

參 考 文 獻

1. 船級 및 鋼船規則, 韓國船級協會, 1983, pp.525~526.
2. 推進軸系標準, 大韓造船學會, 1976/11, pp.71.
3. 前掲書 (2), pp.73.
4. 前掲書 (2), pp.76.
5. 前掲書 (2), pp.86.
6. 前掲書 (2), pp.82.
7. 前掲書 (2), pp.125, pp.165.
8. Grame Mann, "Design of Propulsion Shaft System Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineering Journal, 1964, 12.
9. 船用機關ターブック, 船用機關研究グループ編, 成山堂, pp.577.
10. Rolf, Kvamsdal, "Shaft Alignment", European shipbuilding No.1, 1969.
11. Rules and Regulations for the Classification of Ships, Lloyd Register of Shipping.
12. 金義珩, 全孝重, "逐次近似法에 의한 디젤機關軸系 비틀림振動計算의 電算프로그램開發에 關한 研究", 韓國船用機關學會誌 第4卷 1號, 1980.
13. 金在道, 全孝重, 金榮滿, 王之錫, "船舶推進軸系の 強度計算에 關한 研究", 1982, KR Rep.81-J3.
14. E.P. Panagopulos, A.M. Nickerson Jr., Trans. SNAME, Vol.62, pp.199~241, 1954.
15. S.C. Lee, "Developing a Computer Program for the Shaft Slope Alignment", KR Technical Report Vol.7, No.10048~10050, 1981, 11.
16. Yoshito Lgarashi, et al, "Development of total Design System for Marine propeller shafting", IHI Engineering Review Vol.15, No.4, 1982.
17. 小川 潔, 機械設計システム, programming.
18. 金極天, 全孝重, "推進軸系振動", 大韓造船學會, 1974.

小形 4行程사이클 無過給 디이젤 機關의 性能시뮬레이션 電算 프로그램의 開發에 關한 研究

白 泰 珠

A Study on the Development of Simulation
Program for the Small Naturally Aspirated
Four-Stroke Diesel Engine

Tae-joo Back

〈目 次〉

Abstract	3.2 燃燒化學方程式
記號說明	3.3 燃料噴射率
1. 序 論	3.4 燃料準備率과 燃料燃燒率
2. 理想的 複合사이클의 시뮬레이션	3.5 燃燒室에서의 熱傳達
2.1 理想的사이클의 假定條件	3.6 容積效率과 機械效率
2.2 作動가스의 熱力學的 性質	3.7 實際사이클 시뮬레이션 프로그램의 플로우차아트
2.3 斷熱壓縮過程	4. 實際機關에 대한 適用
2.4 定積燃燒過程	4.1 實際機關의 諸元 및 特性
2.5 定壓燃燒過程	4.2 實驗裝置 및 實驗方法
2.6 斷熱膨脹過程	4.3 시뮬레이션에 의한 結果
2.7 機關의 特性值 計算	4.4 實際運轉結果와 시뮬레이션 結果와의 比較·檢討
2.8 理想的사이클 시뮬레이션 프로그램의 플로우차아트	5. 結 論
3. 實際사이클의 시뮬레이션	參 考 文 獻
3.1 實際사이클의 假定條件	

Abstract

Since 1973, the competition on the development of fuel saving type internal combustion engines has become severe by the two times oil shock, and new type engines are reported every several months. Whenever these new type engines are developed, new designs are required and they will be offered in the market after performing the endurance test for a long time. But the engine maker is faced with a heavy burden of finance, as the developing of a new engine requires tremendous expenses. For this reason, the computer simulation method has been lately developed to cope with it. The computer simulation method can be available to perform the reasonable research works by the theoretical analysis before carrying out practical experiments. With these processes, the developing expenses are cut down and the period of development is curtailed.

The object of this study is the development of simulation computer program for the small naturally aspirated four-stroke diesel engine which is intended to product by the original design of our country.

The process of simulation is firstly investigated for the ideal engine cycle, and secondly for the real engine cycle. In the ideal engine cycle, each step of the cycle is simulated by the energy balance according to the first law of thermodynamics, and then the engine performance is calculated.

In the real cycle simulation program, the injection rate, the preparation rate and the combustion rate of fuel and the heat transfer through the wall of combustion chamber are considered. In this case, the injection rate is supposed as constant through the crank angle interval of injection and the combustion rate is calculated by the Whitehouse-Way equation and the heat transfer is calculated by the Annand's equation.

The simulated values are compared with measured values of the YANMAR NS90(C) engine and Mitsubishi 4D30 engine, and the following conclusions are drawn.

1. The heat loss by the exhaust gas is well agree with each other in the lower load, but the measured value is greater than the calculated value in the higher load. The maximum error rate is about 15% in the full load.
2. The calculated quantity of heat transfer to the cooling water is greater than the measured value. The maximum error rate is about 11.8%.
3. The mean effective pressure, the fuel consumption, the power and the torque are well agree with each other. The maximum error is occurred in the fuel consumption, and its error rate is about 7%.

From the above remarks, it may be concluded that the prediction of the engine performance is possible by using the developed program, although the program needs to reform by adding the simulation of intake and exhaust process and assuming more reliable mechanical efficiency, volumetric efficiency, preparation rate and combustion rate.



記 號 說 明

η_{th} : 理論的 熱效率	
P : 壓力	(bar)
T : 溫度	(°K)
V : 體積	(m ³)
Q_{1v} : 定積燃燒동안 供給되는 熱量	(J)
Q_{1p} : 定壓燃燒동안 供給되는 熱量	(J)
Q_2 : 排氣로 나가는 熱量	(J)
h : 比엔탈피	(J/kmol)
e : 比内部에너지	(J/kmol)
C_v : 定積比率	
n : 燃料中 炭素의 原子數	
m : 燃料中 水素의 原子數	
ε : 壓縮比	
α_m : 가스몰數의 合	(kmol)
α_i : 各 가스의 몰數	(kmol)
Q_{fs} : 燃料의 發熱量	(J/kmol)
P_n : 燃料準備率	(kmol/deg)
R_{mol} : 理想氣體常數	(J/kmol·°K)
R_n : 燃料燃燒率	(kmol/deg)
P_{O_2} : 가스中 酸素의 分壓	(bar)
R_e : 레이놀드數	
W : 일量	(J)



1. 序 論

1973年 以來 두번에 걸친 油類波動으로 燃料節約型 內燃機關의 開發競爭은 熾烈하게 되었으며 數個月마다 새로운 型의 機關이 發表되고 있는 實情이다.

이와 같은 새로운 型의 機關은 그때마다 새로운 設計에 의하여 製作되어 오랜 期間에 걸친 耐久試驗을 거친 후에 商品으로서 市場에 내 놓게 된다. 그러나 大形機關의 경우 여기에 所要되는 經費는 莫大하며 機關製作會社가 財政적으로 큰 負擔을 안게 된다. 이에 대한 對策으로서 最近에 登場하게 된 것이 電子計算機에 의한 性能시뮬레이션 方法이다⁴⁾⁷⁾⁸⁾⁹⁾. 즉, 實際로 機關을 設計製作하여 試運轉을 거쳐서 性能을 確認하는 대신에 電子計算機에 의하여 모든 運轉條件에 따른 性能을 分析 確認하고 各種 파라미터를 變更시켜 가장 効率的이고 安全하며 經濟적인 條件을 確認한 다음 이것을 基本資料로 利用하여 設計製作함으로써 設計變更의 反復에 따르는 經費의 節約과 開發期間 短縮을 可能하게 하고 있다.

機關의 시뮬레이션은 한 사이클을 體積 또는 크랭크角度에 따라 여러 段階로 나누어 計算하는 方法을 使用하며 壓縮·燃燒·膨脹過程과 같은 吸·排氣 밸브가 닫혀진 過程과 吸·排氣過程과 같은 吸·排氣밸브가 열려 있는 過程에 대해서 시뮬레이션 한다⁴⁾.

本 研究에서는 小形 4行程사이클 無過給 디젤機關을 대상으로 吸入過程이 이루어진 후부터 壓縮, 燃燒, 膨脹過程에 대한 理想的 複合사이클과 實際사이클의 시뮬레이션 프로그램을 開發하고 實際機關에 대한 運轉結果와 시뮬레이션 結果를 比較·檢討함으로써 시뮬레이션 프로그램의 信賴性을 確認하였다.

2. 理想的 複合사이클의 시뮬레이션

理想사이클의 効率は 아래의 式 (1), (2)에 의하여 計算할 수 있으나 Fig. 1의 P-V線圖에서 2, 3, 4, 5點의 壓力과 溫度를 알지 못하므로 이들 式으로서 効률을 計算하기는 어렵다. 그러므로 本 研究에서는

Fig. 1의 1-2-3-4-5-1의 過程을 體積에 대하여 2N等分하여 시뮬레이션을 행한다.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \kappa(T_4 - T_3)} \quad (1)$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \frac{\rho^{\kappa m - 1}}{(m-1) + \kappa m(\rho-1)} \quad (2)$$

다만, κ 는 比熱比, $\varepsilon = V_5/V_2$, $m = P_3/P_2$,

$\rho = V_4/V_2$, T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 는 各各 1, 2, 3, 4, 5點에서의 溫度이다.

시뮬레이션은 4行程사이클 無過給 디젤機關 실린더內的 系를 생각하며 2.1과 같은 假定下에서

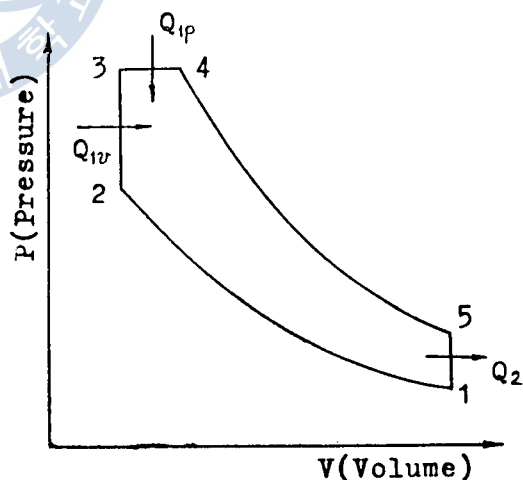


Fig. 1 P-V Diagram

機關의 構造 및 轉數, 運轉條件, 사이클의 初期值 等を 條件으로 入力하여 電子計算機로 逐次計算을 行한다.

2.1 理想的사이클의 假定條件

- (1) 系外로의 熱損失은 없다.
- (2) 실린더 사이클 初期吸入狀態의 壓力과 溫度는 一定하다.
- (3) 실린더에서의 壓力波의 影響은 無視한다. 즉, 실린더內의 氣體狀態는 均一하다.
- (4) 실린더의 排氣가스는 完全히 除去되어 殘留가스가 없다.
- (5) 理想사이클에 있어서 燃料의 噴射는 Fig.1의 2點 3點 두 點에서만 있는 것으로 하고 燃料는 完全 燃燒한다.

2.2 作動가스의 熱力學的 性質

作動가스의 엔탈피, 엔트로피, 比熱 等に 關한 많은 實驗式이 있으나 本 論文에서는 成分, 溫度 等に 關係하는 간단한 式을 利用하여 計算을 行한다.

比엔탈피 $h_i[T]$ 와 比內部에너지 $e_i[T]$ 는 아래와 같이 表現할 수 있다.

$$h_i[T] = R_{mol} \left(\sum_{j=1}^5 U_{i,j} T^j \right) \quad (3)$$

$$e_i[T] = R_{mol} \left\{ \left(\sum_{j=1}^5 U_{i,j} T^j \right) - T \right\} \quad (4)$$

여기서 $U_{i,j}$ 는 各 氣體의 Polynomial coefficients이며, $U_{i,j}$ 에 表示된 添字中 i 는 氣體의 種類를 나타내고 j 는 溫度의 指數를 나타낸다. 그러므로 N 種의 氣體混合物 全體의 內部에너지 $E[T]$ 는 다음과 같다.

