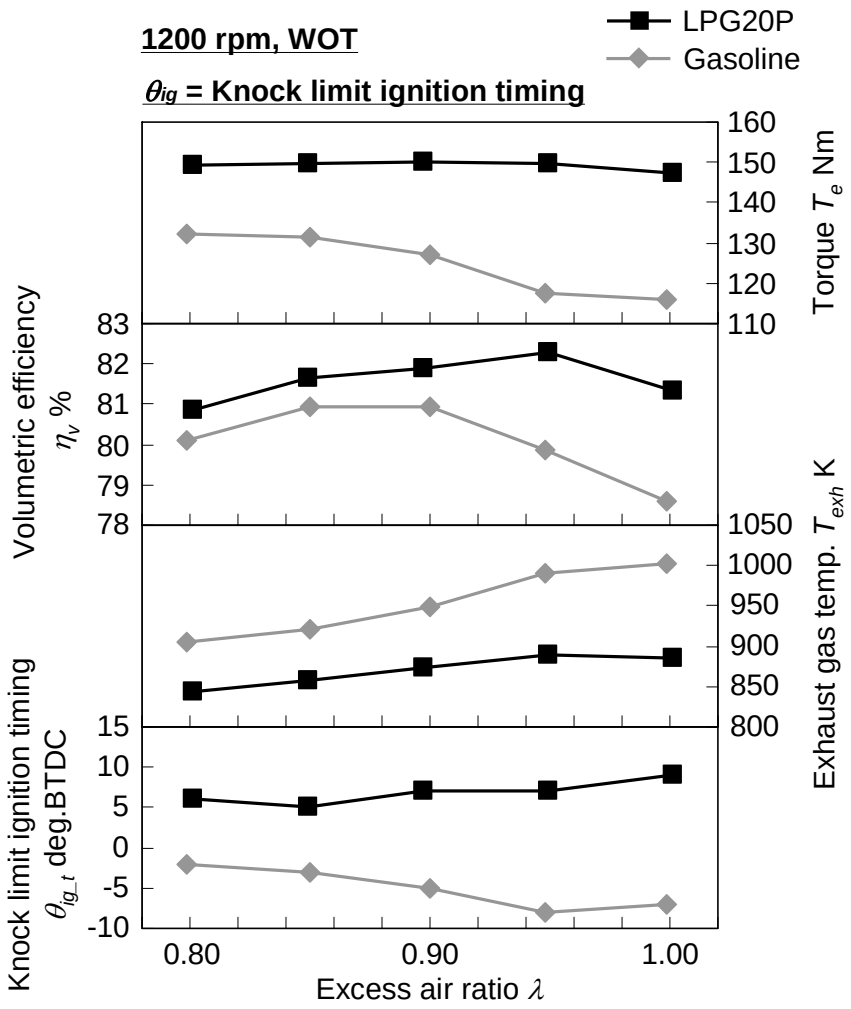


図 5.4　空気過剰率が耐ノック性およびトルク性能に及ぼす影響 (1200 rpm) (Condition E)

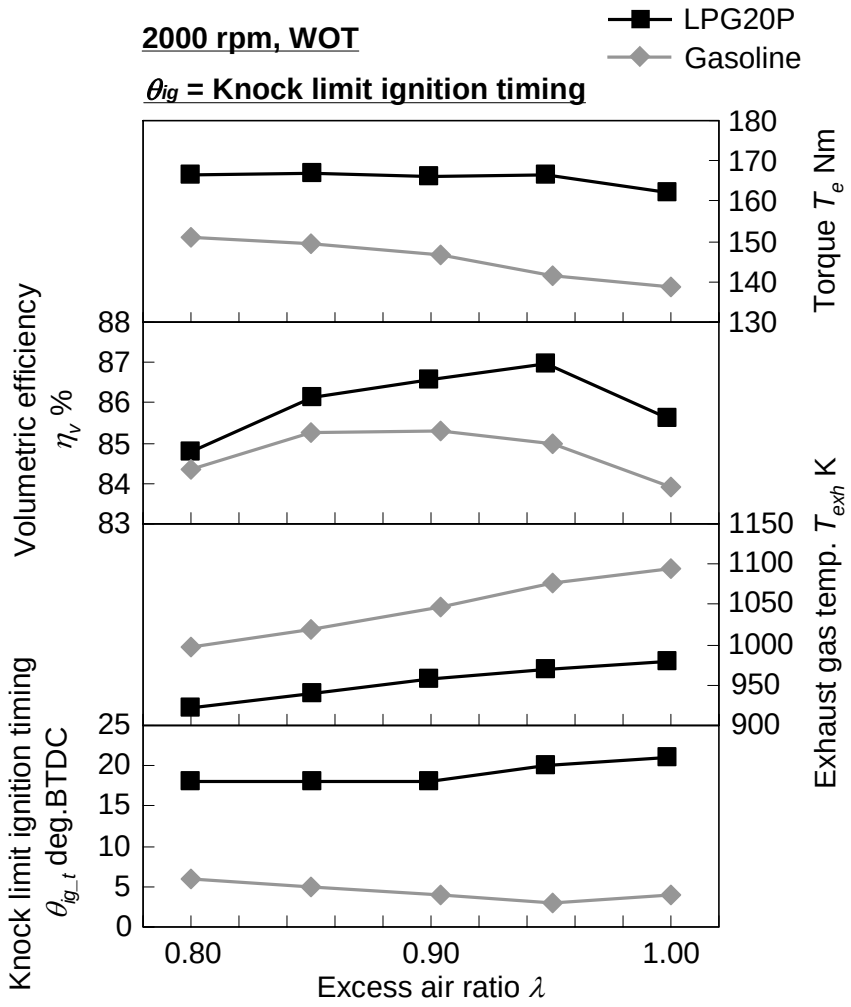


図 5.5　空気過剰率が耐ノック性およびトルク性能に及ぼす影響 (2000 rpm) (Condition E)

以上の結果より，LPG20P 運転では過度なリッチ運転は無用であり，全負荷での T_e を増大させるための λ の設定を Gasoline 運転に対して 0.5 ~ 1.0 程度リーン化させることが可能となることが明らかとなった．また，LPG20P 運転では耐ノック性の向上により θ_{ig_t} が Gasoline 運転時と比較して進角できるため，排気温度抑制の効果も併せて得られることが示された．

5.3　点火時期および空気過剰率の最適化による全負荷性能の改善

前節で明らかにした特性に基づき, T_e の増大を優先して θ_{ig} および λ (*A/F*)を最適化し, LPG20P および Gasoline 運転での全負荷試験を行った(Condition F)．ただし，本実験では T_{exh} の上限を 1200 K とし，これに達した場合は λ (*A/F*)のリッチ化により T_{exh} の上昇を抑制している．θ_{ig} に関しては，MBT での設定を基本としているが，ノッキングにより MBT の設定が困難な条件での

みノック限界点火時期θ_{ig_t}での設定とした．本実験の結果を図 5.6 に示す．LPG20P 運転では各N_eにおいて Gasoline 運転のT_eを上回り，P_eが向上する結果となった．特にN_e = 800 ~ 2400 rpm の低速域においてはT_eが約 15 ~ 20 Nm 向上している．また，Gasoline 運転の最大T_eおよびP_eがそれぞれ 170 Nm (4000 rpm)，86 kW (6000 rpm)であるのに対して，LPG20P 運転では 175 Nm (3600 rpm)，88 kW (5200 rpm)を得た．エンジンの基本的な仕様が同じであり燃料のみ異なる場合，T_eの変化に影響を与える因子は主にη_vとθ_{ig}である．LPG20P 運転におけるT_eの向上は，η_vのわずかな増加とθ_{ig_t}の進角に起因する．SI エンジンでは，低速域においてノッキング によるθ_{ig}の制約が厳しいため，上述した効果が大きく表れる．特にN_e = 800 ~ 2400 rpm でθ_{ig_t}が約 10 deg.CA 前後進角できており，第 3 章および前節で述べた LPG20P の耐ノック性による効果が顕著に表れている．一方，前節で述べたように，Gasoline 運転ではθ_{ig_t}を進角させるためにλ (*A/F*)をリッチ化して低下させる必要があるが，LPG20P 運転ではθ_{ig_t}に対するλ (*A/F*)の影響は小さく，全回転域において Gasoline 運転と比較してλ (*A/F*)のリッチ化を抑制することが可能となった. また, LPG20P 運転ではθ_{ig_t}の進角によるT_{exh}の低減効果が大きいことと合わせて，各N_eでλ (*A/F*)のリッチ化を抑え，Gasoline 運転と比較して約 0.6 程度高く設定できた．

図 5.7 に本実験で得られたエンジンアウトでの排出ガス特性を示す．LPG20P 運転では，上述したとおりλ (*A/F*)のリッチ化を抑制することができる．このため，各N_eにて燃料の不完全燃焼に伴う CO を約 4 割低減することができた．THC に関しては，3.4.1 項で述べた効果および過度なリッチ化を抑制できたことにより，約 3 ~ 4 割低減することができた．一方， NOx に関してはθ_{ig_t}が進角したため約倍増した．また，一般的に過濃条件から理論空燃比(λ = 1.0)に近づくと燃焼温度が上昇するため, NOx 排出量も増大する. LPG20P 運転では, λをこのような NOx 排出量が増大する条件にしたことも一因となり，Gasoline 運転よりも増加する結果となった．しかし，排気系に三元触媒を備えた一般的な SI エンジンの場合，λ (*A/F*)の過濃な領域における NOx 浄化率は高いため，十分に NOx の低減が可能であるものと推測される．

以上より，LPG20P 運転では全回転域にてλ (*A/F*)のリッチ化を抑えながらT_eの向上が図れており，さらには全負荷条件における CO および THC 排出量を低減できるという利点が確認された．また次節にて詳細を述べるが，この特性を活かすことで高負荷運転時に BSEC を低減することも可能となる．

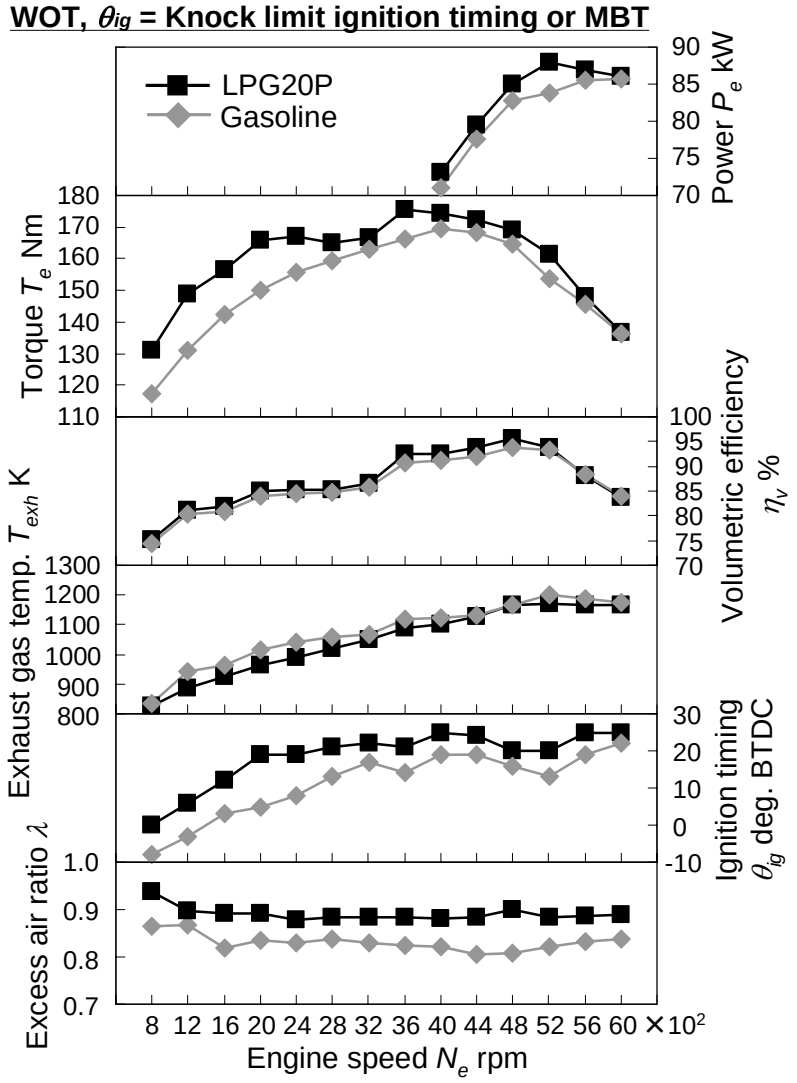


図 5.6　全負荷運転におけるトルクおよびその他各種性能の比較 (Condition F)

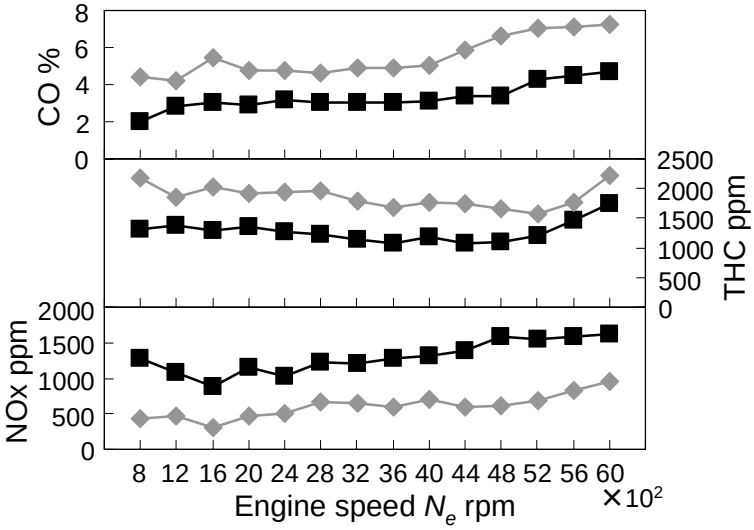


図 5.7　全負荷運転におけるエンジンアウト排出ガスの比較 (Condition F)

5.4　点火時期および空気過剰率の最適化による高負荷運転領域の高効率化

5.2 節にて，LPG20P の全負荷運転ではθ_{ig}を MBT 近傍まで進角でき，さらに Gasoline 運転に対してエンリッチ制御を抑制できることが明らかとなった．これらの特性は，全負荷運転のみならず高負荷運転領域に対しても適用することが可能である．そこで，Condition G に示す全運転領域において，θ_{ig}およびλ (*A/F*)の設定を最適化することで，高負荷運転領域における高効率化を図った．ここで，θ_{ig}に関してはノッキングが発生しない条件において MBT とし，ノッキングにより MBT の設定が困難な条件ではノック限界点火時期θ_{ig_t}としている．また，λ (*A/F*)に関しては部分負荷運転領域でλ = 1.0 を基本とし，全負荷運転領域では 5.3 節で得られた結果と同一にしている．しかし，T_{exh}が 1200 K を超えるような条件では，5.3 節と同様にλ (*A/F*)のリッチ化によりT_{exh}の上昇を抑制している．

