

<論 文>

多실린더기관 吸氣管內의 壓力變動과 體積效率에 관한 研究

徐廷一\* · 趙珍鎬\* · 金亨燮\*\* · 金柄洙\*\*\*

(1989년 9월 29일 접수)

A Study on the Pressure Variation of Intake Pipe and the Volumetric Efficiency in a Multi-Cylinder Engine

Jeong-Il Seoh, Jin-Ho Cho, Hyung-Seop Kim and Byoung-Soo Kim

Key Words: Volumetric Efficiency(체적 효율), Characteristic Method(특성곡선법), Intake Pipe(흡기관), Branch Point(분기점), Valve Timing(밸브개폐시기), Compression Ratio(압축비)

Abstract

The characteristic of volumetric efficiency considering gas exchange process in a reciprocating engine is presented in this paper. The characteristic method is used for solving gas exchange problems of engine system in theoretical studies. The validity of the simulation is investigated by a comparison with the results obtained by the experiment which have been performed on the practical 4-cycle, 4-cylinder gasoline engine. The relationship between the volumetric efficiency and the intake pressure variation according to configuration of intake pipe, position of branch point, valve timing, compression ratio is clarified through simulation and experiment. The results predicted by the simulation are found to be in approximate agreement with those obtained by the experiment.

기 호 설 명

- |                                 |                          |
|---------------------------------|--------------------------|
| $a$ : 音速                        | $T$ : 溫度                 |
| $a_A$ : 基準壓力까지 등엔트로피변화를 한 후의 音速 | $u$ : 速度                 |
| $C_p$ : 定壓比熱                    | $V_c$ : 실린더體積            |
| $D$ : 管의 직경                     | $W$ : 일                  |
| $F$ : 斷面積                       | $x$ : 距離                 |
| $k$ : 比熱比                       | $\alpha$ : 熱傳達係數         |
| $m$ : 質量                        | $\lambda, \beta$ : 리이만變數 |
| $p$ : 壓力                        | $\rho$ : 密度              |
| $q, Q$ : 熱傳達量                   |                          |
| $R$ : 가스常數                      |                          |
| $t$ : 時間                        |                          |

下添字

- $c$  : 실린더
- $e$  : 排氣
- $g$  : 가스
- $i$  : 吸氣
- $in$  : 流入

\*정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과  
 \*\*정회원, 아주대학교 공과대학 기계공학과  
 \*\*\*정회원, 한양대학교 대학원

o : 停滯條件, 大氣  
 out : 流出  
 p : 管  
 ref : 基準狀態  
 t : 스톱틀링  
 w : 壁

## 1. 序 論

往復動 內燃機關에 있어서 體積效率은 기관으로의 吸氣量의 狀態를 나타내는 것으로 出力性能, 經濟性能 및 對公害性能 등 機關의 性能全般에 영향을 미치는 중요한 인자이다. 특히 機關의 出力性能은 실린더내로 유입하는 吸氣量에 직접적으로 비례하기 때문에 기관의 가스교환과정을 개선하여 體積效率의 증대를 도모하는 것은 出力을 향상시킬 수 있는 본질적인 방법일 뿐만 아니라 기관의 設計段階 및 性能改善에 있어서 고려되어야 할 중요한 문제중의 하나로서 지금까지 많은 연구가 되어져 오고 있다<sup>(1~7,9)</sup>. 機關의 가스교환 과정은 吸排氣系의 형상과 치수의 변화에 따른 流動抵抗과 動的效果, 흡배기밸브의 開閉時期, 직경 및 크기 등 그 밖의 관련인자들에 의해 영향을 받게 되어 이의 거동을 규명하기가 대단히 어렵다. 더구나 實驗에 의하여 최적의 吸排氣系 設計因자를 결정하기에는 많은 시간과 경험이 필요하다. 그러나 최근에는 전산기의 발달과 더불어 吸排氣系의 設計因자에 따른 기관성능의 예측과 각 因子의 分析에 가스교환 과정에 대한 시뮬레이션 방법이 이용되어지고 있다. 自然吸氣式 內燃機關에 있어서 기존기관의 運動部分을 변경하지 않고 吸排氣系만을 改善, 즉 管內에서 발생하는 壓力變動에 따른 動的效果를 적절히 이용하여 體積效率의 증대를 도모할 수 있고 토오크특성을 조절할 수 있다. 單실린더기관의 경우에는 體積效率 등의 기관성능을 향상시키기 위하여 가스교환과정을 도와주는 最適의 吸排氣系 形狀을 결정하기가 비교적 간단하나 多실린더기관의 경우에는 吸排氣系의 形狀이 복잡하고 가스교환과정에 영향을 주는 많은 因子가 서로 상호관계를 가지므로 각 因子의 영향분석과 吸排氣系의 유동이 體積效率 등에 미치는 전체적인 영향을 분석하는데에 실험과 시뮬레이션에 의한 방법을 병행한다면 吸排氣系의 改善을 위한 판단이 비교적 간단하게 파악될 수 있다.

