

이축 볼밸브의 볼 경량화를 위한 응력해석

김형우¹, 조수길¹, 박제인², 이재환^{3*}

¹선박해양플랜트 연구소 해양플랜트 산업기술센터, ²(주)알파이엔지, ³충남대학교 선박해양공학과

Stress Analysis of a Trunnion Ball Valve for Ball Weight Reduction

Hyung-Woo Kim¹, Su-gil Cho¹, Jane Park², Jaehwan Lee^{3*}

¹Offshore Plant Research Division, Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejeon, Korea

²AlphaEng, Daejeon, Korea

³Naval Architecture and Ocean Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea

요약 고압을 받는 플랜트용 제품 설계 시에 대부분 강계 구조를 지양하다 보면 안전율이 높아지고 중량이 과다해지는 문제가 있다. 본 논문은 플랜트용 이축 볼밸브 볼의 경량화를 위하여 밸브의 3차원 모델링과 ANSYS를 적용한 유한요소 해석으로 응력해석을 수행한 후, 허용 응력 범위와 설계 변경 제한 조건 내에서 최적화 과정으로 볼의 중량 감소를 달성하였다. 약 22%의 볼 중량이 감소되었고 응력은 증가하였으나 안전계수는 1.25가 되었다. 볼의 일부분에 과도한 응력이 있으나 대부분 재료의 항복응력 허용치 내에 있어 안전한 상태이다. 유동의 흐름을 제어하는 실링(seal) 역할을 하는 시트 인서트와 시트 링 등 밸브의 3차원 모델에 대한 정적 구조해석으로 응력 값을 확인하여 안전함을 확인하였고, 또한 대칭 구조인 부분에 대해 2차원 단순 모델의 구조해석으로 같은 결과가 도출됨을 확인하였다. 본 연구의 범위는 볼의 중량 감소라 볼의 감소된 치수가 도출되었으며, 주변 부재의 재설계는(신제품 개발에 해당되어) 본 연구에 고려되지 않는다.

Abstract A valve product can be over-designed or too heavy. Finite element analysis was performed using ANSYS for two and three-dimensional ball valve models, and the ball weight was reduced by optimization within the allowable design criteria. The ball is structurally safe according to the computed stress values, which are within the material's admissible stress. The weight was reduced by about 22%, and the structural safety factor was 1.25. The structural safety of the seat insert and ring, which are used to prevent leakage, was confirmed through finite element analysis. It is shown that the two-dimensional analysis can result in similar values to the three-dimensional analysis for the axisymmetric structure. The redesign of the valve is not included in the results since such changes require a whole new design process, including all valve components.

Keywords : ASME, Trunnion Ball Valve, Finite Element Analysis, Optimization, Ball Weight Reduction;

1. 서론

국산 볼밸브를 제작하는 중견기업의 경우 선진국에 비해 원천설계 기술력이나 제원이 부족한 편이고, 자체 압

력시험 정도로 제품의 내구성을 확인하는 실정이다. 외국보다 경쟁력 있는 제품을 위해서는, 우수한 성능과 제품 경량화가 필요하다. 여타 밸브와 같이 볼밸브도 연결 파이프나 연결부의 제원은 ASME (American Society of

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 해양플랜트 머티리얼 핸들링 핵심기술 및 운영/유지보수 위험도 평가/관리 기술 개발 지원, 충남대학교 학술지원으로 수행되었음.

*Corresponding Author : Jaehwan Lee(Chungnam National Univ.)

email: jaelee@cnu.ac.kr

Received September 17, 2019

Revised February 10, 2020

Accepted February 7, 2020

Published February 29, 2020

Mechanical Engineer) B16.34[1] 규격에 따르므로 경량화가 가능한 곳은 밸브의 개폐를 담당하는 볼의 중량이 된다. 완벽한 기밀을 요하는 고성능 산업용 볼밸브의 경우 수입품에 대비하여 국산제품들은 품질 경쟁력을 갖추어야 하는 실정이다. Shin, et al., [2]에서는 해양플랜트 기자재 표준화 및 시험인증 동향 분석에서 국산화 비율이 20%에 미치지 못하는 이유로, 기자재 업체의 자국 기준 혹은 사내 기준 적용을 한 요인으로 보고 있다. 국산 제품은 설계기술 부족과 경쟁력에 앞서 있는 외국 제품 때문에 어려움을 겪고 있다.

본 논문은 밸브의 응력해석을 ANSYS[3]로 수행하며, 볼의 직경을 변수로 하여 중량감소 경량화 결과를 도출하였다. 현재 사용되고 있는 제품이므로 금속의 구조 안전성은 충분하나, 유체유출을 방지하는 비금속 시트 인서트(실링 역할)의 안전성 확인도 필요하다.

