

## ディーゼル機関の予燃焼室に関する研究（第2報） ：熱発生率モデルによる機関性能の予見について

著者	浜崎 和則, 田中 義弘, 平 栄蔵, 石神 重男
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	23
ページ	47-53
別言語のタイトル	STUDIES ON PRECOMBUSTION CHAMBER OF DIESEL ENGINE : 2nd Report, Estimation of Engine Performance using Heat Release Models
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10232/12483">http://hdl.handle.net/10232/12483</a>

## ディーゼル機関の予燃焼室に関する研究（第2報） ： 熱発生率モデルによる機関性能の予見について

著者	浜崎 和則, 田中 義弘, 平 栄蔵, 石神 重男
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	23
ページ	47-53
別言語のタイトル	STUDIES ON PRECOMBUSTION CHAMBER OF DIESEL ENGINE : 2nd Report, Estimation of Engine Performance using Heat Release Models
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10232/00010689">http://hdl.handle.net/10232/00010689</a>

# ディーゼル機関の予燃焼室に関する研究 (第2報)

(熱発生率モデルによる機関性能の予見について)

浜崎和則・田中義弘・平 栄蔵\*・石神重男\*\*

(受理 昭和56年5月30日)

## STUDIES ON PRECOMBUSTION CHAMBER OF DIESEL ENGINE

(2nd Report, Estimation of Engine Performance using Heat Release Models)

Kazunori HAMASAKI, Yoshihiro TANAKA,  
Eizo HIRA and Shigeo ISHIGAMI

In the 1st report, it was proposed that heat release in combustion chamber was controlled in order to improve the engine performance on precombustion chamber type diesel engine and was showed experimentally that circulating path in the precombustion chamber performed an important part in controlling the heat release.

This paper discusses the improvement of engine performance using some heat release models and numerical calculations.

### 1. ま え が き

予燃焼室式ディーゼル機関の性能改善について、従来から提唱されてきた方法<sup>1)2)</sup>、すなわち予燃焼室内噴射燃料を主燃焼室との連絡口付近に集め、その背後で着火させることにより最初の噴流で残余のほとんどの燃料を主燃焼室へ噴出させる、という方法は機関内燃焼において過度の熱発生集中化を促し、騒音・振動と  $NO_x$  増加などの不都合を生じせしめる可能性を含むものであることを前報<sup>3)</sup>で指摘した。そして、これらの改善には何らかの方法で機関内熱発生コントロールをはかるべきであると提言し、この方法の具体的手段として予燃焼室前室の、直接には主燃焼室と連絡しないで予燃焼室の深部と噴口部の間を循環する一種の分岐口が機関内燃焼と熱発生をコントロールしている可能性があることと予想し、この可能性について基礎的実験を行い、その結果を前報で報告した。

本報では前報の結果をふまえ、熱発生率のいかなる形状が機関性能を向上させるかについて、いくつかの熱発生率モデルを想定し、機関に適用した場合の影響を

数値計算によって検討した。これについて報告する。

### 2. 熱発生率の想定と理論計算法

予燃焼室式ディーゼル機関の性能改善法として従来から考えられた方法は (I) 噴射燃料を主燃焼室 (以下、主室) と予燃焼室 (以下、予室) の連絡口 (以下、噴口) 付近に集中し、最初の予室内着火で残余の燃料をいっぺんに主室へ噴出せしめるものである。一方、(II) 噴口面積比 (噴口面積  $f$  をピストン面積  $F$  で除した値  $=f/F\%$ ) を比較的小さくし、これの欠点、すなわち噴口を通過する空気および燃料ガスの流体抵抗の増加を補うため直接には主室と連絡しないで予室の深部と噴口部の間を連絡した分岐口 (以下、内部循環口) を持たせることにより、主室に噴出する予室からの初期燃料ガス量を制御し、過度の熱発生集中化をさげようとする方法が考えられる。

この2つの方法について、熱発生率をモデル化し、機関性能に及ぼす影響をシミュレートした。計算は簡単化するため、燃料ガスは理想気体でシリンダからの冷却損失はないものと考え、また予室から噴出される燃料ガスは主室において瞬時に熱発生し、その量は噴

