

圧縮過程における混合気の温度変動が予混合 圧縮着火燃焼に与える影響の数値解析

五味智紀*, 小島隆史**

Numerical Simulation of the Effect of Temperature Fluctuation of Mixture during Compression Process on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion

Tomonori GOMI* and Takafumi KOJIMA**

Abstract

In recent years, the homogeneous charge compression ignition engine is attracting a great interest because it is high efficiency and capable of reducing both nitrogen oxide and particulate matter emissions significantly. However, some problems remain not resolved, such as the difficulty of controlling ignition timing and combustion rate in high load. In order to solve this problem, it is investigated using thermal stratification system.

In this study, the auto ignition and combustion process of isooctane-air mixture in an HCCI engine has been simulated by a multi-dimensional CFD computation. The chemical reaction is described by using a 5-step global reaction model for hydrocarbon fuels. The initial conditions of thermal heterogeneity of mixture was given at the intake valve closing time, which generated a statistically reasonable turbulent fluctuations in both velocity and temperature fields. The simulation results show that the temperature fluctuation even occurs in homogeneous mixture by heat transfer during compression. In addition, even if the thermal heterogeneity of mixture is increased, its combustion can't avoid excessive pressure rise rate in high road. In case of higher swirl ratio at the compression start, the pressure rise rate decreases with combustion retard by decreasing in-cylinder temperature.

Key Words: Internal Combustion Engine, Homogeneous Charge Compression Ignition, Numerical Simulation, Heterogeneous Mixture, Heat Transfer, LES, CFD, Turbulence

1. 緒 言

近年、従来機関を上回る高い熱効率の達成と有害排出物である NO_x （窒素酸化物）およびPM（Particulate Matter、微粒子状物質）の同時低減を実現し得る新燃焼方式としてHCCI（Homogeneous Charge Compression Ignition、予混合圧縮着火）燃焼が注目されている^{例え(1)}。しかし、この燃焼方式では燃焼過程が使用燃料の酸化機構に依存するため、燃焼制御が困難であり、低負荷時の失火および高負荷時のノックにより運転範囲が制限される。これらの問題を解決するため、燃焼

室内の温度層状化による着火時期と燃焼速度の制御⁽²⁾や、multi-zone modelを用いた数値計算での混合気の温度不均一性による燃焼の緩慢化⁽³⁾などの可能性が検討されている。

本研究では、HCCI 機関における高負荷時の急峻な燃焼を制御するため、混合気の温度不均一性および壁面熱損失が燃焼に与える影響を、乱れ変動を直接的に表現できるLES（Large Eddy Simulation）手法を用いた多次元CFD（Computational Fluid Dynamics）解析により検討する。温度不均一性の影響と他のパラメータの影響との組み合わせも考慮し、当量比の変化および高スワールの影響を含

原稿受理 平成 18 年 11 月 20 日

*高松工業高等専門学校専攻科 機械電気システム工学専攻

**高松工業高等専門学校 機械工学科

めて、HCCI 機関の自着火および燃焼過程を

2. 数値解析手法

燃焼室内の流動、温度および濃度場の計算は密度加重空間平均された質量、運動量、エンタルピ、および化学種の輸送方程式を数値流体力学手法により解き、乱流計算にLESの考えを導入した空間平均型流動シミュレーションコード⁽⁴⁾を用いた。渦動粘性係数にはSmagorinskyモデルを用い、そのモデル定数は0.1とした。時間進行法には予測子・修正子法（PCM, Predictor-Corrector Method）を用いた。壁面境界条件には対数則と粘性低層分布則からなる二層モデルを用いて、壁面の摩擦および熱流束を計算した。

