予混合圧縮着火燃焼の燃料着火性および圧縮比に対する依存性*

酒 井 厚^{*1}, 武 山 洋 之^{*2}
小 川 英 之^{*1}, 宮 本 登^{*1}Fuel Ignitability and Compression Ratio Dependence of a
Premixed Charge Compression Ignition EngineAtsushi SAKAI^{*3}, Hiroyuki TAKEYAMA,
Hideyuki OGAWA and Noboru MIYAMOTO^{*3} Division of Mechanical Science, Hokkaido University,
N 13, W 8, Kita-ku, Sapporo-shi, Hokkaido, 060-8628 Japan

Decreasing the compression ratio improves thermal efficiency in a premixed charge compression ignition engine for the range of investigated octane numbers up to the limit of stable ignition. This is because improvement in the degree of constant volume combustion and decreased cooling loss as the ignition timing approached TDC outweigh reductions in combustion efficiency and theoretical efficiency. The indicated thermal efficiency with different octane number fuels is almost unchanged if the compression ratio is optimized. The thermal efficiency benefits of lower compression ratios decreased with higher homogeneity achieved by advancing the injection timing due to a corresponding deterioration in combustion efficiency. However, the fuel ignitability and compression ratio dependence of the indicated thermal efficiency and the exhaust gas emissions are nearly unaffected by changes in the mixture homogeneity. In addition, EGR efficiently suppresses premature ignition and reduces cooling losses without deteriorating combustion efficiency.

Key Words: Internal Combustion Engine, Premixed Combustion, Thermal Efficiency, Fuel, Fuel Ignitability, Compression Ratio, EGR, Exhaust Gas Emissions

1. 緒 論

予混合圧縮着火機関は、低エミッションと高効率を両立し得る次世代の燃焼方式として注目されているが、着火制御法の確立、運転負荷範囲の拡大などの課題が依然として残されている。その中で、着火は燃料の着火性に対する依存性が高く、あえて低着火性燃料を用いて運転負荷領域を拡大した例⁽¹⁾があるなど、燃料の選択は非常に重要である。また、圧縮比の変化⁽²⁾、EGR⁽³⁾、過給⁽⁴⁾、水噴射⁽⁵⁾あるいはアルコール噴射⁽⁶⁾、⁽⁷⁾を利用した着火と燃焼の制御および運転領域拡大が試みられているが、予混合圧縮着火機関への適合性を考える上では、これら因子の系統的な検討が必要である。

本研究は、燃料の着火性と圧縮比について系統的な実験を行い、早期直接噴射型の予混合圧縮着火機関に要求される着火性および圧縮比を明らかにすることを目的とした。その際、EGRについても実験を行い、予混合圧縮着火燃焼に対する諸条件での適合性を検討した。

2. 実験装置および方法

実験には、水冷・単気筒・四サイクル・直噴式ディーゼル機関（日産ディーゼル製PE-1）を用いた。その主要諸元はボア・ストローク133 mm x 140 mm、行程体積1950 cm³、スワール比2.2である。EGRはシリンダヘッド排気管取付け位置より1.5 m下流にバルブを設けて排気の一部を分流し、冷却装置を介して吸気管取付け位置から約300 mm上流で吸気と合流させることにより行ったほか、酸素濃度自体の影響を明確にするため吸気に窒素を混入することでEGRを模擬した結果と比較した。燃料噴射系にはコモンレール式燃料噴射

* 原稿受付 2004年7月20日。

^{*1} 正員、北海道大学大学院工学研究科(〒060-8628 札幌市北区北13条西8)。^{*2} 電源開発(株)(〒104-8165 東京都中央区銀座6-15-1)。

