

상용차량용 판스프링의 이력특성 구현

문 원 기¹⁾ · 송 철 기²⁾

경상대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · 경상대학교 기계항공공학부 공학연구원²⁾

Hysteretic Characteristics of Leaf Springs in Commercial Vehicles

Won Ki Moon¹⁾ · Chul Ki Song^{*2)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

²⁾School of Mechanica and Aerospace Engineering, ERI, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

(Received 11 June 2007 / Accepted 18 September 2007)

Abstract : Multi-leaf springs are widely used for a major suspension component in many commercial vehicles. The modeling technique of multi-leaf springs is one of the most difficult problems in suspension modeling as the elements have complicated nonlinear characteristics such as a hysteresis behavior due to the friction. In this paper, hysteretic characteristics with the static and dynamic test are modeled and are simulated with three links and joints in MSC.ADAMS. Simulation results showed good agreements with test results. Using this methodology, it is expected that dynamic characteristics of suspension system with multi-leaf spring can be more accurately evaluated in vehicle dynamics.

Key words : Multi-leaf spring(다판스프링), Dynamic spring rate(동적 스프링 상수), Hysteretic characteristics(이력 특성), MSC.ADAMS(아담스), MATLAB(매트랩)

1. 서 론

경제가 활성화되고 산업이 발전함에 따라 상용차량의 고성능화가 요구되고 이에 따라 차량의 동특성을 향상시키기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 이러한 상용차량의 동특성 향상에 관한 연구는 일반적으로 실제 차량을 제작한 후 운전자가 직접 주행테스트하며 평가함으로써(subjective test) 성능을 개선한다. 하지만 상용차량의 성능을 평가하기 위한 실제 실험은 많은 비용과 시간이 소요될 뿐만 아니라 운전자의 능력에 따라 결과가 다르므로, 실제 차량 테스트 결과에 대한 신뢰성이 떨어질 수 있다. 더욱이 일반승용차에 비해 상용차량은 무게가 많이 나가고 지상고가 높아 운전자의 안전을 먼저

고려한 후 이에 맞는 조건으로 테스트를 하여야 하므로, 많은 제약이 따르고 다양한 조건의 테스트를 수행하기가 어렵다. 이러한 이유로 실제 차량을 제작한 테스트 횟수를 줄이고 신뢰성을 높이기 위한 방안으로 컴퓨터 모델을 이용한 모의 테스트가 연구되고 있다.¹⁻³⁾

대형트럭은 대부분 경제성을 고려하여 다판스프링이 장착되어 있다. Fig. 1은 일반적인 다판스프링의 모양이다. 스프링강을 띠 모양으로 성형시킨 스프링 판을 굽혀 몇 장을 포개고 이것을 센터 볼트(center bolt)로 고정하여 전후 방향의 움직임을 없이 하고 U 볼트로 좌우 방향의 움직임을 멎추게 하고 있다. 메인 스프링이라고 하는 가장 긴 스프링 판의 양끝을 둥글게 말아 스프링 아이(spring eye)를 만들고 여기에 부시(bush)를 넣어 판에 의해 차체에 부착

*Corresponding author, E-mail: cksong@gnu.kr

시킨다. 이 편 중심간 거리를 스판(span), 스프링의 처짐을 캠버(camber)라고 한다. 스프링의 한 끝은 편 고정으로 프레임에 부착하였으며, 다른 한쪽 끝은 편으로, 다른 끝은 스판의 변화에 대응될 수 있도록 새클(shackle)을 통해 장착시킨다.⁴⁾

다판스프링은 다른 현가장치와 비교하여 구조가 간단하고, 작동에 필요한 설치 높이가 낮아도 되는 장점이 있다. 또 판간 마찰(inter-leaf friction)로 스프링의 진동을 빨리 감쇠시킬 수 있는 이점이 있으나 이 마찰로 인하여 이력특성(hysteretic characteristics)이 나타난다.⁵⁾

일반적으로 코일 스프링의 변위와 하중 관계는 선형 특성을 보이지만, 다판스프링의 변위와 하중 관계는 비선형 특성을 보이며 차량의 안정성이나 승차감 등 동특성에 주요한 영향을 미친다. 따라서 다판스프링을 장착한 차량의 컴퓨터 시뮬레이션의 결과의 정확성을 높이기 위해서는 이력특성의 재현이 상당히 중요한 문제가 된다.

P. Jayakumar⁶⁾는 MSC.ADAMS를 이용하여 다판스프링을 3-link 또는 beam 모델로 제안하였다. 3-link는 구조가 간단하고 적은 자유도를 가지며 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있는 반면, beam 모델이 최근의 방법으로 자유도가 너무 많고 비선형으로 이용 가치가 적다. SAE spring design manual을 이용하여 다판스프링을 모델링하고 실험 데이터와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 하지만 특정 차량에 장착시 주행저항 위주의 결과를 나타내고 있어 다판스프링 자체의 고유 특성을 검증하지는 않았다.

김동우,⁷⁾ 염영진,⁸⁾ 문일동⁹⁾은 테스트를 통하여 다판스프링의 이력 특성을 분석한 후 이력 선도를 재현할 수 있는 모델링 기법을 제시하고 있다. 그 방법으로 다판스프링을 유한요소모델(finite element model)로 개발하여 실제 테스트 한 것과 해석결과를 비교하여 유사하게 나타남을 확인하는 것이다. 하지만 이 방법은 여러 프로그램들을 함께 사용하여 복잡하고 많은 시간이 소모된다. 또 문일동의 다른 논문에서는¹⁰⁾ 실험을 통하여 나타난 이력특성을 범용 동역학 프로그램인 MSC.ADAMS를 사용하여 3 절 링크로 모델링하였으나 이 또한 다판스프링 자체의 이력특성의 정확한 검증을 다루지 못하였다.

