

予燃焼室式ディーゼル機関の性能向上と燃焼経過

Improvement of Performance and Combustion Process of a Pre-combustion Chamber Diesel Engine

加藤 孝 雄*
Takao Katô

内 容 梗 概

燃焼室関係の諸因子が燃焼経過に及ぼす影響を燃焼速度線図によって調べることは有効で、ピストン頂面に対し0~30度で燃料、ガスを噴出して空気との直接混合を計った予燃焼室形式において、(1)今回選定した因子および因子相互によって二段燃焼を本質的に改善することは行なわれていない。(2)予燃焼室内形状は対称形より渦流式のほうが燃焼を早期に完結するので負荷のいかんにかかわらず良好な性能を示す。(3)渦流強さとノズル偏心量は主として第二次燃焼に関係し、渦流が強すぎるか、ノズル偏心量が小さいと性能は著しく低下する。(4)噴孔面積比と容積比はこれらを含む特性値として予燃焼室形状によって燃焼経過に及ぼす影響が異なり、しかも最良性能を示す特性値は負荷によって変わり、高負荷になるにつれ対称形では大きく渦流式では小さくなる。(5)主燃焼室形状は噴流方向に空気を集めるほど第一次燃焼量の占める割合が大きくなるため負荷のいかんにかかわらず良好な性能を示す。

1. 緒 言

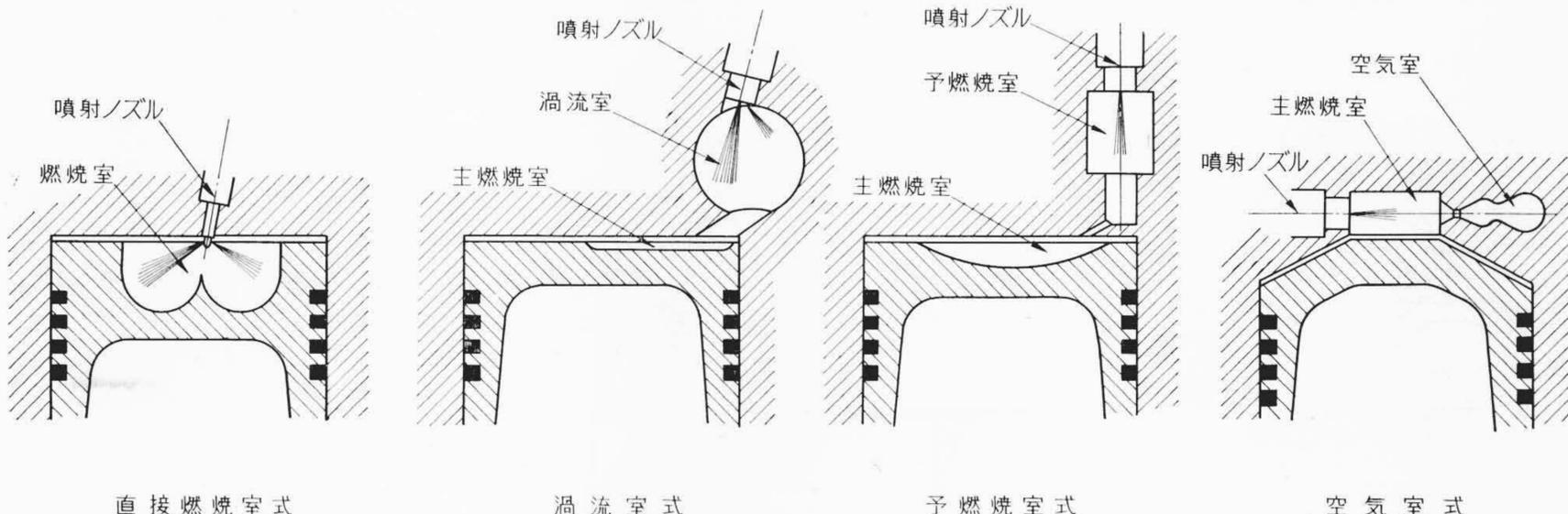
最近におけるディーゼル機関の進歩はめざましいものがあり、出力性能、信頼性、耐久性とも多くの研究者の努力により大幅な向上を示している。一般に出力性能の向上、すなわち出力を増加し燃料消費率(燃費)を少なくするため、充てん空気量を増加すること、燃焼状態を改善することならびに諸損失を減少することについて研究が行なわれているが、日立B形機関の開発にあたり筆者も燃焼状態の改善に関する研究を行なったので、燃焼室関係の諸因子が燃焼経過に及ぼす影響を、主として燃焼速度の観点から実験結果を中心に述べてみたいと思う。

2. 予燃焼室式ディーゼル機関の燃焼

一般にディーゼル機関の燃焼室形式は第1図に示すように直接燃焼室と副室式(渦流室式、予燃焼室式、空気室式)とがあり、最近の欧米のすう勢は副室式から直接燃焼室に移りつつあるが、これら燃焼室はそれぞれ一長一短をもち条件に応じて使用されている。直接燃焼室は燃費が少なく、始動性が良く、構造が簡単であるなどすぐれた特長を有するが、空気過剰率の小さいところまで良好な燃焼をするという点では副室式、なかでも予燃焼室式がすぐれている。

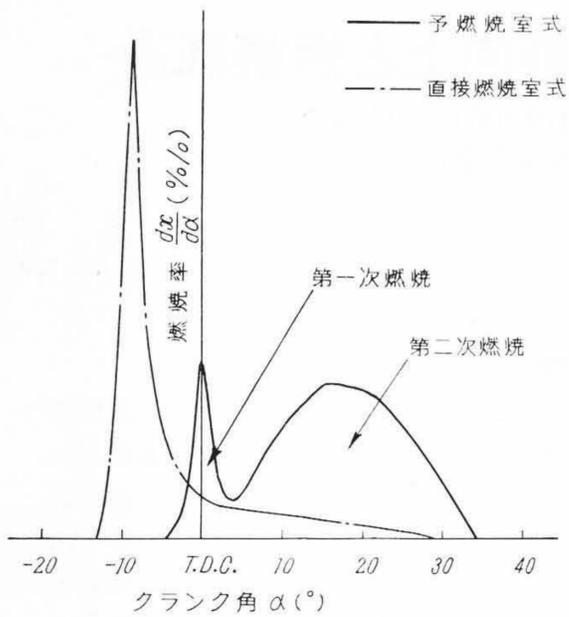
予燃焼室式はピストンが圧縮上死点にあるとき全燃焼室容積の30~45%を占める予燃焼室がピストン頂面積に対し0.25~0.76%の

面積比を有する1または数個の噴孔で主燃焼室と連絡されており、そのなかで噴射された燃料の一部が燃焼し、それによって生じた圧力差を利用して残りの燃料を主燃焼室に噴出して燃焼させるもので、一般には最高圧力が低く、燃焼音も静粛で、また噴射燃料の微粒化という点から空気噴射弁と同一作用と考えられ、主燃焼室へ噴出したときの微粒化が非常にすぐれており、他の形式に比較して噴射圧力を低くすることができ、また噴射圧力が多少低下しても性能にほとんど影響せず安定した性能をうることができる。この点、高速高負荷で使用する建設機械用機関では予燃焼室式が有利であるといえる。しかし他の形式に比較して冷却損失が大きく、また噴孔絞り損失を伴い、燃焼本質の問題として二段燃焼を行なうという欠点をもっている。すなわち第2図の燃焼速度線図に示すように直接燃焼室式では着火と同時にほとんどの燃料が燃焼し、いわゆる一段燃焼が行なわれる。これに対し予燃焼室式では噴射された燃料の一部が予燃焼室内で燃焼し主燃焼室との間に圧力差を生じ、燃料、ガスを主燃焼室へ噴出する。そして主燃焼室で燃焼が起こると予燃焼室と主燃焼室との圧力が平衡または圧力差が小さくなるため、予燃焼室から主燃焼室への噴出が停止または少なくなり、場合によっては主燃焼室内圧力のほうが高くなって逆流することもある。着火からこの期間の燃焼を第一次燃焼という。続いてピストンが下降を始めると主燃焼室内圧力が下がるためふたたび予燃焼室から主燃焼室へ噴出が始まり、引き続き燃焼が行なわれる。第一次燃焼後のこの期



