〈논 문〉 SAE NO. 98370017

차체의 탄성진동을 고려한 4기통 엔진 고무마운트의 최적설계

Optimal Design of the 4-cylinder Engine Rubber Mounts with Elastic Vibrations of Vehicle Body

박 철 희*, 오 진 우**
C. H. Pak, J. W. Oh

ABSTRACT

In this study, the objective is determine the optimal design variable of engine mount system using the rubber mount of bush-type which is usually utilized in passive control to minimize vibrations of vehicle body or transmission from engine into body. The engine model adopted in this study is 4-cylinder, 4-stroke gasoline engine supported by 4-points. The system is modelled in 10 d.o.f.-rigid body motion of the engine & transmission in 6 d.o.f., elastic motion of vehicle body in 4 d.o.f.(1st torsional, 1st vertical and 1st & 2nd lateral bending vibration mode). To consider the elastic motion of vehicle body, find the eigenvalues and mode shapes of vehicle body by modal testing and then determine the modal masses and stiffnesses of the body. The design variables of the engine mount system are locations, stiffness and damping coefficients of the rubber mounts(28 design variables). In case of considering the torque-roll axis for the engine, the design variables of the mount system are reduced to 22 design variables

The objective functions in optimal design process are considered by three cases, that is, 1) tansmitted forces through engine mounts, 2) acceleration components of generalized coordinates for the vibration of vehicle body, 3) acceleration of specified location(where gear box) of body. Three cases are analyzed and compared with each other.

주요기술용어 : Optimal Design(최적설계), Rubber Mount(고무마운트), Design Variable(설계변수), Elastic Motion(탄성진동), Vehicle Body(차체), Generalized Coordinates(일반화좌표)

* 정회원, 인하대학교 기계공학과
** 정회원, 인하대학교 대학원

1. 서 론

오늘날 자동차산업의 발달과 더불어 기술개발도 급속히 진행되고 있으며, 특히 자동차의 고속성, 저연비성 및 정숙성을 위한 자동차의 동역학, 진동 그리고 소음 특성의 파악을 통한 자동차의 성능개선이 중요한 안건이 되고있는 실정이다. 승차감과 정숙성의 관점에서 보면 자동차의 진동 및 소음문제는 가진계와 전달계 및 응답계로 볼 수 있으며 가진계 부분에서는 타이어와 노면, 풍력 그리고 엔진의 가진력 등이 있다. 타이어와 노면 그리고 풍력에서 오는 가진력등은 외부적 요인인 반면에 내부적 요인인 엔진의 차체 가진력은 정지시에도 승차감에 영향을 주므로 이를 제거하기위해 능동적, 수동적 제어방법 등이 이용되고있다.[1),2)]

자동차의 정숙성을 유지하는데 있어서 가장 큰 문제중의 하나는 엔진진동의 감소이며, 궁극적으로는 엔진으로부터 차체로 전달되는 동역학적 힘[3),4)]의 감소일 것이다. 이를위해 이용되는 능동적 제어방법은 효과적일 수 있으나 경제성과 설치의 용이성 측면에서는 수동적 제어방법에 미치지 못한다. 비록 수동적 제어방법일지라도 효과적으로 적용된다면 좁은 엔진룸공간에 설치가 용이하고, 경제적이면서 반영구적으로 쓰일 수 있을 것이다.[5)]

따라서 본 연구에서는 수동적 제어방법으로 많이 활용되는 고무마운트를 이용한 엔진마운트 시스템에 대해 엔진가진력의 차체로의 전달 또는 차체진동을 최소화하도록 설계변수를 결정하는데 목적을 두고 있다. 대상모델은 4점지지방식의 4실린더 4행정 가솔린엔진(2,000cc)으로서, 엔진마운트의 최적화를 위해 엔진의 6자유도 강체운동과 차체의 4자유도 탄성운동(1차비틀림, 1차종굽힘, 1, 2차횡굽힘진동)을 고려한 10자유도의 시스템으로 모델링하였다. 이때 차체의 탄성진동을 고려하기위해 실차의 모달실험을 통해 차체의 고유진동수와 모드형상을 구하였으며, 이를통해 모달질량과 강성을 결정한 후, 차체진동모드의 일반화좌표를 통해 차체진동특성을 표현하도록 하였다. 설계변수로서는 엔진마운트의 위치, 강성, 감쇠 등을 동시에 고려하여 최적화시의 효율성이 증가되도록 하였다. 이때 설계변수는 총 28개가 되지만 토크롤축-엔진토크의 반작용에 의해 엔진이 회전하려는 축-을 고려하여 두 군데의 마운트의 위치를 고정하였을 때는 22개로 줄여질 수 있으며, 토크롤축을 고려한 설계변수의 설정이 최적화수행시 목적함수의 수렴성에 보다 나은 결과를 주고 있음을 알 수 있었다. 또한 최적화수행시의 목적함수는 1) 엔진마운트를 통한 엔진의 전달력 2) 차체진동 일반화좌표의 가속도성분 3) 차체의 특정부위의 가속도 등의 3가지 경우에 대해 해석하여 비교, 고찰하였다.

2. 시스템 모델링

엔진가진력의 차체로의 전달 또는 차체진동을 최소화하도록 엔진마운트의 설계변수들을 최적화하기위해 엔진과 차체를 10자유도의 모델로 구성하였다. 이때 엔진과 트랜스미션은 일체형으로서 6자유도의 강체운동(각각 3방향 병진과 회전)을 하며, 엔진마운트는 Fig.1에 나타낸 바와 같이 4점지지 방식으로 부쉬형태를 하고 있으며 다음과 같이 가정하였다.

1) 엔진마운트는 재질이 등방질이며 균질하고, 온도에 의한 강성계수의 변화는 무시함.
2) 엔진마운트의 회전 강성계수를 무시하고 주축 방향으로 3개의 선형 스프링과 점성감쇠기로 모델링함.

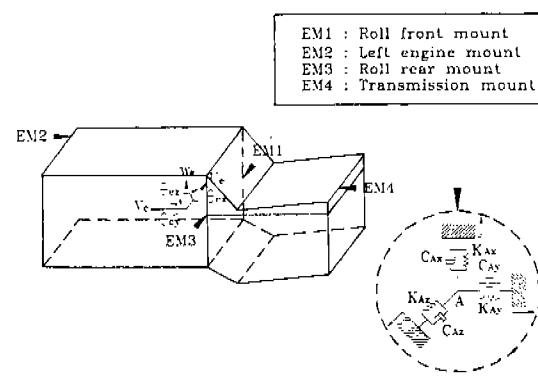


Fig.1 The Coordinates System and Model of the Engine & Transmission

차체는 비선형성이 강한 복잡한 구조를 갖고 있으며, 차체를 탄성체로 고려한다면 연속계로서 무한개의 자유도를 갖게되며 엔진은 유한개의 자유도로 모델링되어 차체에 연결되어 있으므로 차체진동과 밀접한 관계를 갖고 있다. 따라서 차체를 모델링시 모달근사법(Modal Approximation)[6]을 이용하여 관심있는 몇 개의 차체모드만을 고려하여 해석하였다. 즉 Fig.2에 나타낸 것처럼 차체를 빔(Beam)형태로 고려하여 엔진과 연결된 모델을 구성하였다. 일반적으로 차체진동의 유형을 살펴보면 각각 X-Y평면, X-Z평면, Y-Z평면의 굽힘진동과 각각 X, Y, Z 축에 대한 비틀림진동 그리고 각각 X, Y, Z 축으로의 인장과 압축 등을 생각할 수 있을 것이다. 그러나 본 연구에서는 엔진의 운동과 밀접한 관계가 있을 것으로 생각되는 4가지의 차체모드를 모달실험을 통하여 구하였다. 즉 실차의 3방향 모드형상과 고유진동수를 구하기 위해 Fig.3 과 같이 차체 모드 실험을 위한 기하형상을 설정하고, 차체의 종굽힘과 비틀림 진동 모드를 구하기 위해 51점을 랜덤신호로 가진하였으며 횡굽힘 진동모드는 12점을 가진하였다. 이러한 모달실험을 통해 얻은 실험결과를 모드해석 전용 프로그램인 MODAL PLUS를 이용하여 해석하였으며, 차체 모드실험의 계통도는 Fig.4에 도시하였다.

