

〈論 文〉

4기통 고속 가솔린 기관의 흡기관 설계에 관한 연구

정동수* · 강건용* · 엄종호* · 우세종*

(1991년 1월 7일 접수)

A Study of the Intake Manifold Design for 4-Cylinder High Speed Gasoline Engine

Dong-S. Jeong, Kern-Y. Kang, Jong-H. Uhm and Se-J. Woo

Key Words: Intake Manifold(엔진 흡기관), Natural Frequency(고유진동수), Impedance(임피던스), Inertia Effect(관성효과), Resonant Pipe(동조관), Volumetric Efficiency(체적효율)

Abstract

The Fluid Impedance Model based on the acoustic theory is developed for optimal design of intake manifold in a 4-cylinder high speed gasoline engine. In order to predict engine performance of various intake manifolds, which is dependent upon the length and diameter of a resonance pipe, calculation is performed. The results of the models are compared with the experimental results for a firing engine and proved to be accurate with 3~5% difference from experimental results.

기 호 설 명

A : 단면적
 a : 음속
 CA : 크랭크 각도
 ω : 각속도
 k : ω/a
 L : 동조관 길이
 \bar{P} : 압력 변동량
 \bar{V} : 체적 변동량
 ρ : 밀도
 β : $a^2/\rho k$
 Z : 임피던스
 IVO : 흡기밸브 열림시기
 IVC : 흡기밸브 닫힘시기

th : 흡기관의 교축부분
 0 : 동조관
 ac : 드로틀 밸브

1. 서 론

최근 기관에 대한 기술개발은 고출력 및 에너지를 효율적으로 사용하는 방법이 강구되고 있는데, 흡기관의 최적화에 의한 체적효율의 증대가 그 방법중의 하나이다⁽¹⁾. 최근 널리 사용하고 있는 4-밸브 기관은 흡배기 밸브의 열림 면적이 넓어 고회전수 영역에서 체적효율을 더욱더 증대시키고 있다. 그러나 중·저회전수 영역에서는 체적효율이 오히려 감소하는 경향이 있어 여러회전수 영역에서 체적효율을 증대시키는데는 개선점이 있어야 할 실정이다⁽²⁾.

기관의 체적효율을 증가시키기 위해 흡배기 과정 중 발생한 압력파를 이용하는 방법, 과급기와 냉각기 장착, 흡배기밸브 개폐시기를 조절하는 방

참 자

1 : 두개의 흡기밸브로 나뉘지는 흡기관 분지점

* 정회원, 한국기계연구소 내연기관연구실

법등을 시도해 왔다. 그러나 기관의 구조변경에 대한 어려움과 공간 활용에 대한 기술적 난점이 있어서 대부분 흡기관내 압력파를 이용한 동적효과를 기관에 적용하고 있는 실정이다^(3,4,5).

흡기관의 동적효과는 피스톤의 왕복운동으로 인해 흡기밸브에서 발생한 압력파를 동조시킴으로써 흡기관을 최적으로 설계하여 흡기효율을 높이는 방법으로, 압력파의 진동이 동일 흡기과정에 영향을 미치는 관성효과와 관내 잔류 압력파가 다음 흡기과정에 영향을 미치는 맥동효과가 있는데, 그중 관성효과가 우세한 것으로 알려져 있다^(6,7,8).

흡기관을 최적으로 설계하는 방법은 흡기관내 공기를 흡기관과 공진시키는 방법을 이용하여 설계하는 정성적 해석방법^(6,9)과, 흡기관내 유동을 유체역학적으로 해석하는 해석방법^(10,11,12)으로 나눌 수 있다.

본 연구에서는 4기통 고속 가솔린 기관의 흡기관내 유체유동이 체적효율에 미치는 동적효과를 고려하여, 흡기관에 임피던스를 이용한 음향학적 방법을 이용해서 흡기관 최적설계를 해석하고, 기관실험을 통해 그 신뢰성을 확인하고자 한다.

2. 흡기관의 음향학 이론

2.1 흡기관의 고유진동수와 임피던스

흡기관내 공기는 고유진동수를 가지며 흡기관내 압력진동이 고유진동수와 같아지면 압력진동의 진폭은 더욱 커지게 된다. 이 증폭된 압력진동은 매초 흡입횟수와 동조시킴으로써 가능해진다. 흡기관의 고유진동수는 음향학적 특성치인 임피던스를 이용해서 흡기관 형상의 함수로 나타낼 수 있고, 이에 요구되는 기관회전수의 매초 흡입횟수를 대입함으로써 흡기관의 형상을 결정할 수 있다. 임피던스 Z 는 압력파가 통과함으로써 생긴 체적변위 \tilde{V} 에 대한 압력변위 \tilde{P} 로서 다음과 같이 정의되어 진다⁽¹²⁾.

$$Z = \tilde{P} / \tilde{V} \quad (1)$$

이 값은 압력파의 전달 경로에 따라 변하며, 각 경로조건에 따른 임피던스는 아래와 같이 유도된다⁽¹³⁾.

