燃料の蒸留温度低下による 早期噴射形予混合圧縮着火機関の燃焼改善*

酒 井 厚^{*1}, 武 山 洋 之^{*2}
小 川 英 之^{*1}, 宮 本 登^{*1}

Combustion Improvements in an Early Injection Type Premixed Charge Compression Ignition Engine with Lower Distillation-temperature Fuels

Atsushi SAKAI, Hiroyuki TAKEYAMA,
Hideyuki OGAWA^{*3} and Noboru MIYAMOTO

^{*3} Division of Mechanical Science, Hokkaido University,
N13 W8, Kita-ku, Sapporo-shi, Hokkaido, 060-8628 Japan

The CFD analysis showed that lower distillation temperature fuels improved evaporation of the fuel spray just after injection, resisted adhesion to the cylinder wall, and improved mixture homogeneity, probably due to its higher volatility. Analysis of components in the used lubricant oil indicated that a remarkable quantity of diesel fuel, corresponding to 7% of the total energy supply, was diluted to the lubricant oil when the fuel spray was allowed to impinge directly onto the cylinder wall. Lower distillation temperature fuel actually reduced fuel adhesion on the cylinder wall and prevents fuel dilution into the lubricant oil even with early injection when the fuel was allowed to impinge directly onto the cylinder wall. The deterioration in thermal efficiency that occurred with advanced injection timing with ordinary diesel fuel was eliminated with the lower distillation temperature fuel without significantly altering the THC and CO emissions.

Key Words: Internal Combustion Engine, Premixed Combustion, Fuel, Distillation Temperature, CFD, Exhaust Gas Emissions, Lubricant Oil Dilution

1. 結 論

早期噴射形の予混合圧縮着火機関では、比較的低温・低圧雰囲気内に燃料噴射を行うため、燃料の蒸留特性に対する要求が従来のディーゼル機関とは異なるものと考えられる。たとえば、軽油のような低蒸発性燃料を圧縮行程早期に噴射すると、雰囲気がまだその蒸留温度に達していないため、燃料の一部が未蒸発のまま燃焼室壁面に付着するとともに潤滑油に混入することが報告されている¹⁾。これに対し、圧縮行程早期の雰囲気やシリンダ壁面の各温度よりも蒸留温度が低い燃料を用いることにより、噴霧および壁面付着燃料の蒸発速度が増加し、混合気の均一性向上と潤滑油への燃料混入回避とが期待できる。

本研究では、CFD解析によって早期噴射形予混合圧

縮着火機関の混合気形成過程に対する燃料の蒸留特性影響を解明するとともに、実験により低蒸留温度燃料利用による機関性能および排気エミッションの改善効果について検討した。

2. 実験装置および方法

実験には、水冷・単気筒・四サイクルの直噴式ディーゼル機関 (Nissan Diesel, PE-1) を用いた。その主要諸元は、行程体積1950 cm³、ボア・ストローク133 mm x 140 mm、スワール比2.2である。EGRは排気の一部を分流・冷却して吸気と合流させることにより行った。燃料噴射系にはコモンレール式燃料噴射システムを用い、噴射圧力は120 MPaに設定した。供試燃料はJIS特3号軽油と、低蒸留温度燃料としてノルマルヘプタン単体、およびノルマルヘプタンとイソオクタンとの混合燃料を使用した。各燃料の基本性状を表1に示す。燃焼室形状はキャビティ径/深さが70 mm/33mm, 80 mm/25mm, 90 mm/20mmの3種類の皿形燃焼室を使用し圧縮比はすべて14(供試機関本来は18)とした。噴射ノズ

* 原稿受付 2004 年 1 月 20 日。

^{*1} 正員、北海道大学大学院工学研究科 (〒060-8128 札幌市北区北 13 条西 8)。

^{*2} 北海道大学大学院工学研究科。

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

Table 1 Properties of the Tested fuels

	Diesel fuel	n-Heptane	iso-Octane
Density (g/cm ³)	0.82	0.68	0.69
Lower calorific value (MJ/kg)	43.2	44.6	43.2
Boiling point (°C)	289 (T ₅₀)	98.4	99.3
Cetane number	50	56	12
Theoretical air-fuel ratio (kg/kg)	14.8	15.2	15.1

ルは原則として噴霧間角度 40° の四孔ホールノズル (φ0.21 mm) を使用したが、潤滑油への燃料混入量を計測する際には噴霧間角度 80° および 142° のノズルをそれぞれ使用した。機関運転条件は、燃料噴射量を 1.4 kJ/stroke (いずれも EGR なしの場合で当量比 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。

