

승용차의 진동해석모델 개발

Development of the Vibration Analysis Model of Passenger Car

권 순 기*

Soon Ki Kwon

(2010년 8월 23일 접수 ; 2011년 2월 7일 심사완료)

Key Words : Vibration(진동), Finite Element Analysis(유한요소 해석), Frequency Response(주파수 응답), Correlation(상관관계), Full Vehicle(전 차량), Dynamic Damper(동적 댐퍼), Hydraulic Engine Mount(유체봉입 엔진 마운트)

ABSTRACT

According to the developments of automobile industry, the technology to enhance noise, vibration and harshness(NVH) performance has been studying in a point of view of ride comfort and quietness. Especially the use of computer aided engineering(CAE) simulation tools such as finite element(FE) analysis allows engineers to efficiently evaluate NVH performance. This paper presents the method to build FE models for full vehicle including engine, transmission, suspension and steering system, also to evaluate vibration performance of full vehicle. The full vehicle model, which is discussed, is correlated with the result of the frequency response measurement in the case of the car shake performance for high speed driving.

1. 서 론

새로운 완성차 개발 시 설계에서 생산까지의 공정 기간을 줄이고 높은 수준의 승차감에 대한 요구는 많은 엔지니어들로 하여금 시제품 제작 이전에 컴퓨터 시뮬레이션으로써 설계의 개선 및 신뢰성을 검증토록 하는 기법을 개발하게 하였다⁽¹⁻³⁾.

이 연구는 현가, 엔진, 동력전달, 조향 등 모든 주요 시스템을 포함한 전 차량의 FE 해석용 모델을 개발하여 전체적으로는 설계단계에서 승차감 개선을 위하여 승용차의 진동특성을 분석하고 부분적으로는 승용차의 사양 변화에 따른 진동관련 부품들의 요구 성능 도출 방법을 정형화하고자 함이다.

FE 해석모델의 신뢰성을 검증하기 위해 전 차량

의 진동수 및 모드를 비교하였고, 또한 승용차가 약 100 km/hr의 고속주행 중 접하게 되는 car shake 상태에서 전륜의 차축과 운전자의 발이 위치하는 내부 바닥에서의 주파수응답을 측정하고 해석결과와 상관관계(correlation) 분석 작업을 수행하여 신뢰성 있는 해석모델을 개발하였다. 향후 이와 같이 신뢰성이 확보된 유한요소 모델을 이용하여 스티어링 휠(steering wheel)의 전달율(transmissibility) 감소를 위한 동적 댐퍼(dynamic damper)의 필요 사양 도출⁽³⁾ 및 엔진의 사양 변화에 따른 유체봉입 엔진 마운트(hydraulic engine mount)의 기계적 특성 도출⁽⁴⁾과 같은 독자 설계 기술 확보에 활용하고자 한다.

2. 유한요소 모델링 및 해석

2.1 유한요소 모델링

차량 전체에 대한 유한요소 모델링은 I-DEAS

* 교신저자; 정회원, 호서대학교 산학협력단
E-mail : skkwon@hoseo.edu
Tel : (041)540-9926, Fax : (041)540-9940

V10.0을 이용하였으며, 주로 이용된 요소(element) 들은 MSC/NASTRAN V71.0상의 RBE2, CELAS2, CONM2, CQUAD4 등이다. 기본적으로 차체 모델은 강체(rigid) 요소를 사용하였으나 토션널 빔(torsional beam)과 트레일링 암(trailing arm)은 구조물의 유연성(structural flexibility)을 고려하기 위하여 평판(shell) 요소(CQUAD4)를 이용하였다. 전체 유한요소 모델의 자유도(degree of freedom)은 3289 이며 현가, 엔진 및 동력전달, 배기, 조향 등 4개의 부분으로 나누어 모델링 하였다.