(1) 직관의 경우

Fig. 1과 같이 길이 L , 단면적 A 인 원관에서 미

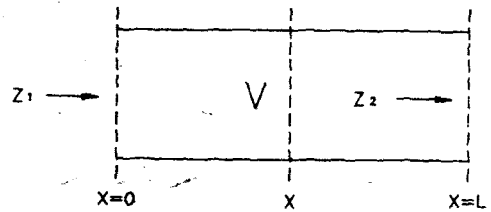


Fig. 1 Impedance of the pipe

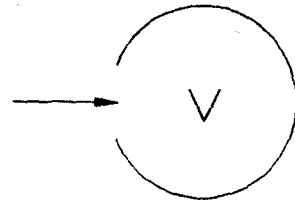


Fig. 2 Impedance of the chamber

소압력파가 전달될 때 $x=0$ 에서 임피던스는

$$Z_1 = \frac{\beta}{A} \frac{Z_2 - \frac{\beta}{A} \tan(kL)}{Z_2 \tan(kL) + \frac{\beta}{A}} \quad (2)$$

$$Z_2 = \frac{\beta}{A} \frac{Z_1 + \frac{\beta}{A} \tan(kL)}{-Z_1 \cdot \tan(kL) + \frac{\beta}{A}} \quad (3)$$

(2) 교축관 혹은 단관의 경우
 $kL \approx 0$ 이므로

$$Z_2 - Z_1 = \frac{\beta k L}{A} \quad (4)$$

(3) 용기의 경우

Fig. 2에서 체적 V 의 용기입구에 체적변위 \tilde{V} 가 생겼을 때, 용기내 기체의 압력변동성분 \tilde{P} 와 변동 밀도 사이에는 $a^2 = P/\rho$ 관계가 성립하므로 용기입구의 임피던스는

$$Z = \frac{\tilde{P}}{\tilde{V}} = a^2 \frac{\partial \rho}{\tilde{V}} = a^2 \frac{\rho}{V} \quad (5)$$

(4) 접속부의 경우

Fig. 3에서처럼 접속부에 대한 변동압력성분이

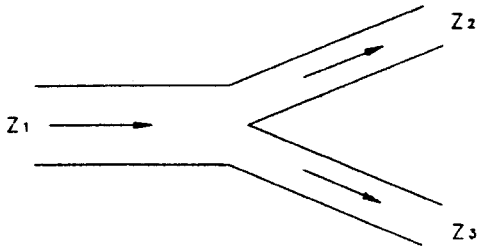


Fig. 3 Impedance of the branch

같으므로

$$\frac{1}{Z_1} = \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_3} \quad (6)$$

(5) 폐지단 및 개방단외의 경우

폐지단의 임피던스는 체적변위가 없으므로

$$Z = \infty \quad (7)$$

개방단의 임피던스는 변동압력성분이 0이므로

$$Z = 0 \quad (8)$$

(6) 실린더의 임피던스

실제 기관의 실린더 형상은 피스톤과의 사이에서 생기는 원통형의 체적, 흡기밸브와 포트를 지나는 교축부분, 그리고 관으로 구성된다. 이러한 실린더는 Fig. 4와 같이 단순화 시킬 수 있다. 본 기관은 2개의 흡기밸브에 대한 실린더 체적을 고려해야 하므로 흡기밸브 2개가 있는 실린더 체적에 대한 임피던스를 고려하면, 단순화된 실린더 입구에서의 임피던스를 아래와 같이 구할 수 있다.

