

壓縮着火機關의 燃燒特性에 관한 研究

A Study on the Combustion Characteristics of Compression Ignition Engine

李 昌 植*
Chang Sik Lee

Abstract

This paper describes an experimental study of the effect of injection timing on the combustion characteristics in four stroke cycle diesel engine with direct injection type combustion chamber. The effect of injection timing and compression ratio of engine on the combustion characteristics are investigated.

Experimental results of combustion characteristics in cylinder show that the combustion pressure and the rate of pressure rise decrease in accordance with the retard of fuel injection timing.

It is observed that the rate of pressure rise in cylinder is increased an increase in the compression ratio of engine.

The effect of the fuel injection timing on the frequency of cylinder pressure brings about the same trend of the maximum rate of pressure rise in cylinder.

記 號 說 明

A	: 일의 熱當量	$\frac{dQ}{d\phi}$: 熱發生率
ATC	: 上死點後	$\frac{dP}{d\phi}$: 壓力上昇率
BTC	: 上死點前	F	: 冷却面積
C	: 常數	G	: 가스重量
CA	: 크랭크角	h	: 微小크랭크角度 間隔
C_m	: 피스톤 平均速度	h_g	: 가스의 熱傳達係數
B	: 下死點	h_r	: 輻射熱傳達係數
C_p	: 定壓比熱	H_f	: 燃料의 엔탈피
C_v	: 定積比熱	L	: 커넥팅 로드의 길이
D	: 실린더 안지름	P	: 壓力
		P_{max}	: 最高壓力

- Q : 熱量
- Q_w : 冷却熱量
- R : 가스定數
- R_c : 크랭크半徑
- S : 行程
- t : 時間
- T : 溫度
- T : 上死點(Fig.에서)
- T_g : 가스溫度
- T_w : 冷却水溫度
- T_{wc} : 실린더벽의 溫度
- U : 内部에너지
- V : 실린더 体積
- V_c : 틈새체적
- V_h : 行程体積
- W : 일
- X : 피스톤變位
- β : 커넥팅 로드와 실린더中心 사이의 角
- ε : 壓縮比
- κ : 比熱比
- λ = L/R_c
- ψ : 크랭크角

I. 序 論

壓縮着火機關은 空氣를 吸入하여 壓縮한 후 燃料을 噴射하여 燃燒시키는 機關이므로 機關의 性能은 실린더内の 燃燒特性에 따라 크게 달라진다.

機關실린더内の 燃燒特性値는 실린더内の 指壓線圖로부터 壓力, 壓力上昇率, 最高壓力 및 熱發生率 등으로 표시되며 이들은 燃料의 性質이나 吸氣條件, 燃料噴射特性, 壓縮比, 冷却條件 등의 여러가지 因子에 따라 크게 變化한다.

디젤機關의 燃燒는 燃燒過程이 連續形 燃燒器와 같이 一定하지 않고 또한 燃燒도 極히 짧은 時間에 이루어진다는 점에서 燃燒特性値의 擧動 및 그 變動因子를 밝히는 것은 매우 重要하다.

디젤機關의 燃燒特性에 관한 研究動向을 살펴보면 주로 指壓線圖로부터 실린더内の 壓力를 採取하여 이것을 바탕으로 燃燒特性値를 求하는 方法을 이용하고 있으며 最近에는 컴퓨터를 이용한 燃燒解析裝置의 開發로 인하여 더욱 信頼

度가 높고 多樣한 데이터를 얻을 수 있게 되었다.

디젤機關의 燃燒率에 관한 研究로는 燃燒率과 機關性能에 미치는 吸氣溫度的 影響에 관한 研究⁽¹⁾를 비롯하여 窒素酸化物的 低減, 騒音低減과 熱效率의 向上을 위한 燃料과 燃燒率에 관한 研究^{(2),(3),(4)} 디젤機關의 熱發生率 및 燃燒率의 算出方法과 이것에 따른 誤差要因에 관한 研究⁽⁵⁾ 등의 많은 研究가 이루어져 왔다.

