

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.2.237>

ISSN 1226-4873(Print)

2288-5226(Online)

압축 원통 코일 스프링의 선형 정적 구조 해석 오차에 관한 연구

장 상 찬* · 강 정 호*†

* 동아대학교 기계공학과

Study on the Linear Static Structural Analysis Error of Helical Compression Springs

Sang Chan Jang * and Jung Ho Kang *†

* Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.

(Received October 11, 2015 ; Revised December 15, 2015 ; Accepted December 24, 2015)

Key Words: Helical Compression Spring(압축 원통 코일 스프링), Spring Constant(스프링 상수), Poisson's Ratio(푸아송 비), Structural Integrity Evaluation(구조 건전성 평가), Linear Static Structural Analysis(선형 정적 구조 해석)

초록: 산업에서 널리 사용되고 있는 압축 원통 코일 스프링은 제작 시 스프링 고유의 특성을 유지할 수 있는지 실험을 통해 검증해야 한다. 이 과정에서 많은 시간과 비용을 소비한다. 따라서 본 연구에서는 선형 정적 구조 해석 방법을 이용하여 스프링의 구조 건전성 평가를 수행하였다. 본 연구의 타당성을 입증할 목적으로 설계 규격 및 각종 국제적 평가 규격에 의한 실험적 방법과의 비교 및 검증을 수행하였다. 양 끝단 처리를 하지 않은 스프링 형상을 사용하여 구조 해석을 수행한 결과, 해석 모형 제작에 필요한 시간은 절감하고 격자의 질은 향상할 수 있었다. 푸아송 비는 구조 해석 결과에 별다른 영향을 미치지 않았다. 그리고 구조 해석만으로 스프링 구조 건전성을 검증할 수 있는 가능성을 확인하였다.

Abstract: Helical compression springs have been widely used in industries. The springs should be verified through experiment whether the inherent characteristics of the spring can be maintained during the manufacturing process. Considerable time and expense is spent in the manufacturing process. Therefore, in this study, the structural integrity evaluation of a spring was conducted using linear static structural analysis. Verification and comparison of the experimental data were carried out using a variety of international industrial standards with the intent to prove the validity of this study. The spring model did not consider coil ends. As a result of conducting the structural analysis, the quality of the mesh was improved and the time needed to create an analytical model was reduced. The study indicated that Poisson's ratio had little influence on the result of the structural analysis. Additionally, the possibility of verifying the structural integrity evaluation by structural analysis was confirmed.

1. 서론

수많은 기계요소 중 하나인 스프링은 변형될 때 축적한 에너지를 원래 상태로 되돌아가면서 방출하도록 설계된 독특한 특성을 가진 기계요소이다. 오래전부터 산업에서 널리 사용되고 있는 스프링

은 대부분 이론에 의존하여 설계와 제작이 이루어지기 때문에 제작 시 장기간의 사용에도 스프링 고유의 특성을 유지할 수 있는지 실험을 통해 검증해야 한다. 이 과정에서 많은 시간과 비용을 소비한다.

이전 연구들은 미세 전자 기계 시스템(MEMS: Micro Electro Mechanical System)의 구조물 제작에 응용될 수 있는 초소형 마이크로 스프링,⁽¹⁾ 복합재와 알루미늄을 적용한 판 스프링형 비행기 랜딩기

† Corresponding Author, kangjh@dau.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

어,⁽²⁾ 탄소 섬유 강화 플라스틱(CFRP: Carbon-Fiber-Reinforced Polymer) 복합재 소재의 자동차용 코일 스프링,⁽³⁾ 그리고 유리 섬유 강화 플라스틱(GFRP: Glass-Fiber-Reinforced Plastic) 복합재 소재를 이용한 자동차용 판 스프링⁽⁴⁾에 대한 연구 등⁽⁵⁻⁸⁾을 수행하였다.

그러나 규격에 의한 설계와 제작이 이루어지는 일반적인 압축 원통 코일 스프링(Helical compression spring)의 경우, 구조 건전성 및 신뢰성 평가에 관한 연구는 국내외에 미비한 상태이다. 따라서 스프링 고유의 특성을 검증하기 위하여 여전히 많은 시간과 비용을 소비하고 있다.

본 연구에서는 선형 정적 구조 해석 방법을 이용하여 압축 원통 코일 스프링의 구조 건전성 평가를 수행하고 해석 방법의 타당성을 검증하고자 한다. 해석 결과를 검증하기 위하여 설계 규격과 각종 평가 실험 규격에 의해 스프링을 설계 및 제작하여 구조 건전성 평가 실험을 수행하였다. 여기서 비교 및 검토 방법으로는 스프링 상수 k 값을 이용하였다. 이를 위하여 상용 전산 구조 해석 프로그램인 ANSYS Mechanical 을 이용하여 선형 정적 구조 해석을 수행하고 얻어진 스프링 상수 k 값을 이용하였다. 이와 비교 및 검토하기 위하여 일본 공업 규격(JIS: Japanese Industrial Standard) B 2704-1⁽⁹⁾의 설계 규정에 의해 압축 원통 코일 스프링의 스프링 상수 k 값을 계산하고 이에 대한 구조 건전성과 스프링 고유의 특성을 검증하였다. 그리고 실제 평가 실험은 일본 자동차 표준 협회(JASO: Japanese Automotive Standards Organization) C 605-97⁽¹⁰⁾ 실험 규정에 따라 실시하여 스프링 상수 k 값을 구하였다. 이를 통하여 스프링의 구조 건전성을 평가하기 위한 선형 정적 구조 해석 방법의 유용성을 검토함으로써 산업 현장에 시간 및 비용 절감에 도움이 되고자 한다.