흡기밸브가 열렸을 때는 용기, 교축관, 직관으로 구성되므로 식(3), (4), (5)에 의해 임피던스는

$$Z_1 = \frac{a^2 \rho}{v} - \frac{\beta k l_{in}}{A_{in}}$$

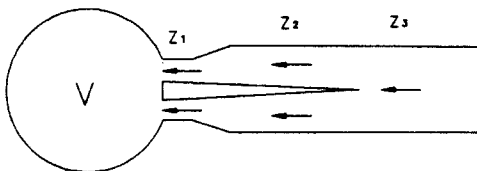


Fig. 4 Impedance of the cylinder

$$Z_2 = \frac{\beta}{A_1} \frac{Z_1 - \frac{\beta}{A_1} \tan(kl_1)}{Z_1 \tan(kl_1) + \frac{\beta}{A_1}}$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} Z_2$$

$$Z_3 = \frac{B}{2A_1} \frac{(\frac{a^2 P}{v} - \frac{\beta k l_{in}}{A_1}) - \frac{\beta}{A_1} \tan(kl_{in})}{(\frac{a^2 P}{v} - \frac{\beta k l_{in}}{A_{in}}) \tan(kl_1) + \frac{\beta}{A_1}} \quad (9)$$

흡기밸브가 닫혔을 때에는 한쪽 끝이 폐지단인 직관으로 구성되므로 식(3), (7)에 의해서 임피던스는

$$Z_1 = \infty$$

$$Z_2 = \frac{\beta}{A} \frac{1}{\tan(kl_1)}$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} Z_2$$

$$Z_3 = \frac{\beta}{2A} \frac{1}{\tan(kl_1)} \quad (10)$$

2.2 흡기관의 고유진동수 계산 방법

흡기관을 여러형태의 조합체로 고려해서 접속부에 대한 임피던스의 방향을 결정하면 식(2)에서 (10)까지의 방정식이 얻어진다. 이들 식에서 임피던스를 소거하면 최종적으로 k 만을 미지수로 하는 하나의 방정식이 구해 지는데, 이 방정식을 만족하는 k 를 풀면 흡기관의 고유진동수 $f = ka/2\pi$ 를 구할 수 있다. Fig. 5는 본 연구에서 대상으로 한 249cc 4기통 가솔린 기관의 흡기관을 임피던스의 방향을 고려하여 나타낸 것이며 식(2)에서 식(10)까지의 식을 적용하여, 본 기관에 대한 임피던스를 정리하면 다음과 같다.

$$Z_{11} = \frac{\beta}{2A_1} \frac{(\frac{a^2 \rho}{v} - \frac{\beta k l_{in}}{A_1}) - \frac{\beta}{A_1} \tan(kl_1)}{(\frac{a^2 \rho}{v} - \frac{\beta k l_{in}}{A_{in}}) \tan(kl_1) + \frac{\beta}{A_1}}$$

$$Z_{21} = Z_{31} = Z_{41}$$

$$\frac{\beta}{A_1} \frac{Z_1 - \frac{\beta}{A_1} \tan(kl_1)}{Z_1 \tan(kl_1) + \frac{\beta}{A_1}}$$

$$Z_{12} = Z_{11} - \frac{\beta k l_{in}}{A_{in}}$$

$$Z_{22} = Z_{32} = Z_{42} = Z_{21} - \frac{\beta k l_{in}}{A_{in}}$$

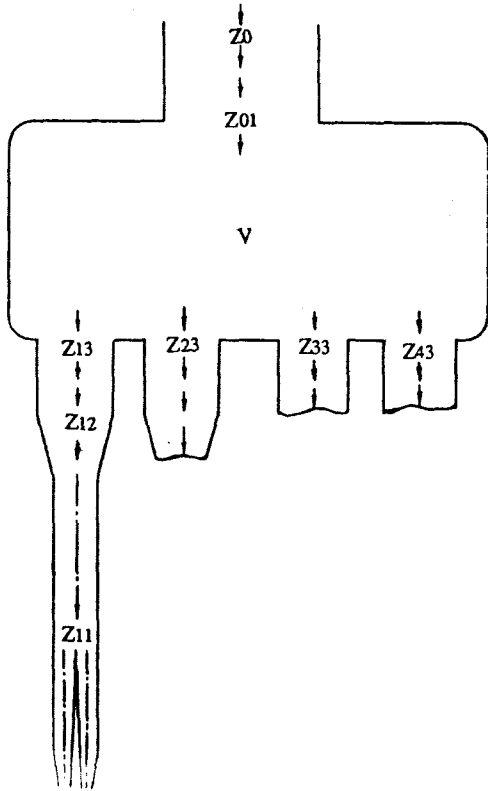


Fig. 5 Impedance of the intake manifold

$$Z_{13} = \frac{\beta}{A_{ac}} \frac{Z_{12} - \frac{\beta}{A_{ac}} \tan(kl_{ac})}{Z_{12} \tan(kl_{ac}) + \frac{\beta}{A_{ac}}}$$

$$Z_{23} = Z_{33} = Z_{43}$$

$$Z_{23} = \frac{\beta}{A_{ac}} \frac{Z_{22} - \frac{\beta}{A_{ac}} \tan(kl_{ac})}{Z_{22} \tan(kl_{ac}) + \frac{\beta}{A_{ac}}}$$

