天然ガス PCCI 機関における圧縮比および過給圧力が 運転範囲に与える影響*

姜 正鎬^{*1}, 石山 拓二^{*2}

Effects of Compression Ratio and Intake Charge Pressure on Operating Range of a Natural-Gas PCCI Engine

Jeongho KANG^{*1} and Takuji ISHIYAMA^{*1} Kyoto Univ. Graduate School of Energy Science
Yoshida Honmachi, Sakyo-ku, Kyoto, 606-8501 Japan

This study aims to reveal the factors which restrict operating output range in a natural-gas-fuelled PCCI engine. For this purpose, experiments were performed using a single-cylinder test engine. Effects of compression ratio and intake charge pressure on the performance and combustion characteristics were investigated. To analyze the relation between operating output range and combustion characteristics, numerical study was conducted using chemical kinetics calculation and cycle simulation with a simple ignition model. The results showed that regardless of compression ratio and intake charge pressure the pressure rise rate reaches the limit when the ignition timing moves close to TDC as the fuel quantity is increased. And also, the combustion efficiency and combustion duration vary the temperature and quantity of residual gas, which remarkably advances the ignition timing for the low intake charge temperature case.

Key Words : Internal Combustion Engine, Gaseous Fuel, Pollutant, Thermal Efficiency, Natural Gas, PCCI

1. は じ め に

天然ガスを燃料とする予混合圧縮自着火 (PCCI) 燃焼は、希薄混合気を圧縮・自着火させる燃焼方式であり、燃焼時の火炎温度が低く局所的な燃料濃度の不均一が少ないため、NO_x の排出量が非常に低く、低負荷域で高い熱効率が得られる長所がある。しかし、この燃焼方式においては、失火と急激燃焼により、投入できる燃料量が狭い範囲に制限されることが問題である。また、天然ガスの自着火には高い圧縮温度が必要であり、そのために吸気温度を高めると、エネルギーを多く消費する。吸気温度を低減することができれば、エネルギー消費を減らすだけでなく、冷却熱損失を抑え熱効率の向上も見込める⁽¹⁾。圧縮比の上昇は、必要な吸気温度の低減方法として最も基本的と考えられ、いくつかの研究例⁽²⁾⁻⁽⁴⁾があるが、その結果によると、圧縮比を高めるとより低い吸気温度で運転が可能となるが、急激燃焼に阻まれて、投入できる燃料量を大きくは増加できず、図示出力の上昇があまり得られない。一方、過給により圧縮圧力を増すことによっても運転可能な吸気温度の低下が得られるが、この場合には、投入燃料量の増加が可能で、図示出力が上昇する^{(5),(6)}。しかし、このような傾向が得られる理由は十分に明らかになっておらず、運転範囲を拡大するための方策を考える上で、運転範囲を決める主要な因子を明らかにすることは重要と思われる。

そこで本研究では、まず単気筒試験機関を用いて圧縮比および吸気圧力を変更しながら実験を行い、機関性能や運転が可能な燃料投入量の範囲の変化を調べた。次に、その結果を解析するとともに、化学動力学計算および一段総括着火遅れ式を組み込んだサイクルシミュレーションによる均一混合気の着火計算の結果を参考にしながら、天然ガス PCCI 燃焼において運転範囲に影響する主要因について考察を加えた。

* 原稿受付 2012 年 8 月 23 日

^{*1} 京都大学 (〒606-8501 京都府京都市左京区吉田本町)^{*2} 正員, フェロー, 京都大学

E-mail: ishiyama@energy.kyoto-u.ac.jp

Table 1 Engine specifications

Engine type	Direct-injection diesel engine Single-cylinder, Water-cooled
Bore / Stroke	102/ 105 mm
Displacement	857 cm ³
Compression ratio	16, 18, 20, 22
Combustion chamber	Dog-dish type cavity dia.: ϕ 80mm
Swirl ratio	2.6
Intake charging	Super charging, no EGR
Fuel supply	Continuous supply into an intake pipe

Fig.1 Piston bowl geometry

2. 実験および計算の方法

2・1 実験方法

試験機関には、単気筒直接噴射 4 サイクルディーゼル機関 (Yanmar NFD170) をベースとし PCCI 燃焼に必要な変更を加えた。表 1 に主要な諸元を示す。図 1 に示すように、燃焼室はくぼみ口径 80mm のドッグディッシュ型とし、圧縮比は、くぼみ口径を 80mm に保ち、上死点隙間 (δ) を調節して変更した。ただし、くぼみ部空間の形状の変化を小さくするため、シリンダヘッド面からくぼみの底までの距離を一定とした。