(1) 전체 차량의 좌표계(Fig. 1)

(2) 전륜 및 후륜 현가계

가. 스트럿(strut) 어셈블리

(a) 코일 스프링, 부쉬 류 : 스프링 요소

(b) 충격흡수기(shock absorber) : 댐퍼 요소

(c) 각 부위의 질량

나. 타이어 및 휠

실제 차량에 가깝게 시뮬레이션하기 위해서 타이어 중심에 타이어의 집중질량을 가지고 관성 모멘트 도 함께 고려하였다. 또한 타이어중심에 디스크 브레이크, 베어링 어셈블리, 캘리퍼(caliper) 어셈블리에 대한 무게도 고려하였다.

(a) 휠 중심 : 집중질량(관성모멘트 포함)

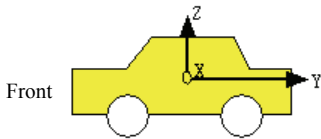


Fig. 1 Coordinates system for full vehicle

(b) 지면과의 접지 : 스프링 요소
다. 토션널 빔 및 트레일링 암 : 평판요소

(3) 엔진 및 동력전달계

가. 좌표계 : 엔진과 동력전달계가 횡치하기 때문에 전체 차량의 좌표계와 X, Y가 반대 방향인 좌표계를 설정하였다.

나. 강체요소로 표현하였으며 엔진 및 T/M 무게 중심점에 집중질량 및 관성 모멘트를 고려하였다.

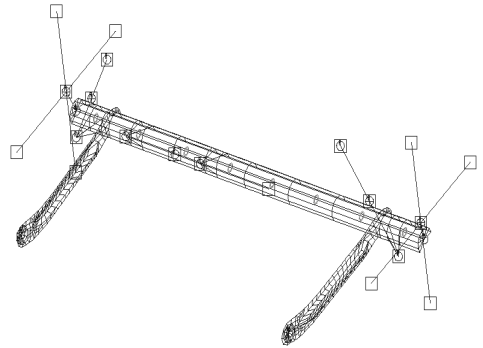


Fig. 3 Rear suspension

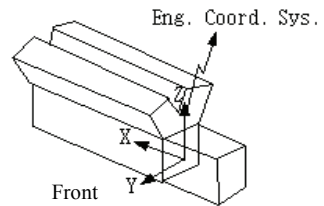


Fig. 4 Coordinates system for engine

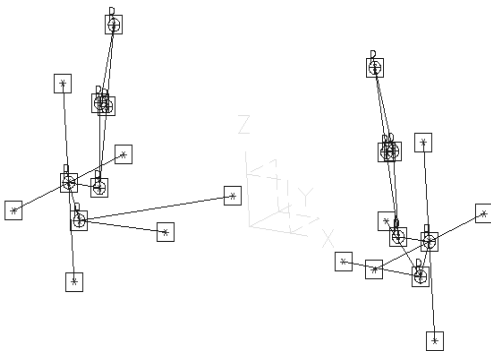


Fig. 2 Front suspension

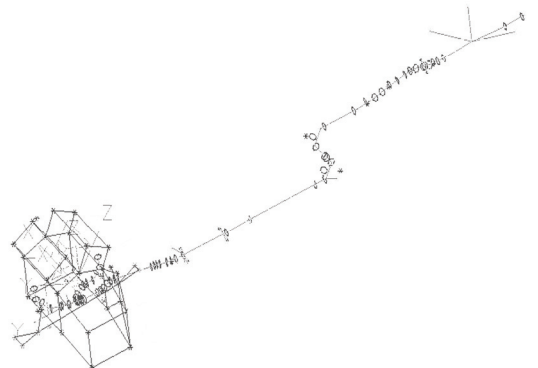


Fig. 5 Engine, T/M & exhaust system

(4) 배기(exhaust)계
 강체요소, 보(beam)요소, 집중질량요소 등으로 모델링 하였다.

(5) 조향(steering)계(Fig. 6)
 가. 랙 및 피니언, 유니버설 조인트 :
 MPC(multi point constraints)를 이용하여 회전 운동이 직선운동으로 전달되는 것을 표현하였다.
 나. 강체요소, 보요소, 집중질량요소 등으로 모델링 하였다.

2.2 모드해석(modal analysis)

(1) 각 부분의 결합 및 해석을 위한 흐름도(Fig. 7)
 (2) 모드해석의 비교 분석
 Fig. 7의 절차에 따라 전 차량에 대한 모드해석을 수행하여 전형적인 6개의 강체 모드에 대한 결과를

얻었으며 이를 유사차량의 측정 결과와 비교하면 Table 1과 같다.

