

서스펜션 성능 확보를 위한 고강성 차체 개발 프로세스 연구

A Study on the Development of High Stiffness Body for Suspension Performance

김기창* · 김찬목*

Ki-Chang Kim and Chan-Mook Kim

(2005년 2월 18일 접수 : 2005년 6월 15일 심사완료)

Key Words : High Stiffness Body(고강성 차체), Torsional Stiffness(비틀림 강성), Load Transfer Path(하중 전달경로), Body Attachment Stiffness(차체 입력점 강성), Bush Isolation(진동절연), Handling(조종성), Reverse Engineering(역공학), Gross Vehicle Weight(차량 총중량), Cornering Force(원심력과 균형을 이루는 힘)

ABSTRACT

This paper describes the development process of high stiffness body for ride and handling performance. High stiffness and light weight vehicle is a major target in the refinement of passenger cars to meet customers' contradictable requirements between ride and handling performance and fuel economy. This paper describes the analysis approach process for high stiffness body through the data level of body stiffness. According to the frequency band, we can suggest the design guideline about 1g cornering static stiffness, torsional and lateral stiffness, body attachment stiffness. The ride and handling characteristic of a vehicle is significantly affected by vibration transferred to the body through the chassis mounting points from front and rear suspension. It is known that body attachment stiffness is an important factor of ride and handling performance improvement. And high stiffness helps to improve the flexibility of bushing rate tuning between handling and road noise. It makes possible to design the good handling performance vehicle and save vehicles to be used in tests by using mother car at initial design stage. These improvements can lead to shortening the time needed to develop better vehicles.

1. 서 론

차량의 상품성을 결정 짓는 승차감, 충돌 안전성, NVH 및 내구 성능 향상을 위하여 고강성 차체 개발이 요구된다. 하지만 판넬 두께 증대 및 보강부재 적용에 따른 중량, 원가 상승 요인이 발생하며, 차량 연

비 저감 과제와 상충되어 상호 간의 개발 목표 만족을 위한 최적화 설계가 요구된다.

세계적으로 ULSAB 차량 개발 및 HONDA 초경량 차체 개발의 추세에 맞추어 당사에서도 개발 차종의 경쟁력 확보를 위하여 신기술 & 신구조 연구를 통하여 고강성(high stiffness) & 경량화(light weight) 차체 개발에 노력해 왔으며, 경쟁차 대비 우수한 수준을 확보할 수 있었다.⁽¹⁾

이 논문에서는 차량의 승차감 개선을 위한 주파수 대역별 차체 강성 해석 프로세스에 대해 기술하고자 한다. 기존 프로세스에서는 진동 및 소음 성능 위주로 개발되어 20 Hz 이하 저주파 영역에 대한 검토가

* 책임저자 : 정희원, 현대자동차 선행개발센터 선행개발실 차량해석팀

E-mail : 9362579@hyundai-motor.com

Tel : (031) 368-5427, Fax : (031) 368-5818

* 정희원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

이루어 지지 않았지만, 이 논문에서는 handling 대비 차체 강성 영향을 분석하기 위해 1G cornering force에 대한 정적 강성 해석을 진행하여 차별화된 성능 확보가 가능하였다.

신차 개발의 초기 단계에 설계된 차량 부품 특히 하중의 직접적인 전달 경로인 서스펜션 구조의 내구, 강도 및 NVH 평가를 효율적으로 수행하기 위하여 다음과 같은 해석 프로세스를 진행하였다.

첫째, 차량의 운행 중에 발생할 수 있는 극한 상황을 설정하여 차량이 받을 수 있는 최대의 하중을 산정한 다음 노면으로부터 차량으로 하중이 전달되는 통로인 타이어에서의 하중을 구한다.

둘째, 설계된 서스펜션 시스템을 구성하여 차 바퀴에 하중이 가해졌을 때 각 서스펜션 부재 및 조인트나 부시 부위에 작용하는 하중을 구한다.

셋째, 서스펜션 부재에 대한 유한요소 모델링을 수행한 후 조인트나 부시 부위의 하중을 입력하여 부재 자체에 대한 단품 강성 평가를 수행하였다.

이후 신뢰성 있는 차체 모델과 서스펜션 시스템을 결합하여 정적 및 동적 강성 해석을 통하여 차체, 새시 및 부쉬 마운팅부에 대한 기여도 분석이 가능하다.

