

자동차 엔진 밸브 스프링에 사용되는 비원형 스프링 선의 단면 형상 최적화

김도중^{*1)} · 김영경²⁾울산대학교 기계공학부¹⁾ · 울산대학교 대학원 기계공학부²⁾

Shape Optimization of the Cross Section for a Non-circular Spring Wire of Valve Springs for an Automotive Engine

Dojoong Kim^{*1)} · Youngkyung Kim²⁾¹⁾Department of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea²⁾Graduate School of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received 14 June 2010 / Accepted 24 August 2010)

Abstract : Valve springs with non-circular cross-section are widely used in automotive engines. Because of the reduced height, the oval cross-section provides some merits in its install height and stress distribution. This paper introduces a new method to generate optimal shape of the non-circular cross-section. For given width and height, arbitrary shape of the cross-section are described using the Hermite spline curves. Cross-section area and maximum stress level are chosen as performance indices, and nonlinear optimization problems are formulated with inequality constraints. Compared to a production spring wire, cross-section area can be reduced about 2.4 [%] without increasing maximum stress level. In addition, the other approach gives an optimum cross-section which reduces maximum stress level of 2.0 [%] without increasing cross-section area.

Key words : Valve spring(밸브 스프링), Wire cross-section(선 단면), Non-circular cross-section(비원형 단면), Automotive engine(자동차 엔진), Shape optimization(형상 최적화)

Nomenclature

$\vec{r}(t)$: Hermite spline curve
W	: width of spring wire, mm
T	: thickness of spring wire, mm
WL	: width of left side, mm
WR	: width of right side, mm
α, β	: coefficients of tangent vector
γ	: ratio of the left side width (WL/W)
∇^2	: two dimensional Laplace operator
Φ	: stress function
ω	: twisting angle

τ_{zx}, τ_{zy}	: shear stresses in a straight rod due to torsion
G	: shear modulus of wire material
T_z	: torsional moment, N.mm
F_z	: shear force, N
K	: stress correction factor

1. 서론

자동차 엔진 밸브 스프링은 엔진 부품들 중 가장 큰 변동 응력을 받는 부품이다. 일반적으로 내연기관의 밸브 스프링은 원형 단면의 스프링 선이 보편적으로 사용되고 있지만, 자동차 엔진의 경우에는 엔진의 운전속도, 공간 제약조건, 응력 수준 등이 가혹해 짐에 따라 원형 단면으로는 대응하기 어려운

*Corresponding author, E-mail: djkim@ulsan.ac.kr

수준에 이르고 있다. 따라서 비원형 단면 형상의 스프링 선이 자주 사용되고 있는데, 이는 벨브 스프링이 차지할 수 있는 공간이 제한된 경우 벨브 스프링의 장착 높이를 낮추는 효과가 있다. 또한 동일한 단면적을 가지는 원형 단면에 비하여 단위 하중에 대한 최대응력을 낮추는 효과도 있다.^{1,2)}

그러므로 효과적인 스프링 단면 형상을 설계하는 것은 벨브 스프링 생산업체들의 오래된 숙제이다.³⁾ 현재 국내에서 양산되고 있는 비원형 단면 벨브 스프링의 단면 형상은 전적으로 외국 스프링 선 공급업체에서 제공하는 형상에 의존하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 형상 최적화 기법을 이용하여 응력 조건과 단면적 등에서 기존의 단면 형상들 보다 우수하고, 지적 재산권의 저촉을 받지 않는 독자적인 단면 형상을 설계하고자 한다. 먼저 임의의 단면 형상을 Hermite 스플라인 곡선으로 표현하였으며, 스플라인 곡선의 설계변수들을 단위 하중에 대한 최대 응력과 단면적을 목적함수로 하여 최적화하였다. 최적화된 단면 형상의 타당성을 검증하기 위하여 외국업체들의 기존 비원형 단면들과 단면적, 최대 응력 등을 비교하였다.

