

燃焼モデルを用いた直噴ガソリンの数値シミュレーションによる性能評価

An estimation of performance of the gasoline direct injection engine by numerical analysis with a combustion model

清水 陽介¹, 大八木 重治², 杉田 満春³
Yosuke Shimizu¹, Shigeharu Oyagi², Mitsuharu Sugita³

¹ 埼玉大学 工学部機械工学科
Dep.Mech. Engg., Saitama University

² 埼玉大学 理工学研究科
Graduate School of Science and Engineering, Saitama University

³ 株式会社 エー・アンド・デイ
A & D Co., Ltd

Abstract

This study is numerical analysis about thermo-fluid behavior in cylinder of the gasoline direct-injection engine. Now, this study analyzes stroke from the compression to the expansion. Especially, the condition for causing the stratified combustion is paid attention. It was confirmed that the engine performance of the gasoline direct injection depended on the change in the parameter.

Key Words: Numerical Analysis, Gasoline Direct Injection Engine, Stratified Combustion, STAR-CD

1. 研究目的

近年, 地球規模の温暖化現象や大気汚染, または化石燃料の枯渇問題等の関心の高まりもあり, レシプロエンジンにおいても更なる燃費向上や排気ガスの低公害化を目指す研究開発がなされている. レシプロエンジンにはガソリンエンジンとディーゼルエンジンがあり, それぞれの特徴を深化させる改良がなされてきたが, 最近ではガソリンエンジンとディーゼルエンジンを融合させるタイプのエンジンが注目されている. 直噴ガソリン(Gasoline Direct Injection, GDI)エンジンもそのひとつで, ディーゼルエンジンのように液体燃料を燃焼室に噴射し, ガソリンエンジンのように火花点火するものである. これは従来のポート噴射(Port Fuel Injection, PFI)エンジンとは異なり, シリンダ

内に直接燃料を噴射することで燃費や出力の向上を得ようとするエンジンである.

桑原[1]は, 直噴ガソリンエンジン燃焼室内で起きる熱流体現象について数値的に解析し, このようなエンジンでは, 直接燃料を噴射するためシリンダ内の混合気が一様ではなく場所によって燃料の濃度変化が生じる成層混合気形成され, 量論混合気を点火プラグ付近に集中させることによって, 空燃比 27 という希薄状態でも燃焼が完了し, 出力が発生することを示した.

成層状態は時間とともに位置や形状を変えるので, 点火時期, 燃料噴射時期, 回転数など条件により燃焼過程が変わり, さらにはエンジン性能にも影響を及ぼす. 本研究では, 引きつづき, 同様の解析モデルを用い, これらのパラメータを変化させることで噴射された燃料の成層混合気形成過程, 燃焼過程, さらに出力や熱効率のようなエンジン性能にどのような影響を与えるかを数値シミュレーションによっ

* 〒338-8570 さいたま市桜区下大久保 2 5 5
電話: 048-858-3445 FAX: 048-858-3449
Email: ooyagi@mech.saitama-u.ac.jp

て明らかにすることを目的とする。

2. 直噴ガソリンエンジン

前述したように直噴ガソリンエンジンは、直接シリンダ内に燃料を噴射し成層混合気を形成する。また、成層混合気はシリンダ内のシリンダに対して水平方向の渦のスワール流(Swirl flow)または垂直方向の渦のタンブル流(Tumble flow)を利用することにより形成される。この成層混合気を利用した成層燃焼を起こすことにより、ポート噴射エンジンより少ない燃料によって燃焼を起こすことができるので、CO₂の削減、燃料の消費を抑えることが期待される。また、燃料をシリンダ内に直接噴射することで燃料の気化潜熱が生じ、効率的に筒内の空気を冷却することができる。さらに、シリンダ内の温度が下がることにより、より多くの空気を燃焼室に充填出来るのでトルクアップに貢献出来る。それに耐ノッキング性を向上できるので、より高い圧縮比に設定できるので低燃費化にも貢献できるという特長があり、大変メリットの多い技術である。しかし問題点もあり、成層燃焼のために可燃層の形成が重要となり、成層混合気の形成が課題に挙げられている。また高負荷時の NO_x の増加問題や高圧噴射のための装備がエンジンを大きくしてしまうためエンジン自体の重量も増加してしまうなどの問題もある[2][3][4]。

