

# 豫燃燒室式 디젤機關 일량構成因子에 관한 實驗的 研究

崔 甲 錫\*·柳 正 人\*\*

## An Experimental Analysis of Work Factors in Pre-combustion Chamber Diesel Engine

K. S. Choi, J. I. Ryu

### Abstract

The Performance of Pre-combustion Chamber Diesel Engine mainly depends upon the compression, combustion and Expansion Processes. The analysis of varying tendency of the work factors for crank angles during these processes, which are consisted of 5 items such as exothermic energy, flow work, work in nozzle part, kinetic energy and cooling energy, are considered important as basic elements for effective combustion and performance improvement.

In this paper, varying tendencies of the theoretical factors are investigated with pressure data through experiments.

By the results, the trends of work factors are presented as basic data for comparing the influencing effects on work.

### 使 用 記 號

$A$	: 傳熱面積(m <sup>2</sup> )	$ff$	: 壓力採取管 斷面積(m <sup>2</sup> )
$a_0$	: 音速(m/s)	$g$	: 重力加速度(m/s <sup>2</sup> )
$C_{s12}, C_{s21}$	: 連絡孔 流量係數	$G_1, G_2$	: 主副兩室 作動가스 重量(kg)
$C_s$	: 壓力採取管의 流量係數	$J$	: 熱의 相當量(kg·m/kcal)
$C_{P1}, C_{P2}$	: 主副兩室 作動가스 定壓比熱 (kcal/kg·°C)	$K_1, K_2$	: 主副兩室 作動가스 比熱比
$C_{V1}, C_{V2}$	: 主副兩室 作動가스 定積比熱 (kcal/kg·°C)	$L$	: 連絡孔의 길이(m)
$d_f$	: 壓力採取管의 直徑(m)	$l_f$	: 壓力採取管의 길이(m)
$f$	: 連絡孔 斷面積(m <sup>2</sup> )	$n$	: 機關回轉數(rpm)
		$P_1, P_2$	: 主副兩室 作動가스 絕對壓力 (kg/m <sup>2</sup> )
		$P_g$	: Pick up에 檢出된 壓力(kg/m <sup>2</sup> )
		$P_V$	: 壓力採取管内 振動開始壓力 (kg/m <sup>2</sup> )

\* 正會員, 韓國機械研究所

\*\* 忠南大學校 工科大學

- $Q_1, Q_2$  : 主副兩室 作動가스의 熱量(kcal)
- $R_1, R_2$  : 主副兩室 作動가스의 가스定數  
(kg-m/kg·°C)
- $R_a$  : 크랭크 半徑(m)
- $T_1, T_2$  : 主副兩室 作動가스 絕對溫度(K)
- $u_{12}, u_{21}$  : 主副兩室間 作動가스 速度(m/s)
- $V_1, V_2$  : 主副燃燒室 體積(m<sup>3</sup>)
- $V_c$  : 실린더 극간體積(m<sup>3</sup>)
- $V_f$  : 壓力採取管 극간體積(m<sup>3</sup>)
- $V_s$  : 行程體積(m<sup>3</sup>)
- $\theta$  : 크랭크 角度(Degree)
- $\omega_0$  : 壓力採取管的 固有振動數(c/s)

### 1. 序 論

豫燃燒室式 디젤 機關의 性能은 主燃燒室, 副燃燒室 및 連絡孔의 크기나 形狀에 크게 影響을 받는다. 豫燃燒室式 機關의 連絡孔이나 主·副兩燃燒室의 相對的 크기는 그 機關의 燃燒에도 勿論 影響을 미치지만,<sup>1), 2)</sup> 이들은 主로 熱力學的 사이클特性을 決定한다. 주어진 形狀과 크기의 燃燒室을 갖는 機關에 있어서 理論일량을 構成하는 要素들<sup>3)</sup>의 사이클當 變化과정에 대한 解析結果는 効果的인 燃燒에 依한 機關性能上에 重要한 資料가 된다.

豫燃燒室式 機關에서는 直接噴射式과는 달리 사이클中에 作動가스가 連絡孔을 통해서 主室로부터 副室로 또는 副室로부터 主室로 噴出되고 閉空間內의 非定常亂流燃燒이기 때문에 사이클中의 兩燃燒室 가스狀態를 解析하는 것은 어려운 일이다.

따라서 一般的으로 電算機를 使用하여 實驗資料를 逐次積分法에 依한 解析에 반영시키는 研究가 進行되고 있다.<sup>1), 4)</sup> 사이클을 支配하는 定數에 關한 研究,<sup>1)</sup> 豫燃燒室의 크기 및 連絡孔에 關한 研究,<sup>2), 4), 5)</sup> 熱損失(熱傳達) 解析<sup>6), 7)</sup> 등은 豫燃燒室式 디젤 機關 性能解析에 關聯된 重要한 연구과제이다.

그러나 燃燒와 일량에 直接的인 影響을 미치고 性能向上에 重要한 基礎資料가 되는 사이클中 일량構成因子들의 變化過程에 關한 研究는 지금까지 별로 報告되지 않고 있다.

本論文에서는 理論일량을 支配하는 構成因子들의 變化過程을 파악하기 위하여 實際機關의 實驗을 통해 壓力을 測定하고 이壓力을 基準으로 크랭크角度 單位로 因子들의 變化경향을 分析하여 効果的인 燃燒를 위한 基礎資料를 얻는데 目的을 두었다.