図 2 に実験装置の概略を示す。燃料には、13A 天然ガス (CH_4 : 88%, C_2H_6 : 6%, C_3H_8 : 4%, C_4H_{10} : 2%) を使用した。天然ガスは、吸気ポート上流約 300mm の吸気管内に設けたノズルから大気圧よりわずかに高い圧力で定常的に供給し、熱線式質量流量計 (エステック SEC-4600R) により燃料流量を計測した。また、吸気管の途中に電気ヒーターを設置して吸気ポート上流約 50mm の位置で天然ガス混合気の温度を測り、所定の吸気温度に調節した。

排気ガス中の窒素酸化物 NO_x は化学発光分析計 (ヤナコ KA-200) で、全炭化水素 THC は加熱 FID 分析計 (堀場製作所 MEXA-1160TFI-H) で CH_4 換算 ppm として計測した。一酸化炭素 CO と二酸化炭素 CO_2 は非分散赤外線ガス分析計 (ヤナコ ALTAS-121) を用いて測定した。熱発生率解析のため、ピエゾ式圧力変換器 (KISTLER 6052A) を用いてシリンダ内圧力を計測した。

運転可能な燃料投入量は失火と急激燃焼によって決まる。本実験では、最大圧力上昇率 $dp/d\theta_{\max}$ が 0.8MPa/deg となる燃料投入量の条件を運転上限とし、図示平均有効圧力のサイクル変動率 (標準偏差を平均値で割り算した値) δ_{pi} が 15% となる燃料投入量の条件を運転下限と定義した。回転速度を 1200rpm, 冷却水入口

Fig.2 Experimental Setup

温度を 80°C, オイルパン内潤滑油温度を 70°C 一定に保って実験を行った。

2・2 計算方法

2・2・1 化学反応動力学計算

着火時期と熱発生率および圧力上昇率との関係を明らかにするため, 化学反応動力学計算を行った。計算には CHEMKIN v3.7 を用いた。素反応モデルとしては GRI-Mech3.0 (53 化学種, 325 反応式)⁽⁷⁾ を使用し, エンジンの吸気弁閉弁時期から計算を開始し, 圧縮と膨張行程を模擬した。

この計算における主な仮定は以下の通りである。

- ・燃焼室内の混合気濃度, 圧力, 温度は均一である。
- ・燃焼室壁面への熱損失はなく, 混合気の状態は断熱的に変化する。
- ・残留ガスの影響は考慮しない。
- ・天然ガスの組成は $\text{CH}_4 : \text{C}_2\text{H}_6 : \text{C}_3\text{H}_8 = 88 : 6 : 6$ とする。

試験機関の諸元を用い, 圧縮比, 圧縮始め温度と圧力, 当量比 (燃料投入量) を変数として計算した。

2・2・2 サイクルシミュレーション

次に, 残留ガスの影響を考慮して着火時期の推定を行うため, 川那辺らが導いた天然ガス混合気の着火遅れを表す一段総括式⁽⁸⁾を熱力学サイクルシミュレーションと組み合わせて計算を行った。一段総括着火遅れ式は, 前述の GRI-Mech3.0 を用いて, 初期温度・圧力・組成を幅広く変更して均一混合気の着火過程を計算し, その結果を近似できるよう作成したものである。式(1)に示すように, 混合気の着火遅れ (初期温度から平衡温度までの温度差の 5% に達するまでの遅れ) τ_{id} を, 燃料濃度 $[F]$, 酸素分子濃度 $[O]$, 窒素などの不活性ガスの濃度 $[I]$, 混合気の当量比 ϕ ならびに初期温度 T_u の関数で表現する。単位系は (sec, kmol/m³, K) である。なお, 定数はそれぞれ, $A_1 = 7.0 \times 10^{-13}$, $a_1 = -0.38$, $b_1 = -0.33$, $c_1 = 0.01$, $T_{a1} = 21100$ とする。

$$\tau_{\text{id}} = A_1 [F]^{a_1} [O]^{b_1} [I]^{c_1} \exp\left(\frac{T_{a1}}{T_u}\right) \quad (1)$$

