

成層自着火燃焼とそれを適用した二輪車用
二行程ガソリン機関に関する研究

**A Study on Stratified-Charge Auto-Ignition Combustion and Its
Application to a Two-Stroke Gasoline Engine for Motorcycles**

2010年2月15日

群馬大学大学院 工学研究科 博士後期課程
工学専攻 先端生産システム工学領域 3年
エネルギーシステム工学分野 第2研究室 所属
(学籍番号 07802210)

指導教員 志賀 聖一 教授

株式会社 本田技術研究所 二輪 R&D センター

西田 憲二

要 旨

筒内直噴二行程ガソリン自着火燃焼機関は車両燃費を改善する技術として期待されている。しかしながら、低速低負荷域では自着火燃焼を維持できず不整燃焼となり、これが実用上の課題となっている。本研究は、その課題の解決を目的とし、新しい自着火燃焼とそれを適用した二行程ガソリン機関を提案する。本論文はおもに二つの研究から構成される。

一つは新しい自着火燃焼に関する研究である。自着火燃焼領域の低負荷への拡大を狙い、新しい自着火燃焼コンセプトを考案した。それは、燃焼室内ガス温度分布に不均一な状態をつくり、その高温部に成層混合気を形成し自着火を発生させる燃焼である。この燃焼法により、従来の均一給気自着火燃焼に比べ低い残留ガス温度でも自着火燃焼を持続でき、自着火領域は低負荷へ拡大されると考えた。これを従来の均一給気自着火燃焼と区別し、成層自着火燃焼と命名した。

最初に、成層自着火燃焼コンセプトを具現化する供試機関を設計するために、三次元の計算流体力学を用いた燃焼室内のガス温度分布解析と高压容器を用いた燃料噴霧可視化実験を行った。次に、供試機関による実験から、1) 成層混合気状態の定量解析手法による成層自着火燃焼の検証、2) 成層自着火燃焼のガス交換特性、3) 燃料消費率、エミッション性能、4) 自着火燃焼領域、について実験的検討を行った。その結果、成層自着火燃焼は均一給気自着火燃焼と比べ、自着火領域は低速低負荷へ大幅に拡大できることが明らかとなった。また、燃料消費率と NO_x エミッションはほぼ同等で、HC エミッションは最大 20 % 低減した。これらより、所期の成層自着火燃焼コンセプトは実験的に検証された。しかしながら、アイドリング運転など低速の極低負荷域では自着火できず、不整燃焼の完全な克服にはいたらなかった。

もう一つは成層自着火燃焼を適用した新しい二行程ガソリン機関に関する研究である。不整燃焼を克服するために 4 種類の燃焼形態で構成される二行程ガソリン機関を考案した。この機関コンセプトは、高負荷域は均一給気火花点火、低中負荷域は均一給気自着火、低速低負荷域は成層自着火、アイドリング域は成層給気火花点火となるように、機関の速度と負荷に応じて燃焼を使い分けるといものである。均一給気自着火と成層給気火花点火との中間領域に成層自着火を配置することで、自着火と成層給気火花点火の燃焼移行がスムーズに制御可能になると考えた。この供試機関は、常用負荷域で不整燃焼のない運転を可能とした。さらに、車両燃費改善の可能性を評価するために、機関実験データをもとに小型モーターサイクルへ適用した場合の ECE-R40 モード燃費の試算を試みた。その結果、ECE-R40 モード燃費率はベースとなる四行程ガソリン機関と比べ、高トルクを活かしたダウンサイジングとの併用により約 20 % の改善が見込まれた。

Abstract

Two-stroke gasoline auto-ignition engine technology with direct-injection system is expected as an engine technology of improving the fuel economy of vehicles. However, the irregular combustion occurs at low-speed and low-load. It is the most serious problem for practical use. This study presents a new concept of auto-ignition combustion and its application to a two-stroke gasoline engine for solving the problem of two-stroke gasoline auto-ignition engine. This paper consists of two studies.

First study presents a new auto-ignition concept, i.e. Stratified-Charge Auto-Ignition (SCAI) concept, which focuses on the relationship between gas temperature distribution and mixture formation in the combustion chamber. Visualization of the direct-injection spray formation was firstly conducted, and then the combustion chamber geometry was determined by using CFD simulation, to generate the favorable mixture distribution at the hot spot in the combustion chamber. The experimental results revealed that SCAI remarkably extended its operating area toward lower speed and lower load compared with that of the conventional homogeneous-charge auto-ignition (HCAI). And HC emission decreased by 20 % while the fuel consumption and NO_x emission could remain the same level in comparison with those of the conventional HCAI under the same load. However, the experimental engine could not maintain auto-ignition combustion at an idle, and could not conquer the irregular combustion completely.

Second study presents a new concept of two-stroke gasoline engine applying the stratified-charge auto-ignition. The new concept engine has been designed and studied experimentally for improving fuel economy of vehicles. The engine concept adopts four different combustion modes according to the engine operating condition, i.e. homogeneous-charge spark-ignition for high-load range, homogeneous-charge auto-ignition for medium to low-load range, stratified-charge auto-ignition for low-speed and low-load range, and stratified-charge spark-ignition for the idling. The new concept two-stroke gasoline experimental engine made operating possible free from irregular combustion throughout the operating range in common use. In the case of a small motorcycle application, great improvements in the fuel economy and exhaust emissions were estimated from the experimental results. The estimate for improvement rate of ECE-R40 mode fuel economy was approximately 20 % for the downsized engine compared with the four-stroke gasoline spark-ignition engine.

目 次

本論文の構成	1
第1章 序論	2
1.1 背景	2
1.1.1 排出ガス規制と自動二輪車用二行程ガソリン機関の動向	2
1.1.2 地球環境問題	3
1.2 従来の二行程ガソリン機関の課題	5
1.3 次世代二行程ガソリン機関	7
1.3.1 均一給気自着火燃焼コンセプト	8
1.3.2 二行程ガソリン自着火燃焼機関の実施例	10
1.3.3 成層給気火花点火燃焼コンセプト	12
1.3.4 二行程ガソリン成層給気火花点火機関の実施例	14
1.3.5 それぞれの燃焼コンセプトの比較検討	19
1.4 研究の目的	25
第1章の参考文献	26
第2章 本論文で用いる用語の定義と測定方法	28
2.1 機関の幾何学的諸元と運転条件を表す用語	28
2.2 機関実験設備	31
2.3 機関の性能を表す用語	36
2.4 二行程ガソリン機関のガス交換特性に関する定義	39
2.5 ガス交換特性の測定方法	41
2.5.1 給気比	41
2.5.2 給気効率	41
2.5.3 掃気効率	42
第2章の参考文献	46

第3章 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関	47
3.1 Pneumatic Direct-Injection Activated Radical Combustion Engine	47
3.1.1 構造	47
3.1.2 PDI 機構におけるアシストガスのガス交換	50
3.2 自着火燃焼の制御	53
3.2.1 排気弁開度と着火時期の関係	53
3.2.2 筒内圧縮端温度の計算方法	55
3.3 機関負荷とガス温度やガス交換特性との関係	57
3.4 自着火燃焼画像	59
3.5 燃費性能	62
3.5.1 正味燃料消費率特性	62
3.5.2 図示燃料消費率と機械効率特性	62
3.6 大型スクーターへの適用	65
3.6.1 構造	65
3.6.2 制御装置	65
3.6.3 出力	68
3.6.4 ECE-R40 モード燃費率とエミッション	68
3.7 高速高出力型 PDI-AR 燃焼機関	71
3.8 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の課題	76
第3章の参考文献	77

第4章 新しい自着火燃焼：成層自着火燃焼	78
4.1 まえがき	78
4.2 事前検討	83
4.2.1 燃料噴霧可視化	84
4.2.2 燃焼室内ガス温度分布解析	89
4.3 供試機関と実験装置	93
4.4 成層自着火燃焼の検証方法	97
4.4.1 均一給気燃焼と成層給気燃焼の排ガス特性	97
4.4.2 空気利用率の定義と見積もり方法	99
4.4.3 成層自着火燃焼の判定方法	101
4.5 実験結果	102
4.5.1 成層自着火燃焼の検証	102
4.5.2 最適直噴始め時期と空気利用率の関係	102
4.5.3 成層自着火燃焼のガス交換特性	105
4.5.4 燃費およびエミッション性能	107
4.5.5 自着火燃焼領域の比較	111
4.6 結論	113
第4章の参考文献	114

第5章 成層自着火燃焼を適用した二行程ガソリン機関	117
5.1 まえがき	117
5.2 供試機関と機関コンセプト	118
5.3 実験結果	123
5.3.1 負荷制御方法	123
5.3.2 部分負荷特性	127
5.3.3 アイドリング性能	129
5.4 車両燃費率の試算	131
5.4.1 試算方法	131
5.4.2 ダウンサイジングの可能性	133
5.4.3 正味燃料消費率	135
5.4.4 正味エミッション排出率	137
5.4.5 モード燃費率とモードエミッション	139
5.5 結論	141
第5章の参考文献	142
第6章 まとめ	143
6.1 まとめ	143
6.2 課題と研究成果の活用	144
6.2.1 直噴二行程ガソリン機関の課題	144
6.2.2 成層自着火燃焼に関する研究成果の活用	148
第6章の参考文献	149
謝辞	150

本論文の構成

本論文は、輸送機器の燃費改善を目的とした、新しい自着火燃焼である成層自着火燃焼とそれを適用した二輪車用二行程ガソリン機関に関する研究である。以下に、本論文の構成について説明する。

第1章は序論として、研究の背景、従来の二行程ガソリン機関の課題、その課題を解決するために試みられている次世代二行程ガソリン機関、および本研究の目的に関して述べる。

第2章は、本論文で用いる用語の定義とその測定方法について解説する。また、機関の実験設備の概略を説明する。用語は、機関の幾何学的諸元と運転条件、機関の性能、二行程ガソリン機関のガス交換特性に分類した。これらは、第3章におけるこれまでの研究、第4章および第5章における本研究に共通するものである。

第3章は、これまでの均一給気二行程ガソリン自着火燃焼機関に関する研究結果を概説する。機関の構造、自着火燃焼の制御、燃費、エミッション性能、二輪車への適用実験、均一給気自着火燃焼の課題について、これまでの研究から得られた知見をまとめる。

第4章は、新しい自着火燃焼の研究に関する。自着火領域の低負荷域への拡大を狙い、自着火燃焼コンセプトを考案し、成層自着火燃焼と命名した。最初に、成層自着火燃焼コンセプトを具現化するための事前検討として、三次元の計算流体力学を用いた燃焼室内のガス温度分布解析と高圧容器を用いた燃料噴霧可視化実験について記述する。次に、供試機関による実験から、1) 成層混合気状態の定量解析手法による成層自着火燃焼の検証、2) 成層自着火燃焼のガス交換特性、3) 燃料消費率、エミッション性能、4) 自着火燃焼領域、について記述する。

第5章は、成層自着火燃焼を適用した新しい二行程ガソリン機関の研究に関する。不整燃焼を克服するために4種類の燃焼形態で構成される二行程ガソリン機関を考案した。最初に、その機関コンセプトとそれを試みる供試機関について記述する。次に、機関実験結果として、ガス交換特性、燃焼制御のための機関運転状態、燃費、エミッション性能を記述する。さらに、車両燃費改善の可能性を評価するために、機関実験データをもとに小型モーターサイクルへ適用した場合のモード燃費率の試算を試みる。

第6章はまとめとして、本論文のまとめと考察を述べる。考察は直噴二行程ガソリン機関の課題と研究成果の活用に関する。

第1章 序 論

1.1 背景

本研究は、輸送機器用内燃機関の有害排出ガスの低減と燃費の改善を目的とするが、特に自動二輪車用の二行程ガソリン機関における有害排出ガスの低減と燃費改善の可能性を論ずる。

最初に、研究の背景として、内燃機関に求められる有害排出ガスの低減と燃費改善が近年ますます望まれている状況をまとめる。

1.1.1 排出ガス規制と自動二輪車用二行程ガソリン機関の動向

四行程機関は1876年オットーにより発明されて以来、航空や自動車などの輸送機器用機関や発電機などの定置型機関として内燃機関の標準形式となり現在にいたる⁽¹⁻¹⁾。一方、二行程機関は1880年クラークによりポンプ与圧方式、また1891年デイによりクランク室与圧方式が発明されて以来、小型、軽量、高出力、廉価の利点から特にチェーンソー、小型芝刈り機、船外機、自動二輪車などの小型機関用として広く使われてきた⁽¹⁻¹⁾。特に、自動二輪車においては、二行程ガソリン機関の重量当たりの出力、すなわちパワーウエイトレシオの高さから、小型モーターサイクルや小型スクーターに適用され、1970～1990年代世界中に普及した。

このように内燃機関が各種動力源として普及する中、20世紀後半に大気汚染が問題となった。そのため、自動車からの有害排出ガスの抑制を目的に、1963年米国のカリフォルニア州におけるブローバイガス規制に続き、1968年米国の連邦規制から自動車の排出ガス規制（Emission regulation）が始まった。日本では、1966年自動車の排出ガス規制が開始され、年々強化されている⁽¹⁻²⁾。また、自動二輪車も米国、欧州から排出ガス規制が始まり、日本では1998年から自動二輪車の排出ガス規制が開始され、2006年から2008年にかけて、さらに規制値の強化が行われた。この法改正後の規制値は、小型二輪車、軽二輪車、原動機付自転車の排出ガスにおいて世界で最も厳しいレベルとされている⁽¹⁻³⁾。

この自動二輪車の排出ガス規制の強化に伴い、二行程ガソリン機関は炭化水素（Hydrocarbons; HC）において規制値への適合が困難となり、昨今適用車両は大幅に減少している。

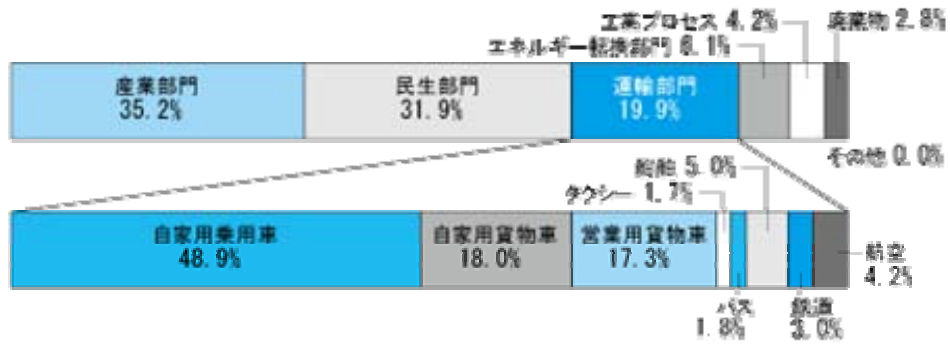
1.1.2 地球環境問題

自動車などの輸送機器や発電機などの定置型によらず、それらのおもな動力源となっている内燃機関に対する燃費改善の要求は、近年ますます強くなっている。これは一つには地球環境問題が背景となっている。特に、「人類によって化石燃料が消費（燃焼）された結果排出される二酸化炭素（CO₂）による温室効果が、現在進行中である地球温暖化傾向に大きく影響している」という地球温暖化問題があげられる。この問題については、1997年12月10日京都で開催された第3回気候変動枠組み条約締約国会議（地球温暖化防止京都会議；COP3）⁽¹⁻⁴⁾にて京都議定書が議決され、国際的な政治問題となった。それは、世界の締約国にCO₂排出の削減義務を課すもので、世界中の政治経済をゆるがす問題となった。

地球温暖化傾向の原因が、化石燃料の消費によるCO₂排出であるのか、別の要因による地球規模の気候変動によるものなのかは、世界中の気象学者により議論されており明確な答えは得られていない。しかしながら、化石燃料が有限であることは事実であることから、エネルギー安全保障の観点からもCO₂削減のための技術開発は最重要課題である、というのが学术界、産業界、政治経済界の一致した意見と思われる。そのため、日本においても国、地方自治体、企業など、様々な組織レベルでCO₂削減の目標を設定し、省エネルギーに取り組んでいる。

日本のCO₂排出における排出源別の割合（2005年度）は、交通エコロジー・モビリティ財団の「運輸・交通と環境」（2007年版）⁽¹⁻⁵⁾によると、図1-1の上段に示すようになっており、運輸部門は約20%を占める。さらにその運輸部門における輸送機器別のCO₂排出割合は、図1-1の下段に示すようになっており、自家用乗用車、自家用貨物車などの自動車が80%以上を占めている。このように、日本のCO₂排出における自動車の占める割合は大きく、そのおもな動力源となっている内燃機関に対する燃費改善の要求はますます強くなっている。

一方、アジア、南米における進展国を中心に、自家用の移動手段としては自動二輪車が広く普及している。図1-2は、世界におけるおもな国別に二輪車と自動車の普及状況を比較している⁽¹⁻⁶⁾。それぞれの国ごとに、横軸に人口1000人あたりの乗用車の台数、縦軸に人口1000人あたりの二輪車の台数を示している。それぞれの国ごとに、◇印は1986年時、◆印は1996年時の値を示す。また、いくつかの国を平均年収でグループ化して示している。このように、自動二輪車はインドなどのアジア圏を中心に広く普及している。最近のデータ（自動車工業会）によると、全世界の四輪車の保有台数は2007年に約9億5千万台となり、自動二輪車の保有台数は同じく2億台前後と見られている。自動二輪車においてもCO₂排出への影響は大きく、燃費改善の要求はますます強くなっている。



(注)それぞれの数字は四捨五入のため、合計は必ずしも100%にならない

図 1-1 日本の二酸化炭素排出割合および運輸部門の輸送機器別二酸化炭素排出割合(2005 年度)

引用：交通エコロジー・モビリティ財団「運輸・交通と環境」(2007 年版)⁽¹⁻⁵⁾

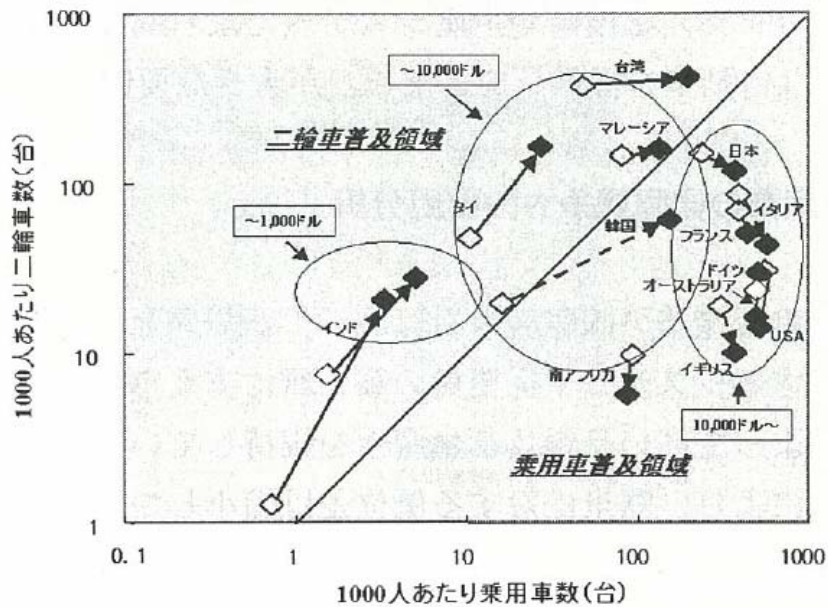


図 1-2 二輪車と自動車の普及状況比較 (1986 年(◇印), 1996 年(◆印))

引用：“自動車産業技術戦略報告書”自動車産業技術戦略検討会(平成 12 年 3 月)⁽¹⁻⁶⁾

1.2 従来の二行程ガソリン機関の課題

従来の二行程ガソリン機関として、ここでは、自動二輪車用二行程機関として広く普及しているクランクケース与圧式の二行程ガソリン予混合火花点火機関をあつかう。予混合とは、気化器や燃料噴射弁を吸気管に備える燃料供給方式の予混合給気による混合気形成を指す。

二行程ガソリン予混合火花点火機関には、四行程ガソリン予混合火花点火機関に比べ、機関の熱効率と炭化水素排出上おもに二つの課題、1) 不整燃焼と 2) 未燃燃料の吹き抜け、がある。この二つの課題は、そのガス交換の特徴に由来している。図 1-3 は従来の二行程ガソリン予混合火花点火機関における負荷と筒内ガス組成（混合新気、残留ガス）の関係を模式的に示している。図の横軸は機関の正味負荷を示し、矢印方向はより高負荷で右端は全負荷、左端は無負荷となる。縦軸は、圧縮行程中に排気口が完全に閉じた時点における筒内ガス質量を示し、残留ガス（薄い橙色の背景に濃い橙色斜線模様）と混合気（水色の背景に紫色十字模様）の質量割合を示している。負荷軸の下部に示す混合気は掃気および排気行程において、筒内に留まらずに排気口から排出される混合気（吹き抜け）を表す。新気と残留ガスを合わせた筒内の総ガス質量は、実機関では排気の動的効果により負荷に対して変化はあるが、本模式図では二行程ガソリン機関の基本的なガス交換の特徴を表すため一定とした。

二行程機関の掃気（既燃ガスの排出）は吸入新気の筒内への流入によって行われる。そのため、吸入新気の少ない低負荷では既燃ガスの排出が不十分なため、大量の残留ガスが筒内に存在する。一方、高負荷では、高い充填効率（筒内に留まる新気質量割合）を得るために、大量の吸入新気による掃気が必要なため、結果的に吹き抜け新気量も多くなる。これが、二行程機関のガス交換の特徴である。この結果、低負荷では大量の残留ガスのために、正常な火炎伝播が困難となり、部分燃焼や失火を伴う不整燃焼となる。また、高負荷では、大量の混合新気の吹き抜けにより未燃燃料を排出する。これが、二行程ガソリン予混合火花点火機関が四行程ガソリン予混合火花点火機関に比べ熱効率が劣り炭化水素（Hydrocarbons; HC）の排出が多い原因となっている、ガス交換上の問題である。

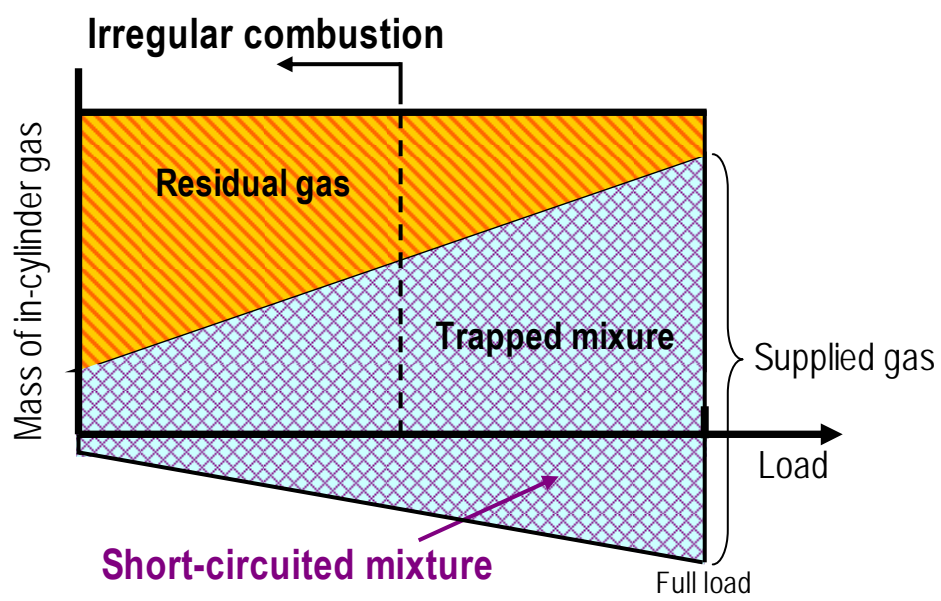


図 1-3 従来の二行程ガソリン予混合火花点火機関における負荷と筒内ガス組成の関係

1.3 次世代二行程ガソリン機関

従来の二行程ガソリン予混合火花点火機関の課題を解決するために、様々な次世代二行程ガソリン機関が研究開発され一部は市販されている。それらは、未燃燃料の吹き抜けへの対策のために、燃料の筒内直接噴射機構を備える。低中負荷域における不整燃焼の対策方法の違いから、おもに二つの燃焼コンセプトに分類でき、均一給気自着火燃焼 (Homogeneous-charge auto-ignition combustion) と成層給気火花点火燃焼 (Stratified-charge spark-ignition combustion) がある。

均一給気や予混合給気で混合気が自発的に着火する燃焼は、近年ガソリン機関、ディーゼル機関で盛んに研究されており、昨今は総じて均一給気圧縮着火 (Homogeneous-charge compression-ignition; HCCI) 燃焼と呼ばれる。本論で扱う均一給気自着火燃焼は、ガソリン機関の燃焼を扱いディーゼル燃焼の圧縮着火 (Compression-ignition) とは区別し、自着火 (Auto-ignition) と呼ぶこととする。また、この場合の“Ignition”は、火花点火燃焼でいうところの火花の「点火」と区別し「着火」と呼ぶこととする。その理由は、それぞれの時期を議論する上で混乱をさけるためである。火花点火燃焼も自着火燃焼も燃焼開始時期は、機関の筒内圧力 (指圧) による燃焼解析から推測される。たとえば、質量燃焼割合 (Mass fraction burned) で定義される場所の 5% 燃焼などが指標とされる。本論では、自着火燃焼の“Ignition timing”は、その燃焼開始時期を扱うので、「点火時期」ではなく「着火時期」と呼び区別した。

1.3.1 均一給気自着火燃焼コンセプト

ガソリン機関における自着火燃焼とは、火花点火によらず混合気が自発的に着火する燃焼形態を指す。引用も含め詳細は第4章に示すが、吸気加熱、多種燃料混合、内部 EGR などさまざまな方式の自着火燃焼が研究されている。ここでは二行程ガソリン機関の内部 EGR 制御法について述べる。この燃焼法は、二行程ガソリン機関のガス交換の特徴を利用し、残留ガスの熱で混合新気を加熱し自着火に至らしめる燃焼である。図 1-3 と対比し、図 1-4 に二行程均一給気自着火燃焼機関における負荷と筒内ガス組成割合の関係を示す。そのガス交換は、基本的には従来の二行程ガソリン予混合火花点火機関と変化はない。未燃燃料の吹き抜けは、掃気行程において筒内に吸入される新気は空気のみとし掃気行程完了後筒内に直接燃料が供給されることで、防止される。この時、低中負荷域は、たとえば排気口に開口度を調整可能な弁を備えるなどの機構を用い、積極的に筒内の残留ガス割合を調整する事により自着火燃焼を発生させる。この時、筒内における新気と燃料は、着火直前の圧縮端では均一混合気となっている。

本論では、筒内における混合気形成が均一と定義する時において、燃料を吸気管から供給する方式は予混合給気、燃料供給方式は筒内直噴機構を用い圧縮行程前の早期噴射により均一な混合気形成を狙う方式は均一給気と呼び、使い分けることとする。

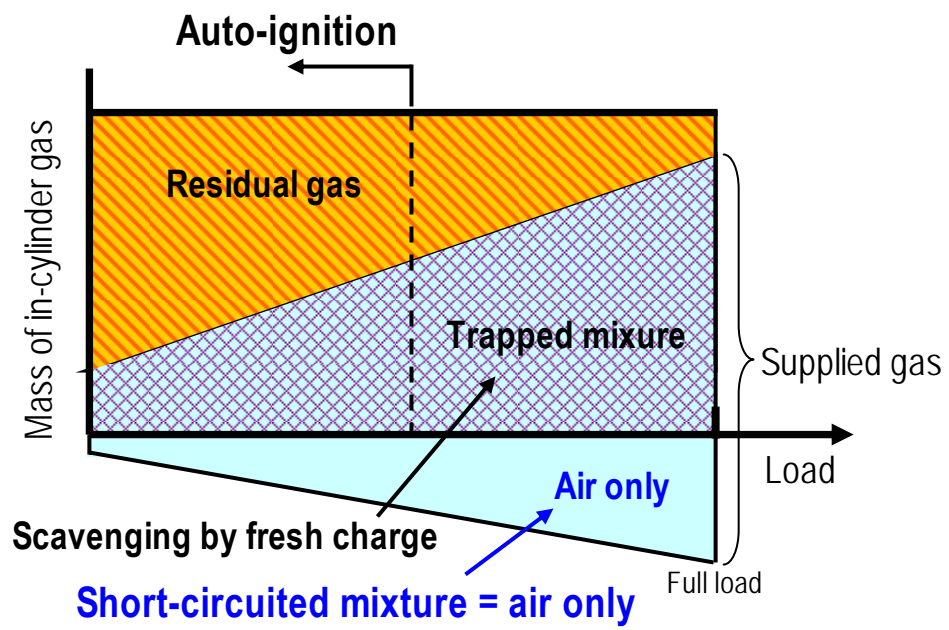


図 1-4 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関における負荷と筒内ガス組成の関係

1.3.2 二行程ガソリン自着火燃焼機関の実施例

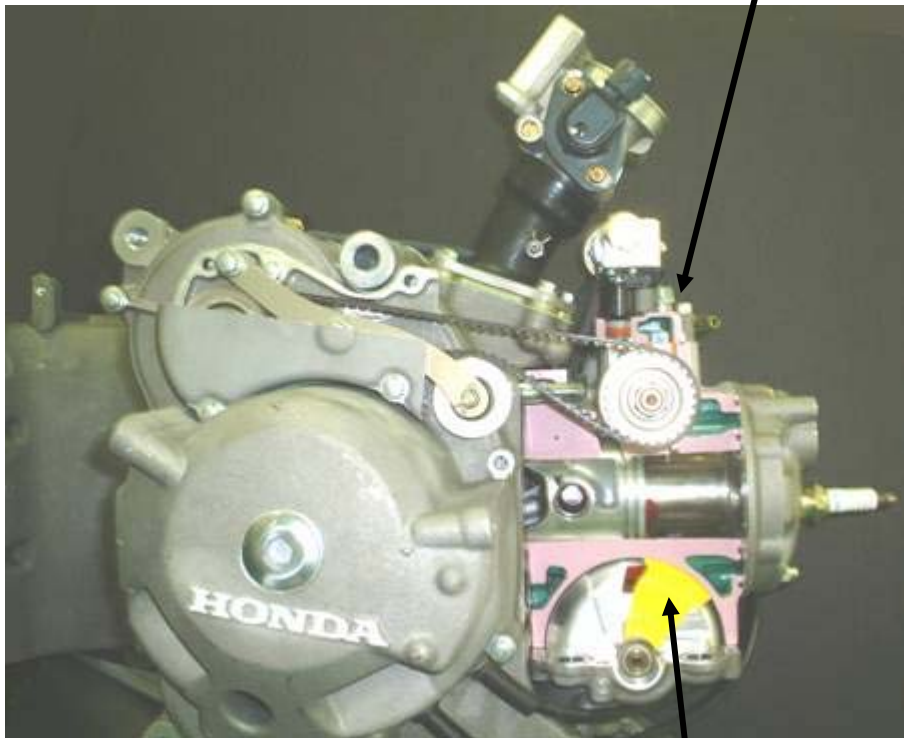
二行程ガソリン自着火燃焼は、気化器付二行程ガソリン機関による予混合自着火燃焼として、大西らによる Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) ⁽¹⁻⁷⁾ が発表された。その後、石橋らによる Activated Radical Combustion (AR 燃焼) 機関 ⁽¹⁻⁸⁾ が発表され、モーターサイクルで市販された。直噴機構付の均一給気自着火燃焼機関は、Pierre L. Dulet らによるエアーアシスト式直噴機構付機関 ⁽¹⁻⁹⁾、石橋、浅井、西田らによる Pneumatic Direct-Injection Activated Radical Combustion Engine (PDI-AR 燃焼機関) ^{(1-10) (1-11) (1-12) (1-13)} が発表されている。

AR 燃焼、PDI-AR 燃焼機関に関する研究結果については第 3 章で示すので、ここでは簡単に紹介する。

図 1-5 に PDI-AR 燃焼機関のカットモデルを示す。この機関は、クランクケースと圧式の水冷単気筒二行程ガソリン機関をベースに二つの機構を備える。第一の機構として、排気口に自着火燃焼を制御するために筒内の EGR (Exhaust gas recirculation) 率、すなわち筒内の全ガスに対する残留ガスの質量割合を調整するための排気弁機構を備える。第二の機構として、シリンダー側面の吸気側に燃料を筒内に直接噴射する直噴機構を備える。直噴機構は、Pneumatic direct-injection (PDI) 機構と呼ばれ、シリンダー部にロータリー型噴射弁機構を備えたガスアシスト式となっている。噴射弁はベルトを介しクランクにより同速で駆動される。圧縮行程後期の筒内圧縮ガスの一部を予圧室に充填し、予め燃料噴射弁で計量された燃料を充填された圧縮ガスにより、次サイクルの掃気行程後期に、シリンダー壁に設けた噴射口から筒内に噴射する。

本機関は、従来の二行程ガソリン機関同様の高出力を維持しつつ高回転域まで広い自着火を実現し、良好な燃費と排気エミッションを示した。しかしながら、低速低負荷域では自着火を維持できず不整燃焼となり、これが実用上の課題となっている。

Pneumatic direct-injection system



Exhaust valve system

図 1-5 Pneumatic Direct-Injection Activated Radical 燃焼機関のカットモデル

1.3.3 成層給気火花点火燃焼コンセプト

筒内全体としては希薄混合気であるが、燃焼室内に濃度差のある混合気を層状に形成させ火花点火燃焼させる方式は、Stratified-charge spark-ignition combustion（成層給気燃焼，または層状給気燃焼）と呼ばれる。この燃焼方式は、均一給気希薄火花点火燃焼に見られるような燃焼サイクル変動や失火を伴うことなく確実な着火と安定した燃焼を可能とし、四行程ガソリン火花点火燃焼機関で実用化されている。たとえば、八木らによる従来の燃焼室に副燃焼室を設けそれぞれの燃焼室に供給する混合気の空燃比と量をコントロールする方式の CVCC 機関⁽¹⁻¹⁴⁾は 1973 年に実用化されている。この技術は、気化器による燃料供給方式で上記副室燃焼技術により、均一給気燃焼に比べ後処理なしで大幅なエミッション低減と燃費改善を実現した。近年では、噴射時期を自在に調整可能な電磁ソレノイド式の高圧の筒内直噴機構を備えた、安東らによる GDI 機関⁽¹⁻¹⁵⁾が上げられる。直噴技術を用い、圧縮行程後期の遅い時期に筒内に燃料を直接噴射し、成層混合気を形成することで成層給気燃焼を実現している。この直噴技術によるガソリン成層給気燃焼は、吸気スロットル弁開度を調整しないままに機関負荷が制御可能な、いわゆるノンスロットル機関となるため、従来の均一給気に比べ大幅な吸気絞り損失の低減が図られ燃費が改善される。

他方、二行程ガソリン火花点火機関での成層給気燃焼は、Ahern, S.R.らによる OCP (Orbital Combustion Process) 機関⁽¹⁻¹⁶⁾が代表的である。この技術については、次節で紹介する。

二行程ガソリン成層給気火花点火燃焼は、低中負荷域においても十分な吸入新気で掃気を行い、筒内に充填された一部の新鮮気と燃料が混合される成層給気を行い火花点火燃焼する方法である。

図 1-6 に二行程ガソリン成層給気火花点火機関における負荷と筒内ガス組成の関係を示す。低負荷域でも吸気スロットル弁を全開のまま大量の新鮮気を吸入し、(概念は前述の四行程ガソリン成層給気火花点火機関と同様にノンスロットル機関)火花点火を可能とする十分な掃気を行う。機関の負荷は、充填された新鮮気の一部と混合気を形成し火花点火する成層燃焼を行い制御する。

成層化された混合気の形成は、燃焼室上部に設置される自在に噴射時期が制御可能な燃料直噴機構により、たとえば圧縮行程後半など遅い噴射時期を設定することにより行われる。したがって、この燃焼コンセプトの性能は直噴機構に依存するところが大きい。

小型二輪車用の機関は小排気量(たとえば単排気量 50~250 cm³クラス)のため、自動車用の機関(たとえば単排気量 250 cm³以上)に比べ、空間的により小さく成層化された混合気形成が要求される。そのため、高圧直噴のように燃料噴霧の貫徹距離の長い噴射弁は、シリンダーなどにおける壁面付着による未燃率(筒内に理論空燃比、または希薄で燃料が供給されるとする条件下で、燃焼できずに未燃のまま排気される燃料の質量比率)の増大が懸念され適用しにくい。

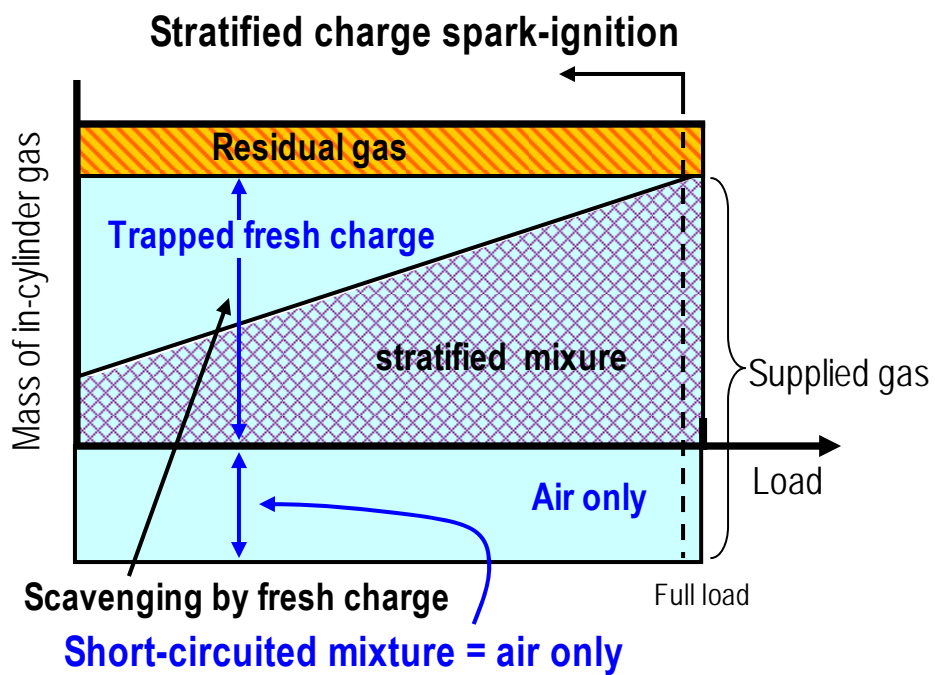


図 1-6 二行程ガソリン成層給気火花点火機関における負荷と筒内ガス組成

1.3.4 二行程ガソリン成層給気火花点火機関の実施例

成層給気火花点火機関は、Ahern, S.R.らによる OCP (Orbital combustion process) 機関⁽¹⁻¹⁶⁾が代表的である。この機関は小型スクーター用で市販されており、そのシステムは Mark Archer らにより発表された⁽¹⁻¹⁷⁾。ここでは、その論文を引用し概要を紹介する。

図 1-7 に、小型車両用二行程ガソリン成層給気火花点火機関のシステム実施例を示す。成層給気を行うための燃料直噴機構はヘッドに固定され、噴射弁は燃焼室中心の上部に位置する。この直噴機構はエアアシスト式で、そのための小型エアコンプレッサーはクランクケース部に備え付けられている。噴射弁は、クランク軸に固定されたクランクアングル信号検出器から得られる信号をもとに、機関制御装置 (Engine control unit; ECU) を介し駆動される。火花点火も同様に ECU 制御により駆動される。吸気スロットル弁は、火花点火燃焼を可能とするに十分な掃気をできる範囲で絞り運転をしていると思われる。燃料噴射 (時期および噴射時間) と点火時期は、おもに機関速度と吸気スロットル開度に応じて制御されると思われる。

直噴機構は、図 1-8 (a) に示すように、二段構造をなし、上部の燃料計量用の燃料噴射弁と下段の筒内直噴用の空気噴射弁で構成される。この噴射機構の原理は図 1-8 (b) に示すように、燃料はあらかじめ燃料噴射弁により計量され直噴用の空気噴射弁上流部に待機する。この燃料は一定圧力に調整された圧縮空気により空気噴射弁から筒内に噴射される。燃料直噴機構には、噴射燃料量に応じた噴射空気量が要求されるが、空気量も燃料噴射弁同様に噴射時間により調整される。噴射圧力、すなわち空気噴射弁に供給される圧縮圧力はコンプレッサーから圧力調整弁を介し一定圧に保持される。圧縮行程の遅い時期に噴射する場合、筒内圧も上昇するため、噴射圧により直噴時期は限定される。したがって、筒内圧との噴射圧の差圧が実質の直噴圧となる。本直噴弁は二行程ガソリン成層給気火花点火機関で実用化されているが、成層給気のために遅い噴射を行う領域は低負荷域で噴射燃料量も少ないためと思われるが、空気噴射弁へ供給される圧縮空気は約 0.5MPa と低圧力設定となっている。

空気噴射弁用の圧縮空気は、図 1-9 に示すように、クランクケース部に備え付けられた小型コンプレッサーにより供給される。その駆動方法は、クランクウェブの外周部をクランク軸に対し偏心させることにより、エアコンプレッサーのピストンを往復運動させる構造となっている。

この機関は、船外機用⁽¹⁻¹⁸⁾としても市販されている。これらの機関は、従来の二行程ガソリン機関における高出力の利点は比較的維持しつつ、従来の二行程ガソリン機関に対し燃費と HC エミッションを改善している。表 1-1 に、小型スクーターでの燃費およびエミッションの改善例を示す⁽¹⁻¹⁷⁾。

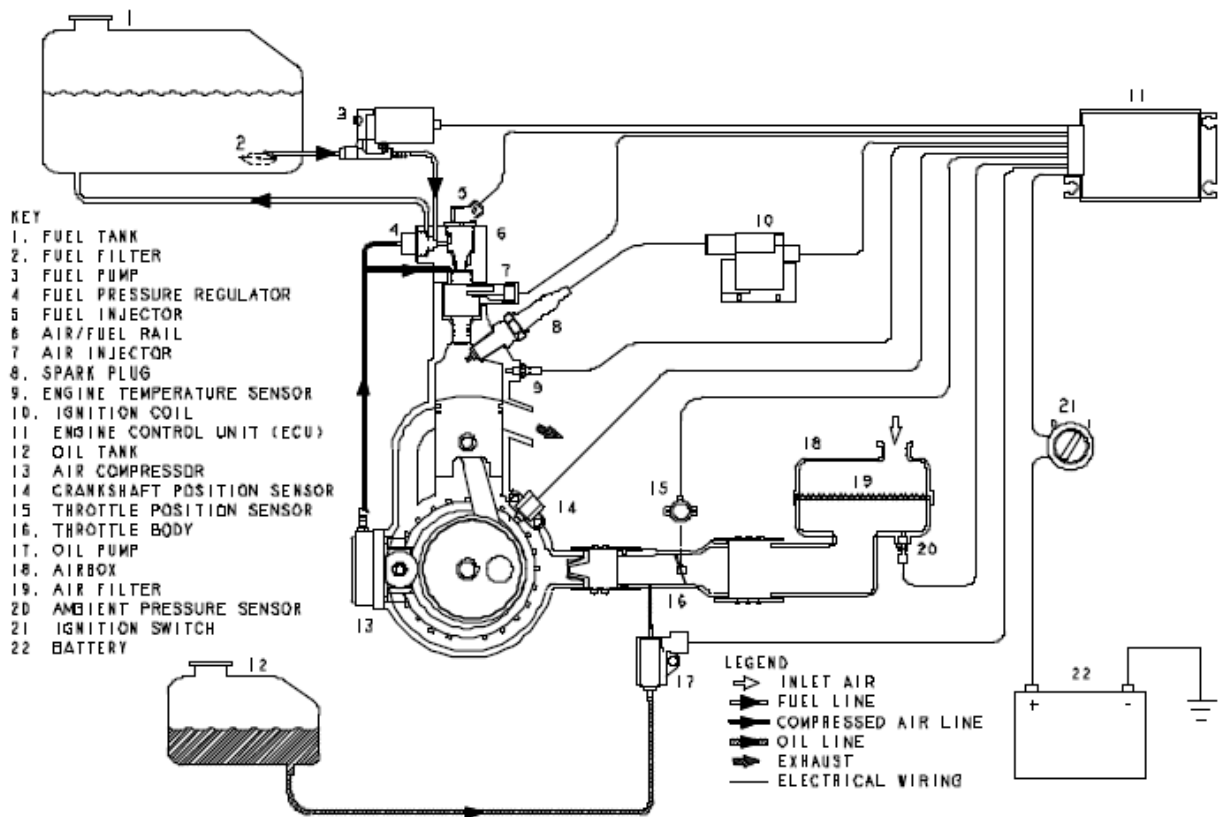
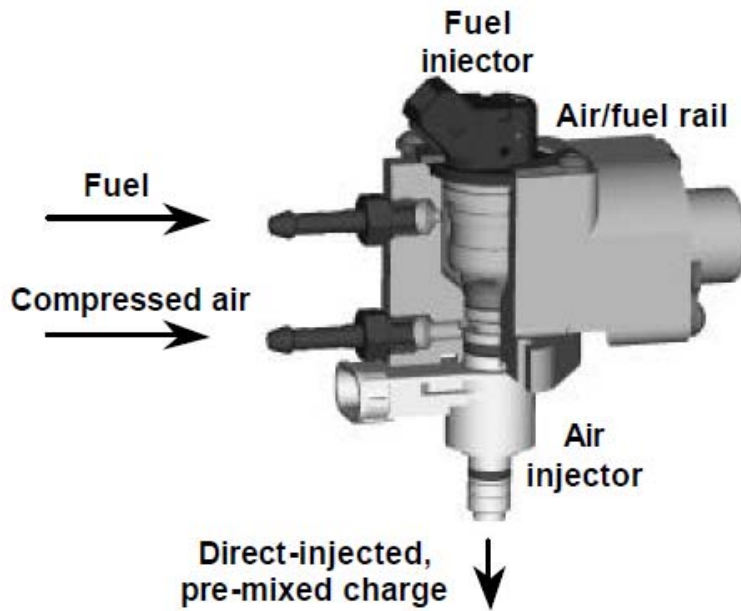
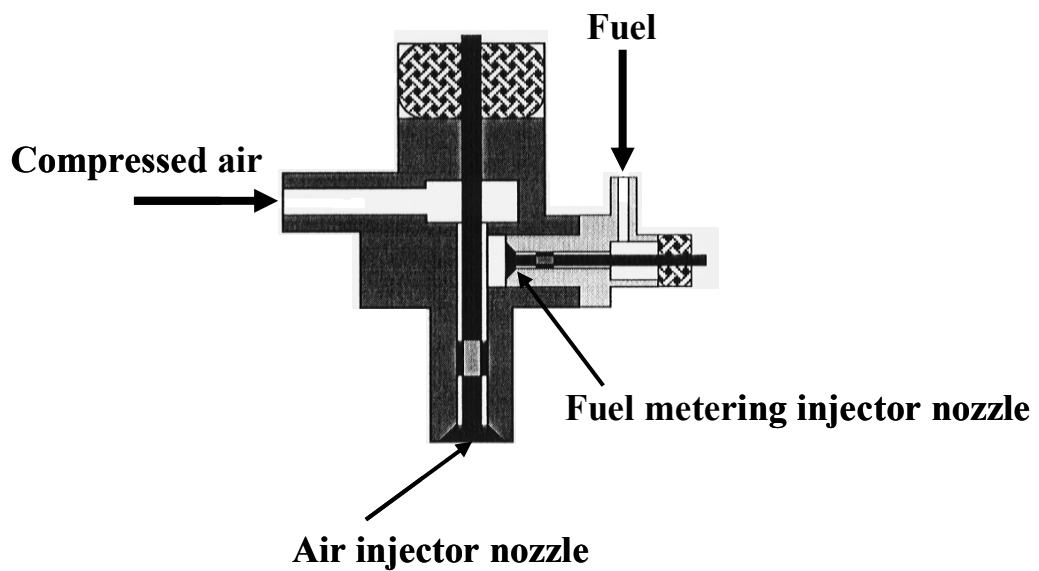


図 1-7 小型車両用二行程ガソリン成層給気火花点火機関のシステム例 (1-17)



(a) 噴射装置の構造概略図



(a) 噴射機構原理の概略図

図 1-8 OCP (Orbital Combustion Process) エアーアシスト式直噴装置⁽¹⁻¹⁷⁾

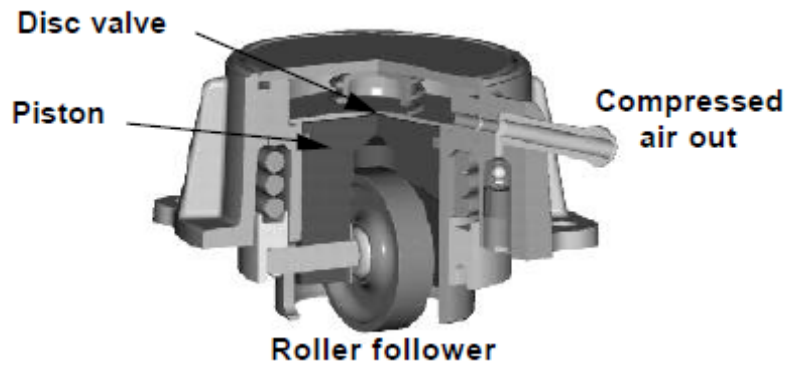


図 1-9 小型スクーター搭載のエアアシスト直噴装置用のエアコンプレッサー (1-17)

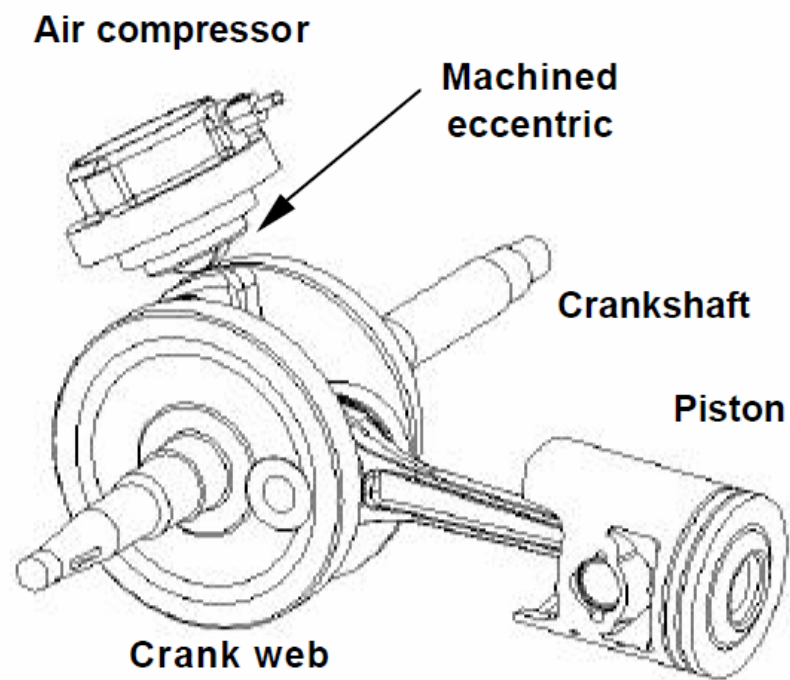


図 1-10 エアアシスト直噴装置用のエアコンプレッサー駆動部分 (1-17)
 クランクウェブの外周部をクランク軸に対し偏心させることにより、エアコンプレッサーのピストンを往復運動させる構造となっている。

表 1-1 二行程ガソリン成層給気火花点火機関を搭載した
 小型スクーターにおける燃費およびエミッションの改善例 ⁽¹⁻¹⁷⁾

Tailpipe emissions (uncatalysed) and fuel consumption – ECE 47 drivecycle

Vehicle		Tailpipe emissions – measured				Fuel consumption – measured			
Model	Fuel system	HC (g/km)	CO (g/km)	NOx (g/km)	HC+NOx (g/km)	(g/km)		(l/100km)	(km/l)
						Absolute	Relative		
'Small 2S' ($\leq 50 \text{ cm}^3$ 2-stroke)	Carburettor (baseline):	7.2	19.1	0.1	7.3	25.8	-	3.46	28.9
	'aSDI' (Euro I system):	1.80	2.47	0.25	2.06	14.9	-42%	1.97	50.8
	'aSDI' (Devel. system):	0.48	0.75	0.45	0.92	11.8	-54%	1.55	64.7

1.3.5 それぞれの燃焼コンセプトの比較検討

均一給気自着火燃焼と成層給気火花点火燃焼, それぞれに利点, 欠点がある. 均一給気自着火燃焼は成層給気火花点火燃焼や四行程ガソリン予混合火花点火機関に比べ低 NO_x に優れるが, 自着火可能負荷域において低負荷に限界があるため, 低速低負荷域に不整燃焼が残る. 一方, 成層給気火花点火燃焼は, アイドリング運転も含めた不整燃焼対策には優れるが, 中負荷域における NO_x 排出が均一給気自着火燃焼に比べ多いため, 今後の厳しいエミッション規制に対応するためには NO_x 低減が課題となると思われる.

