

# 대형트럭 동특성 해석을 위한 다판 스프링의 모델링

문일동\*, 오석형\*\*, 오재윤#

## Modeling of a Multi-Leaf Spring for Dynamic Characteristics Analysis of a Large Truck

Il Dong Moon\*, Seok Hyung Oh\*\*, Chae Youn Oh#

### ABSTRACT

This paper presents an analytical modeling technique for representing a hysteretic behavior of a multi-leaf spring used for a large truck. It divides a nonlinear hysteretic curve of the multi-leaf spring into four parts; loading part, unloading part and two transition parts. It provides conditions for branching to a part of the curve corresponding to a current multi-leaf spring status. This paper also presents a computational modeling technique of the multi-leaf spring. It models the multi-leaf spring with three links and a shackle. It assumes those components as rigid bodies. The links are connected by rotational joints, and have rotational springs at the joints. The spring constants of the rotational springs are computed with a force from the analytical model of the hysteretic curve of the multi-leaf spring. Static and dynamic tests are performed to verify the reliability of the presented techniques. The tests are performed with various amplitudes and excitation frequencies. The hysteretic curves from the tests are compared with those from the simulations. Since the presented techniques reproduce the hysteretic characteristic of the multi-leaf spring faithfully, they contribute on improving the reliability of the computational model of a large truck.

**Key Words** : Computer simulation(컴퓨터 모의시험), hysteretic characteristics(이력특성), multi-leaf spring(다판 스프링), static spring rate(정적 스프링 상수), dynamic spring rate(동적 스프링 상수), loading curve(가부하 곡선), nominal curve(공칭 곡선), unloading curve(감부하 곡선)

### 기호설명

$K_l$  :spring constant of loading curve(N/mm)  
 $K_n$  :spring constant of nominal curve(N/mm)  
 $K_u$  :spring constant of unloading curve(N/mm)  
 $F_{ll}$  :initial force of loading curve under laden state(N)

$F_{nl}$  :initial force of nominal curve under laden state(N)  
 $F_{ul}$  :initial force of unloading curve under laden state(N)  
 $F_{lu}$  :initial force of loading curve under unladen state(N)  
 $F_{nu}$  :initial force of nominal curve under unladen state(N)

접수일: 2004년 3월 24일; 게재승인일: 2004년 8월 13일

\* 타타대우상용차주

\*\* 군산대학교 기계공학부

# 전북대학교 기계항공시스템공학부 MRC

E-mail ohcy@moak.chonbuk.ac.kr Tel. (063) 270-2377

- state(N)
- $F_{uu}$  :initial force of unloading curve under unladen state(N)
- $\delta_l$  :displacement under laden state(mm)
- $\delta_u$  :displacement under unladen state(mm)
- $\delta_{lu}$  :initial displacement of loading curve under unladen state(mm)
- $\delta_{nu}$  :initial displacement of nominal curve under unladen state(mm)
- $\delta_{uu}$  :initial displacement of unloading curve under unladen state(mm)
- $\delta_i$  :displacement as spring deflections(mm)
- $\delta_{min}$  :displacement of spring from unloading to loading(mm)
- $\delta_{max}$  :displacement of spring from loading to unloading(mm)
- $\beta$  :control constant of hysteretic curve in transient section
- $\theta$  :angular displacement as deflections are happened under unladen state

### 1. 서론

최근에 승용차에 장착되는 현가장치에 대한 차량동역학적인 해석기술은 컴퓨터 하드웨어 기술의 발달과 더불어 급속하게 발전하였다. 그러나 대부분의 중,대형 상용차량에 장착되는 현가장치의 컴퓨터 모델링 및 해석기술에 대해서는 근래에 들어서야 여러 가지 방향으로 연구가 이루어지고 있다. 대형트럭 현가장치를 구성하는 주요소인 다판 스프링은 차량동특성에 민감한 영향을 미치는 매우 중요한 부품이다. 그러므로 대형상용차의 컴퓨터 모의시험 결과에 대한 신뢰도를 높이기 위해서 다판 스프링의 모델링이 중요하다 할 수 있다.

