

## 4사이클 4氣筒 電氣點火機關의 吸排氣管內의 壓力變動에 關한 研究

A Study on the Pressure Variation in the Intake and Exhaust  
Pipes of Four Cycle Four Cylinder S. I. Engine

李 碩 宰\*    金 應 瑞\*\*  
Seog Jae Lee,    Eung Seo Kim

### ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the flow through the intake and exhaust system of a spark ignition engine. The flow was assumed to be one-dimensional, compressible and unsteady, and carburetor, muffler, valve and junction are modelled as boundary conditions according to their flow characteristics.

In the experiment, four cylinder gasoline engine is used and the pressures in the intake and exhaust pipes and in the cylinder are measured and compared with the results of numerical analysis.

In consequence of the comparison, four periods of pressure wave in a cycle are observed in both case of experiment and prediction. In case of exhaust pipe, the results obtained from the experiment are in accord with that from calculation. The results of the intake system show some differences with each other due to the complication in shape, but the periods of both case concur well.

### 記 號

〈로마문자〉

$a$  : 음 속

$A$  : 무차원 음속  $\left(\frac{a}{a_{ref}}\right)$

$D$  : 관의 지름

$f$  : 관 마찰계수

$F$  : 관 단면적

$K$  : 저항계수  $\left(\frac{fk}{2}\right)$

$m$  : 질 량

$M$  : 마 하 수  $\left(\frac{u}{a}\right)$

$p$  : 압 력

$q$  : 단위시간, 단위질량당 벽면을 통한 열전달율

$Q$  : 열 량

$t$  : 시 간

$u$  :  $x$  방향의 유체속도

$U$  : 무차원 유체속도  $\left(\frac{u}{a_{ref}}\right)$

$V$  : 실린더 체적

$x$  : 관의 길이 방향 좌표

$X$  : 무차원 길이  $\left(\frac{x}{x_{ref}}\right)$

$Z$  : 무차원 시간  $\left(\frac{a_{ref} \cdot t}{x_{ref}}\right)$

\* 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, 서울대학교 기계공학과

< 회답문자 >

$\lambda, \beta$  : Riemann 변수

$\theta$  : 크랭크 각도

$\kappa$  : 비열비

$\rho$  : 유체밀도

$\tau$  : 전단응력

< 하첨자 >

$a$  : 흡입공기

$A$  : 임의의 압력으로부터 기준 압력으로 등엔트로피 과정을 거쳐 변화된 상태

$c$  : 신기의 유입으로 인한 수정 값

$e$  : 배기가스

$in$  : 경계를 향하는 특성 값

$o$  : 정체상태

$out$  : 경계를 떠나는 특성 값

$p$  : 관

$ref$  : 기준상태

## 1. 緒 論

왕복형 내연 기관의 기본 성능은 흡수되는 공기와 연료의流動과 밀접한 관계가 있고, 또, 가스교환과정, 흡입流量, 펌프일, 잔류가스량 등의 여러 因子는 기관의 出力, 연료소비, 排出物 등에 영향을 미친다.

특히 상용 기관에 널리 사용되는 多氣筒機關의 경우 單氣筒機關과는 달리 各 실린더間의 干涉, 複雜한 吸排氣管內의 公진현상 등이 발생하게 된다.<sup>1)2)3)4)</sup> 이들과 관련시켜 흡기관과 배기관내의 慣性效果, 脈動效果 등을 有利하게 이용하면 기관의 體積效率를 향상시켜 出力을 증대시킬 수 있으며 기타 燃料消費의 改善, 排出物 減少 등의 效果도 기대할 수 있다.

따라서 기관 吸排氣系統의 流動 特性研究의 重要性이 점점 커지고 있으며 이것의 모사연구는 기관설계의 초기단계에서 有效한 도구로 사용될 수 있다.

