

흡기다기관 시스템의 구조진동 저감에 대한 연구

A Study on Reduction of Structural Vibration of an Intake Manifold System

윤 성 호*, 이 귀 영*
S. H. Yoon, K. Y. Lee

ABSTRACT

Vibration of intake manifold is important as it could worsen the noise levels radiated from surface itself and support bracket, and it eventually leads to the failures of a Throttle Position Sensor and an Idle Air Control Valve. In this study, structural modification method is proposed to reduce structural vibration of an intake manifold system. At first, vibration problems are identified through tests on a running engine. Then modal data acquired by modal testing and finite element analysis are helpful to understand vibration mechanism of the system, and used as the design guide when structural modifications are attempted. After the system model is validated by comparison of the modal data obtained from analysis and experiment, iterative calculations are performed to find optimized structure of the system by finite element analysis. As a result, a newly designed plenum bracket is suggested in such a way that the intake manifold is stiffened, and that design of the support bracket is changed in terms of bolting position, thickness, shape, and minimum weight increase. Finally, it is shown that a new design achieves a significant reduction of vibration of an intake manifold system and it is confirmed by tests on a running engine.

1. 서 론

엔진 흡기다기관을 진동시키는 원인은 흡기 다기관 내의 요동하는 공기 유동(Pulsating air flow)과, 실린더 블록으로부터 헤드를 거쳐서 흡기다기관으로 전달되는 가진력으로 나눌 수 있다.¹⁾

이러한 가진원으로 인한 흡기다기관의 진동은 스로틀 바디(Throttle body)로 전달되는

데, 그 정도가 심할 경우에는 흡기 다기관에 장착되어 있는 TPS(Throttle Position Sensor, 스로틀 밸브 개도를 감지하는 센서)와 IACV(Idle Air Control Valve, 공회전시 흡기 다기관으로 공급되는 공기를 조절하는 밸브)를 가진시켜서 이들을 파손시키는 원인이 된다. 또한 흡기 다기관의 진동은 가속 조절 케이블(Acceleration Control Cable)을 거쳐서 가속 페달(Acceleration Pedal)

*대우자동차 기술연구소

**대우자동차 기술연구소, 정회원

로 전달되어 운전자의 승차감을 악화시키는 원인이 되기도 한다. 그리고 흡기 대기관의 진동은 이를 지지해 주는 서포트 브라켓(Support Bracket, 이하 브라켓이라 칭한다)을 가진시켜 흡기대기관과 브라켓 표면으로부터 방사되는 소음 수준에 악영향을 끼치기도 한다.²⁾

따라서 본 연구는 흡기대기관과 브라켓의 구조를 변경하여 동특성을 향상시키므로써 흡기대기관 시스템(흡기대기관과 서포트 브라켓을 합친 것을 말하며 이하, 시스템이라 칭한다)의 진동을 저감하고자 함에 그 목적이 있다.

먼저 운전 중의 엔진 진동 실험을 거쳐 현 엔진의 진동 특성과 문제점을 파악하였다. 다음, 모달 테스트와 유한요소해석을 수행하여 구한 모달 데이터를 가지고 수치해석 모델을 검증함과 아울러 흡기대기관의 진동 구조를 이해하는데 이용하였다. 이렇게 검증된 모델을 기초로 하여 운전 중의 엔진 진동 실험과 모달 테스트 및 유한 요소 해석에서 얻은 데이터를 설계 가이드로 삼아 시스템의 진동 저감을 위하여 플레넘(Plenum) 브라켓을 새로 설계하였다. 또한 브라켓 자체 진동과 흡기대기관의 진동을 효과적으로 저감시키고 동시에 브라켓의 설치로 인한 엔진 중량 증가와 소음 방사 면적의 최소화를 함께 고려하면서, 브라켓의 취부 위치와 갯수, 두께, 모양을 설계 변수로 하여 이를 재설계하였다.

최종적으로 유한 요소 해석으로 설계한 것들을 시제작하여 엔진에 조립한 후 확인실험을 한 결과, 이들이 시스템의 진동 저감에 효과가 있음을 확인하였다.

2. 본 론

시스템의 구조 진동을 저감하기 위한 절차를 Fig.1에 표시하였다. 크게 운전 중의 엔진 진동 실험과 모달 테스트 및 유한요소 해석으로 나눌 수 있으며, 이에 대한 내용은 다음과 같다.

2.1 운전중의 엔진 진동 실험

현 엔진의 흡기대기관과 브라켓의 진동이 시스템 전체 진동에 어떠한 영향을 미치는지를 파악하기 위해 Fig.2와 같이 엔진 동력계실(DYNAMO.LAB.)에서 운전 중인 엔진의 흡기대기관과 브라켓 위에 가속도계를 부착하여 진동신호를 획득하고 이를 FFT ANALYZER를 통해 원하는 데이터로 처리하였다. 실험은 두가지 경우에 대해서 수행하였는데, 첫째로 흡기대기관 자체의 진동 현상을 파악하기 위하여 브라켓을 탈거한 후에 1차부터 25차(Order)까지의 진동 성분 중에서 어느 것이 심한 진동 수준을 나타내는지를 알기 위하여 차수 분석(Order Analysis)을 실시하였다. 또한 이러한 차수들이 어느 특정 엔진 회전수와 주파수에 해당하는지를 파악하기 위하여 차수 트래킹(Order Tracking)을 수행하였다. 둘째로 흡기대기관의 진동에 브라켓이 미치는 영향을 파악하고 아울러 브라켓 자체의 진동을 파악하기 위하여 전자의 경우와 같은 방법으로 차수 분석과 차수 트래킹을 실시하였다. 이와 같은 실험으로 획득한 진동 신호는 문제가 되는 진동 현상을 파악하는데 활용되었으며, 또한 시스템의 진동을 저감시키기 위하여 구조 변경을 실시할 때 Fig.1에서 알 수 있듯이 설계 가이드로 이용하였다.

2.2 모달 테스트 (Modal Testing)

본 연구에서 모달 테스트로 얻은 모달 데이터(Modal Data)는 유한 요소법을 이용한 자유진동 해석으로 구한 것과 비교하여 모델을 검증하는데 이용하였다. 또한 이 모달 데이터는, 운전 중의 엔진 진동 실험에서 파악할 수 있었던 흡기대기관과 브라켓의 진동 현상과 모달 데이터로 파악할 수 있는 고유 진동 특성을 관련지어 진동 저감을 위한 구조 변경시에 운전 중의 진동 신호와 마찬가지로 설계 가이드로 이용하였다. 모달 테스트의 실험 장치의 개략도를 Fig.3에 도시하였으며 실험은 세가지 경우에 대해서 실시하였다. 첫