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

$$w_m = \sum_{i=1}^N w_i$$

$$E[T] = w_m e[T] \quad (6)$$

混合가스에 對한 定積比熱 $C_v[T]$ 는 (4)式을 溫度에 對하여 微分함으로써 求할 수 있다.

$$C_v[T] = \frac{\partial e[T]}{\partial T} = \frac{1}{w_m} \frac{\partial E[T]}{\partial T}$$

$$C_v[T] = \frac{1}{w_m} R_{mol} \sum_{i=1}^N w_i \left\{ \left(\sum_{j=1}^5 j \cdot U_{i,j} \cdot T^{j-1} \right) - 1 \right\} \quad (7)$$

실린더內 에너지의 平衡은 系에 加해진 熱量, 系가 한 일 및 內部에너지의 項으로 이루어진 熱力學 第1法則으로 表示할 수 있으며 아래와 같이 된다.

$$dQ - dW = dE$$

$$dQ - dW = (E[T_2] - E_2[T_s]) - (E[T_1] - E_1[T_s]) + dm f Q_{s} \quad (8)$$

여기서 dQ 는 계에 더해진 熱量, dW 는 계가 한 일, T_1, T_2, T_s 는 各各 반응前, 반응後 및 基準 狀態에서의 溫度, $E[T_1], E[T_2]$ 는 반응前과 반응後의 内部에너지, $E_1[T_s], E_2[T_s]$ 는 기준온도 T_s 에 대한 반응前, 반응後의 内部에너지, dmf 는 燃燒된 燃料量, Q_s 는 燃料의 發熱量이다.

2.3 斷熱壓縮過程

Fig.1에서 吸入된 純粹空氣가 體積 1에서 2까지 斷熱的으로 壓縮되는 過程이다. P 와 T 의 값을 計算하기 위하여 行程體積을 작은 體積變化로 나누어 段階的으로 計算한다.

작은 體積變化 $dV=V_2-V_1$ 을 생각하여 (8)式的 熱力學 第1法則을 適用하면 $dQ=0, dmf=0, E_2[T_s]=E_1[T_s]$ 이므로 다음과 같이 된다.

$$-dW=E[T_2]-E[T_1] \quad (9)$$

작은 體積變化동안 행해진 일은 다음과 같다.

$$dW=\left(\frac{P_1+P_2}{2}\right)(V_2-V_1) \quad (10)$$

(10)式을 (9)式에 代入한 후 整理하면 다음과 같다.

$$f[E]=E[T_2]-E[T_1]+\left(\frac{P_1+P_2}{2}\right)(V_2-V_1)=0 \quad (11)$$

이 式에서 添字 1을 갖는 값은 既知數이며 添字 2를 갖는 것 중 T_2 와 P_2 는 未知數이다. 式은 하나이고 未知數는 둘이므로 새로운 關係式을 狀態方程式으로 부터 求한다.

$$P_2=\left(\frac{V_1}{V_2}\right)\left(\frac{T_2}{T_1}\right)P_1 \quad (12)$$

위의 두 式에서 T_2 를 알면 $E[T_2]$ 도 알게 될 것이고, P_2 도 求할 수 있다. 그러나 (11)式과 (12)式을 解析的으로 計算하기는 어려우므로 數值解析의 一種인 Newton-Raphson method를 使用한다. 이 方法에서 $[T_2]_{n-1}$ 이 T_2 의 推定値라고 하면 더 나은 推定値 $[T_2]_n$ 은 다음과 같다.

$$[T_2]_n=[T_2]_{n-1}-\frac{f[E]_{n-1}}{f'[E]_{n-1}} \quad (13)$$

$$f'[E]=\frac{df[E]}{dT}=\frac{dE[T_2]}{dT}$$

여기서 $\frac{dE[T_2]}{dT}$ 는 一定體積, 一定溫度 T_2 에서의 瞬間比熱과 실린더內 가스몰數와의 곱이다. 즉,

$$f'[E]=w_m C_v [T_2]$$

$$[T_2]_n=[T_2]_{n-1}-\frac{f[E]_{n-1}}{w_m C_v [T_2]_{n-1}} \quad (14)$$

T_2 의 最初の 推定値는 斷熱變化에 대하여 아래 式에 의해서 求할 수 있다.

$$T_2=T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1}=T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{R_{mol}}{C_v[T_1]}} \quad (15)$$

理想 사이클에서는 殘留가스가 없다고 假定하였으므로 실린더內 가스의 몰數는 空氣·燃料比에 依

存한다. B 를 反應前, A 를 反應後의 物數를 나타낸다고 하고, AFR 은 實際空氣燃料比, $AFST$ 를 理論空氣燃料比라 하면 아래와 같다.

$$B_1=0, \quad B_2=0, \quad B_3=w\left(n+\frac{m}{4}\right)\frac{AFR}{AFST}, \quad B_4=3.76B_3, \quad B_5=0$$

燃焼가 일어나지 않았으므로 $A_i=B_i, \quad i=1, 2, 3, 4, 5$

添字 1, 2, 3, 4, 5는 各各 CO_2, H_2O, O_2, N_2 및 燃料를 나타내며 w 는 燃料의 物數이다.

2.4 定積燃焼過程

Fig. 1에서 2로부터 3에 해당하는 過程으로서 이 過程에서는 $x_f w$ 만큼의 燃料가 燃焼된다. 體積의 變化가 없으므로 일 $dW=0$ 이고, 熱傳達은 없다고 假定했으므로 $dQ=0$ 이다. 이 過程에 대하여 (8) 式의 熱力學 第1法則을 適用하면 다음과 같다.

$$0=(E[T_2]-E_2[T_s])-(E[T_1]-E_1[T_s])+x_f w Q_{vs} \quad (16)$$

(16) 式의 좌변을 $f[E]$ 라 놓고 Newton-Raphson method에 의하여 逐次的인 方法으로 T_2 의 값을 計算한다.

$$f[E]=(E[T_2]-E_2[T_s])-(E[T_1]-E_1[T_s])+x_f w Q_{vs}=0$$

$$f'[E]=\frac{dE[T_2]}{dT}=w_{m2} C_v[T]$$

$$[T_2]_n=[T_2]_{n-1}-\frac{f[E]}{w_{m2} C_v[T_2]}$$

이 때 各 가스의 燃焼前의 物數 B 와 燃焼後의 物數 A 는 다음과 같다.

$$B_1=0, \quad B_2=0, \quad B_3=w\left(n+\frac{m}{4}\right)\frac{AFR}{AFST}, \quad B_4=3.76 B_3, \quad B_5=x_f w$$

$$A_1=x_f w n, \quad A_2=x_f w \frac{m}{2}, \quad A_3=B_3-x_f w\left(n+\frac{m}{4}\right), \quad A_4=B_4, \quad A_5=0$$

最終壓力은 아래의 式에 의하여 求할 수 있다.

$$P_2=\left(\frac{w_{m1}}{w_{m2}}\right)\left(\frac{T_2}{T_1}\right)P_1$$

여기서 w_{m1} 은 過程前의 各 가스의 物數의 合이며 w_{m2} 는 過程後의 各 가스의 物數의 合이다.

2.5 定壓燃焼過程

Fig. 1에서 3으로부터 4에 해당하는 過程으로서 이 過程에서는 w 물의 燃料 中 定積燃焼過程에서 燃焼하지 않은 나머지 燃料 즉, $(1-x_f)w$ 의 燃料가 燃焼한다. 燃焼가 일어나는 동안 定壓이고 體積은 V_1 에서 V_2 로 變하므로 일은 $dW=P(V_2-V_1)$ 이 된다. 斷熱燃焼에 대해서는 熱傳達이 없으므로 $dQ=0$ 이 된다. 그러므로 熱力學 第1法則은 다음과 같다.

$$-P(V_2-V_1)=(E[T_2]-E_2[T_s])-(E[T_1]-E_1[T_s])+(1-x_f)w Q_{vs} \quad (17)$$

이 過程 始作前의 가스의 物數는

$$B_1 = x_f w n, \quad B_2 = x_f w \frac{m}{2}, \quad B_3 = w \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\frac{AFR}{AFST} - x_f \right)$$

$$B_4 = 3.76w \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\frac{AFR}{AFST} \right), \quad B_5 = (1 - x_f)w$$

過程이 끝난 後의 가스의 몰數는

$$A_1 = wn, \quad A_2 = w \frac{m}{2}, \quad A_3 = w \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\frac{AFR}{AFST} - 1 \right), \quad A_4 = B_4, \quad A_5 = 0$$

(17)式에서 T_1 은 定積燃燒過程의 終末과 一致하므로 $E[T_1]$, $E_1[T_1]$, $E_2[T_1]$ 등은 既知數이며 未知數는 $E[T_2]$, T_2 및 V_2 이다. V_2 를 求하기 위하여 狀態方程式으로부터 아래의 式을 誘導한다.

$$V_2 = \left(\frac{W_{m2}}{W_{m1}} \right) \left(\frac{T_2}{T_1} \right) V_1 \quad (18)$$

數值解析은 앞의 過程들과 마찬가지로이다.

$$f[E] = (E[T_2] - E_2[T_2]) - (E[T_1] - E_1[T_1]) + (1 - x_f)wQ_{vs} + P_1(V_2 - V_1)$$

$$f'[E] = \frac{dE[T_2]}{dT} = w_{m2}C_v[T_2]$$

Newton-Raphson method를 使用하기 위한 式으로 고쳐 쓰면 다음과 같다.

$$[T_2]_n = [T_2]_{n-1} - \frac{f[E]}{w_{m2}C_v[T_2]}$$

最初의 T_2 의 推定値는

$$T_2 = T_1 - \frac{(1 - x_f)wQ_{vs}}{w_{m2}C_v[T_1]} \quad (19)$$

에 의하여 求할 수 있다.

2.6 斷熱膨脹過程

이 過程은 Fig.1에서 4로부터 5에 해당하는 過程이며 실린더內 가스의 成分은 一定하다.

$$B_1 = wn, \quad B_2 = w \frac{m}{2}, \quad B_3 = w \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\frac{AFR}{AFST} - 1 \right)$$

$$B_4 = 3.76w \left(n + \frac{m}{4} \right) \left(\frac{AFR}{AFST} \right), \quad B_5 = 0$$

燃燒는 일어나지 않으므로 $A_i = B_i$, $i = 1, 2, 3, 4, 5$

위의 가스成分에 대하여 2.3의 斷熱壓縮過程과 同一한 方法으로 이 過程에 대한 計算이 可能하다.

2.7 機關의 特性值計算

한 사이클 동안에 行하여진 일은 各段階에서의 單位 일을 合함으로써 計算할 수 있다. 즉,

$$W = \oint PdV \quad (J) \quad (20)$$

平均有効壓力은

$$P_m = \frac{W}{V_1 - V_2} = \frac{W}{V_s} \quad (bar) \quad (21)$$

여기서 V_1 은 壓縮初期의 體積이며 V_2 는 壓縮後의 體積이다. V_s 는 실린더 行程容積이다. 熱效率 η_{th} 는

$$\eta_{th} = -\frac{W}{wQ_{rs}} \times 100(\%) \quad (22)$$

出力은 다음과 같다.

