

차량 엔진마운트 최적 설계

강구태* · 원광민*

Optimal Design of Vehicle Engine Mount

Koo-Tae Kang and Kwang-Min Won

Key Words : Engine mount(엔진마운트), optimal design(최적설계), idle shake(공회전 진동), ride shake(주행진동), powertrain(파워트레인)

ABSTRACT

This paper introduces optimization techniques to design engine mount properties for passenger vehicle. The design targets are divided into three cases such as optimal positioning of powertrain modes, minimizing vibration of driver's seat in idling and driving conditions. The proper models, mechanisms of vibration, and characteristics of optimization problems are discussed.

1. 머리말

차량의 NVH를 크게 세가지로 분류하면 진동 승차감과 운전성에 관련된 50Hz 이하의 저주파 차체 진동, 50~200Hz의 차 실내 부밍(Booming) 소음, 200~500Hz의 고체전달소음(Structure-borne noise), 그리고 기체전달음(Air-borne noise) 이 지배적인 500Hz 이상의 소음으로 나눌 수 있다. 이 중 진동 승차감과 관련된 저주파 차체 진동 현상에는 엔진 공회전 시 폭발에 기인한 진동, 거친 노면 주행 시 노면 가진에 의한 진동, 급가감속 시 발생하는 쇼크나 저크 등이 있으며, 주로 엔진마운트 및 현가계의 특성, 차체의 골격 강성에 의해 결정된다. 특히 엔진마운트는 파워트레인계 진동에 기인한 차체 진동의 가장 주요한 전달 경로이다.

고무재료를 제작되는 엔진마운트는 파워트레인을

지지하고 파워트레인의 과도한 운동을 제어하는 것과 더불어 파워트레인 진동을 차체로부터 절연시키는 것이 주된 역할이다. 엔진마운트 설계시 가장 초점이 되는 진동 현상은 공회전, 거친 노면 주행 시 진동 및 차량 출발과 정지 시 나타나는 쇼크 및 저크(Shock, Jerk) 진동인데, 이러한 진동들은 엔진마운트 특성 및 파워트레인 관성 제원에 의해 결정되는 파워트레인의 강제진동모드 특성과 관련이 크다. 최적의 엔진마운트를 설계하기 위해서는 엔진마운트와 관련된 다양한 진동을 다룰 수 있는 해석 및 시험적 기법이 개발되어야 하는데, 이러한 기법들은 차량 개발 단계, 개발 환경, 그리고 개발 수준에 따라 서로 다르다.

엔진마운트 설계 목적은 차량의 진동 승차감을 최적화 하기 위한 것으로서, 설계 변수는 엔진마

* 현대자동차 파워트레인연구소

운트의 강성, 위치, 그리고 장착각도이다. 과거의 엔진마운트 설계는 파워트레인의 모드를 최적 배치하는 방법이 주를 이루었다. 그러나 CAE (Computer Aided Engineering) 및 시험 기법들의 발달로 점차 차량의 진동 응답을 예측할 수 있는 모델 구성이 가능함에 따라 운전 조건에 따른 운전석의 가속도를 최소화하는 방법이 많이 개발되어 사용되어지고 있다. 실제 엔진마운트 설계 시에는 이러한 두 가지 방법을 차량 개발 시점 및 환경에 따라 서로 보완적으로 사용하고 있다.

본 글에서는 엔진마운트 최적화 설계에 대해 차량 개발 시 적용되는 방법을 기술하고자 한다. 엔진마운트 설계에 가장 기본이 되는 파워트레인 강제진동모드 최적화 기법, 거친 노면 주행 시 운전석 진동 최소화 기법, 그리고 공회전 시 운전석 진동 최소화 기법을 다루었으며 각 경우의 진동 발생 메커니즘 및 특성, 진동 예측을 위한 모델, 최적화 설계 방법 등을 소개한다.

