

4실린더 디젤기관 吸·排氣系の 最適設計方法에 關한 研究

남 정 길* · 최 재 성**

A Study on the Optimum Design of Intake & Exhaust System for 4 Cylinder Diesel Engines

J.G. Nam* · J.S. Choi**

Abstract

In this paper, the effects of intake and exhaust manifold systems on volumetric efficiency were investigated for the 4 cylinder 4 stroke cycle diesel engines. The effects of intake and exhaust manifold systems were analyzed on resonant speed and on volumetric efficiency. Resonant speed was calculated by acoustic theory and volumetric efficiency by the method of characteristics. The calculation results agreed well with test results. It was assured that good correlation exists between the resonant speed and the volumetric efficiency in multi cylinder engines. As the results, the prediction of resonant speed was useful to design the optimum intake and exhaust system.

In addition, the effects of resonator within intake manifold systems on volumetric efficiency were investigated in the same engines. As the results, good correlations among inlet pressure, natural frequency and volumetric efficiency for a complicated intake system with resonator, were confirmed.

Also, characteristics of volumetric efficiency by change of exhaust manifold shape was investigated for engine speed. Volumetric efficiency can be increased by change of exhaust manifold shape for the required engine speed range.

And, characteristics of volumetric efficiency and residual gas fraction in cylinder were studied for various engine speed changing valve timing and valve lift of intake and exhaust. These results can be utilized for the development of built in EGR.

* 한국해양대학교 대학원

** 한국해양대학교 기관공학부



1. 서 론

날이 갈수록 엄격해져가고 있는 에미션 규제 및 NVH 규제에 대응하기 위해서 고성능, 저연비, 저에미션화 추세로 내연기관을 개발하고 있다. 내연기관 성능 및 저공해에 영향을 미치는 요소로는 내연기관의 연소방식, 급기방식, 연료 펌프방식 등이 있으며 최근에는 디젤기관에 있어서도 밸브의 다변화, 전·후처리 장치화, TCI화 및 전자화 추세로 엔진을 개발하고 있기 때문에 더욱더 정교한 기술을 요구하고 있다.

특히 내연기관의 성능개발에 있어서 구동 부분의 변경 없이도 체적효율을 향상시킬 수 있는 방법으로 흡·배기계내 가스의 압력진동과 피스톤 운동을 동조시키는 동적효과와의 연구결과를 실제기관에 적극적으로 응용 및 적용하고 있는 추세이다. 이러한 동적효과에 영향을 미치는 인자로는 흡·배기 매니폴드의 길이, 내경, 용적 및 형상 등이다. 흡·배기계의 형상변화에 의한 엔진의 성능을 향상시키기 위해서 이론적 연구 및 실험적 연구가 1970년대초부터 거의 같은 시기에 일본의 Y. Shimamoto^{[1]~[4]}, 영국의 R. S. Benson^{[5],[6]}, 등에 의해서 진행되기 시작하였다. 4행정 디젤기관에서는 피스톤의 운동에 의하여 새로운 공기의 흡입과 연소가스의 배출이 되풀이되기 때문에 흡·배기관 내에 압력진동이 발생하며, 이러한 가스의 동적 효과를 이용하여 흡기량을 증가시키거나 펌프 손실을 감소시킬 수 있다.

이는 구동 부분의 변경 없이 흡·배기계의 길이 및 형상을 변경시키는 것만으로 기관의 출력을 향상시킬 수 있다는 장점을 가지고 있다.^{[7],[8],[9]}

따라서 본 연구에서는 이러한 흡기계, 배기계, 공명흡기계의 형상변경에 의한 체적효율 특성 및 내장형 EGR 시스템의 도입 가능성에 관하여 검토하고자 하였다. 또한 흡·배기계 개발에 있어서 종래 방법에서 벗어나 시작품을 만들기에 앞서 시뮬레이션에 의한 계산을 통해서 최적의 흡·배기계 형상을 예측함으로써 시행착오를 줄여 개발기간을 최대한 단축하는데 그 목적이 있다.

2. 가스교환과정의 수치해석방법

2.1 정성적 해석^{(3),(7),(10)}

음향학에서는 $\frac{\bar{P}}{(dX/dt)}$ 를 음향임피던스라 정의하고 있으나, 여기서는 기계진동론의 스프링 상수의 의미로서 임피던스를 정의 하기로 한다. 즉, 미소한 압력진동이 정상적으로 존재하고, 감쇠가 없다고 가정하면 임피던스 Z 는 압력변동과 체적변위를 이용하여 아래와같이 정의할 수 있다.

$$\text{임피던스 } Z = \frac{\text{압력변동성분 } \bar{P}}{\text{체적변위 } X}$$

또한, 관성효과의 최적동조차수 m_{opt} , 흡기밸브 유효개구기간 (개시기 - 무효각) θ_s , deg, 흡기계 고유진동수 ν Hz를 이용하여 정의하면 다음과 같다.

$$m_{opt} = \frac{\nu}{n_{res}/120} = \frac{720}{\theta_s} \quad (1)$$

따라서, 최적동조 회전속도는

$$n_{res} = \frac{\nu \theta_s}{6} \quad (2)$$

2.2 정량적 해석⁽¹⁰⁾

연속의 식

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \dot{m} \quad (3)$$

에너지 보존의 식

$$\frac{1}{x-1} \dot{m} = \dot{q}_w + \dot{e} - p \frac{dV}{dt} \quad (4)$$

여기서 ρ : 가스밀도, t : 시간, x : 비열비, \dot{q}_w : 실린더내 gas와 벽면 사이의 전열량, \dot{e} : 시간당 에너지유량, \dot{m} : 시간당 질량유량
실린더내 gas와 벽면사이의 전열량 \dot{q}_w 는

$$\dot{q}_w = \alpha \sum_{i=1}^3 [f_i (T - T_{wi})]_i \quad (5)$$

여기에서 T_{wi} : 벽면온도, $i = 1 \sim 3$ (실린더헤드, 피스톤 정면, 라이너), 열전달계수 α 에 관해서는 Annand가 제안한 식을 이용한다.

체적효율 η_v 는 흡기밸브로부터 유입하는 질량유량 \dot{m} 을 흡기밸브가 열려 있는 기간동안 적분하여 그 값을 입구상태로 환산하면 구해진다. 즉,

$$\eta_v = \frac{1}{\rho_{atm}} \frac{1}{6nV_h} \int_{\theta_{10}}^{\theta_{10} + \theta_s} m d\theta \quad (6)$$

여기서 n : 기관회전수, V_h : 행정용적, θ : 크랭크각, 첨자 atm : 대기 상태, $\theta_{10, 10}$: 흡기밸브의 개폐시기.

3. 실험기관 및 계산모델

본 연구대상기관의 주요 제원은 Table 1과 같으며, Fig. 3.1은 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 흡기 써지탱크의 용적을 200 리터로 충분히 크게 하여 탱크내에서 압력의 변동이 거의 없도록 하고, 입구에 마노미터(Manometer)를 설치하여 흡입공기량을 측정하였다.

Table 1 Specification of the model engine

Item	Specification
Engine Type	4-Cylinder 4-Cycle DSL
Max. Output	86/4000 (PS/RPM)
Max. Torque	18.9/2000 (Kgm/RPM)
Bore x Stroke	94 x 100 (mm)
Compress. Ratio	21.0
Swept Volume	694 cc
Valve Timing	IO : 20.5 BTDC, IC : 52.0 ABDC EO : 67.6 BBDC, EC : 31.0 ATDC
Firing Order	1 - 3 - 4 - 2
Con- Rod. Length	158 mm

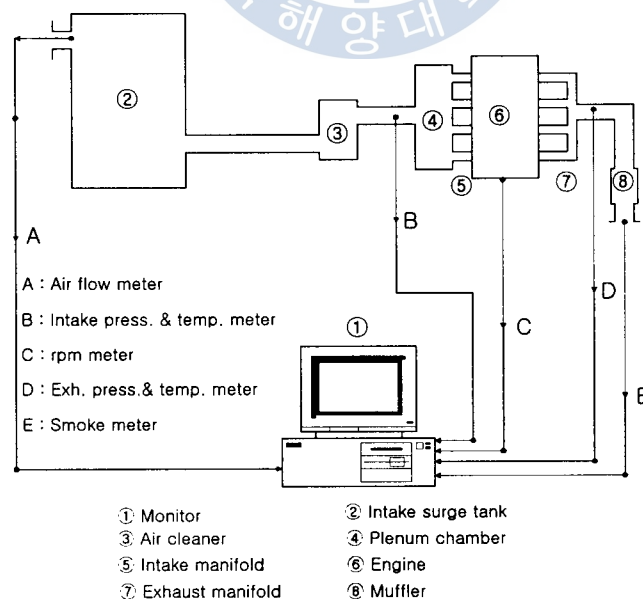


Fig 3.1 Schematic daigram of testing apparatus

3.1 흡·배기계의 계산모델

본 연구에서는 Fig. 3.2의 (a)와 같이 구성이 비교적 단순한 흡기계의 형태를 Box형 흡기계라 하고, (b)와 같이 흡기관의 효과를 적극적으로 이용하기 위한 흡기계의 형태를 Ram형 흡기계라 부르기로 한다. 또한 (c)와 같이 4개의 실린더에서 하나로 합쳐져 배출되는 배기계의 형태를 4·1형 이라 하고, (d)와 같은 배기계의 형태를 4·2·1형 이라 하기로 한다.

