

予燃焼室式ディーゼル機関の性能

佐々木 啓 介*
関 根 郁 平**

The Performances of Precombustion Chamber Diesel Engine

Keisuke SASAKI
Ikuhei SEKINE

要 旨

予燃焼室式ディーゼル機関の一般性能実験と、燃焼状況を指圧線図により検討した。

Synopsis

The authors investigated the performances of precombustion chamber diesel engine and combustion phenomena in this diesel engine by indicator diagrams

1. ま え が き

ディーゼル機関の性能、燃焼についてはすでに多く述べられているが、ここでは当実験室における船用の予燃焼室式ディーゼル機関の性能を定速回転試験、トルク試験により実験し、さらに燃焼状況がどうかを、特に圧縮比を変化させて測定した。これには主燃焼室に設けた指圧計を用い、燃焼圧力（最高燃焼圧力 P_{max} ）、着火遅れについて、負荷、圧縮比の変化の影響について検討してみた。

2. 実験装置、方法

・使用エンジン、動力計

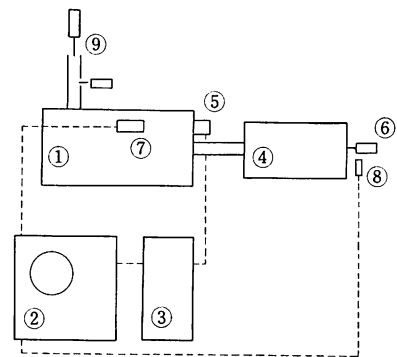
予燃焼室式ディーゼル機関 単筒四サイクル
定格 6.5PS/1200 rpm
95×115mm 815cc

動力計、交流電気動力計、7.5 KW/650～2000 rpm

実験装置は第1図に示してある。指圧計はストレンゲージ式（100 Kg/cm²）を使用し、指圧線図はシンクロスコープの写真撮影により求めた。またエンジンのヘッド部は第2図に示してあり、指圧計は主燃焼室に取り付けた。（通路は3φ）予燃焼室の容積は約15cc、隙間容積は45 cc で、圧縮比は19である。

また噴射時期は、第3図の光電管式によるもので、

（クランク角度も同様）第4図(a)のようにクランク角度は5° 間隙に設け、噴射時期はあらかじめ設定してから実験をした。実験では5°BTC とした。（このエンジンでは9～12°BTC が適当であるが比較のためこの時期にした）第4図(b)は負荷 1/4 における場合の写真である。



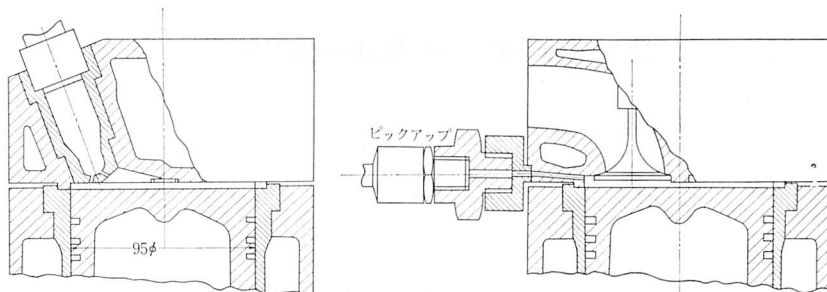
- | | |
|------------|------------|
| ① エンジン | ② シンクロスコープ |
| ③ ストレンメーター | ④ 動力計 |
| ⑤ ピックトップ | ⑥ 回転計 |
| ⑦ 噴射時期測定 | ⑧ クランク角度測定 |
| ⑨ ガス採集 | |

他に
イ、軸トルク ロ、吸気温度 ハ、排気温度
ニ、冷却水量 ホ、冷却水温度 ヘ、空気量
ト、吸気圧 チ、排気圧
リ、潤滑油圧力温度を測定

第1図 実験装置

* 講師 機械工学科

** 助手 機械工学科



第2図 使用エンジンヘッド部

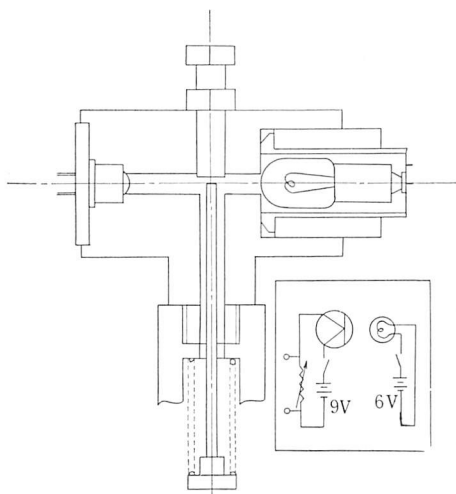
・方 法

圧縮比を正常の19と、さらに1mm, 0.8mmのパッキンを入れて、各々16.7, 15とし三通りについて、各負荷 ($0/4 \sim 11/10$) における、燃焼状況、着火遅れを調べた。(隙間容積は各52cc, 57.8ccである)

