

# 吸排氣系の 가스流動이 體積效率에 미치는 影響

The Effects of Gas Flow in Intake and Exhaust System on Volumetric Efficiency

趙 珍 鎬\*, 金 柄 洙\*\*  
J. H. Cho, B. S. Kim

## ABSTRACT

The study of unsteady gas exchange processes in the intake and exhaust systems of four-cylinder, four-stroke cycle internal combustion engine is described in this paper. The calculation model for the intake and exhaust systems is established and solved by the characteristic method for the equations defining these systems. A constant pressure theory is used for modeling branches of intake and exhaust manifolds. The relationship between the volumetric efficiency and the intake, exhaust pressure variation is clarified by simulation of these systems. It is found that the volumetric efficiency mainly depends on the intake pressure during the short period before the intake valve is closed; that the volumetric efficiency is influenced a little by intake chamber volume in the intake and exhaust system.

### 記 號 說 明

- |                  |                             |
|------------------|-----------------------------|
| $a$ : 音 速        | $q$ : 熱傳達量                  |
| $C_m$ : 피스톤 平均速度 | $R$ : 가스常數                  |
| $D$ : 管 直 徑      | $t$ : 時 間                   |
| $e$ : 流 量        | $T$ : 溫 度                   |
| $F$ : 斷 面 積      | $u$ : 가스입자의 速度              |
| $h$ : 單位時間當의 엔탈피 | $V$ : 體 積                   |
| $k$ : 가스의 比熱比    | $x$ : 流動方向의 距離              |
| $L$ : 管 長 이      | 〈그리스文字〉                     |
| $m$ : 가스質量       | $\alpha$ : 熱傳達係數            |
| $p$ : 壓 力        | $\zeta$ : 管의 벤드部 損失係數       |
|                  | $\zeta_s$ : 定常流에서의 벤드部 損失係數 |
|                  | $\xi$ : 摩 擦 損失係數            |

\* 한양대학교 공과대학 기계공학과  
\*\* 한양대학원 기계공학과

$\rho$  : 密 度

〈無次元數〉

$A$  : 無次元 音速(=  $a/a_{ref} = A_0 P$ )

$A_0$  : 無次元 音速(=  $a_0/a_{ref}$ )

$P$  : 無次元 壓力(=  $(p/p_{ref})^{(k-1)/2k}$ )

$U$  : 가스입자의 無次元 速度(=  $u/a_{ref}$ )

$X$  : 無次元 距離(=  $x/L$ )

$Z$  : 無次元 時間(=  $ta_{ref}/L$ )

〈下 添 字〉

$o$  : 基準壓力  $p_{ref}$ 까지 斷熱膨脹시의 狀態

$c$  : 실 린 더

$p$  : 管

$ref$ : 基準狀態

$t$  : 스로틀링

$w$  : 壁

### 1. 序 論

機關의 出力은 실린더내로 流入되는 吸氣量에 직접적으로 비례하므로 機關性能의 提高를 위하여 가스교환과정의 特性에 대한 考察 및 이에 관계되는 여러 因子들에 따른 影響에 대하여 研究되어져야 하며 이들 중 吸排氣系의 形狀 및 치수 등에 따라 달라지는 動的效果는 體積效率에 미치는 影響이 크고<sup>1)</sup> 이러한 動的效果를 고려한 最適의 吸排氣系 諸元의 결정은 중요한 課題중의 하나이다. 그러나 機關의 가스교환과정은 壓力變動을 포함한 복잡한 現象이기 때문에 지금까지는 많은 時間에 걸쳐 吸排氣管을 시험제작, 평가하여 最適의 吸排氣系를 결정하고 있다.

單실린더기관의 경우 가스교환과정을 도와주는 最適의 吸排氣系 形狀과 치수를 결정하여 出力向上이나 양호한 토크특성을 부여하는 것이 비교적 간단하나 多실린더기관의 경우에는 吸排氣系의 形狀이 복잡하다. 더구나 가스교환과정에 영향을 주는 因子들이 서로 相互關係를 가지므로 吸排氣管내의 非定常 가스유동을 해석하는데 있어서 數值的 方法에 基礎를 둔 解析方法이 實驗的 方法에 비하여 비교적 쉽게 여러 因子들의 影響을 검토할 수 있

는 利點이 있다. 따라서 최근에는 가스교환과정을 시뮬레이션하는 數值計算 모델에 대한 많은 研究<sup>2~7)</sup>와 함께 엔진의 設計 및 開發에 있어서 널리 活用되고 있다.

