

- 5) 海洋研究所 : 콘테이너 運送合理化方案에 關한 研究, 韓國科學技術院, 1983.
- 6) 海洋研究所 : 港灣運營效率化方案에 關한 研究, 韓國科學技術院, 1984.
- 7) UNCTAD : Manual on Port Management Part 3. Port operations, 1976.
- 8) UNCTAD : Port development; A hand book for planners in developing countries, 1975.
- 9) UNCTAD : Technological progress in Shipping and Ports, 1975.
- 10) J. Imakita : A Techno-Economic Analysis of the Port Transportation System, Saxon house, 1977.
- 11) Ronald V. Hartley : Operation Research: Managerial Emphasis, Good year publishing Co. inc. California, 1982.
- 12) Morse, P.M. : Queues, Inventories and Maintenance, John Wiley sons inc., New York, 1969.
- 13) Lyon associates INC : 韓國港灣埠位設備改善性調査 報告書 第一號, 1984.
- 14) Oakland port Authority : Modern Marine Terminal Operations and Management, 1974, p. 123.
- 15) Rohda, Nagerski : Port Problems in Developing countries, 1975.



# 小形 4 行程사이클 가소린機關의 性能 시뮬레이션에 관한 基礎研究

權 基 守

A Study on the Performance Simulation for the Small  
Four-Stroke Cycle Gasoline Engine

*Kie - soo - Kyun*

〈目 次〉

Abstract·

1. 序 論
2. 理想사이클
  - 2.1 炭化水素 - 空氣混合氣 理想的 오토사이클
  - 2.2 斷熱壓縮過程
  - 2.3 定積斷熱燃燒過程
  - 2.4 斷熱膨脹過程
  - 2.5 사이클檢討
3. 實際사이클의 시뮬레이션
  - 3.1 假定條件
  - 3.2 壓縮過程
  - 3.3 燃燒膨脹過程
  - 3.4 燃燒室에서의 熱傳達
  - 3.5 計算結果 및 檢討
4. 理想사이클과 實際사이클의 比較
5. 結 論

## ABSTRACT

Simulation models can be of great aid to the engine designers when they give a good representation of the engine system. Their economic value is in the reduction of time and costs for the development of new engines and their technical value is in the identification of areas which require special attention as the study of design evolves.

The object of this study is the development of simulation computer program for the small four stroke cycle gasoline engine. For the first step, the ideal cycle wherein the dissociation of fuel and variation of specific heat are included is investigated. For the next step, the real cycle wherein the combustion model is simplified by the Wiebe's combustion function and the heat transfer through the wall of combustion chamber is considered is investigated.

Finally, simulation models are examined and compared with each other, and the following conclusions are drawn.

1. The maximum temperature is in the rich zone due to the dissociation of burned gases and the influence of the specific heats of carbon monoxide and carbon dioxide.

2. The concentration of carbon monoxide and carbon dioxide varies significantly during the expansion stroke. The lower the air-fuel ratio is, the higher the concentration of carbon monoxide is in the peak temperature, but the carbon monoxide disappears at the end of the expansion stroke when the mixture of fuel is lean.
3. The thermal efficiency increases rapidly with lean mixture up to the air-fuel ratio corresponding to the maximum temperature, then it increases at a lower rate.
4. The limiting factor which influences the thermodynamic conversion of chemical energy to kinetic energy in combustion chamber is not the hydrocarbon but the oxygen.
5. If the combustion characteristic index is correctly chosen, the combustion model of gasoline engine can be assumed, and the combustion characteristic index can be correctly chosen by the flame speed.
6. The optimum value of combustion period is between  $30^{\circ}$  to  $50^{\circ}$  of the crank angle.
7. When the complete combustion is assumed in the combustion model of the Wiebe's combustion function, the real cycle

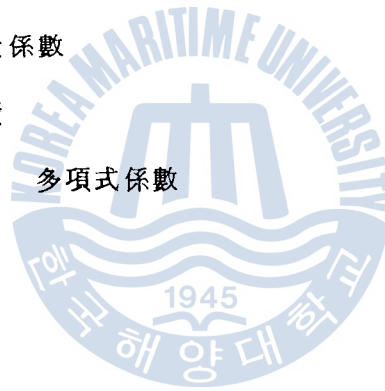
agree well to the ideal cycle in the high air-fuel ratio,  
but it agree not well to in the low air-fuel ratio.  
From the above observations, it may be concluded that the  
prediction of the engine performance is possible by using the  
developed program in this study. But for the more complete  
performance prediction including the exhaust emission, the two  
zone model analysis may be desirable.



## 記 號 說 明

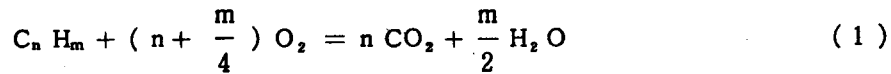
$a_i$	燃料의 물當 成分 $i$ 의 物數
$C_p$	定壓에서의 比熱
$C_v$	定積에서의 比熱
$e$	比內部에너지
$E$	內部에너지
$ff$	火焰係數
$g$	相對 Gibbs 函數
$h$	比엔탈피
$H$	엔탈피
$K_p$	平衡常數
$m$	燃料 $C_nH_m$ 에서의 水素原子的 數
$M$	物數
$N$	機關 回轉速度 ( rev/s )
$n$	燃料 $C_nH_m$ 에서 炭素原子的 數
$P$	壓力
$P_n$	正規화된 壓力 $\left[ \frac{P}{\text{基準壓力}} \right] = \frac{P}{P_0}$
$Q_w$	熱傳達率
$R_{m,01}$	一般 개스常數
$T$	溫度

$U_i$	層流火焰速度
$U_t$	亂流火焰速度
$V$	體積
$\omega$	燃料의 물數
$W$	일
$w_i$	成分 $i$ 의 물數
$\kappa$	比熱比
$\phi$	當量比
$\nu$	化學當量係數
$V_s$	行程容積
$U_{i,j}$	엔탈피의 多項式係數



에 있어서 A에서 B까지 燃燒前의 混合氣의 組成은 一定하고 B에서 D까지 燃燒後의 개스의 組成은 變한다.

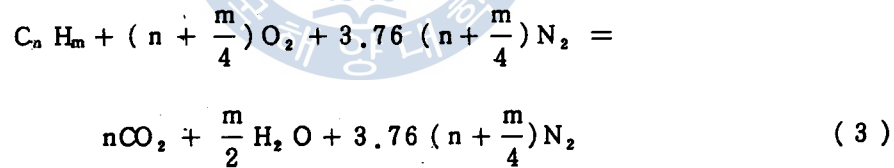
불꽃點火機關의 一般的인 燃料은 炭化水素混合物이고 그리고 이들 燃料을 一般的으로 炭化水素  $C_n H_m$  라 하면, 炭化水素-空氣反應에 대한 基本的인 化學當量方程式은 다음과 같다.



空氣中에서 酸素의 物數에 따른 窒素 物數의 比는



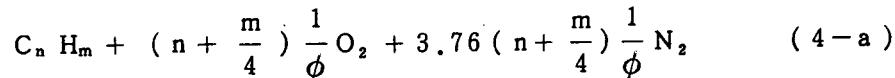
따라서 炭化水素-空氣反應의 基本重量方程式은



여기서  $\phi$ 를 化學當量的 燃空比에 대한 實際燃空比라 하면

$$\phi = \frac{C_n H_m}{\left( n + \frac{m}{4} \right) O_2 + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) N_2} \quad (4)$$

當量比  $\phi$ 의 混合氣에 대해서는





여기서 Fig. 1의 A點에서  $\omega$ 몰의  $C_nH_m$ 의 混合氣가 吸入된다면 混合氣는

$$\omega \left[ C_n H_m + \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} O_2 + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} N_2 \right] \quad (4-b)$$

混合氣 全體의 物數는

$$M_A = \omega \left[ 1 + 4.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} \right] \quad (4-c)$$

$\omega$ 는 混合氣에 대한 狀態方程式에서 얻어지므로

$$P_A V_A = M_A R_{m01} T_A \quad (4-d)$$

1 사이클 동안의 狀態變化는 各 狀態에 대한 熱力學 第一法則을 세워서 풀면 구해진다. 그리고 燃燒膨脹過程에서는 化學反應에 대한 熱平衡을 表示하는 것이 必要한데 이것이 熱解離方程式이다. 여기서 Fig. 1 (a)의 ABCD 過程을 體積에 대해서 等分하고 數值解析은 Newton-Raphson 法에 의한다.

作動 氣스의 熱力學的 性質은 아주 簡單한 函數로서 表現될 수 있으며 比엔탈피를  $h_i(T)$ , 比內部 에너지를  $e_i(T)$  라 하면 [2]

$$h_i(T) = R_{m01} \left( \sum_{j=1}^{j=5} U_{ij} T^j \right) \quad (5)$$

$$e_i(T) = h_i(T) - R_{m01} T = R_{m01} \left[ \left( \sum_{j=1}^{j=N} U_{ij} T^j \right) - T \right]$$

組成이 壓縮過程 동안에 一定하다고 看做하고  $E_R$  이 反應物의 內部에너지라면 [1]

$$E_R = E_{OR} + E_R(T) \quad (12)$$

$[e_o] C_n H_m$ ,  $[e_o] O_2$ ,  $[e_o] N_2$  를  $C_n H_m$ ,  $O_2$ , 그리고  $N_2$  에 대한 絶對溫度 0 K 에서의 比內部에너지라고 하면 絶對溫度 0 K 에서 反應物에 대한 內部에너지  $E_{OR}$  은

$$E_{OR} = \omega \left[ (e_o) C_n H_m + \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_o) O_2 + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_o) N_2 \right] \quad (13)$$

絶對溫度 0 K 에서 比內部에너지  $e_o$  와 比엔탈피  $h_o$  가 같으므로  $E_{OR}$  은 엔탈피 多項式係數  $U_{i,7}$  로 부터 求할 수 있다.

萬若에 絶對溫度 0 K 에, 相對的인 比內部에너지  $e(T)$  가  $C_n H_m$ ,  $O_2, N_2$  에 대해서  $e(T) C_n H_m$ ,  $e(T) O_2$ ,  $e(T) N_2$  라 하면 混合氣에 대한  $E_R(T)$  는

$$E_R(T) = \omega \left[ e(T) C_n H_m + \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} e(T) O_2 + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} e(T) O_2 \right] \quad (14)$$

內部에너지는 엔탈피 多項式係數로부터 計算할 수 있고 그때의 內部에너지 變化는  $E_2 - E_1$  이므로

$$\begin{aligned} E_2 - E_1 &= (E_R)_2 - (E_R)_1 \\ &= (E_{OR})_2 - (E_{OR})_1 + E_R(T_2) - E_R(T_1) \end{aligned} \quad (15-a)$$

혹은

$$E_2 - E_1 = E_R(T_2) - E_R(T_1) \quad (15-b)$$

왜냐하면 組成이 一定한 混合氣에 대해서는  $(E_{OR})_2 = (E_{OR})_1$ , 따라서  $V_1$  으로부터  $V_2$  에로의 狀態變化에 대해서는  $E_2 - E_1 + dW = 0$  이므로 이를 代入하면

$$E_R(T_2) - E_R(T_1) + \left( \frac{P_1 + P_2}{2} \right) (V_2 - V_1) = 0 \quad (16)$$

內部에너지項  $E_R(T_2)$  는  $T_2$  에 依存하고  $P_1, T_1$  그리고  $E_R(T_1)$  은 段階初에 알고 있으므로 未知數는  $P_2, T_2$  이다. 따라서 새로운 關係式을 狀態方程式  $P_2 = \left( \frac{V_1}{V_2} \right) \left( \frac{T_2}{T_1} \right) P_1$  으로 誘導해내고  $T_2$  를 求하기 위해서는 Newton Raphson 의 數值解析法을 利用한다. 우선  $T_2$  의 初期推定値는 斷熱變化에 대해서  $T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{R_{m01}}{C_v(T)}}$  에 의해서 얻고 다음 段階  $(T_2)_n$  은

$$(T_2)_n = (T_2)_{n-1} - \frac{f(E)_{n-1}}{f'(E)_{n-1}} \quad (17)$$

로부터 얻을 수 있다. 여기서

$$f(E) = E_R(T_2) - E_R(T_1) + \left( \frac{P_1 + P_2}{2} \right) (V_2 - V_1) \quad (18)$$

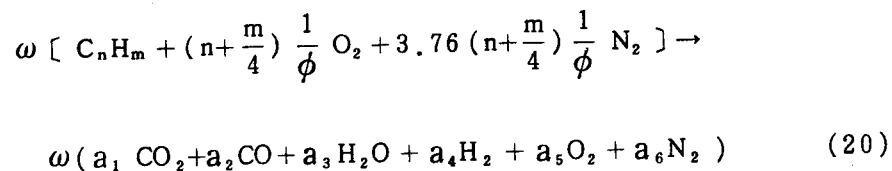
$$f'(E) = \frac{df(E)}{dT} = \frac{d[E_R(T_2)]}{dT} = M_R C_v(T_2) \quad (19)$$

即, 여기서  $dE_R(T_1)/dT = 0$  이고 體積變化에 대한 溫度  $T$ 에 따른 일  $W$ 의 變化率은 無視할 만 하므로  $d[E_R(T_2)]/dT = M_R C_v(T_2)$  이다.

