

NVH 성능향상을 위한 엔진마운트 최적설계에 관한 실험적 연구

⁰ 이 준 용 *

Experimental Study of Engine Mount Optimization to Improve NVH Quality

JOON-YONG LEE

ABSTRACT

The purpose of engine mount system is to reduce the noise and vibration caused by engine vibration, and to decouple the roll and bounce mode at idle. To reduce the noise and vibration level in a vehicle, it is important to make the design optimization of engine mount system that considered the moment of inertia and inclination of mount rubber. As a result, according to the definition of Torque Roll Axis (TRA), the vibration axis at idle must be on the TRA or very close to it.

In this paper, we studied the effect of the design optimization of engine mount system. And we have a good NVH performance.

1. 서 론

최근 차량의 승차감에 대한 소비자의 기대수준이 중요시 되고 있으며, 특히 실내소음 및 진동측면의 관심이 극대화 되고 있다. 차량의 진동 및 실내소음에 영향을 미치는 인자는 파워트레인(Engine + Transmission), 서스펜션, 바디, 드라이브라인, 각종 마운트, 스티어링시스템, 흡배기계 및 흡차음 특성등이 있다. 특히 엔진마운트는 엔진에서 발생하는 폭발에 의한 가진력은 승차감을 저하 시킬뿐 아니라, 차량의 내구성 저하에도 커다란 인자로 작용한다. 엔진 마운트계를 최적설계하여 엔진 및 드라이브라인계의 진동을 최소화하여 차체로 전달되는 진동을 최소화하는것은 무엇보다도 중요하다. 본 연구에서는 차량의 진동소음 저감을 위한 개선 및 선행작업의 일환으로 파워트레인의 관성제원을 고려한 엔진마운트 장착각을 결정하기 위한 최적

설계 기법을 정립하였으며, 실제 개발차량에 적용한 결과를 소개하고자 한다.

2. 엔진 마운팅 기법

차량에서 최적의 마운트를 설계하려면 무엇보다도 어떠한 운행조건에서도 엔진의 자세를 유지하도록 마운트 러버가 높은 강성을 가져야 하고, 진동절연성을 향상시키기 위하여 마운트 러버가 최대한 부드러워야 하므로 이를 동시에 만족시키기 위해서는 상당한 노력이 필요하다. 본 연구에서는 가장 보편화 되어 있는 토오크롤축 (Torque Roll Axis) 지지법에 대하여 고려하였다.

Table 1은 엔진마운트의 목표주파수이고, Table 2는 엔진의 탄성진동(200Hz~400Hz)특성이며 이는 실내에서 부밍노이즈(Booming Noise) 및 럼블링노이즈(Rumbling Noise)에 지대한 영향을 미치므로 엔진마운트 설계시에 중점적으로 고려하여야 한다

* 기아자동차 중앙기술연구소 NVH 실험팀

Table 1. Target frequency of engine mode

Mode	Mode shape	Target Frequency
Fore-Aft	전후 -병진운동	-Roll과 비연성 -7 Hz 이상
Lateral	좌우 -병진운동	-7Hz 이상 (선회시 측방향충격)
Bounce	상하 -병진운동	-11~13Hz(Wheel Hop 회피) -8Hz 이상 -Roll 과 비연성
Roll	종방향 -회전운동	-Idle회전수 2차성분의 1/2 이하 -Idle회전수 1/2차성분 과 비연성 -Jerk 와 비연성
Yaw	상하 -회전운동	-Idle회전수 2차성분의 1/2 이하 -Roll Mode와 비연성
Pitch	전후 -회전운동	-11~13Hz(Wheel Hop 회피) -8Hz 이상 -Roll 과 비연성

Table 2. Frequencies of Engine

구 분	Frequency
엔진 크랭크축 굽힘진동	300~400Hz
엔진 블록 진동	800Hz
엔진과 T/M의 탄성진동	150~250Hz
엔진마운트 브라켓의 공진	150~600Hz
엔진마운트러버의 진동절연율	*20 dB 이상

3. 마운팅 최적설계

3.1 마운트위치선정

엔진마운트위치를 선정하려면 먼저 엔진 강체로 고려하는 저주파수 영역과, 탄성체로 고려하는 고주파수 영역으로 고려하여야 한다. 파워트레인계의 마운트위치선정은 저진동수 영역에서는 강체로 고진동수 영역에서는 탄성체로 고려하여 마운트의 최적위치를 결정한다. 그러나 목표주파수가 낮으면 마운트계의 고유진동수에 접근하게 되어 공진이 일어나므로 주의가 필요하다. 엔진은 강체로서 30Hz 이하에서는 강체모우드인 3개의 병진운동과

3개의 회전운동이 발생하며 이를 비연성시키기 위하여 파워트레인의 질량, 무게중심,탄성중심, 주관성축, 토오크롤 (TORQUE ROLL) 축에 대한 값을 알아야 한다. 엔진마운트는 파워트레인의 노달점 (NODAL POINT)에 위치 시키고 또 다른 마운트는 충격중심에 위치 시켜야 한다. 그 이론은 Fig.1 과 같다.

