

排氣管의 길이變化가 4 사이클 4氣筒 電氣 點火機關의 性能에 미치는 影響에 關한 研究

A Study on the Effect of Exhaust Pipe Length of 4 Cycle 4 Cylinder S.I. Engine on the Performance

정수진\* · 김태훈\*\* · 조진호\*\*\*  
Soo-Jin Jeong · Tae-Hun Kim · Jin-Ho Cho

ABSTRACT

In reciprocating internal combustion engine, engine performance is greatly affected by volumetric efficiency. For gas flow, the dynamic effects caused by the pressure pulsation have influence on the volumetric efficiency and correlate to the configuration and pipe length of intake-exhaust system. In this study, the analytic investigation of the unsteady flow in exhaust pipe has been carried out by using the method of characteristics to predict volumetric efficiency. In conclusion, it is possible to take account of the exhaust pipe tuning effect in predicting the engine performance, by the analytic solution of the unsteady flow in the pipes, and comparison of prediction with experimental datas show a good agreement on the pressure variation in the exhaust pipe which has influence on the volumetric efficiency and performance of engine.

기 호 설 명

- |                                                                            |                                            |
|----------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|
| a : speed of sound or coefficient in Annand equation                       | $A_A$ : non-dimensional $a_A$              |
| $a_A$ : speed of sound after isentropic change of state to reference state | b : coefficient in Annand equation         |
| A : non-dimensional speed of sound( $a/a_{ref}$ )                          | c : coefficient in Annand equation         |
|                                                                            | $c_p$ : specific heat at constant pressure |
|                                                                            | $c_v$ : specific heat at constant volume   |

---

\* 쌍용자동차 차량연구개발실  
\*\* 한양대학교 대학원 기계공학과  
\*\*\* 한양대학교 자동차공학과

- D : diameter
- Dc : bore of engine
- f : friction factor
- F : area of surface exposed to heat transfer
- k : thermal conductivity of fluid
- L : length
- m : mass
- p : pressure
- q : rate of heat transfer per unit mass of fluid
- Q : total heat flux
- r : crank radius or compression ratio
- R : specific gas constant
- Re : Reynolds number
- t : time
- T : temperature
- u : gas velocity
- U : non-dimensional velocity ( $u/U_{ref}$ )
- $U_1$  : laminar flame speed (m/s)
- V : volume
- v : specific volume
- x : distance
- X : non-dimensional distance ( $x/L_{ref}$ )
- Z : non-dimensional time ( $a_{ref}t/x_{ref}$ )
- 그리이스 문자
- $\lambda$  : Riemann variable,  $A + [(\kappa - 1)/2]$
- $\beta$  : Riemann variable,  $A - [(\kappa - 1)/2]$
- $\Delta$  : increment of
- k : ratio of specific heats,  $c_p/c_v$
- $\delta$  : increment of
- $\mu$  : dynamic coefficient
- $\rho$  : density
- $\theta$  : crank angle
- $\emptyset$  : equivalence ratio
- 하첨자
- a : air, air manifold
- b : burned gas, or backward
- c : cylinder
- e : exhaust or equilibrium
- m : burned gas
- u : unburned gas
- ref : reference
- out : outcoming
- in : incoming

- n : previous time step
- n+1 : current time step
- t : turbulent
- l : laminar

## 1. 서 론

自動車용 機關의 性能은 흡입공기량을 비롯하여 실린더내 가스유동 및 연소효율, 마찰 및 냉각손실, 펌핑손실 등에 의해 결정된다. 그중 作動流體의 교환이 얼마만큼 잘 이루어지는가를 나타내는 지표인 體積效率를 향상시키는 것은 기관의 出力 향상을 위하여 절대 필요한 사항이며, 燃費性能 및 산업안전과 환경보존의 관점에서의 對公害性能등 기관의 諸性能에 영향을 미치는 중요한 因子이다. 체적효율을 향상시키는 대표적인 수단으로 吸·排氣關내의 유체의 動的效果(dynamic effect)<sup>7)</sup>, 즉 脈動 및 慣性效果를 널리 이용하고 있다. 管内에 있는 가스가 운동할 때 관성을 가지게 되며, 이 관내에 있는 가스를 기주(gas column)로 간주하면 이 기주가 간헐적으로 이동하는 경우 압력 진동을 일으킨다. 흡기관의 경우, 이 진동을 피스톤의 운동에 맞추게 되면 同調現象(synchronize phenomena)을 일으키게 되어 공명하게 되고 이때 체적효율은 증대된다. 배기계에는 배기분출에 의해 흡기관의 경우보다 더 큰 압력진동이 생기며, 이 압력파에 의해 배기행정 후반에 부압이 발생하면 다량의 배출가스가 배출된다. 즉 밸브접침 기간에 부압파를 동조시킴으로써 소기효과를 얻어 체적효율은 향상된다. 배기관의 동적효과에 영향을 미치는 인자중, 흡입효과를 최대로 하기 위해서 밸브접침 기간에 다량의 잔류가스를 배출시킬 수 있는 밸브의 개폐 시기와 배기관의 길이가 중요하다. 전산기가 발달하기전까지는 가스의 동적효과를 이용할 수 있는 최적의 흡·배기계를 결정하기 위해서는 실험적으로 제작한 다수의 흡·배기관 중에서 그성능을 평가하기 위해서 경험적인 방법에 의존해왔으나 최근에 컴퓨터의 발달과 더불어 시뮬레이션 모델에 대한 연구<sup>7)</sup>가 활발히 진행되어 선진국에서는 기관본체에 대한 수정없이 흡기관의 길이의 적절한 선정에 의해 기관의 출력향상 뿐만 아니라, 연비, 공해성능등의 성능향상 대책으로 흡기계가 기관성능에 미치는 연구가 진행되고 국내에서도 흡기계가 기관