本 研究에서는 4실린더, 4행정기관의 吸排氣管 形狀에 따른 壓力變動 등의 流動特性을 관찰하기 위하여 실린더 및 흡기체임버를 포함한 吸排氣系를 容器, 管 및 스로틀링部 등의 各 要素로 構成되는 系로 생각한 모델을 설정하였다. 그리고 관내의 유동현상에 대해서는 壓力, 速度의 변화에 대하여 追從性이 좋은 特性曲線解法<sup>8,9)</sup>을 이용하여 해석하였으며 體積效率의 計算에서는 脈動效果에 의한 影響도 포함되도록 하였다. 즉 흡기밸브 열림시에 吸氣管내에 잔류하는 壓力變化가 다음의 吸入過程에 影響을 주도록 하였다. 이러한 방법으로 시뮬레이션에 의해 구한 결과를 검토하여 吸排氣管系의 形狀과 치수에 따른 壓力變動現象과 흡기체임버 크기 등의 因子들이 體積效率에 미치는 영향을 조사하였다.

### 2. 理論解析

研究의 對象으로 한 吸排氣系의 모델은 Fig. 1에 나타낸 바와 같다. 실린더, 흡기체임버, 흡배기 매니폴드를 容器, 管, 스로틀링部 등의 各 要素로 구성된 系로 생각하고 吸氣系의 形象은 1번과 2번 실린더를 연결한 吸氣管

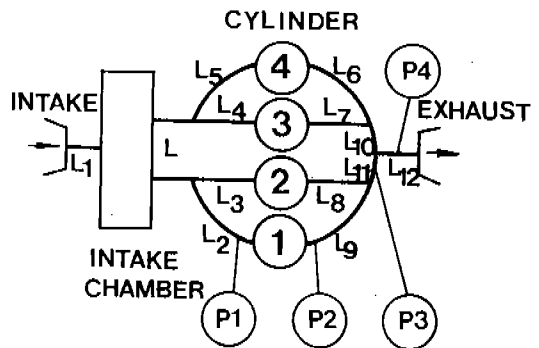


Fig.1 Simulation model of intake and exhaust system

이 흡기체임버와 결합되어 있으며 3번과 4번 실린더의 吸氣管은 1번과 2번 실린더와 서로 對稱의 形象을 가진다. 排氣系는 3개의 분기점으로 이루어져 있다.

2.1 支配方程式

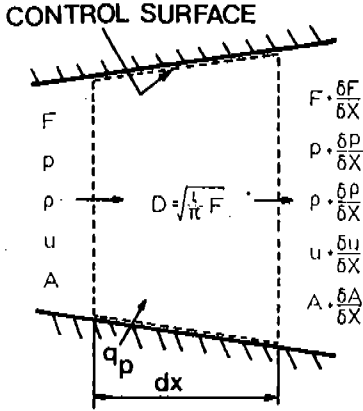


Fig.2 Gas flow through a control surface

Fig. 2와 같이 斷面積이 변화하는 管내의 가스유동을 1차원 非定常流動으로 가정하면 임의의 단면에 대한 連續方程式은

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

이 되고 마찰손실과 벤드부손실을 고려하였을 때의 運動量方程式은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (2)$$

여기서 定常流에 있어서 길이 l 사이의 벤드부에 따른 壓力損失  $\Delta P = \zeta_s \rho u^2 / 2$ 로 표시되고 벤드部の 損失係數  $\zeta = \zeta_s / l$ 로 된다.<sup>2,10)</sup>

그리고 管내의 가스는 마찰 등으로 인한 發熱을 동반하므로 式(1)과 (2)를 사용하여 다음과 같이 에너지방정식을 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \\ & = (k-1) \rho \left\{ q_p + \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u| u^2}{2} \right\} \dots (3) \end{aligned}$$

管내의 가스가 管壁으로부터 받는 傳熱量  $q_p$ <sup>11)</sup>는 다음식에 의해 계산된다.

$$q_p = \frac{2k}{k-1} R \xi \frac{u}{D} (T_w - T) \dots\dots\dots (4)$$

式(1)을 式(3)에 대입하여 密度  $\rho$ 의 微分項을 소거한 다음, 式(2)와 管길이-時間의 平面上에서 流速과 壓力의 變化方向이 동일하게 표시되는 特性曲線, 즉 位置特性(position characteristic)  $dx/dt = u \pm a$ 에 따른 適合條件(compatibility conditions)은

$$\begin{aligned} & \frac{dp}{dt} + \rho a \frac{du}{dt} - (k-1) \rho \left\{ q_p + u \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right\} \\ & + \rho \frac{a^2 u}{F} \frac{dF}{dx} \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \rho \frac{a u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \dots (5) \end{aligned}$$

이 되고 流跡線特性(pathline characteristic)  $dx/dt = u$ 에 따른 適合條件은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{dp}{dt} - a^2 \frac{dp}{dt} - (k-1) \rho \cdot \\ & \left\{ q_p + u \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right\} = 0 \dots\dots (6) \end{aligned}$$