自着火の反応モデルには、Schreiberら⁽⁵⁾による5ステップの簡易反応モデルを用いた。イソオクタン燃料に対する各反応式およびアレニウスの係数を表1に示す。反応式1～2は高温酸化反応を、反応式3～5は低温酸化反応をモデリングしており、炭化水素燃料の低温酸化から高温酸化までを連続して表現することができるモデルとなっている。ここで、表中の成分Fは燃料であるイソオクタン（ C_8H_{18} ）、成分Xは燃料から分解した低級成分 $3C_2H_4+CH_2+CH_3+H$ 、成分Iは低温酸化反応における中間生成物 $OC_8H_{15}O_2H+H_2O$ 、成分Pは最終生成物 $8CO_2+9H_2O$ を表している。成分Yは成分Iからの連鎖分岐担体であり、OHラジカルやアルデヒド類を含んでいると考えられる。

3. 計算対象および条件

計算対象はパンケーキ型燃焼室を持つHCCI機関とし、図1に示す計算格子系で燃焼室領域を分割した（総格子数：38,400）。対象とするエンジンの諸元および計算条件を表2に示す。燃料はイソオクタンとし、総括当量比を0.8から1.0まで変化させ、EGR率を40%としシリンダ内一様、壁面温度は370 Kで一定一様とした。

4. 初期乱流場設定

燃焼室内の初期乱流場には、一様乱数を用いた乱流場を基にLES計算により各輸送方程式

シミュレートした結果について述べる。

を繰り返し解き、目標とする乱れエネルギーと減衰特性を満足する初期速度場を形成する速度相関形成法⁽⁴⁾を用いた。ここでは位相平均乱れエネルギーは $0.74 C_m^2$ （ C_m :平均ピストン速度）、積分スケールは 4 mm ⁽⁶⁾を目標値とした。

初期乱流場形成過程における平均乱れエネルギー、速度および温度スケールの時間推移を図2に示す。初期乱流場形成期間は40 msとし、形成後の速度スケールは10 mm程度と目標値より大きい、これは格子サイズや数値粘性の影響と考えられる。温度場についても速度場と同様に相関形成法により初期値を形成した。初期温度場形成期間は15 msとし、形成後の温度スケールは速度スケールと同程度となっている。

Table 1 Schreiber's five-step scheme for iso-octane

	Reaction	ΔH_{300} (kJ/mol)	A (mol·m ³ ·s)	E/R (K)
1	$F \rightarrow X$	709.9	5.0×10^8	18,050
2	$X + 12.5O_2 \rightarrow P$	-4709.9	7.0×10^6	7,200
3 ⁺	$F + 2O_2 \rightarrow I$	-53.9	3.5×10^9	19,500
3 ⁻	$I \rightarrow F + 2O_2$	53.9	6.0×10^{27}	37,500
4	$I \rightarrow 2Y$	-60.0	6.0×10^7	5,000
5	$Y + 0.5F + 11.5O_2 \rightarrow P$	-3913.1	1.0×10^9	16,500

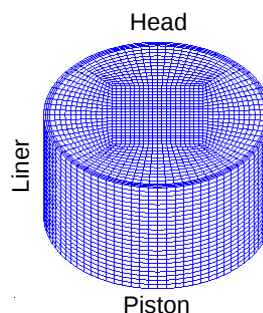


Fig. 1 Computational grid system

Table 2 Engine specifications and calculate conditions

Bore×Stroke	82.6×114.3 mm
Compression ratio	12.0
Engine speed	900 rpm
Equivalence ratio	0.8 ~ 1.0

Swirl ratio	0.0, 4.0
Intake valve close	146 deg. BTDC
EGR ratio	40%, uniform
Wall temperature	370 K, uniform
Initial temperature	410 K (Cylinder-average)
Initial pressure	0.1 MPa, uniform
Fuel	iso-Octane

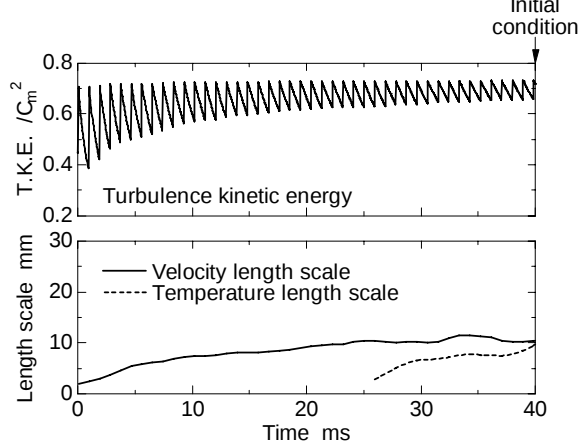


Fig. 2 Generating initial field of velocity and temperature in LES

5. 当量比が燃焼に与える影響

シリンダ内で当量比, 温度分布がともに均一の条件において, HCCI 機関の高負荷運転を想定し, 当量比を 0.8 から 1.0 まで変化させて計算を行った.