本 研究에서는 이미 수행된 바 있는 單氣筒機關에 대한 모사연구<sup>5)</sup>를 토대로 하여 4

사이클 4기동 가솔린기관을 대상으로 기화기, 소음기, 밸브, 분기점 등의 기관 각 부분을 그들의 流動特性에 따라 모델링하고, 관내의 열전달과 마찰에 의한 損失 그리고 엔트로피 變化를 考慮한 non-homentropic 流動에 대해 特性曲線法을 使用하여 計算을 遂行하였다. 기화기와 소음기에 있어서는 steady test를 통하여 各各의 抵抗係數를 測定한 후 斷熱壓力降下 모델로 設定하였으며, 실린더와 吸排氣管內의 壓力를 測定하여 計算結果와 比較하였다.

## 2. 理論解析

### 2.1 支配方程式

吸排氣管內에서는 流動을 1次元, 壓縮性, 非定常流動으로 가정하고 摩擦, 熱傳達, 溫度 勾配를 考慮하면 支配方程式은 다음과 같다.

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

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

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

여기에서

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2}, \quad a^2 = \frac{\kappa p}{\rho}, \quad F = \frac{\pi D^2}{4}$$

이며  $q$ 는 단위시간, 단위질량당 관의 벽면을 통과하는 열량이다.

무차원변수

$$A = \frac{a}{a_{ref}}, \quad U = \frac{u}{a_{ref}}, \quad A_A = \frac{a_A}{a_{ref}}, \quad Z = \frac{a_{ref} t}{x_{ref}}$$

$$X = \frac{x}{x_{ref}}$$

와 Riemann변수

$$\lambda = A + \frac{\kappa - 1}{2} U, \quad \beta = A - \frac{\kappa - 1}{2} U$$

를 도입하여 특성곡선과 궤적선에 대하여 정

리하면 지배방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}
 d\lambda &= dA + \frac{\kappa-1}{2} dU \\
 &= -\frac{\kappa-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + \frac{A}{A_A} dA_A - \frac{\kappa-1}{2} \\
 &\quad \frac{2fx_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left\{ 1 - (\kappa-1) \frac{U}{A} \right\} dZ \\
 &\quad + \frac{(\kappa-1)^2}{2} \frac{qx_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (4) \\
 \text{along } \frac{dX}{dZ} &= U + A
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d\beta &= dA - \frac{\kappa-1}{2} dU \\
 &= \frac{\kappa-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + \frac{A}{A_A} dA_A + \frac{\kappa-1}{2} \\
 &\quad \frac{2fx_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left\{ 1 - (\kappa-1) \frac{U}{A} \right\} dZ \\
 &\quad + \frac{(\kappa-1)^2}{2} \frac{qx_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (5) \\
 \text{along } \frac{dX}{dZ} &= U - A
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 dA_A &= \frac{(\kappa-1)}{2} \frac{A_A}{A^2} \left\{ q \frac{x_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{2fx_{ref}}{D} |U|^3 \right\} dZ \quad (6) \\
 \text{along } \frac{dX}{dZ} &= U
 \end{aligned}$$

식(4), (5)의 각 항들은 각각 관면적의 변화, 관 마찰, 열전달로 인한 Riemann 변수의 변화를 나타내며 식(6)은 열전달, 마찰로 인한 엔트로피의 변화를 나타낸다.

## 2.2 境界條件

### 2.2.1 기화기, 소음기 모델

기화기와 소음기를 단열압력강하가 일어나는 불연속점으로 가정하고<sup>6)</sup> 지배방정식을 결합하여 상류마하수에 대해 정리하면 식(7)과 같다.

$$M_1 = \left( \frac{(2bK - \alpha\alpha) - \sqrt{(2bK + \alpha\alpha)^2 - 4b(bK^2 - \alpha)}}{2(bK^2 - \alpha)} \right)^{1/2} \quad (7)$$

여기에서

$$a = \frac{2}{\kappa-1}, \quad b = aM_2^2 + M_2^4, \quad \alpha = \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 \text{이다.}$$

### 2.2.2 밸브 모델

유동이 배기밸브를 통하여 관내로 향하거나 흡기밸브를 통하여 역류가 일어날 때 적용되며 亞音速유동과 音速유동으로 나누어 고찰한다.

