

차량 엔진마운팅 시스템 해석 소프트웨어 개발

The Development of Software for Vehicle Engine Mounting System Analysis

박 운 환† · 송 윤 철*

Un-Hwan Park and Yoon-Chul Song

(2009년 11월 10일 접수 ; 2010년 2월 1일 심사완료)

Key Words : Engine Mounting System(엔진마운팅 시스템), EMSA(Engine Mounting System Analysis, 엔진마운팅 시스템 해석 소프트웨어), Hydraulic Mount(유체 봉입형 마운트), Correlation(상관관계)

ABSTRACT

In the beginning of vehicle development, it is difficult to define the concept of engine mounting system. With only the property of vehicle, we have to find the direction of engine mounting system. And it is important to find common mounts for several engine variation in order to reduce the cost and manage mounts efficiently. This paper introduces the software which has developed for engine mounting system analysis. And its function and usefulness are explained in paper. The examples have correlated between the analysis model and real model to raise the accuracy during development of engine mounting system are shown in paper.

1. 서 론

차량에서 진동과 소음을 줄이는데 엔진마운팅 시스템이 차지하는 역할은 크다. 또한 엔진마운팅 시스템은 파워트레인을 지지하고 차량의 운전조건에서 발생하는 파워트레인의 거동을 제어하면서 다른 부품간의 간섭을 방지한다. 이러한 엔진마운팅 시스템을 초기 차량 개발시 방향성을 설정하고 시스템의 컨셉을 설계하는 것은 쉬운 일이 아니다. 실제 차량 없이 차량의 제원만을 이용하여 마운트의 강성, 위치, 마운트 개수 등 엔진마운팅 시스템의 특성을 결정하는 것은 어려운 일이다. 일반적으로 엔진마운팅 시스템 해석을 위하여 다물체 동역학 상용 소프트웨어를 많이 사용하는데 이것은 범용적인 소프트웨어이므로 엔진마운트 하중-변형량 곡선을

모델링 하거나 반복적으로 수정을 할 때 많은 시간이 소요된다. 또한 상용 소프트웨어를 사용하기 위해서는 전문화된 인력과 높은 유지비용이 든다. 따라서 엔진마운팅 시스템 해석에 맞는 전용 소프트웨어는 초기 차량 개발시 빠른 시간내 엔진마운팅 시스템의 방향이나 컨셉을 결정하는데 커다란 역할을 할 수 있다⁽¹⁾.

이 논문에서는 엔진마운팅 시스템을 해석하는 전용 소프트웨어를 개발하여 그 기능과 효용성을 설명하고 그것을 이용하여 엔진마운팅 시스템을 설계하는 절차와 방법을 설명하기로 한다. 또한 실제 개발 프로젝트와 기술용역을 수행하면서 해석 모델의 신뢰성을 높이기 위한 코릴레이션 된 사례들도 보여준다.

2. 본 론

2.1 개발 소프트웨어 소개

EMSA(Engine Mount System Analysis, 이하

† 교신저자; 정회원, 주식회사 파브코

E-mail : uhpark@ph.co.kr

Tel : (053)610-7383, Fax : (053)610-7377

* 정회원, 주식회사 파브코

EMSA)는 차량 시스템 모델로 구성되어진 엔진마운팅 시스템 해석 전용 소프트웨어로서 현재까지 그 기능들이 계속적으로 추가되어 오고 있다. 또한 많은 엔진마운트 개발 프로젝트와 기술용역에 사용하면서 그 효용성을 증명해왔다.

엔진마운팅 시스템 해석에는 많은 파워트레인 종류와 해석 종류로 인하여 간단한 모델을 이용하여 빠른 시간 내에 효율적으로 엔진마운팅 시스템을 설계하는 것이 중요하다. EMSA의 모델은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 파워트레인 6자유도, 차량바디 6자

유도, 타이어 휠 상하방향 4자유도로 총 16 자유도 모델이며 엔진마운트 각 방향별로 하이드릴릭 마운트 모델을 추가할 수 있다. 하이드릴릭 마운트 모델은 Fig. 2와 같은 모델⁽²⁻⁵⁾을 사용하였으며 하이드릴릭 마운트가 추가되면 자유도 또한 증가한다.