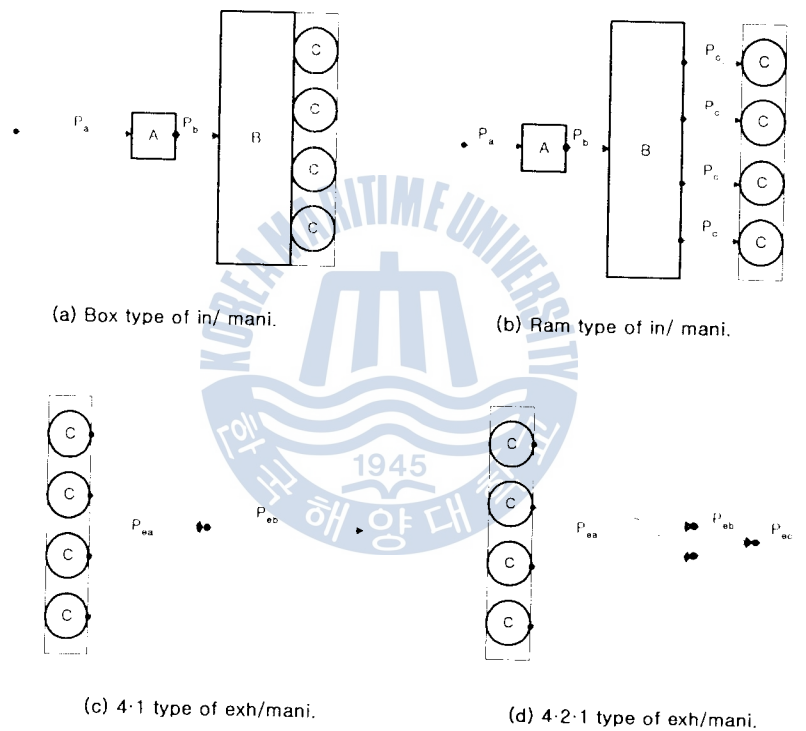


Fig. 3.2 Models of each intake and exhaust system

3.2 실험결과와 계산결과의 비교 분석

Fig. 3.3은 Box & 4·2·1형과 Ram & 4·2·1 및 Ram & 4·1형 흡·배기계의 실험결과와 계산결과를 나타내고 있다.

따라서, 계산결과는 실험결과와 비교하여 전체적으로 약간 높은 값을 나타내고 있으나 모든 경우에서 정성적으로는 물론 정량적으로도 비교적 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다. 그리고 실험결과와 계산결과와의 차이는 유량계수, 써지탱크 압력 및 각 벽면에서의 정확한 온도 등을 실험치에 더욱 가까운 값을 이용한다면 더욱 좁혀질 것으로 생각된다.

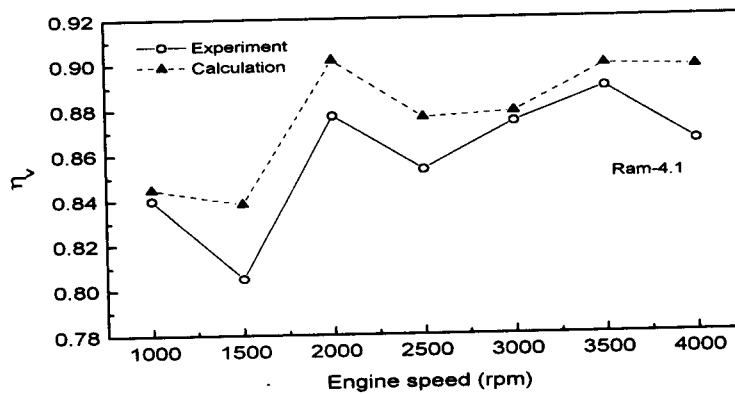
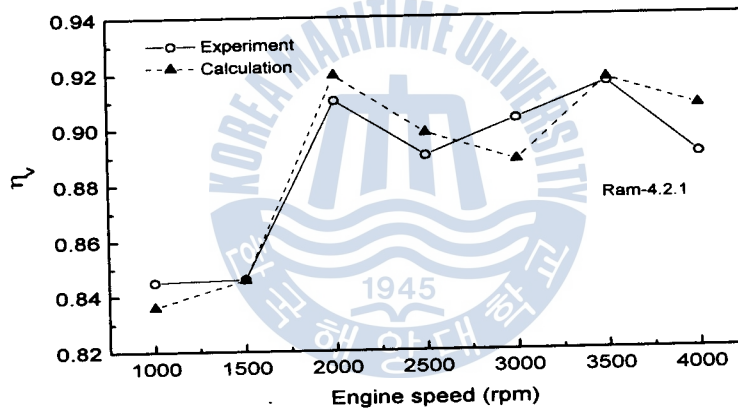
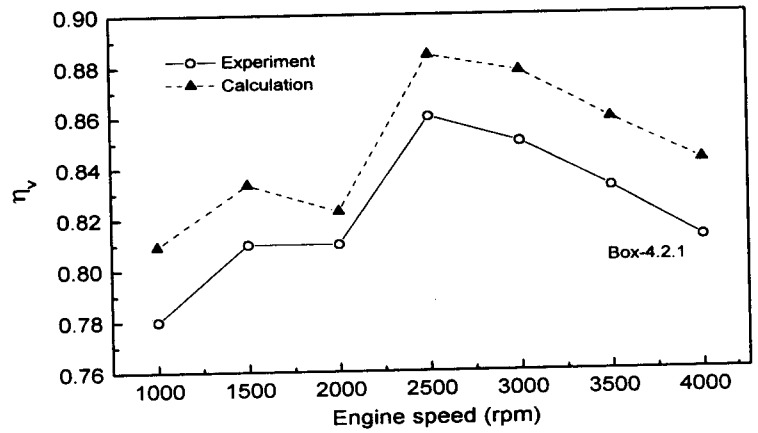


Fig. 3.3 Comparison of results between calculation and experiment

이상의 검토 결과로부터 판단할 때 본 프로그램에 의해 계산된 결과는 어느 정도 신뢰성이 입증되었다고 판단되므로 이후부터는 본 연구에서 개발한 프로그램으로 해석하였다.

4. 흡기 매니폴드 형상 및 길이 변화에 의한 체적효율 특성

4.1 기본계의 구성

일반적으로 Box형 흡기계는 흡기관 효과를 이용하는 면에서는 불리하지만, 구조가 단순하기 때문에 설치공간적인 면에서 유리한 장점을 가지고 있다. 또한 흡기관 효과를 적극적으로 이용하는 Ram형의 흡기계는 설치공간상의 어려움은 있으나, 저속토크의 개선 등, 토크 특성을 개선할 수 있기 때문에 왕복동 디젤기관의 문제점 중의 하나인 저속토크의 개선에 적극 이용되고 있다.

4.2 Box형 흡기계의 체적효율 특성

4.2.1 흡기관의 길이 변화에 의한 영향

Fig. 4.1은 V_p 의 용적이 1,000cc 이고, $P_b=70\text{cm}$, $V_a=7,000\text{cc}$ 일 때 P_a 의 길이를 각각 30, 40, 60, 90cm로 변경시킨 때의 체적효율 곡선의 변화를 보여주며, 동조회전속도를 같이 나타내었다. Fig. 4.2는 V_p 의 용적이 1,000cc 일 때 P_b 의 길이를 각각 30, 50, 70, 90cm로 변경시킨 때의 체적효율 곡선을 나타내고 있다. 이상의 검토결과로부터 Box형 흡기계에 있어서 각 구성요소가 체적효율에 미치는 영향을 검토함으로써 기본계(V_p 만의 흡기계 : 흡기관효과를 이용하지 않는 흡기계)에 비하여 체적효율을 향상시킬 수 있는 바람직한 흡기계를 선정할 수 있음을 알았다.