일반적으로 코일 스프링의 하중-변위 관계는 선형적인 특성을 보이지만 다판 스프링의 하중-변위 관계는 판간 마찰(interleaf friction)에 의해서 비선형적인 이력특성을 보인다. 이러한 다판 스프링의 이력특성 때문에 각각의 운동 구간에서 동적 스프링 상수(dynamic spring rate ; 대각선 스프링 상수)가 가진 입력에 따라 다양하게 변화한다. 그래서 컴퓨터 모델을 이용하여 대형상용차 모의시험을 수행할 때 다판 스프링을 선형스프링으로 가정하면, 다판 스프링의 비선형적인 이력특성을 반영

하지 못하기 때문에 해석 결과의 신뢰성을 확보하는데 많은 문제점이 있다.<sup>1,2,3,4</sup> 다판 스프링의 이력선도에서 동적 스프링 상수와 등가 감쇠 계수를 구하여 선형 스프링 상수로 가정하고 마찰요소를 삽입한 컴퓨터 모델<sup>1</sup>을 이용하여 승차감 해석을 수행할 수 있다. 그러나 이 방법은 다판 스프링이 가진 입력에 따라 크게 변화하는 동적 스프링 강성의 변화를 고려하지 못하기 때문에 모의시험 결과의 신뢰성에 영향을 미칠 것이다. 최근에 MSC.ADAMS<sup>5</sup>나 DADS<sup>6</sup>와 같은 다물체동역학 해석용 소프트웨어와 MSC.NASTRAN<sup>7</sup>과 같은 유한요소 해석용 소프트웨어의 인터페이스가 가능하게 되었다. 그래서 다판 스프링의 유연체 모델을 유한요소법을 이용하여 개발한 다판 스프링 모델에 판간 접촉을 고려하여 이력선도를 구현하는 방법<sup>2</sup>이 이용되고 있다. 그러나 이 방법은 유한요소 모델에서 판과 판사이의 표면을 정의하는 접촉 방법이 적절하게 모델링이 이루어져야 한다는 매우 어려운 문제점이 있다. Francher<sup>3</sup>는 다판 스프링의 거동 시험 데이터를 지수 방정식 형태로 나타내었다. Yamamoto<sup>8</sup>는 단품시험을 통하여 판스프링의 동특성과 판간 마찰에 대한 연구를 수행하였다. Antoun<sup>9</sup>은 겹판스프링을 새클을 포함한 4개의 링크와 이를 조인트, 부상, 회전스프링으로 연결하여 모델링하였으나, 다판 스프링의 이력특성을 고려하지 않았다.

본 논문에서는 노면으로부터의 다양한 입력에 대해 다판 스프링의 이력특성을 신뢰성 있게 구현할 수 있는 해석적 모델링 방법을 제안한다. 그리고 이 방법을 MSC.ADAMS에 적용하여 대형트럭 다판 스프링의 컴퓨터 모델을 개발하는 기법을 제안한다. 정적인 상태와 동적인 상태에서 다판 스프링 단품시험을 수행하여 구한 이력선도와 모의시험을 통해 구한 이력선도의 비교를 통해 제안한 모델링 방법의 신뢰성을 검증한다.

### 2. 이력선도의 해석적 모델링

대형트럭 현가장치를 구성하는 다판 스프링은 다른 현가장치에서 필요로 하는 링크장치가 없으며 작동에 필요한 설치 높이가 낮아도 되는 장점을 가지고 있다. 반면에 다판 스프링은 인접한 판들의 상대 운동에 저항하는 힘으로 정의되는 판간 마찰을 가지고 있다. 이 같은 판간마찰에 의한 이

력현상 때문에 미소 진폭 거동에서 동적 스프링 상수가 높아져 승차감이 나빠진다는 결점을 가지고 있다. Fig. 1 은 차량에 장착하기 전 상태의 다판 스프링의 형상을 보여주고 있다.

