

# 차체 개발을 위한 NVH 해석의 적용

The Application of NVH Analysis for Development of Automotive Structures

이 광 원 · 대우자동차 선임연구원

Kwang Won Lee · Daewoo Motor Co., Ltd

## 1. 서론

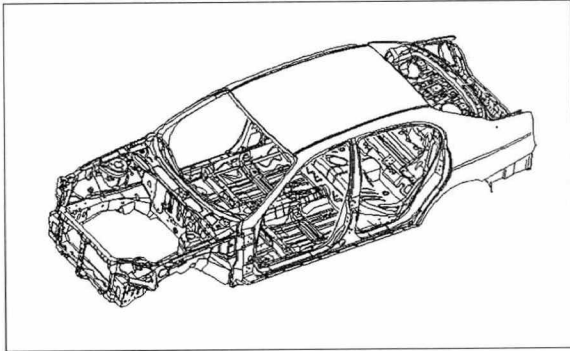
저진동, 저소음 차량에 대한 소비자의 요구가 증대되는 추세에 따라 차량의 설계는 초기 개발 단계에서부터 여러 가지 해석 기법을 이용하여 진동, 소음을 저감하기 위한 해석이 수행된다. 차량 개발시 소음(Noise), 진동(Vibration), 그리고 충격(Harshness) 등에 대한 해석을 NVH 해석이라 한다.

차량의 진동을 유발하는 가진원으로는 엔진의 폭발력과 노면(Road)으로 부터의 가진이 주된 것이며, 이와 같은 가진력에 의하여 차량을 구성하는 차체, 샤시 시스템(Chassis System), 조향 시스템(Steering System) 등 여러 가지 시스템이 각각의 강성을 유지하면서 서로 안정적으로 주행하도록 설계되어야 한다. 이를 위해서는 각 시스템 자체의 강성 해석 및 동특성 해석을 통하여 목표 강성을 유지함과 동시에 가진 주파수 및 각 시스템들의 고유 진동수 사이에 공진(Resonance)에 의한 진동이 유발되지 않도록 설계를 하거나, 각 시스템 사이의 연결부위 고무(Rubber Bush)의 강성 및 감쇠(Damping)를 적절히 조합하여야 한다.

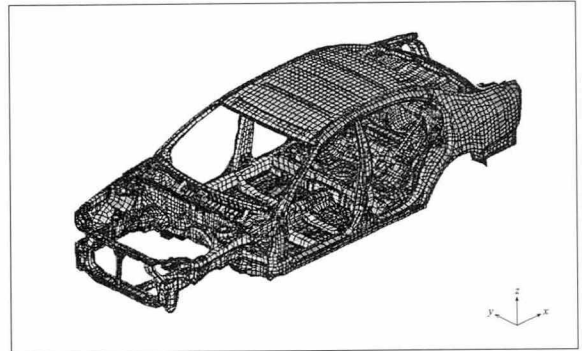
초기 설계 단계에서 결정되어 대형 금형 제작이 요

구되는 차체 설계는 양산 단계에서는 개발비용과 개발 일정 관계로 설계변경이 어려우므로 설계 초기에 기본적인 진동성능 확보를 위한 검증 작업이 다른 어떤 작업보다도 우선적으로 선행되어야 한다. 따라서 금형이 대물(Large Part)인 차체의 외판(Outer Panel) 및 일부 내판(Inner Panel)은 설계 초기에 성능 문제에 대한 검증 작업이 필요하며 진동소음 특성에 대한 해석이 수행되어야 한다.

차체는 전체 차량 강성의 대부분을 유지하므로 적절한 강성이 유지됨과 동시에 가벼워야 한다. 따라서 초기 개념 설계에서는 차체 각 부재의 단면 특성에 대한 연구가 수행되며, 중요 부재가 만나는 결합부(Joint)의 강성에 대한 해석이 이루어진다. 이들 자료를 바탕으로 차체의 정적, 동적 특성을 간단히 표현 할 수 있는 개념 모델(Concept Model)로 초기 강성 해석이 수행된다. 설계가 좀 더 진행된 후, 상세한 차체 모델(Detailed Body Model)을 사용하여 정적 해석과 동특성 해석이 수행되며, 최적화 기법을 이용하여 질량이 최소로 되면서 강성을 유지할 수 있는 차체를 설계한다. 차체, 도어(Door), 후드(Hood), 트렁크(Trunk) 및 샤시 시스템 등을 모두 결합하여 전체 차량(Total Vehicle)의 해석 모델이



