

## 신축이음용 벨로우즈의 거동특성에 관한 연구

정두형\*, 진도훈\*\*, 김병탁\*\*\*,#

\*경동나비엔 기술연구소, \*\*부산가톨릭대학교 산업보건학과, \*\*\*부경대학교 기계설계공학과

### A Study on the Behavioral Characteristics of Bellows for Expansion Joints

Doo-Hyung Jeong\*, Do-Hun Chin\*\*, Byung-Tak Kim\*\*\*,#

\*Kyungdong Navien Co., Ltd, R&D Center,

\*\*Dept. of Industrial Health, Catholic University of Pusan,

\*\*\*Dept. of Mechanical Design Engineering, Pukyong National University

(Received 17 April 2020; received in revised form 01 July 2020; accepted 06 July 2020)

#### ABSTRACT

Bellows are corrugated mechanical elements used to absorb displacements or vibrations caused by temperature changes, pressure, earthquakes, waves, etc., which are welded to flanges or directly connected to pipes. Expansion joint bellows must not only be designed to sufficiently withstand the internal pressure of the pipes but also accommodate axial, transverse, and rotational deformations to minimize the transfer of forces to the sensitive components of the system. Bellows have various types of corrugations, but U-type bellows are most commonly used in general piping systems. In this study, the behavior of U-shaped one-, two-, and three-ply bellows with the same inner diameter under pressure and forced displacement was analyzed using the finite element method. The results were compared with the design formula in the Expansion Joint Manufacturers Association (EJMA)'s code. Manufacturer data were used for the applied pressure and force displacement. The behavioral characteristics of the three cases were compared via structural analysis because the stress levels will be different for each model, even if they have the same inner diameter. Since the analytical model has an axisymmetric shape but displacement occurs in the transverse direction, the finite element model was composed of 1/2 of the whole model, and ANSYS Workbench 17.2 was employed for the analysis.

**Key Words** : Expansion Joint(신축이음), U-shaped Bellows(U형 벨로우즈), EJMA Code(EJMA 코드), Finite Element Method(유한요소법)

#### 1. 서 론

신축이음(expansion joint)은 증기나 배기가스와

같은 고온 물질을 운반하는 시스템에서 파이프의 열팽창과 진동 등을 흡수하기 위해 필요한 요소이며, 일반적으로 스테인리스강을 사용한 금속 벨로우즈(bellows)가 가장 널리 사용되고 있다<sup>[1-2]</sup>. 벨로우즈는 일련의 주름(convolution) 형상으로 구성되어 있으며, 파이프의 내부 압력을 충분히 견딜 수

# Corresponding Author : btkim@pknu.ac.kr

Tel: +82-51-629-6161, Fax: +82-51-629-6150

있도록 설계되어야 할 뿐만 아니라 축방향, 가로 방향 및 회전방향 변형을 수용하여 시스템의 민감한 부품으로 힘의 전달을 최소화시킬 수 있어야 한다<sup>[3-4]</sup>. 신축이음용 벨로우즈는 그 형상에 따라 U형, Ω형, S형 벨로우즈 등이 있으며, 겹 수 및 강화 링(reinforced ring)의 유무에 따라 그 종류를 구분하기도 한다. 여러 가지 벨로우즈 중 U형은 제작의 용이성과 뛰어난 신축성으로 인해 가장 널리 사용되고 있으며, 열이나 기계적 진동으로 인한 변형이 클 경우에는 벨로우즈를 다겹 형태로 제작하여 신축성 증가와 함께 강도를 강화시켜 사용하기도 한다<sup>[5-7]</sup>.

현재 벨로우즈에 대한 설계는 EJMA 코드에 근거하여 이루어지고 있으나<sup>[8-9]</sup>, 그 설계 식이 방대하여 많은 시간이 소요될 뿐만 아니라 단순 형상에 대한 설계 식을 적용하여 설계 오차도 상당 부분 발생하는 것으로 알려져 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 벨로우즈의 설계에 대한 다양한 연구들이 수행되어 왔으나, 이들 연구는 대부분 최적 형상 설계, 강도 해석, 진동해석 등에 그 초점이 맞추어져 있다<sup>[10-11]</sup>.