図 3 に燃焼過程におけるシリンダ内圧力, 熱発生率および圧力上昇率の経過を示す. 当量比が 0.8 から 1.0 まで増加すると, 発熱時期が早まるとともに, 熱発生率および圧力上昇率のピークが大幅に上昇し, 機関運転が困難である急峻な燃焼となる. これには, 燃焼時期が上死点に近づくほど膨張による圧力低下の影響が小さくなることも影響している.

6. 混合気の温度不均一性が燃焼に与える影響

シリンダ内で当量比が均一の条件において, 前述の相関形成法により均一温度場と 2 種類の不均一温度場を生成し, 圧縮開始時の温度不均一性が燃焼に与える影響を検討した. 図 4 に当量比 0.9 の場合における初期のシリンダ内温度分布の横断面と温度 PDF を示す. 不均一温度条件では, 初期の RMS 値が 20 K および

30 K となるように, 空間変動を与えた. どちらも, 初期の温度 PDF は正規分布に近い形状となっている. 各条件において平均温度は 410 K となるように設定している.

図 5 に圧縮過程におけるシリンダ内の平均温度と温度の空間変動強さの推移を示す. 圧縮過程におけるシリンダ内の平均温度は, いずれの条件ともほとんど一致している. また, 空間変動強さの推移から, 均一温度条件でも圧縮

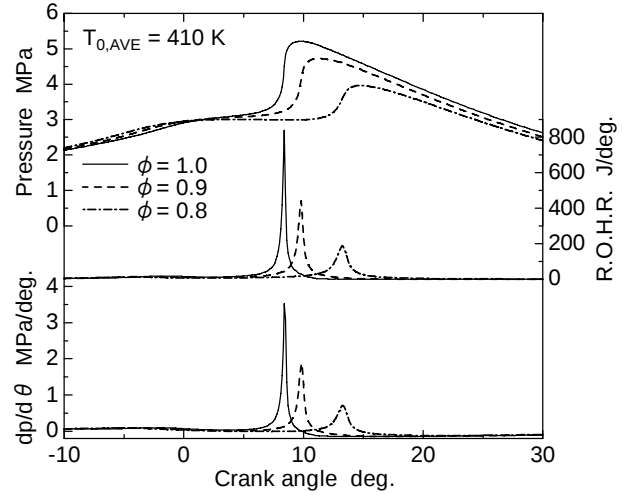


Fig. 3 Time histories of cylinder pressure, total heat release rate and pressure rise rate during combustion for $\phi = 0.8 \sim 1.0$

