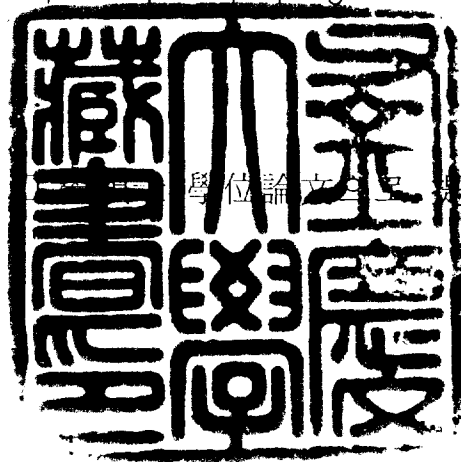


공 학 석 사 학 위 논 문

Spiral spring의 강성에 대한 기초적 연구

지도교수 이 수 중

이 論文을 學位論文으로 提出함



2002년 2월

부 경 대 학 교 산 업 대 학 원

기 계 설 계 학 과

오 동 영

이 논문을 오동영의 공학석사
학위논문으로 인준함

2001년 12월 15일

주 심 공학박사 김 남 식



위 원 공학박사 임 우 조



위 원 공학박사 이 수 중



목 차

목 차	i
Abstract	ii
List of Figures	iv
List of Tables	v
Nomenclature	vi
1. 서 론	1
2. 이론적 배경	3
3. 실험 장치 및 방법	8
3-1. 실험 재료 및 시편	8
3-2. 실험 장치	13
3-3. 실험 방법	16
4. 실험 결과 및 고찰	17
4-1. 모멘트와 변위각과의 관계	17
4-2. 실험 결과와 이론에 의한 강성계수의 비교 분석	19
4-3. 스프링 구성인자들에 의한 영향	22
5. 결 론	29
참고 문헌	30

A Fundamental Study for Stiffness of Spiral Spring

Dong-Yeong Oh

Department of Mechanical Design
Graduate School of Industry
Pukyong National University.

Abstract

The spiral spring is used at the reclining seat for an automobile, a window regulator and a throttle valve.

The stiffness coefficient value has much influence on drawing up a spring, therefore, in this study we gained a stiffness coefficient by a theoretical analysis. Compared it with the stiffness coefficient by an experiment, they looked almost close.

The results are as follows ;

1. The stiffness of spiral spring showed linear relations in use limit and the experimental value of spring comes almost close to the theoretical stiffness coefficient value.
2. Increasing the width and the thickness of the spring material, the stiffness coefficient of spring increases in proportion. On the contrary, increasing the length of spring material, the stiffness coefficient of spring decreases.
3. The stiffness coefficient value by the experiment is smaller than the

theoretical value.

4. In constructing factors of spring, when about 2% in width and 0.8% in thickness should be larger, it can come close to the theoretical stiffness coefficient. And about 3% in length of material should be smaller, so it goes near to the theoretical stiffness coefficient.

List of Figures

Fig. 1 Fixed support of outside edge	3
Fig. 2 Free support of outside edge	6
Fig. 3 View of used spiral spring	8
Fig. 4 Shape and dimensions of spiral spring	9
Fig. 5 Schematic diagram of spring test	15
Fig. 6 Relation between moment and deflection angle for specimen	18
Fig. 7 Comparison of experiment with theory for stiffness	20
Fig. 8 Permissible tolerances of stiffness coefficient for spiral spring	21
Fig. 9 Relations between moment and deflection angle when varying width	23
Fig. 10 Relations between moment and deflection angle when varying length	25
Fig. 11 Relations between moment and deflection angle when varying thickness	26
Photo 1. Experimental apparatus	14

List of Tables

Table 1. Dimension of spiral spring	10
Table 2. Mechanical properties of material	11
Table 3. Chemical compositions of material	12
Table 4. Test result of experiment	17

Nomenclature

M_0	:	Moment [kgf · mm]
M	:	Bending moment [kgf · mm]
P	:	Tangential force [kgf]
Q	:	Normal force [kgf]
r	:	Radius [mm]
l	:	Length of strip [mm]
b	:	Width of strip [mm]
h	:	Thickness of strip [mm]
ϕ	:	Deflection angle [deg.]
k	:	Stiffness coefficient [kgf/deg., kgf/rad.]
E	:	Young's modulus [kgf/mm ²]
I	:	Moment of inertia [mm ⁴]
n	:	Total numbers of active spiral [No.]

1. 서 론

금속, 고무, 공기 등의 탄성체는 외력이 작용하면 하중의 크기에 따라 변위가 발생하고 하중과 변위에 의해 발생하는 일(work)을 탄성에너지로 흡수·축적하는 성질을 가진다. 이러한 탄성에너지를 흡수·축적하는 능력은 탄성체의 종류와 형상 그리고 스프링을 구성하는 재료에 따라 다양하게 나타난다.

스파이럴 스프링은 단면이 일정한 띠형 재료를 중심선 상에서 소용돌이 모양으로 감은 것으로 스프링의 한 쪽 끝에 토크를 가하여 발생하는 굽힘의 탄성적 변형을 에너지로 축적하는 기계 요소¹⁾로 한정된 공간에서 큰 변위를 발생시켜 비교적 큰 에너지를 축적할 수 있고 성형이 간단하다는 장점이 있다.

스파이럴 스프링은 인접 코일이 서로 접촉하지 않는 비접촉형 스프링과 인접 코일이 서로 접촉하는 접촉형 스프링으로 구분하는데 전자는 자동차의 리클라이닝 시트, 윈도우 레귤레이터, 악세레이터와 연결된 스톱 밸브 등에 사용되는 에너지 축적용과 시계의 유사(遊絲) 등에 사용되는 진동 주기의 등시성을 이용한 것 등이 있고 후자는 시계나 기기의 동력용 스프링으로 사용되지만 그 역학적 해석은 그리 많지 않은 형편이다.

스프링의 강성계수를 정확하게 구하는 것은 스프링의 성능과 수명에 지대한 영향을 미치므로²⁾ 매우 중요하다. 그러므로 정확한 강성계수를 구하여 적용하기 위해서는 실험에 의해 얻어진 값과 이론적인 해석에 의해 얻어진 강성계수와의 차이에 상응하는 스프링의 강성계수를 구해야 하는데¹⁾³⁾일반적으로 재질의 성분, 열처리 등의 방법에 의해 스프링의 강성계수를 주로 얻게 되지만 스프링의 기하적 형상의 변화를 이용하여 설계시에 요구되는 스프링 상수의 값을 구할 수도 있다.⁴⁾⁵⁾⁶⁾⁷⁾

스프링을 설계할 때 스프링에 대한 식들은 모멘트 - 변위 각도의 관계에서 일

정한 선형 관계를 유지하므로 여러 가지 조건을 감안하여 그에 적합한 식을 적용하고 있다⁸⁾⁹⁾. 이와 마찬가지로 스파이럴 스프링의 경우에도 작용하는 모멘트와 변위 각도의 관계 또한 일정한 선형관계를 유지하므로 스파이럴 스프링의 설계에 필요한 스프링의 강성계수의 값을 구할 때 모멘트에 따른 변위 각도를 일일이 측정해야 한다.

스파이럴 스프링에 작용하는 모멘트와 변위 각도, 스프링의 강성계수 등을 구하여 분석하면 여러 가지 스프링의 특성을 얻을 수 있으므로¹⁰⁾¹¹⁾¹²⁾ 스프링의 강성계수를 구하기 위하여 먼저 스파이럴 스프링에 적용되는 스프링 강성에 대한 식을 이용하여 강성계수를 구하고, 실제 모멘트가 작용할 때의 변위 각도를 측정하여 계산식과 실험에 의해 얻어진 두 경우를 비교하여 설계 오차 범위 내의 스프링 강성계수를 찾고자 한다.

본 연구에서는 자동차용 스톱 밸브에 사용되고 있는 비접촉형 스파이럴 스프링에 토크를 가하여 변위 각도에 상응하는 모멘트 값을 측정하는 시험을 시행하였다. 그리고 모멘트 - 변위각 선도를 작성하여 이론치와 실험치를 비교 검토하여 스프링 설계에 적용하는 정확한 스프링 강성계수를 구하고 이를 실제 스프링 설계에 적용하고자 한다.

