

## 선박용 U형 벨로우즈의 성능 향상을 위한 형상 최적화

김형준\* · 김현수\*\* · 김종필\* · 박준홍\*\*\* · 윤명진\*\*\*\*

\*동아대학교 기계공학과 대학원

\*\*동아대학교 기계공학부

\*\*\*동아대학교 신소재가공청정공정개발연구센터

\*\*\*\*해조산업(주)

### Shape Optimization for Performance Improvement of Ship's U-type Bellows

HYOUNG-JUN KIM\*, HYUN-SU KIM\*\*, JONG-PIL KIM\*, JUN-HONG PARK\*\*\* AND MYOUNG-JIN KIM\*\*\*\*

\*Graduate School of Mechanical Engineering, DAU, Busan, Korea

\*\*Department of Mechanical Engineering, DAU, Busan, Korea

\*\*\*CANSMC, DAU, Busan, Korea

\*\*\*\*Hae Jo Industrial. Co. Ltd., Gyungnam, Korea

**KEY WORDS:** Design of experiment 실험계획법, Shape optimization 형상 최적화, ANOVA (Analysis of variance) 분산 분석, Bellows 벨로우즈, Design factor 설계 인자, Level 수준, Fatigue life 피로 수명

**ABSTRACT:** The mechanical properties of bellows, such as the extensibility and the strength can be changed depending on the shape. For the shipbuilding material, it is desirable that the fatigue life is long due to the elastic property and the reduction of thermal stress in piping system. Nowadays, the domestic production and design of bellows are based on the E.J.M.A. Code. Therefore, the design standard is in need because of much errors and lack of detailed analysis. In this study, it is attempted to find out the optimal shape of U-type bellows using the finite element analysis. The design factors, mountain height, length, thickness, and the number of convolutions are considered and the proper values are chosen for the simulation. The results show that as the number of convolutions reduces, the volume decreases while the stress increases. However, as the number of convolutions increases, the volume increases above the standard volume and the stress obviously increases. In addition, the effect of the thickness of bellows on the stress is very large. Both of the mass and stress are decreasing at a certain lower value region. Also, we investigated shape optimization with considering maximum stress distribution tendency.

## 1. 서 론

선박에 설치된 파이프는 사용용도에 따라 다양한 형태의 열과 압력, 진동을 받으며, 그로 인해 팽창과 수축을 반복하게 되는데, 이러한 운동의 완충 역할을 하는 장치가 벨로우즈(신축관)이다.

벨로우즈는 일반적으로 임의의 단면 형상을 가진 각종 재질의 튜브 표면에 일정한 피치로 주름이 성형되어 신축이 자유로운 요소를 통칭한다. 벨로우즈는 그 형상자체의 특이성으로 유연성을 가지며 설치와 유지 및 보수가 쉬우므로 파이프가 사용되는 거의 모든 경우에 사용이 가능하다. 따라서 자동차, 항공기, 선박의 배관시스템의 설계 시 열, 고압에 의한 변형 방지, 배기 계의 진동 흡수 등을 위해 널리 이용되고 있다.

현재 국내에서는 E.J.M.A. Code(1998)가 벨로우즈 설계의 기준이 되고 있다. 그러나, E.J.M.A. Code는 형상을 단순화시킨

수식을 설계에 반영함으로써 과도한 안전율과 많은 설계오차를 포함하고 있다. 또한 자세한 해석과정이 나오지 않아 전반적인 특성파악이 어렵고, 특정한 환경에서 벨로우즈의 설계 시 설계자가 독자적으로 설계기준을 수정, 변경하기 어려운 실정이다. 이런 문제점의 보완을 위하여 사용 환경의 특성을 고려한 벨로우즈 설계에 대한 많은 연구가 이루어져 왔다(이상욱, 2002; Igi et al., 2000; Lee, 2002). 그러나 주로 승용차 배기계의 진동 흡수를 위해 사용되는 벨로우즈가 연구 대상으로 동특성에 관한 연구가 대부분이며(고병갑 등, 1995; 이완익 등, 1988; Radhakrishna, 2004), 형상에 대한 연구 역시 벨로우즈의 형상을 2차원으로 단순화시킨 연구에 그치고 있는 실정이다(고병갑과 박경진, 1997).

벨로우즈는 일반적으로 형상에 따라서, U형(U-type), 옴형(Ω-type), S형(S-type)으로 나누어진다. 이 중 U형 벨로우즈는 뛰어난 신축성과 제작 및 적용의 용이성으로 인해 가장 널리 쓰이고 있다.