2. 구조 해석 방법

2.1 구조 해석 이론

ANSYS Mechanical APDL Theory⁽¹¹⁾에 따르면 기계적 시스템의 동적 구조 문제들은 가상 일의 원리(The principle of virtual work)를 사용한 유한 요소법(FEM: Finite Element Method)을 사용한다. 구조 해석 지배 방정식은 뉴턴의 운동 방정식(Newton's law of motion)으로 식 (1)과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + \{F^i(t)\} = \{F^a(t)\} \quad (1)$$

식 (1)의 각 항은 다음과 같다.

$[M]$: 구조 질량 행렬
$[C]$: 구조 감쇠 행렬
$\{\ddot{u}(t)\}$: 절점 가속도 벡터
$\{\dot{u}(t)\}$: 절점 속도 벡터
$\{F^i(t)\}$: 내부 하중 벡터
$\{F^a(t)\}$: 작용 하중 벡터

선형 동적 구조 시스템(Linear dynamics structural systems)에서 절점 변위(Nodal displacement)가 선형적으로 변하는 경우, 내부 하중(Internal load) $\{F^i(t)\}$ 은 식 (2)와 같이 절점 변위와 구조 강성 행렬(Structural stiffness matrix)의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F^a(t)\} \quad (2)$$

식 (1)과 다른 식 (2)의 각 항은 다음과 같다.

$[K]$: 구조 강성 행렬
$\{u(t)\}$: 절점 변위 벡터

본 연구에서 사용한 정적 해석(Static analysis)의 풀이 방법은 모든 자유도(DOFs: Degrees of Freedom)에서 유효하다. 여기서 정적 가속도장들(Static acceleration fields)을 제외한 관성(Inertial)과 감쇠 효과들(Damping effects)은 무시된다. 선형 정적 구조 해석(Linear static structural analysis)을 위한 전체 평형 방정식들(Equilibrium equations)은 식 (3) 또는 식 (4)와 같다.

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3)$$

$$[K]\{u\} = \{F^a\} + \{F^r\} \quad (4)$$

식 (4)의 각 항은 다음과 같다.

$[K] = \sum_{m=1}^N [K_e]$: 전체 강성 행렬
$\{u\}$: 절점 변위 벡터
N	: 요소 수
K_e	: 요소 강성 행렬
$\{F^r\}$: 반작용 하중 벡터
$\{F^a\}$: 전체 작용 하중 벡터

여기서 $\{F^a\}$ 는 식 (5)와 같이 정의된다.

$$\{F^a\} = \{F^{nd}\} + \{F^{ac}\} + \sum_{m=1}^N (\{F_e^{th}\} + \{F_e^{pr}\}) \quad (5)$$

식 (5)의 각 항은 다음과 같다.

- $\{F^{nd}\}$: 작용 절점 하중 벡터
- $\{F^{ac}\} = -[M]\{a_c\}$: 가속도 하중 벡터
- $[M] = \sum_{m=1}^N [M_e]$: 전체 질량 행렬
- $[M_e]$: 요소 질량 행렬
- $\{a_c\}$: 전체 가속도 벡터
- $\{F_e^{th}\}$: 요소 열 하중 벡터
- $\{F_e^{pr}\}$: 요소 압력 하중 벡터

2.2 스프링 구조 해석 가정과 경계 조건

산업 현장에서 실험 없이 선형 정적 구조 해석만으로 압축 원통 코일 스프링의 구조 건전성 평가가 가능하기 위해서는 다양한 재료와 크기의 스프링에 대한 비교 및 검토가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 재료와 크기가 다른 두 가지 임의의 스프링을 이용한다. 두 스프링은 각각 스프링 A와 스프링 B로 지칭하고 각 스프링에 대한 기본 정보는 Table 1에 있다.

실제 스프링 설계와 제작에서 스프링 양 끝단 처리는 중요하다. 구조 해석에서도 양 끝단 처리를 고려한 스프링 형상으로 구조 해석이 가능하지만, 증가하는 작업 시간과 높은 품질의 격자 생성의 어려움에 비해 효율성은 낮다. 따라서 양 끝단 처리를 하지 않은 형상으로 가정하여 스프링 선형 정적 구조 해석을 수행하였다. 이에 대한 검토도 본 연구에서 수행하였다.

