

리그 시험기를 활용한 서스펜션 시스템 진동 특성 분석 기반의 승차감 성능 육성 프로세스

권승민* · 김성훈

현대자동차 주행성능기술팀

Ride Comfort Performance Development Process Based on Analysis of Suspension System Vibrational Characteristics Using Test Rig

Seungmin Kwon* · Seonghun Kim

Driving Performance Technology Team, Hyundai Motor Company, 150 Hyundai Yeongusoro, Namyang-eup, Hwaseong-si, Gyeonggi 18280, Korea

(Received 19 September 2023 / Revised 2 November 2023 / Accepted 8 November 2023)

Abstract : The era of future mobility is emerging, and ride comfort will be a telling factor as customer demand increases. Ride comfort performance should be rapidly developed in future mobility systems, so predicting ride comfort by using only the suspension system of the vehicle would be very helpful. In this paper, test rigs for ride comfort testing(suspension module test rig, dynamic comfort roadway, and roller bench) were used to determine the effect of the vibration characteristics of suspension systems on ride comfort performance. Tests on vibration characteristics and ride comfort were carried out by using only the suspension test rig, and the correlation between performance and vibration characteristics was analyzed. Ride comfort development at the system level, based on the analysis of suspension vibration characteristics, was proposed. Likewise, the vibration characteristics target for the suspension system, which can help improve ride comfort and design component specifications, was suggested.

Key words : Suspension module test rig(서스펜션 모듈 테스트 리그), Roller bench(롤러벤치), Dynamic comfort roadway(승차감 주행시험기), Ride comfort(승차감), Impact test(임팩트 시험), Vibration characteristics of suspension(서스펜션 진동전달 특성), Bushing stiffness design(부싱 강성 설계)

1. 서론

승차감 성능은 핸들링, 충돌, 내구, NVH 등과 더불어 차량의 상품성을 결정하는 주요한 인자 중 하나이다. 특히 당장 우리 눈앞으로 다가오고 있는 미래 모빌리티 시대에는 이동 중 자동차 안에서의 독서, 휴식 등 일상생활을 영위하기 위해 안락함에 대한 소비자들의 요구가 증대되어 승차감 성능의 중요성은 더욱 부각 될 것이다. 실차 승차감 성능은 타이어/서스펜션/PT 등 다양한 서브 시스템들의 진동 전달 특성에 의해 결정된다. 과거부터 각 서브 시스템들이 실차 승차감에 미치는 영향도를 파악하기 위해 많은 연구들이 수행되어 왔으나, “장비 인

프라 및 시험 분석법의 한계 등으로 인하여 각 시스템의 정량적인 기여도를 분리해 내는 것에 한계가 있었다.”^{1,2)} 이러한 한계로 인하여 개발 초기 시스템 단위 별 승차감 성능 목표를 도출하는데 어려움이 있었을 뿐 아니라 시스템 단위 성능 검증 방안 또한 부족하여, 차체가 완성되는 개발 후기 단계에 이르러서야 실차 단위 시험을 통한 성능 완성도가 확보되었다. 지금까지 차량 성능 육성은 개발 단계 별 실차 단위 비교 평가를 통한 열세 성능 파악 후 현상 제어(서스펜션 및 엔진 마운트 튜닝 등) 위주로 수행되어, 현상에 대한 근본 원인 분석을 바탕으로 원인 제어를 통한 시스템 별 성능 육성은 미흡한 실정이었

*Corresponding author, E-mail: slsmkwon@hyundai.com

¹This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

다. 효율적인 실차 승차감 성능 육성 및 고질 문제 근본 해결을 위해서는, 시스템 단위 별 진동 전달 특성 분석 및 실차 성능과 상관성 분석을 바탕으로 개발 단계에 따른 시스템 목표를 수립할 필요가 있다. 이 중에서도 차체/PT 등 다른 시스템의 영향이 배제된 서스펜션 시스템만의 진동 전달 특성을 이해하고, 서스펜션 시스템 단위 진동 전달 특성 및 성능 목표 정립이 선행 된다면 개발 후기 단계에서 서스펜션 튜닝에 들어가는 엔지니어들의 시간과 비용을 절감할 수 있을 뿐 아니라 주행진동 문제 등 자사 승차감 성능의 고질적인 문제들의 근본적인 해결책을 마련할 수 있을 것이다.

