

# 수소 충전소용 초고압 볼밸브 설계에 관한 연구

## A Study on Design of Ultra-High-Pressure Ball Valve for Hydrogen Station

최지아<sup>1</sup> · 지상원<sup>1</sup> · 장지성<sup>1\*</sup>

Ji Ah Choi, Sang Won Ji and Ji Seong Jang

Received: 07 Jul. 2021, Accepted: 20 Jul. 2021

**Key Words** : Ball Valve(볼밸브), Ultra-high(초고압), Hydrogen Station(수소 충전소), Valve Design(밸브 설계)

**Abstract:** Hydrogen energy is the clean energy source of the future. Ultra-high-pressure hydrogen is used in hydrogen stations, with its parts being developed. On the other hand, ultra-high-pressure ball valve, which is one of its parts, depends on overseas, with the level of domestic research on this being only about 10% of advanced technology research on this abroad. In this study, the shape of an ultra-high-pressure ball valve for a hydrogen station was designed to improve its structural strength. The valve body was designed according to distance between both processed body holes along inlet and outlet ports. The designed valve body was then analyzed using ANSYS to check whether points with stress were concentrated. In addition, the valve with improved body was analyzed to confirm that the valve satisfied the design condition.

### 기호 설명

$C_v$  : flow coefficient [gal/min]  
 $G_g$  : specific gravity  
 $K_t$  : stress concentration factor  
 $P_1$  : inlet pressure [MPa]  
 $P_2$  : outlet pressure [MPa]  
 $Q$  : Flow rate [m<sup>3</sup>/h]  
 $S_f$  : safety factor  
 $T_1$  : temperature [K]  
 $x$  : displacement between body holes processed on both sides [mm]  
 $Y$  : yield stress [MPa]  
 $z$  :  $\Delta P / P_1$

$\bar{\sigma}$  : equivalent stress [MPa]  
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  : principle stress [MPa]  
 $\sigma_{nom}$  : nominal stress [MPa]

### 1. 서론

수소 에너지는 미래의 청정 에너지원 가운데 하나로써 지구상에서 가장 풍부하고 공해물질이 배출되지 않는 이상적인 연료이다. 반면 폭발범위가 넓고 점화가 쉬우며 화염속도가 빠른 위험성 등으로 인해 제한적으로 사용됐다. 이러한 수소 가스를 안전하게 사용하기 위한 연구가 활발히 이루어지고 있는 가운데 미국, 독일, 캐나다 등에서 수소를 자동차 연료로 사용하기 위한 수소 충전소를 활발하게 설치하고 있다.<sup>1)</sup> 우리나라도 2018년 기준으로 14개의 충전소를 설치하였으며 2040년도까지 1,200개소로 확충할 예정이다.<sup>2)</sup>

이러한 상황에도 불구하고 국내 수소 충전 설비 부품의 국산화율은 약 40%로 해외 제품 의존도가 높은 편이다. 특히 수소충전소용 초고압 밸브는 해외 부품 의존도가 대단히 높아, 이에 대한 국내 연구는 해외 선진 기술 대비 약 10% 수준에 머무르고 있다.<sup>3)</sup>

---

\* Corresponding author: jangjs@pknu.ac.kr  
 1 Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan 123-456, Korea  
 Copyright © 2021, KSFC  
 This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

수소 충전소 내 밸브의 최대 사용압력은 직접 충전방식으로도 사용할 수 있게 하도록 105MPa의 압력으로 설계된다.<sup>4)</sup> 그러나 밸브 등 충전소 배관부품의 불량은 사고로 이어질 가능성이 크므로 설계압력의 240%까지 파열 없이 견딜 수 있어야 한다.<sup>5)</sup>

김동수<sup>6)</sup> 등은 고압용 초저온 볼밸브에 관한 연구를 수행하였으며, ANSYS의 구조 해석을 이용하여 볼밸브의 초저온 상에서의 밸브 구조의 열응력 및 변형량을 보고 하였다. 김철규<sup>7)</sup> 등은 밸브의 압력 시험방법 ISO 5208(KS B ISO 5208)을 적용하여 고압 배관에 사용되는 고성능 리테이너형 볼밸브에 관한 연구를 수행하였고, ANSYS Workbench를 이용한 구조 해석을 통해 변형량, 등가 응력, 안전 계수를 도출하여 안전성과 누설 여부를 판단하였다.