1) X축에 대한 차체의 비틀림 진동모드 (1차 모드)

$$\Theta_1(x)=0.017516+0.050973x+0.022928x^2+0.0029860x^3 \quad (1)$$

2) X-Z 평면의 좌우방향으로의 굽힘진동 (1차, 2차 모드)

$$Y_1(x)=-0.00027976+0.0009057x+0.0005194x^2+0.0000320x^3 \quad (2)$$

$$Y_2(x)=-0.000737+0.001596x+0.001598x^2+0.000281x^3 \quad (3)$$

3) X-Y평면의 상하방향으로의 굽힘진동 (1차 모드)

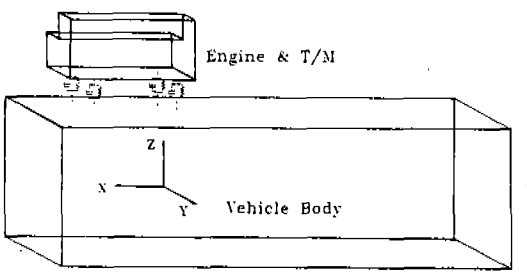


Fig.2 Modeling of the Engine and Vehicle Body

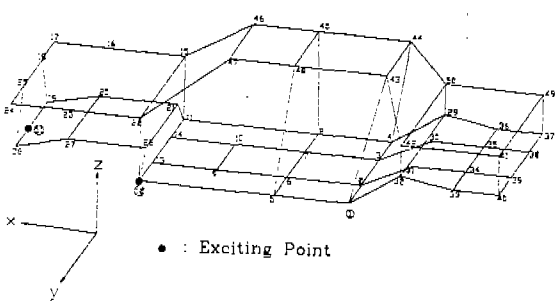


Fig.3 Geometry of Vehicle Body

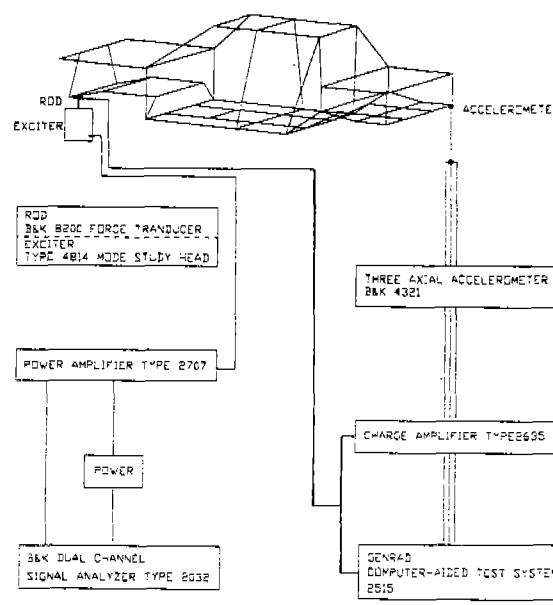


Fig.4 Configuration of Modal Testing for Vehicle Body

$$Z_1(x) = -0.00062218 + 0.010969x + 0.007905x^2 + 0.0012687x^3 \quad (4)$$

또한 각 모드에 해당하는 고유진동수는 아래와 같다.

$$\omega_{1T}=39.839\text{Hz},\ \omega_{1L}=15.16\text{Hz},\ \omega_{2L}=17.157\text{Hz},\ \omega_{1V}=24.24\text{Hz} \quad (5)$$

3. 시스템의 운동방정식

3.1 엔진과 차체의 운동

Fig.2에서 강체로 가정한 엔진 및 트랜스미션의 운동은 무게 중심점에서 u_e, v_e, w_e의 3방향 병진운동과 3축에 대한 회전운동 θ_{eu}, θ_{ev}, θ_{ew}을 하며, 차체는 4자유도에 의한 탄성운동을 한다. 따라서 엔진 및 T/M과 차체의 i-번째 연결점(i-th mount)에서의 엔진의 강체운동으로 인한 변위벡터를 $\vec{X}_{ei}$, 차체의 탄성진동에 의한 변위를 $\vec{X}_{Body\ i}$라 한다면 좌표계와 변위벡터간의 관계는 Fig.5처럼 표현할 수 있다.

여기서 X-Y-Z는 차량좌표계이며, U-V-W는 엔진의 무게중심에 원점을 둔 좌표계이다. 또한 $\vec{X}_{CG}=\{x_{cg},\ y_{cg},\ z_{cg}\}$는 차량좌표계에서 엔진의 무게중심까지의 위치벡터이고,
$\vec{X}_{egi}=\{x_{egi},\ y_{egi},\ z_{egi}\}$는 엔진의 무게중심에서 i-번째 마운트까지의 위치벡터이며,
$\vec{X}_i=\{x_i,\ y_i,\ z_i\}$는 차량좌표계의 원점에서 i-번째 마운트까지의 위치벡터이다.

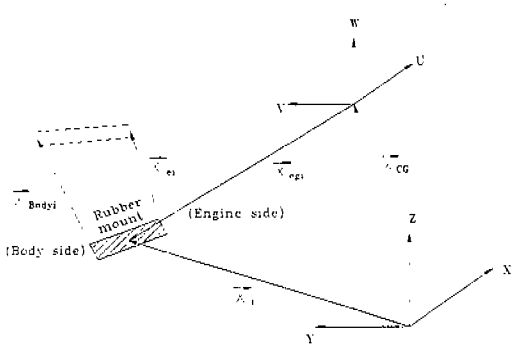


Fig.5 The Coordinates System and Displacement Vectors for the Model

따라서 엔진 및 T/M 의 강체진동에 의한 i-번째 엔진마운트의 변위 x_{ei}, y_{ei}, z_{ei}는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} x_{ei} &= u_e - (y_{egi}-y_{cg})\theta_{ew} + (z_{egi}-z_{cg})\theta_{ev} \\ y_{ei} &= v_e + (x_{egi}-x_{cg})\theta_{ew} - (z_{egi}-z_{cg})\theta_{eu} \\ z_{ei} &= w_e + (y_{egi}-y_{cg})\theta_{eu} - (x_{egi}-x_{cg})\theta_{ev} \end{aligned} \quad (6)$$

또한 차체의 탄성진동으로 인한 i-번째 엔진마운트의 변위 $x_{Body\ i}$, $y_{Body\ i}$, $z_{Body\ i}$는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_{Body\ i}(t) &= 0 \\ y_{Body\ i}(t) &= Y_1(x_i)\cdot q_1(t) - l_i\sin\theta_i\,\Theta_1(x_i)\cdot p(t) \\ &\quad + Y_2(x_i)\cdot q_2(t) \\ z_{Body\ i}(t) &= Z_1(x_i)\cdot r(t) + l_i\cos\theta_i\,\Theta_1(x_i)\cdot p(t) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, x_i : 차량좌표계에서 본 i-번째 엔진마운트 위치의 x좌표
l_i : 차체의 비틀림중립축과 i-번째 마운트까지의 직선 거리
θ_i : i-번째 엔진마운트의 위치 벡터와 y축이 이루는 각

3.2 엔진과 차체의 운동에너지와 포텐셜에너지

6자유도의 강체운동을 하는 엔진의 운동에너지는 식(8)과 같고, 엔진마운트에서의 탄성에너지는 앞서의 식(6)과 (7)을 적용하면 식(9)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{eg} &= \frac{1}{2}M_e(\dot{u}_e^2+\dot{v}_e^2+\dot{w}_e^2) + \frac{1}{2}(I_{xx}^e\dot{\theta}_{eu}^2 + I_{yy}^e\dot{\theta}_{ev}^2 + I_{zz}^e\dot{\theta}_{ew}^2 \\ &\quad - 2I_{xy}^e\dot{\theta}_{eu}\dot{\theta}_{ev} - 2I_{yz}^e\dot{\theta}_{ew}\dot{\theta}_{ev} - 2I_{zx}^e\dot{\theta}_{eu}\dot{\theta}_{ew} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} V_{eg} &= \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{4}[k_{exi}[x_{ei}-x_{Body\ i}]^2 + k_{eyi}[y_{ei}-y_{Body\ i}]^2 \\ &\quad + k_{ezi}[z_{ei}-z_{Body\ i}]^2] \end{aligned} \quad (9)$$

차체의 탄성진동으로 인한 운동에너지와 포텐셜에너지를 구하기위해 각 방향으로의 모드 형상과 고유진동수는 식(1)~(5)를 사용하였다. 즉

표 1에 나타낸 차체 길이방향으로의 하중분포와 모드형상을 이용하여 차체의 모달질량을 구하였으며, 이로부터 차체의 모달강성을 구하였다. 따라서 차체의 탄성운동으로 인한 운동에너지와 포텐셜에너지는 다음과 같다.

1) 비틀림진동에 의한 운동에너지와 포텐셜 에너지

$$T_t=\frac{1}{2}I_{1T}\cdot\dot{p}^2,\quad V_t=\frac{1}{2}k_{1T}\cdot p^2 \tag{10}$$

여기서

$$I_{1T}=\int_0^1 I_1\Theta_1^2(x)\,dx+\int_1^2 I_2\Theta_1^2(x)\,dx+\cdots+\int_{20}^{21} I_{21}\Theta_1^2(x)\,dx$$

$K_{1T}=(2\pi\omega_{1T})^2\cdot I_T$

$\Theta_1(x)$: 차체의 1차 비틀림 진동모드

2) 횡굽힘 진동에 의한 운동에너지와 포텐셜 에너지

$$T_L=\frac{1}{2}M_{1L}\cdot\dot{q}_1^2+\frac{1}{2}M_{2L}\cdot\dot{q}_2^2$$

$$V_L=\frac{1}{2}K_{1L}\cdot q_1^2+\frac{1}{2}K_{2L}\cdot q_2^2 \tag{11}$$

여기서

$$M_{1L}=\int_0^1 m_1Y_1^2(x)\,dx+\int_1^2 m_2Y_1^2(x)\,dx+\cdots+\int_{20}^{21} m_{21}Y_1^2(x)\,dx$$

표 1 차체의 길이방향으로의 질량분포

Element	From(m) VLEN(I , 1)	To(m) VLEN(I , 2)	Mass(kg) VMADIS(I)
1	−3.87	−2.77	181.7
2	−2.77	−2.21	99.4
3	−2.21	−2.135	20.4
4	−2.135	−1.7	73.3
5	−1.7	−1.31	198.7
6	−1.31	−1.09	36.2
7	−1.09	−0.6145	75.5
8	−0.6145	−0.575	10.8
9	−0.575	−0.46	22.1
10	−0.46	−0.315	28.7
11	−0.315	−0.2025	22.9
12	−0.2025	−0.1325	17.7
13	−0.1325	−0.10	5.8
14	−0.10	−0.03	17.3
15	−0.03	0.05	24.0
16	0.05	0.1275	19.9
17	0.1275	0.19	49.3
18	0.19	0.2925	15.8
19	0.2925	0.475	42.8
20	0.475	0.65	33.6
21	0.65	0.81	35.9