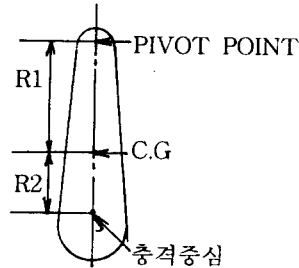


Fig.1 The Center of Percussion

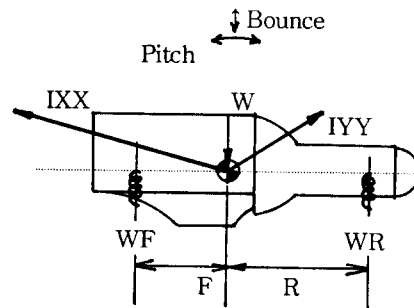
여기서 $I_{CG} = C.G$ 에 대한 극관성 MOMENT

M =대상체의 무게

R =Radius of gyration

$$R1 \times R2 = I_{CG} / M = (R)^2 = R_F \times R_R$$

이다.동시에 파워트레인의 피치모우드와 바운스모우드를 비연성 시키기 위하여 Fig.2와 같이 성립 되어야 한다.



$$F \times K_F = R \times K_R$$

$$F \times R = I_y / M$$

F : C.G 에서 FRT MT'G 점 까지의 거리

I_y : Y축에 대한 주관성모우먼트

R : C.G 에서 R_r MT'G 점 까지의 거리

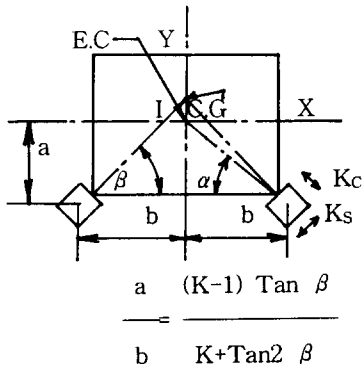
M : POWER TRAIN 의 질량

Fig.2 Mount stiffness of engine mount

마운트를 노달포인트에 위치시켜 반력을 최소화 시키며, 전방 마운트는 충격중심에 위치시키는 것이 바람직하다.

3.2 탄성 중심 계산

탄성축의 정의는 탄성축에 작용하는 힘과 방향은 변위만 발생시키고, 물체는 회전없이 병진운동만을 하며, 이와 반대로 우력이 탄성축을 따라 작용하면 병진운동없이 회전운동만 하게 된다. 여기서 탄성축의 위치는 정적처짐에 의하여 결정되며 물체의 관성및 무게중심과는 무관하다. 따라서 엔진의 여러 진동모우드를 비연성 시키기 위한 요구조건은 엔진의 탄성중심과 엔진의 질량중심과 일치 시키는 것 이지만, 이는 실제구조상 불가능하다. 따라서 엔진의 진동모우드를 비연성 시키기 위하여 엔진마운트의 장착각도를 조정하여 탄성중심이 토오크 작용축선상에 일치 시키므로 가능하다. 그 일례로 다음 Fig.3 으로 설명하여 본다.



Rubber 폭 : 2b 장착각 : β
 압축강성 : Kc 전단강성 : Ks
 스프링상수 K = Kc / Ks

Fig.3. Elastic center

일반적으로 후륜구동차량은 3점 지지 마운트로 구성되어 있으며, 전방마운트의 탄성중심은 파워트레인 주롤(ROLL)축과 일치 하도록 설계되어야 한다. 그 결과 Y,Z 방향의 강체 병진운동과 롤(ROLL)모우드가 비연성된다. 전방 마운트의 위치가 결정되면, 주 롤축에 대한 수직 위치가 결정될 수 있다. 경사마운트계의 탄성중심 (E.C) 높이 a 는 다음과 같은 방법으로 정해질 수 있다. 위의 Fig3에서 Z 방향과 Y방향의 강성은 다음과 같이 정의 된다.

$$K_z = 2 K_s (K \times \sin^2 \beta + \cos^2 \beta)$$

$$K_y = 2 K_s (\sin^2 \beta + K \times \cos^2 \beta)$$

ROLL방향 강성은 다음과 같다.

$$K_{ROLL} = 2 \times K_s \{ (b \times \cos \beta + a \times \sin \beta)^2 + K (b \times \sin \beta - a \times \cos \beta)^2 \}$$