선형 정적 구조 해석을 수행하는 데 필요한 기계적 특성들은 종탄성 계수 E, 횡탄성 계수 G, 체적 탄성 계수 K 그리고 푸아송 비 ν 중 두 가지이다. 일반적으로 종탄성 계수 E와 푸아송 비 ν 를 사용한다. 스프링의 경우 비틀림 응력이 중요하므로 종탄성 계수 E가 아닌 횡탄성 계수 G를 사용하였다. 이때 횡탄성 계수 G는 일본 공업 규격(JIS) B 2704-1⁽⁹⁾에 명시된 수치를 사용하였다.

그러나 푸아송 비 ν 는 규격에 명시된 수치가 없어 가정이 필요하다. 일반적인 금속의 경우 약 0.25에서 0.35 사이에 푸아송 비 ν 가 존재하므로 0.25, 0.30, 0.35로 가정하여 각각 구조 해석을 수행하고 이에 대한 검토를 진행하였다. 구조 해석에 사용된 기계적 특성 수치는 Table 2에 있다.

Table 1 Basic information on spring A and B

Component	Spring A	Spring B
Material	SWOSC-B	SUS 304-WPB
G: Modulus of rigidity (GPa)	78.5	68.5
d: Diameter of material (mm)	7.5	6
D: Mean diameter of coil (mm)	37.5	67
N_a : Number of active coils	6.5	12

Fig. 1의 (a)와 (b)는 스프링 A와 B의 구조 해석 경계 조건이다. 양 끝단 처리를 하지 않은 스프링 형상을 사용하므로 스프링 양 끝 중심점을 원격 변위(Remote displacement)조건으로 제한한다. 각각의 스프링 형상 하부 지점은 원점으로 X, Y, Z축 병진 운동과 X, Y, Z축 회전 운동에 관한 6자유도를 모두 구속한다. 그리고 상부 지점은 Y축 방향의 병진 운동을 제외한 5개의 자유도를 구속한다.

Fig. 2의 (a)와 (b)는 스프링 A와 B의 Y축 병진 운동을 나타낸 것으로 밀착 높이(Solid height) H_s 까지 Y축 방향의 병진 운동을 실제 평가 실험과 동일하게 5회 반복 수행하였다. 이후 얻어진 결과를 이용하여 스프링 상수 k 값을 구하였다. 여기서 정적 구조 해석에서는 시간을 고려하지 않으므로 Y축 방향의 병진 운동에 따른 동적 특성은 나타나지 않는다.

Table 2 Mechanical properties of structural analysis for spring A and B

Component		Spring A	Spring B
Reference standard		JIS B 2704-1	
Material		SWOSC-B	SUS 304-WPB
Mechanical properties	Modulus of rigidity (GPa)	78.5	68.5
	Poisson's ratio (ν) (Assumption)	0.25, 0.30, 0.35	

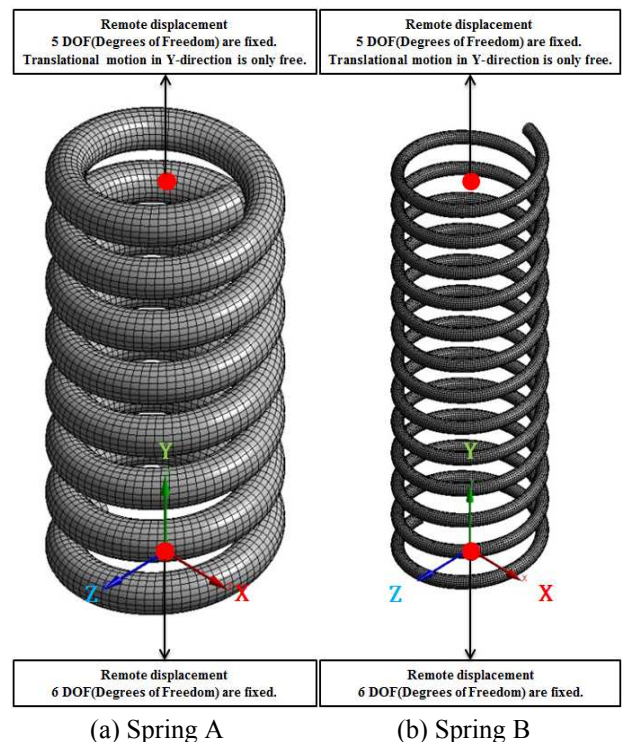
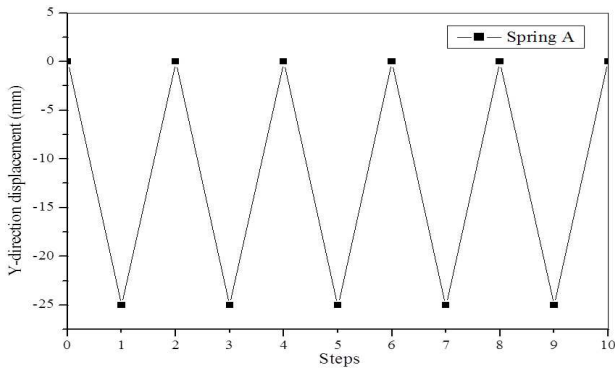


