

ディーゼル PCCI 燃焼における噴射条件の選択に関する研究* (確率過程論燃焼モデルによる検討)

堀部直人^{*1}, 石山拓二^{*1}

Study on Selection of Injection Conditions for Diesel PCCI Combustion (Numerical Investigation using an Ignition-Combustion Model Based on Stochastic Approach)

Naoto HORIBE^{*2} and Takuji ISHIYAMA

^{*2} Graduate School of Energy Science, Kyoto University,
Yoshida-Honmachi, Sakyo-ku, Kyoto, 606-8501 Japan

To obtain a strategy for combustion control to achieve low NOx emission with high thermal efficiency in DI-PCCI operation of diesel engines, numerical study was conducted using a combustion model including a stochastic-PDF mixing model with a reduced chemical kinetic scheme. Effects of injection conditions on heat release and NOx formation processes were investigated. The results indicate that the combustion model successfully describe the trends of NOx, maximum pressure rise rate and thermal efficiency. The mechanisms which control pressure rise rate and NOx formation were discussed paying attention to the effects of fuel-air mixing.

Key Words : Diesel Engine, Fuel Injection, Pollutant, PCCI, Injection Condition

1. 緒 言

ディーゼル機関の低負荷域における排気特性改善のため、予混合圧縮着火 (PCCI) 燃焼の原理を活用する試みが行われている。最近では、比較的圧縮上死点に近い噴射時期を選択して潤滑油希釈を防ぎながら、有効圧縮比の低下と大量 EGR により着火時期の適正化と窒素酸化物 (NOx) 排出の抑制を狙った燃焼方式に関する研究が盛んに行われている⁽¹⁻⁴⁾。この方式において、急激燃焼や粒子状物質、未燃物質の排出を抑えながら、高熱効率・低 NOx の特徴を保つには、圧縮比、EGR 率、噴射条件など複数の燃焼制御因子を負荷・回転速度に応じて柔軟に変化させる必要がある。このように多数の因子が関係する燃焼制御の方針を見出すには、実験研究とともに、計算機シミュレーションが有効な手段となる。

このような背景から本研究では、確率過程論にもとづく燃料・空気混合モデルを含む着火・燃焼モデルを用いて直接噴射式 PCCI 機関の燃焼の予測と解析を試

みる。そのために、既報において開発したモデル⁽⁵⁾に修正を加えた。本モデルとサイクルシミュレーションを併用することにより、熱発生率、最大圧力上昇率、NOx 生成量ならびに熱効率を計算する。

本報では、噴孔径、噴孔数、噴射圧力が機関性能および NOx 生成に及ぼす影響を予測し、混合気形成の観点から、NOx 生成と最大圧力上昇率を抑えながら高い熱効率を実現するための噴射制御の方針について検討した。

2. 計算モデル

本研究では、既報⁽⁵⁾において、定容燃焼装置内に模擬した PCCI 燃焼の NOx 生成過程の解析に用いた確率過程論にもとづく着火・燃焼モデルに修正を加え、エンジン内燃焼に適用した。なお、本モデルでは燃料を n ヘプタンとする化学反応モデルを使用した。これを、軽油を用いた実測値における着火遅れや熱発生率の傾向が再現されるよう調整することとした。

2・1 混合モデル 本モデルでは、混合気濃度・温度の不均一を確率密度関数 (Probability density function, 以下 PDF) により表現し、その時間推移を計

*原稿受付 0000 年 00 月 00 日

^{*1} 正員, 京都大学大学院エネルギー科学研究科 (〒606-8501
京都府京都市左京区吉田本町).
E-mail: horibe@elan.energy.kyoto-u.ac.jp

算して、平均量として温度、圧力の経過を求める。そのために、燃焼室内に多数の等質量の流体塊を仮定し、燃焼室内を噴霧領域と周囲気体領域に分割する。和栗らの運動量理論⁶⁾で決まる流量で噴霧領域へ周囲気体が導入され、噴霧領域内では、噴射された燃料と導入された気体が一樣等方性乱流により混合するとした。無作為に抽出した二つの流体塊を衝突させ、化学種とエンタルピーを交換し再分散させることで混合を模擬する。この過程を繰り返すことでPDFの時間推移が求められる。衝突再分散モデルには修正 Curl モデル⁷⁾を用いた。流体塊の衝突頻度 ω は単位質量当たりの乱れエネルギー k と積分スケール L の関数で式(1)により与える。

$$\omega = c\sqrt{k}/L \quad (1)$$

ここで、 c は定数で0.49とした。また、乱れエネルギー k と積分スケール L は、噴射圧力、噴孔径およびスワール流速から算出した単位質量当たりの乱れの生成率 G 、噴霧領域の総重量 M_s 、ノズル噴孔径 d_N 、燃料密度 ρ_f 、噴射開始時期における空気密度 ρ_a を用いて、それぞれ式(2)、(3)で与える⁸⁾。

$$\frac{dk}{dt} = G - \frac{(2k/3)^{3/2}}{L} - \frac{k}{M_s} \frac{dM_s}{dt} \quad (2)$$

$$L = d_N \sqrt{\rho_f / \rho_a} \quad (3)$$

また、スワール流による空気導入促進の効果については、Ikegami らの方法⁸⁾に準じた取り扱いとし、式(4)により計算する。

$$\dot{m}_a / \dot{m}_{a0} = 1 + C_s \times u_s / u_j \quad (4)$$

ここで $\dot{m}_a$ 、 $\dot{m}_{a0}$ はそれぞれスワールがある場合、ない場合のエントレイン空気流量であり、 u_s 、 u_j は燃焼室外周の接線方向速度と燃料噴出速度である。 C_s はモデル定数で2.3とする。

