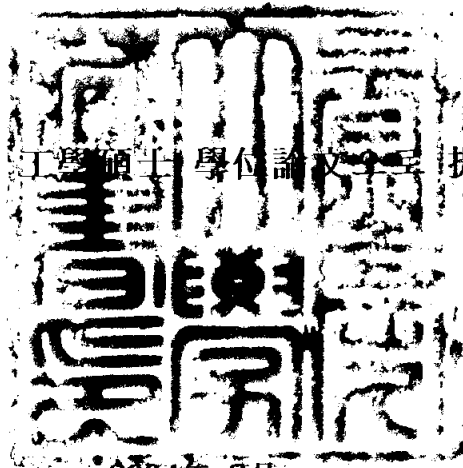


工學碩士學位論文

원통형 압축코일스프링의
강성설계에 대한 연구

指導教授 李 守 鍾

이 論文을 工學碩士學位論文으로 提出함



2004年 8月

釜慶大學校 産業大學院

機 械 設 計 學 科

李 庭 林

이 論文을 李庭林의 工學碩士
學位論文으로 認准함

2004年 6月

主 審 工學博士 金 亨 資(印)

委 員 工學博士 金 南 植(印)

委 員 工學博士 李 守 鍾(印)

목 차

Abstract	2
List of Figures	4
List of Tables	5
List of Photo	6
Symbols	7
 제 1장 서론	 8
 제 2장 기하적 형상 및 강성계수	 10
2-1 최대 비틀림응력	10
2-2 기하적 형상 및 강성계수	14
 제 3장 실험 및 방법	 16
3-1 실험방법	16
3-2 실험장치	18
 제 4장 결과 및 고찰	 21
4-1 실험결과	21
4-2 고찰	22
 제 5장 결론	 29
 Appendix[I]	 30
 참고문헌	 31

A Study on the Stiffness Design for Compressive Helical Coil Spring

Jung-Rim Lee

Department of Mechanical Design
Graduate School of Industry
Pukyong National University

Abstract

Spring is used widely as locomotive engine, suspension equipment of automobiles, intake · exhaust valve of internal combustion engine, burdom pressure gage, precession measurement, watch, etc..

If generally spring is made of a slender rod and has long length, it is impossible to be buckled.

For this study, at first, we calculated diameter of coil based on mean diameter of spring and free height, number of spring coil, member of active coils, with maximum torsion stiffness. And then, we evaluated the safety for helical compression coil spring.

Finally, we compared with stiffness using Wahl's theoretical equation and executive experiment result for test piece which has different shape.

In this paper, we obtained that experiment at stiffness showed linear change was in design boundary and it approached to the theoretical stiffness.

List of Figures

Fig. 1 Helical Spring formed from Round Bar 13

Photo. 1 Sample of Helical Compression Coil Spring 17

Photo. 2 Experimental Apparatus(FSD-ΛO5) 20

Fig. 2 Force vs. Displacement Relation for Helical Compression Spring
of Sample #1 25

Fig. 3 Force vs. Displacement Relation for Helical Compression Spring
of Sample #2 26

Fig. 4 Stiffness vs. Displacement Relation for Helical Compression
Spring of Sample #1 27

Fig. 5 Stiffness vs. Displacement Relation for Helical Compression
Spring of Sample #2 28

List of Tables

Table 1 Geometrical Shape of Spring	15
Table 2 Theoretical Stiffness of Helical Compression Coil Spring	15
Table 3 Stiffness of Spring obtained by Test	21

List of Photos

Photo. 1 Sample of Helical Compression Coil Spring	17
Photo. 2 Experimental Apparatus(FAD-AO5)	20

Symbols

c : 스프링지수(D/d)

D : 코일의 평균지름[mm]

d : 소선의 지름[mm]

G : 횡탄성계수[MPa]

H : 자유장[mm]

H/D : 종횡비

k : 스프링강성계수 또는 스프링정수[N/m]

N_c : 유효권선[회]

N : 스프링권수

T_l : 비틀림 모멘트[N · m]

Z_b : 극단면계수

W : 하중[N]

δ : 변위[mm]

K_s : 응력수정계수

$\tau_{\max}$: 최대전단응력[MPa]

τ_s : 전단응력[MPa]

τ_t : 비틀림 전단응력[MPa]

Q : 양단의 코일의 수

제 1장 서론

스프링은 물체의 탄성 또는 변형에 의해서 축적된 에너지를 이용하는 것을 주목적으로 하는 기계요소이다. 따라서 하중에 의한 일을 탄성에너지로써 흡수, 축적하고 이를 필요에 따라 방출할 수 있도록 적절한 형상과 치수로써 제작하지 않으면 안 된다.

스프링은 형상에 따라 코일스프링¹⁾²⁾, 스파이럴 스프링, 겹판 스프링, 토션바, 박판 스프링, 웨ιβ 와셔 스프링, 디스크 스프링, 링 스프링 등 그 종류가 다양하며 용도로는 철도차량 및 자동차의 현가장치, 내연기관의 흡배기 밸브, 브르돈 압력계, 기압계, 계측기 등에 주로 이용되어지고 있다.

