

# 스파아크 點火機關의 사이클 시뮬레이션과 實驗的 方法에 의한 性能, 排出가스, EGR 效果의 豫測에 關한 研究

The Prediction of Performance, Exhaust Emissions and EGR Effect of a Spark Ignition Engine by Cycle Simulation and Experimental Method

鄭 龍 駟\*, 成 洛 元\*  
Jeong Young il, Sung Nak Won

## ABSTRACT

The prediction of performance, exhaust emissions and EGR effect is made by the SI engine cycle simulation. In this simulation several models are employed - two zone, thermodynamic combustion, mass fraction burned, heat transfer, chemical equilibrium, chemical kinetics for  $\text{NO}_x$ , laminar flame speed for ignition delay.

The chemical species in burned gas considered are 13 species -  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{N}$ ,  $\text{Ar}$  - and the cylinder pressure, burned and unburned zone temperature and composition of gas are calculated at each crank angle through the compression, ignition delay, combustion and expansion process.

To check the validity of the model, experimental study is done for measuring emissions, combustion pressure and engine output.

The predicted values for pressure and emissions show qualitative agreement with the measured data and the EGR effect also shows similar tendency.

### 記 號 說 明

$A$  : area  
 $V$  : volume  
 $P$  : pressure  
 $T$  : temperature  
 $Q$  : heat  
 $E$  : internal energy  
 $H$  : enthalpy  
 $W$  : work

$R$  : gas constant  
 $\bar{R}$  : universal gas constant  
 $K_j$  : equilibrium constant of j-th reaction  
 $k_f$  : forward reaction rate constant  
 $k_b$  : backward reaction rate constant  
 $\theta$  : crank angle (degree)  
 $\alpha$  : crank angle (radian)  
 $\phi$  : equivalent ratio  
 $\psi$  : EGR ratio

### 1. 序 論

內燃機關의 性能과 排出가스를 豫測하기 위한 사이클 시뮬레이션이 1970年代의 컴퓨터 發展과 더불어 활발히 進行되었으며 現在로 관심있게 研究되고 있다. 그러나 內燃機關의 燃燒現象과 排氣가스 生成過程이 매우 복잡하여 熱力學과 流體力學, 化學의 理論으로 完全히 해석하기에는 거의 不可能하며 이것을 해결하기 위한 方案으로 內燃機關에서 일어나는 現象들을 타당성 있는 모델로 형상화 시켜 사이클 시뮬레이션에 적용시키는 모델링이 발전하여 왔다.

本 研究에서는 熱力學的 燃燒모델, 燃燒率모델, 火災速度모델, 化學平衡燃燒모델, 熱傳達모델,  $NO_x$  非平衡모델을 해석하여 사이클 시뮬레이션에 적용시켜 엔진의 性能과 排出가스를 計算하고  $NO$ 의 감소를 위해 사용하는 EGR(exhaust gas recirculation)의 效果도에 豫측하고자 한다. 또한 機關의 實驗을 통하여 燃燒室 壓力線圖 및 排氣가스 生成량을 豫測하여 모델에서 구한 결과와 비교 검토하여 모델의 타당성을 확인하고 機關의 條件에 따르는 性能 및 排氣가스의 變化를 實驗과 모델에 의한 計算으로 살펴본다.

### 2. 사이클 시뮬레이션의 理論

本 研究에서는 吸氣밸브가 닫혀서 排氣밸브가 열릴 때까지의 過程만 고려하며 이 過程을 壓縮過程, 燃燒過程, 膨脹過程의 3過程으로 區分하고 點火遲延도 고려한다. 특히 燃燒過程에서는 앞에서 言及한 各 모델을 이용하여, 計算을 위하여 다음의 몇가지 假定이 필요하다.<sup>(1) (2)</sup>

(1) 壓縮過程 中에는 燃燒室은 未燃混合氣로, 膨脹過程 中에는 既燃混合氣로 均一(homogeneous)하며, 燃燒過程 中에는 未燃과 既燃의 두 부분(2-zone)으로 나누어져 있다.

(2) 混合氣의 各 成分가스는 理想氣體로 보며, 未燃가스는 初期의 燃料과 空氣, 殘留가스로 構成된 未反應 가스이며 燃燒가스는 化學

平衡狀態를 유지하는 反應가스이다.

(3) 燃燒率은 Wiebe 함수를 사용한다.<sup>(3)</sup>

(4) 熱傳達은 Woschni formula 를 사용한다.<sup>(4)(5)</sup>

(5)  $NO$ 는 extended Zeldovich mechanism 을 주요 反應으로 한 Chemical kinetics 로 구한다.<sup>(6) (7)</sup>

(6) 點火遲延期間은 點火된 火災이 進行하여 전체 燃燒室의 0.1% 體積이 탈때까지 所要된 期間으로 하며 點火遲延期間이 끝난 때부터 燃燒過程이 始作된다.<sup>(8)</sup>

#### 2-1 熱力學的 燃燒모델

未燃部分과 既燃部分에서 化學反應과 에너지 保存法則, 質量保存法則, 狀態方程式을 적용하면 다음과 같이 壓力, 未燃部 溫度, 既燃部 溫度에 대한 關係式을 얻게 된다.

$$\frac{dP}{d\alpha} = \left[ \left( 1 + \frac{C_{vb}}{R_b} \right) \cdot P \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \left\{ (e_b - e_u) - C_{vb} \left( T_b - \frac{R_u}{R_b} T_u \right) \right\} \frac{dM_b}{d\alpha} + \left( \frac{C_{vu}}{C_{pu}} - \frac{R_u}{R_b} \frac{C_{vb}}{C_{pu}} \right) \frac{dQ_u}{d\alpha} - \frac{dQ}{d\alpha} \right] / \left[ \frac{C_{vb}}{C_{pu}} \frac{R_u}{R_b} V_u - \frac{C_{vu}}{C_{pu}} V_u - \frac{C_{vb}}{R_b} V \right] \dots\dots\dots(1-1)$$

$$\frac{dT_u}{d\alpha} = \frac{V_u}{M_u \cdot C_{pu}} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{1}{M_u \cdot C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\alpha} \dots\dots\dots(1-2)$$

$$\frac{dT_b}{d\alpha} = \frac{P}{M_b \cdot R_b} \left[ \frac{dV}{d\alpha} - \left( \frac{R_b T_b}{P} - \frac{R_u T_u}{P} \right) \frac{dM_b}{d\alpha} - \frac{R_u}{P} \frac{V_u}{C_{pu}} \frac{dP}{d\alpha} - \dots\dots\dots$$

$$\frac{R_u}{P \cdot C_{p_u}} \frac{dQ_u}{d\alpha} + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\alpha} ] \dots\dots\dots (1-3)$$

윗 식은 燃燒過程을 支配하는 方程式이며 壓縮過程에서는 未燃部分(添字  $u$ )만 고려하고 膨脹過程에서는 既燃部分(添字  $b$ )만 고려한다. 式中에서 燃燒率  $\frac{dM_b}{d\alpha}$  는 燃燒率모델로 計算하고  $\frac{dQ}{d\alpha}$  는 熱傳達모델에서 구한다.