그러나 機關의 燃燒特性에 미치는 因子의 糾明, 실린더内の 燃燒機構, 熱發生率과 放熱과의 關係 등에 대하여는 더욱 많은 研究가 必要하다.

이러한 觀點에서 本 研究에서는 壓縮着火機關의 熱發生率과 燃燒率에 미치는 因子中에서 機關의 燃燒噴射條件과 壓縮比 등을 變化시켰을 경우 실린더内の 壓力變化, 壓力上昇率 및 熱發生率 등의 燃燒特性을 求한 것이다.

II. 실린더内の 熱發生率과 燃燒率의 熱力學的解析

2-1. 실린더内の 体積變化率

실린더内の 피스톤變位를 X라 할 때 실린더体積 V_F는

$$X = R_c \left[(1 - \cos \psi) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \psi}{\lambda^2}} \right) \right] \tag{1}$$

여기서 λ=L/R_c이다.

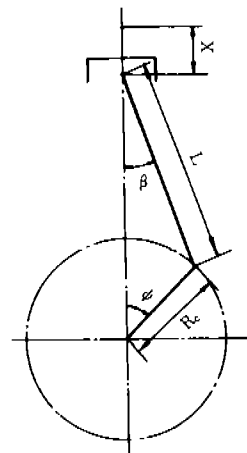


Fig. 1 Piston-crank mechanism

$$V_{\psi} = V_c + \frac{\pi}{4} D^2 S \left[(1 - \cos \psi) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \psi}{\lambda^2}} \right) \right] / 2 \quad \dots\dots(2)$$

壓縮比를 ϵ 라 하면

$$V_{\psi} = V_h \left[\frac{1}{\epsilon - 1} + (1 - \cos \psi) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \psi}{\lambda^2}} \right) \right] / 2 \quad \dots\dots(3)$$

로 表示된다. 따라서 실린더內的 體積變化率 $\frac{dV_{\psi}}{d\psi}$ 는

$$\frac{dV_{\psi}}{d\psi} = \left[\sin \psi + \frac{\sin 2\psi}{2\lambda \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \psi}{\lambda^2}}} \right] \frac{V_h}{2} \times \frac{\pi}{180} \quad \dots\dots(4)$$

가 된다.

2-2. 실린더內的 壓力上昇率

機關실린더內的 壓力上昇率 $\frac{dP_{\psi}}{d\psi}$ 를 指壓線圖로로부터 求한 壓力 P_{ψ} 를 Stirling의 數值微分을 適用하여 求하면 다음 式으로 표시된다.

$$\left(\frac{dP_{\psi}}{d\psi} \right)_{\psi=\psi_0} = \frac{1}{h} \left\{ \frac{\Delta^1 P_{-1} + \Delta^0 P_0}{2} - \frac{1}{6} \frac{\Delta^3 P_{-2} + \Delta^2 P_{-1}}{2} + \frac{1}{30} \left[\frac{\Delta^5 P_{-3} + \Delta^4 P_{-2}}{2} + \dots \right] \right\} \quad \dots\dots(5)$$

여기서 $\Delta^1 P_{-1}$, $\Delta^0 P_0$, $\Delta^3 P_{-2}$, $\Delta^2 P_{-1}$, $\Delta^5 P_{-3}$, $\Delta^4 P_{-2}$ 등을 數值微分의 階差式으로 부터 구하고, 크랭크角 $\psi-2$, $\psi-1$, ψ , $\psi+1$, $\psi+2$ 에서의 실린더內的 壓力을 각각 $P_{\psi-2}$, $P_{\psi-1}$, P_{ψ} , $P_{\psi+1}$, $P_{\psi+2}$ 로 표시하여 정리하면

$$\frac{dP_{\psi}}{d\psi} \approx \frac{1}{12h} \left[-P_{\psi+2} + P_{\psi-2} + 8(P_{\psi+1} - P_{\psi-1}) \right] \quad \dots\dots(6)$$

로 表示된다.