2. 이론적 배경

Fig. 1은 비접촉형 외단 고정지지 spiral spring을 나타낸 것으로 권수가 많은 비접촉형 spiral spring의 바깥 쪽 끝이 고정되어 있고 안쪽 끝이 권심에 달려 있는 경우에 권심에 torque M_0 를 가했을 때, 외단에서는 접선 방향에 P , 반경 방향에 Q 라는 힘과 moment M_1 이 생기는 것으로 하면,

$$M_0 = Pr + M_1 \quad (1)$$

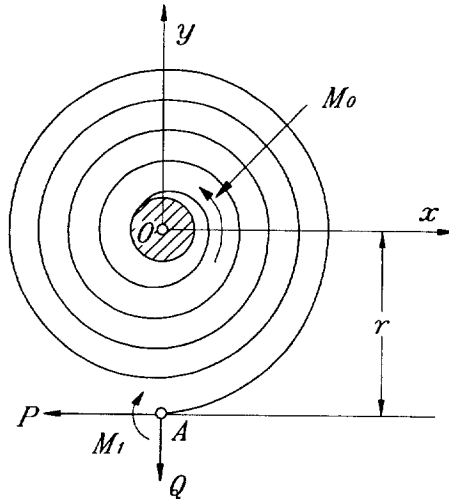


Fig. 1 Fixed support of outside edge

이 되고 또한 스프링의 임의의 점 (x, y) 에서의 굽힘 모멘트 M 을 구하면 다음과 같다.

$$M = P(r + y) + M_1 - Qx \quad (2)$$

식(1)의 P 를 구하여 식(2)에 대입하면 굽힘 모멘트 M 은

$$M = M_0(1 + \frac{y}{r}) - M_1(\frac{y}{r}) - Qx \quad (3)$$

이 된다.

스프링에 축적되는 에너지는 재료역학의 보에 관한 이론으로부터,

$$dU = \frac{M^2}{2EI} ds \text{ 이므로 스프링의 유효길이를 } l \text{ 이라 할 때 전에너지는}$$

$$U = \int_0^l dU = \int_0^l \frac{M^2}{2EI} ds \quad (4)$$

가 되며 moment M_1 는 spring이 변형하더라도 일을 하지 않으므로 카스티리아노의 정리에 의해

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \int_0^l \frac{M}{EI} \cdot \frac{\partial M}{\partial M_1} ds = 0 \quad (5)$$

이 된다.

또한 식(3)을 M_1 에 관해서 편미분하면, $\frac{\partial M}{\partial M_1} = -\frac{y}{r}$ 가 된다.

위의 값과 식(3)의 M 의 값을 식(5)에 대입하면

$$\frac{1}{EI} \int_0^l \left[M_0 \left(1 + \frac{y}{r} \right) - M_1 \frac{y}{r} - Qx \right] \frac{y}{r} ds = 0 \quad (6)$$

이 되고 M_0 에 의한 변위각 ϕ 는 식(4) 에서

$$\phi = \frac{\partial U}{\partial M_0} = \int_0^l \frac{M}{EI} \cdot \frac{\partial M}{\partial M_0} ds \quad (7)$$

으로 된다.

식(3)을 M_0 에 관해서 편미분하면 $\frac{\partial U}{\partial M_0} = 1 + \frac{y}{r}$ 가 되므로 ϕ 를 나타내

면 다음과 같다.

$$\phi = \frac{1}{EI} \int_0^l \left[M_0 \left(1 + \frac{y}{r} \right) - M_1 \frac{y}{r} - Qx \right] \left(1 + \frac{y}{r} \right) ds \quad (8)$$

Q 도 spring이 변형하더라도 일을 하지 않으므로 M_1 의 경우와 같이

$$\frac{\partial U}{\partial Q} = \int_0^l \frac{M}{EI} \cdot \frac{\partial M}{\partial Q} ds = 0 \quad (9)$$

이 된다. 식(3)에서 $\frac{\partial M}{\partial Q} = -x$ 가 되기 때문에

$$\int_0^l \left[M_0 \left(1 + \frac{y}{r} \right) - M_1 \frac{y}{r} - Qx \right] x ds = 0 \quad (10)$$

즉

$$\int_0^l M_0 x ds + \int_0^l M_0 \frac{xy}{r} ds - \int_0^l M_1 \frac{xy}{r} ds - \int_0^l Qx^2 ds = 0 \quad (11)$$

이 된다. 권수가 많은 경우에는

$$\int_0^l x ds \doteq 0, \quad \int_0^l y ds \doteq 0, \quad \int_0^l xy ds \doteq 0 \quad (12)$$

이 되어서므로 식(11)은

$$\int_0^l Qx^2 ds = 0$$

이 된다. 여기서 $\int_0^l x^2 ds \neq 0$ 이므로, $Q = 0$ 이다.

식(11)에서 $Q = 0$ 를 대입하면 식(6)은

$$\int_0^l (M_0 - M_1) \frac{y^2}{r^2} ds = 0 \quad \text{이 된다.}$$

$\int_0^l (y^2/r^2) ds \neq 0$ 이므로, 위식이 성립하기 위해서는 $M_0 = M_1$ 이어야 한다.

이 조건을 식(1)에 적용하면 $P = 0$ 이다. 또한 $Q = 0, M_0 = M_1$ 이므로 식(2)

에서 $M = M_0$ 즉, spring 전체에 작용하는 굽힘 모멘트는 일정하다.

따라서 $\int_0^l (y/r) ds = 0, \quad \int_0^l ds = l$ 이므로 변위각 ϕ 는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{Ml}{EI} \quad (13)$$

spiral spring의 바깥쪽 끝은 제작상의 이유로 pin joint 방식으로 자유지지 하는 경향이 많다.

Fig. 2는 외단 자유지지 스파이럴 스프링을 도시한 것으로 마찰을 무시하면 자유지지단 A에는 moment가 작용하지 않는다.

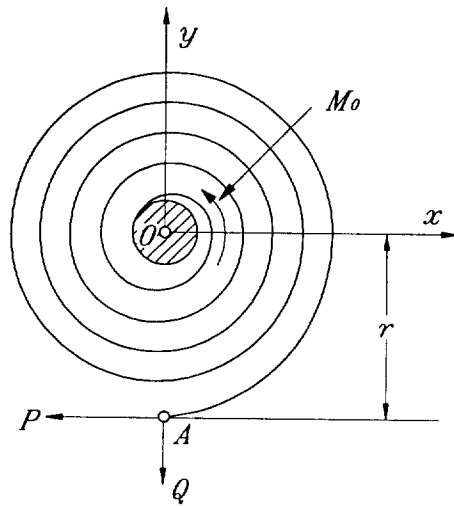


Fig. 2 Free support of outside edge

Fig. 2에 나타난 것과 같은 하중조건에서 spiral의 중심에 가해진 모멘트 M_0 는 평형의 조건에서 $M_0 = Pr$ 을 얻을 수 있고 변위각 ϕ 의 식은 다음과 같다.¹⁾

$$\phi = 1.25 \frac{M_0 l}{EI} \quad (14)$$

즉, 동일 moment의 경우에 외단 자유지지 spiral spring은 외단 고정지지에 비교해서 처짐각이 약25% 정도 커진다

스프링 재료의 단면 형상이 직사각형이므로 판 두께, 판 폭을 각각 h, b 라 하면 I 는 다음과 같다.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (15)$$

식 (14)의 변위각 ϕ 는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{15Ml}{Ebh^3} \quad (16)$$

여기서 ϕ 를 $[rad]$ 단위에서 $[degree]$ 단위로 환산하면 다음과 같다.

$$\phi = \frac{2700Ml}{\pi Ebh^3} \quad (17)$$

권수 n 은 spiral spring을 자유상태로부터 감기 시작하였을 때 $n = \frac{\phi}{2\pi}$ 이므로

$$n = \frac{6Ml}{\pi Ebh^3} \quad (18)$$

가 되며 또한 굽힘에 의한 공칭응력 σ 는

$$\sigma = \frac{12M}{bh^2} \quad (19)$$

가 된다. 변위각에 대한 스프링의 강성계수 $k = \frac{M}{\phi}$ 의 식에 식 (17)을 대입하면

$$k = \frac{\pi Ebh^3}{2700l} \quad (20)$$

가 된다.

3. 실험 장치 및 방법

3-1. 실험 재료 및 시편

Fig. 3은 본 실험에 사용된 스파이럴 스프링의 외관을 나타낸 것으로 국내 D사에서 제조한 STS301-H를 430℃에서 30분간 tempering 열처리를 한 것으로 권수 2.5회, 스프링의 안지름 18mm, 바깥지름 36mm, 피치 2.6mm이다.

