時間スケール相互干渉燃焼モデルの開発と
ガソリン・ディーゼル機関への適用*寺地 淳^{*1}, 今岡 佳宏^{*1}, 津田 剛^{*2}
野田 徹^{*1}, 久保 賢明^{*1}, 木村 修二^{*3}Development of Time-Scale Interaction Combustion Model for
Gasoline and Diesel EnginesAtsushi TERAJI^{*4}, Yoshihiro IMAOKA, Tsuyoshi TSUDA,
Toru NODA, Masaaki KUBO and Shuji KIMURA^{*4} Nissan Motor Co., Ltd.,
560-2 Okatsukoku, Atsugi-shi, Kanagawa, 243-0192 Japan

The combustion processes of both gasoline and diesel engines are becoming similar, as a result of the application of direct fuel injection to the former and the reduction of the compression ratio of the latter. A novel time-scale interaction (TI) combustion model has been developed for simulating combustion phenomena with high accuracy, ranging from premixed charge combustion to diffusion combustion. This model is based on reasonable combustion modes, taking into account the characteristic time scales of the chemical reactions and turbulence eddy break-up. Comparisons of measured and calculated heat release rate patterns and cylinder pressure histories showed good agreement for various operating conditions. The diesel combustion mechanism was analyzed under several fuel injection timings and engine loads using the TI combustion model.

Key Words: Internal Combustion Engine, Premixed Combustion, Diffusion Combustion, Combustion Model, Computational Fluid Dynamics

はじめに

近年、地球レベルでの温暖化・環境破壊問題など、環境への意識が高まっており、内燃機関の更なる高効率化と排気ガスのクリーン化が求められている。そのためには、燃焼室内の諸現象を解明し、筒内流動および燃焼室形状等の様々な因子が内燃機関の性能に与える影響を把握することが重要であり、三次元シミュレーションが積極的に用いられている。

内燃機関における三次元燃焼シミュレーションは、ガソリン機関に代表される予混合燃焼モデル⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾、ディーゼル機関に代表される拡散燃焼モデル⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾の、2モデルに大別できる。しかしながら、ガソリン機関における燃料の筒内直接噴射による成層燃焼化⁽⁷⁾、ディーゼル機関の低圧縮比化⁽⁸⁾など、両者の燃焼は歩み寄っており、これまで、ガソリン、ディーゼルそれぞれの内燃機関専用に用いられてきた燃焼モデルを適用し、精度良く解を導くことが困難となっている。よって、これらの内燃機関の研究および開発動向に対応するため、予混合燃焼から拡散燃焼に至る全ての燃焼を再現

可能な燃焼モデルの開発が必要と考える。

予混合燃焼から拡散燃焼に至る幅広い燃焼に対応可能な燃焼モデルを開発するためには、実際の燃焼状態を把握し、それに則したモデルとする必要がある。著者らは、予混合燃焼モデルとして、ガソリン機関における幅広い運転条件の燃焼速度を予測可能とした Universal Coherent Flamelet Model⁽²⁾(以下 UCFM)を開発してきた。本研究では、予混合燃焼用に開発した UCFM、および主に拡散燃焼用に用いられている Characteristic Time-scale Combustion モデル⁽⁶⁾(以下 CTC モデル)を、化学反応と乱流混合の特性時間により適用範囲を考慮し、内燃機関の燃焼形態に則して、燃焼モデルを適用する TI(Time-scale Interaction) 燃焼モデルを開発した。本モデルをガソリンおよびディーゼル機関の様々な運転条件に適用し、精度検証を行った。

1. 計算モデル

1.1 特性時間を考慮した相互干渉燃焼モデル (Time-scale Interaction Combustion Model) 図 1 にガソリン、ディーゼルそれぞれの燃焼の概念図を示す。ガソリン燃焼は、燃料と酸素が予め可燃混合比にて混合された状態にあり、化学反応特性時間は乱流混合特性時間と比較し常に小さく、燃焼速度は乱流混

* 原稿受付 2008年4月8日。

^{*1} 正員、日産自動車(株)総合研究所(☎ 243-0192 厚木市岡津古久 560-2)。^{*2} 日産自動車(株)。^{*3} 正員、フェロー、日産自動車(株)。

