

NVH 향상을 위한 엔진 설치 시스템 최적화

김장수^{1*}

¹쌍용자동차 창원 엔진공장

Engine Mounting System Optimization for Improve NVH

Jang-Su Kim^{1*}

¹Ssangyong Motor Company Changwon Engine Plant

요약 엔진 설치 시스템은 차량의 NVH 성능에 매우 중요한 시스템이다. 차량의 NVH 성능은 공회전 진동(Idle Vibration), 엔진 웨이크(Engine Shake) 시동 진동(Key ON/OFF Vibration), 변속 진동(Gear Shift Vibration) 등 다양한 이론이 존재한다. NVH 성능 개선을 위해 이러한 이론들에 대한 실제적 최적화가 필요하며, 특히 최적의 엔진 설치 위치와 강성을 찾아내는 것이 매우 중요하다. 또한 효과적인 NVH 성능 개선을 위하여 차량개발 프로세스 측면에서 제약조건과 한계가 있는 사후 조정보다는 개발 초기에 최적화가 필요하다.

본 논문에서는 엔진 설치 시스템 관련 여러 이론에 대한 최적화 해석과 파워 트레인의 엄격한 모드 분리와 토크롤축(Torque Roll Axis), 탄성롤축(Elastic Roll Axis) 사이의 각도를 최소화 하는 다양한 시뮬레이션 케이스(Simulation Case)와 FE-모드를 개발초기에 수행하여 다중 최적화 분석을 함으로서 최적의 엔진 설치 위치와 강성을 찾아내어 NVH 성능을 개선하였다.

Abstract Engine mounting system is the most responsible system for NVH performance of vehicle. The vibration at idle shake, road shake, Key ON/OFF, gear shift tuned by the engine mount position and stiffness. Previously described Engine mounting system theory investigated and summarized in this paper. Decoupling of the Power train rigid mode and Reducing the angle between Torque-Roll-Axis and Elastic-roll-Axis is starting point of optimization. Multi-optimization analysis was performed because of variety simulation case and FE-model. Eventually, Find the best mount location and the stiffness has improved the performance of the vehicle NVH.

Key Words : Idle Vibration, Torque Roll Axis, Elastic Roll Axis, Multi-Optimization, Power Train, Mode decoupling, Engine Mounting, NVH(Noise Vibration Harshness)

1. 서론

최근 엔진 파워의 고성능화와 경량화 및 원가절감으로 인하여 차량 NVH 성능을 높이기란 쉬운 일이 아니다. 차량 전반적인 NVH 성능에 있어 미치는 영향이 가장 큰 부분은 가진원인 엔진이며 이러한 엔진을 적절하게 절연시키는 것이 중요하다. 이러한 엔진 가진이 차체로 전달되는 것을 막는 방법은 다양하게 있을 수 있으나 엔진 설치 위치와 강성을 조절하여 디커플링시키는 방법이 가

장 저렴하고 합리적인 방법이다. 하지만 엔진 질량은 한 곳에 집중되어있는 형태라 거동을 조절하기가 쉽지 않다.

차량 개발 프로세스에서 엔진 설치 위치와 강성에 의한 NVH 평가는 차량 개발 후반에 이루어진다. 많은 테스트를 통하여 최적의 위치와 강성을 찾는다 하더라도 패키지 레이아웃 등의 제약조건으로 인하여 설계변경이 쉽지 않다. 그리고 위치와 강성에 따라 생성되는 경우의 수가 매우 많으며 평가해야 할 항목도 많아 제한적인 개발 기간 내에 적절한 대응을 하기란 쉽지 않다. 따라서 차량

*Corresponding Author : Jang-Su Kim(Ssangyong Motor Company Changwon Engine Plant)

Tel: +82-55-268-0331 email: kimJangSu1229@gmail.com

Received July 16, 2013

Revised (1st August 22, 2013, 2nd September 2, 2013)

Accepted October 10, 2013

개발 초기에 최적화 해석을 통하여 엔진 설치의 위치와 강성을 결정하는 것이 일반적이고 효과적인 방법이다.

이러한 엔진 설치 최적화를 수행하기 전에 엔진마운트가 차량의 NVH에 미치는 여러 이론들을 정리하였다. 공회전 진동, 엔진 웨이크, 시동 진동, 변속 진동 등 다양한 차량 NVH 성능이 있으며, 이를 구속조건이나 목적함수로 구성하여 최적화 해석을 진행하였다.