図 5.8 には，LPG20P 運転および Gasoline 運転における，MBT の設定が可能な運転領域とノッキングにより MBT の設定が不可能な領域(トレースノック領域)の比較を示す．同図より，Gasoline 運転では 80 Nm 以上の高負荷運転領域で MBT の設定が困難であったが，LPG20P 運転では耐ノック性が優れていることから，ほぼ全ての運転領域で MBT の設定が可能となった．このため，図 5.9 に示すように LPG20P 運転では 80 Nm を超える高負荷運転領域で，Gasoline 運転に対してθ_{ig}を進角することが可能となった．特に，低速高負荷運転領域において著しくθ_{ig}を進角することが可能となった．5.2 節で述べたように，θ_{ig}の進角により十分にT_{exh}が低下するため，過度なλ (*A/F*)のリッチ化は不要となる．このため，図 5.10 に示すように，LPG20P 運転では高負荷運転領域においてλ の設定を Gasoline 運転時より増加させることが可能となった．また，全負荷運転においては，5.2 節および 5.3 節で述べたようにT_eの増大が可能となるλが LPG20P 運転で増大したことも，LPG20P 運転でのλ 増大の一因であるといえる．図 5.11 には，以上のθ_{ig}およびλ の設定におけるT_{exh}の結果を示すが，LPG20P ではθ_{ig}の進角によるT_{exh}の低減効果が著しいため，高負荷運転において Gasoline 運転に対してT_{exh}を十分に低くすることが可能となった．

以上のθ_{ig}およびλ (*A/F*)の最適化により得られた BSEC の結果を図 5.12 に示す．同図より，LPG20P 運転では Gasoline 運転と比較して BSEC の低い領域が拡大した．これは，耐ノック性の向上により高負荷運転領域においてθ_{ig}が進角でき，MBT またはその近傍での運転が可能となったことと，λ (*A/F*)のリッチ化を抑制できたことが主な要因である．

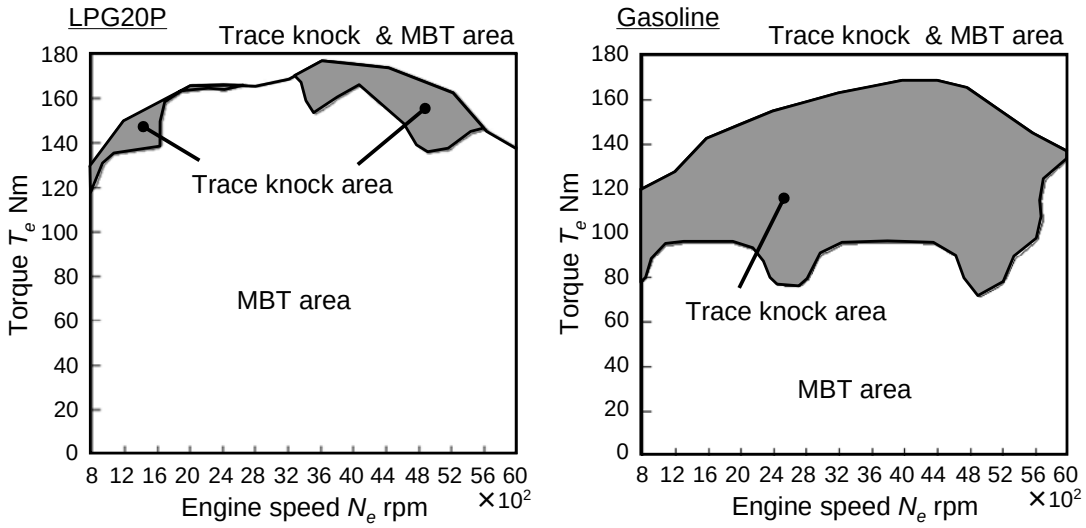


図 5.8　全運転領域におけるトレースノック領域および MBT 領域 (Condition G)

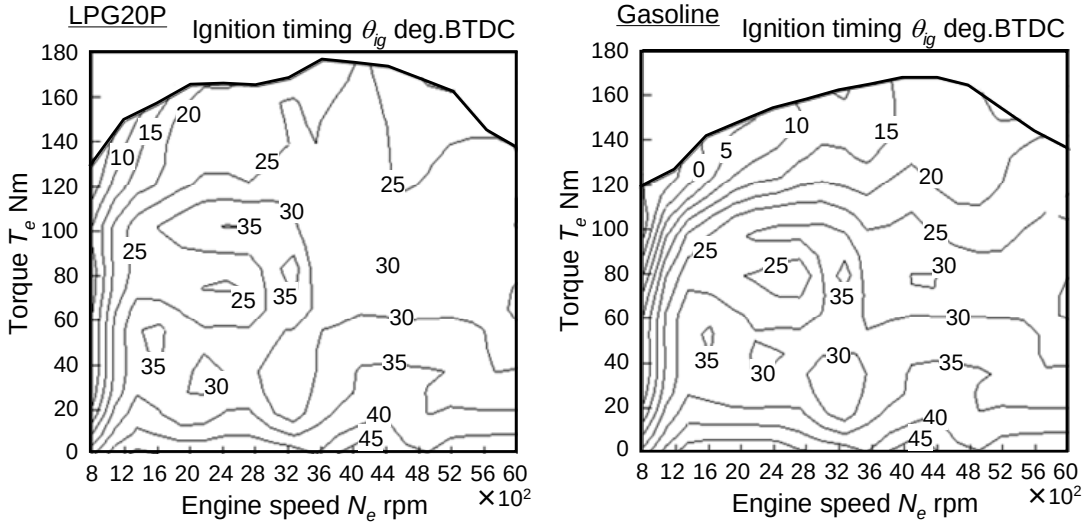


図 5.9　全運転領域における点火時期 (Condition G)

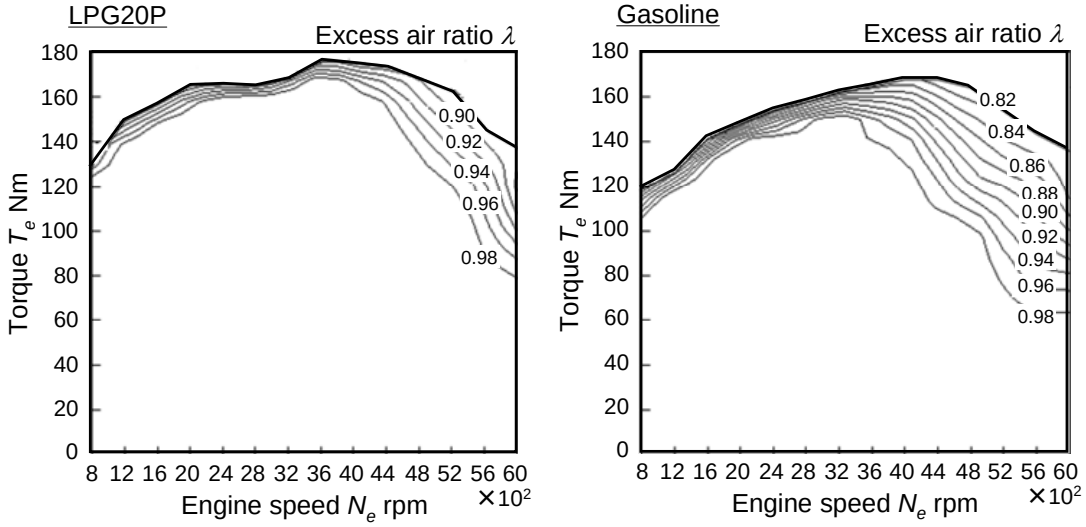


図 5.10　全運転領域における空気過剰率 (Condition G)

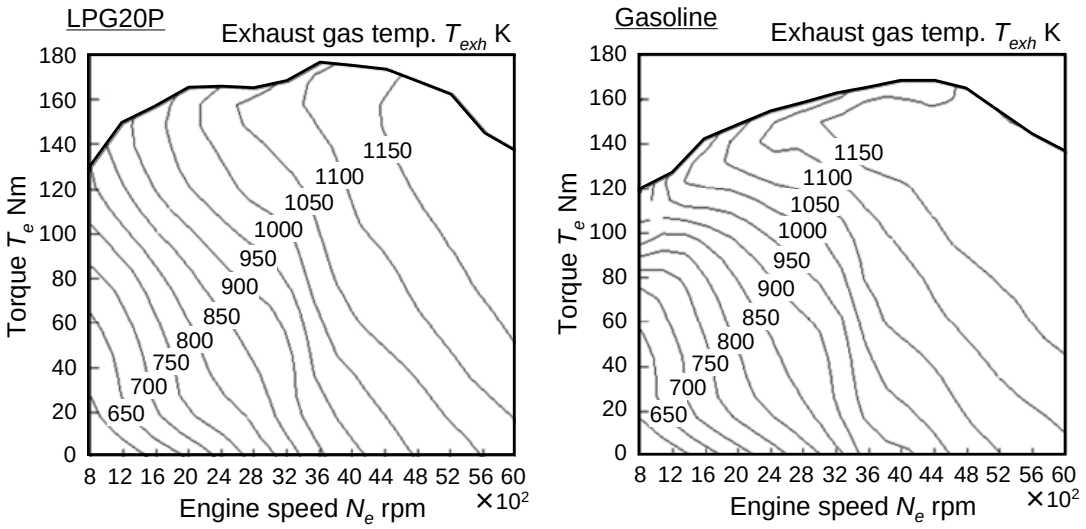


図 5.11　全運転領域における排気温度 (Condition G)

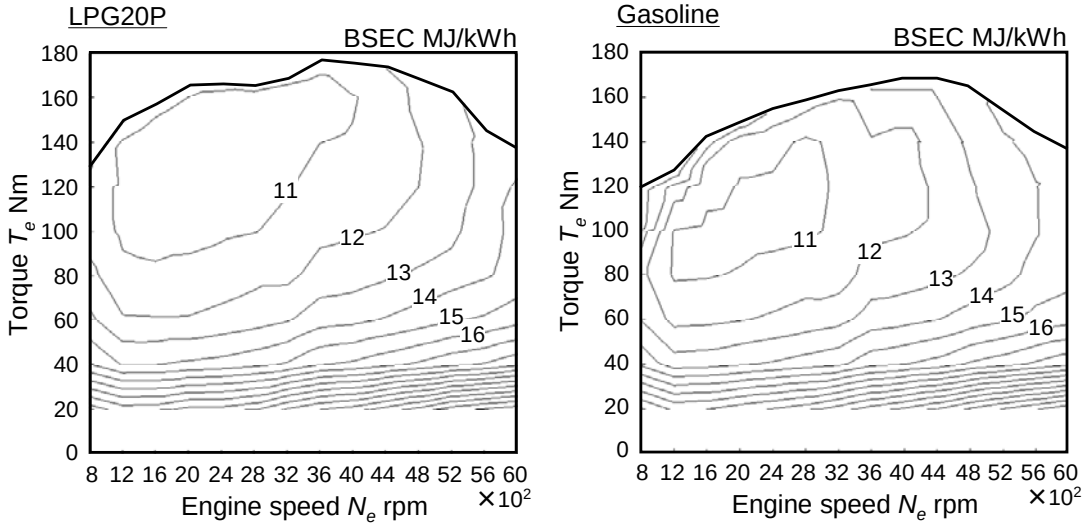


図 5.12　全運転領域における正味エネルギー消費率 (Condition G)

5.5 結　言

液体噴射式 LPG-SI エンジンに対して LPG20P の優れた耐ノック性を活かし，高負荷運転時において空燃比(空気過剰率)のリッチ化を抑制しながら，Gasoline 運転に対する高効率化，CO および THC 排出量の低減，出力・トルクの向上，排気温度の低下を同時に達成するべく，点火時期および空燃比(空気過剰率)の最適化を図り，その効果を明らかにした結果，以下の知見を得た.

(1) LPG20P は RON が高く耐ノック性に優れていることから，全負荷運転時に Gasoline 運転に対して点火時期θ_{ig}を進角することができ，MBT 近傍での運転が可能となる．これにより，3.2 節で述べたトルク T_e および効率の向上に加え，排気温度 T_{exh} の低下も可能となった.

(2) LPG20P 運転では，同一点火時期θ_{ig}および空気過剰率λ 条件下において，Gasoline 運転時と比較して排気温度 T_{exh} を 10 ~ 20 K 低下させることが可能となった.

(3) 全負荷運転時において，Gasoline 運転では空気過剰率λ = 0.80 ~ 0.85 までリッチ化させることで，空気利用率の向上，燃料の気化による耐ノック性の改善，および体積効率の向上によりトルクが最も増大する．一方，LPG20 運転では空気過剰率λ = 0.90 ~ 0.95 程度のリッチ化で，Gasoline 運転と同様に空気利用率の向上および体積効率の向上効果により，十分にトルクを増大できるため, トルク増大を重視した空気過剰率λ の設定を Gasoline 運転より高めることが可能となる．ここで，LPG20P 運転では空気過剰率λのリッチ化によるノック限界点火時期への影響はほとんど認められない.

(4) Gasoline 運転の最大トルク T_e および出力 P_e はそれぞれ 170 Nm (4000 rpm)，86 kW (6000 rpm)であるのに対して，LPG20P 運転では 175 Nm (3600 rpm)，88 kW (5200 rpm)を得ることができ, LPG20P 運転は Gasoline 運転に対して高トルク化および高出力化が可能となる.

(5) LPG20P の全負荷運転ではトルク増大を重視した際の空気過剰率λの設定を高められることと，点火時期θ_{ig}の進角による排気温度 T_{exh} の低減効果が大きいことから，Gasoline 運転と比較して空気過剰率λのリッチ化を抑制でき，燃費悪化を抑えることができる．またこれにより，エンジンアウトでの CO を約 4 割低減することが可能となる．さらに，同様の効果および LPG20P の優れた気化特性により，エンジンアウトでの THC 排出量を約 3 ~ 4 割低減できる. エンジンアウトでの NOx は倍増するが, 過濃条件における三元触媒の NOx 浄化率は高いため，十分に低減可能である.

(6) LPG20P 運転では，幅広い高負荷運転領域に対しても上記と同様の効果が働くため，点火時期θ_{ig}の進角による MBT またはその近傍での運転が可能となり，さらに空気過剰率λのリッチ化を抑制できる．これにより，Gasoline 運転に対して BSEC の低い運転領域を大幅に拡大することができ，高負荷運転領域における高効率化が可能となる.

