

# Progressive Multi-Leaf Spring의 소음저감 방안 에 관한 연구

0 김성수\* · 문원규\*\* · 유영일\*\*\*

## A Study on the Method for Reducing the Noise of the Progressive Multi-Leaf Spring

SungSoo Kim, WonKyu Moon and YoungIl Yoo

**Keywords:** Progressive Multi-Leaf Spring(프로그레시브 겹 판 스프링),  
Contact Noise(접촉음), Contact Process(접촉과정)

### Abstract

A method for reducing the contact noise of the Progressive Multi-Leaf Spring was investigated. It was found that the contact noise between the main and the help springs is the main source of the noise through our experiments. The conclusions from our experiments were compared with those from our numerical analysis by use of ABAQUS. The main parameters for the unexpected noise in the leaf spring were investigated through structural analysis to make describing noise generation. The contact process between the two leaves is examined by numerical calculations by ABAQUS. The noise produced by the leaf spring could be dramatically reduced by changing the shape of help spring so as to remove a translational jump of the contact point between the main and the help springs. Even with the help spring of the new proposed shape the stiffness of the whole spring did not change much.

### 1. 서론

실제 차량에서 발생하는 소음은 엔진과 주행 시 타이어와 노면의 마찰에 의한 소음, 차체의 공기저항에 의한 바람소리 등이 주요 구성인자로 알려져 있고 이들을 줄일 수 있어도 완전히 제거할 수는 없다. 이밖에도 차체의 구조물에서 발생하는 소음이 있을 수 있는데 이러한 이차적인 소음은 완전히 제거할 수 있다고 생각되고 있다. 특히 엔진 등에서 전해오는 진동과 구조물의 고유진동수가 일치했을 때 생기는 현상의 하나로서의 소음은 차체 구조물 설계 시에 고려해야 하는 기본 사양의 하나로 자리 잡았다. 그러나 이러한 구조물에

의하여 발생 가능한 소음 중에서 엔진 소음과 같이 구조운동이 이차적인 부분이 있는데 그곳이 바로 현가장치이다. 현가장치는 차량이 주행을 시작하면서 구조운동을 하게 된다. 따라서 이 부분에서 소음이 발생하면 이는 다른 차체 구조물의 진동, 소음과는 달리 물리적 전달함수를 고려하는 방식으로 해결하기 힘들다.

주행 시 차량의 현가장치 부분에서 나는 소리는 상용차의 경우 적재함을 지지하고 있는 현가장치와 운전석과는 상당한 거리차가 있어 소비자의 입장에서 보면 소음원으로부터 격리되었기 때문에 운전자가 잘 인식하지 못해 문제제기가 적었고, 생산자 입장에서 보면 화물과 차체를 고정시키는 체결장치가 많아 이로 인한 소음과 이외에 다른

\* 포항공과대학교 대학원 기계공학과

\*\* 포항공과대학교 기계공학과

\*\*\* ㈜현대자동차 기술연구소

복합적인 외부요인이 더 지배적일 수 있어 차체 현가장치의 스프링에서 발생하는 소음을 크게 문제 삼지 않아왔다. 그러나 승용차와 승합차 등은 현가장치가 좌석의 아래와 직접적으로 연결되어 있으므로 주행 중 순간적 또는 반복적인 소리로 인해 운전자나 승객이 불편함을 느낄 수 있다. 따라서 승용 및 승합차의 설계 시에 현가장치 부분에서 발생할 수 있는 소음이 고려되어야 한다.

겹 판 스프링은 상용차와 승합차의 현가장치의 일부분으로 널리 사용되고 있다. 그 구조는 간단하나 거친 노면을 차량이 주행할 때 차체와 바퀴의 상대적인 위치를 흡수하는 부분이므로 부품간의 상대운동이 상존할 수밖에 없어 소음문제를 야기할 수 있는 가능성이 있다. 최근 겹 판 스프링을 승합차에 적용하면서 스프링에서 발생하는 소음이 보고되어 이의 해결책이 필요하게 되었다.

지금까지의 겹 판 스프링에 대한 연구를 정리하면 크게 정적특성 및 동적거동으로 구분할 수 있다. 우선 정적특성은 스프링의 강성과 강도에 대한 연구로, 이는 대부분 변형 시 감쇄로 작용하는 판간마찰을 무시하고 단순 보 이론을 적용한 근사 이론들<sup>(1-4)</sup>이지만 최근에는 판간의 상호작용을 고려한 해석<sup>(5-7)</sup>도 이루어지고 있다. 다음으로는 동적거동에 대한 연구로, 대부분 스프링의 동적응답 특성을 실험적으로 평가하고 수학적으로 모델링하여 컴퓨터 프로그램화함으로써 스프링의 거동을 예측하였다<sup>(8-11)</sup>.