2. 파워트레인 모드 최적설계

엔진마운트 설계법 중 가장 단순하며 보편적인 방법이 파워트레인의 강제진동모드 최적화 설계법이다 [1,2,3,4,5]. 파워트레인의 강제공진주파수는 약 5~15Hz 정도이며 공회전시의 엔진 크랭크샤프트 회전주파수와 비슷한 대역이다. 파워트레인의 강제공진주파수 및 모드형상은 주행 및 공회전시의 차체 진동에 큰 영향을 줌으로 강제모드 특성을 적절히 설계하면 차체 진동을 크게 저감시킬 수 있다. 공회전시에는 롤모드 (Roll mode)와 주행시에는 상하모드 (Bounce mode)와 연관이 크다. 그러나 강제모드 특성을 어떻게 배치할 것인가는 매우 어려운 문제이며 차량모드, 바퀴모드 및 공회전 폭발 차수와 연관지어 설계되어야 한다. 완성차 회사 또는 엔진마운트 제조사에서는 자체적인 설계 기준을 만들어 모드 특성을 결정하거나, 설계자의 주관적 경험에 의존하기도 한다. Fig.1

은 차량 각 진동 배치도의 예를 보여준다.

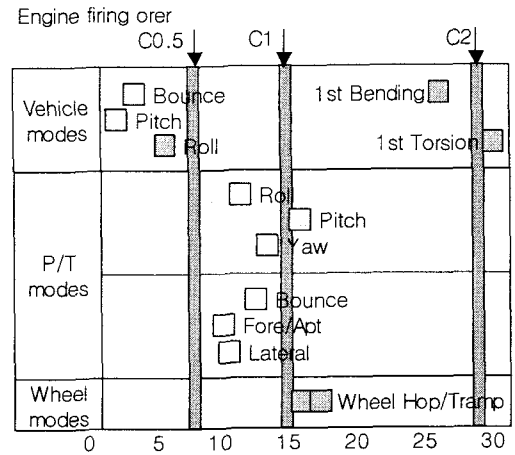


Fig.1 Modes of vehicle

이 방법은 정확한 차량의 특성을 얻을 수 없는 차량 개발 초기 단계 등에서 대략적인 엔진마운트 형식 및 특성을 결정하기 위한 목적으로 많이 사용된다.

엔진마운트 특성에 의해서만 결정되며 5Hz 이하의 파워트레인 운동을 결정하는 주요 특성인 ERA (Elastic Roll Axis)와 파워트레인 관성에 의해서 결정되며 20Hz 이상에서의 운동을 결정하는 TRA (Torque Roll Axis) 등도 매우 자주 사용되는 중요한 개념이다 [1].

2.1 모델

Fig.2에 도시 했듯이 파워트레인을 강체로, 엔진마운트를 세 개의 수직방향 선형 스프링으로 구성된 6자유도 계 모델이 일반적이다.

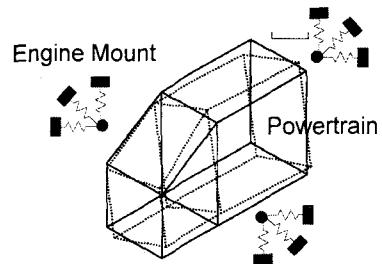


Fig.2 Six DOF powertrain model

이러한 파워트레인의 강체진동모드를 구하기 위한 고유치 문제는 파워트레인의 제원 즉 질량(m), 질량중심, 2차질량관성행렬(J)과 엔진마운트 특성 즉, 강성(k), 위치(p), 장착각도(θ)로 표현되며, 행렬식을 이용하면 매우 간단하면서도 효과적으로 구성할 수 있다 [2].

$$(K - \lambda M)\phi = 0$$

$$M = \begin{bmatrix} mI_{3 \times 3} & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix}$$

$$K = \sum_{i=1}^n [I_{3 \times 3} - \tilde{p}_i]^T A^T(\theta) K_i A(\theta) [I_{3 \times 3} - \tilde{p}_i]$$