이 논문은 설계 초기 단계에 MOTHER CAR(이전 개발 차종)를 이용하여 차량의 승차감 개선을 위한 서스펜션 시스템과 차체 강성의 설계 규정 및 해석 프로세스에 대해 기술하고자 한다. 또한 handling 대비 정적 강성 확보를 위한 해석 프로세스에 대해 주로 다루고자 한다.

2. 본 론

핸들링 성능 대비 타사 차량 개발 사례 및 기술 분석 결과 5 Hz 이하 차체 정적 강성과 50~800 Hz 영역의 입력점 강성 증대 시 서스펜션 성능 대비 유리하다는 이론을 제시하였지만 구체적인 프로세스에

대해서는 미흡한 게 현실이었다.⁽⁴⁾

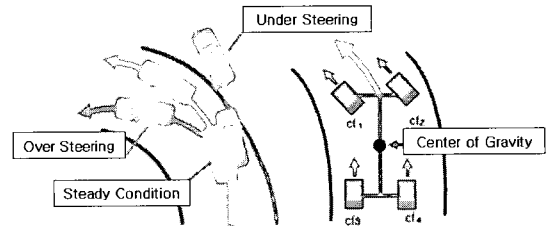
이 논문에서는 Table 1과 같이 자동차의 승차감 개선을 위한 주파수 대역에 따른 차체 강성의 설계 규정을 제정립하였으며, 20 Hz 이하 저주파 영역의 핸들링 대비 차체 강성 확보를 위한 정적 해석에 대한 독자적인 프로세스를 기술하고자 한다.

20 Hz 이하의 저주파 영역의 핸들링 성능 대비 차체와 서브 프레임 장착 상태에서 부쉬 마운팅부에 1G cornering 하중을 입력하여 정적인 강성 수준을 분석한다. 20~50 Hz 영역의 차체의 비틀림, 종굽힘 강성은 엔진 IDLE RPM과 서스펜션 모드와 공진 회피를 하면서 가능한 높게 설정하고 있다.⁽¹⁾

100~800 Hz 영역의 고주파 대역은 서스펜션 마운팅부의 국부 강성으로 서스펜션 또는 노면 등의 가진 원으로부터의 진동, 소음이 차체로 전달되는 경로에서의 강성인 차체 입력점 강성 증대를 위한 구조 최적화 과정에 대해 정리하였다. 입력점 강성 증대 시 handling과 road noise 대비 bush tuning이 가능하여 설계 자유도가 커진다.⁽³⁾

2.1 코너링 포스

자동차의 핸들링 상품성은 안락한 운전 및 커브길에서의 사고 방지를 위해 중요하며, 차량의 커브길 주행 시 선회특성을 살펴 보면 다음과 같다. 직진 주행 중 선회를 하기 위해 자동차의 조향 핸들을 조작하게 되면 자동차의 무게 중심에 원심력이 작용하여 자동차는 바깥쪽으로 움직이려 한다. 자동차가 안정



$$Cf_1 + cf_2 + cf_3 + cf_4 = \text{Centrifugal Force, } cf = \text{Cornering Force}$$

Fig. 1 Driving condition of curve load

Table 1 Body structure specifications

Mode	Frequency range(Hz)	Support	Specification
1 G cornering static stiffness	0~20	Handling	Benchmarking target
Torsional stiffness	20~50	Vibration	Separation from engine idle RPM and suspension tramp hop mode
Body attachment stiffness	100~800	Noise	1000 kgf/mm ↑

적으로 선회하기 위해서는 원심력과 균형을 이루는 힘이 필요하며, 이를 코너링 포스(cornering force)라고 한다.

코너링 포스는 노면의 옆방향의 구배가 없는 경우 대부분 타이어의 사이드 슬립으로 발생하며, 이는 원심력에 의해 차체가 바깥쪽으로 밀리지만 타이어는 마찰에 의해 접촉면이 이동하지 않아 차체의 진행 방향과 타이어의 회전방향이 서로 다르게 작용하기 때문이다. 코너링 포스는 타이어의 슬립각도와 하중 등에 영향을 받는다. 자동차가 일정 속도로 일정한 회전반경을 그리면서 선회를 한다면 차량의 바퀴에 작용하는 코너링 포스의 총합이 원심력과 균형을 이루고 있는 것을 의미한다.

앞바퀴에 작용하는 코너링 포스는 자동차의 중심점을 중심으로 하여 좌회전 시키려는 모멘트를 발생시키고, 뒷바퀴는 우회전 모멘트를 발생시킨다.