自着火燃焼の低 NO_x 性をさまざまな機関と比較した例は, 森川ら⁽¹⁻¹⁹⁾により発表され, 注目された. その図に, 前述の PDI-AR 燃焼機関の実験結果をプロットしたものを, 図 1-11 に示す.

図は, 図示燃料消費率 (Indicated specific fuel consumption; ISFC) と図示窒素酸化物排出率 (Indicated specific nitrogen oxides emission; IS NO_x) の関係を, 四行程ガソリン HCCI 燃焼 (緑色●印) と理論空燃比の火花点火機関 (橙色▲印), ガソリン直噴の成層給気火花点火機関 (青色◆印) および直噴ディーゼル機関 (紫色■印) と比較している. PDI-AR (赤色○) で示した. 運転条件は, IMEP=200-300 kPa となっている.

自着火燃焼機関は直噴ディーゼルと同等レベルの ISFC でほぼゼロレベルの NO_x となっている. 他の機関に比べ, 圧倒的に低 NO_x であることが示された.

自着火燃焼が低 NO_x であるメカニズムは, 燃焼後の残留ガスの希釈効果と理解されている. すなわち, 燃焼による発生熱が不活性ガスである残留ガスに吸熱されるために燃焼温度が抑制されると理解されている. すなわち, 残留ガスは圧縮行程中に混合気を加熱し, 混合気の燃焼後は逆にその熱を吸熱する側に変化する. このことから, 内部 EGR 法は自着火発生を促進しながらも着火後の高速な熱発生率を適度に抑制しノッキングを回避するための燃焼制御にすぐれている.

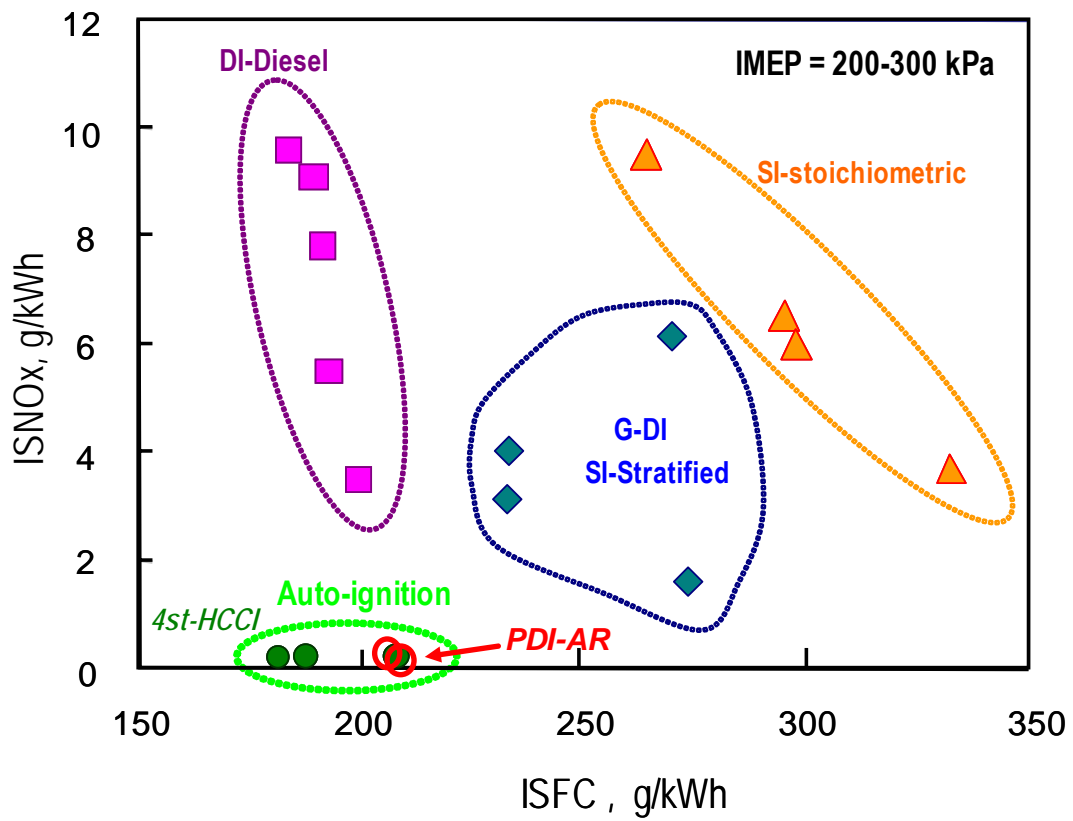


図 1-11 ISFC と ISNO_x 特性におけるさまざまな機関比較 ⁽¹⁻¹⁹⁾

二行程ガソリン機関においては、成層給気火花点火燃焼は均一給気自着火燃焼に比べ、低中負荷域においてポンプ損失は増大する傾向がある。したがって、機械効率は均一給気自着火燃焼が優れると思われる。

二行程ガソリン機関における成層給気火花点火燃焼は、吸気絞りによるポンプ損失の低減を目的に行われる四行程ガソリン機関の成層給気火花点火燃焼と基本的には同一であるが、クランクケース与圧式二行程ガソリン機関に適用した場合、このノンスロットル機関はポンプ損失低減にはならず逆に増大する傾向を持つ。

その原因を考察するために、最初にクランクケース与圧式二行程ガソリン機関と四行程ガソリン機関のポンプ損失が発生するメカニズムの違いを述べる。四行程ガソリン機関のポンプ損失は排気行程から吸気行程にいたる筒内圧の変化をもとにした P-V 線図から見積もられる。一方、クランクケース与圧式二行程ガソリン機関のポンプ損失は新気の吸入と掃気を行うためのクランクケース内圧をもとにした P-V 線図から見積もられる。

これまでのクランクケース与圧式二行程ガソリン機関の研究から、図 1-12 に示すように二行程機関は四行程機関に比べ部分負荷域におけるポンプ損失は小さいという実験結果が得られている。図は、排気、吸入行程における P-V 線図を比較しており、運転条件は正味負荷率（全負荷に対する部分負荷率）25%である。横軸の行程容積はそれぞれの最大容積基準に無次元化している。縦軸は絶対圧力を示し、それぞれ二行程機関はクランクケース内圧で、四行程機関は筒内圧で比較している。四行程機関が部分負荷運転において絞り損失の影響を大きく受けるのは、排気行程の圧力が常に大気圧以上であるのに対し、非圧縮上死点におけるガス交換後の吸気行程で大きく圧力が低下するためである。一方、二行程機関のクランクケース圧は、いわゆる空気コンプレッサー内圧力と同様に容積最大時（機関は上死点）に吸気絞りにより圧力は低下するが吸気と掃気圧との差は小さい。その差圧は掃気質量に依存するので、クランクケース与圧式二行程ガソリン機関のポンプ損失は吸気絞りによらず給気比（行程容積を占める標準状態の空気に対する吸入新気の質量割合）に比例する。

図 1-13 は、二行程機関と四行程機関の全機関損失（機械摩擦損失とポンプ損失の総和）を比較している。ここで、四行程機関の全機関損失は、二行程機関の平均有効圧力の定義にそろえるために、すなわち機関 1 回転あたりの平均有効圧力にそろえるために半分の値としている。二行程機関は四行程機関に比べ、低負荷ほど小さくなる傾向を持つ。二行程機関は、四行程機関と比べ動弁機構を持たないなどから機械摩擦損失は小さい。さらに、絞り損失が小さいことから図 1-13 の傾向となっている。

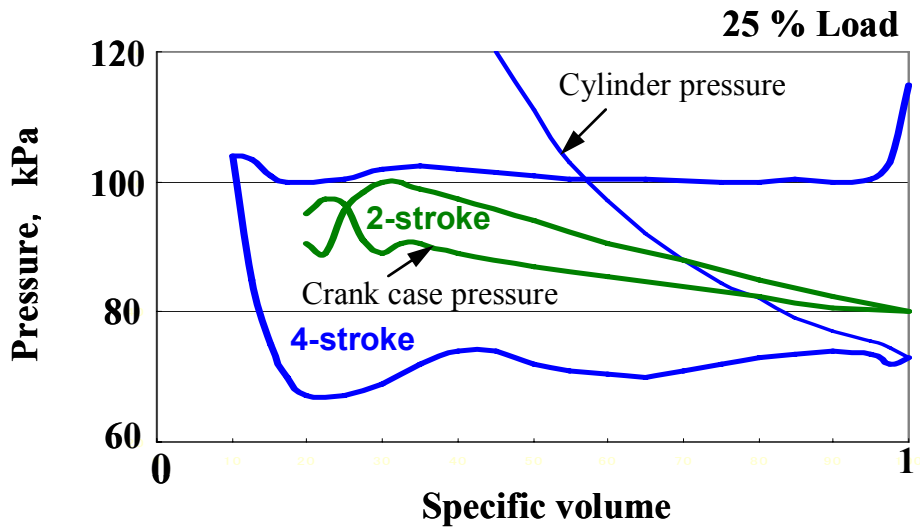


図 1-12 排気吸入行程における P-V 線図の比較

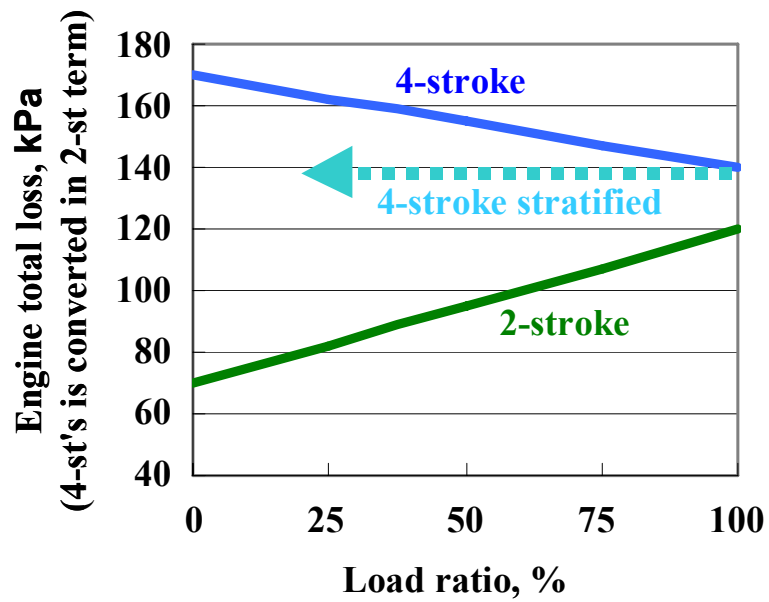


図 1-13 負荷率と機関全損失の関係の比較

次に、クランクケース与圧式二行程機関におけるクランクケースと筒内の圧力変化から掃気状態を考察する。図 1-14 は、クランク与圧式二行程機関の筒内圧とクランクケース内圧（ともにゲージ圧）を比較している。運転条件は機関速度 3,000 r/min, 全負荷である。筒内圧は、大気圧近傍の圧力を正確に測定するために工夫をしている。筒内圧, クランクケース内圧ともに、大気圧近傍の圧力を絶対値レベルで正確に計測するために、半導体歪ゲージ式圧力変換器（豊田工機製）を使用している。筒内圧は、センサーの測定レンジを小さくするため (S/N 比を大きくするため)、シリンダー壁側面に検出用の穴をあけセンサーを取り付けた。これにより、センサーは下死点中心にクランク半回転部分を測定可能としつつ、低レンジのセンサーにてより高精度な測定を可能とする。そのため、図中の筒内圧は一部ケース内圧（橙色の細線）を検出している。

図 1-14 は、排気ブローダウン後排気圧力は急激に低下し、掃気ポート開き後筒内圧とケース内圧が逆転しガス交換が始まり、掃気閉じ直前に筒内圧は上昇に転じ、一方ケース内圧は吸入に入り大気圧以下に低下する、一連のガス交換の状況を示している。また、わずかに最大 60 kPa(gauge) のケース内圧で掃気が行われていること、ケース内圧の最低圧力は-10 kPa(gauge)以上であることも示している。吸入時ケース内圧が下がりにくいのは、クランクケース側の圧縮比が非常に小さいためと思われる。この圧縮比は 1 次圧縮比と呼ばれるが、一般的なエアークOMPRESSORの容積比に相当し、下死点におけるクランクケース容積に対する上死点におけるクランクケース容積（行程容積+下死点におけるクランクケース容積）で定義される。一般的な二輪車用二行程ガソリン機関における 1 次圧縮比は 1.2~1.3 と、一般的な四行程機関の圧縮比（10 前後）に比べ非常に小さい。

このように、二行程機関のポンプ損失は、エアークOMPRESSORのポンプ損失と同様の特徴を持っている。したがって、給気比（行程容積を占める標準状態の空気に対する吸入新気の質量割合）が支配的で、絞り損失の影響は四行程ガソリン機関に比べ小さいと思われる。

以上のようなクランクケース与圧式二行程ガソリン機関のポンプ損失発生の特徴から、二行程ガソリン成層給気火花点火燃焼機関は二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関に比べ低中負荷域でポンプ損失が増大する、と考察する。

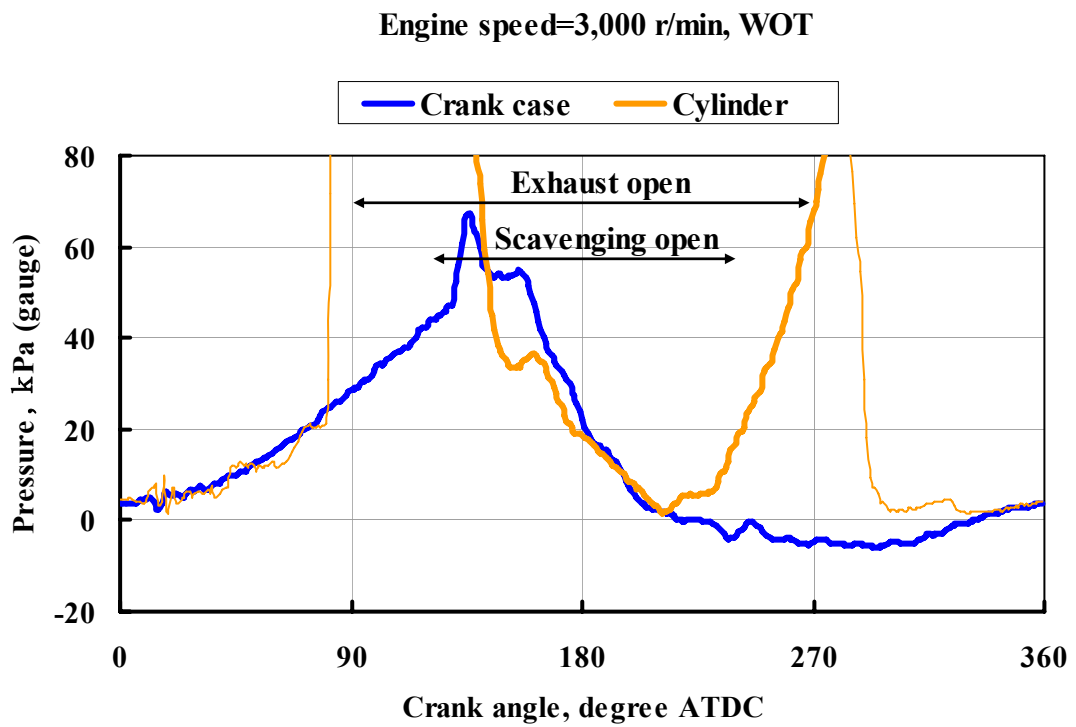


図 1-14 クランクケースと圧式二行程ガソリン機関における筒内圧力とクランクケース内圧力

1.4 研究の目的

前述の通り，従来の二行程ガソリン予混合火花点火機関には機関効率とエミッション上おもに二つの課題，1) 不整燃焼と 2) 未燃燃料の吹き抜け，がある．これを解決できたならば，二行程ガソリン機関の利点である高トルク，高機械効率を活かす事により，たとえばダウンサイジング⁽¹⁻¹³⁾⁽¹⁻²⁰⁾⁽¹⁻²¹⁾の併用により，車両燃費を大幅に改善できる可能性がある．それより，筒内直噴二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関は車両燃費を改善する一機関技術として期待される．しかしながら，これまで述べたように，低速低負荷域では自着火燃焼を維持できず不整燃焼となり，これが実用上の課題となっている．

本研究は，自動二輪車用の二行程ガソリン機関における有害排出ガスの低減と燃費の改善を目的とし，おもに上記課題を解決するための新しい自着火燃焼とその燃焼を適用した二輪車用二行程ガソリン機関に関する．

第1章の参考文献

- (1-1) 富塚清：“序論，二サイクル機関” 東京，養賢堂，p.1 - 40 (1985).
- (1-2) “自動車用語事典 改訂版”，トヨタ自動車株式会社 トヨタ技術会，p.435 (1988).
- (1-3) “2008年版 世界二輪車概況”，本田技研工業株式会社広報部，p.7 (2008年8月).
- (1-4) “気候変動に関する国際連合枠組み条約の京都議定書 (Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change)” (1999年12月).
- (1-5) “運輸・交通と環境 (2007年版)”，交通エコロジー・モビリティ財団 (2007) .
- (1-6) “自動車産業技術戦略報告書—2025年の自動車技術ベンチマークをもとにした2010年の技術戦略—”，自動車産業技術戦略検討会，事務局 社団法人自動車技術会 (2000年3月).
- (1-7) Onishi, S., Jo, S.H., Shoda, K., Jo, P.D. and Kato, S.: “Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines”, SAE Paper No.790501 (1979 SAE world Congress in Detroit).
- (1-8) Y. Ishibashi, Y. Tsushima: "A Trial for Stabilizing Combustion in Two-Stroke Engines at Part Throttle Operation ,In Duret P, A New Generation of Two-Stroke Engines for the Future?, IFP International Seminar Rueil-Malmaison, Editions Technip, p.113-124, (1993).
- (1-9) Jean C. DABADIE, Pierre L. DURET and Stéphane VENTURI: "SCIP: a New Simplified Camless IAPAC Direct Injection for Low Emission Small Two-Stroke Engines", SAE paper No.972078, SETC'97, Yokohama, JAPAN, (1997).
- (1-10) Yoichi Ishibashi, Masahiro Asai and Kenji Nishida: "An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine", SAE paper No.972077, SETC'97 Yokohama, JAPAN, (1997).
- (1-11) Kenji Nishida, Masahiro Asai and Yoichi Ishibashi: "Activated Radical Combustion in A High-Speed High-Power Pneumatic Direct Injection Two Stroke Engine", IFP International Congress 2001 Proceedings, p.141-151, (2001).
- (1-12) Yoichi Ishibashi and Kenji Nishida: "An Approach to Controlling Auto-Ignition: Two-Stroke Gas Exchanging Method", Global Powertrain Congress 2002 Proceedings: Advanced Engine Design & Performance, D.Roessler, Editor, P.26-33, (2002).
- (1-13) Kenji Nishida, Takahiro Kimijima: “Two-Stroke Engines as Means of Improving Vehicle Fuel Economy—A Large Scooter Application of the Pneumatic Direct Injection-AR Engine”, The 18th

Internal combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056090 (2005 in Jeju, Korea).

- (1-14) 八木静夫, 藤井功, 畑中徹: “CVCC エンジンについて” 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.741, p.285-289 (1974).
- (1-15) 山本茂雄, 棚田浩, 平子廉, 安東弘光: “GDI エンジンのための噴霧の特性解析”, 自動車技術会 学術講演会前刷集 971, p.329-332, (1975-5).
- (1-16) Leighton, S.R., Ahern, S.R.: “The Orbital Small Engine Fuel Injection System (SEFIS) for Direct Injected Two-Stroke Cycle Engines”, 5th Graz Two Wheeler Symposium 1993, p.28-38, (1993).
- (1-17) Mark Archer, Greg Bell; “Synerject Injection Systems-An Emissions Solution for both 2- and 4-stroke Small Vehicle Engines”, No.2001-01-0011, SIAT25-MDA / GBB-11/01/01, (2001).
- (1-18) Junichi INOMOTO: "Development of Two-Stroke Air Assisted Direct Fuel Injection Outboard Motor", ENGINE TECHNOLOGY, Vol.4 No.6, p.58-63, (December 2002).
- (1-19) 森川弘二, 金子誠, 伊藤仁, 最首陽平; “予混合圧縮着火ガソリン機関の研究—第一報”, 学術講演会前刷集 No.20015184, 自動車技術会 2001 年春季大会, (2001).
- (1-20) P. Leduc, B. Dubar, A. Ranini and G. Monnier: “Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO2 Emissions”, Oil & Gas Science and Technology—Rev. IFP, Vol.58, No.1, p.115-127, (2003).
- (1-21) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂: “V6i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンの開発”, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92 (Apr, 2004).

第2章 本論文で用いる用語の定義と測定方法

本論で用いる機関に関する用語の定義とそれぞれの測定方法について説明する。

2.1 機関の幾何学的諸元と運転条件を表す用語

機関の幾何学的諸元と運転条件を表す用語を表 2-1 に示す。表は日本語名称、英語名称、本論で用いる記号、単位を示す。圧縮比に関しては、二行程機関で特別に用いる用語を示す。

二行程機関の場合、内燃機関で用いられる一般的な圧縮比、すなわち上死点における燃焼室容積に対する下死点における筒内容積（上死点における燃焼室容積＋行程容積）の比は、幾何学的圧縮比と呼ぶ。四行程機関においては、幾何学的圧縮比を従来どおり圧縮比と呼ぶ。

クランク室（1次）圧縮比とは、クランクケースと圧式の二行程機関で定義する、下死点におけるクランクケース容積に対する上死点におけるクランクケース容積（下死点におけるクランクケース容積＋行程容積）を指す。クランクケースは吸気管とリードバルブを介して連通されるが、クランクケース容積は、リードバルブのケース内側からピストン裏側のクランクケース部、および掃気ポート部内容積の総容積を指す。

給気後（2次）圧縮比とは二行程機関における有効圧縮比を指し、実質的な圧縮始め時期が排気ポート閉じ時期であることから、上死点における燃焼室容積に対する排気ポート位置にピストン上端がある時の筒内容積の比を指す。

表 2-1 において、排気量、シリンダー内径、行程、幾何学的圧縮比、1次圧縮比、2次圧縮比は供試機関の図面値を扱う。

機関速度は火花点火信号をもとにした F-V 変換器による機関速度計により計測される。

吸気スロットル弁開度は、吸気バタフライ弁の軸に固定されたポテンシオメーターによる開度位置の検出から全開に対する比率として算出される。

排気弁開度は、駆動するサーボモーター内に内蔵されているポテンシオメーターによる開度位置の検出から全開（排気ポート位置）に対する比率として算出される。

火花点火時期は、クランク軸に固定された分度器を火花点火駆動信号と連動したストロボライトにより目視し実測した。実験では、分度器をカメラで撮影し機関試験室外の操作室のモニターで観測した。

燃料直噴時期は、クランク軸に固定したロータリーエンコーダー（360パルス／1回転）の上死点信号を基準としたパルスジェネレーターにより、上死点後のクランク角度で管理された駆動信号により制御される。この信号時期は実験中常にオシロスコープで確認した。

機関に供給される空燃比 (A/F) は、上述の吸入空気質量と燃料消費質量より求める。しかしながら、直噴機構を備える二行程ガソリン機関の場合、供給 A/F と筒内ガス中の A/F は異なる。この場合、筒内 A/F は排気ガス中の CO, CO₂ により推測可能である。たとえば、機関速度一定、吸入空気量一定で A/F を変化させた場合、理論空燃比にある時は CO₂ が最大となる。本論では、当量比 (ϕ) は基本的に筒内の空燃比に関して扱い、当量比 (ϕ) =1 は筒内の混合気が理論空燃比にある時とする。

表 2-1 機関の幾何学的諸元と運転条件を表す用語

名称	英語名	記号	単位
排気量	displacement	V_s	cm^3
シリンダー内径	bore	Bore	mm
行程	stroke	Stroke	mm
幾何学的圧縮比	geometric compression ratio	ε	
クランク室（1次）圧縮比	crankcase (primary) compression ratio	ε_1	
給気後（2次）圧縮比	trapped (secondary) compression ratio	ε_2	
クランク角	crank angle	C.A.	degree
排気ポート開口期間	exhaust port opening period		deg C.A.
掃気ポート開口期間	scavenging port opening period		deg C.A.
機関速度	engine speed	N_e	r/min
吸気スロットル弁開度	intake throttle-valve opening ratio	θ_{th}	%
排気弁開度	exhaust valve opening ratio	EOR	%
上死点	top dead center	TDC	
下死点	bottom dead center	BDC	
火花点火時期	spark-ignition timing	SI timing	$^\circ$ BTDC
最適火花点火進角	minimum advance for the best torque	MBT	$^\circ$ BTDC
直噴始め時期	direct-injection timing	DI timing	$^\circ$ ATDC
空燃比	air fuel ratio	A/F	
当量比	equivalence ratio	ϕ	

2.2 機関実験設備

本研究における機関実験の設備、機関に備え付けられる計測機器類、各種制御装置について、概略を説明する。なお、供試機関における機関制御装置の詳細は、第4章で説明する。

図 2-1 に機関実験設備の概略、図 2-2 に機関に備え付けられる各種制御装置を示す。

機関は動力計（明電舎製 80kW 直流ダイナモメーター）に直結され、機関速度と機関負荷が制御される。機関は二輪車用機関のため、動力計とは機関内に収納された変速機を介し連結される。したがって、本論における正味出力は、変速機のカウンターシャフト軸で評価している。動力計の制御操作および動力計の回転速度、吸収トルクなどの計測モニタは、動力計制御計測盤で行われる。

冷却風は、機関前方の吸気ダクトから供給され、排気は後方の排気ダクトから排出される。この時、試験室は大気圧に調整され、吸入空気温度は、20～25℃で行った。

機関は水冷のため、冷却水温度調整用の熱交換器と水循環ホースで転結されている。機関実験は、ヘッド近傍の冷却水温度=85～90℃の条件で行った。

排気分析計は、堀場製作所製の直接サンプリング法分析計 MEXA9100 で、CO、CO₂、THC、NO_x、O₂ 分析計を備える。分析計仕様を表 2-2 に示す。

実験用の燃料はレギュラーガソリン（RON; Research octane number 91）を用い燃料消費計を介し機関の燃料供給系へ送られる。燃料消費計は、マスビューレット式燃料質量消費計（小野測器製 FX202P）を用いた。供試機関の燃料供給系に関しては、第4章の供試機関で説明する。

機関には、吸入空気量の計測のために吸気管上流に層流式空気流量計（山田製作所製ラミナーフローメーター）を備える。

排気管には、排気口から 200 mm の位置に排気ガス導入管があり、排気ガスがサンプリングされ分析計へ供給される。

シリンダーヘッドには、筒内圧力計測用に水冷の圧電式圧力変換器（キスラー6061A 指圧センサー）が取り付けられている。

クランク軸にはクランクアングル検出用にロータリーエンコーダー（TDC 検出用の 1 Pulse/rev、クランクアングル検出用の 360 Pulse/rev）が取り付けられ、これらの信号は、燃焼解析演算に用いられる。また、本研究における供試機関では、筒内直噴機構のタイミング制御にも用いた。

ロータリーエンコーダーはスリット円盤を回転させる光検出型で、その円盤にクランク角度を表示することで実火花点火時期の目視用にも用いた。実火花点火時期は、ストロボ発光一体型 CCD

カメラでスリット円盤のクランク角度を観測し目視計測した。

機関の吸気スロットル開度は、サーボモーターを備えたスロットルアクチュエーターで遠隔制御される。スロットル開度は、スロットル弁に固定されているポテンシオメーターにより計測した。

火花点火の駆動制御は、市販の二輪車用機関の機関制御装置をベースに自在に点火時期を調整できるように改良した点火時期制御装置により行われる。

排気口に備え付けられている排気弁は、スロットル弁と同じようにワイヤーを介しサーボモーターにて駆動制御される。排気弁開度は、サーボモーターに内蔵されているポテンシオメーターにより位置検出される。スロットル弁とサーボモーターは 2 本のワイヤーで連結され、あそびのない位置制御が可能な構造となっている。

機関の潤滑油は、図 2-3 に示すように、市販品の電磁ソレノイド式オイルポンプシステム（ミックニ製）を使用し、クランクベアリングとシリンダー壁に直接供給される。潤滑油供給量は、上述の改良された機関制御装置により機関速度と吸気スロットル開度に応じて単位時間あたりのオイルポンプ作動回数制御により微小吐出制御される。潤滑油は、二輪車用に市販されている 2 サイクルエンジンオイルを使用した。

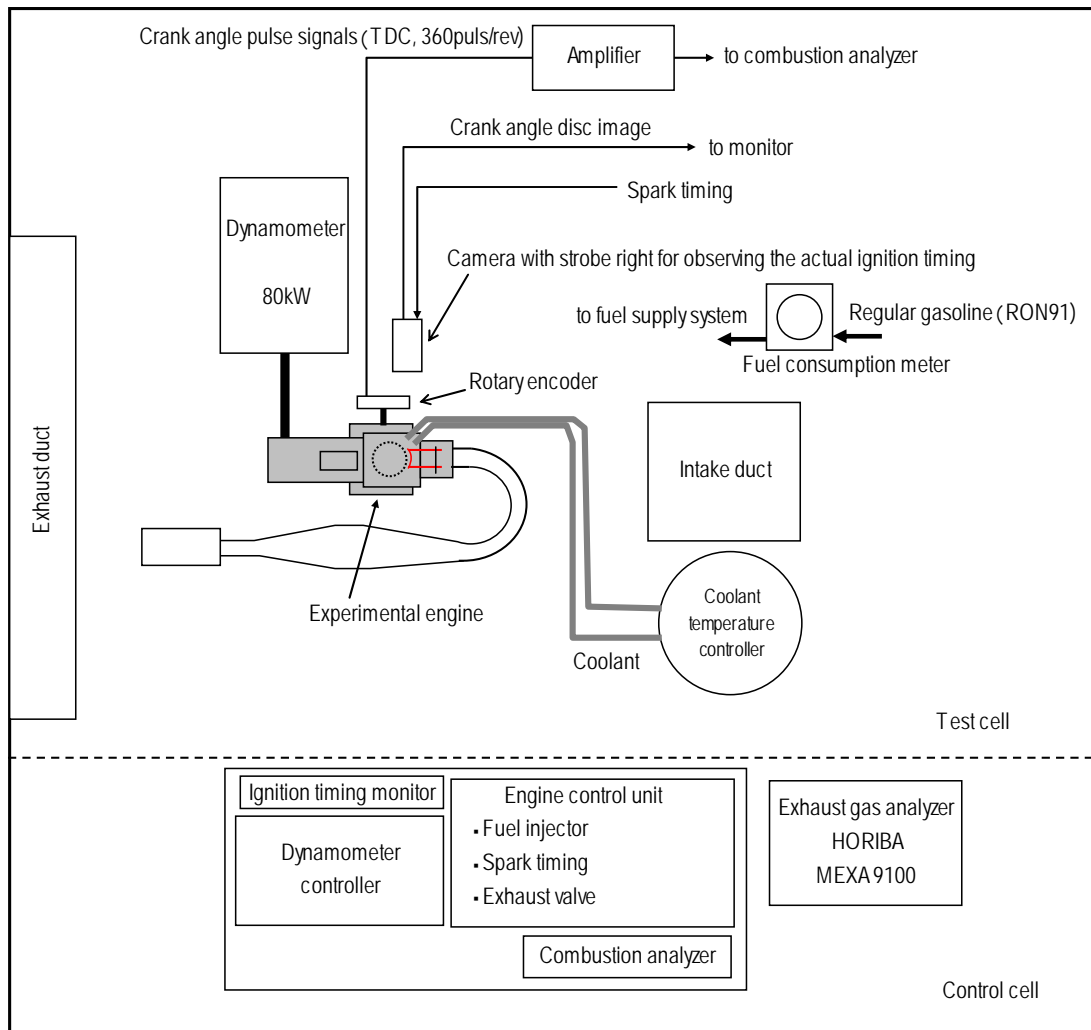


図 2-1 機関実験設備の概略

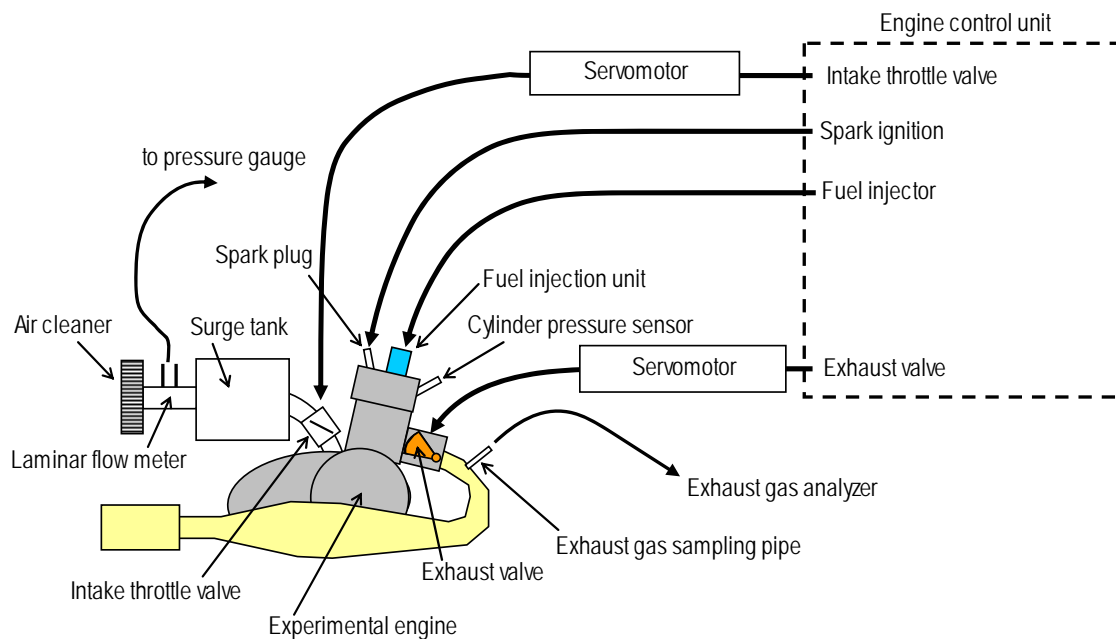


図 2-2 機関に備え付けられた計測装置の概略

表 2-2 排気分析計型式（堀場製作所製 MEXA 9100）

測定成分	CO/CO ₂	THC	NO _x	O ₂
型式	AIA-120	FIA-120	CLA-150	MPA-120
原理	非分散赤外線分析法	水素炎イオン化検出法	化学発光法	磁気圧力式

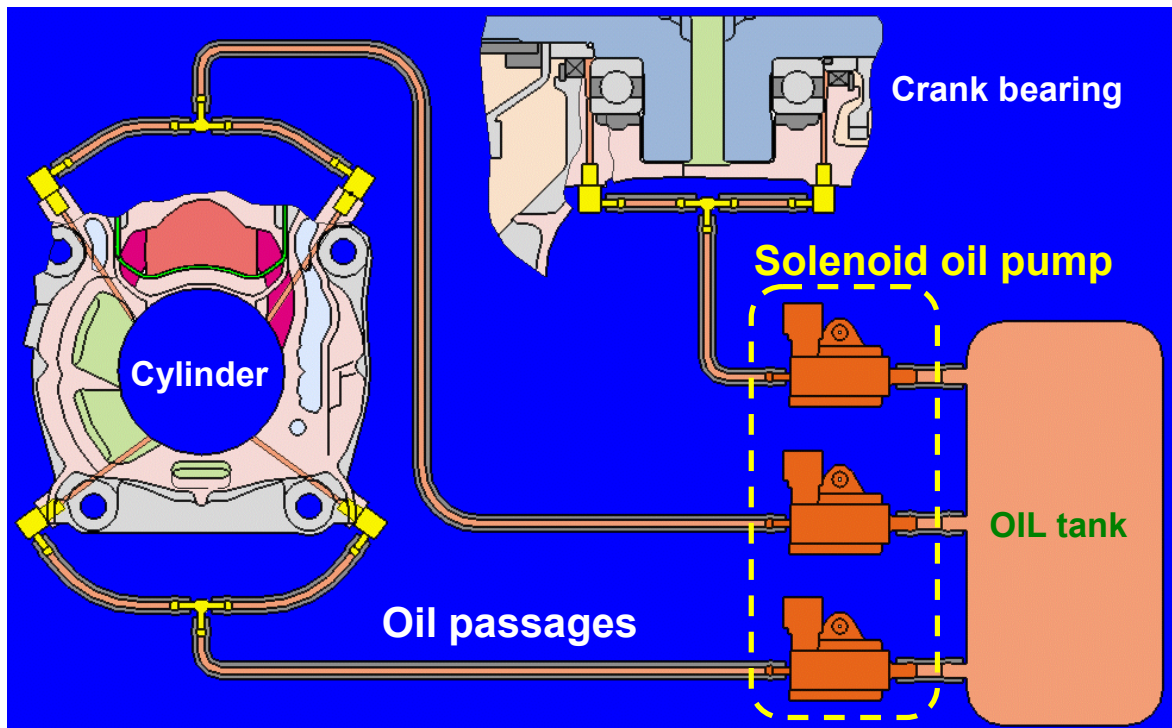


図 2-3 ECU 制御式電磁ソレノイドオイルポンプによる潤滑油供給システム

2.3 機関の性能を表す用語

機関の諸性能を表す用語⁽²⁻¹⁾⁽²⁻²⁾⁽²⁻³⁾を、表 2-3 に示す。

正味出力、正味トルクは、動力計の吸収トルクをもとに計測算出される。正味トルクは、変速機の減速比をもとにクランク軸のトルクとして示す。正味平均有効圧力 (BMEP) は、正味トルクから算出される。比出力は、同一排気量あたりの正味出力を比較するために定義され、排気量 1L あたりの正味出力 (kW) を示す。比トルクも同じく、同一排気量あたりのトルクを比較するために定義され、排気量 1L あたりの正味トルク (Nm) を示す。

正味燃料消費率 (BSFC)、正味炭化水素排出率 (BSHC) などの各正味性能は、すべて正味出力 1kW あたりの消費率 (g/h) または排出率 (g/h) を示す。

図示出力は、指圧計測をもとにした燃焼解析から求められる図示平均有効圧力 (IMEP) をもとに算出される。IMEP は筒内圧力 P と筒内容積 V で定義される P - V 線図 (P - V diagram) の面積で定義される。

図示燃料消費率 (ISFC)、図示炭化水素排出率 (ISHC) などの各図示性能は、すべて図示出力 1kW あたりの消費量 (g/h) または排出量 (g/h) を示す。

燃料消費量 (FC) は、前述の燃料消費計により計測した。この時、計測された質量流量を容積流量に変換する際は、仕様しているレギュラーガソリン (RON91) の密度 0.74 g/cm^3 を用いた。

排出ガスの各排出量は、上述の分析計による濃度と吸入空気質量流量から求めた。

ポンプ損失有効圧力 (PMEP) は、二行程ガソリン機関の場合はケース内圧を計測し解析した。PMEP はケース内圧力 P とケース内容積 V で定義される P - V 線図 (P - V diagram) の面積で定義される。センサーは、半導体歪ゲージ式圧力変換器 (豊田工機製) を用いた。四行程機関の場合は、上述の筒内圧力計測から解析された。

FMEP は上述の BMEP, IMEP, PMEP から見積もる ($FMEP=IMEP-BMEP-PMEP$) 方法、またはモーターリング法により動力計で計測した。モーターリング法を用いた四行程ガソリン機関の全機関損失に関する実験的研究は、八木⁽²⁻⁴⁾⁽²⁻⁵⁾らにより多種多量の機関実験のデータベース解析から、実験式が見出された。モーターリング法は、機械摩擦損失とポンプ損失を総合的に見積もる方法として有効と思われる。本研究では、エアーコンプレッサーや ACG (AC Generator) の発電負荷などおもに補記類の機械摩擦損失解析に用いた。車両用機関の機械摩擦損失や機械効率 ($=BMEP/IMEP$) を扱う上で重要なことは、あるレベルの機能 (特に静粛性) や耐久性を満足する設計条件のもとに成立している実力を扱っていることである。したがって、FMEP は市販の二輪車用機関を基準に評価する必要がある。第 5 章で供試機関の燃費改善可能性を検討しているが、

供試機関の FMEP は同一比出力（単位排気量あたりの出力）で市販の二輪車用水冷二行程ガソリン予混合火花点火機関の FMEP を基準に，供試機関の動作のために必要となる FMEP の増分を加え見積もった．詳細は，第 5 章で述べる．

正味熱効率，図示熱効率は，それぞれ正味燃料消費率，図示燃料消費率をもとに算出する．この時，燃料の低位発熱量は，44 MJ/kg を用いた．

機械効率は，BMEP/IMEP の定義から，動力計実験値および指圧解析値から求めた．

筒内圧力上昇率は，筒内指圧解析結果から，クランク角度 1 度あたりの圧力変化率から求めた．

熱発生率，質量燃焼割合も同様に筒内指圧解析結果から求めた．この時，定圧比熱 C_p と定容比熱 C_v の比， C_p/C_v で定義される比熱比は，概ね 1.32~1.33 になっている．

表 2-3 機関の性能を表す用語

名称	英語名	記号	単位
出力	power output		kW
正味出力	brake power output		kW
図示出力	indicated power output		kW
トルク	torque		Nm
正味トルク	brake torque		Nm
比出力	specific power output		kW/L
比トルク	specific torque		Nm/L
正味平均有効圧力	brake mean effective pressure	BMEP	kPa
図示平均有効圧力	indicated mean effective pressure	IMEP	kPa
ポンプ損失有効圧力	pumping mean effective pressure	PMEP	kPa
摩擦損失有効圧力	friction mean effective pressure	FMEP	kPa
燃料消費量 (質量)	fuel consumption rate (mass)	FC	g/h
燃料消費量 (容積)	fuel consumption rate (volume)	FC	L/h
炭化水素排出量	hydrocarbon emission rate	HC	g/h
正味燃料消費率	brake specific fuel consumption	BSFC	g/kWh
図示燃料消費率	indicated specific fuel consumption	ISFC	g/kWh
正味炭化水素排出率	brake specific hydrocarbon emission	BSHC	g/kWh
図示炭化水素排出率	indicated specific hydrocarbon emission	ISHC	g/kWh
正味窒素酸化物排出率	brake specific nitrogen oxides emission	BSNO _x	g/kWh
図示窒素酸化物排出率	indicated specific nitrogen oxides emission	ISNO _x	g/kWh
正味熱効率	brake thermal efficiency	η_e	
図示熱効率	indicated thermal efficiency	η_i	
機械効率	mechanical efficiency	η_m	
筒内圧力上昇率	rate of in-cylinder pressure rise	dP/d θ	kPa/deg
熱発生率	heat release rate	dQ/d θ	J/deg
質量燃焼割合	mass fraction burned		

2.4 二行程機関のガス交換特性に関する定義

本研究においては、ガス交換特性は非常に重要な解析項目となっている。二行程ガソリン機関の性能、たとえば充填効率は、そのガス交換特性の解析から見積もられる。また、自着火燃焼における EGR (Exhaust gas recycle) 制御は、二行程機関で定義される掃気効率の制御により行われる。詳細は第 3 章で示すが、自着火燃焼における燃焼制御メカニズムは、ガス交換特性と各部温度を用いた筒内の圧縮端温度の見積もりから見出された。

二行程機関のガス交換特性⁽²⁻¹⁾⁽²⁻³⁾に関する諸定義を図 2-4 に示す。

図は、掃気行程、排気行程を終えた時点、すなわちクランクケースからの新気と筒内に残っていた残留ガスのガス交換が終了した、実質的な圧縮始めの状態を示す。

ここに、 M_f, M_r, M_g, M_s, M_h をそれぞれ、

M_f ; 掃気後筒内にとどまった新気重量,

M_r ; 排気後の筒内の残留ガス重量

M_g ; 筒内の全ガス重量 ($=M_f + M_r$),

M_s ; 機関に供給された全吸入空気重量,

M_h ; 行程容積を標準大気状態で占める新気重量,

とすると、二行程機関におけるガス交換の諸特性は以下に定義される。

給気比 (Delivery ratio) $DR = M_s / M_h$

給気効率 (Trapping efficiency) $\eta_{tr} = M_f / M_s$

掃気効率 (Scavenging efficiency) $\eta_s = M_f / M_g$

充填効率 (Charging efficiency) $\eta_c = M_f / M_h = DR \times \eta_{tr}$

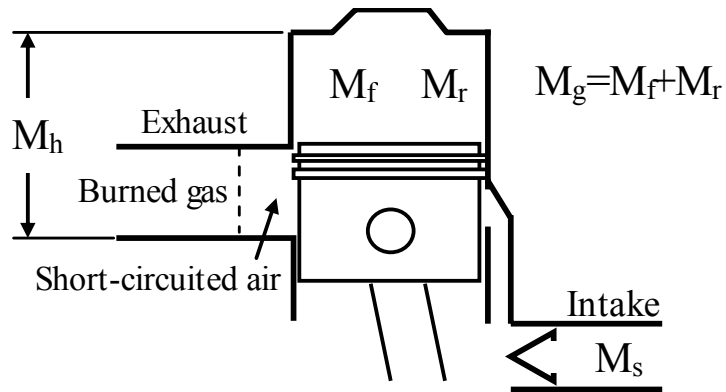
充填比 (Relative charge) $C_{rel} = M_g / M_h$

修正給気比 (Corrected delivery ratio) $K = M_s / M_g = DR / C_{rel}$

また、EGR 率は、上述の定義に従うと、次式となる。

EGR 率 (Exhaust gas recirculation ratio) $EGR = M_r / M_g = 1 - \eta_s$

The state of gas at the beginning of compression



M_f : mass of fresh air trapped in the cylinder

M_r : mass of residual gas trapped in the cylinder

M_g : mass of total gas trapped in the cylinder

M_s : mass of intake air for one cycle

M_h : mass required to fill the displacement under the reference atmosphere conditions.

