

## 디젤機關用 多孔燃料 噴射 밸브의 噴射率 測定

鄭達順·安秀吉·權麒麟  
 統營水産專門大學·釜山水産大學·濟州大學校  
 (1986년 1월 30일 수리)

### On the Measurement of the Injection Rate of Multi-hole Injector for Diesel Engine

Dal Soon JUNG, Soo Kil AHN and Ki Rin KWON

Tong-Yeong Fisheries Junior College · National Fisheries University of Pusan · Jeju University  
 (Received January 30, 1986)

It is recommended that the injection rate should be accurate and reliable in the input data of the performance simulation in diesel engine. Matsuoka Sin improved W. Bosch's injection ratio measurement system. Matsuoka Sin reduced length of the test pipe and set the orifice. However, it was not measured accurately to measure the injection ratio due to reflection wave. In the present thesis, the improved measurement system with combination of the conventional W. Bosch type injection ratio measurement system and Matsuoka Sin type corrected W. Bosch type was practically made. The location of orifice and throttle valve was modified and set one more back pressure valve in order to reduce the effect of reflection wave. The results according to injection condition of multi-hole nozzle are following:

1. Measurement error of injection ratio measurement system in this thesis was  $\pm 1\%$ , therefore, its reliability was good.
2. The form of injection ratio is changed from trapezoidal shape to triangle shape with increase of revolution per minute when injection amount is constant.
3. In the case of constant rpm, the initial injection ratio is almost constant regardless of the amount, meanwhile the injection period becomes longer with increase of the amount.
4. The injection pressure of nozzle isn't largely influenced with injection ratio in the case of constant injection amount and rpm, otherwise the initial injection amount is increased by 3-4% when the injection pressure is low.
5. The injection ratio isn't nearly influenced with back pressure.

#### 記號說明

$P$  : 壓力 ( $kg/cm^2$ )  
 $P_m$  : 平均背壓 ( $kg/cm^2$ )  
 $P_b$  : 背壓 ( $kg/cm^2$ )  
 $P_i$  : 노즐의 噴射壓力 ( $kg/cm^2$ )  
 $a$  : 該當液體의 音速 ( $m/sec$ )  
 $\rho$  : 該當流體의 密度 ( $kg \cdot s^2/m^4$ )

$U$  : 流速 ( $m/sec$ )  
 $t$  : 噴射 期間 ( $sec$ )  
 $\varphi$  : 噴射 角 ( $C.A.^\circ$ )  
 $\varphi_b$  : 噴射 始作角 ( $C.A.^\circ$ )  
 $\varphi_e$  : 噴射 終角 ( $C.A.^\circ$ )  
 $F$  : 파이프의 斷面積 ( $cm^2$ )  
 $L$  : 파이프의 길이 ( $m$ )  
 $Q$  : 1 cycle 當 噴射量 ( $mg$ )  
 $q'_m$  : 軸軸  $1^\circ$  當 平均噴射量 ( $mg$ )

## 序 論

디젤 기관의 출력과 熱效率의 向上 및 NO<sub>x</sub>와 煤煙의 排出低減은 噴霧特性에 左右되고 있으므로 이들의 改善을 위한 많은 研究가 進行되고 있다<sup>1-4)</sup>.

특히, 燃料 噴射系統은 디젤 기관 裝置中에서 가장 精密度를 要求하는 部分이며 크랭크 角度當 噴射되는 燃料의 量, 即 噴射率을 左右한다. 噴射率은 噴霧의 到達거리, 分散, 粒徑에 關係하고 混合氣의 形成過程을 支配하고 있으며, 着火遲延 期間中의 噴射率은 豫混合氣 燃燒를 支配하고 그 後의 噴射率은 主燃燒 期間의 全般을 支配하고 있다는 報告가 있다<sup>5-6)</sup>.

디젤 기관의 噴霧와 燃燒過程의 研究 및 性能豫測을 위한 시뮬레이션의 入力 데이터로서 쉽고 正確하게 噴射率을 測定할 必要가 있다.

噴射率 測定法으로는, 噴射한 燃料를 回收하는 方法, 噴流의 運動量 變化로부터 求하는 方法, 噴霧粒 帶電法, 壓力容器속에 噴射하는 方法, 파이프에 噴射하여 壓力變化로부터 求하는 方法, 瞬間 流量計에 依한 方法, 噴射壓력과 噴孔面積의 瞬間值로부터 計算에 依해 求하는 方法 등이 있지만<sup>7)</sup>, 이 中에서 現場 實驗이 용이하고 問題性이 없는 것은 噴射한 燃料를 回收하는 方法, 壓力容器속에 噴射하는 方法, 파이프속에 噴射하여 壓力變化로부터 求하는 方法이 있다.