이력특성을 갖는 다판 스프링의 하중-변위 선도를 Fig.2 에서 보여주고 있다. Fig. 2("A")를 보면 초기 상태에서 다판 스프링에 가부하(loading)를 작용시키면 ab 를 따라서 변위가 발생하고, 감부하(unloading)를 작용시키면 bcd 를 따라서 변위가 발생한다. 다시 가부하를 작용하면 dae 를 따라서 변위가 발생하여 한 사이클의 폐루프를 이루게 된다. 이력곡선이라고 불리는 이 폐루프는 하중의 작용 방향이 바뀔 때 다판 스프링 끝 접촉부와 인접하는 판 사이의 마찰 때문에 발생한다고 알려진 과도 변형 구간인 비선형 구간 bc, da 를 가지게 되고, 이것이 각 다판 스프링의 이력특성을 결정한다. 이력곡선에 의해 둘러싸인 면적에 의해 계산되는 다판 스프링의 판간 마찰에 의한 한 사이클당 손실되는 운동에너지는 하중이 가해지는 주파수에는 무관하지만 진폭의 제곱에 근사하게 비례한다. 판간 마찰에 의해 손실되는 운동에너지는 차량에 구조적인 감쇠력을 제공하여 차량의 동특성에 많은 영향을 미친다. 이력곡선에서 대각 스프링 상수(diagonal spring rate)라고도 일컬어지는 b 점과 d 점을 연결한 직선의 기울기는 동적 스프링 상수로 정의된다. 그리고 f 점과 e 점 간의 하중 차이를 변위 폭(2F)에서의 판간 마찰력이라 한다.<sup>3,4</sup>

Fig. 2 의 이력선도는 가부하 곡선(loading curve) 과 공칭곡선(nominal curve) 및 감부하 곡선(unloading curve)의 3 개 부분으로 나눌 수 있다. 가부하 곡선, 공칭곡선, 감부하 곡선은 식 (1)~식 (3)과 같은 직선식으로 근사하게 나타낼 수 있다.

$$F_l(\delta_i) = K_l \delta_i + F_{lu} = K_l(\delta_i + \delta_{lu}) \quad (1)$$

$$F_n(\delta_i) = K_n \delta_i + F_{nu} = K_n(\delta_i + \delta_{nu}) \quad (2)$$

$$F_u(\delta_i) = K_u \delta_i + F_{uu} = K_u(\delta_i + \delta_{uu}) \quad (3)$$

가부하 곡선과 감부하 곡선에 대한 식 (1)과 식 (3)을 공칭곡선에 대한 식 (2)의 관계를 이용하여 다시 정리하면 식 (4) 및 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다. 즉, 다판 스프링이 가부하를 받을 때는 식 (4)를 따라 거동하며 감부하를 받을 때는 식

(5)를 따라 거동한다. 이력선도는 가부하에서 감부하로 넘어가는 구간과 감부하에서 가부하로 넘어가는 구간 사이에 과도 구간을 가진다. 이 같은 비선형 과도구간을 나타내는 bc 구간 및 da 구간은 식 (6)과 식 (7)의 지수함수를 이용하여 나타내었다.<sup>10</sup>

$$\begin{aligned} F_l(\delta_i) &= K_n(\delta_i + \delta_{nu}) + (K_l - K_n)\delta_i + K_l\delta_{lu} - K_n\delta_{nu} \\ &= F_n(\delta_i) + (K_l - K_n)\delta_i + F_{lu} - F_{nu} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} F_u(\delta_i) &= K_n(\delta_i + \delta_{nu}) + (K_u - K_n)\delta_i + K_u\delta_{uu} - K_n\delta_{nu} \\ &= F_n(\delta_i) + (K_u - K_n)\delta_i + F_{uu} - F_{nu} \end{aligned} \quad (5)$$

$$F_l(\delta_i) = \frac{\{F_l(\delta_i) - F_u(\delta_i) - F_{min}\}}{\text{EXP}(|\delta_i - \delta_{min}| \beta)} \quad (6)$$

$$F_u(\delta_i) = \frac{\{F_l(\delta_i) - F_u(\delta_i) - F_{max}\}}{\text{EXP}(|\delta_{max} - \delta_i| \beta)} \quad (7)$$

여기서  $\delta_{min}$  은 판스프링이 감부하 하중상태에서 가부하 하중상태로 바뀔 때의 스프링 변위를 의미하며,  $\delta_{max}$  은 판스프링이 가부하 하중상태에서 감부하 하중상태로 바뀔 때의 스프링 변위를 의미한다.  $\beta$  는 과도 변형 구간에서의 이력선도 조절 상수이며 본 논문에서는  $\beta=1.5$  로 하였다. 또한 식 (6)과 식 (7)에 포함되어 있는  $F_{min}$  과  $F_{max}$  는 다음 식 (8)과 식 (9)로 정의한다.

