

多氣筒 4사이클 스파크 點火機關의 가스 交換過程에 關한 豫測
Prediction on Gas Exchange Process of a Multi-Cylinder
4-Stroke Cycle Spark Ignition Engine

李 秉 海* 李 在 徹** 宋 俊 鎬***
B. H. Lee, J. C. Lee, J. H. Song

ABSTRACT

The computer program which predicts the gas exchange process of multi-cylinder 4-Stroke cycle spark-ignition engine, can be great assistance for the design and development of new engine. In this study, the computer program was developed to predict the gas exchange process of multi-cylinder four stroke cycle spark ignition engine including intake and exhaust systems. When gas exchange process is to be calculated, the evaluation of the variation of the thermodynamic properties with time and position in the intake and exhaust systems is required.

For the purpose, the application of the generalized method of characteristics to the gas exchange process is known as one of the method. The simulation model developed was investigated to the analysis of the branch system of multi-cylinder. The models used were the 2-zone expansion model and single zone model for in cylinder calculation and the generalized method of characteristic including area change, friction, heat transfer and entropy gradients for pipe flow calculation.

The empirical constants reduced to least number as possible were determined through the comparison with the experimented indicator diagram of one particular operating condition and these constants were applied to other operating condition. The predicted pressures in cylinder were compared with the experimental results over the wide range of equivalence ratio and ignition timing. The predicted values have shown good agreement with the experimental results. The thermodynamic properties in the intake and exhaust system were predicted over the wide range of equivalence ratio and ignition timing.

The obtained results can be summarized as follows.

* 正會員, 蔚山專門大學 機械科
** 蔚山專門大學 機械科
*** 蔚山專門大學 金型設計科

1. Pressures in the exhaust manifold have a little influence on the equivalence ratio, a great influence on the ignition timing.
2. Pressures in the inlet manifold are nearly unchanged by the equivalence ratio and the ignition timing.
3. In this study, the behaviors of the exhaust temperature, gas in the exhaust manifold were ascertained.

記 號 說 明

a : 音速(m/s)
 a_r : 基準音速(m/s)
 A : 無次元 音速(a/a_r)
 A_a : 無次元 音速(a_A/a_r)
 A : 벨브의 斷面積(m^2)
 D : 直 徑(m)
 f : 摩擦係數
 F : 傳熱面積(m^2)
 k : 比 熱 比
 L_r : 基準길이(m)
 m : 質 量(kg)
 P : 壓 力(Pa)
 P_r : 基準壓力(Pa)
 q : 流體의 單位 質量當 傳熱率(J/kg·s)
 R : 氣體常數(J/kg·K)
 t : 時 間(s)
 T : 溫 度(K)
 u : 流體 粒子의 速度(m/s)
 U : 流體 粒子의 無次元 速度(u/a_r)
 V_p : 피스톤의 平均速度(m/s)
 Z : 無次元 時間($a_r t/L_r$)
 λ : 擬 Riemann 變數
 β : 擬 Riemann 變數
 ρ : 密 度(kg/m^3)

〈下 添 字〉

C : 실 린 더
 e : 排 氣
 i : 吸 氣
 in : 流 入
 N : 分岐管의 數
 g : 가 스
 out : 流 出

P : 管
 r : 基 準
 w : 壁

1. 緒 論

내연기관에 대한 사이클 시뮬레이션은 燃燒 過程에서 실린더내의 狀態量과 燃燒現象을 豫測하는데 有益한 道具가 되며 이에 대한 試圖가 Trilochan Singh 등^{1)~4)}에 의하여 행해졌다. 국내에서도 燃燒모델에 관한 研究는 비교적 많은 편이나^{5)~10)} 가스交換過程에 대한 것은 드물고 일부 연구마저도 單氣筒機關¹¹⁾¹²⁾에 국한되고 있는 實情이다.

熱力學사이클을 效果的으로 解析하기 위하여서는 動力사이클에 대한 計算뿐만아니라 이들 狀態變化에 敏感한 영향을 미치는 吸·排氣 過程中的 狀態變化도 반영하여야 한다. 吸·排氣過程 중 실린더내의 狀態變化는 吸·排氣管內의 氣의 流動狀態에 좌우되며 따라서 さい한 計算을 위해서는 管內의 流動計算이 主要한 問題로 대두된다. 管內의 流動現象을 解析하는 데는 吸·排氣過程中 실린더內로 出入하는 質量流量을 計算하기 위하여 初期에는 管內의 狀態量을 準定常 模型을 使用하였다. 그 후 管內의 크랭크角에 따른 壓力變化는 計算하나 任意의 位置에 따른 狀態變化는 고려하지 않는 Filling and Emptying 모델이 登場하였다. 이 모델은 機關性能에는 어느程度 一致하는 結果를 보이고 있으나 吸·排氣系統의 形狀, 치수의 變化 및 任意位置에서 熱力學的 狀態量의 時間的인 變化 뿐만아니라 空間的인 變化까지도 計算할 수 있는 特性曲線法^{13)~20)}에 의한 해석이 바람직하다. 吸·排氣 過程에서 管內를 지나는 氣의 流動은 各流

體粒子的流動에 따른 壁面과의 摩擦, 斷面積變化, 熱傳達, 에트로피變化 및 組成의 變化에 따른 比熱比의 變化를 考慮한 一般화된 特性曲線法을 適用하여 解析하였다. 특히 多氣筒 機關에서 나타나는 실린더間的 流動干涉 影響을 고려하기 위하여는 定壓-完全混合 모델을 이용하여 吸·排氣分岐管에서의 流動을 시뮬레이션 하였다.

本 研究를 원활하게 遂行하기 위해 多氣筒 機關에 適用하여 가스交換過程을 考慮할 수 있고 實驗常數가 比較的 적은면서 實驗結果가 實際에 가깝게 豫測할 수 있는 컴퓨터 프로그램 개발은 內熱機關의 開發, 設計 및 解析을 위해 必要하다. 이러한 目的을 위해 開發된 프로그램으로 하여금 4氣筒 4사이클 點火機關을 對象機關으로 選定하고 實驗常數가 적은 2領域 모델을 利用하여 特定運轉條件에서 求한 實驗常數로 하여 다른 運轉條件에서 얻은 壓力-크랭크角線圖와 壓力-體積線圖 등과의 豫測値와 實驗값이 比較的 잘 一致하는 것을 確認하고 가스交換過程인 吸·排氣管內에서 狀態量을 豫測하는데 있어 當量比를 變化시킨 경우와 點火時期를 變化시킨 경우에 대해 檢討하였다.

2. 理論 및 基本方程式

2.1 실린더內的 熱力學的 모델

新氣와 殘留가스의 混合物이 壓縮되는 過程, 燃燒가 끝난後 既然가스만의 膨脹過程 및 吸·排氣過程中的 실린더內的 가스의 熱力學的 狀態量은 全 실린더內 가스가 均一한 狀態로 存在하는 것으로 生覺하는 單一領域 모델을 利用하여 計算한다. 既然가스만의 膨脹過程에 溫度, 壓力變化에 따른 燃燒가스의 組成의 變化를 고려한다.

이때 크랭크角에 따른 실린더內的 壓力變化는 熱力學 第一法則으로부터 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$\frac{dP_c}{d\alpha} = \frac{k_c - 1}{V_c} \left[-\frac{k_c}{k_c - 1} P_c \frac{dV_c}{d\alpha} + \frac{a_{io}^2}{k_i - 1} \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{a_{eo}^2}{k_e - 1} \frac{dm_e}{d\alpha} + \frac{dQ}{d\alpha} \right] \quad (1)$$

여기서 $\frac{dm_i}{d\alpha}$, $\frac{dm_e}{d\alpha}$ 는 크랭크角에 따른 실린더內로 流入·流出하는 가스의 質量으로서 실린더內로 流入되는 質量은

$$\frac{dm_i}{dt} = \rho_i u_i A_{vi} \quad (2)$$

이고 排氣瓣을 통해 流出되는 質量은 다음과 같다.

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_e u_e A_{ve} \quad (3)$$

이때 실린더內의 質量平衡式은

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt} - \frac{dm_e}{dt} \quad (4)$$

이고 單位 크랭크角에 대한 실린더內的 質量平衡式으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{dm_e}{d\alpha} \quad (5)$$

壁面과의 熱傳達는 다음과 같은 Annand의 方程式으로 구할 수 있다.

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{F A_g Re^B h}{6N D_c} (T_w - T) \quad (6)$$

여기서

$$Re = \frac{\rho \cdot D_c \cdot V_p}{\mu}, \quad h = \frac{C_p \cdot \mu}{0.7}$$

위의 式(1), (5)로부터 실린더內的 壓力, 質量의 變化를 Runge-Kutta 法을 利用하여 다음 時間段階에서 壓力, 質量을 求하고 理想氣體의 狀態 方程式으로부터 실린더內的 溫度는 다음 式으로 計算할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} (P_c)_{n+1} &= (P_c)_n + \frac{dP_c}{d\alpha} \Delta\alpha \\ (m_c)_{n+1} &= (m_c)_n + \frac{dm_c}{d\alpha} \Delta\alpha \\ (T_c)_{n+1} &= \left(\frac{P_c V_c}{R_c m_c} \right)_{n+1} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

2.2 吸·排氣管內의 流動解析

吸·排氣管內의 壓力波의 變動을 正確하게 計算하여야 機關性能의 變化를 正確하게 豫測할 수 있다. 이를 위하여 本 論文에서는 管內에서의 流動을 1次元 非定常流動이라고 假定하고 特性曲線法을 利用하여 計算한다. 壁面과의 摩擦과 熱傳達, 面積의 變化 및 엔트로피의 變化가 있는 1次元非定常流動의 方程式으로서는 連續 方程式, 運動量 方程式 및 에너지 方程式이 있다. 이들 3개 方程式에 대하여 다음과 같은 特性 方程式을 얻는다.

壓力波 特性曲線(Wave Characteristics):

方向條件:

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (8)$$

適合條件

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (k-1) \rho \left(q + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) \\ + \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \frac{\rho a u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

流跡線 特性曲線(Path Line Characteristics):

方向條件:

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (10)$$

適合條件:

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1) \rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) \\ = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

數學的 觀點에서 特性曲線은 이 線을 지나 는 連續 方程式, 運動量 方程式, 에너지 方程式과 같은 偏微分方程式이 式(8)~(11)과 같은 常微分方程式으로 變形될 수 있는 曲線을 意味한다.

다음과 같이 擬 Riemann 變數^{(11), (14)}를 定義하고 無次元化하면 連續方程式, 運動量方程式 및 熱力學의 第一法則에 대한 特性方程式을 얻을 수 있다.

