



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	希薄燃焼ガス機関に関する実験的研究
Author(s)	中園, 徹
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	乙第4742号
Issue Date	1995-03-24
DOI	https://doi.org/10.11501/3101638
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/51273
Type	doctoral thesis
File Information	000000285200.pdf



学 位 論 文

希 薄 燃 焼 ガ ス 機 関 に 関 す る

実 験 的 研 究

中 國 徹

①

学位論文

希薄燃焼ガス機関に関する

実験的研究

中園 徹

希薄燃焼ガス機関に関する実験的研究

第 1 章	研究の目的と動向	1
1. 1	研究の目的と背景	2
1. 2	本論文の概要	5
1. 3	研究の動向	9
1. 3. 1	希薄燃焼の特性と課題	9
1. 3. 2	ガス機関における希薄燃焼の研究	11
第 2 章	供試機関と実験装置	18
2. 1	供試機関	19
2. 2	実験装置	28
2. 2. 1	供試機関の付帯装置	28
2. 2. 2	ガス混合装置	31
2. 2. 3	定容燃焼容器	33
2. 2. 4	インジケータ線図の解析方法	35
2. 2. 5	副室内空燃比分布の推定方法	39
第 3 章	単室式と副室式における希薄燃焼	43
3. 1	概要	44
3. 2	単室式希薄燃焼方式	45
3. 2. 1	多点点火の影響	45
3. 2. 2	スワールの影響	48
3. 3	副室式希薄燃焼方式	51

3 . 3 . 1	各 燃 焼 方 式 の 比 較	51
3 . 3 . 2	定 容 燃 焼 容 器 に よ る 単 室 式 と 副 室 式 の 燃 焼 検 討	58
3 . 4	第 3 章 の 結 論	67
第 4 章 副 室 式 機 関 に お け る 副 室 諸 元 と 性 能 69		
4 . 1	概 要	70
4 . 2	副 室 内 混 合 気 の 空 燃 比 の 影 響	71
4 . 3	副 室 内 へ の ガ ス 供 給 量 の 影 響	75
4 . 4	副 室 容 積 の 影 響	83
4 . 5	噴 口 諸 元 の 影 響	87
4 . 5 . 1	噴 口 数 の 影 響	87
4 . 5 . 2	噴 口 径 の 影 響	92
4 . 5 . 3	噴 口 方 向 の 影 響	95
4 . 6	第 4 章 の 結 論	98
第 5 章 副 室 式 機 関 に お け る 主 室 諸 元 と 性 能 100		
5 . 1	概 要	101
5 . 2	主 室 形 状 の 影 響	102
5 . 2 . 1	TGP 燃 焼	105
5 . 2 . 2	副 室 燃 焼	107
5 . 3	スワール 強 さ の 影 響	110
5 . 4	無 駄 容 積 の 影 響	119
5 . 4 . 1	無 駄 容 積 低 減 の 影 響	119
5 . 4 . 2	噴 口 角 度 の 影 響	121

5 . 5	第 5 章 の 結 論	1 2 4
第 6 章 希 薄 ガ ス 機 関 の 燃 焼 ・ 性 能 と 燃 料 ガ ス 組 成 . . 1 2 6		
6 . 1	概 要	1 2 7
6 . 2	メ タ ン 濃 度 の 影 響	1 2 8
6 . 3	水 素 濃 度 の 影 響	1 3 5
6 . 4	プ ロ パ ン ガ ス と 1 3 A の 比 較	1 4 2
6 . 5	第 6 章 の 結 論	1 5 2
第 7 章 結 論 1 5 3		
参 考 お よ び 引 用 文 献 1 6 0		
謝 辞 1 6 6		

研究の目的と動向

-1-

1.1 研究の目的と背景

近年国内はもとより地球規模の問題として環境問題とエネルギー問題が注目され、それらに対する対応が急務となっている。環境問題の中でも、とくに日本での大気汚染問題に対しては、既に昭和50年からガソリン自動車や工場プラントにおいて排出ガス規制が行われてきた。しかし昨今、大気中の NO_x 濃度は増加傾向にあるため、規制がさらに強化され、ディーゼル機関やガス機関、ガスタービンにも規制の適用が広げられる一方、特に大気汚染が深刻な大都市部では世界で最も厳しい排出ガス規制が実施されるに至った。図1-1に日本国内のガス機関に関する NO_x 規制値を示す。

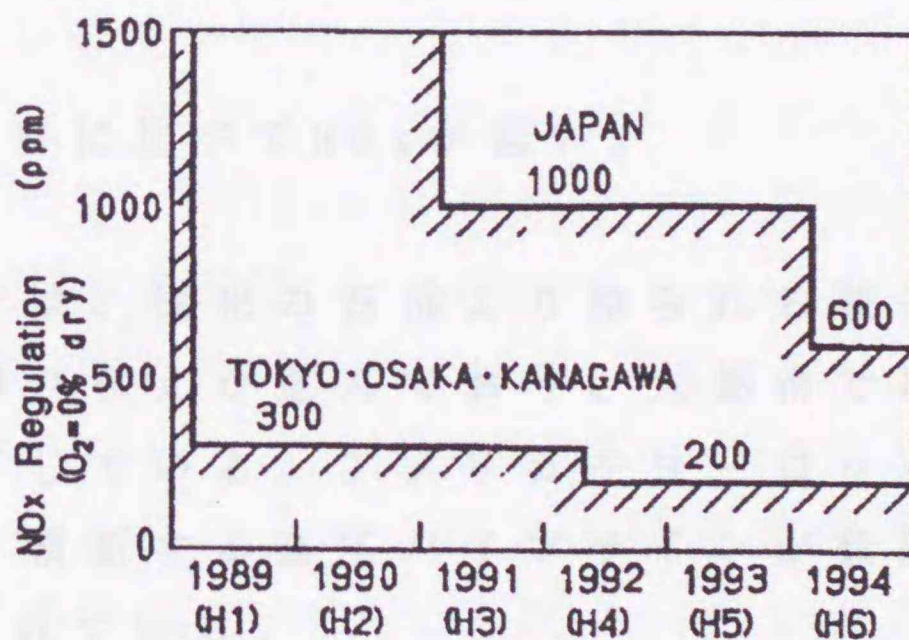


図1-1 日本国内の排気規制

排出ガス規制は国際的にも厳しくなる傾向があり、アメリカ、ヨーロッパ各国の地上発生源はもとより、海上の船

舶にまで及んでいる。

エネルギー問題については、従来からの高効率化、省エネルギーと言った観点だけではなく、環境適合性の視点を加えた高効率化が要求されるようになった。また、二度のオイルショックの後、脱石油エネルギー源の開発も推進されるようになった。

このような状況のなかで注目されているのが天然ガスであり、このガスは石油と比較して排出ガスがクリーンである。その理由は概ね以下の通りである。

- (1) 硫黄が含有されていないため、燃焼ガス中に硫酸が含まれない。
- (2) メタンが主成分であり煙が発生しにくい。
- (3) 石油と比較して炭素数が少なく二酸化炭素の発生量が少ない。
- (4) 液体燃料に比べて NO_x が低い。

日本国内では、従来の石油より得られる製造ガスから天然ガスへと切り替えが進んでおり、大都市ではその切り替えがほぼ完了している。アメリカやヨーロッパ、ロシアでは既に大陸を横断する高圧パイプラインが敷設されており大量に消費されている。

一方、近年省エネルギー化技術として注目されているのがコージェネレーションである。コージェネレーションは、発電機を駆動する機関をビルや工場に設置して発電と同時に熱を回収するシステムである。電力と熱を同時に利用する場合、通常は遠距離に建設された発電所から送られる電

力を利用し、熱はボイラを別途設置することによって得ていた。この場合に、送電時の損失や発電時の排熱が利用しにくいことから熱効率が30%程度になるのに対して、コージェネレーションでは総合効率が80%にも達する。

コージェネレーションをガスで駆動できるようにすればクリーンな排出ガスと高効率とが両立する可能性が高い。そのためコージェネレーション用ガス機関の開発が行われる様になったが、当初、三元触媒方式が採用されたため機関の熱効率が悪く、またノッキングによって出力が制限される等の大きな欠点があった。

この欠点を解消するための有効な技術として希薄燃焼が考えられる。希薄燃焼では、高価な触媒が不要であり、熱効率が高く、ノッキング限界が高いために高出力化ができる等の利点がある。一方、希薄燃焼には燃焼状態が不安定となり、失火しやすい等の欠点もあるのが通常である。

しかし、点火プラグの周辺に点火に適するリッチな混合気を供給することができれば全体として希薄燃焼で、安定した燃焼が可能になるものと考えられる。その方法の一つとして副室式希薄燃焼が着目されるに至った。

副室式希薄燃焼は、その技術開発の必要性が高かったにもかかわらず現在までそれに関する研究例が比較的少なく、とくにその燃焼現象に対して解明すべき点が多く残されている。

本論文は、上述のような背景の基で、副室式希薄燃焼ガス機関の開発を行ったさいの研究結果について論述したものである。

1.2 本論文の概要

クリーンエネルギーと言われる天然ガスを燃料とするコージェネレーション用機関の開発研究の中でも、ノッキング限界が高く排気触媒が不要な希薄燃焼機関の研究が急務とされて来た。

本論文は、副室式希薄燃焼ガス機関の開発を目標として、その点火、燃焼、出力、排出ガスの各特性に対する解明と最適化とに関して研究を行った結果について論述したものであり、7章から構成されている。

第1章は序論であって、本研究の目的及び得られた結果の概要について述べるとともに、研究の背景、ならびに希薄燃焼ガス機関の研究動向について記述した。また、三元触媒と希薄燃焼の比較、および希薄燃焼の特性と課題についても言及した。

第2章では、供試機関、実験に用いた装置ならびに測定方法について記述した。特に本研究では、各種機関でのガス燃焼特性を解明するため、三種類の機関を試作して研究に供した。また、ガス組成を任意に変えることが可能な燃料ガス混合装置、ガス燃焼を基礎的に解明するための定容燃焼装置を製作した。

第3章では、単室式と副室式燃焼方式における希薄燃焼特性を比較検討した結果について論述した。まず、単室式希薄燃焼方式においては、点火数およびスワール強さの適合化など、主要燃焼因子のチューニングにより、希薄限界の延長あるいは希薄側での熱効率の改善が若干可能になるものの、 NO_x の著しい増加のため、高効率化と、低 NO_x 化と

の両立は極めて困難であることを明らかにした。

一方、TGP (Turbulence Generating Pot) 燃焼方式をも含めて副室式燃焼方式について検討した結果、副室式希薄燃焼方式を用いることにより、高効率化と低 NO_x 化の両立を性能上達成し得ることを実証した。この場合希薄燃焼での熱効率の改善は、主として副室内ガスの燃焼により主室内希薄混合気点火遅れならびに燃焼期間が増加しないことに、また NO_x の低減は、主室内での希薄燃焼限界が大幅に拡大することにそれぞれ起因することを併せて明らかにした。

なお副室式希薄燃焼に関しては、定容燃焼容器を用いた基礎実験によっても特性とその有効性を検証した。すなわち、副室内に燃料ガスを供給することによって、副室内の点火遅れが短縮すると同時に、それによって生じた大規模な火炎ジェットが主室に噴出し、主室内希薄混合気の着火と燃焼を促進することを示した。

第4章においては、副室式希薄燃焼機関における副室の設計諸元と機関性能の関係について記述した。基本諸元である副室容積については、その増加にともない熱効率と NO_x 濃度の上昇が同時に得られるため、副室容積比は数%オーダーに減少させると同時に、副室噴口数と噴口径の最適化、および主室への噴口角度の増大等の手段を併用することによって NO_x と熱効率の同時改善に成功した。なお、副室容積の増加にともなう熱効率と NO_x の増加は、副室からの火炎ジェットのエネルギー増加による主室内混合気の燃焼期間の短縮、ならびに副室内での NO_x 増加、にそれぞれ支配されることを明らかにした。

一方、燃焼を大きく支配する副室内空燃比に関連して、圧縮行程では主室内希薄混合気副室内流入に起因する副室内混合気の希薄化現象が生じるため点火時期の進角によって点火が安定する特性が得られること、また副室への供給ガス量には、 NO_x が最大となる値が存在すること等も併せて明らかにした。

第5章では、副室式希薄燃焼機関における主室の設計諸元と性能の関係について論述した。

主室形状の主因子であるピストン開口径については、その拡大にともない、 NO_x と燃焼期間はわずかながら増加するものの、 HC と熱効率の著しい向上が得られることを見出した。この場合の NO_x 低減には、主室内スワールの抑制により、また HC のさらなる改善には燃焼室クレビス容積の縮小と副室噴口角度の拡大によりそれぞれ対応できることを実証した。なお、通常のスワールが存在しない場合であって、シリンダ内に縦渦が発生するような場合には、熱効率の向上は得られるものの、 NO_x が増加する傾向が生じることも併せて示した。

第6章では、燃料ガスの組成と希薄燃焼特性あるいは機関性能との関係について記述した。ガス機関は種々のガス燃料で運転されることが想定される。それらの燃料は、大別してメタンに窒素等の不活性ガスが混合したガス、プロパンやブタンに水素が添加されたガス、ならびにプロパンガスである。

メタンに対する不活性ガスの混合割合が増加すると、燃焼期間の延長と NO_x 低下とが見られると共に希薄燃焼限界が減少すること、またその程度は不活性ガスが窒素の場合に

ガス燃料中の水素については、その混合割合の増加によって、希薄燃焼限界の拡大、 NO_x 増加とが誘起されることを示した。

第7章は、本研究の結論であって、得られた結果を総括した。

1.3 研究の動向

1.3.1 希薄燃焼の特性と課題

ガス機関における排出 NO_x と燃費率の一般的な特性を図1-2に示す。

通常、 NO_x 濃度は空気過剰率1.2付近で最大値を示し、それより希薄側で NO_x は低下する傾向を呈する。逆に燃費率は、空気過剰率1.2付近で最低値を示す。

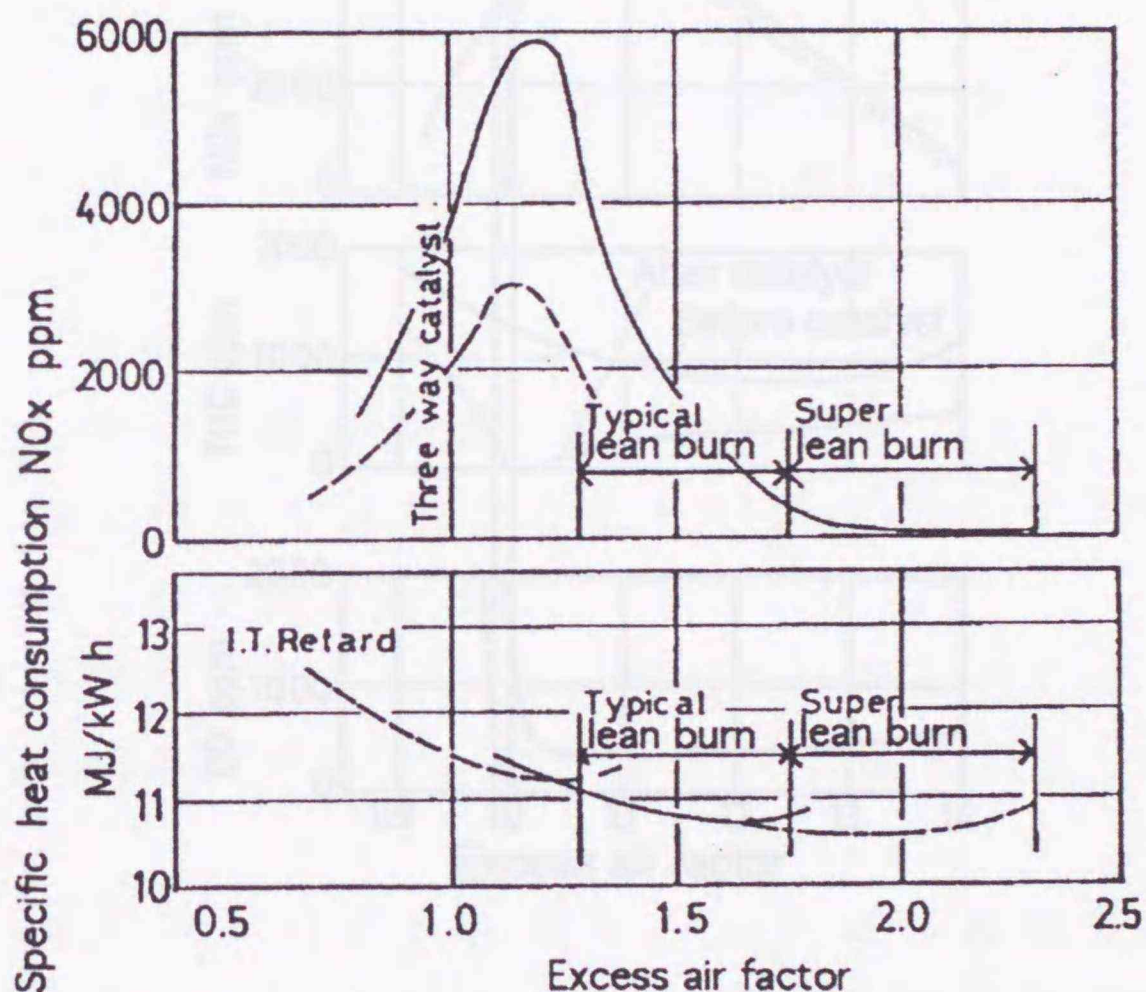


図 1-2 希薄燃焼の特性

従来の機関は、燃費率が最良となる点で運転したため NO_x は本来高い値を示していた。これに対して三元触媒方式では排気管に触媒を設置し、理論空燃比で運転することによって NO_x を低減させることができる。三元触媒の特性を図1-3に示す。この場合、 NO_x は理論空燃比よりリッチ側で低

減され、HCとCOは理論空燃比より希薄側で低減するので、NO_x、CO、HCを同時に低減するためには空燃比をある範囲（ウィンドウ）内に収める様に制御することが必要である。理論空燃比では熱効率が比較的低く、またノッキング限界も低いので、ノッキング回避のために点火時期を遅延する必要があり、熱効率を更に悪化させる原因となる。

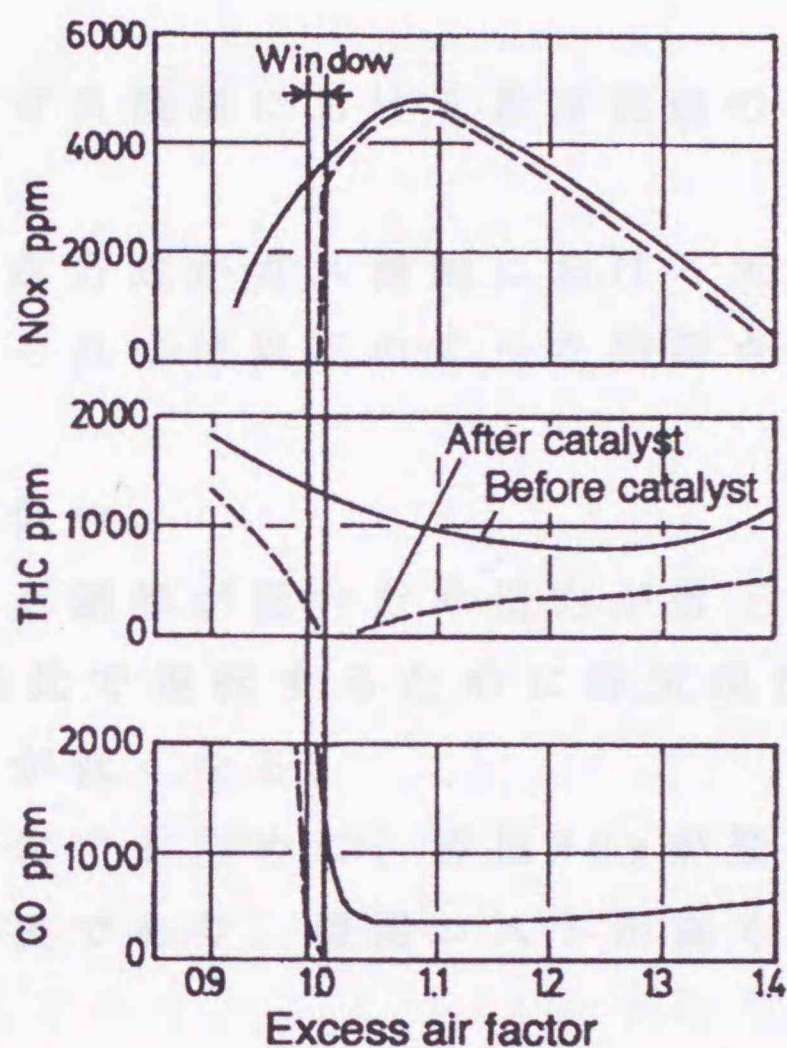


図1-3 三元触媒の特性

一方希薄燃焼方式では、燃焼期間を短縮することが可能であればNO_xを減少させたまま、機関の熱効率を高く維持できる可能性がある。その理由として、空気サイクルに接近するため比熱比が大きくなること、シリンダ内温度が低くなるために熱損失が小さくなること、混合気量が増大する

ためにポンピングロスが減少すること等が考えられる。しかし、希薄混合気では点火遅れが長くなる傾向に加えて、確実な点火も困難となり、また燃焼速度も遅くなるために燃費率が悪化し、サイクル変動も大きくなるのが通常である。希薄混合気に確実に点火し、いかに急速燃焼をさせるかが希薄燃焼を成功させる上で大きな課題と考えられる。

1. 3. 2 ガス機関における希薄燃焼の研究

従来、三元触媒方式がガス機関における主要な低 NO_x 化対策であったが、それには以下のような問題点が存在した。

- 〔1〕熱効率が低い。
- 〔2〕ノッキング限界が低いため出力が低下する。
- 〔3〕理論空燃比で運転するために排気温度が高くなり、排気系の耐久性が低くなる。
- 〔4〕触媒が劣化するために、排出 NO_x が経時的に増加する。
- 〔5〕触媒が必要であり、機関コストが高くなる。

近年、耐久性の問題を解決するために、触媒後流に酸素センサを設置して、触媒浄化後の排気中の酸素濃度を測定することによって経時変化をフィードバック制御する方式も考えられている。図1-4にダブル O_2 センサシステムを示す(1)。一方、三元触媒方式のガス機関とは別に、希薄燃焼方式に関する研究開発が精力的に行われ、一部実用化されて来ている。希薄燃焼方式には大別して単室式、副室式の2種類がある。

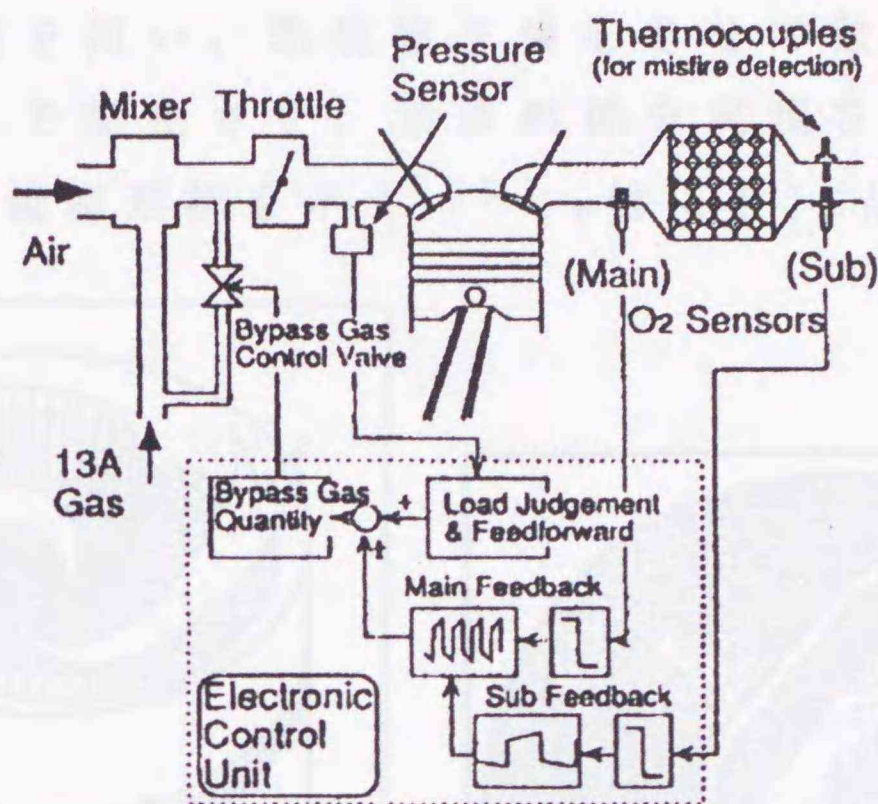


図 1-4 ダブル酸素センサシステム

〔1〕 単室式

単室式機関において均一混合気を使用し、その燃焼室形状を工夫することによって希薄燃焼を実現した方式が単室式希薄燃焼方式である。RICARDO社は燃焼室内で2つの強スワールを衝突させることによって強い乱れを発生させる方式を提案している。図1-5に燃焼室形状を示す(2)。この方式による燃焼室形状をNEBULA(星雲)と呼んでいる。まず、ガソリン機関を用いてヘッド側に燃焼室を形成して希薄側での燃焼改善効果を確認した後、ピストンに燃焼室を形成し、ボア170mmの単筒試験機を使用して実験を行い、希薄側の燃焼状態の改善を実現したとしている(3)(4)。また、ガスを燃料としたNEBULA機関をバスに搭載して実車

試験も行っている(5)。WAUKESHA社は、ボア152mmの6気筒機関を用い、燃焼室を偏心させて強いスキッシュによって乱れを発生させ、希薄燃焼を実現させている。図1-6にその燃焼室形状を示す(6)。他にもJEANBACHER社、

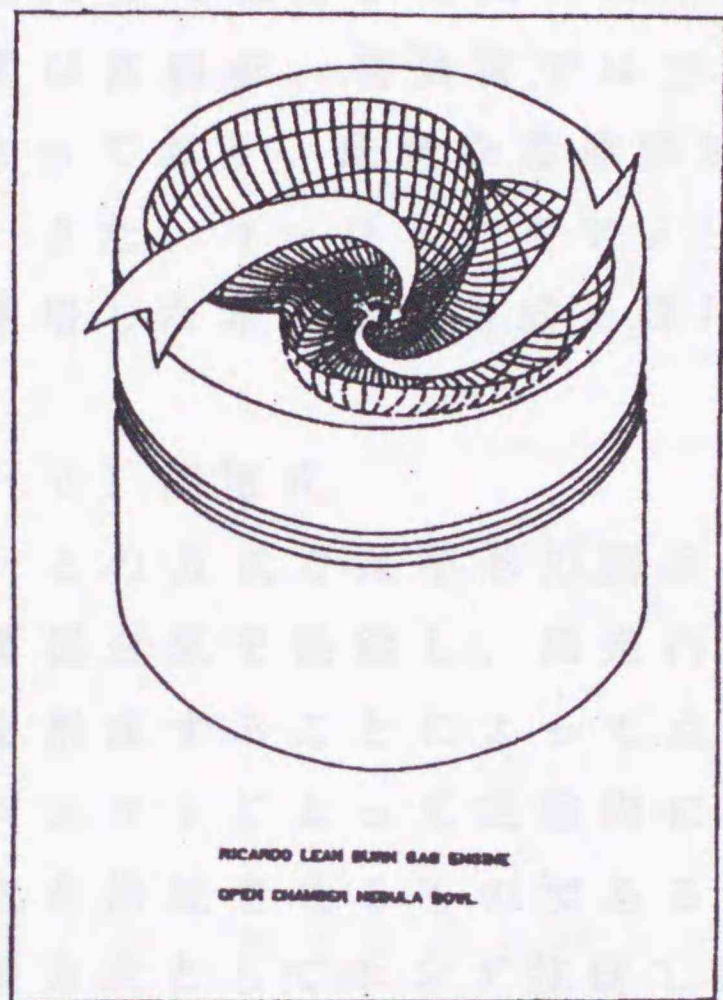


図1-5 NEBULA燃焼室

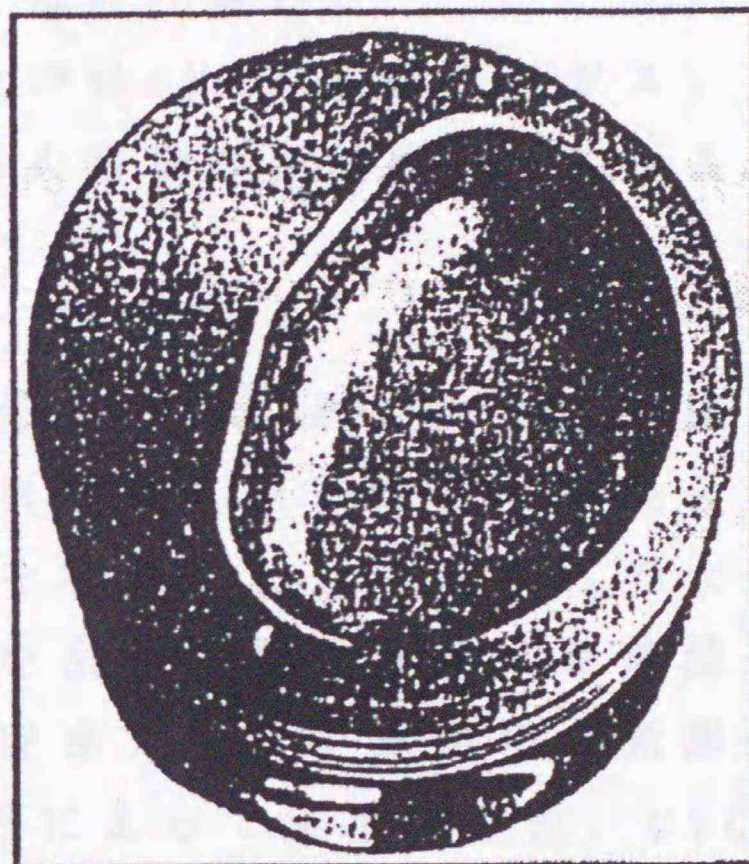


図1-6 WAUKESHA社の燃焼室

MAN社が単室式希薄燃焼方式のガスエンジンを実用化している(7)。

自動車用ガソリン機関については、マツダ社は、メイファイアーボールとスワールコントロールバルブとを組み合わせ、希薄燃焼を実現したとしている(8)。また、トヨタ自動車社は、スワールコントロールやシリンダ内に吸気行程中に発生する縦渦の利用、更に排気中の残存酸素濃度をリニアに検出するリーンバーンセンサーの利用による希薄

燃焼方式を提唱し、実用化している(9)(10)(11)。これをさらに改良し、直接筒内圧力から希薄限界を検出する空燃比制御方法も考案された(12)。その後、三菱自動車工業社やホンダ技研工業社によっても希薄燃焼方式を採用した機関が発表された。しかし、これらの希薄燃焼方式は高回転、高負荷では三元触媒方式に切り替わる方法をとっており、厳密な希薄燃焼とは呼び難い。

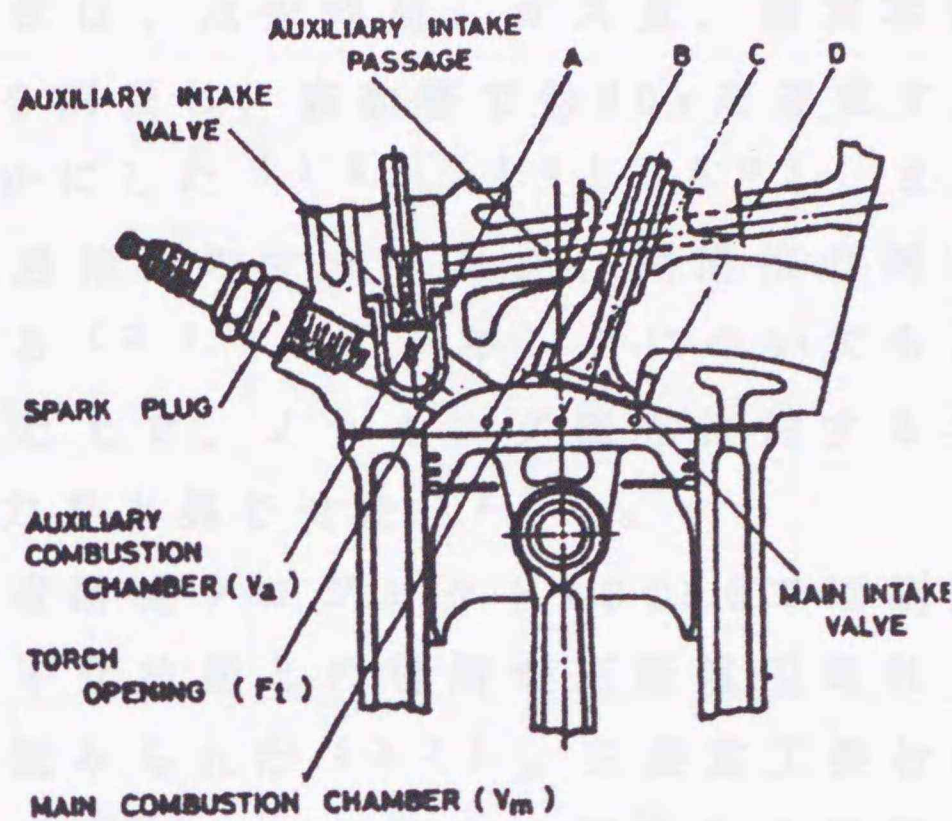
また、ヨーロッパやアメリカではCNG(圧縮天然ガス)を使用した希薄燃焼方式を採用した自動車が試作されている。

〔2〕副室式

この方式では小形の副室を燃焼室内に設け、主室側に希薄混合気を供給し、副室内には着火に適したリッチ混合気を形成することによって点火を容易にし、副室からの火炎ジェットによって主室内に強い乱れを発生させて希薄混合気を燃焼させるものである。従来ガソリン機関用の希薄燃焼方式としてホンダ技研工業社によって実用化され、CVCCとして自動車に搭載された。図1-7にその燃焼室形状を示す(13)。CVCCはその後改良が加えられ、吸気2弁の3弁方式への改良や、主室燃焼室形状の改良、過給機の搭載などによる変更が加えられた。しかし、出力が低くNO_x値が十分に低くない点、また加速が悪いなどの欠点のために三元触媒方式に変更された。

その後、自動車用ガソリン機関の希薄燃焼は、単室式による開発が主となっている。

一方、ガス機関の副室式希薄燃焼についてはINGERSOLL LAND社によって大形ガス機関を用いて副室式ガス機関の副



A,B,C,D: GAS SAMPLING POSITIONS
 A,B : MEASURING POSITIONS OF COMBUSTION GAS TEMPERATURE

図 1-7 CVCC の 燃 焼 室

室形状に関する研究がなされた(14)。その後、TRANS AMERICA社によってシリンダ内に2個の副室を持つ場合や副室噴口方向を変更した場合の機関性能の変化が研究され、シリンダ中央に4噴口の副室を配置するのが最も機関性能が良いとしている(15)。WAUKESHA社は、副室をシリンダ中央に配し、他者がガスのみを副室に供給しているのに対して混合気を副室に供給する方式をとっている。また、WAUKESHA社はRICARDO社と共同して定容燃焼容器を用いた副室内と主室内の燃焼状態の観察を行った(16)(17)。この結果、噴口からの火炎ジェットが主室内に噴出しても希薄混合気に着火しないことがあり、着火を安定させるには多噴口化が必要としている。

新潟鐵工所社は、点火時期、ガス量、副室容積等の燃焼に対する影響を調査し、高効率で低 NO_x を達成するための運転条件を明らかにした(18)(19)(20)。また機関における耐久性、過給機のマッチング、潤滑油の耐久性についても論じている(21)。ノッキングについても、それを定量的に評価した上で、ノッキング限界に対する各因子を調査し、機関出力を上昇させた(22)。

また、通産省研究プロジェクトACT90では副室式希薄燃焼と他の高効率化技術との併用が三菱重工業社と小松製作所社によって試みられた(23)。三菱重工業社は、副室にガスを供給する方法として機械式駆動弁を採用した他、タービンによる排気ガスからの動力回収を試みた。小松製作所社は、副室式にミラーサイクルを組み合わせることによって機関の熱効率向上を試みた。

機関サイズと燃焼方式には相関関係が認められ、大形機関では副室式が、また、小形機関では単室式が採用されている場合が多い。図1-8に機関サイズと燃焼方式の相関を示す。すなわち、ほぼボア190mm以上では副室式が採用される傾向があることがわかる。これは小形機関では副室の設計が困難なこと、副室に供給するガス圧を高くする必要があること、更にガスコンプレッサが必要となり、コストが高くなることなどによるものと考えられる。

なお、本研究においては、供試機関A(ボア280mm)の他に、供試機関B(ボア150mm)および供試機関C(ボア165mm)の3種類の副室式を試作して、それらの燃焼改善に関する研究を進めた。

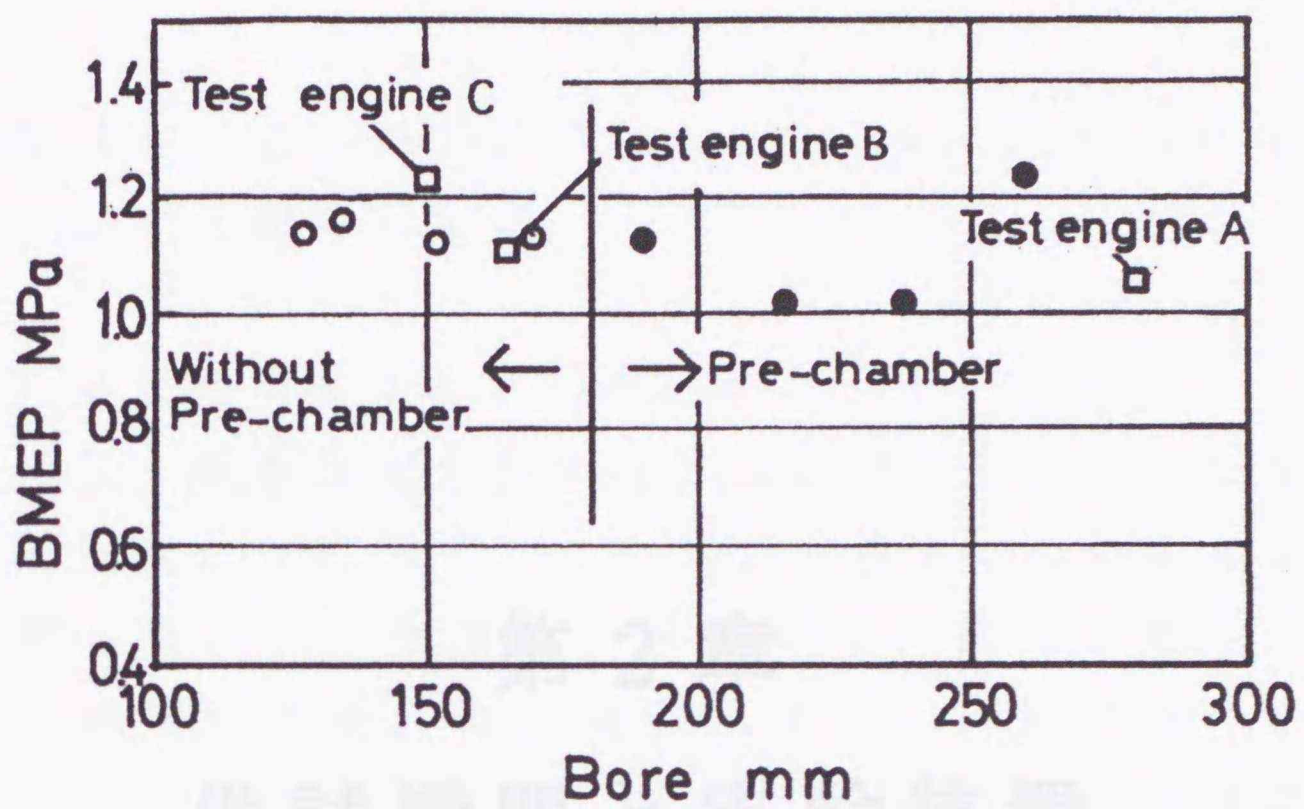


図 1 - 8 燃 焼 方 式 と 機 関 サ イ ズ の 相 関

2.1 供試機関

供試機関として、排気量240cc、360cc、480ccの単筒式機関をそれぞれ採用した。

(1) 供試機関A⁽¹⁾(排気量240cc)

機関構造と主要諸元を図2-1、表2-1にそれぞれ示す。機関の構造を図2-1に示す。この機関使用においては単筒式と両筒式を比較した。この機関では、排気弁の4弁式である。単筒式の場合には排気弁を1弁式、点火プラグをヘッドに設けて、同時に、冷却水がプラグヘッド内に設置して、冷却水を通じた。図2-1に供試するガスは、エーサナガスを介して機関に供給した。ガスはエーサナガスである。この機関は単筒式とした。

第2章

供試機関と実験装置

図2-1 供試機関Aの諸元

Bore*stroke	240mm*360mm
Engine speed	710rpm
Compression ratio	10.5
Power	1.1kW
Fuel gas	エーサナガス

2.1 供試機関

供試機関として、ボア280mm、165mm、150mmの単筒実験機をそれぞれ使用した。

〔1〕 供試機関A（ボア280mm）

機関諸元と副室諸元を表2-1、表2-2にそれぞれ示す。機関の構造を図2-1に示す。この供試機関Aでは単室式と副室式を比較した。この機関は、吸気2弁、排気2弁の4弁式である。単室式の場合は副室を設けず、点火プラグをヘッドに設けた。副室は、シリンダ中央に配置すると同時に、冷却水ジャケット内に設置して、冷却向上を図った。副室に供給するガスは、チェックバルブを介して副室に供給した。ピストンはアルミ製であり、主室燃焼室は浅皿型とした。

表2-1 供試機関Aの諸元

Bore*stroke	280mm*360mm
Engine speed	720rpm
Compression ratio	10.6
BMEP	1.1MPa
Fuel gas	13A

表 2 - 2 供試副室の諸元

Volume ratio	2.0%, 3.0%
Number of hole	4holes, 3holes
Diameter of hole	$\phi 5\text{mm}$, $\phi 6\text{mm}$
Location	Center of cylinder
Gas supply	Check valve

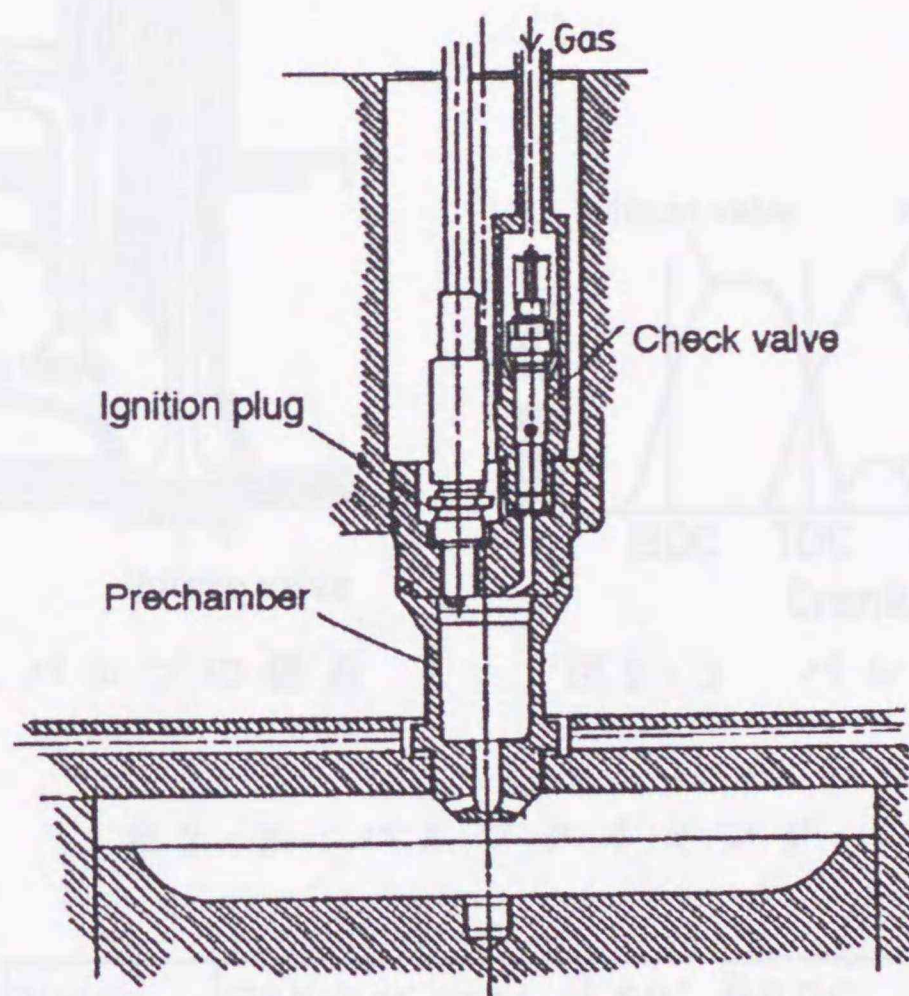


図 2 - 1 供試機関 A の構造 (ボア 280 mm)

主室へのガス供給については、ガス弁を吸気ポート内に設置してガスを供給するガス弁方式を採用した。ガス弁の構造を図 2 - 2 に示す。ガス弁は、吸気弁の弁腕で駆動し、一

定のリフト期間はガスが流れないようにするため弁傘部に無駄肉を設けて吸気弁とのオーバーラップを回避してガスを供給した。ガス供給圧を変更することによってガス供給量を調整し、空燃比を調整した。

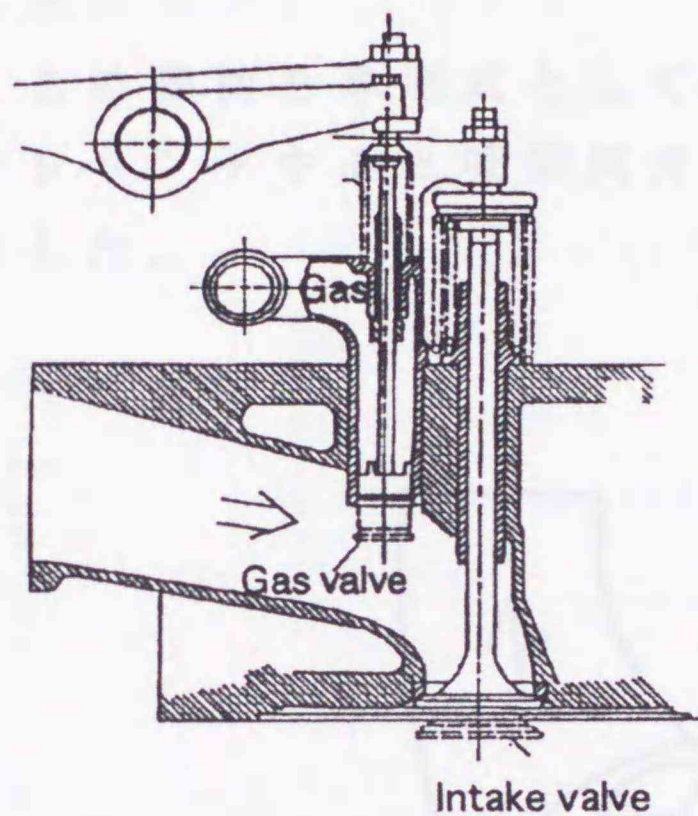


図 2-2 ガスバルブの構造

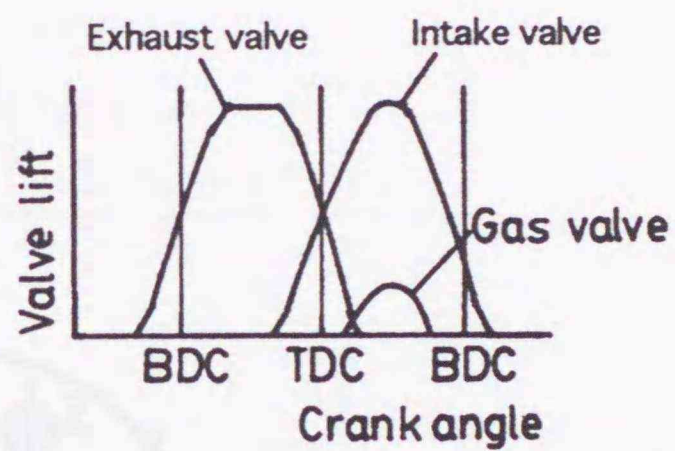


図 2-3 バルブリフト

表 2-3 バルブタイミング

Valve timing	Exhaust open	60° BBDC
	Exhaust close	60° ATDC
	Intake open	70° BTDC
	Intake close	40° ABDC
	Gas open	19° ATDC
	Gas close	35° BBDC

バルブリフトを図 2-3 に、またバルブタイミングを表 2-3

にそれぞれ示す。給排気弁リフトは、オーバーラップを 130° と大きくとり混合気量の確保を容易にした。

ヘッドと吸排気ポートの位置及び点火プラグ位置を図2-4に示す。吸気ポートはスワール発生を抑えた形状となっているため、スワール強さはシュラウドバルブを吸気2弁に装着し、シュラウド装着角度を変更することによって変更した。

この機関を単室式として使用する場合には、点火プラグをシリンダ中心と吸排気弁間にそれぞれ設置し、3点点火とした。

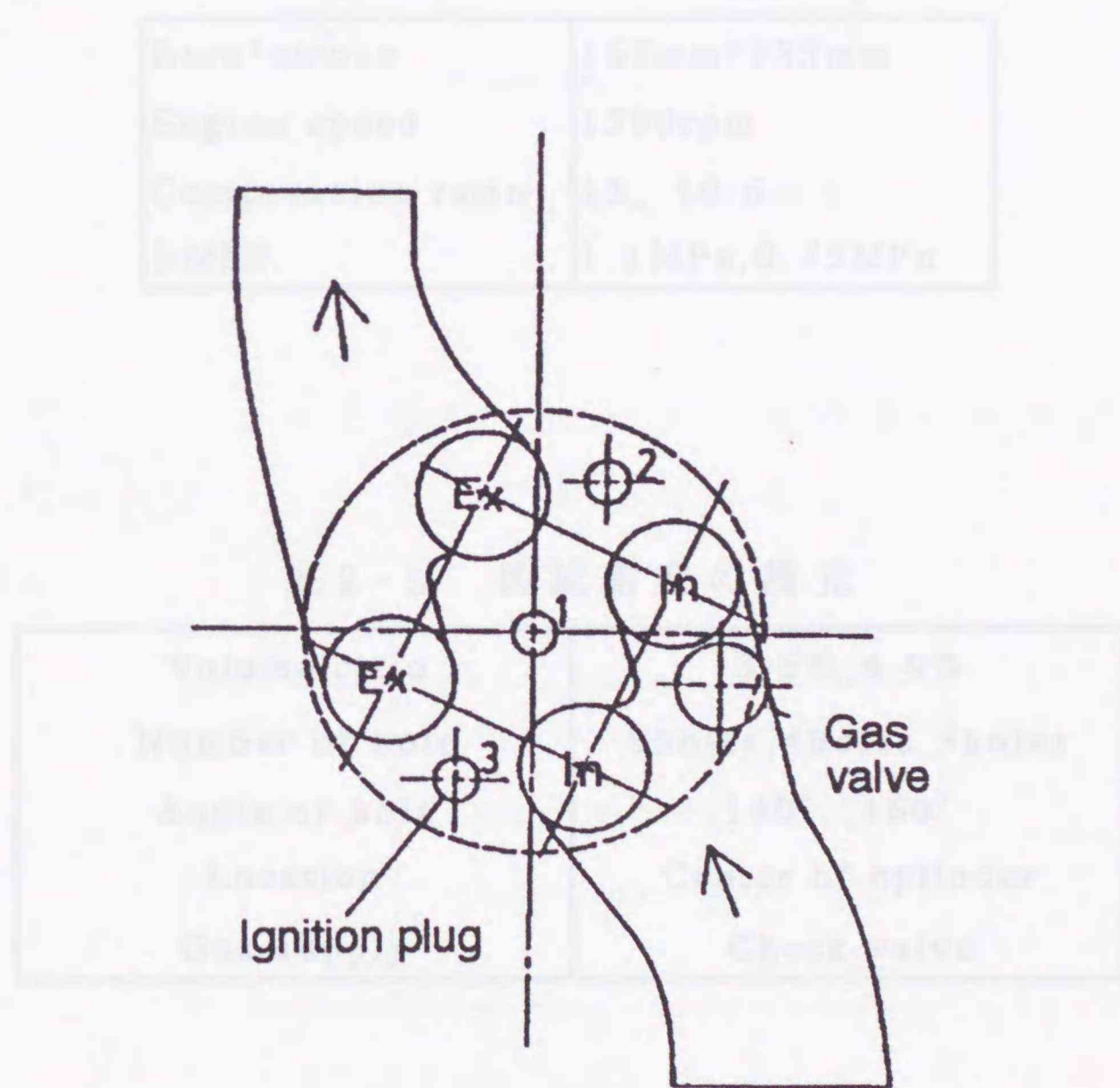


図2-4 点火プラグの位置

〔 2 〕 供 試 機 関 B (ボ ア 1 6 5 m m)

供 試 機 関 B の 諸 元 を 表 2 - 4 に、 副 室 の 諸 元 を 表 2 - 5 に、 機 関 構 造 を 図 2 - 5 に それ ぞ れ 示 す。 供 試 機 関 は、 吸 気 2 弁、 排 気 2 弁 の 4 弁 式 で あ る。 シ リ ン ダ 中 央 の 冷 却 水 ジ ャ ケ ッ ト 内 に 副 室 を 設 置 し、 ヘ ッ ド に ね じ で 締 結 し て い る。 副 室 供 給 ガ ス は、 ヘ ッ ド 内 の キ リ 穴 を 通 し て 供 給 さ れ て い る。 主 室 に 供 給 さ れ る ガ ス は、 ス ロ ッ ト ル 上 流 の ミ キ サ で 混 合 し て 供 給 し た。 ピ ス ト ン は ダ ク タ イ ル 鋳 鉄 製 で あ る。

表 2 - 4 供 試 機 関 B の 諸 元

Bore*stroke	165mm*185mm
Engine speed	1500rpm
Compression ratio	13、10.6
BMEP	1.1MPa, 0.75MPa

表 2 - 5 供 試 副 室 の 諸 元

Volume ratio	3.6%, 4.0%
Number of hole	3holes, 4holes, 5holes
Angle of hole	140°, 160°
Location	Center of cylinder
Gas supply	Check valve

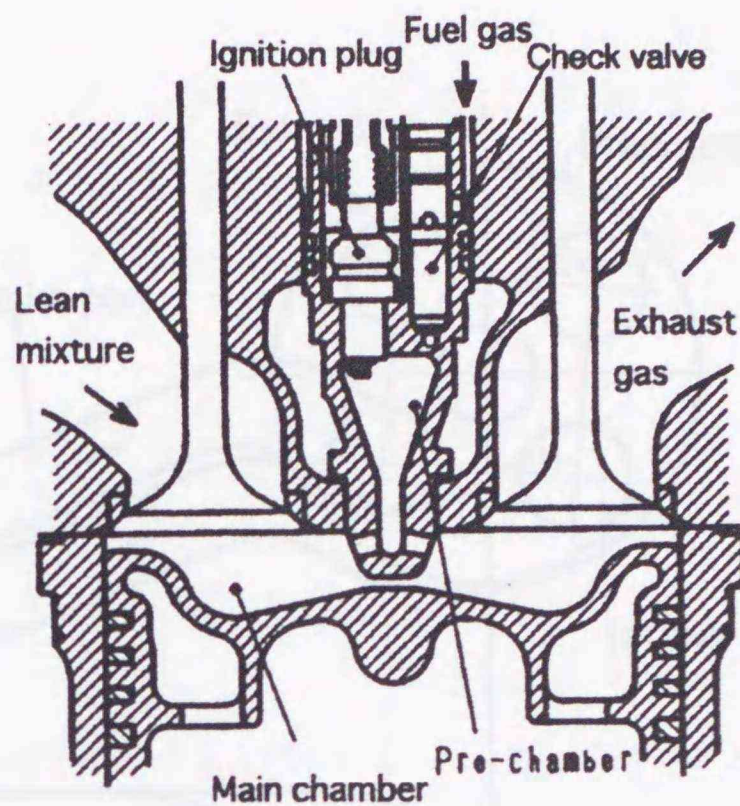


図 2 - 5 供試機関 B の構造

バルブタイミングを表 2 - 5 に示す。混合気の吹き抜けを防止するためにオーバーラップを小さくした。

表 2 - 5 バルブタイミング

Valve timing	Exhaust open	36° BBDC
	Exhaust close	2° ATDC
	Intake open	19° BTDC
	Intake close	43° ABDC

吸気ポートを図 2 - 6 に示す。吸気ポートはディレクショナルポートである。吸気弁の天井高さを変更することによっ

て、スワール強さを変更した。

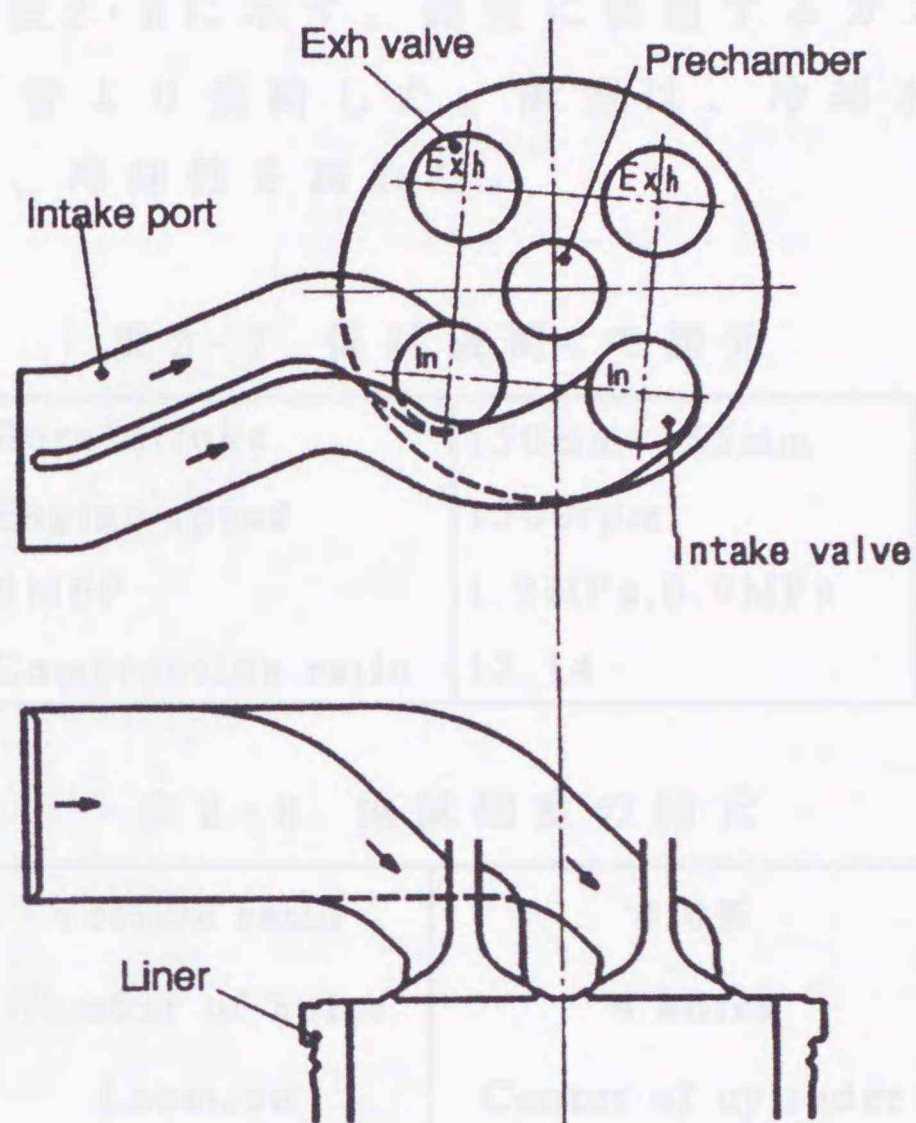


図 2 - 6 吸気ポート

〔 3 〕 供試機関 C (ボア 150 mm)

