

## 豫燃燒室式 디젤機關의 運轉條件變化에 따른 熱發生率 形態變動에 관한 考察

李進雨\* · 崔在星\*\* · 全孝重\*\*

A Study on the Heat Release Rate Pattern Variation According to the  
Change of Operating Conditions in Pre-combustion Chamber Type  
Diesel Engine

C.W. Lee, J.S. Choi, H.J. Jeon

### Abstract

Nowadays, the problems of energy and environmental pollution become serious day by day and the diesel engine, which has been proved to be superior to gasoline engine with respect to fuel consumption and ecological problems of exhaust gas, has been adopted widely for various purposes from the marine diesel engine and the dynamo engine to all kinds of engine on land. Therefore, extensive parametric studies on combustion of diesel engine should be done for its design and improvement.

To predict the behavior of diesel engine according to variable operating conditions by means of cycle simulation, the reasonable pattern of heat release rate has to be assumed. But it is necessary to know the actual variation of heat release rate in order to assume the reasonable pattern of heat release rate according to the actual operating conditions.

In this paper, on a high speed small bore diesel engine with pre-combustion chamber, experimental investigations were carried out to determine the relationship between the heat release pattern and parameters such as engine load and speed. And also, the theoretical investigations about the performance variations of the above diesel engine according to the predicted pattern of heat release rate variation were performed.

From the above observations, it may be said that the Fanboro indicator, which was used to get the cylinder pressure, can be used to estimate a reasonable pattern of heat release rate and it is confirmed that the pattern of heat release rate for the pre-combustion type engine is different from that of the direct injection type engine.

---

\* 正會員, 韓國海洋大學院

\*\* 正會員, 韓國海洋大學

記 號 說 明

- $U$  : 内部에너지
- $A$  : 일의 熱當量
- $W$  : 일량
- $\theta$  : 크랭크 角度
- $G$  : 가스重量
- $R$  : 가스常數
- $T$  : 가스溫度
- $P$  : 실린더內 가스壓力
- $K$  : 比熱比
- $C_V$  : 定積比熱
- $Q_H$  : 熱發生量
- $Q_{HA}$  : 實際熱發生量
- $Q_W$  : 冷却損失熱量
- $V$  : 실린더體積
- $V_{CL}$  : 間隔體積
- $V_H$  : 行程體積
- $\lambda$  : 空氣過剩率
- $\lambda'$  : 크랭크半徑/連接棒길이
- $E$  : 壓縮比
- $f$  : 가스와 接하는 실린더內 面積
- $T_g$  : 가스溫度
- $T_w$  : 실린더 壁溫度
- $\alpha$  : 熱傳達係數
- $R_e$  : 레이놀즈數
- $S$  : 行程
- $D$  : 실린더 直徑
- $N$  : 機關回轉數
- $\rho$  : 가스密度
- $\mu$  : 가스粘性係數
- $\mu_{0.2}$  : 基準狀態(273K, 1.0332kgf/cm<sup>2</sup>) 에  
서의 가스粘性係數
- $\nu$  : 가스動粘性係數
- $\eta_i$  : 指示熱效率
- $\eta_c$  : 制動熱效率
- $\eta_m$  : 機械效率
- $B. H. P$  : 制動馬力
- $b_e$  : 正味燃料消費率

1. 序 論

오늘날 에너지와 環境汚染問題는 날이 갈수록 深刻해져 가고 있다. 이 問題에 있어서 디젤機關은 他機關과 比較할 때 比較的 燃料消費率이 적고 排氣가스에 包含된 有害排氣物質이 적기 때문에 船舶用主機關과 發電機用機關 뿐만아니라 各種 陸上用機關에 이르기까지 廣範圍하게 使用되고 있다. 그러므로 디젤機關의 最適設計를 위해서 디젤機關性能向上에 關한 廣範圍한 研究가 必要하다. 特히 燃料의 燃燒에 의한 熱發生率은 실린더壓力에 直接的으로 影響을 미치고 따라서 機關性能 즉, 出力, 效率, 排氣가스 그리고 騒音 까지도 큰 影響을 미치기 때문에 이에 關한 研究는 매우 重要하다.

이들 性能值를 最適化 할 수 있는 熱發生率이 存在하고 이들을 알아내기 위한 研究는 1960年 Lyn에 의해 發表된 以後 지금까지 數 많은 研究가 行해져 왔다. [1, 2, 3, 4] 가장 基礎的인 研究로는 사이클計算을 함에 있어서 미리 熱發生率形態를 假定하고 이러한 形態가 機關性能에 미치는 影響을 檢討하는 것이다. 그러나 이들 研究는 熱發生率形態를 미리 簡單한 形態로 假定하고 에너지方程式에 熱附加過程을 導入하여 다루고 있다. 따라서 妥當한 熱發生率形態를 假定하는 것이 매우 重要하고 이를 위해서는 實際 熱發生率形態의 變化를 把握하는 것이 必要하다고 생각된다.

本 論文에서는 理論的으로 미리 單純化된 熱發生率을 假定하고 이들의 變化가 機關性能에 미치는 影響을 比較 檢討하였다. 또한 환보로 인디케이터에 의해 실린더內壓力變化를 測定하여 이로부터 熱發生率을 求하고 여기에 Annand의 熱傳達 計算式을 利用한 壁外로의 熱損失을 加하여 實際 熱發生率을 求함으로써 機關運轉條件의 變化에 따라 熱發生率形態가 變化하는 傾向을 把握하고 나아가서 이들 形態의 變動과 機關性能과의 關係를 實驗的으로 比較 檢討하였다.

2. 熱發生率과 機關性能

燃燒室內에서 일어나는 燃燒에 依한 熱發生率

은 基本的으로 測定된 시린더內 壓力線圖의 分析으로 얻어진다. 즉, 熱發生率을 알고 있다면 機關의 壓力變化를 豫測할 수 있게 된다.

熱發生率에 關한 研究는 그동안 많은 研究論文의 發表가 있었으나 燃燒에 關係하는 因子가 많고 이들 因子들은 서로 複雜한 相關關係를 가지고 있으며 燃燒의 化學的 現象, 燃燒室內의 混合氣流動等 아직도 分明하지 않은 點들이 많기 때문에 正確하게 熱發生率을 豫測하는 것은 困難한 實情이다. 그러므로 다음과 같은 假定下에 熱發生率形態를 求한다.

(1) 燃燒室內에 있는 作動流體는 理想가스 이다.

(2) 燃燒過程은 化學當量的으로 일어나고 熱解離와 NO<sub>x</sub>生成은 無視한다.

(3) 燃燒室內의 燃燒狀態는 均一하다.

(4) 시린더壁 溫度는 機關運轉條件에 關係없이 一定하다.

### 2.1 基本理論式

燃料에 依해 시린더內로 供給되는 에너지中 一部分은 機械的 일로 變換되고 一部分은 시린더로 부터 排氣가스 形態로 빠져 나간다. 또한 그 나머지는 熱傳達에 依해 壁外로 빠져 나가게 된다. 만약 壓力과 溫度의 變化와 가스와 壁사이의 熱傳達量을 안다면 熱發生率은 計算될 수 있다.[2,5]

크랭크 角度에 對한 微分形態로 熱力學 第1法則을 表現하면 다음과 같다.