擬 Riemann 變數:

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U; \quad d\lambda = dA + \frac{k-1}{2} dU \quad (12)$$

$$\beta = A - \frac{k-1}{2} U; \quad d\beta = dA - \frac{k-1}{2} dU \quad (13)$$

$$A = \frac{\lambda + \beta}{2}; \quad U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \quad (14)$$

1) λ 特性曲線

式(12)의 關係를 滿足하는 壓力波特性曲線을 λ 特性曲線이라 부르며 이 特性曲線의 기울기를 나타내는 方向條件과 特性曲線에 따른 λ 값의 變化를 나타내는 適合條件은 다음과 같다.

方向條件:

$$\frac{dX}{dZ} = U + A \quad (15)$$

$$\left(\frac{dX}{dZ} \right)_\lambda = \left(\frac{k+1}{2(k-1)} \right) \lambda - \left(\frac{3-k}{2(k-1)} \right) \beta \quad (16)$$

適合條件:

$$\begin{aligned} d\lambda = -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} - \frac{k-1}{2} \\ \frac{2fL_r}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left\{ 1 - (k-1) \frac{U}{A} \right\} dZ \\ + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL_r}{a_r^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (17)$$

2) β 特性曲線

式(13)의 關係를 滿足하는 壓力波特性曲線을 β 特性曲線이라 부르며 이 特性曲線의 方向條件과 適合條件은 다음과 같다.

方向條件:

$$\frac{dX}{dZ} = U - A \quad (18)$$

$$\left(\frac{dX}{dZ} \right)_\beta = \left(\frac{3-k}{2(k-1)} \right) \lambda - \left(\frac{k+1}{2(k-1)} \right) \beta \quad (19)$$

適合條件:

$$\begin{aligned} d\beta = -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} + \frac{k-1}{2} \\ \frac{2fL_r}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left\{ 1 + (k-1) \frac{U}{A} \right\} dZ \end{aligned}$$

$$+ \frac{(k-1)^2 q L_r}{2 a_r^3} \frac{1}{A} dZ \quad (20)$$

3) 流跡線特性曲線
 方向條件 :

$$\frac{dX}{dZ} = U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \quad (21)$$

適合條件 :

$$dA_a = \frac{k-1}{2} \frac{A_a}{A^2} \left[\frac{q L_r}{a_r^3} + \frac{2 f L_r}{D} |U^3| \right] dZ \quad (22)$$

式(22)에서 나타난 새로운 變數 A_a 는 流體粒子的 엔트로피의 尺度이다. 適合條件의 式(17), (20), (22)에 나타난 管壁面과의 對流 熱傳達 q 는 Reynolds 相似法則을 適用하여 다음과 같은 式으로 表示할 수 있다.³⁰⁾

$$q = \frac{2k}{k-1} R_f \frac{U a_r}{D_p} (T_w - T_g) \quad (23)$$

주어진 時間과 位置에서 λ , β 및 A_a 가 알려지면 다음 式에서 溫度와 壓力을 求할 수 있다.

$$P = \left(\frac{\lambda + \beta}{2A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot P_r \quad (24)$$

$$T = a_r^2 \left(\frac{\lambda + \beta}{2} \right)^2 / kR \quad (25)$$

P , T 가 求해지면 Vickland의 모델²⁰⁾²⁷⁾을 使用하여 平衡熱力學方程式으로부터 平衡狀態와 組成이 求해진다. 溫度와 組成을 알면 混合氣에 대한 定積比熱과 分子量을 計算할 수 있다.

실린더 내에서 일어나는 過程에 대한 시뮬레이션 모델로서는 點화가 이루어지므로써 旣然과 未燃인 2領域모델과 壓縮, 기인 가스만의 膨脹 및 吸·排氣過程의 경우와 같이 실린더內的 內容物이 均一하게 分布되어 있는 것으로 생각하는 單一領域모델이 있으며 이러한 過程에서 燃燒時에 生成物로서는 H_2O , H , OH 등 12個의 化學種을 考慮하였다.

2.3 境界條件

管 境界에서 流動解析으로서는 氣化器를 통한 流動은 完全히 確立된 1次元 流動으로 看做하고 氣化器를 斷熱壓力降下모델을 使用하였다.¹¹⁾²¹⁾²²⁾

실린더로부터 流出의 경우에는서는 亞音速流動 및 音速流動의 여부에 따라 에너지方程式과 連續方程式으로부터 서로 다른 境界 方程式이 세워진다.²³⁾²⁴⁾²⁶⁾

亞音速 流動 :

$$F_1 \left(\frac{U}{A_c} \right) = \left[1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{U}{A_c} \right)^2 \right]$$

$$\left\{ \varphi \left\{ \varphi^2 + 2(k-1) \frac{\left(\frac{U}{A_c} \right)^2}{\left[1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{U}{A_c} \right)^2 \right]^2} \right\}^{\frac{1}{2}} - \varphi^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{P_c}{P_r} \right)^{(k-1)/2k} - \left(\frac{U}{A_c} \right)$$

$$\left(\frac{\lambda_{im} + \frac{k-1}{2} U}{A_m} \right) = 0 \quad (26)$$

音速 流動 :

$$F_2 \left(\frac{U}{A_c} \right) = \varphi \left(\frac{P_c}{P_r} \right)^{(k-1)/2k} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/4k}$$

$$\left[\frac{1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{U}{A_c} \right)^2}{\frac{U}{A_c}} \right]^{(k-1)/2k} - \left[\frac{\lambda_{im} + \frac{k-1}{2} U}{A_m} \right]$$

$$= 0 \quad (27)$$

여기서 φ 는 밸브의 有效流動面積과 管의 斷面積과의 比로 定義되는 有效斷面積비이며 音速과 亞音速流動의 境界를 이루는 臨界有效斷面積比는 다음과 같다.

$$\varphi_{cr} = \sqrt{\frac{2}{k+1}} \left[\frac{\frac{U}{A_c}}{1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{U}{A_c} \right)^2} \right]$$

$\varphi > \varphi_{cr}$ 이면 亞音速流動이 일어난다.

式(26) 또는 式(27)을 Newton-Raphson 方法에 의하여 U/A 에 대하여 풀고 에너지方程式과 各 變數들 間의 關係를 考慮하여 λ_{in} , λ_{out} , A_a 를 차례로 求한다.

실린더로의 流入은 定壓모델을 가정하며 亞音速流動에 대하여 境界 方程式으로 計算한다. 大氣와 接觸 境界에서의 流動은 氣가 管으로부터 나와서 大氣로 放出되는 境界의 境界 方程式은 다음 式에 의해 求해진다.¹⁹⁾²⁰⁾²⁵⁾

$$\lambda_{out} = 2A_a \left(\frac{P}{P_r} \right)^{k-1/2k} - A_{in} \quad (28)$$

大氣에서 管內로 流入하는 氣는 그 엔트로피가 變化하며 λ_{in} 은 이에 따라 修正되어야 한다.²⁰⁾ 즉,

$$\lambda_{inc} = \lambda_{inn} + \frac{\lambda_{inc} + \lambda_{outc}}{2} \left(\frac{A_{ac} - A_{an}}{A_{ac}} \right) \quad (29)$$

여기서 下添字 c 는 修正된 값을 表示하고 n 은 修正되기 前의 값을 表示한다. 한편 λ_{out} 는 에너지 方程式으로부터 다음과 같은 式으로 나타낼 수 있다.¹⁹⁾

$$\lambda_{outc} = \left(\frac{3-k}{k+1} \right) \lambda_{inc} + \frac{2}{k+1} \sqrt{(k^2-1)A_a^2 + 2(1-k)\lambda_{inc}^2} \quad (30)$$

2.4 分岐管의 流動解析

本 實驗機關의 吸·排氣 매니폴드는 바나나형 5 方向 分岐管으로서 流動解析 方法에는 分岐管 連結部의 各管의 斷面에서의 壓力은 一定한 것으로 생각하는 定壓모델과 連結部에서 壓力降下를 考慮하는 壓力損失모델²⁶⁾²⁷⁾ 이 있다. 本 解析에 있어 定壓모델을 使用하여 連結部를 向하여 流入하는 氣의 成分은 完全히 混合하여 連結部를 떠나는 것으로 假定한다.²⁹⁻³¹⁾

N 個의 管이 만나는 分岐管 連結部에서의 連續方程式은 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$\sum \rho_N u_N F_N = 0 \quad (31)$$

또 分岐管에서의 壓力 P_N 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_N = \left(\frac{\lambda_{inN} + \lambda_{outN}}{2 A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} F_r = \left(\frac{A_N}{A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \left. \begin{aligned} P_r = \text{Constant} \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

$$\text{또는 } A_N^* = \left(\frac{P_N}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = \text{Constant}$$

連續方程式(31)에서 狀態量 P_N 과 U_N 을 λ_{inN} , λ_{outN} , A_{aN} 의 項으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \rho_N &= \frac{k P_N}{a_N^2} = k \left(\frac{P_N}{P_r} \right) \left(\frac{a_r^2}{a_N^2} \right) \left(\frac{P_r}{a_r^2} \right) \\ &= k \left(\frac{A_N}{A_{aN}} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot \frac{1}{A_N^2} \frac{P_r}{a_r} \\ &= k \left(\frac{A_N}{A_{aN}} \right)^{\frac{2}{k-1}} \cdot \frac{1}{A_{aN}^2} \frac{P_r}{a_r^2} \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} u_N &= U_N a_r = \frac{\lambda_{inN} - \lambda_{outN}}{k-1} a_r \\ &= \frac{2}{k-1} (\lambda_{inN} - A_N) a_r \end{aligned} \quad (34)$$

式 (33), (34)를 式 (31)에 代入하여 整理하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum \rho_N u_N F_N &= \frac{2k}{k-1} \frac{P_r}{a_r} (A_N^*)^{2/k-1} \frac{1}{A_{aN}} (\lambda_{inN}^* \\ &\quad - A_N^*) F_N = 0 \end{aligned} \quad (35)$$

위의 式에서 $2k/(k-1)$, P_r/a_r 는 常數이므로 다음과 같이 간단한 式으로 나타낼 수 있다.

$$\sum [(A_N^*)^{2/k-1} \frac{1}{A_{aN}} (\lambda_{inN}^* - A_N^*) F_N] = 0 \quad (36)$$

各 分岐管 連結部에서의 壓力은 一定하다는 假定에 의하여 다음 關係가 成立한다.

$$A_N^* = \frac{A_N}{A_{aN}} = \left(\frac{P_N}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = \text{Constant} \quad (37)$$

A_a 의 값은 氣의 連結部에서 混合하기 前의 A_a 값과는 다르므로 混合後의 λ_{in} 값은 이

에 따라 修正되어야 한다.

$$\lambda_{inNc} = \lambda_{inNn} + \frac{A_N}{A_{aNc}} (A_{aNc} - A_{aNn}) \quad (38)$$

여기서 添字 n 은 混合되기 前의 값을, c 는 混合되어 連結部를 떠난 時의 값을 表示한다. 式 (38)을 λ_{in}^* 의 項으로 나타내면 다음과 같다.

$$\lambda_{inNc}^* = \frac{\lambda_{inNc}}{A_{aNc}} = A_N^* + \frac{A_{aNn}}{A_{aNc}} (\lambda_{inNn}^* - A_N^*) \quad (39)$$

2.5 數値解析 및 計算方法

시뮬레이션에 使用된 프로그램은 FORTRAN IV로 作成되었으며 主프로그램과 副프로그램 25개로 構成되어 있는데 그 概略의 內容은 Fig.1에 그 流動圖를 表示한다. 計算은 1番 실린더의 排氣밸브가 열리는 時期부터 始作하여 適當한 初期條件을 가지고 실린더內의 狀態量부터 計算한다. 주어진 크랭크 角度에서 각각의 실린더에서 일어나는 過程, 즉 壓縮, 點火遲延, 2領域膨脹, 單一領域膨脹, 吸·排氣過程中 어느 過程에 있는가를 判定하여 計算하고 다음 時間段階에서의 실린더內 氣스의 壓力과 溫度, 質量流入量 등을 算定하며 여기서 計算된 실린더內의 狀態量은 管流動의 計算을 할 때 실린더와 接한 境界條件의 資料로서 利用된다.