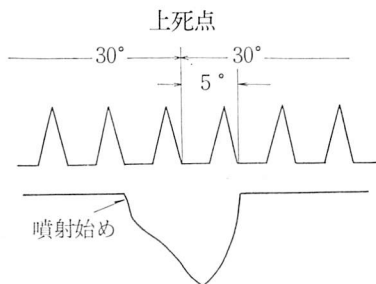
3. 実験結果, 考察

3.1 指圧計の較正

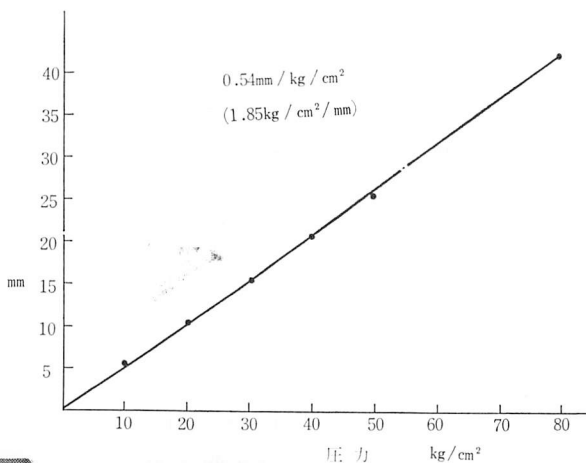
指圧計は圧力基準器により、静圧試験を行ない較正した。その結果を第5図に示す。指圧計の直線性はストレンメータなどにもよるが、今回は図のように直線性とみなした。その感度は $1.85 \text{ Kg/cm}^2/\text{mm}$ となっている。



第3図 噴射時期測定装置



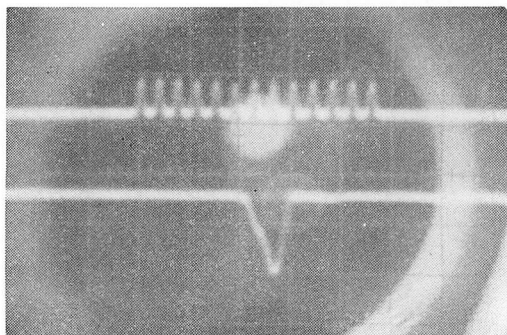
第4図(a) 噴 射 時 期
(クランク角度)



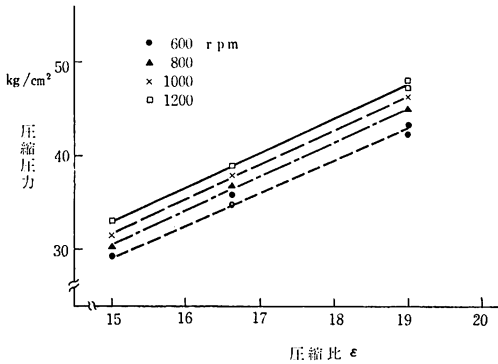
第5図 指圧計の較正

3.2 モータリングにおける圧縮圧力

圧縮比と回転数の圧縮圧力への影響を示したものが第6図で、回転数を600, 800, 1000, 1200 rpmについて測定したが、かなりの差がでている。 $\epsilon=19$ で約40~48 atと変化し、約8 atの差があり、 $\epsilon=15$ で約29~35 atと約6 atの差がある。また $n=1200 \text{ rpm}$ で圧縮比により、35 at~48 atと約13 atの差がある。これらは、圧縮比と、回転速度の増加による空気密度の増加のためである。(なお $p_2=p_1\epsilon^K$ の式では各圧縮比で



(b)

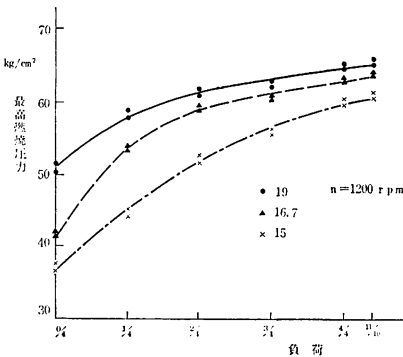


第6図 モータリングにおける圧縮圧力

$p_2=53$ at, 44.5 at, 39 at である。ただし $p_1=1$ at, $K=1.35$)

3.3 圧縮比と最高燃焼圧力

第7図は圧縮比と最高燃焼圧力の関係を示したものである。予燃焼室式では噴射時期により、低負荷時の方が最高圧力が高い時もあるが、今回は $\epsilon=19$ で約50~66 at と負荷の増加により順次増加している。特に低負荷では燃焼圧力の減少が著しい。これらは当然ながら圧縮比の減少による、燃焼状況の悪化によるものである。また $\frac{1}{4}$ ではほぼ圧縮圧力と、同圧力の燃焼圧力を示しているが、これは噴射時期が遅いのも一因と考えられる。(なおこれらの実験は燃焼状況が不安定であり、各測定点は10~20枚の写真により求めた)



