

## 컴퓨터 모델을 이용한 대형트럭의 승차성능 평가에 관한 연구

문 일 동\* · 오 재 윤†

(2001년 3월 16일 접수, 2001년 10월 8일 심사완료)

### A Study on the Estimation of the Ride Quality of a Large-Sized Truck Using a Computer Model

Il-Dong Moon and Chae-Youn Oh

**Key Words:** Ride Quality(승차성능), Bumpy Ride Test(범프 통과 시험), Vertical Acceleration(수직 가속도), Multi-leaf Spring(다판스프링), Tapered Leaf Spring(테이퍼 판스프링), Large-Sized Truck(대형 트럭), Computer Model(컴퓨터 모델)

#### Abstract

This paper develops a computational model for estimating the ride quality of a cabover type large-sized truck in a double wheel bumpy ride test. The computational model is developed using ADAMS. To verify the developed model, an actual vehicle double wheel bumpy ride test is performed. In the test, the vehicle maintains a straight course with a constant velocity such that the front two wheels are passed the bump at the same time. The bump has the height of 60mm, and the width of 550mm. In the test, four velocities are used. They are 10kph, 20kph, 30kph and 40kph. Since the large-sized truck's center of gravity location is high, and its weight is heavy, it is a quite severe test condition to perform the test with more than 30kph velocity. In the test, vertical accelerations on the floor of the cab are measured. The measured accelerations are compared to the simulation results. From the comparison, it is shown that the developed model can predict not only the measured acceleration's tendency but also peak accelerations quite well. In this paper, the validated model is utilized to compare the ride quality between a vehicle with a multi-leaf spring and a vehicle with a tapered leaf spring in the front suspension system in a double bumpy ride test.

#### 1. 서 론

대형트럭과 같은 상용차의 경우는 승용차에 비해 차량의 지상고가 월등히 높고 차량의 중량이 매우 큼으로 해서 주행도중 노면의 요철(凹凸)에 대한 차량의 진동특성은 운전자가 느끼는 승차성능(ride quality)에 좀 더 많은 영향을 미칠 뿐 아

니라 경우에 따라서는 차량의 조종성능에 까지도 영향을 미칠 수 있다. 따라서 노면으로부터 전달 되는 진동을 적절하게 절연시키는 것은 상용차의 승차성능 향상과 더불어 조종성 향상에도 기여를 할 수 있으므로 그 중요성이 증대되고 있으며 최근 연구가 활발히 이루어지고 있다.

차량 동역학적 해석을 수행하는 방법은 크게 해석적인 모델(analytical model)을 개발하여 이용하는 방법<sup>(1~5)</sup>과 컴퓨터 모델(computational model)을 개발하여 이용하는 방법<sup>(6~8)</sup>으로 대별 할 수 있다. CAE 관련 기술이 하드웨어 적으로나 소프트웨어 적으로 급격히 발전됨에 따라 현재의 추세는 해석적인 모델을 구하는 대신에 차량을 필요한 만큼 상세히 표현할 수 있고 해를 용이하게

---

† 책임저자, 회원, 전북대학교 기계공학부  
메카트로닉스 연구센터  
E-mail : ohcy@moak.chonbuk.ac.kr  
TEL : (063)270-2377 FAX : (063)270-2388  
\* 대우자동차(주) 상용차사업부

---

구할 수 있는 컴퓨터 모델을 활용하는 기법이 보편화되고 있다. 하지만 대형트럭과 같은 상용차 분야에서는 여러 측면에서 승용차 분야에 비해 열악한 조건으로 인해 컴퓨터 모델을 개발하여 이용하는 방법의 활용에서 많이 뒤지고 있는 상황이다. 그러나 현재와 같이 소비자의 요구가 고급화되고, 다양하고, 기술의 발전 속도가 빠른 때에는, 특히 상용차와 같이 동일 차종에 대해 다양한 변종을 가지는 경우에는 더욱더 차량 개발 시간과 비용의 절감을 위하여 이 같은 기법을 활용한 동시공학적인 설계의 개념 도입은 필수라 할 수 있다.

승용차에 비해 대형 상용차는 차량의 지상고가 높고 중량이 많이 나감으로 해서 운전자의 안전을 먼저 고려한 후 실차시험 조건을 결정해야 하므로 다양한 조건의 실차시험을 수행하기가 사실상 어려운 경우가 많이 있다. 이러한 이유로 인하여 최근에 대형 상용차 분야에서 실차시험을 수행하는 대신 신뢰성 있는 컴퓨터 모델을 개발하여 모의시험을 통한 차량동역학 해석을 수행하는 연구가 활발하게 진행되고 있다.