아음속유동의 경우 실린더 내에서 밸브 목 부분까지는 等엔트로피과정, 밸브 목부분에서 관의 경계까지는 等壓過程으로 가정하며 음속유동의 경우는 밸브 목부분에서 관의 경계까지를 압력강하기구로 가정한다.

경계에서의 조건을 얻기 위하여 지배방정식을 사용하여 약간의 계산을 하면 다음 식이 얻어진다.

$$\lambda_{in_c} = \lambda_{in_n} + \left( \frac{\lambda_{in_c} + \lambda_{out_c}}{2} \right) \left( \frac{A_{A_c} - A_{A_n}}{A_{A_c}} \right) \quad (8)$$

$$\begin{aligned}
 \lambda_{out_c} &= \left( \frac{3-\kappa}{\kappa+1} \right) \lambda_{in_c} + \frac{2}{\kappa+1} \left[ (\kappa^2 - 1) A_c^2 \right. \\
 &\quad \left. + 2(1-\kappa) \lambda_{in_c}^2 \right] \quad (9)
 \end{aligned}$$

$$A_A = \left( \frac{\lambda_{in} + \lambda_{out}}{2} \right) \left( \frac{p_c}{p_p} \right)^{(\kappa-1)/2\kappa} \left( \frac{p_{ref}}{p_p} \right)^{(\kappa-1)/2\kappa} \quad (10)$$

### 2.2.3 노즐 모델

흡기밸브를 통한 실린더 내로의 유입과정과 배기밸브를 통한 역류현상에 적용되며 等엔트로피 과정으로 가정한다.

이 때 Riemann변수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\lambda_{out}}{\lambda_{in}} = \frac{1 - \frac{\kappa-1}{2} \left( \frac{U}{A} \right)}{1 + \frac{\kappa-1}{2} \left( \frac{U}{A} \right)} \quad (11)$$

$$\frac{U}{A} = \frac{\phi}{(A_{c^*})^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}} \quad (12)$$

### 2.2.4 분기점 모델

3개 이상의 파이프가 모이는 분기점에 적용되며 각 파이프 끝의 압력은 一定한 것으로 생각하고 분기점을 떠나는 유동의 엔트로피 레

벨의 값은 분기점을 향하는 유동의 엔트로피 레벨의 加重平均을 취한다.

### 2.2.5 실린더 모델

가스교환과정중의 실린더에 대해 열역학 제 1법칙을 적용시키면 압력변화율은 식(13)과 같다.

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{V_c} \left( a_{oa}^2 \left( \frac{dm}{dt} \right)_a - a_c^2 \left( \frac{dm}{dt} \right)_e - \kappa p_c \frac{dV_c}{dt} + (\kappa - 1) \frac{dQ}{dt} \right) \quad (13)$$

열전달율은 Annand<sup>7)</sup>의 식을 사용한다.

## 2.3 수치 해석

### 2.3.1 특성방정식

특성곡선을 따라  $Z-X$ 장의 각 격자점에서  $\lambda$ ,  $\beta$  값이 결정되며 non-mesh method를 사용하여 궤적선을 설정한 후 보간에 의해 격자점에서 엔트로피 레벨의 값을 구한다. 여기에서 채택된 격자계는 식(14)와 같은 안정조건을 만족하여야 한다.