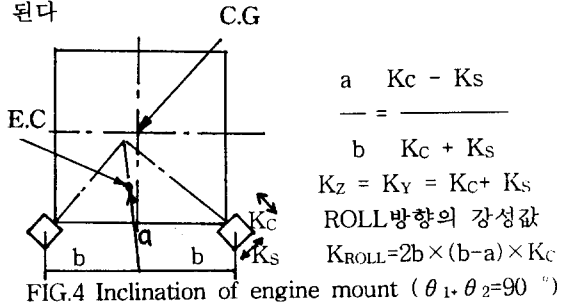
결과적으로 탄성중심 I 를 중심으로 롤 모우드의 비연성 조건은 다음과 같다.

$$\tan (\beta - \alpha) = (\tan \beta) / K$$

여기서, α = 전방 MOUNT 와 탄성중심과의 사이각, β = 전방 MOUNT 의 장착각도, K_{ROLL} = 두개의 엔진마운트에 의한 엔진의 롤방향 강성 이다. 탄성중심의 높이 a 는 주 롤축의 높이에 의하여 결정되며, 탄성중심과 엔진마운트의 상이각 α는 수평거리 b 에 의하여 결정되며 위 식은 tan β 의 2차 방정식으로 정리된다.

$$(\tan \alpha) \tan 2\beta + (1-K) \tan \beta + (K \times \tan \alpha) = 0$$

위 식에서 엔진 마운트 경사각 β를 구할수 있다. 만일 두 마운트의 축이 직각이라면 다음식이 성립된다



$$\frac{a}{b} = \frac{K_c - K_s}{K_c + K_s}$$

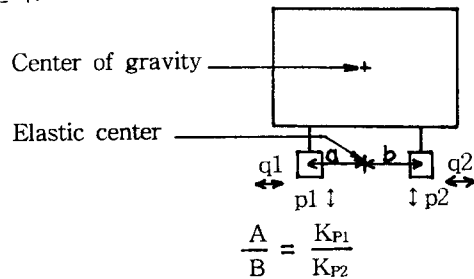
$$K_z = K_y = K_c + K_s$$

ROLL방향의 강성값

$$K_{ROLL} = 2b \times (b-a) \times K_c$$

FIG.4 Inclination of engine mount (θ₁, θ₂=90°)

이와같은 마운트각도 설계에 의한 마운트각도 배열은 마운트 교차점이 반원으로 이루어진 선위에 존재한다.만일 마운트가 서로 다른 강성을 가지고 있고, 수직으로 배열되어 있다면 다음 Fig.5와 같다.



$$\frac{A}{B} = \frac{K_{P1}}{K_{P2}}$$

Fig.5 Inclination of engine mount (θ → ∞)

여기서, K_{P1}=좌측MOUNT의 압축방향 강성

K_{P2}=우측MOUNT의 압축방향 강성

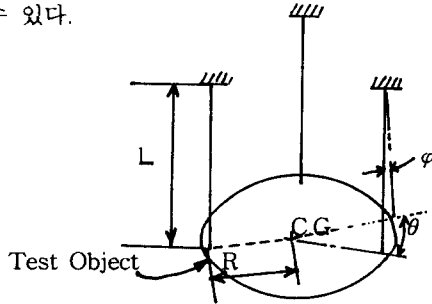
K_{Q1}=좌측MOUNT의 전단방향 강성

K_{Q2}=우측MOUNT의 전단방향 강성

수직방향 $K_Y = K_{P1} + K_{P2}$
 수평방향 $K_X = K_{Q1} + K_{Q2}$
 회전방향 $K_{ROLL} = K_{P1}A^2 + K_{P2}A^2$ 이다.

3.3 주관성축

차량의 진동특성에 지대한 영향을 미치는 파워트레인의 진동모우드인 3개의 회전모우드는 차량 상태에서 확실히 절연시켜야 한다. 그 예로 진자(PENDULUM)에 의한, C.G.를 통과하는 임의축에 대한 관성모우멘트를 측정하는 방법을 Fig.6에 소개한다. 이와같은 방법에 의하여 구해낸 관성 모우멘트를 고려하여 파워트레인의 마운트계를 설계할 수 있다.



$$-R \times M_t \times \sin \phi = I_t \times \ddot{\theta}$$

$$\rightarrow \phi = (R/L) \times \theta$$

여기서 I_t = 단진자의 관성모우멘트
 M_t = 측정체의 총질량
 $\omega = (R^2 \times M_t / (I_t \times L))$ [RAD]

Fig.6 Test Set up for Moment of Inertia

위식에 의하여 관성모우멘트와 주기는 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$I_t = (R^2 \times M_t \times T^2) / (4 \times \pi^2 \times L),$$

$$(T = 1/f, f = \omega / 2\pi)$$

여기서 I_t 는 주어진 질량에 대하여 일정한 값을 가지며, 단진자축에 대한 관성모우멘트는 다음식과 같이 구할 수 있다.