2. Hermite 스플라인 곡선을 이용한 비원형 단면 형상의 표현

2.1 Hermite 스플라인 곡선의 정의

Hermite 스플라인 곡선은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 두 벡터 ($\vec{r}(0), \vec{r}(1)$)이 지시하는 지점들을 지나며, 두개의 접선 벡터 ($\vec{r}'(0), \vec{r}'(1)$)에 접하는 곡선으로 정의된다. $\vec{r}'(0)$ 을 $\vec{r}(0)$ 에서의 접선벡터, $\vec{r}'(1)$ 을 $\vec{r}(1)$ 에서의 접선벡터라 할 때, Hermite 스플라인 곡선 $\vec{r}(t)$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.⁵⁾

$$\vec{r}(t) = (1-3t^2+2t^3)\vec{r}(0) + (3t^2-2t^3)\vec{r}(1) + (t-2t^2+t^3)\vec{r}'(0) + (-t^2+t^3)\vec{r}'(1) \quad (1)$$

여기서, 매개변수 t 는 $0 \leq t \leq 1$ 의 값을 가지며 $t=0$ 에서는 $\vec{r}(0)$ 지점을 $t=1$ 에서는 $\vec{r}(1)$ 지점을 나타낸다. 두 벡터 ($\vec{r}(0), \vec{r}(1)$)이 지시하는 지점들의 위치와 접선 벡터 ($\vec{r}'(0), \vec{r}'(1)$)의 크기 및 방향에

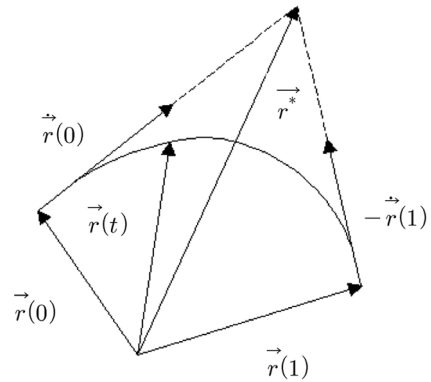


Fig. 1 Hermite 스플라인 곡선

의하여 다양한 형태의 스플라인 곡선이 구성된다.

구성되는 스플라인 곡선의 형상을 시각화하기 위하여 Fig. 1에 나타난 바와 같이 \vec{r}' 벡터를 정의하면 접선 벡터는 다음과 같이 치환될 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{r}'(0) &= \alpha(\vec{r}' - \vec{r}(0)) \\ \vec{r}'(1) &= \beta(\vec{r}'(1) - \vec{r}') \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서의 α, β 는 접선 벡터의 크기를 조정하는 계수이며 만약 두 값이 다르게 지정 되면 한 쪽으로 편향된 스플라인 곡선이 생성된다. 세 벡터 $\vec{r}(0), \vec{r}(1), \vec{r}'$ 와 계수 α, β 가 주어지면, Fig. 1에 나타난 바와 같이 사각형에 내접하는 스플라인 곡선 $\vec{r}(t)$ 가 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\vec{r}(t) = (1-3t^2+2t^3)\vec{r}(0) + (3t^2-2t^3)\vec{r}(1) + (t-2t^2+t^3)\alpha(\vec{r}' - \vec{r}(0)) + (-t^2+t^3)\beta(\vec{r}'(1) - \vec{r}') \quad (3)$$

2.2 비원형 스프링 단면 형상의 설계

Fig. 2는 벨브 스프링 재료로 널리 사용되는 스프링 선의 단면 형상들을 나타낸 것이다. 원형 단면은 공간 제약 조건이나 응력 조건에 여유가 있을 경우, 설계 및 공정이 상대적으로 수월하고 가격에서도 이점이 있기 때문에 가장 보편적으로 사용되는 형상이다. 그러나 원형 단면으로 설계 대응이 불가능해지는 경우, 그림에 나타난 바와 같이 타원 및 난형 단면 형상을 가지는 비원형 스프링 선이 사용된다.

여기서, 특기할 사항은 모든 단면의 형상이 상하

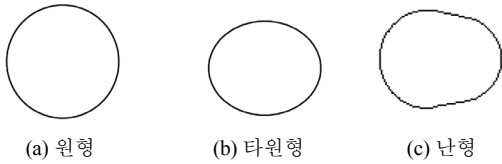


Fig. 2 자동차 엔진 밸브 스프링의 단면 형상

대칭을 이루고 있다는 점이다. 압축 코일 스프링의 단면에 걸리는 주된 내력이 비틀림 모멘트와 수직 방향 전단력이기 때문에 상하 비대칭 형상으로부터 취할 수 있는 장점은 없다. 그러므로 본 연구에서도 상하 대칭 형상을 가지는 비원형 단면만을 설계 대상으로 한다.

Fig. 3은 상하 대칭 단면의 상부만을 나타 낸 것으로서 직사각형에 내접하는 두 개의 Hermite 스플라인 곡선으로 단면의 형상을 표현했다. 단면의 폭을 W , 높이를 T 라 고정하고, 좌우 비대칭 형상을 나타내기 위하여 원점의 위치를 변화시킬 수 있게 구성하였다. 그러므로 그림에서 원점 좌측의 폭 WL 과 우측의 폭 WR 의 합은 항상 W 로 일정하다.