본 연구에서는 범프와 같은 저주파 대변위 노면 가진 입력에 대한 대형트럭의 승차성능을 평가 할 수 있는 컴퓨터 모델을 ADAMS<sup>9)</sup>를 이용하여 개발한다. 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 직선 주행모에서 대형트럭이 범프를 통과하는 실차 주행시험을 수행한다. 실차 주행시험은 10kph, 20kph, 30kph, 40kph의 네 가지 차량 속도에서 실시한다. 실차 주행시험에서 범프 통과시 차량의 승차성능을 결정하는 주요 변수로 간주되는 캡 바닥면에서의 수직가속도를 측정한다. 측정된 가속도 값을 본 연구에서 개발하는 ADAMS 모델을 이용한 모의시험을 통해 구한 결과와 비교하여 본 연구에서 개발한 컴퓨터 모델을 검증하고자 한다. 실차시험을 통하여 검증된 전체 차량 컴퓨터 모델의 전륜 현가장치에 다관스프링과 테이퍼 판스프링을 사용한 두 경우에 대한 범프 통과 모의시험을 수행하여 다관스프링과 테이퍼 판스프링의 대변위 저주파 노면 입력에 대한 대형트럭의 승차성능을 비교한다.

## 2. 컴퓨터 모델의 개발

본 연구에서는 캡 시스템(cab system), 프레임

(frame), 데크(deck), 전륜 현가장치(front suspension system), 후륜 현가장치(rear suspension system), 조향계(steering system) 및 전륜 타이어(front tire)와 후륜 타이어(rear tire) 등으로 구성된 대형트럭의 범프 노면 통과시 승차성능을 평가하기 위한 컴퓨터 모델을 개발하였다. 컴퓨터 모델의 개발에는 범용 다물체 동역학 프로그램인 ADAMS를 이용하였다.

본 연구의 컴퓨터 모델 개발에 이용된 차량은 전륜 트레드(front tread)가 2050mm이고, 후륜 트레드가 1855mm이며, 전륜 휠 베이스(front wheelbase)가 3930mm이고, 후륜 휠 베이스가 1300mm인 대형트럭이다.

Fig. 1은 본 연구에 이용된 대형트럭 캡 시스템의 ADAMS 모델 개략도이다. 캡 시스템은 Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 코일스프링(coil spring)과 속 업소버(shock absorber)로 구성된 전·후 현가장치, 틸팅 장치(tilting system), 캡의 전방 현가장치와 프레임을 연결하여 주는 좌·우 로어 암(lower arm), 캡의 비틀림 운동과 굽힘 운동을 제어하기 위한 스테빌라이저 바(stabilizer bar)와 래터럴 바(lateral bar)로 구성되어 있다. 캡의 전·후 코일스프링은 ADAMS 선형스프링 요소를 이용하여 모델링하였고, 속 업소버는 단품시험을 통하여 구한 속도와 감쇠력 사이의 비선형적인 관계를 ADAMS 스플라인 함수(spline function)를 이용하여 모델링 하였다. 캡의 횡방향 운동(lateral motion)을 제어하는 스테빌라이저 바는 비틀림과 굽힘 강성을 고려하기 위하여 ADAMS 범 요소(beam element)를 이용하여 모델링하였고, 부싱은 단품시험을 통하여 구한 특성치를 ADAMS 부싱 요소(bushing element)에 대입하여 모델링 하였다. 그러나 차량이 범프를 통과하는 시험에서 틸팅 장치의 승차성능에 대한 영향은 작으므로 본 컴퓨터 모델에서 틸팅 장치는 고려하지 않았다.

프레임은 메인 프레임, 서브 프레임, 크로스 멤버와 기타 행운 파트(hang on parts) 등으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 프레임을 하나의 강체로 가정하여 모델링 하였다. 데크는 강체로 가정하였고, 덤프 메커니즘 위치에 고정조인트(fixed joint)를 이용하여 프레임과 연결하였다.