일반적으로 스프링에 가하는 힘은 변위에 비례한다. 따라서 그 비례정수인 스프링 강성계수를 구함으로써 작용하는 힘에 대한 변위를 예상할 수 있고 작용력이 정적하중이 아닌 경우에 있어서 질량을 가진 물체가 스프링에 충돌할 경우 최대 변위 시에 발생하는 최대력을 구할 수가 있으므로 충격력에 대한 방진을 실현할 수 있다³⁾.

본 논문은 주어진 하중에 대하여 상정된 변위를 안전하고 정확히 수행하는 원통형 압축코일스프링의 강성계수를 구할 목적으로 하중과 변위에 상응하는 스프링 소선을 결정하고 스프링 지름, 유효권수, 자유장을 계산하여 기하적 형상으로 수치화 하고 스프링 안전성과 좌굴의 위험여부를 판단하였다. 그리고 신뢰성을 확인하기 위해 시행한 실험을 통하여 얻어진 강성계수와 이론적 강성계수를 비교·검토

하였다.

스프링材는 WPB(피아노선)로 하였으며 스프링 측정기는 MFG-A50을 이용하였다. 스프링 소재는 풀림 열처리와 쇼트 피닝 처리를 하였고 별도의 규격시험편을 제작하여 그 기계적 성질을 확인하였다.

제 2장 기하적 형상 및 강성계수

2-1 최대 비틀림응력

코일에 작용하는 하중에 의해 단면에 생기는 비틀림 모멘트는 $T_t = WR$ 가 된다. 비틀림 모멘트와 전단력과의 관계는 $T_t = Z_p \cdot \tau_t$ 이며 원형단면인 경우 $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$ 이므로 $T_t = \frac{\pi d^3}{16} \tau_t$ 가 된다. 작용하중과 스프링 평균지름(유효경)의 관계를 적용하면

$$\tau_t = \frac{16 WR}{\pi d^3} \quad (a)$$

가 된다.

요소의 단면에는 수직하중에 의한 전단응력이 작용하므로 이를 고려하면 최대 비틀림응력은

$$\tau_{\max} = \tau_t + \tau_s = \frac{8WD}{\pi d^3} + \frac{4W}{\pi d^3} \quad (1)$$

가 된다.

그런데 재료의 소선지름과 코일의 평균지름에 따라 τ_t 와 τ_s 의 값이 변하므로 소선의 지름과 평균지름의 비를 $c = \frac{2R}{d}$ 로 했을 때, A.M. Wahl은 수정계수를

$$k_s = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \text{ 로 제안하였고, Röver는 } k_x = \frac{c}{c-1} + \frac{1}{4c}, \text{ Wood는}$$

$k_x = \frac{c}{c-1} + \frac{1}{2c}$ 로 할 것을 제안하였다^{5,6,7,8)}

그리고 엄밀해에 의하면 중점에서의 횡응력의 값은

$$1.23 \frac{W}{A} = 1.23 \frac{4W}{\pi d^2} \frac{c}{c} = 1.23 \frac{4W}{\pi d^2} \frac{2R}{cd} \frac{2}{2} = \frac{16WR}{\pi d^3} \times \frac{0.615}{c} \quad (b)$$

이다.

정적하중 W 에 의하여 중점에서 코일의 내측에서의 최대전단응력은 식 (a)와 식 (b)에서

$$\tau_{\max} = \frac{16WR}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.615}{c} \right) = K_s \frac{16WR}{\pi d^3} \quad (2)$$

가 된다. 여기서 $K_s = 1 + \frac{0.615}{c}$ 이다. 여기서 k_s 는 수정계수이며 c 는 스프링지수이다.

식 (2)에 식 (1)을 대입하면

$$\tau_{\max} = K_s \frac{8Wc}{\pi d^2} \quad (3)$$

$$= K_s \frac{2Pc^3}{\pi R^2} \quad (4)$$

이다.

식 (3), (4)는 최대전단응력과 엄밀해에 의한 최대전단응력을 나타낸 것이다.

수정계수를 식 (3), (4)에 대입하면

$$c = \frac{\pi d^2 \tau}{8W} - 0.615 \quad (5)$$

가 된다.

식 (5)를 $c = \frac{2R}{d}$ 와 등치시키면

$$R = \frac{d}{2} \left(\frac{\pi d^2 \tau}{8 W} - 0.615 \right) \quad (6)$$

를 얻는다.

