乳化油燃料のディーゼル燃焼特性に関する研究*

中川 洋^{*1}, 森 俊一^{*1}, 遠藤 浩之^{*1}

Research on Diesel Combustion of Emulsified Fuel

Hiroshi NAKAGAWA, Syunichi MORI and Hiroyuki ENDO

This paper describes the effects of water-emulsified fuel on diesel spray combustion. Theoretical analysis and numerical simulation show that the high momentum of water-emulsified fuel spray per unit mass due to lower calorific value leads to higher air entrainment into spray than in the case of ordinary fuel. The experimental results show that these effects cause a reduction in the temperature of the combustion reacting zone of water-emulsified fuel spray, and a shortened combustion duration, and less formation of soot and nitric oxide in a diesel engine.

Key Words: Liquid Fuel, Flame, Diffusion Combustion, Fuel, Ignition, Diesel Engine

1. 諸言

ディーゼルエンジンにおいて、燃料中に水分を添加した乳化油燃料を適用することにより、低公害化に効果のあることは、古くから報告されている⁽¹⁾が、必ずしもその理由は明確にされていない。乳化油単一油滴の大気圧ないしは低圧下でみられる爆発的燃焼から、村山ら⁽²⁾はディーゼルエンジンにおける低公害化の効果は、マイクロ爆発が主要因としている。また廣安^{(3),(4)}らも同様に、噴霧燃焼における乳化重油による燃焼改善の効果は、マイクロ爆発を主要因とし、燃焼状況の詳細な観測を行っている。

しかし筆者ら⁽⁵⁾はディーゼルエンジンのような高温高圧場では大気圧ないしは低圧場で生じるような乳化燃料油のマイクロ爆発は生じないことを指摘した。即ちディーゼルエンジンでの乳化燃料油使用時の燃焼性能改善の理由はディーゼル噴霧特有の別のものであることが考えられる。

そこで本論文では、水分を添加した乳化燃料を適用した場合のディーゼル噴霧運動の単位発熱量当たりの運動特性の変化に着目し、理論的に空気導入特性を検討し、さらに多次元流動解析により噴霧内の乱れ特性の変化を解析した。またそれらの効果がディーゼル燃焼において低排煙、低NOxにできるもっとも大きな理由であることを実験的にも示した。

2. 考察

2.1 運動量理論による考察 ここでは、噴霧に吸引される空気重量について運動量理論を用いて検討する。ディーゼル燃料噴霧を図1に示すように近似的に円錐形のスプレッドとみなすと、ノズル出口流速 W_1 は、ベルヌイの式より、

$$W_1 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} \quad (1)$$

和栗ら⁽⁶⁾によると、噴射終了時の噴霧先端の到達距離 x は、噴射期間を t とすると、

$$x = \left(\frac{2 \cdot c \cdot \Delta P}{\rho_a} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{t \cdot d_0}{\tan \theta} \right)^{0.5} \quad (2)$$

燃料噴霧内に吸引された空気重量 G_a は、噴霧体積に空気密度 ρ_a を乗じた量であるため、

$$G_a = \frac{\pi}{3} \cdot x^3 \cdot \rho_a \cdot \tan^2 \theta \\ = \frac{\pi}{3} \cdot \rho_a^{0.25} \cdot (2c \cdot \Delta P)^{0.75} \cdot (t \cdot d_0)^{1.5} \cdot \sqrt{\tan \theta} \quad (3)$$

図1 ディーゼル燃料噴霧モデル

* 原稿受付 1995年2月14日.

^{*1} 正員, 三菱重工業(株)長崎研究所 (〒851-03 長崎市深堀町5-717-1).