第 6 章

LPG-SI エンジンの EGR 限界拡大による高効率化および NOx 排出量低減

前章では高負荷運転条件において NOx 排出量が増大したものの，その他の排出ガス特性の改善および高効率化を実証することができた．しかしながら，車両における常用的なエンジンの使用条件を考慮すると，部分負荷条件においても高効率化および排出ガス低減を図る必要がある．そこで，一般的に SI エンジンの部分負荷運転において燃費および排出ガス低減手段の一つとして適用されている EGR に着目する．EGR を行うことで，筒内への不活性ガス(CO_2, H_2O, N_2)の導入により燃焼ガスの熱容量が増加するため，燃焼温度が低下し NOx 排出量を低減することが可能となる．また，燃焼温度の低下は燃焼ガスの比熱比の向上および冷却損失の低減に繋がることと，吸入するガス量の増大に伴いポンピング損失が低減することにより，燃料消費率を低減し得る可能性もある．このため，導入する EGR ガス量を多くすることでこれらの効果を増大させることができる．しかしながら，EGR ガスの導入は燃焼時の火炎伝播速度の低下を招くため，過度に EGR ガスを導入すると燃焼が悪化し燃料消費率が増大してしまう．このため，EGR の導入量には限界が存在し，その限界を拡大するためには第 3 章の冒頭でも述べたように燃焼速度の向上技術が併せて重要となる．

一方，LPG-SI エンジンにおいては，3.3 節で示したとおり Gasoline に対して燃焼速度が向上することが確認された．また，第 4 章にて LPG に多く含まれる C_3H_8 および n-C_4H_{10} は Gasoline に対して層流燃焼速度が速くなること，および層流燃焼速度の差異により低速域におけるエンジン燃焼速度が速くなることが示された．そこで本章では，LPG の燃焼速度が Gasoline に対して向上するという特性を活かし，エンジン実験において，EGR ガス導入時の燃焼改善により EGR 限界を拡大することで，更なる高効率化および NOx 排出量低減を図ることを目的とする．

6.1　実験条件

表 6.1 に実験条件を示す．エンジン回転数 N_e およびトルク T_e は，エアコン等使用時を想定

したアイドル回転極低負荷条件の N_e = 700 rpm，T_e = 15 Nm (BMEP = 94 kPa)，および実用上運転頻度の高い低速低負荷条件の N_e = 1200 rpm, T_e = 20 Nm (BMEP = 126 kPa)とし，点火時期θ_{ig} = MBT，空気過剰率λ = 1.0 に設定した．以上の条件において，EGR 率をパラメータとして実験を実施することで，LPG 運転および Gasoline 運転における EGR 導入時の正味エネルギー消費率 BSEC の低減効果，NOx 低減効果，および燃焼特性の評価を行った．なお，本章においても第 5 章と同様に，LPG にはオートガスとして代表的な LPG20P を使用した．

表 6.1　実験条件

Condition	H	
Fuel	LPG20P, Gasoline	
Engine speed N_e rpm	700	1200
Torque T_e Nm (BMEP kPa)	15 (94)	20 (126)
Ignition timing θ_{ig} deg.BTDC	MBT	MBT
EGR ratio %	0 ~ 36	0 ~ 38
Excess air ratio λ	1.00	1.00

6.2　EGR 率の向上による正味エネルギー消費率および NOx 排出量の低減効果

図 6.1 に，Condition H において EGR 率をパラメータとした際の BSEC および NOx 排出量に及ぼす影響を評価した結果を示す．いずれの条件においても，LPG20P 運転では Gasoline 運転と比べて同一 EGR 率における NOx 排出量が低くなった．これは，3.4.2 項で示した結果と同様の効果によるものと考えられる．また，EGR 率 0%に対して EGR 率を増加させた場合，EGR 率 25 ~ 30%近傍の高 EGR 条件下において BSEC を約 5 ~ 6%低減でき，NOx 排出量に関しては指数関数的に減少する結果となった．ここで，N_e = 700 rpm，T_e = 15 Nm において，Gasoline 運転では冒頭で述べた EGR の効果により，EGR 率 28%付近で BSEC が最小値を示し，NOx 排出濃度は 53 ppm まで低減した．一方，LPG20P 運転では EGR 率 33%付近で BSEC が最小値を示し，NOx 排出濃度は 28 ppm まで低減した．N_e = 1200 rpm，T_e = 20 Nm においては，Gasoline 運転では EGR 率 25%で，LPG20P 運転では EGR 率 28%で BSEC が最小値を示し，NOx 排出濃度はそれぞれ 111 ppm と 58 ppm となった．

以上の結果から，LPG20P 運転では Gasoline 運転に対して 3 ~ 5%程度 EGR 限界を拡大することができた．これにより，EGR による 5 ~ 6%の BSEC 改善効果を維持しながら，NOx 排出量は，3.4.2 項で示した LPG の高 H/C 比がもたらす燃焼温度低下による効果と併せて，Gasoline 運転に対して約半減する結果となった．さらに EGR 率を増大させた場合，NOx は低減したが BSEC は悪化した．また，EGR 率を増大させた際の BSEC の悪化は，Gasoline 運転の方が顕著に表れている．これは，LPG20P 運転においては，燃焼速度の向上に伴い EGR を導入した際の燃焼安定性が Gasoline 運転より改善したためと考えられる．

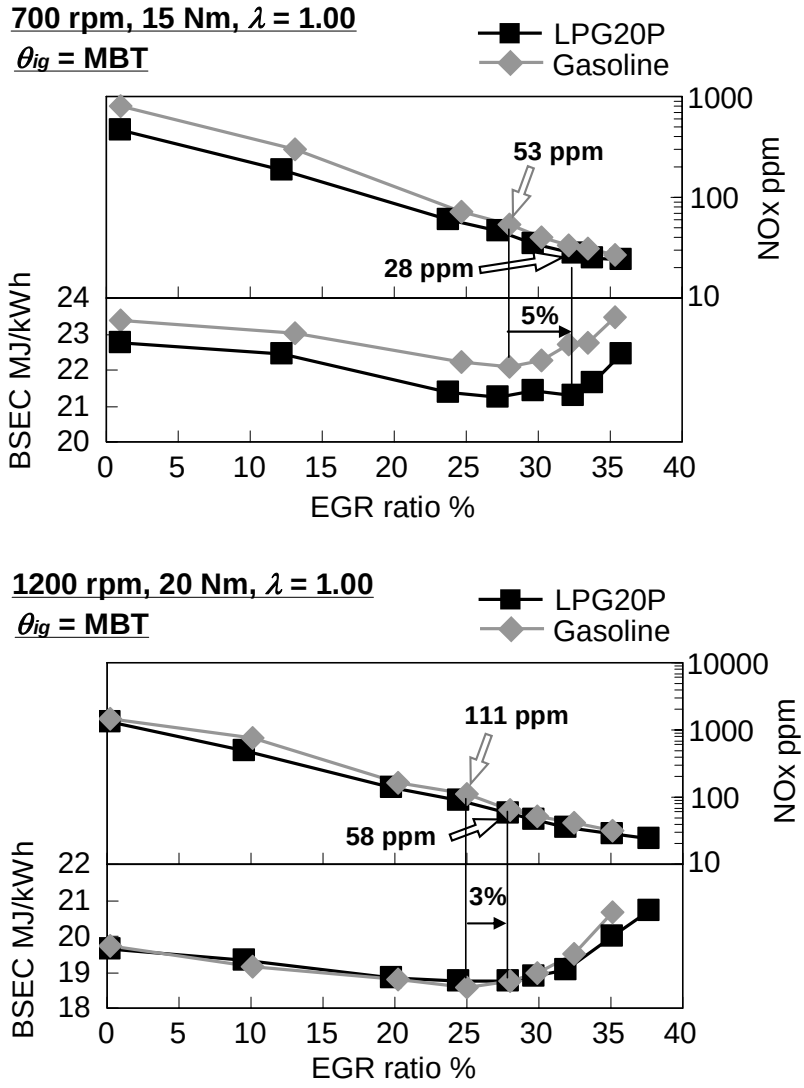


図 6.1　EGR 率が正味エネルギー消費率および NOx 排出量に及ぼす影響 (Condition H)

6.3　LPG の燃焼速度が EGR 限界に及ぼす影響

LPG20P 運転において EGR 限界が拡大した要因が，燃焼速度の向上による EGR 導入時の燃焼安定性の改善によるものであることを確認するため，両燃料で燃焼安定性および燃焼速度を比較した．図 6.2 に N_e = 1200 rpm，T_e = 20 Nm，EGR 率 30%において計測した各気筒 400 サイクルの図示平均有効圧 IMEP を示す．同図より，EGR を大量に導入すると Gasoline 運転では全気筒で IMEP の変動が大きくなり，失火するサイクルが現れた．一方，LPG20P 運転では気筒間の差異が若干存在し第 1 気筒が他の気筒より変動が大きくなるものの，失火に至るサイクルは存在せず，全般的に安定した燃焼状態を維持できている．LPG20P の成分中に存在する C_3H_8 や n-C_4H_{10} の燃焼速度は，Gasoline と比べて速いことが第 4 章にて確認されており，これによ

り LPG20P 運転では，よりピストン速度の遅い TDC 近傍で燃焼が完結することで燃焼のサイクル変動が抑制され，燃焼安定性が向上したものと推測される．

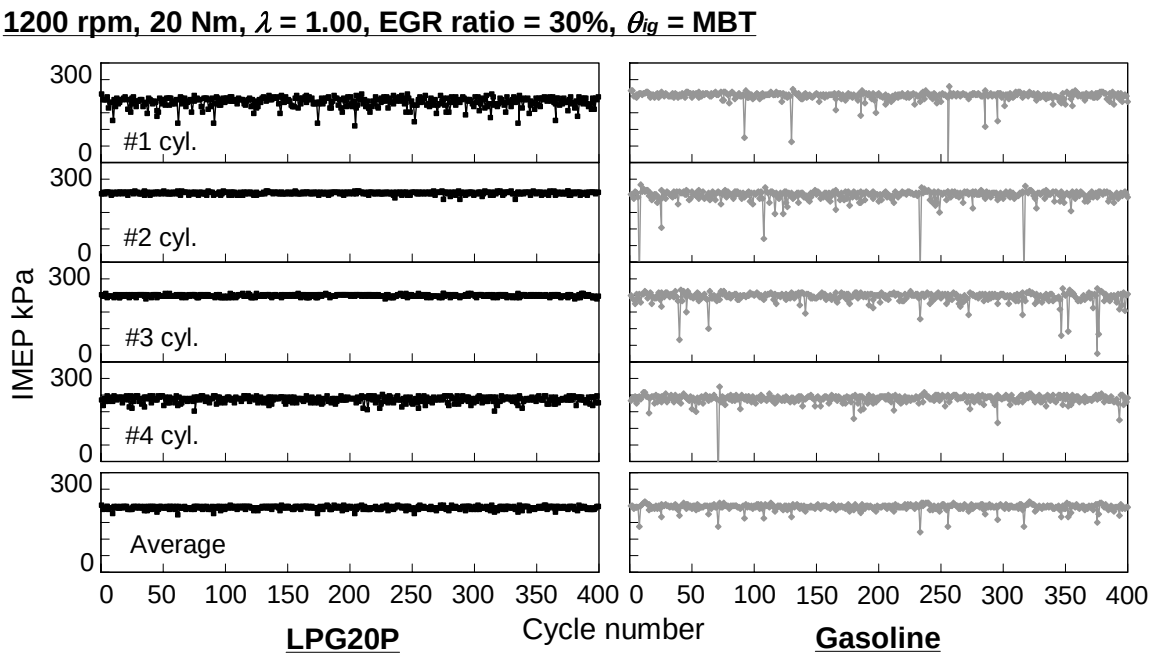


図 6.2　EGR 率 30%条件下における図示平均有効圧のサイクル変動 (Condition H)

そこで，両燃料における燃焼速度を比較するため，図 6.3 に Condition H における燃焼質量割合 10%，50%，80%到達時のクランク角度 Mb10，Mb50，Mb80 およびθ_{ig}を，また，併せて IMEP の変動率 COV_{IMEP} を示す．同図より，EGR 率が 20%を超える条件においては，いずれのエンジン回転数および負荷においても，LPG20P 運転の Mb10 は Gasoline 運転の Mb10 より 2 ~ 5 deg.CA 早くなっていることが明らかである．これにより，後に続く Mb50 および Mb80 も同程度早くなった．この結果は，LPG20P 運転での MBT が Gasoline 運転よりも遅角している条件が存在するにもかかわらず確認された. この燃焼速度の差異は, 図 6.4 に示した N_e = 1200 rpm, T_e = 20 Nm，EGR 率 30%における筒内圧力 P_{cyl} および熱発生率 R.H.R からも明確である．さらに，3.3 節で示した EGR 未導入時の結果とも同様の傾向を示している．したがって，LPG20P 運転では特に点火から燃焼の初期にかけて優れた燃焼特性を有しているといえる．この燃焼初期における燃焼速度の向上により，EGR 率が 25%を超える高 EGR 条件下においても安定した燃焼状態を維持することができ，仮に燃焼安定限界を COV_{IMEP} = 3%と定義すると，EGR 限界が 3 ~ 5%向上する結果となった.

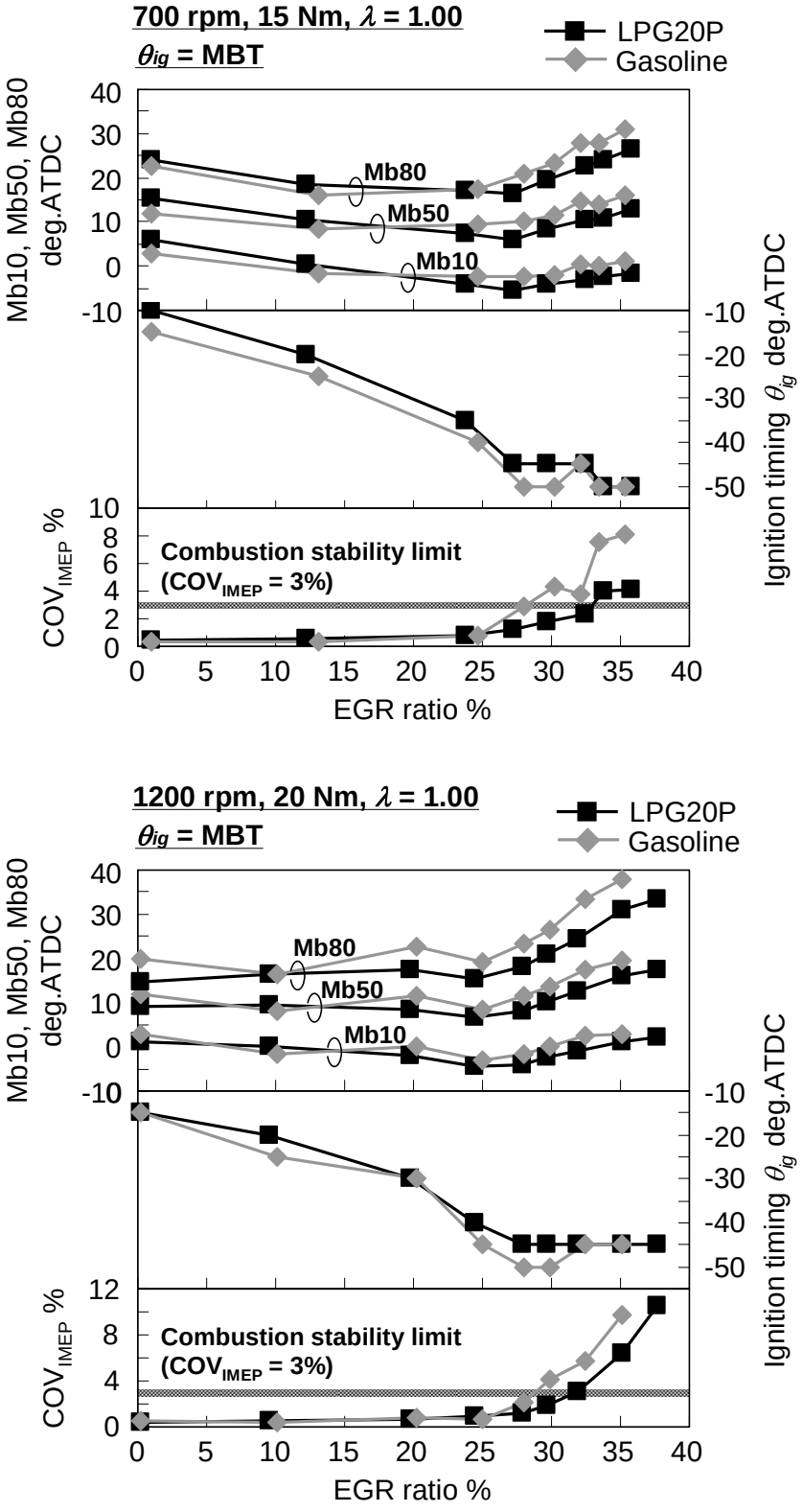


図 6.3　EGR 率に対する燃焼質量割合 10%，50%，80%到達時のクランク角度 Mb10, Mb50，Mb80 の比較 (Condition H)