本 研究에서는 4사이클, 4실린더기관을 대상으로

하고 吸排氣系의 流動特性에 관계되는 因子들을 고려하여 가스교환 과정 시뮬레이션과 實驗을 수행하였다. 管內의 流動現象의 해석에는 壓力, 速度의 변화에 대하여 추종성이 좋은 特性曲線法을 이용하였으며<sup>(1,11)</sup> 實驗에 있어서 吸氣管內의 壓力은 직접 제작한 데이터처리장치를, 실린더내의 壓力은 燃燒 壓力計測裝置를 이용하여 측정하였다. 研究의 目的은 시뮬레이션에 의하여 吸氣管內의 壓力變動 및 體積效率을 계산한 결과와 實驗結果를 비교검토함으로써 特性曲線法에 의한 本 解析結果의 타당성과 實際機關에의 적용성을 확인하고 吸排氣系의 形狀과 치수, 흡배기밸브의 開閉時期, 壓縮比 등과 體積效率 및 管內의 壓力變動과의 관계를 糾明하여 吸氣管의 動的效果를 이용할 수 있는 吸氣系의 最適設計 및 改善을 위한 資料를 얻고자 한다.

## 2. 吸排氣管內의 流動解析

往復動式 內燃機關에 있어서 吸排氣管內의 가스 유동은 각 실린더의 피스톤운동과 흡배기밸브의 개폐에 따라 壓力振動이 발생하는 매우 복잡한 流動特性을 가진다. 이러한 吸排氣管內의 압축성가스 유동은 連續方程式, 運動量方程式 및 에너지방정식 등의 偏微分方程式으로 나타낼 수 있으며 실제로는 3次元이지만 밸브와 스톱틀과 같은 불연속의 효과를 경험적으로 고려한다면 吸排氣管內의 流動問題를 1次元으로 가정할 수 있다<sup>(5)</sup>.

本 研究에서는 실린더를 포함한 吸排氣系에서 일어나는 流動現象을 다음과 같은 가정아래 特性曲線解法(characteristic method)<sup>(1,2)</sup>을 이용하여 해석하였다.

(1) 吸排氣管內의 가스유동은 1次元 壓縮性 非定常流動이고 가스상호간의 熱移動은 없으며 유동하는 가스는 理想氣體이다.

(2) 境界條件式은 定常流에 관한 諸關係式을 적용한다.

(3) 실린더내에서의 상태는 準靜的이고 실린더내로 유입하는 가스는 실린더내에 잔류하는 가스와 순간적으로 혼합한다.

(4) 실린더 및 吸排氣管內壁의 溫度는 일정하다.

### 2.1 支配方程式

가스가 유동하는 管內에 있어서 임의의 단면에 대한 連續方程式은

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (1)$$

이 되고 管内의 摩擦損失 등을 고려하였을 때의 運動量方程式은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} = 0 \quad (2)$$

그리고 式 (1)과 (2)를 사용하여 에너지방정식을 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right] \\ - (k-1) \rho \left[ q_p + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 吸排氣管壁과 가스와의 熱傳達量  $q_p$ 는 壁面 溫度와 摩擦係數  $f$ 가 일정한 것으로 가정하고 定常流動에 대한 Reynold's analogy<sup>(1)</sup>를 적용하면 熱傳達係數와 熱傳達量은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{f}{2} C_p \rho u \\ q_p &= \frac{2fuC_p(T_w - T_g)}{D} \\ &= \frac{k}{(k-1)} 2fu \frac{R}{D} (T_w - T_g) \end{aligned} \quad (4)$$

式 (1)을 式 (3)에 대입하여  $\rho$ 의 微分項을 소거한 式과 式 (2)로부터 流動方向의 管길이와 時間의 平面上에서 流速과 壓力의 變化方向이 동일하게 되는 壓力波와 流跡線의 特性曲線을 구하면 다음과 같다. 壓力波의 方向條件(direction condition)  $dx/dt = u \pm a$ 에 따른 適合條件(compatibility)은

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} (k-1) \rho \left[ q_p + u \frac{4fu^2}{D} \frac{1}{2|u|} \right] \\ + \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \frac{\rho a u^2}{F} \frac{u}{|u|} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

이 되고 流跡線의  $dx/dt = u$ 에 따른 適合條件은 式 (3)으로부터 구하면 다음과 같다.

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{dp}{dt} - (k-1) \rho \left[ q_p + u \frac{4fu^2}{D} \frac{1}{2|u|} \right] = 0 \quad (6)$$

위의 特性方程式을 無次元化하기 위하여 도입한 流速, 速度, 거리, 엔트로피 및 時間 등에 대한 無次元變數와 Riemann變數는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A &= \frac{a}{a_{ref}} \quad U = \frac{u}{a_{ref}} \quad X = \frac{x}{x_{ref}} \\ A_a &= \frac{aA}{a_{ref}} \quad Z = \frac{a_{ref} t}{x_{ref}} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\lambda = A + (k-1)U/2, \quad d\lambda = dA + (k-1)dU/2 \quad (8)$$

$$\beta = A - (k-1)U/2, \quad d\beta = dA - (k-1)dU/2 \quad (9)$$

위의 식들을 만족하는  $\lambda, \beta$  및 流跡線 適合方程式의 최종형태는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \left( \frac{d\lambda}{d\beta} \right) &= -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + \frac{A}{A_a} dA_a \\ &\quad \mp \frac{k-1}{2} \frac{2fx_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[ 1 \mp (k-1) \frac{U}{A} \right] dZ \\ &\quad + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q_p x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (10)$$

$$dA_a = \frac{k-1}{2} \frac{A_a}{A^2} \left[ \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{2f x_{ref}}{D} U^3 \right] dZ \quad (11)$$