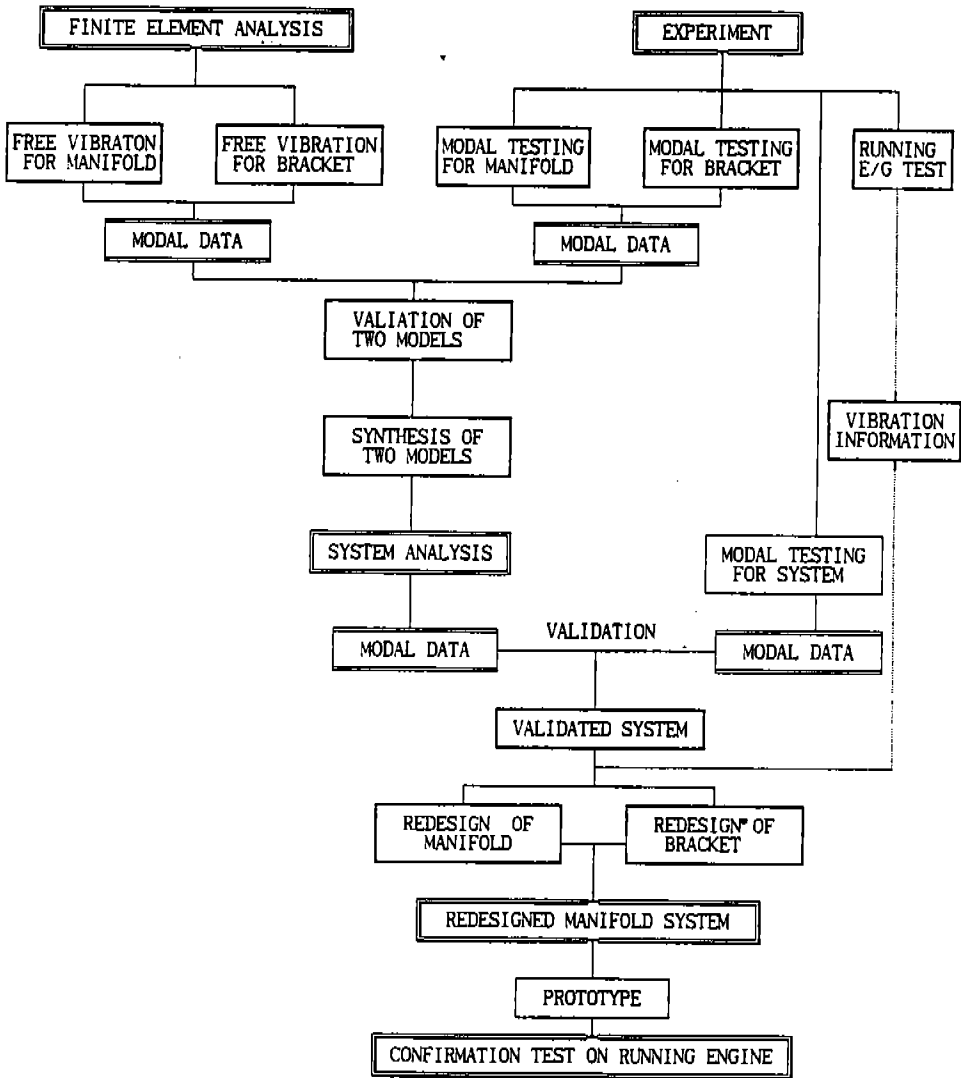


Fig. 1 Procedure of design for intake manifold system

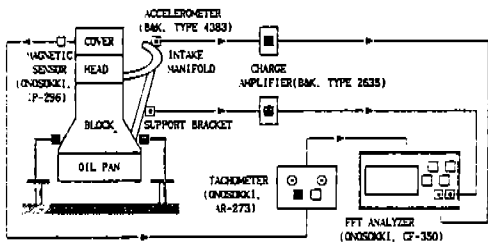


Fig. 2 Experimental setup of vibration test on running engine

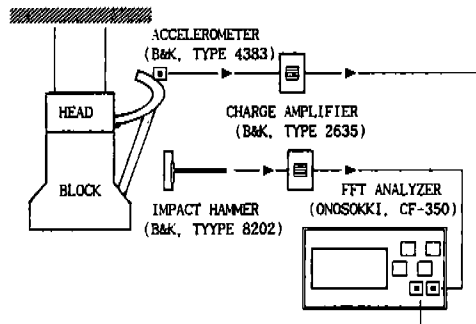


Fig. 3 Experimental setup of modal testing

책로 자유-자유 상태 (Free-Free Condition)의 흡기다기관과 브라켓의 유한요소 모델에 의한 동특성을 검증하기 위하여 이들 각각에 대한 모달 테스트를 하였으며, 다음에 실제로 실린더 헤드에 볼트로 장착된 흡기다기관과, 실린더 블록에 장착된 브라켓에 대한 모델의 경계 조건을 검증하기 위해서 이들에 대한 실험을 수행하였다. 마지막으로 실제 흡기다기관과 브라켓이 두 지점에서 볼트로 연결된 시스템에 대한 동특성을 구하여 이에 상응하는 모델의 연결 조건을 검증하였다.

2.3 유한요소해석

유한요소해석은, 자유진동 해석을 통한 흡기다기관 시스템의 진동 구조 (Vibration Mechanism)에 대한 이해와 더불어 모달 테스트로 구한 동특성과 비교하여 검증된 시스템 모델을 기본 모델로 하여 수치해석을 통해 필요 설계 조건을 만족시키면서 진동 저감에 가장 적절한 구조 설계하고자 함에 그 목적이 있다. Fig. 4에는 셸 (Shell) 요소로 흡기다기관과 브라켓을 각각 구성하여 합성한 후에 부분 구조 합성법 (Component Mode Synthesis)으로 해석한 시스템 모델을 나타내었다.

2.4 실험과 유한요소해석의 결과 및 고찰

2.4.1 운전 중의 엔진 진동 실험

2.4.1.1 브라켓을 탈거한 흡기다기관만의 진동

Fig. 5는 엔진 회전수를 1000rpm에서 5800rpm까지 소인 (Sweep)하면서 흡기다기관의 런너 (Runner) 상에 부착한 가속도계로 엔진 상하 (Vertical) 방향의 진동을 1차부터 25차까지 차수 분석을 수행해서 얻은 데이터 중에서 3000rpm에 해당하는 것이다. 이 결과로부터 2, 4차 성분의 진동이 큰 진폭을 나타내는 것을 알 수 있는데, 런너의 다른 지점에서 측정된 엔진 상하 방향의 진동 신호들과 플레넘에서 엔진 길이 (Longitudinal) 방향으로 측정된 진동 신호들을 분석하면 2,

