



Received: 2026/08/05
Revised: 2026/08/17
Accepted: 2026/09/04
Published: 2026/09/30

***Corresponding Author:**

Chang-Min Woo

333 Pangyo-ro, Bundang-gu, Seongnam-si,
Gyeonggi-do, 13488, Republic of Korea
Tel: +82-31-8038-0159
Fax: +82-31-8026-7084
E-mail: changmin.woo@ligdna.com

Abstract

본 논문에서는 수중운동체 동체의 외압이 가해질 때의 구조적 안정성을 평가하였다. 먼저, ASME BPVC Section VIII Division 1과 Division 2의 규정에 따른 동체 두께 값 및 보강재의 크기와 간격을 선정하고 이를 유한요소해석과 파괴역학을 이용하여 검토하였다. 이후 동일한 형상으로 제작하여 정수압시험기를 이용한 압력시험을 수행하여 구조 안정성을 분석하였다.

This study evaluated the structural stability of an underwater vehicle body under external pressure. First, the body thickness and size and spacing of stiffeners were determined in accordance with ASME BPVC Section VIII Division 1 and Division 2, and these values were verified using static structural analysis and fracture mechanics. Subsequently, a body of the same configuration was fabricated, and a pressure test was conducted using a hydrostatic pressure tester to analyze its structural stability.

Keywords

수중운동체 동체(Underwater Vehicle Body),
외부압력(External Pressure),
정적 구조해석(Static Structural Analysis),
정수압시험(Hydrostatic Pressure Test),
파괴역학(Fracture Mechanics)

수중운동체 동체의 외압 구조 안정성에 관한 연구

Study on the Structural Stability of an Underwater Vehicle Body Under External Pressure

우창민^{1*}, 이기선², 최재엽², 장재웅²

¹LIG 디펜스&에어로스페이스 미래전장기계융합연구소. 1팀 선임연구원

²LIG 디펜스&에어로스페이스 미래전장기계융합연구소. 1팀 수석연구원

Chang-Min Woo^{1*}, Gy-Sun Lee², Jae-Yeop Choi², Jae-Woong Jang²

¹Research engineer, Mechanical R&D Lab, LIG Defense&Aerospace

²Chief research engineer, Mechanical R&D Lab, LIG Defense&Aerospace

1. 서론

수중운동체는 잠수함, 어뢰 등과 같이 수중에서 임무를 수행하는 다양한 해양 장비의 핵심 구성 요소이다. 이러한 수중운동체는 무기체계, 해양 탐사 등 광범위한 분야에서 활용되고 있으며, 점점 더 깊은 수심과 가혹한 해양 환경에서의 운용이 요구되고 있다. 수심이 깊어질수록 수중운동체 동체는 높은 수압에 직접 노출되며, 이에 따른 외압에 의한 구조적 불안정성은 설계 과정에서 반드시 고려해야 하는 핵심 요소이다.

외압을 받는 원통형 동체는 좌굴 현상에 의해 파괴되는 경우가 많으며, 이는 구조적 안정성 확보에 있어 큰 제약 조건으로 작용한다. 따라서 수중운동체 동체의 안정성을 확보하기 위해서는 외압 하중에 대한 정밀한 해석 및 설계 검증이 필수적이다.

Amit K. Jha는 ASME BPVC를 이용하여 압력용기를 설계하고, 재료 선정과 FEA를 통한 최적 설계를 연구하였다[1]. Blake Lance and Matthew David Carlson은 ASME BPVC와 FEA의 정확도를 검증하기 위해 실제 시험품을 제작하여 연구를 수행하였다[2].

이러한 연구를 배경으로 본 연구에서는 수중운동체 동체의 외압 구조 안정성을 정량적으로 평가하고, 설계에 반영할 수 있는 해석적·실험적 근거를 제시하는 것을 목적으로 한다. 이러한 연구 결과는 향후 수중운동체의 경량화와 안전성 확보에 기여할 것으로 기대된다.

2. ASME BPVC Section VIII

세계 각국에서는 고온, 고압 조건에서 사용되는 압력용기의 설계·재료·제작·검사·시험·인증에 관련된 표준규격으로 ASME, BS, DIN, JIS 등을 적용하고 있다. 현재 전 세계적으로 가장 많이 사용되는 규격은 미국의 ASME이며, 규격 중에서 Section VIII은 3가지 division으로 나뉜다. 그 중 Division 3는 초고압 용기에 적용되기에 Division 1과 Division 2가 압력용기의 설계 및 제작에 주로 적용되고 있다. Table 1은 Division 1과 Division 2의 대표적인 차이점이다.