과거 승차감 성능은 주로 실차 주관 평가를 통해 개발 되어왔으며, 계측을 통한 정량화 지수를 추가로 도입하여 주관 상관성 확보를 통해 성능을 육성하고 있다. 승차감 성능에 관한 해석은 차체를 강체 혹은 유연체로 가정한 상태에서 사시 모델을 활용한 다물체 동역학 해석이 주를 이루어 왔다. 실차 승차감 성능과 시스템 단위 특성의 상관성에 관한 연구는 주로 다물체 동역학 해석을 통해 수행되었으나, 부품/시스템의 동적 특성 및 비선형성이 고려된 모델을 구성하는 것이 어렵고 이를 검증할 수 있는 시험장비 구축 또한 미비하였다. Haberzettl 등³⁾과 DeLeeuw 등⁴⁾은 서스펜션 시스템 단위 승차감 성능 및 특성 시험이 가능한 리그 시험기 인프라를 구축하여, 승차감 성능 육성을 위해 서스펜션 시스템 단위 평가를 진행하고 있지만 실차와 상관성을 분석할 수 있는 인프라는 구축하지 못하였다. 시스템 단위 평가 시 실차 승차감 성능과의 정량적/정성적인 상관성 분석을 바탕으로, 시스템 단위 승차감 성능 및 특성 지수에 대한 정량적인 목표를 수립해야 하지만 아직까지 많은 기술적인 어려움이 존재한다.

본 연구에서는 서스펜션의 상하/전후 진동 전달 특성이 승차감 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 신규 도입된 시험 장비들을(모듈특성시험기, 승차감 주행시험기, 롤러벤치 등) 활용하여 시스템 단위 진동 전달 특성 시험 및 승차감 주행 시험을 수행하였으며, 시스템의 진동 전달 특성과 승차감 성능간의 상관성을 분석하였다. 서스펜션 부싱의 각 방향 특성에 따른 시스템 단위 진동 전달 특성 및 승차감 성능에 대해 분석하였으며, 이를 바탕으로 실차 승차감 성능 개선을 위한 부품 단위 특성 설계 방안을 제안하였다. 승차감 성능 향상을 위한 시스템 단위 진동 전달 특성 목표와 부싱 특성을 제안하였고, 제안된 부싱을 시스템에 적용하여 정량적인 승차감 성능 개선 정도를 검증하였다. 위의 결과들을 바탕으로 서스펜션 단위 진동 전달 특성 분석 기반의 실차 승차감 예측 기법 및 시스템 단위 성능 육성 프로세스를 수립하였다.

2. 본 론

2.1 리그시험기를 활용한 승차감 성능 육성

주관관 평가에 의한 실차 단위 성능 개발은 승차감 성능에 대한 근본 원인을 시스템/부품 단위에서 정량적으로 분석하는데 한계가 있기 때문에, 이에 대한 해결책으로 리그 시험기를 활용한 차세대 주행성능개발 프로세스가 새롭게 제안되었다.^{4,5)} 실차 시험 없이 시스템만을 활용하여 차량의 성능을 예측할 수 있다면, 타겟 캐스케이딩 및 시스템 단위 성능 육성을 통한 개발 초기단계 성능 확보가 매우 유리해진다. 이러한 목적을 위하여 완성차 및 부품/시스템 제조사들이 서스펜션 모듈단위 평가법에 대한 많은 연구들을 진행하였으나 시스템 단위에서 실제 주행 조건을 모사하는데 많은 어려움을 겪어 왔다.²⁾ 당사에서는 이러한 문제점을 극복하기 위해 실차 시험과 동일한 주행 조건에서 서스펜션 시스템 단위 성능 평가를 수행할 수 있는 리그 시험 환경을 구축하였고, 시스템 단위 승차감 시험법을 개발하였다.

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 리그 시험기들이다. 모듈 특성 시험기는 승차감 주행시험기(Comfort roadway) 및 롤러벤치 등에 설치되어 실차와 동일한 주행 조건에서



(a) On comfort roadway



(b) On roller bench

Fig. 1 Suspension module test rig

시험이 수행되고, 서스펜션이 차체와 연결되는 각 마운팅 포인트에 로드셀이 부착되어 주행 중 차체로 입력되는 하중을 계측할 수 있다. 승차감 주행시험기는 타이어 회전 중 벨트를 전후/상하 방향으로 40 Hz까지 가진이 가능하여, 실제로 모사 가진을 통한 승차감 시험 및 전후/상하 방향 사인 스위치를 통해 시스템의 진동 전달 특성 계측 평가를 수행할 수 있다. 롤러벤치를 활용하여 시험장과 동일한 클릿바(돌기물)를 설치하여 실차와 동일한 조건에서 시스템 단위 임팩트 시험을 수행 할 수 있다. 위의 세가지 리그 시험기를 활용하여 시스템 단위 진동 전달 특성 시험 및 승차감 시험을 수행하였다. 서스펜션의 상하/전후 진동 전달 특성과 실차 승차감 성능 간의 상관성 분석을 통해 승차감 성능에 대한 원인 분석을 수행하였고 성능 육성 방안을 제안하였다.