\* 宮崎県工業試験場機械金属部

\*\* 鹿児島大学名誉教授

出燃料ガス重量に比例すると仮定した。

### 2.1 熱発生率のモデル形状

想定した主室内熱発生率のモデル形状を図1に示す。熱発生期間はいずれもクランク角度で40°、熱発生量の総量は同一とした。(a)は(I)の方式に(b)は(II)の方式に対応すると考えられるものであり、(c)は噴口面積比 ( $f/F$ ) を大きくした場合に観察される<sup>4)</sup> 主室内初期爆発燃焼に起因した予室への燃料ガスの逆流によって発生する断続的な主室内燃焼経過を想定したもので、実際の予燃焼室式ディーゼル機関の熱発生率経過はこれに近いモデルと考えられている。

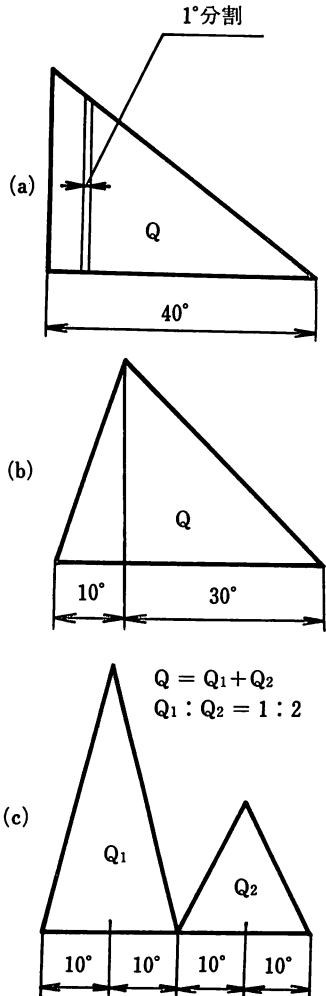


図1 熱発生率モデル

### 2.2 計算法と設定条件

2.2.1 理論計算法<sup>5)</sup> 燃焼中の圧力曲線は熱発生率の時間割合によって定まる。熱力学の第一法則により

$$dQ = Gdu + ApdV \quad (1)$$

式(1)を  $pV = GRT$  の関係を用いて整理すると、

$$dQ = \frac{A}{\kappa - 1} (\kappa p dV + V dp) \quad (2)$$

時間座標  $t$  をクランク角度  $\theta$  に置き換えて、

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} \left( \kappa p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad (3)$$

ガスに供給される熱量は燃焼により発生した熱量  $Q_B$  とシリンダ壁へ失われた熱量  $Q_W$  の差で、 $Q = Q_B - Q_W$  となる。したがって式(3)は

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{dQ_W}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} \left( \kappa p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad (4)$$

簡単化するため、 $Q_W = 0$ 、すなわち冷却損失がないとすると、

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_B}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} \left( \kappa p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad (5)$$

ここに

$G$ : ガス重量 [kg]

$u$ : 内部エネルギー [Kcal/kg°C]

$A$ : 仕事の熱当量 [Kcal/kg·m]

$p$ : 圧力 [kg/m<sup>2</sup>·abs]

$V$ : 容積 [m<sup>3</sup>]

$T$ : 絶対温度 [°K]

$\kappa$ : 比熱比

$R$ : ガス定数 [kg·m/kg°K]

$dQ/d\theta$ : 加熱率 [Kcal/kg·CA]

$dQ_B/d\theta$ : 熱発生率 [Kcal/kg·CA]

$dQ_W/d\theta$ : 冷却率 [Kcal/kg·CA]

$dQ_B/d\theta$  を熱発生率モデルに照して、微小クランク角度ごとに供給した場合の圧力上昇率は式(5)より

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{1}{V} \left( \frac{\kappa - 1}{A} \frac{dQ}{d\theta} - \kappa p \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (6)$$