EMSA의 기능들은 Fig. 3과 같은 모듈로 구성되어 있으며 한 개의 화면에 한 개의 모듈로 구성되어 있다. 엔진마운팅 시스템 해석에서는 여러 가지 목표치를 만족하기 위하여 마운트 강성들을 많이 변경한다. 상용 소프트웨어는 마운트 강성들을 변경하기 위하여 다른 화면을 열어야 한다. 그러나 EMSA에서는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 결과를 보면서 관련된 모든 파라미터를 변경 가능토록 하였다. 따라서 사용하기 간편하고 빠르게 결과를 도출할 수 있는 구조로 되어 있다. 특히 마운트 하중-변형량 곡선을 모델링 할 때 많은 시간이 소요된다.

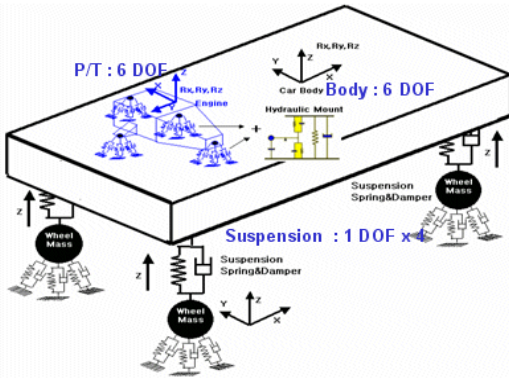
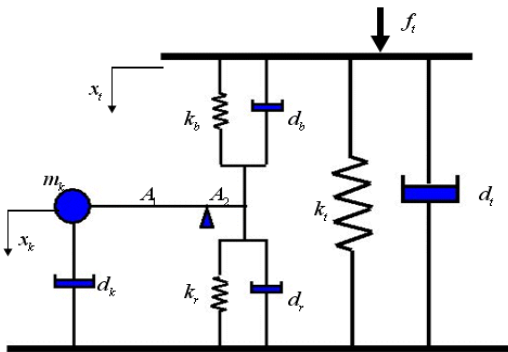


Fig. 1 Dynamic model of EMSA



- f_i : Excitation force
- k_t : Main rubber stiffness
- k_b : Bulge stiffness(working chamber)
- k_r : Bulge stiffness(compensation chamber)
- d_r, d_t, d_b : Rubber damping
- A_1 : Pumping area
- A_2 : Channel cross section area
- x_k : Displacement in the inertia track
- x_i : Engine displacement
- d_k : Damping in the track

Fig. 2 Hydraulic mount model of EMSA

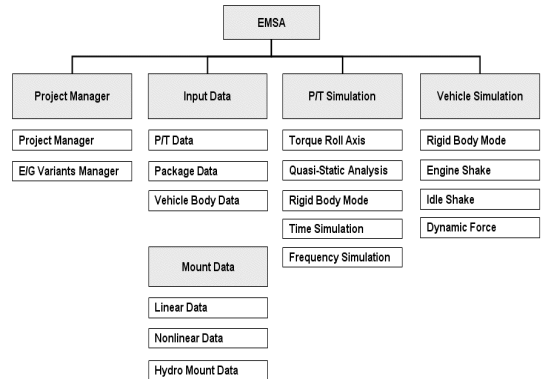


Fig. 3 The structure of EMSA software

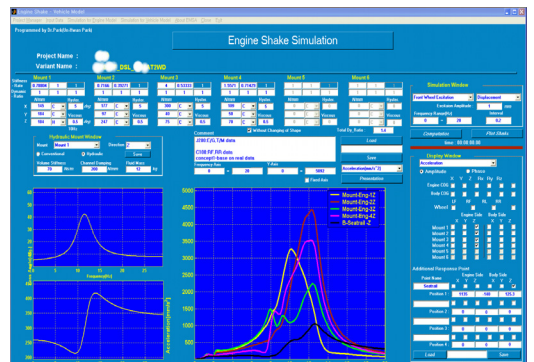


Fig. 4 The engine shake simulation module of EMSA

그러나 EMSA에서는 마우스 클릭으로 하중-변형량 곡선 모델링이나 시험데이터 Import, 다른 마운트 방향별 자동 복사 등 입력 방법이 매우 편리하게 되어 있으며 정강성, 선형구간 그리고 한계치만 입력하면 자동적으로 하중-변형량 곡선을 그려주는 기능도 있어서 짧은 시간 안에 마운트 모델링이 가능하다.