任意 時間段階에서의 管內의 狀態量은 다음과 같이 計算한다. 式 (17), (20), (22)의 特性方程式은 數值的으로 풀기 위하여 格子法과 修正形 非格子法¹⁴⁻¹⁶⁾을 並行하여 使用한다. 엔트로피 變化를 나타내는 A_a 를 修正形 非格子法에 의하여 求한다. 내는 A_a 를 修正形 非格子法에 의하여 求하고 이 값을 利用하여 境界點을 除外한 各 格子點에서 特性값 λ , β 를 格子法에 의하여 求한다. 境界點에서의 λ , β 및 A_a 의 값들은 밸브를 지나는 流動, 氣化器, 分岐點 및 大氣와 接한 管의 끝부분 등의 各 境界條件에 의하여 計算할 수 있다. 이와 같이 모든 格子法에서 λ , β 및 A_a 값들이 알려지게 되면 式 (14)에 의하

여 速度를 計算하고 다음은 式 (24), (25)에 의하여 壓力과 溫度를 求한다.

이와 같은 計算이 吸·排氣管의 各 格子點에 대하여 各 時間段階 1사이클에 걸쳐 遂行되며 다음 時間段階의 計算에 들어가기 앞서 반드시 安定條件에 의하여 時間增分 ΔZ 를 決定하여야 한다. 本 研究에서는 한 格子의 길이 10cm로 하고 Courant-Friedrichs-Lewy의 安定條件¹⁴⁾을 使用하였다.

機關回轉速度 2,000rpm의 경우는 이에 의하여 크랭크角 1° 間隔으로 管流動 計算을 하였다. 실린더內의 狀態量의 變化率은 管內에서 그것보다 크므로 보다 正確한 計算을 위하여 크랭크角 0.25° 間隔으로 計算하였으며 狀態量의 時間에 대한 積分은 Runge-Kutta 1/3rule에 準한다.

以上과 같은 節次에 의하여 한 사이클이 完結될 때까지 즉 크랭크角이 1番 실린더의 排氣밸브가 열리는 角度와 다시 一致할 때까지 크랭크角을 增加시켜 計算을 遂行한다. 이렇게 하여 諸性能을 計算한다. 收斂의 判定은 첫째 1사이클 동안에 실린더內로 流入한 總質量이 前 사이클의 그것과 比較하여 1% 以內로 되고 둘째로 1番과 2番 실린더內로 流入한 質量이 각각 前 사이클의 그것과 比較하여 3% 以內로 되면 收斂이 이루어진 것으로 생각한다.

計算은 IBM 4381 計數計算機를 使用하여 遂行하였으며 1사이클의 計算에 所要되는 CPU 時間은 運轉條件에 따라 多少의 差異는 있으나 대개 450秒 程度가 所要된다. 한 運轉條件에 대해 收斂이 되기까지는 보통 4~5 사이클의 反復計算이 要求된다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

3.1 實驗裝置

實驗에 使用된 機關은 國產乘用車用 4 사이클 스파크 點火機關이며 動力사이클 및 氣스 交換 期間의 실린더內의 壓力을 測定하기 위한 實驗裝置는 Fig.2와 같다. 實驗에 使用된 機關의 主要諸元은 Table 1과 같다.

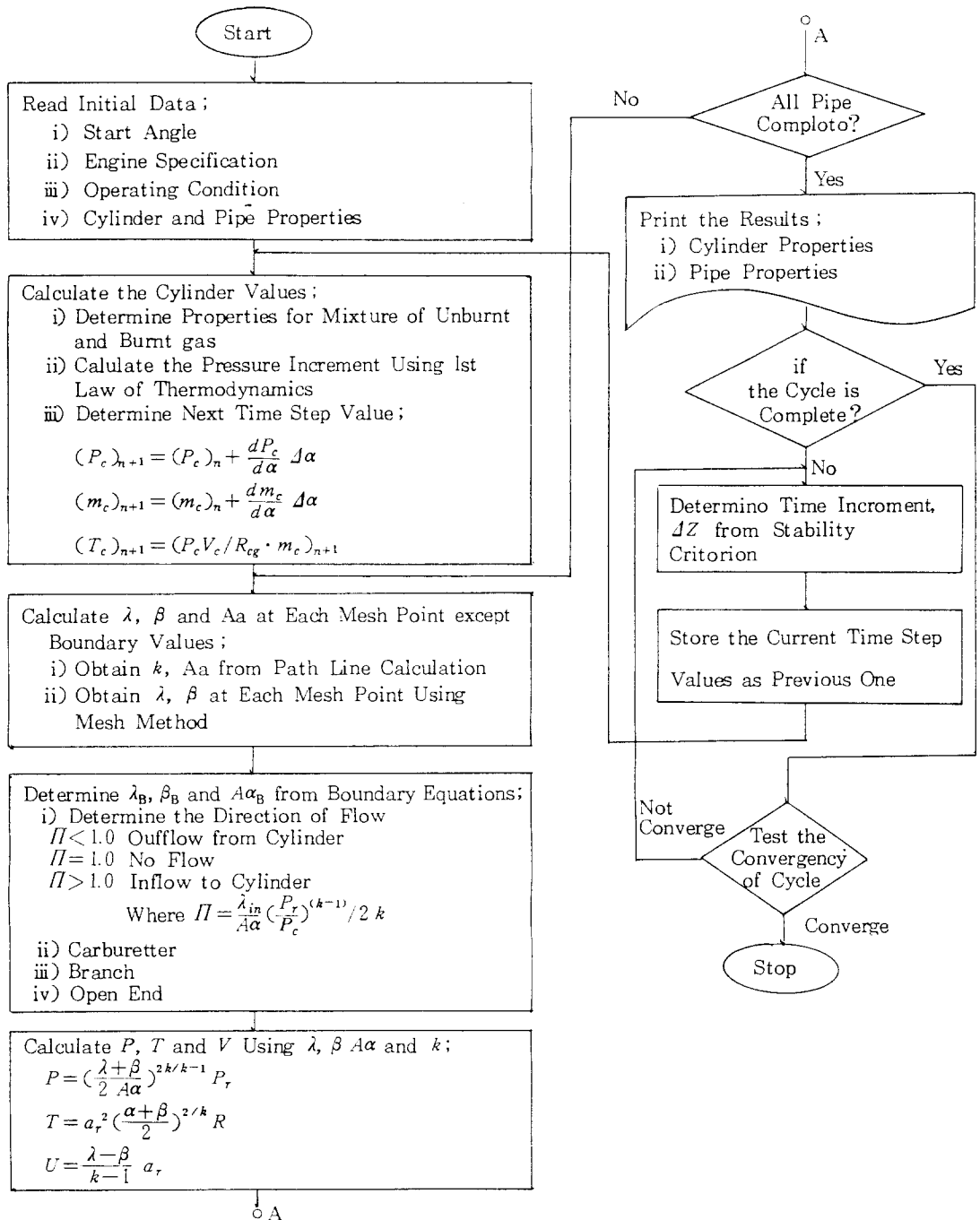


Fig.1 Flow Chart for Gas Exchange Process

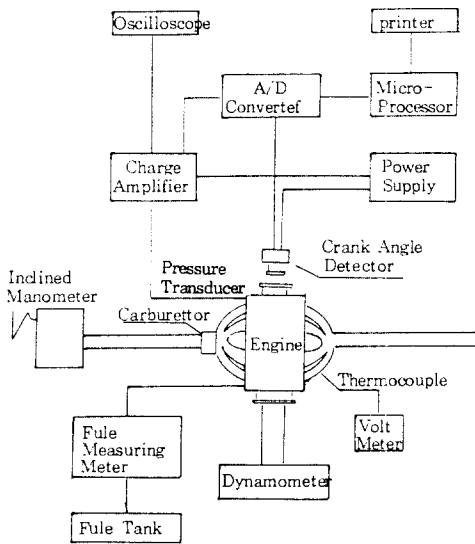


Fig.2 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

Table 1. Specifications of Test Engine

Item	Specification
Engine Type	4CYL-IN-LINE-OHC
Max. Output	80 PS/6,300 rpm
Max. Torque	10.8 kg·m/4,000 rpm
Piston Displacement, cc	1238
Bore × Stroke, mm	73 × 74
Con-Rod Length, mm	153.7
Compression Ratio	9.0
Valve Timing	
Inlet Valve Open	7° CA BTDC
Inlet Valve Closing	47° CA ABDC
Exhaust Valve Open	42° CA BBDC
Exhaust Valve Closing	6° CA ATDC

機關 出力을 測定하기 위한 動力計는 Eaton 社製 渦電流式 動力計이며 그 諸元은 Table 2 와 같다.

Table 2. Specifications of Engine Dynamometer

Item	Specification
Model	AD-8061
Type	Eddy Current Type
Max. Absorption Power, PS	125
Max. Absorption Revolution, rpm	3,900 to 12,000
Brake Arm Length, m	0.3048

Table 3. Specifications of Combustion Analyzer

Item	Specification
Preamplifier Input Section ;	
Number of Channels	1 Channel
Input Voltage	0.5, 1, 2, 3, 10V
Input Impedance	100 KΩ
A-D Converter	12 bits
Timing Pulse Input Section ;	
TDC Pulse Range	±0.3V
Angular Pulse Range	±0.3V
Display Section ;	
CRT	Dot Matrix Type
Graphic Printer	Dot Matrix Type
Input Revolution Range	300 rpm ~ 8,000 rpm
Pressure Transducer	Kistler 601A
Charge Amplifier	Kistler 5007

실린더內的 壓力을 測定하기 위하여 使用된 燃燒解析 裝置는 小野測器社製 CB-366 形이며 그 諸元은 Table 3에 表示한 것과 같다.