그러므로  $T_2$ 를 計算하고 狀態方程式으로부터  $P_2$ 를 求한다.

### 2.3 定積斷熱燃燒過程

이 過程은 Fig. 1의 P-V 線圖에서 BC에 該當된다. 이 過程에서 燃燒生成物이  $CO_2, CO, H_2O, H_2, O_2, N_2$ 로 單純化된다. 즉 空氣中에서  $C_nH_m$  물의 燃燒에 대해서  $a_1CO_2 + a_2CO + a_3H_2O + a_4H_2 + a_5O_2 + a_6N_2$ 의 生成物을 갖는다. 여기서  $a_1, a_2, \dots, a_6$ 는  $C_nH_m$ 의 物當 各各  $CO_2, CO, H_2O, H_2, O_2, N_2$ 의 物數이다. 그러므로 B로부터 C까지의 燃燒過程에 대한 一般化學反應은



物數  $a_1$  으로부터  $a_6$ 를 決定하기 위해서 두개의 解離過程을 생각하였다.





첫번째 反應은 물과 개스의 反應인데 이것은 平衡狀態에서 H<sub>2</sub> 와 CO<sub>2</sub> 의 生成率이 CO<sub>2</sub> 와 H<sub>2</sub>O 의 生成率에 一致하고 平衡狀態의 混合氣에서 CO, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> 의 濃度는 平衡方程式을 通해서 그들의 分壓으로부터 求할 수 있다. 即,

$$K_{P1} = \frac{P_{\text{CO}_2} P_{\text{H}_2}}{P_{\text{CO}} P_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (23)$$

여기서 分壓은 正規화된 分壓이고 K<sub>P1</sub> 은 平衡常數이다. 마찬가지로 CO 反應에 대해서는

$$K_{P2} = \frac{P_{\text{CO}_2}}{P_{\text{CO}} P \sqrt{O_2}} \quad (24)$$

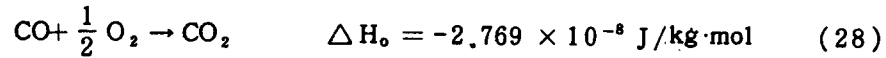
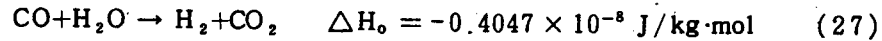
로 쓸 수 있으며 平衡常數 K<sub>P2</sub> 는 化學反應의 熱力學的 平衡條件으로부터 決定된다.

$$\ln K_p = \left[ \sum \left( \frac{\nu_i g_i(T)}{R_{\text{mol}} T} \right)_R - \sum \left( \frac{\nu_i g_i(T)}{R_{\text{mol}} T} \right)_P - \frac{\Delta H_0}{R_{\text{mol}} T} \right] \quad (25)$$

이 方程式에서 添字 R과 P는 各各 反應物과 生成物을 意味하며 ν<sub>i</sub> 는 當量係數이고 ΔH<sub>0</sub> 는 ΔH<sub>0</sub> = ΔE<sub>0</sub> 이며 絕對溫度 0 K 에서의 反應熱이다. 그리고 相對Gibbs函數를 g<sub>i</sub>(T) 라 하면

$$\frac{g_i(T)}{R_{\text{mol}}} = U_{i1} (1 - \ln T) - \sum_{j=2}^{j=5} \frac{U_{ij}}{j-1} T^{j-1} - U_{i6} \quad (26)$$

여기서 常數  $U_{i_0}$  는 基準壓力  $P_0$  에 依存한다. 두 反應에 대한 反應熱은



$C_n H_m$  몰當 生成物의 全體 物數는

$$M_p = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6$$

成分  $i$  에 대한 正規化된 分壓  $P_i$  는  $P_i = \frac{\omega a_i}{\omega M_p} P_c = \frac{a_i}{M_p} P_c$  이고

여기서  $P_c$  는  $C$  에서 混合氣의 正規化된 全體壓力이다.

平衡方程式 (23) 과 (24) 에 分壓  $P_i$  를 代入하면

$$\frac{a_1 a_4}{a_2 a_3} = K_{p1} \quad (29)$$

$$\left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 \frac{1}{a_5} = \frac{P_c}{M_p} K_{p2}^2 \quad (30)$$

$a_1$  에서  $a_6$  까지 物數를 얻기 위해서 炭素, 水素 그리고 酸素에 化學的 質量平衡을 취하면

$$\text{炭素} \quad n = a_1 + a_2 \quad (31)$$

$$\text{水素} \quad \frac{m}{2} = a_3 + a_4 \quad (32)$$

$$\text{酸素} \quad 2\left(n + \frac{m}{4}\right) \frac{1}{\phi} = 2a_1 + a_2 + a_3 + 2a_5 \quad (33)$$

C에서 狀態方程式은  $P_c V_c = \omega M_p R_{mol} T_c$ , 그러므로  $\frac{P_c}{M_p} = \frac{\omega R_{mol} T_c}{V}$ , 그리고 正規化된 分壓  $P_c = \frac{P}{P_o}$  이므로

$$\frac{P_c}{M_p} = \frac{\omega R_{mol} T_c}{P_o V_c} \quad (34)$$

(29) 式에서 (34) 式까지를 組合하면

$$f(a) = (a - B_1) - \frac{m}{2} \left( \frac{n-a}{n+C_1 a} \right) + \frac{2}{D_1} \left( \frac{a}{n-a} \right)^2 = 0 \quad (35)$$

여기서  $a = a_1$  (36)

$$A_1 = P_c / M_p \quad (37)$$

$$B_1 = \frac{2}{\phi} \left( n + \frac{m}{4} \right) - \left( n + \frac{m}{2} \right) \quad (38)$$

$$C_1 = \frac{1}{K_{P1}} - 1 \quad (39)$$

$$D_1 = A_1 \sqrt{K_{P2}^2} \quad (40)$$

方程式 (35)로부터 溫度  $T_c$ 에서 二酸化炭素의 物數를 求할 수 있고 常數  $B_1$ 은 燃料와 當量比로부터 求해진다. 그리고  $C_1, D_1$ 과  $A_1$ 은  $T_c$ 에 依存하므로 (35)式은 주어진 溫度  $T_c$ 에서 求할 수 있다.

$a$ 를 안다면 (36) 式으로부터 二酸化炭素  $a_1$ 의 物數가 求해지고 (31) 式으로부터 一酸化炭素의 物數를 알 수 있다. 即,

$$a_2 = n - a \quad (41)$$

(29) 式으로부터 산소 Mol 數  $a_3$ 는

$$a_5 = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 \frac{M_p}{P_c} \frac{1}{K_{p_2}^2} = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 \frac{1}{D_1} \quad (42)$$

(31), (32), (33) 式과 (38) 式으로부터 水素의 물數  $a_4$  는

$$a_4 = a_1 + 2a_5 - B_1 \quad (43)$$

(32) 式으로부터 水蒸氣의 물數는

$$a_3 = m/2 - a_4 \quad (43-a)$$

마지막으로 窒素의 組成  $a_6$  는 (20) 式으로부터 바로 얻을 수 있다.

$$a_6 = \frac{3.76}{\phi} \left( n + \frac{m}{4} \right) \quad (43-b)$$

이와같이 溫度를 안다면 燃燒生成物의 組成을 알 수 있다.

熱力學 第一法則으로 부터 斷熱燃燒에 대해서  $dQ=0$ , 定積燃燒에 대해서  $dW=0$  이므로 B로부터 C까지의 過程에 대해서

$$dE = E_c - E_B = 0 \quad (44-a)$$

壓縮過程과 마찬가지로 內部에너지 E는

$$E = E_0 + E(T) \quad (44-b)$$

狀態 B에서 內部에너지는

$$E_B = E_R = E_{OR} + E_R(T_B) \quad (45)$$

狀態 C에서 內部에너지는

$$E_c = E_p = E_{Op} + E_p(T_c) \quad (46)$$

여기서 內部 에너지를 B와 C에서의 混合氣組成과 比內部 에너지의 項으로 表現하면



$$E_{OR} = \omega \left[ (e_o) C_n H_m + \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_o) O_2 + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_o) N_2 \right] \quad (47)$$

$$E_R(T_B) = \omega \left[ e(T_B) C_n H_m + \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} e(T_B) O_2 + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} e(T_B) N_2 \right] \quad (48)$$

$$E_{OP} = \omega \left[ a_1(e_o) CO_2 + a_2(e_o) CO + a_3(e_o) H_2O + a_4(e_o) H_2 + a_5(e_o) O_2 + a_6(e_o) N_2 \right] \quad (49)$$

$$E_P(T_c) = \omega \left[ a_1 e(T_c) CO_2 + a_2 e(T_c) CO + a_3 e(T_c) H_2O + a_4(T_c) H_2 + a_5 e(T_c) O_2 + a_6(T_c) N_2 \right] \quad (50)$$

(44) 式에 위 式을 代入하면

$$f(E) = [E_{OP} + E_P(T_c)] - [E_{OR} + E_R(T_B)] = 0 \quad (51)$$

여기서 内部에너지  $E_{OR}$ ,  $E_R(T_B)$  는 溫度  $T_B$  에서의 反應物에 대한 것이기 때문에 既知이고, 内部에너지  $E_{OP}$  는 生成物의 組成에 依存하고 이것은 結局  $T_c$  에 依存한다. 그리고 内部에너지  $E_P(T_c)$  는 生成物의 組成과 溫度에 依存한다. 그리고 여기서  $\frac{dE_{OR}}{dT} = 0$  이라면

$$\frac{df(E)}{dT} = \frac{dE_P(T_c)}{dT} = E_P'(T_c) \quad (52)$$

$$E_P'(T_C) = M_C C_V(T_C) = W M_P C_V(T_C)$$

여기서  $M_P = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6$  이며 方程式 (51) 式은 Newton - Raphson 法에 依해서 풀 수 있고

$$[T_C]_n = [T_C]_{n-1} - \frac{f(E)}{M_C C_V(T_C)_{n-1}} \quad (54)$$

$T_C$ 의 初期値는 Annand의 式에 의해서 대략  $\phi \leq 1.0$  일때  $T_C = T_B + 2500\phi$ ,  $\phi > 1.0$  일때  $T_C = T_B + 2500\phi - 700(\phi - 1)$  즉, 燃燒末의 溫度  $T_C$ 를 求하기 위해서 처음에 組成을 推定하고 다음에 熱力學 第一法則의 에너지平衡으로 確認한다.

#### 2.4 斷熱膨脹過程

이 過程은 Fig.1의 P-V 線圖에서 C로부터 D까지의 過程에 該當한다. 燃燒過程 동안에 最高溫度에 到達하였다 하여도 化學反應은 化學的 組成이 熱力學的 平衡에 있지 않기 때문에 膨脹過程 동안에 繼續해서 일어난다. 그러므로, 混合氣의 組成이 壓力과 時間에 따라 변한다. 熱力學的 平衡을 滿足시키기 위해서는 水蒸氣와 二酸化炭素에 대한 化學的 反應  $CO + H_2O \rightleftharpoons H_2 + CO_2$ ,  $CO_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO$ 은 繼續적으로 일어난다. 燃燒過程에 대해서 주어진 組成의 決定에 대한 方法이 膨脹過程에 對해서도 마찬가지로 適用된다.