### 2. 熱力學的理論 일량

副室式 機關의 概略을 Fig. 1에 提示했으며 主副兩室의 에너지 出入을 考慮한 熱力學的 一般關係式은 다음과 같이 整理된다.<sup>3)</sup>

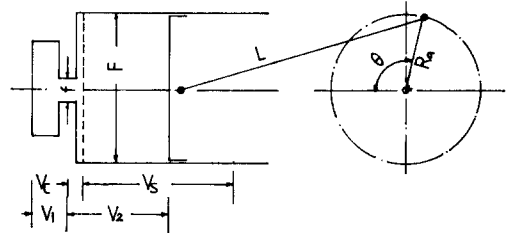


Fig. 1. Model of Pre-Combustion Chamber D/E

에너지 方程式

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{C_{V1}}{R_1} \cdot V_1 \cdot \frac{dP_1}{d\theta} + \frac{C_{P1}}{R_1} \cdot P_1 \cdot \frac{dV_1}{d\theta} - C_{P1} \cdot T_1 \cdot \frac{dG_1}{d\theta} \text{ (kcal/deg)} \quad (1)$$

$$\frac{dQ_2}{d\theta} = \frac{C_{V2}}{R_2} \cdot V_2 \cdot \frac{dP_2}{d\theta} - C_{P1} \cdot T_1 \cdot \frac{dG_2}{d\theta} \text{ (kcal/deg)} \quad (2)$$

가스狀態方程式

$$P_1 \cdot V_1 = G_1 \cdot R_1 \cdot T_1 \quad (3)$$

$$P_2 \cdot V_2 = G_2 \cdot R_2 \cdot T_2 \quad (4)$$

連續方程式

$$\frac{dG_1}{d\theta} = - \frac{dG_2}{d\theta} \quad (5)$$

連絡孔을 통한 가스流量

$$\frac{P_2}{P_1} \geq \left( \frac{2}{K_1 + 1} \right)^{\frac{K_1}{K_1 - 1}}$$

일때

$$\frac{dG_2}{d\theta} = \frac{C_{a12} \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \left( \frac{2 \cdot g \cdot K_1}{K_1 - 1} \right)^{1/2} \cdot \frac{P_1}{\sqrt{R_1 \cdot T_1}}$$

$$\left\{ P_{r1}^{\frac{2}{K_1}} - P_{r1}^{\frac{K_1+1}{K_1}} \right\}^{1/2} \quad (\text{kg/deg}) \quad (6)$$

$$\frac{P_2}{P_1} < \left( \frac{2}{K_1+1} \right)^{\frac{K_1}{K_1-1}}$$

일 때

$$\frac{dG_2}{d\theta} = \frac{C_{a12} \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \left( \frac{2 \cdot g \cdot K_1}{K_1+1} \cdot \left( \frac{2}{K_1+1} \right)^{\frac{2}{K_1-1}} \right)^{1/2} \cdot \frac{P_1}{\sqrt{R_1 \cdot T_1}} \quad (\text{kg/deg}) \quad (7)$$

단,  $P_{r1} = P_2/P_1$

또한  $P_1 < P_2$  일 때 狀態方程式, 連續方程式은  $P_1 > P_2$  일때와 同一하며 에너지方程式, 가스流量方程式은 다음과 같다.

에너지方程式

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{C_{V1}}{R_1} \cdot V_1 \cdot \frac{dP_1}{d\theta} + \frac{C_{P1}}{R_1} \cdot P_1 \cdot \frac{dV_1}{d\theta} - C_{P2} \cdot T_2 \cdot \frac{dG_1}{d\theta} \quad (\text{kcal/deg}) \quad (8)$$

$$\frac{dQ_2}{d\theta} = \frac{C_{V2}}{R_2} \cdot V_2 \cdot \frac{dP_2}{d\theta} - C_{P2} \cdot T_2 \cdot \frac{dG_2}{d\theta} \quad (\text{kcal/deg}) \quad (9)$$

가스流量方程式

$$\frac{P_1}{P_2} \geq \left( \frac{2}{K_2+1} \right)^{\frac{K_2}{K_2-1}}$$

일 때

$$\frac{dG_1}{d\theta} = \frac{C_{a21} \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \left( \frac{2 \cdot g \cdot K_2}{K_2-1} \right)^{1/2} \cdot \frac{P_2}{\sqrt{R_2 \cdot T_2}} \cdot \left( P_{r2}^{\frac{1}{K_2}} - P_{r2}^{\frac{K_2+1}{K_2}} \right)^{1/2} \quad (\text{kg/deg}) \quad (10)$$

$$\frac{P_1}{P_2} < \left( \frac{2}{K_2+1} \right)^{\frac{K_2}{K_2-1}}$$

일 때

$$\frac{dG_1}{d\theta} = \frac{C_{a21} \cdot f}{6 \cdot n} \cdot \left( \frac{2 \cdot g \cdot K_2}{K_2+1} \cdot \left( \frac{2}{K_2+1} \right)^{\frac{2}{K_2-1}} \right)^{1/2} \cdot \frac{P_2}{\sqrt{R_2 \cdot T_2}} \quad (\text{kg/deg}) \quad (11)$$

단,  $P_{r2} = P_1/P_2$

壓縮過程中에서 실린더內 狀態는 모터링時와 同一한 실린더內 狀態의 經過로 볼 수 있다. 即 燃燒室內 가스는 空氣에 가깝기 때문에 式(12)와 같이 된다.

$$C_{P1} = C_{P2} = C_P, C_{V1} = C_{V2} = C_V, K_1 = K_2 = K,$$

$$R_1 = R_2 = R \quad (12)$$

燃燒過程中에는 가스의 組成과 物數 變化에 따라서 比熱 및 比熱比가 變하고 膨脹過程中에는 成分가스의 比熱比가 주로 溫度에 따라서 變한다. 엄밀한 計算을 爲해서는 變化를 考慮하여 計算하여야겠지만 計算이 복잡하여 지고 一定하게 하여 計算한 값과 큰 差異가 없기<sup>9),11)</sup> 때문에 一定한 값으로 計算한다.