2.2 민감도 해석

엔진마운트 특성 변화에 의한 강체진동모드 특성 변화 즉 민감도는 최적설계를 위한 수치적 기법으로도 의미가 있지만, 그보다는 엔진마운트 특성에 의한 강체진동모드 특성을 이해하는데 더욱 중요하다. 엔진마운트 특성에 대한 파워트레인 강체고유진동수의 각 방향으로의 민감도는 파워트레인의 세 방향 직선운동성분(x)과 회전운동성분(ω) 그리고 엔진마운트 위치의 변위(q_i^R) 및 모드힘(f_i)으로 표현할 수 있다 [2].

Table 1. Eigenvalue sensitivity of P/T system

Design value	Sensitivity
Mount stiffness	$-2\omega \times f_i$
Mount position	$-2x \times f_i$
Mount orientation	$(q_i^R)^2$

모드 형상의 민감도는 고유진동수 민감도와 같은 형태로 표현하기는 힘들며, 고유치 문제와 고유벡터의 질량행렬에 대한 직교성을 미분하여 민감도를 얻는다. 사용하는 모델의 크기가 작으므로 유한차분법(Finite Difference Method)도 고유벡터의 민감도를 구하기 위한 유력한 방법이 된다.

2.3 최적화 설계

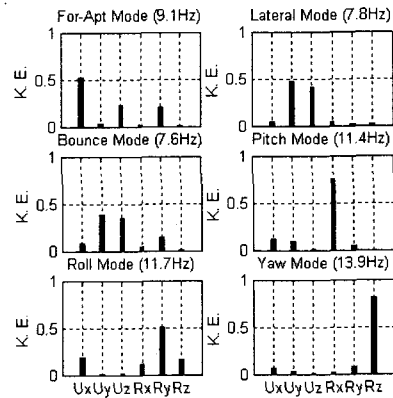
최적화 설계의 관건은 설명한 것과 같이 최적화 목적함수를 결정하는 것이다. 파워트레인의 강체모드와 차량 진동 특성의 정확히 이해와 많은 경험적 지식 및 판단이 필요하다. 목적함수($\phi(k, p, \theta)$) 구성에 대표적으로 포함되는 것들은 공회전 진동에 많은 영향을 주는 파워트레인 롤모드 주파수(f_r), 주행 진동과 관련이 많은 상하모드 주파수(f_b), 모드 간 간섭도(I_{md_dcpl}), 단위 ERA(n_{ERA})과 단위 TRA(n_{TRA})의 평형도 [1] 등이다.

$$\begin{aligned} \phi(k, p, \theta) = & w_1 \times (f_r - f_{r_target})^2 + w_2 \times (f_b - f_{b_target})^2 \\ & + w_3 \times I_{md_dcpl} + w_4 \times (1 - n_{ERA} \cdot n_{TRA}) \end{aligned}$$

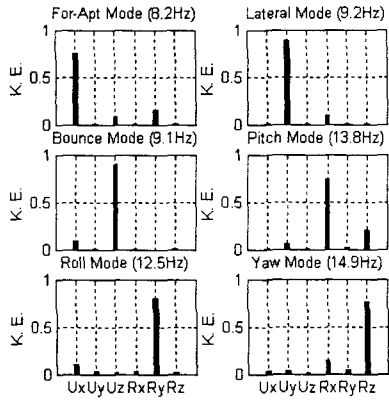
주요 모드들의 주파수(f_{r_target} , f_{b_target}) 및 목적함수 요소들 간의 가중치(w)의 설정도 매우 중요하다.

2.4 최적화 설계 예

I4(In-line four cylinder) 가솔린 파워트레인에 대해 설계 변수는 각 엔진마운트의 강성값으로 하고, 목적 함수는 롤모드 주파수를 12.5Hz로 설정하면서 모드 간의 간섭도를 최소화하기 위한 최적 설계를 수행하였다(Fig.3).