式(1)と組み合わせたサイクルシミュレーションコード⁽⁹⁾は単気筒機関を対象として, 吸排気管内の圧力波の伝播を無視し, 十分大きな吸気および排気タンクを備えて, 吸排気圧力の変動を抑えた条件で計算を行う。吸気・排気タンク内ならびに筒内は均一とし, 吸気は筒内気体と瞬時に混合するとした。吸排気弁の揚程曲線は実測にもとづいて設定し, 冷却による燃焼室壁からの熱損失の推定には Woschni の式を用い, 当量比を 0.4 とした常温吸気ディーゼル運転で実測した冷却熱損失割合が再現できるよう壁面温度を設定し固定した。表 2 に主な計算条件を示す。

$$s(\theta) = \int_{\theta_{\text{IVC}}}^{\theta} \frac{1}{\tau_{\text{id}}(V(\theta), T_u(\theta))} \cdot \frac{1}{6 \cdot n_e} d\theta \quad (2)$$

Table 2 Calculation conditions

Bore/Stroke	102/105mm
Connecting rod length	165mm
Number of valves	1 intake, 1 exhaust
Valve head diameter	36.8/ 32.2mm (in./ex.)
Maximum valve lift	8.6/ 8.6mm (in./ex.)
Valve timings	360°ATDC/135°BTDC (in.) 130°BTDC/364°ATDC (ex.)
Wall temperature	393.2K

Fig.3 Example of the relation between Livengood-Wu integral and in-cylinder temperature

計算においては、熱発生開始時期を τ_{id} に関する式(2) の Livengood-Wu 積分が 1 に達する時期とし、以後の熱発生率は熱発生期間を指定した Wiebe 関数で与えた。ここで、積分開始を吸気弁閉時期 θ_{VC} とし、各クランク角度 θ での筒内ガス温度を式(1) の T_u に代入して τ_{id} を求める。なお、投入した燃料のうち、与えた燃焼効率の分だけ完全燃焼し、残りは燃料のまま排出され、一部は CO_2 、 H_2O とともに残留ガスとなるものとした。なお、式(2) の $V(\theta)$ はクランク角度 θ における燃焼室容積、 n_e は機関回転速度である。前項の化学動力学計算と同じく、計算の簡略化のため、ここでも天然ガス成分に C_4H_{10} を含めておらず、また混合気の温度不均一を考慮していない。このことは、吸気および圧縮の条件が指定された時に着火時期や熱発生率を予測する際の精度に影響する。従って、本研究では、吸気・圧縮条件を指定するのではなく、4 章に示すように、着火時期を概略実測に合うように設定したうえで、圧縮比による圧力上昇率の違いや、燃料投入量等による着火時期の変化について検討した。

計算は初期温度・圧力の暫定値を設定して開始し、繰り返し計算の後、吸・排気タンクおよび筒内の圧力と温度が定常状態に達したときの圧力、温度のクランク角度経過、ならびに着火時期などのデータを取得した。図 3 に、計算により得られた筒内温度ならびに Livengood-Wu 積分の経過の例を示す。筒内温度の上昇とともに積分値が増加し、積分値が 1 に達した時点から着火が始まり温度が急激に上昇する様子がみられる。

3. 実験結果および考察

3・1 圧縮比および吸気圧力と運転範囲

まず、試験機関による実験結果から、圧縮比と吸気圧力を変更したときの運転範囲を比較する。

図 4 および図 5 に、圧縮比 $\varepsilon=18$ 、吸気圧力 $p_s=0.10\text{MPa}$ (自然吸気) のときの性能および排出物質濃度などの実験結果を示す。設定した吸気温度ごとに、前述の運転範囲の基準を超える投入燃料量の範囲まで実験を行い、その結果を内挿して運転可能な範囲を定めた。図に表示した曲線は、この方法で定めた投入燃料量の範囲を示しており、基準外のデータのプロットは省略した。

吸気温度 T_s ごとに燃焼変動率 δ_{pi} と最大圧力上昇率 $dp/d\theta_{max}$ の制限により 1 サイクル当たり燃料投入量 q_f の範囲が定まる。 T_s が低いほど q_f を増やせるが、その範囲は狭くなる。また、 NO_x は最も低い T_s のときに増加するが全運転領域で 100ppm 以下の低いレベルである。 CO および THC 排出濃度はそれぞれの T_s において、 q_f を減らすと増加し、未燃物質濃度から求めた炭素ベースの燃焼効率 η_c が低下する。これらはいずれも、これまでの研究によりすでに明らかにされている傾向⁽²⁾⁽³⁾である。