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} < \frac{1}{A + |U|}, \quad \frac{\Delta Z}{\Delta X} < \frac{1}{|U|} \quad (14)$$

### 2.3.2 $\lambda$ , $\beta$ 특성곡선

Riemann변수의 변화량은 식(15)와 같이 분리하여 나타낼 수 있다.

$$d\lambda = (\delta\lambda)_{area} + (\delta\lambda)_{entropy} + (\delta\lambda)_{friction} + (\delta\lambda)_{heat\ transfer} \quad (15)$$

이들 각 항은 다음 식으로 표시된다.

$$(\delta\lambda)_{area} = -\frac{(\lambda_p + \beta_p)(\lambda_p - \beta_p)}{4} \frac{1}{F} \left( \frac{dF}{dX} \right) dZ \quad (16)$$

$$(\delta\lambda)_{entropy} = \left( \frac{\lambda_p + \beta_p}{2} \right) \left( \frac{A_{Ap} - A_{A\beta}}{A_{Ap}} \right) dZ \quad (17)$$

$$(\delta\lambda)_{friction} = -\left( \frac{\kappa - 1}{2} \right) 2f \frac{\Delta X X_{ref}}{D \Delta X} \left( \frac{\lambda_p - \beta_p}{\kappa - 1} \right)^2 \left( \frac{\lambda_p - \beta_p}{|\lambda_p - \beta_p|} \right) \left( \frac{3\beta_p - \lambda_p}{\lambda_p - \beta_p} \right) \Delta Z \quad (18)$$

$$(\delta\lambda)_{heat\ transfer} = \frac{(\kappa - 1)^2}{2} q x_{ref} \frac{1}{a_{ref}^3}$$

$$\frac{2}{(\lambda_p + \beta_p)} \Delta Z \quad (19)$$

### 2.3.3 궤적선 특성곡선

궤적선의 위치  $X_k$ 와 엔트로피 레벨의 값은 식(20), (21)과 같다.

$$X_k = X_k + \delta X_k \quad (20)$$

$$\delta X_k = \frac{(\lambda_k - \beta_k)}{\kappa - 1} \Delta Z$$

$$A_{Ak} = A_{Ak} + \delta A_{Ak} \quad (21)$$

$$\delta A_{Ak} = \frac{(\kappa - 1)}{2} \frac{4A_{Ak}}{(\lambda_k + \beta_k)^2} \left( \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{2f x_{ref}}{D} \right)$$

$$\left( \frac{\lambda_k - \beta_k}{\kappa - 1} \right) \Delta Z$$

위의 식을 이용하면 보간에 의해 격자점에서의 엔트로피 레벨의 값을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$A_{Al} = A_{Ak-1} + \left\{ \frac{(l-1)\Delta X - X_{k-1}}{(X_k - X_{k-1})} \right\} (A_{Ak} - A_{Ak-1}) \quad (22)$$

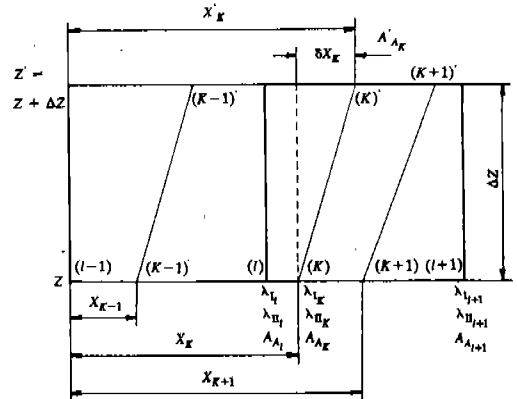


Fig.1 Pathlines superimposed on mesh grid

## 3. 實 驗

實驗裝置는 機關과 機關 動力計를 기본으로 하여 壓力測定裝置와 data acquisition system 및 기타 測定裝置로 구성하였다.

實驗에 있어서는 기관회전속도를 1,500~3,000 rpm 사이에서 回轉速度를 500 rpm 간

격으로, 負荷率은 25%, 50%, 100%에 대해서, 점화시기는 MBT로 설정하고 實驗을 遂行하였다. 吸排氣管과 실린더 내의 壓力은 크랭크각도 매 1°마다 기록하였고 각 實驗條件에 대하여 34사이클 동안 계속 測定하였다.