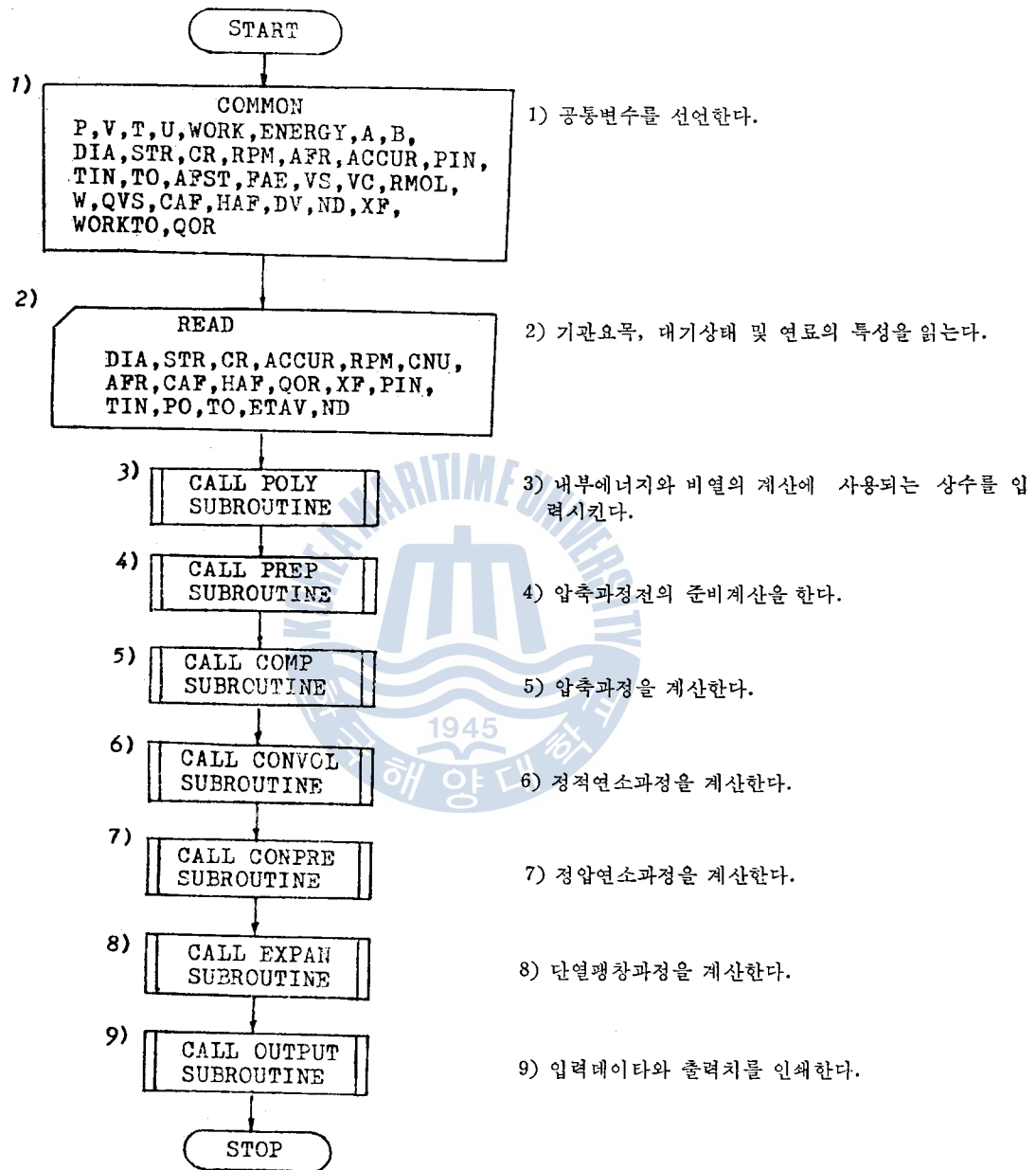
$$P_{over} = \frac{W \times n \times N}{2000} (KW) \quad (23)$$

여기서 n 는 秒當 回轉數이며 N 는 실린더 數이다.

2.8 理想的사이클 시뮬레이션 프로그램의 플로우차아트

<變數名說明>

- DIA* : 機關실린더 內徑
- STR* : 실린더 行程
- CR* : 壓縮比
- ACCUR* : 設定한 正確度
- RPM* : 機關回轉數
- AFST* : 理論空氣量
- AFR* : 實際空氣燃料比
- CAF* : 燃料中 炭素의 重量퍼센트
- HAF* : 燃料中 水素의 重量퍼센트
- QOR* : 燃料의 發熱量
- XF* : 燃料中 定積燃燒하는 比率
- PIN* : 機關에 채워진 空氣의 最初壓力
- TIN* : 機關에 채워진 空氣의 最初溫度
- PO* : 基準壓力
- TO* : 基準溫度
- ETAV* : 容積效率
- ND* : 사이클 等分數의 切半
- P(i)* : i 번째 段階의 가스壓力
- V(i)* : i 번째 段階의 실린더體積
- T(i)* : i 번째 段階의 가스溫度
- U(5,7)* : 内部에너지의 計算에 使用되는 係數
- WORK(i)* : i 번째 段階의 일
- ENERGY(i)* : i 번째 段階의 가스内部에너지
- B(5)* : 段階 始作前 各 가스물數
- A(5)* : 段階 終了後 各 가스물數
- VS* : 실린더 行程容積
- VC* : 燃燒室容積
- RMOL* : 理想氣體常數
- W* : 사이클當 燃燒하는 燃料의 物數
- DV* : 體積의 增分



3. 實際사이클의 시뮬레이션

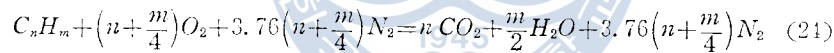
이 시뮬레이션 방법은 2章에 서와 마찬가지로 한 사이클을 여러 段階로 나누어 計算하되 分割度를 크랭크 角度 1°로 한다. 또한 燃料噴射率과 燃燒率을 考慮하며 熱損失도 各 段階마다 計算한다. 사이클 計算을 閉鎖사이클 期間, 즉 吸入 밸브가 닫혔을 때부터 始作하여 壓縮, 燃燒, 膨脹過程을 計算한 후 排氣밸브가 열리기 直前까지를 計算한다.

3.1 實際사이클의 假定條件

- (1) 系外로의 熱損失은 冷却水에 의한 熱傳達만을 考慮한다.
- (2) 실린더 사이클 初期吸入狀態의 壓力과 溫度는 一定하다.
- (3) 실린더에서의 壓力波의 影響은 無視한다. 즉, 실린더內的 氣스의 狀態는 均一하다.
- (4) 실린더의 排氣氣스는 完全히 除去되어 殘留氣스는 없다.
- (5) 容積效率은 80~95%로 假定한다. (最大出力에서 80%)

3.2 燃燒化學方程式

燃燒室內에서 燃燒過程에 參與하는 氣는 燃料과 酸素 뿐이며 窒素는 吸入된 그대로 排出된다. 燃料 C_nH_m 의 燃燒化學方程式은



인양 dmf 의 燃料가 微少時間 dt 동안에 燃燒하면 실린더內的 燃料量은 dmf 만큼 減少하게 되며 酸素의 量도 $\left(n + \frac{m}{4}\right)dmf$ 만큼 減少하게 된다. 反面에 二酸化炭素와 水의 量數는 各各 $ndmf$, $\frac{m}{2}dmf$ 만큼이 增加하며 N_2 의 量數는 그대로이다.

3.3 燃料噴射率

燃料噴射率을 計算하는 것은 困難하므로 單純化해서 燃料는 噴射가 始作하는 角度에서 끝나는 角度까지 一定하게 噴射되는 것으로 한다. 燃料噴射量 M_i 는 아래와 같다.

$$M_i = \frac{\theta - \alpha_2}{\alpha_2 - \alpha_1} \times \omega \quad (25)$$

여기서 ω 는 사이클 당 噴射된 燃料의 量數이고 α_1 은 燃料噴射가 始作되는 角度, α_2 는 燃料噴射가 끝나는 角度이며 θ 는 任意의 크랭크 角度이다.

3.4 燃料準備率과 燃料燃燒率

任意의 크랭크 角度에서 噴射된 燃料量 M_i 는 燃料準備率에 따라 燃燒를 위한 準備가 되어 燃料

燃燒率에 따라서 燃燒하게 된다. 燃料燃燒率은 熱發生率과 同一하며 이 計算에 많이 使用되는 것으로는 Austen-Lyn⁴⁾, Whitehouse-Way⁴⁾, Wiebe 等의 式들이 있으나 本 論文에서는 Whitehouse-Way의 式을 利用한다.

燃料準備率 P 는

$$P = K M_i^{1-x} M_u^x P_{O_2}^y \quad (kmol/deg) \quad (26)$$

燃料燃燒率 R 은

$$R = \frac{K' P_{O_2}^{act}}{N \sqrt{T}} e^{-\frac{act}{T}} (P - R) \quad d\alpha \quad (kmol/deg) \quad (27)$$

여기서 K, x, y, K', act 等은 機關의 型式에 따라 變하는 常數이며 指壓線圖로부터 얻어진다. M_i 는 어떤 時間에 있어서 실린더에 噴射된 燃料의 果積 物數이고 M_u 는 실린더 內의 아직 燃燒準備가 되어 있지 않은 燃料의 物數이며 $M_i - \int P \, d\alpha$ 에 해당한다. P_{O_2} 는 실린더 內 酸素의 分壓이다.

燃料噴射率, 燃料準備率 및 燃料燃燒率의 關係는 Fig. 2와 같다.

(26), (27) 式을 시뮬레이션에 適用시키기 위한 式으로 고치면 다음과 같다.

$$M_i = [M_i]_n, \quad M_u = [M_i]_n - [P_T]_{n-1}$$

燃料準備率은

$$P_n = K [M_i]_n^{1-x} ([M_i]_n - [P_T]_{n-1})^x \quad P_{O_2}^y \quad (Kmol/deg) \quad (28)$$

$$[P_T]_n = [P_T]_{n-1} + P_n \, \Delta\alpha \quad (Kmol) \quad (29)$$

燃料燃燒率은

$$R_n = \frac{K' P_{O_2}^{act}}{N \sqrt{T}} e^{-\frac{act}{T}} ([P_T]_n - [R_T]_{n-1}) \quad (Kmol/deg) \quad (30)$$

$$[R_T]_n = [R_T]_{n-1} + R_n \, \Delta\alpha \quad (Kmol) \quad (31)$$

만약 $[R_T]_n$ 이 $[P_T]_n$ 보다 적으면 充分한 燃料가 準備되므로 燃料의 燃燒는 R_n 에 따른다.

$$dmf = R_n \, \Delta\alpha \quad (32)$$

만약 $[R_T]_n$ 이 $[P_T]_n$ 보다 크면 실린더 內에서 燃料의 準備가 不充分하므로 燃燒는 燃料準備率 P_n 에 따른다.

$$dmf = P_n \, \Delta\alpha \quad (33)$$

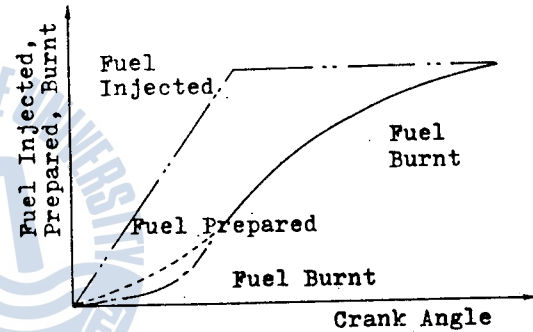


Fig. 2 Relation of cumulative heat release diagram to fuel.

3.5 燃燒室에서의 熱傳達

內燃機關의 燃燒室로부터 外部에로의 熱傳達이나, 혹은 壓縮初期에 있어서의 실린더 壁面으로부터 가스에로의 熱傳達에 관한 計算은 相當히 複雜하므로 보통 Eichelberg⁶⁾, Annand⁴⁾, Woschni⁴⁾ 等의 式을 利用한다. 本 研究에서는 Annand의 式을 利用하며 그 式은 아래와 같다.

$$\frac{q}{A} = a \cdot \frac{k}{D} \cdot (R_c)b \cdot (T_c - T_w) + c(T_c^4 - T_w^4) \quad (34)$$

이 식에서 常數 a, k, b, c 등은 定常狀態의 熱傳達 平衡으로부터 推定한 것과 全體 熱傳達의 係數를 比較해서 얻은 經驗值이다.