해석결과와 각 주파수에 따른 모드를, 유사 동급 차량에서 가진기와 가속도계를 사용하여 측정한 진동모드와 비교·검토함으로써 해석의 신뢰도를 검증 하였다.

해석 시 0.68 Hz 정도에서 첫 번째 모드가 발생 하는데 이는 전·후방의 움직임에 대한 강체모드로서, 이 연구에서 관심을 갖는 car shake이 발생하는 1~30 Hz 영역 밖의 주파수로서 상관관계 분석시

Table 1 Natural frequencies of normal modes

Mode	Similar vehicle(Hz)	Simulation result(Hz)
Fore/Aft	0 ~ 1	0.685
Bounce	1 ~ 1.5	1.25
Pitch	1 ~ 1.5	1.51
Roll	~ 2.0	1.61
Yaw	~ 3.2	3.4
Lateral	~ 4.5	3.9

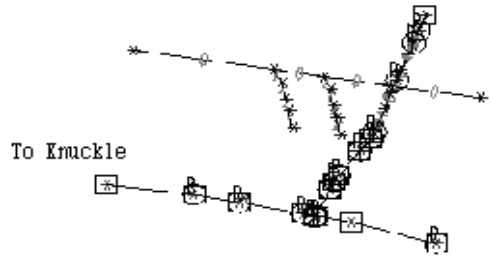


Fig. 6 Steering system

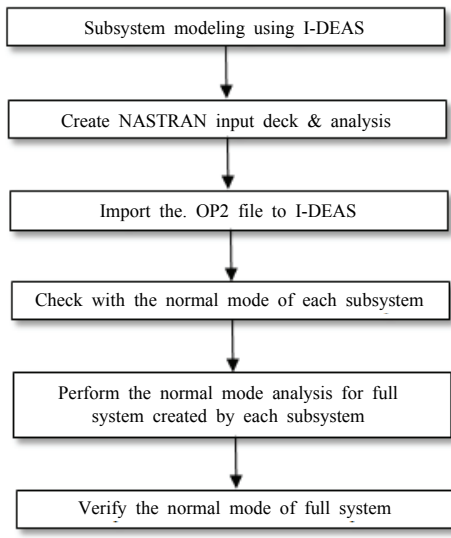


Fig. 7 Normal mode analysis flow chart

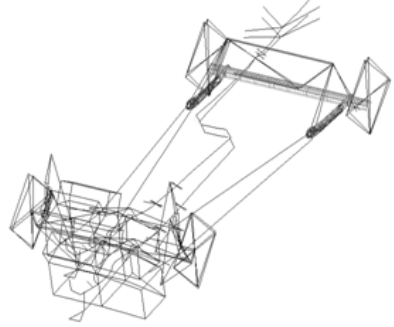


Fig. 8 Bounce mode



Fig. 9 Roll mode

영향을 미치지 않는 것으로 예측된다. 강제모드 이후의 모드로는 5.5 ~ 12 Hz 사이에 엔진과 타이어 모드가 존재하며, 그 이상으로는 배기계 및 차체의 유연성 모드가 존재한다.

2.3 주파수응답해석

(1) 응답의 측정점(Fig. 12)

가. 휠 중심(P1)

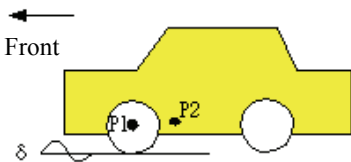
나. 운전석 바닥(P2) : 운전자의 발바닥 부근



Fig. 10 Yaw mode



Fig. 11 Lateral mode



P1 : Front wheel center
 P2 : Front driver's floor
 δ : Displacement input(± 0.5 mm, ± 2.0 mm)

Fig. 12 Excitation cases

(2) 가진 상태

Fig. 12에서와 같이 두 점 P1, P2에서의 주파수응답을 보기 위해 전륜과 후륜에 각각 Table 2와 같은 입력으로 가진한다. 바퀴에 가해지는 변위입력은 모두 8가지 경우이며 진폭(δ)은 0.5 mm 및 2.0 mm이다. 이것은 자동차가 고속 주행 중(약 100 km/hr) 접하게 되는 car shake에 대한 현상을 시뮬레이션하기 위함이다.