E-mail: teraji@mail.nissan.co.jp

合に依存すると仮定可能な乱流予混合燃焼となる。

ディーゼル燃焼は燃料噴射弁から噴射された燃料が、着火遅れ期間中に雰囲気空気と混合する。この期間に形成された混合気が燃焼を開始し、燃料ジェット内部の酸素を消費する。このため、燃料ジェット内部の酸素を使いいきり、その後は燃料ジェット表面の空気との混合領域における拡散燃焼によって燃料を消費する。このことはレーザーを使用した可視化実験⁽¹⁰⁾により Dec が明らかにしている。

燃焼初期の燃料ジェット内部は燃料が過濃状態となるため反応速度が極めて小さく、反応領域は乱流混合により厚くなり、火炎面は存在し得ない。このため、化学反応特性時間 τ_{kin} が乱流混合特性時間 τ_l より大きい、すなわち両者の比である無次元数乱流 Damköhler 数 Da が 1 より小さい Well Stirred な燃焼場が局所的に形成される。よって、混合気の燃料過濃または希薄等の影響により、化学反応の特性時間が支配的になる反応律速領域の燃焼に化学反応特性時間により燃料消費率を決定する CTC モデルを適用した。

一方、Dec は燃料ジェットの周辺部にて OH ラジカルの発光が観測され、その領域の当量比は 0.78 から 2.02 の領域に部分的に予混合化されることを示している。この領域における燃焼の反応帯厚さは非常に薄く、燃料消費は層流火炎素片の集合体として扱い、乱流に依存すると仮定した。そこで本モデルにおいては、化学反応の特性時間が乱流混合の特性時間と比較し、小さくなる予混合化された領域の燃焼に、予混合燃焼モデル UCFM を適用した。

1.2 予混合・部分予混合領域における燃焼モデル
予混合領域における燃焼は、化学反応の特性時間が乱流混合の特性時間と比較し小さくなり、燃焼速度は乱流特性時間に律速すると考えられる。そこで本モデルでは、予混合化領域に、予混合燃焼モデル UCFM⁽²⁾を適用した。

UCFM において燃焼は、火炎の面積を火炎面積密度 Σ にてマクロ的に表し、その輸送を解くことにより火炎伝播を表現している。その輸送方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial u_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_i}{\sigma_c} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_i} \right) + S + D \quad (1)$$

ここに v_i は乱流動粘性係数、 σ_c は乱流 Schmidt 数を表し、ここでは $\sigma_c = 0.9$ を使用した。S は生成項、D は消散項を示し、UCFM では生成項 S のモデル化を行い、消散項 D については、Bouldier らが示したモデル⁽⁹⁾を用いている。

上式の生成項 S は乱流燃焼の成長 S_T と層流燃焼の

Fig. 1 Concept of TI (Time-scale Interaction) combustion model

成長 S_L より以下にモデル化される。

$$S = S_T + S_L \quad (2)$$

UCFM において乱流燃焼生成項 S_T は乱流混合特性時間 $\tau_l = k/\varepsilon$ と乱流レイノルズ数 Ret を用いて以下の式で表される。

$$S_T = \alpha_0 \sqrt{Ret} \frac{1}{\tau_l} \Gamma \Sigma = \alpha_0 \sqrt{Ret} \frac{\varepsilon}{k} \Gamma \Sigma \quad (3)$$

ここに、 α_0 はモデル定数、 k 、 ε はそれぞれ乱流エネルギー、乱流散逸率であり、 Γ は乱れによる火炎面の伸長および消炎を表現する ITNFS モデル⁽¹¹⁾である。乱流レイノルズ数 Ret は積分スケール l_t に基づく

$$Ret = \frac{u' l_t}{\nu_t} \quad (4)$$

を用いた。 u' は乱流強度を示し、 $u' = \sqrt{2k/3}$ にて導出した。

一方、層流燃焼による生成項 S_L は、燃焼ガス温度 T_b と未燃ガス温度 T_u の比および層流燃焼速度 U_L との積を用い、また、Kilmov-Williams 条件⁽¹²⁾を考慮し、Karlovitz 数による減衰関数を用いて、次式にて示される。