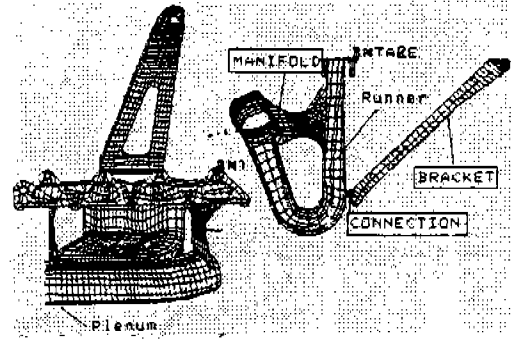


Fig. 4 F.E. model of system

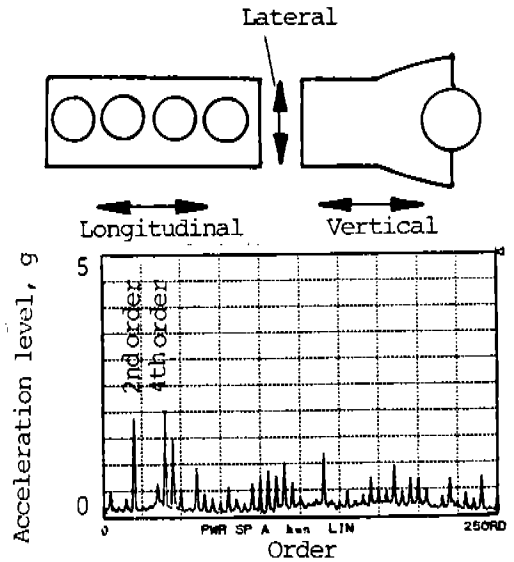


Fig. 5 Order analysis of manifold

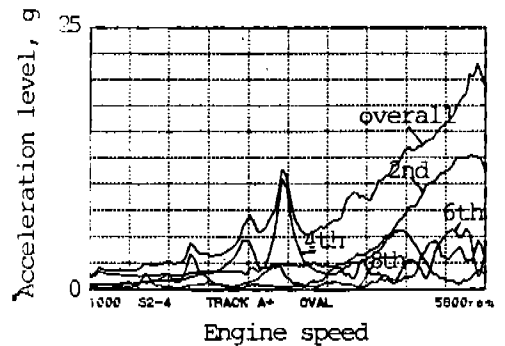


Fig. 6 Vibration of manifold without bracket (vertical dir.)

4.6.8차 진동 성분이 상대적으로 큰 진폭을 갖는 진동 양상을 보였다. 다음에 2, 4, 6, 8차 진동 성분이 엔진의 어느 회전수와 주파수에 해당하는지를 파악하기 위하여 차수 트래킹을 실시하였는데, Fig.6은 Fig.5의 차수분석할 때의 지점과 동일한 곳에서 엔진 상하 방향의 진동을 트래킹한 결과이다. 이 결과에서 알 수 있듯이 25차까지의 진동을 모두 합한 전체진동(Overall)은 4700rpm에서 21.5g 정도의 가속도를 보였는데, 이에 가장 큰 영향을 미치는 것은 2차 진동이다. 2차 진동은 공진은 5700rpm에서 발생하므로 상용 운전 영역에서는 공진의 영향이 그리 중요하지 않지만, 이의 영향으로 4800rpm 이상에서는 높은 진동 수준을 보인다. 또한 4차 진동은 222 Hz (3330rpm)에서 피크가 발생함을 알 수 있다. 한편 플레넘상의 측정점에서 엔진 길이 방향의 진동을 트래킹한 결과들에 의하면 320 Hz (4800rpm)에서 피크가 발생하였다. 그리고 그 외의 측정점들에서 측정 한 결과들을 종합하면, 흡기다기관은 엔진 상하 방향으로서는 여러 차수들이 222 Hz에서, 엔진 길이 방향으로서는 320 Hz에서 상대적으로 큰 피크가 발생하였다. 이러한 피크 주파수들은 모달 데이터(2.4.2.2절)와 관계가 있는데, 엔진 상하 방향에서의 220 Hz는 1차 모드(240Hz) 때문에 발생하는 피크 주파수이며, 엔진 길이 방향의 320 Hz 피크는 2차 모드(350Hz)에 기인하는 것이다. 여기서 고유 진동수와 피크 주파수간에 약간의 차이는, 운전 중의 진동 실험시에 포함되었던 스로틀 바디 등이 모드 해석시에는 포함되지 않았기 때문이다.

2.4.1.2 브라켈을 장착한 시스템의 진동

브라켈을 장착한 현재 엔진에서의 흡기다기관과 브라켈에 대한 진동현상을 파악하기 위해서 2.4.1.1절에서와 같은 방법으로 차수분석과 차수 트래킹을 수행하였다. 흡기다기관의 차수분석 결과는 역시 2, 4, 6, 8차 진동 성분이 지배적이었으며, 이 차수들을 대상으로 하여 차수 트래킹을 한 결과 중, Fig.7은

런너 상에서 엔진 상하 방향의 진동을 나타낸 것인데, 6차 진동은 481Hz (4810rpm)에서 피크가 발생하였다. 그리고 Fig.7을 Fig.6과 비교하면 브라켈의 장착으로 인해, 브라켈이 탈거된 흡기다기관의 첫번째 피크인 222 Hz (3330rpm)의 진동이 없어졌고 가속도가 4700rpm의 21.5g에서 13.5g로 감소되었음을 알 수 있다. 그리고 2차 진동이 저감됨에 따라 전체 진동 수준도 낮아졌으나 아직도 2차 진동이 전체 진동에 미치는 영향이 큼을 알 수 있다. 따라서 구조 변경을 통해 공진점을 6000 rpm을 훨씬 벗어나는 회전수로 이동시켜야 한다. 한편 플레넘 상에서 엔진 길이 방향의 진동 측정 결과에 의하면 4차 진동이 336 Hz (5040rpm)에서 피크가 발생하였다. Fig.8에는 브라켈에 대해 엔진 측면(Lateral)방향으로의 차수 트래킹을 수행한 결과를 나타내었는데, 481 Hz에서 6차 (4810rpm)와 8차 진동(3608rpm)이 각각 100g와 43g로 흡기다기관과 비교할 때 상당히 높은 진동 수준을 보였다. 이와 같은 피크 주파수들은 역시 모달 데이터(2.4.2.3절)와 관계가 있는데, 엔진 길이 방향의 336 Hz는 흡기다기관이 엔진 길이 방향으로 움직이는 1차 모드(365 Hz) 때문에 481 Hz는 흡기다기관이 엔진 상하 방향으로 움직임과 동시에 브라켈이 굽어지는 2차 모드(472 Hz) 때문에 생기는 것이다.

2.4.2 모달 테스트링과 유한요소 해석

2.4.2.1 자유-자유 조건의 모달 데이터

Fig.9는 자유-자유 조건에서의 유한요소 해석과 모달 테스트링으로 구한 흡기다기관과 브라켈의 고유진동수를 비교한 것인데, 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 진동 모드 중에서 주요 모드들을 Fig.10에 나타내었는데, 흡기다기관의 1차 모드는 비틀리는 형상을 보이며, 2차 모드는 런너가 굽어지고 플레넘은 엔진의 상하 방향으로 움직이는 모양을 나타낸다. 브라켈의 1차 모드는 비틀림을, 2차는 굽힘 모드를, 3차는 반대칭 굽힘 모드를, 4차는 벌지(Bulge) 모드를 각각 나타낸다. 이와 같

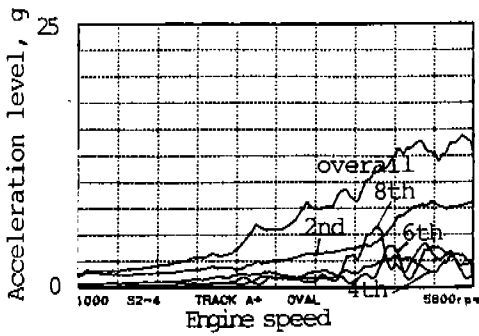


Fig. 7 Vibration of manifold (Vertical dir.)