전홍필<sup>8)</sup> 등은 고온/고압의 부식성 화학물질을 수송하는 관로에 사용되는 PFA 라이닝 볼밸브에 대하여 유체역학적 설계를 검토하는 유동 해석을 수행하였다.

Bagherifard<sup>9)</sup> 등은 오일 배관 라인에 사용되는 직경 30인치 Subsea 볼밸브의 재료 ASTM 694-F60에 대하여 수압 시험(65MPa)을 수행하였고, 수압 시험으로 파괴된 볼밸브(58MPa에서 파괴)의 밸브 몸체에 대한 야금학적(metallurgical), 미시구조적(microstructural), 그리고 화학적(chemical) 분석을 통하여 파괴의 원인이 섭씨 0도 근처에서 발생하는 낮은 취성임을 밝혀내었다. 이와 같이 최근 볼밸브에 관한 다양한 연구가 이루어지고 있지만, 초고압 볼밸브에 관한 연구는 거의 없는 실정이다.

이 연구에서는 수소 충전소 배관부품 중 하나인 초고압 볼밸브의 바디 형상을 설계한 후 구조 해석을 진행하여 응력 집중 발생 여부를 확인하였다. 그 결과, 설계한 초고압 볼밸브의 바디 형상이 설계압력의 240%인 255MPa 하에서도 구조적 안전성을 유지함을 확인하였다.

## 2. 볼밸브 모델링

### 2.1 구조

설계한 수소충전소용 초고압 볼밸브의 개략도를 Fig. 1에 나타낸다. Fig. 1에 나타난 볼밸브는 바디(Body)와 내부 유량을 조절하는 볼(Ball), 볼을 제어하는 스템(Stem), 배관과 유로를 연결하는 커넥터(Connector), 볼과 커넥터를 연결하는 시트 캐리어(Seat carrier) 등으로 이루어져 있다.