본 연구에서는 상용되는 신축이음용 벨로우즈를 대상으로 그 거동 특성을 유한요소법으로 해석하고, 그 결과를 EJMA 코드에 의한 설계식과 비교, 고찰하고자 한다. 이를 위하여 동일한 치수를 갖는 U형 벨로우즈에 대해 겹 수, 압력 및 변위를 변화시키면서 발생 응력 및 변형 특성을 파악하고, 그 결과를 최대 응력 기준으로 EJMA 코드의 설계식과 비교하였다. 해석에 사용된 벨로우즈의 치수, 작용 압력 및 작용 변위는 벨로우즈 제조사의 실제 규격을 참고하였으며, 겹 수는 주로 사용되고 있는 1 ~ 3겹을 대상으로 연구를 수행하였다.

## 2. 유한요소해석

### 2.1 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에 사용된 U형 벨로우즈의 주름부 형상을 나타낸 것이다.  $w$ 는 벨로우즈 주름부의 높이,  $q$ 는 피치,  $n$ 은 벨로우즈 겹수,  $t$ 는 한 겹 당 두께,  $D_b$ 는 내경을 각각 나타낸다. Table 1은

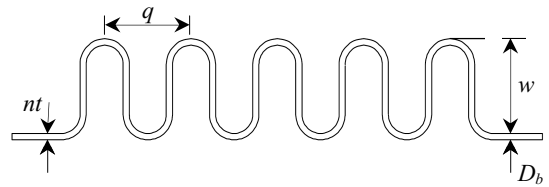


Fig. 1 Geometry of the U-shaped bellows

Table 1 Dimensions of the bellows

Specification	Value
Bellows size	100A
Inner diameter(mm), $D_b$	114
Height of convolution(mm), $w$	24
Pitch(mm), $q$	23
Total thickness(mm), $nt$	0.9
Number of convolutions	6

해석에 사용된 벨로우즈의 치수를 나타낸 것으로, 국내 제작 업체의 제품 중 100A를 선택하였고, 다 겹인 경우에도 총 두께( $nt$ )는 일정하게 고정하여 연구를 진행하였다.

벨로우즈의 재료는 내부식성과 내열성이 뛰어나 가장 널리 사용되고 있는 스테인리스강 STS304이며, 그 재료의 세로 탄성 계수와 항복 응력은 각각 193 GPa, 215 MPa이고, EJMA 코드와 결과를 비교하기 위해 ANSYS workbench를 사용한 선형 해석을 수행하였다.

Fig. 2는 해석에 사용된 한 겹 벨로우즈의 유한요소 모델을 대표적으로 도시한 것이다. 다 겹 벨로우즈의 경우에는 각 겹의 두께는 모두 동일하고 겹 사이에는 간격이 없도록 모델을 구성하였다. 해

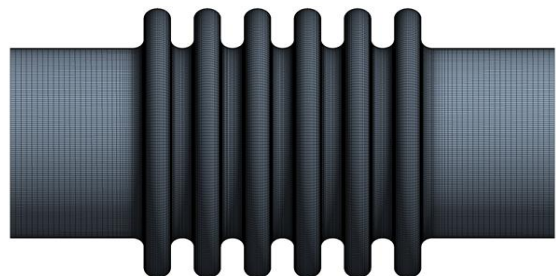


Fig. 2 Finite element model of the 1-ply bellows

석에는 셸(shell) 요소를 사용하였으며, 벨로우즈의 형상은 축대칭이나 가로방향 변위가 존재하므로 전체 형상의 1/2을 모델링 하였고, 형상 변화가 심한 주름 부는 상대적으로 조밀한 격자로 구성하였다.