また、燃料重量 G_f は、

$$G_f = \frac{c\pi d_0^2}{4} \cdot W_1 \cdot \rho_f \cdot t = \frac{c\pi d_0^2}{4} \cdot (2\Delta P \cdot \rho_f)^{0.5} \cdot t \quad (4)$$

よって、燃料噴霧内の空気過剰率 λ_m は、(3),(4)式から、

$$\lambda_m = \frac{G_a}{G_f \cdot L_{th}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{L_{th}} \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_f} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{t}{d_0} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{2\Delta P}{c} \right)^{0.25} \cdot \sqrt{\tan \theta} \quad (5)$$

ここで、噴霧角度 θ は、和栗ら⁽⁷⁾によると、

$$\tan \theta = 0.427 \times \left(\frac{\rho_a}{\rho_f} \right)^{0.35} \quad (6)$$

乳化燃料油を使用する場合、噴射する燃料量を同一とすると、乳化燃料油の噴射重量 G_E は、

$$G_E = (1 + \varepsilon) \cdot G_f \quad (7)$$

また、乳化油燃料と通常燃料との密度の比は、

$$\frac{\rho_E}{\rho_f} = \frac{1 + \varepsilon}{1 + \varepsilon \cdot \frac{\rho_f}{\rho_w}} \quad (8)$$

乳化油噴射重量は、

$$G_E = \frac{c\pi d_0^2}{4} \cdot \left(\frac{2\Delta P}{\rho_E} \right)^{0.5} \cdot t \quad (9)$$

燃料弁仕様、噴射圧力を同一とした場合、乳化油燃料の噴射期間 t_E は、(4),(7),(8),(9)式より、

$$t_E = (1 + \varepsilon) \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_E} \right)^{0.5} \cdot t \quad (10)$$

また、噴射終了時の乳化油の噴霧先端の到達距離 x_E は (2),(6),(8),(10)式より、

$$x_E = \left(\frac{\tan \theta}{\tan \theta_E} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{t_E}{t} \right)^{0.5} \cdot x = (1 + \varepsilon)^{0.425} \cdot \left(1 + \varepsilon \cdot \frac{\rho_f}{\rho_w} \right)^{0.075} \cdot x \quad (11)$$

また、噴射期間中に乳化油噴霧内に吸引される空気重量 G_{aE} は、(3)式より、

$$G_{aE} = \left(\frac{t_E}{t} \right)^{1.5} \cdot \left(\frac{\tan \theta_E}{\tan \theta} \right)^{0.5} \cdot G_a \quad (12)$$

従って、噴射終了時の乳化油噴霧内の空気過剰率 λ_{mE} は、(6),(10),(12)式より、

$$\begin{aligned} \lambda_{mE} &= \frac{G_{aE}}{G_f \cdot L_{th}} = \frac{G_{aE}}{G_a} \cdot \lambda_m \\ &= (1 + \varepsilon)^{1.5} \cdot \left(\frac{\rho_E}{\rho_f} \right)^{0.925} \\ &= (1 + \varepsilon)^{0.575} \cdot \left(1 + \varepsilon \cdot \frac{\rho_f}{\rho_w} \right)^{0.925} \quad (13) \end{aligned}$$

燃料密度 ρ_f と水の密度 ρ_w が同じと仮定して、水添加割合と噴射終了時の噴霧到達距離、噴霧内平均空気過剰率の関係を、(11),(13)式より計算した結果を図2に示す。すなわち、噴射終了時の噴霧内への空気導入量は、水添加割合の1.5乗に比例して変化することが解る。また、同一噴霧到達距離においては、空気導入量は、水添加量に比例して増大する。