$V_1$ 으로부터  $V_2$ 까지의 段階를 생각한다면 그때 壓力과 溫度  $P_1, T_1$  으로부터  $P_2, T_2$  까지 變한다. 이것은  $P_1 V_1 = M_1 R_{m.o.} T_1$

과  $P_2 V_2 = M_2 R_{m01} T_2$  로 關係지어지고 1 과 2 에서 物數는

$$M_1 = \omega(a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6) T_1$$

$$M_2 = \omega(a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6) T_2$$

(34) 式과 (37) 式的  $P_c/M_p$  代身에

$$A = \frac{P_2}{M_2} = \frac{\omega R_{m01} T_2}{P_0 V_2} \quad (55)$$

를 使用한다. (38), (39), (40) 式은  $T_2$  에 依存한다. 그러므로  $T_2$  를 알 수 있다면  $a_1$  에서  $a_6$  를 計算할 수 있고  $T_2$  는 熱力學 第一法則으로부터 求할 수 있다.

(9) 式에서 斷熱過程이기 때문에  $dQ = 0$  이고 작은 間隔  $V_1$  으로부터  $V_2$  까지에 대해서 일은 大略  $dW = PdV = \frac{P_1 + P_2}{2}(V_2 - V_1)$ , 內部에너지의 變化  $dE$  는

$$dE = E_2 - E_1 \quad (56)$$

여기서  $E_2$  는 前과 같이

$$E = E_p = E_{Op} + E_p(T) \quad (57)$$

溫度  $T_1$  에 대해서 內部에너지는

$$E_{Op1} = \omega [a_1(e_0)CO_2 + a_2(e_0)CO + a_3(e_0)H_2O + a_4(e_0)H_2 + a_5(e_0)O_2 + a_6(e_0)N_2] \quad (58)$$

$$E_p(T_1) = \omega [a_1 e(T_1)CO_2 + a_2 e(T_1)CO + a_3 e(T_1)H_2O + a_4 e(T_1)H_2 + a_5 e(T_1)O_2 + a_6 e(T_1)N_2] \quad (59)$$

그리고  $T_2$  에서

$$E_{OP_2} = \omega [a_1(e_o)CO_2 + a_2(e_o)CO + a_3(e_o)H_2O + a_4(e_o)H_2 + a_5(e_o)O_2 + a_6(e_o)N_2] \quad (60)$$

$$E_P(T_2) = \omega [a_1 e(T_2) CO_2 + a_2 e(T_2) CO + a_3 e(T_2) H_2O + a_4 e(T_2) H_2 + a_5 e(T_2) O_2 + a_6 e(T_2) N_2] \quad (61)$$

初期溫度  $T_1$  에서의 內部에너지  $E_{OP_1}$  과  $E_P(T_1)$  은 이미 알고 있으나  $E_{OP_2}$  는 混合氣의 組成變化때문에  $E_{OP_1}$  과 恒常 같지는 않다. 그러므로 熱力學 第一法則은,

$$f(E) = [E_{OP_2} + E_P(T_2)] - [E_{OP_1} + E_P(T_1)] + \left(\frac{P_1 + P_2}{2}\right) (V_2 - V_1) = 0 \quad (62)$$

$dW/dT=0$ ,  $dE_{OP}/dT=0$  이라 하면

$$\frac{df(E)}{dT} = \frac{dE_P(T_2)}{dT} = E'_P(T_2) = M_2 C_V(T_2) \quad (63)$$

(63) 式은 Newton - Raphson 法에 依해서 數值的으로 풀면

$$[T_2]_n = [T_2]_{n-1} - \frac{f(E)}{M_2 C_V(T_2)_{n-1}} \quad (64)$$

$T_2$  의 初期 推定値는

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{R_{mol}}{C_V(T_1)}} \quad (65)$$

$$\text{壓力比는 } \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (66)$$

### 2.5 사이클 檢討

사이클을 檢討하기 위한 機關의 入力資料는 現在 우리나라에서, 生産되고 있는 小形水冷式 乘用車用 가솔린 機關의 要目を 利用하였고 機關의 要目は Table.1 과 같다.

指示熱效率은 供給된 燃料의 에너지量에 대한, 行하여진 일의 비이다. 單位時間當 行하여진 일은 PV 線圖의 面積 [即 PdV] 이고 單位時間當 燃料量을  $m_f$  라면 指示熱效率은  $\eta_{th} = \frac{\oint_A PdV}{-m_f QV_s}$  또는  $\frac{\oint_A PdV}{-\omega QV_s}$

指示平均有效壓力은  $P_m = \frac{\oint_A PdV}{V_s}$  이 된다.

Table.1 公試機關의 要目

要目	內容
Diameter × Stroke	0.085 m × 0.09 m
Compression Ratio	7.0
Initial Temperature	313 K
Initial Pressure	101325.5 N/m <sup>2</sup>
Reference Temperature	298 K
Reference Pressure	10132.5 N/m <sup>2</sup>
Revolution Per Second	36.0
Fuel	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>
Number of Volume Division for Compression and Expansion Stroke	50

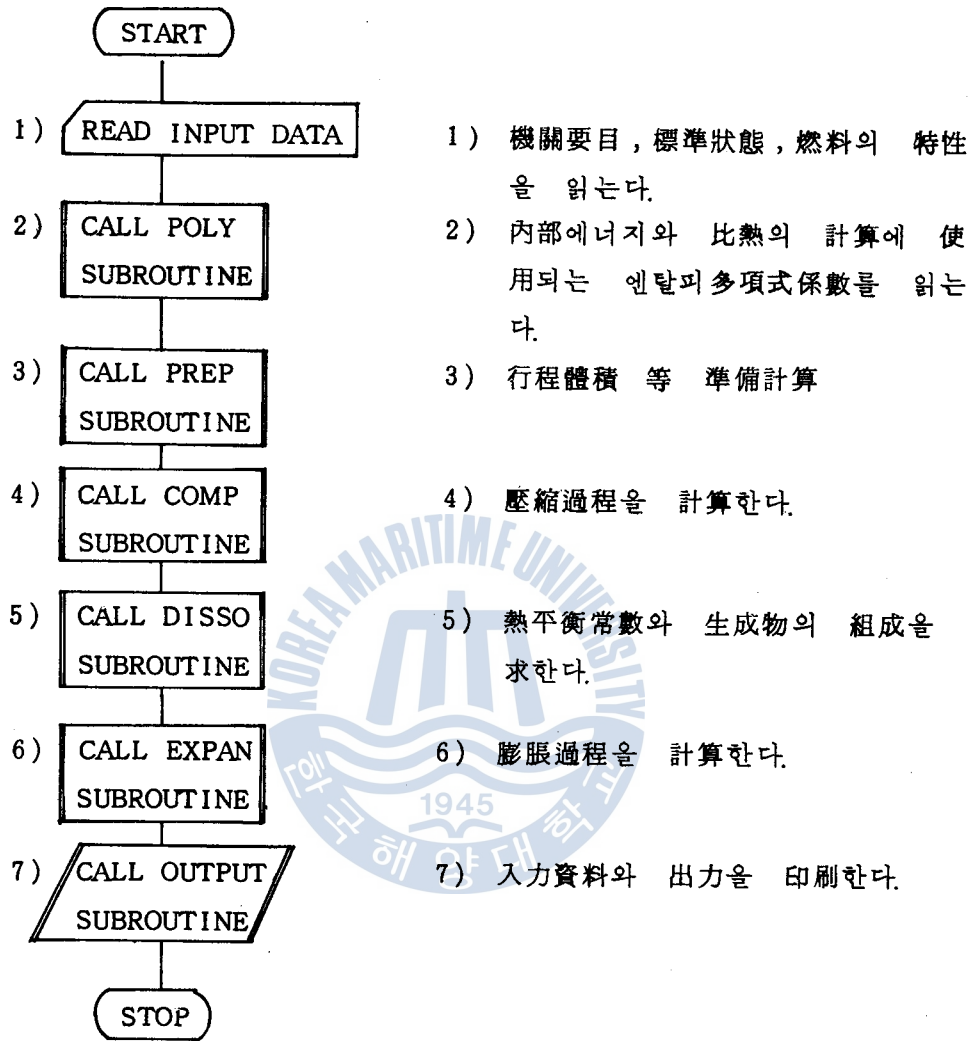


Fig.2 The Flow-Chart of Simulation Program for the Ideal Cycle.

Fig. 3 은 熱效率, 指示平均有效壓力 그리고 最大壓力이 空燃比에 따라 變化하는 過程을 보인다. 그림에서 最大溫度가 濃混合比側에 즉, 空燃比가 작은쪽에 存在하는데 이의 첫번째 原因은 熱解離에 의한 一酸化炭素 및 二酸化炭素의 比熱變化의 影響으로 생각된다.

즉, 生成物의 內部에너지가 熱解離의 影響으로 一定量 떨어져서 一酸化炭素의 存在로 낮은 內部에너지를 가지며 이로 인해 낮은 比熱을 갖는 것으로 생각된다. 熱效率, 指示平均有效壓力 그리고 最大壓力에 대해서도 같은 傾向을 알 수 있다. 그리고 Fig. 4-(a),(b)는 窒素 개스를 除外하고는 모든 개스濃도가 空燃比에 따라 變化하는 模樣을 보여준다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 CO는 混合氣가 가장 묽은 狀態의 最高溫度때에 나타나지만 混合氣가 묽은 膨脹末에서는 사라진다.

그리고 膨脹過程의 처음과 끝에서의 CO 濃度差는 最大溫度에 達하는 空燃比에서 最小에 달한다. 즉, 이 空燃比에서 Fig. 3의 熱解離과 그에 의한 比熱變化가 燃燒過程中에 最高溫度의 上昇을 가져오며 그들이 最適狀態에 있음을 알 수 있다.

平均有效壓力은 最高溫度를 보이는 空燃比에서 最大이나 한편 熱效率은 空燃比가 增加할수록 最高溫度에 相當하는 空燃比까지는 增加하고 그 以後에는 그 增加率이 減小한다. 그러나 空燃比가 增加할수록 熱效率은 增加하지만 그 最大値는 空氣사이클의 熱效率보다 작은 것으로 思料된다. 한편 濃混合氣 狀態에서 燃料供給의 增加에 따른 熱效率 減小은 CO의 濃度에서 알 수 있는 바와 같이 過

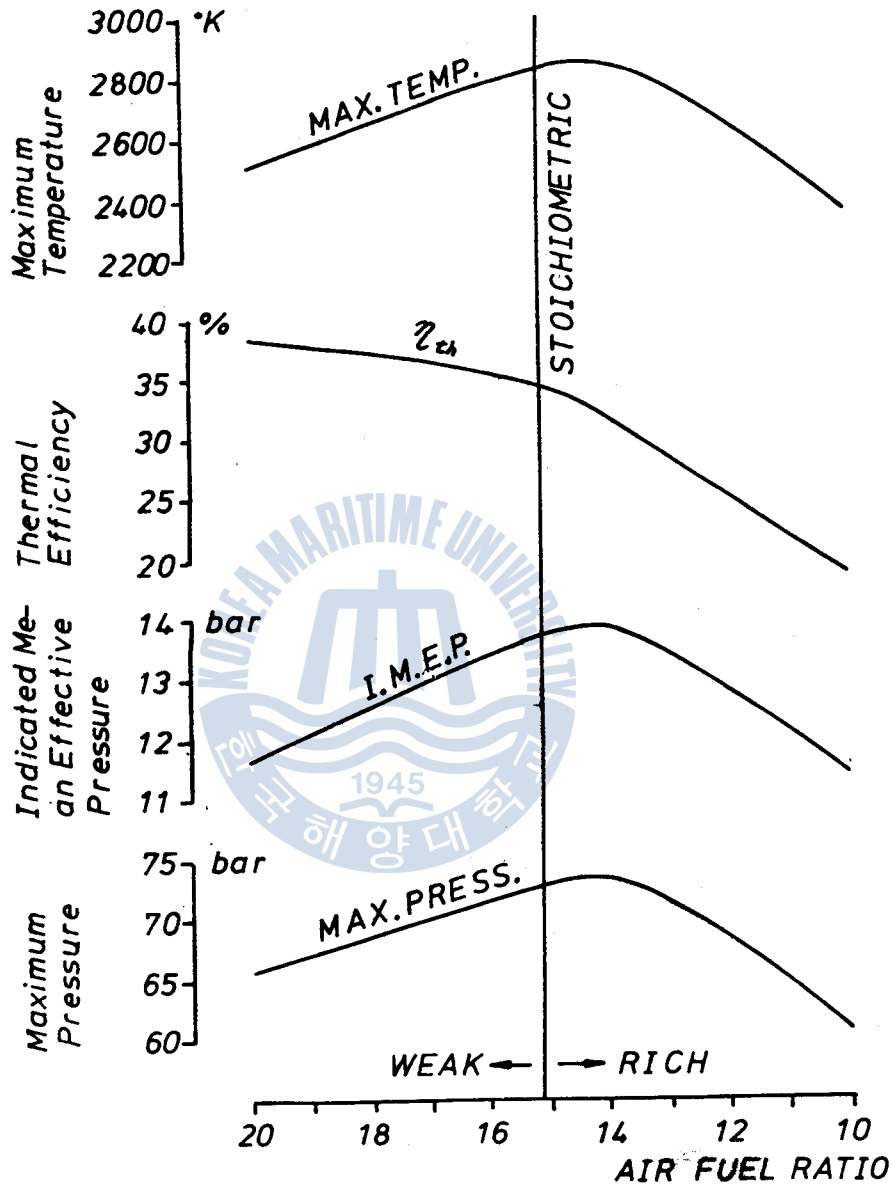


Fig.3 Otto cycle Performances Curve.