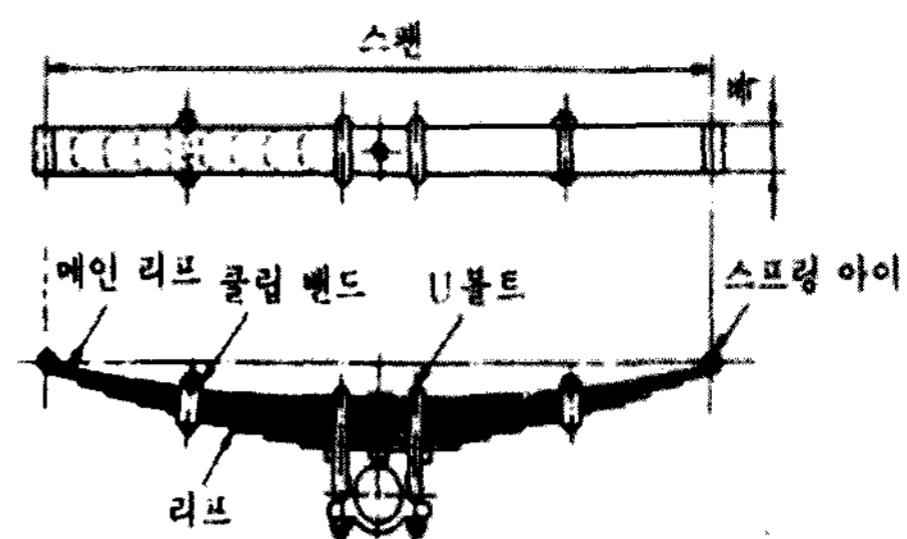


Fig. 1 The schematic diagram of a leaf spring⁴⁾

따라서 본 논문에서는 다판스프링을 3절 링크로 치환하여 이력특성을 바르게 재현하는 모델링을 함으로써, 다판스프링이 장착된 차량의 동특성 해석이 보다 용이하도록 하였다. 3절 링크를 이용한 MSC.ADAMS 해석으로 정적 특성뿐 아니라 동적 특성의 이력현상을 구현하고 이를 실험결과와 비교, 검증하고자 한다.

2. 다판스프링의 특성

다판스프링의 특성시험은 동적 강성을 구하고 이력 특성을 파악하기 위하여 타 연구의 시험결과를 활용하였다.¹⁰⁾ 다판스프링의 테스트 장치는 Fig. 2와 같다.

Fig. 2에서와 같이 지그(jig)로서 다판스프링을 시험기에 고정하고 액츄에이터로 다판스프링의 가운데에 힘을 가한다. 다판스프링은 중앙부를 묶어놓은 상태로 고정시켜 놓고 시험을 수행한다. 정적 실험은 무하중 상태에서 가진 속도 1~2 mm/s, 입력파형은 사다리꼴 파형, 가진 변위는 0~95.4 mm의 시험

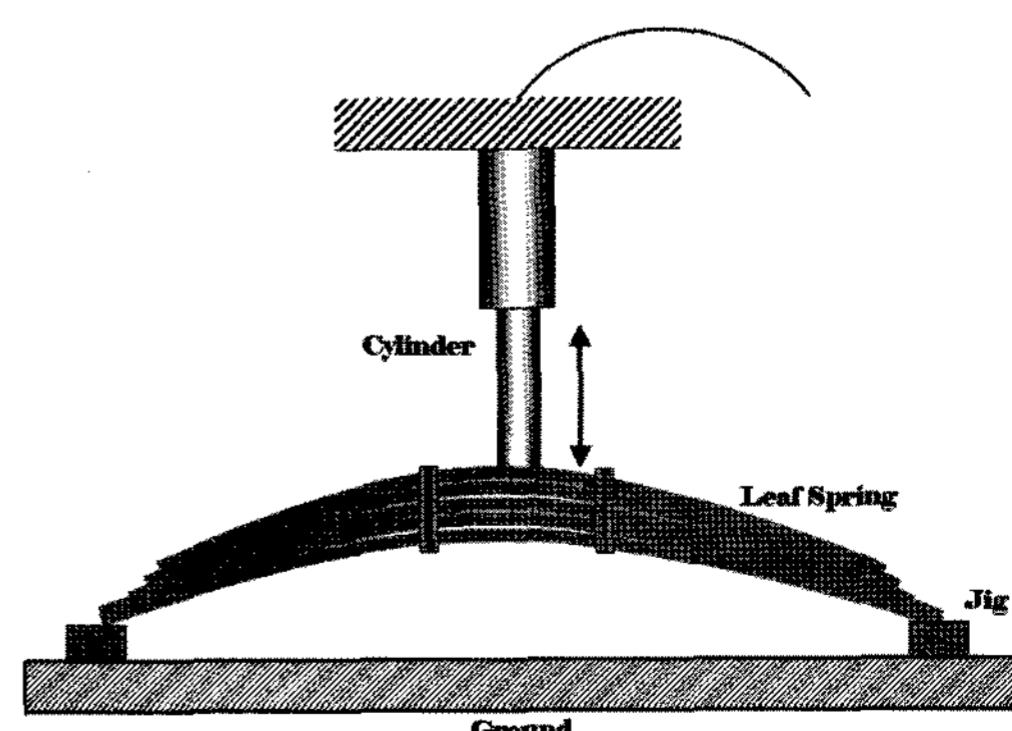


Fig. 2 The schematic diagram of a test equipment for a leaf spring

조건으로 다판스프링에 힘을 가한다. 동적 실험은 다양한 진폭이 입력될 때, 다판스프링이 어떤 동특성을 갖는지 알아보기 위하여 초기 위치는 차량이 적차 상태, 입력 파형은 사인 파형, 진폭은 2~5 mm로 변경시켜 가며 힘을 가한다. 정적 실험 결과와 동적 실험 결과는 Fig. 3과 Fig. 4와 같다.¹⁰⁾

Fig. 5는 이력특성의 일반적인 모양을 나타낸 것이다. 비선형 구간인 “BC”, “EF”는 과도 구간(transition area)으로 이력특성이 결정되어진다. 기울기 “GB”는 정적 스프링상수(static spring rate) 혹은 공칭 스프링 상수로 정의되고, 대각 스프링 상수(diagonal spring rate)라고 하는 “BE”기울기는 동적 스프링 상수(dynamic spring rate)로 정의된다. “D”점과 “G”점의 하중 차이를 판간 마찰력(2F)이라 한다.¹¹⁾ 자폐선으로 둘러싸인 면적은 하중을 가하고