이와 병행하는 기법으로 토크롤축(TRA: Torque Roll Axis)과 탄성롤축(ERA: Elastic Roll Axis)을 일치시켜 모드 분리를 하는 방법과 엔진의 동적 에너지를 조정하여 모드 분리를 하는 방법이 있다. 다양한 종류의 해석과 모델로 인하여 다중 최적화 해석을 수행하여야 하며 다중 최적화 해석은 최적의 값을 찾기가 쉽지 않은 단점이 있다.

최적화가 진행되어 최적 위치와 강성에 가까워지면 각 NVH 성능들이 트레이드 오프 관계에 놓이게 된다. 결국 어느 한 부분을 조금 더 중점적으로 성능을 높여야 하는 선택을 해야 하며, 이는 결국 개발하는 차량의 그레이드와 철학에 달려있다.

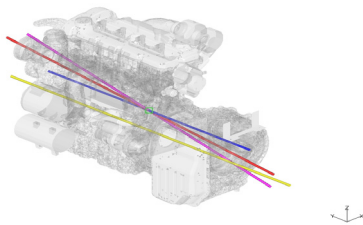
2. 엔진 설치 이론

2.1 토크롤축 & 탄성롤축

토크롤축(Torque Roll Axis)과 탄성롤축(Elastic Roll Axis)은 엔진 설치 시스템의 전반적인 성능에 영향을 주는 기본이 동적, 정적 특성이다[1-2].

2.1.1 토크롤축

토크롤축은 질량과 토크에 관한 거동을 나타낸다. 크랭크 축과 관성주축에 의해 결정되는 축으로서 크랭크축을 중심으로 우력이 작용할 때 회전운동이 발생하는 임의의 축이다. Fig. 1 에 이를 나타내었다. 크랭크샤프트축(Yellow Axis)을 파워트레인의 무게중심으로 평행 이동한 축(Blue)에 토크를 가하면 관성주축(Magenta Axis)의 영향에 의하여 특정 축으로 회전을 하게 된다. 이를 토크롤축(Red Axis)이라 한다.



[Fig. 1] Principal mass moment of inertia coordinate system and TRA

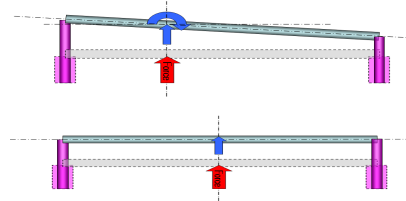
차량 좌표계 기준으로 $\cos \alpha$, $\cos \beta$, $\cos \gamma$ 는 X, Y, Z축과 이루는 각이며 J_1 , J_2 , J_3 는 관성질량모멘트(Principal mass moment of inertia)값이다.

트레인 무게 중심에서 우력이 발생하면 식 (1)과 같은 방향으로 회전한다[3,6,8].

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \cos \alpha_2 + \cos \alpha_3 \frac{J_2 \cos \beta_3}{J_3 \cos \beta_2} + \cos \alpha_1 \frac{J_2 \cos \beta_1}{J_1 \cos \beta_2} \\ \cos \beta &= \cos \beta_2 + \cos \beta_3 \frac{J_2 \cos \beta_3}{J_3 \cos \beta_2} + \cos \alpha_1 \frac{J_2 \cos \beta_1}{J_1 \cos \beta_2} \\ \cos \gamma &= \cos \gamma_2 + \cos \gamma_3 \frac{J_2 \cos \beta_3}{J_3 \cos \beta_2} + \cos \gamma_1 \frac{J_2 \cos \beta_1}{J_1 \cos \beta_2} \end{aligned} \quad (1)$$

2.1.2 탄성롤축

탄성롤축은 질량과는 전혀 관계가 없이 엔진 설치의 위치와 강성에 의해서 결정된다. Fig. 2 와 같이 임의의 축에 하중을 주면 회전과 병진운동이 동시에 발생하지만 탄성축을 따라 힘이 발생하면 물체는 회전운동 없이 병진운동만을 하며 반대로 축 상에 우력이 작용하면 병진운동 없이 회전운동만 나타난다.