3.2 實驗方法

1) 當量比 變化

機關回轉速度 2,000 rpm, 吸氣管壓力 -100 mmHg, 點火時間 25° BTDC로 固定하고서 當量比를 0.731, 0.886, 1.052, 1.155, 1.256 으로 變化시켰을 때 動力사이클 및 가스交換過

程에서 실린더內的 壓力을 實驗値와 計算結果를 比較하여 그 傾向과 값이 잘 一致함을 確認하고 吸·排氣管內的 壓力 및 溫度의 變化를 豫測한다. 이때 當量比의 變化는 氣化器의 1次 및 2次側의 미터링 오리피스 口徑 變化에 의하여 이루어진다.

2) 點火時期의 變化

역시 機關回轉速度 2,000 rpm, 吸氣管壓力 -100 mmHg, 當量比 1.18로 固定하고서 點火進角의 變化를 5°, 15°, 25°, 35°, 45° BTDC로 하였을 때 실린더內的 壓力을 實驗値와 計算結果와 比較 檢討하여 그 傾向과 값이 잘 一致함을 確認하고 吸·排氣管內的 壓力 및 溫度의 傾向을 豫測한다.

이때 點火時期의 變化는 配電器의 眞空點火進角裝置를 改造하여 그 可動繼續器板을 任意로 回轉시켜 調整할 수 있도록 하였다.

4. 實驗 및 豫測結果 考察

機關性能과 吸·排氣過程을 成功的으로 豫測하기 위하여는 計算에 必要한 各種 常數를 機關性能에 맞도록 適切히 選定하여야 한다. 要求되는 常數들을 正確하게 決定하기 위하여는 對象機關에 대한 해당 條件에서 實驗을 통해 決定해야하나 常數決定을 위해 많은 實驗을 하게 되면 시뮬레이션의 效用性을 크게 低下시키며 그 意義를 低下하게 된다. 그래서 本論文에서는 常數決定은 각 運轉條件에 대해 實驗을 하는 대신에 特定 運轉 條件에서의 實驗을 통해 얻은 壓力-크랭크角線圖로부터 이들 常數를 決定하여 다른 運轉條件에서도 같은 값을 適用하게 된 것이다. 이들 常數中 실린더 壁溫도와 管摩擦係數 및 管壁面溫度 등은 無過給機關의 性能豫測에 別 影響을 미치지 않는 因子이므로 文獻에 나타난 값들을 參照하여 決定하였다. 이들 常數 中 亂流火炎係數와 Annand常數 및 氣化器 抵抗係數 등은 機關性能에 큰 影響을 미치지 않는 因子들로서 이들 값의 決定이 主要한 問題이다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 이들 常數들의 값은 機關回轉速度 2,000 rpm, 吸氣管壓力 -100 mmHg, 當

量比 0.89 點火時期 25° BTDC인 運轉條件으로 하여 이 條件에서 얻은 實驗結果로부터 決定하였다(Fig. 4 參照). 常數를 決定하는 方法은 먼저 特性常數에 가장 민감한 機關性能 因子들을 對應시키는 것으로 始作한다. 吸氣管壓力에 가장 큰 影響을 미치는 常數는 抵抗係數이며 熱傳達式 中の Annand常數 및 火炎係數 등은 圖示平均有效壓력과 最高壓力 兩者 모두에 큰 影響을 미치나 最高壓力의 크기는 주로 亂流火炎係數에 의하여 圖示平均有效壓力은 주로 Annand常數 B에 의하여 影響을 받는다.

여기서 亂流火炎速度를 計算하는 方法에는 두 가지가 있다. 그 하나는 實驗에 의하여 얻어진 壓力-크랭크角線圖와 計算에 의하여 求한 壓力-크랭크角線圖의 最高壓力이 一致하도록 亂流火炎係數의 값을 求하는 것과 또다른 方法은 實驗을 할 수 없는 경우 計算에 의하여 얻은 壓力-크랭크角線圖에서 點火時期로부터 上死點까지의 時間이 上死點으로부터 最高壓力까지의 時間과 같도록 火炎係數의 값을 定하는 것이다.²⁰⁾ 本 研究에서는 亂流火炎係數는 基準運轉條件에서 求한 壓力-크랭크角線圖로부터 前者의 方法에 의하여 決定한다.

Table 4. Data Required for Computation

Fuel	
Composition (Conventional Petrol)	C ₇ H ₁₃
Viscosity Coefficient	2.0 × 10 ⁻⁷ kg/m-s
Lower Heating Value	42,000 kJ/kg
Stoichiometric Air-Fuel Ratio	14.551
Flame Factor	4.15
Cylinder Wall Temperature	400 K
Annand Coefficient Ag	0.26
B	0.64
Discharge Coefficient	0.30
Carburettor Resistance Coefficient	152.0
Pipe Friction Factor	0.0090

氣化器의 抵抗係數를 決定하기 위하여서는 亂流火炎係數와 Annand 常數 및 吸·排氣밸브에서의 流量係數는 他 研究者들의 類似한 機關에 대하여 適用한 값은 固定하고 吸氣管壓力이 -100mmHg에 接近하게 하는 氣化器 抵抗係數의 값을 찾아낸다. 이와 같이 抵抗係數의 推定値가 얻어지면 이 값과 Annand 常數를 固定하고 實驗에서 얻어진 실린더 最高壓力에 接近하는 값을 주는 亂流火炎係數를 選定하고, 이미 求해진 亂流火炎係數와 抵抗係數로 하여 圖示平均有效壓力의 實驗값과 計算값이 接近하도록 Annand 常數 B를 調整한다. 여기서 Annand 常數 B가 크게 變化하면 圖示平均有效壓力과 最高壓力의 크기가 影響을 받게 되므로 亂流火炎係數를 다시 修正한다. 이와 같이 反復된 計算에서 基準運轉條件에서 實驗値와 接近하는 常數를 決定한다(Fig.4參照).

Table 5는 亂流火炎係數에 대해 다른 研究者들이 提示한 값과 本 研究에서 決定된 값을 比較하여 나타낸 것이다.

Annand 常數 B는 4사이클 機關에서 그 값으로는 0.75 ± 0.15 의 範圍를 提示하고 있는데 本 研究에서는 0.64로 提示한 範圍에 包含된다. 常數를 考慮해야 할 資料가 주어지지 않는 새로운 機關의 性能을 豫測코자 할 경우에는 本 研究에서 開發된 프로그램에 類似한 機關에 대하여는 一般的으로 알려진 값들을 適用하여 大略的인 性能을 豫測할 수 있을 것으로 思料된다.

以上の 節次를 거쳐 選定된 常數들을 適用하여 特定運轉條件에서 실린더와 吸·排氣管內에서의 熱力學的 狀態量을 Fig.3과 같이 測定點 P_1, P_2, P_3 는 吸氣管側의 支點이며 P_4, P_5, P_6 는 排氣管側의 測定點으로 다음 圖表

에 表示 計算하여 이를 定性的으로 定量的으로 檢討하고자 한다.

Fig.4는 機關回轉速度 2,000 rpm, 吸氣管壓力 -100 mmHg, 當量比 0.89, 點火時期 25° BTDC인 基準運轉條件에서 豫測한 壓力-크랭크角線圖와 壓力-一體積線圖를 實驗値와 比較한 것이다. Fig.4의 a)와 b)는 動力사이클 期間 동안 실린더內의 壓力變化를 나타내며 이 期間 중의 壓力變化에 대한 豫測값은 大體的으로 實驗結果와 잘 一致하고 있으며 壓縮過程中的 燃燒가스만의 單一領域 膨脹行程 初期의 壓力은 多少의 差異를 보이고 있다. 壓力-一體積線圖에서 壓縮과 膨脹過程上的 각각의 약간의 差異를 나타내고 있으나 壓力-一體

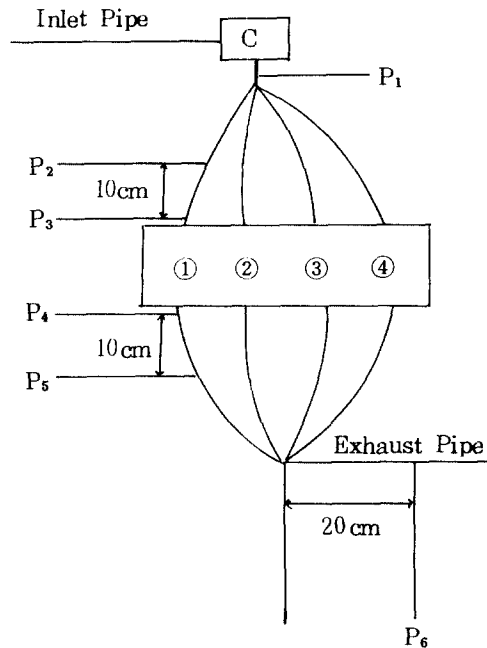


Fig.3 Cylinders and Pipes Configuration

Table 5. Comparison of the Flame Factors

Research Workers	Expression	Flame Factor at 2,000 rpm	Test Engine
Present Study		4.15	
Hoggetts ³⁰⁾	$1 + 0.0017 \cdot N$	4.40	Ford Zodiac Mark III
Lucas and James ³⁰⁾	$1 + 0.00197 \cdot N$	4.94	Renault 664
Phillips and Orman ⁴⁾	$1 + 0.002 \cdot N$	5.00	Ricardo E 6

積線圖上의 일의 量의 差異는 實際로 거의 없는 狀態에서 機關性能에 미치는 影響은 거의 없는 實情이다.

Fig. 4의 c)는 吸·排氣過程 中の 실린더內의 壓力變化를 나타낸다. Fig. 4의 a)와 b)에 比하여 눈금이 擴大되어 있는 點을 감안할 때 巨視的으로 豫測値와 實驗値가 比較的 一致하고 있다고 할 수 있다. 吸·排氣過程 中에 나타난 킥프 損失의 誤差는 圖示平均有效壓力에 別 影響을 미치지 않는 범위에 있다.