$K_{1L}=(2\pi\omega_{1L})^2 \cdot M_{1L}$

$Y_1(x)$: 차체의 1차 횡굽힘 진동모드

$$M_{2L}=\int_0^1 m_1 Y_2^2(x)dx+\int_1^2 m_2 Y_2^2(x)dx+\cdots + \int_{20}^{21} m_{21} Y_2^2(x)dx$$

$K_{2L}=(2\pi\omega_{2L})^2 \cdot M_{2L}$

$Y_2(x)$: 차체의 2차 횡굽힘 진동모드

3) 종굽힘 진동으로 인한 운동에너지와 포텐셜 에너지

$$T_V=\frac{1}{2}M_{1v} \cdot \dot{r}^2$$

$$V_V=\frac{1}{2}K_{1v} \cdot r^2 \qquad (12)$$

여기서

$$M_{1v}=\int_0^1 m_1 Z_1^2(x)dx+\int_1^2 m_2 Z_1^2(x)dx+\cdots + \int_{20}^{21} m_{21} Z_1^2(x)dx$$

$K_{1v}=(2\pi\omega_{1v})^2 \cdot M_{1v}$

$Z_1(x)$: 차체의 1차 종굽힘 진동모드

4) 차체의 탄성진동으로 인한 전체운동에너지와 포텐셜에너지

$$T_{Body}=T_T+T_L+T_V$$
$$V_{Body}=V_T+V_L+V_V \qquad (13)$$

3.3 Rayleigh's 소멸함수

엔진마운트 고무의 감쇠에 대한 등가점성 감쇠상수는 $C=\frac{Bk}{\omega}$로 보았으며, B는 재질에 따른 이력감쇠상수이다. 따라서 다음과 같이 Rayleigh 소멸함수(Dissipation Function)을 쓸 수 있다.

$$F_k=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{4}[c_{exi}[\dot{x}_{ei}-\dot{x}_{Body\ i}]^2+c_{eyi}[\dot{y}_{ei}-\dot{y}_{Body\ i}]^2 + c_{ezi}[z_{ei}-z_{Body\ i}]^2] \qquad (14)$$

3.4 엔진의 가진특성

본 연구에서 대상으로 하고있는 엔진모델은 4실린더-4행정 가솔린엔진으로서 크랭크축의 위상차는 0°-180°-180°-0°이며, 점화순서는 1-3-4-2순으로 진행된다. 엔진내부에서 운동하는 피스톤과 커넥팅로드 그리고 크랭크아암을 등가병진질량(m_B)과 등가회전질량(m_A)로 나타내었다. 이때 등가회전질량에 의한 가진효과는 크랭크축에 장착된 카운터 발란스에 의해 상쇄된다고 가정하였다. 또한 커넥팅로드의 관성모멘트와 등가계의 관성모멘트간의 오차에 의한 수정토크는 작다고 보고 무시하였다. 따라서 엔진내부에서 발생하는 가진특성은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

3.4.1 엔진의 관성력, 관성토크 와 관성모멘트

1) 관성력(Inertia Force)

$$F_I=\frac{4m_B R^2\omega^2}{L}\cos 2\omega t\,\vec{k} \qquad (15)$$

여기서 R은 크랭크 아암의 회전반경이고, L은 커넥팅로드의 길이임

2) 관성토크(Inertia Torque)

$$T_I=-2m_B R^2\omega^2 \sin 2\omega t \qquad (16)$$

3) 관성모멘트(Inertia Moment)

$$M_I=m_B R\omega^2[[\cos\omega t\sum_{i=1}^{4}(y_{pi}-y_{cg})\cos\phi_i + \sin\omega t\sum_{i=1}^{4}(y_{pi}-y_{cg})\sin\phi_i + \frac{R}{L}(\cos 2\omega t\sum_{i=1}^{4}(y_{pi}-y_{cg})\cos 2\phi_i + \sin 2\omega t\sum_{i=1}^{4}(y_{pi}-y_{cg})\sin 2\phi_i)]\vec{i}$$

$$-[\cos\omega t\sum_{i=1}^{4}(x_{pi}-x_{cg})\cos\phi_i$$

$$+\sin\omega t\sum_{i=1}^{4}(x_{pi}-x_{cg})\sin\phi_i \qquad (17)$$

$$+\frac{R}{L}(\cos 2\omega t\sum_{i=1}^{4}(x_{pi}-x_{cg})\cos 2\phi_i$$

$$+\sin 2\omega t\sum_{i=1}^{4}(x_{pi}-x_{cg})\sin 2\phi_i)]j]$$

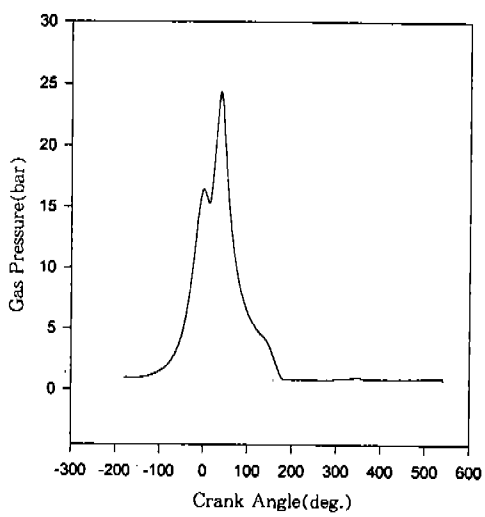
$$=M_{IX}\hat{i}+M_{IY}\hat{j}$$

여기서 x_{pi}, y_{pi}는 i번째 실린더에 작용되는 관성력 작용점의 x, y 좌표값

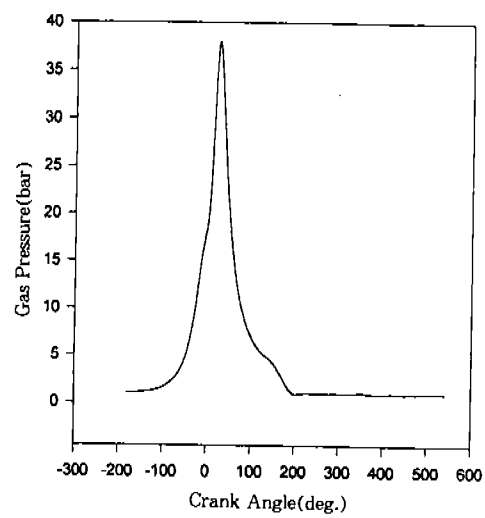
3.4.2. 엔진의 가스토크

대상모델 엔진(2,000cc)에 대해 실린더내부에서 가스폭발에 의한 가스압력을 실험을 통해 구하였으며, 그 결과를 크랭크축의 회전속도에 따라 Fig.6에 나타내었다. 즉 4행정기관이므로 가스폭발은 크랭크축의 2회전마다 1회 발생하며, 실린더내부의 가스압력을 1° 간격으로 측정하였다. 횡축은 −180°~540°로써 가스폭발의 1주기에 해당된다. 종축은 가스압력으로써 단위는 bar이다. 이러한 가스압력곡선을 주파수영역에서 실수부와 허수부에 대해 살펴보면 주파수성분은 $\frac{n}{2}\omega$, $(n=0,1,2,\cdots)$ 으로 나타내어 지는데, 수치해석을 위해 n=5까지 고려하였다. 또한 가스압력의 주파수성분을 이용하여 cosine항과 sine항으로 표현할 수 있으며, 엔진의 회전속도에 따른 각각 cosine, sine성분들의 변화를 나타내면 Fig.7, 8과 같다. 그리고 이러한 엔진회전속도에 따른 하모닉성분들의 변화는 그림에서 알 수 있듯이 2,500rpm까지는 거의 선형적으로 변하고 있으며, 본 연구의 엔진마운트의 최적화수행시 엔진의 공회전 또는 저속구간에 대해 해석을 수행하므로 가스압력[bar]의 하모닉성분들의 계수들은 선형식으로 표현할 수 있으며, 실린더의 내경(85㎜)을 고려하여 엔진의 회전속도(rpm)에 따른 가스힘[N]으로 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
F_{gc0}&=0.99717rpm+3{,}523.7,\\
F_{gc1}&=-0.23308rpm-641.05,\\
F_{gc2}&=-0.70046rpm-1{,}326.0,\\
F_{gc3}&=0.31670rpm+771.84,\\
F_{gc4}&=0.58990rpm-7{,}7703,\\
F_{gc5}&=-0.49944rpm-62.644
\end{aligned} \qquad (18)$$

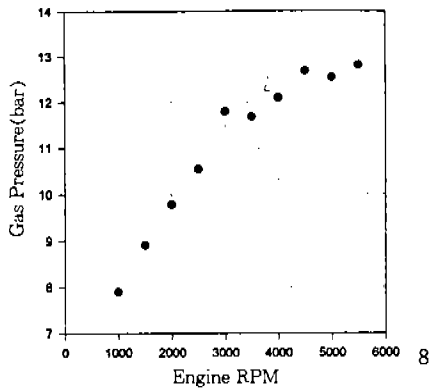


(a) 1,000RPM

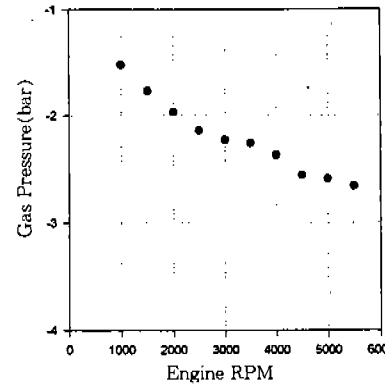


(b) 2,000RPM

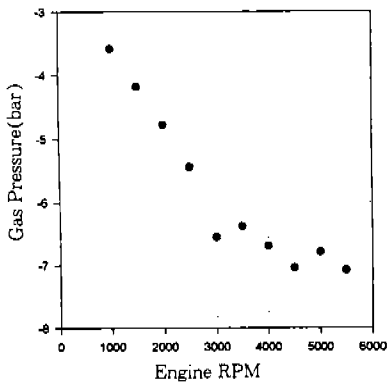
Fig.6 Variation of Gas Pressure at the Engine Operating RPM



