

小形 4 行程사이클 가솔린機關의 性能시뮬레이션에 관한 基礎研究

權 基 守 · 全 孝 重 · 崔 在 星

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

Kwon Kiso · Jeon Hiojung · Choi Jaesung



〈 目 次 〉

1. 序 論	3. 實際사이클의 시뮬레이션
2. 理想사이클	3.1 假定條件
2.1 炭化水素 - 空氣混合氣의 理想的 오토사이클	3.2 壓縮過程
2.2 斷熱壓縮過程	3.3 燃燒膨脹過程
2.3 定積斷熱燃燒過程	3.4 燃燒室에서의 熱傳達
2.4 斷熱膨脹過程	3.5 計算結果 및 檢討
2.5 사이클 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 if they give a good representation of the engine system.

Their economic value is in the reduction of time and costs for the development

지금까지 디젤 기관에 대해서는 흡입과 배기 시스템을 포함하는全體엔진 작동의 시뮬레이션 모델이 큰 發展을 이룩하였다. 그러나 불꽃 點火 기관에 대해서는 주로 出力사이클에 限定되어 왔으나 이 大部分이 陸上交通用 기관이라는 點을 考慮할 때 排氣放出에 影響을 미치는 因子들의 確認이 매우 重要하다.

이 研究에서는 그 目的을 불꽃點火 기관의 完全한 시뮬레이션을 目標로 하되, 初期段階로서 불꽃點火 기관의 壓縮, 膨脹過程을 中心으로 한 理想的 사이클에 關하여 檢討하는데 두었다. 그리고 實際사이클에 接近하기 위한 한 方法으로서 燃燒率의 變化를 Wiebe의 燃燒函數를 使用하여 近似시킨 프로그램을 開發함과 동시에 燃燒에 關係되는 각 因子들의 影響에 關하여 檢討하였다.

2. 理想사이클

2.1 炭化水素—空氣混合氣의 理想的 오토사이클

炭化水素—空氣 混合氣를 作動流體로 하는 理想的인 오토사이클은 몇 가지 點에서 空氣를 作動流體로 하는 理論的 定積사이클과 다르다. 가장 重要的 差異는 燃燒膨脹過程에서 氣組成의 變化 및 溫도와 組成에 따른 比熱의 變化이고 따라서 熱力學的 平衡을 滿足시키기 위해서 燃燒過程의 熱解離와 膨脹過程의 再結合이 일어난다.¹⁾

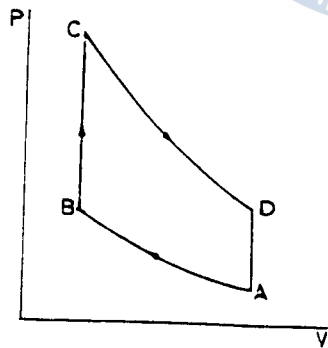


Fig. 1-(a) Pressure/volume diagram

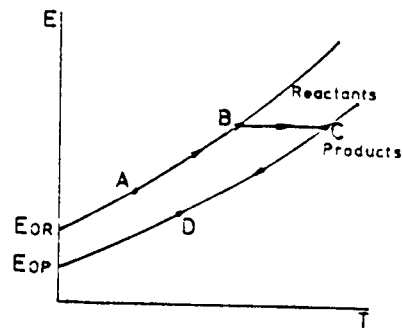
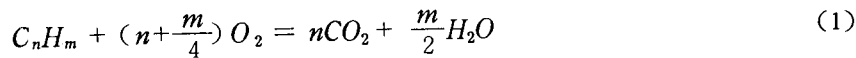


Fig. 1-(b) Internal energy/temperature diagram

Fig. 1-(a)는 오토사이클의 P-V 線圖이고 Fig. 1-(b)는 內部에너지—溫度線圖이다. 윗

그림에서 A와 D까지 가스 組成의 變化로 因하여 엔트로피差異가 있기 때문에 熱力學的으로 사이클 DA는 닫힐 수 없다. 但只 DA에 대해서 定積線만을 그릴 수 있으며 시린더에 있어서 A에서 B까지 燃燒前의 混合氣의 組成은 一定하고 B에서 D까지 燃燒後의 氣의 組成은 變한다.

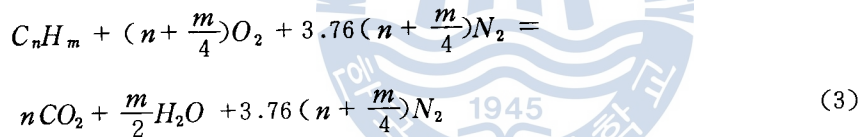
불꽃點火機關의 一般的인 燃料는 炭化水素 混合物이고 그리고 이들 燃料를 一般的으로 炭化水素 C_nH_m 라 하면, 炭化水素-空氣反應에 대한 基本的인 化學當量 方程式은 다음과 같다.



空氣中에서 酸素의 物數에 따른 窒素 物數의 比는



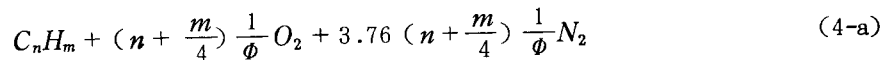
따라서 炭火水素-空氣反應의 化學當量 方程式은



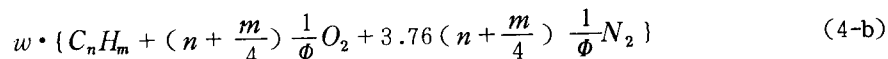
여기서 化學當量的 空燃比는 式(4)로 표현됨으로

$$\frac{C_nH_m}{(n + \frac{m}{4})O_2 + 3.76(n + \frac{m}{4})N_2} \quad (4)$$

當量比 ϕ 의 實際混合氣에 대해서는



여기서 그림 1의 A點에서 w 몰의 C_nH_m 의 混合氣가 吸入된다면 混合氣는



混合氣 全體의 物數는

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

w 는 混合氣에 대한 狀態方程式에서 얻어지므로

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

사이클 計算은 各狀態에 대한 熱力學 第一法則을 세우고 各各의 狀態에서 變化에 對해 본다. 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 이 것이 熱解離 方程式이다. 여기서 그림 1의 (a) ABCD 過程을 體積에 대해서 等分하고 數值解析은 Newton-Raphson 法에 의한다.

