

# 방적기계용 스피들 인서트의 최적설계 관한 연구

## The Study for Optimal Design of Spindle Insert used in Cotton Spinning Machine

이등우<sup>1</sup>, 허선철<sup>2</sup>, 이상석<sup>3</sup>, 심재준<sup>3,✉</sup>  
Dong Woo Lee<sup>1</sup>, Sun Chul Huh<sup>2</sup>, Sang Suk Lee<sup>3</sup> and Jae Joon Shim<sup>3,✉</sup>

<sup>1</sup> 동아대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.)

<sup>2</sup> 경상대학교 정밀기계공학과 (Department of Precision Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ.)

<sup>3</sup> 부산정보대학 자동차계열 (School of Automobile, Busan Info-Tech College)

✉ Corresponding author: shimjj7@paran.com, Tel: 051-330-7346

Manuscript received: 2009.11.12 / Accepted: 2010.1.7

*Textile machinery affects various industry, such as sport leisure industry, metal and chemistry material, electric electron, mechanical energy, packing and printing industry. In case of design of textile machine, the very important fact is absorbing the minute vibration induced by spinning thread and insert which is the part of spindle plays a role of reduction of impact caused by oscillation of thread bobbin. Therefore, Optimal design was executed by design of experiments and kriging optimal design methods to prevent fracture of spindle insert under the fatigue condition and deduced the best value of design parameter to improve the stability of the products. The highest sensitivity is showed at the design parameter A and D. As the spiral number of insert is increase, tension force applied its edge is distributed at whole model and the stress concentration is reduced.*

Key Words: Spindle Insert (스핀들 인서트), Spiral Cutting Machine (나선가공장치), Design of Experiments (실험계획법), Kriging (크리깅), Goodman Diagram (Goodman 선도)

### 기호설명

$\sigma_{\text{emax}}$  = Maximum Equivalent Stress

$\sigma_a$  = Stress amplitude

$\sigma_m$  = Mean stress

T = Spiral cutting thickness of insert

A = Spiral cutting initial angle of insert

D = Thickness of insert lower part

H = Total spiral cutting length of insert

### 1. 서론

섬유기계는 21 세기의 세계적인 섬유수출국을 지지하는 기간 산업으로서 스포츠 레저, 기초 섬

유에서부터 금속·화학소재, 전기전자, 인쇄산업 등 다양한 산업에 미치는 기술적 파급효과가 매우 큰 산업이다.<sup>1,2</sup>

섬유기계에서는 실을 뽑는 경우에 발생하는 미세한 진동을 완벽하게 흡수하여야 고가의 제품을 생산할 수 있으며, 이때 필요한 것이 스피들 내의 완충장치이다. 스피들 내에 이러한 완충장치는 나선커팅된 인서트와 스프링으로 외부 진동을 흡수하고, 조립된 전체 구성품을 볼스타라고 하며, 일본과 독일에서는 이미 먼저 개발되어 세계적으로 활용되고 있지만 고급사종의 미세진동 흡수에는 부적합하여 스피들의 회전속도를 낮추어 사용하고 있다. 그러나 생산성을 향상시키기 위하여 고속에 적용하게 되면 인서트는 일정 수명이상에서 파손

되어 지속적으로 교환하여야 하는 문제점이 발생되고 있어 고강도 재료와 뛰어난 피로 특성을 가진 인서트의 개발이 필요한 실정이다.

본 연구에서는 스핀들 인서트의 파손을 방지하기 위하여 실험계획법과 크리깅을 이용하여 최적설계를 수행하여 제품의 안정성을 향상시킬 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

## 2. 스핀들 인서트의 파손

Fig. 1 은 스핀들 인서트의 형상으로 강도를 향상시키기 위하여 열처리된 강재를 건드릴에 의해 환봉으로 제작되었으며, 이후 외부 충격의 완충을 위한 나선 형상은 전용기를 이용하여 제품을 생산하고 있다. 하지만 나선 인서트의 가공 시작지점에서 잦은 파손이 발생되고 있어 나선 가공에 대한 연구가 요구되고 있다.