따라서, 본 연구에서는 여러 형태의 벨로우즈 중 선박 내 파이프에 설치되는 U형 벨로우즈를 모델로 선정하여 다구찌

교신저자 김형준 : 부산광역시 사하구 하단2동 820번지

051-200-6988 hlmepl@dau.ac.kr

기법(이상복, 2003)과 실험계획법(박성현, 2003)을 사용하여 성능을 최대화 시키면서 질량을 감소시키는 최적의 형상에 대해 알아보았다.

이를 바탕으로 벨로우즈의 최대응력 분포경향을 고려한 형상의 최적화에 대해서도 알아보았다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 E.J.M.A. Code

벨로우즈의 기초 설계 시, 일반적으로 기준이 되는 것이 E.J.M.A. (Standards of the expansion joint manufacturers association, inc) code 이다.

E.J.M.A. code는 형상을 단순화하여 벨로우즈의 거동과 그에 의한 응력, 피로수명을 실제로 많은 실험들과 경험에 의해 수식화한 것이다.

Fig. 1 에서는 단순화 된 U형 벨로우즈의 형상과 설계인자들을 도시하였다.

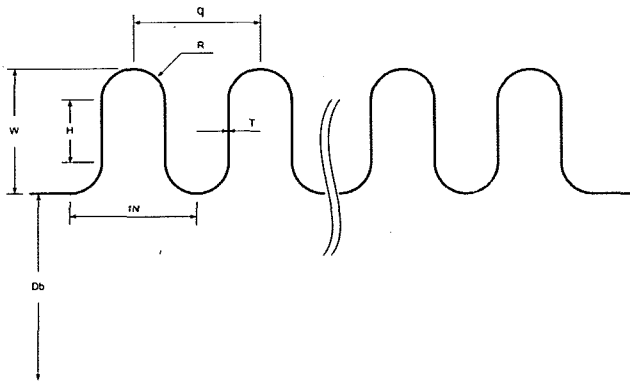


Fig. 1 Design variables of bellows

Table 1 Design parameters and loading conditions

Design parameters		
Cylinder diameter (in/out)	(mm)	154/165
Tc (Thickness of pipe)	(mm)	5.5
T (Thickness of bellows)	(mm)	0.8
q (Pitch)	(mm)	25
W (Height)	(mm)	25
N (Number of toroidal shell)		7
Lt (Welded part of pipe and bellows)		20
Loading conditions		
Disign pressure	(MPa)	0.2
Temperature	(°C)	220
Axial compression	(mm)	-28
Axial extension	(mm)	28
Lateral Y	(mm)	4
Standard of design life cycle	(cycle)	6000

Table 1 에서는 연구에 사용된 설계 변수와 하중 조건을 나타내었다.

E.J.M.A Code에서는 벨로우즈에 발생하는 응력이 그 형상 및 하중조건을 따른다는 것을 보이며 식 (1)~식 (4)와 같다. 벨로우즈에 발생하는 최대응력(Maximum stress)은 식 (1)~식 (4)를 기반으로 구해지며 식 (5) 과 같다. 또한 벨로우즈의 피로수명은 식 (5) 에서 구해진 최대응력으로 산출되며 식 (6) 과 같다. 결국, 벨로우즈의 피로수명은 그 형상과 하중조건에 영향을 받는다는 것을 보여준다.

압력에 의한 벨로우즈 자오선 방향의 응력은,

$$S_3 = \frac{PW}{2NT_p} = 3.4(\text{MPa}) \quad (1)$$

압력에 의한 벨로우즈 자오선 방향의 굽힘응력은,

$$S_4 = \frac{P}{2N} \left(\frac{W}{T_p}\right)^2 C_p = 62.6(\text{MPa}) \quad (2)$$

변위에 의한 벨로우즈 자오선 방향의 응력은,

$$S_5 = \frac{E_b T_p^2 e}{2W^3 C_f} = 17.1(\text{MPa}) \quad (3)$$

변위에 의한 벨로우즈 자오선 방향의 굽힘 응력은,

$$S_6 = \frac{5E_b T_p^2 e}{3W^2 C_d} = 1289.7(\text{MPa}) \quad (4)$$

벨로우즈에 발생하는 전체 응력은,

$$S_t = 0.7(S_3 + S_4) + (S_5 + S_6) = 1352.9(\text{MPa}) \quad (5)$$

피로수명은 다음과 같다.