이상에서 살펴본 바와 같이 차량의 성능을 결정하는 요인인 정적특성과 동적거동에 대한 연구는 활발히 진행되어져 왔으나 발생소음에 대한 원인과 대책은 연구되지 않았다. 본 논문은 현장에서 보고된 겹 판 스프링 소음문제의 원인과 그 해결 방안을 연구한 결과이다. 소음의 원인을 규명하기 위하여 문제가 발생하였던 겹 판 스프링의 소음을 측정, 그 특성을 검토하여 발생메커니즘을 밝히고 그 결과를 바탕으로 소음을 일으키는 주요인자에 대한 모델을 설정하였다. 이 모델을 이용한 수치계산은 측정결과를 잘 설명할 수 있어 모델이 타당하다고 판단하여 이 모델을 기반으로 하여 소음을 유발하는 인자의 변경을 통한 주 소음원 제거에 대한 방안을 소음대책으로 제시하였다.

## 2. Progressive Multi-Leaf Spring 소음

### 2.1 소음의 개요

Progressive Multi-Leaf Spring 은 Fig. 1 에서

볼 수 있듯이 주스프링(main spring)과 보조 스프링(help spring)으로 나누어져 있다. 노면의 요철로 인한 하중이 스프링에 작용되면 보조 스프링이 주스프링을 보완하는 구조는 작용하중에 따라 필요강성을 구현할 수 있다는 특성을 갖는다. 또한 각 판들 간의 마찰이 감쇄로 작용하기 때문에 좋은 현가특성을 가질 수 있는 장점도 있다. 그러나 이러한 특성들은 단점일 수도 있다. 왜냐하면 판들간의 마찰이나 처음에는 떨어져 있던 주스프링이나 보조 스프링이 동적으로 접촉을 하게 되는 상황은 소음을 발생시킬 수도 있기 때문이다. 특히 본 논문에서 다룬 사례는 겹 판 스프링을 장착한 승합차가 특정한 부하를 싣고 주행하면 현기장치부분에서 상당한 크기의 소음이 발생한다는 사실이었다. 이 소음의 진원을 찾기 위하여 단품들의 소음발생 여부가 검토되었고 그 중 하나인 겹 판 스프링에서 소음이 확인되었다.



Fig. 1 The structure of the Progressive Multi-Leaf Spring

### 2.2 주 소음원 규명을 위한 실험

#### 2.2.1 실험방법

차량 주행 시 현가장치의 소음은 노면의 거칠기로 인해 스프링에 가해지는 동적하중에 의하여 발생한다. 따라서 본 실험에서는 Progressive Multi-Leaf Spring 에서 발생하는 소음의 원인을 밝히기 위해 다양한 동적하중 조건(다양한 정적하중, 작동주파수 및 진폭)으로 스프링을 가진 시키고 그때 발생하는 소음을 측정·분석하여 주 소음원을 확인하였다.

실제 차량에 장착한 상황과 유사한 조건을 만들기 위해 Fig. 2 에서 보는 바와 같이 스프링 왼쪽을 핀 조인트(pin joint)로 베드(Bed)에 결합하여 회전만 가능하게 하고, 오른쪽은 회전과 수평방향의 이동이 동시에 가능하도록 두 개의 핀 조인트를 커넥팅 로드(connecting rod)를 이용해 연결하여 베드에 장착하였다. 또한 하중을 작용시키는 부분에는 롤러(roller)를 달아서 수평방향의 하중의 움직임이 시험기의 피스톤에 전달되지 않도록 하여 하중이 수직방향으로만 스프링에 작용하도록 구성하였다.

우선 하중시험기로 Table 1 에서와 같은 정하중을 가하여 주스프링과 보조 스프링의 간격을 근접

시킨 상태에서 정현파(sinusoidal wave)로 베드에 고정된 스프링을 가진시키고 B&K의 1/2 inch 4190 마이크로폰을 이용해서 스프링에서 발생하는 소음을 위치에서 따라서 측정하였다. 측정된 음압은 B&K NEXUS Conditioning Amplifier를 거쳐 PCI-MIO-16XE-10 보드가 장착된 컴퓨터의 LabVIEW 프로그램을 통해 sampling rate 40,000 Hz로 aliasing이 일어나지 않도록 충분한 속도로 샘플링하였다.