3. 混合気形成過程の CFD 解析

実験に先立ち、CFD 解析によって非燃焼時における早期噴射形予混合圧縮着火機関の混合気形成過程に対する燃料の蒸留特性影響について検討した。

3.1 解析方法 CFD コードは FIRE であり、噴霧モジュール Discrete Droplet Method (DDM)⁽²⁾、分裂モデル WAVE⁽³⁾、壁面衝突モデル Wall Jet⁽⁴⁾ をそれぞれ用いた。解析では燃料の蒸留特性のみの影響を検討するため、軽油、ノルマルデカン、ノルマルオクタン、ノルマルヘプタンの温度-飽和蒸気圧特性を与えるとともに、粘度あるいは密度などの蒸留特性以外の性状をあえて軽油の性状と同一に固定した。図 1 に各燃料の温度-飽和蒸気圧特性をシリンダ内平均温度、圧力線図と合わせて示す。機関諸元は原則として供試機関と同一とし、燃焼室形状は供試機関と同一の皿形に、また噴射ノズルは噴霧間角度 40° の四孔ホールノズルにそれぞれ設定した。また、燃焼室および噴射ノズル中心は図 2 に示す供試機関と同一に設定した。

3.2 燃料の蒸留温度が混合気分布に与える影響

図 3 に、各燃料を 80°C ABTDC で噴射した際の、TDC における混合気の燃料質量割合と当量比との関係を示す。なお、図は蒸発燃料のみの質量割合であり未蒸発燃料は含まれていない。この場合、燃焼室形状はキャピティ径 70 mm、深さ 33 mm の深皿形であり、大部分の燃料噴霧はピストンキャピティの底部あるいは側壁部に衝突する。各燃料とも、TDC まで圧縮が進行しても $\phi > 1$ の過濃混合気が数パーセント存在しており、低蒸留温度燃料を用いたとしても、この噴射時期では

Fig. 1 Vapor pressure vs. temperature for analyzed fuels

Fig. 2 Location of injection nozzle and combustion chamber

十分な希薄均一化が得られないことがわかる。しかし蒸留温度の低いノルマルオクタンやノルマルヘプタンでは $\phi > 2$ の過濃混合気量が若干少なくなっている。また、 $\phi = 0.4$ 近傍の希薄混合気量は蒸留温度の低下に伴い増加し、均一性の向上が若干認められるものの、その程度は大きくはない。

図 4 に、軽油およびノルマルヘプタンを噴射した際の、燃焼室内の断面における蒸発燃料の当量比分布

Fig. 3 Fuel mass fraction in each equivalence ratio of mixture at TDC with early injection

(Injection timing : 80°C ABTDC, Cavity dia.: 70 mm)

を、また図5に、その際の各当量比での混合気燃料および未蒸発燃料の質量割合をそれぞれ示す。なお、図4は、噴霧の影響をより明確にするため、ノズル中心を通る噴霧軸上断面の当量比分布を示したが、他の断面においても同様の分布を示している。

圧縮途中の40°CA BTDCにおいては、未蒸発燃料の割合が軽油では30%強と高いのに対し、ノルマルヘプタンでは5%に減少している。図4の当量比分布においてノルマルヘプタンの方が濃混合気の部分が多く認められるが、これは噴霧の蒸発が活発なためであり、燃料噴射後40°CA経過したこの時点でも混合気分布に与える燃料蒸留温度の影響はまだ大きいことがわかる。また、程度の差こそあれ、両燃料とも燃焼室底部に濃い混合気が形成されているのがわかる。

20°CA BTDCまで時間が経過すると、両燃料とも希薄化が進行するものの、この時点でもなお濃混合気が燃焼室底部に若干残留し、この傾向はTDCに至るまで持続している。しかしTDCでは、軽油の蒸発もかなり進むため、燃料の蒸留温度による混合気分布の差異は縮小する。したがって、噴霧がキャビティ内壁に衝突する80°CA BTDCの噴射では、燃焼室内の混合気均一化の程度は必ずしも十分高くはなく、また着火がTDCよりも余程早く生じない限り燃料蒸留温度低下によるその改善効果も比較的小さいものと言える。

燃料噴射を140°CA BTDCと更に進めた際の、TDCにおける混合気の燃料質量割合と当量比との関係を図6に示す。この場合、幾何学的には噴射燃料のほとんどがキャビティ外のピストン頂面に衝突する。いずれの燃料においても、前述の80°CA BTDC燃料噴射に比べて希薄均一化が進んでおり、平均当量比($\phi=0.21$)近

Fig. 4 Distribution of equivalence ratio in combustion chamber with early injection
(Injection timing : 80°CA BTDC, Cavity dia.: 70mm)