$$F_{min} = F(\delta_{min}) - \{F_u(\delta_{min}) - F_n(\delta_{min})\} \quad (8)$$

$$F_{max} = \{F_l(\delta_{max}) - F_n(\delta_{max})\} - F(\delta_{max}) \quad (9)$$

식 (4)~식 (7)을 이용하여 4 구간으로 이루어진 대형트럭 판스프링의 이력곡선을 구현하였다. 선형 가부하 구간에서는 하중이 가해지므로  $\delta_i > 0$  인 상태에 해당된다. 감부하 상태에서 가부하 상태로 전환되는 비선형 가부하 구간(da 구간)은  $\delta_i > 0$ , 이나,  $\delta_i = 0$  인 상태에 해당된다. 선형 감부하 구간에서는 하중이 제거되는 상태이므로  $\delta_i < 0$  인 상태에 해당된다. 가부하 상태에서 감부

하 상태로 전환되는 비선형 감부하 구간(bc 구간)에서는  $\delta_i < 0$ , 이나,  $\dot{\delta}_i = 0$  인 상태에 해당된다. 다음 Table 1 은 본 논문에서 제안한 이력곡선의 해석적 모델을 정리하여 보여준다.

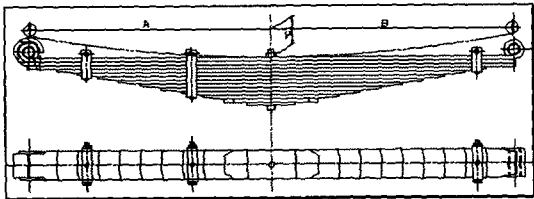


Fig. 1 The geometric drawing of a multi-leaf spring

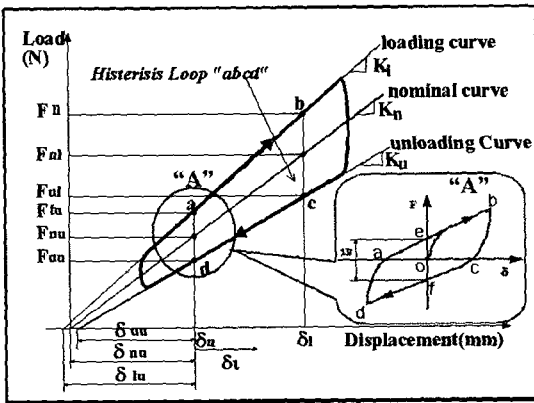


Fig. 2 The hysteretic behavior of a multi-leaf spring<sup>4</sup>

Table 1 The analytical model for representing a hysteretic curve

| STEP     | condition  | analytical model   |
|----------|--|--|
| STEP I   | $\dot{\delta}_i > 0$                             | $F_{ab}(\delta_i) = \{F_n(\delta_i) + (K_l - K_n)\delta_i + (F_{lu} - F_{nu})\}$   |
| STEP II  | $\delta_i > 0$ ,<br>0 이고<br>$\dot{\delta}_i = 0$ | $F_{da}(\delta_i) = \{F_n(\delta_i) + (K_l - K_n)\delta_i + (F_{lu} - F_{nu})\}$<br>$-\frac{\{F_l(\delta_i) - F_u(\delta_i) - F_{min}\}}{\text{EXP}( \delta_i - \delta_{min}  \beta)}$ |
| STEP III | $\dot{\delta}_i < 0$                             | $F_{cd}(\delta_i) = \{F_n(\delta_i) + (K_u - K_n)\delta_i + (F_{uu} - F_{nu})\}$   |
| STEP VI  | $\delta_i < 0$ ,<br>이 고<br>$\dot{\delta}_i = 0$  | $F_{cd}(\delta_i) = \{F_n(\delta_i) + (K_u - K_n)\delta_i + (F_{uu} - F_{nu})\}$<br>$-\frac{\{F_l(\delta_i) - F_u(\delta_i) - F_{max}\}}{\text{EXP}( \delta_{max} - \delta_i  \beta)}$ |