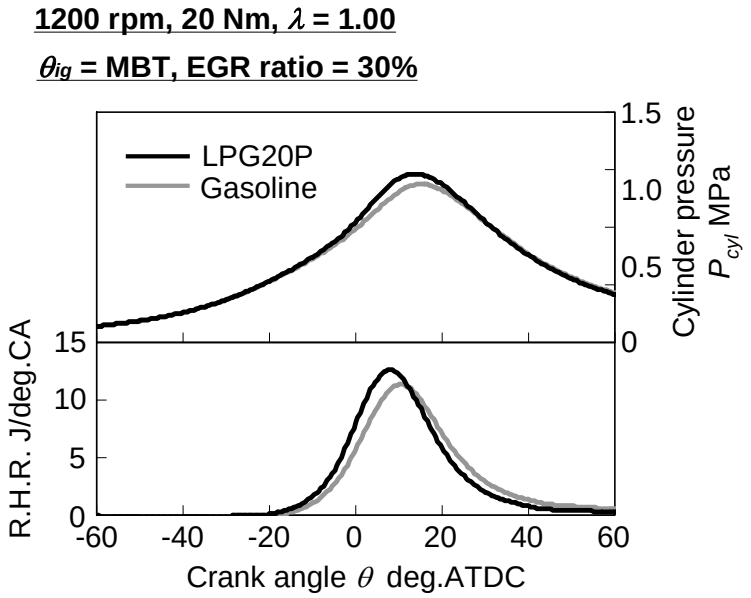


図 6.4　EGR 率 30%条件下における筒内圧力および熱発生率 (Condition H)

以上の結果より，LPG20P 運転では燃料固有の特性上，燃焼速度が Gasoline 運転より速くなるため，EGR を大量に導入した際の燃焼安定性が向上する．これにより，本実験のように定常状態において燃焼安定限界を COV_{IMEP} = 3%と定義すると，低速低負荷条件において EGR 限界を 3 ~ 5%向上させることが可能となる．この結果として，6.2 節で示したとおり EGR による 5 ~ 6%の BSEC 改善効果を維持しつつ，NOx 排出量は，LPG の高 H/C 比がもたらす燃焼温度低下による効果と併せて Gasoline 運転に対して約半減した．

6.4 結　言

エンジン実験において，LPG-SI エンジンの更なる高効率化および NOx 排出量の低減を図ることを目的として，LPG20P を用いて Gasoline 運転に対して EGR 限界の拡大を図った結果，以下の知見を得た．

(1) 低速低負荷条件において，LPG20P 運転では Gasoline 運転に対して EGR 限界を 3 ~ 5%向上させることが可能となる．これにより，EGR による 5 ~ 6%の BSEC 改善効果を維持しつつ，NOx 排出量は，LPG の高 H/C 比がもたらす燃焼温度低下による効果と併せて，Gasoline 運転に対して約半減する．

(2) 上述した LPG20P 運転での Gasoline 運転に対する EGR 限界の拡大は，燃焼速度の向上により EGR 条件下において燃焼安定性が改善することに起因する．

(3) LPG20P 運転での燃焼速度の向上は，特に点火から燃焼の初期にかけて確認される．本章で実施した実験条件においては，燃焼質量割合 10%到達時のクランク角度が Gasoline 運転

に対して 2 ~ 5 deg.CA 早くなることが明らかとなり，このことが，高 EGR 条件下おける燃焼安定性の改善をもたらす．

(4) 定常運転実験において，COV_{IMEP} = 3%と定義した EGR 限界点で BSEC を比較した場合，EGR 限界 3 ~ 5%の向上による BSEC の低減効果はわずかである．しかしながら，LPG-SI エンジンを車両に搭載して運転する場合は，実用上，過渡応答性を考慮した EGR 制御が必要となる．このため車両においては，エンジン実験における EGR 限界に対して，余裕のある EGR 率の設定が求められる．このような条件では，EGR 率の向上による BSEC の改善効果は大きいため，潜在的に EGR 率を 3 ~ 5%向上できるといった特性は有用である．

第 7 章

LPG-SI エンジンの高圧縮比化による高効率化

SI エンジンの高効率化に対しては，高圧縮比化が極めて有効な手段の一つである．しかしながら，高圧縮比化は高負荷運転時においてエンドガスの自己着火に起因するノッキングを容易に誘発してしまう．これにより，近年の MPI 式 SI エンジン(排気量 1000 ~ 2000 cm^3 クラス，レギュラーガソリン仕様)の圧縮比は，10 ~ 11 程度に制約されている．このため，昨今ではこれら従来の SI エンジンに対して圧縮比を大幅に向上させるため，可変圧縮比機構[41]等の研究も盛んに行われている．

一方, LPG-SI エンジンは優れた耐ノック性を有することが 3.2 節にて明らかとなった. また，第 5 章ではこの優れた耐ノック性を活かして高負荷運転領域における高効率化，全負荷運転時のトルク・出力性能の向上，および排出ガス特性の改善を実現した．この耐ノック性における利点より，LPG-SI エンジンでは従来のガソリンエンジンのように可変圧縮比機構のような機械的に高度な技術を用いずとも，容易にエンジンの高圧縮比化が可能であると示唆される．そこで，耐ノック性を活かした更なる高効率化の手段として，エンジンの高圧縮比化を試み，高効率運転の可能性を検討する．通常，SI エンジンを高圧縮比化した場合，上述したとおり高負荷運転領域においてノッキングを容易に誘発してしまい，点火時期を MBT に対して大幅に遅角する必要性が生じるためにトルク性能が悪化する．このため本章においては，第 3 章と同様にオクタン価の異なる 2 種類の LPG に対して，全負荷運転時のトルク性能をベースエンジンの Gasoline 運転時と同等以上にできる圧縮比を選定し，運転頻度の高い低負荷運転領域において高効率化を図る．

7.1　高圧縮比化の方法

本実験では，ベースエンジンの圧縮比(CR：Compression Ratio)10 に対してピストンを変更することで，CR12 および CR13 の性能評価を行い CR10 に対する高効率化を図った．使用したピ

ストンの外観を図 2 に示す．CR12 および CR13 に対しては鍛造により試作したピストンを用いており，CR10 のベースピストンに対して質量の増大，スカート部面積の増大，およびスカート部樹脂コーティングの不採用といった変更点を伴う．このため，エンジン運転時のフリクション増大が懸念されるので，熱効率に関しては正味熱効率η_{thb}と図示熱効率η_{thi}の両指標で評価を行った．なお，冷却損失および未燃燃料量に対して影響すると考えられているピストン冠面の形状に関しては，十分に最適化されていない．

a) CR10 (Base)　　b) CR12 (Prototype)　　c) CR13 (Prototype)

図 7.1　使用したピストンの概観

7.2　実験条件

高圧縮比化による高効率運転と，ベースエンジンの Gasoline 運転時に対するトルク性能の維持とを両立させるため，表 7.1 に示す実験条件にて評価を行った．Condition I では，LPG20P 運転に対して各種圧縮比での全負荷運転を実施し，トルク性能の維持が可能な圧縮比を選定した．また，Condition J では，LPG100P 運転に対して Condition I と同様に各種圧縮比での全負荷運転を実施し，トルク性能の維持が可能な圧縮比を選定した．ここで，いずれの条件ともエンジン回転数 N_e = 1200 rpm，2000 rpm といった比較的低速域で運転を実施したが，これは，ノッキングが最も発生しやすく，高圧縮比化によるトルク低下が著しくなる条件を選定したためである．そして，Condition K では各種 LPG 運転で選定した圧縮比に対して，車両運転時に最も運転頻度の高い低速部分負荷条件での実験を実施し，ベース圧縮比に対する高効率化の可能性を検討した．

表 7.1　実験条件

Condition	I	J	K
Fuel	LPG20P	LPG100P	LPG20P, LPG100P, Gasoline
Compression ratio	10, 12, 13	10, 12, 13	10, 12, 13
Engine speed N_e rpm	1200, 2000	1200, 2000	1200
Torque T_e Nm (BMEP kPa)	WOT	WOT	20 (126)
Ignition timing θ_{ig} deg.BTDC	-12 ~ (@1200 rpm), -4 ~ (@2000 rpm)	-12 ~ (@1200 rpm), -4 ~ (@2000 rpm)	MBT
EGR ratio %	0	0	0
Excess air ratio λ	1.0	1.0	1.0

7.3　各種 LPG 運転における圧縮比の選定

7.3.1　LPG20P 運転における圧縮比の選定

本項では，オートガスとして代表的な組成である LPG20P での運転下において高圧縮比化を検討した．Condition I において点火時期θ_{ig}をパラメータとして実施した実験の結果を図 7.2 に示す．同図には，Gasoline 運転の空気過剰率λ = 0.80 における結果をベースエンジンのトルク性能として破線で示している．本結果より，CR12 および CR13 に関しては CR10 に対して圧縮比の向上に伴いノック限界点火時期θ_{ig_t}が遅角した．その遅角量は具体的に，CR12 で 9 ~ 11 deg.CA，CR13 で 17 ~ 19 deg.CA であった．これは，高圧縮比化に伴いエンドガスの温度および圧力が上昇しノッキングが発生しやすくなるため，θ_{ig}を遅角してエンドガスの温度および圧力の上昇を抑制することで，ノッキングを回避する必要性が生じたことに起因する．しかしながら，θ_{ig}を MBT より遅角するとトルク T_eの低下を伴うため，過度に圧縮比を向上した場合，トルク性能が犠牲となることが懸念される．本実験においても，CR12 および CR13 では圧縮比の向上に伴い同一θ_{ig}条件下で T_e，η_{thb}およびη_{thi}が向上しているものの，θ_{ig_t}が MBT より遅角したために CR10 と比較して T_e，η_{thb}およびη_{thi}の最大値は低下した．この結果，CR13 ではθ_{ig_t}の遅角量が極めて大きく，T_eがベースエンジンのトルク性能よりも低下する結果となった．しかしながら，CR12 ではベースエンジンのトルク性能を十分に超える結果が得られた．

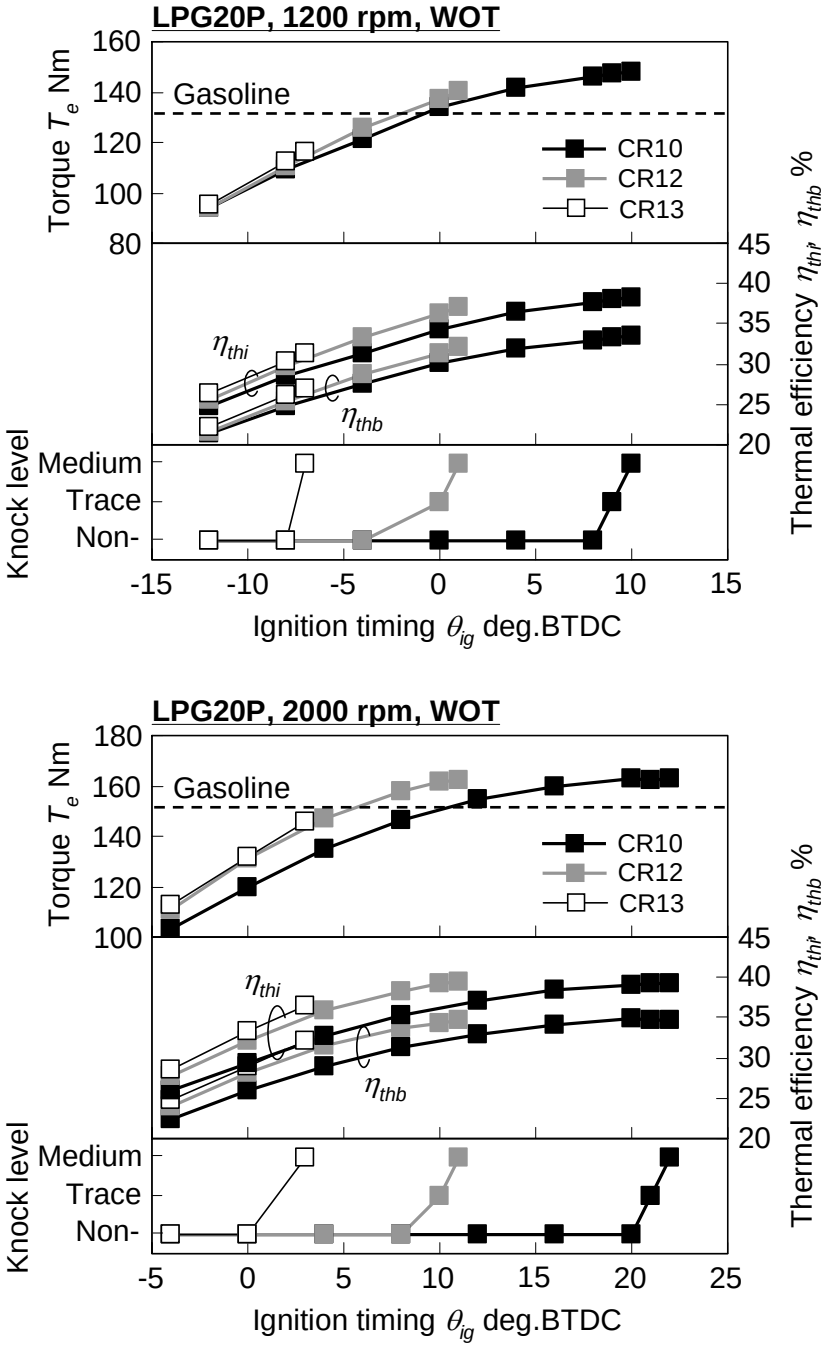


図 7.2　LPG20P 運転における高圧縮比化時のトルクおよび熱効率 (Condition I)

CR13 におけるθ_{ig_t}の大幅な遅角の要因を明らかにするため，ノッキングが発生したθ_{ig} = -7 deg.BTDC において筒内圧力 P_{cyl} を解析した．結果を図 7.3 に示す．本条件におけるノッキングサイクルは 100 サイクル中わずか 1 サイクルと極めて少ないが，エンジン運転中はこれと同等のノッキング音が継続的に確認されている．同図より，ノッキングサイクルにおいては点火前から火炎伝播が開始し，途中 800 kPa を越える急激な圧力上昇率 $dP/d\theta$ を伴う自己着火が発生

しノッキングに至った．燃焼が点火前に開始していることから，過度な圧縮比の向上により，点火プラグや堆積したカーボン等を熱源として過早点火が起こり，これにより高強度のノッキングが誘発されたものと推察される．

以上の結果より，本供試エンジンで LPG20P 運転を行った場合，ベースエンジンに対する高圧縮比化とトルク性能の維持を両立するには，CR12 程度の圧縮比が適当であるといえる．