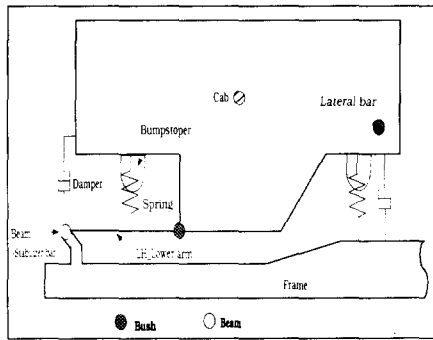


Fig. 1 A schematic diagram of the CAB system

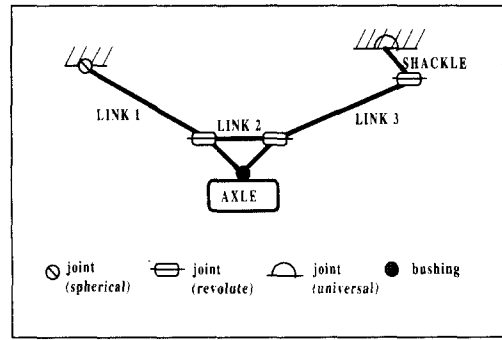


Fig. 2 A schematic diagram of the front chassis suspension system

Fig. 2는 전륜 현가장치의 ADAMS 모델 개략도이다. 전륜 현가장치는 Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 다관스프링(multi-leaf spring)과 셔클(shackle), 속 업소버 및 아이 빔(I-beam)으로 제작된 전륜 차축(front axle)으로 구성되었다. 전륜 현가장치에 사용한 여러 개의 관스프링을 겹친 형태를 가지는 다관스프링은 판간 마찰에 의하여 이력특성을 가지며 차량의 동 특성에 중요한 영향을 미치는 요소 중 하나이다. 다관스프링은 차량이 바운스(bounce)와 자운스(jounce) 운동을 할 때 휠이 움직이는 궤적을 정확하게 나타낼 수 있게 하기 위해서 3절 링크 치환 기법<sup>(10,11)</sup>을 이용하여 모델링 하였다. 링크 1은 구면 조인트(spherical joint)를 이용하여 프레임과 연결하였고, 센터 링크인 링크 2와는 회전 조인트(revolute joint)와 회전 스프링(rotational spring)으로 연결하였다. 링크 3은 센터 링크와는 회전 조인트와 회전 스프링으로 연결하였고 셔클과는 회전 조인트로 연결하였다. 셔클은 유니버설 조인트(universal joint)를 이용하여 프레임과 연결하였다. 전륜 차축은 부싱을 이용하여 Fig. 2에서 보여주는 형태로 센터 링크와 연결하였다. 판간 마찰에 의한 비선형 이력특성을 나타내는 다관스프링<sup>(7,12,13)</sup>의 힘과 변위의 관계는 단품상태에서 경특성과 동특성을 시험을 통해 구하였다. 이와 같이 단품 시험을 통해 구한 다관스프링의 힘과 변위의 관계는 하중부가(loading)와 하중제거(unloading)를 할 때 하중 조건에 따라 변하는 특성 선도의 기울기를 잘 나타낼 수 있도록 지수함수 형태로 모델링하였고, ADAMS 서브루틴(sub-routine)을 이용하

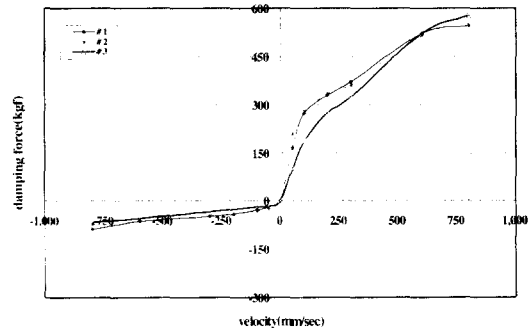


Fig. 3 Damping force of the front shock absorber

여 컴퓨터 모델에 포함시켰다. Fig. 3은 단품 시험을 통해 구한 속 업소버의 속도와 감쇠력 사이의 비선형적인 관계를 보여주는 그림이다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 단품 시험은 세 차례 수행하였으며, 세 차례 시험 결과를 평균하여 ADAMS 스플라인 함수를 이용하여 모델링 하였다.

Fig. 4는 후륜 현가장치의 ADAMS 모델 개략도이다. 후륜 현가장치는 Fig. 4에서 보여주는 바와 같이 다관스프링, 다관스프링이 장착되는 트러니언 브라켓(trunnion bracket), 후륜 전차축(rear forward axle), 후륜 후차축(rear reward axle) 및 차축을 링크계로 연결해주는 로어 토크 로드(lower torque rod), 어퍼 토크 로드(upper torque rod)로 구성되어 있다. 전륜 현가장치와는 달리 후륜 현가장치에서는 다관스프링을 2등분하고, 링크 1과 링크 2 사이에 제3의 링크로 더미 파트(dummy part)를 추가하여 3절 링크 치환 기법<sup>(10,11)</sup>을 이용하여 모델링 하였다. 그리고 트러니언 브라켓을 중심으로 다관스프링이 회전할 수 있도록 회전조

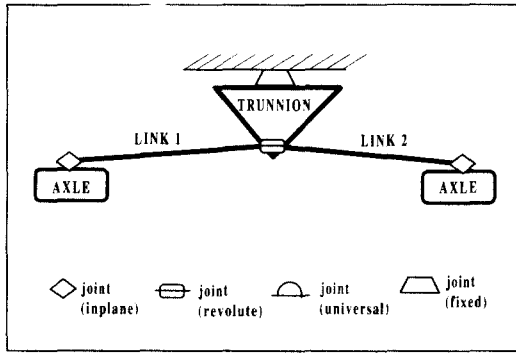


Fig. 4 A schematic diagram of the rear chassis suspension system

인트와 회전스프링을 이용하여 트러니언 브라켓과 다판스프링을 연결하였다. 다판스프링과 차축은 Z방향만 구속하는 인플레인 조인트(inplane joint)를 이용하여 연결하였다. 후륜 현가장치에 사용된 다판스프링도 진륜 현가장치의 다판스프링과 같은 방법으로 모델링 하였다.