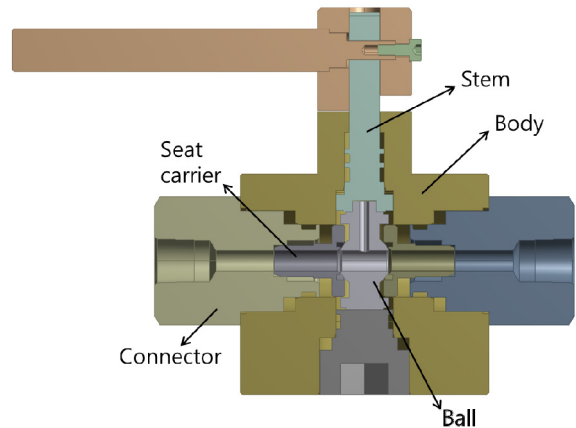


Fig. 1 Section diagram of designed

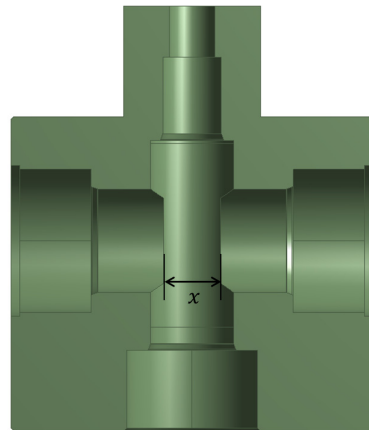


Fig. 2 Section diagram of designed valve

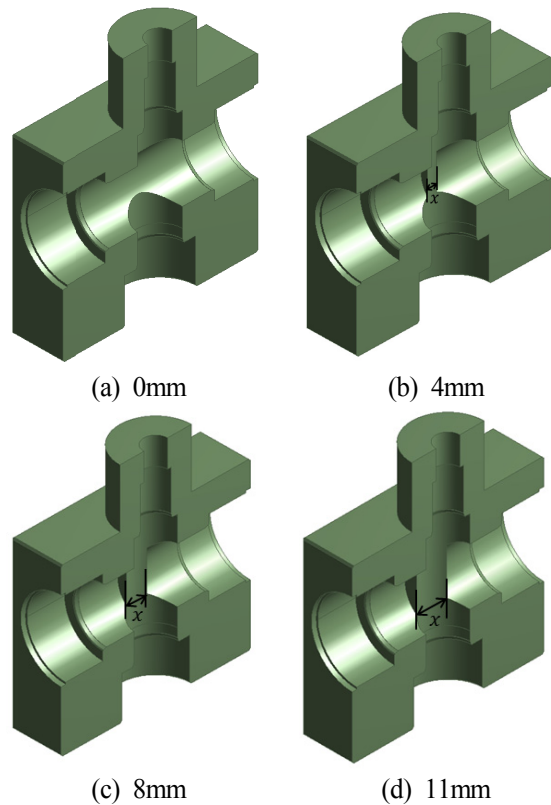


Fig. 3 Examples of body shape design according to machining displacement  $x$

이 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 개략도에서 바디 부분 형상을 위주로 설계를 진행하였다. 해석 대상인 볼밸브의 바디를 Fig. 2에 나타낸다. Fig. 2에서 형상을 변형시킬 부분은 입구 측과 출구 측 포트를 따라 가공된 홀(바디에 수평으로 가공된 양단의 홀) 사이의 거리이며, 이를  $x$ 로 정의한다.

Fig. 3은  $x$ 를 조절하여 설계한 바디 형상의 일례를 나타낸다.

### 2.2 설계 사양

이 연구에서 설계하고자 하는 볼밸브의 설계 사양을 Table 1에 나타낸다. 수소 충전소의 운전압력을 충분히 만족하기 위해 설계압력은 105MPa로 선정하였으며 설계온도는 충전소 내의 수소 저장 탱크부터 디스펜서 전단부 온도인 40°C로 선정하였다. 또한  $C_v$ (flow coefficient)는 오리피스(orifice) 즉, 볼 내부 유로의 직경 및 수소 충전시설에서 수소연료 차량으로 5분 이내에 수소연료를 공급해야 한다는 점을 고려하여 선정하였다.<sup>3)</sup>

Table 1 Design specifications

Design pressure	Design temperature	Orifice size	$C_v$
105 MPa	40°C	9.52 mm	$2.21 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> /s

### 2.2 해석 방법

볼밸브의 구조 해석은 유한요소법(finite element method, FEM)을 기반으로 하는 상용 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하였다. 구조 해석 방법은 KS B ISO 19880-3의 시험방법에 따라 수행하였다. 구조 해석을 통하여 볼밸브의 내압에 따른 바디의 응력(stress) 및 안전 계수(safety factor), 응력집중계수(stress concentration factor) 등을 계산하였고, 이를 통하여 구조적 안전성을 고찰하였다.

구조 해석의 격자 형상으로는 밸브의 형상은 복잡하지만 바디의 형상은 복잡하지 않기 때문에 사면체 요소(tetrahedron element)가 아닌 육면체 요소(hexahedral element)를 사용하였다. 육면체 요소의 격자는 1요소(Element)당 6개의 절점(node)를 가진다.

### 2.3 해석 결과를 이용한 안전성 평가

인장 응력 또는 전단 응력 등의 다축 응력 상태에서의 탄성 변형의 한계, 즉 항복 개시에 관한 가설을

항복 조건(yielding criterion) 또는 파손 이론(failure criterion)이라고 한다. 다시 말하면, 파손 이론은 소성 변형이 발생하는지에 관한 판정식으로 이를 이용하여 등방성 구조물의 구조 안전도를 평가 및 예측할 수 있다.<sup>7)</sup>

등가 응력은 전단 변형 에너지가 일정한 값에 도달하면 항복이 발생한다는 전단 변형률 에너지 이론(shear strain energy theory)에 근거하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.<sup>7)</sup>

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{2} \{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \}} \quad (1)$$

여기서  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 는 주응력(principle stress)을 나타낸다. 식 (1)에 나타낸 등가 응력( $\sigma$ )이 재료의 단축 인장 항복 응력  $Y$ 에 도달하면 항복, 즉 파손이 일어난다고 가정하며, 이 경우에 안전 계수(safety factor)  $S_f$ 는 다음 식 (2)로 표현할 수 있다.

$$S_f = \frac{Y}{\sigma} \quad (2)$$

여기서,  $S_f$ 는 안전 계수,  $Y$ 는 항복 응력이다.