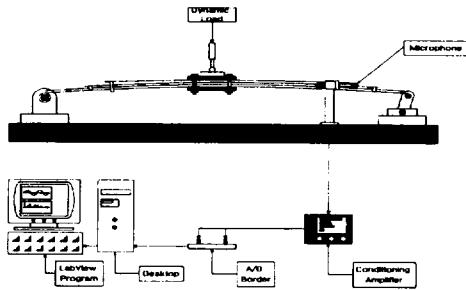


Fig. 2 The experimental setup for investigating a main noise source of the leaf spring

Table 1. Sinusoidal experimental conditions  
Cam.: Camber, Sil.: Silencer

Exp. No.	Description		Load (kg <sub>f</sub> )	Disp.(p-p) (mm)	Freq. (Hz)
	Cam.	Sil.			
1	150	○	259	10	1.5
			264	5	3
			267	3	3
2	150	×	220	5	3
			220	7	3
			250	2	3
			250	2	4
3	120	○	815	5	3
			815	5	4
			830	2	3
4	120	×	830	2	4
			655	7	3
			680	5	2.5
			800	7	3
			800	10	2.5

### 2.2.2 실험결과

소음의 형태와 각 판사이의 마모발생 여부에 따라 각 시험별로 정리를 하면 Table 2와 같다. 측정결과를 요약하면 주스프링과 보조 스프링의 상호작용으로 인한 접촉음이 관측되었고 각 판사이의 미끄러짐이 존재하는 것을 확인할 수 있었으

나 이로 인한 마찰음은 측정할 수 없었다. 마찰음은 실제로 존재할 것이지만 실험장치 등에 의한 소음에 비해 월등히 크지 않아서 실험적으로는 확인할 수 없었던 것으로 판단된다. 명백한 것은 마찰에 의한 소음은 스프링 사이의 접촉음에 비해 그 크기가 무시할 정도로 작다는 것이다. 따라서 Progressive Multi-Leaf Spring에서 발생하는 주 소음원은 주스프링과 보조 스프링사이의 상호작용으로 인한 접촉음이라고 말할 수 있다.

Table 2. Types of noise and wear

Exp. No.	Contact Noise	Friction Noise	Wear			
			The help spring	the main spring	The leaf	the second third leaf
1	○	×		○		×
2	○	×		○		○
3	○	×		○		×
4	○	×		○		○

## 3. 주 소음원의 메커니즘 분석

### 3.1 주 소음원의 이론적 모델 및 수치계산

#### 3.1.1 주 소음원의 발생메커니즘 분석

실험에 의하여 Progressive Multi-Leaf Spring의 주 소음원은 주스프링과 보조 스프링사이의 접촉으로 인해 발생한다고 결론을 내렸고, 소음발생 상황을 관찰하여 소음발생에 결정적인 역할을 하는 부위는 보조 스프링의 끝부분임을 확인할 수 있었다. 이는 '두 스프링의 접촉이 중앙에서부터 점진적으로 일어나는 것이 아니라 한 순간에 보조 스프링의 중간에서 끝부분으로 접촉이 도약함으로 인해 발생한다.'는 메커니즘으로 설명할 수 있다. 먼저 소음 발생메커니즘을 이해하기 위해 Fig. 3과 같이 길이가 다른 두 외팔 보(cantilever beam)로 구성된 구조물을 고려해 보자. 하중이 보의 끝에 작용하면 두 외팔 보는 O와 A점에서만 접촉하고 나머지 부분에서는 공간이 생기게 된다<sup>(12)</sup>. 이렇게 되는 이유는 두 외팔 보의 길이가 다르므로 상이한 굽힘 모멘트의 분포를 가지게 되고, 굽힘 모멘트의 분포에 의해 결정되는 보의 변위도 달라진다. 그런데 위에 있는 보에 작용하는 굽힘 모멘트가 Fig. 3의 OA 구간에서 아래에 위치한 보에 작용하는 모멘트보다 크다. 따라서 외부에서 하중이 작용하면 두 외팔 보는 항상 끝부분에서만 접촉이 일어난다. 겹판 스프링에서 판(leaf)은 초기에 주어진 곡률로 굽어져 있으므로 Fig. 3