2.2 실차 단위 승차감 성능 평가

본 논문에서는 후륜 CTBA 서스펜션을 활용하여 승차감 성능 육성을 위한 시스템 진동 전달 특성 설정 방안 및 부시 개발 가이드를 제안하였다. 먼저 CTBA부시의 전후 강성에 따른 실차 계측 평가를 수행하여 승차감 성능을 비교하였고, 실차 성능에 대한 원인을 분석하기 위하여 모듈 특성 시험기를 활용하여 시스템 단위 승차감 성능 및 특성 분석을 수행하였다. 모듈 특성 시험기를 활용한 분석 결과를 바탕으로 승차감 성능 향상 위한 부시 특성을 제안하였고, 이를 시스템에 적용하여 개선된 성능을 검증하였다.

Table 1은 차량 후륜이 40 kph로 돌기물을 통과할 때 CTBA 부시 강성에 따른 실차 운전석의 전후방향 가속도 Peak to peak 값을 Normalize하여 나타낸 것이다. 작은 돌기물 통과 시 부시 강성이 높은 샘플의 Peak to peak 값

Table 1 Normalized peak to peak value of longitudinal acceleration at vehicle floor while rear suspension passing cleat

Cleat (obstacle)	Bushing A (soft)	Bushing B (stiff)
Small cleat	1.00	1.03
Large cleat	2.45	2.21

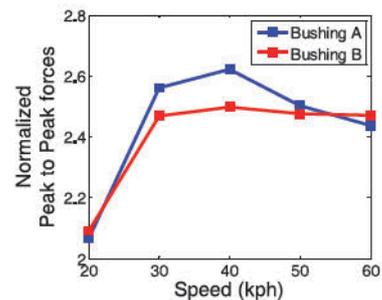
Table 2 Normalized RMS (5 ~ 25 Hz) value of longitudinal acceleration at front and rear floor while driving on rough road

Position	Bushing A (soft)	Bushing B (stiff)
Front	1.02	1.01
Rear	1.00	0.99

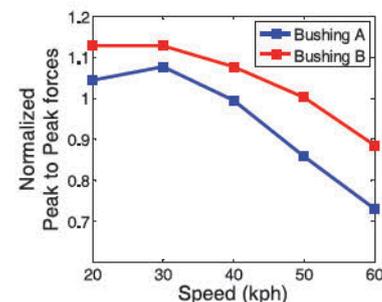
이 높게 나타난다. 반면 큰 돌기물을 통과하는 경우 부시 강성이 낮은 샘플의 Peak to peak 값이 높게 나타나 돌기물 크기에 따라 상반된 결과가 도출되는 것을 알 수 있다. Table 2는 80 km/h 험로 주행 시 차량의 전석과 후석의 전후방향 가속도를 주파수 도메인에서(5 ~ 25 Hz) RMS 값으로 나타낸 것이다. 전석과 후석 모두 부시 강성이 높을수록 RMS 값이 낮게 나타나는 것을 알 수 있다. 실차 주관(감성) 평가에서도 돌기물 크기에 따라 상반된 결과가 나타난다고 보고되었다. 이러한 현상에 대한 원인을 분석하기 위하여 CTBA 서스펜션 시스템만을 활용하여 승차감 주행 및 진동전달 특성 평가를 수행하였다.

2.3 시스템 단위 승차감 성능 평가

모듈 특성 시험기/롤러벤치/승차감 주행시험기를 활용하여 CTBA 부시 강도에 따른 시스템 단위 임팩트 시험, 험로 승차감 시험을 수행하였다. Fig. 2는 모듈특성 시험기와 롤러벤치를 활용한 임팩트 시험 시 CTBA 부시 강성에 따른 CTBA 전후방향 Pk2Pk 하중을 나타낸 것이다. Fig. 2(a)에서 큰 돌기물 통과 시 실차 시험과 동일한 조건인 40 kph에서 부시 강성이 높은 Bushing B의 하중이 낮게 계측되었다. 반면 Fig. 2(b)에서 작은 돌기물



(a) Large cleat



(b) Small cleat

Fig. 2 Normalized peak to peak forces at CTBA bushing for longitudinal direction considering bushing stiffness