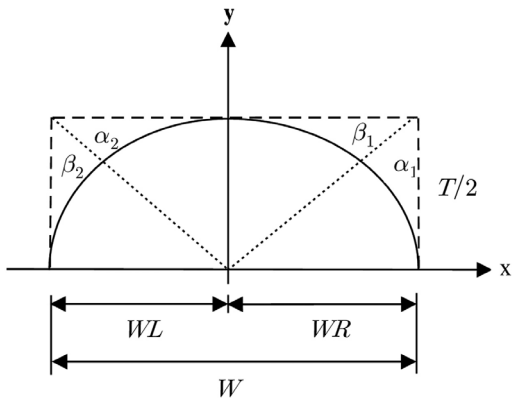


Fig. 3 단면개략도

Fig. 3의 1 사분면에 구성된 Hermite 스플라인 곡선에서 위치 벡터 $\vec{r}(0)$, $\vec{r}(1)$, \vec{r}^* 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \vec{r}(0) &= (WR, 0) \\ \vec{r}(1) &= (0, T/2) \\ \vec{r}^* &= (WR, T/2) \end{aligned} \quad (4)$$

또한 2 사분면에 구성된 Hermite 스플라인 곡선의 경우에도 위치 벡터들은 다음과 같이 지정된다.

$$\begin{aligned} \vec{r}(0) &= (0, T/2) \\ \vec{r}(1) &= (-WL, 0) \\ \vec{r}^* &= (-WL, T/2) \end{aligned} \quad (5)$$

위와 같이 한 개의 비원형 스프링선의 단면 형상은 두 개의 Hermite 스플라인 곡선으로 표현되며, 결과적으로 다음과 같이 7개의 설계 변수들로 구성될 수 있다.

단면 형상 설계 변수: $WL, WR, T, \alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ 단면 형상에 미치는 설계 변수들의 영향을 확인하기 위하여 아래와 같이 몇 가지 형상들을 임의로 설계해보았다. Fig. 4는 좌우 너비가 동일한 경우 즉, $WL = WR = 1.665$ [mm] 일 때, $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ 값의 변화에 따른 형상 변화를 나타낸 것이다. 접선 벡터의 계수가 커짐에 따라 초기에 설정된 다각형에 근접하는 곡선이 구성되며, 단면적은 증가한다. Fig. 5는 좌우 너비는 동일하지만, $\alpha_1 = \beta_1 = 1.7, \alpha_2 = \beta_2 = 1.3$ 과 같이 두 개의 Hermite 스플라인 곡선의 접선벡터 계수가 각각 다르게 설정될 때 설계되는 좌우 비대칭 형상을 나타낸 것이다. $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ 가 모두 같은 값을 가지게 될 경우보다 더 다양한 형태의 단면형상이 구성될 수 있다.

Fig. 6은 좌우의 너비가 다른 경우로서, WL 과 WR 의 비율인 γ 값을 설계 변수에 포함시킬 경우 보다 다양한 형태의 비원형 단면 형상의 설계가 가능함을 보여준다.

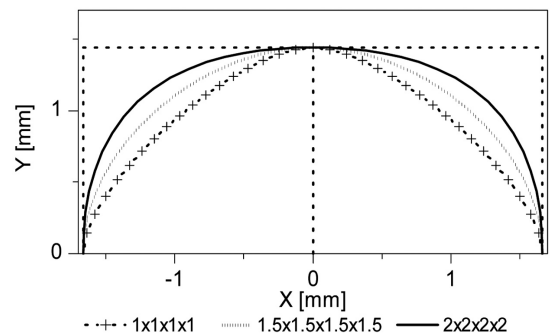


Fig. 4 좌우 너비가 같을 때의 단면형상 (1) ($\alpha_1 \times \beta_1 \times \alpha_2 \times \beta_2$)

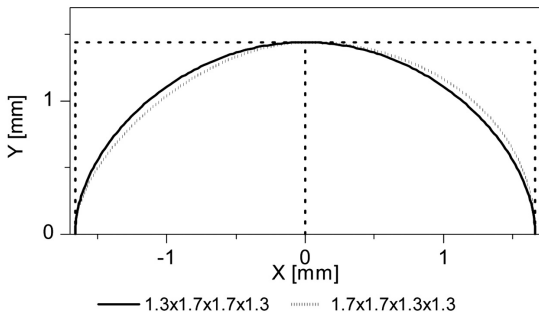


Fig. 5 좌우 너비가 같을 때의 단면형상 (2) ($\alpha_1 \times \beta_1 \times \alpha_2 \times \beta_2$)