3. 解析モデル

解析モデルは、圧縮性流れに対し Navier-Stokes の式を用い、複雑な流れや渦などの乱流には高レイノルズ数型 $k-\epsilon$ 乱流モデルを使用する。また、シリンダ内に噴射される液体燃料については燃料の蒸発による質量移動や熱移動を考慮したラグランジュモデル、液滴の熱量をすべて蒸発に使用する沸騰モデル、燃料粒子の壁面の衝突を Bai モデルでモデル化する。気化した燃料は火花点火され、燃焼を開始する。点火過程を実際模擬するためには、微小なメッシュが必要になり計算負荷が大きくなるため、点火には Fig.1 の赤い部分のように一部のセルを点火セルと設定し、点火時期に初期火炎核を人為的に発生させるようにモデル化されてい

る。

燃焼過程には火炎面積モデルの Weller-3 方程式モデルを使用する。これは薄い層流火炎面に生じる皺の状態とその輸送によって、火炎が伝ばする過程を数式化したものである。まず、式(1)で、乱れた火炎表面の火炎面積を層流火炎面積で割った値で皺度を定義する。

$$\Xi = \frac{\Sigma}{\Sigma_l} \quad (1)$$

この皺度は、式(2)により計算される。

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Xi}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}}_s \cdot \nabla \Xi - \nabla \cdot (\bar{D}_l \nabla \Xi) \\ = G\Xi - R\Xi^2 + \Xi \hat{\mathbf{n}} \cdot \nabla \langle \mathbf{u}_t \rangle_s \cdot \hat{\mathbf{n}} - \frac{1}{\Xi} \hat{\mathbf{n}} \cdot \nabla \langle \mathbf{u}_s \rangle_s \cdot \hat{\mathbf{n}} \\ + \left(\langle S_l \rangle_s \Xi \left(\Xi - \frac{1}{\Xi} \right) + \bar{D}_l \nabla \Xi \right) \cdot \frac{\nabla |\nabla b|}{|\nabla b|} \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、燃焼の進行度は、式(3)の b から計算される。

$$b = \frac{Y_f - Y_{res}}{Y_{fl} - Y_{res}} \quad (3)$$

これは、火炎面を通して燃焼の進行度を表すパラメータで Regress Variable (RVB)と呼ばれる。

4. 解析条件

計算対象は Fig.1 のような吸排気バルブを省略したシリンダとキャピティのあるピストンヘッドに囲まれた領域内の気体流れであり、圧縮行程から膨張行程までの 180 degBTDC ~ -180 degBTDC の範囲で解析する。解析に使用する時間ステップは燃料噴射前までは 0.5 degCA、それ以降は 0.05 degCA としている。シリンダモデルはボア 90 mm、ストローク 87 mm、上死点におけるクリアランス 2 mm であり、シリンダ内の容積は上死点 589 cc、下死点

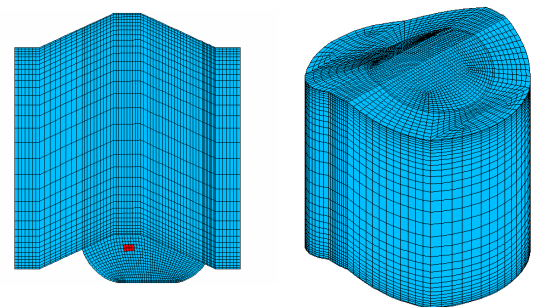


Fig.1 シリンダモデル

Table.1 シリンダ内の初期状態（質量分率）

Fuel	C ₈ H ₁₈	0
Air	O ₂	0.209
	CO ₂	0
	H ₂ O	0
	N ₂	0.691
EGR	CO ₂	0.02
	H ₂ O	0.01
	N ₂	0.07