作動 氣의 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 하면²⁾

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

$$e_i(T) = h_i(T) - R_{mol} T = R_{mol} \left[\left(\sum_{j=1}^{j=5} U_{ij} T^j \right) - T \right]$$

여기서 U_{ij} 는 成分 i 에 대한 엔탈피의 多項式 係數이며 j 는 溫度의 指數를 나타낸다. 成分 $i=1$ 에서 N 까지인 氣의 混合氣에 대해서 全內部에너지 $E(T)$ 는

$$E(T) = R_{mol} \sum_{i=1}^{i=N} w_i \left[\left(\sum_{j=1}^{j=5} U_{ij} T^j \right) - T \right] \quad (6)$$

여기서 w_i : 成分 i 의 物數 $w_m = \sum_{i=1}^{i=N} w_i$

$$E(T) = w_m e(T) \quad (7)$$

$$e(T) = \frac{\sum w_i e_i(T)}{w_m} \quad (7)$$

混合氣에 대한 定積比熱 $C_v(T)$ 는

$$C_v(T) = \frac{\partial e(T)}{\partial T}$$

$$C_v(T) = \frac{1}{w_m} \frac{\partial E(T)}{\partial T} = \frac{E'(T)}{w_m} \quad (8-a)$$

(8-a)式에 (6)式을 미분하여 代入하면

$$w_m C_v (T) = R_{mol} \sum_{i=1}^{i=N} w_i \left[\left(\sum_{j=1}^{j=5} j U_{ij} T^{j-1} \right) - 1 \right] \quad (8-b)$$

(8-b)식은 混合氣의 比熱과 內部에너지와의 關係를 나타내는 一般的인 方程式이 된다.

2.2 斷熱壓縮過程

이 過程은 그림 1의 $P-V$ 線圖의 A에서 B까지의 過程이고 V_1 에서 V_2 까지의 體積에서 작은 變化를 假定하여 熱力學 第一法則에서

$$dQ + dW = dE \quad (9)$$

이 過程이 斷熱이라면

$$dE - dW = 0 \quad (10)$$

P_1 으로부터 P_2 까지의 壓力變化에 대해서 일 dW 는 近似的으로

$$dW = PdV \cong \left(\frac{P_1 + P_2}{2} \right) (V_2 - V_1)$$

內部에너지 變化 dE 는

$$dE = E_2 - E_1 \quad (11)$$

混合氣의 內部에너지는 汽缸內 氣體의 組成과 溫度의 函數이고 汽缸 內容物은 壓縮 過程동안 空氣와 燃料 모두 包含하므로 內部에너지는 炭化水素 燃燒過程에 있어서의 反應物의 內部에너지이다. 組成이 壓縮過程동안에 一定하다고 看做하고 E_R 이 反應物의 內部 에너지라면¹⁾

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

$[e_0] C_n H_m$, $[e_0] O_2$, $[e_0] N_2$ 를 $C_n H_m$, O_2 그리고 N_2 에 대한 絕對溫度 $0K$ 에서의 比內部에너지라면 絕對溫度 $0K$ 에서 反應物에 대한 內部에너지 E_{OR} 은

$$E_{OR} = w \left[(e_0) C_n H_m + \left(n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_0) O_2 + 3.76 \left(n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_0) N_2 \right] \quad (13)$$

絶對溫度 $0 K$ 에서 比內部에너지 e_0 와 比 엔탈피 h_0 가 같으므로 E_{OR} 은 엔탈피 多項式 係數 U_{i7} 로부터 求할 수 있다.

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

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

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

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

$$\text{혹은, } E_2 - E_1 = E_R [T_2] - E_R [T_1] \quad (15-b)$$

왜냐 하면 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 Raphson의 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 $T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{R_{m}}{C_v(T)}}$ 에 의해서 얻고 다음 段階 $[T_2]_n$ 은 1)

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

로부터 얻을 수 있다. 여기서

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

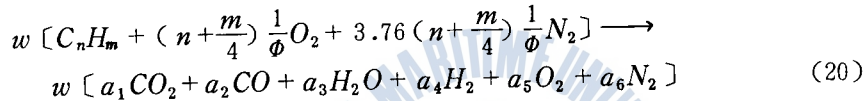
$$f'(E) = \frac{df(E)}{dT} = \frac{d[E_R(T_2)]}{dT} = M_R C_v [T_2] \quad (19)$$

즉, 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할만 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으로 P_2 를 求한다.

2.3 定積斷熱燃燒過程

이 過程은 그림 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 1몰의 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 몰當 各各 $CO_2, CO, H_2O, H_2, O_2, N_2$ 의 몰數이다. 그러므로 B로부터 C까지의 燃燒過程에 대한 一般化學反應은



몰數 a_1 으로부터 a_6 를 決定하기 위해서 두 개의 解離過程을 생각하였다.



첫번째 反應은 몰과 개스의 反應인데 이것은 平衡狀態에서 H_2 와 CO_2 의 生成率이 CO_2 , H_2O 의 生成率에 一致하고 平衡狀態의 混合氣에서 CO, H_2O, H_2, CO_2 의 濃度는 平衡方程式을 通해서 그들의 分壓으로부터 求할 수 있다.

$$\text{즉, } K_{p1} = \frac{P_{CO_2} P_{H_2}}{P_{CO} P_{H_2O}} \quad (23)$$

여기서 分壓은 正規化된 分壓이고 K_{p1} 은 平衡常數이다. 마찬가지로 CO 反應에 대해서는

$$K_{p2} = \frac{P_{CO_2}}{P_{CO} \sqrt{P_{O_2}}} \quad (24)$$

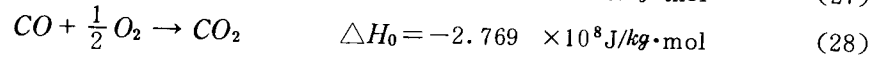
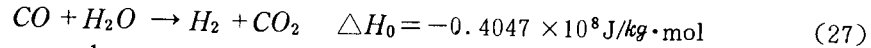
로 쓸 수 있으며 平衡常數 K_{p2} 는 化學反應의 熱力學的 平衡條件으로부터 決定된다.