基準壓力까지 斷熱膨脹變化를 하였을 때의 音速을  $a_o$ 로 한다면  $da_o/a_o = (dp - a^2 d\rho) / 2kp$ 이므로 式(6)을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{da_o}{a_o} = \frac{k-1}{2k} \left\{ q_p + \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \frac{\rho}{p} dt \dots (7)$$

管내의 가스유동에 대한 支配方程式을 無次元化하기 위하여 다음과 같은 無次元變數를 도입한다.

$$\begin{aligned} & A = \frac{a}{a_{ref}}, \quad A_o = \frac{a_o}{a_{ref}}, \quad U = \frac{u}{a_{ref}} \\ & X = \frac{x}{L}, \quad Z = \frac{t a_{ref}}{L}, \quad P = \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^{(k-1)/2k} \dots (8) \end{aligned}$$

式(8)을 사용하여 式(5), (7)을 無次元化시키면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \left( dA \pm \frac{k-1}{2} dU \right) = - \frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ \cdot \\ & \frac{(k-1)^2 q_p L dZ}{2 A a_{ref}^3} \mp \left( \frac{k-1}{2} \right) \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \cdot \\ & L \frac{U^2}{2} \frac{U}{|U|} dZ \left\{ 1 \mp (k-1) \frac{U}{A} \right\} \\ & + A \frac{dA_o}{A_o} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

$$dA_o = \frac{k-1}{2} \left\{ \frac{q_p}{a_{ref}^3} + \left( \frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} L \frac{dZ}{A^2} \dots\dots\dots (10)$$

실린더 및 흡기체임버의 상태는 準靜的이고 流入되는 가스는 잔류가스와 순간적으로 完全 혼합한다고 가정하면 流入하는 가스의 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{dt} = h + q_c \dots\dots (11)$$

$P = (p/p_{ref})^{(k-1)/2k}$ 를 사용하여  $p$ 를 무次元化시켜 壓力變化를 구하면

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k-1}{2} \left\{ \frac{k-1}{2} \left( \frac{L}{P_{ref}} \right) + \frac{k-1}{1} \left( \frac{q_c}{P_{ref}} \right) \right\} \frac{1}{P^{2k/(k-1)}} - \frac{dV}{dt} \frac{P}{V} \dots\dots (12)$$

이 된다. 또 이상가스의 狀態式  $PV = mRT$ 를 微分하고 다시 式(12)를 변형하면 다음과 같다.

$$\frac{dA_0}{dt} = \frac{A_0}{2V P^{2/(k-1)}} \cdot \left\{ \frac{k-1}{2} \left( \frac{L}{P_{ref}} \right) + \frac{k-1}{k} \left( \frac{q_c}{P_{ref}} \right) - \frac{e}{\rho_{ref} A_0} \right\} \dots\dots (13)$$

실린더내의 熱傳達到 있어서는 실린더내 모든 壁表面에서 熱傳達係數는 동일한 것으로 가정하고 4사이클기관의 吸排氣過程에 대하여 Woschni<sup>12~14)</sup>가 제안한 다음의 熱傳達係數 값을 사용한다.

$$\alpha = 110^{0.83} (\varphi C_m)^{0.83} D_c^{0.2} T^{-0.53} \dots\dots (14)$$

여기서  $\varphi = 6.18$ 이다.

2.2 境界條件

(1) 스톨링部에서의 境界條件

定常流動의 가정아래 連續, 에너지 및 管內 壓力波의 式을 聯立하여 境界條件에서의 狀態量을 계산한다.

실린더 및 흡기체임버에 流入하는 경우의 모델은 Fig. 3과 같다.

流入할 때 스톨링部의 速度는 亞音速流動이고 管과 스톨링部 사이에서는 可逆斷熱流動, 스톨링部와 실린더의 壓力은 동일( $P_t = P_c$ )한 것으로 가정하면 에너지 및 連續方程式과 壓力波의 式은 다음과 같다.

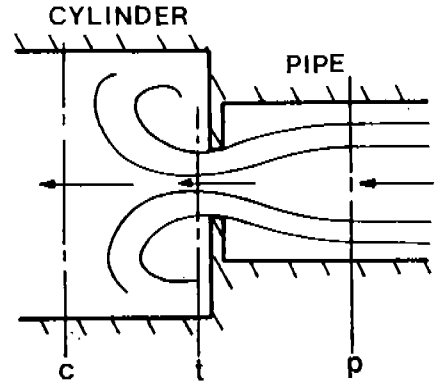


Fig.3 Inflow model

$$A_0^2 P_p^2 + \frac{k-1}{2} U_p^2 = A_0^2 P_t^2 + \frac{k-1}{2} U_t^2 \dots (15)$$