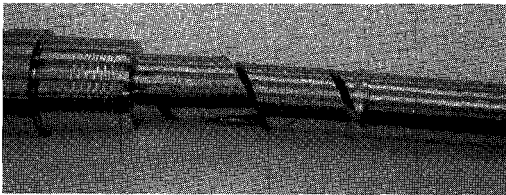


Fig. 1 The shape of spindle insert fractured by fatigue test

## 3. 초기 모델의 평가

### 3.1 강도 평가

스핀들 인서트의 최적설계를 위하여 구조해석을 수행하고, 이후 결과값은 Goodman 선도에 의해 안전성을 평가하였다. 구조해석은 범용유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench 11 을 사용하였다. Table 1 은 일반구조용 강재인 스핀들 인서트의 기계적 물성을 나타낸 것이다.

#### 3.1.1 하중 및 경계조건

Fig. 2 는 구조해석을 위한 유한요소모델을 나타낸 것으로, 요소는 6,722 개이고, 노드수는 22,727 개이며 hex dominant method 를 이용하여 스핀들 인서트 전체를 육면체 요소로 구성하였다.

Fig. 3 은 스핀들 인서트의 경계조건과 하중조건을 나타낸 것이다. 경계조건으로는 인서트를 스핀들의 볼스터에 고정하기 위해 접촉하는 지점의 자유도를 모두 구속하였다. 하중 조건으로는 스핀들

인서트 끝단의 변위를 X 축(또는 Z 축) 방향으로 강제 변위인  $\pm 0.5\text{mm}$  를 부여하였으며, 또한 실이 완전히 장착된 보빈의 무게를 인서트 끝단에 80N 의 인장하중으로 부과하였다.

Table 1 Material properties for spindle insert

Ultimate strength	460 (MPa)
Yield strength	250 (MPa)
Young's modulus	200 (GPa)
Poisson's ratio	0.3
Fatigue Limit	86.2 (MPa)

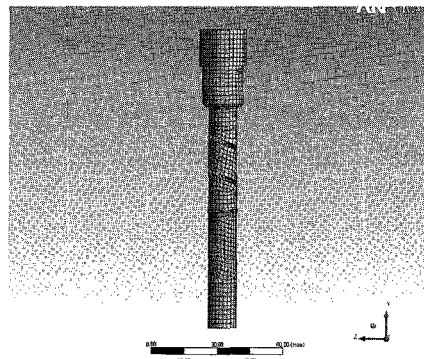


Fig. 2 Finite element model for spindle insert

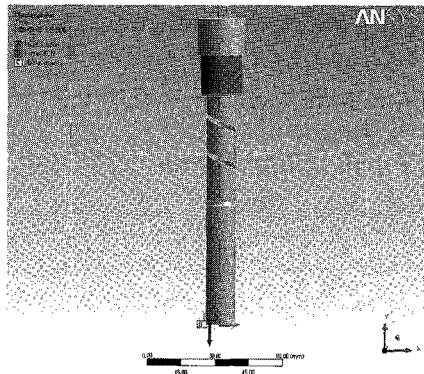


Fig. 3 Boundary and load conditions

#### 3.1.2 강도 해석

스핀들 인서트의 안전성 평가를 위해서 스핀들 인서트에 부하되는 하중의 방향에 따른 응력을 평가하였다. 이는 스핀들 인서트의 작동 특성으로 인해 스핀들 인서트 끝단이 모든 방향으로 변위가 발생하기 때문에 하중의 부하방향에 따른 응력 특

성의 파악이 필요하기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 4 와 같이 스피들 인서트의 파단면을 기준으로 X 축과 Z 축으로 인서트 끝단에  $\pm 0.5\text{mm}$ 의 강제 변위를 주는 4 가지 경우에 대하여 해석을 수행하였으며, 하중조건을 Table 2 에 나타내었다. 그리고 이중 가장 가혹한 환경의 하중방향을 결정하여 스피들 인서트의 안전성을 평가에 적용하였다.