2.2 EMSA를 이용한 시스템 해석

Fig. 5는 엔진마운팅 시스템 해석의 절차와 항목이다. 간단히 설명하면, 해석은 정해석, 동해석 그리고 준정적해석을 통하여 엔진마운팅 시스템 해석을 진행한다. 정해석은 기본적인 차량 중량과 마운트 위치에 의해 분담하중을 계산하고 파워트레인의 관성값과 구동축에 의한 Torque Roll Axis^(6,7) 축을 계산한다. 동해석은 파워트레인과 마운트 모델에 의한 6자유도 강체 모드 계산과 파워트레인, 차량 바디

그리고 서스펜션 휠 상하 방향 모델에 대한 16자유도 강체 모드 계산을 한다. 그리고 아이들 시 엔진 가진력과 로드에서 가진되는 가진력에 의한 차량 진동을 시뮬레이션 한다. 또한 엔진 가진력에 의한 시간 응답 시뮬레이션을 한다.

초기 차량 개발시 엔진마운팅 시스템 해석을 통하여 마운트 강성, 타입, 위치를 기본적으로 결정한다. 엔진 종류와 트랜스미션 AT와 MT 그리고 구동방식에 따른 2WD와 4WD 차량들은 제원들이 서로 다르므로 최적의 마운트는 서로 다르다. 그러나 개발 비용과 관리 측면에서 마운트는 공용으로 개발되는 경우가 많다.

차량 엔진마운팅 시스템 해석을 간단히 소개하면 다음과 같다. 우선 RH(right hand) 마운트와 LH(left hand) 마운트의 분담 하중으로 처짐량을 Fig. 6과 같이 강성별로 계산할 수 있다. 기준으로 정한 처짐량으로 비슷한 정강성들을 분류할 수 있다. 기준 처짐량을 크게 하면 크달이나 내구에 좋지 않고 작게 하면 강성이 높아져서 진동 절연에 불리하다. 분담하중에 의한 마운트 처짐량을 계산하여 마운트 Z-방향에 대하여 비슷한 정강성으로 몇 개의 부류로 분류한 후, 각 부류에서 주요 차종을 한 개씩 선정한다. 주요 차종을 선택하여 우선적으로 진동 모드 목표치를 만족하는 강성을 찾는다. 목표치를 만족시키지 못하더라도 마운트 종류를 줄이기 위하여 공용 마운트로 사용하는 경우가 있으므로 주요 차종이 목표치를 만족하는 마운트를 공용 마운트로 사용하기 위하여 주요 차종의 목표치를 만족하는 마운트의 강성을 우선적으로 찾는다.

