

반잠수형 쌍동선의 수중관람창 안전성 평가

A Study on Safety Assessment of Semi-Submersible Catamaran's Bottom Glass

이경훈^{†*}, 김유일^{**}

Kyoung-Hoon, Lee^{†*}, Yoo-Il Kim^{**}

요 약 문

수중관람창의 판 두께산정식의 유효성을 판단하기 위하여 ISO기준과 일본기준을 비교하고 쌍동선에 설치되는 관람창의 안전성을 평가하기 위해 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 Plexiglass의 두께를 산정하였다. 그 결과를 KS V ISO 12216:2005에 제시된 응력과 처짐에 의한 두께 산정 기준에 따라 관람창의 압력시험을 실시하여 유한요소해석의 적합성을 판단하였다. 또한, 선박과 관람창 연결부(Framing부)는 ISO 11336-1:2012(E)에서 제시된 6가지의 Type중 볼트가 체결된 4가지 경우에 대한 구조해석을 실시하여 연결부의 타입을 결정하였다.

※ **Keywords** : *Acrylic window, Finite element method, Plexiglass, Fracture strength, KS V ISO 12216*

1. 서 론

국내에는 해양수중생물 관람에 적합한 여건을 갖추고 있는 지역이 주로 남해안 청정지역과 제주도에 국한되어 있으며, 주로 잠수함을 이용

하지만, 선체요동에 따른 승선감 저하로 재탐승을 기피하고 있는 실정이다. 일본, 호주, 필리핀 등 외국의 경우, 수중생물관람을 목적으로 잠수함에 비해 가격이 저렴한 수중관람용 선박이 운영되고 있다. 수중관람창에 대한 국내외의 설계기준 및

^{†*} 논문 주저자, 선박안전기술공단

^{**} 인하대학교 조선해양공학과 교수

Plexiglass는 최종 굽힘 강도인 110MPa에 Design Factor 3.5를 적용하여 31.43MPa를 허용강도로 하여 관람창의 두께를 결정하였다. 다음 Table 1은 유한요소해석에 적용한 재료의 물성치이며, Plexiglass의 두께를 5mm~40mm, 장방향길이를 500mm~2000mm로 변화해가며 해석을 진행하였다. Table 2는 기하비선형 효과를 고려한 유한요소해석의 결과를 요약한 것이다.

기하비선형 해석을 수행한 이유는 Plexiglass의 탄성계수가 작아 설계 하중 하에서 대변형을 유발할 가능성이 높고, Gasket의 재질이 Rubber이므로 국부적으로 구조물이 대변형을 유발하는 경우 변형에 따라 강성 행렬이 지속적으로 변하는 비선형 효과를 고려한 기하비선형 해석을 수행하였다.

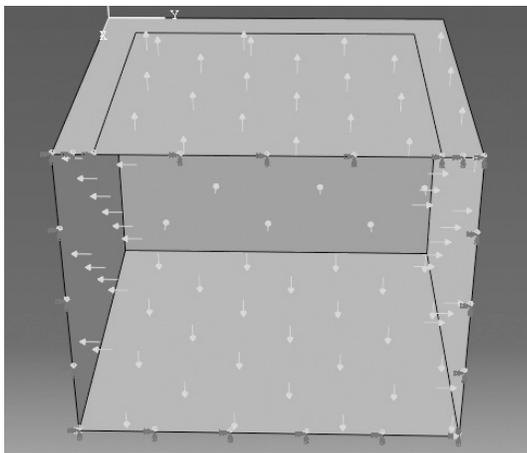


Fig. 2 Plexiglass의 셀요소

Table 2 재료의 평균적인 기계적 특성

재 료	최종 굽힘 강도 (MPa)	탄성계수 (MPa)
Plexiglass(PMMA)	110	3,000

Table 3 Non-Linear FE Analysis 결과

	Stress(MPa)			
5	73.31	87.83	87.62	87.53
10	41.65	54.25	54.02	54.00
15	22.82	35.11	35.10	35.08
20	12.93	21.30	21.52	21.49
25	8.21	13.63	13.81	13.79
30	5.66	9.42	9.55	9.53
35	3.62	6.90	7.00	6.99
40	3.14	5.28	5.35	5.34
두께(mm) 길이(mm)	500	1,000	1,500	2,000

2.2 계산식에 의한 두께 산정

관람창의 두께를 결정하는 기준은 KS V ISO 12216:2005에서 제시된 허용응력식과 허용처짐식을 이용하여 두 값 중 큰 것을 사용하여야 한다.