에 표시한 상황과는 다르게 주스프링과 보조 스프링이 접촉할 수 있다. 그러나 만약 앞서 설명한 바와 같이 보조 스프링 끝에만 갑자기 접촉하게 된다면 겹 판 스프링은 소음과 함께 심한 마모현상을 보이게 될 것이다. 실제 겹 판 스프링에서 주스프링이 어느 정도 퍼져서 직선 보에 가까운 형상이 된 후에 보조 스프링과 주스프링이 변형하여 어느 순간에 접촉하게 되므로 먼저 살펴본 두 개의 직선 보의 경우와 같이 주스프링이 보조 스프링의 끝부분에 불연속적으로 접촉할 가능성이 있다. 따라서 이러한 현상이 어떠한 조건에서 일어나게 되는가를 수치해석을 통해 살펴보았다.



Fig. 3 A simple model of the contact noise

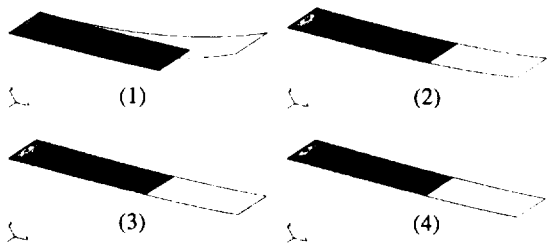
### 3.1.2 수치계산을 통한 주스프링과 보조 스프링의 접촉과정 분석

두 스프링사이의 접촉점이 중앙에서부터 보조 스프링의 바깥쪽으로 점진적으로 이동하는 것이 아니라 보조 스프링의 끝부분으로 불연속적인 도약을 하기 때문에 접촉음이 발생한다는 앞서 제시한 가설을 확인하고자 하였다. 기초적인 해석결과 주스프링과 보조 스프링의 곡률반경이 어떠한 양태로 접촉점이 이동하는가를 결정한다는 사실을 확인할 수 있었다. 따라서 이 두 개의 곡률반경을 접촉음 발생의 주요인자로 설정하였다. 해석의 편의를 위해 스프링을 중심볼트(center-bolt)를 기준으로 하여 앞부분과 뒷부분으로 나누어 해석하였다. 두 부분 모두 한쪽만이 고정된 굽은 외팔보라 모델링하여 해석하였다. 주스프링을 구성하고 있는 각 판 사이에는 변형 시 상대적인 미끄러짐이 존재하여 각 판은 서로 구속되지 않고 독립적으로 움직이게 된다. 그러므로 세 개의 판으로 이루어진 주스프링은 각 판의 굽힘 관성모멘트의 합과 같은 값의 굽힘 관성모멘트를 갖는 하나의 보로 대치하여 해석할 수 있다<sup>(13)</sup>. 본 논문에서는 주스프링을 하나의 곡선 보로 모델링하여 주스프링과 보조 스프링의 곡률반경의 변화에 따른 접촉과정을 살펴보았다.

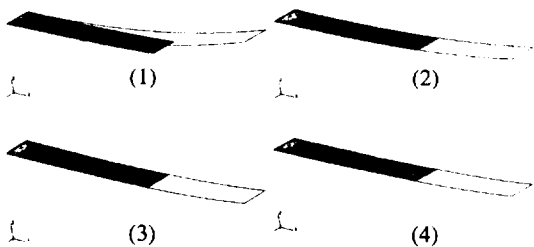
두 스프링사이의 접촉점 이동을 작용하중의 함수로 살펴보기 위하여 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS의 정적해석 모듈을 이용하여 수치해석하였다<sup>(14)</sup>. 이는 실제로 스프링에 작용하는 주파수 범위가 10 Hz 이하로 매우 낮은 영역에 속하므로 스프링 자체의 동적효과를 나타내는 관성의 영

향을 무시할 수 있기 때문에 타당하다. 아래는 주스프링과 보조 스프링의 곡률반경에 따라 두 스프링간의 접촉점의 이동양태가 달라진다는 것을 확인하기 위하여 서로 다른 주스프링과 보조 스프링의 곡률반경들을 조합하여 수치해석을 수행하였다.

Fig. 4는 주스프링과 보조 스프링의 곡률반경의 변화에 따라 두 스프링간 접촉점의 이동이 달라짐을 예시하고 있다. 즉 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 (a)의 경우 두 스프링의 접촉점이 하중증가에 따라 점진적으로 이동하게 됨을 보여주고 있지만, (b)의 경우에는 두 스프링간의 접촉점이 보조 스프링의 끝부분에서 불연속적으로 이동하는 접촉의 도약이 일어난다. 이러한 불연속적인 접촉점의 이동은 동적하중이 가해질 경우 충격을 발생시킬 수 있다. 다시 말해서 예상치 않은 소음이 발생할 가능성이 존재한다는 의미이다.