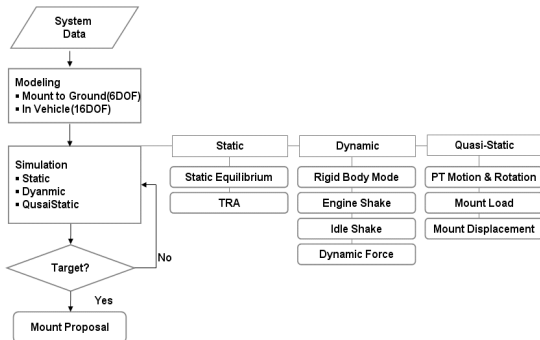


Fig. 5 The process of analysis for engine mounting system

Static Analysis	
RH Mount	
Applied Load	Initial Stiffness
Age	70
Interval	5
Repeat	100
Deflection	mm
mm	N/mm
FAMORG 140ER MOUNT	7437 10.1 37.4 61.3 85.9 111 7.69 7.39 6.95 6.61 6.25 6.09 5.84 5.61 5.41 5.21 5.03 4.87 4.71
FAMORG 120ER F17M	7415 10.1 37.4 61.3 85.9 111 7.69 7.39 6.95 6.61 6.25 6.09 5.84 5.61 5.41 5.21 5.03 4.87 4.71
FAMORG 120ER F17M	7755 10.1 37.4 61.3 85.9 111 7.69 7.39 6.95 6.61 6.25 6.09 5.84 5.61 5.41 5.21 5.03 4.87 4.71
BOOS-12M	7428 11.1 37.7 61.7 85.7 111 7.69 7.39 6.95 6.61 6.25 6.09 5.84 5.61 5.41 5.21 5.03 4.87 4.71
Variants	
BOOS-12M	103 11.2 38.5 62.4 87.3 112 7.78 7.47 7.06 6.71 6.34 6.06 5.83 5.62 5.43 5.25 5.08
FAMORG 140ER C13M	8106 11.2 38.5 62.4 87.3 112 7.78 7.47 7.06 6.71 6.34 6.06 5.83 5.62 5.43 5.25 5.08
FAMORG 140ER C13M	8236 12.5 37.9 61.9 87.1 112 7.78 7.47 7.06 6.71 6.34 6.06 5.83 5.62 5.43 5.25 5.08
FAMORG 1411ERD 81	9535 12.6 37.8 61.8 86.8 111 7.64 7.34 6.94 6.59 6.24 5.97 5.73 5.52 5.34 5.17 5.01 4.85 4.7
FAMORG 1411ERD 61	9612 13.4 32.5 51.7 110 10.4 8.92 8.42 8.09 7.87 7.69 7.54 7.25 6.99 6.73 6.59 6.29 6.09
LH Mount	
Applied Load	Initial Stiffness
Age	70
Interval	5
Repeat	100
Deflection	mm
mm	N/mm
BOOS-12M	5349 7.48 12.9 18.5 24.1 30.8 3.52 3.24 2.99 2.77 2.57 2.39 2.24 2.11 2.01 1.91 1.81 1.71 1.61 1.51 1.41
BOOS-12M	7165 10.9 17.7 24.5 31.3 38.1 4.52 4.24 3.99 3.77 3.57 3.39 3.24 3.11 3.01 2.91 2.81 2.71 2.61 2.51 2.41
FAMORG 120ER F17M	7511 11.9 18.7 25.5 32.3 39.1 4.52 4.24 3.99 3.77 3.57 3.39 3.24 3.11 3.01 2.91 2.81 2.71 2.61 2.51 2.41
FAMORG 120ER F17M	8136 11.3 18.8 25.6 32.4 39.2 4.52 4.24 3.99 3.77 3.57 3.39 3.24 3.11 3.01 2.91 2.81 2.71 2.61 2.51 2.41
Variants	
BOOS-12M	8125 11.8 18.2 25.0 31.8 38.6 4.52 4.24 3.99 3.77 3.57 3.39 3.24 3.11 3.01 2.91 2.81 2.71 2.61 2.51 2.41
FAMORG 140ER 413M	8438 11.2 17.1 23.9 30.7 37.5 4.52 4.24 3.99 3.77 3.57 3.39 3.24 3.11 3.01 2.91 2.81 2.71 2.61 2.51 2.41
FAMORG 1411ERD 81	9535 12.5 17.5 24.3 31.1 37.9 4.52 4.24 3.99 3.77 3.57 3.39 3.24 3.11 3.01 2.91 2.81 2.71 2.61 2.51 2.41
FAMORG 1411ERD 61	11325 15.8 14.8 13.9 13.1 12.4 11.7 11.1 10.6 10.1 9.71 9.39 8.93 8.59 8.27 7.97 7.74 7.41 7.20

Fig. 6 Classification by weighting of PT

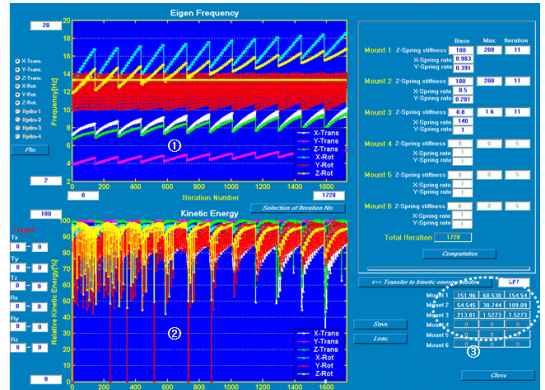


Fig. 7 Iteration module of EMSA

주요 차종을 선택하여 정해진 Z-방향의 범위에서 Fig. 7에서 보는 바와 같이 Iteration 모듈을 이용하여 기본 형상들을 결정한다. Iteration 모듈은 여러 마운트들의 형상에서 강성들을 변경하여 파워트레인의 진동모드 주파수와 운동에너지 율을 주어진 강성 범위 안에서 모두 계산하여 그래프로 나타내어 준다. 따라서 이 형상의 정도별 강성이 진동 모드 목표치를 만족하는지 한 번에 확인을 할 수 있다. Z-방향에 대한 X와 Y-방향 형상 강성비를 입력한 후, Z-방향의 강성을 입력하게 되면 자동적으로 X와 Y의 강성을 알 수 있다. 따라서 Z-방향 강성을 범위 안에서 점차적으로 증가시켜 나가면서 진동 모드와 주파수를 계산한다. Fig. 7에서 보는 바와 같이 마운트의 Z-방향의 강성 범위 안에서 강성을 증가하면서 Fig. 7에서 ①의 각 모드 주파수와 ②의 운동에너지 율을 그래프로 그려준다. 파워트레인의 각 방향 진동 모드 별로 그래프를 각각 나타낼 수 있을 뿐만 아니라 전체 모드를 모두 나타낼 수 있다. 그리고 마우스 포인트로 디커플 율이 높은 위치에 갖다놓고 클릭을 하면 Fig. 7의 ③에서 보는 바와 같이 그 지점의 마운트 강성들을 나타내어 준다. 예를 들어 4점지지 방식에서 각 마운트 위치별 3개의 형상으로 Z-방향 강성을 5단계로 증가 시키면서 모드를 계산한다고 가정하면 50,625회($3^4 \times 5^4$)를 계산하여야 한다. 계산 시간은 10분정도 소요되며 그 마운트 형상들이 진동 모드 목표치를 만족할 수 있는지 모든 마운트 강성 조합에 대하여 한 번에 확인할 수 있다. 이 모듈은 여러 가지 마운트의 형상을