범프 통과 시험에서는 차량을 등속으로 직진 주행시켜야 하는데, 실제 차량은 노면상태 등의 영향에 의해서 운전자가 조향휠을 잡고 있지 않으면 직진 주행이 이루어지지 않기 때문에, 운전자가 조향휠이 움직이지 않도록 구속하여 직진 주행이 되도록 하였다. 따라서 컴퓨터 모델을 이용한 범프를 통과하는 모의시험에서도 위와 같은 상황을 똑같이 재현하기 위하여 차량의 조향계를 모델링하고, 드롭 암(drop arm)과 프레임을 연결한 회전 조인트에 ADAMS 모션(motion)을 이용하여 조향휠에 각변위가 생기지 않도록 구속하였다. 조향계는 드롭 암, 드래그 링크, 너클(knuckle), 타이로드, 타이로드 암 등으로 구성되어 있다. 회전 조인트를 이용하여 드롭 암을 프레임과 연결하였고, 드롭 암과 드래그 링크는 유니버설 조인트로 연결하였다. 타이로드와 타이로드 암은 유니버설 조인트와 구면 조인트를 이용하여 연결하였다.

범프 통과 승차성능 해석에 필요한 타이어와 노면 사이에서 발생하는 수직방향 힘, 종 방향 힘, 횡방향 힘, 롤링 저항 모멘트, 얼라이닝 모멘트를 계산하는데, 타이어 접지면적(contact patch or footprint)이 직사각형이며, 접지면적에 걸쳐서 균등하게 압력이 분포하는 것으로 가정 하에서 개발된 Fiala 타이어 모델<sup>9)</sup>을 이용하였다.

### 3. 개발된 컴퓨터 모델의 검증

본 연구에서 개발한 대형트럭 승차성능 평가를 위한 컴퓨터 모델의 신뢰성을 평가하기 위하여, 실차시험을 수행하였다. 즉, 범프를 통과하는 실차시험을 수행하여 캡 바닥면의 수직가속도를 측정하여 동일한 위치에서 모의시험을 통해 얻은 수직가속도와 비교하여 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하였다. 실차시험은 등속으로 주행하여 차량의 양바퀴가 범프를 동시에 통과하는 시험이었다. 차량의 직진 주행을 보장하기 위하여 조향휠은 고정된 상태에서 주행을 하였고, 차량의 하중조건은 공차상태로 하였다. 실차 주행시험은 10km/h, 20km/h, 30km/h, 40km/h의 네 가지 속도로 수행하였으며, 각 속도의 경우에 대해 3회씩 실시하였다.

현재 대형 상용차 범프 통과 시험에 관한 규정은 제정되어 있지 않으므로, 범프의 폭, 높이 및 높이가 등과 같은 형상도 아직 법규로 정하여지지 않았다. 그래서 본 연구에서는 Fig. 5에서 보여주는 바와 같은 형상을 가지는 현재 상용차 승차성능 평가에 통상적으로 이용하는 높이 60mm이고 폭은 550mm인 범프를 제작하여 실차 주행시험에 사용하였다.

Fig. 6~Fig. 9는 각각의 속도에 대한 실차시험과 컴퓨터 모델을 이용한 모의시험으로부터 얻은 캡 바닥면에서의 수직가속도를 비교한 그림이다. 이 그림들에서 첫 번째 피크는 범프와 충돌하여 진륜 현가장치가 자운스 되면서 캡에 전달되는 최고 가속도 값이다. 그리고 이어지는 두 번째 피크는 일차 자운스 운동 후에 차량이 리바운드 되면서 캡에 전달되는 최고 가속도이다.

본 연구에서 이용한 대형 상용차의 경우는 차량의 지상고가 높고 중량이 많이 나감으로 해서 승용차의 경우와는 달리 실제 범프 통과 주행시험을 수행해 본 결과 20kph 정도에서도 차량의 바퀴가 범프 노면으로부터 이탈하는 현상을 보였으며, 40kph 속도의 경우에는 상당히 위험하다는 것을 느낄 정도로 차량이 심하게 진동하는 매우 열악한 시험 조건임을 확인할 수 있었다.