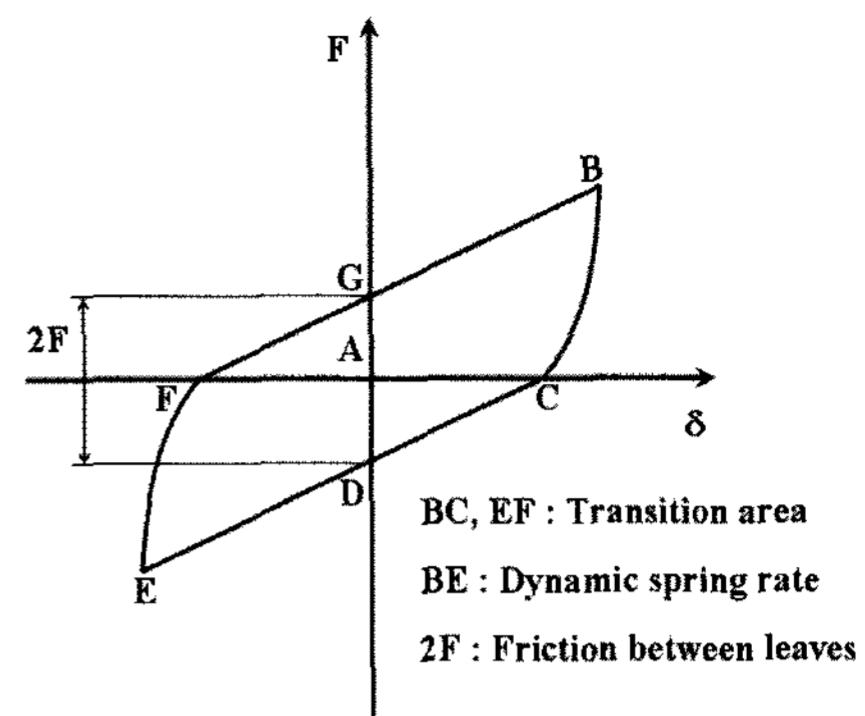


Fig. 5 The load-displacement diagram of a leaf spring

제거하는 1주기 동안에 손실되는 에너지와 같다. 식 (1)에서 이력감쇠상수를 구할 수 있다.

$$\Delta W = \pi h X^2 \quad (1)$$

여기서 ΔW 는 가해진 일이고 h 는 이력 감쇠 상수, X 는 진폭이다.¹²⁾

Fig. 3, Fig. 4를 통하여 정적 스프링 상수는 $3.97 \times 10^5 \text{ N/m}$ 이고, 판간 마찰력은 2.6 kN이다. 가진 주파수가 일정할 때 진폭이 2~5 mm로 증가함에 따라 동적 스프링상수는 $2.45 \times 10^6 \text{ N/m}$, $1.75 \times 10^6 \text{ N/m}$, $1.44 \times 10^6 \text{ N/m}$, $1.25 \times 10^6 \text{ N/m}$ 로 감소함을 알 수 있었다.

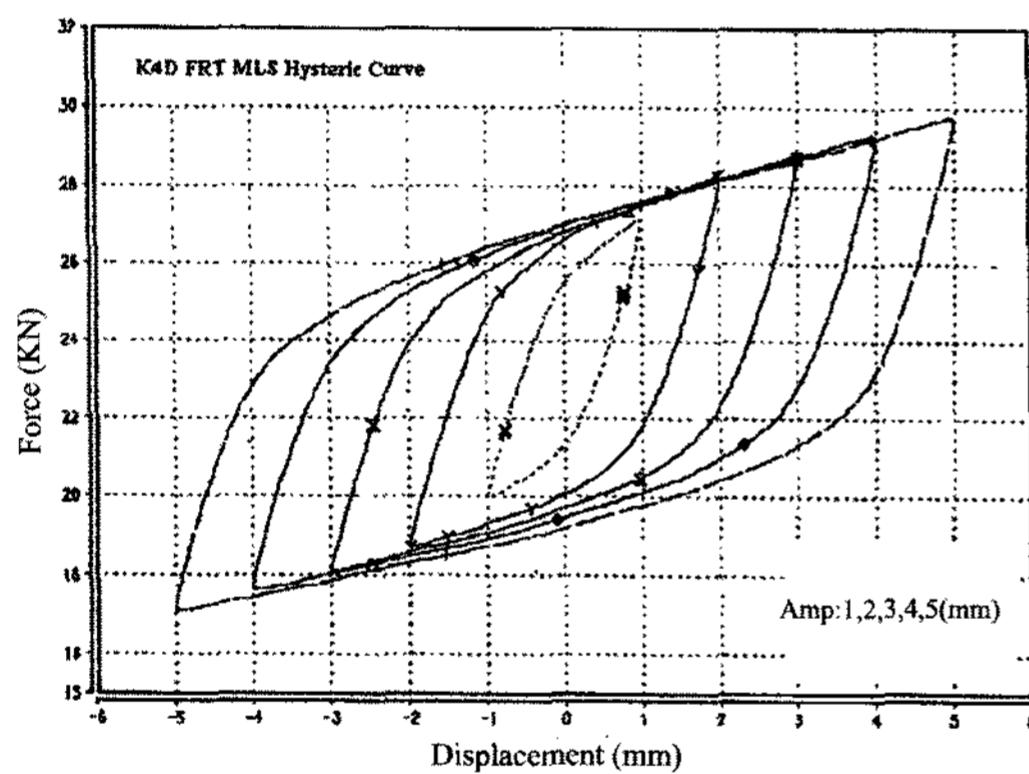


Fig. 3 The load-deflection characteristic of a leaf spring under static loading condition¹⁰⁾

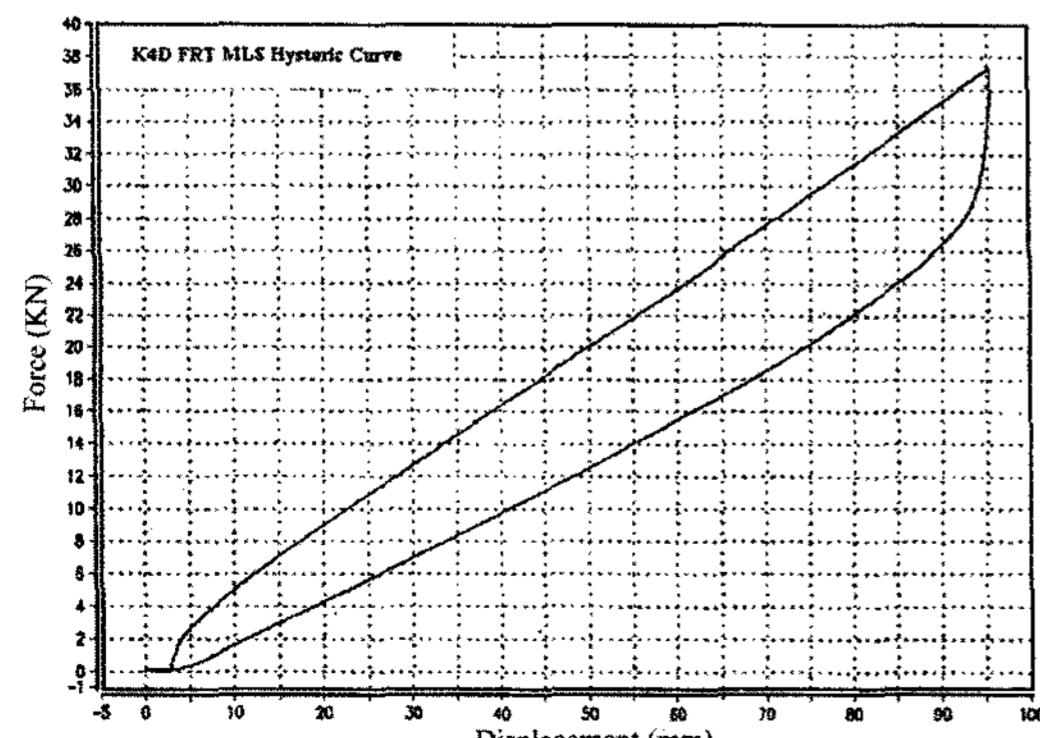


Fig. 4 The load-deflection characteristic of a leaf spring under dynamic loading condition¹⁰⁾