第1図 各種燃焼室形式

* 日立製作所亀有工場



第2図 見かけの燃焼速度線図

間を第二次燃焼といい上死点後20~40度付近にわたるのが普通で、高負荷になるにつれ燃焼量の大部分を占めるようになる。上死点後30度では上死点に対して約80%の仕事比となるので、このように燃焼が二段に分かれて行なわれることは熱効率の点からみると非常に不利なことで空気過剰率が小さいところまで燃焼するにもかかわらず、平均有効圧力が上がらず燃費が比較的悪く排気温度が高くなるわけはここにある。したがって予燃焼室式において熱効率を向上するには第一次燃焼量を増加し、第二次燃焼をクランク角の早い期間、すなわち上死点の近くで行なわせ、二段燃焼を一段燃焼に近づけるようにくふうすればよい。

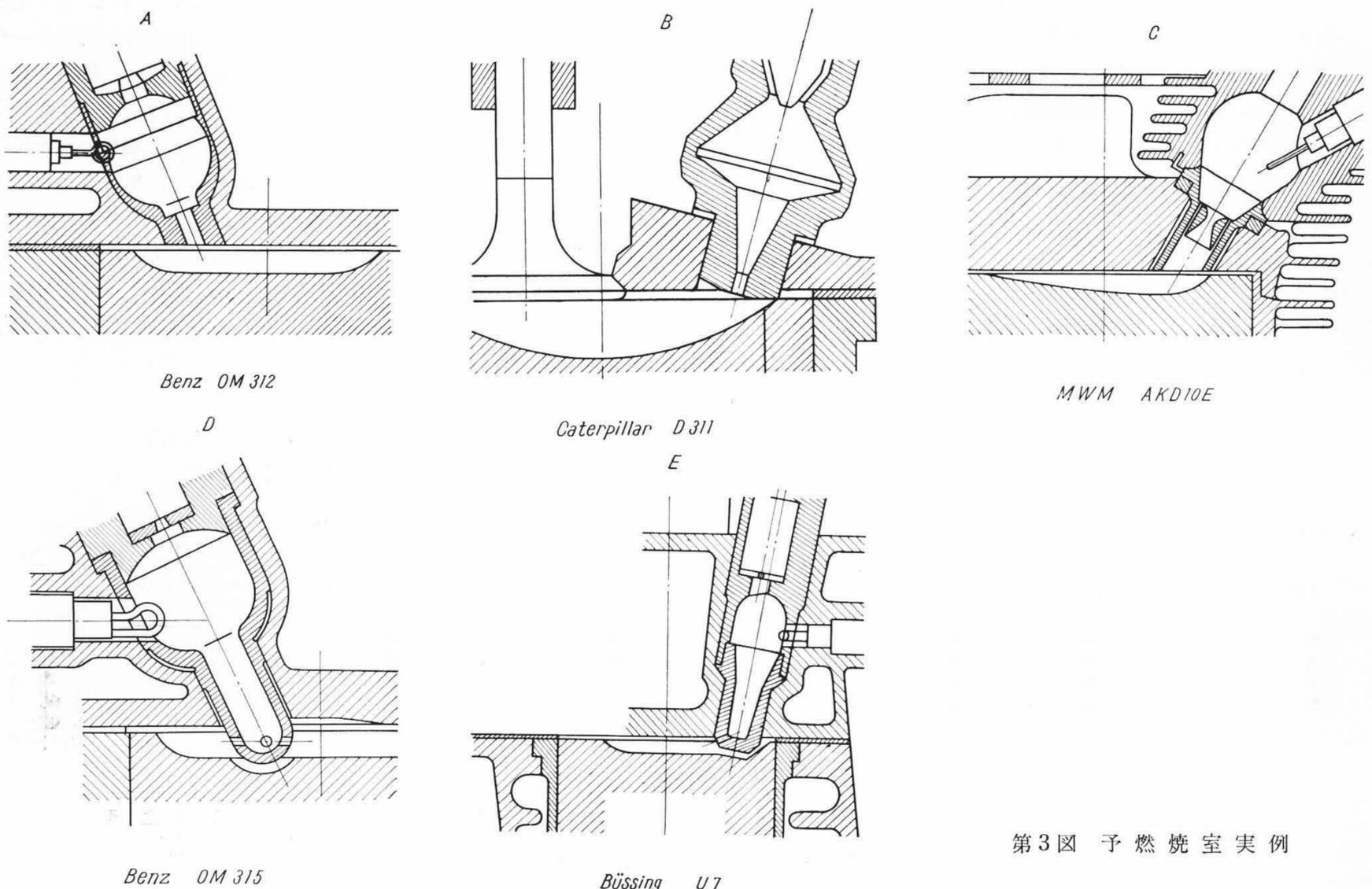
予燃焼室式の燃焼を改善する因子としては空気の流動、燃料と空気との混合に着目して古くから予燃焼室内形状、容積比、噴孔面積比、圧縮比、噴孔と主燃焼室との関係位置および主燃焼室形状などが考えられ、各メーカーとも機関を設計するたびに適合した形状、寸度

を実験して決めているが^{(1)~(4)}、基礎的研究として古くK. Schnakig氏の行なった燃焼室各部のガス分析による研究⁽⁵⁾、最近に至って長尾氏⁽⁶⁾およびPishinger氏⁽⁷⁾の行なった火炎写真による研究があり、指圧線図をもとに見かけの燃焼速度線図を求め燃焼の良否を論じたものには黒岩⁽⁸⁾、佐次⁽⁹⁾氏の例がある。

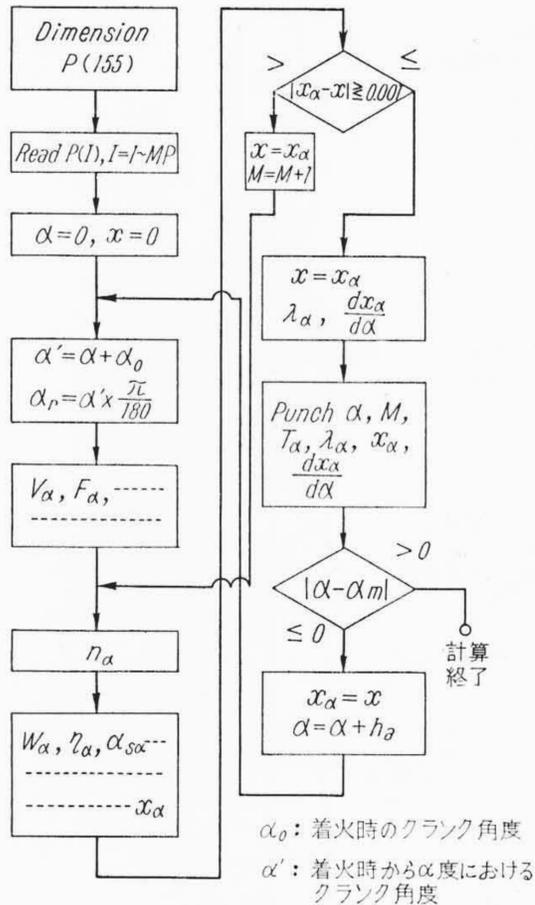
予燃焼室を主燃焼室に対する噴出方向によって大別すると、ピストン頂面に65~90度の角度で噴出して燃料、ガスの衝突分散によって空気との混合を計ったものと、0~30度の角度で燃料、ガスを噴出して空気との直接混合を計ったものがある。前者に属するものには主として単噴孔式が多く、後者に属するものには主として多噴孔式が多い。第3図に示すのは一般に知られている予燃焼室の例でA、Bは前者の例、D、Eは後者の例、そしてCは前者に属する多噴孔の例である。日本における予燃焼室は日立B形機関をはじめそのほとんどが後者に属し、そして従来D形(対称形)が使用されていたが最近ではE形(渦流式)が性能よく実用されはじめた。筆者の研究もこの分野に関して行なったものである。