$$S_L = \beta_0 \exp(-\beta_1 Ka) \frac{T_b}{T_u} U_L \Sigma^2 \quad (5)$$

ここに、 β_0 、 β_1 はモデル定数である。

UCFM における燃料消費率 ω_{Fucfm} は未燃混合気密度 ρ_u 、後述する仮想燃料質量分率 Y_{TF} 、仮想酸素質量

分率 Y_{T02} , 層流燃焼速度 U_L および火炎面積密度 Σ を用いて

$$\omega_{Fucfm} = \min(Y_{TF}, Y_{T02}/\zeta_{st}) \rho_u U_L \Sigma \quad (6)$$

と導出される。ここに ζ_{st} は理論混合比に対する酸素質量分率と燃料質量分率の比である。

1.3 反応律速領域における燃焼モデル 反応律速燃焼となる領域は、化学反応特性時間が乱流混合特性時間より大きくなる高乱流場、超過濃場、および超希薄場等が想定される。ディーゼル燃焼においては酸素が不足する過濃場が想定され、反応時間を決定する際には、未反応の燃料と酸素が混合する時間を考慮する必要がある。また、酸素濃度が低い場合、化学反応特性時間も長くなり、両特性時間を同様に考慮する必要がある。よって、反応律速領域における燃料消費率は化学反応速度論と乱流混合により燃料消費率を決定する CTC モデル⁽⁶⁾により導出することとした。

CTC モデルにおいて燃料消費率 ω_{Fctc} は各成分の質量分率 Y_i に対し、平衡濃度 Y_i^* と特性時間 τ_c より

$$\omega_{Fctc} = \frac{Y_i - Y_i^*}{\tau_c} \quad (7)$$

と表現し得る。特性時間 τ_c は化学反応特性時間 τ_{kin} と乱流特性時間 τ_t から

$$\tau_c = \tau_{kin} + f \tau_t \quad (8)$$

とできる。また、乱流特性時間に係る f は、燃焼場の物性値によって定められる 0 から 1 の値をとる関数であり、酸素濃度 Y_{O2} および後述する仮想酸素濃度 Y_{T02} を用いて

$$f = \frac{1 - e^{-r}}{0.632} \quad (9)$$

$$r = 1 - \frac{Y_{O2}}{Y_{T02}} \quad (10)$$

と表される。

更に、燃料の単位時間当たりの化学反応の進行率は、1 段総括反応の反応率としてアレニウス型の関数を用いて

$$\frac{d[Fuel]}{dt} = A[Fuel]^{0.25}[O_2]^{1.5} \exp(-E_A/RT) \quad (11)$$

と表すことができる。ここに、 A および E_A/R はそれぞれモデル定数、活性化温度であり、ガソリン機関ではイソオクタンの反応率⁽¹³⁾を利用し、 $A = 4.6 \times 10^{11}$, $E_A/R = 15098K$ を用い、ディーゼル機関においては Kong らが定めた定数⁽⁶⁾ $A = 7.68 \times 10^9$, $E_A/R = 9300K$ を用いた。よって、化学反応特性時間 τ_{kin} は燃焼開始前の静止場の反応を仮定し、

$$\tau_{kin} = A^{-1}[Fuel]^{0.75}[O_2]^{-1.5} \exp(E_A/RT) \quad (12)$$

と導出できる。

以上、TI 燃焼モデルの燃料消費率は、予混合領域にて (6) 式、反応律速領域において (7) 式にて導出される。

1.4 質量分率方程式 層流燃焼速度および (6), (10) 式を解くために必要な燃焼ガス温度 T_b , 未燃ガス温度 T_u を計算するため、各成分の質量分率保存式を解いている。燃料に関する質量分率保存式を以下に示す。

$$\frac{\partial \rho Y_F}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i Y_F}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho v_i}{\sigma_c} \frac{\partial Y_F}{\partial x_i} \right) + \omega_{Fevap} - \omega_{Fucfm} - \omega_{Fctc} \quad (13)$$