図2 水分添加率の噴霧内への空気導入に及ぼす影響

ただし、ここで使った記号は、それぞれ

g : 重力加速度

ρ_a : 周囲空気密度

ρ_f : 燃料密度

ΔP : 有効噴射圧力

c : 噴孔部流量係数

d_0 : 燃料弁噴孔径

t : 噴射期間

θ : 噴霧広がり角

L_{th} : 量論比

λ_m : 噴霧内平均空気過剰率

ε : 水重量/燃料重量

である。

ただし添字 E は乳化油燃料の場合を示す。

2. 2 多次元流動解析による検討

次に、KIVA II⁽⁸⁾をベースに著者ら⁽⁹⁾により改修した多次元噴霧燃焼流動解析コードにより、乳化油燃料の着火燃焼状況について検討した。解析は、乱流モデルとして $k-\varepsilon$ モデル、噴霧モデルとして離散液滴法、燃焼モデルとしてアレニウスの反応速度式と渦崩壊モデル⁽¹⁰⁾を組み合わせたモデル、NO の生成予測については、拡大 Zeldovich 機構を用いて解析した。

乳化油燃料の計算上の取り扱い、総ての燃料液滴内の燃料と水の割合は均一で、燃料が蒸発すると同時に、各液滴の計算時間間隔、計算格子毎に、燃料蒸発量と水分添加率に応じた量の水が蒸発するものとした。すなわち燃料と水が同時に蒸発する。また、マイクロ爆発的な現象はモデル化していない。

主な計算条件を表1に、計算空間を図3に示す。計算では燃料の噴射期間、噴射圧力が同一となるように、乳化油燃料の方の噴孔面積を大きくした。また計算空間は定容積の空間とした。

計算により得られた計算空間全体での熱量、乱れエ

表 1 多次元流動解析計算条件

	Standard Fuel	Emulsified Fuel
Fuel Injection Pressure(MPa)	50.0	
Injection Duration(msec)	0.567	
Nozzle Diameter(mm)	0.30	0.36
Fuel Volume(mm ³)	13.3	18.95 (Fuel=13.3)
Initial Temperature(K)	1000	
Initial Pressure(MPa)	5.0	
Total Air Excess Ratio λ	13.53	
Initial Sauter Mean Radius(μ m)	14.0	
Initial Spray Angle(deg.)	30.0

Computational grid

図 3 多次元燃焼流動解析での計算空間

エネルギー、熱発生率、NO 生成量の変化状況について図 4 に、噴射開始後 0.8msec における燃料液滴分散状況、ガス温度分布、乱れエネルギー分布を図 5 に示す。

まず図 4 の計算空間内の熱量についてみると燃焼反応初期においては、通常燃料の方が急速な反応を示すが、その後乳化油燃料が追い抜く形となっている。乱れエネルギーは、ほぼ全期間において、乳化油燃料の方が高くなっており、噴霧の混合能力が増していると考えられる。熱発生率をみると、乳化油燃料の方が着火が遅れるが、その後の燃焼速度はむしろ高くなっていることが解る。

また拡大 Zeldovich 機構により予測される NO 生成量は、噴射開始後 4msec の時点で、発熱量がほぼ同じであるにも関わらず、乳化油燃料では、半分以下とかなり低くなっている。

次に図 5 の温度分布によると、高温領域部分では、乳化油燃料の方が、通常燃料に比較して、100~150K ほど低くなっている。図 5 は噴射開始後 0.8msec の状況であり、図 4 の熱量が 0.8msec でほぼ同じことからみても、ほぼ同じだけ燃焼が進行していると考えられる。添加した水の気化熱およびそれによる熱容量増大

図 4 熱発生量、乱れエネルギー、熱発生率、NO 生成量 (3 次元噴霧燃焼流動解析結果)

図 5 噴霧内の燃料液滴、温度、NO 質量分率、乱れエネルギー分布 (3 次元噴霧燃焼流動解析結果)

の影響は小さいとみなせるので、乳化油燃料の場合の高温領域の温度低減は、燃焼により生成した高温領域が、より素早く空間内に均一化したためと考えられる。この要因は、前述したような発熱量当たりの噴霧内への空気取り込み量の増大に加え、図5に示すように、噴霧内の乱れエネルギーが増すことから、混合能力が増大したためと考えられる。