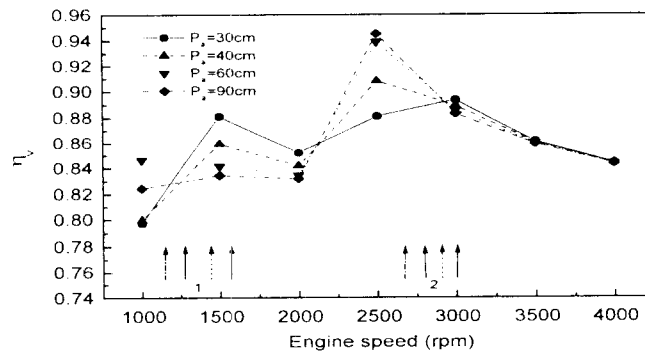


Fig. 4.1 Volumetric efficiency & resonant speed for various P_a ($V_p=1,000\text{cc}$, $P_b=70\text{cm}$, $V_a=7,000\text{cc}$)

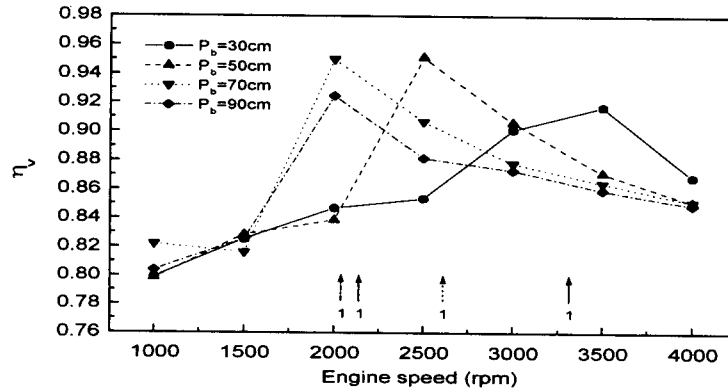


Fig. 4.2 Volumetric efficiency & resonant speed for various P_b ($V_p = 1,000\text{cc}$)

4.3 Ram형 흡기계의 체적효율 특성

4.3.1 흡기관의 길이 변화에 의한 영향

Fig. 4.3은 P_a 의 길이가 각각 20, 40, 60, 80cm인 경우의 체적효율 곡선을 나타내며, 동조회전속도도 같이 나타내었다. Fig. 4.4는 P_b 의 길이를 각각 30, 50, 60, 90cm로 변경시킨 경우의 체적효율 곡선을 나타내고 있다. Fig. 4.5는 흡기관 P_c 만이 있는 흡기계에서 관 P_c 의 길이를 각각 10, 40, 60, 70, 90cm로 변경시킨 경우의 체적효율의 계산결과를 나타내었다.

이상의 검토결과로부터 Ram형 흡기계에 있어서 관 P_a , P_b , P_c 의 길이가 길어짐에 따라 체적효율의 극대치가 나타나는 회전속도 영역과 동조회전속도가 저속측으로 이동하고 있음을 알 수 있다.

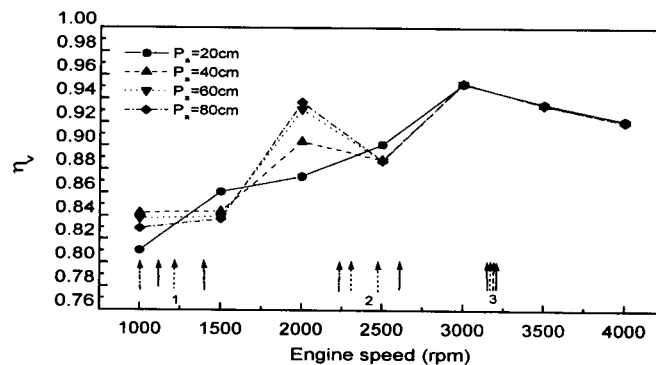


Fig. 4.3 Volumetric efficiency & resonant speed for various P_a ($P_c = 60\text{cm}$, $V_p = 1,000\text{cc}$, $P_b = 50\text{cm}$, $V_a = 9,000\text{cc}$)

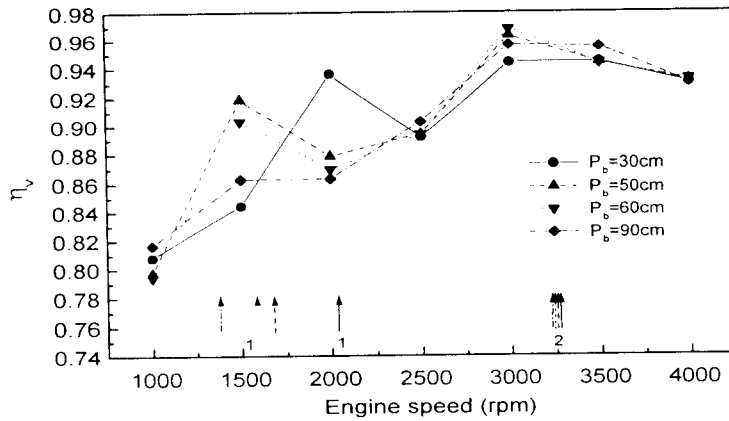


Fig. 4.4 Volumetric efficiency & resonant speed for various P_b ($P_c=60\text{cm}$, $V_p=1,000\text{cc}$)

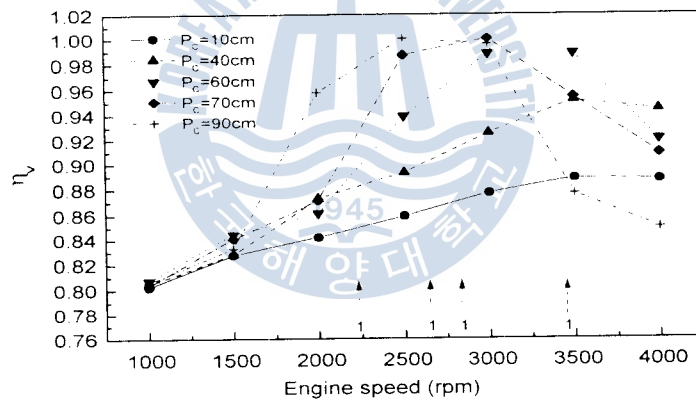


Fig. 4.5 Volumetric efficiency & resonant speed for various P_c

4.3.2 최적 흡기계의 설계방법

Fig. 4.6은 Box형과 Ram형의 계산에 의해 최적설계된 결과를 나타낸다. 점선으로 표시된 곡선은 Box형의 흡기계에서 플리넘챔버만의 결합계와 Ram형 흡기계에서 관 P_c 만 이 결합된 계를 나타내고 실선은 각 흡기계의 계산에 의한 최적설계 결과를 나타낸다.

이상의 흡기계 효과의 고찰로부터 흡기계의 설계에 있어서 Box형 흡기계는 흡기관 P_a 와 P_b 의 길이 결정이 체적효율의 특성을 결정하며, Ram형 흡기계의 경우, 원하는 회전 속도에서의 체적효율을 향상시키기 위해서는 흡기관 P_c 의 길이 결정이 중요함을 알았다.

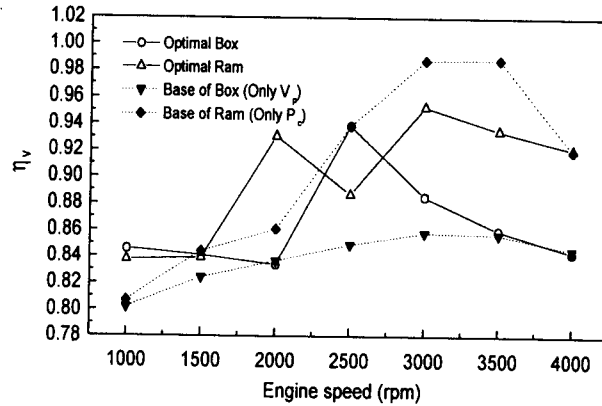


Fig. 4.6 Calculated results of optimal Ram and optimal Box

5. 공명흡기계 구성에 의한 체적효율 특성

5.1 공명기에 의한 Ram형 흡기계의 체적효율 특성

본 장에서는 Fig. 3.2(b)에 나타낸 Ram형의 기본계를 구성하여 각 구성요소에 공명기를 설치하여 공명기의 형상과 치수 및 위치에 따른 체적효율 곡선에 미치는 영향을 분석·검토하였으며, Fig. 4.6 에서와 같이 Optimal Ram형의 경우 1,500rpm 영역과 2,500rpm 영역에서 저하하는 체적효율의 특성을 개선하고자 한다. 그리고, 공명기의 공명회전속도 (n_R)는 공명기의 위치에 따라 관계하는 실린더수가 다르기 때문에 이를 고려하여 아래와 같이 구하였다.

$$n_R = 60 \cdot \nu_R \cdot \frac{2}{K}$$

여기서 ν_R : 공명기 고유진동수(Hz), K : 공명기에 관계하는 실린더수이다.