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

이 方程式에서 R 과 P 는 各各 反應物과 生成物을 意味하며 v_i 는 當量係數이고 ΔH_0 는 $\Delta H_0 = \Delta E_0$ 이며 絕對溫度 $10K$ 에서의 反應熱이다. 그리고 相對 Gibbs 函數를 $g_i(T)$ 라 하면

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

여기서 常數 U_{i6} 는 基準壓力 P_0 에 依存한다. 두 反應에 대한 反應熱은



$C_n H_m$ 物當 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 $p_i = \frac{w a_i}{w M_p} P_c = \frac{a_i}{M_p} P_c$ 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

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

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

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

C 에서 狀態方程式은 $P_c V_c = w M_p R_{mol} T_c$, 그러므로 $\frac{P_c}{M_p} = \frac{w R_{mol} T_c}{V_c}$, 그리고 正規化된 分壓 $p_i = \frac{p_i}{P_0}$ 이므로

$$\frac{p_c}{M_p} = \frac{w R_{mol} T_c}{P_0 V_c} \quad (34)$$

(29)式에서 (34)式까지를 組合하면¹⁾

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

여기서 $a = a_1$ (36)

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

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

$$C_1 = \frac{1}{K_{p1}} - 1 \quad (39)$$

$$D_1 = A_1 K_{p2}^2 \quad (40)$$

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.

즉, $a_2 = n - a$ (41)

(30)式으로부터 酸素 物數 a_5 는

$$a_5 = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 \frac{M_p}{p_c} \frac{1}{K_{p2}^2} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 \frac{1}{D_1} \quad (42)$$

(31), (32), (33)式과 (38)式으로부터 水素의 物數 a_4 는

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

(32)式으로부터 水蒸氣의 物數는

$$a_3 = \frac{m}{2} - a_4 \quad (43-a)$$

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

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

이와 같이 溫度를 안다면 燃燒生成物의 組成을 알 수 있다.

熱力學 第一法則으로부터 斷熱燃燒에 대해서 $dQ = 0$, 定積燃燒에 대해서 $dW = 0$ 이므로 B 로부터 C 까지의 過程에 대해서

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

壓縮過程과 마찬가지로 內部에너지 E 는

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

狀態B에서 内部에너지는

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

狀態C에서 内部에너지는

$$E_C = E_P = E_{OP} + E_P(T_C) \quad (46)$$

여기서 内部에너지를 B와 C에서의 混合氣組成과 比 内部에너지의 項으로 表現하면

$$E_{OR} = w \left[(e_0) C_n H_m + \left(n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_0) O_2 + 3.76 \left(n + \frac{m}{4} \right) \frac{1}{\phi} (e_0) N_2 \right] \quad (47)$$

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

$$E_{OP} = w \left[a_1(e_0) CO_2 + a_2(e_0) CO + a_3(e_0) H_2O + a_4(e_0) H_2 + a_5(e_0) O_2 + a_6(e_0) N_2 \right] \quad (49)$$

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

(44)式에 윗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

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

$$E_P'(T_C) = M_C C_v(T_C) = w M_P C_v(T_C) \quad (53)$$

여기서 $M_P = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6$ 이며 方程式 (51)式은 數值的 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 Ammand의 式에 의해서 대략 $\phi \leq 1.0$ 일 때 $T_C = T_B + 2500\phi$, $\phi > 1.0$

일 때 $T_C = T_B + 2500\phi - 700(\phi - 1)$ 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 그림 1의 $P-V$ 線圖에서 C 에서 D 까지의 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, 개스 混合氣의 組成이 壓力과 時間에 따라 變한다. 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, 즉 $CO + H_2O \rightleftharpoons H_2 + CO_2$, $CO_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO$ 는 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 $P_1V_1 = M_1R_{mol}T_1$ 과 $P_2V_2 = M_2R_{mol}T_2$ 로 關係지어 지고 1과 2에서 物數는

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

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

(34)式과 (37)式的 P_c/M_P 代身에

$$A = \frac{P_2}{M_2} = \frac{wR_{mol}T_2}{P_0V_2} \quad (55)$$

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 대략 $dW = PdV = \frac{P_1 + P_2}{2}(V_2 - V_1)$, 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

$$E_{OP_1} = w [a_1(e_0)CO_2 + a_2(e_0)CO + a_3(e_0)H_2O + a_4(e_0)H_2 + a_5(e_0)O_2 + a_6(e_0)N_2] \quad (58)$$

$$E_P(T_1) = w [a_1e(T_1)CO_2 + a_2e(T_1)CO + a_3e(T_1)H_2O + a_4e(T_1)H_2 + a_5e(T_1)O_2 + a_6e(T_1)N_2] \quad (59)$$

그리고 T_2 에서

$$E_{OP_2} = w [a_1(e_0)CO_2 + a_2(e_0)CO + a_3(e_0)H_2O + a_4(e_0)H_2 + a_5(e_0)O_2 + a_6(e_0)N_2] \quad (60)$$

$$E_P(T_2) = w [a_1e(T_2)CO_2 + a_2e(T_2)CO + a_3e(T_2)H_2O + a_4e(T_2)H_2 + a_5e(T_2)O_2 + a_6e(T_2)N_2] \quad (61)$$

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

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{R_{avg}}{C_v(T)}} \quad (65)$$

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

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 小型水冷式 가솔린 乘用車 機關의 要目을 使用하였고 機關의 要目은 Table 1 과 같다. 指示熱效率은 供給된 燃料의 에너지量에 대한, 行하여진 일의 比이다. 單位時間當 行하여진 일은 $P-V$ 線圖의 面積 $[\int_A PdV]$ 곱하기 사이클 數이다. 만약, 反應熱이 標準基準 溫度에서 Q_{vs} 이고 單位時間當 燃料量을 m_f 라면 指示熱效率은

$$\eta_{th} = \frac{\int PdVN}{-m_f Q_{vs}} \quad \text{또는} \quad \frac{\int_A PdV}{-w Q_{vs}}$$

平均有效壓力은 $P_m = \frac{\int_A PdV}{V_s}$



Fig. 2 Flow-chart of ideal cycle simulation program

Table 1. 公示機關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 ²
Reference Temperature	298 K
Reference Pressure	101325.5 N/m ²
Revolution per Second	36.0
Fuel	C ₈ H ₁₈
Number of Volume Division for Compression and Expansion Stroke	50