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + A \frac{dW}{d\theta} \quad (1)$$

여기서,  $\frac{dQ_H}{d\theta}$ 는 作動가스의 內部에너지  $U$ 의 變化와 作動일  $W$ 를 주는 熱發生率이다. 달리 말해서  $Q_H$ 는 作動가스에 依해서 吸收되는 熱을 나타내고 供給된 熱량과 壁外로 빼앗기는 熱의 差異로서 주어진다. 즉 다음과 같이 表現할 수 있다.

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{dQ_{HA}}{d\theta} - \frac{dQ_W}{d\theta} \quad (2)$$

여기서,  $\frac{dQ_{HA}}{d\theta}$ 는 單位크랭크角度增分 동안에 燃

燒에 依해서 發生되는 熱量이다. 그리고  $\frac{dQ_W}{d\theta}$ 는 單位角度增分 동안에 冷却에 依하여 시린더內 가스로부터 시린더헤드와 피스톤 크라운, 그리고 露出된 시린더라이너로 빼앗기는 熱損失이다.

內部에너지  $U$ 가 단지 시린더內 가스溫度만의 函數라 하면

$$C_V = \frac{AR}{k-1} \text{이므로}$$

$$\frac{dU}{d\theta} = GC_V \frac{dT}{d\theta} \text{이고}$$

$$\frac{dU}{d\theta} = G \cdot \frac{AR}{k-1} \frac{dT}{d\theta}$$

임을 알 수 있다.

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \text{이므로}$$

(1)式은 다음과 같이 表現된다.

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{A}{k-1} GR \frac{dT}{d\theta} + AP \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

理想가스 狀態方程式으로 부터

$$\frac{d(PV)}{d\theta} = GR \frac{dT}{d\theta} \text{이므로}$$

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = GR \frac{dT}{d\theta} \text{가 된다. 이 式을}$$

(3)式에 代入하여 整理하면 다음과 같은 式을 얻는다.

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{A}{k-1} \left( V \frac{dP}{d\theta} + KP \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (4)$$

여기서  $k$ 는 比熱比로  $k = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda$ 와 같이 溫度와 空氣過剩率의 函數로 表示할 수 있다.[6] 단,  $C_0 = 1.4373$ ,  $C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$ ,  $C_2 = 3.12 \times 10^{-8}$ ,  $C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$ 이다.

$$V = V_{CL} + (V_H/2) \times \left( 1 + \frac{1}{\lambda'} \right)$$

$$- \sqrt{\left( \frac{1}{\lambda'} \right)^2 - \sin^2 \theta - \cos \theta} \quad (5)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \left( \frac{V_H}{2} \right) \frac{\sin \theta (\cos \theta + 1)}{\sqrt{\left( \frac{1}{\lambda'} \right)^2 - \sin^2 \theta}} \quad (6)$$

여기서,  $\lambda'$ 는(크랭크 半徑)/(連接棒길이)이고,  $V_{CL}$ 은 間隔體積으로서  $V_{CL} = V_H/(E-1)$ 이며  $V_H$ 는 行程體積이고  $E$ 는 壓縮比이다.

熱傳達關係式으로부터 다음식을 얻을 수 있다.

$$\frac{dQ_W}{d\theta} = \alpha \sum_{i=1}^3 f_i (T_g - T_{Wi}) \quad (7)$$

여기서  $i=1, 2, 3$ : 피스톤헤드, 시린더헤드, 시린더라이너

$f_i$  = 가스와의 접하는 시린더內面積( $cm^2$ )

$T_g$  = 시린더內 가스溫度( $K$ )

$T_{Wi}$  = 시린더壁溫度( $K$ )

$\alpha$  = 熱傳達係數( $kcal/cm^2h K$ )

本論文에서는 다음과 같은 Annand의 熱傳達係數[7]를 使用하였다.

$$\alpha = 0.49 \sigma \frac{R_g^{0.7}}{D} + C_4 \frac{T_g^4 - T_{Wi}^4}{T_g - T_{Wi}} \quad (8)$$

윗式에서 係數  $C_4$ 는 壓縮過程에서는 0이고 膨脹過程에만 存在하는 輻射係數이다.

여기서,

$$C_4 = 2.528 \times 10^{-16}$$

$$\sigma = \text{熱傳達率} = (9k-5) \frac{R \cdot \mu}{4(k-1)} \quad (kg \cdot sec / K)$$

$$\mu = \text{粘性係數} = \mu_0 \cdot \frac{T_0 + C_5}{T + C_5} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \quad (kg \cdot sec / cm^2)$$

$$\mu_0 = 1.71 \times 10^{-7} (kg \cdot sec / cm^2)$$

$$T_0 = 273.16 (K)$$

$$R_e = \text{레이놀즈數} = \frac{SND}{30\nu} = \frac{SND\rho}{30\mu}$$

$S$  = 시린더 行程길이( $cm$ )

$D$  = 시린더 直徑( $cm$ )

$N$  = 機關回轉數( $rpm$ )

$$\rho = \text{密度} = \frac{P}{gRT} (kg \cdot sec^2 / cm^4)$$

$$C_5 = 120$$

### 2.2 熱發生率線圖의 考察

Fig. 1은 典型的인 熱發生率線圖를 보이며 一般의 4段階로 區分하여 생각할 수 있다.

[1, 3, 4, 5]

(1) 第1期(着火遲延期)

點A에서 燃料이 噴射되어도 이것이 自然發火하기까지는 加熱과 化學的 變化때문에 若干의 遲延이 있다. 이 AB기간을 着火遲延期間(ignition delay period)이라 한다.

(2) 第2期(爆發的 燃燒期)

BC期間은 着火와 同時에 爆發的으로 壓力이

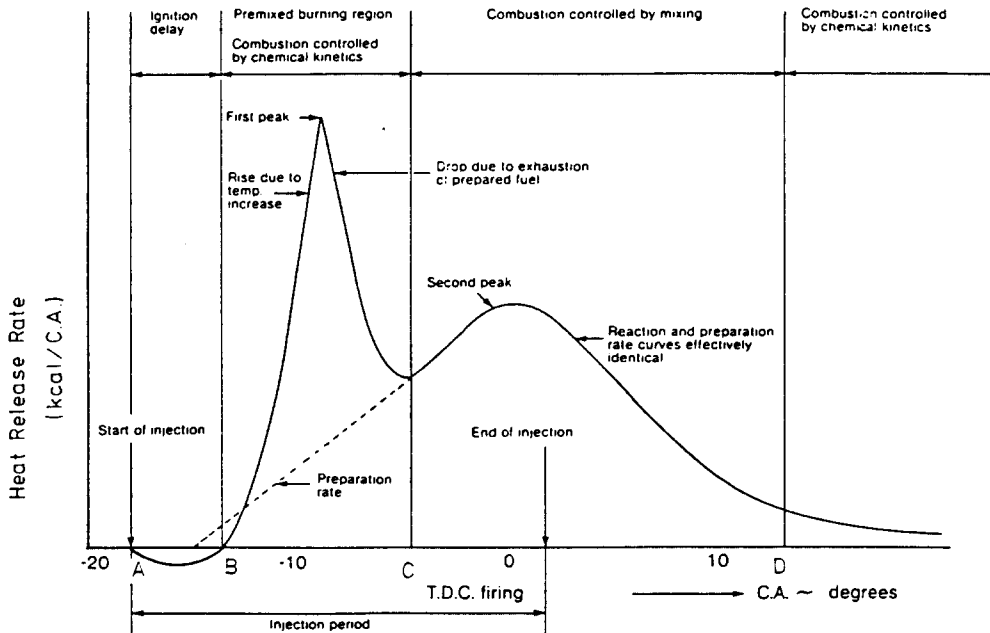


Fig. 1. A typical heat release diagram

急上昇할 때이며 앞의 AB 期間에 쌓인 燃料가 한꺼번에 燃燒하기 때문에 생긴다. 이것은 基本 사이클의 定積燃燒에 該當하는 變化이며 外部로부터 制御할 수 없다.