실린더내의 狀態計算에 있어서는 開放系에 대한 熱力學 1法則을 적용한다.

$$d\dot{Q} - d\dot{W}_p = \frac{\partial}{\partial t} (m_c u_c) + d\dot{m}_e h_{ec} - d\dot{m}_i h_{ic} \quad (12)$$

여기서  $d\dot{W}_p = p_c V_c, h_o = a_o/(k-1), m_c u_c = p_c V_c/(k-1)$ 이므로 이것을 式 (12)에 대입하여 실린더내의 壓力變化를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{V_c} \left[ a_{ic}^2 \frac{dm_i}{dt} - a_{ec}^2 \frac{dm_e}{dt} \right. \\ \left. - k p_c \frac{dV_c}{dt} + (k-1) \frac{dQ}{dt} \right] \end{aligned} \quad (13)$$

가스교환과정 중의 실린더내壁과 가스와의 熱傳達은 실제로는 非定常對流熱傳達이지만 定常熱傳達로 생각하고 熱傳達係數는 모든 실린더壁에서 동일하다고 가정하였으며 여기서는 Annand의 式<sup>(1)</sup>을 적용하였다.

$$\frac{dQ}{dt} = F \alpha (T_w - T_g) = F \frac{ak_q Re^b}{D_c} (T_w - T_g) \quad (14)$$

여기서  $a$ 와  $b$ 는 대류열전달에 대한 Annand상수, 熱傳達率  $k_q = C_p \mu / Pr$ , 레이놀즈數  $Re = \rho C_m D_c / \mu$ , 熱傳達係數  $\alpha = a k_q Re^b / D_c$ 이고 프란틀數  $Pr$ 과 粘性係數  $\mu$ 는 空氣에 대한 일반적인 값  $0.72$ 와  $1.983 \times 10^{-5} [kg/m]$ 을 사용하였다.

## 2.2 境界條件

(1) 실린더와 管 사이의 境界條件

管으로부터 실린더로 가스가 유입할 때 스톨부위의 速度는 亞音速流動, 管과 스톨부 사이에는 등엔트로피유동, 스톨부와 실린더의 壓力는 동일한 ( $p_t = p_c$ ) 것으로 가정하고 에너지 및 연속방정식, 등엔트로피식을 적용한다.

$$A_c^2 = A_p^2 + (k-1) U_p^2/2$$

$$= A_t^2 + (k-1) U_t^2/2 \quad (15)$$

$$\rho_p u_p F_p = \rho_t u_t F_t \quad (16)$$

$$\rho_p/\rho_t = [A_p/A_t]^{2(k-1)} \quad (17)$$

式 (15)~(17)을 이용하여 다음과 같은 境界條件式을 구할 수 있다.

$$[A^{*4(k-1)} - \phi^2][\lambda^*_{in} - A^*]$$

$$- (k-1)\phi^2[A^{*2} - 1]/2 = 0 \quad (18)$$

式 (18)을 만족하는  $A^*$ 는 Half-interval method로 구한다. 여기서  $A^* = (\lambda^*_{in} + \lambda^*_{out})/2$ ,  $\lambda^*_{in} = \lambda_{in}/A_t$ ,  $\lambda^*_{out} = \lambda_{out}/A_t$ ,  $\phi = F_t/F_p$ 이다.

실린더로부터 管으로 유출할 때의 에너지 및 연속방정식, 등엔트로피식, 音速의 式은 다음과 같다.

$$a_c^2 = a_t^2 + (k-1)U_t^2/2 = a_p^2 + (k-1)U_p^2/2 \quad (19)$$

$$\rho_t u_t F_t = \rho_p u_p F_p \quad (20)$$

$$a_c/a_t = [p_c/p_t]^{(k-1)/2k} = (\rho_c/\rho_t)^{(k-1)/2} \quad (21)$$

$$a^2 = kp/\rho \quad (22)$$

여기서 流速이 亞音速인 경우에는 실린더에서 스톨부까지는 등엔트로피변화를 하고 교축부와 管 사이에는 壓力은 동일( $p_p = p_t$ )하며 엔트로피는 증가한다. 또, 音速인 경우에는 스톨부까지의 과정은 亞音速과 동일하나 스톨부에서 管까지는 壓力降下가 생긴다. 이 條件에서는  $u_t = a_t$ ,  $p_p < p_t$ 가 된다. 따라서 式 (19)~(22)와 위의 조건들로부터 亞音速과 音速인 경우에 대하여 각각 다음과 같은 式을 얻을 수 있다.

$$p_p/p_c = [(\phi\sqrt{\phi^2 + 4C} - \phi^2)/2C]^{k/(k-1)} \quad (23)$$

$$p_p/p_c = \phi[2/(k+1)]^{(k+1)/2(k-1)}[1 - (k-1) \times U^2/2]/U \quad (24)$$

여기서  $C = aU^2/(1 - aU^2)^2$ ,  $U = u_p/a_c$ 이다.

(2) 大氣와 管 사이의 境界條件

大氣와 管 사이에서의 에너지방정식은 다음과 같다.

$$A_c^2 = A^2 + \frac{k-1}{2}U^2 = \left(\frac{\lambda_{in} + \lambda_{out}}{2}\right)^2$$

$$+ \frac{k-1}{2}\left(\frac{\lambda_{in} - \lambda_{out}}{k-1}\right)^2 \quad (25)$$

流動方向은  $\lambda_{in} < A_o$ 이면 大氣로부터 管으로 유입하고  $\lambda_{out} > A_o$ 이면 管으로부터 유출된다.