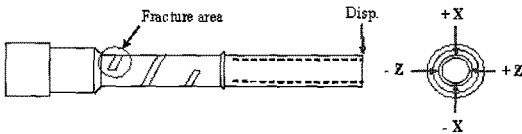


Fig. 4 Direction of applied loading

Table 2 Cases of Finite element analysis

Cases	I	II	III	IV
Direction	X	-X	Z	-Z
Displacement	0.5mm	0.5mm	0.5mm	0.5mm

Fig. 5 는 스피들 인서트의 끝단에 80N 의 인장 하중과 X 축과 Z 축으로 각  $\pm 0.5\text{mm}$ 의 강제 변위를 부여한 후의 유한요소해석 결과를 나타낸 것이다. 강제 변위의 위치에 따라 스피들 인서트에 발생하는 최대응력의 위치가 다르게 나타남을 알 수 있다. Case I 과 IV 는 파단부위에 최대응력이 발생하였으며, Case II 는 나선의 끝에 최대응력이 발생하였으며, Case III 는 스피들 인서트의 몸체에 최대응력이 발생하였다.

Table 3 은 각 Case 에 대한 파손부위의 응력값을 나타낸 것으로, Case I 의 경우에 최대응력이 발생하였으며, 그 값은 245.78MPa 이다. 따라서, 스피들 인서트에 최대응력을 발생시키는 하중(변위)의 방향은 X 축 방향으로 결정하였다. 탄소강이 가지는 항복응력에 거의 근접하고 있으나 표면의 열처리 강도는 안전하나 설계의 개선은 필요할 것으로 생각한다.

### 3.2 안전성 평가

Table 4 는 Table 3 에서 구한 스피들 인서트의 파손영역 응력을 기준으로 평균응력과 응력진폭을 나타낸 것이다. 응력의 조합은 Table 3 의 Case I 을 최대응력으로 Case II-IV 를 최소응력으로 하여 각 경우에 대한 평균응력과 응력진폭을 계산하였다.



Fig. 5(a) Equivalent stress distribution of spindle insert when the displacement 0.5mm is applied to +X direction

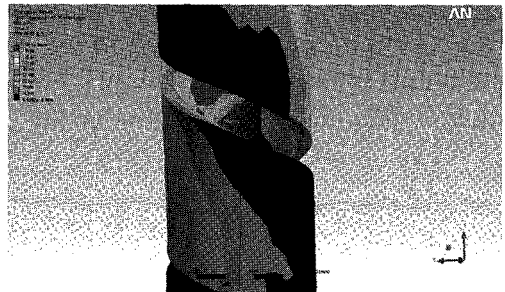


Fig. 5(b) Equivalent stress distribution of spindle insert when the displacement 0.5mm is applied to +Z direction

Table 3 Results of FEA for spindle insert

Cases	I	II	III	IV
Equivalent stress (MPa)	245.78	94.32	41.07	206.02
Max. displacement (mm)	0.559	0.554	0.516	0.520

Table 4 Mean stress and stress amplitude in each cases

Assembly Cases	I & II	I & III	I & IV
Mean stress (MPa)	170.05	143.43	225.9
Stress amplitude (MPa)	75.73	102.36	19.88

Fig. 6 은 스피들 인서트의 구조해석에서 구한 평균응력과 응력진폭을 탄소강의 Goodman 선도<sup>3,4</sup>에 나타낸 것이다. 아래그림에서 보는 것과 같이 3 가지 경우 모두, Goodman 선도의 안전영역에서 벗어난 외부에 위치해 있어, 피로강도의 관점에서 살펴보면 위험영역에 존재하고 있다. 따라서, 스피들의 인서트에 대한 보완 설계가 요구된다.

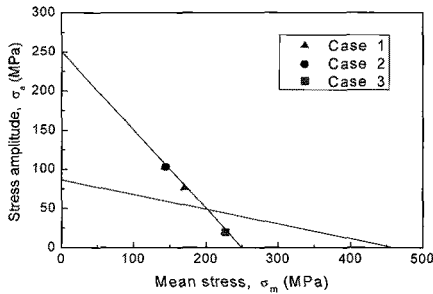


Fig. 6 Goodman diagram for spindle insert

4. 최적 설계

스핀들 인서트의 최적설계를 위하여 본 연구에서는 ANSYS Workbench 에서 제공하는 최적화 프로그램 중에서 실험계획법과 크리깅을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 본 연구에서는 2 단계의 반응면을 크리깅법을 이용하여 구성하였다.<sup>5-8</sup>

4.1 최적설계의 정식화와 설계 변수

스핀들 인서트의 파손을 방지하기 위하여, 스핀들 인서트에 발생하는 최대응력을 목적함수로 설정하였다.

