

대형 엔진의 마운트 최적 설계를 위한 고찰

허 덕 재 · 장 한 기

(고등기술연구원 자동차연구실)

1. 머리 말

자동차의 승차감을 지배하는 주 요인은 진동 및 소음이라 할 수 있으며 엔진은 가장 중요한 진동 및 소음 발생원이다. 엔진에서 발생하는 진동은 승차감 저하뿐만 아니라 내구성 저하에도 큰 영향을 미친다. 따라서 엔진 지지계의 최적 설계를 통한 엔진 구동계의 진동과 소음을 저감시키는 일은 엔진자체의 성능개선 못지 않게 중요한 일이라 하겠다. 대부분의 내연기관은 왕복운동하는 부품에 의한 관성력, 불균형 회전력, 피스톤에 작용하는 가스의 압력 등에 의하여 진동이 발생한다. 엔진을 세밀하게 설계, 제작함으로써 이들에 의한 진동을 최소화할 수 있으나 한계가 있으며, 어느 정도는 구조적인 불균형으로 인해 잔존하게 되는데 그 특성과 크기는 엔진의 형태와 밀접한 관련이 있다.

설계에 있어서 엔진 마운트계의 목적은, 진동과 소음의 절연기능 외에 파워트레인(engine+T/M) 하중의 지지, 간섭에 의한 변위의 제한 및 외부 충격력에 대한 파워트레인의 보호 등 여러 가지가 있다. 이들 중에서 가장 까다로운 것을 들라면 진동 절연 기능이라고 하겠다. 진동절연효율의 극대화는, 방진 고무 특성, 지지각도 및 마운트 위치 선정 등과 관련된 한정된 설계 제약 조건을 수용하고, 이를 통해 최적의 설계변수를 설정하고 이를 도출해 냄으로써 가능하다. 또한 대형 엔진의 최적 설계를 위한 기초 데이터는 각 사의 내부적인 독특한 방법을 통해 개발과정에 적용하여야 한다. 따라서 본 글에서는, 엔진 지지시스템을 최적 설계하여 전달되는 엔진의 진동을 최소화하는 과정을 소개하고, 이 때 해석에 필요한 자료를 추출하는 방법과 합리적인 설계기준을 설정하는 방법에 대해 함께 기술하였다.

2. 마운트 고무의 특성

고무 스프링의 설계에 있어서, 경도(hardness)는 고무재료의 강성을 간접적으로 표현하는 목적으로 흔히 사용된다. Göbel은 탄성계수와 경도(IRHD: International Rubber Hardness) 사이의 관계를 그래프로 도시하여 고무의 설계에 직접 응용하였는데⁽¹⁾, 이 방법은 현장에서 비교적 수월하게 응용할 수 있는 장점이 있다. 그러나 경도는 재료의 표면특성을 나타내는 값으로서 강성과는 비례하는 값이 아니며, 최근에는 고무의 종류가 매우 다양해져서 어떤 종류의 고무에까지 이와 같은 관계가 성립하는지에 대한 판단이 모호하다. 더구나 경도의 경우 측정오차를 ± 5 까지 허용하고 있는데, 이 오차에 상응하는 탄성계수의 오차는 심한 경우 100%에 이르기도 한다⁽²⁾. 따라서 고무스프링의 설계에 정확을 기하기 위해서는, 경도보다 강성에 직접 대응되는 탄성계수(E)를 사용하는 것이 바람직하다.

마운트로 사용되는 고무재료는 사용조건(주파수, 온도, 초기변형률, 동변형률 등)에 따라 기계적인 물성치(탄성계수 및 손실계수)가 변화하는 것으로 알려져 있다⁽³⁾. 따라서 원하는 특성의 마운트를 설계하려면, 우선 사용조건을 정확히 파악해야 하고, 다음단계로는 사용조건에 대한 물성치(강성 및 감쇠특성)를 추출한 뒤, 마지막으로 형상을 적절히 결정해야 한다. 이 과정에서 주지할 것은, 고무재료의 기계적인 특성이 일반 탄성체와 달리 스프링의 형상 변화에 민감하다는 것이다⁽⁴⁾. 여기서는 이와 같은 사항들을 고려하여 고무스프링의 강성을 추출하는 과정을 정리하였으며, 이 때 경도를 이용하는 방법과 그 차이점을 비교하였다.

2.1 고무스프링의 강성계수 결정

고무스프링의 강성을 결정하려면, 우선 물성치 (E : 탄성계수)를 결정하고 나서 형상에 의한 효과를 보완해주면 된다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$k = \frac{EA}{L} \alpha(S) \quad (1)$$

여기서 L 과 A 는 각각 고무스프링의 높이와 단면적이고, E 는 탄성계수로서 재질에 따른 상수이다. $\alpha(S)$ 는 형상과 관련된 보정함수로서, 이 값을 제외하면 위 식은 일반적인 탄성체의 강성을 나타내는 식과 같다. S 는 형상계수로서 힘을 받는 면적(A : 단면적)과 힘을 받지 않는 표면의 면적(A')의 비로 정의된다. $\alpha(S)$ 는 일반적으로 식 (2)의 꼴로 사용되며, 상수 β 는 재질에 따라 결정되는데 대개 1.5와 2사이의 값을 갖는다⁽⁵⁾.

$$\alpha(S) = 1 + \beta S^2 \quad (2)$$

엄밀히 말하면 고무의 탄성계수(E)는 주파수의 함수이고, 또 재질의 특성상 강성과 감쇠특성을 동시에 갖기 때문에 복소수로 표현해야 한다. 그러나 본 연구에서의 우선적인 관심사는 강성이므로 감쇠에 대해서는 별도로 언급하지 않았다. 또 탄성계수의 경우 별도의 언급이 없는 한 단일 주파수에서의 값을 의미한다.

2.2 실험을 통한 고무시편의 물성치 추출

엔진마운트의 강성을 결정하기 위한 첫 단계는 마운트재질의 탄성계수와 식 (2)의 상수 β 를 결정하는 일이다. 이를 위해서 마운트와 동일한 재질로 형상이 다른 여러개의 시편을 제작하여 임피던스(impedance)법으로 실험을 수행한다. 실험은 전용 시험기에서 수행해야 하나 여의치 않을 경우 그림 1과 같은 실험장치를 구성하여 제한된 조건에 대해

수행할 수 있다. 각 시편에 대한 강성은, 각 시편에 대해 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$k_i = \frac{EA_i}{L_i} (1 + \beta S_i^2) \quad (3)$$

여기서 k_i 는 실험에서 측정되는 값이고, A_i , L_i , S_i 는 형상에 따라 정해지는 값들이다. 이 식을 서로 다른 두 시편에 대해 정리한 뒤 양변을 각각 나누면 $k_i/k_j (i \neq j)$ 의 꼴로 정리된다. 결과를 보면 재료의 물성치인 E 는 소거되고 식 (4)와 같이 표현되어 상수 β 를 결정할 수 있다.

$$\frac{k_i}{k_j} = \frac{A_i L_j (1 + \beta S_i^2)}{A_j L_i (1 + \beta S_j^2)} \quad (4)$$

시편의 종류가 n 개일 때, $(n-1)$ 개의 독립적인 식이 (4)의 꼴로 얻어지므로 최소자승법을 이용하여 β 를 결정한다. 이와 같이 형상함수 $\alpha(S)$ 가 결정되면, 이 재료의 탄성계수는 식 (3)으로 결정된다.

