

# 單氣筒 4사이클 스파아크點火機關 動力사이클의 시뮬레이션

## Simulation of a Power Cycle for a Single-Cylinder 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engine

趙良穗\* · 俞炳澈\*\*  
(Y. S. Cho · B. C. Yoo)

### Abstract

In this paper the simulation of a thermodynamic power cycle for a 4-stroke, single-cylinder, spark-ignition engine was studied.

In this simulation the cylinder volume was restricted to two zones, a burnt and an unburnt zone, and the convective heat transfer from cylinder contents to surroundings was considered. The chemical species in burnt gas considered was 12 species including H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, OH, H, N<sub>2</sub>, NO, N, CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub>, O and Ar.

Using this model, computer program for compression, ignition and expansion processes was composed and pressure, temperature and composition of cylinder gas at each crank angle were computed. The composition of CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> in the burnt gas when exhaust valve opens, the maximum temperature, the maximum flame speed and the combustion duration were also computed as a function of equivalence ratio.

The relation between burnt mass fraction and burnt volume fraction was also computed.

### 記號說明

$a_g$  ; 对流 熱傳達에 對한 Annand 常數

B ; 对流 熱傳達에 對한 Annand 常數

$C_p$  ; 定壓比熱 (J/kmol·K)

$C_v$  ; 定積比熱 (J/kmol·K)

D ; 실린더 지름 (m)

e ; 比 内部에너지 (J/kmol)

E ; 内部에너지 (J)

F ; 傳熱面積 (m<sup>2</sup>)

g ; 比 Gibbs 函數

k ; 比熱比 ( $C_p / C_v$ )

h ; 流體의 熱傳導係數 (W/m<sup>2</sup>·K)

$K_p$  ; 平衡常數

m ; 質量 (kg)

n ; 回轉速度 (rev/s)

P ; 氣體의 壓力 (N/m<sup>2</sup>)

$\dot{Q}$  ; 流體의 單位 面積當 熱傳達率 (J/m<sup>2</sup>·s)

r ; 火炎 반지름 (m)

R ; 氣體常數 (J/kg·K)

\* 高麗大學校 大學院

\*\* 高麗大學校 工科學

- R<sub>mol</sub>; 一般氣體常數 (J/kmol·K)
- R<sub>e</sub>; 레이놀즈數
- T; 氣體的溫度 (K)
- u<sub>i,j</sub>; 多項係數
- V; 氣體的體積 (m<sup>3</sup>)
- W; 일 (J)
- X<sub>i</sub>; 몰分
- α; 크랭크 回轉角 (degree)
- μ; 粘性係數 (kg/m·s)
- ν; 量論係數
- ρ; 密度 (kg/m<sup>3</sup>)
- φ; 等價比
- ω; 角速度 (rad/s)

下 添 字

- b; 既燃 가스
- c; 실린더
- m; 未燃 混合氣
- p; 生成物
- w; 壁

1. 緒 論

1970年을 前後하여 많은 動力사이클 모델이 提案되었으며 그 중에서도 Lavoie 등이 提案한 모델은 스파아크 點火機關의 燃燒過程에 對하여 가장 近似한 값을 주는 것으로 認定되었다. Lavoie 등은 燃燒法則에 따라 실린더 내에 溫度勾配를 考慮하였다. 그러나 이 모델은 指壓線圖를 미리 알고 있거나 半實驗的인 燃燒法則에 依存하여야 한다. 1974年 Benson은 실린더 體積을 既燃領域과 未燃領域으로 나누어 생각하는 2領域 燃燒모델을 提案하였으며, 또 全 실린더 體積의 0.1%의 體積이 燃燒되었을 때 點火가 이루어진 것으로 對하여 燃燒開始의 時期를 豫測하는 간단한 방법을 사용하는 등 Lavoie 등이 제안한 모델을 修正하여 計算을 簡單化하였다.<sup>(1)</sup>

本 論文은 Benson이 提案한 모델을 使用하여 吸氣 및 排氣밸브가 모두 닫힌 때로부터 排氣밸브가 열리기까지의 期間, 즉 動力사이클 中の 單氣

筒 4 사이클 스파아크 點火機關에 對한 사이클 시뮬레이션을 既燃가스 中에 12種의 化學種이 存在하는 것으로 생각하고 주위로의 對流熱傳達을 고려하면서 遂行한 것이다. 시뮬레이션은 國產 乘用車의 하나와 同一한 諸元을 갖는 燃燒室에 對하여 施行하였으며 크랭크角에 따른 실린더 내의 壓力, 溫度 및 各 化學種의 組成의 變化, 排氣밸브가 열릴 때의 等價比에 따른 CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>의 組成의 變化, 等價比에 따른 既燃가스의 最高溫度, 最高火炎速度, 燃燒期間의 變化를 計算하였다. 또한 既燃 體積分과 既燃 質量分과의 關係를 計算하였다.

2. 動力사이클 시뮬레이션의 理論

動力사이클은 新氣와 殘留가스의 均一한 混合氣의 壓縮過程 (스파아크가 튀어서부터 點火가 완전히 이루어질 때까지의 期間을 包含), 點火가 완전히 이루어진 때로부터 未燃 混合氣가 없어질 때까지의 2領域 燃燒(또는 膨脹)過程, 既燃가스만으로 排氣밸브가 열릴 때까지의 單一領域 膨脹過程으로 이루어진다.

2.1 壓縮過程

壓縮過程은 吸·排氣밸브가 모두 닫히고 密閉된 狀態로부터 시작되며, 이때의 실린더內 가스는 新氣와 前 사이클의 殘留가스가 均一하게 混合된 것으로 생각하고, 주위로의 對流熱傳達을 고려한다. 壓縮過程 中 組成은 一定하며, 다른 어떤 化學反應도 없는 것으로 생각한다.

熱力學 第1法則과 狀態方程式으로부터

$$\frac{dQ}{d\alpha} = mC_v \frac{dT}{d\alpha} + P \frac{dV}{d\alpha} \dots\dots\dots (1)$$

$$PV = mRT \dots\dots\dots (2)$$

式(1)과 式(2)로부터

$$\frac{dP}{d\alpha} = \left[ - \left( 1 + \frac{R}{C_v} \right) P \frac{dV}{d\alpha} + \left( \frac{R}{C_v} \right) \frac{dQ}{d\alpha} \right] / V \dots\dots (3)$$

$$\frac{dT}{d\alpha} = T \left[ \frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\alpha} \right] \dots\dots\dots (4)$$

여기서 실린더壁으로부터 실린더內 가스로의 熱

傳達は 다음 Annand의 對流熱傳達式<sup>(9)</sup>으로부터 求한다.

$$\frac{\dot{Q}}{F} = \frac{a_0 \cdot h}{D} (Re)^n (T_w - T_m) \dots\dots\dots (5)$$

式(5)로부터

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{F \cdot a_0 \cdot h}{\omega \cdot D} (Re)^n (T_w - T_m) \left(\omega = \frac{d\alpha}{dt}\right) \dots\dots\dots (6)$$

式(6)을 式(3)에 代入하여  $\frac{dP}{d\alpha}$  를 구하고 式(4)로부터  $-\frac{dT}{d\alpha}$  를 구한다. 다음 段階에서의 壓力, 溫度는 다음과 같이 구한다.

$$P_{n+1} = P_n + \frac{dP}{d\alpha} \Delta\alpha \dots\dots\dots (7)$$

$$T_{n+1} = T_n + \frac{dT}{d\alpha} \Delta\alpha \dots\dots\dots (8)$$

### 2. 2 點火와 火炎의 傳播

燃燒 開始의 時期를 豫測하는 方法으로서 Benson에 따라 다음과 같은 간단한 方法을 사용한다.<sup>(1)</sup> 즉, 既燃가스의 부피가 總 실린더 體積의 0.1%에 達하였을 때 燃料-空氣 混合氣의 點火가 이루어진 것으로 생각하며, 스파이크가 된 後 混合氣는 定積 斷熱的으로 燃燒하여 그 溫度가  $T_p$ 에 達하는 것으로 생각한다. 이 때 熱力學의 第1法則에 依하면 内部에너지의 變化는 0이므로  $T_p$ 는 混合氣의 單位質量 當의 内部에너지와 燃燒가스의 單位質量 當의 内部에너지가 같아지도록 하는 값을 Newton-Raphson의 反復法을 사용하여 구하며, 이 때  $T_p$ 의 最初推定値는 다음과 같은 經驗式으로부터 구한다.<sup>(1)</sup>

$$T_p = T + 2500 \cdot \phi \cdot f_i (\phi \leq 1.0) \dots\dots\dots (9)$$

$$T_p = T_m + 2500 \cdot \phi \cdot f_i - 700 \cdot (\phi - 1.0) \cdot f_i (\phi > 1.0) \dots\dots\dots (10)$$

여기서  $f_i$ 는 실린더內的 全 質量에 對한 新氣의 質點分이다.