Fig. 5 Fuel mass fraction in each equivalence ratio of mixture and unvaporized fuel with early injection
(Injection timing : 80°CA BTDC, Cavity dia.: 70mm)

傍に大きなピークの存在がわかる。とくに、0.6から1.0の当量比域での質量割合が蒸留温度の低下にともない明らかに減少している。

図7に、軽油およびノルマルヘプタンの燃焼室内当量比分布を、また図8に、その既蒸発燃料割合の時間推移をそれぞれ示す。この場合、80°CA BTDC燃料噴射時に比べて更に低温・低圧下での噴射であるため、蒸発性の悪い軽油では混合気形成量が減少し、とくに燃料噴射終了直後の120°CA BTDCでは燃料間の混合気分布に大きな差が認められる。この場合、噴霧

Fig. 6 Fuel mass fraction in each equivalence ratio of mixture at TDC with earlier injection
(Injection timing : 140°CA BTDC, Cavity dia.: 70mm)

のほとんどがキャビティ内に入らずピストン頂部に衝突している。キャビティ外に噴射された燃料はピストン上部に滞留し、ピストンの上昇とともにキャビティ内へ徐々に流入するが、軽油の場合、噴霧の蒸発速度が遅いためこの部分の混合気形成が遅く、TDCに至ってもスキッシュエリア部に量論比近傍の混合気が残留している。この領域に混合気が形成されると、消炎作用により熱効率の悪化やTHC排出量の増加が懸念される。一方、蒸発速度の速いノルマルヘプタンでは、80°CABTDC時点で噴射燃料の90%以上が蒸発し、

Fig. 7 Distribution of equivalence ratio in combustion chamber with earlier injection
(Injection timing : 140°CABTDC, Cavity dia.: 70mm)

Fig. 8 Transition of evaporated fuel fraction in diesel fuel and n-Heptane
(Injection timing : 140°CABTDC, Cavity dia.: 70mm)

その後ピストン上部およびライナ壁近傍の混合気はキャビティ内に流入しつつ希薄化している。このように早期の噴射によりピストンキャビティ外に噴射された噴霧の混合気分布は、燃料の蒸留温度の影響を比較的大きく受ける。ここでは軽油とノルマルヘプタンについて詳細に解析を行ったが、このスキッシュエリア部の混合気は図6における主に当量比0.6から1.0の領域に対応し、その混合気は蒸留温度の低下にともなって著しく減少しノルマルヘプタンではほとんど存在しない。

3.3 燃焼室キャビティ径 / 深さが混合気分布に与える影響 前節の結果から、噴射時期の早期化は混合気の均一化促進に有効であるが、ピストンキャビティ外に噴射される燃料量の増加が弊害になる可能性を示した。また、混合気は燃焼室底部に分布しがちであり、深皿形燃焼室では燃焼室上下方向に層状分布する傾向が認められた。このことは、均一混合気形成の点から大口径浅皿燃焼室がより有利であることを示唆している。そこで燃焼室容積を同一とし、キャビティ径を70mmから90mmに拡大した大口径浅皿形燃焼室(深さ20mm)を用いて比較検討を行った。

図9に、両燃焼室において80°CABTDCで軽油およびノルマルヘプタンを噴射した際の、TDCにおける混合気の燃料質量割合と当量比との関係を示す。燃料の

Fig. 9 Fuel mass fraction in each equivalence ratio of mixture at TDC for different cavities with early injection
(Injection timing : 80°CABTDC)

Fig. 10 Distribution of equivalence ratio in combustion chamber at TDC for different cavities with early injection
(Injection timing : 80°CABTDC)

如何に拘わらず、燃焼室の大口径浅皿化により混合気の均一化が大きく改善されることがわかる。更に、図10にその際の燃焼室内の当量比分布を示すが、両燃料とも浅皿化により燃焼室底部の濃混合気が消滅するとともに、キャビティ上部の超希薄領域の規模も減少している。

図11に、140°CABTDC噴射時での混合気の燃料質量割合を示す。大口径化によって、スキッシュ領域に侵入する燃料が減少するため、軽油の場合当量比0.5以上の比較的濃い混合気が減少している。それに対し、ノルマルヘプタンでは燃焼室形状の影響を大きくは受けておらず、キャビティ外に噴射された場合でも当量比0.5以上の混合気形成は少なくなっており、比較的良好的混合気形成が期待できる。この結果は、低蒸留温度燃料の使用により噴射ノズルや燃焼室形状の設計時における自由度の増加を意味し、たとえば多段噴射形の予混合圧縮着火燃焼⁽⁵⁾⁽⁶⁾では様々な噴射パターンに対する幅広い適応の可能性を示唆している。