볼밸브 연구 내용은 유동 현상 규명을 위한 CFD (Computational Fluid Dynamics) 연구가 많다. D. S. Kim과 M. S. Kim[4]에서는 극저온용 고압 볼밸브에 대한 압력시험과 내진해석의 연구를 수행하였다. Lee와 Jang[5]에서는 10 인치 볼 밸브의 개폐 각도 변화에 따른 내부 유동특성의 실험과 수치해석 결과를 비교하여 수치해석의 신뢰도를 높였는데 개폐 각도 60°를 전후로 압력강하가 급격히 증가함을 확인하였다. Cho와 Han[6]은 볼 밸브의 개폐 각도에 따른 질량유량이 선형적으로 증가한다는 결과를 보인다. Song, et al., [7]에서는 볼밸브의 고무 실링에 대해 ANSYS의 Mooney-Rivlin 초탄성 해석을 적용한 최적설계에서 실링의 형상변화와 압력저감 결과를 도출하였다. Han et al., [8]은 ANSYS 볼밸브에 대해 유동해석으로 최대속도를 도출하였다. Jeon et al., [9]은 라이닝 볼밸브에서 개폐각도 75°에서 벤투리(venturi) 현상에 의해 최대속도가 나타남을 ANSYS로 수행하였다. Ha et al., [10]에서는 밸브 스템에 대한 최적화 설계로 토크가 62% 감소하는 결과를 도출하였다. Ha et al., [11]은 닫힌 상태에서 유체압력을 받을 때 증가하는 토크 값의 수치해석 결과를 실험값과 비교하였다. ANSYS CFX로 100 bar의 유동해석으로 구한 압력으로 정적해석을 하여, SUS304인 볼의 최대응력은 91.3 MPa, Nylon6인 시트의 응력은 34.8 MPa로 각각의 항복강도인 215 MPa, 75.5 MPa 보다 작음을 보였다. 또한 볼과 나일론 (Nylon6) 시트의 마찰 계수를 측정하였다. Kamkar 과 Basavaraddi [12]은 볼밸브의 실링 컵 설계에서 PTFE (Polytetrafluoroethylene)를 포함한 여러 재료를 사용하여 525 bar 압력에서의 응력과 변위

를 도출하였다. Lee et al., [13]에서는 반응표면법을 적용한 최적화시 MATLAB으로 프로그래밍한 결과와 ANSYS에 의한 결과가 동일한 것을 보인다. 따라서 ANSYS 최적화 루틴의 신뢰성을 확인하여 최적화를 할 수 있다.

2. 밸브 유한요소 구조해석

2.1 3차원 유한요소해석

Fig. 1의 이축 볼밸브는 볼의 개폐로 유량 이동을 제어한다. 닫혀 있는 상태에서 가장 큰 압력을 받고 열리면서 유동이 시작된다. 설계와 제작은 ASME B16.34 코드에 의하고, 단조 된 볼의 직경은 402 mm 이며 밸브의 연결부위와 관의 직경은 250 mm 이다. 재질의 정보는 Table 1에 있으며 하중은 최대 압력 253 bar이다. 밸브의 특성상, 볼과 접촉하는 비금속재료인 시트 인서트의 안전성과 마모가 중요한데, 재료는 인조(synthetic) fluoro-polymer인 PTFE로 마모와 열에 강한 재료이며 탄성계수 값은 2 MPa, 포아송 비는 0.4, 항복과 최종강도는 23 MPa와 40 MPa이다.

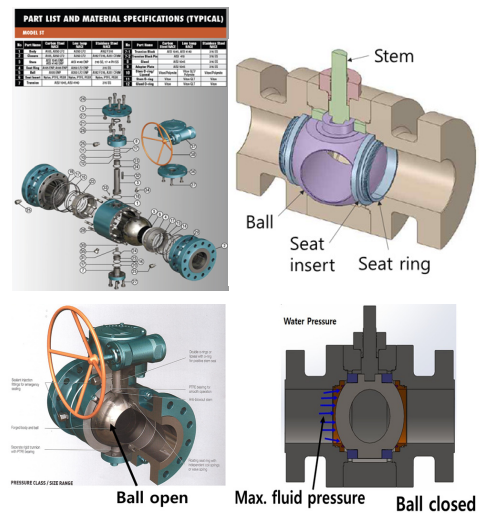


Fig. 1. Open and closed condition of ball valve

Table 1. Main components of trunnion ball valve and materials

Part name	Material	Allowable stress [MPa]	Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]
Ball, Body, Stem Cap, Seat ring	A182F316 Stainless Steel	138	205	515
Seat insert	PTFE	N/A	23	40