① 허용 응력식을 이용한 판두께

$$t_r = bk_c \sqrt{\frac{k_r \psi p}{\sigma_a}} \dots\dots\dots (1)$$

여기에서,

t_r : 허용응력 기준에 의한 기본 판두께(mm)

b : 사각창의 짧은 변의 길이(mm)

k_c : 곡률 계수(무차원)

k_r : 판의 형상비 계수(무차원)

ψ : 압력감소 계수(무차원)

p : 설계압력(Pa)

σ_a : 재료의 허용 굽힘응력(Pa)

② 허용처짐식을 이용한 판두께

$$t_f = 0.45 \left(t_r + bk_c^3 \sqrt{\frac{k_f \psi p}{0.02E}} \right) \dots\dots\dots (2)$$

여기에서,

t_f : 상대처짐 기준에 의한 기본 판두께(mm)

k_f : 판의 형상비 계수(무차원)

E : 탄성계수(Pa)

또한, ISO 11336:2012(24m이상)에서 제시된 허용응력식과 허용처짐식을 이용하여 두 값 중 큰 것을 사용하여야 한다.

③ 허용응력식을 이용한 판두께

$$t_0 = b_p \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot p_D}{1000 \cdot \sigma_A}} \dots\dots\dots (3)$$

여기에서,

t_0 : 기본 판 두께(mm)

b_p : 사각창의 짧은 변의 길이(mm)

β : 유리창의 형상비 계수(Fig. 3, Table 4)

p_D : 설계압력(kN/m²) → 최소 0.3bar

σ_A : 재료의 허용설계급힘응력(N/mm²)

④ 허용처짐식을 이용한 판두께

$$\delta_{max} = \alpha \cdot \frac{p_D b_p^3}{1000 \cdot M} \dots\dots\dots (4)$$

여기에서,

δ_{max} : 판의 최대 처짐(mm)

α : 판의 형상비에 따른 처짐계수

p_D : 설계압력(kN/m²) → 최소 0.3bar

b_p : 사각창의 짧은 변의 길이(mm)

$$M = \frac{E \cdot t_w^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} : \text{굽힘강성}$$

여기에서,

$$t_w = \sqrt[3]{t_1^3 + t_2^3 + \dots + t_n^3}$$

: 단일소재 평판의 물리적 또는 이와 동등한 두께

E : 영률 (N/mm²)

ν : 포아송 비

$$\delta_{max} \leq \frac{ap}{50} \text{ 인 경우 만족함 (장변의 길이의 2\%이하인 경우)}$$

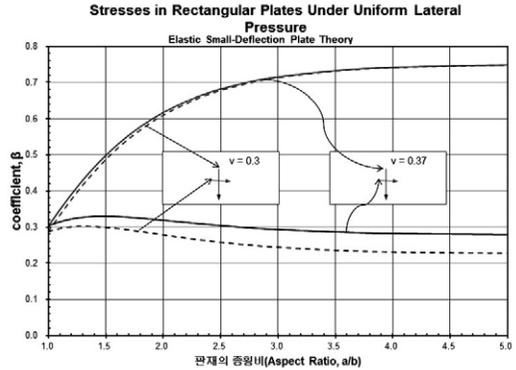


Fig. 3 균일분포하중을 받는 사각형 평판의 응력계수

일본소형선박세칙과 국내기준에서 제시된 판 두께 계산식은 다음과 같다.

⑤ 최대극한응력식을 이용한 판두께

$$t = \alpha \left(\beta \frac{P}{\delta_{max}} \right)^{1/2} \dots\dots\dots (5)$$

t : 유리의 판두께(mm)

P : 파랑하중(N/cm²(kgf/cm²))

δ_{max} : 유리의 파손응력(N/cm²(kgf/cm²))

β : 창 종류에 따른 계수

α : 창 형상에 따른 계수(mm)

일본소형선박안전세칙에서는 해중관람용 선저창의 파랑하중은 0.2MPa(2kgf/cm²)이며, 이는 관람실이 수선상부에 위치하고 코밍이 설치되어 있는 경우로 ISO기준의 최대 사용압력기준을 적용한 것이다.

반면에 일본소형선박안전세칙 부속서[6-2] 수중관람선기준은 관람실의 수중창의 파랑하중 0.5MPa(5kgf/cm²)로 관람실이 수선하부에 위치하여 사람이 관람실 내부에서 관람창에 접해있는 경우로 잠수함기준의 최소사용압력기준을 적용한 것임을 알 수 있다.

⑥ 계산식에 의한 관람창 두께 산정 결과 관람창의 짧은 변의 길이를 500mm로 고정하고 긴 변의 길이가 500mm~2,000mm의 범위에 걸쳐 변하는 경우에 대한 계산을 수행하였다. 그 결과 ISO 12216의 허용처짐식을 이용하여 산정된 두께가 더 크게 계산되었으며, 그 결과는 아래의 Table 4와 같다.