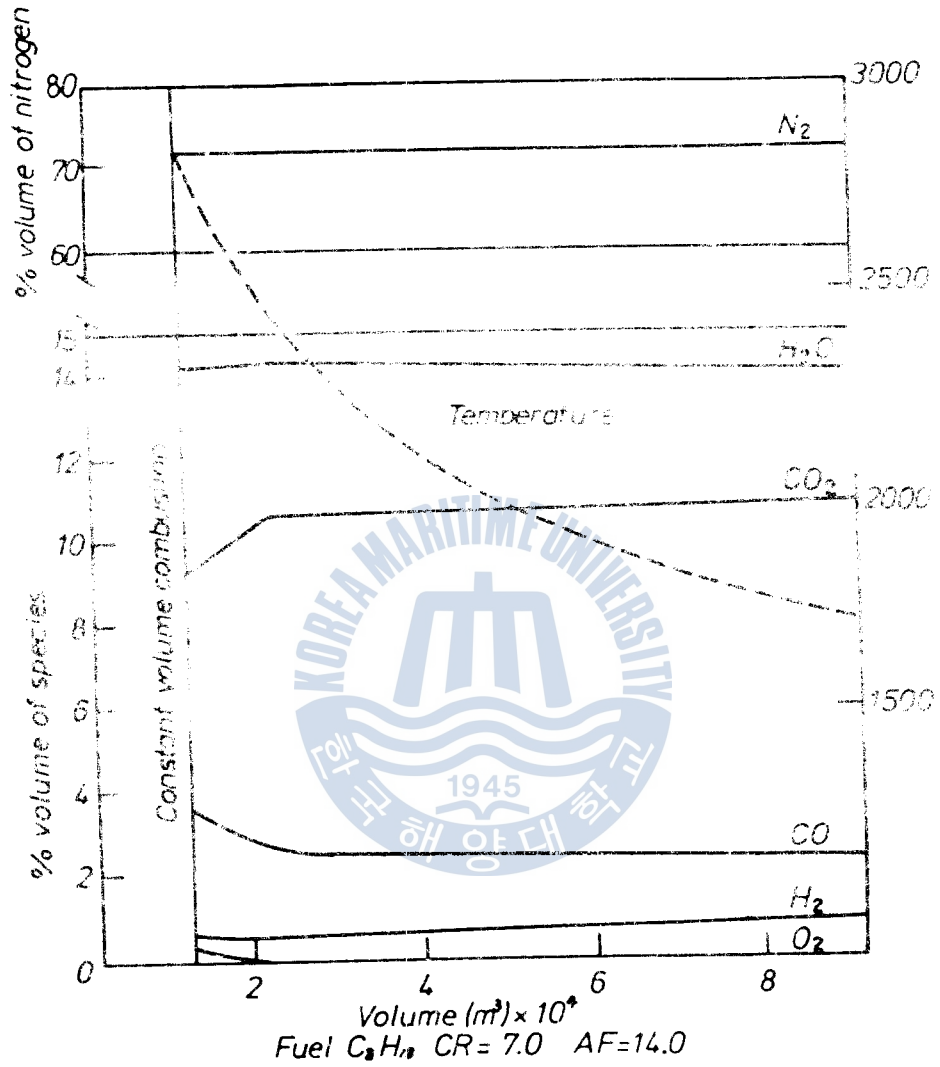


Fig.4(a) Variation of composition in expansion stroke.

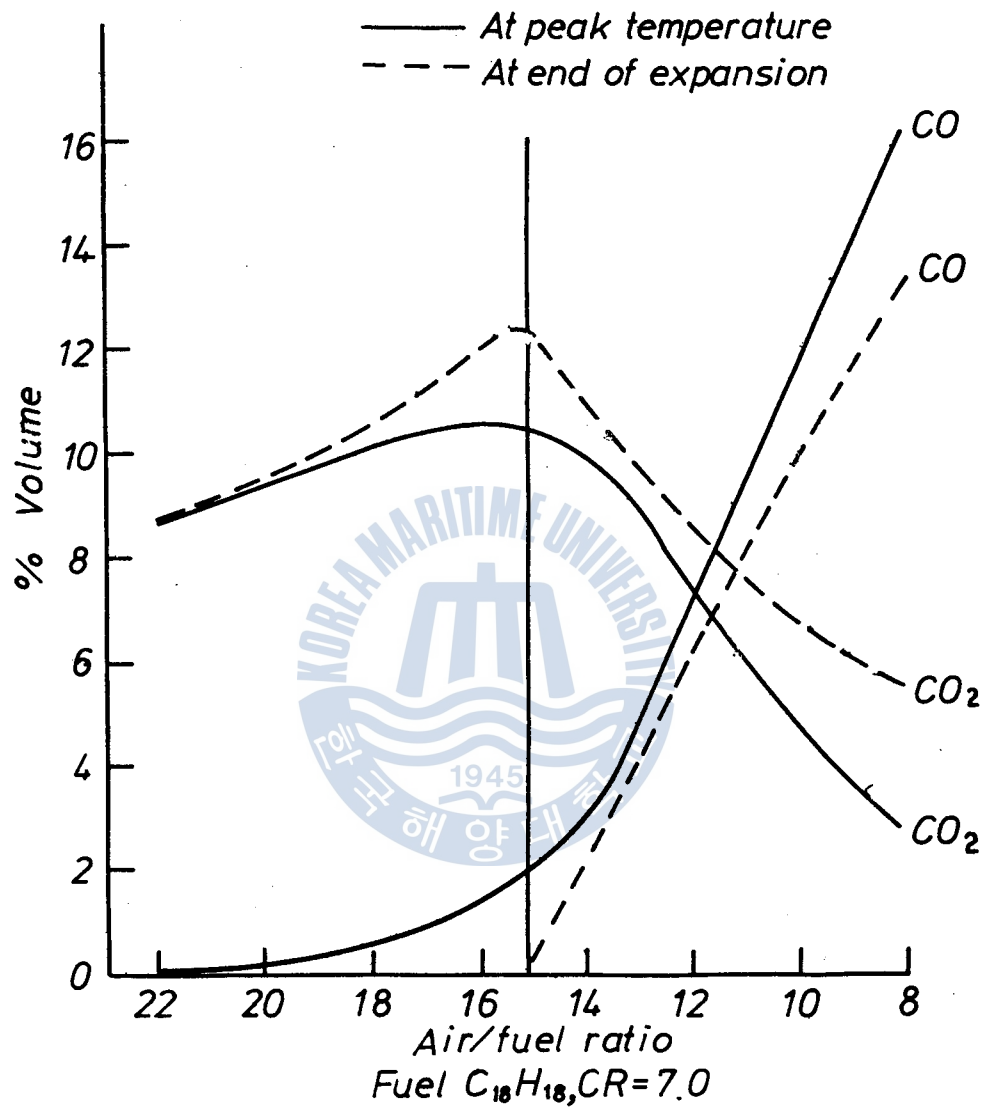


Fig.4(b) Concentration of Co,Co<sub>2</sub> at peak temperature and end of expansion stroke.

대한 燃料의 熱量으로 因하여 熱解離가 發生하고 그 結果 一部 熱量이 放出되지 못한 때문인것 같다.

붉은 混合氣 狀態에서의 熱效率變化는 燃燒生成物의 比熱變化때문이다. 즉 사이클溫度가 높을수록 比熱이 높게되며 따라서 燃燒過程中 낮은 溫度上昇을 가져오고 이것이 熱效率을 낮추는 原因으로 推論된다.

두번째 原因은 燃燒生成物中 三原子개스인  $CO_2$ 의 影響인데 이것이 比熱을 올리고 또한 溫度 上昇을 制限한다. 平均有效壓力에 대한 熱效率의 變化和 燃料消費率에 比例하는 熱效率의 逆數 ( $1/\eta_{th}$ )의 變化를 그려보면 Fig. 5의 二分岐曲線을 얻을 수 있는데 이 그림은 가솔린機關의 典型的인 燃料消費率曲線의 形態를 보여준다. 즉 A點에서 燃料를 增加시키면 最大出力에 到達할때 까지 燃料消費率이 若干 增加하고 最大出力 以上에서의 燃料增加는 오히려 燃料消費率의 增加와 함께 出力을 減小시킨다.

最大溫度의 上昇과 熱效率의 組成은 最大出力이 混合氣의 濃混合 狀態에서 나타난다.

이와같이 最大出力을 나타내는 位置가 最小燃料消費率을 나타내는 位置와 差異가 있는 것은 熱解離의 影響때문이다.

Fig. 6은 最高溫度에서의 最高酸素濃도에 대한 指示平均有效壓力의 變化를 보이는 그림이다. 化學當量比에서 아직 1%의 酸素가 存在함을 보여주는데 이것은 最大出力에서 0.5%로 減小한다.

이것은 化學에너지의 일에너지로의 熱力學的 變換에 影響을 미치는 것이 炭化水素가 아니고 酸素임을 보여주고 있다.

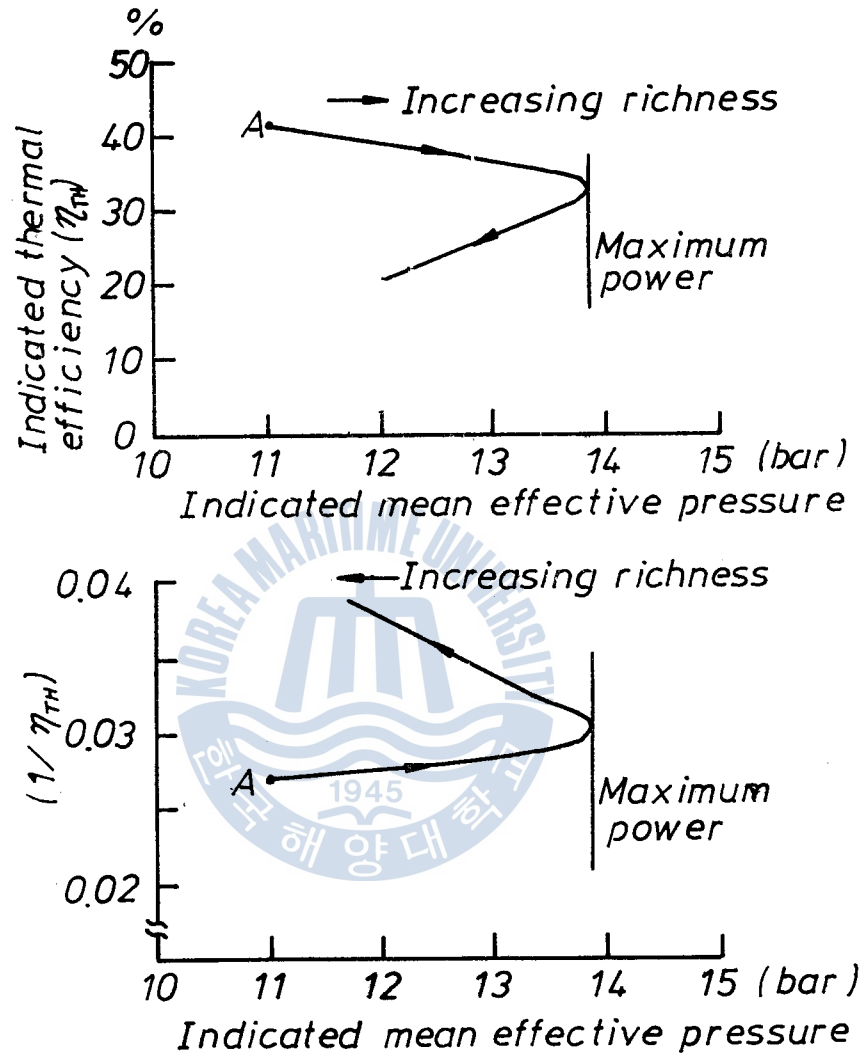


Fig.5 Variation of thermal efficiency with I.M.E.P.