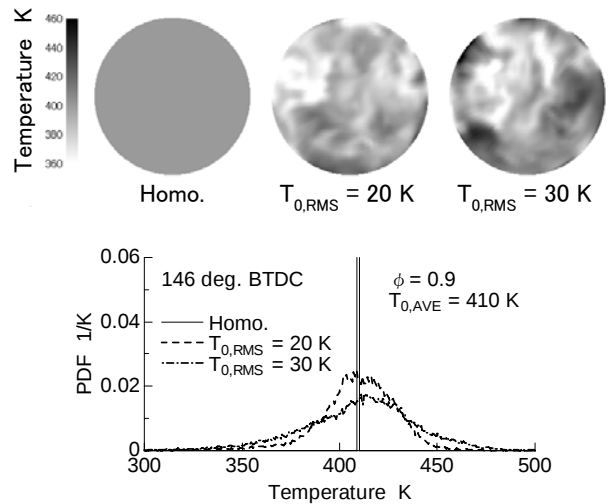


Fig. 4 Initial fields of temperature at 146 deg. BTDC

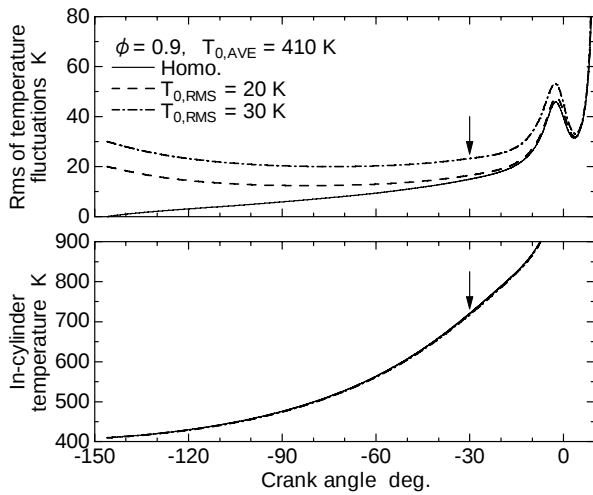


Fig. 5 Time history of temperature fluctuations and in-cylinder temperature during compression

とともに壁面熱損失により温度変動が生成されていることがわかる。圧縮開始時に温度変動を与えた場合、その空間変動強さは圧縮の進行とともに減衰していくが、他方で壁面熱損失により温度変動が生成されるため、減少から増加に転じる傾向となっている。

図 6 に圧縮過程における温度 PDF の推移を示す。均一温度条件では、壁面熱損失により生成された温度変動で、温度 PDF が圧縮の進行とともに低温側に尾を引くような分布形状となっている。圧縮開始時に温度変動を与えた場合、壁面熱損失の影響で低温側への広がりと同程度となるが、高温側への広がりがあるため、圧縮終了時の混合気中に高温部分をより多く含んでいることがわかる。

図 7 に燃焼過程におけるシリンダ内圧力、熱発生率および圧力上昇率の経過を示す。当量比が 0.9 および 0.8 の場合とも、圧縮開始時に温度変動を与えても、熱発生率および圧力上昇率のピークは均一温度条件とほとんど変わらない。発熱時期がわずかに早まっているのは、圧縮終了時の混合気が高温部分をより多く含んでいることに起因すると考えられる。

図 8 に熱炎発生時期における温度 PDF の推移を示す。30 K の温度変動を与えた条件と均一温度条件を比べると、PDF 形状が 8 deg. CA 付近からより高温側に広がり、早く着火に至っていることがわかる。

7. 初期スワールが壁面熱損失および燃焼に与える影響

圧縮開始時に温度変動を与えない場合でも、壁面熱損失により温度変動が生じるため、この効果を拡大することができれば、より燃焼を緩慢にすることができると考えられる。圧縮初期に温度変動を与えた条件において、初期スワール比を比較的強い 4.0 に設定し、壁面熱損失および燃焼に与える影響について検討した。

図 9 に圧縮過程におけるシリンダ内の平均温度および温度の空間変動強さの推移を示す。スワールを与えると壁面熱損失が増加するため、圧縮過程におけるシリンダ内の平均温度が下がり、壁面熱損失により生成される温度変動が拡大していることがわかる。図 10 に 30 deg. BTDC での温度 PDF を示す。スワールを与えたときの壁面熱損失の増加により、各条件