(a) Before optimization



(b) After optimization

Fig 3. Modal frequencies and coupling before and after optimization

결과에서와 같이 이 경우 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다.

3. 주행 시 운전석 진동 최소화 설계

차량이 거친 노면을 주행할 때 운전석 상하 방향의 진동을 측정하면 5Hz 이하 및 8~15Hz 근방에서 진동이 큰 영역이 나타난다 (Fig.4). 이때 8~15Hz 근방에서의 진동을 2차 주행 진동 (2ndary Ride Shake) 이라 한다. 이 진동은 노면 가진에 의한 파워트레인의 진동이 차체로 전달되어 발생하며 파워트레인의 상하방향 진동모드의 영향이 가장 크고 전륜 (Front wheel) 의 홉(Hop) 및 트램프 (Tramp) 모드와 관련이 있다.

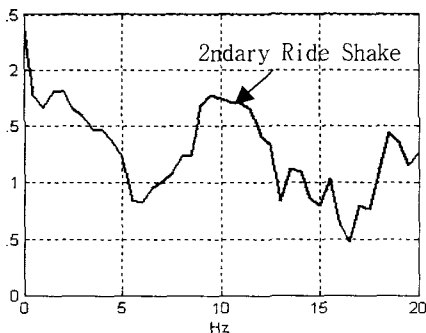


Fig 4. Seat track acceleration in z direction when driving rough road

주행 진동 저감을 위해 최근부터 일부 소형차를 제외하고는 유체봉입마운트가 일반적으로 사용되고 있다. 유체봉입마운트는 유체가 관을 따라 이동 시 발생하는 감쇄력을 이용하는 것으로 특정 주파수에서 감쇄력을 크게 할 수 있는 장점이 있으며, 이 주파수는 주로 파워트레인의 상하 방향 공진주파수와 일치시킨다.

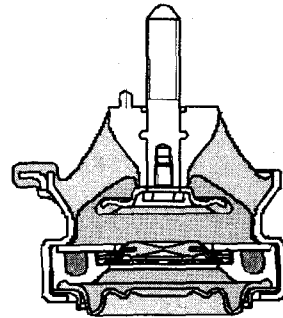


Fig. 5 Hydraulic engine mount

3.1 모델

파워트레인의 탄성모드가 200Hz 이상이고 차체의 탄성모드가 25Hz 이상임을 고려할 때, 주행 진동과 관련된 15Hz 근방의 주파수 대역은 파워트레인 및 차체를 강체로 가정할 수 있는 주파수 대역이다. 따라서, 이들을 강체 모델로 구성하는 것이 탄성 모델로 구성하는 것에 비하여 차량 개발 기간 및 노력 등을 고려할 때 합리적이다. 주행 진동에 크게 영향을 주는 전륜 및 현가계의 특성은 결과에 크게 영향을 주는 매우 중요한 요소이며 비선형성이 심하여 주로 시험 결과를 이용해 모형화한다. 엔진마운트는 선형 스프링과 구조 감쇄로 모형화하고 유체봉입마운트의 경우 질량, 스프링, 댐핑 요소로 이루어진 기계적 사상 모델을 구성하여 사용한다.

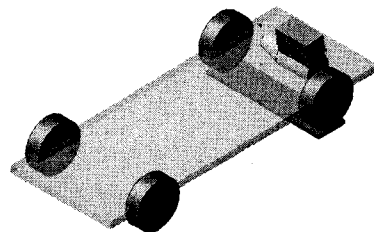


Fig. 6 Analysis model for ride

운동방정식은 파워트레인 강체모드 해석을 위한 모델의 운동방정식과 동일한 방법으로 유도된다. 주행 모델의 가진 입력은 실제 노면 형상의 주파수 특성으로부터 얻어진다. 가장 쉬운 방법은 바퀴 밑면을 상하 방향으로 일정 속도로 백색(White noise) 가진하는 것이며 실제 노면 가진과 매우 유사한 것으로 알려져 있다. 가진 속도는 주로 25 mm/sec (약간 거친 노면) ~ 100 mm/sec (거친 노면) 로 한다.