(3) 주파수응답해석 흐름도

주파수응답해석을 위한 흐름도는 Fig. 13과 같다.

Fig. 13에서 RIDE는, 고유진동해석(normal mode analysis) 결과를 기초로 하여 주파수 및 변위에 따른 비선형성이 강한 충격흡수기, 유체봉입 엔진 마운트, 타이어 등과 같은 부품의 기계적 특성(K_d : dynamic stiffness, C_d : dynamic damping coefficient)를 고려

Table 2 Excitation cases

	δ	Location of tire	Phase
1	0.5 mm	Front	In
2	0.5 mm	Front	Out-of
3	0.5 mm	Rear	In
4	0.5 mm	Rear	Out-of
5	2.0 mm	Front	In
6	2.0 mm	Front	Out-of
7	2.0 mm	Rear	In
8	2.0 mm	Rear	Out-of

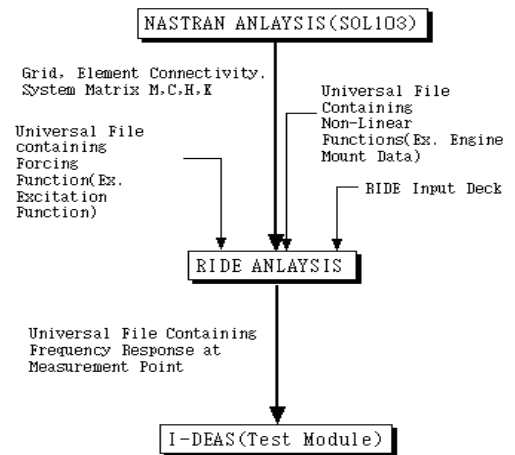


Fig. 13 Flow chart for frequency response analysis

한 강제진동 주파수응답해석(forced vibration frequency response analysis)을 효율적으로 계산하기 위해 개발한 프로그램이다.

(4) 엔진마운트에 대한 비선형 데이터

Car shake 관심주파수 영역(1~30 Hz)의 유체봉입 엔진 마운트(전방 및 후방)에 대한 변위와 주파수에 대한 강성(stiffness)을 측정된 데이터를 3차원 형상으로 나타내면 다음과 같다.

가. 전방 유체봉입 엔진마운트 강성특성(Fig. 14)

나. 후방 유체봉입 엔진마운트 강성특성(Fig. 15)

2.4 입력변수 연구 및 상관관계 분석

(1) 모드가 주파수응답에 미치는 영향

P1과 P2(Fig. 12)에서의 주파수응답은 영향을 미치는 정도에는 차이가 있으나 많은 고유 모드의 조합에 의하여 발생하게 된다. 이와 같은 특성은 시험과

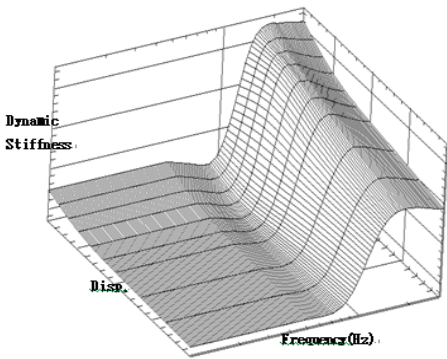


Fig. 14 Front engine mount data

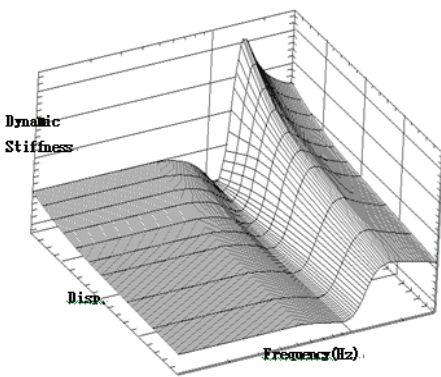


Fig. 15 Rear engine mount data

해석간의 오차에 대한 상관관계를 분석할 때 이용되어 진다. 또한 각각의 고유 모드는 모드에 영향을 미치는 구조물 및 진동 특성과 관련된 변수(parameter)를 갖고 있으므로 궁극적으로는 이러한 변수를 조정하여 주파수응답을 조율하게 된다.