(3) 第3期(制御燃燒期)

CD 期間은 燃燒室의 壓力과 溫度가 充分히 上昇하여 噴射된 油粒이 차례 차례로 燃燒하므로 定壓의인 過程으로 되고 壓力의 上昇程度도 噴射燃料의 加減에 의하여 調節할 수 있으므로 制御燃燒期間이라 한다. 그러나, 이 期間을 너무 긴게하면 燃料遮斷比가 크게 되어 熱效率이 低下하기 때문에 限定된 시린더內에서 最高의 出力으로 最大의 效率를 發揮하기 위해서는 噴射量과 霧化 및 空氣와의 混合을 良好하게 하여 最少의 過剩空氣로 最大의 燃燒效果를 높이도록 그의 設計에 있어서 考慮해야 한다.

(4) 第4期(後燃燒期)

點 D 以後에는 未燃燒로 남은 燃料가 燃燒를 繼續하는데 明確하게 그 期間을 보일 수는 없지만 이것을 後燃燒(after burning)라 하며 膨脹過程동안 持續되고 普通 總熱發生量中 約 20% 를 차지한다. 이것이 길어지면 排氣溫度가 높아지고 排氣色은 나빠지며 效率은 低下한다. 따라서 이것을 짧게 하도록 努力하여야 하며 噴霧의 分布, 油粒의 크기, 空氣와의 接觸, 特히 噴射 끝 무렵의 霧化를 좋게 해야 한다는 것은 가장 重要한 事項이다. 一般의으로 着火遲延이 큰 燃料나 固着한 燃料噴射 펌브가 열려서 滴下(dripping)가 일어 났을 때 後燃燒가 길어진다.

2.3 熱發生率形態가 機關性能에 미치는 影響

여기에서는 簡單한 熱發生率形態를 假定함으로써 그 形態의 變動이 機關性能에 어떠한 影響을 미치는 가를 미리 豫測하여서 시린더 最大壓力, 壓力上昇率 그리고 指示熱效率사이의 關係를 檢討하고 가장 適切한 값을 줄 수 있는 燃燒形態, 즉 熱發生率形態를 求하고자 한다.[8,9]

이를 計算은 本 論文에서 利用한 YANMAR NS 90(C) 單氣筒 小形高速 豫燃燒室式 디젤機

關을 對象으로 하였고 回轉數 1600 rpm과 負荷 5.71kg일때의 運轉條件을 選擇하였다. 이 運轉條件에서 實測한 供給燃料量 1.33mg/cyc으로부터 換算된 總燃燒發熱量은 0.014 kcal/cyc이기 때문에 假定된 熱發生率形態를 全區間에 걸쳐서 積分한 總燃燒發熱量은 이와 同一한 값을 줄 수 있는 面積이 되도록 하였다.

熱發生率形態는 計算目的이 단지 最大熱發生率時期, 熱發生 持續期間, 熱發生 開始時期등의 變化가 機關性能에 어떠한 影響을 미치는 가를 把握하고자 하는 것이기 때문에 그 形態를 實際熱發生率形態와 크게 달라지지 않는 限度內에서 計算目的을 위해 單純한 形態로 假定하였다.[8]

使用된 方法은 두개의 直線으로 熱發生率曲線을 對替하는 것으로서 Fig. 2, 4, 6에 나타난 바

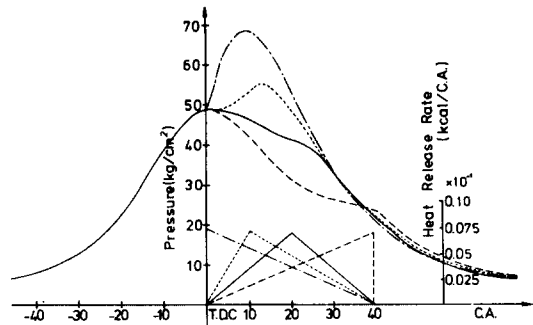


Fig. 2. Pressure diagram with the varied peak of the heat release rate

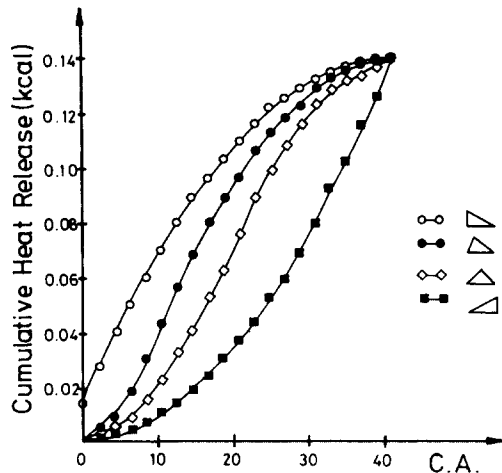


Fig. 2. Cumulative heat release with the varied peak of the heat release

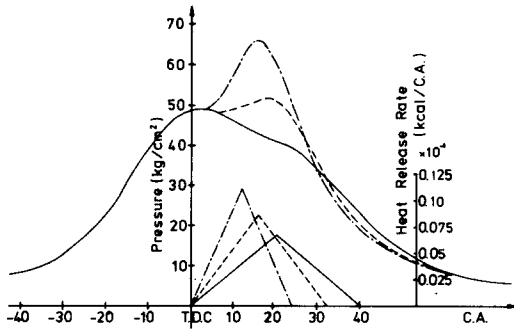


Fig. 4. Pressure diagram with the varied duration of the heat release

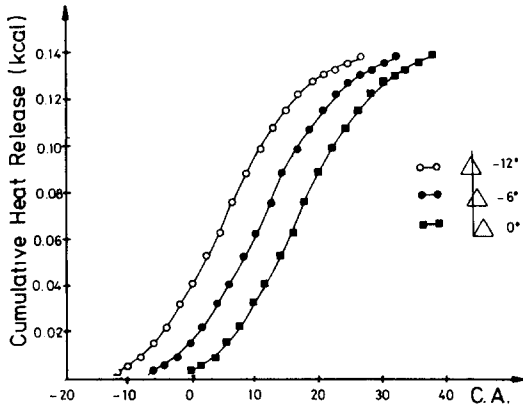


Fig. 5. Cumulative heat release with the varied duration of the heat release

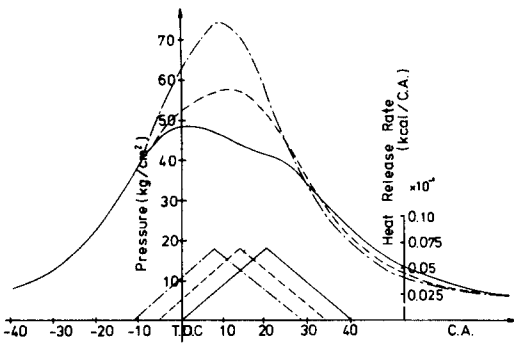


Fig. 6. Pressure diagram with the varied start time of the heat release

와 같이 앞 部分의 直線은 噴射된 燃料가 急激하게 燃燒하는 것을 나타내고 다른 한 直線은 나머지 燃料가 膨脹過程동안에 繼續해서 燃燒하는 것을 나타낸다. [1,8]