從來의 파이프 속에 噴射하여 壓力變化에서 求하는 W. Bosch式 噴射率 測定裝置<sup>8,9)</sup>는 파이프의 길이 가 너무 길기 때문에 松岡信<sup>10)</sup>은 파이프의 길이를 줄이는 反面 오리피스를 設置하여 反射波의 影響을 除去하려고 했으나 完全히 除去하지 못했다. 本 論文에서는 W. Bosch式과 이것을 修正한 松岡 信의 噴射率 測定裝置를 複合하여 오리피스와 드로틀 밸브의 位置를 變更하고 背壓밸브를 한개 더 設置하므로써 正確하고 信賴性이 높은 噴射率 測定裝置를 設計 製作하여 測定誤差를 檢討하고 噴射壓力, 作動回轉數, 背壓, 負荷에 따른 디젤기관用 多孔 燃料 噴射밸브의 噴射率과 그 特性을 調査하였다.

### 測定原理 및 測定裝置의 諸元 決定

#### 1. 測定原理

노즐로 파이프 속에 燃料를 噴射시키면 噴射率은,

$$\frac{dq}{dt} = F \cdot U \quad (1)$$

이때,  $F$ 를 一定하게 하면  $U$ 의 過渡的 變化에서  $\frac{dq}{dt}$ 의 噴射特性을 얻을 수 있다.

非定常流 속에 單一 壓力波의 壓力과 流速과의 關係는,

$$P = a \cdot \rho \cdot U \quad (2)$$

로 된다.

(1)式에 (2)式을 代入하면 다음과 같다.

$$\frac{dq}{dt} = \frac{F}{a \cdot \rho} P (cm^3/sec) \quad (3)$$

(3)式을 角度變化로 換算하면

$$\frac{dq}{d\varphi} = \frac{1000 \cdot F}{6 \cdot n \cdot a \cdot \rho} P (mm^3/CA^\circ) \quad (4)$$

로 된다.

(4)式은 本 噴射率 測定의 基本式이며 噴射率은 壓力의 一次 函數이므로 파이프의 一部에 스트레인 게이지를 接着시켜 그 出力을 오실로스코프로 壓力波形을 얻으면 噴射率의 過渡的인 樣相을 觀察할 수 있다.

한편, 1 cycle 中에 噴射한 燃料의 量은,

$$Q = \frac{1000 \cdot F}{6 \cdot n \cdot a \cdot \rho} \int_{\varphi_b}^{\varphi_e} P d\varphi (mm^3) \quad (5)$$

### 2. 測定裝置의 諸元 決定

#### 2-1. 파이프의 길이

壓力의 基本波와 一次의 反射波가 重複되지 않기 위해서는 다음 式이 成立되어야 한다<sup>7-9)</sup>.

$$\frac{60}{n} \cdot \frac{\varphi}{360} < \frac{2L}{a} \quad (6)$$

(6)式으로부터 求한 파이프 길이를 20%의 間隔을 준다면 最小限의 파이프 길이는,

$$L_{min} = \frac{a}{12 \cdot n} \times 1.2 \quad (7)$$

가 成立된다.

#### 2-2. 파이프의 內徑

(4)式으로부터  $F$ 를 求하면 다음과 같다.

$$F = \frac{6 \cdot n \cdot a \cdot \rho \cdot dq}{1000 \cdot \rho \cdot d\varphi} (cm^3) \quad (8)$$

(8)式에서  $dq/d\varphi$ 는 未知數이므로 平均 噴射量  $q'm = Q/\varphi$ 를 上式에 代入하면

$$F = \frac{6 \cdot n \cdot a \cdot \rho \cdot Q}{1000 \cdot P \cdot \varphi} (cm^3) \quad (9)$$

(9)式에서  $n \cdot a \cdot \rho$ 는 常數이고  $P$ 는 噴射노즐에 對한 가스壓力과 같으므로 燃燒室 壓力을  $P$ 에 代入하여  $F$ 를 決定한다.

實驗裝置 및 方法

1. 實驗裝置

實驗裝置의 概略圖를 Fig.1에 나타낸다.

Bosch式 燃料 噴射펌프 ②를 交流電動機 ①에 의해 驅動하여 燃料噴射밸브 ④에 燃料를 供給한다. 燃料 噴射밸브의 揚程과 噴射期間을 測定하기 위하여 燃料 噴射밸브 ④의 spindle에 rod를 附着 連結하고, photocoupler를 設置하여 오실로스코우프 ⑬에 連

結했다. 燃料 噴射밸브 ④에서 噴射되는 燃料의 噴射特性을 求하기 위해, 노즐아답터 ⑤에 스트레인게이지를 附着시키고, 이의 出力을 얻기 위해 오실로스코우프 ⑬에 連結했다. 噴射된 燃料은 反射波의 影響을 줄이기 위하여 設置한 오리피스 ⑥을 通過하여 背壓밸브 ⑦과 ⑩에 依하여 外部로 放出시켰고, 파이프內의 安全을 위하여 開放壓力을 80 kg/cm<sup>2</sup>로 setting한 relief 밸브 ⑧을 設置하였다.