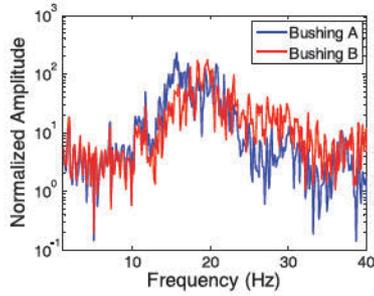


Fig. 3 CTBA longitudinal transmitted forces on rough road at 80 kph according to bushing stiffness

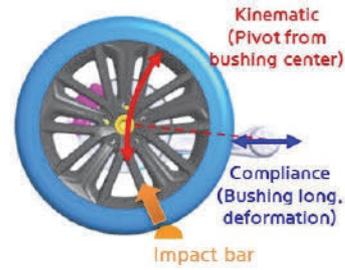
통과 시 부싱 강성이 낮은 Bushing A의 하중이 낮게 측정되어 임팩트 성능이 유리한 것으로 측정되었다. 속도에 따른 임팩트 성능을 보게 되면, 큰 돌기물 통과 시 40 kph에서 Pk2Pk 하중이 가장 크게 나타나는 것을 알 수 있고, 작은 돌기물을 통과하는 경우 속도 증가에 따라 Pk2Pk 하중이 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 3은 모듈특성시험기와 승차감 주행시험기를 활용하여 서스펜션 시스템 단위에서 험로 시험을 수행한 결과이다. 험로 80 kph 주행 시 CTBA 부싱 강성에 따라 CTBA 부싱에 전후방향으로 입력되는 하중을 주파수 영역에서 나타내었다. 그림에서 보이듯이 5-25 Hz 구간에서 부싱 강성이 높은 Bushing B가 승차감에 유리한 것을 알 수 있고, 반면 25 Hz 이상 구간에서는 부싱 강성이 낮은 Bushing A가 유리한 것을 알 수 있다. 시스템 단위 임팩트와 험로 시험 결과, 실차 시험과 동일한 경향의 결과가 도출된 것을 확인하였다. 이러한 현상에 대한 원인을 파악하기 위해 주행 조건 별로 시스템에 가해지는 가진 특성 및 시스템 진동 전달 특성을 분석해 보았다.

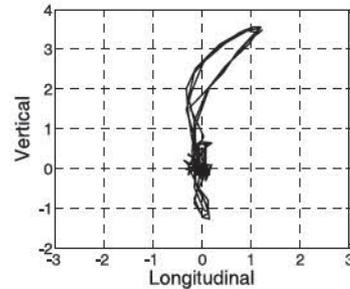
2.4 휠센터 거동 분석을 통한 가진 특성 도출

시스템에 가해지는 가진 특성을 알아내기 위해 고속 카메라를 활용하여 클릿 통과 시 휠센터 거동이 어떻게 변화하는지 알아보고, 이를 통해 주행 조건 별 가진 특성을 도출해 보았다. Fig. 4는 클릿 통과 시 휠모션 메커니즘 및 휠센터 변위를 나타낸 것이다. CTBA 서스펜션의 휠센터 상하 거동은 부싱 중심을 피봇으로 회전하면서 나타나고(기구학적 거동), 전후 거동은 CTBA 부싱의 전후 방향 변형에(컴플라이언스 거동) 의해 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 4(b)는 큰 돌기물을 20 kph로 통과하는 경우 휠센터 변위를 고속카메라를 통해 측정한 결과인데, 키네마틱에 의한 상하거동과 컴플라이언스에 의한 전후 거동이 동시에 일어나는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 차속 및 돌기물 크기에 따른 휠센터 변위를 측정한 결과이다. Table 3에 사용된 R값은 휠센터 상하



(a) Wheel motion mechanism



(b) Wheel center displacement (mm)