各クランク角度における圧力  $p(\theta)$  は

$$p(\theta) = \int_{\theta_0}^{\theta} dp \quad (7)$$

各クランク角度におけるシリンダ内ガス温度  $T(\theta)$  は

$$T(\theta) = \int_{\theta_0}^{\theta} dT \quad (8)$$

図示熱効率  $\eta$  は

$$\eta = \frac{A}{Q} \oint p(\theta) dV = \frac{A}{Q} \int_{\theta_0}^{\theta} (p(\theta) - p'(\theta)) dV \quad (9)$$

ここに  $p'(\theta)$  は1サイクル中の熱供給のない期間の圧力経過である。計算精度は熱発生区間とその後  $10^\circ$  については  $1^\circ$  ごとに、それ以後 ATDC  $100^\circ$  までは  $5^\circ$  ごとに、さらに BDC までは  $10^\circ$  ごとに数値積分した。

2.2.2 数値計算の設定条件 行程容積、圧縮比等の数値は第1報で示したごとく、供試機関 NS 50 G 型ディーゼル機関（ヤンマーディーゼル会社製）の諸元を用いた。吸入空気温度、圧力は  $300^\circ\text{K}$ 、 $1.033 \text{ kg/cm}^2$ 、体積効率  $100\%$ 、燃料は軽油で低位発熱量  $10300 \text{ Kcal/kg}$ 、理論空燃比  $14.6$ 、空気過剰率  $1.0$ 、圧縮比  $22.0$ 、圧縮時の  $\kappa=1.35$ 、膨張時の  $\kappa=1.30$  とし、定容比熱は空気の値で、

$$C_p = 0.1689 + 3.75 \times 10^{-6} \times (T - 273) \quad [\text{kcal/kg}^\circ\text{C}]$$

の近似式を適用した。シリンダ容積  $V$  とクランク角  $Q$  の間には次の関係がある。

$$V = V_1 + \frac{V_s}{2} (1 - \cos \theta + \frac{\gamma}{2l} \sin^2 \theta)$$

ここに  $V_1$  はすきま容積:  $15.78 \text{ cm}^3$ 、 $V_s$  は行程容積:  $331.34 \text{ cm}^3$ 、 $\gamma$  はクランク半径:  $3.75 \text{ cm}$ 、 $l$  は連接棒長さ:  $13.02 \text{ cm}$  である。

### 3. 計算結果

#### 3.1 圧力経過

図2は熱発生開始を TDC とした場合の圧力経過線図である。モデル (a) は圧力の立ち上がりが急で、最高圧力も高い。一方、モデル (b) はいずれも低値となっている。モデル (c) は (a)、(b) の中間に位置しており、圧力経過線図に熱発生の中断による変曲が見られる。

#### 3.2 温度経過

図3は図2と同様に熱発生開始を TDC とした場合

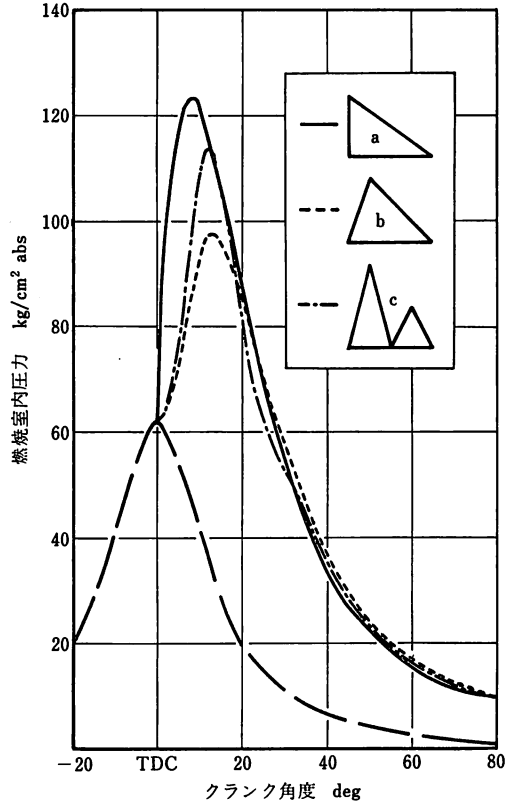


図2 熱発生開始を TDC とした場合の圧力経過

の温度経過線図である。モデル (a) は温度上昇過程の初期において、温度上昇率が最大となる。モデル (b) は温度上昇は最も緩慢であるが、最高到達温度は最大である。モデル (c) は (a)、(b) の中間に位置する温度上昇経過を示し、熱発生の中断による変曲が見られる。