Fig. 2에서 볼밸브는 크기가 다른 다수의 부재들이 첩퍼 구조를 갖고 끝 부분이 날카롭게 각진 형상으로 서로 접촉하고 있는 복잡한 구조이다. 단순하게 큰 구조와 매우 작은 부재들이 좁은 공간에서 접촉 면적이 작은 구조이다. 구조해석에 필요한 밸브의 바디, 스템, 볼, 시트 인서트, 시트 링에서, 대칭조건을 적용하여 만든 ANSYS 유한요소 크기는 부재의 크기에 따라서 최소 1 mm에서 3, 8, 최대 요소는 20 mm 이며, 대칭이라 1/2 모델의 Solid 요소 수는 371,189개 이다 (Fig. 2). 요소 개수에 의한 해석정확도의 수렴을 연구한 Lee와 Kim [14]를 고려하여, 충분한 수의 요소가 사용되었다고 사료된다. 볼, 시트 링은 시트 인서트를 지지하고, 볼이 회전 시에 각 부재간의 접촉을 고려하여 Table 2의 접촉 조건이 적용되었다. 밸브가 대칭 1/2 구조해석을 위하여 대칭면에는 (파란색선) frictionless 경계조건 (BC)이, 고정된 부분에는 (노란색선) fixed, 부재 간에 서로 접촉하는 곳에는 (검은색선) frictional BC가 적용되었다. 253 bar의 수압이 볼의 왼쪽에 작용하고 있다.

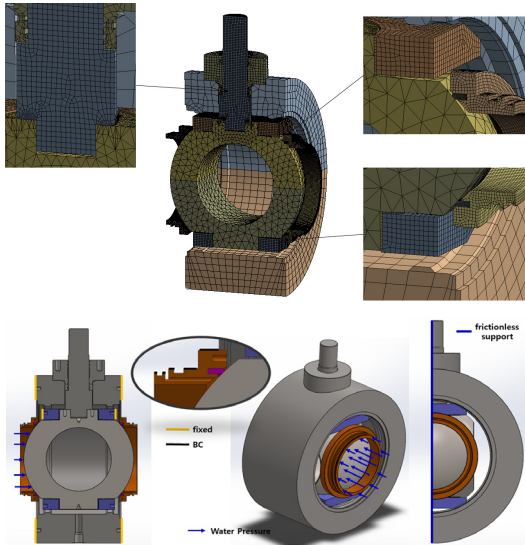


Fig. 2. Model and boundary condition for FEA

Table 2. Applied contact conditions

Contact members		Types of contacts	Frictional coefficient
Ball body	Seat insert	Frictional	0.1
Ball body	Seat ring	Frictional	0.5
Seat insert	Seat ring	Frictional	0.1
Ball body	Stem	Frictional	0.5
Ball body	Mount plate	Bonded	-

2.1.1 볼의 응력 해석

볼은 대부분 열려 있고, 드물게 유동을 막는 경우에 최대 수압이 253 bar로 가장 크다. 최대 수압시, Fig. 3(a)에 볼 지지상부와 스템 지지부분이 만나는 각진 곳이며 지지부가 매우 작아 구조적으로 불안정한 부위에 최대응력 224.97 MPa가 발생하고, Fig. 3(b) 볼의 경우에는 상단 끝단의 볼 지지 부분의 날카로운 구석 부분에서 210.26 MPa가 발생한다. Fig. 3(c)에서 볼의 변위는 최대 0.16 mm이다. 유한요소해석은 PC가 아닌, 개인용 워크스테이션에서 3시간 정도 소요된다. 재료의 항복응력 205 MPa와 허용응력 207 MPa를 약간 넘어서서 최종강도인 515 MPa 보다 작다. ANSYS solid 요소 사용 시에 구조물의 급격한 형상 변화가 있는 곳에서는, 굽힘과 인장응력 외에도 peak 응력 값이 제공되고 이를 전체 응력 값에서 제외하고 사용한다. 최대응력 부분의 응력상태를 확인하기 위하여 Fig. 4 (a)와 같이 요소를 작게 하고 (b)path 기능을 사용한 결과, 최대 응력 243.86 MPa 이고 (c)인장과 굽힘 응력 외에, peak 응력 6.745 MPa가 발생하고 있다. 구조해석 결과를 분석할 때, 종종 날카로운 각진 부분이나 구석의 작은 부분 혹은 지지부가 단절되었거나, 지지부 면적이 작은 경우에 응력 값이 크게 발생한다. 본 해석의 최대응력 발생은 연결 지지부가 작은 국소부위에 발생하는 경우이다. 이 경우 하중을 받는 구조의 전체적인 응력 상태에서 물리적으로 합리적인 가를 보고 주변의 응력 값을 판단하여 안전성을 판단함이 필요하고 응력집중을 분산시키는 설계가 필요하다. 응력 집중 점을 제외하고 전체적 응력 분포를 고려하여 Fig. 3(b)에서 볼의 von Mises 응력은 약 190 MPa 이하로 대부분의 영역에서 100 MPa 이하이다. 볼과 시트 인서트 등 각 부품에 발생하는 응력 값은 Table 3에 있다.