Fig. 5의 a)~d)는 機關回轉數 2,000rpm, 吸氣管壓力 -100mmHg, 點火時期 25° BTDC인 運轉條件下에서 當量比 0.731부터 1.256까지 變化시킨 경우의 실린더內 壓力의 變化를 吸·排氣過程에 대하여 計算하고 그 結果를 比較하여 圖示한 것이다. 이는 실린더內의 吸·排氣管內에서 壓力變化는 本 實驗에서 基準運轉條件인 當量比 0.89인 경우에서 求한 實驗常數로 하여 얻은 것이며 이는 機關性能에 影響을 크게 미치는 圖示平均有效壓力의 誤差가 2~3%의 차이를 나타냄을 알 수 있었다. 여기서 실린더內의 壓力의 變化는 實驗値와 豫測結果를 比較하여 圖示한 것이다. 吸·排氣管內의 壓力變化는 1番 실린더와 連結된 吸·排氣多岐管에서의 실린더 쪽의 壓力을 計算한 結果를 圖示한 것이며 排氣의 경우에는 排氣管內에서의 脈動現象을 뚜렷하게 나타내고 있다. 本 研究의 計算結果에서 알 수 있는 바와 같이 블로 다운이 일어난 후 期間이 經過함에 따라 壓力波의 振幅이 減衰되지 않는 것으로 나타났으며 吸氣의 경우에도 吸氣管內에서의 周期的인 脈動現象을 보이고 있으나 吸氣行程初期에는 逆流가 일어난으로서 壓力波의 波形에 變化를 나타내고 있다. 이는 單氣筒機關에서 解析한 尹과 兪¹¹⁾의 計算結果와도 一致하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6의 a)~d)는 機關回轉數 2,000rpm, 吸氣管壓力 -100mmHg, 當量比 1.18의 運轉條件에서 點火時期를 5° BTDC로부터 45° BTDC까지 變化시킨 경우의 실린더內 및 吸·排氣管內의 壓力의 變化를 각각에 대하여 計算하여 求한 값과 實驗値를 比較하여 圖示한

것이다. 그림에서 보는 바와 같이 排氣過程 中の 실린더內 壓力은 排氣밸브가 개방된 直後에는 實驗値가 計算보다 높게 나타나다가 180°附近부터 250°附近까지 計算값이 높게 나타나고 있다. 計算에 의한 豫測값에서는 블로다운의 效果가 緩慢하게 나타나고 있다. 이는 排氣管內의 摩擦係數를 實際보다 크게 假定한 것으로 생각된다. 點火時期 變化에 따른 吸·排氣過程 中の 실린더內의 壓力變化에 대한 計算値와 實驗값과 比較 역시 當量比를 變化시킨 경우에 나타난 것과 類似한 傾向을 보이고 있다.

Fig. 7의 a)~d)는 機關回轉數 2,000rpm, 吸氣管壓力 -100mmHg, 點火時期 25° BTDC인 運轉條件下에서 當量比 0.731부터 1.256까지 變化시킨 경우의 排氣多岐管에서 20cm 位置에서의 排氣溫도와 排氣가스의 速度의 變化를 나타낸 것이다. 排氣밸브가 열리면 실린더內의 高溫의 燃燒가스가 排氣管內로 排出되므로 急激한 溫度上昇이 있고 過程이 進行되면서 실린더內에서 燃燒에 따른 排氣가스의 上昇으로 인해 처음 狀態로 溫度가 上昇하다가 점차로 降下하여 本 研究에서는 4氣筒 4사이클 機關이므로 180°마다 燃燒폭발로 溫度의 急上昇現象이 나타나게 됨을 알 수 있다. 위에 설명한 同一運轉條件 및 位置에서의 排氣가스의 速度變化는 같은 速度形의 波形은 아닐지라도 減衰하지 않는 狀態이나 一部運轉條件에서 排氣가스 溫度가 가장 클 때 排氣가스의 速度도 比較的 큰 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8의 a)~d)는 機關回轉數 2,000rpm, 吸氣管壓力 -100mmHg, 當量比 1.18의 運轉條件下에서 點火時期를 5° BTDC로부터 45° BTDC까지 變化시킨 경우의 排氣多岐管에서 20cm인 位置에서의 排氣溫도가 排氣速度의 變化를 나타낸 것이다.

燃燒後 排氣밸브가 열리면 실린더內의 高溫의 가스가 排氣管內로 排出되므로 急激한 溫度上昇이 있고 過程이 進行되면서 실린더內에서 排出되는 가스는 溫度低下와 熱傳達의 效果로 因하여 降下되나 다음 실린더의 高溫가

스의 排出로 같은 傾向의 現象이 當量比 變化에서 나타난 것과 同一하나 點火時期를 너무 늦게 한 5° BTDC인 狀態에서는 실린더內에서 一定期間의 燃焼時期가 짧으므로 해서 排氣 中의 後燃焼로 因해 排氣가스의 溫度가 他 運轉條件에서보다도 크게 上昇한 것을 바로 알 수 있다. 機關에서는 點火時期가 機關性能에 큰 影響을 끼침을 볼 수 있으며 이와 같은 現象은 실린더內에서 燃焼期間 동안에 미처 燃焼되지 않는 未燃 混合氣가 排氣로 排出되면서 燃焼되므로 일어난 것이다. 이러한 後燃焼가 일어나면 機關出力이 低下되고 排氣管이 과열되며 排氣壓이 上昇되어 가스交換이 不完全하게 된다.

Fig.9의 a)~d)는 機關回轉速度 2,000rpm, 吸氣管壓力 -100mmHg, 點火時期 25°BTDC인 運轉條件에서 當量比 0.731로부터 1.256까지 變化시킨 경우에 吸氣多岐管 10cm인 位置(P₂)와 吸入管 실린더 入口側端(실린더 入口 P₃)에서 壓力變化를 나타낸 것이다.

本 研究에서는 吸氣管의 平均壓力을 -100 mmHg로 하였으므로 當量比 變化에 따른 吸氣管內의 壓力變化의 差異는 거의 없는 實情이나 吸入側 실린더側端의 壓力變化에서는 어떠한 當量比에서도 吸氣밸브가 열린 直後의 吸氣管으로의 逆流現象이 일어남을 볼 수 있다. 대체로 P₂點의 壓力은 크랭크角 470°附近까지는 變치이를 나타내지 않으나 470°를 넘어서면 P₃點의 壓力이 오히려 增加하는 現象을 보이고 있다. 이는 吸入되는 混合氣가 管摩擦에 의해 壓力이 低下하여야 하나 연속적으로 들어오는 混合氣의 管性力과 吸氣밸브가 순간적으로 닫힘에 따른 壓力上昇에 起因한 것으로 思料된다.

Fig.10의 a)~d)는 同一運轉條件에서 點火時期를 5°, 15°, 25°, 45° BTDC인 경우에 대한 壓力의 變化를 나타낸 것으로 傾向은 當量比 變化와 同一한 現象을 보이고 있다.

Fig.11의 a)~d)는 機關回轉速度 2,000 rpm, 吸氣管壓力 -100mmHg, 點火時期 25° BTDC인 運轉條件에서 當量比 0.731로부터 1.256까지 變化시킨 경우의 排氣管內의 壓力의 變化를 表示한 것이다. 여기서 P₄점의 壓

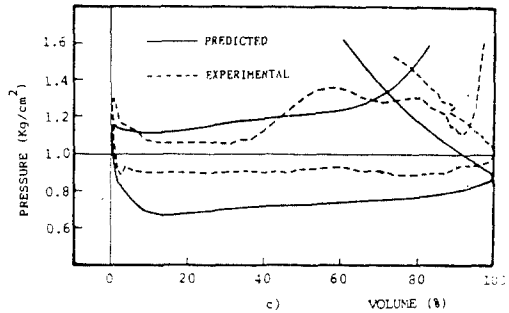
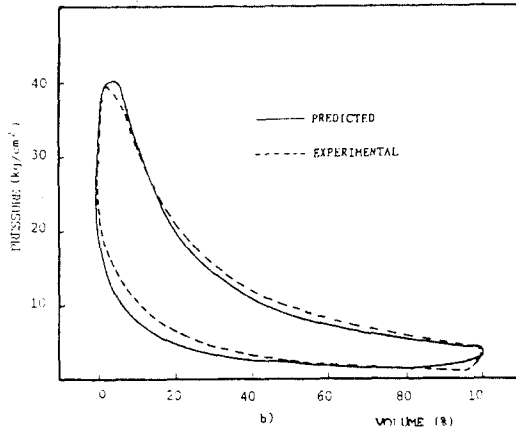
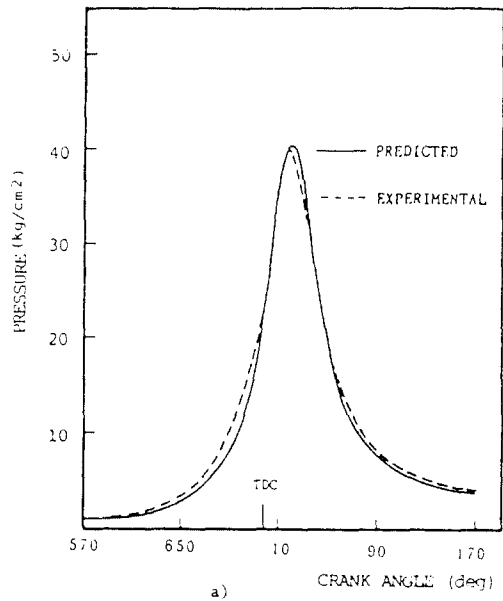


Fig.4 Variation of Pressure in Cylinder (2,000rpm, -100mmHg, $\phi=0.89$, 25° BTDC)

力은 1번 실린더의 排氣多岐管의 실린더側端의 壓力을 나타내며 P₆ 점은 排氣多岐管에서 20 cm인 點에서의 壓力을 나타낸다.

當量比變化에 따른 壓力의 變化는 同一點火時期에서는 別 差異가 없음을 알 수 있다. 그러나 일반적으로 P₄點의 壓力이 P₆點의 壓力보다 높을 것으로 豫見되나 그림에서는 P₆點의 壓力이 오히려 높다. 이는 P₆點의 壓力은 4氣筒機關에서 P₄點 보다 4배의 連續的으로 排氣되는 壓力이 한 點에 보이는 곳이기 때문에 다른 壓力의 影響으로 管摩擦에 따른 壓力降下의 要因이 수반됨에도 불구하고 오히려 높은 값으로 나타내고 있다.

다음은 Fig. 12의 a)~d)에서는 위와 同一 運轉條件에서 點火時期變化에 대한 排氣管内

壓力의 變化를 나타낸 것이다. 點火時期變化에 따른 排氣管内에서 壓力變化는 當量比變化에서 보다 큰 幅으로 變化하여 點火時期가 너무 늦을 경우가 가장 크다. 本 研究에서 點火時期가 5° BTDC인 경우에는 排氣行程時 後燃燒로 인한 溫度上昇으로 인해 排氣管内의 壓力이 다른 運轉條件보다 上昇하는 것으로 보인다.

Fig. 13은 點火時期 및 當量比變化에 따른 充填效率의 關係를 計算値와 實驗値와의 比較한 것이다. 點火時期를 上死點前 45°까지 前進시킨 경우 計算値와 實驗値와의 關係를 나타낸 것으로서 最大 7.8%의 差異를 보이고 있으나 그밖의 點火時期에서는 3~6%의 差異를 나타내고 있다. 다음은 當量比에 따른 充填效率을 表示한 것으로서 大體로 잘 一致하고 있으나 全般的으로 計算値가 實驗값보다 약간 높게 나타내고 있다.