### 3. 다판 스프링의 단품시험

본 절에서는 대형상용차 현가장치에 적용되고 있는 다판 스프링의 정적인 상태와 동적인 상태에서 이력선도를 구하기 위하여 단품시험을 수행하였다. 단품시험에는 각판의 두께가 12 mm이고 폭은 90 mm인 12 장의 판으로 구성된 다판 스프링이 사용되었다. Fig. 3 은 다판 스프링의 이력선도를 도출하기 위하여 사용된 단품시험을 위한 시험장치의 개략도를 보여주고 있다. Fig. 3 에서 보는 바와 같이 다판 스프링을 바닥이 고정된 시험기에 고정하고 유압 액추에이터를 이용하여 다판 스프링에 하중을 정적으로 혹은 동적으로 가하였다. U-볼트를 이용하여 다판 스프링 중앙부를 묶어 놓은 상태에서 단품시험을 수행하였다.

정적 단품시험에서는 무하중 상태(unloading state)에서 1~2 mm/sec 의 가진 속도(exciting speed)와 0~95.4 mm 의 가진 변위를 사다리꼴 파형으로 가하였다. Fig. 4 는 정적 단품시험을 수행하여 구한 다판 스프링의 이력특성을 나타내는 하중-변위 선도를 보여주고 있다.

동적 단품시험에서 다판 스프링의 초기 위치는 차량 적차 상태(laden state) 즉, 축하중 2731kgf 를 가한 상태로 하였다. 적차 상태에서 진폭( $\pm 1$ ,  $\pm 2$ ,  $\pm 3$ ,  $\pm 4$ ,  $\pm 5$  mm)과 주파수(1, 3, 5Hz)를 변경시켜 가면서 다판 스프링의 변위-하중 선도를 구하였다. 이때 가진함수는 사인 파형을 이용하였다. Fig. 5 는 동적 단품시험을 수행하여 구한 하중-변위 선도를 보여주고 있다.

Fig. 6 은 다판 스프링의 동적 단품시험을 수행하여 구한 진폭과 가진주파수 및 동적 스프링 상수의 관계를 정리하여 보여주고 있다. Fig. 6 에서 보는 바와 같이 일정한 가진 주파수 1, 3, 5Hz 에 대하여 진폭이 증가함에 따라 동적 스프링 상수는 감소하였다. 특히 진폭이  $\pm 1$  mm 에서  $\pm 2$  mm 로 변함에 따라 크게 변화하였다. 진폭이 변화함에 따라 동적 스프링 상수는 최고 139.5%의 차이를 보였으며, 전체적으로 약 30~100%의 차이를 보였다. 그러나 같은 진폭에서 가진주파수를 변화(1, 3, 5Hz)시켰을 때에는 동적 스프링 상수가 최고 8.8% 만의 차이를 보였고, 전체적으로는 5% 미만의 차이를 보였다. 이 같은 사실은 본 논문에서 제안하는 이력곡선의 해석적 모델을 진폭만의 함수로 나타낸 것에 대한 신뢰성을 뒷받침한다고 할 수 있다.

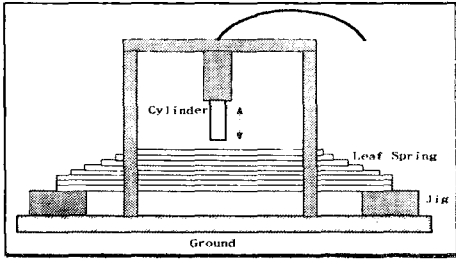


Fig. 3 The schematic diagram of the test equipment of the multi-leaf spring

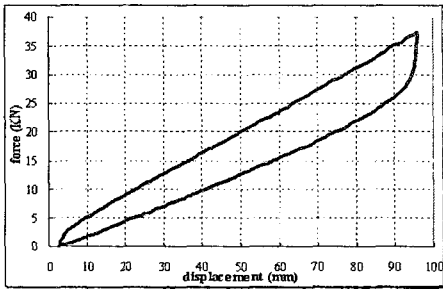


Fig. 4 Static test result of the multi-leaf spring

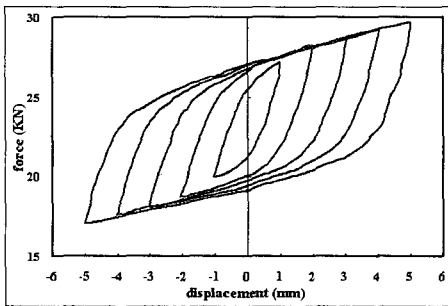


Fig. 5 Dynamic test result of the multi-leaf spring (frequency=1Hz)