Fig. 1에서 단면 AB에 대한 CD의 회전은 다음과 같다.

$$d\varphi = \frac{WRdl}{JG}$$

변위 $d\delta = Rd\varphi = \frac{WR^2dl}{JG}$ 이므로 스프링의 전길이에 걸친 변위 δ 는 다음과 같다.

$$\delta = \frac{64WR^3N_c}{Gd^4} = \frac{4Wc^4N_c}{GR} \quad (7)$$

따라서 유효권수 N_c 는 다음과 같다.

$$N_c = \frac{\delta RG}{4Wc^4} \quad (8)$$

식 (7)에서의 δ 와 하중 W 의 관계에서 스프링 강성계수 k 를 구하면

$$k = \frac{W}{\delta} = \frac{Gd^4}{64R^3N_c} = \frac{Gd}{8c^3N_c} = \frac{GR}{4c^4N_c} \quad (9)$$

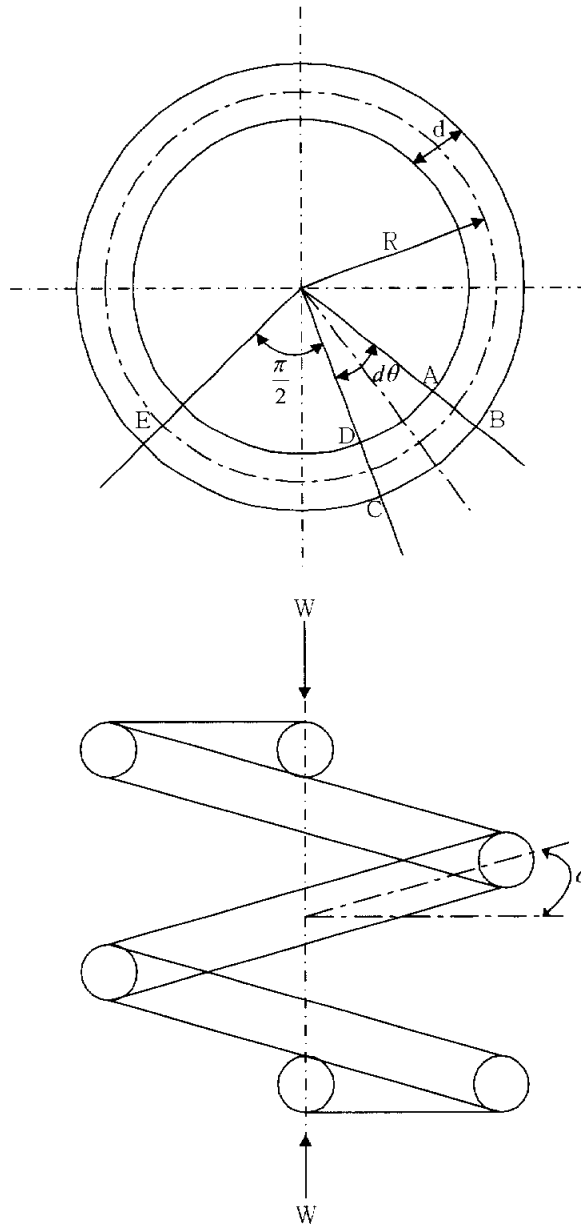


Fig. 1 Helical Spring formed from Round Bar

2 2 기하적 형상 및 강성계수

정하중 134.82 [N]에서 변위 15.5 mm, 167.82 [N]에서 변위 17.5 mm 조건으로 하기 때문에 먼저 스프링지수를 구한다. 이를 위하여 정하중을 받는 헬리컬 압축코일스프링의 최적설계상수를 구하면 B 의 값은 하중, 변위, 횡탄성계수, 코일단의 권수, 전단응력으로 표시 되므로^{13,14)} $B=450$ 을 얻고 이 값에 해당하는 스프링지수의 값은 부록에 의하면 $c=4.7$ 이 된다. 따라서 스프링의 설계에서 이들의 값을 감안하면 수정계수는 $K_s=1.123$ 이 되므로 하중에 대응하는 소선의 지름은 $d=1.968$ 이다.

다시 최적설계를 위하여 c' 를 구한다. $d=1.968$ mm의 piano선은 규격품이 아니므로 $d=2.0$ mm로 하면

$$c' = 4.91$$

가 된다. 스프링 제작의 편의를 위하여 $c''=c=5$ 을 택하고 이 지수를 이용하여 스프링의 평균 반지름을 구하면(10,11,12)

$$R=5 \text{ mm}$$

가 된다.

$$\text{유효권수 } N_c=8.5 \text{로 하면 스프링 강성계수 } k=\frac{81000 \times 2}{8 \times 5^3 \times 8.5} = 16.84 \text{ N/mm이}$$

다. 소기의 목적을 달성하기 위하여 유효권수를 8.5에서 8.3으로 수정하면 강성계수

$k = \frac{81000 \times 2}{8 \times 5^3 \times 8.30} = 17.25$ 가 되며 이것은 요구하는 값보다 약간 큰 값이나 스프링 역할에 영향을 미칠 값은 아니다.

같은 방법으로 143.716 [N]에서 $\delta_1 = 18$ mm, 164.2194 [N]에서 $\delta_2 = 20$ mm의 경우에 대해 소기의 기능을 갖는 스프링 형상을 얻고 실험하였다.

Table 1은 강성설계에 의한 Sample #1, Sample #2의 스프링의 기하적 형상을 나타낸 것이다.