Table 4 계산식에 의한 두께 산정 (단위: mm)

변의 길이	500	1,000	1,500	2,000
허용응력식	12.88	17.56	18.38	18.58
허용처짐식	13.07	17.62	18.52	18.73

Table 5 기준별 계산식 비교표

계산식	설계압력	설계응력	기준
$t = \alpha \cdot \sqrt{\beta \frac{P}{\delta_{max}}}$	20N/cm ²	파손응력 9,800N/cm ²	국내, 일본
$t_0 = b_p \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot p_D}{1000 \cdot \sigma_A}}$ $\delta_{max} = \alpha \cdot \frac{p_D b_p^3}{1000 \cdot M}$	$p_D = 10.05a \cdot ks$ (b-f-h)c abt. 43KN/m ² $\delta_{max} \leq \frac{a_p}{50}$	$\sigma_c/\gamma = \sigma_A$ 100/3.5=28.6 E=3300N/mm ² v=0.37	ISO 11336 (대형요트)
$t_r = bk_s \sqrt{\frac{k_s p_D}{\sigma_s}}$ $t_y = 0.45 \left(t_r + bk_s \sqrt{\frac{k_s p_D}{0.02E}} \right)$	70kPa	$\sigma_c/\gamma = \sigma_A$ 110/3.5=31.4 E=3000N/mm ²	ISO 12216 (소형선박- 창의 강도 및 수밀요건)

2.3 수중관람창 두께 산정결과 비교

유한요소해석과 ISO의 계산식을 이용하여 도출된 두께 값은 Table 4와 Table 5에서 보여 주듯이 거의 일치하였다. 그 이유는 두 가지 방법 모두 판이론이라는 하나의 이론에 기반을 둔 것이기 때문이다.

또한 국내, 일본 및 ISO기준에 따라 관람창

두께를 계산한 결과, Table 5에서 볼 수 있듯이 판이론식에 따른 계산식과 거의 동일하였으며, 단지 설계응력 및 설계압력의 차이만 확인할 수 있었다.

실험체 제작 시에 유한요소해석을 활용하여 설계를 진행하는데 전혀 무리가 없을 것으로 판단되었으며, 규격이 1000mm×500mm인 관람창에서 두께는 최소 20mm인 Plexiglass가 사용되어야 할 것으로 판단된다.

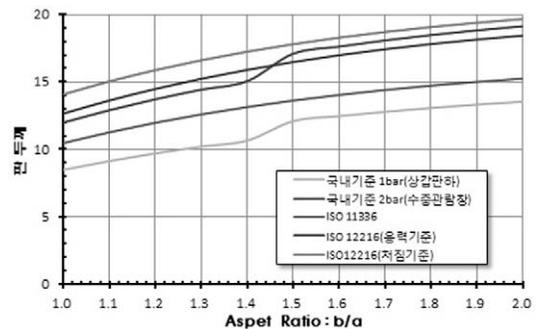


Fig. 4 국내외 기준에 따른 두께

3. 선박과 관람창의 연결부 결정

3.1 연결부 타입 결정

선박과 관람창 연결부의 타입은 관람창의 안전성을 위하여 매우 중요한 과정이라 할 수 있다. 그 이유는 외력이 작용할 때, 관람창이 분리되거나 수밀에 대한 위험성이 크기 때문이다. 그러나 소형선박(24m 이하)의 기준인 KS V ISO 12216:2005에서는 연결부의 타입에 대한 규정이 누락되어 있어, 부득이하게 대형요트(24m 이상)의 기준인 ISO 11336-1:2012(E)를 참고하여 연결부 타입을 결정하였다. ISO

11336에서는 6가지의 연결부 타입이 제시되어 있지만, 볼트가 체결되지 않는 2개의 경우를 제외하고 4개의 경우에 대하여 고려하였다.

다음 Fig. 5는 각각의 연결부 타입이다.

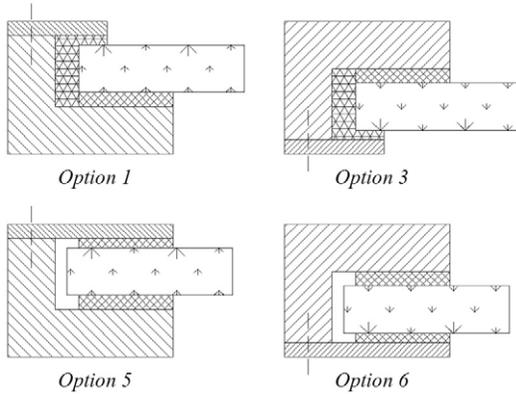


Fig. 5 연결부 타입

관람창의 연결부 타입을 고려하기 위하여 유한요소해석을 진행하였다. 연결부의 강도를 평가하기 위해 Solid요소를 적용하여 상세해석을 수행하였다. 다음은 유한요소해석에 적용한 조건이다.