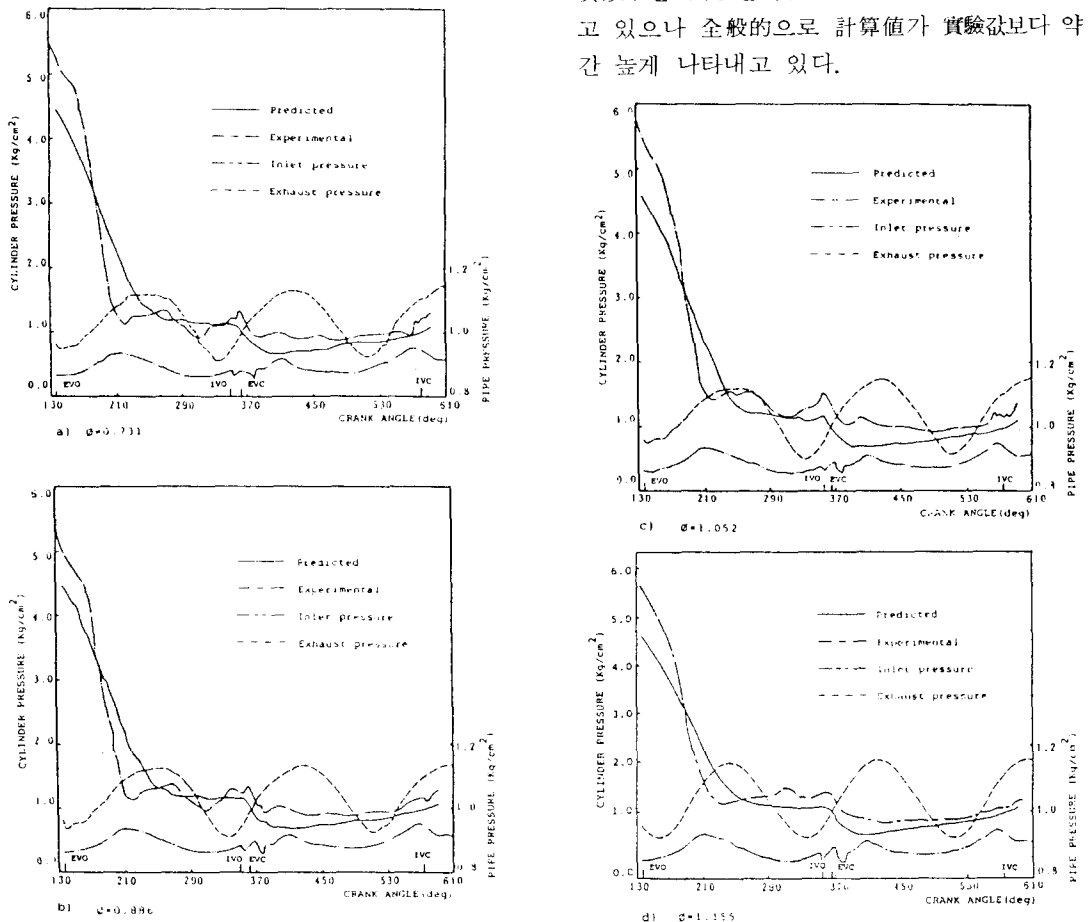


Fig. 5 Variation of Pressure during Gas Exchange Process (2,000 rpm, -100mmHg, 25° BTDC)

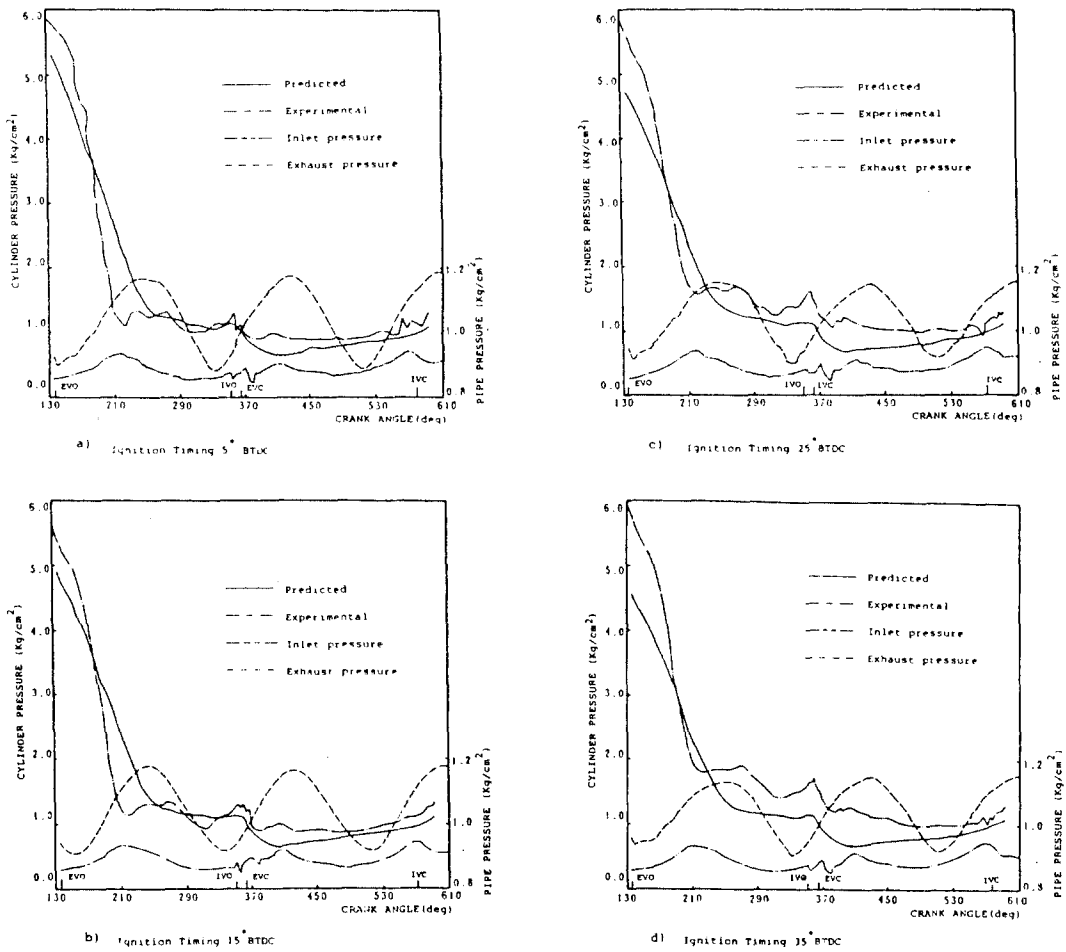
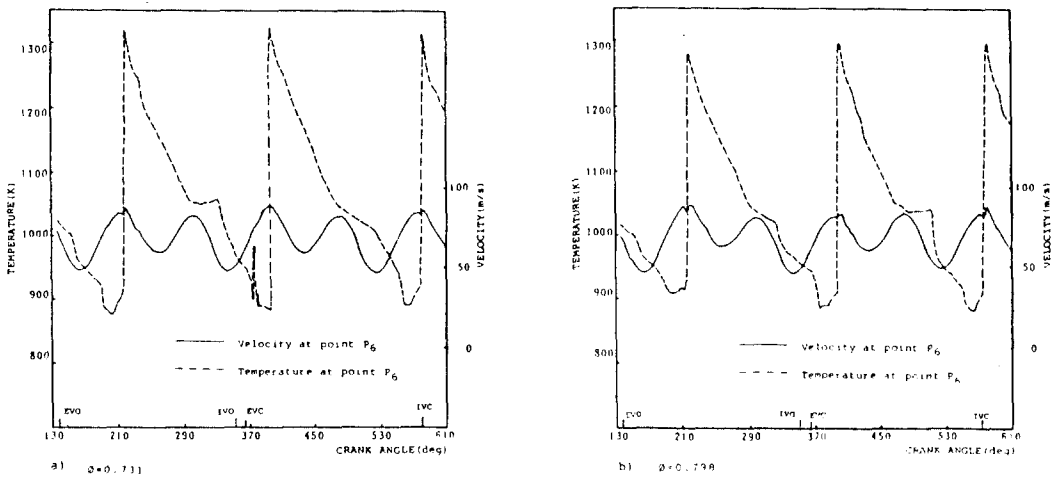


Fig.6 Variation of Pressure during Gas Exchange Process (2,000 rpm, -100mmHg , $\phi=1.18$)



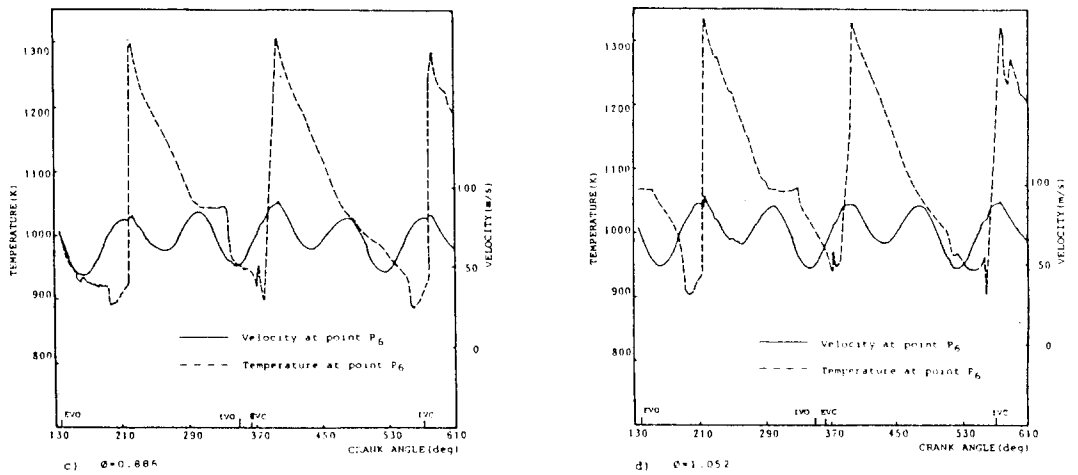


Fig.7 Variation of Velocity and Temperature in 2 Mesh Point from Exhaust Manifold System (2,000 rpm, -100mmHg, 25° BTDC)