Fig. 7 은 스핀들 인서트의 최적화하기 위한 설계변수를 나타낸 것이며, Table 5 는 각 설계변수의 범위를 나타낸 것이다. Fig. 7 에서 설계변수 D 는 스핀들 인서트의 내경을, T 는 스파이럴 커팅부의 두께를, A 는 스파이럴 커팅부의 나선각을, H 는 나선의 총높이를 각각 나타낸다. 설계변수에서 나선 커팅부의 나선각은 모델링의 어려움으로 인해 피치값으로 계산하여 적용하였다.

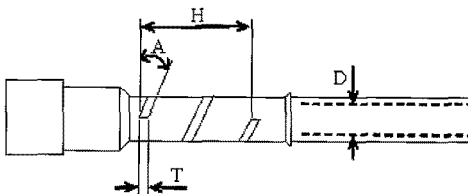


Fig. 7 Design variables for optimization

Table 5 Boundary of design variables

Design variables	Lower	Initial	Upper
T (mm)	1	2	3
A (°)	13.76	21.39	40
D (mm)	8	10	11
H (mm)	15	32	35

4.2 설계 변수의 민감도 해석

스핀들 인서트의 파손 방지를 위한 최적설계를 하기 위하여, 먼저 각 설계변수에 따른 목적함수에 대한 민감도 해석을 수행하였다.

설계변수의 민감도 해석의 경우, ANSYS Workbench 는 설계변수에 대한 범위를 부여하면, 해석에 필요한 설계점을 중심합성법을 이용하여 자동적으로 설정한 후, 유한요소해석을 수행한다. Table 6 은 ANSYS Workbench 의 중심합성법<sup>5</sup>에 의

Table 6 CCD Type: Face-centered design

Exp. No.	Design Factors				Responses
	T	A (p)	D	H	Maximum Stress (MPa)
1	2	22.135	9	25	442.43
2	2	22.135	8	25	411.47
3	2	22.135	10	25	485.64
4	2	10	9	25	181.45
5	2	34.27	9	25	565.37
6	2	22.135	9	15	539.41
7	2	22.135	9	35	270.70
8	1	22.135	9	25	503.19
9	3	22.135	9	25	417.57
10	1	10	8	15	253.55
11	1	10	10	15	355.08
12	1	34.27	8	15	572.29
13	1	34.27	10	15	695.87
14	1	10	8	35	158.70
15	1	10	10	35	241.58
16	1	34.27	8	35	424.36
17	1	34.27	10	35	531.98
18	3	10	8	15	273.74
19	3	10	10	15	372.66
20	3	34.27	8	15	509.20
21	3	34.27	10	15	614.63
22	3	10	8	35	157.08
23	3	10	10	35	277.25
24	3	34.27	8	35	356.80
25	3	34.27	10	35	428.13

한 설계점과 각 설계점에 대한 유한요소해석 결과 스피들 인서트에 발생하는 최대응력값을 나타낸 것이다.

Fig. 8 은 앞의 각 설계점에 대한 유한요소해석 결과를 기초로 반응값에 대한 설계변수의 민감도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 나선 커팅부의 두께와 나선의 총높이는 설계변수값이 증가할수록 최대응력이 감소하는 경향을 보이고 있으며, 스피들 인서트의 내경과 나선 커팅부의 나선각은 설계 변수값이 증가할수록 최대응력이 증가하는 경향을 보이고 있다. 따라서, 스피들 인서트에 발생하는 최대응력을 감소시키기 위해, 설계변수 T 와 H 는 값이 증가하는 방향으로, D 와 A 는 감소시키는 방향으로 설계변수의 범위를 설정하였다. 또한, Fig. 8 의 변수변화에 대한 응력값의 변화값은 나선 커팅부의 나선각 A 와 나선의 총높이 H 가 다른 설계변수에 비해 최대응력에 미치는 영향이 큰 것으로 나타나고 있다.