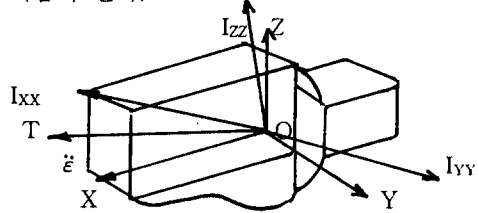
$$I_o = C_P \times T^2 - I_P,$$

$$C_P = (R^2 \times M_t) / (4 \times \pi^2 \times L)$$

3.4 토오크롤축 (TORQUE ROLL AXIS)

이축은 엔진 폭발에 의한 구동 토오크에 구속 받지 않고 자유롭게 엔진자체가 회전하려는 축을 말한다. 즉 토오크롤축 (TORQUE ROLL AXIS)은 반드시 파워트레인의 중심을 통과 하여야 하며 엔진의 토오크 출력은 회전중심축을 중심으로 주기적인 진동을 한다. 파워트레인의 롤모우드에 대하여 비연성 시키기 위해서는 Fig.7과 같이 마운트

의 탄성축을 토오크롤축상에 일치 하도록 조절하여 엔진의 롤모우드가 토오크롤축상에 대하여 발생하도록 유도하면된다. 이는 실험적으로 구할수 있으며 수학적으로 구할수 있다. 일반적으로 엔진은 비대칭이므로 이에 대하여 이에 대하여 정리하면 다음과 같다.



OX,OY,OZ: Principal Inertia Axis
 X: Longitudinal Axis ; Roll
 Y: Transverse Axis ; Pitch
 Z: Vertical Axis ; Yaw
 T = Engine Torque Vector
 $\ddot{\epsilon}$ = Acceleration Vector on TRA
 Fig.7 Location of Torque Roll Axis

그러므로 $\ddot{\epsilon} = (\ddot{\theta}^2 + \ddot{\phi}^2 + \ddot{\psi}^2)^{1/2}$ 이며, 토오크 롤축의 방향은 다음과 같다.

$$\lambda = \cos^{-1} \left(\frac{\cos \alpha}{\left(I_x \left(\frac{\cos^2 \alpha}{I_x^2} + \frac{\cos^2 \beta}{I_y^2} + \frac{\cos^2 \gamma}{I_z^2} \right) \right)^{1/2}} \right)$$

$$\omega = \cos^{-1} \left(\frac{\cos \beta}{\left(I_y \left(\frac{\cos^2 \alpha}{I_x^2} + \frac{\cos^2 \beta}{I_y^2} + \frac{\cos^2 \gamma}{I_z^2} \right) \right)^{1/2}} \right)$$

$$\sigma = \cos^{-1} \left(\frac{\cos \gamma}{\left(I_z \left(\frac{\cos^2 \alpha}{I_x^2} + \frac{\cos^2 \beta}{I_y^2} + \frac{\cos^2 \gamma}{I_z^2} \right) \right)^{1/2}} \right)$$

결과적으로 크랭크 샤프트와 토오크롤축과 이루는 각은 다음 Fig.8 및 다음식으로 나타난다.



$$\mu = \frac{\frac{\sin^2 \gamma}{I_x} + \frac{\cos^2 \gamma}{I_z}}{\left[\frac{\sin^2 \gamma}{I_x^2} + \frac{\cos^2 \gamma}{I_z^2} \right]^{1/2}}$$

Fig. 8 Angle of Torque roll axis

3.5 모우드의 비연성

탄성중심을 지나는 탄성주축을 관성주축과 일치시키면 진동의 비연성이 실현된다. 진동의 비연성화를 시키면 다음과 같은 장점이 있으므로 반드시 필요하다. 각 6 자유도의 진동수가 각기 다르게 나타나며 진폭 및 모우드의 계산이 쉽다. 마운트 러버 설치후 방진에 문제 발생시 해결이 쉽다. 고유진동수 설정시 문제가 되는 외력을 쉽게 해결할 수 있다. 엔진의 토오크변동이 가진의 주력인 경우에 토오크롤축의 비틀림만이 회전운동에 관여하므로 수직축방향의 병진운동은 일어나지 않는다. 따라서 토오크롤축상에 엔진마운트 설치하면 토오크롤축에 대한 복원 모우멘트를 작게 줄일 수 있다 비연성의 경우를 생각해 보자. Fig.9와 같이 마운트의 지지면이 파워트레인의 C.G 보다 아래있고 마운트를 좌우대칭이라고 하고 XZ 면과 α 각을 이룬다고 하면 이경우의 비연성조건은 $K_{24} = 0$ 이고 다음식이 성립된다.

$$\frac{(K_c - K_s) \times \sin \alpha \times \cos \alpha}{K_c \times \sin^2 \alpha + K_s \times \cos^2 \alpha} = \frac{c}{b}$$