3. 다판스프링의 모델링

Fig. 6은 3절 링크로 치환한 다판스프링의 개략적인 모델링이다. 가운데 링크를 중심으로 양 옆의 링크는 각각 P점과 Q점을 중심으로 회전한다. 이와 같은 기하학적인 관계로부터 다음의 관계가 성립한다.

$$\Delta\theta = \theta - \sin^{-1} \left(\sin\theta - \frac{D}{R} \right) \quad (2)$$

여기서 R 은 회전 링크의 길이, D 는 축하중에 따른 상하 변위량, θ 는 초기 장착각, $\Delta\theta$ 는 축하중에 따른 각변형량이다. 점 P 에 작용하는 모멘트는 다음과 같다.

$$M_P = \frac{F}{2} R \cos\theta = K_t \Delta\theta \quad (3)$$

여기서 M_P 는 점 P 에 작용하는 모멘트, K_t 는 비틀림 스프링상수, F 는 축하중을 의미한다.

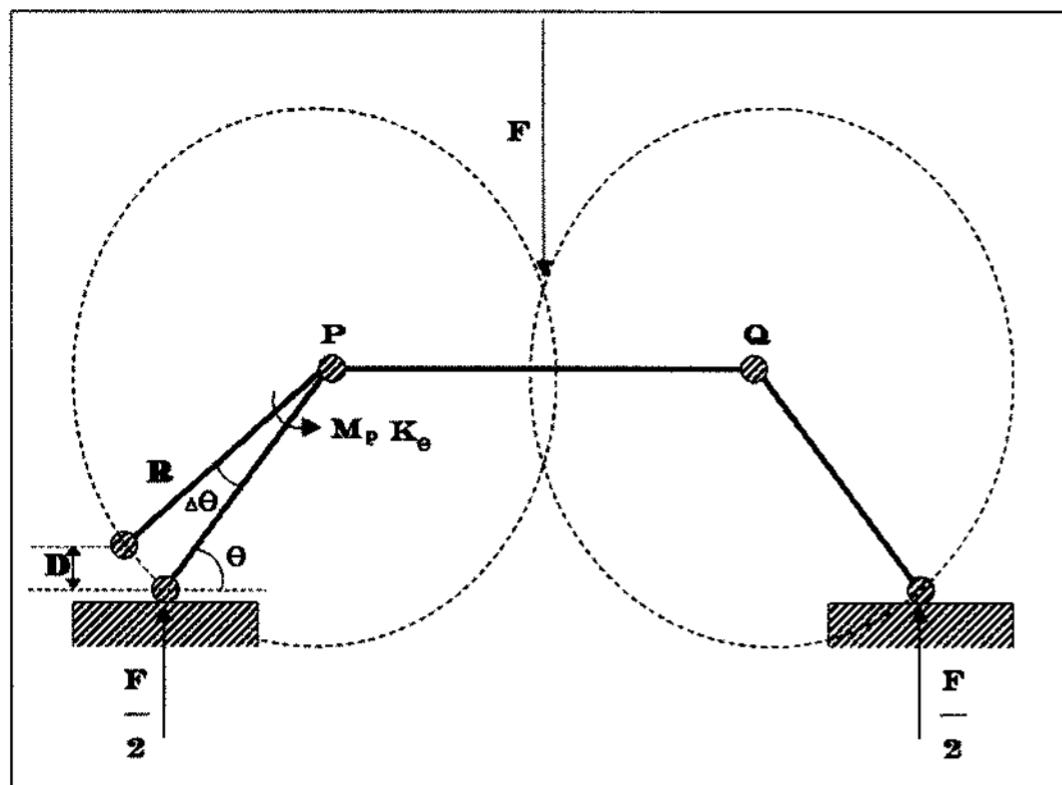


Fig. 6 The schematic diagram for static analysis of a leaf spring under clamped condition

3.1 3절 링크의 등가 비틀림 강성

정적 시험결과(Fig. 3)에서 보여주는 바와 같이 다판스프링의 공칭 스프링 상수는 $3.97 \times 10^5 \text{ N/m}$ 이다. 이 공칭 스프링 상수는 변위와 힘이 선형 관계인 설계 기준에서 제시하는 스프링 상수를 의미한다. 공칭스프링 상수와 다판스프링에 가해지는 축하중을 알고 있으므로 식 (2)의 상하 변위량 D 를 구할 수 있다. Fig. 7은 식 (2)의 초기 장착각과 축하중에 따른 각변형량을 나타낸 그림이다.

초기 장착각 θ 가 약 25° (판스프링의 휘어진 각도 측정)에서 $\Delta\theta$ 가 약 5.2° 의 값을 가짐으로써 실제 차량에서의 각변위와 유사하다고 가정하여, 초기 각도 θ 는 25° 로 두고 Fig. 8의 MATLAB 파일을 이용