時間當의 熱傳達量은

$$\frac{dQ}{dt} = A_s \left[a \cdot \frac{k}{D} \cdot (R_c)b \cdot (T_c - T_w) + c(T_c^4 - T_w^4) \right] \quad (J/s) \quad (35)$$

여기서 D 는 실린더內徑, T_c 는 燃燒室內 各 計算段階 前後 溫度의 平均值, T_w 는 실린더內部 壁面의 溫度이다.

R_c 는 레이놀드 數이며 다음과 같다.

$$R_c = \rho \frac{dV_p}{\mu} \quad (36)$$

여기서 V_p 는 平均 피스톤速度이고 秒當 回轉數 n 와 行程거리 S 와의 곱의 倍이다. ρ 는 氣의 密度이다. 係數 k 는 $C_p \mu / 0.7$ 이며, 여기서 μ 는 氣의 粘度로서 溫度와 成分의 函수이다⁶⁾.

A_s 는 冷却水와 接하고 있는 露出表面積이며 아래와 같다.

$$A_s = \pi D^2 / 4 + V / (D/4) \quad (37)$$

V : 실린더 體積

그러므로 크랭크 角度當의 熱傳達量은 다음과 같다.

$$dQ = \frac{dQ}{dt} \times \frac{dt}{d\alpha} \times \Delta\alpha = \frac{1}{360n} \times \frac{dQ}{dt} \times \Delta\alpha \quad (38)$$

n : 秒當 回轉數

本 시뮬레이션에서는 매 크랭크 角度마다 熱傳達量을 計算하여 熱平衡을 計算한다.

3.6 容積效率과 機械效率

시뮬레이션을 行하기 위해서는 可能한 한 正確한 容積效率과 機械效率의 推定이 必要하다. 그러므로 本 研究에서는 參考文獻^{1) 5)}을 參考로 하여 Fig. 3, 4, 5와 같이 假定하였다. 다만, NS90(C)機關의 容積效率에 대하여서는 實驗結果를 參照하여 回轉數가 같으면 容積效率도 大略 一定하므로 95%로 假定하였다.

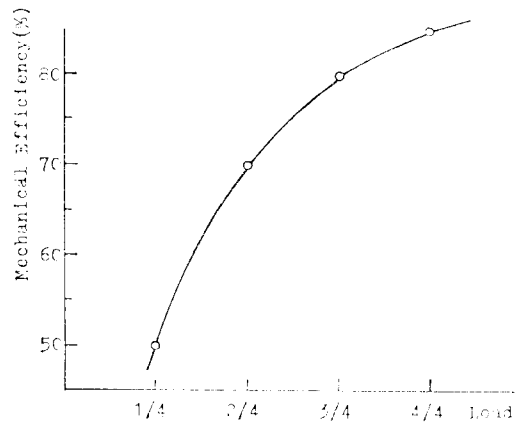


Fig. 3 Mechanical Efficiency of NS90(C) Engine.

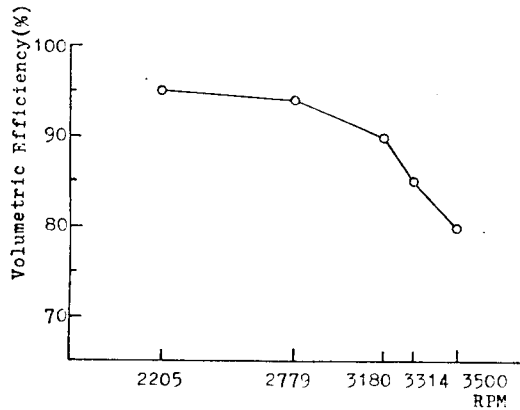


Fig. 4 Volumetric Efficiency of 4D30 Engine.

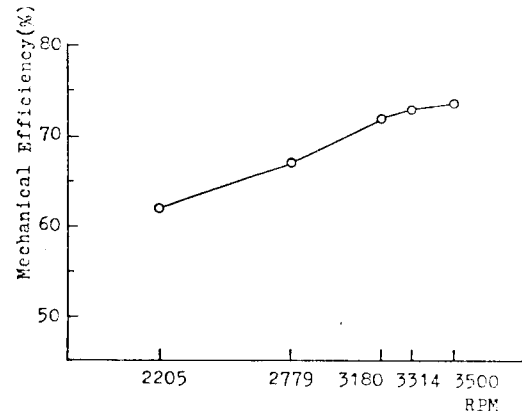


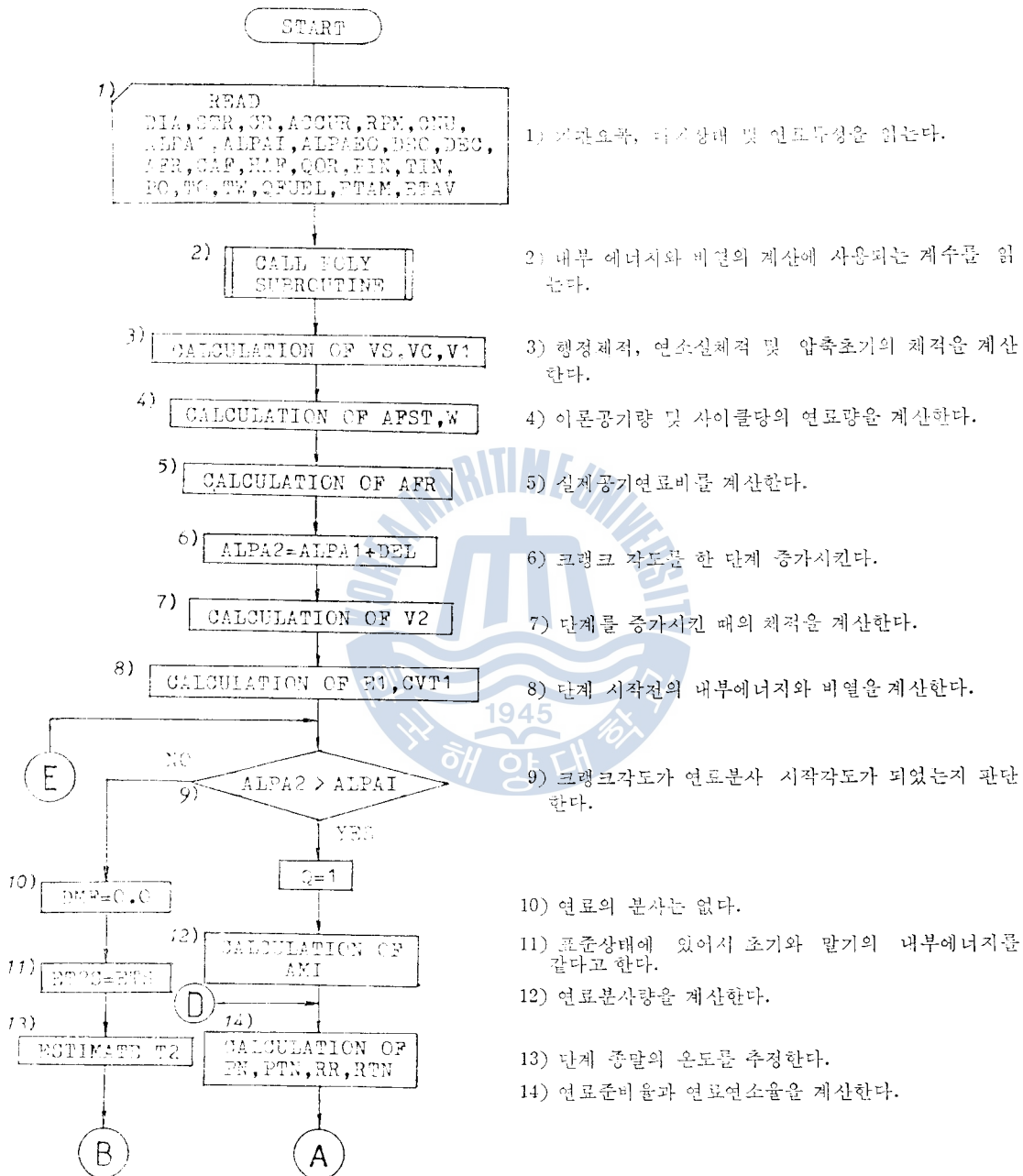
Fig. 5 Mechanical Efficiency of 4D30 Engine.