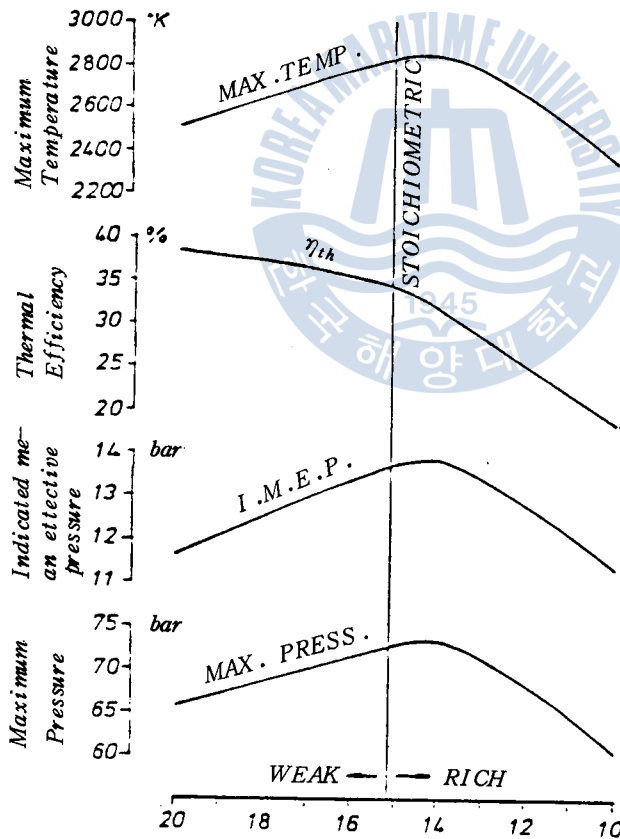


Fig. 3 Otto cycle performance curve

그림 3은 熱効率, 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 작은 쪽에 存在하는데 이의 첫번째 原因은 熱解離에 의하여 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 内部에너지가 熱解離의 影響으로 一定量 떨어지고 一酸化炭素의 存在로 낮은 内部에너지를 가지며 이로 인해 낮은 比熱을 갖는 것으로 생각된다.

熱効率, 指示平均有效壓力, 그리고 最大壓力에 대해서도 같은 傾向을 알 수 있다.

그리고 그림 4-(a)(b)은 窒素 개스를 除外하고는 모든 개스 濃도가 空燃比에 따라 變化하는 模樣을 보

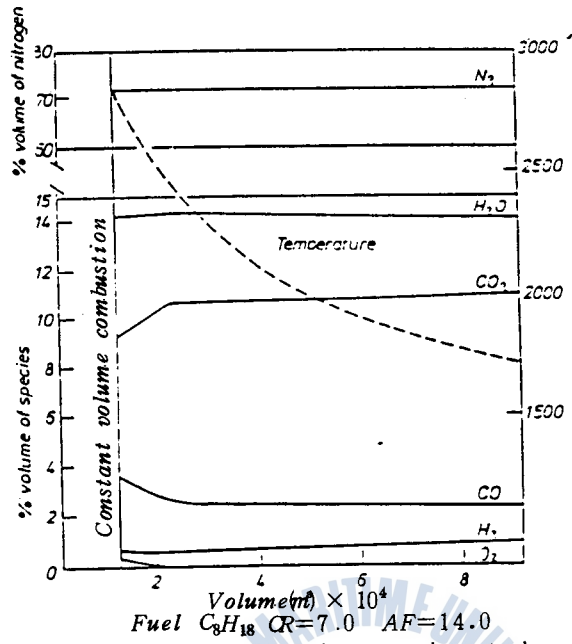


Fig. 4-(a) Variation of composition in expansion stroke

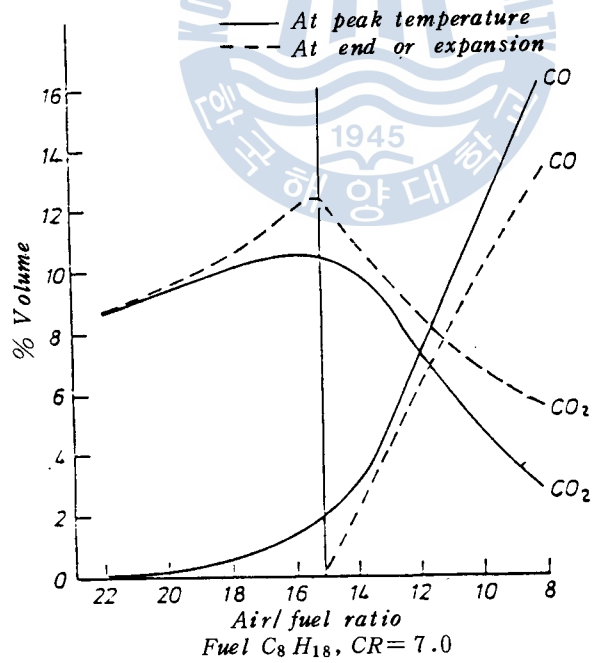


Fig. 4-(b) Concentration of CO , CO_2 at peak temperature and end of expansion stroke

여준다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 CO는 혼합기가 가장 묽은 상태의 최고온도에 나타나지만 혼합기가 묽은 팽脹末에서는 사라진다.

그리고 팽脹過程의 처음과 끝에서의 CO 농도차는 최대온도에 달하는 공燃比에서 최소에 달한다. 즉 이 공燃比에서 그림 3의 熱解離와 그에 의한 比熱變化가 燃燒過程中에 최고온도上昇을 가져옴을 알 수 있다.

平均有效壓力은 최고온도를 보이는 공燃比에서 최대이나 한편 熱效率은 공燃比가 增加할수록 최고온도에 相當하는 공燃比까지는 增加하고, 그 以後에는 그 增加率이 減少한다.

그러나 공燃比가 增加할수록 熱效率은 增加하지만 그 最大值는 空氣사이클의 熱效率보다는 작을 것으로 思料된다. 한편 濃混合氣 狀態에서 燃料供給의 增加에 따른 熱效率 減少는 CO의 濃度에서 알 수 있는 바와 같이 過大한 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 때문인 것 같다.

묽은 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 氣체인 CO₂의 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/η_{th})의 變化를 그려보면 그림 5의 二分岐曲線을 얻을 수 있는데 이 그림은 가소린 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을 增加시키면 最大出力에 到達할 때까지 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 減少시킨다.