この圧縮比と吸気圧力の条件では、吸気温度を図示した最低の温度より 10°C 下げると、 δ_{pi} と $dp/d\theta_{max}$ がともに制限値以内に収まる燃料投入量を設定できなかった。吸気温度の刻みが荒いため厳密ではないが、本実験では、

Fig. 4 Performance for various intake charge temperatures ($\varepsilon=18$, $p_s=0.10\text{MPa}$)

Fig. 5 Exhaust emissions for various intake charge temperatures ($\varepsilon=18$, $p_s=0.10\text{MPa}$)

Fig. 6 Effect of compression ratio on operating range

Fig. 7 Effect of intake charge pressure on operating range

このようにして得た吸気温度を運転可能な最低吸気温度と呼ぶことにする。上記の基準により、圧縮比 $\varepsilon = 16 \sim 22$ 、吸気圧力 $p_s = 0.10 \sim 0.15 \text{ MPa}$ の範囲で行った実験結果から得られた運転範囲を、燃料投入量を横軸にして図 6 および 7 に示す。吸気圧力を一定（自然吸気）として圧縮比を増すことにより運転可能な最低の吸気温度を下げるができるが、投入できる最大の燃料量は大きくは変化しない。また、同一の T_s では圧縮比の高い方が燃焼が活発になるため、運転範囲の下限は希薄側へ拡大されると予想されたが、 $\varepsilon = 22 \sim 18$ 、 $T_s > 220^\circ\text{C}$ の条件では圧縮比が高いほど燃料量の範囲は狭くなった。圧縮比を高めるほど上死点隙間が狭くなることが影響している可能性がある。一方、圧縮比を固定して吸気圧力を増加させると、投入可能な燃料量を増やすことができる。このとき、最大の当量比は、自然吸気時の約 0.5 に対して、 $p_s = 0.12 \text{ MPa}$ では 0.43、 $p_s = 0.15 \text{ MPa}$ では 0.39 となる。

3・2 運転範囲と燃焼特性との関係

次に、前項に示したような運転範囲が制限される理由について考察するため、着火時期や最大熱発生率、最大圧力上昇率などの燃焼特性値が、圧縮比や吸気圧力によりどのように変化するかを調べる。

まず、図 8 に実測した混合気単位質量あたり熱発生率履歴の例を示す。図から、熱発生開始時期は等しい吸気温度の条件においてほぼ同じになるが、熱発生率の立上りは投入燃料量の増加とともに急激になり最大熱発生

Fig. 8 Heat release rate histories for various fuel quantities ($\varepsilon = 18$, $T_s = 240, 170^\circ\text{C}$)

Fig.9 Effect of compression ratio on combustion characteristics

Fig.10 Effect of ignition timing on combustion characteristics at the lower-limit intake charge temperature

率に達する時期も早くなる。ここで、着火時期を実質的な熱発生率の立ち上がり時期として、熱発生率が初めて $10 \text{ kJ}/(\text{kg-deg})$ を超える時期とした。

図9に、圧縮比 ε を 18, 20, 22 としたときのサイクルあたり燃料投入量 q_i に対する燃焼特性値の変化を示す。ここに、最大熱発生率 $dq/d\theta_{\max}$ は熱発生率の最大値、 θ_{ig} は上記の定義による着火時期である。図中には、運転範囲の基準を超えるデータもプロットした。図から、いずれの吸気温度 T_s においても、 q_i の増加に従って、 θ_{ig} が進角し、 $dq/d\theta_{\max}$ および $dp/d\theta_{\max}$ が増加するが、どの圧縮比でも最低あるいはその付近の吸気温度においては、

Fig.11 Effect of intake charge pressure on combustion characteristics

Fig.12 Heat release rate, in-cylinder pressure, pressure rise rate and in-cylinder temperature at the lower-limit intake charge temperature for each compression ratio

Fig.13 Heat release rate, in-cylinder pressure, pressure rise rate and in-cylinder temperature at the lower-limit intake charge temperature for each intake charge pressure

θ_{ig} が上死点より遅れ, q_i の増加による θ_{ig} の進角と $dq/d\theta_{max}$ および $dp/d\theta_{max}$ の増加が急激になる。