Fig. 4 Wheel motion mechanism and displacement when CTBA passing cleat

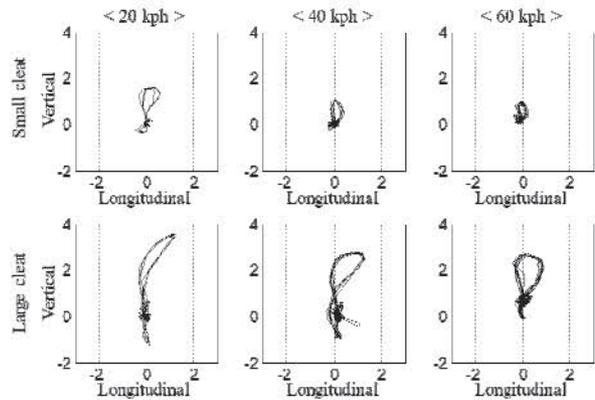


Fig. 5 Wheel center displacement according to cleat size and speed

변위 대 전후 변위의 비로서 R값이 클수록 상대적으로 상하 변위의 크기가 크다는 것을 의미한다. 차속이 감소하고 돌기물 크기가 증가할수록 R값이 증가하여 기구학적 거동이 지배적인 것을 알 수 있고, 차속이 증가하고 클릿 크기가 감소할수록 R값이 감소하여 컴플라이언스 거동이 지배적인 것을 알 수 있다. 이는 저속 및 돌기물 크기가 큰 조건에서 상하방향 위주의 기구학적 거동을 하고, 고속 및 돌기물 크기가 작은 조건에서 전후방향 위주의 컴플라이어스 거동을 한다는 것을 의미한다. 이는

Table 3 R value according to cleat size and vehicle speed

	20 kph	40 kph	60 kph
Small cleat	2.45	2.08	1.71
Large cleat	3.13	2.73	2.33

저속 및 돌기물 크기가 큰 조건에서 시스템에 가해지는 임팩트 시간이 증가하기 때문에 저주파 가진이, 고속 및 돌기물 크기가 작은 조건에서 시스템에 가해지는 임팩트 시간이 감소하기 때문에 고주파 가진이 된다는 것을 의미한다.

2.5 CTBA 부싱 경도에 따른 시스템 단위 하중 진동 전달 특성 분석

주행 조건에 따른 가진 특성을 파악하고, 시스템의 진동 특성을 분석하게 되면 특정 주행 조건에서 시스템에 들어오는 응답을 유추할 수 있게 된다. 따라서 이번 절에서는 CTBA 부싱 경도에 따른 하중 진동 전달 특성을 분석하여, 주행 조건에 따라 시스템의 응답이 어떻게 변하게 되는가를 분석하였다. Fig. 6은 모듈특성시험기와 승차감 주행시험기(Dynamic comfort roadway)를 활용하여 서스펜션 시스템의 진동전달 함수를 계측한 개념도이다. 타이어를 40 kph로 회전시키는 동시에 변위 제어를 통해 시험기의 벨트를 상하로 5-35 Hz까지 사인 스위프 하면서, 휠 센터의 상하/전후 방향 가속도와 CTBA 부싱의 전후방향 입력 하중을 계측하였다.

Fig. 7은 휠센터 상하/전후 방향의 가속도 전달함수를 나타낸 것이다. y축 Amplitude는 휠센터 가속도와 벨트 변위의 비로서, 벨트의 상하 방향 1 mm 입력 당 출력되는 휠센터 가속도의 크기를 의미한다. 그림에서 보이듯이 상하방향 횡흔 모드는 CTBA 부싱 강성에 상관없이 19 Hz 부근에서 나타나는 것을 알 수 있는데, 이는 앞 절에서 설명하였듯이 상하운동에서 부싱은 기구학적으로 피봇 역할만 하기 때문이다.

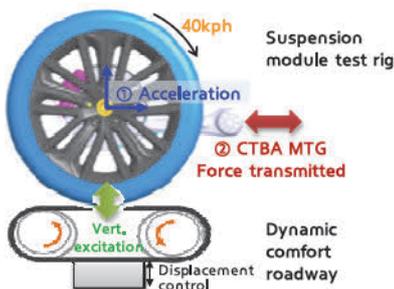


Fig. 6 How to measure vibration characteristics of suspension system using test rig

반면 전후 방향 전달 특성은 부싱 강성에 따라 차이가 나는 것을 알 수 있다. 강성이 낮은 Bushing A의 전후 모드는 21 Hz, 강성이 높은 Bushing B의 전후 모드는 24 Hz에서 나타나는데 이는 부싱 강성이 증가할수록 시스템의 전후방향 강성이 증가하여 고유 진동 모드가 더 높게 나타나는 것을 의미한다. 한가지 특이한 점은, 시스템을 상하 방향으로만 가진 하여도 전후 방향의 응답이 상하 방향 응답의 60-90 %정도로 나타나는데, 이는 CTBA 시스템의 구조 특성상 상하/전후 방향이 강하게 연성되어 있기 때문이다. 참고로 맥퍼슨 스트럿 타입이나 멀티링크 타입의 경우 상하/전후 방향의 연성 정도가 30-40 % 가량 나타나는데, CTBA 타입의 상하/전후 방향 연성 정도가 굉장히 높은 것을 알 수 있다.

