# 실험계획법을 이용한 선박용 벨로우즈의 형상최적화에 관한 연구

김종필*(동아대 대학원 기계공학과), 김형준(동아대 대학원 기계공학과),
김현수(동아대 기계공학과), 조우석((주)디엔디이), 제승봉((주)디엔디이)

# A study on the shape optimization of ship's bellows using DOE

J. P. Kim(Mech. Eng. Dept., DAU), H. J. Kim(Mech. Eng. Dept., DAU),
H. S. Kim(Mech. Eng. Dept., DAU), U. S. Cho(Mech. Eng. Dept., DAU),
S. B. Jeo(Mech. Eng. Dept., DAU),

**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 favorable 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 ship's bellows that is applied to design of experiment using the finite element method. The effective factors, mountain height, length, thickness, and number of mountains and the length of joint are considered and the proper values are chosen for the simulation.

The number of mountains are increased, 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 volume and stress are decreasing at a certain lower value region.

**Key Words** : Shipbuilding, Bellows(선박용 벨로우즈), E.J.M.A.(Expansion Joint Manufacturers Association), U type bellows(U 타입 벨로우즈), Piping system(배관계), Optimal shape(최적형상), Design of experiment(실험계획법).

## 1. 서론

### 1.1 연구적 배경

선박에 설치된 파이프는 그 사용용도에 따라서 각기 다른 열과 압력을 받는다. 파이프는 그 정도에 따라 팽창과 수축을 반복하는데, 이 운동을 완충해 주는 장치가 벨로우즈이다. 벨로우즈는 그 형상자체의 특이성으로 유연성을 가지며 설치와 유지 및 보수가 쉬워 파이프가 사용되는 거의 모든 경우에 사용이 가능하다. 때문에 자동차, 항공기, 선박의 배관시스템의 설계 시 열, 고압에 의한 변형방지, 배기계의 진동 흡수 등을 위해 널리 이용되고 있다.

현재 벨로우즈의 설계에 있어 국내에서는 E.J.M.A Code가 그 기준이 되고 있다. E.J.M.A Code는 형상을 단순화시킨 수식을 이용하여 설계에 반영함으로서 실제로 많은 설계오차를 포함하고 있겠으나, 자세한 해석과정이 나오지 않아 전반적인 특성파악이 어렵고 특정한 환경에서 벨로우즈의 설계를 할 때 설계자가 독자적으로 설계기준을 변경하거나 수정하기 어려운 실정이다. 이런 문제점의 보완을 위해 사용 환경의 특성을 고려한 벨로우즈 설계에 대한 많은 연구가 이루어졌으나, 주로 그 대상이 자동차 배기계에 쓰이는 벨로우즈에 관한 연구가 대부분이고, 조선기자재로 쓰이는 벨로우즈에 대한 연구는 상대적으로 미흡했다. 운동 조건이나 설치목적에 있어 자동차용 벨로우즈와 선박용 벨로우즈는 차이

가 있어 자동차용 벨로우즈의 연구결과를 선박용 벨로우즈에 적용시키는 데는 다소 무리가 따른다.

벨로우즈의 형상에는 U type, Ω type, S type, 다중 겹 type 등 여러 가지 형태가 있는데 그 중 U type 벨로우즈는 뛰어난 신축성과 제작 및 적용의 용이성으로 인해 가장 널리 쓰이고 있다.

그래서 본 연구에서는 선박용 벨로우즈 중 U type 벨로우즈의 피로수명을 최대화시키면서 부피도 줄일 수 있는 형상에 대해 연구하였다.

### 1.2 연구범위

본 연구에서는 여러 형태의 벨로우즈에서 선박내의 파이프에 설치되는 U Type 벨로우즈 중 하나를 모델로 선정하여 그것의 피로수명을 최대화 시킬 수 있는 형상에 대해 수행하였다.

벨로우즈의 피로수명은 그 최대응력으로 결정되는데, 같은 하중에서 최대응력을 결정하는 것은 그 형상과 치수가 된다. 그래서 본 연구에서는 설계인자를 판재 두께, 산 수, 산 높이 등의 벨로우즈 형상에 영향을 미치는 인자들로 선정하여 인자들이 수명에 미치는 영향과 인자들 간의 상호작용에 대해 실험계획법을 이용하여 관찰하고 정리하였으며, 수명을 최대화 할 수 있는 형상을 모색하였다.