内部에너지는 溫度에 關한 多項式으로 다음과 같이 表示된다.<sup>(3),(6)</sup>

$$e_i = R \text{mol} \left( \sum_{j=1}^k u_{i,j} \cdot T^j - T \right) + u_{i,7} \dots\dots\dots (11)$$

여기서  $u_{i,j}$ 는 混合氣 中の  $i$ 成分에 對한 内部 에너지 多項式的 係數이며,  $u_{i,7}$ 은  $i$ 成分의 0K

에서의 内部에너지이다.

윗 式을 各各 既燃가스와 未燃가스에 대하여 쓰면

$$e_p = R \text{mol} \left( \sum_{j=1}^k u_{k,j} \cdot T_p^j - T_p \right) + (u_{k,7})_p \dots\dots\dots (12)$$

$$e_m = R \text{mol} \left( \sum_{j=1}^k u_{k,j} \cdot T_m^j - T_m \right) + (u_{k,7})_m \dots\dots\dots (13)$$

따라서 既燃가스와 未燃가스의 單位 質量當 内部 에너지는 다음과 같다.

$$e_p = \sum_{i=1}^n e_{p,i} \cdot X_{p,i} \dots\dots\dots (14)$$

$$e_m = \sum_{i=1}^n e_{m,i} \cdot X_{m,i} \dots\dots\dots (15)$$

여기서  $X_{p,i}$ ,  $X_{m,i}$ 는 各各 既燃가스와 未燃가스 中の  $i$ 成分의 物分을 나타낸다.

定積 斷熱的으로 燃燒할 때의 熱力學 第1法則은

$$f(T_p) = e_p - e_m = 0 \dots\dots\dots (16)$$

式(13) 中の  $T_m$ 은 壓縮過程에서 이미 求解 졌으므로 式(16)은  $T_p$ 의 齊次 方程式이 되며 그 값을 Newton-Raphson의 反復法에 依하여 決定한다.(3. 計算節次 參照).

Lavoie 등이 提案한 모델은 實驗的인 指壓線圖와 半實驗的인 燃燒法則이 알려져야 하나 Benson 등이 提案한 모델에서는 亂流火炎速度  $U_t$ 를 導入함으로써 實驗的인 燃燒法則을 사용하지 않고서도 解析이 可能하며 計算節次가 簡單化된다. 그 대신에 亂流火炎速度가 새로운 變數로 導入된다. 그러나 亂流火炎速度  $U_t$ 에 關해서는 아직도 믿을 만한 값을 豫測할 수 없기 때문에 다음과 같이 잘 確立된 均一한 混合氣 中の 層流火炎速度  $U_L$ 을 구하고 그것에 火炎係數  $ff$ 를 곱하여  $U_t$ 를 決定하는 方法을 사용한다.

層流火炎速度  $U_L$ 로서는 Benson이 한 것처럼 프로판-공기 混合氣에 對한 다음과 같은 Kuehl의 實驗式<sup>(4)</sup>을 使用한다.

$$U_L = \left[ \frac{1.087 \times 10^6}{((10^4/T_p) + (900/T_m))^{4.938}} \right] \cdot P^{-0.09876} \dots\dots\dots (17)$$

여기서  $T_p$ ,  $T_m$ 은 K로, P는 inHg로,  $U_i$ 은 cm/s로 나타낸 값이다. 따라서 亂流火炎速度  $U_i$ 는

$$U_i = ff \times U_i \dots\dots\dots (18)$$

여기서 火炎係數  $ff$ 를 決定하는 方法은 두 가지가 있다. 가장 좋은 方法은 여러  $ff$ 의 값을 사용하여 많은 계산을 하고 계산에 의한 壓力-크랭크角線圖와 實驗에 의하여 얻은 壓力-크랭크角線圖를 比較하여 兩者의 最高壓力이 一致하도록 하는 火炎係數를 찾는 方法이며, 다른 하나는 實驗資料가 없을 때 사용하는 方法으로서 계산에 의한 壓力-크랭크角線圖에 있어 燃燒時間이 上死點에 關하여 對稱이 되도록 하는 火炎係數를 찾는 方法이다. 本論文에서는 實驗資料가 없어 後者의 方法을 사용하였다.

燃燒가스의 體積이 全 실린더 體積의 0.1%가 되었을 때 點火가 이루어져서 燃燒가 시작되는 것으로 假定할 때 燃燒開始時의 燃燒가스의 體積  $V_p$ 와 火炎 반지름  $r$ 과의 關係는 다음 式으로 주어진다.

$$V_p = \frac{2}{3} \pi r^3 = 0.001 V_c \dots\dots\dots (19)$$

스파아크가 된 後 燃燒가 시작될 때까지의 크랭크 回轉角을  $(\Delta\alpha)_{delay}$ 라고 하면 機關 回轉數  $n$  rev/s일 때 크랭크角이  $(\Delta\alpha)_{delay}$ 만큼 회전할 때까지의 시간은  $(\Delta\alpha)_{delay}/360 \cdot n$  이므로  $U_i$ 를 cm/s로 表示한 亂流火炎速度라고 하면 火炎 반지름  $r$ 은

$$r = U_i \cdot (\Delta\alpha)_{delay} / 360 \cdot n \dots\dots\dots (20)$$

$T_p$ 가 결정되던 式(17)에 依하여  $U_i$ 을 구하고 式(18), (19)로부터  $U_i$ ,  $r$ 을 구한후 式(20)에 代入하여  $(\Delta\alpha)_{delay}$ 를 결정한다. 이때 스파아크가 된 後의 經過時間  $\Delta\alpha_c$ 가  $(\Delta\alpha)_{delay}$ 보다 작으면 아

직 點火가 되지 않은 것으로 생각하며 그 時間 增분에 對하여 壓縮過程이 계속되는 것으로 생각한다. 點火가 이루어진 後에는 燃燒室은 2領域, 즉 既燃領域과 未燃領域으로 나뉜다. 2領域 燃燒가 시작될 때의 실린더內의 壓力은 既燃가스와 未燃가스 모두 같은 것으로 생각하나 既燃가스와 未燃가스의 溫度를 定하기 위하여 스파아크가 된 後로부터 2領域 燃燒過程이 시작될 때까지 다음 3段階의 過程이 이루어지는 것으로 생각한다.

段階 A; 壓縮過程의 계속

스파아크는 튀었으나 點火는 아직 이루어지지 않은 단계이며 이때는 아직 燃燒가 시작되지 않고 壓縮過程이 계속되는 것으로 생각한다. 이때의 壓力  $P'$ , 溫度  $T_m'$ 는 다음 式으로 表示된다.

$$T_m' = T_{m1} \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa_m / C_v} = \frac{q_m}{m C_v} \dots\dots\dots (21)$$

$$P' = \frac{P_1 V_1 T_m'}{V_2 T_{m1}} \dots\dots\dots (22)$$

段階 B; 火炎核의 出現

이 때는 點火는 이루어졌으나 既燃가스와 未燃가스가 各各 서로 다른 壓力, 溫度를 나타내는 段階이다. 定積 斷熱의으로 燃燒가 일어난 것으로 생각하고 (1)  $T_m'$ 로부터 式(16)에 依하여 燃燒가스의 溫度  $T_p''$ 를 구하고 다음 式에 依하여  $P''$ 을 決定한다.

$$P'' = \left( \frac{R_p T_p''}{R_m T_m'} \right) P' \dots\dots\dots (23)$$

既燃가스의 質量은 密度의 增加를 고려하여 다음과 같이 決定한다.

$$m_p = \frac{2\pi r^3 m}{3V_1} + 2 \times 10^{-10} \frac{m}{V_1} \dots\dots\dots (24)$$

未燃領域의 質量은

$$m_{m2} = m - m_p \dots\dots\dots (25)$$

따라서, 總 內部에 너지 (E)는

$$E = m_{m2} e_m'' + m_p e_p'' \dots\dots\dots (26)$$

段階 C; 壓力의 平衡

既燃가스와 未燃가스의 壓力이 같아지는 단계이며 이때의 실린더內 壓力과 既燃가스 및 未燃가스의 溫度는 다음과 같이 구한다.

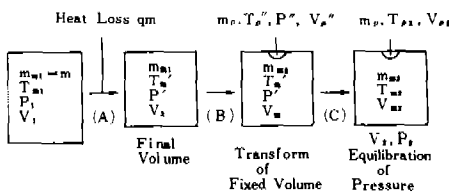


Fig. 1 Basis of the First Combustion Step Calculation.