2-3. 熱發生率과 燃燒率

실린더內로 噴射된 燃料가 微粒化하여 均一한

混合氣로 되었다고 생각하면 熱發生率 $\frac{dQ_{\psi}}{d\psi}$ 는 熱力學의 第1法則으로부터 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{dQ_B}{d\psi} - \frac{dQ_W}{d\psi} - H_r \frac{dG_r}{d\psi} = \frac{dU}{d\psi} + A \frac{dW}{d\psi} \quad \dots\dots(7)$$

여기서 $H_r \frac{dG_r}{d\psi}$ 는 대단히 小으므로 無視하면 熱

發生率 $\frac{dQ_{\psi}}{d\psi}$ 는

$$\frac{dQ_{\psi}}{d\psi} = \frac{dQ_B}{d\psi} - \frac{dQ_W}{d\psi} \quad \dots\dots(8)$$

여기서 $\frac{dQ_B}{d\psi}$ 는 燃燒率이고 $\frac{dQ_W}{d\psi}$ 는 放熱(冷却)

率이다.

式(8)을 다시 쓰면

$$\frac{dQ_{\psi}}{d\psi} = \frac{d}{d\psi} (G C_v T) + A P_{\psi} \frac{dV_{\psi}}{d\psi} \quad \dots\dots(9)$$

式(9)에서 $C_v = \frac{A}{x-1} R$ 이므로

$$\frac{dQ_{\psi}}{d\psi} = \frac{A}{x-1} \left\{ x P_{\psi} \frac{dV_{\psi}}{d\psi} + V_{\psi} \frac{dP_{\psi}}{d\psi} \right\} \quad \dots\dots(10)$$

로 表示된다.

한편 機關의 冷却放熱率 $\frac{dQ_W}{d\psi}$ 는 다음 式으로 구한다.

$$\frac{dQ_W}{d\psi} = \sum_{i=1}^n (h_g(\psi) + h_r(\psi)) F_i(\psi) [T_g(\psi) - T_{w_i}] \frac{dt}{d\psi} \quad \dots\dots(11)$$

여기서 h_g 는 G. Woschni의 式⁽⁶⁾을 사용하였고 h_r 는 Nusselt의 輻射熱傳達率⁽⁷⁾을 사용하였다.

$$h_g = 265 D^{-0.214} (C_m P)^{0.786} T_g^{-0.526} \quad \dots\dots(12)$$

$$h_r \approx 0.362 \frac{\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{w_i}}{100} \right)^4}{T_g - T_{w_i}} \quad \dots\dots(13)$$

式(11) 및 式(13)에서 실린더壁의 溫度 T_{w_i} 는 T_g 에 비하여 작고 또 T_w 와 거의 같으므로 $T_{w_i} \approx T_w$ 로 보고 計算하기로 한다.

III. 實驗裝置 및 實驗方法

本 實驗에 使用한 實驗機關은 水冷4사이클 直接噴射式 디젤機關으로서 그 主要諸元은 Table 1 과 같다.

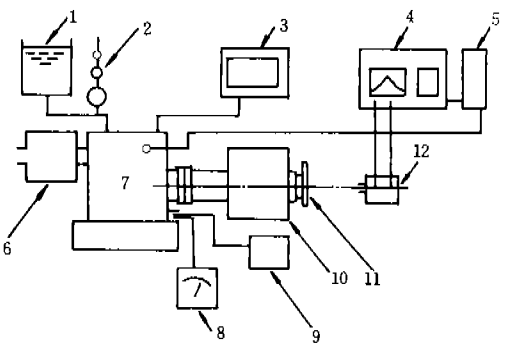
機關의 運轉條件은 回轉速度 1000rpm, 冷却水 溫度를 50±2℃로 一定하게 維持하였다.