Delivery ratio : $DR = M_s / M_h$

Trapping efficiency : $\eta_{tr} = M_f / M_s$

Scavenging efficiency : $\eta_s = M_f / M_g$

Charging efficiency : $\eta_c = M_f / M_h = DR \times \eta_{tr}$

Relative charge : $C_{rel} = M_g / M_h$

Corrected delivery ratio : $K = M_s / M_g = DR / C_{rel}$

図 2-4 二行程機関のガス交換特性に関する定義

2.5 ガス交換特性の測定方法

2.5.1 給気比

給気比は、吸気管上流に備えた層流型空気流量計（山田製作所製 ラミナーフローメーター）により、 M_s を測定し、 M_s/M_h から算出する。

2.5.2 給気効率

予混合給気または均一給気二行程ガソリン機関における給気効率の求め方を示す。これは、Watson 法⁽²⁻⁶⁾と呼ばれる排気管内の酸素濃度分析法を用いた。筒内にとどまった過濃混合気が燃焼した場合、その燃焼ガス中に酸素 (O_2) は存在しない。排気孔に吹き抜けた混合気は燃焼することなしに下流で燃焼ガスと均一に拡散するとの仮定のもとに排気ガス中の O_2 濃度を測定し、次式により近似的に η_{tr} を求める。

$$\eta_{tr} = 1 - (O_2) / k$$

(O_2) : 排気ガス中の O_2 濃度 (%) ,

k : 空気中の O_2 濃度, 21 (%)

この時、 O_2 濃度のサンプリング位置は、上記仮定（排気孔に吹き抜けた混合気は燃焼することなしに下流で燃焼ガスと均一に拡散する）を満足する適正な位置をあらかじめ調査し、排気孔出口から約 200 mm とした。

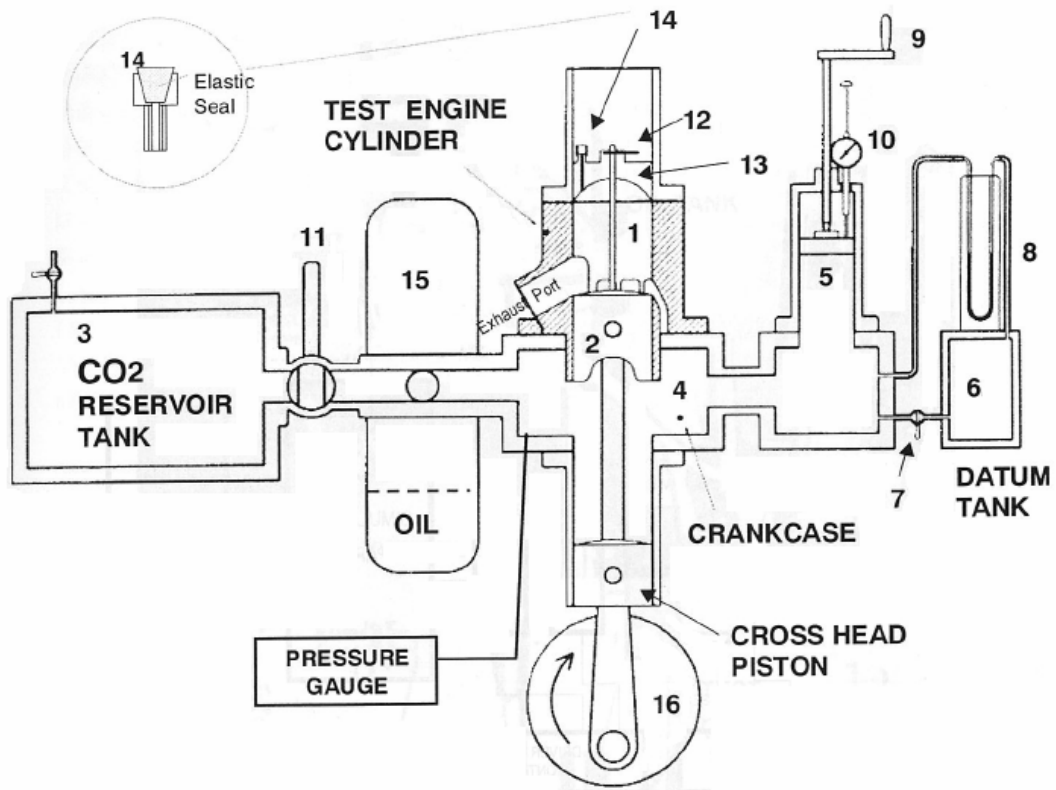
詳細は、第 4 章で示すが、本研究におけるガス交換特性は、基本的にすべて均一給気状態で評価した。また、ガス交換特性および各種性能の実験は、筒内における混合気の当量比は 1 となる条件で行っている。これは、排気ガス中の二酸化炭素 (CO_2) 濃度が最大となる空燃比を与えた。したがって、この時の η_{tr} は、吸気スロットル弁開度と排気弁開度は固定の場合、すなわち給気比一定の時は、空燃比によらず変化しないとの仮定のもと、一度過濃状態（一酸化炭素濃度 ; $CO=3 \sim 4\%$ ）で求めた値を採用した。

2.5.3 掃気効率

掃気効率は掃気量そのものではなく、筒内の全ガス量に対する相対的な掃気量に依存する⁽²⁻⁷⁾。したがって、掃気される量に対する掃気量を表すパラメーターは、給気比と充填比の比で定義される修正給気比が用いられる。修正給気比と掃気効率の関係により、掃気形態の違いによる掃気性能（掃気効率特性）が評価される。しかしながら、この特性は実機関による発火運転試験では掃気効率そのものや充填比の測定が困難なため見出せない。そこで、本研究では、G.P.Blair らによって行われた単サイクルガス試験法（Single cycle gas testing method）⁽²⁻⁷⁾⁽²⁻⁸⁾を用いた。これは、クランクシャフトを1回転だけ回転させて掃気を行った後、掃気量と掃気効率を測定するガス交換シミュレーションモデル実験で、クランクケース内の新気を模擬する気体に二酸化炭素（CO₂）を用い、室温の空気で掃気前の筒内を占める既燃ガスを模擬する。

図 2-5 に、単サイクルガス交換シミュレーションモデル実験装置⁽²⁻⁹⁾を示す。実験前、クランクケース内圧力は筒内圧力より高く保たれている。約 800 r/min の速度でクランクが回転し、1回の掃気が行われる。掃気行程中、筒内およびクランクケースの容積は、図に示すようにピストンのクロスヘッド構造により、それぞれ一定に保たれる。これにより掃気は等温、等圧に行われる。これは、このシミュレーションモデルにおける理論上の仮定、すなわち筒内のガス交換は、等容積のもと、大気圧、等温で行われるという条件を具現化している。掃気後筒内に閉じ込められた気体のサンプルをガスクロマトグラフィーで CO₂ 濃度を分析することにより掃気効率を求める。掃気に使われたガス容積は、クランクケース内圧力が実験前の値になるまでケースに連通する稼動ピストンを押し下げその移動量から求める。本実験に用いるシリンダーは実機の部品そのものを使用する。

本実験装置は、静止しているクランクを瞬時に所定の角速度で駆動し再び静止させるために工夫された駆動装置を備える。クランクシャフトはインバーターモーターによって駆動されるが、瞬時に回転を開始、停止可能とするために、クランクシャフトとインバーターモーターの間にフライホイール、クラッチおよびブレーキを同軸に備える。さらに所定のクランク位置で停止させるために、クランク位相検出器とその信号をもとにモーター、クラッチ、およびブレーキを制御するための制御装置を備える。



- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1. 被試験シリンダ | 11. リザーバタンク切り替え弁 |
| 2. ピストン | 12. 可動シリンダヘッド固定ピン |
| 3. CO2 リザーバタンク | 13. 可動シリンダヘッド |
| 4. クランクケース | 14. ゴム栓 (シリンジ針用) |
| 5. 掃気量計測ピストン | 15. ケース容量調節用オイルタンク |
| 6. デイタムタンク | 16. クランク |
| 7. 切り替えコック | |
| 8. マノメータ | |
| 9. 掃気量計測ピストン駆動ハンドル | |
| 10. ダイアルゲージ | |

図 2-5 単サイクルガス交換シミュレーションモデル実験装置 (2-9)

次に、単サイクルガス交換シミュレーションモデル実験による掃気効率と給気効率の求め方を述べる。

本実験装置において、筒内のガス交換は等容積のもと大気圧、等温で行われると仮定する。したがって、筒内のCO₂の体積割合を(CO₂)、空気とCO₂の密度をそれぞれρ_{CO2}、ρ_{air}とすると、掃気効率(η_s)は次式から求まる。

$$\eta_s = (\text{CO}_2) \cdot \rho_{\text{CO}_2} / \{ (\text{CO}_2) \cdot \rho_{\text{CO}_2} + (100 - (\text{CO}_2)) \cdot \rho_{\text{air}} \} \quad (2.4.1)$$

次に、η_sと修正給気比(K)の関係は、以下に求められる。

掃気量計測ピストンの面積をA、ピストン移動量をS、実験前筒内圧力をP_c、大気圧をP_aとすると、等温変化の仮定のもと、掃気量(S_v)は次式で求まる。

$$S_v = A \cdot S \cdot P_c / P_a \quad (2.4.2)$$

さらに、筒内の容積をC_vとすると、修正給気比(K)は次式で表される。

$$K = \rho_{\text{CO}_2} \cdot S_v / \{ \eta_s \cdot \rho_{\text{CO}_2} + (1 - \eta_s) \cdot \rho_{\text{air}} \} \cdot C_v \quad (2.4.3)$$

また、給気効率(η_{tr})と修正給気比(K)の関係は、η_{tr} = η_s / Kから求められる。

図 2-6 に、単サイクルガス交換シミュレーションモデル実験によって得られた、修正給気比と給気効率、掃気効率の関係⁽²⁻¹⁰⁾を示す。これは、5個の掃気ポートを持つ5流シニユーレ型シリンダーで、本研究で用いられるシリンダーと同タイプである。この二つの特性線図から、同一修正給気比(K)における給気効率(η_{tr})と掃気効率(η_s)の関係が求められる。このシリンダーの形式などに依存するとされる給気効率(η_{tr})と掃気効率(η_s)関係線図を用い、実機関の発火運転において給気効率(η_{tr})を求め掃気効率(η_s)を見積もる。

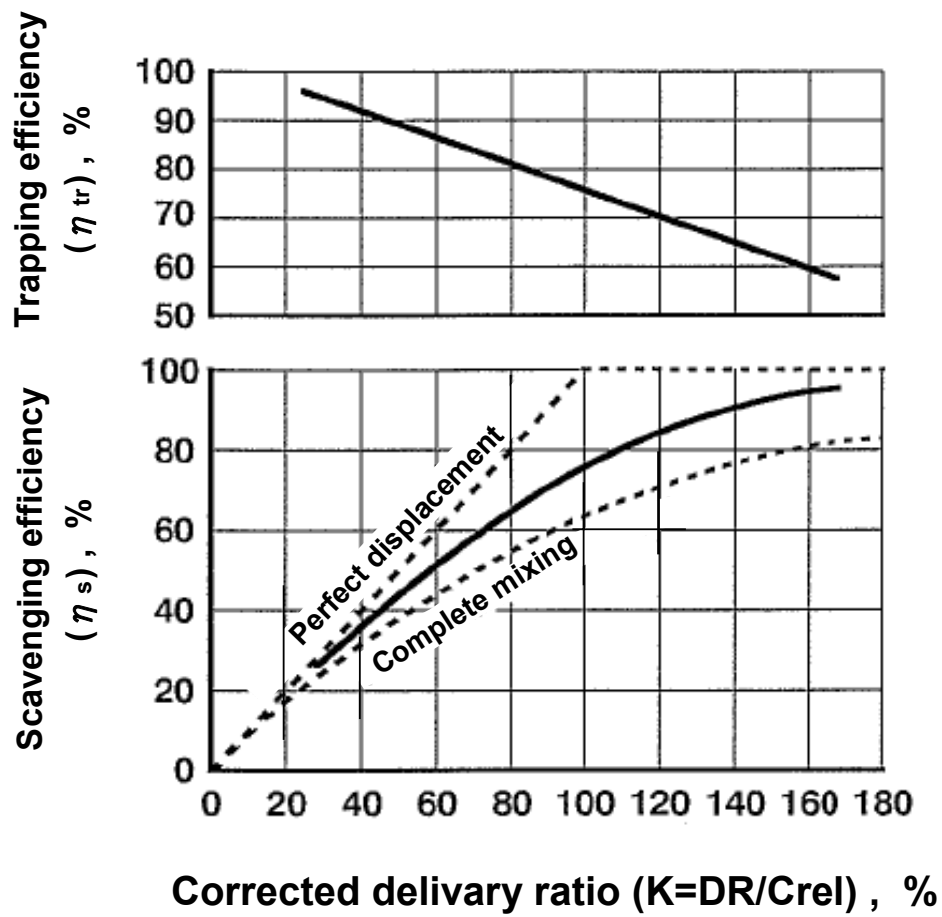


図 2-6 修正給気比 (K) と給気効率 (η_{tr}), 掃気効率 (η_s) の関係⁽²⁻¹⁰⁾

第2章の参考文献

- (2-1) Gordon P.Blair: “Design and Simulation of Two-Stroke Engines”, p.xix-xxiii, Society Automotive Engineers, Inc.(1996).
- (2-2) John B. Heywood: “INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS”, p.xxiii, McGraw-Hill,Inc.(1988).
- (2-3) 五味努 編著 : “朝倉機械工学講座 14 内燃機関” p.114-122, 朝倉書店 (1985).
- (2-4) Shizuo Yagi, Yoichi Ishibashi, Hiroshi Sono; “Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S.I. Engines”, SAE Paper No.900223, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan (1990).
- (2-5) Shizuo Yagi, Kazuo Fujihara, Nobuhiko Kuroki and Yoshio Maeda: “Estimate of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engines”, SAE Paper No.910347, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan (1991).
- (2-6) W.Watson: “On the Thermal and Combustion Efficiency of a Four-Cylinder Petrol Motor.” Proc. I. Auto. E., Vol.2, p.387, 1908-1909.
- (2-7) Gordon P.Blair: “Design and Simulation of Two-Stroke Engines”, p.211-216, Society Automotive Engineers, Inc.(1996).
- (2-8) M.E.G.Sweeney, R.G.Kenny, G.B.Swann, G.P.Blair: “Single Cycle Gas Testing Method for Two-Stroke Engine Scavenging.” SAE Paper No.850178, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., (1985).
- (2-9) 石橋羊一 : 博士学位論文 “層状掃気・自己着火燃焼 2 行程ガソリン機関の研究” p.21-37, (2000).
- (2-10) 石橋羊一, 西田憲二 ; “自己着火燃焼の工業的利用” 日本機械学会 74 期 定期総会 資料集 (V) p.338-341, (1997).

第3章 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関

第1章で述べたとおり、本研究の目的は二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の課題である低速低負荷域における不整燃焼を解決するために、新しい自着火燃焼とその燃焼を適用した二行程ガソリン機関を提案することである。本章は、これまで行ってきた二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の研究結果を概説し、その課題に関して考察する。自着火燃焼の基本特性に関しては、気化器付二行程ガソリン機関における予混合自着火燃焼（前述のAR燃焼⁽³⁻¹⁾）および直噴二行程ガソリン機関（前述のPDI-AR燃焼機関⁽³⁻²⁾⁽³⁻³⁾⁽³⁻⁴⁾⁽³⁻⁵⁾）における均一給気自着火燃焼の研究から引用する。PDI-AR燃焼機関の直噴機構はガスアシスト式直噴機構となっているが、その直噴機構と機関出力との関係などについて上記の引用からまとめる。

3.1 Pneumatic Direct-Injection Activated Radical Combustion Engine (PDI-AR 燃焼機関)

3.1.1 構造

図3-1に、代表的なPDI-AR燃焼機関の断面図を示す。また、その主要諸元を表3-1に示す。前述のとおり、この機関は、クランクケース与圧式の水冷単気筒二行程ガソリン機関をベースに二つの機構を備える。排気口には、自着火燃焼を制御するために筒内のEGR (Exhaust gas recirculation) 率、すなわち筒内の全ガスに対する残留ガスの質量割合を調整するための排気弁機構を、シリンダー側面吸気側には直噴機構を備える。直噴機構は、Pneumatic direct-injection (PDI) 機構と呼ばれ、図3-2 (a), (b)に示すように、シリンダー部にロータリー型の噴射弁を備えたガスアシスト式直噴機構となっている。噴射弁（このロータリー弁はアシストガス充填用の通路弁の役目もあわせ持つのでTiming valveと呼ぶ）はベルトを介しクランクにより同速で駆動される。圧縮行程後期の筒内圧縮ガスの一部を予圧室 (Pre-chamber) に充填し、次サイクルの掃気行程後期から圧縮行程前半に、予め燃料噴射弁 (Fuel metering injector) で計量された燃料を充填された圧縮ガスによって、シリンダー壁に設けた噴射口 (Injection port) から筒内に噴射する。図3-2 (c) は噴霧画像と、燃焼室壁およびシリンダー壁の中心断面線（2点鎖線）を重ねた図である。噴霧画像は、PDI機構の噴射弁部を模擬した二次元モデル装置の可視化実験による。画像は可視光源の高速度ビデオカメラ（コダックHS4540）撮影による大気開放雰囲気における燃料噴霧で、図の配色は画像処理により図左に示す輝度（256分解能）に対応している。噴霧条件としては実機関の3,000 r/min全負荷相当を与えている。図3-2 (c) に示すように、燃料噴霧は噴射口から燃焼室中心上方（参照線のみ）へ筒内に広く拡散するように噴射され、筒内新気との均一混合気形成をねらっている。

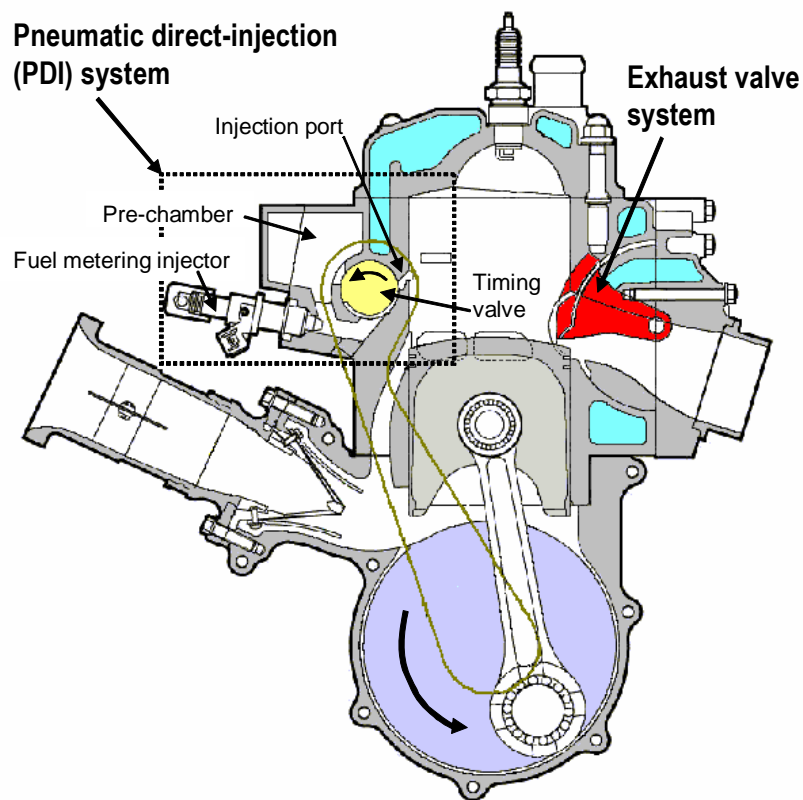
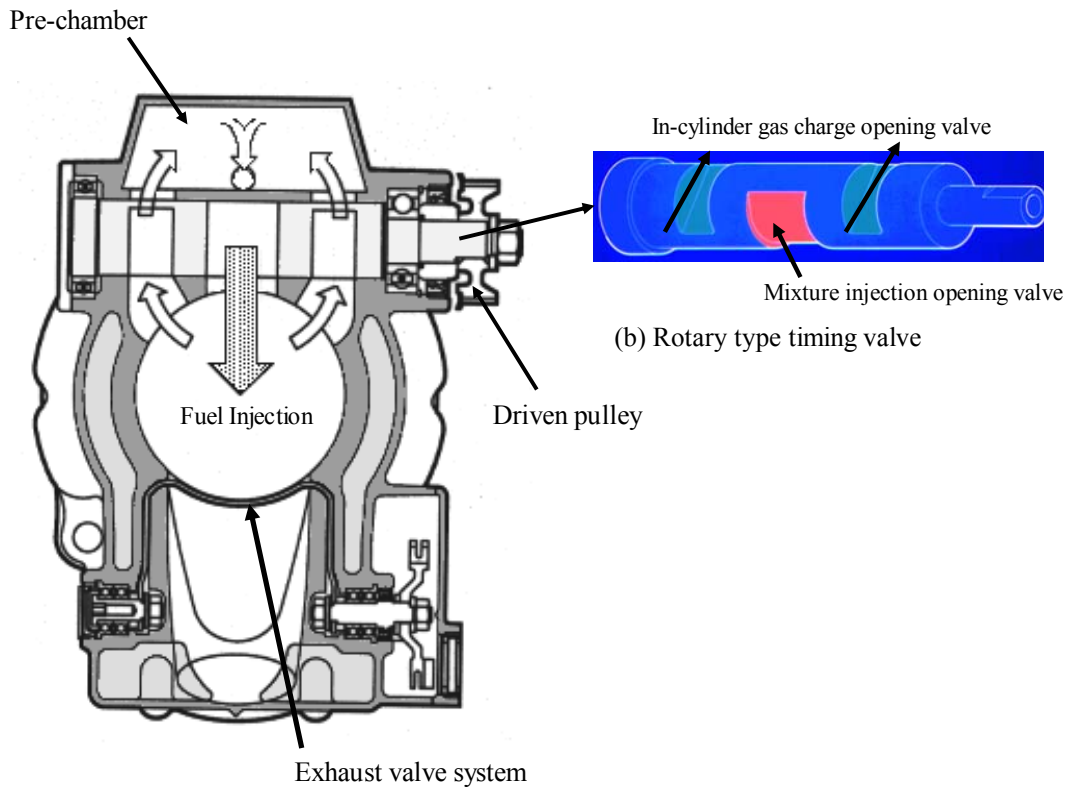


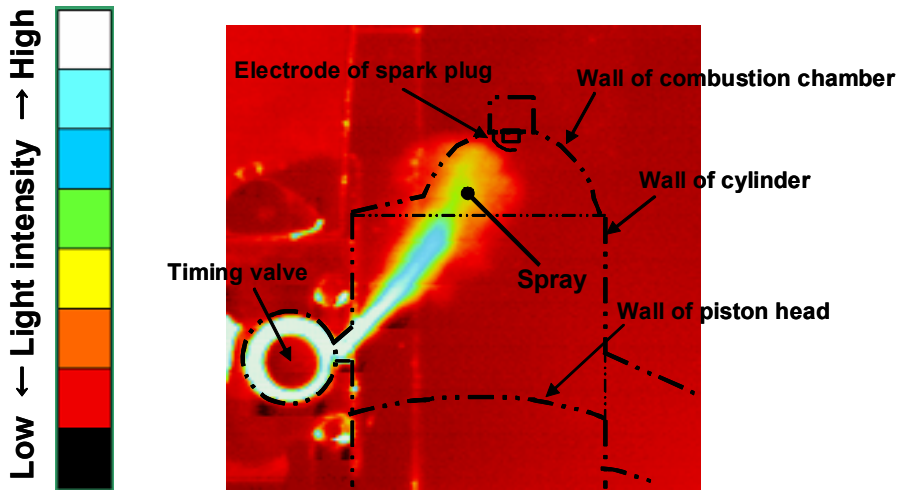
図 3-1 PDI-AR 燃焼機関の断面図

表 3-1 PDI-AR 機関の主要諸元

Engine type	Water-cooled single-cylinder
Bore×Stroke, mm	68.0×68.8
Displacement, cm ³	250
Geometric compression ratio (ϵ)	12.4
Crankcase compression ratio (ϵ_1)	1.2
Trapped compression ratio (ϵ_2)	7.5
Exhaust port opening period, deg C.A.	180
Scavenging port opening period, deg C.A.	110



(a) Top-view of the PDI system and exhaust valve system



(c) Visualization of spray formation process

(Cylinder wall, cylinder head and the other major components are shown by reference lines for scaling)

図 3-2 Pneumatic direct-injection (PDI) 機構

3.1.2 PDI 機構におけるアシストガスのガス交換

PDI 機構は、シリンダー壁に噴射口と圧縮行程中の筒内圧縮ガスの一部を与圧室（前述、図 3-2(a) の Pre-chamber）に充填するためのチャージロを設けている。それぞれは、Timing valve に設けられた噴射弁とチャージ弁（前述、図 3-2 (b)）により噴射およびチャージ区間が設定される。

PDI 機構におけるアシストガスのガス交換は、噴射弁の開口区間と有効開口面積特性、チャージロの位置と弁の開口区間、有効開口面積特性、および与圧室容積などで決まる。これらの諸元検討は、図 3-3 に示すように筒内圧力と与圧室圧力の測定および市販の吸排気シミュレーションを行い検討した。シミュレーションは図 3-4 に示す Optimum 社製 Virtual 2-stroke engine を用いた。たとえば、PDI 機構のアシストガス交換におけるマスフローが解析され、アシストガス質量の行程容積を標準大気が占める空気質量に対する割合で定義される、アシストガス割合（Assist gas ratio）が見積もられる。また、シミュレーションによるガス交換前後のエネルギー損失計算から、PDI 機構のガス交換によるポンプ損失も見積もられた。

噴射弁の設計は、前述の図 3-2 (c) に示したような噴霧可視化実験による微粒化解析により検討した。噴射弁単体実験の結果から噴射弁を適正化した結果、機関運転の燃料供給量の範囲では要求される PDI 機構のアシストガス割合は約 3.5% となった。この PDI 機構に要求されるアシストガス割合は、比出力が概ね 80 kW/L クラスでは実機関による要求値と一致した。実機関による要求値は、予混合燃料供給時と PDI 機構を用いた直噴機関における最高出力の比較から検討された。しかしながら、本章で後述するが、さらに高回転高出力をねらうとアシストガス割合は高い値が要求された。アシストガス割合が要求値に対して低い場合、図示平均有効圧力（IMEP）と充填効率（ η_c ）の比、 $IMEP/\eta_c$ が低下する傾向が見られた。これは均一混合気形成が十分に行われなくなったことによると考察される。高速高出力化すると、均一混合気形成のために高い噴霧拡散速度が必要となるためと思われる。

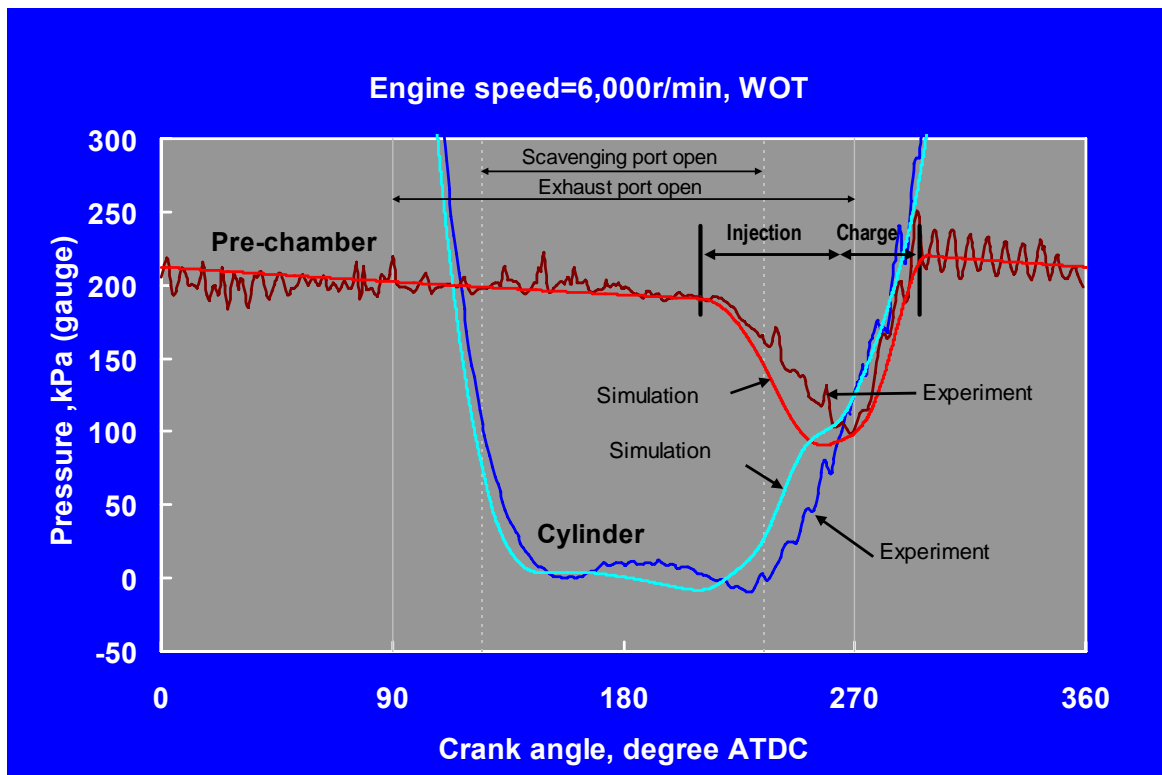
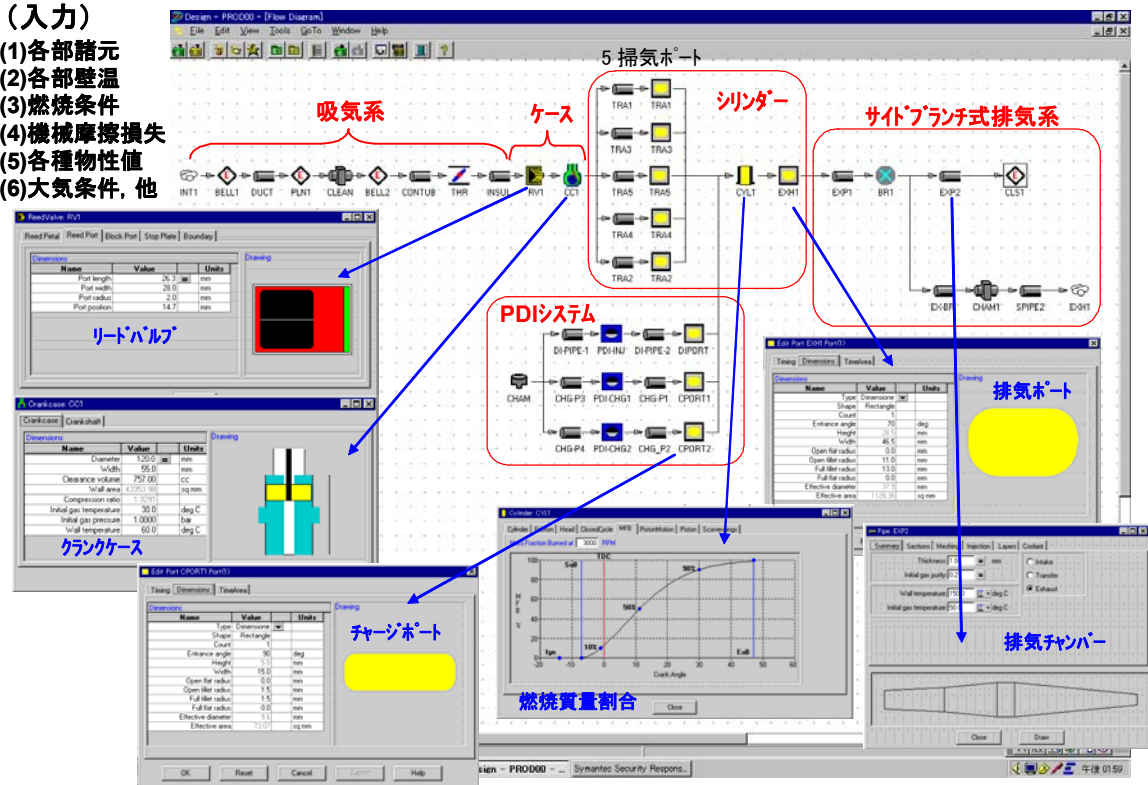


図 3-3 Pneumatic direct-injection (PDI) 機構におけるアシストガス交換解析
 与圧室内圧力と筒内圧力の比較例 (機関速度 6000 r/min, 全負荷条件)

(入力)

- (1)各部諸元
- (2)各部壁温
- (3)燃焼条件
- (4)機械摩擦損失
- (5)各種物性値
- (6)大気条件, 他



(出力)

- (1)各部のC.A.特性
 - ・ガス圧力
 - ・ガス温度
 - ・ガス体積, 他
- (2)各種性能
 - ・給気比
 - ・トラップ効率
 - ・充填効率
 - ・IMEP, BMEP
 - ・出力, 他
- (3)アニメーション機能
 - ・圧力伝播
 - ・温度伝播
 - ・マストローレイト, 他

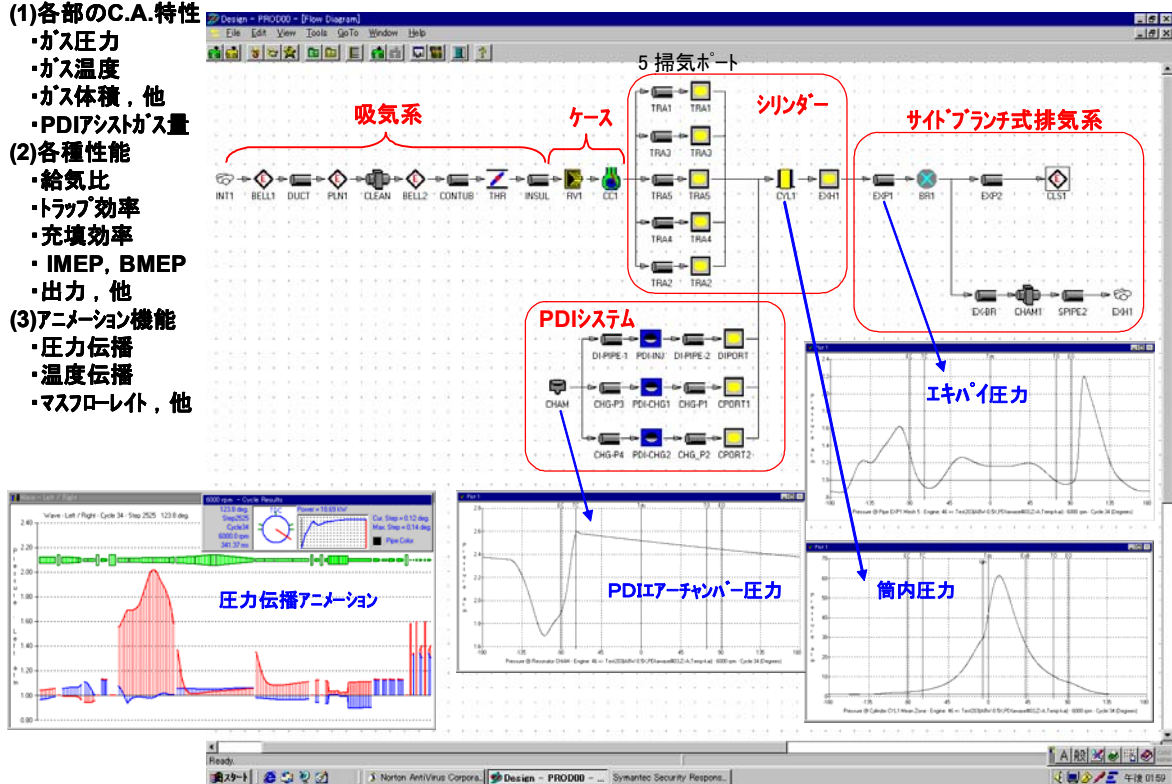


図 3-4 PDI-AR 機関のシミュレーションにおける入出力の一例

(使用アプリケーション: Optimum 社製 Virtual 2-stroke engine)

3.2 自着火燃焼の制御

3.2.1 排気弁開度と着火時期の関係

自着火燃焼には最適な着火時期があり、それを常に最適に制御することで良好な熱効率が保たれる。この着火時期が常に最適化された自着火燃焼は、積極的に自着火を発生させその燃焼を制御することから、Activated Radical Combustion (AR 燃焼) と命名された。この着火時期制御は、排気弁の開度 (Exhaust opening ratio; EOR) を調整し行われる。

図 3-5 に、排気弁開度 (EOR) と燃焼状態の変化を示す。運転条件は、機関速度 3,000 r/min, 正味平均有効圧力 (Brake mean effective pressure; BMEP) =300 kPa, 筒内の当量比は 1 を与えている。右側は EOR と正味燃料消費率 (Brake specific fuel consumption; BSFC), 質量燃焼割合 5 %時のクランク角度で定義した着火時期 (Ignition timing), 計算で求めた圧縮端の筒内ガス温度 (In-cylinder gas temperature at the end of compression stroke; T_{ecs}), および前述の方法により実測された掃気効率 (Scavenging efficiency) と充填比 (Relative charge) を示す。筒内全ガス量の質量割合を表す充填比は排気口閉じ時の筒内圧力より予測した。図には、EOR の異なるポイントとして、A, B, C, D が指示されているが、図の左側は、それぞれの熱発生率を比較している。圧縮端温度の計算方法については、後述の 3.2.2 に示すが、筒内ガスと燃焼室壁面、シリンダー壁面などにおける熱の授受は考慮していない。

EOR=60 %の A 点は、掃気効率=55 %, 充填比=40 %の時は、自着火にはいわず火花点火となっている。EOR が小さくなるに従い、掃気効率は小さくなり充填比は高くなる。それと共に圧縮端温度は上昇し、着火時期は進角する。これにより、各 EOR の A, B, C, D の熱発生率も、EOR が小さいほど、早い燃焼を示す。BSFC は B 点が最も低く、着火時期は 3° BTDC となった。

図に示されている EOR に対する掃気効率と充填比の変化は、ガス交換に及ぼす排気弁の働きを端的に表している。排気ポートの開口面積は所定の最高出力が得られるように設定されるため、低速低中負荷運転では筒内全ガス量の質量割合を示す充填比は低下する。この低下は、排気弁により開口面積を小さく調整することで防止される。同時に、給気効率 (Trapping efficiency) は高くなり掃気効率は低下する。所定の出力を発生するために所定の充填効率 (Charging efficiency) にある時、残留ガス量を増大する分筒内の全ガス量を増大させるように排気弁は調整され、自着火の発生およびその着火時期を制御している。

EOR が約 52 %以下で自着火となっているが、圧縮端温度に注目すると EOR=52 %時の圧縮端温度は約 1050 K となっている。すなわち、後述 (3.2.2. 図 3-6) する筒内ガス圧縮端温度の計算においては、自着火発生温度は約 1050 K と見積もられた。