第7図 負荷、圧縮比と燃焼最高圧力

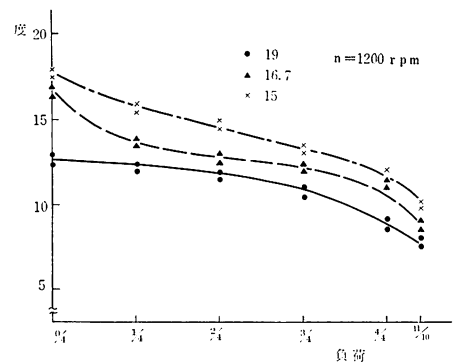
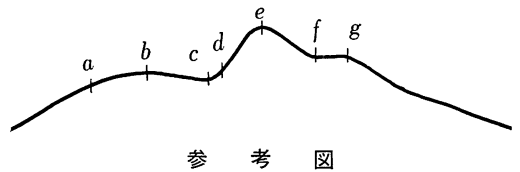
3.4 圧縮比と着火遅れ

第8図(a)は、着火遅れをクランク角度で示したもので、(b)は最高圧力までの時間を示したものである。一般に、この噴射時期での燃焼状況は参考図のようになっている。すなわち a で噴射し、b は上死点を示し、c から圧力上昇(燃焼始め)が d までわずかにみられ、さらに d から e と急激に燃焼し、e で最高圧力を示している。また f-g と後もえの現象を示している。これは噴射時期の影響による、燃焼遅れによるものである。図の着火遅れの測定は a から c までの期間を測定

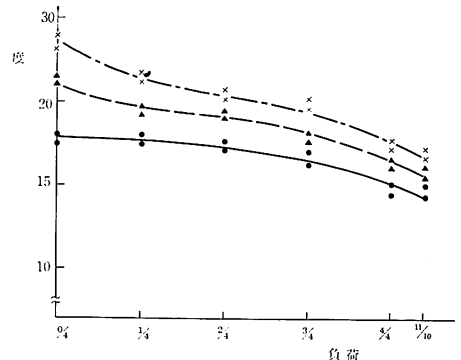
したもので、圧縮比、負荷の増加により短くなっている。 $\epsilon=19$ では $\frac{1}{4}$ で約 13° , $\frac{11}{10}$ では約 7.5° と約 $\frac{1}{2}$ 短くなっている、燃焼状況の良好さを示している。また $\epsilon=15$ では $\frac{1}{4}$ で約 18° , $\frac{11}{10}$ で約 10° とかなりの遅れを示している。一般に $\epsilon=19$, 負荷 $\frac{1}{4}$ について述べると、着火遅れは約 8.5° で、c-d が約 1° , c-e が約 $5\sim6^\circ$ さらに約 5° 後に f と後もえが行なわれている。一般に c-e は $5^\circ\sim7.5^\circ$ であるが高負荷になるほど a-c が短い a-e (c-e) は長くなっている。これは燃焼の緩急を示すものである。(なお $n=1200$ rpm であるので $1^\circ=0.00014$ sec) また図(b)では $\epsilon=19$, $\frac{1}{4}$ で 18° , $\frac{11}{10}$ で 15° , $\epsilon=15$, $\frac{1}{4}$ で 23.5° , $\frac{11}{10}$ で 18° とかなりの遅れを示しており、これらはいずれも噴射時期によるものであり、さらに噴射時期の影響について検討の必要がある。

3.5 サイクルによる圧力変動

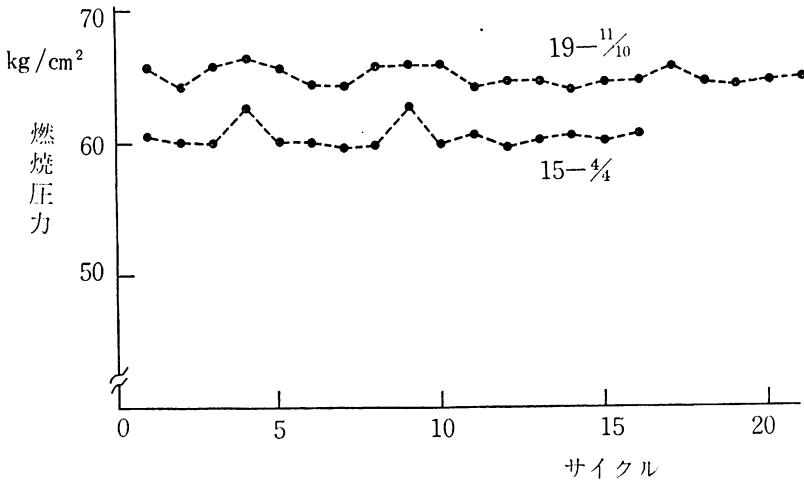
前述のごとく、各燃焼状況は不安定であり、同負荷でも一定の燃焼をしないで、最高圧力、着火遅れもた