Table 1 Geometrical Shape of Spring

Sample	diameter of wire [mm]	mean radius of spring [mm]	active of total coil	number of coil	free length [mm]	remark
#1	2.0	5.21	8.5	10.4	39.8	
#2	1.9	8.00	4.5	6.50	45.0	

스프링 강성계수는 식 (9)에 의해 구한다. Table 2는 계산에 의한 스프링 강성계수를 나타낸 것이다.

Sample	Stiffness of Spring [N/mm]	Remark
#1	17.25	
#2	7.18	

Table 2 Theoretical Stiffness of Helical Compression Coil Spring

제 3장 실험 및 방법

3-1 실험방법

이상에서 제시한 코일스프링의 스프링상수 계산식과 이 스프링의 선형성을 밝히기 위하여 실제로 자동차의 속압소비 부분에 사용되고 있는 코일스프링을 강성설계 대상으로 하여 정확한 강성계수를 주기 위한 실제 설계 제작 가공하여 시험을 수행하고 하중과 변위사이의 관계를 측정에 의하여 구하였다.

스프링의 샘플은 설계된 스프링의 소선의 지름과 스프링 지름을 달리한 2종류로 하였는데 2종류의 샘플은 재질과 가공방법을 같게 하였으며 가공오차 $5\mu\text{m}$ 이내로 하였다.

실험에 의한 변위와 하중, 스프링상수와 변위와의 관계를 선도로써 나타내고 이론적 강성계수와 일치하는가를 검토하였으며 그 오차범위가 실제 사용하는 데에 적절한가를 판단하였다.

스프링은 냉간가공 후 Annealing Heat Treatment($300^{\circ}\text{C} \sim 350^{\circ}\text{C}$, 200min)를 하고 shot Peening Treatment($150^{\circ}\text{C} \sim 200^{\circ}\text{C}$, 200min)를 실행하였다.

Photo. 1은 시험한 스프링의 외관을 나타낸 것이며 Fig. 2은 스프링의 형상을 도시한 것이다.

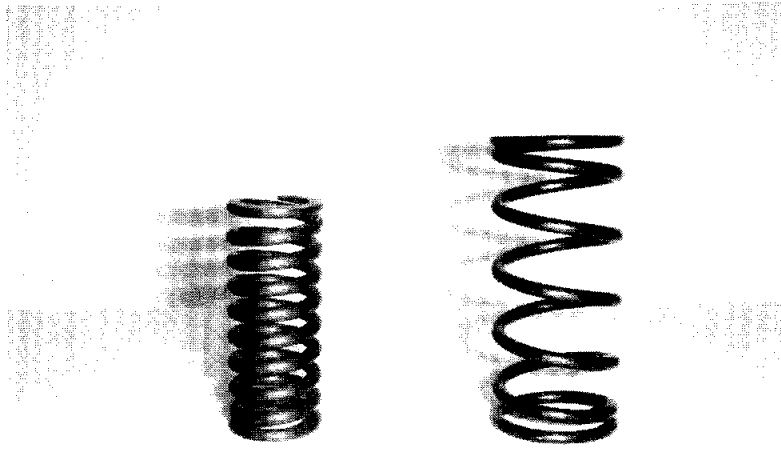


Photo. 1 Sample of Helical Compression Coil Spring

3-2 실험장치

Fig. 2는 본 시험에 사용한 FAD-AO5(최대하중 50 kg, 최대변위 250 mm)의 외관을 나타낸 것이며, 장치의 구성은 마이크로 컴퓨터제어에 의한 시험기 시스템으로 구성되어 있다. 이 시험장치는 변위를 설정하고 그 변위에 상당하는 하중을 측정한다.

본 장치의 하중 검출부는 시편이 놓여지는 원판 하단부에 로드셀(Load Cell)을 부착시켜서 하중값을 전압으로 변환한다. 전압으로 변환하기 위하여 로드셀 증폭기를 사용하고 증폭기의 출력전압을 디지털로 변환하기 위하여 AD변환기(Analog Digital Converter)가 사용되었으며, CPU 계측 제어부를 통하여 프린터 및 표시부로 하중의 값을 출력시킨다. 변위는 펄스모터(Pulse Motor)를 구동시켜 변환시킨다. 이 변위의 값은 입력부(키보드, 디지털 스위치)에서 인가한다. 모터의 변위는 자동과 수동으로 조작되며 수동조작의 경우 저속, 중속, 고속의 3단계로 구분되는데 저속의 경우 약 0.02 mm/sec, 중속의 경우 약 50.0 mm/min, 고속의 경우 1000 mm/min의 시험 속도를 가질 수 있다. 변위의 검출은 펄스 엔코더(Pulse Encoder)를 통하여 검출되며 최소검출 변위는 0.01 mm/pulse이며, 최대변위 측정 길이는 250 mm이다.