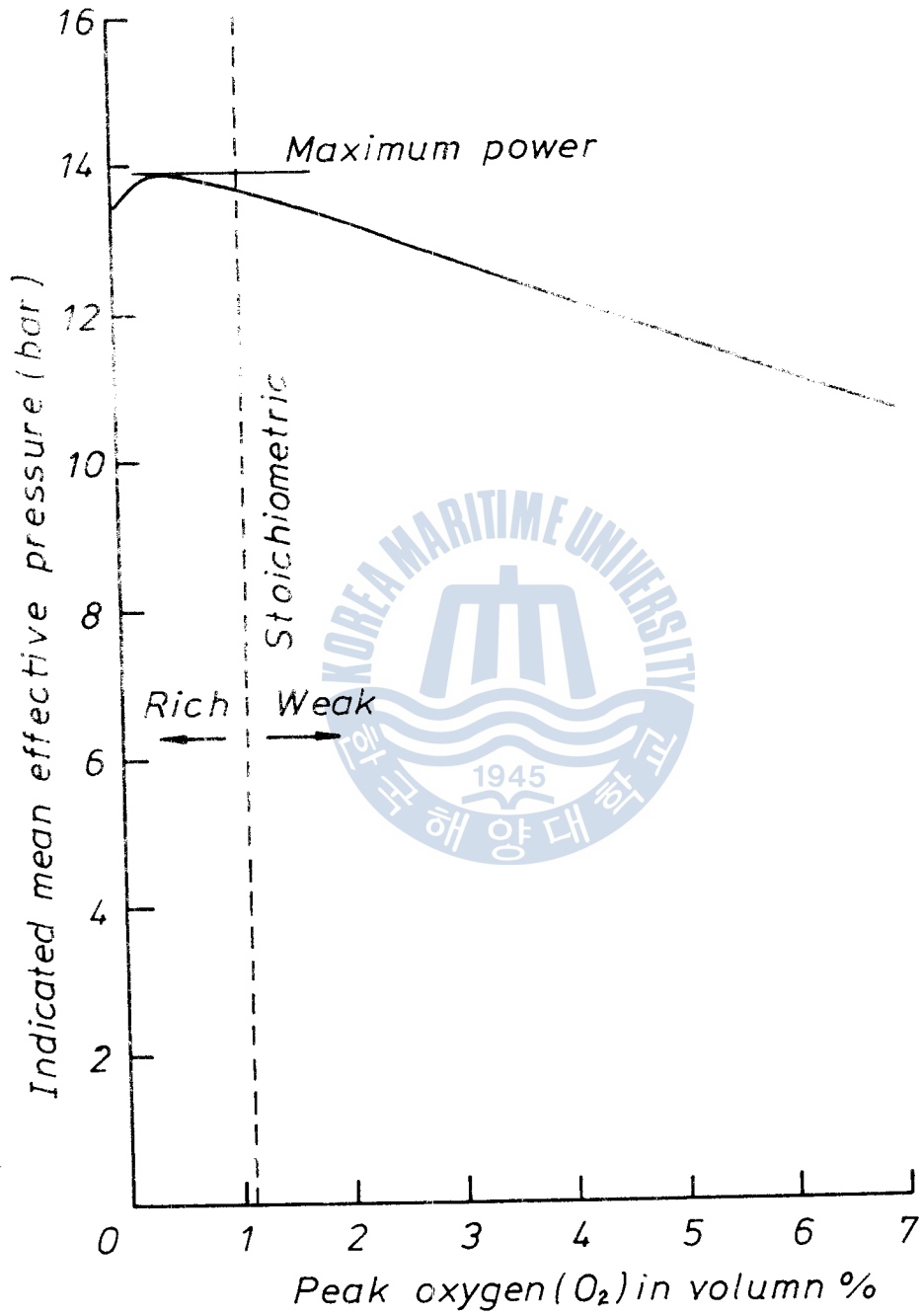


Fig.6 Power versus peak oxygen concentration.

### 3. 實際사이클의 시뮬레이션

理想사이클에서는 上死點에서 瞬間적으로 全混合氣가 燃燒된다고 假定하였으나 불꽃點火機關에서는 불꽃이 點火될때 얇은 火焰層이 만들어지고 火焰層은 主로 火焰前面의 溫度 및 混合氣의 密度와 溫度에 의해서 混合氣 속으로 傳播된다.

그리고 火焰前面이 膨脹하면서 火焰前面은 混合氣의 全體가 탈 때 까지 燃燒室을 가로지르며 燃燒室內의 亂流흐름의 정도에 따라서 燃燒過程을 加速化시키는 渦流狀態에 突入한다.

이러한 燃燒過程을 取扱하는 方法으로 燃燒室內의 領域을 區分하는데 따라서 二領域모델, 多領域모델 등이 있다. 燃燒室內 가스 組成變化등을 把握하기 위하여는 燃燒室內의 領域을 區分하여 取扱하는 것이 必要하지만 計算이 複雜하게 된다.

本 시뮬레이션 프로그램에서는 二領域, 多領域모델의 前 段階로 Wiebe 의 近似式을 利用한 單一領域모델을 使用했다.

그리고 理想사이클에서는 體積에 대하여 여러段階로 나누어서 計算하였으나 여기에서는 크랭크角度에 대해서 나누어 計算하였다.

사이클計算에 있어서 下死點으로부터 吸入밸브가 닫힐때까지의 期間동안에 있어서의 실린더의 混合氣狀態는 吸入밸브가 닫힐때의 狀態와 同一하며 排氣밸브가 열리는 以後의 期間에 있어서는 下死點까지 斷熱膨脹하여 한 사이클을 이루는 閉鎖사이클을 假定하였다.

그리고 數值解析은 熱力學 第一法則과 狀態方程式을 微分形態로 表示하여 Runge-Kutta 法을 使用하였다.

比熱은 작은 段階  $d\theta$  동안 一定하며 그때의 氣溫으로 부터 求하였다.

### 3.1 假定條件

(1) 混合氣는 燃燒室內에서 均質하게 存在하며 燃燒期間 동안에 燃燒室內에서 燃燒한 부분만큼의 混合氣의 量에 의해서 熱이 發生한다. 즉 燃燒室內에서 均류 分布된 一定量의 混合氣中 一部分가 燃燒한 것으로 假定하며 이때 發生된 熱量에 의해서 燃燒室의 狀態는 變化한다.

(2) 燃燒室壁으로의 熱傳達에 의한 損失은 考慮하나 氣스 相互間의 熱移動은 없다.

(3) 汽린더內에서의 壓力波의 影響은 無視한다.

### 3.2 壓縮過程

壓縮過程은 吸入밸브가 닫히는 時期부터 始作한다. 이 點에서 氣스의 狀態는 燃燒室內에서 均質한 狀態로 存在한다고 하며 壓縮過程中的 反應은 無視한다.

熱力學 第一法則으로부터 [3,6]

$$\frac{dQ}{d\theta} = G_f C_v \frac{dT}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \quad (67)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{1}{\kappa-1} \left( \kappa P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (79)$$

따라서 壓力上昇率은

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{V} \left\{ (\kappa-1) \frac{dQ}{d\theta} - \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right\} \quad (80)$$

$P$  : 시린더壓力                       $V$  : 시린더容積

$\kappa$  : 比熱比 ( $C_p/C_v$ )                   $\theta$  : 크랭크角度

또  $Q_B$ 는 Wiebe의 燃燒函數를 使用하여 나타내면 (72)式으로 부터

$$Q_B = G_f \times H_u \times \left\{ 1 - e^{-6.9 \left( \frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1}} \right\} \quad (81)$$

$$= \frac{GH_u}{\lambda L_o} \left\{ 1 - e^{-6.9 \left( \frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1}} \right\} \quad (82)$$

$G$  : 空氣量                       $H_u$  : 低位發熱量                   $G_f$  : 燃料量

$\lambda$  : 空氣過剩率                   $L_o$  : 理論空氣量

따라서

$$\frac{dQ_B}{d\theta} = \frac{GH_u}{\lambda L_o} 6.9 (m+1) \left( \frac{\theta}{\theta_z} \right)^m \cdot \frac{1}{\theta_z} e^{-6.9 \left( \frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1}} \quad (83)$$

發熱이 始作하는 位置의 狀態를 初期值로 取하고 數值積分을 行하면 壓力變化, 指示熱效率이 求해진다.

$$\eta_i = \frac{1}{\theta_B} \oint PdV = \frac{\lambda L_o}{GH_u} \oint PdV \quad (84)$$



燃燒室壁으로부터의 傳熱量  $dQ_w/d\theta$  가 구해지면 (74), (79) 式에 (83) 式을 代入하여 計算을 되풀이 함으로써 汽缸內의 狀態變化를 알 수 있으며 한 사이클의 計算이 끝나면 그 結果로부터 指示馬力, 指示熱效率 및 指示燃料消費率 등이 구해진다.

### 3.4 燃燒室에서의 熱傳達

가솔린 機關의 燃燒室에서 壁으로의 熱損失에 대해서는 一般적으로 Eichelberg, Annand, Woschni 등의 式을 利用하고 있으나 本論文에서는 Annand의 式을 利用하였으며 그 式은 다음과 같다.[10]

$$\frac{Q_w}{A_s} = a \frac{K}{D} (Re)^b (T_c - T_w) + c (T_c^4 - T_w^4) \quad (85)$$

이 式에서 a, b, c 등은 定常狀態의 熱傳達平衡으로부터 推定한 것과 全體 熱傳達의 比率을 比較해서 얻은 經驗值이다.

여기서 D는 汽缸內徑,  $T_c$ 는 燃燒室內의 各 計算段階前後 溫度의 平均值,  $T_w$ 는 汽缸 內部壁의 溫度이다. Re는 레이놀드 數이며  $Re = \rho \frac{DV_p}{\mu}$ 로 表示한다. 여기서  $V_p$ 는 平均피스톤 速度이다.

$\rho$ 는 氣스의 密度이고 熱傳導係數 K는  $C_p \mu / 0.7$ 이며 여기서  $\mu$ 는 氣스의 粘度로서 溫度의 函數이다.  $A_s$ 는 燃燒室의 表面積이며 아래와 같다.

$$A_s = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{V}{(D/4)} \quad (86)$$

V : 汽缸 體積

그러므로 크랭크 角度當 熱傳達量을 計算하면 다음과 같다.

$$dQ_w = \frac{dQ_w}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} \cdot \Delta\theta = \frac{1}{360N} \cdot \frac{dQ_w}{dt} \cdot \Delta\theta \quad (87)$$

### 3.5 計算結果 및 檢討

Fig. 7은 實際사이클 시뮬레이션 프로그램의 플로우 차아트이고 Table.3은 機關의 밸브開閉時期이고 機關要目은 Table.1과 같다. Fig. 8-(a),(b),(c)는 燃燒特性指數  $m$ 이 0에서 5까지 變할때의 壓力, 蓄積된 熱發生量 및 熱發生率曲線이다. 그림에서  $m$ 값의 變化에 따른 多樣한 熱發生率形態를 볼 수 있으며  $m$ 이 0에 가까울수록 初期의 燃燒速度가 增加하여 定積下에서 燃燒하는 燃料量이 增加하고 定壓下에서 燃燒하는 燃料量이 減小함을 알 수 있다.  $m$ 이 큰 값을 취할수록 初期의 燃燒速度는 느리고 Fig.8-(a)에서 알 수 있는 바와 같이 壓力上昇率이 減小한다. 따라서 燃燒特性指數  $m$ 을 變化시킴으로써 實際機關에 있어서 火焰의 傳播速度를 考慮한 燃燒速度 變化의 影響을 檢討할 수 있음을 알 수 있다. 일반적으로 디젤機關의 境遇에는 燃燒特性指數  $m$ 은 0.1~1.0의 範圍에 있고 가솔린機關의 境遇에는 3.0~5.0 程度의 값을 취한다.