고무스프링의 동특성을 추출하기 위한 실험에서 고려해야 하는 조건은 일반적으로 테스트 사양에 명시되는데, 중요한 것들로는 주파수, 초기변형률(자중에 의한 변형률), 그리고 동하중에 의한 변형률이 있다. 이외에도 실험온도가 매우 중요한 인자이므로 항상 동일한 온도에서 실험이 이루어져야 한다.

2.3 전단방향의 강성결정

마운트에서 요구되는 사양으로 인장-압축방향의 강성계수 외에 전단방향의 강성계수가 있다. 일단 인장-압축방향에 해당하는 탄성계수 E 가 결정되면 전단계수 G 는 다음의 식으로 추출해 낼 수 있다.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (5)$$

이 때, 전단계수를 구하려면 포아송비 ν 를 알아야 하는데, 대부분의 고무재질이 0.495~0.5정도의 값을 갖기 때문에 식 (5)는 $E \approx 3G$ 로 근사화하여 사용할 수 있다⁽⁵⁾.

단면적이 일정한 고무 스프링은 전단방향으로 변형할 때 bulging out 현상이 발생하지 않으므로 특별한 경우를 제외하고는 형상에 대한 보정이 필요 없다. 따라서 전단스프링 상수는 다음의 식으로 계산할 수 있다.

$$k_s = \frac{GA}{L} \quad (6)$$

전단방향의 강성을 실험을 통해서 결정하고자 할 때 유의할 점은, 스프링의 양단의 면이 평행한 상태

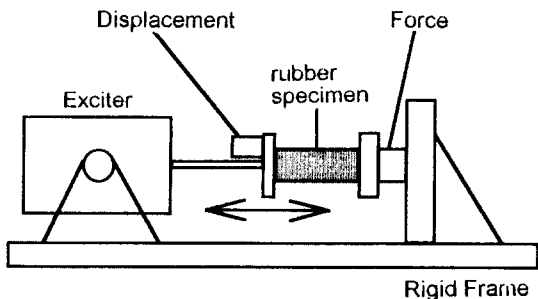


그림 1 Experimental setup for rubber test

표 1 마운트 설계에서 탄성계수를 이용하는 방법과 경도를 이용하는 방법의 비교

	탄성계수를 이용한 방법	경도를 이용한 방법 (Göbel)
주어진 값	$E=8.03\text{N/mm}^2$	IRHD=57
관계식	$E_a=E(1+\beta S^2)$	$E_a=km \cdot G$
형상계수(S)		0.95
겉보기 Young계수 (E_a) 추출과정	$\beta=1.77$ (실험에 의해 결정) $\alpha(S)=1+\beta S^2=2.597$ $E_a=14.2\text{N/mm}^2$	$G=0.84\text{ N/mm}^2$ (주어진 경도에 상응하는 값) $K_m=11$ (주어진 S에 상응하는 값) $E_a=9.24\text{N/mm}^2$
비 고	실측치	실측치와의 오차 : 35%

를 유지한 채로 변형을 주고 힘-변위 관계를 구해야 한다는 것이다⁶⁾. 한쪽 단을 자유(free)상태로 놓은 채 전단력을 가하면 휨변형의 특성이 포함되므로 원하는 전단특성을 얻을 수 없다.

2.4 마운트 시편에 대한 강성계산 예

표 1에는 엔진마운트에 사용되는 고무와 동일한

재질의 시편에 대해 강성을 구하는 과정에 있어서, 두가지 방법을 상호 비교하였다. 첫번째는 본문에서 기술한 방법으로, 마운트와 동일한 재질의 시편에 대해 동특성 실험을 수행하여 탄성계수와 형상관련 상수(β)를 구한 뒤, 강성과 비례관계가 있는 겉보기 영계수(E_a)를 구하는 과정을 보였다. 두 번째는 흔히 사용하는 경도와 전단계수의 관계를 이용하여 겉보기 영계수를 구하였다. 두 번째 방법에서 사용한 전단계수와 상수 k_m 은 주어진 경도와 형상계수에 대해 참고문헌 (1)의 그래프로부터 읽은 값이다.

표 1에서 알 수 있듯이 경도를 이용하는 방법은 실측치와의 오차가 35%에 이르고 있다. 그러나 경도측정시 허용오차의 범위가 5정도임을 감안한다면, 실측치와의 오차는 훨씬 커질 가능성이 있다. 따라서 두 번째 방법에는 상당히 큰 오차가 따를 수 있음을 항상 유념해야 한다.

2.1~2.3절에 정리한 마운트의 강성결정 과정을 도식화하면 그림 2와 같다. 가장 정확한 강성을 추출하려면 각 단계마다 실물을 제작하여 동특성을 직접 측정해야 하는데, 이와 같은 방법은 설계과정에서 시간과 비용이 많이 들어 비효율적이다. 따라서 가장 효율적인 과정은, 먼저 사용하고자 하는 여러 가지 재질의 시편을 다수 제작하여 물성치를 추출하여 데이터 베이스(DB)화하고, 이를 이용하여 원하는 강성이 나올 수 있도록 재질과 개략적인 형상을 선정한 뒤에 실측 및 수정과정을 반복하여 최종적인 마운트를 얻는 것이라고 하겠다.

3. 엔진마운트 기초데이터 추출

엔진마운트의 설계에 있어서 기초 입력 데이터로써 엔진의 관성 모멘트와 엔진에서 발생하는 교란 기진력은 매우 중요한 요소들 중의 하나이다. 또한 이들에 대한 많은 연구가 진행되고 있으나 현장의

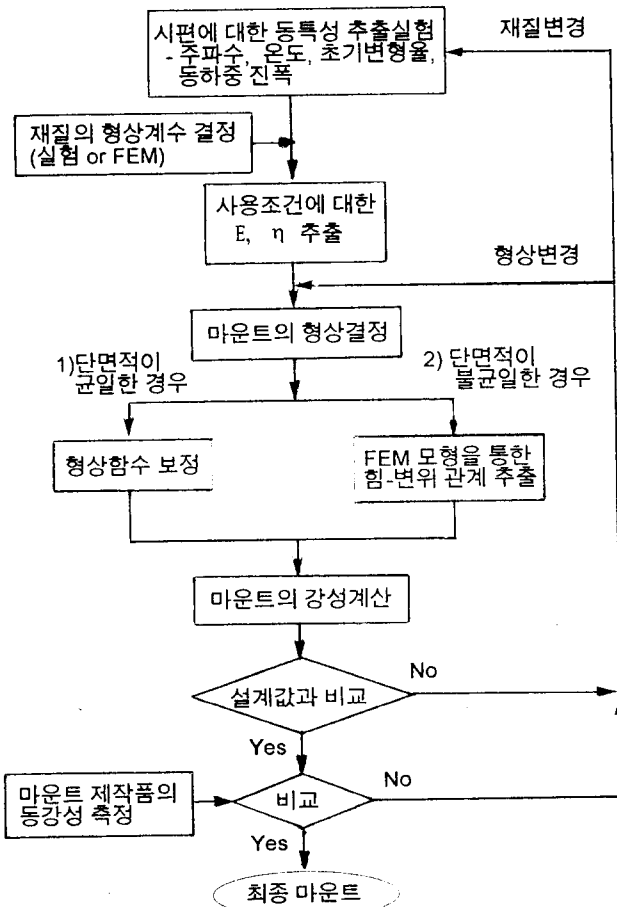


그림 2 Tuning procedure of engine mount stiffness

설계자들은 이에 대한 정보가 상당히 부족한편이다. 또한 이들에 대한 기초 자료는 상당히 수식적이고 다양한 방법으로 접근 있어 설계자의 경험에 치우쳐 경향이 많다. 따라서 여기서는 대형엔진의 특성에 적용할 수 있는 예를 통하여 고찰 분석하고자 한다.