(3) 分岐點의 境界條件

分岐點에서 각 방향의 壓力은 동일하고 流速은 音速이하이며 分岐點에 유입한 가스는 균일하게 혼합한 후 유출한다고 가정한다. 등엔트로피 關係로부터

$$[p/p_{ref}]^{(k-1)/k} = a/a_A = A/A_A$$

$$\rho/\rho_A = [A/A_A]^{2(k-1)}, \rho/\rho_{ref} = [1/A_A]^2 \quad (26)$$

이 되고 連續方程式  $\sum \rho u F = 0$ 에 式 (26)의  $\rho$ 와  $u$ 를 사용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\sum (A/A_A)^{2(k-1)}(\lambda_{in}/A_A - A/A_A)F/A_A = 0 \quad (27)$$

### 2.3 計算順序 및 方法

計算順序는 機關 및 吸排氣系의 寸數, 運轉條件과 大氣狀態, 各部의 壁溫度 등의 計算條件을 決定하고 배기밸브가 열릴 때부터 計算을 시작한다. 임의 시간 후의 실린더내 상태를 구하고 이어서 管內의 狀態를 구한 다음에 境界條件式을 사용하여 각 境界點에서의 狀態량을 計算한다. 이러한 順序에 따라 體積效率의 相對誤差가 0.1% 이내로 수렴할 때까지 사이클에 대해 反復計算하여 解를 구하였다. 計算方法은 吸排氣系에 대해서는 舍사이클에 걸쳐 計算을 하였고 실린더에 대해서는 배기밸브가 열릴 때부터 흡기밸브가 닫힐 때까지의 가스교환과정에 대해서만 하고 壓縮, 膨脹過程은 생략하였다. 또, 體積效率의 計算에 있어서 흡기밸브가 열릴 때의 吸氣管內 壓力을 大氣壓으로 하지 않고 吸氣管內에 잔류하는 壓力變化가 다음의 吸氣過程에 영향을 주도록 하여 脈動效果도 고려하였으며 境界條件式에 대해서는 定常狀態에 관한 關係式들을 적용하였다. 그리고 式 (10)에서 알 수 있는 바와 같이 각 格子點에서의  $\lambda$ ,  $\beta$ 를 결정하기 전에 엔트로피의 변화를 구하여야 하며 이를 위해 流跡線에 따른 modified non-mesh method를 사용하였고 또한  $\lambda$ ,  $\beta$ 의 計算은 mesh method로 구하고 管의 길이에 따라 格子

Table 1 Condition values for calculation

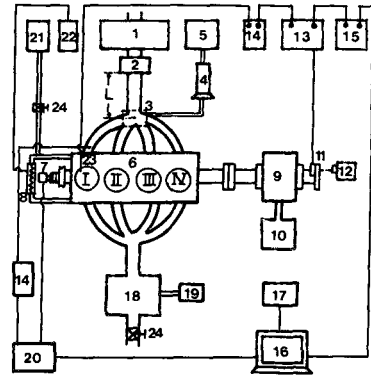
Items	Condition values
Cylinder temperature at E.V.O.	1000[K]
Cylinder pressure at E.V.O.	3.5[bar]
Cylinder head temperature	473[K]
Piston temperature	573[K]
Cylinder wall temperature	390[K]
Friction coefficient	0.004
Viscosity	$1.968 \times 10^{-6}$ [kg/ms]
Pipe diameter	0.041[m]
Intake pipe wall temperature	300[K]
Exhaust pipe wall temperature	500[K]

點간격은 균등하게 설정한다. 모든 格子點에서 解의 安定條件은  $\Delta Z/\Delta X \leq 1/(A+U)$ 을 만족하도록 하였다<sup>(1)</sup>. 계산에 사용된 값들은 Table 1과 같다.

3. 實驗裝置 및 方法

本 研究에서 사용한 實驗裝置는 實驗機關, 動力計 및 壓力測定裝置 등으로 구성되어 있으며 對象機關은 水冷式 4실린더 가솔린기관이다. Table 2에 機關의 主要諸元을 나타내었고 實驗裝置의 構成圖는 Fig. 1과 같다.

크랭크각도에 따른 吸氣管内의 壓力를 측정하기 위하여 本 研究에서 제작한 데이터 처리장치의 系統圖를 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서 알 수 있는 바와같이 크랭크의 位置를 알기 위해 로타리엔코더를 사용하여 크랭크축 1회전당 360 펄스를 얻어낼 수 있도록 하였다. A/D 變換器는 로타리엔코더로부터 펄스가 감지될 때마다 흡기밸브로부터 0.15m 떨어진 지점의 吸氣管에 설치되어 있는 低壓用압력 센서(Kistler社, Type 4045A5)로부터 얻는 電氣的 信號를 增幅器로 증폭하여 8kbyte의 전용메모리에 기억시킨다. 그리고 크랭크가 회전할 때마다 메모리에 기억되어 있던 값들을 인터페이스 카드를 통하여 컴퓨터(IBM/XT)의 기억장치로 이송시킨 뒤 이 값들을 해석할 수 있도록 작성된 프로그램을 통하여 직접 사용할 수 있는 데이터를 얻도록 되어 있다. 이 A/D變換器는 機關의 速度, 壓力, 溫度 등의 데이터를 동시에 얻을 수 있으며 入力電壓의 範圍는 0~5V, 入力端은 3채널로 되어 있다. 또 전