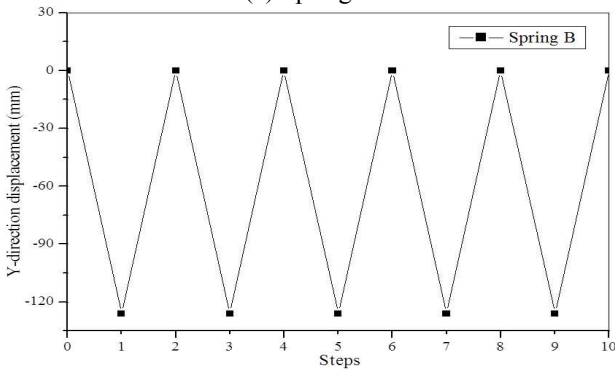
Fig. 1 Boundary conditions of structural analysis for spring A and B

Table 3 Element information of structural analysis for spring A and B

Component		Spring A	Spring B
Nodes		142,718	567,557
Elements		30,804	121,584
Orthogonal quality	Min	0.933	0.875
	Max	0.996	0.997
	Average	0.978	0.971
Type		Hexahedron	



(a) Spring A



(b) Spring B

Fig. 2 Translational motion in the Y-direction in structural analysis for spring A and B

Table 3 은 스프링 A 와 B 의 구조 해석 격자 정보이다. 육면체 격자(Hexahedral mesh)를 사용한 스프링 A 의 격자 개수는 30,804 개이고 스프링 B 의 격자 개수는 121,584 개이다.

3. 이론적 방법

스프링 상수 k 값은 일본 공업 규격(JIS) B 2704-1⁽⁹⁾에 따라 식 (6)으로 구한다. 여기서 스프링 A 와 B 의 스프링 상수 k 값을 구하는 데 필요한 수치들은 Table 1 에 있다.

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8N_a D^3} \quad (6)$$



(a) Spring A

(b) Spring B

Fig. 3 Process of the spring constant test

여기서 코일의 평균 지름 D 는 식 (7)로 구한다. (코일의 바깥지름: D_o , 코일의 안 지름: D_i)

$$D = \frac{D_o + D_i}{2} \quad (7)$$

4. 실험적 방법

4.1 스프링 상수 실험

Fig. 3 의 (a)와 (b)는 스프링 A 와 B 의 스프링 상수 실험 과정으로 일본 자동차 표준 협회(JASO) C 605-97⁽¹⁰⁾ 규격의 절차에 따라 수행하였다.

밀착 높이 H_s 까지 동적 특성이 나타나지 않을 정도의 느린 속도로 5 회 압축하고, 5 회 반복 후의 정보를 사용하여 스프링 상수 k 값을 구한다. 이때 정보는 처짐의 30 %에서 70 % 사이 구간이다.

실험 결과의 신뢰성을 높이기 위해 각각 4 개의 스프링 A 와 B 로 실험하고, 스프링 A 와 B 의 평균 스프링 상수 k 값을 구하였다.

4.2 스프링 감소율 실험

위의 실험을 통해 스프링 상수 k 값을 구하더라도 스프링 상수 실험만으로는 스프링의 고유한 특성이 오랜 시간 유지될 것인지 판단할 수 없다.

여러 하중 조건에서 작동하는 스프링이 고유의 특성을 지속적으로 유지하기 위해서는 자유 높이 (Free length) H_f 의 변화가 매우 작아야 한다. 따라서 미국 기계 학회(ASME: American Society of Mechanical Engineers) Code⁽¹²⁻¹⁴⁾와 국제 표준화 기구(ISO: International Organization for Standardization) 규격⁽¹⁵⁾에 따라 스프링 감소율 실험을 수행하여 스프링 A 와 B 가 올바르게 제작되었는지 검증해야 한다.

초기 스프링의 자유 높이 H_f 를 측정한 후 3 회 이상 조밀하게 압축하고 10 분 뒤 스프링의 자유 높이 H_f 를 측정한다. 이때 초기 자유 높이 H_f 보다 0.5 % 이상 감소하지 않아야 한다. 실험은 구조 해석 및 스프링 상수 실험과 같이 밀착 높이 H_s 까지 5 회 압축한 후 자유 높이 H_f 를 측정하였다.

5. 결 과

5.1 구조 해석 결과

Table 4 는 스프링 A 와 B 의 선형 정적 구조 해석 결과이다. 횡탄성 계수 G 는 같고 푸아송 비 ν 가 각각 0.25, 0.30, 0.35 로 다른 경우, 스프링 A 의 스프링 상수 k 값은 78.6 N/mm, 78.6 N/mm 및 78.7 N/mm 로 유사하였다. 또한, 스프링 B 의 경우도 2.92 N/mm, 2.98 N/mm 및 2.97 N/mm 로 유사하였다.