總 内部에너지는

$$E = m_{m2}e_{m2} + m_p e_{p2} \dots\dots\dots (27)$$

이 過程이 斷熱 定積 過程이라고 가정하면 단 제C 前後의 内部에너지는 같다.

$$m_{m2}e_{m'} + m_p e_{p''} = m_{m2}e_{m2} + m_p e_{p2} \dots\dots\dots (28)$$

式(28) 을 바꿔쓰면

$$m_{m2}C_{vm}T_m' \left( \frac{T_{m2}}{T_m'} - 1 \right) = m_p C_{vp} T_p'' \left( 1 - \frac{T_{p2}}{T_p''} \right) \dots\dots\dots (29)$$

斷熱過程이므로

$$\frac{T_{m2}}{T_m'} = \left( \frac{P_2}{P'} \right)^{(k_m-1)/k_m} \dots\dots\dots (30)$$

$$\frac{T_{p2}}{T_p''} = \left( \frac{P_2}{P''} \right)^{(k_p-1)/k_p} \dots\dots\dots (31)$$

$$\frac{P_2}{P''} = \frac{P_2}{P'} \cdot \frac{P'}{P''} = \frac{P_2}{P'} \cdot \frac{R_m}{R_p} \cdot \frac{T_m'}{T_p''} \dots\dots\dots (32)$$

式 (29), (31), (32) 를 사용하고,  $\frac{T_{m2}}{T_m'} = \delta, \frac{k_m}{k_m-1}$

$$\cdot \frac{k_p-1}{k_p} = \alpha, \frac{m_p C_{vp} T_m''}{m_{m2} C_{vm} T_m'} = A, \left( \frac{R_m T_m'}{R_p T_p''} \right)^{(k_p-1)/k_p} =$$

B 라고 놓으면

$$\delta - 1 = A(1 - B\delta^\alpha) \dots\dots\dots (33)$$

式 (33) 으로부터  $\delta$  를 구하면  $\delta$  의 定義와 式 (30) 및 式 (31) 으로부터 既燃가스와 未燃가스의 壓力이 같아졌을 때의 未燃가스의 溫度  $T_{m2}$ , 실린더内 壓力  $P_2$  및 既燃가스의 溫度  $T_{p2}$  가 구해진다.

### 2.3 2領域 燃燒(膨脹)過程

未燃가스 및 既燃가스의 2領域이 存在하는 境遇의 燃燒過程에 對해서는 다음과 같은 假定을 한다.

- a. 燃料-空氣 混合氣는 均一하다.
- b. 任意的 순간의 壓力은 全 실린더에 걸쳐서 均一하다.
- c. 火災反應이 일어나고 있는 部分의 부피는 無視될 수 있다.
- d. 既燃가스는 熱力學的 平衡의 狀態에 있다.
- e. 未燃가스는 壓縮初의 組成으로 凍結된다.
- f. 既燃가스와 未燃가스는 모두 局部的으로 各

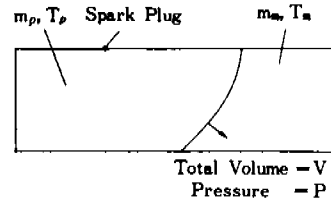


Fig. 2 Combustion Zone Shape.

各 均一한 比熱을 갖는다.

g. 既燃領域과 未燃領域 間에는 熱傳達이 없다.

2領域 燃燒過程 中の 실린더内 가스의 總 内部에너지는

$$E = m_m e_m + m_p e_p \dots\dots\dots (34)$$

熱力學 第1法則은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dE}{d\alpha} + \frac{dW}{d\alpha} \dots\dots\dots (35)$$

그런데, 式 (34)에 依하여

$$\frac{dE}{d\alpha} = m_m \frac{de_m}{d\alpha} + e_m \frac{dm_m}{d\alpha} + m_p \frac{de_p}{d\alpha} + e_p \frac{dm_p}{d\alpha} \dots (36)$$

이다. 또한

$$\frac{dm_m}{d\alpha} = -\frac{dm_p}{d\alpha} \dots\dots\dots (37)$$

따라서, 式 (35)는

$$\left( e_p - e_m \right) \frac{dm_p}{d\alpha} + m_m C_{vm} \frac{dT_m}{d\alpha} + m_p C_{vp} \frac{dT_p}{d\alpha} + P \frac{dV}{d\alpha} - \frac{dQ}{d\alpha} = 0 \dots\dots\dots (38)$$

$V = V_m + V_p$  로 부터

$$\frac{dV}{d\alpha} = \frac{dV_m}{d\alpha} + \frac{dV_p}{d\alpha} \dots\dots\dots (39)$$

既燃가스 및 未燃가스의 狀態式은

$$\begin{aligned} PV_m &= m_m R_m T_m \dots\dots\dots (40) \\ PV_p &= m_p R_p T_p \end{aligned}$$

式 (40)을  $\alpha$ 에 對하여 微分하여 式 (39)에 代入하면,

$$\frac{dV}{d\alpha} = \left( \frac{V_p}{m_p} - \frac{V_m}{m_m} \right) \frac{dm_p}{d\alpha} + \frac{m_m R_m}{P} \cdot \frac{dT_m}{d\alpha}$$

$$+ \frac{m_p R_p}{P} \frac{dT_p}{d\alpha} - \frac{V}{P} \frac{dP}{d\alpha} \dots\dots\dots (41)$$

단  $dQ = dH - VdP$ 와  $dH = mC_p dT$ 로부터

$$m_m C_{p_m} \frac{dT_m}{d\alpha} = V_m \frac{dP}{d\alpha} + \frac{dQ_m}{d\alpha} \dots\dots\dots (42)$$

式 (38), (41) 및 (42)로부터  $\frac{dT_m}{d\alpha}$ ,  $\frac{dT_p}{d\alpha}$ ,  $\frac{dP}{d\alpha}$ 에 대한 식을誘導하면 다음과 같다.

$$\frac{dT_m}{d\alpha} = \frac{V_m}{m_m C_{p_m}} \cdot \frac{dP}{d\alpha} + \frac{1}{m_m C_{p_m}} \cdot \frac{dQ_m}{d\alpha} \dots\dots\dots (43)$$

$$\frac{dT_p}{d\alpha} = \frac{P}{m_p R_p} \left\{ \frac{dV}{d\alpha} - \left( \frac{R_p T_p}{P} - \frac{R_m T_m}{P} \right) \cdot \frac{dm_p}{d\alpha} - \frac{R_m V_m}{P C_{p_m}} \cdot \frac{dP}{d\alpha} - \frac{R_m}{P C_{p_m}} \cdot \frac{dQ_m}{d\alpha} + \frac{V}{P} \cdot \frac{dP}{d\alpha} \right\} \dots\dots\dots (44)$$

式(38)에 式(43)과 式(44)를 代入하여

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\alpha} = & \left[ \left( 1 + \frac{C_{vp}}{R_p} \right) P \frac{dV}{d\alpha} + \left( e_p - e_m \right) \right. \\ & - C_{vp} \left( T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \left. \right] \cdot \frac{dm_p}{d\alpha} + \left( \frac{C_{vm}}{C_{p_m}} - \frac{C_{vp}}{R_p} \right. \\ & \cdot \frac{R_m}{C_{p_m}} \left. \right) \frac{dQ_m}{d\alpha} - \frac{dQ}{d\alpha} \left. \right] / \left( \frac{C_{vp}}{R_p} \cdot \frac{R_m}{C_{p_m}} V_m \right. \\ & \left. - \frac{C_{vm}}{C_{p_m}} V_m - \frac{C_{vp}}{R_p} V \right) \dots\dots\dots (45) \end{aligned}$$

여기서  $\frac{dQ_m}{d\alpha}$  및  $\frac{dQ_p}{d\alpha}$ 는 對流熱傳達의 項으로 서 이들은 다음과 같은 Annand의 式<sup>(1)</sup>으로부터 구한다.

$$\frac{dQ_m}{d\alpha} = F_m \frac{a_a \cdot h_m \cdot (R_e)_m^n (T_w - T_m)}{\omega \cdot D}$$

$$(R_e)_m = \frac{\rho_m \cdot D \cdot V_{piston}}{\mu_m}$$

$$h_m = \frac{C_{p_m} \mu_m}{0.7}$$

$$\frac{dQ_p}{d\alpha} = F_p \frac{a_a \cdot h_p \cdot (R_e)_p^n (T_w - T_p)}{\omega \cdot D}$$

$$(R_e)_p = \frac{\rho_p \cdot D \cdot V_{piston}}{\mu_p}$$

$$h_p = \frac{C_{p_p} \mu_p}{0.7}$$

그러므로 2領域 燃燒過程中的 壓力, 溫度는 式 (43), (44) 및 (45)를 사용하여 다음과 같이 Run-

ge-Kutta法으로 구한다.

$$\left. \begin{aligned} (P)_{n+1} &= (P)_n + \frac{dP}{d\alpha} \Delta\alpha \\ (T_p)_{n+1} &= (T_p)_n + \frac{dT_p}{d\alpha} \Delta\alpha \\ (T_m)_{n+1} &= (T_m)_n + \frac{dT_m}{d\alpha} \Delta\alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (46)$$

添字 n+1은 새로운 段階에 對한 값이고  $\Delta\alpha$ 는 그 段階의 時間增分을 크랭크角으로 表示한 것이다.