$$N_c = \left(\frac{1.86 \times 10^6}{S_t - 54000}\right)^{3.4} = 6255.5(\text{cycle}) \quad (6)$$

여기서,

$C_p$  : U형 벨로우즈 한 회전의 거동에 관련된 세부설계인자

$D_b$  : 원주접선과 벨로우즈 회선의 내부직경(mm)

$D_m$  : 벨로우즈 회선의 평균직경(mm)

$$= D_b + w + nt \text{ for "U" profile}$$

- $L_t$  : 벨로우즈 원통부의 축 방향 길이(mm)
- $N$  : 벨로우즈 회선의 수
- $N_c$  : 피로수명(cycles)
- $P$  : 압력(psig)
- $e$  : 회선 당 등가 축 방향의 변위(mm)
- $k$  : 벨로우즈 접선의 압력 수용능력에서 끝단 회선과 용접부의 강도 변화를 고려한 변수(mm)

$$= \frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b T}} \quad \text{if } k \geq 1, \text{ use } k = 1$$

- $N$  : 한 접의 두께 T인 벨로우즈 접 수
- $q$  : 벨로우즈 피치. 한 회선과 접한 회선 사이의 거리(mm)
- $T$  : 재료에서 벨로우즈 한 접의 두께(mm)
- $T_p$  : 벨로우즈가 성형되고 난 후의 한 접의 두께(mm)

$$= T\sqrt{\frac{D_b}{D_m}}$$

- $W$  : 회선의 높이

본 연구에 사용된 벨로우즈의 치수와 하중조건을 E.J.M.A. code에 대입하여 벨로우즈의 최대응력과 피로수명을 계산한 결과 최대응력은 1352.9MPa 이며, 피로수명은 6255.5cycle 이었다. 이러한 결과를 바탕으로 유한요소해석 결과와 비교 후, 피로수명을 100,000cycle 까지 증가시키기 위해서는 최대 응력을 806.2MPa 이내로 해야 한다.

2.2 실험계획을 이용한 최적설계

직교배열표는 설정한 인자를 구분한 수에 따라 2, 3, 4, 5 수준계 및 혼합수준계 등의 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 3수준계와 혼합수준계가 사용되었다.

3수준계의 직교배열표에 의한 실험계획의 표현법은 일반적으로 다음과 같다.

$$L_{3^m}(3^{(3^m-1)/2})$$

여기서  $m$ 은 2 이상의 정수로서  $3^m$ 은 실험의 수를,  $(3^m-1)/2$ 는 직교배열표의 열의 수를 나타낸다.

교호작용이란 인자의 수준이 변함에 따라 상호 다른 인자에게 미치는 영향을 주어 결과 값을 변동시키는 작용을 뜻한다. 기술적으로 명백히 교호작용이 없다고 판단될 시에는 계획되는 실험의 횟수를 줄일 수 있다. 예를 들어  $3^3$ 요인 실험으로 하면 27회의 실험을 해야 하나, 교호작용을 없는 것으로 하면 9회의 실험으로 보고자하는 각 인자들의 효과를 알 수 있다. 그러나 본 실험에서는 어떤 인자끼리도 교호작용이 존재하지 않는다는 자료가 없고, 또 비용이 많이 드는 실제 실험이 아닌 유한요소해석이므로 모든 교호작용의 경우를 무시하지 않고 고려하였다. 그래서 첫 실험의 경우  $3^4$ 요인 실험, 즉 81회의 실험을 수행하였다.