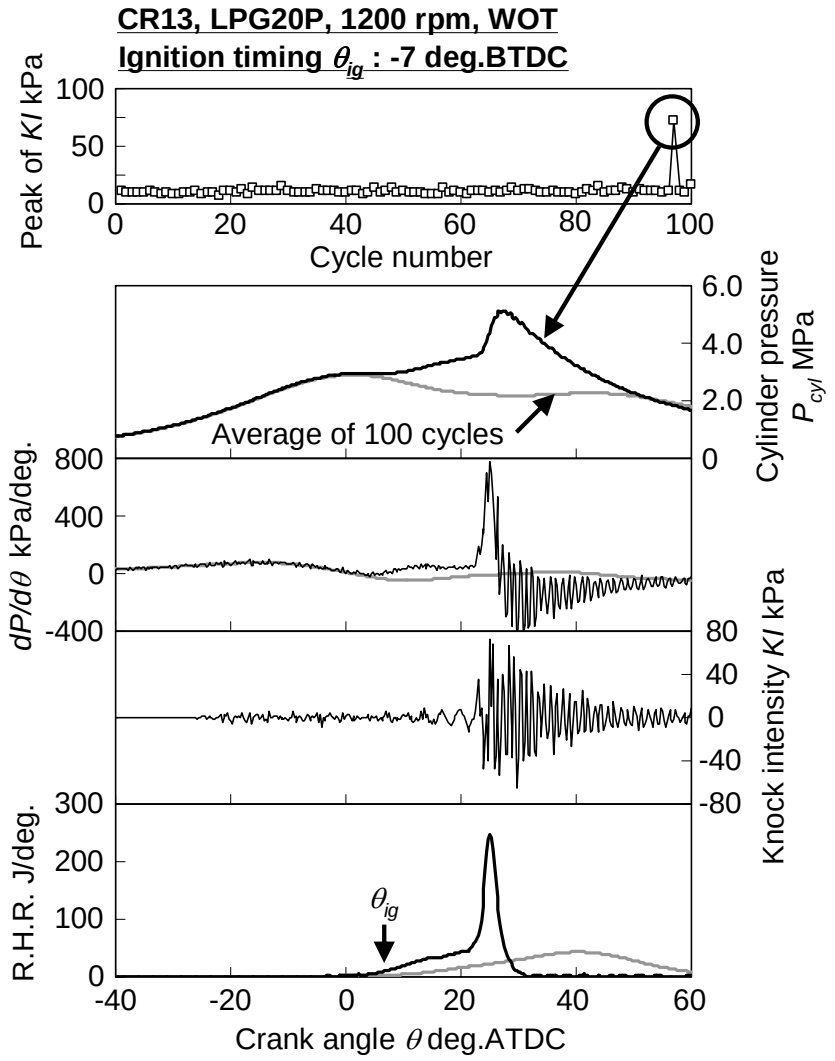


図 7.3　CR13 でのノッキング発生状況 (Condition I)

7.3.2　LPG100P 運転における圧縮比の選定

本項では，一般家庭や業務用で利用されている LPG100P での運転下において高圧縮比化を検討した．Condition J においてθ_{ig}をパラメータとして実施した実験の結果を図 7.4 に示す．LPG100P 運転の場合も，LPG20P 運転と同様に圧縮比の向上に伴いθ_{ig_t}は遅角した．しかし，LPG100P は RON が 112 と極めて高く，3.2 節で述べたとおり CR10 での運転時に十分なノック余裕度を有していたことから，CR12 および CR13 での運転においても MBT 近傍での運転が可能となった．この結果，CR12，CR13 共にベースエンジンのトルク性能を十分に超える結果が得られた．また，熱効率も圧縮比の向上に伴い改善した．図 7.5 にθ_{ig_t}または MBT における熱効率を示すが，CR10 に対するη_{thi}の向上代は CR12 で 1.9 ~ 2.2 point，CR13 で 2.5 ~ 2.9 point となり，特に CR13 の N_e = 2000 rpm においては約 7%もの向上率が得られた．一方，CR10 に対するη_{thb}の向上代は CR12 で 0.8 ~ 1.1 point，CR13 で 1.6 ~ 2.2 point となり，特に N_e = 2000 rpm の CR13 に関しては約 6%もの向上率が得られた．ここで，η_{thb}はη_{thi}に対して高圧縮比化による向上代が減少していることがわかる．これは前述したとおり，CR12 および CR13 の試作ピストンがベースピストンに対して質量の増大，スカート部面積の増大，およびスカート部樹脂コーティングの不採用といった変更点を伴ったことに起因して摩擦損失が増大したことが一要因であると考えられる．したがって，CR12 および CR13 のピストンにベースピストンと同様の設計を施すことで，高圧縮比化によるη_{thb}の向上効果はη_{thi}の場合と同程度になるものと示唆される．

以上の結果より，本供試エンジンで LPG100P 運転を行った場合，CR13 まで高圧縮比化することで，ベースエンジンに対する大幅なトルクの向上と熱効率の改善が可能であるといえる．

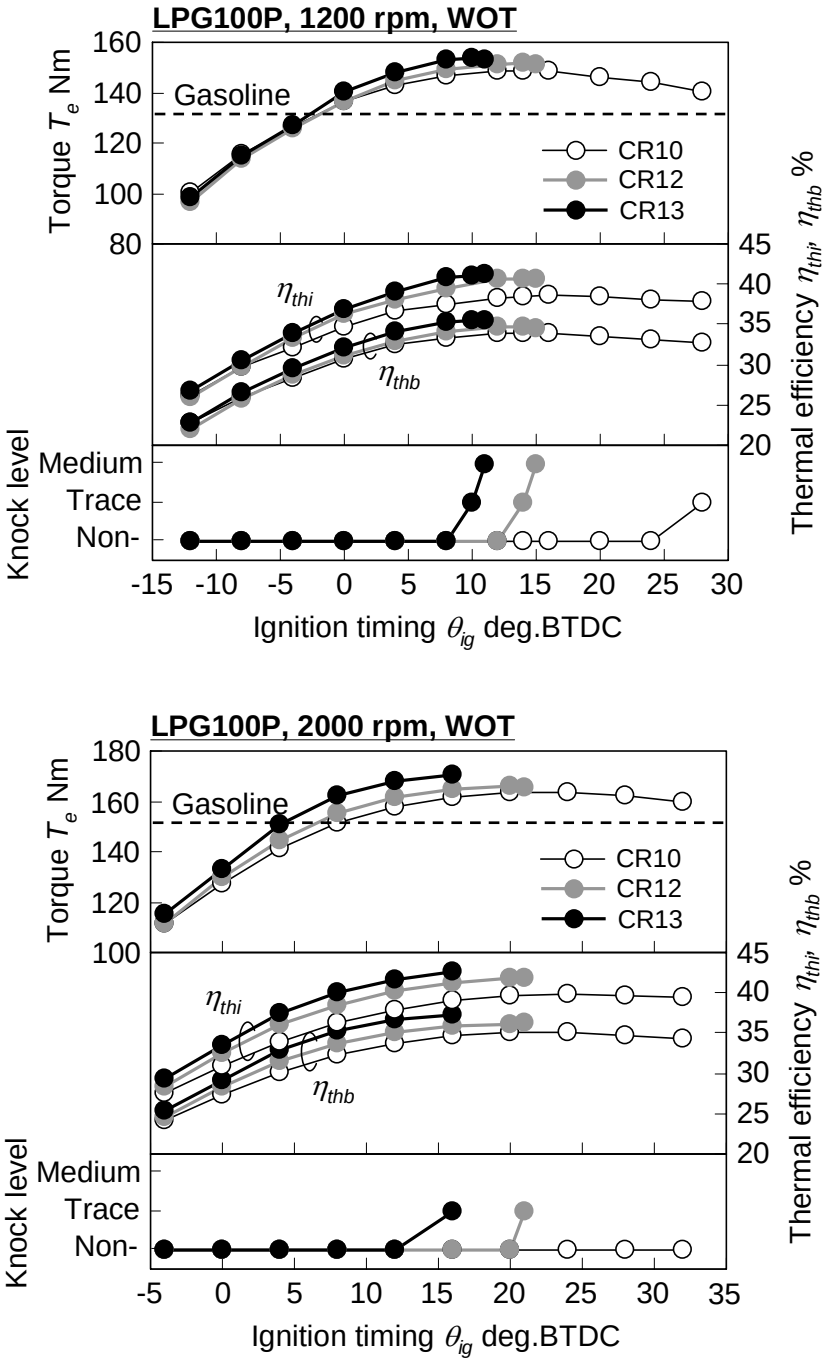


図 7.4　LPG100P 運転における高圧縮比化時のトルクおよび熱効率 (Condition J)

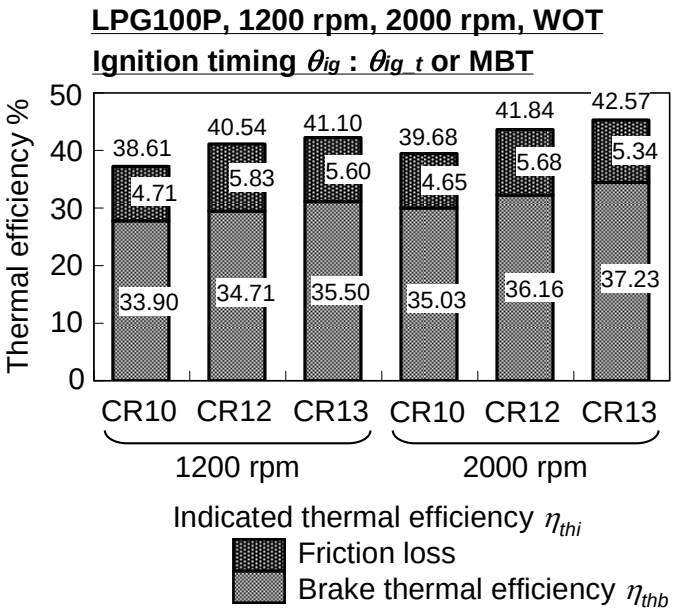


図 7.5　LPG100P の全負荷運転時における各種圧縮比の熱効率 (Condition J)

7.4　高圧縮比化による部分負荷運転時の高効率化の効果および排出ガス特性

7.4.1　高圧縮比化による部分負荷運転時の高効率化の効果

エンジンを車両に搭載した際の実用運転域を考慮すると，部分負荷域における熱効率の改善がより重要である．そこで本項では，高圧縮比化した際の部分負荷性能について評価した．図 7.6 に，Condition K において 7.3 節で選定した圧縮比で運転した際の熱効率を示す．同図には，ベース圧縮比(CR10)で各種燃料による運転を実施した際の熱効率も併せて示す．CR12 および CR13 では CR10 に対して η_{thi} が約 2.0 point 向上し，約 7%の向上率が得られる結果となった．η_{thb} に関しては約 0.2 point の向上となり高圧縮比化による向上効果が小さい．これは，摩擦損失の増大が要因であると考えられるが, 7.3.2 項で述べた対策を施すことが有効であると考えられる．以上の結果より，LPG20P 運転においては CR12 とすることで，LPG100P 運転においては CR13 とすることで，ベース圧縮比の CR10 に対して大幅な η_{thi} の向上が可能となり，高圧縮比による LPG 運転の熱効率向上効果が明らかとなった．

一方で，CR13 における熱効率の向上効果は CR12 とほぼ同等に留まる結果となった．この要因は，燃焼室の面積/容積(S/V)比の増大に起因する冷却損失の増大と未燃燃料の増大による膨張仕事の減少であると考えられるが，このことを明らかにするためには詳細に熱勘定を行う必要がある．

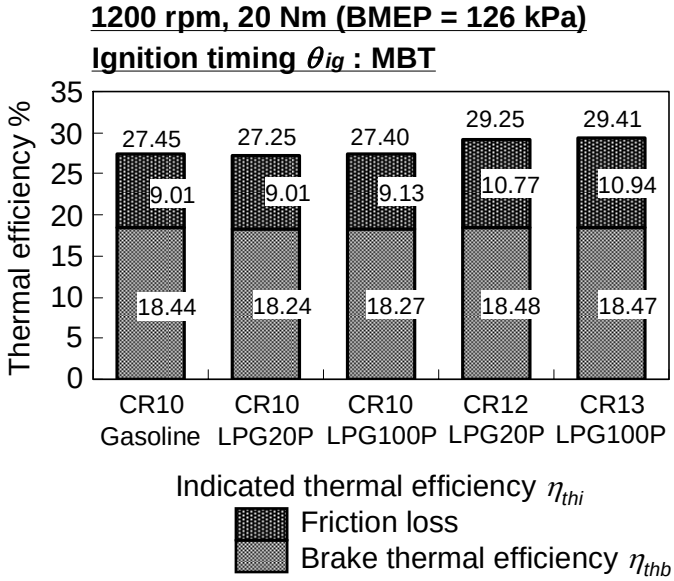


図 7.6　高圧縮比化による部分負荷運転での熱効率向上効果 (Condition K)

詳細な熱勘定を行うためには，冷却損失，排気損失および未燃燃料による損失を厳密に算出する必要があるが，本実験装置の計測項目からは困難である．仮に，厳密な算出が可能であったとしても，一般的に計測した冷却損失には，燃焼室の他に，排気ポート，排気マニホールドからの熱を受けたシリンダヘッド，およびエンジンの摩擦熱やエンジンオイルにより暖められたシリンダブロックからの受熱等も含まれるため，圧縮比の変化による燃焼過程での冷却損失および未燃燃料増大に伴う膨張仕事への影響のみを明らかにすることは困難である．そこで，本研究では膨張仕事の減少量に着目し，これを以下の方法で直接的に算出することで，CR13 の熱効率が CR12 の熱効率と同程度になった要因を解析した．

まず，以下 1) ~ 3)の仮定に従って，2.1.4 項に記載の Wiebe 燃焼モデルを用いた 0 次元エンジンサイクルシミュレーションによりサイクル計算を実施し，筒内圧力 P_{cylad} を算出する．

1) 燃焼室壁面は断熱とする．
2) 投入燃料は全て完全燃焼する(燃焼効率を 100%とする).
3) Wiebe 燃焼モデルの燃焼特性指数 m および燃焼期間は，計測した P_{cyl} から冷却損失モデル (Woschni の熱伝達モデル)を考慮して算出した熱発生率 R.H.R.と近似する．

以上の仮定に基づいて算出した P_{cylad} と実験で得られた P_{cyl} および R.H.R.を図 7.7 に示す．そして，図 7.8 に示す P-V 線図における P_{cylad} と P_{cyl} の差分から，膨張仕事の減少量を算出する．ここで，膨張仕事の減少量の投入熱量に対する比率を，膨張行程における損失と定義する．この膨張行程における損失は，断熱および完全燃焼を仮定した理論的な膨張仕事からの乖離の程

度を表す指標となる．ただし，本サイクル計算は前述の仮定に基づいているため，燃焼後期に見られる後燃え，および不完全燃焼に伴う未燃燃料の排出は考慮されず，これらに相当する燃料は図 7.7 の R.H.R.に示すように, Wiebe 燃焼モデルによる発熱時に合わせて同時に燃焼する．このため，サイクル計算では断熱を仮定していることと併せて，同図に示すように P_{cylad} の最大値が実験で得られる P_{cyl} と比較して若干高くなる傾向にある．以上の仮定から，本手法で算出した膨張行程における損失には，燃焼室壁からの冷却損失，後燃えガスによる損失(主に排気損失)，および未燃燃料によるエネルギー損失といった各種損失の一部が含まれることになる．