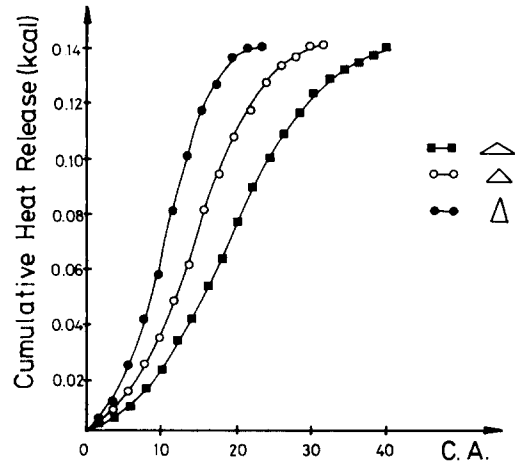


Fig. 7. Cumulative heat release with the varied start time of the heat release

Fig. 2, 4, 6 은 單純하게 假定된 熱發生率形態의 變動과 그에 따라 變化하고 있는 壓力線圖를 보여준다. Fig. 3, 5, 7은 熱發生率形態의 變動에 따른 蓄積熱發生量線圖의 變化를 나타낸다.

Fig. 2, 4, 6 에서 보여지는 熱發生率形態의 面積은 모두 同一한 크기이고 단지 그 形態만을 變化시켰다. 따라서 總燃燒發熱量은 모두 同一하다. Table 1, 2, 3 은 熱發生率形態의 變化에 따라 變化하는 指示馬力, 指示熱效率, 最大시린더 壓力, 冷却損失 등을 나타낸다.

熱發生率形態의 變動이 위의 各事項에 미치는 影響을 살펴본 結果는 다음과 같다.

(1) 最大熱發生率時期가 性能에 미치는 影響

Fig. 2에서 보는 바와 같이 一定한 熱發生率期間에 對해서 最大熱發生率時期가 앞당겨 질수록 最大 시린더 壓力은 約 43%程度로 크게 增加하지만 指示熱效率은 단지 3.7%程度만이 增加한

Table 1. Performances with the varied peak of the heat release rate

Order	I. H. P(PS)	$\eta_i(\%)$	$P_{max}(kg/cm^2)$	$\eta_w(\%)$
1	5.00	42.32	47.24	17.56
2	5.19	44.91	50.80	17.53
3	5.41	45.91	57.89	17.50
4	5.76	46.05	67.81	18.04

**Table 2. Performances with the varied duration of the heat release**

Order	I. H. P(PS)	$\eta_i(\%)$	$P_{max}(kg/cm^2)$	$\eta_w(\%)$
1	5.19	44.91	47.24	17.08
2	5.42	46.97	50.80	17.53
3	5.59	48.82	64.90	18.25

**Table 3. Performances with the varied start time of the heat release**

Order	I. H. P(PS)	$\eta_i(\%)$	$P_{max}(kg/cm^2)$	$\eta_w(\%)$
1	5.19	44.91	47.24	17.08
2	5.45	47.37	56.63	17.59
3	5.57	46.61	74.25	18.74

다. 또한 熱發生率形態의 앞 部分의 直線의 기울기가 작을수록 壓力上昇력이 작음을 알 수 있다. 實際機關에 있어서 最大熱發生率時期가 Fig. 2의 點線과 같이 뒤 部分에서 發生하는 일은 거의 없다. 따라서 가장 理想的인 熱發生率形態는 最大熱發生率時期가 中央에 位置할 때가 된다.

(2) 熱發生 持續期間이 性能에 미치는 影響

Fig. 4에서 보는 바와 같이 熱發生持續期間이 40°에서 24°로 짧아짐에 따라 指示熱効率は 約 4% 增加한다. 그러나 最大시린더壓力은 約 37% 增加를 보여준다. 또한 持續期間이 짧아질수록 壓力上昇率は 急增加한다.

(3) 熱發生 開始時期가 性能에 미치는 影響

Fig. 6에서 보는 바와 같이 一定한 熱發生期間에 對해서 熱發生 開始時期가 上死點에서 6°, 12°만큼 앞당겨 짐에 따라서 指示熱効率が 約 2% 增加함에 反해서 最大 시린더壓力은 約 57% 增加한다. 또한 壓力上昇率 역시 急增加함을 알 수 있다.

(1), (2), (3)으로부터 同一한 熱發生 面積, 즉 總燃燒燃料量이 一定한 境遇에 對해서 熱發生率形態의 變動이 機關性能에 미치는 影響을 檢討한 結果는 다음과 같다.

첫째, 熱發生率形態의 變動이 指示熱効률에

미치는 影響은 비교적 적다.

둘째, 熱發生率形態의 變動은 最大시린더壓力과 壓力上昇率에 크게 影響을 미친다.

셋째, 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生 持續期間이 짧을수록 그리고 熱發生 開始時期가 앞당겨질수록 指示馬力이 增加하여 指示熱効률은 增大한다. 그러나 디젤機關에서의 機械的 負荷와 熱的 負荷 問題때문에 이들에게는 限界가 있다. 그러므로 最大시린더壓力의 許容限度內에서 最大熱發生率時期를 앞당기고 熱發生 持續期間을 짧게하며 熱發生 開始時期를 앞당겨야 한다.