성능에 미치는 연구가 되었으나 배기계의 형상이 기관성능에 미치는 영향에 관한 연구는 드문 실정이다.

따라서 본 연구에서는 특성곡선법(Method of characteristics)을 사용하여, 4 사이클 4 기통기관을 스로틀 보디, 밸브, 분기점 등의 경계조건과 더불어 모델링 하고, 관내의 열전달과 마찰, 엔트로피 변화를 고려한 non-homentropic 유동을 적용, 흡·배기관의 비정상 유동을 해석하여 배기관의 길이가 체적효율에 미치는 영향을 시뮬레이션 하였다. 또한 Kuehl<sup>7)</sup>의 방정식을 이용한 2영역 연소모델을 이용하여 기관의 성능을 예측한 후 기존의 실험결과와 비교하였다. 이상의 연구 결과들로 부터 배기관의 길이변화가 기관성능에 미치는 영향을 분석하여 기관의 설계 및 기존기관의 체적효율 향상 등 기관의 성능개선에 필요한 배기관의 길이의 최적조건을 구하는 것을 목적으로 하였다.

## 2. 이론 및 해석 모델

### 2.1 燃燒 모델

연소과정은 그림 1과 같이 연소실 내를 既燃 및 未燃의 2영역으로 나누어 계산한다. 스파크가 튄 후로부터 연소가 시작되기까지의 점화지연 기간은 아래의 식을 사용하였다.

$$\Delta \theta = \frac{360n r_f}{U_t} \quad (1)$$

$$r_f = \left[ \frac{0.001V}{\frac{2}{3} \pi} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

여기서 n은 機關의 回轉速度(rev/s)이고, r<sub>f</sub>는 火炎의 半徑이다. 스파크가 튄후의 경과시간이 (1) 식으로 계산한 Δθ보다 크면 연소가 이루어진 것으로 간주하며, 점화지연 기간동안은 압축과정으로 계산한다.

그림 1은 2領域 燃燒모델을 나타낸 것이다.

일단 연소가 시작되면 연소실은 2영역 모델로 취급하고 2영역 모델의 계산에서 임의의 순간의 압력은 연소실 전체에서 균일하나 온도, 비열 및 조성등은 각각의 영역에서 서로 다른 값을 갖는 것으로 생각한다.

2領域 모델에 의한 실린더내 狀態量 계산에서 質

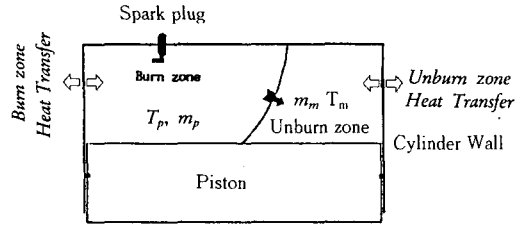


Fig. 1 Schematic of two zone model during combustion

量 燃燒率은 亂流火炎速度와 火炎面의 面積을 이용하여 다음과 같은 식으로 계산한다.

$$\frac{dm_p}{d\theta} = \rho_m \cdot F_s \cdot u_t \quad (3)$$

여기서 亂流火炎速度 U<sub>t</sub>는 Kuehl<sup>7)</sup>이 提案한 層流火炎速度 u<sub>1</sub>에 亂流火炎係數 f<sub>t</sub>를 곱하여 계산한다.

$$u_t = u_1 \cdot f_t$$

$$= f_t \cdot 0.78 \times \frac{10^4}{\left[ \frac{10^4}{T_B} + \frac{900}{T_u} \right]^{4.938}} P^{-0.09876} \quad (4)$$

여기서 압력 P는 bar로, 층류화염속도 u<sub>1</sub>은 m/s로 나타낸 값이다. 亂流火炎速度係數 f<sub>t</sub>는 機關의 回轉速度, 體積效率, 壓縮比, 當量比 및 點火進角 등 機關 運轉條件의 函數이다<sup>8)</sup>. 본 연구에서는 실험적으로 구한 P-θ 선도와 수치적으로 구한것을 시행착오법으로 비교하여 가장 일치할 경우의 값을 해당 운전조건에서의 화염계수로 선정하였다. 이 경우, 실험값과 계산값의 최고압력값을 판정조건으로 한다.