3.2 민감도 해석

엔진마운트 특성 변화에 따른 운전석 진동 민감도는 파워트레인 강체모드 해석 시 얻은 공진주파수 및 고유벡터 민감도를 이용해 구성할 수 있다. 일반적인 엔진마운트 특성 변화에 대한 민감도 뿐만 아니라 유체봉입마운트의 감쇄력이 최대가 되는 주파수 및 그 주파수에서의 감쇄력 크기 변화에 따르는 민감도도 수행되며, 그 외에 현가계 및 타이어 특성에 따른 민감도 분석도 실시된다.

3.3 최적화 설계

주행 진동 최소화를 위한 목적 함수는 관심 주파수 영역에서의 운전석 상하 방향 가속도이며, 설계 변수는 각 마운트의 특성 및 유체봉입마운트의 최대 감쇄력 주파수 (f_{HYD})와 감쇄계수 (η)이다. 필요에 따라 인체 피폭 진동의 주파수에 따른 인체의 인지 정도를 정량화 한 가중치 ($w(f)$)도 포함된다.

$$\phi(\mathbf{k}, \mathbf{p}, \boldsymbol{\theta}, f_{HYD}, \eta) = \int_1^{f_2} w(f) \|a_z(f)\| df$$

3.4 최적화 설계 예

최적화를 위한 대상 차량은 중형 승용차이며 I4 가솔린 2400cc 엔진을 탑재하고 있다. 엔진마운트 형식은 파워트레인의 무게를 지지하기 위해 파워트레인 전, 후 (차량 좌, 우) 상부에 두 개의 주 마운트를 설치하고, 파워트레인의 회전 운동을 제어

하기 위한 파워트레인 좌, 우 (차량 전, 후) 하부에 두 개의 롤 마운트를 설치한 것이다.

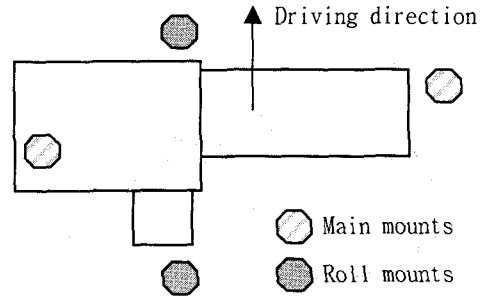


Fig. 7 Powertrain system (Top View)

Fig.8은 민감도 분석의 예로서 유체봉입마운트의 감쇄력 변화에 의한 운전석 상하 방향 가속도의 영향을 보여주는 것이다. 운전석 응답의 12Hz 근방의 진동은 파워트레인의 상하진동모드 (Bounce)에 의한 것이며, 14Hz 진동은 피치모드 (Pitch)에 의한 것이다. 감쇄력이 증가하면 12Hz 근방에서의 진동은 감소하나 오히려 14Hz 근방의 진동은 커져 감쇄력의 증가가 항상 진동 개선으로 이어지는 않는다. 또한 감쇄력이 증가되면 20Hz 이상에서 마운트를 통한 전달력이 커져 소음 등에 악영향을 줄 수 있기 때문에 설계 시 고려하여야 한다.

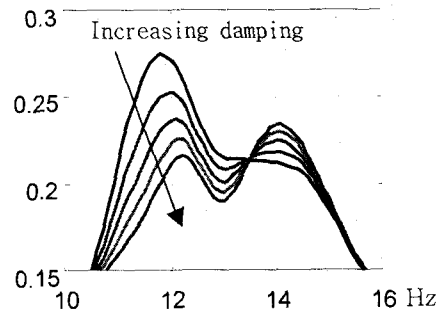


Fig. 8 Seat track vibration as varying damping of hydraulic engine mount

최적화 설계의 예로서 설계 변수를 유체봉입마운트의 감쇄력 및 각 마운트의 상하 방향 강성 값으

로 한 경우에 대한 최적 설계를 수행하였으며, Fig.9와 같이 최적화 후의 운전석 상하 방향 진동이 많이 감소함을 알 수 있다.