3. 燃焼解析法

一般に燃焼室内の燃焼状態を調べる方法として、前述のように火炎写真法⁽⁶⁾⁽⁷⁾、ガス分析法⁽⁵⁾、指圧線図法⁽⁸⁾⁽⁹⁾およびイオン電流法⁽⁵⁾などがあり、これらはいずれも一長一短を持っている。火炎写真法は燃焼室内の空気の流動、混合気の形成および燃焼の状態を直接観察でき、ガス分析法は燃焼室内特定箇所のガスの組成変化を、またイオン電流法は燃焼室内火炎の伝ば状態を知ることができるが、一面においていずれも各種燃焼室および異なる条件における燃焼特性を比較することができない。指圧線図法は前述の諸方式のようにガスの流動状態、ガス組成および火炎の伝ば状態を知ることができないが、正確な指圧線図を求めれば燃焼室の温度条件などを変えずに各種燃焼室および異なる条件における燃焼特性を定性的に比較することができる。筆者はこの方法を選び各種因子の大きさを変



第3図 予燃焼室実例



第4図 ブロック線図

えた燃焼室の指圧線図を求め、各因子が燃焼経過に及ぼす影響を明らかにするとともに性能との関係を調べた。この方式は計算のため非常に時間を要するが、筆者は急速に結果を出す方法として電子計算機を利用した。

機関内で実際に仕事を行なうのは主燃焼室内の圧力であるから、その熱効率を比較するには主燃焼室内の圧力変化に対して燃焼経過を求めればよい。したがって作動ガス全体が主燃焼室内の圧力変化をとるものと仮定して計算を行なった。一般に燃料が燃焼室内に噴射されて燃焼すると、その燃焼によって生じた熱量はガスの内部エネルギーを増加すると同時に外部に対して仕事をなし、さらに一部が冷却損失として燃焼室壁より外部に奪われる。噴射した燃料のエンタルピは小さいからこれを無視して式で示すと

$$Q_\alpha = E_\alpha + AW_\alpha + Q_{w\alpha} \dots\dots\dots (1)$$

ここに Q_α : 燃料噴射時から α 度までに燃焼した燃料の熱量 (kcal)

E_α : 燃料噴射時から α 度までの内部エネルギーの変化 (kcal)

A : 仕事の熱当量 (kcal/mkg)

W_α : 燃料噴射時から α 度までにガスのなした仕事量 (mkg)

$Q_{w\alpha}$: 燃料噴射時から α 度までに燃焼室壁より失われた熱量 (kcal)

燃料噴射時のガスの圧力、容積および比熱比を P_0, V_0 および n_0 とし、燃料噴射時から α 度におけるそれを P_α, V_α および n_α とすれば、(1)式右辺の

第一項は

$$E_\alpha = A \left(\frac{P_\alpha V_\alpha}{n_\alpha - 1} - \frac{P_0 V_0}{n_0 - 1} \right) \dots\dots\dots (2)$$

第二項は

$$AW_\alpha = A \int_0^\alpha P \cdot \frac{dV}{d\alpha} \cdot d\alpha \dots\dots\dots (3)$$

第三項は、ガスと燃焼室壁の熱伝達率を α_s (Nusselt, Eichelberg 式などあるが、筆者は渡部式⁽¹⁰⁾を適用した)、伝熱面積を F 、そしてガスと燃焼室壁間の温度差を $T_g - T_w$ とすれば

$$Q_{w\alpha} = \int_0^\alpha \alpha_s \cdot F \cdot (T_g - T_w) d\alpha \dots\dots\dots (4)$$

$$\alpha_s = 0.03955 C_p \left(\frac{g\eta}{D} \right)^{\frac{1}{4}} (Uw)^{\frac{3}{4}} \dots\dots\dots (5)$$

ここに C_p : ガスの定圧比熱 (kcal/°Ckg)
 g : 重力の加速度 (m/s²)

η : ガスの絶対粘性係数 (kgs/m²)
 D : ピストン直径 (m)
 U : ガスの平均二乗速度 (m/s)
 w : ガスの比重量 (kg/m³)

また Q_α は一サイクルの噴射量を q 、燃料の低位発熱量を H_α 、そして燃料噴射時から α 度までの燃焼割合を x とすれば

$$Q_\alpha = q \cdot H_\alpha \cdot x \dots\dots\dots (6)$$

として表わされる。(2), (4)式で $n_\alpha, Q_{w\alpha}$ は x の関数であるため(1)式を満足する x を燃焼期間中につき逐次クランク角度を進めて求めてゆけば燃焼経過を明らかにすることができる。

この計算には IBM650 電子計算機を使用した。計算方法はクランク角度に対する圧力値データをもとに行なうので、プログラミングでは第4図に示すように、実際計算するのはクランク角度上死点前30度から上死点后50度におわたってで、1度間隔としても圧力値は80個であるが、先立ち噴射、あと燃えなどを考慮し、必要に応じて155個までとれるようにディメンション (Dimension) でアドレス (Address) をとり、あらかじめ計算を行なうクランク角度範囲 α_n およびクランク間隔 h_α を任意に決め、Readで1個ずつ圧力値を読み込み、逐次角度を進めて計算を行なうようにした。各角度 α における燃焼量 x_α を求めるには x_α の第一次近似値としてクランク角 $\alpha - 1$ 度における燃焼量 x を与え、 α の関数 V_α (燃焼室容積), F_α, \dots および x の関数 n_α 、次いで $W_\alpha, \eta_\alpha, \alpha_{s\alpha}, \dots$ を計算し x_α を算出する。そして $|x_\alpha - x| \geq 0.001$ の判定を行ない、 $|x_\alpha - x| > 0.001$ である場合には x_α の第二次近似値として、いま求めた x_α を x として与え、さらに第三次、……、第 n 次近似値として $x_{\alpha 1}, \dots, x_{\alpha n-1}$ を x として与え、 $|x_\alpha - x| < 0.001$ の精度になるまで n_α の計算にもどり、計算を繰り返すようにした(実際の計算では2~3回で収れんした)。 $|x_\alpha - x| < 0.001$ の範囲にはいった場合には $x_\alpha \doteq x$ として続いて空気過剰率 λ_α 、燃焼率 $dx/d\alpha$ の計算にかかり、次いでクランク角度 α およびその α における収れん回数 M 、ガス温度 T_α 、空気過剰率 λ_α 、燃焼量 x_α および燃焼率 $dx/d\alpha$ をパンチする。そして最終的に $|\alpha - \alpha_n| \geq 0$ の判定を行ない、 $|\alpha - \alpha_n| > 0$ である場合に計算を終了し、 $|\alpha - \alpha_n| \leq 0$ である場合には $\alpha = \alpha + h_\alpha$ とセットして上記計算を繰り返すようにした。なお上記燃焼量 x の計算の途上で求める冷却損失および外部に対してなす仕事は積分で求まるが、これにはシンプソンの公式を用いた。燃焼率の計算は、最初燃焼量 x をニュートンの内そう式の微分法で微分し、クランク間隔 h_α 度おきに計算を行なうようにして、計算を $h_\alpha = 2$ 度として行なったが h_α のとり方が大きかったため結果として出てくる燃焼率 $dx/d\alpha$ の精度が悪く、また計算時間も後記の方法に比べて約1.5倍を要し、さらに精度をあげるためには h_α をできるだけ小さくとらねばならず、実用的でないため方法を変えて $dx/d\alpha \doteq (x_{\alpha+h_\alpha} - x_{\alpha-h_\alpha})/2h_\alpha$ で燃焼率を求めることにした。計算の結果は特に高調波となる部分を除いて手計算とだいたい一致するのでこの方法で計算するようにした。この方法はプログラムさえ組んであれば1回の計算に要する時間は2分くらいできわめて能率的である。