$$F_p U_p P_p^{2/(k-1)} = F_t U_t P_t^{2/(k-1)} \dots\dots (16)$$

$$U_p = \frac{2}{k-1} (P_T - P_p) A_0 \dots\dots (17)$$

여기서  $P_T$ 는 管의 끝部가 폐쇄되었을 때 발생하는 管끝部 壓力이다. 스톨링部의 壓力  $P_t$ 는 스톨링部에서의 流速이 亞音速일 때  $P_t = P_c$ 이 되고 音速일 때에는

$$P_t = \sqrt{\frac{2}{k+1} \left\{ P_p^2 + \frac{2}{k-1} (P_T - P_p)^2 \right\}}$$

이다.

流出하는 경우의 모델은 Fig. 4와 같고 이때의 에너지 및 連續方程式은 다음과 같다.

$$A_{0p}^2 P_p^2 + \frac{k-1}{2} U_p^2 = A_{0c}^2 P_t^2 + \frac{k-1}{2} U_t^2 = A_{0c}^2 P_c^2 \dots\dots (18)$$

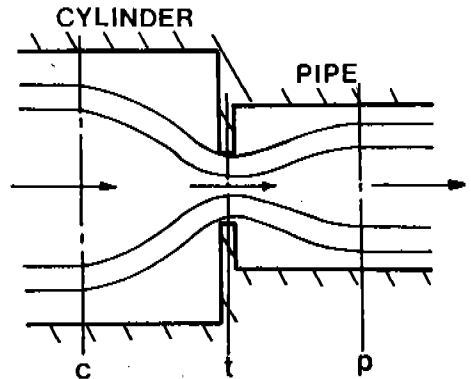


Fig.4 Outflow model

$$\frac{F_p U_p P_p^{2/(k-1)}}{A_{op}^2} = \frac{F_t U_t P_t^{2/(k-1)}}{A_{oc}^2} \dots\dots\dots (19)$$

또 壓力波의 式은 다음과 같다.

$$\text{亞音速 : } U_p = \frac{2}{k-1}(P_T - P_p) A_{op} \dots (20)$$

$$\text{音速 : } U_p = -A_{op} P_p \dots\dots\dots (21)$$

그리고 스톨링部の 壓力  $P_t$  는 스톨링部の 流速이 亞音速이고  $P_p/P_c > \sqrt{2/(k+1)}$  일 때는  $P_t = P_p$ , 音速이고  $P_p/P_c < \sqrt{2/(k+1)}$  일 때는  $P_t = \sqrt{2/(k+1)} P_c$  가 된다.

(2) 분기점에서의 境界條件

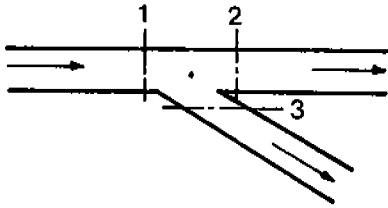


Fig.5 Branch model

분기점에서 3 방향의 壓力은 같고 流速은 音速이하이며 분기점에 流入한 가스는 均일하게 混合한 후 流出한다고 가정한다. 이 때의 에너지, 連續方程式 및 壓力波의 式은 다음과 같다.

$$\left( A_{o1}^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U_1^2 \right) \frac{F_1 U_1}{A_{o1}^2} = \left( A_{o2}^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U_2^2 \right) \frac{F_2 U_2}{A_{o2}^2} + \left( A_{o3}^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U_3^2 \right) \frac{F_3 U_3}{A_{o3}^2} \dots\dots (22)$$

$$\frac{F_1 U_1}{A_{o1}^2} = \frac{F_2 U_2}{A_{o2}^2} + \frac{F_3 U_3}{A_{o3}^2} \dots\dots\dots (23)$$