[Fig. 2] Location of elastic center

각 마운트 리버의 강성 매트릭스를 글로벌 좌표에 맞추어 변형을 하고 모두 더하면 식 (2)와

$$[K] = \left[\sum_{i=1}^4 [G_i]^T [K_i] [G_i] \right] \quad (2)$$

같이 된다. 강성 매트릭스에서 대각행렬만 값을 가지는 탄성주축을 구할 수 있다[5,6].

2.2 공회전 진동

정차 시 운전자가 느끼는 진동으로 차체와 스티어링휠에 느껴지는 진동이다. 진동 메커니즘은 엔진 연소에 기인한 엔진 토크의 변동에 의한 힘을 가진력으로 하여 엔진 마운트, 배기계 등으로 전달되어 차체 탄성모드와 공

진을 유발시켜 승객에 불쾌감을 준다. 공회전 진동 시 차량의 NVH 성능을 높이는 것은 엔진설치 시스템 아이솔레이션의 시작이며, 가장 기본이 되는 항목이다.

크랭크샤프트를 중심으로 단위 토크의 가진을 가하고 주파수응답 해석을 한다. 그리고 각 마운트 부위에서 하중을 구하여 전달률 값을 구한다.

전달하중은 식 (3)과 같이 구한다. i 는 마운트 번호이고 f 는 마운트 X, Y, Z 방향의 하중이다. 그리고 r 은 엔진무게 중심에서 마운트까지 벡터이다.

$$TR = \sum_{i=1}^4 f_i \times r_i \quad (3)$$

공회전 상태의 가진에 따른 전달률이 1이면 가진과 응답이 같은 상태이며 전달률의 값이 0.4 이하가 되도록 타격을 정하였다. 공회전 상태의 진동에서 엔진의 롤 모드를 최대한 떨어지도록 설정하는 것이 유리하다.

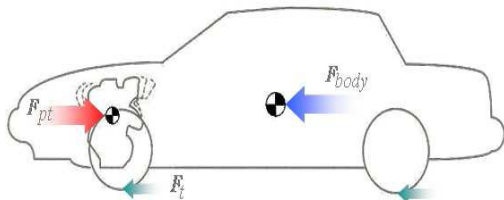
공회전시 엔진은 토크롤축을 중심으로 회전을 하려 함으로 탄성롤축을 토크롤축에 맞추는 것이 필요하다. 그리고 유사한 맥락으로 롤 모드의 분리가 매우 중요한 사항이다[2,7].

2.3 시동 진동 & 정차 변속 진동

시동진동(Key On/Off Vibration)과 정차 변속 진동(Garage Shift Shock)은 공회전 진동과는 달리 시간에 대한 불규칙한 진동 파형을 가지는 과도진동 특성을 가진다[4].

시동을 켜고 출발을 위해 변속을 할 때 발생하는 진동은 차량에 대한 초기 인상을 운전자에게 주고 주차를 위해 R단으로 변속하고 시동을 끌 때의 진동은 운전자에게 차량의 최종 인상을 남긴다.

차량과 파워트레인의 작용, 반작용의 관계는 Fig. 3과 같다[9].



[Fig. 3] Reaction force of Body and Power train

타이어에 작용하는 하중인 F_t 는 작다고 가정하면 $F_{pt} \cong -F_{body}$ 이다. $F_{pt} = M_{pt} \times \ddot{x}_{pt}$ 이고

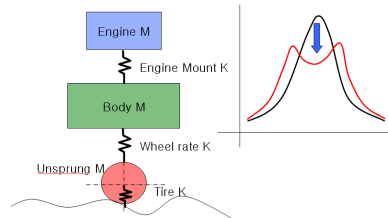
$F_{body} = M_{body} \times \ddot{x}_{body}$ 임으로 최종 식은 식 (4)와 같다.

$$\frac{\ddot{x}_{body}}{\ddot{x}_{pt}} = -\frac{M_{pt}}{M_{body}} \quad (4)$$

시동진동은 공회전시 발생하는 토크가 충격하중 형태로 온다고 가정하여 공회전 토크의 두 배의 토크를 크랭크샤프트에 가하였다. 그리고 기어 변속에 의한 토크는 드라이브 샤프트에 실차 측정값 35kgf*m를 가하였다. 응답은 운전자 시트에서 X방향의 가속도를 측정하였다.