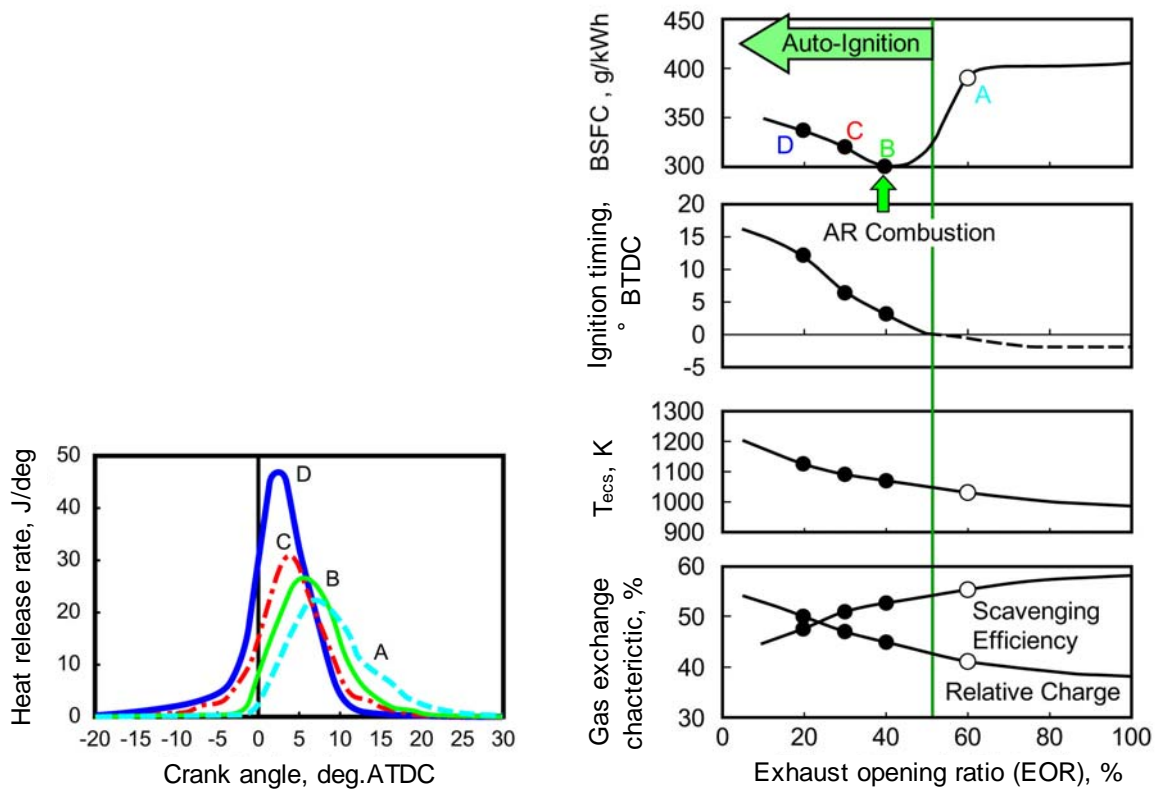


図 3-5 排気弁開度 (EOR) と燃焼状態の関係

Ignition timing ; 質量燃焼割合で定義される 5%燃焼時のクランクアングル

T_{ecs} (In-cylinder gas temperature at the end of compression stroke) ; 圧縮端の筒内ガス温度

Engine speed=3,000 r/min, BMEP=300 kPa, $\phi=1$

3.2.2 筒内圧縮端温度の計算方法

筒内圧縮端温度は、機関における各部のガス温度とガス交換特性の実測値をもとに、エネルギー保存則にしたがい熱交換するガスのエンタルピーバランスから見積もる。図 3-6 にその計算方法を示す。

熱電対を排気ポートと掃気ポートに取り付け、それぞれ排気ガス温度 (T_e) と筒内へ入る新気ガス温度 (T_f) を測定する。

T_f と T_e 、および掃気効率 (η_s) を用いると、ガス交換後 (排気口閉じ時) の筒内ガス温度 (T_i) は、次式となる。

$$T_i = (T_e - T_f) / \eta_s + 2 T_f - T_e$$

筒内の圧縮端温度 (T_{ecs}) は、圧縮行程中は断熱圧縮と仮定すると、 T_i 、機関の有効圧縮比 (ϵ^*) およびポリトロープ指数から次式となる。

$$T_{ecs} = T_i (\epsilon^*)^{n-1}$$

ここで、図 3-5 に示した T_{ecs} 計算における ϵ^* は有効な圧縮行程を排気口位置から 5 % 質量燃焼割合で定義した着火時期でのピストン位置までとし、その行程容積で求めた。また、ポリトロープ指数は 1.32 を与えた。なお、本計算では筒内ガスと燃焼室壁面、シリンダー壁面、ピストン壁面との熱の授受は考慮していない。

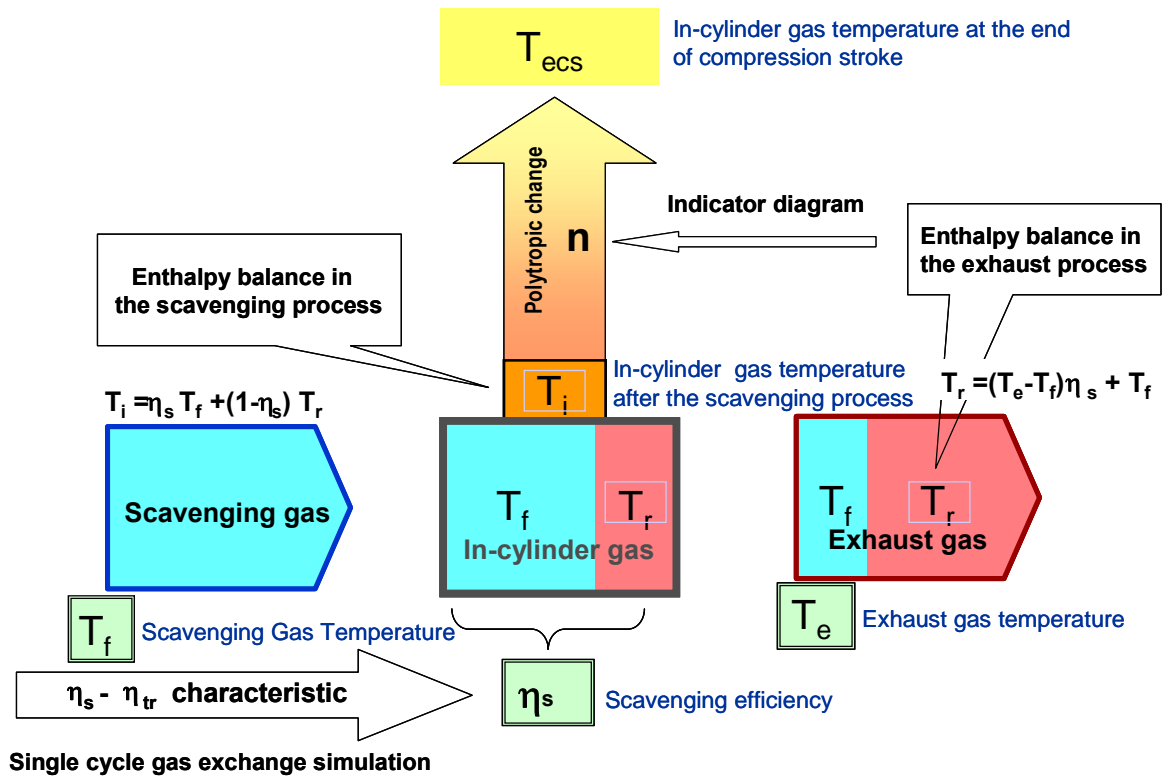


図 3-6 筒内ガス圧縮端温度の計算方法

3.3 機関負荷とガス温度やガス交換特性との関係

図 3-7 の上段に BMEP と各部のガス温度，同じく下段に BMEP とガス交換特性の関係を示す。ガス温度は，実測の排気ガス温度，掃気ガス温度，上述の計算で求めた残留ガス温度，圧縮端温度を示す。下段には，上述（第 2 章 2-5）の方法で実測した給気比，給気効率，充填効率，掃気効率を示す。自着火燃焼二行程機関では，吸入空気量が低下し負荷が低下するのに伴い，掃気効率も低下し徐々に筒内の残留ガス量が増加する。この残留ガスの熱によって吸入混合気が暖められ，BMEP 約 400 kPa で圧縮端温度は自着火に必要な温度に達し自然に自着火燃焼となる。一方，より低負荷ではさらに掃気効率が低下し，残留ガスが過剰となる。このため，燃焼温度が低下し残留ガス自体の温度も低下する。その結果，自着火を発生させるために必要な圧縮端温度を保つことができず自着火の継続は困難となる。またこの状態では，大量の残留ガスのため火花点火による火炎伝播も難しく，結果として不整燃焼にいたる。これが自着火燃焼の低負荷限界である。この傾向は断熱条件，すなわちポリトロプ指数が低下し，筒内温度，圧力が低下する低速運転でより顕著となる。このように，自着火可能な負荷下限が存在するメカニズムは，ガス交換と筒内の圧縮端温度との関係から理解できる。

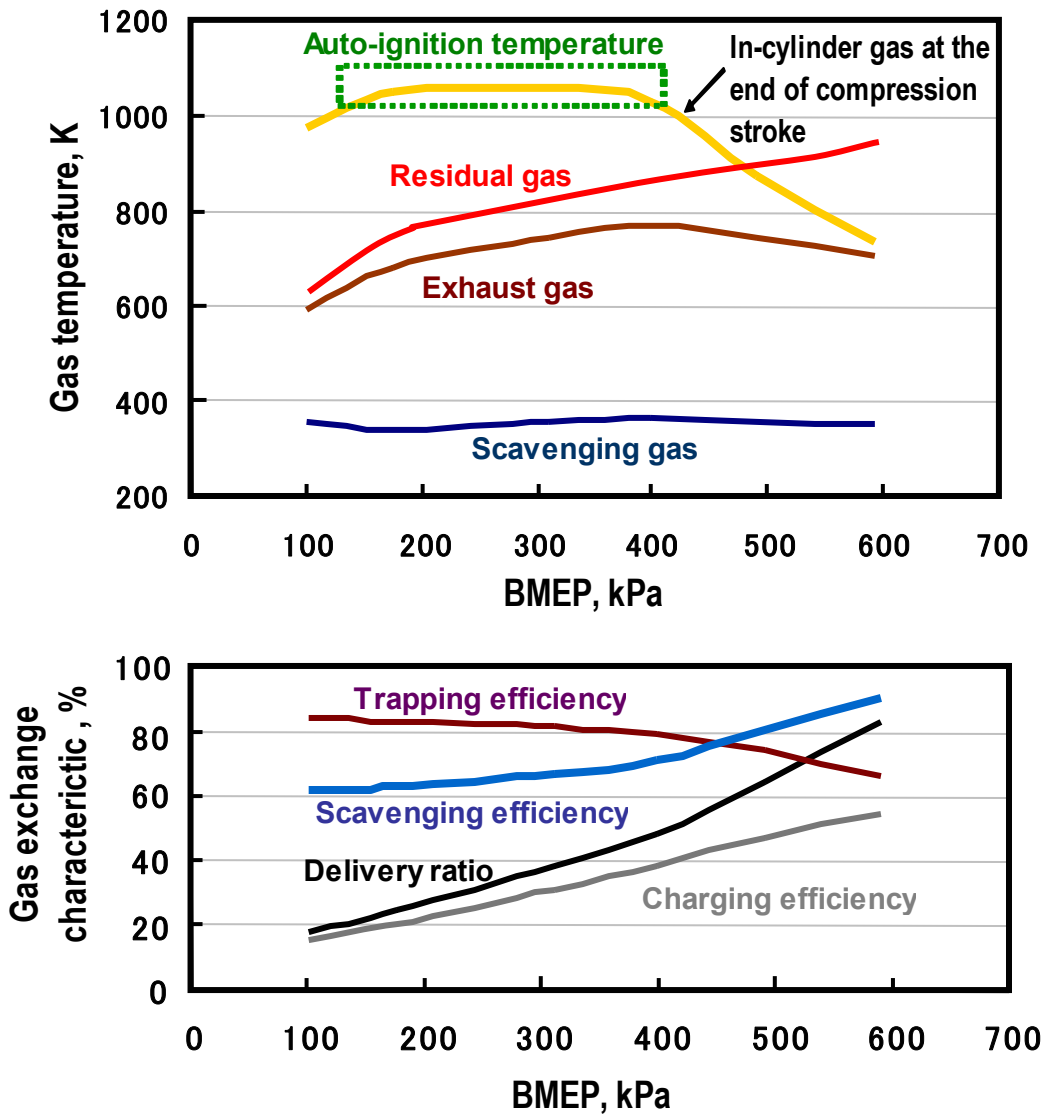


図 3-7 BMEP に対する各部ガス温度とガス交換特性

3.4 自着火燃焼画像

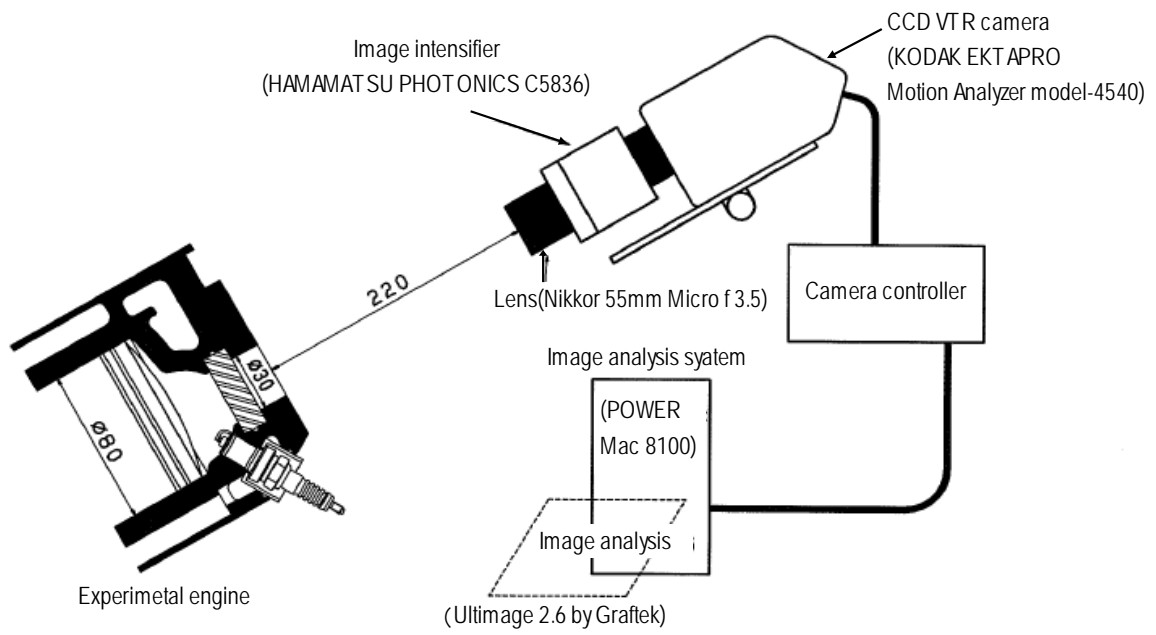
次に、自着火燃焼の可視化画像から自着火発生に関する考察を試みる。

図 3-8 に、燃焼可視化実験装置を示す。機関は、ボア×ストローク=80 mm×80 mm、排気量 402 cm³ の水冷単気筒二行程ガソリン PDI-AR 燃焼機関で、ヘッドに直径 30 mm の石英材の観察窓を備えている。この窓は、燃焼室直径のほぼ 80 %をカバーしている。燃焼画像は、毎秒 9000 コマの高速度ビデオカメラ（コダック製 HS4540）を用い、ヘッド側からトップビューの火炎を直接撮影して得られた。運転条件は、機関速度 3000 r/min、図示平均有効圧力 (Indicated mean effective pressure; IMEP) =270 kPa、筒内における当量比=1 となっている。排気弁開度は、機関の燃料消費率が最小となるように、自着火タイミングが最適となる位置に調整されている。

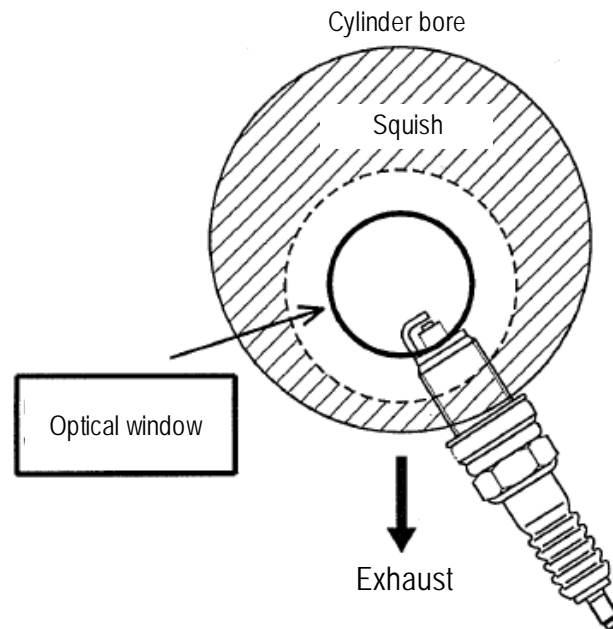
図 3-9 に燃焼可視化画像を示す。画像は、クランク角 2° 刻みに、上死点前 4° から上死点后 10° まで、計 8 枚を a-h に並べている。画像は、着火始めを認識しやすくするために、グレースケール画像を画像処理にて白黒反転処理をほどこし、最小輝度は白、最高輝度は黒としている。各画像右下に確認できる変化のない黒点は、ガスからの熱で発光しているスパークプラグの電極であるが、本実験時は火花を停止している。

上死点前 4° の a にわずかに微小な多くの火炎が燃焼室の広い範囲に現れ始め、上死点でははっきりとした複数の火炎に成長している。その後、燃焼室全体に輝度が増大し、上死点后 10° には燃焼を終える非常に高速の燃焼となっている。この燃焼プロセスの傾向は、毎サイクル同様である。しかしながら、初期に発生する火炎の分布が毎サイクル不規則に異なることに注目した。均一給気自着火燃焼と呼ぶものの、筒内における混合気は完全には均一ではなく、ある程度不均一となる。また、掃気行程と圧縮行程中における、新気と残留ガスの混合も不完全となるから、筒内のガス温度分布も同様にある程度不均一となる。この場合、圧縮端に近づいた時に、筒内ガスにおいて混合気ガス温度が自着火温度に達し混合気の当量比が着火可能な範囲にある個所から、初期の自着火火炎が発生すると推測した。ある個所から火炎が発生すると、急速に燃焼室全体へと自着火燃焼は広がる。そこで、自着火が発生するか否かは、この初期自着火火炎の発生に大きく依存すると考えた。

この自着火燃焼の初期火炎発生における筒内温度と混合気形成に関する考察から、本研究における新しい自着火燃焼コンセプトを考案した。



(a) Apparatus for visualization of combustion



(b) View area

図 3-8 燃焼可視化実験装置と可視化領域

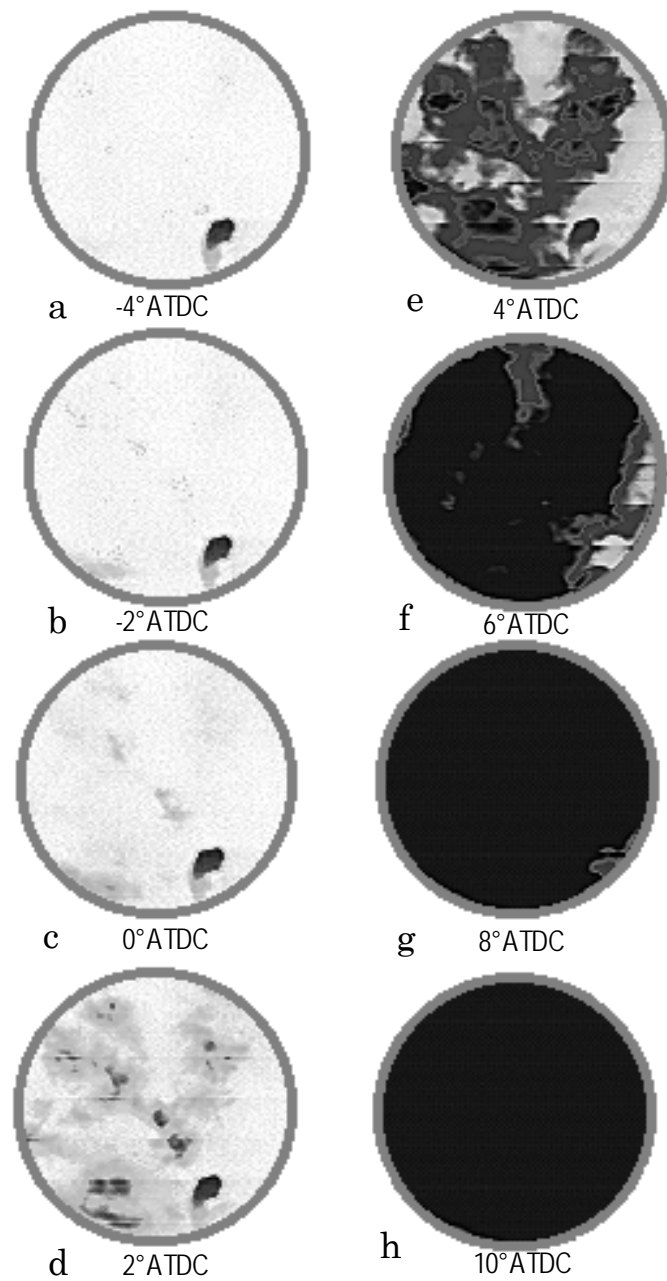


図 3-9 高速度ビデオ（グレースケール）撮影による均一給気自着火燃焼画像
 各画像下に示しているのは、画像に対応するクランク角度（上死点前）.
 各画像のグレースケール（256 分解能）は輝度を表し、黒色ほど高輝度.

3.5 燃費性能

3.5.1 正味燃料消費率 (BSFC) 特性

図 3-10 に PDI-AR 燃焼機関 (前述の表 3-1 に示した供試機関) の正味出力と BSFC の関係を標準的な市販の二輪車用四行程ガソリン機関 (圧縮比=10) のそれと比較している。この図では、PDI-AR 燃焼機関のダウンサイジングを想定し、 250cm^3 の PDI-AR 燃焼機関と同等出力相当の 400cm^3 四行程ガソリン機関および同排気量の 250cm^3 四行程ガソリン機関と比較している。それぞれの特性は、機関実験による BMEP と BSFC 特性から導かれている。機関速度はそれぞれ $3,000\text{ r/min}$ で、PDI-AR 機関の筒内における当量比は 1 で、四行程機関は当量比 1, 点火時期は MBT を与えている。

PDI-AR 燃焼機関は、いずれの四行程機関に対しても BSFC は低減している。排気量 400cm^3 クラスへの大型スクーターの適用を想定しその車両における 60 km/h クルーズ相当の機関走行抵抗出力 3 kW で比較すると、PDI-AR 燃焼機関は同一排気量の 250 cm^3 に対し 7% 、 400 cm^3 に対し 18% 低減している。

3.5.2 図示燃料消費率 (ISFC) と機械効率 (η_m) 特性

図 3-10 の BSFC 特性を分析するために、図示燃料消費率 (ISFC) と機械効率 (η_m) を求めた。図 3-11 は、正味出力と ISFC, η_m の関係を、それぞれの機関ごとに比較している。PDI-AR 燃焼機関の ISFC は、四行程機関のそれに対し特に低負荷域ほど大きく改善されている。これは、第 4 章で詳細に述べるが、PDI-AR 燃焼機関の ISFC が低負荷ほど低減されているのは、自着火燃焼の急速燃焼による等容燃焼の改善と排気弁開き時期が遅くなることによる有効膨張比の拡大効果による。また、機械効率に注目すると、PDI-AR 機関は同一排気量の 250 cm^3 四行程機関と比べるとほぼ同等であるが、同一出力相当の 400cm^3 四行程機関に対しては改善している。

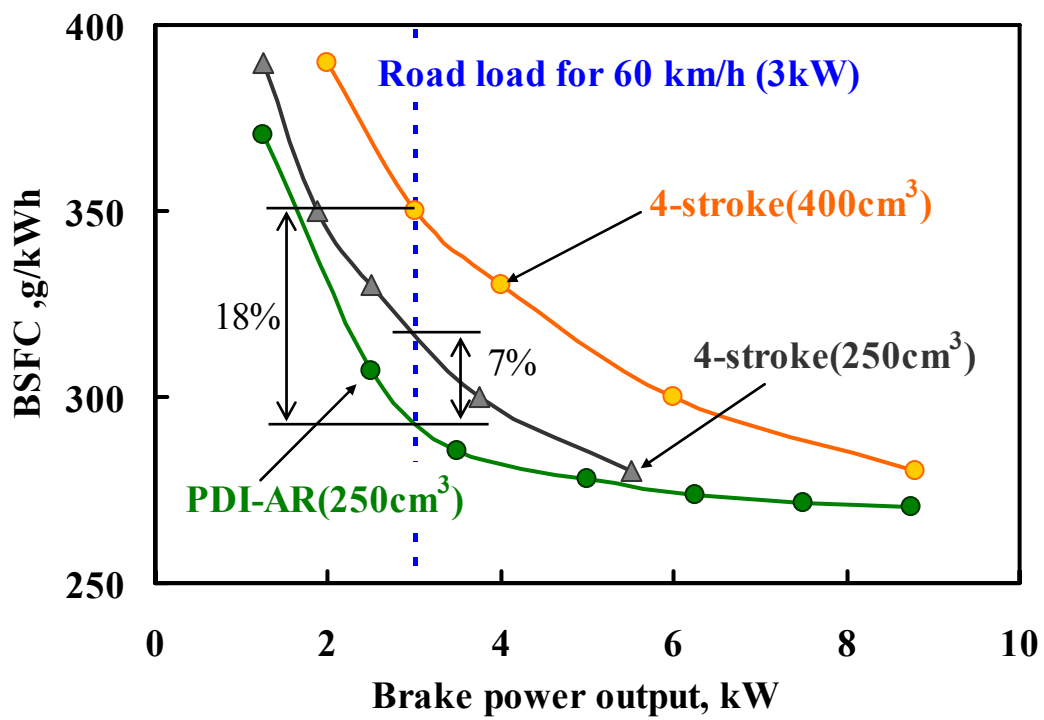


図 3-10 正味出力に対する BSFC 特性の各種機関比較

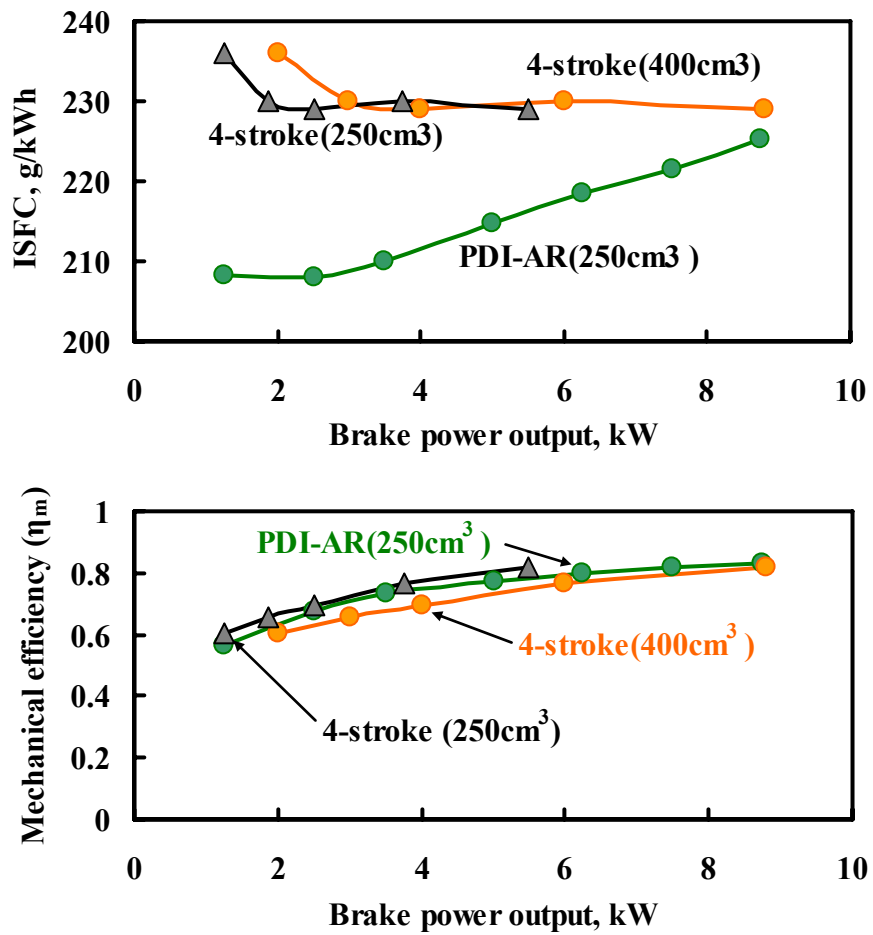


図 3-11 正味出力に対する ISFC, 機械効率 (η_m) の各種機関比較

3.6 大型スクーターへの適用

3.6.1 構造

図 3-12 に 400cm³ クラスの大型スクーターへ適用した PDI-AR 燃焼機関⁽³⁻⁵⁾ の概観図を示す。機関は駆動系の V ベルトコンバーターシステムを介し後輪を駆動する。機関本体は、前述の 3.1.1 に示した供試機関である。

3.6.2 制御装置

本機関の制御装置を図 3-13 に示す。排気弁機構、PDI 機構の燃料噴射装置および点火時期制御装置は、おもに機関速度と吸気スロットル開度をもとにした電子制御装置（ECU）による MAP 制御となっている。

ECU 制御における各種タイミングコントロールは、クランク軸に備え付けられたクランクアングル信号発生器の信号をもとに演算制御される。

排気弁は、サーボモーターにより駆動制御される。

吸気スロットル開度信号をもとに吸入空気量の質量流量予測を行うための各種補正演算用に大気圧センサー、吸入空気温度を備える。また、機関の温度状態を検出するために冷却水温センサーをヘッド上部の冷却水室に備える。

潤滑油は前述（第 2 章 図 2-3）の ECU 制御式電磁オイルポンプ機構が用いられ、クランクベアリングとシリンダー壁面へ直接給油される。

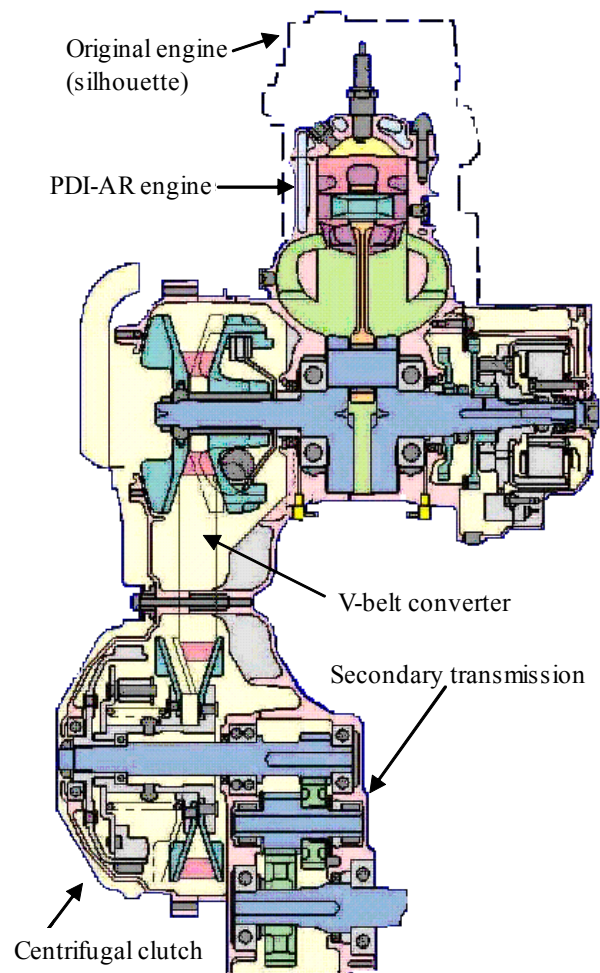


図 3-12 大型スクーター用 PDI-AR 機関の断面図

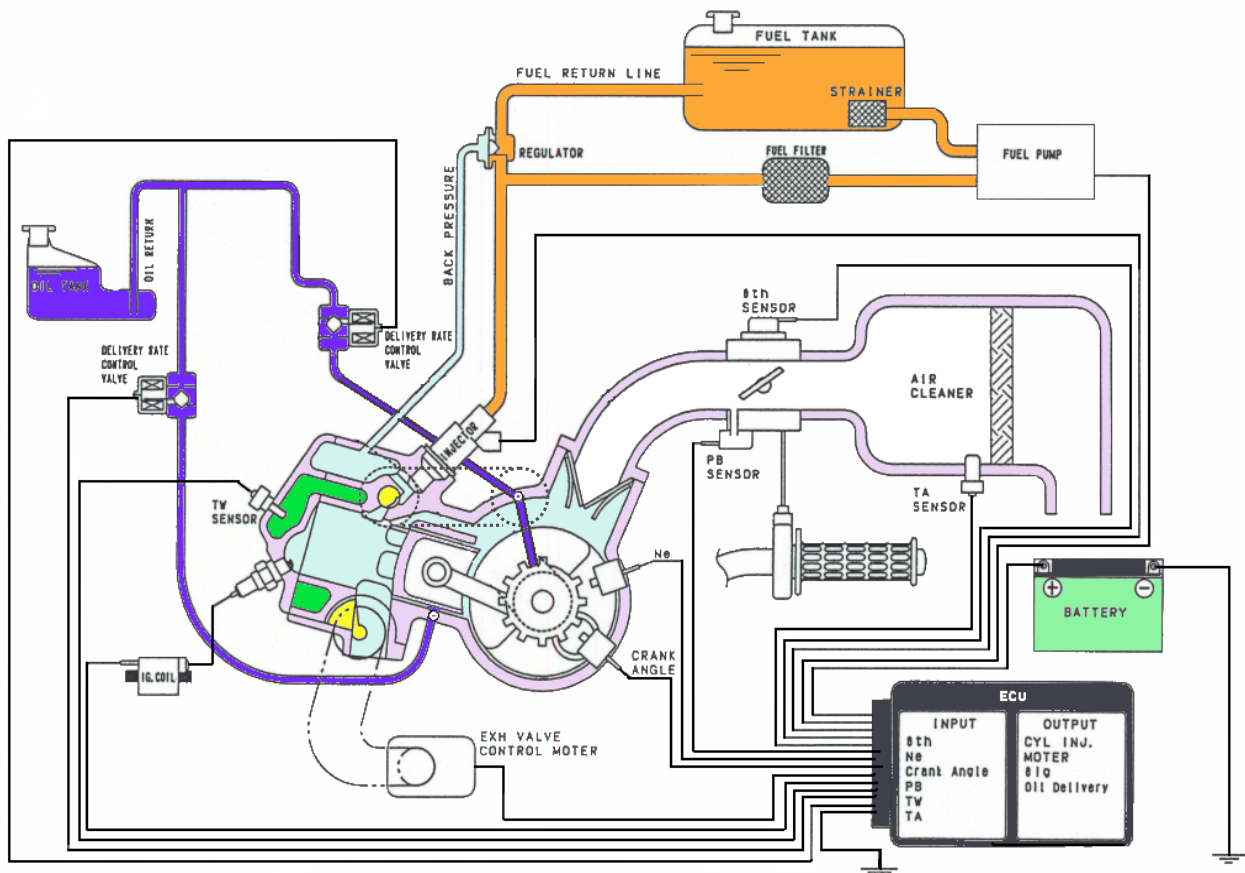


図 3-13 大型スクーター用 PDI-AR 機関制御装置の概略図

3.6.3 出力

図 3-14 に PDI-AR 燃焼供試機関と市販のスクーター用四行程機関との出力を比較している。それぞれの車両諸元を表 3-2 に示す。PDI-AR 機関のベース車両は 400cm³ クラスの大型スクーターである。そのベース機関は 385cm³ 四行程ガソリン機関で、これを“Original”と呼称する。また、同一排気量としてスクーター用 250cm³ 四行程ガソリン機関とも比較するが、これを“250”と呼称する。

PDI-AR 機関の出力は、“Original”のそれに対しあらゆる機関速度域で向上しており、ECE-R40 モードでおもに使用される機関速度域 3,000~4,000 r/min においても同等出力を維持しており、ダウンサイジングコンセプトを満足している。

3.6.4 ECE-R40 モード燃費率とエミッション

図 3-15 に各スクーターのシャシー実験による ECE-R40 モード燃費率を比較している。ECE-R40 モードに関しては、第 5 章 5.4、または第 6 章 6.2 で後述している。四行程機関は、それぞれともに市販モデル(2001 年モデル)のまま実験された。それら市販の四行程機関の燃料供給系は気化器を用いているが、空燃比は概ね 12~13 にセッティングされている。

PDI-AR 機関の ECE-R40 モード燃費率は、“Original”に対し 68 %、同一排気量“250”に対しては 23 %の改善となった。それぞれ車両の 60 km/h クルーズ燃費における改善効果に対し、空燃比をそろえて見積もると図 3-9 に示した BSFC 改善率と一致していることから、上記の大幅な改善は空燃比の違いも大きく影響していると思われる。

図 3-16 に PDI-AR 燃焼機関スクーターの ECE-R40 モードエミッションを示す。後処理のない機関の排出レベルで、HC は EURO-2 エミッション規制 (1.0 g/km) に対し満足していないが、CO、NO_x は十分満足している。また、HC も小型のハニカム式触媒 (φ 60.5mm×110mm, 100 セル, 白金ロジウム担持) の搭載で EURO-2 エミッション規制を十分に満足するレベルに低減された。

表 3-2 各車両諸元の比較

Scooter name	PDI-AR	Original	250
Vehicle mass , kg	185	194	170
The maximum speed , km/h	134	133	114
Engine type	2-stroke	4-stroke	4stroke
Displacement , cm ³	250	385	250
The maximum power output , kW	20.8	19.8	13.2
at Engine speed, r/min	6,500	7,500	7,000
Engine unit weight , kg ※1	45	52	38

※1 Engine unit weight; 機関と駆動部を合わせた総重量

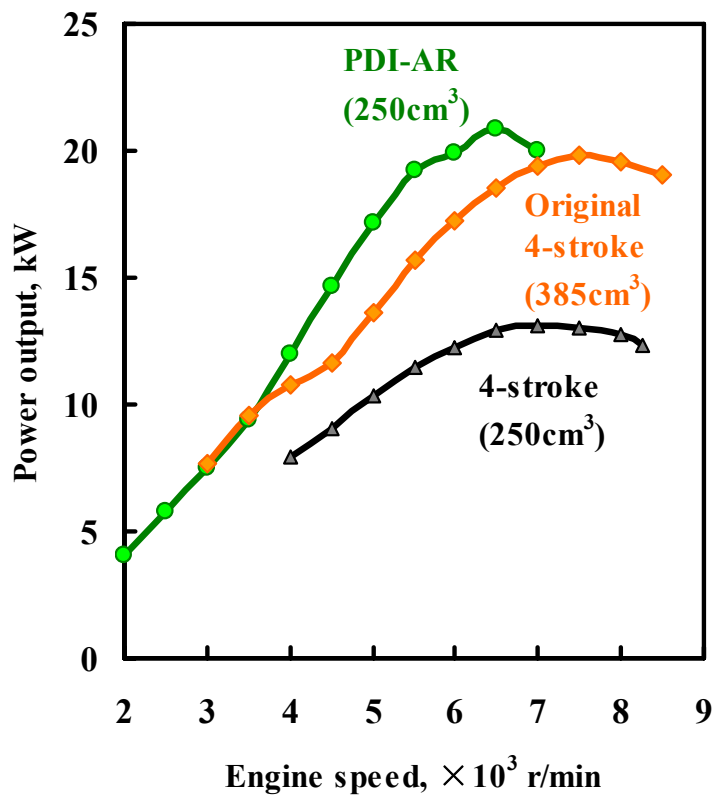


図 3-14 各種機関の出力比較

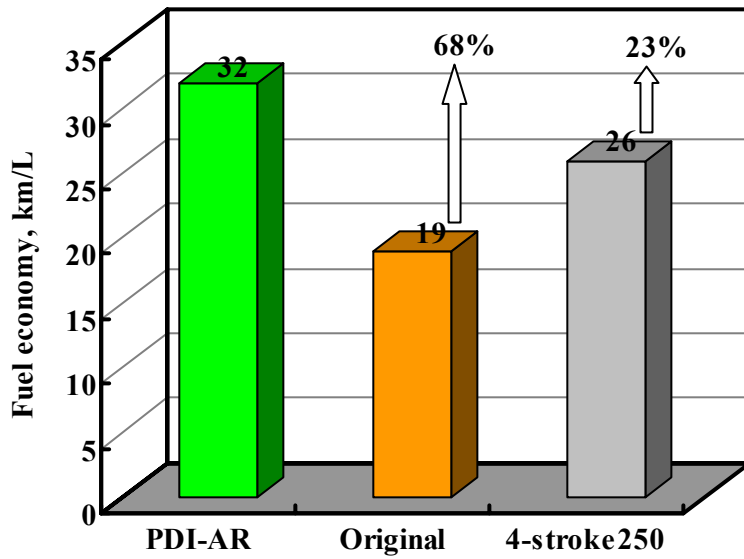


図 3-15 各種スクーターの ECE-R40 モード燃費率比較

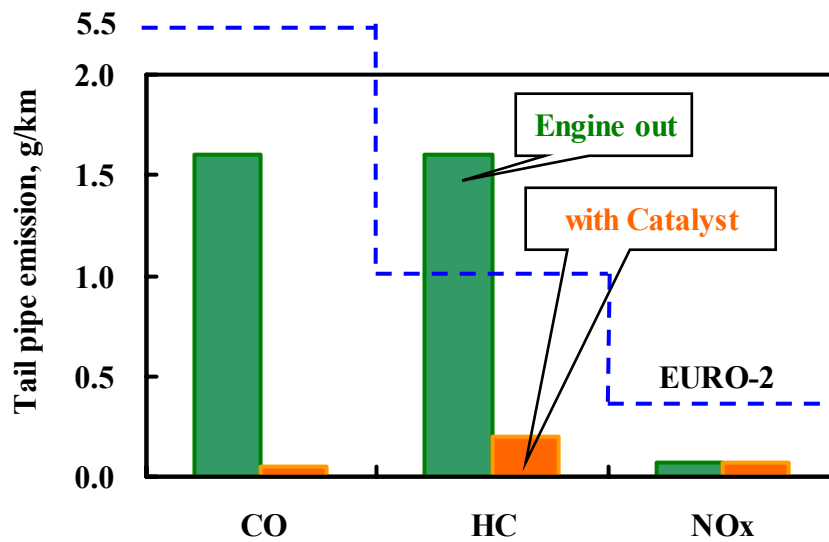


図 3-16 PDI-AR 燃焼機関スクーターの ECE-R40 モードエミッション

触媒 (Catalyst) ; ハニカム式 (φ 60.5mm×110mm, 100 セル, 白金ロジウム担持)

3.7 高速高出力型 PDI-AR 燃焼機関

PDI-AR 燃焼機関は、高速高出力型二行程ガソリン機関への適用研究⁽³⁻³⁾も試みられた。このベース機関は、機関速度 11,000 r/min において比出力 190 kW/L (258 PS/L) を発生する。このような高速高出力機関の場合の PDI 機構、AR 燃焼領域について概略を紹介する。

図 3-17 に、高速高出力型 PDI-AR 燃焼機関の概略、表 3-3 に主要諸元を示す。供試機関は、高速高出力型 250cm³ 水冷単気筒二行程ガソリン機関をベースに、高速機関用の PDI 機構と排気弁機構を備える。これらの基本的な構造は、前述の PDI-AR 燃焼供試機関と同一であるが、PDI 機構用の圧縮空気は機関に備え付けられたエアーポンプにより供給される。

図 3-18 に圧縮空気供給用エアーポンプの概略を示し、表 3-4 にその主要諸元を示す。エアーポンプはレシプロ式エアーポンプでクランクにより駆動される。ポンプ容積は 63 cm³ で、これは実験用にやや大きめの容積を設定した。PDI 機構から噴射される機関 1 回転あたりの空気質量の行程容積を標準大気で占める空気質量に対する割合、これをアシストエアー割合 (Assist air ratio) と定義する。図 3-19 に、機関比出力と PDI 機構に要求されるアシストエアー割合の関係を示す。この関係は、ベースとなる予混合給気二行程ガソリン機関と供試機関の出力比較から検討され見出された。機関の比出力が高いほど要求されるアシストエアー割合は上昇する。比出力 80 kW ではアシストエアー割合は約 3.5% であるが、比出力 200 kW では約 8% が要求される。この傾向は、比出力が高いほど均一な混合気形成に高いアシストエアー割合が必要であるためと思われる。

図 3-20 に、アシストエアー割合とエアーポンプ損失の関係を示す。エアーポンプ損失は供試機関 (250cm³) の摩擦損失有効圧力 (FMEP) 増加分を示している。機関速度は 3,000 r/min で、機械摩擦損失はモーターリング法により計測した。アシストエアー割合はポンプの吸気絞りにより調整した。エアーポンプ損失はアシストエアー割合が高いほど大きくなり、アシストエアー割合 3.5% では 15 kPa、アシストエアー割合 8% では 30 kPa となった。このエアーポンプに関連する研究結果は、第 5 章で後述する本研究で適用したエアーアシスト式直噴機構に必要なエアーポンプの損失見積もりに使われた。

アシストエアーは機関の充填効率を向上させる役目もあるため、全開出力性能はその損失を補い、ベース機関に対し約 95% の出力を発生し最高出力は機関速度 11,000 r/min において 45 kW、比出力にすると 180 kW/L を発生した。図 3-21 に、2 種類の PDI-AR 燃焼機関における全負荷の BMEP 特性と AR 燃焼領域を示す。高速高回転型 PDI-AR 燃焼機関においても高速域まで AR 燃焼は制御可能であることが確認された。

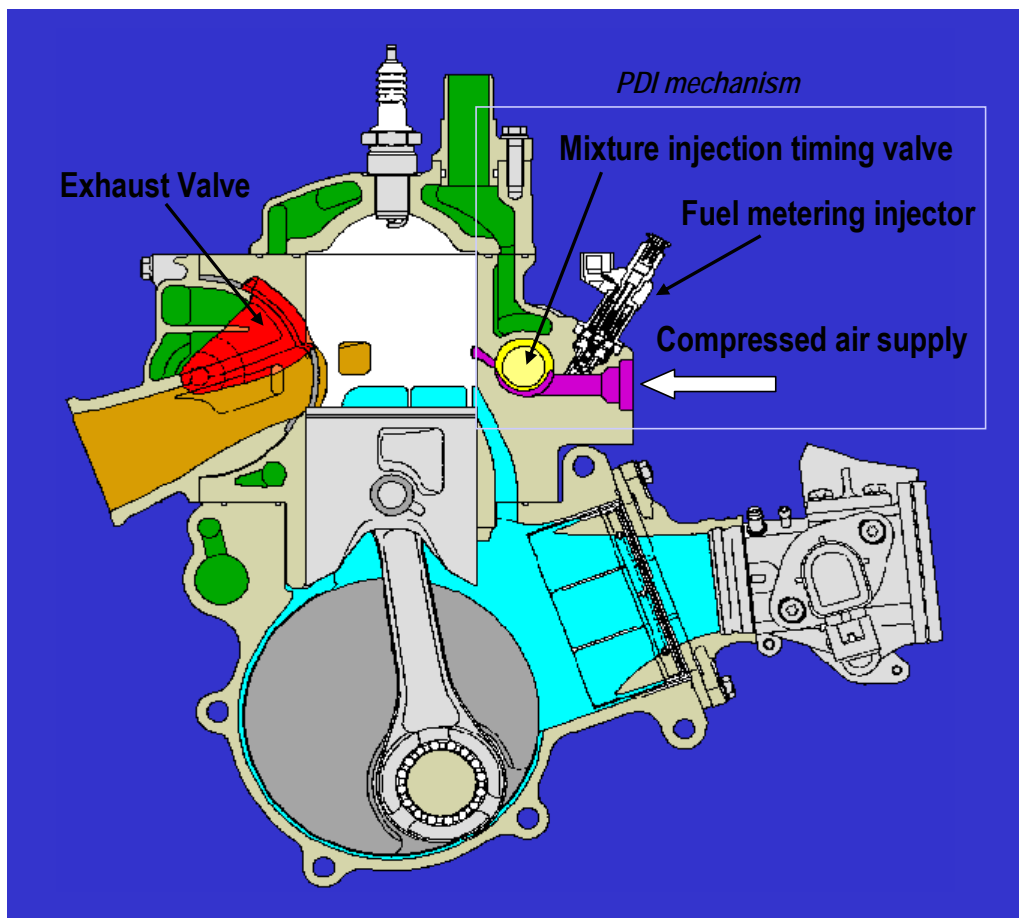


図 3-17 高速高出力型 PDI-AR 燃焼機関の概略

表 3-3 高速高出力型 PDI-AR 燃焼機関の主要諸元

Engine type	Water cooled single-cylinder
Bore × Stroke, mm	68.0 × 68.8
Displacement, cm ³	250
Trapped compression ratio (ϵ_2)	7.2
Exhaust port opening period, deg C.A.	194
Scavenging port opening period, deg C.A.	130