$$U_1 = \frac{2}{k-1} (P_{T1} - P) A_{o1} \dots\dots\dots (24-a)$$

$$U_2 = -\frac{2}{k-1} (P_{T2} - P) A_{o2} \dots\dots\dots (24-b)$$

$$U_3 = -\frac{2}{k-1} (P_{T3} - P) A_{o3} \dots\dots\dots (24-c)$$

2.3 數值計算

數值計算의 範圍는 吸排氣系에 대해서는 全 사이클에 걸쳐 計算을 하였고 실린더에 대해

서는 가스교환과정만, 즉 배기밸브가 열릴때로부터 흡기밸브가 닫히는 시기까지만 計算을 하고 壓縮 및 膨脹過程은 생략하였다. 計算條件은 境界條件式에 대해서는 定常流에 관한 諸關係式을 適用하였으며 體積效率의 計算에서는 脈動效果에 의한 影響도 고려하기 위하여 흡기밸브가 열릴때의 吸氣管内 壓力을 大氣壓으로 바꾸지 않고 밸브가 열릴때 吸氣管内에 잔류하는 壓力變化가 다음의 吸入過程에 影響을 주도록 하였다. 計算順序와 方法은 먼저 初期條件을 가정하고 배기밸브가 열릴때부터 計算을 시작한다. 임의의 시간후의 실린더내의 狀態를 式(12)와 (13)에서 구하고 이어서 管内의 狀態를 式(9) 및 (10)으로부터 구한다음 境界條件式을 사용하여 실린더 또는 흡기체임버와 管이 接續되는 點의 狀態를 計算한다. 이와같은 方法으로 사이클에 대해서 反復 計算하여 體積效率이 수렴되었을 때의 사이클값을 解로 하

Table 1. Calculation condition

Items		Condition	
Engine	Number of cylinder	4	
	Bore × Stroke [mm]	78 × 80	
	Compression ratio	8.6	
	Valve timing [deg.]	E. V. O.	44 BBDC
		E. V. C.	12 ATDC
I. V. O.		14 BTDC	
I. V. C.		37 ABDC	
Pipe	Diameter [m]	0.04	
	Length [m]	L	0.3, 0.5, 0.7
		L1, L12	0.2
		L2, L5, L6, L9	0.2
		L3, L4, L7, L8	0.15
		L10, L11	0.07
Wall temp. [K]	Intake	300	
	Exhaust	500	
Cylinder temperature at E. V. O. [K]		1000	
Cylinder pressure at E. V. O. [bar]		3.5	
Cylinder wall temperature [K]		450	
Friction coefficient		0.0047	
Bend coefficient [m <sup>-1</sup> ]		2.0	

였다. 管내의 狀態計算에는 格子法(mesh method)를 사용하였으며 管軸의 方向에 따라 格子點 間隔을 均等하게 設定하고 無次元 時間間隔  $\Delta Z$  후의 값을 計算할 때에는 모든 格子點 있어서 解의 安定性을 保證하기 위하여 다음에 표시된 條件<sup>8)</sup>을 만족하도록 하였다.

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} \leq \frac{1}{A + |U|} \dots\dots\dots (25)$$

安定性條件이 성립되기 위해서는 모든 格子點에서의  $A + |U|$  값을 計算하여 그 最大值를 구하고 식(25)에 의하여  $\Delta Z$ 를 計算하였다. 따라서  $\Delta Z$ 값은 計算중 變化한다. 그리고 對象機關의 諸元, 燃燒室 周邊의 溫度, 吸排氣系의 寸數, 마찰 및 벤드部 損失係數 등 計算에 用된 값들은 Table 1에 표시하였다.

3. 結果 및 考察

Fig. 6은 機關回轉速度가 3500 rpm일때 길이가 달라지는데 따른 P1지점에서의 吸氣管內 壓力를 크랭크각도에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 흡기밸브 닫힘 부근에서의 吸氣管內 壓力은 吸氣管 길이가 0.3m 및 0.5m인 경우에 비하여 0.7m일 때 가장 높은 값을 나타내고 있다. 따라서 흡기밸브가 닫히기 직전의 吸氣管 壓力이 높을수록 動的效果가 크게되고 體積效率가 증가된다는 것을 Fig. 7로부터도 알 수 있다. 더우기 體積效率는 吸氣行程末期의 壓力振動과는 밀접한 관계를 가지나 吸氣行程初期의 壓力波에 의한 영향은 거의 없다고 생각된다. 또 吸氣行程初, 즉 실린더내로의 流入이 시작됨에

따라 吸氣管의 壓力이 일시적으로 降下됨을 보여주고 있는데 이는 流入速度의 증가로 인하여 壓力이 떨어지는 현상으로 생각한다.

Fig. 7은 좁기체임버와 분기점 사이의 吸氣管 길이를 0.3m, 0.5m 및 0.7m로 변경시킨 경우에 대하여 機關回轉速度와 體積效率과의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 吸氣管 길이가 짧으면 高速領域에서, 길면 低速領域에서 體積效率가 增大됨을 알 수 있다. 이와 같이 管길이가 달라지는데 따라 體積效率가 最大로 되는 機關回轉速度가 變化하는 것은 吸氣管內의 壓力振動數가 變化하기 때문인 것으로 생각된다. 따라서 動的效果를 이용하여 吸氣量을 증대시키기 위해서는 吸氣管 길이가 길어지는 경우에는 마찰 등으로 인하여 吸氣抵抗이 커지고 또한 管의 길이가 어느 한도 이상으로 짧아지는 경우는 이러한 價