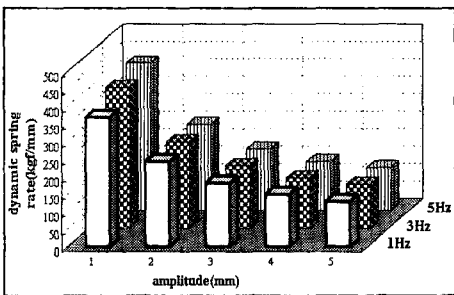


Fig. 6 Dynamic stiffness of the multi-leaf spring at various amplitudes and frequencies.

#### 4. 다판 스프링 컴퓨터 모델의 검증

본 논문에서는 다판 스프링을 3 절 링크와 회전스프링을 이용하여 모델링하였다. Fig. 7 은 다판 스프링 양 끝단이 크램프된 모델의 개략도이다. 다판 스프링을 3 절 링크로 치환하는데 필요한 하드 포인트의 위치는 SAE<sup>11</sup> 에서 제시한 절차를 이용하여 CAD 도면에서 도출하였다. 이와 같은 절차로부터 구한 점 P 와 점 Q 가 다판 스프링을 3 절 링크로 치환하기 위한 회전점이 된다. 새클을 제외한 다판 스프링은 3 절 링크로 치환된 후에 Fig. 7 에서 보여 주는 바와 같이 회전점을 중심으로 거동한다.

Fig. 7 의 기하학적인 관계로부터 식 (10)과 식 (11)의 관계가 성립한다.

$$r \sin(\theta - \Delta\theta) = r \sin \theta - d \quad (10)$$

$$\Delta\theta = \theta - \sin^{-1} \left( \frac{r \sin \theta - d}{r} \right) \quad (11)$$

점 P 에 작용하는 모멘트는 식 (12)와 같다.

$$M_p = \frac{F r \cos \theta}{2} = K_\theta \Delta\theta \quad (12)$$

그러므로 회전 스프링 상수는 식 (13)과 같다.

$$K_\theta = \frac{F r \cos \theta}{2 \left[ \theta - \sin^{-1} \left( \frac{r \sin \theta - d}{r} \right) \right]} \quad (13)$$

Fig. 8 은 대형트럭 현가장치를 구성하는 다판 스프링을 MSC.ADAMS 를 이용하여 모델링한 그림이다. 다판 스프링의 컴퓨터 모델은 파트(part) 1, 파트 2, 파트 3, 새클(shackle)로 구성되어 있다. Fig. 8 에서 보는 바와 같이 다판 스프링의 파트 1 은 프레임과 구 조인트(spherical joint)로 연결하였고 파트 2 와는 회전 조인트(revolute joint)와 회전 스프링(rotational spring)으로 연결하였다. 여기서 이 회전 스프링의 상수 값은 현 주행상태에서 다판 스프링의 하중(F)을 Table 1 을 이용하여 구한 후, 이 값을 식 (17)에 대입하여 구한다. 파트 3 은 파트 2 와 회전 조인트와 회전 스프링으로 연결하였으며 새클과는 회전 조인트로 연결하였다. 새클과 프레임은 유니버설 조인트(universal joint)로 연결하

였고 파트 2 와 차축과는 부싱(bushing)을 이용하여 연결하였다. 이 같이 본 논문에서 제안한 이력선도 해석적 모델을 이용한 다판 스프링의 MSC/ADAMS 모델링 기법은 각 파트를 강체로 가정하고 컴퓨터 모델링을 수행하기 때문에 모델링 절차가 매우 간단하여 모델을 구성하는데 시간이 적게 소요될 것이다.

이와 같이 개발한 컴퓨터 모델을 이용하여 단품시험에서와 동일한 조건으로 모의시험을 수행하였다. 가진 위치는 동적 단품시험의 액츄에이터 가진 위치와 동일한 판스프링이 차축에 체결되는 위치에서 가진하였다.