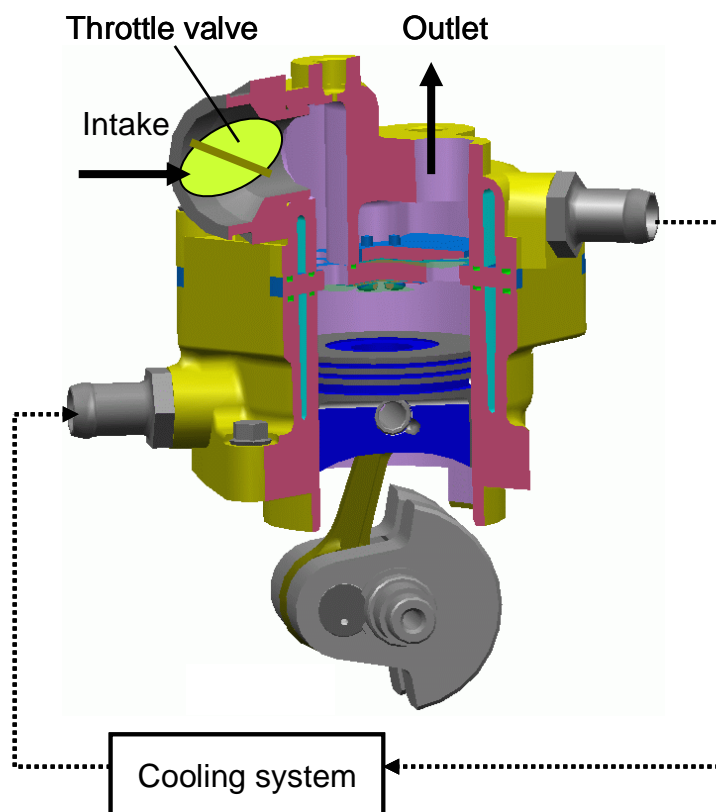


図 3-18 高速高出力型 PDI-AR 機関に用いる圧縮空気供給用エアークOMP

表 3-4 高速高出力型 PDI 機構用エアークOMP主要諸元

Air compressor for PDI system	
Displacement, cm ³	63
Bore × Stroke, mm	54.0 × 27.4

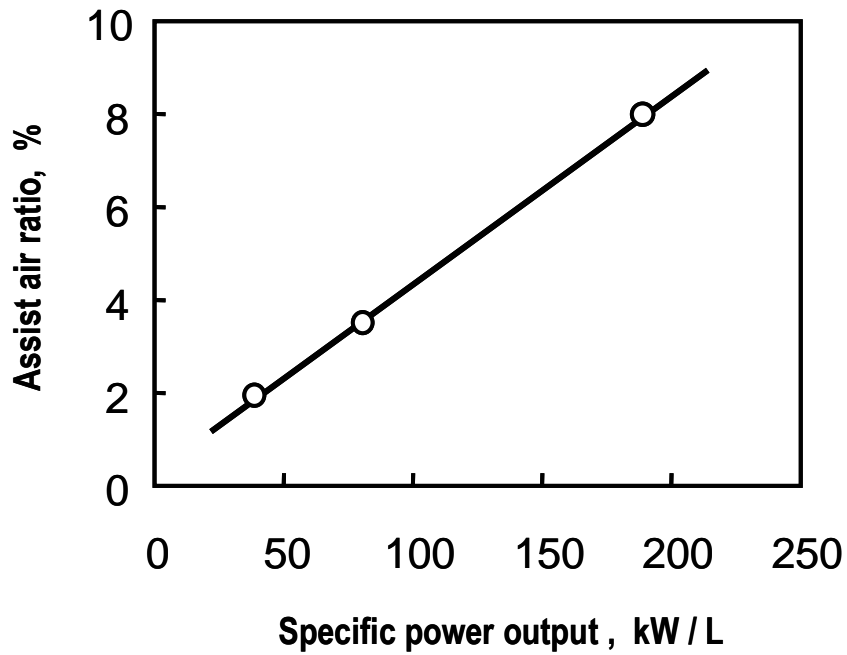


図 3-19 機関比出力と PDI 機構に要求されるアシストエア割合の関係
 アシストエア割合 (Assist air ratio) ; PDI 機構から噴射される機関 1 回転あたりの空気質量の行程容積を標準大気で占める空気質量に対する割合

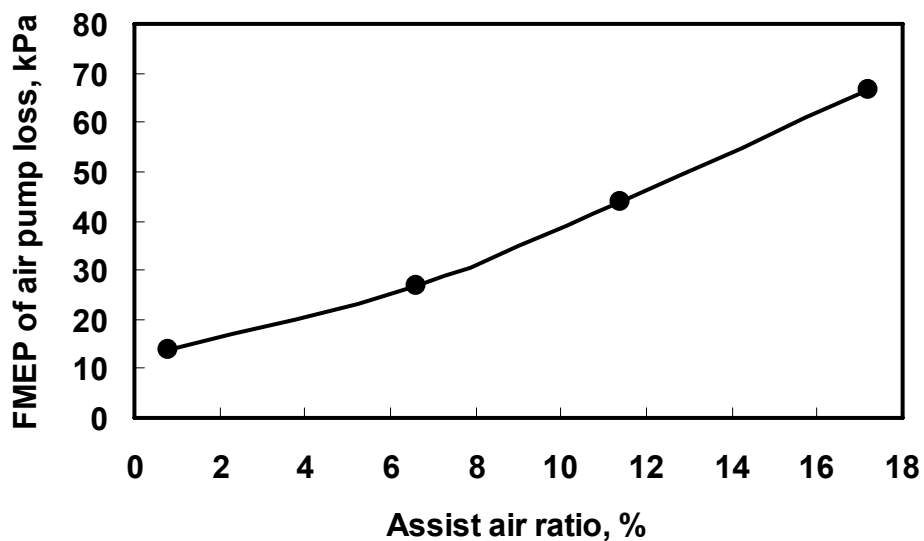


図 3-20 アシストエア割合 (Assist air ratio) とエアerpンプ損失の関係
 エアerpンプ損失 ; 供試機関 (250cm³) の摩擦損失有効圧力 (FMEP) 増加分

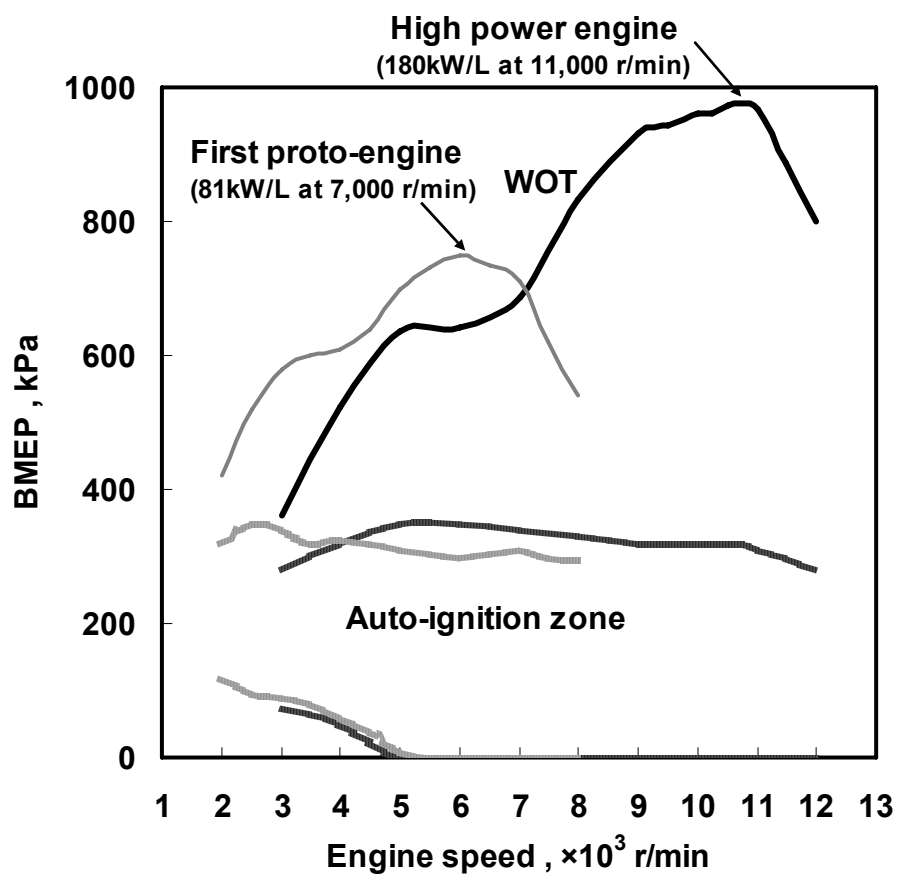


図 3-21 2 種類の PDI-AR 燃焼機関における BMEP 特性と自着火燃焼領域

3.8 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の課題

これまで述べたように、PDI-AR 燃焼機関，すなわち直噴二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関は，良好な燃費と排気エミッション性能を示し，車両燃費を改善できる技術であることが確かめられた．しかしながら，低速低負荷域では自着火燃焼を維持できず不整燃焼となり，これが実用上の課題となっている．本研究（第 4 章および第 5 章）は，この課題の解決を目的とし，新しい自着火燃焼とその燃焼を適用した新しい二行程ガソリン自着火燃焼機関を提案する．

第3章の参考文献

- (3-1) 石橋羊一, 西田憲二 ; “自己着火燃焼の工業的利用」日本機械学会 74 期 定期総会 資料集 (V) p.338-341, (1997).
- (3-2) Yoichi Ishibashi, Masahiro Asai and Kenji Nishida: "An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine", SAE paper No.972077, 1997 SETC YOKOHAMA (1997).
- (3-3) Kenji Nishida, Masahiro Asai and Yoichi Ishibashi: "Activated Radical Combustion in A High-Speed High-Power Pneumatic Direct Injection Two Stroke Engine", IFP International Congress 2001 Proceedings, p.141-151 (2001).
- (3-4) Yoichi Ishibashi and Kenji Nishida: "An Approach to Controlling Auto-Ignition: Two-Stroke Gas Exchanging Method", Global Powertrain Congress 2002 Proceedings: Advanced Engine Design & Performance, D.Roessler, Editor, p.26-33, (2002).
- (3-5) Kenji Nishida, Takahiro Kimijima: “Two-Stroke Engines as Means of Improving Vehicle Fuel Economy—A Large Scooter Application of the Pneumatic Direct Injection-AR Engine”, The 18th Internal combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056090 (2005 in Jeju, Korea).

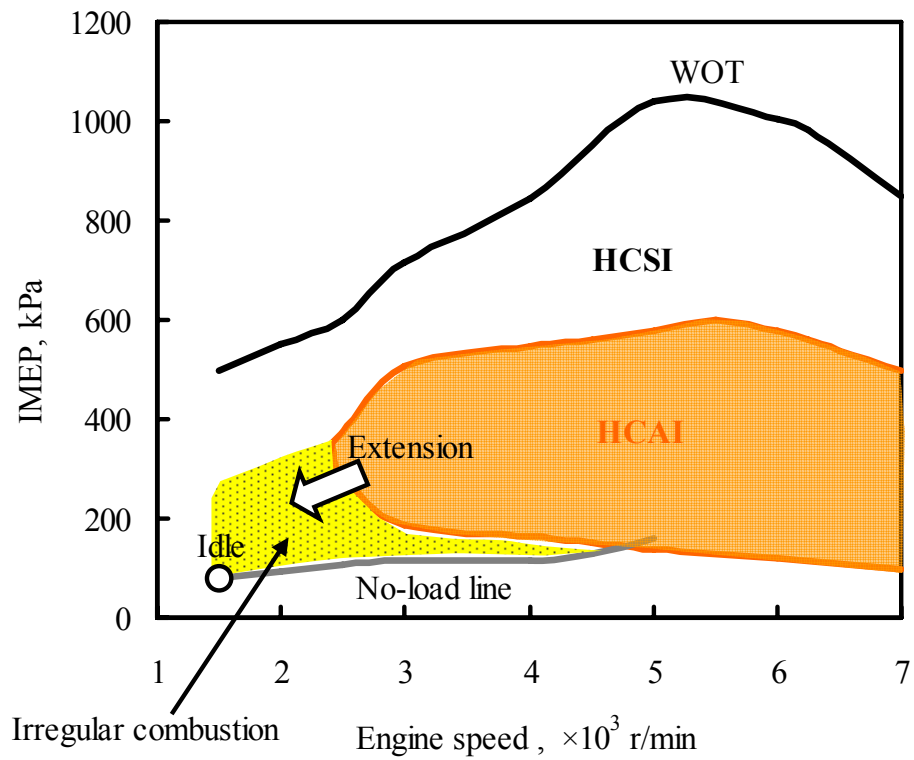
第4章 新しい自着火燃焼：成層自着火燃焼

4.1 まえがき

燃費と NO_x エミッションを同時に低減する燃焼法として、均一給気圧縮着火 (Homogeneous-charge compression-ignition: HCCI) 燃焼⁽⁴⁻¹⁾ がディーゼル機関、ガソリン機関それぞれにおいて注目されている。実用化における課題は自着火燃焼領域の拡大と言える。そのためには着火時期と着火後の燃焼速度制御手法の確立が待たれる。

四行程ガソリン機関を用いた研究には、EGR 制御⁽⁴⁻²⁾⁽⁴⁻³⁾⁽⁴⁻⁴⁾、多種燃料混合⁽⁴⁻⁵⁾、混合気形成⁽⁴⁻⁶⁾⁽⁴⁻⁷⁾⁽⁴⁻⁸⁾⁽⁴⁻⁹⁾、過給⁽⁴⁻¹⁰⁾などのアプローチが報告されている。これらは自着火燃焼の低 NO_x の利点を維持しつつ正味熱効率の向上をねらい、おもに高負荷領域への拡大をはかる。そのために燃焼速度の制御とノッキングの回避が主題となる。ディーゼル機関に比べ圧縮比の低いガソリン機関では、圧縮端温度を高め、自着火燃焼に導く手段として EGR 制御法が広く用いられる。この EGR 制御法は、第1章および第3章で紹介した、二行程ガソリン機関のガス交換の特徴を応用した二行程ガソリン自着火燃焼機関の研究⁽⁴⁻¹¹⁾⁽⁴⁻¹²⁾⁽⁴⁻¹³⁾に端を発す。しかしながら、第3章ですでに述べたが、二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関⁽⁴⁻¹⁴⁾⁽⁴⁻¹⁵⁾⁽⁴⁻¹⁶⁾⁽⁴⁻¹⁷⁾は、図4-1に示すように低速度の低負荷領域における不整燃焼が課題となっている。

本研究は二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の不整燃焼を解決する目的で、主として自着火燃焼領域の低負荷方向への拡大を試みる。図4-2は二行程ガソリン均一給気自着火燃焼における EGR 率と残留ガス温度、筒内圧縮端温度の関係を示す。自着火燃焼二行程機関では、吸入空気量が低下し運転負荷が低下するのに伴い、掃気効率（ガス交換終了後における筒内の全ガス量に対する新気量の質量割合）も低下し徐々に筒内の残留ガス量が増加する。この残留ガスの熱によって吸入混合気が暖められ、燃料の着火条件を満たした時自着火燃焼がおこる。一方、より低負荷ではさらに掃気効率が低下し、残留ガスが過剰となる。このため、燃焼温度が低下し残留ガス自体の温度も低下する。その結果、自着火を発生させるために必要な圧縮端にいたる温度条件を満足することができず自着火の継続は困難となる。またこの状態では、大量の残留ガスのため火花点火による火炎伝播も難しく、部分燃焼や失火が発生し、結果として不整燃焼にいたる。これが自着火燃焼の低負荷限界である。この傾向は熱損失の大きい低速運転でより顕著となる。負荷に対する掃気効率特性は、排気口に絞り弁を備えるなどの機構により、ある程度は調整可能である。しかしながら、均一給気である以上、負荷の低下に伴い掃気効率が低下するという基本的な傾向は変わらず、いずれかの負荷で不整燃焼にいたる。



HCSI; Homogeneous-charge spark-ignition

HCAI; Homogeneous-charge auto-ignition

図 4-1 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関における各燃焼領域

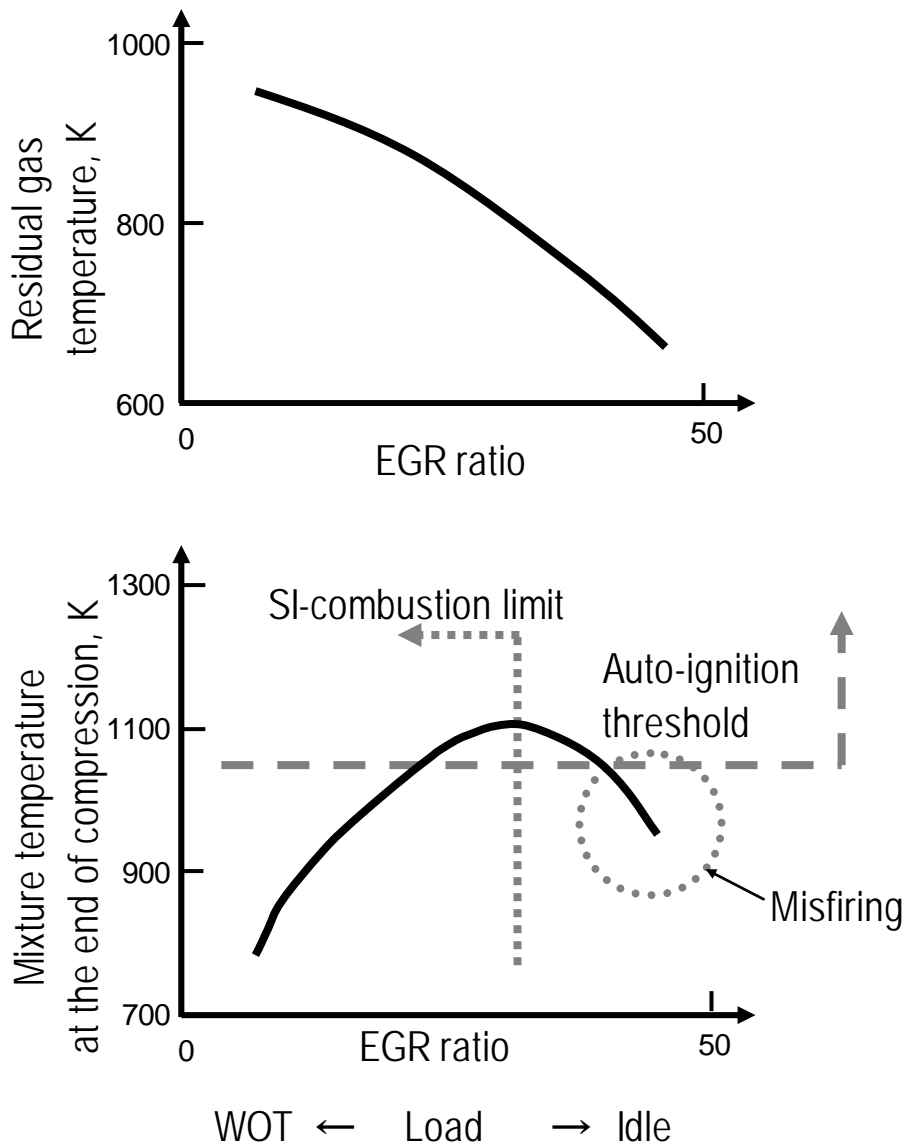


図 4-2 EGR 率と残留ガス温度，筒内圧縮端温度の関係

低負荷限界を，さらに低負荷側に拡大する方法として，燃焼室内の熱的不均一および混合気の不均一に着目した．低回転速度の低負荷域では，掃気流による筒内乱れが小さいため，新気と残留ガスは混合しにくく，圧縮行程終わりの燃焼室では筒内ガス温度の不均一な分布があると考えられる．もし，燃焼室のある箇所に高温なガスが分布しそこに混合気を形成できれば，その混合気温度は均一混合気の場合に比べより高温となる．したがって，均一給気状態に比べ低い残留ガス温度においても自着火燃焼が可能となると考えた．

筒内新気の一部と混合気を形成し燃焼する燃焼法は第1章 1.3.3 にその概念を述べたが，成層（または層状）給気燃焼⁽⁴⁻¹⁸⁾と呼ばれる．近年のガソリン成層給気火花点火燃焼機関⁽⁴⁻¹⁹⁾は，噴射時期を自在に調整可能な電磁ソレノイド式の筒内直噴弁を備え，その噴射時期を圧縮行程後期の遅い時期に噴射することにより成層混合気の形成を可能とする．この筒内直噴技術による成層給気制御を応用することで，上に述べた筒内ガス高温場での局所的な混合気形成が可能となると考えた．

新しい自着火燃焼コンセプトの概念を図 4-3 に示す．この図は，ガス交換後と圧縮端における筒内ガス温度を，新気と残留ガスが均一混合する場合と成層混合する場合とで比較する模式図である．均一給気自着火燃焼の負荷下限を想定して新気温度を 350 K，残留ガス温度を 700 K とし，ガス交換後これらは完全に均一に熱交換されると仮定すると，左上における均一混合の筒内ガス温度は 525 K となる．一方，ガス交換後新気の 1/2 のみが残留ガスと均一にガス交換されると仮定すると，左下の成層混合の筒内ガス温度は 580 K となる．これらの混合状態のまま断熱圧縮されると仮定すると，圧縮端温度は均一混合の場合 1020 K となり，前述（第3章 3.2，図 3-5）した自着火温度（約 1050 K）に達しない．成層混合の場合新気と残留ガスの混合ガスは 1130 K となり，均一混合に比べ 100 K 以上の上昇となる．ここに成層混合気が形成できたならば，自着火燃焼が可能となる．すなわち，この成層混合は均一混合に比べ低い残留ガス温度においても自着火燃焼が可能となると考えた．

燃焼室内の高温なガスが分布する局所場に混合気を形成し自着火に至らしめる燃焼，これを従来の均一給気自着火燃焼（Homogeneous-charge auto-ignition; HCAI）⁽⁴⁻¹⁶⁾と区別し，成層自着火燃焼（Stratified-charge auto-ignition; SCAI）と呼び，その燃焼コンセプトの検証を実験的に試みた．

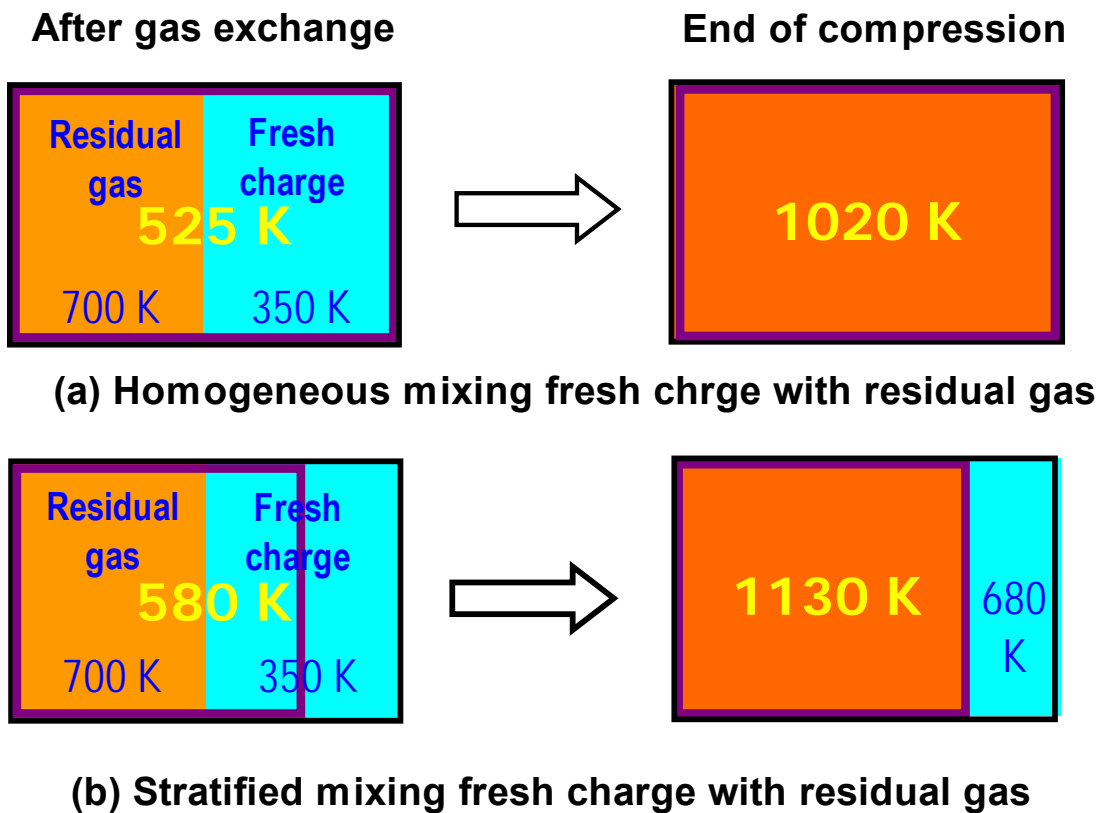


図 4-3 ガス交換後と圧縮端における筒内ガス温度
 新気と残留ガスの均一混合と成層混合の比較

4.2 事前検討

本燃焼コンセプトを検証する供試機関の設計に際し、成層混合気形成と燃焼室内ガス温度分布に関する検討を行った。

成層混合気形成を推定するために、噴霧の可視化実験を行った。燃料供給系にはスプレーガイド方式のエアアシスト式筒内直噴弁を採用した。これは、筒内流動や燃焼室壁面によらず成層混合気の形成が可能で、燃焼室とピストン頭部の形状の影響を受けにくい特徴を持ち、本コンセプトに適していると考えた。

圧縮行程終わりの燃焼室内のガス温度分布は新気と残留ガスの混合状態で決定されるから、掃気流動と燃焼室形状に依存すると考えられる。そこで、三次元の計算流体力学 (Computational fluid dynamics; CFD) による掃気流動シミュレーションを試み、筒内のガス温度分布を解析した。

これらの事前検討結果をもとに、圧縮上死点において筒内ガスの高温部が集中する場所に成層混合気が形成されるように、燃焼室形状と直噴弁配置を設計した。

4.2.1 燃料噴霧可視化

圧縮行程中の燃料噴射を想定し, 図 4-4, 表 4-1 に示す圧力容器内における燃料噴霧を観察した.

筒内直噴弁は市販品で, 図 4-5 (a) に示すように上下二段構造からなり, 上段の燃料計量用の燃料噴射弁と下段の筒内直噴用の空気噴射弁で構成される⁽⁴⁻²⁰⁾. この噴射機構原理の概略を図 4-5 (b)に示す. 燃料はあらかじめ燃料噴射弁により計量され直噴用の空気噴射弁上流部に待機する. この燃料は一定圧力に調整された圧縮空気により空気噴射弁から筒内に噴射される. 適正な微粒化のためには, 噴射燃料量に応じた噴射空気量が要求されるが, 空気量も燃料噴射弁同様に噴射時間により調整される. 噴射圧力, すなわち空気噴射弁に供給される圧縮圧力はコンプレッサーから圧力調整弁を介し一定圧に保持される. 圧縮行程の遅い時期に噴射する場合, 筒内圧も上昇するため, 噴射圧により直噴時期は限定される. したがって, 筒内圧と噴射圧との差圧が実質の直噴圧となる. 本直噴弁は二行程ガソリン成層給気火花点火機関で実用化されているが, 空気噴射弁へ供給される圧縮空気は約 0.5MPa の設定となっている. この設定圧で成層給気が成立しているのは, 二行程ガソリン機関の圧縮圧力が四行程ガソリン機関に比べ低圧であること, 筒内圧が上昇する圧縮行程後期など比較的遅い噴射を行う運転条件は低負荷域で噴射燃料量も少ないためと思われる. 噴射弁のおもな仕様を表 4-2⁽⁴⁻²¹⁾ に示す. 噴射圧力は 0.5 MPa (gauge) とし, 噴射燃料量は従来の均一給気自着火燃焼の自着火負荷下限, 3,000 r/min, 図示平均有効圧力 (Indicated mean effective pressure; IMEP) = 200 kPa 運転条件相当の 2.6 mg を与え, 噴射期間は 4 ms とした. 噴霧画像は可視光源を用い高速 CCD カメラにて撮影された.

圧力容器内の雰囲気圧力は, 図 4-6 に示す筒内圧縮圧力と筒内直噴始め時期 (Direct-injection timing; DI timing) の関係をもとに, 機関運転時の DI timing を変化させた場合の噴射期間における筒内平均圧力を想定し, 0 ~ 0.4 MPa (gauge) を与えた. DI timing が遅い場合, 筒内圧と噴射圧の関係から噴射期間の後半部で噴射できない区間が発生する. 噴射区間の平均筒内圧は可能な区間 (約 313deg.ATDC まで) で平均した. しかし, 本実験における噴射期間は, 雰囲気圧力の影響を明確にするため 4 ms 一定とした. また, 噴射圧力一定で雰囲気圧力が異なる時, エアー噴射量が変化するため, 燃料噴射率に影響する可能性がある. そこで, 本実験条件の範囲では燃料噴射量が同一 (2.6 mg) であることを, 事前に精密測定により確認した.

図 4-7 に容器内圧力による噴射終了時の画像の変化を示す. 実機関の DI-timing における筒内圧力を想定し, 各容器内圧力に対応する DI timing も表中に示した. DI timing が遅くなるほど小さな高密度の噴霧が形成されており, DI timing=280, 300deg ATDC 相当の容器内圧力 = 0.3, 0.4 MPa では噴射弁下方約 10 mm を中心に高さ, 幅ともに 20~25mm の噴霧が形成されている.

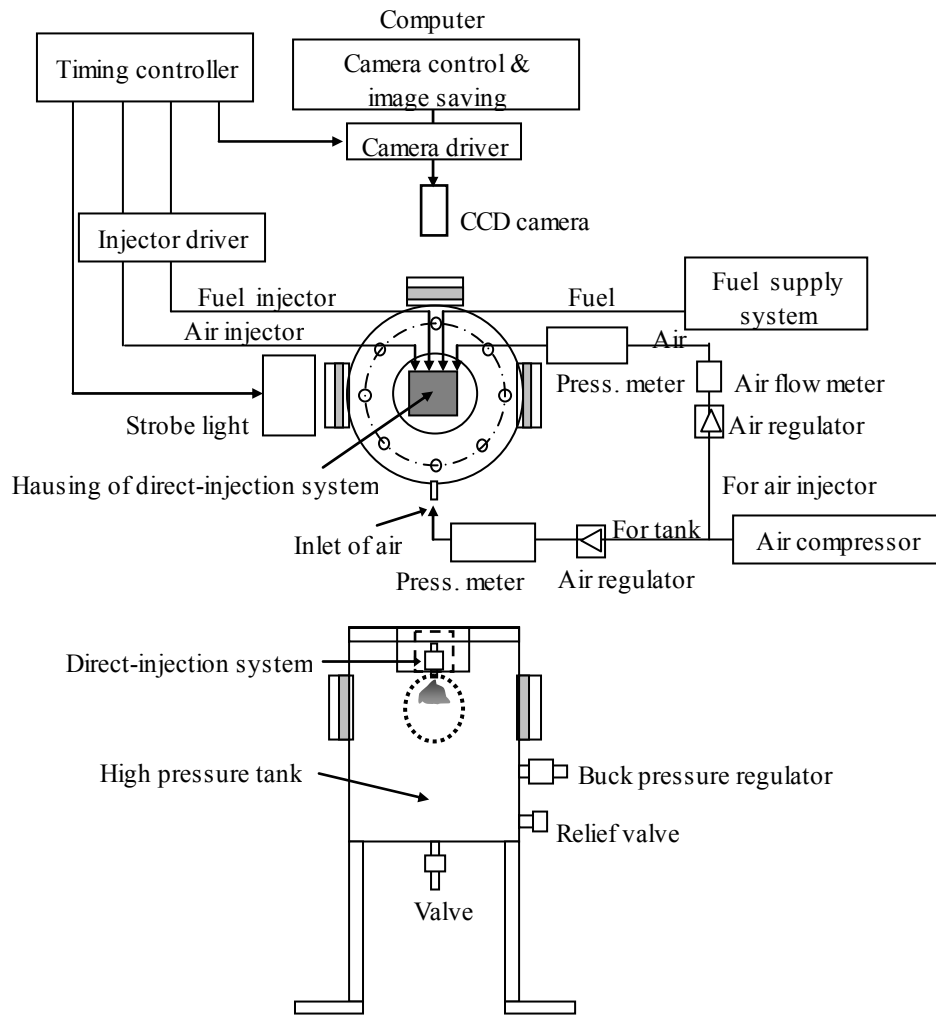
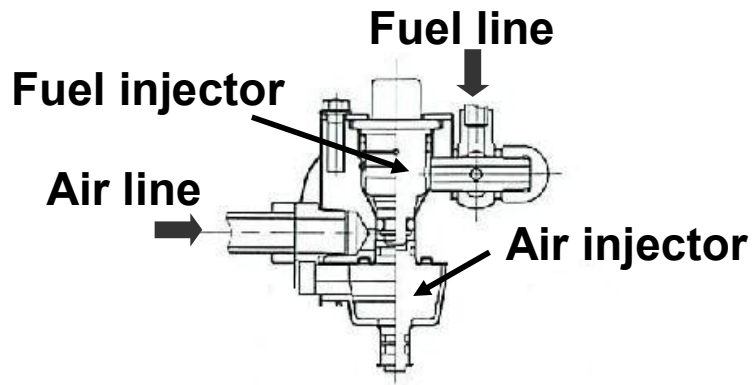


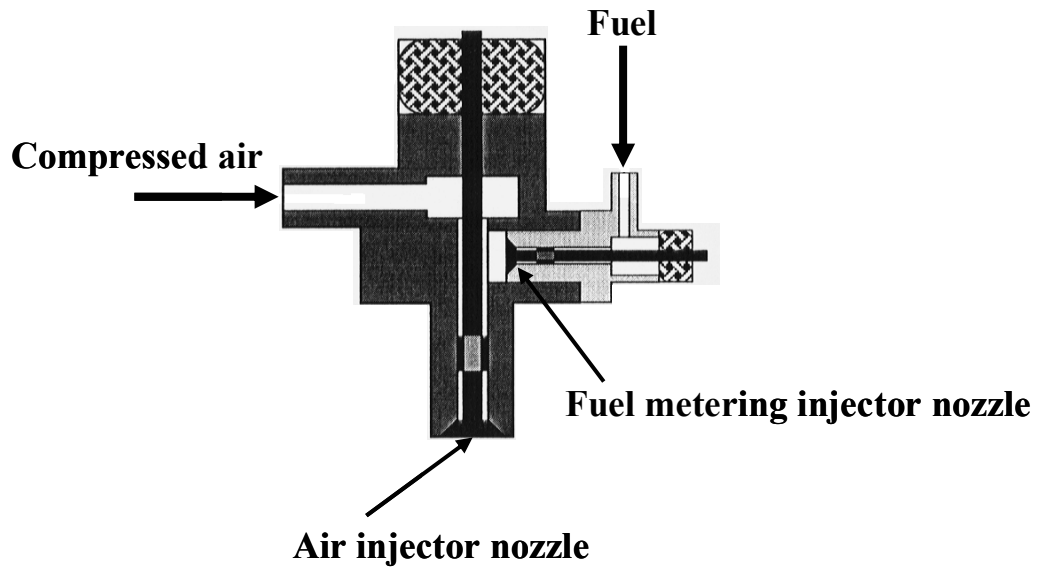
图 4-4 压力容器内燃料噴霧可視化実験装置

表 4-1 压力容器諸元

Internal diameter×Height		300 mm×500 mm
Windows	Internal diameter	100 mm
	Thickness	15 mm
	Material	Quartz
Capacity to resist pressure		1 MPa



(a) 構造概略図



(b) 燃料噴射機構原理の概略図

図 4-5 エアーアシスト式燃料筒内直噴弁

表 4-2 エアーアシスト式燃料筒内直噴弁の諸元

Air-assisted direct-injection type	
Air injector	TOHATSU GENUINE PARTS 3T5-10310-1
Fuel metering injector	TOHATSU GENUINE PARTS 3T5-10300-0
Fuel pressure	0.65 MPa (gauge)
Air pressure	0.5 MPa (gauge)

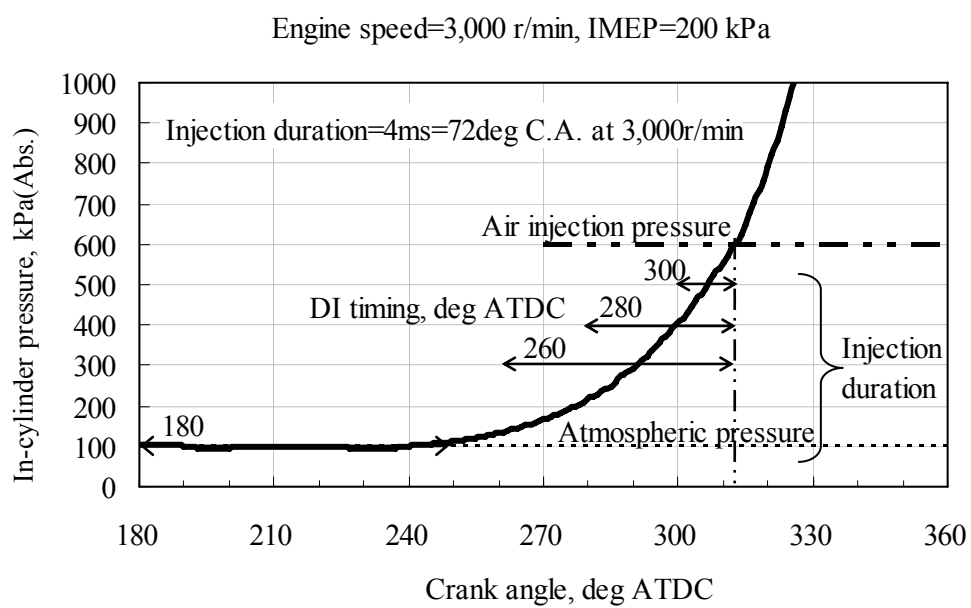


図 4-6 筒内圧縮圧力と筒内直噴始め時期 (DI-timing) の関係

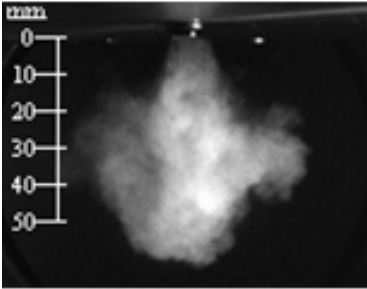
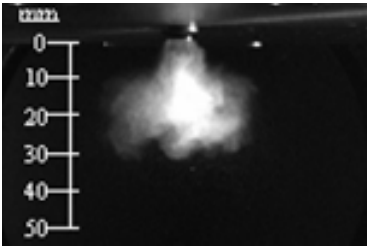
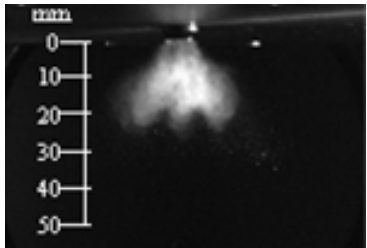
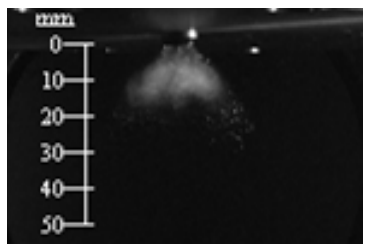
Ambient pressure, MPa (gauge)	DI timing, deg ATDC	Images at the end of injection, fuel injection quantity: 2.6 mg	Injection duration, ms	
			Fuel injector	Air injector
0	180		5	4
0.2	260		5	4
0.3	280		5	4
0.4	300		5	4

图 4-7 噴霧可視化画像

4.2.2 燃焼室内ガス温度分布解析

均一給気自着火燃焼 (HCAI) 時の実験データをもとに、ブローダウン直前の筒内圧力および筒内ガス温度、掃気ポートにおける圧力および雰囲気温度、排気ポートにおける圧力および雰囲気温度などを境界条件 (初期条件) とし、排気行程から掃気行程、圧縮行程終りにいたる残留ガスと新気のガス流動の CFD 解析を行った。また、燃焼室壁面温度、シリンダー壁面温度、ピストン上壁面温度は実機実験による測定値を用いた。燃焼室、シリンダー壁面は熱電対で測定した。ピストン上壁面は硬度法と呼ばれる側温方法、側温用のビスをピストン上壁面に埋めこみ一定時間の運転後そのビスの硬度降下から壁面温度を推測する方法にて測定した。

表 4-3 に CFD 計算条件を示す。CFD 計算には RICARDO 社製の VECTIS を用いた。基礎方程式は質量保存の式、運動量保存の式 (Navier-Stokes の式)、エネルギー保存式および気体の状態式である。機関においては流れの状態はほぼ乱流であるため、乱流を直接数値解析することが望ましい。しかしながら、現在の計算機能力を考えた場合実用的には時間平均化した Navier-Stokes の式、すなわち Reynolds 方程式を乱れモデルを用いて解く方法が一般的となっており、ここでは乱れエネルギー k とその散逸率 ε に基づく標準 k - ε モデルを適用した。壁面境界条件としては、対数則による壁関数を用いた。

VECTIS の計算格子は非構造格子で、内部空間を 6 面体、境界面付近はカットセルと呼ばれる多面体によって表現される。なお、基礎方程式は有限体積法にて離散化される。

ピストンの往復運動に伴う計算空間の変化は、移動境界格子の適用と、クランク角度にして約 5° 置きに格子を切替え、節点情報をクロスリンクさせることで表現している。

CFD 計算に使用した下死点の計算格子を図 4-8 に示す。下死点での総格子数は 640,000 である。

運転条件は、燃料噴霧可視化時と同様に均一給気自着火燃焼 (HCAI) の自着火負荷下限 3,000 r/min, IMEP= 200 kPa 相当である。この時のガス交換状態は、均一給気自着火燃焼における実機実験の解析結果を反映し、給気比=20 %, 給気効率=85 %, 掃気効率=50 %となっている。ブローダウン直前の筒内温度としては 700 K を与えた。

表 4-3 3D-CFD(Computational fluid dynamics)計算条件

使用アプリケーション	RICARDO 製 VECTIS
基礎方程式	質量保存の式 運動量保存の式 (Navier-Stokes の式) エネルギー保存式 気体の状態方程式
乱流モデル	標準 k- ϵ モデル
壁面境界条件	壁関数 (対数則)
計算格子	非構造格子 (内部空間 6 面体, 境界面付近カットセル) 総格子数= 640,000 (下死点時)
空間変化きざみ	クランク角度 約 5 degree
計算期間 (開始～終了)	排気始め直前～上死点
境界条件	均一給気自着火燃焼機関実験の実測値 排気口開き直前の筒内圧力, 温度, 他各部圧力, 温度 (運転条件: 自着火負荷下限相当, 3,000 r/min, IMEP=200 kPa)

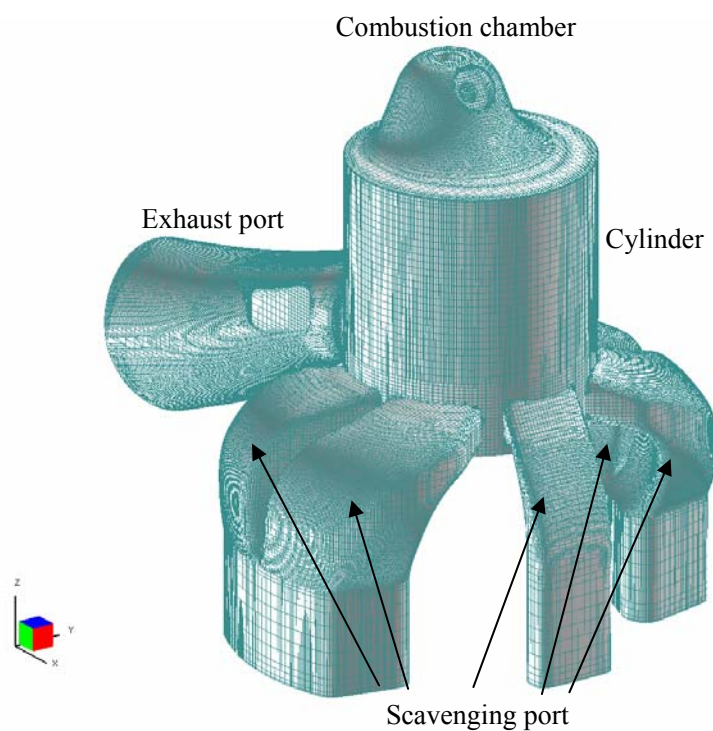
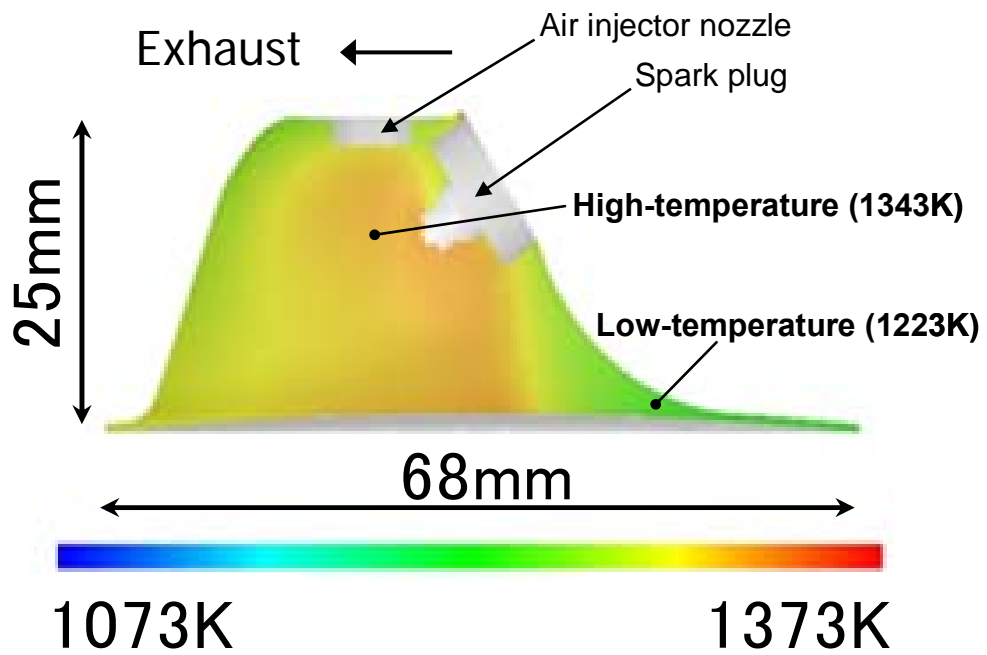