4. 実験方法

4.1 実験に使用したディーゼル機関

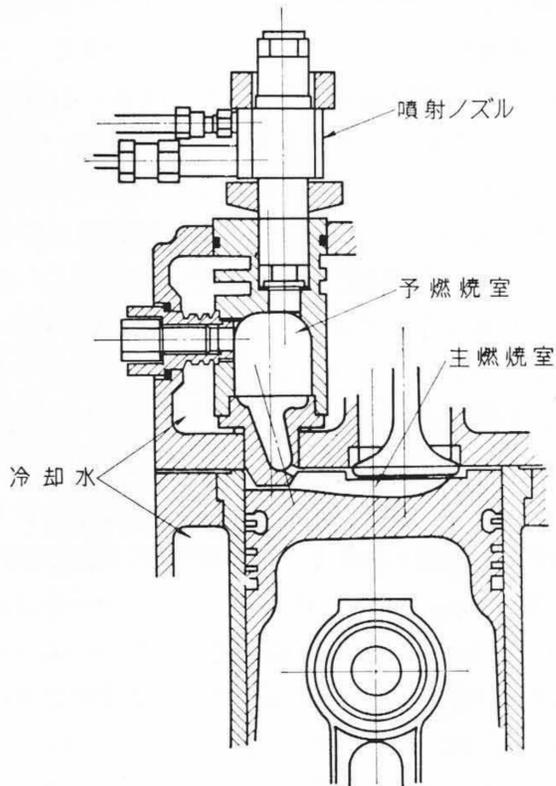
実験に使用したディーゼル機関は研究用単筒機関で、その主要諸元を第1表に、燃焼室構造を第5図に示す。

4.2 実験方法

因子としては予燃焼室内形状、噴孔面積比、容積比および主燃焼室形状を選定し、これらの因子を組み合わせた各種燃焼室の一般トルク試験を行ない、このうち数種類の燃焼室につき燃焼経過を求めるため、機関回転数 1,500 rpm、燃料噴射量 0.141 g/cycle のもと

第1表 機関主要諸元

名称	BT-10
機関形式	4サイクル, 水冷, 立形, 単気筒
燃焼室形式	予燃焼室式
径×行程	130mm×165mm
排気量	2.2l
圧縮比(標準)	17.3
燃料噴射ノズル	ボッシュ形 NDN 4 SD24(スロットル1mm×4度)
燃料噴射ポンプ	N-PE 2 B 100P 112N
弁開閉時期	{吸気弁開 上死点前 22°, 吸気弁閉 下死点后 48° 排気弁開 下死点前 48°, 排気弁閉 上死点后 22°



第5図 燃焼室構造



第6図 高速度写真結果(長尾氏)

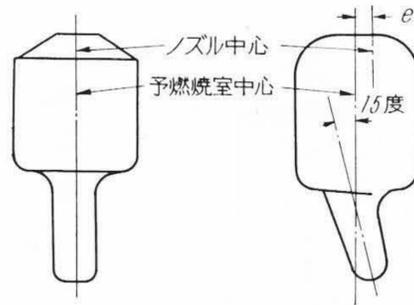
でオンログラフを用いて燃焼室内の圧力, 燃料噴射時期および上死点マークを測定し, また吸気管にサージタンクを介して丸形ノズル(開口比: 0.25)を取り付け, 吸入空気量を測定しそのほかに燃料消費量, 排気温度, 水温および油温を測定した。指圧計には抵抗線式を使用し, 燃料噴射時期および上死点マークにはそれぞれ電磁的方法を用いて測定し, これら現象の観測および記録には二現象ブラウン管オンロスコープおよび連続撮影装置を使用した。

5. 実験結果および考察

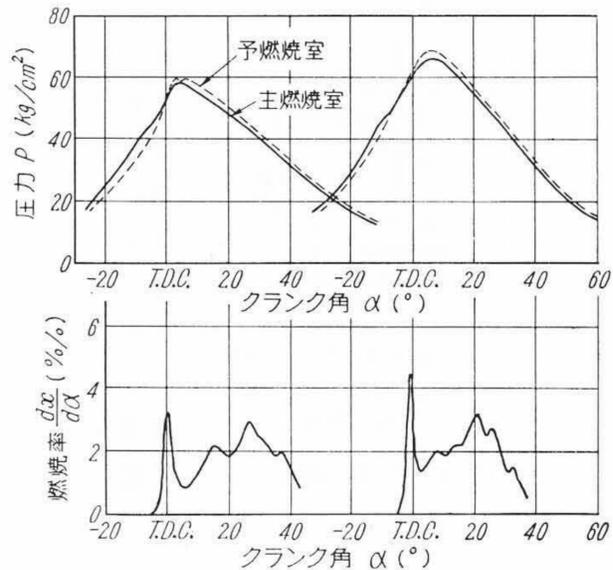
5.1 予燃焼室内部形状による影響

前述のように予燃焼室内部形状には対称形と渦流式とがあるが, 長尾氏の研究によると燃料と流入空気の正面衝突を避けてできるだけ多量の燃料を着火前に噴孔部に到達させ, その背後で着火させ, 最初の噴流で主燃焼室へ噴出させることが燃焼の改善に有効であり, そのことが渦流式により実現できることを第6図に示す同氏の火炎写真例によって報告されている⁽⁶⁾。

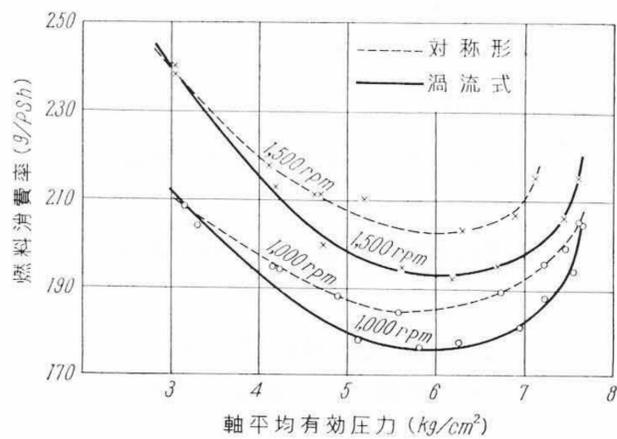
第7図に示すのは多くの実験において対称形および渦流式予燃焼室で最良性能を示した燃焼室の見かけの燃焼経過を比較したものである。これによるといずれの形状においても二段燃焼を行なう点では変わらないが, 渦流式にすると容積比が小さいにもかかわらず第一次燃焼において燃焼の山が高く第一次燃焼量が対称形の場合よりも増加しており, 第二次燃焼においても燃焼の山が上死点側により第二次燃焼速度が早くなっている。第一次燃焼量の増加している理