측정조작은 다음과 같다. 먼저 상향 스위치를 작동시켜 하중 작동부를 상승시킨다. 그리고 하중값을 0에 맞추어 영점 조정을 한다. 그 다음에 하중 측정범위를 입력시킨다. 측정물의 자유길이를 감안하여 임의로 높이를 설정하고 1차 하중 측정높

이, 2차 하중 측정높이, 3차 하중 측정높이의 입력이 완료되며 출력 데이터 범위 결정(프린터 여부, 하중 포인터 결정, 피측정물의 개수, 측정속도, 측정 데이터의 통계값 산출, 상수 측정의 여부, 단위의 변경)을 한다. 출력 데이터 범위의 결정이 완료되면 하중제로 스위치를 사용하여 로드셀 위에 올려져 있는 스프링에 소정의 변위를 주고 하중을 로드셀로 검출하여 기록지에 검출된 하중값을 기록하도록 하였다. 그리고 먼저 스프링을 압축하면서 측정하고, 다음에 스프링이 최대변위에 도달하였을 때 스프링을 원래 상태로 복귀시키면서 다시 측정하여 그 두 값을 평균하였다. 측정의 정확성을 기하기 위하여 동일한 시험을 수회 반복하였다.

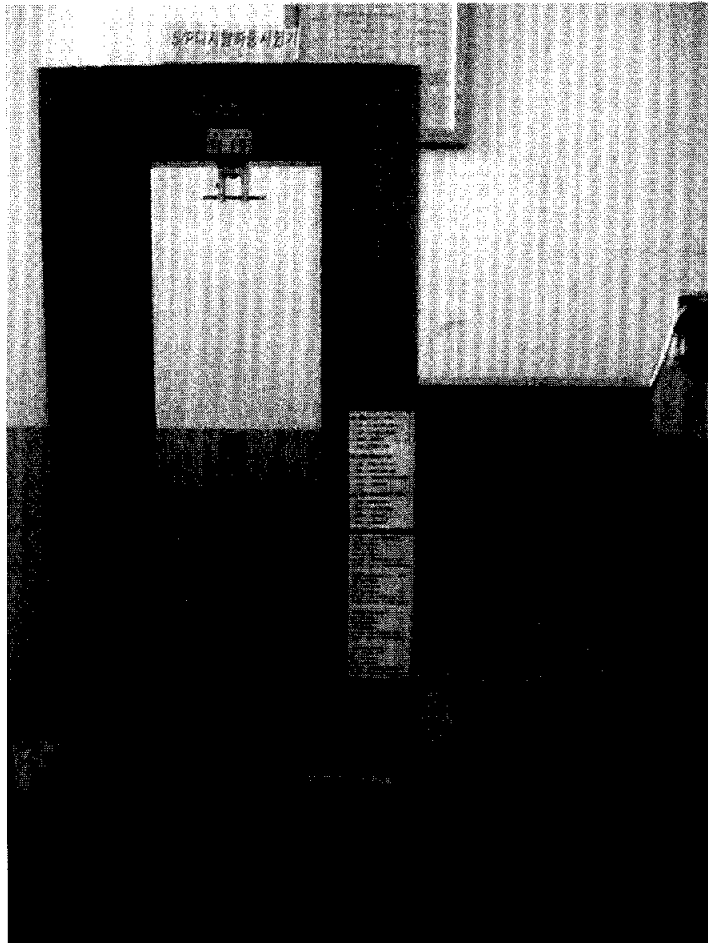


Photo. 2 Experimental Apparatus(FSD-AO5)

제 4장 결과 및 고찰

4-1 실험결과

Table 3은 실험에 의한 Sample #1과 Sample #2의 스프링 강성계수를 나타낸 것이다. 강성계수 k 는 두 지점의 하중과 변위 차이므로 $k = \frac{P_1}{\delta_1} = \frac{P_2}{\delta_2} = \frac{P_2 - P_1}{\delta_2 - \delta_1}$ 을 이용하였다.

Table 3 Stiffness of Spring obtained by Test

Sample	Load [N]	Displacement [mm]	k
#1	1st 49.53	28	16.51
	2nd 115.57	24	
#2	1st 83.45	27.9	7.194
	2nd 143.88	19.5	

4 2 고찰

Fig. 2, Fig. 3은 수정계수를 적용하여 구한 이론적 강성계수와 실험에 의한 결과를 나타낸 것이며 Fig. 4, Fig. 5는 Sample #1, Sample #2에 대한 스프링상수와 변위를 나타낸 것으로 Fig. 3, Fig. 4를 스프링 가용 범위 내에서 변조한 것이다.

Fig. 2는 Sample #1에 대한 하중과 변위를 나타낸 것으로 하중을 세로축으로 변위를 가로축으로 나타내었다. 이 선도에서 흑색점선은 계산에 의한 이론적 값을 나타내고 적색점선은 실험에 의한 값을 나타낸다. 하중을 처음 가하기 시작하였을 때 약간의 비선형성을 보이고 있다. Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5에서 종방향으로 그은 ㉔의 좌측은 약간 비선형적이나 ㉔의 우측부분과 ㉔의 좌측부분 사이에서는 거의 선형적인 양상을 나타내고 있고 강성계수의 값이 16.51[N/mm]로 되어 Whal의 수정계수를 적용한 값에 대하여 근접하고 있다.