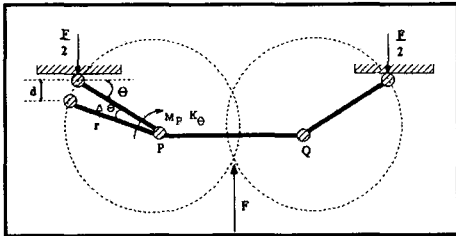


Fig. 7 The schematic diagram of the three-link model for the multi-leaf spring

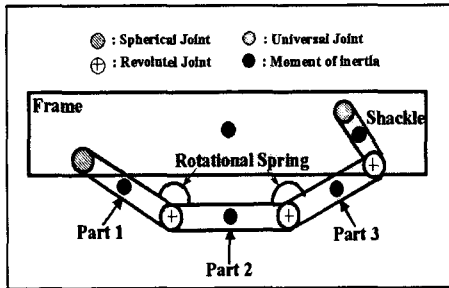


Fig. 8 MSC.ADAMS model of the multi-leaf spring

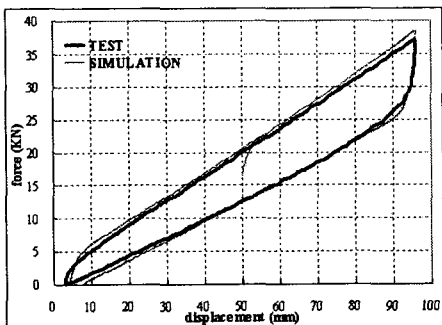


Fig. 9 Comparison of the static test and simulation results

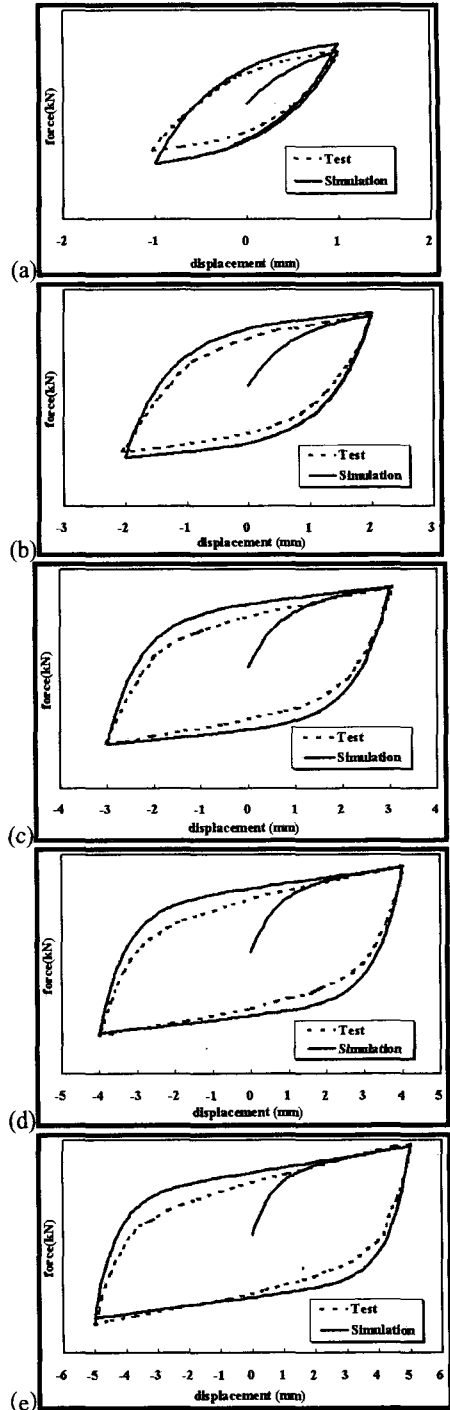


Fig. 10 Comparison of the dynamic test and simulation results(frequency=1 Hz) (a) $\pm 1$  mm (b) $\pm 2$  mm (c) $\pm 3$  mm (d) $\pm 4$  mm (e) $\pm 5$  mm

Fig. 9 는 다관 스프링의 정적 단품시험을 수행하여 구한 결과와 컴퓨터 모델을 이용하여 모의시험을 수행하여 구한 하중-변위 선도를 비교하여 보여주고 있다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 모의시험 결과가 정적 단품시험 결과와 그래프 경향 및 기울기가 거의 일치하였다.