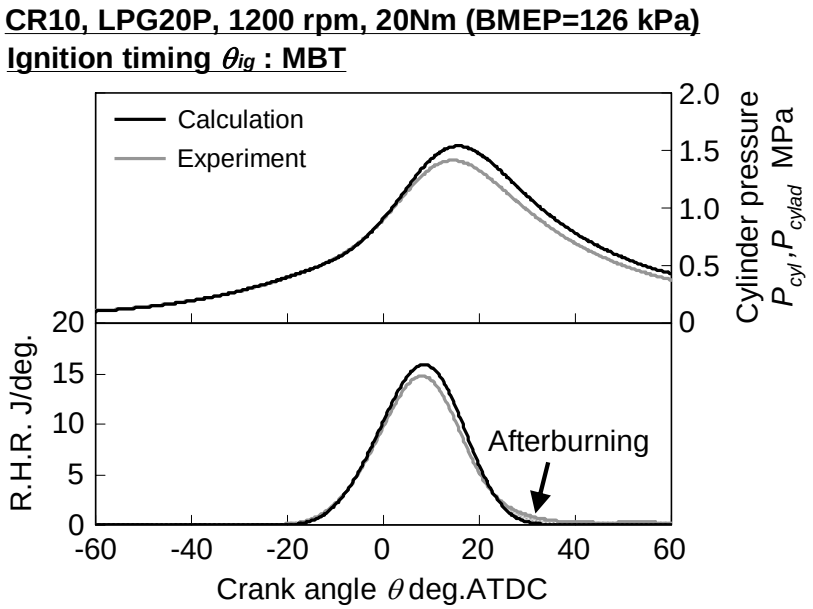


図 7.7　断熱および完全燃焼を仮定したサイクル計算による筒内圧力と熱発生率

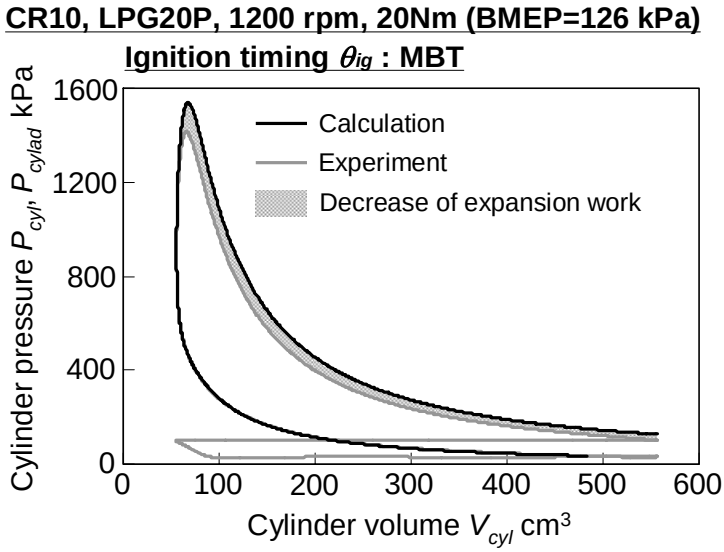


図 7.8　P-V 線図における膨張仕事の減少量

Condition K において，前記方法で熱勘定を行った結果を図 7.9 に示す．ここでは，燃料種の影響を取り除くため LPG20P 運転で圧縮比のみを変更した結果について示した．同図において膨張行程における損失を比較すると，CR13 は CR12 に対して約 1.1 point 増加している．また，ポンプ損失のわずかな増大も確認できる．図 7.10 には LPG100P 運転における全負荷運転時(Condition J)での熱勘定の結果を示した．ここで，LPG100P 運転では全負荷運転時においても MBT 近傍での運転が可能であったため，本燃料を用いた結果を示した．この結果より，全負荷運転では，圧縮比を向上させた際の膨張行程における損失の増大は確認されず，これによって CR13 においても高圧縮比化に伴う η_{thi} の向上が確認できた．つまり，全負荷運転では全供給熱量に対する冷却損失および未燃燃料による損失の割合が部分負荷運転時と比べて低く，高圧縮比化による膨張行程における損失の増大は発生しない．しかしながら，部分負荷運転時においては全供給熱量に対するこれら損失の割合が大きいため，CR13 では膨張行程における損失の増大による η_{thi} 向上の抑制が顕著に表れる結果となった．

以上の結果から，LPG100P における CR13 での部分負荷運転においては，燃焼室壁からの冷却損失の増大や未燃燃料の増大等により膨張行程における仕事量の減少が顕著となったことと，わずかなポンプ損失の増大により，LPG20P における CR12 と同等の η_{thi} になったものと示唆される．したがって，LPG100P の CR13 運転において CR12 以上の η_{thi} を得るためには，燃焼室設計の見直しによる冷却損失や未燃燃料排出の抑制が有効である．また，7.3.2 項で示したとおり，LPG100P の CR13 運転では高負荷での熱効率改善効果は大きいため，昨今の CVT 技術等により高負荷の運転頻度を増すことで，総合的に熱効率を改善することが期待できる．

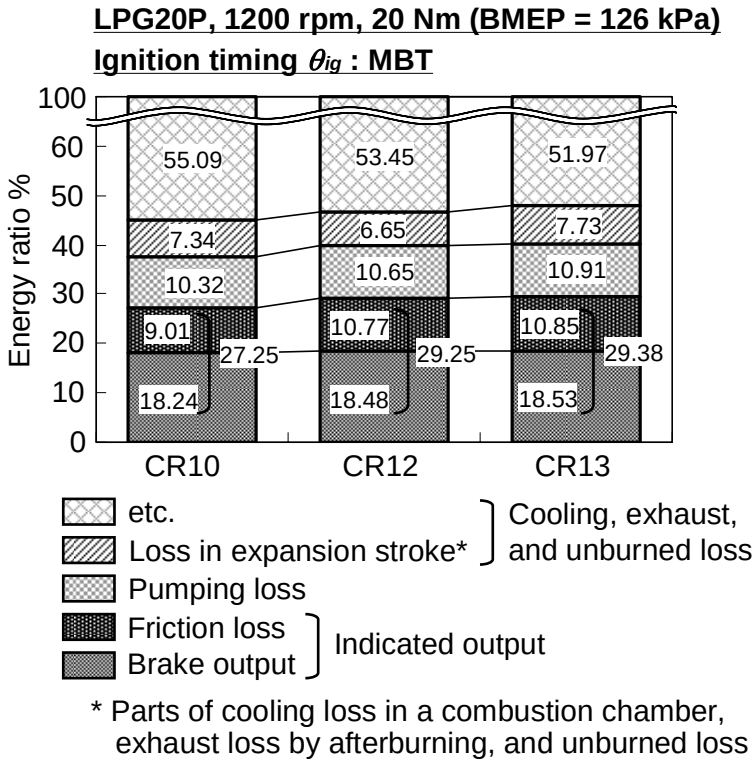


図 7.9　LPG20P での部分負荷運転における各種圧縮比の熱勘定 (Condition K)

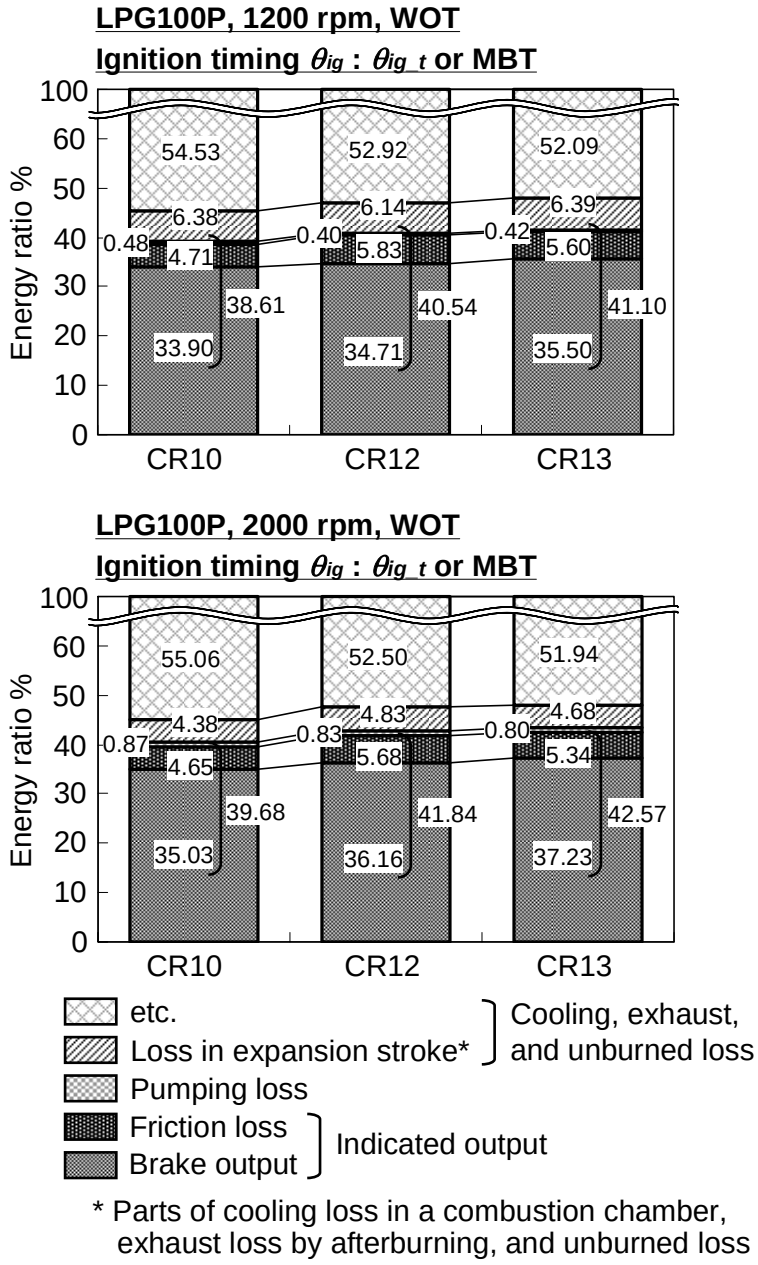


図 7.10　LPG100P での全負荷運転における各種圧縮比の熱勘定 (Condition J)

7.4.2　高圧縮比化による部分負荷運転時の排出ガス特性

通常，SI エンジンにおいて圧縮比を向上させた場合，燃焼室の面積/容積(S/V)比の増大により THC 排出特性が悪化する傾向にある．したがって，LPG 運転において高圧縮比化した場合の排出ガス特性を把握し，ベースエンジンの Gasoline 運転(CR10，Gasoline)に対して同等以下を維持する必要がある．そこで，Condition K において，エンジンアウトでの THC および NOx 排出特性を比較した結果を図 7.11 に示す．この結果，CR12 の LPG20P 運転に関しては，高圧縮比化に伴い THC 排出量が増加するが，CR10 の Gasoline 運転に対しては同等以下に維持でき

た．NOx 排出量も CR10 の Gasoline 運転に対して抑制できている．さらに，CR13 の LPG100P 運転に関しても，高圧縮比化による THC 排出量の増加傾向は確認できるが，CR10 の Gasoline 運転と同等の結果が得られた．NOx 排出量も CR10 の Gasoline 運転に対して低減できている．3.4 節より，LPG 運転では Gasoline 運転に対して THC および NOx 排出量を低減できることを示したが，これらの効果は高圧縮比化した際にも同様に表れ，ベースエンジンの Gasoline 運転に対して同等以下の排出ガスレベルを維持できたものと考えられる．

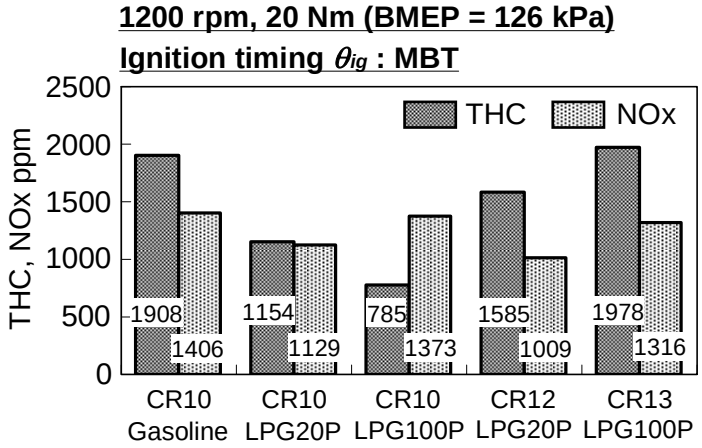


図 7.11　各種燃料, 各種圧縮比における THC および NOx 排出特性 (Condition K)

7.5 結　言

LPG-SI エンジンの熱効率向上と，CR10 のベースガソリンエンジンに対するトルク性能および部分負荷排出ガス性能の維持との両立を狙い, 2 種の LPG を用いて高圧縮比化を試みた結果, 以下の知見を得た.

(1) LPG20P に対しては CR12 まで圧縮比を向上することで，ベースエンジンに対するトルク性能の向上，排出ガス性能の維持，および部分負荷熱効率の向上が可能となり，部分負荷において図示熱効率が約 7%改善する.

(2) LPG100P に対しては CR13 まで圧縮比を向上することで，ベースエンジンに対するトルク性能の向上，排出ガス性能の維持，および部分負荷および全負荷の熱効率の向上が可能となる．特に，図示熱効率に関しては部分負荷で約 7%，全負荷で約 6 ~ 7%改善する.

(3) LPG100P での CR13 運転に対しては，冷却損失や未燃燃料の増大等により，部分負荷での図示熱効率の向上効果が CR12 と同程度となる．更なる高効率化を達成するためには，燃焼室設計の見直しによる冷却損失および未燃燃料排出の抑制が必要であると考えられる.

第 8 章

結論および今後の研究の発展

8.1 結　論

LPG は発熱量あたりの二酸化炭素排出量がガソリンと比較して 10 ~ 12%低く, オクタン価が高いことから SI エンジンの高効率運転に適している．このため，SI エンジンの燃料として主流となっているガソリンの代替として LPG を使用することは，地球温暖化対策として有効な手段といえる．また，LPG は天然ガス田の随伴ガスから精製される割合が高く，さらに，各国における将来の天然ガス需要の拡大に伴い増産計画が見込まれているため，エネルギーセキュリティの観点からも注目されている．

このため，近年では LPG-SI エンジンの技術開発が進み，燃料供給システムとして従来のミキサシステムに代わって液体噴射システムを採用した LPG 自動車が，諸外国で徐々に普及し始めている．しかしながら，ガソリンエンジンに対して技術開発が遅れている LPG-SI エンジンには，エンジン実験や走行実験による応用研究は多く見られるものの，その燃焼特性に基づいた体系的なエンジン性能向上技術に関する報告例はなく, LPG の有するポテンシャルを最大限に活かしたエンジン燃焼制御がなされていないのが現状である．また，日本国内における自動車用 LPG(オートガス)の組成に関しては，従来のミキサシステムを前提としたガイドラインが提示されているのみで，今後普及が見込まれる液体噴射システムに対して適当とはいえない.

そこで本研究では，総排気量 1997cm^3，直列 4 気筒 MPI 式ガソリンエンジンの燃料供給系のみを LPG 液体噴射システムに変更した LPG-SI エンジンに対して，耐ノック性，燃焼速度，および排出ガス特性といった燃焼特性を，レギュラーガソリン(以下，Gasoline)運転時と比較することで明らかにするとともに，その燃焼特性を活かした高効率化手段に関する指針を得た．特に，燃焼速度に関しては，定容燃焼器による火炎伝播実験，および詳細な素反応過程を考慮した 1 次元予混合火炎シミュレーションを実施することで有用な知見を得た．また，組成の異なる各種 LPG に対して同時にこれらを検討することで，LPG-SI エンジンの高効率化に適した LPG の組成に関する指針を得た. 以下に, LPG-SI エンジンの燃焼特性に関して得られた知見, および高効率化のためのエンジン燃焼制御と LPG の組成に関する指針をまとめる.