ここに、 ω_{Fevap} は気化による燃料増加量となる。

更に、本研究にて開発した TI 燃焼モデルは、既燃物理量（速度、温度、圧力）から輸送される仮想未燃物理量の保存式を解くことにより、各燃焼形態による燃料消費率 ω_{Fucfm} , ω_{Fctc} 層流燃焼速度 U_L を導出する際に必要な既燃場の未燃物理量を得ている。仮想未燃燃料質量分率 Y_{TF} の輸送方程式は

$$\frac{\partial \rho Y_{TF}}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i Y_{TF}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho v_i}{\sigma_c} \frac{\partial Y_{TF}}{\partial x_i} \right) + \omega_{Fevap} \quad (14)$$

にて表される。 Y_{TF} は輸送によってのみ変動し、燃焼による増減は行われず変数である。よって、 Y_{TF} は未燃状態では $Y_{TF} = Y_F$ であり、燃焼部では $Y_{TF} > Y_F$ となる。その他、仮想酸素 Y_{T02} , 仮想生成物 Y_{TCO2} , Y_{TH2O} 仮想エンタルピー h_u の保存式を解いている。

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho h_u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i h_u}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho v_i}{\sigma_c} \frac{\partial h_u}{\partial x_i} \right) \\ &+ \frac{\rho}{\rho_u} \frac{\partial}{\partial x_i} q_{ui} + \frac{\rho}{\rho_u} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) + \rho \epsilon \end{aligned} \quad (15)$$

2. 計 算 方 法

今回開発した TI(Time-scale Interaction) 燃焼モデルを検証するため、本研究では、汎用流体解析ソフト STAR-CD を使用し計算を行った。本研究に用いる物理モデルを表 1 に示す。ここで、ディーゼル機関の解析に用いる噴霧モデルに KH-RT モデル⁽¹⁴⁾を用い、1100K 以下の低温酸化反応機構および自着火判定には Shell モデル⁽¹⁵⁾を用いた。更に乱流モデルに関し、ガソリン機関の解析には標準 $k-\epsilon$ モデルを適用し、ディーゼル機関の解析には、一般に Swirl 流動解析に精度が高いとされる RNG $k-\epsilon$ モデル⁽¹⁶⁾を適用した。

3. ガソリン機関における検証

ガソリン、ディーゼル機関の部分予混合、予混合領域における燃焼は、過濃領域および希薄領域における

Table 1 Configuration of 3-D combustion simulation

Engine	Gasoline	Diesel
Combustion model	TI combustion	
Burned gas dissociation	Post chemistry	
Ignition model	ERC spark ignition ⁽¹⁷⁾	SHELL autoignition ⁽¹⁵⁾
Spray model	-	KH-RT ⁽¹⁴⁾
Turbulence model	Standard $k-\epsilon$	RNG $k-\epsilon$ ⁽¹⁶⁾

Table 2 Specifications of experimental gasoline engine

Engine Type	4-Stroke, 4-Valve, Single Cylinder
Combustion Chamber	Pentroof Type
Bore $\times$ Stroke	86mm $\times$ 86mm
Displacement	488 $\times 10^{-6} m^3$
Compression ratio	10:1
Fuel	Gasoline (RON 100)

燃焼と比較し、共に反応帯厚さが非常に薄く、層流火炎素片の集合体と仮定し、乱流混合により燃焼の速さが決定される状態が存在すると仮定した。よって、乱流予混合燃焼の燃焼を再現することは重要であると考え、まず初めにガソリン機関にて、TI 燃焼モデルの乱流予混合燃焼への適用を実施した。本研究の比較対象として、実験は MPI による燃料供給で行ったが、計算においては、筒内の空気量および燃料量を実験値に正確に合わせるため、吸気ポート内での噴霧計算は行わず、完全均一予混合気として吸入ガスを取り扱い、残留ガスは不活性ガスとして窒素を初期条件として与え、計算を行った。

予混合燃焼における燃焼速度に関する検証を行うために、表 2 に示す諸元の圧縮比 10 の 4 弁単気筒エンジンを使用して、表 3 に示す様々な異なる回転速度、負荷において実験を行った。実験結果安定のため、機関の吸気は温度、湿度共に一定に空調されている。燃焼室にはピエゾタイプの筒内圧センサを取り付け、0.1 度のクランク角度間隔でサンプリングを行った。一方、実験との比較検証に用いるために使用した計算用解析モデルは上死点時で吸排気ポートを含め約 25 万セルにて作成した。