Fig. 6~Fig. 9가 보여주는 바와 같이 실차 주행시험으로부터 측정한 캡 바닥면에서의 가속도의 경향을 컴퓨터 모델이 상당히 정확하게 예상하고 있음을 알 수 있다. 특히 20, 30, 40kph 속도 경

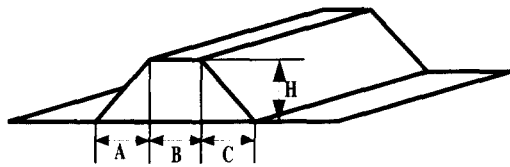


Fig. 5 Bump dimension(A=200mm, B=150mm, C=200mm, H=60mm)

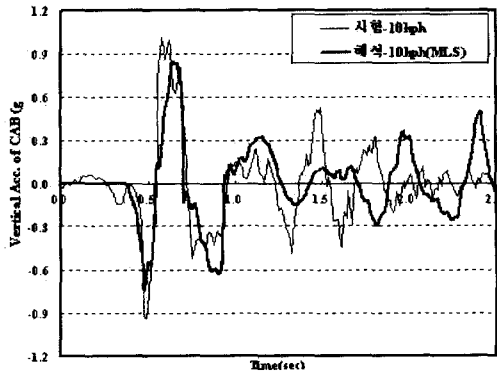


Fig. 6 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=10km/h)

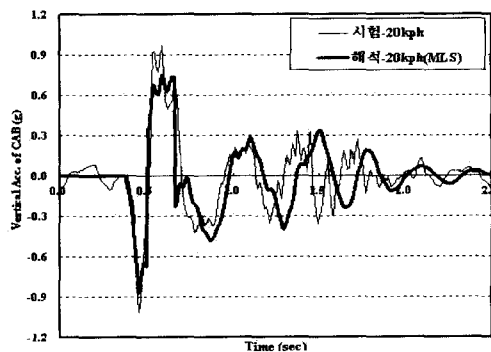


Fig. 7 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=20km/h)

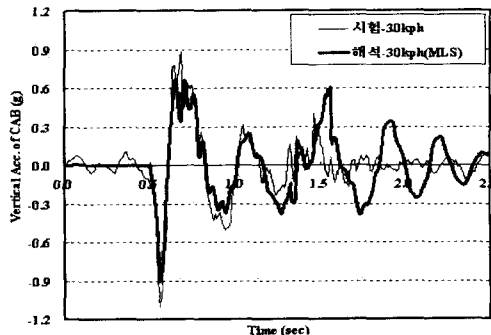


Fig. 8 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=30km/h)

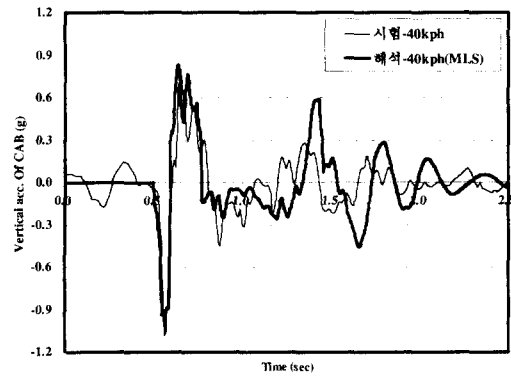


Fig. 9 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=40km/h)

우의 두 번째 피크 부근에서 보여주는 타이어가 범프 노면과 접지 되지 않고 이탈되는 불안정한 상황에 의해 기인되는 것으로 생각되는 고주파의 가속도 시그널이 발생하는 것까지도 컴퓨터 모델이 실차시험의 결과를 상당히 유사하게 예측하고 있음을 확인할 수 있다.

60mm 범프를 통과하는 실차시험의 첫 번째 피크에서 캡에 전달되는 가속도는 0.91g~1.1g 이었으며, 컴퓨터 모델을 통한 모의시험 결과는 0.85g~0.96g 이었다. 압축에 대한 반발력으로 발생하는 인장력에 의해서 캡에 전달되는 가속도를 보여주는 두 번째 피크에서 캡에 전달되는 가속도는 실차시험의 경우는 0.76g~1.01g 이었으며, 컴퓨터 모델을 이용한 모의시험의 경우는 0.73g~1.07g 이었다. Table 1은 실차시험과 모의시험에서 첫 번째 피크와 두 번째 피크에서의 가속도 크기와 오차를 각 시험속도 별로 정리한 것이며, 오차항은 다음 식 (1)을 이용하여 계산하였다.

$$ERROR(\%) = \frac{(SIM. - TEST)}{TEST} \times 100 \quad (1)$$

Table 1이 보여주는 바와 같이 컴퓨터 모델을 이용한 모의시험으로부터 얻은 첫 번째와 두 번째 피크 가속도 값이 모든 시험속도에서 실차시험 결과를 20%이내의 오차로 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 개발한 컴퓨터모델은 범프 시험과 같은 상대적으로 큰 변위를 가지는 저주파 진동 모드에서 대형트럭의 승차성능을 예측하기 위한 상당히 신뢰성이 높은 모델임을 알 수 있다.