즉 푸아송 비 ν 는 스프링 구조 해석에 별다른 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 이것은 제작하고자 하는 스프링 금속 재료의 푸아송 비 ν 가 규격에 명시되어 있지 않을 경우, 일반적인 금속의 푸아송 비 ν 범위인 0.25 에서 0.35 사이의 값을 사용하면 구조 해석 결과에 푸아송 비 ν 로 인한 문제는 발생하지 않는다는 것을 의미한다.

Table 4 Results of linear static structural analysis for spring A and B

Component			Spring A		
Mechanical properties	Material		SWOSC-B		
	Poisson's ratio (ν)		0.25	0.3	0.35
	Minimum tensile strength (MPa)		1,660		
	Modulus of rigidity (GPa)		78.5		
Numerical results	Force reaction (N)	Min	0	0	0
		Max	1,964	1,966	1,968
	Total deformation (mm)	Min	0	0	0
		Max	25.0	25.0	25.0
Spring constant k (N/mm)		78.6	78.6	78.7	
Component			Spring B		
Mechanical properties	Material		SUS 304-WPB		
	Poisson's ratio (ν)		0.25	0.3	0.35
	Minimum tensile strength (MPa)		1350		
	Modulus of rigidity (GPa)		68.5		
Numerical results	Force reaction (N)	Min	0	0	0
		Max	368	375	374
	Total deformation (mm)	Min	0	0	0
		Max	126	126	126
Spring constant k (N/mm)		2.92	2.98	2.97	

5.2 이론 결과

식 (6)을 통해 이론적으로 계산된 스프링 상수 k 값은 스프링 A 의 경우 90.6 N/mm 이고, 스프링 B 는 3.07 N/mm 이다. 이 값들을 선형 정적 구조 해석을 수행하여 얻은 스프링 상수 k 값과 실험을 통해 구한 스프링 상수 k 값과 비교 및 검토하기 위해서는 구조 신뢰성을 확인하여야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 규격에 따른 스프링 건전성과 스프링 고유의 특성을 평가하여 검증하였다.

압축 원통 코일 스프링의 구조 건전성 검증은 상황과 목적 등에 따라 다양한 방법이 있지만, 일반적으로 비틀림 응력으로 구조 건전성을 검증할 수 있다. 다양한 하중 조건이나 처짐 조건 중 밀착 높이 H_s 에서 스프링 비틀림 응력이 최대 설계 비틀림 응력보다 작다면 구조적으로 안전하다고 할 수 있다. 여기서 최대 설계 비틀림 응력은 최대 허용 비틀림 응력의 80 % 이하이며, 일본 공업 규격(JIS) B 2704-1⁽⁹⁾의 압축 스프링의 허용 비틀림 응력 도표인 Fig. 4 에 의해 구하였다.

밀착 높이 H_s 에서 스프링 비틀림 응력을 계산하는 과정은 사용자에게 주어진 스프링의 정보와 조건 등에 따라 다르므로 여기서는 생략한다. 일본 공업 규격(JIS) B 2704-1⁽⁹⁾을 참고하여 계산한 스프링 A 와 B 의 밀착 높이 H_s 에서 스프링 비틀림 응력과 최대 설계 비틀림 응력은 Table 5 에 있다. 그 결과 스프링 A 와 B 모두 밀착 높이 H_s 에서 스프링 비틀림 응력이 최대 설계 비틀림 응력보다 작으므로 구조적으로 안전하다. 그러나 스프링 A 와 B 에 관한 구조 건전성 검증만으로는 일반적인 기계요소와 다른 특성이 있는 스프링 고유의 특성에 관해서는 알 수 없다. 따라서 스프링 특성에 관한 추가 검증이 필요하다.

스프링의 고유한 특성은 스프링 지수 c , 세장비 λ , 피치 p , 그리고 유효 감김 수 N_a 를 통해 검증하고^(9,16) 결과는 Table 6 에 있다.

스프링 지수 c 는 냉간 성형 스프링(Cold formed spring)의 경우 4 에서 22 사이에 존재해야 한다. 이 범위를 벗어나면 스프링 가공 문제가 발생한다. 그리고 이 범위보다 작으면 과도한 국부 응력이 발생한다. 스프링 A 와 B 의 경우, 스프링 지수 c 는 각각 5 와 11.2 로 범위 내에 있어 과도한 국부 응력이 발생하지 않고 스프링 가공 문제도 발생하지 않는다. 여기서 스프링 지수 c 는 코일 평균 지름 D 와 재료의 지름 d 의 비로 식 (8)과 같다.

$$c = \frac{D}{d} \tag{8}$$

세장비 λ 는 좌굴이 발생하지 않게 하려면 0.8 에서 4 사이의 범위에 있어야 한다. 그리고 유효 감김 수 N_a 의 확보를 위해 0.8 이상이어야 한다. 스프링 A 와 B 의 세장비 λ 는 각각 2.27 과 3.13 으로 좌굴이 발생하지 않는다. 여기서 세장비 λ 는 자유 높이 H_f 와 코일 평균 지름 D 의 비로 식 (9) 와 같다.

