

豫燃燒室의 形狀이 農用 디젤엔진의 性能에 미치는 影響

Effects of Form and Angle of Precombustion Chamber on Performance of Agricultural Diesel Engine

李 煜* · 李 昇 揆** · 金 成 泰**
Lee, Wook · Lee, Seung Kyu · Kim, Sung Tae

Summary

This study was conducted to determine whether or not the form and angle of the precombustion chamber affected the performance of agricultural diesel engines.

Twenty different types of precombustion chambers were designed and tested using a two way classification with four individual tests. The output power and specific fuel consumption ratio at full load were measured and analyzed.

The results of the study were summarized as follows;

1. The diameter of main passageway giving the best power output and specific fuel consumption ratio at full load was between 5.8 and 6.1mm. The ratio of area of main passageway bore to that of piston head was from 0.4 to 0.44 percent at the highest engine power.
2. The angle of main passageway giving the best power output and specific fuel consumption ratio at full load was between 41 and 43 degrees.
3. The change of the diameter of main passageway affected the output of engine more significantly than the change of angle, however, on the specific fuel consumption ratio the angle of main passageway had more effect than the diameter.

1. 緒 論

디젤엔진의 性能에 影響을 미치는 要因은 一般的으로 壓縮比, 燃料噴射時期, 燃料噴射量, 燃料의 性質, 潤滑油의 粘度, 노즐의 形式, 燃燒室의 形狀 등으로 大別할 수 있는데, 이 중에서 특히 豫燃燒室式 디젤엔진의 境遇에는 豫燃燒室의 形狀이 出力과 燃料消費率 및 始動性 등에 커다란 影響을 주게 된다. 그런데 現在 國內에서 生産되고 있는 小型디젤엔진은 모두 副室式 燃燒室을 採擇하고 있으며, 그 중 大部分이 豫燃燒室式으로 設計되어

는데 이 形式에 뚜렷한 問題點이 發見되지 않는 限 그 活用範圍는 繼續 넓어질 것으로 생각된다. 이러한 豫燃燒室을 使用하는 디젤엔진의 性能提高, 即 出力이나 軸토크의 向上과 同時에 燃料消費率의 減少方法에 關한 研究는 重要한 것으로 外國의 境遇, 디젤엔진의 性能에 關하여 많은 研究가 遂行되어 왔으나 그 適用 範圍가 너무 限定的이어서 그 結果를 우리나라에서 使用하고 있는 小型農用的 디젤엔진에 直接 適用한다는 것은 設計示方 및 製作上 많은 問題點이 있고, 또 엔진의 示方別로 그 特性에 알맞는 豫燃燒室의 設計基準이 別途로 設定 되어야 하겠으나, 示方作成이나 豫燃燒室의 設計基

* 大同工業(株) 技術部

** 廣尙大學校 農業機械工學科

準에 影響을 미치는 因子는 너무 多様하기 때문에 一定 機關에서 얻어진 結果를 모든 機關의 境遇에 適用하기는 困難하다. 小島⁹⁾은 大部分의 境遇 이 러한 詳細諸元의 決定은 實驗的方法 以外에는 理論 解析이 거의 不可能하며, 特히 新燃燒方式을 採用 하는 境遇에는 여러가지 供試品의 組合에 따라 實驗 計劃的으로 行하게 되는 것이 通例라고 報告하고 있다. 따라서 本 研究에서는 이러한 點에 着眼하여 디젤엔진의 始動性을 考慮하고, 豫燃燒室의 噴射 孔의 直徑과 角度를 變化시켜가며 出力의 크기와 燃料消費率을 測定·分析하여 相互間의 影響을 究 明하므로써 디젤엔진의 性能向上方法을 模索하고 자 하였다.

2. 實驗裝置 및 方法

가. 供試機

本 實驗에 使用된 엔진은 動力耕耘機 搭載用디젤 엔진으로 그 諸元은 表(1)과 같고, 使用한 燃料

Table 1. Specifications of the engine used for the experiment.

Items	Dimensions and remarks
Type of engine	Horizontal, water cooled 4 cycle diesel engine
No. of cylinder	1
Bore x stroke(mm)	92 x 95
Engine displacement(cc)	631
Normal output(kW/rpm)	5.9/2200
Maximum output(kW/rpm)	8.5/2200
Maximum no load speed (rpm)	2400
Compression ratio	21
Fuel	Light oil, SAE No. 2-D
Fuel injection pump	Bosch type
Injection nozzle	DN 4 S 1
Injection pressure(kPa)	13, 240
Injection timing	BTDC 17°
Lubricating system	Forced lubrication with trochoid pump
Cooling system	Pressured condenser type
Starting system	Speed doubling handle by hand
Dry weight(N)	1,314

Table 2. Specifications of the fuel used for the experiment.