以上の多次元噴霧流動解析の結果から、マイクロ爆発を考慮しなくとも、乳化油燃料の通常燃料に対する燃焼性能の向上、NO_x低減効果が確認され、その要因は、単位発熱量当たりの噴霧内への空気導入率の増大、噴霧内の混合能力の増大によるということが明らかとなった。

3. 着火燃焼状況観察試験

3.1 試験装置 図6に示す圧縮着火燃焼試験装置を用いて、乳化油燃料の着火燃焼状況について観察した。装置は圧縮ピストン上部に円形燃焼室のうち燃料弁の一つの噴霧が当たる部分を一部切り取った様な断面を持つ長方形の観察部(φ180×100×100mm)が取り付けられている。本体は4サイクル形式で圧縮ピストンの直径×行程はφ220×260mmであり、圧縮比は10.4である。給排気弁はそれぞれ1弁ずつ観察部上部に配置されている。燃料弁はφ0.45×1°で、噴射角150°を用いている。通常は、一定回転でモーターにより駆動され、壁温が、定常状態となったら、1回だけ燃料噴射を行い、着火燃焼状況を高速カメラにて撮影する。撮影法はカラーシュリーレン法を用いた。なお光源は1kWのクセノンランプを用い、撮影速度は7000駒/秒とした。

3.2 試験条件 基準燃料は、市販の軽油とし、油中水滴型乳化油の水分は、燃料油が100%に対して、重量比で28%、70%とした。軽油量は134mm³/stを基準とし、最高噴射圧力は約29.4MPaである。機関回転数は300min⁻¹とした。噴射時期は14°BTDC、吸気温度は115°Cと設定し、空気過剰率は約3.08である。燃焼室は通常のパスタ型を模擬した断面とした。

3.3 試験結果 高速カメラにより撮影した燃焼状況について、図7に示す。燃焼状況は、乳化油燃料の方が、着火遅れが長い、着火後の燃焼はスムーズで火炎が白く、褐色部分が少ない。また、観察窓の汚れも少ないことから、すすの発生が比較的少ないことを示していると考えられる。

次に写真撮影結果について、燃料噴霧が燃焼室壁面に衝突するまでの噴霧発達時間経過と噴霧角度を読み取り、これより噴霧体積の時間経過を算出した結果を図8に示す。同一の噴射システムを使用しているために、図8に示すように、時間経過に対する噴霧体積の変化は、ほぼ同一となっている。即ち単位時間当たりの燃料噴射量(乳化油燃料の場合は軽油+水の噴射量)は同一である。しかしながら同一時刻における軽油の噴射量は水分添加率の多いほど少ないことから、噴霧内空気過剰率 λ_m は高くなっている。

さらに、燃焼状況を把握するため、噴射開始時期、噴射終了時期、着火時期、燃え切り時期について整理した結果を図9に示す。噴射開始時期と着火時期との差である着火遅れ期間は、水分添加率を増すに従って、大きくなる傾向にあり、この傾向は、ほぼ前述の多次元流動解析の結果と一致する。また、燃え切り時期は高速撮影結果より輝炎が消滅した時期と定義したが、これによると、乳化油燃料では、噴射期間が大きくな

図6 圧縮着火燃焼試験装置全体系統

図7 着火燃焼状況の比較

図8 噴霧内平均空気過剰率の変化

図9 水添加率の着火、燃焼に及ぼす影響

っているにも関わらず、むしろ、燃え切りは早くなっており、燃焼速度が増していることが認められる。この熱発生状況も図4で示した多次元解析の結果と一致している。

以上の観察結果より、乳化油燃料は通常燃料に比較して、着火遅れが大きい傾向にあるが、その後の拡散燃焼が、単位発熱量当たりの空気導入率の増大と混合能力の向上により活発化されるため、燃焼性能は向上する。また同時にすすの発生も少なくできることが明らかとなった。