2・2 冷却損失 燃焼室全体としての冷却損失熱量は、燃焼室内平均温度・圧力から、Woschni の式^{9,10)}により求める。なお、本モデルにおける流体塊には位置情報がないので、上記の方法で算出される熱量を各流体塊と壁面の温度差をもとに比例配分し、全ての流体塊から熱が奪われるものと扱う。

2・3 着火・燃焼モデル 化学反応モデルには、Schreiber らの5段階総括反応モデル¹¹⁾を一部修正して用い、各流体塊について、反応による化学種濃度の変

化を求めた。反応モデルを表1に示す。表中のFは燃料、Xは高温での熱分解生成物、PはCO₂とH₂Oからなる最終生成物、IおよびYは低温酸化反応の中間生成物を代表する仮想的な化学種である。各反応における反応速度式は以下のように表される。

$$R_1 = k_1 [F] (p / p_0)^{0.5} \quad (5)$$

$$R_2 = k_2 [X] [O_2] [M] \quad (6)$$

$$R_{3f} = k_{3f} [F] [O_2] [M] (p / p_0)^{-2.2} \quad (7)$$

$$R_{3b} = k_{3b} [I] (p / p_0)^{-3.5} \quad (8)$$

$$R_4 = k_4 [I] \quad (9)$$

$$R_5 = k_5 [O_2] [Y] \quad (10)$$

ここで、Mは全化学種を合わせた濃度で、状態方程式より $[M] = p/RT$ で与えられる。また、 $p_0 = 1$ MPaである。 k_i は反応速度定数で $k_i = A_i \exp(-E_i/RT)$ で与えられる。

計算時間短縮のため、各流体塊において急激な温度上昇が始まった後は、化学平衡計算により組成および温度を計算した。

従来の反応モデルを用いた計算結果と実験結果（燃料：軽油）を図1に示す。機関回転速度1800 rpm、投入熱量760 J、噴射時期-10° ATDCとし、EGR率 r_{EGR} を25%~55%（吸気中の酸素濃度 r_{O_2} ：18.8%~14.5%）で変化させた。

従来モデルを用いた場合、実験結果と比べて酸素濃度に対する着火遅れの感度が小さく、EGR率が高くなるに連れて熱発生率のピークが小さくなる傾向を再現できていない。これは、化学反応の酸素濃度依存性が小さいためであると考え、低温酸化反応および高温酸化反応の酸素濃度依存性を決める式(6)、(7)中の酸素濃

Table 1 Modified rate constants for the reaction model

Reaction number	Reaction formulae			
1	F → X			
2	X + 11O ₂ → P			
3 _f	F + 2O ₂ → I			
3 _b	I → F + 2O ₂			
4	I → 2Y			
5	Y + 0.5F + 10O ₂ → P			
Reaction number	Activation energy E/R (K)		Frequency factor A _i (mol m ³ s)	
	Original	Modified	Original	Modified
1	18050	18050	5.0 × 10 ⁸	2.0 × 10 ⁹
2	7200	7200	7.0 × 10 ⁶	5.0 × 10 ²
3 _f	19500	17940	3.85 × 10 ¹⁰	1.2 × 10 ⁶
3 _b	37500	34500	6.0 × 10 ²⁷	1.8 × 10 ²⁵
4	5000	5000	2.0 × 10 ⁸	1.0 × 10 ⁸
5	16500	16500	1.0 × 10 ⁹	5.0 × 10 ¹⁰

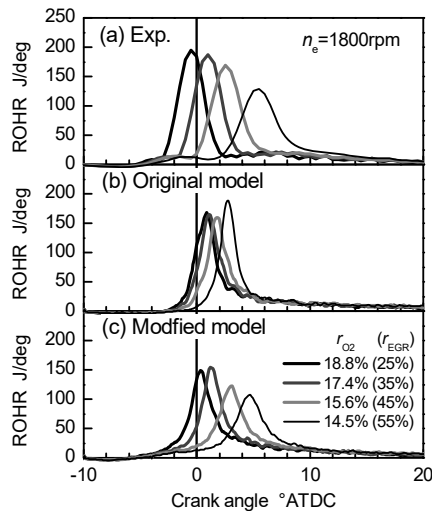


Fig.1 Comparison of the effects of EGR rate on heat release rate

度にそれぞれ指数を付け加え、次のように変更した。

$$R_2 = k_2 [X][O_2]^{3.2} [M] \quad (11)$$

$$R_{3f} = k_{3f} [F][O_2]^p [M] (p/p_0)^{-2.2} \quad (12)$$

また、反応速度式の変更にともない、着火遅れが実験結果に合う様に頻度因子および活性化エネルギーを表1 (Modified) のように変更した。

これらの修正により、図1-(c)に示す通り、熱炎の発生時期や熱発生率ピーク値の傾向を概ね再現できたと言える。これ以降、この修正モデルを使って計算を行った。

2・4 NOx 生成モデル 筒内で生成される NOx のほとんどはサーマル NO であると想定されるため、拡張Zeldovich機構⁽¹²⁾を用いて NO の生成率を計算した。なお、Bowman の反応速度定数⁽¹³⁾を用いた。