式(12)를 式(1)과 (8)에 代入하여 整理하면 壓縮, 燃燒, 膨脹과정에서의 일량은 壓力의 大小關係에 따라 式(13)이 誘導된다.

$P_2 > P_1$  일 때

$$P_1 \cdot \frac{dV_1}{d\theta} = \frac{R}{C_P} \left\{ \frac{dQ_{B1}}{d\theta} + \frac{dQ_{c1}}{d\theta} + \frac{1}{J} \cdot \frac{dE_{21}}{d\theta} \right\} - \frac{1}{K} \cdot V_1 \cdot \frac{dP_1}{d\theta} + R \cdot T_2 \cdot \frac{dG_1}{d\theta} \quad (\text{kg-m/deg}) \quad (13-1)$$

$P_1 > P_2$  일 때

$$P_1 \cdot \frac{dV_1}{d\theta} = \frac{R}{C_P} \left\{ \frac{dQ_{B1}}{d\theta} + \frac{Q_{c1}}{d\theta} + \frac{1}{J} \frac{dE_{12}}{d\theta} \right\} - \frac{1}{K} \cdot V_1 \cdot \frac{dP_1}{d\theta} + R \cdot T_1 \cdot \frac{dG_1}{d\theta} \quad (\text{kg-m/deg}) \quad (13-2)$$

上記 式은 理論일량이 燃料에 依한 發熱量 ( $dQ_{B1}$ ), 冷却損失( $dQ_{c1}$ ), 作業流體의 噴流에 依한 運動에너지, 作業流體가 받는 流動일 및 內部에너지項으로 構成되어 있음을 나타내는 式으로 일량構成因子라 定義한다.

式(13)을 해당 크랭크角에서 積分하면 壓縮, 燃燒, 膨脹過程에서의 全일량이 되며 일량構成因子들은 크랭크角에 따라 變한다.

### 3. 壓力測定 및 일량構成因子量計算

#### 3.1 實驗裝置 및 實驗方法

實驗에 使用한 機關 및 主要 計測裝備의 仕様은 Table 1, 2에 實驗裝置는 Fig. 2에 提示한다.

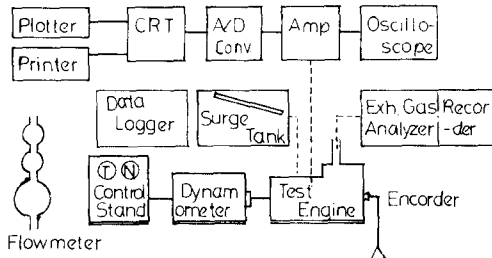
理論일량構成因子 解析은 壓力  $P_1, P_2$ 의 經過를 檢討하여 初期狀態를 定해주면 可能하기 때문에 本實驗에서는 Fig. 3과 같은 Data Acquisition System을 構成하여 Fig. 4와 같은 Software에 依하여 解析하였다.

**Table 1. Specifications of Test Engine**

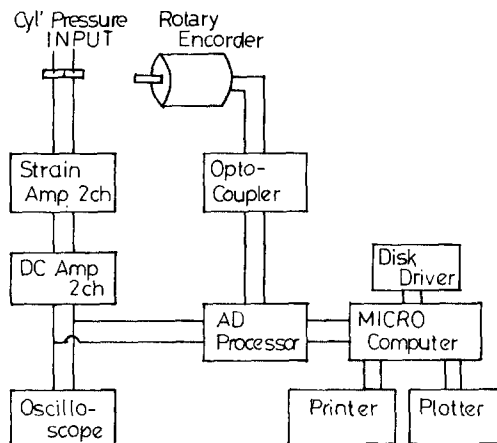
Type	4 Cycle vertical precombustion diesel engine
Number of cylinder	1
Dia * Stroke	φ 96 * 105mm
PS/RPM	7/1800
Clearance Volume	16.9cc
Compression Ratio	23
Passage ways	6φ, 2.2φ, 2*3.2φ
Fuel Inj. Valve	Bosch Type, Throttle Valve (1*1φ)

**Table 2. Specifications of Measuring Equipments.**

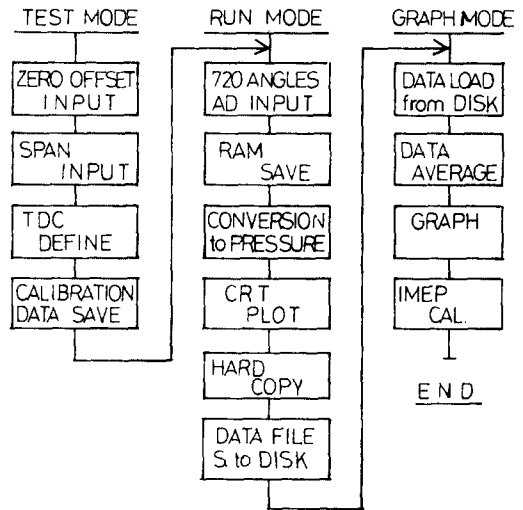
Dynamometer	DC type 50PS
Oscilloscope	Hitachi, V-212, 20 MHz
Strain Amp.	Kyowa, DPM 613B
Pressure Transducer	Kyowa, PE-200, 500kg/cm <sup>2</sup>
Data Logger	Kyowa, UCAM-8BL
Temp. Sensor	CA, CC Type.



**Fig. 2. Arrangement of Test Equipment**



**Fig. 3. Block Diagram of Data Acquisition System**



**Fig. 4. Engin Test Software Flow Chart**

機關負荷는 回轉數와 토크를 同時에 調節하였으며 回轉數가 馬力의 三乘根에 比例하는 프 로펠라 法則에 따랐다. (Table 3 參照). 解析에 必要한 資料들은 이러한 條件下에서 測定하였으며 이때 冷却水 溫度는 入口 14~15°C, 出口 32~37°C로 維持하였다.