식 (2)를 이용하면 구조적으로 안전한 경우는 작용 하중이 항복 응력보다 작은 경우로서  $S_f > 1$ 일 때임을 알 수 있다.

만약 구조물이나 기계요소에 응력 경로를 방해하는 불연속이 존재한다면 불연속 부분에 발생하는 응력은 단면의 공칭응력보다 현저히 크다. 그러므로 불연속 부분에는 응력 집중(Stress concentration)이 발생한다.<sup>10)</sup> 이러한 응력 집중은 구조물이나 기계요소의 피로 강도를 저하시키며 피로 파괴의 원인이 된다.<sup>11)</sup> 응력집중계수는 응력이 얼마나 집중되었는가를 나타내는 척도이며 클수록 응력이 집중되어있음을 나타낸다. 응력집중계수는 식 (3)으로 표현할 수 있다. 여기서  $K_t$ 는 응력집중계수,  $\overline{\sigma_{max}}$ 는 최대 등가 응력,  $\sigma_{nom}$ 은 공칭응력이다.

$$K_t = \frac{\overline{\sigma_{max}}}{\sigma_{nom}} \quad (3)$$

이 논문에서 공칭응력은 Saint-Venant의 원리를 고려하여 응력이 집중된 위치에서 그다지 떨어지지 않은 거리에서의 평균 응력으로 계산하였다.<sup>12)</sup>

### 3. 해석 결과 및 고찰

#### 3.1 경계 조건

볼밸브는 파이프 또는 배관 사이에 존재하며 움직이지 않기 때문에 밸브의 양단에 고정지지(fixed support) 조건을 적용하였다.<sup>13)</sup> 볼밸브 내부 유로에 유체가 흐르며 안쪽에 압력이 작용하기 때문에 내부 유로 전체에 내압 조건을 적용하였다. 또한 KS B ISO 19880-3에 따르면 수소 밸브의 내압시험과 수압 시험은 사용압력의 150%, 240%의 시험압력에서 파열 없이 견딜 수 있어야 한다. 따라서 내압 조건은 밸브의 최대 사용압력인 105MPa부터 수압 시험 조건인 사용압력의 240%,인 255MPa까지 15MPa 간격으로 설정하였다.

Table 2는 구조 해석에 사용된 볼밸브 바디의 재질 및 기계적 물성치를 나타낸다.

Table 2 Material property of body

	Young's modulus	Poisson's ratio	Tensile yield strength
A182 F316	195 GPa	0.3	205 MPa

#### 3.2 해석 결과(고찰 또는 분석 기술)

Fig. 4는 밸브 바디의 응력 집중을 분석하기 위하여 밸브의 양 끝단을 고정 지지한 상태에서 해석한 밸브 바디 등가 응력을 나타낸다. Fig. 4에서 내압 조건은 160MPa이다.