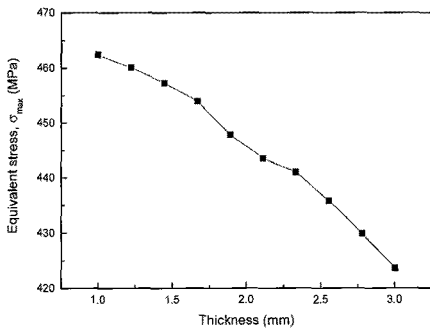


Fig. 8(a) Maximum equivalent stress of spindle insert with respect to a change of design variable T

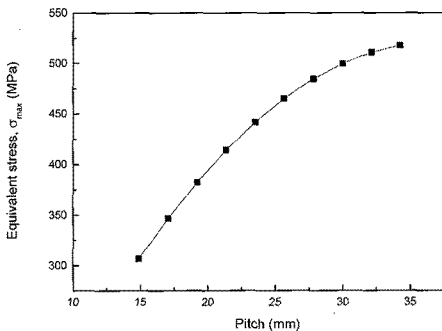


Fig. 8(b) Maximum equivalent stress of spindle insert with respect to a change of design variable A

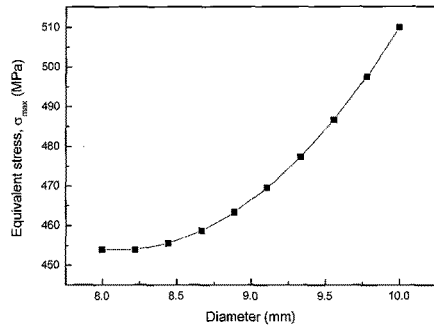


Fig. 8(c) Maximum equivalent stress of spindle insert with respect to a change of design variable D

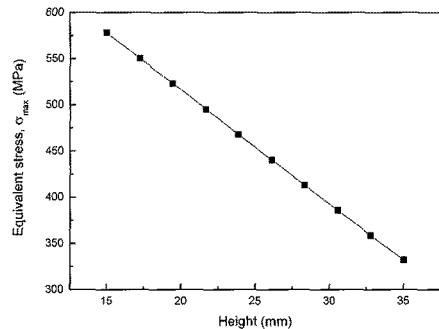


Fig. 8(d) Maximum equivalent stress of spindle insert with respect to a change of design variable H

### 4.3 최적화 결과

Table 7 은 스피들 인서트의 최적화 결과를 나타낸 것이다. Fig. 9 는 최적화 결과에서 구해진 설계 변수값을 대입하여 강도해석을 수행하여 도출된 결과값을 보여주고 있다. 크리깅법에서 구한 최대응력(128.57MPa)과 유한요소해석에서 구한 최대응력(135.12MPa)의 차이가 5.1% 오차를 보이고 있어 최적화 결과의 타당성을 확인할 수 있었다. 그리고 스피들 인서트에 발생하는 최대응력은 최적화를 수행한 이후에 45% 감소한 것을 알 수 있다.

그리고 Fig. 8 에서 보는 것과 같이 스피들 인서트의 초기 형상에 비해 나선각 A 와 내경 D 가 많이 감소한 것을 알 수 있다. 초기 형상에 비해 나선각이 감소함으로써 나선의 회전수는 증가한 것을 알 수 있다. 나선의 회전수 증가는 스피들 인서트 끝단의 변위에 의해 발생하는 인장력을 스피들 인서트 전체에 분산시키는 역할을 함으로써 응력을 완화시키는 것으로 생각한다.

Table 7 Optimization results of spindle insert

Design variables	T	A	D	H	$\sigma_{eqv,max}(MPa)$
Initial design	2	21.37	10	32	245.78
Optimal design	1.97	13.79	8.01	34.31	135.12 (128.57)

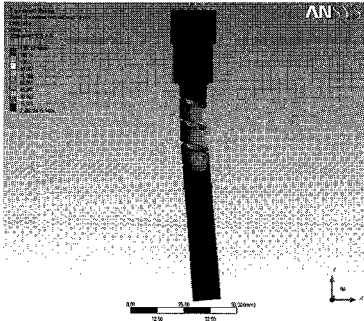


Fig. 9(a) Equivalent stress distribution of spindle insert when design variable is optimized

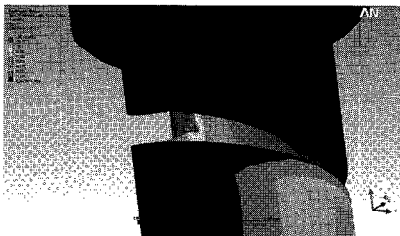


Fig. 9(b) Magnified equivalent stress distribution of spindle insert when design variable is optimized

4.4 최적 모델의 안전성 평가

Table 8 은 최적화된 스핀들 인서트의 안전성을 평가하기 위하여, 3.1 절과 동일하게 유한요소해석을 수행한 후 각 Case 에 대한 파손부위의 최대 상당 응력값을 나타낸 것이다. Table 9 는 Table 8 에서 구한 스핀들 인서트의 파손영역의 응력을 기준으로 평균응력과 응력진폭을 나타낸 것이다.