$$\lambda = \frac{H_f}{D} \quad (9)$$

피치 p 는 일반적으로 코일의 평균 지름 D 에 0.5 를 곱한 값을 초과하면 하중 또는 처짐에 따라 코일의 지름이 변하기 때문에 0.5D 보다 작아야 한다. 스프링 A 의 피치 p 는 11.4 mm 이고, 스프링

B 의 피치 p 는 16.5 mm 로 0.5D 보다 작으므로 지름이 변하지 않는다. 피치 p 는 식 (10) 을 통해 추정한다.

$$p = \frac{H_f - H_s}{N_a} + d \quad (10)$$

유효 감김 수 N_a 는 3 보다 커야 스프링 특성이 안정하게 유지된다. 스프링 A 와 B 의 유효 감김 수 N_a 는 각각 6.5 과 12 로 스프링 특성은 안정하다. 압축 코일 스프링의 유효 감김 수 N_a 는 식 (11) 과 같다.

$$N_a = N_t - (X_1 + X_2) \quad (11)$$

Table 5 Theoretical results of shear stress in spring A and B

Component	Spring A	Spring B
Material	SWOSC-B	SUS 304-WPB
Shear stress at solid height (GPa)	672	346
Maximum working shear stress (GPa)	Approx. 720	Approx. 440

Table 6 Design considerations of spring A and B

Design consideration	Allowable range	Component	
		Spring A	Spring B
Spring index: c	$4 < c < 22$	5	11.2
Slenderness ratio: λ	$0.8 < \lambda < 4$	2.27	3.13
Pitch: p (mm)	$p < 0.5D$	11.4 (0.5D=18.8)	16.5 (0.5D=33.5)
Number of active coils: N_a	$N_a > 3$	6.5	12

Table 7 Results of the spring constant test

Component	Spring A						
	Experiment	Length (mm)			Force (N)		Spring constant k (N/mm)
Free		at 30%	at 70%	30%	70%		
A	A1	85.5	77.5	67.5	679	1,573	89.4
	A2	86.0	77.5	67.5	703	1,596	89.3
	A3	85.5	77.6	67.5	671	1,567	88.7
	A4	85.6	77.5	67.5	684	1,592	90.8
Average	85.7	77.5	67.5	684	1,582	89.6	
Component	Spring B						
	Experiment	Length (mm)			Force (N)		Spring constant k (N/mm)
Free		at 30%	at 70%	30%	70%		
B	B1	212	172	121	127	295	3.29
	B2	211	172	122	127	290	3.26
	B3	211	173	122	131	296	3.24
	B4	211	173	123	119	282	3.26
Average	211	173	122	126	291	3.26	

Table 8 Results of the spring reduction test

Component	Spring A			
	Initial free length (mm)	Final free length (mm)	Experimental reduction ratio (%)	Allowable reduction ratio (%)
A1	85.53	85.50	0.035	0.5
A2	86.03	85.98	0.058	
A3	85.51	85.41	0.117	
A4	85.64	85.48	0.187	
Average	85.68	85.59	0.099	0.5
Component	Spring B			
	Initial free length (mm)	Final free length (mm)	Experimental reduction ratio (%)	Allowable reduction ratio (%)
B1	211.63	211.00	0.298	0.5
B2	210.57	209.74	0.394	
B3	210.89	210.59	0.142	
B4	210.50	209.71	0.375	
Average	210.90	210.26	0.302	0.5