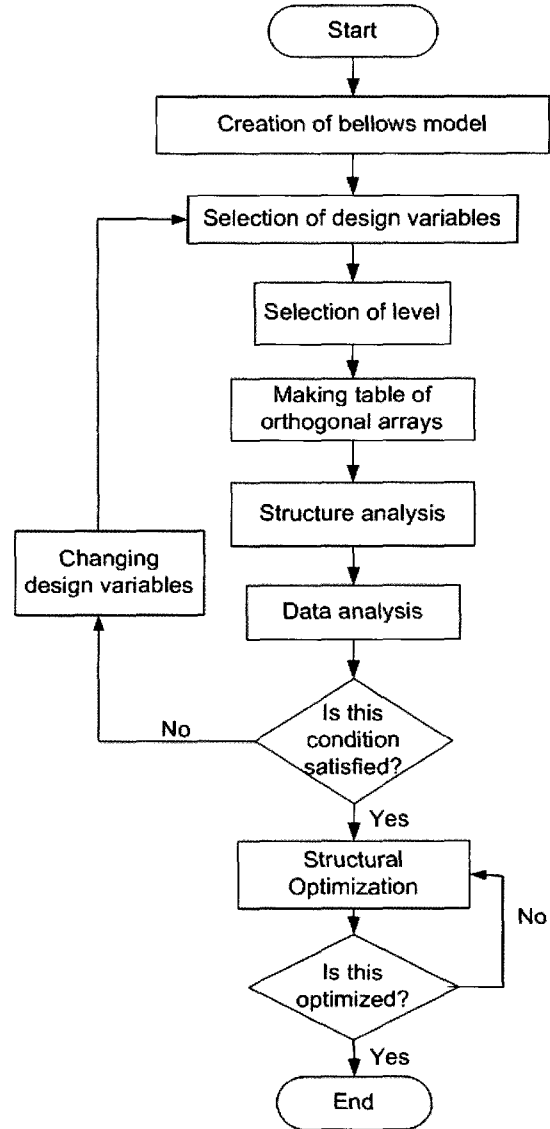


Fig. 2 Flow chart of optimum design

본 연구의 목적은 벨로우즈의 피로수명을 반영구적인 상태 까지 증가시키고, 제조원가와 직결되는 재료의 질량을 감소시키는 것이다. 따라서 목적함수는 벨로우즈 질량의 최소화 하였고, 제약함수로는 벨로우즈 원통 부분의 내경, 생산가능 여부를 고려한 벨로우즈의 두께, 원형평판과 원통 내경의 비, 원형평판의 두께와 토로이달 셸의 비를 제약조건으로 선정하였다. Fig. 2에서는 본 연구의 최적설계 과정을 도식적으로 나타내었다.

Object function: Minimize

$$f(x) = 2\pi NH(H + 2(D_b + T + R))$$

$$[\int_0^{R+T} (1 + \sqrt{(R+T)^2 - x^2}) dx - \int_0^{Rm} (1 + \sqrt{R^2 - x^2}) dx] \times 7.75 \times 10^{-6}$$

Subject to:

- Fatigue Life  $\geq 100,000$  cycle (=최대응력 $\leq 806.2$  MPa) (8)
- $D_b = 154$ mm (9)
- $T \geq 0.4$ mm (10)
- $D_m/D_b \leq 1.5$  (11)
- $H/R \leq 1.5$  (12)

여기서,  $f(x)$  : 벨로우즈 질량

$R$  : 토로이달 셸 부분의 반경

$H$  : 원형평판의 두께

### 3. 유한요소해석

#### 3.1 유한요소모델

벨로우즈는 파이프의 열에 의한 인장 및 압축변위를 감소시키는 역할을 하므로 큰 변위를 소화하기 위해, 길이에 비해 두께가 매우 작은 박판이 사용되고 있다. 벨로우즈는 내압, 열하중, 축 방향변위 외에도 비틀림에 매우 약한 구조이므로 안전율을 고려하려 축 직각방향변위도 고려하기 때문에 2차원 유한요소해석은 불가능하므로 3차원으로 모델링하여 해석을 수행하였다.

Fig. 3 에는 해석에 사용된 유한요소모델을 나타내었고, 절점은 126,908 개이고 요소의 종류는 Solid 45번으로 요소의 개수는 81,200 개이다. Table 2 에서는 해석에 사용된 벨로우즈의 재료 및 물성 치를 나타내었다. 유한요소해석을 위해 상용 유한요소 해석프로그램인 ANSYS Workbench 10.0 이 사용되었다.

ANSYS100

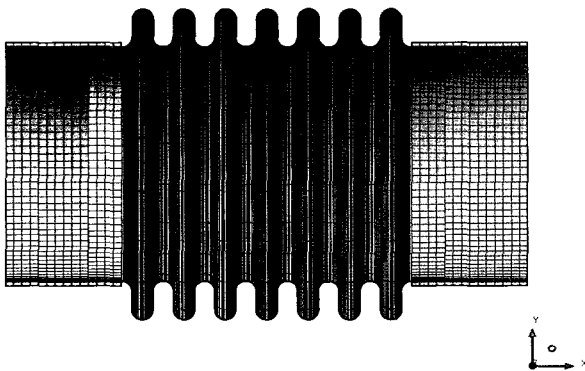


Fig. 3 U-type bellows FE model

Table 2 Material properties of model

	Pipe	Bellows
Material	STPG370	SUS304
E (Young's modulus)	181364 (MPa)	188150 (MPa)
$\nu$ (Poisson's ratio)	0.3	0.3
$\alpha$ (Thermal expansion coefficient)	1.7E-5 mm/mm $^{\circ}$ C	1.7E-5 mm/mm $^{\circ}$ C