실린더內의 壓力變化는 壓電型變換器에 의하여 發生한 電荷를 電氣信號로 變換하는 차아지 앰플리파이어(Kistler Type 5007)와 燃燒解析裝置(Onosokki CB 366)를 使用하여 記錄하였다.

한편 실린더內의 溫度와 冷却水, 排氣가스, 潤滑油溫度는 멀티 채널 디지털 레코더로 測定하여 記錄하였다.

Table 1 Specification of test engine

Type	Water cooled vertical type
Cylinder bore	110mm
Stroke	150mm
Compression ratio	14.3, 17.4 (압축비조정)
Shaft horsepower	10 PS/1200 rpm
Injection pressure	200 kg/cm ²



- 1. Fuel tank
- 2. Fuel burette
- 3. Multi-channel digital recorder
- 4. Combustion analyzer
- 5. Charge amplifier
- 6. Surge tank
- 7. Engine
- 8. Smoke meter
- 9. Exhaust gas analyzer
- 10. Dynamometer
- 11. Optical detector
- 12. Light source

Fig. 2 Experimental apparatus

IV. 實驗結果 및 考察

4-1. 실린더內의 壓力變化

Fig. 3은 機關실린더內의 壓力變化를 回轉速度

n=1000rpm 일 경우에 대하여 燃料의 噴射時期의 影響을 比較한 것이다. 이 경우 冷却水溫度는 50℃로 일정하게 維持하였고 噴射時期는 5℃, 15℃, 22°의 3種에 대하여 實驗하였다.

이들 線圖에서 보는 바와 같이 실린더內의 壓力은 噴射時期를 上死點前 22°로 하였을 경우 가장 높았고 燃料噴射時期를 遲延시켜줌에 따라 最高壓力도 低下하는 傾向을 나타내었다.

이러한 傾向은 噴射時期를 빠르게 한 경우 着火遲延에 소요되는 期間이 길어져서 燃料의 蒸發量이 많아져서 初期燃燒壓力이 높아지게 된다. 따라서 噴射時期를 上死點前 22°로 하였을 경우의 燃燒速度는 5°, 15°의 경우보다 빨라진다.

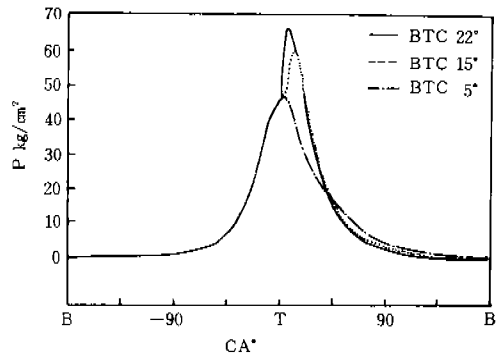


Fig. 3 Pressure-crank angle diagram

Fig. 4는 실린더內의 壓力上昇率 $\frac{dP}{d\phi}$ 를 圖示한 것이다. 이 線圖에서 보는 바와 같이 식 (6)에서 求한 실린더內의 壓力上昇率은 噴射時期인 噴射

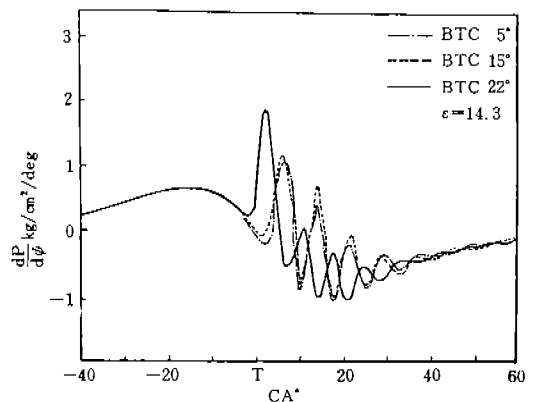


Fig. 4 Effect of injection timing on the rate of pressure rise in cylinder

角에 達할 때까지는 吸入된 空氣만의 壓縮에 의하여 壓力上昇率은 조금씩 上向기울기를 가지고 變化하다가 上死點 부근에 接近하면서 실린더內的 壓力은 비교적 壓力上昇率이 큰 變化를 하게 된다.