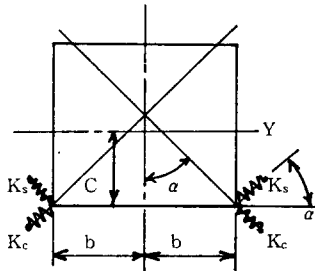


Fig.9 Symmetric engine mount

이런경우 상하.좌우방향의 고유진동수비 및 롤모우드,상하 방향의 고유진동수비는 다음식과 같다.

$$\left[\frac{\omega_{22}}{\omega_{33}} \right]^2 = \frac{K_c \times \sin^2 \alpha + K_s \times \cos^2 \alpha}{K_c \times \cos^2 \alpha + K_s \times \sin^2 \alpha}$$

$$\left[\frac{\omega_{44}}{\omega_{33}} \right]^2 = \frac{\gamma_x^2}{b^2} = 1 - \frac{\omega_{22}}{\omega_{33}} \times \frac{c^2}{b^2}$$

여기서 $\gamma_x = I_x / M$ 으로 파워트레인의 회전반경이다. Y- θ 계를 비연성 시키려면 $\omega_{22}, \omega_{33}, \omega_{44}$ 를 목표치에 맞추어 α 와 K_c/K_s 를 선택 해야한다. 고유진동수 ω_n 은 강제외력의 진동수 ω 에 대하여 다음조건이 이루어져야 한다.

$$\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$$

3.6 엔진마운트 러버의 특성

먼저 엔진마운트의 형상을 고려하여 엔진마운트의 스프링정수를 결정하여야 한다. 이때 스프링정수값은 엔진의 C.G, 질량, 관성모우멘트값 및 각자유도에 대한 고유진동수의 연성 및 비연성문제를 고려 해야 한다. 엔진을 장착할때 엔진의 진폭과 고유진동수를 알아야 하며 이값들은 엔진의 질량, 마운트의강성, 댐핑 (Damping) 값에 의하여 결정된다. 이와는 반대로 진폭과 주파수를 알고 있다면 나머지 값들을 알 수 있다. 이방법에 의하여 마운트러버의 강성비와 댐핑값을 구하는데 사용된다. 예를들어 Fig.10 과 같이 한쪽끝이 피봇 (Pivot)되어 있는 보가 러버 마운트에 의해 지지되어 있다면, 마운트 위치는 마운트러버의 초기치짐을 결정하여 준다. 이처럼 보의 관성모우멘트와 가진력을 안다면 동스프링상수와 댐핑값을 알 수 있다.

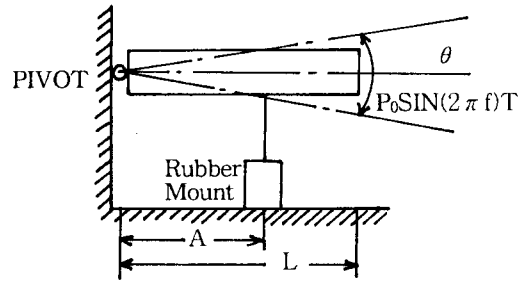


Fig.10 Test set up for dynamic rate and damping of rubber mount

여기서 구하고자 하는 마운트러버의 동스프링상수 K 및 댐핑값 C는 다음과 같다.

$$K = \frac{4I^2 f^2 J}{a^2} \text{ (Kgf.mm)}$$

$$C = \frac{L}{\pi a^2} \frac{P_0}{f n \theta} \text{ (Kgf.sec/mm)}$$

4.7 엔진마운트 설계순서

이상과 같이 언급한 내용을 정리하면 Fig.11과 같은 엔진마운트 설계 흐름도를 나타낼 수 있다.