本 프로그램에서는 Kuel의 層流火焰速度 方程式을 利用하는데

Kuel의 式은 [3]

$$U_i = \left[ \frac{1.087 \times 10^6}{\left[ \left( \frac{10^4}{T_b} \right) + \left( \frac{900}{T_u} \right) \right]^{4.938}} \right] P^{-0.69876} \quad [\text{cm/sec}] \quad (88)$$

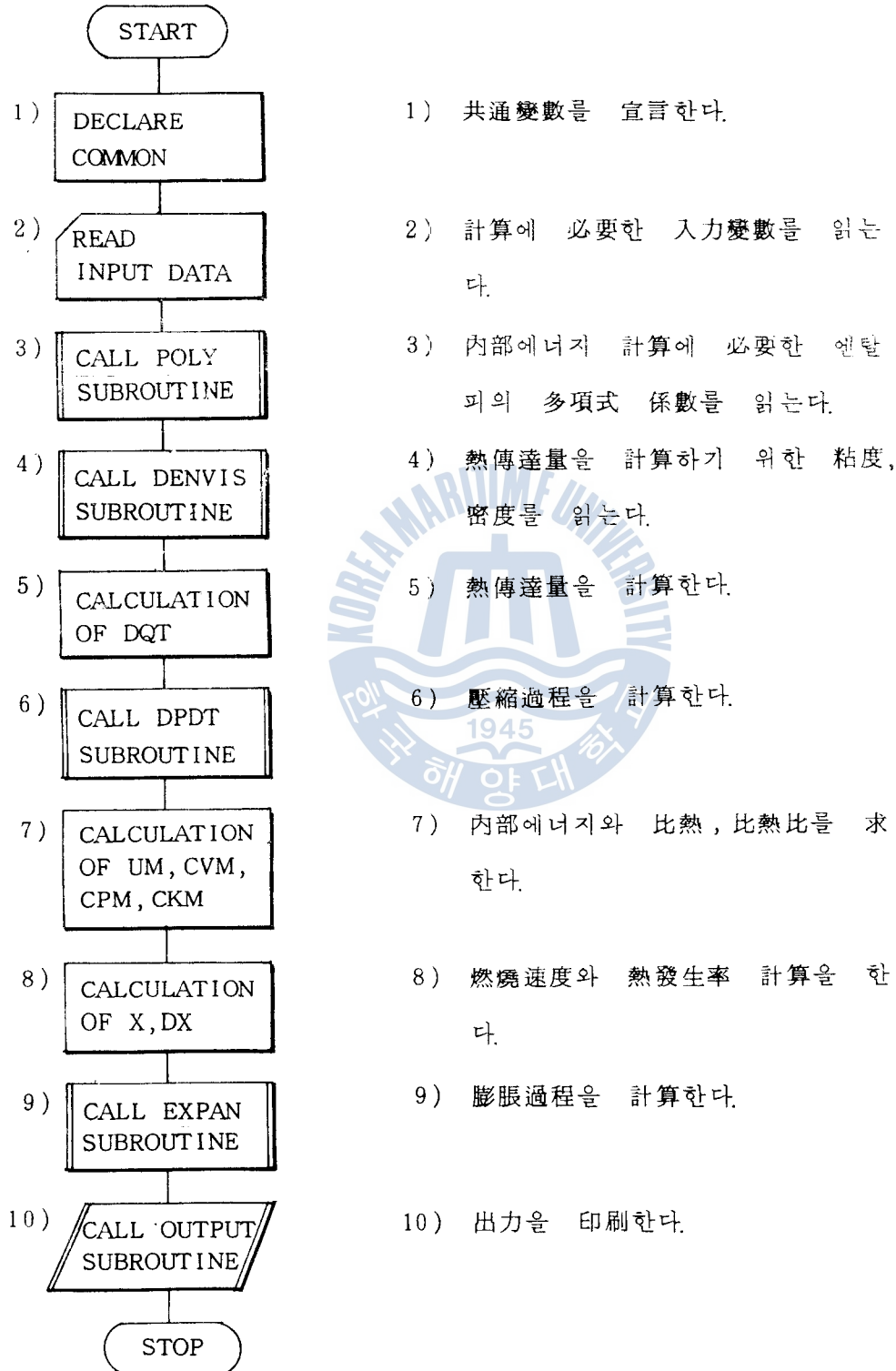


Fig.7 The Flow-Chart of Simulation program for the real cycle.

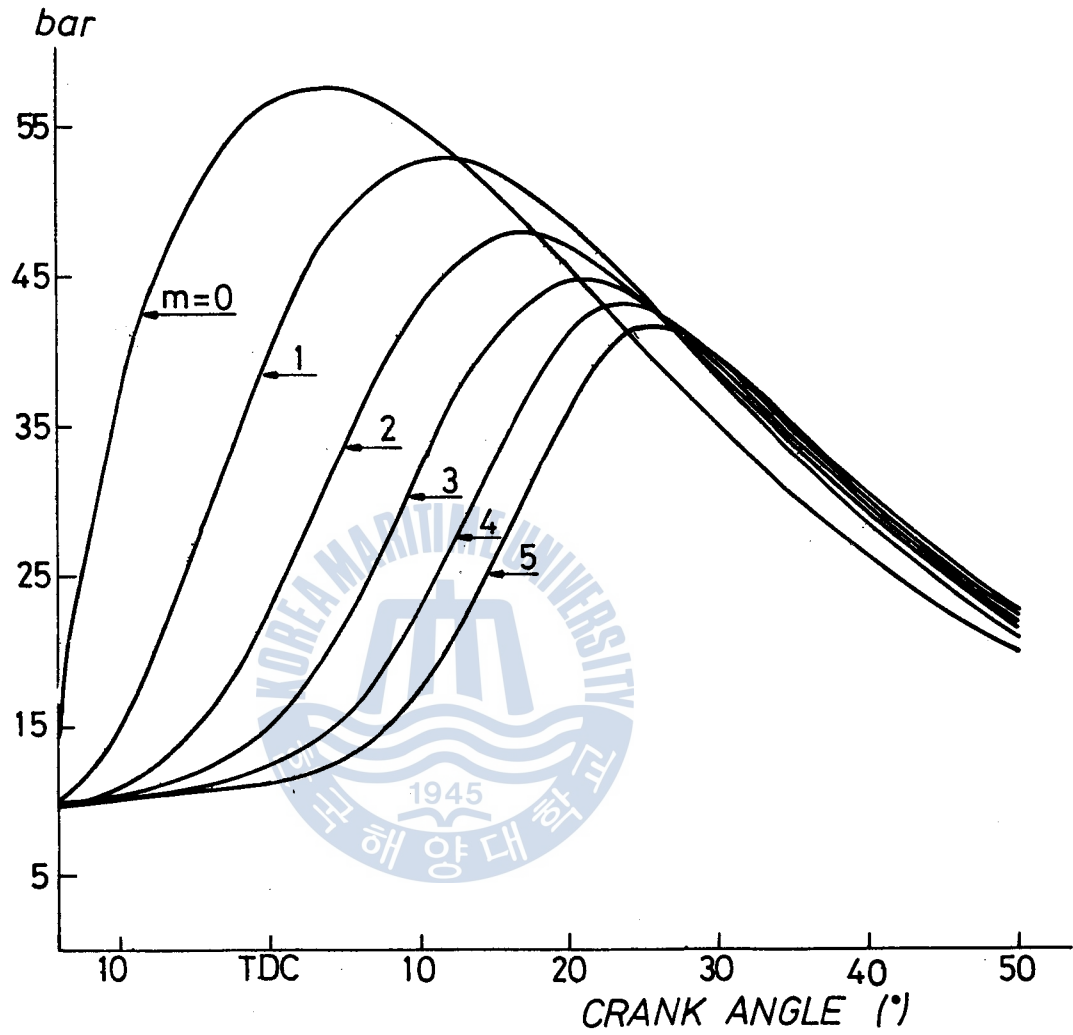


Fig.8(a) Pressure with combustion characteristic index.

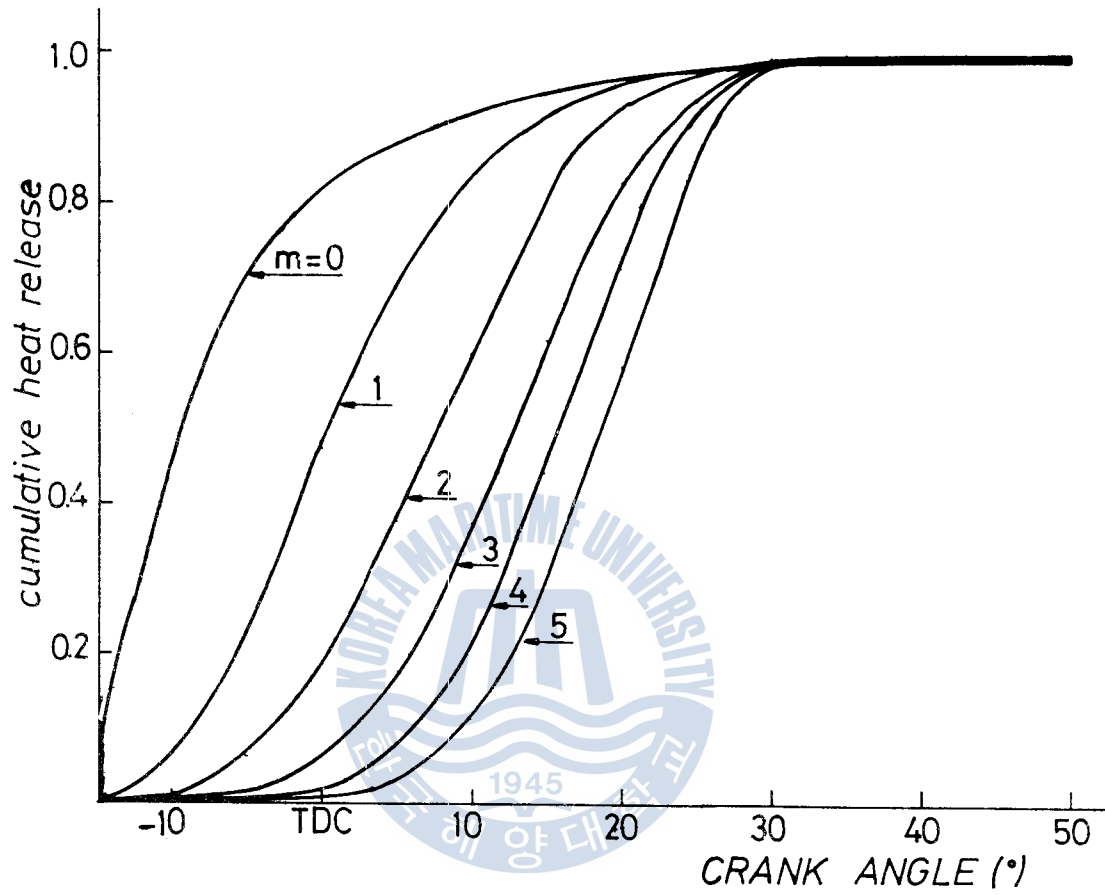


Fig.8(b) Cumulative heat release with combustion characteristic index.

Fig.9-(a)는  $m$ 을 4.0으로 一定하게 하고 點火時期를 變更하였을 때의 汽缸內의 壓力變化를 보인다.

Fig.9-(b)는 熱效率과 汽缸壁으로 빠져나가는 熱損失의 計算結果를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 點火時期가 빠를수록 上死點前  $20^\circ$  부근까지는 熱損失은 增加하지만 指示平均有效壓力이 增加하므로 熱效率이 增加함을 알 수 있다.

Fig.10-(a)는 燃燒期間의 變化에 따른 壓力曲線이고 Fig.10-(b)는 그때의 熱效率, 熱損失 및 指示平均有效壓力的 計算結果를 보인다.