2.4 엔진 셰이크

노면 요철에 의한 가진이 휠홉(Wheel hop) 고유 진동수와 엔진 질량과 마운트 강성에 의해 발생하는 고유 진동수가 공진을 일으켜 차체가 떨리는 현상이다. Fig. 4와 같이 마운트의 강성을 조절하여 엔진 질량을 동흡진기(Dynamic absorber)로 활용하여 차체의 진동을 줄이는 방법과 엔진 바운스 모드 공진 주파수에 감쇠 최대값을 갖는 액체 봉입 마운트를 적용하는 방법이 있다[2-3,7].



[Fig. 4] Dynamic absorber of engine mass

타이어에 접지부분에 상하로 1mm의 변위 가진을 주고 드라이버 시트에서의 상하방향 가속도 값을 측정한다. 일반적인 타기는 $2m/s^2$ 이하이다.

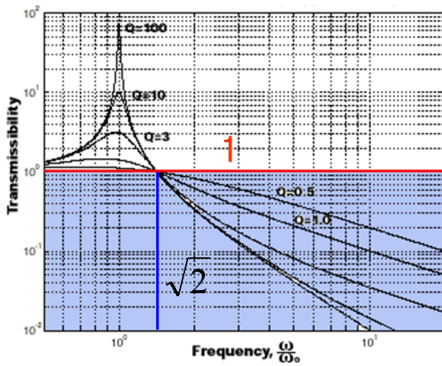
2.5 비 연성화 & 내구성

엔진 설치 시스템의 비 연성화는 다른 표현으로 모드 분리라고 한다. 모드 분리에 대한 관점은 여러 가지가 있다. 첫 번째는 토크롤축과 탄성롤축을 일치시키는 것이다. 공회전 진동에서 말했던 것과 마찬가지로 엔진 설치 시스템의 기본은 공회전 상태의 안정에서 시작함으로 두 축을 일치시키는 것은 가장 기본이 되는 비 연성화이다 [2-3,6].

다음은 엔진 질량과 마운트 강성에 의해 나타나는 동적 에너지(Kinetic energy)의 분리이다. 엔진 설치 시스

템은 6개의 리지드 모드를 보인다. 각 리지드 모드는 Fore-Aft, Lateral, Bounce, Pitch, Roll, Yaw의 동적 에너지로 이루어져있으며 각 모드에서의 총 동적 에너지 중 모든 하나의 에너지 비가 90%를 넘으면 일반적으로 비연성되었다고 한다. 하지만 모드를 분리해야 하는 건 아니다. 롤 모드의 비연성화는 가장 중요하고 탄성률축과 토크률축의 일치와 유사한 부분이 있다[7-8].

모든 엔진 마운트 고유진동수는 $RPM/\sqrt{2}$ 이하로 한다. Fig. 5와 같이 외력의 주파수에 대해 $\sqrt{2}$ 를 나누어주면 힘 전달 관계에서 전달률이 1 미만으로 낮아지기 때문이다.



[Fig. 5] Transmissibility diagram

엔진질량과 마운트 강성에 의해 나타나는 동적에너지 (Kinetic energy) 모드 분리를 위해 엔진의 바운스 모드는 8.5Hz ~ 11.0Hz 사이에 오도록 설계해야 하며, 휠흡 고유진동수와는 약 2.0Hz 떨어져야 한다. 그리고 Lateral, Fore-Aft 모드는 핸들링과 기어 쉬프트 켈리티를 위하여 7.0Hz 이상으로 한다.

엔진 마운트 러버의 내구성은 엔진 마운트 러버를 정밀하게 모델링하여 스트레인 값으로 판정 한다. 하지만 개발초기의 간략화된 모델에선 엔진 마운트와 티엠 마운트의 변위가 8mm 이하가 되게 하여 내구성 문제가 없는 최적화된 결과를 얻도록 한다.

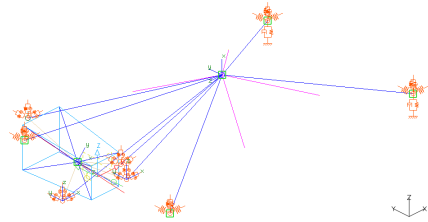
3. 최적화 해석

엔진 설치 이론 부분에서 기술한 내용들을 구속조건 또는 목적함수로 구성하여 다중최적화 해석을 수행하였다.