Fig. 11 Fuel mass fraction in each equivalence ratio of mixture at TDC for different cavities with earlier injection (Injection timing: 140°CABTDC)

4. 実験結果および考察

4-1 低蒸留温度燃料によるエミッションと熱効率の改善 低蒸留温度燃料による予混合圧縮着火燃焼を軽油の場合と比較することにより、燃料の低蒸

留温度化による機関性能とエミッション改善効果について検討した。低蒸留温度燃料としてノルマルヘプタンを使用した。その際、供試機関での予混合圧縮着火燃焼において着火時期が軽油と同一になるように、ノルマルヘプタンと蒸留温度が同一で、着火性の低いイソオクタンを混合し、ノルマルヘプタン75%-イソオクタン25%(オクタン価25)の混合燃料を低蒸留温度燃料として用いた。

図12に、燃料噴射時期に対する図示熱効率と排気エミッションを示す。燃料噴射時期が120°CABTDCより遅延すると、両燃料ともNOxは著しく悪化することから、燃焼室内の希薄均一化が確保されなくなることが推察できる。一方、120°CABTDCから進角側ではNOxのレベルが両燃料とも非常に低くなっており、噴射時期の進角によって希薄均一化が進行するというCFDの解析結果ともよく対応している。この超低NOxとなる燃料噴射進角時では両燃料ともTHCおよびCOが増加する。CFDの結果では、ノルマルヘプタンの方がスキッシュエリア部の燃料が減少するため、未燃成分の低減が期待されるが、実際には低蒸留温度燃料を用いるとCOは低いTHCは増加しており、このCOおよびTHCを基に求めた燃焼効率は燃料による差異が比較的小さい。図示熱効率 η_i は、軽油の場合は噴射時期の進角にともない著しく悪化するのに対し、低蒸留温度燃料では大きな悪化が認められない。なお、これ

Fig. 12 Effect of lower distillation-temperature fuel on η_i and emissions (EGR: 40%)

らすべての条件で黒煙(ボッシュ濃度)は0%以下であった。

図13に、図12の噴射時期140 °CA BTDCに対応する指圧線図および熱発生率を示す。低蒸留温度燃料に比較して軽油では熱発生量が少ないことから、燃焼に寄与しない燃料の割合が多いことが明らかである。上述のように、両燃料間で排気組成から求めた燃焼効率に差異が少ないことから、軽油使用時の η 悪化の原因は、主として燃料のライナ壁面付着による潤滑油への混入によるものと考えられる。

Fig. 13 Effect of lower distillation-temperature fuel on indicator and ROHR diagrams
(Injection timing : 140 °CA BTDC, EGR : 40%)

4.2 燃料の低蒸留温度化による潤滑油への燃料混入量低減 そこで予混合圧縮着火燃焼において軽油とノルマルヘプタンを使用した際の潤滑油への燃料混入について検討した。混入燃料量は、EGR率0%の定常運転(当量比 $\phi=0.21$)において、運転開始前から1時間間隔で潤滑油を50 cm³ずつ採取・分析することにより求めた。燃料噴射ノズルには噴霧間角度が80°と142°の2種類を使用した。60 °CA BTDCでの燃料噴射では、噴霧間角度80°のノズルでの噴霧は幾何学的にキャビティ底部に衝突するのに対し、142°ではシリンダライナに直接衝突する。

図14に、潤滑油への燃料混入量の時間推移を示す。シリンダライナに直接衝突する早期噴射(噴射時期60 °CA BTDC, 噴霧間角度142°)の場合、軽油では混入量が時間に対して直線的に増加するのに対し、同じ条件でのノルマルヘプタンでは、潤滑油内のノルマルヘプタンがほとんど検出されておらず、燃料の低蒸留温度化による潤滑油への燃料混入の低減が明らかである。軽油であっても、シリンダ壁に直接衝突しない噴霧間角度80°の場合には、潤滑油への燃料混入はほとんど認められない。

図15に、図14の各条件におけるエネルギー勘定を

Fig. 14 Effect of lower distillation-temperature fuel on fuel dilution into lubricant oil (EGR : 0%)