3.1 관성 모멘트 추출

엔진의 2차 관성 모멘트의 추출방법은 삼발이를 이용하여 회전 주기를 측정 계산하는 방법과 관성 모멘트 전용 시험기를 이용하는 방법, 강체모델을 이용하는 방법, 주파수응답 함수를 이용하는 방법 등이 있다. 이들은 작업 시간, 대형 구조물의 조작성, 충분한 데이터의 정보 부족 등에 의하여 갖가지 특성을 갖고 있다. 여기서는 짧은 시간내에 효과적으로 측정할 수 있는 주파수 응답법을 소개한다(7).

엔진 지지계의 운동방정식은 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (8)$$

- 여기서, $[M]$: Mass matrix
- $[C]$: Damping matrix
- $[K]$: Stiffness matrix
- $\{F\}$: Excitation force vector

이고, 식 (8)은 다음과 같이 간략히 쓸 수 있다

$$[B(s)] \cdot \{X(s)\} = \{F\} \quad (9)$$

$$s = \sigma_i + j\omega_i$$

여기서,

$$[B(s)] = s^2[M] + s[C] + [K]$$

이다. 전달함수 행렬 $[H(s)]$ 는 식 (10)과 같이 정의하면, 식 (8)은 식 (11)처럼 정리된다.

$$[H(s)] = [B(s)]^{-1} \quad (10)$$

$$\{X(s)\} = [H(s)] \cdot \{F(s)\}$$

$$[H_{pq}(s)] = \sum_{r=1}^n \frac{[A_{pqr}]}{s - \lambda_r} + \sum_{r=1}^n \frac{[A_{pqr}^*]}{s - \lambda_r^*} \quad (11)$$

여기서 $[A_{pqr}]$ 은 pq 위치에서 r 번째 모드의 Residue이다. 위 식으로부터 정규화된 Residue행렬 $[R]$ 를 구하여 다음 식으로 쓸 수 있다.

$$[R] = [\{u\}_1, \{u\}_2, \dots, \{u\}_n] \quad (12)$$

행렬 $\{R\}$ 을 이용하여 시스템 파라미터에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$[M] = [W][R][R]^T[W]$$

$$[C] = -[\omega_i]^{-1} Im([W][R]^{-1}[s_i^2][R]^{-1}[W])$$

표 2 2차 관성 모멘트의 모의 테스트 결과
(단위 : kg, kg-m²)

	실 치 값	모의 테스트 결과 값	비 고
Mass	1328.	1328.	
I_{xx}	81.73	79.52	
I_{xy}	8.98	13.14	
I_{xz}	-8.32	-20.21	
I_{yy}	417.99	405.76	
I_{yz}	-25.39	-15.34	
I_{zz}	391.33	397.45	

$$[K] = -[\sigma_i][\omega_i]^{-1} Im([W][R]^{-1}[s_i^2][R]^{-1}[W]) - Re([W][R]^{-1}[s_i^2][R]^{-1}[W]) \quad (13)$$

여기서 $[W]$ 는 가중치 행렬이다.

위 식으로부터, 시험적 방법으로 $[R]$ 을 추출하면 엔진의 물성치를 구할 수 있다. 이방법은 실제 마운트 시스템을 그대로 이용함으로 시스템의 여러 가지 동특성에 대한 정보를 동시에 얻을 수 있다는 장점이 있으나 시험의 정확도, curve fitting의 방법, 상호 interface 등의 문제가 산재해 있다. 표 2에는 이 방법을 통한 모의 해석 결과의 일례를 실제값과 비교하여 나타냈다.

3.2 엔진에서 발생하는 기진력

엔진의 기진력은 엔진설계 동적기준 설정에 있어 매우 중요할 뿐만 아니라 최적 설계에 있어서 입력 데이터로써 매우 중요하다. 여기서는 각 실린더에 대한 고찰은 참고 자료에 많이 소개되고 있어, 대형 차량에 많이 사용되는 4행정, 6실린더, 120°크랭크 각을 갖는 직렬 엔진에서 발생하는 교란력을 기능별 차수로 고찰해보기로 한다(8).

(1) 왕복관성력 : $6n$ 차 성분으로 나타남

$$(F)_6 = \frac{27}{64} M_p \omega^2 R \left(\frac{R}{L}\right)^5 \cos 6\theta \quad (14)$$

(2) 가스압에 의한 힘 : $3n$ 차 성분으로 나타남

$$(F)_3 = 6[a_6 \cos 3\theta + b_6 \sin 3\theta] \quad (15)$$

(3) 크랭크 샤프트 토크

-왕복 관성력에 의한 관성 토크 : $3n$ 차 성분으로 나타남

$$Tr = M_p \omega^2 R^2 6 \left[\frac{3}{2} Q_3 \sin 3\theta + 4 Q_6 \sin 6\theta + \dots \right] \quad (16)$$

-가스압에 의한 토크 : $3n차$

$$T_p = 6[a'_0 + a'_6 \cos 3\theta + a'_{12} \cos 6\theta + \dots + b'_6 \sin 3\theta + b'_{12} \sin 6\theta + \dots] \quad (17)$$

여기서 M_p : 왕복운동 질량

ω : 크랭크 샤프트 회전 각속도

R : 크랭크 암

Q_i : 피스톤 운동 거리의 함수 전개 상수

a_i, a'_i, b_i, b'_i : 실린더 변동 가스압의 푸리에상수 관련 함수

식 (14)~(17)에서 고찰하여 보면 4행정 6기통 직렬엔진에서 발생하는 교란력은 회전수의 3차 주파수 성분을 기준으로 배수의 가진력을 발생하고 있음을 알 수 있다. 따라서 회전수와 관계로 부터 가진 기본 주파수는 회전수의 3배 성분이다. 따라서 공회전 주파수를 기준으로 엔진 운동의 공진 주파수를 결정하게 된다. 또한 엔진 특성에 따라 회전체의 질량 불균형, 불규칙 폭발에 의한 경우와 크랭크 샤프트의 휨 및 비틀림 진동의 합성으로 3n차 성분외의 가진력이 발생할 수 있으나 이는 기본 특성으로 볼 수 없고 특정한 경우에 배려할 문제라 생각 된다.

4. 마운트의 최적 설계

엔진마운트는 마운터의 구성에 의하여 관성축에 대한 경사 마운팅과 pendulum 마운팅 등 여러가지가 있으나 대형 엔진의 마운팅 방법으로는 4점 지지에 의한 경사 마운트가 많이 쓰인다. 지지프레임이 강체라고 하여 모든 조건을 설정하게 되는데 여기서는 지지 프레임 및 부시스템의 영향을 고찰하여 본다.