35.9 cc となり、これらより圧縮比は 16.4 となる。シリンダ内の初期圧は 0.1 MPa、空燃比 27 とする。Table.1 にシリンダ内の初期混合分率を質量分率で示す。また酸化剤は乾燥空気、燃料はオクタンとする。今回は特に燃料噴射時期と回転数をそれぞれ変化させたとき 2 パターンの結果を示す。

まず、燃料噴射時期を変化させた時の計算条件である。噴射は開始時期を 60 ~ 30 degBTDC まで変化させ、噴射する期間はそれぞれ 10 degCA で一定である。噴射開始はエンジン回転数、タンプル流回転数はともに 1500 rpm で点火時期は 20-10 degBTDC である。次に、回転数を変化させたときの計算条件である。エンジン回転数は 1000 rpm から 3000rpm まで変化させ、タンプル流回転数もエンジン回転数の変化に合わせている。タンプル流はシリンダ内に剛体渦として与えられている。燃料噴射時期は 50-40 degBTDC である。点火にはどのエンジン回転数においても、約 1ms の時間が必要となるため、エンジン回転数によって点火終了時のクランク角度を変化させることにより、必要な点火時間を与えている。今回は点火開始角度を 20 degBTDC で一定にして、点火終了角度は 10-2 degBTDC までそれぞれ変化させる。

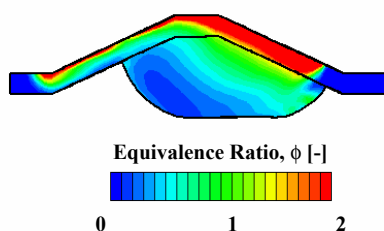


Fig.2 回転数 1000 rpm の成層混合気(点火時)