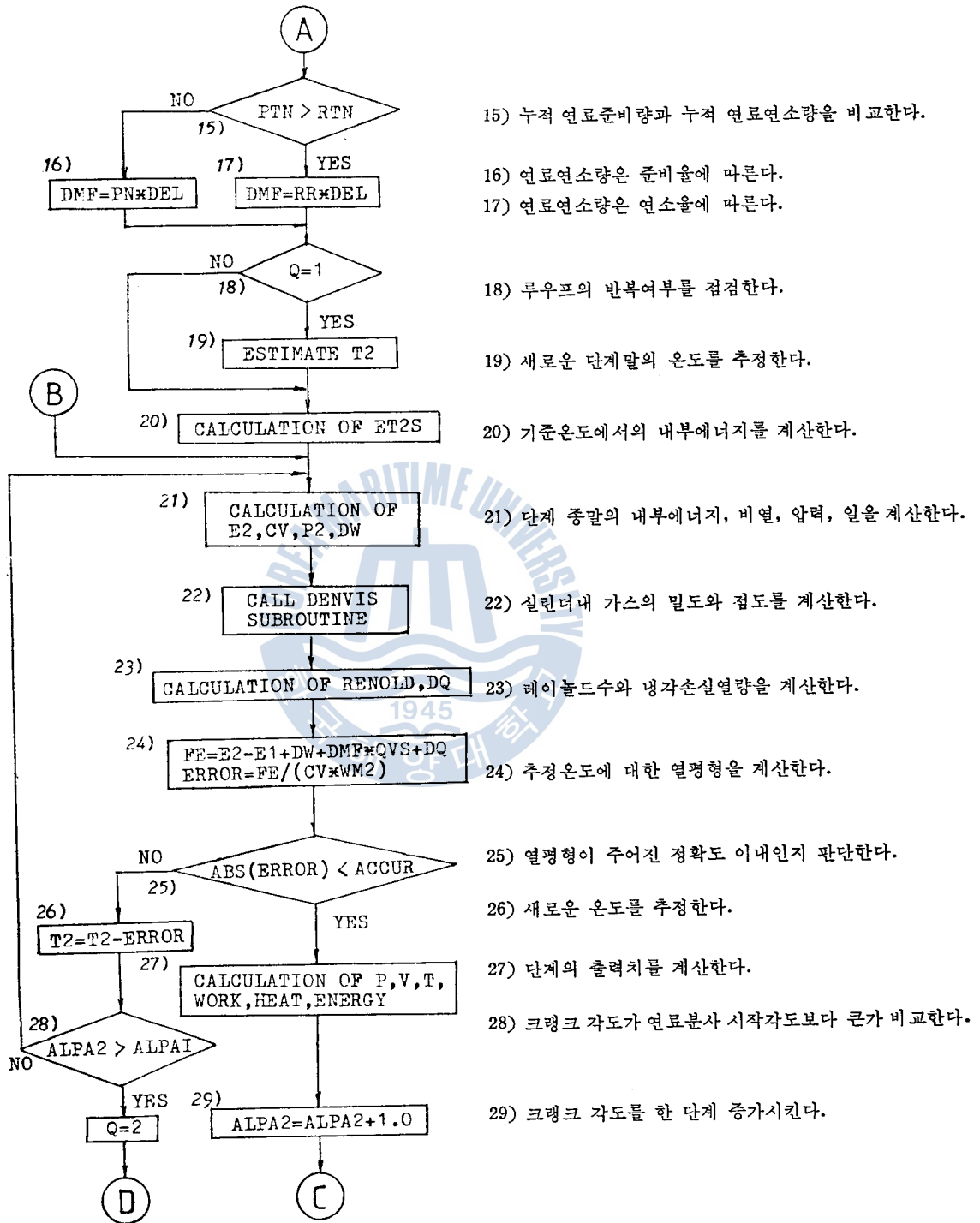
3.7 實際사이클 시뮬레이션 프로그램의 플로우차이트

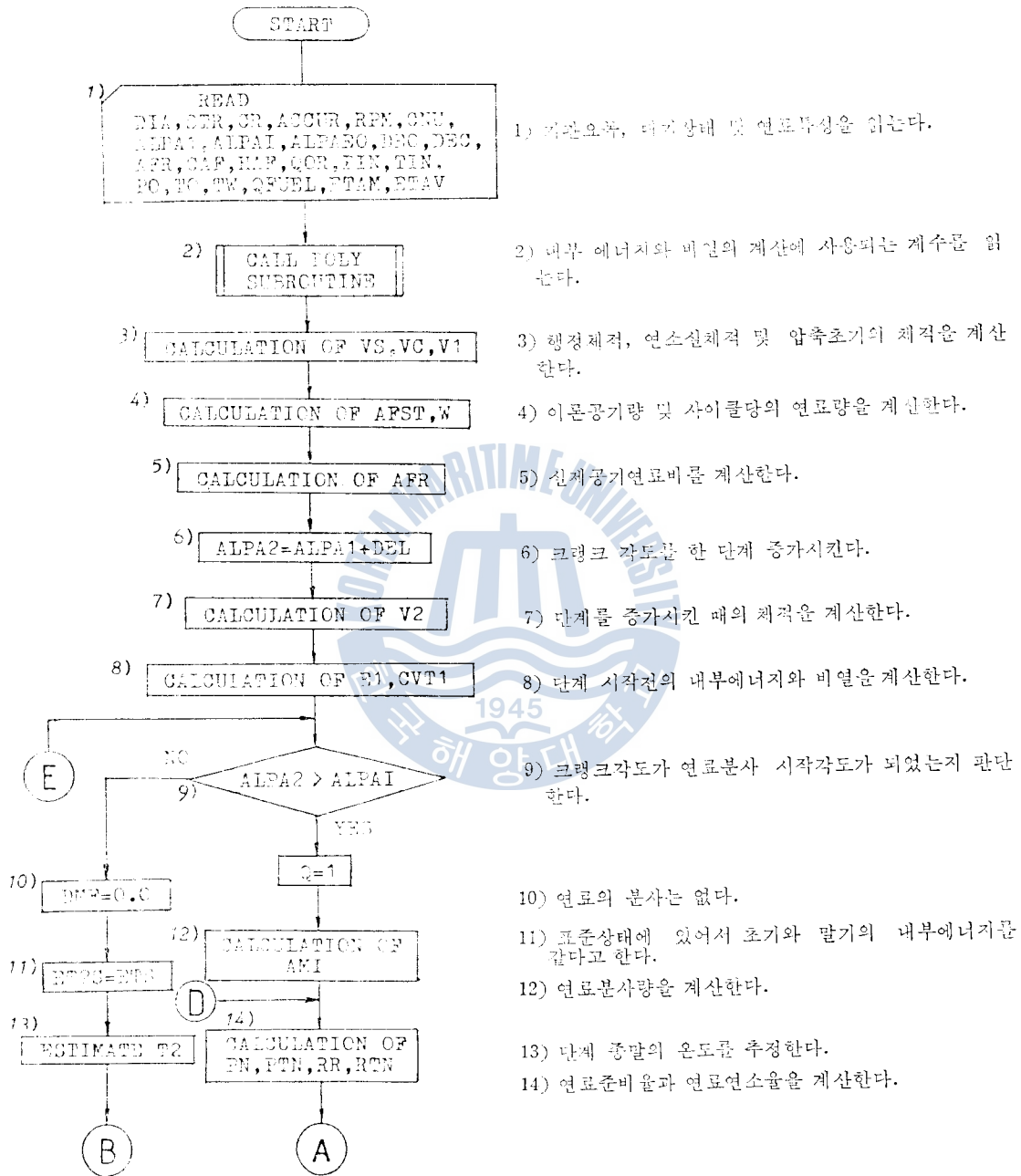
〈變數名說明〉

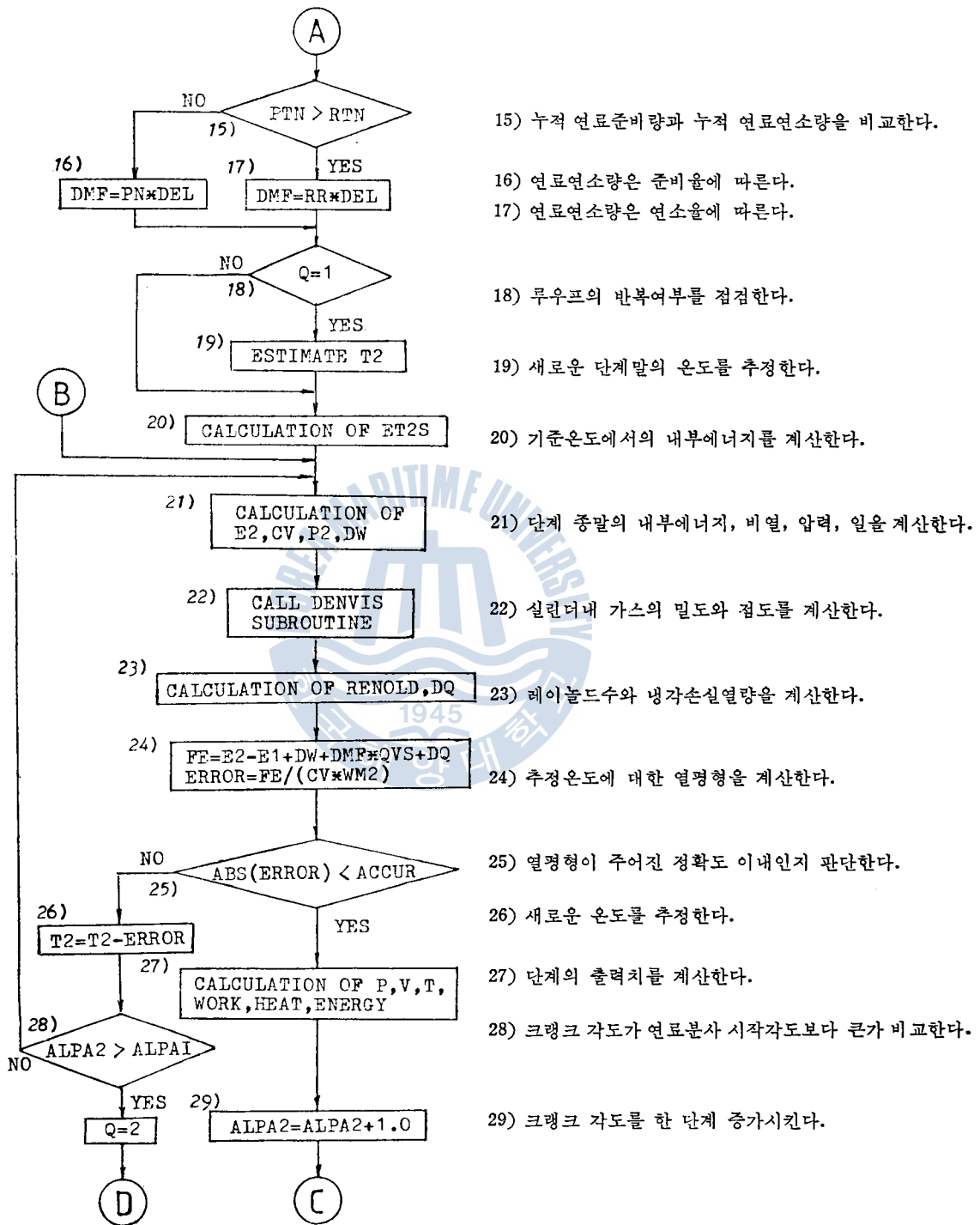
- CNU* : 실린더數
- ALPA1* : 壓縮始作角度
- ALPAI* : 燃料噴射始作角度
- DEC* : 燃料噴射終了角度
- ALPAEO* : 排氣밸브가 열리는 角度
- TW* : 실린더內 壁面溫度
- QFUEL* : 사이클當 供給되는 燃料의 熱量
- ETAM* : 機械効率
- DEL* : 크랭크 角度當의 增分
- DMF* : 한 段階 동안에 燃燒하는 燃料量
- PN* : 燃料準備率
- RR* : 燃料燃燒率
- PTN* : 累積燃料準備率
- RTN* : 累積燃料燃燒率
- RENOLD* : 레이놀드數
- DQ* : 冷却水에 의한 損失熱量

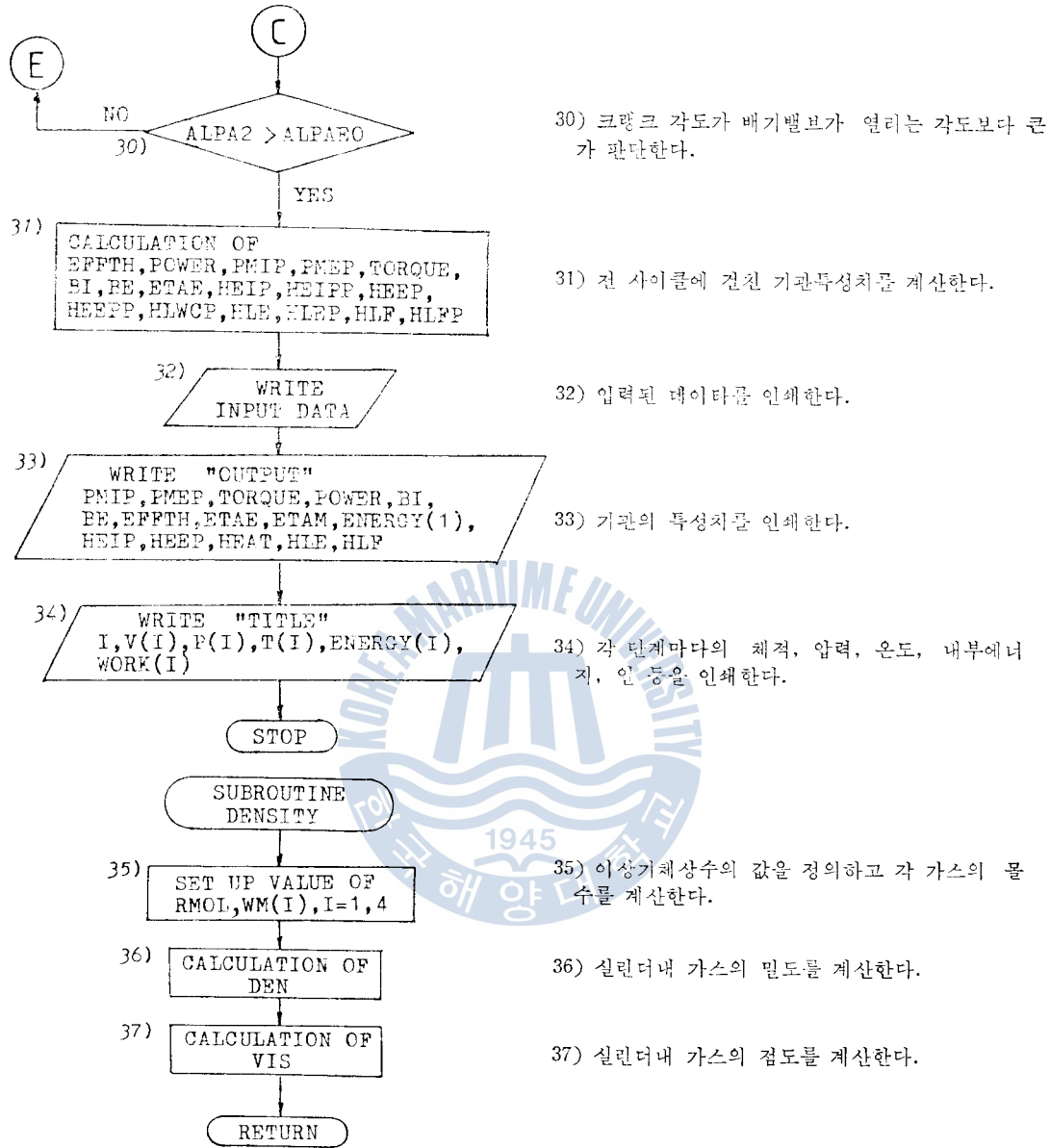
(위의 變數 以外는 理想的사이클 시뮬레이션 프로그램의 變數名과 同一)











4. 實際機關에 대한 適用

本 論文에서는 電算시뮬레이션 프로그램의 信賴性을 確認하기 위해 YANMAR NS90(C)와 Mitsubishi 4D30의 두 機關에 대하여 實驗値와 計算値를 比較檢討하였으며 NS90(C)機關을 A-機關, 4D30機關을 B-機關이라 한다.