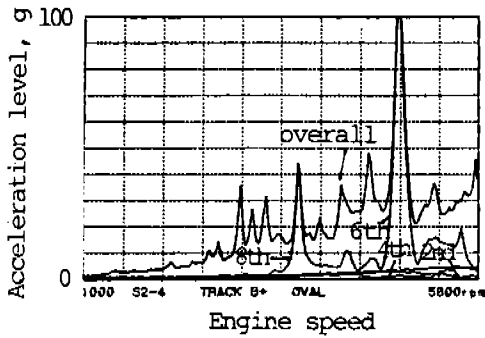
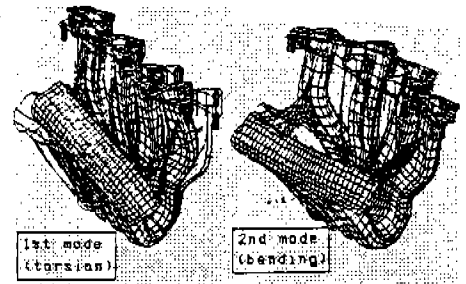
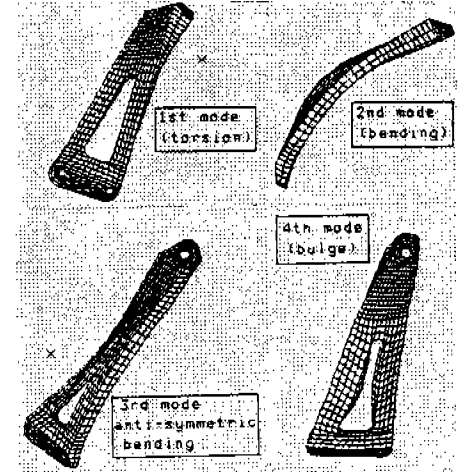


Fig. 8 Vibration of bracket (lateral dir.)



(a) Manifold



(b) Bracket

Fig. 10 Modes (free-free condition)

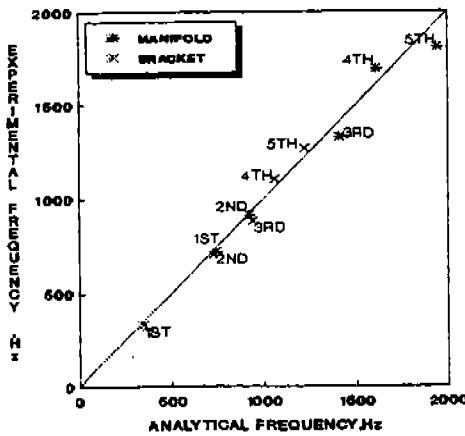


Fig. 9 Comparison of frequency (free-free condition)

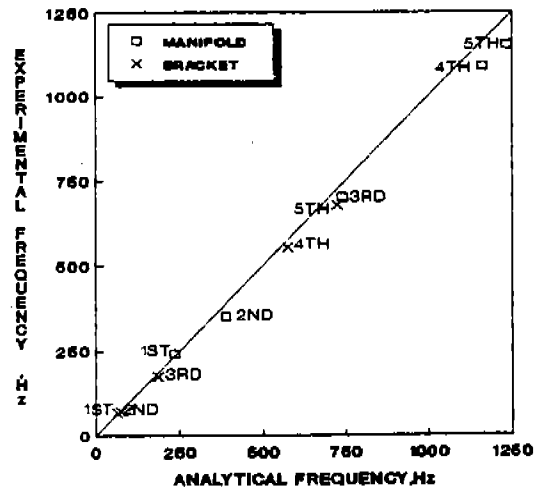


Fig. 11 Comparison of frequency (bolted condition)

이 구한 모달 데이터의 검증을 통해 유한 요소 해석에서의 모델이 다음 단계의 해석 시 기본 모델로 이용될 수 있다고 판단된다.

2.4.2.2 볼팅된 조건에서의 모달 데이터

Fig.11은 실린더 헤드와 볼록에 각각 볼팅된 흡기다기관과 브라켈에 대한 유한 요소 해석과 모달 테스트로 구한 고유진동수를 비교한 것인데, 브라켈이 흡기다기관 보다 오차가 적음을 알 수 있는데, 이는 브라켈의 볼팅 조건은 간단한 것에 비해 흡기다기관은 헤드에 조립될 때 그 사이에 가스켓이 부가됨으로 인해 해석에서 모델링하기가 수월하지 않았기 때문이다. Fig.12에는 볼팅된 모델의 주요 모드를 나타내었다. 흡기다기관의 1차 모드는 전체적으로 엔진 상하 방향으로 움직이는 모양을 나타내며, 2차 모드는 플레넘이 엔진 길이 방향으로 움직인다. 또한 3차 모드는 플레넘이 엔진 상하 방향으로 움직이며, 4차 모드는 런너 부분이 엔진 길이 방향으로, 플레넘이 비틀리는 형상을 보인다. 브라켈의 1차 모드는 엔진 상하 방향의 처짐을, 2차는 길이 방향 처짐을, 3차는 비틀림 모드를, 4차는 굽힘 모드를 5차는 반대칭 굽힘 모드를 각각 나타낸다. 이상의 결과를 종합하면 볼팅된 두 모델은 시스템을 구성하기에 적합하다고 생각된다.

2.4.2.3 시스템의 모달 데이터

2.4.2.2절에서 검증된 두 모델을 2점 볼팅 조건으로 합성하여 만든 모델(Fig.4)에 대한 고유진동수를 Fig.13에 나타내었다. 또한 이 시스템의 주요 모드들을 Fig.14에 나타내었으며, Table 1에는 시스템의 각각의 모드에 기여하는 정도를 나타내는 운동에너지(Kinetic Energy)를 표시하였다. 여기서 Total %는 시스템 각 모드의 운동에너지에 대한 흡기다기관과 브라켈의 기여도이며, Principal mode와 %는 시스템 모드에 대한 두 모델의 기여도 중에서 어느 모드가 어느 정도를 기여하는지를 표시한 것이다. 주요 모드 중에서 1차 모드는 흡기다기관이 엔진 길이 방향으로 움직이는 형상을 나타내는데,

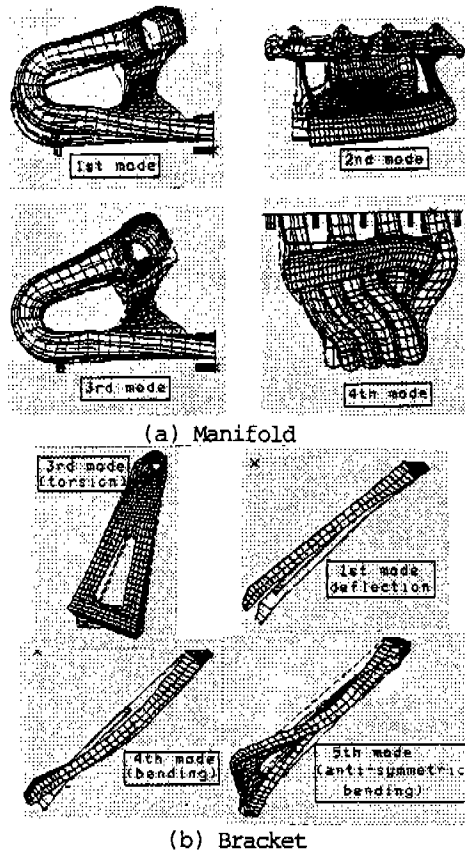


Fig.12 Modes (bolted condition)

