

새클부를 고려한 자동차 겹판스프링의 마찰해석

염영진 · 박준성
기계 · 자동차공학부

<요약>

유한요소해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 자동차용 겹판스프링을 모델링하고 판 사이의 마찰에 의해 생기는 하중-변위 히스테리시스 곡선을 재현하여 겹판스프링의 특성을 해석하였다. 상용 트럭의 전륜에 장착되는 스프링에 대한 굽힘시험을 하였고 ABAQUS를 이용하여 접촉뿐만 아니라 마찰까지 고려한 비선형해석을 시도하였다. 또한 스트레인 측정실험은 물론, 동적인 하중하에서의 스프링의 거동에 대해 시험하고, 이를 바탕으로 실제 차량부착시 겹판스프링의 거동에 대해 해석을 시도하였다. 새클의 길이와 각도를 변화시키면 스프링상수값에 영향을 미치게 되는 것을 확인할 수 있었다. 실제로 유한요소 해석을 설계에 이용하기 위해서는 응력집중이 일어나는 센터볼트부를 고려해 3차원 모델링이 필요하며 조립단계의 응력이 고려되어야 한다는 것을 알 수 있었다.

Frictional Analysis of Automotive Leaf Spring Including Shackle Effect

Young-Jin Yum · June-Sung Park
School of Mechanical and Automotive Engineering

<Abstract>

Frictional analysis for the automotive leaf spring was performed by using finite element analysis program ABAQUS and the load-displacement hysteresis curve could be successfully simulated which was caused by interleaf friction. Effect of shackle part on the frictional behavior was found to be significant.

Compression test was performed for the leaf spring used for front suspension of

commercial truck from which load-displacement and load-strain results were obtained. It was found that the spring rate could be controlled by changing the length and the angle of a shackle and static spring rates were in good agreements with finite element results. However, measured strain values and friction forces were different from those of finite element results because of improper modelling of center bolt part and insufficient consideration of friction factors.

3-D modelling and implementation of exact friction data e.g. initial stress in a leaf and friction in the shackle eye are recommended in order to yield better results.

I. 서 론

자동차용 접판스프링은 노면으로부터의 진동을 절연하여 자동차 구조물을 보호하고 승객의 승차감을 향상시켜 궁극적으로 자동차의 속도증가를 도모하는 것이 주기능이다. 그러나, 주행시 동적 특성의 저하, 작동시 소음발생 문제 등의 단점이 있어 승차감이 크게 요구되지 않는 중형 이상의 버스 및 트럭에 가장 보편적으로 사용되고 있다. 또한 재질은 열처리된 고탄소강이나 혹은 크롬-바나듐(chrome-vanadium), 몰리브덴(molybdenum), 실리콘-망간(silicon-manganese) 등으로 매우 높은 피로 하중에 견딜 수 있는 합금이 주로 사용된다. 대표적인 형상 및 용어는 그림 1과 같다.^[1] 한편 판스프링의 결점 중 하나는 판간의 마찰력의 영향에 따른 미소 전폭에의 동적 스프링 정수가 높게 되는 것에 의해 승차감이 저하된다는 것이다.^[2]

이러한 판간 마찰력을 줄이기 위한 연구는 Chishima^[3,4] 등이 적은 변위에서의 판간마찰을 고려한 해석연구를 시작으로 큰 변위에서의 판간마찰을 고려한 연구, 동적응답성을 고려한 최적 판간 마찰력의 크기에 대한 연구를 수행하였으며, 진동특성에 판간마찰이 어떤 영향을 미치는 지에 대한 Song^[5]의 연구, 판간마찰을 고려한 정적 유한요소 해석방법을 Hamano^[6] 등이 연구하였다.

또한, 접판스프링의 새클부가 주는 영향에 대한 강경태의 연구^[7]에서 실험치를 고려해서 해석을 시도하였지만, 실제 차량부착 상태에서의 정확한 새클의 각도와 길이가 스프링상수의 결정에 어느 정도의 영향을 주는지에 대한 연구가 부족한 실정이다.