드로틀 밸브 ⑨는 反射波의 影響을 줄이기 위하여, needle 밸브의 形態를 使用하였고 背壓을 調節하기

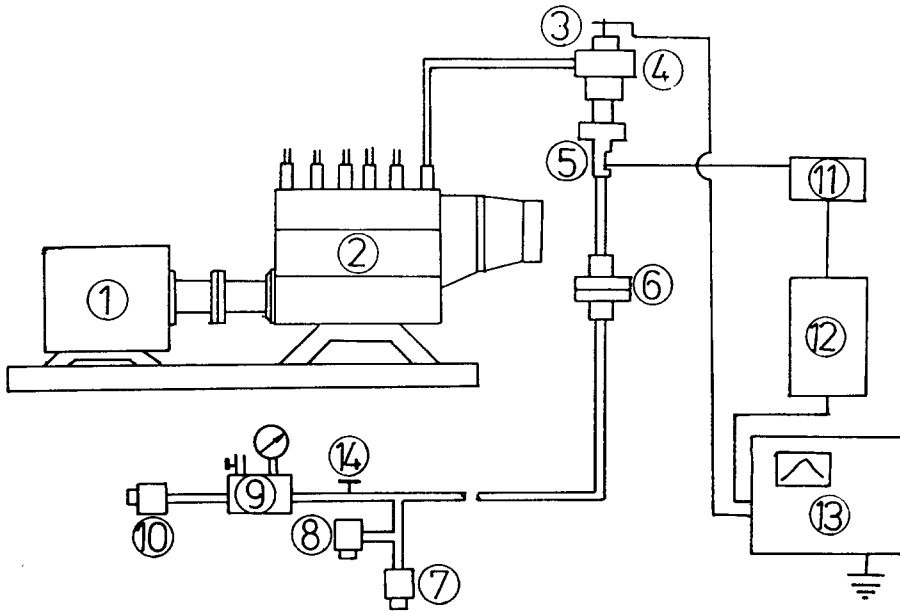


Fig.1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- |                 |                       |                |               |                       |
|-----------------|-----------------------|----------------|---------------|-----------------------|
| ① Driving motor | ② Bosch pump          | ③ Photocoupler | ④ Injector    | ⑤ Adapter             |
| ⑥ Orifice       | ⑦ Back pressure valve | ⑧ Relief valve | ⑨ Common rail | ⑩ Back pressure valve |
| ⑪ Bridge box    | ⑫ Amplifier           | ⑬ Oscilloscope |               |                       |

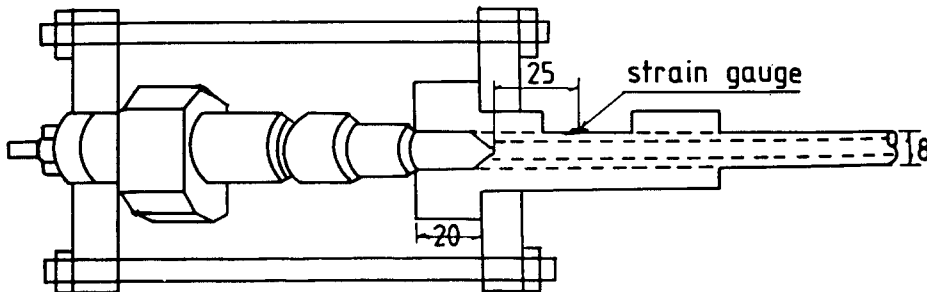


Fig.2. Sectional view of the injector adapter. (unit: mm)

위하여 壓力室 ⑨를 設置하여 壓力計를 附着하고 파이프의 空氣를 除去하기 위하여 air vent 를 設置하였다.

燃料 噴射밸브 ④에서 드로틀 밸브 ⑬까지의 파이프 길이는 7.65m 로 하였다.

Fig. 2는 多孔 노즐용 아답터의 斷面圖이며 노즐과 아답터 속의 파이프와의 틈이 있으면 反射波의 發生場所가 되기 때문에 銅 packing 을 넣고 完全 密着시켰다.

또한, 多孔 노즐에서 25.90mm 位置에 스트레인 게이지를 附着하여 實驗한 結果 時間的 差異만이 있었을 뿐, 噴射率 特性에는 關係가 없었으므로 本 實驗은 25mm 位置의 것을 使用하였다.