Steady test의 경우 기화기의 抵抗係數를 測定하기 위하여 다섯 단계의 負荷率에 대하여 유량을 變化시켰고 소음기의 경우에는 유량만을 變化시켜 抵抗係數를 測定하였다.

#### 4. 結果 및 檢討

特性曲線法에 의한 실린더와 吸排氣管 내의 壓力變化的 計算은 1번 실린더의 排氣밸브 열림시기에서 출발하였으며 실린더와 吸排氣管 내의 溫度, 管의 壁面溫度 등을 초기 값으로 하여 計算을 遂行하였다.

Fig.2는 下流 마하수의 變化에 따른 抵抗係數의 變化를 나타낸 것인데 流動速度에 관계없이 抵抗係數가 일정한 것을 알 수 있다. 즉 기화기의 抵抗係數는 스로틀개도의 함수로 주어지게 된다. 이 때 스로틀에서의 抵抗係數

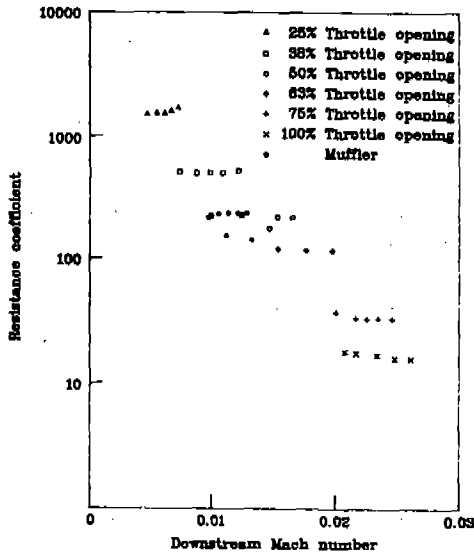


Fig.2 Variation of resistance coefficient with downstream Mach number for a carburetor and for a muffler

의 편차가 기화기에서의 그것보다 더 크게 나타나는데 이것은 기화기의 경우 壓力降下가 스로틀 밸브에서 일어나는데 비해 소음기의 경우 複雑한 形상을 지니는 device 전체에 걸쳐 壓力降下가 일어나기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.3은 排氣밸브 열림시기 이후 가스交換過程 동안의 1번 실린더 내의 壓力變化的 實驗結果와 計算結果를 나타낸 것으로서 두 結果가 比較的 잘 일치하고 있다. 實驗結果의 경우 밸브 overlap 부근에서 실린더 壓力이 뚜렷하게 上昇하는 것이 보이며 計算結果 역시 같은 傾向을 나타낸다. 이것은 1번 실린더의 吸氣밸브가 열리기 시작하는 이 時期가 2번 실린더의 排氣밸브가 열린 직후가 되므로 이로부터 發生한 壓力波가 逆流을 일으켜 壓力上昇을 유발시키기 때문이며, 또한 排氣밸브의 面積이 減少하여 排氣가 圓滑히 이루어지지 않는 狀態에서 실린더 내의 殘流가스가 피스톤에 의해 壓縮되는 것에도 기인한다.

Fig.4와 5는 1,500 rpm에서 스로틀 개도가 각각 50%, 100%인 吸排氣管 壓力의 實驗結果와 計算結果를 나타낸다. 實驗結果와 計算結果 모두 크랭크각도 720°마다 4주기의 壓力波가 發生하는 것이 잘 나타나 있으며 實驗結果의 경우 4個의 주기가 진폭의 變動없이 고르게 나타나는데 비해 計算結果는 각각