그러나 壓縮이 進行되어 上死點에 피스톤이 接近하는 기간 동안 噴射되는 燃料가 蒸發·着火되면서 上死點에서 크랭크角으로 5° 정도까지의 區間에서는 다른 區間에 비하여 壓力上昇率이 높은 變化를 하게 되므로 이 부근에서 壓力上昇率의 最大値가 나타나게 되며 曲線은 傾斜가 急激한 狀態가 되었다가 膨脹過程을 거치면서 後燃期間으로 들어가게 된다.

한편 Fig. 5는 噴射時期를 變化시켰을 경우의 실린더內 最高壓力 P_{max} 와 壓力上昇率 $(\frac{dP}{d\psi})_{max}$ 를 顯示한 것이다.

실린더內的 最高壓力 P_{max} 는 噴射時期를 遲延시킨 경우에 顯著하게 低下하는 傾向을 나타내었으며 또 最大壓力上昇率 $(\frac{dP}{d\psi})_{max}$ 도 급격히 低下하는 傾向을 나타내었다.

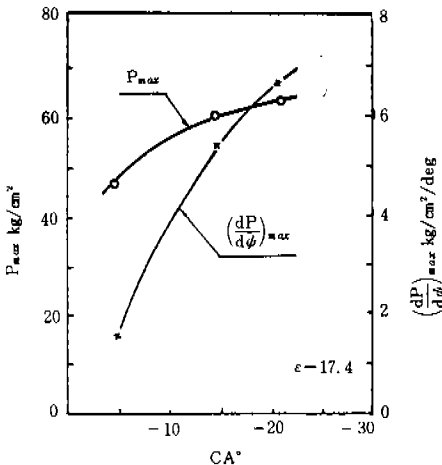


Fig. 5. Maximum pressure and maximum rate of pressure rise versus crank angle

Fig. 6은 실린더內的 壓力上昇率을 壓縮比의 變化에 대하여 정리한 것이다. 이 線圖에서 보는 바와 같이 壓力上昇率은 壓縮比의 影響을 크게 받고 있으며 이것은 실린더內로 분사된 燃料의

燃焼가 특히 初期燃焼過程에서 실린더內的 燃料의 蒸發分團氣와 壓縮壓力에 크게 影響을 받는 것에 기인된다고 생각된다.

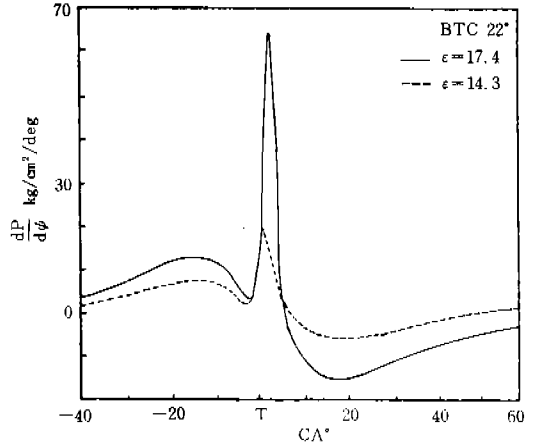


Fig. 6 Effect of compression ratio on the rate of pressure rise in cylinder

4-2. 熱發生率의 變化

Fig. 7은 실린더의 熱發生率의 變化를 顯示한 것이다.

熱發生率 $\frac{dQ}{d\psi}$ 는 앞에서 고찰한 바와 같이 燃料가 噴射되어 蒸發燃焼가 시작되면 上死點을 전후하여 熱發生率은 急激히 最大値에 달하였다가 低下하는 傾向을 나타내었다.