## 2.2 경계조건 및 접촉조건

Fig. 3은 신축이음용 벨로우즈에 내부 압력과 강제 변위(forced displacement)가 동시에 작용할 때의 경계조건을 나타낸 것이다. 본 해석 모델의 경우 전체 형상과 하중 및 구속조건의 대칭성으로 인해 대칭면에는 그 면에 수직한 방향의 변위와 축 방향 및 가로 방향 회전 변위는 구속된다. 또한 벨로우즈 주름 부의 끝단은 주로 용접에 의해 다른 부품에 고정되므로 오른쪽 끝단에는 완전 구속조건을 부여하였고, 좌측 끝단에는 열적, 기계적 변형으로 인한 강제 변위를 적용하여 해석을 진행하였다. 강제 변위의 크기는 제조업체에서 적용하는 값을 참고하여 가로방향 변위를 3.8 mm로 고정하고, 축방향 변위는 3 mm, 12 mm, 21 mm로 변경하여 변위에 따른 벨로우즈의 거동특성을 파악하였다. 벨로우즈에 작용하는 내부 압력의 크기는 치수 100A에 대한 사용압력이 0.2 ~ 0.5 MPa 정도이나 KS 규격집에는 사용압력의 1.5배 이상에 대한 시험 조건을 명시하고 있으므로 최대 0.8 MPa까지의 압력을 하중 조건으로 부여하였다.

두 겹과 세 겹 벨로우즈 해석 시에는 접촉면에서 실제 상황을 고려한 타당한 접촉 조건의 적용이 필요하다. 본 연구에서는 배관 부속품에 연결

되는 수평부는 겹겹을 용접하여 설치하기 때문에 내부압력이나 강제 변위에 의한 겹 사이의 상호 이동은 무시할 수 있으므로 접합(bonded) 조건을 부여하였으며, 주름부에서는 겹 사이 접촉면에서 상호 이동이 가능하나 서로 분리되어 간극이 발생할 가능성은 적다고 볼 수 있으므로 접촉면의 접선방향 이동만을 허용하는 미분리(no separation) 조건을 부여하였다.

## 3. 해석 결과 및 고찰

Fig. 4는 한 겹 벨로우즈에 내압이 0.8 MPa, 가로방향 변위와 축방향 변위가 각각 3.8 mm, 3 mm 작용할 때 한 겹 벨로우즈에 발생하는 응력 분포를 도시한 것이다. 다른 두 하중 조건의 경우에도 응력의 크기에 차이가 있을 뿐 그 분포 형태는 유사하였으며, 예상한 바와 같이 가로 방향의 변위로 인해 반 대칭적인 분포 양상을 나타내고 있다. 또한 전체적인 응력의 크기는 가로방향의 변위와 작용 모멘트에 의한 굽힘응력이 양단에서 상대적으로 크게 나타나고, 가로방향 변위가 동일하다 할지라도 축방향 변위가 커질수록 증가하는 경향을 나타내었다. 최대 응력은 굽힘 모멘트의 영향으로 축방향 변위의 크기에와 무관하게 벨로우즈 우측 끝 주름이 시작되는 부근에서 발생하였으며, 그 크기는 축방향 변위 3 mm, 12 mm, 21 mm에 대하여 각각 651 MPa, 1074 MPa, 1500 MPa로 나타났다.

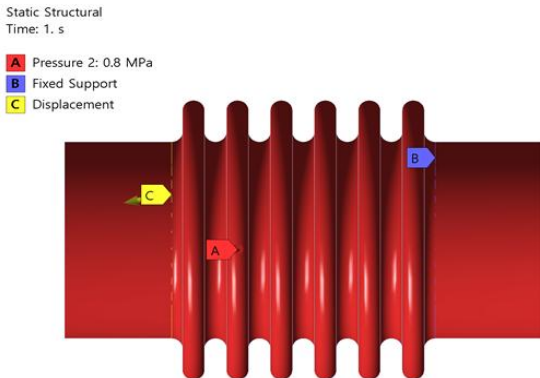


Fig. 3 Boundary conditions applied to the bellows

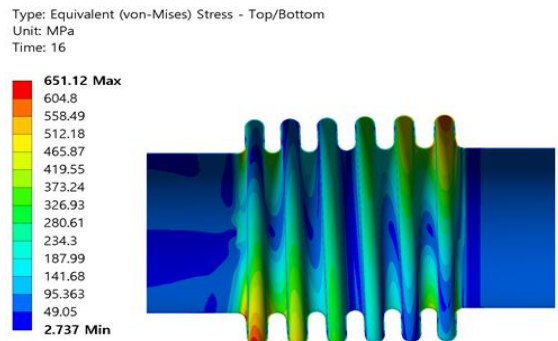


Fig. 4 Stress distribution of 1-ply bellows (p = 0.8 MPa, Axial Disp. = 3 mm)