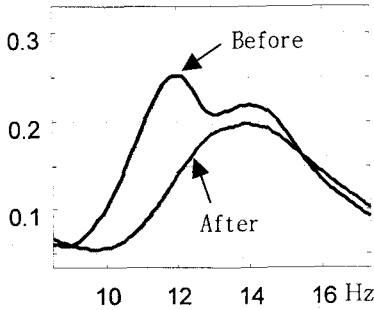


Fig. 9 Seat track vibration before and after optimization

4. 공회전 시 운전석 진동 최소화 설계

공회전 시 운전석 진동은 연소 폭발에 의한 파워트레인의 진동이 엔진마운트를 통하여 차체로 전달하여 발생하는 진동으로 엔진마운트 설계시 가장 많이 고려 되고 있는 진동이다 [6,7,8]. 공회전 시 운전석 진동의 주파수 특성을 관찰하면, 엔진 폭발 진동수 즉 I4 엔진의 경우 크랭크 샤프트 회전수의 2배에서 가장 큼을 알 수 있다. 이는 주로 20~30Hz의 영역인데 파워트레인은 강체로 가정할 수 있지만 차체는 탄성체로 운동하는 영역이다. 따라서 차체를 탄성체로 모형화할 수 있는 기법이 필요하다. 차체를 탄성체로 모형화하는 방법은 크게 해석적인 방법과 시험적인 방법으로 나뉜다. 해석적인 방법은 FEM (Finite Element Method) 방법이 대부분이며, 시험적인 방법은 차체의 모드 특성을 이용한 모달 모델과 주파수 응답함수 (FRF: Frequency Response Function) 를 이용한 FRF 모델 등이 있다. 이 방법들은 각각의 장단점이 있으므로 차량 개발 시점, 사용 가능한 차량 모델, 긴급성 등을 고려하여 결정하여야 한다. 일반적으로 해석적인 방법이 가장 범용적이거나 해석의 정확성 및 모델 구성을 위해 과도한 노력이 투

입되어야 하는 단점이 있다. 시험적인 방법은 어느 정도 차량 개발이 진행되어 시험 차량이 존재하는 경우에 효과적이다. 본 글에서는 시험적인 방법으로서 FRF 측정 자료에 기반을 둔 기법에 대하여 소개하고자 한다.

4.1 모델

파워트레인의 폭발 기진력에 의한 공회전시의 운전석 진동을 구현할 수 있는 것으로서 파워트레인은 강체로, 차체는 탄성체로 모델하는 것이 필요하다 (Fig.10)

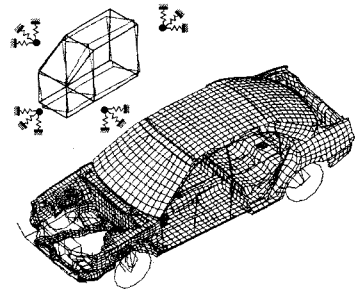


Fig. 10 Rigid powertrain and flexible vehicle body

차체 탄성체 모델은 엔진마운트 및 운전석 간의 주파수 응답함수를 이용하여 만든다. 최종적인 모델은 이러한 두 개의 모델을 부분구조합성법 (Component Mode Synthesis) 으로 합성하여 구성한다.