図 4-8 CFD 計算に用いた計算格子 (下死点)

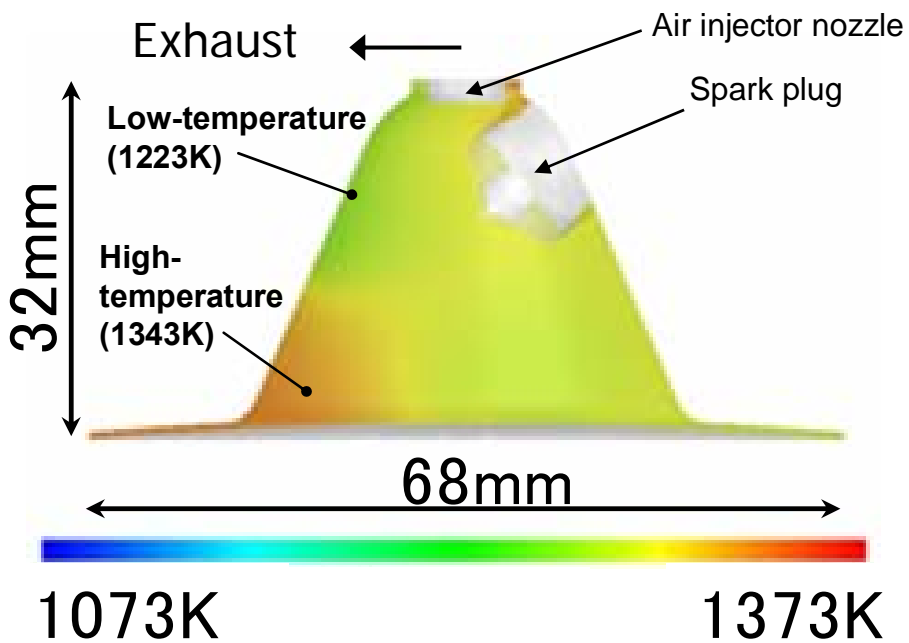
CFD では、燃焼室形状の異なる 2 種類の燃焼室、スキッシュドーム型で燃焼室中心が排気側にオフセットしている Type-A と一般的な半球形型燃焼室の Type-B を比較した。図 4-9 は、CFD による燃焼室形状違いの燃焼室内ガス温度分布を比較している。ガス温度分布には両燃焼室ともに不均一性が見られ、高温部と低温部で 120 K の差が見られる。Type-A では燃焼室頂点から下方約 10 mm の点を中心に高温部が分布している。一方 Type-B では排気側下方に高温部が分布している。この分布の違いは排気行程から圧縮行程にいたる一連の CFD 解析によると、掃気流動の違いによる。Type-A の場合、筒内に流入した新気は燃焼室上部で排気側へまわりこむ大きな縦渦を形成する。この時、一部の残留ガスはこの渦の中に取り込まれ、圧縮行程終わりには図 4-9 のような燃焼室中心に高温部が集中する分布となっている。Type-B の場合、顕著な渦が形成されないため排気側に高温部が集中する分布となっている。この縦渦形成に燃焼室形状が大きく影響していると考察される。

Type-A の燃焼室ならば、可視化実験で確認された噴射弁下方約 10 mm を中心とする混合気形成場と筒内ガス温度分布における高温部が一致する。実際の機関運転においては、噴霧形状は筒内流動の影響を受けるが、上死点近傍における混合気形成の場合、その影響は小さいと考えられる。

なお、図 4-9 の CFD 結果を可視化したガス温度分布では燃焼室壁面およびピストン上壁面におけるクエンチングの影響を確認しにくい、これは壁面付近の温度勾配が大きいため可視化処理した図では見出しがたいことによる。



(a) Combustion chamber, type-A



(b) Combustion chamber, type-B

図 4-9 CFD による燃焼室形状違いの燃焼室内ガス温度分布比較

4.3 供試機関と実験装置

図 4-10 に供試機関の概略を、表 4-4 に主要諸元を示す。本機関は事前検討の結果を踏襲し、従来のクランクケース与圧式水冷単気筒 250 cm³ 二行程ガソリン機関に、

- 1) 成層混合気を形成するための筒内直噴弁、
 - 2) 燃焼室内ガス温度分布解析から選定されたボア中心に対し排気側にオフセットしたスキッシュドーム型燃焼室 (Type A 燃焼室)、
 - 3) 筒内の残留ガス割合を制御するための排気口の開口面積を可変する排気弁、
- を備える。

排気弁は、図 4-11, 4-12 に示すように、排気 3 ポート式シリンダーに適用した構造となっている。

筒内直噴機構および排気弁機構の制御装置を図 4-13 に示す。

直噴弁機構、燃料供給系、アシストエア供給系および制御装置は、噴霧可視化実験装置に示した仕様と同一である。機構を動作させるための圧縮空気は機関と別体のレシプロ式小型エアークンプレッサーにより供給した。燃料計量用の燃料噴射弁、直噴用の空気噴射弁それぞれの噴射時期、噴射区間は、機関のクランク軸に固定されたロータリーエンコーダーのクランク位置信号をもとにタイミングコントローラーにて駆動制御を行った。

排気弁は、第 2 章 2.2 に示したとおりサーボモーター駆動により開度を自由に調整可能となっている。また、点火時期も同様に第 2 章 2.2 に示したとおりで、ベース機関に備えられているクランク角パルサー信号を基準とした制御装置により自在に調整可能となっている。

機関実験設備は前述の第 2 章 2.2 に示したとおりである。供試機関は動力計 (明電舎製 80kW 直流ダイナモメーター) に直結され、機関速度および負荷一定のもとに運転される。シリンダーヘッドには、筒内圧力計測用に水冷の圧電式圧力変換器 (キスラー 6061A) が取付けられている。吸気管上流には、吸入空気流量計測用に層流式空気流量計 (山田製作所製ラミナーフローメーター) を備える。排気分析計は堀場製作所製の MEXA9100 で、CO, CO₂, HC, NO_x, O₂ 分析計を備える。排出質量は、分析濃度と吸入空気質量から求めた。空燃比は、吸入空気質量と燃料消費質量から求めた。この時、燃料消費質量はマスビューレット式燃料消費計 (小野測器製 FX202P) で計測した。機関の冷却には循環式熱交換器を用い、本機関実験はヘッド近傍の冷却水温=85~90°C の条件で行った。吸入空気温度は、20~25°C で行った。

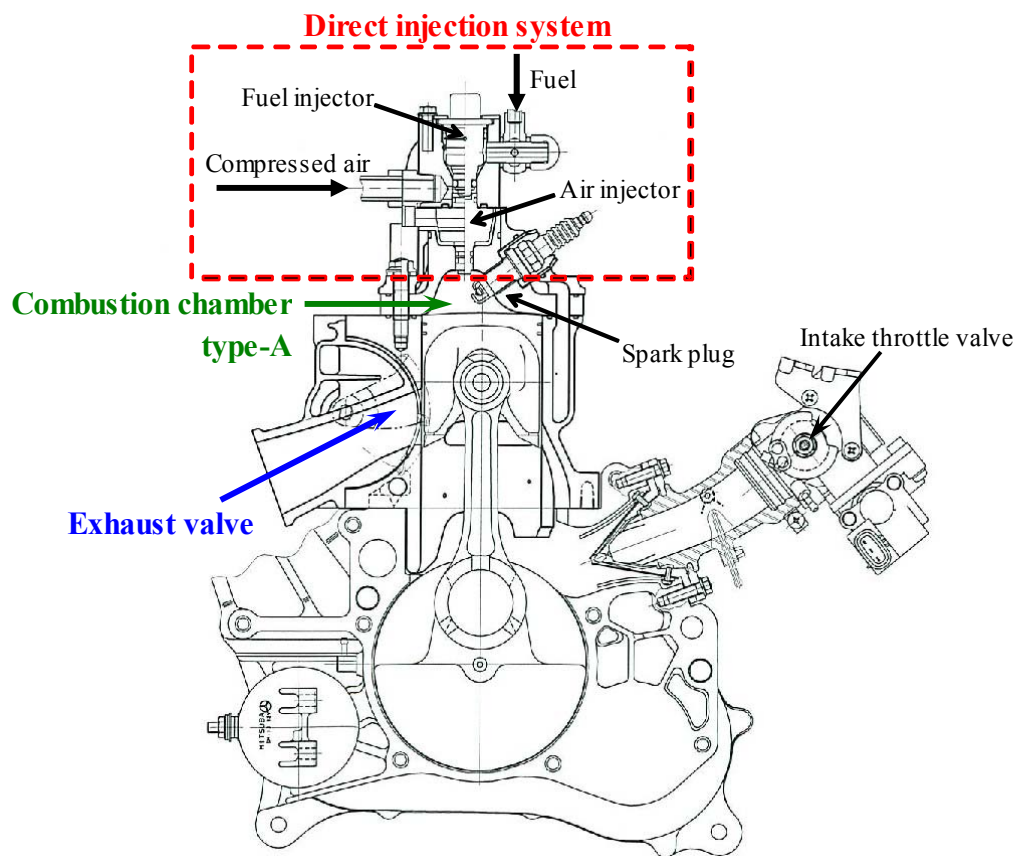


図 4-10 実験用機関の概略

表 4-4 実験用機関の主要諸元

Engine type	Water cooled single-cylinder two-stroke
Displacement, cm ³	250
Bore × Stroke, mm	68.0 × 68.8
Geometric compression ratio	14.2
Exhaust port opening period with exhaust valve, deg C.A.	0~186
Scavenging port opening period, deg C.A.	118
Fuel	Gasoline (RON91)

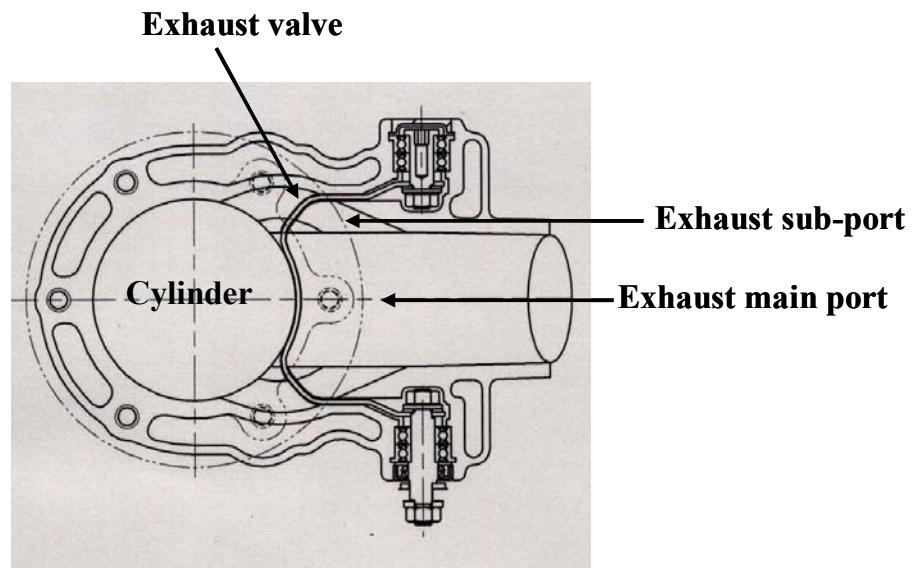
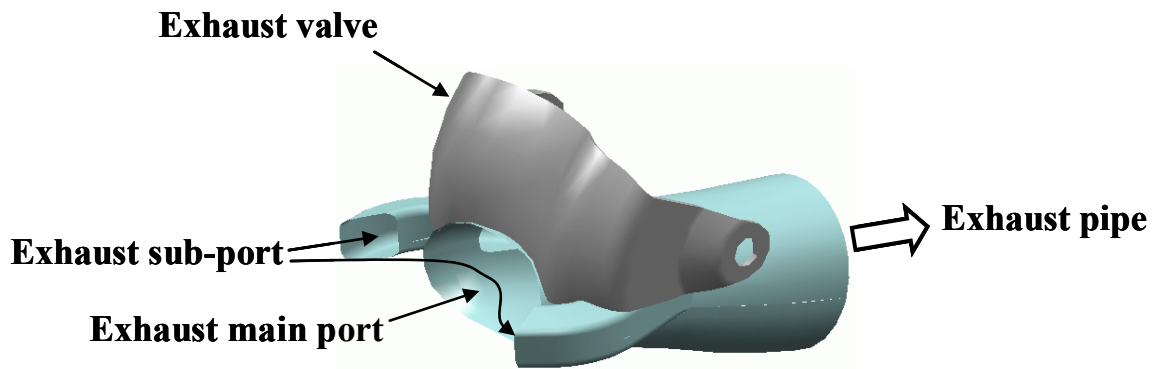
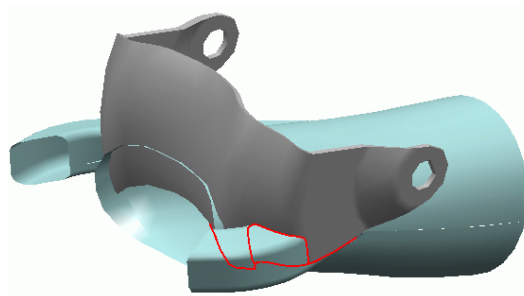


図 4-11 排気弁機構のシリンダー上面図



(a) メインポート開き時の排気弁位置



(b) サブポート閉じ時の排気弁位置

図 4-12 排気弁構造

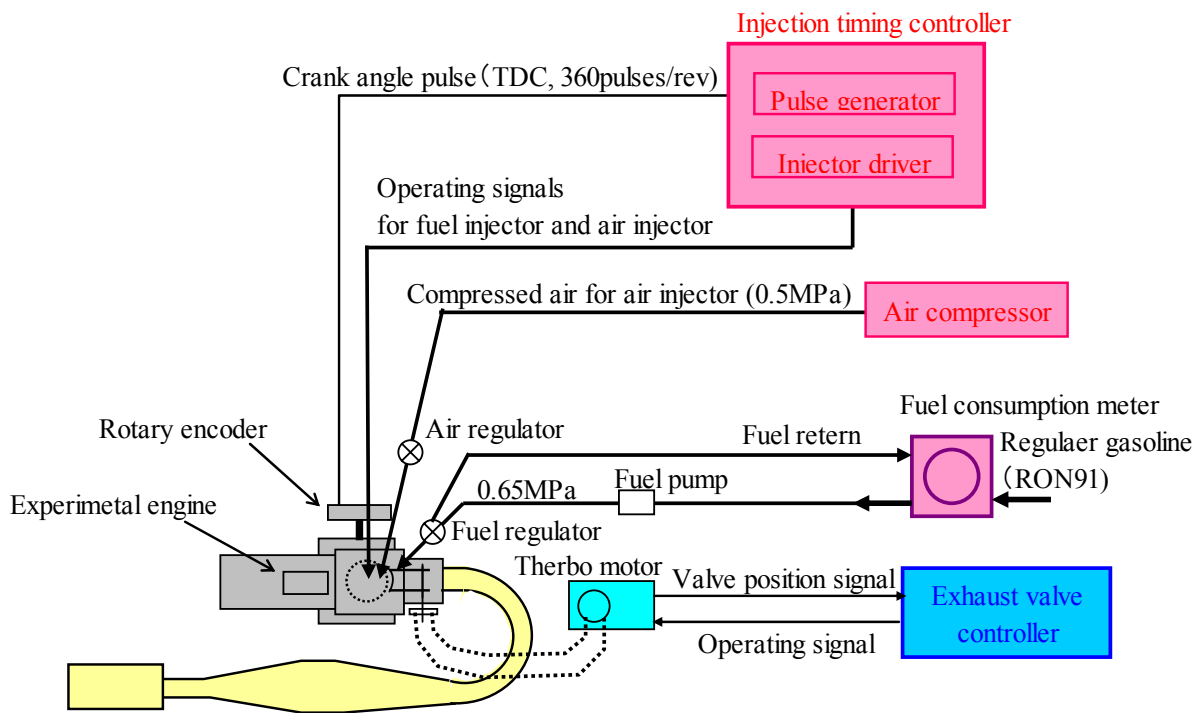


図 4-13 直噴機構および排気弁機構の制御装置

4.4 成層自着火燃焼の検証方法

成層自着火燃焼を検証するためには、成層給気状態を把握する必要がある。均一給気燃焼と成層給気燃焼との比較検討に関しては、八木らによる CVCC 機関の研究⁽⁴⁻¹⁸⁾において、各種排ガス特性から検討されている。また、塩路らにより、当量比と NO_x の排出特性との関係において、均一給気希薄燃焼と成層給気燃焼との比較が示されている⁽⁴⁻²²⁾。この論文では、均一給気燃焼の場合当量比=1 近傍に NO_x 排出濃度の上限が存在するが、成層給気燃焼の場合筒内全体では大幅に希薄な当量比においても均一給気希薄燃焼に比べ NO_x 排出が増大することを示している。このように、排気ガス分析の情報から成層給気燃焼状態を考察する方法はこれまでも試みられている。本研究では、成層給気状態を定量的に解析することを試みる。

4.4.1 均一給気燃焼と成層給気燃焼の排ガス特性

四行程ガソリン均一給気火花点火機関における当量比と各種排ガス特性の関係に関しては、図 4-14 に引用するように、Heywood により機関実験例（本研究で用いている排ガス分析計と同形式）が示されている⁽⁴⁻²³⁾。図は、排気分析から求められた当量比と CO, CO₂, O₂, H₂ 濃度の関係を示している。CO はリッチ域ほど高い値となるが、当量比 1 未満でほぼ 0 となる。CO₂ は当量比 1 で最大（約 14%）となる上に凸の傾向を示す。O₂ はリッチ域では 0 で、リーン域で増大する。これらの傾向は、リッチ域は燃料過剰のため不完全燃焼となり CO は増大し、リーン域は空気過剰のため O₂ が増大することを示している。また、CO₂ は完全燃焼になるほど増大するが、当量比 1 以下では空気過剰のために濃度は見かけ上低下するので、当量比 1 で最大となる。

直噴機構を備えた二行程ガソリン均一給気機関の場合、供給される空燃比（供給 A/F）と筒内に充填された新気と燃料の空燃比（筒内 A/F）は吹き抜け空気が存在するため異なる。この場合、図 4-14 の特性を応用し CO で筒内 A/F を推測した。この時、トラップ効率と供給 A/F から求められる筒内 A/F とほぼ一致した。この筒内 AF と CO, CO₂, O₂ の関係を図 4-15 に示す。筒内 A/F が理論空燃比（当量比 $\phi=1$ ）の時、CO は約 0.6% で、CO₂ は最大となり約 13% となった。成層給気燃焼の場合（イメージ線）、図 4-15 に示すように筒内に充填された新気の内燃焼に利用されない空気は膨張行程後排気口から排出されるため、排気ガスは空気過剰となり O₂ は増大する。この時、部分的にリッチな混合気形成の燃焼の場合、CO は増大し CO₂ も低めとなる。燃焼場が当量比 1（ $\phi^*=1$ ）の時 CO₂ は最大となる。CO, CO₂ 濃度の絶対値は供給 A/F がリーンになるほど空気過剰の分その絶対値は小さくなる。しかしながら実験時、燃料供給量を変化させ CO₂ 最大となる条件を選択することで $\phi^*=1$ の管理は可能と考えた。

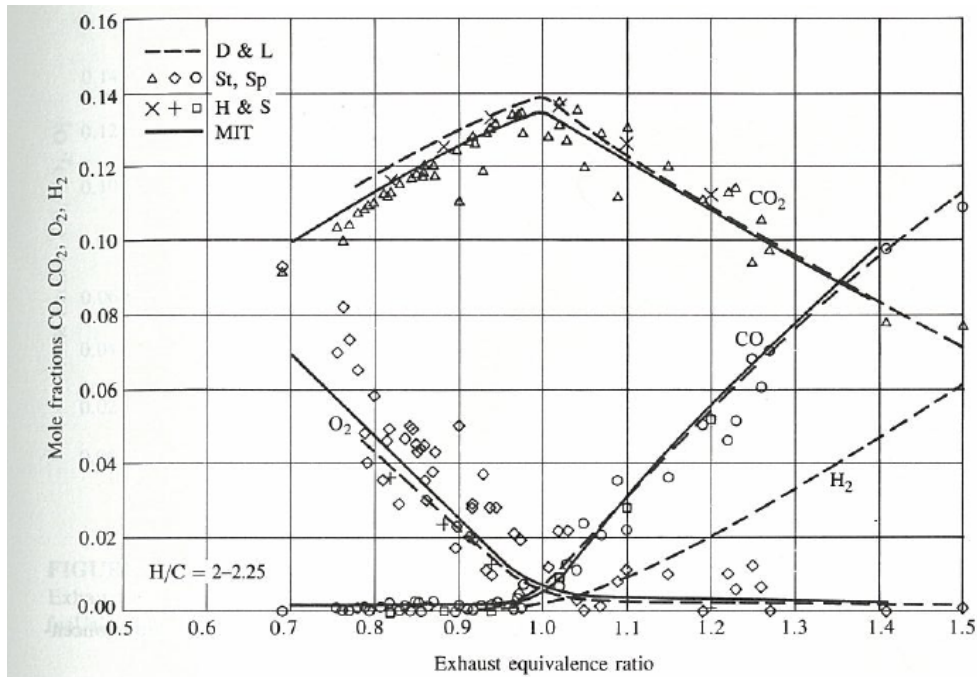


FIGURE 4-20
 Spark-ignition engine exhaust gas composition data in mole fractions as a function of fuel/air equivalence ratio. Fuels: gasoline and isoctane, H/C 2 to 2.25. (From D'Alleva and Lovell,²⁴ Stivender,²⁵ Harrington and Shishu,²⁶ Spindt,²⁷ and data from the author's laboratory at MIT.)

図 4-14 四行程ガソリン火花点火機関における当量比と排ガス濃度の関係 (4-23)

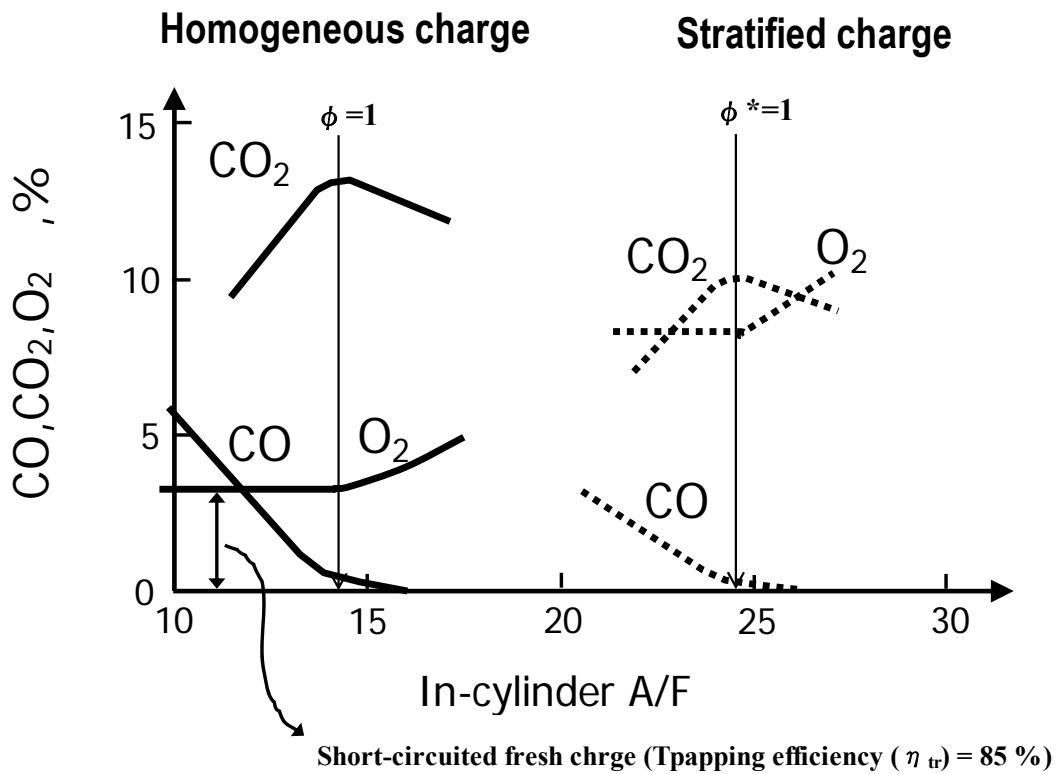


図 4-15 筒内 A/F と CO, CO₂, O₂ の関係

(二行程ガソリン均一給気燃焼と二行程ガソリン成層給気燃焼の比較)

4.4.2 空気利用率の定義と見積もり方法

成層自着火燃焼を機関実験で検証するために、混合気形成の観点から成層給気状態を判定し、同時に自着火燃焼運転を確認した。この方法を、図 4-16 に従い以下に示す。

成層給気状態を定量評価するために、空気利用率 (Air utilization ratio; AUR) を次のように定義する。

$$AUR = M_f^*/M_f \quad (4-1)$$

M_f : ガス交換において筒内に留まる空気質量、

M_f^* : 筒内新気の内燃焼に関与する空気質量

均一給気自着火燃焼の場合、吸入空気質量を M_s とすると、掃気行程中排気管に吹き抜ける空気質量は $M_s - M_f$ であるから、既燃ガス中には残留酸素がないとの仮定のもと、排気中の酸素濃度から吹抜け新気量を見積もるいわゆる Watson 法⁽⁴⁻²⁴⁾ を応用すると、

$$(M_s - M_f) / M_s = O_2 / 21 \quad (4-2)$$

O_2 : 均一給気状態における排気中の酸素濃度 (%)

21 : 大気中の酸素濃度 (%)

一方、成層給気状態では、燃焼に関与せず排気管に排出される空気質量は $M_f - M_f^*$ であるから、1 サイクル毎に排気管に排出される総空気質量は、 $M_s - M_f + M_f - M_f^*$ 、すなわち $M_s - M_f^*$ となる。

(4-2) 式と同様に、

$$(M_s - M_f^*) / M_s = O_2^* / 21 \quad (4-3)$$

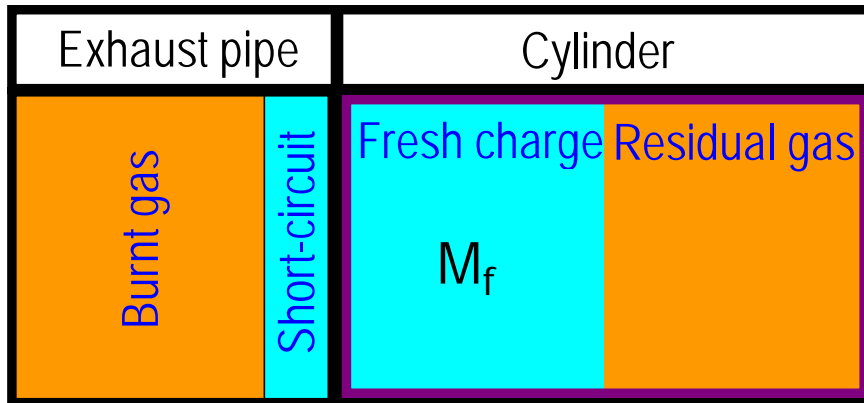
O_2^* : 成層給気状態における排気中の酸素濃度 (%)

(4-1), (4-2), (4-3) 式より、

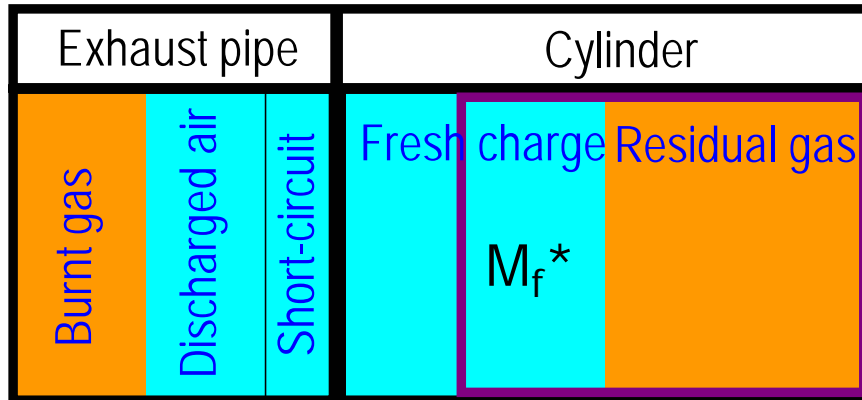
$$AUR = (21 - O_2^*) / (21 - O_2) \quad (4-4)$$

既燃ガス中には残留酸素はないという仮定および均一給気、成層給気、両者の燃焼場の当量比をそろえるために、 CO_2 排出が最大となる当量比 (ϕ^*) を与え実験を行う。すなわち、 ϕ^* の時、燃焼場の空燃比は理論空燃比と仮定した。

Homogeneous-charge auto-ignition (HCAI)



Stratified-charge auto-ignition (SCAI)



Air utilization ratio

$$\begin{aligned}
 \text{AUR} &= \frac{M_f^*}{M_f} \\
 &= \frac{21 - O_2^*}{21 - O_2}
 \end{aligned}$$

M_f ; Mass of fresh charge in cylinder

M_f^* ; Mass of fresh charge utilized for combustion

図 4-16 空気利用率 (AUR) の定義と見積り方法

4.4.3 成層自着火燃焼の判定方法

均一混合気となるように十分に早い燃料噴射時期を与え，排気弁開度を調整し，均一給気自着火燃焼を起こす．自着火燃焼の確認は点火プラグの火花を停止しても運転が持続するか否かで判断する．給気比一定ならば燃料噴射時期にかかわらずガス交換状態は同一と見なし，この時の給気比を維持しながら ϕ^* を与え実験を行う．この均一給気自着火運転時の O_2 を用い，徐々に燃料噴射時期を遅らせ O_2^* の変化から空気利用率（AUR）を求める．AUR の低下に比例して燃料消費量は減少し同時に出力も低下する．この状態で自着火運転であれば，それは成層自着火燃焼と判定できる．

4.5 実験結果

4.5.1 成層自着火燃焼の検証

図 4-17 に、機関速度=3,000 r/min, DR=24 %, ϕ^* における筒内直噴始め時期 (Direct-injection timing; DI timing) と空気利用率 (AUR), IMEP の関係を示す。全て自着火燃焼運転である。排気弁開度は均一給気自着火 (HCAI) 燃焼運転時に最適着火時期となる条件, すなわち最小燃料消費率となる条件を与え一定とした。冷却水温度は 85~90°C とした。AUR は, DI timing=113 deg ATDC 時は均一給気と見なし, その O₂ を基準に求めた。

DI timing=200 deg ATDC より早い噴射時期では AUR=1 と一定で, それより遅くなるにつれて AUR は低下する。これより, DI timing=200 deg ATDC までは均一混合気で, それより遅い噴射時期で成層混合気と判断できる。DI timing が遅いほど AUR は小さく, よりコンパクトな成層混合気が形成されていると推定される。IMEP も AUR の低下に比例し低下している。これらは成層混合気の特徴を表しており, 成層自着火 (SCAI) 燃焼が実現されていることが実験的に確認された。

4.5.2 最適直噴始め時期と空気利用率の関係

図 4-17 に示した実験をいくつかの異なる DR で行い, 最小燃料消費率となる最適な DI timing とその時の AUR を調べた。それらと IMEP の関係における成層自着火 (SCAI) と均一給気自着火 (HCAI) の比較を図 4-18 に示す。SCAI の最適 DI timing は低負荷ほど HCAI に比べ遅角し, 同時に AUR は小さくなっている。

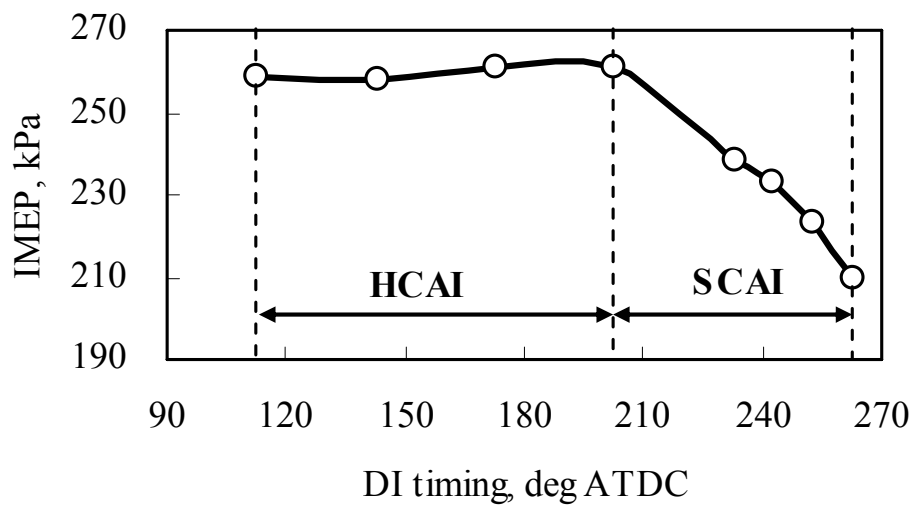
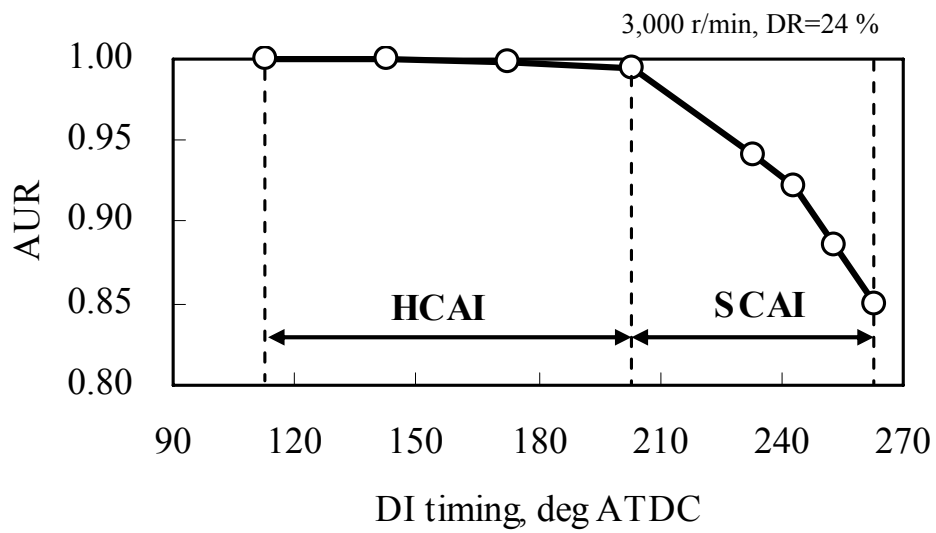


図 4-17 成層自着火燃焼 (SCAI) 発生を検証

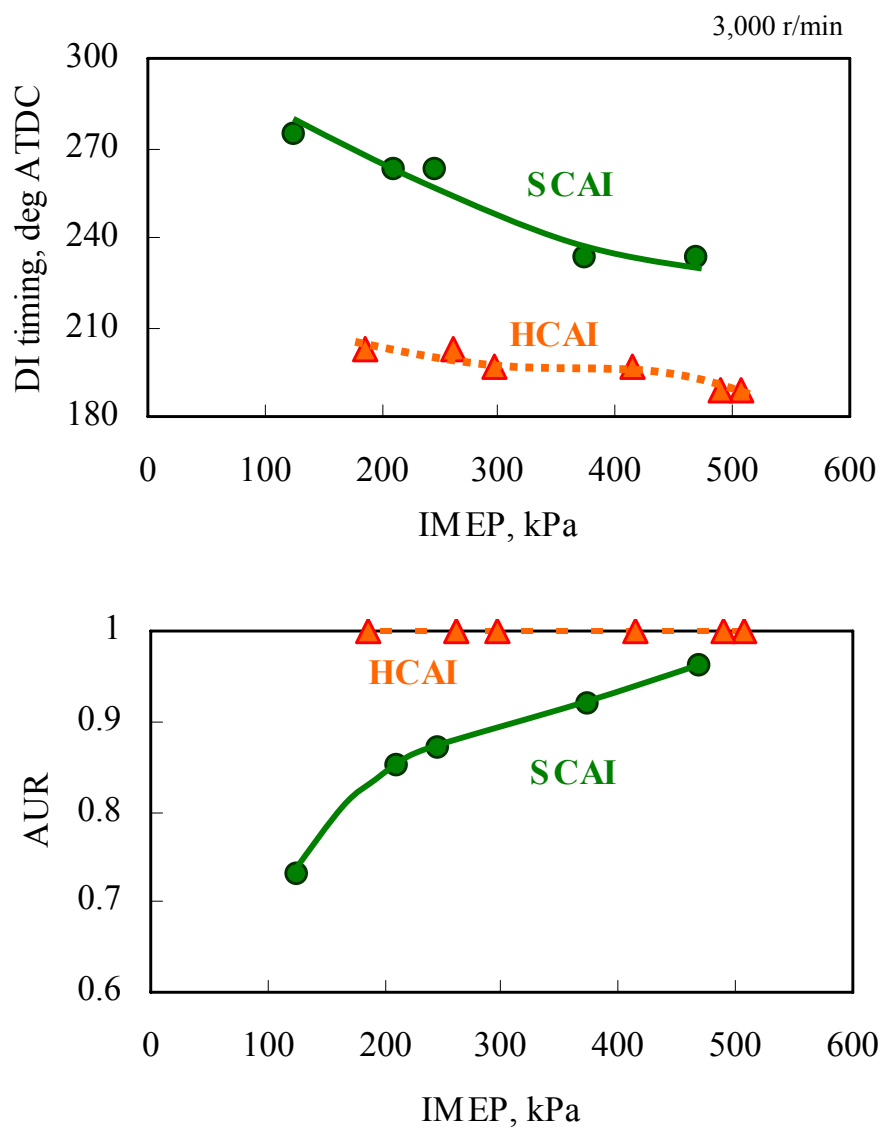


図 4-18 SCAI と HCAI の最適 DI timing と AUR

4.5.3 成層自着火燃焼のガス交換特性

図 4-18 に示した DI timing と AUR における成層自着火 (SCAI) と均一給気自着火 (HCAI) のガス交換特性を比較するために, 図 4-19 に IMEP に対する給気比 (Delivery ratio; DR) および掃気効率 (Scavenging efficiency; η_s) を示す. 参考として, 均一給気火花点火 (Homogeneous-charge spark-ignition; HCSI) 燃焼と成層給気火花点火 (Stratified-charge spark-ignition; SCSI) 燃焼も同一図上に示す. 給気比は吸気管上流に設置された層流式空気流量計により計測した. 掃気効率は, 上述 (第 2 章 2.5.3) の掃気効率ガスモデル試験; G.P.Blair 法⁽⁴⁻²⁵⁾ と運転時の給気効率 (Trapping efficiency; η_{tr}) から求めた. 給気効率は, Watson 法⁽⁴⁻²⁴⁾ を用い, 排気管内の酸素濃度から求めた. この時, 成層自着火 (SCAI) の給気比および掃気効率は, 図 4-17 に示す一連の実験においてガス交換状態は変化しない仮定のもと, 基準となる均一給気自着火 (HCAI) の値を採用している. 成層給気火花点火 (SCSI) の給気比および掃気効率も同様の方法で求めた. 運転条件は 3,000 r/min, ϕ^* である.

成層自着火 (SCAI) の給気比および掃気効率は, 同一負荷において, 均一給気自着火 (HCAI) に比べやや高く, 均一給気火花点火 (HCSI) や成層給気火花点火 (SCSI) に比べると十分小さい傾向となるガス交換特性の特徴を示した.