**Table 1** Comparison of test simulation results of double wheel bumpy ride test

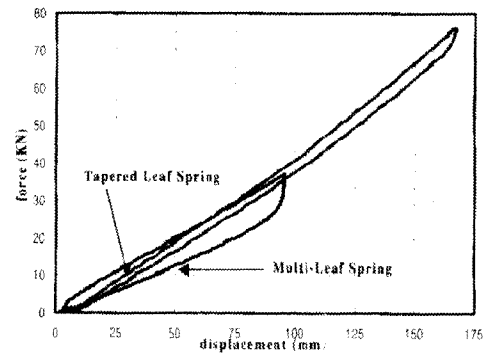
speed(km/h)		CAB vertical acc.(g)		ERROR (%)
		TEST RESULT	SIM. RESULT	
10	1st compression	0.939	0.929	-1.06
	1st tension	1.011	1.075	6.33
20	1st compression	1.011	0.853	15.63
	1st tension	0.913	0.734	-19.61
30	1st compression	1.098	0.879	-19.95
	1st tension	0.774	0.656	-15.25
40	1st compression	1.084	0.963	-11.16
	1st tension	0.764	0.731	-4.32

4. 다판스프링과 테이퍼 판스프링을 장착한 대형트럭의 승차성능 비교

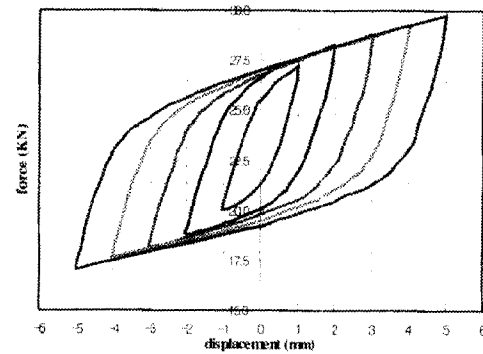
현재 대형 상용차 대부분의 현가장치에 사용되고 있는 다판스프링은 차량의 성능과 중량 측면에서 많은 개선의 여지를 가지고 있으므로 근래에는 다판스프링 대신 테이퍼 판스프링을 적용하는 것에 관한 연구가 많이 수행되고 있다. 본 전에서는 앞 질에서 검증된 본 연구를 통해 개발된 컴퓨터 모델을 이용하여 전륜 현가장치에 다판스프링을 장착한 차량과 테이퍼 판스프링을 장착한 차량이 bumps를 통과하는 경우 승차성능을 비교해 보고자 한다. 따라서 두 경우에 사용된 컴퓨터 모델은 모든 부분은 동일하게 하고, 단지 전륜 현가장치에 다판스프링을 사용하는 것과 테이퍼 판스프링을 사용하는 것만을 달리 하였다.

Fig. 10은 정적시험을 통하여 구한 다판스프링과 테이퍼 판스프링의 이력특성을 보여주는 하중-변위 선도이다. 정적시험은 공차 상태의 하중조건에서 0.1Hz의 사다리꼴형태의 하중을 가하여 수행하였다. 이 그림으로부터 본 연구에 사용된 테이퍼 판스프링은 다판스프링 보다 22% 정도 큰 설계기준 스프링 상수를 가지고 있음을 알 수 있다. 그러나 이력곡선의 면적에 의해 계산되는 감쇄량은 다판스프링이 테이퍼 판스프링에 비해 월등히 크다는 것을 알 수 있다.

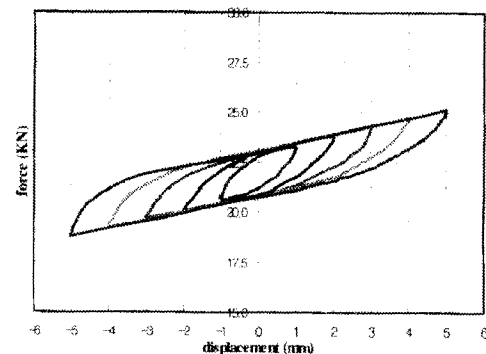
동적인 상태에서 이력특성을 구하기 위한 시험은 적차 상태의 하중조건에서  $\pm 1, \pm 2, \pm 3, \pm 4, \pm 5$ mm의 가진 진폭과 1, 3, 5Hz의 가진 주파수를 가지는 정현파를 가진 입력하여 수행하였다.