(1) LPG は Gasoline に対してリサーチオクタン価が 10 ~ 20 程度高いことから，耐ノック性に優れる．このため，Gasoline 運転ではノッキングにより点火時期を MBT より大幅に遅角する必要がある低速高負荷運転条件において，LPG 運転では MBT 近傍での運転が可能となる．特に，C_3H_8 の質量含有率が約 100%の LPG100P を用いた場合，極めて優れた耐ノック性となり，ベースのガソリンエンジンで適用されている圧縮比 10 (CR10)において，エンジンに深刻な損傷を与えるノッキングは発生しない．C_3H_8 の質量含有率が約 20%の LPG20P を用いた場合は， LPG100P と比較してノック余裕度は小さいものの，同条件において MBT 近傍での運転が可能となる．

(2) SI エンジンにおける LPG の燃焼速度は，低速低負荷運転の理論空燃比条件において Gasoline の燃焼速度と比較して速い．その差異は燃焼初期の時点から発生し，燃焼質量割 10%到達時のクランク角度は, LPG100P において 4 deg.CA 程度, LPG20P において 2 deg.CA 程度 Gasoline に対して速くなる．

この要因を明らかにするため, LPG の主成分である C_3H_8, *n*-C_4H_{10}, *i*-C_4H_{10}, および Gasoline に対して，定容燃焼器を用いた層流燃焼速度の計測，および 1 次元予混合火炎シミュレーションによるこれらの燃焼機構の解析を実施し，さらに，層流燃焼速度の差異が SI エンジンの燃焼速度に及ぼす影響を調査した．

この結果，理論空燃比での Gasoline 火炎においては，以下の①~③に述べる要因により C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} 火炎と比較して H_2 濃度が低くなることを見出した．

① H_2O の生成に繋がる *i*-C_8H_{18} 分子に対する OH ラジカルのアタックによる H 引き抜き反応の占める割合が比較的高い

② H_2 生成の起点となる *i*-C_8H_{18} のモル濃度が燃料中の一部である

③ *i*-C_8H_{18} の燃料の分子量が C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} と比べて大きいため, 同一温度, 圧力, および当量比条件における *i*-C_8H_{18} のモル濃度が C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} のモル濃度と比べて低くなる

これにより，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} 火炎では Gasoline 火炎と比較して H_2+O⇒H+OH の素反応が活発化し，H，OH ラジカル，また，連鎖分岐反応により続いて生成される O ラジカル等の活性基が増大する．このため，その他の連鎖反応が活発化し，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} では燃焼速度が速くなる．また，*i*-C_4H_{10} においてはその分子の構造上，連鎖反応を活発化させる C_2 系ラジカルの生成に繋がる C_2H_4 の生成経路が少ないため，C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} と比較して燃焼速度が遅くなる．さらに，2 成分および 3 成分が混合した LPG の燃焼速度は，各成分単一での燃焼速度がその質量分率に応じて比例的に変化する．

これらの燃焼速度の差異は，SI エンジンの低速域における燃焼速度に同等の差異を生じさせるため, C_3H_8 および *n*-C_4H_{10} が高い割合で含有している LPG100P および LPG20P を SI エンジンに使用した場合，Gasoline 運転より燃焼速度が速くなる．特に LPG100P は，燃焼速度の遅い *i*-C_4H_{10} をほとんど含有していないため，LPG20P よりもその効果は大きい．

(3)　LPG 運転における排出ガス特性は Gasoline 運転に対して有利に作用する．まず，THC 排出量に関しては，LPG の優れた気化特性により空気との混合が促進すること，および燃焼室壁面付近における消炎作用が抑制されることが要因となり，Gasoline 運転と比較して低減できる．特に，蒸気圧の高い LPG100P の方が LPG20P と比較して気化特性が優れているため，THC 排出量を低減でき，Gasoline 運転に対して LPG100P 運転で約 50%，LPG20P 運転で約 30 ~ 40%低減することが可能となる．

また，NOx 排出量に関しては，MBT 条件において Gasoline 運転に対して約 30%低減する．これは，LPG の燃料分子中における水素/炭素(H/C)比が Gasoline と比べて高いことに起因して，燃焼時に単位質量あたりの定圧比熱が高い H_2O の生成割合が多くなり，燃焼温度が数 10 K 低下するためである．さらに, LPG100P 運転および LPG20P 運転とも, Gasoline 運転に対する低減効果は同等となる．

(4)　ガソリンエンジンでは高負荷運転領域において出力・トルク性能の向上を最重視しているため，空燃比のリッチ化(エンリッチ制御)により耐ノック性および体積効率の向上を図っている場合がある．これは同時に，触媒の熱劣化抑制のための排気温度の低下も可能となるが，熱効率が悪化する．一方で，LPG-SI エンジンの高負荷運転においては，優れた耐ノック性を活かすことで Gasoline 運転に対して点火時期を進角することができ, MBT 近傍での運転が可能となる．これにより，トルク性能の向上および排気温度の低下が可能となるため, 過度なエンリッチ制御を抑制することができる．この結果, LPG 運転では Gasoline 運転に対して高効率化，および CO，THC 排出量の同時改善が可能である．

(5)　LPG 運転においては Gasoline 運転と比較して燃焼速度が速く，この効果は特に低速域で顕著に表れる. 同領域において燃焼速度の向上効果を活用し EGR ガス導入時の燃焼安定性を改善することで，Gasoline 運転に対して 3 ~ 5%の EGR 限界の拡大を実現できる．これにより，EGR による 5 ~ 6%の BSEC 改善効果を維持しつつ，NOx 排出量は，LPG の高 H/C 比がもたらす燃焼温度低下の効果と併せて，Gasoline 運転に対して約半減する．本研究では, 定常運転実験において COV_{IMEP} = 3%を EGR 限界点と定義しているため, EGR 限界 3 ~ 5%の向上による BSEC の低減効果はわずかであった．しかしながら，LPG-SI エンジンを車両に搭載して運転する場合は，実用上，過渡応答性を考慮した EGR 制御が必要となる．このため車両においては，エンジン実験における EGR 限界に対して，余裕のある EGR 率の設定が求められる．このような場合では，EGR 率の向上による BSEC の改善効果は大きいため, 潜在的に EGR 率を 3 ~ 5%向上できるといった特性は有用であると結論づけられる．

(6)　エンジンの高効率化の手段としては高圧縮比化が有効であるが, 通常の SI エンジンにおいてはノッキングが制約となり，圧縮比を高めることが困難である．しかしながら，LPG は耐ノック性に優れているため，SI エンジンとしては極めて高い圧縮比を実現できる．

LPG20P に対しては CR12 まで圧縮比を向上することで, ベースエンジンに対するトルク性能の向上，排出ガス性能の維持，および部分負荷熱効率の向上が可能となり，部分負荷において図示熱効率が約 7%改善する．また, LPG100P に対しては CR13 まで圧縮比を向上することで，ベースエンジンに対するトルク性能の向上，排出ガス性能の維持，および部分負荷，全負荷ともに熱効率の向上が可能となる．特に，図示熱効率に関しては部分負荷で約 7%，全負荷で約 6 ~ 7%改善する．さらに，本研究で使用した試作ピストンに対して燃焼室設計を見直すことで，冷却損失および未燃燃料排出の抑制による更なる高効率化が期待できる．

以上より, LPG のような代替燃料を SI エンジンに使用する際には, 耐ノック性, 燃焼速度, および排出ガス特性といった燃焼特性がガソリンエンジンに対してどのように変化するかを把握した上で，エンジン性能開発を行うことが有効である．これにより，エンジンの高効率化に加え，トルク・出力および排出ガス性能を改善することも可能となる．特に，本研究で示したように排出ガス性能を改善することは，触媒における貴金属担持量の低減に繋がるため，エンジンシステムの低コスト化に対して有利である．また，エンジン性能の向上効果を有効に活用するためには, 動力伝達装置を含めたパワートレインとして総合的に開発を行うことが重要である．具体的には，無段変速機(CVT：Continuously Variable Transmission)等の動力伝達装置における制御を活用し，より低速高負荷運領域の運転頻度を増すことで，第 5 章および第 7 章で示された高負荷運転領域における高効率化の効果を最大限に活かせるものと予測される．

さらに, 燃焼速度および耐ノック性の両方の観点から，C_3H_8 含有率の高い燃料を使用するほど, EGR 率の拡大および高圧縮比化を図った際の効果がより大きく得られるため, 使用する燃料の自由度が高い液体噴射式 LPG-SI エンジンに対しては，LPG100P が高効率運転に最も適した燃料であると結論づけられる．

8.2　今後の研究の発展

ガソリンエンジンに代表される SI エンジンでは今後，ノッキング抑制技術による高圧縮比化，希薄燃焼，連続可変バルブタイミング，あるいはダウンサイジングによる部分負荷でのポンピング損失低減が重要な課題となってくる．これらの技術に関しては，各々を総合的に開発することで相乗的な効果を生み出すものが多く存在する．例えば，希薄燃焼には筒内直接噴射システムによる成層燃焼が有効であり，筒内直接噴射システムを採用することで燃料気化熱によるエンジン筒内の冷却効果が得られるため，ノッキングの抑制による高圧縮比化が可能となる．また，筒内直接噴射システムには NOx 排出抑制のための EGR や後処理システムが必須である．部分負荷における希薄燃焼に関しては, 均質予混合圧縮着火(HCCI：Homogeneous Charge Compression Ignition)燃焼による低 NOx 化も一つのアプローチであり，これには連続可変バルブタイミング，EGR，および筒内直接噴射システムによる着火制御が重要となる．近年では，

このようにエンジンシステムを総合的に開発することが求められ，これらの技術を実現できれば，熱効率を CI エンジンに近づけることは不可能ではない．以上のことは LPG-SI エンジンに対しても同様であり，使用する燃料に関わらず SI エンジン共通の課題である．

一方で，今後はエネルギーセキュリティや化石燃料枯渇の観点から燃料の多様化が求められ，LPG の他にも天然ガス，バイオマス，またはこれらを原料とする合成燃料等をエンジンに適用する必要性が高まるものと予想される．このため，SI エンジン共通の前記技術開発の他，使用する燃料の物理・化学特性に基づいたエンジンの性能開発が重要となる．本研究は，代替燃料使用時におけるエンジン性能向上のアプローチとして実証した一つの例であり，代替燃料エンジンの性能向上を図る上での，燃料の物理・化学特性を把握することの重要性を立証することができた．具体的には，エンジンにおける NOx 生成機構の解明および熱勘定解析には 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを，燃焼速度の解明には 2 領域モデルを適用した 0 次元エンジンサイクルシミュレーションを，そして火炎機構の解明には 1 次元予混合火炎シミュレーションを実施し，比較的シンプルではあるが検討対象に応じて各種解析手法を使い分けることで，総合的かつ効率的な物理・化学現象の解明によるエンジンの性能向上を可能とした．

今後，本研究で実証できた物理・化学現象を解明するためのアプローチを，SI エンジンはもとより CI エンジンも含めた幅広いパワーソースの研究開発にも応用し，燃料固有の物理特性と燃焼時における化学特性を把握した上で性能開発を計画することで，効率的にその燃料が有するポテンシャルを引き出すことが可能であると考えられる．

参 考 文 献

(1) E.F.Obert, Internal Combustion Engines and Air Pollution, (1973)
(2) LP ガスの概要，日本 LP ガス協会，(2008)
(3) 自動車保有車両数，財団法人自動車検査登録情報協会，(2006)
(4) LP ガスの品質に関するガイドライン，日本 LP ガス協会，(2008)
(5) 福岡 智昭，山口 真也，溝口 昌広，小玉 征洋，大野 博正，田沼 正義，“ MPI 方式 LPG 気体燃料噴射システムの開発 ”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.114-05，pp.11-14，(2005)
(6) 大野 博正，石井 光教，津坂 智，瀧川 武相，布川 剛史，“ LPG 液体燃料噴射システムの研究開発(第 1 報)－液体燃料噴射システム概要とエンジン性能－ ”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.48-02，pp.15-18，(2002)
(7) 田沼 正義，石井 光教，葛間 俊徳，山口 真也，岩崎 真史，“ LPG 液体燃料噴射システムの研究開発(第 2 報)－LPG 液体噴射用インジェクタの開発－ ”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.48-02，pp.19-22，(2002)
(8) 山口 真也，石井 光教，安川 平八，津坂 智，瀧川 武相，大野 博正，田沼 正義，“ LPG 液体燃料噴射システムの研究開発(第 3 報)－液体噴射システム搭載車両の走行燃費と排気特性－ ”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.31-03，pp.11-14，(2003)
(9) 津坂 智，田沼 正義，布川 剛史，山口 真也，“ LPG 液体燃料噴射システムの研究開発(第 4 報)－LPG 液体噴射システム搭載試作車両の概要と性能－ ”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.118-04，pp.25-28，(2004)
(10) W. J. Smith, D. J. Timoney, D. P. Lynch, “Emissions and Efficiency Comparison of Gasoline and LPG Fuels in a 1.4 Liter Passenger Car Engine”, SAE paper 972970, (1997)
(11) P. Baker, H. Watson, “MPI Air/Fuel Mixing for Gaseous and Liquid LPG”, SAE paper 2005-01-0246, (2005)
(12) M. Campbell, Ł. P. Wyszyński, R. Stone, “Combustion of LPG in a Spark-Ignition Engine”, SAE paper 2004-01-0974, (2004)

(13) D. Lee, J. Choi, S. Cho, B. Lee, S. Ko, J. Park, D. Min, “Measurements and Comparison of Volumetric Efficiency between Gaseous and Liquid Injection of an LPG Fuel”, 第 18 回内燃機関シンポジウム講演論文集，No.20056095，(2005)

(14) 高効率 LP ガスエンジンの開発　プロジェクト評価(事後)報告書，産業構造審議会産業技術分科会評価小委員会，(2004)

(15) S. Lee, J. Kusaka, Y. Daisho, “Mixture Formation and Combustion Characteristics if Directly Injected LPG Spray”, SAE paper 2003-01-1917, (2003)

(16) G. Hyun, M. Oguma, S. Goto, “CFD Study of an LPG DI SI Engine for Heavy Duty Vehicles”, SAE paper 2002-01-1648, (2002)

(17) S. Goto, D. Lee, Y. Wakao, H. Honma, M. Mori, Y. Akasaka, K. Hashimoto, M. Motohashi, M. Konno, “Development of an LPG DI Diesel Engine using Cetane Number Enhancing Additives”, SAE paper 1999-01-3602, (1999)

(18) M. Kajiwara, K. Sugiyama, M. Sagara, M. Mori, S. Goto, M. Alam, “Performance and Emissions Characteristics of an LPG Direct Injection Diesel Engines”, SAE paper 2002-01-0869, (2002)

(19) 片岡 克己，呉　逸文，深谷 信彦，角田 敏一，“ 定容燃焼器内均質混合気の燃焼特性に及ぼす燃料性状の影響 ”，第 10 回内燃機関シンポジウム講演論文集，pp.115-120，(1992)

(20) 片岡 克己，廣岡 重正，深谷 信彦，角田 敏一，“ ガスエンジンの燃焼特性に関する基礎的研究(各種気体燃料の定容燃焼器内燃焼過程) ”，第 11 回内燃機関シンポジウム講演論文集，pp.603-608，(1993)

(21) S. G. Davis, C. K. Law, “Determination of and Fuel Structure Effects on Laminar Flame Speeds of C1 to C8 Hydrocarbons”, Comb. sci. tech., 140-1, pp.427-449, (1998)

(22) J. T. Farrell, R. J. Johnston, I. P. Androulakis, “Molecular Structure Effects on Laminar Burning Velocities at Elevated Temperature and Pressure”, SAE paper 2004-01-2936, (2004)

(23) 松岡 信，“ 圧縮着火機関における噴射と燃焼に関する相関概説 ”，内燃機関，vol. 11，pp.197-210，(1972)

(24) 勝俣 真知子, 黒田 幸男,“ エンジントルク推定モデル開発 ”, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6，pp.139-144，(2007)

(25) G. Woschni, “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient into the internal combustion engine”, SAE paper 607931, (1960)

(26) 黒田 裕，中島 泰夫，杉原 邦彦，高木 靖雄，“ Math. Model による予混合ガソリンエンジンの NOx 生成量の解析 ”，自動車技術会論文集，No.6，pp.20-26，(1973)

(27) C. T. Bowman, “ Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion ”, Prog. Energy Combustion. Sci., vol.1, pp.33-45, (1975)