Fig. 4는 본 실험에 사용된 시편의 형상 및 규격을 나타낸 것이다.

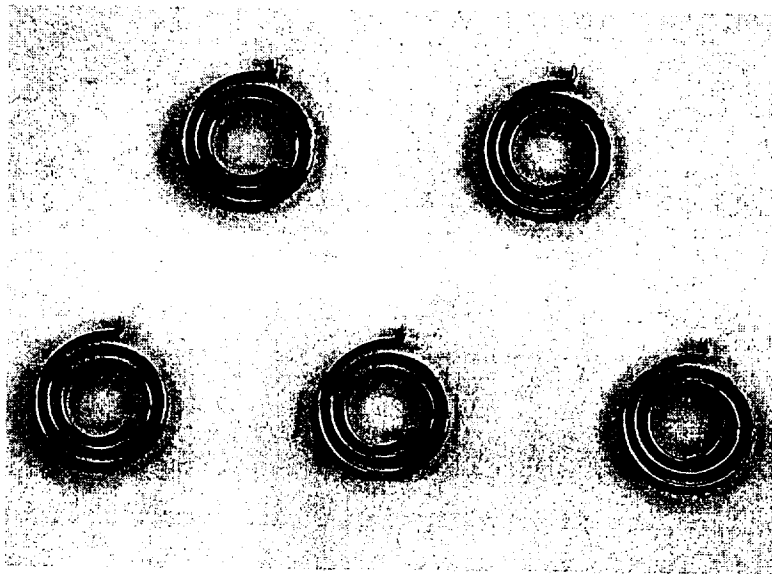
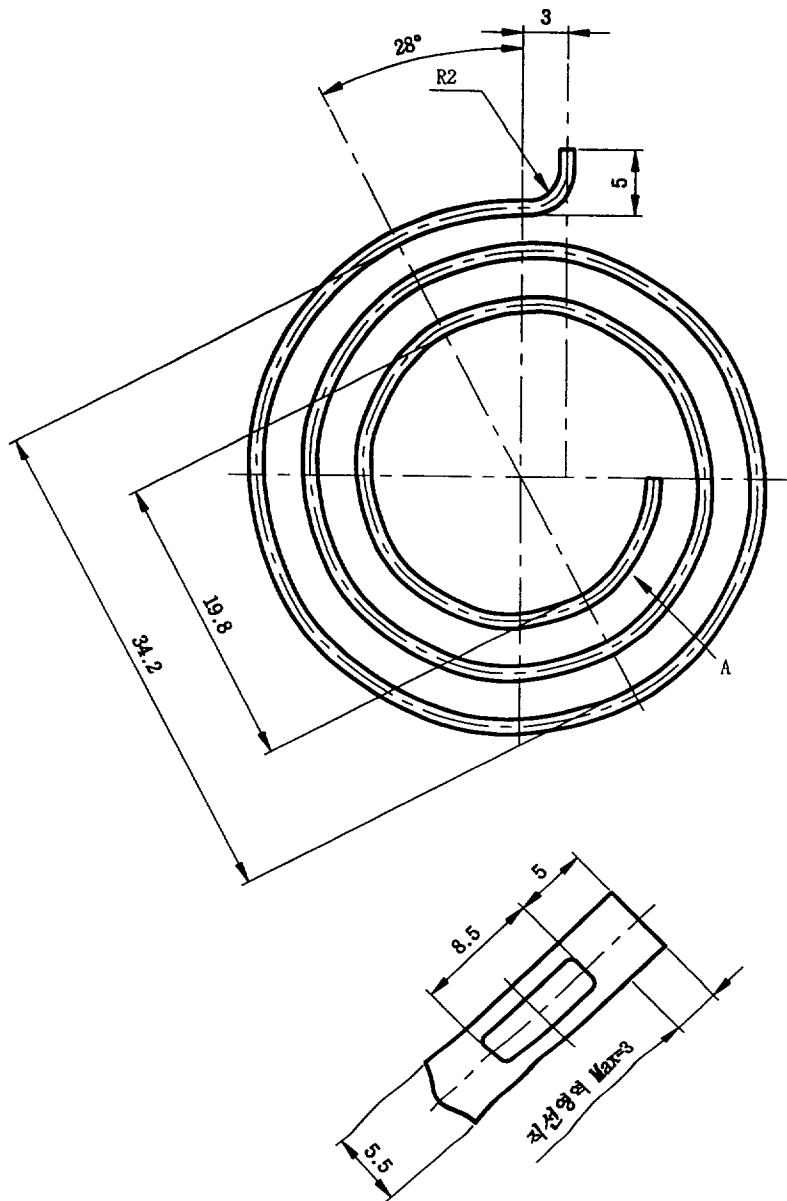


Fig. 3 View of used spiral spring



Viewing at A

Fig. 4 Shape and dimensions of spiral spring

Table 1은 본 실험에 사용된 시편의 각 부분 치수 등 스프링의 제원을 나타낸 것이다.

Table 1. Dimension of spiral spring

Item	Specification
Thickness of strip (h)	1mm
Length of strip (l)	220mm
Width of strip (b)	5.5mm
Inside diameter of spiral (D_i)	18mm
Outside diameter of spiral (D_o)	36mm
Total Numbers of spiral (n)	2.5
Pitch of spiral (p)	2.6mm

Table 2는 본 실험에 사용된 스파이럴 스프링 재료의 기계적 성질을 나타낸 것이다.¹³⁾¹⁴⁾

Table 2. Mechanical properties of material

Item		Unit	Tested results
Tensile - Strength		N/mm ²	1453
		kgf/mm ²	148.2
Young's modulus		kgf/mm ²	19000
Modulus of rigidity		kgf/mm ²	7000
Elongation		%	15.4
Bending		-	Good
Season cracking		-	No crack
Vicus hardness		Hv	469
Surface	Appearance	-	Good
	Defects	-	Good

Table 3은 시편 STS 301 - H 의 화학적 조성을 나타낸 것이다.

Table 3. Chemical compositions of material [wt. %]

Charge No.	STS301 - H						
Chemical composition	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
Tested results	0.105	0.57	0.89	0.027	0.002	6.75	17.11

3-2. 실험 장치

본 실험에 이용된 시험기는 234-FTP-20D (최대 회전 하중 5kgf, 최대 회전 회전 각도 360°)로 Photo 1은 외관을 나타낸 것이고 Fig. 5는 그 구성도를 나타낸 것이다. 장치의 구성은 마이크로 컴퓨터에 의한 시험 시스템으로 구성되어 설정 입력 자료에 의하여 회전 모멘트를 측정한다. spiral spring의 바깥쪽을 load로 지지한 후 spring에 회전력을 주어 회전 각도(ϕ)의 변화에 따른 회전 모멘트를 산출한다¹⁵⁾.

본 장치의 모멘트 검출부는 시편이 놓여지는 측면부에 로드셀(load cell)을 부착시켜서 모멘트 값은 전압 값으로 변환되는데 전압으로 변환시키기 위하여 로드셀 증폭기가 사용되며 증폭기의 출력 전압을 디지털로 변환시킬 때에는 AD변환기(Analog Digital converter)가 사용되고 CPU 계측 제어부를 통하여 프린터 및 표시부로 모멘트 값이 출력된다.

회전 각도는 Angle control lever를 수동으로 회전시켜 그와 기어 축을 구동시켜 변환시키고 이 회전 각도 값은 입력부(키보드, 디지털 스위치)에서 받아들인다. 또한 최대 측정 각도는 360° 이며 암의 최대 길이는 스프링 중심에서 200mm이다.