사용된 재료의 항복응력과 최대인장응력은 각각 205 MPa, 515 MPa인데, ASME Sec. VIII Div. 2 압력용기 (BPVC) 코드의 ANNEX 3.A Allowable Design Stresses에서 제시하는 해당 재료의 허용응력은 (1) 순수 막(membrane) 응력을 기준으로 판단하는 경우에는 138 MPa 이고, (2) 막과 굽힘(membrane+bending) 복합인 경우의 허용응력은 1.5배가 되는 207 MPa 이므로, 아주 국부적인 곳을 제외하고 현재의 발생응력은 안전하다. 또한 최대 수압 253 bar는 발생 빈도가 거의 없는 매우 큰 값으로 볼밸브의 사용 수명에는 영향이 거의 없다.

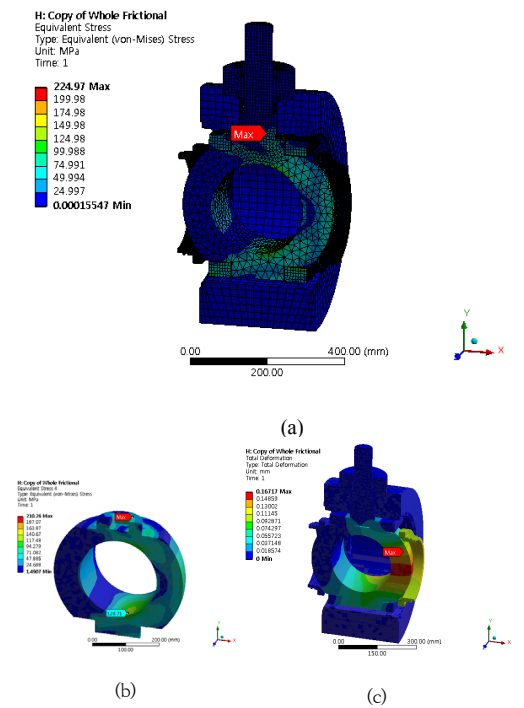
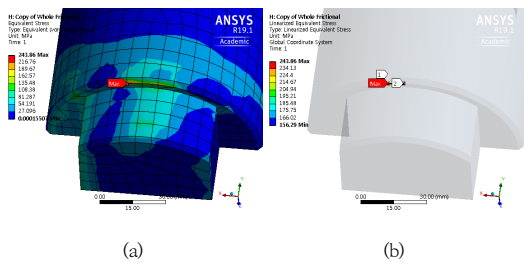


Fig. 3. Equivalent stress and displacement of ball
(a) Body stress (b) Ball stress (c) Displacement



Tabular Data

Length [mm]	Membrane [MPa]	Bending [MPa]	Membrane+Bending [MPa]	Peak [MPa]	Total [MPa]
1 0	194.05	44.585	237.23	6.745	243.86
2 0.1479	194.05	42.727	235.42	6.646	241.97
3 0.29581	194.05	40.87	233.61	6.551	240.08
4 0.44371	194.05	39.012	231.81	6.4662	238.2
5 0.59161	194.05	37.154	230.	3.143	233.01
6 0.73952	194.05	35.296	228.19	2.5846	230.45
7 0.88742	194.05	33.439	226.39	1.7086	227.95
8 1.0353	194.05	31.581	224.58	1.0939	225.5
9 1.1832	194.05	29.723	222.78	0.59497	223.11
10 1.3311	194.05	27.866	220.97	0.45082	220.76

Fig. 4. Fine meshing to find peak stress
(a) Stress (b) Path to find peak stress (c) Peak stress

2.1.2 시트 인서트 (Seat insert)응력 해석

Fig. 5(a)의 시트 인서트는 회전하는 금속 볼과 시트 링 사이에서 접촉하며 실링을 하는 비금속 재료로 PTFE, PEEK(Polyether Ether Ketone), 나일론 등이 사용된다. 마찰에 의해 마모가 발생하므로 온전한 수밀 유지를

위해 재료의 선택이 중요하다. 나일론은 항복응력이 크나 마찰계수가 커서 마모가 커지고, PTFE는 강도가 약하나 마모가 적다. 하중을 받는 면 쪽에 19.93 MPa의 등가 응력이 발생한다 (Fig.5(b)). PTFE는 항복응력이 23 MPa 이므로 안전계수는 1.2가 되고 발생한 변위는 0.206 mm이다. 볼의 반대편에 있는 시트 인서트 역시 볼을 통하여 힘을 받는데, 등가 응력은 0.12 MPa 이고 변위는 0.082 mm이다. 볼의 강성이 높고 볼의 변위가 작아 수압이 작용하는 반대 면에 있는 시트 인서트에는 작은 응력과 변위가 발생한다. 또한 뒤쪽에 2.85 mm의 틈이 있기 때문에 압력 하중이 전달하는 만큼 2.85 mm 내로 자유롭게 이동할 수 있다.