2영역 모델의 계산에서 임의의 순간에서의 압력은 전 실린더에 걸쳐서 균일하나, 온도, 비열 및 조성등은 각각의 영역에서 서로 다른 값을 갖는 것으로 생각한다. 이 기간중의 압력과 각 영역의 온도 변화는 열역학 제 1법칙과 상태방정식등을 이용하여 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{dp}{d\theta} = \left\{ \frac{\left( 1 + \frac{C_{vp}}{R_p} \right) p \frac{dV}{d\theta} + \left[ (c_p - c_m) - C_{vp} \left( T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \right] \frac{dm_p}{d\theta}}{\left[ \frac{C_{vp}}{C_{pm}} \frac{R_m}{R_p} V_m - \frac{C_{vm}}{C_{pm}} V_m - \frac{C_{vp}}{R_p} V \right]} \right\}$$

$$\times \left[ \frac{C_{vm}}{C_{pm}} - \frac{C_{vp}}{R_p} \frac{R_m}{C_{pm}} \right] \frac{dQ_m}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \quad (5)$$

$$\frac{dT_m}{d\theta} = \frac{vm}{m_m C_{pm}} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{m_m C_{pm}} \frac{dQ_m}{d\theta} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_p}{d\theta} = \frac{p}{m_m R_p} \left[ \frac{dV}{d\theta} - \left( \frac{R_p T_p}{p} - \frac{R_m T_m}{p} \right) \right. \\ \left. \frac{dm_p}{d\theta} - \frac{R_m V_m}{p C_{pm}} \frac{dp}{d\theta} \right] - \frac{R_m}{p C_{pm}} \frac{dQ_m}{d\theta} \\ + \frac{V}{p} \frac{dp}{d\theta} \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{F_p}{6N} \cdot a \cdot k_{qp} \frac{(Re)_p^{0.7}}{D_c} (T_p - T_w) \\ + C(T_w^4 - T^4) \quad (8) \end{aligned}$$

$$\text{여기서, } (Re)_p = \frac{\rho D_c V_p}{\mu_p}, K_{qp} = \frac{C_{pp} \mu_p}{0.7}$$

이고 상수 C는 복사열전달을 나타내는 Anna-nd<sup>2)</sup> 상수로서  $2.1 \times 10^{-12}$ 을 사용하였다.

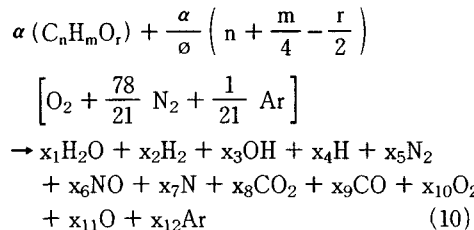
따라서 全熱傳達率은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_m}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (9)$$

### 2.2 平衡熱力學에 의한 排氣組成

既燃가스 領域과 배기관 내에서의 에너지 發生 速度는 대단히 빠르기 때문에 既燃가스는 熱力學 的으로 平衡상태에 가깝다. 따라서 既燃가스의 壓力 및 溫度는 平衡熱力學을 사용하여 구할 수 있다.

燃燒 生成物은 H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, OH, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, NO, N, CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub>, O, Ar의 12 化學成分을 考慮하였다. 물 분을 x<sub>1</sub>, 燃料組成을 C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>r</sub>, 當量 比를 φ 그리고 混合氣의 反應은 燃燒가스 1 몰當 燃料-空氣 混合氣 a몰을 要한다고 假定하면, 그 反應式은 다음과 같다.



이들 化學成分의 生成은 Vickland<sup>10)</sup> 등이 提案한 化學反應式을 사용하였다.

### 2.3 反應速度論에 의한 NO<sub>x</sub>濃度 計算

本 研究에서 NO의 生成機構는 擴大 Zeldovich 機構<sup>11)</sup>에 NO<sub>2</sub>에 관한 4개의 反應式을 부가한 Annand<sup>2)</sup> 모델을 사용하였다.

### 2.4 吸·排氣管内 流動解析

흡·배기관 내에서의 가스유동은 1차원, 비정상 유동으로 가정하고 특성곡선법(method of characteristics)을 적용하여 계산함으로써, 흡·배기관 내의 壓力과가 실린더의 가스교환과정에 미치는 영향을 고려한다.

#### 2.4.1 管内 非正常 流動 支配方程式

흡·배기관 내에서의 유동을 1차원, 비정상 유동으로 가정하고 摩擦, 管内에서의 열전달, 온도기울기를 고려하면 지배방정식은 다음과 같다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (11)$$

운동량 방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} \\ + f \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \cdot \frac{4}{D} = 0 \quad (12) \end{aligned}$$

$$\text{여기서 } f : \frac{\tau_w}{\rho u^2} \cdot \frac{1}{2}$$

에너지 방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left\{ (\rho F dx) \left( C_v T + \frac{U^2}{2} \right) \right\} \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ (\rho F dx) \left( C_v T + \frac{U^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right\} \\ dx = q \rho F dx \quad (13) \end{aligned}$$

특성해를 얻기 위하여 지배 방정식을 특성곡선에 따라 선형적인 조합으로 나타내고, 무차원 변수

$$A = \frac{a}{a_{ref}}, U = \frac{u}{a_{ref}}, A_A = \frac{a_A}{a_{ref}},$$

$$Z = \frac{a_{ref} t}{X_{ref}}, X = \frac{x}{x_{ref}}$$

와 Riemann 변수

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

를 도입하여 특성곡선과 궤적선에 대하여 정리하

면 다음과 같다.