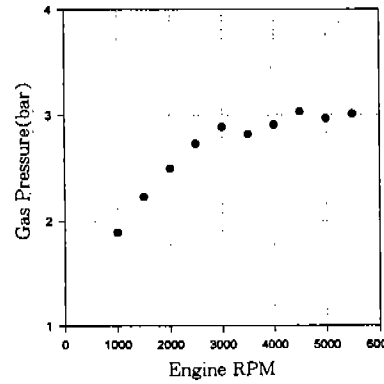
(a) Constant



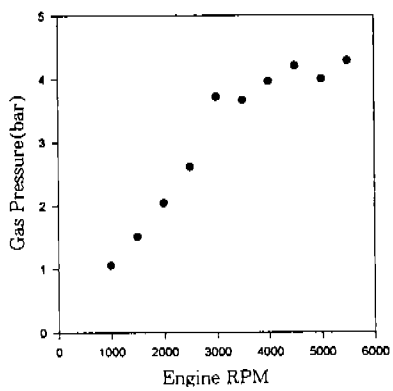
(b) cos$\omega t/2$



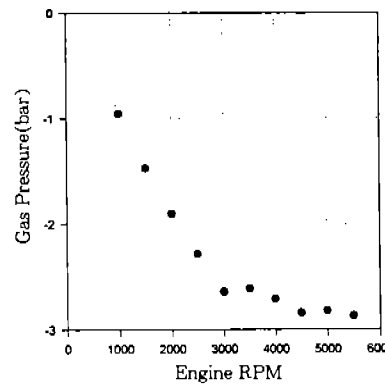
(c) cosωt



(d) cos3$\omega t/2$

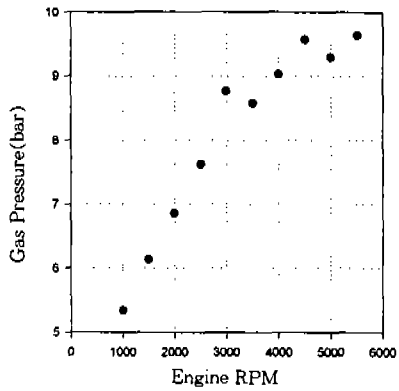


(e) cos2ωt

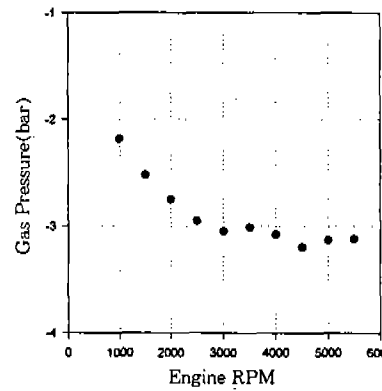


(f) cos5$\omega t/2$

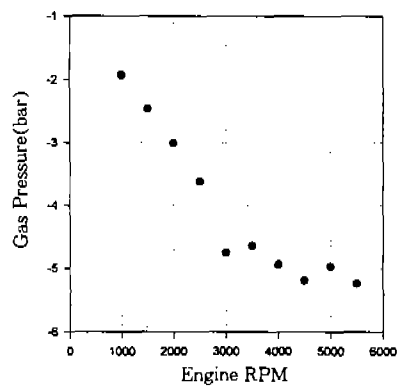
Fig.7 Coefficients of the Cosine at the Engine Operating RPM



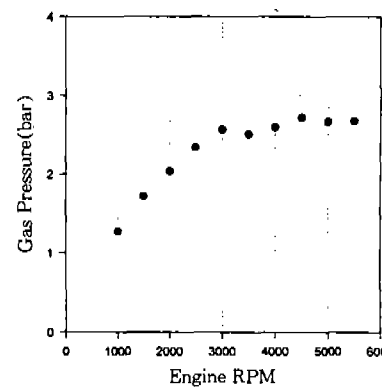
(a) $\sin\omega t/2$



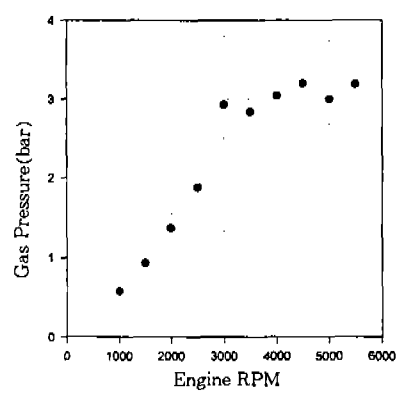
(b) $\sin\omega t$



(c) $\sin 3\omega t/2$



(d) $\sin 2\omega t$



(e) $\sin 5\omega t/2$

Fig.8 Coefficients of the Sine at the Engine Operating RPM

$$F_{gs1}=0.86067rpm+2{,}178.1,$$
$$F_{gs2}=-0.28787rpm-973.16,$$
$$F_{gs3}=-0.63653rpm-450.74,$$
$$F_{gs4}=0.39817rpm+348.74,$$
$$F_{gs5}=0.49202rpm-186.63 \quad (19)$$

따라서 식(18), (19)의 가스힘을 이용하여 가스토크를 표현하면 다음과 같다.

$$T_g=\sum_{i=1}^{4}\Big[F_{gc0}+F_{gc1}\cos\Big(\frac{1}{2}\omega t-\phi_i\Big)+F_{gs1}\sin\Big(\frac{1}{2}\omega t-\phi_i\Big)$$
$$+F_{gc2}\cos(\omega t-\phi_i)+F_{gs2}\sin(\omega t-\phi_i)$$
$$+F_{gc3}\cos\Big(\frac{3}{2}\omega t-\phi_i\Big)+F_{gs3}\sin\Big(\frac{3}{2}\omega t-\phi_i\Big)$$
$$+F_{gc4}\cos(2\omega t-\phi_i)+F_{gs4}\sin(2\omega t-\phi_i)$$
$$+F_{gc5}\cos\Big(\frac{5}{2}\omega t-\phi_i\Big)+F_{gs5}\sin\Big(\frac{5}{2}\omega t-\phi_i\Big)\Big]$$
$$R\cdot\Big[\sin(\omega t-\phi_i)+\frac{R}{2L}\sin(2\omega t-2\phi_i)\Big]j \quad (20)$$

여기서 ϕ_i는 가스폭발의 위상차로서 ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3, ϕ_4는 각각 0°, 180°, 360°, 540°이다.

윗 식을 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_g=\Big[2RF_{gs2}\cos2\omega t+\Big(\frac{2R^2}{L}F_{gc0}-2RF_{gc2}\Big)$$
$$\sin2\omega t-\frac{R^2}{L}F_{gs4}\cos4\omega t+\frac{R^2}{L}F_{gc4}\sin4\omega t$$
$$+\frac{R^2}{L}F_{gs4}-2RF_{gs2}\Big]j \quad (21)$$

3.5 시스템의 운동방정식과 정상상태의 해

앞서 구한 식들로부터 시스템의 전체운동에너지와 포텐셜에너지는 식(22)처럼 쓸 수 있으며, 식(22), (14)~(17), (21)을 식(23)의 라그란지식에 적용하면, 식(24)과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$T=T_{eR}+T_{Body},\quad V=V_{eR}+V_{Body} \quad (22)$$

$$\frac{d}{dt}\Big(\frac{\partial L}{\partial\dot{q}_k}\Big)-\frac{\partial L}{\partial q_k}+\frac{\partial F_k}{\partial\dot{q}_k}=Q_k,\ k=1,2,\cdots,10 \quad (23)$$

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F\} \quad (24)$$

여기서

$$\{x\}^T=\{u,\ v,\ w,\ \theta_U,\ \theta_V,\ \theta_W,\ p,\ q_1,\ q_2,\ r\}$$
$$\{F\}^T=\{0,0,F_b,M_{lX},M_{lY}+T_l+T_g,0,0,0,0,0\}$$

또한 식(24)로 표현되는 시스템의 정상상태의 해는 식 (25)와 같이 쓸 수 있으며, 그 최대값은 식 (26)과 같다.

$$x=\sum_{n=1}^{2}\bar{x}_n\ e^{i2n\omega t},\ \bar{x}_n=x_{nr}+ix_{ni} \quad (25)$$

$$x_{max}=|\bar{x}_1|+|\bar{x}_2| \quad (26)$$

4. 엔진마운트의 최적설계

4.1 엔진의 토크롤축 결정

토크롤축은 엔진이 크랭크축에서 토크반발을 받아 회전하려는 축으로서, 이 축상에 엔진마운트를 위치시키면 회전과 병진의 연성이 발생하지 않으므로 마운트의 최적설계시 유리하다.[2] 이를 구하기위해 우선 실험적으로 구해 알고있는 엔진/TM의 질량관성모멘트를 이용하여 주관성모멘트(Ixx, Iyy, Izz)와 주축의 방향을 식(27)처럼 각각 구할 수 있다. 또한 주축을 Fig.9에서 처럼 XX-YY-ZZ좌표계라 하고, y축에 반발토크 T가 작용할 때, 병진은 발생하지 않고 순수 회전만 발생하는 토크롤축상의 임의의 한점 A의 좌표값을 x-y-z좌표계로 표현하면 식(28)과 같다.