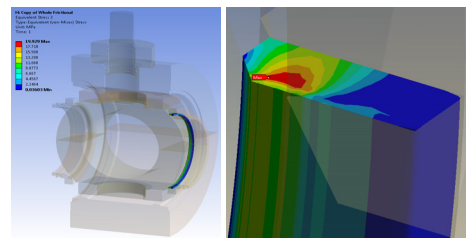
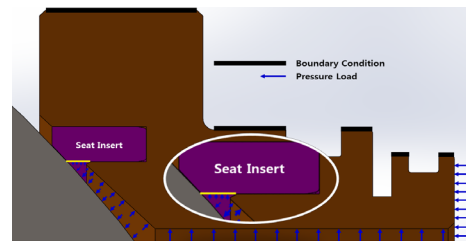


Fig. 5. Equivalent stress of seat insert
(a) Seat insert located between steel components
(b) Equivalent stress

2.1.3 시트 링 (Seat ring) 응력 해석

볼과 볼밸브 바디 사이에 있으며 시트 인서트를 지지하는 시트 링에 최대 응력 166.24 MPa (Fig. 6)는 각진 구석에 발생하는데, 집중 응력을 제외한 나머지 부분에는 약 100 MPa의 응력이 발생하고 있고 변위는 0.177 mm이다. 재료는 A182 F316 스테인리스강으로 (최대 응력을 포함하여도) 항복강도가 205 MPa이므로 안전하다. 볼의 반대편에 있는 시트 링 역시 볼을 통하여 힘을 받게 되는데, 등가 응력은 0.048 MPa이고 변위는 0.082 mm이다.

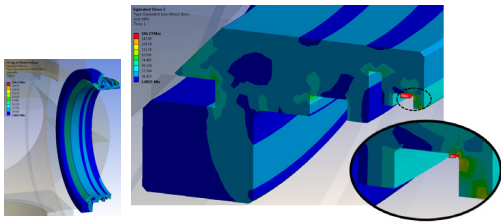


Fig. 6. Equivalent stress of seat ring

스템 (Stem)응력 해석

스템은 볼의 움직임을 제어하며 Fig. 7(a)에 최대 162.71 MPa의 응력이 발생하나 모델 표면의 각진 부분의 응력을 제외하면, 하단부에 약 80 MPa의 등가 응력과 변위 0.069 mm가 발생하고 있다 (Fig. 7(b)). 재료의 항복응력은 205 MPa이므로 안전하다.

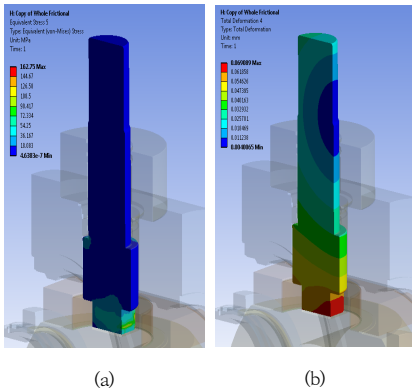


Fig. 7. Equivalent stress of stem
(a) Equivalent stress (b) Displacement

Table 3. Result of 3 Dim. FEA (Front: Loading side)

Components	Equivalent stress [MPa]	Disp. [mm]	Safety factor
Ball	128.7	0.230	1.6
Seat insert(front)	19.93	0.206	1.2
Seat insert(back)	0.12	0.083	185.5
Seat ring(front)	102	0.177	2.0
Seat ring(back)	0.04	0.082	4100.0
Stem	80	0.069	3.3

2.2 2차원 유한요소해석

2.2.1 시트 인서트의 축대칭 2차원 응력해석

축대칭 구조인 부품에서 3차원 해석과 동일한 결과가 도출됨을 확인하기 위해 2차원 해석이 수행되었다. 경계

조건은 인서트를 감싸는 링 주변(파란색 선)은 고정이고 인서트는 마찰(frictional) 접촉조건으로 y 축 방향과 원주 방향으로 자유롭게 움직이게 되었다. 볼과 시트 인서트의 마찰 계수는 0.1이고 최대 하중 시에, 시트 인서트에 발생하는 등가 응력 값은 Fig. 8에서 19.66 MPa이고, 변위는 0.268 mm이다 (Table 4). 응력결과는 3차원 해석결과인 19.93 MPa와 0.206 mm로 비슷하나 변위는 조금 큰데, 그 이유는 축 대칭 해석 과정에서 볼은 전체가 아닌 일부만 작게 모델링되고 끝단이 고정되어 있어 볼 전체를 사용할 때만큼의 볼의 변형이 고려되지 않기 때문이다.