2-2 燃燒率 모델

燃燒過程에서 混合氣가 燃燒하는 率을 크랭크 角度的 함수로 지정하여 주는 것으로 Wiebe 함수를 주로 사용한다.

$$X = 1 - EXP[-a \{ (\theta - \theta_o) / \Delta\theta_b \}^{m+1}] \dots\dots\dots (2-1)$$

여기서

- X = 燃燒된 質量率
- a = 效率係數 (efficient parameter)
- m = 形態係數 (form factor)
- $\theta_o$  = 燃燒 開始點
- $\Delta\theta_b$  = 燃燒 期間

a, m,  $\Delta\theta_b$  는 機關의 回轉速度와 負荷條件, 燃燒室 形狀등을 고려해서 적절한 값으로 지정해 주어야 하며 實驗으로 측정된 燃燒室 壓力과 計算결과를 비교함으로써 적정성을 판단할 수 있다.

보통 스파이크 點火機關에서는 a=5.0, m=2.0,  $\Delta\theta_b = 60^\circ$  정도이며  $\Delta\theta_b$  는 다음의 (2-2) 式을 사용한다.<sup>(9)</sup>

$$\Delta\theta_b = 40 + 5 \left( \frac{rpm}{600} - 1 \right) + 166 \left( \frac{Y_{cc}}{Y} - 1.1 \right)^2 \dots\dots\dots (2-2)$$

여기서

- $Y_{cc}$  = Chemically corrected oxygen required
- Y = Mole of oxygen

2-3 熱傳達 모델

실린더 내에서 燃燒에 의하여 발생된 熱의 일부는 燃燒室 壁面이나 冷却水, 潤滑油 등을 통해 外部에 放出되어 손실되며 이 값을 계산하기 위하여 Woschni formula가 많이 사용된다. Woschni formula는 radiation의 영향을 무시하고 Convection 熱傳達만을 고려하며 다음 式과 같다.

$$\dot{q} = A \cdot h_c \cdot (T_g - T_w) \dots\dots\dots (3-1)$$

$$h_c = C_3 \cdot D^{0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53}$$

$$\left[ C_1 \cdot V_p + \frac{C_2 \cdot V \cdot T_1}{P_1 \cdot V_1} (P - P_o) \right]^{0.8} \dots\dots\dots (3-2)$$

여기서

- $\dot{q}$  : heat flow per unit time (kcal/h)
- $h_c$  : heat transfer coefficient (kcal/m<sup>2</sup> · h · degC)
- D : Cylinder bore dia (m)
- $V_p$  : Piston mean speed (m/sec)
- $P_o$  : motoring pressure (kg/cm<sup>2</sup>)
- $C_1 = 2.28$  during compression
- $= 6.18$  during expansion
- $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$  m/secC
- $C_3 = 110$

熱傳達 面積 A와 燃燒室 벽면 평균온도  $T_w$  는 다음과 같이 구한다.

$$A = \sum_{i=1}^n A_i \dots\dots\dots (3-3)$$

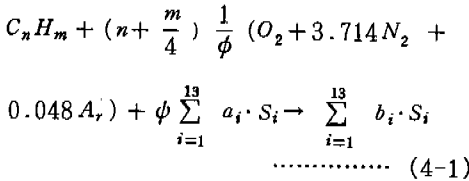
$$T_w = \frac{\sum_{i=1}^n A_i \cdot T_i}{A}$$

- i = 1 : Piston surface
- i = 2 : Cylinder head
- i = 3 : Cylinder wall

2-4 化學平衡 燃燒모델

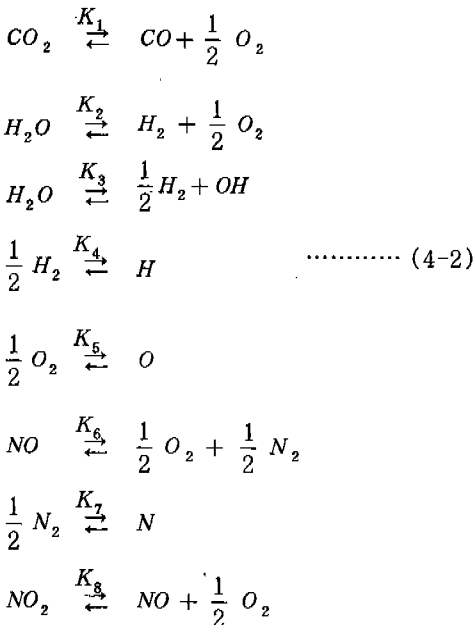
燃料空氣 混合氣가 燃燒하는 既燃部分은 化學反應에 의해  $CO_2, CO, O_2, H_2O, H_2, OH, H, O, N_2, NO, NO_2, N, Ar$  ( $S_i$ 로 表示한다)의 13 種의 氣가가 發生하며 항상 化學平衡을 유지한다고 생각한다.

燃料를  $C_nH_m$ 이라고 하고 等價比가  $\phi$ 인 燃料空氣 混合氣가  $\phi$ 의 比率로 EGR되거나 殘留된 既燃燒氣와 함께 다음과 같이 化學反應을 한다.



여기서  $a_i$ 는 이미 燃燒되어  $\phi$ 만큼 EGR되는 排氣氣의 物값이며  $b_i$ 는 구하고자 하는 燃燒氣의 物값이다.