$$\frac{1}{Z_{01}} = \frac{1}{Z_{13}} + \frac{1}{Z_{23}} + \frac{1}{Z_{33}} + \frac{1}{Z_{43}} + \frac{1}{a^2 \rho}$$

$$Z_0 = \beta A_0 \frac{Z_{01} - \frac{\beta}{A_0} \tan(kl_0)}{Z_{01} \tan(kl_0) + \frac{\beta}{A_0}}$$

$$Z_0 = 0$$

$$l_0 = \frac{\tan^{-1}\left\{\left(\frac{A_0}{\beta}\right) Z_{01}\right\}}{k}$$

Fig. 6은 4종류의 흡기관에 대해 음향학 이론을 사용하여 해석되어진 모델을 보여 주고 있다.

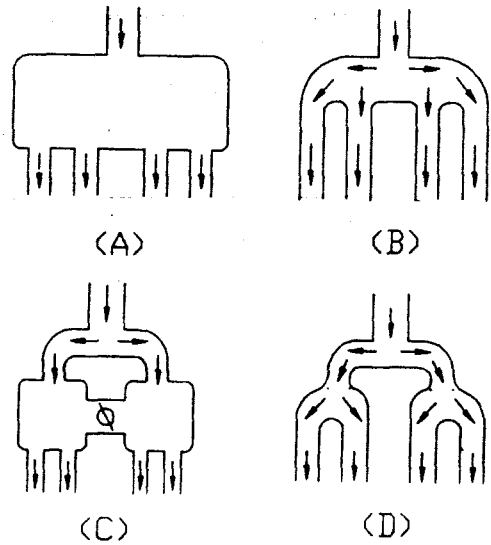


Fig. 6 The model for intake manifolds

3. 흡기관 장착 엔진 실험

3.1 실험장치 및 방법

전장에서 구성된 흡기관 설계모델의 결과를 비교, 검토하기 위하여 기관실험을 수행하였다. Fig. 7은 실험장치의 구성도를 나타내고, Table 1은 실험기관의 제원을 나타낸다.

실험방법은 기관회전수를 1000rpm간격으로 변화시켜 가면서 흡기관 길이를 변화시키고, 기화기와 흡기밸브사이의 길이를 변화시켜 가면서 체적 효율을 측정하였다. 또한 Fig. 6에서 나타낸 것처럼 기

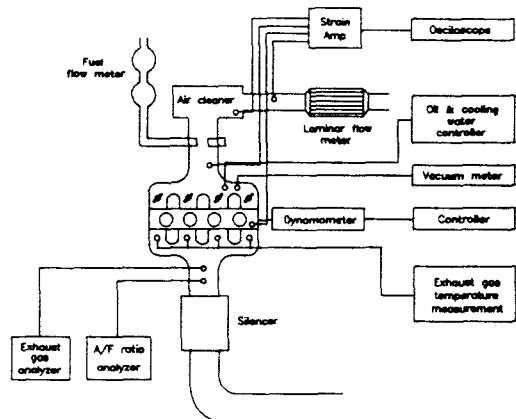


Fig. 7 Schematic diagram of the experimental setup

Table 1 Specification of test engine

| Item | Specification |
|--------------------|--|
| Type | 4-cylinder V type water cooled, 4-cycle double over head camshaft |
| Total displacement | 249 cc |
| Bore x Stroke | 48.0×34.5mm |
| Ignition type | Full transistor |
| Compression ratio | 12.0 : 1 |
| Valve timing | Inlet valve open 35° B.T.D.C close 61° A.B.D.C Exhaust valve open 61° B.B.D.C close 27° A.T.D.C |
| Carburetor | BDST 28 |
| Max. power | 45 PS/16000 rpm |
| Max. torque | 2.5kg-m/12000 rpm |

관의 일정한 체적을 가진 공기청정기의 여과기를 제거하고 실험을 수행하였고, 공기청정기를 제거하고 그 위치에 두개의 똑같은 용기를 하나의 동조관에 장착하여 체적 효율을 측정하였다.