第8図(a) 負荷、圧縮比と着火遅れ



第8図(b) 負荷、圧縮比と最高燃焼圧力までの時間



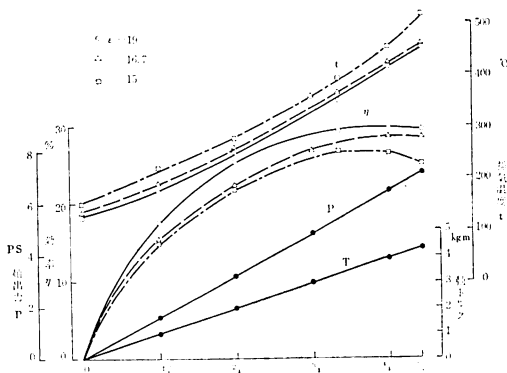
第9図 サイクルによる圧力変動

えず変動している。第9図はこの圧力変動を示したもので約 2at の変動が行なわれている。この変動は一概にいえないが高負荷の方が激しいと言える。これらは第11図にも示してあり、かなりの変動がわかると思う。結果を示したものである。(a), (b) は各圧縮比について示しているが、圧縮比が小さいとき、すなわち燃焼が悪化、不安定なとき排気温度が高くなっている。

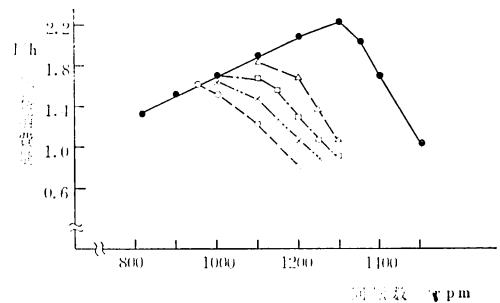
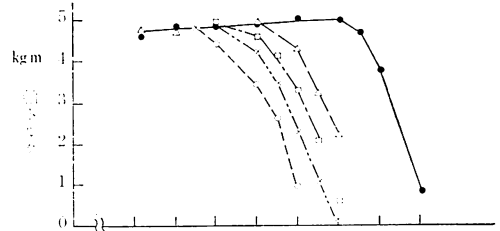
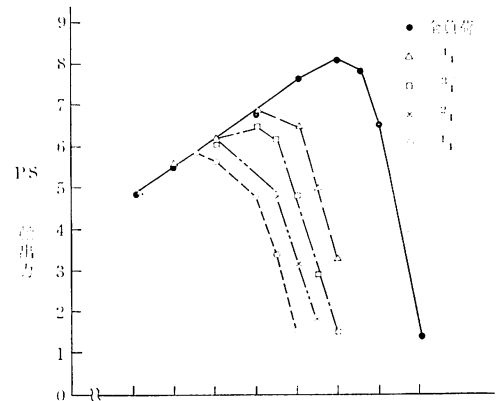
3.6 性能曲線

第10図(a)~(c)は、使用エンジンの一般性能試験の

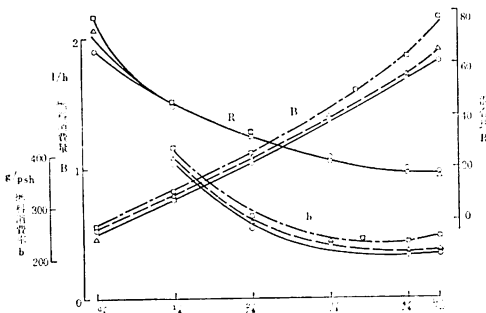
かし出力は圧縮比が15, 16.7でも十分でている。一般的に述べると燃焼消費率は最小で 200 g/psh, 効率は



第10図(a) 性能曲線



第10図(c) 性能曲線



第10図(b) 性能曲線

28~30%を示し、混合比は $\frac{4}{4} \sim \frac{11}{10}$ で約20で、これは空気過剰率が約1.4である。

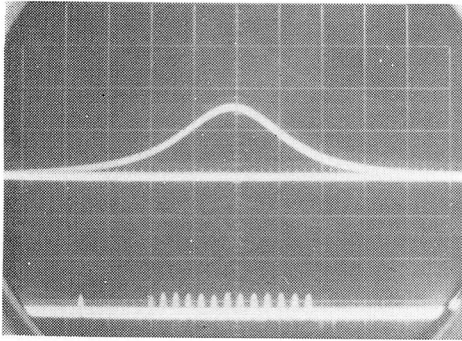
またこの潤滑油は10W30を使用しているが油温は平均して54°Cである。動粘度は30°Cで16cst, 50°Cで38cst, 80°Cで88cstである(使用前)。

図(c)はトルク試験で、調速機の働きで1300 rpmから全負荷で急激に出力、トルクが下がっている。出力は最高で8 psを示し、トルクは1000rpm前後で最高約