未燃領域의 體積  $V_m$ 이 처음으로 陰의 값으로 되었을 때 燃燒가 끝난 것으로 생각한다.

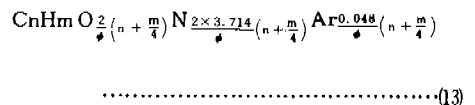
### 2.4 既燃가스만의 單一領域 膨脹

일단 燃燒가 끝나면 既燃가스만으로된 單一領域으로 解析하며, 組成이 變化하는 것을 除外하고는 壓縮過程의 경우와 同一한 方法으로 既燃가스의 溫度, 壓力을 決定한다.

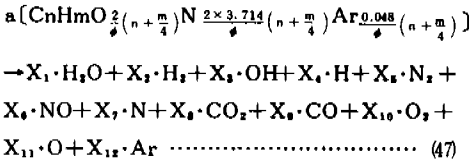
### 2.5 平衡熱力學

既燃가스 領域에서의 에너지 發生의 反應速度는 아주 빨라서 既燃가스는 熱力學的 平衡의 狀態에 아주 가까우므로 既燃가스의 壓力, 溫度는 平衡熱力學을 사용하여 구할 수 있다고 가정한다. 또한 NO를 除外한 나머지 化學種의 濃度도 平衡式으로부터 計算될 수 있다. NO의 濃度는 反應速度論으로부터 구하는 것이 妥當하나 本論文에서는 이것을 다음 機會로 미루고 NO도 平衡式으로부터 계산하였다.

燃燒生成物로서  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $H$ ,  $OH$ ,  $N_2$ ,  $NO$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $Ar$ 의 12種의 化學種의 組成을 物分  $X_j$ 로 표시한다. 燃料를  $C_n H_m$ 이라고 하고 等價비가  $\phi$ 인 燃料-空氣 混合氣의 化學式을



라고 놓으면<sup>(2)</sup>이 混合氣의 反應은 燃燒가스 1몰當 燃料-空氣 混合氣 a몰을 要한다고 할 때 다음과 같이 쓸 수 있다.



또 이들 化學種의 反應式은 Vickland 等이 사용한 다음 7개의 反應式으로 記述된다.<sup>(8)</sup>

- (1)  $\frac{1}{2} \text{H}_2 \rightarrow \text{H}$
- (2)  $\frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{O}$
- (3)  $\frac{1}{2} \text{N}_2 \rightarrow \text{N}$
- (4)  $2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{H}_2 + \text{O}_2$
- (5)  $\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{OH} + \frac{1}{2} \text{H}_2$
- (6)  $\text{CO}_2 + \text{H}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CO}$
- (7)  $\text{H}_2\text{O} + \frac{1}{2} \text{N}_2 \rightarrow \text{H}_2 + \text{NO}$

一般的으로 A, B, C, D 4個의 物質問의 量論 反應式



에 대하여 平衡常数  $K_p$ 는 다음과 같이 定義된다.

$$K_p = \frac{X_c^{\nu_c} \cdot X_d^{\nu_d}}{X_a^{\nu_a} \cdot X_b^{\nu_b}} P_T^{\nu_c + \nu_d - \nu_a - \nu_b}$$

( $P_T = P/P_a$ ,  $P_a$ ; 대기압)

이 式을 (1) ~ (7)의 反應式에 適用하여 各各의 平衡常数를 다음과 같이 表示할 수 있다.

- (1)  $K_{p1} = \sqrt{P_T} \cdot X_4 / \sqrt{X_2}$
- (2)  $K_{p2} = \sqrt{P_T} \cdot X_{11} / \sqrt{X_{10}}$
- (3)  $K_{p3} = \sqrt{P_T} \cdot X_7 / \sqrt{X_5}$
- (4)  $K_{p4} = P_T \cdot X_{10} / b^2$
- (5)  $K_{p5} = \sqrt{P_T} \cdot X_3 / (b \cdot \sqrt{X_2})$
- (6)  $K_{p6} = b X_9 / X_8$
- (7)  $K_{p7} = \sqrt{P_T} \cdot X_6 / (b \cdot \sqrt{X_5})$

여기서

$$b = X_1 / X_2$$

한편 各 反應에 對한 平衡常数  $K_p$ 는 溫度의 函數로서 다음 式으로 주어진다.<sup>(9)</sup>

$$\ln K_p = \left[ \sum \left( \frac{\nu_i g_i(T)}{R_{\text{mol}} \cdot T} \right)_{\text{react}} - \sum \left( \frac{\nu_i g_i(T)}{R_{\text{mol}} \cdot T} \right)_{\text{prod}} \right] - \frac{\Delta H_0}{R_{\text{mol}} \cdot T} \dots (48)$$

여기서,

$$\frac{\nu_i g_i(T)}{R_{\text{mol}} \cdot T} = u_{i,1}(1 - \ln T) - u_{i,2} \cdot T - \frac{u_{i,3}}{2} T^2 - \frac{u_{i,4}}{3} T^3 - \frac{u_{i,5}}{4} T^4 - u_{i,6}$$

$$\Delta H_0 = (u_{i,7})_{\text{prod}} - (u_{i,7})_{\text{react}}$$

또 (1) ~ (7)의 各 平衡常数는 다음과 같이 바뀔 수 있다. 즉,

$$(1) K_a = \frac{K_{p1}}{\sqrt{P_T}} = \frac{X_4}{\sqrt{X_2}} \dots (49)$$

$$(2) K_b = \frac{K_{p2}}{\sqrt{P_T}} = \frac{X_{11}}{\sqrt{X_{10}}} \dots (50)$$

$$(3) K_c = \frac{K_{p3}}{\sqrt{P_T}} = \frac{X_7}{\sqrt{X_5}} \dots (51)$$

$$(4) K_d = \frac{K_{p4}}{\sqrt{P_T}} = \frac{X_{10}}{b^2} \dots (52)$$

$$(5) K_e = \frac{K_{p5}}{\sqrt{P_T}} = \frac{X_3}{b \sqrt{X_2}} \dots (53)$$

$$(6) K_f = K_{p6} = \frac{b \cdot X_9}{X_8} \dots (54)$$

$$(7) K_g = \frac{K_{p7}}{\sqrt{P_T}} = \frac{X_6}{b \sqrt{X_5}} \dots (55)$$

式(47)에 質量保存의 法則을 適用하면

$$\text{아르곤; } X_{12} = \frac{0.048}{\phi} a \left( n + \frac{m}{4} \right) \dots (56)$$

$$\text{炭素; } X_8 + X_9 = n \cdot a \dots (57)$$

$$\text{水素; } 2X_1 + 2X_2 + X_3 + X_4 = m \cdot a \dots (58)$$

$$\text{酸素; } X_1 + X_2 + X_6 + 2X_8 + X_9 + 2X_{10} + X_{11} - \frac{2a}{\phi} \left( n + \frac{m}{4} \right) \dots (59)$$

$$\text{窒素; } 2X_5 + X_6 + X_7 - \frac{2 \times 3.714}{\phi} a \left( n + \frac{m}{4} \right) \dots (60)$$

$X_i$ 는 分子이므로

$$\sum_{i=1}^{12} X_i = 1 \dots (61)$$

未知項이  $X_1 \sim X_{12}$ 와  $a$ 의 13個이고, 方程式은

式(49)~(61)로 13個이므로 이들로부터 a 및  $X_1 \sim X_{13}$ 를 구한다. 다음에 윗식을 기초로 하여 数值解法으로 組成을 決定하는 方法을 記述하기로 한다.