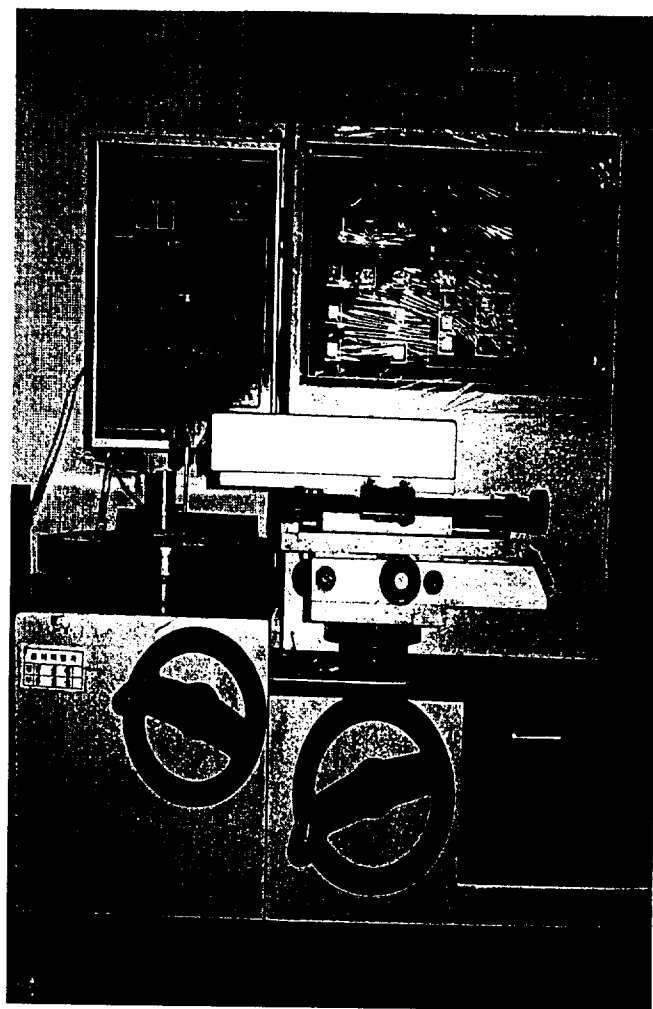
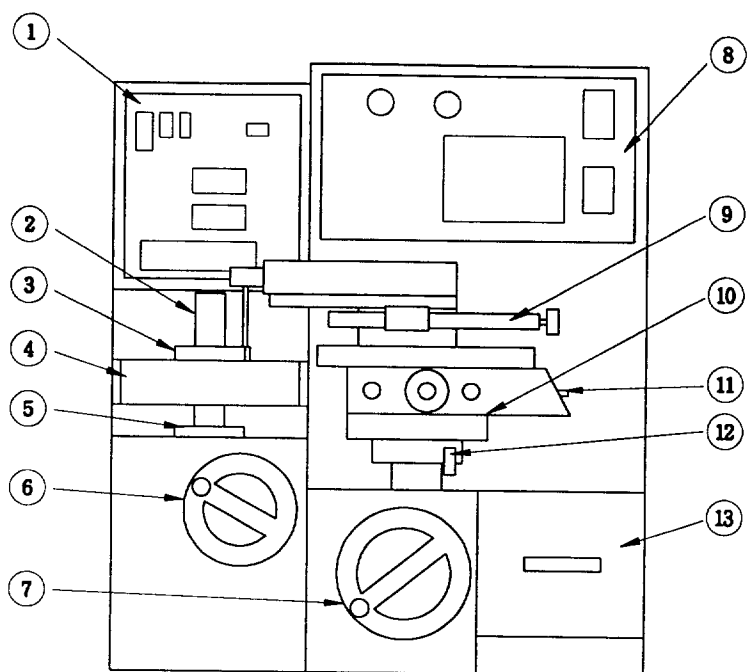


Photo 1 Experimental apparatus



- | | |
|---------------------------------|--------------------------------|
| ① Liquid crystal display | ⑧ Control panel |
| ② Spring setting shaft | ⑨ Load cell |
| ③ Specimen | ⑩ Left and right control lever |
| ④ Spring setting table | ⑪ Length caliper |
| ⑤ Angle control plate | ⑫ Front and rear control lever |
| ⑥ Angle control lever | ⑬ Printer |
| ⑦ Upper and lower control lever | |

Fig. 5 Schematic diagram of spring test

3-3. 실험 방법

본 연구의 실험을 위하여 사용한 기기의 조작은 다음과 같이 하였다.

전원 스위치를 작동하여 수평 이동 회전 레버와 상하 이동 회전 레버를 돌려 “0”점 조정을 한 다음 “0”점 조정된 지점에서 길이 표시부 Button을 눌러 길이부 “0”점 조정을 한 후 암의 길이 수평 이동거리를 측정한다. 그 다음 “DA” Button을 눌러 Date와 품번을 입력한 다음 “HP” Button을 눌러 암의 길이 표시부의 길이를 입력한 후 “시작” Button을 누른 후 “각도 0점” Button 및 “하중 0점” Button을 누른다. 이렇게 하여 액정 표시부에 “0”점이 나타나면 지정 각도만큼 각도 회전 레버를 돌려 지정 각도에 맞춘다.

액정 표시부에 모멘트 값이 나타나면 “인자” Button을 눌러 하중 값을 print하고 “송출” Button을 눌러 기록지의 값을 기록한다. 다만 spring 상수를 측정할 경우에는 “상수” Button을 누른 다음 “시작” Button을 누른 후 “각도 0점” Button 및 “하중 0점” Button을 눌러 액정 표시부에 “0”점이 나타나면 지정 각도가 되도록 회전 레버를 돌린 후 “1단” 버튼을 누르고 2단 각도만큼 돌린 후 “2단” Button을 누른 후 “송출”Button을 눌러 스프링 상수 값을 기록한 자료를 생성하였다.

spiral spring에 회전 시험을 할 때 회전 각도(ϕ)까지 하중(W)을 가하였을 때의 수치를 근거로 암의 길이와 하중을 곱하여 변위각에 따른 모멘트를 구하였다.

4. 실험 결과 및 고찰

4-1. 모멘트와 변위각과의 관계

Table 4 는 Fig. 4의 형상과 Table 1과 같은 규격의 스파이럴 스프링 시편을 암의 길이가 22.1mm 인 시험기에 고정한 후 회전 하중을 가하여 스프링의 변위각이 50° 가 될 때까지 5° 씩 증가할 때마다 그 때의 하중으로 모멘트를 계산하여 각 각도마다 계속된 증분 각도로 값을 하고 각 각도에 따른 모멘트의 값과 변위각의 관계를 나타낸 것이고 Fig. 6은 Table 4를 Excel 프로그램을 이용하여 그래프로 나타낸 것이다. 동일한 규격을 가진 시편을 이용하여 시험한 결과 동일한 형태의 모멘트 - 변위각 선도를 얻을 수 있으므로 이를 이용하여 시험치를 구하였다.

모멘트의 증가에 따른 변위각의 변화는 스프링의 형상과 크기에 따라 그 특성이 달라지는데 그림에서 나타난 것과 같이 본 실험에서 시험한 스프링의 경우는 모멘트가 증가함에 따라 비례하여 변위각이 증가한다는 것을 알 수 있다. 또한 모멘트와 변위각의 관계는 엄밀히 분석하면 비선형의 형태를 나타내는데 이러한 형상은 스파이럴 스프링 시편의 바깥 쪽 끝에서 스프링의 중심과 반대 방향으로 발생하는 간섭과 피치의 오차, 그리고 형상의 불균일에 의해 나타나는 현상이지만 거의 선형적인 관계를 나타내고 있다.

Table 4 The result of experiment

	Angle (Degree)									
	5.00	10.00	15.00	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00
Moment (kgf · mm)	2.65	5.08	7.74	10.61	13.26	16.13	19.01	21.66	24.97	28.07