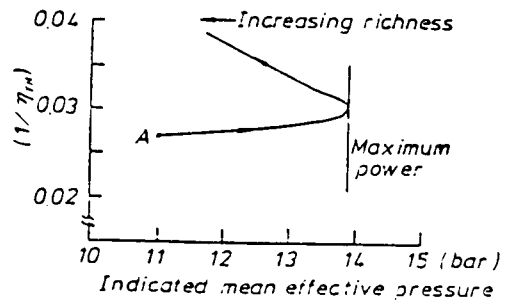
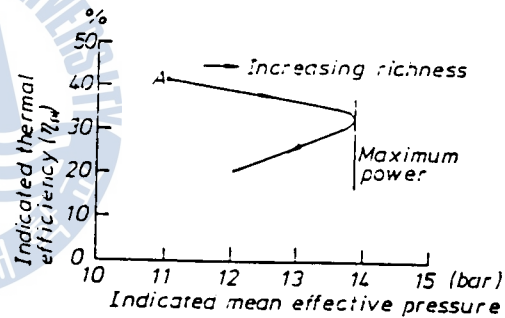


Fig. 5 Variation of thermal efficiency with I. M. E. P.

그림 6은 最高溫度에서의 最高酸素濃度에 대한 指示平均有効壓力의 그림이다. 그림의 當量比에서 아직 1%의 酸素가 存在함을 보여 주는데 이것은 最大出力에서 0.5%로 減少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.

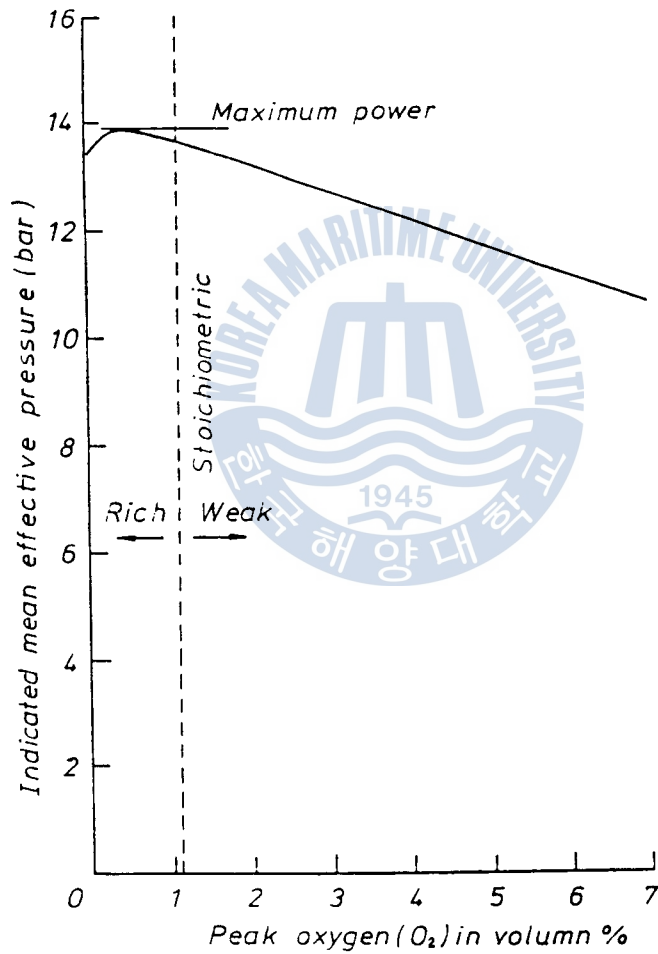


Fig. 6 Power versus peak oxygen concentration

3. 實際사이클의 시뮬레이션

理想사이클에서는 上死點에서 瞬間的으로 全混合氣가 燃燒된다고 假定하였으나 불꽃點火機關에서는 불꽃이 點火될 때 얇은 小焰層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 때까지 燃燒室을 가로 지르며 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 2 領域모델, 多領域모델 등이 있다. 燃燒室內 개스 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 2 領域, 多領域모델의 前段階로 Wiebe의 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 열릴 때까지의 期間동안에 있어서의 시린더의 混合氣 狀態는 吸入밸브가 열릴 때의 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, 그 때의 개스 溫度로부터 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 部分만큼의 混合氣의 量에 대해서 熱이 發生한다. 즉 燃燒室內에서 고루 分布된 一定量의 混合氣中 一部가 燃燒한 것으로 假定하며 이 때 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 개스 相互間의 熱移動은 없다.

(3) 시린더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 개스의 狀態는 燃燒室內

에서 均質한 狀態로 存在한다고 하며 壓縮過程中에 反應은 無視한다.

熱力學 第一法則으로부터 ^{3),6)}

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

狀態方程式으로부터

$$PV = GRT \quad (68)$$

(68)式을 微分하면

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = GR \frac{dT}{d\theta} \quad (69)$$

(67), (69)式을 結合하여 다시 整理하면

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[-\left(1 + \frac{R}{C_v}\right)P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{R}{C_v}\right) \frac{dQ}{d\theta} \right] / V \quad (70)$$

그리고 $\frac{dT}{d\theta} = T \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} \right)$

여기서 定壓比熱 C_v 는 (8)式으로부터 求해진다.

일은 $\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta}$, 그리고 壓縮過程中에 있어서 各種 變數는 다음의 一般式에 의하여 增加된다.

$$y_{n+1} = y_n + \frac{dy}{d\theta} \Delta\theta \quad (71)$$

여기서 y 는 任意的 變數이다.

3.3 燃燒膨脹過程

Wiebe 는 往復動內燃機關의 燃燒過程을 ¹⁾

$$x = 1 - e^{-6.9 \left(\frac{t}{t_2}\right)^{m+1}} \quad (72)$$

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

V : 시린더 體積

그러므로 크랭크 角度當 熱傳達量을 計算하면 다음과 같다.

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

3.5 計算結果 및 檢討

Fig. 7 은 實際사이클 시뮬레이션 프로그램의 플로우 차아트이고 Table 3 은 機關의 밸브 開閉時期이고 機關要目은 Table 1 과 같다.