図 10 は, 図 9 のデータから, 各圧縮比の最低吸気温度とそれより 10°C 低い吸気温度において, θ_{ig} に対する $dq/d\theta_{max}$ および $dp/d\theta_{max}$ の変化を整理したものである。図によると, θ_{ig} が遅いときは $dq/d\theta_{max}$ および $dp/d\theta_{max}$ は低い, θ_{ig} を進角すると増加し, 上死点付近では急激に増加する。また, θ_{ig} が遅い場合を除き, 同じ θ_{ig} では圧縮比や吸気温度によらず, ほぼ同等な $dq/d\theta_{max}$ と $dp/d\theta_{max}$ となる。このことから, 運転可能な最低吸気温度の条件では圧縮比により T_s の違いがあっても, θ_{ig} によって $dq/d\theta_{max}$ および $dp/d\theta_{max}$ がほぼ定まることがわかる。

同様に, 圧縮比を 18 に固定して吸気圧力 p_s を 0.15MPa および 0.10MPa としたときの燃焼特性値を図 11 に示す。 p_s が高いと, 等しい T_s において燃焼特性値の変化が緩やかになるが, 最低の T_s に近づくと, やはり θ_{ig} が上死点以降となり, 燃料投入量の増加により燃焼特性値が急激に変化するようになる。

図 12 に, 吸気圧力 $p_s = 0.10\text{MPa}$ のもとで圧縮比 ε を変化させたときの, 最低吸気温度における熱発生率 $dq/d\theta$, 筒内圧力 p , 筒内平均温度 T , ならびに圧力上昇率 $dp/d\theta$ のクランク角度経過を示す。各吸気温度条件における燃料投入量は, 最大圧力上昇率の限界をわずかに超えた条件 ($dp/d\theta_{max} \sim 1\text{MPa/deg}$) とした。図によると, 圧縮比にかかわらず, 熱発生の開始時期はほぼ一致し上死点にごく近い。また, 計算の精度を考慮すると厳密な議論はできないが, 着火時の筒内平均温度 T に大きな差異は見られない。

図 13 に, 吸気圧力 p_s が変化したときの同様の結果を示した。熱発生開始時期はやはり上死点に近くほぼ一致する。しかし, p_s を高めると, 燃料投入量が増えているにもかかわらず熱発生率が低く, 圧縮行程の筒内平均温度もやや低下する。

以上のように, 最低吸気温度の近くでは, 熱発生開始が上死点に近く, 着火時期が燃料投入量に対して敏感に変化し, これに従って最大熱発生率や最大圧力上昇率の変化が急激となり, 運転限界を迎えることが分かる。また, 最低吸気温度において圧力上昇率が限界に近い条件では着火時期がほぼ一致し, 圧縮比により圧縮温度に大きな差はない。そこで次に, 化学反応動力学計算, ならびに一段総括着火遅れ式を熱力学サイクルシミュレーションと組み合わせた着火時期の計算により, このような傾向となる理由について考察する。

4. 計算結果および考察

4・1 着火時期と圧力上昇率の関係

Fig. 14 Heat release rate, in-cylinder pressure, pressure rise rate and in-cylinder temperature at the lower-limit intake charge temperature for each compression ratio (calculation)

Fig. 15 Heat release rate, in-cylinder pressure, pressure rise rate and in-cylinder temperature at the lower-limit intake charge temperature for each intake charge pressure (calculation)

前章の実験結果によると、運転可能な最低吸気温度においては、圧縮比により投入できる最大燃料量は大きく変化せず、そのときの着火時期や最大圧力上昇率はほぼ一致し、それにより運転範囲が制限された。この現象について化学動力学計算を用いて模擬した。

圧縮比 $\varepsilon = 18$ において、実験における運転可能な最低吸気温度での熱発生率と同等の熱発生率経過が得られるように、圧縮始め (IVC) 圧力を $p_0 = 0.10 \text{ MPa}$ 、温度を $T_0 = 145^\circ\text{C}$ 、燃料投入量を $q_i = 7.9 \text{ mg/st}$ (当量比 $\phi = 0.20$) と設定し、これを標準条件とし計算を行った。本計算では、混合気の濃度や温度の不均一、熱損失を考慮しないため q_i は実測より少ない値となる。また、他の圧縮比の条件では同じ q_i のもとで T_0 を調整して標準条件と熱発生開始時期が同等になる T_0 を設定した。