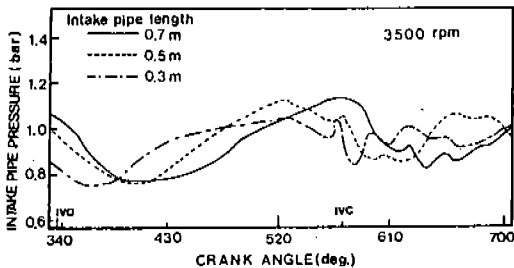


Fig.6 The effect of intake pipe length on the intake pipe pressure

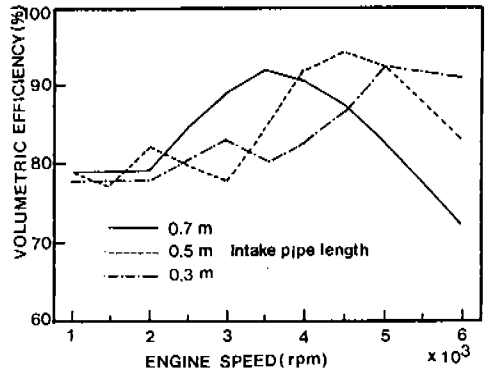


Fig.7 The effect of intake pipe length on the volumetric efficiency

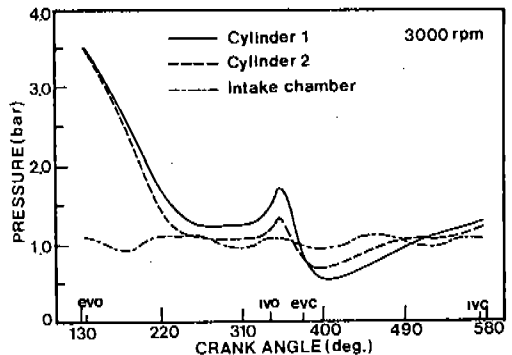


Fig.8 Pressure of cylinder and intake chamber vs crank angle at 3000 rpm

性效果의 영향이 작아짐을 고려하여 體積效率에 대한 機關回轉速度 및 吸氣管 길이의 最適値를 설정하여야 할 것으로 생각된다.

Fig. 8은 機關回轉速度가 3000rpm일 때 크랭크 角度가 달라지는데 따른 실린더와 흡기체임버내의 壓力變化를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 배기밸브가 열린 직후에는 실린더압력이 급격히 저하되고 밸브오버랩기간 근처에서는 상승된다. 다음에 吸氣行程이 진행됨에 따라 피스톤의 下向運動으로 인하여 실린더의 壓力이 일시적으로 다시 저하되는 現象을 나타내고 있으며 이 때의 실린더 壓力이 吸氣管 壓力보다 낮아지면 비로소 흡입이 시작된다. 그리고 흡기체임버내의 壓力은 거의 壓力脈動이 없고 일정한 壓力으로 나타나고 있다.

Fig. 9는 실린더간의 吸氣干涉을 감소시키기 위하여 吸氣系에 附加된 흡기체임버의 體積을 0.01, 0.001 및 0.0005m<sup>3</sup>로 각각 달리하였을 때 體積效率과 機關回轉速度와의 關係를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 高速領域에서는 흡기체임버의 體積이 작은 쪽이, 低速領域에서는 큰 쪽이 다소 體積效率이 높으나 흡기체임버의 크기가 달라지는데 따라 體積效率에 큰 差가 없음을 알 수 있다. 이로부터 흡기체임버를 容器로 간주하고 解析할 경우에는 흡기체임버의 體積變化가 體積效率에 미치는 영향이 작다고 생각된다.

Fig. 10은 機關回轉速度가 3000rpm일 때 배

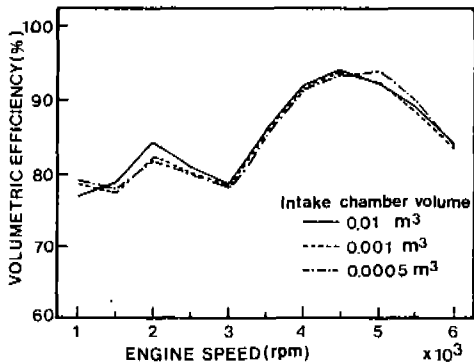


Fig. 9 The effect of intake chamber volume on the volumetric efficiency

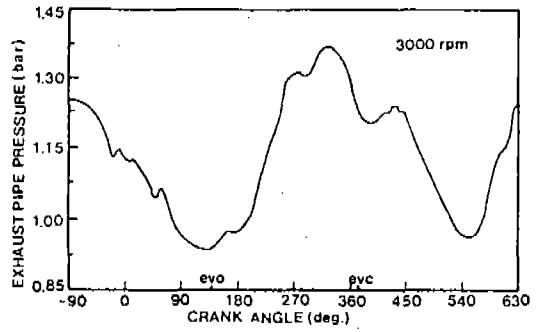


Fig. 10 Exhaust pipe pressure vs crank angle at point 2

기밸브에 근접한 P2점에서 계산한 排氣管내의 壓力을 나타낸 것이고 Fig. 11과 Fig. 12은 機關回轉速度가 3000rpm일 때 排氣管의 분기점 이후에 위치한 P3 및 P4지점에서 排氣管내의 壓力을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 배기밸브가 열린 직후에는 壓力이 급격하게 상승하다가 排氣行程이 진행됨에