#### 3.2 경계조건 및 하중조건

벨로우즈의 축 방향으로 압축 및 신장이 각각 28 mm 이고 축 직각 방향 변위가 4 mm 이다. 벨로우즈 내부로는 220  $^{\circ}$ C의 기체가 흐르고 있다. 벨로우즈의 내압은 0.2 MPa 이다. 유한요소해석을 위해 벨로우즈의 중심에서 왼쪽은 모든 방향으로 고정시키고 오른쪽은 축 방향과 축 직각 방향으로 동시에 하중을 가했다. 벨로우즈 횡단면을 중심으로 1/2 을 모델링하여 대칭조건을 부여하였다.

#### 3.3 실험계획법

벨로우즈의 성능은 피로수명으로 결정되는데, 피로수명은 벨로우즈에 발생하는 최대응력에 가장 큰 영향을 받는다. 최대응력은 동일 하중에서는 그 형상과 치수로 결정된다. 따라서, 목적함수는 벨로우즈에 발생하는 최대응력과 총 중량으로 하였고, 벨로우즈의 설계인자는 회전높이(W), 두께(T), 산 수(N), 그리고 피치(q)와 높이(H)비 인  $q/2 : H$  등 벨로우즈 형상에 영향을 미치는 설계변수들로 선정하였다. 그리고 설계변수들이 최대응력과 총 질량에 미치는 영향과 설계변수들 간의 상호연관성에 대해서 실험계획법을 이용하여 관찰하고 정리하였으며, 최적화된 형상을 도출하였다.

Table 3 에서는 최초의 직교배열 표에 쓰일 각 설계변수들의 수준을 나타내었다. 최초의 직교배열표에 쓰인 각 설계변수들은 벨로우즈의 전체 산들의 치수를 동일하게 변화시키는 일자들로 구성하였으며, 이들의 최적화가 이루어지면 응력집중이 이뤄지는 부분의 형상만을 인자로 설정하여 최적화하였다. 본 연구에서는 유한요소해석으로 벨로우즈의 형상변화에 대한 응력 값의 변화경향을 알아보고 최적형상을 찾고자 하였으므로 동일 실험에 대한 반복실험은 행하지 않았다. 인자들 간의 교호작용이 없다는 근거가 없으므로, 우선 모든 인자들 간의 교

Table 3 Initial design variables and level of bellows

Design variables	Level		
	0	1	2
W (mm)	15	25	35
$q/2 : H$ (ratio)	0.8 : 1.2	1 : 1	1.2 : 0.8
T (mm)	0.6	0.8	1.0
N	6	7	8

Table 4 Last(final) design variables and level of bellows

Design variables	Level		
	0	1	2
Rl (mm)	10.3	8.3	6.3
Rh (mm)	10.3	8.3	6.3
H	14	12	10

호작용이 있는 것으로 가정하였다. 따라서 처음의 직교배열표는 전조합으로 구성하여 해석을 실시하였다. 또한, 직교배열표는 목적함수를 만족하는 해를 찾기 위하여 반복하여 사용하였고, 매 반복마다 수준의 폭을 변화시켰고, 반복과정 중에 유의하지 않은 설계 변수들은 생략되었다. 해석에 사용된 직교배열표는 L27, L18, L9 이며, Table 4 에서는 Table 3에서 시작한 전체적인 벨로우즈의 최적화 후에 응력집중이 발생하는 부분의 형상을 최적화하기 위해 인자와 수준을 설정한 것이다. 여기서,  $R_l$  과  $R_h$  는 각각 벨로우즈 산의 위·아래 반지름을 나타낸다.