Fig. 9 는 스핀들 인서트의 최적화 결과에서 구한 최대응력과 최소응력을 Goodman 선도에 나타낸 것이다. Fig. 9 에서 보는 것과 같이 조합된 세가지의 경우 모두, Goodman 선도의 안전영역의 내부에 위치해 있음을 알 수 있으며, 최적설계에 의해서 충분히 피로강도를 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

Table 8 Results of FEA for optimal spindle insert

Cases	I	II	III	IV
Equivalent stress (MPa)	135.12	37.95	25.32	117.26
Max. displacement (mm)	0.514	0.517	0.524	0.521

Table 9 Mean stress and stress amplitude in each cases

Assembly Cases	I & II	I & III	I & IV
Mean stress (MPa)	86.54	80.22	126.19
Stress amplitude (MPa)	48.585	54.90	8.93

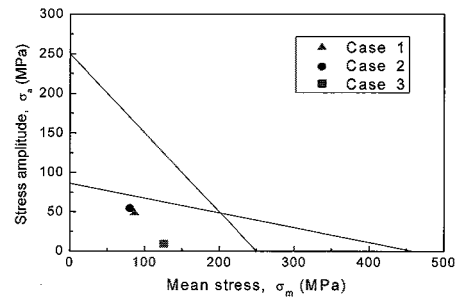


Fig. 10 Goodman diagram for optimal spindle insert

5. 결론

스핀들 인서트의 파손을 방지하기 위하여, 실험계획법과 크리깅 기법을 적용하여 최적화를 수행하였다.

1) 스핀들 인서트에 발생하는 최대응력을 45% 감소시킬 수 있었다.

2) 스핀들 인서트에 발생하는 최대응력을 목적함수로 하여 최적화를 수행한 후, Goodman 선도에 안전성을 평가한 결과, 최적화 후의 구조가 피로강도의 관점에서 안전영역에 존재하였다.

3) 나선의 회전수 증가는 스핀들 인서트 끝단의 변위에 의해 발생하는 인장력을 스핀들 인서트 전체에 분산시키는 역할을 함으로써 응력을 완화시킬 수 있다.

참고문헌

1. Kim, J. S., Seong, B. J. and Jo, S. M., "The Present Status and Prospects of Textile Machinery Industry,"

- Machine and Materials, Vol. 13, No. 3, pp. 87-101, 2001.
2. Chun, D. H., "The Present Status and Technology System," Journal of the KSPE, Vol. 19, No. 9, pp. 7-18, 2002.
  3. Kim, J. S., Kim, N. P. and Seo, S. I., "Experimental Study on the Bogie Frame of Tilting Railway Vehicle for Assessment of Structural Safety," Journal of the KSPE, Vol. 23, No. 1, pp. 166-173, 2006.
  4. Kim, J. S. and Kim, N. P., "Safety Evaluation of Bogie Frame for Tilting Railway Vehicles by Fatigue and Nondestructive Tests," Journal of KSR, Vol. 8, No. 5, pp. 419-424, 2005.
  5. Tae Sung S&E Inc., "ANSYS Workbench Optimization Training Manual," 2009.
  6. Choe, J. G., "Spatial Information Model," Goomibook, pp. 127-128, 2004.
  7. Song, B. C., Park, H. S., Kwon, Y. M., Kim, S. H., Park, Y. C. and Lee, K. H., "Structural Design of an Upper Control Arm, Considering Static Strength," Transactions of KSAE, Vol. 17, No. 1, pp. 190-196, 2009.
  8. Lee, K. H. and Kang, D. H., "Structural Optimization of an Automotive Door Using the Kriging Interpolation Method," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, No. 12, pp. 1524-1534, 2007.