### 3. 實驗裝置 및 實驗方法

#### 3.1 實驗裝置

實驗裝置로는 YANMAR NS 90(C)機關이 裝置된 內燃機關 綜合性能試驗裝置(東京 디젤株式會社製)와 壓力計測裝置로서 환보로 인디케이터(長

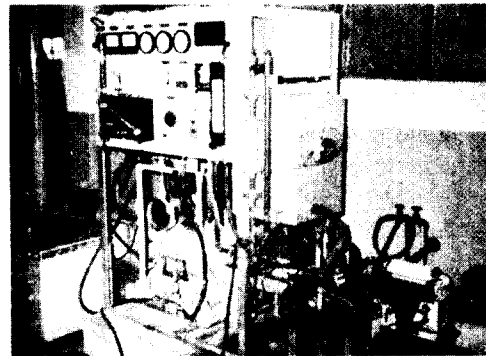


Fig. 8. The diesel engine for performance test

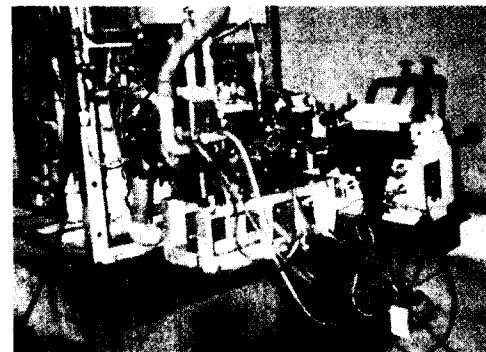


Fig. 9. Fanboro Indicator

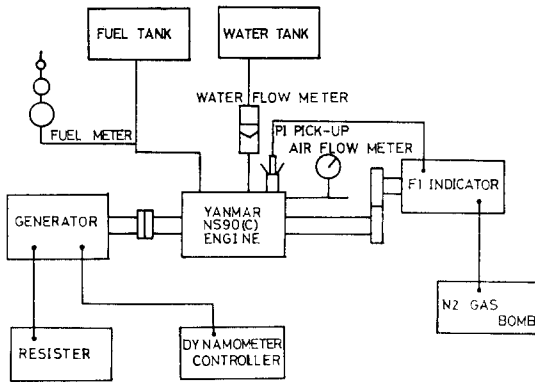


Fig. 10. Schematic diagram of experimental apparatus

Table 4. Principal specifications of the engine tested

項 目	內 容		
機關型式	YANMAR NS 90 (C)		
사이클	4行程		
冷却系統	水 冷		
시린더 數	1		
시린더內徑 × 行程(mm)	85 × 90		
피스톤容積(m <sup>3</sup> )	0.510 × 10 <sup>-3</sup>		
壓縮比	21.0		
最大出力(PS)	9		
定格出力(PS/rpm)	8/2200		
最大速度(rpm)	2200		
最大토크(N. m/PS)	29.71/9		
最少燃料消費率(g/PS. h)	200		
燃燒室	豫燃燒室式		
밸브 開閉 時期(deg)	吸 入	開 28° BTDC	閉 48° ABDC
	排 氣	57° BBDC	22° ATDC
燃料 噴射 時期(deg)	10° BTDC		

野計器製作所)를 利用하였으며 Fig. 8과 Fig. 9는 이들 裝置의 配置圖를 보여주고 있다. Fig. 10과 Table 4는 實驗裝置의 各種機器 連結配置와 機關要目을 보여준다.

### 3-2 實驗方法

實驗은 機關의 回轉數를 一定하게 維持하면서 負荷를 變化시킨 境遇와 機關의 負荷를 一定하게 維持하면서 回轉數를 變化시킨 境遇에 對해

Table 5. Operating condition(Speed constant)

Order	Speed(rpm)	Output(PS)	Dynamometer load(kg)
1	1600	0.00	0.0
2	1600	1.17	3.0
3	1600	3.35	6.0
4	1600	5.03	9.0

Table 6. Operating condition(Load constant)

Order	Speed(rpm)	Output(PS)	Dynamometer load(kg)
1	1200	2.40	5.71
2	1400	2.80	5.71
3	1600	3.20	5.71
4	1800	3.60	5.71
5	2000	4.00	5.71

서 行하였으며, Table 5와 6은 各各의 運轉條件을 나타낸다.

壓力線圖를 求하기 위해 本 論文에서는 환보로 인디케이터를 使用하고 환보로 인디케이터軸과 機關軸은 체인으로 連結하였다. 환보로 인디케이터를 使用함에 있어서 체인의 振動 防止를 위해 機關軸과 인디케이터軸 사이의 距離를 20 cm 以內로 設定하는 것이 바람직하나 設置場所의 形便上 부족이 그 間隔을 50cm 程度로 하여 使用하였다. 그로 인해 인디케이터 壓力線圖上에 나타나는 壓力線의 幅이 약간 增加하였기 때문에 各 크랭크角度 마다의 壓力은 그의 平均値를 利用하였다.

上死點 位置의 正確한 設定은 機關性能과 熱發生率을 求함에 있어서 가장 重要한 事項이다. 왜냐하면 上死點 位置가 正確하지 않으면 크랭크角度 當의 壓力값이 달라지고 이로 因해 壓力變化率이 달라져서 指示馬力과 熱發生率이 크게 變化하기 때문이다.

本 實驗에서는 체인의 처짐에 따라 發生하는 인디케이터드럼上의 上死點 位置變動을 考慮하여 上死點의 位置를 약간 修正하였다.

환보로인디케이터에 依한 壓力線圖의 한 例를 Fig. 11에 보인다.



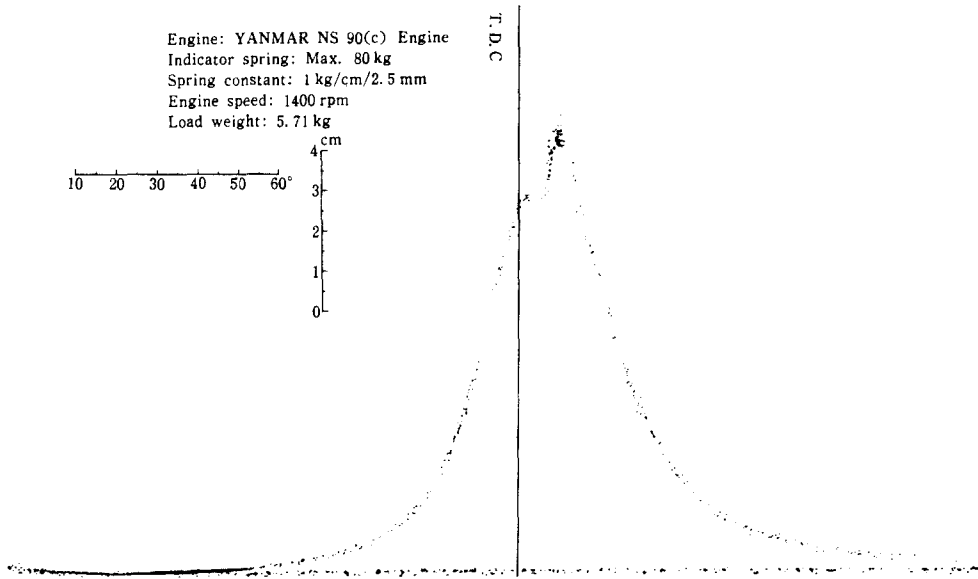


Fig. 11. The pressure diagram of YANMAR NS 90 (C) engine at 1400rpm

### 3.3 壓力線圖의 處理方法

原則적으로 壓力線圖를 撮取할 때는 한 사이클 동안에 變化하는 正確한 壓力線圖를 求해야 한다. 그런데 환보로인디케이터로부터 얻어지는 壓力線圖는 인디케이터의 特性上 한 사이클

동안에 두 點만을 나타내므로 여러 사이클이 反復되어서 形成된다. 따라서 本 論文에서 使用한 壓力線圖는 한 사이클 동안의 壓力線圖가 아니라 여러 사이클 동안에 걸쳐 重複된 壓力線圖이고 사이클變動에 의한 影響이 包含되어 있어 各 크랭크角度마다의 壓力값은 實際로 平均的인 壓力