供試機関 C の諸元を表 2 - 7 に示す。また、機関の構造を図 2 - 7 に示す。ボアは 150 mm であり、吸気 2 弁排気 2 弁の 4 弁式である。シリンダ中心に副室を配した。ピストンはアルミ製として燃焼室形状を変更できるようにした。ヘッドクリアランスは、1.5 mm として強いスキッシュの発生を図

った。圧縮比は12と14とし、主室燃焼室形状はバスタブ型燃焼室とした。

副室諸元を表2-8に示す。副室に供給するガスはヘッドに締結したガス管より供給した。副室は、冷却水ジャケット内に設置して、冷却性を高めた。

表2-7 供試機関Cの諸元

Bore*stroke	150mm*165mm
Engine speed	1500rpm
BMEP	1.2MPa, 0.9MPa
Compression ratio	12, 14

表2-8 供試副室の諸元

Volume ratio	4.0%
Number of holes	4 holes
Location	Center of cylinder
Gas supply	Check valve

吸気ポート形状を図2-8に示す。吸気ポートはディレクショナルポートであり、吸気弁の天井の高さを調節することによってスワール強さを調節した。バルブタイミングを表2-9に示す。混合気を供給するためバルブオーバーラップを小さくした。

表 2 - 9 バルブタイミング

Valve timing	Exhaust open	54° BBDC
	Exhaust close	22° ATDC
	Intake open	22° BTDC
	Intake close	54° ABDC

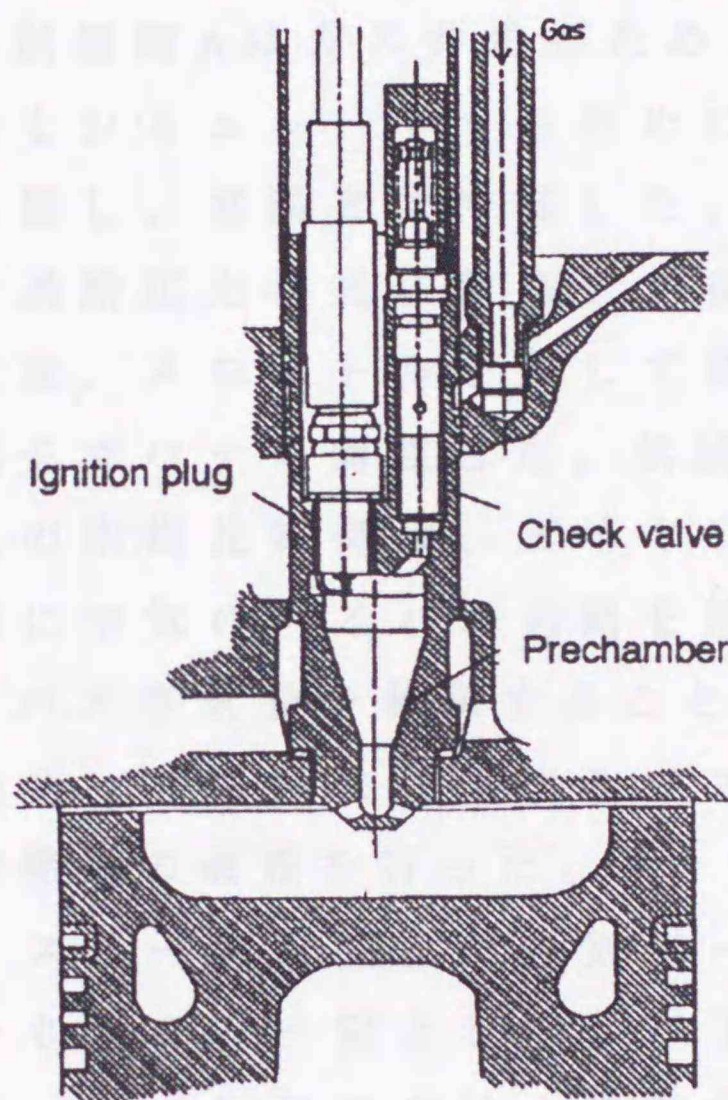


図 2 - 7 供試機関 C の構造

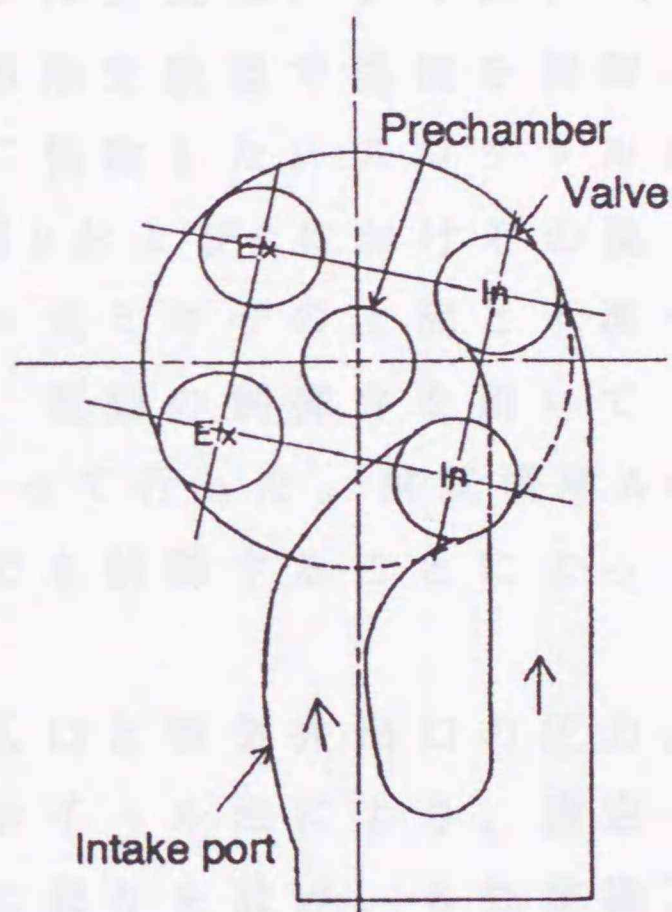


図 2 - 8 吸気ポート

2.2 実験装置

2.2.1 供試機関の付帯装置

供試機関Bを含む実験装置のシステム図を図2-9に示す。供試機関Cの付帯試験装置も、これと同一のシステムである。供試機関Aはガス弁式のため、ガス供給方法が異なる。過給機をシミュレートするために電動コンプレッサにて空気を圧縮し、常温まで冷却した。さらに空気は、レギュレータで過給圧力相当に制御した後加熱熱交換器で温度を制御した後、スロットルを介して機関に供給した。スロットルは電子ガバナで調速した。供試機関BおよびCにおけるの混合気の空燃比制御は、ダイヤフラム式ミキサの上流と下流の間に空気のバイパス通路を設け、電動の制御弁を用いてバイパス空気量を制御することによって行った。供試機関Aの場合、ガス弁に供給するガス圧力を制御することによって空燃比の調整を行った。

スワール強さは、吸気ポート入口と吸気弁出口の圧力比を0.95一定として、パドルホイール法により、測定を行った。排気圧力は、排気管内に絞りを設け、6気筒機関の排気圧力に近くなるように調整した。排気絞り後にサージタンクを設置し、そのサージタンクから排出ガスを抜き出してガス組成を測定した。

単筒機関に供給される空気は電動コンプレッサーで圧縮された後室温まで冷却されるので、空中に含まれる湿度が液化しほぼ乾燥空気となっている。空気中の湿度がガス機

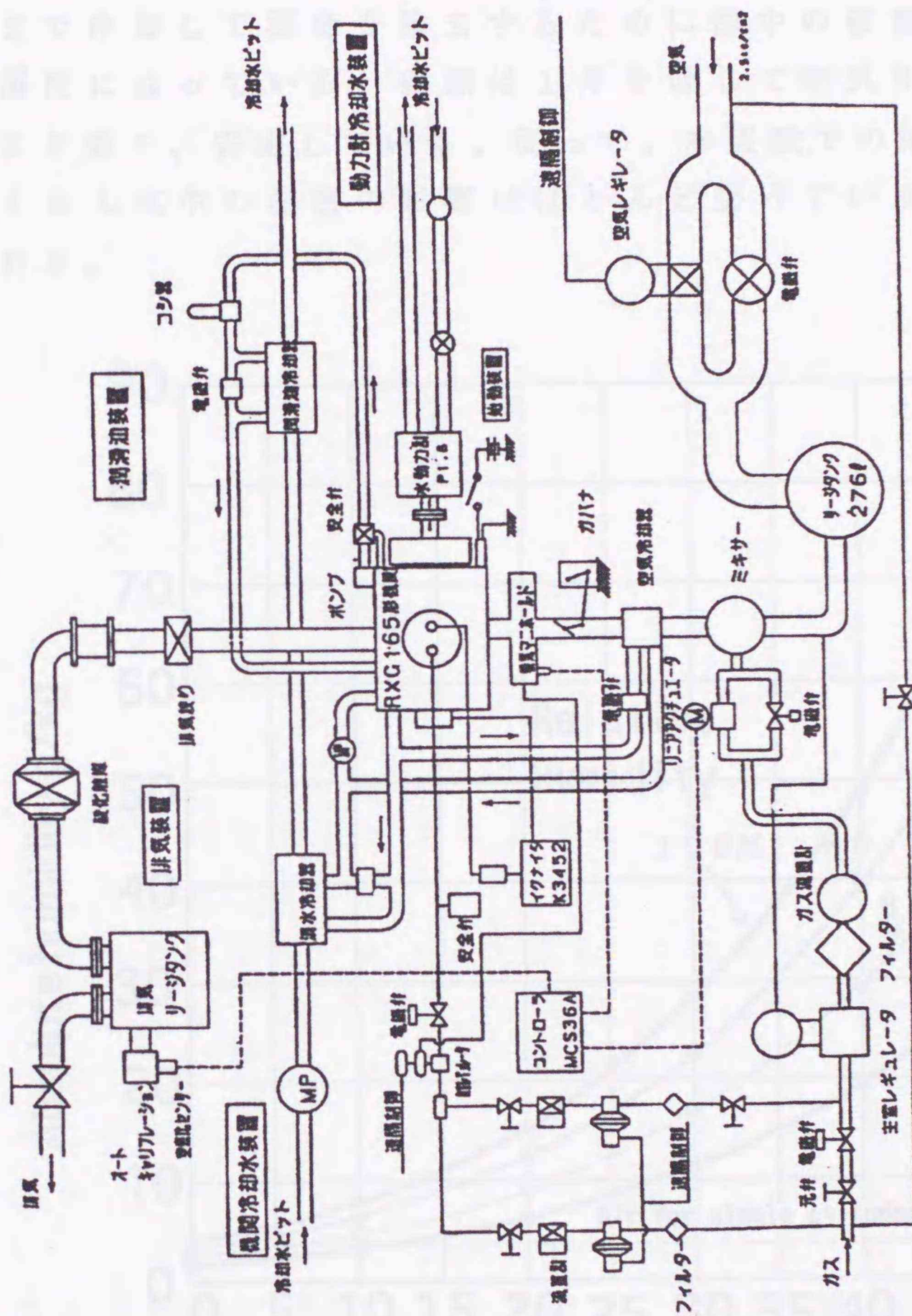


図2.9 供試機関のシステム

関の排気ガス中の NO_x に影響することは既に知られている
 (21)。空気中の温度と絶対湿度を図2-10に示す。室温が
 上昇するに従い、同一の相対湿度であっても絶対湿度は上

昇する。本実験では400kPaまで大気の空気を圧縮し、室温まで冷却して湿度を除去するために図中の破線に示す絶対湿度になっている。破線は1年を通じて空気中の絶対湿度より低く、安定している。従って、本実験でのNO_x測定に対する大気中の湿度の影響はほとんど受けていないと考えられる。

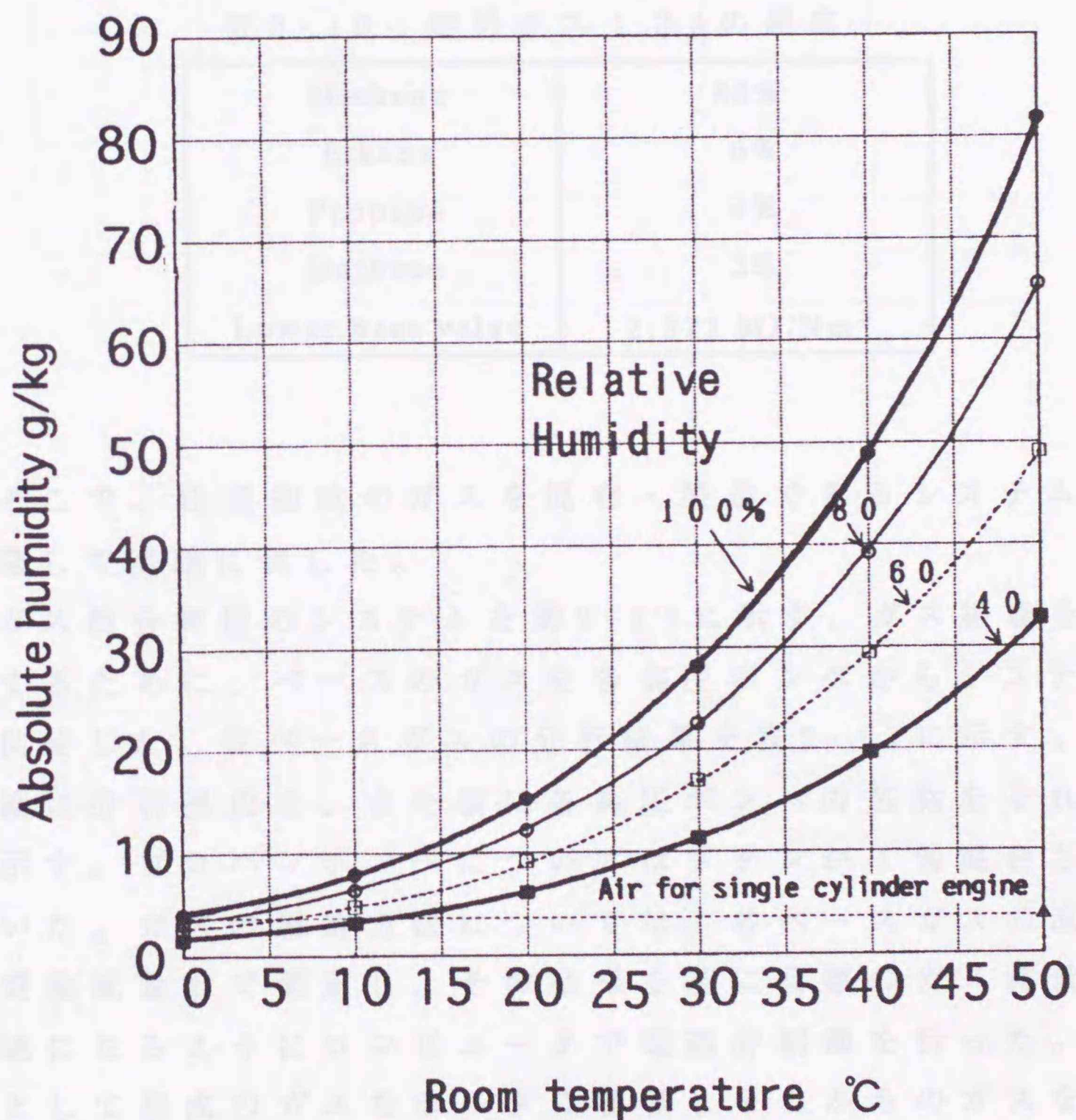


図2-10 供試機関の空気中の湿度

2.2.2 ガス混合装置

都市ガス 13A の組成を表 2-10 に示す。都市ガス 13A は主にメタンが主成分となっている。日本国内で使用されるガスは、13A の他に水素を多く含有する製造ガス、プロパンおよび消化ガスである。

表 2-10 燃料ガス 13A の組成

Methane	88%
Ethane	6%
Propane	4%
Buthane	2%
Lower heat value	2,372 MJ/Nm ³

そこで、任意組成のガスを混合・製造できるシステムを開発して実験に供した。

ガス混合装置のシステムを図 2-11 に示す。ガス組成を変更するために、ベースのガスを各高圧ボンベからシステムへ供給した。各ベースガスの分析結果を表 2-11 に示す。表の縦に分析組成を、また横に各高圧ボンベの名称をそれぞれ示す。プロパンボンベについてはブタンが 1% 混合されていた。ガスの製造方法については、各ベースガスの流量を質量流量計で測定し、その結果を基に目標のガス流量と組成になるようにコンピュータで電磁弁制御を行った。目標として組成のガスをホルダに蓄積しそこからのガスをコンプレッサで圧縮しエンジンに供給した。ガス組成につい

では、ガス供給ラインからガスサンプルを行い、ガスクロ
でその成分を確認分析し、発熱量の計算に供した。

表 2 - 1 1 供試ガスボンベのガス組成

Composite/ Bombe	H ₂	N ₂	CH ₄	CO ₂	C ₃ H ₈
H ₂ Vol%	94.77	0	0	0	0
O ₂ Vol%	2.77	0.29	1.26	0.25	0
N ₂ Vol%	2.44	99.63	4.70	0.65	0
CO ₂ Vol%	0.01	0.01	0.79	98.96	0
CH ₄ Vol%	0	0	93.16	0	0
C ₃ H ₈ Vol%	0	0	0	0	98
Total Vol%	99.99	99.93	99.94	99.86	98

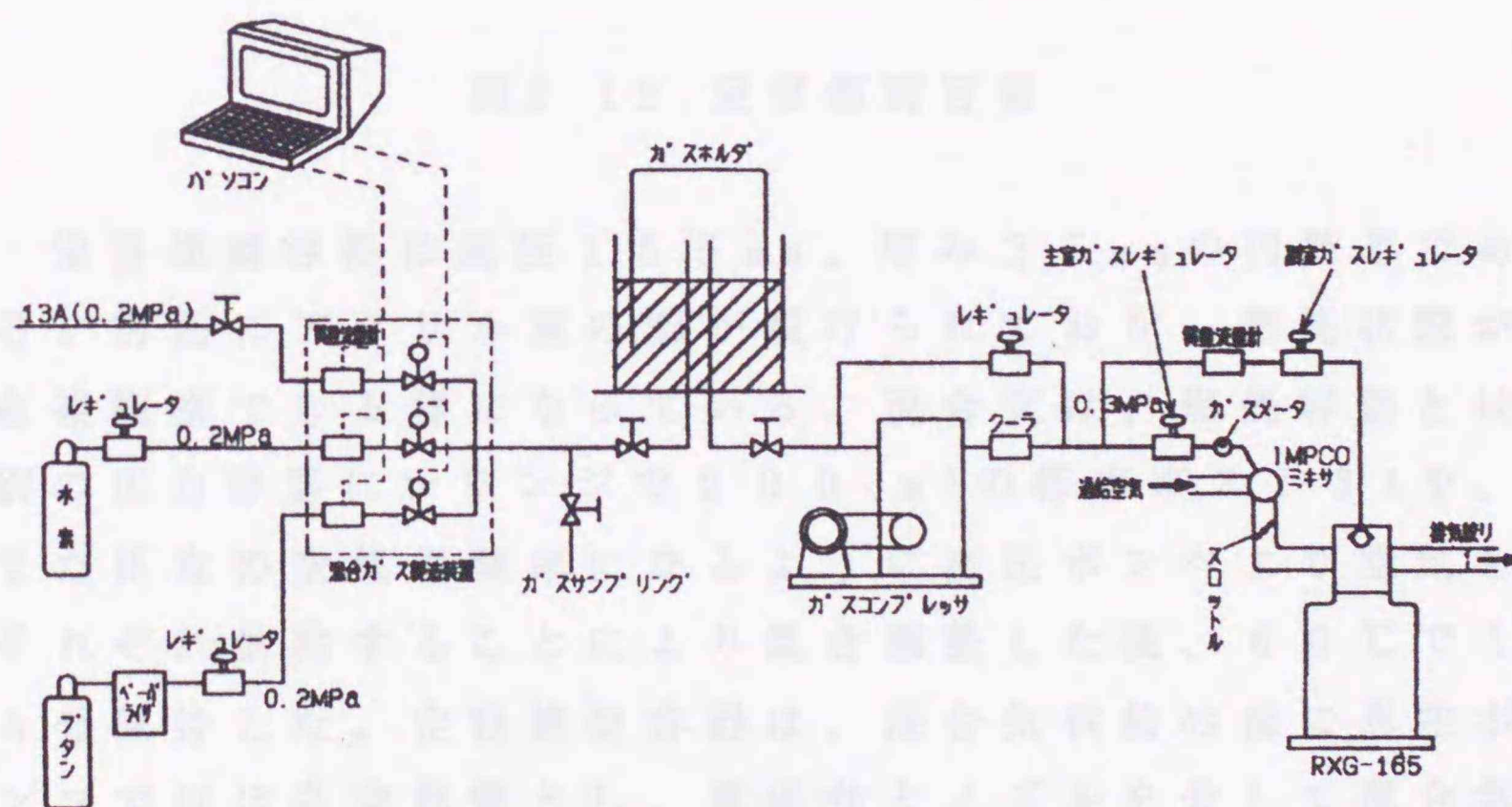


図 2 - 1 1 ガス混合装置のシステム

2.2.3 定容燃焼容器

シリンダ内燃焼状態を模擬的に可視化するために定容燃焼容器を作成して燃焼実験を行った。図2-12にその装置の概略を示す。

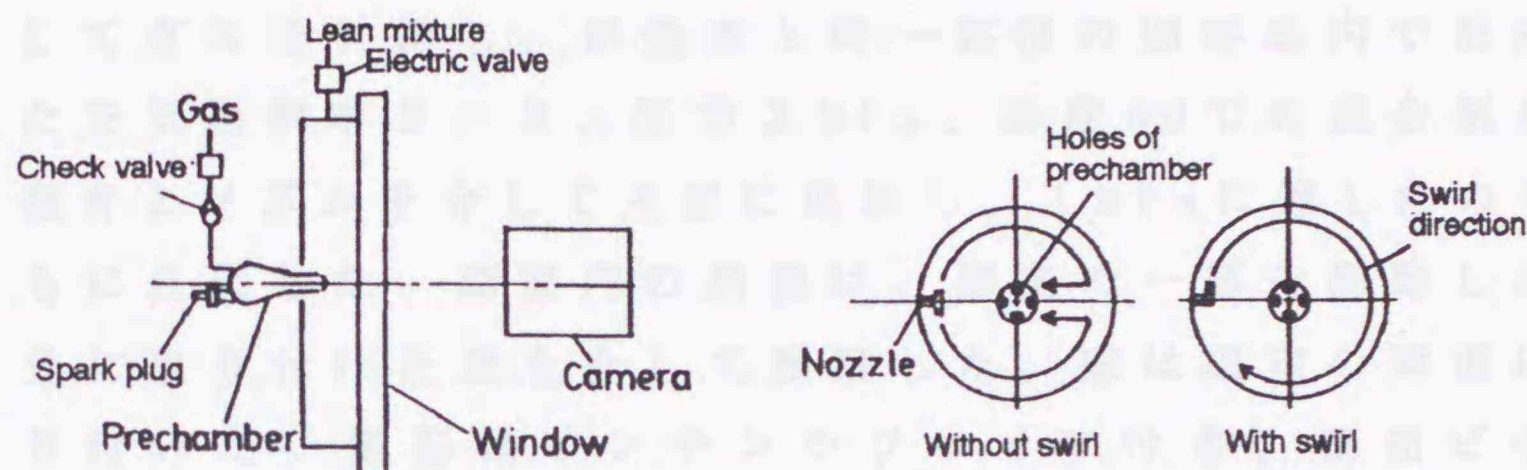


図2-12 定容燃焼容器

定容燃焼容器は直径165mm、厚み25mmの円筒形である。前面にアクリル製の窓が設けられており、燃焼状態が直接観察できる様になっている。混合気は、燃焼容器とは別の圧力容器にシリンジで200cm³の都市ガス13Aを、また任意の空気過剰率になるように高圧ポンベより空気をそれぞれ供給することにより混合調整した後、60℃で15分保持した。定容燃焼容器は、混合気供給の前に真空ポンプでほぼ真空状態とし、電磁弁とノズルを介して混合気定容燃焼容器に供給した。混合気供給ノズルの向きはスワールを発生させる場合とさせない場合の2種類とした。す

なわち、スワールを発生させない場合は、混合気を相反方向に供給噴射させた。

単室の燃焼観察では、単室内に混合気を供給した後点火プラグで点火を行った。一方、副室の燃焼観察の場合には、実験機関に使用した副室を主室に取り付け、副室にチェックバルブと点火プラグを装着した。その場合、まず燃焼容器内を真空とした後、副室に電磁弁とチェックバルブを介してガスを供給し、燃焼室と同一容積の別容器内で形成した空気過剰率 2.2、圧力 2 MPa、温度 60℃ の混合気を電磁弁とノズルを介して主室に供給し、1 MPa に達したのち直ちに点火した。副室内の燃焼は、副室の一部を削除した部分に取り付けた窓を介して観察した。窓は副室の両面に取り付けた。撮影はインテンシファイア付き、高速ビデオ (KODAK EKTAPRO IMG6000 SYSTEM) によって 1000 コマ/秒で行った。

2.2.4 インジケータ線図の解析方法

圧力ピックアップは取り出し管を介さずに直接ヘッドに取り付けた。またロータリーエンコーダからクランク角度 1° 毎の信号と TDC の信号を発生させ、 1° 毎のシリンダ圧力を取り込み、A/D 変換した後コンピュータに取り込んだ。シリンダ圧力からは熱発生率を求めた。

熱発生率の計算方法を以下に示す。

シリンダ内作動ガスのエネルギー平衡から、次式が成立する。すなわち、

$$dQ_b - dQ_c + h_f \cdot dm_f = d(m \cdot C_v \cdot T) + p \cdot dV \quad (\text{式 2.1})$$

ここで、

Q_b : 燃焼で生じた熱量 J

Q_c : 壁面への冷却熱量 J

$h_f \cdot dm_f$: 燃料の持つエンタルピー J

$m \cdot C_v \cdot T$: 作動ガスの持つ内部エネルギー J

$p \cdot dV$: 膨張仕事 J

p : シリンダ内圧力 Pa

V : シリンダ内容積 m^3

T : 作動ガス平均温度 K

m : 作動ガスのモル数 mol

C_v : 作動ガスの平均等容比熱 J/mol · K

式 (2.1) において、 $dQ = dQ_b - dQ_c$ とおき、また左辺の

第2項 $h_f \cdot dm_f$ は、他の項に比べて十分に小さいので省略して、右辺を展開すると、

$$dQ = C_v \cdot T \cdot dm + m \cdot T \cdot dC_v + m \cdot C_v \cdot dT + p \cdot dV \quad (\text{式2.2})$$

ここで、一般ガス定数 R および比熱比 k の関係と、状態方程式とから、

$$dC_v = -R \cdot dk / (k-1)^2 \quad (\text{式2.3})$$

$$p \cdot dV + V \cdot dp = m \cdot R \cdot dT + R \cdot T \cdot dm \quad (\text{式2.4})$$

が成り立つので、熱発生率 $dQ/d\theta$ は以下の様に示される。
すなわち、

$$dQ/d\theta = 1/(k-1) \cdot (kp(dV/d\theta) + V(dp/d\theta)) + pV/(k-1)^2 \cdot dk/d\theta \quad \text{J/deg} \quad (\text{式2.5})$$

ここで、 θ はクランク角度である。

(式2.5)において、比熱比 k は、谷下の比熱式(23)から等圧比熱 C_p を求めて算出した。すなわち、

$$C_p = A + B(T/100) + C(T/100)^2 + D(100/T) \quad (\text{式2.6})$$

ここで、式中の $A \sim D$ は、表2-12に示す通りである。

(式2.5)に、インジケータ線図から求めた圧力データを

入力して、逐次積分することによって $dQ/d\theta$ が求められる。

表 2 - 1 2 谷下の比熱式の係数 (2 3)

Gas	Temperature ° k	A	B	C	D
Air	300~900	5.4191	0.276672	-0.0048475	2.25714
	900~3000	8.5199	0.0446508	-0.00062787	-9.94949
N ₂	300~900	5.7525	0.180309	0.0010436	1.98700
	900~3000	8.3613	0.057907	-0.0010064	-10.1179
O ₂	300~900	4.1988	0.647366	-0.0269622	3.36327
	900~3000	9.2687	-0.002599	0.0007466	-9.77367
H ₂ O	300~900	6.335	0.3258	0	2.061
	900~3000	6.8436	0.394196	-0.0060812	-3.70974
CO ₂	300~900	8.1786	0.825953	-0.0298995	-4.44887
	900~3000	15.1948	0.047105	0.0008465	-25.6965
CO	300~900	5.0301	0.342286	-0.0080934	2.95539
	900~3000	8.5375	0.050494	-0.0009186	-10.0763
H ₂	300~900	8.3074	-0.243081	0.0159378	-2.46973
	900~3000	4.5128	0.225848	-0.00306434	7.53961

本論文では以下に定義する項目を用いて説明を行うが、
これらは全てインジケータ線図から求めた。

(1) P_{max}

シリンダ内最高圧力の 3 6 0 サイクルの平均値。

(2) $P_{max\ devi}/P_{max\ ave}\%$

3 6 0 サイクルのシリンダ内最高圧力の標準偏差をシリンダ
内最高圧力の平均値で割った値。

(3) $P_{mi-variation}\%$

3 6 0 サイクルの図示平均有効圧 P_{mi} の標準偏差を図示平均

有効圧の平均値で割った値。

(4) 10% Combustion period ° CA

360サイクルのシリンダ圧力の平均値から求めた熱発生量における点火時期から10%熱発生量までのクランク角度。

(5) 10-90% Combustion period ° CA

360サイクルのシリンダ圧力の平均値から求めた熱発生量における熱発生量10%から90%までのクランク角度。

(6) 50% Combustion period ° CA

360サイクルのシリンダ圧力の平均値から求めた熱発生量における、点火時期から熱発生50%までのクランク角度。

2.2.5 副室内空燃比分布の推定方法

副室内流動および燃料ガスの拡散を解析するに当たっては、KIVAコードを適用した。副室の計算格子を図2-13に、また全燃焼室の計算格子立体図を図2-14にそれぞれ示す。実際の機関では、ヘッド内に副室が設置されているが、ピストン側に開口径の小さい燃焼室として副室を形成している。したがって、計算上ヘッドはフラット形状であるが、これはフラットなピストン頂面に対応している。噴口は単噴口としている。また副室のスロート部は、流速が高く発散しやすいので、この部分になるべく多くの格子を配置した。

計算条件を表2-13に示す。計算ステップは、 1μ 秒であり、機関回転数1500rpm相当で計算した。計算したクランク角度は、吸気行程終了のBDCから圧縮終了時のTDCまでである。

初期値を表2-14に示す。計算ではプロパンガス使用時を想定し、正味平均有効圧0.75MPa、空気過剰率2.0の場合の吸気管内圧力において、BTDCでシリンダ内に空気が充填され、副室内にはオクタンが充填しているものとした。KIVAが有しているオクタン噴霧の輸送蒸発、拡散のアルゴリズムをそのまま使用した。

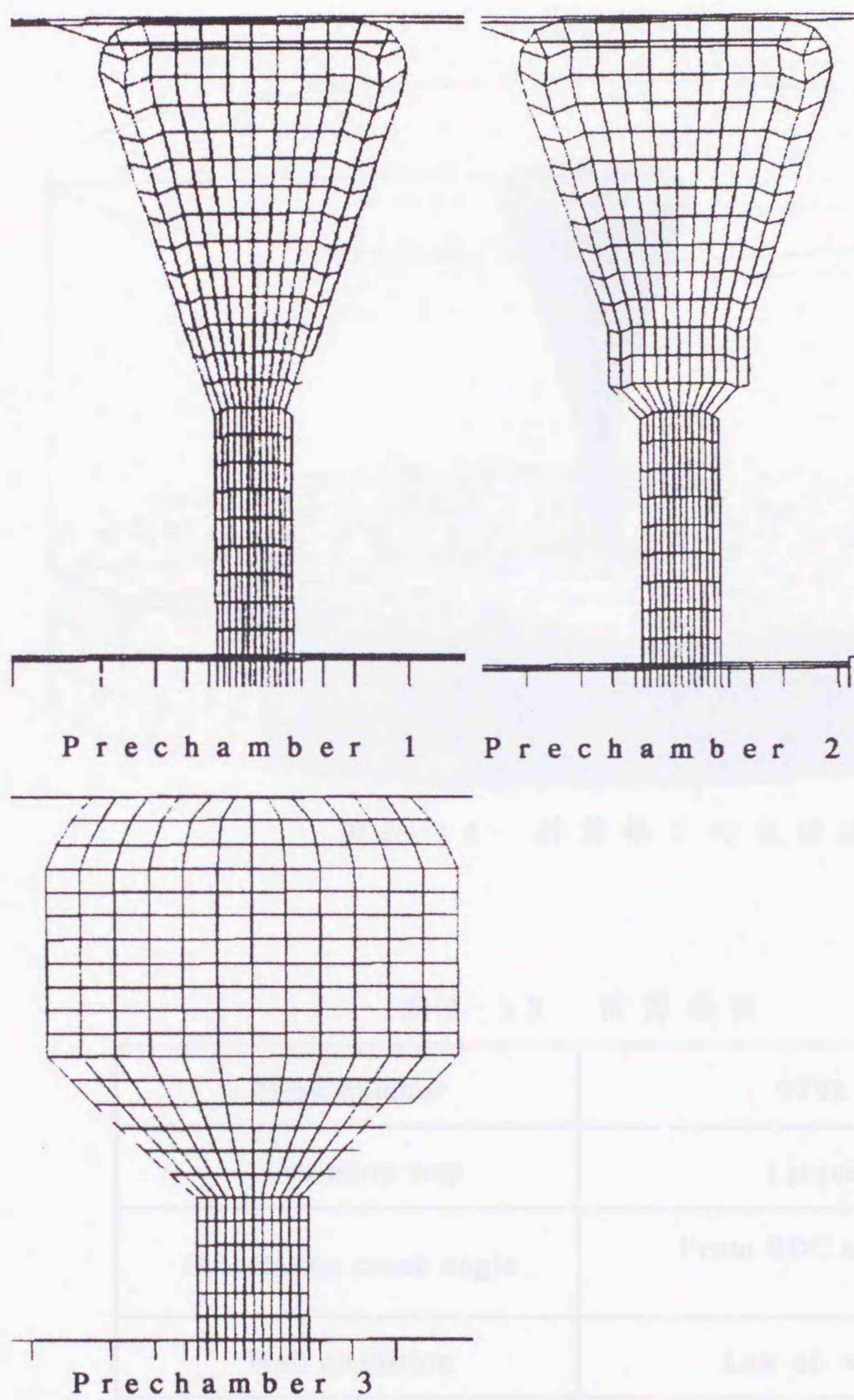


図 2 - 13 計算に使用した格子

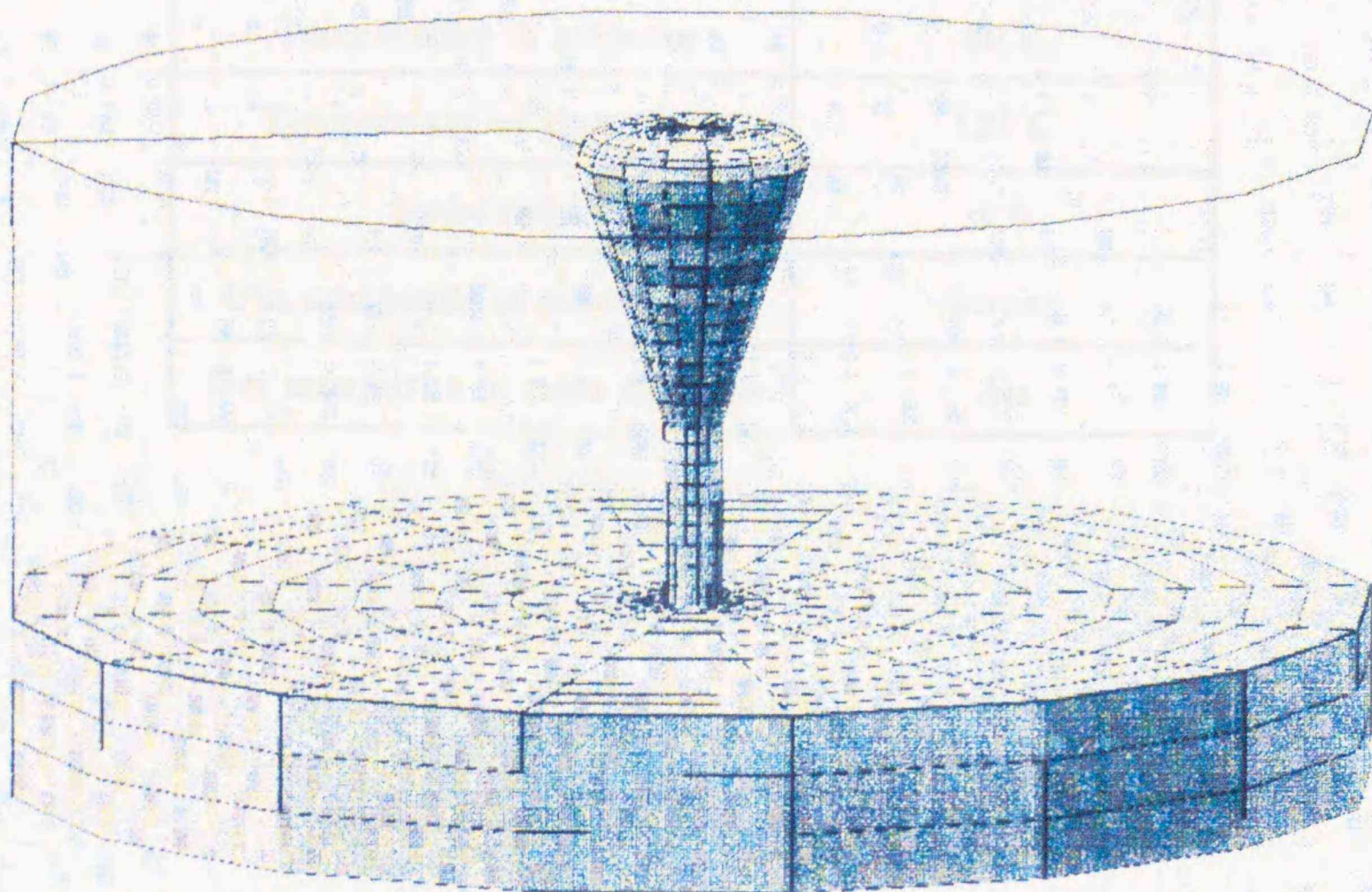


図 2 - 14 計算格子の立体図

表 2 - 13 計算条件

Mesh number	9792
Calculation step	1 μ sec
Calculation crank angle	From BDC to TDC
Wall condition	Law of wall
Coordinates	Axisymmetric
Turbulence model	Subgrid scale turbulence model

表 2 - 1 4 初 期 値

Temperature in cylinder	50°C
Temperature of liner wall	127°C
Swirl ratio	1.0
Gas composite in prechamber	Octane
Gas composite in main chamber	Air

単室式と副室式における希薄燃焼

第 3 章

単室式と副室式における希薄燃焼

燃焼の形態、単室式では主室にのみ燃焼が行われるが、副室式では主室と副室の両方に燃焼が行われる。この二つの燃焼形態の違いは、燃焼速度、燃焼温度、燃焼圧力などに影響を及ぼす。単室式では、燃焼速度が遅く、燃焼温度が低く、燃焼圧力も低い。一方、副室式では、燃焼速度が速く、燃焼温度が高く、燃焼圧力も高い。このように、燃焼形態の違いは、燃焼の特性に大きな影響を及ぼす。したがって、燃焼装置の設計においては、燃焼形態の選択が非常に重要である。単室式と副室式の違いを詳しく説明する。単室式では、燃焼が主室のみで行われる。これは、燃焼速度が遅く、燃焼温度が低く、燃焼圧力も低い。一方、副室式では、燃焼が主室と副室の両方で行われる。これは、燃焼速度が速く、燃焼温度が高く、燃焼圧力も高い。このように、燃焼形態の違いは、燃焼の特性に大きな影響を及ぼす。したがって、燃焼装置の設計においては、燃焼形態の選択が非常に重要である。

3.1 概 要

希薄燃焼方式には、単室式と副室式がある。希薄混合気を燃焼させるには確実な点火と急速燃焼が必要である。そこで本研究ではまず、供試機関Aにおいて多点点火及びスワールによる単室式機関の燃焼改善について検討するとともに、TGP (Turbulence Generating Pot) 方式と副室式との比較を行なった。TGP方式は、副室は設けられているもののその副室に燃料ガスが直接供給されない方式である。

実験の結果、単室式では3点点火あるいはスワール強化などによって希薄側での燃費率を低下させ得たが、 NO_x も高くなり、十分な改善効果を得ることは出来なかった。これに対して、副室式においては希薄限界が希薄側に大きく伸び、点火遅れが短くまた燃焼期間が短縮するために熱効率が高く、しかも NO_x が大幅に低減できることが分かった。

更に、一般に単室式が採用されているボア150mmの供試機関Cで単室式と副室式の比較を行なったところ、副室式は出力と圧縮比も高くできるために、単室式と比較して燃費率をさらに改善でき、 NO_x も低減できることが立証された。なお、単室式では混合気が希薄になるに従って点火遅れと燃焼期間が伸びるが、副室式では点火遅れが変化せず燃焼期間の増加もないことが明らかになった。

単室式と副室式の燃焼状態を定容燃焼容器にて観察した結果、単室式では点火プラグから火炎が伝播して全燃焼室に拡大して行くのに対して、副室式では副室内での燃焼、火炎ジェットが主室内に噴出し、主室内混合気の急速燃焼を促進することが分かった。

3.2 単室式希薄燃焼方式 (29)、(30)

希薄燃焼方式で、高効率と低 NO_x を実現するには確実な着火と急速燃焼が必要である。特にボアが大きい場合には、それらが必要である。そこで、供試機関A (ボア280 mm) の単室式機関を用いて重要な燃焼影響因子である多点点火とスワールによる希薄燃焼の改善について検討した。

3.2.1 多点点火の影響

まず、多点点火の影響について述べる。点火プラグ位置はすでに図2-4に示したとおりである。点火プラグはシリンダ中心の他に、吸気バルブと排気バルブの間に配置し、合計3個装着した。シリンダ中心を1番、吸気ポート側を2番、そして排気ポート側を3番と呼ぶことにする。スワール強さは、吸気弁2弁にシュラウドバルブを装着しシュラウドバルブの角度を変更することによって制御した。

1点点火でその箇所を変更すると共に、スワール強さ SR を変えた場合の燃費率を図3-1に示す。

1点点火の場合、着火する箇所によって燃費率が異なり、シリンダ中心が最も良く、排気ポート側で点火する場合は次に良いことが分かる。これに対してスワール比 SR が大きい場合、すなわち2.83では、点火位置の影響は少なくなり、2番と3番の差は殆ど認められない。シリンダ中心に点火プラグが位置する1番は、火炎伝播距離が最も短くなるために、燃費率も低くなったものと考えられる。また、2番と3番は火炎伝播距離は同じであり、燃費率は同一レ

ベルになったものと考えられる。しかし、スワールが存在

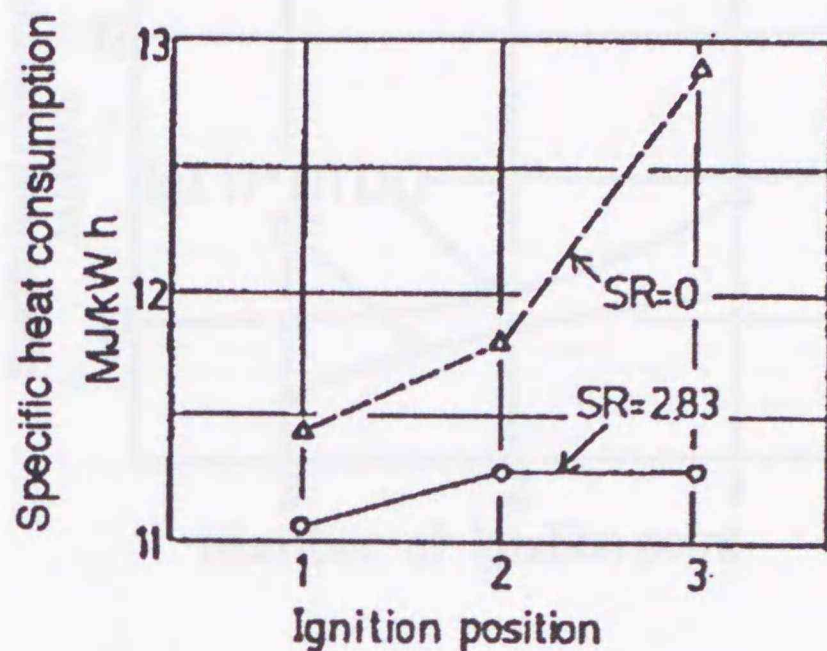


図3-1 点火プラグ位置の影響
(点火時期 17° BTDC、BMEP = 1.1 MPa)

しない場合では2番に比べて3番の燃費率が悪くなっている。これについては、スワールがない状態ではガス弁から供給したガスがシリンダ内でなんらかの層状化現象を呈しているためと考えられる。

次に1点点火、2点点火、3点点火における燃費率をスワールが存在しない場合について比較した結果を図3-2に示す。この場合、点火時期を 17° BTDC と 19° BTDC の2通りに変えており、図中の2点同時点火は、点火プラグの1番と2番を同時に着火させた場合を示す。

点火数が増加するに従って、燃費率は改善されており多点点火が有効であることが分かる。

そこで、スワールが存在しない状態において、2点点火と3点点火とで空燃比を変えた場合の排出ガスと燃費率を図3-3に比較して示す。ここで、2点点火は上述の様に1番

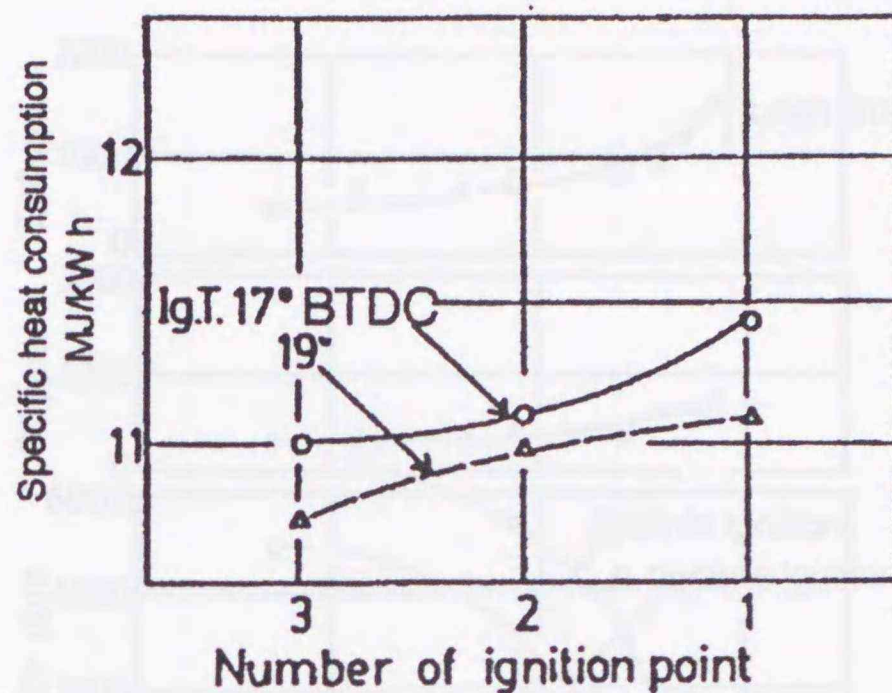


図 3 - 2 点火プラグ数の影響
(BMEP = 1.1 MPa)

と 2 番の点火プラグで点火したものである。

HC、CO は 2 点点火と 3 点点火とは差異がなく、希薄側になるほど増加する傾向が見られる。2 点点火と 3 点点火を比較すると、燃費率は 3 点点火が良好である。また、希薄限界は 2 点点火と 3 点点火とでは大きく変わらない。

NO_xについては、2 点点火ならびに 3 点点火共に混合気が希薄になるほど著しく低下しているが、2 点点火の場合に比べて 3 点点火での濃度は高く希薄側では両者の差が減少していることが分かる。点火の多点化による NO_x の増加は、主として燃焼期間の短縮、あるいはそれに伴うシリンダ内温度の上昇に起因したものと考えられる。すなわち、多点点火によって燃費率は改善されるが、NO_x は逆に増加する。

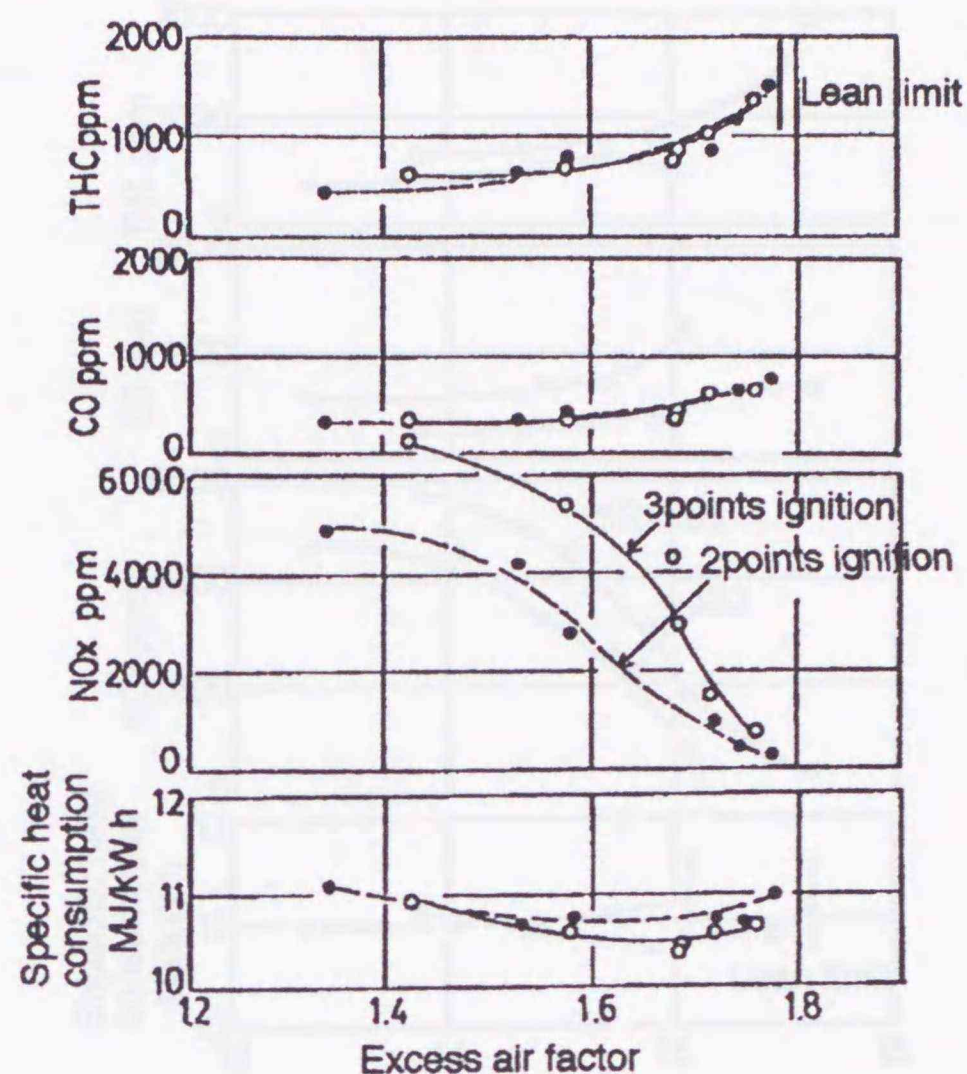


図 3 - 3 点火プラグ数と排出ガス
(点火時期 17° BTDC、BMEP = 1.1 MPa)

3.2.2 スワールの影響

次に、スワールの付与が燃費率の改善と低NO_x化に及ぼす影響について検討した。2点点火で1番と2番の点火プラグで点火し、スワール比1.02と2.83で空気過剰率を変えた場合の結果を図3-4に示す。

スワール比が高い場合、すなわち2.83においては燃費に若干改善されると同時に、その最良点における空気過剰率は希薄側に移動し、更に希薄限界も希薄側に若干延びることが分かる。また、スワール比が高くなると、HCと

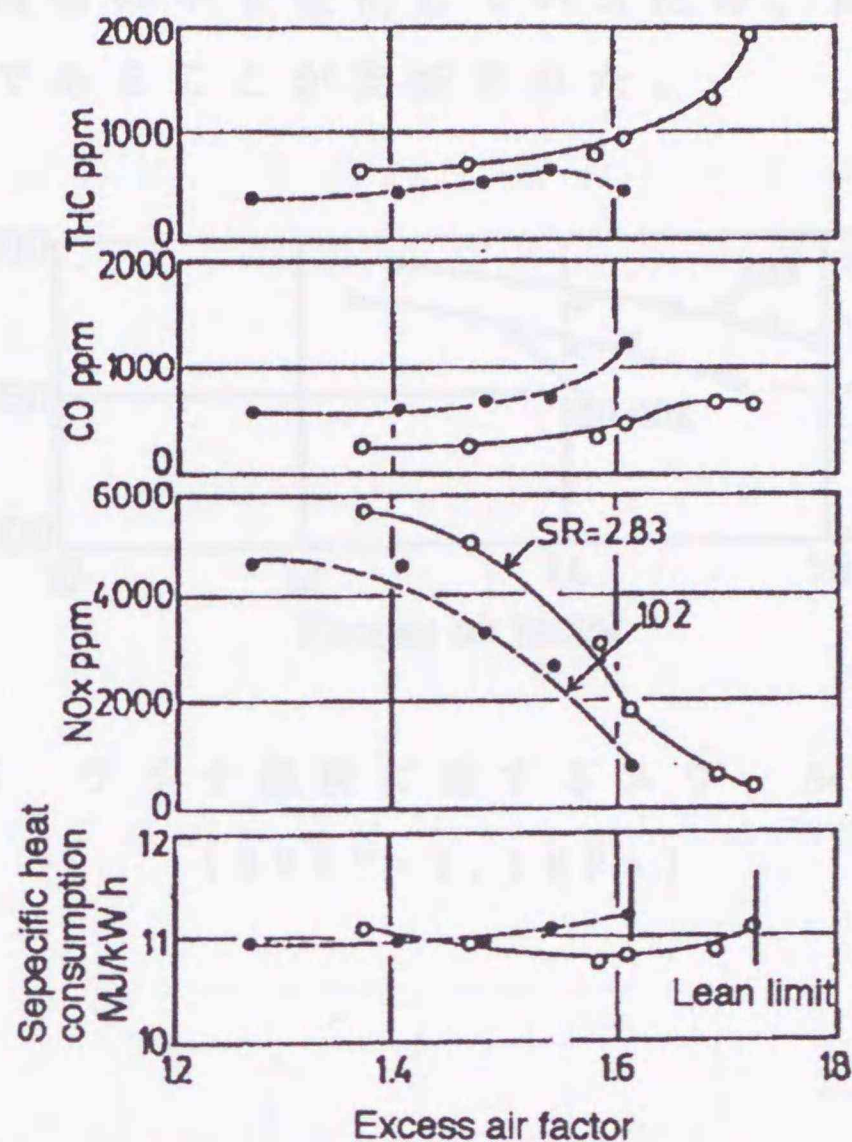


図3-4 スワール比と排出ガス
(点火時期 17° BTDC、BMEP = 1.1 MPa)

NO_x は増加するがCOは低下することが分かる。図3-5にスワール比を変えた場合のライナ温度を示す。スワール比が高くなるとライナ温度が高くなっている。ライナ温度の上昇は、スワール比の増加による温度境界層の圧縮に基づくと考えられるが、これに伴う燃焼室内ガス温度の上昇によって燃焼速度と NO_x 濃度の増加がそれぞれ誘起されるものと考えられる。

以上述べた様に、単室式においては多点点火をしても、またスワール強さを増加させても、熱効率と NO_x とは互いに

トレードオフ関係の中で変化しているため、高効率と低 NO_x の両立は困難であることが実証された。

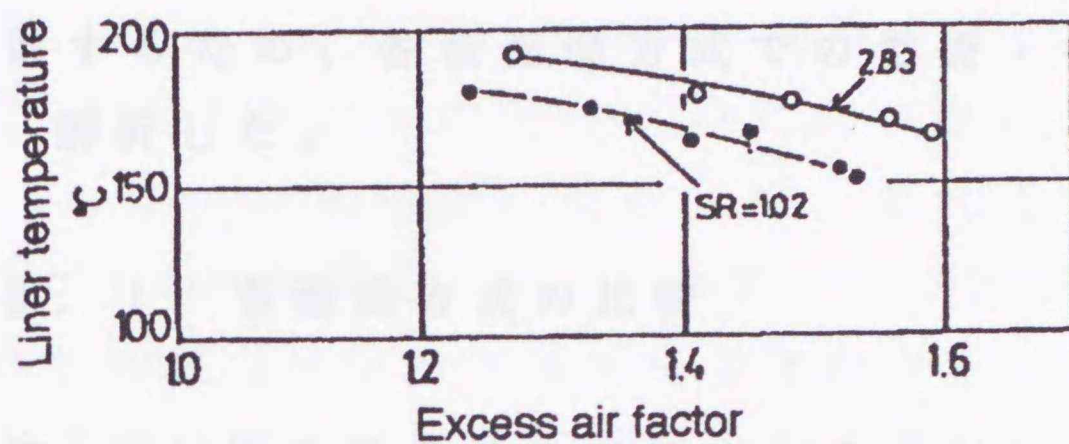


図3-5 ライナ温度に対するスワールの影響
($\text{BMEP} = 1.1 \text{ MPa}$)

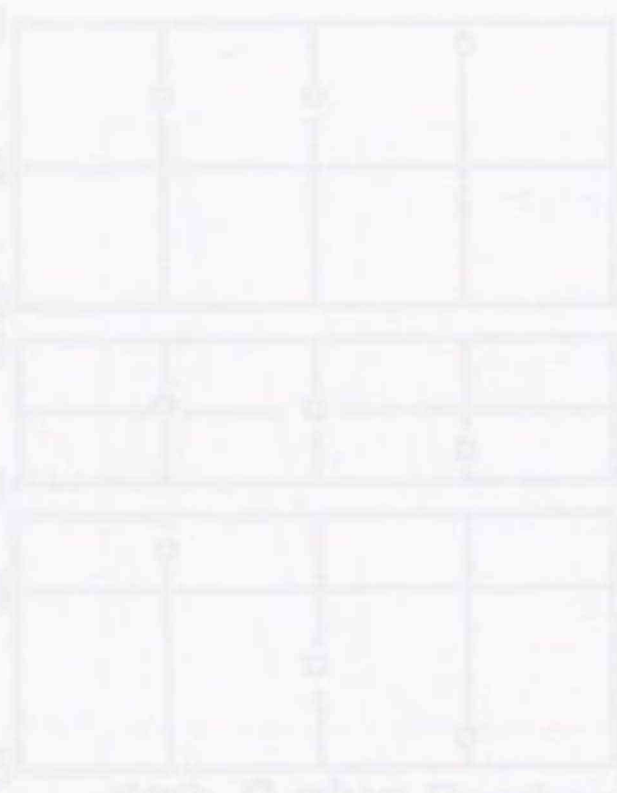


図3-6 燃費最適化方式における燃費比較
(燃費最適化方式 = 1.75, 点火時期 = 10° BTDC)

3. 3 副室式希薄燃焼方式 (29)、(31)