- Element Type : Solid
- Boundary Condition
X축과 Y축은 대칭조건
두 개의 Node에 Pin 적용
- Load : 0.245MPa
- 기하비선형 해석
- Material Thickness
Plexiglass Thickness : 20mm
Steel Thickness : 20mm
Rubber Gasket Thickness : 6mm,
4mm

관람창의 두께를 산정할 시에는 설계압력 0.7bar로 적용하여 계산하였다. 하지만 연결부를 결정하는 본 연구에서는 설계압력인 0.7bar에 Design Factor 3.5를 곱하여 2.45bar를 외력으로 작용시켰는데 이는 ISO 규정된 시험절차에 의하면 체결부의 강도가 2.45bar의 압력을 견디도록 설계되어야 하기 때문이다.

관람창의 연결부의 강도를 평가하기 위해 솔리드요소를 적용하여 상세해석을 수행하였다. Fig. 6은 솔리드요소로 모델링된 연결부의 상세형을 나타낸다.

해석 결과 관람창에 작용하는 응력은 Option 6에서 35.08MPa이 나와 관람창 설계에 가장 유리한 형상임을 확인하였다.

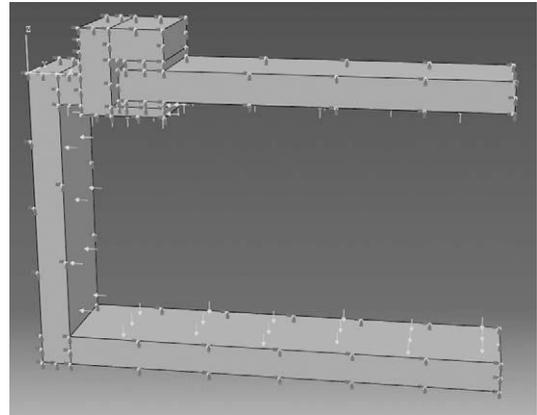


Fig. 6 연결부 상세 형상

Table 6 연결부 타입 결정 (단위: MPa)

Option	Option 1	Option 3	Option 5	Option 6
Stress (Plexiglass)	36.82	36.13	37.93	35.08

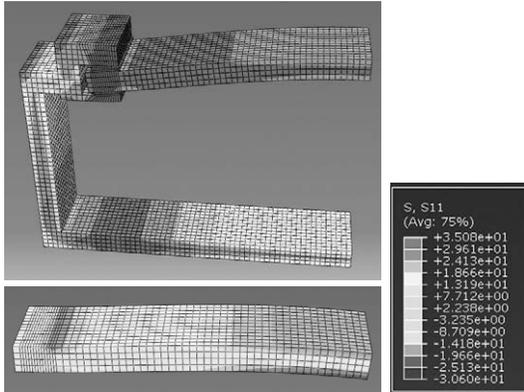


Fig. 7 연결부 해석 결과

3.2 볼트 간격 산정

Plexiglass를 Steel에 고정시키기 위해 볼트를 체결하였다. Plexiglass와 Steel사이에 Rubber 재질의 Gasket을 설치하였으며, Plexiglass의 슬라이딩을 방지하기 위해 Bonding 처리하여 완전 접촉시켰다. 다음 Fig. 8은 볼트 체결 방법을 나타낸 것이다.

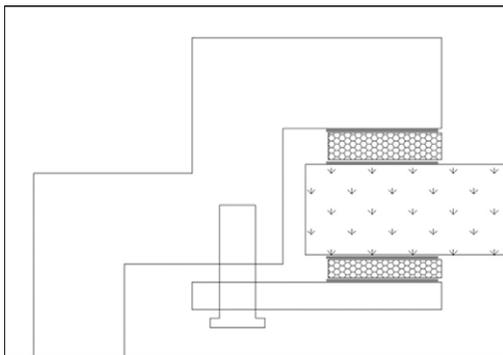


Fig. 8 볼트 체결 방법

볼트 간격을 산정하기 위해 유한요소해석을 실시하였다. Solid 요소를 이용하여 해석을 수행하였고, Y방향의 길이를 25mm~125mm까지

변경해 가며 해석을 수행하였다. 해당 Y방향 길이에 발생하는 하중을 하나의 볼트가 담당하게 해석을 수행하였으며, Fig. 9는 볼트 간격을 산정하기 위해 구축한 수치모델의 형상이다.

Table 7은 볼트 결속부문에 발생하는 하중이다.

Table 7 볼트 결속부의 하중

Model Width	Bending Moment	Shear Force
25 mm	4,679 Nmm	4,126 N
50 mm	9,391 Nmm	8,262 N
75 mm	14,100 Nmm	12,400 N
100 mm	18,810 Nmm	16,530 N
125 mm	23,520 Nmm	20,670 N

Table 7의 값을 살펴보면, 모델의 Y방향 길이가 길어짐에 따라 발생하는 전단력 및 벤딩 모멘트는 선형적으로 증가함을 확인하였다. 이에 따라 1mm당 발생하는 단위 전단력과 단위 벤딩 모멘트를 기준으로 볼트의 체결 간격을 산정하였고, 그 값은 다음 Table 8과 같다.

