

판 스프링의 비선형 동특성 해석

Finite Element Modeling and Analysis of Nonlinear Dynamic Characteristics of Leaf Spring

임홍재(국민대 기계공학부), 권영일(국민대 기계설계대학원)
 Hong Jae Yim(Kookmin Univ.), Young Il Kwon(Kookmin Univ.)

ABSTRACT

Leaf springs are widely used as a major suspension component in many commercial vehicles, such as buses, trucks, etc. They have a complex dynamic behavior due to the geometric nonlinear and the contact mechanism between the leaves. The interface conditions between the leaves play a significant role in the global behavior of the comfort and ride of the vehicle system. The paper concentrates on modeling leaf springs and contact frictions between the leaves using a nonlinear finite element approach. A nonlinear load-displacement hysteresis curve for the leaf spring is simulated and its results are compared with test results.

1. 서 론

주행시 자동차의 승차감을 개선하기 위하여 새로운 현가장치가 매년 끊임없이 개발되고 있지만 대형 상용차나 트럭의 경우 아직까지 판 스프링을 이용한 현가장치가 가장 많이 사용되고 있다. 최근 대부분의 대형버스의 경우, 승차감 향상을 위해 공기압 현가장치(air spring)로 대체되고 있으나 소형버스의 경우 설치공간과 비용 측면에서 아직까지 판 스프링을 주 현가장치로 사용하고 있다. 현가장치로 판 스프링을 쓸 경우 주요 결점 중 하나는 판간의 마찰력 영향에 의해 이력현상(hysteresis)이 발생하고, 미소진폭 거동에서 동적 스프링비가 높아져 승차감이 나빠진다는 점이다⁽¹⁾.

이러한 승차감을 저감시키는 판간 마찰력을 줄이기 위하여 지금까지 여러 가지 연구가 진행되어 왔다. 최근에 와서는 유한요소법을 사용한 판 스프링의 해석을 Hamano⁽²⁾에 의해 날장 판을 쉘 요소로, 판과 판 사이의 접촉상태를 접촉요소를 사용하여 해석하였다. Song⁽³⁾은 상용 동력해석 프로그램을 이용하여 마찰력이 스프링 동특성에 미치는 영향을 연구하였다. 그리고 Yamamoto⁽⁴⁾는 실험을 통해 아이(eye)의 종류, 지름에 따른 영향력과 판끝 부분의 형상에 따라 이력곡선을 변경할 수 있는 가이드를 제공하였다.

본 논문에서는 범용 비선형 구조해석 프로그램인 ABAQUS⁽⁵⁾를 이용하여 판 스프링의 유한요소 해석 모델링 기법을 제시하고, 판 스프링의 판간 마찰로 인한 하중-변위 곡선의 히스테리시스를 재현하고, 초기설계시 판 스프링의 동적 특성인 대각선 스프링비를 예측하는 방법에 대해 논하고자 한다.

2. 판 스프링의 이력곡선

판 스프링의 하중-처짐 곡선은 판간 접촉 마찰력으로 인해 Fig.1과 같은 이력형태의 곡선을 보인다. 이 곡선은 과도변형 구간(transition area)인 비선형 구간 "AB", "(D)"에 의해 특성이 결정되어진다. 이러한 과도변형 구간은 하중이 증가하거나 감소함에 따라 하중의 작용방향이 바뀔 때 판 스프링 끝 짐촉부와 인접하는 판간의 미끄러짐 때문에 발생한다고 알려져 있다. 그리고 대각 스프링비라고 하는 직선 "AC"의 기울기는 동적 스프링비라 할 수 있고, "E"점과 "F"점간의 하중 차는 임의의 하중에서의 판간 마찰력(2F)라고 한다.