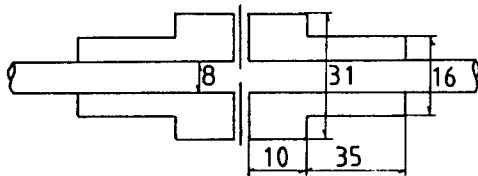


Fig. 3. Dimension of orifice. (unit: mm)

Fig. 3은 오리피스의 斷面圖를 나타낸다. 오리피스는 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0mm 를 各各 使用하여 實驗한 結果 2mm 使用時가 反射波의 影響이 第一 적었기 때문에 2mm 만 使用하였고, 오리피스의 位置는 노즐로부터 180mm 地點에 設置하였다.

## 2. 實驗方法

實驗裝置의 諸元은 Table 1과 같으며 Table 2는 實驗條件을 나타낸다.

Table 1. Specification for experimental apparatus

Item	Type	Maker
Strain Gauge	KSP-2-E4	KYOWA
Amplifier	DPM-110A	KYOWA
Oscilloscope	MODE. -5520	KIKUSUI
Nozzle (multi-hole)	NP-140S256NP38	IYASAKA
Bosch Pump	NP-PE6A85B310RS75 NP168	KIKI

Table 2. Condition of experiment

Item	Parameter
R. P. M.	200, 400, 600, 800
Back pressure	10, 20, 30, 40, 50 ( $kg/cm^2$ )
Position of rack	25, 30, 35 (mm)
Pressure of injection	200, 250, 300 ( $kg/cm^2$ )

實驗은 motoring에 의해 bosch펌프를 作動시켜 多孔 노즐로 內徑 4mm의 파이프 속에 燃料를 噴射시키고 背壓은 10, 20, 30, 40, 50 $kg/cm^2$ 이 되도록 背壓밸브를 調節하였으며, 드로틀 밸브는 反射波의 影響이 最小가 되도록 調整하였다. 이 때의 오리피스는 內徑 2mm를 使用하였다.

壓力室에 使用한 壓力計는 正確性을 기하기 위하여 分動式 標準 壓力計에 의해 檢定했으며, 實驗中 스트레인 게이지의 出力은 파이프 內에 溫度 上昇을 考慮하여 Active-Dummy法<sup>11)</sup>에 의해 溫度補償을 實施하였다. 實驗에 使用된 燃料油는 디젤엔진用 輕油로서 15/4°C 比重이 0.832이며, Nozzle은 孔徑 0.38mm, 6孔의 多孔 노즐로서 Needle밸브의 最大揚程은 0.12mm 이다.

스트레인 게이지에 의해 오실로스코프의 影像에 나타나는 噴射 特性 曲線을 35mm 카메라의 B샤터로 撮影하였다. 噴射 特性 曲線의 寫眞解析方法은 Fig. 4에서 X軸에 time을 Y軸에 壓力으로 하여 Y軸의 1cm

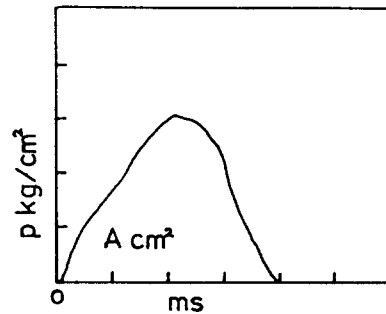


Fig. 4. Example of injection characteristics curve

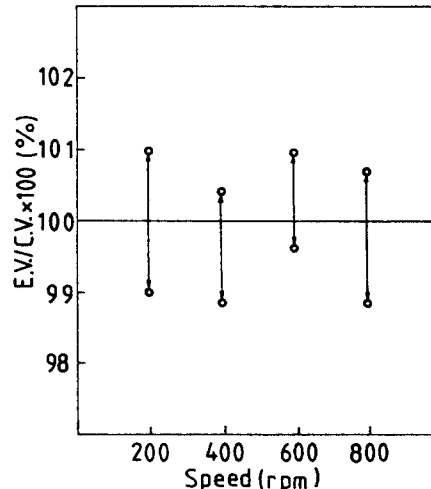


Fig. 5. Comparison of E. V. (experimental value) and C. V. (calculated value) on the rpm.

가  $P_1 \text{ kg/cm}^2$ , X軸의  $1\text{cm}$ 가  $t_1 \text{ sec}$ 에 相當한다면 1 cycle의 噴射量은 다음과 같다<sup>8,9)</sup>.

$$Q = \frac{F \cdot P_1 \cdot t_1}{c \cdot \rho} A (\text{cm}^3) \quad (10)$$

但,  $A$ 는 Fig. 4와 같은 波形下에서의 面積이다.

(10)式에 의해 求한 噴射量(C.V.)과 bosch 펌프의 試驗에 의해 求한 平均 噴射量(E.V.)과 比較하면 Fig. 5와 같다. Fig. 5는 rpm에 따라 약간의 差異는 있으나 약  $\pm 1\%$ 의 誤差가 發生하였다. 이것은 面積 計算時 發生하는 것으로 思料되며 噴射率 測定方法으로 使用 可能하다고 볼 수 있다.