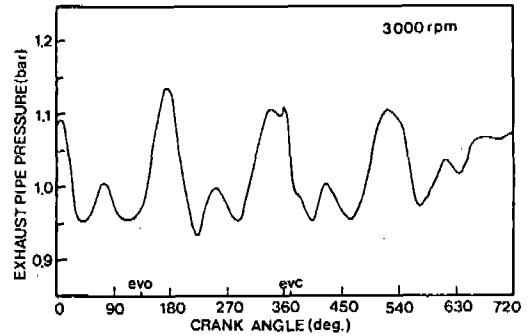


Fig. 11 Exhaust pipe pressure vs crank angle at point 3

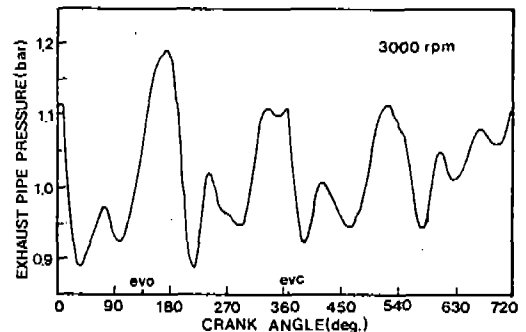


Fig. 12 Exhaust pipe pressure vs crank angle at point 4

따라 점차 저하하는 傾向을 보여주고 있다. 그리고 P3와 P4 지점에서 배기관내 압력이 P2 지점에 비하여 壓力振動이 심하고 振幅의 크기도 작음을 알 수 있다.<sup>2)</sup>

Fig. 13과 Fig. 14는 機關回轉速度가 1800 rpm, 3000 rpm일 때 실린더내로 흡입되는 質量流量을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 吸氣行程初期와 末期에서 逆流現象이 일어난을 알 수 있고 특히 機關回轉速度 1800 rpm에 있어서 吸氣行程 初期에는 逆流現象이 무시할 수 있을 만큼 적으나 밸브가 닫히기 직전에서는 體積效率에 影響을 미칠 수 있을 정도로 크게 나타나고 있다. 이는 下死點 이후 피스톤의 上向運動에 의해 상승하는 실린더 壓力의 影響이 吸氣管내의 慣性力 보다 크기 때문인 것으로 판단된다. 또한 機關回轉速度가 3000 rpm 일 때에 비하여 1800 rpm인 경우에 이러한 逆流現象이 일어나는 期間이 길고, 크게 나타나는 것은 機關回轉速度가 작아질수록 吸氣의 流入 慣性力이 작아지기 때문이다.