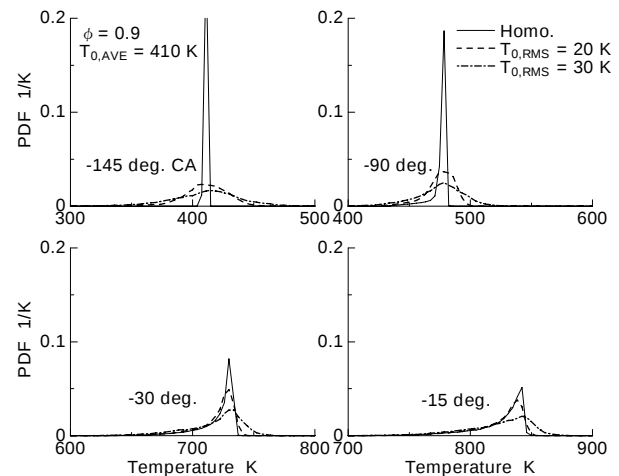


Fig. 6 PDF of temperature during compression

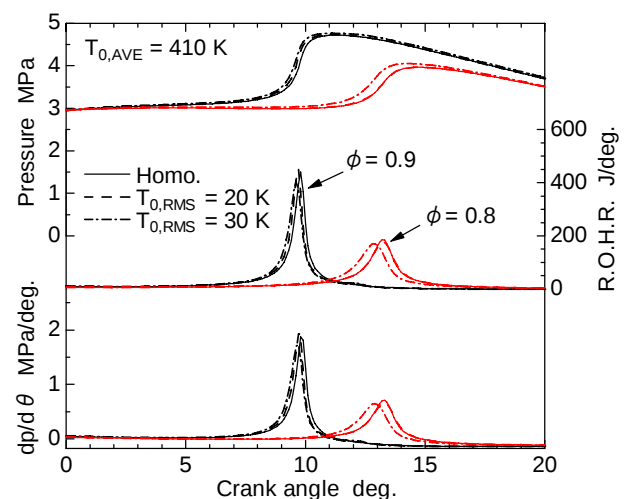


Fig. 7 Time histories of in-cylinder pressure, total heat release rate and pressure rise rate during combustion

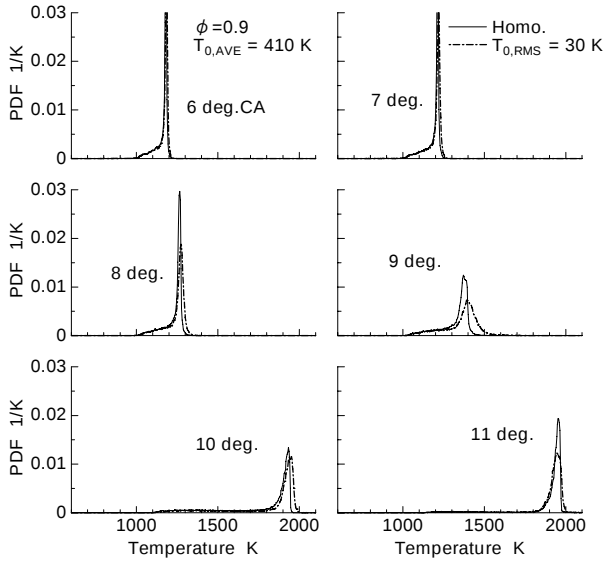


Fig. 8 PDF of temperature during combustion

とも温度 PDF の分布形状がより低温側に広がっていることがわかる。

図 11, 12 に燃焼過程におけるシリンダ内圧力, 熱発生率および圧力上昇率の経過を示す。それぞれ当量比 0.9 および 0.8 の結果を示している。初期スワールを与えると大幅に燃焼時期が遅れ, 熱発生率および圧力上昇率のピークが低下しているのがわかる。これは, スワールにより熱損失が増加し, シリンダ内の平均温度が低下したことから, 膨張によりシリンダ内圧力が低下したことが影響している。また, 初期に温度変動を与えても燃焼経過には大きな変化はなく, 発熱時期がわずかに早まるのみで, 熱発生率および圧力上昇率が抑制する効果はほとんどない。

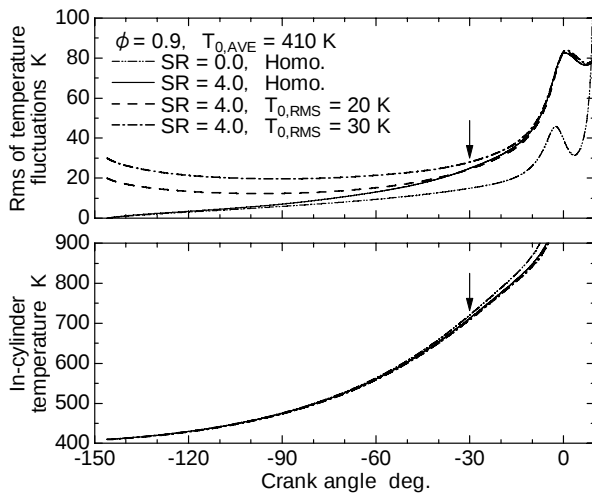


Fig. 9 Time history of temperature fluctuations and in-cylinder temperature during compression