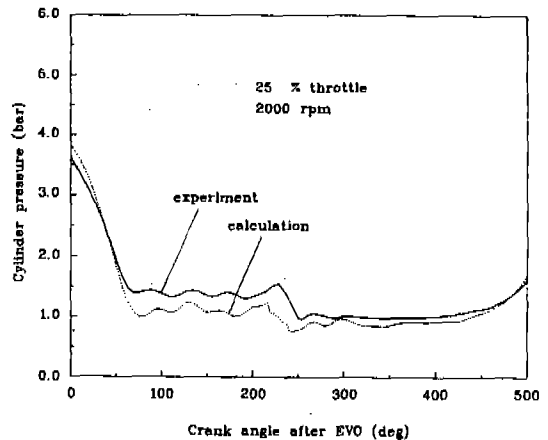


Fig.3 Comparison of calculated and experimental pressure variation in the cylinder for 2,000 rpm, 25% throttle opening

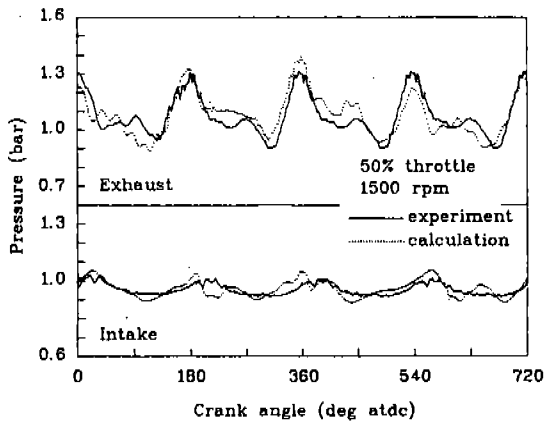


Fig.4 Comparison of calculated and experimental pressure variation in the intake and exhaust pipes for 1,500 rpm, 50% throttle opening

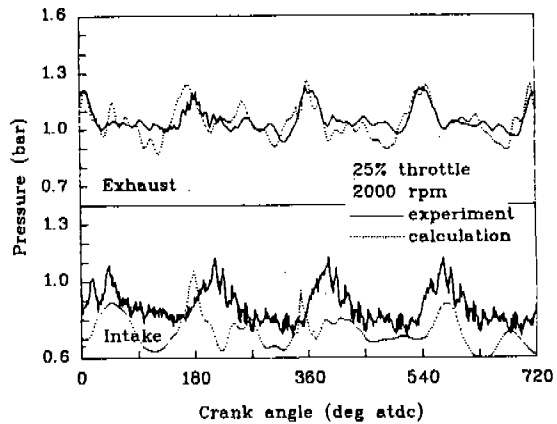


Fig.6 Comparison of calculated and experimental pressure variation in the intake and exhaust pipes for 2,000 rpm, 25% throttle opening

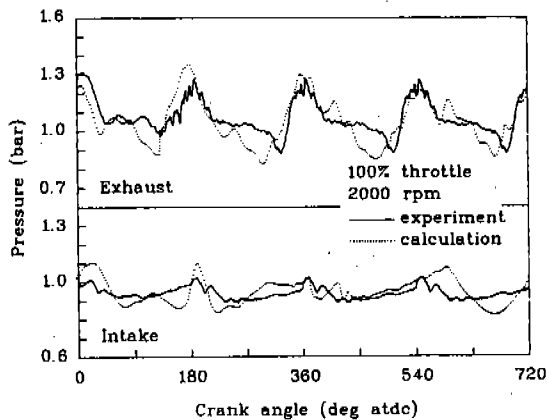


Fig.5 Comparison of calculated and experimental pressure variation in the intake and exhaust pipes for 1,500 rpm, 100% throttle opening