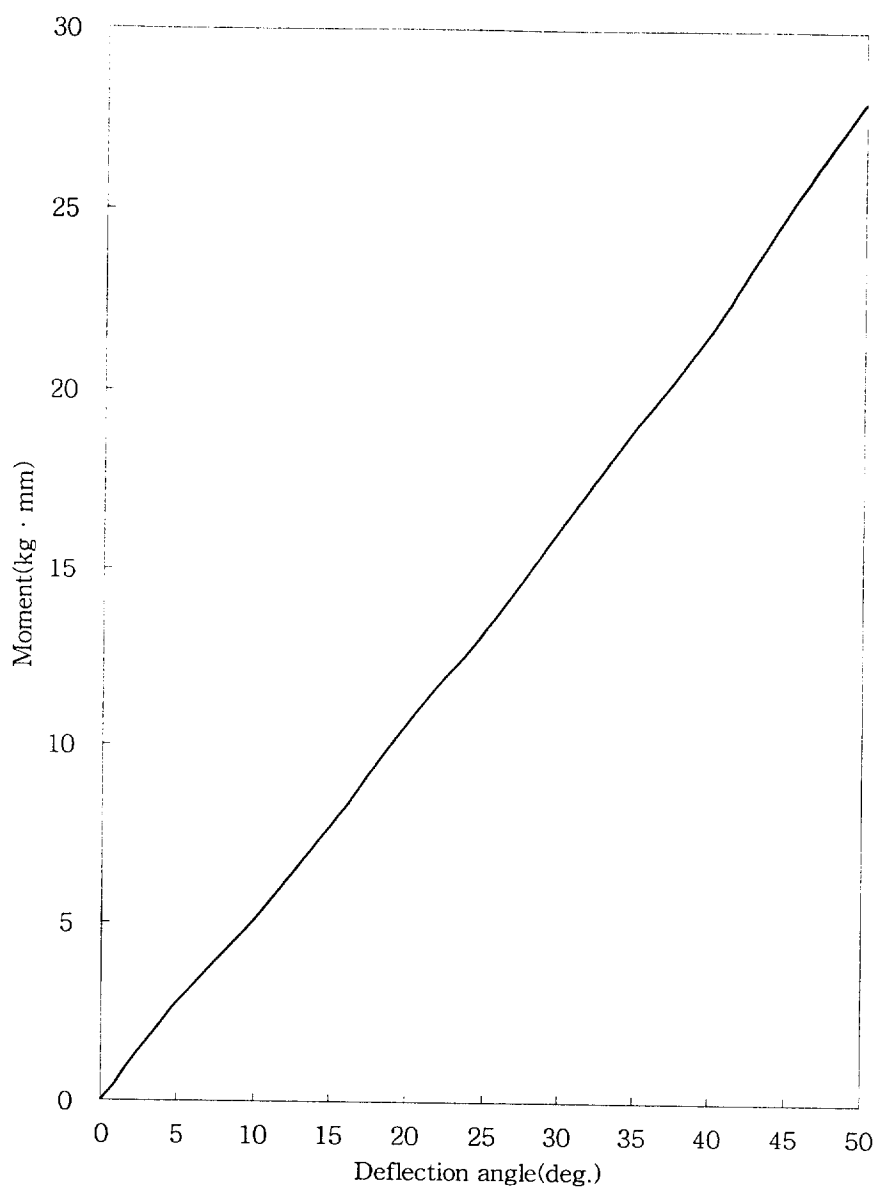


Fig. 6 Relation between moment and deflection angle for specimen

4-2. 실험 결과와 이론에 의한 강성계수의 비교 분석

Fig. 7은 실험 결과와 이론에 의한 강성계수를 비교하여 나타낸 것이다.

식 (17)을 이용하여 이론값을 구하였으며 가로축을 변위각으로, 세로 축을 그에 해당하는 모멘트로 하여 모멘트 - 변위각 선도를 작성한 것이다.

Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 변위각이 45° 이하에서는 이론값이 실험 결과보다 큰 값을 갖는데 이러한 현상은 실험에 사용된 스파이럴 스프링의 권수가 3 이하에서는 응력의 불균등에 의하여 변위각이 작아지기 때문에 발생하며 또한 이론값은 스프링의 재료가 균일하고 모든 조건이 최상의 경우를 가정한 것이나 실제 스프링에서는 스프링 재료의 치수 오차, 재질의 불균일 등에 의해 영향을 받고 실험시의 측정 오차 등에 의해 이러한 차이가 발생된 것으로 생각된다.

Fig. 7 에서 나타난 바와 같이 변위각이 10° 에서 계산에 의해 나타난 강성계수가 실험에 의해 나타난 강성계수보다 최대 값인 8.03%가 크게 나타나고 있다. 그리고 변위 각도가 커짐에 따라 이론적인 강성계수와 실험에 의한 강성계수는 그 차이가 거의 일정한 양상을 나타내는데 변위각이 45° 이상에서는 오히려 이론적인 강성계수 보다 실험에 의한 강성계수가 더 커지는 것을 알 수 있는데 이러한 현상은 변위각이 커짐에 따라 내부 응력의 증가에 의해 강성계수가 커지는 것으로 생각된다.

Fig. 7을 통하여 스프링 상수를 구할 때 어느 정도 차이는 발생되지만 식(20)을 이용할 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 스파이럴 스프링의 강성 계수의 허용 오차 범위와 실험 결과를 나타낸 것이다. Fig. 8에 나타난 바와 같이 스파이럴 스프링의 강성 계수는 최대 8.03%에서 최소 0.41%의 오차를 나타내지만 신뢰구간인 30~70% 구간에서는 그 오차 폭이 훨씬 적어 허용 오차 $\pm 5\%$ 의 범위 내에 있음을 알 수 있다.