負荷는 25%, 50%, 75%, 85%, 100%로 調節하였으며 燃燒噴射壓力는 130kg/cm<sup>2</sup>, 燃料噴射時期는 BTDC 9.6度로 하였다.

使用한 燃料는 比重 0.864, 粘性 3.198CST (30°C), 發熱量은 10,100kcal/kg의 市販디젤 油이다.

**Table 3. Test Load**

Load(%)	25	50	75	85	100
Torque(kg-m)	2.21	3.50	4.60	5.00	5.57
Engine Speed(rpm)	1134	1429	1635	1705	1800

### 3.2 壓力補正

壓力은 燃燒室壁(실린더카바側)에 壓力센서를 設置해서 測定하는 것이 바람직하지만 機關의 構造上 直徑이 가는 壓力採取管을 設置하여 測定하였다. 이때 壓力採取管의 氣柱振動이 測定되어 發生하는 誤差要因을 없애기 위하여 壓力

採取管에 대한 振動學的 特性解析<sup>11, 12)</sup>에 의한 壓力補正을 행하였다.

池上<sup>11)</sup>의 壓力採取管에 대한 氣柱振動方程式은 실린더內 壓力을 外力으로 하는 式(14)와 같다.

$$P_1, \text{ or } P_2 = \frac{1}{\omega_0^2} \cdot \frac{d^2 P_g}{d\theta^2} + \frac{2 \cdot I}{\omega_0^2} \cdot \left| \frac{dP_g}{d\theta} \right| \cdot \frac{dP_g}{d\theta} + P_g \quad (14)$$

단,

$$I = \frac{1 + V_f / (ff \cdot l_f)}{4 \cdot K \cdot P_V} \cdot \left\{ \frac{1}{\mu^2} + C_c \cdot \left( \frac{l_f}{df} \right) \right\}$$

$$\omega_0 = \frac{a_0}{l_f \cdot \sqrt{1 + V_f / (ff \cdot l_f)}}$$

數值解析은 Jenssen and Straeda의 보간공식<sup>18)</sup>을 利用하여 크랭크 角度 $1^\circ$ 마다 보정을 하였으며 文献<sup>1)</sup>과 比較하여 그의 傾向은 잘 一致하였다.

### 3.3 일량構成因子量 計算

計算은 PRIME-750을 利用했으며 Flow chart는 Fig. 5에 提示하였다.

計算을 爲한 假定 및 初期條件은 다음과 같다.

- 1) 壓縮開始 : ABDC  $30^\circ$  (實質的 壓縮比는 22.3)

$$\begin{aligned} \text{이때의 } P_1 = P_2 &= 1 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2 \\ T_1 = T_2 &= 300\text{K} \\ C_a = C_{a12} = C_{a21} &= 0.8 \end{aligned}$$

- 2) 作動가스는 空氣로 보며 壓力과 溫度의 變化에 關係없이  $C_V, C_P, R$ 의 값은 一定하다.

- 3) 에너지方程式에서 流入된 氣의 運動에너지는 即時 熱에너지로 變한다.

- 4) 測定된 壓力값들은 系의 平均壓力으로 한다.

- 5) 밸브閉閉時期限圖는 Fig. 6에 提示한다.

한편 測定된 壓力은 冷却損失이 包含된 狀態에서 測定한 값이고 실린더壁을 통한 熱傳達量은 G. Woschni의 式<sup>9)</sup>을 利用한다.

$$Q_c = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (15-1)$$

$$h = 390 \cdot D^{-0.15} \cdot (C_m \cdot P_1)^{0.786} \cdot T_1^{-0.525} \quad (15-2)$$

단,  $C_m$  : Pston平均速度(m/s),

$D$  : 실린더直徑(m)

運動에너지는

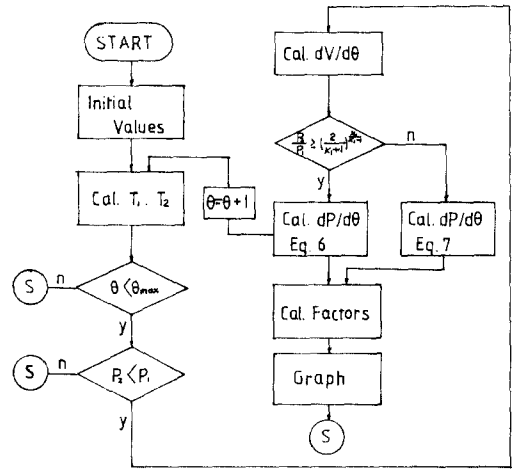


Fig. 5. Flow Diagram (Part 1)

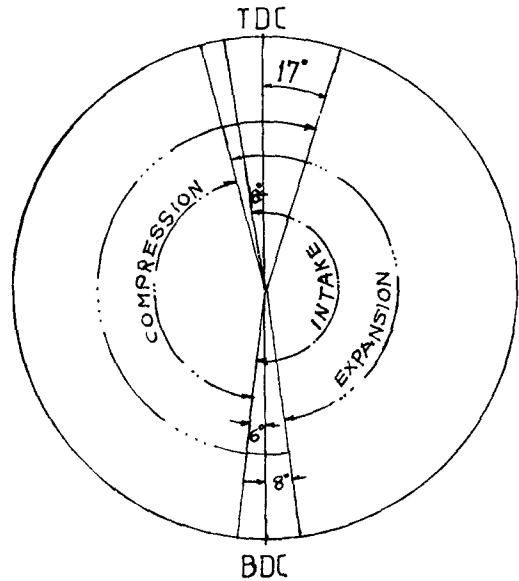


Fig. 6. Valve Timing Diagram

$P_1 > P_2$  일 때

$$u_{12} = \frac{R \cdot T_1}{f \cdot P_1} \cdot \frac{dG_2}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{m/s})$$

$$\frac{dE_{12}}{d\theta} = \frac{1}{2 \cdot g} \left( \frac{dG_2}{d\theta} \right) \cdot u_{12}^2 \quad (\text{kg-m/deg}) \quad (16)$$