2・5 熱効率の算出 上記のモデルによって得られた熱発生率経過を単気筒機関用サイクルシミュレーション⁽¹⁴⁾に投入し、同一の圧縮初期条件のもと繰り返し計算を行い、筒内の状態が定常となったときの図示熱効率を求めた。ただし、繰り返し計算中、熱発生率経過は変化しないものとした。

3. 計算対象および計算条件

口径 102 mm, 行程 105 mm, 圧縮比 15.5, スワール比 2.6 の無過給直接噴射式機関を計算対象とした。機関回転数は 1800 rpm 一定とした。標準のノズルは $\phi 0.18$ mm の 6 孔とした。燃料の物性値は、Schreiberらの反応モデルが基準としている n ヘプタンの値 (総

発熱量: 48.1 MJ/kg, 密度: 687 kg/m³ @ 15°C) を用いた。n ヘプタンは軽油 (総発熱量: 45.9 MJ/kg, 密度: 825 kg/m³ @ 15°C) と比較して単位体積当たりの発熱量が小さい。そのため、投入熱量を等しくするには、計算では実験の約 1.15 倍の体積を噴射することになる。

モータリング時の圧力履歴が実験結果と一致するよう吸気弁閉 (135° BTDC) における筒内圧力を 0.1 MPa, 筒内温度を 354 K とした。EGR を模擬する場合は、吸気中の酸素を窒素で置換した。

4. 計算結果および考察

4・1 モデルの評価 まず、モデルの妥当性を評価するため、既報⁽¹⁵⁾の実験条件に合わせて EGR 率および噴射時期が性能・排気に及ぼす影響を調べた。標準ノズルで、低負荷および中負荷に相当する投入熱量 760 J (軽油 20 mm³ 相当) と 1140 J (軽油 30 mm³ 相当) について、噴射時期を TDC から -30° ATDC まで変化させた。それぞれ、EGR 率が 25%~55% に相当するよう、投入熱量 760 J では酸素濃度を 18.8%~14.5%, 1140 J では酸素濃度を 17.7%~11.0% に変化させた。噴射期間は、実験条件 (コモンレール内圧力 120 MPa) に合わせて、投入熱量 760 J のときは 6° CA, 1140 J のときは 8° CA とした。

図2に投入熱量 760 J における NOx 濃度, 最大圧力上昇率および図示熱効率を示す。また、図3には投入熱量 1140 J の結果を示す。表示した NOx 濃度は、計算では排気弁閉時期 135° ATDC における筒内 NO 濃度, 実測では排気管内での計測濃度である。EGR 率および噴射量によらず、噴射時期を TDC から早めていくと NOx および最大圧力上昇率が高くなり、熱効率は一旦上昇した後、低下する。また、噴射量、噴射時期一定のもとで EGR 率を高めると NOx および最大圧力上昇率は減少する。熱効率は噴射時期が早い場合には EGR 率を高めると上昇し、噴射時期が遅い場合には逆に低下する。これらは実測の傾向をよく再現している。しかし、噴射時期を -30° ATDC まで進角すると、実測では NOx や最大圧力上昇率が減少に転じる場合があるが、計算ではこの傾向は見られない。この傾向は、噴霧が燃焼室くぼみから外れ、混合気の希薄化が進むとともに、壁面からの冷却を受けることに起因していると考えられ、現状では本モデルでの再現は難しい。

図4に投入熱量 760 J, EGR 率 55% で噴射時期を TDC から -30° ATDC まで変化させたときの NO 生成量 (筒内総質量), 筒内圧力, 熱発生率を示す。実験, 計算ともに TDC 噴射ではほとんど熱発生が見られない。噴射時期を進角すると着火時期が早くなり、熱発生率

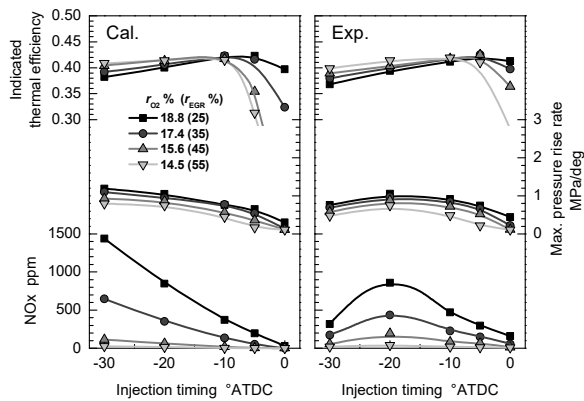


Fig.2 Comparison of results changing in injection timing and EGR rate on NO emission, pressure rise rate, and indicated thermal efficiency under low loads (Q_j :760J)

のピークは高くなる。噴射時期を -5° ATDC から進角すると初めは熱発生率ピーク時期が大きく早まるが、早期の噴射では変化が小さくなる傾向が再現されている。実験では噴射時期を -30° ATDC まで早めるとピークが低くなるのに対して計算では高くなるが、これは前述のとおり、計算では噴霧が燃焼室くぼみから外れる現象を考慮していないためである。