가진 마운팅 시스템들이 진동 모드 목표치를 만족할 수 있는지 빠른 시간 내 확인 할 수 있으며 형상과 강성을 결정하는데 효과적이다. 이렇게 형상과 강성이 결정 되면, 앞에서 Z-방향이 같은 강성으로 분류가 된 차종들에도 결정된 형상과 강성을 입력하여 진동 모드 목표치를 만족하는지 확인한다. 우선 강성이 만족하는지 확인을 하고 만족하지 못하면 형상을 고정하여 강성을 변경하는 Iteration 모듈을 계산한다. 그렇게 하여도 만족하는 강성이 없다면 형상과 강성을 변경하는 Iteration 모듈을 실행한다. 이와 같이 엔진마운팅 시스템 해석을 진행할 때 공용 마운트를 찾는데 많은 노력을 기울인다. RH 마운트와 LH 마운트 Z-방향 강성이 다른 부류에서도 롤 마운트 공용으로 사용할 수 없는지 Iteration 모듈을 이용하여 확인을 한다. 공용 마운트를 분류하는 순서를 나타내면 Fig. 8과 같다. 진동 모드만으로 모든 마운트의 강성이 결정되는 것은 아니지만 기본적으로는 진동 모드를 이용하여 강성을 결정한다.

개발이 진행되는 차량들 중에서 파워트레인 종류가 많은 것은 20개가 넘는 경우도 있다. 여기에서 4점지지 방식이라고 가정하면 80개의 마운트 형상과 강성들을 찾아야 한다. 따라서 개발비용이나 생산관리 측면에서 공용 마운트를 찾는데 많은 노력을 기울여야 한다. EMSA는 이렇게 많은 종류의 파워트레인에 대해 빠른 시간 내에 마운트 형상과 강성을 결정할 수 있다.