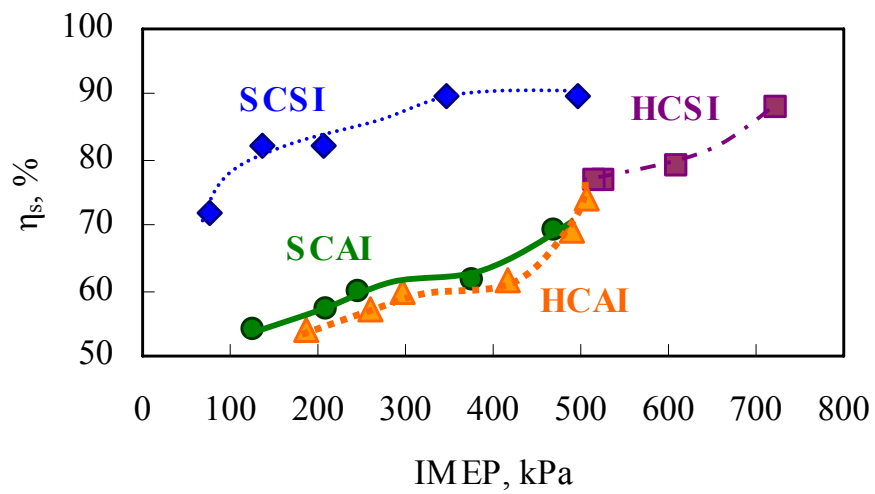
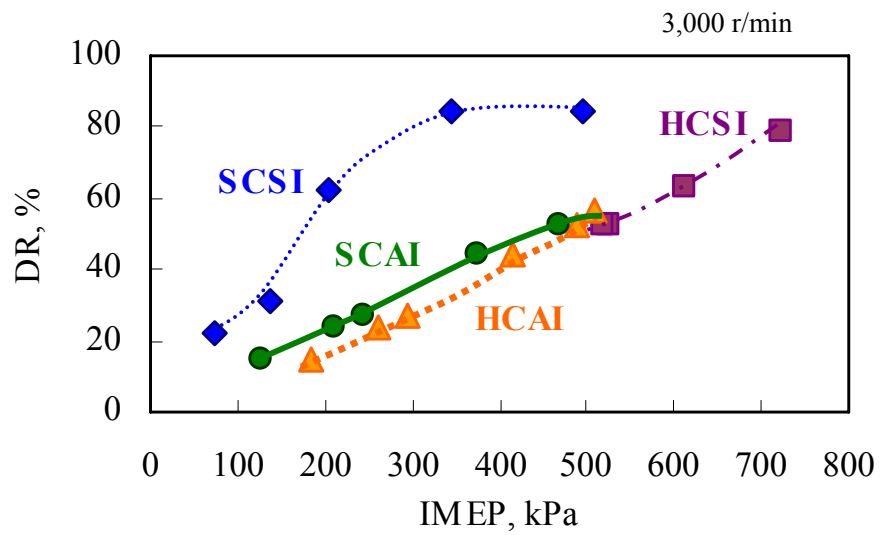


図 4-19 各燃焼モードにおける給気比 (DR) と掃気効率 (η_s)

4.5.4 燃費およびエミッション性能

図 4-20 は成層自着火 (SCAI) と均一給気自着火 (HCAI) の図示燃料消費率 (Indicated specific fuel consumption; ISFC), 図示 HC 排出率 (Indicated specific hydrocarbon emission; ISHC), 図示 NO_x 排出率 (Indicated specific nitrogen oxides emission; ISNO_x) を比較する。

ISHC に注目すると, 成層自着火 (SCAI) は均一給気自着火 (HCAI) に比べ IMEP=300 kPa 以下の領域で低減しており, 特に IMEP=200 kPa で最大約 60 %低減している。これは, 燃焼室中心で混合気形成され自着火にいたる SCAI によって, シリンダーの壁ぬらしなどによる未燃 HC の排出が低減されたためと思われる。しかしながら, この低減量は ISFC の違いとなって現れるほど十分な量ではない。ISNO_x に注目すると, 成層自着火 (SCAI) は均一給気自着火 (HCAI) に比べてわずかに増加する傾向が見られる。しかしながら, IMEP=300 kPa より低負荷では均一給気自着火 (HCAI) 同様ほぼゼロレベルであり, 自着火燃焼の利点は維持されている。

また図 4-20 では, 同時に従来の標準的な予混合四行程火花点火機関とも比較した。ここで, 予混合四行程火花点火機関は理論空燃比, 最適点火進角 (Minimum advance for the best torque; MBT) を与えている。IMEP=200 kPa 前後において, ISFC は約 20 %, ISHC は約 85 %, ISNO_x は約 95 % 低減している。

成層自着火 (SCAI), 均一給気自着火 (HCAI) とともに ISFC が予混合四行程火花点火機関に対し改善されているが, これは供試機関における自着火燃焼の二つの特徴による。

図 4-21 は, 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関と予混合四行程火花点火機関の, 同一 IMEP における P-V 線図を比較している。本図における, 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の排気ポートタイミングで決まる 2 次圧縮比は 8.8, 四行程機関の圧縮比は 12 である。機関速度は 3,000 r/min, IMEP=280 kPa となっている。この図において, 均一給気自着火には熱サイクル上の二つの改善が見られる。一つ目は上死点における等容燃焼の改善である。これは, 自着火の急速燃焼による。二つ目は下死点における膨張比の拡大である。これは, 排気弁の排気始め時期可変効果による。自着火燃焼の着火タイミングを最適に設定すると, 低負荷域ほど排気弁開度は小さくなるが, 排気ポートをふさぐ形状であるため同時に排気始め時期は遅くなる。そのため, 低負荷ほど有効膨張比は高くなる。図 4-22 は, 本供試機関のそれぞれの燃焼モードにおける有効膨張比を比較している。ここで, 有効膨張比は各ポイントにおける排気弁位置から計算している。このように, 成層自着火 (SCAI) と均一給気自着火 (HCAI) は, 低負荷ほど膨張比は高い。そのため, 図 4-20 に見られるように ISFC は低負荷ほど低くなる傾向を持つ。

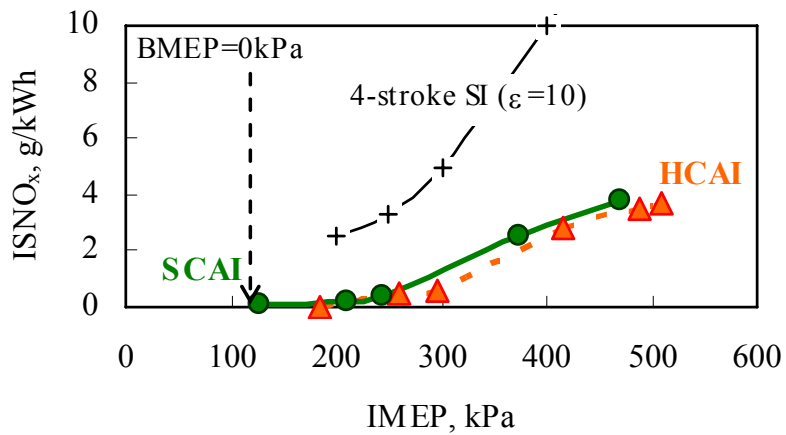
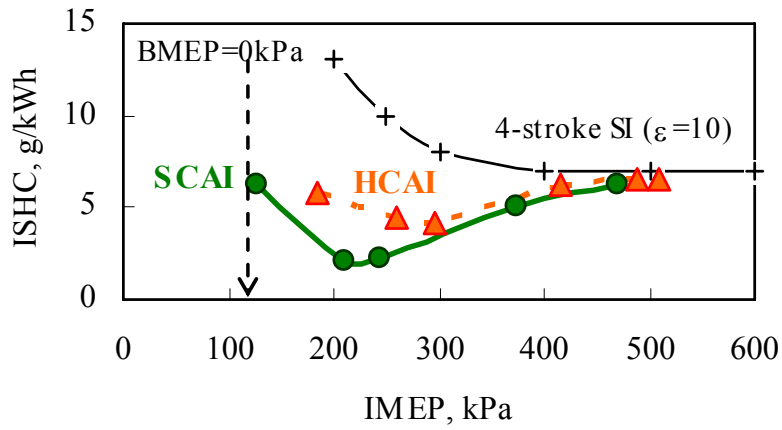
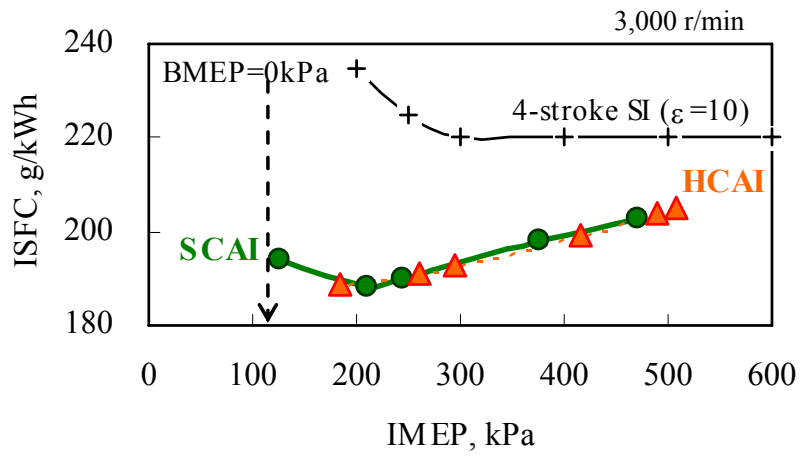


図 4-20 各燃焼モードと四行程機関における
 図示燃料消費率, 図示 HC 排出率および図示 NO_x 排出率の比較

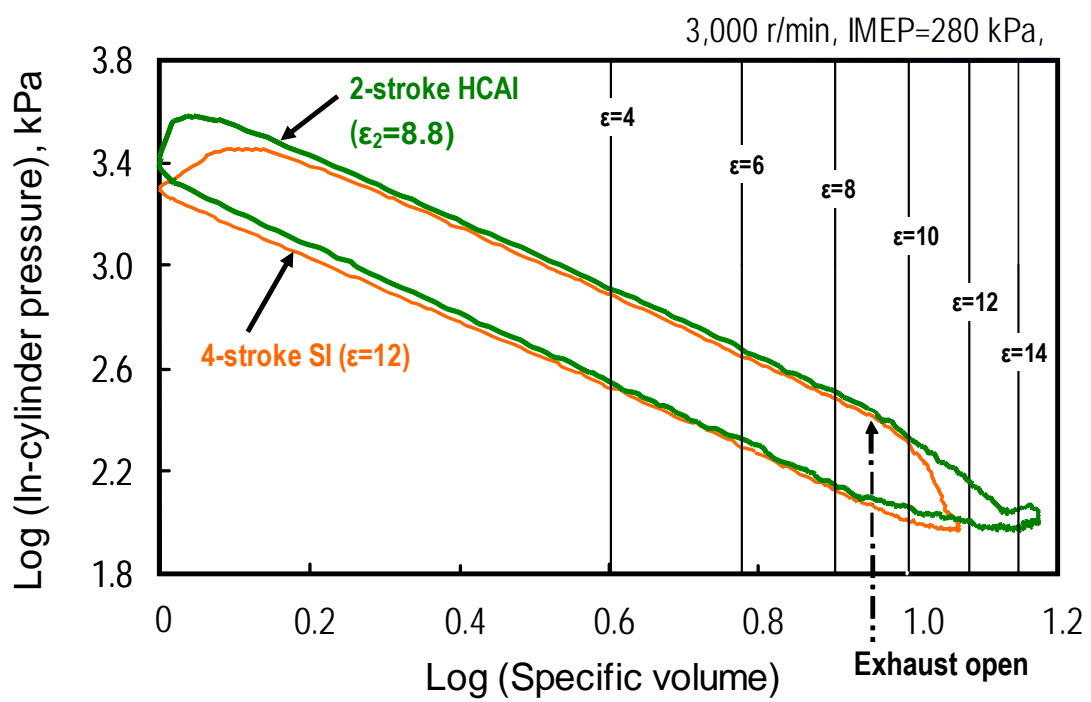


図 4-21 P-V 線図の比較

(二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関と四行程ガソリン火花点火機関の比較)

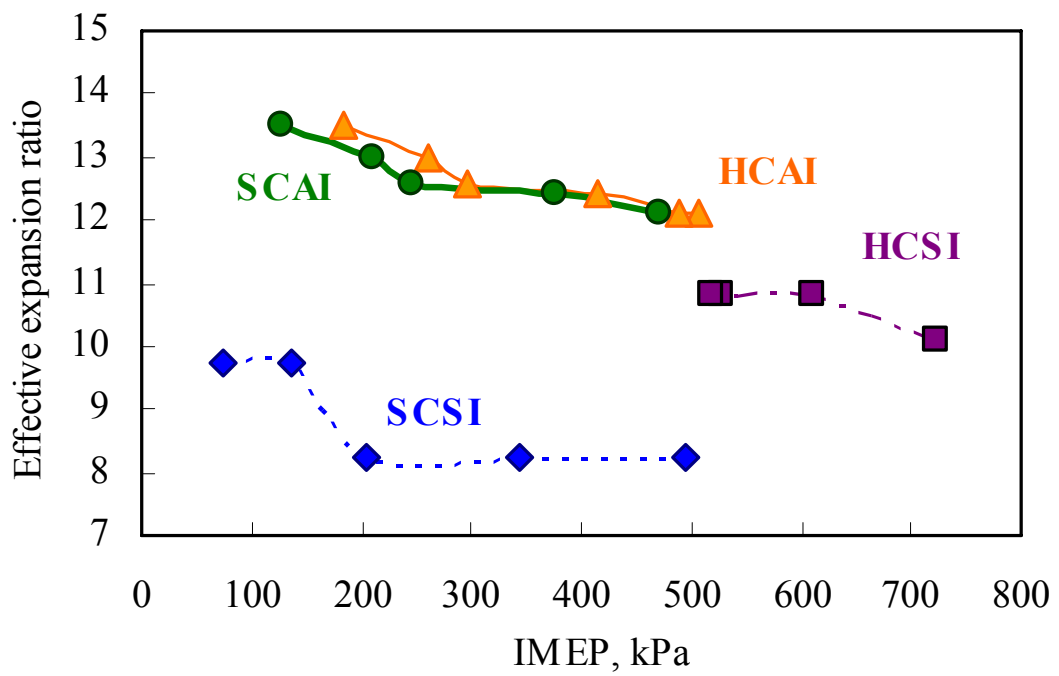


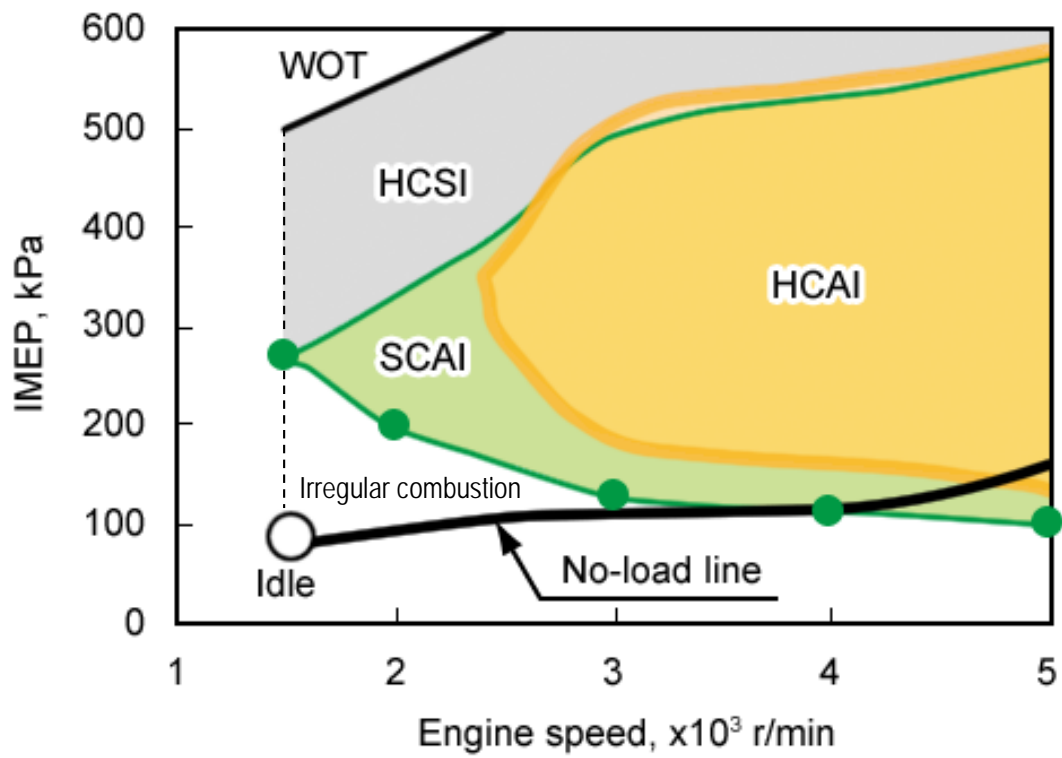
図 4-22 各燃焼モードにおける有効膨張比の比較

4.5.5 自着火燃焼領域の比較

図 4-23 に成層自着火 (SCAI) と均一給気自着火 (HCAI) の自着火領域を供試機関の無負荷線図とともに示す。自着火燃焼は点火プラグの火花を停止しても運転が持続するか否かで判断し、領域限界は IMEP の変動率 (標準偏差÷サイクル平均値) で 5% をしきい値とした。この時、筒内圧力上昇率 $dp/d\theta$ は 300 kPa/deg 以下で、ノッキングは発生していない。

成層自着火 (SCAI) は、均一給気自着火 (HCAI) の領域をカバーしつつ低負荷、低速度へ拡大されている。たとえば、3,000 r/min では無負荷まで拡大され、下限負荷は均一給気自着火 (HCAI) に対し 60 kPa 低い。最低速度は、均一給気自着火 (HCAI) の 2,500 r/min に対し、供試機関のアイドル回転に相当する 1,500 r/min まで拡大された。なお、機関速度 1,500 r/min は、本供試機関においてはフライホイール慣性モーメントの関係から運転可能最低速度となっている。

成層自着火 (SCAI) により自着火領域の低速低負荷域への拡大は実現された。しかしながら、アイドル運転を含めた極低速の低負荷域では自着火できず火花点火による不整燃焼となり、均一給気自着火燃焼の課題となっていた不整燃焼の完全な克服にはいたらなかった。



HCSI: Homogeneous-charge spark-ignition

HCAI: Homogeneous-charge auto-ignition

SCAI: Stratified-charge auto-ignition

図 4-23 3 種類の燃焼モードの運転領域

4.6 結論

成層自着火燃焼に関する研究結果は、燃料噴霧可視化、CFDによる燃焼室内ガス温度分布解析、供試機関による実験から成り、以下のように結論付けられる。

- (1) 燃焼室の排気側へのオフセットと筒内直噴弁の組合せで、筒内の高温部に混合気が形成される可能性が示された。
- (2) 空気利用率 (Air utilization ratio; AUR, 筒内充填新気の内燃焼に関与した新気質量割合) を定義し、排ガス分析から実験的に見積もることにより、成層自着火燃焼を検証できた。
- (3) 燃焼室を排気側へオフセットした筒内直噴機関において、燃料噴射時期を遅くすることで均一給気自着火燃焼は成層自着火燃焼へ変化した。
- (4) 成層自着火燃焼は、均一給気自着火燃焼に比べ同一負荷において給気比および掃気効率は高いというガス交換特性の特徴を示した。
- (5) 燃費とエミッション性能を比較すると、成層自着火燃焼は均一給気自着火燃焼に比べ、図示燃料消費率は同等、 NO_x も低負荷域で同等にゼロレベルとなり、HCは最大約60%改善された。
- (6) 成層自着火燃焼の範囲は従来の均一給気自着火燃焼に比べ低速および低負荷側へ大幅に拡大した。しかしながら、アイドリング運転を含め極低速の低負荷域は自着火できず、不整燃焼の完全な克服には至らなかった。

第4章の参考文献

- (4-1) R.H. Thring: “Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines”, SAE Paper 892068 (1989 International Fuel and Lubricants Meeting and Exposition in Baltimore).
- (4-2) Takashi Watanabe, Kentaro Goto, Akira Iijima, Koji Yoshida, Hideo Shoji: “Influence of EGR on Homogenous Charge Compression Ignition Combustion”, The 18th Internal Combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056091 (2005 in Jeju, Korea).
- (4-3) Satoshi Ketadani, Kengo Kumano, Norimasa Iida: “Analysis of the effect of residual gas on HCCI combustion spatial structures using chemiluminescence measurements with a 4-stroke optical accessible engine and Rapid Compression Machine”, The 18th Internal Combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056024 (2005 in Jeju, Korea).
- (4-4) S. Mori, O. Lang, W. Salber, S. Pischinger and C. Bucker: “Type Analysis of EGR-Strategies for Controlled Auto Ignition (CAI) by Using Numerical simulations and Optical Measurements”, SAE Paper 2006-01-0630 (2006 SAE World Congress in Detroit).
- (4-5) Ock Taeck LIM, Norimasa Iida: “The analysis of the n-Heptan /iso-Octane of HCCI Combustion Using Rapid compression Machine”, The 18th Internal Combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056089 (2005 in Jeju, Korea).
- (4-6) Li Cao, Hua Zhao, Xi Jiang and Navin Kalian: “Investigation into the Effect of Injection Timing on Stoichiometric and Lean CAI Operations in a 4-Stroke GDI Engine”, SAE Paper 2006-01-0417 (2006 SAE World Congress in Detroit).
- (4-7) Magnus Sjöberg and John E. Dec: “Smoothing HCCI Heat-Release Rates Using Partial Fuel Stratification with Two-Stage Ignition Fuels”, SAE Paper 2006-01-0629 (2006 SAE World Congress in Detroit).
- (4-8) Randy P. Hessel, Salvador M. Aceves and Daniel L. Flowers: “A Comparison of the Effect Combustion Chamber Surface Area and In-Cylinder Turbulence on the Evolution of Gas Temperature Distribution from IVC to SOC: A Numerical and Fundamental Study”, SAE Paper 2006-01-0869 (2006 SAE World Congress in Detroit).
- (4-9) Satoshi Yamaoki, Daisei Nagaoka and Norimasa Iida: “An Investigation of the Effect of Inhomogeneity in Mixtures on HCCI Combustion with the Measurement of Chemiluminescence Images”, The 19th Internal Combustion Engine Symposium Proceedings, No.A6-3, pp.381-386

(2007 in Tokyo, Japan)

- (4-10) Alasdair Cairns and Hugh Blaxill: “Lean Boost and External Exhaust Gas Recirculation for High Load Controlled Auto-Ignition”, SAE Paper No.2005-01-3744 (2005 Powertrain & Fluid Systems conference and Exhibition in San Antonio, Texas USA).
- (4-11) Onishi, S., Jo, S.H., Shoda, K., Jo, P.D. and Kato, S.: “Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines”, SAE Paper No.790501 (1979 SAE world Congress in Detroit).
- (4-12) Y. Ishibashi and Y. Tsushima: "A Trial for Stabilizing Combustion in Two-Stroke Engines at Part Throttle Operation ,In Duret P, A New Generation of Two-Stroke Engines for the Future?, IFP International Seminar Rueil-Malmaison, Editions Technip, p.113-124, (1993).
- (4-13) Jacques Lavy, Jean-Charles Dabadie, Pierre Duret, Charistian Angelberger, Jean-Françoise Le Coz, Jérôme Cherel : “Controlled Auto-Ignition(CAI) : A New Highly Efficient and Near-Zero NOx Emissions Combustion Process for Gasoline Engine Application”, IFP International Congress, A New Generation of Engine Combustion Processes for the Future?, P.Duret(Editor) and Editions Technip, pp.101-114 (2001 in Paris).
- (4-14) Yoichi Ishibashi, Masahiro Asai and Kenji Nishida: “An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine”, SAE Paper No.972077 (1997 SETC in Yokohama, Japan).
- (4-15) Kenji Nishida, Masahiro Asai and Yoichi Ishibashi: “Activated Radical Combustion in A High-Speed High-Power Pneumatic Direct Injection Two Stroke Engine”, IFP International Congress 2001 Proceedings, p.141-151 (2001 in Paris).
- (4-16) Yoichi Ishibashi and Kenji Nishida: “An Approach to Controlling Auto-Ignition: Two-Stroke Gas Exchanging Method”, Global Powertrain Congress 2002 proceedings, Advanced Engine design & Performance, D.Roessler (Editor), p.26-33, (2002).
- (4-17) Kenji Nishida, Takahiro Kimijima: “Two-Stroke Engines as Means of Improving Vehicle Fuel Economy—A Large Scooter Application of the Pneumatic Direct Injection-AR Engine” , The 18th Internal combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056090 (2005 in Jeju, Korea).
- (4-18) 八木静夫, 藤井功, 畑中徹 : “CVCC エンジンについて” 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.741, p.285-289 (1974).
- (4-19) 山本茂雄, 棚田浩, 平子廉, 安東弘光 : “GDI エンジンのための噴霧の特性解析”, 自動車技

術会 学術講演会前刷集 971, p.329-332, (1975-5).

- (4-20) Mark Archer, Greg Bell: “Advanced Electronic Fuel Injection Systems – An Emissions Solution for Both 2- and 4-stroke Small Vehicle Engines”, SIAT26.doc No.2001-01-0010 (2001).
- (4-21) Junichi Inomoto: “Development of Two-Stroke Air Assisted Direct Fuel Injection Outboard Motor”, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.4 No.6, pp.58-63, December 2002.
- (4-22) 塩路昌宏, 朱啓明, 佐藤謙一郎, 池上詢: “希薄燃焼ガスの窒素酸化物生成に及ぼす混合気濃度不均一の影響”, 日本機械学会論文集 (B編) 61 卷 588 号 (1995-8), 論文 No.95-0044, p.3092-p.3098 (1995).
- (4-23) John B. Heywood: “INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS”, p.147, McGraw-Hill, Inc.(1988).
- (4-24) W.Watson: “On the Thermal and Combustion Efficiency of a Four-Cylinder Petrol Motor.” Proc. I. Auto. E., Vol.2, p. 87, 1908-1909.
- (4-25) M.E.G.Sweeney, R.G.Kenny, G.B.Swann, G.P.Blair: “Single Cycle Gas Testing Method for Two-Stroke Engine Scavenging.” SAE Paper No.850178, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., (1985).

第5章 成層自着火燃焼を適用した二行程ガソリン機関

5.1 まえがき

第3章で概説したように、車両燃費を改善する機関技術としての二行程ガソリン機関の可能性に注目し、低NO_xに優れる均一給気自着火燃焼機関を研究してきた⁽⁵⁻¹⁾⁽⁵⁻²⁾⁽⁵⁻³⁾⁽⁵⁻⁴⁾。しかしながら、低速低負荷運転では自着火燃焼を維持できず不整燃焼となるため、これが実用化の課題となった。

本研究はその課題の解決を目的とする。本研究の第1報として第4章で論じたが、自着火領域を低負荷側に拡大する方法として燃焼室内の温度的不均一と混合気形成に着目した新しい自着火燃焼を実現した。それは燃焼室内の高温なガスが分布する局所場に成層混合気を形成し自着火にいたらしめる燃焼で、成層自着火 (Stratified-charge auto-ignition: SCAI) 燃焼⁽⁵⁻⁵⁾と命名した。SCAIにより自着火領域の低負荷側への大幅な拡大に成功したが、アイドリング運転は自着火できず不整燃焼の完全な克服にはいたらなかった。そこで、本研究の第2報として、不整燃焼を克服し低NO_x性能となる二行程ガソリン機関コンセプトを検討した。

高出力、高効率を求める水冷の二行程ガソリン機関の場合、アイドリング運転は熱損失が大きいため自着火運転は非常に困難である。この場合、成層給気火花点火 (SCSI) を用いる方法が考えられる。しかしながら、均一給気自着火 (HCAI) 燃焼機関で低負荷域に成層給気火花点火 (SCSI) を適用する事は容易でない。均一給気自着火 (HCAI) と成層給気火花点火 (SCSI) とでは EGR 率や燃料噴射時期が大きく異なるので、両者の燃焼をスムーズに移行しにくい。そこで、この問題を解決する方法として、成層自着火 (SCAI) を均一給気自着火 (HCAI) と成層給気火花点火 (SCSI) の中間領域に設定する燃焼制御機関を考案した。これは、あらゆる運転域で不整燃焼のない二行程ガソリン機関を実現する可能性がある。常用運転域は自着火燃焼でカバーし、アイドリング運転域のみ、成層給気火花点火 (SCSI) 燃焼とする事で、より低NO_xがはかれる。さらに、従来の二行程ガソリン機関の利点である高トルク、高出力が維持された場合、四行程ガソリン機関に対し小排気量化、いわゆるダウンサイジングが可能となり、大幅な車両燃費の改善が期待できる。これらの機関コンセプトにもとづいた供試機関を製作し、機関実験にて燃焼制御性および燃費、エミッション性能を確認した。さらに、車両燃費改善の可能性を評価するために、小型モーターサイクルへの搭載を想定した ECE-R40 モード燃費率のシミュレーションを試みた。

5.2 供試機関と機関コンセプト

図 5-1 は供試機関とその制御系を示し、表 5-1 は供試機関の主要諸元を示す。本機関は第 4 章で述べたとおり、従来のクランクケース与圧式 250 cm³ ガソリン二行程機関に、

- 1) 成層混合気形成のための燃料直接噴射機構、
 - 2) 筒内の残留ガス割合を制御するために排気口の開口面積を可変する排気弁機構、
 - 3) 燃焼室内ガス温度分布を形成するためにボア中心に対し排気側にオフセットした形状のスキップシュドーム型燃焼室、
- を備える。

排気弁は排気始め時期を可変にする機能を同時にあわせ持つ。これらの機構はおもに機関速度と吸気スロットル弁開度で決定される機関運転条件にしたがい制御されるが、制御装置は実験用に自在に調整可能となっている。この制御装置は、前述の第 2 章 2.2 に示したように、市販の機関制御装置を改良し、操作室から動作モニタと遠隔制御が可能な装置となっている。

燃料直接噴射機構は、スプレーガイド方式のエアアシスト式筒内直噴弁⁽⁵⁻⁶⁾を採用した。これには、筒内流動や燃焼室壁面形状によらず成層混合気形成が可能で、燃焼室やピストン頭部の形状の影響を受けにくい特徴があり、成層自着火燃焼コンセプトに適している。この直噴弁は市販品で、図 5-1 に示すように上下二段構造からなり、上段の燃料計量用の燃料噴射弁と下段の筒内直噴用の空気噴射弁で構成される。おもな仕様を表 5-2 に示す⁽⁵⁻⁷⁾。制御装置は、前述の制御装置に組み込まれている。それは、機関のクランク軸に固定されたクランクパルス信号をもとに噴射時期と噴射時間が、燃料計量用の燃料噴射弁、直噴用のエア噴射弁、それぞれ制御可能になっている。これも排気弁同様に、操作室から動作モニタと遠隔制御が可能な装置となっている。燃料直接噴射機構を動作させるための圧縮空気は、機関とは別体のレシプロ式小型エアコンプレッサーにより供給した。したがって、機関の正味燃費は、エアコンプレッサーによる機械摩擦損失の増分を従来の二行程ガソリン機関のそれに加え、評価した。

火花点火時期の制御も、他と同様に機関制御装置で行った。

燃焼室形状と燃料噴射弁位置は、第 4 章 4.2 に述べたように、成層自着火燃焼の研究における事前検討に基づいて設計した。三次元の計算流体力学による掃気流動シミュレーションを試み筒内のガス温度分布を解析した。さらに圧力容器内への燃料噴射実験により混合気形成も可視化した。これらをもとに、圧縮上死点において筒内ガスの高温部分が集中する空間に成層混合気形成されるように燃焼室形状と燃料噴射弁位置を設計した⁽⁵⁻⁵⁾。

供試機関は動力計（明電舎製 80kW 直流ダイナモメーター）に直結され、機関速度および負荷

一定のもとに運転される。シリンダーヘッドには、筒内圧力計測用に水冷の圧電式圧力変換器（キスラー6061A）が取付けられている。吸気管上流には、吸入空気流量計測用に層流式空気流量計（山田製作所製ラミナーフローメーター）を備える。排気分析計は堀場製作所製のMEXA9100で、CO、CO₂、HC、NO_x、O₂分析計を備える。排出質量は、分析濃度と吸入空気質量から求めた。空燃比は、吸入空気質量と燃料消費質量から求めた。この時、燃料消費質量はマスビューレット式燃料消費計（小野測器製FX202P）で計測した。機関の冷却には循環式熱交換器を用い、本機関実験はヘッド近傍の冷却水温=85～90℃の条件で行った。吸入空気温度は、20～25℃で行った。

機関コンセプトにもとづいた燃焼モード分布を図 5-2 に示す。高負荷域は均一給気火花点火（Homogeneous-charge spark-ignition: HCSI），低中負荷域は均一給気自着火（HCAI），アイドリングおよび低速極低負荷域は成層給気火花点火（SCSI），HCAI と SCSI の中間領域は成層自着火（SCAI）となるように、機関速度と機関負荷に応じて燃焼は制御される。これにより、均一給気自着火（HCAI）と成層給気火花点火（SCSI）との間の燃焼をスムーズに移行できると考えた。

この機関コンセプトは、あらゆる運転域で不整燃焼のない二行程ガソリン機関を実現する可能性がある。常用運転域は自着火燃焼でカバーし、アイドリング運転域のみ、成層給気火花点火（SCSI）燃焼とする事で、より低NO_xがはかれる。さらに、従来の二行程ガソリン機関の利点である高トルク、高出力が維持された場合、四行程ガソリン機関に対し小排気量化、いわゆるダウンサイジングが可能となり、大幅な車両燃費の改善が期待できる。

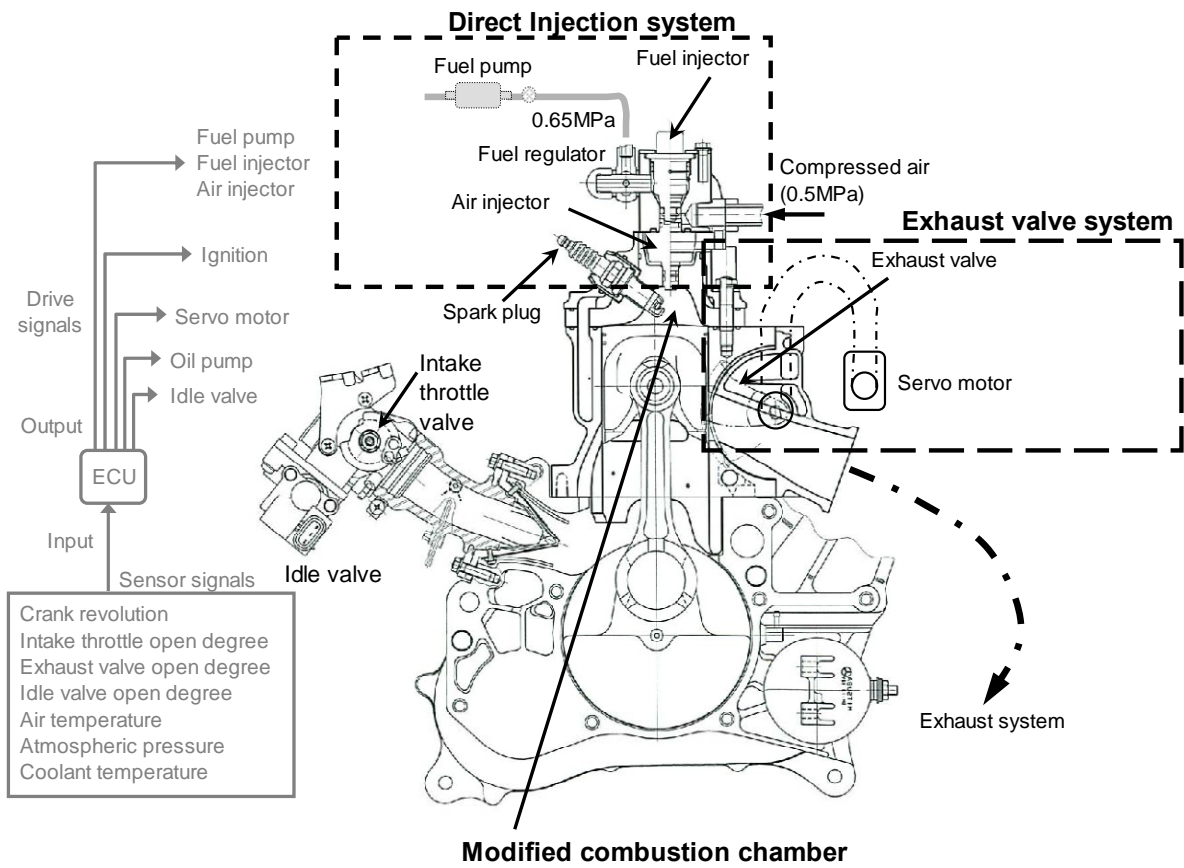


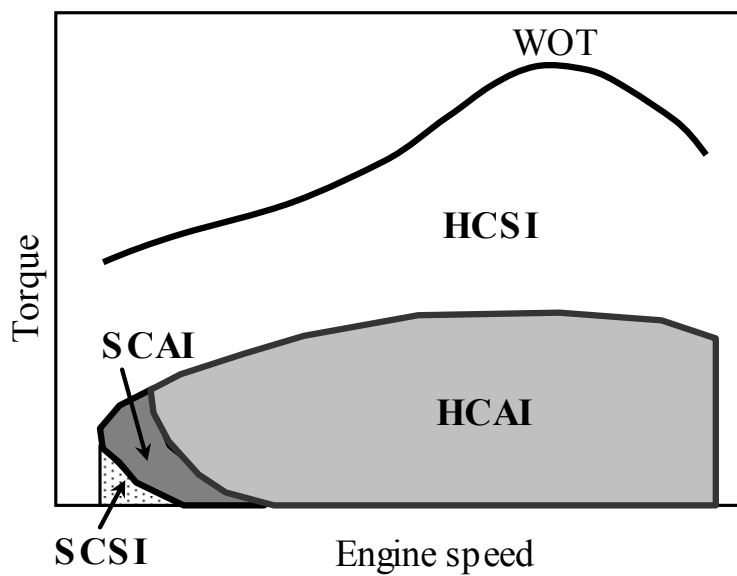
図 5-1 供試機関の制御系

表 5-1 供試機関の主要諸元

Engine type	Water cooled single-cylinder two-stroke
Displacement, cm ³	250
Bore × Stroke, mm	68.0 × 68.8
Geometric compression ratio	14.2
Exhaust port opening period with exhaust valve, deg C.A.	0~186, variable
Scavenging port opening period, deg C.A.	118
Fuel	Gasoline (RON91)

表 5-2 直噴機構の主要諸元

Air-assisted direct-injection	
Air injector	TOHATSU GENUINE PARTS 3T5-10310-1
Fuel metering injector	TOHATSU GENUINE PARTS 3T5-10300-0
Fuel pressure	0.65 MPa (gauge)
Air pressure	0.5 MPa (gauge)



HCSI: Homogeneous-charge spark-ignition
HCAI: Homogeneous-charge auto-ignition
SCAI: Stratified-charge auto-ignition
SCSI: Stratified-charge spark-ignition

図 5-2 コンセプト機関の燃焼モード分布

5.3 実験結果

5.3.1 負荷制御方法

本機関は、均一給気火花点火 (HCSI)、均一給気自着火 (HCAI)、成層自着火 (SCAI)、成層給気火花点火 (SCSI)、以上 4 種類の燃焼モードを機関速度と機関負荷に応じて使い分けなければならない。最初に、燃焼制御性を検討するために、すべての燃焼が存在する機関速度 3,000 r/min に注目し、ガス交換特性とその時の機関運転因子の動作特性を調べた。図 5-3 は各燃焼の図示平均有効圧力 (Indicated mean effective pressure: IMEP) に対する給気比 (Delivery ratio; DR) と掃気効率 (Scavenging efficiency; η_s) の関係を示す。DR は前述 (第 2 章 2.5.1) のように空気流量計により、また η_s は前述 (第 2 章 2.5.3) の掃気効率のガスモデル試験 (G.B.Blair 法) と運転時の給気効率から求めた。本実験における当量比は、前述 (第 4 章 4.4.1) の仮定にしたがい燃焼場における混合気が当量比 1 (ϕ^*) となる条件を与えた⁽⁵⁻⁵⁾。それらはすべて最小燃料消費率となる条件を与えている。この時、均一給気自着火 (HCAI) と成層自着火 (SCAI) の自着火燃焼においては、IMEP 変動率 COV (Coefficient of variations) は 5 % 以下、筒内圧力上昇率 $dP/d\theta$ は 300 kPa / degree 以下となっている。

IMEP の最大値は全負荷時であり均一給気火花点火 (HCSI) (□印) で運転される。IMEP が小さくなるに従い、燃焼タイプは均一給気自着火 (HCAI) (△印)、成層自着火 (SCAI) (灰色○印)、成層給気火花点火 (SCSI) (◇印) へと移行する。DR は成層自着火 (SCAI) の下限負荷となる IMEP 120 kPa で最小となり、それ以下の負荷域では成層給気火花点火 (SCSI) (◇印) となるが、十分な掃気のために多くの吸入新気が要求され再び上昇する。 η_s も同様の傾向を示す。なお、IMEP 120 kPa は 3,000 r/min の場合、機関単体の無負荷点に相当する。成層自着火 (SCAI) は均一給気自着火 (HCAI) と比較すると DR, η_s ともにわずかに高くなり、自着火下限負荷は 60 kPa 低下している。

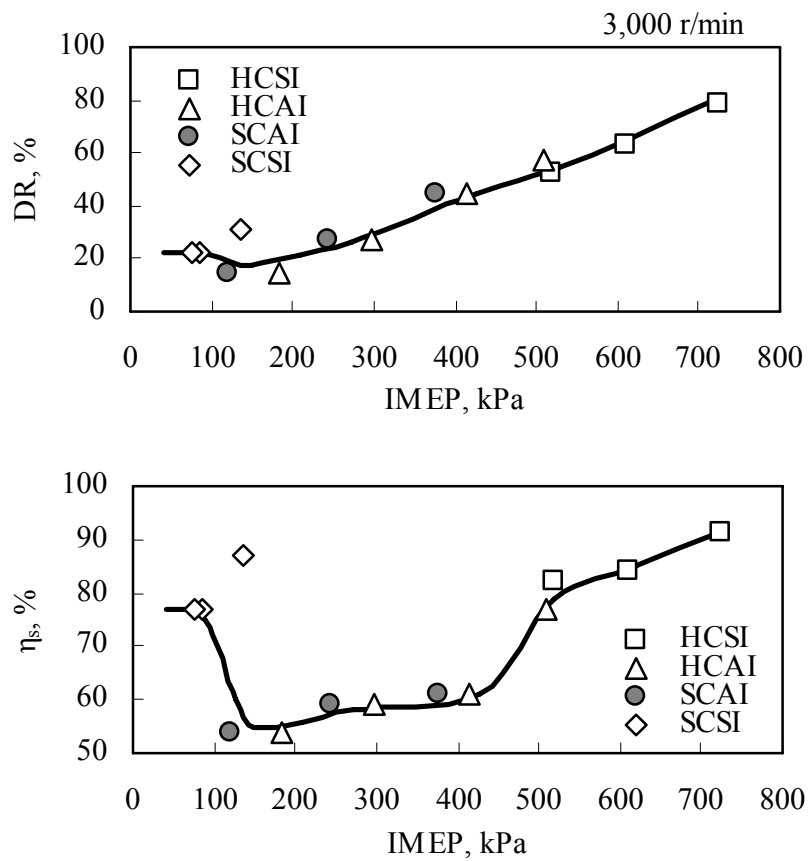


図 5-3 各燃焼モードでのガス交換特性 (DR; 給気比, η_s ; 掃気効率)

図 5-4 は機関運転条件として各燃焼モードに与えられた IMEP に対する吸気スロットル開度 (θ_{th}), 排気弁開度 (Exhaust valve opening ratio: EOR), および燃料直噴始め時期 (Direct-injection timing; DI timing) の関係を示す. 図中の実線はいずれも供試機関が要求する制御線を表している.

DI Timing に注目すると, IMEP の低下に伴いゆるやかに遅角し, 均一給気から成層給気へと徐々に移行するように混合気形成が制御される. この時, 低負荷域の成層自着火 (SCAI) と成層給気火花点火 (SCSI) はほぼ同一噴射時期が要求されるためにスムーズな移行が可能となる. EOR は IMEP の低下に伴い自着火制御のため小さくなるが, 120 kPa 以下で増大が要求される. これは図 3-3 における η_s , すなわち EGR 率の変化をもたらすためである. この変化点は成層自着火 (SCAI) による自着火域拡大により機関の無負荷点以下になっており, 常用域は自着火でカバーされている. このように, 供試機関は機関コンセプト通り 4 種類の燃焼モードを使い分けることができた. しかしながら, 成層自着火 (SCAI) と成層給気火花点火 (SCSI) 間の燃焼制御においては, 高速の排気弁動作を要求しており, この特徴は今後実用上の懸案である.