**Fig. 10** Static force-displacement characteristics of the multi-leaf spring and tapered leaf spring



**Fig. 11** Dynamic force-displacement characteristics of the multi-leaf spring



**Fig. 12** Dynamic force-displacement characteristics of the tapered leaf spring

동특성 시험결과 동 스프링 상수는 가진 주파수에는 큰 영향을 받지 않았으나, 가진 진폭에는 민감하게 변화하였다.<sup>(8)</sup> Fig. 11과 Fig. 12는 동 특성 시험 중에서 1Hz의 주파수와  $\pm 1 \sim \pm 5$ mm 진

폭을 가지는 경우의 시험결과를 보여준다. 이 그림들에서 보여주는 바와 같이 동적인 상태에서는 같은 진폭과 주파수에서 다판스프링은 테이퍼 판스프링에 비해 큰 스프링 상수 값을 가짐을 알 수 있다. 그러나 감쇄량 측면에서는 정적인 상태와 같이 동적인 상태에서도 모든 가진 진폭의 경우에서 테이퍼 판스프링은 다판스프링에 비해 작은 구조적인 감쇄를 가지고 있음을 알 수 있다.

테이퍼 판스프링은 다판스프링과 동일하게 정적인 상태에서는 Fig. 10과 같은 특성을, 동적인 상태에서는 Fig. 11과 Fig. 12와 같은 특성을 잘 나타낼 수 있도록 지수함수를 이용하여 모델링하였다.

Fig. 13~Fig. 16은 각각 다판스프링과 테이퍼 판스프링을 적용한 컴퓨터 모델을 이용하여 범프 통과 모의시험을 수행한 결과를 비교한 것이다. 일반적으로 테이퍼 판스프링이 다판스프링에 비해 좀 더 좋은 승차성능을 보여준다고 한다. 그러나 이 그림들이 보여주는 바와 같이 전륜 휠에 범프와 같은 대변위 저주파의 외란이 가해지는 경우에는 전륜 현가장치에 다판스프링을 장착한 차량과 테이퍼 판스프링을 장착한 차량의 캡의 수직 가속도의 반응에 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 이것은 범프 통과시험과 같은 대변위 저주파 운동에서는 Fig. 10~Fig. 12에서 보여주는 바와 같이 다판스프링과 테이퍼 판스프링 사이의 동강성 차이가 작아지기 때문에 다판스프링과 테이퍼 판스프링의 승차성능의 차이가 작아지게 되는 것이다.

그러나 일반적인 도로를 고속으로 주행하는 것과 같은 저변위 고주파의 외란이 가해지는 것과 같은 운동상태에서는 테이퍼 판스프링의 동강성이 다판스프링의 동강성에 비하여 현저하게 작아지기 때문에 승차감 측면에서 테이퍼 판스프링이 유리할 것으로 예측된다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 범프와 같은 저주파 대변위의 외란이 가해지는 경우 대형트럭의 승차성능을 평가하기 위한 컴퓨터 모델을 ADAMS를 이용하여 개발하였다. 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 등속으로 높이가 60mm이고 폭이 550mm인 범프를 양쪽 바퀴가 동시에 통과하는

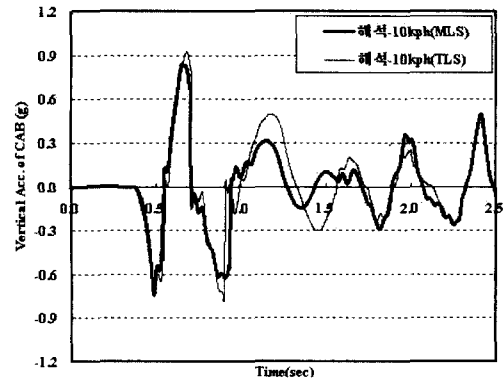


Fig. 13 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=10km/h)

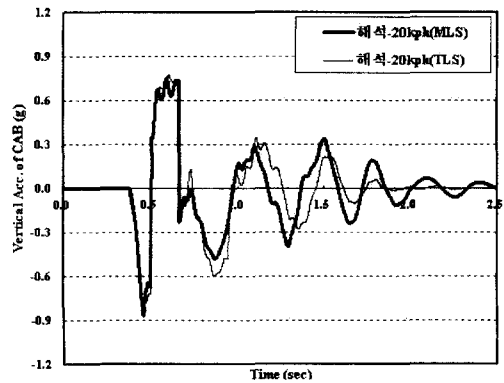


Fig. 14 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=20km/h)