A-機關에 대하여는 發電機特性, 즉 一定 回轉數 下에서 機關의 負荷를 變化시키는 方法을 使用하고, B-機關에 대해서는 프로펠러法則에 따라서 回轉數와 負荷를 變化시키는 方法을 使用했다.

A-機關은 實驗을 直接 行하였으며 B-機關은 參考文獻¹⁾에 있는 實驗値를 引用하였다.

4.1 實際機關의 諸元 및 特性

項 目	A-機 關		B-機 關			
機關型式	YANMAR NS90(C)		Mitsubishi 4D30			
사이클	4-行程		4-行程			
冷却系統	水 冷		水 冷			
실린더	1		4			
실린더內徑×行程(mm)	85×90		100×105			
피스톤容積(m ³)	0.510×10 ⁻³		3.298×10 ⁻³			
壓縮比	21.0		19.5			
最大出力(Ps)	9		90			
定格出力(Ps/RPM)	8/2200		68/2800			
最大速度(RPM)	2200		3500			
最大토크(N·m/Ps)	28.71/9		215.75/30			
最小燃料消費率(g/Ps·h)	200		185			
平均有効壓力(bar)	7.076		6.88			
燃燒室	豫燃燒室式		渦流室式			
밸브開閉時期(deg)		開	閉		開	閉
	吸 入	28°BTDC	48°ABDC	吸 入	17°BTDC	47°ABDC
	排 氣	57°BBDC	22°ATDC	排 氣	53°BBDC	11°ATDC
燃料噴射時期(deg)	18°BTDC		18°BTDC			
着火順序	1		1-3-4-2			

4.2 實驗裝置 및 實驗方法

(1) 實驗裝置

實驗裝置로서는 YANMAR NS90(C)機關이 裝置된 內燃機關 綜合性能試驗裝置(東京미터株式會社 製)를 利用하였으며 Fig. 6은 이들 裝置를 보여주고 있다.

Fig. 7은 實驗裝置의 各種機器 配置連結圖를 보여주고 있다.

(2) 實驗方法

實驗은 機關의 回轉數를 一定하게 維持하면서 負荷를 變化시키는 發電機特性의 運轉에 대해서 行하였으며 運轉條件은 다음과 같다.

Table.1 Engine Operating Condition

Order	Speed(RPM)	Output (Ps)	Dynamometer load (kg)
1	2000	2	2.8650
2	2000	4	5.7307
3	2000	6	8.5960
4	2000	8	11.4613

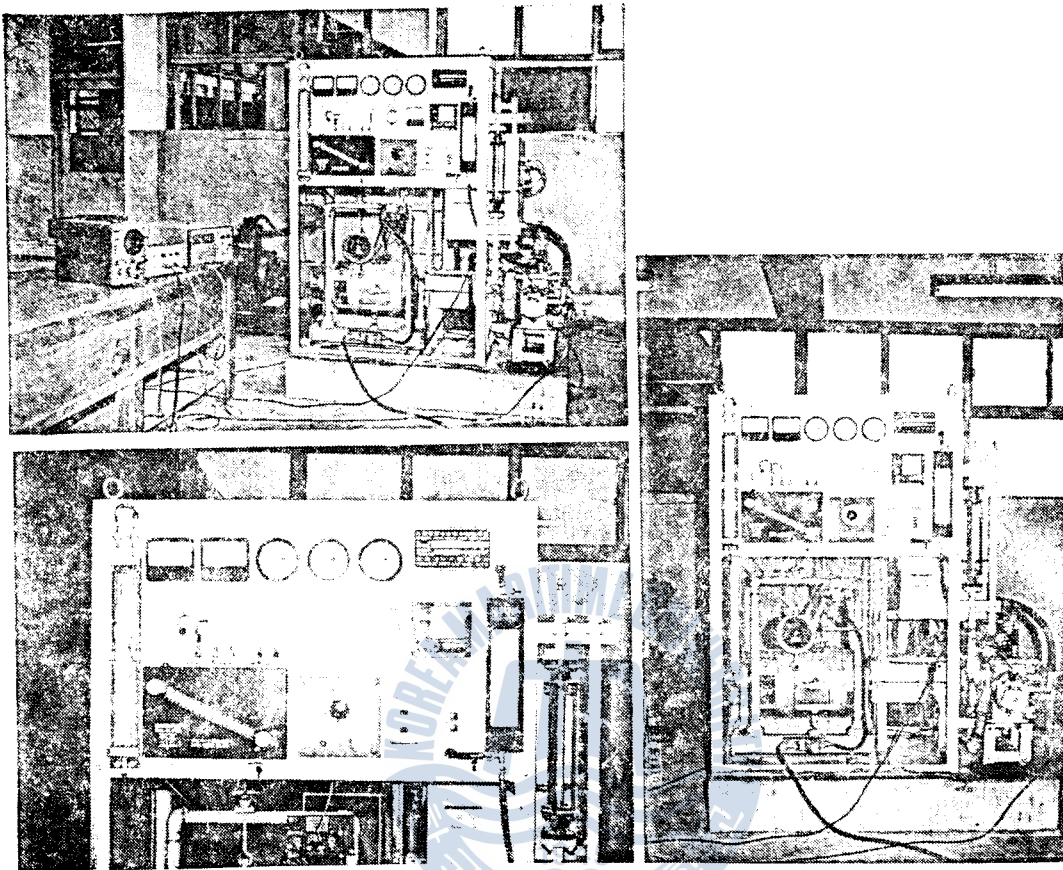


Fig. 6 General Arrangement of Experimental Apparatus.

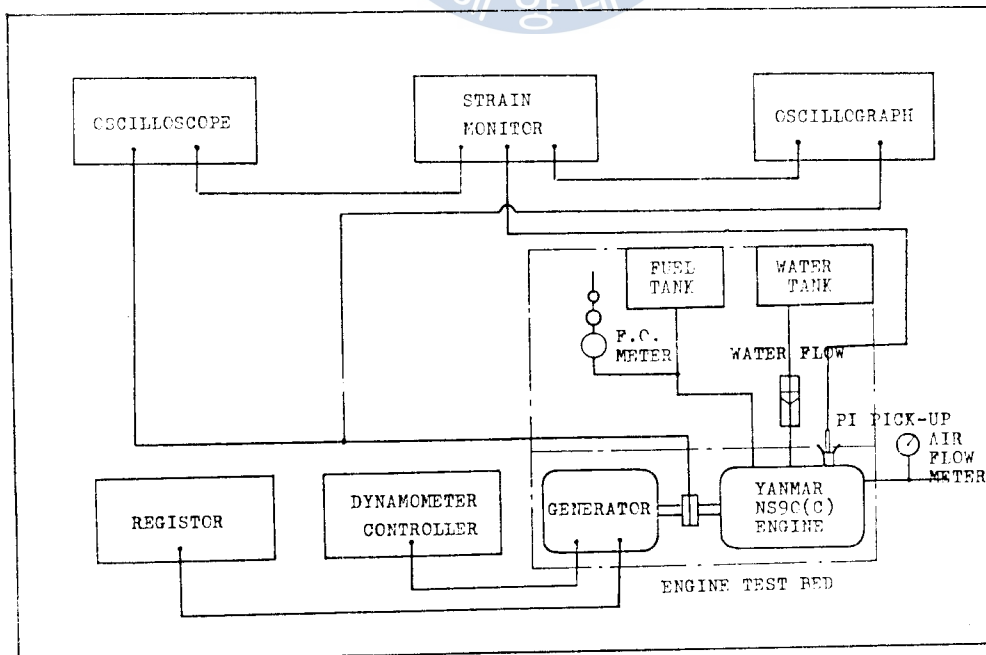


Fig. 7 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

4.3 시뮬레이션에 의한 結果

아래에 B-機關(4D30 Engine)에 대한 4負荷(3500RPM)에서의 理想的 複合사이클과 實際사이클의 시뮬레이션 結果를 例示한다.

```

* IDEAL DUAL COMBUSTION CYCLE ANALYSIS PROGRAM *
*** INPUT DATA ***
CYLINDER DIAMETER 0.100000E 00 (M)
STROKE 0.105000E 00 (M)
COMPRESSION RATIO 0.195000E 02
CYLINDER NUMBER 0.400000E 01
AIR FUEL RATIO 0.190061E 02
CARBON ATOMS IN FUEL 0.880950E 02 (%)
HYDROGEN ATOMS IN FUEL 0.119050E 02 (%)
HEAT OF REACTION -0.421540E 08 (J/KG)
TRAPPED PRESSURE 0.928240E 05 (N/M**2)
TRAPPED TEMPERATURE 0.313000E 03 (K)
REFERENCE PRESSURE 0.101325E 06 (N/M**2)
REFERENCE TEMPERATURE 0.293000E 03 (K)
ENGINE REVOLUTION 0.350000E 04 (RPM)
AIR FUEL RATIO STOICHIO. 0.142283E 02
FUEL AIR EQUIVALENCE 0.748617E 00
FRACTION OF FUEL BURNT IN CONSTANT VOLUME COMBUSTION 0.40

*** OUTPUT ***
I.M.E.P 0.137298E 02 (BAR)
TORQUE 0.360264E 03 (N-M)
POWER(4 STROKE) 0.132096E 03 (KW)
THERMAL EFFICIENCY 0.569821E 02 (%)
VOLUMETRIC EFFICIENCY 0.800000E 02 (%)
HEAT ADDITION BY FUEL 0.198703E 04 (J)
USED HEAT IN EFFECTIVE POWER 0.113226E 04 (J)
HEAT LOSS BY EXHAUST 0.854772E 03 (J)