図 14 は、 $q_i = 7.9 \text{ mg/st}$ のもとで圧縮比を 18 から 22 まで変化させて熱発生開始時期が一致するように T_0 を設定して計算を行った結果であり、筒内平均温度 T 、圧力上昇率 $dp/d\theta$ 、筒内圧力 p 、熱発生率 $dq/d\theta$ をクランク角度に対して示す。図より、熱発生開始時期を一致させると、前述の実験結果と同じく $dp/d\theta$ がほぼ一致の様子がみられる。上死点付近での筒内温度も実験結果と同じくほぼ一致するように見えるが、詳しく見ると ε が高いほどわずかに低い。これに対応して $dq/d\theta$ は ε が高いほど低くなるが、 ε が高いほど筒内容積が小さいので、両者の効果が相殺して $dp/d\theta$ がほぼ等しくなる。 p は ε により大きく異なるので、着火時期や熱発生率には、上死点付近の温度が強く影響するといえる。なお、同様の計算を投入燃料量を増やした条件 ($q_i = 11.7 \text{ mg/st}$) でも実施したが、得られた結果は同じ傾向を示した。

次に、 $\varepsilon = 18$ 、圧縮開始圧力 p_0 を 0.15 MPa として、標準条件と同一の投入燃料量 ($q_i = 7.9 \text{ mg/st}$) と、同一の当量比 ($\phi = 0.2$, $q_i = 12.1 \text{ mg/st}$) において熱発生開始時期が同等となるように T_0 を設定して計算を行い、その結果を図 15 に示す。 q_i を標準条件と等しくした場合には、 $dq/d\theta$ および $dp/d\theta$ は標準条件と比べ大きく低下する。これは、吸気圧力の上昇に伴う充填空気質量の増加により、当量比が低下したためである。 ϕ を標準条件と等しくした条件においては、 $dq/d\theta$ および T が標準条件とほぼ同一となるが、 $dp/d\theta$ の最大値は大きい。なお、圧縮行程における T は、 p_0 を高めた分 T_0 を低下させたため、標準条件 ($p_0 = 0.10 \text{ MPa}$) より低く、着火時期においてもその差を保っている。

計算結果によると、同一投入燃料量において熱発生開始位置が同等になるように圧縮比と圧縮開始温度を組み合わせると、上死点付近の筒内温度がほぼ等しくなり、燃焼の急激さはほぼ同等になる。これは、上死点付近の温度が一致するように、圧縮比に応じて圧縮開始温度を決めれば、着火時期が等しくなることを意味する。また、

Fig. 16 Ignition timing and temperature (at IVC and ignition) against fuel quantities ($T_s=160^\circ\text{C}$)

Fig. 17 Ignition timing and temperature (at IVC and ignition) against fuel quantities ($T_s=220^\circ\text{C}$)

圧縮比の違いによる圧力の差は、着火時期を大きく左右するに至らないといえる。混合気温度を変化させたときの着火遅れと熱発生率（あるいは温度上昇速度）は強く関連しており、着火遅れが短いと温度上昇速度は大きくなり、その関係は単調である⁽¹⁰⁾。従って、急激燃焼の限界においては、実測で見られたように、圧縮比に関わらずほぼ等しい着火時期となり、投入燃料量もほぼ等しくなるものと思われる。

4・2 着火時期の進角傾向

図9に示したように、運転可能な最低吸気温度では投入燃料量が増加するほど着火時期が上死点より遅い時期から急速に進角し、上死点付近で着火して急激燃焼に至る傾向がある。この傾向には、燃料濃度の増加により残留ガスの温度が高くなり、これが圧縮温度を高める効果が影響していると推測される⁽¹¹⁾。そこで残留ガスの温度・量に影響すると思われる燃料投入量や燃焼効率および燃焼期間をパラメータとして、サイクルシミュレーションを用いた計算により着火時期の進角傾向について考察を行った。

図16および17に、圧縮比 $\epsilon=18$ 、吸気温度 $T_s=160^\circ\text{C}$ 、 220°C において、燃焼効率 η_c 、燃焼期間 $\Delta\theta_b$ を変化させたときの計算結果を、熱発生開始直前の筒内平均温度 T_{start} 、吸気弁閉弁時期での筒内平均温度 T_{IVC} 、熱発生の開始時期 θ_{st} を燃料投入量 q_f に対して示す。図16は実測の最低吸気温度に近い着火時期が上死点以降となる条件、図17は上死点以前で着火する条件である。