본 논문에서는 상용 차량에 부착되는 접판스프링에 대해 시마쯔사의 UTM (Universal Testing Machine)에 설치한 후 굽힘시험하여 하중-변위 선도를 구하고 실제 접판에 스트레인 게이지를 부착하여 각 부분의 변형을 값을 구하려고 한다. 또한 범용 비선형 구조해석 소프트웨어인 ABAQUS를 이용하여 접판스프링의 판간마찰로 인한 하중-변위 곡선의 히스테리시스선도를 재현하고, 각 부분의 변형을 값을 구하여 시험결과와 유한요소 해석의 결과를 비교하여 접판스프링 각 부의 마찰력이 특성에 미치는 영향을 검토하려고 한다. 정적시험뿐 아니라 여러 가지 하중속도하에서의 굽힘시험을 하여 동적스프링상수의 변화에 대해서도 고찰하려고 한다. 정적인 해석과 실험을 거친 후, 기존의 논문에서 부족한 점으로 판단되는 접판스프링이 실제 차량에 부착되었을 경우 새클이 스프링상수의 결정에 어떠한 영향을 주는지를 알아보기 위해, 실험의 결과를 토대로 새클의 길이를 실제 치수에서 $\pm 10\text{mm}$, $\pm 20\text{mm}$ 의 변화를 주고, 그 때의 하중-변위 이력곡선을 재현해서 각 치수에 대

한 스프링 상수의 변화에 대해 살펴보고, 각도의 변화를 $+10^\circ$, -10° 만큼 주고난 후의 각도와 스프링상수의 상관관계에 대해 관찰하여, 실제 차량 부착시의 스프링상수와, 스프링 상수의 결정을 위한 새클의 각도와 길이의 영향에 대해 고찰하려고 한다.

II. 접판스프링 이론

1. 판간 마찰력

유한요소 모델에 들어간 마찰력은 판스프링의 강철판과 강철판간의 마찰력 특성 실험 데이터에 근거하여 설정하였다. 참고문헌 [8]의 실험장치는 판스프링 중앙에 피스톤으로 하중을 가하고 피스톤의 상하 움직임에 따라 판스프링이 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 하중과 마찰력으로부터 정마찰계수 μ_s 와 동마찰계수 μ_d 를 구하였고 표1에 결과를 나타내었다.

위의 실험결과를 토대로 본 논문에서 입력한 마찰계수는 표에서와 같이 정마찰계수를 하중을 가할 때와 하중을 제거하는 경우로 단계를 구분해서 마찰계수를 변경시키면서 유한요소 해석을 수행하였다.

2. 마찰해석

본 논문에서 이용한 ABAQUS^[9]에서는 접촉시 마찰해석을 위해 쿨롱마찰을 적용하고 있다. 일반적인 쿨롱마찰모델에서는 두 방향 마찰응력의 합응력인 등가마찰응력

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (1)$$

이 임계응력보다 작을 경우에는 움직임과 연관성이 없다고 가정할 수 있다. 임계응력은 접촉압력 p 에 의해 결정되므로

$$\tau_{crit} = \mu p \quad (2)$$

여기서 μ 는 마찰계수이다.

ABAQUS에서는 이러한 임계응력에 제한을 줄 수가 있는데

$$\tau_{crit} = \min(\mu p, \tau_{max}) \quad (3)$$

여기서 τ_{max} 는 임의의 값이다. 등가응력이 임계응력과 같다면($\tau_{eq} = \tau_{crit}$) 미끄러짐이 일어날 수 있고, 또한 마찰이 등방성일 경우에는 미끄러지는 방향과 마찰응력의 방향이 동일하고, 아래와 같은 식으로 표현 할 수 있다.

$$\frac{\tau_i}{\tau_{eq}} = \frac{\dot{\gamma}_i}{\dot{\gamma}_{eq}} \quad (4)$$

여기서 $\dot{\gamma}_i$ 는 i 방향으로의 미끄러지는 속도이고, $\dot{\gamma}_{eq}$ 는 미끄러지는 속도의 크기이다
이 때

$$\dot{\gamma}_{eq} = \sqrt{\dot{\gamma}_1^2 + \dot{\gamma}_2^2} \quad (5)$$

이다.

III. 시 험

1. 겹판스프링의 제원

본 논문에서 시험에 사용한 겹판스프링은 현대자동차의 2.5ton 마이티 트럭에 부착되는 스프링이다. 스프링의 제원과 치수는 표 2와 같다.