式(49), (53) 및 (58)로부터

$$2bX_2 + 2X_2 + K_e b \sqrt{X_2} + K_a \sqrt{X_2} = ma \quad \dots\dots\dots(62)$$

式(51), (55) 및 (60)으로부터

$$2X_5 + K_e b \sqrt{X_5} + K_c \sqrt{X_5} = \frac{2 \times 3.714}{\phi} a \left( n + \frac{m}{4} \right) \dots\dots\dots(63)$$

式(62)와 式(63)의 a, b의 最初 推定値는 Benson에 따라 다음의 經驗式으로부터 定한다.

a의 값;

$\phi \geq 1.0$ 일때,

$$a = \frac{1.3}{[n + 0.5m + 1.863\{2n + 0.5m - 2(n + m/4)\} / \phi] / \phi \cdot \exp(0.13T/1000)}$$

$\phi < 1.0$ 일때,

$$a = \frac{1.3}{[0.25m + 2.363\{2n + 0.5m - 2(n + m/4)\} / \phi + (n + m/4) / \phi] \cdot \exp(0.13T/1000)}$$

b의 값;

$T > 3000K$ 일때,

$$BB = \exp[10.3 - (3.1 - 0.17 \log P_r) \cdot T/1000]$$

$T \leq 3000K$ 일때,

$$BB = \exp[-9.0 + 0.5 \log P_r + (30000/T)]$$

지금,  $BX = 2.0 - 9.0 \log \phi$  라고 놓을 때

$$BX > 3.5 \text{ 이면, } B = \exp[\exp(3.5) + 0.25 \log P_r]$$

$$BX \leq 3.5 \text{ 이면,}$$

$$B = \exp[\exp(2.0 - 9.0 \log \phi) + 0.25 \log P_r]$$

b의 값은

$$BB > B \text{ 이면, } b = B$$

$$BB \leq B \text{ 이면, } b = BB$$

여기서,  $P_r$ 는 氣壓으로 表示된 全壓이며 T는 °K으로 표시한 溫度이다.

위의 a, b의 最初 推定値를 式(62), (63)에 代入하여  $X_2, X_5$ 를 구하고 式(49)~(60)으로부터 나

머지 組成을 決定한다. 이 값들은 式(59)와 (61)에 代入하여 檢算된다. 그 값이 要求되는 正確度內에 있지 않으면 a, b를 다음 方法에 依하여 다시 定한 다음 계산을 되풀이한다.

式(61)에 있어

$$G(a, b) = \sum_{j=1}^{13} X_j - 1 \quad \dots\dots\dots(64)$$

라고 놓고 또 式(59)에 있어

$$F(a, b) = \phi(X_1 + X_2 + X_5 + 2X_8 + X_9 + 2X_{10} + X_{11}) / 2(n + \frac{m}{4}) - a \quad \dots\dots\dots(65)$$

라고 놓을 때 求해진  $X_i$ 의 값은 다음의 關係를 滿足시켜야 한다.

$$G(a, b) = 0$$

$$F(a, b) = 0$$

計算은 a 및 b의 推定値  $a_n$  및  $b_n$ 에 對한  $G(a_n, b_n)$  또는  $F(a_n, b_n)$ 의 값의 檢討로부터 시작한다. 그 값이 0에 가까운 어떤 範圍에 들어가지 않을 때는 다음 段階에서 a, b의 값으로 새로운 값  $a_{n+1}$  및  $b_{n+1}$ 을 附與하여  $G(a, b)$  또는  $F(a, b)$ 의 값이 要求되는 값이 될 때까지 計算을 되풀이한다. 이때  $a_{n+1}, b_{n+1}$ 은 다음과 같이 決定한다.

$$a_{n+1} = a_n - \Delta a \quad \dots\dots\dots(66)$$

$$b_{n+1} = b_n - \Delta b \quad \dots\dots\dots(67)$$

여기서

$$\Delta a = \frac{F(a, b) \frac{\partial G(a, b)}{\partial b} - G(a, b) \frac{\partial F(a, b)}{\partial b}}{J(a, b)}$$

$$\Delta b = \frac{F(a, b) - \Delta a \frac{\partial F(a, b)}{\partial a}}{\frac{\partial F(a, b)}{\partial b}}$$

$$J(a, b) = \frac{\partial F(a, b)}{\partial a} \cdot \frac{\partial G(a, b)}{\partial b} - \frac{\partial F(a, b)}{\partial b} \cdot \frac{\partial G(a, b)}{\partial a}$$

### 3. 計算節次

計算은 Cyber 170-835 計數計算機에 依하여



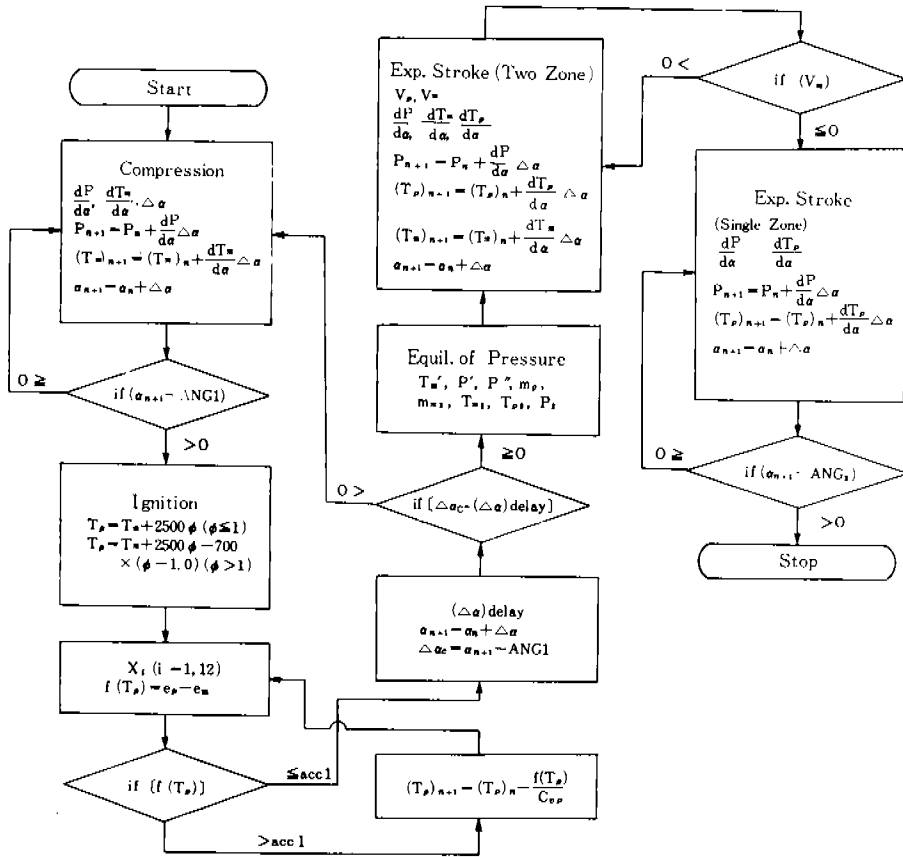


Fig. 3 Main Program

遂行하였으며 燃料의 組成은 옥탄으로 생각하고 計算하였다.

Fig. 3, Fig. 4는 理論式을 기초로 하여 사이클 中の 壓力, 溫度 等を 구하기 위한 主 프로그램과 組成을 구하기 위한 副 프로그램의 流程图를 나타낸다. 이밖에 内部에너지, 比熱, 平衡常數를 구하는 副 프로그램이 있으나 여기서는 생략한다.

먼저 主 프로그램에 따라서 計算 절차를 설명한다. 式(3), (4), (7), (8)로부터 壓縮過程 中の 各 段階에서 壓力과 溫度를 구한 後 크랭크角 α가 스파이크가 될 때의 角 ANG1보다 작으면 다음 단계에서도 압축과정에 對한 計算을 반복하고 ANG1보다 커지면 點火段階로 넘어간다. 點火段階에서는 式(9) 또는 (10)으로부터 T<sub>p</sub>의 最初 推定值를 구한 後 이 溫度의 組成을 구하는

副 프로그램에 넣어 組成 X<sub>1</sub>~X<sub>12</sub>를 구한다. 이들 값을 사용하여 式(12), (14)로부터 既燃가스의 内部에너지 e<sub>p</sub>가 결정되므로 이것을 式(16)에 代入하여 f(T<sub>p</sub>)가 正確度 acc1에 있는지를 確認한다. 여기서 acc1은 (T<sub>p</sub>)<sub>n+1</sub> - (T<sub>p</sub>)<sub>n</sub>, 즉 f(T<sub>p</sub>)/C<sub>vp</sub>로서 1.0으로 잡았다. 이것은 f(T<sub>p</sub>) = e<sub>p</sub> - e<sub>m</sub>이 0이 되도록 하는 T<sub>p</sub>의 값이 正確이나 f(T<sub>p</sub>)가 C<sub>vp</sub>의 값보다 작은 값이면 正符으로 看做한다는 뜻이다.