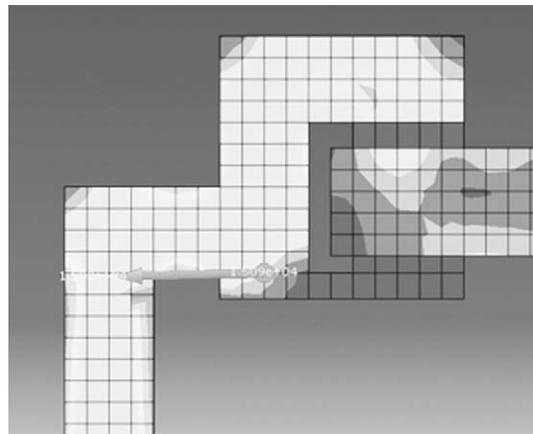


Fig. 9 볼트 체결부에 발생하는 하중

Table 8 단위 벤딩 모멘트와 단위 전단력

Unit Bending Moment	Unit Shear Force
188.16 Nmm	165.36 N

볼트는 전단력과 인장력에 대해 저항하지만 이 경우에는 인장력 대신 벤딩 모멘트가 발생한다. 이때 볼트의 체결부위를 미소면적으로 떼어내어 고려하면 벤딩모멘트를 인장력으로 가정할 수 있다. 그래서 볼트에 인장력과 전단력이 동시에 발생하였을 경우의 설계방안을 벤딩 모멘트와 전단력이 작용하는 본 해석에 적용하여 볼트의 체결 간격을 산정하였다. 다음 Table 9는 볼트(DIN 963)의 허용 강도이다.

Table 9 볼트(DIN 963)의 허용 강도

Tensile Strength	Shear Strength
420 MPa	252MPa

FEA를 이용하여 단위 길이당 발생하는 전단력 및 벤딩 모멘트 계산하였다. 볼트 직경은 임의로 가정(6, 8, 10mm)하였으며, 계산된 전단력, 벤딩 모멘트를 임의의 직경을 가지는 볼트에 적용하여 단위 응력 계산하면 다음과 같다.

① 직경 6mm의 볼트

인장력과 전단력이 동시에 작용했을 때의 볼트 간격을 산정하기 위해 1mm의 단위 길이의 볼트에 작용하는 응력을 계산하였다. Table 10은 볼트에 작용하는 단위 응력이다.

$$\sigma_B = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{M}{\frac{\pi d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{188.16}{\pi \cdot 6^3 / 32} = 8.873 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{165.36}{\pi \cdot 6^2 / 4} = 5.848 \text{ MPa}$$

Table 10 볼트에 작용하는 단위 인장응력과 단위 전단응력(Ø 6)

Unit Tensile Stress	Unit Shear Stress
8.873 MPa	5.848MPa

$$\left(\frac{\sigma}{420}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{252}\right)^2 \leq 1$$

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{8.873}{5.848} = 1.517 \rightarrow \sigma = 1.517\tau$$

위 두식을 연립하여 풀면 인장력과 전단력이 동시에 작용할 때, 적용 가능한 볼트의 강도가 나온다. 그 값은 Table 11과 같고 이때의 볼트 간격은 Table 12와 같다.

Table 11 인장과 전단이 동시에 작용할 때 볼트의 강도(Ø 6)

Usable Strength	
Tensile Strength	Shear Strength
282.711 MPa	186.326 MPa

Table 12 볼트 간격 계산(Ø 6)

Tensile에 의한 볼트 간격	Shear에 의한 볼트 간격
$\frac{282.711}{8.873} = 31.862 = 32\text{mm}$	$\frac{186.326}{5.848} = 31.861 = 32\text{mm}$
볼트 체결 간격 32mm	

② 직경 8mm의 볼트

인장력과 전단력이 동시에 작용했을 때의 볼트 간격을 산정하기 위해 1mm의 단위 길이의 볼트에 작용하는 응력을 계산하였다. 다음 Table 13은 볼트에 작용하는 단위 응력이다.

$$\sigma_B = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{M}{\frac{\pi d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{188.16}{\pi \cdot 8^3 / 32} = 3.743 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{165.36}{\pi \cdot 8^2 / 4} = 3.290 \text{ MPa}$$

Table 13 볼트에 작용하는 단위 인장응력과 단위 전단응력(Ø 8)

Unit Tensile Stress	Unit Shear Stress
3.743 MPa	3.290MPa

위의 두 식을 연립하여 풀면 인장력과 전단력이 동시에 작용할 때, 적용 가능한 볼트의 강도가 나온다. 계산한 값을 다음 Table 14, Table 15에 정리하였다.