$$\left(\frac{d\lambda}{d\beta}\right) = -\frac{(k-1)}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_A}{A_A} \mp \frac{(k-1)}{2} \frac{2fx_{ref}}{D} U^2 \cdot \frac{U}{|U|} \left(1 \mp (k-1) \frac{U}{A}\right) dZ + \frac{(k-1)^2}{2} \cdot \frac{qx_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad \frac{dX}{dZ} = U + A \quad (14)$$

$$dA_A = \frac{k-1}{2} \frac{A_A}{a^2} \left( q \frac{x_{ref}}{a_{ref}^3} + 2f \frac{x_{ref}}{D_{rm}} \cdot U_3 \right) \cdot dZ : \frac{dX}{dZ} = U \quad (15)$$

#### 2.4.2 境界條件

기관의 흡·배기관은 기관의 복잡한 여러 장치들과 연결되어 있으므로 관 내의 압력파를 표현하기 위해서는 관 양단에 연결되어 있는 여러 장치들을 실제와 가깝게 모델링하여 관 양단의 경계점을 향하여 유입하는 압력파의 특성값  $\lambda_{in}$ ,  $A_{Ain}$ 과 경계점을 떠나는 압력파의 특성값  $\lambda_{out}$ ,  $A_{Aout}$ 을 각각의 경계조건을 이용하여 계산하여야 한다.

##### ① 실린더 境界條件

가스교환 과정중 실린더를 개방계로 취하여 흡·배기 밸브를 통과하는 질량유량을 고려하여 실린더 내의 압력을 고려하였고, 밸브는 서서히 여닫히며 실린더내의 압력, 온도, 밀도는 체적 전체에 걸쳐 일정하다고 가정한다.

실린더에서 관내부로 유동이 생길 경우에는 관 경계에서의 화학종의 비율은 실린더 내의 것으로 대체시키고 관에서 실린더 내로 유동이 생길 경우에는 관 경계의 안쪽과 바깥쪽의 궤적선을 보간하여 실린더 경계에서의 화학종들의 비율을 계산한다.

$$Q - W_s - W_p = \frac{\partial(E)_{cv}}{\partial t} + m_{out}(h_o)_{out} - m(h_o)_{in} \quad (16)$$

##### ② 기화기 境界條件

Benson<sup>13)</sup>과 Blair<sup>14)</sup>은 기화기를 단일압력 강하가 일어나는 불연속점으로 가정하여 계산하였다. 본 연구에서도 흡기관을 지나가는 유동을 완전히 확립된 1 차원 유동으로 간주하고 기화기에서 교축되

어 단일적으로 압력이 강하되는 것으로 간주하였다. 기화기와 같은 장치는 지나가는 압력파의 진폭을 감소시키고 반사파의 진폭을 증대시킨다. 이 효과는 K 값이 클 수록 커지는 것으로 알려져 있다<sup>9)</sup>.

##### ③ 管 連結部

다실린더 기관의 해석에 있어서 가장 중요한 현상은 간섭현상이다. 특히 배기계에서의 간섭현상은 실린더내의 殘留가스량에 영향을 미치며 흡기계에서는 충전효율과 압축행정 초기의 실린더내의 상태량에 큰 영향을 미친다. 그러므로 다기관 수치의 해석에 있어서 연결부의 모델링은 상당한 비중을 차지하고 있다. 지금까지 연결부의 수치적 해석에는 고속회전시 흡기관 연결부에서 나타나는 압력강하 현상을 표현하기 위해서 압력강하를 고려하는 압력강하 모델과 연결부의 각 관의 단면에서의 압력은 일정한 것으로 생각하는 정압모델이 주로 사용되어 왔다. 본 연구에서는 실험계수값에 의존하지 않는 정압모델을 사용하였다.

##### ④ 밸브 境界條件

배기 밸브를 통하여 실린더로부터 가스유출시 또는 흡기 밸브를 통하여 역류가 일어날 경우에 적용하였으며 아음속 유동시는 목에서의 압력과 관끝에서의 압력을 동일하게 취하는 정압 모델로 계산하고, 초음속 유동시는 압력이 강하하는 모델을 취하였다.

밸브를 통한 유동의 유동방정식은 다음과 같다.

$$a_c^2 = a_i^2 + \frac{k-1}{2} = u_i^2 = a_p^2 + \frac{k-1}{2} u_p^2 \quad (17)$$

$$\rho_i u_i F_i = \rho_p u_p F_p \quad (18)$$

여기서 하첨자 c는 실린더, t는 밸브 목부분, p는 관의 경계를 각각 나타낸다.

##### ⑤ 노즐 境界條件

흡기 밸브를 통한 실린더로의 유입, 또는 배기 밸브에서 역류발생시 및 배기관 출구에서의 경계조건으로 사용하게 된다. 유동은 등엔트로피 과정이며 초음속과 아음속으로 나누어 계산하게 된다.

지배방정식은

$$a_0^2 = a_p^2 + \frac{k-1}{2} u_p^2 = a_i^2 + \frac{k-1}{2} u_i^2 \quad (19)$$

$$\rho_p u_p F_p = \rho_i u_i F_i \quad (20)$$

⑥ 入口境界條件

흡기계의 공기 흡입구는 대기와의 엔트로피 차이를 고려한 입구 경계조건을 사용하였으며, 역류 발생시는 개방단 경계조건으로 하였다.