그 후 ㉔의 우측부분은 다시 약간의 비선형적인 양상을 나타내고 있다. 그렇더라도 스프링의 설계상 全변위(자유장과 밀착고의 차)의 30%~70% 구간을 적정 강성계수로 인정하고 있는데 비하여 ㉔㉔ 사이가 상당히 확대된 구간에서 선형적으로 나타나고 있다. 그러나 ㉔㉔간의 선형구간에서 직선부분인 이론적 강성계수와 실험에 의한 값이 일치하지 않는 것은 소선의 공차(公差) 및 스프링 제작공차에 의한 것으로 판단된다.

시판되고 있는 피아노선⁷⁾의 지름 허용치는 소선지름 2mm에 대하여 ± 0.02 , 즉 1%의 오차를 허용하고 있고 또 스프링 백(Back)량을 어느 정도 예측해서 소선의

지름을 약간 작은 값으로 제조한다 하더라도 정확한 치수의 소재를 만들 수 없는 것도 한 원인이다. 따라서 소선의 지름과 스프링 평균지름의 치수 차에 의해 스프링 특성이 약간의 영향을 받는다고 할 수 있다.

Fig. 2, Fig. 4에서 ㉔의 우측 비선형부분은 스프링에 계속해서 압축하중을 가하여 스프링이 밀착 근처까지 이르게 함으로써 스프링 강성계수가 급격히 증가하게 된 것이다. 이것은 압축코일스프링의 피치각이 좌권부(左券部)에서 정규의 피치를 갖춘 부분에 이르기까지 0에서 연속적으로 변화하기 때문에 스프링에 하중을 가하게 되면 좌권부에 인접한 부분이 서로 접촉을 시작하게 되고 유효코일이 급격히 줄어들기 때문이다. 이와 같이 유효권수는 하중과 함께 변화하는 값이므로 스프링의 설계 시 신중하게 판단해서 결정해야 할 것으로 생각된다.

Fig. 3, Fig. 5의 경우에 있어서도 역시 Fig. 2와 같은 양상을 나타내고 있다. 설계 사용구간 내에서 Sample #2의 강성계수가 각각 7.194[N/mm]로 되어 수정계수를 적용한 값에 근접함으로써 민감한 정밀도를 요하는 스프링의 설계에서 신뢰할 수 있는 값이라 할 수 있다.

이 그림에서 명백히 밝혀진 바와 같이 계산식을 이용하여 계산한 하중-변위 관계 또는 스프링상수와 변위 관계가 전구간에 걸쳐 실험치와 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있고, 곡선의 기울기인 스프링상수가 초기에는 비선형성을 보이거나 스프링 가용구간에서는 선형적으로 변화하고 있다. 전자의 비선형성은 코일스프링의 전형적인 특성이라고 생각되며 특히 정확을 기하는 진동특성을 연구할 경우에는 세심한 주의가 필요하다.

코일스프링의 정적특성을 이론 및 실험적인 방법으로 고찰하여본 결과 예상하였

던대로 선형성을 보이고 있음을 알 수 있고 하중과 변위 관계가 전구간에 걸쳐 평균적으로 잘 맞으므로 스프링상수 계산식을 스프링의 정적특성을 파악하는데 적용될 수 있을 것이라고 사료된다.

이상에서 알 수 있는 바와 같이 작용하중에 대하여 상응하는 변위의 기능을 갖는 스프링형상과 강성계수를 얻기 위하여 소선의 지름(소선의 지름이 비틀림응력의 범위 내에 있는가를 확인)을 허용비틀림응력의 안전 범위 내⁷⁾에서 결정하고 스프링 평균지름과 유효권수, 자유장을 계산하여 좌굴여부를 판단한 후 스프링 강성계수를 구하여야 한다.

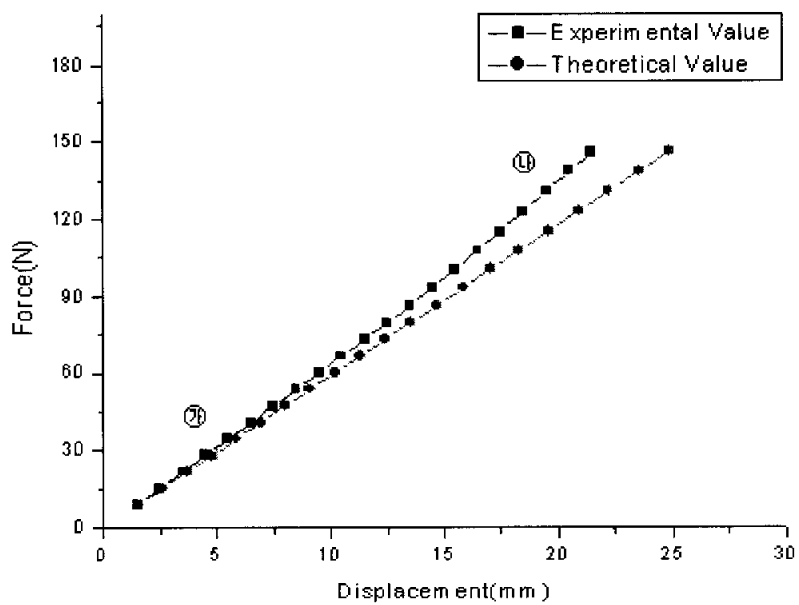


Fig. 2 Force vs. Displacement Relation for Helical Compression Spring of Sample #1