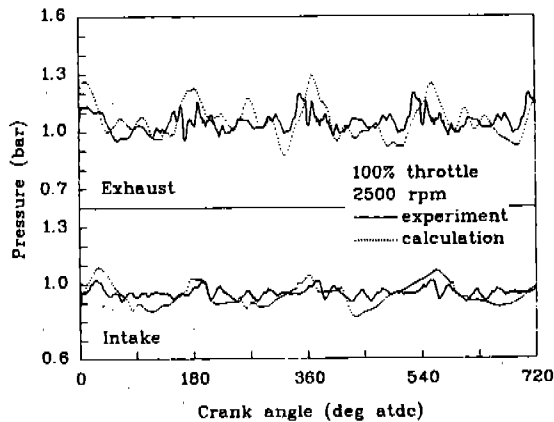


Fig.7 Comparison of calculated and experimental pressure variation in the intake and exhaust pipes for 2,500 rpm, 100% throttle opening

의 주기가 서로 차이를 보이고 있다. 이 변화는 배기관에 비해 흡기관에서 더 크게 나타나며 1번 실린더와 직접 연결된 2번 실린더의 흡입 과정이 시작되는 4번째 주기에서 특히 큰 변화를 나타내고 있다. 이것은 흡기관이 관의 직徑에 비해 배기관보다 길이가 짧고 각각의 관이 분기점으로 연결된 복잡한 형상을 지니기 때문에 다른 실린더의 흡기밸브의 영향을 많이 받기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.6에 나타난 機關回轉速度 2,000rpm의 경우 배기관의 壓力波형은 計算結果와 實驗結果가 잘 일치하나 흡기관의 경우 回轉速度가 증가하면서 誤差가 커지는 것을 알 수 있다. 이것은 실제의 경우에 있어 흡기관의 複雜한 形狀 流動損失이 增加하기 때문이며, 따라서 형상적인 고려가 必要함을 알 수 있다. 2,500 rpm, wide open throttle에서의 結果는 Fig. 7과 같은데 기관회轉속도 증가의 원인

으로 吸排氣管 內의 壓力의 周기가 뚜렷하게 나타나고 있지 않으며 특히 計算結果에 있어서는 實驗結果와의 차이가 커지면서 거의 周기를 형성하지 못하고 있다. 이것도 상기의 吸氣管 形狀의 複雜性 때문인 것으로 생각된다.

## 5. 結 論

4사이클 4기통 전기점화기관의 각 경계를 모델링하여 計算한 結果와 實驗結果를 比較하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. Steady test를 통하여 기화기와 소음기의 抵抗係數를 測定한 結果 기화기는 스로틀 개도에 따라 17 ~ 1,600의 값을, 소음기는 230 정도의 값을 지닌다.
2. 吸排氣管 內의 壓力波는 1사이클 마다 거의 감쇠되지 않는 4개의 파형을 나타낸다.
3. 排氣管의 경우 소음기를 壓力降下 모델로 設定하여 計算한 結果와 實驗結果가 잘 일치한다.
4. 形狀이 複雜하고 상호 간섭이 심한 吸氣管에 있어서는 同調條件을 얻기가 어렵고 형상적인 고려를 必要로 한다.

## 參 考 文 獻

1. Masaaki Takizawa, Tatsuo Uno, Toshiaki Oue and Tadayoshi Yura, "A Study of Gas Exchange Process Simulation of an

Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine," *SAE Paper* 820410 (1982)

2. G.P. Blair and J.A. Arbuckle, "Unsteady Flow in the Induction System of a Reciprocating Internal Combustion Engine," *SAE Paper* 700443 (1970)
3. A. Ohata and Y. Ishida, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine," *SAE Paper* 820407 (1982)
4. R. Sierens, W. Van Hove and P. Snauwaert, "Comparison of Measured and Calculated Gas Velocities in the Inlet Channel of a Single Cylinder Reciprocating Engine," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 198A (1984)
5. 소순갑, "전기점화기관 흡배기 과정의 비정상 유동 해석", 서울대학교 대학원 석사 학위논문 (1988)
6. R.S. Benson, P.C. Baruah and R. Sierens, "Steady and Non-Steady Flow in a Simple Carburettor," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 188 53/74 (1974)
7. W.J.D. Annand, "Heat transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 177 No. 36 (1963)