3. 수치해석

계산은 실린더와 관내의 초기상태를 읽어들이어 이를 기초로 하여 1번 실린더의 배기밸브가 열렸을 때부터 시작하며, 경계조건을 제외한 관내부의 유동 특성을 특성곡선법으로 계산하며, 이때 엔트로피 변화량을 修正形 非格子法으로 계산하고 Riemann 변수  $\lambda$ ,  $\beta$  값을 격자법에 의해 계산한다. 현재 크랭크각이 각각의 실린더에서 압축, 점화지연, 연소, 팽창, 가스교환과정중 어느 단계에 있는지 판단하여 계산하고 다음단계의 실린더 내부상태량을 계산한뒤 각각의 실린더의 흡·배기밸브에 접촉되어있는 관끝의 경계조건을 계산한다. 이때 동력과정의 계산이 끝난 실린더는, 도시평균유효압력, NO<sub>x</sub>, CO, EVO時 및 최대농도, 연소기간, 토크, 도시열효율등을 출력하게 하고, 가스교환과정이 끝났으면 잔류가스량, 충전효율, 체적효율, 가스교환일, 밸브를 통과하는 질량유량 등을 계산한다. 이러한 실린더의 경계조건에 대한 계산이 끝나면 관의 이음부, 저항부, 노즐, 플레넘, 개방단, 밀폐단 및 흡입부에 대한 경계조건을 계산한다.

이와같은 계산이 모든 흡·배기관에 대해서 끝나면 우리가 알고자 하는 관의 위치에서의 압력, 온도를 출력한 뒤 Courant-Friedrichs-Lewy의 안정조건에 의해서 다음 시간증분  $\Delta Z$ 을 결정한 뒤 같은 계산을 반복한다. 이와같은 계산을 1번 실린더의 EVO에서부터 한 사이클을 돌아 다시 배기밸브가 열릴때까지 반복한다. 수렴의 판정은 1번 실린더의 한사이클 동안 실린더 내로 충전된 혼합기량이 전 단계와 비교해서 1%이내로 되면 수렴되었다고 판정한다.

4. 결과 및 고찰

본 연구의 모델기관은 Vauxhall 2000cc 4사이클 4기통 전기점화 엔진이며, Table 1은 기관의 제원을, 그림 2는 배기관의 형상을 나타낸 것이다.

Table 1 Specifications of engine

Engine type	Water cooled 4-cycle 4-cylinder gasoline engine	
Cylinder bore	95.25mm	
Stroke	69.24mm	
Connecting rod length	136.50mm	
Cylinder volume	1975 cc	
Compression ratio	8.5	
Angle of ignition	9 degrees btdc at idling	
Idling engine speed	750 rev/min	
Spark plug position	33.5mm from the nearest cylinder edge	
Mean inlet valve diameter	42.0mm	
Mean exhaust valve diameter	38.0mm	
Valve timing	evc	115° atdc
	evc	393° atdcivo
	ivo	326° atdcivc
	ivc	605° atdc
Maximum power(nominal)	90 HP at 5500 rev/min	
Firing order	1-3-4-2	

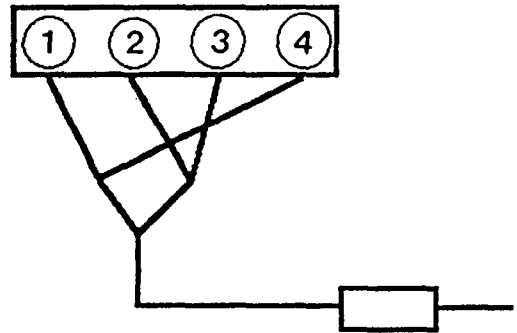


Fig. 2 Simulation configuration of 4-cycle 4-cylinder exhaust system

그림 3은 기관의 회전속도 3000rpm, WOT (Wide Open Throttle)에서의 1번 실린더내에서의 크랭크각에 따른 흡기관 내의 압력변화를 Baruah<sup>15)</sup>의 실험결과와 비교한 것이다. 實驗値와 計算値가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그림 4는 기관의 회전속도 3000rpm, 1/2 throttle에서의 크랭크각에 따른 흡기관 내의 압력변화를 기존의 실험치와 비교한 그림이며, 같은 경향을 보임을 알 수 있다.