容積比 λ : 42.2%	容積比 λ : 40%
噴孔面積比 f/A_p : 0.758%	噴孔面積比 f/A_p : 0.596%
圧縮比 ϵ : 17.6	圧縮比 ϵ : 13.0
特性値 ξ : 460 m/s	特性値 ξ : 553 m/s
	ノズル偏心量 e : 5.0 mm



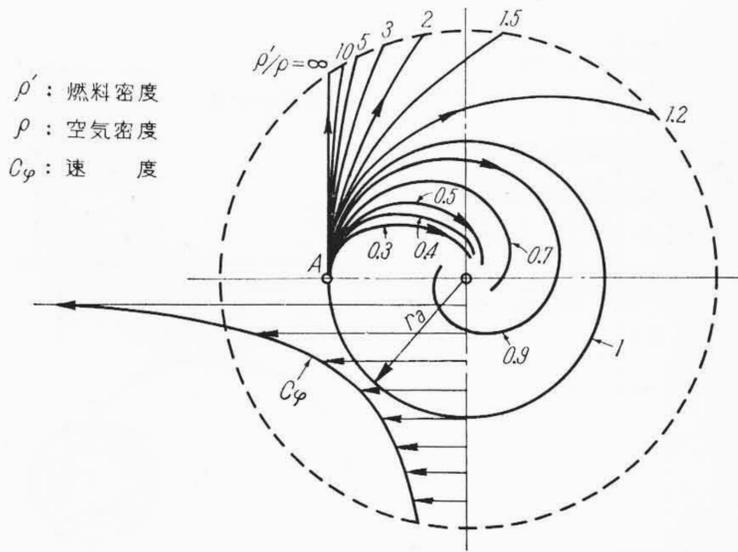
第7図 予燃焼室内部形状による影響



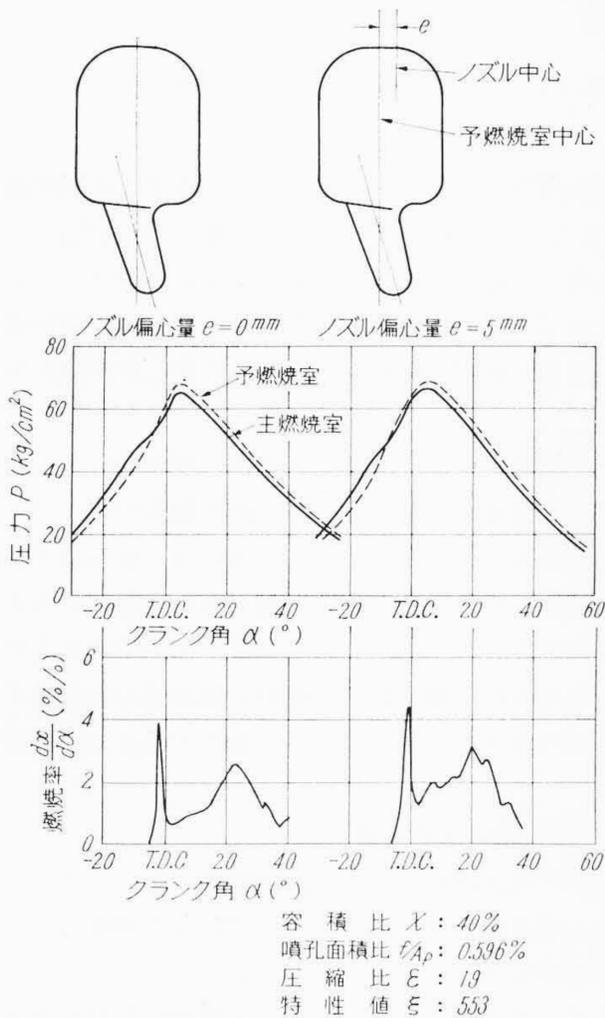
第8図 トルク試験結果

由は上述の長尾氏の実験結果によって裏付けられるもので, 第二次燃焼速度が早くなるのは燃焼期間中予燃焼室内に生ずる発熱反応が対称形よりも増加するためと考えられる。一般には予燃焼室式において負荷が低くなるにつれ第一次燃焼量が全燃焼量のほとんどを占めるようになるため, 低負荷における性能は第一次燃焼によって支配され, 同一のクランク角度で燃焼するならば燃焼量が多いほどその熱効率は向上し, そして負荷が増加するにつれ第二次燃焼量が全燃焼量に対して占める割合が多くなるため, 高負荷における性能は第二次燃焼によって支配され, 第一次燃焼が同一ならば第二次燃焼量が多く, その燃焼の山が上死点側によるほど熱効率は向上する。したがって第一次燃焼量が多く, 第二次燃焼の山が上死点側になっている渦流式のほうが負荷のいかにかわらず良好な性能を示すものと推察できる。

第8図に示すのは上述の見かけの燃焼経過と一般性能を対比させるため両燃焼室のトルク試験結果を比較したものである。燃焼経過で推察できるように全負荷範囲にわたり対称形より渦流式の燃費が少なく, 平均有効圧力ひいては限界出力も向上していることがわかる。