### 實驗結果 및 檢討

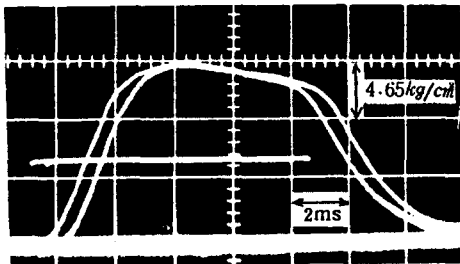
Fig. 6에는 多孔 노즐의 噴射特性을 撮影한 瞬間寫眞들의 例를 나타낸 것으로 이들의 寫眞을 分析하여 다음과 같은 實驗 結果를 檢討한다.

#### 1. 噴射壓力의 影響

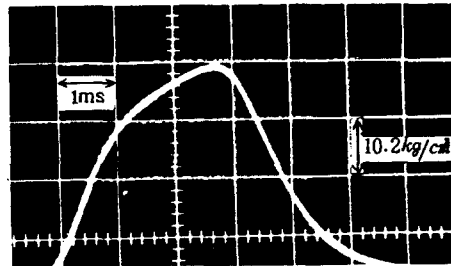
Fig. 7은 燃料펌프 回轉數를  $200 \text{ rpm}$ , 背壓을  $40 \text{ kg}$

$/\text{cm}^2$  으로 一定하게 하고 多孔 노즐의 噴射壓力을  $200, 250, 300 \text{ kg/cm}^2$  으로 하여 負荷를 變更했을 때의 噴射率을 나타낸다.

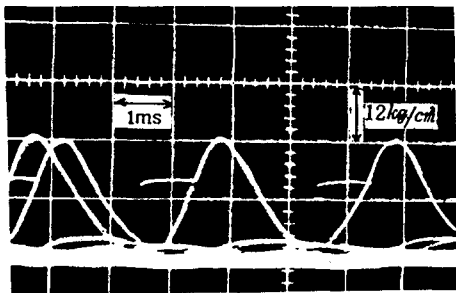
그림에서 알 수 있는 바와 같이 低速回轉에서 負荷가 클 경우, 噴射壓力이 낮을수록 初期 噴射量은 3~4% 增加하는 反面, 噴射率의 最高値는 5% 정도 減少하는 結果를 보였다. 이것은 噴射壓力이 低下함에 따라 燃料의 낮은 壓力에 needle 밸브가 열리기 遲물이라고 思料된다. 이러한 現象은 初期 噴射量이 많을수록 發火늦음중의 混合氣量이 많아져 燃焼 knocking 을 일으킬 要因이 된다. 따라서 이러한 現象을 減少시키기 위해서는 噴射壓力을 上昇시킬 必要가 있다. 또한 負荷가 增加하면 사다리꼴의 噴射率 形狀이나 低負荷에서는 三角形 噴射率 形狀으로 變化한 것은 噴射率의 形狀이 噴射壓力보다 負荷에 左右됨을 알 수 있다. Fig. 8, 9, 10은 Fig. 7 과 같은 條件이나 燃料펌프 回轉數만 變更했을 때의 噴射率 特性을 나타냈다. 回轉數에 따라 噴射率 形狀은 틀리나 高負荷의 경우는 대체로 Fig. 7의 경우와 유사한 傾向으로 나타났다.



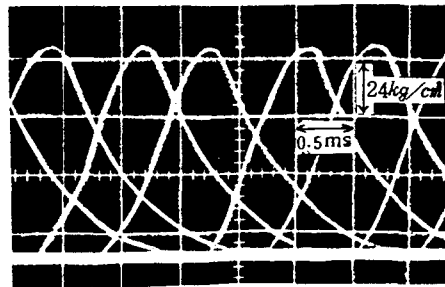
(1)  $200 \text{ rpm}$ ,  $Q=127 \text{ mg/cyl}$ .  
 $P_1=300 \text{ kg/cm}^2$ ,  $P_b=40 \text{ kg/cm}^2$



(2)  $400 \text{ rpm}$ ,  $Q=140 \text{ mg/cyl}$ .  
 $P_1=250 \text{ kg/cm}^2$ ,  $P_b=40 \text{ kg/cm}^2$



(3)  $600 \text{ rpm}$ ,  $Q=48 \text{ mg/cyl}$ .  
 $P_1=200 \text{ kg/cm}^2$ ,  $P_b=40 \text{ kg/cm}^2$



(4)  $800 \text{ rpm}$ ,  $Q=108 \text{ mg/cyl}$ .  
 $P_1=250 \text{ kg/cm}^2$ ,  $P_b=40 \text{ kg/cm}^2$

Fig. 6. Photographs of oscilloscope.