Items	Remarks
Flash point (°C)	51.8
Water and sediment by volume (%)	0.05
Carbon residue at 10% residuum (%)	0.35
Ash by weight (%)	0.01
Distillation temperature 90% point (°C)	338
Viscosity at 37.8C (CS)	4.3
Sulfur by weight (%)	0.5
Strip corrosion	No. 3
Cetane No.	40

의 諸元은 表(2)와 같으며 使用된 潤滑油는 粘度指數 174인 SAE 10W-30이었다. 또 供試엔진은 既存의 慣行 豫燃燒室式 엔진으로서 엔진의 出力과 燃料消費率이 基準值에서 모두 $\pm 5\%$ 範圍 以內에 있는 엔진만을 15臺 選定 하여 사용하였으며 隨時로 交換해가며 實驗할 수 있도록 미리 準備해 두었다 <表-(1), 表-(2)>.

나. 供試豫燃燒室

本 實驗에서 使用된 供試 豫燃燒室은 그림 (1)과 같으며 그 斷面圖는 그림 (2)와 같다.

供試 豫燃燒室에서 噴射孔의 噴射角 (θ : 以下 噴射角이라 함)은 노즐의 噴射中心線과 豫燃燒室의 內面과 만나는 點을 中心으로 39°에서 45°까지 2° 間隔으로 4段階로 나누었으며, 各各의 噴射角에 대하여 主噴射孔의 直徑(d : 以下 直徑이라 함)은 5.2 mm로 부터 6.4mm까지 0.3mm 間隔으로 5段階로

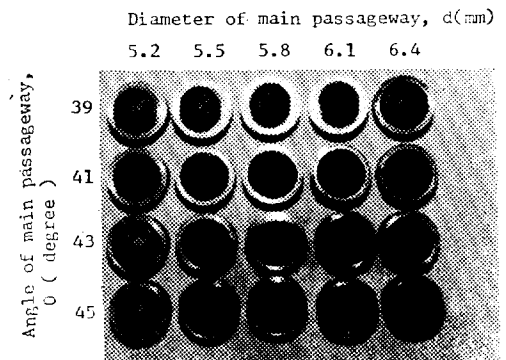
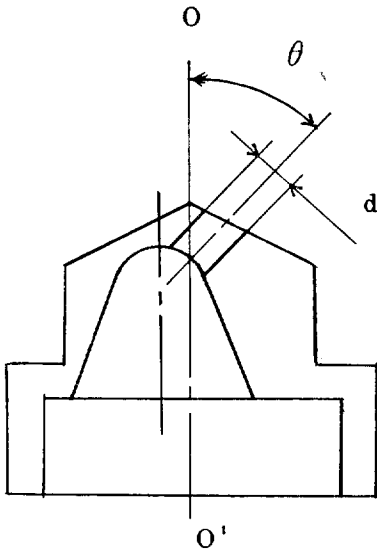


Fig. 1. Prototype precombustion chamber.



θ : angle of main passageway
 d : diameter of main passageway
 O--O' : center line of injection

Fig. 2. Sectional view of precombustion chamber.

나누어 그림 (1)과 같이 모두 20種의 豫燃燒室을 設計하고 지그 보오링 머신을 使用하여 製作하였는데, 그 組立된 狀態는 그림 (3)과 같다.

다. 實驗方法

實驗은 2元配置에 依한 4反復法을 採擇하여 그림 (1)의 豫燃燒室 20種 中에서 任意로 1個를 拔萃하고 그림 (3)에서와 같이 供試엔진에 組立한 後 出力과 燃料消費率을 各各 測定하였다. 그리고 測定 誤差를 줄이기 爲하여 每 實驗時마다 供試엔진의 狀

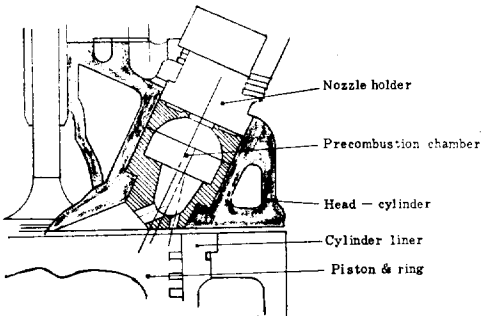


Fig. 3. Sectional view of precombustion chamber assembled.