양 그림으로부터 燃燒期間이 짧을수록 最高壓力이 올라가나 熱損失을 考慮하면 熱效率과 指示平均有效壓力이 떨어짐을 알 수가 있고 熱效率과 平均有效壓力的 兩者를 考慮할때 燃燒期間은  $30^\circ \sim 50^\circ$ 程度가 適當하다고 말할 수 있다.

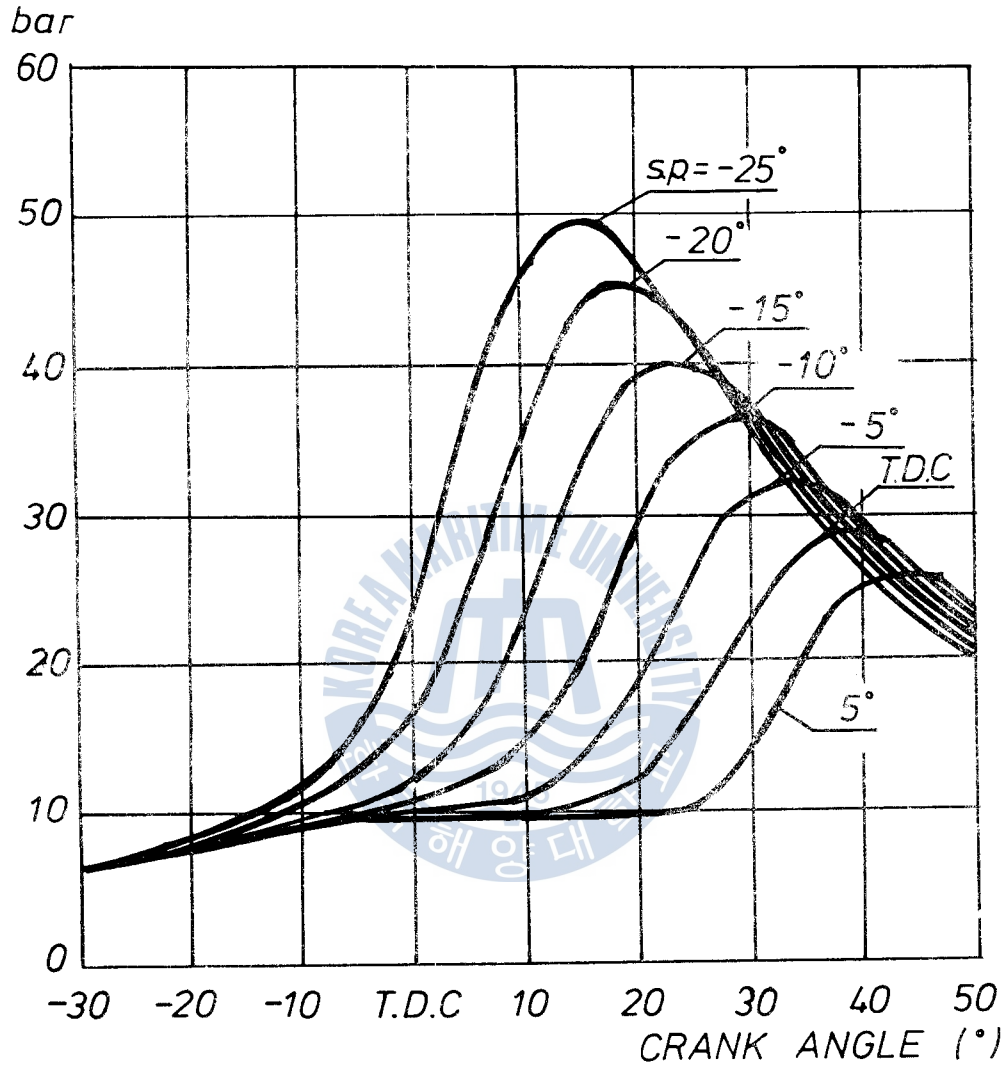


Fig.9(a) Pressure curve with ignition point.

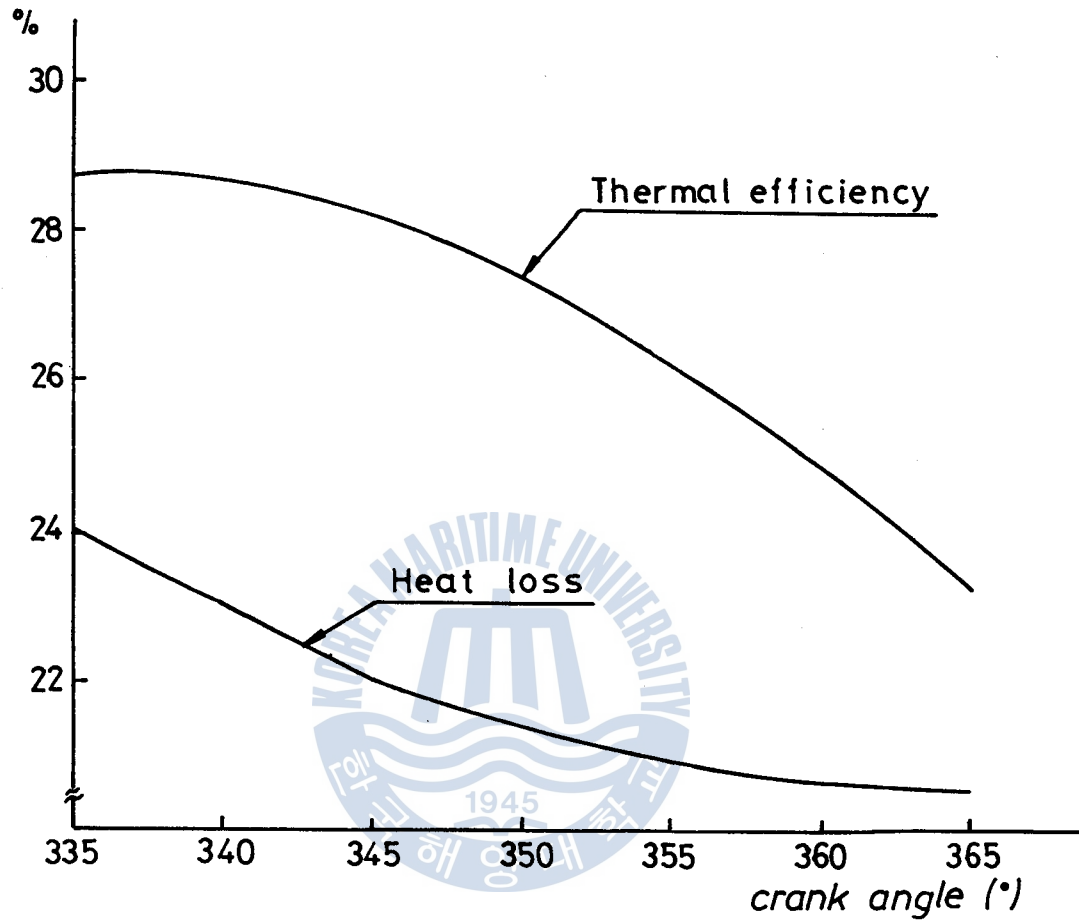


Fig.9(b) Performance with ignition point.



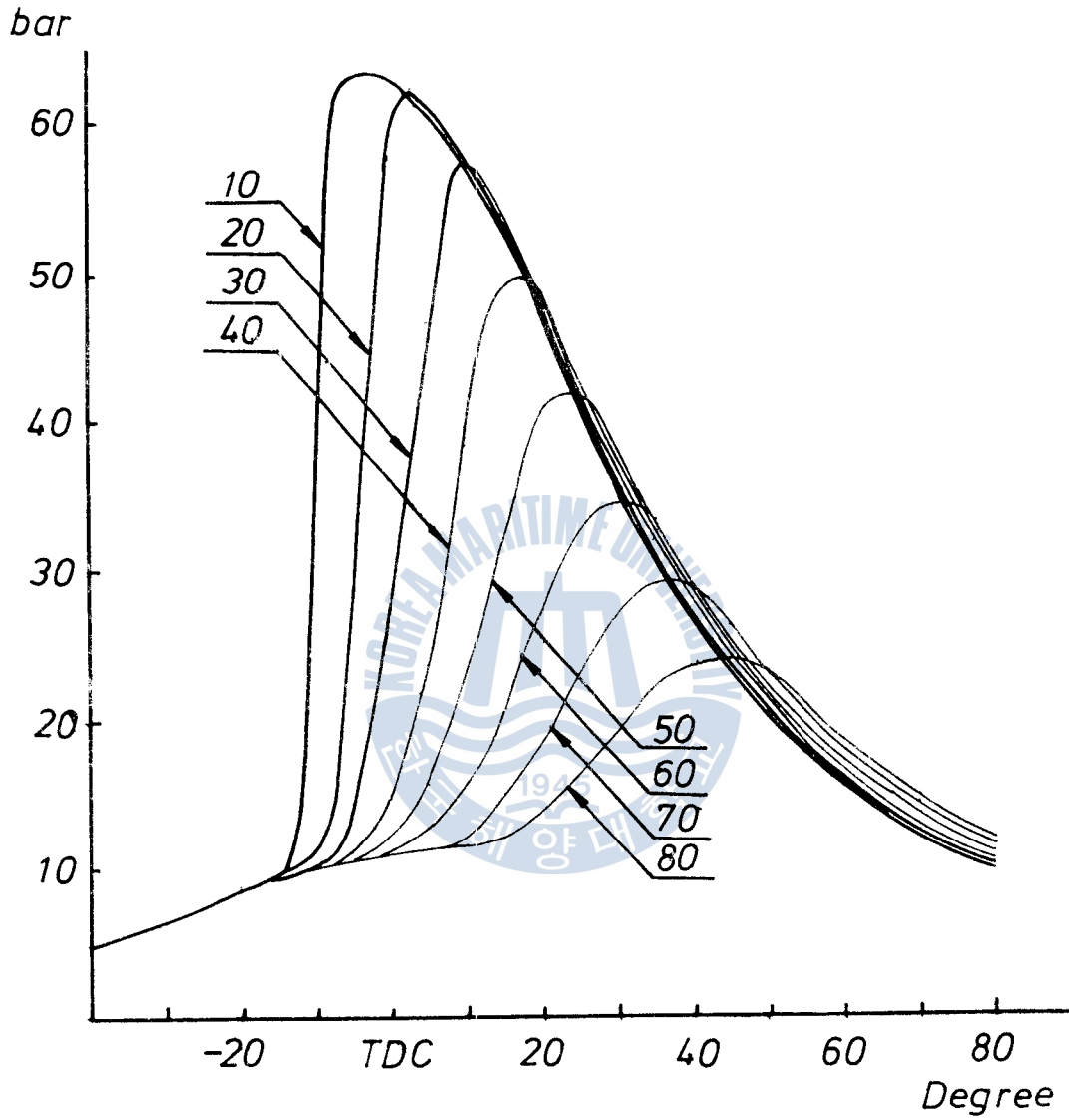


Fig.10(a) Pressure curve with combustion period.