(a) The radius of curvature of the main and the help springs: 2,000 mm and 10,000 mm



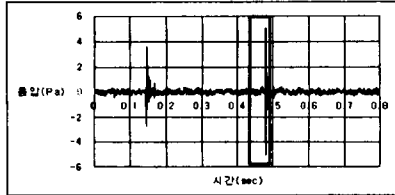
(b) The radius of curvature of the main and the help springs: 2,000 mm and 6,000 mm

Fig. 4 The contact process of the multi-leaf cantilever beam

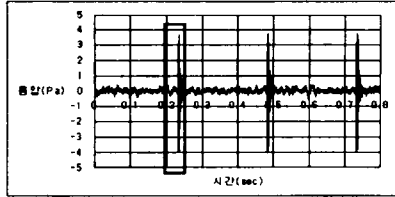
### 3.2 주 소음원의 메커니즘 확인

앞절에서 제시한 소음 발생메커니즘 가설의 신뢰도를 수치계산을 통해서 높일 수 있었지만 이는 동적모델을 음향현상과 함께 해석한 결과가 아니라 소음을 발생시킬 수 있는 메커니즘이 존재한다는 것을 증명할 수 있는 모델에 대한 수치해석 결과이다. 따라서 이 수치해석한 메커니즘을 실험을 통해서 실제 현상과의 관계를 검증할 필요가 있다. Fig. 5는 Fig. 2의 실험장치로부터 소음이 발생

한 부분(보조 스프링의 끝부분)에서 측정된 음압 변화를 나타내는 그림이다. Fig. 5 에 나타낸 두 가지 경우 모두 소리가 일정한 시간간격을 두고 펄스(pulse)형태로 발생함을 볼 수 있는데, 이의 주파수는 하중시험기의 작동 주파수와 일치한다.

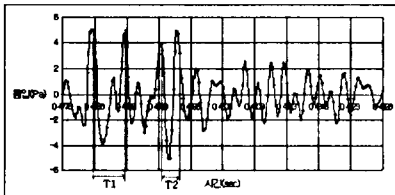


(a) Exp. No. 1: 264 kg<sub>f</sub>, 5 mm, 3 Hz

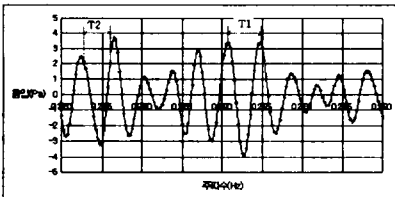


(b) Exp. No. 3: 830 kg<sub>f</sub>, 2 mm, 4 Hz

**Fig. 5** The sound pressure of the contact noise 실험에서 측정된 신호는 스프링에서 발생한 소음과 외부적인 요인에 의해 발생한 소음으로 나눌 수 있는데, 전자에 의한 영향은 Fig. 5 의 사각형 내부에 포함된 펄스의 반복으로 나타난다. 물론 사각형 내부에 포함된 신호에는 외부요인에 의한 소음이 포함되어 있지만 스프링에서 발생하는 소음이 지배적이므로 측정시간 전체에 대해 분석을 하기 보다는 사각형의 한 부분을 취해서 이를 분석해야 하는 것이 곱 판 스프링에서 발생하는 소음의 특성을 파악하는데 더 유용하다.



(a) Exp. No. 1: 264 kg<sub>f</sub>, 5 mm, 3 Hz

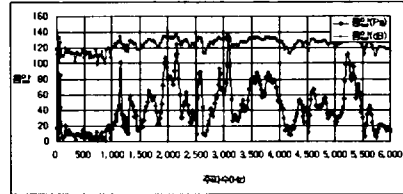


(b) Exp. No. 3: 830 kg<sub>f</sub>, 2 mm, 4 Hz

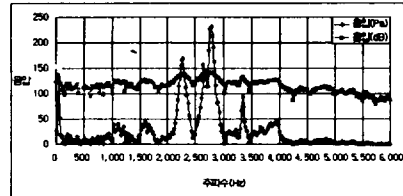
**Fig. 6** The sound pressure of the contact noise pulse

우선 시간영역에서, Fig. 5 의 사각형 부분에 포함

된 펄스를 확대해서 보면 Fig. 6 과 같다. (a)에서 음압이 가장 큰 부분의 주기는  $T_1=0.0005$  sec,  $T_2=0.000375$  sec 로 이는  $f_1 \approx 2,000$  Hz,  $f_2 \approx 2670$  Hz, (b)에서는  $T_1 \approx 0.00045$  sec,  $T_2 \approx 0.00035$  sec 혹은  $f_1 \approx 2,220$  Hz,  $f_2 \approx 2,860$  H 의 주파수 성분을 가질 것을 예상할 수 있다.