Fig. 5는 주어진 내압과 강제 변위가 작용할 때 한 겹 벨로우즈에 발생하는 최대응력을 EJMA 코드의 이론해와 비교하여 나타낸 그래프이다. EJMA 코드의 이론해는 압력이 증가할수록 최대 응력은 선형적으로 비례하여 증가하는 결과를 나타내지만, 유한요소해석 결과는 두 방향의 강제변위에 의한 응력과 내압으로 인한 응력이 중첩되어 최대 응력은 약간씩 감소하는 것을 관찰할 수 있다. 본 해석 모델이 상용압력인 0.5 MPa를 받고 있을 때, 두 해석 결과의 오차는 5% 미만으로 비교적 잘 일치하고 있으나, 그 이상의 압력을 받는 경우에는 강제변위가 12 mm인 경우를 제외하고는 EJMA 이론식이 더 엄격한 설계 기준을 제공함을 알 수 있다.

Fig. 6은 내부 압력 0.5 MPa, 가로방향 변위 3.8 mm, 축 방향 강제변위가 12 mm일 때 두 겹 벨로우즈에 발생하는 응력분포를 나타낸 것이다. 한 겹 벨로우즈와 마찬가지로 가로 방향의 변위로 인해 반 대칭적인 응력분포가 나타나며, 축방향 강제 변위가 커질수록 최대 응력은 534 MPa, 779 MPa, 1080 MPa로 증가함을 확인할 수 있었다. 이 결과는 동일 하중 조건에 대한 한 겹 벨로우즈의 응력보다 낮은 값을 나타내는데, 이는 총 두께가 같은 경우 두 겹 벨로우즈가 한 겹보다 굽힘 강성이 작기 때문에<sup>[12]</sup> 동일한 강제 변위에 의해 발생하는 응력이 감소하는 것으로 볼 수 있다.

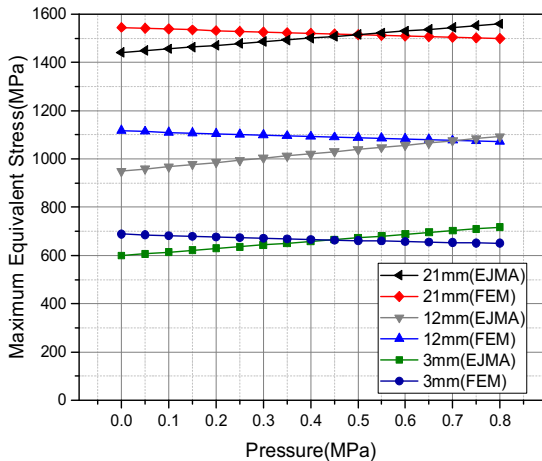


Fig. 5 Maximum equivalent stress of 1-ply bellows

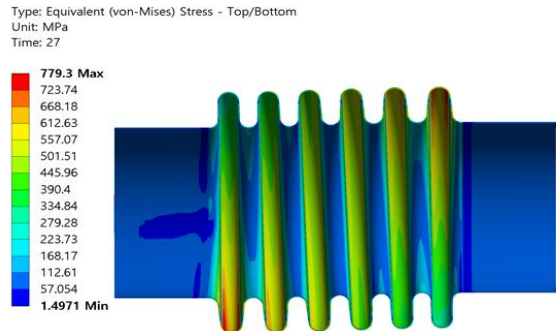


Fig. 6 Stress distribution of 2-ply bellows (p = 0.5 MPa, Axial Disp. = 12 mm)