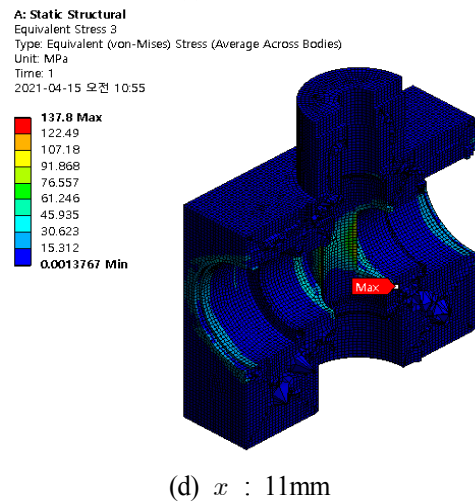
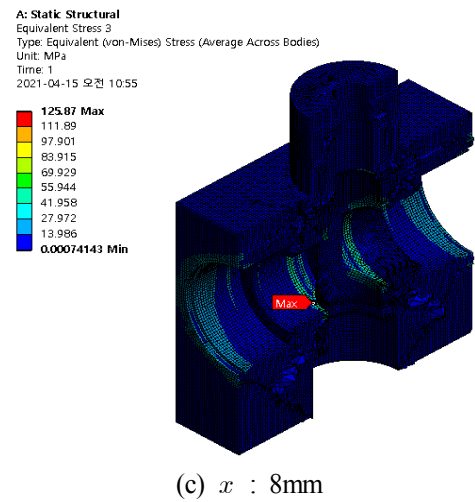
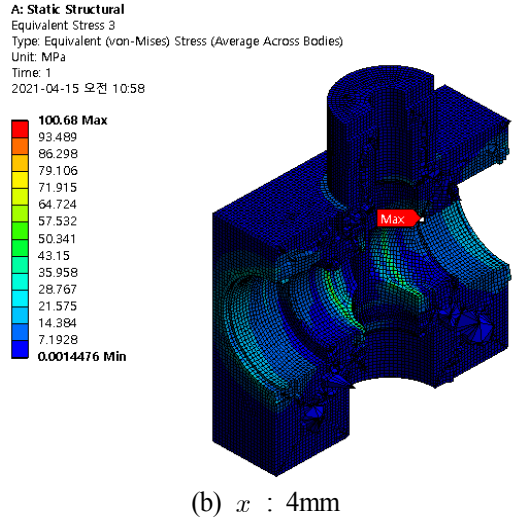
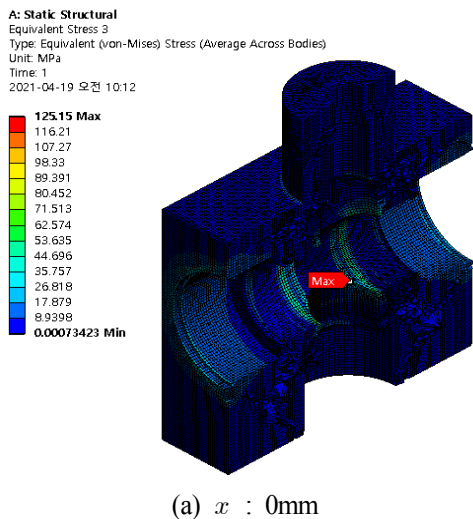


Fig. 4 Examples of structural analysis results for designed body shapes

Fig. 4의 (a)는 Fig. 3의 (a)에 나타난 형상이고, Fig. 2에 나타난  $x$ 가 0mm로서 바디 양단의 홀이 바디를 완전히 관통한 형상이다. 이때 최대 등가 응력은 125.15MPa로 나타났다.

Fig. 4의 (b)는 Fig. 3의 (b)에 나타난 형상이고, Fig. 2에 나타난  $x$ 가 4mm로서 바디 양단에 가공된 홀 사이의 간격이 4mm인 형상이다. 이때 최대 등가 응력은 100.68MPa이다.

Fig. 4의 (c)는 Fig. 3의 (c)에 나타난 형상이고, Fig. 2에 나타난  $x$ 가 8mm로서 바디 양단에 가공된 홀 사이의 간격이 8mm인 형상이다. 이때 최대 등가 응력은 125.87MPa이다.

Fig. 4의 (d)는 Fig. 3의 (d)에 나타난 형상이고, Fig. 2에 나타난  $x$ 가 11mm로서 바디 양단에 가공된 홀 사이의 간격이 11mm이며, 홀의 끝 면과 시트 캐리어의 앞면이 맞닿는 형상이다. 이때 최대 등가 응력은 137.8MPa이다.

위 일레들의 응력집중계수를 분석하기 위하여 공칭응력을 계산하였다. 공칭응력과 최대 등가 응력을 안전성 평가에 따라 식 (3)에 대입하여 응력집중계수를 구하였으며, 그 결과는 아래의 Table 3과 같다.