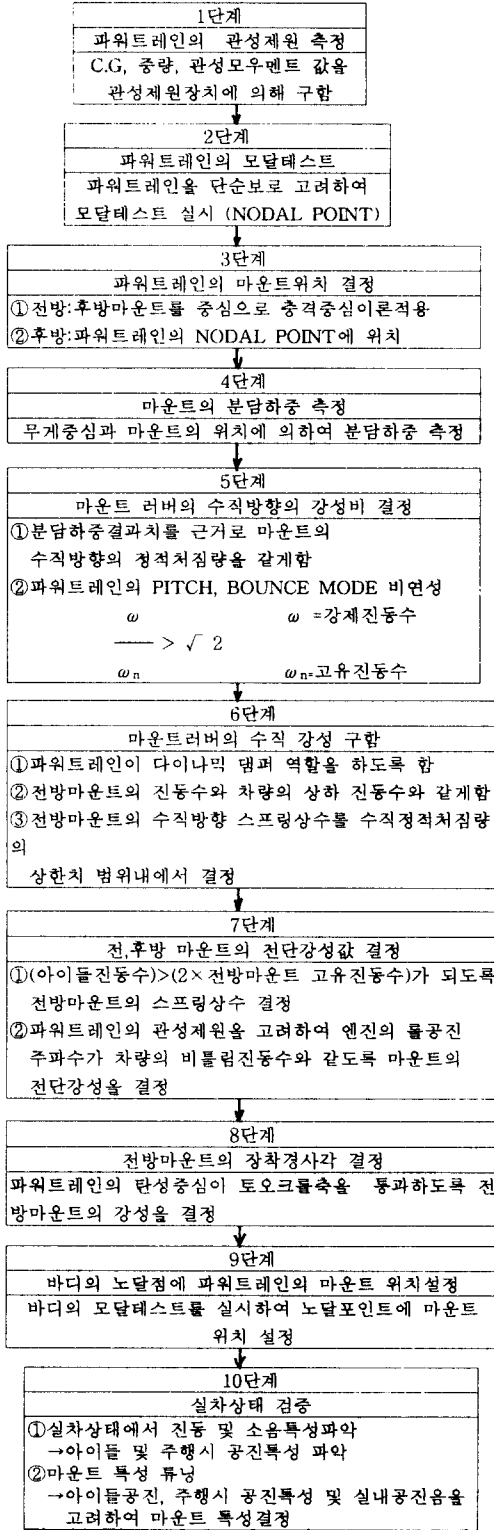


Fig.11 Flow chart of engine mount design

4. 실험적 고찰

4.1 파워트레인의 관성제원 측정

파워트레인의 관성제원을 측정하기 위하여 단진자에 의한 방법을 사용하였으며, 여기서 사용된 좌표축은 Fig.12과 같고 그결과는 Table3~6과 같다

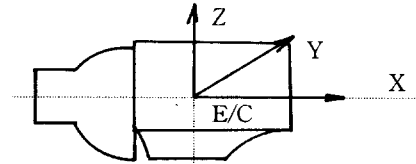


Fig.12 Coordinate of engine

Table 3. Engine center (mm)

X	Y	Z
-56	0.5	92.8

Table 4. Moment of inertia (Kg, Kg · m²)

MASS	I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}	I _{xy}	I _{yz}	I _{zx}
296.2	8.53743	27.25228	26.0202	1.95371	-0.96458	-0.82066

Table 5. Principal moment of inertia (Kg · m²)

I _{ROLL}	I _{PITCH}	I _{YAW}
8.28829	27.87644	25.64250

Table 6. Directional Cosines of Principal Axis

Moment of Inertia	X	Y	Z
	Angles		
I _{xx}	0.9931	0.1049	0.0516
I _{yy}	-0.0723	0.8977	-0.4346
I _{zz}	0.0920	-0.4278	-0.8992

4.2 파워트레인의 모달테스트

파워트레인의 모달테스트를 하기 위하여 Fig.13과 같이 장비를 구성하였으며 경계조건은 자유지지법을 활용하였다.

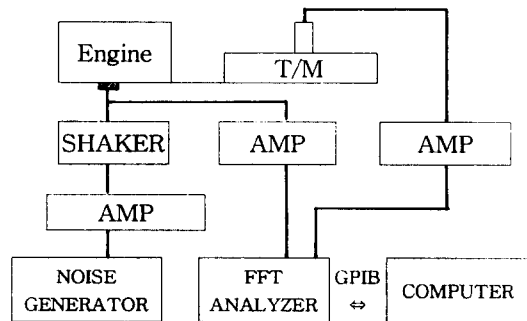


Fig. 13 Modal Test Set-up

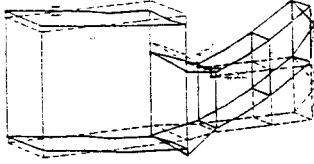


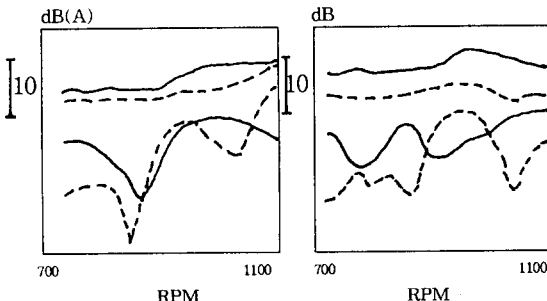
Fig. 14 Mode shape of Powertrain

4.3 실차 평가 결과

실차 시험을 통하여 선행단계 및 설계단계에서 결정된 엔진마운트특성을 검증하는것은 매우 중요하며 구조진동의소음(Structure Borne Noise)에 의한 실내음질도 주파수 대역을 고려하여 평가하여야 한다. 일반적으로 마운트의 절연량은 20 dB이상 확보하여야 하며, 동시에 파워트레인에 의한 강제 모우드를 고려한 승차감 (RIDE)특성도 만족되어야 한다.