5.1.1 에어크리너에 공명기를 설치한 경우

Fig. 5.1은 에어크리너에 공명기를 설치하여 계산한 체적효율 곡선이며, 흡기계의 동조회전속도도 함께 나타내고 있다. 또한 공명기를 설치하지 않았을 때의 체적효율과 동조회전속도도 함께 나타내었다. Fig. 5.2는 공명기 용적을 3,000cc로 일정히 하고, 공명기 직경을 3.0, 4.0, 5.0cm로 변경하여 공명기 공명회전속도가 1,500rpm이 되도록 공명기 관의 길이를 결정하여 에어크리너에 설치한 경우의 체적효율 곡선을 보여주고

있다. Fig. 5.3은 전속도 1,500rpm에서 공명회전속도가 1,500rpm인 공명기를 에어크리너에 설치하였을 경우 공명효과가 가장 크게 나타나는 흡기계를 선택한 경우의 실린더내 압력파형, 실린더 흡입밸브 입구에서의 압력파형, 공명기내에서의 압력파형, 또한 에어크리너내의 압력파형을 도시한 그림으로써 흡기기간 중의 BDC부근의 압력파형으로부터 알 수 있는 바와 같이 본래의 흡기계가 가지고 있는 동적효과(관성효과 및 맥동효과)에 공명기의 공명효과가 첨가되어 압력파형의 진폭이 크게 나타나고 있으며, 특히 흡입밸브의 닫힘시기에서의 압력파형으로부터 관성효과의 증대보다 공명기 공명효과의 증대가 커졌음을 확인할 수 있다.

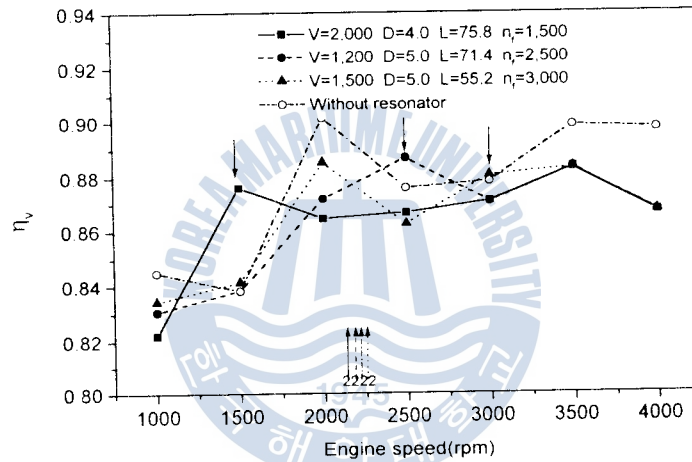


Fig. 5.1 Calculated results of volumetric efficiency

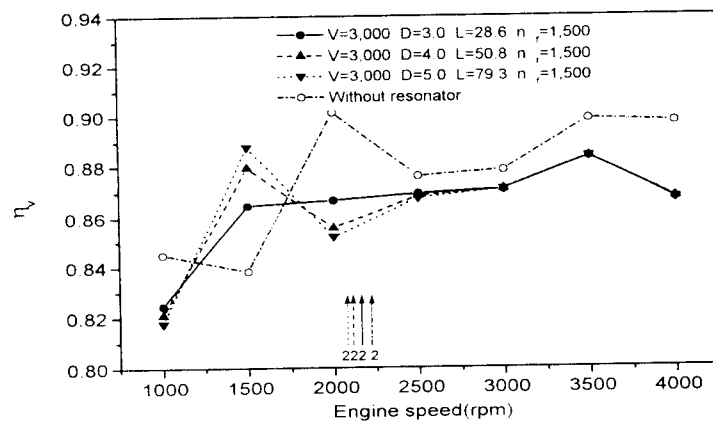


Fig. 5.2 Calculated results of volumetric efficiency

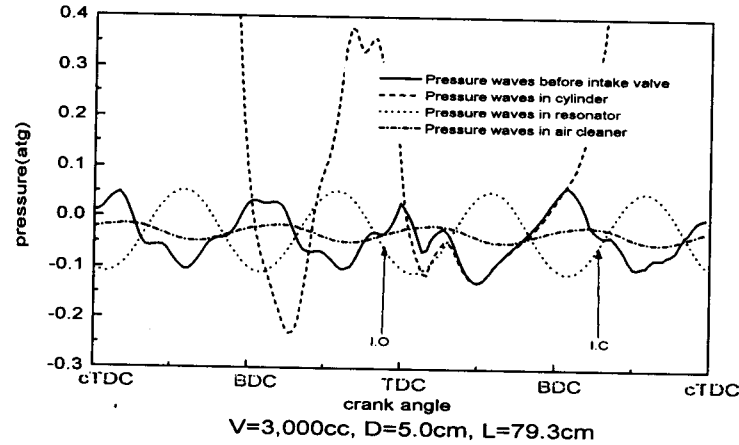


Fig. 5.3 Comparison of pressure waves for intake system at 1,500rpm

이상의 검토결과로부터 에어크리너에 공명기를 설치함으로 공명기 설치에 따른 전 흡기계의 동조회전속도의 영향보다, 공명기 공명효과에 따라서 체적효율이 증대하는 것을 볼 수가 있었으며, 또한 공명기 공명효과가 적게 나타날 경우에는 본래의 흡기계가 가지는 동적효과에 따라 체적효율이 증대함을 볼 수 있다. 특히 공명기의 공명효과는 공명관의 직경에 의한 영향이 가장 크고 다음으로 공명기의 용적이 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.

5.1.2 흡기관에 공명기를 설치한 경우

Fig. 5.4, 5.5는 관 P_b 에 공명기를 설치한 경우의 체적효율 곡선으로써, Fig. 5.5는 공명관 직경의 영향을 파악하기 위하여 같은 공명회전속도를 가지면서 직경이 다른 공명기를 부착한 경우의 계산결과이다. Fig. 5.6, 5.7은 관 P_c 각각에 1개씩 4개의 공명기를 설치한 경우의 계산결과로써, Fig. 5.7은 공명회전속도를 3,000rpm, 공명기 용적의 값을 15,000cc로 일정히 하고 공명관의 직경 D 를 3.5, 4.0, 4.5cm로 변경한 경우의 체적효율 곡선으로 공명기 직경에 의한 영향은 분명하지 않으나 이는 흡기계 전체의 3차 동조회전속도에 의한 영향이 동시에 나타나고 있기 때문으로 판단된다.

이상의 검토로부터 관 P_b , 관 P_c 에 공명기를 설치하면, 공명기의 공명회전속도에 따라 체적효율이 증가함을 볼 수가 있고 이는 에어크리너에 공명기를 설치한 경우와 같은 경향을 나타내었다. 특히 관에 공명기를 설치하면 기본 흡기계가 가지고 있는 동적효과를 충분히 이용하면서 공명기 공명효과를 이용할 수 있으므로 바람직한 흡기계를 구성할 수 있음을 알 수가 있다. 또한 실린더와 가깝게 위치할 수록 공명기 공명효과