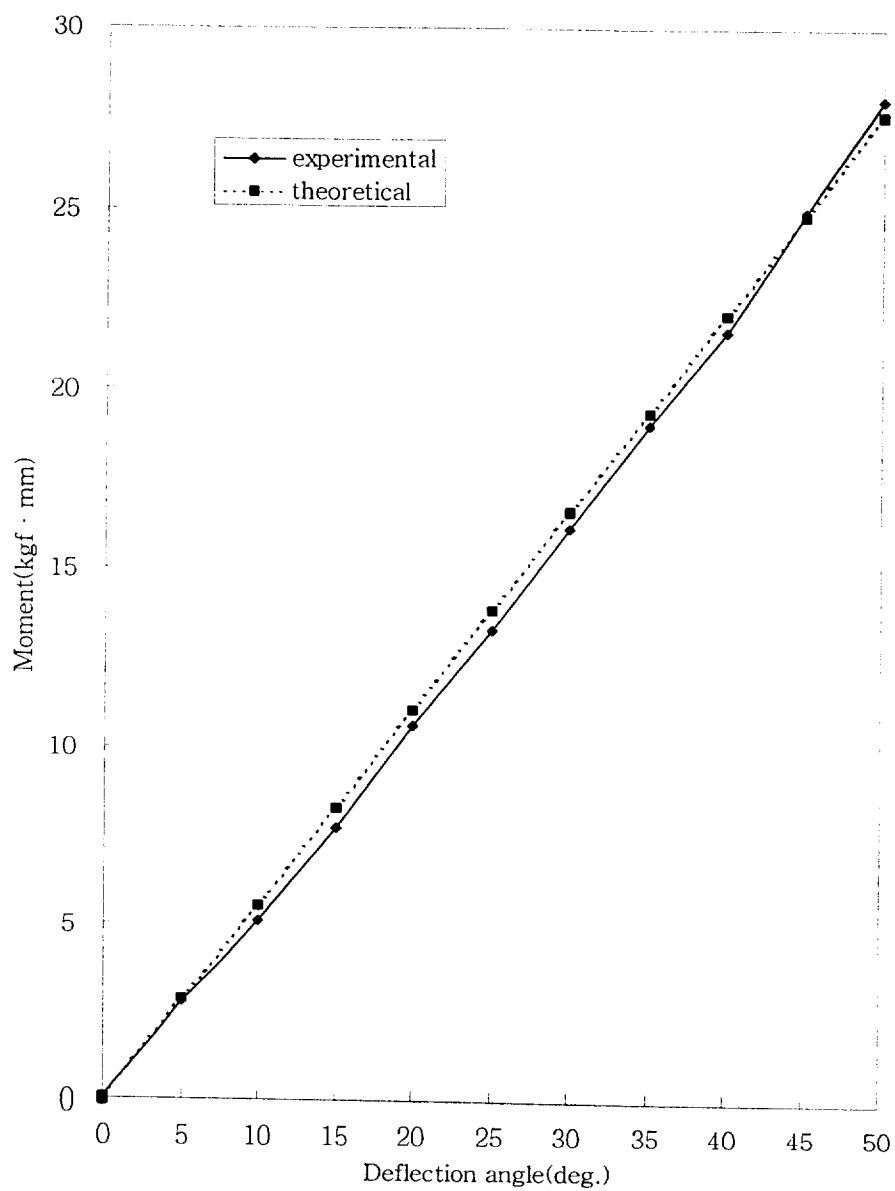


Fig. 7 Comparison of experiment with theory for stiffness

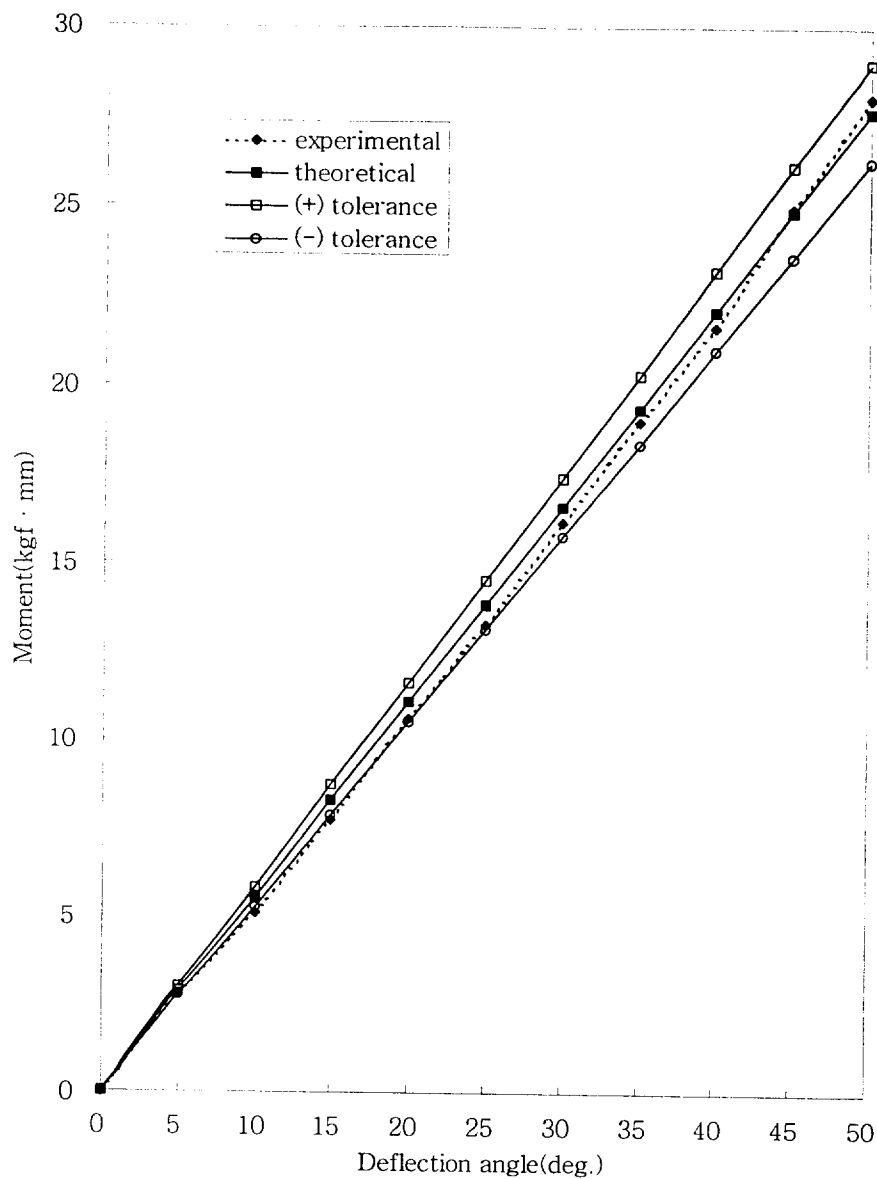


Fig. 8 Permissible tolerances of stiffness coefficient for spiral spring

4-3. 스프링 구성인자들에 의한 영향

스프링을 설계할 경우 설계에서 결정된 스프링 재료의 규격을 가지고 실제 강성계수를 얻기 위하여 실험을 하게되면 그 값의 차이가 나타나게 되는데 이것은 제작의 잘못이 아니라 일반적으로 실험에 의한 강성계수가 이론적인 강성계수 보다 작은 값을 가지게 된다는 것을 앞에서 서술하였다. 스프링 제작 시 이론적인 강성계수와 실험에 의한 강성계수의 차이를 알게되면 보다 편리하게 실험 결과를 예측하여 응용할 수 있으리라 생각되며 이론적인 강성계수와 실험 결과의 오차가 $\pm 5\%$ 로 작지만 더욱 정밀한 강성치를 얻어 설계에 응용하기 위하여 스프링 재료의 구성인자들을 변화시켜 그 차이를 살펴보고자 한다.

Fig. 9는 Table 1에 표시된 규격의 스프링에서 스프링 재료의 판 길이와, 판 두께를 일정하게 하여 실험 결과에 접근시키기 위하여 판 폭을 기준 폭 5.50mm에서 6%, 2% 감소시킨 5.17mm와 5.39mm, 2%, 4% 증가시킨 5.61mm와 5.72mm로 변화를 주었을 때의 이론적인 강성계수를 나타낸 것이다. 실제 스프링에서 강성계수의 신뢰 구간이 30%~70%이므로 변위각이 $0^\circ \sim 15^\circ$ 미만의 구간은 생략하고 실용범위인 15° 부터 나타낸 것이다.

Fig. 9를 살펴보면 판 폭을 감소시킴에 따라 스프링의 강성계수는 점차 감소하게 됨을 알 수 있는데 실험 결과가 완전한 직선이 아니므로 변위각이 32° 까지는 판 폭이 기준 폭 보다 2%를 감소 시켰을 때의 이론적인 강성계수가 실험 결과 보다 약간 작게 나타나고 그 이후 점점 증가하여 변위각이 44° 일 때에는 기준 폭과 같은 값을 나타내고 그 이상의 변위각에서는 실험 결과가 계속 증가하는 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과에서 스프링 재료의 폭을 기준치 보다 약 2%를 줄여서 계산한 이론적인 강성계수가 실험에 의한 강성계수에 근접함을 알 수 있다.

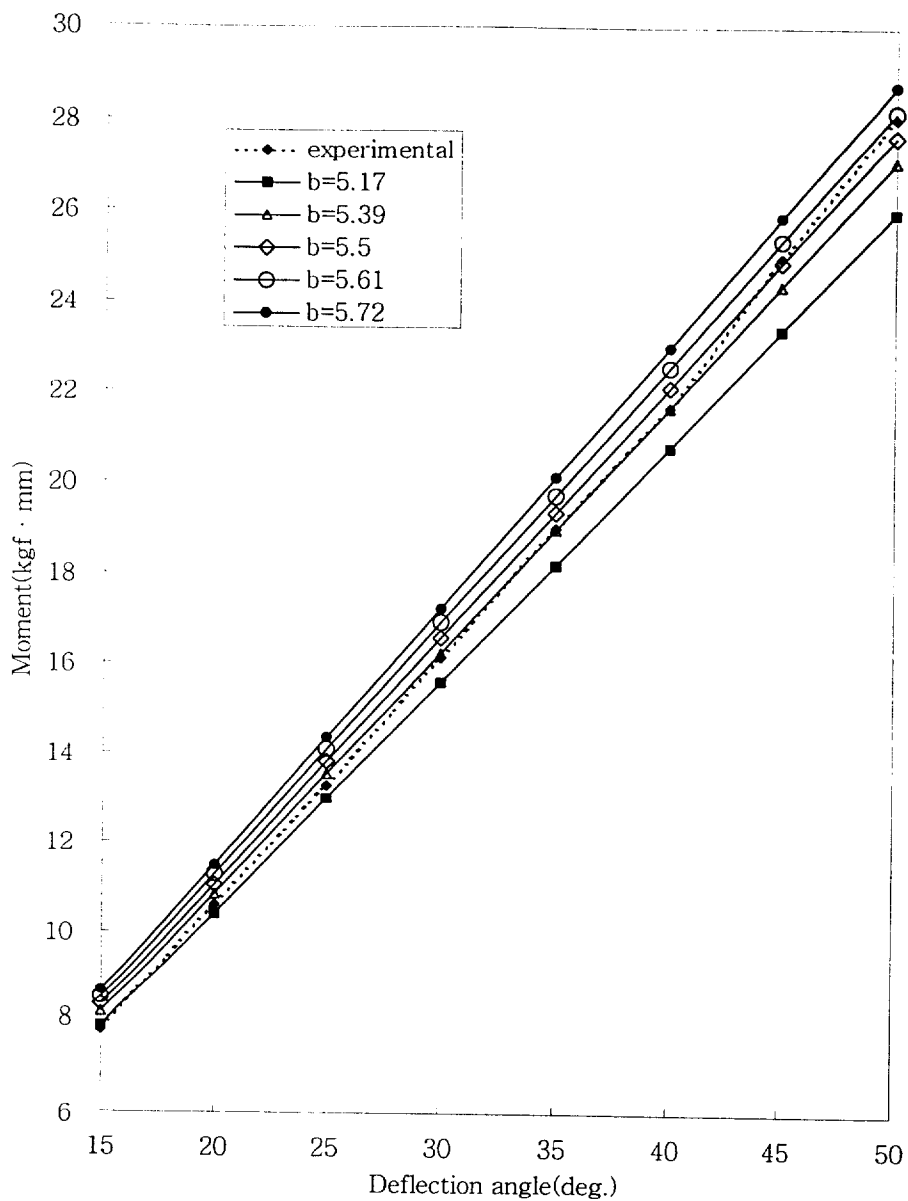


Fig. 9 Relations between moment and deflection angle when varying width

Fig. 10은 스프링의 이론적인 강성계수와 실험 결과를 접근시키기 위하여 스프링 재료의 구성인자 중 스프링 재료의 길이 변화에 따른 강성계수의 변화를 나타낸 것으로 기준 스프링의 판 폭과 판 두께를 일정하게 유지시키고 스프링 재료의 길이를 기준길이 220mm에 대하여 약 2% 감소시킨 216mm, 2%, 4%, 7% 증가시킨 224mm, 229mm, 235mm로 변화시켰을 때의 이론적인 강성계수를 나타낸 것으로 Fig. 9와 같이 변위각이 $15^{\circ} \sim 50^{\circ}$ 구간을 표시한 것이다.