Table 14 인장과 전단이 동시에 작용할 때 볼트의 강도(Ø 8)

Usable Strength	
Tensile Strength	Shear Strength
239.834 MPa	208.114 MPa

Table 15 볼트 간격 계산(Ø 8)

Tensile에 의한 볼트 간격	Shear에 의한 볼트 간격
$\frac{239,834}{3,743} = 64.075 = 65mm$	$\frac{208,114}{3,290} = 63.257 = 64mm$
볼트 체결 간격 65mm	

③ 직경 10mm의 볼트

인장력과 전단력이 동시에 작용했을 때의 볼트 간격을 산정하기 위해 1mm의 단위 길이의 볼트에 작용하는 응력을 계산하였다. 다음 Table 16은 볼트에 작용하는 단위 응력이다.

$$\sigma_B = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{M}{\frac{\pi d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{188,16}{\pi \cdot 10^3 / 32} = 1.917MPa$$

$$\tau_B = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{165,36}{\pi \cdot 10^2 / 4} = 2.105MPa$$

Table 16 볼트에 작용하는 단위 인장응력과 단위 전단응력(Ø 10)

Unit Tensile Stress	Unit Shear Stress
3.743 MPa	3.290MPa

$$\left(\frac{\sigma}{420}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{252}\right)^2 \leq 1$$

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{1.917}{2.105} = 0.911 \rightarrow \sigma = 0.911\tau$$

위 두식을 연립하여 풀면 인장력과 전단력이 동시에 작용할 때, 적용 가능한 볼트의 강도가 나온다. 그 값은 아래의 Table 17, Table 18과 같다.

Table 17 인장과 전단이 동시에 작용할 때 볼트의 강도(Ø 10)

Usable Strength	
Tensile Strength	Shear Strength
201.443 MPa	221.123 MPa

Table 18 볼트 간격 계산(Ø 10)

Tensile에 의한 볼트 간격	Shear에 의한 볼트 간격
$\frac{201,443}{1,917} = 105.082 = 106mm$	$\frac{221,123}{2,105} = 105.047 = 106mm$
볼트 체결 간격 106mm	

④ 볼트 간격 산정 결과

볼트 체결부의 너비 및 볼트의 직경을 고려하여 볼트 직경은 8mm를 사용하여 체결 간격은 65mm로 결정하였고, 다음 Table 19는 볼트 직경별 최대 볼트체결 간격이다.

Table 19 볼트 간격 산정

볼트 직경(mm)	최대 볼트 체결 간격(mm)
6	32
8	65
10	106

4. 관람창의 압력 실험

4.1 실험체 및 계측 장비

실험체의 Steel과 Plexiglass의 두께를 산정한 후, 설계도면을 작성하여 실험체를 제작하였다. 계측을 위해 실험체에 스트레인 게이지와 변위계를 설치하여 실험을 실시하였으며, 실험은 ISO 11336에서 제시한 절차로 진행하였다.

다음 Fig. 10~Fig. 13은 제작한 실험체 및 계측 장비를 설치한 것과 실험체에 계측장비를 설치한 위치를 나타낸 그림이다.