(a) Exp. No. 1: 264 kg<sub>f</sub>, 5 mm, 3 Hz



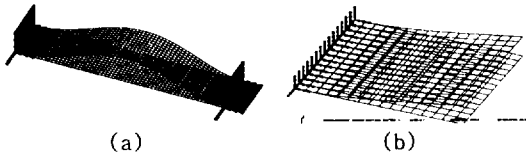
(b) Exp. No. 3: 830 kg<sub>f</sub>, 2 mm, 4 Hz

**Fig. 7** The frequency analysis of the contact noise pulse

다음으로 스프링 소음이 지배적인 Fig. 5 의 사각형 부분(duration: 0.05 sec)에 대해 주파수 분석을 하였다(sampling rate 40,000 Hz). Fig. 7 은 Fig. 5 의 사각형에 포함된 펄스를 DFT 를 취하여 구한 값들 중 cutoff frequency, 20,000 Hz 보다 낮은 주파수 영역 중 주요 피크 치(peak value)가 존재하는 6,000 Hz 보다 작은 영역을 그린 그래프이다. Fig. 7 을 살펴보면 소음의 주성분이 대략 2,400 Hz 와 2,800 Hz 부근이라는 것을 발견할 수 있다. 이는 시간영역에서 구한 소음의 주요 성분과 비교적 비슷함을 알 수 있다.

이제 실험적으로 구한 주소음의 주파수 성분과 앞서 두 스프링간 상호작용을 고려하여 제시한 소음 발생 메커니즘에 의한 발생음이 가질 수 있는 주파수 성분을 비교해 보자. 먼저 ABAQUS 를 이용하여 접촉음이 발생할 수 있는 상태, 즉 두 스프링의 접촉점이 불연속 이동을 시작할 때 두 스프링의 고유진동수를 계산하였다. 이 상태에서 두 스프링의 고유진동수가 중요한 이유는 앞서 제시한 소음 발생메커니즘 가설에 의하면 접촉점이 불연속적으로 옮겨갈 때 판과 판이 충돌하는 것과 같은 현상이 일어나는데 이러한 충돌에 의해 발생하는 소리는 구조물의 고유진동수를 갖게되기 때문이다. 접촉음이 발생하는 순간에는 접촉점이 두 부분에서 형성되고 이 중 바깥쪽 접촉점에서 두

스프링이 충돌을 일으켜 소음이 발생한다고 볼 수 있다. 따라서 보조 스프링은 두 접촉점 중 안쪽 접촉점이 clamped cantilever beam 로, 주스프링은 안쪽 접촉점에서 clamped 되고 반대쪽 끝은 핀 조인트로 고정되어 있지만 두 스프링의 충돌로 인한 핀 조인트에서의 변위는 거의 없으므로 clamped 되어 있다고 가정할 수 있다. 그리고 충돌 시 바깥쪽 접촉점에서 거의 순간적인 임펄스(impulse)에 가까운 힘이 작용한다고 가정할 수 있으므로, 충돌로 인한 소음은 강제진동(forced vibration analysis)보다는 고유진동 해석(natural vibration analysis)을 통하여 구해야 한다고 판단된다. Fig. 8 은 접촉에 의해 충돌이 일어날 때 중요한 역할을 하는 주스프링과 보조 스프링의 수치모델을 나타낸 것이다. ABAQUS 를 이용해서 수치해석을 수행한 결과 주스프링과 보조 스프링의 첫번째 고유진동수는 각각 2,336 Hz 와 2,882 Hz 을 얻을 수 있었다. 여기서 각 스프링의 유효길이라는, 주스프링의 경우 뒷부분의 핀 조인트로부터 두 번째 접촉점까지, 보조 스프링은 뒷부분의 끝에서부터 두 번째 접촉점까지의 길이를 채택하였다. 해석결과 얻은 진동수 2,336 Hz 와 2,882 Hz 는 앞서 기술한 실험을 통해서 얻은 소음의 주 성분과 거의 일치하므로 구조역학적 고찰에서 얻을 수 있었던 소음 발생메커니즘 가설이 타당함을 확인할 수 있다.