최적화 기법을 이용하여 엔진마운트 강성을 자동적으로 찾는 기능은 한 개 파워트레인 시스템의 마운트 강성을 찾을 때는 효과적이거나 공용 마운트를

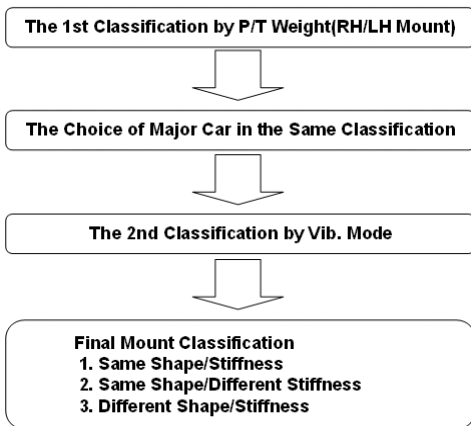


Fig. 8 Iteration module of EMSA

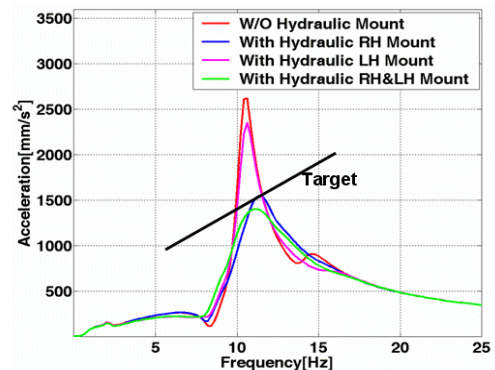


Fig. 9 Seat rail z-dir. acc. by engine shake simulation module

찾을 때는 효율성이 높지 않았다. 그리고 자동적으로 찾은 마운트의 형상이 제작할 수 없는 형상인 경우가 많다. Z-방향 강성에 대한 X, Y-방향 강성비는 마운트의 형상을 결정짓는다. 따라서 제작이 가능한 형상 때문에 Z-방향 한 값의 강성에 대하여 X, Y-방향 강성 범위가 결정된다. 그래서 Z-방향 강성을 범위로 정하면 X, Y-방향 강성 범위들의 공통 범위를 X, Y-방향 강성 범위로 정하여야만 된다. 이 경우 X, Y-방향 공통 범위가 너무 작아 진동 모드 목표치를 만족시키는 강성들이 존재하지 않는 경우가 많다. 그리고 X, Y-방향을 강성 영역을 공통 범위가 아닌 전체 범위로 정하면 X, Y-방향을 강성이 그 범위에서 제일 큰 값 또는 제일 작은 값이 되는 경우가 많아 제작 할 수 없는 형상이 되는 경우가 많다.

Fig. 9는 하이드릴릭 마운트에 관련된 엔진쉐이크 시뮬레이션 결과이다. 도로에 의한 노면 가진의 대 변위 조건으로 시뮬레이션⁽⁸⁾을 진행하여 엔진쉐이크 목표치를 만족하는지 검토한다. 하이드릴릭 마운트 사용여부와 위치는 엔진쉐이크 시뮬레이션으로 결정한다. 하이드릴릭 마운트의 특성은 댐핑 피크 주파수와 손실각으로 나타낸다.

시간 응답 시뮬레이션은 토크 프로파일을 파워트레인에 가하여 롤 프린트나 롤리어의 초기 진동 크기와 감쇠를 보면서 마운트 강성들을 조정한다. 이 시뮬레이션은 Key On/Off 해석이나 tip-In/Out 해석을 진행할 때 사용한다.

$$F_{global} = \sum_{i=1}^n (T_i^c \times f_i) \quad (1)$$

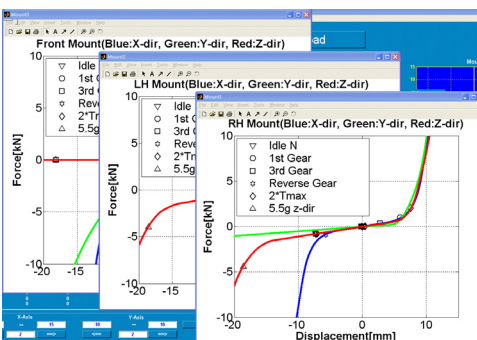


Fig. 10 The result for several load cases calculated by EMSA

- n : 마운트 개수
- f_i : i 번째 마운트 방향별 부하
- T_i^c : i 번째 마운트에서 파워트레인 COG까지 변환 매트릭스
- F_{global} : global 시스템으로 변환된 부하

동해석이 끝이 나면 준정적 해석을 통하여 선형 구간 및 스토퍼를 설계한다. 준정적 해석은 여러 가지 운전조건에 의한 힘을 파워트레인에 가하였을 때 파워트레인의 거동이나 각 마운트 별 부하 및 움직임 변위를 이용하여 마운트 하중-변형량 곡선을 제안한다. 식 (1)은 각 마운트에 부하를 파워트레인의 무게중심에서 부하로 변환하는 식이다. 부하 조건을 파워트레인에 가하였을 때 마운트에 걸리는 부하와 움직이는 변위는 최적화 기법을 이용하여 계산을 한다. 이 모듈에서는 여러 가지 부하 조건을 한 번에 계산하여 엑셀 파일로 내보낼 수 있으며 Fig. 10과 같이 그래프로도 나타낼 수 있다. 회사별 부하 조건들을 만들어 놓았기 때문에 수십 가지 부하 조건이 파워트레인의 거동 제어 목표치를 만족하는지 한 번에 확인 할 수 있다. 따라서 빠른 시간 내에 결과들을 확인하면서 마운트 하중-변형량 곡선을 수정할 수 있다.

2.3 모델 코릴레이션 사례

EMSA는 현재 양산 차량 개발 프로젝트 및 기술 용역에서 사용되고 있다. 프로젝트를 수행하면서 EMSA 모델과 실차모델에 대해 코릴레이션을 한 사례들을 소개하기로 한다.