$n, m, \phi, \phi, a_i$ 와  $P, T$ 가 주어질때 平衡狀態의 濃도  $b_i$ 를 구하기 위하여 式(4-2)의 8개 化學平衡式과  $C, O, H, N, Ar$ 에 대한 5개의 質量保存 方程式을 사용한다. <sup>(10)(11)</sup> (平衡反應式)



(質量保存法則)

$$\begin{aligned} b_1 + b_2 &= n + \phi (a_1 + a_2) \\ 2b_4 + 2b_5 + b_6 + b_7 &= m + \phi (2a_4 + 2a_5 + a_6 + a_7) \\ 2b_1 + b_2 + 2b_3 + b_4 + b_6 + b_8 + b_{10} + 2b_{11} &= (n + \frac{m}{4}) \frac{2}{\phi} + \phi (2a_1 + a_2 + 2a_3 + a_4 + a_6 + a_8 + a_{10} + 2a_{11}) \\ 2b_9 + b_{10} + b_{11} + b_{12} &= (n + \frac{m}{4}) \frac{3.714}{\phi} \times 2 + \phi (2a_9 + a_{10} + a_{11} + a_{12}) \\ b_{13} &= (n + \frac{m}{4}) \frac{0.048}{\phi} + \phi (a_{13}) \\ \sum_{i=1}^{13} b_i &= \bar{M} \end{aligned}$$

物값  $a_i, b_i$ 를 物분을  $x_i, y_i$ 로 바꾸고(4-2)式을 平衡常數  $K_j$ 로 表示하고  $y_i$ 에 대하여 풀이하면 (4-3)式처럼  $Z, W$ 에 관한 2개의 련립방정식이 된다.

$$\begin{aligned} f_1(Z, W) &= 2y_1 + y_2 + 2y_3 + y_4 + y_6 + y_8 + y_{10} + 2y_{11} - W \cdot XO = 0 \end{aligned} \quad (4-3)$$

$$f_2(Z, W) = \sum_{i=1}^{13} y_i - 1 = 0$$

여기서  $Z = \frac{y_4}{y_5}, W = \frac{1}{\bar{M}}$  이며

$$\text{또 } \bar{M} = \sum_{i=1}^{13} b_i, \bar{M}_a = \sum_{i=1}^{13} a_i$$

$$\begin{aligned} XC &= n + \phi (x_1 + x_2) \cdot \bar{M}_a \\ XH &= m + \phi (2x_3 + 2x_5 + x_6 + x_7) \cdot \bar{M}_a \\ XO &= (n + \frac{m}{4}) \frac{2}{\phi} + \phi (2x_1 + x_2 + 2x_3 + x_4 + x_6 + x_8 + x_{10} + 2x_{11}) \cdot \bar{M}_a \\ XN &= (n + \frac{m}{4}) \frac{3.714}{\phi} \times 2 + \phi (2x_9 + \end{aligned}$$

$$x_{10} + x_{11} + x_{12}) \cdot \bar{M}_a$$

$$XA = (n + \frac{m}{4}) \frac{0.048}{\phi} + \phi (x_{13}) \cdot \bar{M}_a$$

라 두면

$$y_1 = \frac{K_2 \cdot Z \cdot XC \cdot W}{K_1 + K_2 \cdot Z}$$

$$y_2 = \frac{K_1 \cdot XC \cdot W}{K_1 + K_2 \cdot Z}$$

$$y_3 = \frac{K_2^2 \cdot Z^2}{P}$$

$$y_6 = \left[ \frac{-A_2 + \sqrt{A_2^2 - 4 \cdot A_1 \cdot A_3}}{2 A_1} \right]^2$$

$$A_1 = 2 Z + 2$$

$$A_2 = \frac{K_3 \cdot Z}{P^{\frac{1}{2}}} + \frac{K_4}{P^{\frac{1}{2}}}$$

$$A_3 = -XH \cdot W$$

$$y_5 = Z \cdot Y_5$$

$$y_6 = \frac{K_3 \cdot y_5^{\frac{1}{2}}}{P^{\frac{1}{2}}} Z$$

$$y_7 = \frac{K_4 \cdot y_5^{\frac{1}{2}}}{P^{\frac{1}{2}}}$$

$$y_8 = \frac{K_2 \cdot K_5}{P} Z$$

$$y_9 = \left[ \frac{-B_2 + \sqrt{B_2^2 - 8 B_3}}{4} \right]^2$$

$$B_2 = \frac{K_2 \cdot Z}{K_6 \cdot P^{\frac{1}{2}}} + \frac{K_2^2 \cdot Z^2}{K_6 \cdot K_8 \cdot P^{\frac{1}{2}}} + \frac{K_7}{P^{\frac{1}{2}}}$$

$$B_3 = -XN \cdot W$$

$$y_{10} = \frac{K_2 \cdot y_9^{\frac{1}{2}} \cdot Z}{K_6 \cdot P^{\frac{1}{2}}}$$

$$y_{11} = \frac{K_2^2 \cdot Z^2 \cdot y_9^{\frac{1}{2}}}{K_6 \cdot K_8 \cdot P^{\frac{1}{2}}}$$

$$y_{12} = \frac{K_7 \cdot y_9^{\frac{1}{2}}}{P^{\frac{1}{2}}}$$

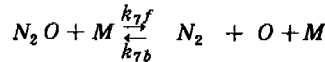
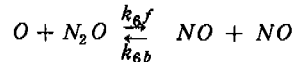
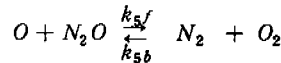
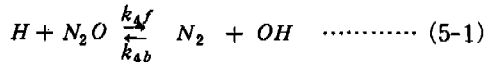
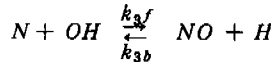
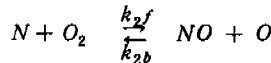
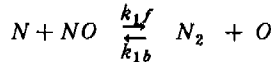
$$y_{13} = XA \cdot W$$

이상의  $y_i$  값을 (4-3)식에 대입하여  $Z, W$  값을 풀며  $Z, W$ 의 初期値는 Benson의 경험식을 사용한다.

### 2-5 NO 非平衡 燃燒 모델

化學平衡 燃燒 모델에서는 燃燒하면 즉시 平衡狀態에 도달한다고 가정하고 生成物의 농도를 계산한 것이며 실제로는 平衡狀態에 도달하는데는 反應時間이 필요하다. 특히 NO는 反應速度가 느려서 平衡燃燒 모델로 계산한 값은 실제와 상당히 큰 差異가 나타나며 따라서 非平衡 燃燒 모델을 사용한다.

NO 生成의 素反應은 extended Zeldovich mechanism을 포함한 다음의 7式을 사용한다.



反應係數  $k_f, k_b$ 는 Arrhenius式으로 나타내며 常數  $A, \beta, E$ 는 참고문헌에서 구한다. (6)(7)

$$k_{f,b} = A \cdot T^\beta \cdot \exp(-E/RT) \dots (5-2)$$

$N, N_2O$ 는 극히 적은 양이므로 steady state로 보고  $O, O_2, OH, H, N_2$ 는 平衡狀態로 假定할 수 있어 이를 근거로 (5-1)式에서 NO값을 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{d\{NO\}}{dt} = 2 \frac{W_{NO}}{\phi} (1 - \alpha^2).$$

$$\left\{ \frac{R_1}{1 + \alpha \left( \frac{R_1}{R_1 + R_3} \right)} + \frac{R_6}{1 + \left( \frac{R_6}{R_4 + R_5 + R_7} \right)} \right\} \dots (5-3)$$

여기서  $R_1 \sim R_7$  은 one way equilibrium reaction rate 이며

$$R_1 = k_{1f} [N]_e [NO]_e = k_{1b} [N_2]_e [O]_e$$

$$R_2 = k_{2f} [N]_e [O_2]_e = k_{2b} [NO]_e [O]_e$$

$$R_7 = k_{7f} [N_2O]_e [M]_e = k_{7b} [N_2]_e [O]_e [M]_e$$

또한  $\alpha = \frac{[NO]}{[NO]_e} = \frac{\{NO\}}{\{NO\}_e}$  이다.