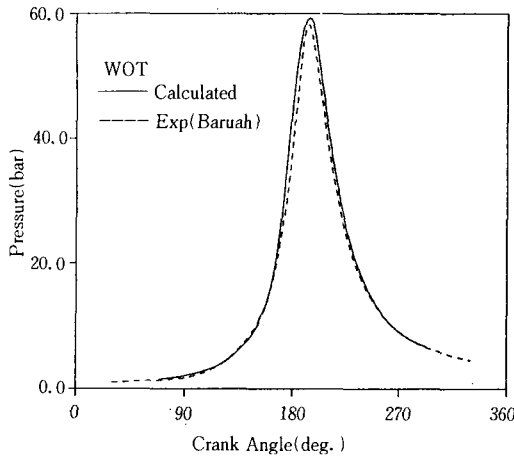


Fig. 3 Comparison of the cylinder pressure for experimental & calculated data for 3000rpm, WOT

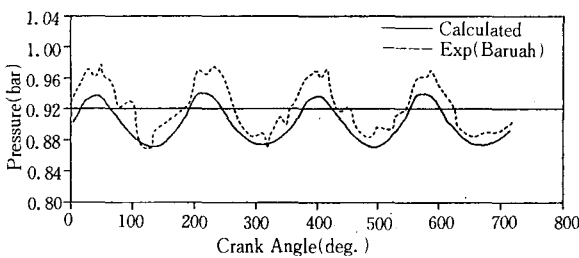


Fig. 4 Comparison of calculated & experimental pressure variation in the intake pipes for 3000rpm,  $\frac{1}{2}$  throttle

그림 5는 3000rpm, WOT에서 연소시 크랭크각에 따른 화염전파속도와 화염반경을 계산한 것이며, 화염반경이 발달하여 실린더 벽면으로 접근해감에 따라 속도는 급격히 저하됨을 잘 나타내주고 있다.

그림 6은 3000rpm, WOT상태에서의 가스교환과정중 크랭크각에 따른 1번 실린더 내의 압력을 계산치와 실험치를 비교한것이다. 비교적 두결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그림에서 보는바와 같이 배기밸브가 열리기 시작하면서 블로우다운 (blow down)에 의해서 실린더 내의 압력은 급격히 감소하며, 이후로 작은 맥동이 이어지며 밸브접침기간에 실린더 내의 압력이 상승함을 볼 수 있다. 이는 2번 실린더의 배기가스 배출로 인한 압력과의 역류에 기인하거나, 배기밸브의 면적감소로 인하여 배기가 원활히 이루어지지 않는 상태에서 피스톤에

의해서 잔류가스가 압축되기 때문으로 판단된다.

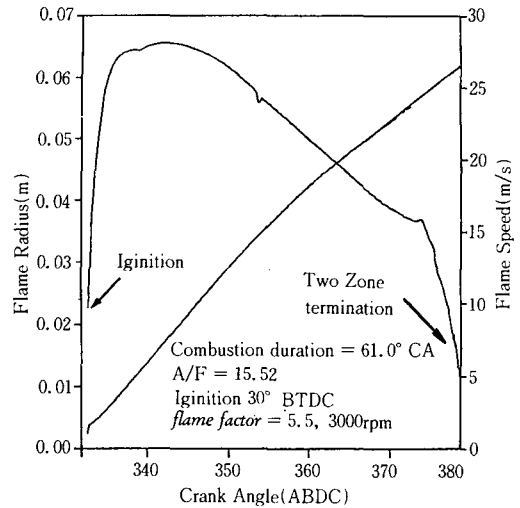


Fig. 5 Calculated turbulent flame speed & flame radius as a function of crank angle

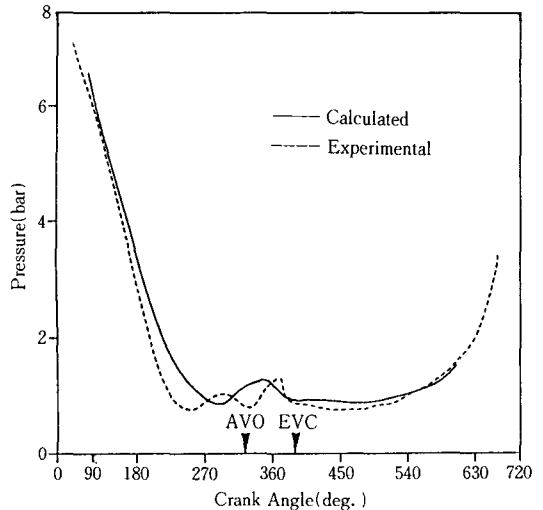


Fig. 6 Comparison of calculated & experimental pressure variation in the cylinder for 3000rpm, WOT

그림 7은 기관의 회전속도에 따른 체적효율을 나타낸 것으로써 2000rpm에서 최고값을 나타냄을 알 수 있다. 그림 8은 최고의 체적효율을 내는 2000rpm 경우의 1번 실린더에 접해있는 배기관에서 배기밸브로부터 5cm 떨어진 부분의 압력변화를 나타낸 것이고, 그림 9는 동일한 위치에서

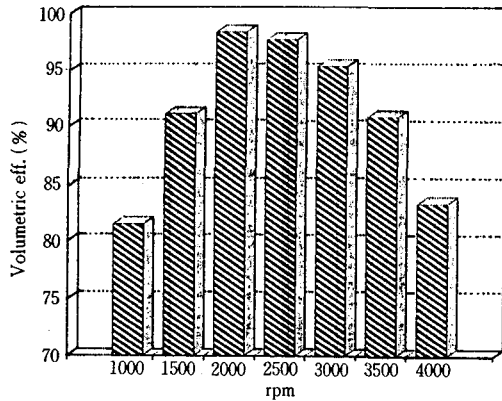


Fig. 7 Calculated volumetric efficiency with respect to rpm

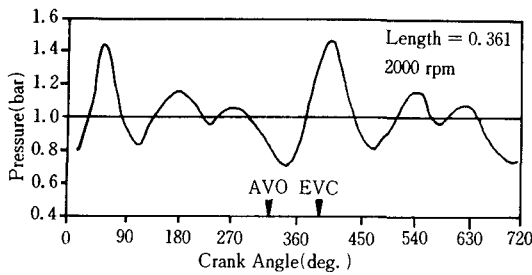


Fig. 8 Calculated result of pressure variation in the exhaust pipe for 2000rpm, WOT