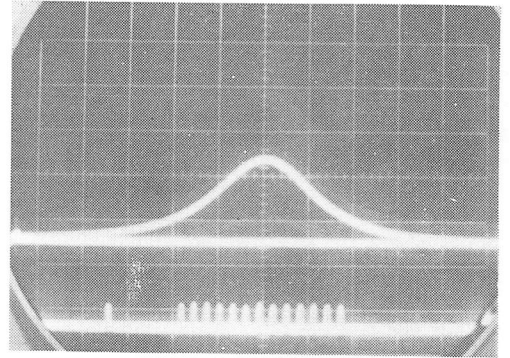
4.5 kgmとなっている。

3.7 各燃焼状況の写真

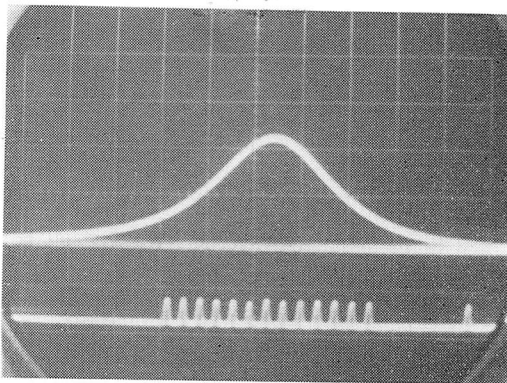
最後に参考のため、一連の実験結果として各圧縮比、負荷における写真を掲載した。(1)~(6)は圧縮圧力の変化を示し、(28)~(33)は3.5で述べたサイクルによる圧力変動を示したものである。また(25) (26) (27)は各 $\epsilon=15, \frac{4}{4}, \epsilon=16.7, \frac{4}{4}, \epsilon=19, \frac{4}{4}$ の状況を拡大し、(7) (17) (23)と比較のために掲載した。