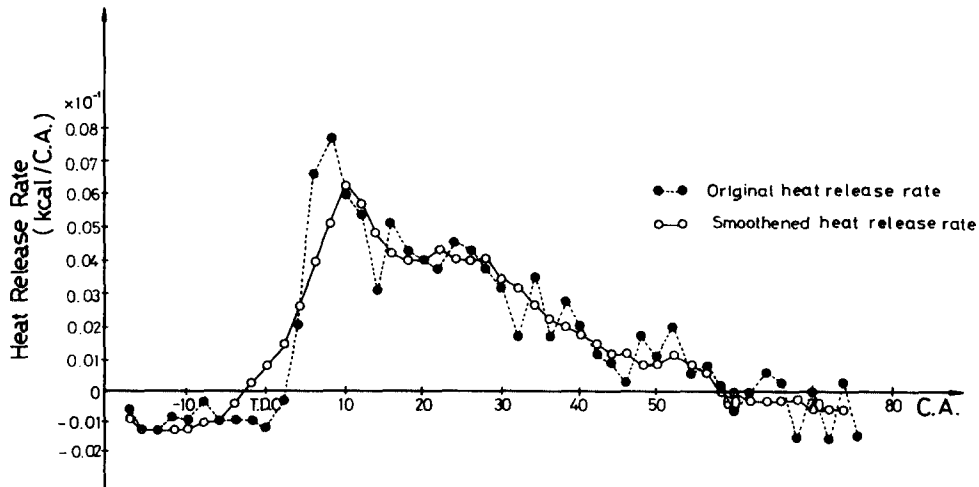


Fig. 12. The smoothed heat release rate by the least square method

값을 意味한다. 따라서 이들 平均壓力값들을 利用해서 求하게 되는 熱發生率 역시 平均的인 것으로 理解하지 않으면 안된다. 嚴密한 意味에서 熱發生率形態는 한 사이클 동안의 壓力變動으로부터 求하지 않으면 안되지만, 여러 사이클의 平均的인 壓力값을 利用한다 하더라도 本 論文에서 目的으로 하고 있는 運轉條件의 變化에 따른 平均的인 熱發生率을 考察하는데 있어서의 그 影響은 크지 않을 것으로 생각된다.

인디케이터에 依해 擧取된 壓力線圖에서 눈으로 읽은 壓力값들을 그대로 熱發生率 關係式에 代入시켜 熱發生率形態를 求하면 그 形狀은 아주 變動이 甚하게 되고, 따라서 機關運轉條件에 따른 各 熱發生率形態의 特徵을 把握하기가 困難할 것으로 생각된다. 熱發生率形態의 變動이 甚하게 나타나는 理由는 熱發生率에 가장 큰 影響을 미치는 壓力變化率이 눈으로 읽을 때 생긴 誤差로 因하여 變動이 甚하게 되기 때문이다. 그러므로 熱發生率패턴의 特徵을 把握하기 위해서는 入力되는 壓力變化率을 函數로 近似시킬 必要가 있고 여기에서는 이를 위해서 最少自乘法을 利用하였다. Fig. 12는 最少自乘法을 適用시킨 境遇와 그렇지 않은 境遇에 있어서 熱發生率 形態의 差異를 보인다.

3.4 上死點의 位置誤차가 熱發生率形態와 機關性能에 미치는 影響

Fig. 13은 上死點의 誤差로 因한 熱發生率形態

의 變化를 보인다. Fig. 13에서 보는 바와 같이 上死點이 2°만큼 앞당겨져서 測定되었을 境遇에는 熱發生開始時期는 거의 變化하지 않지만 最大 熱發生率時期가 2°정도 늦어지고 그 크기가 15% 정도 增加하며 全區間에 걸쳐 熱發生率이 增加하게 된다. 따라서, 熱發生率을 全 區間에 걸쳐서 積分한 總燃燒發熱量은 供給된 燃料로부터 換算된 發熱量보다 13%程度 크게 된다.

그리고 上死點이 2°만큼 늦추어져서 測定되었을 境遇에는 最大 熱發生率時期가 2°程度 빨라지고 그 크기가 16%程度 減少하게 되므로 全 區間에 걸쳐 熱發生率이 減少한다. 따라서 計算한 總燃燒發熱量 값이 實測한 供給燃燒量으로부터 換算된 發熱量값 보다 14%程度 작게 된다.

따라서 上死點의 位置誤차는 熱發生率과 指示 熱効率에 있어서 相當히 큰 幅의 誤差를 주게 되므로 格別히 細心한 注意를 必要로 한다.

4. 實驗結果 및 考察

本 實驗에 使用된 YANMAR NS 90(C)機關은 豫燃燒室式機關이다.

豫燃燒室式機關의 特徵은 시린더헤드內에 全 壓縮容積의 30~40%의 豫燃燒室을 設置하고 이것이 主燃燒室과 1個 또는 數個의 連絡孔에 依하여 連結되고 있다. 燃燒는 먼저 豫燃燒室에 噴射되고 그의 一部가 燃燒를 일으키면 豫燃燒室에서의 壓力은 主燃燒室보다 훨씬 높기 때문에 未

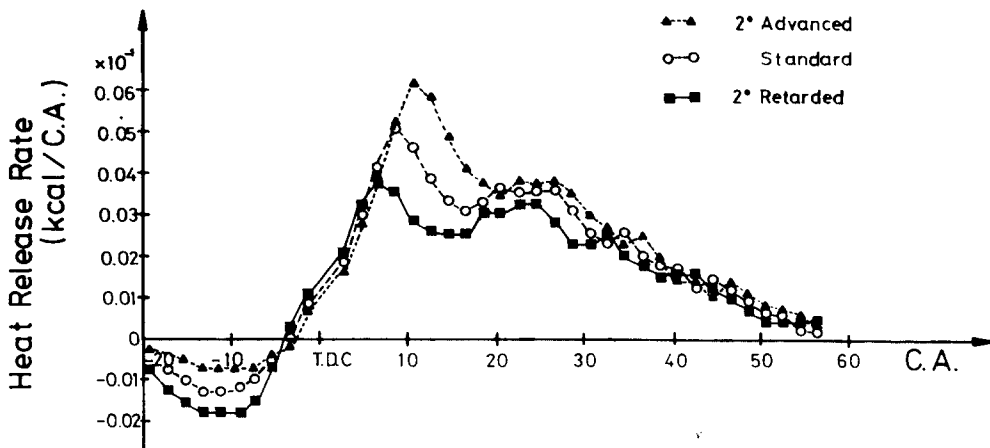


Fig. 13. The variation of the heat release rate with T.D.C error

燃燒의 燃料을 包含하는 高溫가스는 主燃燒室에 噴出하며 그때에 霧化가 助長되고 새로운 空氣와 混合하여 完全燃燒가 行하여진다.[10]

豫燃燒室式機關에 對해서 熱發生率形態를 求할 境遇에 嚴密하게 말하면 作動가스가 피스톤에 한 일은 豫燃燒室 사이의 가스流動에 依한 損失을 考慮하여서 求해야 한다. 그러나 豫燃燒室과 主燃燒室 사이에서의 가스流動에 依한 損失은 크지 않을 것으로 생각되므로 主燃燒室단의 壓力線圖를 利用해서 熱發生率을 求하여도 本 論文에서 目的으로 하고 있는 熱發生率形態의 特徵을 把握하는데 있어서 큰 支障이 없을 것으로 생각된다.