이러한 연성 효과로 인해 Bushing A의 경우 상하/전후 모드가 각각 19 Hz, 21 Hz로 모드 중첩이 발생하여 해당 주파수 영역에서 전후방향 응답의 크기가 증가하게 된다. 반면에 강성이 높은 Bushing B의 경우 상하/전후 모드가 이격 되어 모드 중첩구간에서 응답이 감소하게 된다. 하지만 가진 주파수 대역이 증가할수록, 전후 방향 고유 모드가 높은 Bushing B의 응답이 더 크게 나타나게 된다. Fig. 8은 CTBA 부싱의 전후방향으로 입력되는 하

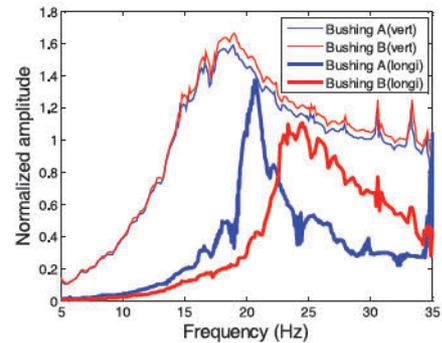


Fig. 7 FRF of wheel center acceleration for vertical and longitudinal directions

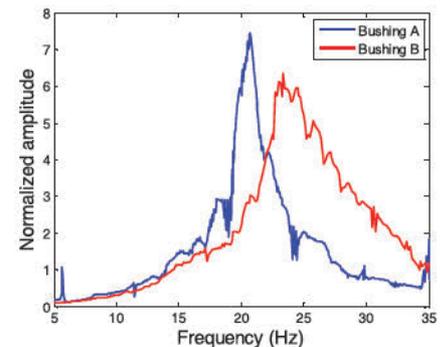


Fig. 8 FRF of CTBA bushing longitudinal transmitted forces

중의 전달함수를 나타낸 것으로, 벨트의 상하방향 1 mm 입력당 출력되는 CTBA 부싱의 전후방향 하중을 의미한다. 휠센터 전후방향 가속도 결과와 마찬가지로 상하/전후 모드가 중첩되는 Bushing A가 해당 주파수 영역에서 응답이 증가하는 것을 알 수 있고, 상하/전후 모드가 이격 되어 있는 Bushing B의 응답은 모드 중첩구간에서 응답이 줄어들고 가진 주파수가 증가할수록 응답의 크기가 다시 역전 되는 것을 알 수 있다.

2.6 서스펜션 시스템 진동 전달 특성을 활용한 승차감 성능 예측 및 원인 분석

이번 절에서는 앞 절에서 설명된 시스템의 진동 전달 특성을 바탕으로 승차감 성능을 분석하고 예측할 수 있는 기법을 제안하였다. Fig. 8의 CTBA 부싱 전후방향 입력하중 전달함수를 통해 가진 조건에 따라 시스템이 어떠한 응답을 보이는지 예측할 수 있다. 15 Hz 이하의 저주파 영역에서는 서스펜션이 주로 상하방향 위주로 거동하는데, 이때 부싱은 회전중심 역할을 하기 때문에 응답에 대한 부싱의 전후 강성 영향은 크지 않은 것을 알 수 있다. 상하/전후 모드가 중첩되는 15-24 Hz구간에서는 두 모드가 많이 이격 될수록 응답이 감소하는데, 이는 부싱의 전후 강성이 증가할수록 해당 주파수 영역에서 승차감 성능이 좋아지는 것을 의미한다. 반면에 24 Hz이상의 고주파 영역에서는 부싱의 전후 강성이 증가할수록 응답 또한 증가하여 승차감이 불리해지는 것을 알 수 있다.