(1) 아이들 진동소음특성 평가

아이들운행중에 플로어 (Floor),시트(Seat),스티어링휠(Steering Wheel)은 20 ~50 Hz 영역에서 공진이 일어나 승객에게 불쾌감을 줄수 있다. 엔진의 폭발 1차 성분 및 2차 성분에 의하여 발생하는 엔진의 롤(ROLL) 진동등에 의해 엔진마운트, 배기계통을 통해 차체로 전달되어 바다가 공진되는 현상이 발생한다. Fig.14는 아이들공진영역에서 공진이 일어나는 경우와 이에 대한 개선책으로 토오크롤축지지법에 의한 롤 모우드 비연성에 의해 아이들 영역에서 벗어나게 한 결과이다. 이러한 대책으로 실내소음이 3 dB(A) 저감되고 차체진동이 4 dB 저감되어 안락한 아이들 특성을 확보 하였다.

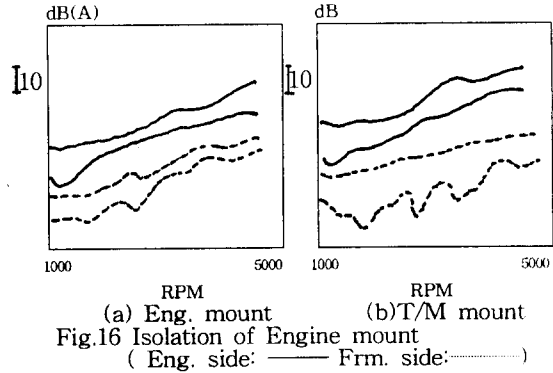


(a) Noise (b)Vibration
Fig.15 Interior noise and vibration at idle
(before: — after: - - -)

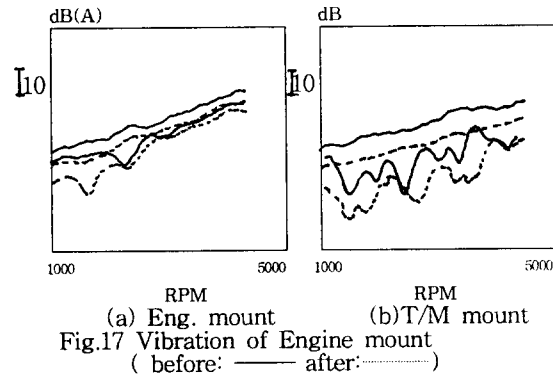
(2) 주행시 진동소음 평가

Fig.16은 TRA 지지법과 Nodal Point지지에 의한것으로 엔진에서 전달되는 절연률을 비교한 것이며 판성제원 및 탄성중심등을 고려한 토오크롤

지지법에 의한것으로 파워트레인과 차체축의 진동 절연량은 20dB 내외로 적절하다고 판단된다. 차체축 마운트 브라켓의 진동수준을 비교한 결과는Fig.17과 같다. 차체축 브라켓의 진동은 4~10 dB 저감되었으며, 이는 차체진동저감 및 실내소음저감에 크게 기대된다. 특히 실내소음의 주요인으로 작용하는 엔진의 2차 폭발성분이 저감되었으며, 이로 인해 실내소음저감이 기대된다.



(a) Eng. mount (b)T/M mount
Fig.16 Isolation of Engine mount
(Eng. side: — Frm. side: - - -)



(a) Eng. mount (b)T/M mount
Fig.17 Vibration of Engine mount
(before: — after: - - -)

Fig.18은 주행시 측정된 실내소음 및 차체진동특성을 나타낸것이다. 실내소음 데이터에서 알 수 있듯이 3600 RPM에서 발생하는 뽐노이즈(Boming Noise)는 파워트레인의 공진에 의한것이며, 이는 마운트 변경에 의하여 개선이 되었으며, 실내소음이 전 RPM구간에서 5 dB(A) 정도 저감되었다. 이는 차체진동 데이터에서 알 수 있듯이 전RPM구간에서 2차 성분을 포함한 진동성분이 10 dB내외 저감된것이 주요인이다. 이결과에 의하여 동일한 파워트레인에에서 발생하는 주기적인 가진력이 프레임 및 마운트 브라켓의 내구성 향상에도 지대한 개선효과가 있으리라 판단된다.