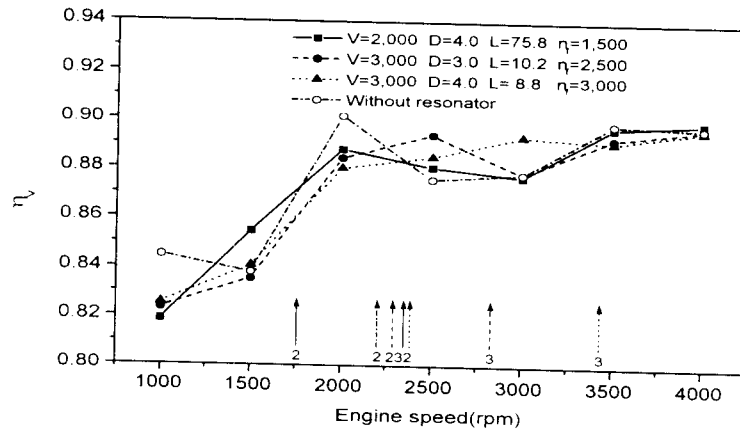


Fig. 5.4 Calculated results of volumetric efficiency

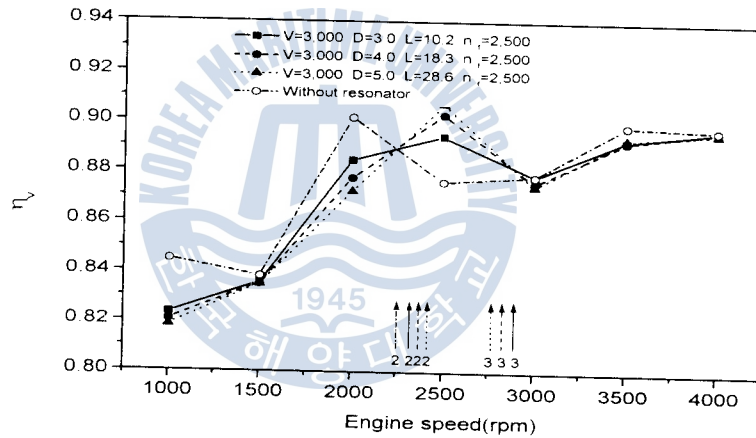


Fig. 5.5 Calculated results of volumetric efficiency

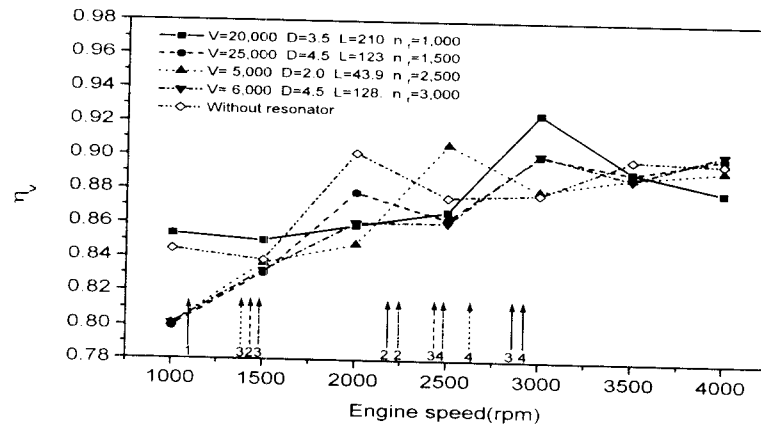


Fig. 5.6 Calculated results of volumetric efficiency

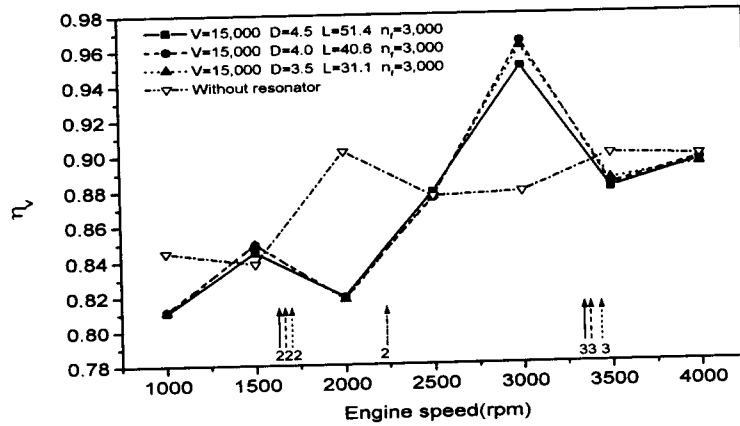


Fig. 5.7 Calculated results of volumetric efficiency

가 더 크게 작용하고, 공명기 공명회전속도 이외의 회전속도에서는 공명기를 설치하지 않았을 경우보다 체적효율이 더 낮아지는 것을 알 수가 있다.

5.2 공명기의 위치에 의한 영향

5.2.1 저속영역에서의 개선효과

Fig. 5.8은 Ram형 흡기계의 각 부위(에어크리너, 관 P_b, 관 P_c)에 공명회전속도 1,500rpm의 공명기를 설치하여 계산한 체적효율 곡선이다. 또한 공명기 설치에 따른 전 흡기계 동조 회전속도도 함께 나타내고 있다.

이상의 검토로부터 에어크리너에 설치한 경우, 공명효과가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

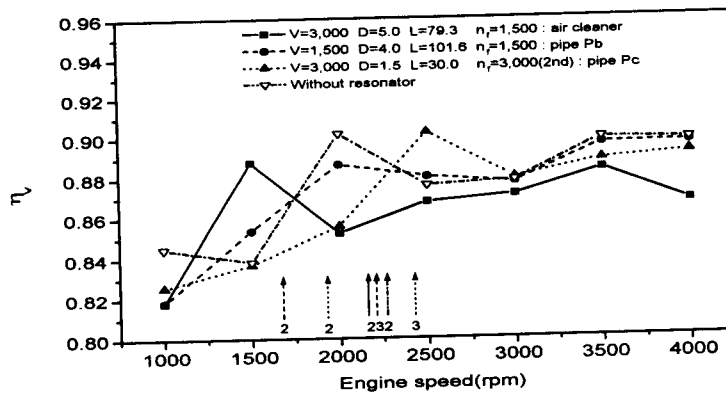


Fig.5.8 Calculated results of volumetric efficiency for intake system

5.2.2 고속영역에서의 개선효과

Fig. 5.9, 5.10은 Ram형 흡기계의 각 부위(에어크리너, 관 P_b, 관 P_c)에 공명회전속도 2,500rpm의 공명기를 설치한 경우의 계산결과로써, Fig. 5.10의 기본 흡기계의 체적효율특성은 2차의 동조회전속도가 1,500rpm에 존재하며, 그 동조회전속도가 존재하는 회전속도에서 체적효율이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이상의 검토로부터 실린더와 근접한 관 P_c에서 공명효과가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

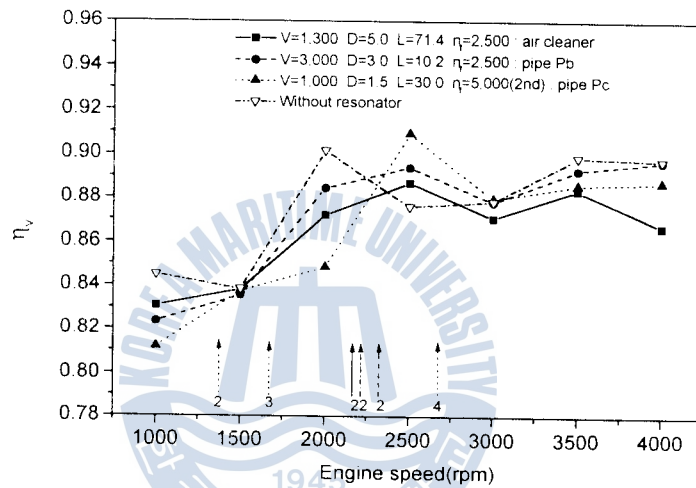


Fig. 5.9 Calculated results of volumetric efficiency for intake system

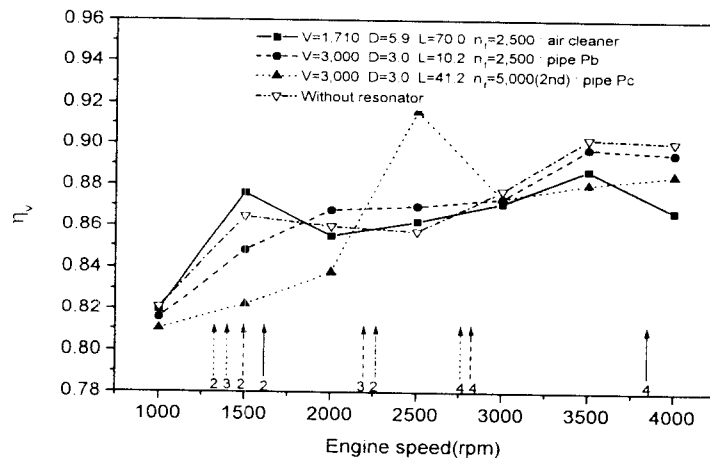


Fig. 5.10 Calculated results of volumetric efficiency for other intake system

5.2.2 고속영역에서의 개선효과

Fig. 5.9, 5.10은 Ram형 흡기계의 각 부위(에어크리너, 관 P_b, 관 P_c)에 공명회전속도 2,500rpm의 공명기를 설치한 경우의 계산결과로써, Fig. 5.10의 기본 흡기계의 체적효율특성은 2차의 동조회전속도가 1,500rpm에 존재하며, 그 동조회전속도가 존재하는 회전속도에서 체적효율이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이상의 검토로부터 실린더와 근접한 관 P_c에서 공명효과가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