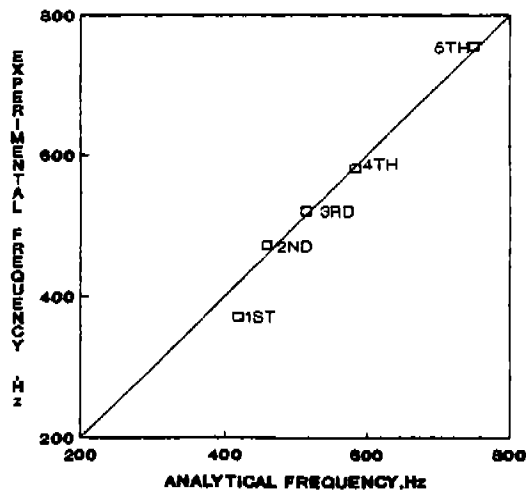


Fig.13 Comparison of frequency of system

이는 흡기 다기관 2차 모드(Fig.12 엔진 길이 방향으로 움직이는 모드)가 시스템에 크게 기여하기 때문이다. 2차 모드는 흡기 다기관이 엔진 상하 방향으로 운동하며 브라켓이 굽어지는 형상을 나타내는데, 흡기 다기관의 1차 모드(엔진 상하 방향으로 움직이는 모드)와 브라켓의 1차 모드(엔진 상하 방향으로 움직이는 모드) 및 4차 모드(굽힘 모드) 때문이다. 3차 모드는 2차 모드와 비슷

Table 1 Kinetic energy of manifold system

Mode	Kinetic Energy *	Manifold	Bracket
1	Total %	99.22	0.78
	Principal Mode & %	Mode 2/99.14	-
2	Total %	26.89	73.11
	Principal Mode & %	Mode 1/25.89	Mode 1/23.72 Mode 4/42.70
3	Total %	65.22	34.78
	Principal Mode & %	Mode 1/63.27	Mode 1/19.27 Mode 4/10.87
4	Total %	3.39	96.61
	Principal Mode & %	-	Mode 2/27.19 Mode 3/12.96 Mode 5/52.08
5	Total %	97.86	2.14
	Principal Mode & %	Mode 3/96.45	-
6	Total %	35.45	64.55
	Principal Mode & %	Mode 4/33.60	Mode 2/10.30 Mode 3/26.36 Mode 7/24.95
7	Total %	4.88	95.12
	Principal Mode & %	-	Mode 6/92.54
8	Total %	48.24	51.76
	Principal Mode & %	Mode 4/46.78	Mode 7/37.58

* Kinetic Energy $KE_r = -1/2 * \omega_r^2 * m_r$

KE_r : r번째 모드의 Kinetic Energy

ω_r : r번째 모드의 Frequency

m_r : r번째 모드의 Modal Mass

한 형상인데, 2차 모드는 브라켓의 기여도(73.11%)가 큰 반면에, 3차 모드는 흡기 다기관의 기여도(65.22%)가 더 크다. 4차 모드는 브라켓의 모드가 시스템에 대한 주도적 역할을 하는데, 브라켓의 5차 모드(반대칭 굽힘 모드)가 그대로 나타난다. 5차 모드는 흡기 다기관의 플레넘과 런너들이 엔진 상하 방향으로 운동하는 모드인데, 이는 시스템에 대한 흡기 다기관의 3차 모드의 기여도가 크기 때문이다. 6차 이상의 모드에서는 Table 1에서 알 수 있듯이 흡기 다기관 보다는 브라켓의 기여도가 크며, 따라서 형상도 브라켓에서 명확하다. 이 합성된 모델을 시스템의 진동 저감을 위한 구조 변경시에 이용하였다.

2.5 시스템의 구조변경에 의한 진동 저감

엔진의 연소 가스압에 의한 시스템까지의 진동 전달 경로는 Fig.15로 설명될 수 있다. 여기서 알 수 있듯이 시스템의 진동 전달은 실린더 헤드로 전달된 진동이 흡기 다기관을 가진 시키며, 흡기 다기관의 진동은 브라켓을 가진 시킨다. 한편으로는 실린더 헤드와 크

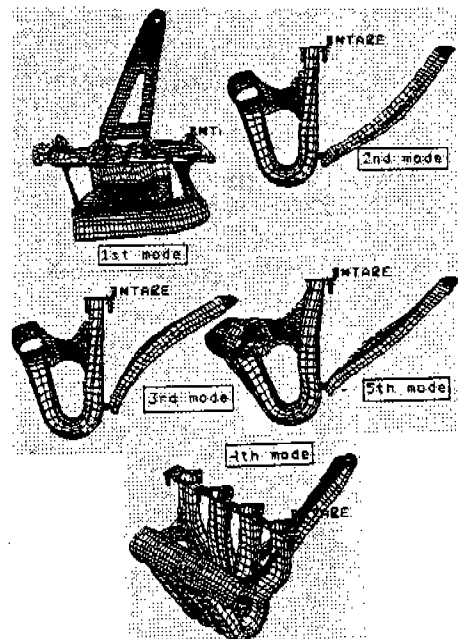


Fig.14 Modes of system

랭크축으로부터 실린더 블록으로 전달된 진동이 브라켓을 가진 시키며, 이는 흡기다기관으로 전달된다. 그러나 실린더 블록과 흡기다기관에서 각각 브라켓으로 전달되는 진동 수준은 측정된 결과에 의하면 흡기다기관에서 전달되는 진동이 훨씬 크다. 따라서 흡

기다기관에서 브라켓으로 전달되는 진동이 더 문제가 되며, 흡기다기관의 구조변경이 필요하다는 것을 알 수 있다. 또한 브라켓 자체의 진동이 심하므로 브라켓의 구조변경도 필요하다. 한편 실린더 블록으로부터 브라켓으로 전달되는 진동은 실린더 블록에 베어링 빔(Bearing beam)과 베드 판(Bed plate) 및 강화 판(Stiffening plate) 등의 적용^{3,4,5,6)}으로 저감시킬 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 16과 같은 절차로 구조 변경(SDM: Structural Dynamics Modification)을 실시하였다.