- (1) Intake surge tank
- (2) Air flowmeter
- (3) Caburettor
- (4) Fuel consumption meter
- (5) Fuel tank
- (6) Test engine
- (7) Rotary encoder
- (8) Radiator
- (9) Dynamometer
- (10) Dynamometer controller
- (11) Receiver
- (12) Light projector
- (13) Combustion analyzer
- (14) Charge amplifier
- (15) Graphic printer
- (16) IBM/XT computer
- (17) Printer
- (18) Exhaust surge tank
- (19) Manometer
- (20) A/D converter
- (21) Water cooling tank
- (22) Digital thermometer
- (23) Pressure transducer
- (24) Control valve

Table 2 Specification of test engine

Items		Specification	
Piston displacement		1789[cc]	
Bore×Stroke		86×77[mm]	
Connecting rod length		136.8[mm]	
Compression ratio		8.6	
Maximum output		120/5500[PS/rpm]	
Maximum torque		17/3000[kg-m/rpm]	
Valve timing	Intake	I VO	19BTDC
		I VC	51ABDC
	Exhaust	E VO	57BBDC
		E VC	13ATDC

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

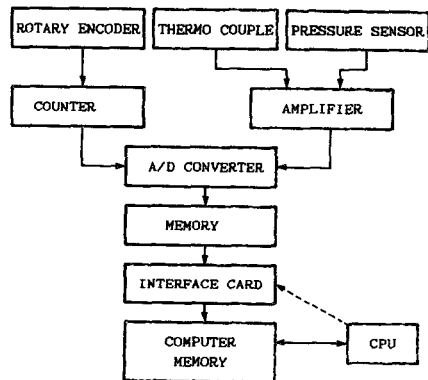


Fig. 2 Block diagram for data acquisition

환시장은 100 $\mu$ sec, 分解能力은 8bit(input range : 0-255)이며 機關回轉速度가 3000rpm(sampling time이 10kHz) 이상인 경우에는 A/D 變換器에 장착된 dip switch를 사용하여 2펄스마다 데이터를 처리하도록 하였다. 실린더내 壓力의 測定에는 이와는 별도로 스파크 플러그형어댑터(Sparkplug type adapter), 壓電氣型 압력트랜서듀서(piezoelectric pressure transducer, Kistler 社, type 601A) 및 增幅器(charge amplifier, type 5007)을 사용하였으며 이의 분석과 기록은 燃燒壓力計測裝置(ONO-SOKKI社, Model CB-366)을 이용하였다. 이 燃燒壓力計測裝置는 A/D 變換器, 壓力信號分析 및 處理裝置, 크랭크각도 검출기, 그래픽프린터로 구성되어 있다. 吸入空氣量은 電壓比의 變化를 검출하여 空氣의 體積流量을 측정하도록 되어 있는 가동베인식 流量計를 氣化器와 흡기서지탱크 사이에 설치하여 측정하였고 電壓測定에는 Voltmeter(TM 503, Tektronix)를 사용하였다.

實驗은 機關의 冷却水溫度를 80 $\pm$ 2 $^{\circ}$ C 범위내로 일정하게 유지시키고 스톱밸브가 全開된 상태에서 動力計의 荷重을 제어하여 機關回轉速度를 1000rpm에서 5000rpm까지 9단계로 변화시켰다. 이때 기존 흡기관 길이에 대하여 機關回轉速度가 달라지는데 따른 吸入空氣量, 吸氣管 및 燃燒室 壓力를 측정하였다.

4. 結果 및 考察

Fig. 3과 Fig. 4는 스톱밸브 全開狀態下에서 機關回轉速度가 각각 2000rpm, 4000rpm이고 흡기관 직경 0.041m, 分岐點에서 흡기서지탱크까지의 관 길이를 L=0.5m로 하였을 때 ①번실린더에 있어서의 吸氣管 壓力變動의 計算결과와 實驗결과와의 비교를 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 實驗결과와 計算結果는 壓力變動의 波形에 다소 차이는 있으나 전체적으로 볼 때 그 경향이 비교적 잘 일치되는 것을 보여주고 있다. 그리고 機關回轉速度가 2000rpm일 때에 비하여 4000rpm인 경우에 1사이클 동안 壓力變動의 波形은 거의 비슷한 3개의 周期를 가지나 振幅이 커지고 또한 計算 및 實驗의 誤差가 부분적으로 약간 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 機關回轉速度가 2000rpm일 때 크랭크 각도가 달라지는데 따른 ①번 실린더내의 壓力을

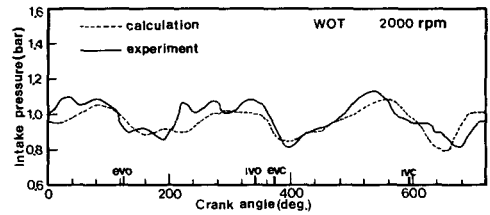


Fig. 3 Comparison of intake pressure for the calculation and experiment at 2000rpm