図5に投入熱量760 J、噴射時期 -20° ATDCで酸素濃度を18.8%~14.5% (EGR率25%~55%相当)まで変化させたときのNO生成量、筒内圧力、熱発生率を示す。酸素濃度を下げるにつれて熱炎の発生時期が遅くなり、熱発生率のピークが低くなる傾向を再現できる。

これらのことから、本モデルは噴霧が燃焼室くぼみから外れるような -30° ATDCを超える早期噴射を用いる場合を除くと、熱発生率経過や性能・排気特性に対する噴射条件およびEGR率の影響を再現できるといえる。

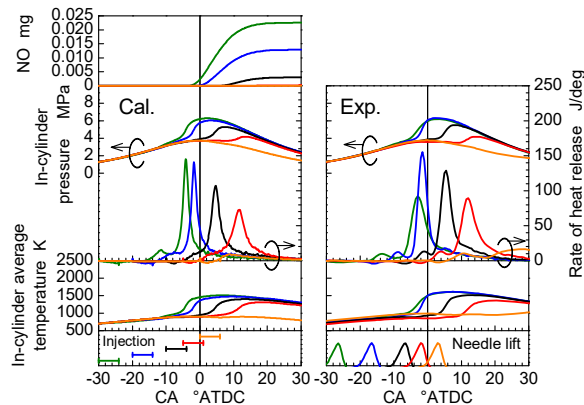


Fig.4 Effect of injection timing on NO, in-cylinder pressure, heat release rate, and temperature

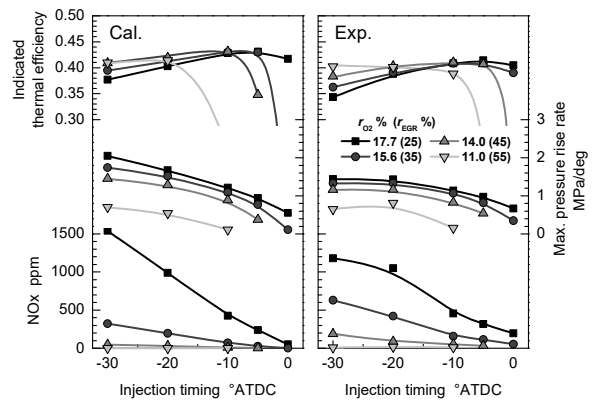


Fig.3 Comparison of results changing in injection timing and EGR rate on NO emission, pressure rise rate, and indicated thermal efficiency under middle loads (Q_j :1140J)

4・2 噴射制御による性能・排気改善の可能性
はじめに触れたように近年 PCCI 燃焼の原理を取り入れてNOxとPMの排出を同時に抑制する試みがなされている。しかし、NOxおよび最大圧力上昇率と未燃排出物質の間にはトレードオフの関係があり、これらを同時に解消することは容易ではない⁽¹⁵⁾。そこで、噴射制御による燃焼改善の可能性を検討するため、図6および表2に示すように噴孔径および噴射差圧を変更した。まず、噴射圧力を固定したまま噴射率が一定となるように噴孔径と噴孔数を同時に変更し、つぎに噴射圧力および噴射径を変更した。ここでは、熱効率の大きな変化がないように、熱発生率ピーク時期が 5° ATDC $\pm 0.5^\circ$ CAとなるように噴射時期を調節して計算を行った。

4・2・1 噴孔面積・噴射圧力一定の場合 まず、噴射率が一定となるように噴孔面積を一定として噴孔径と噴孔数を同時に変化させた。ノズルは標準の

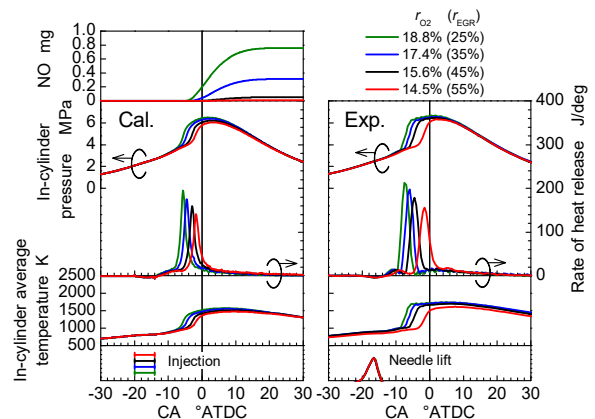


Fig.5 Effect of EGR rate on NO, in-cylinder pressure, heat release rate, and temperature

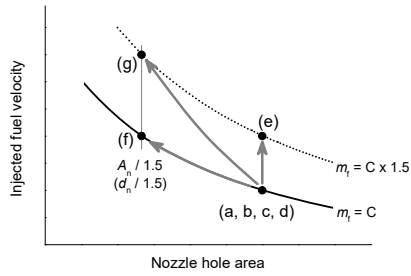


Fig.6 Diagram for injection conditions

Table 2 Injection conditions

Code	Orifice dia.(mm) × number	Inj. press. difference (MPa)	Inj. duration (°CA) Q _i =760/1140J
a	0.18 × 6	66	6/8
b	0.156 × 8	66	6/8
c	0.127 × 12	66	6/8
d	0.09 × 24	66	6/8
e	0.127 × 12	148	4/6.7
f	0.103 × 12	148	6/8
g	0.103 × 12	332	4/6.7