本節では、副室式希薄燃焼方式における希薄燃焼特性について検討するため、各種燃焼方式での燃焼・排出ガス特性を比較・解析した。

3. 3. 1 各燃焼方式の比較

供試機関Aにおける単室式希薄燃焼方式、副室式希薄燃焼方式、及びTGP (Turbulence Generating Pot) 方式の三つについて、その性能を比較した結果を図3-6に示す。

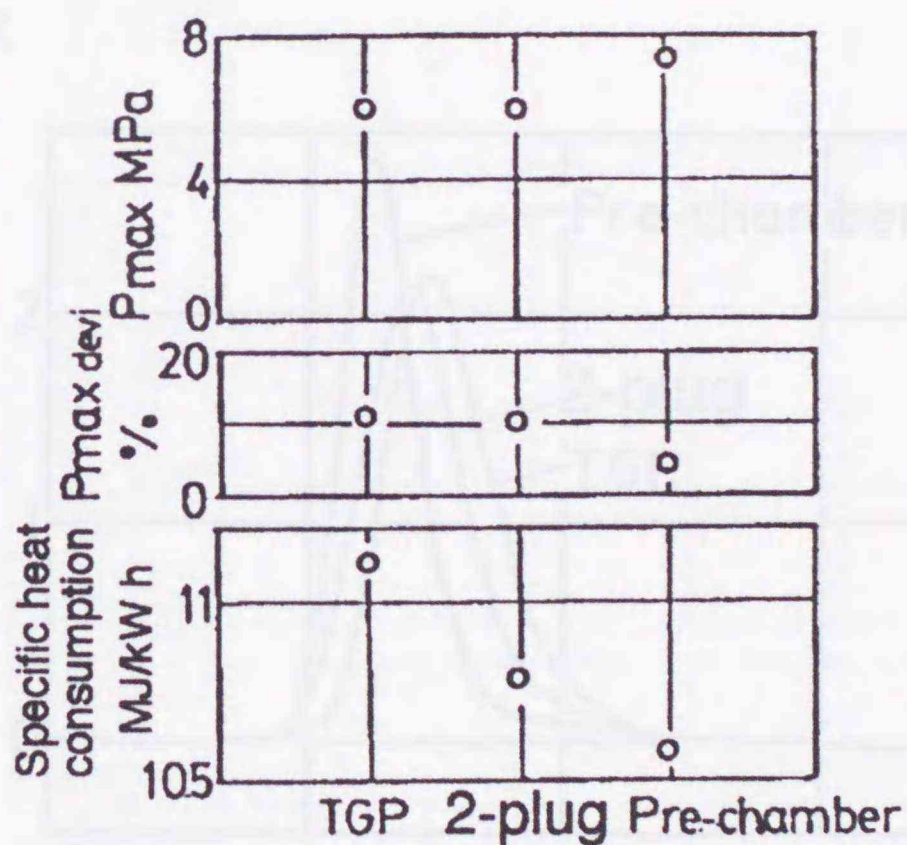


図3-6 各種燃焼方式における燃焼比較
(空気過剰率 = 1.75、点火時期 10° BTDC)

この場合、副室容積比は2%、噴口数4、点火時期 10° BTDCである。また、空気過剰率は1.75の単室式の希薄限界付近で比較を行った。

その結果、図3-6に見られる様に、燃費率はTGP方式が最も悪く、次いで2点点火単室式、副室式の順に良くなることが分かる。2つの単室式に比較して、副室式ではシリンダ内最高圧力 P_{max} が高く、 P_{max} の変動率は低い。

図3-7に各燃焼方式での熱発生率を比較する。図から、とくにTGP方式での着火遅れが長く熱発生も遅延の傾向がみられるが、副室式においては着火遅れならびに燃焼期間が著しく短縮していることが明らかである。TGP方式での着火遅れが増加する原因として、副室内の掃気が不十分のため副室内混合気

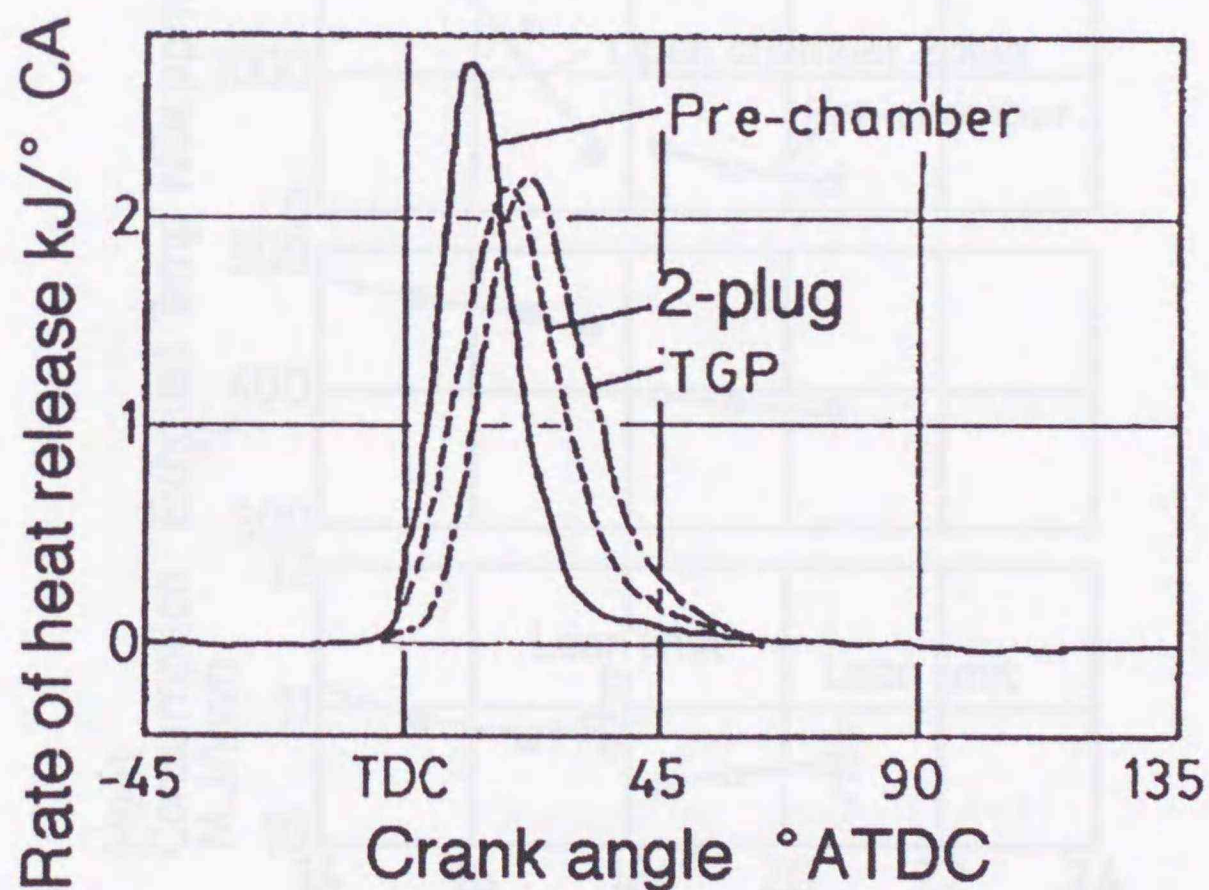


図3-7 各種燃焼方式での熱発生率比較
(空気過剰率=1.75、点火時期 10° BTDC)

がかなり希薄になることが挙げられる。

供試機関Aにおいて1番と2番の位置で2点点火した単室式と副室式との性能比較を図3-8に示す。

2点点火単室式に比較して副室式では希薄限界が希薄側に大幅に移動し、 NO_x 濃度と燃費率の低下が両立していることが明らかである。

通常単室式は小形機関に採用されているが、ボア150mmの小形な供試機関Cにおいても、単室式と副室式との性能について比較・検討を行い、その結果を図3-9に示す。

副室式はノッキング限界が高いので圧縮比14で単室式

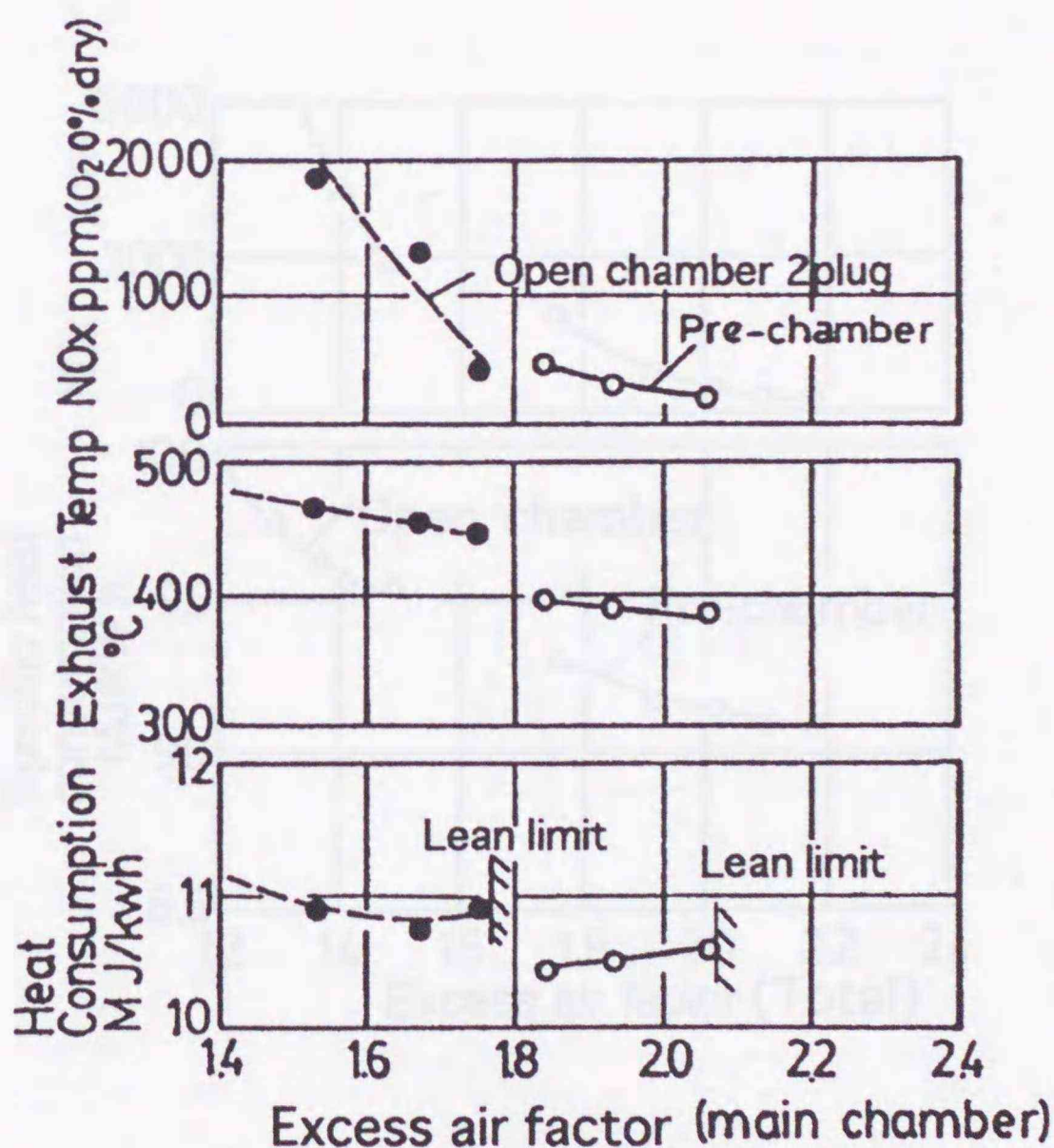


図3-8 二つの燃焼方式における性能比較
(点火時期 11.5° BTDC、BMEP = 1.1 MPa)

では圧縮比 12 とし、正味平均有効圧 0.9 MPa とした。この場合、単室式は、ピストン燃焼室開口径は副室式と同一であり、点火プラグはシリンダ中心に設置されている。図において、単室式に比べて副室式での希薄限界が希薄側に著しく延びており、空気過剰率 2.2 にも達している。また副室式では、希薄燃焼、更には圧縮比の上昇を行うことにより、低 NO_x と高効率とが両立していることが分かる。

なお、この場合における両者の熱発生率を図 3-10 の (a) と (b) に比較して示す。単室式における空気過剰率 1.17 と 1.50 とでの熱発生率を比較すると、混合気が希薄に

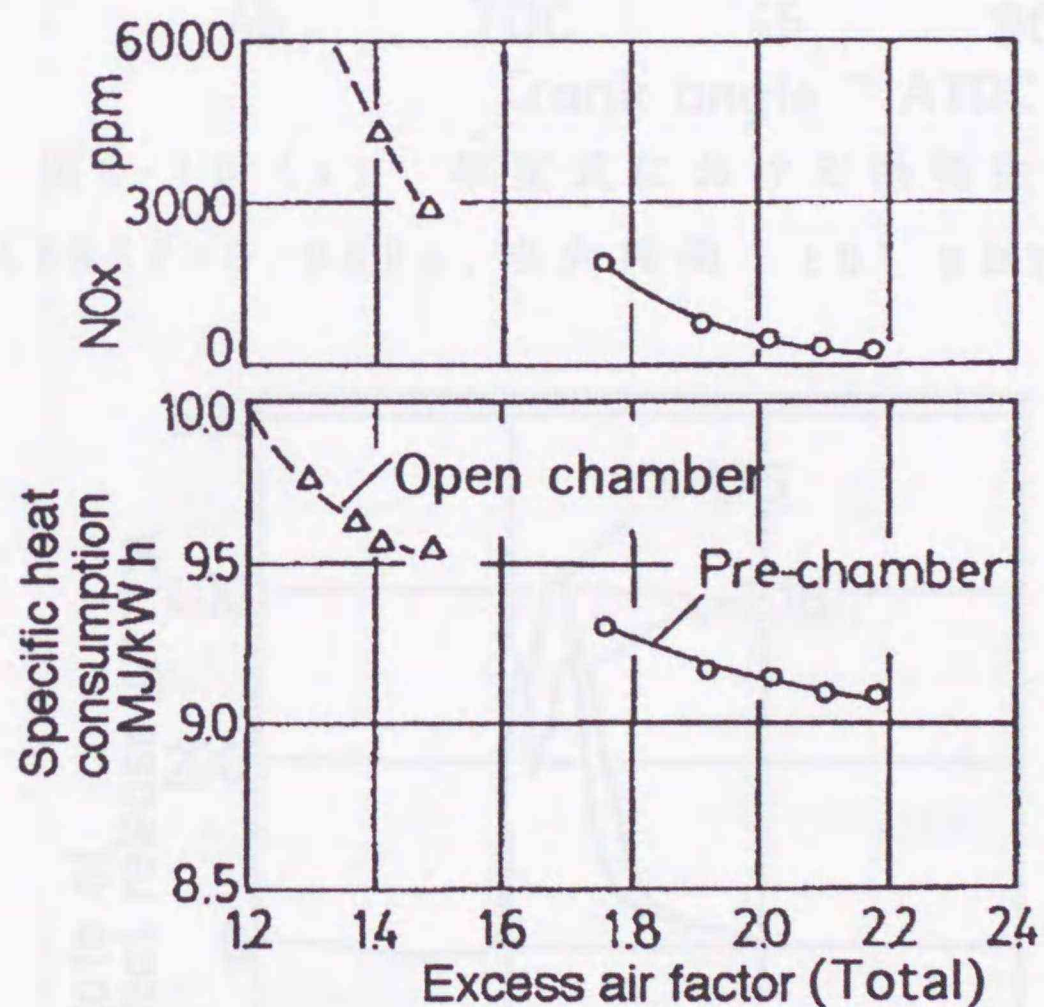


図 3-9 燃焼方式の比較
(点火時期 10° BTDC)

なるほど着火遅れと燃焼期間が共に長くなるのがわかる。
これに対して副室式では、混合気が希薄になっても着火遅
れならびに熱発生率に大きな変化は見られず、主室側の燃

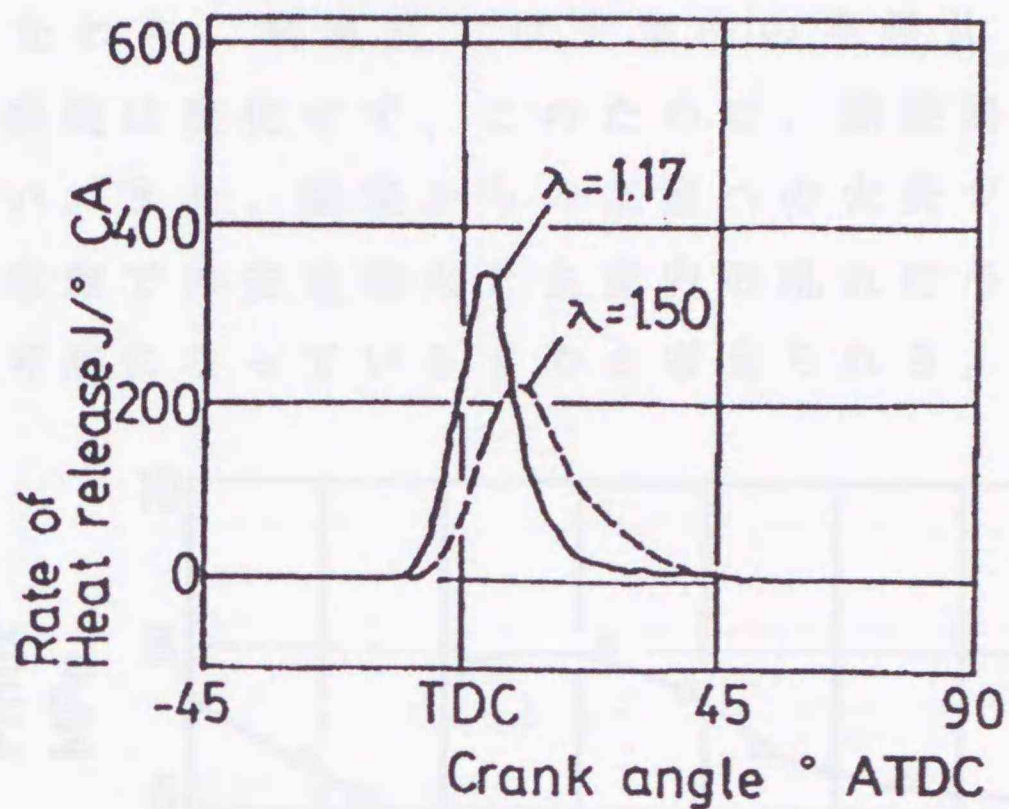


図 3-10 (a) 単室式における熱発生率
(BMEP=0.9MPa, 点火時期 10° BDTTC)

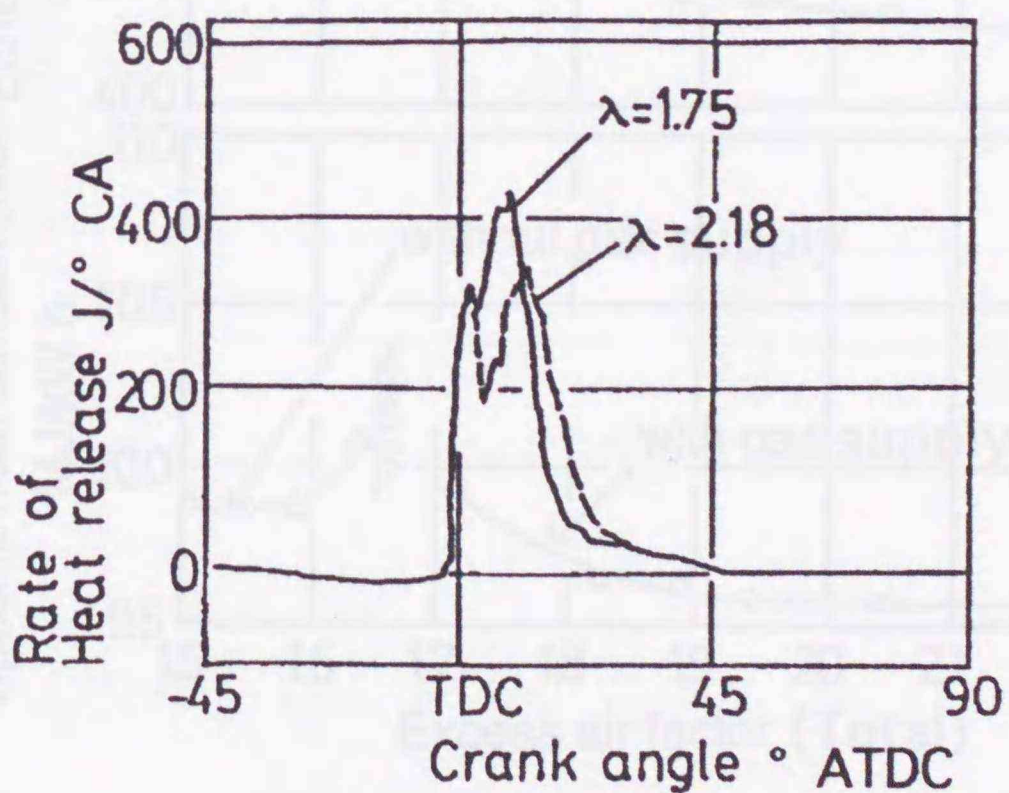


図 3-10 (b) 副室式における熱発生率
(BMEP=1.2MPa, 点火時期 10° BDTTC)

焼と思われる。

燃焼後半の熱発生率が若干大きくなる程度の変化しかしていない。すなわち、副室式では主室内の空燃比が変化しても副室内の燃焼は変化せず、このために、燃焼開始も遅れることがない。また、副室からの主室への火炎ジェットによって、希薄側での安定着火と主室内の乱れ付与による急速燃焼とが可能になっているものと考えられる。

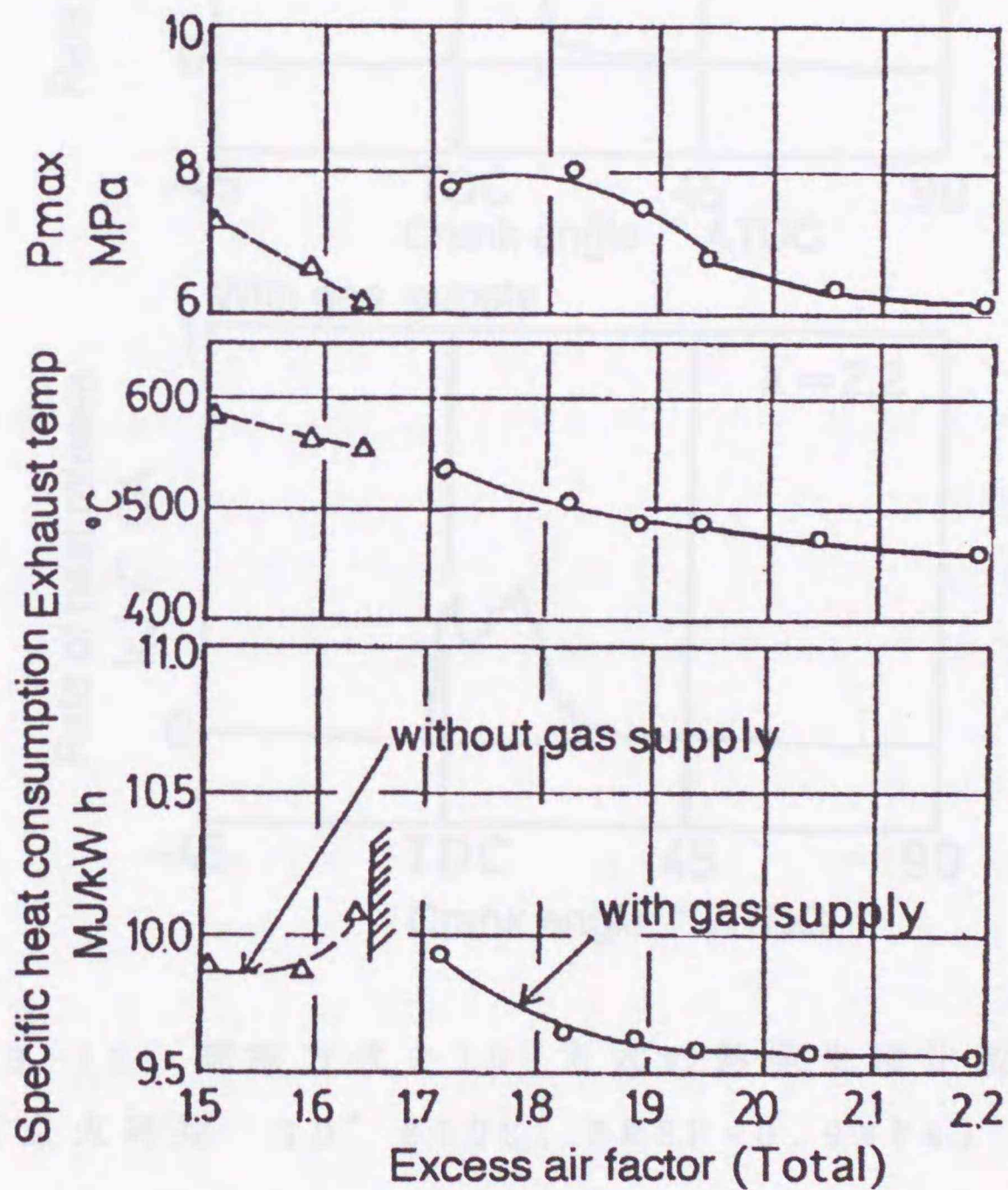


図 3 - 11 副室へのガス供給の有無による機関性能

(BMEP=0.9MPa, 点火時期 10° BTDC)

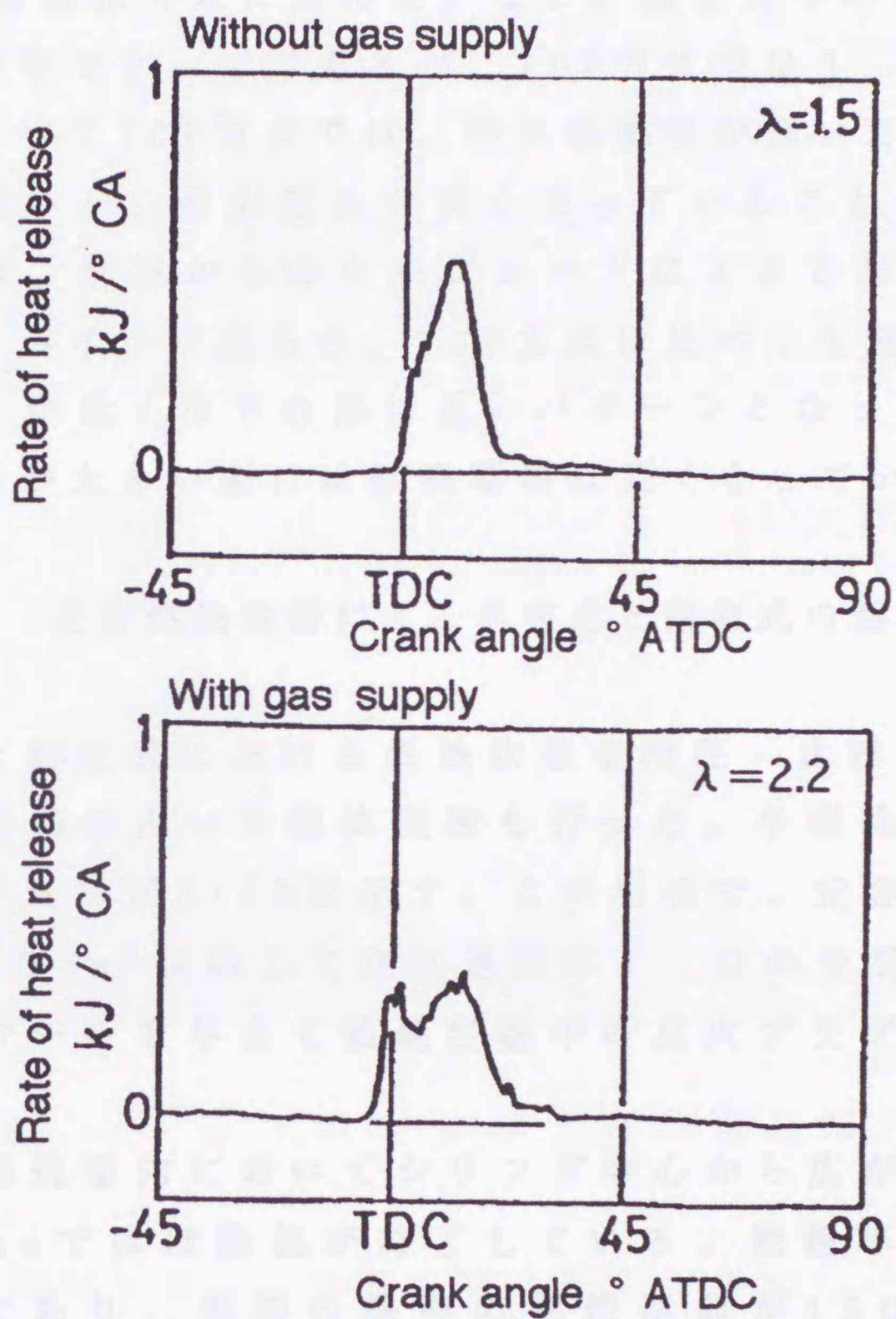


図3-12 副室方式とTGP方式の熱発生率比較

(点火時期 10°BTDC 、 $\text{BMEP}=0.9 \text{MPa}$)

更に供試機関Cにおいて副室にガスを直接供給しないTGP方式と副室にガスを直接供給する場合、すなわち副室式と

における性能比較を行った。その結果を図3-11に示す。また熱発生率比較を図3-12に示すが、その場合両者の空気過剰率は希薄限界付近に選んだ。なお、副室式での希薄限界は空気過剰率で2.2であるが、TGP方式では1.5である。副室式に比べてTGP方式では、空気過剰率が低いため主室内の燃焼は速いが、着火遅れが長くなっていることが分かる。副室式では、副室からの火炎ジェットによると思われる熱発生率のスパイクが見られ、TGP方式に比べて主室の熱発生率のピークが低くなり台形に近いパターンとなっているが、空気過剰率が大い割には燃焼期間は長くなっていない。

3. 3. 2 定容燃焼容器による単室式と副室式の燃焼検討

単室式と副室式における燃焼状態を検証・比較するため、定容燃焼容器を用いた燃焼実験を行った。単室式の場合の燃焼状態写真を図3-13に示す。この場合で、定容容器に13Aを200cm³供給して空気過剰率1.0の予混合気を形成し、スワールを与えて燃焼容器中の点火プラグで点火した。

火炎は燃焼室内においてシリンダ中心から広がり、点火後約50msでほぼ燃焼が終了している。燃焼写真は10msec毎であり、実際の機関の燃焼期間が1500rpmで20msecであることを考えると、この燃焼はかなり遅い燃焼であることが分かる。この遅い燃焼は、実際のエンジンに比較して圧縮による温度上昇がないこと、ピストンによる乱れ発生がないこと等に起因するものと考えられる。

空燃比の影響を調査するために、定容燃焼容器内の混合

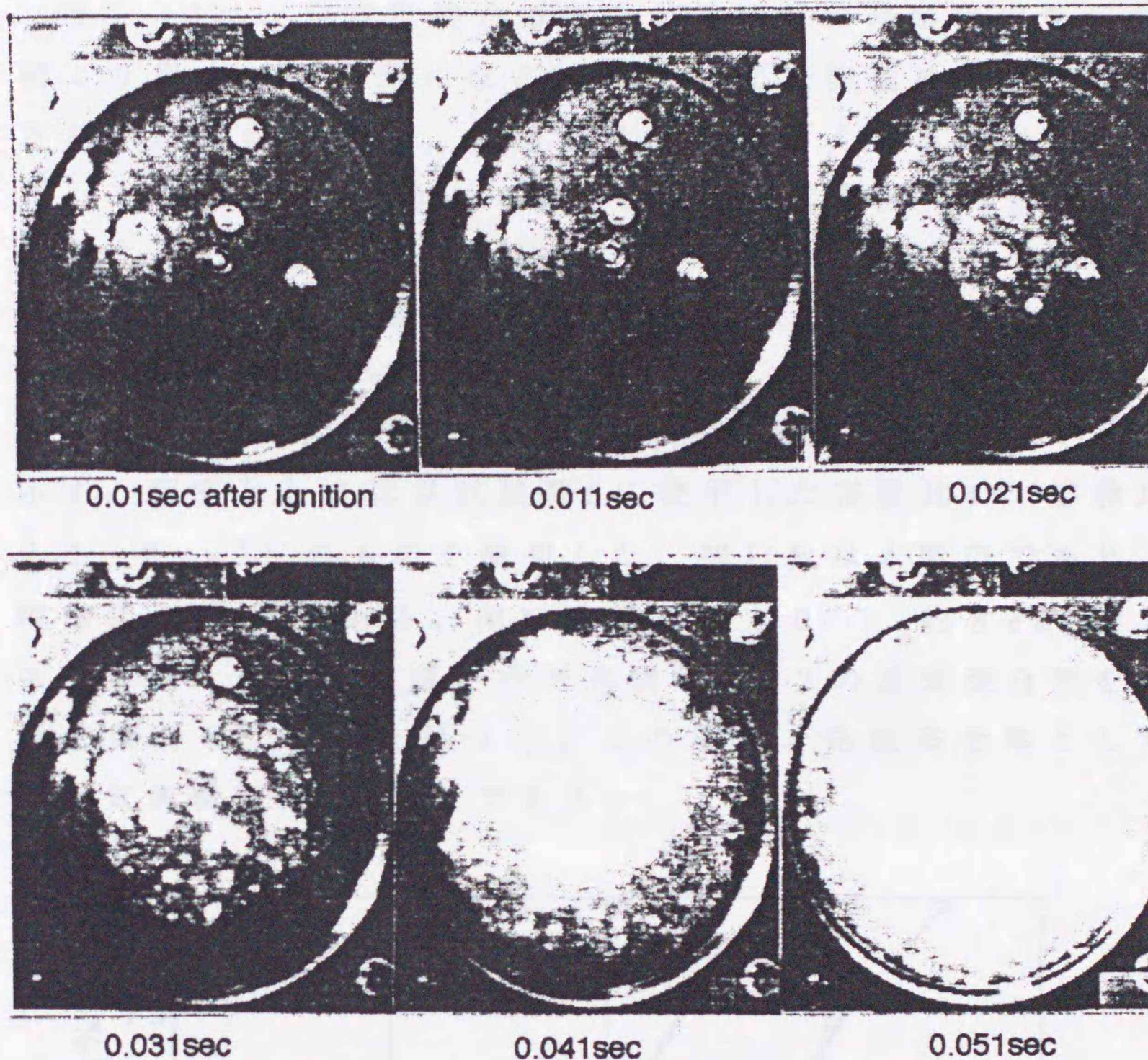


図 3 - 1 3 単室式定容容器での燃焼写真

気の空気過剰率を変えて燃焼写真を撮影・観察した。

この場合、燃焼写真から燃焼速度を定量化するために画像解析を試みた。燃焼開始前の燃焼室内の明るさを 8 bit で表示し、燃焼前画面の平均値を出して 0 % とする。また、燃焼室内全体が白くなった状態の明るさの平均値を求めて 100 % とする。燃焼過程中での写真の燃焼室内明るさを % で表示し、燃焼室内の火炎面積とした。

図3-14に、定容燃焼容器での火炎面積の時間変化を示す。図より混合気が希薄になるに従って火炎面積の拡大が開始される時間が遅延し、また燃焼速度が低くなることが分かる。この現象は、図3-10に示した単室式機関での空燃比の影響と同じ傾向を示しており、定容燃焼容器による燃焼状態の観察が機関の燃焼状態を定性的に推察する上で有効であることを示している。

次に、副室内における副室内の燃焼状態を図13-14に示す。副室としては供試機関Bに使用した容積比4% (容積比 11.8 cm^3) のものを使用した。噴口数は4噴口であり、噴口径は5mmである。噴口角度は 140° 、約 8 cm^3 のガスを副室に供給した後、空気過剰率2.2の希薄混合気を主室に供給して点火を行った。この場合、燃焼室全体としての空気過剰率は、2.1である。

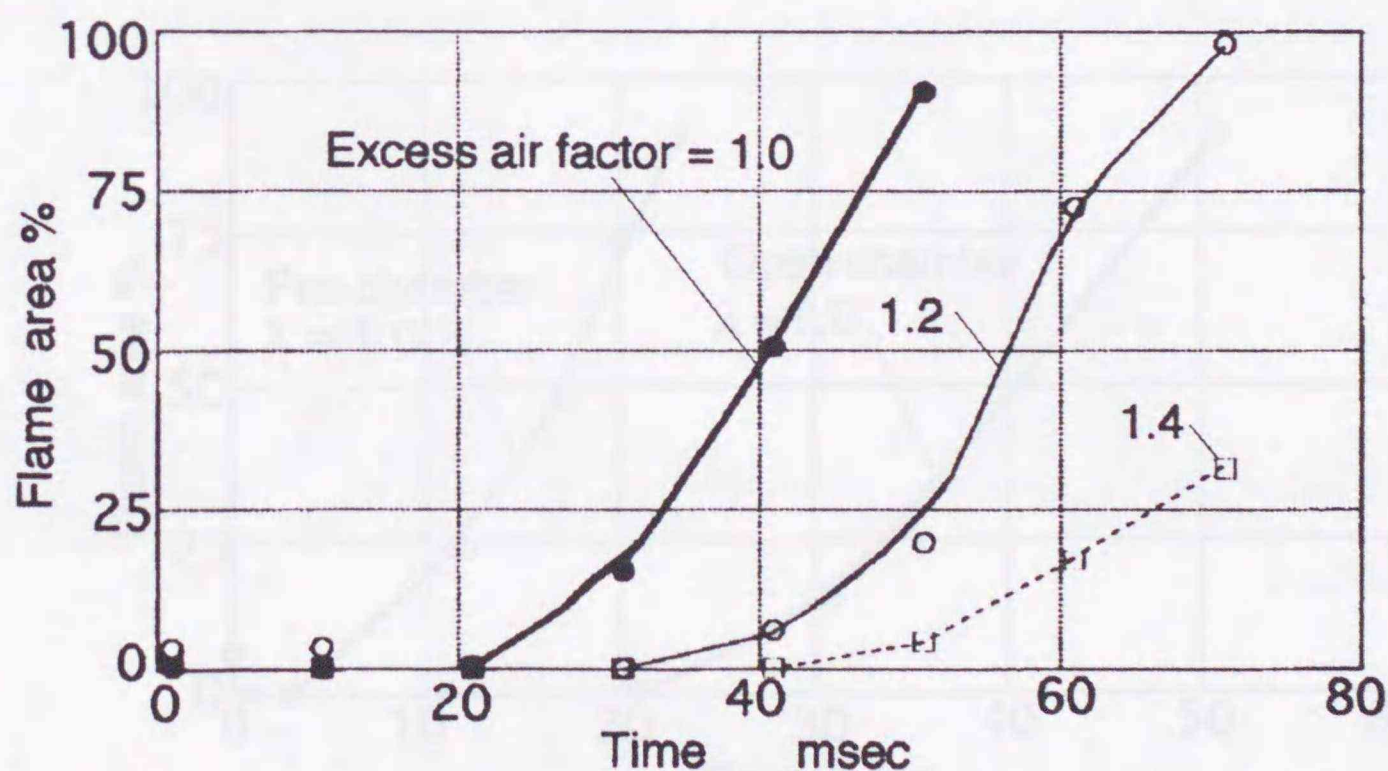


図3-14 単室式容器での空気過剰率と火炎面積の推移

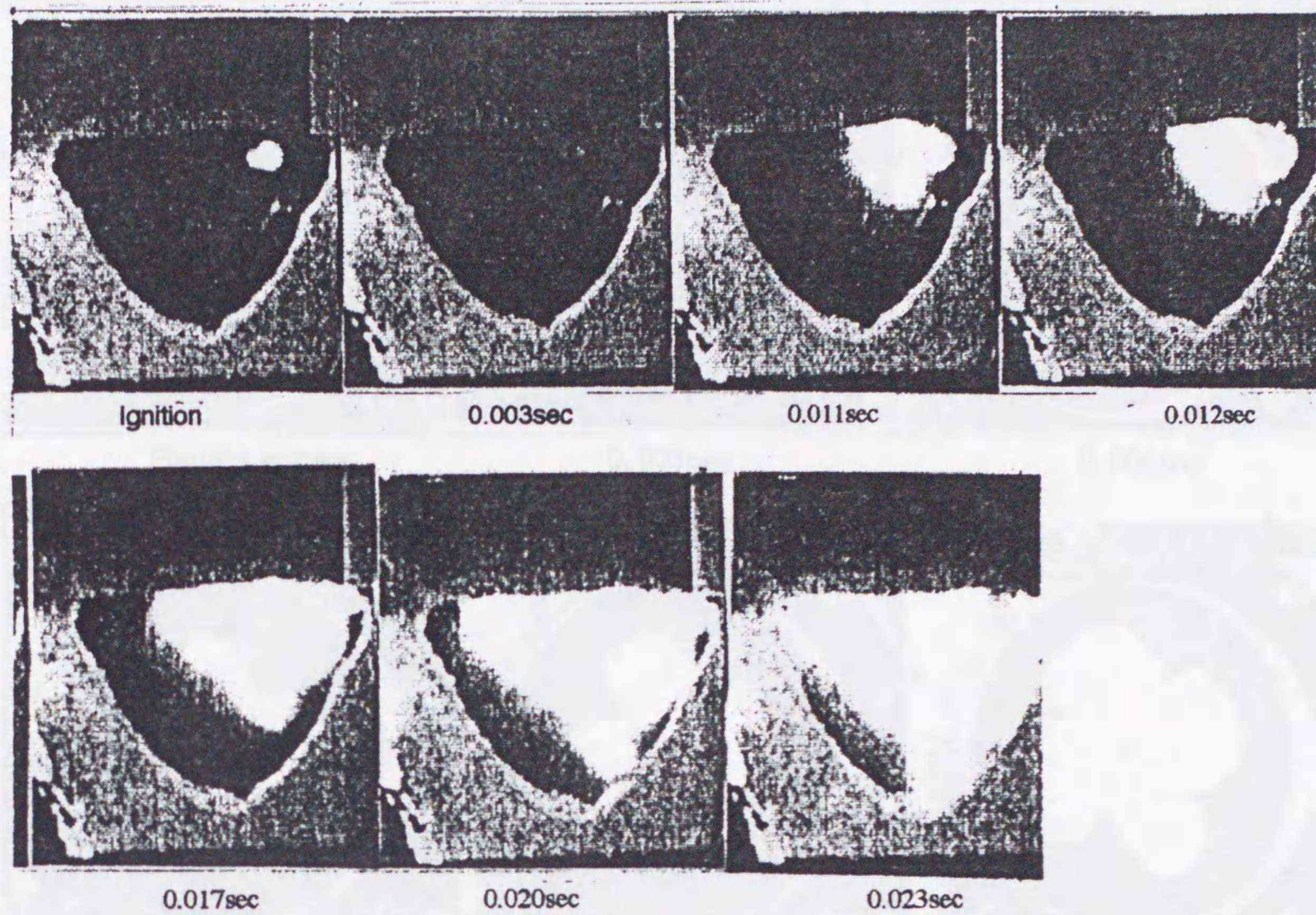


図 3 - 1 5 定 容 容 器 副 室 内 で の 燃 焼 写 真

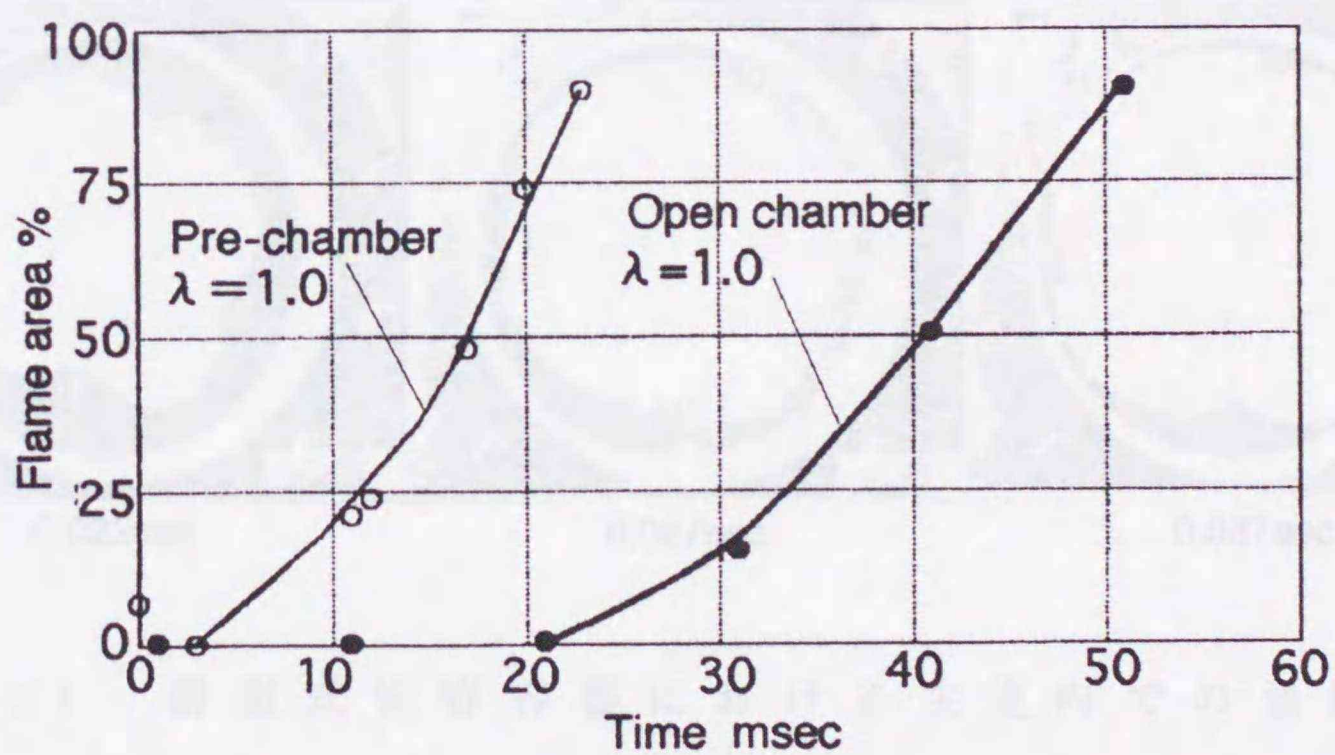


図 3 - 1 6 定 容 容 器 副 室 内 で の 空 気 過 剰 率 と 火 炎 面 積
の 推 移

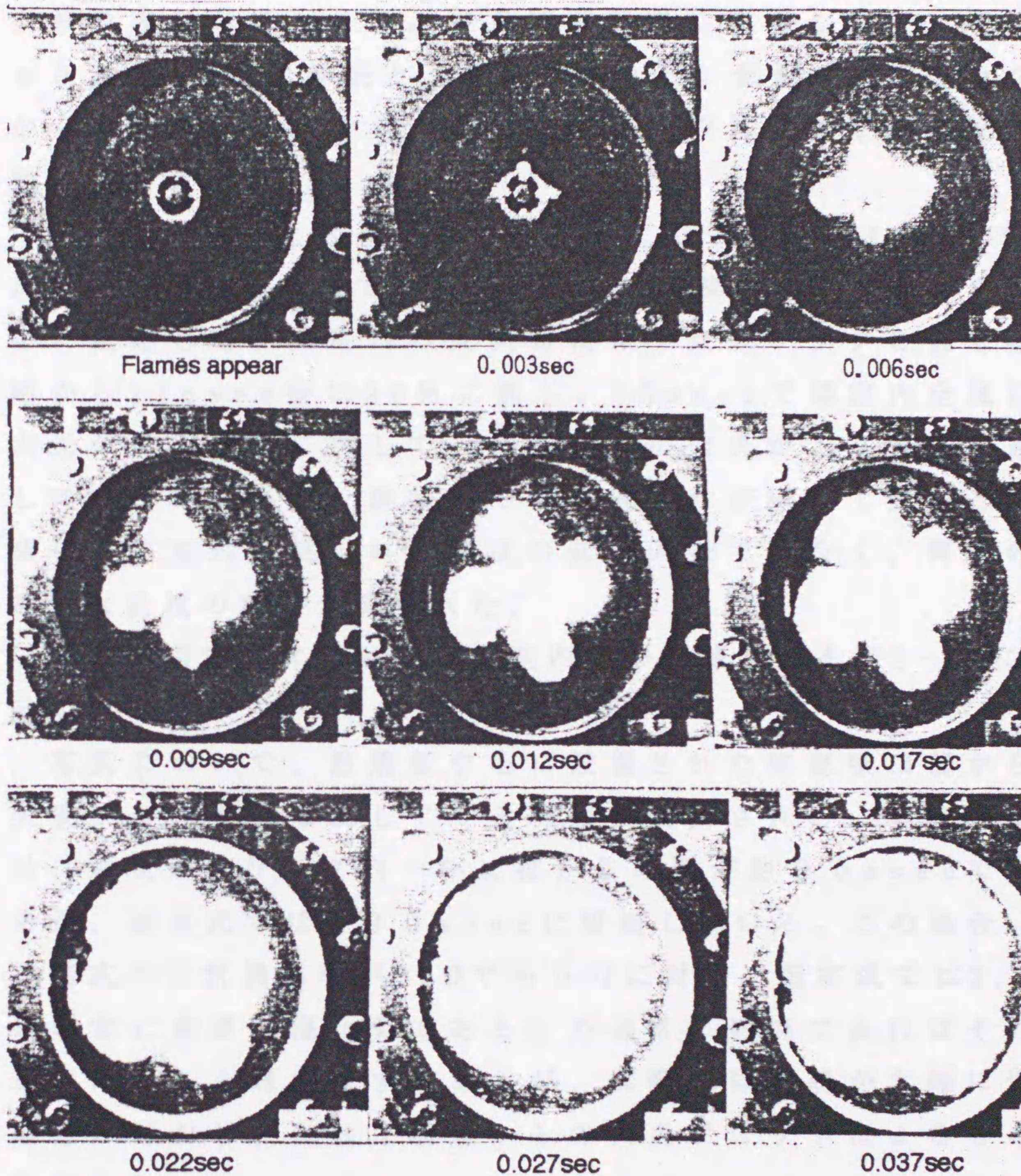


図 3 - 17 副室式定容容器における主室内での燃焼
写 真

のコマに点火の光が確認されるが、一旦暗くなった後、火

炎核の成長が見られる。火炎は副室内に充満した後、ほぼ400 msecの間輝炎として保持される。燃焼は点火プラグから火炎伝播で開始されるが、副室内の燃焼はかなり長期間続く事が分かる。

副室内の燃焼を火炎面積で表わした結果を図3-16に示す。比較のため、単室式で空気過剰率1.0の場合の火炎面積を図中に並記した。副室内の火炎面積は、点火プラグの放電開始から11 msec後に20%に達し、25 msecで副室内全域に火炎が広がるのに対して、単室式では火炎が10%にも達していない。また、副室式では点火遅れが極めて短いと同時に、単室式で見られる輝度の低い火炎ではなく、輝度の高い火炎核の成長が見られた。

一方、副室方式における主室内での燃焼写真を図3-17に示す。

写真において、燃焼室中心に設置された副室噴口部から火炎ジェットが噴出してくる状態が観察される。単室式では、輝炎がシリンダ内一杯に広がる時間が約50 msecであるが、副室式では約30 msecに短縮している。この場合、単室式の空気過剰率が1.0であるのに対し、副室式では2.2と非常に希薄な混合気であるため通常の燃焼であればその速度は著しく遅いはずであるが、実際には燃焼が大幅に促進されており、これは副室からの火炎ジェットによるものと言える。

図3-13、図3-17から火炎面積の推移を求めた結果を図3-18に比較して示す。ここでは、主室内の混合気の燃焼状態に着目したため、副室式では副室噴口の主室側に火炎が観察された時期をもって点火開始時期とした。

副室式においては、火炎が観測されてから主室内に火炎が急速に広がっていくが、単室式では点火放電が見られてから20 msec後に火炎面積が広がりを見せている。また単室式では、空気過剰率1.4で火炎面積の最大値は50%程度であったが、副室式は空気過剰率2.2ではほぼ100%近い火炎面積となり高い燃焼率となる。このことから、副室式での熱発生に見られる点火時期直後のスパイクが、副室から噴出される火炎ジェットによるものであり、それによって希薄混合気が急速燃焼するものと考えられる。

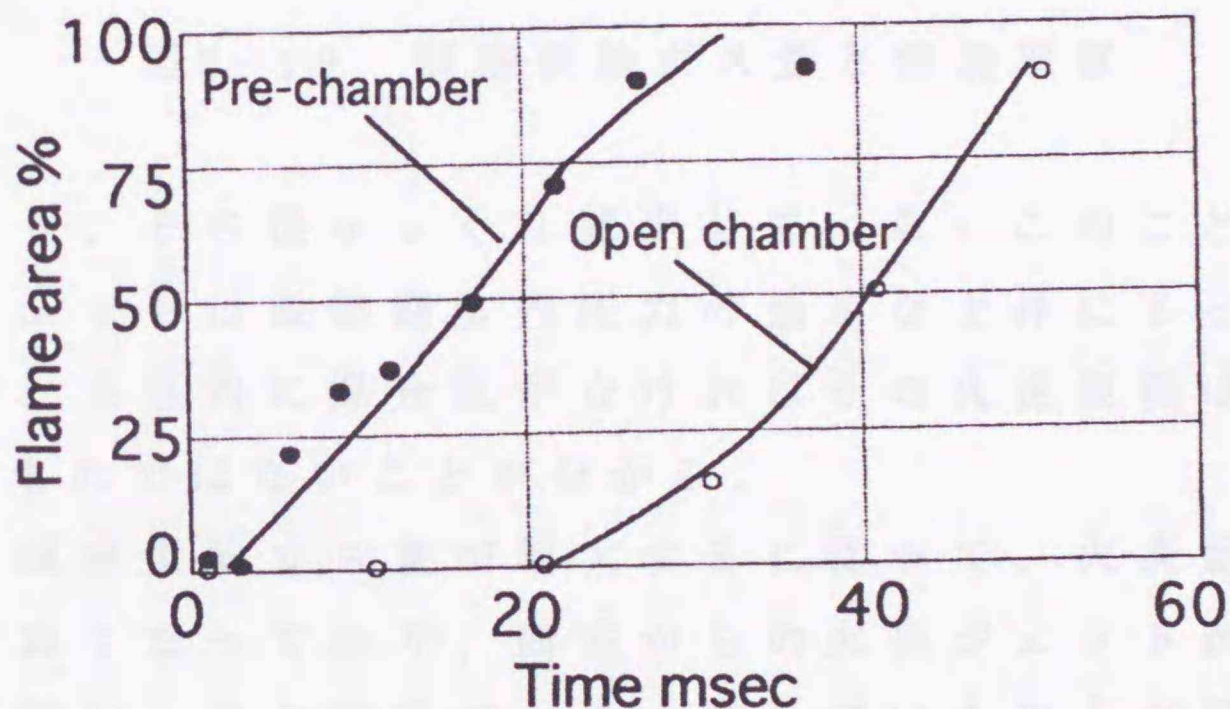


図3-18 副室式と単室式の燃焼推移の比較

副室からの火炎ジェットの特性を調査するために、副室への供給ガス量を変更し、主室側に空気のみを供給した場合での、主室の火炎面積を検討した。その結果を図3-19に示す。

図より、副室噴口から主室への火炎ジェットは、主室でそれが観察され0.1 msec後1 msecで火炎面積が数%オーダーで最

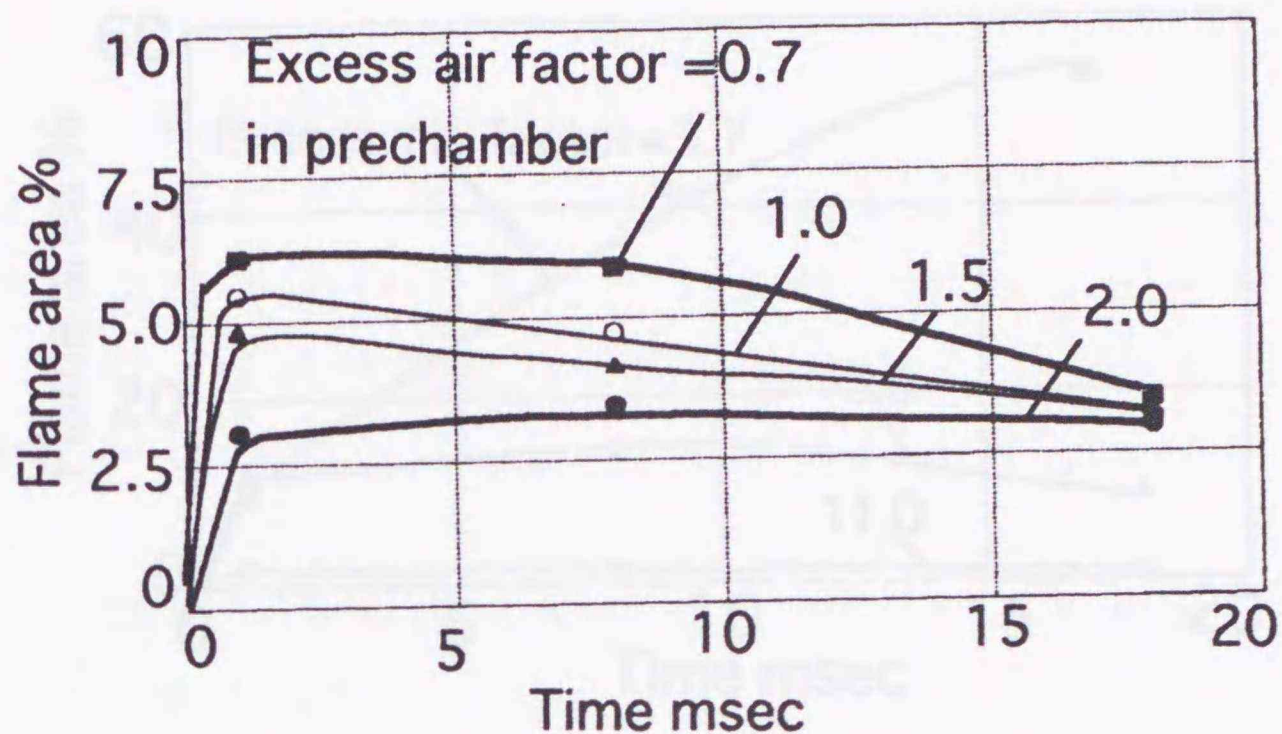


図 3 - 19 副室供給ガス量と燃焼推移

大となり、その後ゆっくり減少している。このことから、火炎ジェットは最初副室内圧力の急速な上昇によって噴出するが、主室内に混合気があればその火炎規模は決して大きいものではないことが分かる。

また副室供給ガス量が増大するに従って、火炎面積の最大値が高くなっており、副室からの火炎ジェットが強くなると同時に、その規模が大きくなっていることが認められる。

次に、副室に供給するガス量を $8 \text{ cm}^3 \text{ N}$ 一定として、主室への供給混合気の空気過剰率を変えたさいの燃焼挙動を検討した。その結果を図 3 - 20 に示す。

主室に供給する混合気の空気過剰率が 1.1 の場合火炎面積は、数 % オーダであり、主室に空気のみを供給した場合とほぼ同一であることから、主室での燃焼が進行しているとは言えない。空気過剰率 5.5 の場合火炎面積は 10 %