2. 설치 및 시험

1) 굽힘시험

시험에 사용할 스프링을 실제 차량에서의 부착상태와 같은 조건의 지그를 제작해서 설치하고 적정용량 25ton인 시마쯔사의 UTM (Universal Testing Machine)에 설치하여 수직으로 1분당 5mm의 속도로 최대변위 55mm, 76mm의 두 가지 조건으로 하중을 부과하여 그 때의 수직 변위에 따른 하중을 측정하였다. 이 때 55mm와 76mm의 변형은 실제 차량에서 한 쪽 바퀴에 부과되는 공차시의 하중 740kgf와 만차시의 하중 1040kgf의 힘을 받았을 때 겹판스프링의 변위이다. 그림 2(a)는 시험을 위해 스프링을 시험기에 설치한 그림이며, 그 때의 새클의 형태는 그림 2(b)와 같이 보여진다. 그림 3(a)는 76mm 눌려졌을 때의 스프링의 상태이며, 그 때의 새클의 형태는 그림 3(b)에 보여진다. 정적하중하의 실험을 마친 후, 초기하중이 없는 상태에서와 740kgf, 1040kgf의 하중이 가해진 상태에 대하여 500mm/min, 300mm/min, 200mm/min, 100mm/min의 다양한 하중속도하의 동적 하중실험을 수행하였다. 이 때 변위는 +5mm, +10mm, +20mm, +40mm 의 경우에 대해 실험하였다.

2) 변형을 측정시험

굽힘시험 후에 판스프링의 1번판과 마지막판의 변형을 게이지를 부착할 부분을 깨끗이 닦고 사포로 면을 매끈하게 한 후에 그림 4와 같이 각 스프링의 9개 부분에 변형을 게이지를 부착하고 굽힘시험과 같은 방법으로 최대변위 55mm와 76mm에 대해서 실험을 실시하고 변위 10mm에 한 번씩 변형을 값을 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

시험결과 예측한대로 마찰의 영향으로 하중을 가할 때와 제거할 때의 임의의 변위에서의 하중이 다른 것을 알 수 있다. 판스프링의 성능을 나타내는 대각스프링비를 살펴 보면 정적인 하중상태에서의 실험값은 13.9kgf/mm로서 참고문헌[10]의 이론치 13.8kgf/mm와 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

그림 5는 각 부분에서의 하중에 대한 변형을 값을 그래프로 나타낸 것이다. 결과에서 알 수 있듯이 같은 하중에서 1번판의 가운데 부분의 4번 변형을 값이 가장 크다는 것을 알 수 있었으며 양 쪽의 대칭 부분의 변형을 값은 미소한 차이를 보이는데 이는 새클부의 마찰력의 영향인 것으로 보인다.

한 편 동적인 하중을 받는 상태에서의 대각스프링비인 동적스프링 상수를 살펴보면 그림 6~8에서와 같이 변위가 작을 때 스프링 상수 값이 커지는 것을 알 수 있다. 이는 참고 문헌[2]에서도 확인할 수 있다. 또한 초기 변위가 없을 때는 그 값은 14~16kgf/mm 정도의 값을 가지고 있고, 55mm의 변위가 초기 변위로 주어질 때는 값의 범위가 커지며 이 때 그 값은 14~24 kgf/mm 정도이고, 작은 변위의 거동에서 더욱 확실하게 스프링 상수 값이 커지는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 76mm의 변위가 초기에 주어질 때는 더욱 명확하게 드러나며, 이 때의 값의 범위는 14~28kgf/mm로 나타났다. 이는 스프링의 변형 발생으로 자체 회복력에 의해 미소변위에 대한 스프링상수가 아주 커짐을 알 수 있다. 위의 세가지 경우에서 모두 변위가 커질 때는 정적인 스프링 상수값에 가까워 지는데, 이것으로부터 스프링 상수가 하중의 속도보다는 변위의 크기에 더 영향을 받는 다고 결론 지을 수 있다.

IV. 유한요소 해석

1. 모델링

본 논문에서 해석한 접판스프링 모델은 마이티트럭의 전륜현가 판스프링이다. 표 2의 값을 토대로 기하학적 모델링을 마친 후 그 바탕에 절점과 요소를 생성하는 유한요소 모델링을 하였다. 그림 9(a)는 하중이 가해지기 전 상태의 판스프링의 유한요소 모델링이다. 그림 9(b)에서는 이 때의 새클의 모델링형상을 자세하게 보여주고 있다. eye부 내부의 표면에 직각으로 강체빔을 연결해서 축과 밀착되는 이 부분에 대해서 단순화 시켜준 것이다. 모델링은 600여개의 절점과 281개의 요소로 구성되어 있으며 그림 좌측의 아이(eye)부 중앙의 절점과 우측 새클 끝단의 절점을 x,y방향으로 구속하였고 회전을 구속하지 않아 편과 같은 역할을 하도록 하였다. 새클의 또 다른 끝단과 우측 아이부 중심에 있는 절점을 편으로 구속조건을 주었다.