이러한 傾向은 피스톤이 上死點부근에 達하였을 때 噴射된 燃料가 急激히 燃焼하였다가 上死點後 30°附近에서 부터는 熱發生率이 거의 일정한 값을 갖게 됨을 의미한다.

噴射時期를 變化시킨 경우에도 最大 熱發生率을 비롯한 全體的인 傾向은 거의 同--하지만 着火遲延期間이 있으므로 $(\frac{dQ}{d\psi})_{max}$ 이 發生하는 位置는 噴射時期를 遲延시킨 것만큼의 遲延效果를 갖는 위치가 되고 있다. 또한 이 경우 熱發生率의 最大値 $(\frac{dQ}{d\psi})_{max}$ 의 값은 上死點前 22°의 경우에 비하여 顯著히 낮은 結果를 보였다.

Fig. 8은 壓縮比를 17.4로 하였을 경우의 熱發生率의 變化를 비교한 것이다.

$\frac{dQ}{d\psi}$ 의 變化傾向은 壓縮比가 14.3일 때와 큰 차

異는 없으나 最大值가 크고 또 噴射時期가 上死點前 5°인 경우의 曲線이 $\epsilon=14.3$ 인 경우보다 右側으로 移動한 位置로 나타났다.

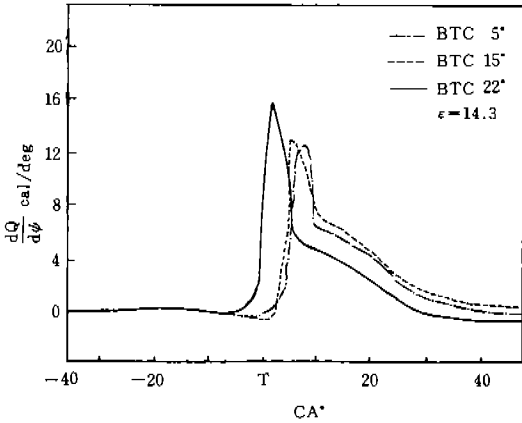


Fig. 7 Effect of injection timing on the rate of heat release in cylinder

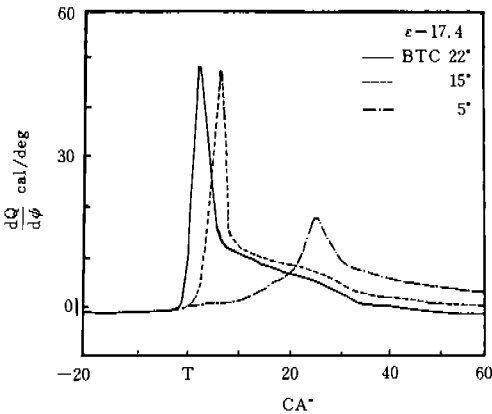


Fig. 8 Effect of injection timing on the rate of heat release in cylinder

4-3. 燃燒特性値의 頻度分布

Fig. 9는 Fig. 4에 표시된 것과 같은 조건에 대한 실린더內의 最大壓力의 發生頻度를 BTC 10°로부터 ATC 20° 사이에 대하여 圖示한 것이다. 이 때 P_{max} 의 發生빈도는 BTC 6°로부터 ATC 11° 사이의 범위에 대부분이 分布되어 있으며 噴射時期가 BTC 5°인 경우에는 BTC 6°로부터 ATC 16° 정도의 범위에 걸쳐 P_{max} 가 나타나며

ATC 9° 부근에서 그 頻度가 가장 높았다. 이러한 경향은 연료의 噴射時期가 늦추어짐에 따라 실린더內에서 壓縮末에 연소하는 燃料量이 BTC 22°일 경우보다 작고 또 곧 膨脹過程을 하게 되므로 最高壓力도 낮아지고 그 發生頻度も BTC 22°인 경우보다 上死點後의 相當期間동안 나타나는 것으로 볼 수 있다.