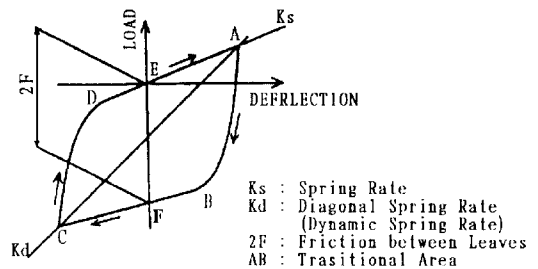


Fig.1 Hysteresis Loop of Leaf Spring

2.1. 판 스프링 이력곡선 표현

판 스프링은 급속판 형상에 의한 비선형성과 판간 마찰력에 의한 완전한 비선형성을 가지고 있는 힘-변형 장치이다. 그 특성의 중요한 한 부분은 쿨롱마찰(Coulomb Friction)에 의해 에너지를 소비하는 장치일 뿐만 아니라 에너지를 저장하는 기능을 가지고 있다. Fig.2는 판 스프링의 전형적인 수학적 모델을 보여준다. 그림에서와 같이 가장 단순하고 유용한 판 스프링 모델은 판 스프링의 스프링비 요소와 마찰감쇠 요소로 나타낼 수 있다.

Fig.2, Fig.3에서 보여주는 것과 같이 판 스프링의 하중-처짐 관계는 타이어 하중의 크기와 마찰감쇠 양쪽 모두에 연관됨을 보여준다. 여기서 하중의 크기와 마찰감쇠의 효과를 측정하기 위해서 "평균 쿨롱 감쇠력 C_F "와 "유효 스프링 비 K_E "가 정의된다.

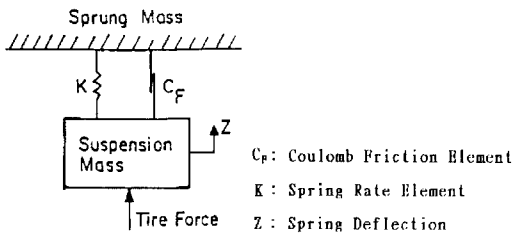


Fig.2 The Simplest representation of leaf spring suspension

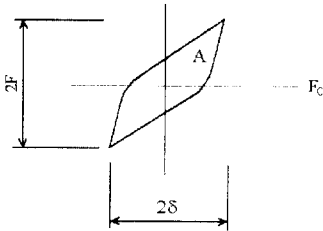


Fig.3 Hysteresis loop measurements for one cycle of stroking

C_F 는 한 사이클 주기에서 소비되는 에너지에 기초한다. 한 사이클에서의 총 소비 에너지는 Fig.3에서 보여주는 변위 대 힘의 곡선의 둘러싸인 면적A와 같다. 평균 감쇠력 특성은 한 사이클 동안의 스프링의 움직임에 의한 총 이력곡선의 면적을 스프링 처짐 변위량으로 나눔으로써 아래 식과 같이 결정할 수 있다.

$$C_F = \frac{A}{4\delta} \quad (1)$$

여기에서 δ 는 스프링 처짐 크기를 나타낸다.

쿨롱 감쇠가 결정되면 유효 스프링비 K_E 는 식(2)과 같은 방법으로 계산할 수 있다. Fig.4에서 점선으로 보여지는 사다리꼴 사각형은 판 스프링의 한 사이클에 대한 이력곡선의 근사값으로 가정할 수 있다.

계략적으로, 파라미터 C_F 와 K_E 는 판 스프링처럼 한 사이클 당 같은 에너지를 소비하고, 측정된 이력곡선처럼 같은 크기의 힘과 변위를 갖는 근사적인 이력곡선을 정의할 수 있다.

$$A = (2C_F)(2\delta) \text{ or } C_F = \frac{A}{4\delta}$$

$$2F = 2C_F + 2\delta K_E \quad (2)$$

$$K_E = \left(\frac{2F - 2C_F}{2\delta} \right)$$

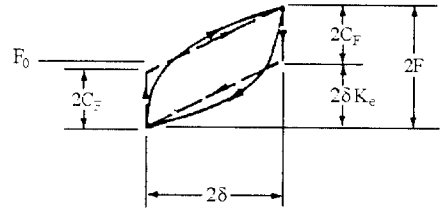


Fig.4 Estimation of the effective spring rate

3. FE 모델

3.1. 모델

본 논문에서 검토한 모델은 소형버스의 전방 원가 판 스프링이며, 아래 Fig.5는 장착되기 전 상태의 판 스프링의 기하학적 형상을 보여준다. 판 스프링의 첫 번째 및 네 번째 판의 두께는 9mm이고, 가운데 위치하는 두 번째 및 세 번째 판의 두께가 11mm인 4장의 강철판으로 구성되어 있고, 그림에서 보이는 바와 같이 가운데 두 번째, 세 번째 판의 양 끝단에는 두께 4mm, 길이 85mm의 테이퍼가 주어져 있다. 클램프되지 않은 상태 그리고 하중이 작용하지 않았을 때, 전후방 아이를 연결한 직선(datum line)과 메인 판의 중앙까지의 높이는 119.8mm이다. 판 스프링의 전체 질량은 32.02kg이고, 판 스프링에 가해지는 하중이 600~1200kg사이일 경우 정적 스프링 상수는 $12.7 \pm 0.6 \text{ kgf/mm}$ 이다.