(2) 상관관계 분석을 위한 변수

차량을 구성하고 있는 모든 구조물 및 부품에 대한 물성치와 진동 특성들을 모두 정확하게 입력하였다면 해석결과가 실험 결과와 정확히 일치하겠지만, 모델링 시 구조물 형상 데이터의 단순화 및 시험에 의하여 제공되어야 할 물성치들을 최소화하여 입력시키다 보니 오차가 발생하게 된다.

Fig. 16의 주파수응답곡선을 살펴보면 주요관심 영역이 약 2 Hz, 14 Hz 부근의 피크(peak)라는 것을 알 수 있다. 2 Hz 부근의 피크 경우는 현가계를 기준으로 스프링 아래 질량(unsprung mass)의 고유진동수에 기인하여 발생하는 공진 현상이므로 관련되는 변수가 타이어의 물성치이며, 14 Hz 부근의 피크는 스프링 위 질량(sprung mass)의 고유진동수에 기인하여 발생하는 공진 현상으로 충격흡수기에 대한 물성치와 타이어의 Z방향 강성이 주요 변수이다.

주파수응답에 영향을 미칠 수 있는 설계 변수들을 아래와 같이 조정해 가면서 상관관계 분석 작업을 수행 하였다.

(3) 14 Hz 부근에서의 상관관계

초기 데이터에 의한 해석 결과와 시험을 비교 시 Fig. 16과 같이 14 Hz 부근에서 진동 전달률

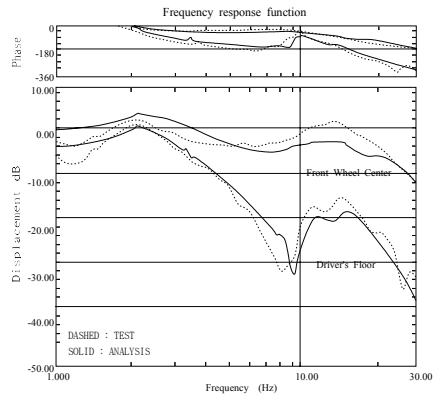


Fig. 16 Initial frequency response

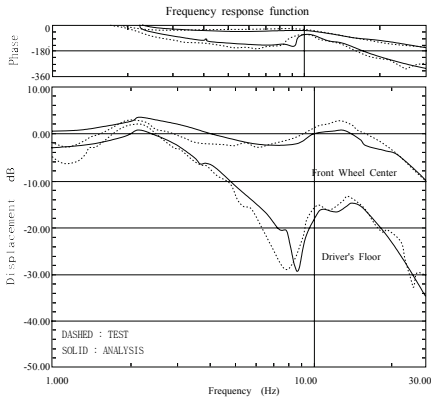


Fig. 17 Frequency response with 30 % reduction of shock absorber damping

충격흡수기의 감쇠계수(damping coefficient)를 30 % 감소시켰을 때 14 Hz 부근에서 Fig. 17과 같이 전달률은 증가한다.

나. 전륜 타이어의 물성치 조정

전륜 타이어의 Z방향 동적 강성(dynamic stiffness)을 45 % 증가시키고, 감쇠계수를 20 % 감소했을 때 Fig. 18과 같이 14 Hz 부근에서의 전달률이 큰 변화 없이 약간 증가하였다.

(3) 후륜 타이어의 물성치 조정

최종적으로 후륜 타이어의 Z방향으로의 감쇠 계수를 20 % 감소하고, 동적 강성을 20 % 증가시켰을 때 Fig. 19에서 알 수 있듯이 14 Hz 부근에서 시험치에 거의 근접한 결과를 보인다.