E-mail: h-ogawa@eng.hokudai.ac.jp

システムを用い、噴射圧力は120 MPaに設定した。噴射時期は、ピストンキャビティ内に燃料噴霧が収まる範囲内での最大進角時である80°CA BTDCと、より均一性の高い140°CA BTDCの二通りを設定した。供試燃料は、基本性状を表1に示すノルマルヘプタンとイソオクタンの混合燃料を用い、両者の混合割合を変えることによりオクタン価（着火性）を変更した。燃焼室形状は、キャビティ径90 mmの大口径浅皿形燃焼室を使用し、キャビティ底部のスペーサを用いてキャビティ深さを変更することにより圧縮比の調整を行った。噴射ノズルは噴霧間角度40°の四孔ノズルを使用し、機関運転条件は燃料噴射量を1.4 kJ/stroke（いずれもEGRを行わない場合で当量比0.21に相当）、回転速度を1200 rpm、冷却水入口温度を80 °Cとした。

Table 1 Properties of the Tested fuels

	n-Heptane	Isooctane
Density [g/cm ³]	0.68	0.69
Lower calorific value [MJ/kg]	44.9	44.4
Boiling point [°C]	98.4	99.3
Stoichiometric air fuel ratio [kg/kg of fuel]	15.2	15.1

3. 実験結果および考察

3・1 各噴射時期における筒内混合気分布のCFD解析 実験に先立ち、各噴射時期における筒内混合気分布のCFD解析を行った。解析にはAVL社のCFDコード「FIRE」を用い、噴霧モジュールDiscrete Droplet Method (DDM)、分裂モデルWAVE、壁面衝突モデルWall jetをそれぞれ用いた。燃料の物理的性状としてはノルマルヘプタンの物性値を与え、燃焼室形状、噴射ノズルおよび機関運転条件は実験と同一とした。

図1に、各噴射時期における燃焼室内のある断面での既蒸発燃料の当量比分布を示す。なお、液相状態の燃料は、この当量比に加味されていない。各噴射時期の一番上に示した噴射後20°CAにおける当量比分布を見ると、燃焼室中央と底部に分かれて混合気が形成されていることがわかる。これは、噴射後比較的早期に蒸発した燃料が運動量を失って燃焼室中央に漂う一方、多くの燃料は雰囲気温度が低いため未蒸発のまま燃焼室底部に達してから蒸発していることを示している。その後燃焼室中央部に形成された混合気は

Fig. 1 Effect of injection timing on distribution of equivalence ratio in the combustion chamber (n-Heptane, $\phi = 0.21$, $\varepsilon = 14.0$)

周囲からの空気導入で希薄化する一方、燃焼室底部はTDCに至るまで上部より濃い状態が持続する。噴射時期が140°CA BTDCの場合には、20°CA BTDCの時点ですでにかなり希薄均一化が進行しているのに対し、噴射時期が80°CA BTDCの場合は黄緑で示される当量比0.5以上の量論比に近い混合気が20°CA BTDCでもまだかなり存在しており、着火時までには十分な希薄均一化が進まない可能性が示唆されている。一方、140°CA BTDCの場合、キャビティ外に多くの燃料が噴射されるため、スキッシュエリア部にかなりの混合気が形成されている。

図2に、図1の結果に対応した20°CA BTDCおよびTDCにおける混合気の燃料質量割合を示す。噴射時期が80°CA BTDCの場合、20°CA BTDCでは当量比が0.5を超える量論比に近い領域がまだかなり認められるのに対し、その後スキッシュ流などにより急速に希薄均一化が進行し、TDCでは大部分が当量比0.5以下になっている。予混合圧縮着火燃焼の場合、大半の着火は20°CA BTDCからTDCの間に生ずるが、比較的早期に着火が生じた場合には均一化がまだ十分に進行していないため、量論比近傍領域から

Fig. 2 Distribution of fuel mass fraction over equivalence ratio of the in-chamber mixture (n-Heptane, $\phi = 0.21$, $\varepsilon = 14.0$)

NO_xが生成される可能性が懸念される。一方、140 °CA BTDCの場合には20 °CA BTDCの時点ですでに大部分が当量比0.5以下になっており、着火時期にかかわらず超低NO_x燃焼が期待できる。