실제 판스프링의 중앙에 있는 센터볼트의 역할을 위해 중심부에 볼트의 지름만큼의 요소를 tie 시켰다.

요소는 CPS4I라는 평면응력 요소를 써서 2차원 해석을 시도하였다.

하중은 판스프링 중앙부 절점에 최대하중 740kgf, 1040kgf까지 하중을 가하여 정적 해석

을 수행 하였다. 판과 판사이의 마찰계수는 표 2에 있는 정마찰계수를 사용하였다. 새클의 영향을 알아보기 위해서 크게 세 가지의 경우에 대해서 살펴보았는데 첫째, 새클이 없이 양단의 아이부 중앙 절점을 x,y 방향으로 구속해 양단 핀지지와 같은 조건과 우측 아이부의 중앙절점을 y방향으로만 구속해 단순지지와 같은 조건을 준 경우에 대해서 해석하였고, 둘째 새클의 각도변화에 의한 처짐량의 변화에 대해 알아보기 위해서 새클의 각도를 원래 차량부착시의 상태에서 시계방향과 반시계방향 각각 10°의 변화를 주고 그 결과를 살펴보았다. 또한 새클의 길이에 대한 영향을 살펴보기 위해서 원래 길이에 $\pm 10\text{mm}$, $\pm 20\text{mm}$ 의 다양한 길이 변화를 주어 대한 해석을 시도하였다.

2. 결과 및 고찰

그림 10은 유한요소 해석 후 최대 하중상태에서 판스프링의 변형된 모습과 초기형상을 동시에 보여주고 있다. 각 판스프링의 시험에서 구한 하중-변위값과 유한요소 해석에서 구한 하중-변위값을 그래프로 나타내면 그림 11과 같이 된다. 시험에서 구한 하중-변위 곡선과 유한요소 해석으로 구한 하중-변위 곡선을 비교해 보면 두 곡선이 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 정적스프링상수를 구해보면 시험에서는 13.9 kgf/mm, 유한요소 해석에서는 13.95 kgf/mm로 거의 같은 값을 구할 수 있었으며 실제 설계에서의 스프링 정수 13.8 kgf/mm와도 거의 비슷한 값을 나타내었다. 하중-변위선도에서 살펴보면 잘 보이지 않지만 시험에서의 이력곡선은 초기의 하중에서 일정수준까지 변위가 거의 0임을 보이는 반면 유한요소해석의 결과는 초기 하중에서부터 변위가 거의 일정 기울기를 보임을 알 수 있다. 이는 유한요소해석 시 접판스프링의 내부응력과 조립응력의 항을 무시해서 발생된 결과인 것으로 보여진다.

그림 12는 하중 변화에 따른 그림 4의 3번에서의 변형율의 변화를 보여주고 있는데 실험치와 유한요소해석결과가 거의 일치하고 있다.

그림 13은 1040 kgf의 하중이 가해졌을 때 1번 판에서 각 절점에서의 변형율의 분포를 보여준다. 대부분의 절점에서 시험결과와 유한요소해석의 결과는 잘 일치함을 알 수 있다. 하지만 1번판 중앙부의 결과는 상이한 경향을 보여주고 있는데, 이는 실제 판스프링의 경우 센터볼트를 위한 홈이 판 중앙에 위치하고 있어 판의 중심에서 응력의 집중이 일어나는 반면 유한요소해석의 경우는 요소를 1번판부터 6번판까지 tie를 시켜 오히려 강도가 강하게 나타나기 때문인 것으로 생각된다. 그래프는 판스프링의 중앙을 중심으로 거의 대칭임을 알 수 있다. 이는 양 쪽 아이부에서의 마찰력이 무시되어 나타난 결과로 보여진다.