[ ] 는 몰농도를 { } 는 質量分率을 나타내며 添字 e 는 平衡狀態를 의미한다.

2-6 點火遲延의 計算

點火 플러그에서 點火되면 火炎이 半球型으로 進行하며 燃燒가스의 體積이 全실런더 體積의 0.1%가 될 때까지 걸리는 時間을 點火遲延 期間으로 한다.

火炎速度는 Kuehl 의 laminar flame speed  $U_L$  에 關한 實驗式에 flame factor  $ff$  를 곱해서 turbulent flame speed  $U_t$  를 사용한다.

$$U_L = \left[ \frac{1.087 \times 10^6}{\left\{ \left( \frac{10^4}{T_b} \right) + \left( \frac{900}{T_u} \right) \right\}^{4.938}} \right] \cdot P^{-0.09876}$$

(cm/sec) ..... (6-1)

$$U_t = ff \times U_L$$

$$ff = 1 + 0.00197 \cdot \text{rpm}$$

燃燒部의 體積이 燃燒室 體積  $V_c$  의 0.1%가 될 때까지 걸리는 크랭크 각도는

$$(\Delta Q) \text{ delay} = \left( \frac{360 \cdot \text{rps}}{U_t} \right) \left( \frac{0.0015}{\pi} V_c \right)^{\frac{1}{3}}$$

..... (6-2)

그러나 點火가 되었을 때  $T_b$  와  $T_u$  를 알아야  $U_L$  을 구할 수 있다. 먼저 壓縮過程이 끝나는 時點에서 混合氣 體積의 0.1%가 定積斷熱燃燒를 일으킨다고 보고 内部에 一定의 條件에서 溫度, 壓力을 계산한 다음, 未燃燒部와 壓力이 같아지게 역시 定積斷熱過程으로 假定하고 壓力을 均一化시키면  $T_b, T_u$  를 구할 수 있다.

2-7. 기타 검토사항

(1) 各 成分가스의 엔탈피와 定壓比熱은 (7-1) (7-2) 式으로 주며 常數는 데이타로 준다.<sup>(12)(13)</sup> 内部에 너지와 定積比熱은 (7-3) (7-4) 式으로 計算한다.

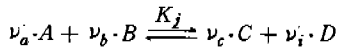
$$\bar{h}_i(T) = a_{1i}T^4 + a_{2i}T^3 + a_{3i}T^2 + a_{4i}T + a_{5i} + a_{6i}T^{-1} + h_{298i} \dots \dots \dots (7-1)$$

$$\bar{C}_{pi}(T) = b_{1i}T^4 + b_{2i}T^3 + b_{3i}T^2 + b_{4i}T + b_{5i} + b_{6i}T^{-1} \dots \dots \dots (7-2)$$

$$\bar{e}_i(T) = \bar{h}_i(T) - \bar{R}T \dots \dots \dots (7-3)$$

$$\bar{C}_{vi}(T) = \bar{C}_{pi}(T) - \bar{R} \dots \dots \dots (7-4)$$

(2) 化學反應의 平衡常數는 各 成分가스의 平衡常數 (species equilibrium constant) 를 (7-5) 式으로 주고 (7-6) 式에서 反應平衡常數 (reaction equilibrium constant) 를 計算한다. 化學反應式을



라 하면 各 成分가스의 平衡常數  $K_j$  는

$$\log_{10} K_{pj} = C_{1j}T^{-1} + C_{2j}T^{-1/n} + C_{3j} + C_{4j}T + C_{5j}T^2 + C_{6j}T^3 \dots \dots \dots (7-5)$$

$$K_j = 10^{(\nu_c \cdot \log_{10} K_{pc} + \nu_j \log_{10} K_{pd} - \nu_a \cdot \log_{10} K_{pa} - \nu_b \cdot \log_{10} K_{pb})}$$

{  $i = 1, \dots, 13$   
 $j = 1, \dots, 8$  } ..... (7-6)

(3) EGR 率은 排氣가스의 一部를 吸氣管으로 再循環시킬 때 循環되는 排氣가스의 比를 말하며 EGR 가스와 吸入 混合氣의  $CO_2$  농도를 측정하여 다음과 같이 EGR 率을 計算한다.

$$\text{EGR 率} = \frac{CO_2(m) - CO_2(b)}{CO_2(e) - CO_2(b)} \times 100 (\%)$$

..... (7-7)

여기서

$CO_2(m)$  = 吸入 燃料空氣 混合氣에 EGR가스가 混合했을 때의  $CO_2$  농도

$CO_2(b)$  = EGR 가스가 混合되기 前의 吸入 燃料空氣 混合氣의  $CO_2$  농도

$CO_2(e)$  = EGR 가스의  $CO_2$  농도

2-8. flow chart

그림(1)은 본 사이클 시뮬레이션의 계산과정을 간단하게 정리한 flow chart 이다. 계산 시작點의 溫度, 壓力와 供給燃料量과 吸入空氣量 (또는 空燃比), 點火時期, 燃燒率의 指定, 계산 구간 각도 등을 데이터로 入力시키고 壓縮過程, 點火遲延, 燃燒過程, 膨脹過程으로 크게 나누어 各 step 別로 計算을 進行하였다. 첫 사이클은 殘留가스와 EGR을 고려하지 않고 計算하여 사이클 끝에서 殘留가스와 EGR을 고려하여 다음 사이클에 合하였으며 非平衡 NO 成分의 수렴으로 計算을 完了했다.