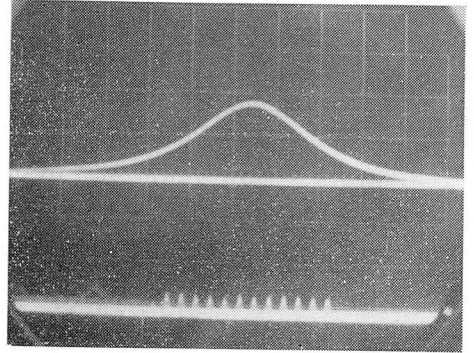
第11図 [1]-15-600rpm



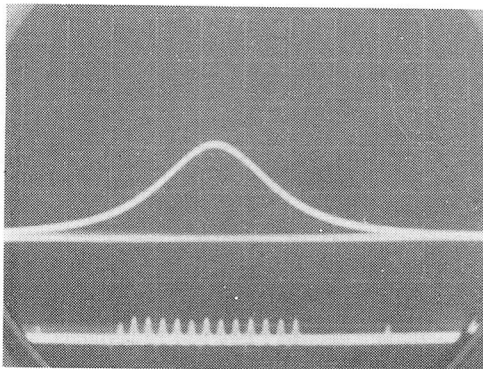
第11図 [2]-16.7-600



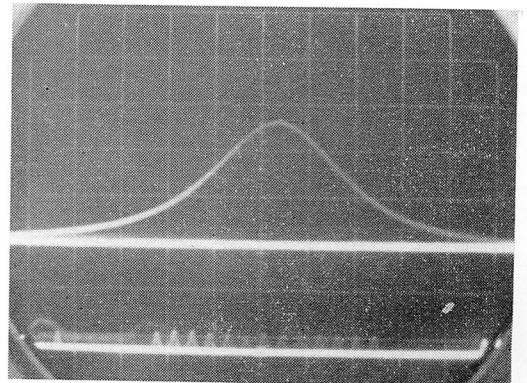
第11図 [3]-19-600



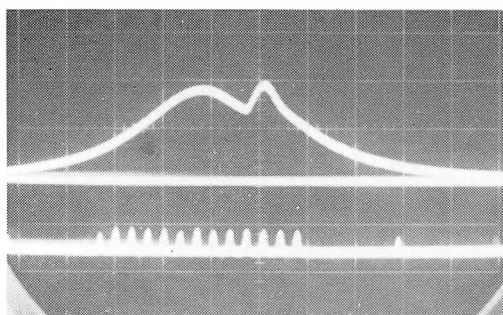
第11図 [4]-15-1200



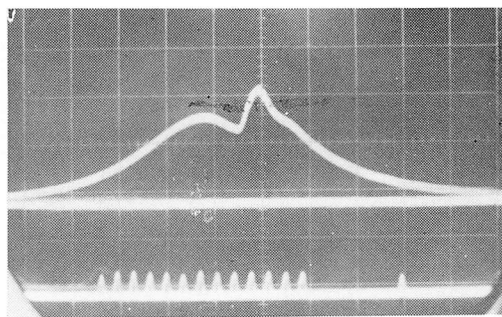
第11図 [5]-16.7-1200



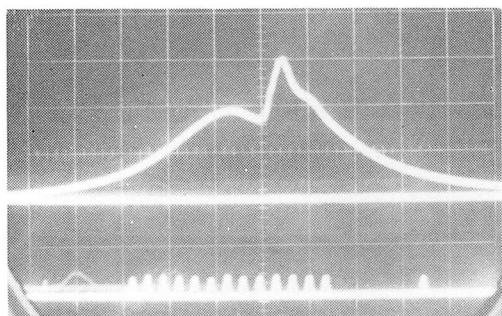
第11図 [6]-19-1200



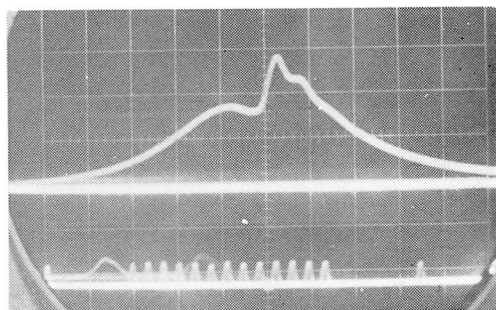
第11図 [7]-15- $0/4$



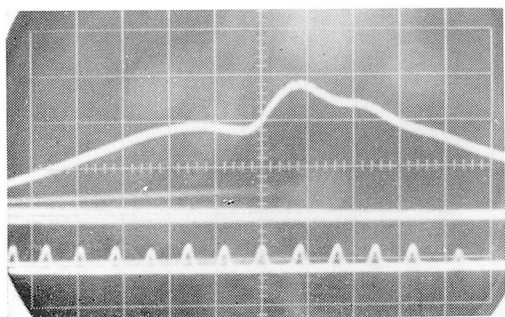
第11図 [8]-15- $1/4$



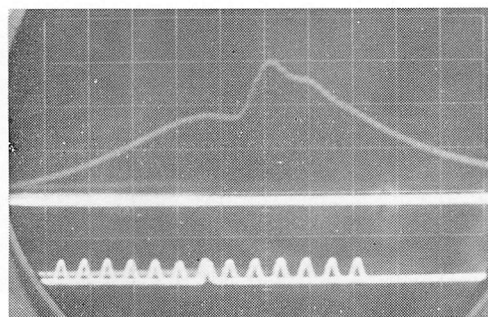
第11図 [9]-15- $2/4$



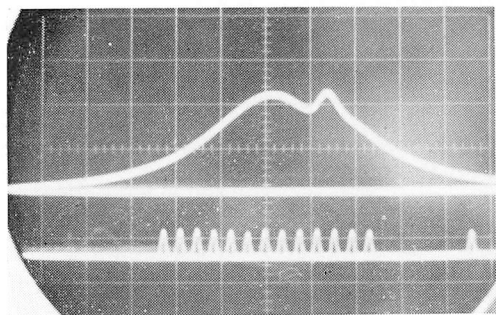
第11図 [10]-15- $3/4$



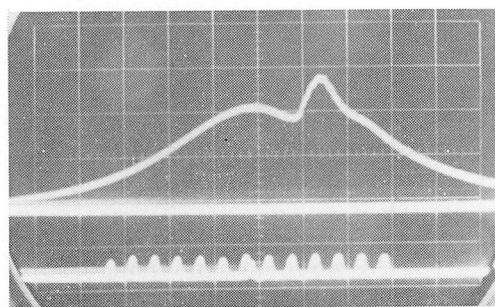
第11図 [11]-15- $4/4$



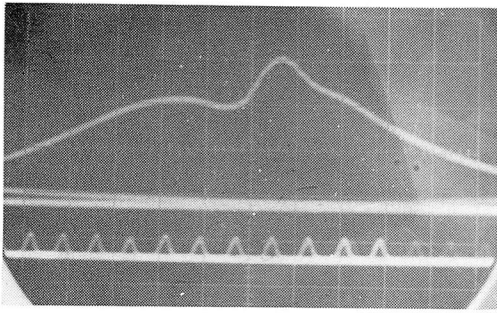
第11図 [12]-15- $11/10$



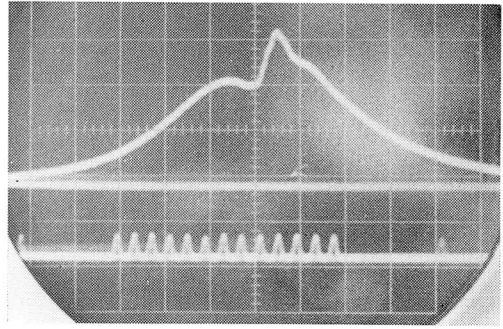