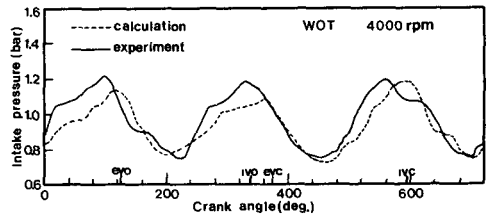


Fig. 4 Comparison of intake pressure for the calculation and experiment at 4000rpm

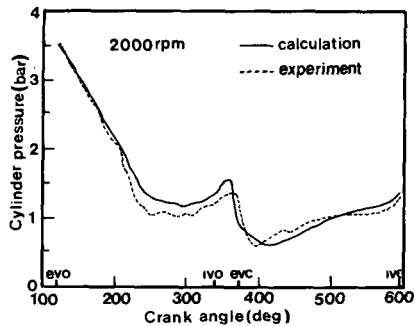


Fig. 5 Comparison of calculated and experimental cylinder pressure

計算한 결과와 實驗을 비교한 것으로 두 결과가 비교적 잘 일치하고 있다. 그림에서 나타난 결과로부터 배기밸브가 열린 직후에 실린더압력이 급격히 저하되다가 밸브오버랩 부근에서는 상승되는 경향을 보여주고 있는데 이것은 ①번 실린더 배기밸브의 開口面積이 감소함에 따라 충분한 배기가 이루어지지 않아 실린더내에 잔류하는 가스로 인하여 壓力이 상승되는 것으로 생각된다. 오버랩기간 이후에는 吸氣行程이 진행됨에 따라 일시적으로 다시 저하하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 6은 흡기관 길이 L=0.5m, 관직경 0.041m 일 때 각 機關回轉速度에 대하여 計算한 全실린더

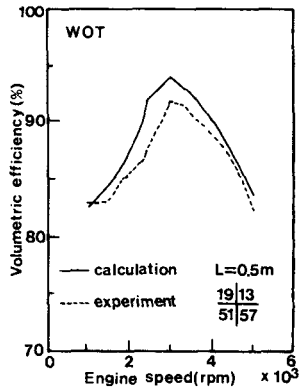


Fig. 6 Comparison of calculated and experimental volumetric efficiency

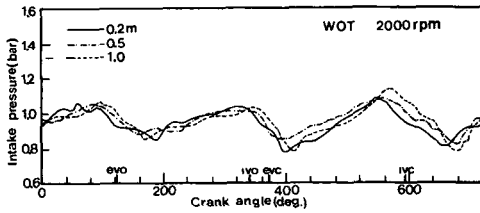


Fig. 7 The effect of intake pipe length on the intake pressure versus crank angle at 2000rpm

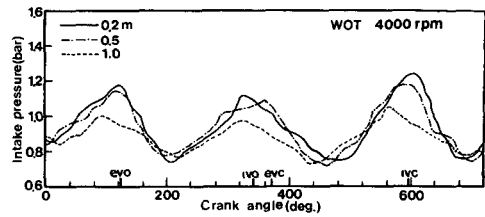


Fig. 8 The effect of intake pipe length on the intake pressure versus crank angle at 4000rpm

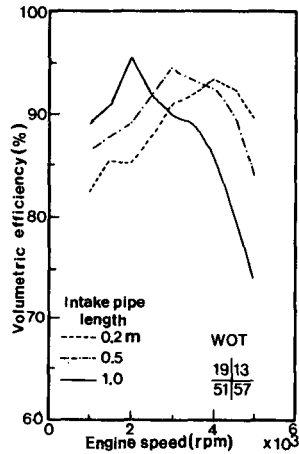


Fig. 9 The effect of intake pipe length on volumetric efficiency versus engine speed

의 體積效率의 평균값을 실험결과와 비교한 것으로서 機關回轉速度에 따라 최대 약 5% 정도까지의 誤差를 보이고 있다. 그리고 실험 결과에 비해 계산결과가 높게 나타나는 것은 Fig. 3과 Fig. 4에서 보는 바와 같이 하사점 이후로부터 흡기밸브가 닫힐 때까지의 吸氣行程末期에서 壓力變動의 波形에 차이가 있고 복잡한 형상을 가진 吸氣管内의 流動을 本計算에서는 1차원 유동으로 가정하였기 때문인 것으로 생각된다. 즉, 설정한 계산모델과는 달리 실제기관의 경우에는 吸氣系의 복잡한 形狀 등에 의하여 流動抵抗이 커지는데 따른 誤差라고 판단된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 機關回轉速度가 각각 2000rpm, 4000rpm일 때 分岐點과 실린더간의 길이를 일정하게 두고 分岐點에서 서지랭크까지의 길이를 0.2, 0.5, 1.0m로 변경시킨 경우에 대하여 吸氣管内의 壓力를 계산한 결과를 크랭크각도에 따라 나타낸

것이다. 그림에서 흡기밸브가 열리기 시작하는 行程初期에는 실린더내로 유입이 시작됨에 따라 吸氣管内의 壓力이 일시적으로 떨어지는 현상을 보여주고 있는데 이것은 流入速度가 증가하기 때문인 것으로 생각된다. 그리고 하사점 이후 흡기밸브가 닫힐 때까지 기간에서의 흡기압력은 2000rpm에서는 흡기관길이 1.0m일 때, 4000rpm에서는 0.2m일 때가 가장 높다. 이 계산결과를 다음의 Fig. 9와 연관시켜 생각해 보면 하사점에서 흡기밸브가 닫히기까지의 吸氣管 壓力變動에 따라 體積效率이 달라지는 것을 알 수 있다. 따라서 흡기밸브가 닫히기 직전의 吸氣管 壓力이 높을수록 動的 效果가 크게되어 體積效率이 증가하며 體積效率은 吸氣行程期間 중에서 行程末期의 壓力變動과는 밀접한 관계를 가지나 行程初期의 壓力波形에 의한 영향은 거의 없다고 볼 수 있다.