第9図 空気とともに運動する粒子の経路



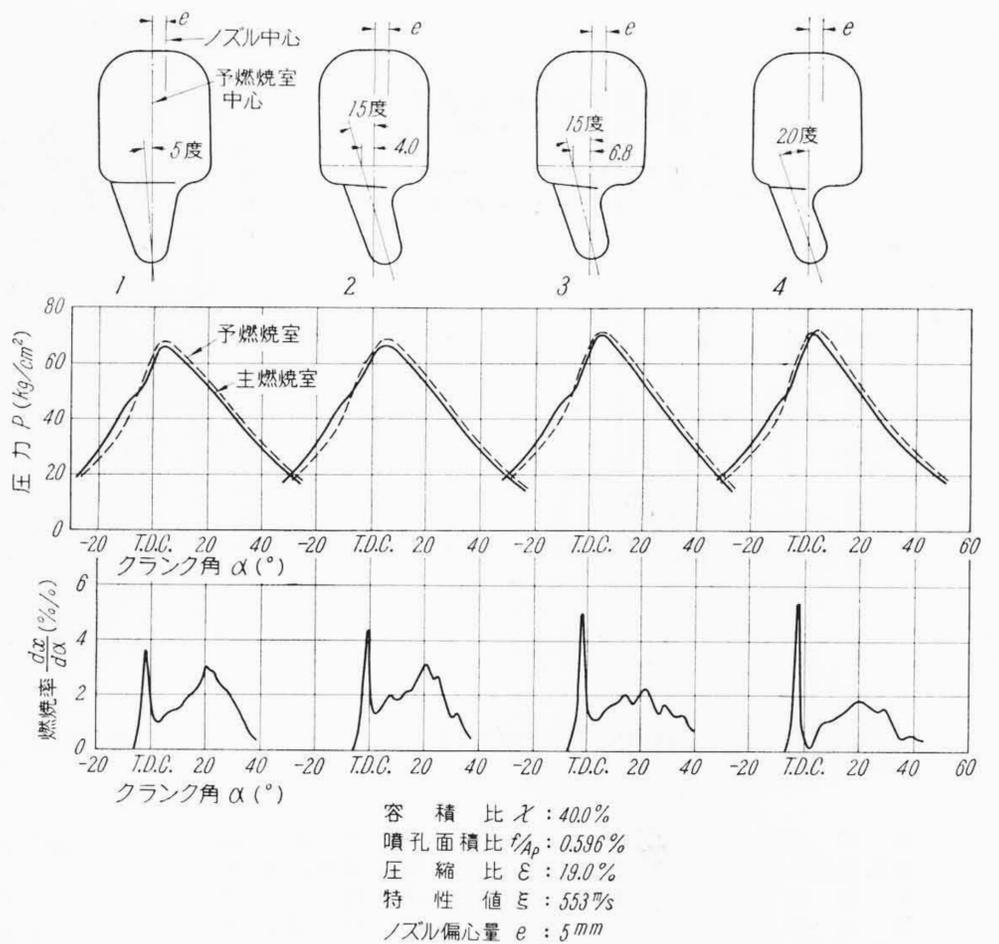
第11図 ノズル偏心率による影響

5.2 渦流強さとノズル偏心率

Pishinger 氏の研究によると渦流中に噴射した燃料の混合、燃焼の過程について次のようなことが明らかにされている。すなわち第9図に示すように噴射した燃料は密度が空気より大きいため渦の外周に向って運動してゆき燃焼室壁に到達し、また燃焼しつつあるガスは高温であるため密度が空気よりも小さくなり渦の中心に巻き込まれてゆく⁽⁷⁾。

したがって渦流式予燃焼室において良好な燃焼を行なわせるには燃料の燃焼室壁付着と巻き込み現象をうまく避けて燃料を燃焼室噴孔部に到達させることで、渦流の強さとそれに適したノズル偏心率が問題となる。

第10図はノズル偏心率一定で下予燃焼室傾斜角と円すい角で渦流強さを変えた場合の見かけの燃焼経過を比較したものである。第一次燃焼量はこの負荷で最良性能を示す燃焼室2に比較して比較的弱い渦流の燃焼室1ではわずかに減少し、比較的強い渦流の燃焼室3, 4ではわずかに増加するが、さらに渦流を強くすると減少する傾向を示している。したがって低負荷では第一次燃焼が性能を支配



第10図 渦流強さによる影響

するため、燃料の燃焼室壁付着を起こさない範囲で渦流の強いほうが良好な性能を示すと推察できる。次に第二次燃焼では燃焼量が燃焼室2に比較して燃焼室1でわずかに増加し、燃焼室3, 4と渦流が強くなるにつれ著しく減少している。このように高負荷では渦流の強い燃焼室ほど第二次燃焼量の減少が著しく、性能低下をきたす結果になる。

第11図はノズル偏心率を変えた場合の見かけの燃焼経過を比較したものである。ノズル偏心率を小さくすると第一次燃焼量はわずかに減少する程度であるが、第二次燃焼量は著しく減少しており、高負荷になるにつれ著しく性能の低下することが推察できる。

このように渦流の強さが第一次燃焼に及ぼす影響はほとんどなく、主として第二次燃焼に影響し、渦流式では燃焼期間中かなり強い渦流が維持されていて、それがガスの巻込作用をし、主燃焼室への噴出を遅らせているものと考えられる。したがって5.1の結果から予燃焼室形状は渦流式にすることによりかなりの性能向上が得られるが、負荷に応じて最適渦流強さとノズル偏心率とがあり、それより渦流強さを大きくするか、ノズル偏心率を小さくすると性能は著しく低下する。

5.3 噴孔面積比, 容積比による影響

予燃焼室の噴孔面積比 (予, 主燃焼室通路面積/ピストン頂面積) と容積比 (予燃焼室容積/全圧縮容積) とは機関の大きさ, 使用条件, 予燃焼室形状などにより, 各社ともそれぞれ最適値をさがし求めている。これらの大きさは圧縮行程の予燃焼室内渦流強さおよび燃焼期間における噴出エネルギーの強さに関係するが、一般には

$$\xi = C_m \cdot \chi / \left(\frac{f}{A_p} \right) \dots\dots\dots (7)$$

ここに ξ : 圧縮行程を支配する特性値 (m/s)

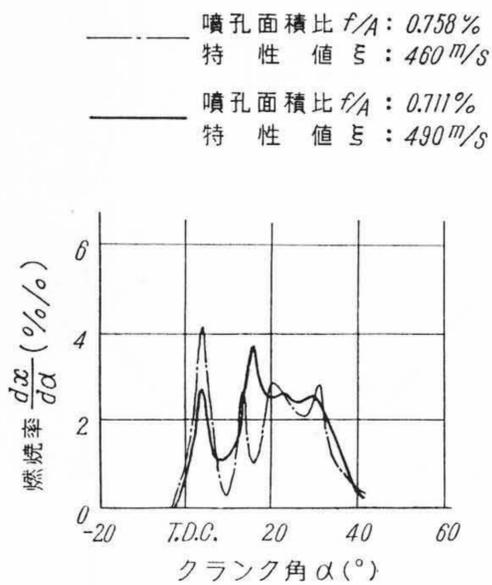
C_m : 平均ピストン速度 (m/s)

χ : 容積比 (%)

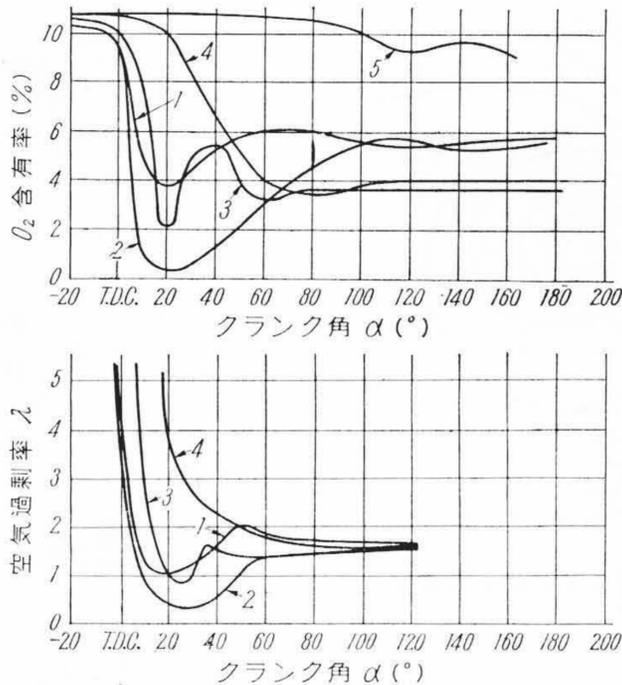
$\frac{f}{A_p}$: 噴孔面積比 (%)