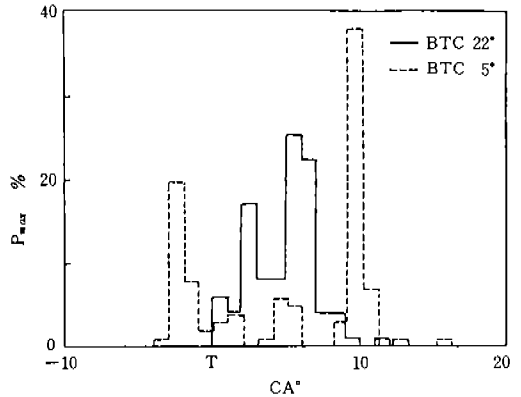


Fig. 9 Frequency distribution of maximum pressure in cylinder

한편 Fig. 10은 壓縮比 14.3일 경우에 대한 $(\frac{dP}{dψ})_{max}$ 의 發生頻도를 나타낸 것이다. 壓力上昇率의 最大值 發生頻도는 BTC 14°로부터 ATC 10°의 범위에 대부분이 存在하고 있으며 대체로 BTC 4°로부터 ATC 10° 정도의 區間에서 發生頻도가 높았다.

噴射時期를 BTC 5°로 한 경우에는 BTC 4° ~ ATC 10°의 범위의 發生빈도가 높으며, 噴射時期를 BTC 22°로 한 경우에는 BTC 4° ~ ATC

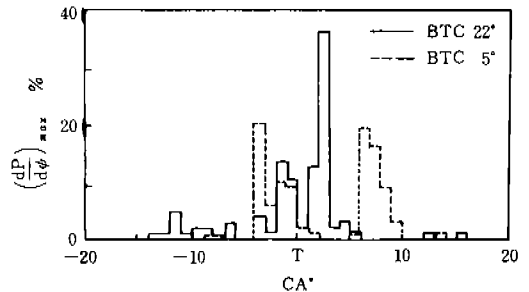


Fig. 10 Frequency distribution of maximum rate of pressure rise in cylinder

5° 程度의 크랭크角範圍의 區間에서 그 發生頻度가 顯著히 높은 것으로 나타났다. 이러한 경향은 大体로 Fig. 4에 圖示한 경향과 같은 結果로 볼 수 있다.

한편 Fig. 11은 壓縮比 變化에 따른 最高壓力 P_{max} 의 發生頻度を 比較한 것이다. $\epsilon = 17.4$ 일 때 P_{max} 의 發生範圍는 ATC 5~6° 정도의 범위이며, $\epsilon = 14.3$ 일 경우에는 上死點으로부터 ATC 10°까지의 범위에 걸쳐 分布되며 發生頻度の 最大值도 27% 程度로 $\epsilon = 17.4$ 일 때의 94%에 비하면 매우 낮은 것으로 나타났다. 이러한 경향은 壓縮比가 높을수록 噴射된 燃料의 燃燒가 짧은 期間동안에 일어남을 의미하는 것으로 생각할 수 있다.

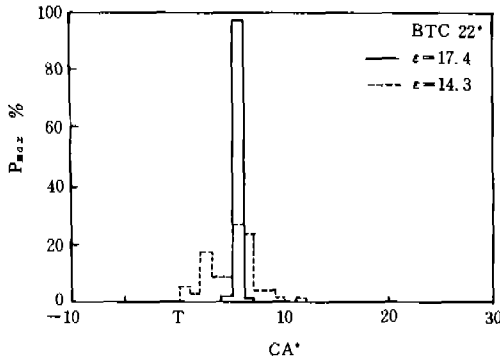


Fig. 11 Effect of compression ratio on the frequency distribution of the maximum pressure in cylinder

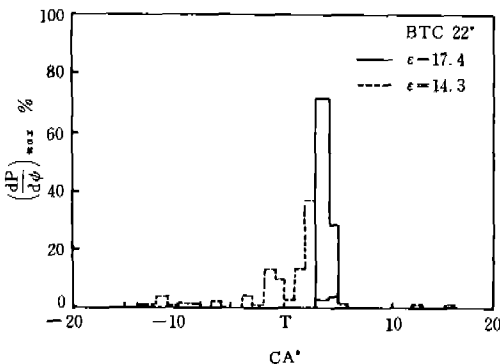


Fig. 12 Effect of compression ratio on the frequency distribution of the rate of pressure rise in cylinder