```

```

* DIESEL COMBUSTION CYCLE ANALYSIS PROGRAM *
*** INPUT DATA ***
CYLINDER DIAMETER 0.100000E 00 (M)
STROKE 0.105000E 00 (M)
COMPRESSION RATIO 0.195000E 02
CYLINDER NUMBER 0.400000E 01
AIR FUEL RATIO 0.168240E 02
CARBON ATOMS IN FUEL 0.880950E 02 (%)
HYDROGEN ATOMS IN FUEL 0.119050E 02 (%)
HEAT OF REACTION -0.421540E 08 (J/KG)
TRAPPED PRESSURE 0.928240E 05 (N/M**2)
TRAPPED TEMPERATURE 0.313000E 03 (K)
REFERENCE PRESSURE 0.101325E 06 (N/M**2)
REFERENCE TEMPERATURE 0.293000E 03 (K)
ENGINE REVOLUTION 0.350000E 04 (RPM)
AIR FUEL RATIO STOICHIOMETRIC 0.142283E 02
FUEL AIR EQUIVALENCE 0.845716E 00
COOLING WATER TEMPERATURE 0.423000E 03 (K)
DEGREE OF FUEL INJECTION START 0.345000E 03
DEGREE OF FUEL INJECTION END 0.365000E 03
DEGREE OF EXHAUST VALVE OPEN 0.487000E 03

```

```

*** OUTPUT ***
PMI 0.970964E 01 (BAR)
PME 0.721426E 01 (BAR)
TORQUE 0.189299E 03 (N-M)
POWER(4 STROKE) 0.694092E 02 (KW)
INDICATED FUEL CONSUMPTION 0.211942E 03 (G/KW-H)
EFFECTIVE FUEL CONSUMPTION 0.285252E 03 (G/KW-H)
INDICATED EFFICIENCY 0.402944E 02 (%)
EFFECTIVE EFFICIENCY 0.299388E 02 (%)
MECHANICAL EFFICIENCY 0.743000E 02 (%)
VOLUMETRIC EFFICIENCY 0.800000E 02 (%)
HEAT ADDITION BY FUEL 0.198718E 04 (J)
USED HEAT IN INDICATED POWER 0.800721E 03 (J)
USED HEAT IN EFFECTIVE POWER 0.594936E 03 (J)
HEAT LOSS BY WATER COOLING 0.557678E 03 (J)
HEAT LOSS BY EXHAUST 0.625571E 03 (J)
HEAT LOSS BY FRICTION 0.205785E 03 (J)

* CALCULATED VALUE *
* MEASURED VALUE *
0.926000E 01 (BAR)
0.687000E 01 (BAR)
0.180500E 03 (N-M)
0.661700E 02 (KW)
0.222300E 03 (G/KW-H)
0.299200E 03 (G/KW-H)
0.384000E 02 (%)
0.285000E 02 (%)
0.743000E 02 (%)
0.800000E 02 (%)
0.198700E 04 (J) (100.0%)
0.763000E 03 (J) (40.3%)
0.567300E 03 (J) (29.9%)
0.505300E 03 (J) (28.1%)
0.719700E 03 (J) (31.5%)
0.196700E 03 (J) (10.4%)
0.198700E 04 (J) (100.0%)
0.763000E 03 (J) (38.4%)
0.567300E 03 (J) (28.4%)
0.505300E 03 (J) (25.4%)
0.719700E 03 (J) (36.2%)
0.196700E 03 (J) (9.5%)

```


4.4 實際運轉結果와 시뮬레이션結果와의 比較·檢討

(1) 各種效率

Fig. 8, 9는 理論的 熱效率(η_{th}), 指示熱效率(η_i) 및 制動熱效率(η_e)을 보여주고 있다.

이 그림에서 理論的 熱效率은 理想的 複合사이클 시뮬레이션에 의한 結果이며 約 60% 程度이다. 指示熱效率 및 制動熱效率은 實際사이클 시뮬레이션에 의한 計算値와 實驗値를 比較하고 있으며 指示熱效率은 A-機關에서는 約 33~40%, B-機關에서는 約 38~44%사이의 값이다. A-機關의 경우 1/4負荷에서는 計算値가 實驗値보다 5% 程度 적으나 3/4~4/4 負荷에서는 거의 一致하고 있다. B-機關의 경우 低負荷에서는 實驗値가 計算値보다 多少 크며 高負荷에서는 이와 반대이다. 最大誤差는 3/4負荷에서 發生하며 約 3% 程度이다. 이와 같은 結果의 原因은 容積效率의 推定이 不正確했기 때문이라고 사료된다.

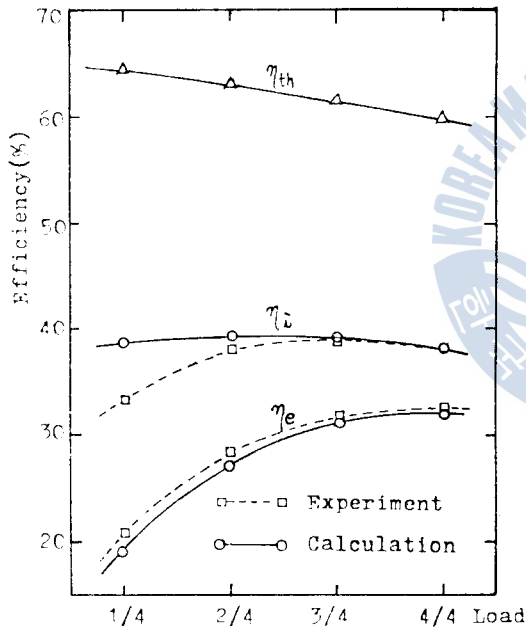


Fig. 8 Comparison of Efficiencies for Engine A.

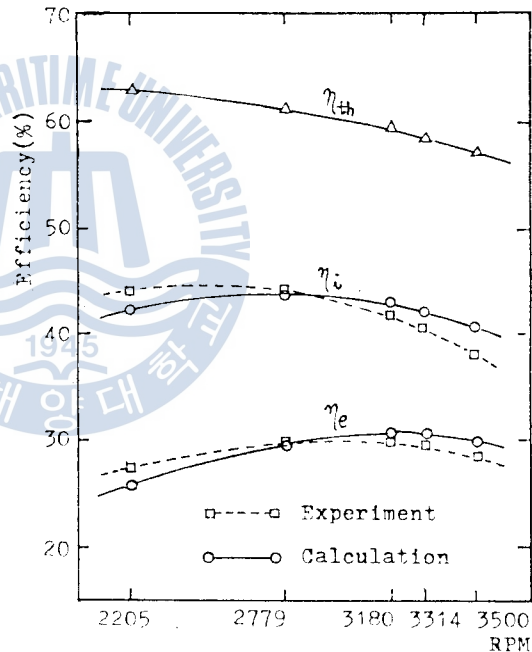


Fig. 9 Comparison of Efficiencies for Engine B.

制動熱效率은 A-機關의 경우 一定 回轉數 下에서 運轉하기 때문에 低負荷가 될수록 機械效率은 갑자기 떨어지고 따라서 制動熱效率도 33%에서 20% 程度로 급격히 減少한다. 이 경우 計算値가 實驗値보다 多少 적으며 1/4負荷에서 約 2% 程度의 最大誤差가 發生한다. B-機關의 경우 負荷의 減少에 따르는 效率의 減少가 比較的 적으며 3/4負荷에서 計算値와 實驗値가 가장 큰 誤差를 보이며 計算値가 約 2% 程度 적다.

(2) 排氣가스로의 損失熱量

Fig. 10, 11은 한 사이클當의 排氣가스 損失熱量에 대한 實驗結果와 計算結果를 比較하고 있다.

A, B-機關 모두 低負荷에서는 잘 맞고 있으나 高負荷에서는 多少 誤差가 있다.

A-機關의 경우 1/4負荷에서 最大誤差 約 14.9%가 發生하며, B-機關의 경우도 역시 1/4負荷에서 最大誤差 約 13%가 發生한다.

이와 같은 結果의 原因은 熱傳達の 計算値가 實際보다 컸기 때문이라고 사료된다.

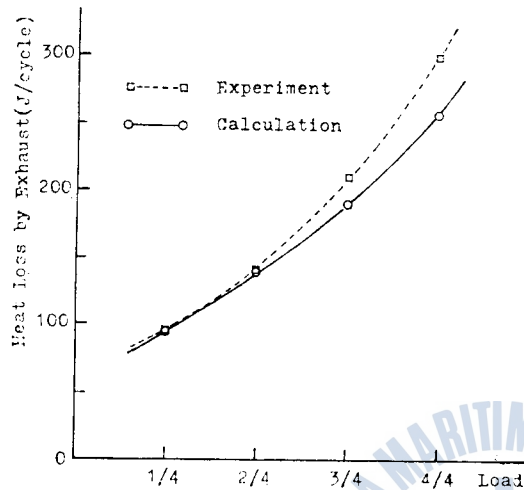


Fig. 10 Comparison of Heat Loss by Exhaust between Experiment and Calculation for Engine A.

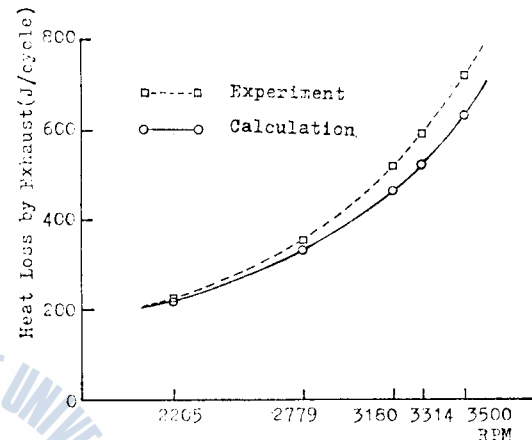


Fig. 11 Comparison of Heat Loss by Exhaust between Experiment and Calculation for Engine B.

(3) 冷却熱量

Fig. 12, 13은 한 사이클當의 冷却熱量에 대한 實驗結果와 計算結果를 보여주고 있다.

A-機關의 경우 高負荷에서는 計算結果가 實驗結果보다 크며 低負荷에서는 實驗結果가 오히려 크다. 最大誤差는 全負荷에서 發生하며 約 11.8% 程度이다. 이와 같은 現象의 理由는 低負荷에서의

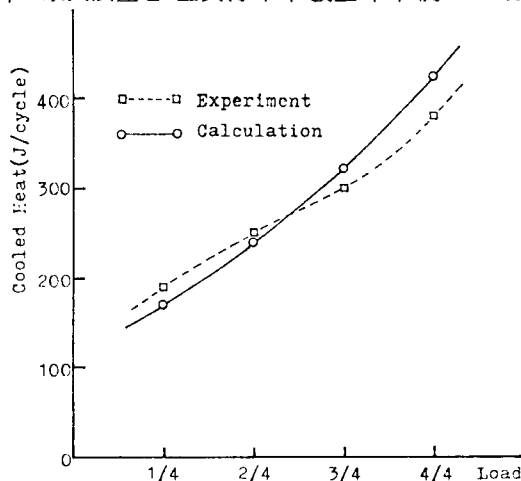


Fig. 12 Comparison of Heat Loss by Cooling Water between Experiment and Calculation for Engine A.

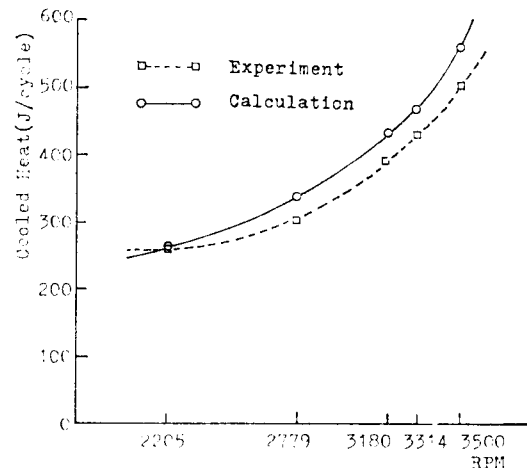


Fig. 13 Comparison of Heat Loss by Cooling Water between Experiment and Calculation for Engine B.

機械効率的 推定値가 實際 實驗値에 비해 너무 낮기 때문이라고 사료된다.