흡기관의 관성효과를 관찰 및 검토하기 위해서 흡기관 및 용기에 strain gage type 압력변환기를 측정점에 장착하여 사용하였고, 기준압력은 대기압으로 하였다. 압력변환기로부터 검출되는 신호는 dynamic amplifier로 증폭시켜 oscilloscope를 통해 관측하였고, 기관 크랭크축에 coupling을 이용하여 크랭크축 1회전당 1개의 Z펄스와 360개의 펄스가 발생하는 encoder를 장착하여 인터페이스카드를 통해 컴퓨터에서 상사점과 크랭크 각도로 변환시켰다. 측정점에서의 순간압력은 A/D converter를 통해 assemble, turbo pascal 언어를 사용하여 16 bit IMB P/C에 크랭크각도가 한쌍의 데이터를 저장하였고, 기관의 cyclic variation을 고려하여 10cycle 데이터의 평균값을 컴퓨터에 수록하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 체적효율

Fig. 8은 배기관 분지부에 가변밸브를 설치하여

기관회전수에 따라 배기관의 통로 열림면적을 변화시킬 수 있는 가변밸브의 개도를 나타낸다. Fig. 9는 전부하 상태에서 공기청정기 직전 동조관 길이를 15, 25, 35, 45, 55, 65cm로 변화시켰을 때 체적효율을 보여준다. 대체적으로 고회전수에서는 체적효율의 극대치를 보여주며, 저회전수에서는 체적효율이 작은것을 보여준다. 이와 같은 경향은 Fig. 8에서도 시한 것과 같이 고회전수 영역에서는 배기관 가변밸브를 많이 열어줌으로써 배압이 저하되어 실린더에 순간적으로 흡입공기가 많이 들어와 체적효율이 최대치가 되고, 저회전수에서는 반대로 배압이 높아져 흡입공기가 적게 충전되어 체적효율이 낮아짐을 보여준다. 동조관 길이가 55, 65cm일 때는 여

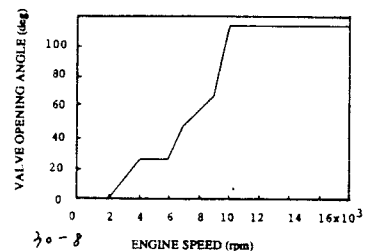


Fig. 8 Diagram of the variable valve to control exhaust manifold pressure

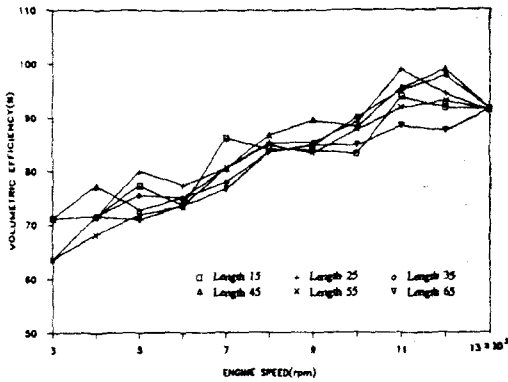


Fig. 9 Volumetric efficiency of various intake manifolds for the different engine speed

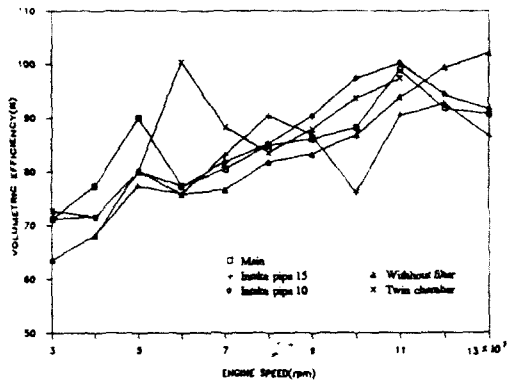


Fig. 10 Volumetric efficiency of various intake manifolds with chamber for the different engine speed

러 회전수영역에서 대체적으로 체적효율이 낮아지는데, 이는 동조관이 너무 길어 흡입공기의 유입저항이 생겨 체적효율이 다른 동조관 길이에 비해 많이 저하됨을 보여준다.

Fig. 10은 흡기밸브 입구전 관길이를 10, 15cm 연장했을때, Fig. 6의 (c)에서처럼 공기청정기의 여과기를 제거했을 때의 용기와 기관의 공기청정기를 제거한 위치에 두개의 용기를 하나의 동조관에 연결했을때의 체적효율을 보여준다. 흡기관 길이를 10, 15cm 연장했을 경우 6000rpm이하에서는 기존 기관에서보다 관이 너무 길어 적당한 공기량이 들어가지 못한 상태를 보여준다. 공기청정기의 여과기가 없고 용기만 부착되어 있을 경우 용기내에 압력파가 존재해 각 기통감 간섭현상을 유발시켜 체적효율이 저하되는 것을 보여준다. 두개의 관이 하

나의 용기에 연결되어 있는 경우는 그림에서 보여주는 바와 같이 중간 회전수영역에서 체적효율이 최대로 되는 것을 보여준다.