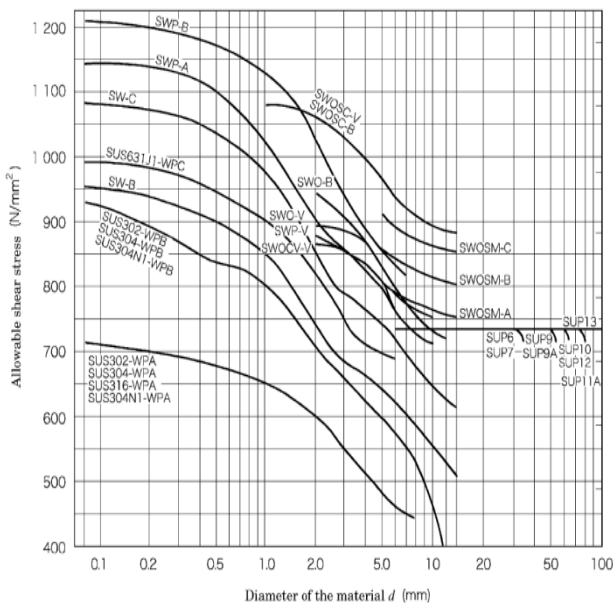


Fig. 4 Allowable shear stress of the helical compression springs⁽⁹⁾

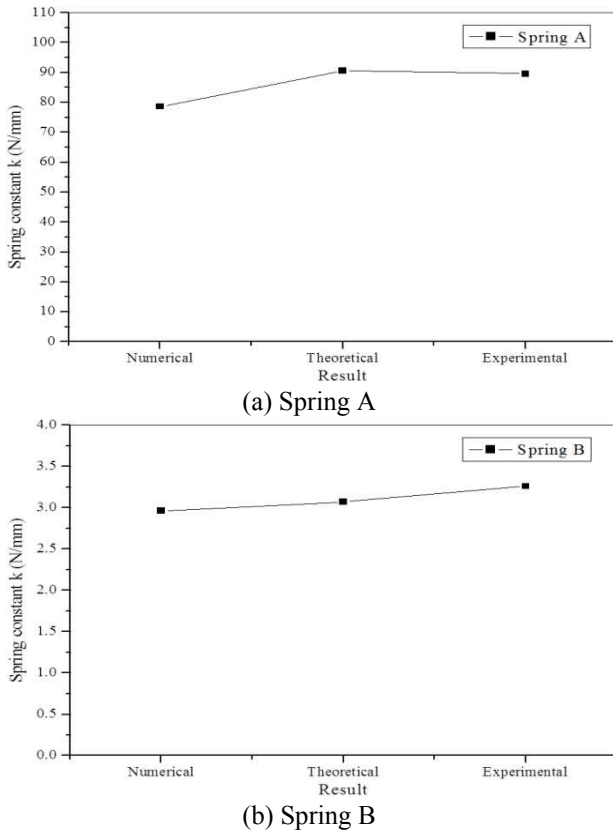


Fig. 5 Results of the spring constant

여기서 N_t 는 총 감김 수이다. 코일 끝이 다음 코일과 접촉하지 않고 자리 감김 부분의 길이가 3/4 감김인 경우, X_1 과 X_2 는 각각 0.75 이다. 그리고 코일 끝이 다음 자유 코일에 접촉하고 있는 경우, X_1 과 X_2 는 각각 1.0 이다.

스프링 구조 건전성 검증과 스프링 특성 검증을 통해 스프링 A 와 B 는 규격에 따라 올바르게 설계되었음을 알 수 있다. 따라서 이론적으로 계산된 스프링 상수 k 값은 구조 해석과 실험으로 구한 스프링 상수 k 값과 비교 및 검토할 수 있다.

5.3 실험 결과

Table 7 은 스프링 A 와 B 의 스프링 상수 실험 결과이다. 스프링 A 4 개, 스프링 B 4 개의 스프링 상수 k 값이 각각 유사하다. 실험으로 구한 스프링 A 의 스프링 상수 k 평균값은 89.6 N/mm 이고, 스프링 B 의 스프링 상수 k 평균값은 3.26 N/mm 이다.

Table 8 은 스프링 A 와 B 의 감소율 시험 결과로 스프링 A 4 개, 스프링 B 4 개의 평균 감소율은 각각 0.099 %, 0.302 %이다. 스프링 A 와 B 모두 허용 범위인 0.5 % 이내를 만족하였다. 이것은 스프링 A 와 B 가 올바르게 설계 및 제작되었음을

Table 9 Comparison among numerical, theoretical, and experimental errors in the results of the spring constant

Component		Spring A			Spring B		
Reference standard		JIS B 2704-1					
Material		SWOSC-B			SUS 304-WPB		
Numerical	Poisson's ratio (ν)	0.25	0.3	0.35	0.25	0.3	0.35
	Spring constant k (N/mm)	78.6	78.6	78.7	2.92	2.98	2.97
Theoretical	Spring constant k (N/mm)	90.6			3.07		
Experimental	Spring constant k (N/mm)	89.6			3.26		
Error (%) between	Numerical and Theoretical results	13.2	13.2	13.1	4.98	3.10	3.23
	Numerical and Experimental results	12.3	12.3	12.2	10.5	8.75	8.87
	Theoretical and Experimental results	1.12			5.83		

의미한다. 따라서 스프링 특성을 유지하며 의도된 동작을 오랜 기간 보장한다.

5.4 구조 해석, 이론, 그리고 실험으로 구한 스프링 상수 결과 오차 비교 및 검토

Fig. 5 의 (a)와 (b)는 구조 해석, 이론, 그리고 실험으로 구한 스프링 A 와 B 의 스프링 상수 k 값으로 각각의 차이는 크지 않다. 그리고 두 경우 모두 구조 해석으로 구한 스프링 상수 k 값이 가장 작다. 이것은 압축 원통 코일 스프링의 구조 건전성 평가를 선형 정적 구조 해석으로 수행할 경우, 해석 결과가 실제 스프링 상수 k 값보다 과소 평가될 수 있음을 의미한다.