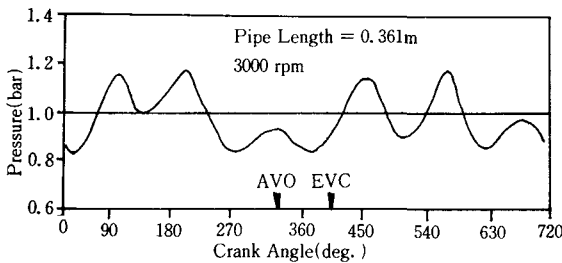


Fig. 9 Calculated result of pressure variation in the exhaust pipe for 3000rpm, WOT

3000rpm일 경우의 배기관 내의 압력변화를 나타낸 것이다. 블로우다운(blow down)에 의해서 발생하는 압력파가 개구부 끝단에서 역 반사한후 부압파가 되어 밸브쪽으로 되돌아 오는데, 이때 1차 부압파를 밸브접침 기간에 도달시키면 잔류가스를 빨아내는 효과를 내게 되어 체적효율을 향상시킬 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 2000rpm의 경우

가 3000rpm의 경우보다 밸브접침기간에 더 강한 1차 부압파를 도달시킬 수 있음을 볼 수 있다. 그러므로 체적효율도 2000rpm의 경우가 더 높게 나타나는 것으로 판단된다. 그림 10은 기관의 회전속도 3000rpm, WOT에서 배기계의 주관(primary pipe)의 길이를 변화시켜 이때의 체적효율을 계산한 것

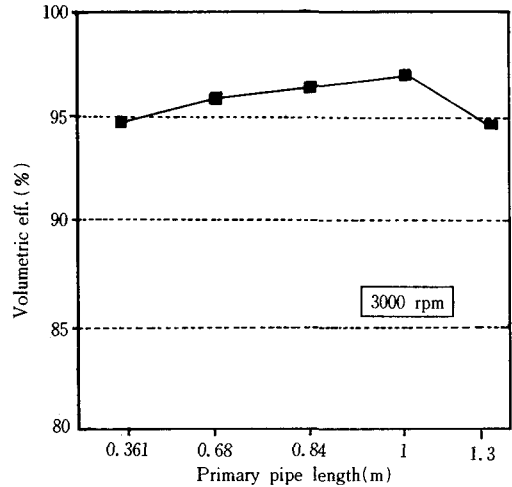


Fig. 10 Variation of volumetric efficiency with respect to primary pipe length

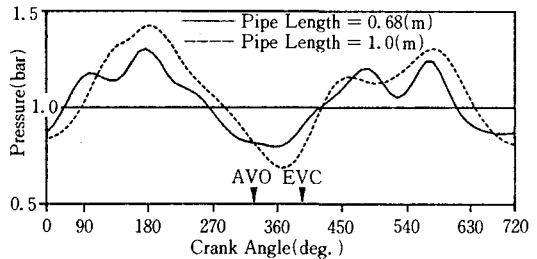


Fig. 11 Comparison of calculated pressure variation with respect to pipe length, 0.68m, 1.0m

인데, 1m일 경우가 최고의 체적효율을 나타내고 있다. 그림 11은 주관의 길이가 각각 0.68, 1m일 때의 배기밸브에서 부터 5cm떨어진 부분에서의 압력파형을 나타낸 것이다. 그림에서 보는것과 같이 밸브접침기간에 보다 강한 1차부압을 도달 시킬 수 있는 1m일 경우가 0.68m의 길이때보다 높은 체적효율을 보이고 있음을 알 수 있다. 그림 12는 부관(secondary pipe)의 길이 변화가 체적효율에 미치는 영향을 나타낸 것인데, 주관의 길이변화 보다