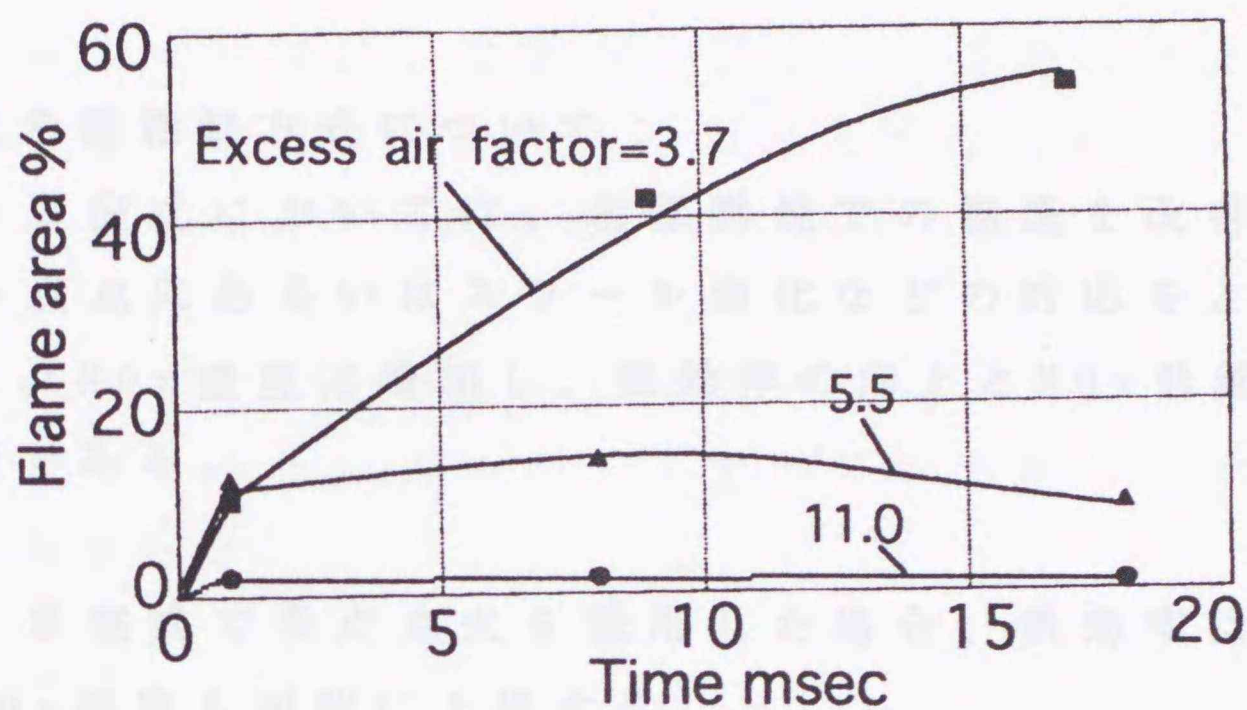


図 3 - 20 主室内混合気の空気過剰率と燃焼推移

程度まで広がるものの主室全体には広がらない。これに対して、空気過剰率が 3.7 にまで低下すると、主室のかなり大きな領域まで火炎が広がり、主室の混合気燃焼が進むことが分かる。

つまり副室式では、副室内の燃焼により主室内に一定の火炎が確保され、またその火炎ジェットによって、通常では燃焼が進まない様な希薄混合気であっても主室内での着火と燃焼とが著しく促進されることが検証された。

3. 4 第3章の結論

単室式希薄燃焼方式について：

(1) 単室式においては、希薄燃焼での燃焼を改善するために多点点火あるいはスワール強化などの対応をとったとしても、 NO_x 濃度は増加し、熱効率の向上と NO_x 低減の両立は困難である。

(2) 単室式で多点点火を採用した場合、熱効率は向上するが NO_x 濃度も同時に上昇する。

(3) スワール強さを増加させると、 NO_x 濃度は高くなり、燃費率が最良となる空気過剰率が希薄側に若干シフトする。スワール強さが増加すると、ライナ温度等が高くなると同時に吸入行程時の混合気温度が上昇するため、 NO_x 濃度が上昇したものと考えられる。

副室式希薄燃焼方式について：

(1) 副室式希薄燃焼方式においてはは高効率化と低 NO_x 化とを同時に達成し得ることが可能である。

(2) 単室式の3点点火方式、TGP方式および副室式の3方式を比較した結果、副室燃焼方式においてのみ、希薄燃焼限界を大幅に拡大することが可能となり、 NO_x 濃度を著しく低下させることができる。

(3) 副室にガスを供給しない場合(TGP方式)に比較して

ガスを供給した場合には、燃焼初期に熱発生率のスパイクが見られると同時に、主室内の混合気が希薄であっても燃焼開始時期の遅延と燃焼期間の増加とが生じない。従って、希薄混合気であっても熱効率は高く維持される。

(4) 副室式では、副室内混合気の燃焼に起因する、主室への火炎ジェットによって、主室内の希薄混合気燃焼は大幅に促進される。

副室式機関における副室諸元 と性能

第 4 章

副室式機関における副室諸元

副室式機関における副室諸元と性能

4. 1 概 要

第3章では単室式と副室式との性能比較を行ない、単室式に比較して副室式では希薄燃焼限界が伸び、点火遅れと燃焼期間が短縮するため、熱効率の向上と NO_x の低減が可能であることを示した。

本章では、副室内の空燃比挙動、ならびに各種副室諸元が燃焼に及ぼす影響について詳述する。

副室式は、副室内に点火に適した空燃比の混合気を形成すると共に、主室内希薄混合気の燃焼を安定かつ促進させる技術である。そこで、まず副室内の空燃比について検討した。副室内空燃比はクランク角度に対し急激に変化し、TDC付近で最も希薄になるが、この場合、副室供給ガス圧力を高くすることにより、安定した運転が可能であること、また、燃料ガスを副室内で旋回させて供給することにより希薄燃焼限界を拡大し得ること等が明らかになった。

更に副室諸元についての検討を行った。副室容積を増加させると熱効率は改善されるものの NO_x が増加するため、副室容積の縮小と副室噴口諸元の適正化とによって NO_x 増加を抑制しつつ熱効率の改善が可能となった。なお、副室噴口径の拡大と噴口数を4噴口とすることがこれに対して有効であり、スワール順方向に副室噴口をオフセットして設置することによっても熱効率の改善が得られること等も併せて明らかにした。

4. 2 副室内混合気の空燃比の影響 (31)、(32)

副室内空燃比を明らかにするにはチェックバルブの動作を調査する必要がある。機関回転数が720rpmと低い供試機関A（ボア280mm）を用いて、チェックバルブの動作を確認した。副室への供給ガスはポペット型のチェックバルブを介して供給し、そのリフトをギャップセンサによって測定した。

測定結果を図4-1に示す。チェックバルブのリフトは安定しており、サイクル毎の作動のバラツキは見られなかった。

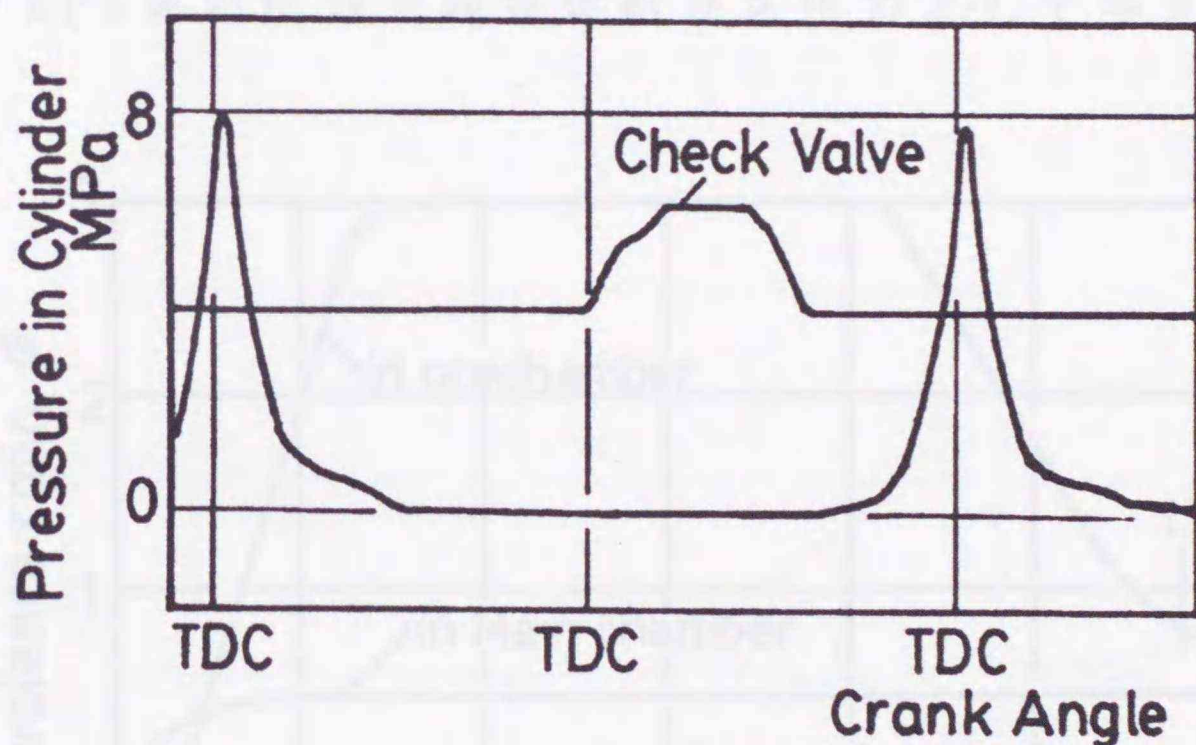


図4-1 チェックバルブのリフト

排気行程が終了した後、吸気行程でチェックバルブが作動している。

副室内空燃比を推定するため、簡単なモデル計算を行った。チェックバルブは圧力差で作動することとした。なお、

弁及び噴口部の流量 G は次式によって決定されるものとし、
また副室噴口部の流量係数は、単体試験を行って決定した。

$$G = F \sqrt{2g \frac{k}{(k-1)} \left(\frac{P_1}{V_1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right)}$$

ここで、 F は有効面積、 k は比熱比、 v は比体積、 P は圧力、
添え字の 1 は入口、2 は出口を表わす。

これらの式をルンゲクッタ法を用いてクランク角度 0.1 度毎に計算した。

計算結果の一例を図 4-2 に示す。この場合、チェックバルブの
開弁圧力を 30 kPa とし、圧縮始めのシリンダ圧力に対して 30 kPa 高い圧力を副室供給ガス圧力として与えた。

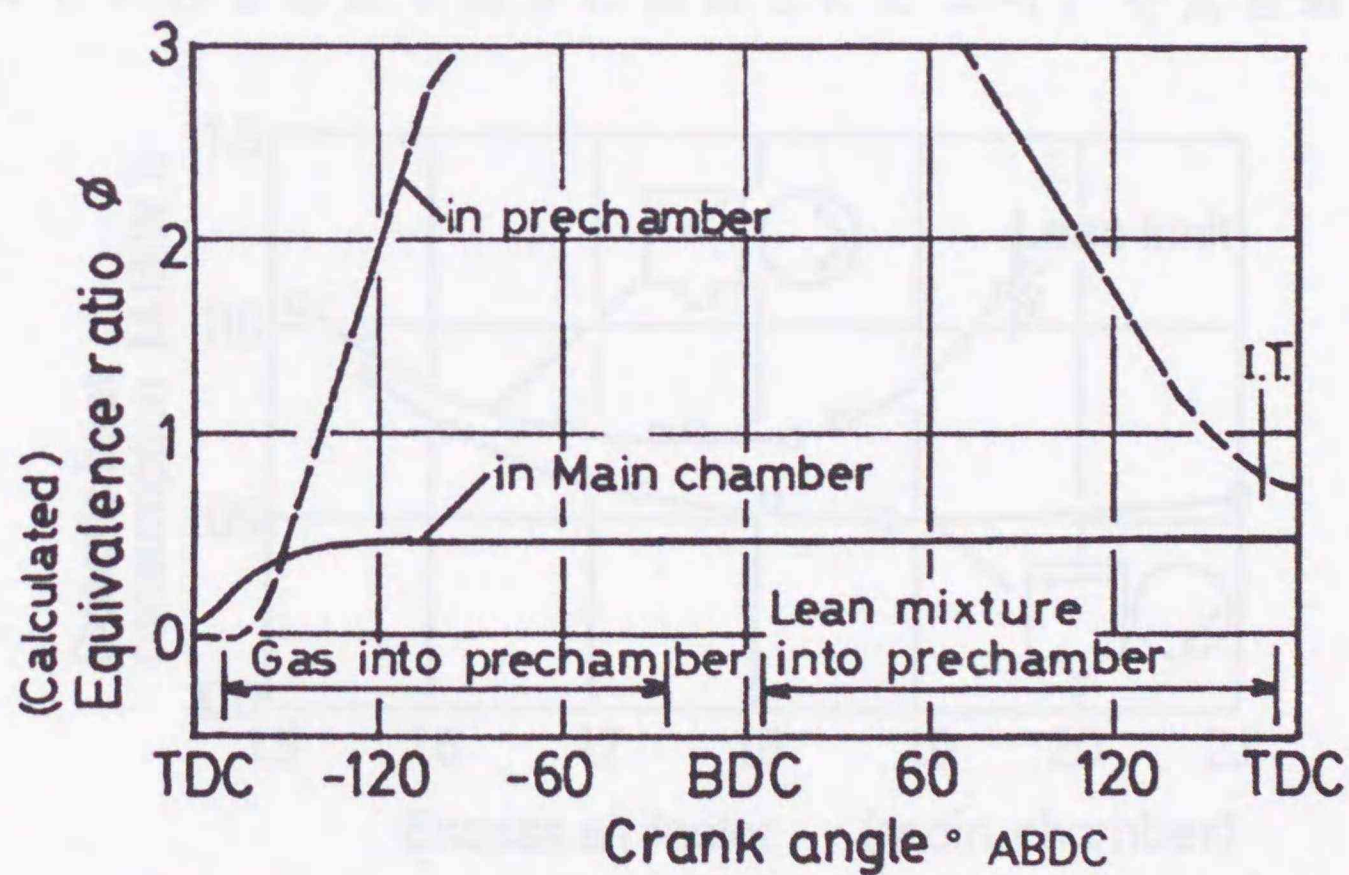


図 4-2 副室内の当量比 (計算結果)

図は、主室内当量比と副室内における当量比の推移をク

ランク角度に対して示す。主室内当量比は、希薄混合気が主室内に供給されるため 90° ATDC 付近で既に一定の値となっている。副室内では、ガスが直接供給されるので当量比は高くなるが、圧縮行程にはいると主室内の希薄混合気が流入し、当量比は低下する。すなわち、副室内混合気の当量比はクランク角度によって大きく変化することが分かる。

次に副室内の空燃比調整のために副室への供給燃料の層状化について検討した。副室内空燃比を制御するには圧縮行程中の副室において供給したガスを、適切に分布・滞留させる必要がある。そこで、副室容積比 3%、3 噴口の副室を使用して、副室内に供給される燃料ガスの流出方向の影響について調査した。正味平均有効圧 0.55 MPa で 30 kPa にてガスを垂直下向きに供給したところ、空気過剰率 1.

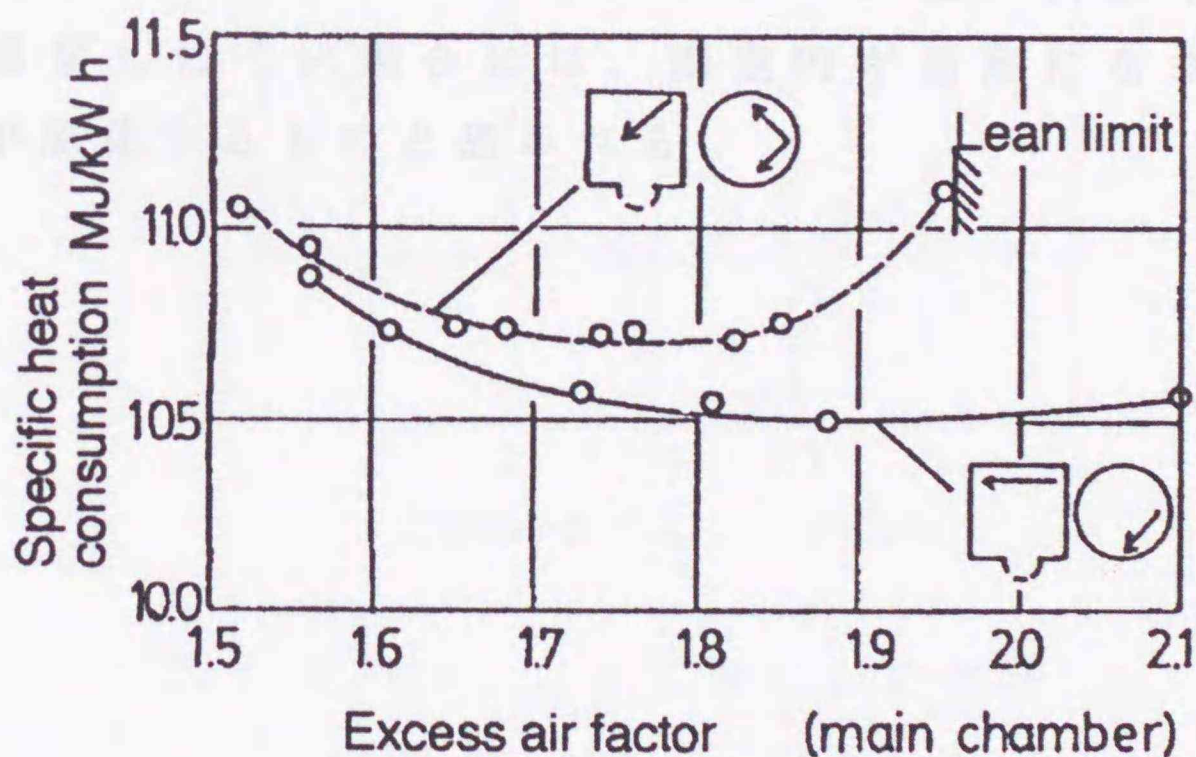


図 4 - 3 副室へのガス供給角度の影響
(点火時期 11.5° BTDC)

7 付近までしか着火運転できないが、 30° 下向きの角度で 2 方向に供給すると希薄燃焼限界が空気過剰率 1.8 程度に伸びることが分かった。

そこで、機関を正味平均有効圧 1.1 MPa 運転し、 100 kPa で副室に燃料ガスを供給するさいの副室上部壁面に対する供給角度を変更してみた結果、水平方向にガス供給を行う場合が最も希薄限界が伸びることが分かった。次に、燃料ガスを水平方向に対して 45° で供給し旋回させた場合と、 30° 下向きの角度で 2 方向に供給した場合とについて比較その結果を図 4-3 に示す。

図 4-3 から、燃料ガスを副室上面に対して水平方向に供給した場合の方がより希薄な混合気までの運転が可能となり、燃費率も良いことが分かった。これは、水平方向に副室内ガスを旋回供給することによって燃料ガスが副室内上部に滞留しやすくなったためと考えられる。逆に供給ガスが副室内に滞留しにくい場合には、副室内が希薄になり燃焼の安定性が悪化するものと思われる。

4.3 副室内へのガス供給量の影響

次に副室への供給ガス量の影響について調査した結果を図4-4に示す。

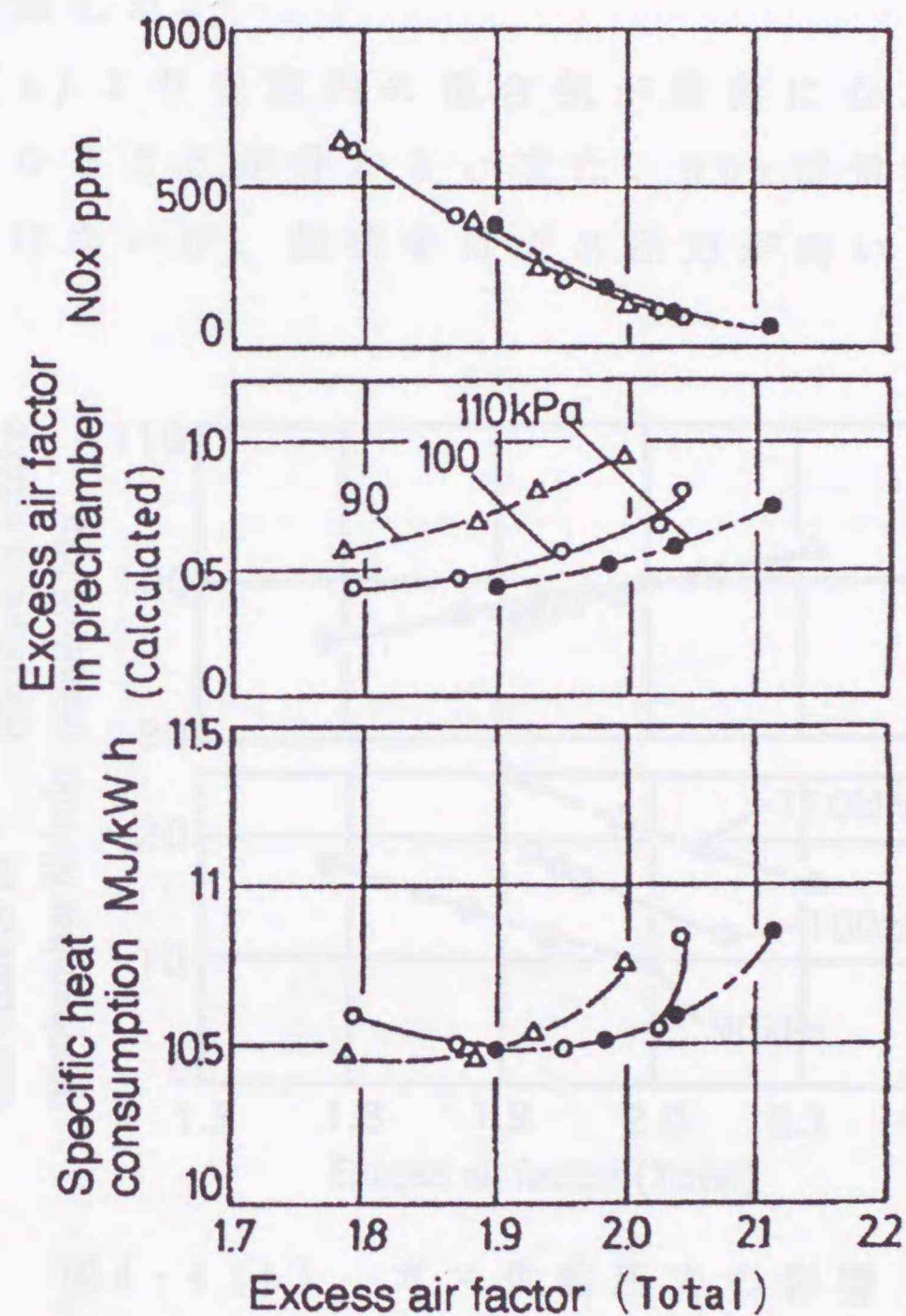


図4-4(a) ガス供給圧力の影響
(点火時期 11.5° BTDC)

この場合供試機関A(ボア280mm)で副室容積比2%、
噴口数4の副室を使用し、ガスを水平方向に供給して点火

時期 11.5° BTDC、副室への供給ガス圧力 90 kPa, 100 kPa、および 110 kPa において着火運転を行った。また、副室中の空気過剰率は、BDCで副室内に供給されたガスが副室内に充満しているものと仮定し、点火時期における値を推定計算した。

図 4-4 (a) より主室内の混合気が希薄になるに従い副室内も希薄になることが分かる。また、NO_xは供給ガス量の影響を殆ど受けないが、燃費率はガス圧力が高いほどとくに

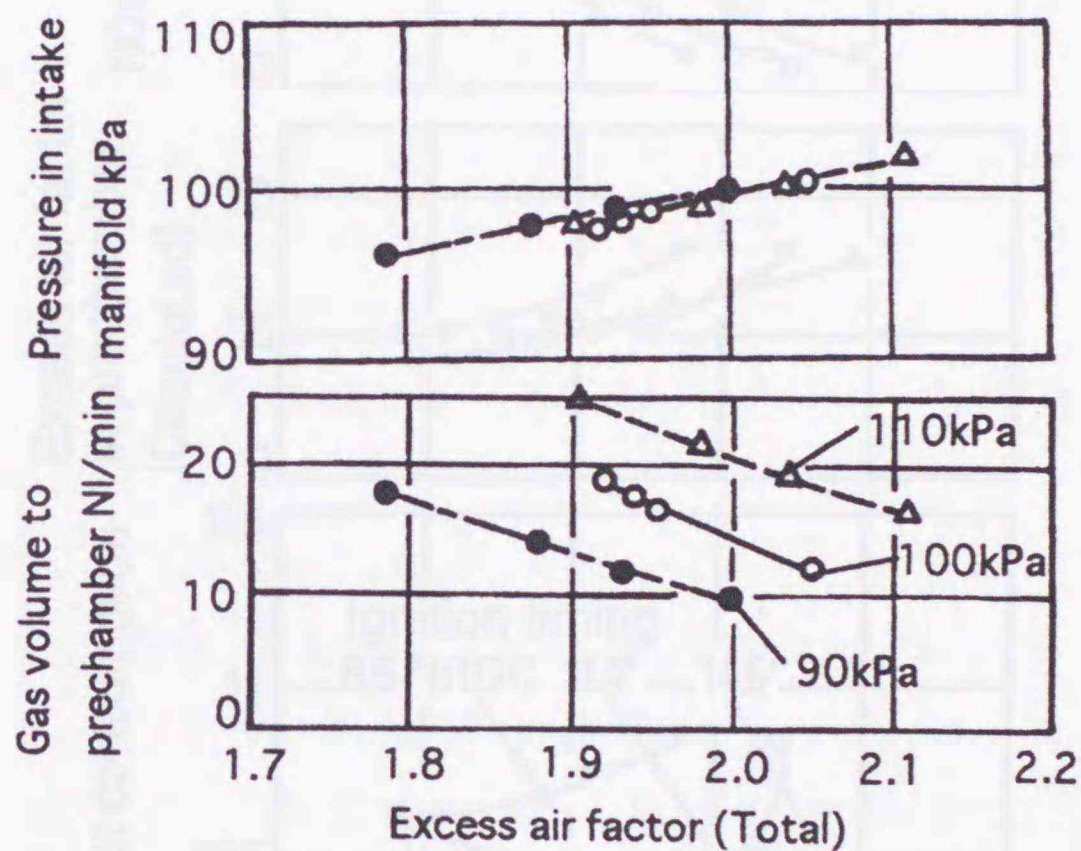


図 4-4 (b) ガス供給圧力の影響
(点火時期 11.5° BTDC)

混合気が希薄な領域で改善されている。

この場合、図 4-4 (b) にみられる様に、副室に供給するガス圧力が低下するに従って、副室へのガス供給量が減少するので、副室内が希薄になり、また、機関へ供給する混

合気が全体として希薄になった場合であっても、圧縮行程中に副室に流入する混合気も希薄となるため副室内は希薄になる。

次に、副室供給ガス圧力100kPaで点火時期を変えた場合の機関性能を図4-5に示す。

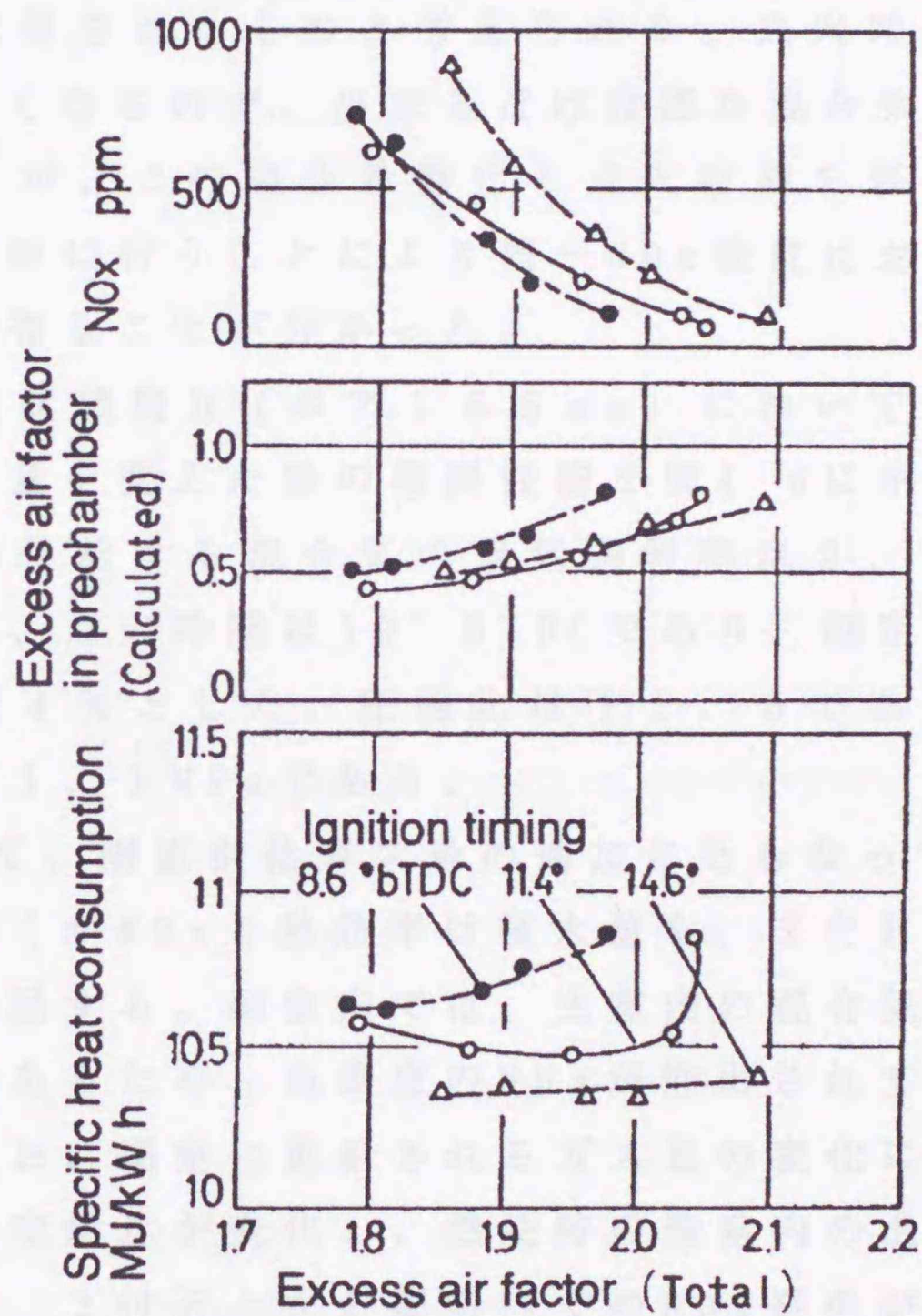


図4-5 点火時期と機関性能

点火時期が遅い場合に比べて早い場合にはNOx濃度が全般

的に高くなるが、希薄側で熱消費率は低下する。副室の混合気は、クランク角度によって大きく変化し、TDC付近で最も希薄になることが計算により推定される。従って、点火時期を進めることによって、副室内の混合気がリッチな状態で点火が行われるため、副室内の燃焼速度およびそれに誘起される主室での燃焼速度が速くなり、早い点火時期で燃費率が改善されたものと考えられる。点火時期を進めると NO_x は高くなるので、出来るだけ希薄な混合気で運転する必要があるが、この場合希薄化と点火時期を若干前進することとを同時に行うことにより同一 NO_x 濃度において熱消費率を低下し得ることが分かった。

一方、供試機関B（ボア165mm）において副室への供給燃料ガス量を変えた際の機関性能を図4-6に示す。この場合、主室へ供給する混合気の空気過剰率は2.1の一定である。また、点火時期は 10° BTDCであり、副室容積比は圧縮比1.3で4%とした。圧縮比は11.6であり、正味平均有効圧は1.1MPaである。

図において、副室供給ガス量の増加にともなって、COは増大して行くが NO_x と熱効率は極大値を、またHCは極小値をそれぞれ呈する。副室内では、主室内の混合気と比較してリッチであるため、高濃度の NO_x が排出されていると考えられる。なお、副室に供給されるガス量の変化にともなって副室内の空燃比が変化し、燃焼時の副室内の混合気が空気過剰率1.2付近となる副室内での NO_x 発生が極大となることが考えられる。確実に点火を確保するには、副室内を着火に適正な混合気にする必要があるが、 NO_x を低減するにはさらにリッチにする必要がある。

次に副室内と主室内での燃焼について検討するために、副

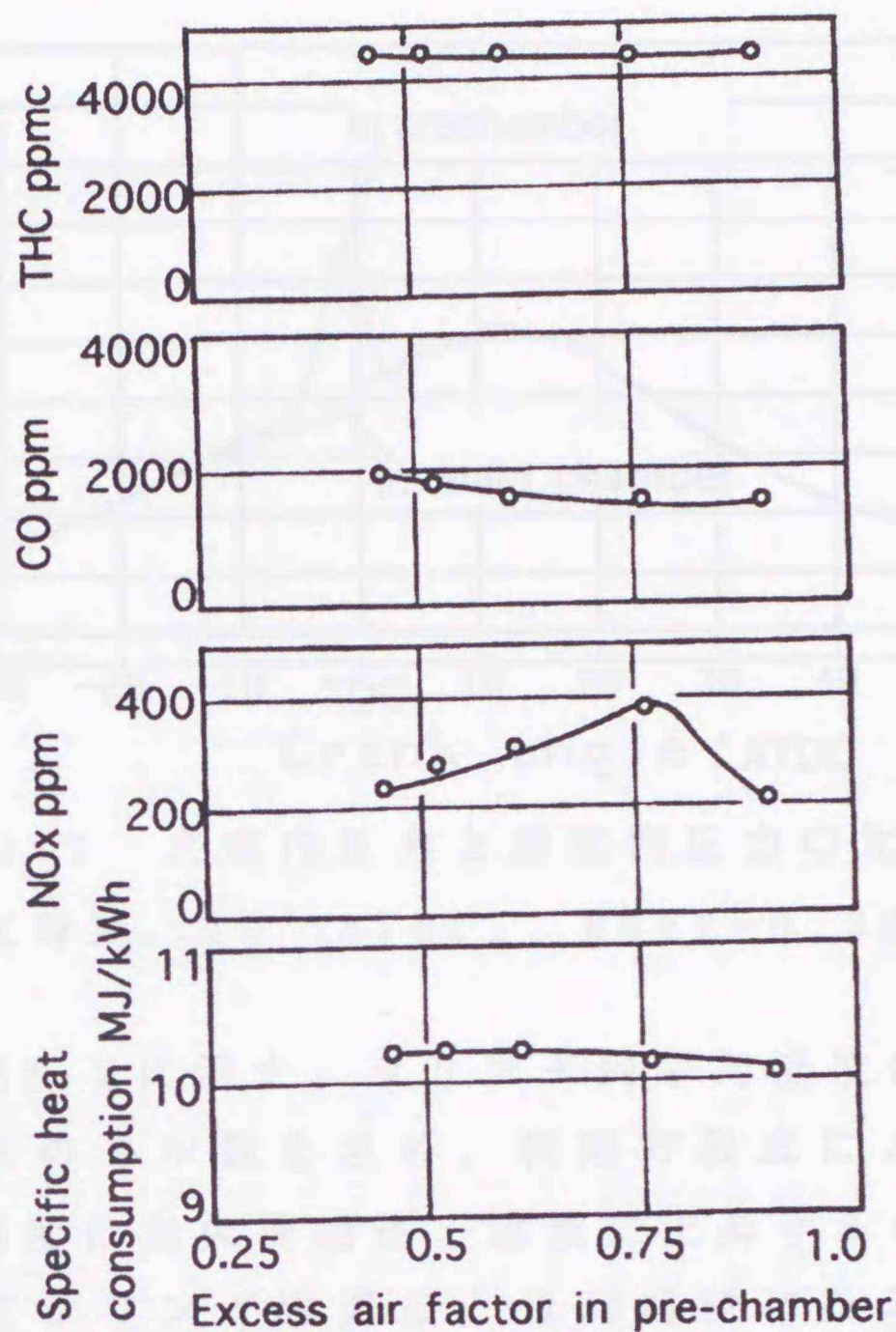


図4-6 副室供給ガス量の影響

(点火時期 10° BTDC)

室内と主室内の圧力を測定した結果を図4-7に示す。圧縮比は10.5であり、副室容積比は圧縮比13で4%である。

主室内の圧力と副室内の圧力を比較すると、副室内の圧力が点火開始後に急激に上昇し、その後振動している。副室内の燃焼が開始されると副室内の圧力が主室内の圧力より高くなり、主室へ火炎が噴出していると思われる。

次に、これらの圧力を基にしてシリンダ内平均温度を求

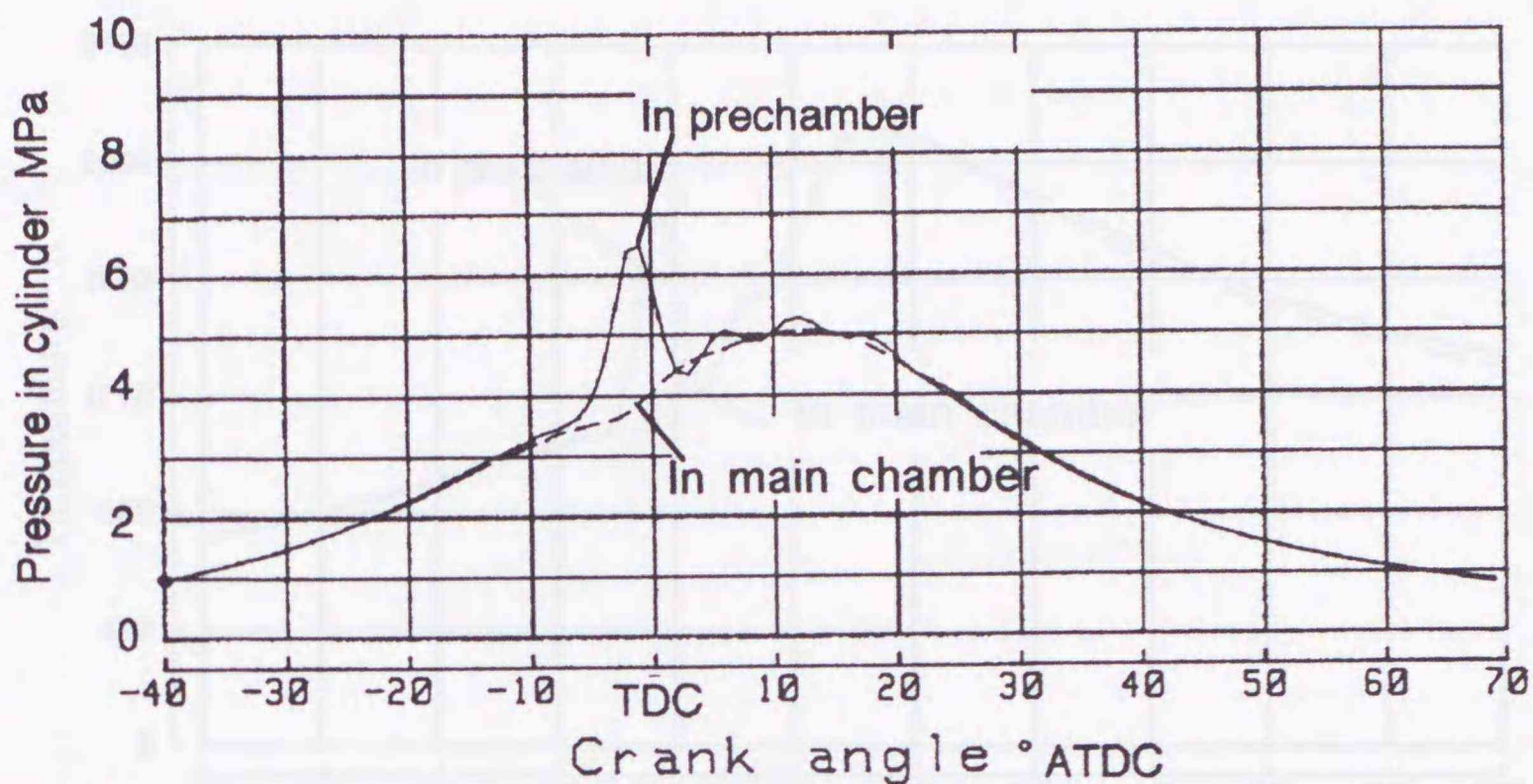


図4-7 主室内圧力と副室内圧力の比較
(点火時期 10° BTDC、 $BMEP = 0.3 \text{ MPa}$)

めた結果を図4-8に示す。シリンダ内平均温度は、シリンダ内の作動ガスのモル数を求め、状態方程式により求めた。

副室内の温度は点火開始後、急激に上昇するがTDC付近で一旦低下してシリンダ内温度とほぼ同様になる。しかし、実際には副室内の混合気がリッチなため副室内の温度はこの図より高い値となり、副室内圧力とシリンダ内圧力に差がなくなっても、高い温度の既燃ガスとして副室内に残留しているのではないかと考えられる。

次にシリンダ内圧力と副室内圧力から求めた熱発生率の計算結果を図4-9に示す。主室と副室はスロートで繋がっており、作動ガスの移動を計算上考慮する必要があるが、ここではスロートがないものとして取り扱った。

副室内の熱発生率は、主室内熱発生率と比較して点火開始直後から上昇を始めている。主室内熱発生率にスパイク

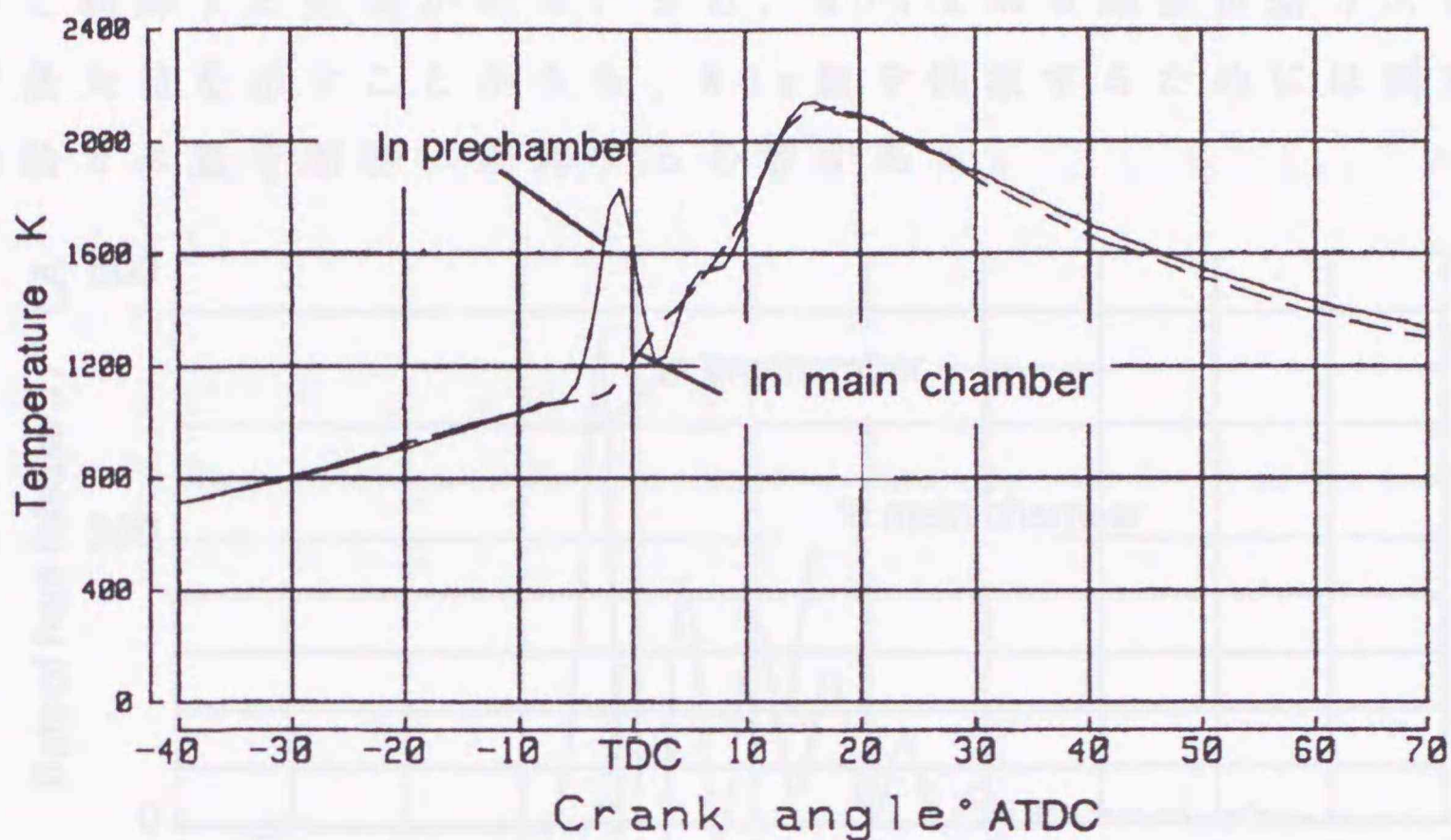


図4-8 主室内と副室内温度の比較（計算結果）

が見られるクランク角度では、とくに燃焼初期の副室内熱発生率は負となっており、また熱発生率あるいは圧力の振動が生じていることが分かる。第3章では、主室内圧力から計算した副室式での熱発生率を単室式での熱発生率と比較したが、副室内の熱発生はその場合よりもさらに早く生じており、実際の点火遅れは非常に短いことが分かった。主室内での熱発生率のスパイクは、副室からの火炎ジェットに起因するものであるが、主室での最初のスパイク発生の時点では副室内圧力は既に低下しており、副室からの火炎ジェットの噴出が終了しているものと考えられる。

以上の結果を総括すると、主室の空気過剰率が変化した場合副室内の空気過剰率を一定の値に保持しなければ安定した燃焼は得られないので、副室への供給ガス量、すなわち圧力は、一定ではなく主室の空気過剰率や点火時期によ

って制御する必要がある。また、 NO_x はある副室供給ガス量で最大値を示すことから、 NO_x 値を低減するためには副室供給ガス量を精密に制御する必要がある。

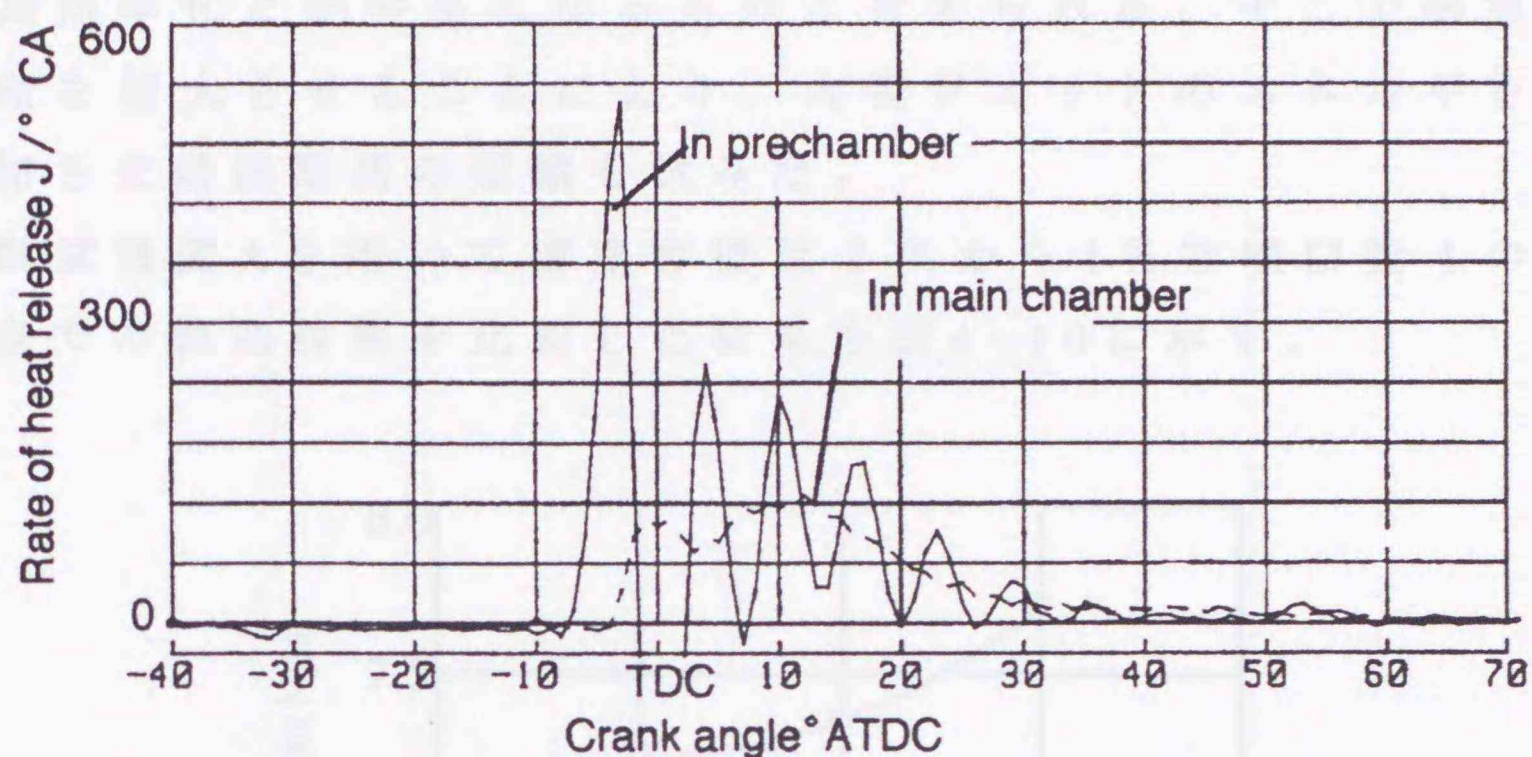


図4-9 主室内と副室内の熱発生率比較（計算結果）

更に、点火後副室内の燃焼が急激に進み、とくに副室内での温度が急激に上昇する。排出ガス中の NO_x はこの副室内での高温でリッチな燃焼域から発生する割合が大きいものと考えられる。

4.4 副室容積の影響 (31)、(32)

点火時期の遅延と燃焼期間の短縮ができれば、 NO_x の抑制と高効率化とが容易になるものと考えられる。そこで副室容積を増大させることにより、火炎ジェットのエネルギーを増加させ燃焼期間の短縮を試みた。

供試機関Aを用いて副室容積比2%から4%で噴口数4の副室での機関性能を比較した結果を図4-10に示す。

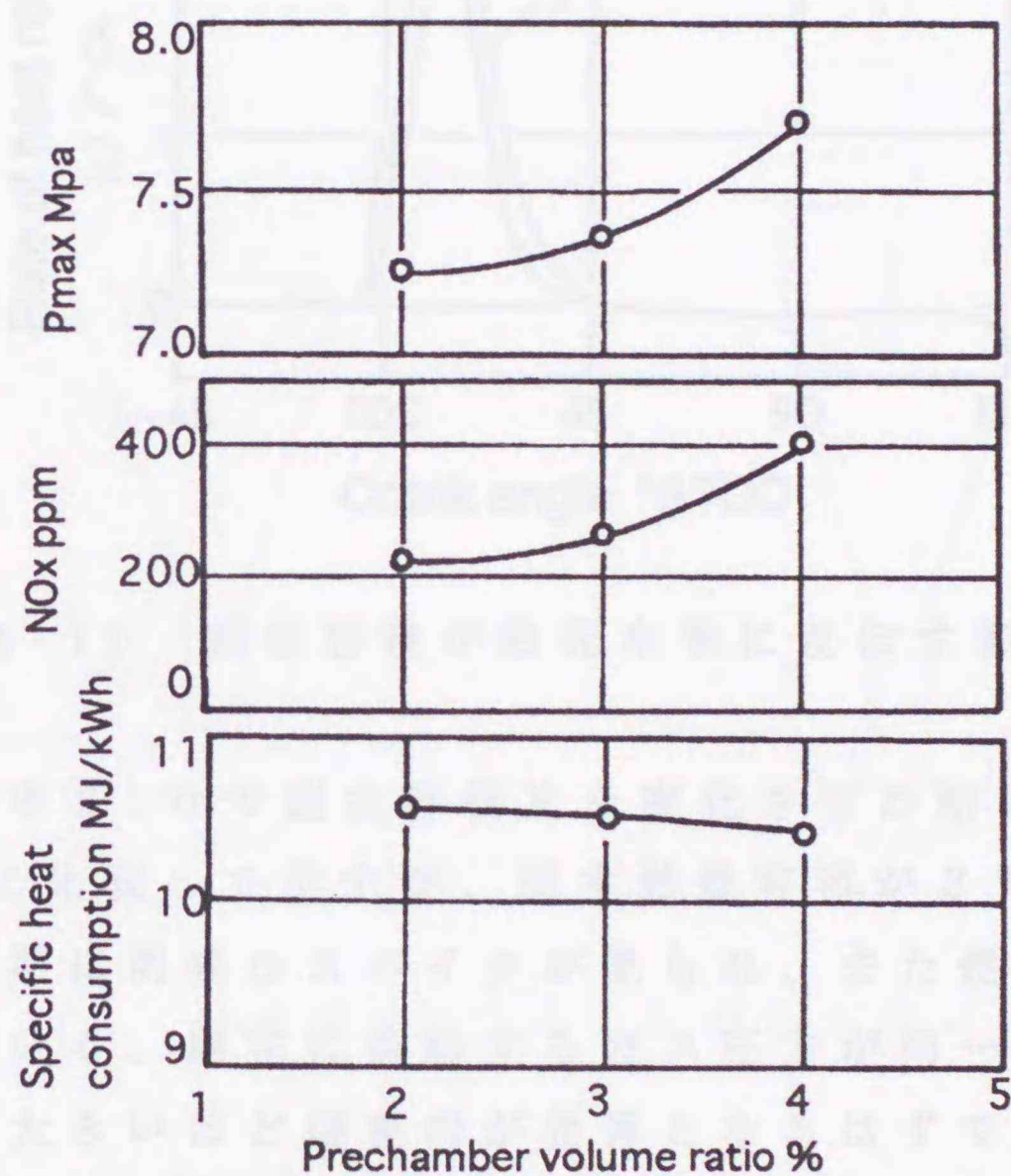


図4-10 副室容積比の影響

この場合副室に供給するガス圧力は100kPa一定とし、

点火時期 11.5° BTDCとした。図より、副室容積比を大きくすると、 NO_x は増加し、とくに希薄側における熱消費率が低下すると共に、シリンダ内最高圧力が高くなること分かる。

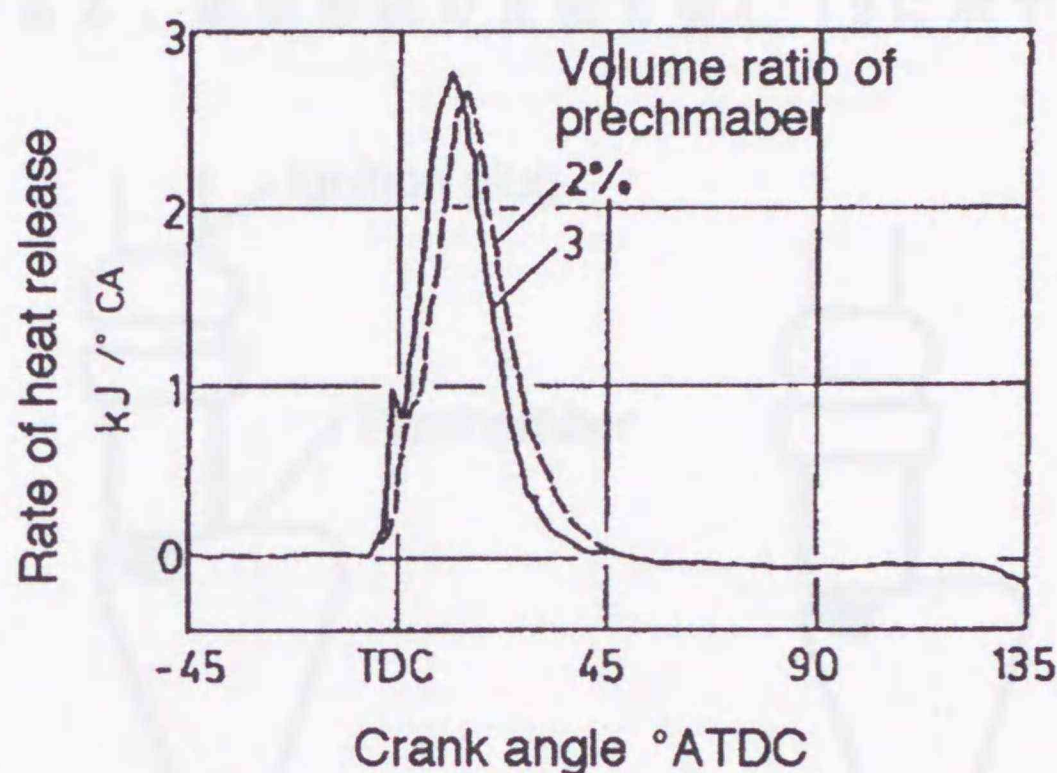


図4-11 副室容積が熱発生率に及ぼす影響

空気過剰率 2.0 で副室容積比を変化させた際の熱発生率を図4-11に比較して示すが、副室燃焼容積が3%と大きい方が燃焼初期に明確なスパイクが見られ、また燃焼期間が短縮されている。副室に供給するガス圧力が同一であれば、副室容積が大きいほど副室内が希薄となるはずであるが、実際上の副室容積と供給ガス量とを勘案すると、上述の程度の副室容積の変化による副室内の変化幅は小さいため、副室容積比が着火性に及ぼす影響は比較的小さいものと言える。また、副室容積が増加することにより副室から噴出

される火炎ジェットのエネルギは増加するため、主室での燃焼が安定すると同時に燃焼期間が短縮される一方、 NO_x が増大する。すなわち、低 NO_x 化の観点からは副室容積を極力小形化する必要がある。

供試機関Bでも副室容積比を変更して上述と同様の実験を行った。この場合、圧縮比は13で副室容積比4.6%と4.0%である。副室形状の比較を図4-12に示す。

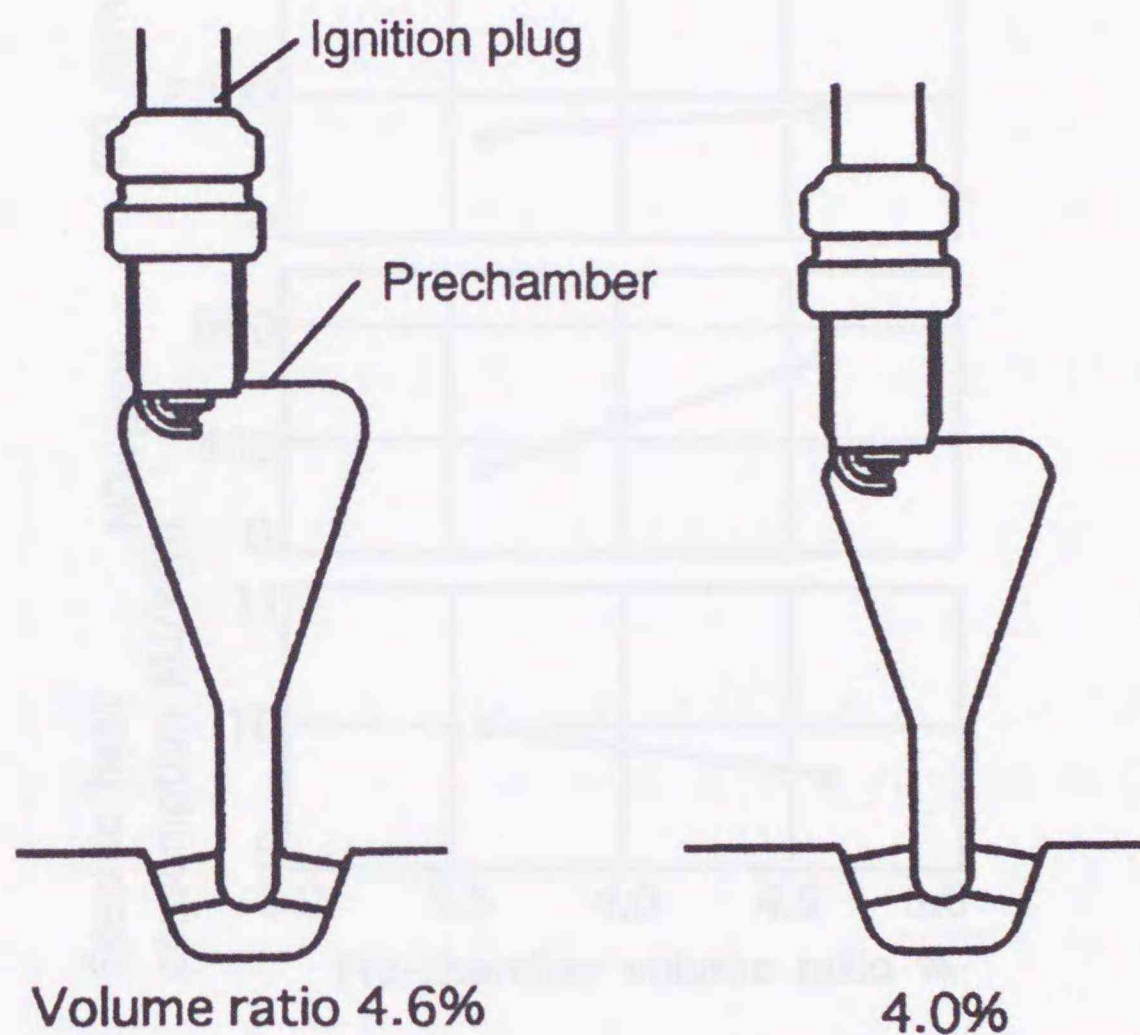


図4-12 供試機関Bにおける副室容積の比較

この場合、副室容積比を小さくするために燃焼室高さを低くした。副室容積比を変えたさいの機関性能を図4-13に示す。点火時期は 10° BTDCであり、スワール比は1.1である。副室への供給ガス量は全体に消費するガスの全体量