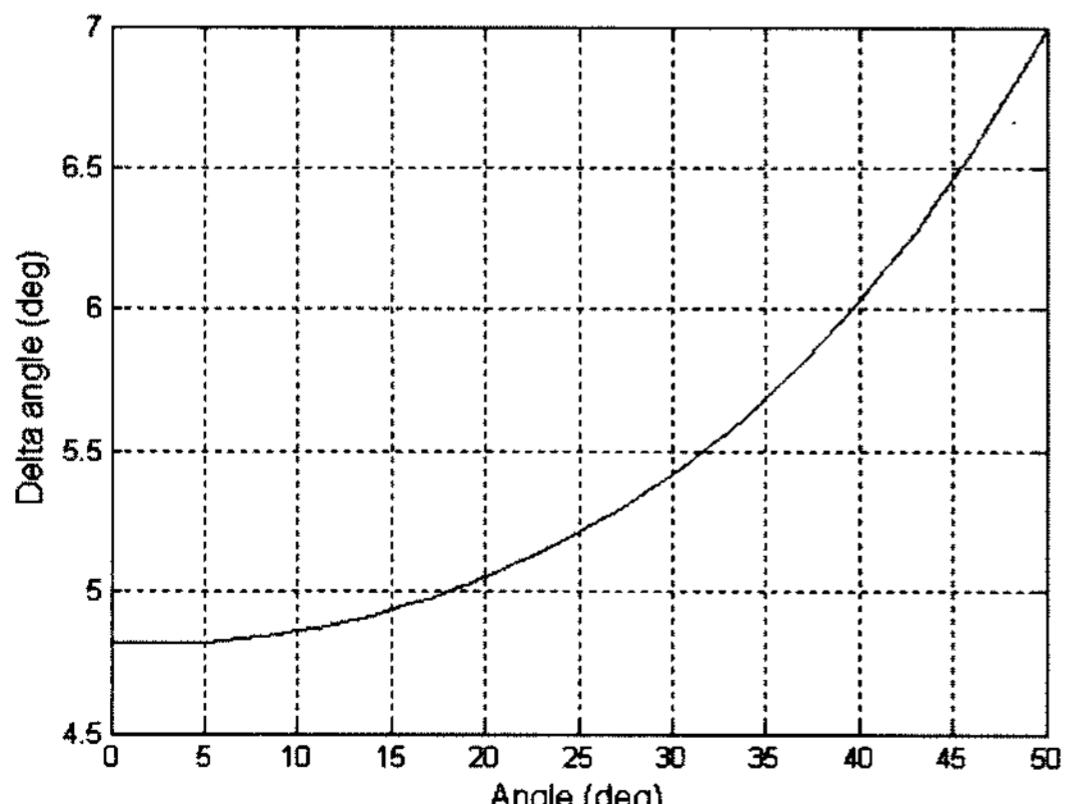


Fig. 7 The initial deflection angle(θ) and the delta deflection angle($\Delta\theta$)

```

C:\MATLAB6p5\work\suspension.m
File Edit View Text Debug Breakpoints Web Window Help
theta1=25*pi/180; % initial angle : 25 deg
F1=4908/2*9.81; % under unload condition [Newton]
d1=F1 / (35700/0.09) % initial deflection [m] using
% experimental data
del_theta1 = theta1 - asin(sin(theta1) - d1/r );
del_theta1_deg = del_theta1 *180/pi % initial delta angle [deg]
% under unload condition
k_t = F1*r*cos(theta1)/(2*del_theta1 ) % the equivalent torsional
% stiffness k_t

```

Fig. 8 The MATLAB file of torsion spring rate

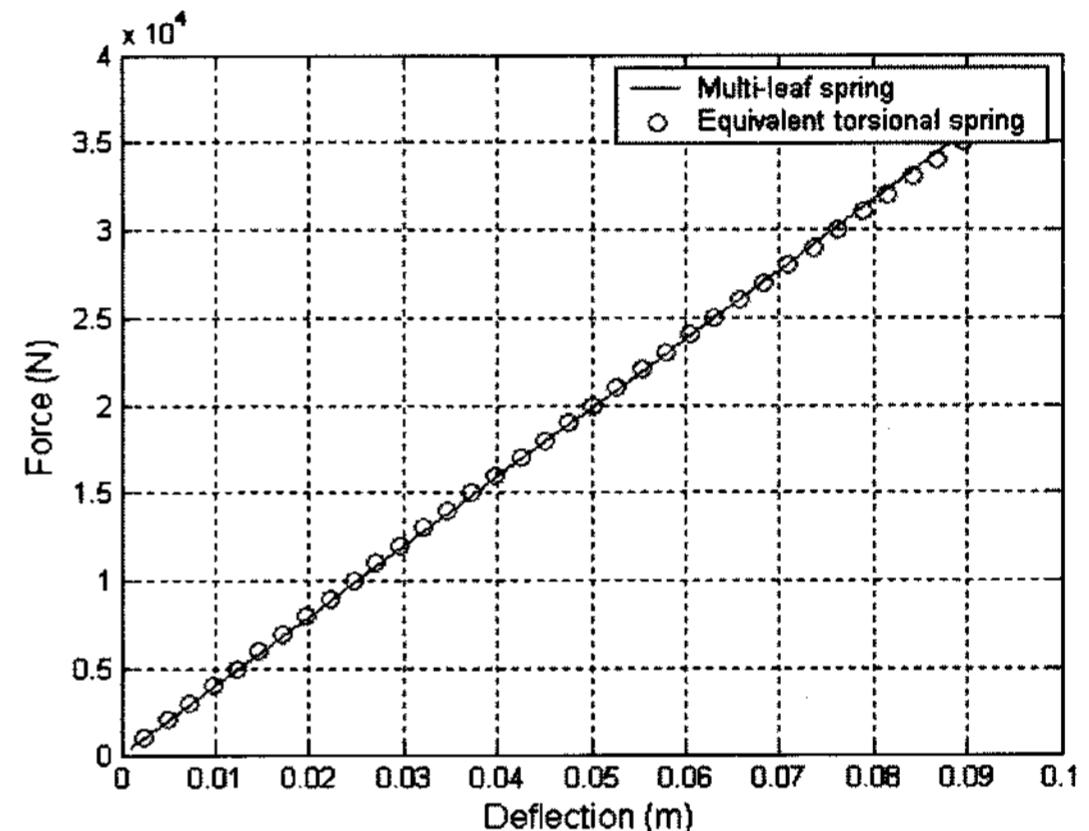


Fig. 9 Multi-leaf spring and equivalent torsional spring

하여 스프링의 등가 비틀림 강성 K_t 를 구하였다.

Fig. 9는 정적 시험 결과로 얻은 다판스프링과 3 절 링크로 모델링에 대한 힘-변위 관계를 나타낸 그래프이다. 등가 비틀림 강성에 의한 힘-변위 특성이 다판스프링의 공칭 강성에 의한 힘-변위 특성과 거의 일치하므로, 다판스프링의 정적 거동 관점에서 3 절 링크로 대체되어 등가 비틀림 강성을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

3.2 ADAMS를 이용한 3절 링크 모델링

MSC.ADAMS¹³⁾에서 다판스프링을 Fig. 10과 같이 3절 링크로 간단하게 표현하였다. 3개의 링크를 그리고 가운데 링크를 중심으로 초기 장착각도가 25° 가 되도록 하였다. 3번째 링크 끝을 새클 부분에 회전 조인트(revolute joint)로 연결시켰으며, 첫 번째 링크는 회전 조인트를 사용하여 그라운드와 연결하