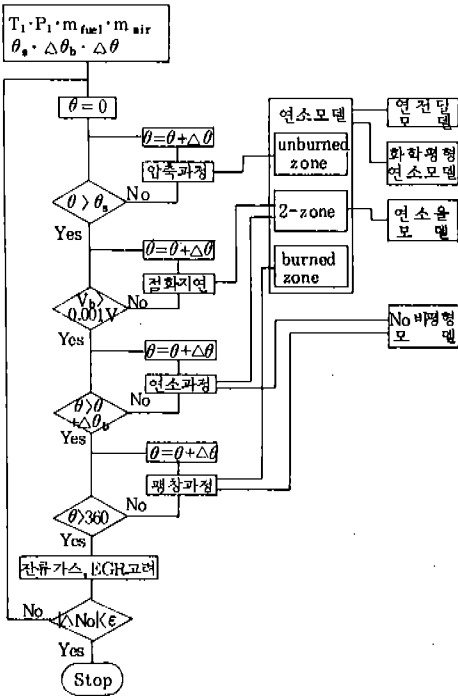


그림 1. 사이클 시뮬레이션의 flow chart

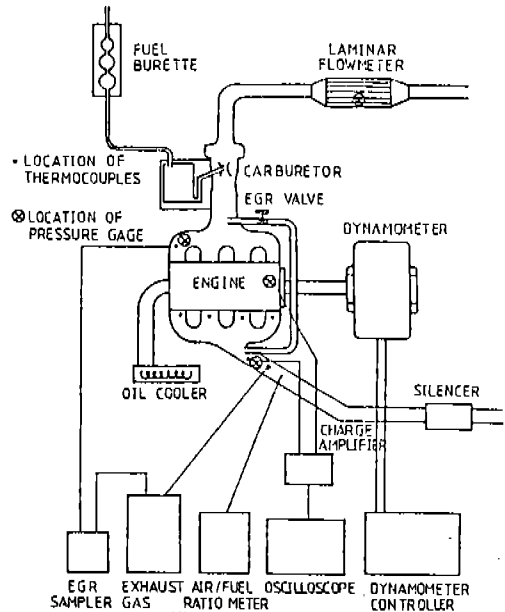


그림 2. 實驗裝置의 개략도

動力計는 渦電流型이다. 燃燒室 內의 壓力變動은 piezoelectric 壓力 transducer를 設置하여 오실로스코프로써 읽으면서 floppy 디스켓에 저장하여 X-Y 레코드로 기록하였다. EGR 率은 EGR 管에 설치한 니들밸브로서 調整하고 吸氣管과 排氣管의 CO<sub>2</sub>를 測定하여 (7-7)式으로 EGR 率을 計算했다. 특히 吸氣管의 眞空度가 大기 때문에 眞空펌프를 사용하여 試料채취장치를 제작했다.

排氣가스 分析은 CO, CO<sub>2</sub>, THC, NO<sub>x</sub> 成分을 측정하였으며 燃料空氣比는 排氣가스 中의 O<sub>2</sub>를 分析하여 測定하는 方法과 供給燃料量과 吸入空氣量을 測定하여 計算하는 二方法을 동시에 사용했다. 實驗에 사용한 裝置의 제원은 表 1에 表示했다.

3. 實驗裝置 및 方法

3-1. 實驗裝置

그림(2)는 實驗裝置의 概略圖이며 實驗에 사용한 機關은 1600 cc 4 실린더, 4 사이클 스프라크 점화機關이고 機關의 負荷測定에 사용한

3-2. 實驗方法

機關의 運轉狀態를 正常的으로 유지하기 위하여 冷却水溫度를 80 ± 2℃로 유지하고 機關 回轉速度 1000, 2000, 3000 rpm에서 負荷를 各各 1/4, 2/4, 3/4, 4/4로 變化시켜 測定點으로 定하였다.

表 1. 機關性能試驗에 사용된 實驗裝備

실험장비명 (Model)	Specification & Method
1) Engine Dynamometer (Schenk, W-130)	• Eddy Current type, 130 KW • Max. Speed : 10,000 rpm
2) Exhaust Gas Analyzer (HORIBA, MEXA-8,120)	• Direct Sampling type • CO, CO <sub>2</sub> : NDIR, NO <sub>x</sub> : CLD, THC: HFID
3) A/F Analyzer (Beckman, M-957)	• 산소 분석 방법 (O <sub>2</sub> -sensor 이용)
4) O <sub>2</sub> Sensor Voltage & Temp. Recorder	• Bosch EGO sensor • Thermocouple & Voltage Recorder
5) Charge-Amplifier & Oscilloscope (AVL 3,059 & Nicolet)	• Piezoelectric press. transducer (Cylinder Press.) • Crank Angle Encoder • Spark Timing (Condenser Voltage 변화)
6) Intake Vacuum Meter	• U 자 - 압력계
7) Fuel Meter	• Volumetric Flow Rate (100cc, 500cc)
8) Laminar Air-Flow Meter (Meriam & Dwyer)	• Max. 400 CFM

各點에서 機關速度와 토오르크를 一定하게 유지하면서 點火時期와 EGR 率을 變化시키면서 機關吸氣壓, 燃料消費量, 吸入空氣量, 空燃比, 排氣가스 濃度, 吸排氣管 溫度, 燃燒室 壓力를 測定하였다. 측정오차를 줄이기 위하여 2회 반복實驗을 行하였으며 排氣管 溫度는 排氣밸브 直後의 排氣管 4곳에서 측정하여 平均한 값을 취했다.

#### 4. 結果의 比較 檢討

機關의 運轉條件에서 중요한 것은 供給燃料量, 空燃比, 點火時期, 吸氣管負壓, EGR率 등이며 機關回轉速度와 出力을 고정시키고 點火時期와 EGR 率을 變化시켰을 때의 영향을 實驗과 計算으로 比較하였다.

계산에서 가장 중요한 것은 燃燒率의 지정이며  $\Delta\theta_b$ 는 (2-2)식에 따르고  $a = 5.0$ ,  $m = 2.0$ 으로 하여 實驗에서 측정된 壓力線圖와 比較하여 보니 負荷와 回轉速度에 따라 약간의 수정이 必要했다. 機關速度 1000 rpm 증가에  $m$ 은 0.2~0.3 커지고 負荷  $\frac{1}{4}$  증가

에  $a$ 는 0.5 정도 커졌으며  $\Delta\theta_b$ 는 (2-2)식이 잘 맞는다.