図16によると、一定の η_c と $\Delta\theta_b$ においては、 q_f が増加するにつれ残留ガスの温度が上昇して T_{IVC} が高くなるが、混合気の比熱が上昇する効果が強く T_{start} が下がり、 θ_{st} は遅角する。また、 q_f 一定のもとでは、混合気の比熱が変わらないので、 η_c の上昇もしくは $\Delta\theta_b$ の増加が残留ガス温度を上昇させ、その結果 T_{IVC} が上昇することで θ_{st} が進角する。実測によると、 q_f が増加すると η_c が上昇するので、着火が早まる傾向となる。ただし、 η_c が高いときは $\Delta\theta_b$ が短くなるので、燃焼効率と燃焼期間は相反する影響を及ぼす。また、実際においては η_c と $\Delta\theta_b$ の効果に加え、 q_f の増加に伴い燃焼室壁面温度が上昇すると考えられ、結果的には q_f の増加とともに T_{IVC} を上昇させるため、実測のように着火時期が進むものと考えられる。

一方、図17に示す高い吸気温度 $T_s=220^\circ\text{C}$ の場合には、 q_f が増加しても θ_{st} が遅角することはない、 η_c による θ_{st} の差も小さい。これは、TDCに向かって筒内温度が上昇しつつある過程で着火が起きるため、 T_{start} が低下しても θ_{st} が遅れにくく、燃料濃度の増加により反応が早まる効果が強いと思われる。

図18および19に、圧縮比 $\epsilon=18$ 、吸気温度 $T_s=160^\circ\text{C}$ 、 250°C の条件において、実測にもとづいた燃焼効率 η_c および燃焼期間 $\Delta\theta_b$ を与えて計算した結果を示す。この計算での η_c および $\Delta\theta_b$ は、実験の着火時期がTDC以降に発生する $T_s=170^\circ\text{C}$ と、TDC以前となる $T_s=260^\circ\text{C}$ のデータを用いた。

図18によると、 η_c を固定して実測の $\Delta\theta_b$ を与えた条件（case 2）では、 q_f の減少とともに $\Delta\theta_b$ が長くなるため

Fig. 18 Effect of combustion efficiency and combustion duration on ignition timing and temperature ($T_s=160^\circ\text{C}$)

Fig. 19 Effect of combustion efficiency and combustion duration on ignition timing and temperature ($T_s=250^\circ\text{C}$)

膨張行程での温度低下が遅れて残留ガス温度が上昇する。そのため、 η_c と $\Delta\theta_b$ をそれぞれ 1 と 10°CA に固定した条件 (case 1) に比べ、 T_{IVC} や T_{start} が高くなり熱発生時期 θ_{st} は早くなるが、 q_f の増加による着火の進角傾向は見られない。case 2 に対して、さらに、 η_c が q_f の減少とともに低下する実測結果を与えた条件 (case 3) では、 η_c の低下により発生熱量が低下するため、他の条件に比べ T_{IVC} や T_{start} が減少し着火は遅くなるが、 η_c の増加により残留ガス温度への影響が大きくなるため、部分的にせよ q_f が増加するにつれ θ_{st} が早くなる実測の着火時期と同等の傾向がみられる。また、このように吸気温度が低い条件では q_f の低下により η_c が低下すれば、 θ_{st} が遅れる効果により、失火が起きやすくなると考えられる。これが、低い吸気温度において少ない燃料量での安定な運転ができない原因となり、運転可能な燃料量の範囲が狭くなる理由と思われる。一方、吸気温度が高い図 19 の場合では、実測の η_c 、 $\Delta\theta_b$ の与え方によらず θ_{st} の変化は小さい。

以上、投入燃料量の増加に伴う着火時期の進角傾向についてサイクルシミュレーションを用いて検討を行った結果、運転可能な最低吸気温度あるいは上死点以降で着火が起きる条件においては、燃料投入量の増加に従い、燃焼効率や燃焼期間の変化による残留ガスの高温化により、着火が早くなることがわかる。一方、吸気温度が高い条件あるいは着火が上死点以前に起こる条件においては、残留ガス温度の変化による着火時期や燃焼への影響は小さいため、比較的広い投入燃料量の範囲でも運転が可能となると考えられる。