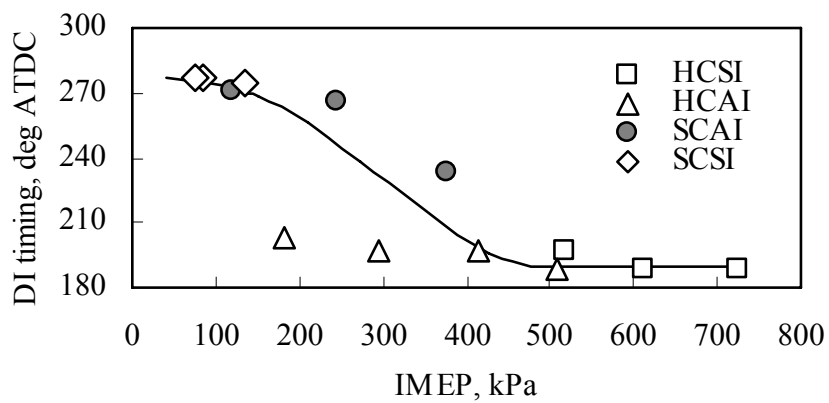
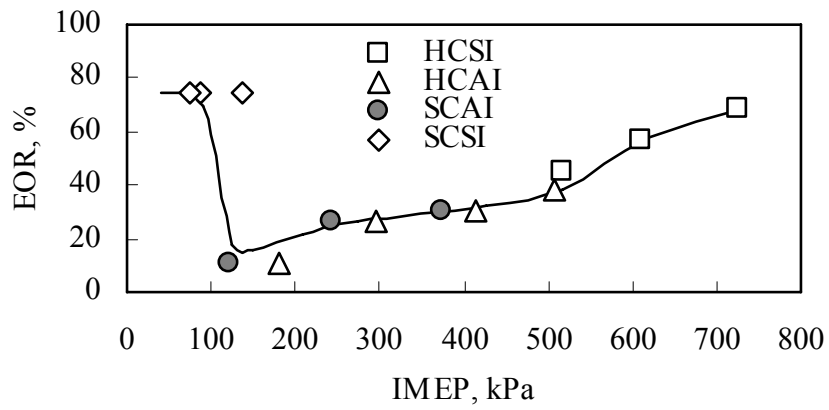
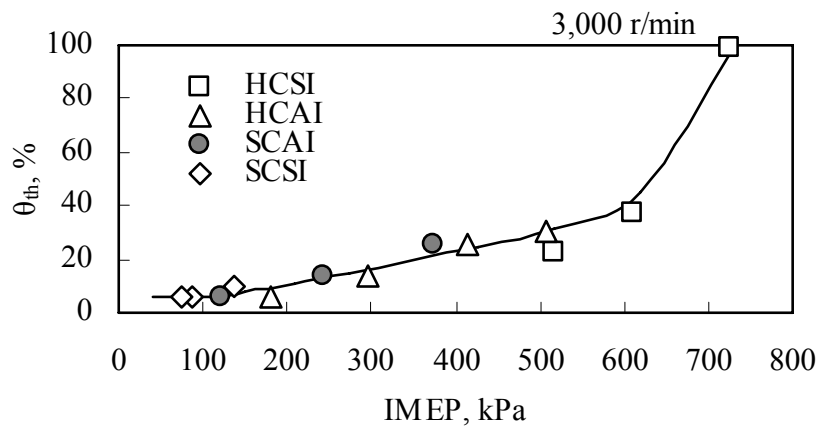


図 5-4 各燃焼モードでの IMEP に対する運転条件の変化

5.3.2 部分負荷性能

図 5-3, 5-4 の燃焼制御の結果得られる燃料消費, およびエミッションの部分負荷特性を調べた。図 5-5 に各燃焼モードの IMEP に対する図示燃料消費率 (Indicated specific fuel consumption; ISFC), 図示炭化水素排出率 (Indicated specific hydrocarbon emission; ISHC) および図示窒素酸化物排出率 (Indicated specific nitrogen oxides emission; ISNO_x) の関係を示す。比較する四行程ガソリン機関は, 市販の小型モーターサイクルに搭載されている燃料噴射式空冷単気筒 125 cm³ 機関 (圧縮比 9.3) で, 標準的な低燃費機関である。四行程機関の当量比は 1, 点火時期は MBT を与えている。

ISFC に注目すると, 低負荷域の均一給気自着火 (HCAI), 成層自着火 (SCAI) は, 高負荷域の均一給気火花点火 (HCSI) よりも低減している。これはおもに熱力学サイクル上の二つの改善による。一つ目は, 自着火燃焼のクイックバーンによる燃焼初期の時間損失低減である。二つ目は, 図 5-5 の EOR が示すとおり排気弁位置が低くなり排気始め時期が遅くなるので, 有効膨張比が低負荷ほど拡大することである。IMEP が小さい成層給気火花点火 (SCSI) 領域では再び排気弁位置は高くなり, ISFC は増大する。

ISHC に注目すると, 成層自着火 (SCAI) は均一給気自着火 (HCAI) に対し低減している。これは, 成層混合気形成による燃料の壁面付着の抑制によると考察する。

ISNO_x に注目すると, 四行程機関に比べ供試機関は全域で大きく低減している。特に IMEP 300 kPa 以下ではほぼゼロとなり, 自着火燃焼の利点が見られている。

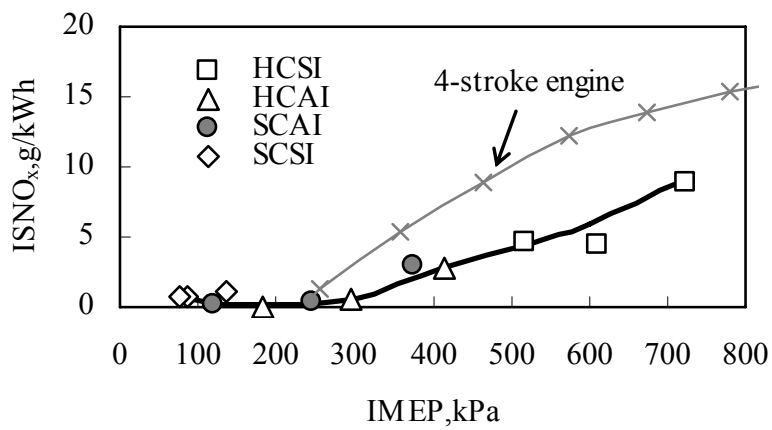
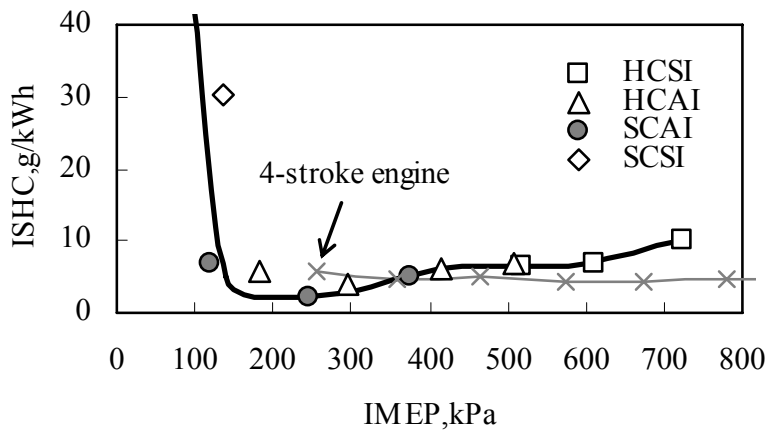
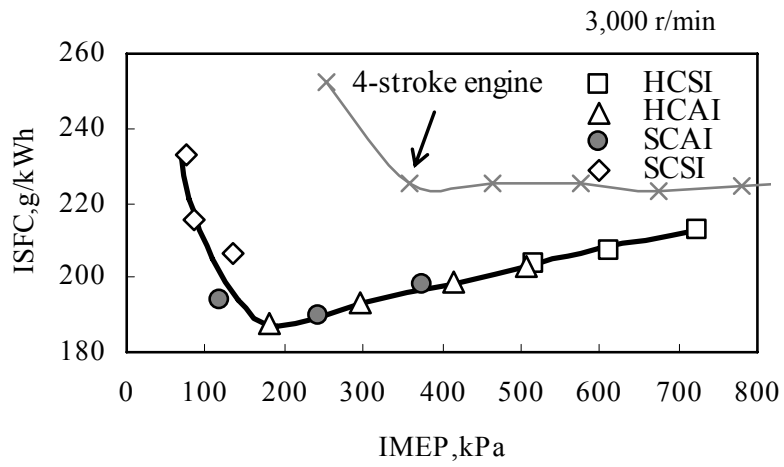


図 5-5 各燃焼モードでの IMEP に対する ISFC, ISHC, ISNO_x の変化

5.3.3 アイドリング性能

本機関コンセプトにおける目的の一つであるアイドルの不整燃焼対策効果を調べた。アイドルでは、供試機関は成層給気火花点火（SCSI）で運転される。この時、機関速度は 1,500 r/min で、最小燃費となる条件を与えた結果、燃料噴射時期（開始～終了）は 65～38 deg BTDC、点火時期は 35 deg BTDC、空燃比は 40 となっている。図 5-6 にアイドリング運転における IMEP の頻度分布を示す。IMEP は平均値 105 kPa を中心に正規分布となり、IMEP の変動率 COV は 13 % と失火のない安定した燃焼となっている。ここで、供試機関のアイドリング運転に要求される IMEP は、従来の二行程ガソリン機関の 70 kPa に比べ増大している。これはエアーアシスト式直噴機構の動作に必要なエアーコンプレッサーと発電負荷による機械摩擦損失の増分と、成層給気火花点火燃焼の給気比増大に起因するポンピング損失の増大による。

図 5-7 は供試機関のアイドリング運転における燃料消費量（Fuel consumption rate; FC）と HC エミッション（HC）を四行程機関と比較している。また、不整燃焼対策の効果を確認するために、不整燃焼となっている従来の予混合火花点火燃焼（HCSI）二行程ガソリン機関とも比較している。ここで、すべての機関の排気量は 250 cm³ 相当とした。125 cm³ 四行程機関の FC と HC は、アイドル運転に要求される IMEP、その時の ISFC、ISHC は同一とすると排気量に比例するので、2 倍とした。FC に注目すると、供試機関は従来の不整燃焼の均一給気火花点火（HCSI）に対し 65 % 低減し、四行程機関に対し 17 % 低減している。HC に注目すると、供試機関は従来の均一給気火花点火（HCSI）に対し 94 % 低減し四行程機関と同等レベルとなっている。

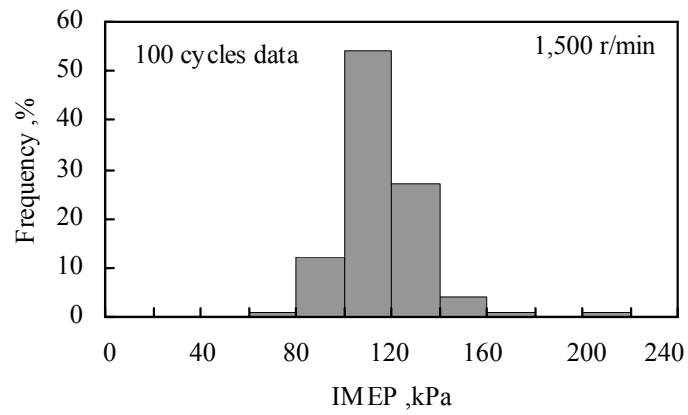


図 5-6 アイドリング運転時の IMEP 頻度分布

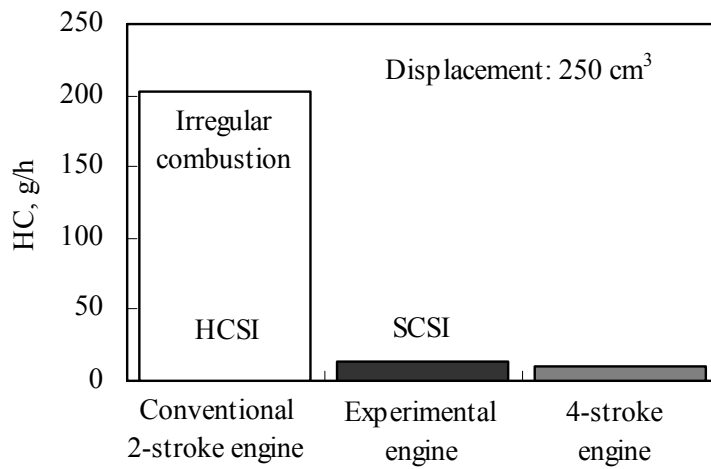
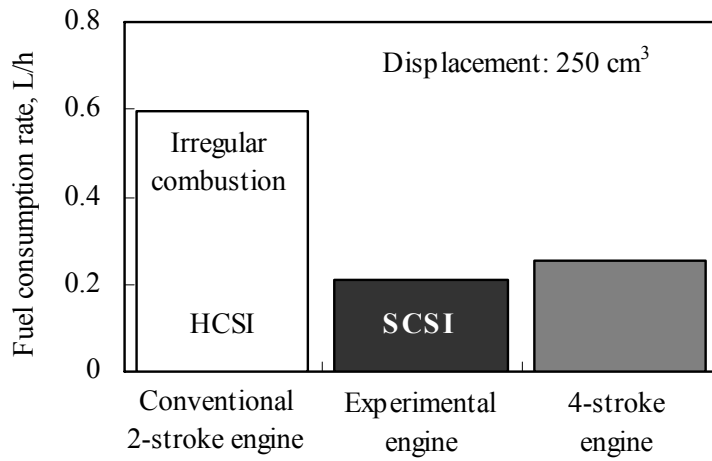


図 5-7 アイドリング運転における FC と HC エミッションレベルの比較

5.4 車両燃費率の試算

5.4.1 試算方法

供試機関の燃費率改善を評価するために、機関単体実験値を用いる車両に搭載した場合の燃費率を試算した。車両は比較対象とした 125 cm³ 四行程機関を搭載している小型モーターサイクルとした。燃費率は、走行モードが決まっている時、(1) 式に示すように燃料消費量 (Fuel consumption rate; FC) の積算値から求まる。走行モードは、図 5-8 に示すホットスタートとなっている ECE-R40 モードの 1 サイクルを用い、アイドリング、4 種の一定速、加速、減速の 7 つに分類した。減速モードは減速時燃料噴射停止からアイドリング復帰にいたる過程を考慮し、アイドリング FC から試算した。したがって、積算 FC はそれらの平均 FC の総和とした。各走行モードにおいて機関に要求される正味出力がわかっている場合、FC は (2) 式から求まる。そこで、供試機関の燃費率は、ベース車両のシャシー燃費率実験値を基準とし、各機関の正味燃料消費率 (Brake specific fuel consumption; BSFC) の相対比較から試算している。各走行に要求される機関正味出力はベース車両での実験値を用いた。また、この試算方法はベース車両の燃費率と機関の実験値をもとに校正した。

$$Fuel\ economy = \frac{0.944}{\sum(FC_i \times T_i)} \quad (1)$$

Fuel economy (km/L): 燃費率,

0.944 (km): ECE-R40 モード 1 サイクルの走行距離,

FC_i (L/h): 各走行モードの平均燃料消費量,

T_i (h): 各走行モードの運転時間

$$FC = \frac{W_B \times BSFC}{\rho_{fuel} \times 10^3} \quad (2)$$

FC (L/h): ある走行モードの平均燃料消費量,

W_B (kW): ある走行モードに要求される平均機関正味出力,

BSFC (g/kWh): ある走行モードの平均正味燃料消費率,

ρ_{fuel} (g/cm³): 燃料密度

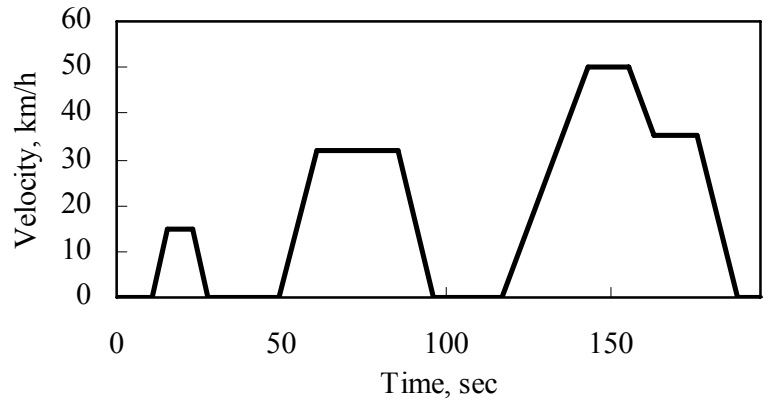


図 5-8 ECE-R40 モードの 1 サイクル運転パターン

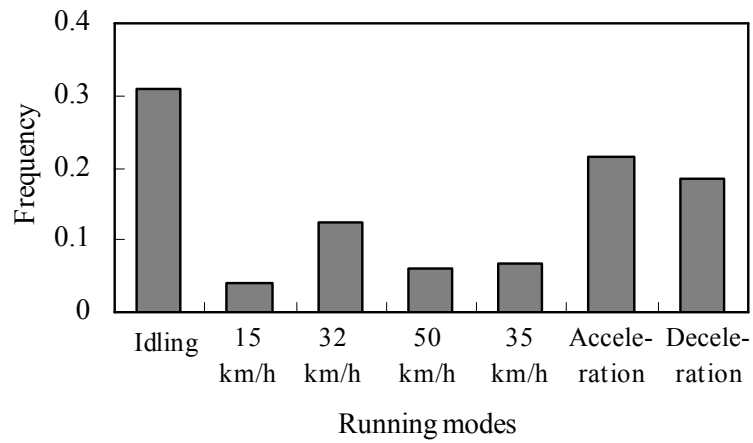


図 5-9 ECE-R40 モードにおける 7 種の運転モードの時間頻度

5.4.2 ダウンサイジングの可能性

図 5-10 の上段は排気量 1 L 当たりのトルクを比トルクと称し、供試機関と四行程機関とを比較している。供試機関は四行程機関に比べ最大 1.7 倍となっている。この比トルクに基づいて、図 5-10 の下段は、ベースの 125 cm³ 四行程機関と供試機関を同一排気量の 125 cm³ に適用した場合 “125 cm³ version”，90 cm³ に適用した場合 “90 cm³ version” の出力を比較している。供試機関は四行程機関と比べ最大 1.7 倍の比トルクとなるから、ECE-R40 モードの常用域となる 4,500 r/min 以下の出力を同一とした場合、四行程機関の 125 cm³ に対し供試機関は 90 cm³ へ適用でき、約 30 % のダウンサイジングが可能であることがわかる。

供試機関をベース車両に搭載した時の燃費率 (Fuel economy) は、機関の減速比はベースの四行程機関と同一とする条件で試算した。したがって、ある車速において使用される機関速度は同一とした。

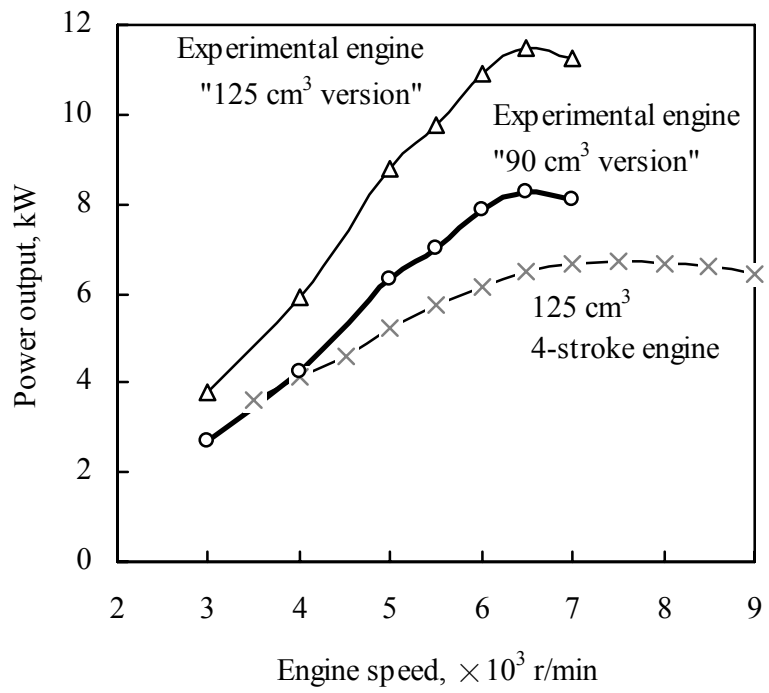
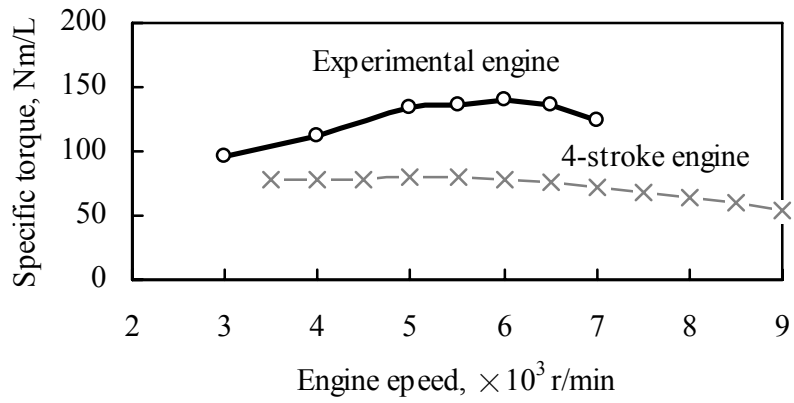


図 5-10 比トルクと出力の比較

5.4.3 正味燃料消費率

供試機関の BSFC はその ISFC から求めている。この時、摩擦損失平均有効圧力は、従来の二行程ガソリン機関に対し直噴機構に必要なエアークンプレッサーと発電負荷による増分として 20 kPa を加えた。本試算では、排気量を変更しても正味平均有効圧力と BSFC の関係は変化せず同一とした。

図 5-11 は、ベースの 125 cm³ 四行程機関、供試機関の“125 cm³ version”および“90 cm³ version”，それぞれの機関正味出力に対する BSFC 特性を比較している。ECE-R40 モード走行における代表的な運転条件の機関速度 3,000 r/min と 4,500 r/min で比較している。それぞれの図に、モード中の一定速走行、50 km/h への加速時など、代表的な走行時に要求される平均正味機関出力を指示している。

供試機関の BSFC は、四行程機関に比べ同一排気量の“125 cm³ version”において低減し、“90 cm³ version”ではさらに大きく低減している。たとえば、3,000 r/min における 35 km/h 走行時では、四行程機関に対し“125 cm³ version”は 7%低減し、“90 cm³ version”は 16%低減している。このダウンサイジングによる BSFC 低減効果は、同一の正味機関出力を発生する時に必要とされる正味平均有効圧力 (Brake mean effective pressure; BMEP) が増大し、機械効率が向上したことによる。

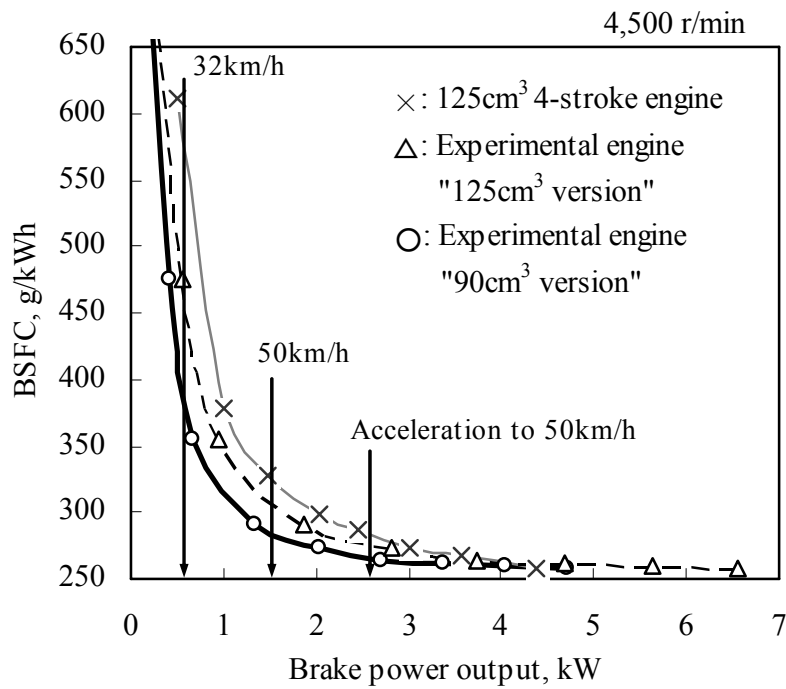
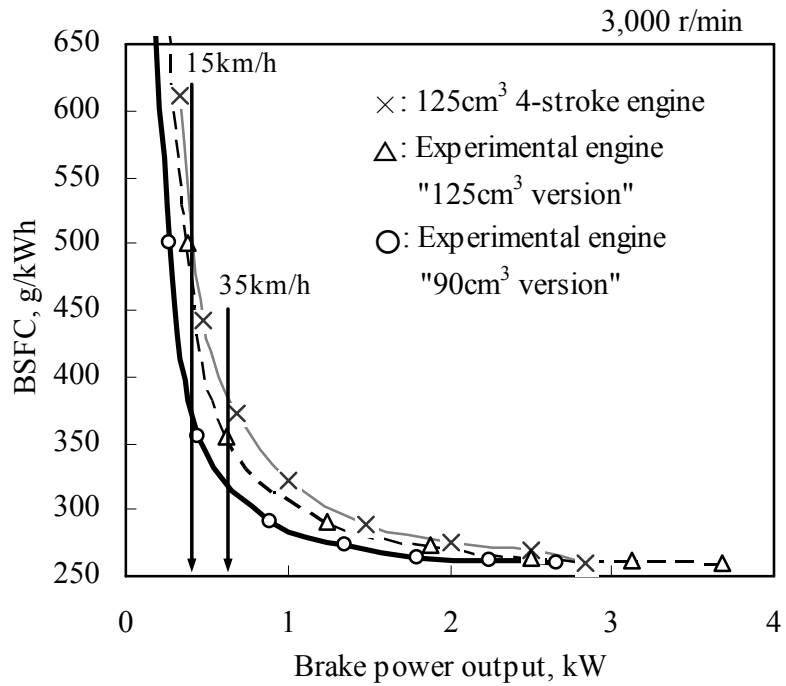


図 5-11 機関タイプごとの正味出力に対する BSFC の比較

5.4.4 正味エミッション排出率

正味燃料消費率と同様の方法により、正味エミッション排出率を求めた。図 5-12 は、ベースの 125 cm³ 四行程機関、供試機関の“125 cm³ version”，それぞれの機関正味出力に対する正味炭化水素排出率(Brake specific hydrocarbon emission; BSHC)および正味窒素酸化物排出率(Brake specific nitrogen oxides emission; BSNO_x)を比較している。機関速度は 4,500 r/min である。それぞれの図に、ECE-R40 モード運転における出力領域を破線で示す。

BSHC に注目すると、供試機関は四行程機関と比べ、高負荷域では増大しているが、ECE-R40 モード運転範囲では低減している。ECE-R40 モード運転領域はおもに成層自着火燃焼域に該当するが、その HC 低減効果により車速 50km/h 時に相当する正味出力 1.5 kW では約 40%低減している。BSNO_xに注目すると、供試機関は四行程機関と比べ、全域で大幅に低減している。特に ECE-R40 モード運転範囲の車速 50km/h 時に相当する正味出力 1.5 kW では約 90 %低減している。

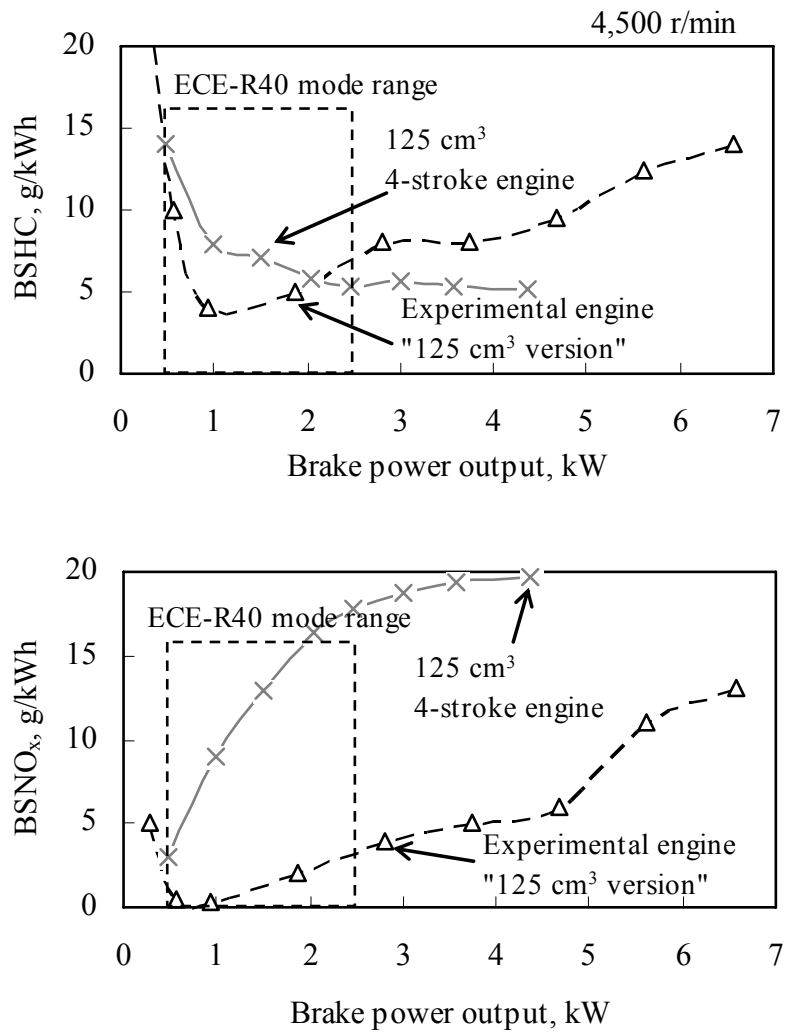


図 5-12 機関タイプごとの正味出力に対する正味 HC 排出率, 正味 NO_x 排出率の比較

5.4.5 モード燃費率とモードエミッション

図 5-13 に、125 cm³ 四行程機関、供試機関“125 cm³ version”，“90 cm³ version”それぞれの、ECE-R40 モード中の 7 つの走行モードで試算された燃料消費量（Fuel consumption rate）を示す。これを積算することで、それぞれの機関を搭載した車両のモード燃費率（Fuel economy）を求めた。四行程機関のベース車両における計算値とシャシー試験による実験値とは一致するように較正した。

表 5-3 に、125 cm³ 四行程機関と供試機関“125 cm³ version”，“90 cm³ version”の ECE-R40 モード燃費率と供試機関の四行程機関に対する改善率を示す。燃費率は、四行程機関は実験値、供試機関は計算値である。供試機関の四行程機関に対する燃費率の改善率は、同一排気量の時 8 %、90 cm³ にダウンサイジングされた時 22 %と見積もられた。

同様の計算方法により、供試機関を排気量 125 cm³ に適用した場合の ECE-R40 モードエミッションを試算した。表 5-4 に、125 cm³ 四行程機関と供試機関“125 cm³ version”の ECE-R40 モードにおける CO、HC、NO_x エミッションを示す。四行程機関は実験値で、供試機関は計算値である。供試機関は四行程機関に比べ、HC は 15 %、NO_x は 81 %の低減と見積もられた。

今回のモードエミッション試算は、機関試験結果をもとにおこなっているため、ホットスタートの ECE-R40 モードを採用している。現行のエミッション規制 EURO-3 はコールドスタートとなっているものの、NO_x は後処理なしで EURO-3 の NO_x 規制値 0.15 g/km に適合する可能性を示した。しかしながら、NO_x はモード運転に求められる機関負荷域に依存し、排気量が小さくなると増大する傾向がある。今回の試算結果から推測すると、EURO-3 に適合する排気量は 90 cm³ 前後から 150 cm³ と思われる。そのため、適用機関の排気量選定が重要となる。たとえば、ベース車両としては 150 cm³ クラスの方が NO_x を低減しつつダウンサイジングをはかりやすい。

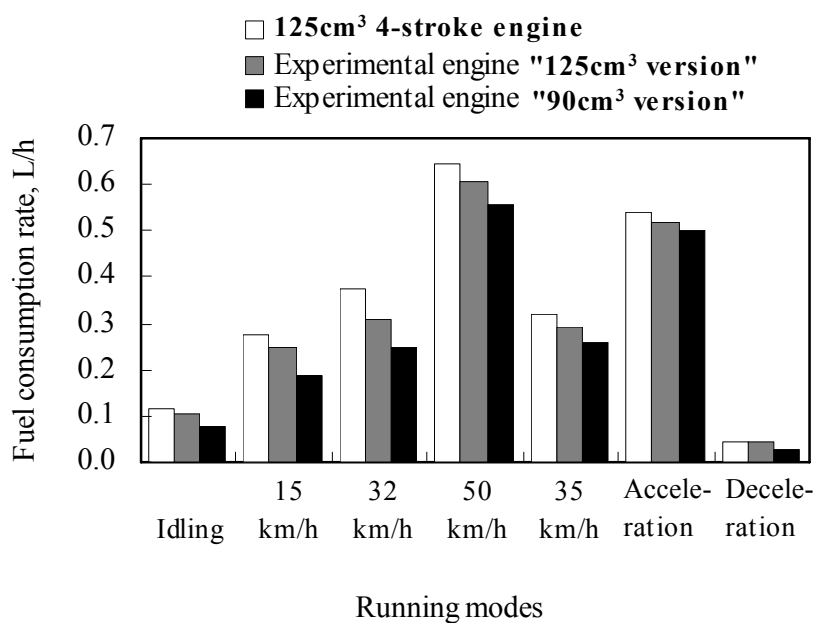


図 5-13 ECE-R40 モードにおける 7 種の運転モードの燃料消費量

表 5-3 ECE-R40 モードの燃費率比較

Engine variations	125 cm ³ 4-stroke Engine	Experimental engine	
		125 cm ³ version	90 cm ³ version
Fuel economy	66.0 km/L	71.4 km/L	80.8 km/L
Improvement		8 %	22 %

表 5-4 ECE-R40 モードエミッション比較

Exhaust emissions	CO	HC	NO _x
125 cm ³ 4-stroke engine (g/km)	1.2	0.54	0.43
Experimental engine "125 cm ³ version" (g/km)	1.2	0.46	0.08

5.5 結論

成層自着火燃焼を適用した二行程ガソリン機関に関する研究を行った結果，以下のように結論付けられる．

- (1) 高負荷域は均一給気火花点火，低中負荷域は均一給気自着火，アイドリングおよび低速極低負荷域は成層給気火花点火，均一給気自着火と成層給気火花点火の中間領域は成層自着火となるように，機関速度と機関負荷に応じて 4 種類の燃焼モードを使い分ける機関コンセプトにより，常用運転域で不整燃焼のない二行程ガソリン自着火燃焼機関が実現できた．
- (2) 比トルクは四行程ガソリン機関に対し最大 1.7 倍となり，約 30 %のダウンサイジングが可能と見込まれた．
- (3) 機関実験結果をもとにした試算結果，ECE-R40 モード燃費率はダウンサイジングとの併用で四行程ガソリン機関に対し約 20 %の改善が見積もられた．また，排気エミッションは同一排気量で四行程機関に対し HC は 15 %，NO_x は約 80 %の低減が見積もられた．
- (4) 燃焼制御性に関し，成層自着火燃焼（SCAI）と成層給気火花点火燃焼（SCSI）の遷移域における制御機構上の懸案が示され，今後の課題である．

第5章の参考文献

- (5-1) Yoichi Ishibashi, Masahiro Asai and Kenji Nishida: "An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine", SAE paper 972077, 1997 SETC YOKOHAMA.
- (5-2) Kenji Nishida, Masahiro Asai and Yoichi Ishibashi: "Activated Radical Combustion in A High-Speed High-Power Pneumatic Direct Injection Two Stroke Engine", IFP International Congress 2001 Proceedings, p.141-151, (2001).
- (5-3) Yoichi Ishibashi and Kenji Nishida: "An Approach to Controlling Auto-Ignition: Two-Stroke Gas Exchanging Method", Global Powertrain Congress 2002 Proceedings: Advanced Engine Design & Performance, D.Roessler, Editor, p.26-33, (2002).
- (5-4) Kenji Nishida and Takahiro Kimijima: "Two-Stroke Engines as Means of Improving Vehicle Fuel Economy—A Large Scooter Application of the Pneumatic Direct Injection-AR Engine", The 18th Internal combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056090 (2005 in Jeju, Korea).
- (5-5) 西田憲二, 君島隆浩, 作山尚史, 村上泰男: 二行程機関における成層自着火燃焼に関する研究-燃焼コンセプトと検証結果-, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.4, p.79-84 (July 2008).
- (5-6) Leighton, S.R., Ahern, S.R.: "The Orbital Small Engine Fuel Injection System (SEFIS) for Direct Injected Two-Stroke Cycle Engines", 5th Graz Two Wheeler Symposium 1993, p.28-38, (1993).
- (5-7) Junichi Inomoto: Development of Two-Stroke Air Assisted Direct Fuel Injection Outboard Motor, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.4 No.6, p.58-63 (December 2002).

第6章 ま と め

6.1 まとめ

成層自着火燃焼とそれを適用した二輪車用二行程ガソリン機関に関する研究結果は、以下のよう
にまとめられる。

- (1) 高圧容器による燃料噴霧可視化と CFD による燃焼室内ガス温度分布解析の結果、燃焼室の排
気側へのオフセットと筒内直噴弁の組合せで、筒内の高温部に混合気が形成される可能性が
示された。
- (2) 空気利用率 (Air utilization ratio; AUR, 筒内充填新気の内燃焼に関与した新気質量割合) を定
義し、排ガス分析から実験的に見積もることにより、成層自着火燃焼を検証できた。
- (3) 燃焼室を排気側へオフセットした筒内直噴機関において、燃料噴射時期を遅くすることで均
一給気自着火燃焼は成層自着火燃焼へ変化した。
- (4) 成層自着火燃焼の範囲は従来の均一給気自着火燃焼に比べ低速および低負荷側へ大幅に拡大
した。
- (5) 高負荷域は均一給気火花点火、低中負荷域は均一給気自着火、アイドリングおよび低速極低
負荷域は成層給気火花点火、均一給気自着火と成層給気火花点火の中間領域は成層自着火と
なるように、機関速度と機関負荷に応じて 4 種類の燃焼モードを使い分ける機関コンセプト
により、常用運転域で不整燃焼のない二行程ガソリン自着火燃焼機関が実現できた。
- (6) 機関実験結果をもとにした試算結果、ECE-R40 モード燃費率はダウンサイジングとの併用で
四行程ガソリン機関に対し約 20 %の改善が見積もられた。また、排気エミッションは同一排
気量で四行程機関に対し HC は 15 %、NO_x は約 80 %の低減が見積もられた。

以上より、車両燃費を改善する一機関技術を提案でき、本研究の目的は達成された。

6.2 課題と研究成果の活用

6.2.1 直噴二行程ガソリン機関の課題

第3章で述べた、PDI-AR 燃焼機関の研究における二輪車への適用研究は完成車開発におよび実用レベルの検討にいたった⁽⁶⁻¹⁾。低負荷域における不整燃焼の問題は、たとえば運転操作性の品質レベルの問題などであった。第4～5章で述べた本研究により、この問題も大幅に改善される可能性が得られた。

二行程ガソリン機関の二輪車への適用拡大可能性において、EURO-3 エミッション規制（EUで2006年施行）がターニングポイントとなって技術難易度が上がった。

直噴機構付の次世代二行程ガソリン機関共通の問題は、吹き抜け新気により排気ガスが酸素過剰となるため、最小燃料消費率となる空燃比を与えた時、排気ガスの理論空燃比制御による後処理でNO_x浄化ができないことである。したがって、NO_xの浄化にはリーンNO_x触媒などの後処理技術を必要とする。この後処理技術を用いない場合は、機関から排出されるNO_xレベルでエミッション規制を満足する必要がある。

低NO_x性能に優れる自着火燃焼機関においても、最新のNO_x規制に対応するためには、エミッションモード運転において要求される機関の負荷域を低く設定する必要がある。そのため、機関排気量でモードも分類されているエミッション規制に対応して、クラスごとに適切な排気量を設定する必要がある。車両燃費改善のためにダウンサイジングを行うと、NO_xは増大する傾向を持つ。したがって、ダウンサイジングを促進してもNO_x規制値を満足するように、ベース車両となる四行程機関の排気量を選択することが重要となる。

たとえば、二輪車において欧州を代表として世界中に波及しつつある現行のEURO-3は、排気量150 cm³以上と150 cm³未満とで二つのクラスに分類され、評価運転モードが異なる。

図6-1に排気量150 cm³以上に設定されている評価運転モード、時間軸に対する車速のパターンを示す。また、表6-1にEURO-2およびEURO-3エミッション規制値を示す。モードは大きく三つに分類され、市街地のコールドスタート（機関が冷機状態からのモード運転が排気ガスサンプリング評価対象となること）を想定したCUDC (Cold urban driving cycle)、EURO-2規制のECE-R40モードに相当するHUDC (Hot urban driving cycle)、郊外走行を想定したEUDC (Extra urban driving cycle)が存在する。排気量が150 cm³未満の場合、EUDCがなく、CUDCとHUDCで評価される。

このように、排気量150 cm³以上の場合EUDCが存在するため、小中排気量では高負荷運転を要求される。そのため、機関運転負荷域を低NO_xとなる自着火燃焼域とするためにはある排気量以上に設定する必要がある。

図 6-2 に、二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関での実験結果をもとにした正味窒素酸化物排出率 (BSNO_x) 分布と車両走行抵抗線図の関係を示す。これは第 3 章で紹介した PDI-AR 燃焼機関⁽⁶⁻¹⁾の研究による。図は機関速度と正味平均有効圧力 (BMEP) の関係図上に、BSNO_x の等値線を示している。車両走行抵抗線図は、車両重量 (整備重量) 195 kg のモーターサイクルを想定している。EURO-3 エミッション規制に準じて設定される車両走行抵抗線図と機関実験結果をもとに、駆動系の減速比はトップとし機関に要求される BMEP を示している。この走行抵抗線図は車両に搭載される機関の総排気量は 600 cm³ として見積もった。

図 6-2 は、排気量 600 cm³ 以上であれば、モード運転域を自着火域 (AR 燃焼域) とすることが可能であることを示している。この場合の比較対象となる同等出力の四行程ガソリン機関は 900 ~1,000 cm³ クラス以上を想定した。

150 cm³ 未満の小型モーターサイクルに関しては、第 5 章で述べたとおり適正な排気量は 90 ~125 cm³ にあると思われる。この場合の比較対象、すなわちベース車両の四行程ガソリン機関は、125 ~150 cm³ クラスが適合すると思われる。

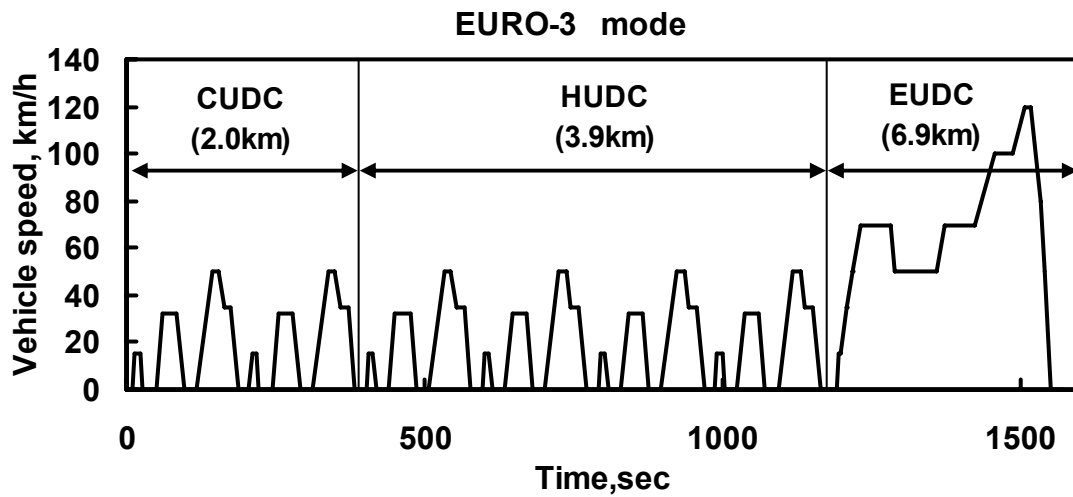


図 6-1 EURO-3 エミッション規制の評価運転モード（機関総排気量 150cm³以上）

表 6-1 二輪車エミッション規制（欧州）の例

規制名	総排気量 V_s , cm ³	評価運転モード (図 6-1 参照)	規制値, g/km		
			CO	HC	NO _x
EURO-2	$V_s < 150$	ECE-R40 (=HUDC) (CUDC 区間は走行する がサンプリングしない)	5.5	1.2	0.3
	$V_s \geq 150$		5.5	1.0	0.3
EURO-3	$V_s < 150$	CUDC+HUDC	2.0	0.8	0.15
	$V_s \geq 150$	CUDC+HUDC+EUDC	2.0	0.3	0.15

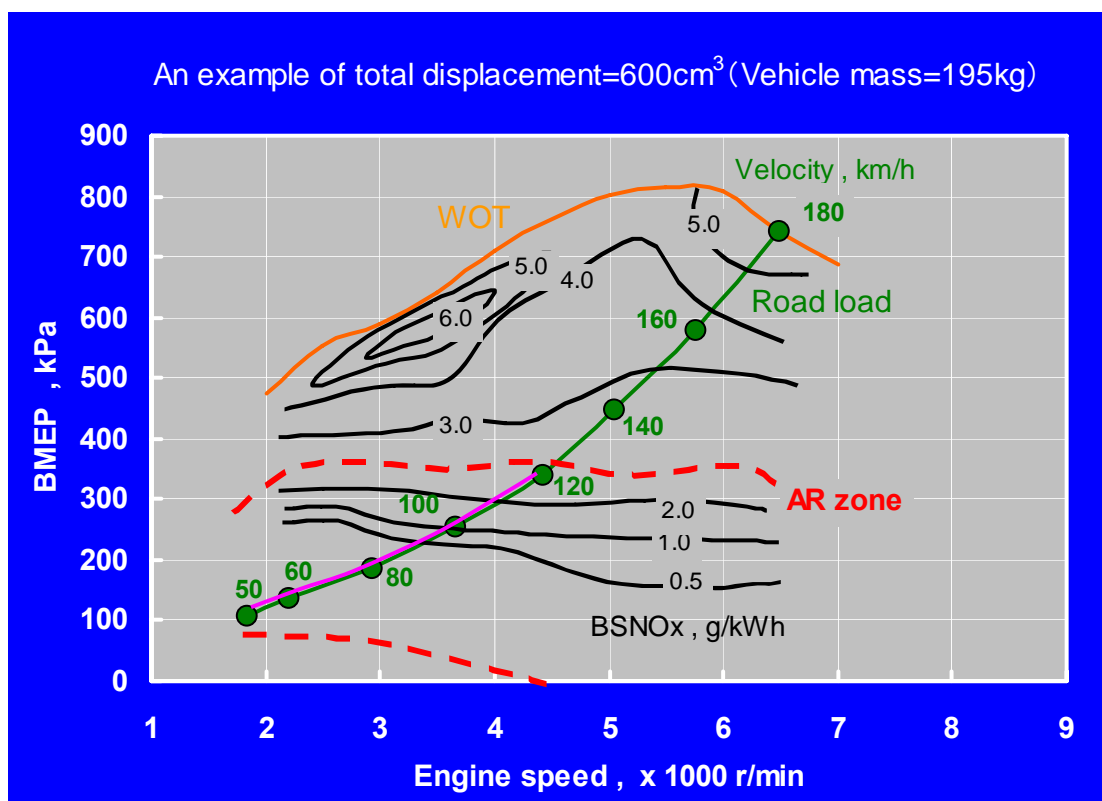


図 6-2 二行程ガソリン均一給気自着火燃焼機関の BSNO_x 分布と車両走行抵抗線図の関係

6.2.2 成層自着火燃焼に関する研究成果の活用

四行程ガソリン自着火燃焼機関は、圧縮端温度を高め自着火燃焼に導く手段として内部 EGR 制御法が広く用いられ研究されている。具体的な技術としては、二行程ガソリン機関のガス交換法を用いた可変動弁機構によるマイナスオーバーラップ法⁽⁶⁻²⁾がよく知られている。これらの四行程ガソリン自着火燃焼機関は、二行程ガソリン自着火燃焼機関と同じく自着火の持続可能な負荷下限が存在する。可変動弁機構と過給を備える四行程ガソリン自着火燃焼機関は、低速度域ならば二行程機関に比べ EGR 率の可変幅は大きくとれる。しかしながら、機関冷機時も含めるとアイドルを自着火運転するのは容易でない。この場合、アイドルは火花点火燃焼に切り替えれば良いが、自着火燃焼と火花点火燃焼とでは要求される EGR 率が大きく異なるため EGR 率を制御する可変動弁機構の高速化が要求される。このように四行程ガソリン自着火燃焼機関においても、二行程ガソリン自着火燃焼機関と同じように自着火領域の負荷下限の存在は実用上の問題と思われる。

このような四行程ガソリン自着火燃焼機関の課題に対する改善手段としても、成層自着火燃焼は有効であると思われる。四行程ガソリン機関の場合、燃焼室内のガス温度分布をある狙いどおりに形成することは、燃焼室形状や吸入新気流動の設計自由度が少なく容易なことではないが、研究の価値はあると思われる。

成層自着火燃焼コンセプトに類似した四行程ガソリン HCCI 燃焼の試みが、窪山らにより第 20 回内燃機関シンポジウム（2009 年 9 月 1 日）で発表された⁽⁶⁻³⁾。これは、筒内温度・燃料濃度分布がブローダウン過給 HCCI ガソリン機関の燃焼特性に与える影響、について報告している。ブローダウン過給とは、多気筒機関において他の気筒から排出される排気ブローダウン圧力波を利用して EGR ガスを筒内に再導入するシステムとされている。

これは、HCCI 燃焼の高負荷域への拡大を目的に、筒内温度・燃料濃度分布による筒内圧力上昇率の抑制を検討している。筒内温度分布の形成については、排気ポートの外縁部とピストンヘッドに EGR ガイドを設けるなどの工夫をしている。

このような工夫などにより、四行程ガソリン機関においても成層自着火燃焼を実現できる可能性はあり、成層自着火燃焼の四行程ガソリン HCCI 機関への応用は期待できると考える。

第 6 章の参考文献

- (6-1) Kenji Nishida and Takahiro Kimijima: “Two-Stroke Engines as Means of Improving Vehicle Fuel Economy—A Large Scooter Application of the Pneumatic Direct Injection-AR Engine” , The 18th Internal combustion Engine Symposium Proceedings, No.20056090 (2005 in Jeju, Korea)
- (6-2) Y.Urata, M.Awasaka, J.Takanashi, T.kakinuma, T.hakozaki and A.Umemoto: “A Study of Gasoline-Fuelled HCCI Engine Equipped with Electromagnetic Valve Train”, SAE Technical Paper No.2004-01-1898 (2004).
- (6-3) 窪山達也, 森吉泰生, 山田敏生, 高梨純一, 鈴木正剛, 畑村耕一: “筒内温度・燃料濃度分布がブローダウン過給 HCCI ガソリン機関の燃焼特性に与える影響”, 第 20 回内燃機関シンポジウム講演論文集, No.20090052, p.25-30, (2009).

謝 辞

在学中および本論文の執筆に際しご指導をいただいた群馬大学大学院の志賀聖一教授に深く感謝の意を表します。

本論文の執筆に際しご指導をいただいた群馬大学大学院の新井雅隆教授，石間経章教授，古畑朋彦准教授，荒木幹也准教授に感謝の意を表します。

エネルギーシステム第2研究室においてご指導いただいた，群馬大学の小保方富夫名誉教授，中村壽雄技術職員，他研究室の方々に感謝の意を表します。

本論文の執筆にあたり，これまでの研究成果を学位論文としてまとめることに対するご理解とご支援をいただいた株式会社本田技術研究所 二輪 R&D センターおよび関係者の方々に感謝の意を表します。

本研究の共同研究者である，本田技術研究所 二輪 R&D センターの，君島隆浩氏，作山尚史氏，村上泰男氏，他研究チームの方々に感謝の意を表します。

AR 燃焼，PDI-AR 燃焼機関研究，および本研究の発表論文執筆に際しご指導いただいた，本田技術研究所 二輪 R&D センターの石橋羊一博士に感謝の意を表します。同じく，AR 燃焼，PDI-AR 燃焼機関研究の共同研究者である浅井正裕氏，故磯村真一氏，他研究チームの方々に感謝の意を表します。

内燃機関の研究開発に関しご指導いただいた，本田技術研究所の元主席研究員であられる八木静夫博士に感謝の意を表します。

自然科学への志を与えてくださった，東京理科大学理学部物理学科教授であられた故阿部友三郎先生に感謝の意を表します。