Fig. 14와 Fig. 16은 各各 負荷變動時와 回轉數變動時의 熱發生率形態의 變動을 보인다. Fig. 14와 Fig. 16에서의 熱發生率形態의 크기는 實測한 總燃燒發熱量 값과 計算에 依한 總燃燒發熱量 값이 正確하게 一致하지 않았기 때문에 實測한 값과 同一한 값이 되도록 比例的으로 修正하여 나타냈다. 兩者間에 차이가 나는 것은 壁으로 빠져나가는 熱損失을 正確하게 推定할 수 없는 등 不正確한 因子들이 많은 것에 起因한다.

#### 4.1 負荷變化時의 熱發生率形態의 變動

Fig. 14는 回轉數를 1600rpm으로 一定히 維持하면서 負荷를 0 kg에서 9 kg으로 增加시킬 境遇

에 求한 各各의 熱發生率形態를 보인다. Fig. 14에서 알 수 있는 바와 같이 負荷가 增加할수록 熱發生率이 最大가 되는 時期는 漸次 앞당겨지고 따라서 燃燒初期에 있어서의 汽缸內 壓力上昇率이 커지게 된다. 또한 熱發生率은 全 區間에 걸쳐서 增加하고 熱發生 持續期間도 無負荷 때의 50°程度에서 80°程度로 길어지는 傾向을 나타내고 있다. 그리고 Fig. 14에 있어서 上死點 以前附近의 熱發生率 값은 陰의 값을 가지게 되고 이것은 壁外로의 熱損失, 燃料의 蒸發에 依한 吸熱反應 등에 그 原因이 있다. 그림에서 負荷의 減少에 따라 그 絕對값이 크게 되는 理由는 (4)式에서 알 수 있는 바와같이 負荷가 減少할수록 壓力上昇率의 增加가 작아지기 때문이며, 特히 本 計算에서는 앞의 假定에서 言及한 바와 같이 汽缸內 壁面 溫度는 負荷에 關係없이 一定한 것으로 取扱하고 있기 때문에 그 差는 實際보다 더 크게 나타나고 있는 것으로 생각된다.

燃燒初期에 있어서 壓力上昇率은 負荷의 增加가 燃料의 噴射率을 變化시키지 않기 때문에 着火 遲延期間에 支配된다고 생각된다. 그러나 負荷가 增加함에 따라 豫燃燒室內의 壓力과 溫度는 上昇하므로 主燃燒室內에서의 流動 에너지를 增加시키고 따라서 燃燒效率를 向上시키기 때문에 燃燒初期에 있어서의 壓力上昇率, 즉 熱發生

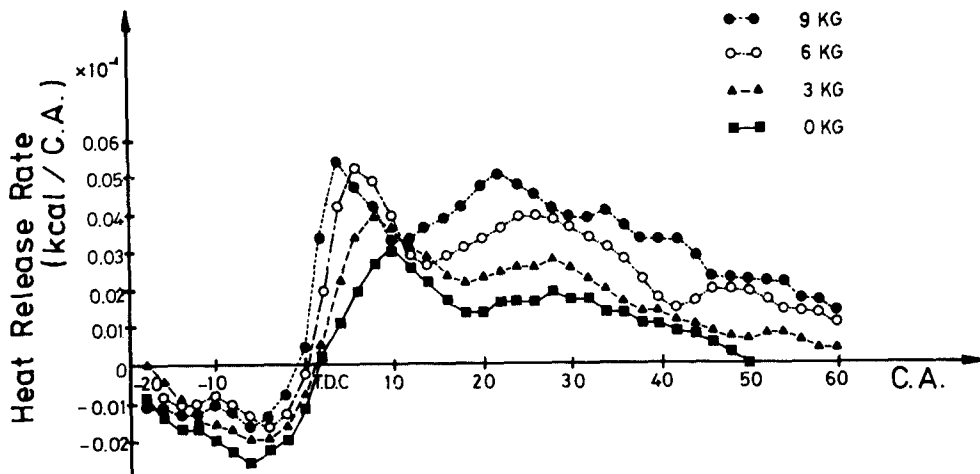


Fig. 14. The variation of the heat release rate with engine load

率形態는 急激한 變化를 나타내는 것으로 생각되며, 直接噴射式機關의 境遇와의 差異點을 잘 나타내고 있다. 또한 熱發生期間이 길어지는 것은 負荷가 增加함에 따라 燃料의 噴射期間 및 噴射量이 增加하기 때문이며 一般的인 傾向과 잘 一致하고 있다.

Fig. 15는 負荷의 變化에 따라 變動하는 指示

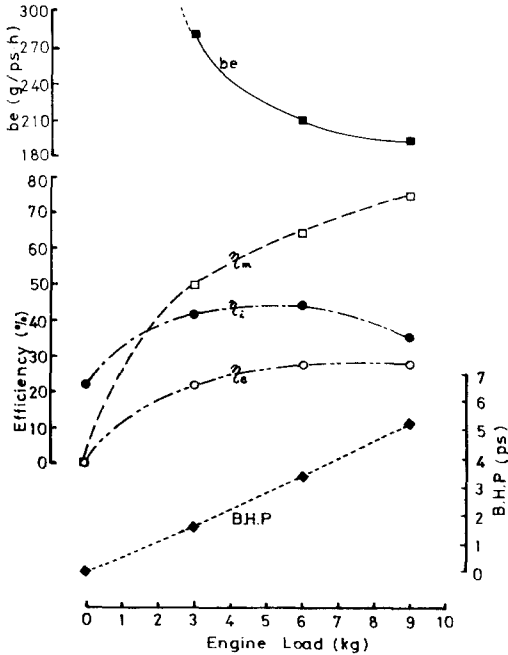


Fig. 15. The performance curve with engine load

熱效率( $\eta_i$ ), 制動熱效率( $\eta_e$ ), 機械效率( $\eta_m$ ), 正味燃料消費率( $b_e$ ), 制動馬力(B. H. P)를 나타낸다.

#### 4.2 回轉數 變化時的 熱發生率形態의 變動

Fig. 16은 負荷를 5.71kg으로 一定하게 維持하면서 回轉數를 1200rpm에서 2000rpm으로 增加시킨 境遇에 求한 各各의 熱發生率形態를 보인다.

Fig. 16에서 알 수 있는 바와 같이 熱發生 開始時期는 回轉數가 增加함에 따라 着火遲延期間은 相對的으로 길어지기 때문에 늦어지는 傾向을 나타내고 있다. 따라서 最大熱發生時期도 늦어진다. 그러나 熱發生率의 크기와 熱發生 持續期間은 거의 變化하지 않음을 알 수 있다. 이것은 回轉數가 增加할수록 熱發生 持續期間이 길어지는 傾向을 보여주는 直接噴射式機關과는 差異가 있는 點으로, 豫燃燒室式機關에서는 回轉數가 增加함에 따라 豫燃燒室을 設置함으로써 생기는 效果의 增大가 燃燒效率를 向上 시켜 주기 때문이다. 결국 이 結果는 高速機關일수록 直接噴射式機關에 比하여 豫燃燒室式機關이 燃燒效率를 向上시킬 수 있다는 것을 뒷 받침해 준다.