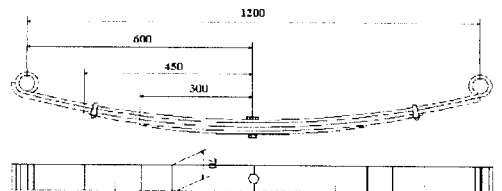


Fig.5 Geometry Data of front leaf spring

3.2. 유한요소 모델

유한요소 모델링 순서는 클램프되지 않은 상태(Unclamped)의 판 스프링 형상 데이터로부터 CAD데이터를 만들고, Fig.6에서 보이는 것 같이 ABAQUS 유한요소 모델을 만들었다. 각 판은 4개의 노드점을 공유하는 48개의 쉘 요소(CPS4I)로, 판 중심의 센터볼트는 강제 빔으로 모델링 하였다. 판간의 접촉은 각 판의 위아래 부분을 표면 정의를 한 후 CONTACT PAIR를 사용하여 표현하였다. 구속조건은 판 스프링 아이부분의 노드점에 2,3,4,5방향을 구속하였고 하중조건은 판 중앙 밑부분의 노드점에 집중하중을 가하였다.



Fig.6 FEA Model of leaf spring

3.3. 마찰력

앞서 설명한 유한요소 모델에 들어간 마찰력은 판 스프링의 강철판과 강철판간의 마찰력 특성 실험 데이터에 근거하여 설정하였다^[3]. 참고 문헌(3)의 실험상치는 판 스프링 중앙에 피스톤으로 하중을 가하고, 피스톤의 상하움직임에 따라 판 스프링이 처지면서 스프링 좌측 끝부분이 마찰재료 상에서 좌우로 이동할 수 있도록 되어 있으며, 그 사이에 마찰력이 발생할 때 스프링 중앙부의 처짐과 마찰력 사이의 관계를 계측하고 있다. 주요 계측결과인 Fig.7의 하중과 마찰력로부터 식(3)과 (4)와 같이 F, L, f 및 l을 이용해 마찰계수를 구했다.

$$\text{정마찰계수} : \mu_s = \frac{2F}{L} \quad (3)$$

$$\text{동마찰계수} : \mu_d = \frac{2f}{l} \quad (4)$$

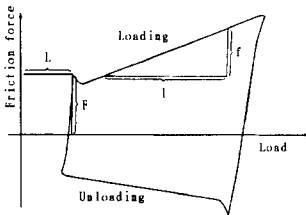


Fig.7 Friction-load characteristic

Table.1 Static & Dynamic friction constants

	강철 - 강철	
	μ_s	μ_d
Loading	0.51	0.62
Unloading	0.46	0.38

위의 Table.1은 실험적으로 구한 정적, 동적 마찰계수를 나타낸다. 위의 실험결과를 토대로 본 논문에서 입력한 마찰계수는 표에서와 같이 정적상태와 동적상태, 하중을 가할 경우와 하중을 제거하는 경우로 단계를 구분해서 마찰계수를 변경시키면서 비선형 유한요소 해석을 수행하였다.

3.4. 모델의 검토

판 스프링의 모델을 검토하기 위해, 먼저 정적 스프링비를 비교하였고, 차의 승차감에 중요한 영향을 미치는 판 스프링의 상하방향 동특성인 대각선 스프링 상수를 실험 결과와 비교하였다.