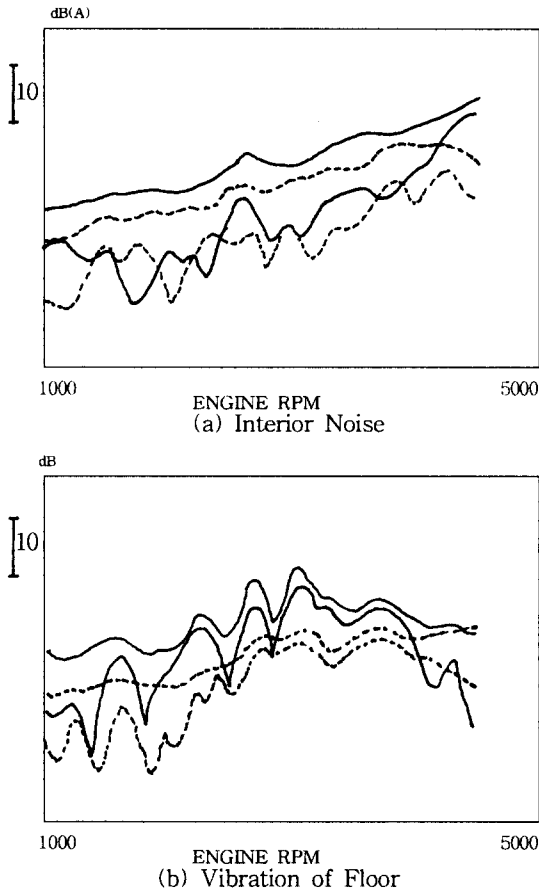


Fig.18 Interior Noise and Vibration 3WOT

6. 결론

본 연구에서는 엔진마운트 설계시 고려해야 할 사항과 설계과정 및 시험적 접근 방법등을 정립하였다.

먼저 마운트설계시 가장 기본이 되는 6자유도 강제진동의 비연성시 고려할 사항을 정립하였으며, 차량의 주행시 문제가 되는 파워트레인의 탄성진동특성을 파악하여 이를 마운트에서 적절히 절연시키는 방법을 소개 하였다. 그리고 마운팅 최적설계를 위하여 필요한 파워트레인의 토오크롤축(TORQUE ROLL AXIS)를 구하기 위하여 접근한 방법에 대하여 검토 하였으며, 최적설계를 신속히 하기 위한 마운트 설계 흐름도를 간략하게 정립할 수 있었다.

이와같은 마운트 최적설계법을 시험적인 방법으로 검증을 실시한바, 현재 개발중인 차량에서 필요한 파워트레인의 기본데이터를 시험에 의하여 구

하였다. 그 기본 데이터는 파워트레인의 관성모우먼트, 주관성축의 벡터 (VECTOR), 강제가진법을 사용한 모달테스트 (MODAL TEST)에 의한 공진모우드형상 (MODE SHAPE) 등이며 이를 근거로 하여 마운트 최적설계를 실시할 수 있었다. 이와같이 검토한 토오크롤축 (TORQUE ROLL AXIS) 지지법을 사용한 차량을 제작하여 실차 시험을 실시하여 토오크롤축지지법을 고려하지 않은 차량과 정량적으로 비교하였다.

그 결과는 다음과 같다. 먼저 엔진 마운트에 의하여 차체측 마운트 브라켓의 진동수준은 전 RPM 구간에서 4~10 dB 저감되었으며, 마운트의 진동절연량은 20 dB내외로 양호한 수준이다. 이로 인하여 차량의 주행시 차체진동은 10 dB 저감되었고, 실내소음은 전RPM 구간에서 5 dB(A)정도 저감되었다. 특히 엔진의 주가진원인 폭발에 의하여 발생하는 2차성분이 10 dB 정도 저감된것이 주목할만하다. 그리고 아이들링시 차체진동은 4 dB 저감되었고, 실내소음은 3 dB(A) 저감되어 만족스런 진동소음특성을 확보하게 되었다. 그리고 주행시 승객에게 가장 악영향을 미치는 차체진동 및 실내 부밍노이즈(Booming Noise)는 전혀 문제가 없는 수준을 달성하므로써, 추가 대책이 필요없고 육성기간 단축이 기대된다.

참고 문헌

- [1] Michael C. Kaye, "Some Aspects of the Truck Drive Train Vibration Problem" SAE 401A
- [2] Miroslav Demic, " A Contribution to the Optimization of the Position and the Characteristics of Passenger Car Powertrain Mounts" Int. J. of Vehicle Design Vol. 11, No.1, 1990. Printer U. K.
- [3] Ford Motor Co. P. E. Geck and R.D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization" SAE 840736
- [4] M. Horovitz, B. SC., "Suspension of Internal Combustion Engine in Vehicles"
- [5] 박석태 "실험적 모우드 해석법에 의한 엔진관성제원 및 마운트 고무 스프링 상수 규명" 1991. 한국자동차공학회 춘계학술 논문 1-7
- [6] T. Butsun, M. Ookuma & A.Nagamatsu, "Application of the Direct System Identification Method for Engine Rigid Body Mount System", SAE 860551
- [7] 사중성 "엔진장착조건에 따른 4WD 자동차의 진동저감에 대한 실험적 연구" 1993, 한국자동차공학회의 논문
- [8] 日本自動車技術 Handbook No1. 基礎. 理論編 pp293 ~ pp311
- [9] E.W.DOWNING "Proceeding of Rhe Automobile Division" 1957-58 No.6 IME
- [10] F. F. Timpner " Design considerations on Engine Mounting " SAE 966B