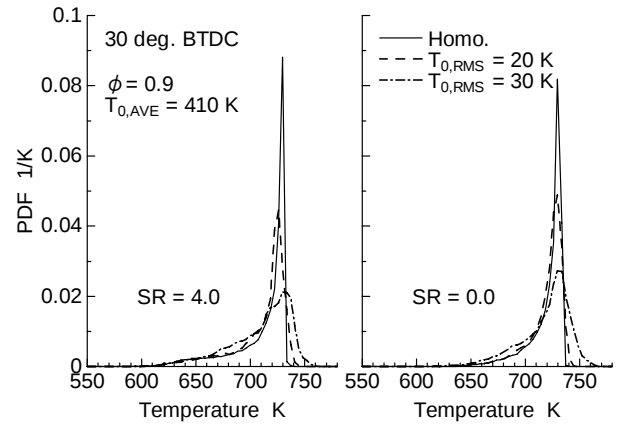
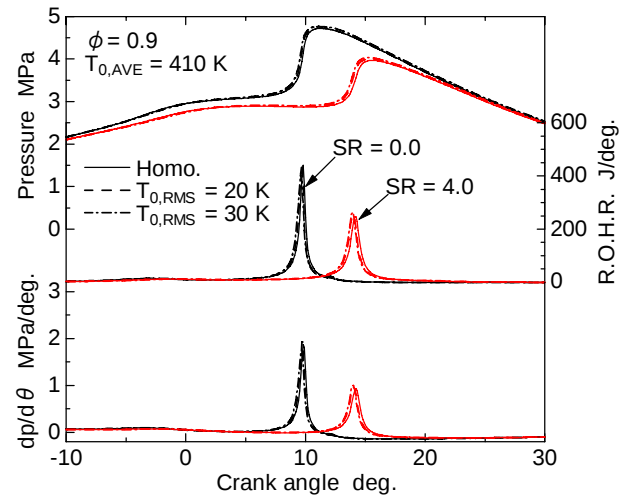


Fig. 10 PDF of temperature at 30 deg. BTDC for two different swirl ratios

図 13, 図 14 に, 初期スワール比 0.0 および 4.0 の場合における熱炎発生時期の温度分布を示す。初期スワール比が 0.0 の場合, 混合気内でランダムに着火し, 不均一に燃焼していく様子が見られる。スワールを与えると周辺部の温度が低下するため, 中心付近の比較的広い範囲から着火していく様子が見られる。また, 強いスワールのため, 密度の小さい高温領域が中心付近へ集められる効果も考えられる。


 Fig. 11 Time histories of in-cylinder pressure, total heat release rate and pressure rise rate during combustion for two different swirl ratios, $\phi = 0.9$

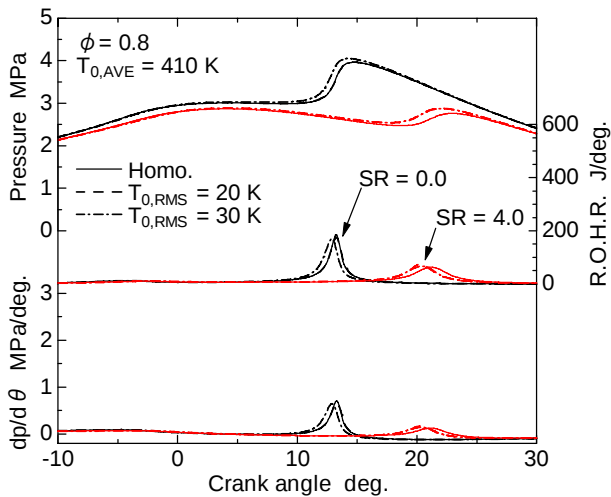


Fig. 12 Time histories of in-cylinder pressure, total heat release rate and pressure rise rate during combustion for two different swirl ratios, $\phi = 0.8$