#### 3.3 最高到達圧力の比較

図4に熱発生開始時期を ATDC  $10^\circ$  から BTDC  $10^\circ$  まで前進させた場合の最高到達圧力  $P_{max}$  を示す。熱発生開始時期が前進するにしたがい  $P_{max}$  も増加し、同一熱発生開始時期での  $P_{max}$  の高値順位は、(a) > (c) > (b) であることを知る。

#### 3.4 最高到達圧力が発生するクランク角度

図5に熱発生開始時期を ATDC  $10^\circ$  から BTDC  $10^\circ$  まで前進させた場合の最高圧力を与えるクランク角度を示す。熱発生開始時期が前進するにしたがい、 $P_{max}$  を与えるクランク角度も TDC に近づき、同一

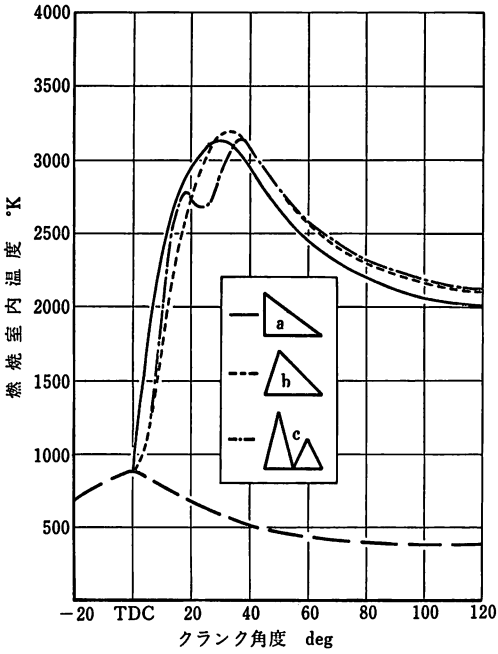


図3 熱発生開始をTDCとした場合の温度経過

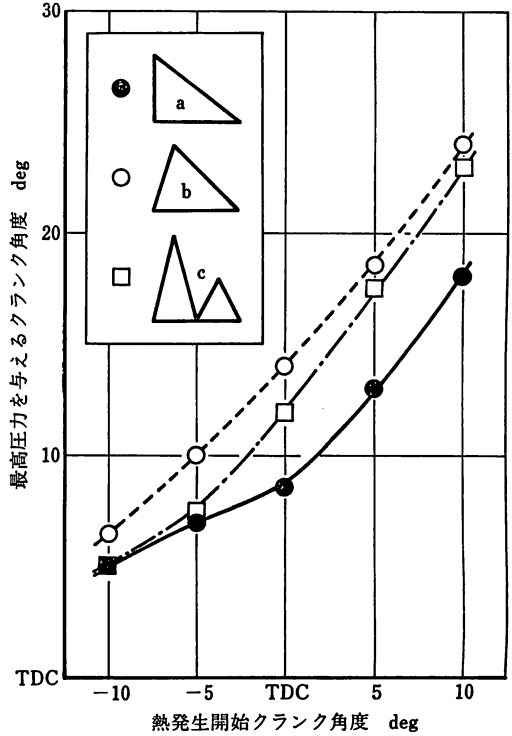


図5 最高圧力を与えるクランク角度

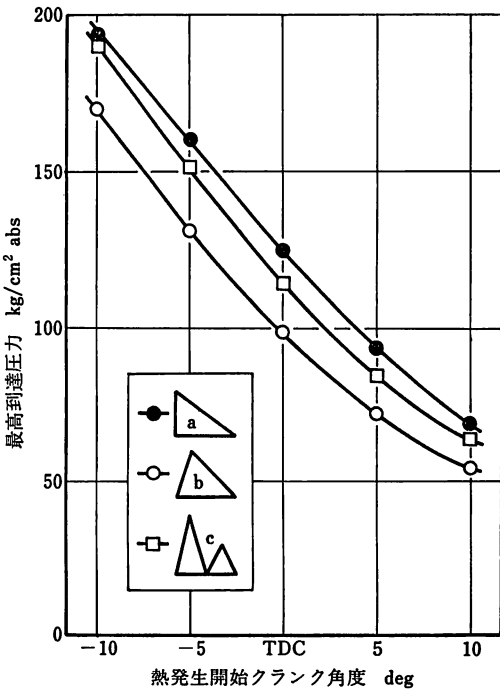


図4 熱発生開始時期と最高圧力の関係

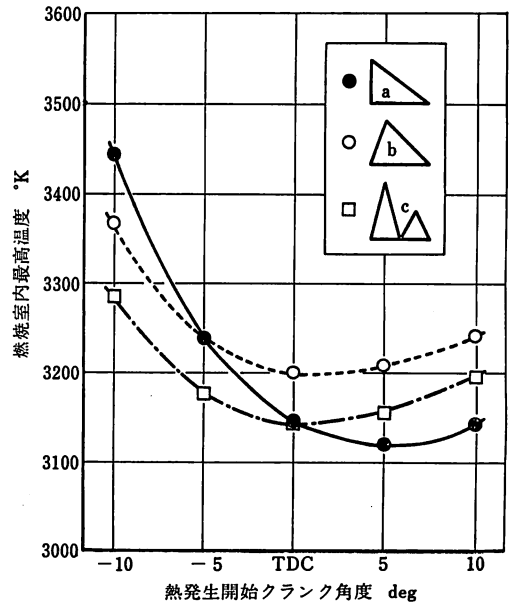


図6 熱発生開始時期と最高温度の関係

熱発生開始時期での  $P_{max}$  を与えるクランク角度は、(a) が最も TDC 寄りで (c), (b) と続く。すなわち (a) は熱発生後、ただちに圧力上昇が開始され最高圧力に達するまでの時間が最も短いことを示す。一方、(c) は熱発生開始時期が前進するにつれて  $P_{max}$  を与えるクランク角度が、他の二者に比較して急激に前進し、BTDC  $10^\circ$  では (a) と同程度の短い圧力上昇時間となることを知る。