그림 14는 유한요소 모델링에서의 새클의 영향을 나타낸 그래프이다. 그림에서 알 수 있듯이 새클은 링크부분의 마찰력이 고려되지 않았음에도 그 자체의 기구학적 형상으로 인해 변위에 큰 영향을 끼치며, 나아가 판 사이의 마찰력에도 크게 영향을 미친다. 새클의 각도 변화에 따른 처짐량의 변화와 스프링상수의 변화는 그림 15와 표 3에서 보여주는데, 이 때 새클과 스프링이 이루는 각도가 예각이 되면서 같은 하중에 의한 처짐량이 증가하는 것을 알 수 있다. 새클의 길이 변화에 대한 스프링상수의 변화를 살펴보면 그 영향이 각도의 영향에 비해 작지만 길이가 짧아지면 변위가 커져서 스프링상수가 작아지고 길이가 길어지면 스프링상수가 커지는 것을 알 수 있다. 이는 그림 16에 나타내었다.

앞에서 살펴본 바와 같이 처짐량에는 새클 각도와 길이가 매우 중요하지만, 이를 실제의 조건과 같이 맞추더라도 변형율의 분포에서 알 수 있듯이 실제 판스프링이 받는 응력상태와는 차이를 보인다. 따라서 완벽한 스프링의 설계를 위해서는 센터볼트 주변의 응력상태

를 좀 더 정확하게 구현할 수 있는 3차원 모델링이 제시 되어야 하며, 조립응력을 충분히 염두에 둔 해석이 필요하다고 할 수 있겠다. 또한 실제 차량에 부착되어지는 스프링의 강성은 스프링 자체의 강성으로만 결정되는 것이 아니고 부착시 요구되어지는 새클의 길이와 각도의 선택이 큰 역할을 한다는 것을 알 수 있다.

V. 결 론

범용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 판간 접촉뿐만 아니라 새클부까지 고려한 접판스프링의 유한요소 모델링을 제시하였으며, 접판스프링의 특성을 나타내는 비선형 하중-변위 이력곡선을 정적인 하중하뿐 아니라 동적인 하중하에서 재현하였다. 또한 시험을 통하여 결과의 정확성을 검증해 보았다. 그리고 변형을 게이지를 직접 부착하여 실제로 접판스프링의 변형을 값을 측정하고 유한요소 해석과 비교해 보았다. 정적 스프링 상수와 하중에 따른 변위는 시험과 유한요소의 해석 결과가 잘 맞았지만 변형을 값에는 부분적으로 차이를 나타내었다.

새클의 각도가 변위에 미치는 영향을 알아보기 위한 해석결과, 새클과 스프링이 이루는 각도가 예각에서 둔각으로 변하는 동안 변위가 줄어드는 것을 알 수 있었고 새클의 길이 변화에 따른 스프링의 변위는 길이가 길어질수록 변위가 줄어드는 것을 알 수 있었다. 따라서 스프링 자체의 특성 뿐만 아니라 실제 차량 부착시 새클의 각도와 길이의 변화에 따라서도 스프링 상수의 조정이 가능함을 알 수 있다.

참고문헌

1. 최선준, 최연창, 최재찬, 권혁홍, "현가장치용 접판스프링의 설계프로그램개발", 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제1호, pp.20~31, 1995
2. 임홍재, 권영일, "판 스프링의 비선형 동특성 해석", 한국정밀공학회 1996년도 춘계학술대회논문집, pp.842~846, 1996
3. K. Chishima, "Hysteresis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Small Amplitude)", *ばね論文集*, Vol.10, pp.38~45, 1964
4. K. Chishima, "Hysteresis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Large Amplitude)", *ばね論文集*, Vol.12, pp.74~79, 1967
5. J. Song and Y. Maruyama, "Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software", *Spring*, Vol.38, pp.31~36, 1993
6. T. Hamano and M. Itoh, "Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element", *ばね論文集*, Vol.37, pp.39~46, 1992
7. 강경태, "유한요소법을 이용한 접판스프링의 특성해석", 울산대학교 석사학위논문, 1999
8. K. Chishima and Y. Kurihara, "On the Optimum Interleaf Friction Force of Laminated Spring", *ばね論文集*, Vol.16, pp.40~46, 1971
9. ABAQUS/STANDARD USER'S MANUAL(VER. 5.8), 1998
10. 마이티 정비 지침서 54장 후륜트 서스펜션, 현대자동차, 1993