$$[I_{prin}]=\begin{bmatrix}I_{XX}&0&0\\0&I_{YY}&0\\0&0&I_{ZZ}\end{bmatrix} \quad (27)$$

$$[L]=\begin{bmatrix}L_{Xx}&L_{Yx}&L_{Zx}\\L_{Xy}&L_{Yy}&L_{Zy}\\L_{Xz}&L_{Yz}&L_{Zz}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\cos\alpha_1&\cos\beta_1&\cos\gamma_1\\\cos\alpha_2&\cos\beta_2&\cos\gamma_2\\\cos\alpha_3&\cos\beta_3&\cos\gamma_3\end{bmatrix}$$

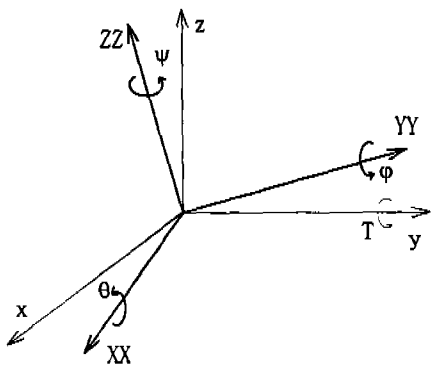


Fig.9 The Design Axes and Pricipal Axes of the Engine

여기서 L_{Xx}, L_{Xy} … 는 XX축과 x축, XX축과 y축, …, 간의 방향여현이다.

$$A_x=A_{XX}\cos\alpha_1+A_{YY}\alpha_2+A_{ZZ}\cos\alpha_3$$
$$=A_{XX}\left[\cos\alpha_1+\cos\alpha_2\left(\frac{I_{XX}\cos\beta_2}{I_{YY}\cos\beta_1}\right)+\cos\alpha_3\left(\frac{I_{XX}\cos\beta_3}{I_{ZZ}\cos\beta_1}\right)\right]$$
$$A_y=A_{XX}\left[\cos\beta_1+\cos\beta_2\left(\frac{I_{XX}\cos\beta_2}{I_{YY}\cos\beta_1}\right)+\cos\beta_3\left(\frac{I_{XX}\cos\beta_3}{I_{ZZ}\cos\beta_1}\right)\right]$$
$$A_z=A_{XX}\left[\cos\gamma_1+\cos\gamma_2\left(\frac{I_{XX}\cos\beta_2}{I_{YY}\cos\beta_1}\right)+\cos\gamma_3\left(\frac{I_{XX}\cos\beta_3}{I_{ZZ}\cos\beta_1}\right)\right] \quad (28)$$

따라서 식(28)로부터 구한 점A와 엔진의 무게중심점을 지나는 직선이 토크롤축이 된다.

이와같은 일련의 과정을 본 대상엔진에 적용하면 다음과 같다.

$$[I_{pin}]=\begin{bmatrix}13.53 & 0 & 0\\ 0 & 14.34 & 0\\ 0 & 0 & 2.78\end{bmatrix},$$

$$[L]=\begin{bmatrix}0.7435 & -0.6665 & 0.6503\\ 0.1566 & 0.2522 & 0.7015\\ 0.6503 & -0.9550 & 0.2916\end{bmatrix} \quad (29)$$

또한 토크롤축상의 임의의 한점의 좌표값은 $(A_x, A_y, A_z)=(1.35, 28.95, -6.96)$이 되며, 네지점의 엔진마운트중에서 두지점의 마운트위치를 토크롤축상에 위치시키기 위해 엔진의 양측면에 수직평면을 설정하고, 그 평면들과 토크롤축이 교차하는 지점에 2번과 4번 마운트를 설치한다면 차량좌표계로 표현된 좌표값은 다음과 같다.

EM2=(213.7, 472.5, 39.3),

EM4=(173.6, −390.53, 264.6)

4.2 목적함수와 설계변수

엔진마운트의 진동전달저감을 위한 최적화를 수행하는데 있어서, 설계변수로는 엔진마운트 각 지점의 위치(4지점, x-y-z좌표값 : 12개 변수), 강성(4지점, x-y-z방향 : 12개변수), 감쇠계수(4지점 : 4개변수)를 동시에 고려하였다. 또한 마운트위치에 대한 제약조건으로는 엔진을 둘러싸는 4개의 평면내의 이동으로 제한을 하였으며, 강성과 감쇠계수변화는 기존설계값의 50%내로 제한하였다. 따라서 전체 설계변수는 28개가 되며, 앞서 언급한 토크롤축상에 엔진마운트를 위치시킬 경우에는 설계변수가 22개로 줄여질 수 있다.

엔진의 가진성분이 $2n\omega$, $(n=1,2)$이므로 각각의 가진성분에 대한 시스템의 해를 구한 후, 이를 선형결합하여 최대치를 결정하였으며, 최적화시의 목적함수로는 다음의 세가지 경우에 대하여 고찰하였다.

1) 엔진마운트에서의 전달력을 목적함수로 할 경우- I

엔진의 6자유도 강체운동으로 인한 각 마운트 지점의 변위와 차체의 탄성진동으로 인한 마운트 지점의 변위를 고려하여 전달력(F_T)을 계산한다. 따라서 i-번째 마운트에서 발생하는 x, y, z 방향으로의 전달력은 다음과 같다.

$$F_{Tu}=[\bar{u}-\widehat{y_{cg}}\bar{\theta}_w+\widehat{z_{cg}}\bar{\theta}_v]k_{cu}+[\dot{\bar{u}}-\widehat{y_{cg}}\dot{\bar{\theta}}_w+\widehat{z_{cg}}\dot{\bar{\theta}}_v]c_{cu}$$

$$F_{Tv}=[(\bar{v}+\widehat{x_{cg}}\bar{\theta}_w-\widehat{z_{cg}}\bar{\theta}_u)-(Y_1\bar{q}_1-l_i\sin\theta_i\Theta_1\bar{p}+Y_2\bar{q}_2)]k_{cv}$$
$$+[\dot{\bar{v}}+\widehat{x_{cg}}\dot{\bar{\theta}}_w-\widehat{z_{cg}}\dot{\bar{\theta}}_u)-(Y_1\dot{\bar{q}}_1-l_i\sin\theta_i\Theta_1\dot{\bar{p}}+Y_2\dot{\bar{q}}_2)]c_{cv}$$

$$F_{Tz}=[(\bar{w}+\widehat{y_{cg}}\bar{\theta}_u-\widehat{x_{cg}}\bar{\theta}_v)-(Z_1\bar{r}+l_i\cos\theta_i\Theta_1\bar{p})]k_{cz}$$
$$+[(\dot{\bar{w}}+\widehat{y_{cg}}\dot{\bar{\theta}}_u-\widehat{x_{cg}}\dot{\bar{\theta}}_v)-(Z_1\dot{\bar{r}}+l_i\cos\theta_i\Theta_1\dot{\bar{p}})]c_{cz} \quad (30)$$

여기서 $\bar{u}=u_{real}+u_{imag.}\ i$, ……, 이고, $\widehat{x_{cm}}=x_i-x_{cg}$ ……, 이다.

따라서 목적함수는 다음과 같이 구성된다.

$$\text{Objective function}=\sum_{i=1}^{4}[|F_{TXi}|_{max}+|F_{TYi}|_{max}+|F_{TZi}|_{max}] \quad (31)$$

2) 차체 탄성 진동모드의 일반화좌표의 가속도성분을 목적함수로 할 경우-Ⅱ

엔진마운트의 최적화수행시 일반적으로는 전달력을 목적함수로 설정하고 있으나, 엔진력에 의한 차체에 진동저감이 궁극적인 목적이 될 수 있으므로 차체진동을 최소화하도록 목적함수를 설정하는 것이 보다 바람직할 것이다. 따라서 본 연구에서는 차체의 탄성운동을 4자유도로 가정하였으므로, 이에 따른 비틀림과 굽힘진동모드의 일반화좌표 복소해는 $\bar{p}$, $\bar{q}_1$, $\bar{q}_2$, $\bar{r}$로 구해질 수 있다. 또한 차체의 진동을 최소화하기 위해서는 진동모드들의 일반화좌표값을 최소화하도록 결정하여야 하므로 다음과 같이 목적함수를 결정하였다.

$$\text{Objective function}=|\ddot{\bar{p}}|_{max}+|\ddot{\bar{q}}_1|_{max}+|\ddot{\bar{q}}_2|_{max}+|\ddot{\bar{r}}|_{max} \quad (32)$$

3) 차체에 위치한 특정부위의 가속도성분을 목적함수로 할 경우-Ⅲ

이 경우는 특정부위 또는 진동의 전달시 중요한 경로라 판단되는 지점의 진동응답을 최소화하도록 목적함수를 설정하는 것으로서, 예를들면 조향휠의 진동을 저감시킬 경우에는 차체의 진동이 조향축으로 전달되는 경로를 차단하면 효과적일 것이다. 물론 조향축으로 전달되는 경로는 여러 가지가 있으나 조향휠의 비틀림진동에 영향을 주는 유력한 경로로 생각되어지는 것은 조향축의 끝단이 결합되어있는 기어박스지점으로, 이 지점의 운동이 조향휠의 진동에 크게 영향을 미칠 것으로 판단되기에 식(34)와 같이 목적함수를 설정하였다. 이러한 경우는 특정부위의 진동만 줄여 주게되므로 엔진마운트의 최적설계값으로 이용하는데는 무리가 있지만, 엔진마운트의 설계변수값과 특정부위의 관계를 고찰하는데는 유용할 것이다. 따라서 기어박스위치의 y, z방향으로의 가속도 성분과 이에따른 목적함수는 다음과 같다.