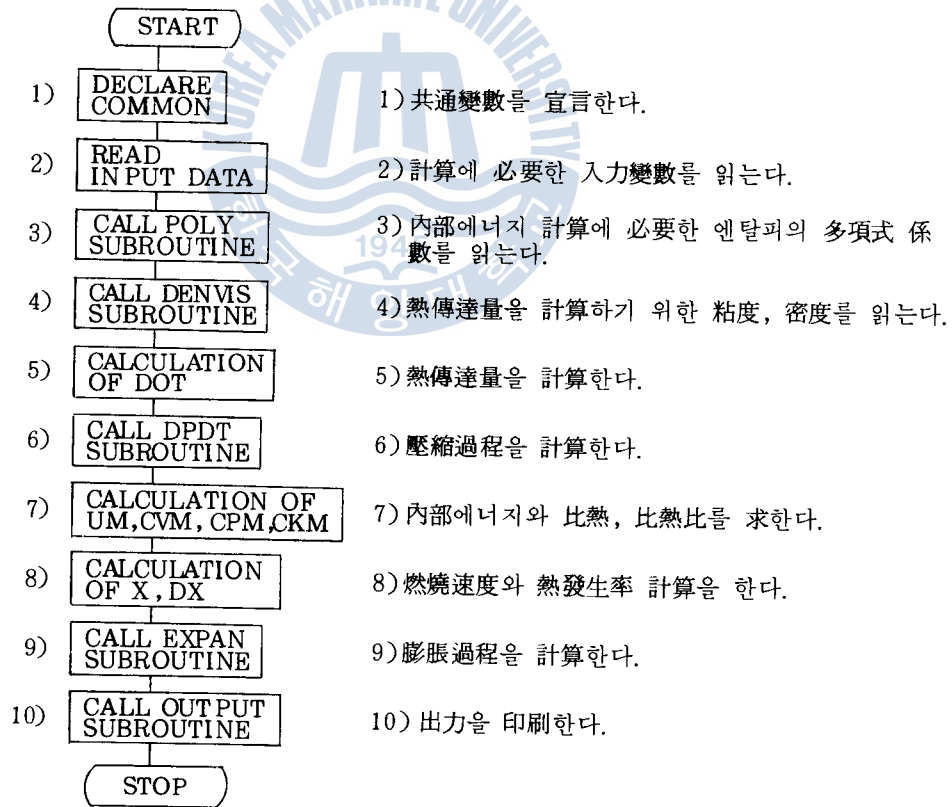


Fig. 7 Flow-chart of actual cycle simulation program

Table 3 公示機關의 밸브 開閉時期

吸入밸브 開閉時期	上死點前 15° ~ 下死點後 50°
點火時期	上死點前 15°
排氣밸브 開閉時期	下死點前 55° ~ 上死點後 15°

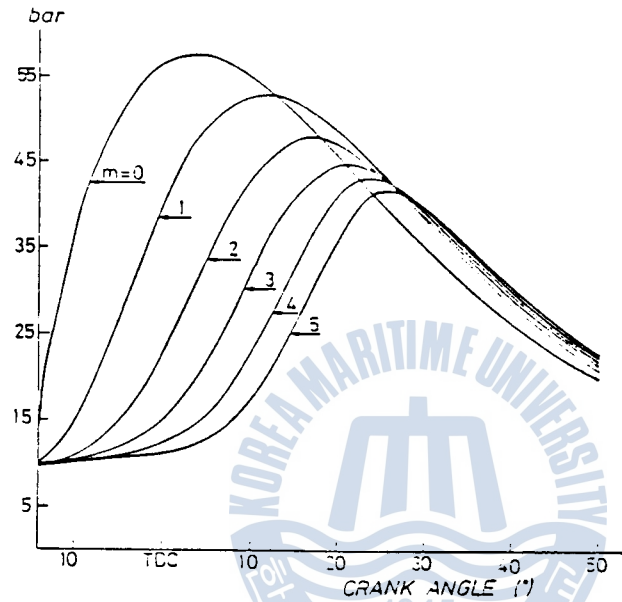


Fig. 8-(a) Pressure with combustion characteristic index

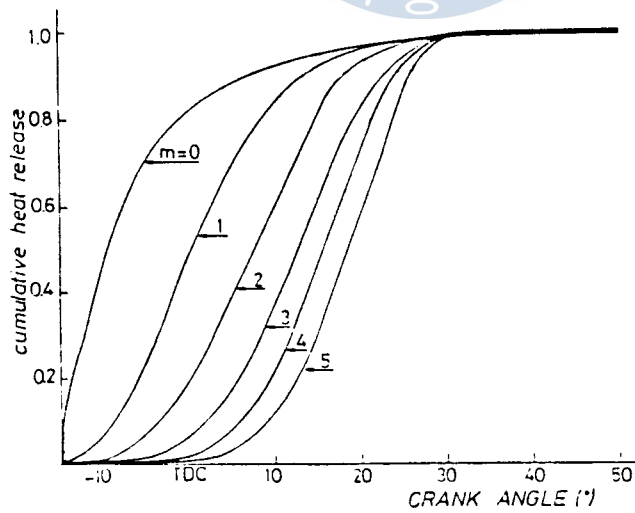


Fig. 8-(b) Cumulative heat release with combustion characteristic index

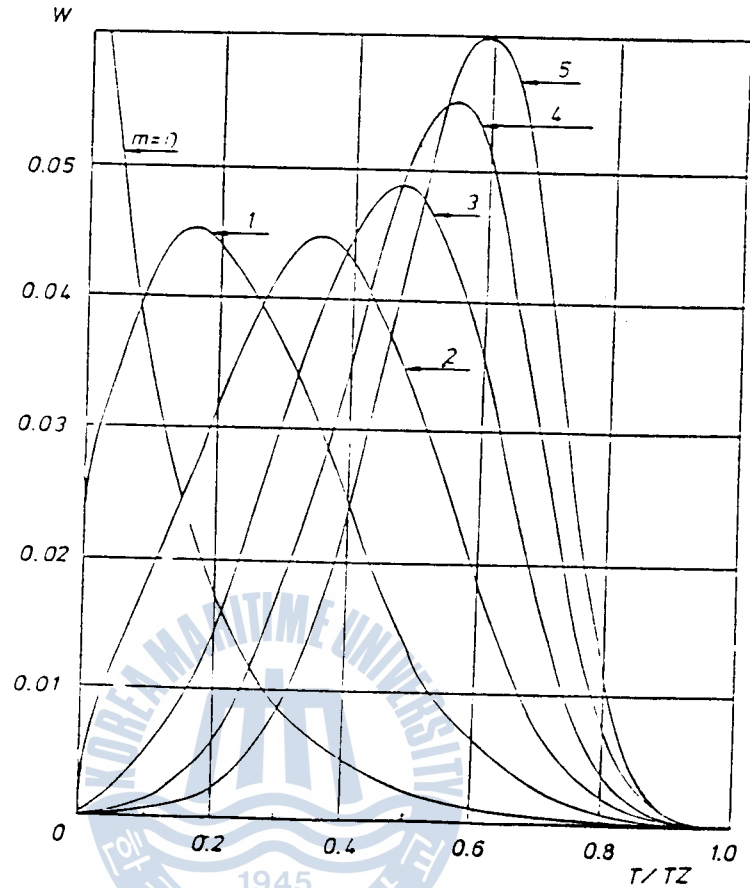


Fig. 8-(c) Combustion speed with combustion characteristic index

Fig. 8-(a), (b), (c) 燃焼特性指數 m 이 0에서 5까지 變할 때의 壓力, 蓄積된 熱發生量 및 熱發生率 曲線이다. 그림에서 m 값의 變화에 따른 多樣한 熱發生率 形態를 볼 수 있으며 m 이 0에 가까울수록 初期의 燃焼速度가 增加하여 定積下에서 燃焼하는 燃料量이 增加하고 定壓下에서 燃焼하는 燃料量이 減少함을 알 수 있다. m 이 큰 값을 취할수록 初期의 燃焼速度는 느리고 Fig. 8-(a)에서 알 수 있는 바와 같이 壓力上昇率이 減少한다. 따라서 燃焼特性指數 m 을 變化시킴으로써 實際機關에 있어서 火焰의 傳播速度를 考慮한 燃焼速度 變化의 影響을 檢討할 수 있음을 알 수 있다. 일반적으로 디젤 機關의 境遇에는 燃焼特性指數 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. 본 프로그램에서는 Kuel의 層流火焰速度 方程式을 利用하는데 Kuel의 式은³⁾