φ0.18 mm×6 孔に加え、φ0.156 mm×8 孔、φ0.127 mm×12 孔、φ0.09 mm×24 孔とした。投入熱量は 760 J、噴射期間は 6° CA とした。酸素濃度は 18.8 % から 14.5 % (EGR 率 25~55%相当) とした。

図 7 に EGR 率 35%のときの噴射期間、NO 生成量、熱発生率、筒内圧力、筒内平均温度、噴霧内平均温度を示す。噴孔数を増やして噴孔径を小さくすると、混合が促進されるため、熱発生率ピーク時期を一定すると噴射時期は遅くなり、最大熱発生率は高くなる。

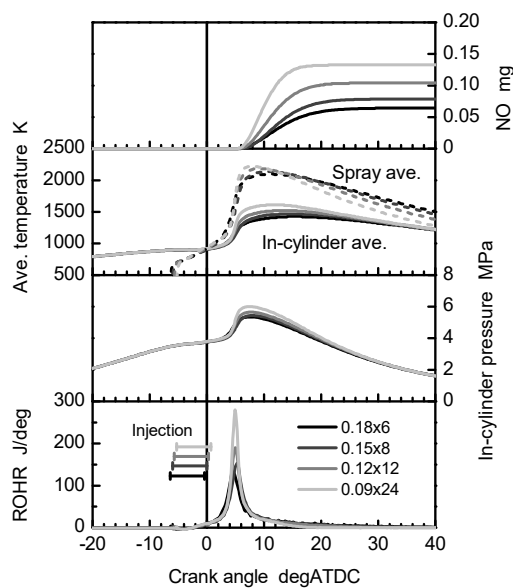


Fig.7 Effect of size and number of nozzle hole on NO, in-cylinder pressure, heat release rate, and temperatures (Q_i: 760J, EGR: 35%)

また、筒内圧力および噴霧内平均温度の最高到達値が高くなり、NO の生成量は増加する。

図 8 に、図 7 の条件で最も噴孔径の大きい φ0.18 mm×6 孔と、最も噴孔径の小さい φ0.09 mm×24 孔の場合の当量比の PDF を示す。なお、当量比 2.5 以上の過濃な混合気は、すべて当量比 2.5 の位置に表示した。図中の三角印は噴霧内の平均当量比を示す。φ0.09 mm×24 孔ノズルでは、φ0.18 mm×6 孔ノズルに比べて混合気の希薄化、均質化が急速に進み、5~20° ATDC 付近にかけて量論比近傍の混合気が多くなる。そのため、噴孔径を小さくすると NO 生成量が増加したと考えられる。一方、標準ノズルでは当量比 2.5 以上の濃い混合気が遅い時期まで残っており、これが希薄化する過程で NO を発生するが、膨張行程での温度低下の影響を受けて NO 生成速度が低くなるので、最終的な生成量は少なくなる。

図 9 に全 EGR 率についての結果を示す。EGR 率によらず、噴孔径を小さくし、噴孔数を増やすことで、NO 生成量と最大圧力上昇率は増加するが、高い EGR 率を用いることで NO 生成量を抑えることができる。熱効率は噴孔数を増加させると上昇するが、24 孔まで増加させると低下に転じた。図 10 に示すように、噴孔を 24 孔まで増加させると等容度の増加が緩やかになるのに対して、冷却損失は増加し続けるためである。なお、冷却損失を低減するために噴射時期を遅らせた計算も行ったが、冷却損失の大幅な低減は得られず、熱効率はほとんど改善しなかった。

投入熱量を 1140 J として同様の計算を行った結果を

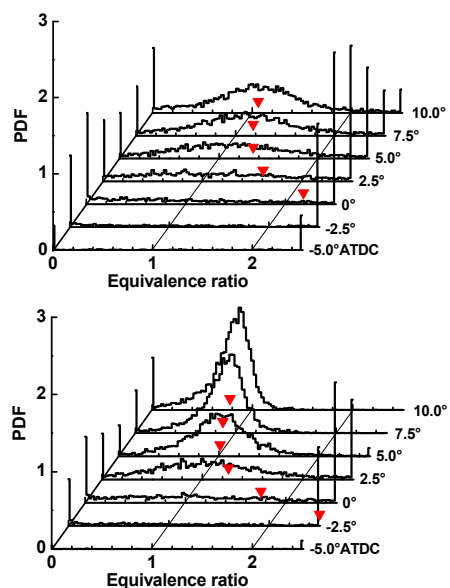


Fig.8 PDF histories for equivalence ratio (Upper: 0.18×6 nozzle, Lower: 0.09×24 nozzle) (Q_i: 760J, EGR: 35%)

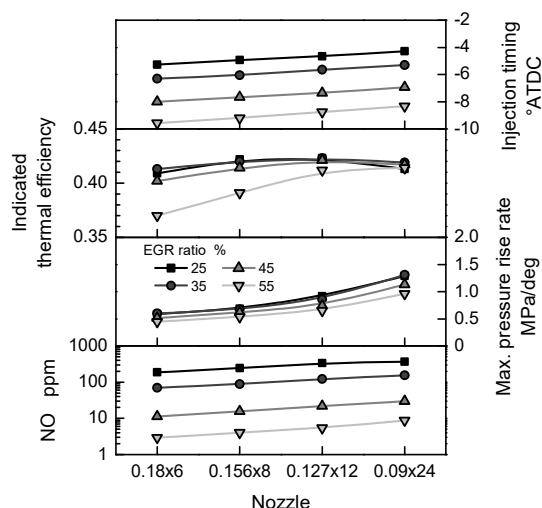


Fig.9 Effect of size and number of nozzle hole and EGR rate on SOI, thermal efficiency, max.. pressure rise rate, and NO emission under low loads (Q :760J)