Table 3 Nominal stress and stress concentration factor on examples of Fig. 4

Case	Nominal stress	Stress concentration factor
$x : 0\text{mm}$	60.06 MPa	2.08
$x : 4\text{mm}$	60.59 MPa	1.66
$x : 8\text{mm}$	60.64 MPa	2.07
$x : 11\text{mm}$	69.85 MPa	1.97

Table 3에서 알 수 있는 바와 같이 내압 조건이 같아도  $x$ 가 4mm일 때 응력집중계수가 가장 작았으며,  $x$ 가 0mm일 때 응력집중계수가 가장 컸다. 즉  $x$ 가 4mm일 때 응력이 가장 작게 집중되어있고,  $x$ 가 0mm일 때 가장 많이 집중되어있다. 이때 응력이 많이 집중될수록 반복하중을 받을시 쉽게 파괴될 수 있다.<sup>12)</sup>

Fig. 5는 내압 조건을 105MPa부터 255MPa까지 15MPa 간격으로 설정하고, 가공 변위  $x$ 를 0에서 11mm까지 1mm 간격으로 설정하였을 때의 등가 응력 해석 결과를 나타낸다. 가공 변위  $x$ 가 1mm~2mm일 때 등가 응력이 최대가 되고, 4mm일 때 최소가 됨을 알 수 있다. 이 결과로부터 동일 내압 조건에서  $x$ 의 변화에 따른 등가 응력 최대치와 최소치의 차가 평균 52.35MPa이며 내압이 크면 클수록 그 차이가 더 커지는 것을 확인할 수 있다. 그러므로, Fig. 5에서는 내압 조건이 255MPa일 때 그 차이가 73.1MPa로 가장

큰 값을 가진다.

Fig. 6은 가공 변위에 따른 안전 계수를 내압 조건별로 나타난 그래프이다. 수압 시험 조건인 사용압력의 240% 즉, 내압이 255MPa이며 가공 변위가 4mm일 때 안전 계수는 1.28이다. 그에 반해 4mm를 제외한 변위들은 0.88~1.18의 값을 가진다. 안전 계수가 적어도 1.2 이상의 값을 가져야 파손되지 않고 안전하다고 볼 수 있으므로 구조 안전성을 보장하기 위해서는 가공 변위  $x$ 를 4mm로 설정하는 것이 타당함을 알 수 있다.

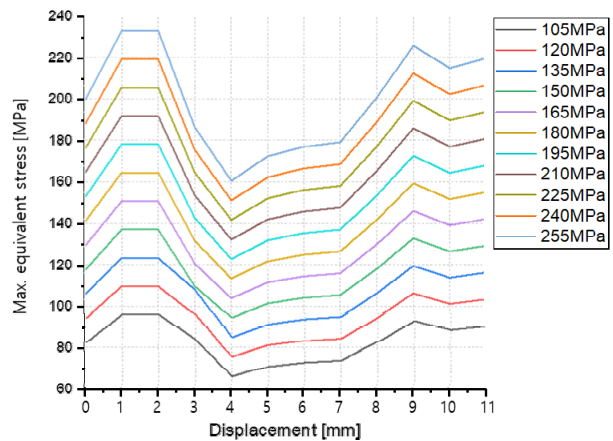


Fig. 5 Effect of internal pressure and machining displacement  $x$  on the behavior of maximum stress

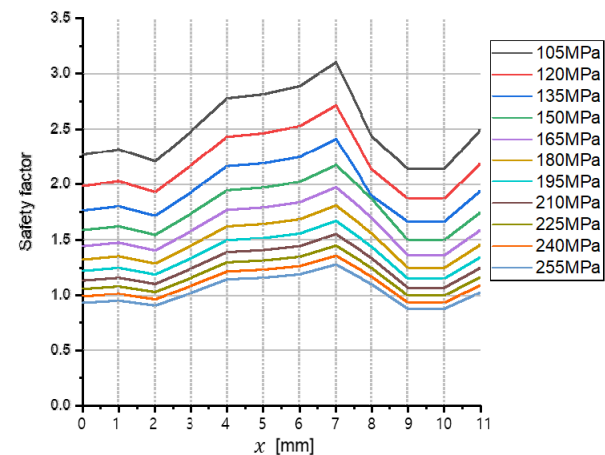


Fig. 6 Effect of internal pressure and machining displacement  $x$  on the behavior of safety factor

Fig. 5와 6의 가공 변위에 따른 최대 등가 응력 및 안전 계수는 볼밸브 내의 시트 캐리어(seat carrier)와 바디의 접촉에 따라 달라질 수 있다. 완전히 관통하

는 형상( $x$ 가 0mm)인 경우 바디와 시트 캐리어의 옆면이 완전히 맞닿아있으며, 이 지점에서 응력 집중 현상과 최대 등가 응력이 발생하였다.  $x$ 가 11mm인 형상은 시트 캐리어의 끝 면과 바디가 완전히 맞닿아있으며, 이 지점에서 응력 집중 현상과 최대 등가 응력이 발생하였다. 응력이 집중된 부분은 응력의 크기가 크며 이에 따라 안전 계수가 작아질 수 있다. 따라서 가공 변위를 적절히 조절함에 따라 시트 캐리어와 바디가 접촉하면서 발생하는 응력 집중 현상을 줄일 수 있으며 이에 따라 구조적 안전성을 확보할 수 있다.