따라서 앞바퀴와 뒷바퀴의 코너링 포스에 의한 모멘트가 균형을 이룰 때 일정한 회전반경으로 회전할 수 있다. 만약 뒷바퀴에 발생하는 코너링 포스에 의한 모멘트가 앞쪽보다 커지는 경우는 조향각도를 일정하게 하더라도 자동차가 바깥쪽으로 밀리면서 선회반경이 커지게 되며, 이러한 현상을 언더 스티어링(under steering) 현상이라 한다.

이와 반대로 앞바퀴에 발생하는 코너링 포스에 의한 모멘트가 어떤 이유로 커지게 되면 조향각을 일정하게 하더라도 자동차의 앞부분이 안쪽으로 말려드는 현상이 발생하여 선회 반경이 작아져 중앙선을 침범하여 상대편 차량과 접촉 사고나 차량이 돌아 버려 주행 코스를 이탈하게 되는 오버 스티어링(over steering) 현상이 발생한다.

2.2 정적 강성

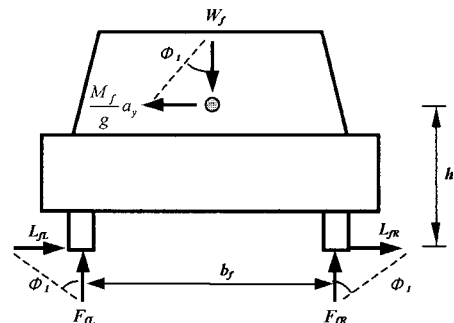
Tire patch나 wheel center에서 하중이 구해지면 차종별로 suspension system을 구성하여 각 suspension part에 작용하는 하중을 구해야 한다. Suspension system에 따라 기본 template을 구성한 후 차종에 따라 hard point의 위치만 변경시킴으로써 간단히 새로운 suspension system을 재구성할 수 있도록 ADAMS/CAR를 사용하였다. 따라서 ADAMS/CAR를 사용하여 각 suspension part에 작용하는 하중을 구할 때에는 joint나 bush에서의 하중으로 구하여 정리하였다.

Suspension system의 joint나 bush에서의 하중을 구했으면 다음 단계는 suspension parts에 대한 유한 요소 모델링과 해석을 수행하여 각 부품에 작용하는 응력의 크기를 구한다. Joint나 bush에서 큰 하중이 작용한다고 하더라도 힘이 각각 X, Y, Z방향으로 복합적으로 작용하고 있기 때문에 suspension parts의 거동에 어떠한 영향을 끼치는가는 유한 요소 해석 없이 설명하기가 매우 어렵다. 따라서 유한 요소 해석을 수행하여 suspension parts의 최대 응력과 취약 부위에 대해 정리하여 응력이 가장 크게 작용하는 설계 강도 SPEC을 선별하여야 한다.

이 논문에서는 1G cornering 하중에 대하여 1G에 해당하는 Z 방향의 무게로 인한 힘은 G.V.W.를 사용하여 구하고, 가속력에 의한 힘은 Sprung G.V.W.를 써서 계산하여 무게로 인한 힘과 중첩하는 방식을 사용하고 있다.

Force & moment diagram의 힘평형 방정식으로 부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다. Ride & handling 성능에 영향을 주는 20 Hz 이하의 정적 강성 검토를 위하여 설계 초기 단계에 BIW+subframe 모델과 multi body dynamics으로부터 계산된 서스펜션 입력 하중 고려시 ride & handling 성능에 영향을 주는 차체 비틀림 강성 평가의 평가가 요구되어 지고 있다.

이 논문에서는 handling 대비 1G cornering 하중에 대한 차량의 비틀림 거동에 대하여 하중 전달 경로를 지정하고, 각 system별로 변형을 분석하였다.



- W : Gross vehicle weight total
- U : Unsprung weight total
- M : Sprung weight total (=W-U)
- C.G.: Center of gravity
- l : Wheel base
- h : C.G. height

Fig.2 Schematic diagram of 1G cornering force

Fig. 3은 1G cornering 하중에 대한 차량의 하중 전달 경로를 도시한 것이다.

하중 전달 경로를 정의하고 각 system별 강성을 평가하여 차량의 거동을 분석하기 위해 차량을 앞 부분, 뒷 부분 그리고 전체로 나누어 검토하였다.