표. 1 겹판스프링의 판간 정마찰 및 동마찰 계수

	강철 - 강철	
	μ_s	μ_d
Loading	0.51	0.62
Unloading	0.46	0.38

표. 2 겹판스프링의 세원 및 치수

	마이티(2.5ton)
두께(mm)	10t
폭(mm)	70
a,b 길이(mm)	600, 600
직선거리, L(mm)	1200
2번판 길이(mm)	1200
3번판 길이(mm)	860
4번판 길이(mm)	620
5번판 길이(mm)	500
6번판 길이(mm)	120
재질	sup9
첫판까지의 높이(mm)	105
스프링 상수	13.8kgf/mm

표. 3 새클의 길이와 각도 변화에 따른 스프링상수 변화

각도변화		길이변화	
각도변화량	스프링상수 [kgf/mm]	길이변화량[mm]	스프링상수 [kgf/mm]
새클없을 때	15.94	-20	13.9
-10°	13.48	-10	14.16
원래각도	13.95	0	13.95
+10°	15.03	+10	14.38
		+20	14.46

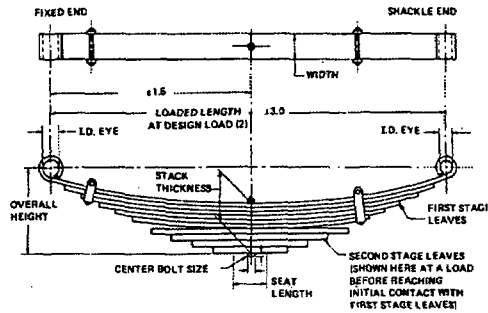


그림 1. 겹판스프링의 형상 및 용어

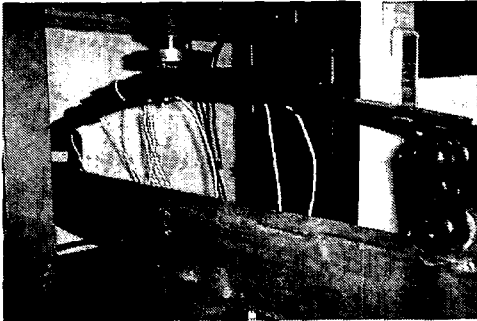


그림 2.(a) UTM 설치시 겹판스프링

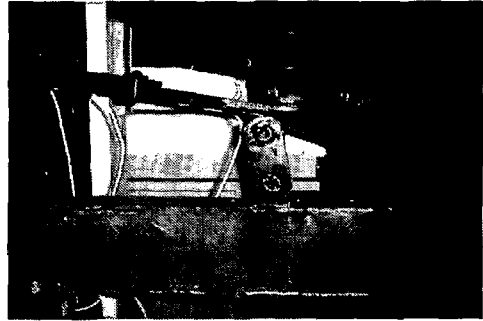


그림 2.(b) UTM설치시 새클의 형상

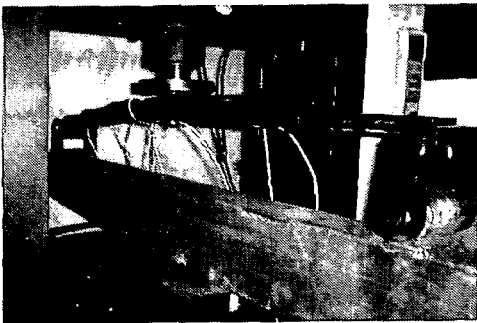