4.1 엔진마운트의 기능

엔진마운트는 파워트레인의 절점(node point)을 중심으로 충격 중심 이론과 비례 마운트, 경사 마운트 이론을 사용하여 피치 모드, 바운스 모드, 탄성축 경사 마운트에 의한 비연성 식으로부터 아이들 회전수에 대한 전달률 감쇠 측면을 고려하여 공진주파수를 설정하고 이에 대한 마운트 강성을 결정하는 방법이 주를 이룬다. 비연성은 각자유도의 진동이 독립되어 진동수와 진폭의 계산이 용이 하고, 외력이 존재하는 자유도에 대하여만 방진 대책을 고려함으로써 설계상 상당히 쉬워진다.

위의 이론적 배경은 널리 알려진 관계로 여기서는 간략히 고찰하고 고유진동수 결정과 지지 브라켓에

대한 강성 등의 기능을 논하고자 한다. 엔진 운동의 주요 고유진동수는 바운스, 롤, 피치 주파수로 나누어 생각할 수 있다.

(1) 엔진마운팅의 특성

엔진은 상당한 질량이 집중되어 있는, 동적 기진력을 발생하는 시스템이다. 따라서 차량의 주행에서 나타나는 동하중에 의하여 발생하는 변위는 다른 부품과의 간섭이나 마운트 고무의 항복응력을 발생하지 않게 하는 지지강성이 유지되어야 한다. 이러한 조건을 만족하기 위해서 적절한 스톱퍼의 설치가 필요하다. 엔진에서 발생하는 기진력의 전달에너지의 최소화를 위해서 회전수와 토크 변동률 관계로부터

$$\left[\delta = \frac{1}{I\omega^2} \int_{\theta_{WMIN}}^{\theta_{WMAX}} (\text{Torque} - \text{Mean Torque}) d\theta \right],$$

회전력은 저주파수에서 지배적임을 알 수 있다. 따라서 롤주파수는 충분히 낮게 하여야 하고 위절에서 서술한 수직관계로부터 고회전수에서 지배적인 상하 수직 바운스 주파수는 높게 설정하여 전달률을 줄이고 지지강성을 유지하여야 한다⁽⁹⁾. 또한 피치 모드와 바운스 모드의 주파수는 격리시키는 것이 좋다. 반면 차량이 도로를 주행할 때 발생하는 수직력이 현가장치를 통하여 차체에 전달되는 휠 홉(hop)과 차축의 바운스, 고속 주행시 (약 80km/h) 타이어 및 휠의 불균일과 불균형으로 인하여 발생하는 약 10 Hz 전후의 기진력 등을 흡수하는 동흡진기로써의 튜닝도 필요하다. 이러한 조건에서 볼 때, 롤 주파수는 공회전시 폭발 주파수의 비가 2~3. 정도가 적당하며, 바운스 주파수는 차량에 따라 약간의 차는 있으나 약 10 Hz 전후가 적당하다 할 수 있다. 이러한 모든 조건들로부터 적절한 설계요소의 추출은 마운트와 프레임의 강성차가 매우 크다고 보고 지지체를 강체로 가정하는데서 쉽게 출발할 수 있다. 그러나 대형 상용차의 경우 차량의 프레임 진동 특성을 고찰해보면 표 3에서 보는 바와 같이 엔진에서 발생하는 주파수 대역과 공유하는 주파수가 발생하고 있음을 알 수 있다. 따라서 위의 방법에 의하여 계산되어 초기 조건으로부터 프레임의 유연성을 고려하여 재튜닝이 필요함을 알 수 있다.

표 3 11톤 트럭 프레임 자유진동 고유주파수

모드	고유 주파수(Hz)	비고
1	6.80	비틀림 모드
2	12.49	휨 굽힘 모드
3	16.01	굽힘 모드

(2) 시스템 파라미터의 결정

엔진 마운트의 위치 선정은 고속시와 저속시로 나누어 생각할 필요가 있다. 저속시는 낮은 주파수의 가진으로 파워플랜트의 강제진동이 추가되고 고속시에는 가진 주파수가 높게되어 파워플랜트의 탄성 성분이 크게됨에 따라 탄성진동의 형상에 진동량이 작은 곳을 선택한다. 따라서 마운트 위치는 파워트레인의 1차 굽힘 모드의 후방 절점을 후방 마운팅 위치로 결정하는 것이 이론적으로 일반화 되어있다. 이는 엔진의 탄성 진동에 의한 공진력이 차체에 전달되는 량을 감소시키기 위한 일환으로 사용 되고있다. 그러나 파워플랜트의 1차 굽힘 모드의 고유 주파수는 높은 반면 차량의 정비성 욕구와 차량 부시스템들의 정렬에 의한 간섭 등에 의하여 후방 마운트 포인트를 플라이휠에 고정하는 경향이 많다. 또한 마운트의 위치가 파워플랜트의 운동에 있어서 중요한 역할을 하지만 여러가지의 제한 조건이 많기 때문에 마운트의 구속 조건을 적절히 선택하여 최적의 위치를 선정하고 동시에 강성을 결정하는 것이 적절하다 하겠다. 여기서 기하학적인 몇 가지 조건을 고찰하기로 한다⁽¹⁰⁾.

가. 충격 중심 이론

그림 3에서 충격 중심은 다음과 같이 설명할 수 있다.

R_1 을 무게중심에서 피봇점까지의 거리, R_2 를 무게 중심에서 충격 중심까지의 거리라면

$$R_1 \cdot R_2 = \frac{I_{CG}}{M} = (\bar{R})^2 \quad (18)$$

여기서,

I_{CG} : Mass moment of inertia

M : Mass of powerplant

\bar{R} : Radius of gyration

의 관계가 성립한다.

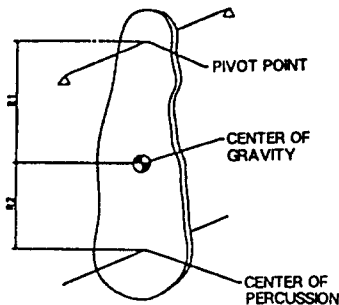


그림 3 Physical pendulum

이때 무게중심으로부터 R_2 거리에 수평력이 작용하면 R_1 거리의 피봇점에서는 회전운동만 발생하고 수평 방향의 반력은 발생하지 않는다. 이는 후방 마운트를 중심으로 전방 마운트의 위치를 결정하는데 사용한다.

나. 비례 마운트

피치 모드와 바운스 모드의 비연성을 위해서는 모멘트비가 같아야 된다. 따라서 엔진지지 시스템을 그림 4와 같이 간략화 할 수 있으며, 다음과 같은 식이 성립한다.

$$R_f \cdot K_{VF} = R_r \cdot K_{VR} \quad (19)$$

여기서, R_f : 무게 중심에서 전방 마운트까지의 거리

R_r : 무게 중심으로부터 후방 마운트까지의 거리

K_{VF} : 앞쪽 마운트 수직 스프링 상수

K_{VR} : 뒷쪽 마운트 수직 스프링 상수

위 식을 고찰해보면 거리와 스프링 상수의 함수이며 주요 마운트 위치는 충격 중심 이론에 의하여 결정되기 때문에 실제 배열상의 조건을 만족하고 목표 주파수를 얻을 수 있는 적절한 해석이 필요하다.