실차 적용을 위해서는 모든 관련된 위치에서의 주파수 응답함수를 측정하여야 하여 많은 시험적 노력이 필요하나 시험 회수를 대폭 감소시킨 단순화 된 모델이 저차 등에 의해 제안되어 사용되고 있다 [6]. 이 모델에 의하면 운전석 진동은 파워트레인 관성 특성만으로 표현되는 FRF (H_{21}, H_{22}), 엔진마운트와 운전석 위치 간의 FRF (H_{43}), 마운트에 의한 강성행렬(K), 그리고 엔진폭발에 의한 가진력(f)으로 표현할 수 있다.

$$x = H_{43}(H_{22} + K^{-1})^{-1}H_{21}f$$

Fig.11과 같이 이렇게 단순화된 모델과 일반적인 모델을 이용하여 구한 응답은 관심 주파수 영역에서 거의 동일하여 단순 모델의 적용 타당성을 보여주고 있다.

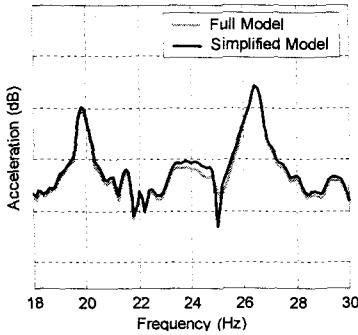


Fig. 11 Predicted responses

4.2 민감도 해석

전달함수의 민감도는 파워트레인 강체모드 민감도를 구하는 방법을 응용해 유도할 수 있다. 엔진마운트 위치에 대한 민감도를 위해서는 엔진마운트 주변의 FRF를 여러 점에서 측정하여 보간(Interpolation) 함수를 형성하여 사용한다. Fig.12은 제안된 단순 모델(Simplified Model)과 전체 모델을 이용한 운전석 민감도를 보여준다. 이때 설계변수는 엔진마운트 상하방향 강성 값이다.

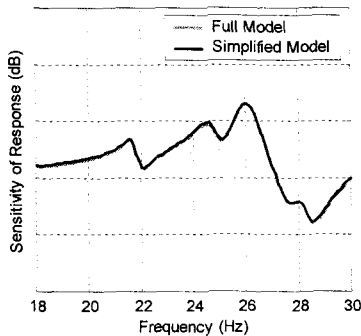


Fig. 12 Sensitivity of seat track acceleration w.r.t. stiffness of engine mount in z direction

$$\left(\frac{\delta a_z(f)}{\delta k_z} \right)$$

4.3 최적화 설계

이 경우 최적화 목적함수는 일정 주파수 영역에서 운전석의 상하 방향 가속도 ($a_z(f)$) 크기이며, 경우에 따라 인체 피폭 진동의 주파수에 따른 인지 정도를 정량화하여 ($w(f)$) 이를 목적함수에 포함시키기도 한다.

$$\phi(\mathbf{k}, \mathbf{p}, \boldsymbol{\theta}) = \int_{f_1}^{f_2} w(f) \|a_z(f)\| df$$

주파수 영역을 너무 좁게 설정하면 그 영역에서는 진동이 매우 감소하나 다른 영역에서의 진동은 오히려 증가하는 경우가 많으므로 주파수 영역을 적절히 설정해 주어야 한다. Fig.13에 최적화 설계 절차를 정리하였다.

4.4 최적화 설계 예

최적화를 위한 대상 차량은 제3장에서의 차량과 동일하다. 설계 변수는 전, 후 롤마운트의 위치 및 장착각도이다. 엔진룸 공간을 고려하여 설계 변수의 설계 영역을 설정하였으며 최적화 후 약 32%의 가속도 감소가 예상되었다. 검증을 위하여 최적화 위치 및 방향으로 엔진마운트를 이동시키기 위한 브라켓을 설계 제작하였다.