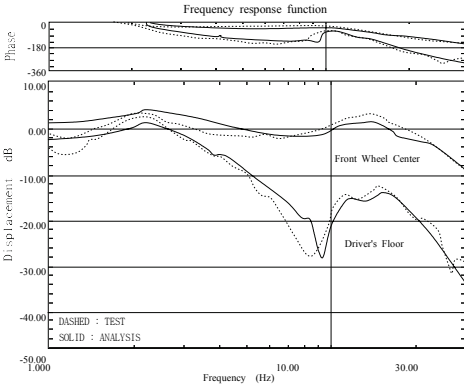


Fig. 18 Frequency response with change of dynamic stiffness and structural damping of tire

3. Car Shake 해석 결과

3.1 상관관계 수행 결과

2.4절에서 언급되었던 입력변수 연구 및 상관관계 분석 과정을 Table 2에서와 같이 8가지 경우에 모두 적용하였다. 각 경우에 대한 P1, P2에서의 위상각(phase angle) 및 주파수응답에 대한 car shake 해석결과와 시험결과와의 차이는 Figs. 20~23과 같다. 그림에서 실선은 해석 결과를 점선은 시험치를 나타낸다.

3.2 결과분석 및 해석 모델의 신뢰도 검증

(1) 상관관계 분석 결과에 대한 의견

가. 주파수응답에 영향을 미칠 수 있는 변수(충격흡수기의 감쇠계수, 타이어 강성 등)를 변화시켜가며 시험 결과와 근접하도록 하였다. 예를 들어 Fig. 19의 14 Hz에서의 변위에 대한 시험과 해석의 결과는 front wheel center인 경우 거의 일치하는 수준이며, driver's floor인 경우 변위에 대한 주파수응답 시험값은 -12.1 dB, 해석값은 -11.8 dB으로 시험결과에 대비하여 오차가 약 2.5 % 수준이다.

나. 위와 같은 과정을 통해 각 변수의 변화량을 결정한 후, 시뮬레이션 하여 Figs. 20~23과 같이 시험결과에 근접한 변위에 대한 주파수해석응답 결과를 얻게 되었다.

다. 해석 오차의 주원인은 유체봉입 엔진마운트, 충격흡수기, 타이어 등과 같이 비선형성이 강한 부품들에 대한 동적 강성과 감쇠계수의 값이 정확치

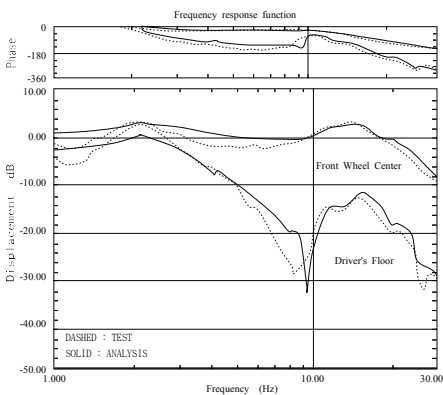


Fig. 19 Final frequency response

(transmissibility)에 많은 오차가 있음을 알 수 있다.

가. 충격흡수기의 감쇠계수

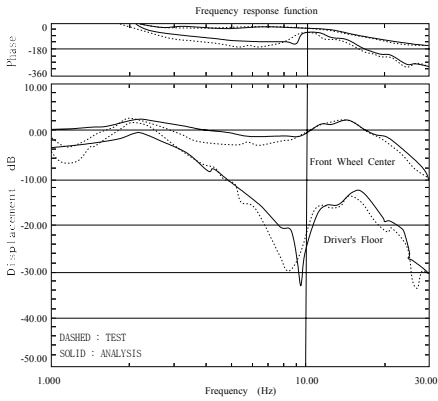


Fig. 20 Front in-phase(0.5 mm excitation)

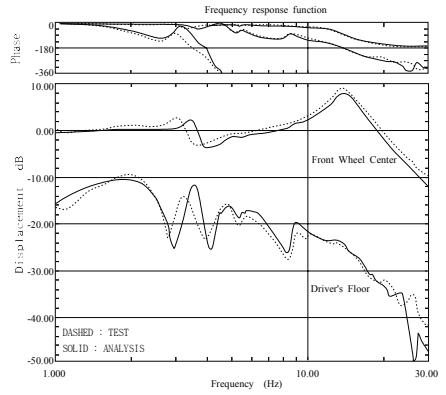


Fig. 23 Rear out-of-phase(2.0 mm excitation)