다음 단계의 Δα<sub>c</sub>는 스파이크가 될 때로부터 측정한 크랭크角을 나타내며 이것이 (Δα)<sub>delay</sub>보다 작으면 未燃가스만의 壓縮過程이 계속되는 것으로 생각하고 그보다 크면 點火가 이루어진 것으로 생각한다. 일단 點火가 되면 2.2에서 說明한 단계A, 단계B, 단계C의 過程을 거치면서 T<sub>n2</sub>, T<sub>p2</sub>, P<sub>2</sub>를 구한다. 다음에 2領域 燃燒過程으로

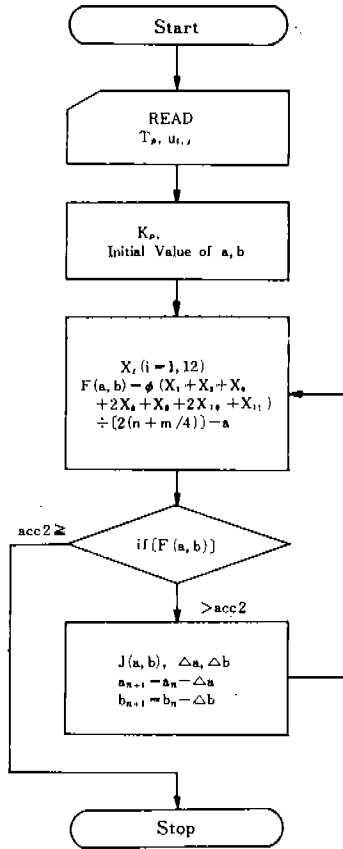


Fig. 4 Sub-Program for computing the composition of Chemical Species.

움아간다.

圓板 모양의 燃燒室에서의 球形 火炎傳播에 對한 Annand의 方法에<sup>(7)</sup> 따라서 既燃體積  $V_b$ 와 未燃體積  $V_u$ 를 구하고 式(43), (44), (45) 및 (46)으로부터 다음 단계의 壓力  $P_{n+1}$ , 溫度  $(T_p)_{n+1}$  및  $(T_m)_{n+1}$ 을 계산한다.

未燃가스의 體積이 처음으로 陰의 값을 잡을 때 燃燒가 끝난 것으로 생각하고 既燃가스만의 單一領域 膨脹過程의 計算으로 움아간다. 單一領域 膨脹過程의 計算은 前段階의 既燃가스의 溫度로부터 組成  $X_1 \sim X_{12}$ 를 결정하고 후 壓縮過程의 境遇와 同一한 方法으로 溫도와 壓力을 구한다. 다음 段階에서의 크랭크角이 排氣밸브가 열리기 시작하는 角 ANG2보다 작으면 바로 전에 구한 溫도와 壓力을 副 프로그램에 넣어서 組成  $X_1 \sim$

$X_{12}$ 를 구하고 앞에서의 計算을 되풀이한다. 크랭크角이 처음으로 ANG2보다 커지면 單一領域 膨脹過程은 끝난다.

以上으로 主 프로그램이 終結된다.

다음에 副프로그램에 對해서 說明한다. 溫도와 壓力이 구해지면 式(55)에 代入하여  $K_{o1} \sim K_{o7}$ 을 구하고 또 a, b의 最初 推定值를 계산한다.

式(49)~(61)로부터 組成  $X_1 \sim X_{12}$ 를 구하고 이들을 式(64) 또는 式(65)에 代入하여 그것이 어떤 正確度 acc2보다 크면 式(66) 및 (67)에 의하여 a, b를 다시 定하여 組成을 구하고 그 正確도를 조사한다. 만일 正確도가 acc2보다 작으면 計算은 끝나고 그때의 組成이 구하는 값이다. 여기서 acc2는  $1.0 \times 10^{-4}$ 로 취하였다. 그 뜻은 a의 推定值와 그것을 사용하여 계산해서 얻은 a의 값과의 差가 0이면 正답이나  $1.0 \times 10^{-4}$ 以下이면 正답으로 생각한다는 뜻이다.

#### 4. 計算 結果 및 考察

위와 같은 計算을 國產 乘用車와 同一한 諸元을 가진 燃燒室에 對하여 시행하여 다음과 같은 結果를 얻었으며, 이것을 Babu等<sup>(8)</sup>의 結果와 比較하였다. 여기에 引用한 Babu의 結果는 모두 Krishi機關에 對하여 回轉數 1040rpm, 等價比 0.96, 點火時期 上死點前 23.5°인 경우의 것이다.

Fig.5와 Fig.6은 크랭크角에 따른 실린더內 壓力變化和 溫度變化를 計算하여 圖示한 것이다. 上死點에 對하여 對稱인 燃燒時間을 갖도록 火

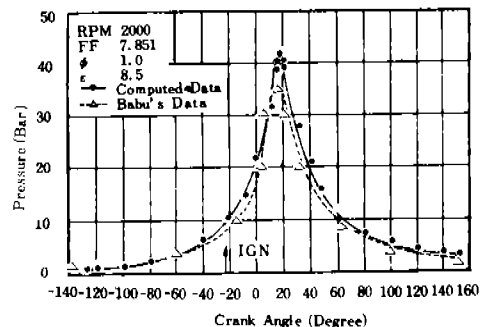


Fig. 5 Cylinder Pressure vs. Crank Angle.

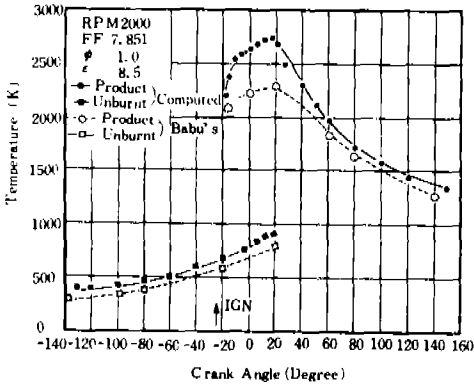


Fig. 6 Computed Data of Unburnt and Burnt Gas Temperature.

炎係數  $ff$ 를 定할때  $ff$ 의 값은 7.851이었다. 크랭크角에 따른 실린더 內 壓力變化와 溫度變化는 Babu가 구한 계산결과와 같은 方向을 보이나 最高壓力 및 最高溫度의 값이 다른 것은 機關의 諸元이나 回轉數等 作動條件이 다른 것에 起因한다.

Fig. 7은 燃燒開始로부터 排氣밸브가 열릴 때까지의 크랭크角에 따른 既燃가스의 組成變化를 計算하여 圖示한 것이다. Vickland의 反應式 (1)에서 (3)까지는 解離方程式이며 溫度가 높을수록 反應은 右側으로 進行하고 解離度가 增加한다. 이 計算의 경우 溫度는 上死點後 18°에

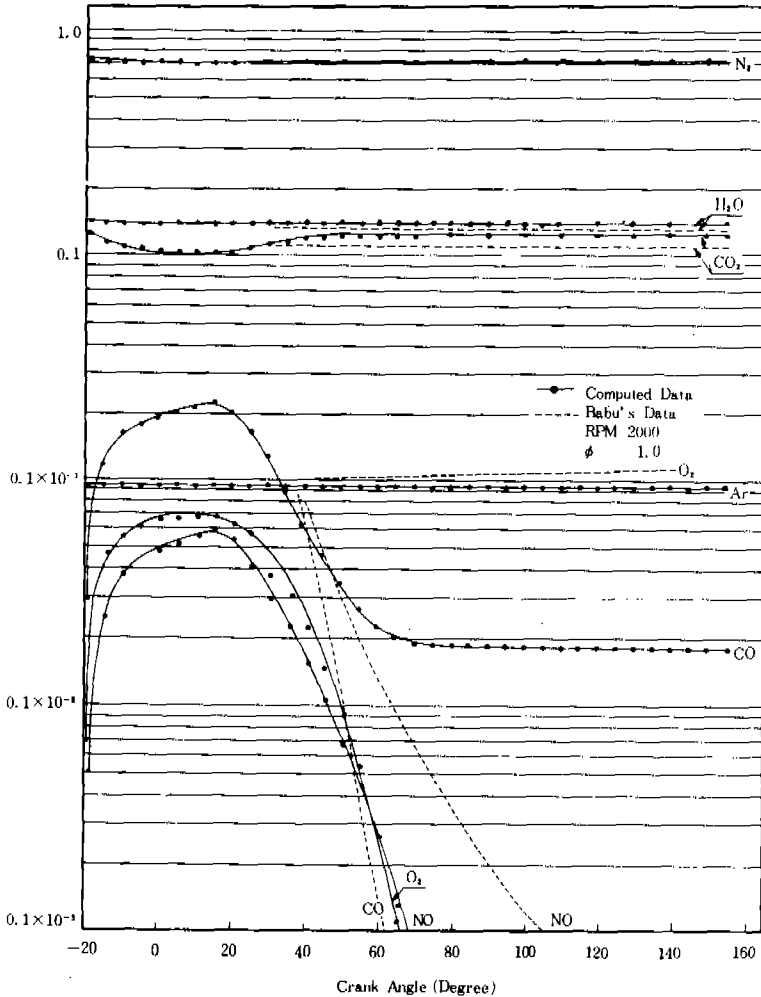


Fig. 7 (a) Mole Fraction of  $N_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $Ar$ ,  $CO$ ,  $O_2$ , and  $NO$  as a Function of Crank Angle.