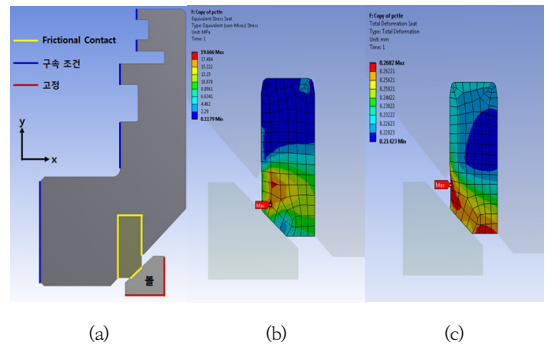


Fig. 8. Equivalent stress of seat insert by 2 Dim. analysis
(a) Boundary condition, (b) Stress, (c) Displacement

2.2.2 시트 링의 축대칭 2차원 응력해석 (Fig. 9)

구석 부분에 발생하는 집중 응력 175.3 MPa을 제외하면 약 105 MPa의 등가응력이 발생하며, 3차원 모델 해석의 응력 102 MPa와 유사하고 안전계수는 2.0이 된다. 변위는 0.23 mm이다.

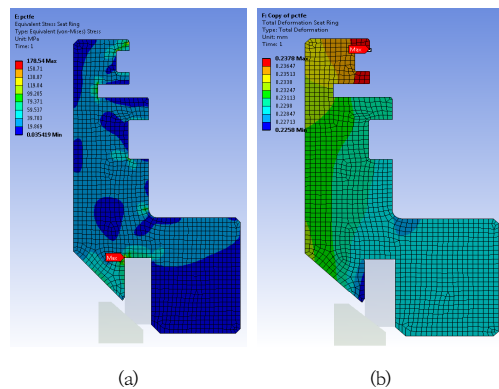


Fig. 9. Equivalent stress of seat ring by 2 Dim. analysis
(a) Stress (b) Displacement

Table 4. 2 Dim. FEA analysis (Front: Loading side)

Components	Equivalent Stress [MPa]	Disp. [mm]	Safety factor
Seat insert (front)	19.66	0.268	1.2
Seat ring (front)	105	0.230	2.0

3. 볼 경량화 설계

ASME B16.34 Class 1500에 속하는 현재 볼의 크기 (중량)가 과다하여, 볼의 변경 여부가 필요하다. 파이프의 직경 250 mm는 정해져 있기 때문에, 볼의 직경을 설계 변수로, 응력을 제한조건으로, 목적함수로 볼의 중량(질량)을 정할 수 있다. Fig. 10에는 ANSYS에 의한 볼 외경의 변화에 따른 최적화 결과가 있다. ANSYS의 반응표면법(Response Surface Method)이 적용된 최적화 방법에서는 설계변수 정의에 DOE (Design of Experiment) 방법과 최대 응력 값을 제한조건으로 하는데, 이 값은 볼 주위의 경계부재의 각진 부분에서 발생하는 값이다. 최적화 결과로 볼의 직경이 370 mm로, 질량은 122.1 kg에서 90.0 kg으로, 응력은 최대 197.05 MPa가 산출되었다. 한편 볼 주위 경계의 각진 부분의 응력 값을 제외하고, 볼의 응력에만 제한을 두고 수행된 결과는 Table 5와 같다. 최적화로 외경 402 mm에서 370 mm로 축소된 경우 응력 값이 162 MPa, 질량은 90 kg가 되고 안전계수는 1.26이 된다. 두 경우 모두 볼의 최소 직경에 근접한 결과를 도출하여 최적화된 무게는 90 kg으로 동일하다.

Table of Design Points				
	A	B	C	D
1	Name	P4 - XYPlane.D1	P5 - Equivalent Stress Maximum	P6 - Geometry Mass
2	Units	mm	MPa	kg
3	DP 0 (Current)	402	184.88	122.16
4	DP 1	400	190.11	120.04
5	DP 2	395	169.94	114.79
6	DP 3	390	206.1	109.64
7	DP 4	385	194.55	104.58
8	DP 5	380	209.6	99.627
9	DP 6	375	184.86	94.769
10	DP 7	370	197.05	90.009

Fig. 10. Optimization result by Max. stress

Table 5. Optimization of ball body by admissible stress

Diameter [mm]	VM Stress [MPa]	Weight [kgf]	Safety Factor
402	128	122	1.6
400	130	120	1.6
395	134	115	1.5
390	139	110	1.47
385	145	105	1.4
380	151	100	1.36
375	156	95	1.3
370	162	90	1.26

3.1 볼의 최적설계에 대한 응력 검증 해석

최적화 결과로 볼의 외경은 370 mm까지 가능하나, 수밀 유지를 위해 주변 부재와 적합한 외경은 376.5 mm는 되어야 하므로, 수정된 모델이 Fig. 11에 있다. 볼의 외경이 감소하며 (검은 점선의 타원 안에) 변경된 시트 링과 시트 인서트가 볼에 접촉한 모습이다. Fig. 12(a)에서 경계의 각진 부분의 최대 집중 응력을 제외하면 볼에 발생하는 등가 응력은 약 164 MPa이고 Table 6에 값이 있다. 안전계수는 1.25이고 Fig. 12(b)에 변위는 0.271 mm이다. 앞서 최적화 결과로 나온 Table 5의 응력 값 162 MPa와 유사하다.