### 3.5 最高到達温度の比較

図6は熱発生開始時期を ATDC  $10^\circ$  から BTDC  $10^\circ$  まで前進させた場合の最高到達温度  $T_{max}$  である。ATDC  $10^\circ$  から TDC までは (b) > (c) > (a) の順に高温度となっているが、TDC よりさらに前進すると (a) > (b) > (c) の順になることがわかる。

### 3.6 最高到達温度が発生するクランク角度

図7は熱発生開始時期を ATDC  $10^\circ$  から BTDC  $10^\circ$  まで前進させた場合の最高温度を与えるクランク

角度である。熱発生開始時期が前進するにしたがい最高温度を与えるクランク角度も前進して TDC に近づく。その傾向は (a) が最も早く前進し、次いで (b), (c) となっている。すなわち (a) は熱発生後ただちに急激な温度上昇が開始され最高温度に達するまでの時間が最も短いことを示している。

### 3.7 排気温度の比較

図8は熱発生開始時期を ATDC  $10^\circ$  から BTDC  $10^\circ$  まで前進させた場合の排気温度  $T_{ex}$  を示したもので、熱発生開始時期が前進するにしたがい、 $T_{ex}$  は下がり、同一熱発生開始時期での  $T_{ex}$  の高値順位は熱発生開始時期が TDC までは (c) = (b) > (a) で、さらに前進すると (c) > (b) > (a) の順になる。すなわち、熱発生の形が (c) の形式のものほど、後燃えによる高温排気を呈すると言える。