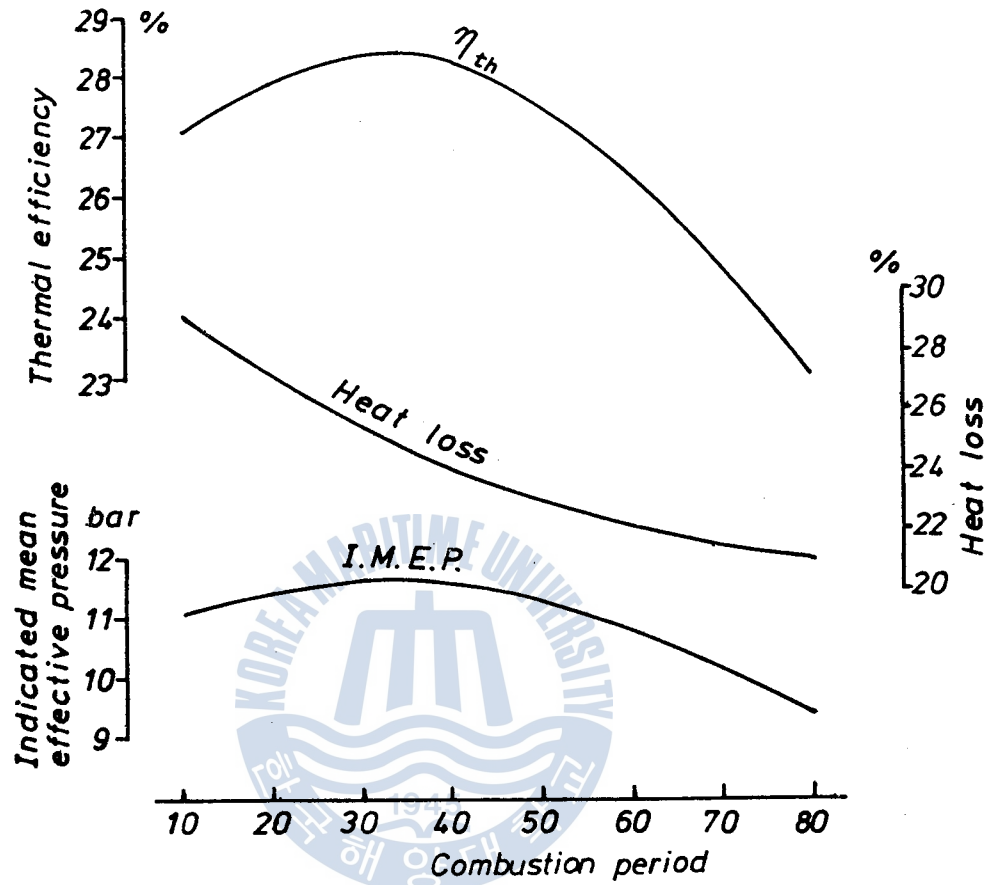


Fig.10(b) Performance curve with combustion period.

#### 4. 理想사이클과 實際사이클의 比較

가소린機關의 性能에 影響을 미치는 基本的인 因子들을 檢討하기 위하여는 理論的 사이클이 利用되지만 理論的 사이클을 論하는데 있어서는 다음과 같은 事項을 假定하고 있다.

1. 汽缸內의 作動개스는 空氣라 한다. [9]
2. 比熱의 溫度에 의한 變化는 無視한다.
3. 吸氣와 排氣의 抵抗은 없으며 壓縮과 膨脹은 斷熱變化이다.
4. 熱量은 理想的으로 定積狀態에서 供給하고 排出된다.

그러나 實際사이클에 있어서 汽缸內의 作動개스는 燃料과 空氣의 混合氣이므로 作動개스의 組成 및 比熱의 變化를 無視할수 없으며 燃料의 燃燒에 의한 發生熱量도 定積인 狀態에서 瞬間的으로 供給될 수 없다.

여기에서는 2章에서 言及한 理論사이클과 3章에서 言及한 實際사이클의 計算方法을 利用하여 兩者의 差異點을 比較 檢討 하고자 한다.

2章에서 言及한 理論사이클의 取扱에 있어서는 熱力學的 理論사이클과 比較하여 汽缸內 作動개스의 組成에 의한 影響 및 比熱의 變化에 의한 影響을 考慮하고 있다.

3章에서 言及한 實際사이클의 取扱에 있어서는 여기에 添加하여 燃燒개스로부터 燃燒室壁으로 빠져나가는 熱損失을 考慮함과 同時에 燃燒에 의한 發生熱量은 Wiebe의 燃燒函數를 利用하여 表示

하였고 이때의 燃燒特性指數  $m$ 은 4.0 으로 設定하였다.

Fig.11 은 供給燃料量은 變化시켰을 때의 空燃比를 變數로 하여 理想사이클과 實際사이클의 計算結果를 比較하여 나타낸 것이다.

大部分의 空燃比에서 理想的인 사이클의 熱效率이 實際사이클보다 뛰어나고 指示平均有效壓력과 最高壓力이 높은 것을 알 수 있는데 이는 實際사이클에서는 燃燒室壁으로의 熱損失을 考慮하였고 理想사이클에서는 考慮하지 않았기 때문이다.

그럼에도 不拘하고 實際사이클의 最高溫度가 理想사이클 보다 높은 理由は 理想사이클에서는 熱解離를 考慮하였으나 實際사이클에서는 考慮하지 않고 完全 燃燒한다고 假定하였기 때문이다.

實際사이클에 있어서 空燃比가 낮을수록 즉 燃料가 濃厚해질수록 最高壓力, 最高溫度 그리고 指示平均有效壓力이 增加一路에 있는 것은 燃料가 많아질수록 熱發生量이 增加하기 때문이다.

그러나 燃燒개스의 溫度 增加로 因하여 熱損失은 增加하기 때문에 熱效率은 減少한다. 그러나 實際에는 燃料가 濃厚해질수록 즉 化學當量比의 오른쪽 領域에서는 熱解離와 그로 因하여 一酸化炭素 및 二酸化炭素의 比熱變化의 影響으로 壓력과 溫度가 減少하여 熱效率이 減少한다. 그리고 空燃比가 아주 낮은 領域에서 實際機關의 壓력과 效率이 理想사이클보다 높은 것은 불꽃 點火 機關에서 熱解離의 影響을 無視할 수 없다는 것을 나타내고 있다. 그러므로 가솔린機關에 있어서 空燃比가 낮은 境遇에는 完全 燃燒를 前提로한 Wiebe 函數에 의한 熱發生率 形態의 利用은 實際機關의 境

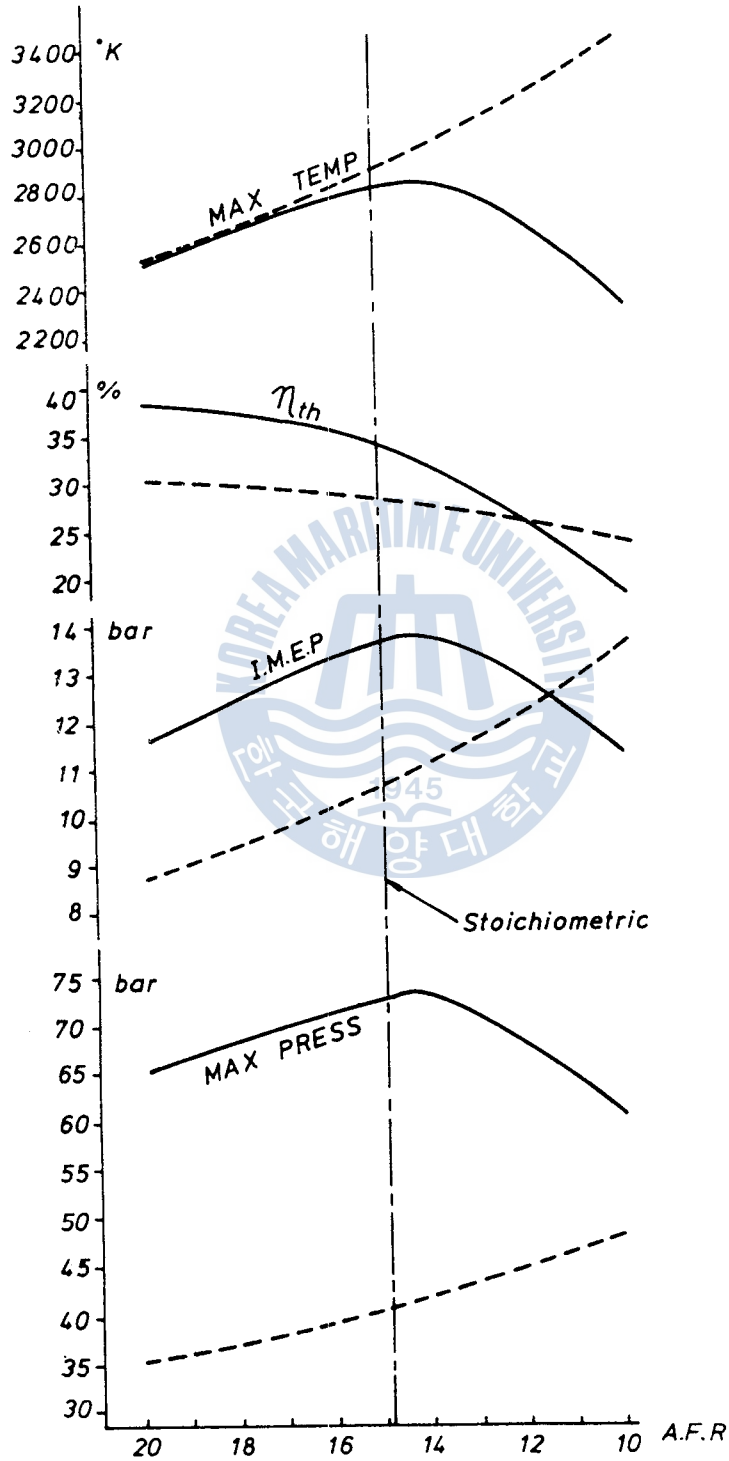


Fig.11 Comparison of real and otto cycle Calculation.

遇와는 좋은 一致를 보이지 않는다. 따라서 實際사이클을 取扱하기 위해서는 燃燒室內에 있어서 火焰의 傳播에 의한 組成의 變化를 考慮할 수 있는 二領域 모델의 利用이 바람직하다고 생각된다.



## 5 . 結 論

以上과 같이 小形 4行程 사이클 가솔린機關에 대하여 熱解離를 考慮한 理想사이클과 壁으로의 熱傳達을 考慮한 實際사이클의 性能을 시뮬레이션 하는 電算프로그램을 開發하고 위의 두 시뮬레이션 프로그램을 利用한 計算結果를 比較 檢討하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 理想的 사이클에 있어서 最大溫度는 熱解離와 二酸化炭素 및 一酸化炭素의 比熱變化에 의한 影響으로 燃料가 濃厚한 즉 空燃비가 낮은 領域에 存在한다.

2. 一酸化炭素와 二酸化炭素는 膨脹過程中에서도 濃도가 심하게 變한다. 空燃비가 낮을수록 一酸化炭素는 最高溫度에서 뿐만 아니라 膨脹末에서도 增加하나 空燃비가 當量比 보다 큰 境遇에는 膨脹末에 있어서는 存在하지 않는다.

3. 熱效率은 空燃비가 增加할수록 最高溫度가 最大値에 달하는 空燃比까지 급격히 增加하고 그 以後의 空燃比의 增加에 對해서는 增加率이 둔화한다.

4. 가솔린機關의 燃燒에 있어서 化學에너지의 일에너지로의 熱力學的 變換에 影響을 미치는 것은 炭化水素가 아니라 酸素이다.

5. Wiebe 函數의 燃燒特性指數를 變化시켜 가솔린機關의 燃燒 모델을 假定할 수 있으며 이때 Kuel의 火焰傳播速度 計算式에 의하여 燃燒特性指數를 選擇할 수 있다.

6. 燃燒期間의 最適値는 크랭크 角度  $30^{\circ} \sim 50^{\circ}$  에 該當한다.
7. Wiebe 函數에 의한 가소린機關의 熱發生率 形態는 完全 燃燒를 假定하기 때문에 空燃比가 높은 境遇에는 잘 一致하나 空燃比가 낮은 境遇에는 잘 一致하지 않는다. 좀더 嚴密한 性能 豫測을 위해서는 二領域 모델의 利用이 바람직하다고 생각된다.





## 參 考 文 獻

1. R.S.Benson, N.D.Whitehouse, Internal Combustion Engine, Combined Edition, p 37-50, p 155-165, p 305-322, Pergamon press 1979
2. R.S.Benson, Advanced Engineering Thermodynamics, Second Edition p 23-46, p 135-180, Pergamon press 1977
3. R.S.Benson, W.J.D.Annand and P.C.Baruch  
A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine. Int.J.mech.sci.Pergamon press 1975, Vol 17 p 97-124
4. C.W.Vickland, F.M.Strange and R.A.Bell, E.S.Starkman  
A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines. SAE.Trans. 170, 785(1962)
5. Suhas V.Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow
6. M.Y.Smith, Data for Calculating Adiabatic Flame Temperature Journal of the Institute of Fuel, June 1969
7. Shin Matsuoka, Combustion and Exhaust Emission in the Spark Ignited Engines. Internal Combustion Engines, Vol

14, No 171 1975.10

8. Ashley S.Campbell, Thermodyamic Analysis of Combustion Engines
9. 全孝重, 內燃機關講義, 一中社, 1983, P 36-46.
10. 金熙喆, 俞炳澈, 內燃機關, 文運堂, 1980, P 358-366.
11. 內燃機關 の 燃焼, P 204-206, 內燃機關, 1972, 2月號