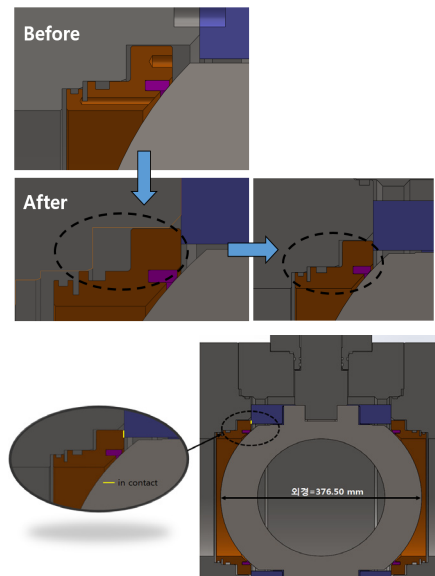


Fig. 11. Assembly of optimized model

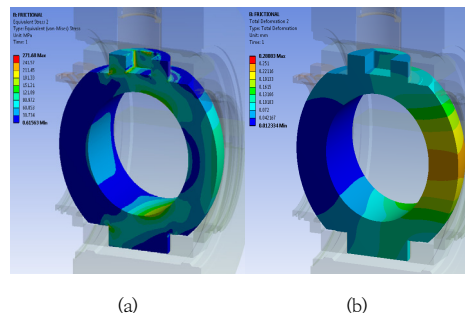


Fig. 12. Verification analysis for optimization result (a) Stress (b) Displacement

3.2 최적화 후 시트 인서트/시트 링/스텝 해석

하중을 직접 받는 볼의 면에 접촉하는 시트 인서트에 발생하는 등가 응력은 20.47 MPa이고 변위는 0.177 mm이다 (Table 6). 시트 링에는 구석에 각진 부분에 발생하는 최대 응력(146.45 MPa)을 제외하면 약 110 MPa의 응력이 발생하고 있고 변위는 0.096 mm이다. 130 MPa의 응력이 스텝(stem) 하부에 발생하고 있고 변위는 0.066 mm로 최대 수압 하중에 대해 안전함을 알 수 있다. 최적화 결과로, 볼 주변의 부재도 설계변경을 해야 한다. 그러나 주변 부품의 변경은 회사의 신제품 개발로 상당한 시간과 자원이 필요한 것이어서, 본 연구에서는 연구목적인 볼의 최적화(크기 감소)로만 귀결되었다.

Table 6. FEA result to verify the optimization

Components	Equivalent stress [MPa]	Disp. [mm]	Safety factor
Ball body	164	0.271	1.25
Seat insert (front)	20.47	0.177	1.12
Seat insert (back)	0.17	0.048	135
Seat ring (front)	110	0.096	1.9
Seat ring (back)	0.14	0.048	1464
Stem	130	0.066	2.38

4. 결론

이축볼밸브의 설계 안정성 판단을 위한 구조해석과 최적화 설계 과정에 의하여 다음과 같은 결과가 도출되었다.

- 가용 빈도는 낮으나 밸브가 닫혀 있는, 최대 수압 253 bar 에서 이축(trunnion) 밸브의 볼을 지지하는 주변 부재의 최대 응력은 224.97 MPa이나 지지부 면적이 작고 날카로운 철판에 발생하는 값이며, 나머지 부분에서는 199 MPa 이하 수준이고, 볼의 최대응력은 국소 부분에 190 MPa 정도이고 대부분 128 MPa 이하로서, ASME BPVC SEC. VIII, Allowable Design Stress 기준의 허용응력 207 MPa 보다 작아 현재 설계는 안전한 것으로 판단되며 사용상 문제는 없다.
- 밸브 주요 기능인 수밀과 관련 있고, 비금속이라 내구성이 중요한 부품인 시트 인서트의 응력은 19.93 MPa로 (재료 PTFE) 항복응력 23 MPa의 86.5 % 수준이다 (안전계수 1.2). 본 연구의 결과가 타 연

구와 같은 경향이 도출되었다.

- 해당 제품의 경량화가 필요하여 수행된 경량화 결과에 의해 볼의 초기 외경이 402 mm에서 376.5 mm이 되었고, 무게는 22.4 %가 감소하였다. 볼 외경의 감소에 따라 응력이 증가하여 응력은 162 MPa이 되었으나, 허용응력이 207 MPa라 안전하게 사용할 수 있는 설계변경이다. 최적화 후에 주위 부품들의 제원(사이즈)도 같이 변경해야 하나, 이는 신제품 설계가 되므로, 본 연구는 현재 볼의 중량감소를 도출하는 최적화로 귀결되었다.

