360 ガス燃料筒内噴射 2 サイクル機関における燃焼過程の数値解析

Numerical Analysis of Combustion Process in a Gas Fuel Direct Injection Two-stroke Cycle Engine.

○学 志村明久 (芝工大) 正 佐藤運男 (芝工大) 正 中野正光 (芝工大)

Akihisa SHIMURA, Graduate Course of Shibaura Institute of Technology

307 Tameihara, Fukasaku, Saitama-shi, Saitama 330-8570

Kazuo SATO, Shibaura Institute of Technology

Masamitsu NAKANO, Shibaura Institute of Technology

Key words: Two-stroke gas engine, Combustion process, Numerical simulation

1. はじめに

2 サイクル機関の潤滑油消費、混合気の吹き抜けは非常に大きな問題で、これを改善する方法の一つとして、燃料の筒内直接噴射が挙げられる。本研究では燃料にメタンを用いた頂部に掃排気弁を持つ燃料筒内直接噴射 2 サイクル機関を試作したが、着火遅れ、燃焼遅れが生じ、良好な燃焼状態を得ることが困難となっている。燃焼過程におけるシリンダ内の燃焼状態を把握することは機関の出力向上や公害ガス低減、良好な燃焼状態を得るためには重要と考えられる。

そこで本研究では、燃焼およびそれに伴うガスの流動現象を明らかにするため、実機関を模擬した三次元数値解析を行い、燃料の違いが燃焼過程に与える影響について検討する。なお、燃焼モデルには、層流および乱流場両者に適用できるといわれている稲毛らの燃焼モデル¹⁾を用い燃焼過程の数値解析を行い、燃料にプロパン、メタン、解析手法に陰解法の一つである SIMPLE 法²⁾を用いた。

2. 基礎式

本研究で用いた三次元圧縮性流体の支配方程式は、従属変数を ϕ で表すと、式(1)のようになる。

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial \phi u}{\partial x} + \frac{\partial \phi v}{\partial y} + \frac{\partial \phi w}{\partial z} = q + S_\phi \quad (1)$$

$$\phi = \begin{Bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho C_p T \\ C_{(i)} \\ \rho k \\ \rho \varepsilon \end{Bmatrix} \quad q = \begin{Bmatrix} 0 \\ \mu_s \left(\nabla^2 u + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \\ \mu_s \left(\nabla^2 v + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \\ \mu_s \left(\nabla^2 w + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \\ \lambda_s \nabla^2 T \\ D_{(i)} \nabla^2 C_{(i)} \\ \frac{\mu_s}{\sigma_k} \nabla^2 k \\ \frac{\mu_s}{\sigma_\varepsilon} \nabla^2 \varepsilon \end{Bmatrix}$$

$$S_\phi = \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{\partial P}{\partial x} \\ -\frac{\partial P}{\partial y} \\ -\frac{\partial P}{\partial z} \\ -T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho (\nabla \cdot \mathbf{v}) + G + H_u R_{fuel} + \frac{1}{V} \frac{dq_{sp}}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dq_{ht}}{dt} \\ -R_{(i)} \\ G - \rho \varepsilon \\ \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon) + C_3 \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{v} \end{Bmatrix}$$

$$G = \mu_s \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{v})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho \nabla \cdot \mathbf{v}$$

$$\mu_s = \mu + \mu_t = \mu + C_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad \lambda_s = \lambda + \lambda_t = \lambda + C_p \mu_t / P_r$$

式(1)は上から質量保存式、 x, y, z 各方向の運動量保存式、エネルギー保存式、燃料および空気の拡散方程式、高レイノルズ型 $k-\varepsilon$ モデルの式である。ここで、 q は粘性項、 S_ϕ は生成項である。粘性係数と熱伝導率については、乱流項を加えて補正し、圧力は式(2)の状態方程式を用いて解く。

$$P = \rho R T \quad (2)$$

ここで、 x, y, z : 座標軸、 t : 時間、 u, v, w : それぞれ x, y, z 軸方向の流速、 $C_{(i)}$: 各成分のモル濃度、 $D_{(i)}$: 各成分の拡散係数、 $R_{(i)}$: 拡散成分のモル濃度、 P : 圧力、 ρ : 密度、 T : 温度、 k : 乱流エネルギー、 ε : 乱流エネルギー消散率、 μ : 粘性係数、 μ_t : 乱流粘性係数、 λ : 熱伝導率、 λ_t : 乱流熱伝導率、 C_p : 定容比熱、 C_μ : 定圧比熱、 dq_{sp} : 放電エネルギー、 dq_{ht} : ガスと壁面間の伝熱量、 H_u : 燃料の低位発熱量、 R : ガス定数である。また、乱流モデルで用いた定数を表 1 に示す。