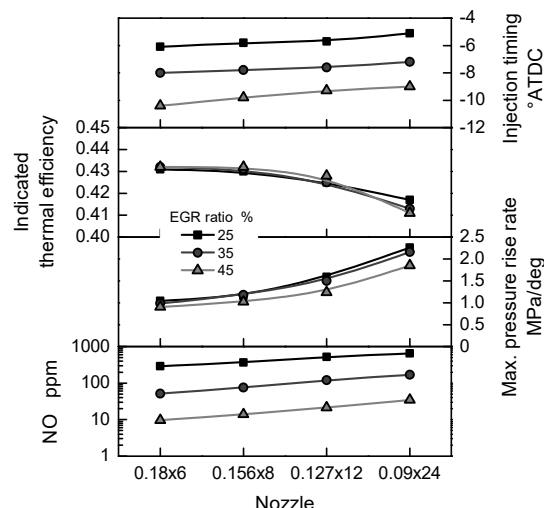


Fig.11 Effect of size and number of nozzle hole and EGR rate on SOI, thermal efficiency, max.. pressure rise rate, and NO emission under middle loads (Q :1140J)

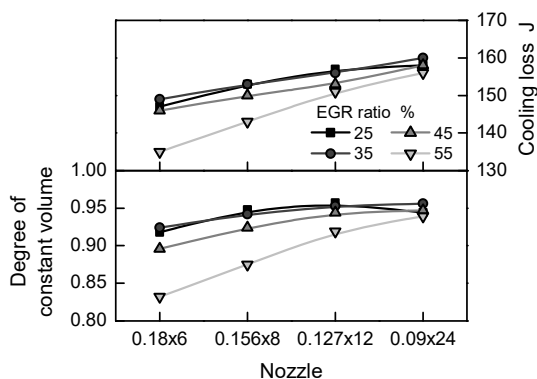


Fig.10 Effect of size and number of nozzle hole and EGR rate on cooling loss and DCV under low loads (Q :760J)

図 11 に示す。投入熱量を増やした場合にも、噴孔数の増加による混合促進によって NO_x および最大圧力上昇率は増加する。低負荷の場合と同様、噴孔数を増やすことで混合が促進され、当量比付近の混合気が増加するためである。熱効率は投入熱量 760 J の場合と異なり、噴孔径が小さくなるほど低下した。熱発生率ピーク時期を一定としたために、投入熱量 1140 J の場合には着火時期が早くなり冷却損失の割合が大きくなる。そのため、小噴孔多孔ノズルでは燃焼が急激になったことによる冷却損失増加の影響が大きく、熱効率が低下したと考えられる。

このように、噴射率、噴射圧力一定のもとで噴孔径と噴孔数を変化させた場合、混合の促進によって NO_x と最大圧力上昇率は増加した。 NO_x は高い EGR 率を用いることで抑制することは出来るが、最大圧力上昇率を低く抑えることは難しい。

4・2・2 噴射圧力・噴孔径の影響 つぎに、噴射速度（噴孔における燃料の平均流出速度）を変化させた場合について検討した。ここでの基準条件は表 2 の(c)とし、投入熱量を 760 J、酸素濃度を 17.4% (EGR 率 35%) とした。

条件(c)と同じノズルで噴射差圧を 66 MPa から 148 MPa に上昇させ、噴射率を 1.5 倍とした条件(e)、噴射差圧を 148 MPa に上昇させながら基準条件と同じ噴射率となるよう噴孔径を 0.103 mm に絞った条件(f)、および噴孔を 0.103 mm とし、噴射率が 1.5 倍となるよう噴射圧力を 332 MPa に上昇させた条件(g)について計算を行った。それぞれの条件における当量比に関する PDF の変化を図 12 に、熱発生率と NO 生成量の経過を図 13 に、 NO 排出濃度、最大圧力上昇率、図示熱効率を基準条件に対する相対値の形で図 14 に示す。

図 12 より(e), (f), (g)いずれの条件においても混合が促進され、希薄化・均一化が早まることがわかる。ところが、図 13, 14 に示すように、混合が早まることで圧力上昇率は増加したが、 NO 生成量への影響は一樣ではない。つまり、条件(e), (f)では最大圧力上昇率と NO 生成量はともに増加したが、条件(g)では NO 生成量が大幅に減少した。

その理由について考察するため、本モデルに用いた化学反応モデルを使って、3 MPa 定圧条件における均一混合気の着火遅れ、温度上昇期間、および最大 NO 生成速度を計算した。その結果を図 15 に示す。初期温度は、850 K の空気と 300 K の燃料をそれぞれの当量比で断熱混合させた際の温度とした。初期温度を基準