References

- [1] ASME B16.34, Valves-Flanged, Threaded, and Welding End, The American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2004
- [2] I. Shin, J. Cha, D. Kim, S. Oh, "Study of Standard and Test Certification for Offshore Equipment.", *Proceeding of the Korean Society of Mechanical Engineers*, pp. 2374-2379, 2013.
- [3] ANSYS Release 16.0 Documentation, Theory Reference: ANSYS Inc. Canonsburg, PA, USA, 2015.
- [4] D. S. Kim, M. S. Kim, "Analysis of Cryogenic Ball Valve", *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, 7(2), pp.397-402, 2008.
- [5] S. M. Lee, C. M. Jang, "Flow Analysis inside the Ball Valve using Numerical Analysis and Performance Test Device", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.940-943, 2015.
- [6] J. U. Cho, M. S. Han, "A Study on Flow Analysis at Ball Valve according to Opening and Shutting Angle", *Journal of The Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, 10(2), pp.46-51, 2011. DOI: <https://doi.org/10.14775/ksmpe>
- [7] X. G. Song, W. Lin, Y. C. Park, "Analysis and Optimization of Nitrile Butadiene Rubber Sealing Mechanism of Ball Valve", *Trans. Nonferrous, Metals Society, China*, 19, 220-224, 2009.
- [8] I. H. Han, J. S. Yu, S. M. Lee, U. J. Kim, H. P. Jeon, J. C. Lee, "Flow Visualization in a PFA Lined Ball Valve Using CFD Analysis", *Proceeding of The Korean Society of Mechanical Engineers*, pp.236-238, 2013.
- [9] H. P. Jeon, I. H. Han, J. C. Hwang, J. C. Lee, "Numerical Study on the Flow Characteristics according to the Opening Degree Control of a PFA Lined Ball Valve", *Proceeding of the Korean Society of Mechanical Engineers*, pp.4036-4039, 2013.
- [10] S. H. Ha, D. W. Lee, A. W. Zia, J. I. Song, "Evaluation of Structural Characteristic Analysis on Industrial Ball

Valve”, *The Korean Society of Mechanical Engineers*, 311-314, 2013.

- [11] S. H. Ha, S. J. Kim, J. I. Song, “Structure Analysis and Torque Reduction Design of Industrial Ball Valve”, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, 13(6), 37-45, ISSN1598-6721, 2014. DOI: <https://doi.org/10.14775/ksmpe>
- [12] M. Kamkar, S. R. Basavaraddi, “Conceptual Design and Analysis of High Pressure Ball Valve”, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 2(3), pp.1185-1189, p-ISSN: 2395-0072, 2015.
- [13] J. H. Lee, Y. J. Kim, B. C. Min, “The earthquake safety assessment of 1000 kVA cast resin transformer by finite element analysis with mesh convergence and seismic test on the large shaking table under Korean and IEEE seismic standards”, *J. of Electrical Engineering & Technology*, 14(3), 2019. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42835-019-00125-w>
- [14] J. H. Lee, J. Kim, “Optimization of the passenger safety door (PSD) part using response surface method”, *J. of the Computational Structural Engineering Institute of Korea*, 22(1), 73-79, 2009. DOI: <https://doi.org/10.7734/COSEIK>

김 형 우(Hyungwoo Kim)

[정회원]



- 1994년 2월 : 한양대학교 기계공학과 (공학사)
- 1997년 2월 : 한양대학교 기전공학과 (공학석사)
- 2002년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과 (공학박사)

• 2002년 3월 ~ 현재 : 해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 (책임연구원)

<관심분야>

다물체 동역학, 심해저 광물자원, 지형역학

조 수 길(Su-gil Cho)

[정회원]



- 1994년 2월 : 한양대학교 기계공학과 (공학사)
- 1997년 2월 : 한양대학교 기전공학과 (공학석사)
- 2002년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과 (공학박사)

• 2002년 3월 ~ 현재 : 해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 (책임연구원)

<관심분야>

다분야 통합 최적설계, 메타모델링, 디지털 트윈

박 제 인(Jane Park)

[정회원]



- 2011년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학사)
- 2010년 12월 ~ 2015년 12월 : 두산인프라코어(주)연구원
- 2018년 3월 ~ 현재 : (주)알파이엔지(대리)

<관심분야>

유한요소해석, 구조해석

이 재 환(Jaehwan Lee)

[정회원]



- 1980년 2월 : 서울대학교 조선공학과 (학사)
- 1984년 5월 : 뉴저지 공대 기계공학과 (석사)
- 1988년 5월 : University of Iowa 수학 (석사)
- 1989년 12월 : University of Iowa 기계공학과 (박사)

• 1990년 9월 ~ 현재 충남대학교 공과대학 선박해양공학과 교수

• 2010년 9월 ~ 현재 실험실 기업 알파이엔지 대표(겸임)

<관심분야>

유한요소법 기반 제품 성능 향상/최적화