の5%になるように制御した。図より副室容積が小さくなると、燃費率は若干増加するが、HCは低くまたNO_xは大幅に低下することが分かる。

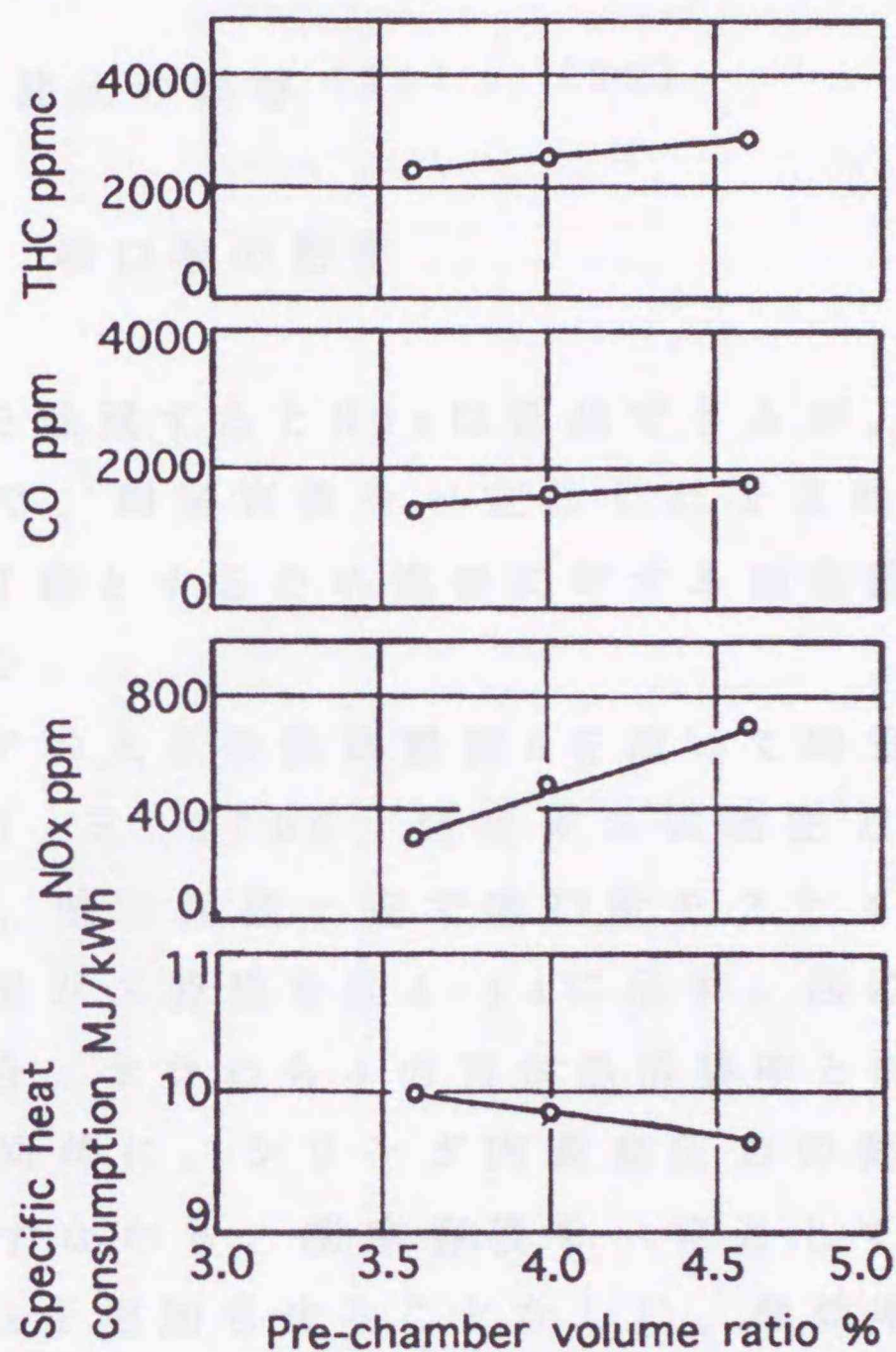


図4-13 副室容積の機関性能に及ぼす影響
(点火時期 10° BTDC、空気過剰率2.0)

これらの特性は、供試機関Aでも同様に得られることから、機関速度や機関のサイズに関係なく認められるものと言える。しかし、供試機関Bでは副室容積比を2%まで低減しよ

うとしても、点火プラグやチェックバルブ等の副室付帯部品のサイズを更に小さくすることができないため、低 NO_x 化のための副室容積低減には自ずと限界がある。

4.5 噴口諸元の影響 (31)、(32)

4.5.1 噴口数の影響

副室容積を低減すると NO_x は低減できるが、熱効率も悪化する。そこで、副室容積を一定にしたまま熱効率の向上と NO_x 低減を可能とするため燃焼に対する副室諸元の影響について検討した。

まず、ボアの大きな供試機関Aを用いて副室容積比2%、点火時期 11.5°BTDC 、副室ガス供給圧力 100 kPa の条件の下で、噴口面積一定で噴口数を3と4に変えたさいの性能・排出ガス特性を図4-14に示す。図において、噴口数が多い場合、すなわち4の方が熱消費率と NO_x が共にやや低下すると同時に、シリンダ内最高圧力の変動率が低くなっている。すなわち、副室容積を一定として噴口数を増加させると NO_x を増加させることなしに、熱効率とサイクル変動を改善し得ることが明らかである。

Synderらによれば、各噴口から噴出される火炎によって時折主室の希薄混合気に着火されないことがあるとされている(17)。しかし、噴口数を増加させることによって、主室内の希薄混合気が一層確実に着火される様になり、またサイクル変動率も低下したものと言える。

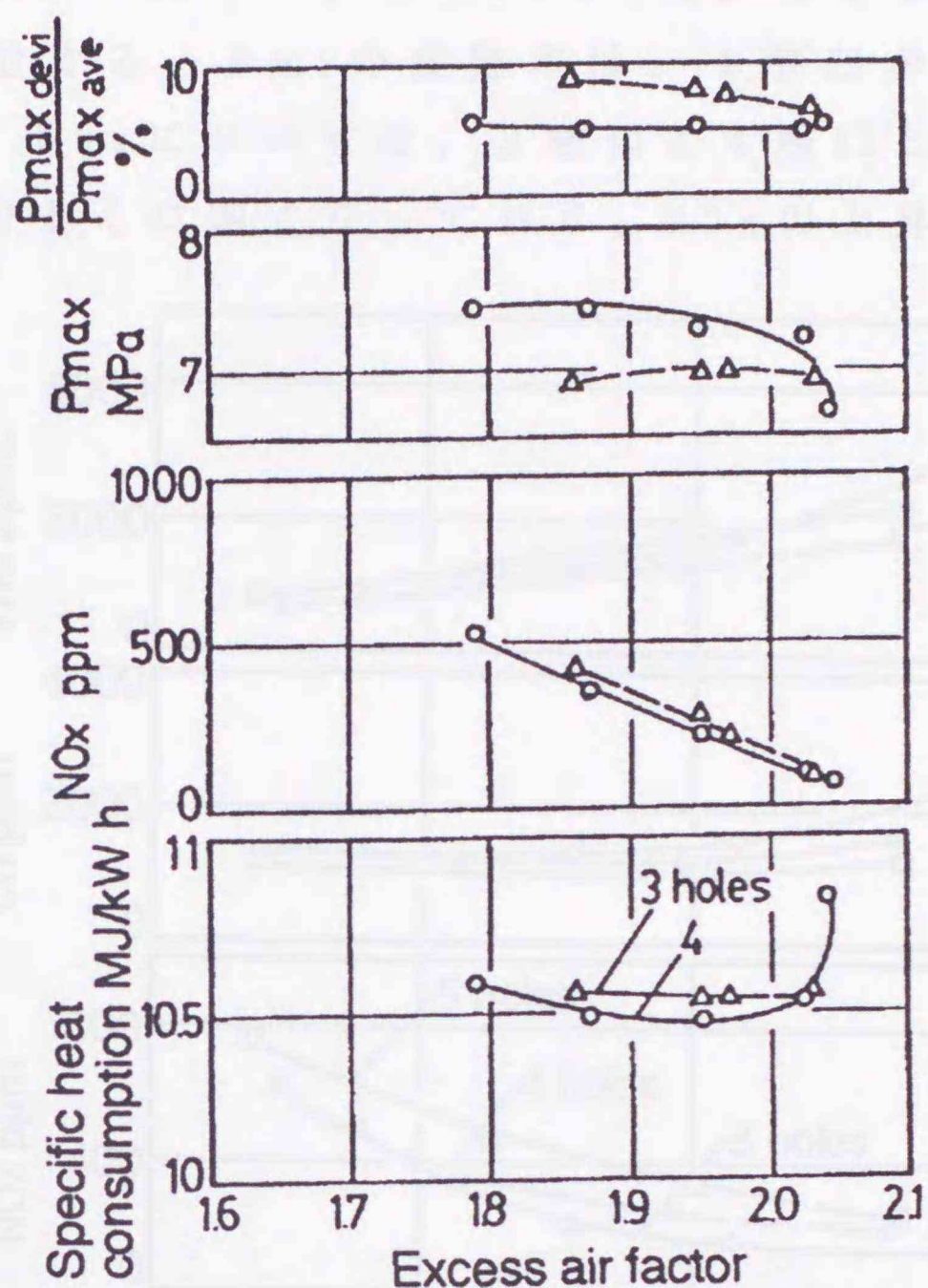


図4-14 噴口数の影響

次に、高速運転時における機関性能に対する噴口数の影響についても調査するためにボアの小さな供試機関Bを用いて、噴口数3、4、5における機関性能を調査した。図4-15(a)、(b)に示す。この場合、スワール比1.0、圧縮比13で副室容積比4%、噴口面積を一定とし、点火時期は10° BTDCとした。

噴口数が3、4、5と増加するに従って燃焼期間の短縮

と熱効率の上昇が見られ、また NO_x の上昇と CO の減少が得られるのが分かる。 P_{mi} の変動率は、4噴口が最も低く3噴口は高い。 NO_x については、3噴口と4噴口との差は小さいが5噴口でとくに高くなっており、 NO_x の上昇率と熱効率

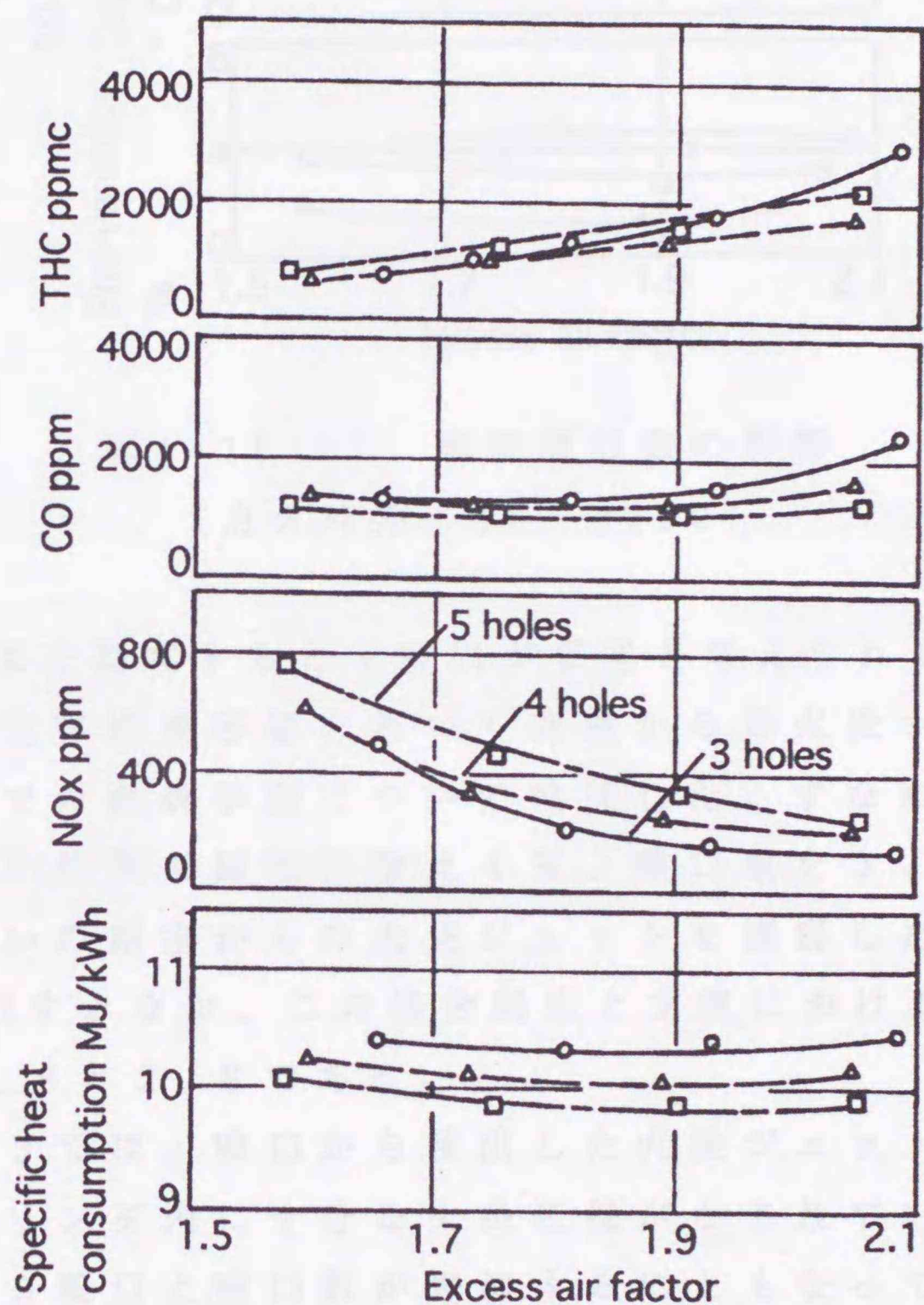


図4-15(a) 副室噴口数の影響
(点火時期 10°BTDC)

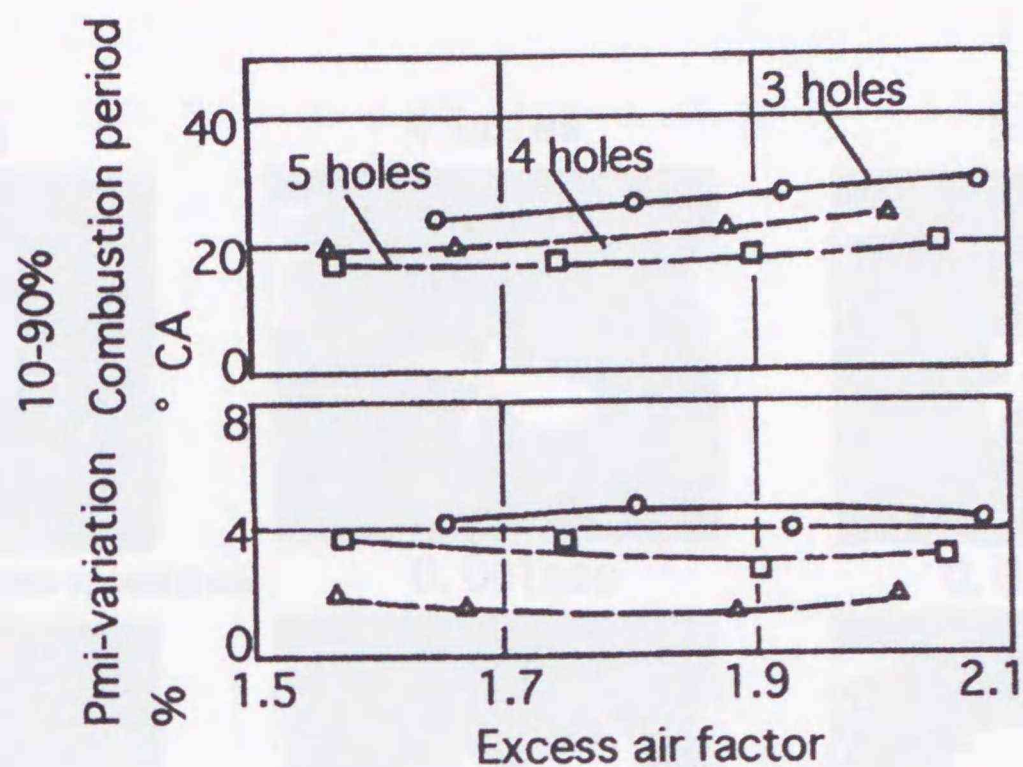


図4-15(b) 副室噴口数の影響
(点火時期 10° BTDC)

の改善効果を勘案すると4噴口が妥当と考えられる。

次に、定容燃焼容器を用いて副室からの火炎ジェットによる主室での燃焼挙動について検証した。すなわち、スワールがない状態で副室容積比4%、噴口数を3、4、5に変えたさいの副室からの火炎ジェットを観察した結果を図4-16に示す。なお、この場合副室と主室における空気過剰率は、0.8と2.0である。

噴口数3では、噴口から噴出した火炎ジェットの一つが弱く、シリンダ内に十分な火炎伝播がなされていないが、4噴口、5噴口と噴口数が増加するにともなって、火炎ジェットによるシリンダ内での火炎拡大が著しくなっていくことが分かる。しかし、5噴口では噴出初期における主室

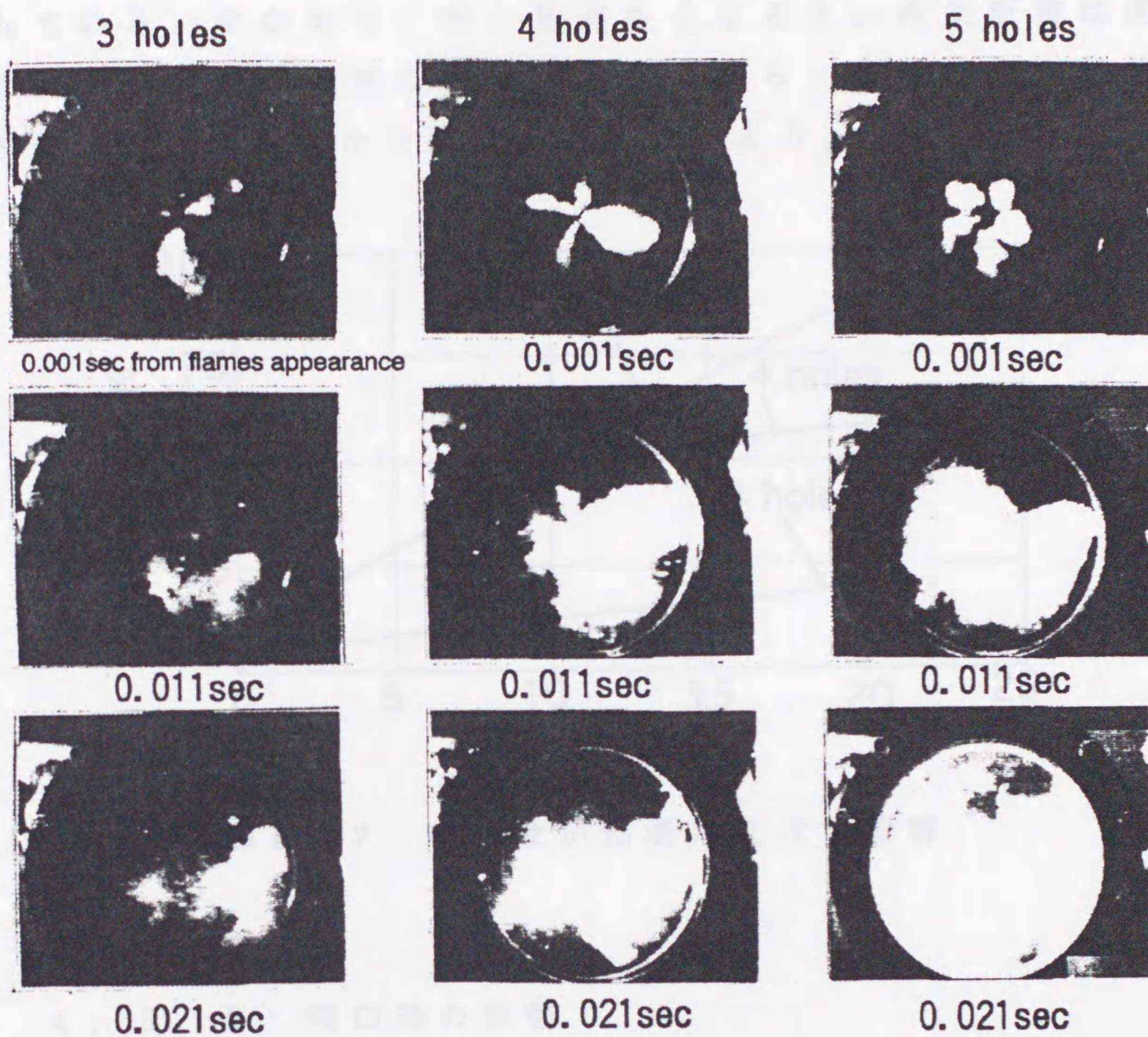


図4-16 副室噴口数を変えた場合の主室内燃焼写真

内火炎ジェットの到達距離が比較的短いものの、希薄混合副室噴口数が増加すると主室内混合気は確実に着火され、 P_{mi} の変動率が小さくなることがこの写真からも十分推定できる。

一方、図4-17に燃焼写真から求めた火炎面積を示す。図において5噴口の火炎面積の広がり最も早く、3噴口が最も遅くなっている。また、3噴口では最終的な火炎面

積が25%以下であるのに対して、5噴口は90%にも達している。すなわち、噴口数が多くなると、火炎面積は直線的かつ比較的急速に増加することから、多噴口化が急速燃焼に対して有効な手段であるといえる。

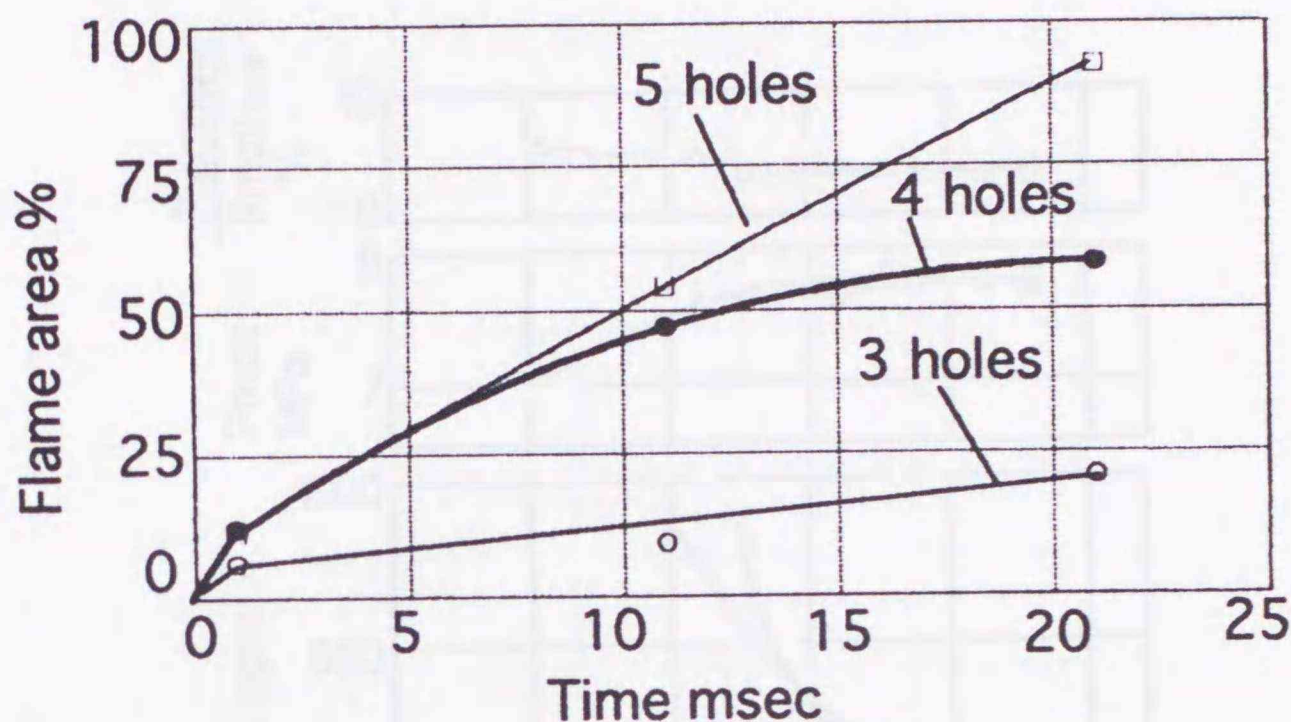


図4-17 噴口数が燃焼に及ぼす影響

4.5.2 噴口径の影響

供試機関Aにおける噴口径を5mmと6mmに変えたさいの機関性能を図4-18に示す。この場合、副室容積比2%、噴口数4、点火時期 11.5° BTDC、また副室供給ガス圧力は100kPaである。

図において、噴口径5mmに比べて6mmの方が燃費率が低くなるものの、 NO_x シリンダ内最高圧力及び変動率は噴口径の影響をほとんど受けていない。噴口径増加にともなう燃費率の改善は、主として噴口部の熱損失が小さくなったこと

に起因するものと考えられる。噴口径の拡大によって NO_x を上昇せずに燃費率の改善が可能であるが、噴口径を拡大すると噴口部の耐久性に問題が生じた。

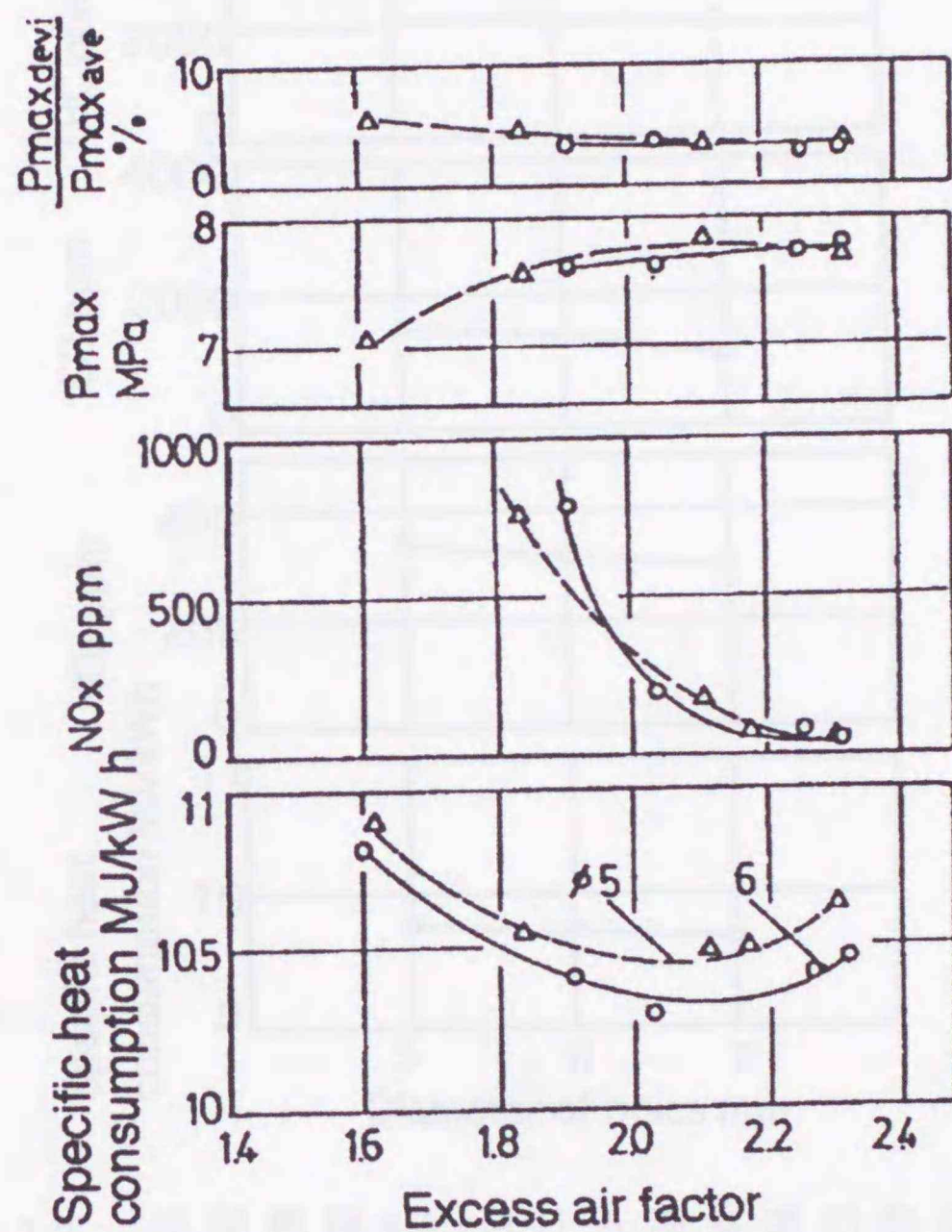


図4-18 供試機関Aにおける噴口径の影響
(点火時期 11.5° BTDC)

更に、噴口径の影響については、ボア径が小さな供試機関Bにおいても調査を行った。噴口径を5mmと7mmに変えた場合の性能を図4-19に示す。この場合、圧縮比は13で

あり、副室容積比 4 %、副室の噴口数 4 で、点火時期 10° BTDC である。

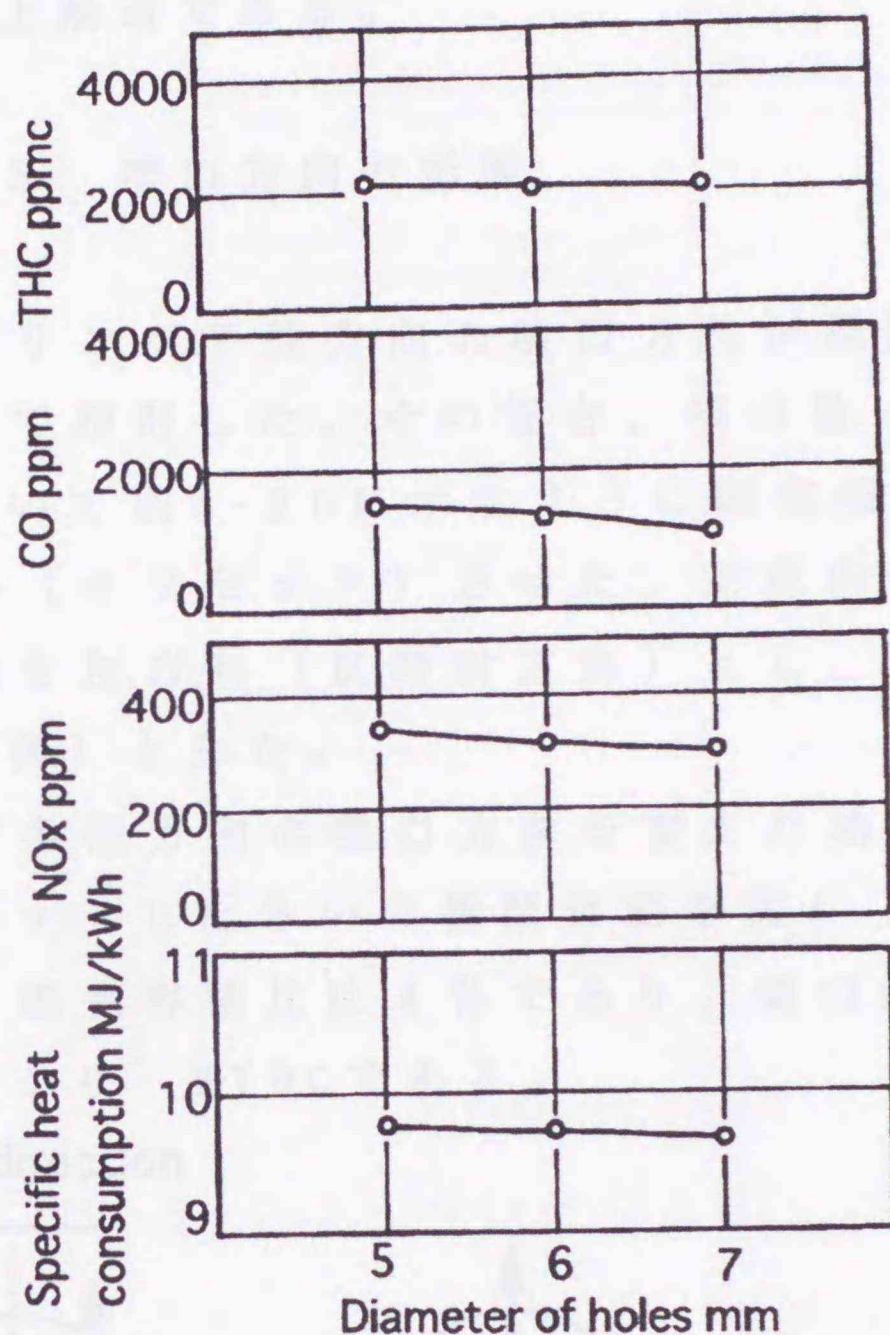


図 4 - 19 供試機関 B における副室噴口径の影響

副室噴口径が 7 mm と増加すると、熱効率、NOx 共に若干良くなるが、とくに NOx においては、希薄側での改善幅が減少しているのが分かった。しかし、噴口径 7 mm での運転においては、副室噴口部にクラックが入り短時間しか運転でき

なかった。このように噴口径の拡大は、機関回転数および機関のサイズに関わらず熱効率の改善に対して効果的ではあるが、噴口部の耐久性が確保できないため、噴口径 6 mm 程度が実際上最適である。

4. 5. 3 噴口方向の影響

次に、シリンダ半径方向の噴口方向が機関性能に及ぼす影響について検討した。その場合、噴口数 4、噴口径 4 mm の副室を用いて図 4-20 に示すように副室噴口をスロート軸心から偏心（オフセット）させた。主室内のスワールに対して順方向を左方向（反時計方向）とし、反対方向を右方向（時計方向）とした。

シリンダ半径方向の噴口方向を変えた場合、すなわち噴口をオフセットしたさいの機関性能を図 4-21 (a) に示す。この場合、副室容積比は 4 % であり、噴口角度は 140° 、点火時期は 10° BTDC である。

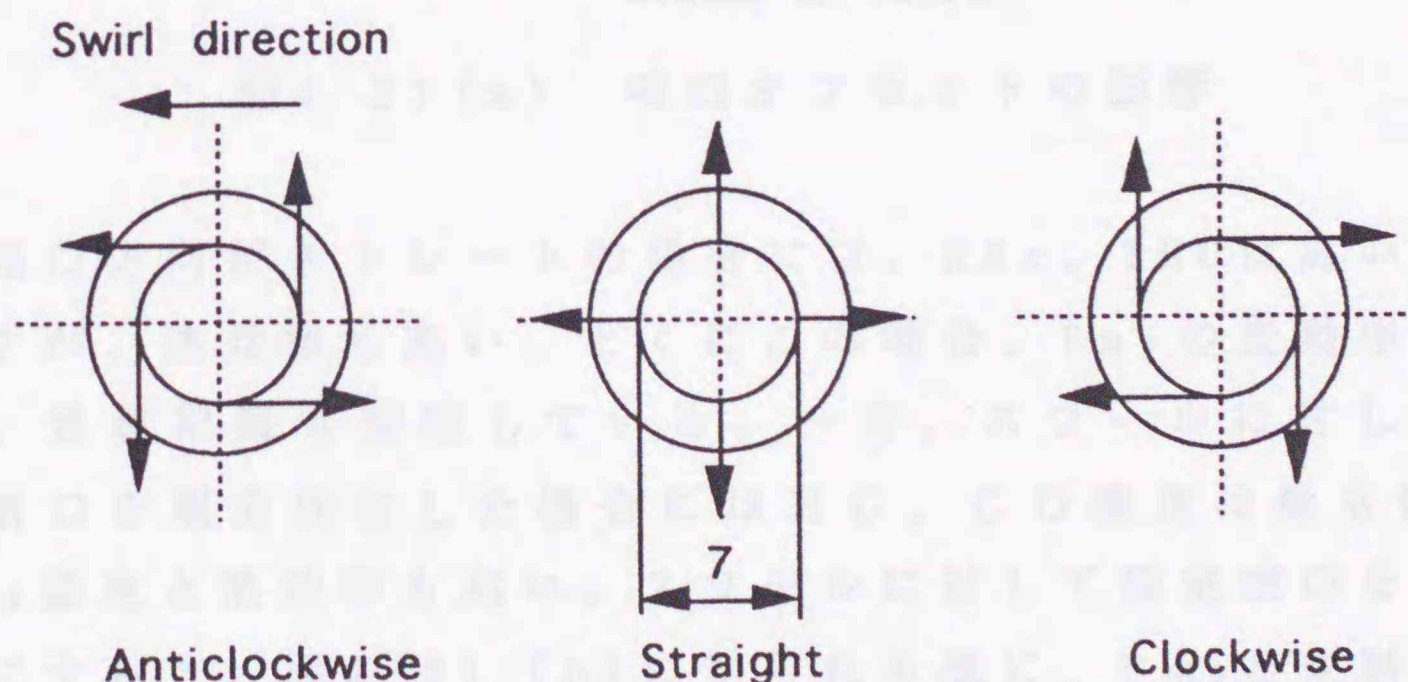


図 4-20 噴口オフセットのレイアウト
(噴口部をピストン側から見る。)

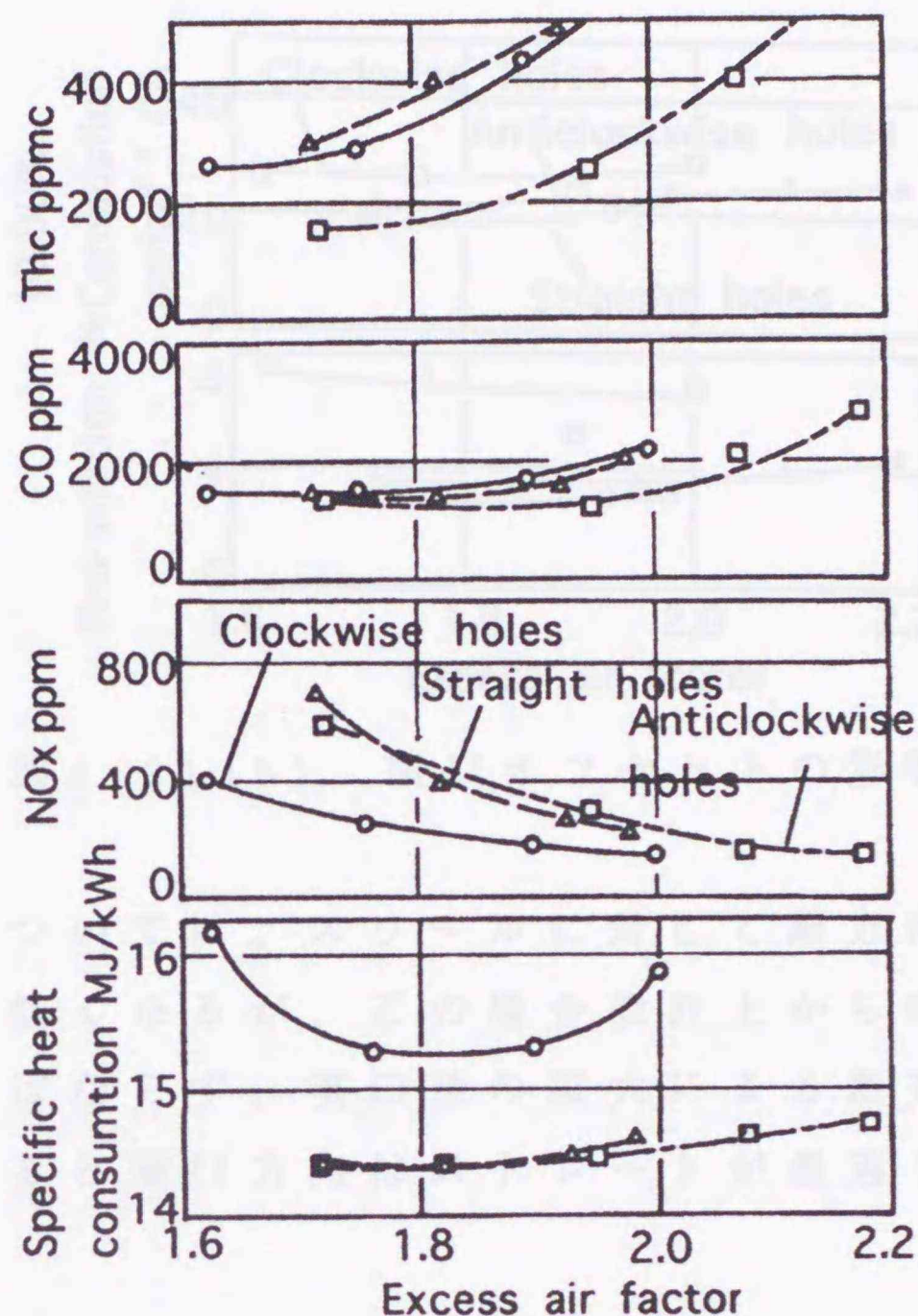


図4-21(a) 噴口オフセットの影響

噴口方向がストレートの場合には、 NO_x 、 THC は高い値を示すが、熱効率も高い。とくにこの場合、 P_{mi} の変動率も低く、燃焼期間も短縮している。一方、スワールに対して副室噴口を順方向にした場合には HC 、 CO 濃度は最も低く、 NO_x 濃度と熱効率も高い。スワールに対して副室噴口を逆方向にすると、図4-21(b)に見られる様に、 P_{mi} の変動率が高く、燃焼期間も長くなることが分かる。

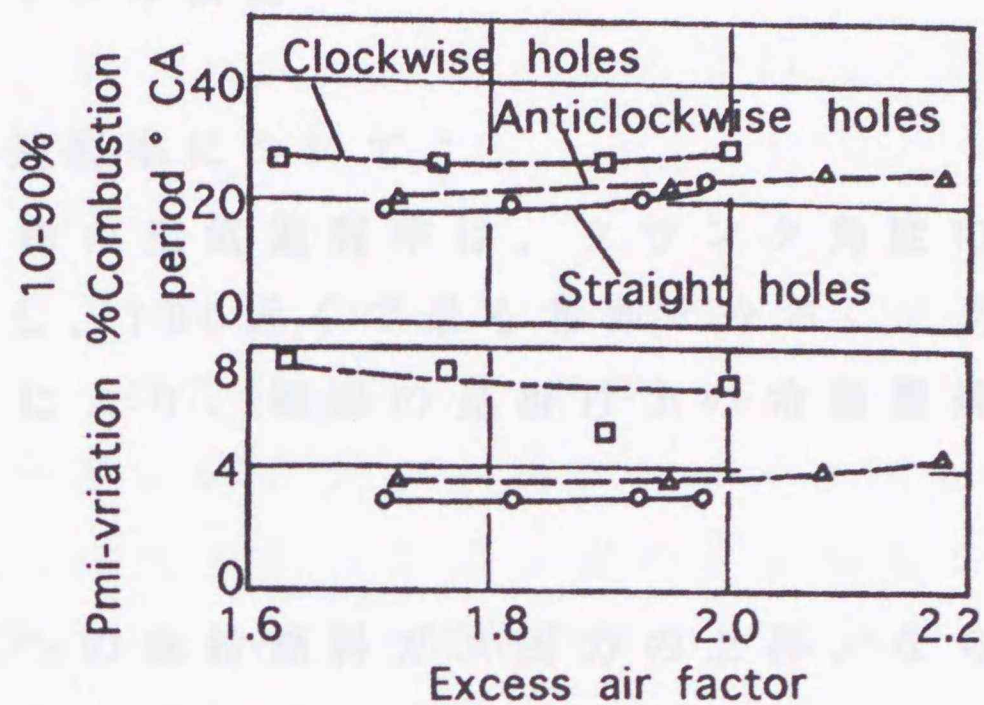


図4-21(b) 噴口オフセットの影響

噴口方向については、スワールに対して順方向にすると燃費率が最も低くなるが、この場合設計上から噴口径を小さくしなければならず、噴口径の拡大による熱効率の改善効果を考慮すると噴口方向はストレートが最適であると言える。

4.6 第4章の結論

副室内空気過剰率について：

(1) 副室内の空気過剰率は、クランク角度の経過にともなって変化し、TDC近くで最も希薄となる。このため、点火時期の進角により、機関の見掛け上の希薄燃焼限界は伸びる。

(2) 副室への供給燃料ガス圧力の上昇、ならびに供給燃料ガスを副室上部で旋回させることによって、希薄燃焼限界は拡大し、更に燃費率の改善も可能となる。

(3) 副室供給ガス量を増加させて行くと、ある値で NO_x は極大値を呈する。また、副室供給ガス量の差異による NO_x の変化量は比較的大きく、機関からの排出 NO_x 量に対する副室内で生成される NO_x 量の寄与度はかなり大きい。

副室諸元について：

(1) 副室容積の増加にともなって熱効率は若干高くなるが、 NO_x が高くなる。これは、副室容積の増加によって燃焼期間の短縮と、シリンダ内温度の上昇が生ずるためである。従って、 NO_x を低減するには副室容積2%程度が適当である。

(2) 副室の噴口数が増加することによって、 P_{mi} の変動率と、熱効率とが改善されるが NO_x も若干高くなる。 NO_x の増加を出来るだけ抑えて、熱効率の改善を行うには4噴口が最適である。

(3) 噴口径を拡大すると、 NO_x は増加せずに熱効率が向上する。しかし噴口を拡大しすぎると噴口部の耐久性が低下するため、最適径が存在する。

(4) 副室から主室への噴口の方向をスワールに対して順方向にすると、熱効率は向上するが NO_x も上昇する。この場合の噴口方向では設計上から噴口径を小さくしなければならず、噴口径の拡大による熱効率の改善効果を考慮すると噴口の方向がストレートな通常のものが最適である。

副室式機関における主室諸元と性能

本節において、主室の断熱と気体状態の温度・圧力に及ぼす影響を考察する。

主室の主室を断熱化する主室断熱と断熱の関係を検討した結果、主室断熱が減少すると断熱断熱が増加するものの、断熱断熱が増加するため、断熱断熱は減少する。また断熱にガスを提供しない場合と比較して、断熱した断熱が断熱断熱に減少する。

第 5 章

副室式機関における主室諸元と性能

スワール断熱と断熱断熱との関係について、スワール断熱が断熱断熱が断熱断熱が増加する傾向が得られた。これを基に、断熱断熱は断熱断熱にスワール断熱を増加することにより、断熱断熱が増加する傾向が得られた。また、断熱断熱が増加する傾向が得られた。また、断熱断熱が増加する傾向が得られた。

5.1 概 要

本章においては、主室の形状と気流状態が機関の燃焼・性能に及ぼす影響について論述する。

主室の主要な形状因子である主室開口径と燃焼の関係を検討した結果、主室開口径が減少すると燃焼期間が短縮するもののTHC濃度が増加するため、熱効率は改善されないことを明らかにした。また副室にガスを供給しない場合に比較して、供給した場合には希薄燃焼限界が大幅に拡大する他に、主室形状によるとくに熱発生率形状への影響は著しく減少することが分かった。

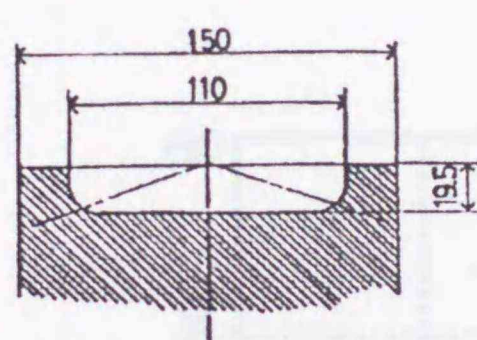
スワール強さと機関性能との関係については、スワール強さが低い方が熱効率が良くなる傾向が得られた。これを基に、実機では吸気弁にシュラウドバルブを装着することにより、スワール強さを抑える様に制御する一方、シリンダ内気流に縦渦が発生するようなシュラウド角度を与えることによって、熱効率の改善が更に可能になることを実証した。

5. 2 主室形状の影響 (34)、(35)

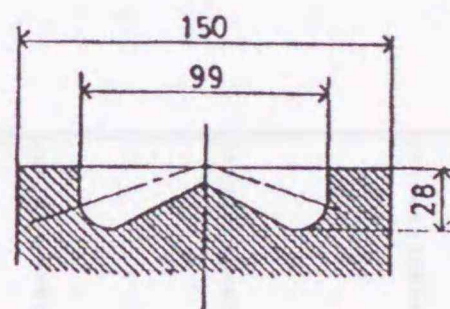
供試機関Cを使用して主室形状が燃焼・性能に及ぼす影響を検討した。供試主室形状の主要諸元を表5-1に、また燃焼室形状を図5-1にそれぞれ示す。

表5-1 供試燃焼室の諸元

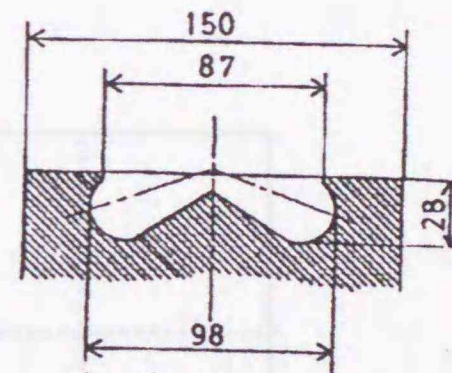
Chamber	Diameter	Chamber type
1	$\phi 110\text{mm}$	Bathtub
2	$\phi 97\text{mm}$	Troidal
3	$\phi 87\text{mm}$	Re-entrant



Combustion chamber 1



Combustion chamber 2



Combustion chamber 3

図5-1 供試主室形状

主室においては圧縮比1.4を保持しつつ、燃焼室開口径と燃焼室形状を変更した。トップクリアランスは1.5 mmに保持した。燃焼室形状として、スキッシュ流速と乱れのレベルが低いと考えられるバスタブ型、開口径が小さく、スキッシュ流速が高いと考えられるリエントラント型、ならびに開口径がその中間であるトロイダル型の3つを設定

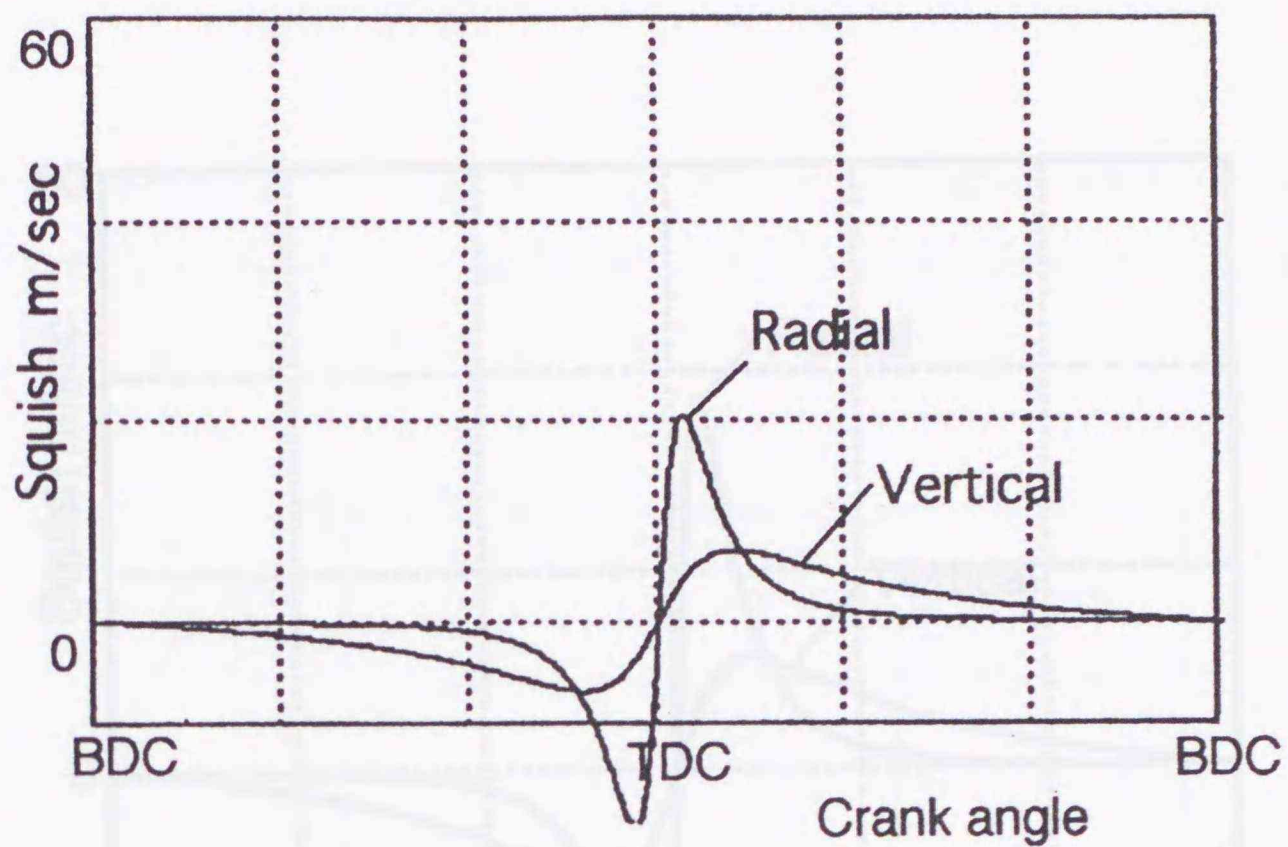


図 5 - 2 バスタブ型 燃 焼 室 の 平 均 ス キ ッ シ ュ 強 さ
(計 算 結 果)

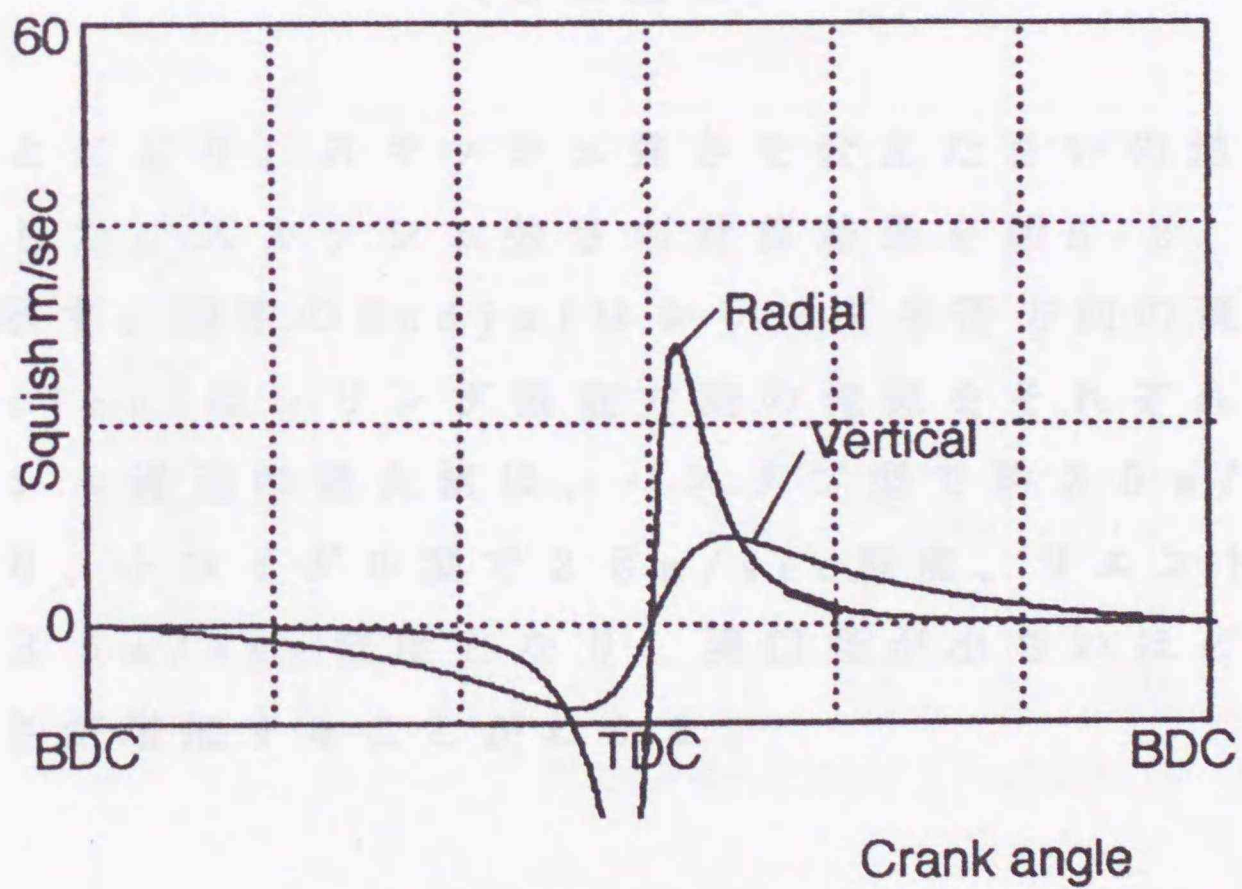


図 5 - 3 トロイダル型 燃 焼 室 の 平 均 ス キ ッ シ ュ 強 さ
(計 算 結 果)