$$G_y=Y_1(x_G)\ddot{\bar{q}}_1-l_i\sin\theta_i\Theta_1(x_G)\ddot{\bar{p}}+Y_2(x_G)\ddot{\bar{q}}_2$$

$$G_z=Z(x_G)\ddot{\bar{r}}+l_i\cos\theta_i\Theta_1(x_G)\ddot{\bar{p}} \quad (33)$$

$$\text{Objective function}=|G_y|_{max}+|G_z|_{max} \quad (34)$$

4.3 최적설계의 해석결과

엔진마운트의 설계변수는 토크롤축의 고려시는 22개이고, 비고려시는 28개가 되며 목적함수는 식(31), (32), (34)에 해당되는 세가지 경우에 대해 해석을 수행하였다. 최적화수행을 위한 기초자료로써 실험을 통해 구한 차체의 질량분포, 차체의 모드형상과 고유진동수, 엔진과 마운트의 기본설계값 등을 입력자료로 사용하였다. 이로부터 식(25), (26)을 이용하여 정상상태의 해를 계산하고, 목적함수를 구성하였다. 이때 목적함수는 엔진회전수 700~800rpm의 영역에 대해 10등분한 후, 각각의 회전수에 대한 목적함수를 합하여 구성하였다. 또한 최적설계값의 결정시 이용한 서브루우틴으로는 IMSL의 DBCPOL을 사용하여 1,000회까지 반복계산하여 구하도록 하였다. 이러한 최적화 프로그램의 흐름도를 Fig. 10에 나타내었으며, 엔진마운트의 초기설계값과 최적화후의 설계변수값들을 표 2에 나타내었다.

4.3.1 목적함수와 토크롤축에 따른 영향

최적화 수행시 토크롤축의 적용여부에 따른 각

표 2 목적함수설정에 따른 엔진마운트의 최적설계값

구분	설계변수	좌표	초기설계값 No.1	No.2	No.3	No.4	주요성분	좌표	최적화 수행전 No.1	No.2	No.3	No.4
초기값	위치	x	484.0	264.0	-116.0	138.0	전달력	x	5.29E2	9.36E3	3.35E4	1.34E4
		y	-28.0	472.5	-16.5	-390.5		y	9.62E2	6.91E3	1.10E4	1.16E3
		z	0.0	367.8	138.5	211.0		z	6.72E2	4.73E3	1.37E3	2.83E3
	강성	x	5.59E4	1.13E6	1.03E6	3.33E5	가속도		$\ddot{p}$	$\ddot{q}_1$	$\ddot{q}_2$	$\ddot{r}$
		y	2.28E5	2.94E5	4.80E5	1.18E5						
		z	7.74E4	1.67E5	9.80E4	3.92E5			8.86E0	3.60E3	4.67E2	2.52E2
	손실인자		0.05	0.05	0.05	0.05	기어박스		1.70			
목적함수	설계변수	좌표	최적설계값 No.1	No.2	No.3	No.4	주요성분	좌표	최적화 수행후 No.1	No.2	No.3	No.4
마전운트달에서력	위치	x	487.0	213.7	-111.3	173.6	전달력	x	9.27E1	1.98E1	3.97E2	2.54E2
		y	458.5	472.5	388.0	-390.5		y	6.94E2	5.24E1	1.92E3	1.81E1
		z	9.8	39.3	-52.5	264.6		z	1.06E3	1.59E2	1.53E3	9.31E1
	강성	x	7.09E4	1.29E6	1.32E6	4.34E5	가속도		$\ddot{p}$	$\ddot{q}_1$	$\ddot{q}_2$	$\ddot{r}$
		y	1.18E5	4.11E5	2.43E5	1.34E5						
		z	4.11E4	2.50E5	5.09E4	2.06E5			2.27E0	1.90E2	2.30E1	8.21E1
	손실인자		0.054	0.072	0.075	0.037	기어박스		2.09E-1			
목적함수	설계변수	좌표	최적설계값 No.1	No.2	No.3	No.4	주요성분	좌표	최적화 수행후 No.1	No.2	No.3	No.4
차일체반진화동좌의표	위치	x	475.6	213.7	-112.2	173.6	전달력	x	1.80E2	7.32E3	1.02E3	1.49E3
		y	269.7	472.5	447.5	-390.5		y	6.92E1	9.96E1	2.17E2	4.61E1
		z	218.0	39.3	158.8	264.6		z	9.68E2	1.55E2	1.48E3	2.20E2
	강성	x	4.62E4	9.81E5	1.55E6	2.24E5	가속도		$\ddot{p}$	$\ddot{q}_1$	$\ddot{q}_2$	$\ddot{r}$
		y	1.56E5	2.83E5	2.41E5	5.88E4						
		z	4.04E4	2.31E5	4.92E4	2.21E5			8.8E-1	1.73E1	1.92E0	7.52E1
	손실인자		0.040	0.067	0.055	0.049	기어박스		1.48E-1			
목적함수	설계변수	좌표	최적설계값 No.1	No.2	No.3	No.4	주요성분	좌표	최적화 수행후 No.1	No.2	No.3	No.4
기진어동박가스속의도	위치	x	474.5	213.7	-112.1	173.6	전달력	x	1.61E2	8.16E3	2.79E3	1.55E3
		y	471.7	472.5	463.9	-390.5		y	2.48E2	1.01E2	5.61E2	3.77E1
		z	177.2	39.3	148.8	264.6		z	8.02E2	1.33E2	1.25E3	1.57E2
	강성	x	7.30E4	5.79E5	1.55E6	1.69E5	가속도		$\ddot{p}$	$\ddot{q}_1$	$\ddot{q}_2$	$\ddot{r}$
		y	3.42E5	2.52E5	2.44E5	5.88E4						
		z	3.84E4	8.33E4	4.94E4	2.04E5			1.57E0	8.02E1	8.19E0	5.96E1
	손실인자		0.025	0.062	0.067	0.038	기어박스		1.17E-1			

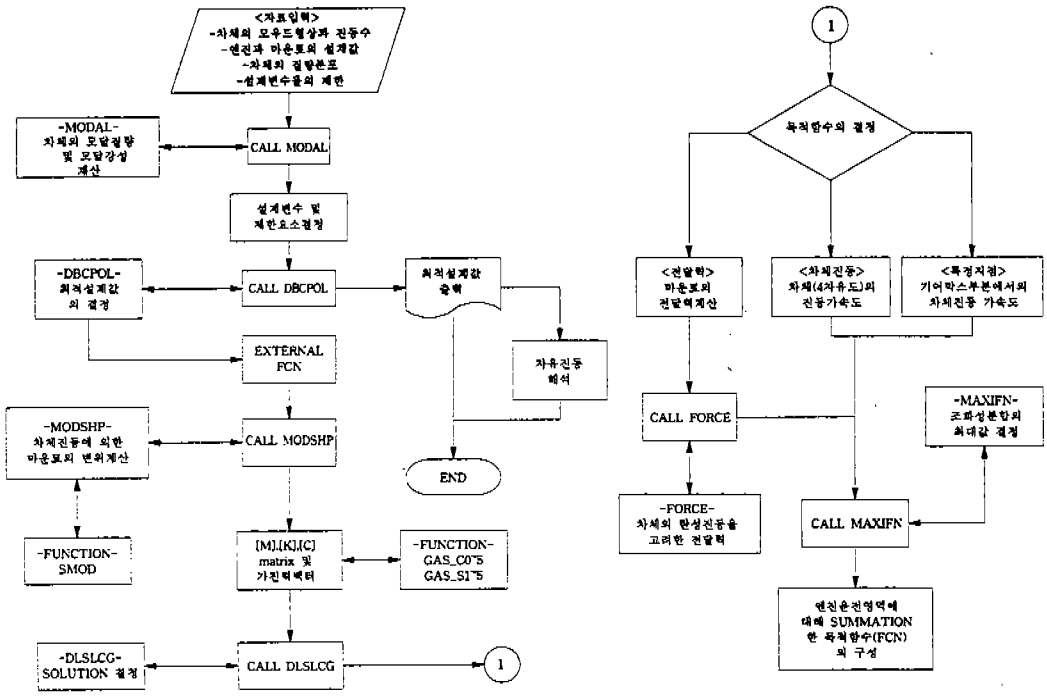


Fig.10 The Flowchart for the Linear Optimal Design Process

각의 목적함수의 수렴양상을 Fig.11-(Ⅰ), 12-(Ⅱ), 13-(Ⅲ)에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 토크롤축을 고려한 경우가 고려치 않은 경우보다 수렴성이 우수함을 알 수 있으며, 목적함수들은 초기값보다 낮은 값으로 잘 수렴하고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 토크롤축을 고려하여 최적화를 수행하는 것이 수렴성은 물론이고 적은 수의 설계변수들을 고려할 수 있어 효과적임을 알 수 있다.