を圧縮行程を支配する特性値⁽¹¹⁾と称している。

第12図は対称形予燃焼室で噴孔面積比によって特性値を変えた

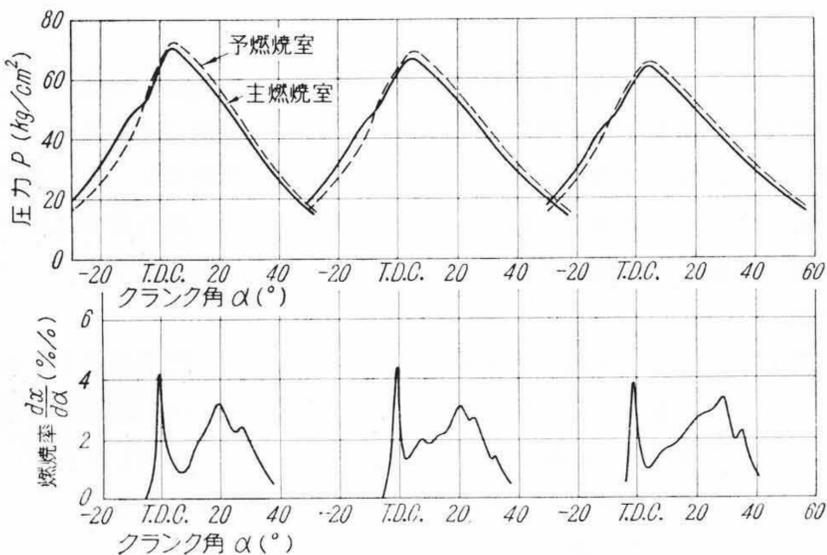


第12図 噴孔面積比による影響(I)



第14図 燃焼室内ガス分析結果(K. Schnakia)

容積比 $\lambda: 4.00\%$ 容積比 $\lambda: 4.00\%$ 容積比 $\lambda: 4.00\%$
 噴孔面積比 $f/A_p: 0.470\%$ 噴孔面積比 $f/A_p: 0.596\%$ 噴孔面積比 $f/A_p: 0.738\%$
 圧縮比 $\varepsilon: 19$ 圧縮比 $\varepsilon: 19$ 圧縮比 $\varepsilon: 19$
 特性値 $\xi: 702\text{ m/s}$ 特性値 $\xi: 553\text{ m/s}$ 特性値 $\xi: 447\text{ m/s}$
 ノズル偏心量 $e: 5\text{ mm}$ ノズル偏心量 $e: 5\text{ mm}$ ノズル偏心量 $e: 5\text{ mm}$



第13図 噴孔面積比による影響(II)

場合の見かけの燃焼経過を比較したものである。この負荷におけるトルク試験の結果では特性値の小さいほうが良好な性能を示すが、第一次燃焼量を比較すると特性値の小さいほうが多く、第二次燃焼では特性値の大きいほうの燃焼の山が上死点側によっており、この結果から低負荷ではいくぶん特性値の小さいほうが良好な性能を示し、高負荷になるにつれ良好な性能を示す特性値が大きくなり、負荷に応じて最低燃費の変わることが考えられる。

第13図は渦流式予燃焼室で前と同様噴孔面積比によって特性値を変えた場合の見かけの燃焼経過を比較したものである。この結果では対称形の場合と異なり、ある値までは特性値が大きくなるにつれ第一次燃焼量がわずかに増加し、第二次燃焼は特性値がある程度以上大きくなると比較的早い上死点後5~15度にわたる燃焼量が減少し、また特性値がある程度以上小さくなると遅れる傾向を示している。したがって負荷が変わった場合、低負荷ではある程度特性値の大きいほうで、負荷が高くなるに従い特性値のいくぶん小さいほうで良好な性能を示すようである。

以上のように予燃焼室内形状によって特性値による第一次燃焼特性の相違するのは前述したように対称形では流入空気と噴射燃料の正面衝突があり、特性値が大きくなると流入空気の速度が増すので噴孔部分に達する燃料が減り、そのため第一次燃焼量が減少する。

渦流式では正面衝突がないため、噴孔部分に達する燃料の減少はほとんどなく、したがってある程度特性値が大きくなったほうが(5.2の結果からも明らかのように)第一次燃焼量が増加するものと考えられる。したがって予燃焼室の内部形状に応じ、この点を考慮して使用平均有効圧力、機関回転数などの条件に適した数値を選ぶ必要がある。

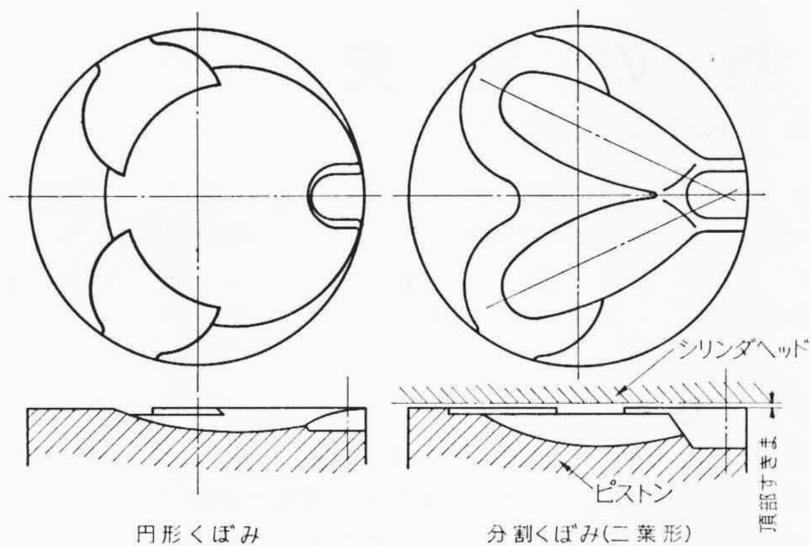
次に容積比の値は特性値として渦流強さに関係するばかりでなく、予燃焼室内空気量を限定するため、絞り損失の点では予、主燃焼室間を流動するガスの量が減るので小さいほうが有利であるが、予燃焼室形状によって予燃焼室内空気利用率が異なるためある限度以上に小さくできないが、混合気の均一化が期待できるものほど小さくできると考えられ、第7図の対称形と渦流式の容積比を比較した場合、渦流式のほうが小さくなっていることはこれを裏書きするものである。

5.4 主燃焼室形状による影響

第14図に示す K. Schnakig 氏の実験結果⁽⁵⁾から主燃焼室における燃焼は相隣る噴孔間でも噴流部に比べてかなり燃焼が遅れ、かつ噴流の方向にないピストンすみ部はほとんど関与していないことがわかる。したがって近年ピストン上面の主燃焼室形状に考慮が払われるようになり、予燃焼室からの噴流方向に空気を集めた分割形のいわゆる二葉、三葉形の主燃焼室が用いられるようになった。しかし一方においてピストン直径の小さい機関では円形くぼみ形燃焼室の例が多い。第15図に示すのは円形くぼみ形と分割形(二葉形)の例である。第15図に示すのは円形くぼみ形と分割形(二葉形)の例である。円形くぼみ形がよいか分割形がよいか種々実験された例はあるが、筆者の実験によるとくぼみ容積が同一であれば分割形のほうが良好な性能を示すようである。そして同一の二葉形でピストン頂部すき間容積を変えて実験した場合、すき間容積の少ないほうが性能がよく、その差はかなり顕著であった。第16図はこの両者の見かけの燃焼経過を比較したもので、この結果から同一の分割形主燃焼室ではすき間容積を少なくした場合、ほぼその分の空気が燃焼しただけ第一次燃焼量が増加し、第二次燃焼の比較的小さい上死点後30~40度にわたる燃焼量が減少し、著しく性能を向上することがわかった。

一方長尾氏の火炎写真研究によると主燃焼室における燃焼渦流は噴孔数に関係して噴孔数を増すと燃焼室空間の燃焼に対する利用度は増すが燃焼渦流を発生しにくくなり、第二次燃焼を促進することが期待できなくなるということが明らかにされている。