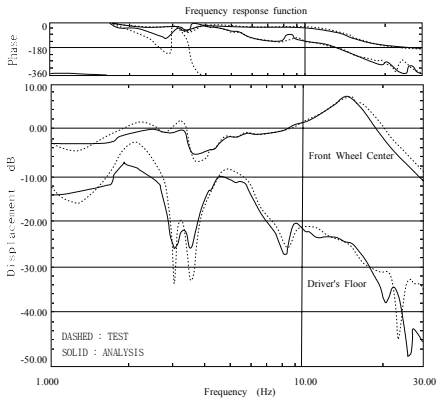


Fig. 21 Rear out-of-phase(0.5 mm excitation)

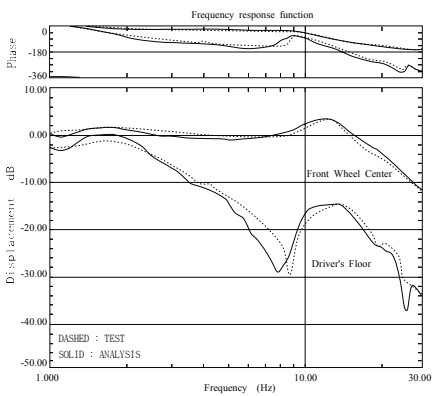


Fig. 22 Front in-phase(2.0 mm excitation)

않은 탓으로 판단되며, 이외에도 각 구조물의 부정확한 질량 및 질량 중심 등의 해석모델 부정확성도

오차의 원인이라 판단된다.

(2) 신뢰도 검증

가. 해석을 위한 입력 데이터가 정확히 입력되었으면 주파수 응답이 정확히 계산되나, 일반적으로 데이터 입력 시의 오차(연결 상태, 경계조건 등)나 부정확한 물성치의 입력으로 인한 오차가 발생하게 된다.

나. 따라서 차량 전체와 같이 복잡한 시스템에 대한 해석결과의 옳고 그름을 시험 결과를 모르는 상태에서 판단하기에는 많은 어려움이 따른다.

다. Figs. 20~23에서와 같이 car shake에 대한 주파수응답해석 결과와 실제 시험으로 구해진 결과와 비교적 잘 일치하고 있어 이 연구에서의 유한요소 모델은 신뢰도가 검증되었다고 판단된다.

4. 결 론

(1) 비선형성이 강한 부품(충격흡수기, 유체봉입 엔진 마운트 등)의 기계적 특성(K_d , C_d)을 고려한 해석 기법을 제시 하였다.

(2) 상관관계 분석 과정을 통하여 응답과 관련된 설계변수의 영향에 대한 연구를 하였다. 이러한 연구는 일반적으로 민감도 해석(sensitivity analysis)를 통하여 하지만, 이 연구에서는 비선형성을 고려한 광범위한 주파수 영역(1~30 Hz)에 대한 응답을 계산하였기 때문에 경험에 의하여 변수를 선정하였다.

(3) Car shake시험결과와 유사한 차량의 진동 해석용 유한요소 모델을 개발하게 되었다.

후 기

이 논문은 2010학년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임(2010-0114).

참 고 문 헌

(1) Kim, W.-S., Kwon, S.-J., Kim, C.-J., Bae, C.-Y., Lee, D.-W. and Lee, B.-H., 2009, A Study on Vibration Characteristic Analysis of a Chassis(power train) System Using Multi-body Vehicle Dynamic Models, Proceedings of the KSNVE Annual Spring

Conference, pp. 559~560.

(2) Lee, J.-H., Lee, S.-K., Kim, S.-J. and Kim, T.-Y., 2006, Analysis of Excitation Forces for the Prediction of the Vehicle Interior Noise by the Powertrain, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 1244~1251.

(3) Park, U.-H. and Song, Y.-C., 2010, The Development of Software for Vehicle Engine Mount System Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 4, pp. 348~354.

(4) Winkler, K., 1988, Guidelines for Optimizing Vibration Mass Dampers, SAE880076.