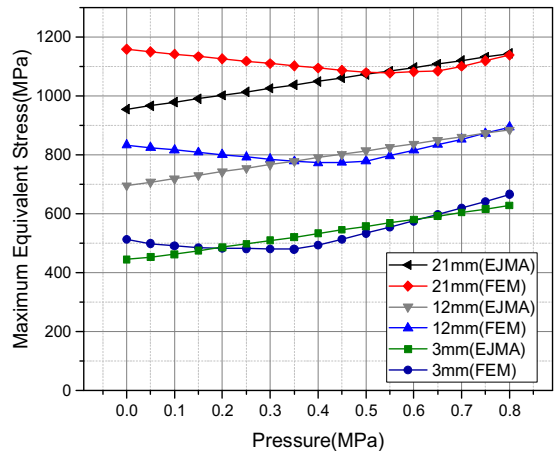


Fig. 7 Maximum equivalent stress of 2-ply bellows

Fig. 7은 두 겹 벨로우즈의 압력변화에 따른 최대응력을 EJMA 코드의 이론해와 비교하여 나타낸 그래프이다. 한 겹 벨로우즈와는 달리 세 경우 모두 압력이 증가할수록 최대응력이 감소하다가 압력이 특정 값을 초과하면 다시 증가하는 경향을 나타내었으며, 상용압력(0.5 MPa) 이상의 구간에서는 두 해석 결과가 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 또한 축방향 강제 변위가 커질수록 강성의 증가로 인하여 응력이 증가하기 시작하는 압력은 더 높아지는 것을 볼 수 있는데, 이는 강제 변위에 의한 최대 굽힘 응력이 압력 증가로 인한 굽힘 완화로 특정 압력까지 감소하다가, 그 이후에는 굽힘보다 압력의 영향을 더 크게 받아 계속 증가하는 것으로 풀이된다.

Fig. 8은 내부 압력 0.2 MPa, 가로 방향 변위 3.8 mm, 축 방향 변위가 21 mm일 때 세 겹 벨로우즈에 발생하는 응력분포를 도시한 것이다. 전체적인 응력 분포의 양상은 전술한 두 경우와 유사하나, 겹 당 두께가 얇아져 굽힘에 대한 강성이 작아지므로 동일 조건에 대한 응력의 크기는 앞의 두 경우보다 감소함을 관찰할 수 있다. 세 가지 하중 조건에 대한 최대 응력은 모두 그림의 대칭면 아래 왼쪽 첫 주름부에서 발생하였으며, 주어진 내압 하에서 축방향 변위가 3 mm, 12mm, 21 mm로 증가함에 따라 그 크기는 각각 446 MPa, 718 MPa, 989 MPa로 증가하였다.

Fig. 9는 주어진 내압과 강제 변위 조건에 대한

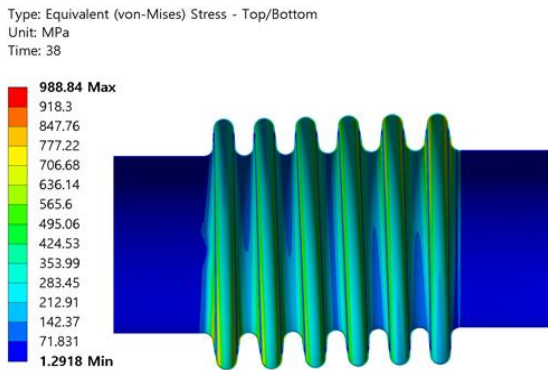


Fig. 8 Stress distribution of 3-ply bellows ( $p = 0.2$  MPa, Axial Disp. = 21 mm)

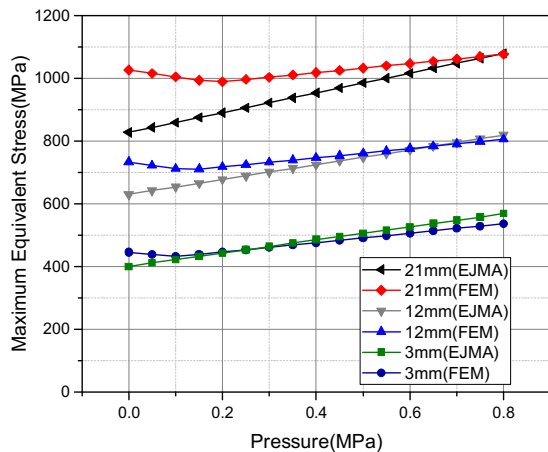
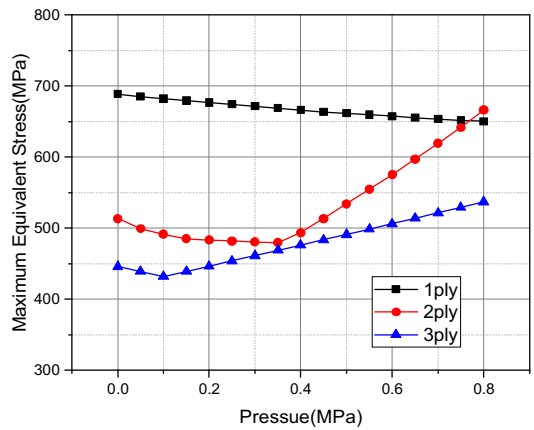
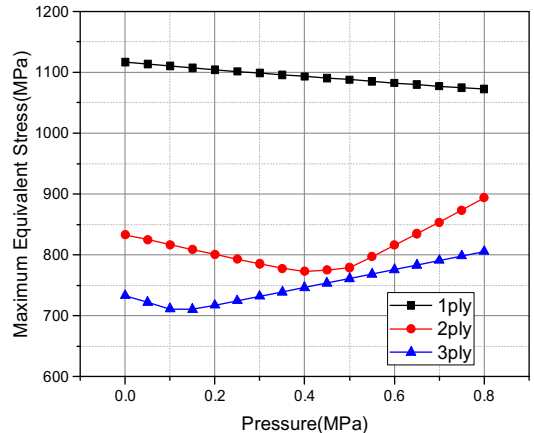