5. おわりに

本研究では、天然ガス予混合圧縮着火 (PCCI) 機関における運転範囲を決める要因を明らかにするため、単気筒試験機関を用いて圧縮比および吸気圧力を変更させて実験を行うとともに、化学動力学計算および一段総括着火遅れ式を組み込んだサイクルシミュレーションにより考察を行った。以下に、この研究により得られた知見をまとめる。

- (1) 実験において、運転可能な最低吸気温度の近くでは、熱発生開始が上死点に近く、着火時期が燃料投入量に対して敏感に変化し、これに従って最大熱発生率や最大圧力上昇率の変化が急激となり、運転限界を迎える。
- (2) 圧縮比を上昇させると運転可能な最低吸気温度を下げるができるが、最大圧力上昇率の限界による最大燃料投入量は、圧縮比によらず大きくは変化しない。また、このときの各圧縮比における着火時期

は上死点に近く、そのときの筒内温度はほぼ同等となり、最大圧力上昇率および最大熱発生率がほぼ等しくなる。

- (3) 吸気圧力を上昇させると、吸気温度や出力の範囲を拡大することができる。ただし、それぞれの吸気圧力での最低吸気温度の条件における着火時期は上記と同様に上死点付近となる。
- (4) 化学動力学計算による均一混合気の着火過程の計算より、圧縮比を変化させても上死点付近の温度がほぼ一致する条件では着火時期および圧力上昇率が一致する。また、吸気圧力を上昇させた場合は、上死点付近の温度を低く抑えることができるので、投入燃料量が一定でも、当量比が減少してさらに燃料を投入できる。着火時期が一致すると圧力上昇率がほぼ一致し、着火には上死点付近の温度が大きく影響すると考えられる。
- (5) サイクルシミュレーションを用いた着火時期の計算により、燃料量の増加は混合気の比熱を増加させるため着火を遅くするが、燃料量の増加に従う燃焼効率や燃焼期間の変化による残留ガスの高温化により、着火時期が進角する。この傾向は、吸気温度が低い条件あるいは上死点以降で着火が起きる条件において強くなる。

参 考 文 献

- (1) 石山拓二, 塩路昌宏, 田中大樹, 中川秀樹, 中井俊作, “筒内直接噴射による天然ガス予混合圧縮着火機関の性能と排気特性”, 自動車技術会論文集, Vol. 34, No. 3 (2003), pp. 29-34.
- (2) 佐古孝弘, 中井俊作, 守家浩二, 飯田訓正, “天然ガス予混合圧縮自己着火機関の性能および排気特性”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 70, No. 694 (2004), pp. 1583-1589.
- (3) Kawasaki, K., Takegoshi, A., Yamane, K., Ohtsubo, H., Nakazono, T., Yamauchi, K., "An Experimental Study on the Improvement of Engine Performance and Exhaust Emissions from Small-scale PCCI Engines Fuelled by Natural Gas", *SAE paper* No.2005-01-2124, (2005).
- (4) Aceves, S.M., Smith, J.R., Westbrook, C.K., and Pitz, W.J., “Compression Ratio Effect on Methane HCCI Combustion”, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121, No. 1 (1999), pp. 569-574.
- (5) 佐古孝弘, 中井俊作, 守家浩二, 飯田訓正, “天然ガス予混合圧縮自己着火機関の過給による性能改善”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 71, No. 707 (2005), pp.1955-1960.
- (6) Christensen, M., Johansson, B., Amneus, P. and Mauss, F., "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition", *SAE paper* No.980787, SP-1328, (1998).
- (7) Gas Research Institute, "GRI-Mech", University of California-Berkeley, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/, (accessed 2002-10-1).
- (8) 関義彰, 川那辺洋, 石山拓二, “天然ガス PCCI 燃焼に及ぼす排気再循環の影響の数値解析”, 日本機械学会関西支部講演会講演論文集, No.054-1 (2005), pp. 3-51-3-52.
- (9) 池上詢, 石山拓二, “ノック発生を考慮した火花点火機関の性能予測”, 日本機械学会年次大会講演論文集, (2001), pp.489-490.
- (10) 川那辺洋, 石山拓二, 藤原信久, “濃度・温度不均一を考慮した CFD による天然ガス PCCI 燃焼の数値解析”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 70, No. 700 (2004), pp. 3246-3250.
- (11) Jun, D., Ishii, K. and Iida N., "Autoignition and Combustion of Natural Gas in a 4 Stroke HCCI Engine", *JSME International Journal*, Series B, Vol.46, No.1 (2003), pp.60-67.