Fig. 9는 分岐點과 서지랭크 사이의 흡기관길이

$L$ 이 달라지는데 따른 體積效率의 변화를 機關回轉速度에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 2500rpm 이하에서는  $L=1.0m$ , 2500rpm에서 4000rpm 사이에서는  $L=0.5m$ , 4000rpm 이상에서는  $L=0.2m$ 일 때가 體積效率이 가장 높다. 이것은 吸氣管 길이가 짧으면 機關回轉速度가 고속영역에서 體積效率의 최대값이 나타나고 길면 저속영역에서 최대값이 존재함을 의미한다. 이와같이 흡기관 길이가 달라지는데 따라 體積效率이 최대로 되는 機關回轉速度가 변화하는 이러한 특성은 吸氣慣性效果 때문이며 Fig. 7과 8의 흡기관 압력

변동에서 설명되어질 수 있다.

Fig. 10은 分岐點의 위치가 體積效率에 미치는 영향을 알아보기 위하여 관의 전체길이를 1m로 설정한 다음, 分岐點 위치가 달라지는데 따른 體積效率을 계산하고 그 결과를 각 機關回轉速度의 변화에 대해서 표시한 것이다. 여기서  $L=0$ ,  $L_1=L_2=1m$ 인 경우는 각 실린더에 대하여 독립적으로 吸氣管을 설치한 것에 해당된다. 그림에서 보면 저속영역에서는 分岐點의 위치가 달라지는데 따라 體積效率에 큰 差異가 없으나 고속영역일 때 分岐點의 위치가 실린더에 가까이 접근할수록 體積效率이

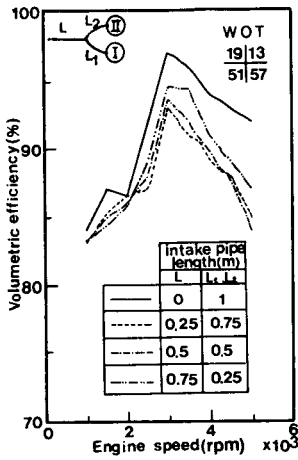


Fig. 10 The effect of branch location on volumetric efficiency versus engine speed

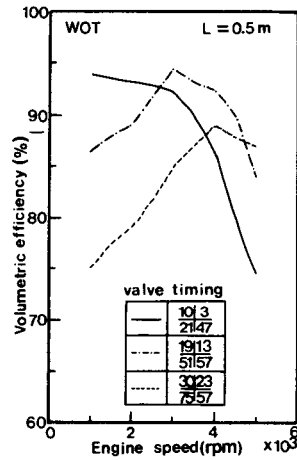


Fig. 12 The effect of valve timing on volumetric efficiency versus engine speed

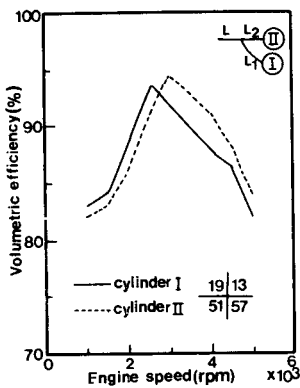


Fig. 11 The volumetric efficiency of each cylinder

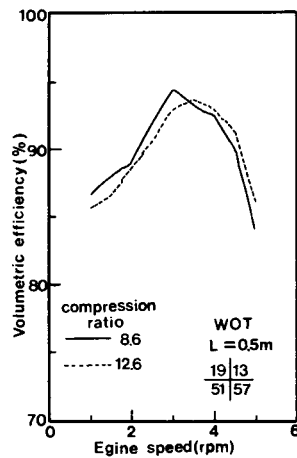


Fig. 13 The effect of compression ratio on volumetric efficiency versus engine speed



증가하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 11은 分岐點으로부터 실린더까지의 길이가 다른 ( $L=0.5m$ ,  $L_1=0.3m$ ,  $L_2=0.15m$ ) 각 실린더의 體積效率를 계산한 결과를 나타낸 것으로서 그 결과, ②번 실린더가 ①번 실린더보다 體積效率이 다소 높게 나타났으며 관길이가 달라지는데 따른 體積效率의 相違는 全回轉速度에 걸쳐서 평균적으로 약 2.5% 정도가 됨을 보여주고 있다.

Fig. 12는 흡기밸브의 開閉時期가 변화하는데 따른 體積效率를 계산한 것을 機關回轉速度에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 하사점을 기준으로 흡기밸브의 닫힘시기가 빠르면 機關回轉速度가 저속영역에 있을 때에는 體積效率이 높으나 고속영역에서는 현저히 저하된다. 반면에 흡기밸브의 닫힘시기가 늦고 열림기간이 길어지면 흡기밸브의 時間面積이 커지므로 고속영역에서의 體積效率은 향상하나 저속영역에서는 흡기밸브가 닫힐 무렵에 일단 실린더내에 유입한 新氣가 역류하기 때문에 體積效率이 저하되는 것을 알 수 있다.