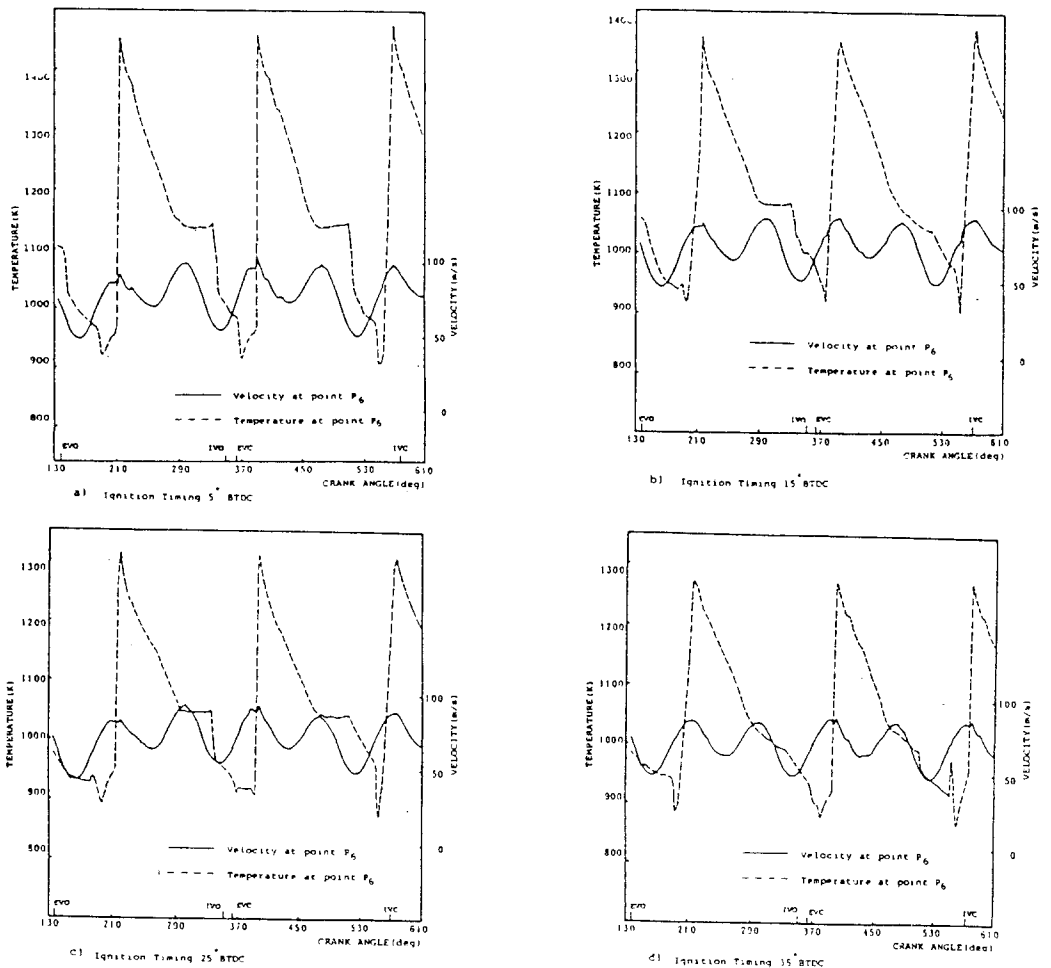


Fig.8 Variation of Velocity and Temperature in 2 Mesh Point from Exhaust Manifold System (2,000 rpm, -100 mmHg, $\phi = 1.18$)

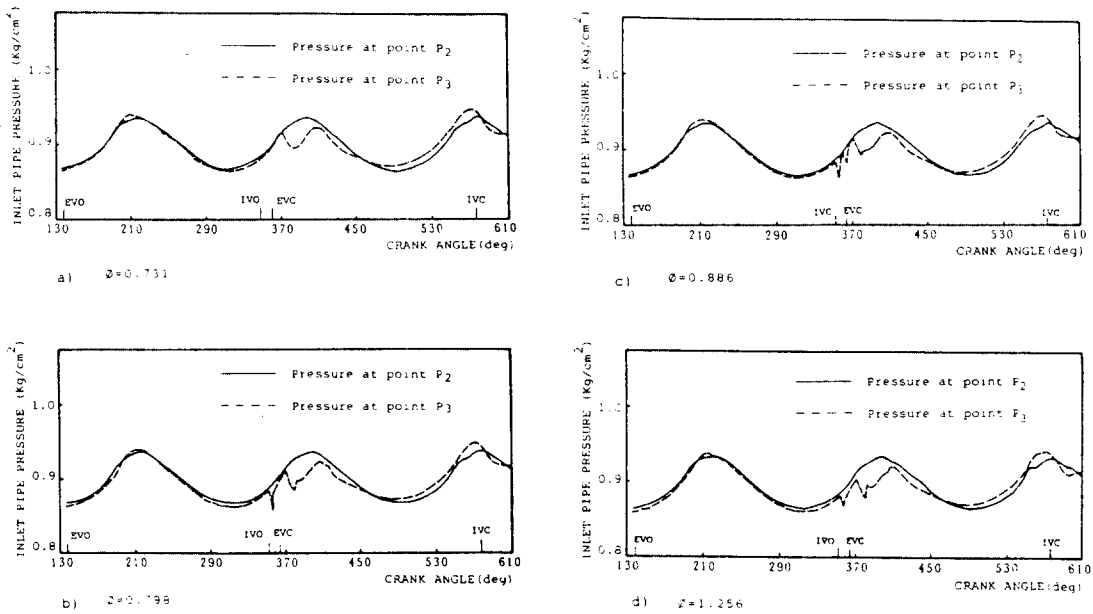


Fig.9 Pressure in Inlet Pipes Vs. Crank Angle during Gas Exchange Process (2,000 rpm, -100 mmHg, 25° BTDC)

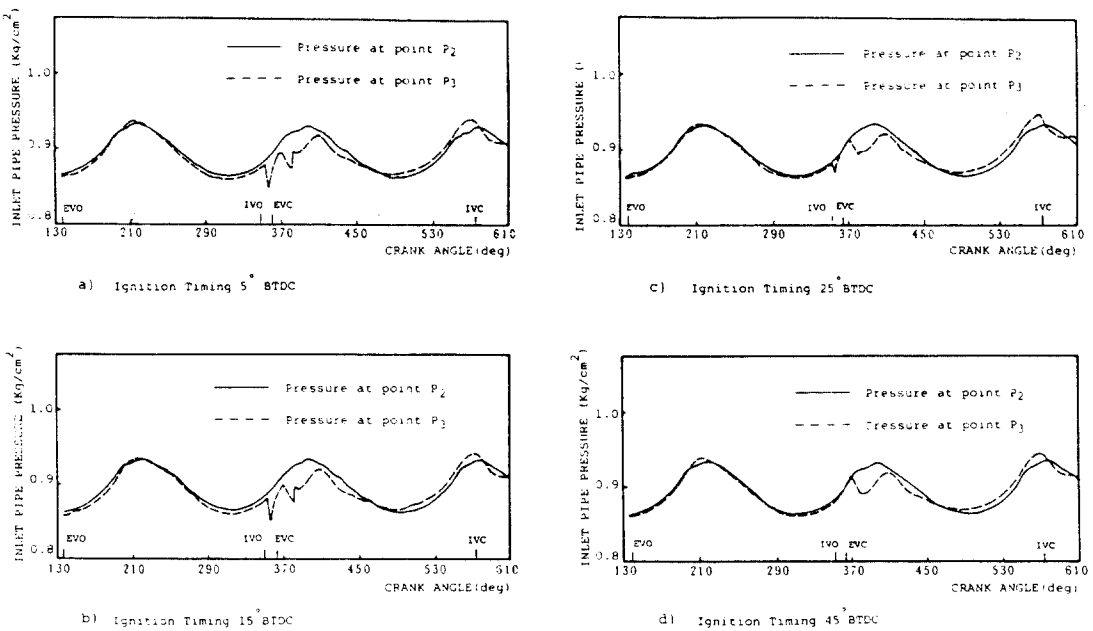


Fig.10 Pressure in Inlet Pipes Vs. Crank Angle during Gas Exchange Process (2,000 rpm, -100 mmHg, $\phi=1.18$)

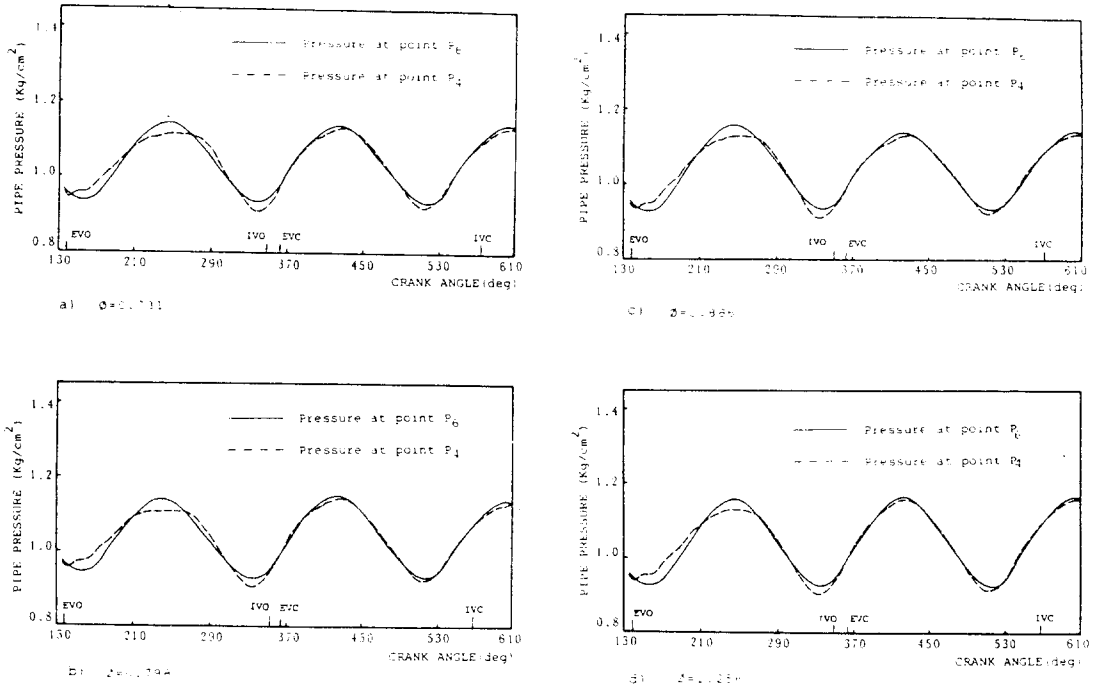


Fig.11 Pressure in Inlet Pipes Vs. Crank Angle during Gas Exchange Process (2,000 rpm, -100mmHg, 25° BTDC)