#### (1) 點火時期의 영향

그림(3)은 機關回轉速度 2000 rpm, 토오르크 8.76 kg-m ( $\frac{3}{4}$  負荷)에서 點火時期를 BTDC 18°, 13°, 8°로 變化시켰을 때의 燃燒室 壓力線圖로서 點火時期를 늦출수록 壓力上昇이 늦어지고 最高壓力도 적어지는 것을 보여주고 있

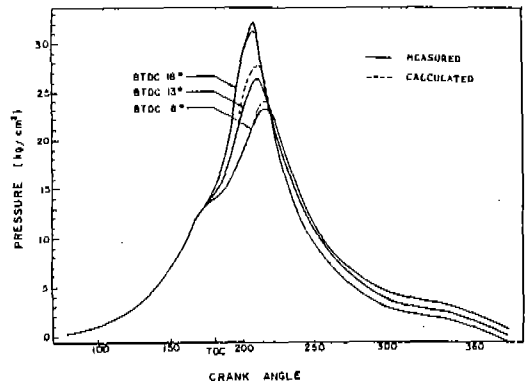


그림 3. 點火時期의 영향 ( 2000 rpm, 8.76 kg-m  $a = 5.0$ ,  $m = 2.0$  )

다. 點火時期의 영향을 예측하기 위하여 먼저 MBT인 BTDC 18°에서의 運轉條件을 데이터로 주고 計算한 壓力線圖가 실제와 잘 맞게 燃燒率을 定한 다음, 運轉條件과 燃燒率을 바꾸지 않고 點火時期만 BTDC 13°, 8°로 바뀌어서 計算한 壓力線圖를 點線으로 表示했다. 點火時期를 변경하면 運轉條件에 變化가 發生하지만 이것을 고려하지 않고 計算한 결과가 측정치와 잘 일치하고 있으며 最高壓力은 約 10% 높게 나타나고 있다. 그림(4)에서는 實驗에서 측정된 吸氣負壓, 燃燒最高壓力, 燃燒最高壓力 位置, 排氣管溫度, NO<sub>x</sub>와 THC 가스농도를 나타내었으며 點線은 計算으로 구한 NO 농도이다.

點火時期를 10° 遲角시키면 燃燒最高壓力이 9.0 kg/cm<sup>2</sup> (28%) 低下하고 NO<sub>x</sub>는 850ppmc 減少했으며, 排氣가스 溫度가 45°C 上昇하여 THC는 100ppmc 減少하였다. 計算으로 구한 NO는 實驗의 NO<sub>x</sub>보다 20% 가량 낮



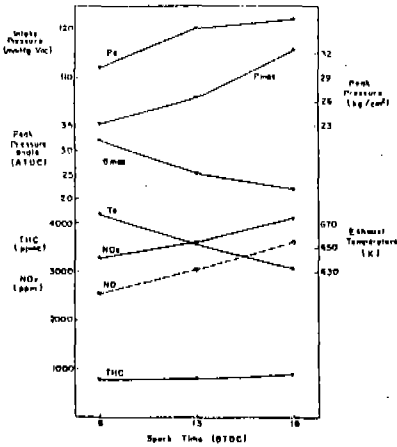


그림 4. 點火時期의 영향 ( 2000 rpm, 8.76 kg-m )

지만 비슷한 감소경향을 보이고 있다. 본 實驗과 같이 機關回轉速度와 出力을 一定하게 유지하면서 點火時期만 後進시키면, 燃燒效率이 나빠져 燃料이 더 必要하게 되며 이를 供給하기 위하여 throttle 벨브의 開度가 커지게 되고 따라서 吸氣負壓이 7mmHg 떨어졌다.

(2) EGR 영향

그림(5)는 機關回轉速度 1000rpm, 토오르크 5.84 kg-m, 點火時期 BTDC 20°에서 EGR 率을 0%, 4.8%, 10.0%로 增加시키면서 측정 한 壓力線圖이다. EGR 0%에서의 運轉條件으로 燃燒率을  $a = 5.0, m = 2.0$  으로 결정하였

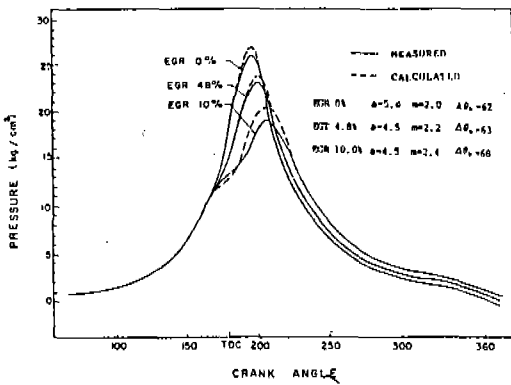


그림 5 EGR의 영향 ( 1000rpm, 5.84 kg-m, BTDC 20° )

으며 이 값에 EGR率만 바꾸어 계산해 본 결과 오차가 너무 커서 燃燒率의 修正이 필요했으며, 修正 計算한 결과가 點線으로 表示된 壓力線圖이다. 이 때의 m값은 2.0에서 2.2, 2.4로 增加되었으며 a 값은 5.0에서 4.5로 감소되었다. EGR 率을 增加시킬수록 點火時期의 後退時와 같이 壓力上昇이 늦어지고 燃燒最高壓力도 낮아지는 것을 볼 수 있다. 모델 계산에서는 燃燒最高壓力이 측정치보다 15% 크게 나타났는데 이는 그림(6)에서 보듯이 吸氣壓의 變化가 70 mmHg 나 되어 EGR의 增加에 따라 運轉條件이 상당히 크게 변하며 이것을 고려하지 않고 계산하기 때문에 點火時期의 영향보다 오차가 크게 나타난다. 계산의 NOx는 實測의 NOx에 비해 10% 이내로 잘 맞으며 감소경향도 거의 비슷하다. 또 그림(6)에서는 實驗으로 측정 한 吸氣負壓외에 燃燒最高壓力, 最高壓力位置, NOx와 THC 농도를 나타냈으며 EGR 10% 증가시 燃燒最高壓力 7.3 kg/cm<sup>2</sup> (30%) 低下하고 NOx 3350ppm이 減少하며 THC의 變化는 거의 보이지 않는다.

(3) 機關回轉速度의 영향

다른 運轉條件은 一定하게 두고 機關回轉速度만 1000, 2000, 3000 rpm으로 變化시켜 계산한 것을 그림(7)에 정리하였다. 회전속도가

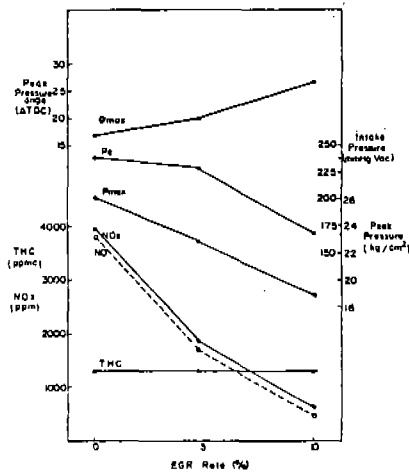


그림 6 EGR 영향 ( 1000rpm, 5.84 kg-m, BTDC 25° )