차량의 앞 부분을 절단하여 절단면에 대해서 6자유도를 구속하고, front suspension에 걸리는 cornering 하중을 부여하여 front torsion 강성 평가를 수행한다. 같은 원리로 차량의 뒷 부분에 대하여 rear torsion 강성평가를 수행하고, BIW에 대한 비틀림 정강성 평

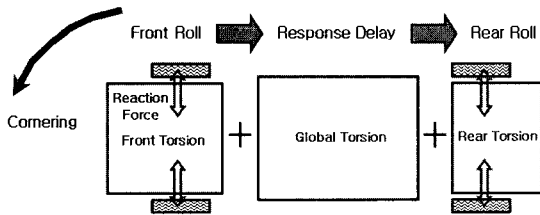


Fig. 3 Schematic diagram of load transfer

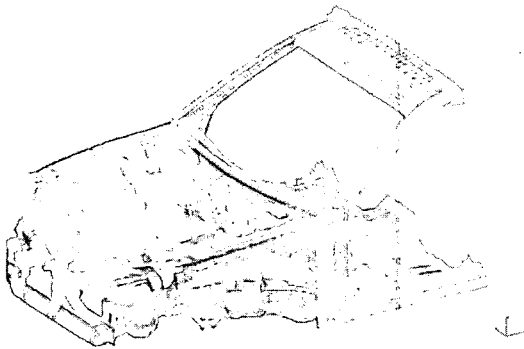


Fig. 4 Application of cornering force at front

가를 수행하여 각 system별 강성 분석을 한다.

Fig. 5(a)로부터 front suspension의 각 ARM 마운팅부에 걸리는 하중을 분석하여 하중이 들어오는 주 하중 방향 및 하중의 크기를 알 수 있다. 이에 대한 (b)의 변위량을 분석하여 상대적인 강성 취약부를 판별하고, 구조 개선에 대한 설계 가이드를 제시하는 프로세스로 진행된다.

Fig. 6은 front torsion 하중이 주어졌을 때, 차량 전방부의 변형 양상을 분석한 결과이다. 전체 차량의 변형 거동 및 스트레인 에너지 분석을 통하여 Fig. 5의 결과와 함께 강성 취약부 분석 및 개선 해석을 위한 근거 DATA로 활용하고 있다.

이러한 해석 프로세스를 통하여 새시, 차체, 부쉬 마운팅부의 기여도 분석 및 실차 상태 핸들링 성능 대비 차체 강성 확보를 위한 설계 초기 단계 설계 가이드가 가능하였다.

2.3 동적 강성 해석

엔진 IDLE 시 토크 변동에 의한 진동 원인이 되어 차체 굽힘 진동을 발생시키고, 운전자가 스티어

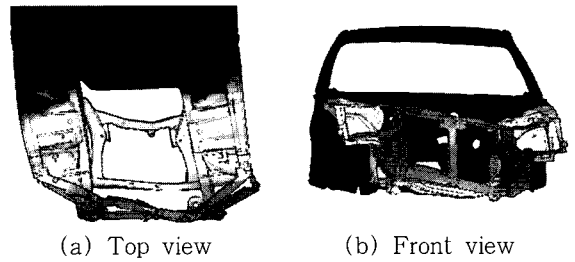


Fig. 6 Deform shape of engine room

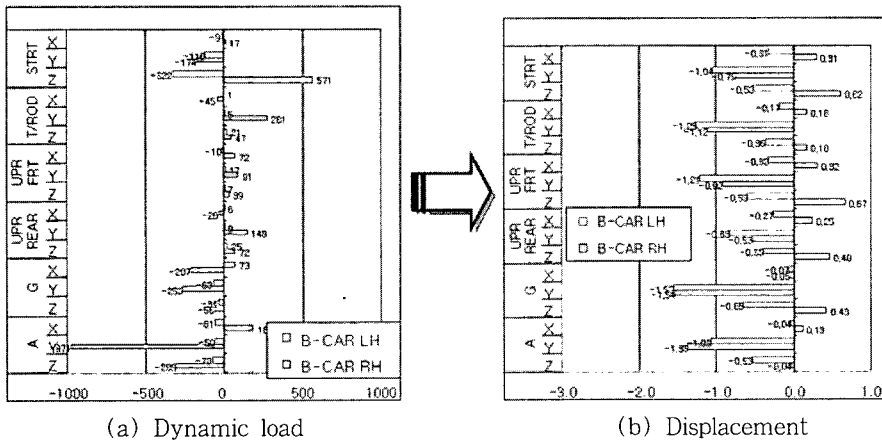


Fig. 5 Load and displacement at cornering force

링 휠과 시트가 마운팅되는 플로워를 통하여 승차감에 나쁜 영향을 미치는 진동을 느낄 때, 이를 IDLE 진동이라 한다.