체적효율 측정에서는 상기한 바와 같이 정해진 엔진회전수에서 최대 체적효율을 갖는 흡기관이 존재함을 알 수 있고, 공기청정기 직전의 흡기관은 흡입공기의 유입 저항이 되므로 최적 흡기관 설계에서는 배제되어야함을 알 수 있다.

4.2 최적흡기관

Fig. 11은 실험엔진의 동조관을 15, 25, 35, 45cm 연장했을때 기관 회전수변화에 따른 음향학적 특성 모델의 계산결과를 실험결과와 비교한 것을 나타낸다. 비교한 결과 3~5% 오차를 보이고 있으나, 경향은 잘 일치하고 있다. 그림에서 기관회전수가 증가함에 따라 흡기관 길이가 짧아지는 현상을 보이고 있는데, 이는 흡기관의 압력과 주기가 보다 빨

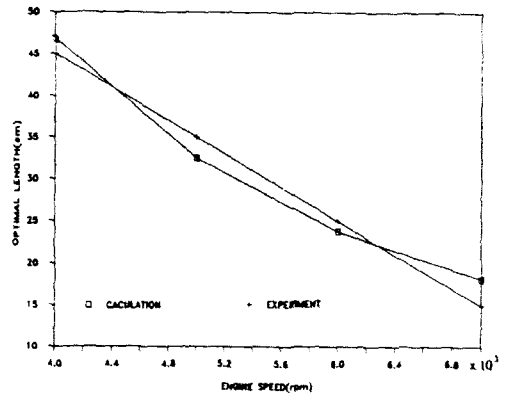


Fig. 11 Comparison of calculation and experiment

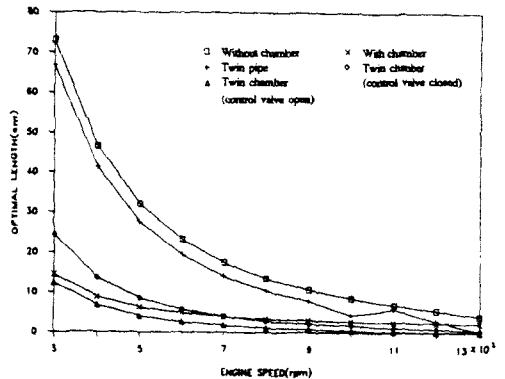


Fig. 12 Optimal length of the intake manifold with chambers

라지기 때문이다.

Fig. 12는 용기를 부착한 상태, 두개의 흡기관에 각각 하나의 용기가 부착하여 두개의 용기를 하나의 관에 연결하고 관에 장착된 조절밸브를 열고 닫았을때, 두개의 흡기관을 하나의 관에 각각 연결하여 하나의 동조관에 연결하였을때 음향학 이론을 해석하여 계산한 결과를 보여준다. 용기가 부착되어 있지 않은 경우의 동조관은 용기가 부착되어 있을 경우보다 저회전수에서 2.5~3배나 더 길고, 중,고회전수에서는 거의 비슷한 길이를 보여준다. 이는 용기가 가지고 있는 체적으로 인해 압력파의 시간지연이 생겨 동조관이 짧아짐을 보여준다. Fig. 13은 흡기관 길이 5cm로 고정된 흡기관에 공명조를 부착한 경우를 나타내는데, 엔진회전수가 증가함에 따라 동조하는 공명조의 크기가 작아짐을 보여준다.

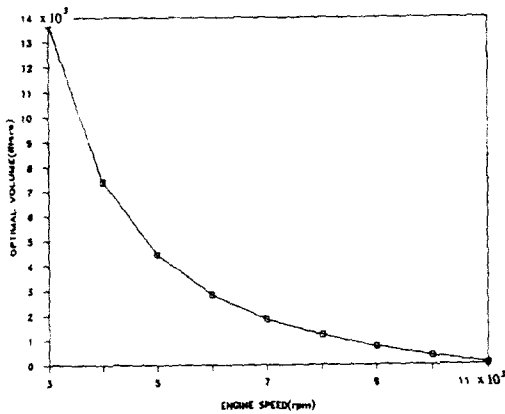


Fig. 13 Optimal volume for the different engine speed

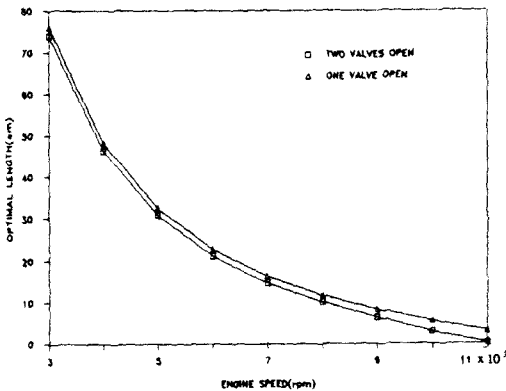


Fig. 14 Optimal length with one valve open and with two valves open

Fig. 14는 흡기밸브 2개 중 1개만 열었을 때와, 2개 모두 열었을 때의 계산결과를 보여 준다. 1개만 열었을 때는 한쪽의 흡기관이 흡기관 본지점에서부터 흡기포트까지 막혀 있기 때문에, 막혀 있는 길이 정도의 동조관이 있어야 최적의 상태가 되는 것을 보여 주고 있다.