3.1 해석 모델 및 최적화 모델

해석모델은 “S”사 SUV “A”차량으로 하였으며, Fig. 6

과 같이 질량부분은 엔진 질량, 차체 질량, 언스프링 질량으로 구성되어있고 강성 부분은 엔진 설치 강성, 스프링 강성, 타이어 강성으로 이루어져 있다.



[Fig. 6] FE(Finite Element) model of vehicle

해석 모델을 이용한 해석의 종류는 다음과 같다.

- ◆ Linear static analysis
- ◆ FRF Analysis
- ◆ Transient response analysis
- ◆ Normal mode analysis

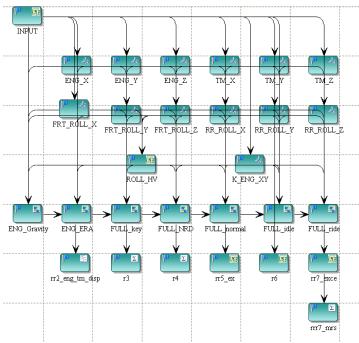
그리고 수행하는 해석 케이스는 다음과 같다.

- ◆ Gravity analysis
- ◆ ERA analysis
- ◆ Key ON/OFF Shock analysis
- ◆ Gear Shift Shock analysis
- ◆ Kinetic energy analysis
- ◆ Idle analysis
- ◆ Second ride shake analysis

해석 모델을 바탕으로 최적화 해석을 수행하였다. 최적화 해석에서 설계변수는 23개이며 다음과 같다.

- ◆ ENG X, Z position
- ◆ TM X, Z position
- ◆ FRT, RR ROLL X, Y, Z position
- ◆ FRT, RR ROLL angle
- ◆ ENG (X=Y), Z stiffness
- ◆ TM X, Y, Z stiffness
- ◆ FRT, RR ROLL X, Y, Z stiffness

변수의 초기값은 현재 엔진 설치 위치와 강성값을 적용하였고 상한 값과 하한 값은 최적화에 의미를 두고 최대한 넓은 범위로 구성하였다.



[Fig. 7] Optimization model.

설계변수에 따른 여러 해석의 수행과 목적함수, 구속 조건을 고려하여 Fig. 7과 같이 최적화 모델을 구성하였다.



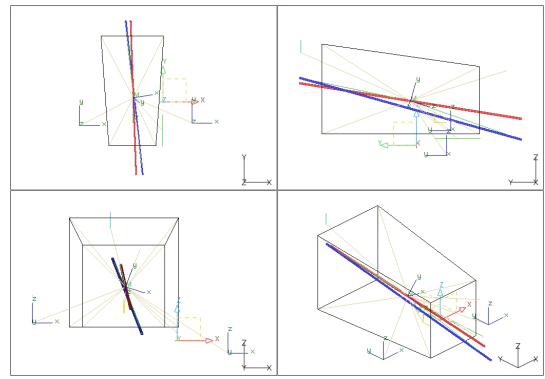
	Lower	Initial	Optimal	Upper
aP_ENG_X	-260.000	-197.349	-197.294	-190.000
aP_ENG_Z	350.000	404.469	404.521	450.000
aP_TM_X	-200.000	-130.321	-130.243	-100.000
aP_TM_Z	300.000	354.236	354.216	360.000
aP_FRT_RO	-1000.000	-418.196	-417.524	0.000
aP_FRT_RO	-650.000	-580.000	-580.128	-430.000
aP_FRT_RO	-250.000	-159.073	-159.162	-100.000
aP_FRT_RO	15.000	37.421	37.380	70.000
aP_RR_ROL	-400.000	185.000	185.000	700.000
aP_RR_ROL	105.000	187.320	187.344	235.000
aP_RR_ROL	-150.000	-114.736	-114.728	-110.000
aP_RR_ROL	-60.000	-56.689	-56.740	-10.000
aK_ENG_X	43555.000	208358.615	208806.917	653331.000
aK_ENG_Z	38500.000	274800.153	274809.817	577500.000
aK_TM_X	27222.000	173910.412	173605.666	408333.000
aK_TM_Y	117600.000	353915.713	355927.495	1764000.000
aK_TM_Z	56000.000	292226.716	290851.202	840000.000
aK_FRT_RO	27431.000	85317.400	84698.577	822915.000
aK_FRT_RO	16504.000	183813.681	183894.870	247560.000
aK_FRT_RO	13715.000	108679.803	108632.918	205728.000
aK_RR_ROL	61895.000	254295.808	255393.001	928419.000
aK_RR_ROL	18620.000	114605.951	114522.904	279300.000
aK_RR_ROL	15474.000	58987.406	59155.926	232104.000