IDLE 진동 대비 50 Hz 이하 영역의 중급힘 강성은 서스펜션의 홉(hop) 모드와, 비틀림 모드와 횡굽힘 모드는 서스펜션의 트럼프(tramp) 모드와 공진 회피 범위에서 개발되며, 엔진 IDLE RPM 및 스티어링 굽힘 모드와 모드 중첩 되지 않게 설계 초기 단계에 Fig.7과 같이 모드 맵(vibration mode map)을 통하여 관리되고 있다.

Fig.8과 같이 중급힘(bending)은 차 길이 방향으로 진동하는 모드이며, 운전자가 스티어링 휠과 플로워 진동을 통하여 가장 밀접하게 느끼는 강성으로 실차 IDLE 진동에 영향력이 크다.

비틀림(torsion)은 대각선 방향으로 비틀리면서 진동하는 모드로 실차로 가면서 좌우 방향 횡굽힘(lateral) 모드와 연성되며, 실내 음장 변화로 인한 실내 소음 대비 기여도가 크다.⁽²⁾

차량 주행중 급정지 또는 급코너링시 서스펜션과 시간차를 두고 차체가 쏠리는 듯한 핸들링 문제가 발

생한다. 프론트 서스펜션 마운팅부의 좌우의 변형차를 최소화하고, roll angle을 작게 하기 위하여 타워바(tower bar)에 대한 적용이 검토되고 있다.

타워 바 3가지 type에 대한 분석 결과 프론트 스트러트와 카울 탑을 연결하는 A type이 프론트 스트러트 입력하중에 대한 정강성, 횡력에 대한 추종성, 동강성, 충돌 성능 및 경량화 대비 종합적으로 검토할 때 가장 유리하였다.

2.4 입력점 강성 해석

이 논문에서는 소음 저감을 위하여 엔진, 서스펜션 또는 노면등의 가진원으로부터의 진동, 소음이 차체로 전달되는 경로에서의 입력점 강성 증대를 위한 구조 최적화 과정에 대해 기술하였다.

차체 입력점 강성은 엔진 기진력 또는 노면 가진력 대비 실내로 전달되는 진동을 절연하기 위한 경로 설계로서의 의미가 있으며, 해석 표준에 근거하여 bush 동강성 대비 일정 배수 이상 개발하도록 설계 가이드를 제시하고 있다.⁽³⁾

또한 주행 중 급정지 또는 급 브레이크 조건에서 서스펜션과 차체가 time delay에 의해 발생하는 차체 쏠림 현상을 줄이기 위해 마운팅부 국부 강성을 증대해야 하는 의미도 있다.

저소음차 관련 기여도 평가 결과 차체 입력점 강성이 road noise대비 30%, idle 소음 대비 40% 정도 기여하여 서스펜션 input force, drive shaft와 동등한 수준으로 영향을 미치는 것으로 분석되어 중요성이 부각되고 있다.

(1) 프론트 서스펜션 마운팅부

고 강성 및 경량화 달성을 위한 신 차체 구조로 더를 위시본 타입의 프론트 서스펜션 마운팅부 구조 설계 시 Fig.10과 같이 전후 & 좌우 부재간 환형 멤버 구조를 구성하였다.