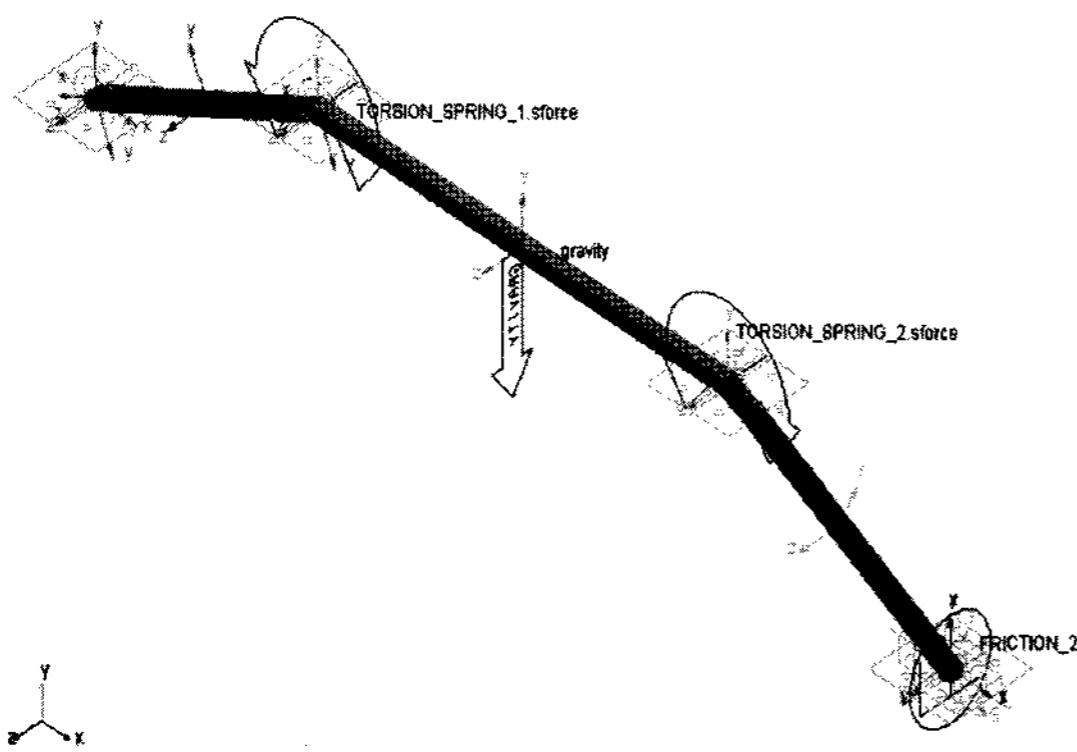


Fig. 10 The 3-link model for the leaf spring in ADAMS

였다. 회전 조인트를 사용하여 각 링크를 연결하였으며, 새클 부분은 병진 조인트(translation joint)로 그라운드와 연결하였다. 첫 번째 링크와 두 번째 링크 사이, 두 번째 링크와 세 번째 링크 사이에는 각각 비틀림 스프링을 추가하여 3.1절에서 구한 등가 비틀림 강성값을 입력하였다. 새클과 그라운드 사이의 병진 조인트에는 병진마찰값을 입력하였다. 이 병진마찰은 전체 다판스프링의 이력특성에 큰 영향을 미치게 된다.

ADAMS 모델링은 Fig. 10에서 보는 바와 같이 총 4개의 이동부, 4개의 회전 조인트, 1개의 병진 조인트, 1개의 운동으로 이루어져 있으며 1개의 자유도를 가진다.

3.3 3절 링크 모델링의 검증 및 분석

3절에서 설명한 모델링의 신뢰성을 검증하기 위하여 해석을 수행하였다. 해석조건은 실제 실험과 같은 조건으로 하였다. 정적 해석은 무하중 상태에서 가진 속도 2 mm/s, 사다리꼴 입력파형, 가진 변위는 0 ~ 95.4 mm의 조건을 모션에 주었다. 동적 해석은 적차시의 하중 상태에서 1 Hz의 주파수에 진폭을 2 ~ 5 mm로 변화시키는 조건을 주었다.

먼저 각각의 회전조인트는 비틀림 강성과 비틀림 점성감쇠(torsional viscous damping)를 갖는 반면, 새클과 그라운드 사이의 병진조인트에는 마찰이 없다는 가정하에 해석하였으며, 그 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 점성감쇠만으로는 다판스프링의 마찰로 기인한 이력특성을 잘 표현하지 못함을 확인할 수 있었다.

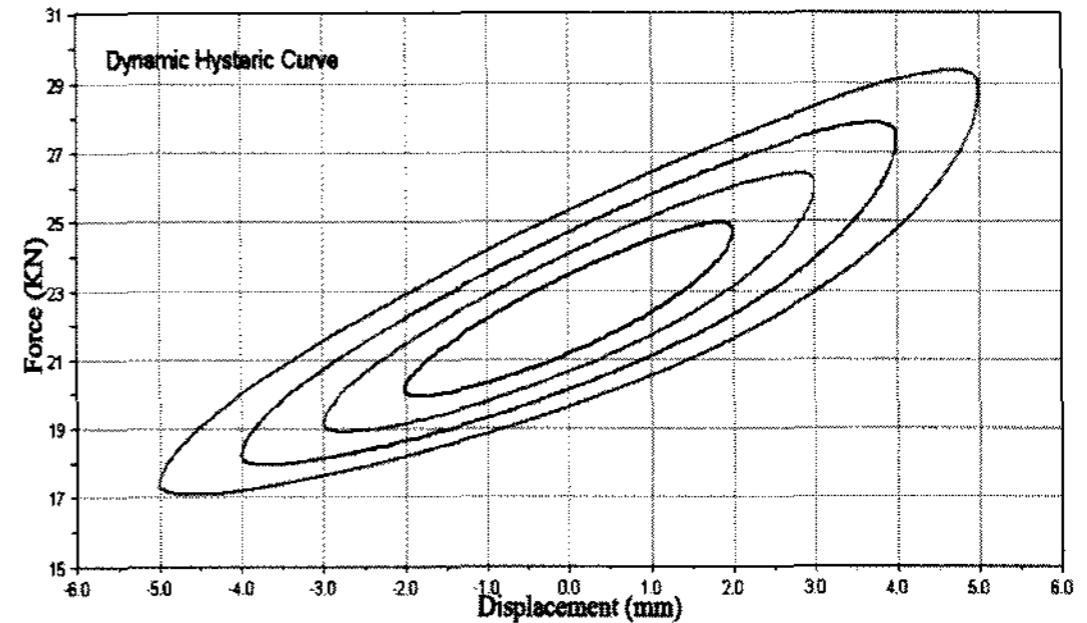


Fig. 11 The load-deflection characteristic of revolute joint with torsional stiffness and torsional damping under dynamic load condition