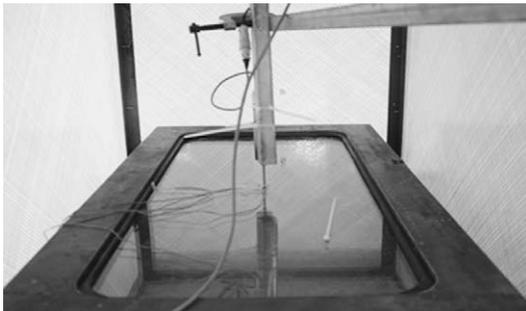


Fig. 10 실험체에 설치된 변위계



Fig. 11 계측장비

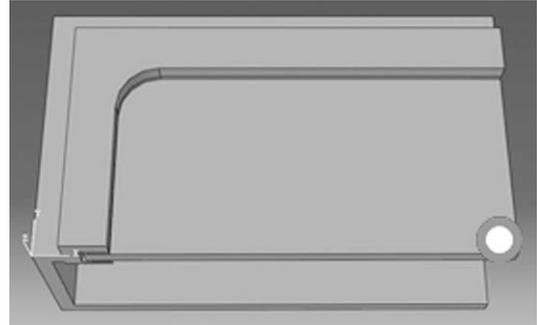


Fig. 12 변위계 설치 위치

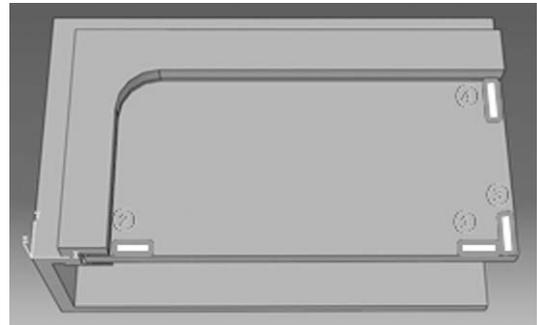


Fig. 13 스트레인 게이지 설치위치

4.2 수중관람창 압력실험 결과

압력실험을 실시하기 위해 관람창을 Plexiglass와 강화유리 두 개의 재료로 준비하여 실험을 실시하였다. 계측을 위해 실험체에 스트레인 게이지와 변위계를 설치하여 실험을 실시하였으며, 실험은 ISO 11336에서 다음의 제시한 절차로 진행하였다.

- ① 60초 동안 0.7bar까지 압력을 상승시킨다.
- ② 0.7bar를 600초 동안 유지한다.
- ③ 120초 동안 0.7bar~2.45bar~0.7bar를 1Cycle로 3회 반복한다.(1Cycle: 40초 → 0.7bar~2.45bar: 20초, 2.45bar~0.7bar: 20초)

Plexiglass는 총 4회의 압력실험을 실시하였고, 강화유리는 총 3회의 압력실험을 실시하여 그 결과 값을 정리하였다.

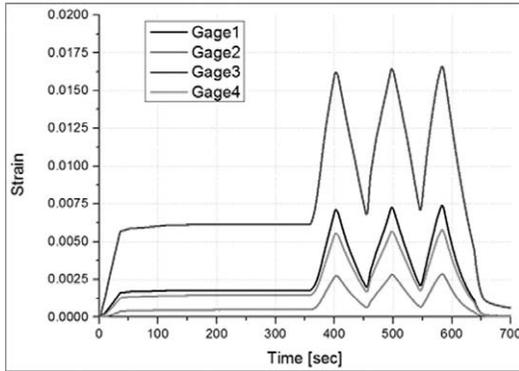


Fig. 14 Plexiglass 압력실험 계측결과

Table 20 Plexiglass 압력 실험 결과

	0.07 MPa 지속 구간			최대 압력 발생구간(0.245MPa)		
	압력 (MPa)	변위 (mm)	Strain	압력 (MPa)	변위 (mm)	Strain
시험 1	0.07	15	0.0015 0.0007 0.0061 0.0011	2.46	46.69	0.0077 0.0017 0.0181 0.0059
시험 2	0.07	15	0.00170 0.00049 0.00607 0.00140	2.46	43	0.0073 0.0028 0.0166 0.0068
시험 3	0.07	14.7	0.0017 0.0005 0.0059 0.0014	2.44	43.56	0.0072 0.0028 0.0165 0.0056
시험 4	0.071	15.2	0.0017 0.0005 0.0061 0.0015	2.45	43.72	0.0074 0.0028 0.0166 0.0058
평균	0.07	14.975	0.00165 0.00054 0.00604 0.00135	2.4525	44.24	0.00740 0.00253 0.01695 0.00602

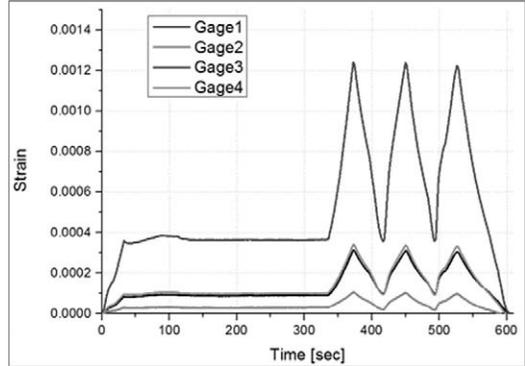


Fig. 15 강화유리 압력실험 계측결과

Table 21 강화유리 압력 실험 결과

	0.07 MPa 지속 구간			최대 압력 발생구간(0.245MPa)		
	압력 (MPa)	변위 (mm)	Strain	압력 (MPa)	변위 (mm)	Strain
시험 1	0.71	1.33	0.000079 0.000022 0.000358 0.000095	2.46	4.68	0.000300 0.000091 0.001222 0.000329
시험 2	0.715	1.3	0.000088 0.000030 0.000357 0.000098	2.48	4.4	0.000313 0.000104 0.001236 0.000335
시험 3	0.72	1.3	0.000089 0.000031 0.000365 0.000101	2.47	4.36	0.000314 0.000106 0.001241 0.000342
평균	0.715	1.31	0.000085 0.000028 0.000360 0.000098	2.47	4.48	0.000309 0.000100 0.001233 0.000335

Plexiglass의 압력실험결과 0.07Mpa에서의 최대변위량은 14.976mm로 강화유리의 최대 변위량인 1.31mm에 비해 약 10배 이상 크게 나타났다.