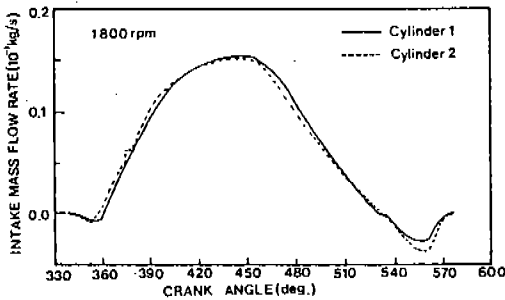


Fig. 13 The intake mass flow rate vs crank angle at 1800 rpm

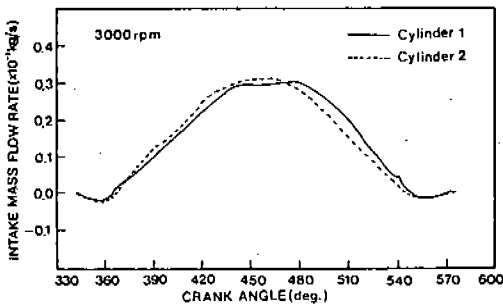


Fig. 14 The intake mass flow rate vs crank angle at 3000 rpm

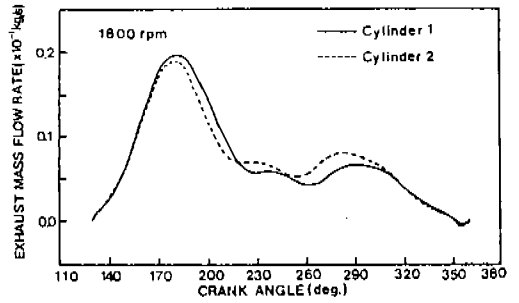


Fig. 15 The exhaust mass flow rate vs crank angle at 1800 rpm

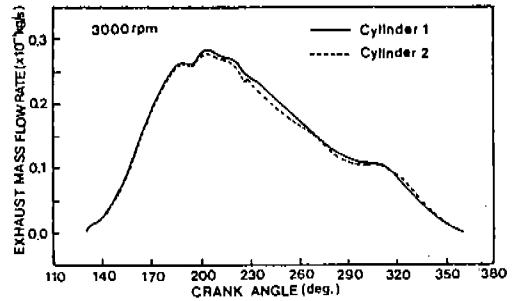


Fig. 16 The exhaust mass flow rate vs crank angle at 3000 rpm

Fig. 15와 Fig. 16은 機關回轉速度가 1800 rpm, 3000 rpm에서 크랭크 각도와 배출되는 質量流量과의 關係를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 排氣行程 初期에 排出量이 급격하게 증가하다가 末期에 가까와갈수록 밸브의 開口面積의 감소로 인하여 排出量이 점차 감소하는 傾向을 보이고 있다. 그리고 機關回轉速度가 1800 rpm일 때에 비하여 3000 rpm인 경우에 排出量이 많은 것은 機關回轉速度가 높을수록 管내의 慣性力이 커지기 때문이다.

#### 4. 結 論

4실린더기관의 吸排氣系를 特性曲線解法을 이용하여 해석하고 吸排氣系의 形狀과 치수에 따라 달라지는 管내의 壓力振動現象과 흡기체 임버 크기 등의 因子들과 體積效率과의 關係를 검토한 結果로부터 얻은 結論은 다음과 같다.



(1) 干涉效果를 줄이기 위하여 吸氣系에 附加한 흡기체임버를 容器로 보고 解析한 結果, 그 크기가 體積效率에 미치는 影響은 작았다.

(2) 흡기밸브가 닫히기 直前의 吸氣管內 壓力이 높을수록 慣性效果가 크고 體積效率이 增大되나 吸氣行程初期의 壓力波는 體積效率에 거의 影響을 미치지 않았다.

(3) 管長이 달라지는데 따라 體積效率이 最大가 되는 機關回轉速度가 변화함을 알 수 있었다.

(4) 吸氣行程 末期에서의 逆流現象은 機關回轉速度가 低速일 때 그 期間이 길어지고 體積效率에도 큰 影響을 주었다.

### 參 考 文 獻

1. A. Ohata, Y. Ishida; "Dynamics Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine", SAE 820407, p.1, pp.9-10.
2. Masaaki Takizawa, Tatsu Uno and Toshiaki Oue; "A Study of Gas Exchange Process Simulation of Automotive Multi-cylinder Internal Combustion Engines", SAE 820410, p.1665, pp.1667-1669, p.1673
3. M.K. Gajendra Babu, K. Kumar, R.R. Gaur and R.D. Garg; "A Thermodynamic Simulation Model for a Four Stroke Medium Speed Diesel Engine, SAE 840516, pp.8-10.
4. M.K. Gajendra Babu and B.S. Murthy; "Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single Cylinder Spark Ignition Engine", SAE 750687, pp.1631-1659.
5. J.H. Cho and B.S. Kim; "The Dynamic Effects of Intake System on the Engine Performance", KSAE, Vol.9, No.3, 1987, pp.85-93.
6. G.P. Blair and J.R. Goulburn; "An Unsteady Flow Analysis of Exhaust Systems for Multicylinder Automobile Engines", SAE 690931, pp.1739-1755.
7. G.P. Blair and J.A. Arbuckle; "Unsteady Flow in the Induction System of Reciprocating Internal Combustion Engine", SAE 700443, pp.1570-1588.
8. R.S. Benson; "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Clarendon Press, Oxford, Volume I, p.260, pp.313-325, pp.329-397, pp.438-442, 1982.
9. M.J. Zucrow and J.D. Hoffman; "Gas Dynamics", John Wiley & Sons, N.Y. pp.295-400, 1976.
10. 藤本; 水力學概論, p. 100. 養賢堂, 1950.
- 11) R.S. Benson; "Numerical Solution of One-dimensional Non-steady Flow with Supersonic and Subsonic Flows and Heat Transfer", Int. J. Mech. Sci., Vol.14, p.641, 1972.
12. G. Woschni; "Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the I.C. Engine", SAE 750687, pp.3069-3074.
13. 趙珍鎬; "內燃機關工學(改訂版)", 學研社, pp.100-114, pp. 332-341, 1988.
14. 西脇一字, "カス交換のシミュレーション(2)", 內燃機關, Vol. 13. No. 155, pp. 73~80. 1974.