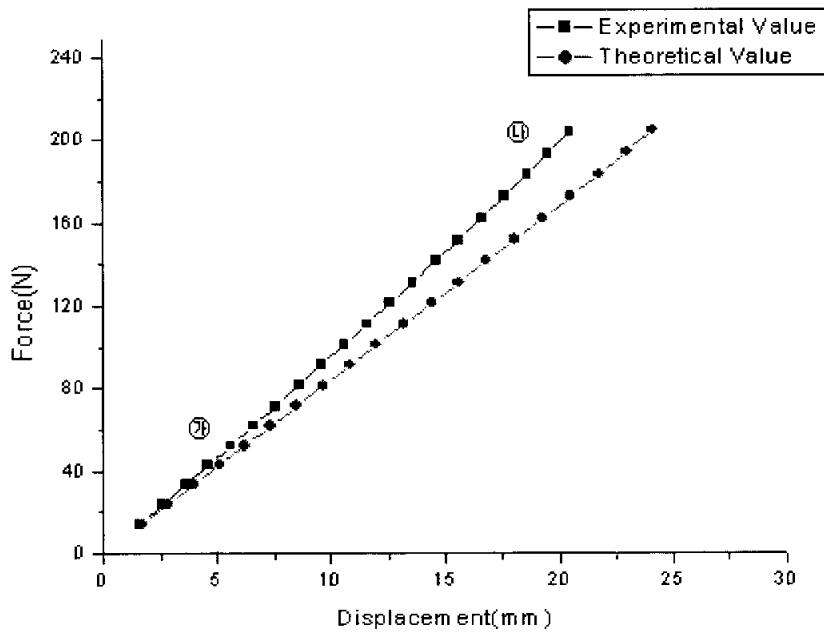


Fig. 3 Force vs. Displacement Relation for Helical Compression Spring of Sample #2

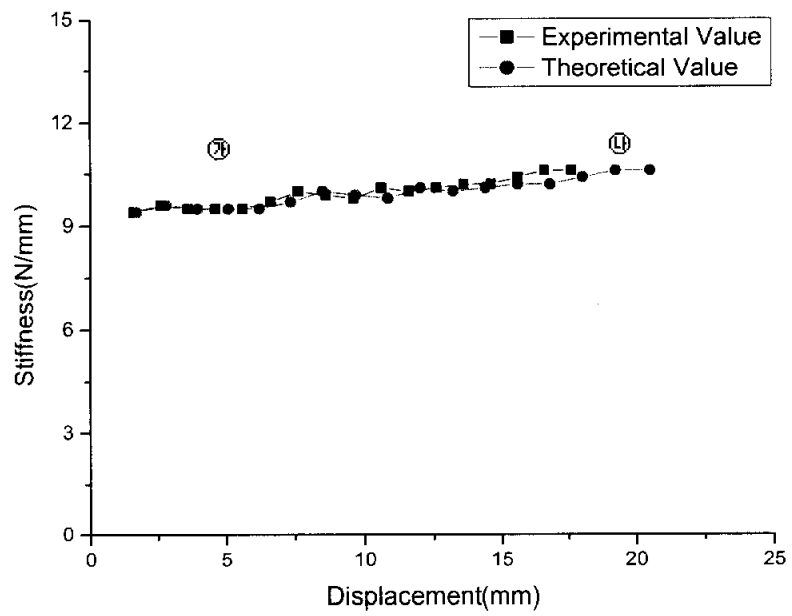


Fig. 4 Stiffness vs. Displacement Relation for Helical Compression Spring of Sample #1

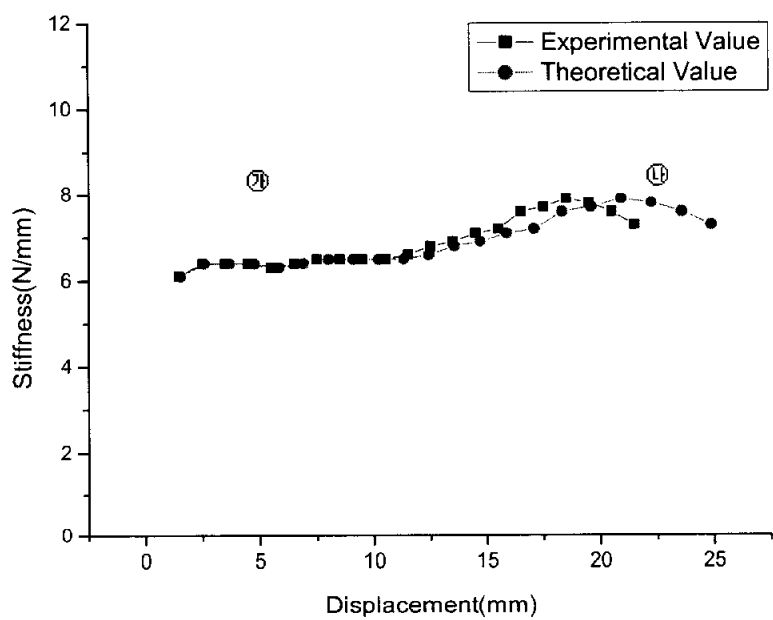


Fig. 5 Stiffness vs. Displacement Relation for Helical Compression Spring of Sample #2