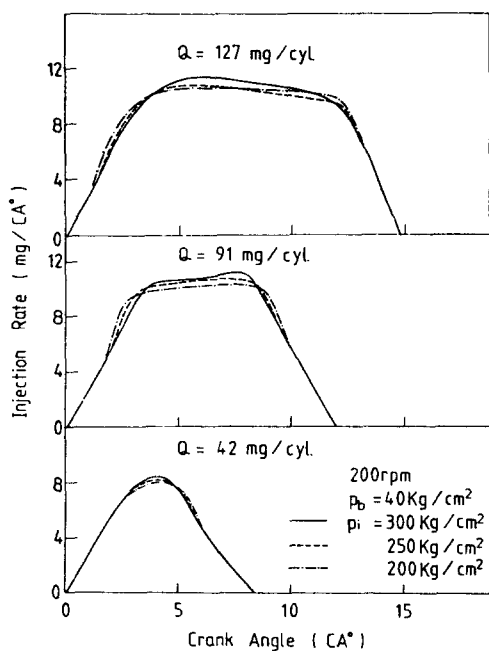


Fig. 7. Effect of injection pressure and load on the injection rate. (200rpm, multiple hole nozzle, 140S 256NP 38)

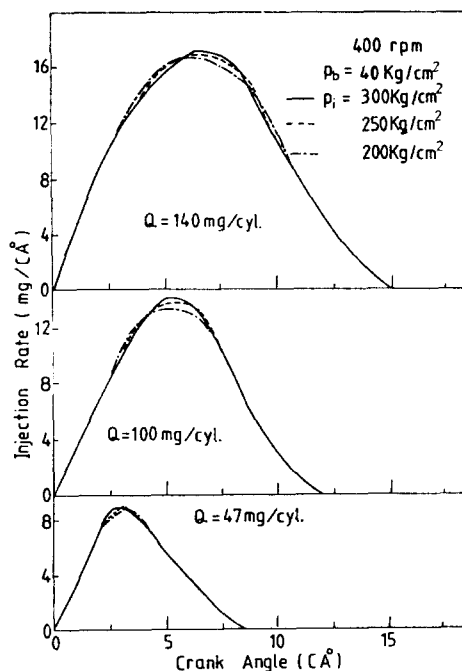


Fig. 8. Effect of injection pressure and load on the injection rate. (400rpm, multiple hole nozzle, 140S 256NP38)

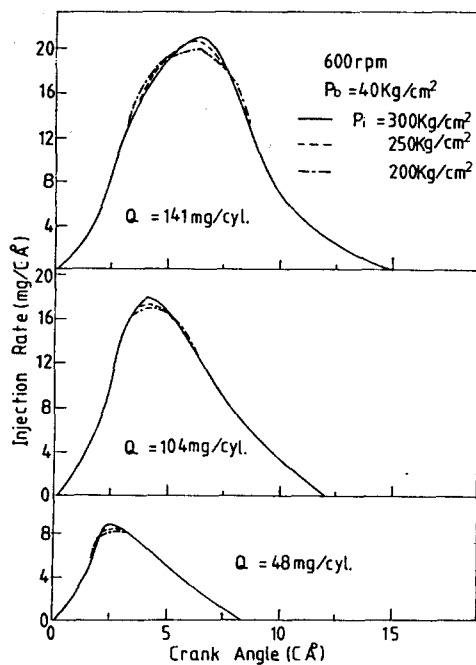


Fig. 9. Effect of injection pressure and load on the injection rate. (600rpm, multiple hole nozzle, 140S 256NP 38)

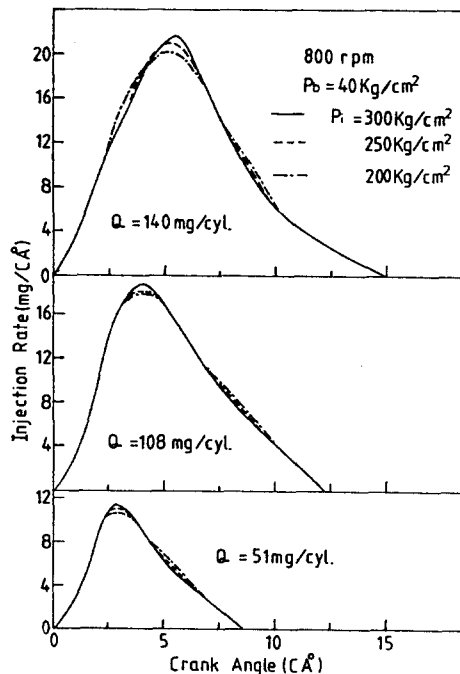


Fig. 10. Effect of injection pressure and load on the injection rate. (800rpm, multiple hole nozzle, 140S 256NP 38)