## 2. 유한요소모델

### 2.1 U type 벨로우즈 모델

본 연구에서는 실제 선박에 쓰이고 있는 U type 벨로우즈중 하나를 채택하여 모델링하였고, 이것을 Fig.1에 나타내었다. 벨로우즈의 산의 개수는 7개를 기준으로 6개, 8개를 각각 1/2 대칭으로 모델링하였다. 형상을 결정하는 요소들이 응력에 미치는 영향과 서로간의 교호작용들을 알아보고 그 요소들의 최적치수를 알아보기 위해 Parametric한 모델링을 하였다. 모델링과 해석에는 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench ver 9.0을 사용하였다.

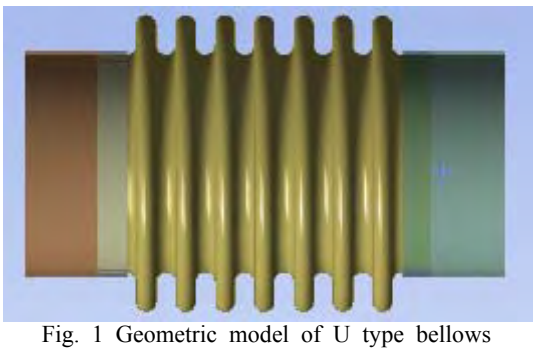


Fig. 1 Geometric model of U type bellows

### 2.2 파라미터 모델

벨로우즈 모델의 형상변화가 Max. stress에 미치는 영향을 알아보기 위한 design parameter를 Table.1과 Fig.2에 나타내었다. 각각의 Parameter는 벨로우즈의 두께(T), 벨로우즈의 피치의 절반에 해당하는 벨로우즈 산과 골의 곡률반지름의 합(P/2), 골과 산의 곡률반지름의 비(RR), 산과 골 중심 간의 높이(H), 산의 개수(N)로 선정하여 실험계획법으로 유한요소해석을 수행하였으며, 기준이 되는 치수는 현재 쓰이고 있는 벨로우즈의 치수로 선정하였다. 위 parameter에서 산수의 경우는 항상 정수가 된다.

Table. 1 Design Parameters and initial values

| Design parameters | Initial Value |
|---|---|
| T (Bellows thickness) | 0.8 (mm) |
| RR (Percentage of Rh between Rl ) | 1 |
| P/2 (Bellows pitch per 2) | 12.5 (mm) |
| N (Convolution number) | 7 |
| H (Distance of Rh between Rl) | 12.5 (mm) |

### 2.3 경계 및 하중조건.

본 연구에서 경계조건 및 하중조건의 적용은 E.J.M.A code를 참조하였다. 경계조건은 Fig. 1에서 벨로우즈의 좌측 중심을 좌표축의 원점으로 하고 축방향을 x축으로 하였을 때, 파이프와 벨로우즈의 이음부 중 좌측을 전 방향에 대하여 완전 고정하였으며 우측은 z축에 대하여 고정하였다.

각각의 하중조건을 Table. 3에 나타내었다. 벨로우즈의 내압을 2kg/cm$^2$, 내부온도를 220$^o$C, x축방향 인장 및 압축을 각각 28mm, y축 방향으로 4mm로 하였다. 벨로우즈의 허용응력은 E.J.M.A Code 을 참고로 계산하여 1352.9MPa로 하였다. 벨로우즈가 운동하는 환경 특성상 인장뿐만 아니라 압축도 하므로 이 두 경우를 나누어 해석하였으며, 어떤 조건에서 더 많은 응력이 발생하는지 분석하였다.

Table. 2 Load conditions of U type bellows

| Standard of design life cycle | | 6000(cycle) |
|---|---|---|
| Fixed design variable | Design pressure | 0.2(MPa) |
| | Temperature | 220(℃ |
| | Cylinder diameter (IN/OUT) | 154/165(mm) |
| | Tc (Pipe thickness) | 5.5(mm) |
| Displacement laod | Axial compression | -28(mm) |
| | Axial extension | 28(mm) |
| | Lateral Y/Z | 4/4(mm) |

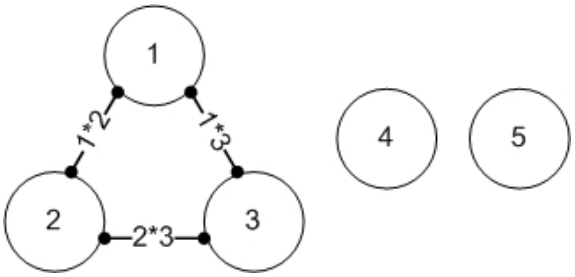
## 3. 직교배열표에 의한 실험계획

### 3.1. 선점도

벨로우즈의 형상을 결정하는 인자들이 Max. stress에 미치는 효과와 인자들 간의 교호작용을 알아보기 위해 직교배열표에 의한 실험계획을 하였다.