3-2 圧縮比とオクタン価が排気エミッションおよび熱効率に及ぼす影響 図3に、CFD解析の結果から混合気の均一性が比較的低いと考えられる80 °CA BTDCで燃料噴射を行った際の図示熱効率 η_i と排気エミッションを示す。ここで、圧縮比の増大にともなって徐々に圧力上昇率が過大になるが、最大圧力上昇率が1.0 MPa/°CAに達した場合をノッキング限界とした。また、ある圧縮比以下では安定した着火運転が困難になるが、安定着火が得られる限界を失火限界とした。いずれのオクタン価の場合も圧縮比の低下にともないTHCおよびCOが若干増加する一方、NO_xは100 ppm以下まで低減する。しかし、NO_xは高圧縮比あるいは低オクタン価の場合に300 ppm以上に達しており、予混合圧縮着火燃焼としてはかなり高いレベルになっている。これは、着火時期が15 °CA BTDC以前まで前進して高温滞留時間が長くなることに加えて、図2において述べた通り、着火時における均一性がまだ不十分

Fig. 3 Effect of compression ratio and fuel ignitability on η_i and emissions for inhomogeneous mixture (Injection timing : 80 °CA BTDC)

Fig. 4 Effect of compression ratio and fuel ignitability on η_{gh} , η_u and ϕ_w for inhomogeneous mixture (Injection timing : 80 °CA BTDC)

で、燃焼時に量論近傍混合気が多量に残留することが相乗的に作用したためと考えられる。 η_i は圧縮比の低下により向上するが、過度に圧縮比を低下させると失火により運転が不可能になる。この各オクタン価で圧縮比を極力低下させて得られる最良の η_i に大きな差異は認められない。

図4に、図3と同一条件における発熱の等容度 η_{gh} 、燃焼効率 η_u 、冷却損失割合 ϕ_w および $\eta_u(1-\phi_w)$ を示す。 $\eta_u(1-\phi_w)$ は、投入熱量に対して未燃分および冷却分の損失を差引いたみかけの発生熱量の割合を表している。なお、 η_{gh} はインジケータ線図の解析から、燃焼効率は排気のTHCおよびCOから、冷却損失割合は冷却水のエンジン入口、出口部の温度差および冷却水流量を用いて算定した実測値である。オクタン価の向上あるいは圧縮比の低下により過早着火が抑制されるため、着火時期がTDCに近づきその結果として η_{gh} が向上している。一方 η_u はオクタン価の向上あるいは圧縮比の低下によりわずかに悪化するもののその程度は小さく、むしろ着火時期の適正化による ϕ_w の低減の方が顕著であり、両者の積 $\eta_u(1-\phi_w)$ で与えられる発生熱量割合は増加している。各オクタンで圧縮比をより低下させた場合に最も高い η_i が得られるのは、高い等容度と少ない冷却損失が圧縮比の低下による理論熱効率と燃焼効率の低下を上回ったためであると言える。

図5に、燃料噴射を140 °CA BTDCに進角して均一性を向上させた際の図示熱効率 η_i と排気エミッションを示す。混合気の均一希薄化が進行するため、いずれの圧縮比でもNOxはほとんど排出されていないが、全体的にTHCおよびCOの排出レベルが高い。この一因として、図1で示したスキッシュエリア部に形成される混合気が挙げられる。とくにオクタン価向上および圧縮比低下によるTHCおよびCOの増加が顕著である。 η_i は80 °CA BTDCに噴射した際と同様にオクタン価の向上および圧縮比の低下により改善される傾向にあるが、その改善の程度は均一性が低い80 °CA BTDCに噴射した場合に比べて小さい。しかし、均一性が向上してもオクタン価および圧縮比への依存性には大きな変化はない。

図6に、図5と同一条件における発熱の等容度 η_{gh} 、燃焼効率 η_u 、冷却損失割合 ϕ_w および $\eta_u(1-\phi_w)$ を示す。図5で示した通り、均一性が向上するとオクタン価の向上および圧縮比の低下によりTHCおよびCOが増加するため、 η_u の悪化が顕著である。このため圧縮比の低下にとまう η_i の改善の程度が減少したのと考えられる。