態를 可能한 限 同一하게 維持시켰으며 엔진오일의 溫度도 $60 \pm 5^\circ\text{C}$ 로 一定하게 하였다. 또 엔진의 出力을 여러번 測定하여 엔진의 性能이 조금이라도 異常이 생겼다고 생각되면 바로 供試엔진을 交換하여 實驗하였다. 出力의 測定方法은 供試엔진의 無負荷回轉數를 回轉計를 使用하여 2400rpm에 맞추어 놓은 後 프로니 브레이크를 作動시켜 엔진의 回轉數를 2200rpm까지 낮추었을 때 저울에 걸리는 荷重(W : kgf)을 測定하여 式(1)에 依해 出力(P : kW)을 計算하였다.

$$P = 1.58W - 1.028 \dots \dots \dots (1)$$

또 燃料消費率은 容量式 測定方法을 使用하여 엔진에 附着된 燃料탱크와는 別途의 燃料탱크와 燃料測定用 뷰렛을 連結하는 파이프 사이에 3方向 콕크를 設置하고 탱크로부터 流入된 燃料가 뷰렛의 一定 油面에 到達했을 때 콕크를 操作하여 運轉中인 供試機의 燃料파이프와 連結되게 하였고, 定格出力에서 110cc의 燃料가 消耗되는 時間을 秒時計로 3回 測定하여 그 平均值(t : s)를 式(2)에 代入하여 燃料消費率($G_f : \text{L/kw} \cdot \text{h}$)을 算出하였다.

$$G_f = \frac{396}{t \cdot p} \dots \dots \dots (2)$$

3. 結果 및 考察

가. 出力

그림 (4)는 主噴射孔의 直徑의 變化에 따른 出力의 變化를 噴射角 別로 나타낸 것으로 直徑이 漸次 커짐에 따라 出力이 어느 程度까지 增加했다가 다시 減少하는 傾向으로 나타났는데 噴射角이 39° 인 境遇를 除外하고는 모든 境遇에 直徑 5.8mm에서 出力이 最大値로 나타났다. 그림 (4)와 같은 現象은 噴射孔의 直徑이 5.8mm 程度까지 增加함에 따라 噴射孔을 通하여 流入, 流出하는 氣의 흐름은 그 抵抗이 減少하므로 抵抗損失도 減少하여 그만큼 出力이 增加하는 것으로 判斷되며 直徑이 이 보다 더욱 커지게 되면 噴射孔을 通過하는 氣의 抵抗損失은 적어지지만 相對的으로 主燃室과 豫燃室과의 壓力差가 적어지고 豫燃室 內의 壓縮 空氣의 渦流가 노즐에서 噴射된 霧氣의 運動을 妨害하여 燃室效率이 떨어지기 때문에 出力은 다시 減少해가는 것으로 보여진다. 그러나 噴射角 39° 인 境遇는 直徑이 6.1mm 일때 最大出力이 나타났으므로 앞으로 燃室狀態를 直接 觀察할 수 있는 裝置를

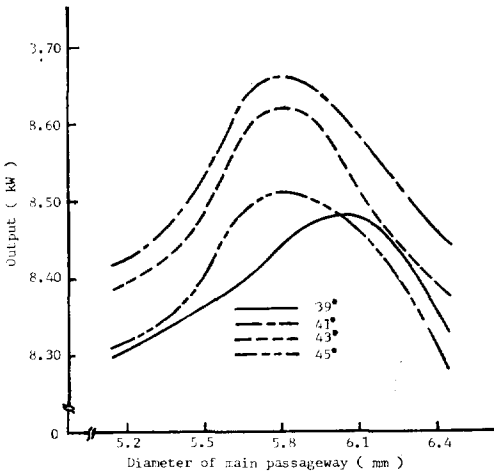


Fig. 4. Output under different diameters of main passageway.