다. 탄성축과 경사 마운트

토크롤 축은 엔진의 회전력의 교란에 의하여 발생하는 회전운동 축을 말한다. 이 축은 종방향 관성주축과 크랭크 샤프트 정렬 위치에 의하여 수학적으로 결정되며 이들 축사이에 존재한다(그림 5). 또한 대형 엔진에서의 대부분 구성각은 약 10° 가 되며, 좌우 대칭이라 가정해도 큰 무리는 없다. 그림 5의 주

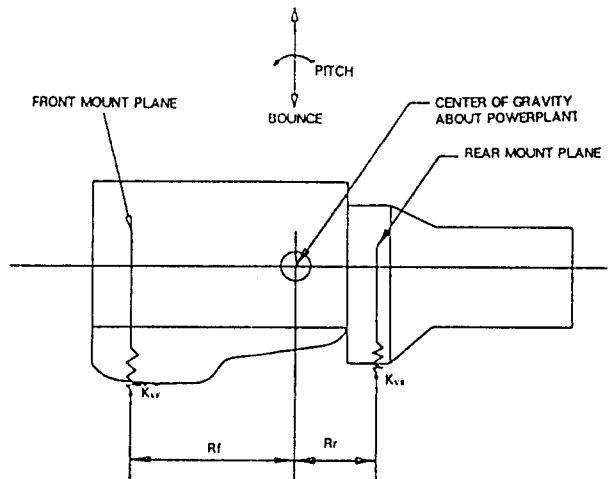


그림 4 Decoupling pitch and bounce mode

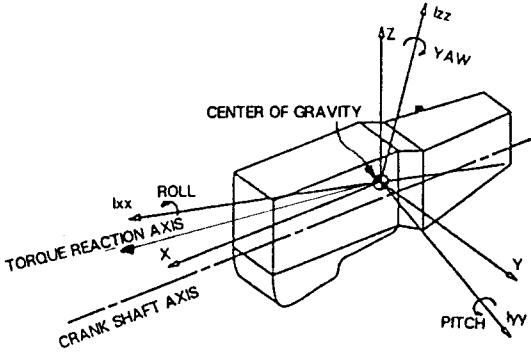


그림 5 The principal inertia axes and torque roll axis

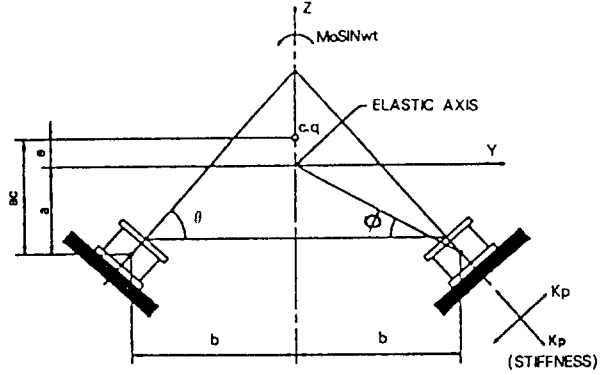


그림 6 Inclined isolation layout

표 4 주관성 모멘트와 좌표 사이각

Mount of inertia	Axis	X	Y	Z
		Angles between axes		
I_{xx}	XX	α_1	β_1	γ_1
I_{yy}	YY	α_2	β_2	γ_2
I_{zz}	ZZ	α_3	β_3	γ_3

관성 모멘트와 사이각을 I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} 와 α_i , β_i , γ_i ($i=1, 2, 3$)라 하고 표 4와 같이 나타낸다.

탄성축 벡터 좌표는 크랭크축에서의 진동 유발 토크와 발생 가속도와의 관계로부터 다음식으로 결정된다.

$$\lambda_x = \frac{\cos \alpha_1^2}{I_{xx}} + \frac{\cos \alpha_2^2}{I_{yy}} + \frac{\cos \alpha_3^2}{I_{zz}}$$

$$\lambda_y = \frac{\cos \alpha_1 \cos \beta_1}{I_{xx}} + \frac{\cos \alpha_2 \cos \beta_2}{I_{yy}} + \frac{\cos \alpha_3 \cos \beta_3}{I_{zz}}$$

$$\lambda_z = \frac{\cos \alpha_1 \cos \gamma_1}{I_{xx}} + \frac{\cos \alpha_2 \cos \gamma_2}{I_{yy}} + \frac{\cos \alpha_3 \cos \gamma_3}{I_{zz}} \quad (20)$$

또한 위의 토크를 축상에 방진고무의 탄성축과 일치시켜 롤 모드의 비연성을 지켜야 한다. 이를 만족시키기 위해서는 경사 마운트 사용이 용이하다. 그림 6과 같이 정렬하고, XY평면에 대해 좌우 대칭이고, c, s가 방진고무 탄성 주축이라 가정하면 비연성 조건식이 다음과 같이 얻어진다. 바운스 고유 진동수와 롤 고유진동 수를 결정하는 수직(K_v)과 회전 강성(K_r)은

$$K_v = 2K_s (\sin^2 \beta + \frac{K_c}{K_s} \cos^2 \beta) \quad (21)$$

$$K_r = 2K_s b^2 (1 + \cot \alpha \cdot \cot \beta) \quad (22)$$

여기서 K_s/K_c 는 전단 탄성 계수와 압축 탄성 계

수이고 β , a , b 는 그림 6에서 나타난 바와 같이 엔진의 장착과 관련된 기하학적 요소들이다.

식 (21)과 (22)로부터 $\frac{K_c}{K_t}$ 에 대하여 풀면 식 (23)과 같이 된다.

$$\frac{K_c}{K_s} = \frac{K_v \cdot b^2 (1 + \cot \alpha \cdot \cot \beta)}{K_r \cdot \cos^2 \beta} - \tan^2 \beta \quad (23)$$

또한 기하학적인 탄성축의 일치를 위한 조건 식 (24)와 같다.

$$\frac{K_c}{K_s} = \cot(\alpha - \beta) \cdot \cot \beta \quad (24)$$

식 (23)과 (24)에서 β 를 직접 구하기가 쉽지 않기 때문에 $\frac{K_c}{K_s}$ 를 각각 C_1 , C_2 이라 하고 반복법을 이용하여 이들의 허용 오차를 만족하는 β 를 결정한다. 위의 절차의 흐름도는 그림 7에 나타났다.

4.2 프레임의 유연성을 고려한 시스템 최적화

(1) 차량 동하중의 구조적 영향

대형 차량에서 발생하는 최대 하중은 시험적 방법에 의하여 얻어지며, 상하방향으로는 범프 통과시 약 4g정도 이고, 선회시는 1g 횡 방향, 제동시 1g 전후방향으로 나타나는 것을 보통 기준으로 한다. 이러한 하중 조건에 대하여 식 (25)와 같이 정적인 해석을 통하여 서로의 간섭 및 최대응력등을 검토하여야 하며 발생된 변위가 허용치를 초과할 경우 스토퍼등을 사용 적절한 마운트 설계가 필요하다.