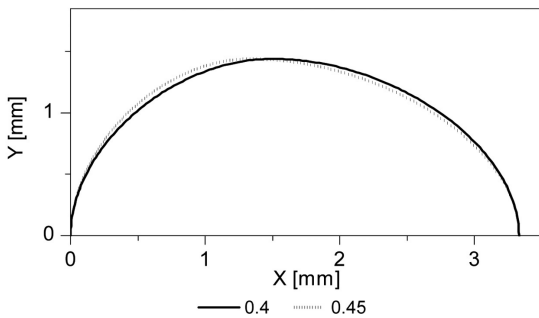


Fig. 6 좌우 너비가 다를 때의 단면형상 ($\gamma = WL/W$)

3. 단면의 응력해석

Fig. 7과 같이 임의의 단면에 대한 비틀림 응력은 식 (6)과 같이 Saint-Venant의 지배방정식을 이용하여 구해진다.⁶⁾

$$\nabla^2 \Phi = -2\omega G \tag{6}$$

스프링 단면 경계에서의 응력함수 값은 0이므로 경계조건은 다음과 같다.

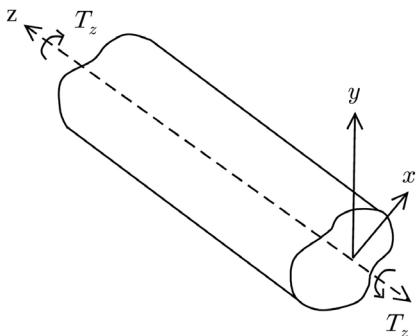


Fig. 7 임의의 단면에 작용하는 비틀림 모멘트

$$(\Phi)_r = 0 \tag{7}$$

여기서, r 는 단면 경계를 의미한다.

난형 스프링 단면에서 식 (6)과 식 (7)을 동시에 만족하는 일반해를 구하는 것을 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 Nagaya가 소개한 Fourier Expansion Collocation Method 를 이용하여 근사적인 해를 구하였다.¹⁾ 위 방법에 따르면, 대칭축을 가지고 있는 단면에 대해 지배방정식의 해 즉, 응력함수 Φ 는 일반적으로 Fourier 급수의 형태로 표현된다.

일단 응력함수 Φ 가 구해지면 비틀림 모멘트에 의한 단면 각 지점(r, θ)의 전단응력은 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$\begin{aligned} \tau_{zx} &= \partial\Phi/\partial y = (\partial\Phi/\partial r)\sin\theta + (1/r)(\partial\Phi/\partial\theta)\cos\theta \\ \tau_{zy} &= -\partial\Phi/\partial x = -(\partial\Phi/\partial r)\cos\theta + (1/r)(\partial\Phi/\partial\theta)\sin\theta \end{aligned} \tag{8}$$

결과적으로 비틀림에 의한 전단응력의 크기는 다음과 같이 구해진다.

$$\tau_n = \sqrt{\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2} \tag{9}$$

계산된 응력 값의 타당성을 검증하기 위하여 이론해가 존재하는 원형 및 타원 단면에 대한 비틀림 응력 값을 계산하고 이론 해와 비교하였다. Table 1 은 반지름 $r=1.665$ [mm]인 원형단면과 장반경 1.665 [mm], 단반경 1.440 [mm]인 타원형 단면에 대하여 1.0 [N.mm]의 비틀림 모멘트가 작용할 때 계산되는 최대 응력 값이다.

Table 1 비틀림 응력에 대한 급수해, 이론값 비교

	이론값	프로그램	오차
원형 단면	0.137923 [MPa]	0.137923 [MPa]	0.0000 [%]
타원형 단면	0.159474 [MPa]	0.159477 [MPa]	0.0019 [%]

헬리컬 스프링 단면의 응력은 곡률의 영향으로 인하여 스프링 내면에서는 증가하며 스프링 외면에 선 감소한다. 최대응력을 계산하기 위해서는 곡률의 영향을 반드시 고려해야 하는데, 원형 단면의 경우에는 Wahl 계수가 일반적으로 사용된다.⁴⁾ 본 연구에서는 Nagaya가 제시하는 수정계수(correction factor)를 사용하였는데, 비원형 단면의 경우에도 곡