第11図 [13]-16.7- $0/4$



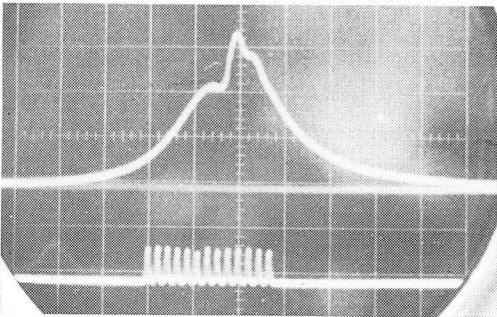
第11図 [14]-16.7- $1/4$



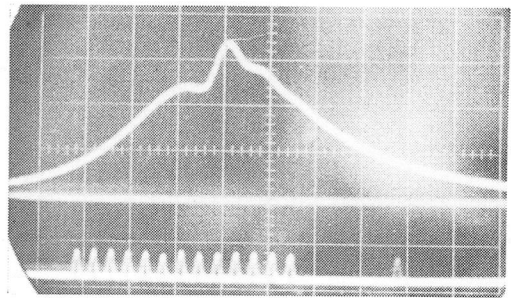
第11図 [15]-16.7- $\frac{2}{4}$



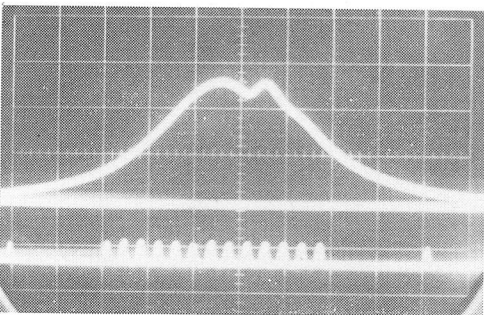
第11図 [16]-16.7- $\frac{3}{4}$



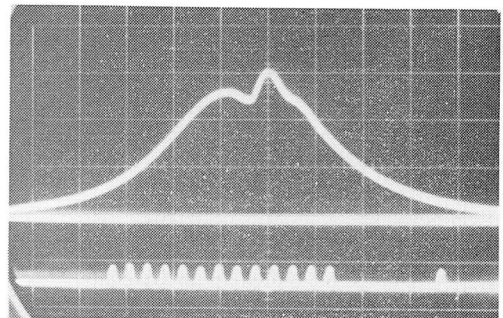
第11図 [17]-16.7- $\frac{4}{4}$



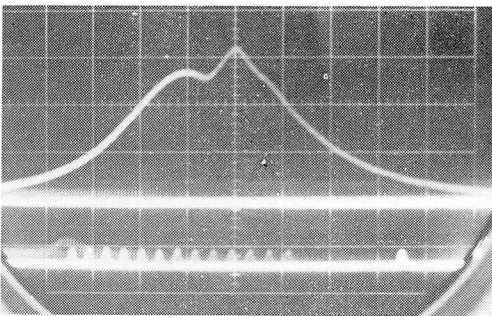
第11図 [18]-16.7- $\frac{11}{10}$



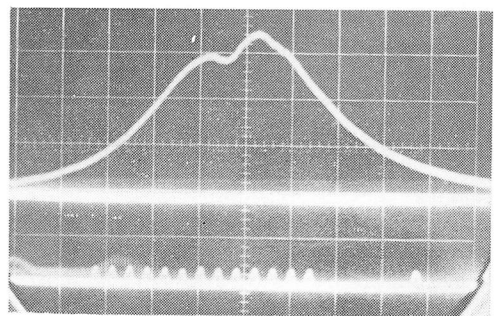
第11図 [19]-19- $\frac{0}{4}$



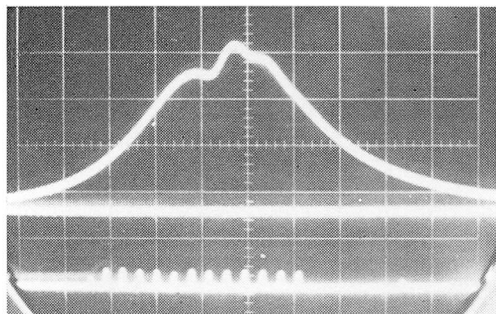
第11図 [20]-19- $\frac{1}{4}$



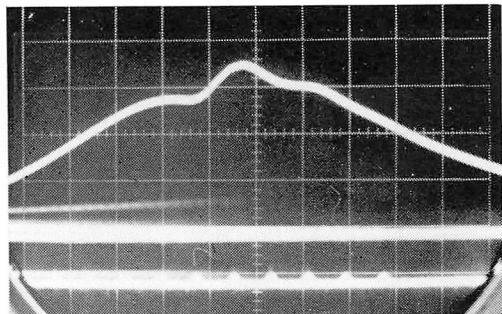
第11図 [21]-19- $\frac{2}{4}$



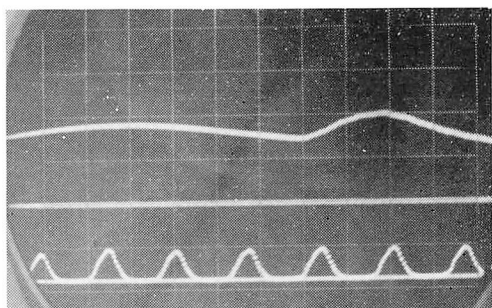
第11図 [22]-19- $\frac{3}{4}$



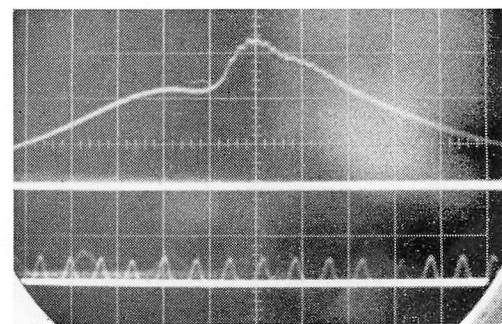
第11図 [23]-19^{-4/4}