2. 燃料펌프 回轉數의 影響

Fig. 11은 燃料펌프 1 cycle當 噴射量을 140mg/cycle 로 固定하고 多孔노즐의 噴射壓力를 300kg/cm<sup>2</sup>, 背壓을 40kg/cm<sup>2</sup> 로 하여 回轉數만 200, 400, 600, 800 rpm 으로 變更했을 때의 噴射率 特性曲線을 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 200 rpm 인 경우 사다리꼴 噴射率 形狀에서 回轉數가 增加할수록 三角形 噴射率 形狀으로 變하고 있다. 特히 初期 噴射率 形狀은 回轉數에 關係없이 一定한 噴射率 形狀을 나타내나, 噴射始作 3° 이후부터는 燃料펌프의 回轉數가 높을수록 噴射率은 커지는 反面, 噴射期間의 中半부부터는 後期 噴射量이 減少되었다. 이러한 現象은 needle 밸브 揚程의 크기에 따라 噴射率 形狀은 다르겠지만, 燃料펌프 回轉速度가 빠를수록 barrel 內의 燃料은 急激한 壓力上昇으로 노즐을 通하여 噴出하기 때문에 燃料펌프의 回轉數가 增加할수록 噴射率은 上昇하며 또한 噴射率 最高値는 全般的으로 앞당겨지는 것을 알 수 있었다.

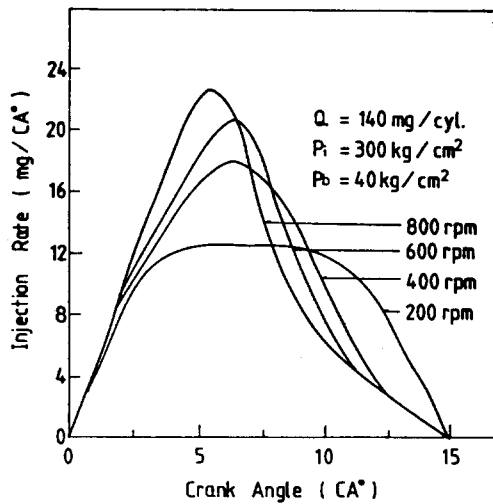


Fig. 11. Effect of speed on the injection rate. (multiple hole nozzle, 140S 256NP 38)

그러나 負荷가 낮은 경우 Fig. 7, 8, 9, 10에서 噴射率 形狀은 燃料펌프의 回轉數가 增加하여도 一定한 三角形 形狀의 噴射率을 나타낸다.

從來의 디젤機關 性能시뮬레이션<sup>12~14)</sup>의 入力 데이터로서 噴射率을 入力시킬 경우 一般的으로 理論的 解析에 의한 사다리꼴 形狀의 噴射率 特性曲線을 使用하여 왔으나, 앞으로는 回轉數에 따라 噴射率 形狀이 달라져야 한다고 料된다.

3. 背壓에 의한 影響

Fig. 12는 回轉數 400rpm, 1 cycle 當 燃料 噴射量이 140mg 인 경우 背壓을 10kg/cm<sup>2</sup> 에서 50kg/cm<sup>2</sup> 으로 變更시켰을 때의 噴射率 形狀을 나타냈다. 그림에서 背壓의 差가 40kg/cm<sup>2</sup> 이 되어도 噴射率은 전혀 變함이 없었으며, 噴射時期가 약간의 時間的 差異만 있었을 뿐이다. 이것은 背壓이 높을수록 needle 밸브가 열릴 때 背壓으로 밀어주기 때문이라고 料된다.

디젤機關에서 壓縮壓力은 一般的으로 30~40kg/cm<sup>2</sup> 이므로 結局 背壓은 噴射率에 크게 影響이 없음을 알 수 있었다.

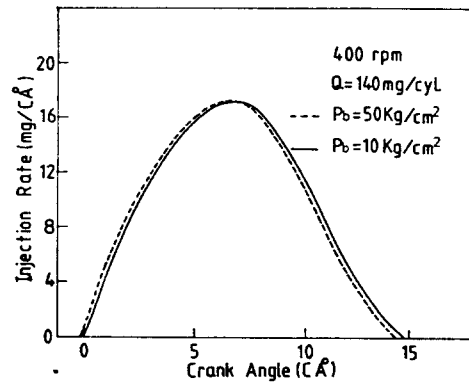


Fig. 12. Effect of back pressure on the injection rate. (400rpm, multiple hole nozzle, 140S 256NP 38)

4. 負荷의 影響

回轉數가 600rpm, 噴射壓力 300kg/cm<sup>2</sup> 및 背壓 30 kg/cm<sup>2</sup> 일 때의 負荷에 따른 噴射率 關係를 Fig. 13 에 나타냈다.