률에 의한 응력 변화 영향을 계산할 수 있다. 곡률에 의한 응력수정계수(stress correction factor)를 K 라 하며, 다음 식으로 표현된다.^{1,2)}

$$K = \frac{[\cos\theta - (\zeta/b)(b/r)][\eta^2 - 2\eta(\zeta/b)\cos\theta + (\zeta/b)^2]^{1/2}}{[1 - \eta(b/R)\cos\theta][\eta\cos\theta - \zeta/b]} \quad (10)$$

여기서 $\eta = r/b$, (r, θ) 는 관심 있는 지점을 극 좌표 계로 표현했을 때의 위치를 나타내는 값이다. 또한 R 은 곡률반경을 나타내며, ζ 는 단면의 무게중심과 비틀림 중심의 거리를 의미한다.

스프링 단면에 작용하는 수직방향 전단응력은 단면적 전체에 일정하게 작용한다고 가정하였다. 전단력에 의한 수직방향 전단응력을 τ_{shear} 라 할 때, 비틀림 모멘트, 곡률, 수직방향 전단력 등의 영향을 모두 고려한 응력 값은 아래 식 (11)과 같이 계산된다.

$$\sigma_{total} = \sqrt{(\tau_{zx}K)^2 + (\tau_{zy}K + \tau_{shear})^2} \quad (11)$$

계산 결과의 타당성을 확인하기 위하여 반지름 1.665 [mm], 스프링 내경 20.1825 [mm]인 원형 단면 헬리컬 스프링에 대하여 최대 응력을 계산하고 Wahl 계수로 주어지는 이론값과 비교하였다. 1.0 [N]의 단위 하중이 가해질 때, 스프링 내면의 최대 응력은 Wahl 계수를 이용한 이론값이 1.976577 [MPa]이며, Nagaya의 응력수정계수를 이용한 최대 응력이 1.971225 [MPa]이다. 두 결과가 약 0.27 [%]의 오차를 가지고 근사하다는 것을 확인할 수 있다.

4. 단면 형상 최적화

비원형 스프링 선의 단면 형상은 일반적으로 단면의 폭(W)과 높이(T)로 규격화되어있다. 그러나 동일한 폭과 높이를 가진다 하더라도 스프링 선 업체 별로 독자적인 형상을 개발하여 사용하고 있다. 선진 업체들의 단면 형상들은 재산권 등록이 되어 있기 때문에 국내 업체들은 이들로부터 수입하여 사용하거나 일정비용을 지불하고 양산할 수밖에 없는 실정이다. 그러므로 본 연구에서는 규격화된 폭과 높이를 유지한 상태에서 Hermite 스플라인으로 생성된 최적 단면형상을 개발하고자 한다.

스프링선의 단면 형상을 설계하는데 있어서 우선적으로 고려되어야 할 사항은 최대 응력, 단면적, 극관성 모멘트 등이 있다. 동일한 하중이 작용할 때, 스프링선 단면에 걸리는 최대응력은 적을수록 유리하다. 또한 단면적은 총 재료의 중량에 직접 관계될 뿐만 아니라 극관성 모멘트와도 밀접한 연관이 있다. 단면적이 줄어들면 권당 강성도 감소하기 때문에 설계 강성을 맞추기 위해서 필요한 유효권수도 비례하여 줄어든다는 것을 의미한다. 유효권수가 줄어들면 밸브 스프링 장착 높이에 제약이 있는 경우 매우 유리한 상황이 전개된다. 동일한 장착하중과 강성을 가지는 스프링의 중량이 감소하면, 밸브 트레인 전체의 이동질량(moving mass) 감소, 스프링의 고유진동수 증가, 재료비 절감 등의 효과를 얻을 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 최적화의 설계변수와 목적함수를 다음과 같이 정의하였다.

고정된 변수: W, T

설계변수: $\gamma = \frac{WZ}{W}, \alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$

목적함수 및 구속조건

a) 최대응력 최소화 of the 경우

$$f(\gamma, \alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2) = \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{max}^*} \right)^2 \quad (12)$$

$$Area \leq Area^*$$

b) 단면적 최소화 of the 경우

$$f(\gamma, \alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2) = \left(\frac{Area}{Area^*} \right)^2 \quad (13)$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{max}^*$$