使用하여 精密한 試驗을 行할 必要가 있을 것으로 思料된다. 또한 가장 높은 出力分布를 보인 噴射孔의 直徑은 5.8mm와 6.1mm 사이로 그때의 主噴射孔의 피스톤面積에 對한 面積比는 0.4~0.44%이고 全 噴射孔의 面積比는 0.72~0.76%인데, 이것은 豫燃燒室式의 噴射孔 面積比보다 크고 渦流室式의 噴出口 面積比보다는 작은데, 이는 本 實驗에 使用되 어진 豫燃燒室이 渦流形이기 때문인 것으로 思料된다. 한편 噴射角의 變化에 따른 出力의 變化를 噴射孔의 直徑別로 考察해 보면 噴射角이 漸次 커짐에 따라 出力이 어느 程度까지 높아졌다가 다시 낮아지는 傾向을 보였는데 이는 噴射角의 變化에 따라 豫燃燒室 內의 壓縮空氣가 渦流의 變化를 유지하기 때문에 것으로 보이며, 噴射孔의 直徑과 角度的 變化는 곧 燃料의 霧化程度나 噴射支點을 決定짓는 要素로서 燃燒室內部的 燃燒過程에 影響을 미치기 때문인 것으로 생각된다. 이는 앞으로 渦流狀態를 寫眞攝影하여 各 噴射角別로 渦流의 變化過程을 深化研究해야 될 것으로 思料된다. 그리고 大體的으로 噴射角이 41°와 43°에서 높은 出力分布를 보였다.

또 各 豫燃燒室을 使用하였을 때 出力의 最大値는 噴射角이 45°, 43° 및 41°일때 噴射孔 直徑이 5.8 mm에서 各各 8.51kW, 8.66kW 및 8.63kW로 나타났으며 噴射角 39°의 境遇는 直徑이 6.1mm일때 出力의 最大値가 8.48kW로 나타났다. 供試 豫燃燒室 別로 出力을 測定한 以上の 資料를 分散分析해

본 結果表 (3)에서 알 수 있는 바와 같이 主噴射孔의 直徑 (d)의 變化에 따라 出力은 1% 水準에서 有意差를 보였으며, 噴射角 (θ)의 變化가 出力에 미치는 影響도 1% 水準에서 有意差를 보였다. 그런데 噴射孔의 直徑 (d)과 噴射角 (θ)의 交互作用이 出力에 미치는 影響은 有意差가 없는 것으로 나타났다. 또한 直徑의 變化가 噴射角의 變化보다 引擎의 出力에 미치는 影響이 더 큰 것으로 나타났다. <表-(3)>

Table 3. ANOVA table for output.

Source	D F	S S	M S	F
d	4	0.7559	0.1892	6.615**
θ	3	0.3108	0.1036	3.622**
d \times θ	12	0.1833	0.0153	0.535NS
e	60	1.7156	0.0286	—
Total	79	—	—	—

나. 燃料消費率

그림 (5)는 噴射孔 直徑의 變化에 따른 燃料消費率의 變化를 噴射角度別로 나타낸 것으로 噴射孔의 直徑이 5.8mm 일때가 大體的으로 가장 낮은 燃料消費率을 보였는데 이는 噴射孔의 直徑이 작으면 噴射된 燃料의 霧粒이 너무 작아 擴散速度가 느려지고, 또 反對로 直徑이 너무 크면 霧粒이 커서 噴出에너지나 擴散速度는 增大되나 相對的으로 가스 流動損失이 增大되므로 燃料消費率이 增加한 것으로 思料된다.

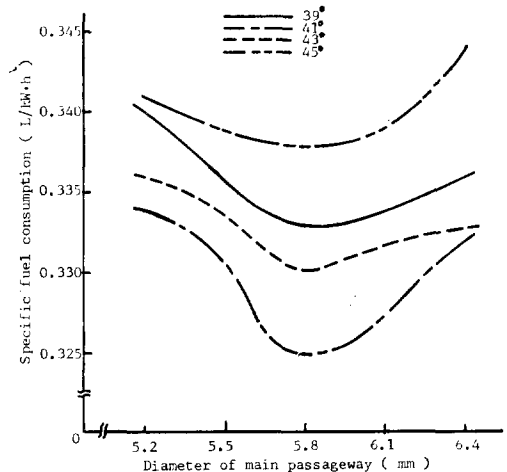


Fig. 5. Specific fuel consumption under different diameters of main passageway.