$$U_l = \left[\frac{1.087 \times 10^6}{\left[\left(\frac{10^4}{T_b} \right) + \left(\frac{900}{T_u} \right) \right]^{4.938}} \right] P^{0.09876} \text{ [cm/sec]} \quad (88)$$

여기서, T_u : 未燃燒部分의 溫度

T_b : 燃燒한 部分의 溫度

P : Hg/cm로 表示된 壓力

亂流火焰速度는 $U_t = ff \times U_l$ 인데 여기서 ff 는 火焰係數이다. 그 때 플러그 位置를 中心으로 燃燒한 領域의 半徑 r 은

$$r = \frac{U_t \times \Delta\theta}{360 N} \quad (89)$$

燃燒한 混合氣의 相當體積은 $V_p = \frac{2}{3} \pi r^3$ 이 되고 燃燒가 始作되는 點은 V_p 가 全시린더 體積 V_c 의 0.1%가 되는 點으로 한다. 만약 V_p 가 이 값에 미달하면 燃燒는 아직 始作되지 않은 것으로 간주하고 이 때의 燃燒遲延期間은

$$(\Delta\theta)_{\text{delay}} = \left(\frac{360}{U_t} \right) \left(\frac{0.0015 V_c}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (90)$$

한편 Wiebe의 函數에서 m 은 蓄積된 熱發生量이 全體의 0.1%가 되었을 때의 크랭크角을 計算하여 遲延時間과 같은 값이 되도록 하여 $m = 4.0$ 으로 定하였다.

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

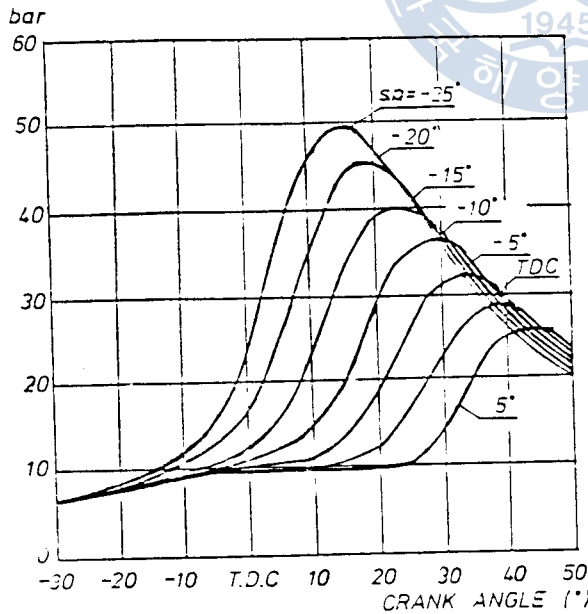


Fig. 9-(a) Pressure Curve with ignition point

Fig. 9-(b)는 熱效率과 시린더 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° 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 그 때의 熱效率, 熱損失 및 指示平均有效壓力의 計算結果를 보인다.