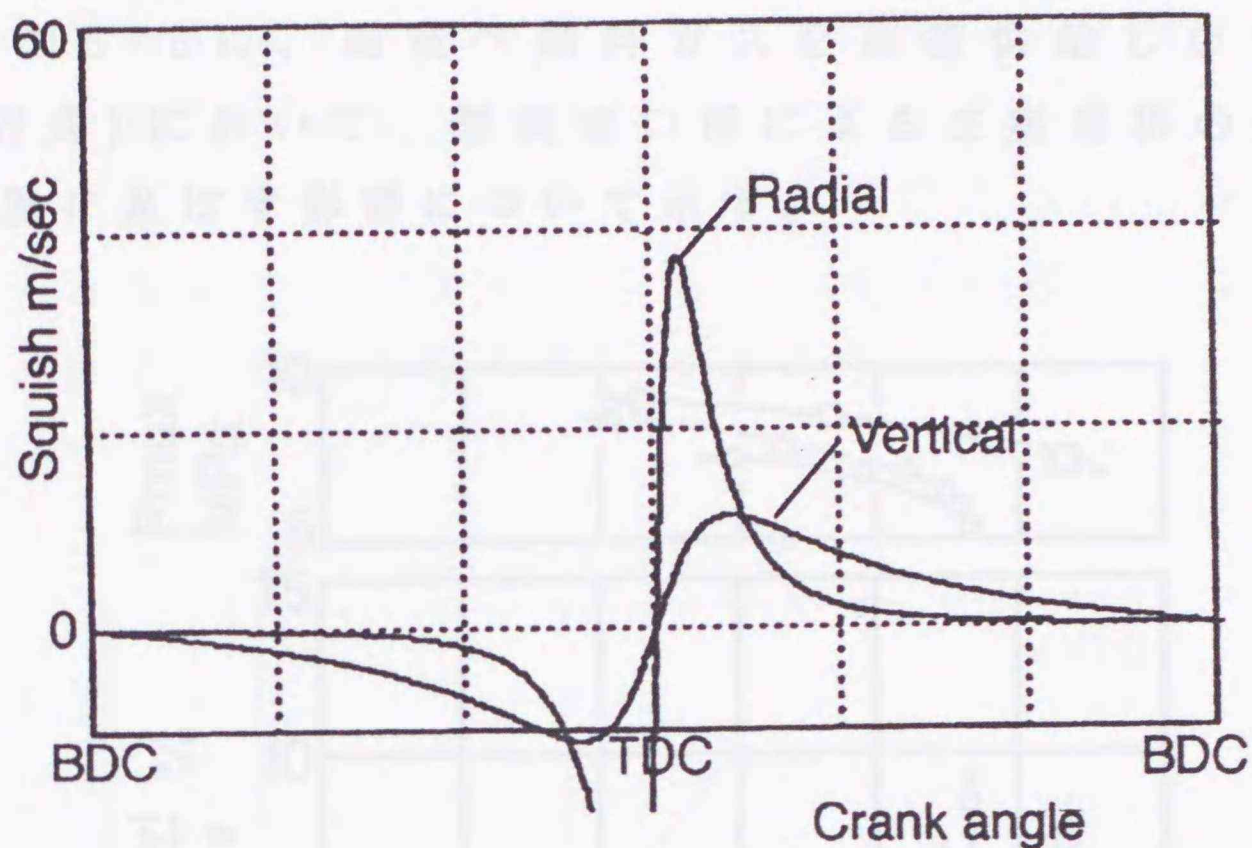


図5-4 リエントラント型燃焼室の平均スキッシュ強さ
(計算結果)

することにより、スキッシュ強さを変えたさいの燃焼状態を検討した。スキッシュ強さの計算結果を図5-2、5-3、5-4に示す。図中のRadialはシリンダ半径方向の流速、またVerticalはシリンダ垂直方向の流速をそれぞれ示す。スキッシュ流速の最大値は、バスタブ型で約20 m/sec程度であり、トロイダル型で28 m/sec程度、リエントラント型は35 m/sec程度となり、開口径が小さいほどスキッシュ強さが増加することがわかる。

5. 2. 1 TGP 燃 焼

まず図5-5に、副室へ燃料ガスを直接供給しない状態 (TGP方式) において、燃焼室口径による主室形状の差異が機関性能に及ぼす影響について示す。

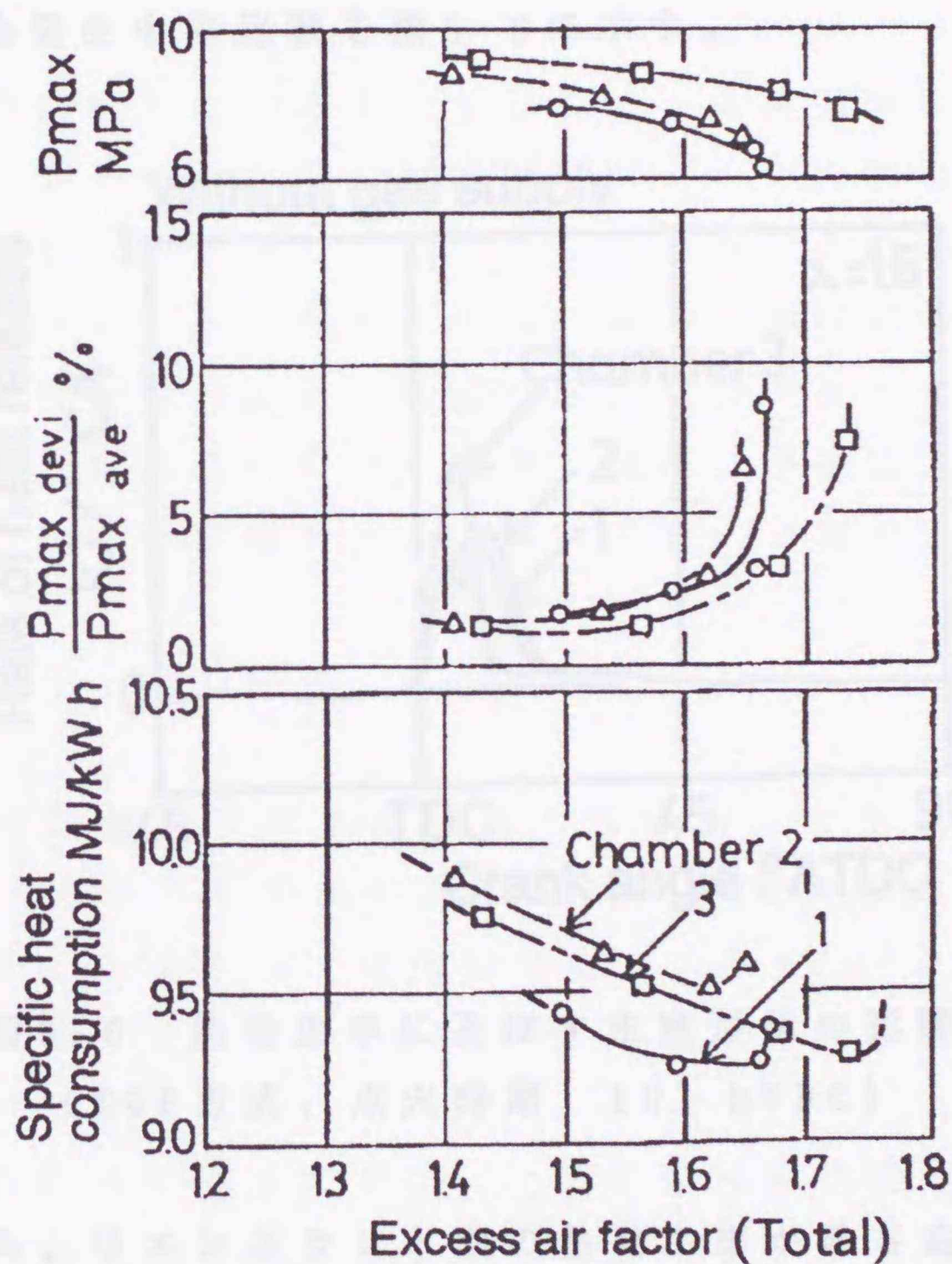


図5-5 主室形状の影響

(TGP方式、点火時期 10° BTDC、BMEP=0.9MPa)

燃費率についてはバスタブ型が最も良く、リエントラント型、トロイダル型、の順で悪化していく。シリンダ内最高圧力の変動率はリエントラントが希薄側で最も低く、つまり最も安定しており、バスタブ、トロイダルの順に不安定になってきている。シリンダ内最高圧力は、リエントラントが最も高く、トロイダル、バスタブの順で低くなっている。熱発生率の比較を図5-6に示す。

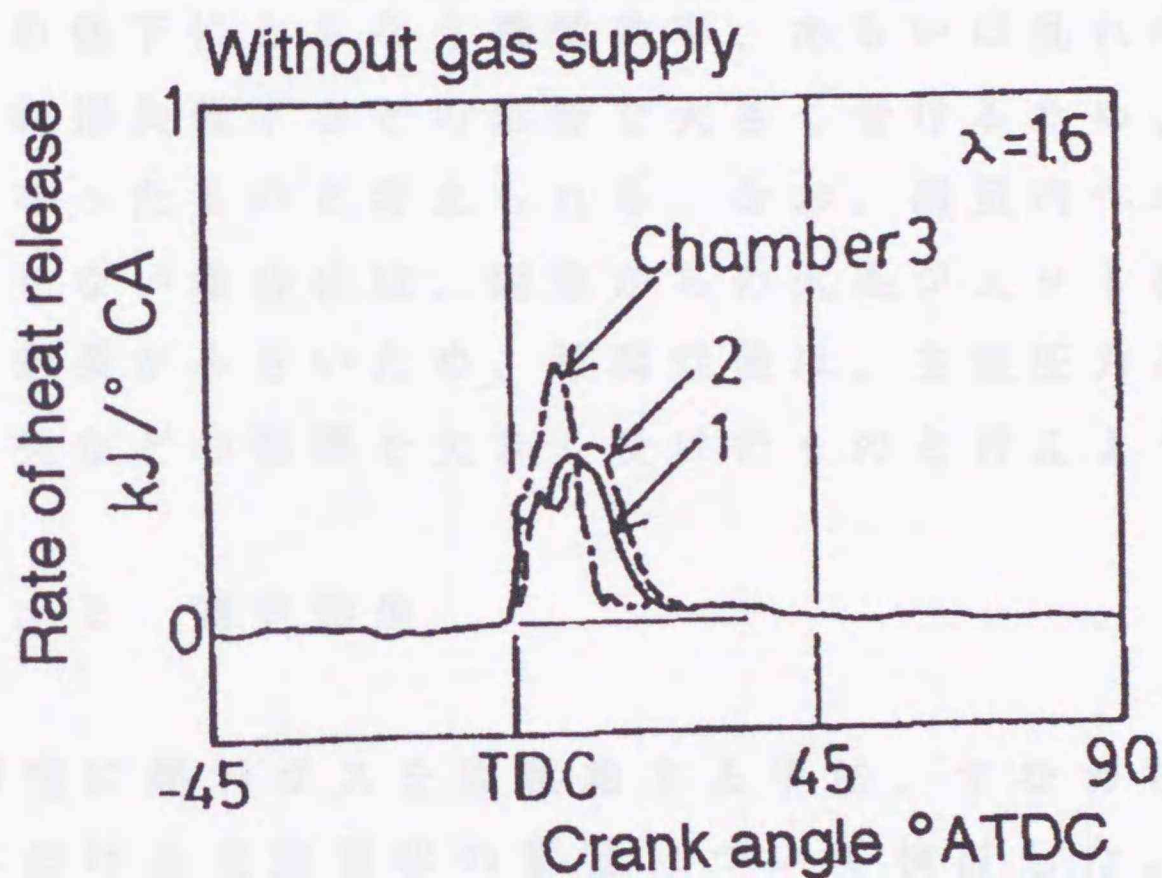


図5-6 熱発生率に及ぼす主室形状の影響
(TGP方式、点火時期 10° BTDC)

すなわち、リエントラント型の熱発生率が最も高く、また燃焼期間も大幅に短縮している。これに対してトロイダル型の着火遅れがリエントラント型、バスタブ型に比べて若干長く、燃焼期間が長い。副室にガスを供給しない場合

でも副室からの火炎ジェットによって若干の乱れが発生すると考えられる。副室からの火炎ジェットによる乱れとは別に、主室形状にともなう乱れが最も強いと思われるリエントラント型において希薄燃焼限界が伸び燃焼期間も短縮されるが燃費率は良くなる。これに対し、最も乱れが低いと思われるバスタブ型の燃費率が最も良くなっている。この点については、リエントラント型に比べてバスタブ型では燃焼促進効果の向上よりもむしろ、未燃燃料の減少、燃焼圧力の低下にともなう機械効率、あるいは乱れの減少による冷却損失低下などの影響を大きく受けるため、熱効率が良くなったものと考えられる。なお、副室内へガスを直接供給しない場合には、副室からの火炎ジェットによる燃焼改善効果が小さいため、機関性能は、主室圧力あるいは冷却損失などの影響を大きく受けたものと言えよう。

5. 2. 2 副室燃焼

次に副室に燃料ガスを別供給する手法、すなわち副室燃焼方式における主室形状の影響について検討した。正味平均有効圧を 1.2 MPa 、点火時期を 10° BTDC とし、副室へのガス流量を 15 Nl/min として主室形状と機関性能の関係を調べた結果を図5-7に示す。

TGP式に比べて副室式では、全般的に希薄で安定した希薄・高効率燃焼が可能となっている。つまり、シリンダ内最高圧力変動率はかなり希薄域であっても4%以下と安定している。また燃費率は副室に燃料ガスを供給しない場合とほぼ同様の傾向を示しており、バスタブ型が最も低く、

次いでリエントラント型、トロイダル型の順になっているが、とくにバスタブ型では著しい希薄化と高効率化が得られていることが分かる。一方、THCは開口径の小さいリエントラント型が最も高く、開口径が大きいバスタブ型が最も

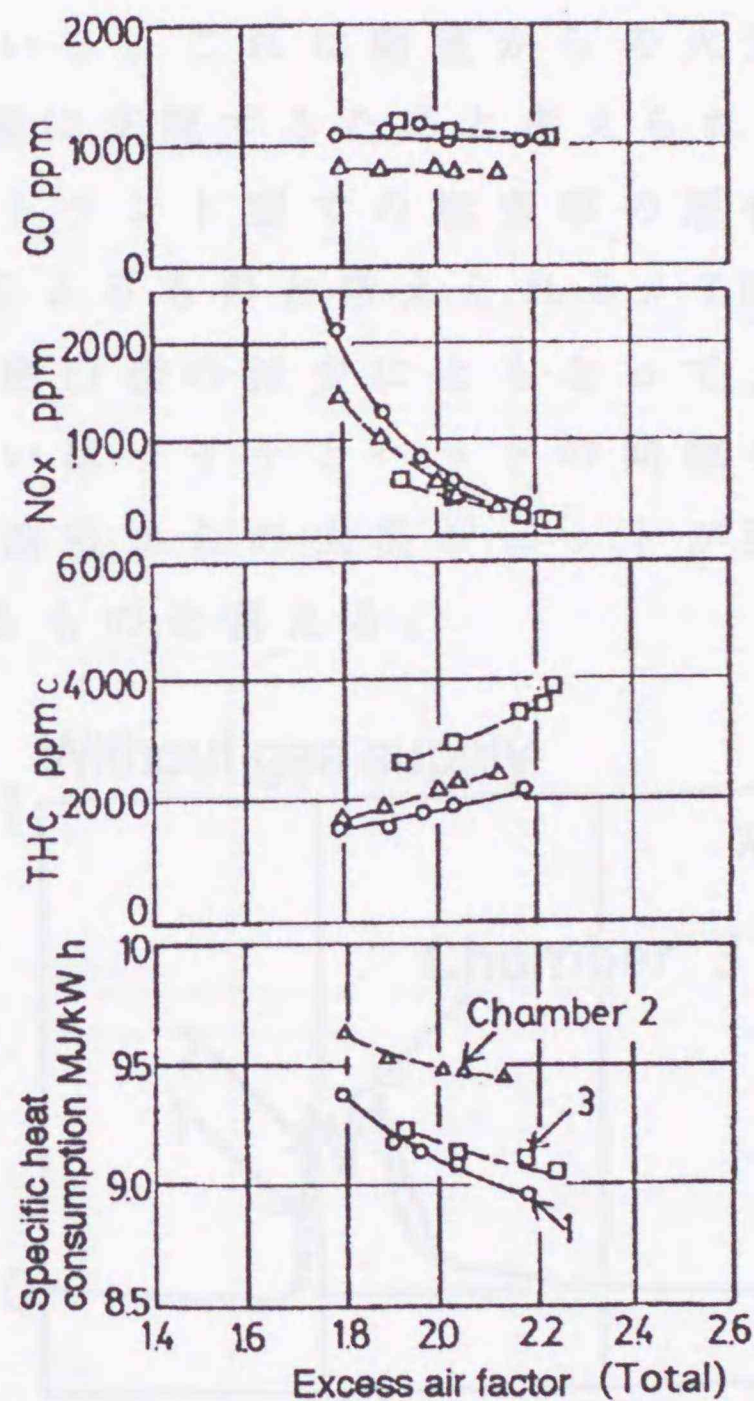


図5-7 主室形状の影響

(副室に燃料ガスを直接供給した場合)

低い。NO_xはリエントラント型が最も低く、開口径が大きいバスタブ型が最も高くなっている。

熱発生率の比較を図5-8に示す。この場合の熱発生率は、燃料ガスを副室に供給しない場合（TGP方式）とほぼ同様の傾向を示し、燃焼期間はリエントラント型において最も短く、バスタブ型、トロイダル型で順に長くなっているが、TGP燃焼に比較して、主室形状の差異による熱発生率の差は著しく短縮している。これは副室からの火炎ジェットが主室での燃焼を大幅に支配するためと考えられる。

なお、リエントラント型での燃費率の悪化は、主として排出THCの増加によるものと考えられる。THCの増加については、ピストン開口径の減少にともなって、ライナとピストンの間隙あるいはライナとヘッドの間隙などのクレビスボリュームまで副室からの火炎ジェットが到達しにくくなることに起因するものと言える。

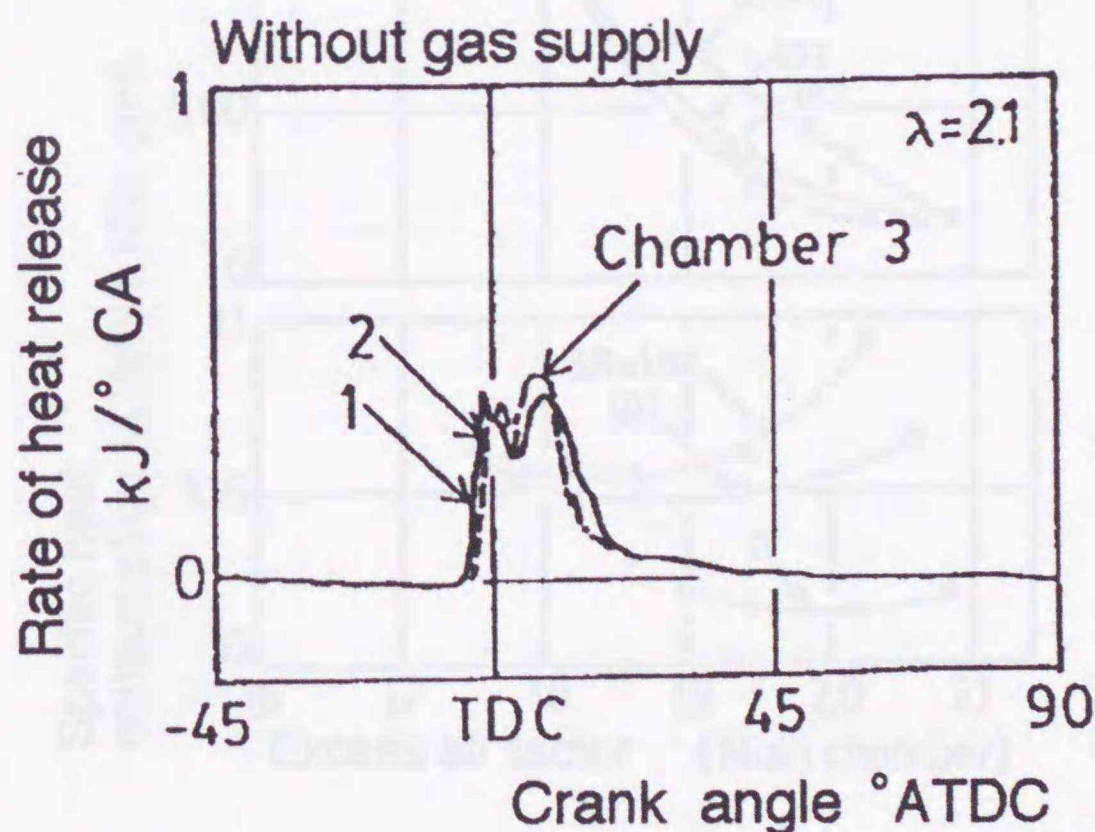


図5-8 熱発生率に及ぼす主室形状の影響
（副室に燃料ガスを直接供給した場合）
（点火時期 10° BTDC）

5. 3 スワール強さの影響 (29)、(34)

単室式では、スワール強さを強くすることによって希薄限界が希薄側に伸び、希薄側での熱効率が向上するものの NO_x が上昇した。副室式希薄燃焼方式においてもスワールを与えることによって燃焼状態が変化することが考えられる。

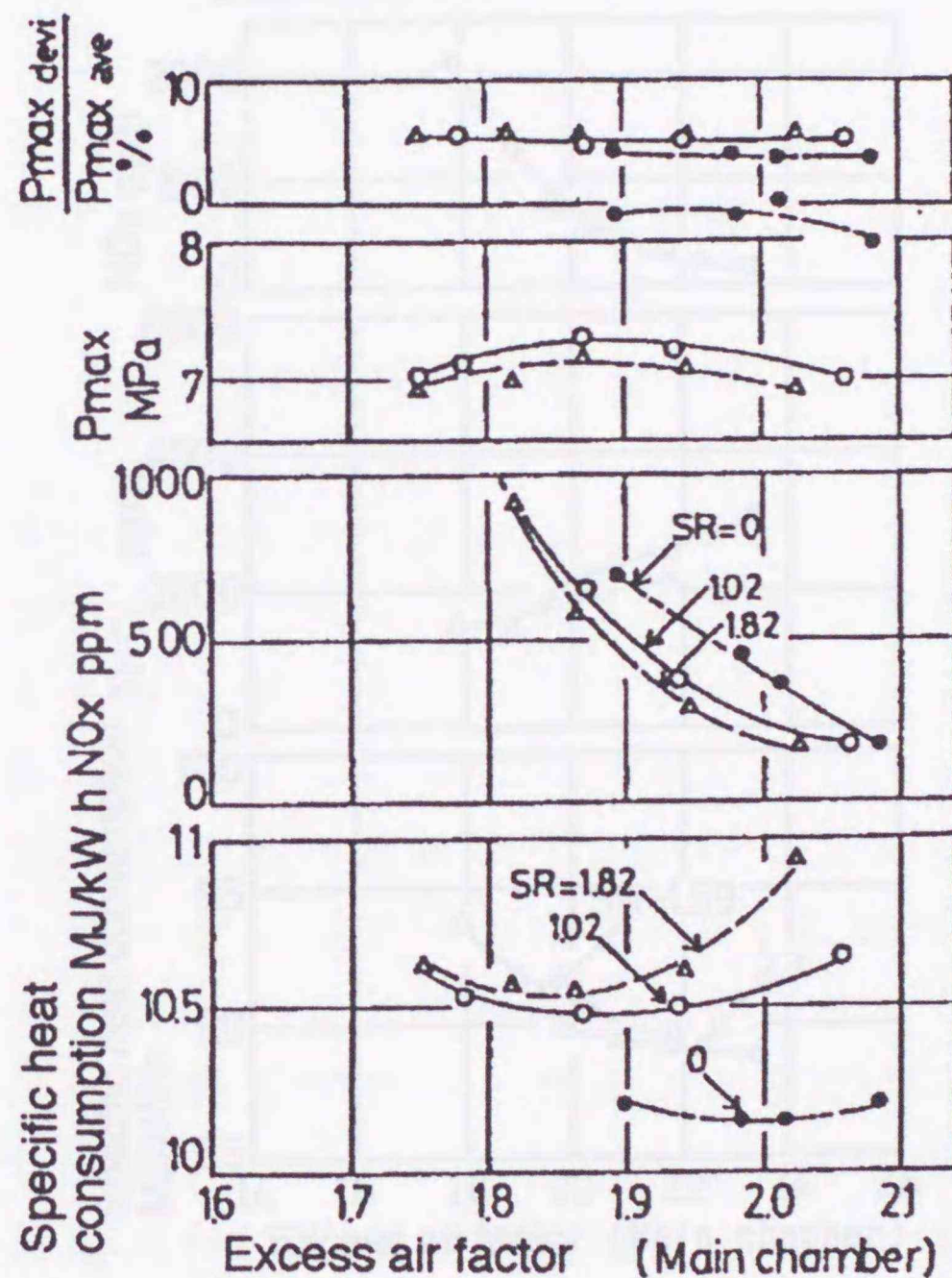


図5-9 機関Aの性能に対するスワールの影響
(点火時期 10° BTDC , $\text{BMEP} = 1.1 \text{ MPa}$)

そこで、供試機関Aを用いて副室容積2%、4噴口の副室を用いてスワールを変更したさいの性能結果を図5-9に示す。

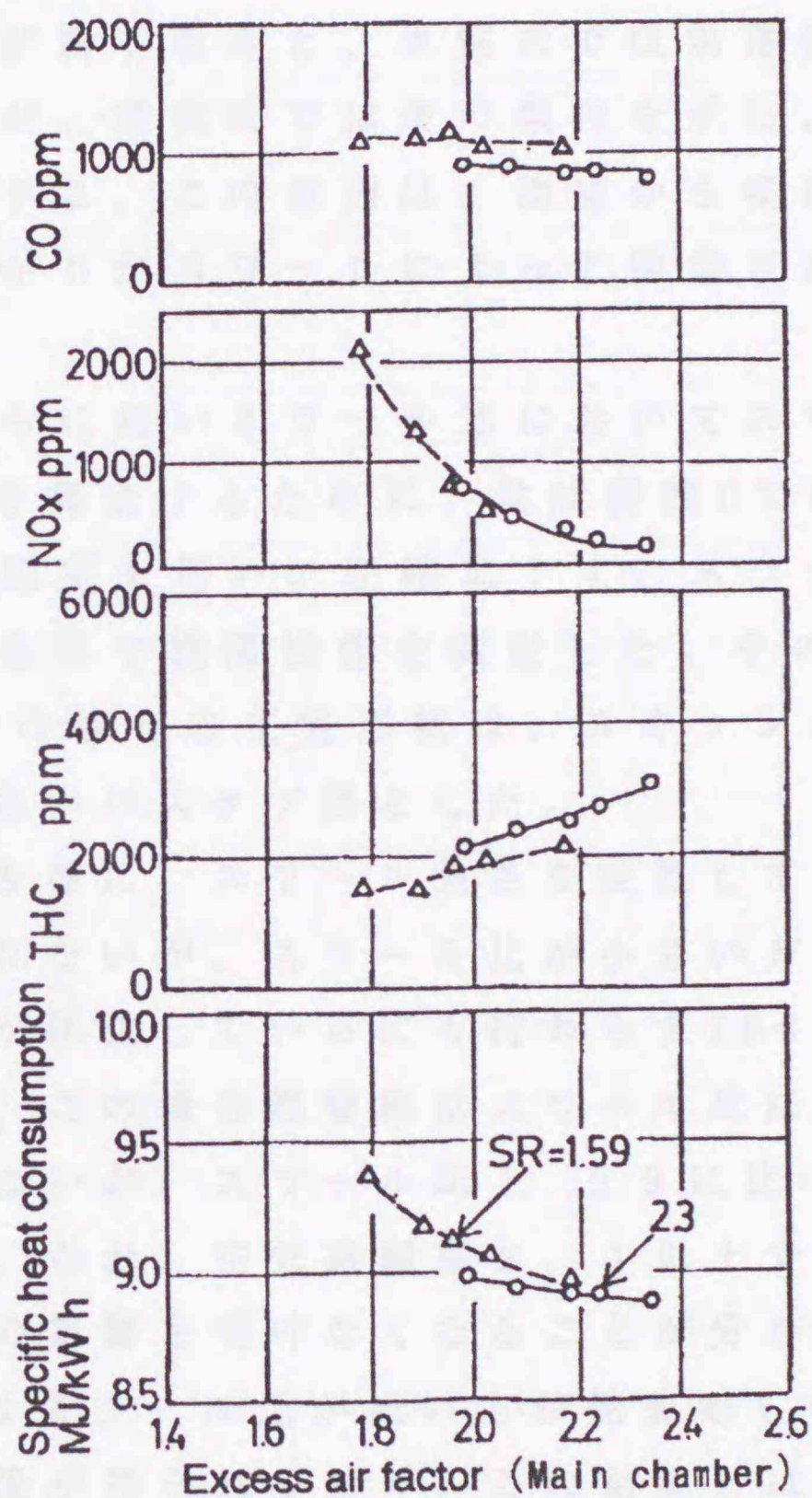


図5-10 機関Cの性能に対するスワールの影響
(点火時期 10° BTDC)

図5-9より、スワールが低い方が燃費率は良くなるがNOx

が高いことが分かる。またスワールが低いほどシリンダ内圧力の最高値 P_{max} は高くなると同時に、 P_{max} の標準偏差は小さくなっており、燃焼が安定すると言える。

スワール比が高くなると、単室式では希薄側での燃費率が改善されるが、副室式では逆の傾向を示し、希薄側での燃費率は悪化する。この原因は、副室から噴出される火炎ジェットの影響がスワールによって阻害されるためと考えられる。

そこで、さらに高いスワール比においてスワールが燃焼に及ぼす影響を調査するために、供試機関Cで副室容積比4%、4噴口の副室を用い、圧縮比14、スワール比1.59と2.3の条件で機関性能を測定した。その結果を図5-10に示す。この場合の主室形状は、スキッシュ強さが最も弱く熱効率が高いバスタブ型とした。

図に見られる様に、スワール強さを変更しても、 NO_x 濃度に変化は見られないが、スワール比が小さい方が若干ではあるが燃費率が悪化しているにも拘わらずTHCは低下している。すなわち、この場合燃費率はスワール比によって大きく変化していないが、スワール比1.59に比べて2.3の方が若干低い。なお、空気過剰率2.1以上では燃費率はスワール強さの影響を受けなくなることが分かる。しかし、供試機関Aではスワール比が低い方が燃費率も低くなり NO_x が高くなる結果が得られており、この結果とは傾向が異なる。

そこで、両者の中間のボアを有する供試機関Bにおいてスワールを変更した実験を試みた。そのさいの性能を図5-11に示す。

スワール比が低い場合において燃費率は高く NO_x が低いこ

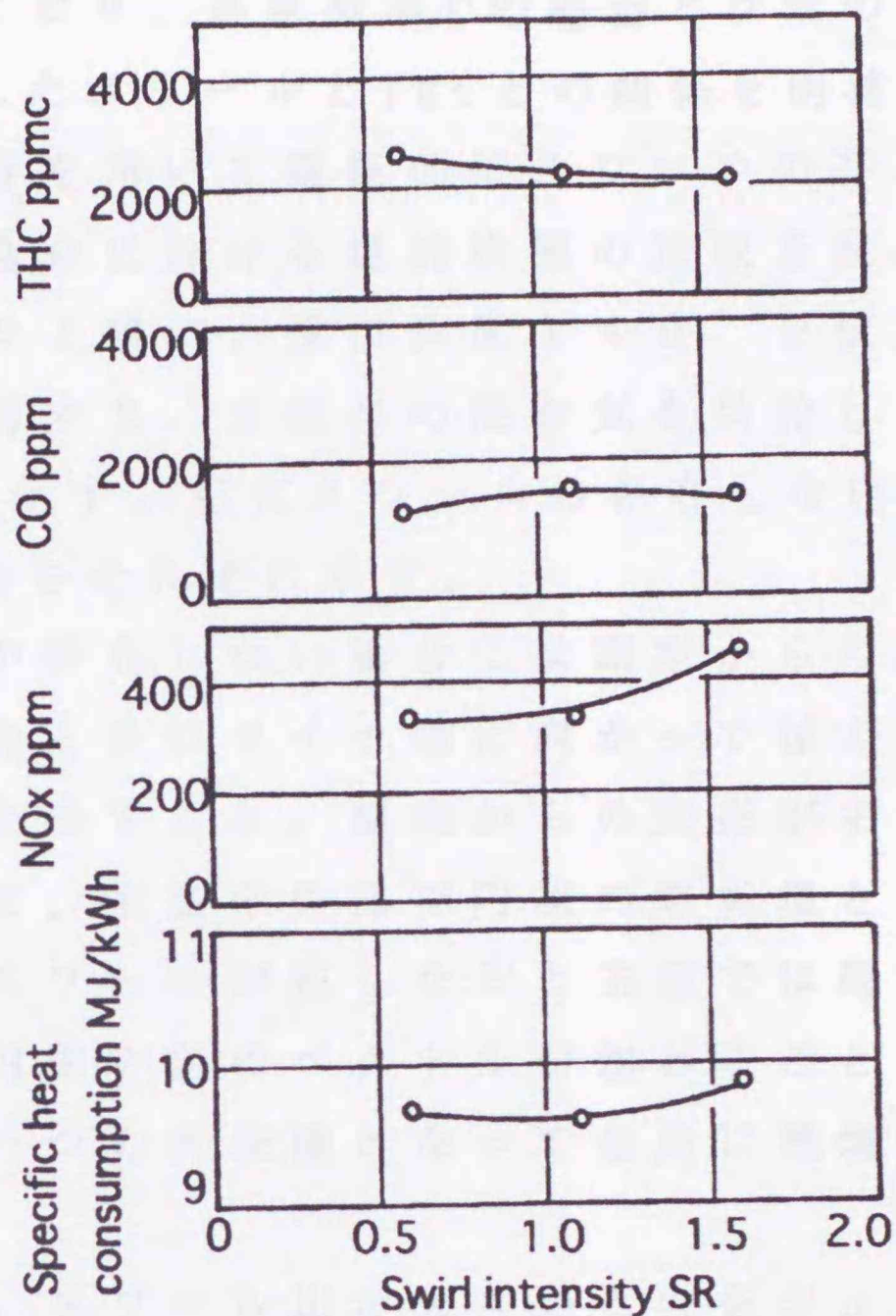


図5-11 機関Bの性能に対するスワールの影響
(点火時期 10° BTDC)

とが分かる。以上の結果から、スワール比の減少によって、ボアの大きな機関ほど熱効率が向上する傾向が著しくなり、ボアが小さくなると低下する特性が強く見られることが明らかになった。一方、 NO_x とスワール比の関係を一義的に結論付けることは出来ないが、機関によっては、スワール比の減少により熱効率と NO_x の同時改善が可能であることがわかる。一方機関BにおけるTHCは、スワール比が高くなると

若干低下しており、供試機関Cの場合とは逆の傾向を示している。こうしたスワールとTHCとの関係を明確にするため、定容燃焼容器を用いて模擬的にスワールの存在する場合と存在しない場合における燃焼状態の比較を試みた。副室は容積比4%で4噴口、噴口角度 140° を使用した。主室には空気過剰率2.2相当の混合気を供給した。その結果を図5-12に示す。右にスワールの存在しない場合を、左に存在する場合をそれぞれ示す。

スワールが存在しない場合には副室からの火炎ジェットが時間の経過と共にライナ側に向かって拡大しているが、スワールが存在すると、副室からの火炎が主室で生じた火炎と合体して、主室中央部で円状の輝炎塊となっている。すなわち、スワールが強くなると主室では副室からの火炎ジェットに円周方向のベクトルが加わることによって火炎ジェットが一つの火炎塊となって急速に燃焼する傾向が得られた。

すなわち、スワール比が大きいと火炎ジェットのライナ到達が阻害されるが、副室の火炎ジェットの強さとスワールのバランスによってとくにライナとピストンとの間隙に存在するHCの酸化あるいはそれに起因して未燃THCの増減が決まるものと考えられる。

また、スワール比が高くなるにしたがって、副室からの火炎ジェットは一つの塊になり易く、急激に燃焼するため NO_x が高くなる傾向が得られるが、とくにボアが大きな燃焼室では火炎が外周部まで達しにくくなるため中央部に集まり、全体としての NO_x は減少する特性を示す場合が生ずることが示唆される。

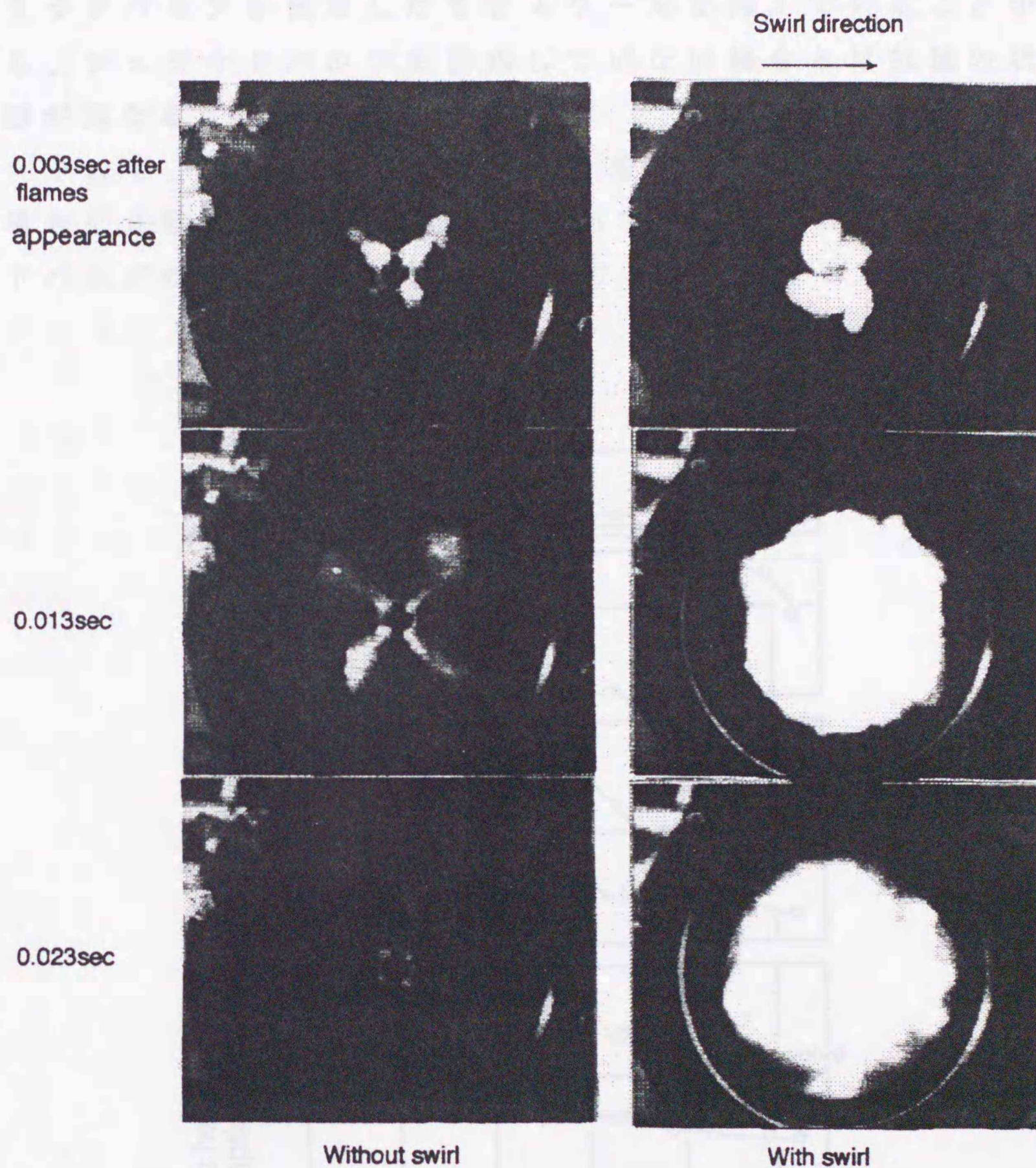


図5-12 スワールの有無による主室内燃焼の差異

供試機関Aではスワール強さを0としたが、実際にはシュ

ラウドバルブを装着したままスワールを抑えていることから、シュラウドバルブを使用していない場合とは気流の状態が異なる可能性がある。

そこで、シュラウドバルブを装着した場合と装着しない場合を比較した結果を図5-13に示す。この場合、シュラウドバルブの角度の調整によってスワール比を0とした。シ

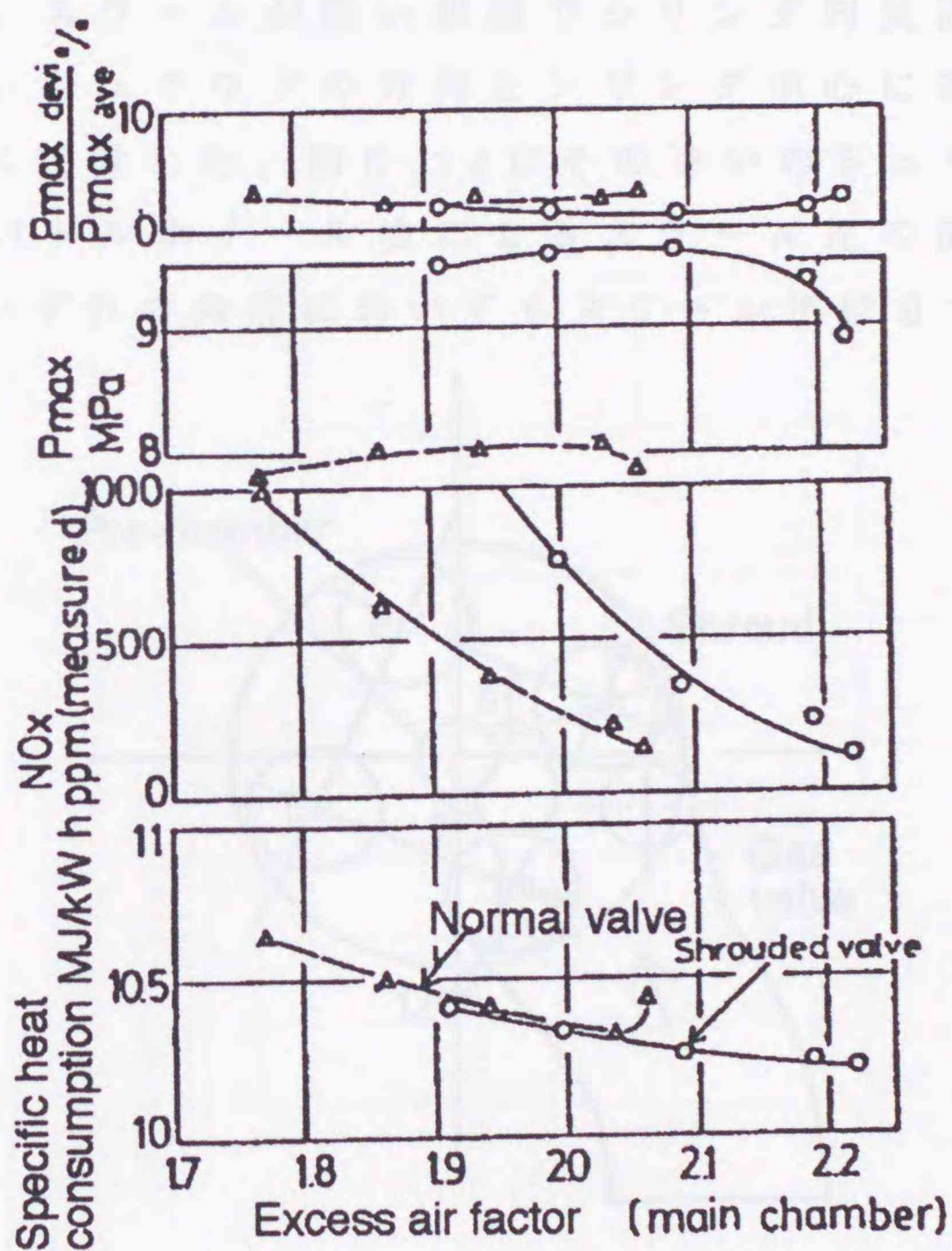


図5-13 シュラウドバルブの有無が機関性能に及ぼす影響
(点火時期 11.5° BTDC)

シュラウドバルブ付の場合、シュラウドのない場合に比べて燃費率が良く一層の希薄燃焼が可能となるが、一方において NO_x が高くなることが分かる。またシュラウドバルブを装着した場合の方がシリンダ内最高圧力は高くなるものの、その変動率が低く、燃焼は安定する。このことから、スワール強さのみによって燃焼状態あるいは安定性等を一義的に評価することはできないことが明らかである。

そこで、スワールが無い状態でシリンダ内気流を変えるために、シュラウドの方向をシリンダ中心に対して対称になる様に設置した。図5-14にそのさいのシュラウド位置を示す。パドルホイール法によるスワール比の測定では対称としたいずれの角度においてもスワール比は0であった。

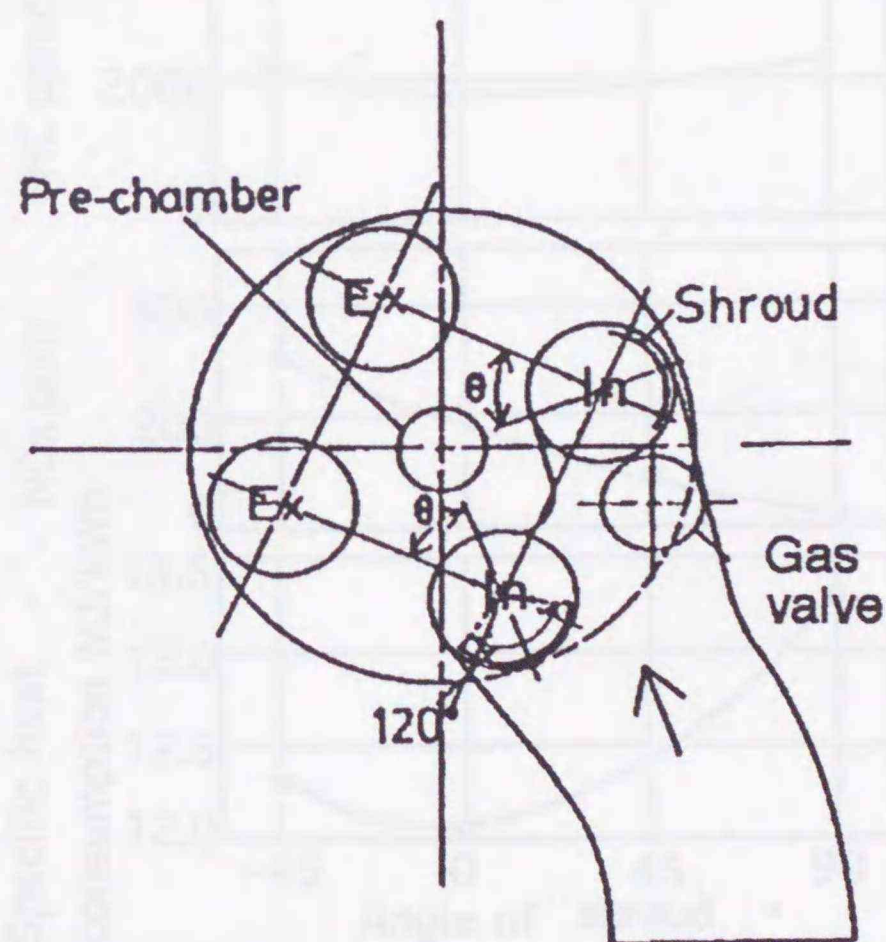


図5-14 シュラウドバルブの位置

図5-15に、スワール比が0の状態、シリンダ内気流が

異なる場合の機関性能を示す。機関出力は正味平均有効圧 0.55 MPa であり、点火時期は 11.5° BTDC である。図より、スワール比が 0 の場合であっても機関の燃焼・性能は何らかの気流の影響を受けていることが分かる。すなわち、シュラウドバルブの角度 θ が性能に及ぼす影響は大きく、その値が $0 \sim -45^\circ$ において、燃費率は良くなると共に、シリンダ内最高圧力は高く、またその変動率が低くな

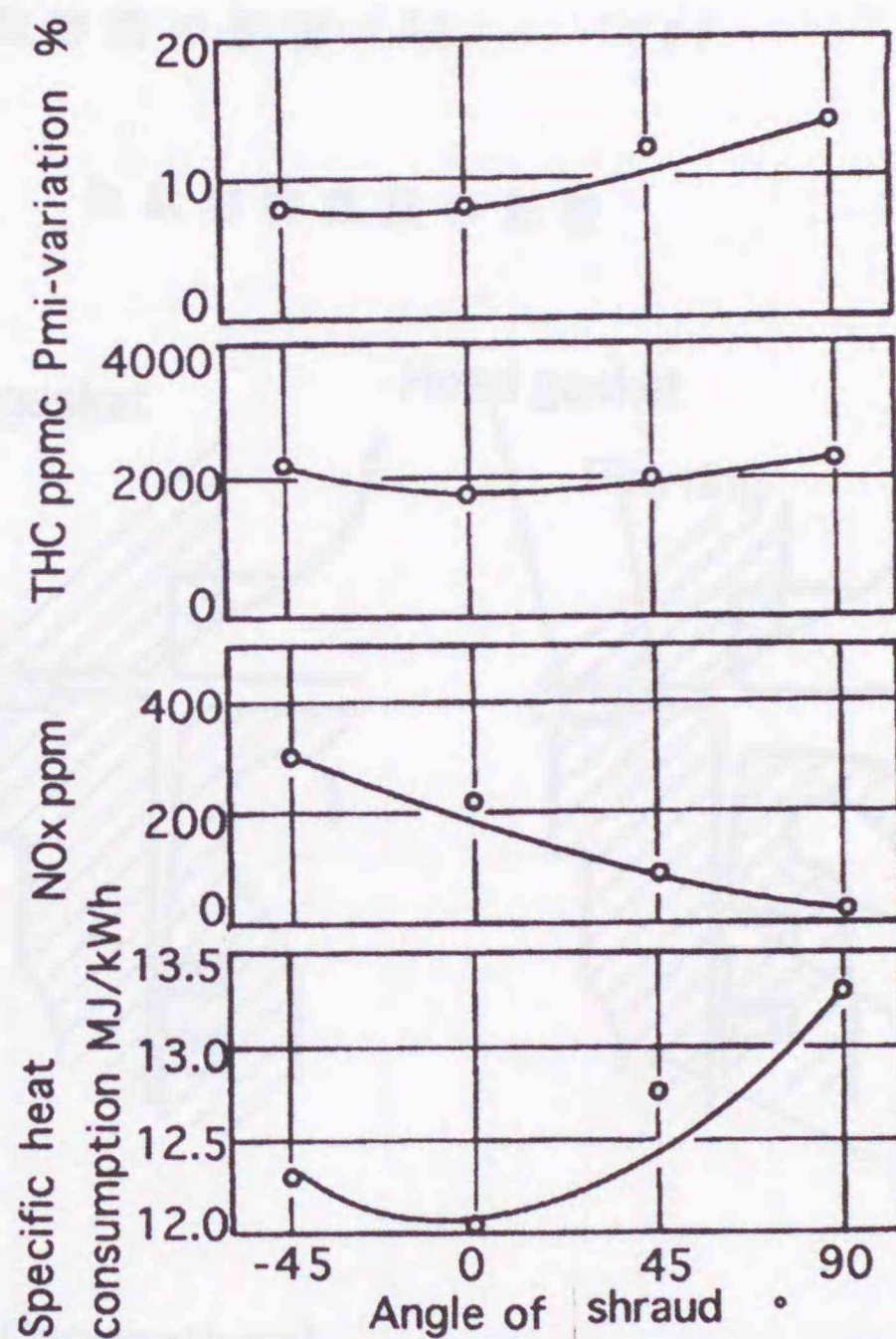


図5-15 シリンダ内気流の機関性能に及ぼす影響
(点火時期 11.5° BTDC 、 $\text{BMEP}=0.55\text{ MPa}$ 、
空気過剰率 2.0)

る。この場合、シュラウドバルブの角度 θ を $0^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 程度に設定することは、シリンダ内に大規模な縦渦が発生することを示唆しており、これによって、仮りにスワール比が0であったとしても、TDC付近でその縦渦の崩壊による乱れの発生が生じ、シリンダ内での混合状態ならびに燃焼が改善されるものと考えることができる。

5.4 無駄容積の影響 (37)、(36)

5.4.1 無駄容積低減の影響

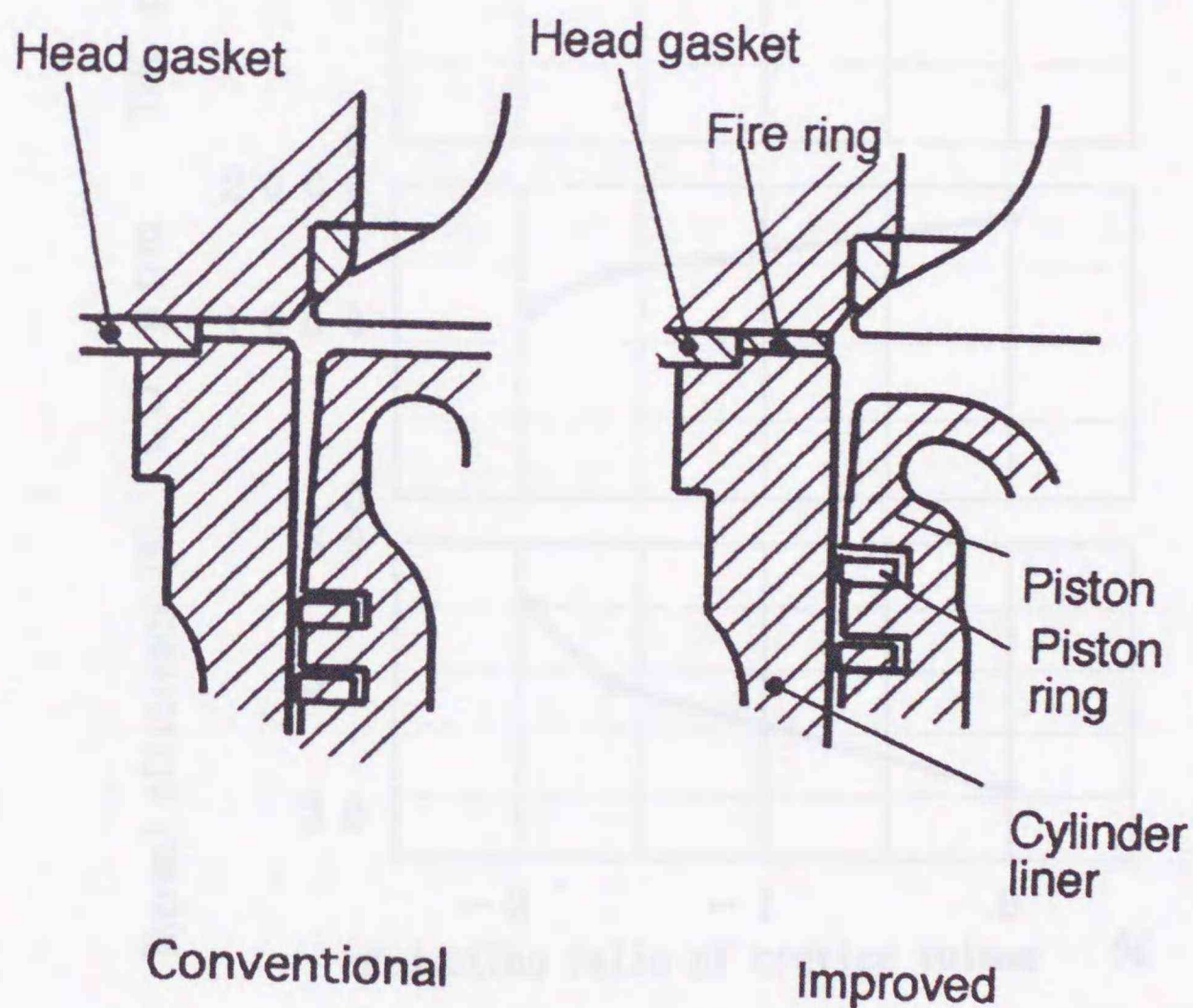


図5-16 クレビスボリュームの比較

排気ガス中のHCの一部は、クレビスボリューム中に充

填された混合気が酸化されずに排出されたものであると言われる(25)(26)。またTHC濃度は混合気が希薄になるに従い上昇する傾向がある。先に述べた様に、副室噴口角度を大きくすることによってもライナとピストンとの間隙、ライナとヘッドの間隙に存在する混合気の酸化を促進することができ、結果的にHCは減少した。

そこで供試機関BにおいてクレビスボリュームとTHCとの関係について調査した。図5-16にクレビスボリュームの形

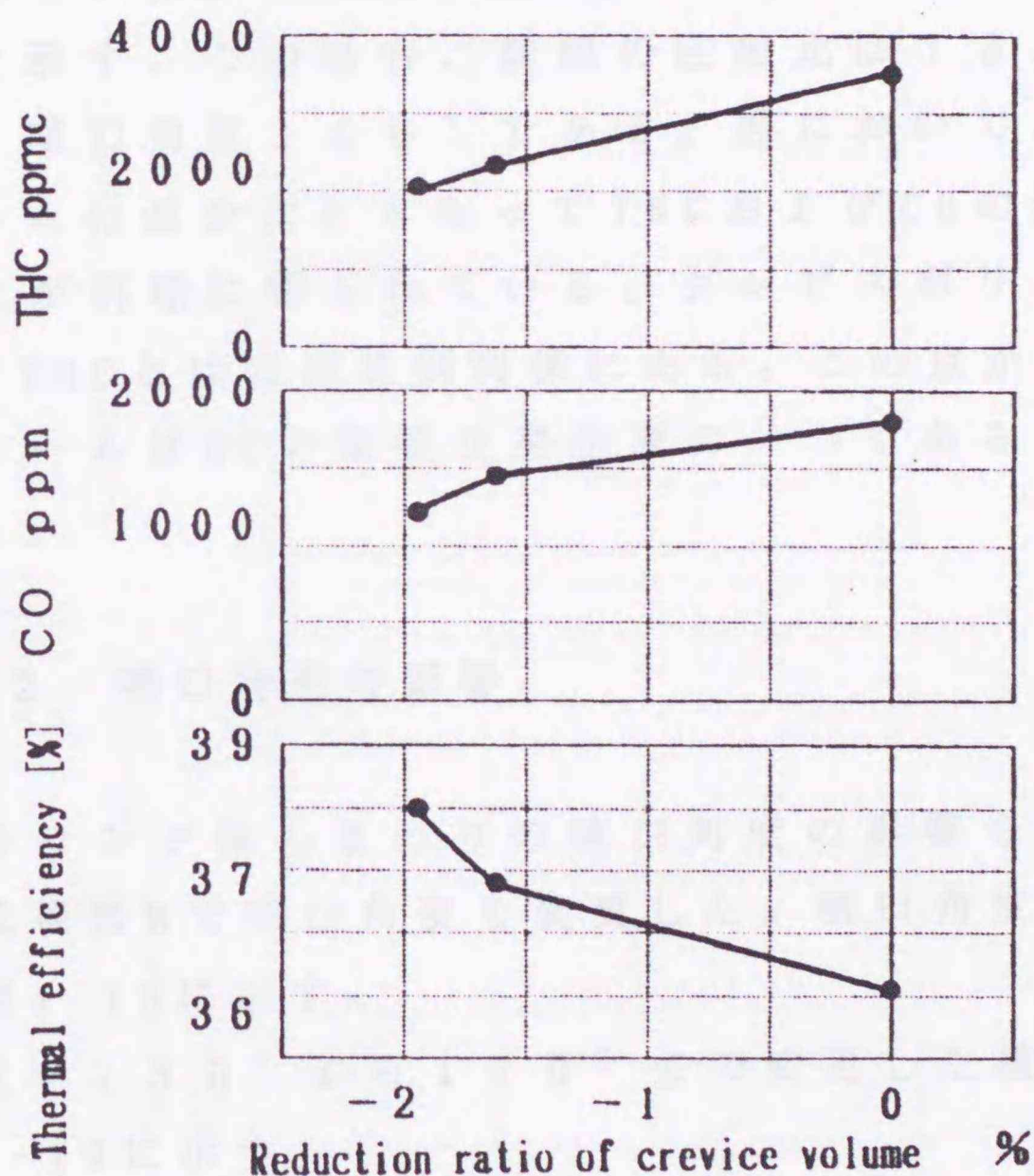


図5-17 クレビスボリュームの影響
(点火時期 10° BTDC, 空気過剰率2.1)

状変更について示す。

ピストンとライナ間のクレビスボリューム減少のためにハイトップリングを採用し、またライナとヘッド間のクレビスボリューム減少のためにファイヤーリングを装着した。なお、ハイトップリングは運転後でも膠着のないことを、またファイヤーリングは運転後に破損のないことをそれぞれ確認した。