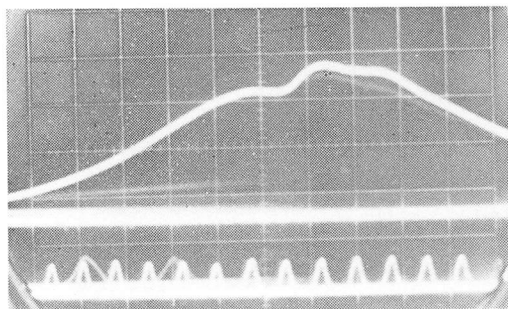
第11図 [24]-19^{-11/10}



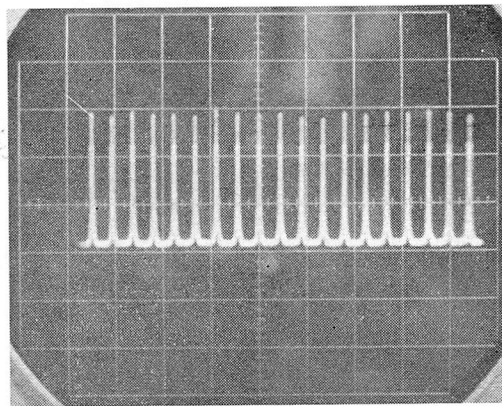
第11図 [25]-15^{-0/4}



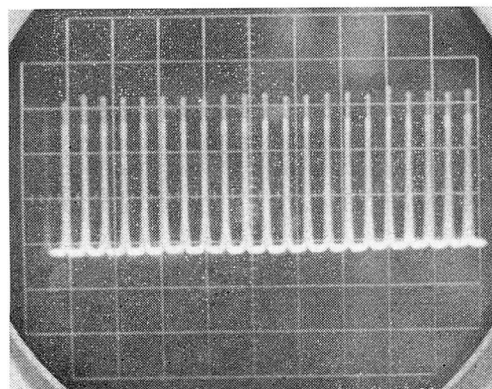
第11図 [26]-16, 7^{-4/4}



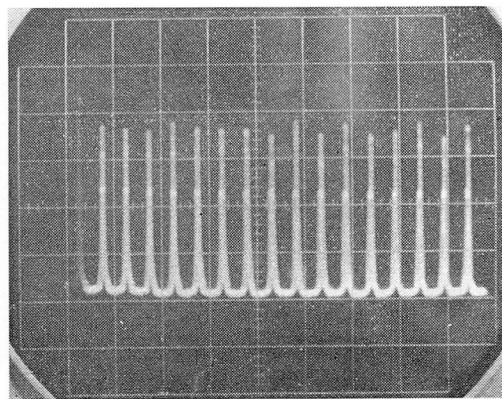
第11図 [27]-19^{-4/4}



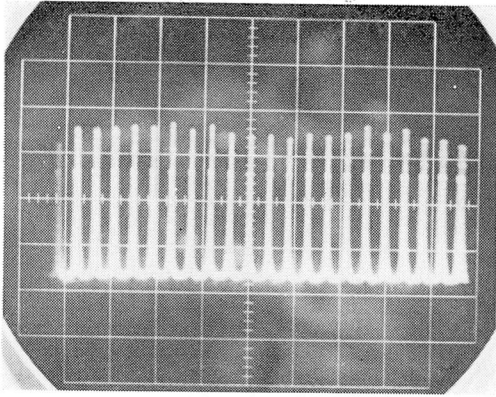
第11図 [28]-15^{-1/4}



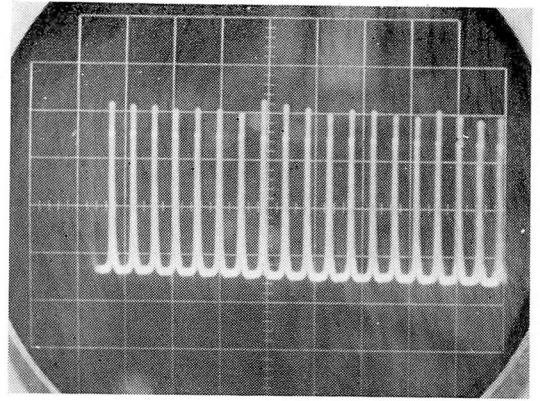
第11図 [29]-19^{-1/4}



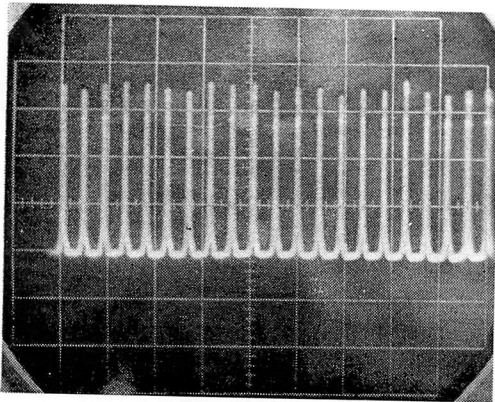
第11図 [30]-15^{-4/4}



第11図 [31]-16.7-4/4



第11図 [32]-19-4/4



第11図 [33]-19-11/10

4. あとがき

ディーゼル機関の一般的な燃焼状況、着火遅れについて述べたが、着火遅れ、最高圧力とも圧縮比、負荷によりかなりの相異が示されている。着火遅れは噴射時期、圧縮比その他圧力、温度、回転数の影響もあり、さらに噴射時期の影響と合わせて検討したい。また出力は圧縮比が15, 16.7についても十分でているが、燃

焼状況、耐久性が問題となろう。さらに、現在問題となっている排気ガスとディーゼルスモークについても、実験、検討していきたい。

参考文献

内燃機関編集委員会・内燃機関の実験と計測
長尾，内燃機関講義。

(昭和46年1月9日受理)