Fig. 12는 壓力上昇率 $(dP/d\phi)_{max}$ 의 頻度分布를 壓縮比에 대하여 比較한 것이다. $(dP/d\phi)_{max}$ 의 頻度分布도 大体로 Fig. 11의 경향과 거의 같은 모양으로 나타났다. $\epsilon = 14.3$ 의 경우 $(dP/d\phi)_{max}$ 의 最大頻度は ATC 3~4° 부근에서 가장 높았고 $\epsilon = 17.4$ 일 경우에는 3~5° 정도의 범위에서 발생빈도가 가장 높았다.

5. 結 論

壓縮着火機關의 燃燒特性에 미치는 因子의 영향을 구하기 위하여 噴射時期와 壓縮比를 變化시켜서 실린더內的 壓力, 壓力上昇率 및 熱發生率 등의 變化를 實驗的으로 求한 結果로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

- (1) 실린더內的 壓力 및 壓力上昇率은 燃料의 噴射時期가 지연됨에 따라 低下되며, 特히 噴射時期가 上死點부근으로 접근할수록 上死點前에 蒸發着火에 參與되는 燃料量이 減少되고 또 증발着火가 充分히 이루어지기 전에 膨脹의 영향을 받으므로 壓力上昇은 顯著히 低下한다.
- (2) 실린더內的 壓力上昇率 $\frac{dP}{d\phi}$ 는 壓縮比가 높아짐에 따라 현저하게 증가하며 最大熱發生率의 發生位置는 上死點後 3°~5°의 範圍에 存在한다.
- (3) 실린더內的 熱發生率 $\frac{dQ}{d\phi}$ 는 燃料의 噴射時期가 늦추어짐에 따라 低下되는 傾向을 가지며 壓縮比의 영향을 크게 받는다.
- (4) 燃料의 噴射時期를 上死點前 22°로 한 경우 실린더內的 最高壓力 P_{max} 의 發生頻度は 壓縮比에 따라 크게 變化하며, 壓縮比가 높아지면 最高壓力의 發生頻度分布의 範圍도 상사점 후 5~6° 부근의 범위에 집중되며 이러한 경향은 最大壓力 上昇率의 頻度分布와 대체로 일치하는 경향이다.

附 記

本研究은 文敎部 學術研究助成費의 支援에 의하여 이루어진 것으로서 文敎部의 支援에 대하여 깊이 감사할 드리는 바입니다.

参 考 文 献

1. 宮本・村山・深沢; “低圧縮比ディーゼル機関に関する研究,” 日本機械學會論文集(第2部), 41巻 344號, pp. 1254~1300
2. 村山・塚原・宮本・森島; “ディーゼル機関におけるNO_x低減に関する研究,” 自動車技術會論文集, No. 16, pp. 30~37, 1978.
3. M. Meguerdichian and N. Waston; “Prediction of Mixture Formation and Heat Release in Diesel Engines,” SAE paper 780225.
4. 村山; “低NO_x, 低騒音, 低吐煙ならびに高効率なディーゼル機関を実現するために必要な燃焼率および燃料について,” 内燃機関 19巻 4號, pp. 9~19, 1980
5. 宮本・村山; “ディーゼル機関における熱発生率および燃焼率の算出方法とそれに伴う誤差要因について,” 内燃機関 18巻 6號, pp. 9~22, 1979.
6. Woschni, G.; “Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor,” M TZ, 26-4, p. 128, 1965
7. 山岸・星; “4サイクル水冷ガソリン機関放熱量についての研究(第1報),” 内燃機関 第11巻 141號, pp. 21~29, 1973.