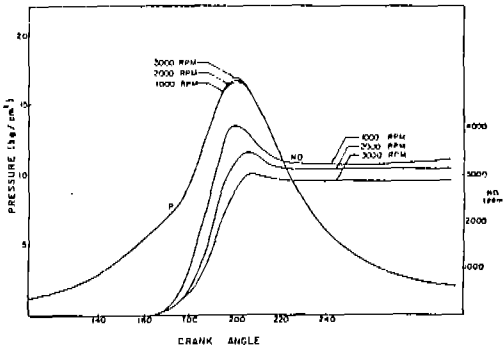


그림 7 機關回轉速度의 영향

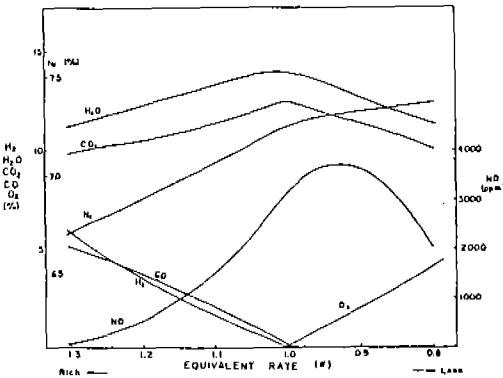


그림 8 空燃比에 따른 排出가스 濃度變化

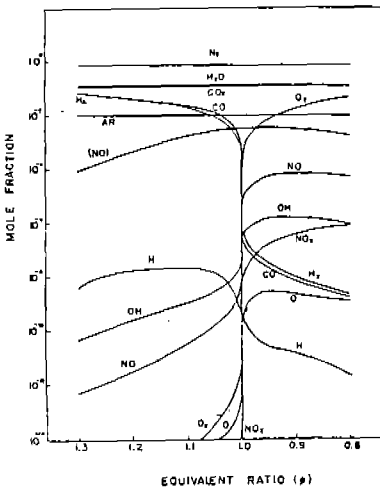


그림 9 空燃比에 따른 排出가스 濃度變化 (NO)는 非平衡計算 結果

증가할 수록 한 사이클에 所要되는 期間이 짧아져 熱損失期間이 短縮되므로 熱損失量이 적어지고 따라서 熱效率이 좋아지며 燃燒最高壓力도 약간 上昇하고 燃燒最高溫度도 높아진다. 그러나 NO의 反應時間이 짧아져 NO의 發生量은 약간 減少한다.

(4) 空燃比의 영향

그림(8)은 排出농도가 큰 成分들을  $\phi$ 에 대해 나타낸 것이다. CO, H<sub>2</sub>는  $\phi < 1.0$ (稀薄)에서는 아주 적지만  $\phi > 1.0$ (濃厚)에서는 직선적으로 증가한다. 反面 O<sub>2</sub>는 CO와 反對로  $\phi > 1.0$ 에서는 아주 적게 發生하고  $\phi < 1.0$ 에서 직선적으로 증가한다. H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>는  $\phi = 1.0$ 에서 最大値를 보이고 N<sub>2</sub>는 희박해질수록 증가하여  $\phi = 1.0$ 을 경계로 증가율이 약간 둔화된다. NO는  $\phi = 0.93$ 에서 最大이다.

그림(9)는 13種의 排出가스 全部를 Log 눈금으로 나타내었으며 N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, Ar은  $\phi$ 에 대해 변화가 적으며 CO, H<sub>2</sub>는  $\phi > 1.0$ 에서 많고 O<sub>2</sub>는  $\phi < 1.0$ 에서 증가한다. 化學平衡 燃燒모델로 계산한 NO는 非平衡으로 계산한 값에 비해  $\phi < 1.0$  영역에서는 1/50~1/500 정도로,  $\phi > 1.0$  영역에서는 10<sup>-7</sup> 정도로 아주 적게 계산된다. 또한 低濃度成分들은  $\phi = 1.0$ 에서 급격한 변화를 나타낸다.

그림(10)은 燃燒室內에서 燃燒가스 濃度가 變化하는 過程을 크랭크 角度에 따라 나타낸 것이며 N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, Ar은 變化가 적고 非平

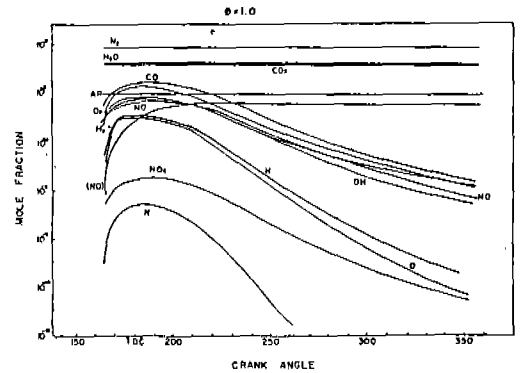


그림 10 燃燒室內에서의 燃燒가스의 變化過程  $\phi = 1.0$

衡 NO는 ATDC 40°에서 凍結되며 ATDC 30°에서 平衡 NO보다 커지며 10<sup>4</sup>程度 높게 排出된다.

(5) 燃焼率의 영향

본 사이클 계산에 사용한 모델 중에서 가장 중요한 燃焼率을 결정하는 因子인  $\Delta\theta_b, a, m$ 의 영향에 대하여 살펴본다. 그림(11)은  $\Delta\theta_b$ 를 55°, 65°, 75°로 10° 간격씩 바꾸었을 때의 燃焼室 壓力線圖와 NO값이며 燃焼期間이 10° 증가하면 燃焼最高壓力이 3 kg/cm<sup>2</sup> (15%) 低下하고 NO는 1000 ppm (30%) 減少한다.

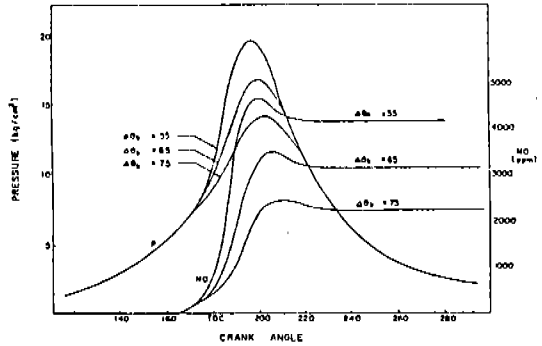


그림 11 燃焼期間 ( $\Delta\theta_b$ )의 영향

그림(12)는 效率係數 a를 6.0, 5.0, 4.0으로 1.0씩 변화시켰을 때의 결과이며, a가 1.0 감소하면 燃焼最高壓力은 1 kg/cm<sup>2</sup> (7%) NO는 350 ppm (10%) 減少한다. a값은 燃焼速度에는 크게 영향을 주지 않고 燃焼 후반의 燃焼效率에 영향을 주며 이것은 機關의 負荷와 關係가 크음을 알 수 있다.