Fig. 10 은 다관 스프링의 동적 단품시험을 수행하여 구한 결과와 컴퓨터 모델을 이용하여 모의시험을 수행하여 구한 하중-변위 선도를 비교하여 보여주고 있다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 모의시험 결과가 단품시험 결과와 그래프 경향 및 기울기가 거의 일치하였다.

이와 같이 본 논문에서 제안한 이력선도 해석적 모델을 활용하여 개발한 다관 스프링의 컴퓨터 모델은 실차 단품시험 결과와 거의 유사한 이력선도를 구현할 수 있으므로 해서 대형상용차 동특성 해석을 위해 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성 향상에 크게 기여할 것이다.

## 5. 결론

본 논문에서는 다관 스프링의 비선형적인 이력 곡선을 네 부분으로 나누어서 해석적으로 모델링하는 방법을 제안하였다. 그리고 이 방법을 MSC.ADAMS 에 적용하여 대형트럭 다관 스프링의 컴퓨터 모델을 개발하는 기법을 제안하였다. 이 같은 기법은 각 파트를 강체로 가정하고 컴퓨터 모델링을 수행하기 때문에 모델링 절차가 매우 간단하여 모델을 구성하는데 시간이 적게 소요될 것이다. 본 논문에서 제안하는 기법의 신뢰성을 검증하기 위하여 정적인 상태와 동적인 상태에서 다관 스프링 단품시험을 수행하였다. 정적인 상태뿐 아니라 동적인 상태에서도 본 논문에서 제안한 다관 스프링 모델링 기법은 단품시험으로 부터 얻어진 이력선도의 기울기와 경향을 매우 잘 예측하였다. 이와 같이 본 논문에서 제안한 이력선도 해석적 모델을 활용하여 개발한 다관 스프링의 컴퓨터 모델은 실차 단품시험 결과와 거의 유사한 이력선도를 구현할 수 있으므로 해서 대형상용차 동특성 해석을 위해 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성 향상에 크게 기여할 수 있을 것이다.

## 참고문헌

1. Kim, D. W., Lim, J. H., "A Study on Improving Ride Quality of the Commercial Vehicle," J. of the KSAE, Vol.4, No.6, pp.229-235, 1996.
2. Park, T. W., Yim, H. J., Lee, G. H., Park, C. J., Jeong, I. H., "Development of a Leaf Spring Modeling Method for Dynamic Analysis of a Mini-Bus," J. of the KSAE, Vol.6, No.6, pp.1-6, 1998.
3. Francher, P. S., Ervin, R. D., MacAdam, C. C., Winkler Author, C. B., "Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs," Highway Safety Research Institute, The Univ. of Michigan, SAE 800905, 1980.
4. Moon, I. D., Oh, C. Y., "A Study on the Effects of Hysteretic Characteristics of Leaf Springs on Handling and Stability of a Large-sized Truck," J. of the KSAE, Vol. 9, pp.157-164, 2001.
5. MSC.ADAMS, "ADAMS User's Manual," MacNeal-Schwendler Corporation., U.S.A., 2001.
6. DADS User's Manual, Computer Aided Design Software, Inc., Oakdale, IA, U.S.A.
7. MSC.NASTRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, U.S.A., 1994.
8. Yamamoto, E., Hamano, T., Enomoto, H., Numazaki, I., "Characteristic of Hysteresis Curve of the Leaf spring," ISUZU Advanced Engineering Center Ltd, Japan, SAE 9530751, 1995.
9. Antoun, R. J., Hackert, P. B., O'Leary, M.C., Sitchin, A., "Vehicle Dynamic Handling Computer Simulation-Model Development, Correlation and Application Using ADAMS," SAE Technical Paper 860574, 1986.
10. Zadeh, A. G., Fahim, A., Gindy, M. E., "Neuro-Leaf Spring," Heavy Vehicle System Vol.7, No.4, 2000.
11. Judd, E. H., "Spring Design Manual," Society of Automotive Engineers, Inc., 400 Commonwealth Drive, Warrendale, 1996.