양 그림으로부터 燃燒期間이 짧을

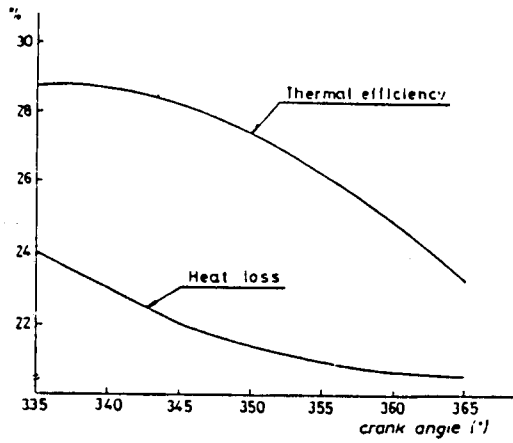


Fig. 9-(b) Performance with ignition point

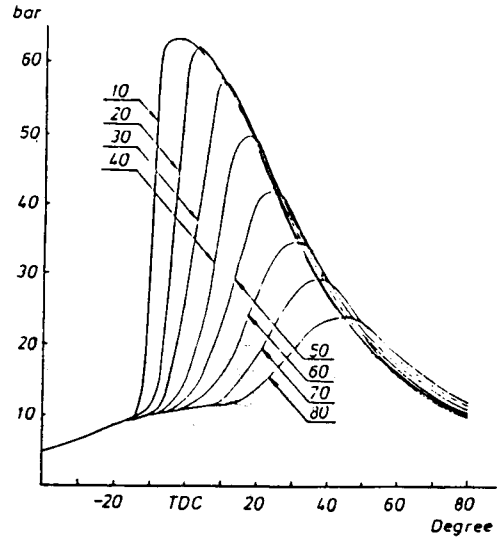


Fig. 10-(a) Pressure curve with combustion period

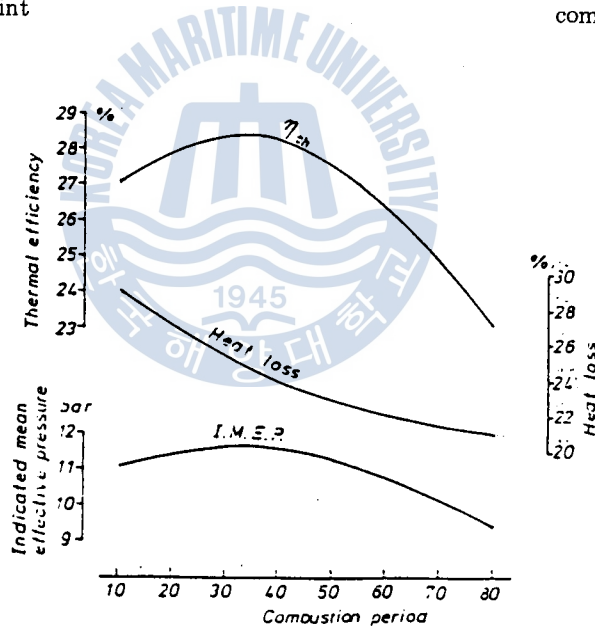


Fig. 10-(b) Performance curve with combustion period

수록 最高壓力이 올라가나 熱損失을 考慮하면 熱效率과 平均指示壓力이 떨어짐을 알 수가 있고 熱效率과 平均有效壓力의 兩者를 考慮할 때 燃燒期間은 30°~50° 程度가 適當하다고 말할 수 있다.

4. 理想사이클과 實際사이클의 比較

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

1. 汽린더內의 作動 氣는 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린더 內의 作動 氣는 燃料과 空氣의 混合氣이므로 作動 氣의 組成 및 比熱의 變化를 無視할 수 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린더內 作動氣의 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 燃燒氣로부터 燃燒室壁으로 빠져 나가는 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 4.0으로 設定하였다.

Fig. 11은 供給 燃料量을 變化시켰을 때

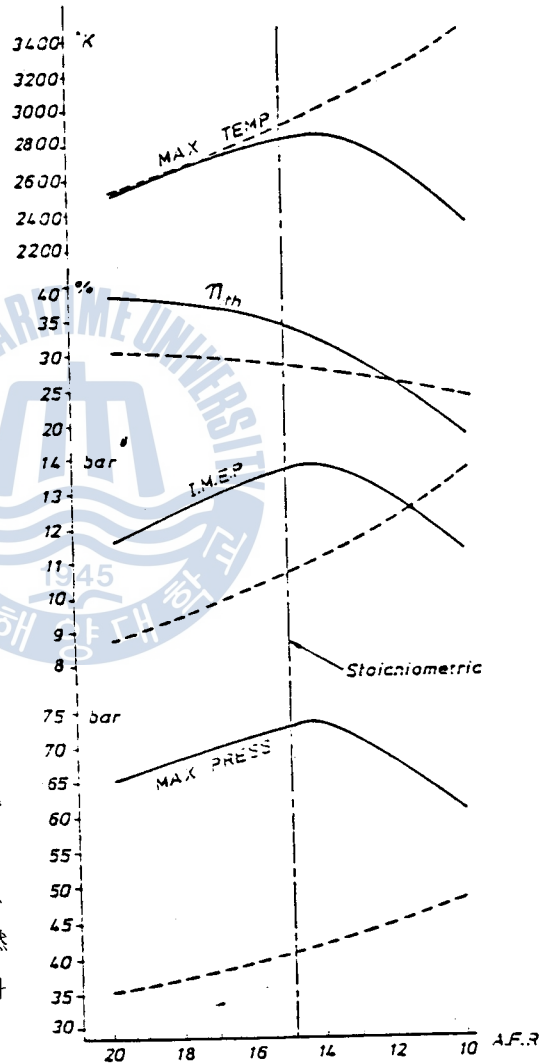


Fig. 11 Comparison of real and otto cycle calculation

의 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사이클 보다 뛰어나고 指示平均 有効壓力과 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는 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사이클 全體 傾向이 空燃比가 낮을수록 즉, 燃料가 濃厚해질수록 最高壓力, 最高溫度 그리고 平均有効壓力이 增加一路에 있는 것은 燃燒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 壓力과 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 壓力과 效率이 理想사이클 보다 높은 것은 불꽃 點火 機關에서 熱解離의 影響을 無視할 수 없다는 것을 나타내고 있다. 그러므로 가스런 機關에 있어서 空燃比가 낮은 境遇에는 完全燃燒를 前提로 한 Wiebe 函數에 의한 熱發生率 形態의 利用은 實際機關의 境遇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 2 領域 모델의 利用이 바람직하다고 생각된다.

5. 結 論

以上과 같이 小型 4行程사이클 가스런 機關에 대하여 熱解離를 考慮한 理想사이클과 壁으로의 熱傳達를 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, 空燃比가 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. 空燃比가 낮을수록 一酸化炭素는 最高溫度에서 뿐만 아니라 膨脹末에서도 增加하나 空燃比가 當量比보

다 큰 境遇에는 膨脹末에 있어서는 存在하지 않는다.

3. 熱效率은 空燃比가 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 이 때 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 가솔린 機關의 熱發生率 形態는 完全燃燒를 假定하기 때문에 空燃比가 낮은 境遇에는 잘 一致하지 않는다. 좀 더 嚴密한 性能豫測을 위해서는 2領域모델의 利用이 바람직하다고 생각된다.

參 考 文 獻

1. R. S. Benson, N. D. Whitehouse, *Internal Combustion Engine*, combined edition, pp. 37 ~ 50, pp. 155~165, pp. 305~322, Pergamon Press 1979.
2. R. S. Benson, *Advanced Engineering Thermodynamics*, second edition, pp. 23~46, pp. 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, pp. 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*, pp. 61 ~ 64.
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, *Thermodynamic analysis of combustion engines*
9. 李孝重, 內燃機關講義, 一中社, 1983, pp. 36~46.
10. 金熙喆·俞炳澈, 內燃機關, 文運堂, 1980, pp. 358~366.
11. 內燃機關의 燃燒, pp. 204~206, 內燃機關, 1972, 2月號, 山海堂.