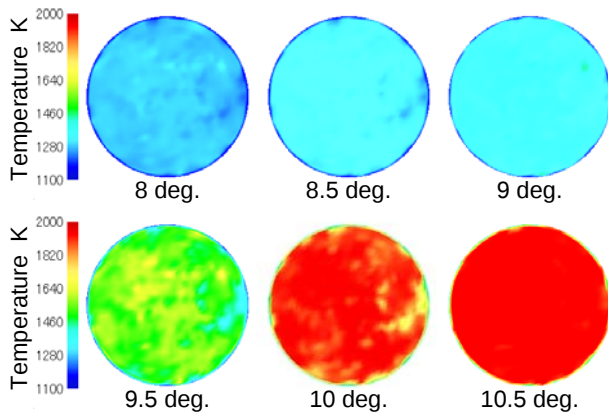


Fig. 13 Temperature fields during combustion calculated for SR = 0.0, $\phi = 0.9$, Homogeneous

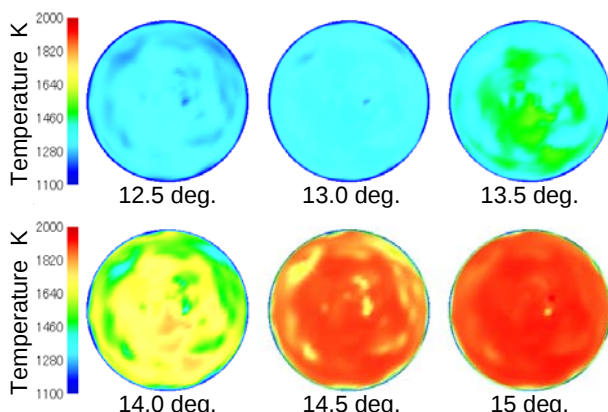


Fig. 14 Temperature fields during combustion calculated for SR = 4.0, $\phi = 0.9$, Homogeneous

8. 結 言

HCCI 機関における高負荷時の燃焼制御を目

的に、当量比均一条件において混合気の温度不均一性および壁面熱損失が着火および燃焼経過に及ぼす影響について、LES 手法を用いた CFD 解析を行った結果、以下の知見を得た。

- (1) 圧縮開始時の温度分布が均一の条件でも、圧縮行程における壁面熱損失により、燃焼前の混合気に温度変動が生じる。
- (2) 圧縮開始時に温度変動を与えた場合、温度変動が圧縮開始とともに減衰していくが、他方で壁面熱損失により増幅されるため、減少から増加に転じる傾向となる。
- (3) 圧縮開始時に温度変動を与えると、圧縮終了時の混合気が高温領域をより多く含むため、発熱時期がわずかに早期化するが、熱発生率のピークを抑制する効果はほとんどない。
- (4) 上記 (3) の傾向は当量比を低下させても同じである。
- (5) 圧縮開始時にスワールを与えた場合、壁面熱損失の増大によりシリンダ内の平均温度が低下し、燃焼前の温度変動は拡大する。このため、燃焼時期が遅れ、急峻な熱発生は大幅に抑えられる。

参考文献

- (1) 畑村, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.2, 2005, pp.13-18.
- (2) 林・中野・飯田, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.24-06, 2006, pp.1-6.
- (3) Sjoberg, M. et al., SAE 2005-01-0113, 2005.
- (4) Saijyo, K., Kojima, T. and Nishiwaki, K., Proc. COMODIA 2004, B2-3, 2004, pp.239-246.
- (5) Schreiber, M. et al., 25th Symp. (Int.) Combust., 1994, pp.933-940.
- (6) Ikegami, M. et al, SAE Trans., Vol. 96, Paper No.870372, 1987.