시스템의 진동전달 특성을 바탕으로 Fig. 2와 Fig. 3의 승차감 결과를 분석해보면, 왜 동일한 부싱 강성을 갖는 시스템의 응답이 주행조건에 따라 상반된 결과가 도출되는지 알 수 있다. Fig. 2(a)의 결과를 보게 되면 가장 저속인 20 kph구간은 대변위 저주파 가진 구간으로 상하 거동이 지배적이기 때문에 부싱 전후 강성에 상관없이 비슷한 하중이 들어오는 것을 알 수 있다. 반면에 40 kph 구간에서는 차속 증가에 의해 가진 주파수 또한 증가하여 모드 중첩 구간이 가진 되어 상하/전후 모드가 많이 이격 되어 있는 Bushing B의 입력하중 성능이 더 유리해지는 것을 알 수 있다. 60 kph 구간에서는 고주파 가진 영역대가 되어 두 부싱의 입력하중 경향이 역전 되는 것을 알 수 있다. Fig. 2(b)의 경우 돌기물 크기가 작아 차속에 상관없이 모든 영역에서 고주파 가진이 되어 속도에 상관없이 전후 강성이 약한 Bushing A의 입력하중 성능이 유리한 것을 알 수 있다. 고유모드 이후의 고주파 가진 영역에서는 주파수 증가에 따라 전달율이 감소하기 때문에, 차속이 증가할수록 입력 하중이 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 3의 험로 시험 결과는 CTBA 부싱의 전후방향 하

중 전달 특성과 거의 유사하게 나타나는데, 5-25 Hz 구간은 모드 이격이 되어있는 Bushing B가 유리하고, 반대로 25 Hz 이상 고주파 구간에서 전후 모드가 낮게 위치한 Bushing A가 유리해지는 것을 알 수 있다.

2.7 승차감 향상을 위한 시스템 전달 특성 및 부싱 개선안 제시

앞의 결과들을 통해 시스템의 진동전달 특성을 이용하여 승차감 성능을 분석하고 예측할 수 있다는 것을 알게 되었다. 이번 절에서는 승차감 성능 향상을 위한 시스템의 진동 전달 특성 및 이를 위한 부싱 설계 방안을 제안하였다. 상하거동 위주의 저주파 영역, 상하/전후 모드 중첩 영역, 전후거동 위주의 고주파 영역 등 모든 구간에서 승차감 성능 향상을 위해서는, 상하/전후 모드의 적절한 이격과 전후 방향 진동 전달율 레벨을 감소시키는 것이 필요하다. 이를 구현하기 위해서는 부싱 전후 강성증가를 통한 상하/전후 모드 이격과, 부싱 전후 방향 댐핑 증대를 통한 전달율을 감소시켜야 한다. Fig. 9는 CTBA 부싱 타입에 따른 설계 특성으로, 4브릿지 타입의 단일

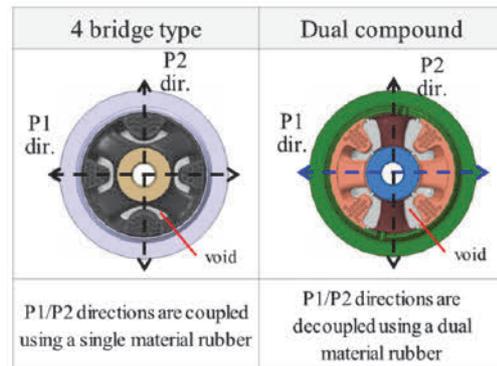


Fig. 9 CTBA bushing design characteristics

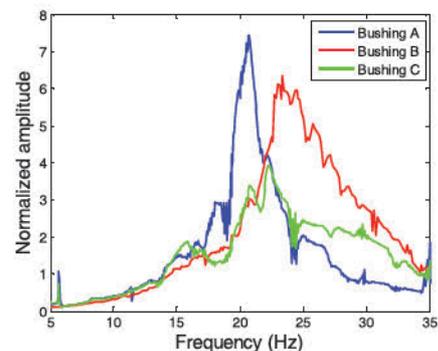
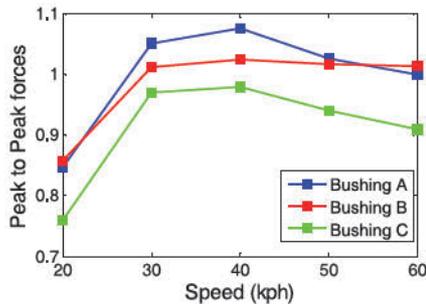
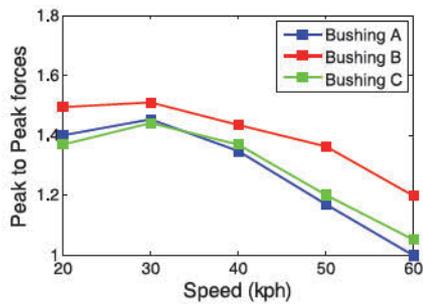


Fig. 10 FRF of CTBA bushing longitudinal transmitted forces considering dual compound bushing

재질 고무 부싱을 사용하여 전후(P1방향) 강성을 증대시키게 되면 상하(P2 방향)강성 또한 동시에 증대되어 NVH 성능이 불리해지게 된다. 따라서 본 연구에서는 각 방향 별 이중 재질 적용이 가능한 듀얼 컴파운드 부싱을 적용하여, 전후(P1)방향으로 고경도/고감쇠 특성을 갖고 상하(P2) 방향으로 저경도/저동배율 특성을 갖게 하여 승차감과 NVH성능을 동시에 만족시킬 수 있는 부싱을 제안하였다.