4.3 최적동조조건

Fig. 15는 동조관 길이 25cm이고, 엔진회전수 4000, 5000, 6000rpm의 변화가 있을때 흡기포트 입구전 10cm지점에서 압력을 측정한 결과이다. 기관회전수 6000rpm에서는 정압파가 흡기밸브 닫힘시에 너무 일찍 밸브입구에 도착하고, 4000rpm은 너무 늦게 도착하여 체적효율 곡선에서 보는 바와 같이 적은 공기가 흡입되어 체적효율의 저하가 있으며, 5000rpm에서는 적절하게 압력파가 흡기밸브

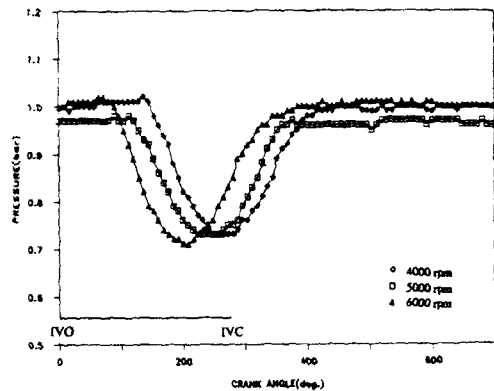


Fig. 15 Measured intake manifold pressure for the different speed

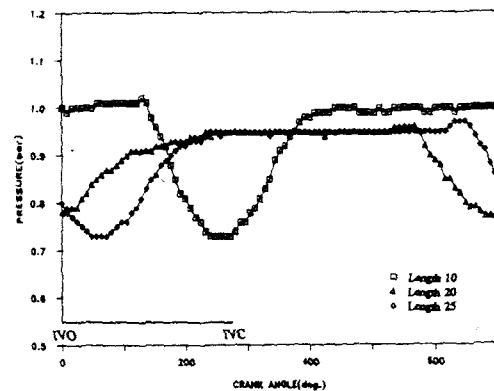


Fig. 16 Measured intake manifold pressure for the different length

단립직전에 최대점에 이르고 있어 체적효율의 증가를 가져온다.

Fig. 16은 기관회전수가 5000rpm일때 흡기밸브 입구의 기화기 사이의 관을 10cm와 15cm로 연장시켰을때의 압력파를 나타낸다. 길이 10cm의 경우는 기존의 기관에 부착되어 있는 동조관 길이로서 흡기밸브 단립 직전 최적의 압력파를 나타낸다. 그러나 길이를 연장시킨 경우는 관내에 있는 맥동파와의 상쇄현상으로 인해 압력파 진폭의 저하를 가져온다. 또한 관이 너무 길어 흡입행정외의 행정에서도 관내에 존재하고 있는 파의 영향으로 1cycle 동안 두번의 압력파가 존재한다.

Fig. 17은 본래의 공기청정기, 공기청정기의 여과기를 제거했을 때, 공기청정기를 제거하고 두개의 용기를 하나의 동조관에 연결시켰을때 엔진회전수 11000rpm에서 흡기관내에서의 압력파를 보여준다.