以上の結果から予燃焼室の噴流方向がピストン頂面に対して0~



第15図 主燃焼室形状

30度である方式の主燃焼室形状による性能向上は、いかにして第一次燃焼量を増加し、第二次燃焼量を減少させるかという点にあって噴流方向に空気を集めるほど第一次燃焼量が増加することから、燃焼の遅れるピストン頂部すき間容積を小さくしてその分を噴流方向に回せば、第一次燃焼量が増加すると同時に第二次燃焼量を減少し、負荷のいかにかわらず著しく性能を向上することができる。

5.5 二段燃焼の改善

以上の因子のほかに燃焼室壁温度および圧縮比などが性能に影響し、これら多くの因子が相互に影響しあっているため、ある特定の因子のみに着目することなく多くの因子について総合的に実験、検討を進めなければならないが、予燃焼室の噴流方向がピストン頂面に対して0~30度である方式の対称形と渦流式予燃焼室について因子を変えた場合の燃焼経過を調べた結果、いずれの場合も二段燃焼による本質的の改善は見られないようである。したがってこの二段燃焼を本質的に改善することによりさらに性能向上の余地がうかがわれる。この点を改善するには第一次燃焼が終わってもなお予燃焼室内に大きな発熱反応を起こさせればよく、そのためには第一次燃焼後予燃焼室内に空気量が不足して過濃混合気を生じた際、その過濃混合気に局部的に空気を供給するような燃焼室で実現の可能性が考えられるが、これは今後の研究課題であろう。

6. 結 言

従来、性能向上研究では主としてトルク試験と指圧線図の圧力波形によって研究が行なわれているが、燃焼速度線図によって燃焼経過を調べることはきわめて有効で、各因子が燃焼経過に及ぼす影響を知るだけでなく、従来とかくあいまいであった性能向上の限界と改善点を燃焼経過から知ることができる。

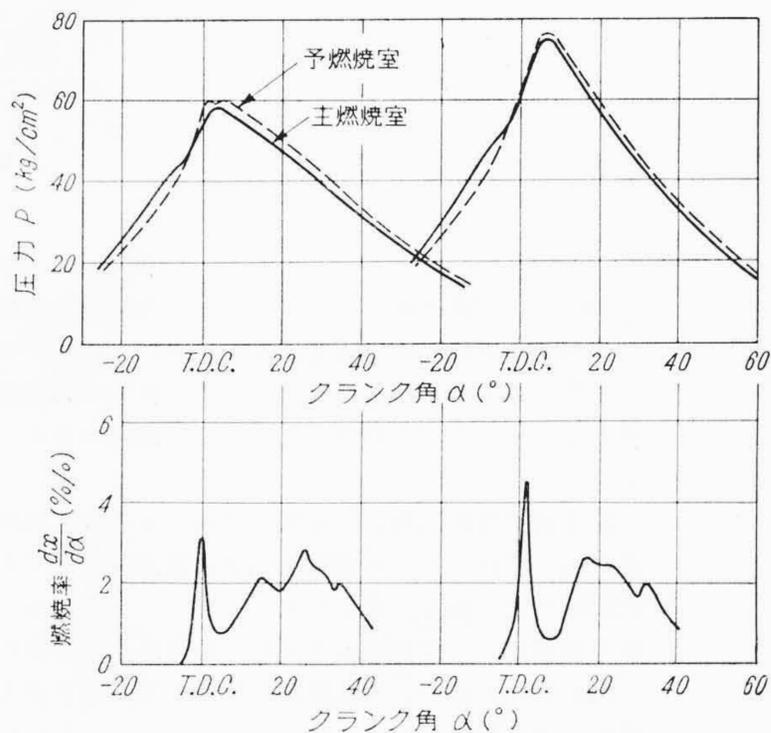
ピストン頂面に対し0~30度で予燃焼室から燃料、ガスを噴出して空気との直接混合を計った予燃焼室形式において、対称形および最近用いられるはじめた渦流式予燃焼室について、形状寸度に関する各因子が燃焼経過に及ぼす影響を調べた結果、次のことが明らかとなった。

- (1) 予燃焼室内形状は対称形よりも渦流式のほうが第一次燃焼を増加し、第二次燃焼を早期に完結することができるため、負荷のいかにかわらず良好な性能を示す。
- (2) 渦流式では燃料の燃焼室壁付着と巻込現象のため、渦流強さとノズル偏心量が問題となり、渦流強さとノズル偏心量は主として第二次燃焼に影響するが、渦流を燃料の燃焼室壁付着をきたさない範囲で強くするにつれ第一次燃焼量がわずかに増加し、渦流をある程度以上に強くするかノズル偏心量を小さくすると第二次燃焼量の減少が著しくなるため、負荷に応じて最適値がある。

ピストン頂部すきま t : 1.75 mm ピストン頂部すきま t : 0.95 mm

容 積 比 λ : 42.2% 容 積 比 λ : 43.4%

特 性 値 ξ : 460 m/s 特 性 値 ξ : 473 m/s



第16図 ピストン頂部すきま容積の影響

- (3) 噴孔面積比と容積比は特性値として、予燃焼室形状と関係して燃焼経過に及ぼす影響が異なり、噴孔面積比によって特性値を変えた場合、特性値がある値より小さくなると性能は低下するが、対称形では特性値のいくぶん小さいほうで第一次燃焼量が多く、特性値が大きいほうで第二次燃焼速度が早くなるため、最良性能を示す特性値が負荷によって異なり、負荷が高くなるほど最良性能を示す特性値も大きくなる。これに対し渦流式では特性値のいくぶん大きいほうで第一次燃焼量が多く、第二次燃焼量の減少が著しいため、最良性能を示す特性値は対称形の場合と逆になる。
- (4) 主燃焼室形状は多噴孔式では噴流方向に空気を集めるほど第一次燃焼量が増加し、ピストン頂部すき間容積の空気はかなり遅れて燃焼するため、すき間容積を小さくしてその分を噴流方向に回せば、第一次燃焼量が増加すると同時に第二次燃焼量が減少するため、負荷のいかにかわらず著しく性能が向上する。
- (5) 今回選定した因子および因子相互の影響では二段燃焼を本質的に改善することは行なわれていない。したがって二段燃焼を本質的に改善すればさらに性能を向上する余地があり、二段燃焼を一段燃焼にすることが予燃焼室式ディーゼル機関の性能向上に対する今後の研究課題であろう。

終わりに臨み、本研究中有益なご指導、ご助言を賜った京都大学長尾教授、早稲田大学関教授、斎藤助教授ならびに本研究に終始ご協力下さった日立製作所亀有工場関係者各位に厚くお礼申しあげ次第である。

参 考 文 献

- (1) H. Hoffman: MTZ 14, 11, 324 (Nov. 1953)
- (2) H. Hoffman: MTZ 17, 5, 157 (Mai 1956)
- (3) 戸田, 増田: 機械の研究 6, 5, 419 (昭29-5)
戸田, 増田: 機械の研究 6, 6, 517 (昭29-6)
戸田, 増田: 機械の研究 6, 7, 599 (昭29-7)
- (4) 吉田, 鶴見: 小松 4, 1, 428 (昭32-4)
- (5) K. Schnakig: MTZ 2, 2, 69 (Mär. 1940)
- (6) 長尾, 柿本ほか: 機械学会論文集 26, 162, 336 (昭32-2)
- (7) A. Pishinger, F. Pishinger: MTZ, 20, 1, 1 (Jan. 1959)
- (8) 黒岩: 機械の研究 9, 11, 1268 (昭32-11)
- (9) 佐次: 機械学会誌 57, 423, 268 (昭29-4)
- (10) 渡部: ディーゼル機関II, 446 (昭12 岩波書店)
- (11) 佐次: 機械学会論文集 15, 52, 1 (昭24)