각각의 인자들의 주효과와 보고자하는 2인자 교호작용과의 관계를 Fig. 4에 도시하였다. 주효과로는 P/2(1), RR(2), H(3), T(4), N(5)을 선정하였고 보고자하는 교호작용으로는 P/2와 RR, P/2와 H, RR과 H를 선정하였다.

Fig. 2 선점도




### 3.2 직교배열표

Table. 3에는 각 인자들의 수준수의 차를 도시화하였다. 현재 사용되고 있는 인자들의 치수를 기준으로 하여, 수준수마다 10~20%의 변화를 설정하여 3수준 등간격으로 배열하였다.

Table. 4에는 유한요소 해석을 위한 직교배열표를 도시하였다. 각각의 인자들은 3수준으로 각 수준을 0, 1, 2수준으로 배치하였으며, 직교배열표에 의한 실험계획에 의해 벨로우즈의 하중조건이 상이한 압축과 인장의 경우로 나누어 압축 시 27번, 인장 시 27번의 유한요소해석을 수행하였다.

Table. 3 Design variables of the bellows shapes for Design of experiment

| Range / D.V. | Initial | Lower | Upper |
|---|---|---|---|
| Rm (mm) | 6.25 | 5.5 | 7.0 |
| HH (mm) | 25 | 22 | 28 |
| Tb (mm) | 0.8 | 0.6 | 1.0 |

Table. 4 Tables of orthogonal arrays for finite element analysis.

| 실험번호 | q/2 | RR | | | H(C) | | | T(D) | N(F) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| 4 | 0 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 |
| 5 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 |
| 6 | 0 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 |
| 7 | 0 | 2 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| 8 | 0 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 |
| 9 | 0 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 1 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 |
| 11 | 1 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 |
| 12 | 1 | 0 | 1 | 2 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 |
| 13 | 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 | 0 | 2 | 0 | 1 |
| 14 | 1 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 |
| 15 | 1 | 1 | 2 | 0 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 | 0 |
| 16 | 1 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 | 2 | 0 | 1 | 1 | 2 | 0 |
| 17 | 1 | 2 | 0 | 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 2 | 2 | 0 | 1 |
| 18 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 2 |
| 19 | 2 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 |
| 20 | 2 | 0 | 2 | 1 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 |
| 21 | 2 | 0 | 2 | 1 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 |
| 22 | 2 | 1 | 0 | 2 | 0 | 2 | 1 | 1 | 0 | 2 | 2 | 1 | 0 |
| 23 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 1 |
| 24 | 2 | 1 | 0 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 1 | 1 | 0 | 2 |
| 25 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 1 | 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 2 |
| 26 | 2 | 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 2 | 0 | 2 | 1 | 2 | 1 | 0 |
| 27 | 2 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 2 | 0 | 2 | 1 |
| 기본표시 | a | b | ab | $ab^2$ | c | ac | $ac^2$ | bc | abc | $a(bc)^2$ | $bc^2$ | $ab^2c$ | $abc^2$ |
| 배치 | A | B | A*B | A*B | C | A*C | A*C | B*C | D | F | B*C | e | e |

## 4.결과 및 고찰

직교배열표를 이용하여 유한요소해석을 수행한 후 분산분석의 결과를 Table. 5에 나타내었다.

인장과 압축 두 가지 다른 하중의 경우를 비교했을 때 압축에서 모두 큰 최대응력을 가졌으며 그 정도는 압축의 경우가 인장보다 약 12%높은 응력을 보였다.

Table. 5의 분산분석결과표에서는 각 인자들의 주효과와 교호작용의 유의성을 판별하였다. 각 인자들의 경우 P/2와 T, H, N이 최대응력과 부피에 영향을 미치고 있었으며, 각 인자간의 교호작용은 F 검정으로 판별한 결과 95% 신뢰구간에서 유의하지 않은 결과를 나타냈다.

Fig. 3는 각 인자들의 주효과를 나타낸 것이다. 그래프에서 나타나듯이 교호작용은 거의 작용하지 않으며, RR을 제외한 각 인자들의 주효과가 뚜렷하게 드러났다. 또한, P/2와 H, N은 수준이 높을수록 최대응력은 떨어뜨리는 반면 부피는 상승시키는 경향을 보이나 T는 최대응력과 부피를 동시에 떨어뜨렸다.