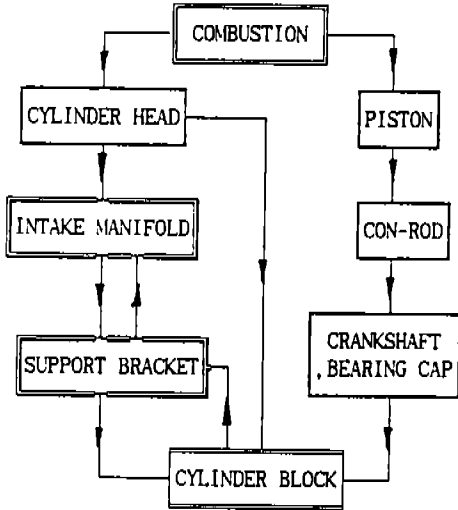


Fig.15 Vibration transfer mechanism

2.5.1 플레넘 브라켓에 의한 흡기다기관의 진동 저감

앞서 기술한 바와 같은 흡기다기관의 진동을 저감시키기 위하여 강성을 증가시킬 목적으로, Fig.17과 같은 플레넘 브라켓을 설계하여 흡기다기관과 헤드를 연결시켰다. A형은 사각 구멍이 없는 것이고, B형은 중량과 방사면적의 감소를 위해 사각구멍이 있는 것이다. 이러한 플레넘 브라켓으로 인한 흡기다기관의 동특성의 변화를 Fig.18에 나타낸 엔진 상하 방향의 주파수 응답 함수를 통해 살펴보았다. 플레넘 브라켓으로 인하여 흡기다기관의 고유진동수가 모두 증가하였고 진폭도 감소하였다. 이는 서포트 브라켓을 장착한 흡기다기관 시스템의 진동 저감에도 좋은 영향을 미칠 것이다. 특히 2차 모드의 고유진동수 증가는 시스템의 1차 고유진동수 증가에 가장 큰 영향을 미치며(Table 1), 이는 2차 진동을 6000rpm 이후로 이동시키는데 효과적이다. 한편 고유진동수의 증가와 진폭 감소에 미치는 A형과 B형 플레넘 브라켓의 영향은 거의 비슷한데, 결국 중량 및 방사면적 그리고 진동저감 측면에서 B형이 A형보다 만족스러운 형상임을 알 수 있다. 이때 중량을 비교하면, A형은 134g 이며, B형은 104g 이다.

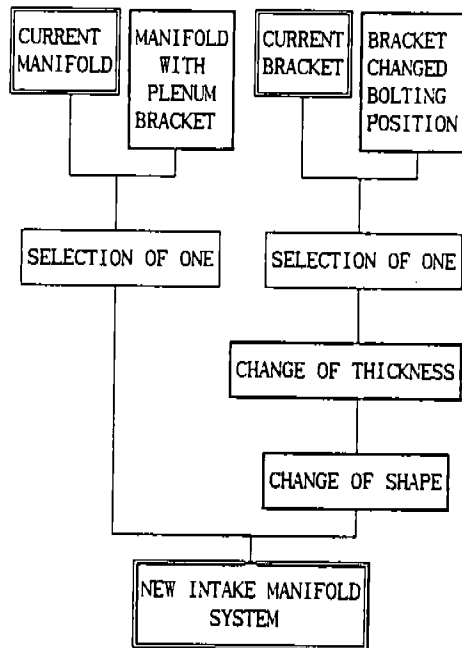
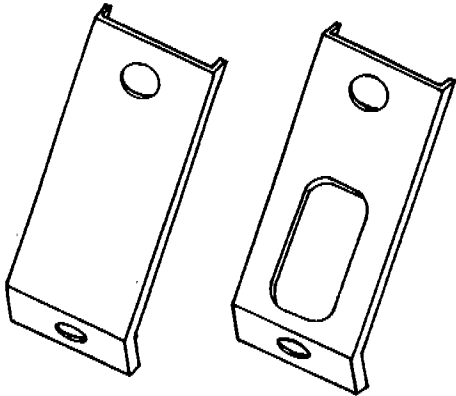


Fig.16 Procedure of SDM

2.5.2 서포트 브라켓의 구조 변경에 의한 시스템의 진동 저감

2.5.2.1 취부 위치 변경에 따른 동특성 비교

Fig.4와 같이 흡기다기관 자유단(헤드에 붙여진 곳으로부터 가장 멀리 떨어진 곳)의 두 점과 실린더 블록의 한 점에서 취부한 현재의 브라켓과, Fig.19와 같이 흡기다기관 상에서 자유단과 고정단 사이의 한점과 실린더 블록에서 두점으로 취부한 다른 브라켓의 동특성을 비교해 보았다. Fig.20에는 엔진 상하 방향의 주파수 응답 함수를 나타냈는데, 1차와 2차 고유진동수는 자유단과 고정단



(a) Type A (b) Type B

Fig.17 Plenum bracket

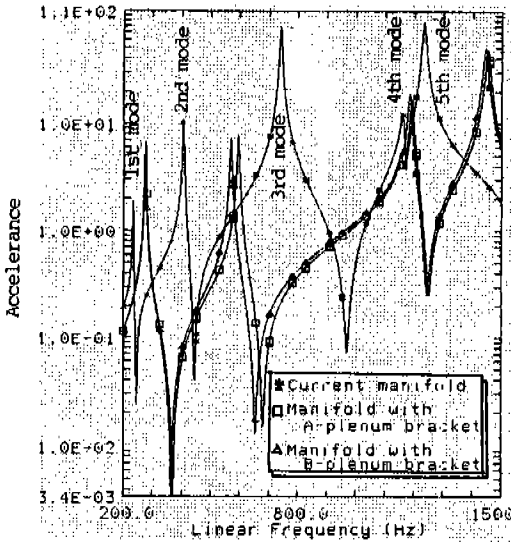


Fig.18 Comparison of FRF about shape of plenum bracket

사이에 브라켓을 고정 한 시스템이 더 낮아졌다. 이는 변경된 시스템의 취부 위치는 시스템의 첫번째 두번째 모드를 지배하는 흡기다기관의 엔진 상하 방향과 길이 방향 모드(Table 1)를 감쇠시키는데 효과적이지 못하기 때문이다. 한편, 세번째 고유진동수부터는 변경된 시스템차 고유진동수가 더 높는데, 이것은 브라켓으로 인해 동특성이 향상됐다고 보다는 변경된 시스템의 브라켓은 사각 구멍도 없고 플랜지의 폭도 더 넓기 때문이다. 또한 진폭은 전반적으로 변경된 시스템이 더 높아졌음도 알 수 있다. 따라서 취부 위치와 갯수는

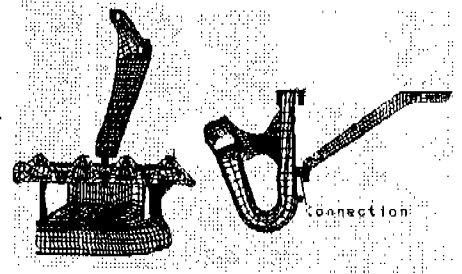


Fig.19 System with bracket of changed bolting position

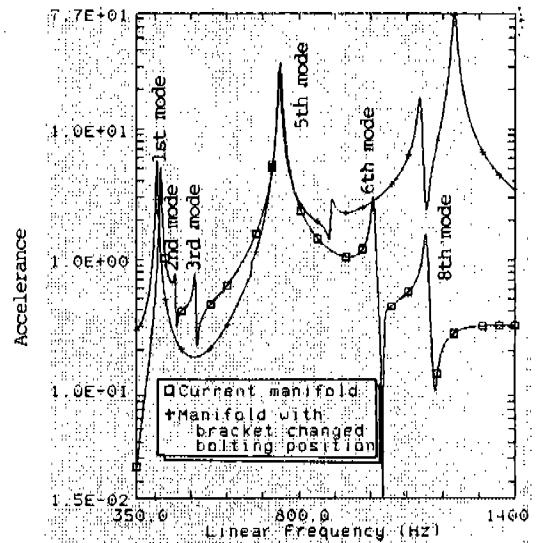


Fig.20 Comparison of FRF about bolting position

현재의 시스템으로 선택하는 것이 진동 저감에 효과적인 것으로 판단된다.