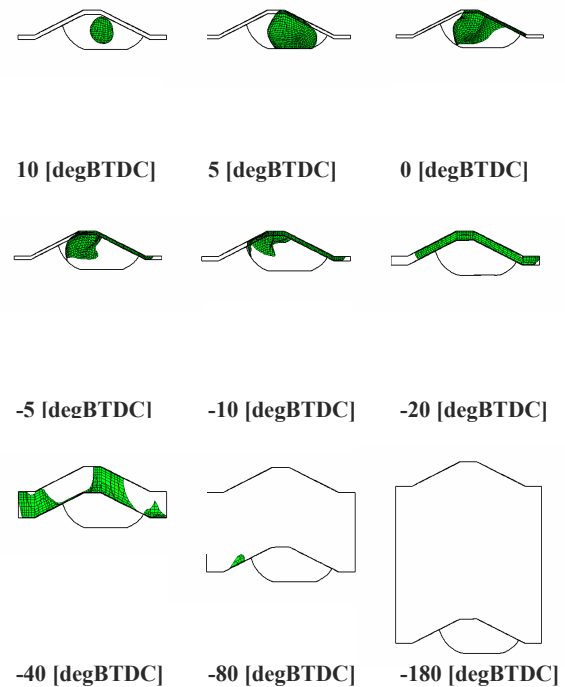


Fig.3 回転数 1000 rpm の燃焼過程

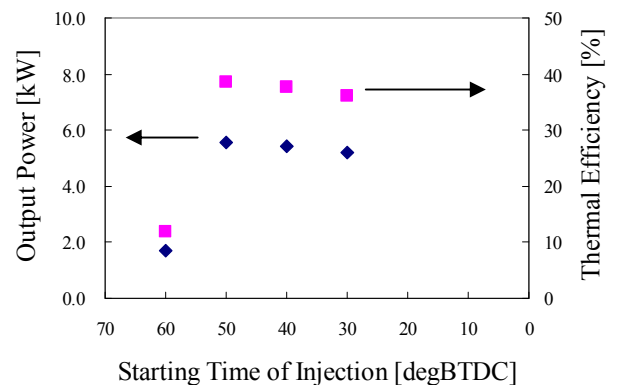


Fig.4 燃料噴射時期と出力および熱効率

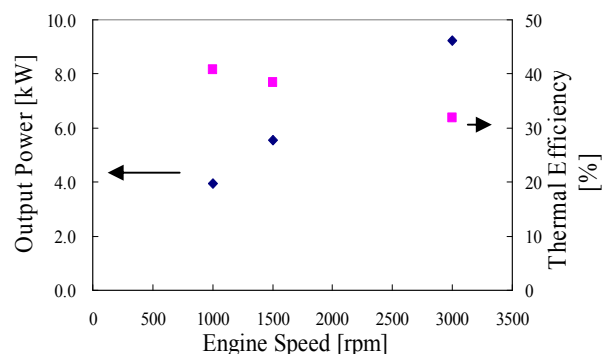


Fig.5 回転数と出力および熱効率

5. 結果と考察

成層混合気と燃焼過程について回転数を変化させたときの結果で説明する。Fig.2は回転数1000 rpm時の成層混合気の形成状態を当量比によって示したものであり、点火開始された時(20 degBTDC)のものである。成層混合気の形成についてはエンジン回転数を変化させたことで、単位時間当たりに変化するピストンのクランク角が変わり、噴射終了から点火開始までの時間が異なってくる。さらに、エンジン回転数に合わせてタンブル流回転数も変化させているため、シリンダ内の混合気の流速が変化している。これより、エンジン回転数を変化させることで、成層混合気の形成状態が変化する。燃焼過程についてFig.3に示す。燃焼過程は前述の通り、式(3)のRVBを用いて表示する。Fig.3はエンジン回転数が1000 rpmの時のものであり、点火開始直後には点火セルを中心として火炎が伝ばし、やがて乱流や混合分率の影響で乱れて火炎がシリンダ内を伝ばしていくことが分かる。エンジン回転数2000 rpmでは、燃焼が確認されなかった。点火時に点火セル付近に適切な成層混合気が形成されなかったため、生じた火炎核が燃焼モデルに受け渡されなかったのではないかと考えられる。エンジン回転数3000 rpmは1000 rpmと同じように火炎が伝ばしていくが、1000 rpmに比べて膨張行程終了時の未燃燃料が多くなっている。エンジン回転数2500 rpmでは、点火モデルとは矛盾した結果となり今後の検討が必要である。

Fig.4および5に燃料噴射時期とエンジン回転数を変化させたときの出力と熱効率をそれぞれ示す。Fig.4によると噴射開始時期を60~50 degBTDCに変化させると出力は燃料噴射開始時期が50 degBTDCの時に5.56 kWと最も高く、50~30 degBTDCでは5.56~5.21 kWまで徐々に減少するのに対し、60 degBTDCでは1.71 kWと急激に減少する。熱効率に関しても同様であり、50 degBTDCの時38.5%で最も高く、50~30 degBTDCでは38.5%~36.1%まで徐々に減少し、60 degBTDCでは11.8%と急激に減少する。一方、Fig.5によると回転数を1000~3000 rpmに変化させると出力は3.94~9.23 kWまで増加する。また、熱効率に関していえば、エンジ

ン回転数を1000 rpm~3000 rpmまで変化させると、40.8~31.9%まで減少する。エンジン回転数が高くなるほど、出力は上がり、逆に熱効率は下がっていることが確認された。

6. まとめ

燃料噴射時期や回転数のパラメータを変化させることで、成層混合気の形状に違いが生じ、燃焼過程にも大きな影響を与える。また、燃焼過程が変わることで出力と熱効率にも影響がでる。どの負荷領域においても安定した燃焼を得るためには、燃料噴射時期などを組み合わせて、点火セル付近に理想的な成層混合気を形成させることが必要である。

参考文献

- [1] 桑原 雅貴：直噴ガソリンエンジン内の熱流体现象に関する数値シミュレーション，平成 20 年度埼玉大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士論文，2008
- [2] F. Zhao, M.-C. Lai, D. L. Harrington : "Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines", *Progress in Energy and Combustion Science* 25:437-562 (1999).
- [3] Alex C. Alkidas : "Combustion advancements in gasoline engines", *ENERGY CONVERSION & MANAGEMENT* 48:2751-2761 (2007).
- [4] Makoto Koike : "Mixture Formation and Combustion in Direct Injection Gasoline Engines" 豊田中央研究所 R & D レビュー Vol.33:3-14 (1998)