#### 4. 해석결과

##### 4.1 실험계획법을 이용한 해석결과

각 인자들이 벨로우즈의 최대응력에 미치는 주효과와 인자들 간의 교호작용을 알아보고 각 인자들의 최적 수준을 구하기 위해 유한요소해석을 실시한 결과, 질량과 응력에 대한 설계 인자들의 주 효과를 Fig. 4, 5 에 나타내었다. Fig. 4 에서는 인자의 수준변화에 따른 질량의 변화를 나타냈는데,  $W$  가 가장 큰 유의성을 띄고 있으며,  $N, T, q/2:H$  의 수준변화가 모두 유의함을 볼 수 있다.  $N, W, T$  에서는 인자가 0수준에서 즉, 크기가 작아질수록 질량이 낮아지는 것을 볼 수 있다.  $q/2:H$  또한 0수준으로 갈수록 질량이 낮아졌으나 큰 수준차이를 보이지는 않았다.

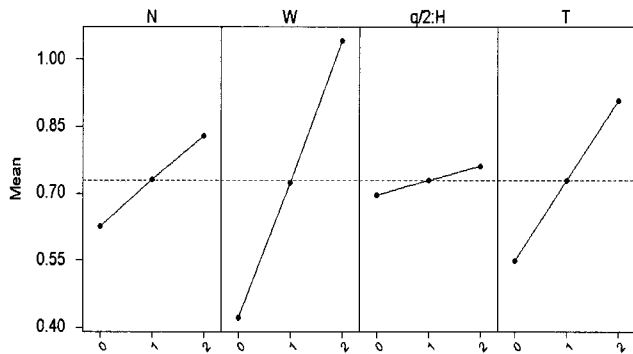


Fig. 4 Main effect of design variables for mass

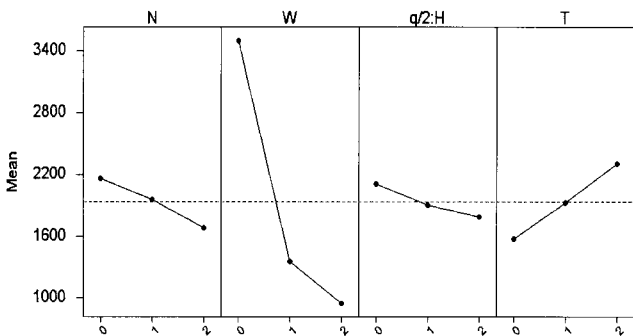


Fig. 5 Main effect of design variables for stress with compression

Fig. 5 에서는 압축하중을 받는 경우 각 인자의 응력변화에 대한 주 효과를 그래프로 나타내었다. 압축과 신장에서 인자들의 수준변화에 따른 주 효과가 거의 같은 경향을 나타내어 압축의 경우만을 도시하였다. 그러나, 응력 값에서는 압축의 경우가 인장보다 2% ~ 25% 정도 큰 값을 보이고 있다.

질량변화에서는 모든 인자들의 값이 작아질수록 질량도 낮아졌지만, 응력 값에서는 두께  $T$  를 제외한 나머지 인자들이 2수준에서, 즉 크기가 커질수록 응력이 작아졌다.

Fig. 6 에서는 최적결과 도출된 벨로우즈의 형상과 응력분포를 도시하였다. 또한 모든 해석 결과 벨로우즈의 최대응력은 벨로우즈 첫 산과 골에서 발생하였다. 이를 고려한 최적설계를 다시 수행하였다.

Table 5, 6, 7 에서는  $N=6, 7, 8$  인 경우에 나머지 인자들의 유의성 판별을 위한 분산분석을 행한 것이다. 여기서  $A$  는  $W$  를,  $B$  는  $q/2:H$  를,  $C$  는  $T$  를 나타낸다.  $N$  의 개수와 관계없이 모든 인자의 주효과는 매우 유의성을 가지고 있었으며, 상대적으로  $q/2:H$  는 낮은 유의성을 가졌다. 교호작용은  $F$ -검정 결과  $A*B, A*C$  가 99% 유의수준에서 유의했다.

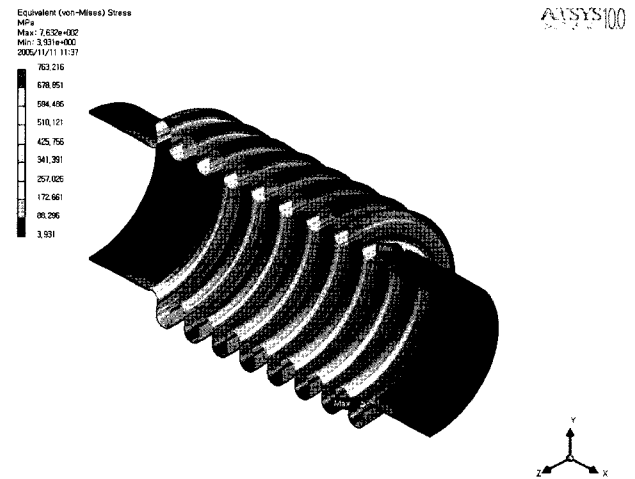


Fig. 6 Stress distribution of U-type bellows

Table 5 Analysis of variance of von-Mises stress ( $N=6$ )