### 3.3 유량 계수 검토

설계한 바디 형상이 Table 1에 제시한  $C_v$  값을 만족하는지 확인하기 위하여 유동 해석을 진행하였다. 설계한 볼밸브는 온-오프로 사용되므로 완전히 열렸을 때를 해석하였다. 달라지는 바디 형상은 유로에 직접적인 영향을 주지 않기 때문에 바디 형상에 따른 유로는 모두 같다. 따라서 유동 해석은 등가 응력이 가장 작은  $x$ 가 4mm일 때의 형상으로 진행하였다.

유동 해석은 상용 해석 프로그램인 ANSYS CFX를 이용하였으며<sup>14)</sup>, 밸브 용량 테스트 규정인 ISA 75.02.01<sup>15)</sup>을 따라 Fig. 7과 같이 입구 측과 출구 측의 배관 길이를 각각 배관 직경의 2배, 6배로 설정하였다.

해석에 이용한 경계 조건을 Table 4에 나타낸다. 특히 출구 측 압력은 위의 규정에 따라  $(P_1 - P_2) / P_1$ 가 0.02를 넘지 않는 압력으로 설정하였다.

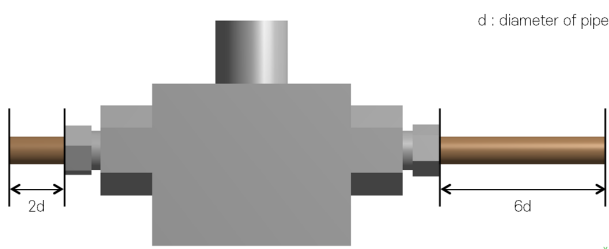


Fig. 7 Flow area modeling

Table 4 Boundary conditions for flow coefficient analysis

Parameter	Value	Unit
Temperature	313.15	K
Inlet pressure( $P_1$ )	105	MPa
Outlet pressure( $P_2$ )	103	MPa
$P_1 - P_2$	2	MPa
Wall condition	No slip wall	

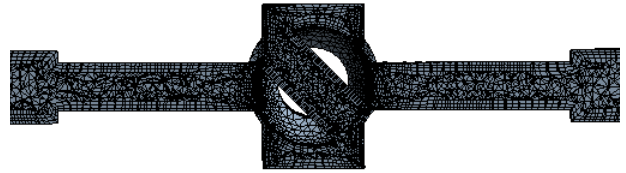


Fig. 8 Grid generation in the flow area

유동 해석을 위한 격자는 Fig. 8과 같이 내부 벽면의 경계층(boundary layer)을 고려하기 위하여 인플레이션(inflation)이라는 기능을 이용하여 경계층을 생성하였으며, 이외의 격자는 사면체 요소를 이용하였다. 격자 품질은 평균 퀄리티(quality)가 0.74, skewness는 0.44로 유동 해석을 진행하기에 무리가 없음을 확인하였다.

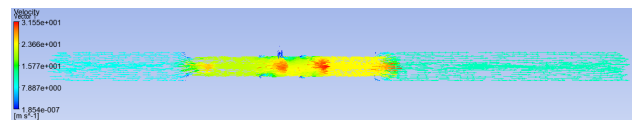


Fig. 9 Examples of vector distribution of ball valve

Fig. 9는 유동 해석 결과의 일례를 나타낸다. 이러한 유동 해석 결과를 바탕으로 식 (4)<sup>15)</sup>를 이용하여 유량 계수를 계산하였다.

$$C_v = \frac{Q}{N_7 P_1} \sqrt{\frac{T_1 G_g}{z}} \quad (4)$$

볼밸브가 완전히 열렸을 때 유량 계수  $C_v$ 는  $2.56 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ 였으며 Table 1의 설계 조건인  $2.21 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ 를 만족함을 알 수 있다.