3.1 内燃機関における予混合燃焼場の燃焼形態の考察 TI 燃焼モデルをガソリン機関における幅広い運転条件にて適用可能とするためには、実機関における燃焼形態を把握した上でモデル定数を決定することが重要であると考え、計算結果を用いて内燃機関における予混合燃焼場の燃焼形態の考察を行った。Peters の

Fig. 2 Location of various engine operating conditions in Peters' diagram of turbulent combustion at TDC

Fig. 3 Ret , Ka and Da distributions at TDC under WOT at 2400 rpm

乱流燃焼ダイアグラム⁽¹⁸⁾に今回の計算結果をプロットし、図 2 に示す。回転速度が大きくなるとも筒内の乱流は強くなり、その燃焼形態は Wrinkled flamelets から Thickened-wrinkled flamelets に変化する。また、運転速度 2400rpm の上死点時における Ret および Ka の筒内分布を図 3 に示す。筒内中心にて Ret , Ka および Da は共に大きく、壁近傍にて小さくなる結果が得られた。これらの結果は、筒内中心と壁近傍では燃焼形態は変化し、筒内中心にて Thickened-wrinkled flamelets、壁近傍において Wrinkled flamelets の燃焼形態となることを示しており、ガソリン機関における燃焼形態は概ね乱流律速であることが示された。本考察を基に、Time-scale Interaction Combustion Model の予混合燃焼領域における UCFM のモデル定数 α_0 , β_0 , β_1 を決定し、各運転条件における燃焼計算を行った。

3.2 予混合燃焼に関する検討 UCFM による予混合燃焼の予測精度を検証するため、表 3 に示す運転条件の熱発生パターンおよび火炎伝播挙動の実験と計算の比較検討を実施した。

Table 3 Engine operating conditions

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Engine speed(rpm)	800	1600	2400	3200
Engine Load	WOT	←	←	←
Air Fuel ratio	12.5	←	←	←

Fig. 4 Comparisons of pressure histories and heat release rates under the various engine operating conditions shown in Table 3

Fig. 5 Comparisons of flame propagation behavior between experiment (direct photograph) and calculation (flame area density Σ) at engine speed of 1600 rpm

3.2.1 熱発生に関する検討 実験と計算による筒内圧力履歴および熱発生履歴を図4に示す。計算結果を実験と比較するにあたり使用した実験値は、400サイクルの平均値である。各運転条件ともに、計算結果は実験結果を良く再現する結果となった。 Ret や Ka 等の物理量に基づいた Σ の生成項のモデル化によって、本モデルは一意に決定したモデル定数 α_0 , β_0 , β_1 を用いて幅広い運転条件に対応可能と考える。

3.2.2 火炎伝播挙動に関する検討 次にエンジン筒内における火炎伝播挙動の検証を行うため、計算結果と可視化実験の比較検討を行った。図5に計算による火炎面積密度 Σ と直接撮影による可視化実験結果の比較を示す。火炎は排気側に早期に到達し、吸気側にてエンドガス領域を形成する特徴的な火炎伝播挙動を再現可能であった。

以上の検討から著者らが開発を行ったTI燃焼モデルは予混合領域の燃焼速度の予測精度が十分であると判断し、次にディーゼル機関へ適用した。

4. ディーゼル機関における検証

4.1 急速圧縮機における噴霧燃焼に関する検討 ディーゼル機関における燃焼は、燃料噴射弁から噴射された燃料が雰囲気空気と混合し、完全に予混合となる以前に燃焼が開始し、噴霧燃焼として進む。はじめに表4に示す諸元の定容容器による噴霧燃焼にTI燃焼モデルを適用し、燃焼形態の検証を行った。本モデルの理論空燃費近傍領域における熱発生および燃料過濃領域における熱発生を、乱流Damköler数 Da 、温度、当量比とあわせて図6に示す。予混合燃焼モデルによる熱発生領域は燃料ジェットの周辺にて分布し、