3.4.1. 정적 스프링비

실험에 의해 하중이 0~1200kg까지 상태에서 측정된 정적 스프링 상수는 12.65kgf/mm이다. 아래 Fig.8은 실험에 의해 측정된 하중-처짐 그래프와 상용 프로그램에 의해 계산한 정적 스프링비를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 상용 프로그램에서 계산된 스프링비는 12.5kgf/mm로, 거의 실험값과 비슷함을 볼 수 있었다. 실험의 경우 120kgf가 가해지기 전까지는 처짐이 0mm인데 반해 유한요소 모델링에서는 바로 하중이 가해지는 0kgf부터 처짐이 발생함을 볼 수 있다. 이러한 차이보이는 이유는 본 유한요소 모델에는 실제 판 스프링에 존재하는 내부응력과 조립응력이 반영되지 않고 있기 때문이다.

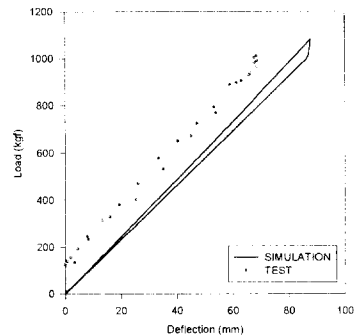


Fig.8 Load vs Deflection of Static state

3.4.2. 대각선 스프링비

○ 실험결과

판 스프링 실험 조건은 644Kgf~658kgf의 정적하중을 가한 후, 1Hz, 2Hz, 3Hz로 판 스프링의 중심의 변위를 ± 5 , ± 10 , ± 15 , ± 20 mm의 강제 변위를 가해 하중 대 판 중심변위의 이력곡선을 구하였다. 그 이력곡선의 위아래 모서리 부분을 연결한 대각선 스프링비는 아래 Table.2와 Fig.9와 같다.

Table.2 Dynamic spring rate for each frequency load

Amplitude (mm)	Spring rate (Kgf/mm)		
	1Hz	2Hz	3Hz
± 5	21.57	21.81	21.74
± 10	16.14	15.48	15.43
± 15	13.96	13.59	13.31
± 20	12.99	12.75	12.1

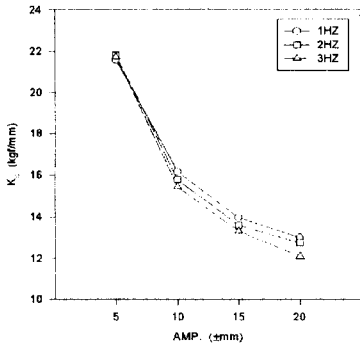


Fig.9 Dynamic spring rate

○ 유한요소 해석

위 실험결과와 같은 조건하에서 유한요소 해석과 결과는 다음과 같다. 먼저 판 중앙에 가한 하중의 형태는 Fig.11과 같이 ± 5 , ± 10 , ± 15 , ± 20 mm의 변위를 줄 수 있는 교변하중을 주었고, 그에 따른 판 스프링의 변형 형상을 Fig.10과 같이, 하중-변위 곡선은 Fig.12와 같은 이력곡선형태를 보인다.



Fig.10 Deformed shape

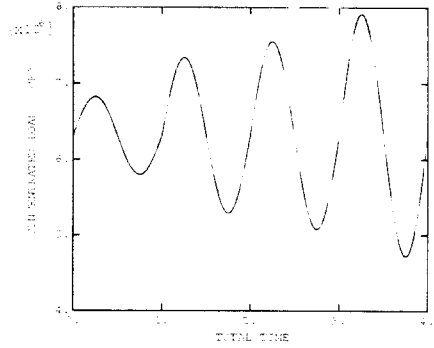


Fig.11 The load condition

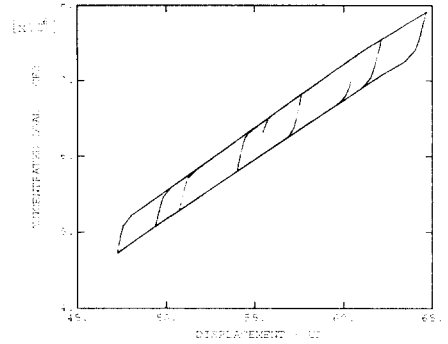


Fig.12 Hysteresis loop

아래 Fig.13은 각 변위 크기에 따른 실험에 의한 스프링비와 유한요소 해석의 대각선 스프링비를 보여준다. 실차의 공차 상태와 만차상태에서 판 스프링에 가해지는 각각의 정적하중 하에서 ± 5 , ± 10 , ± 15 , ± 20 mm의 강제변위를 가한 대각선 스프링비 값이다. 실험에서 구한 스프링비와 같이 대체적으로 변위 크기가 작을수록 스프링비가 높아지는 특성과 정적하중이 클수록 스프링비가 높아지는 판 스프링의 동특성을 보임을 알 수 있다.