4.3.2 목적함수와 토크롤축에 따른 특성값의 변화

목적함수를 전달력으로 설정하고 최적화수행시(I), 전달력과 차체일반화좌표의 가속도성분값 그리고 기어박스위치의 가속도성분을 Fig.14~17, 22, 23에 나타내었다. Fig.14, 15는 전달력을 목적함수로 설정한 후 최적화시, 반복횟수에 따른 각각 네지점 마운트에서의 전달력 변화양상

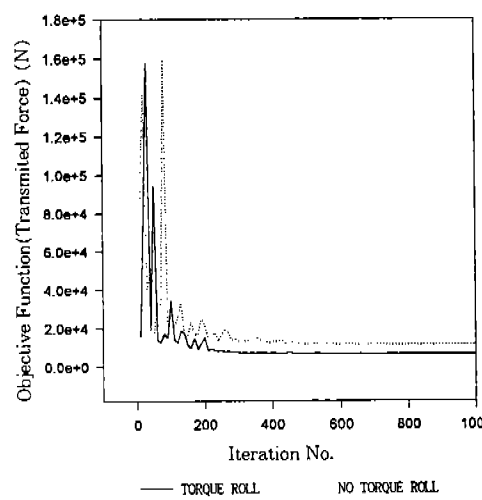


Fig.11 The Objective Function Values in Optimal Process(Objective Function: Transmitted Force)

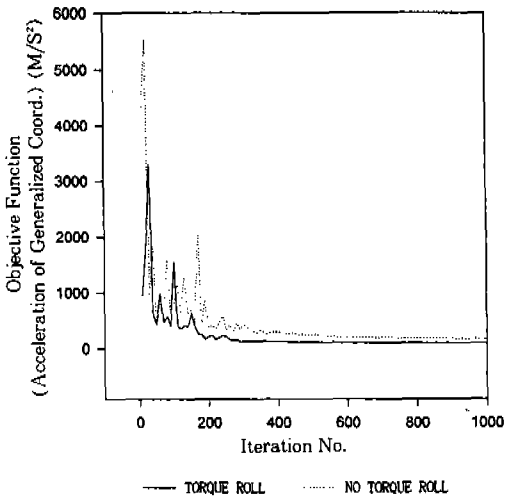


Fig.12 The Objective Function Values in Optimal Process(Objective Function: Acceleraton of Generallzed Coordinates of Vehicle Body)

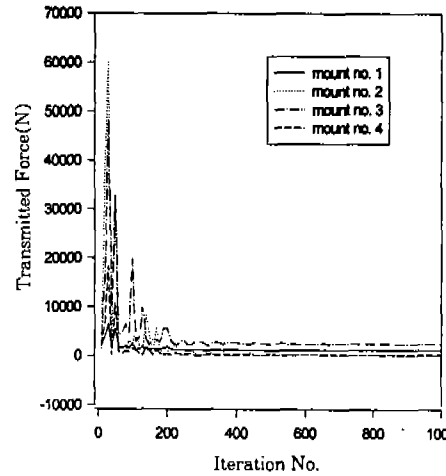


Fig.14 Transmitted Forces at the Engine Mounts in Optimal Process(Apply the Torque Roll Axis, Objective Function : Transmitted Force)

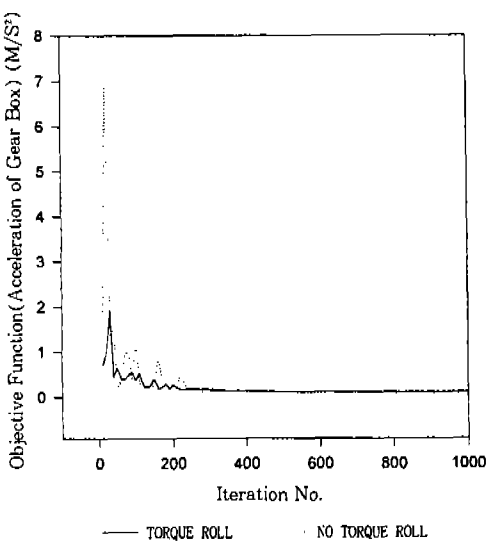


Fig.13 The Objective Function Values in Optimal Process(Objective Function: Acceleraton of Gear Box)

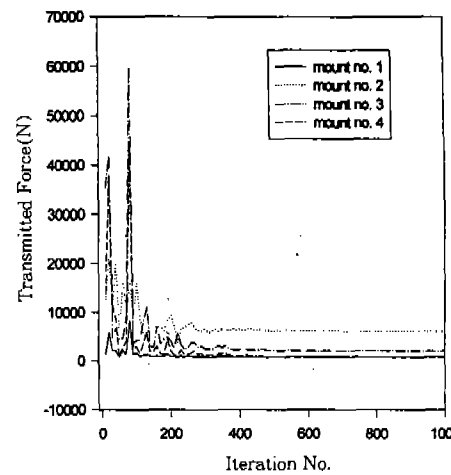


Fig.15 Transmitted Forces at the Engine Mounts in Optimal Process(Ignore the Torque Roll Axis, Objective Function : Transmitted Force)

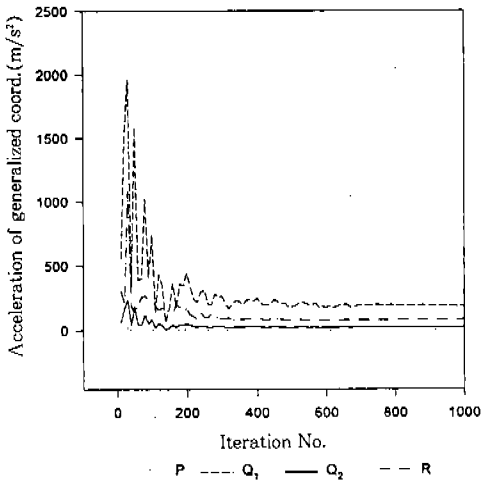


Fig.16 Accelertions of Generalized Coordinates of Vehicle Body in Optimal Process(Apply the Torque Roll Axis, Objective Function:Transmitted Force)

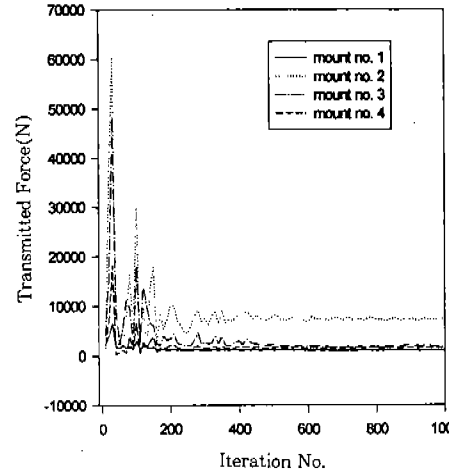


Fig.18 Transmitted Forces at the Engine Mounts in Optimal Process(Apply the Torque Roll Axis, Objective Function : Accelerations of Generalized Coord. of Vehicle Body)

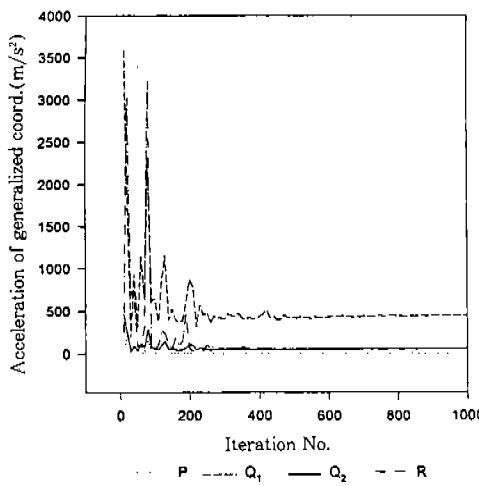


Fig.17 Accelertions of Generalized Coordinates of Vehicle Body in Optimal Process(Ignore the Torque Roll Axis, Objective Function:Transmitted Force)

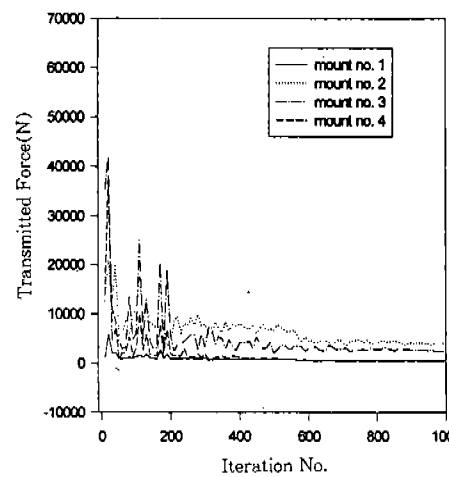


Fig.19 Transmitted Forces at the Engine Mounts in Optimal Process(Ignore the Torque Roll Axis, Objective Function : Accelerations of Generalized Coord. of Vehicle Body)

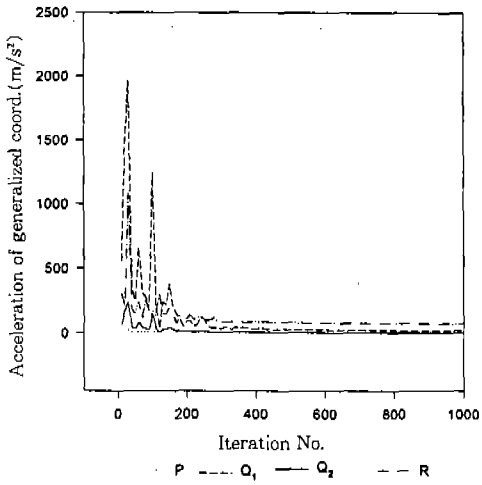


Fig.20 Accelertions of Generalized Coordinates of Vehicle Body in Optimal Process(Apply the Torque Roll Axis, Objective Function : Accelerations of Generalized Coord. of Vehicle Body)