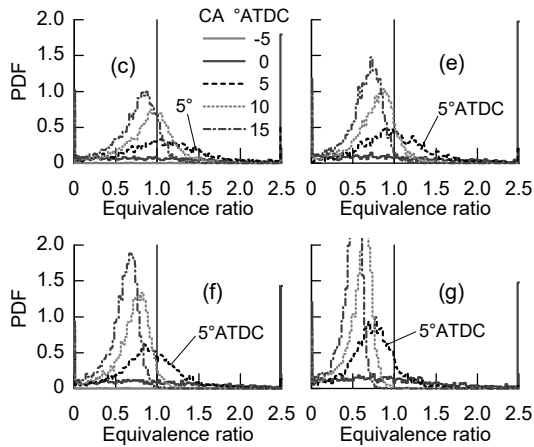


Fig.12 PDF histories for equivalence ratio

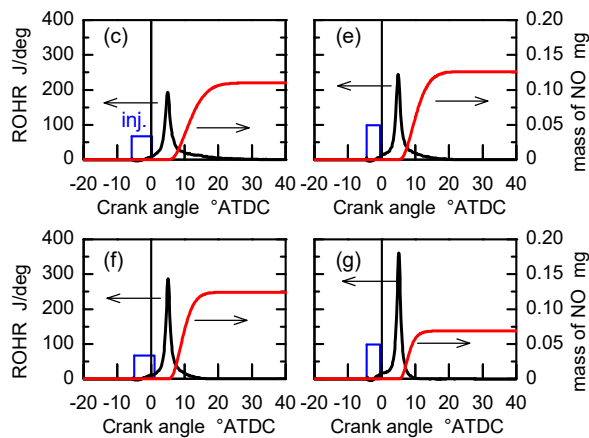


Fig.13 Heat release rates and NO production

として、混合気の温度が、断熱火炎温度までの温度差の50%に達する時刻を τ_{50} 、90%に達する時刻を τ_{90} とし、着火遅れを τ_{50} 、温度上昇期間 τ_{ig} を $\tau_{ig}=2 \times (\tau_{90}-\tau_{50})$ とした。

図からわかるように、NOは当量比 1 ± 0.5 程度の狭い当量比範囲で生成し、特に量論付近ではNO生成率が極めて高くなることがわかる。いいかえれば、着火以前に筒内の局所当量比を量論以下に十分希薄化する

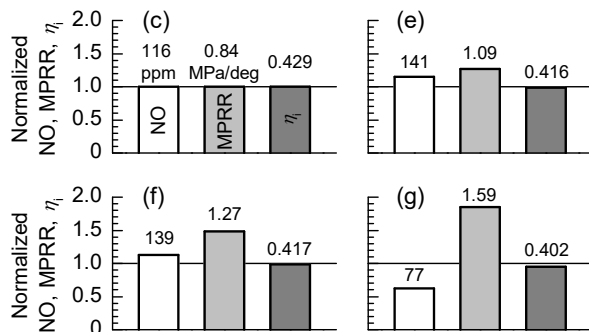


Fig.14 Normalized NO emission, max. pressure rise rate, and indicated thermal efficiency

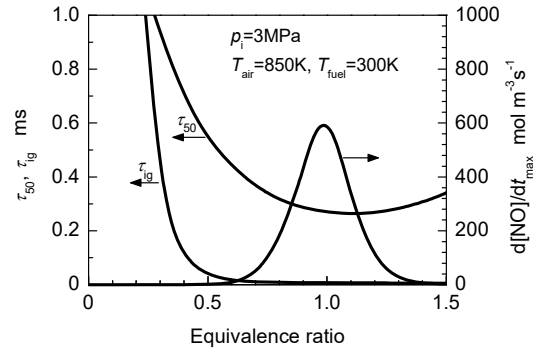


Fig.15 Ignition delay, combustion duration, and maximum NO production rate in homogeneous mixture

ことができれば、NOの生成を抑えられる。条件(g)では小噴孔化と噴射差圧の大幅な増大により混合が大きく促進され、図12に示すように10°ATDCでは量論比近傍の混合気はほとんど存在しない。そのため、図13に示すように他の条件と比べて早い時期にNOの生成が終了し、最終的にNO生成量が小さくなる。一方、条件(e), (f)では混合が促進されたことで、膨張行程で筒内温度が低下する前に量論付近を通過する混合気量が増加し、NOが増加したと考えられる。

また、図15に示すように、混合気が希薄になると着火遅れおよび温度上昇期間は長くなり、その変化率は希薄なほど大きい。ここで、温度上昇期間が長くなることは、エンジンにおいて圧力上昇率が低下することとほぼ同義である。また、着火遅れの傾きが大きくなると、当量比の分布幅が小さくても着火遅れのばらつきが大きくなり、全体として圧力上昇率は小さくなる⁽¹⁶⁾。

図12を見ると、今回計算した条件ではいずれの場合にも熱発生率が最大となる5°ATDC付近において量論比付近にピークを持つ当量比分布を持っており、もっとも混合の早い条件(g)においても当量比0.7付近にピークがある。このような当量比分布では、温度上昇率の低下や着火遅れのばらつきによる総括的な温度上昇速度の低下が期待出来ない。そのため、圧力上昇率はいずれの場合にも上昇したと考えられる。

このように、ある程度まで混合速度を速めると、NOx生成量および最大圧力上昇率はともに増加するが、さらに混合速度を速めることでNO生成量を抑えられる可能性が示唆された。ただし、その場合にも最大圧力上昇率は増大する。さらなる噴射の高圧化や小噴孔径化、あるいはスワールやスキッシュなどの空気流動によって混合を促進することで最大圧力上昇率を低減できる可能性はあるが、ポンプの駆動力による燃費の低