B-機關의 경우 低負荷에서는 잘 맞고 있으나 高負荷로 갈수록 計算値가 커져서 1/4負荷에서 最大誤差가 發生하며 約 10.8% 程度이다. 위의 理由는 實際의 경우 실린더壁面의 溫度는 高負荷로 갈수록 높아지나 計算에서는 一定(423°K)하다고 보았기 때문으로 사료된다.

(4) 燃料消費量 및 平均有効壓力

Fig. 14, 15는 燃料消費量과 平均有効壓力에 대한 實驗結果와 計算結果를 보여주고 있다.

A-機關의 경우 燃料消費量은 計算結果가 實驗結果보다 多少 크며 最大誤差는 1/4負荷에서 發生하며 約 6.9% 程度이다. 平均有効壓力은 計算結果가 實驗結果보다 오히려 작으며 그 誤差는 거의 一定하고 約 6% 程度이다. 위의 理由는 機械効率的 推定値가 實驗値보다 작았기 때문이라 사료된다.

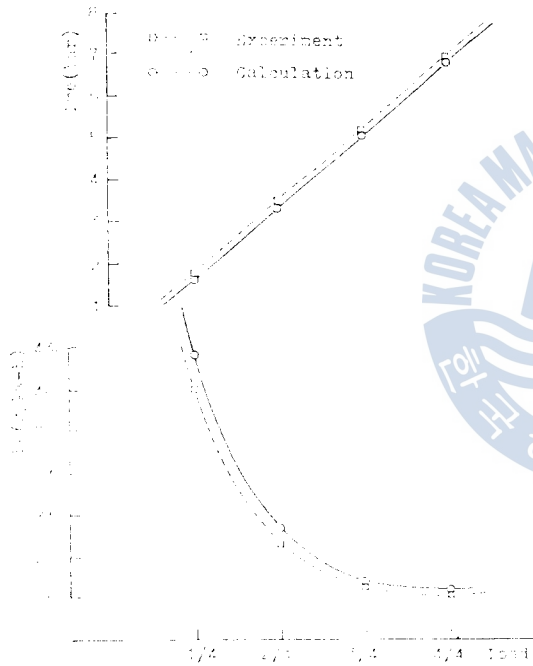


Fig. 14 Comparison of be, Pme between Experiment and Calculation for Engine A.

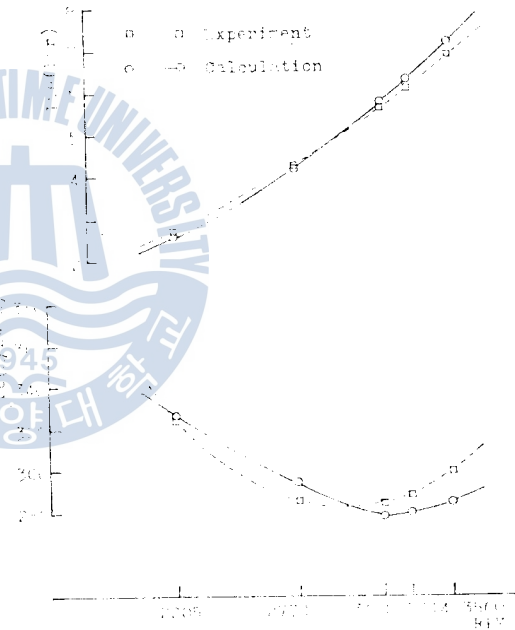


Fig. 15 Comparison of be, Pme between Experiment and Calculation for Engine B.

B-機關의 경우 燃料消費量은 高負荷에서는 實驗結果가 計算結果보다 크며 低負荷에서는 計算結果가 오히려 크다. 그의 最大誤差는 1/4負荷에서 發生하며 約 4.7% 程度이다. 計算에 의한 曲線이 實驗에 의한 曲線을 비슷하게 추적하고 있으나 一致하지 않는 理由는 容積効率的 推定이 不正確했기 때문이라고 사료된다. 平均有効壓力은 燃料消費量과는 반대로 高負荷에서는 計算結果가, 低負荷에서는 實驗結果가 더 크며 最大誤差는 1/4負荷에서 發生하며 約 5% 程度이다.

(5) 出力 및 토오프크

Fig. 16, 17은 出力과 토오프크에 대한 實驗結果와 計算結果를 보여주고 있다.

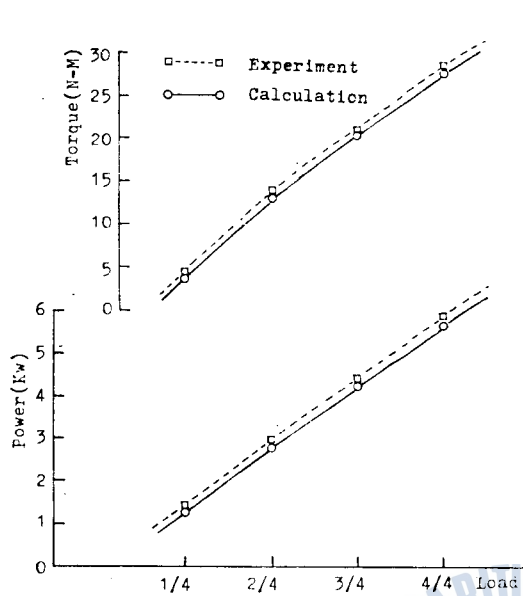


Fig. 16 Comparison of Torque, Power between Experiment and Calculation for Engine A.

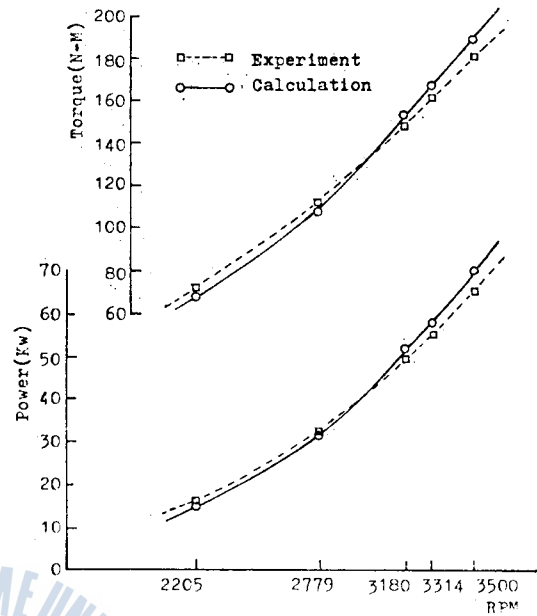


Fig. 17 Comparison of Torque, Power between Experiment and Calculation for Engine B.

A-機關의 경우 出力 및 토오크는 實驗結果가 計算結果보다 多少 크다. 그 誤差는 거의 一定하고 出力과 토오크 모두 最大誤差는 1/4 負荷에서 發生하며 約 6% 程度이다.

B-機關의 경우 出力 및 토오크는 高負荷에서는 計算結果가 實驗結果보다 크고 低負荷에서는 이와 反對이다. 出力과 토오크 모두 最大誤差는 1/4 負荷에서 發生하며 約 4.8% 程度이다. 이에 대한 理由는 機械效率와 容積效率의 推定과 冷却水로의 熱傳達 計算이 不正確했기 때문이라고 사료된다.

5. 結 論

以上과 같이 小形 4行程사이클 無過給 디젤機關에 대한 理想的 複合사이클과 實際的 複合사이클의 性能을 시뮬레이션하는 電算프로그램을 開發하고 이에 대한 信賴性を 確認하기 위하여 YANMAR NS90(C)(A-機關)에 대한 筆者의 實驗과 參考文獻에서 引用한 Mitsubishi 4D30(B-機關)의 두 경우에 대하여 適用시켜 본 結果 다음과 같은 結論을 얻을 수 있었다.

1. 排氣가스로의 熱損失은 低負荷에서는 잘 一致하나 高負荷에서는 實驗値가 計算値보다 多少 크며 最大誤差는 A-機關의 1/4 負荷에서 發生하고 約 14.9% 程度이다.
2. 冷却熱量은 A-機關의 경우 高負荷에서는 計算値가 實驗値보다 크며 低負荷에서는 이와 반대이고, B-機關의 경우 計算値가 多少 크다. 最大誤差는 A-機關의 全負荷에서 發生하며 約 11.8% 程度이다.
3. 燃料消費量은 A-機關의 경우 計算値가 多少 크며, B-機關의 경우 高負荷에서는 實驗値가 크고 低負荷에서는 計算値가 크다. 最大誤差는 A-機關의 1/4 負荷에서 發生하며 約 6.9% 程度이다.

4. 平均有効壓力, 出力 및 토오크는 A-機關의 경우 實驗値가 多少 크고, B-機關의 경우 高負荷에서는 計算値가 크며 低負荷에서는 實驗値가 크다. 最大誤差는 A-機關의 1/4負荷에서 發生하며 約 6% 程度이다.

以上の 結果로 부터 시뮬레이션의 誤差는 상당히 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 本 프로그램을 基礎로 하여 吸·排氣系統의 시뮬레이션을 추가하고 機械效率, 容積效率, 燃料準備率 및 燃燒率의 推定을 좀 더 合理的으로 行한다면 매우 有用한 시뮬레이션 프로그램이 될 것으로 思料된다.

參 考 文 獻

1. S. Izumi. et al. Combustion of Degraded Fuel in High Speed Diesel Engines, 14th CIMAC, 1981.
2. Ashley S. Campbell, Thermodynamic Analysis of Combustion Engines, pp.158~160, John Wiley & Sons, 1979.
3. Rowland S. Benson, Advanced Engineering Thermodynamics, Second edition, pp.23~46, Pergamon Press, 1977.
4. Rowland S. Benson. et al. Internal Combustion Engines, pp.79~84, pp.155~161, pp.273~301, Pergamon, 1979.
5. 全孝重, 船用內燃機關講義, pp.78~82, 韓國海洋大學 海事圖書出版部, 1979.
6. 金熙喆, 俞炳澈, 內燃機關, pp.354~383, 文運堂, 1980.
7. 日本造船研究協會, 排氣ターボ高過給 船用中小型ディーゼル機關の 性能シミュレーションの 研究報告書, 研究資料 No.162, pp.11, 1972.3.
8. 三木 毅 外 2人, 電子計算機による 4 사이클排氣ター보過給ディーゼル機關の熱사이클의シミュレーション, 船用機關學會 春季講演會前刷, 1969.5.
9. 永井 將 外 1人, 變動壓排氣ター보過給二사이클ディーゼル機關における사이클의近似理論的解析, 日本船用機關學會誌, 第4卷 第2號, 1969.
10. 永井 將, 大形2사이클ディーゼル機關의사이클特性, 日本船用機關學會誌, 第4卷 第10號, 1969.
11. 永井 將 外 3人, 大形ディーゼル機關における有効燃燒率의解析, 日本船用機關學會誌, 第5卷 第1號.
12. 下津正輝 外 1人, 高過給四사이클中速ディーゼル機關による燃燒實驗(熱發生 패턴, 燃料噴霧의燃燒速度について), 日本機械學會論文集(B編), 47卷 418號, 1981.
13. 徐錫洪, 副室付きディーゼル機關의熱力學的 特性, 內燃機關, Vol.4, No.35, 1965.

可變傳熱 히이트 파이프의 特性에 관한 研究

金 鎔 模

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics
of Variable Conductance Heat Pipe

Yong-mo Kim

.....〈目 次〉.....

Abstract

記號說明

1. 序 論
 2. 可變傳熱 히이트 파이프의 傳熱理論
 3. 實驗裝置 및 實驗方法
 - (1) 實驗用 히이트 파이프
 - (2) 加熱部 및 冷却部
 - (3) 溫度測定部 및 壓力測定部
 - (4) 實驗方法
 4. 實驗結果 및 考察
 5. 結 論
- 參考文獻