여기서, $Area^*$ 나 σ_{max}^* 에는 비교 대상 혹은 기준이 되는 단면적과 응력 값을 나타낸다. 스프링선 단면 형상을 최적화하는 문제는 목적함수 f 를 최소화하는 설계변수 $\gamma, \alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ 을 구하는 것이다. 최적화는 IMSL Math Library에서 제공하는 DNCONF routine을 이용하여 수행하였는데 이는 successive quadratic programming algorithm과 finite difference gradient를 이용하여 비선형 최적화 문제를 푸는 프로그램이다.⁷⁾

본 연구에서는 자동차 엔진의 밸브 스프링 재료

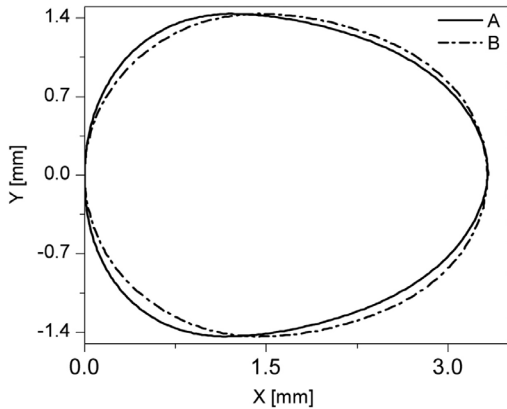


Fig. 8 기존 비원형 단면형상 ($W=3.33$, $T=2.88$ [mm])

로 널리 사용되는 $W=3.33$ [mm], $T=2.88$ [mm] 의 난형 스프링 선에 대한 단면형상 최적화를 수행하였다. Fig. 8은 기존에 많이 사용되고 있는 비원형 단면 형상으로서 A사 제품과 B사 제품의 형상을 나타낸 것이다.

먼저 기존 선에 대한 응력, 단면적 및 2차 모멘트에 대한 해석 결과를 정리하면 Table 2와 같다.

Table 2 기존 선에 대한 해석 결과

	A사 제품	B사 제품
단면적 [mm ²]	7.6782	7.5423
극관성 모멘트 [mm ⁴]	9.4729	9.1675
최대응력 [MPa]	2.2339	2.3763

이 때 적용된 스프링은 내경 $d_i = 20.1825$ [mm] 인 자동차 엔진 밸브 스프링이며, 단위 하중 $F_z=1.0$ [N] 이 작용하는 것으로 가정하였다. 그러므로 스프링 선 단면에는 스프링 중심축에서 단면 무게중심까지의 거리 즉, 코일 반경에 해당하는 비틀림 모멘트와 1.0 [N]의 수직방향 전단력이 작용한다. Table 2에 나타난 해석결과를 보면 A사의 단면은 최대 응력 값이 낮다는 장점을 B사의 단면은 단면적 값이 작다는 장점이 있다.

본 연구에서는 먼저 A사의 단면을 기준으로 단면적 값은 A사 단면의 결과를 초과하지 않으면서 최대응력 값을 최소화하는 형상을 설계해보았다. 식 (12)에서 기준 단면적과 최대응력을 아래와 같이 설정하여 최적화를 수행하였다.

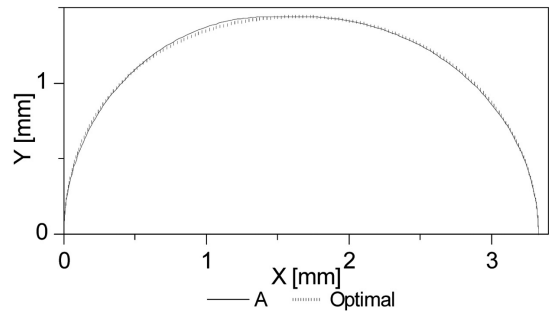


Fig. 9 최대응력을 최소로 하였을 때의 단면형상

Table 3 A사 단면 기준의 최적단면 해석 결과

	A사 제품	최적단면
단면적 [mm ²]	7.6782	7.6782
극관성 모멘트 [mm ⁴]	9.4729	9.4828
최대응력 [MPa]	2.2339	2.1903

$$Area^* = 7.6782 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\max}^* = 2.2339 \text{ [MPa]}$$

최적화 결과 얻어진 설계변수들과 단면 형상, 최대응력 및 단면적이 Fig. 9와 Table 3에 주어졌다.

Table 3의 결과를 보면 단면적과 극관성모멘트는 동일한 수준지만, 최대응력은 약 2.0 [%] 줄어든 것을 확인할 수 있다. Fig. 9에서 최적단면의 형상이 기존 단면과 매우 유사함에도 불구하고 최대응력이 감소한 것은 아래 Fig. 10에 보는 바와 같이 응력이 스프링 단면 위치에 따라 매우 균일하게 분포하고 있기 때문이다.