그림 3.(a) 76mm 변형에서의 겹판스프링 형상

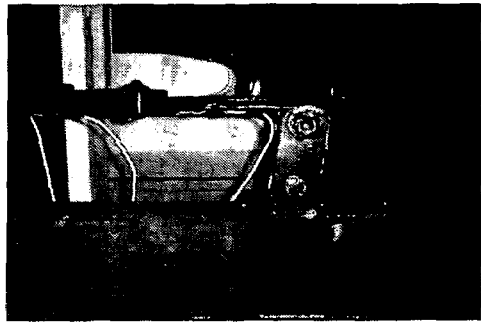


그림 3.(b) 76mm 변형에서 새클의 형상

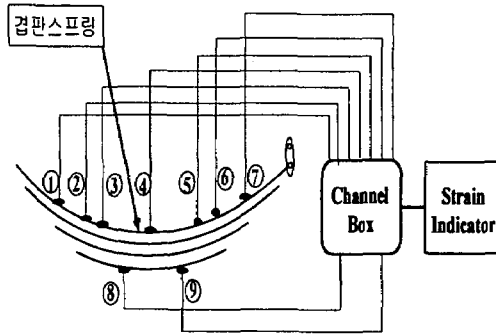


그림 4. strain 측정시험 장치도

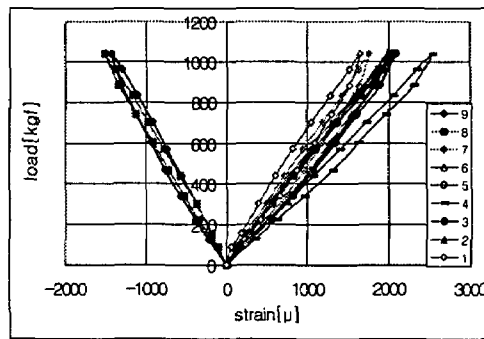


그림 5. 판스프링 각 부분의 strain 측정값 (76mm 압축)

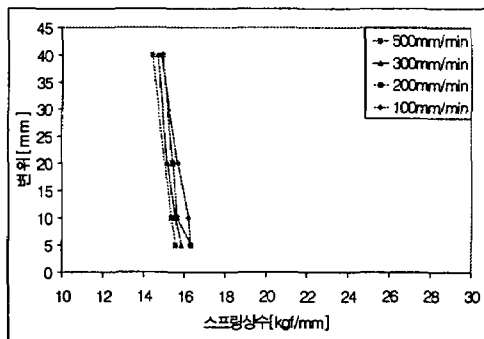


그림 6. 초기변위가 없을 때 각 변위에서의 스프링상수 변화

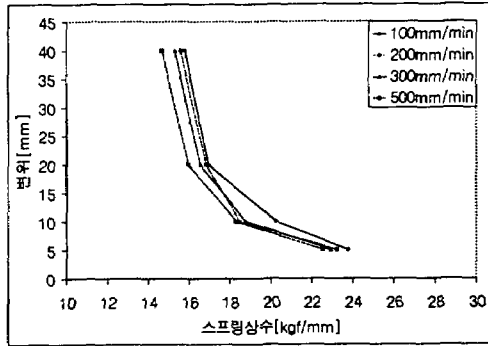


그림 7. 초기변위 55mm일 때 각 변위에서의 스프링상수 변화

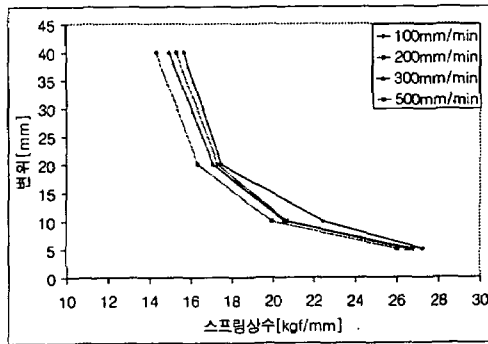


그림 8. 초기변위 76mm일 때 각 변위에서의 스프링상수 변화

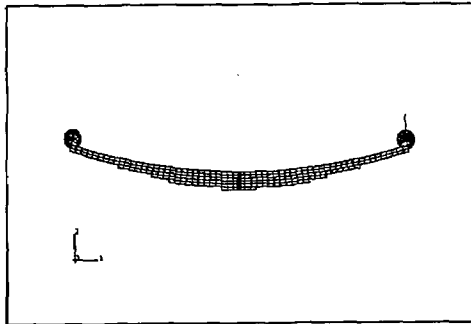


그림 9.(a) 판스프링의 유한요소 모델링

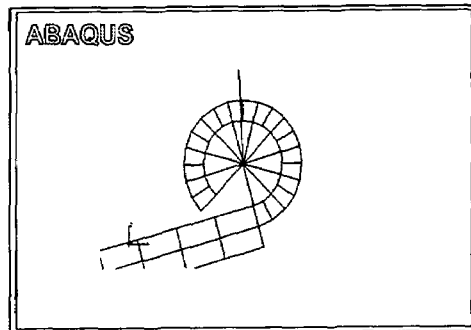


그림 9.(b) 새클부 모델링

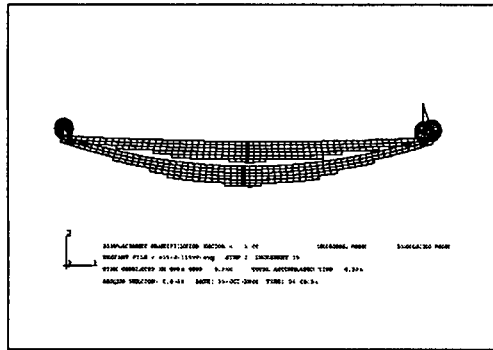


그림 10. 판스프링의 유한요소 해석결과(76mm 압축)