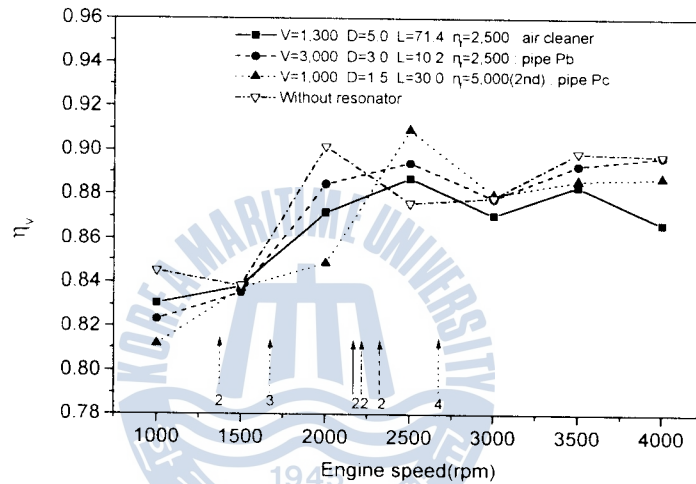


Fig. 5.9 Calculated results of volumetric efficiency for intake system

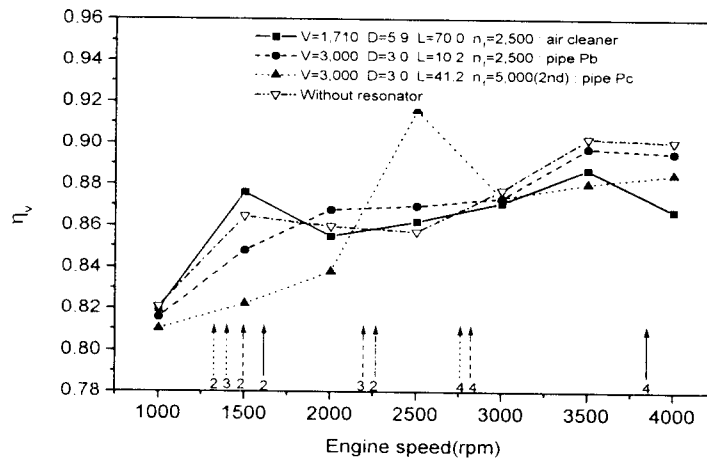


Fig. 5.10 Calculated results of volumetric efficiency for other intake system

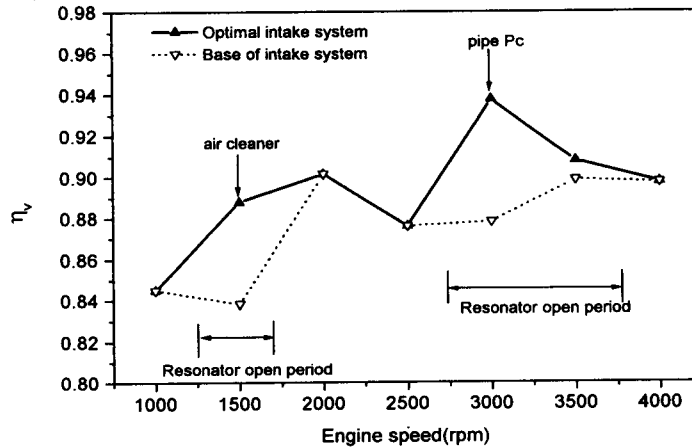


Fig. 5.11 Calculated results of optimal intake system

5.2.3 공명효과의 제어 시스템

Fig. 5.11은 공명기를 이용하여 최적설계된 계산결과를 나타내고 있다. 점선으로 표시된 곡선은 공명기를 설치하지 않았을 경우의 체적효율 곡선이며, 실선으로 표시된 곡선은 공명기를 각각 에어크리너와 관 P_c 에 설치하여 최적화시킨 체적효율 곡선을 나타내고 있다.

6. 배기 매니폴드 형상 및 길이 변화에 의한 체적효율 특성

배기 매니폴드에 있어서도 흡기 매니폴드의 경우와 마찬가지로 동적효과가 존재하기 때문에 체적효율 및 펌프손실에 영향을 미치게 된다. 그러나 흡입과정에는 밸브접침기간에만 영향을 미치므로 체적효율에 미치는 영향은 적고, 블로우다운시 맥동진폭이 크기 때문에 펌프손실과 배기간섭에 크게 영향을 미친다.

6.1 기본계의 구성

본 연구에서는 4기통 디젤기관에서 주로 사용하고 있는 4·1형에 비하여 배기간섭을 줄이는 형상인 4·2·1형, 4·2·2형, 4·4형으로 모델링하여 배기관 형상의 변화에 의한 체적효율 특성 및 기관성능에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통하여 연구·분석하였다. 모델링 형상은 Fig. 6.1에 나타내었다.

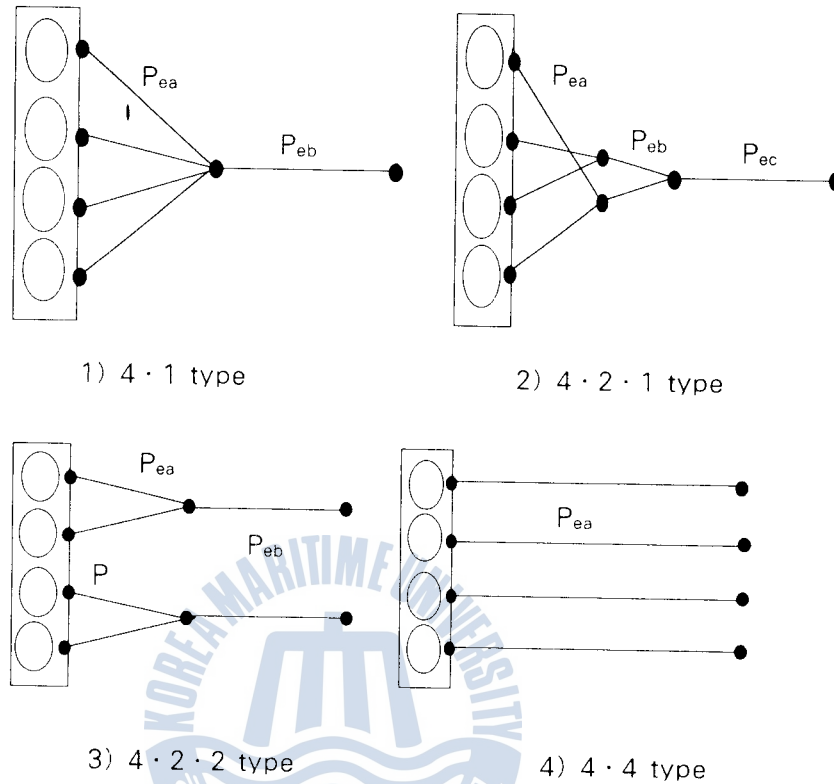


Fig. 6.1 4 Models of exhaust manifold

6.2 배기간섭을 고려한 배기 매니폴드의 체적효율 특성

6.2.1 접속부 관 직경에 의한 체적효율 특성

관 직경은 유동저항에 영향을 미치기 때문에 체적효율에도 영향을 미치게 된다. 따라서 복잡한 매니폴드의 경우 관 직경의 선택도 매니폴드의 설계에 중요한 인자가 된다. 일반적으로 복잡한 매니폴드의 경우 관 직경의 결정은 배기가스의 유동저항을 고려하여 급격한 단면적의 변화와 유속의 변화를 피할 수 있도록 설계한다. 따라서 관 집합부에서의 출구측 관 내경(D_0)은 다음과 같은 방법으로 결정한다.

$$D_0 = C\sqrt{k} \cdot D_1$$

여기서 k 는 유입측 집합관수, C 는경험계수(0.93), D_1 는 입구측 관 내경 Fig. 6.2는 4·2·1형 배기 매니폴드에서 브랜치 접속부 내경 변화에 의한 기관속도별 체적효율을 나타내었다. 그림에는 각관의 연결 부위의 관 직경을 나타낸 것으로 예를 들면 $\phi 38$ - $\phi 38$ - $\phi 50$ - $\phi 50$ 의 경우 관 P_{ea} 의 입·출구 직경은 각각 $\phi 38$ mm인 직관이고, 관 P_{eb} 의

입·출구 직경은 각각 $\phi 38\text{mm}$, $\phi 50\text{mm}$ 로 테이퍼관을 의미하며, 관 P_{ec} 는 입·출구 직경이 각각 $\phi 50\text{mm}$ 인 직관을 의미 한다. 그림으로부터 관 요소별 직경의 선택도 체적효율에 영향을 미침을 알 수 있다.

6.2.2 각 관요소의 길이 변화에 의한 체적효율 특성

Fig. 6.3~6.5는 4·2·1형 배기 매니폴드에서 각 관요소의 길이 변화에 의한 기관속도별 체적효율 특성을 각각 나타내었다.

이상의 검토로부터 실린더 헤드에 가까운 관 P_{ec} 요소의 영향은 착화순서가 이웃하는 실린더의 배기과정에 영향을 미치게 되어, 배기간섭을 일으키게 한다. 또한 실린더 헤드로부터 멀리 떨어진 관 P_{ea} 요소는 동적효과에 의하여 전회전속도 영역에서 영향을 미치게 됨을 확인 할 수 있다. 4·1형 배기 매니폴드에서도 각 관요소가 체적효율에 영향을 미치는 경향은 동일하다.