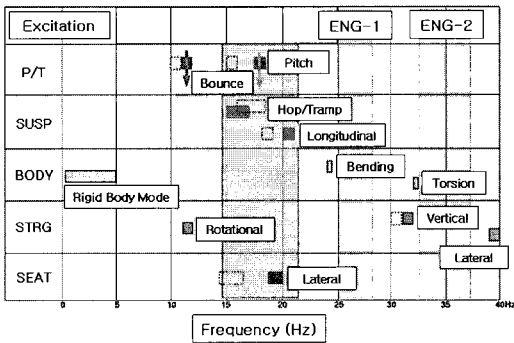


Fig. 7 Example of vibration mode map

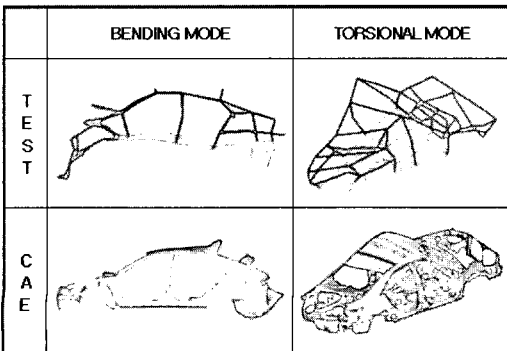


Fig. 8 Body global mode shapes

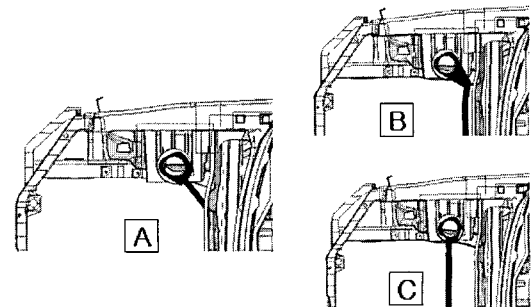


Fig. 9 Three types of front tower bar

하우징 커버와 어퍼 암 마운팅 브라켓트를 결합시키고, 상단부 커버는 웬더 에이프런 어퍼 멤버와 연결시키고, 하단부 브라켓트는 프론트 사이드 멤버까지 연장하였다. Fig. 11은 어퍼 암 마운팅부에 대한 해석 & 시험 DATA이며, 입력점 강성 관심 주파수 영역인 200~500 Hz 영역에서 강성 및 감도 측면에서 안정적인 수준을 나타내고 있다.

(2) 리어 서스펜션 마운팅부

후석 소음 개선을 위하여 Fig. 12와 같이 리어 플로워에서 휠 하우스 인너를 거쳐 패키지 트레이 사이드까지 연결 되는 환형 멤버(package tray pass-through structure)를 설계 초기 단계에 적용하였다. 차 길이 방향의 리어 플로워 사이드 멤버와 좌우 방향의 크로스 멤버가 만나는 부위에 샤시 크로스 멤버

가 마운팅되게 구성하였으며, 스트러트 마운팅부는 하우징 인너 판넬 내측에 박스 단면을 구성하여 국부 강성을 확보 하였다.

리어 크로스 멤버 마운팅부에 대한 평가 결과 Fig. 13과 같이 전후, 좌우, 상하 방향 입력점 강성 수준이 경쟁차 대비 우수한 수준으로 분석되었다.

3. 결 론

이 논문에서는 자동차의 승차감 개선을 위한 주파수 대역에 따른 차체 강성의 설계 규정을 구체화 하고, 저주파 영역의 비틀림 강성 증대를 위한 독자적인 해석 프로세스의 연구 방향을 제시 하였으며, 결