$P_1 < P_2$  일 때

$$u_{21} = \frac{R \cdot T_2}{f \cdot P_2} \cdot \frac{dG_1}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{m/s})$$

$$\frac{dE_{21}}{d\theta} = \frac{1}{2 \cdot g} \left( \frac{dG_1}{d\theta} \right) \cdot u_{21}^2 \quad (\text{kg-m/deg}) \quad (17)$$

### 4. 計算結果 및 考察

豫燃燒室式 디젤機關에서는 兩分된 燃燒室間에 絞縮現象이 存在하고 壓縮行程에서는 主燃燒室의 氣스가 먼저 피스톤에 依하여 壓縮되고 主副兩室間에 壓力差가 생겨 主室의 氣스가 副室로 流入한다. 반대로 膨脹行程에서는 피스톤의 下向運動과 더불어 主室의 壓力이 低下하고 主副兩室間의 壓力差에 依해 副室의 氣스가 主

室로 流入한다. 따라서 兩室間의 氣스의 流入・流出에 依한 실린더內 作業流體는 일량에 影響을 미치는 여러 形態의 因子가 되는 것이다.

이러한 일량構成因子들이 어떠한 樣相을 가지고 나타나는가를 調査함으로써 燃燒와의 關聯 및 燃燒의 效果도 把握케 된다.

Fig. 7~11은 每크랭크 角度別로 主副燃燒室 壓力과 壓縮일 膨脹일을 절대치를 취하여 負荷별로 나타낸 것이다.

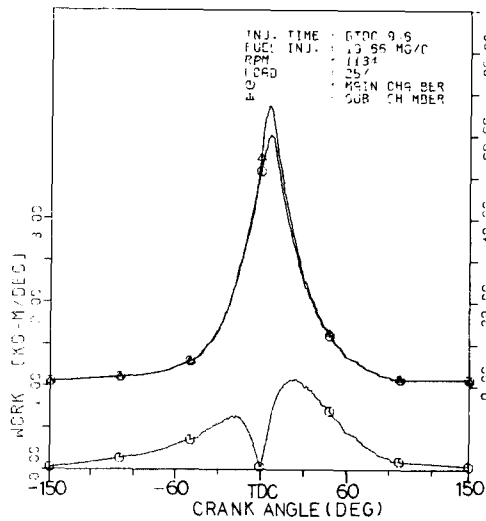


Fig. 7. Tendency of Work & Pressure VS Crank Angle (25%)

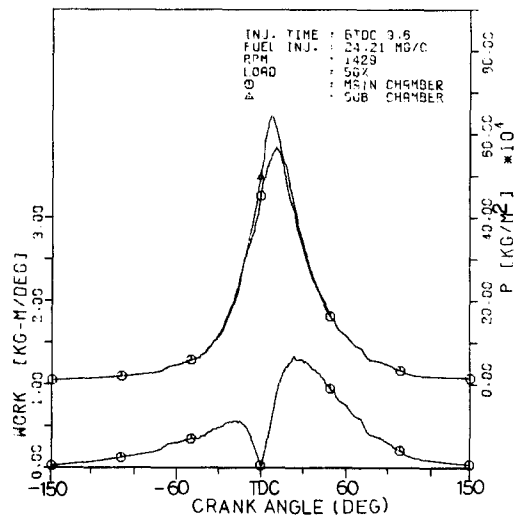


Fig. 8. Tendency of Work & Pressure VS Crank Angle (50%)

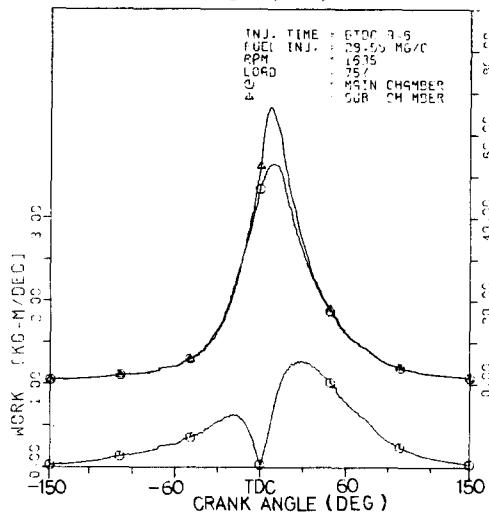


Fig. 9. Tendency of Work & Pressure VS Crank Angle (75%)

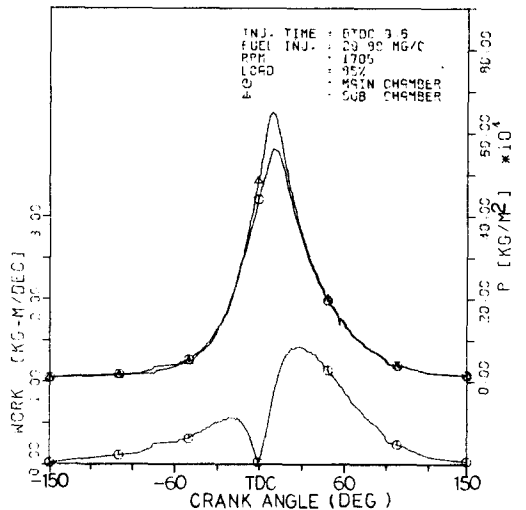


Fig. 10. Tendency of Work & Pressure VS Crank Angle (85%)