Fig. 11은 실차를 이용하여 4Post로 ±1 mm로 앞쪽 바퀴 2개를 In-Phase로 가진 하였을 때 각 마운트의 Z-방향 진동을 나타낸 것이다. Fig. 12는 EMSA에서 같은 조건을 주어 계산된 진동이다. 진동 피크치 크기와 주파수가 같게 나오는 것을 알 수 있다. 이것은 A사의 신차 프로젝트 수주를 위하여 2000cc의 승용차 시스템 해석을 한 것이며 차량의 제원이 나오지 않아 구모델로 제안하기 위하여 진행한 것이다.

Table 1은 B사 C차종의 디퍼런셜 기어 박스의 진동을 줄이기 위한 기술용역 프로젝트를 수행할 때 측정된 결과이다. 코릴레이션으로 해석 모델의 신뢰성을 높인 후 시스템 해석을 통하여 최적의 강

성 값을 찾았다. 16자유도 모델에서 파워트레인을 디퍼런셜 기어박스로 모델링하여 사용하였다. 진동 모드를 계산한 값은 실측한 값과 2~7% 정도의 오차를 보이고 있지만 진동의 특성을 표현하기에는 충분하다. Fig. 13은 4Post를 이용하여 차량 뒤쪽의 바퀴 2개를 In-Phase로 ±1 mm 가진 하였을 때 디퍼런셜 기어 박스 마운트들의 Z-방향

가속도를 나타낸 것이다.

Fig. 14는 조건을 같게 하여 시뮬레이션 하였을 때 나타난 결과이다. 진동 피크치 크기는 다르지만 피크치들의 비는 같게 나온다. 그리고 진동 피크치 주파수도 같게 나오는 것을 알 수 있다.

하이드롤릭 마운트가 포함된 모델은 2단계로 나누어 코릴레이션을 시행한다. 첫 번째 단계로 고무

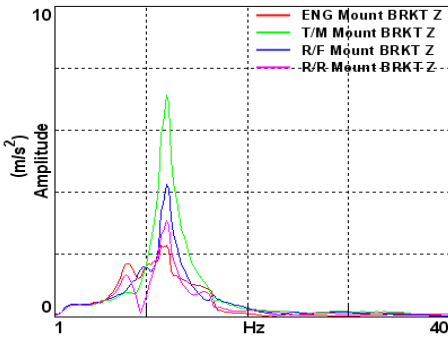


Fig. 11 The measured mount z-dir acc. by 4 Post excitation

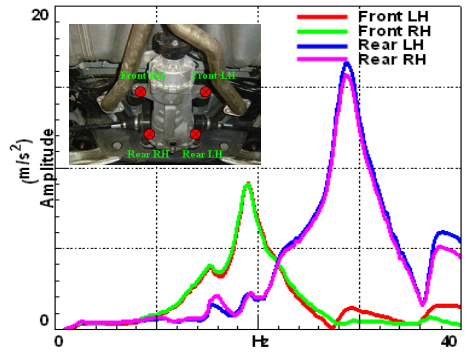


Fig. 13 The measured diff. gear box mount z-dir acc. by 4 Post excitation

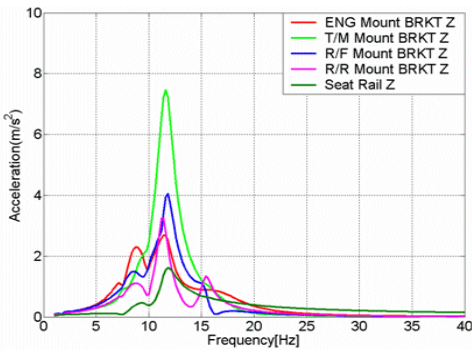


Fig. 12 The calculated mount z-dir acc. by engine shake simulation module of EMSA

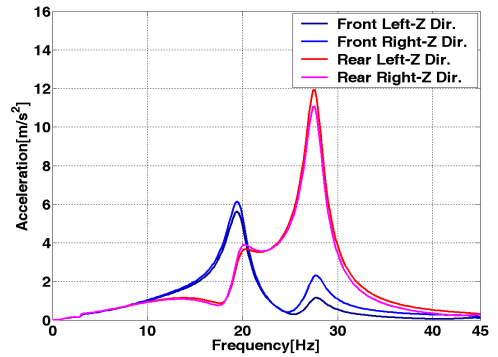


Fig. 14 The calculated diff. gear box mount z-dir acc. by shake simulation module of EMSA

Table 1 Comparison test result and calculated result (based on vehicle coordinate system)

Mode	Test [Hz]	Calculation [Hz]
Fore/Aft	18.5/22	17.2
Lateral	21	18.9
Vertical	19/29	19.5/27.5
Roll	52	55.7
Pitch	26	27.5/19.5
Yaw	41	43.9