図5-17にクレビスボリュームと機関性能・燃焼の関係を示す。横軸は、燃焼室体積に対するクレビスボリュームの体積割合を示す。この場合、機関の圧縮比は13、副室容積比4%、噴口角度 140° である。図において、クレビスボリュームの減少にともなってTHCおよびCOの減少と熱効率の向上が明瞭に得られている。クレビスボリュームの体積割合とTHCとはほぼ比例関係にある。この点から、クレビスボリュームはHCの重要な発生源の一つであることが明らかである。

5.4.2 噴口角度の影響

次に、シリンダ軸心まわりの噴口角度の影響を検討するため、供試機関Bで噴口角度を変更した。噴口角度と燃焼室の関係を図4-18に示す。

噴口角度を 130° から 170° まで変更した機関性能の比較を図4-19に示す。

副室噴口角度が変化しても NO_x は影響を受けないが、噴口角度が大きい方がTHCとCOは低く、また燃費率もやや低い。この点については、噴口角度が大きい場合には、副室

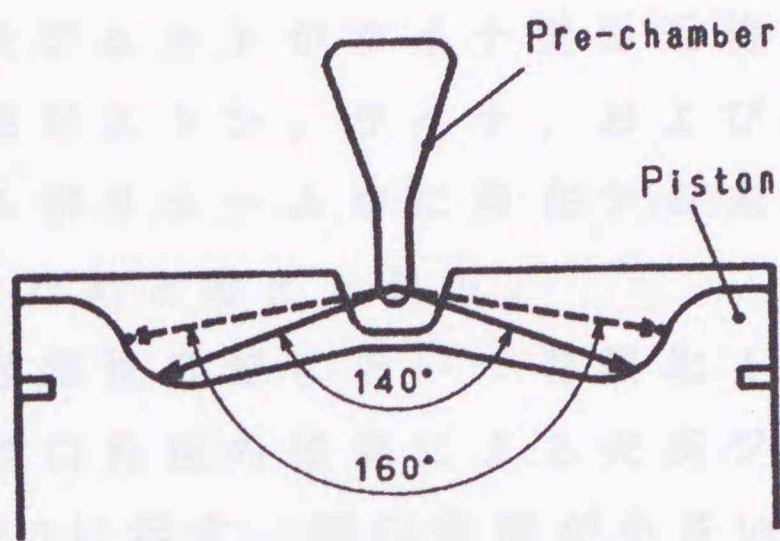


図4-18 噴口角度と燃焼室の関係

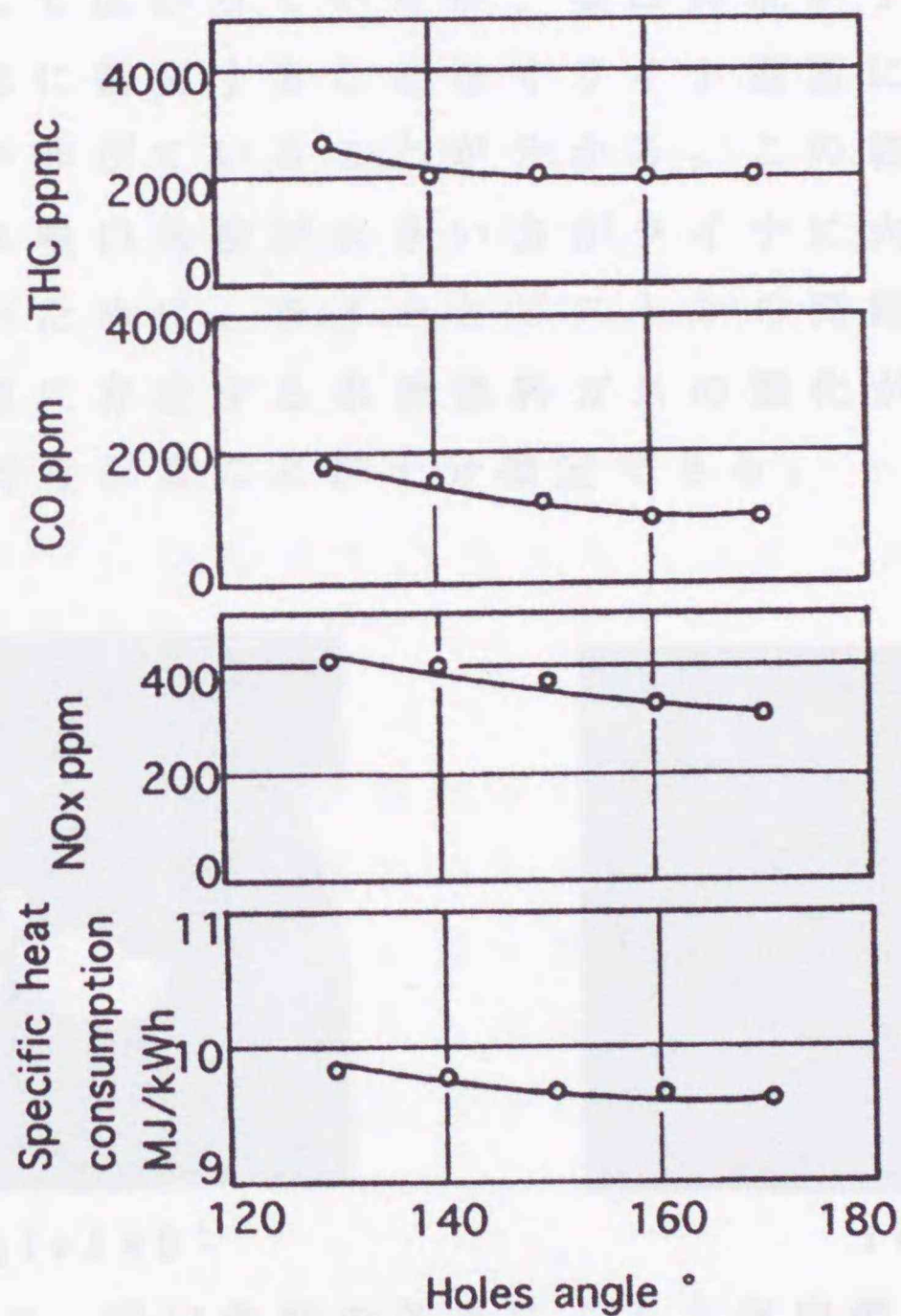
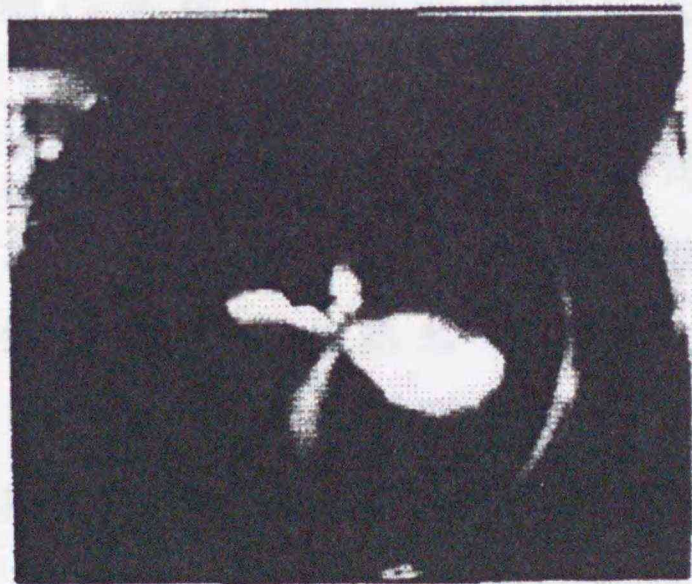


図4-19 噴口角度の影響

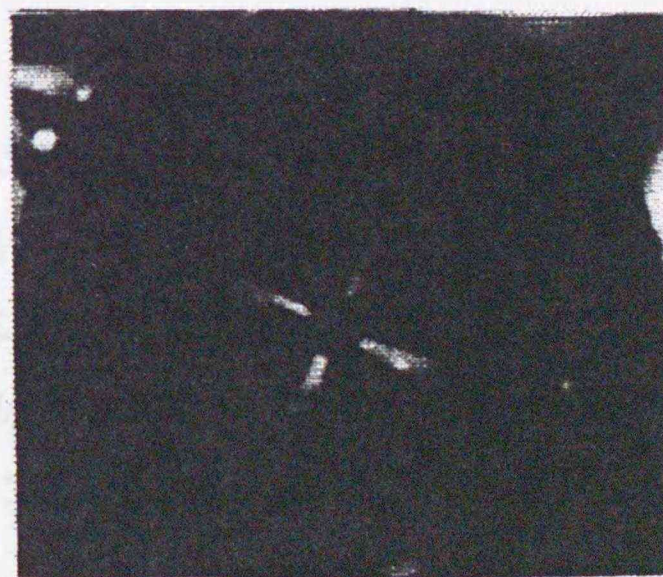
(点火時期 10° BTDC スワール比 1.0 空気過剰率 2.0)

噴口からの火炎ジェットがライナ壁面近傍に到達しやすくなり、その結果ピストン、ライナ、およびヘッドの各面からなるクレビスボリューム中に存在する未燃燃料ガスの酸化が促進されたためと考えられる。

そこで、定容燃焼容器において容積比4%噴口数4の副室を用いて、噴口角度の差異による火炎ジェットを比較した結果を図4-20に示す。噴口角度が小さい場合、すなわち 140° ではピストン面に対応する観察用の窓に火炎ジェットが衝突して広がっているが、噴口角度が 160° に増加すると、窓に衝突することなくライナ壁面に向かって火炎ジェットが伸びていることが分かる。この結果から、火炎ジェットは噴口角度が大きい方がライナに火炎ジェットが到達し易いために、ライナとピストンの間隙やライナとヘッドの間隙に存在する未燃燃料ガスの酸化が促進されてHCの低減が得られることが十分推定できる。



Hole angle 140°



160°

図4-20 噴口角度の差異による主室内燃焼写真
(噴口からの火炎ジェット噴出後 0.003sec)

5.5 第5章の結論

(1) 主室内での燃焼は、主として副室からの火炎ジェット、主室内のスワール、スキッシュ等の流動によって大きく影響される。

(2) 主室燃焼室の開口径が減少すると、燃焼期間の短縮が見られるものの、THCは増大し、熱効率は悪化の傾向を示す。

(3) ライナとピストンの間隙とライナとヘッドの間隙等のクレビスボリュームの減少にともない、THCとCOはほぼ直線的に減少し、また同時に熱効率も向上する。

(4) 噴口角度を適度に大きくすることによりTHC、COをやや減少させて、熱効率を改善することができる。なお、噴口角度には最適値が存在する。

(5) ボアの大きな副室式燃焼室では、スワール比の減少にともなって若干の NO_x 増加はあるものの、希薄燃焼域での燃焼の安定と熱効率の向上を得ることができる。一方、ディレクショナル吸気ポートを有する比較的ボアの小さな機関においては、スワール比の減少により NO_x の低下が見られる。

(6) とくに4弁式機関では、シュラウドバルブを用いてスワール比を小さくすると NO_x が著しく増加する。これは、

スワール比を小さくしたとしても、シリンダ内に縦渦の発生による乱れが増加するためと考えられる。

(7) したがって、4弁式機関でシュラウドバルブを使用した場合には、スワールを抑えるほど希薄燃焼限界の拡大と同時に、熱効率の上昇とサイクル変動の減少が得られる。

第6章

希薄ガス機関の燃焼・性能と

燃料ガス組成

希薄ガス機関の燃焼・性能と 燃料ガス組成

6.1 概 要

本章では、燃料ガス組成が機関性能に及ぼす影響について述べる。

第3章、第4章、第5章ではメタンを主成分とする都市ガス13Aにおける実験結果について述べたが、実際にはメタンと窒素あるいは二酸化炭素との混合ガス、水素を主成分としたガス、ならびにプロパンガス等が使用される場合も多い。

そこで、メタンに窒素あるいは二酸化窒素を混合した燃料ガスについて検討したところ、窒素濃度の上昇とともに燃焼期間が伸び、熱効率の悪化と NO_x の低下を招くこと、また二酸化炭素濃度の増加は窒素と比較して熱効率を大幅に悪化させること等が明らかになった。

一方、水素を混合した場合、水素の混合割合の増加と共に希薄燃焼限界が拡大し、水素を50%混合すると副室に燃料ガスを直接供給せずとも希薄燃焼が可能となって NO_x を低減し得ることが分かった。

13Aと比較し、プロパンを使用した場合には、燃焼期間が短縮し、熱効率の改善と NO_x の上昇とが得られる。しかし、副室内混合気が過濃になるため、排気吐煙が生ずるが、副室への混合気供給の調整、あるいは副室形状の変更によって吐煙濃度の減少が可能になることを実証した。

6. 2 メタン濃度の影響

現在燃料として使用されているガスは3種類に大別できる。天然ガスをベースとする13A、汚泥から発生する消化ガス、水素を主成分としプロパンとブタンで増熱した6B、5Cガスである。ガス組成の代表的な成分を表6-1に示す。

都市ガス13Aは、東京、大阪、名古屋等の都市部で使用されているガスである。ガス成分は地域によって多少の変るが、大半は東南アジアの天然ガスをベースに作成されている。これに対して、ヨーロッパガスの一つとしてオランダフローニンゲンから供給されているガスを表中に示す。このガスは、メタンに窒素が14%程度混合されており、同じ天然ガスでも成分が若干異なることが分かる。

消化ガスは各家庭から排出される糞尿から発生するメタンガスである。このため、メタン濃度の変化が年間で最大で10%程度見られる。

一方、6Bガスは、水素を主成分とし窒素と二酸化炭素で希釈されたガスであって、北海道、中国地方、九州で使用されている。

メタンは天然ガスの主成分であり、13Aガスやヨーロッパガス、消化ガスの主成分でもある。ヨーロッパガスはメタンと窒素の混合ガスであり、消化ガスはメタン、二酸化炭素の混合ガスである。

そこで、メタンの濃度と窒素と二酸化炭素の混合濃度が燃焼・排気に及ぼす影響について検討した。

表 6-1 燃料ガスの組成

Composite	13A	European gas	Field gas	6B
H ₂ Vol%				48.5
O ₂ Vol%		0.01	0.4	3.3
N ₂ Vol%		14.35	1.9	15.7
CO ₂ Vol%		0.89	31	12.8
CO Vol%				4.6
CH ₄ Vol%	88~89	81.3	63	5.6
C ₂ H ₄ Vol%		2.85		0.1
C ₂ H ₆ Vol%	5~7			0.1
C ₃ H ₈ Vol%	2~3.5	0.37		2.1
i-C ₄ H ₁₀ Vol%	0.5~1.0	0.14		
n-C ₄ H ₁₀ Vol%	0.7~1.6			
i-C ₅ H ₁₂ Vol ppm	50~86			
n-C ₅ H ₁₂ Vol ppm	7~15			
Others Vol%		0.05	0.1	
Lower heat value MJ/Nm ³	2372			1075

この種の実験には供試機関Bを使用した。まずメタンガスに窒素を混合して、メタン濃度を100%、85%、70%に変えた場合の機関性能を図6-1に示す。この場合副室容積比は3.8%とし、圧縮比13、点火時期を12° BTDC、正味平均有効圧0.75MPaとした。

図において、メタン濃度が低くなるに従ってとくに希薄混合気でのHCとCOが上昇するが、NO_xは全般に低下することが分かる。また、P_{mi}の変動率はメタン濃度が低くなるに従って、とくに希薄側で高くなっており、希薄燃焼限界が過濃側へ著しくシフトする。このことからメタン濃度

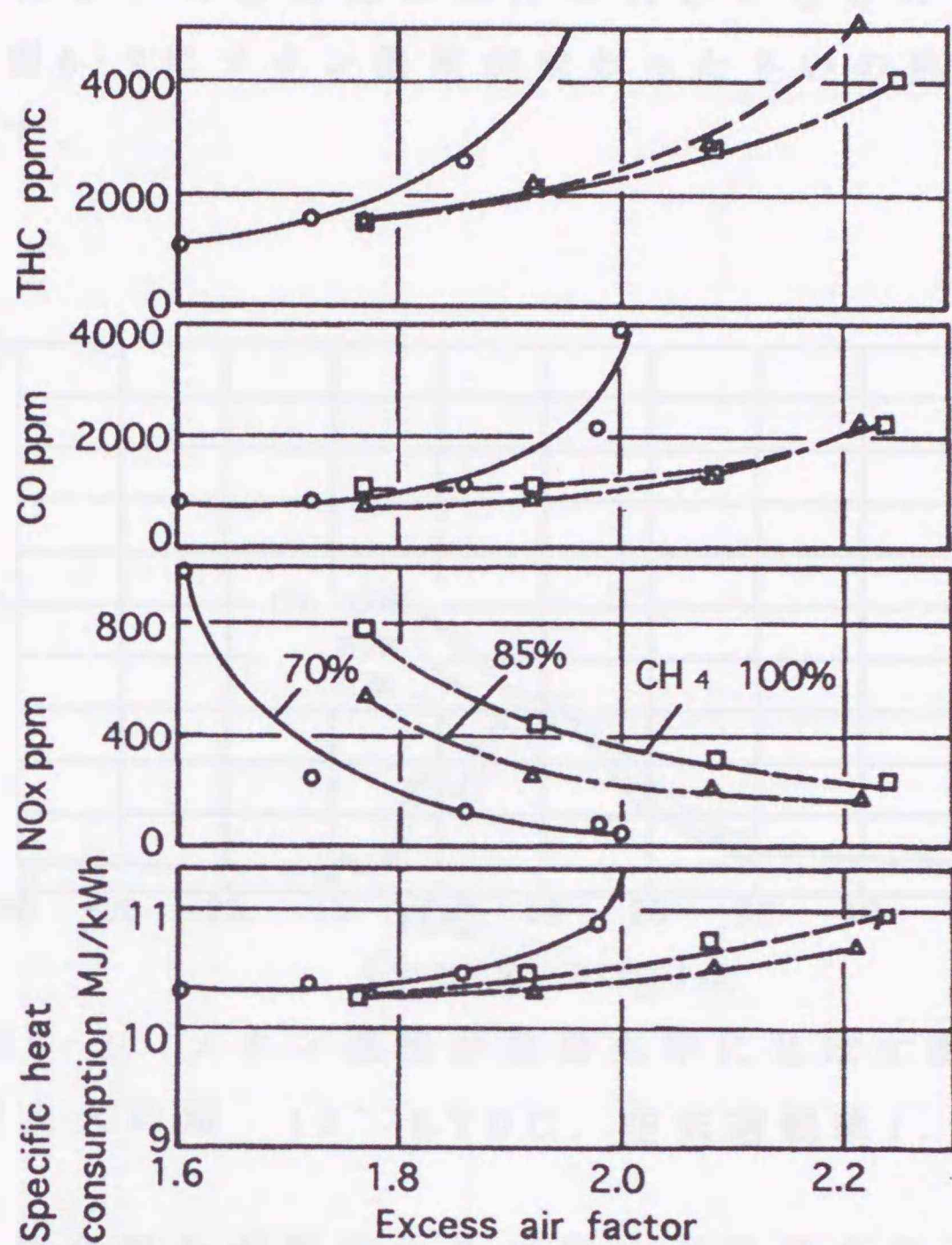


図 6 - 1 (a) メタン濃度が機関性能に及ぼす影響

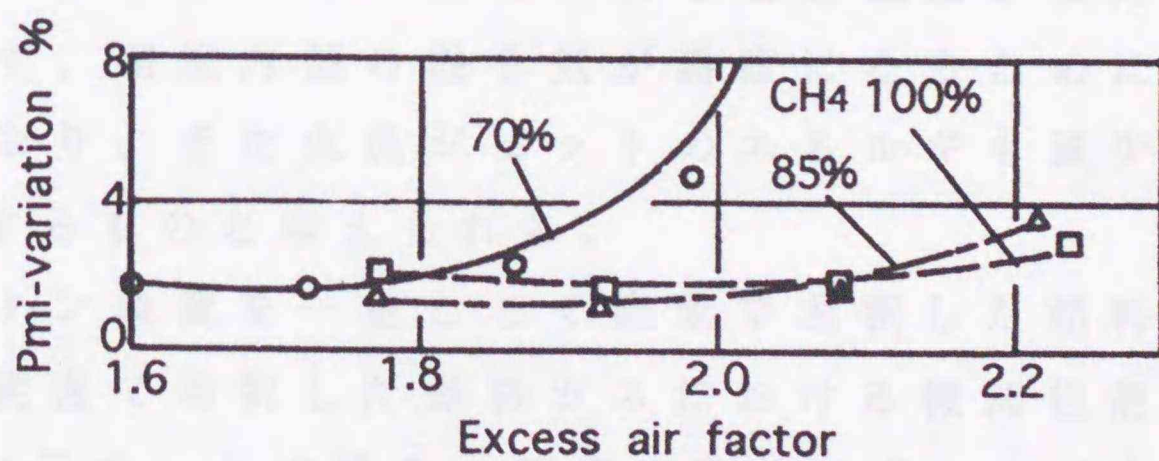


図 6 - 1 (b) メタン濃度が機関性能に及ぼす影響

が低下したさいの希薄側におけるHCとCOの増加が理解できる。図6-2にメタン濃度が変わったさいの熱発生率を比較して示す。

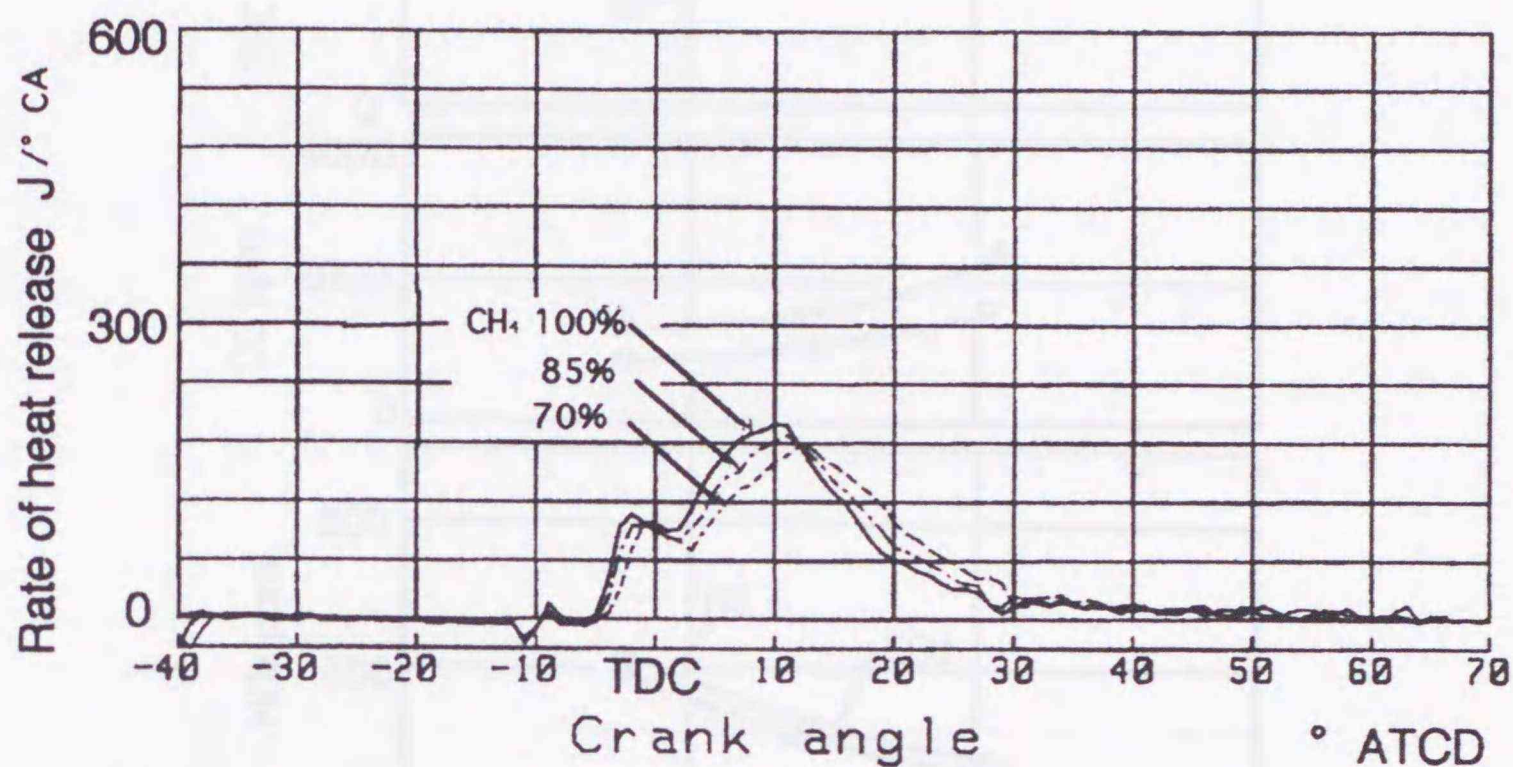


図6-2 メタン濃度が熱発生率に及ぼす影響
(点火時期 12° BTDC、空気過剰率1.9)

窒素の混合割合が増加するに伴って熱発生率の最初のスパイクが遅れると同時に、主室内での燃焼期間が伸びることが分かる。これはガスに含まれる窒素濃度が上昇することによって、副室内部の混合気が希薄になるために点火遅れが長くなり、また火炎ジェットのエネルギも減少することに起因するものと考えられる。

次にメタン濃度を一定として窒素で希釈した燃料ガス、と二酸化炭素で希釈した燃料ガスにおける機関性能の比較を図6-3に示す。この場合、副室容積比を3.8%とし、点火時期 10° BTDC、圧縮比1.3、正味平均有効圧1.1MPa

とした。

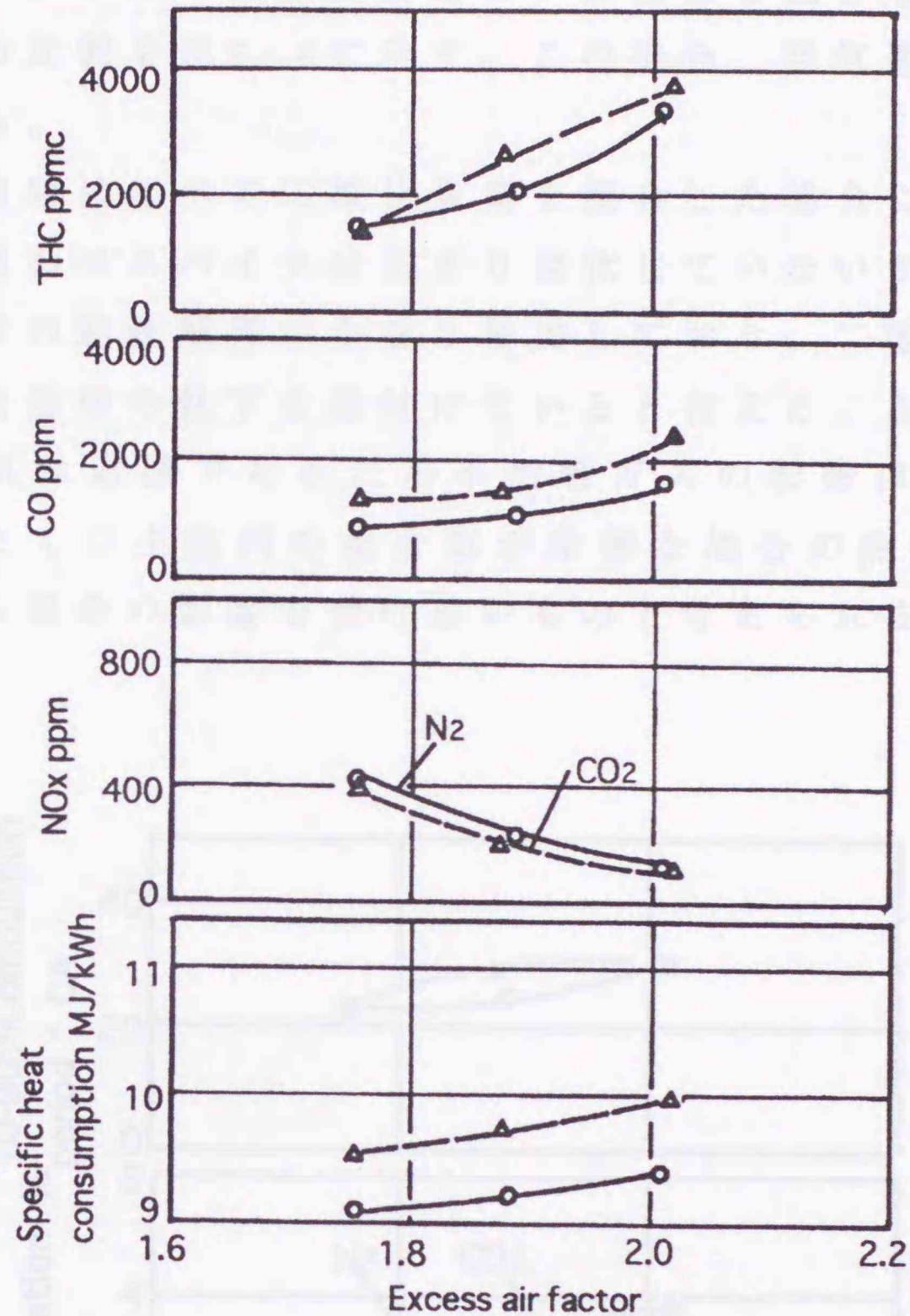


図 6 - 3 (a) 窒素あるいは二酸化炭素の混合と機関性能

窒素を添加した場合に比較して、二酸化炭素の添加では THC と CO 濃度は高くなるが、NO_x 濃度と熱効率が低下する。燃焼期間については、二酸化炭素の方が長く、また P_{mi} 変動率も大きくなっていることから、熱効率の低下がある程度

説明できる。

なお、メタンに二酸化炭素あるいは窒素を混合したさいの熱発生率の比較を図6-4に示す。この場合、空気過剰率1.88である。

窒素混合時に比べて二酸化炭素を混合した場合には、熱発生率の最初のスパイクはあまり変化していないが、主室燃焼部分での燃焼期間がかなり増加しており、二酸化炭素混合時の熱効率の低下を裏付けていると言える。なお、副室内混合気は過濃であるため不活性ガスの影響は比較的小さいが、とくに主室内の混合気が希薄な場合の熱発生率は、不活性ガス混合の影響を受けやすいものと考えられる。

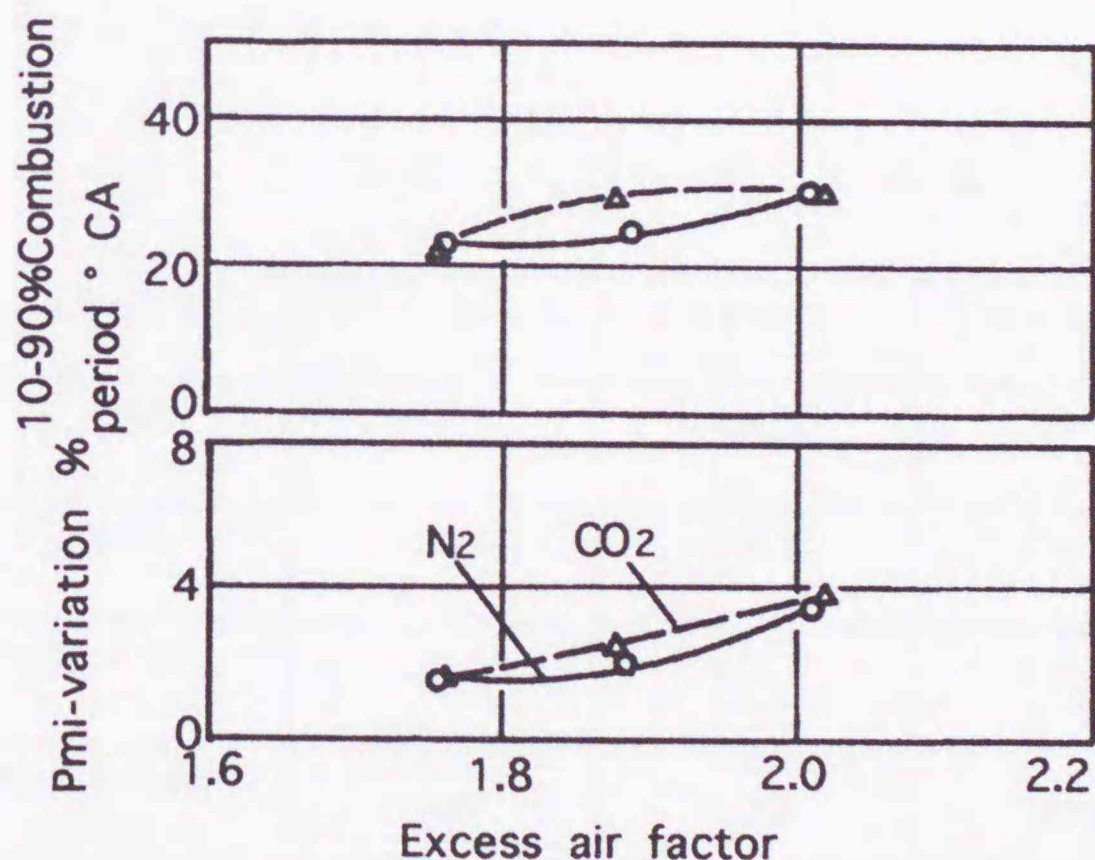


図6-3(b) 窒素あるいは二酸化炭素の混合と機関性能

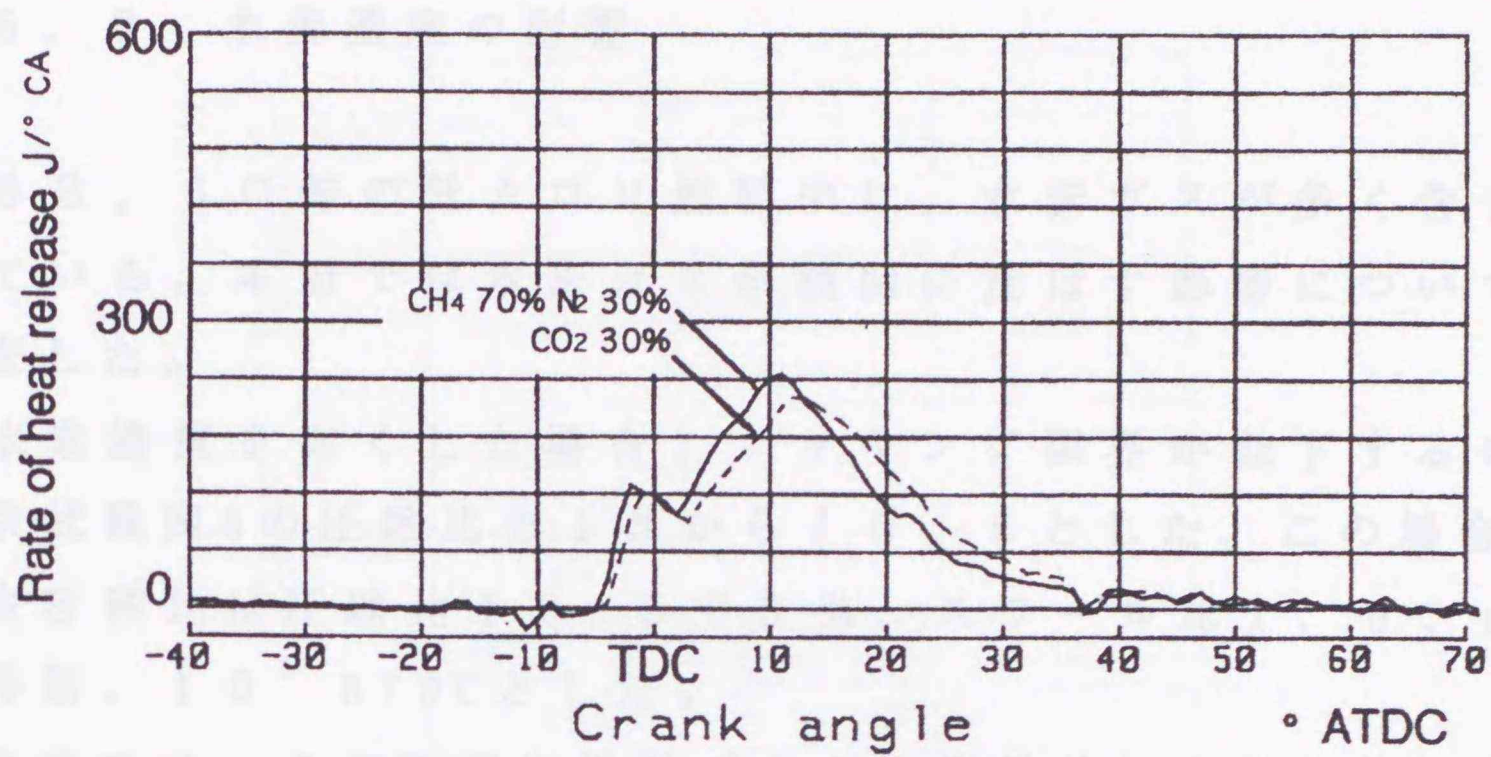


図6-4 窒素と二酸化炭素の混合が熱発生率に及ぼす影響

Component	Test gas 1	Test gas 2	Test gas 3
H ₂ Vol%	32.9	49.1	34.9
N ₂ Vol%	71.6	35.6	50.0
CO ₂ Vol%	13.3	15.3	15.1
Lower heating value MJ/m ³	1047	1169	1073

6. 3 水素濃度の影響

6 B、5 C等の低カロリー燃料中は、水素ガスが多く含まれている。本節では水素ガスが機関に及ぼす影響について調査した。

水素濃度を高めた場合、ノッキング限界が低下するので供試機関Bの圧縮比を13から10.5とした。この場合、副室容積比は圧縮比10.5で3%、スワール比1.0、点火時期、 10° BTDCとした。

実験では、まず副室に燃料ガスを直接供給しない状態で機関を運転した。また、燃料中の水素濃度が低くなるに従い発熱量が低くなるので、プロパンの混合割合を増加させると同時に、不活性ガスとしては窒素を混合した。供試ガスの組成を表6-2に示す。

表6-2 供試した燃料ガスの組成

Composite	Test gas 1	Test gas 2	Test gas 3
H ₂ Vol%	52.9	45.1	34.9
N ₂ Vol%	31.6	38.6	50.0
C ₃ H ₈ Vol%	12.2	16.3	16.0
Lower heat value MJ/Nm ³	947	1169	1075

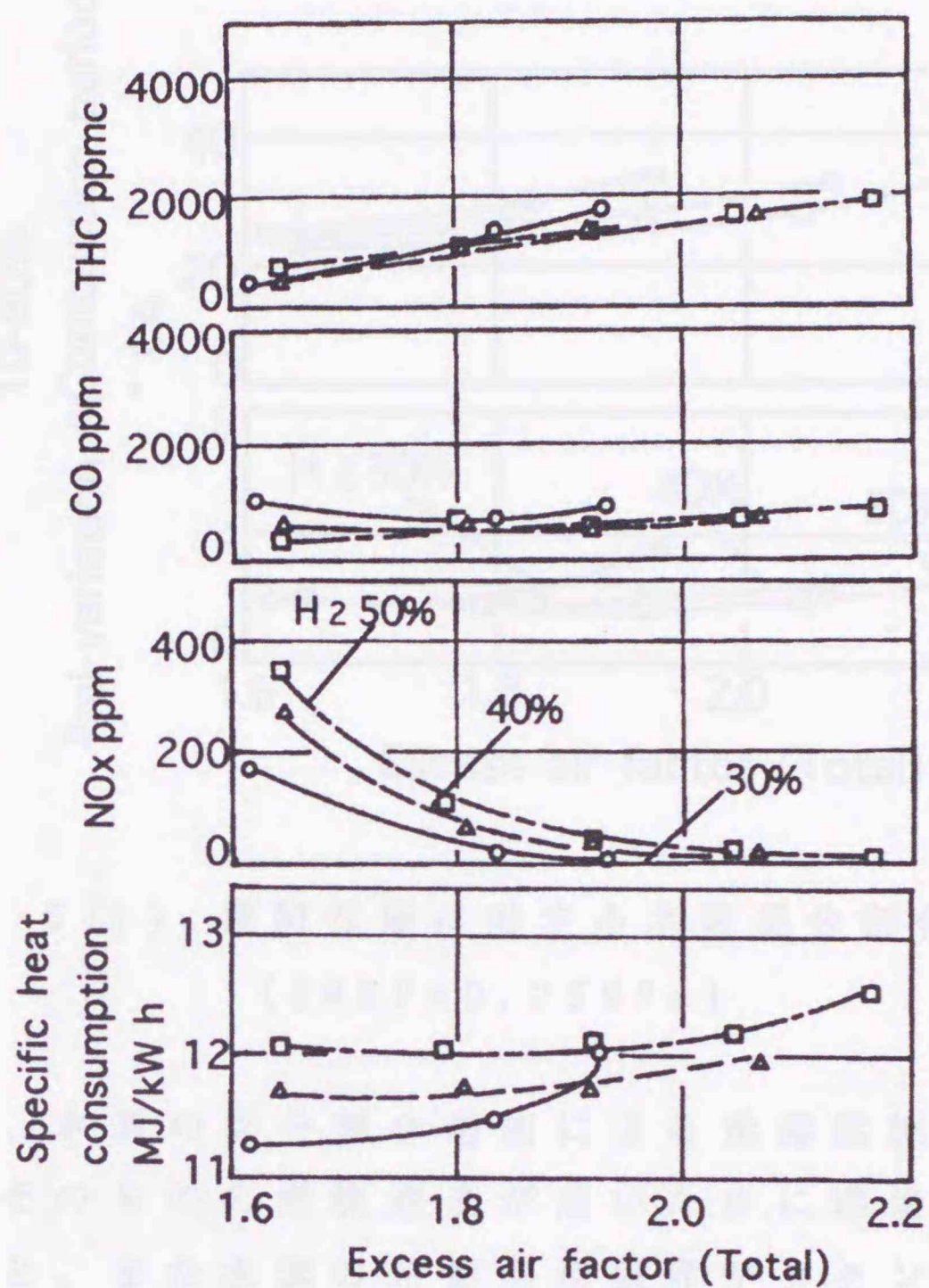


図 6 - 5 (a) 機関性能に対する水素混合割合の影響

(B M E P = 0 . 7 5 M P a)

図 6 - 5 に水素混合割合と機関性能との関係を示す。図において水素の混合割合を高めるに従い、H C は低下し、希薄燃焼限界が拡大するため希薄域での運転は容易になるが、全般的に N O x が若干上昇し、熱効率は低下する傾向が見られ

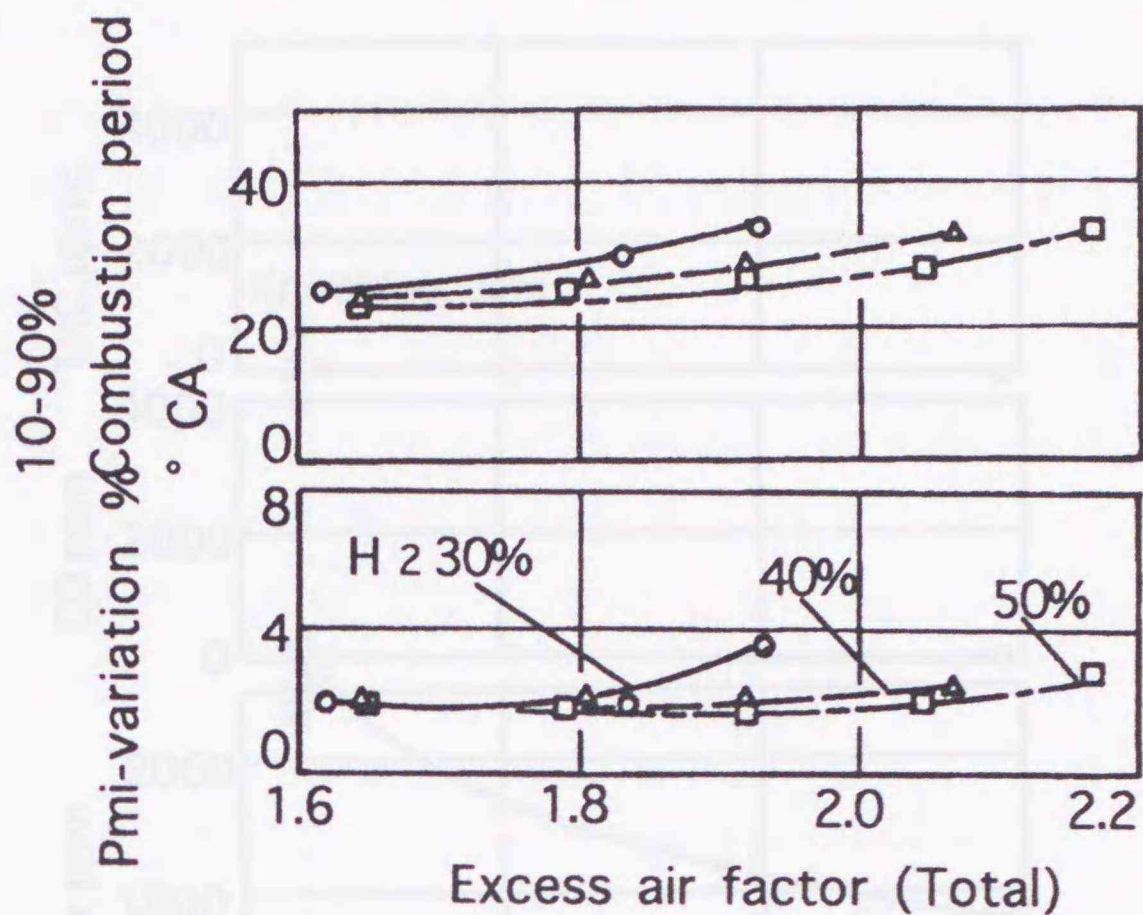


図6-5(b) 機関性能に対する水素混合割合の影響
(BMEP=0.75MPa)

る。なお、水素の混合割合増加による希薄燃焼限界の拡大は、水素そのものの燃焼速度が速いために燃焼期間が短縮されること、また水素の希薄燃焼限界がメタンに比較して希薄側にあることなどに起因するものである。

一方、水素の燃焼特性を把握するために、水素だけを機関に供給したさいの機関性能を調べた結果を図6-6に示す。この場合、圧縮比10.5で副室容積比は3.8%、またノッキングを回避するために点火時期 7° BTDCに遅延し、副室に燃料ガスを供給しない状態で機関を運転した。

そのさい、空気過剰率1.85より過濃側では逆火が発生した。図において、当然のことながら他のHC系ガスと比

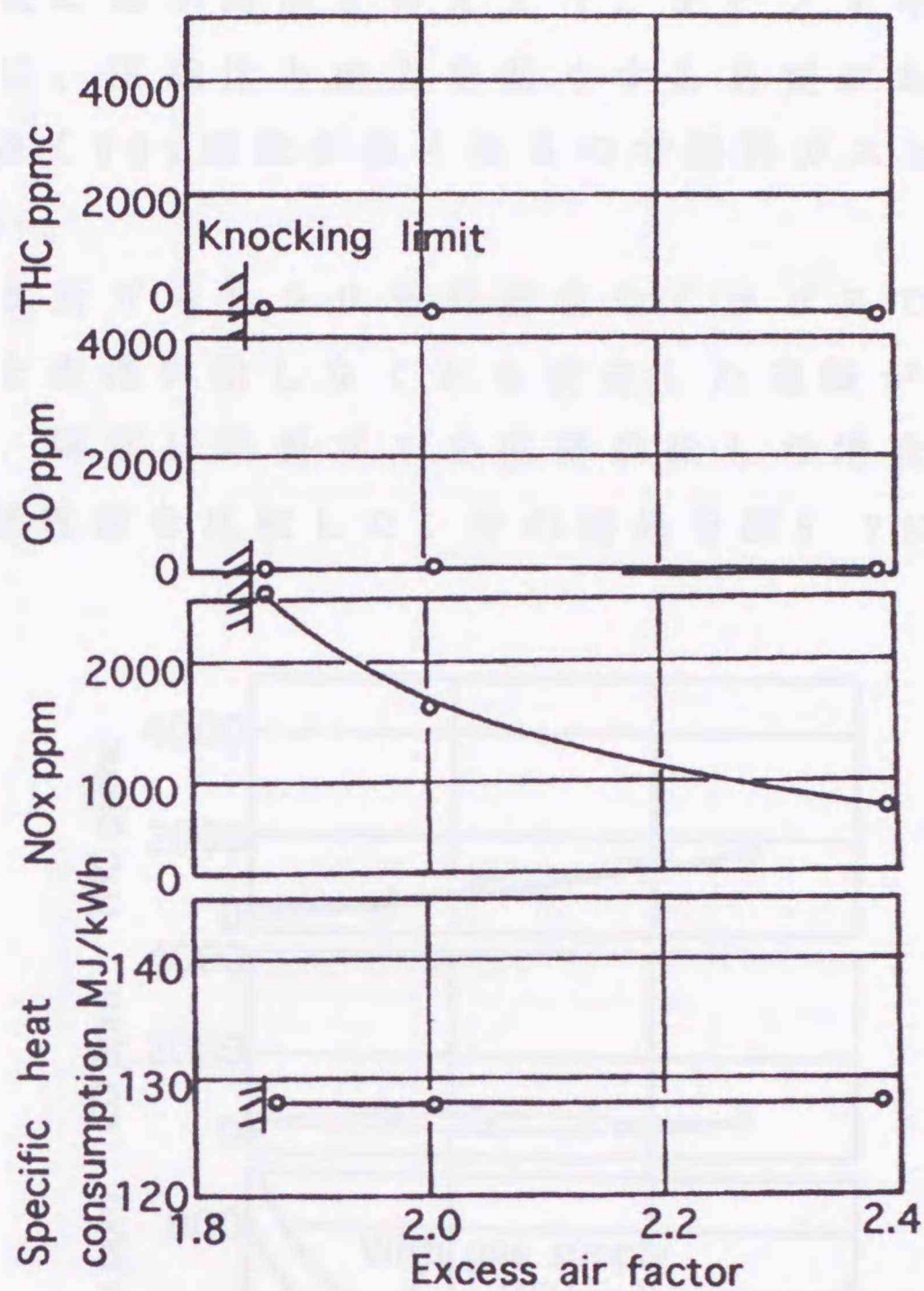


図6-6 水素使用時の機関性能
(BMEP = 0.26 MPa)

較して水素ではHC, COは著しく低いがNOxが非常に高くなっている。また熱効率は、低負荷での運転のため低いものの、空気過剰率の変化に対して平坦な特性を示している。しかし、水素においてはその容積当たりの発熱量が低いので、通常ガス燃料と同一の出力を確保するためには、ガス体積が13Aの約5倍必要となるため希薄混合気を使用す

る希薄燃焼には不向きと言えよう。またノッキング限界が低いために、圧縮比と出力を低くする必要があり、更に燃焼速度が速く NO_x 濃度が高くなるので燃料ガスとして適当とは言えない。

なお、水素ガスを50%程度含む6Bガスでは、副室に燃料ガスを直接供給しなくとも安定した運転が可能である。

そこで、副室に燃料ガスを直接供給した場合としない場合での機関性能を比較した。その結果を図6-7に示す。

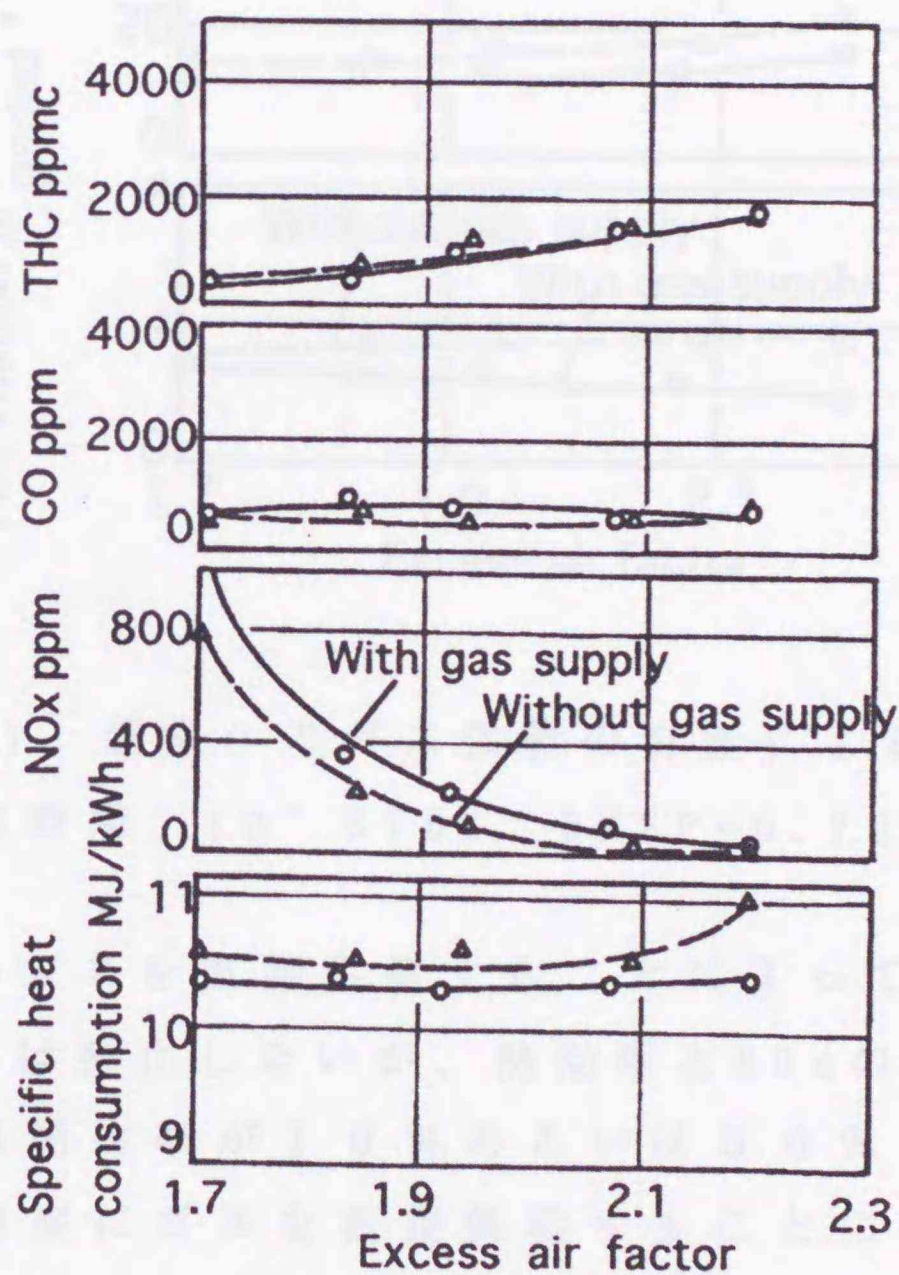


図6-7(a) 副室へのガス供給の有無による機関性能
(点火時期 10° BTDC、 $\text{BMEP}=0.75\text{MPa}$)

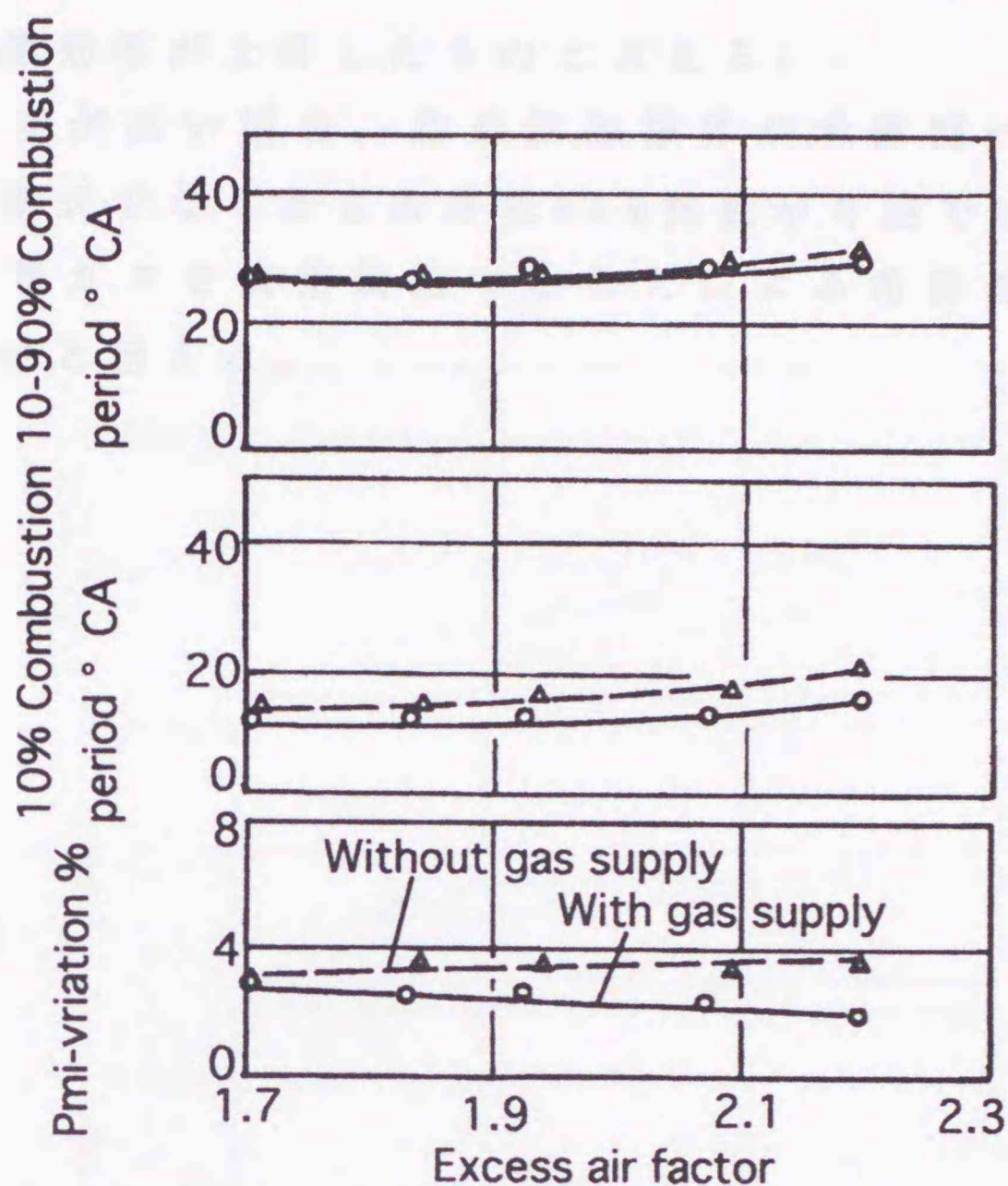


図 6-7 (b) 副室へのガス供給の有無による機関性能
(点火時期 10° BTDC、BMEP=0.75MPa)

副室に燃料ガスを直接供給することによってTHCおよびCOは大きくは変化しないが、熱効率とNOxの上昇が得られる。また、熱発生率が10%あるいは50%となるまでの燃焼期間は副室にガスを直接供給することによって短縮するが、熱発生が10%から90%までの燃焼期間は変わっていないことがわかる。これは、副室内での混合気が過濃になることによって点火遅れが短縮したために生じる現象と

思われ、その結果熱発生が早くなったことに伴い等容度は増加し、熱効率が上昇したものと言える。

水素濃度が高い場合、希薄燃焼限界が希薄側へ移動するために副室式でなくとも希薄低 NO_x 燃焼が可能ではあるが、副室に燃焼ガスを直接供給することによる希薄燃焼の方が性能が良いと言える。