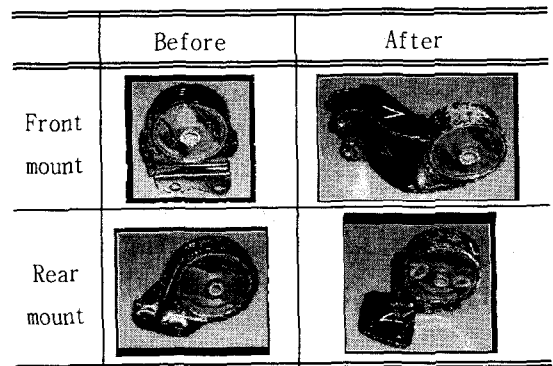


Fig. 13 Brackets for roll mounts before and after optimization

이를 실차 적용한 결과 35%의 진동 감소가 이루어

저 해석결과의 타당성을 확인할 수 있었다 (Fig.14).

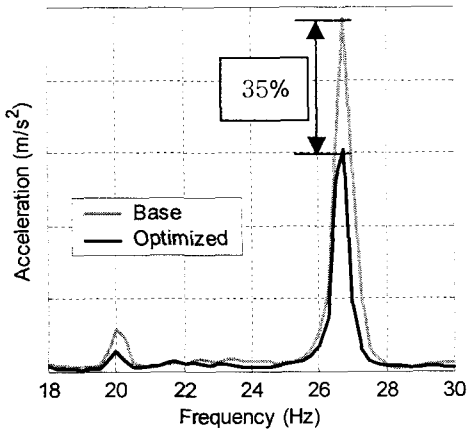


Fig. 14 Measured seat track acceleration before and after adapting optimized

5. 맺음말

본 글에서는 엔진마운트 최적 설계를 위한 세 가지 설계 기법 즉 파워트레인 강체모드 최적화, 거친 노면 주행 시 운전석 진동 최소화, 그리고 공회전 시 운전석 진동 최소화 기법에 대해 소개하였다. 성공적인 엔진마운트 개발을 위해서 가장 중요한 것은 관심 있는 진동의 발생 메커니즘을 정확히 이해한 후, 이러한 진동 현상을 잘 설명할 수 있으면서 차량 개발 시점 및 개발 환경에 적합한 예측 모델을 구성하고, 설계 변수에 대한 진동 민감도에 대해 분석이 명확히 이루어져야 한다.

본문에서 언급하지는 않았지만 설계 변수가 많고 제품 품질의 편차 및 비선형성이 큰 엔진마운트의 특성을 고려하기 위하여 다중목적최적화 (Multi-Objective Optimization) 기법, 전체 최소점 (Global Minimum) 의 결정 문제, 강건 설계 기법 등이 많이 도입되고 있는 실정이며 연구가 활발히 이루어져야 할 부분이다.

참고문헌

- (1) 원광민, 방정환, 윤희욱, 강구태, 2000, "파워트레인 마운트계 설계를 위한 진동이론," 소음진동공학회 춘계학술대회
- (2) 원광민, 강구태, 2001, "차량 파워트레인의 강체고유진동수 민감도," 소음진동공학회 춘계학술대회
- (3) T. Arai, T. Kubozuka, and S. D. Gray, 1993, "Development of an Engine Mount Optimization Method Using Modal Parameters," SAE Paper 932898
- (4) T. Naruse and Y. Kuno, 2000, "Optimization Technology of Power Plant Mounting Stiffness for Front Wheel Drive Vehicle," Seoul 2000 Fisita Congress, F2000G327
- (5) R. M Brach, 1997, "Automotive Powerplant Isolation Strategies," SAE Paper 971942, 1997
- (6) K. M. Won, J. H. Bang, H. W. Yoon, K. T. Kang, and S. D. Yeo, 2000, "Engine Mount Design Using Simplified FRF Model for Idle Shake," ISATA 200 Conference
- (7) C.J. Radcliffe, M.N. Picklemann, C.E. Spiekermann, and D.S. Hine, 1983, "Simulation of Engine Idle Shake Vibration", SAE Paper 830259
- (8) H. Hata and H. Tanaka, 1987, "Experimental Method to Derive Optimum Engine Mount System for Idle Shake", SAE Paper 870961