[Fig. 8] Iteration and Optimal result

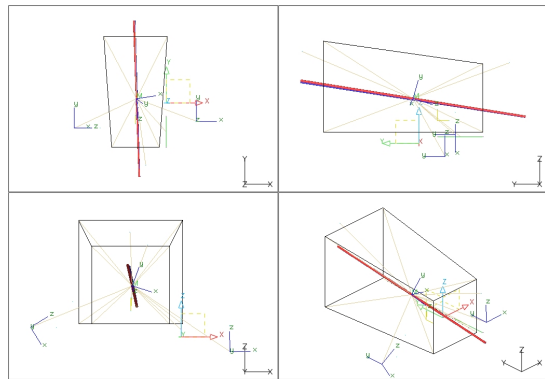
최적화 해석의 이터레이션 과정과 최종 결과는 Fig. 8과 같다. 'aP'로 시작하는 문구는 마운트 위치이고 'aK'로 시작하는 문구는 마운트 강성이다.

3.2 최적화 결과 분석

토크롤축과 탄성롤축의 각도 변화를 보면 Fig. 9와 같다.



(a)

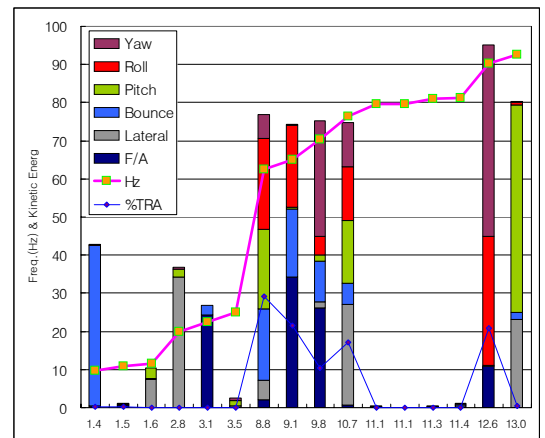


(b)

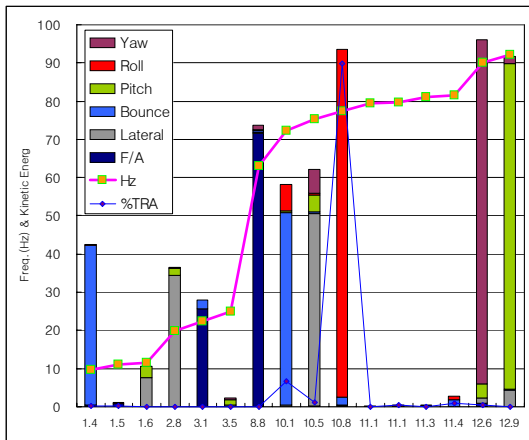
[Fig. 9] Angle change of TRA and ERA

(a) Result of initial (b) Result of optimization

상단의 Fig. 9의 (a)는 초기 결과이고 하단의 Fig. 9의 (b)는 최적화된 결과이다. 두 축간의 각도를 보면 초기 모델은 7.6°이고 최적화된 모델은 0.5°로 각도가 줄어들어 개선된 결과를 보인다.



(a)



(b)

[Fig. 10] Kinetic energy fractions of modes
(a) Result of initial model
(b) Result of optimization model

모드해석에 따른 동적 에너지 분포와 고유진동수를 Fig. 10에 나타내었다. 상단의 Fig. 10의 (a)는 초기모델의 결과이고 하단의 Fig. 10의 (b)는 최적화된 결과이다.

Fig. 10은 다양한 내용을 담고 있는 중요한 결과이다. X축의 1.4Hz ~ 3.5Hz의 결과는 차량 전체의 리지드 모드이다. 차체, 엔진, 언스프링메스와 타이어의 강성에 의해 형성되는 모드이다. 11.1Hz ~ 11.4Hz 사이의 결과는 휠 홉 거동이다. 그리고 이 둘을 뺀 나머지가 엔진 리지드 모드이다. 초기모델의 경우 모드분리가 되어있지 않다. 그리고 토크롤축으로의 동적에너지인 %TRA의 결과도 30%를 넘지 못하고 여러 모드에 걸쳐 나타난다.