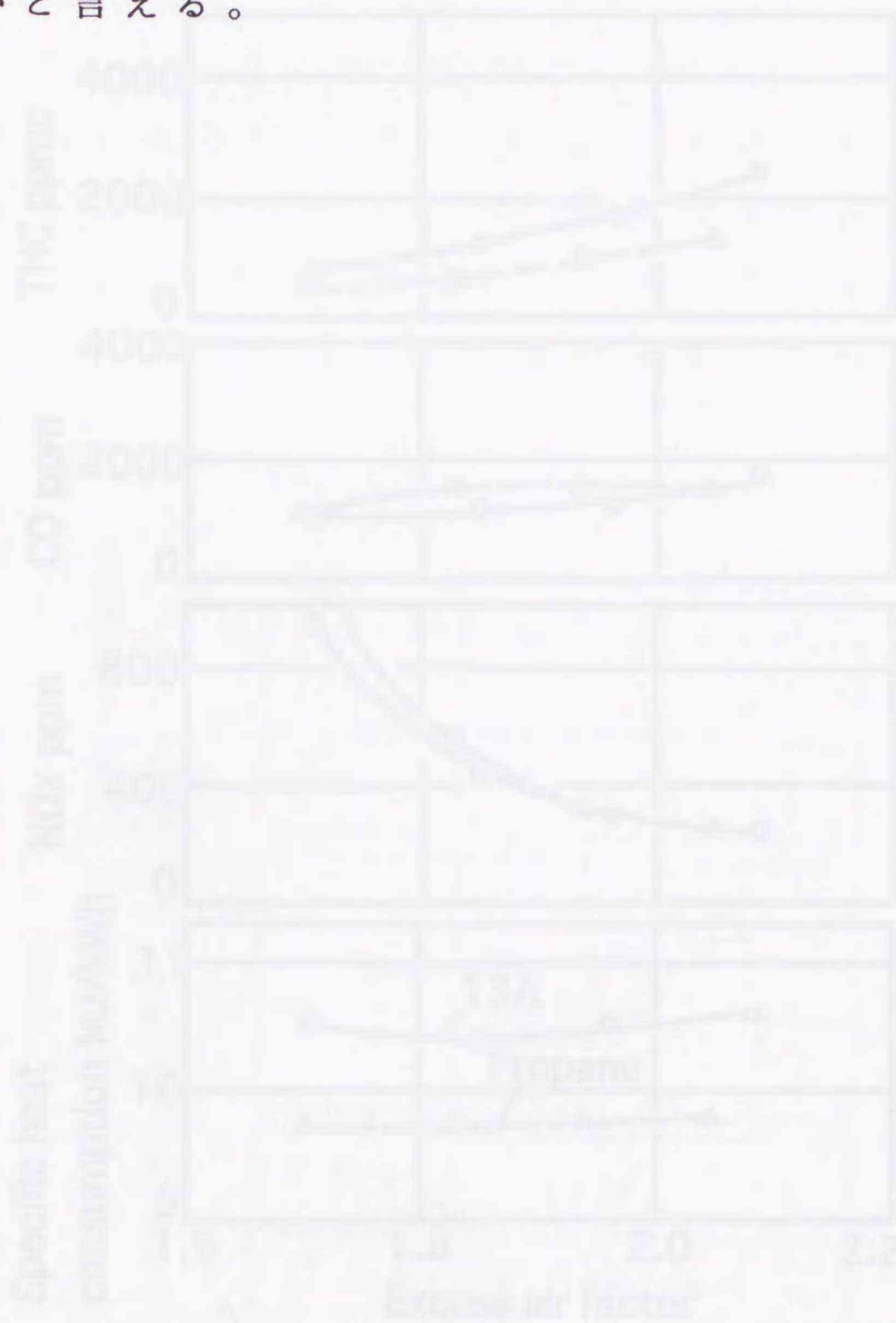


図5-4 (x) フラッシュ燃焼と副室式燃焼の燃焼性能比較

6.4 プロパンガスと13Aの比較

日本で使用されているガスには、天然ガスおよび水素含有ガスの他にプロパンガスがある。本節では、プロパンガス使用時の機関性能について検討した。

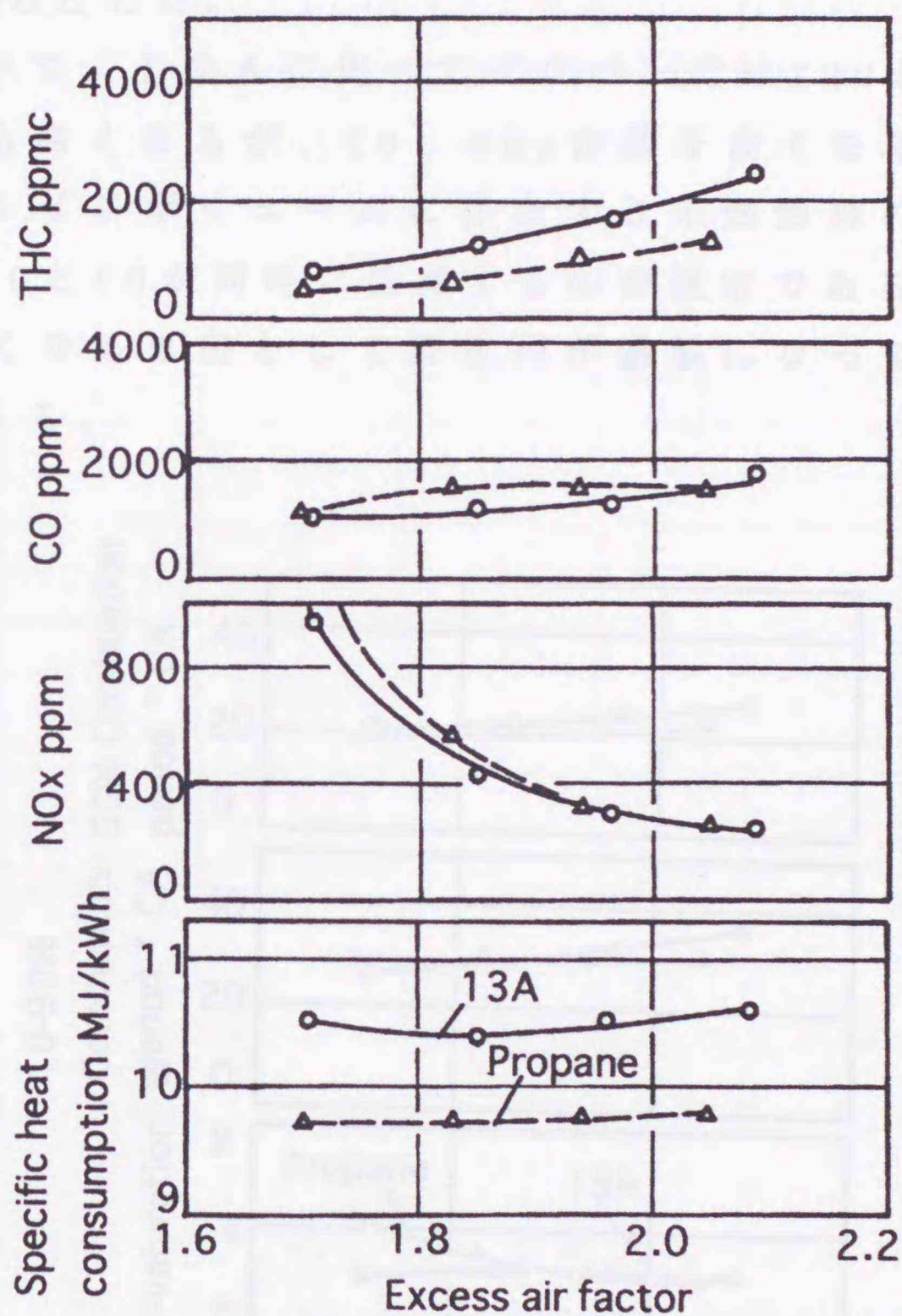


図6-8 (a) プロパンと13A使用時の機関性能比較

13A都市ガスとプロパンガスとにおける性能比較を図6-8に示す。実験に用いた機関は供試機関Bであるが、プロパンはメタンに比べてノッキングしやすいため圧縮比を10.5と低く設定し、正味平均有効圧0.75MPaで実験を行った。また副室は圧縮比13で副室容積比4%とし、点火時期は 10° BTDCとした。

図において、13Aに比べてプロパンではTHCが低く、また燃費率も高くなるが、CO、NO_xが若干高くなることが分かる。クレビスボリウムに存在する未燃燃料の酸化を考えると、HCとCOが同時に低減するのが通常であるため、COのみが高くなる原因として副室内が過濃になっていることが考えられる。

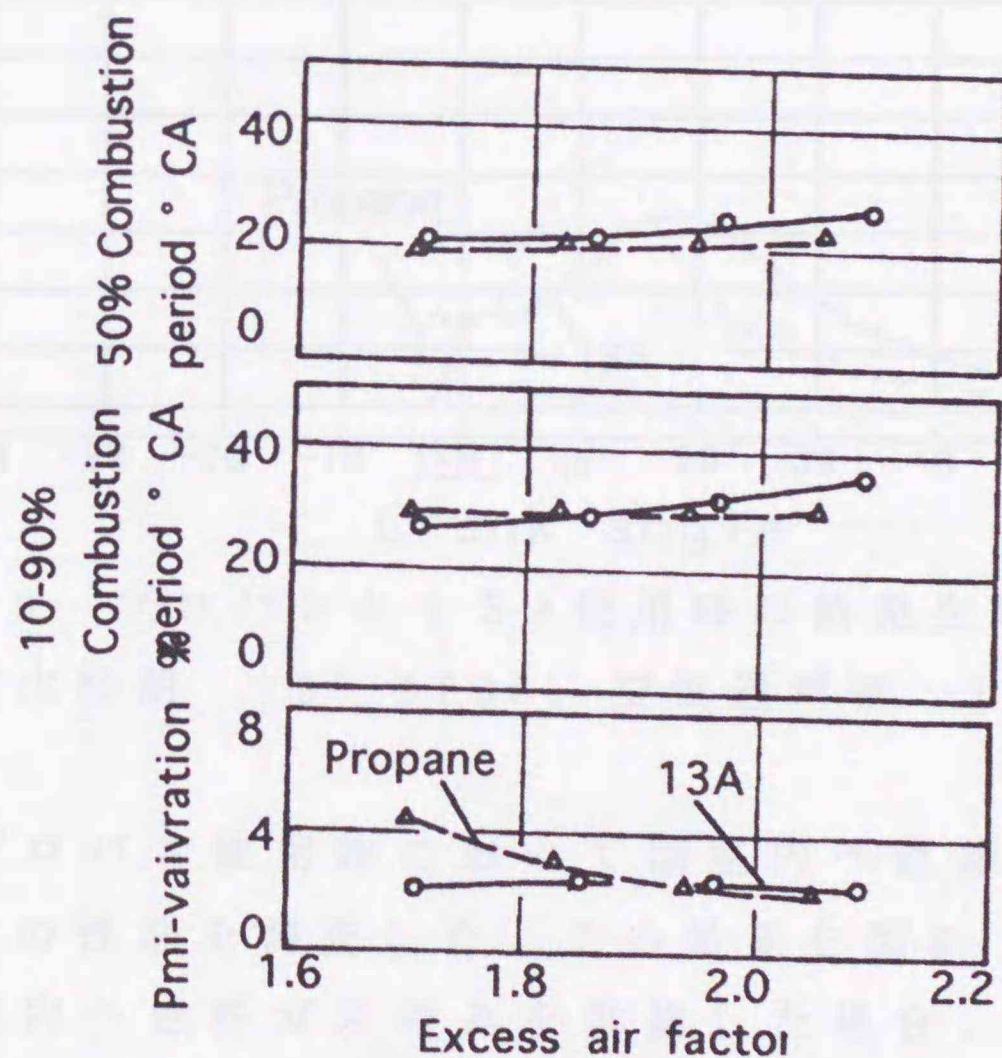


図6-8 (b) プロパンと13A使用時の機関性能比較

一方、プロパンにおける燃費率の改善および NO_x の上昇は、主としてプロパンでの燃焼期間の短縮、あるいはそれにもなうシリンダ内ガス温度の上昇に起因するものと考えられる。なお、13Aとプロパンにおける熱発生率の比較を図6-9に示す。

13Aに比べてプロパンでは、副室からの火炎ジェットと思われる熱発生率のスパイクの開始時期が早く、また主室内燃焼のピーク値も高く、その燃焼期間も短縮していることが明らかである。

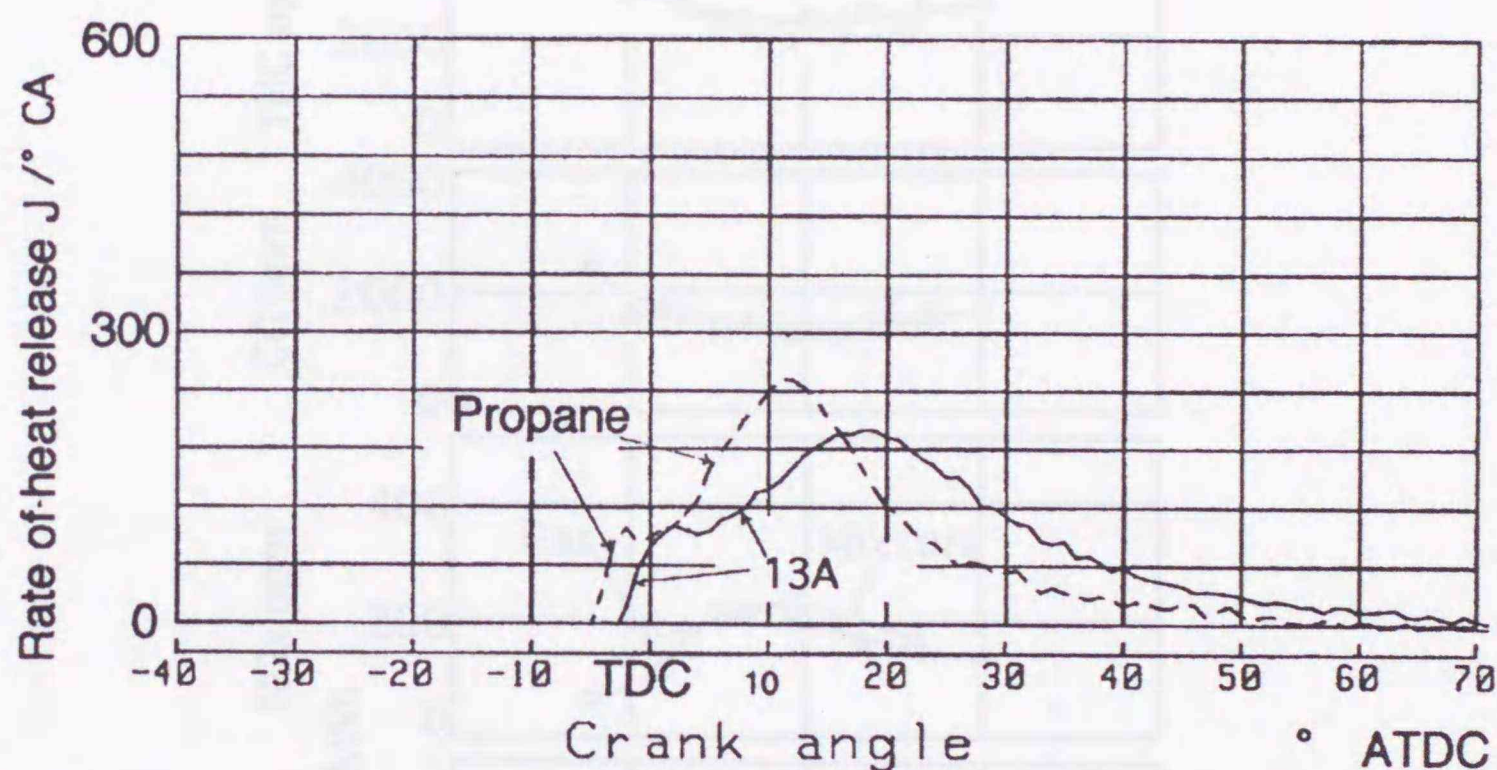


図6-9 プロパンと13A使用時の熱発生率比較
(点火時期 10° BTDC、空気過剰率 1.9)

次に、プロパン使用時において副室内へ直接ガス供給を行ったさいの性能を調査した。その結果を図6-10に示す。破線は副室内へ燃料ガスのみを供給した場合、実線はそれに空気を 2 N l/min 混合した混合気を供給した場合をそれ

ぞれ示す。

NO_x については、13Aの場合と同様に、副室への供給ガス量がある値になった時に最大値を示すが、プロパンのみの場合に比べて、混合気を供給した場合には、 NO_x が最大値となる供給ガス量が増加の方向へシフトしている。これは、プロパンのみの場合に比べて混合気では空気導入によって副室内がやや希薄になったことを意味している。

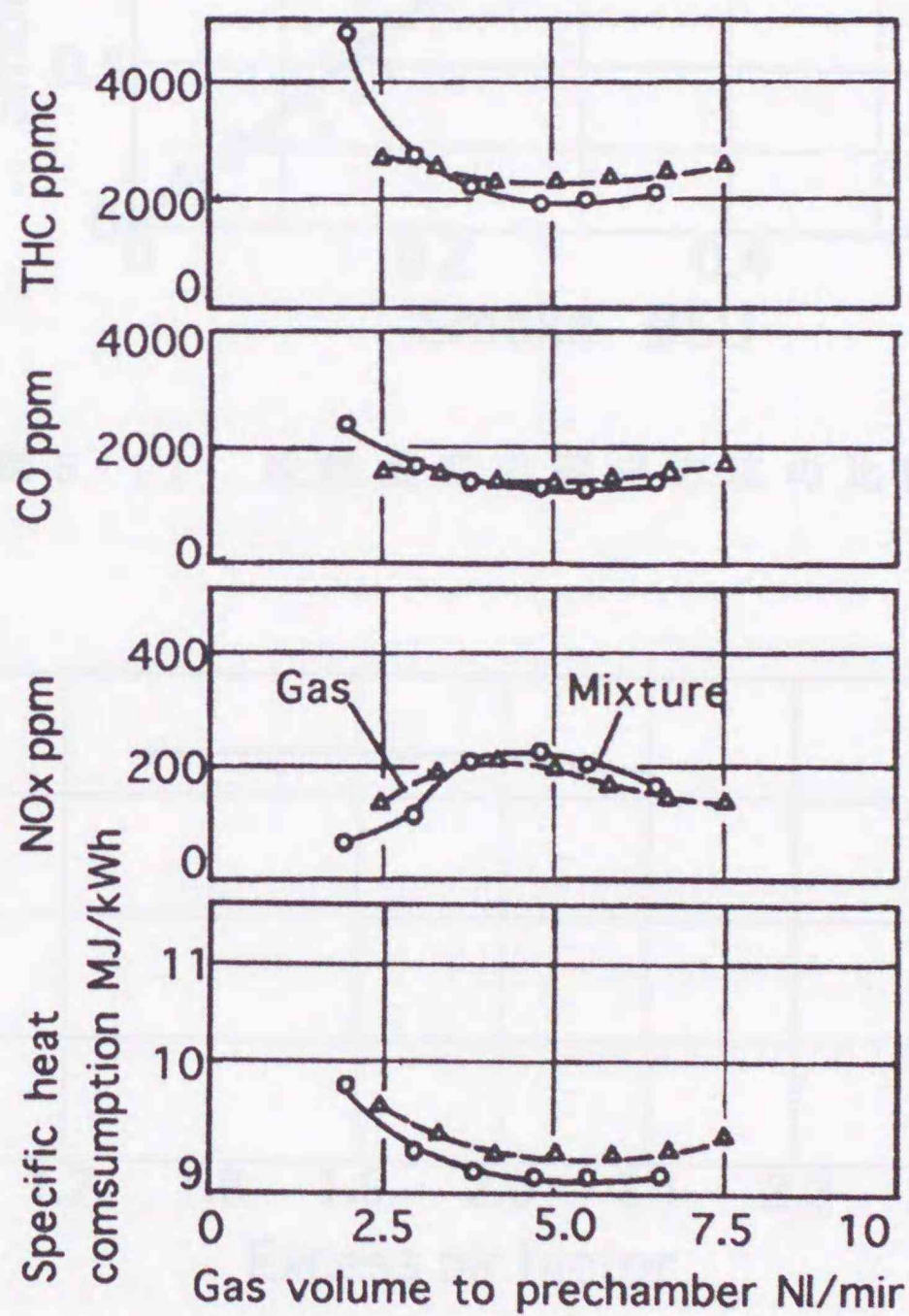


図6-10 副室供給ガス量の影響
(点火時期 10° BTDC、 $\text{BMEP} = 0.75 \text{ MPa}$)

THCに関しては、混合気を副室に供給した方がとくに供給ガス量が多い領域でやや低くなっており、副室内からもTHCの排出がなされていることが示唆される。

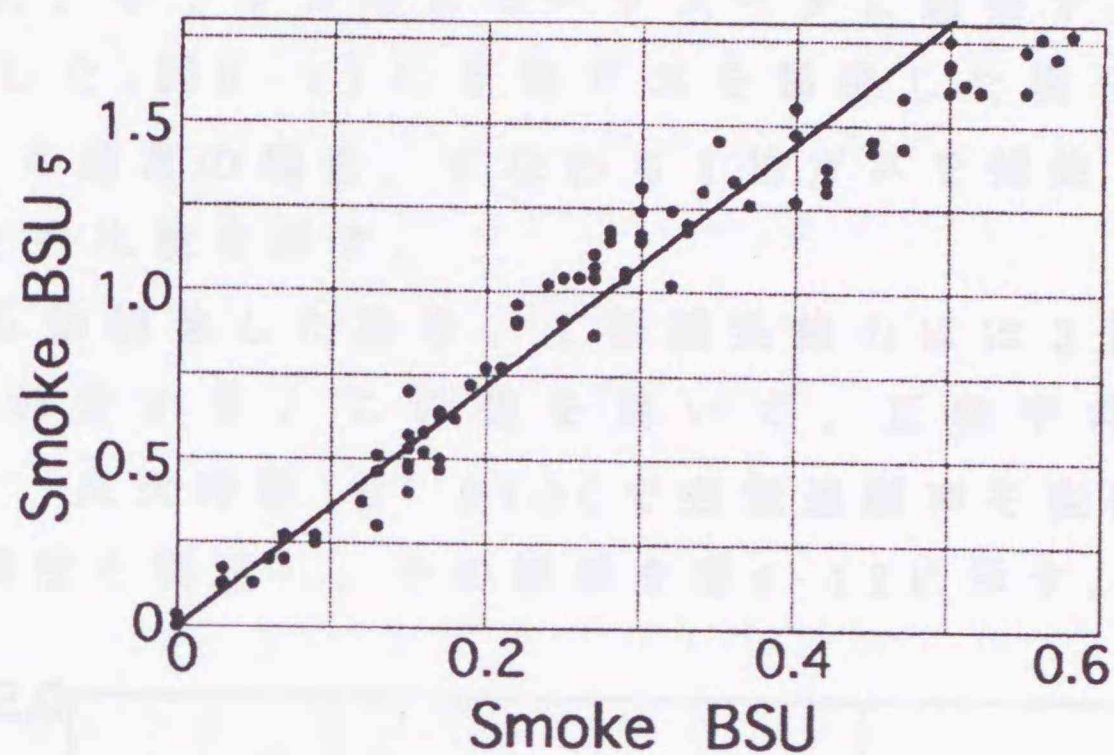


図6-11 吐煙濃度の測定方法の比較

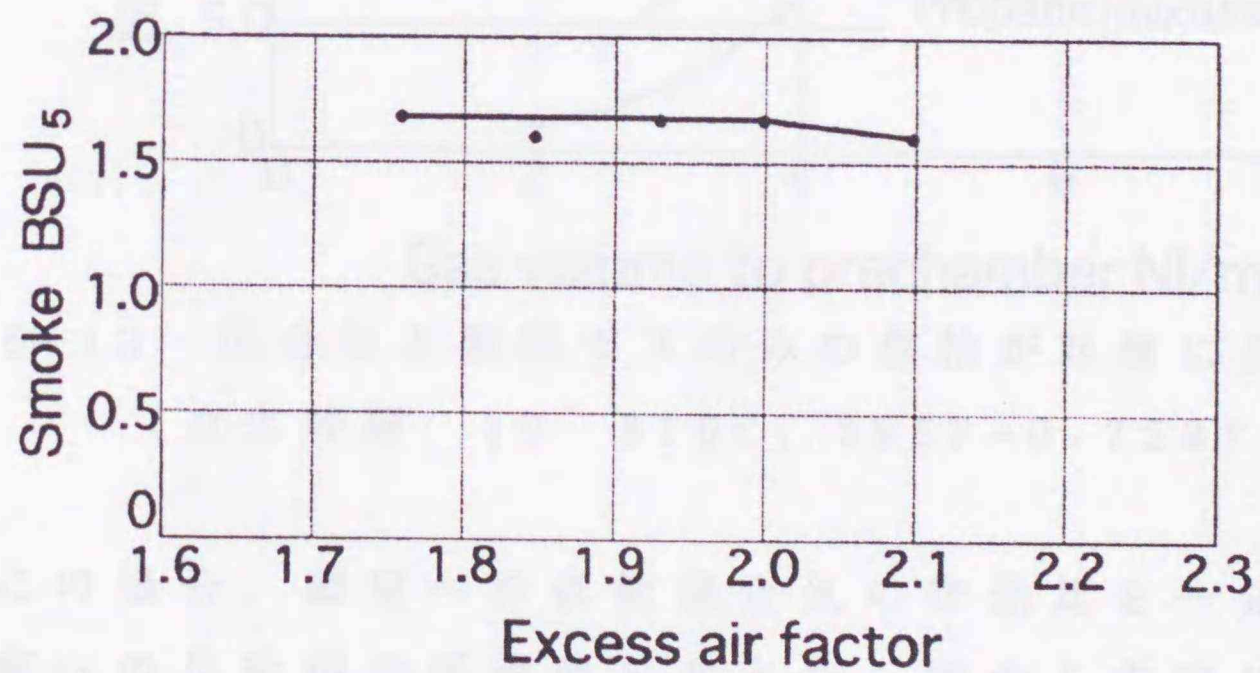


図6-12 吐煙濃度と空気過剰率の関係

プロパンを使用することによって、副室内が若干過濃になるので、吐煙が発生する可能性がある。煙濃度を調べるに先だって、吐煙濃度が著しく低い場合でもその評価ができるように、ボッシュのスモークメータに捕集するガス量を5倍にした。図6-11に5倍ガスを捕集した場合の吐煙(BSU5)と通常の場合、すなわち1倍ガスを捕集した場合(BSU)との比較を示す。

図より5倍捕集した場合、1倍捕集値のほぼ3倍の値を示すことが分かる。この値を用いて、正味平均有効圧0.75MPa、点火時期 10° BTDCで空気過剰率を変化させたさい吐煙濃度を測定し、その結果を図6-12に示す。

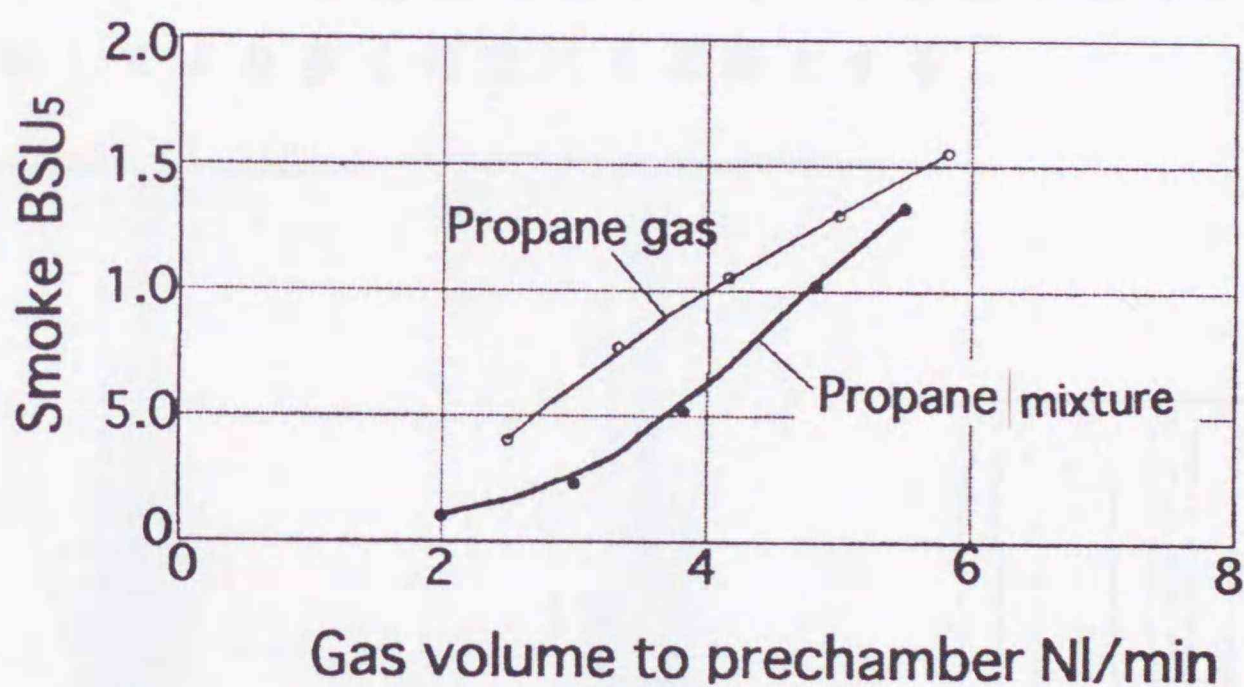


図6-13 混合気と燃料ガスのみの供給が吐煙に及ぼす影響
(点火時期 10° BTDC、BMEP=0.75MPa)

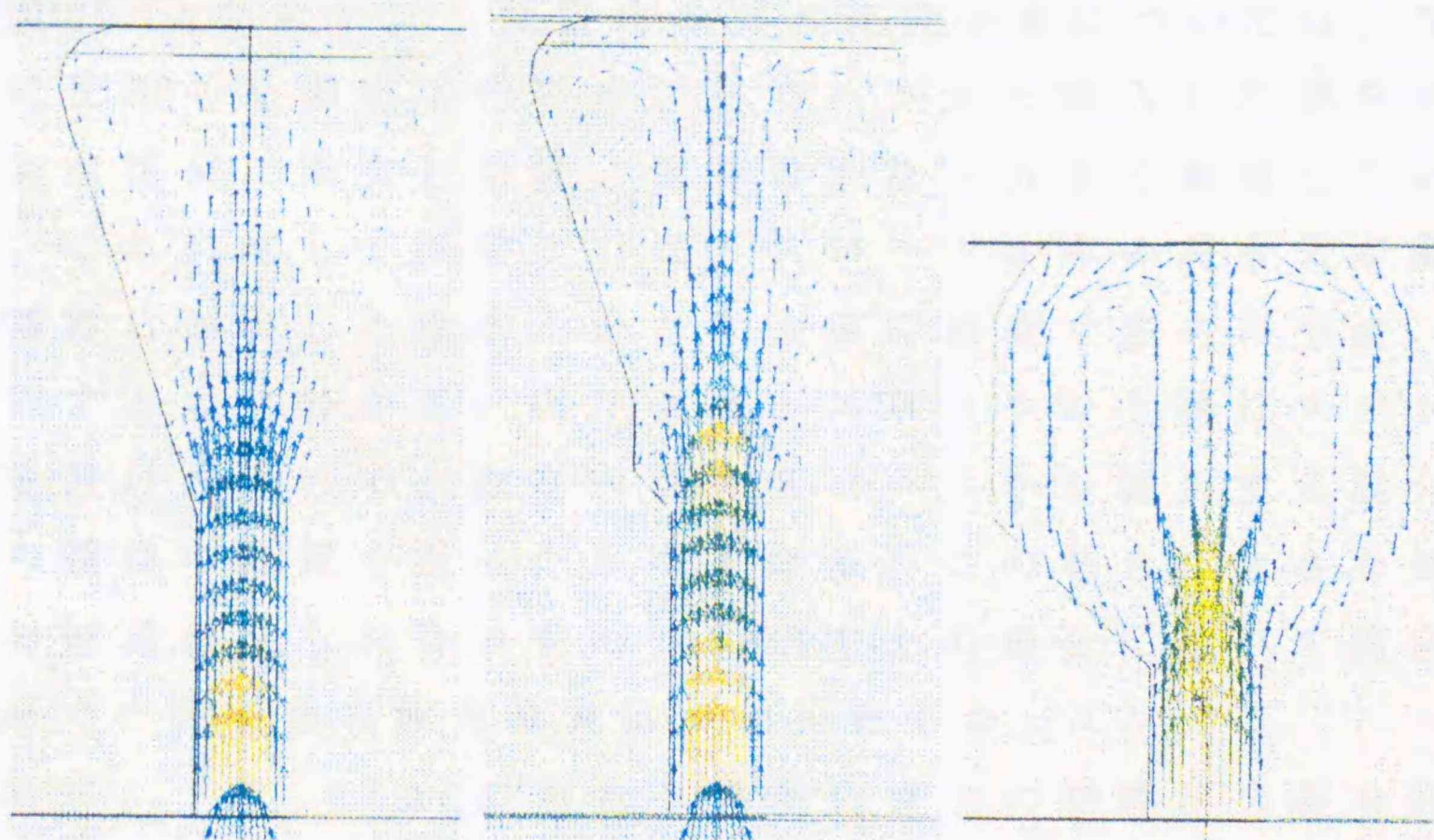
この場合、副室への供給混合気の空燃比を一定として、主室への供給混合気濃度を変えた。図から主室に供給される混合気が希薄になっても、吐煙値はほとんど変化しないことが分かる。これは、主室内の空燃比が若干変化したと

ても副室内の空燃比が一定であれば吐煙は殆ど変化しない事を示す。

次に、副室に直接供給するガス量を変えた場合の吐煙値の測定結果を図6-13に示す。

副室へのガスのみの供給量を増加させると吐煙濃度値が高くなり、これに比べて副室に混合気を供給した場合の方が吐煙値は低くなる。このことから吐煙は主として副室内から排出されていると考えられる。なお、とくにプロパン使用時において、吐煙が排出される原因として、以下のことが考えられる。すなわち、

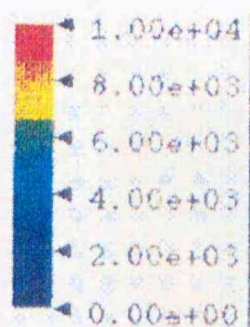
(1) プロパンの理論空気量は13Aの2倍であり、同じガス量に対してより多くの空気を必要とする。



Prechamber 1 Prechamber 2 Prechamber 3

図6-14 副室内ガス流速分布

(10° BTDCにおける計算値)



流速 cm/sec

(2) 13A等に比べてプロパンの分子量は大きく、拡散速度が遅い。このために、副室内で層状化されやすい。

(3) プロパンの方が、炭素原子の数が多く、脱水素反応で重合しやすいため吐煙が発生しやすい。

そこで、副室内ガスの混合状態を推定した。計算条件は第2章2.4節に示した。

まず、副室内における 10° BTDCでのガス流動状態の一例を図6-14に示す。副室内のガス流速分布については、実験に使用した副室1の場合、スロートから流入した混合気が副室頂部に衝突した後、流速はかなり大きく減衰している。これに対して副室3では、スロートからの混合気が副室頂部に衝突した後も、かなり大きな速度で左右に分流・循環するのがわかる。副室2は、スロートの上部にステップを設けたもので、副室内でスロートから流入する混合気の循環の促進を狙ったものである。この場合、大きな速度の循環は見られないものの、副室1の場合に比べて副室頂部での衝突後の流速減衰はやや少なくなっている。

次に、 10° BTDCにおける副室内ガスの空燃比分布を図6-15に示す。赤は過濃、青は希薄であることをそれぞれ示す。

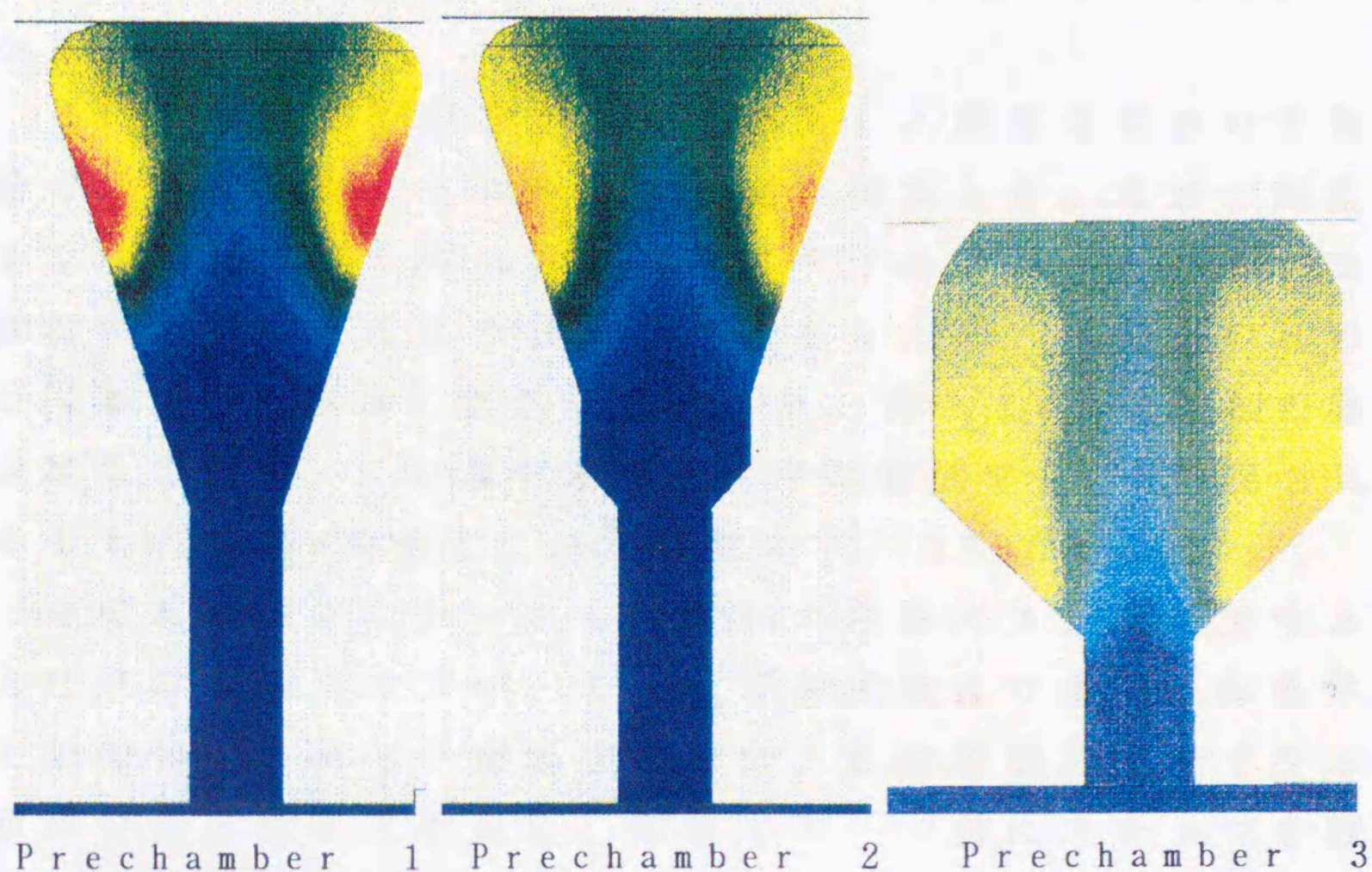
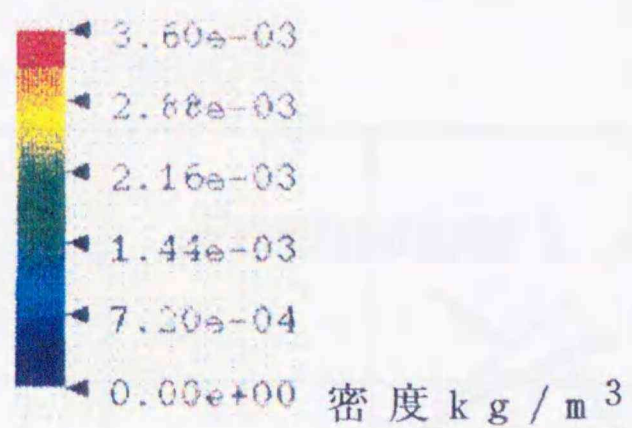


図6-15 オクタンの密度分布
(10° BTDC における計算値)



図において副室1では、副室の両端にかなり濃度の高い領域が存在している。つまり、スロートから流入する希薄混合気が、副室頂部に衝突した後流速が急激に低くなるために両端でのガス混合が促進されないものと思われる。これに対し、副室3ではスロートからの混合気が副室内で循環し、混合が著しく促進されていることが分かる。副室2

は、副室1と比較して若干ではあるが過濃な部分の規模が小さくなっている。

この計算結果を参考として、副室1と副室2において供給ガス量を変えたさいの、吐煙値を測定した。なお、副室3は、副室容積を保ちつつ点火プラグとチェックバルブを設置するには副室の半径が小さ過ぎるため、実際上の設計が困難であり実験に供試しなかった。図6-16に吐煙値の測定結果を示す。この場合副室へは空気過剰率0.1の混合気を11Nl/min供給し、点火時期を 10° BTDCとした。

いずれの副室においても副室への供給ガス量が増加すると吐煙値は増加するが、とくにガス供給量の多い運転条件では副室1に対して副室2の方が、吐煙値が若干低くなる傾向が見られることから、副室スロート部にステップを設けたことに伴う副室内での混合促進効果が認められたものと考えられる。

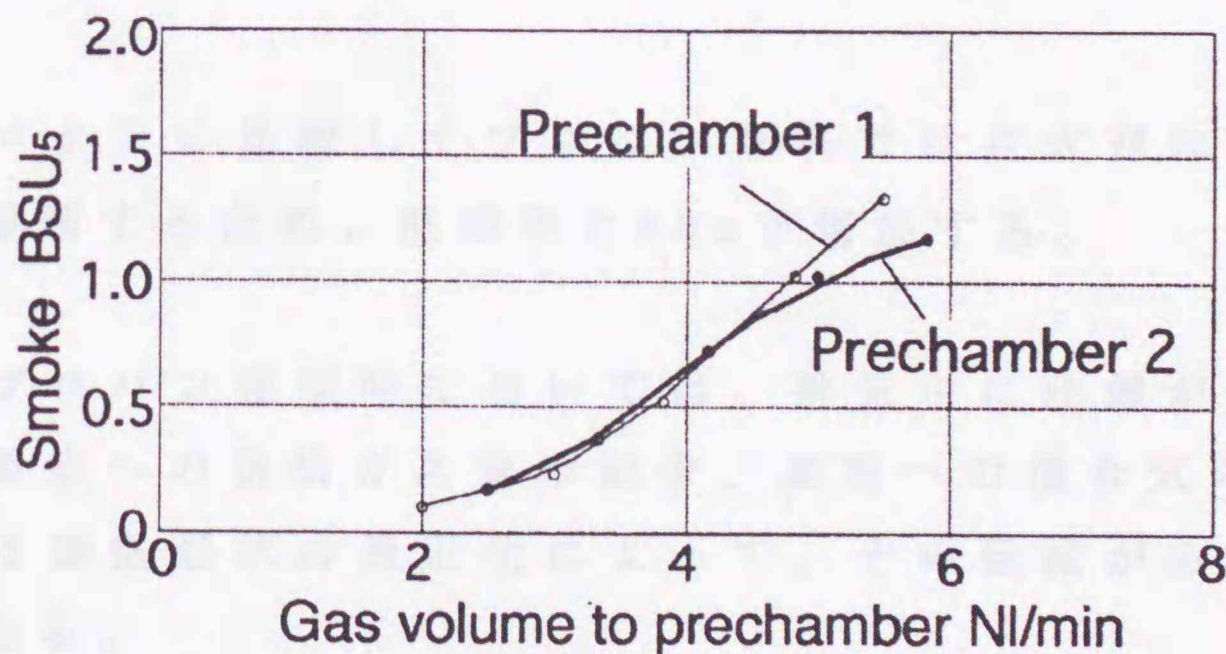


図6-16 副室形状が吐煙値に及ぼす影響

6. 5 第6章の結論

(1) メタンと不活性ガスとの混合ガスでは、メタン濃度が低くなるに従い燃焼期間が長くなると同時に、希薄燃焼限界が過濃側にシフトし、熱効率と NO_x の低下、 THC と CO の増加をもたらす。

(2) メタン、窒素、二酸化炭素との混合気においては、二酸化炭素の混合割合が高いほど燃焼期間が増加して熱効率が低下すると共に、 NO_x も減少する。

(3) 水素を燃料ガスに添加すると希薄燃焼限界が希薄側にシフトすると共に、燃焼期間の短縮と NO_x 濃度の増加が得られる。水素を50%以上含有する燃料ガスでは、副室にガスを直接供給しなくとも安全運転と NO_x の低減が可能ではあるが、副室に燃料ガスを直接供給することによって点火遅れは短縮し、熱効率と NO_x の増加が得られる。

(4) メタンに比較してプロパン燃料では点火遅れと燃焼期間が短縮するため、熱効率と NO_x が増加する。

(5) プロパン使用時においては、排気中に吐煙が発生するが、副室への供給ガス量の減少、副室への混合気の供給、あるいは副室形状の適正化によって、その低減がある程度可能である。

本論文は、コージェネレーション用機関として注目されているガス機関の開発過程において行われた研究の結果について論述したものである。ガス機関の中でも、特に熱効率が高く触媒が不要な希薄燃焼機関に着目し、まず各種燃焼方式における燃焼性能を比較した結果、副室式燃焼方式において希薄燃焼限界が著しく拡大することと併せて、低 NO_x 化と高効率化とが両立し得ることを見出した。

また、副室式における燃焼状態、副室と主室の形状諸元、主室内気流と燃焼特性との関係について検討し、低 NO_x 化の実現に対しては副室容積の適当なる縮小と噴口諸元の最適化が最も重要であり、次いで主室でのスキッシュ流抑制と、スワールの適正化が必要であること等を明らかにした。

更に、燃料ガス組成については、メタン中の不活性ガス混合割合の増加により、希薄燃焼限界が後退すると共に NO_x も低下するが、水素の混合は希薄燃焼限界の拡大と NO_x の上昇を誘起する。プロパンを使用した場合には、副室内混合気の過濃化にともない吐煙の排出傾向が強くなるが、副室への混合気供給、あるいは副室内ガスの混合促進等によって吐煙の大幅低減が可能であることを立証した。

以下、本研究によって得られた結果を総括して記述する。

1. 単室式と副室式における希薄燃焼

単室式希薄燃焼方式について：

(1) 単室式においては、希薄燃焼での燃焼を改善するために多点点火あるいはスワール強化などの対応をとったと

しても、 NO_x 濃度は増加し、熱効率の向上と NO_x 低減の両立は困難である。

(2) 単室式で多点点火を採用した場合、熱効率は向上するが NO_x 濃度も同時に上昇する。

(3) スワール強さを増加させると、 NO_x 濃度は高くなり、燃費率が最良となる空気過剰率が希薄側に若干シフトする。スワール強さが増加すると、ライナ温度等が高くなると同時に吸入行程時の混合気温度が上昇するため、 NO_x 濃度が上昇したものと考えられる。

副室式希薄燃焼方式について：

(1) 副室式希薄燃焼方式においてはは高効率化と低 NO_x 化とを同時に達成し得ることが可能である。

(2) 単室式の3点点火方式、TGP方式および副室式の3方式を比較した結果、副室燃焼方式においてのみ、希薄燃焼限界を大幅に拡大することが可能となり、 NO_x 濃度を著しく低下させることができる。

(3) 副室にガスを供給しない場合(TGP方式)に比較してガスを供給した場合には、燃焼初期に熱発生率のスパイクが見られると同時に、主室内の混合気が希薄であっても燃焼開始時期の遅延と燃焼期間の増加とが生じない。従って、希薄混合気であっても熱効率は高く維持される。

(4) 副室式では、副室内混合気の燃焼に起因する、主室への火炎ジェットによって、主室内の希薄混合気燃焼は大幅に促進される。

2. 副室式機関における副室諸元と性能

副室内空気過剰率について：

(1) 副室内の空気過剰率は、クランク角度の経過に伴って変化し、TDC近くで最も希薄となる。このため、点火時期の進角により、機関の見掛け上の希薄燃焼限界は伸びる。

(2) 副室への供給燃料ガス圧力の上昇、ならびに供給燃料ガスを副室上部で旋回させることによって、希薄燃焼限界は拡大し、更に燃費率の改善も可能となる。

(3) 副室供給ガスを増加させて行くと、ある値で NO_x は極大値を呈する。また、副室供給ガスの差異による NO_x の変化量は比較的大きく、機関からの排出 NO_x 量に対する副室内で生成される NO_x 量の寄与度はかなり大きい。

副室諸元について：

(1) 副室容積の増加に伴って熱効率は若干高くなるが、 NO_x が高くなる。これは、副室容積の増加によって燃焼期間の短縮と、シリンダ内温度の上昇が生ずるためである。従って、 NO_x を低減するには副室容積2%程度が適当である。

(2) 副室の噴口数が増加することによって、 P_{mi} の変動率と、熱効率とが改善されるが NO_x も若干高くなる。 NO_x の増加を出来るだけ抑えて、熱効率の改善を行うには4噴口が最適である。

(3) 噴口径を拡大すると、 NO_x は増加せずに熱効率が向上する。しかし噴口を拡大しすぎると噴口部の耐久性が低下するため、最適径が存在する。

(4) 副室から主室への噴口の方向をスワールに対して順方向にすると、熱効率は向上するが NO_x も上昇する。この場合の噴口方向では設計上から噴口径を小さくしなければならず、噴口径の拡大することによる熱効率の改善効果を考慮すると噴口方向がストレートな通常なものが最適である。

3. 副室式機関における主室諸元と性能

(1) 主室内での燃焼は、主として副室からの火炎ジェット、主室内のスワール、スキッシュ等の流動によって大きく影響される。

(2) 主室燃焼室の開口径が減少すると、燃焼期間の短縮が見られるものの、 THC は増大し、熱効率は悪化の傾向を示す。

(3) ライナとピストンの間隙とライナとヘッドの間隙等のクレビスボリュームの減少にともない、 THC と CO はほぼ

直線的に減少し、また同時に熱効率も向上する。

(4) 噴口角度を適度に大きくすることによりHC、COをやや減少させて、熱効率を改善することができる。なお、噴口角度には最適値が存在する。

(5) ボアの大きな副室式燃焼室では、スワール比の減少にともなって若干の NO_x 増加はあるものの、希薄燃焼域での燃焼の安定と熱効率の向上を得ることができる。一方、ディレクショナル吸気ポートを有する比較的ボアの小さな機関によりにおいては、スワール比の減少により NO_x の低下が見られる。

(6) とくに4弁式機関では、シュラウドバルブを用いてスワール比を小さくすると NO_x が著しく増加する。これは、スワール比を小さくしたとしても、シリンダ内に縦渦の発生による乱れが増加するためと考えられる。

(7) したがって、4弁式機関でシュラウドバルブを使用した場合には、スワールを抑えるほど希薄燃焼限界の拡大と同時に、熱効率の上昇とサイクル変動の減少が得られる。

4. 希薄ガス機関の燃焼・性能と燃料ガスの組成

(1) メタンと不活性ガスとの混合ガスでは、メタン濃度が低くなるに従い燃焼期間が長くなると同時に、希薄燃焼

限界が過濃側にシフトし、熱効率と NO_x の低下、 THC と CO の増加をもたらす。

(2) メタン、窒素、二酸化炭素との混合気においては、二酸化炭素の混合割合が高いほど燃焼期間が増加して熱効率が低下すると共に、 NO_x も減少する。

(3) 水素を燃料ガスに添加すると希薄燃焼限界が希薄側にシフトすると共に、燃焼期間の短縮と NO_x 濃度の増加が見られる。水素を50%以上含有する燃料ガスでは、副室にガスを直接供給しなくとも安定運転と NO_x の低減とが可能ではあるが、副室に燃料ガスを直接供給することによって点火遅れは短縮し、熱効率と NO_x の増加が得られる。

(4) メタンに比較してプロパン燃料では点火遅れと燃焼期間が短縮するため、熱効率と NO_x が増加する。

(5) プロパン使用時には、排気中に吐煙が発生するが、副室への供給ガス量の減少、副室への混合気の供給、あるいは副室形状の適正化によって、その低減がある程度可能である。

参考および引用文献

- 1) 菱沼、本部、藤原、" ガスエンジン三元触媒用空燃比制御ウインドウ位置の検出制御" 第9回内燃機関合同シンポジウム (1991)
- 2) RICARDO Report "A Nobel Combustion Chamber Enabling Open Chamber Lean Burn Natural Gas SI Engines to Meet Exhaust Emissions Regulations- the RICARDO Nebula System -" (1989)
- 3) C.B.Boer, D.W.Grigg "Gasoline Engine Combustion -The Nebula Combustion Chamber-" SAE Paper No.885148 (1988)
- 4) M.G.Kingston Jones, D.M.Heaton "Nebula Combustion System for Lean Burn Spark Ignited Gas Engine" SAE Paper No. 890211 (1989)
- 5) D.P.Clarke, C.H.Suuch, M.T.Overington and P.K.Das " A Lean Burn Turbocharged Gas Engine for the US Medium Duty Automotive Market" SAE Paper No.921552 (1992)
- 6) W.E.Snyder R.C.Wieczynski, M.Paituvi "New Lean Burn Natural Gas VGF Series Engine" CIMAC D127 (1989)
- 7) Gerhard Quirchmayr "The Jenbach Lean-Burn Engine-A Low-Pollution Variant of the Otto-

Cycle Gas Engine-" MTZ 52(1991)

8)小田 "高圧縮比リーンバーンエンジンに関する研究"
第38回自動車技術会賞論文発表前刷り(1990)

9) Matsushita, Inoue, Nakanishi, Kato and
Kobayashi "Development of the Toyota Lean
Combustion Engine" SAE Paper No. 850044
(1985)

10) Matsushita, Inoue, Nakanishi, Okumura and
Isogai "Effects of Helical Port with Swirl
Control Valve on the Combustion and
Performance of S.I. Engines" SAE Paper
No. 850046 (1985)

11) Kimo, Chujo, Akatsuka and Nakano "Lean
Mixture Sensor" SAE Paper No. 850380 (1985)

12) 原田、松下、岡野、野村、奥村 "新世代希薄燃焼エン
ジンの開発" 自動車技術会講演前刷 No. 924068 (1992)

13) Ttsuku Date, Shizuo Yagi, Akira Ishizuya
and Isao Fujii "Research and Development of
the HONDA Engine" SAE Paper No. 740605
(1974)

14) Alan. C. Anderson, T. N. Chen William and
T. Hucchiens "The development and Application
of Design Criteria for Precombustion Chamber
on Natural Gas Fueled Engine" ASME 84-DGP-1
(1984)

17). R. Kaiser "Exhaust Gas NOx Reduction through Combustion Modification Using "PRECOM" Two Stage Torch Ignition Precombustion Chamber Technique" ASME

18) W.E. Synder M.R. Wright and S.G. Dexter "A Natural Gas Engine Combustion Rig with High Speed Photography" ASME (1987)

17) W.E. Synder, S.G. Dexter "Looking into a Lean Burn Spark Ignited Gas Engine" CIMAC D102 (1989)

18) 後藤、伊藤、田辺 " 中型中速希薄燃焼ガスエンジンの開発 - 超希薄燃焼における燃焼変動の改善と低NOx化に関する一考察 - " 第9回内燃機関合同シンポジウム (1991)

19) S. Goto, Itoh, et al "Development of NIIGATA High Efficiency, Low NOx, Ultra Lean Burn SI Gas Engine" CIMAC (1991)

20) S. Goto, Y. Itoh, Y. Higuchi, and T. Nagai, "Niigata Ultra Lean Burn SI Gas Engines - Achieving High Efficiency and Low NOX Emission" SAE Paper No. 901608 (1990)

21) Y. Itoh, S. Goto, O. Yabe and T. Kageyama "Advance Lean-Burn Gas Engines Approach to the Co-generation Market" 20th CIMAC D23 (1

9 9 3)

22) 後藤、伊東、佐藤 "高出力希薄燃焼ガスエンジンの開発"
第11回内燃機関シンポジウム (1993)

23) 谷下市松 "工業熱力学" 裳華房 (1979)

24) 山本、堀田、松岡 "火炎伝播形態が燃焼及び廃棄に及ぼす影響 - サラウンドコンバッションプロセスによる排気特性改善 -" 第9回内燃機関合同シンポジウム (1991)

25) 雑賀、是松、汗野 "火花点火機関から排出される未燃炭化水素に及ぼすリングクレピスの効果 (クレピス体積がTHC排出量に及ぼす影響) 第8回内燃機関合同シンポジウム (1990)

26) 川添、永岡、鈴木、大沢、豊田 "ガソリン機関の混合気形成に関する研究 混合気形成仮定に及ぼす燃焼室の影響予測" 第8回内燃機関合同シンポジウム 204 (1990)

27) M. Whattam, S. K. Shinha, "Refinement of the Ruston RK270 Spark Ignited Engine for Higher Power Output and Lower Exhaust Emissions" CIMAC (1991)

28) T. Nakazono, Y. Natsume, K. Kubo, H. Nishizawa and D. Bokura :
"The Development of High Speed and High Performance Prechamber Engine" 19th CIMAC D41 (1991)

29) 中園、夏目、" 希薄燃焼ガス機関に関する研究、第1報 主室希薄燃焼方式と副室方式の比較" 自動車技術会論文集Vol.23 No.3 (1992)

30) 中園、夏目、" 希薄燃焼ガス機関に関する研究 第1報 主室希薄燃焼方式と副室方式の比較" 第9回 内燃機関合同シンポジウム (1991)

31) 中園、夏目、" 希薄燃焼ガス機関に関する研究、副室諸元の影響" 日本機械学会論文集 58巻553号B編 (1992)

32) 中園、" 希薄燃焼ガス機関に関する研究 副室諸元の影響" 第10回 内燃機関合同シンポジウム (1992)

33) T. Nakazono, Y. Natsume, " Effect of Dimensions of Prechamber on Lean Burn Gas Engine" JSME International Journal Series B, Vol.37, No.4, (1994)

34) 中園、" 希薄燃焼ガス機関に関する研究、主室燃焼室形状の影響" 日本機械学会論文集 58巻550号B編 (1992)

35) T. Nakazono, "Study of Lean Burn Gas Engine - Effect of Main Chamber-" JSME International Journal Series B, Vol.37, No.3, (1994)

36) 中園、" 副室式ガス機関の炭化水素の排出特性" 日本機械学会論文

謝 辞

本研究にあたり、終始懇切なるご指導を賜わった北海道大学工学部 宮本 登教授に対し、深甚なる謝意を表わす次第である。

さらに、本論文をまとめるにあたり、北海道大学工学部 村山 正教授、伊藤 献一教授、ならびに真田雄三教授から貴重なご指導とご助言を賜わった。これらの諸先生に対し、衷心より謝意を表する。

本研究は、ヤンマーディーゼル株式会社技術研究所における業務として行ったものである。燃焼、FIE研究グループの夏目祥宏グループリーダー、西村章広研究員をはじめとする同グループの方々には、随時、研究の方針および内容について適切な助言と討論を頂いた。ここに記して感謝の意を表する。

また、研究成果の発表及本論文の執筆にあたって、浜田義次技術本部長、米澤 徹技術研究所長、前第一研究部長の大橋良一特機開発部長、前グループリーダーの高市一彦環境部長にはご指導と許可を頂いた。研究の遂行にあたっては、特機開発部エンジン設計部ト蔵伝一郎グループリーダーを初めとして、久保勝範課長、試験部の西澤広紀課長および設計部、試験部の方々の協力を頂いた。さらに、本研究の一部は東京ガス株式会社、大阪ガス株式会社、東邦ガス株式会社の援助を得て行った。特に、東京ガス株式会社エネルギー技術研究所の庄司不二雄リーダー及び桜井義浩研究員からは高速ビデオを貸していただいた。また、論文発表に対して各社より許可を得た。他に本論文の執筆に

当たり京都大学山根浩二講師、ヤンマーディーゼルの由利誠研究員にはいろいろ協力を得た。これらの方々に対し心より謝意を表する次第である。