## 4. 결론

이 논문에서는 수소충전소용 볼밸브의 기본 형상을 설계한 후 입구 측과 출구 측 포트를 따라 가공된 홀(바디에 수평으로 가공된 양단의 홀) 사이의 바디 형상을 변경하여 구조 해석 및 유동 해석을 수행하였다.

이 논문에서 설계한 바디 형상에서는 내압 조건을 105~255MPa 사이에서 변화시킬 때 입구 측과 출구 측 포트를 따라 가공된 홀 사이의 변위가 4mm인 바디 형상에서 응력 및 응력집중계수가 가장 작았으며, 이때 안전 계수는 최소 1.28로 설계한 바디 형상을 모든 내압 조건에 적용할 수 있음을 알 수 있었다.

또한, 유동 해석을 진행한 결과 입구 측과 출구 측 포트를 따라 가공된 홀 사이의 변위가 달라져도 밸브의 유로에는 영향이 없음을 확인하였고, 상기 변위가 달라져도 유량 계수는  $2.56 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ 로 설계 목표인  $2.21 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ 를 만족함을 알 수 있었다.

### 후 기

이 연구는 에너지 기술 개발 사업 연구비(과제번호 : 20203030040060) 일부 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

### 이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

### References

- 1) K. W. Rhie et al., "Quatitative Safety Assessment for hydrogen Station Dispenser", Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 17, No. 3, pp. 272-278, 2006.
- 2) D H. Weo et al., "A Study on FTA of Off-Site Packaged Hydrogen Station", Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 31, No. 1, pp. 73-81, 2020
- 3) J. N. Park, "Status of Hydrogen Station Technology and Policy", KIC News, Vol. 21, No. 3, pp. 10-19, 2018.
- 4) K. H. Hwang et al., "Solenoid Valve Response Characteristics of Ultra High Pressure Hydrogen Storage", KIC News, Vol. 19, No. 5, 2019.
- 5) KS B ISO 19880-3, "Gaseous hydrogen -Fueling Stations- Part3:Valves", pp. 7~11, 2019.
- 6) D. S. Kim et al., 2006, "Thermal Stress and Flow Analysis of a Cryogenic Ball Valve," Journal of Drive and Control, Vol. 3, No. 4, pp. 8~13.
- 7) C. K. Kim and J. Y. Yoon, "A Study on Structural analysis of High-Pressure Pipeline Retainer-Type Ball Valve by Pressure Testing of the Industrial Standard", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 18, No. 5, pp. 13~18, 2015.
- 8) H. P. Jeon, D. Y. Kim and J. C. Lee, 2014, "CFD Analysis on the Flow Characteristics with Flow Coefficient in a PFA Lined Ball Valve for Different Opening Degrees," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 17, No. 4, pp. 76~80.
- 9) S. Bagheriard, I. F. Pariente and M. Guagliano, 2013, "Failure analysis of a Large Ball Valve for Pipe-lines," Egeeneering Failure Analysis, Vol. 32, pp. 167~177.
- 10) William F. Riley et al., "Mechanics of Materials", John Wiley & Sons, Inc., Fifth Edition, pp. 244~245.
- 11) M. Endo and Y. Murakami, "Effects of an Artificial Small Defect on Torsional Fatigue Strength of Steel", Trans. ASME, Vol. 109, pp. 124~129, 1987.
- 12) L F Acevedo Roman, et al., "Numerical Study of the Stress Concentration Ffactor in Geometries of Machine Elements Using Ansys and Inventor", Journal of Physics, 2020
- 13) E. A. Jeong et al., "A Study on Dehumidification Characteristics of Hollow Fiber Membrane Module for Pneumatic Power Unit Using Fluid-Solid Interaction Analysis", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.4, pp.65-73, 2019.
- 14) K. H. Han et al., "A Study on the Development of Two-Phase Nozzle Suitable for Multi-purpose Spraying in Orchards", Journal of Drive and Control, Vol.17, No.4, pp.1-7, 2020.
- 15) ANSI/ISA-75.02.01-2008, "Control Valve Capacity Test Procedures", 2009.