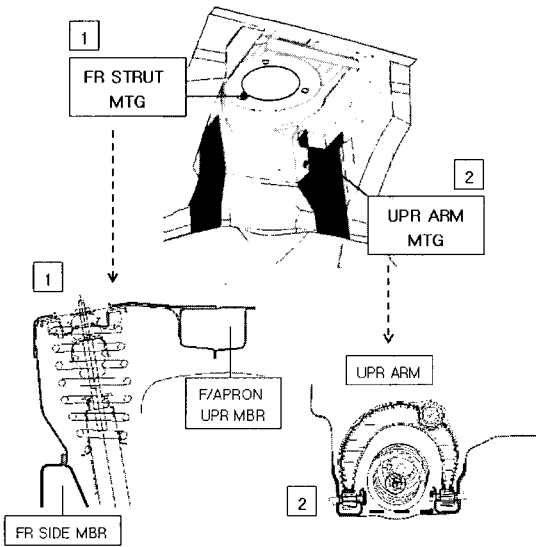


Fig. 10 The structure of front suspension mounting

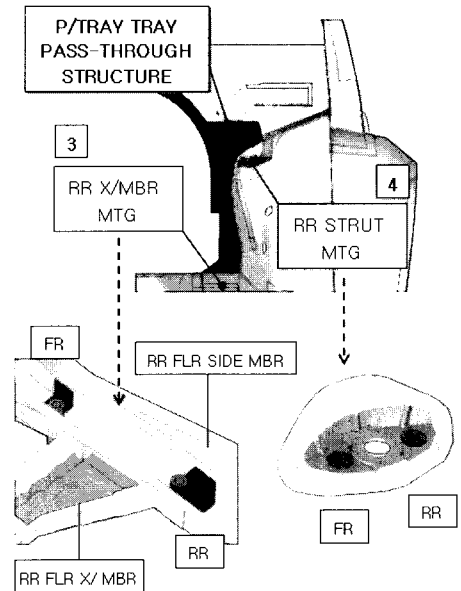


Fig. 12 The structure of rear suspension mounting

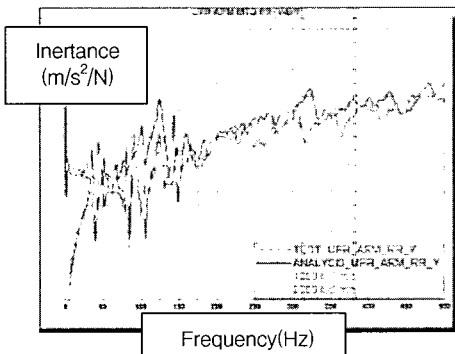


Fig. 11 The comparison between test and analysis data (y-direction stiffness of upper arm mounting)

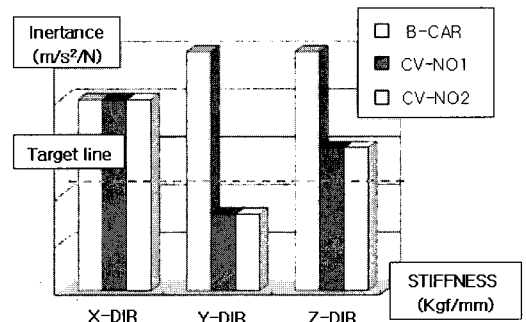


Fig. 13 The comparison with competitive vehicle (body attachment stiffness of rear cross member)

론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 선행 단계에 MOTHER CAR를 이용하여 설계 가이드를 제시하였으며, 핸들링 대비 20 Hz 이하 저주파 영역의 차체 강성 영향을 분석하기 위하여 1G cornering 하중에 대한 정적 강성 해석 프로세스를 개발하여 안정적인 성능 확보를 하였다.

(2) 승차감 개선을 위해 1G cornering force 대비 정적 강성을 확보 하면서, 차체 골격 모드를 엔진 IDLE RPM, 서스펜션, 스티어링 모드와 중첩되지 않게 모드 맵에 대한 정의 및 공진 회피 설계가 설계 초기단계부터 이루어져야 한다.

(3) 서스펜션 마운팅부의 입력점 강성 증대를 위하여 환형 멤버 적용 시 부쉬 마운팅부의 진동 절연에 의한 ROAD NOISE 개선 효과가 예상된다.

(4) 고 강성 & 경량화를 위한 설계 단계별 프로세스를 진행하여 서스펜션 성능 향상 및 연비 개선이 예상되며, 개발 기간 단축 및 원가 절감의 간접적인 효과도 기대된다.

참 고 문 헌

(1) 김기창, 김찬목, 2004, "NVH 성능 및 연비 향상을 위한 고강성 차체 개발 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp. 1189~1194.

(2) 민경재, 이재운, 정승균, 2001, "4WD 차량의 주행 차체 진동 개선을 위한 Driveline 최적화", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 861~865.

(3) KIM, K. C, Hyundai Motor Co. 2003, "Design Optimization Analysis of Body Attachment for NVH Performance Improvements", SAE 2003- 01-1604.

(4) Michael, W. N. and Mary, A. D., General Motors Corp. 1997, "Ride and Handling Development of the 1997 Chevrolet Corvette", SAE 970098, pp. 77~85.

(5) Yoshitaka, I. and Toshiya, O., 2001, "New Simulation Method Using Experimental Modal Analysis for Prediction of Body Deformation during Operation" SAE 2001-01-0494.

(6) Allen, R. W. 2003, "Estimation of Passenger Vehicle Inertial Properties and Their Effect on Stability and Handling" SAE 2003-01-0966.

(7) Banner, T., Deuschel, Brian., Hamilton, D. and Juras, P., General Motors Corp. 2000, "Development of the 2001 Pontiac Aztek Body Structure", SAE 2000-01-1343.

(8) 홍일민, 이원섭, 이종수, 2002, "실차 상태에서 의 제동시 이상떨림 현상에 관한 실험적 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제 12 권, 제 5 호, pp. 338~345.