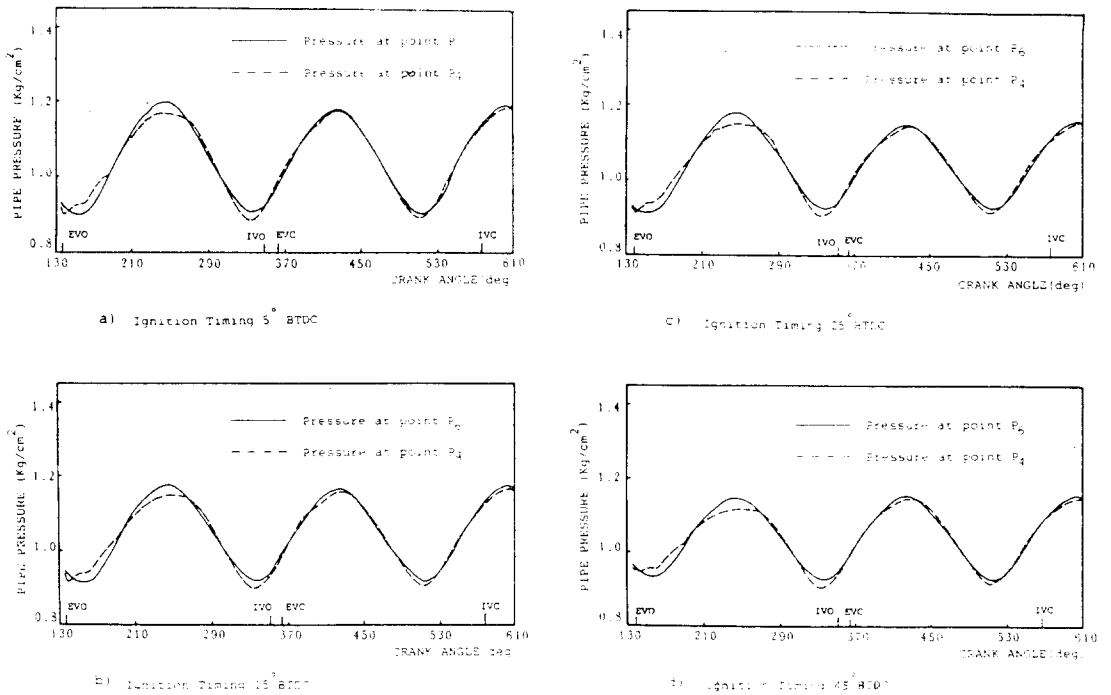


Fig.12 Pressure in Exhaust Pipes Vs. Crank Angle during Gas Exchange Process (2,000 rpm, -100mmHg, $\phi=1.18$)

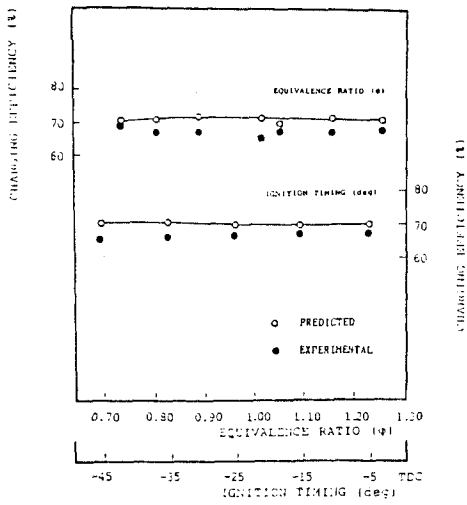


Fig.13 The Effect of Equivalence Ratio and Ignition Timing on Performance (2,000 rpm, -100 mmHg)

5. 結 論

實驗的 常數가 比較的 적으면서 機關사이클 시뮬레이션을 效果的으로 遂行할 수 있는 모델과 管壁面과의 摩擦, 熱傳達, 壁面積의 變化 및 엔트로피 變化를 考慮한 特性曲線解法 및 多氣筒機關의 吸·排氣分岐管內에서 流動干涉를 解析할 수 있는 모델을 使用하여 프로그램을 開發하였다. 이것을 使用하여 當量比, 點火時期 變化에 따른 실린더 吸·排氣多岐管內에서의 가스交換過程을 把握하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 排氣管內의 壓力變化는 當量比 變化에 있어 壓力에 미치는 影響은 작고 點火時期變化가 排氣管內의 壓力에 미치는 影響은 크다. 이는 點火時期를 너무 늦게 하였을 경우 後燃燒에 따른 溫度上昇에 起因하여 壓力이 큰 것으로 본다.

2) 吸氣管內의 壓力變化는 點火時期 및 當量比를 變化시킬 경우 壓力의 變化는 별로 없으나 실린더側端의 位置에서는 어떠한 運轉(當量比 및 點火時期 變化)에서도 逆流現象이 일어남을 알 수 있다.

3) 本 研究를 통해 多氣筒機關의 排氣管內에서의 排氣溫度와 排氣가스의 거동을 把握할 수 있었다. 排氣가스의 溫度가 가장 높은 경우는 點火時期를 5° BTDC인 運轉條件이다.

後 記

本 研究는 1988~89年度 文教部 學術研究 造成費 支援에 의하여 遂行되었으며 이에 深甚한 謝意를 表한다.

參 考 文 獻

1. Trilochan Singh, Kosol Surakomol, "Mathematical Modeling of Combustion Process in a Spark-Ignition Engine", SAE Technical Paper 790354, 1979.
2. S.D. Hires, R.J. Tabaczynski and J.M. Novak, "The Prediction of Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge Spark Ignition Engine", SAE Paper 780232, 1978.
3. N.C. Blizard, J.C. Keck, "Experimental & Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines", SAE 740191, 1974.
4. R.A. Phillips and P.L. Orman, "Simulation of Combustion in Gasoline Engine Using A Digital Computer", Advance in Automobile Engineering Vol. 4, Pergamon Press, Oxford, 1966.
5. 박규친, 이성렬, "메탄가스엔진의 사이클 시뮬레이션", 대한기계학회 학술대회 초록집(1982 秋季), pp.222~227, 1982.
6. 김용서, 김상호, "Methanol 을 연료로 한 전기점화기관의 배출물 농도에측에 관한 연구", 자동차공학회지 5(1), pp.79~88, 1983.
7. 김용일, 김용서, "EGR 장치를 부착한 전기점화기관에서의 배출물 농도 예측", 자동차공학회지 6(3), pp.36~44, 1984.
8. 조양수, 유병철, "단기동 4사이클 스파크

- 점화기관 동력사이클의 시뮬레이션”, 자동차공학회지 5(4), pp.47~61, 1983.
9. 이종원, 정진은, “Cycle simulation에 의한 가솔린 기관의 성능과 배출물 예측”, 자동차공학회지 5(2), pp.48~55, 1983.
 10. 장홍순, 이성열, “열역학 모델에 의한 스파크 점화기관의 연소해석”, 대한기계학회 학술대회 초록집(1984 秋季), pp.276~280, 1984.
 11. 윤건식, 유병철, “단기통 4사이클 스파크 점화기관의 흡·배기과정의 컴퓨터 시뮬레이션”, 자동차공학회지 7(1), pp.24~34, 1985.
 12. 김승수, 한정욱, “4行程 가솔린기관의 흡·배기 과정에 대한 전산 프로그램 시뮬레이션 및 이의 확인 실험”, 자동차공학회지, 8(1), pp.75~84, 1986.
 13. N. D. Whitehouse, D. Z. Winterbone, “テーパーゼル機關の性能豫測—燃焼, 給排氣管係すよび過給係り解析—”, 内燃機關, 19卷5號, pp.53619, 1980.
 14. R.S. Benson, R.D. Garg and D. Woolatt, “A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems”, Int. J. Mech. Sci. Vol. 6, pp. 117-144, 1964.
 15. R.S. Benson, “Numerical solution of One-Dimensional Non-Steady Flow with Supersonic and Subsonic Flows and Heat Transfer”, Int. J. Meth. Sci. Vol. 14, pp. 635-642, 1972.
 16. R.S. Benson, R.D. Garg and W.A. Wood, “Unsteady Flow in Pipe with Gradual and Sudden Area Changes”, Proc. Instn. Mech. Engrs. 1963-64.
 17. B.S. Murthy, M.K. Gajendra Babu, P.A. Janakiraman, P.A. Lakshminarayanan, “Prediction of Gas Exchange Processes in a Single Cylinder Internal Combustion Engine”, SAE Technical Paper 790359, 1979.
 18. R.S. Benson, K. Galloway, “A Experimental and Analytical Investigation of the Gas Exchange Process in a multi-cylinder Pressure-Charged two Stroke Engine”, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 183, pt 1, No. 14, pp. 253-279, 1966-69.
 19. R.S. Benson, K. Galloway, “A Comparison of Measured and Calculated Indicator Diagram during the Gas Exchange Process in a Multi-Cylinder Two Stroke Engine”, B.S.R.A. Report, No. 152, Marine Engineering Report No. 87.
 20. R.S. Benson, W.J.D. Annand, P.C. Baruah, “A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-Stroke Engine”, Int. J. Mech. Sci., Vol. 17(2), pp. 97-124, 1975.
 21. R.S. Benson, P.C. Baruah, Ir. R. Sierens, “Steady and Non-Steady Flow in a Simple Carburettor”, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 188, pp. 537-548, 1974.
 22. R.S. Benson and P.C. Baruah, “Non-Steady Flow through a Gauge in Duct”, J. Mech. Engring. Sci. Vol. 7, No. 4, pp. 449-459, 1965.
 23. H. Daneshyar, “Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder”, Int. J. Mech. Sci. Vol. 10, pp. 711-722, 1968.
 24. M.K. Gajendra Babu and B.S. Murthy, “Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single Cylinder Spark Ignition Engine”, SAE Paper 750687, pp. 32-33, 1963.
 25. R.S. Benson, “Steady and Non-Steady Flow through an I.C. Engine Inlet Valve with Heat Transfer”, Int. J. Mech. Sci. Vol. 19, pp. 673-692.
 26. H. Daneshyar, “Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder”, Int. J. Mech. Sci., Vol. 10, pp. 711-722, 1968.
 27. C.W. Vickland, F.M. Strange, R.A. Bell and E.S. Starkman, “A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines”, SAE Trans. Vol. 70, pp. 785-791, 1962.
 28. 이병혜, “4기통 4사이클 스파크 점화기

- 관의 성능 및 배기조성 예측에 관한 연구”,
고려대학교 대학원 박사학위논문, pp.24
~28, 1987.
29. R.S. Benson, D. Woollatt, W.A. Woods,
“Unsteady Flow in Simple Branch Sys-
tems”, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 178,
pp. 32-33, 1963.
30. H. Daneshyar and R.D. Pearson, “Un-
steady Flow through a Four Way Branch
in the Exhaust System of Multi-Cylinder
Engine”, J. Mech. Engrng. Sci., Vol. 13,
No. 4, 1971.
31. R.S. Benson, “The Thermodynamics and
Gas Dynamics of Internal Combustion
Engines”, Vol. 1, pp. 438-442, Clarendon
Press, Oxford, 1982.