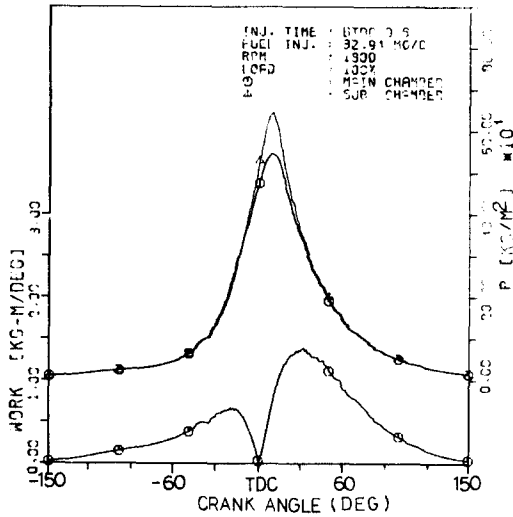


Fig. 11. Tendency of Work & Pressure VS Crnk Angles (100%)

上死點에서 일량은 零이 되고 이 點을 基準으로 壓縮일과 膨脹일이 兩側에 나타나 있으며 크랭크 角度가 커짐에 따라 壓縮일량이 增加하면서 燃燒噴射始作時期 부근에서 最大值를 나타낸다. 팽창일은 연소에 의해 초기에 높게 나타난다.

Fig. 13~17은 일량구성요소들의 크랭크 角度에 따른 變化경향을 나타낸 그림이다. 發熱량은 上死點부근에서 나타나기 시작하고 負荷에 따라

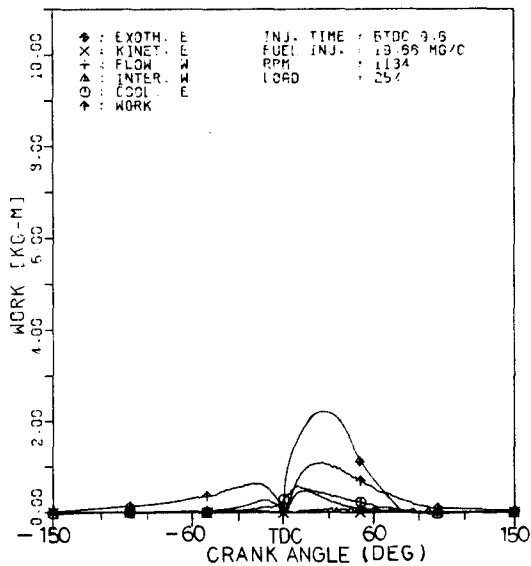


Fig. 13. Work Factors VS Crank Angle(25%)

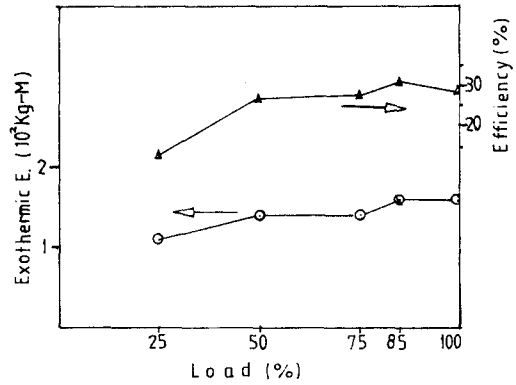


Fig. 12. Energy Utilization VS Load

그 形狀은 다르게 나타나며 負荷增加에 따른 사이클當 發熱량은 增加하고 있다. 그러나 Fig. 12에서 보는 바와같이 사이클當 해당일량이 發熱량에 차지하는 比率은 85% 負荷에서 31.3%의 最高值를 나타내고 100% 負荷에서는 28.6%로 低下하는 現象을 나타낸다. 이 現象은 發熱량을 有用하게 利用할 수 있는 適定 負荷가 있음을 나타낸 것으로 思料된다.

放熱에 依한 冷却損失은 壓縮과정에서는 작지만 大部分의 量이 燃燒開始以後 팽창과정에서 나타나고 있다.

流動일은 크랭크 角度別로는 작은 量이나 1사이클에 해당하는 量은 해당 사이클 일량의 8%

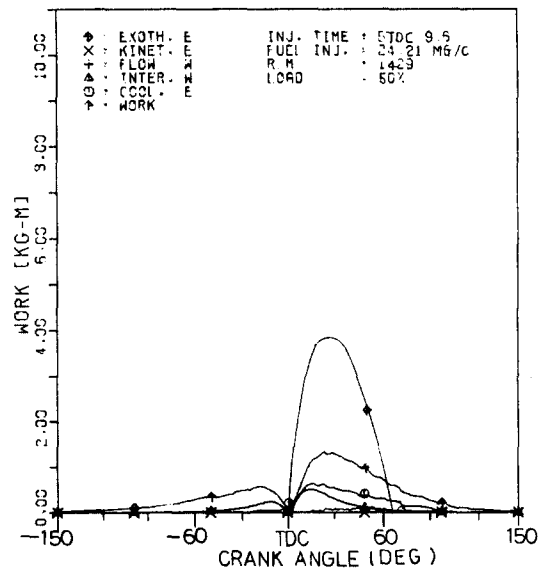


Fig. 14. Work Factor VS Crank Angle(50%)