최적화된 모델의 결과는 가장 중요한 롤 모드에서 90% 이상의 모드분리를 보인다. 그리고 엔진만의 동적 에너지를 100%로 스케이링 하여 나머지 모드들을 보면 대부분 90% 이상의 모드 분리가 된 것을 알 수 있다. %TRA의 결과도 90%를 달성하였고 롤 모드에 집중되어 있는 것을 볼 수 있다. 모든 엔진 리지드 모드가 $17.7Hz (RPM/\sqrt{2})$ 를 넘지 않는다. 그리고 가장 낮은 모드가 8.8Hz임으로 7.0Hz를 넘어선다. 아쉬운 부분은 휠홉 모드인 11.3Hz와 바운스 모드인 10.1Hz가 1.2Hz만의 차이를 보인다. 하지만 여러 결과에서 충분한 성능을 보인다. 액체봉입마운트의 템핑을 바운스 모드 10.1Hz에 맞추어야 한다.

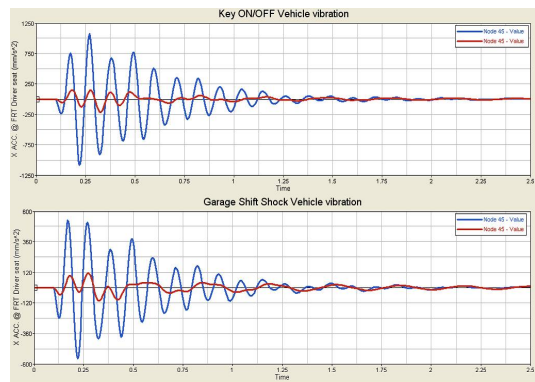
엔진 마운트와 티엠 마운트의 변위를 보면 Table 1과 같다.

[Table 1] Engine & T/M Mount displacement

	Engine mount	T/M Mount
Initial	6.1 mm	4.2 mm
Optimal	4.4 mm	4.1 mm

모두 변위가 8mm 내에 들어 내구성에 만족하기 위한 기본 성능은 충분하다고 본다.

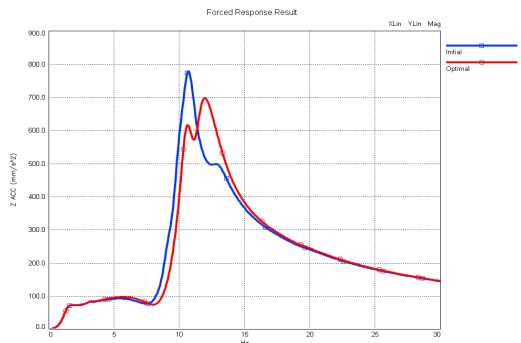
시동진동과 변속진동의 결과는 Fig. 11과 같다. 위의 그래프는 시동진동이고 아래의 그림은 변속진동이다. 그리고 파란색의 라인은 초기 결과이고 붉은색의 라인은 최적화된 결과이다.



[Fig. 11] Key ON/OFF & Gear Shift Shock analysis

시동진동의 경우 초기모델의 가속도는 최대 $1.07m/s^2$ 이고 최소 $-1.08 m/s^2$ 이며 최적화 모델은 최대 $0.15m/s^2$ 이고 최소 $-0.22m/s^2$ 이다. 변속진동의 경우 초기모델의 가속도는 최대 $0.53m/s^2$ 이고 최소 $-0.56m/s^2$ 이며 최적화된 모델은 최대 $0.11m/s^2$ 이고 최소 $-0.10m/s^2$ 이다. 시동진동의 결과와 변속진동 결과가 대폭 개선되었다.

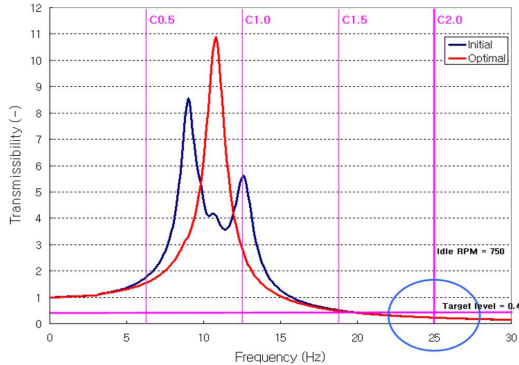
노면 가진에 의한 엔진 웨이크와 운전자 시트에서의 가속도 값은 Fig. 12와 같다.