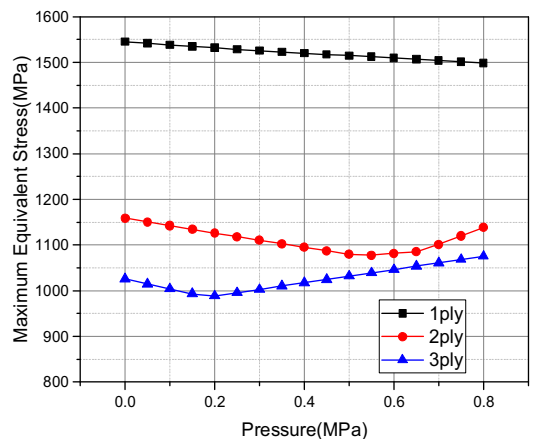
Fig. 9 Maximum equivalent stress of 3-ply bellows



(a) Axial displacement-3 mm



(b) Axial displacement-12 mm



(c) Axial displacement-21 mm

Fig. 10 Maximum equivalent stress of bellows according to pressure

여 세 겹 벨로우즈에 발생하는 최대응력을 EJMA 코드의 이론식과 비교하여 나타난 것으로, 상용압력 이상의 구간에서 두 결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이 경우에도 두 겹 벨로우즈와 마찬가지로 압력이 증가하면 최대응력이 완만하게 감소하다가 압력이 특정값을 초과하면 다시 증가하는 경향을 볼 수 있다. 또한 압력에 의해 최대응력이 감소하는 구간은 동일 조건의 두 겹 벨로우즈보다 짧게 나타나는데, 이는 겹 수 증가에 따른 굽힘 강성의 감소로 인해 최대 응력에 미치는 압력의 영향이 더 크게 나타나는 것으로 볼 수 있다.