$$\{X\} = [K]^{-1}\{F\} \quad (25)$$

F ; 4g vertical

또한 지지 구조물의 국부 동적 강성이 충분하여야 마운트의 기능을 할 수 있다. 따라서 그림 8과 같은

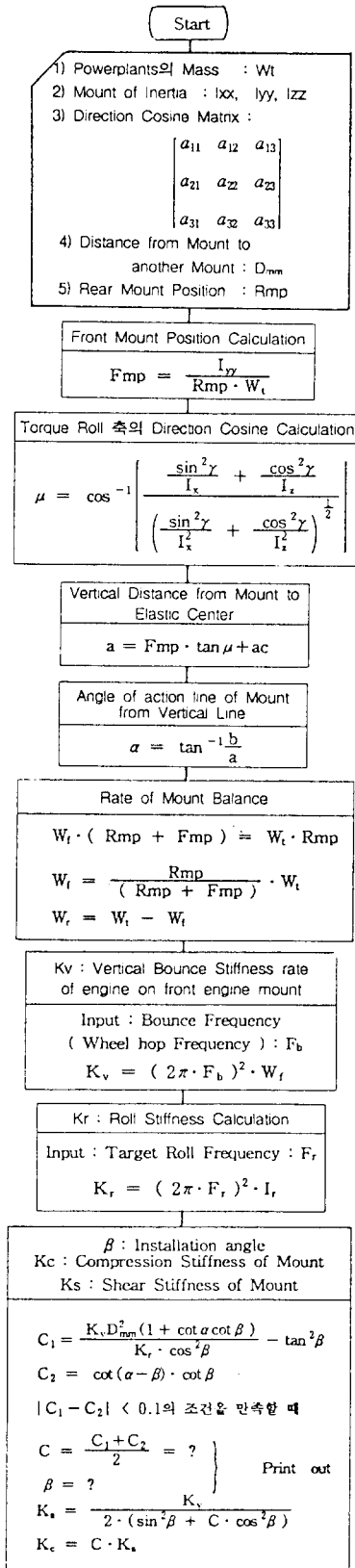


그림 7 Flowchart of rigid engine mount design

시험이나 해석을 통하여 지지부(브라켓)의 부분 동강성이 마운트의 강성보다 10배이상 되도록 설계하여야 한다.

(2) 최적화의 이론적 검토

엔진 시스템의 최적화는 설계 변수의 선택에 의하여 엔진 정렬에서 발생하는 마운트의 위치, 지지 강성등을 최적화하는 방법과 엔진 교란력을 최소화하는 두가지 관점에서 고찰할 수 있다. 여기서는 엔진 정렬에 의한 요소를 최적화하는 것을 생각해 보기로 한다. 일반적으로 최적화는 다음과 같이 구성된다.

Object function ;
 minimize $F(x)$
 Subject to ;
 constraint equations $G(x) \leq 0, j=1, \dots, m$
 Design Variables $x^l \leq x \leq x^u$ (26)

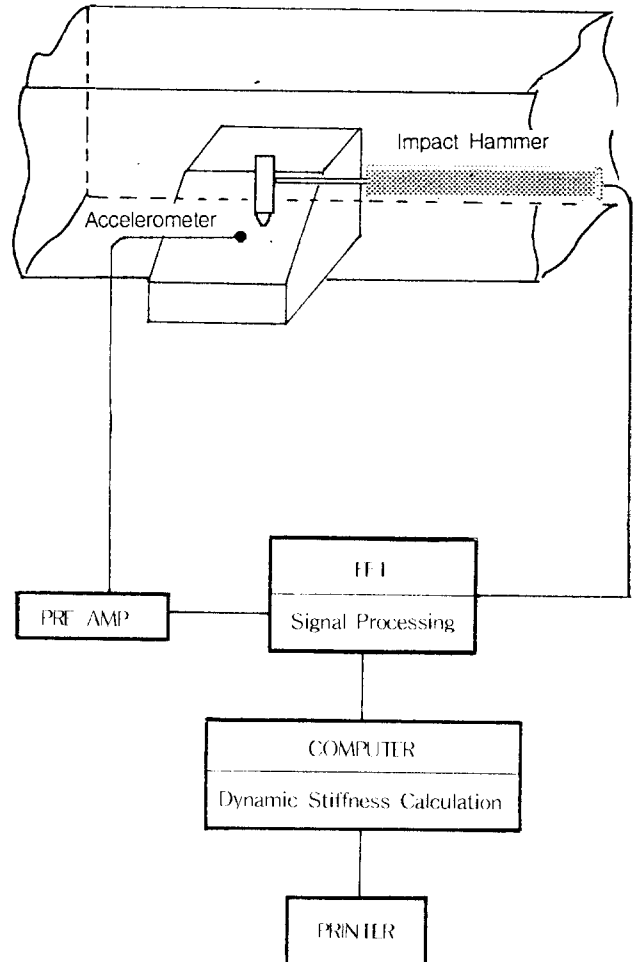


그림 8 Bracket local dynamic stiffness evaluation

표 5 강제 지지 시스템 과 프레임의 유연성을 고려한 고유치 결과 비교예

(단위 : Hz)

모 드	1	2	3	4	5	6
강체지지	5.45	6.82	9.54	10.14	11.99	12.57
모드의 형상	FOR-AFT	LATERAL	ROLL	PITCH	BOUNCE	YAW
유연지지	4.37	7.02	7.41	8.17	8.72	9.31
모드의 형상	FOR-AFT	YAW	PITCH & BOUNCE	ROLL	PITCH & ROLL	LATERAL & ROLL