최적화 과정의 수렴성을 확인하기 위하여 Table 4에 나타난 바와 같이 초기치(initial guess)를 다르게 설정하여 동일한 문제를 해석해 보았다. Fig. 11과

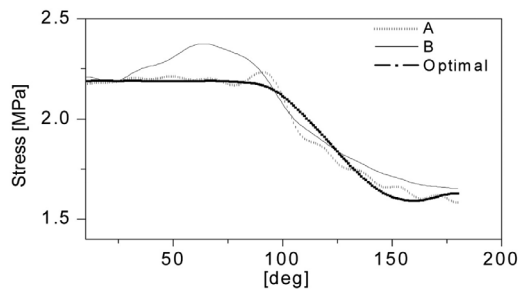


Fig. 10 기존단면과 최적단면의 응력분포도

Table 4 최적화 과정에서 사용된 초기 값

초기치	α_1	β_1	α_2	β_2	γ
①	1.5	1.5	1.5	1.5	0.4
②	1.75	1.75	1.75	1.75	0.5
③	2.0	2.0	2.0	2.0	0.6

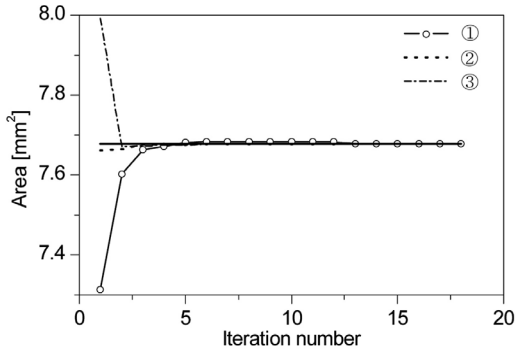


Fig. 11 최적화 단계에 따른 단면적의 변화

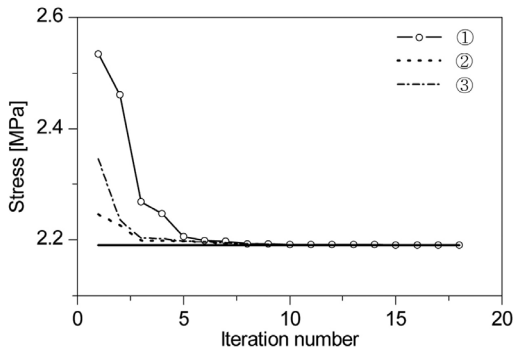


Fig. 12 최적화 단계에 따른 최대응력의 변화

Fig. 12는 최적화 단계에 따른 제한조건(cross section area)과 목적함수(maximum stress)의 변화를 나타낸 것이다. 각기 다른 초기치에도 불구하고 동일한 지점으로 수렴되는 것을 확인할 수 있다. 이는 최적화 결과가 단순히 국부 최적값(local minimum)이 아닌 설계영역 전체의 최적값(global minimum)일 가능성이 높다는 것을 의미한다.

앞에서와 같은 방법을 이용하여 B사의 단면을 기준으로 B사 단면의 최대응력 값을 초과하지 않는 범위에서 단면적 값을 최소화하는 형상을 설계해보았다. 식 (13)에서 기준 단면적과 최대응력을 아래와 같이 설정하여 최적화를 수행하였다.

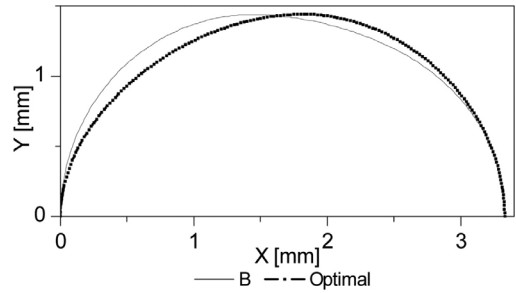


Fig. 13 단면적을 최소로 하였을 때의 단면형상

Table 5 B사 단면 기준의 최적단면 해석 결과

	B사 제품	최적단면
단면적 [mm ²]	7.5423	7.3631
극관성 모멘트 [mm ⁴]	9.1675	8.7308
최대응력 [MPa]	2.3763	2.3763

$$Area^* = 7.5423 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{max}^* = 2.3763 \text{ [MPa]}$$

최적화 결과 얻어진 설계변수들과 단면 형상, 최대응력 및 단면적이 Fig. 13과 Table 5에 주어졌다.