### 3.8 図示熱効率の比較

図9に熱発生開始時期を ATDC  $10^\circ$  から BTDC

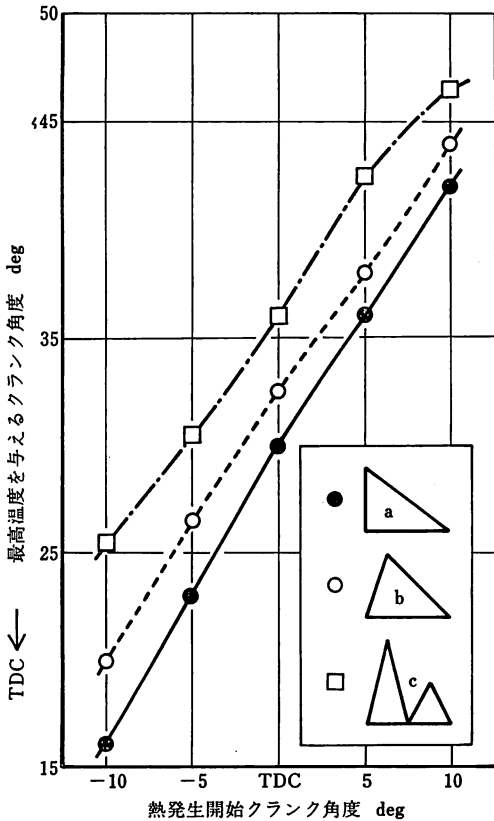


図7 最高温度を与えるクランク角度

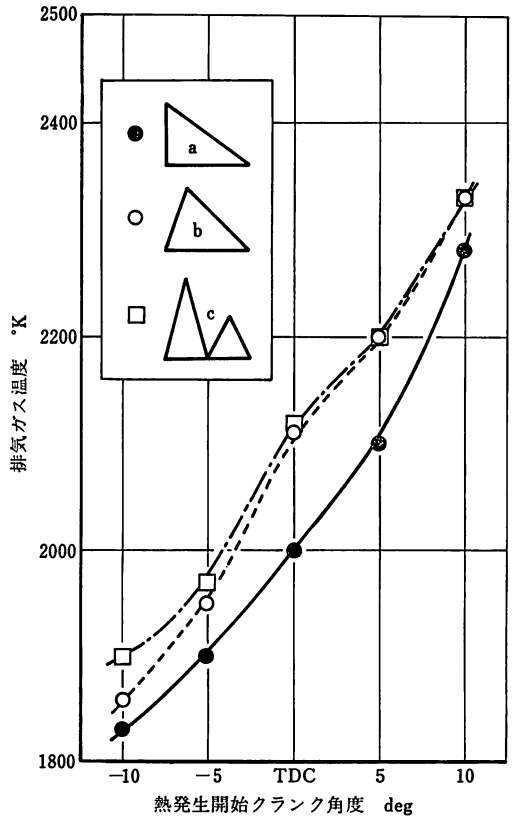


図8 熱発生開始時期と排気温度

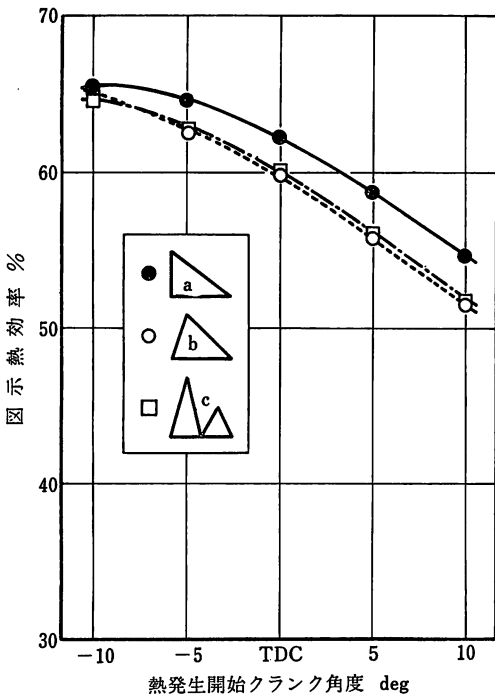


図9 熱発生開始時期と図示熱効率の関係

10°まで前進させた場合の図示熱効率  $\eta$  の変化を示す。熱発生開始時期が前進するにしたがい、 $\eta$  も増すが、しだいにその増加率が減少する傾向にあり、BTDC 10°以上の前進は逆効果となることを示している。 $\eta$  の高値順位は (a) > (c) > (b) であるが (b)、(c) の差はほとんどないと言って良く、BTDC 10°においては (a)、(b)、(c) の差もなくなることを知る。