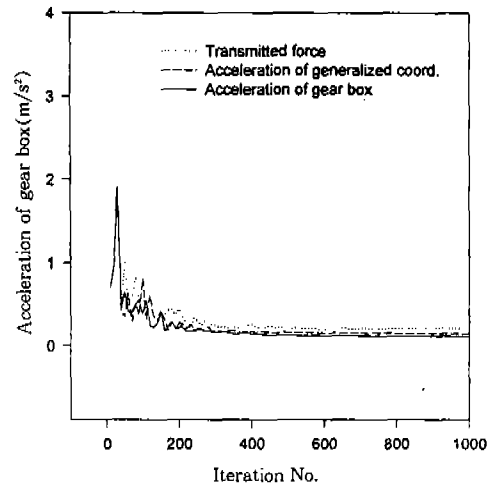


Fig.22 Acceleration of Gear Box for the 3-Objective Functions in Optimal Process(Apply the Torque Roll Axis)

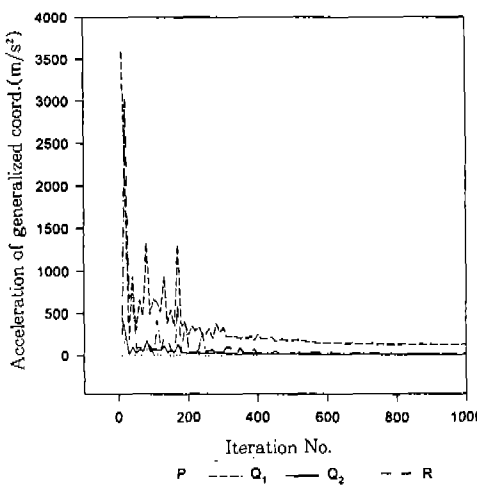


Fig.21 Accelertions of Generalized Coordinates of Vehicle Body in Optimal Process(Ignore the Torque Roll Axis, Objective Function : Accelerations of Generalized Coord. of Vehicle Body)

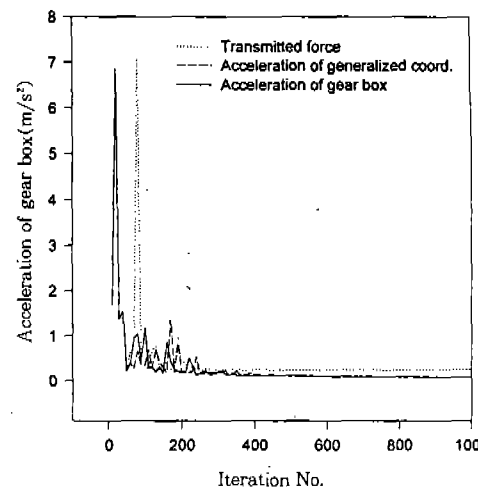


Fig.23 Acceleration of Gear Box for the 3-Objective Functions in Optimal Process(Ignore the Torque Roll Axis)

을 나타낸 것이다. 토크롤축의 고려시(Fig.14)와 비고려시(Fig.15)를 비교해보면 알 수 있듯이 토크롤축을 고려한 것이 보다 수렴성 및 수렴정도에 있어 양호함을 알 수 있다. 이때 전달력을 목적함수로 설정시에도 차체 진동 일반화좌표의 가속도성분 역시 잘 수렴하고 있으며(Fig.16, 17), 이때에도 토크롤축을 고려한 것(Fig.16)이 유리함을 알 수 있다. 또한 전달력을 목적함수로 설정할 시 기어박스 위치에서의 가속도 성분도 Fig.22, 23처럼 잘 수렴하고는 있으나 차체일반화좌표 또는 기어박스위치의 가속도성분을 목적함수로 설정한 것보다는 다소 불리하게 보이며, 이는 타당한 결과라 생각된다.

차체진동 일반화좌표의 가속도성분을 목적함수로 설정시(II), 이 경우에 있어 가속도 성분값의 변화양상은 Fig.20(토크롤축의 고려), Fig.21(토크롤축의 비고려)에 나타내었으며 이때에도 앞의 결과와 마찬가지로 토크롤축을 고려하는 것이 유리함을 알 수 있다. 여기서 종축의 가속도 성분은 일반화좌표의 가속도 성분이며, 실제 가속도를 구하기 위해서는 앞의 식(2), (3)의 모드를 곱해야만 한다. 이때 엔진마운트 지점에서의 전달력 변화양상은 Fig.18(토크롤축의 고려), Fig.19(토크롤축의 비고려)에 나타내었으며, 3번 마운트(Rear Roll Mount)에서 전달력의 차이가 있음을 알 수 있다. 이와같이 전달력을 목적함수로 설정하여도 차체로 전달되는 전달력은 물론이고 차체진동 역시 감소시키고 있으나, 차체진동 일반화좌표의 가속도 성분을 목적함수로 설정하는 것이 차체진동의 저감 뿐만 아니라 엔진마운트 지점의 전달력 감소에도 효과적이다. 즉 경우 I에는 차체진동 일반화좌표의 최대 가속도성분 값이 200m/s^2(Fig.16) 정도이나 경우 II에 있어서는 100m/s^2(Fig.20)정도로 그 크기가 반감됨을 알 수 있다. 따라서 엔진진동의 차체로의 전달을 줄이고자 하는 것은 궁극적으로 차체진동의 감소이므로 전달력의 목적함수 설정보다는 차체자체의 진동을 줄이도록 하는 것이 타당하다고 생각된다. 기어박스 위치의 가속도 성분을 목적함수로 설정시(III)에도 토크롤 축을 고려하는 것이 좋으며, 목적함수를 차체(II)로 하는 것이 전달력(I)으로 설정시보다 다소 유리함을 알 수 있다.

5. 결론 및 고찰

엔진과 차체를 10자유도로 모델링하였다. 즉, 엔진을 6자유도의 강체운동으로 나타내었으며, 차체는 차체 모드실험을 통해서 구한 차체의 진동모드와 고유진동수를 이용하여 모달질량과 모달강성으로 표현하였다. 이로부터 차체의 탄성진동(4자유도)을 차체 진동모드의 일반화좌표로 나타낼 수 있도록 모델링하였다.

엔진의 가진특성으로는 실린더내부에서 발생하는 관성력, 관성모멘트, 관성토크, 가스토크 등을 고려하였으며, 설계변수로는 마운트의 위치, 강성, 감쇠계수 등을 동시에 고려하여 엔진마운트의 최적화를 수행하여 보다 효과적인 엔진마운트의 최적설계변수들을 얻을 수 있었다. 이때 피스톤의 커넥팅로드의 수정관성모멘트는 작으므로 고려하지 않았다.

대상엔진의 토크롤축을 구하고 두지점의 마운트위치를 그 축상에 고정하므로써 설계변수의 수를 줄였으며, 또한 해석결과 토크롤축을 고려한 경우가 목적함수의 수렴성과 최적설계값의 타당성에 더욱 효과적임을 알 수 있었다.

최적화수행시 목적함수를 엔진마운트에서의 전달력, 차체진동의 일반화좌표의 가속도성분, 차체의 특정부위 등의 3가지 경우에 대해 해석을 수행하였으며, 그 결과를 비교, 고찰해 본 결과 차체진동의 일반화좌표를 목적함수로 고려하는 것이 유리함을 알 수 있었다. 일반적으로 전달력을 목적함수로 설정하는 것이 무난하지만 궁극적으로는 엔진에 의한 차체의 진동을 줄이는 것이 목적이기 때문에 차체 진동모드의 일반화좌표를 목적함수로 설정하는 것이 보다 유리할 것으로 판단된다.

10자유도의 엔진마운트 시스템에서 구한 최적설계값의 검증을 위하여 실제차량의 보다 구체적인 모델링과 해석을 수행할 필요가 있으며, 이를 토대로 엔진 고무마운트의 위치, 재질(강성, 감쇠) 등의 설계변수들을 최적화시킬 수 있는 수

치해석 프로그램을 개발하고, 엔진마운트의 설계 초기단계에서 요구되는 유용한 자료들을 제공할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 특정연구과제(No. 94-0200-08-03-3)의 연구비 지원에 따른 결과입니다. 지원해주신 한국과학재단의 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. J. A. Snyman et al., "Vibration Isolation of a Mounted Engine through Optimization", Mech. Mach. Theory, Vol. 30, No. 1, 1995, pp. 109~118.
2. W. G. Roven and A. E. Petaja, "Design Guide Engine Mounts", Ford자동차, 1967.
3. Robert L. Norton, "Design of Machinery", Mcgraw-Hill, int. ed. 1992.
4. 日本 自動車 技術會, "자동차 공학 기술 대사전", 과학기술, 1996.
5. Hashem Ashrafiuon and C. Nataraj, "Dynamic Analysis of Engine-Mount System", DE-Vol. 34, Structural Vibration and Acoustics ASME 1991, pp191~196.
6. D. L. Brown, R. J. Allemang, and Ray Zimmerman, "Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis", SAE 790221, pp. 828~846.
7. Cyril M. Harris, et al., "Shock and Vibration Handbook", McGraw-Hill, 3rd ed., 1986.
8. 박철희 외 다수, "저소음 · 저진동 엔진설계를 위한 핵심기본기술개발-1차 중간보고서", 한국과학재단, 1995.
9. 박철희 외 다수, "저소음 · 저진동 엔진설계를 위한 핵심기본기술개발-2차 중간보고서", 한국과학재단, 1996.