Table 1 Constant of $k-\varepsilon$ model

C_1	C_2	C_3	C_μ	σ_k	σ_ε	P_r
1.44	1.92	-0.373	0.09	1	1.3	0.9

3. 燃焼モデル

燃焼反応は完全燃焼を仮定し、式(3)によるプロパン、式(4)によるメタンの一段総括反応モデルを用いた。

燃料の反応速度式として、式(5)、(6)による層流および乱流場両者に適用できる稲毛らの燃焼モデルを用いた。

$$\omega = \left\{ 8\rho_u \frac{S_L}{\delta} + \frac{40}{3} \rho_u \frac{\varepsilon}{k} \right\} C^2 (1-C) \quad [kg/m^3 s] \quad (5)$$

$$\delta = \frac{4\lambda_i}{C_p \rho_u S_L} \quad [m] \quad (6)$$

ここで、 S_L は層流燃焼速度、 C は反応進行度、 C_p は定圧比熱であり、添字 i は断熱火炎温度と未燃混合気温度の平均温度における値、添字 u は未燃燃焼気体の物理量を表す。層流燃焼速度については次式から求めた。 S_{Lo} は標準状態における層流燃焼速度、 α, β は実験定数である。³⁾⁴⁾

$$S_L = S_{Lo} \left(\frac{T_u}{298} \right)^\alpha \left(\frac{P}{1.103 \times 10^5} \right)^\beta \quad [m/s] \quad (7)$$

4. 計算モデルおよび初期条件

計算モデルを図1に示す。x, y, z 軸方向にそれぞれ 70, 18, 35 セルとし、燃焼室の形状はペントループ型、圧縮比を 8.64, 点火時期は BTDC28[deg], 機関回転数は 3000rpm である。空燃比はプロパンが $\gamma=15.7$, メタンが $\gamma=17.2$ である。

計算は BTDC29[deg] から ATDC 117[deg] (排気弁開時) まで行う。計算開始時において、シリンダ内に噴射プログラムによる計算結果を初期条件として与える。壁面での粘性の補正に Two-Layer Zonal Model を用い、熱伝達係数には Eichelberg の式を用いた。

Fig.1 Calculation model

5. 計算結果および考察

図2に燃料がプロパンの時の温度分布・速度ベクトル線図を示す。これを見ると、点火プラグ周辺から火炎が広がっていることがわかる。しかし、シリンダ内で火炎が均等に広がっていない。これは、燃料をシリンダ内に直接噴射した為に理論空燃比付近の理想的な混合気領域を生成することが出来ず、空燃比勾配を生じている為だと考えられる。

図3に燃料をメタンとした時の温度分布・速度ベクトル線図を示す。プロパンと同様に点火プラグ周辺より火炎が広がるが、その広がり方は均等ではなく、プロパンよりも燃焼が均等でないことがわかる。これもプロパンと同様に空燃比勾配によるものと考えられる。

両図を比較すると、メタンの方がプロパンに比べ燃焼に遅れを生じている。噴射期間がプロパンに比べメタンの方が 10° 長いことから燃料の拡散が若干遅れていることに加え、プロパンに比べメタンの燃焼速度が遅いということが考えられる。

図4は質量燃焼割合であるが、点火時期は同じであるにもかかわらず、プロパンに比べメタンは着火遅れ、燃焼遅れを生じている。着火遅れはおおよそ 4° で、燃焼期間はプロパンに比べおおよそ 30° 長くなっており、メタンの燃焼の遅さ、着火の悪さがわかる。また、メタンは上死点付近で燃焼が遅くなっている。これは、理論空燃比付近の領域以外での燃焼が進んでいるためだと考えられる。両燃料に共通して、燃焼期間の長いこと、燃料の燃え残りが生じていることが分かる。これは、燃料をシリンダ内に直接噴射しているため空燃比勾配が生じ、空燃比が過濃である部分、希薄である部分では燃焼速度が遅くなるために燃焼期間が長くなったものと考えられ、メタンはこの傾向がより顕著に現れている。燃料の燃え残りに関しては、空燃比が過濃である部分において燃料が燃えきらずに燃焼が終了してしまい結果として燃料が 100% 燃えなかったものと考えられる。

Fig.2 Velocity vector and distribution of temperature in Propane (Crank angle = 20deg B.T.D.C)

Fig.3 Velocity vector and distribution of temperature in Methane (Crank angle = 20deg B.T.D.C) Fig.3 Comparison of P-θ diagram

Fig.4 Comparison of Burnt Mass Fraction

6. おわりに

シリンダ内燃料直接噴射機関ではシリンダ内に空燃比勾配が生じ、燃焼に大きく影響することがわかった。また、メタンはプロパンに比べ燃焼速度が遅く、着火性も悪いため、シリンダ内燃料直接噴射機関において良好な燃焼を得るにはシリンダ内で理論空燃比付近の空燃比領域をいかに生成するかが重要と考えられる。

参考文献

- 1) 稲毛, 大塚: 機論, 61-586, (1995), P.2290.
- 2) Suhas V. Patankar 著, 水谷, 香月訳: コンピュータによる熱と流れの数値解析, (1985), P.130, 森北出版.
- 3) Milton, B.E. and Keck, J.C.: Combust. Flame, (1984), P.13-22.
- 4) 水谷 幸夫: 燃焼工学, (1989), P.85, 森北出版.