(a) Large cleat



(b) Small cleat

Fig. 11 Normalized peak to peak forces at CTBA bushing for longitudinal direction considering dual compound bushing

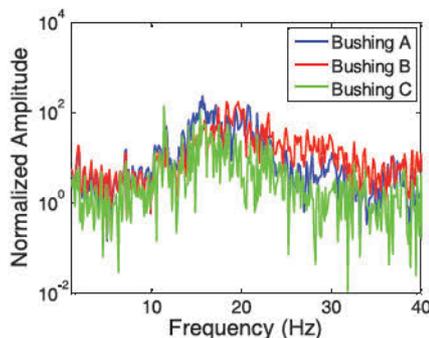


Fig. 12 CTBA longitudinal transmitted forces on rough road at 80 kph considering dual compound bushing

Fig. 10은 전후방향으로 고경도/고감쇠, 상하방향으로 저경도/저동배율 특성을 갖는 듀얼 컴파운드 부싱이 적용된(Bushing C) CTBA 전후방향 입력하중 전달 함수를 나타낸다. 적절한 전후 강성 증대를 통해 상하/전후 모드가 이격 되고, 고감쇠 특성으로 인해 진동 전달을 레벨이 감소되는 것을 알 수 있다. 시스템 전달 특성을 통해 전주파수 구간 모두에서 승차감 성능이 향상될 것이라 예측할 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12는 듀얼 컴파운드 부싱이(Bushing C) 적용된 시스템의 임팩트 및 힘로 평가 결과이다. 상하 거동 위주의 저주파 영역, 상하/전후 모드 중첩 영역, 전후 거동 위주의 고주파 영역 등 모든 구간에서 듀얼 컴파운드 부싱이 적용된 시스템의 승차감 성능이 유리해지는 것을 알 수 있다.

3. 결론

본 연구에서는 서스펜션 시스템 단위 승차감 시험 및 진동 전달 특성 시험을 통해 승차감 성능을 분석하였고, 이를 바탕으로 성능 향상을 위한 시스템/부품 단위 개선 방안을 제안하였다. 승차감 성능향상을 위한 서스펜션 시스템의 진동전달 특성 목표를 설정하였고, 이를 위한 부품 단위 특성 설계 방안을 제안하였다. CTBA 서스펜션 같이 상하/전후 모드의 연성 정도가 높은 시스템은 부싱의 전후 강성 증가를 통한 상하/전후 모드의 적절한 이격 및 전후 방향 댐핑 증가를 통해 승차감 성능을 향상시킬 수 있다. 제안된 부싱을 시스템에 적용하여, 작은 클릿과 큰 클릿 모두에서 임팩트 성능이 향상 되는 것을 검증하였고, 실제 양산에 적용하였다.

References

- 1) Y. Yi, J. Jo and J. Park, "Next Generation Vehicle Ride and Handling Performance Development Process Using Rig Test Facilities - Part 1) Infrastructure," The 6th Japan-Korea Joint Symposium on Dynamics & Control, May 29-31, Seoul, Korea, pp.14-15, 2019.
- 2) Y. -S. Yi, S. Kwon, M. Choi and J. Jung, 2019, "Next Generation Vehicle Ride and Handling Performance Development Process Using Rig Test Facilities - Part 2) Infrastructure," The 6th Japan-Korea Joint Symposium on Dynamics & Control, May 29-31, Seoul, Korea, pp.16-17, 2019.
- 3) S. Habertzettl, A. K Zschocke and F. Gauterin, "A New Method for Studying the Longitudinal Dynamic Behaviour of a Suspension on a Test Rig," Journal of Automobile Engineering, Vol.230, No.8, pp.1027-1039, 2016.

- 4) M. DeLeeuw, G. Jung and W. Treusch, "Dynamic Suspension Test Rig Using Virtual Modeling," SAE 2008-01-0694, 2008.
- 5) H. Sell, "Improvement of Ride Comfort - New Ideas and Confirmation by Measurements," Chassis.tech Plus, 2nd International Munich Chassis Symposium, Munich, Germany, Vol.2, pp.1-16, 2011.