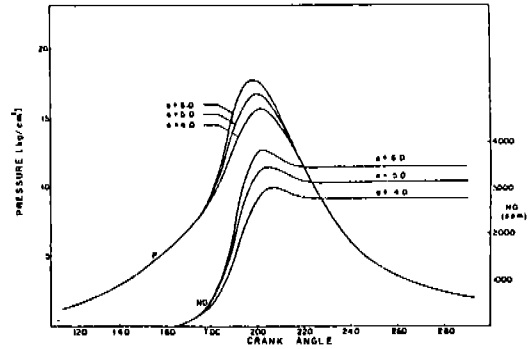


그림 12 效率係數의 영향

形態係數의 영향은 그림(13)에 나타내었으며 m=1.0에서 m=2.0으로 변화하면 燃焼最高壓力 2.9 kg/cm<sup>2</sup> (14%), NO 840 ppm (20%)가 감소하고 m=2.0에서 m=3.0으로 바뀌면 燃焼最高壓力 1.6 kg/cm<sup>2</sup> (10%), NO 320 ppm (10%) 감소한다. 즉 m값이 커지면 燃焼最高壓力과 NO가 줄어들며 m값이 적은 구간에서 變化幅이 크다. m은 燃焼速度에 전반적인 영향을 주며 이것은 機關의 回轉速度와 關係가 크음을 알 수 있다. m값이 커지면 主燃焼가 후반에서 일어나며 같은 값의 크기 변화에서는 效率係數보다 훨씬 큰 영향을 줌을 알 수 있다.

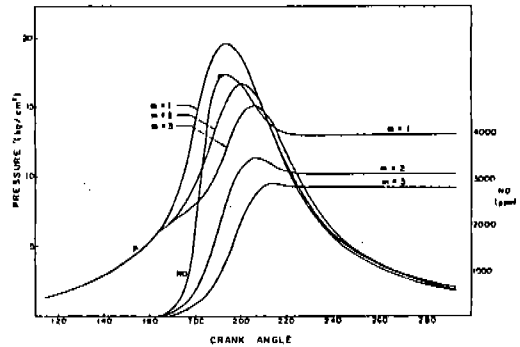


그림 13 形態係數의 영향

5. 結 論

本 研究에서 開發한 스파아크 點火機關의 사이클 시뮬레이션의 計算에 의한 性能 및 排出가스 예측결과는 實驗値와 잘 一致하고 있음을 보여주고 있다. 특히 點火時期를 변화시킬 때의 性能과 排氣가스 예측은 實驗値와 잘 일치하며, EGR의 영향은 燃焼率에 약간의修

正이 要求된다.  $\Delta\theta_b$ 는 (2-2)式을 사용하고 a = 5.0, m = 2.0을 기준으로 하여 機關回轉速度와 負荷變動에 약간씩 修正하면 實驗과 燃焼最高壓力 10% 以內로 잘 일치한다.

본 사이클 시뮬레이션에 의한 계산과 機關 回轉條件의 변화에 따른 實驗 結果는 다음과

같다.

- (1) 機關回轉速度 2000rpm, 토오크 8.76 kg-m, 點火時期 BTDC 18°에서 10°만큼 遲角시키면 燃燒最高壓力 28% 低下, NO<sub>x</sub> 850 ppm, THC 100ppmc 減少한다.
- (2) 機關回轉速度 1000rpm, 토오크 5.84 kg-m, 點火時期 BTDC 20°에서 EGR 率을 10% 增加하면 燃燒最高壓力 30% 低下, NO<sub>x</sub> 3350 ppm 減少한다.
- (3) 機關回轉速度만의 變化時 1000rpm 增加에 燃燒最高壓力 0.4% 上昇, NO 10% 減少로 計算된다.
- (4) 空燒比의 영향은  $\phi > 1.0$ 에서는 CO, H<sub>2</sub>가 直선적으로 增加하고  $\phi < 1.0$ 에서는 O<sub>2</sub>가 많아진다.  $\phi = 0.93$ 에서 NO가 最大로 되며 低濃度 成分가스는  $\phi = 1.0$ 에서 급격한 농도변화를 보인다.
- (5) 非平衡 NO는 크랭크 각도 ATDC 30° ~ 50°에서 凍結되며, 平衡 NO에 비해  $\phi < 1.0$ 에서는 50~100 배,  $\phi > 1.0$ 에서는 10<sup>7</sup> 배로 높게 계산된다.

### 參 考 文 獻

- 1) J.B. Heywood, J.M. Higgins, P.A. Watts, R.J. Tabaczynski, "Development and use of a cycle simulation to predict SI engine efficiency and NO<sub>x</sub> emissions", SAE 790291.
- 2) 이종원, 정진은, "cycle simulation에 의한 가솔린 엔진의 성능과 배출물 예측", 자동차공학회지 Vol 5, No 2, Jun 1983.
- 3) Kunihiko, Komiyama, John B. Heywood, "Predicting NO<sub>x</sub> emissions and effects of exhaust gas recirculation in spark ignition engine," SAE 730475.
- 4) G. Woschni, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine," SAE 670931.
- 5) W.J.D. Annand, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines," Proc. Instu. Mech. Engrs. Vol. 77, No. 33, 1963.
- 6) Paul Blumberg, J.T. Kummer, "Prediction of NO formation in spark ignited engines - an analysis of methods of control," comb. Sci. & Tech. Vol. 4, 1971.
- 7) George A. Lavoie, John B. Heywood, James C. Keck, "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines," Comb. Sci. & Tech. Vol. 1, 1970.
- 8) R.S. Benson, W.J.D. Annand, D.C. Baruah, "A simulation model including intake and exhaust system for a single cylinder four stroke cycle spark ignition engine," Int. J. Mech. Sci. Vol. 17, 1975.
- 9) Ashley S. Campbell, "Thermodynamic analysis of combustion engines, chapter 5," John Wiley & Sons Pub., 1979.
- 10) D.D. Agrawal, C.P. Gupta, "Computer program for constant pressure or constant volume combustion calculations in hydrocarbon-air system," Transactions of the ASME, April 1977.
- 11) 水谷辛夫, "燃燒가스의 化學平衡 計算," 內燃機關 Vol 1, No 125, 1972. 7.
- 12) 滝下利男, "化學平衡 計算에 의한 메탄올 燃燒가스 特性 및 正알콜系, 正파라핀系 燃料의 內燃機關用으로서의 考察," 日本自動車 研究所 研究速報. No 39, 1975.
- 13) D.R. Stull, H. Prophet, JANAF thermochemical tables second edition, NSRDS-NBS 37, 1971.