5. 결 론

본 연구에서는 유한요소해석 및 ISO기준을 활용하여 관람창의 적정 두께 산정 및 연결부 강도해석을 수행하였으며, 이를 토대로 수중관람창 설계를 위한 대변형 유한요소해석의 유효성을 입증하였다.

관람창의 두께 산정은 ISO 12216에 따라 설계 압력 0.7bar로 적용하여 계산한 결과, 관람창의 치수는 아래의 Table 22에서와 같이 ISO 12216의 허용 응력 및 처짐 기준으로 계산하였을 때 약 19mm로 계산되었다.

유한요소해석법을 통해서 허용 응력 기준으로 두께를 계산하였을 때 20mm 이상으로 계산되었다.

그리고 관람창 연결부를 설계하기 위해 Design Factor 3.5를 적용하여 연결부를 선정하였다.

제시된 설계 절차에 따라 유한요소 해석 시뮬레이션 및 실험에 의한 안전성 평가를 수행한 결과 0.7 bar의 설계 압력이 적용되었을 때 아래의 Table 23에서와 같이 실험결과 약 15mm, 해석 결과 약 11mm의 변위가 발생한 것을 확인하였다.

이러한 결과는 연결부 gasket 재료 물성치의 불확실성 때문인 것으로 사료된다.

Table 22 관람창의 두께 결정

관람창 치수(mm)		500 * 1,000
두께(mm)	허용 응력 기준	18.43
	허용 처짐 기준	19.67
	유한요소 해석	20

Table 23 관람창 중심에서 발생한 최대 변형량

하중조건	최대 처짐량 [mm]	
	0.7 bar	2.45 bar
실험 결과	14.98	44.24
유한요소해석 결과	10.65	37.27

본 연구를 통하여 얻어진 결과는 다음과 같다.

- (1) 국내기준은 일본기준과 동일하지만, 일본 소안칙 부속서[6-2] 수중관람선 기준의 관람실의 수중창의 파랑설계하중(0.5MPa (5kgf/cm²))은 국내기준에 수용되어 있지 않고 있다.
- (2) 또한, 상감하에 위치한 관람창을 기준으로 할 경우, 판의 종횡비 및 각 기준별 설계 압력에 따른 판 두께 계산 결과, ISO 12216 기준의 처짐기준에 따른 두께가 가장 높게 나타났으며, 일본과 국내기준의 관람창은 2bar(0.2MPa)인 경우 ISO 12216기준의 계산식과 거의 동일하게 나타남
- (3) 국내기준과 동일한 일본기준에 의한 계산식에서 불연속 구간이 발생한 이유는 종횡비가 1.5이상인 경우 응력계수 값의 1.2배를 하도록 규정하고 있기 때문이다.
- (4) 관람창의 규격이 1000mm×500mm일 때, 창 두께는 20mm 이상이 적용되어야 한다.
- (5) 관람창의 장방향 길이가 길어지면 두께도 함께 두꺼워져야 하지만, 일정 길이 이상이 되면 Fig. 3과 같이 그 효과는 미미하다.
- (6) 연결부 타입은 ISO 11336-1:2012(E)에서 제시한 Option 6이 가장 적합하다.
- (7) 허용 처짐 기준에 의한 관람창 두께 산정 식 또한 허용 응력 기준에 의한 기본 판 두께를

이용하여 계산하기 때문에 허용 처짐에 대한 기준식을 구체화하여 국내기준에 반영할 필요가 있다.

참 고 문 헌

- (1) 선박안전법 : 알루미늄선의 구조기준, 강선의 구조기준, 강화플라스틱선의 구조기준 플레저보트 검사지침, 범선의 구조 및 설비 등에 관한 기준
- (2) 한국선급, 고속경구조선의 규칙
- (3) 한국선급, 2009, 잠수선기준
- (4) ISO 11336-1:2012 Large yachts- Strength, weathertightness and watertightness of glazed openings- Part 1: Design criteria, materials, framing and testing of independent glazed openings
- (5) KS V ISO 12216:2005 소형 선박-창문, 원형창, 창구, 원형창 속덮개 및 문-강도 및 수밀 요건
- (6) ASME, 2012, PVHO-1 Safety Standard for Pressure Vessels for Human Occupancy
- (7) Timosheko, , "Theory of Plates and Shells", PP 105-123
- (8) GL, 2009, Manned Submersibles
- (9) Jerry D. Stachiw, 2003, Handbook of Acrylics, PP 261-276
- (10) Brookhaven National Laboratory, 2008, Guide for glass and plastic window Design for pressure vessels
- (11) Crystran, 2013, The Design of Pressure Windows
- (12) 일본 소형 선박 세척
- (13) 플레저보트 검사기준