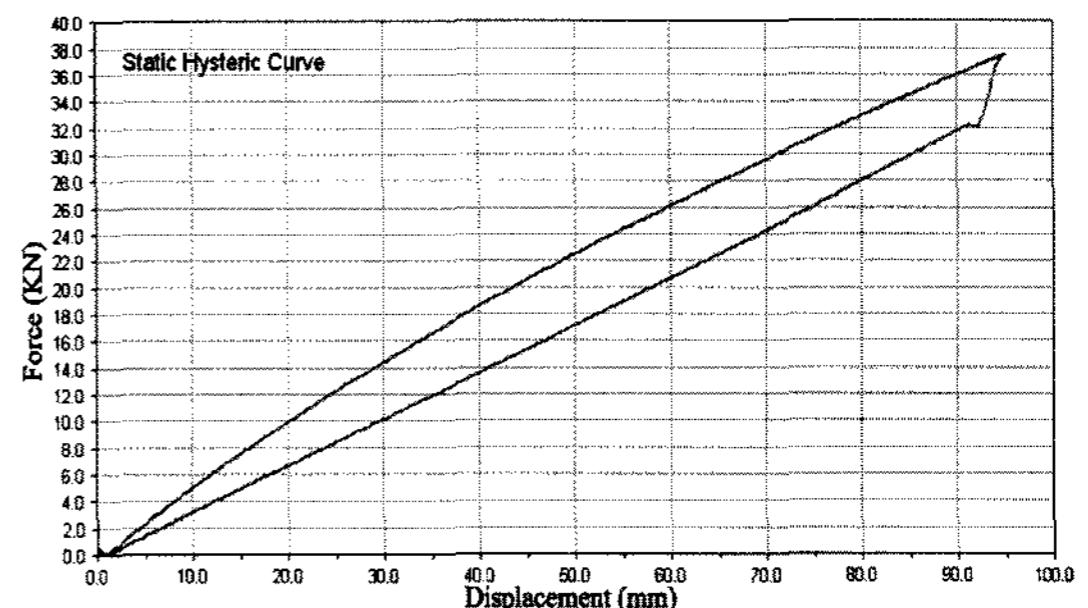


Fig. 12 The load-deflection characteristic of the leaf spring under static load condition

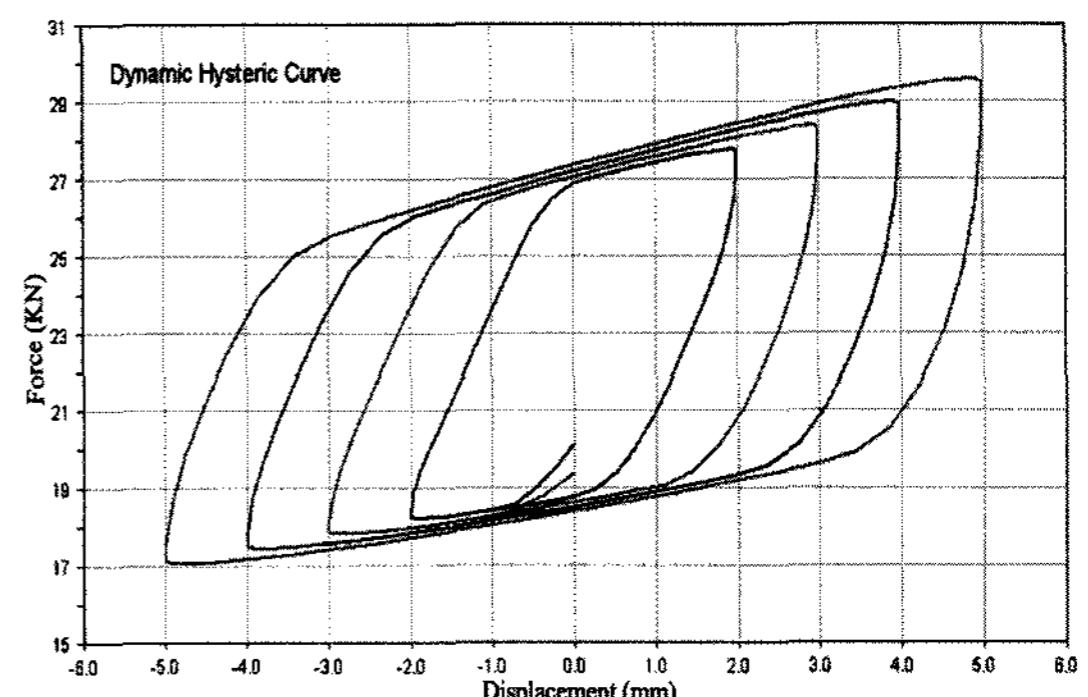


Fig. 13 The load-deflection characteristic of the leaf spring under dynamic load condition

따라서 본 연구에서는 회전 조인트는 비틀림 강성과 비틀림 점성감쇠를, 병진 조인트는 병진 마찰을 포함하는 다판스프링 모델을 구성하게 되었다.

Fig. 12, Fig. 13은 비틀림 강성과 비틀림 점성감쇠를 가진 회전조인트와 병진마찰을 가진 병진조인트로 구성된 3절 링크 모델에 대한 정적 특성 해석과 동적 특성 해석을 수행한 결과를 하중-변위 선도로

Table 1 Dynamic spring rates of leaf spring at various amplitudes

Amplitude(mm)	2	3	4	5
Test(N/mm)	2450	1750	1438	1250
Simulation(N/mm)	2384	1746	1431	1242
Error(%)	3	0.2	0.5	0.6