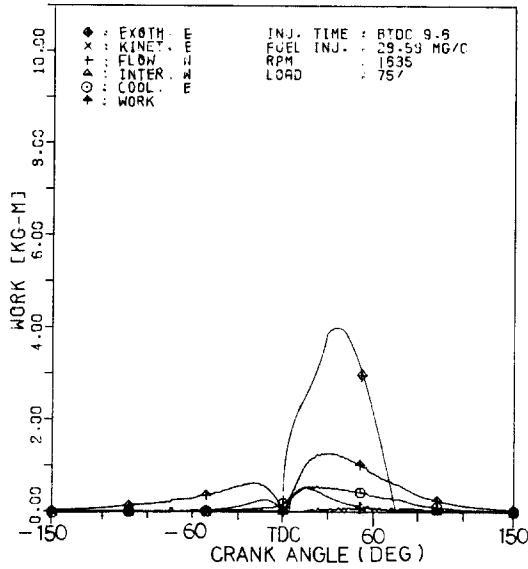


Fig. 15. Work Factor VS Crank Angle(75%)

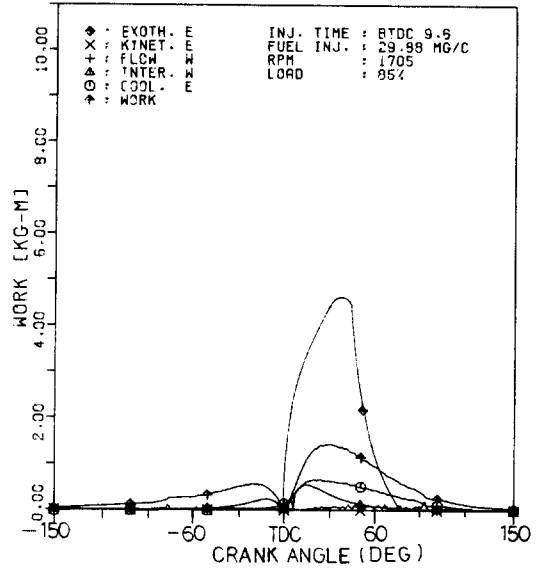


Fig. 16. Work Factor VS Crank Angle(85%)

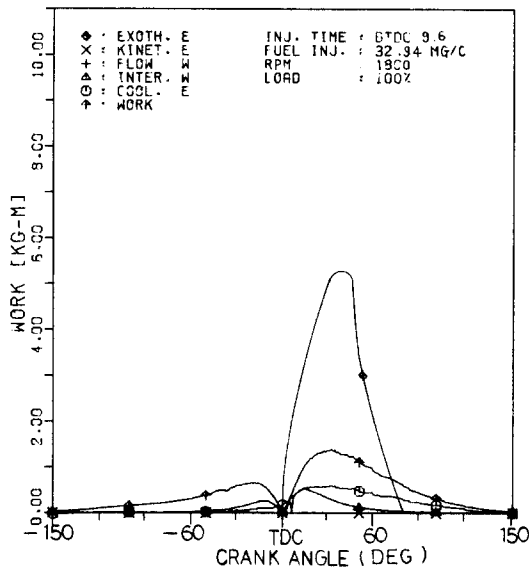


Fig. 17. Work Factor VS Crank Angle(100%)

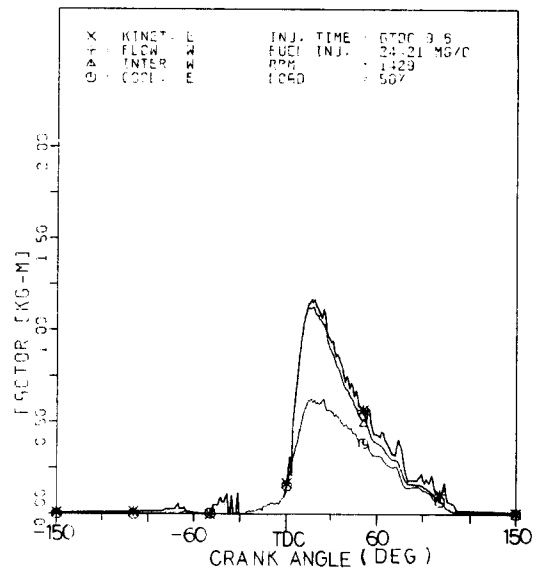


Fig. 18. Work Factor VS Crank Angle(50%)

程度가 된다. 나머지의 大部分이 노즐부분에 있어서의 일이다.

Fig. 18~22 에는 冷却熱量, 노즐부에서의 일 (그림에서 내부일(Inter. W)로 표시) 流動일 및

運動에너지를 크랭크 角度別로 차례로 累積・擴大해서 나타낸 것으로 運動에너지量은 작게 나타남을 알 수 있다.



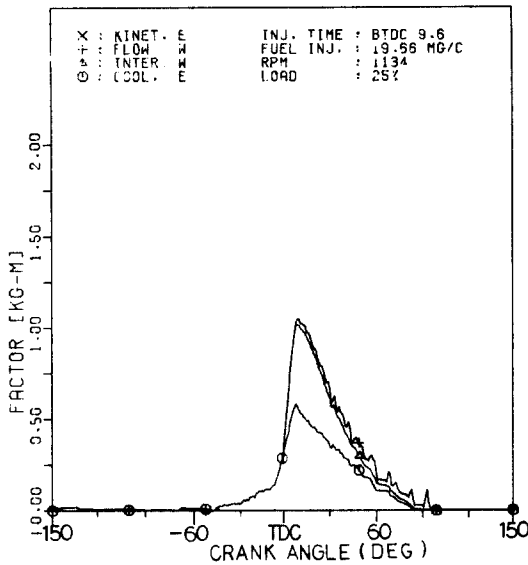


Fig. 19. Work Factor VS Crank Angle(25%)