Table 4 Calculation condition	
Ambient Pressure	2.7 MPa
Ambient Temperature	930 K
Injection Pressure	55 MPa
Injector Nozzle Diameter	0.15 mm

Fig. 6 Analysis of calculation results of spray combustion at 2.0ms after start of injection

Table 5 Specification of experimental engine

Engine Type	4-Stroke, 4-Valve, Single Cylinder
Combustion Chamber	Re-entrant
Bore × Stroke	108mm × 115mm
Displacement	$1050 \times 10^{-6} m^3$
Compression ratio	18.6:1
Swirl ratio	2.2
Number of Nozzle Orifice	6
Fuel	JIS2 Diesel Fuel (CN 61)

Fig. 7 Calculation grid

Table 6 Experimental Conditions

Engine Load	Low	Middle	High
Engine Speed	1280 rpm	←	←
Fuel Injection Amount	10 mm ³ /st	30 mm ³ /st	60 mm ³ /st
Injection Timing	TDC	-10deg.ATDC, TDC 5 deg.ATDC	TDC
Boost	+25kPa	←	←

UCFM によってこれら理論空燃費近傍の熱発生を表現することが示された。また、燃料ジェット上流領域は空気導入領域となるが、噴霧液相先端部に近く、燃料過濃な領域となり、反応律速燃焼により燃料ジェット内の酸素を消費する。この領域は $Da < 1.0$ となり、熱発生は反応律速燃焼モデルによって導出された。これらの現象は Dec が示したディーゼル燃焼コンセプトの仮説⁽¹⁰⁾を裏付ける結果となり、本モデルは予混合領域、過濃領域の燃焼をそれぞれ再現可能と判断した。

4.2 ディーゼル機関実機 次に検証実験用の単気筒ディーゼルエンジンにおける性能試験および可視化試験結果と比較し、精度検証を行った。表 5 に比較検討に用いた単気筒エンジンの諸元を示す。

今回、本計算に用いた計算格子を図 7 に示す。燃料噴射ノズル 1 噴孔分のセクター形状にて、噴射方向のセルが移動しない形状とした。また、計算対象としたエンジン運転条件を表 6 に示す。噴射量、IT をパラメータとし、本モデルの検証を実施した。

4.2.1 熱発生パターンに関する検討 ディーゼル機関は機関負荷によって燃料噴射率および噴射量の影響を受け、熱発生パターンが大きく異なる。よってディーゼル機関性能を予測する上で熱発生パターンを再現することは重要である。噴射量をパラメータとした際の熱発生パターンおよび筒内圧履歴の計算と実験との比較検討を行った。図 8 にエンジン回転速度

Fig. 8 Comparisons of pressure history and heat release rate under different injection amounts-Qf

1280rpm 一定とした際の実験と計算の比較を示す。噴射量により、一般的に言われる予混合燃焼割合と拡散燃焼割合および総発熱量が共に変化する。TI 燃焼モデルは、噴射量をパラメータとした際のこれら予混合燃焼割合と拡散燃焼割合の定性的傾向を再現する結果が得られた。

次に噴射時期をパラメータとした際の熱発生パターンおよび筒内圧履歴の計算結果と実験結果の比較を行った。図 9 に燃料噴射量 30 mm³/st. とした際の実験と計算の比較を示す。総発熱量がほぼ同等で、予混合燃焼割合と拡散燃焼割合が変化する条件となる。噴射時期進角時において、予混合燃焼による 1 段目のピークと拡散燃焼による 2 段目のピークが現れ、噴射時期を遅角した際、熱発生ピークが一つとなる特徴的な熱発生パターンとなる。本モデルにより、実験結果と概ね一致する計算結果が得られた。

4.2.2 筒内温度分布に関する検討 次にエンジン筒内における熱発生領域の検証を行うため、計算結果と可視化実験の比較検討を行った。計算結果の高温領域 (1500K, 2300K) の等値面と直接撮影結果との比較を図 10 に示す。本図は、筒内をガラスピストンの下側から撮影したものを、噴射ノズル一本分の領域に区切ったものである。燃焼初期の混合気形成領域の着火による高温領域、および壁面に衝突してから的高温領域の形成状態を再現する計算結果となる。よって、