Fig. 10에서 알 수 있는 바와 같이 스프링의 강성계수는 스프링 재료의 길이에 반비례하는 현상을 나타내고 있다. 변위각이 20° 이하 일 경우에는 길이를 4% 증가시킨 것보다 약간 작은 값을 나타내다가 30° 까지는 거의 같이 변화하고 점차 증가되어 변위각이 33° 에서 40° 까지는 길이를 2% 증가시킨 것과 거의 같이 변화하고 회전 하중을 가하여 변위각이 더욱 증가하면 실험 결과는 약간 상승하여 변위각이 50° 에서 길이를 2% 감소시킨 것과 일치하는 것을 알 수 있다. 이것을 실험 결과의 평균값과 비교하면 기준 스프링 보다 길이를 약 3%를 증가시켜 계산한 이론적인 강성계수가 실험 결과에 근접함을 알 수 있다.

스파이럴 스프링의 재료인 강대는 대부분 압연에 의해 생산되므로 두께나 폭의 변화에는 제한적일 수밖에 없지만 재료의 길이는 변화시킬 수 있는 범위가 위의 두 가지 경우에 비하여 한계가 크다고 할 수 있다. 그러므로 길이를 변화시켜 실험 결과를 이론적인 강성계수에 접근시키는 것이 가장 쉬운 방법으로 생각된다.