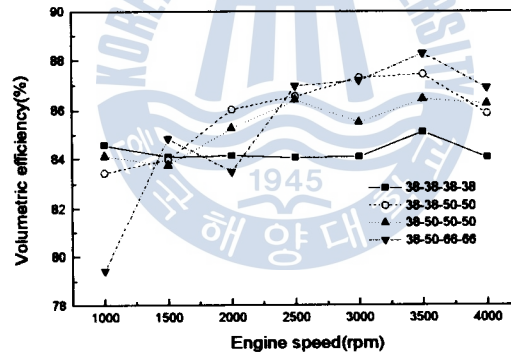


Fig. 6.2 Calculated results of volumetric efficiency for 4·2·1 type by diameter

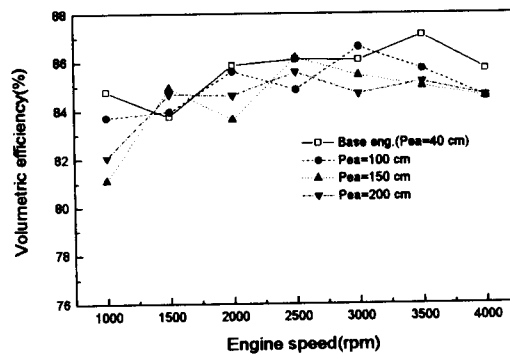


Fig. 6.3 Calculated results of volumetric efficiency for 4·2·1 type by P_{ea}

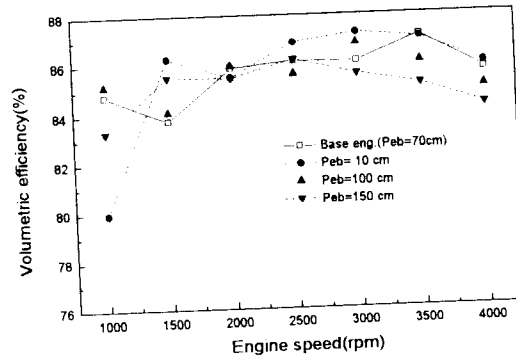


Fig. 6.4 Calculated results of volumetric efficiency for 4·2·1 type by P_{eb}

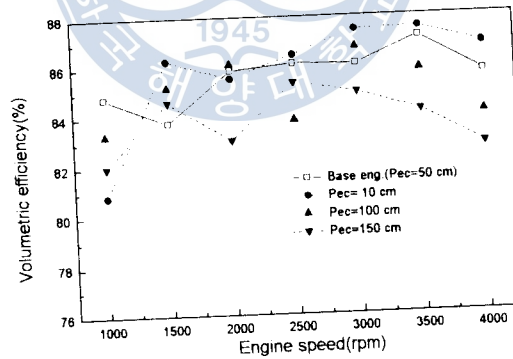


Fig. 6.5 Calculated results of volumetric efficiency for 4·2·1 type by P_{ec}

6.3 각 배기 매니폴드 형상에 의한 성능비교

Fig. 6.1에서 모델링한 4가지의 배기계 형상 변화에 따른 체적효율, 가스교환손실(펌프손실), 도시평균유효압력을 Fig. 6.6~6.8까지 기관속도별로 비교하여 나타냈다. 그림들로부터 배기 매니폴드에 의하여 기관의 성능이 달라짐을 알 수 있다.

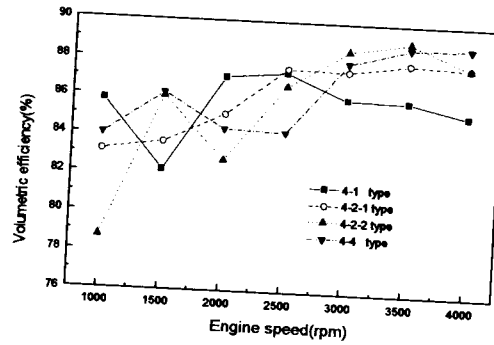


Fig. 6.6 Calculated results of volumetric efficiency for 4 models

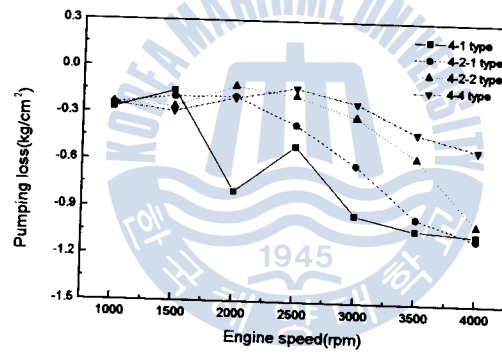


Fig. 6.7 Calculated results of pumping loss for 4 models

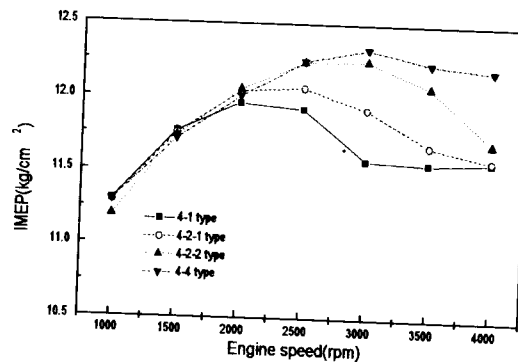


Fig. 6.8 Calculated results of indicated mean effective pressure for 4 models

7. 흡·배기 밸브에 의한 배기 배출 특성

본 연구에서는 콤팩트 하면서도 각 기통별로 EGR량을 일정하게 공급할 수 있는 내장형 EGR 시스템을 도입하여 차량탑재성 및 연비측면에서도 유리한 내장형 EGR 시스템의 가능성에 관하여 검토하고자 한다. 내장형 EGR 시스템이란 실린더 헤드내에 배기가스를 잔류시키므로써 EGR 효과를 볼 수 있는 수법으로 EGR율에 영향을 미치는 인자로는 흡·배기 밸브의 타이밍 및 리프트량 등이 있다. 따라서 본 연구에서는 흡·배기밸브의 타이밍 및 리프트량의 변화에 의한 실린더내 잔류가스량 및 체적효율의 변화를 분석·검토하였다. 연구방법으로는 흡·배기만의 효과를 분명히 하기 위해서 흡·배기 매니폴드가 없는 단기통 기관을 모델 1로 하였으며 또한 실제 4기통 4행정 기관을 모델 2로 해서 확인 하였다.

7.1 EGR율 목표치 및 문제점

물론 날이 갈수록 엄격해져가는 에미션 규제에 대응하기 위해서 부실식 기관에서도 EGR 시스템을 채택하고 있는 실정이지만 훨씬 많은량의 EGR율을 요구하는 직접분사식 기관에 있어서는 흡·배기 차압(ΔP)만으로는 요구 EGR율을 만족할 수 없기 때문에 ΔP 를 크게 할수 있는 부대장치가 동원되지 않으면 안되는 실정이다. 부대장치로는 플랩 밸브를 설치하여 ΔP 를 강제적으로 크게 해주는 방법과 EGR 밸브 2개를 동시에 설치해 주는 방법이 있으나 현실적으로는 효과가 큰 플랩 밸브 설치식을 채용하고 있다.

7.2 흡·배기 밸브의 최적화

7.2.1 흡·배기 매니폴드가 없는 단기통 기관의 경우

1) 흡·배기 밸브 리프트 변경에 의한 체적효율 및 실린더내 잔류가스량

Fig. 7.1에서와 같이 모델 엔진을 기준으로 하여 흡·배기 밸브의 리프트를 변경하면 리프트 증가시에는 체적효율이 3,000rpm 이하의 저속구간으로 갈수록 감소하여 약 2%까지 감소하고 그 이상의 고속구간에서는 약 1%까지 증가한다. 또한, 리프트 감소시에는 2,900rpm 이하의 저속구간으로 갈수록 증가하여 약 3%까지 증가하고 그 이상의 고속구간에서는 약 2%까지 감소한다. 그리고 흡기 밸브의 리프트 변경시가 배기 밸브의 리프트 변경시보다 약 2배 정도 더 효과가 있었다.

실린더내 잔류가스량은 Fig. 7.2에서와 같이 체적효율 곡선과 정반대 현상을 나타내고 있다.