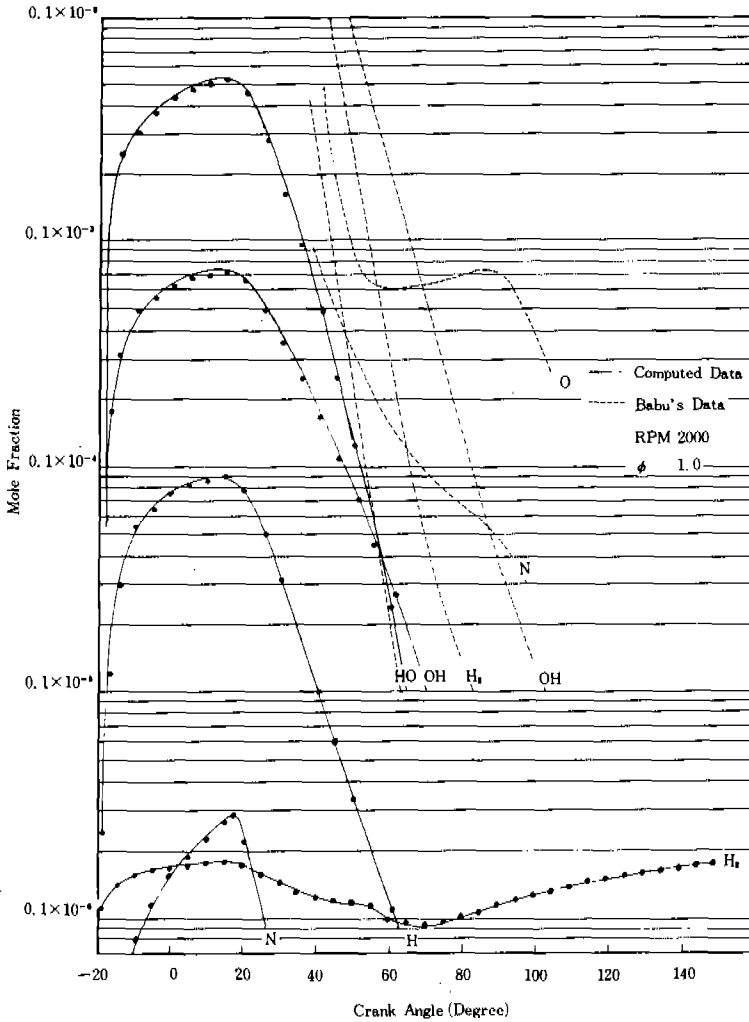


Fig. 7 (b) Mole Fraction of O, OH, H, N and H<sub>2</sub> as a Function of Crank Angle.

서 最大로 되고 따라서 그곳에서 平衡常数가 最大로 된다.<sup>(6), (9)</sup> 上死點 後 18°를 지나면 既燃가스의 溫度가 떨어지므로 反應은 左側으로 進行하고 解離한 가스는 다시 結合하여 解離度는 減少한다. Fig. 7의 N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>의 曲線과 Vickland의 反應式 (3), (6)을 對照할 때 最高溫度를 나타내는 上死點 後 18°에서 正反應의 平衡常数의 값이 最大로 되어 式의 右側 項인 N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>의 組成이 最少값을 나타내고 右側 項의 N, CO의 組成이 最大값을 나타낸다. 그 이후 N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>의 組成은 一定해지며 CO의 組成은 어니 溫度 以下

에서는 그 變化가 아주 작아져서 거의 一定해지고, N의 組成은 아주 작은 값에서 減少를 나타낸다. N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>의 크랭크角에 따른 組成變化 曲線은 Babu가 구한 計算結果<sup>(6)</sup>와 比較할 때 그 크랭크角의 變化範圍가 작아서 全體의인 比較는 할 수 없으나 같은 範圍에서는 거의 같은 傾向을 나타내고 있다.

O<sub>2</sub>의 變化는 兩者에서 꽤 큰 差異를 나타내고 있는데 이것은 Babu의 경우 Ar을 O<sub>2</sub>에 포함시켜서 계산하였기 때문에 생각된다.

本計算과 Babu의 計算을 比較할 때 變化의 傾

向이 아주 다른 것은  $H_2$ 의 組成이며 이와 같은 差異가 나는 理由는 分明하지 않다. 그 밖의 化學種에 있어서도 그 組成에 있어서는 差異를 나타내고 있으나 그것은 計算方法, 機關諸元, 運轉條件의 差異의 影響 以外에 線図를 對數尺度로 表示함으로써 작은 값에서의 差異가 實際 以上으로 擴大되어 表示된 點도 감안되어야 할 것이다.

Fig. 8은 排氣 밸브가 열릴 때의 CO의 組成을 스파이크 플러그가 中央 位置에 있을 때와 偏心된 位置에 있을 때에 對하여 等價比의 函數로 表示한 것이다. 스파이크 플러그의 位置에 따라서는 CO의 組成變化는 거의 없으며 이것은 Singh의 結果<sup>(10)</sup>와 그 傾向이 一致한다. 그리고 等價比가 커짐에 따라서 CO가 增加하며 이것은 空氣量의 不足에 依한 不完全 燃燒에 起因하는 것으로 생각된다. 이것 역시 Singh이 구한 結果<sup>(10)</sup>

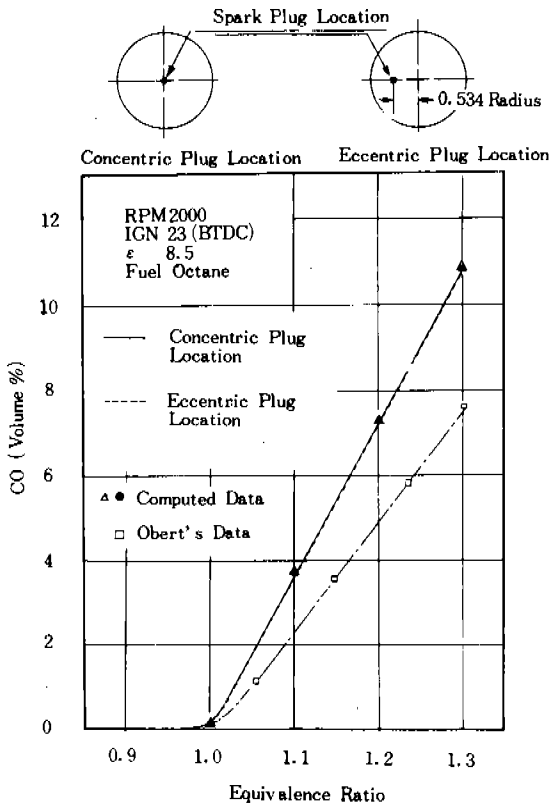


Fig. 8 The Effect of Equivalence Ratio on CO Emission Level at Various Equivalence Ratio (At End of Exp. Stroke)

및 Obert에 依하여 얻어진 實驗값과 그 傾向이 一致한다. 다만 여기에 比較된 Obert의 데이터는  $C_8H_{17}$ 을 燃料로 使用한 無過給 機關에 關한 資料로서 燃料과 運轉條件의 相違로 因하여 그 값에 差異가 나타나는 것으로 생각된다.

Fig. 9는 排氣 밸브가 열릴 때의 燃燒가스의 組成을 等價比를 函數로 하여 圖示한 것이다.  $CO_2$ ,  $O_2$ , CO의 組成을 나타내는 曲線은 Obert의 實驗값<sup>(11)</sup>과 그 傾向이 잘 一致하고 있다.

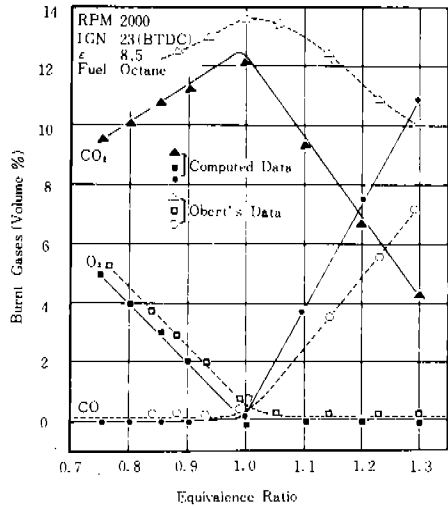


Fig. 9 The Effect of Equivalence Ratio on  $CO_2$ ,  $CO$ , and  $O_2$  Emission Level at Various Equivalence Ratio.