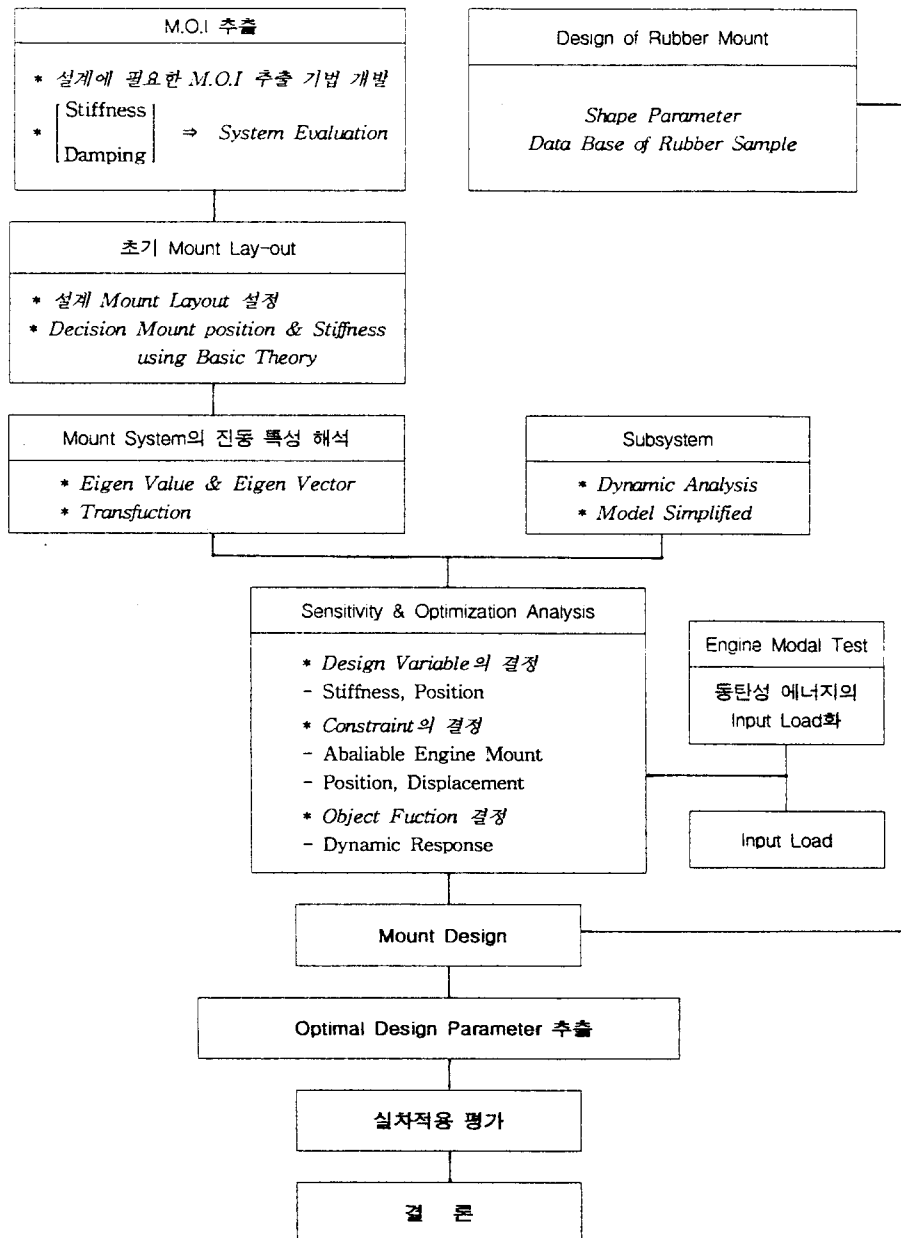


그림 9 Flowchart of engine mount optimal design

구속방정식 $G(x)$ 를 엔진 지지계의 안정성 인자로 하고, 변수 x 를 설계 변수로 하였을 때 엔진으로부터 프레임에 전달되는 전달력, 변위, 모드와 고유 주파수의 기능별 기여도를 함수화 하여 설정된 변수 각각의 주요 목적에 맞게 목적함수 $F(x)$ 로 하여 최소화시킬 수 있다^(11~13).

따라서 엔진지지계의 최적 설계는 한가지 기술에 의하여 개발될 수 있는 것이 아니라 여러가지 기술이 종합적으로 조화를 이룰 때만이 개발 가능하다. 따라서 위의 이론적 검토식들의 적절한 조화를 이룰 수 있도록 모의해석 과정을 형성 하여야 한다.

여기서 대형차량에서 강체 지지시스템으로 가정하였을 때 결과와 프레임의 유연성을 고려하였을 때의 고유치 변화 양상을 비교하여 보면 표 5에서와 같이 고유치의 변화와 모드의 천이현상까지 발생함을 알 수 있다. 경우에 따라서는 없어지는 모드가 발생할 때도 있다. 따라서 대형차량에서의 부품들의 영향을 충분히 검토 적용하여야 한다.

대형 트럭에서는 목적함수로 모드의 주파수와 엔진교란력에 의하여 전달되는 프레임 마운트 위치에서의 가속도와 프레임에서 바디로의 전달 경로인 바디 마운팅 포인트에서의 가속도를 목적 함수의 변수로 하여 공회전시, 정상 주행시 등 목적 주파수에서 최소화 하는 것이 일반적이다^(14,15) 또한 고주파에 의한 파워플렌트의 탄성진동은 파워플렌트의 모델이 용이하지 않기 때문에 시험적 방법에 의하여 파워플렌트의 진동 모드를 구하여 이를 가진 주파수의 진동에너지로 환산하여 가진력으로 적용하는 방법으로 보완 할 수 있다. 위의 과정을 그림 9에 나타냈다.

5. 시험적 검토

실차 시험에 의한 검증은 시스템의 안정성 및 설계상의 오차, 절연의 특성 등 실질적인 진동 평가로 매우 중요하다. 따라서 모달 시험을 통한 엔진의 강체 진동의 검증과 주행 회전수의 변화에 대한 진동 절연량의 비교 평가의 절차가 필요하다. 이때의 엔진과 지지체의 진동 전연량은 약 20 dB이상으로 양호한 것으로 평가한다. 또한 대형 트럭의 경우 진동 전달 경로가 쉘마운트를 통하여 전달되기 때문에 쉘마운트에 의한 절연률도 동시에 측정 평가하는 것이 좋다. 그림 10은 절연률 측정의 일 예를 보이고 있다. 이 데이터에서 보면 2000 rpm에서 급격한 엔진 운동량이 급증하고 있는 것으로 나타나고 있다 이것은 모달 테스트 결과 파워플렌트의 탄성 공진 모드

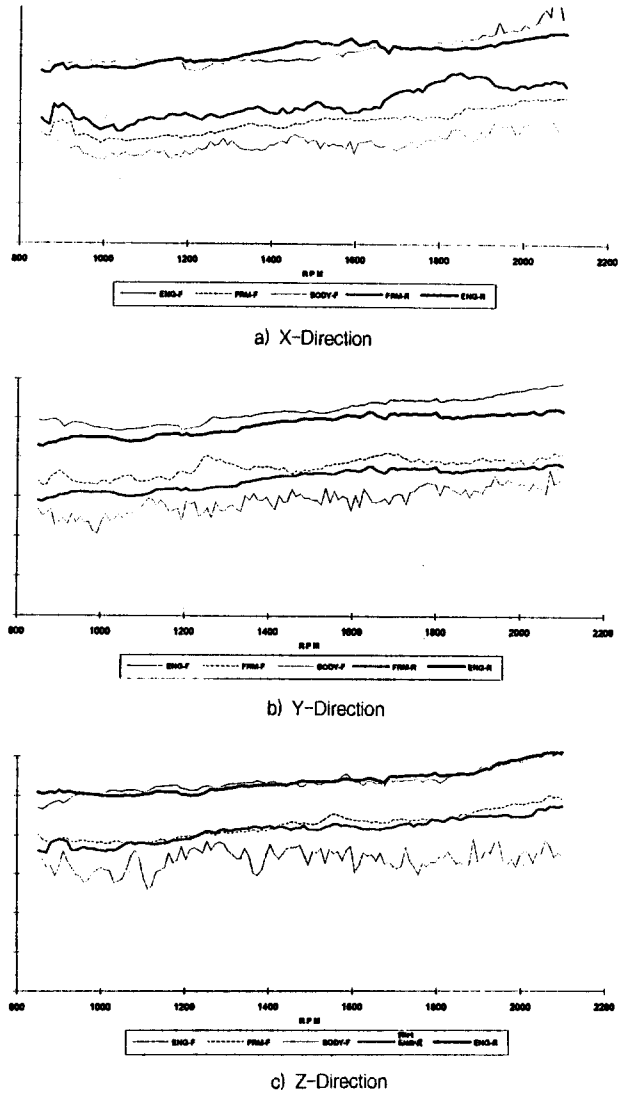
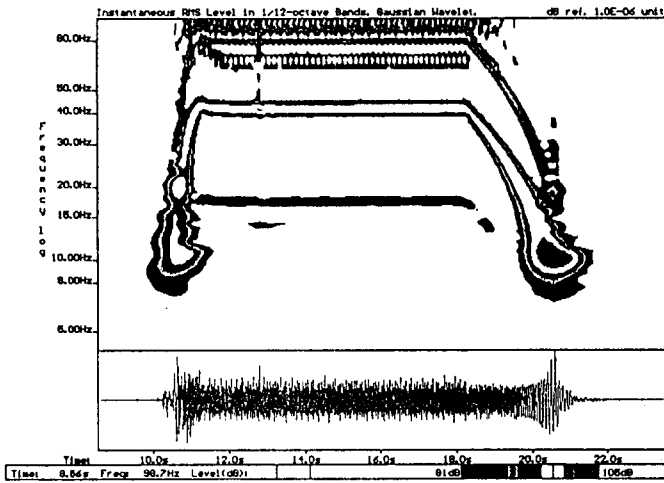
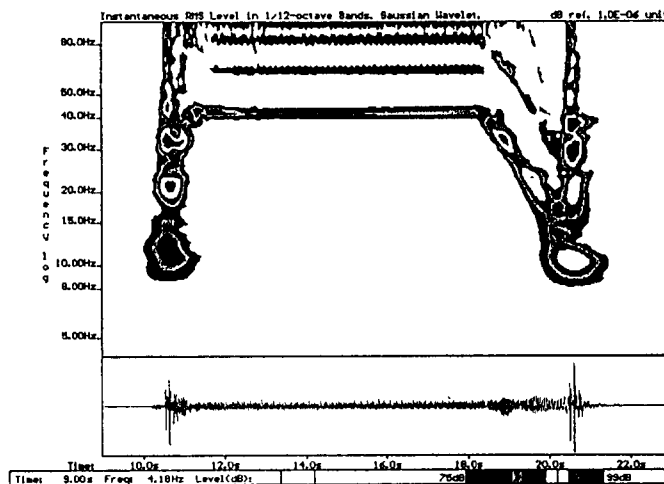