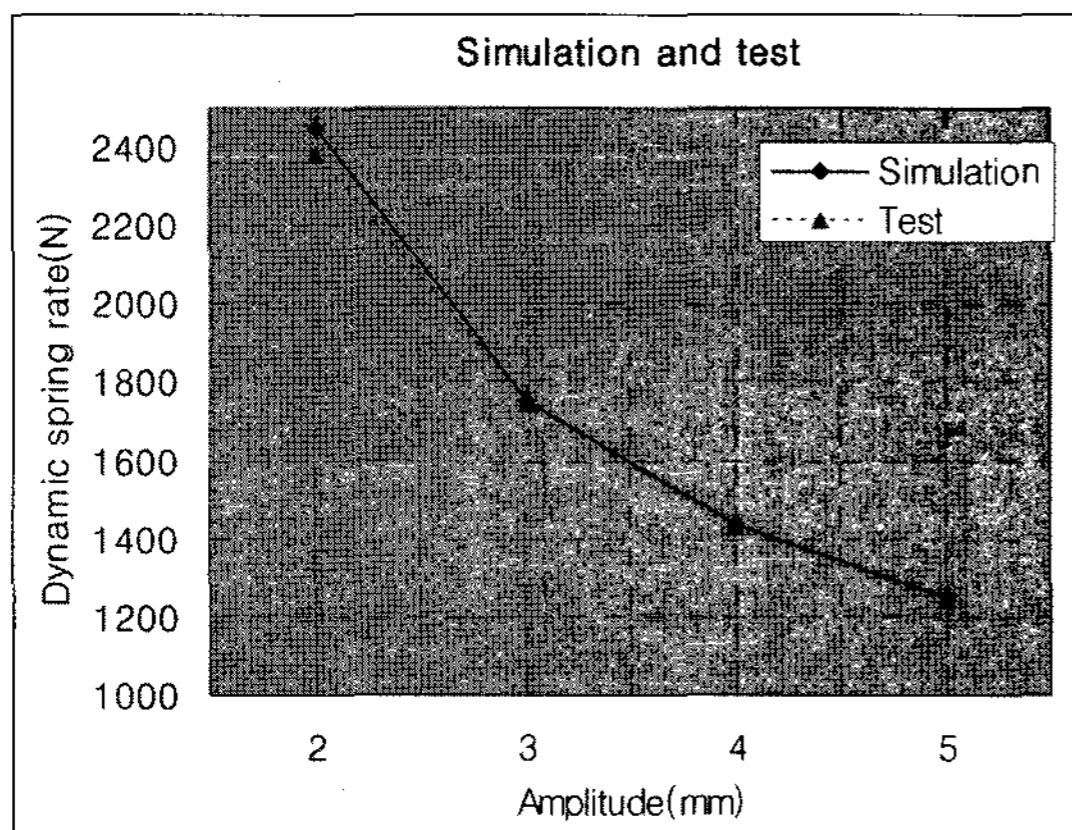


Fig. 14 Dynamic spring rate

나타낸 것이다. 시뮬레이션 결과, 마찰에 의하여 이력 감쇠가 발생하며 Fig. 3과 Fig. 4의 실험과 비슷한 특성을 가짐을 확인할 수 있다.

Table 1은 동적 시뮬레이션 결과로부터 Fig. 5의 'BE'에 해당하는 동적 스프링 상수를 환산한 값을 실험결과와 비교한 표이며, Fig. 14는 동적 시뮬레이션 결과로부터 얻은 진폭과 동적 스프링 상수의 관계를 실험결과와 비교한 그래프이다. 진폭이 증가함에 따라 동적 스프링 상수는 감소함을 알 수 있고 실험결과와 시뮬레이션 결과가 비슷함을 알 수 있다.

4. 결 론

상용차량의 성능을 평가하기 위한 다판스프링 모델링에서 이력특성의 구현은 중요한 부분이다. 본 논문은 상용차량에 사용되는 다판스프링을 MSC. ADAMS 프로그램으로 모델링하였고 정적, 동적 특성을 나타내는 힘-변위 이력곡선을 재현하여 실험값과 시뮬레이션 값을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째로, 다판스프링 개략도의 기하학적 관계로부터 3절 링크의 등가 비틀림 강성 K_t 를 구할 수 있

다. 등가 비틀림 강성에 의한 힘-변위 특성이 다판스프링의 공칭 강성에 의한 힘-변위 특성과 거의 일치하므로, 다판스프링의 정적 거동 관점에서 3절 링크로 대체되어 등가 비틀림 강성을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

둘째로, 회전조인트에 비틀림 강성과 비틀림 점성 감쇠만을 적용시켜 시뮬레이션한 결과 이력특성을 잘 나타내지 못함을 확인하였다. 이를 보완하는 방법으로 병진조인트에 병진마찰을 부여한 결과 2 ~ 5 mm 진폭 변화에 각각의 Dynamic spring rate의 변화가 2384 N/mm, 1746 N/mm, 1431 N/mm, 1242 N/mm로 잘 일치함을 보였다. 실험결과와 매우 근접한 이력특성을 포함한 정적 강성, 이력특성을 포함한 동적 강성을 가진 3절 링크 모델을 얻을 수 있었다.

셋째로, 모델링이 비교적 어려운 다판스프링을 3절 링크 모델로 대체함으로써, 다판스프링의 정적 특성과 동적 특성을 잘 구현할 수 있는 모델을 완성하여, 향후 상용차량의 승차감 및 조종안정성 해석을 위한 차량 모델의 일부분으로 잘 활용될 수 있으리라 판단된다.

후 기

본 연구는 BK21 사업단과 공학연구원 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드린다.

References

- I.-D. Moon, H.-J. Kwon and C.-Y. Oh, "Development of a Computer Model for the Turning Maneuver Analysis of a Heavy Truck," Transactions of KSAE, Vol.8, No.10, pp.121-129, 2000.
- A. Ichikawa, H. Shinjo, T. Shima and Y. Susuki, "Practical Applications of CAE for Truck Controllability and Stability Analysis," Truck and Bus Engineering Center, Mitsubishi Motors Corp., Japan, 912530, 1991.
- R. J. Antoun, P. B. Hackert, M. C. O'Leary and A. Sitchin, "Vehicle Dynamic Handling Computer Simulation-Model Development, Correlation, and Application Using ADAMS," SAE 860574, 1986.

- 4) B.-J. Jang, S.-Y. Kim, G.-W. Namgung and S.-U. Kim, New Automotive Mechanics, pp.186-188, Dong Myeong Sa, Gyeonggi, Korea, 2005.
- 5) P. S. Francher, R. D. Ervin, C. C MacAdam and C. B. Winkler, "Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs," Highway Safety Research Institute, The University of Michigan, SAE 800905, 1980.
- 6) P. Jayakumar, J. Alanoly and R. Johnson, "Three-Link Leaf-Spring Model for Road Loads," SAE SP-1958, 2005-01-0625, 2005.
- 7) D. W. Kim and J. H. Lim, "A Study on Improving Ride Quality of the Commercial Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.4, No.6, pp.229-235, 1996.
- 8) Y.-J. Yum, H. You and K.-T. Kang, "Analysis of Characteristics of Automotive Leaf Spring," Journal of Engineering Research, Vol.31, No.1, pp.27-38, 2000.
- 9) I. D. Moon, G. T. Kim, J. H. Lim and C. Y. Oh, "A Dynamic Structural Analysis and Hysteretic Characteristics Modeling of Leaf Spring Using Flexible Multi-body Dynamic Model," Transactions of KSAE, pp.671-677, 2006.
- 10) I. D. Moon, A Study on the Optimization of Dynamic Characteristics of a Heavy Truck Using a Computer Model, Ph. D. Dissertation, Chonbuk National University, 2003.
- 11) T. Hamano, "Characteristic of Hysteresis Curve of the Leaf Spring," ISUZU Advanced Engineering Center Ltd, Japan, SAE 9530751, 1995.
- 12) S. S. Rao, Mechanical Vibrations, 3rd Edition, Addison-Wesley Publishing Company, New York, pp.152-153, 2003.
- 13) C. K. Song, ADAMS Ver.12, Intervision Inc., 2003.