〈그림 1〉 Body In White



〈그림 2〉 BIW 유한 요소 모델

구성되며, 차량의 고유 진동수 해석(Normal Mode Analysis)을 수행하여 동특성을 파악한다. 전체 차량 모델에 엔진 가진력 및 노면의 가진력을 입력으로 하여, 강제 진동 해석이 수행되며, 이러한 해석을 통하여 진동을 저감할 수 있다.

차체의 진동 모드는 차실의 음향 특성에 영향을 주며, 차량 개발의 초기 단계에서부터 차체의 진동과 차실의 소음 특성이 연성된 상태에서 차실의 소음을 예측하고 이를 설계에 반영함으로써 반복적인 시험과 설계 변경에 따르는 비용, 시간을 저감할 수 있다.

이 글에서는 차체 개발에 적용할 수 있는 전산 해석 방법에 대한 소개를 하고자 한다.

## 2. 차체 개발을 위한 NVH 해석

### 2.1 차체 동적 강성 평가

차체 구조에 기인한 대표적인 진동소음현상은 동적강성의 수준에 따라 차량의 떨림(Shake) 현상과 패널의 굽힘(Bending)에 의한 소음발생으로 부밍(Booming) 현상이다. 전체 강성(Global Stiffness)으로 불리는 저주파수 영역(Low Frequency Range)의 차체 구조의 비틀림(Torsion)과 굽힘에 해당하는 동적 강성은 차체의 골격을 이루는 단면 형상과 결합부 강성에 의해 결정되며, 차량의 떨림 현상과 직접 연관된다. 중고주파수 영역(Middle/High

Frequency Range)의 국부 강성(Local Stiffness)으로 불리는 패널류(Body Panel)의 굽힘 강성은 주로 소음(Noise)과 연관된다. 따라서 차체 설계에 있어 진동 소음 대책 마련을 위해서는 공회전 및 상용 운행 구간에서 구동계 및 노면에 의한 가진 주파수에 대응한 설계대책이 필요하다. 우선적으로 저주파수 영역에 해당하는 전체 강성의 확보와 함께 국부 패널의 비드 형상(Bead Pattern)과 곡률처리를 통한 국부 강성의 확보작업이 수행되어야 한다.

BIW(Body in White)는 〈그림 1〉과 같이 여러 개의 패널 및 보강재가 용접으로 결합되어 있으므로 각각의 부재 및 연결 부위가 BIW의 특정한 강성에 얼마만큼 기여하는지를 파악해야만 효율적인 설계 개선안을 구할 수 있다. BIW의 동적강성 중 차량의 진동소음특성에 지배적인 영향을 미치는 차체의 골격 특성인 비틀림 및 굽힘 강성을 정도 높게 예측하여 경쟁차 및 기존 차량의 동적강성과 비교/평가한다. 그리고 현재 설정된 설계의 동적강성의 목표값에 대한 평가와 함께 BIW를 구성하는 각 부재의 두께 변화에 대한 민감도 해석과 구조변경에 따른 동적강성의 영향파악을 통하여 효율적인 강성 보강 대책과 설계 변경에 대한 기초 자료를 통해 설계 방향을 제시한다. BIW에 대한 동적 강성의 평가를 위해 상용 유한 요소 소프트웨어를 이용한 고유 진동수 해석(Normal Mode Analysis)을 수행한다. 〈그림 2〉는