그림 10 Engine mount vibration; overall acceleration vs. rpm

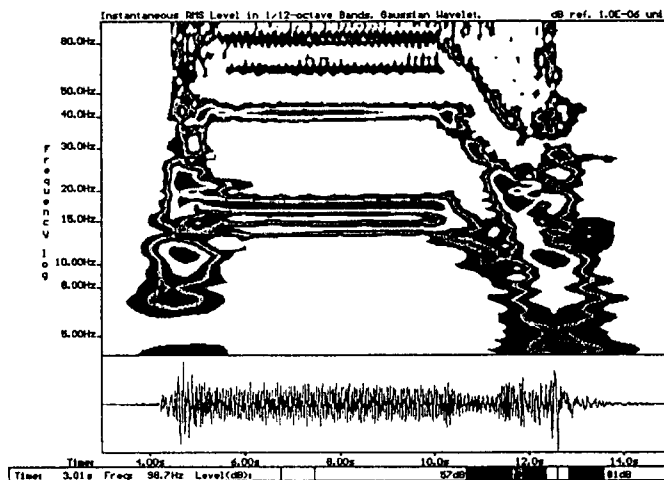
가 약 100 Hz역에 존재하고 있어 나타난 것이다. 또한 1300 rpm에서의 횡방향 특성은 프레임의 횡 방향 진동모드와의 공진 현상이며, 후방 마운트의 전연률이 고회전에서 나쁜 영역이 발생하고 있는 이것은 지지 부라켓의 강성 저하에서 발생 한 것으로 나타난다. 또한 대형 엔진의 경우 엔진의 크랭크 온 (crank on)과 엔진 오프(off)시 반력이 크게 발생하여 충분한 간극을 유지하지 않을 때 충격에 의한 과도 진동이 발생한다. 이에 대한 시험의 일 예를 그림 11에 나타내었다. 그림 결과에서 보듯이 엔진 회전의 급격한 변화에 따라 가진력이 저주파의 넓은 영역에서 가진 하게된다. 이때 차체의 떨림 현상이



a) Engine



b) Frame



c) Body

그림 11 Time and spectrum data of engine on-idle-off (wavelet transform)

크게 나타나 운전자에게 나쁜 인상을 줄 뿐만 아니라 차량 내구성에도 영향을 미친다. 따라서 엔진의 공진 주파수와 차체의 공진 주파수가 적절하게 분포되어 있어야 하고, 변위로 느끼는 저주파수이므로 설계상 너무 낮은 주파수 설정은 피하는 것이 좋다.

6. 맺음말

본 글에서는 대형차량의 엔진 마운트 과정과 마운트 설계시 필요한 사항들에 대하여 간략히 정리해 보았다. 먼저 2장에서는 비교적 형상이 간단한 대형차량의 마운트 강성을 정확히 설계하는 과정을 제시 하였는데, 이 방법에 따라 마운트 재질에 대한 탄성 계수를 데이터 베이스화 함으로써 다양한 경우에 원하는 특성을 갖는 마운트를 쉽게 설계할 수 있음을 보였다. 3장에서는 마운팅 설계를 위한 기초 데이터-관성특성 및 가진력 등에 대하여 기술하였으며, 4 장에서는 마운트 최적 설계과정을 정리하였다. 여기서 마운트의 강성을 선정하는 방법과 프레임의 유연성이 엔진 동특성에 미치는 영향을 고찰 최적화하는 과정을 기술하였다. 또한 시험적 검토에 의한 평가 방법을 5장에서 서술함으로 일반적인 엔진 마운트에 서의 최적 설계에 대한 내용을 서술하였다.

참고 문헌

- (1) E. F. Göbel, 1974, Rubber Spring Design, Newnes-Butterworths.
- (2) W. G. Roven and A. E. Petaja, 1957, Design Guide-Engine Mount, Technical Report, Ford Motor Co.
- (3) A. D. Nashif, D. I. G. Jones, and J. P. Henderson, 1985, Vibration Damping, John Wiley and Sons.
- (4) P. B. Lindley, 1966, "Load-Compression Relationship of Rubber Units," Journal of Strain Analysis, Vol. 1, pp. 190~195.
- (5) P. B. Lindley, 1968, "Effect of Poisson's Ratio on Compression Modulus," Journal of Strain Analysis, Vol. 3, pp. 142~145.
- (6) A. M. Wahl, 1963, Mechanical Spring, 2nd ed., McGraw Hill.
- (7) Tetsuro Butsuen, Masaaki Ookuma and Akio Nagamatsu, "Application of Direct System Identification Method for Engine Rigid Body Mount System", SAE Paper 860551

- (8) Dr. . D. Hodgetts, Cranfield Lecture Notes, Cranfield Institute of Technology
- (9) 自動車技術會, 自動車技術ハンドブック, 基礎理論編, pp. 293~306.
- (10) F. F. Timpner, 1965, "Design Considerations in Engine Mounting", SAE-Internatinal Automotive Engineering Congress.
- (11) Tetsuya Arai and Takao Kubozuka, Scott D. Gray, "Development of an Engine Mount Optimization Method Using Modal Parameters", SAE Technical Paper Series 932898.
- (12) Jhon Bretl, "Optimization of Engine Mounting Systems to Minimiz Vehicle Vibration", SAE Paaper No. 931322.
- (13) Masaaki Okuma, Tsukasa Ohara, "Appllication of a New Experimental Identification Method to Engine Rigid Body Mount System", SAE Paper No. 891139.
- (14) P. E. Greck and R. D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization", SAE Paper 840736.
- (15) J. A. Snyman, P. S. Heyns and P. J. Vermeulen, 1995, "Vibration Isolation of a Mounted Engine Through Optimization", Mech. Mach. Theory , Vol. 30, No. 1, pp. 109~118.