Fig. 13은 壓縮比가 변화하는데 따른 體積效率을 계산한 결과를 나타낸 것으로서 機關의 回轉速度가 저속인 경우에는 壓縮比가 12.6인 경우보다 8.6일 때가 體積效率이 높으나 고속인 경우에는 오히려 12.6일 때가 다소 높은 경향을 보이고 있으나 예상했던 바와는 달리 전체적으로 壓縮比에 따른 體積效率은 큰 차이가 없음을 보여주고 있다. 이러한 계산결과는 Taylor<sup>(14)</sup>의 연구결과와 일치하나 이는 本 計算에서 背壓등을 충분히 고려하지 못하였기 때문인 것으로 생각되고 단순히 體積效率을 壓縮比와의 관계로만 규정하기보다는 잔류가스의 압력과 吸氣壓力 및 背壓의 관계와 排氣作用의 영향도 동시에 고려되어야 할 것으로 생각되며 이에 대하여 보다 많은 조사가 필요하다.

### 5. 結 論

吸氣管의 動的效果를 이용하는 것을 목적으로 多실린더기관의 吸氣管内의 流動을 特性曲線法에 의하여 해석하고 實際機關을 운전하여 實驗을 한 研究結果로부터 吸氣系의 形狀, 分岐點位置, 흡배기 밸브 開閉時期 등에 따른 管内의 壓力變動과 體積效率과의 관계를 검토하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 本 研究에서 이용한 特性曲線法에 의한 解析

結果를 實驗値와 비교한 결과, 體積效率과 吸氣管内의 壓力이 最大誤差가 5% 이내이고 그 경향이 잘 일치하므로 實際機關의 體積效率豫測과 最適의 吸排氣系 등을 구하는 데 이용할 수 있음을 확인하였다.

(2) 體積效率은 吸氣行程 중 흡기밸브가 닫히기 직전의 吸氣管壓力에 의해 거의 결정되므로 이점을 고려한 吸氣系의 形狀이 요구된다.

(3) 機關回轉速度가 저속인 경우에는 큰 誤差가 없었으나 고속일 경우에는 分岐點에서 실린더간의 길이가 짧을수록 體積效率이 증가하였다.

(4) 體積效率을 향상시키기 위하여 흡기밸브의 열림기간을 크게 하고 機關回轉速度가 저속인 경우에는 하사점 기준으로 흡기밸브의 닫힘시기를 빠르게, 고속일 때는 늦추어줄 필요가 있다.

(5) 體積效率을 壓縮比의 變化에 따라 계산한 결과, 큰 誤差가 없었으나 背壓과 排氣作用의 영향도 동시에 고려하여 계속 조사할 필요가 있다.

### 參 考 文 獻

- (1) Benson, R.S., 1982, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Vol. I, Clarendon Press, Oxford.
- (2) Horlock, F.R.S. and Winterbone, D.E., 1986, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Vol. II, Clarendon Press, Oxford, pp. 773~802.
- (3) Takizawa, M. et. al., 1982, "A Study of Gas Exchange Process Simulation for Automotive Multicylinder Internal Combustion Engine", SAE Paper 820410.
- (4) Shimamoto, Y. et. al., 1987, "An Attempt to Improve the Characteristics of Volumetric Efficiency by Resonator in Four-stroke Diesel Engine", JSME Int. J., Vol. 30, No. 259, pp. 116~122.
- (5) Lakshminarayanan, P.A., Janakiraman, P.A., GajendraBabu, M.K., Murthy, B.S., 1979, "Prediction of Gas Exchange Process in a Single Cylinder Internal Combustion Engine", SAE Paper 790359.
- (6) Ohata, A., Ishida, Y., 1982, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four-Cycle Four-cylinder Engine", SAE Paper 820407.
- (7) Low, S.C. and Baruah, P.C., 1981, "A Generalized Computer Aided Design Package for I.C. Engine Manifold System", SAE Paper 810498.

- (8) Ledger, J.D., 1974, "Computational Methods for Unsteady Compressible Gas Flows", Ph. D. Thesis, Victoria University of Manchester.
- (9) 趙珍鎬, 金柄洙, 1988, "吸排氣系の 가스유동이 體積效率에 미치는 影響", 韓國自動車工學會誌, 제10권, 제4호, pp. 57~65.
- (10) 趙珍鎬, 1988, "內燃機關工學(改訂版)", 學研社, pp. 100~113, pp. 332~341.
- (11) 西脇一字, 1974, "가스交換의 시뮬레이션(2, 3)", 內燃機關, Vol. 13, No. 155, No. 156, pp. 73~80, pp. 67~72.
- (12) 八田桂三, 澁沼強, 松木正勝, 1979, "內燃機關計測 핸드ブック", 朝創書店, pp. 76~88, pp. 249~255.
- (13) 志賀擴, 水谷集治, 1986, "カーエレクトロニクス", 山海堂, pp. 55~68.
- (14) Taylor, C.F., Livengood, J.C. and Tsai, D.H., 1955, "Dynamics in the Inlet System of a Four-Stroke Single-Cylinder Engine", Transactions of ASME, Vol. 177, pp. 1133~1145.