図7に、圧縮比およびオクタン価を種々設定した

Fig. 5 Effect of compression ratio and fuel ignitability on η_i and emissions for highly homogeneous mixture (Injection timing : 140 °CA BTDC)

Fig. 6 Effect of compression ratio and fuel ignitability on η_{gh} , η_u and ϕ_w for highly homogeneous mixture (Injection timing : 140 °CA BTDC)

Fig. 7 Relationship between η_{gih} and ignition timing

際の、着火時期と発熱の等容率との相関を示す。両噴射時期とも、着火遅れと等容率は極めて強い相関があり、着火時期が5 $^{\circ}\text{CA BTDC}$ 付近になった際に等容率は最大となる。

図8に、各オクタン価において熱効率が最大となる場合の図示熱効率 η_i 、圧縮比 ϵ 、空気標準オットーサイクルの理論熱効率 η_{th} 、 $\eta_u(1-\phi_w)$ およびNOx排出量を示す。140 $^{\circ}\text{CA BTDC}$ 噴射時は、80 $^{\circ}\text{CA BTDC}$ 噴射時と比較してNOxがほとんど排出されない反面、燃焼効率の悪化により η_i は5%ほど悪化する。両噴射時期とも、高オクタン価燃料を用いて圧縮比を向上させたほうが理論熱効率の点からは望ましいが、前述のように低オクタン価燃料—低圧縮比時と比較して ϕ_w が悪化するため、圧縮比を熱効率が最大となるように設定した場合には図示熱効率 η_i にはオクタン価による顕著な差が見られない結果となる。

3-3 EGRが排気エミッションおよび熱効率に及ぼす影響 実排ガスによるEGRおよび吸気 N_2 添加による模擬EGRの図示熱効率 η_i 、体積効率 η_v と着火時期を図9に、その際の排気エミッションを図10にそれぞれ示す。なお、圧縮比は18、オクタン価は50、燃料噴射時期は140 $^{\circ}\text{CA BTDC}$ であり、実排ガスをを用いた際には水冷によるコールドEGRとし、EGR率はシリンダ内ガス全体に占めるEGRガス

Fig. 8 Efficiency factors and NOx for optimized compression ratio and octane numbers

の体積割合で与えている。実排ガスによるEGRと模擬EGRとの間に大きな排気エミッション濃度の差異はみられないが、1kW・h当りのTHC、COの排出量は、実排ガスによるEGRの方が吸気 N_2 添加の場合よりも少なくなっている。これは、実排ガスによるEGRの場合、EGR率の増加とともに排ガス量が減少するためであり、実排ガスを還流することによりTHC、COの再燃焼が行われたことが示唆される。 η_i は吸気 N_2 添加の場合はほとんど変化がないのに対し、実排ガスによるEGRでは O_2 濃度低下すなわちEGR率の増加にともない改善している。

図11に、図9および図10と同一条件における発熱等容率 η_{gih} 、燃焼効率 η_u 、冷却損失割合 ϕ_w およびその積 $\eta_u(1-\phi_w)$ を示す。 O_2 濃度低下により過早着火が抑制されるため、等容率 η_{gih} は両者とも同様に向上している。燃焼効率 η_u は、 N_2 添加の場合には O_2 濃度の低下とともに徐々に悪化しているが、実

Fig. 9 Effect of EGR on η_i , η_v and ignition timing
 (Injection timing : 140 °CA BTDC, Compression ratio : 16,
 Octane number : 50)

Fig. 11 Effect of EGR on η_{gh} , η_u and ϕ_w
 (Injection timing : 140 °CA BTDC, Compression ratio : 16,
 Octane number : 50)

Fig. 10 Effect of EGR on emissions
 (Injection timing : 140 °CA BTDC, Compression ratio : 16,
 Octane number : 50)

排ガスによるEGRではO₂濃度15%程度までは若干の向上がみられる。これは、前述した通り実排ガスの還流によるTHC, COの再燃焼によるものと思われる。 ϕ_w に関しては、両者ともにO₂濃度低下とともに過早着火が抑制されるため著しく減少している。したがって、実排ガスのほうがN₂添加に比べて燃焼効率が向上する分、図示熱効率が向上する。