2.5.2.2 두께 변경에 따른 동특성 비교

브라켓의 두께에 따른 동특성의 변화를 Fig. 21에 나타난 주파수 응답 함수를 통해서 살펴보면, 두께가 증가할 수록 고유진동수는 모두 증가하고 진폭도 감소하므로 두께 증가는 진동 저감에 효과적임을 알 수 있다. 그런데 1차 고유진동수는 두께의 영향을 받지 않는 것을 알 수 있는데, 이는 시스템의 1차 모달 특성은 흡기다기관에 의해 지배되기 때문이다 (Table 1). 따라서 시스템의 동특성 향상은 1차 모달 특성에 큰 영향을 미치는 흡기다기관의 구조변경과 함께 브라켓의 구조변경도 함께 하는 것이 효과적이라고 생각된다. 한편 두께 증가는 Table 2에서 알 수 있듯이 중량을 증가시키는 불리한 점을 안고 있다.

2.5.2.3 모양 변경에 따른 동특성 비교

4mm 두께의 브라켓에 대해 모양 변경이 시스템 동특성에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 Fig. 22과 같은 A형과 B형 모델에 대해 유한 요소 해석으로 구한 주파수 응답 함수를 Fig. 23에 표시하였다. A형 브라켓을 장착한 시스템의 고유진동수는 현재 시스템과 비교할 때 3차만 제외하고 모두 증가하였는데 이는 현재 브라켓은 진폭이 큰(Fig. 14) 가운데 부분에 사각 구멍이 있어서 강성이 약한 반면에 A형은 사각 구멍을 가운데 부분을 포함시키지 않고 위 아래 두 군데를 만들어 가운데 부분의 강성을 강화시켰기 때문이다. 한편 B형의 고유진동수는 A형에 비해 감소하였는데 이는 B형이 Fig. 22와 같이 굽혀져서 엔진 길이 방향의 강성은 증가되는 반면에, 상하와 측면 방향은 약해지기 때문이다. 또한 진폭의 변화를 살펴보면 A형 시스템이 현재 시스템보다는 전반적으로 낮고 B

Table 2 Weight comparison of support brackets

Thickness	2	2.5	3	3.5	4
Weight (g)	532	666	799	932	1065

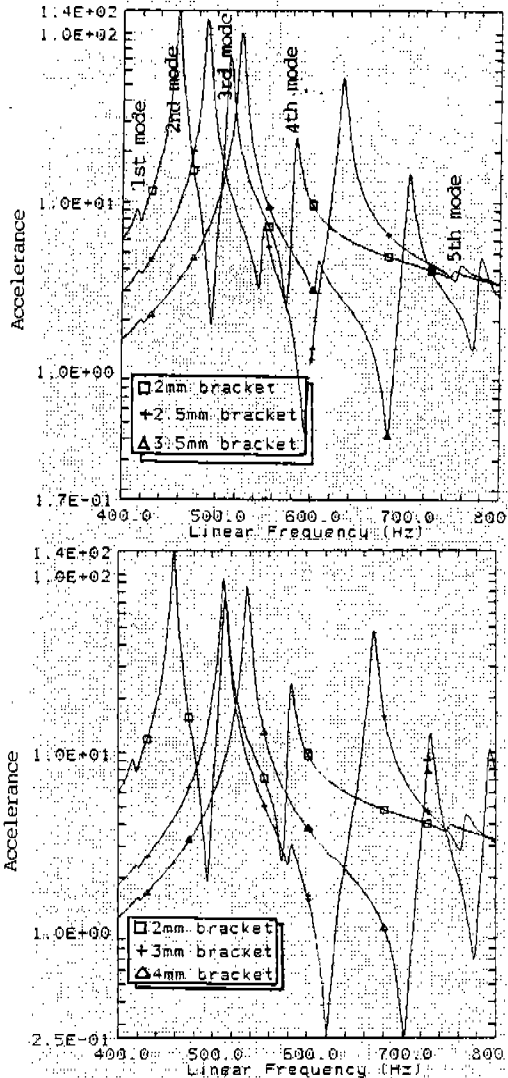


Fig.21 Comparison of FRF about thickness

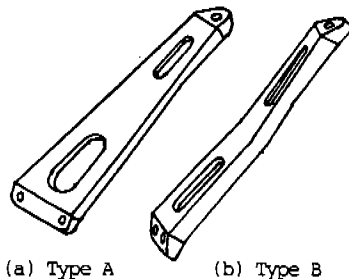


Fig.22 Shape of modified support bracket

형은 커지는 것을 알 수 있다. 따라서 브라켓의 모양을 현재의 것에서 A 형으로 변경하는 것이 진동 저감에 효과적이다. 이때 중량의 변화는 거의 없다.

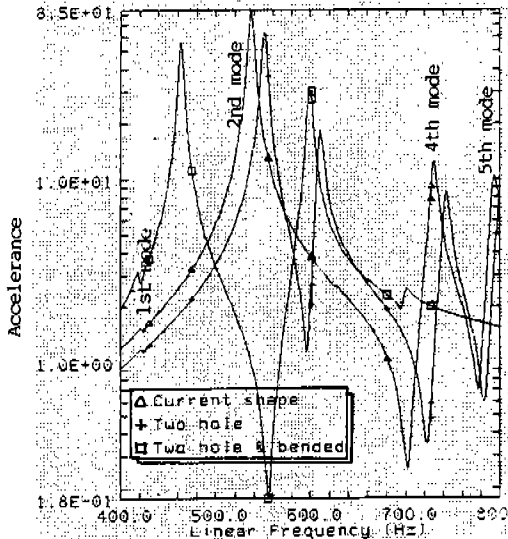


Fig.23 Comparison of FRF about shape

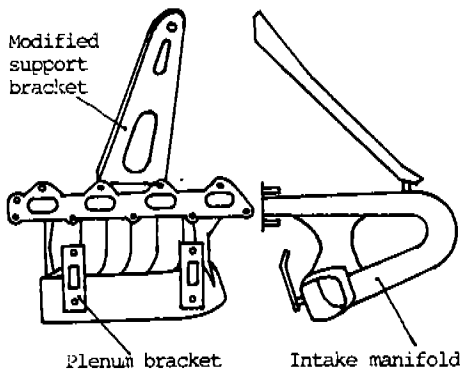


Fig.24 Modified system

Table 3 Comparison of current and modified intake manifold system

Item	Curr	Modi
Plenum Bracket	×	0
Thickness of Support Bracket	2mm	4mm
Number of Hole	1	2
Increase of Weight	-	766g

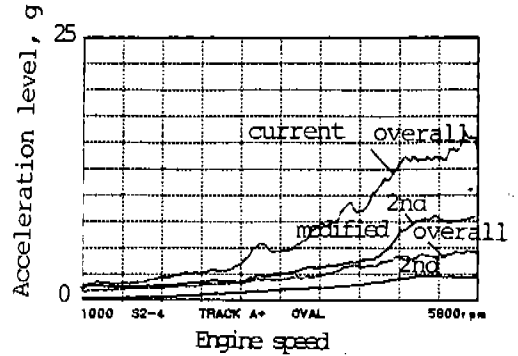


Fig.25 a Vibration of manifold (vertical dir.)