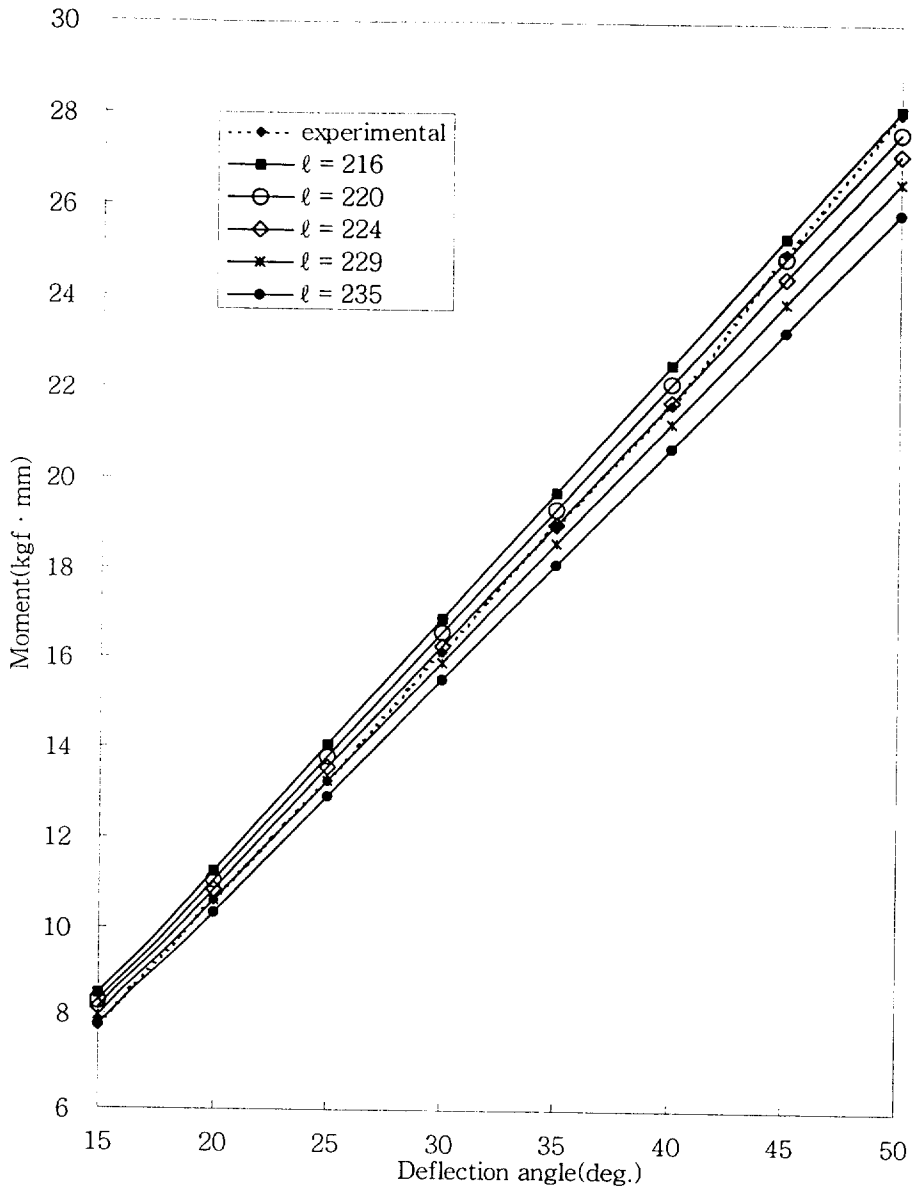


Fig. 10 Relations between moment and deflection angle when varying length

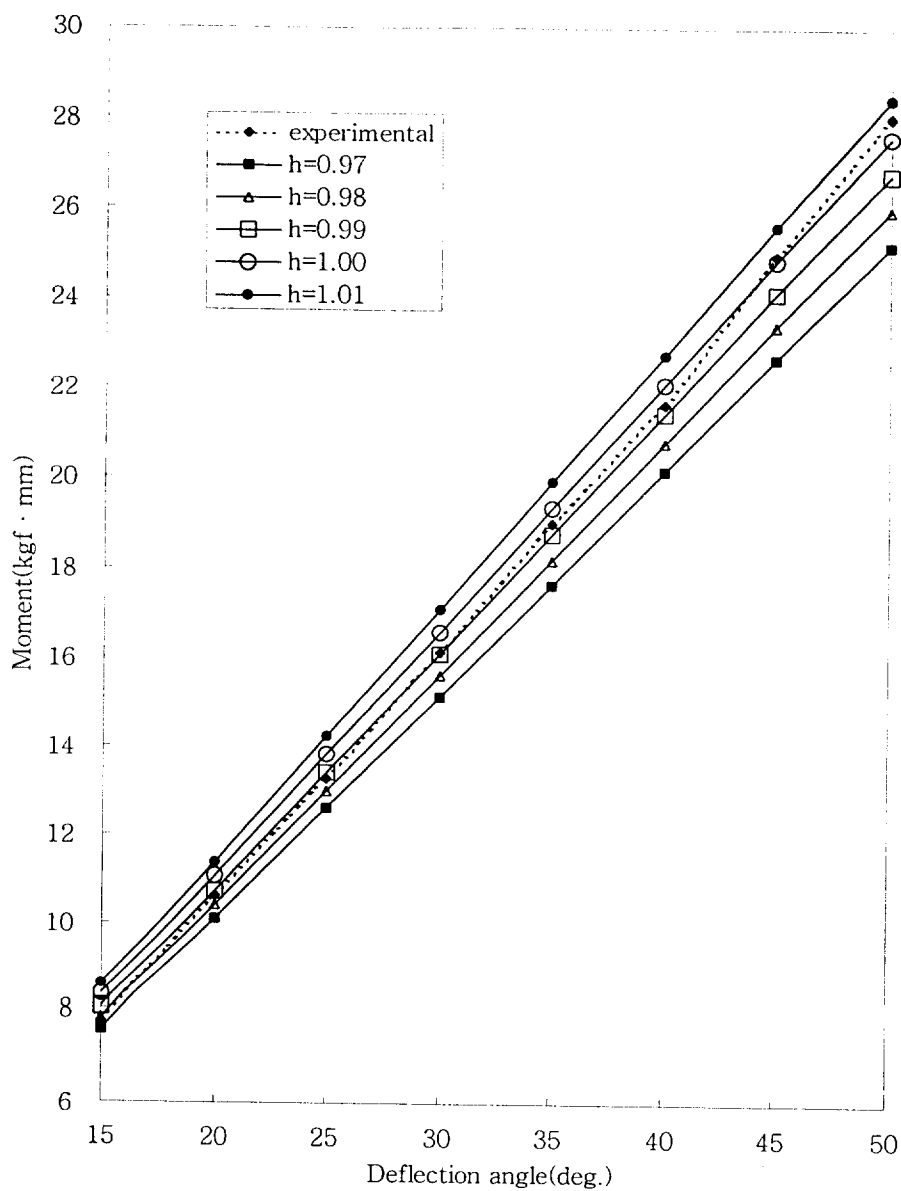


Fig. 11 Relations between moment and deflection angle when varying thickness

Fig. 11은 스프링 재료의 판 두께에 따른 강성계수의 변화를 나타내기 위해 스프링 재료의 길이와 판 폭을 일정하게 하고 판 두께를 변화시켰을 때의 모멘트 - 변위각 선도를 나타낸 것이다.

식 (20)에 의하면 스프링의 강성계수의 값은 스프링 재료의 판 두께의 3승에 비례하므로 스프링 재료의 길이나 판 폭에 비해 그 영향을 많이 받게되므로 판 두께 변화의 폭을 기준 스프링의 폭에서 1%씩 증감시킨 1.01mm, 0.99mm, 0.98mm, 0.97mm로 변화시켜 각각의 이론적인 강성계수를 기준으로 모멘트 - 변위각 선도를 나타내었다.

Fig. 11에 나타난 것처럼 스프링의 강성계수의 변화는 재료의 판 두께가 1%만 감소하더라도 판 길이를 약 3%정도 증가시키거나 판 폭을 약 2%정도 감소시킨 것과 거의 유사하므로 그 영향이 매우 크다고 할 수 있다.

Fig. 11에서 나타난 바와 같이 스프링의 실험 결과는 변위각이 28° 까지는 두께를 1.5%정도 감소시켰을 때의 이론값과 거의 유사한 값을 가지다가 상승하여 변위각이 45° 에서는 두께를 기준값으로 하였을 때와 일치하여 그 이후에는 계속 상승하고 있다. 이 현상은 실험 결과의 평균 기울기는 스프링 재료의 판 두께를 기준값 보다 약 0.8% 감소시켰을 때와 유사하다고 판단할 수 있다.

이와 같은 결과를 역으로 해석하면 스파이럴 스프링 재료의 폭을 기준 값보다 2% 증가시키거나 두께를 0.8% 증가, 또는 스프링 재료의 길이를 기준 값보다 3% 감소시켜서 제작하면 설계 상에서 필요한 스프링의 이론적 강성 계수로 근접시킬 수 있다. 따라서 실제 스프링을 제작할 때에 스프링 재료의 폭, 두께, 길이를 변화시켜 더욱 정확한 강성계수를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

스파이럴 스프링에 하중을 가했을 때의 변형 과정은 스프링 전체에 걸쳐 균일하게 변형되는 것이 아니라 어느 특정 부분에서부터 변형이 발생되어 하중에 따라 스파이럴 스프링의 피치가 달라지는 등 그 변형 과정이 예측하기 어려운 정도

로 매우 복잡한 형태를 나타내고 있으므로 이 변형 과정을 정확하게 예측함으로써 스파이럴 스프링을 이용하는 기구의 설계에 좋은 자료가 될 것으로 사료되어 이 부분에 대한 실험과 연구가 지속되어야 할 것이다.

5. 결 론

자동차용 스로틀 밸브에 사용되고 있는 비접촉형 스파이럴 스프링에 토크를 가하여 변위 각도에 따른 모멘트 값을 측정하는 시험을 시행하여 얻은 모멘트 - 변위각 선도를 기준으로 이론에 의한 계산값과 실험에 의해 얻은 값을 비교 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 스파이럴 스프링의 강성계수는 사용한도 내에서 선형적인 현상을 나타내었으며 스프링의 실험에 의한 강성계수는 이론에 의한 강성계수의 값에 거의 근접하였다.
2. 스프링의 강성 계수는 스프링 재료의 폭이 커짐에 따라, 재료의 두께가 증가함에 따라 비례하여 증가하고 스프링 재료의 길이가 증가함에 따라 감소한다.
3. 이론적인 강성계수의 값보다 실험에 의한 강성계수의 값이 작게 나타난다.
4. 스프링을 구성하는 인자별로 보면 재료의 폭은 약 2%, 두께는 약 0.8% 정도 크게 해야 이론적인 강성계수에 접근하고 재료의 길이는 약 3% 정도 작게 만들어야 이론적인 강성계수에 접근한다.

참고 문헌

1. ばね技術研究會, 第3版 ばね, 丸善, 東京, pp.186~214, pp.271~283, (1982).
2. Lindkvist, lars, "Stiffness model of coiled springs including the axial asymmetry due to the helical geometry", 23rd Biennial Mechanical Conference American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication), DE v 71 n pt 2 1994, ASME, New York, NY, USA, pp.97~102, (1994).
3. 下關正義, 日本機械學會論文集, A45, p396, (1979).
4. S. J. Lee and J. S. Wang, "A study on the non-linearity of wave washer spring", 한국박용기관학회지, Vol.21, No.3, pp.246~255, (1997).
5. 李京浩, 王之錫, "벨로즈 종방향 강성에 관한 연구", 韓國船用機關學會誌, Vol.23, No.4, pp.504~513, (1999).
6. Ju-Hwan Park, "The Effect of aging Treatment on the Stress Relaxation of 7-7PH Stainless Steel Wire", 釜山大學校, pp.14~19, (1994).
7. 김병락, "Belleville Spring의 剛성에 대한 基礎的 研究", 釜慶大學校, pp.12~15, (1998).
8. 김형섭, "Pitch angle이 Helical spring의 剛性値에 미치는 影響에 대한 研究", 釜慶大學校, pp.13~15, (1999).
9. S. J. Lee and J. S. Wang, "A study for the stiffness of wave washer spring", 韓國船用機關學會誌, Vol.20, No.3, pp.206~213, (1996).
10. 平修二, 現代彈力性, オーム社, 東京, pp.213~223, (1989).
11. M. F. 스포트, 機械設計解析, 서울, 大韓教科書株式會社, pp.101~111, (1982).
12. G. Wempner, Mechanics of solids with application to the bodies, (1981).

13. 한국표준협회, 스프링용 스테인리스 강대, KSD3534, pp.1~8, (1992).
14. 姜馨模, 新機械設計學, 도서출판 究冕社, 서울, p 488, (1999).
15. 廉永廈, 材料試驗法, 서울, 東明社, pp.326~336, (1979).

감사의 글

2년의 시간이 바쁘고 보람된 날들이었기에 순식간에 지났나 봅니다.

이 논문이 완성되기까지 무한한 관심과 사랑으로 지도해 주시고 과정을 마칠 때까지 삶의 지표를 공고하게 다져 주신 이수종 지도교수님께 진심으로 감사드립니다. 아울러 바쁘신 중에도 논문심사에 수고해 주신 김남식 교수님과 임우조 교수님, 그리고 기계설계학과 여러 교수님들께 감사드립니다.

실험을 하는 동안 바쁘신 가운데도 실험 기자제와 자료를 제공하여 주신 대동스프링의 박상형 부장님과 여러 조언을 해주신 김형섭 선생님, 김병락 선생님, 유은봉 선생님께 감사를 드립니다. 또한 부산기계공업고등학교 전자기계과 선생님들과 이원천 선생님, 장용길 선생님께도 고마운 마음을 전합니다.

끝으로 멀리서 사랑과 용기를 주신 형님들과 누님, 공부를 계속할 수 있도록 격려해주신 장인장모님께 감사드리며, 힘든 가정 생활에도 내색하지 않고 사랑으로 감싸며 희생하고 격려해준 사랑하는 아내 조경순과 그동안 많은 시간을 함께 하지 못했지만 예쁘게 자라준 두 딸 슬기, 예슬 모두에게 고마움을 표하며 이 기쁨을 함께 나누고자 합니다.

2002년 2월

오 동 영