#### 4. 熱発生率モデルからの考察

冷却損失無しとした熱発生率モデルの数値計算結果についての考察から定性的な傾向として以下のことが認められる。

熱効率の観点からは従来の方法、すなわち燃焼過程の初期に熱発生ピークが存在する(a)モデルが最良である。しかし図2, 3, 4, 5, 7から明らかのように(a)モデルは最高圧力、圧力上昇率および温度上昇率が高値で、かつ最高圧力・最高温度に達するまでの時間が最も短くなっている。このことは機関内燃焼に適用した場合、急激な燃焼とそれに起因した振動と騒音および  $NO_x$  の発生が予見される。一方、(b)

モデルは最高圧力、圧力上昇率および温度上昇率が比較的低値であり、最高圧力・最高温度に達するまでの時間も長く緩やかな燃焼形態であると言える。熱効率は (a) モデルにやや劣るものの (c) モデルと同程度であり、排気温度においても良い結果を与えていると考えられる。最高温度については、やや高値となるが、図7でわかるように最高温度を与えるクランク角度が (a) モデルより遅れ、最高温度に達する時間が長く、緩やかな温度上昇を示しており、機関内燃焼に適用した場合、伝熱損失があることを加えて考えるとより低い最高温度を呈するものと考えられる。現用機関を想定した (c) モデルは (a)、(b) モデルのほぼ中間に位置しているが、図2, 図3で示す通り圧力経過および温度経過に熱発生の中断に起因した変曲が見られ、図8に示した排気温度の比較においても高温排気を呈し、主室と予室間の可燃ガス噴出の中断と後燃えの現象を良く示していると言える。

#### 5. まとめ

冷却損失を無視した熱発生率モデルの数値計算から次の結論を得た。

1) (a) モデルは、熱効率は最良であるが、最高圧力・圧力上昇率が高値で、かつ最高圧力および温度を与えるクランク角度は TDC 寄りとなり、これらが機関の振動・騒音の発生および  $NO_x$  などの生成を促進させるものと予見できる。

2) (c) モデルは、熱効率、最高圧力および温度、圧力および温度上昇率は (a) と (b) モデルの中間に位置しているが、機関内燃焼に適用した場合、可燃ガス噴出の中断による熱発生の断続性は (a) モデルよりさらに大きな振動・騒音の発生原因となり、また後燃えによる高温排気を呈するものと予見できる。

3) (b) モデルは最高圧力、圧力および温度上昇率が比較的低値で、かつ最高圧力および温度を与えるクランク角度が遅れるため、機関の振動・騒音の発生も少なく、 $NO_x$  の生成も低減できる可能性があり熱効率的にも満足できるものと予見される。

#### あ と が き

本研究を遂行するにあたり、昭和52年3月学部卒業生、河野宏之、丸田博之の両君、昭和53年3月学部卒業生、三木浩、大菌邦宏の両君ならびに当時修士課程学生のウォン・イウ・ウォン君の協力を得た、ここに



謝意を表わします。

文 献

- 1) 石神・田中：鹿児島県立大学工学部紀要，第5号（昭31-6），8.
  - 2) 長尾・ほか2名：日本機械学会論文集，23，132（昭32-8），597.
  - 3) 浜崎・ほか3名：鹿児島大学工学部研究報告，第19号（昭52-11），25.
  - 4) 長尾・ほか2名：日本機械学会論文集，24，144（昭33-8），603.
  - 5) たとえば，長尾：内燃機関講義上巻，養賢堂，（昭47-11），61および235～236.
-