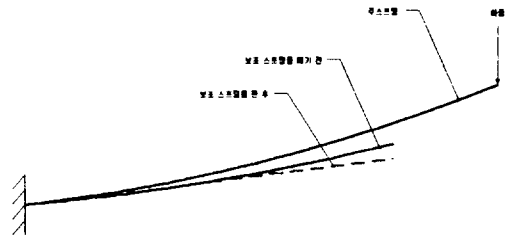
**Fig. 8** The first eigenmodes and natural frequencies of the main and the help springs

- (a) The main spring: 2,336 Hz
- (b) The help spring: 2,882 Hz

#### 4. 소음 저감을 위한 방안

접촉음은 하중이 스프링에 작용하게 되면 초기 접촉점이 생기고 이를 통해 주스프링에서 보조 스프링으로 하중이 전달되어 보조 스프링이 변형을 하나, 주스프링과 보조 스프링의 초기간격이 충분치 않은 경우 처음에 형성된 접촉점이 보조 스프링의 끝부분에 이르게 되면 주스프링의 초기형상에서 굽힘 모멘트로 인한 변형을 뺀 최종변형 모양이 보조 스프링의 초기형상에서 접촉점을 통해

서 전달되는 접촉력으로 인한 보조 스프링의 변형을 뺀 모양과 같거나 혹은 이보다 작게 되면 두 스프링은 보조 스프링의 끝에서 새로운 접촉을 형성하여 충돌을 일으키고 이로 인해 이 지점에서 소음이 발생하게 된다. 따라서 이러한 충돌을 제거하기 위해서는 초기에 주스프링과 보조 스프링의 간격을 크게 만들면 될 것이다. 이를 위해 소음이 발생하는 보조 스프링의 형상을 곡률이 없는 평평하거나 혹은 곡률을 주스프링과 반대방향으로 가지도록 하면 되지만 Progressive Multi-Leaf Spring 은 강성천이의 특성을 갖는 스프링이므로 위에서 언급한 방법으로 제작한다면 초기의 스프링에 비해 상당히 더 큰 하중영역에서 천이구간이 일어나게 될 것이다. 이렇게 되면 소음문제는 쉽게 해결할 수 있겠지만 스프링의 주 목적인 강성 특성은 매우 크게 달라져 요구되는 차량 현가장치의 특성을 만족하지 못하게 된다. 따라서 스프링의 강성특성은 크게 변화시키지 않고 두 스프링의 상호작용으로 인해 발생하는 소음을 제거하는 방안을 모색해야 한다.



**Fig. 9** The shape change of the help spring for reducing the contact noise

본 논문에서는 Progressive Multi-Leaf Spring 본래의 요구강도를 거의 그대로 유지하면서 두 스프링의 접촉으로 인한 소음을 줄이는 방안으로 다음과 같은 방법을 제시한다. 우선 ABAQUS 와 같은 상용 유한요소해석 프로그램을 이용해서 두 스프링 간의 접촉점을 계산한다. 그 후 그 해석으로부터 주스프링과 보조 스프링 사이의 접촉점의 비점진적인 도약을 일으키는 순간의 접촉점들의 위치를 확인한 후, Fig. 9 와 같이 첫번째 접촉점에서 보조 스프링의 곡선에 접하도록 보조 스프링의 형상을 변화시킨다.

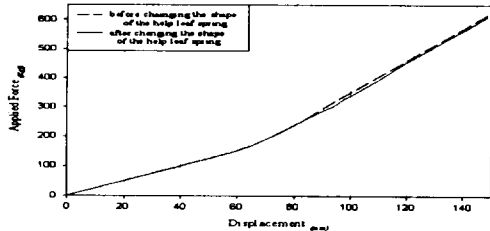
Fig. 10 은 Fig. 4 (b)에 앞서 제시한 소음제거 방안을 적용하여 접촉과정을 살펴 본 것으로 접촉점이 불연속적으로 도약하지 않고 점진적으로 보조 스프링의 끝부분으로 이동함을 볼 수 있다.