Table 5의 결과를 보면 최적 단면의 경우, 최대응력은 동일한 수준인 반면 단면적은 약 2.4 [%], 극관성모멘트는 약 4.8 [%] 줄어들었다는 것을 알 수 있다. 이는 동일한 하중 및 강성조건이 요구되는 밸브 스프링을 설계할 때, 공간 활용(장착높이), 고유진동수, 재료 중량 등의 측면에서 보다 유리해진다는 것을 의미한다.

마지막으로 최대응력은 A사 단면의 수준을, 단면적은 B사 단면의 수준을 가지는 독자적인 단면을 설계하기 위하여 식 (13)에서 기준 단면적과 최대응력을 아래와 같이 설정하여 최적화를 수행하였다.

$$Area^* = 7.5423 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{max}^* = 2.2339 \text{ [MPa]}$$

최적화 결과 얻어진 설계변수들과 단면 형상, 최대응력 및 단면적이 Table 6과 Fig. 14에 주어졌다.

설계된 독자적 단면을 A사의 단면과 비교할 때, 최대응력은 동일한 반면 단면적은 약 1.21 [%] 줄어들었다. 또 B사의 단면과 비교할 때, 단면적은 0.57

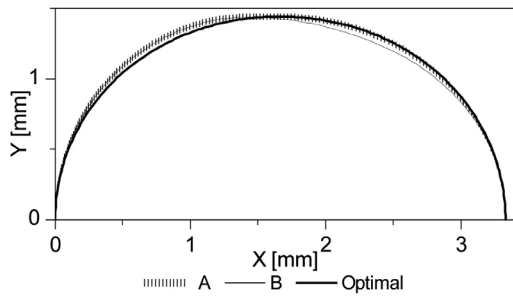


Fig. 14 독자단면형상

Table 6 독자적 단면 설계 해석 결과

	최적단면
단면적 [mm ²]	7.5855
극관성 모멘트 [mm ⁴]	9.2535
최대응력 [MPa]	2.2341

[%]정도 증가한 반면 최대응력은 5.98 [%]나 감소하였다. 그러므로 본 연구에서 설계한 최적 단면형상은 경쟁사의 단면에 비하여 상대적으로 우수한 특성을 보여주고 있다.

5. 결론

Hermite 스플라인 곡선을 이용하여 자동차 엔진 밸브 스프링의 비원형 단면형상을 최적화한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 비원형 단면의 폭과 높이가 고정될 경우, Hermite 스플라인 곡선을 이용하면 5개의 설계 변수만으로도 다양한 형상의 비원형 단면형상 표현이 가능하였다.
- 2) 최대응력이 상대적으로 작은 경쟁사의 제품을 기준으로 최적화를 수행한 결과, 단면적을 증가시키지 않으면서도 최대응력이 약 2.0 [%] 감소한 단면을 설계하였다.
- 3) 단면적이 상대적으로 작은 경쟁사의 제품을 기

준으로 최적화를 수행한 결과, 최대응력을 증가시키지 않으면서도 단면적이 2.4 [%], 극관성모멘트가 4.8 [%] 작은 단면을 설계할 수 있었다.

- 4) 단면적 및 최대응력의 관점에서 경쟁사들의 제품이 가지는 장점들을 모두 가지는 독자적인 단면을 설계하였다.

후 기

본 연구를 위하여 많은 지원을 해주신 대원강업(주) 관계자분들께 깊은 감사를 드립니다.

References

- 1) K. Nagaya, "Stress Analysis of a Cylindrical Coil Spring of Arbitrary Cross Section(1st)," Bulletin of JSME, Vol.29, No.252, pp.1673-1678, 1986.
- 2) K. Nagaya, "Stresses in a Helical Spring of Arbitrary Cross Section with Consideration of End Effects," ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.109, pp.289-301, 1987.
- 3) Honda Akihiro, Coil Spring, Japan Patent Office, 7053-J, 1989.
- 4) SAE, Spring Design Manual, Part2, p.2, SAE Spring Committee, 1990.
- 5) D. J. Kim and J. W. Lee, "A Study on the Cam Profile Synthesis Method for Automotive Engines Using Hermite Curve," Transactions of KSAE, Vol.3, No.5, pp.90-99, 1995.
- 6) A. C. Ugural, Advanced Strength and Applied Elasticity 4/E, Prince Hall PTR, pp.83-84, New Jersey, 2003.
- 7) Visual Numerics, Inc., IMSL FORTRAN Numerical Libraries, Microsoft Corp., 1990-2000.