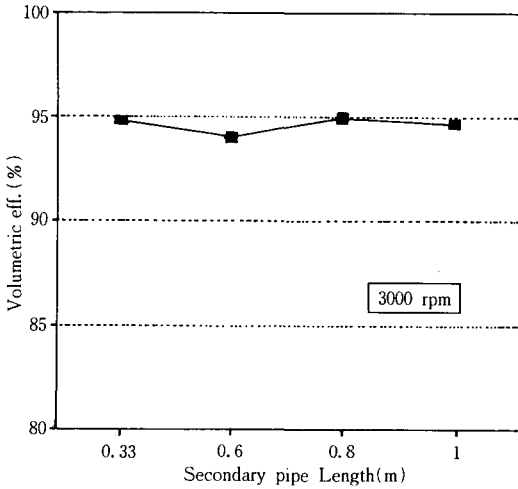


Fig. 12 Variation of volumetric efficiency with respect to secondary pipe length

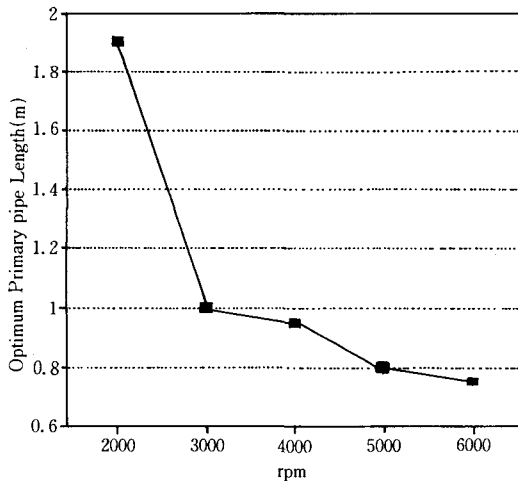


Fig. 13 Optimum primary pipe length with respect to rpm

체적효율에 큰 영향을 미치지 못하고 있음을 알 수 있다. 그림 13은 각 기관의 속도에 대해 최고의 체적효율을 나타낼 수 있는 배기관의 길이를 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와같이 저속일수록 긴 배기관이 유리하고 고속일수록 짧은 관이 유리함을 나타내고 있다. 그러나 공간상의 제약으로 인하여 배기관을 무한정 길게 할 수 없고 너무 짧으면 기본 파 에너지가 결핍되므로 유의해야 할 것이다.

## 5. 결 론

4 사이클 4기통 전기점화 기관을 2영역 연소모 델과 특성곡선법을 사용하여 각 경계를 모델링 한 후 배기관의 길이변화가 기관성능에 미치는 영향을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 배기관의 길이는 배기관성을 이용하여 체적효율을 올리기 위한 중요한 인자임을 알 수 있었다.
2. 흡입효과를 최대로 하기 위해서는 밸브오버랩시 강한 1차 부압과를 도달시킬 수 있는 배기관의 길이선정이 중요하다.
3. 다기관에서 각 기통끼리의 간섭을 피하기 위해서는 각 branch의 길이를 길게 하는 것이 좋은데 이는 배기파이프에 집합되는 위치에서 각 기통의 배기간섭을 유용하게 이용하여 부드럽게 배출시켜야 하기 때문이다.
4. Tuning Point(체적효율의 극대점)는 배기관 길이를 짧게할수록 고속으로 이동하고 길게 할수록 저속으로 이동한다.
5. 특성곡선법을 이용한 시뮬레이션으로부터 기존의 실험치와 비교한 결과 잘 일치하는 것으로 보아 시뮬레이션의 타당성이 확인되었고 동력사이클 및 흡·배기유동을 동시에 시뮬레이션 할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

## 참 고 문 헌

- 1) R. S. Benson et al, "A Simulation Model Including Intake & Exhaust Systems for A Single Cylinder 4 Stroke Cycle Spark Ignition Engine"., Int. J. Mech. Sci. Vol. 17, 1975.
- 2) W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocation Internal Combustion Engines"., Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 177, 1963.
- 3) Bingham, J. F. & Blair, G. P., "An Improved Branched Pipe Model For Multi-Cylinder Automotive Engine Calculations"., Proc. Instn. Mech. Engrs., 1985.
- 4) H. Daneshyar & R. D. Pearson, "Unsteady Flow Through A Four-Way Branch in the Exhaust System of A Multi-Cylinder Engine", Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 13, No.

- 4, 1971.
- 5) J. F. Bingham, "Intake System Design Using a Validated Internal Combustion Engine Computer Model"., Int. J. Sci, 1987.
- 6) J. H. Horlock, D. E. Winterbone, "The Thermodynamics & Gas Dynamics of Internal Combustion Engines"., Vol. II, Carlendon Press, Oxford, 1986.
- 7) D. K. Kuehl, "Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures, 8th Intl' Symposium on Combustion", pp. 510-521, 1962.
- 8) J. I. Ramos, "Internal Combustion Engine Modeling", Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- 9) J. H. Horlock, D. E. Winterbone, "The Thermodynamics & Gas Dynamics of Internal Combustion Engines"., Vol. I, Carlendon Press, Oxford, 1982.
- 10) C. W. Vickland, F. M. Strange, R. A. Bell & E. S. Starkman, "A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines", SAE Trans., Vol. 70, pp. 785-795, 1962.
- 11) G. A. Lavoie, J. B. Heywood, J. C. Keck, "Experimental & Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, Combustion Science & Technology," Vol. 1, pp. 313-326, 1970.
- 12) R. S. Benson, P. C. Baruah, "Performance & Emission Predictions for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine"., Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 191, pp. 339~354, 1977.
- 13) R. S. Benson & P. C. Baruah et al, "Steady & Nonsteady Flow in a Simple Carburettor", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 188, pp. 537~548, 1974.
- 14) A. J. Blair, "Gas Flow Modeling of Valves & Manifolds in Car Engines", IMechE, C11/87, pp. 131~144, 1987.
- 15) S. C. Low & P. C. Baruah, "A Generalized Computer Aided Design Package for I. C. Engine Manifold System", SAE 810493, 1981.