**Fig. 10** The contact process by changing the shape of the help spring

또한 Fig. 11은 소음제거를 위해 보조 스프링의 형상을 변화시킨 후와 변화 전 스프링의 강성을 비교한 것으로 천이구간이 약간 뒤로 이동하는 경향이 있지만 대체로 변화 전의 강성을 잘 표현하고 있음을 알 수 있다. 이는 위에서 제시한 방안이 접촉음의 발생메커니즘을 제거할 수 있을 뿐만 아니라 스프링의 초기 요구강성을 그대로 유지할 수 있어 매우 효과적이라 것을 말해주고 있다.



**Fig. 11** The stiffness comparison before and after changing the shape of the help spring

## 5. 결론

본 논문에서는 Progressive Multi-Leaf Spring에서 문제가 되었던 소음을 분석하고 이의 주원인과 그 메커니즘을 찾고자 하였다. 저자들이 살펴본 스프링에서 발생하는 소음과 그 대책을 요약하면 다음과 같다.

(1) Progressive Multi-Leaf Spring의 주 소음은 주스프링과 보조 스프링의 상호작용으로 인한 접촉음이었다. 이의 원인을 살펴보면, 스프링에 임계하중 이상이 작용되어 보조 스프링이 주스프링을 보완하는 작용을 하게 되고 이때 두 스프링 사이의 접촉이 점진적으로 일어나지 않고 불연속적인 도약을 할 수 밖에 없는 상황이 주어지면 동적하중 상태에서 두 스프링이 충돌을 하게 되고 그로 인해 접촉음이 발생하게 된다.

(2) Progressive Multi-Leaf Spring에서 발생하는 소음을 제거하기 위한 방안으로 보조 스프링의 형상변화를 제시하였다. 이는 설계 시에, 상용 유한요소해석 프로그램을 이용하여 주스프링과 보조 스프링 간의 접촉점들의 위치를 구한 후 보조 스프링 끝부분에서 초기 접촉점이 불연속적으

로 도약하는 순간의 접촉점 위치의 유무를 확인한 후 있다면 그 정확한 위치를 찾아 이 위치에서 보조 스프링 형상을 곡률에 접하도록 변화시키는 방법으로, 본래 스프링의 강성특성을 그대로 유지할 수 있을 수 있을 뿐 아니라 접촉음을 제거하는 데 매우 효과적임을 보였다.

## 후 기

본 논문은 ㈜현대자동차와 ㈜대원강업의 연구비 및 기술지원으로 이루어진 것으로, 이에 도움을 주신 현대자동차 울산연구소의 정달희 님, 김순근 님, 김세희 님, 대원강업의 김기전 님, 박진용 님, 대경특수강의 최정기 님 등 도움을 주신 모든 관계자 여러분께 심심한 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) M. F. Spotts and T. E. Shoup, "Design of Machine Elements", 7th ed., Prentice Hall, 1998.
- (2) Robert C. Juvinall, "Fundamentals of Machine Component Design", John Wiley & Sons, 1983.
- (3) 宋地復 外, "新機械設計學", 清文閣, 1996.
- (4) 鄭善謨, "標準機械設計學", 東明社, 1984.
- (5) E. Zahavi, "Analysis of a contact problem in leaf springs", Mechanics Research Communications Vol. 19 (1), 21-27, 1997.
- (6) 金基宗, "상용 유한요소 프로그램을 이용한 접판 스프링의 비선형 접촉 해석", 한양대학교, 1997.
- (7) 高榮浩, "접판 스프링의 유한요소 해석 법", 한양대학교, 1997.
- (8) D. Cebon, "Simulation of the Response of Leaf Springs to Broad Band Random Excitation", Vehicle System Dynamics, 15 (1986), pp. 375-392.
- (9) Bruce D. Van Deusen, "Truck Suspension System Optimization", SAE Trans. 710222, 1971, 11p.
- (10) G. R. Potts and H. S. Walker, "Nonlinear Truck Ride Analysis", Journal of Engineering for Industry, May 1974, pp. 597-602.
- (11) F. Badrakhn, "Slip Damping in Vibrating Layered Beams and Leaf Springs: Energy Dissipated and Optimum Considerations", Journal of Sound and Vibration (1994) 174(1), 91-103.
- (12) Stephen H. Crandall, Norman C. Dahl and Thomas J. Lardner, "An introduction to the mechanics of solids", 2nd ed. with SI units, McGraw-Hill Book Company, pp. 565-567, 1996.
- (13) Stephen H. Crandall, Norman C. Dahl and Thomas J. Lardner, "An introduction to the mechanics of solids", 2nd ed. with SI units, McGraw-Hill Book Company, pp. 489, 1996.
- (14) ABAQUS USER MANUAL & POST MANUAL