# 특집 자동차의 차체 기술

〈표 1〉 차체의 동적강성과 연관된 주요 진동소음현상<sup>(1)</sup>

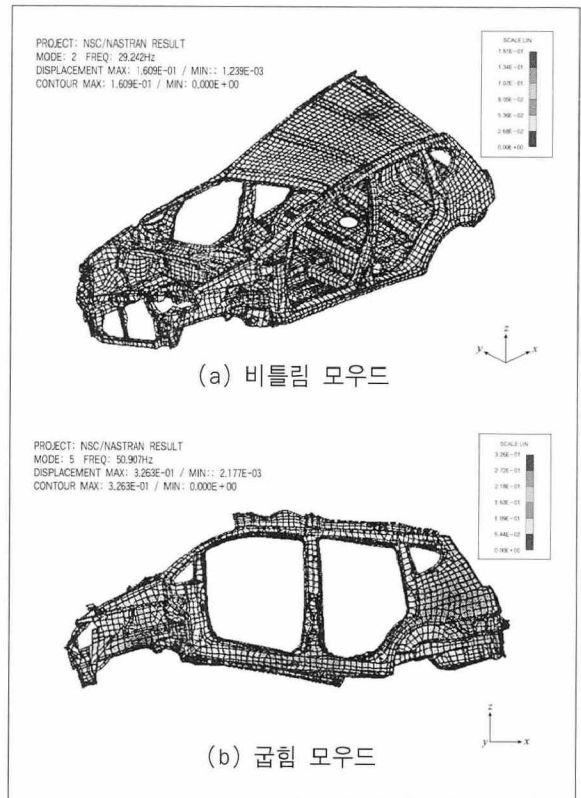
진동소음현상	바디의 탄성진동	주파수 영역	주요 진동현상
Shake (Front)	Body 1 <sup>st</sup> Bending	5-30Hz	타이어, 서스펜션계의 진동 엔진 현가계의 강체진동, 프론트 스프링아래 공진, 스티어링진동
Shake (가로)	Body 1 <sup>st</sup> Torsion	5-30Hz	후륜 장착부의 트레팜 공진시트의 가로공진
Idle시 진동	Body 1 <sup>st</sup> Bending	5-30Hz	엔진 현가계의 강체진동, 배기관계의 진동
차체전후진동	Frame 1 <sup>st</sup> Bending	-10Hz	구동계 비틀림 1차진동
감속시 Shock 진동	Body 1st Torsion & Bending	5-30Hz	엔진현가계의 강체진동 구동계 비틀림 1차 2차 진동
저속 Booming Noise	Body 1 <sup>st</sup> Bending 차실내 바닥 전역 막공진	30-50Hz	리어 서스펜션 와인드업 공진, 화물실 포함한 기주공명
중속 Booming Noise	골격을 포함한 패널부의 국부 진동	50-100Hz	리어 서스펜션계의 탄성진동 구동계 비틀림 4차 진동 기주공명
고속 Booming Noise	패널부의 공진	100-200Hz	드라이브 라인의 진동, 기주공명
Road Noise/Harshness	위의 모든공진		타이어, 서스펜션계의 진동

BIW의 동적 강성 해석을 위한 유한 요소 모델이다. 일반적인 대형 승용차의 BIW 동적강성이 비틀림 모우드는 30Hz 이상, 굽힘 모우드는 40Hz 이상으로 파악된다. 〈그림 3〉은 BIW의 동강성 해석 결과로 나타난 모우드 형상이다.

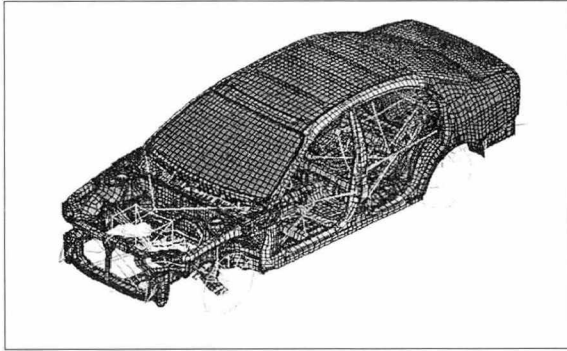
## 2.2 전체 차량의 강제 진동 해석

차체 골격만의 충분한 동적 강성 확보가 직접적으로 우수한 차체 설계를 의미하는 것은 아니며, 전체적인 강성 설계에 대한 평가를 위해서는 차체의 골격에 대한 동적강성의 확보와 함께 진동 모우드 (Mode) 형태에 따른 시트 트랙(Seat Track) 장착 위치와 운전자 및 승객석 발 위치에서의 진동변위를 최소화 시키는 해석 작업이 함께 수행되어야 한다. 전체 차량이란 〈그림 4〉와 같이 실제 차량에 가장 가깝게 모델링한 모델을 의미한다.