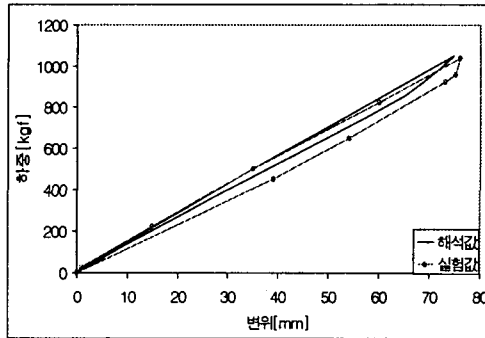


그림 11. 하중-변위 선도 비교(76mm 압축)

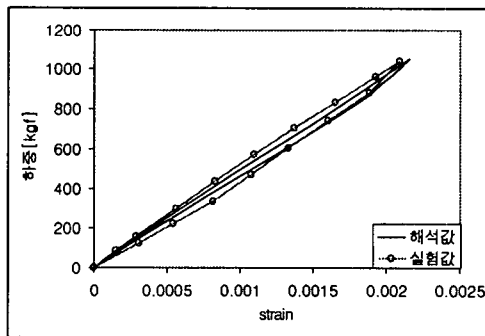


그림 12. 하중-변형률 선도 비교(3번)

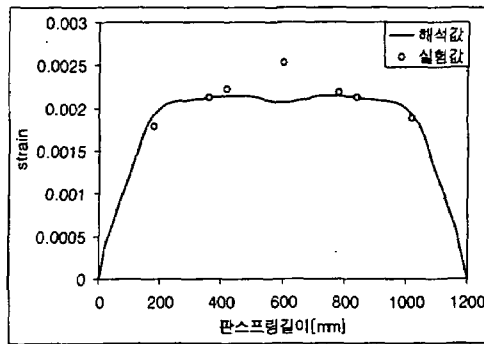


그림 13. 스프링 1번圈的 변형을 분포

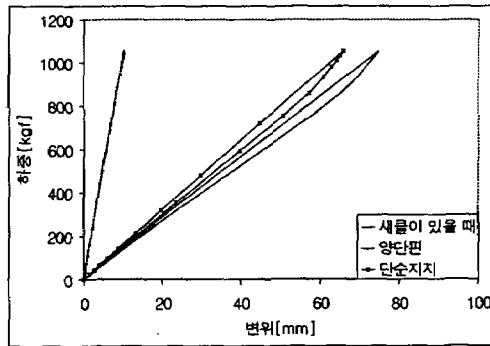


그림 14. 새클이 처짐에 미치는 영향

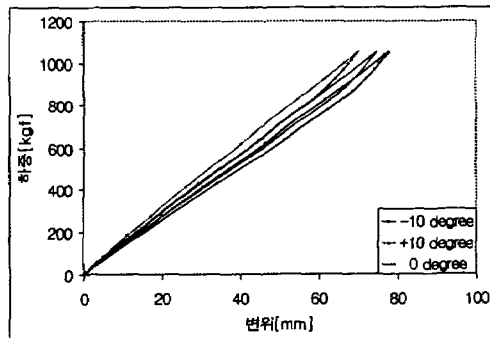


그림 15. 새클의 각도가 처짐에 미치는 영향

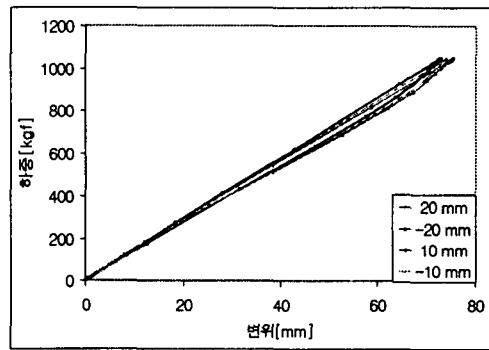


그림 16. 새클의 길이가 처짐에 미치는 영향