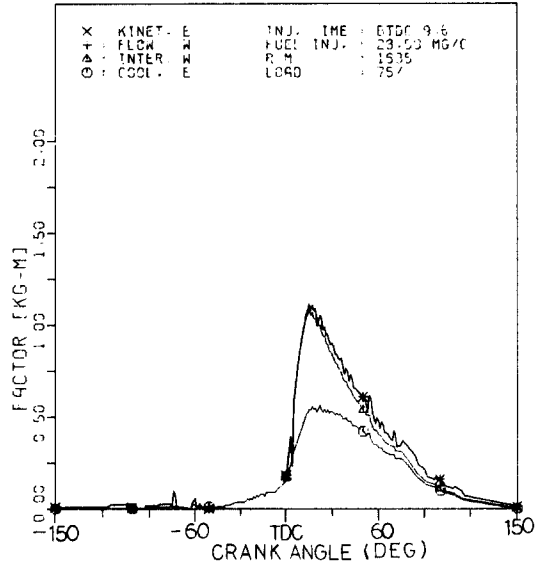


Fig. 20. Work Factor VS Crank Angle(75%)

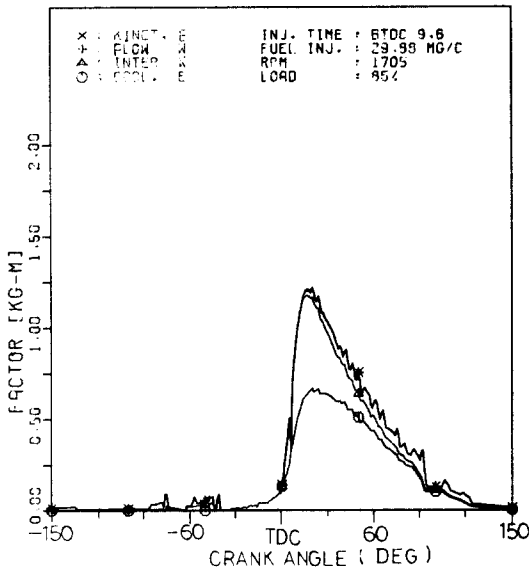


Fig. 21. Work Factor VS Crank Angle(85%)

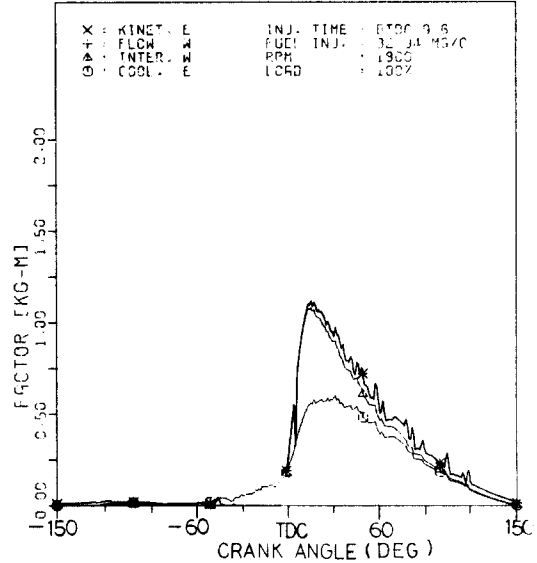


Fig. 22. Work Factor VS Crank Angle(100%)

### 5. 結 論

豫燃燒室式 디이젤機關의 理論일량에 主된 影響을 미치는 壓縮·燃燒·膨脹過程에서 일량構成因子들의 考察을 通하여 다음과 같은 結論을 얻을 수 있다.

1) 主副兩燃燒室의 壓力大小에 따른 日量構成因子들의 變化量을 크랭크 角度別로 解析하여 日量에 미치는 影響을 比較할 수 있다.

2) 日量構成因子중 運動에너지項은 작은 값으로, 日量에 미치는 影響은 작고 流動日량은 해당日량의 8%範圍程度의 값을 나타낸다.

發熱量의 有效利用面에서 볼때 最適噴射時期

가 燃燒效果에 크게 影響을 미치므로 體系的인 解析은 다음 課題로 미루고자 한다.

### 參 考 文 獻

1. 徐錫洪, 豫燃燒室ディーゼル機關の燃燒に關する研究, 日機論31卷 225號, p. 808.
2. E. Motoyoshi et al., Yanmar Precombustion Chamber-Combustion System, UDC : 621.43.019/.05 Vol.16 No.189, p. 9.
3. 崔甲錫, 柳正人, 燃燒制御에 依한 豫燃燒室디이젤엔진 性能豫測 研究 (第1報), 1986年度韓國船用機關學會春季學術講演會抄錄集, p. 43.
4. 大道寺達, ディーゼル機關燃燒室設計の理論と實際, 内燃機關 Vol.24, No.307, p.58.
5. T. Suzuki, K. Usami, A Modification of Combustion Systems for Low Exhaust Emission and Its Effects on Durability of Prechamber Diesel Engine, SAE 760213, p.984.
6. G. Woschni, A Univerally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Co-efficient in the Internal Combustion Engine, SAE 670931, p.1.
7. A.C. Alkidas, R.M. Cole, The Distribution of Heat Rejection from a Single-Cylinder Divided-Chamber Diesel Engine, SAE810959, p. 2936.
8. W.J.D. Annand, Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proc. Inst. Mech. Engrs Vol.177. No.36 (1963), p. 973.
9. 寺田耕, エンジン指壓計測に關連した諸問題, 内燃機關 Vol.25 No.234(1986) p.24.
10. 李盛魯, 宮本登 外, Wiebe의 燃燒函數에 依한 디이젤機關의 燃燒斗 性能의 解析, 大韓機械學會論文集9卷3號(1985), p. 353.
11. 池上詢 外, 壓力取出し管によるインジケータの誤差, 日機論 Vol.30, No.219(1964) p.645.
12. 宮本登 外, 指壓線圖測定用壓力取出し管の動特に關する研究, 日機論 Vol.46, No.408 (1980) p.1607.
13. Patrick J. Roache, Computational Fluid Dynamics, Hermosa(1976) p.136.