Design variables	$S$	DOF	$V$	$F0(V/We)$	$F(0.01)$
$A$	49211312.24	2	24605656	3509.805	8.65
$B$	680712.4956	2	340356.2	48.54916	8.65
$C$	3363333.44	2	1681667	239.8766	8.65
$A*B$	1098325.991	4	274581.5	39.16691	7.01
$A*C$	2719106.4	4	679776.6	96.96482	7.01
$B*C$	56676.42444	4	14169.11	2.021112	2.81(0.1)
$e$	56084.38889	8	7010.549		
$T$	57185551.38	26			

Table 6 Analysis of variance of von-Mises stress ( $N=7$ )

Design variables	$S$	DOF	$V$	$F0(V/Ve)$	$F(0.01)$
A	32215366	2	16107683	1954.94	8.65
B	446836.6	2	223418.3	27.11559	8.65
C	2297882	2	1148941	139.4434	8.65
A*B	839000.6	4	209750.2	25.45673	7.01
A*C	1914829	4	478707.2	58.09921	7.01
B*C	49969	4	12492.25	1.516146	2.81(0.1)
e	65915.83	8	8239.478		
T	37829799	26			

Table 7 Analysis of variance of von-Mises stress ( $N=8$ )

Design variables	$S$	DOF	$V$	$F0(V/Ve)$	$F(0.01)$
A	23105711	2	11552856	1724.12	8.65
B	316021.16	2	158010.6	23.58	8.65
C	1675252	2	837626	125	8.65
A*B	628467.38	4	157116.8	23.44	7.01
A*C	1458197.3	4	364549.3	54.40	7.01
B*C	37213.598	4	9303.4	1.38	2.81(0.1)
e	53605.722	8	6700.715		
T	27274468	26			

4.2 응력분포를 고려한 형상 최적화

최대응력이 발생하는 부분을 분석한 결과 모든 경우 벨로우즈의 양쪽 끝단 부근에서 생성되었으며 중심부로 갈수록 응력의 크기는 감소하였다. 이러한 현상을 고려하여 양쪽 끝단에 집중되는 응력을 줄일 수 있는 최적의 형상을 알아보았다. 목적함수에 부합하는 여러 수준들이 모색되었는데 이들 대부분이 회선의 수가 8개일 때였으나, 벨로우즈의 질량이 증가하므로 산의 개수가 7개인 경우 중에서 목적함수를 만족하는 수준들을 선택하였다. 이에 벨로우즈 첫 산의 형상을 결정하는 변수들을 설계변수로 적용하여 실험계획법으로 최적형상을 알아보았다. Table 8에서 보듯이 3개의 설계변수를 3개의 수준으로 나누어 해석하였고, 선행해석결과에서 교호작용의 영향이 미비하다고 판단하여, 주효과만을 고려한 직교배열표를 사용하였다.

Table 8의 우측에는 해석 결과를 나타내고 있다. 각 실험에서 von-Mises stress가 목적함수 값에 부합한 실험은 2,3번이다. 이들 중 재료비에 직접적 영향을 미치는 질량을 비교하면 3번이 더 우수한 결과를 보였다. 3번의 해석 결과를 Fig. 7에 도시하였다.

Table 8 Result data of bellows analysis

	Rl	Rh	H	Mass	von-Mises stress
1	0	0	0	0.54913	821.81
2	0	1	1	0.52848	796.15
3	0	2	2	0.50868	740.28
4	1	0	2	0.52315	953.54
5	1	1	0	0.52687	969.39
6	1	2	1	0.50708	916.95
7	2	0	1	0.52155	1173.7
8	2	1	2	0.50198	1129
9	2	2	0	0.50548	1131.7