(28) G. A. Lavoie, J. B. Heywood, J. C. Keck, “Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines”, Combust. Sci. Technol., vol.1, pp.313-326, (1970)

(29) J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, pp.572-586, (1989)

(30) 大聖 泰弘, 斎藤 孟, “ディーゼル機関の燃焼モデルにおける熱力学的検討”, 日本機械学会講演論文集, No.770-14, pp.16-18, (1977)

(31) R. J. Kee, J. F. Grcar, M. D. Smooke, J. A. Miller, “A Fortran Program for Modeling Steady Laminar One-Dimensional Premixed Flames” Sandia Report, SAND-85-8240

(32) G. Bourque, D. Healy, H. J. Curran, C. Zinner, D. Kalitan, J. de Vries, C. Aul, and E. Petersen, “Ignition and Flame Speed Kinetics of Two Natural Gas Blends with High Levels of Heavier Hydrocarbons”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, December, (2007)

(33) R. Ogink, V. Golovitchev, “Reaction Mechanism for Natural Gas and Gasoline in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Modeling”, SAE_NA 2003-01-42, SAE Naples, ICE2003, Italy, (2003)

(34) J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, pp.612-614, (1989)

(35) 黒田 裕, 中島 泰夫, 杉原 邦彦, 高木 靖雄, “Math. Model による予混合ガソリンエンジンの NOx 生成量の解析”, 自動車技術会論文集, No.6, pp.20-26, (1973)

(36) D. Bradley, R. A. Hicks, M. Lawes, C. G. W. Sheppard, R. Woolley, “The Measurement of Laminar Burning Velocities and Markstein Numbers for Iso-cotane-Air and Iso-octane-n-Heptane-Air Mixtures at Elevated Temperatures and Pressures in an Explosion Bomb”, *Combustion and Flame*, 115, pp.126-144, (1998)

(37) 北川 敏明, “メタンおよびプロパン予混合火炎の層流燃焼速度, Markstein 数および総括活性化エネルギーの圧力依存性”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.6, pp.7-12, (2005)

(38) 大竹 一友, 藤原 俊隆, 燃焼速度と火炎構造, 燃焼工学, コロナ社, p.46, (1985)

(39) 藤沢 英也, 小林 久徳, 小川 王幸, 棚橋 敏雄, 新電子制御ガソリン噴射, 山海堂, p.5, (2001)

(40) 山本 敏朗, 小川 恭弘, 佐藤 進, “車載計測システムを用いた実路走行時の環境負荷量の計測および増大要因の解析(第 2 報)－排出ガス有害成分の増大要因となるエンジン制御状態に関する考察－”, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, pp.229-234, (2007)

(41) K. Moteki, S. Aoyama, K. Ushijima, R. Hiyoshi, S. Takemura, H. Fujimoto, T. Arai, “A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism”, SAE Paper 2003-01-0921, (2003)

謝　辞

本論文を執筆するにあたり，主査を務めていただきました早稲田大学創造理工学部 草鹿 仁教授に感謝の意を表します. また, 早稲田大学大学院環境･エネルギー研究科 永田 勝也教授，同大学創造理工学部 大聖 泰弘教授，同大学大学院環境・エネルギー研究科 勝田 正文教授，同大学創造理工学部 中垣 隆雄准教授にはご多忙の中，審査員を務めていただき，また，数多くの有用なご助言をいただき，厚く御礼申し上げます.

本論文は，独立行政法人交通安全環境研究所と株式会社ニッキが独立行政法人新エネルギー･産業技術総合開発機構(NEDO)より受託した「低燃費 LPG エンジンシステムの研究開発」(平成 18 年度~平成 20 年度)の研究成果に加え, 母校である早稲田大学で実施した LPG の基礎燃焼に関する研究成果を合わせてまとめたものであります．実験に際し，様々なご協力をいただきました株式会社ニッキ 小長井 源策氏，山口 真也氏，ウメルジャン サウット氏，瀧川 武相氏，川横 弘司氏，独立行政法人交通安全環境研究所 川嵜 修男氏，そして，早稲田大学大学院創造理工学研究科草鹿研究室 中山 竜太君，吉村 佳君(いずれも研究当時，修士学生)に感謝の意を表します.

本研究を実施するにあたり，私にこのような研究の機会を与えてくださった独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の関係者の方々をはじめ，早稲田大学 小高 松男客員教授，独立行政法人交通安全環境研究所理事 野田 明氏，同研究所環境研究領域長 後藤 雄一氏，山本 敏朗氏に心より御礼申し上げます．また，研究チーム員として多くの助言をいただきました佐藤 進氏，小川 恭弘氏に感謝の意を表します.

最後に，学位取得に向け支援してくれた両親，そして，本論文完成まで温かく見守ってくれた妻 佳に感謝の言葉を贈ります.

2010 年 3 月

水嶋 教文

研究業績(1)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
論文	ガソリンエンジンベース LPG 液体噴射システムの研究開発(第 1 報) －出力，燃費および排出ガス性能の評価－ 自動車技術会論文集，Vol.39，No.5，pp.83-88，2008 年 9 月， 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策 (第 2 章，第 3 章，第 5 章)
論文	A Study on Power, Fuel Consumption and Exhaust Emissions of an LPG Engine with Liquid Fuel Injection System, JSME the Seventh International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2008), JSME No.08-202, pp.779-786, July, 2008, Norifumi Mizushima, Susumu Sato, Yasuhiro Ogawa, Toshiro Yamamoto, Umerujan Sawut, Buso Takigawa, Koji Kawayoko, Gensaku Konagai (第 2 章，第 3 章，第 5 章)
論文	LPG 及びガソリンの火炎伝播に関する実験的評価と化学反応論的考察, 自動車技術会論文集，Vol.40，No.1，pp.167-173，2009 年 1 月， 水嶋 教文，中山 竜太，草鹿　仁 (第 2 章，第 4 章)
論文	液体噴射式 LPG エンジンの NOx 低減と高効率化に関する研究, 自動車技術会論文集，Vol.40，No.3，pp.747-753，2009 年 5 月， 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策 (第 2 章，第 3 章，第 6 章)
論文	LPG およびガソリンの層流予混合燃焼機構の相違が SI エンジンの燃焼速度に及ぼす影響, 自動車技術会論文集，Vol.40，No.3，pp.817-822，2009 年 5 月， 水嶋 教文，吉村　佳，草鹿　仁 (第 2 章，第 4 章)

研究業績(2)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
論文	Combustion Characteristics and Performance Increase of an LPG-SI Engine with Liquid Fuel Injection System SAE Paper 2009-01-2785, November, 2009, Norifumi Mizushima, Susumu Sato, Yasuhiro Ogawa, Toshiro Yamamoto, Umerujan Sawut, Buso Takigawa, Koji Kawayoko, Gensaku Konagai (第 2 章，第 3 章，第 6 章，第 7 章)
講演	新型 LPG 液体噴射エンジンの研究開発(第 2 報) －エンジンの基本性能および排出ガス特性の評価－, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2007 講演論文集，No.07-5，pp.161-162，2007 年 10 月, 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策,
講演	ガソリンエンジンベース LPG 液体噴射システムの研究開発(第 1 報) －出力，燃費および排出ガス性能の評価－ 自動車技術会春季学術講演会 学術講演会前刷集，No.81-08，pp.1-6，2008 年 5 月, 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策
講演	A Study on Power, Fuel Consumption and Exhaust Emissions of an LPG Engine with Liquid Fuel Injection System, JSME the Seventh International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2008), JSME No.08-202, pp.779-786, July, 2008, Norifumi Mizushima, Susumu Sato, Yasuhiro Ogawa, Toshiro Yamamoto, Umerujan Sawut, Buso Takigawa, Koji Kawayoko, Gensaku Konagai
講演	LPG 及びガソリンの火炎伝播に関する実験的評価と化学反応論的考察, 自動車技術会秋季学術講演会 学術講演会前刷集，No.129-08，pp.1-6，2008 年 10 月, 水嶋 教文，中山 竜太，草鹿　仁

研究業績(3)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
講演	液体噴射式 LPG エンジンの NOx 低減と高効率化に関する研究, 自動車技術会秋季学術講演会 学術講演会前刷集，No.129-08，pp.7-12，2008 年 10 月, 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策
講演	LPG およびガソリンの層流予混合燃焼機構の相違が SI エンジンの燃焼速度に及ぼす影響, 自動車技術会春季学術講演会 学術講演会前刷集，No.67-09，pp.5-10，2009 年 5 月, 水嶋 教文，吉村　佳，草鹿　仁
講演	液体噴射式 LPG エンジンの高圧縮比化に関する研究, 自動車技術会春季学術講演会 学術講演会前刷集，No.67-09，pp.11-16，2009 年 5 月, 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策
講演	LPG およびガソリンの層流予混合燃焼機構の相違が SI エンジンの燃焼速度に及ぼす影響, 自動車技術会ガソリン機関部門委員会，2009 年 6 月, 水嶋 教文，吉村　佳，草鹿　仁
講演	液体噴射式 LPG-SI エンジンの性能向上に関する研究開発, 自動車技術会「ガソリン・ディーゼル機関部門委員会」合同公開委員会，2009 年 10 月 水嶋 教文，佐藤　進，小川 恭弘，山本 敏朗，ウメルジャン サウット，瀧川 武相，川横 弘司，小長井 源策

研究業績(4)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
講演	Combustion Characteristics and Performance Increase of an LPG-SI Engine with Liquid Fuel Injection System SAE Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, November, 2009, Norifumi Mizushima, Susumu Sato, Yasuhiro Ogawa, Toshiro Yamamoto, Umerujan Sawut, Buso Takigawa, Koji Kawayoko, Gensaku Konagai
	以下，その他の研究業績
論文	Improvement of Combustion in a Dual-fuel Natural Gas Engine with Half the Number of Cylinders, JSAE Paper 20030146, SAE Paper 2003-01-1938, May, 2003, Norifumi Mizushima, Shingo Ito, Jin Kusaka, Yasuhiro Daisho
論文	A Numerical Study on Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Dual-fuel Natural Gas Engine Using a Multi-dimensional Model Combined with Detailed Kinetics, JSAE Paper 20030135, SAE Paper 2003-01-1939, May, 2003, Jin Kusaka, Shingo Ito, Norifumi Mizushima, Yasuhiro Daisho, Takeshi Saito
論文	減筒運転による 4 気筒デュアルフュエルガスディーゼルエンジンの燃焼及びトルク変動の改善, 自動車技術会論文集，Vol.34，No.4，pp.81-87，2003 年 10 月, 水嶋 教文，伊藤 晋吾，草鹿　仁，大聖 泰弘，木原 良治，斎藤　孟
論文	詳細な素反応過程を考慮した数値流体コードによるデュアルフュエルガスディーゼルエンジンの燃焼と排出ガス生成過程の解析, 自動車技術会論文集，Vol.34，No.4，pp.89-94，2003 年 10 月, 伊藤 晋吾，水嶋 教文，草鹿　仁，大聖 泰弘，斎藤　孟

研究業績(5)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
論文	デュアルフュエルガスディーゼルエンジンにおけるパイロット燃料の着火遅れに関する基礎研究, 自動車技術会論文集，Vol.36，No.1，pp.111-116，2005 年 1 月, 伊藤 晋吾，水嶋 教文，草鹿　仁，大聖 泰弘，斎藤　孟
論文	ガソリンエンジンベース LPG 液体噴射システムの研究開発(第 2 報)－LPG 燃料供給システムの最適化－, 自動車技術会論文集，Vol.39，No.5，pp.89-84，2008 年 9 月, ウメルジャン サウット，山口 真也，岩崎 真史，布川 剛史，河原 由実，山本 敏朗，佐藤　進，水嶋 教文，小川 泰弘
論文	Research and Development of a Liquid Fuel Injection LPG Engine System Based on the Gasoline Engine (2nd Report) -Optimization of an LPG Fuel supply System-, Review of Automotive Engineering, Vol.30, No.2, pp.113-119, April, 2009, Umerujan Sawut, Shinya Yamaguchi, Masashi Iwasaki, Gensaku Konagai, Toshiro Yamamoto, Susumu Sato, Norifumi Mizushima, Yasuhiro Ogawa
講演	Improvement of Combustion in a Dual-fuel Natural Gas Engine with Half the Number of Cylinders, JSAE/SAE 2003 International Spring Fuels & Lubricants Meeting (Yokohama, Japan), JSAE Paper 20030146, SAE Paper 2003-01-1938, May, 2003, Norifumi Mizushima, Shingo Ito, Jin Kusaka, Yasuhiro Daisho
講演	A Numerical Study on Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Dual-fuel Natural Gas Engine Using a Multi-dimensional Model Combined with Detailed Kinetics, JSAE Paper 20030135, SAE Paper 2003-01-1939, May, 2003, Jin Kusaka, Shingo Ito, Norifumi Mizushima, Yasuhiro Daisho, Takeshi Saito

研究業績(6)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
講演	新型 LPG 液体噴射エンジンの研究開発(第 1 報)－LPG 液体噴射システムの概要と燃料ポンプ及びその制御の研究開発－， 日本機械学会熱工学コンファレンス 2007 講演論文集，No.07-5，pp.159-160，2007 年 10 月， 岩崎 真史，ウメルジャン サウット，山口 真也，布川 剛史，河原 由実，山本 敏朗，佐藤　進，水嶋 教文，小川 泰弘
講演	ガソリンエンジンベース LPG 液体噴射システムの研究開発(第 2 報)－LPG 燃料供給システムの最適化－ 自動車技術会春季学術講演会 学術講演会前刷集，No.81-08，pp.7-12，2008 年 5 月， ウメルジャン サウット，山口 真也，岩崎 真史，布川 剛史，河原 由実，山本 敏朗，佐藤　進，水嶋 教文，小川 泰弘
講演	次世代型 LPG 燃料供給システムの研究開発 自動車技術会秋季学術講演会 学術講演会前刷集，No.129-08，pp.13-16，2008 年 10 月， 山口 真也，ウメルジャン サウット，岩崎 真史，布川 剛史，河原 由実，山本 敏朗，佐藤　進，水嶋 教文，小川 泰弘
講演	LPG 液体噴射システム搭載自動車の実用化開発 自動車技術会春季学術講演会 学術講演会前刷集，No.67-09，pp.17-20，2009 年 5 月， 小長井 源策，トフティ ハイレット，瀧川 武相，岩崎 真史，若林 晃行，山本 敏朗，佐藤　進，水嶋 教文，小川 泰弘
講演	廃食用油由来バイオディーゼル燃料を用いた大型ディーゼル車の排出ガス特性， 第 18 回日本エネルギー学会大会 講演要旨集，pp.198-199，2009 年 7 月， 岩浅 光一郎，水嶋 教文，川野 大輔，石井　素，後藤 雄一

研究業績(7)

種類別	題名，発表・発行掲載誌名，発表・発行年月日，連名者(申請者含む)
講演	バイオディーゼル燃料が尿素 SCR システムの NOx 浄化特性に及ぼす影響, 自動車技術会秋季学術講演会 学術講演会前刷集，No.118-09，pp.7-12，2009 年 10 月 水嶋 教文，村田　豊，川野 大輔，鈴木 央一，石井　素，後藤 雄一
講演	低燃費 LPG エンジンシステムの実用化開発, 自動車技術会シンポジウム「普及が進むガス燃料エンジン」，No.02-09，2009 年 10 月 小長井 源策，ウメルジャン サウット，山口 真也，トフティ ハイレット，瀧川 武相，若林 晃行，山本 敏朗，佐藤 進，水嶋 教文，小川 恭弘