示す。図中下から、指圧線図より求めた図示仕事、潤滑油への燃料混入による損失(軽油の早期噴射、噴霧間角度142°のみ)、THCおよびCOの排出量から算定した不完全燃焼損失、排気へのエネルギー損失、およびその他の損失(大部分が冷却損失)である。なお、排気へのエネルギー損失は、理論熱効率より求めた値に、等容度の低下による損失分も加味して算出した。軽油の早期噴射でシリンダライナに燃料が衝突した場合には、潤滑油への燃料混入損失が全投入エネルギーの7%にも達しており、熱効率低下の大きな原因になっていると言える。一方、ノルマルヘプタンでも、噴霧をシリンダ壁に衝突させると不完全燃焼損失が増加し、高い熱効率は得られていない。早期噴射四者の排ガスエネルギー損失は同程度であり、通常のディーゼル燃焼よりも若干小さくなっていることから、不完全燃焼損失の低減が熱効率向上の点から重要である。

Fig. 15 Energy balances for several fuel injection conditions (EGR : 0%)

ことがわかる。軽油であってもシリンダライナへの直接衝突を避けられ、熱効率に影響するほどの潤滑油混入は避け得るが、ここでは7時間程度の運転による結果であり、さらに長時間の運転における燃料の潤滑油希釈問題を考慮すると早期噴射時には燃料の低蒸留温度化が不可欠と考えられる。

4.3 燃焼室キャビティ径/深さが排気エミッションおよび熱効率に及ぼす影響 キャビティ径/深さが70 mm/33mm, 80 mm/25mm, 90 mm/20mmの3種類の皿形燃焼室について燃焼および排気特性を検討した。噴霧間角度40°のノズルを使用し、燃料はノルマルヘプタン75%ーイソオクタン25%の混合燃料を用いた。

図16に、キャビティ径/深さが η_i および排気エミッションに及ぼす影響を示す。キャビティ径70 mmおよび80 mmの場合、燃料噴射時期が100°CA BTDCより進角側では、幾何学上噴射噴霧がキャビティ外に噴射されるため、THCが急激に悪化する傾向が明らかである。一方、90 mmの広口径でのエミッションは燃料噴射時期の影響を若干受けにくくなっている。この場合、遅角側において図9で示したとおり、予混合気の希薄均一化が他のキャビティよりも進行し過薄領域が増大するため、THCが他の二者よりも高くなっている。この場合のNOxは、キャビティ径の拡大にともな

Fig. 16 Effect of combustion chamber cavity diameter on η_i and emissions
(EGR : 40%, n-Heptane+iso-Octane, Spray angle:40°)

う混合気の均一化促進により大幅な改善効果が認められる。また、キャビティ径拡大により混合気の均一化が促進され量論近傍混合気が減少するため、着火時期が遅延してTDCに接近し等容度が向上する。このため、THCおよびCOの増加により燃焼効率が低下しているにもかかわらず、図示熱効率 η_i の改善が得られたものと考えられる。

5. 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. 早期噴射された燃料は、蒸留温度が高いほど初期の蒸発が遅れるが、キャビティ内に噴射された場合には上死点付近の混合気濃度分布に及ぼす蒸留温度の影響は比較的小さい。
2. 軽油のような高蒸留温度燃料では、燃焼室キャビティ外に早期噴射された噴霧がピストンスキッシュ部に滞留するのにに対し、燃料蒸留温度低下によりこれを解消できる。
3. 燃料蒸留温度の如何に拘わらず、早期噴射時の混合気は燃焼室底部に滞留しがちであるが、燃焼室の大口径浅皿化は混合気の均一化に有効である。
4. 燃料の低蒸留温度化は排気エミッションの改善にさほど大きく寄与しないが、燃料噴霧のライナ壁面付着に起因する潤滑油内への燃料混入を著しく抑制し、これが熱効率改善の要因となる。

本研究の遂行に当たり、北海道大学学生 大畑義幸君に協力を得た。ここに謝意を表する。

参考文献

- (1) 原田 明, ほか2名, 直接噴射式予混合圧縮着火機関の運転領域と燃焼特性に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), 67巻-653号 (2001), p.49-55.
- (2) Dukowicz, J.K., A Particle Fluid Numerical Model for Liquid Spray, SAE Paper 970641, (1997)
- (3) Bose, A.K., Pei, C.T., Evaporation Rates in Spray Drying, Can.J.Chem., 42, 252, (1964)
- (4) O'Rourke, P.J., Statistical Properties and Numerical Implementation of a Model for Droplet Dispersion in Turbulent Gas, J.Comput.Physics, Vol. 83, No.2 (1989), p.345-360
- (5) 小川英之, ほか2名, 燃料の軽質化による二段噴射予混合圧縮着火機関の燃焼改善, 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集, No.93-02, p.15-18 (2002)
- (6) 橋詰 剛, ほか2名, 二段燃焼によるディーゼル機関の排気改善, 日本機械学会論文集(B編), 65巻631号 (1999), p.1166-1172.