Table. 5 Analysis of variance of maximum stress

| 요인 | S | DOF | V | F0(V/Ve) | F(0.05) |
|---|---|---|---|---|---|
| A | 446674.2 | 2 | 223337.1 | 111.6 | 4.1 |
| B | 25471.0 | 2 | 12735.5 | 6.3 | 4.1 |
| C | 331575.8 | 2 | 165787.9 | 82.8 | 4.1 |
| D | 684038 | 2 | 342019 | 170.9 | 4.1 |
| F | 976446.6 | 2 | 488223. | 244.0 | 4.1 |
| A*B | 7746.4 | 4 | 1936.60 | 0.96 | 3.48 |
| A*C | 21891.7 | 4 | 5472.92 | 2.7 | 3.48 |
| B*C | 38723.5 | 4 | 9680.89 | 4.83 | 3.48 |
| e | 8003 | 4 | 2000.77 | | |
| T= | 2540570 | 26 | | | |

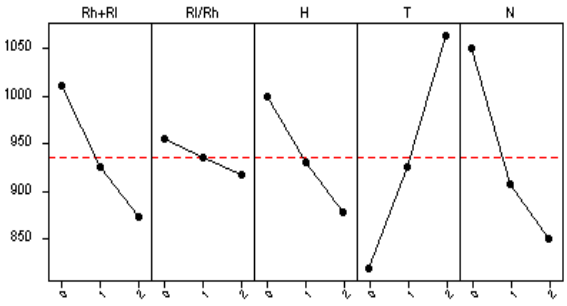


Fig. 3(a) main effect of factor deciding bellows geometry

## 5. 결론

선박용 벨로우즈의 부피의 증가를 줄이고 수명을 늘리기 위해 최대응력의 감소와 부피감소를 반응값으로 하고, 이들의 값을 결정하는 벨로우즈 형상에 관계된 여러 인자들을 변수로 하여 직교배열표에 의한 유한요소 해석을 수행한 결과 다음의 결과를 얻었다.

(1)직교배열표를 이용해 유한요소해석을 수행한 결과 지금의 모델에서는 설계 시 더 큰 최대응력을 가지는 압축을 고려해야 한다.

(2) 주효과로는 q/2와 H, T, N이 부피와 응력상승에 매우 유의한 값을 가졌다.

(3) q와 H, N은 크기가 커질수록 응력이 줄어들면서 동시에 부피도 상승한 반면, 두께(T)는 줄어들수록 최대응력과 부피가 동시에 감소하는 경향을 보였다.

(4) 그러나 Fig. 3으로 보아 위의 결과로는 최적해가 도출된 것은 아님을 알 수 있으며 따라서 유의한 인자들로 더 자세한 연구가 필요할 것으로 사료된다.

## 참고문헌


1. M. Radhakrishna, C. Kameswara Rao., "Axial vibrations of U-shaped bellows with elastically restrained end conditions," thin-walled structures 42, pp.415-426, 2004.
2. S.W.Lee, "study on the forming parameters of the metal bellows." journal of materials processing Technology(130-131), pp.47-53, 2002.
3. Lu Zhiming, Tong Shuiguang, Qin yi, Fang Deming, Gao Zengliang, "In-plane instability tests of bellows subjected to internal pressure and deformation load.", International Journal of Pressure Vessels and Piping 79, pp.245-247, 2002
4. Satoshi Igi, Hiroshi Katayama, Masanori Kawahara, "Evaluation of mechanical behavior of new type bellows with two-directional convolutions." Nuclear Engineering and Design 197, pp.107-114, 2000.
5. 조항영, “일반적인 형상을 갖는 벨로우즈의 유한요소해석 및 형상최적설계” 한양대학교 석사학위논문, 1995.
6. 고병갑, 박경진, “벨로우즈에 대한 유한요소해석 프로그램 및 간편식의 개발과 형상최적설계”, 대한기계학회논문집(A) 제 21권 8호, pp. 1195-1208, 1997.
7. 고병갑, 서용진, 박경진, “U형 벨로우즈의 유한요소해석과 특정강성을 위한 형상최적설계.”, 한국자동차공학회논문집 제3권 제6호, pp. 96-111, 1995.
8. C. Becht, "Fatigue of bellows, a new design approach", International Journal of Pressure Vessels and Piping 77, pp843-850, 2000.