Table 2 Comparison test result and calculated result (based on vehicle coordinate system)

Mode	Test [Hz]	Calculation [Hz]
Fore/Aft	13/8.8	9.1
Lateral	9.8	10.2
Vertical	11.4	11.5
Roll	15	14.8
Pitch	13	13
Yaw	12	12

마운트만을 포함하여 코릴레이션하고 두 번째 단계에서 하이드롤릭 마운트를 포함하여 코릴레이션을 한다. 코릴레이션을 위한 실차 시험에서도 하이드롤릭 마운트에서 유체를 뺀 후 시험하고 두 번째 단계에서는 유체가 들어 있는 하이드롤릭 마운트를 장착하여 시험을 한다. Table 2는 RH 마운트 Z-방향과 롤 프린트 마운트 Z-방향에 하이드롤릭 마운트가 장착된 SUV 차량의 파워트레인 진동모드를 4Post 장비를 이용하여 측정한 데이터와 EMSA로 계산된 값을 나타낸 것이다. RH 마운트의 하이드롤릭 마운트의 손실각은 11 Hz에서 피크치 55도이고 롤 프린트 마운트는 19 Hz에서 49도이다. 이와 같이 고무 마운트에 대한 코릴레이션을 수행한 후, 하이드롤릭 마운트에 대하여 코릴레이션을 진행함으로써 한 번에 코릴레이션을 수행하는 것보다 정확도를 더 높일 수 있다.

3. 결 론

이 연구에서는 개발된 엔진마운팅 시스템 해석 전용 소프트웨어 EMSA의 효용성을 설명하였으며, 이것을 이용하여 엔진마운팅 시스템 해석의 방법과 절차를 설명하였다. EMSA는 시스템 해석자가 구조를 디자인하고 개발하였으므로 시스템 해석을 효율적으로 진행할 수 있게 하였으며 비전문가도 쉽게 사용할 수 있도록 하였다. Matlab 기반의 함수 기능을 많이 사용하였으므로 소프트웨어의 신뢰도가 높으며 상용 소프트웨어와 비교하여 정확도 또한 확인하였다. 소프트웨어의 신뢰도를 보여주기 위하여 실차 시험의 데이터와 해석 모델에 대한 코릴레이션 사례도 보여 주었다.

추가적으로 수행되어야 할 연구는 엔진마운팅 시스템에 영향을 주는 모델을 추가하여 정도를 높이는 방법과 기능을 향상시켜서 효율을 극대화하는 방법이다. 현재 서브프레임과 프로펠러 샤프트를 추가하는 방법에 대해 연구 중에 있으며 많은 파워트레인 종류에 맞는 공용 마운트를 한 번의 시뮬레이션으로 결정할 수 있도록 하는 기능을 추가할 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) Won, K. M., Yoon, H. W., Kang, K. T., Yun, W. S. and Joo, S. J., 2002, "Development of Engine Mount Analysis Software," Proceedings of the KSNVE Annual Conference, pp. 700~704.
- (2) Swanson, D. A., 1998, "Active Engine Mounts for Vehicles," Progress in Technology of the SAE , pp. 281~290.
- (3) Lee, S. B., Park, D. W., Yim, H. J., 2002, "A Computer Simulation Method for Dynamic Analysis of Hydraulic Engine Mount System A Computer Simulation Method for Dynamic Analysis of Hydraulic Engine Mount System," The Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 21, No. 1, pp. 42~48.
- (4) Bae, M. S., Lee J. H. and Kim, K. J., 2003, "A Study on Shortcomings of Mechanical Model with Lumped Mass for Dynamic Characterization of Hydraulic Mounts and Confirmation of Hydraulic Model by Improvement of Experimentations," Transactions of the Korean society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 393~399.
- (5) Williams, J. H., 1995, "Fundamentals of Applied Dynamics," John Wiley & Sons Inc. 1995.
- (6) Won, K. M., Yoon, H. W., Bang J. H. and Kang, K. T., 2000, "Vibration Theory to Design Engine Mount System of Powertrain," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1907~1911.
- (7) Lee, J. Y., 1996, "Experimental Study of Engine Mount Optimization to Improve NVH Quality," Proceedings of the KSNVE Annual Conference, pp. 330~337.
- (8) Gene F. Franklin, J. David Powell, Abbas Emami-naeini, 1994, "Feedback Control of Dynamic System," Third Edition, Addison Wesley Publishing Company.