차량에서 발생하는 진동은 차량에 작용하는 가진력의 형태에 따라 크게 3가지로 나눌 수 있다. 공회전(Idle) 상태에서 엔진의 가진력에 의한 진동인 Idle Shake, 차량이 주행할 때 Tire/Wheel의



〈그림 3〉 BIW의 고유 모우드



〈그림 4〉 전체 차량 모델

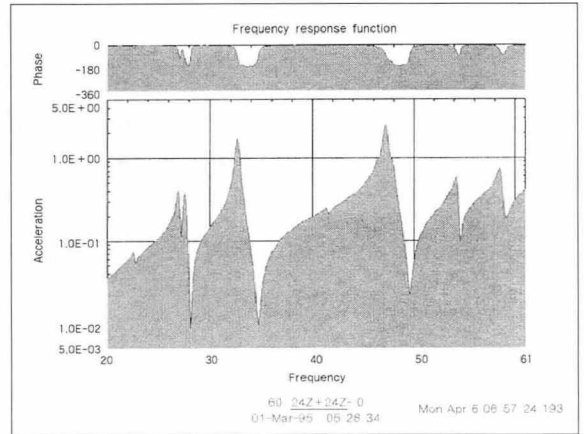
Unbalance와 Tire의 Non-Uniformity에 의한 진동인 Wheel Shake, 차량 주행시 노면으로부터 유입되는 가진력에 의한 Road Shake 등이다. 이러한 가진력들은 실제 차량의 진동에 있어 매우 대표적인 사항이므로 진동 특성 연구에 반드시 고려되어야 하며 그에 따른 진동이나 소음 문제가 해결되어야 한다. 강제 진동 해석은 이러한 상황을 묘사하는 가진력을 차량에 부가시켰을 때 차량의 거동을 고찰하는 방법이다.

차량의 공회전 시에는 엔진의 토크 변동이 진동 원인이 되어 차체에 굽힘 진동을 발생시킨다. 그리고 공회전 시 회전수 영역에서 차체 굽힘 고유 진동수가 존재할 때 차체의 흔들림이 커져 조향 장치와 차체 바닥에 불쾌한 진동이 발생하게 된다. 이를 Idle 진동이라 한다.

Idle Shake 해석에서 가진력은 엔진의 Idle Shake이며 가진 및 응답의 주파수 영역은 엔진의 Idle 범위 및 대상 엔진의 실린더(Cylinder) 수에 따라 결정된다. 4기통 엔진의 경우 600-1,200rpm 사이의 구간에 Idle rpm이 존재한다고 하면 해석 주파수 영역은 20-40Hz로 한다.

Wheel Shake 해석의 가진력은 Wheel Unbalance 및 Tire Non-Uniformity이며 가진 및 응답의 주파수 영역은 0부터 차량이 낼 수 있는 최대 속도로 한다.

Road Shake 해석의 가진력은 Road로 부터의 가



〈그림 5〉 FRF 곡선

진력 프로파일(Profile)이며 가진 및 응답의 주파수 영역은 0-50Hz(or 200Hz)이다.

강제 진동 해석 결과는 〈그림 5〉와 같은 FRF 곡선으로 구해진다.

## 2. 결론

이 글에서는 자동차 차체 개발에 적용될 수 있는 NVH 해석 기법 중 가장 대표적인 것에 대한 소개를 간략하게 정리하였다. 해석 이론과 전산 기술의 발달과 함께 여러 현상들에 대한 해석 기법들이 계속 개발되고 있으며, 이러한 방법들을 이용한다면 차체 개발 비용의 절감과 기술 향상에 크게 기여할 것으로 사료된다.

### 〈참고 문헌〉

1. 한국자동차공학회, 1996, 자동차 기술 핸드북.
2. 대우자동차 기술연구소 차량해석팀 내부 보고서
3. Modern Automotive Structural Analysis, 1982, VNR
4. Modal Testing: Theory & Practices, 1984, RSP.

〈이광원 선임연구원 : leekw0301@freechal.com〉