4. 燃焼性能試験

4.1 供試機関及び供試燃料 表2に示す諸元の供試機関により、乳化油燃料と通常燃料との燃焼性能の比較試験を実施した。供試燃料は、基準燃料として、比重量0.96のC重油を用いた。乳化油燃料は、水分添加率27.8及び55.6%の油中水滴型の乳化油燃料を用いた。

4.2 試験結果 図10に、通常燃料と乳化油燃料の場合の噴射圧波形を示す。これによると、通常燃料では、噴射期間が約39°CAであるのに対して、乳化油燃料では、水分添加率27.8及び55.6%の場合は、それぞれ噴射期間は45°CA、50°CAに延びる結果となっている。この場合の筒内圧力の解析により得られた熱発生率を図11に示す。図11より、水分添加率が増すに従って、熱発生モードは後ろ高に変化しており、図5に示した多次元燃焼流動解析による熱発生率のパターンの変化と同じ傾向にある。しかしながら、燃え切り時期はほとんど同じ時期であり、後燃えに着目すると、乳化油燃料は通常燃料に比較して改善されている。

またこの場合の性能排気特性について、図12に示す。燃費率は、水分添加率27.8%で約4%改善するが、55.6%の場合は熱発生モードが後ろ高となるために、等容度が低下することからほとんど通常燃料の場合と同じになっている。しかし排煙濃度は水分添加率の増加に従い低下している。またNOx濃度は、ベースの

図10 水分添加率の燃料噴射圧力経過に及ぼす影響

図11 水分添加率の熱発生率に及ぼす影響

図12 水分添加率の性能排気特性に及ぼす影響

表2 供試機関諸元

Bore×Stroke(mm)	φ 300×400
Power(kW)	338
Engine Speed(min ⁻¹)	540
Piston Speed(m/s)	7.2
Mean Effective Pressure(MPa)	1.304
Air Excess Ratio	2.06
Scavenging Pressure(kPa)	297.5
Injection Nozzle	φ 0.48×7°×144°
Injection Pipe	φ 3.8×1000mm

480ppm から 300ppm へと大幅に低減しており、これも図 5 の NO 予測結果と定性的には一致している。

以上の燃焼試験結果により、理論検討、多次元燃焼流動計算、燃焼観察による解析の妥当性を示す結果を得た。

5. 結論

ディーゼルエンジンの燃料として、水分を添加した乳化油燃料を適用した場合について、噴霧運動の単位発熱量当たりの運動特性の変化に着目し、理論的な空気導入特性の検討、多次元流動解析による噴霧内の乱れ特性の変化を解析し、さらに燃焼状況、燃焼性能、排気特性について噴霧燃焼観察試験及びエンジン燃焼試験を実施した結果、以下の結論を得た。

- (1) 水添加による単位発熱量当たりの運動量の増加に伴い、噴霧内への空気導入率、噴霧内の乱れによる混合能力が増大するため、燃焼性能が向上する。
- (2) これにより、高温燃焼領域に素早く比較的冷たい空

気が導入、混合され、燃焼領域の温度が低くなるため、NO_x 生成量を低減できると同時に排煙の生成を抑制できる。

引用文献

- (1) Y. Ishii, et. al., Trans. of ASME, 17-5, 1974, 864 など
- (2) T. Murayama, et. al., SAE780224
- (3) 廣安他 2 名, 日本機械学会論文集, 48-430, 1982, 1182
- (4) 廣安他 2 名, 日本機械学会論文集, 48-433, 1982, 1811
- (5) 中川他 3 名, 日本機械学会関西支部第 238 回講演会講演論文集, 1978, 136
- (6) 和栗他 3 名, 機論, 25-156, 1959, 820
- (7) 和栗他, 機論, 25-160, 1963
- (8) A. A. Amsden, et. al., Los Alamos National Laboratory report LA-11560-MS(may 1989)
- (9) 遠藤他 3 名, 第 10 回内燃機関シンポジウム講演論文集, 1992, 391
- (10) D. B. Spalding, et. al., 13th symp. on combustion Inst., 1971, 649