Fig. 10은 가로 방향 변위를 3.8 mm로 고정하고 축 방향 변위를 변화시켰을 때 벨로우즈에 발생하는 최대 응력을 겹 수에 따라 비교하여 도시한 것이며, 제작 비용 등을 고려하지 않을 경우 세 겹 벨로우즈가 강도 면에서 가장 우수함을 알 수 있다. 한 겹 벨로우즈는 다른 모델보다 굽힘에 대한 강성이 크기 때문에 가로 하중에 의한 굽힘응력과 압력에 의한 응력이 서로 상쇄되어 최대 응력은 설계압력에 도달할 때까지 완만하게 감소하는 것을 볼 수 있는데, 축 방향 변위가 3 mm인 경우에는 압력이 0.9 MPa를 초과하면 그 값은 다시 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 전체적으로 벨로우즈에 발생하는 최대응력은 압력에 의한 영향보다 강제 변위에 의한 영향이 더 크게 나타남을 알 수 있고, 상용압력이 작용할 경우 모든 축 방향 변위에서 겹수가 증가할수록 최대 응력은 감소함을 관찰할 수 있다. 이는 총 두께가 같은 경우 겹수가 증가하면 겹 당 두께가 얇아지기 때문에 굽힘에 대한 강성이 작아지게 되므로 동일 변위를 발생시키기 위한 하중은 감소하게 되어 나타나는 현상으로 풀이할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 내압을 받고 있는 한 겹, 두 겹, 세 겹 벨로우즈를 대상으로 가로 방향 및 축 방향의 변위가 발생할 때 그 거동 특성을 범용프로그래밍(ANSYS)을 사용하여 해석하였다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 벨로우즈에 발생하는 응력은 겹 수에 무관하게 반 대칭적인 분포 양상을 나타내며, 전체적인 응력의 크기는 가로 방향의 변위에 의한 굽힘 응력의 영향이 상대적으로 크게 나타났다.
2. 한 겹 벨로우즈는 가로 방향 변위에 의한 굽힘 응력과 압력에 의한 응력이 서로 상쇄되어 압력이 증가하면 설계 압력 도달 시까지 최대 응력은 완만하게 감소하는 것으로 나타났다.
3. 두 겹 및 세 겹 벨로우즈의 최대 응력은 내압이 증가하면 특정 값까지 감소하다가 다시 증가하는 경향을 나타내었으며, 겹 수가 많아질수록 굽힘 강성의 감소로 인해 응력 감소구간은 짧아지는 것을 알 수 있었다.
4. 가로 방향 변위가 동일하다 하더라도 축방향 변위가 증가하면 최대 응력은 큰 폭으로 증가하였으며, 작용 압력이 발생 응력에 미치는 영향은 상대적으로 적게 나타남을 알 수 있었다.
5. 주어진 내압과 강제 변위 조건에 대하여 각 모델에 발생하는 최대응력을 EJMA 코드의 이론식과 비교한 결과, 상용 압력 구간에서 두 결과가 비교적 잘 일치하고 있으며, 한 겹의 경우 상용 압력 이상 구간에는 EJMA 이론식이 더 엄격한 설계 기준을 제공함을 알 수 있었다.

#### 후 기

“이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2019년)에 의하여 연구되었음”

#### REFERENCES

1. Lee, W. S., “A Study on the Durability Evaluation Method of Bellows type expansion pipe joints,” A Thesis for a Master Degree, University of Incheon, Republic of Korea, 2018.
2. Han, M. S., Ahn, J. H. and Yang, C. H., “Study on Optimum Shape of Expansion Joint,” Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 21, No. 2, pp. 154~158, 2013.
3. Lee, S. W. and Yang, C. H., “Automated Modeling and Structure Analysis of Bellows,”

- Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers. Vol. 22, No. 7, pp. 152-157, 2014.
4. Kim, H. J., Kim, H. S., Han, K. T. and Jeon, W. Y., "Optimum Design of Ships Bellows Using R.S.M.," Proceedings of the KSMPE Conference, pp. 349-352, 2008.
  5. Kim, H. J., Park, J. H., Kim, H. S., Sung J. H., Kim H. G. and Lee, J. S., "A Study on Design of U-type Bellows," Proceedings of the KSMTE Conference, pp. 319-324, 2006.
  6. Ko, B. G., Suh, Y. J. and Park, K. J., "A Finite Element Analysis and Shape Optimal Design with Specified Stiffness for U-typed Bellows," Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers Vol. 3, No. 6, pp. 96-111, 1995.
  7. Jeong, D. H., Chin, D. H., Kim, J. D., Yoon, M. C. and Kim, B. T., "A Study on the Behavior of 3-Ply Bellows," Proceedings of the KSMPE Conference, pp. 84-84, 2019.
  8. Expansion Joint Manufacturers Association, Inc., Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Ninth Edition, 2008.
  9. Koh, B. K., "Development of a Bellows Design Software Based on EJMA," Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers Vol. 17, No. 1, pp. 150-157, 2008.
  10. Lee, Y. S., Yoon, K. S. and Kim, T. W., "A Study on the Analysis of the Natural Frequencies and the Development of the Simplified Formulas for Bellows," Journal of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.9, No. 2, pp. 331-339, 1994.
  11. Kim, H. J., Kim, H. S., Kim, J. P., Park, J. H. and Yun, M. J., "Shape Optimization for Performance Improvement of Ship's U-type Bellows," Journal of Ocean Engineering and Technology, Vol. 20, No. 6, pp. 123-129, 2006.
  12. Budynas, R. G., Advanced Strength and Applied Stress Analysis(2nd ed.), McGraw-Hill, pp. 302-309, 1999.