Fig. 17은 回轉數의 變化에 따라 變動하는 各種 效率와 制動馬力, 그리고 正味燃料消費率을 보이고 있다.

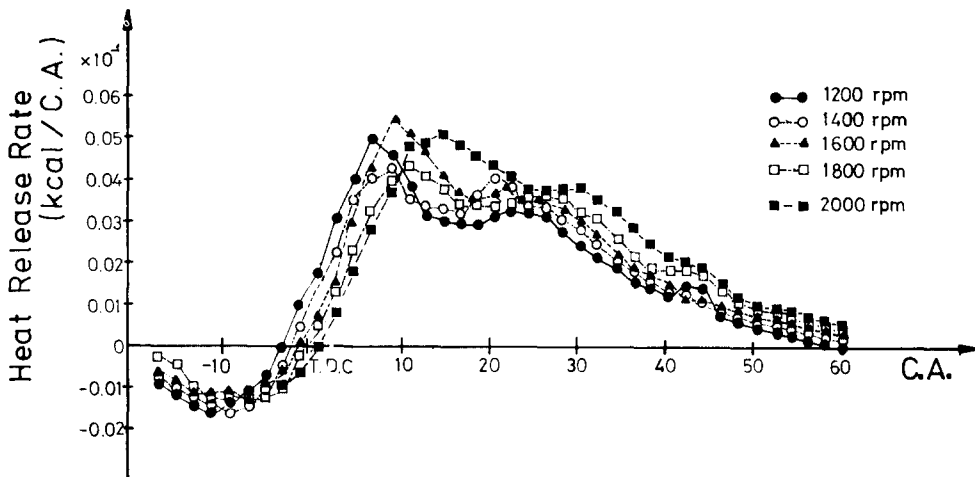


Fig. 16. The variation of the heat release rate with engine speed

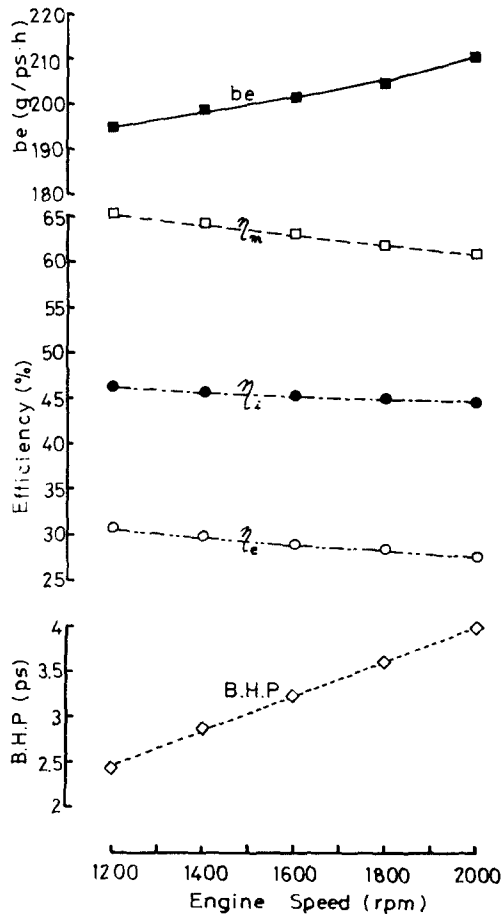


Fig. 17. The performance curve with engine speed

### 5. 結 論

小形 高速 4行程사이클 豫燃燒室式 디젤機關에 對해 理論的인 熱發生率形態의 變動이 機關性能에 미치는 影響을 調査하고, 實際機關에 있어서 機關運轉條件의 變動이 熱發生率形態에 미치는 影響을 考察한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 熱發生率形態의 變動이 指示熱効率에 미치는 影響은 비교적 적다.
2. 熱發生率形態의 變動은 最大시린더壓力과 壓力上昇率에 크게 影響을 미친다.
3. 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生持

續期間이 짧아질수록 그리고 熱發生 開始時期가 앞당겨질 수록 指示熱効率은 增加한다. 그러나 機關의 機械的 負荷와 熱的 負荷問題 때문에 이 들에는 限界가 있다고 생각된다.

4. 回轉數를 一定히 維持하고 負荷를 增加시킬 境遇 熱發生率形態에 있어서 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生率값이 全 區間에 걸쳐서 漸次 增加하며 熱發生 持續期間이 길어지는 傾向을 나타낸다. 前者는 最大熱發生率時期가 一定한 直接噴射式機關과는 다른 點이다. 그러나 後者는 兩者間에 同一하게 나타나는 傾向을 보인다.

5. 負荷를 一定히 維持하고 回轉數를 增加시킬 境遇 熱發生率形態에 있어서 熱發生 開始時期와 最大熱發生率時期는 若干씩 늦어진다. 그러나 熱發生率값의 크기와 熱發生 持續期間은 거의 一定하다. 이것은 回轉數가 增加할수록 熱發生 持續期間이 길어지는 直接噴射式機關과는 差異가 있는 點으로 豫燃燒室式機關은 直接 噴射式機關에 비해 高速에서 燃燒効率이 優位에 있다는 것을 보인다.

以上の 結果로 부터 환보로인디케이터를 利用하여 妥當한 熱發生率形態를 求할 수 있었으며 또한 豫燃燒室式機關의 熱發生率形態와 直接噴射式機關의 그것과의 差異點을 確認할 수 있었다.

### 參 考 文 獻

1. Rowland S. Benson and N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engine", Pergamon, pp.71-73, (1979)
2. W.T. Lyn, "Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine", Ninth International Symposium on Combustion, New York, (1962)
3. N.D. Whitehouse and B.K. Sareen, "Prediction of Heat Release in a Quiescent Chamber Diesel Engine Allowing for Fuel/Air Mixing", SAE Paper 740084, (1974)
4. T.S.Oh and S.Z.Oh, "Study on Prediction of Four Stroke Diesel Engine Performance-

- Cycle Simulation Using Heat Release Model-", (1981)
5. S. D. Haddad, "Principle and Performance in Diesel Engineering", Ellis Horwood Limited. pp.13-45, (1984)
  6. 串山正, 戸田信昭, 大山武彦, "排氣ターボ過給ディーゼル機関の過給性能計算法について", 日本機械學會論文集, 31卷 230號, pp.1539, (1965)
  7. Annand, W.J.D., "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Inst Mech. Engineerings, Vol. 177, pp.973, (1963)
  8. A.E.W. Austen and W. T. Lyn, "The Application of Heat Release Analysis to Engine Combustion Study", B10 Presented at the CIMAC International (June, 1962)
  9. 全孝重, "内燃機關講義", 一中社, pp.108~pp.110, (1979)
  10. Woschni, G. and Anisit, F., "Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions", SAE Paper 740086, (1974)
  11. 文献 9頁 pp.196~pp.199.
  12. N. D. Whitehouse and R.J.B. Way, "A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate", SAE Paper 710134, (1971)