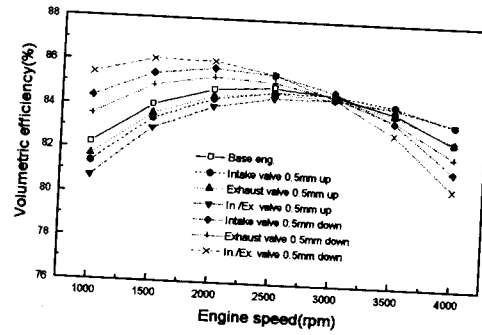


Fig. 7.1 Calculated results of volumetric efficiency by intake & exhaust valve lift

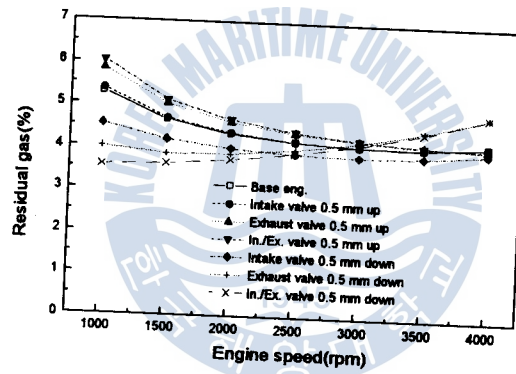


Fig. 7.2 Calculated results of residual gas by intake & exhaust valve lift

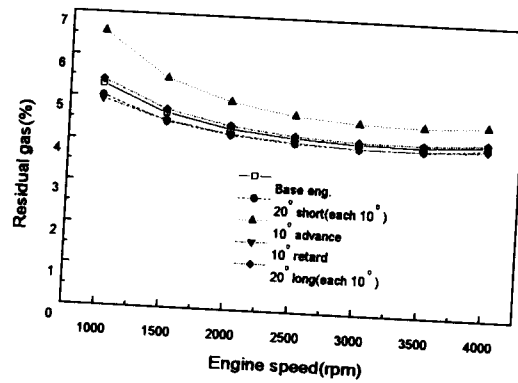


Fig. 7.3 Calculated results of residual gas by intake valve timing

2) 흡·배기 밸브의 개폐시기에 의한 실린더내 잔류가스량

Fig. 7.3에서는 흡기 밸브의 개폐시기에 의한 실린더내의 잔류가스량을 나타내고 있으며, Fig. 7.4에서는 배기 밸브의 개폐시기에 의한 실린더내의 잔류가스량을 나타내고 있다. 또한 Fig. 7.5에서는 흡·배기 밸브의 개폐시기에 의한 실린더내의 잔류가스량을 나타내고 있다.

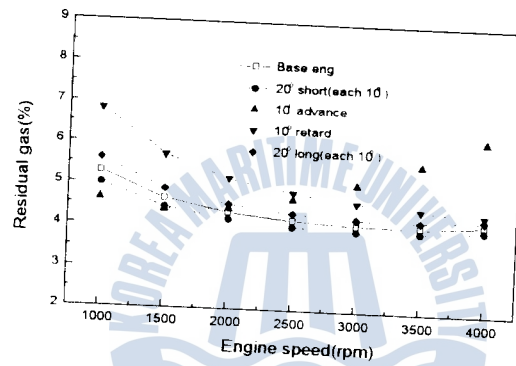


Fig. 7.4 Calculated results of residual gas by exhaust valve timing

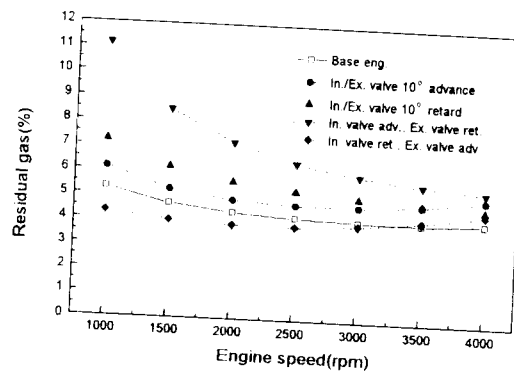


Fig. 7.5 Calculated results of residual gas by intake & exhaust valve timing

이상의 검토결과로부터 흡기 밸브를 전진시키고 배기 밸브를 후진시키면 저속구간에서 잔류가스량을 증가시킬 수 있으며, 여기에 부가하여 흡·배기 밸브의 리프트를 동시에 증가시키면 잔류가스량을 극대화 시킬수 있음을 알 수 있으며, 흡기 밸브를 전진시키면 고속구간에서 잔류가스량을 증가시킬 수 있음을 알 수 있다.

7.2.2 흡·배기 매니폴드가 있는 4기통 기관의 경우

1) 흡·배기 밸브의 개폐시기에 의한 실린더내 잔류가스량

Fig. 7.6에서와 같이 실린더내 잔류가스량은 흡·배기 매니폴드가 없는 단기통 기관에서 검토한 결과와 경향이 동일함을 알 수 있다. 즉, 흡기 밸브를 전진시키고 배기 밸브를 후진 시키면 잔류가스량은 저속으로 갈수록 점점 증가해서 약 6% 정도까지 증가함을 알 수 있다.

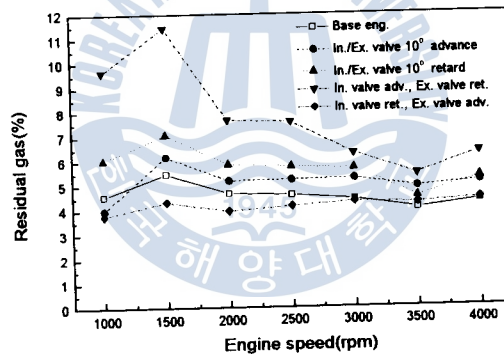



Fig. 7.6 Calculated results of residual gas by intake & exhaust valve timing

8. 결 론

이상에서와 같이 4실린더 4행정사이클 디젤기관을 모델로 하여 음향이론 프로그램과 성능예측 프로그램을 이용한 수치계산과 실제 실험을 통하여 흡·배기계 및 공명 흡기계 구성에 의한 체적효율 특성을 연구·분석하였고, 흡·배기 밸브의 타이밍 및 리프트량의 변화에 의한 내장형 EGR 시스템 개발 가능성을 확인하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 음향이론에 의한 동조회전속도는 정량적 해석결과의 체적효율 극대점들과 비교적 잘일치하므로 흡·배기계 설계시 초기단계에서 음향이론에 의한 정성적 해석방법을

- 이용하면 최적의 흡·배기계를 효과적으로 예측할 수 있음을 알았다.
2. 다실린더기관의 경우 흡기관효과를 적극적으로 이용하는 것이 바람직하며, 특히 4실린더 기관과 같이 매니폴드가 복잡한 경우에 있어서는 2, 3차 동조회전속도까지도 적극적으로 이용할 필요가 있음을 알았다.
 3. 공명기를 흡기계 각 부위에 설치함으로써 체적효율은 공명기 공명회전속도에서 증가하며, 공명기의 공명회전속도와 전흡기계 동조회전속도를 고려함으로써 바람직한 흡기계를 설계할 수 있음을 알았다. 또한, 4실린더 흡기계에 공명기를 이용할 경우 공명기를 에어크리너에 설치하면 저속영역, 관 P_b 에 설치하면 중속영역 (2,500rpm~3,000rpm) 그리고 실린더와 인접한 관 P_c 에 공명기를 설치하면 중·고속영역에서 체적효율을 향상시킬 수 있음을 알았다.
 4. 배기계 설계에 있어서 가장 중요한 관점은 배기간섭을 억제하여 실린더내의 잔류가스량을 줄이는 것이며, 특히 4·2·1형 배기 매니폴드의 경우 관 집합부의 내경은 식 $D_0 = C\sqrt{k} \cdot D_1$ 에 의하여 결정하는 것이 가장 바람직함을 확인하였다.
 5. NOx를 저감시키는 기술로는 지금까지 냉각식 EGR, 플랩 밸브가 부착된 EGR 시스템이 나오고 있으나 앞으로 더욱더 엄격해질 에미션 규제치를 만족시키기 위해서는 현 EGR 시스템에 부가하여 내장형 EGR 시스템을 이용하는 것이 바람직함을 확인하였다.



1945
참고 문헌

1. 嶋本 讓, “吸·排氣管의 利用(上)”, 內燃機關 Vol.10, No.108, pp. 93~100, 1971.
2. 嶋本 讓, “吸·排氣管의 利用(下)”, 內燃機關 Vol.10, No.111, pp. 89~95, 1971.
3. Y. Shimamoto et al, “An Attempt to Improve the Characteristics of Volumetric Efficiency by a Resonator in 4 Cycle Diesel Engines”. JSME vol 52, No. 478, 1986.
4. 嶋本 讓, “吸氣管效果による 四サイクル ディーゼル機關體積效率の平たん化”, 日本機械學會論文集 第 478号 編, 1987. 6.
5. R.S. Benson, “A Comprehensive Digital Computer Program to Simulated a Compression Ignition Engine Including Intake and Exhaust System”, SAE Paper No. 710173, 1971.
6. R.S. Benson, “The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine”, Volume 1. 1982
7. 畑, 外2名, “2サイクルエンジンの 吸氣 系改良について-YEISによる燃費, 性能改善”, 內燃機關, Vol. 20, No. 246, pp. 9~17, 1981.2.
8. K. Hatamura, et al, “Mazda’s New V-6 Gasoline Engine and It’s Innovate Induction

- System", SAE Paper No. 871977, pp. 994-1007, 1987.
9. G. CSER, "Double resonance system a new way to improve the low speed operation of supercharged engine", Proc. I. Mech. E., pp. 51~57.
 10. 최재성, "흡·배기계통을 포함한 4행정 디젤기관의 성능예측 시뮬레이션 프로그램의 개발", 한국박용기관학회지, 제 13권 3호, 1989. 8.