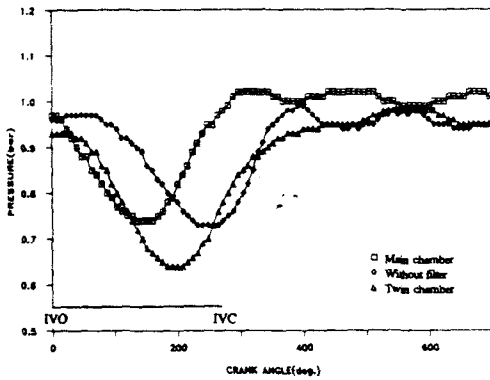


Fig. 17 Measured intake manifold pressure with chambers for the different length

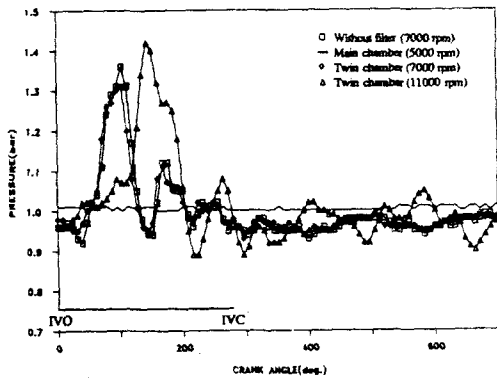


Fig. 18 Measured pressure of various chamber for the different engine speed

다. Fig. 18은 엔진회전수 500, 7000, 11000rpm에서 흡기관내에서의 압력파를 보여준다. Fig. 18에서 두개의 용기를 가진것과 공기청정기의 여과기를 제거했을때 용기내 압력파의 요동이 Fig. 17에서 나타난 결과처럼 흡기관에 중첩 영향을 미치는 것을 보여주고 있다. 두개의 용기가 있었을때는 용기내에서 큰 폭을 가진 압력파의 심한 요동이 흡기관에 중첩의 영향을 주어 체적효율이 본래의 용기에서보다 높아짐을 보여주고 있다. 흡기포트에서 흡기밸브 단립 직전에 관내 진동하고 있는 정압파의 최대치는 최대 체적효율을 갖게하며, 여과기를 부착한 공기청정기는 각 기통간 압력파의 간섭을 배제시킬 수 있는 최적설계의 중요원인으로 작용한다.

5. 결론

4기통 고속 가솔린 기관의 흡기관 최적 설계를 목적으로 음향학 모델과 실험을 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정해진 기관 회전수에 따라 흡기포트에서 흡기밸브 단립 직전에 관내에 진동하고 있는 압력 정압파의 최대치는 최대체적 효율을 갖게 한다.
- (2) 공기청정기 직전의 흡기관은 유입저항의 원인이 되며, 최적 흡기관 설계에서 배제시켜야 한다.
- (3) 한쪽 흡기밸브를 단았을 때의 동조관 길이는 두개의 흡기밸브를 열었을때 보다 여러 회전수 영역에서 약 2.5cm정도 더 긴 것으로 나타났다.
- (4) 음향학 모델은 실험결과와 비교해 볼때 엔진 회전수에 따라 3~5% 오차를 가지나 경향은 잘 일치하였다.
- (5) 여과기를 부착한 공기청정기는 각 기통간 간섭을 배제시킬 수 있는 최적설계의 중요한 요인이다.

후 기

본 연구는 1989년 상공부 공업기반기술 과제외 위탁연구로 수행되었으며, (주)효성기계의 지원에 심심한 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Takeyama, S., Ishizawa, S., Yoshikawa Y. and Takagi, Y., 1987, "Gas Exchange Simulation Model

- for Improving Charging Efficiency of Four-Valve Internal Combustion Engine," I. Mech.E, C28/87.
- (2) Matsumoto, I. and Ohata, A. 1986, "Variable Induction System to Improve Volumetric Efficiency at Low and/or Medium Engine Speeds," SAE 860100.
- (3) Cser, G. 1978, "Some Results of Combined Charging Application," Proc.I.Mech.E, C64/78.
- (4) Watson, N. 1982. "Resonant Intake and Variable Geometry Turbocharging Systems for a V8 Diesel Engine," Proc. I.Mech.E.
- (5) Nakano, Y. Matsuoke, S. and Matsura, N. 1983, "Development of HLA for High Speed Motorcycle Engine," SAE 830090.
- (6) Shimamoto, Y., 1971, "흡배기관 효과의 이용(상)", 내연기관(일본), Vol.10, No.108.
- (7) Ohata, A., Ishida, Y., 1982, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cylinder Engine," SAE 820407.
- (8) Shimamoto, Y., 1984, "Unsteady Gas Flow in Intake and Exhaust System," 내연기관(일본).
- (9) Shimamoto, Y., 1971, "흡배기관 효과의 이용(하)", 내연기관(일본), Vol.10, No.111.
- (10) Benson, R.S., Garg R.D. and Woollatt, D. 1964, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problem," I. Mech. Sci. Pergaman Press, Vol.6.
- (11) Uno, M.T.T., One T. and Yura, T., 1982, "A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine," SAE 820410.
- (12) Kumar, K. Gaur, R.R., Garg R.D. and Babu, M.K. G, 1984, "A Thermodynamics Simulation Model for Four Stroke Medium Speed Diesel Engine." SAE 840516.
- (13) 차일환 저, 음향공학 개론, pp.130~135.