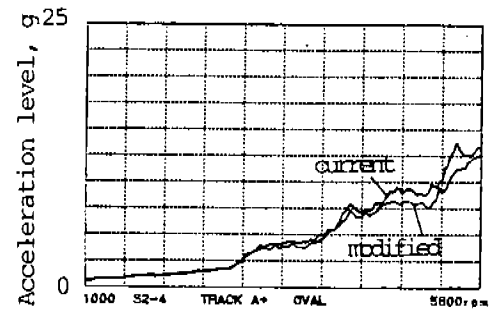


Fig.25 b Vibration of manifold (longitudinal dir.)

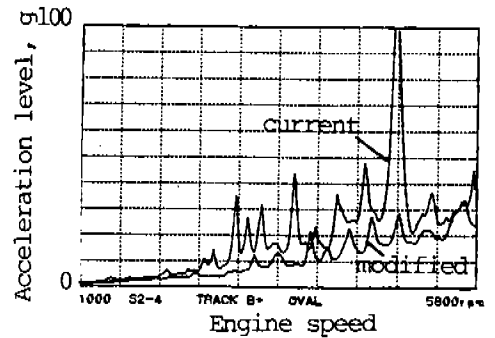


Fig.25 c Vibration of bracket (lateral dir.)

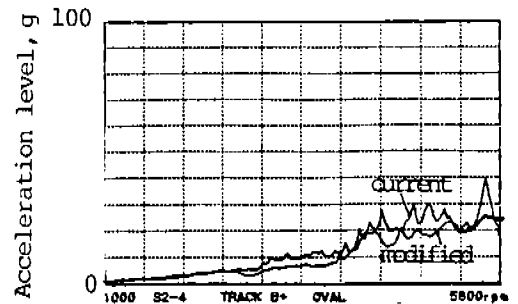


Fig.25 d Vibration of bracket (longitudinal dir.)

2.5.3 플레늄 브라켈과 서포트 브라켈의 조합에 의한 진동 저감 확인 실험

앞절에서 유한요소해석으로 설계한 플레늄 브라켈과 서포트 브라켈을 Fig.24와 같이 조립한 새로운 시스템의 내용을 Table 3에 표시하였는 바, 기존 시스템과 비교할 때 플레늄 브라켈을 추가하여 장착하고, 서포트 브라켈의 두께는 2mm에서 4mm로 증가시키며 사각구멍은 가운데 부분을 포함시키지 않고 위 아래 두 군데를 만들어 강성을 강화시켰다. 그러나 변경된 시스템은 중량이 0.766kg 증가하는 불리한 점도 있다. 이렇게 변경된 시스템의 진동 저감 효과를 확인하기 위하여 시작품을 제작하여 엔진을 조립한 후에 엔진동력계실에서 진동 실험을 2.1절에서 기술한 방법과 동일하게 수행하였다. Fig.25a는 흡기다기관외의 런너 상에서 엔진 상하 방향으로 가속도를 측정 한 것인데, 13.5g에서 8g 정도로 감소되었다. Fig.25b는 플레늄 상에서 엔진 길이 방향으로 측정된 진동 수준을 비교한 것인데, 13.8g에서 1~2g 만큼 감소되었다. 따라서 두 방향 모두에서 진동이 저감되는 것을 확인할 수 있었으나, 저감되는 수준은 엔진 상하 방향이 더 컸다. 또한 앞절에서 언급한 바와 같이 흡기다기관 시스템 자체의 구조로 인한 피크 진동들이 구조 변경으로 감소됨을 알 수 있다. 2차 진동을 비교해 보면 현 엔진에서는 2차 진동의 영향이 무척 큰 반면에, 변경된 엔진에서는 공진점이 6000rpm 훨씬 밖으로 벗어났기 때문에 이의 영향이 크게 감소되었다. Fig.25c는 서포트 브라켈에서 엔진 측면 방향으로 측정 한 가속도를 나타낸 것인데, 4810rpm의 100g가 29g로 감소되었다. Fig.25d는 길이 방향의 진동 수준을 비교한 것인데, 5600rpm에서 15g 만큼 낮아졌으나, 저감되는 수준은 엔진 측면 방향에서 더 컸다. 그리고 흡기다기관과 마찬가지로 구조로 인한 피크 진동들이 감소되었다. 이상과 같은 결과로 비추어 볼 때, 본 연구에서 설계된 플레늄 브라켈과 서포트 브라켈은 현재 엔진의 흡기다기관 시

스템의 구조 진동 저감을 위하여 적용될 수 있다고 사료된다.

3. 결 론

엔진 흡기다기관 시스템에 대해 운전 중의 엔진 진동 실험과 모달 테스트 및 유한 요소 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 흡기다기관 자체의 진동을 저감시킴과 동시에 흡기다기관에서 서포트 브라켈으로 전달되는 진동을 저감시키기 위하여 흡기다기관과 실린더 헤드를 연결시켜 강성을 증가시킬 목적으로 플레늄 브라켈을 설계하였다.
- 2) 서포트 브라켈의 취부 위치는 흡기다기관의 진폭이 큰 자유단 부근으로 선택하는 것이 흡기다기관의 진동 저감에 효과적이었다.
- 3) 표면 진동과 이로부터 방사되는 소음을 저감시키기 위하여, 서포트 브라켈의 두께를 2mm에서 4mm로 변경시켰으며 현재와 같이 사각 구멍을 크게 만들어서 가운데 부분의 강성을 약화시키기 보다는 사각 구멍을 위 아래 두 군데로 하고 가운데 부분의 강성을 강화시켰다.
- 4) 유한요소해석으로 설계된 플레늄 브라켈과 서포트 브라켈을 제작하여 엔진을 조립한 후에 엔진동력계실에서 확인 실험을 한 결과, 흡기다기관과 서포트 브라켈의 엔진 상하 방향과 같이 방향 모두에서 진동이 저감되었으며, 그 정도는 상하 방향이 더 컸다.
- 5) 본 연구에서 설계된 플레늄 브라켈과 서포트 브라켈은 실제로 적용 가능하나, 중량이 약 0.766kg 증가하는 불리한 점도 안고 있다.

참 고 문 헌

1. D.,E.Baxa, "Noise Control in Internal Combustion Engines", John Wiley & Sons, pp.10-12, 1982
2. C.E.Winslett, M.D.Croker, "Measurement,

- Analysis and Reduction of Noise from the Internal Combustion Engine to Achieve Legislative Conformity", IMechEC406/020, pp.141-147, 1990
3. S.H.Yoon, K.Y.Lee, "A Study on the Optimum Design of a Stiffening Plate for the Vibration Reduction of an Engine Block", IPC6 Proceedings-Vol. 1, pp.453-465, 1991
 4. R.J.Tyrell, D.M.Crocker, "Engine Noise Practicalities and Prediction", Part2--Finite Element analysis", SAE Paper 870978, 1987
 5. G. Busch, R. Maurell, and J. Meyer, "Investigations on Influence of Engine Block Design Features on Noise and Vibration", SAE Paper 911071, 1991
 6. F.K.Brandl, P.Wünsche, and E.Gscheweitl," Design Strategies for Low Noise Engine Concepts". SAE Paper 911070, 1991.