[Fig. 12] Second ride shake analysis

초기모델과 최적화된 모델 모두 타깃인 2.0m/s^2 을 만족한다. 하지만 초기모델의 최대값은 0.78m/s^2 이고 최적화된 모델의 가속도 값은 0.70m/s^2 으로 다소 개선된 결과를 보인다.

공회전 상태의 해석은 Fig. 13과 같다. 공회전 상태에서 전달률은 초기값이나 최적화 값이나 차이가 나지 않았다.



[Fig. 13] Transmissibility of engine torque

25Hz에서의 값은 초기 모델의 경우 0.2256이고 최적화 모델의 결과 값은 0.2259이다.

최적화 해석에서 구성한 수식에 약간의 차이가 있었으나 최종 확인 해석에선 차이를 보이지 않았으며, 해석의 결과가 타깃 0.4를 만족하므로 이 결과를 그대로 정리 하였다.

4. 결론

- 엔진 설치 시스템과 차량 NVH에 관한 이론적인 내용들을 정리하고 이를 근거로 엔진 설치 최적화 프로세스를 수립하였다.
- “S”사 SUV “A”차량의 모델을 최적화하여 차량 NVH성능이 향상된 최적의 엔진 설치 위치, 장착각도, 강성을 찾아내었다.
 - 토크롤축과 탄성롤축의 각도변화가 초기모델 7.6° 에서 최적화후 0.5° 로 두 축의 일치정도가 대폭개선 되었다.
 - 각 모드에서의 초기모델은 토크롤축의 동적에너지(kinetic energy)비율이 30% 이하로 모드 분리가 안 된 상태이나, 최적화된 모델은 NVH에 가장 중요한 Roll, Yaw, Pitch 모드에서 90%이상의 모드 분리로 비연성화를 이루었다.
- 최적화 모델링 결과 분석에서 상대적으로 비연성화

가 아쉬운 Bounce, Lateral 모드에 대해 추가적인 최적화 실험으로 NVH 개선 여지가 있는 것으로 판단된다.

References

- F. F. Timpner, “Design Considerations in Engine Mounting”, SAE, 650093, 1965.
DOI: <http://dx.doi.org/10.4271/650093>
- Hee-Wook Yoon, “Development of Engine Mount System for Low Frequency Vibration Improvement”, SAE, 2008-01-0885, 2008.
DOI: <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-0885>
- Woon Sup Lee, “Optimization of Engine Mounting System in Use of DFSS Tool”, KSAE, KASE06-F0260, 2006.
- Jung-Hwan Bang, “Experiment and Simulation to Improve Key ON/OFF Vehicle Vibration Quality”, SAE, 2007-01-2363, 2007.
DOI: <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-2363>
- Taketoshi Sano, “Engine Mount Simulation Tool by Ease of Use”, SAE, 2004-32-0066, 2004.
DOI: <http://dx.doi.org/10.4271/2004-32-0066>
- J. Shane Sui, “Power train Mounting Design Principles to Achieve Optimum Vibration Isolation with Demonstration Tools”, SAE, 2003-01-1476, 2003.
DOI: <http://dx.doi.org/10.4271/2003-01-1476>
- Shin-bok Lee, “Engine mount optimization for the improvement of idle vibration”, MSC-Software Conference, 2006.
- H.S.Jin, “A Study on Development of an Engine Mount Design Program”, KSAE, 98380307, 1998.
- Youngchan Lee, “Study on transient vibrational response characteristics of front transverse power train at the key on/off and Garage Shift Shock”, KSAE, KASE08-A0167, 2008.

김 장 수(Jang-Su Kim)

[정회원]



- 1992년 8월 : 경남대학교 산업대학원 기계설계학과(공학석사)
- 2010년 1월 : 경남대학교 대학원 기계설계학과(공학박사)
- 1993년 12월 ~ 현재 : 쌍용자동차 창원엔진공장
- 2008년 3월 ~ 2013년 2월 : 경남대학교 겸임교수

<관심분야>
재료강도 신뢰성, 자동차 부품신뢰성