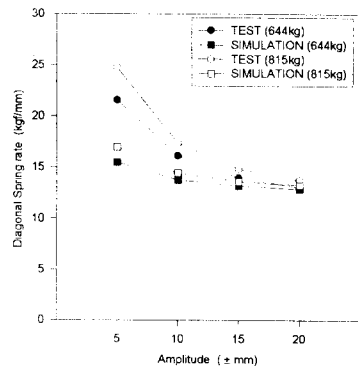


Fig.13 Comparison Dynamic Spring rate

○ 에너지 비교

Fig.14와 Fig.15 두 그림은 판 스프링이 $\pm 20\text{mm}$ 변위로 움직일 때의 실험결과와 유한요소 해석결과를 하중-처짐 곡선 형태로 보여준다. 앞서 이야기한 것과 같이 하중-변위 이력곡선의 볼록한 모양의 폐곡선 면적은 한 사이클 동안의 판 스프링이 소모한 에너지와 같다. 그러나 아래 그림에서와 같이 실험한 값과 유한요소 해석한 결과 값이 서로 차이를 보이는 가장 큰 이유 중 하나는 유한요소 모델에 각 판을 조립할 때 발생하는 조립응력과 내부응력을 고려하지 않고 있기 때문이다. 이에 상당하는 응력크기를 마찰계수에 참가시켜 마찰계수를 크게 하면, 실험을 통한 결과값과 거의 유사한 이력곡선을 얻을 수 있다.

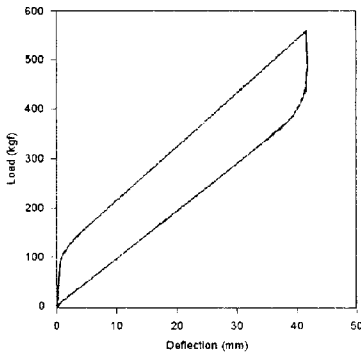


Fig.14 Hysteresis loop from the test

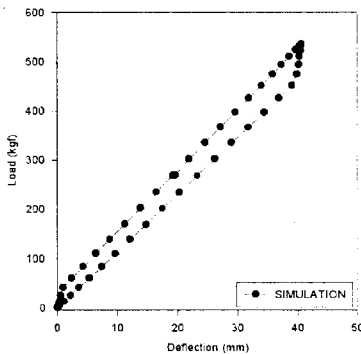


Fig.15 Hysteresis loop from the simulation

4. 결 론

상용 유한요소 프로그램을 이용하여 판간 접촉뿐만 아니라 마찰력까지 고려한 판 스프링의 유한요소 모델링을 제시하였으며, 판 스프링의 동특성을 나타내는 비선형 하중-변위 이력곡선을 재현하였다. 본 논문의 유한요소 모델을 기초로 실제 판 스프링에 존재하는 초기 내부응력을 고려한다면 보다 정확한 동적 스프링비율 예측할 수 있을 것이다. 그리고 초기 설계단계에서 설계자가 원하는 스프링비율 예측하는데 응용 할 수 있을 것이다. 앞으로 본 연구는 앞서 말한 유한요소 모델에 샤랄부를 참가시켜, 판 스프링이 바니와 차축과 연결되는 결합부의 강성행렬을 추출, 진 차량 다물체 동역학 프로그램에 적용하여 판 스프링의 차량 승차감 해석에 미치는 영향을 해석할 예정이다.

참고 문헌

1. Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, pp166~167, 1992.
2. T. Hamano, M. Itoh, "Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element", ばね論文集, Vol.37, pp39~46, 1992.
3. J. Song, Y. Maruyama, "Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software", ばね論文集, Vol.38, pp31~36, 1993.
4. E. Yamamoto, T. Hamano, H. Enomoto, I. Numazaki, "Characteristic of Hysteresis Curve of the Leaf Spring", SAE 9530751, 1995.
5. ABAQUS/Standard User's Manual (Version 5.4) Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., 1994.