以上より、EGRは燃焼効率 η_u を悪化させることなく ϕ_w を大きく改善することが可能であり、予混合圧縮着火燃焼の過早着火抑制に対して非常に有効な手段であるといえる。

図12に、各オクタン価について、最も高い η_i が得られた際のEGR率と圧縮比およびその際の η_i とNOxを示す。噴射時期が80 °CA BTDCにおいてNOxが50 ppm前後排出されているが、140 °CA BTDCではほとんど排出されていない。両噴射時期とも、図8のEGRを行っていない場合と比較して η_i が向上し、特に140 °CA BTDC噴射時は6%も改善されている。また、噴射時期およびオクタン価のいかんにかかわらずEGR率は熱効率上40~50%程度が最適であり、これ以上EGRを増加すると燃焼効率が大きく悪化する結果となる。

Fig. 12 η_i and NOx for optimized compression ratio and EGR rate

4. 結 論

本研究で得られた結果を要約すると、およそ以下の通りである。

1. 予混合圧縮着火機関において高い図示熱効率を得るには、圧縮比に応じて安定した着火が得られる範囲で極力着火時期がTDCに接近する着火特性を有する燃料を用いる必要がある。
2. 同一燃料で安定した着火が得られる範囲では、圧縮比の低下にともなって図示熱効率が向上するが、これは着火がTDC側に遅角することによる等容度の向上と冷却損失の低減が圧縮比低下による理論熱効率と燃焼効率の低下を上回るためである。
3. 各オクタン価で圧縮比およびEGR率を熱効率が最大となるように設定すると、図示熱効率はオクタン価にかかわらずほとんど同等となる。

4. 噴射時期を遅角し混合気の均一性を向上させた場合、超低NOxが実現されるが、全般的に燃焼効率および図示熱効率は低くなる。とくに、圧縮比の低下による燃焼効率の低下が大きくなり、等容度の向上および冷却損失の低下の各効果が相殺されて図示熱効率の向上の程度は低下する。しかし、圧縮比およびオクタン価に対する依存性は基本的に均一性にかかわらず同様である。
5. コールドEGRは過早着火抑制に対して有効な手段であり、燃焼効率を悪化させることなく冷却損失を低減することが可能である。
6. 未燃炭化水素およびCOの各排出濃度は、吸気酸素濃度の低下にともなって若干増加するが、実排ガスを用いてEGRを行った場合には、排気弁からの排出量からEGRにより還流された分を差し引いた排気の絶対量が減少するため、各排出量は実質的に減少し、燃焼率低下が抑制される。

参 考 文 献

- (1) 武田 好央, ほか2名, 早期噴射による希薄予混合圧縮着火ディーゼル燃焼の排出物特性, 日本機械学会論文集(B編), 62巻-599号(1996), p.347-354.
- (2) 陳 之立, ほか2名, 圧縮比による予混合圧縮着火機関の燃焼制御, 自動車技術会論文集, Vol.34 No.3(2003), p.23-28
- (3) 高津戸 理恵, ほか2名, 予混合圧縮着火エンジンにおけるn-Butane燃料の自己着火・燃焼過程, 日本機械学会論文集(B編), 65巻-638号(1999), p.261-265.
- (4) 原田 明, ほか3名, 高過給圧縮着火機関における希薄予混合燃焼の基本特性, 日本機械学会論文集(B編), 66巻-649号(2000), p.237-244.
- (5) 金子 真也, ほか4名, シリンダ内直接水噴射による予混合圧縮着火機関の運転領域拡大, 日本機械学会論文集(B編), 68巻-665号(2002), p.270-275.
- (6) 金子 真也, ほか3名, 燃焼反応抑制物質導入による予混合圧縮着火燃焼の制御とその機構, 日本機械学会論文集(B編), 69巻-680号(2003), p.222-227.
- (7) 金子 真也, ほか3名, メタノール直接噴射による予混合圧縮着火機関の燃焼制御と運転領域拡大, 日本機械学会論文集(B編), 69巻-682号(2003), p.231-236.