Fig. 10과 Fig. 11은 等價比의 變化에 따른 既燃가스의 最高溫度의 變化와 最高 火炎速度의 變化를 圖示한 것이며 理論 空氣-燃料比보다 약간 濃厚한 混合比에서 兩者 모두 最大로 된다. 既燃가스의 溫度가 약간 濃厚한 等價比에서 最大로 되는 것은 熱解離의 影響으로 생각된다. 等價比 1.0에서 解離度는 最大로 되며 그 보다 濃厚해지면 解離度는 작아지고 에너지 發生量이 커지기 때문에 最大溫度가 높아진다. 그러나 어떤 값以上으로 濃厚해지면 空氣 不足으로 因한 不完全 燃燒에 依하여 에너지 發生量이 減少하며 그 效果가 解離의 減少에 依하여 에너지 發生量이 增加되는 效果보다 더 커서 어떤 混合比에서 最大 값을 나타내고 그 以上 더 濃厚해지면 既燃가스

의 最大溫度는 떨어지게 된다. 最高 火炎速度는 式(17)에 依하여 既然가스의 溫度의 增加에 따라서 증가하므로 最高溫度가 最大로 되는 等價比에서 最高 火炎速度도 最大로 된다.

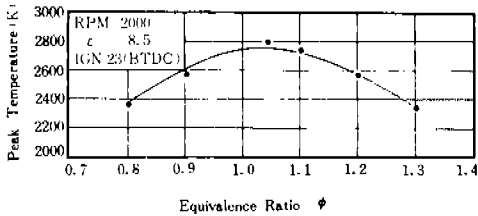


Fig. 10 Peak Burnt Gas Temperature vs. Equivalence Ratios.

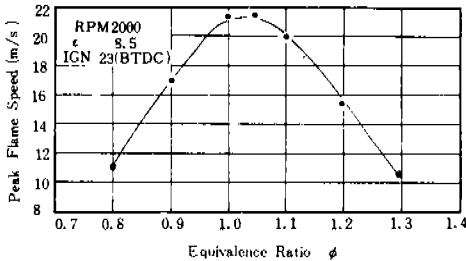


Fig. 11 Peak Flame Speed vs. Equivalence Ratios.

Fig. 12는 燃燒體積分과 燃燒質量分과의 關係를 表示한 것이며 體積分 0.774인 境遇에 燃燒質量分이 0.5이다. 이것은 體積으로는 燃燒室全體積의 22.4% 內에 質量으로는 50%의 未燃가스가 높은 密度로 남아 있음을 意味한다. 이것은 Babu의 結果<sup>(1)</sup>와 그 傾向이 잘 一致한다.

Fig. 13은 실린더 헤드의 中央에 스파이크 플러그가 位置할 時의 燃燒期間이 스파이크 플러그가 偏心되었을 때보다 더 짧아짐을 나타낸다. 이것은 스파이크 플러그가 偏心되었을 時의 火炎傳播距離가 中心에 있을 때보다 더 길어지기 때문이다. 또 이 그림에 依하면 약간 濃厚한 混合比에서 燃燒期間이 最少를 나타내며 이것은 그 混合比에서 燃燒速度가 가장 빠르기 때문이다.

사이클 시뮬레이션이 얼마나 잘 되었는지는 計算結果를 같은 條件下에서 實際로 實驗을 한 結果와 對照·檢査함으로써만 驗證될 수 있을 것이나 이것은 다음으로 미루고 本 論文에서는 우선

可能한 限度 內에서 計算된 結果를 다른 모형을 使用하여 計算한 結果와 比較하는데 그쳤다. 또한 機關의 시뮬레이션은 完結하기 위하여는 가스 交換 過程에 對한 시뮬레이션이 必須的으로 要求되며 이것도 다음 機會로 미루기로 한다.

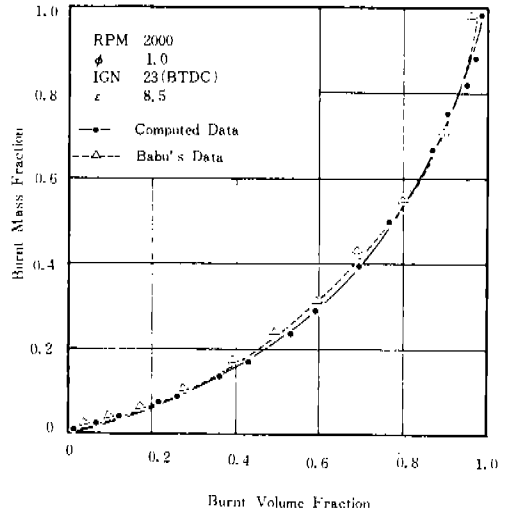


Fig. 12 Burnt Mass Fraction vs. Burnt Volume Fraction.

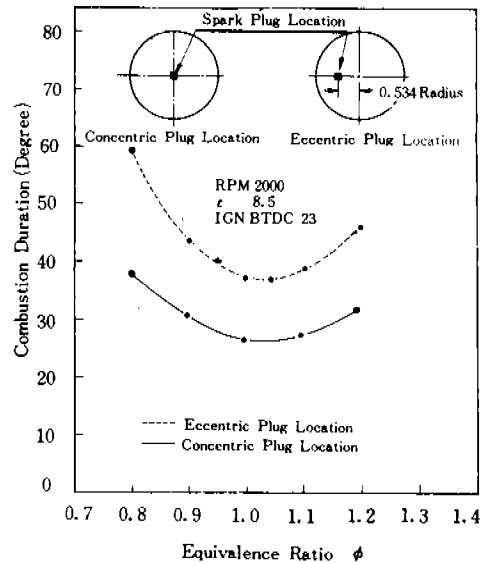


Fig. 13 The Effect of Spark Plug Location on the Duration of Combustion at Various Equivalence Ratios.

## 5. 結 論

初期 燃燒部分을 既燃과 未燃의 2領域으로 나누고 周圍 托의 對流熱傳達을 考慮하여 既燃가스의 化學種을 12種까지 計算하면서 國產乘用車의 하나와 同一한 諸元을 가진 4 사이클 스파아크 點火機關의 動力사이클에 對한 사이클 시뮬레이션을 遂行하여 다음과 같은 結果를 얻었다.

- (1) CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>의 組成은 溫度가 最高로 되는 크랭크角에서 最少로 되고 CO, NO, O, O<sub>2</sub>, OH, H, N의 組成은 溫度가 最高로 되는 크랭크角에서 最大로 된다.
- (2) 排氣밸브가 열릴때의 CO의 組成은 等價比가 커질수록 增加하며, 等價比 變化에 對한 CO, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>의 組成變化 曲線은 Obert 등이 實驗的으로 求한 曲線과 그 傾向이 一致한다.
- (3) 理論 空氣-燃料比보다 약간 濃厚한 等價比에서 最高 火炎速度와 既燃가스의 最高溫度가 最大값을 나타낸다.
- (4) 燃燒體積分과 燃燒質量分과의 關係 曲線은 Babu 등이 求한 曲線과 잘 一致한다.
- (5) 스파아크 플러그 位置가 실린더 헤드의 中心에 있을 때가 偏心되었을 때보다 燃燒期間이 짧아지며 또 理論 空氣-燃料比 보다 약간 濃厚한 等價比에서 燃燒期間이 가장 짧다.

## 參 考 文 獻

- (1) R. S. Benson, W. J. D. Annand and P. C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-Stroke Cycle S. I. Engine". *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 17 (2), pp. 97~124, 1975.
- (2) W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cy-

linders of Reciprocating Internal Combustion Engines". *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 177, pp. 973~996, 1963.

- (3) R. S. Benson and N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", p. 47, Pergamon Press, Oxford, 1979.
- (4) D. K. Kuehl, "Laminar - Burning Velocities of Propane Air Mixture", *Eighth International Symposium on Combustion*, p. 516, 1962.
- (5) C. W. Vickland, F. M. Strange, R. A. Bell and E. S. Starkman, "A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines", *SAE Trans.*, Vol. 70, p. 790, 1962.
- (6) R. S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics", 2nd Ed., pp. 265~267, Pergamon Press, Oxford, 1977.
- (7) W. J. D. Annand, "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber", *J. Mech. Engng. Sci.*, Vol. 12, pp. 146~149, 1970.
- (8) M. K. Gajendra Babu and B. S. Murth, "Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single-Cylinder S. I. Engine". *SAE Paper* 750687, pp. 1641~1645, 1975.
- (9) G. J. Van Wylen and R. E. Sonntag, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", 2nd Ed., p. 697, John Wiley and Sons, New York, 1979.
- (10) Trilochan Singh and Kosol Surakomol, "Mathematical Modeling of Combustion Process in a S. I. Engine". *SAE Paper* 790354, pp. 12~15, 1979.
- (11) E. F. Obert, "Internal Combustion Engines", pp. 356~357, International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania, 1973.