제 5장 결론

WPB材를 소재로 해서 스프링지수, 응력 수정계수, 종횡비, 자유장을 구하여 주어진 하중에 대하여 상정한 변위를 수행할 수 있는 기학적 형상으로 수치화하고 최대 비틀림응력 및 좌굴여부를 판단한 후 스프링 강성계수를 계산하여 실험에 의한 강성계수와 비교 검토한 바, 실험에 의한 강성계수가 스프링 설계 시에 적용하는 구간보다 확대된 범위에서 선형성을 나타내었고, 이론적 강성계수에 거의 근접함으로써 하중에 대하여 상정된 변위의 기능을 충분히 수행하였다.

Appendix [I]

정하중을 받는 헬리컬 압축코일스프링의 최적설계상수

c	B	c	B	c	B	c	B	c	B
3.0	94	4.0	257	5.0	563	6.0	1066	7.0	1830
3.1	105	4.1	280	5.1	603	6.1	1130	7.1	1924
3.2	118	4.2	305	5.2	646	6.2	1196	7.2	2020
3.3	131	4.3	331	5.3	690	6.3	1346	7.3	2122
3.4	145	4.4	359	5.4	737	6.4	1339	7.4	2224
3.5	161	4.5	387	5.5	783	6.5	1412	7.5	2331
3.6	178	4.6	420	5.6	837	6.6	1489	7.6	2443
3.7	196	4.7	453	5.7	891	6.7	1570	7.7	2557
3.8	215	4.8	487	5.8	947	6.8	1654	7.8	2675
3.9	235	4.9	524	5.9	1005	6.9	1741	7.9	2798
4.0	257	5.0	563	6.0	1066	7.0	1830	8.0	2924

참고문헌

- 1) S.J.Lee and J.S.Wang "A study for the stiffness of wave washer spring". 한국박용기관 학회지, Vol.20, No.3, PP. 206~213, 1996.
- 2) S.J.Lee "A study on the stiffness of coil spring in the stress Dimension space". 한국박용기관 학회지, Vol.25, No.5, PP.1130~1139, 2001.
- 3) 尾田十八・宅津義定 : 機械設計工學, 培風館, P. 233, 2001.
- 4) 田忠夫 外 3 : 機械設計法, 森北出版, P. 191, 2002.
- 5) ばね : ばね技術研究會編, 丸善, P. 190, P. 201, P. 203, P. 205. 1982.
- 6) 林 測行 外 2 : 機械設計法, 森北出版, P. 218, P. 221, 2002.
- 7) JIS B 2704 : ばね材の線經と許容ねじり應力.
- 8) J. A. Harringx : Phillips Res. Rep.3, 6, P. 401, 1948.
- 9) Design Handbook, 1981, Bristol, Conn: Associated Spring - Barmes Group.
- 10) Spotts, M.F., Mechanical Design analysis, Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall, Inc., 1964.
- 11) Wahl, A.M., "Analysis of Effect of wire curvature on the Allowable stresses in Helical spring, Trans. ASME, 61, J. Appl. Mech., P. A-25, 1939.
- 12) Wahl, A.M., Mechanical Spring, 2ed., New York : McGraw-Hill Book Company, 1963.
- 13) W.E., F.S. Chaplin and W.L.Sheppard, "Deflection of Helical Spring

Transverse Loading", Trans ASME, 61, P. 623, 1939.

14) M.E Spotts, Design of Machine Elements 6ed., Pretice Hall, PP.211 ~ 216,
1985.

감사의 글

대학원에서 연구 입문 및 논문이 완성되기까지 전 과정을 세심하게 지도해주신 지도교수 이수종 박사님과 본 논문의 심사를 맡으셔서 세밀하게 검토하시고 지도하여 주신 김형자 교수님, 김남식 교수님께 무한한 감사를 드립니다.

실험장 내 사용을 허락하고 실험에 협조하여 주신 주식회사 대동스프링 박수림 사장님, 박상현 차장님께도 감사의 말씀을 올립니다.

그리고 오늘이 있기까지 이해와 사랑으로 보살펴 주신 부모님께 감사드리며 어려운 가운데 사랑으로 감싸고 희생하며 격려해 준 아내 나경화씨와 귀여운 딸 지은, 미국에서 열심히 공부하는 아들 창훈, 새로 태어난 혁, 이 아이들이 이 글을 읽고 이해 할 앞날을 기약하며 작은 행복을 같이 느끼고자 합니다.

2004년 6월

이 정 림 올림