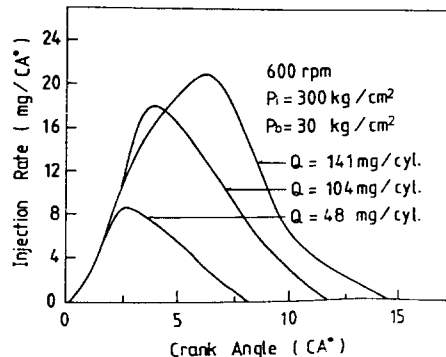


Fig. 13. Effect of load on the injection rate. (600rpm, multiple hole nozzle, 140S 256NP 38)

그림에서 初期의 噴射率 形狀은 負荷에 關係없이 一定하게 나타났으나, 다만 負荷에 따라 噴射期間이 變하였음을 알 수 있었다.

各各 負荷에 의한 噴射率의 最高値는 Fig. 8, 9, 10에서 噴射期間의 中間附近에 發生하나 噴射量이 적을수록 最高 噴射率點이 앞쪽으로 移動한다. 이것은 bosch 펌프 plunger 의 構造的 特性으로 因하여 plunger 의 初期 壓縮過程은 負荷에 關係없이 一定하게 作動하며 rack의 位置에 依하여 by-pass 量이 決定되기 때문이라고 思料된다.

## 結 論

小形 直接噴射式 디젤機關用 多孔노즐의 噴射率을 測定하기 위하여 噴射率 測定裝置를 設計 製作하여 測定한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 本 噴射率 測定裝置의 測定誤差는  $\pm 1\%$ 로 信頼性和 精密度가 높았다.

(2) 噴射量이 一定할 때 噴射率 形狀은 回轉數가 높을수록 사다리꼴 形狀에서 三角形 形狀으로 變함을 알 수 있었다.

(3) 燃料펌프의 回轉數가 一定하면 負荷에 關係없이 初期 噴射率 形狀은 一定하나, 負荷의 增加에 따라 噴射期間이 길어짐을 알 수 있었다.

(4) 負荷와 回轉數가 一定하면 噴射壓力는 噴射率에 큰 影響은 없으나, 噴射壓力가 낮으면 初期 噴射量은 3~4% 增加했다.

(5) 背壓은 噴射率 形狀에 影響이 없었다.

## 參 考 文 獻

1. Austen, A. and W. T. Lyn (1961): Relation between Fuel Injection and Heat Release in a D-1-Engine and the Nature of the Combustion Process. PIME No. 1.
2. Shipinski, J., Uyehara, O. A. and P. S. Myers (1968): Experimental Correlation between ROI

- and ROHR in a Diesel Engine. ASME Publ. 68-DGP-11, May.
3. Whitehouse, N. D. and R. Way(1670): Rate of Heat Release in Diesel Engine and its Correlation with Fuel Injection Data. Diesel Engine Comb-Symp, IME-London.
4. 松岡信(1972): 內燃機關. 山海堂, 2月, 197-210.
5. 松岡信·橫田克彦·神本武征·井越昌紀·山田英夫(1974): 디젤機關의 燃料噴射系에 關する 研究. 日本機械學會 論文集, Vol. 40, No. 332, 1124-1133.
6. 永井達夫·川上雅由·桶谷敏行·菊地吉郎·村松綏啓(1985): 中形 디젤機關의 熱效率向上에 關する 研究. 日本船用機關學會誌, Vol. 20, No. 3, 3月, 203-212.
7. 藤平右近(1965): 噴射率測定法(디젤機關). 自技會 講習會, 2月, 71-82.
8. Bosch, W. (1964): Der Einspritzge-Setz-Indikator: Ein Neues Me-Bgerät zur Direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes Von Einzeleinspritzungen. M. T. Z. Jahrg. 25, Heft 7, 268-282.
9. Bosch, W. (1966): The Fuel Rate Indicator: A New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection. SAE Paper No. 660749, October 17-21.
10. 松岡信(1972): 內燃機關, 山海堂, 8月 94-104.
11. 渡邊理(1971): ひずみゲージとその應用. 日刊工業新聞社.
12. 三村道夫(1970): 디젤機關における 燃料噴射過程의 計算方式. 內燃機關, Vol. 9, No. 97, 59-64.
13. 松岡信·橫田克彦·神本武征·山田英夫(1974): 디젤機關의 燃料噴射系에 關する 研究(第2報, 플로-챠트, 實驗, 計算値와 實驗値와의 比較および 應用計算例), 日本機械學會 論文集, Vol. 40, No. 332, 1134-1142.
14. 廣安博之(1970): 高速機關における 燃料噴射系統 理論. 內燃機關, Vol. 9, No. 92, 61-67.