Fig. 9 Comparisons of pressure history and heat release rate under different injection timing

Fig. 10 Comparisons of temperature (Middle Load, Ne=1280rpm, Qf=30mm3/st., IT=TDC)

本モデルを用いた計算結果は熱発生パターンだけではなく、筒内における高温領域もエンジン実機と概ね一致する結果となることが判った。

結 論

ガソリン、ディーゼル機関それぞれの燃焼性能予測を行なうため、化学反応と乱流混合の特性時間により適用範囲を考慮し、内燃機関の燃焼形態に則して、燃焼モデルを適用する TI(Time-scale Interaction) 燃焼モデルを開発した。本モデルをガソリンおよびディーゼル機関の様々な運転条件に適用し得られた知見は、以下の通りである。

(1) TI 燃焼モデルは、ガソリン機関、ディーゼル機関の双方に対し、モデル定数を最適化することなく、燃焼速度を予測可能であることが示された。

(2) 化学反応と乱流混合の時間スケールに基づき予混合燃焼および化学反応律速燃焼モデルを適用する TI 燃焼モデルを噴霧燃焼に適用した結果、理論空燃費近傍の熱発生および過濃領域の熱発生は Dec が示したディーゼル燃焼の概念と同一傾向が得られた。

(3) ディーゼル機関におけるディーゼル燃焼特有の初期(予混合)燃焼のスパイクおよびスパイク後の拡散燃焼の熱発生を計算によって再現することが可能であり、TI 燃焼モデルは、ガソリン機関だけでなくディーゼル機関の 1280rpm における燃料負荷および燃料噴射時期を変えた条件において、熱発生予測が行えることが判った。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、名古屋大学金田行雄教授、石原卓准教授に多大なご助言・ご協力を頂いた。ここに記して感謝申し上げる。

文 献

- (1) S. M. Candel, T. J. Poinso, *Combustion Science and Technology* 70 (1990) 1-15.
- (2) A. Teraji, T. Tsuda, T. Noda, M. Kubo, T. Itoh, *SAE Paper* 2005-01-0199 (2005).
- (3) Y. Nomura, H. Miyagawa, T. Furukawa, T. Tomoda, M. Kubota, S. Abe, *SAE Paper* 2001-01-0738 (2001).
- (4) D. B. Spalding, *Proceeding Combustion Institute* 23 (1990) 591.
- (5) J. Abraham, F. V. Bracco, R. D. Reitz, *Combustion and Flame* 60 (1985) 309-322.
- (6) S. C. Kong, Z. W. Han, R. D. Reitz, *SAE Paper* 950278 (1995).
- (7) A. Kakuho, K. Yamaguchi, Y. Hashizume, T. Urushihara, T. Itoh and E. Tomita, *SAE Paper* 2004-01-1946 (2004).
- (8) S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara and E. Aiyoshizawa, *SAE Paper* 2001-01-0200 (2001).
- (9) P. Bouldier, S. Henriot, T. Poinso, T. Baritaud, *24th Symp. (Int.) on Combustion* (1992) 503-510.
- (10) C. J. Dec, *SAE Paper* 970873 (1997).
- (11) C. Meneveau, T. Poinso, *Combustion and Flame* 86 (1991) 311-322.
- (12) F. A. Williams, *AGARD Conference Proceeding* 164 (1975).
- (13) C. K. Westbrook, F. L. Dryer, *Combustion Science and Technology* 27 (1981) 31-43.
- (14) J. C. Beale, R. D. Reitz, *Atomization and Sprays* 9 (1999) 623-650.
- (15) M. P. Halstead, L. J. Kirsch, C. P. Quinn, *Combustion and Flame* 30 (1977) 45-60.
- (16) V. Yakhot, S. A. Orszag, *Journal of Scientific Computing* 1(1986) 3-51.
- (17) G. Stiesch, Z. Tan, G. P. Merker, R. D. Reitz, *SAE Paper* 2001-01-0965 (2001).
- (18) N. Peters, *Journal of Fluid Mechanics* 384 (1999) 107-132