下や、希薄化による未燃物質の排出増加が予想されるため現実的とは言えない。そのため、実際には、小噴孔化やある程度の噴射の高圧化に加えて、多段噴射を含む噴射率制御による改善が必要と考えられる。

ただし、この考察は、図 15 に示したような、混合気の当量比に対する着火遅れおよび温度上昇時間の変化率の傾向にもとづいているため、化学反応モデルの精度に依存する。この点についてはなお検討が必要であるが、混合気の希薄化による圧力上昇率の抑制に限界があることは確実と思われる。

5. 結 論

確率過程論モデルにもとづく着火・燃焼モデルを用いて、比較的圧縮 TDC に近い噴射時期を採用した PCCI 燃焼において噴孔径、噴孔数、噴射圧力が機関性能および NO_x 生成に及ぼす影響について検討した結果、次のような知見を得た。

1. 低圧縮比、大量 EGR、および比較的 TDC に近い噴射時期を用いる PCCI 運転について、作成したモデルを用いて計算した熱発生率経過や性能・排気特性は実測結果をよく再現する。
2. 噴孔面積および噴射圧力一定で噴孔径を小さくし、噴孔数を増やすと、混合が促進され、等容度が上がるために噴射量が小さい場合には熱効率が上昇する。ただし、熱発生率ピーク時期を固定したため、混合が早すぎる場合や噴射量が多い場合には、冷却損失の増加に起因して熱効率は低下する。
3. 噴孔径および噴孔数の変更により混合を促進すると、今回計算した範囲では NO 生成量と最大圧力上昇率は増加する。高い EGR 率を用いることで NO 生成量を抑えることができるが最大圧力上昇率の抑制は難しい。
4. 小噴孔径化と燃料噴射の超高圧化により NO 生成量を抑えることができる。ただし、その場合にも最大圧力上昇率は増大する。さらなる混合促進による圧力上昇率の低下の可能性はあるが、現実的には多段噴射を含む噴射率制御による改善が必要と考えられる。

文 献

- (1) Shimazaki, N., Performance and Exhaust Emission in a Premixed Compression Ignition Engine with High Pressure Fuel Injection Near a Top Dead Center, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 68, No. 665 (2002), pp. 262-269
- (2) Kanda, T., PCCI Operation with Fuel Injection Timing Set Close to TDC, *In-Cylinder Diesel particulate and NO_x*

- Control* 2006, SP-2002, SAE paper No. 2006-01-0920 (2006), pp. 47-55.
- (3) Opat, Richard M., Investigation of Mixing and Temperature Effects on HC/CO Emissions for Highly Dilute Low Temperature Combustion in a Light Duty Diesel Engine, *Homogeneous Charge Compression Ignition Engines* 2007, SP-2100, SAE paper No. 2007-01-0193 (2007), pp. 169-189.
- (4) Horibe, N., The Effects of Injection Conditions and Combustion Chamber Geometry on Performance and Emissions of DI-PCCI Operation in a Diesel Engine, *SAE 2007 Transactions Journal of Fuels and Lubricants*, SAE paper No. 2007-01-1874 (2007), pp. 387-395.
- (5) Ishiyama, T., Modeling and Experiments of NO_x Formation in DI-PCCI Combustion, *Homogeneous Charge Compression Ignition Engines* 2007, SP-2100, SAE paper No. 2007-01-0194 (2007), pp. 191-203.
- (6) Wakuri, Y., Studies on the Penetration of Fuel Spray of Diesel Engine, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part 2*, Vol. 25, No. 156 (1959), pp. 820-826.
- (7) Janicka, J., Closure of the Transport Equation for the Probability Density Function of Turbulent Scalar Fields *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, Vol. 4 (1979), pp. 47-66.
- (8) Ikegami, M., A Stochastic Approach to Model the Combustion Process in Direct-Injection Diesel Engines, *Proceedings of 20th international Symposium. on Combustion* (1984), pp. 217-224.
- (9) Woschni, G., Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the International Combustion Engine, *Trans. SAE*, SAE paper No. 670931 (1967), pp. 3065-3084.
- (10) Hohenberg, G. F., Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, SAE paper No. 790825 (1979).
- (11) Schreiber, M., A Reduced Thermokinetic Model for the Autoignition of Fuels with Variable Octane-Ratings, *Proceedings of 25th international Symposium. on Combustion* (1994), pp. 933-940.
- (12) Lavoie, G. A., Experimental Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, Issue 4 (1970), pp. 313-326.
- (13) Bowman, C. T., Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 1 (1975), pp. 33-45.
- (14) Ikegami, M., Analysis of Throttling Loss in Spark-Ignition Engines, *Proceedings of 73th Symposium. of JSME Kansai*, No. 984-1 (1998), pp. 2-13-2-14.
- (15) Horibe, N., Relations among NO_x, Pressure Rise Rate, HC and CO in LTC Operation of a Diesel Engine, *2009 SAE Emissions Technology Collection on CD-ROM*, SAE paper No. 2009-01-1443 (2009).
- (16) Kawanabe, H., Numerical Analysis of Auto-ignition Process in a Non-homogeneous Mixture, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 74, No. 745 (2008), pp. 2049-2054.