Table 9 는 스프링 A 와 B 에 대해 구조 해석, 이론, 그리고 실험으로 구한 스프링 상수 k 값과 오차를 나타낸다. 구조 해석과 이론 결과 사이의 오차는 각각 약 13.2 %와 3.77 %이고, 구조 해석과 실험 결과 사이의 오차는 각각 약 12.3 %와 9.37 %이다. 그리고 이론과 실험 결과 사이의 오차는 각각 1.12 %와 5.83 %이다. 이것은 규격에 따라 설계된 압축 원통 코일 스프링은 약 10 %의 오차를 고려하면 실험 없이 간단한 선형 정적 구조 해석만으로도 스프링 구조 건전성 검증이 가능함을 의미한다.

따라서 실험에 필요한 시간과 비용을 절감할 수 있다. 또한, 스프링 선형 정적 구조 해석 시, 양 끝단 처리를 하지 않은 간소화된 스프링 모형을

사용하므로 추가적인 시간 절감 효과도 기대할 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 압축 원통 코일 스프링에 대해 구조 해석, 이론, 그리고 실험을 수행하고 비교 및 분석하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 이론적으로 설계 및 제작된 스프링의 구조 건전성 평가를 실제 검증 실험을 통해 수행하지 않고, 선형 정적 구조 해석만으로 검증할 수 있는 가능성을 확인할 수 있었다. 이는 궁극적으로 실험에 필요한 시간과 비용을 절감할 수 있게 한다.

(2) 양 끝단 처리를 하지 않은 스프링 형상을 사용하여 스프링 선형 정적 구조 해석을 수행한 결과, 해석 모형 제작에 필요한 시간은 절감하고 격자의 질은 향상할 수 있었다. 그리고 해석 결과에서 그 유용성을 확인할 수 있었다.

(3) 양 끝단 처리를 하지 않은 스프링 형상을 사용하여 스프링 선형 정적 구조 해석을 수행함에 있어, 원격 변위 조건의 유용성을 확인할 수 있었다.

(4) 푸아송 비는 해석 결과에 별다른 영향을 미치지 않으므로 일반적인 재료의 푸아송 비 범위의 값을 적용하는 것이 가능함을 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 동아대학교 교내연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌 (References)

- (1) Chu, S.-I., Kim, J.-H. and Moon, S.-W., 2006, "Analysis And Experiment for Mechanical Characterization of Micro-spring with Small Area," *Proceeding of KSME Spring Symposium*, pp. 11~16.
- (2) Kim, K.-H., Lee, Y.-S. and Han, J.-D., 2014, "Stress Analysis of Plate-Spring-Type Landing Gear Materials," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38, No. 3, pp. 303~308.
- (3) Oh, S.H. and Choi, B.L., 2014, "Prediction of Spring Rate and Initial Failure Load due to Material Properties of Composite Leaf Spring," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38, No. 12, pp. 1345~1350.
- (4) Oh, S.H. and Choi, B.L., 2014, "Analytical and Experimental Study for Development of Composite Coil Springs," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38, No. 1, pp. 31~36.
- (5) Choi, W.Y., Suh, Y.K. and Kang, S.M., 2015, "Numerical Model of Propulsive Behavior of a Rotating Spring in Viscous Fluid," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 39, No. 6, pp. 497~504.
- (6) Kim, Y.S., Kim, S.-S., Cha, K.-U. and Noh, M.G., 2011, "Study on Designing Recoil System with Friction Springs," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, No. 4, pp. 367~374.
- (7) Kwon, T.H., Suh, C.H., Lee, R.G., Oh, S.K., Jung, Y.-C. and Lim, H.B., 2013, "Optimization of Design Parameters for Lock-Claws of Pneumatic Fitting Using Taguchi Method," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 12, pp. 1541~1546.
- (8) Yang, Y.-G., Han, G.-B. and Kim, C.-W., 2011, "Relationship Between Restoring Force and Typical Stroke with SMA Coil Spring in Electrosurgical Knee Wand," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, No. 12, pp. 1301~1307.
- (9) Japanese Industrial Standard, 2010, *JIS B 2704-1 : 2009 Coil springs-Part 1: Basic calculation methods on helical compression and extension springs*, First English Edition.
- (10) Japanese Automobile Standard, 1997, *JASO C 605-97 Coil springs for automobile suspension*, Third Edition.
- (11) Ansys Inc, 2013, *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference*, ANSYS, Ansys Release 15.0.
- (12) The American Society of Mechanical Engineers, 2010, *2010ASME Boiler & Pressure Vessel Code I Rules for Construction of Power Boilers*, 2010 Edition.
- (13) The American Society of Mechanical Engineers, 2010, *2010ASME Boiler & Pressure Vessel Code IV Rules for Construction of Heating Boilers*, 2010 Edition.
- (14) The American Society of Mechanical Engineers, 2010, *2010ASME Boiler & Pressure Vessel Code VIII Division 1 Rules for Construction of Pressure Vessels*, 2010 Edition.
- (15) International Organization for Standardization, 2004, *ISO 4126-1 Safety devices for protection against excessive pressure-Part 1: Safety valves*.
- (16) Korea Industrial Standards, 2007, *KS B 2400 : 2007 Helical Compression and Extension Springs-Requirement for Design*, 2007 Edition.