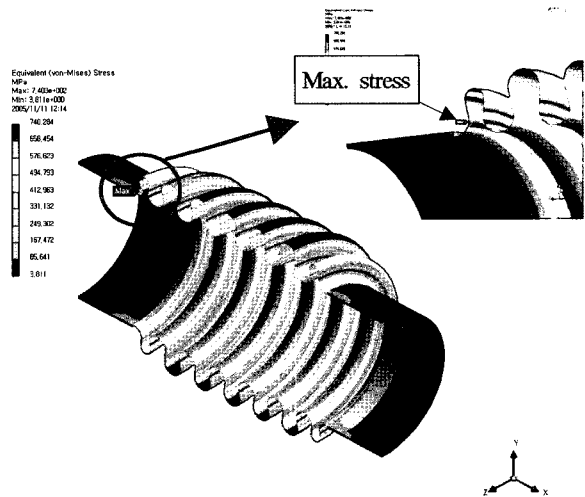


Fig. 7 Optimum solution of U-type bellows

5. 결 론

선박에 사용되고 있는 U형 벨로우즈의 피로수명 증가 및 질량감소를 위하여 3차원 유한요소해석의 방법으로 벨로우즈에 발생하는 응력을 알아보았고, 벨로우즈형상을 결정하는 각각의 요소를 인자로 하여 실험계획법으로 구조최적화를 실시한 결과 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 벨로우즈의 최대응력은 첫 산이나 끝에서 발생하였고, 벨로우즈에 주어진 하중에서 인장하중보다는 압축하중에서 2% ~ 25% 정도 더 큰 응력이 발생 하였다.
- (2) 구조 최적화를 위해 설정하였던 인자들 중  $W$ (회선 높이),  $T$ (두께),  $N$ (산 수)은 피로수명과 벨로우즈 질량에 매우 큰 영향을 미치며,  $q/2 : H$ (피치와 원형평판 반지름의 비)또한 유의성을 가졌다. 이들 중  $W, N$ 은 피로수명을 증가시키기 위해 질량 또한 증가시켜야 하는 반면,  $T$ 는 피로수명증가와 함께 질량도 감소시키는 특성을 가졌다. 그리고, 실험계획 결과 기존의 모델에 비해 질량은 17.3%, 응력은 28% 감소였다.

(3) 벨로우즈에 발생하는 응력은 각 회선마다 다른 값을 보이며 특히 양쪽 끝부분에서 가장 큰 응력이 발생하는데, 첫 회선의 형상 변화만으로도 기존 모델의 24% 가량의 응력감소를 유도할 수 있었다.

(4) 설계자가 임의로 선택한 파라미터에 따라 피로 수명과 질량이 판이하게 결정되던 기존의 설계방법에서 실험계획법을 사용하여 목적하는 피로수명증가와 질량의 감소를 동시에 개선할 수 있었다. 해석 후 목적하는 피로수명과 질량을 만족하는 여러 해를 구할 수 있었으며, 해석 결과를 토대로 형상에서 오는 응력분포 특성을 이용하여 벨로우즈 첫 회선의 치수를 인자로 두고 실험을 하였듯이, 제조환경에 따라 제약조건을 주고 인자들을 변경하여 실험을 실시하면 원하는 해를 얻을 수 있음을 알았다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RT104-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

- 고병갑, 서용진, 박경진 (1995). "U형 벨로우즈의 유한요소해석과 특정 강성을 위한 형상최적설계", 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제6호, pp 96-111.
- 고병갑, 박경진 (1997). "벨로우즈에 대한 유한요소해석과 프로그램 및 간편식의 개발과 형상최적설계", 대한기계학회논문집(A), 제21권, 제8호, pp 1195-1208.
- 박성현 (2003). "현대실험계획법", 민영사.
- 이상복 (2003). "알기 쉬운 다구찌기법", 상조사.
- 이상욱 (2002). "정밀 금속 벨로우즈 성형 및 스프링백 해석", 한국소성가공학회지 제11권, 제3호.
- 이완익, 오재웅, 김태완 (1988). "벨로우즈의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집 제12권, 제6호, pp 1273-1281
- Expansion Joint Manufacturers Association, Inc (1998). Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc.
- Igi, S., Katayama, H. and Kawahara, M. (2000). "Evaluation of mechanical behavior of new type bellows with two-directional convolutions", Nuclear Engineering and Design 197, pp 107-114.
- Lee, S.W. (2002). "Study on the forming parameters of the metal bellows", Journal of materials processing Technology(130-131), pp 47-53.
- Radhakrishna, M. Kameswara Rao, C. (2004). "Axial vibrations of U-shaped bellows with elastically restrained end conditions", Thin-walled structures 42, pp 415-426.

2006년 1월 5일 원고 접수

2006년 10월 11일 최종 수정본 채택