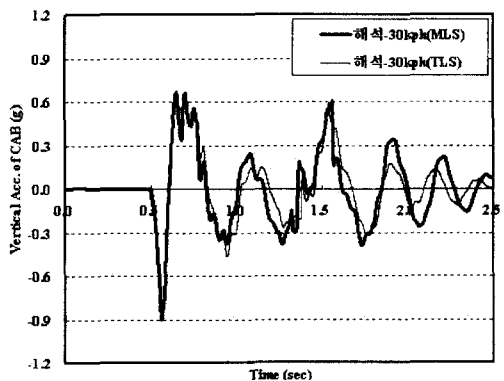


Fig. 15 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=30km/h)

실차시험을 수행하였다. 실차 주행시험은 각각 10kph, 20kph, 30kph, 40kph의 네 가지 속도로 수

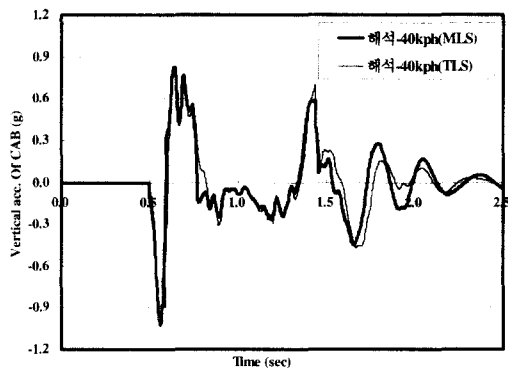


Fig. 16 CAB vertical acceleration in double wheel bumpy ride (V=40km/h)

행하였으며, 캡 바닥면에서의 수직가속도를 측정하였다. 실차 주행시험으로부터 측정된 캡 바닥면에서의 가속도의 경향을 컴퓨터 모델이 상당히 정확하게 예측하였으며, 20kph 이상의 주행속도에서 타이어가 범프 노면으로부터 이탈됨으로 인해 기인되는 두 번째 피크 부근에서의 고주파 모드까지도 상당히 유사하게 예측하였다. 그리고 첫 번째와 두 번째 피크 가속도 값이 실차시험 결과를 20%이내의 오차로 잘 예측 할 수 있는 신뢰성이 있는 모델임을 검증하였다. 이 같이 검증된 컴퓨터 모델을 이용하여 전륜 현가장치에 다판스프링과 테이퍼 판스프링을 장착한 경우에 범프 통과와 같은 저주파 대변위의 외란에 대해서는 다판스프링과 테이퍼 판스프링의 동강성 차이가 작아짐으로 해서 승차성능의 차이가 거의 없음을 보여주었다.

참고문헌

(1) Clark, D.C., 1962, "A Preliminary Investigation into the Dynamic Behavior of Vehicles and Highways," SAE Trans., Vol. 70, pp. 447~455.  
 (2) 문홍기, 1995, "차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석," 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제4호, pp. 126~138.  
 (3) 김재용, 배대성, 한창수, 이상호, 1994, "구속

된 다물체 시스템을 위한 기하학적 운동구속론," 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제4호, pp. 80~90.  
 (4) 조선희, 이건우, 박종근, 조병관, 송성재, 한국진, 1988, "노면가진에 의한 차체의 동적 거동에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제12권 제3호, pp. 419~425.  
 (5) 박종용, 김원석, 지성철, 이장무, 엄영하, 김중희, 1988, "자동차 스프링 시스템의 진동에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제12권 제6호, pp. 1450~1461.  
 (6) Haug, E.J., 1985, "Computer Aided Kinematic and Dynamics of Mechanical System," University of Iowa.  
 (7) Rao, A.K. and Giannopoulos, F., 1981, "Dynamic Loads on Suspension Components Using Mechanism Programs," SAE Paper 811307.  
 (8) 문일동, 권혁조, 오재윤, 2000, "대형 트럭의 선회 주행특성 해석을 위한 컴퓨터 모델의 개발," 한국자동차공학회논문집, 제8권, 제4호, pp. 121~129.  
 (9) M.D.I, 1994, "ADAMS user's manual," Mechanical dynamic Inc.  
 (10) HAMANO, T., 1995, "Characteristic of Hysteresis Curve of the Leaf Spring," ISUZU Advanced Engineering Center Ltd, Japan, SAE 9530751.  
 (11) SAE, 1989, "Spring Design Manual," ISBN 0898837774, SAE.  
 (12) Francher, P.S., Ervin, R.D., MacAdam, C.C. and Winkler, C.B., 1980, "Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs," Highway Safety Research Institute, The Univ. of Michigan, SAE 800905.  
 (13) Zhou, J., 1988, "Ride Simulation of a Nonlinear Tractor-Trailer Combination Using the Improved Statistical Linearisation Technique," Vehicle System Dynamics, Vol. 5, pp. 149~166.