또 噴射角의 變化에 따른 燃料消費率의 變化를 噴射孔의 直徑別로 考察해 보면, 噴射角 41° 부근에서 가장 낮은 燃料消費率을 보였으며 噴射角이 이보다 작아지거나 또는 커지게 되면 燃料消費率이 모두 增加하였다. 그러나 正確한 噴射角의 決定은 始動성과도 關係가 깊은 것으로 噴射角 41° 부근에서의 細密한 研究分析이 要求된다. 한편 燃料消費率의 最少値는 모든 噴射角度에서 噴射孔의 直徑이 5.8mm 일때 나타났으며 그 값은 各各 噴射角이 39° 일때 0.333l/kW·h, 41° 일때 0.325l/kW·h, 43° 일때에 0.330l/kW·h, 45° 일때에 0.338l/kW·h 이었다. 實驗에서 얻어진 燃料消費率을 分散分析해 본 結果는 表(4)와 같으며, 여기에서 알 수 있는 바와 같이 噴射孔直徑의 變化에 따른 燃料消費率의 變化는 1% 水準에서 有意差를 보였으며, 噴射角의 變化에 따라서 역시 1% 水準에서 有意差를 보였다. 그러나 噴射孔의 直徑과 噴射角의 交互作用이 燃料消費率에 미치는 影響은 有意差가 없는 것으로 나타났다. 또한 噴射角의 變化가 噴射孔의 直徑의 變化보다 燃料消費率에 미치는 影響이 더 큰 것으로 나타났다.

Table 4. ANOVA table for specific fuel consumption ratio at full load.

Source	DF	SS	MS	F
d	4	155.8308	38.9577	6.9159**
θ	3	332.9684	110.9895	19.7032**
d×θ	12	54.1222	4.5102	0.8007 ^{NS}
c	60	337.9841	5.6331	—
Total	79	—	—	—

4. 結 論

豫燃室의 型狀이 農用 디젤엔진의 出力 및 燃料消費率에 미치는 影響을 究明하기 위하여 噴射된 燃料가 主燃室으로 가장 잘 빠져나갈 수 있는 位置에서 噴射孔의 角度와 直徑을 變化시켜 20種의 豫燃室을 設計製作하고, 2元配置에 依한 4反復 實驗으로 出力과 燃料消費率을 測定하였는데 그 結果를 分析, 綜合하던 다음과 같다.

가. 全 實驗區間에서 噴射孔의 直徑이 5.8mm와 6.1mm 사이에서 出力이 가장 높았고 同時에 燃料消費率이 가장 낮았다.

나. 噴射孔의 角度가 41°와 43° 사이에서 가장 良

好한 出力을 보였으며 그때의 燃料消費率도 가장 낮았다.

다. 噴射孔의 直徑의 變化가 噴射角의 變化보다 出力에 미치는 影響은 더 컸으나 反對로 燃料消費率에 있어서는 噴射角의 變化가 더 큰 影響을 미친 것으로 나타났다. 그러나 噴射孔의 直徑과 噴射角의 交互作用에 依한 效果는 뚜렷이 나타나지 않았다.

라. 本 實驗에서는 主噴射孔만을 變化시켰는데, 가장 性能이 좋게 나타난 豫燃室의 主噴射孔의 파스톤 面積에 對한 面積比는 0.4~0.44%이었으며, 渦流形豫燃室에 있어서 燃室의 內部形狀과 容積比의 變化에 따른 主噴射孔 및 副噴射孔의 變化를 多角的으로 研究 檢討해 볼 必要가 있을 것으로 思料된다.

參 考 文 獻

1. 農業 資材檢査所, 1980. 農業機械檢査細部實施要領. 國立農業資材檢査所報, 서울. 11~25.
2. 宮本 登, 1980. 디젤 機關의 冷始動性向上에 關與する機つかの 因子と方策について, 內燃機關 19(236) : 9~18.
3. 八田桂三, 1979. 內燃機關ハンドブック朝倉, 東京 177, 377~378.
4. Liljedhal, J.B., et al. 1979. Tractors and their power units, 3rd ed. John Wiley & Sons. New York.
5. 小島淳男, 1978. 디젤 機關의 燃室에 對하여 日農機誌, 39(4) : 560~562.
6. 藤田 護, 1975. 最近における 디젤엔진의 高性能化 問題, 機械の研究 27(6) : 767~772.
7. 池上 詢, 1971. 디젤 機關의 燃室問題, 機械の研究 23(11) : 1461~1468.
8. 前田好廣 外 3人, 1968. 디젤 機關用 燃料噴射系統의 噴射特性에 對하여 溫度의 影響, 日機械學會論文集 34(263) : 711~716.
9. Lichty, L.C. 1967. Combustion engine processes, 7th ed. McGraw-Hill. New York. 473~475.
10. 長尾不二夫, 1964. 副室式 디젤 機關에 對하여 燃室(I), (II) 內燃機關 3(19) : 73~78, 3(20) : 25~30.
11. Taylor, C.F. 1960. The internal-combustion engine in theory and practice. M.I.T. Press.