Table 1. ASME BPVC section VIII division[3,4]

Item	Division 1	Division 2
Allowable Pressure	3000psi	N/A
Safety Factor	Tensile Stress / 3.5, Yield Stress / 1.5	Tensile Stress / 2.0, Yield Stress / 1.5
Design Philosophy	Formula-based, Simple calculation	Analysis-based

Division 1이 가장 보편적으로 사용되는 동체 설계 규격이지만, 보수적 설계 철학이 적용된다. 따라서 본 연구에서는 수중운동체 동체의 특성을 고려하여 Division 2 또한 함께 검토하여 비교할 것이다.

3. 동체 규격

본 연구에서 분석될 동체 규격은 Table 2와 같으며 원통형 동체이다.

4. 외압을 받는 원통형 동체 설계(Division 1)

4.1 동체 두께 설계

Division 1 규격에 의한 동체의 허용응력은 항복강도 기준으로 적용하였으며, 수식 (1)과 같이 압력을 받는 원통의 최대응력과 비교하여 초기 두께를 산정한다(4.6 mm).

$$\frac{2S_y}{3} > \frac{PD_0}{2t} \quad (1)$$

Table 2. Body properties

Material	AL6061-T6
Yield Stress(MPa), S_y	275
Maximum Outer Pressure(MPa), P	5
Outer Diameter(mm), D_0	323.6
Body Length(mm), L	532
Young's modulus(MPa), E	69000
Thickness of a stiffener(mm), t_1	10
Length of a stiffener(mm), h_1	7.2
Average spacing of a stiffener(mm), L_s	70

선정한 초기 두께를 기준으로 수식 (2)의 값을 구한다. 이 때, 수식 (2)의 값이 10 이상일 경우와 10 미만일 경우의 두께 산정 방식이 달라진다.

$$\frac{D_0}{t} \quad (2)$$

수식 (2)의 값을 확인하였다면 수식 (3)의 값을 구한 후 ASME Section II Part D – Subpart 3[5]에서 FACTOR A를 구한다. 이 때, 수식 (3)의 값이 50 초과일 경우라면 FACTOR A 값은 50으로 적용하여야 한다.

$$\frac{L}{D_0} \quad (3)$$

FACTOR A의 값을 이용하여 ASME Section II Part D – Subpart 3에서 FACTOR B를 구한 후 수식 (4)의 값을 구하여 동체의 압력조건과 비교한다.

$$P_a = \frac{4B}{3(D_0/t)} \quad (4)$$

수식 (4)의 값이 동체의 외부압력조건 미만이기에 보강재 추가 적용이 필요함을 확인하였다.

4.2 보강재 설계

Division 1 규격에 의한 동체의 보강재 설계는 수식

(5)의 보강재의 필요 단면관성모멘트와 수식 (6)의 실제 링보강재의 단면관성모멘트를 비교하여 선정한다. 보강재 단면적은 A_s 로 정의하고, R_c 는 동체와 보강재의 도심 간 거리를 정의한다.

$$I_s = \frac{[D_0^2 L_s (t + A_s/L_s) A]}{14} \quad (5)$$

$$I = \frac{bh^3}{14} + bhR_c^2 \quad (6)$$

수식 (5)의 값이 수식 (6)의 값 미만이어야 타당한 보강재 설계라고 정의할 수 있다.

추가로 동체의 압력조건 검토와 동일하게 보강재의 FACTOR C, D를 구하여 보강재의 압력조건인 수식 (9)의 값을 동체의 압력조건과 비교한다.

$$D = \frac{3}{4} \left(\frac{PD_0}{t + A_s/L_s} \right) \quad (7)$$

$$C = \frac{2D}{E} \quad (8)$$

$$P_s = \frac{4D}{3(D_0/t)} \quad (9)$$

수식 (9)의 값이 동체의 외부압력조건 미만이기때문에 동체 설계 변경이 필요함을 확인하였다.

Division 1 규격 기준의 설계검토라면 산정한 동체 초기 두께 증가, 보강재 크기 증가, 보강재 간격 축소 등의 설계변경 후 재검토가 필요하지만 본 연구에서는 Division 1 규격의 보수성을 감안하여 Division 2 규격으로 검토를 진행하여 안정성을 검토하였다.

5. 외압을 받는 원통형 동체 설계(Division 2)

5.1 동체 두께 설계

Division 2의 경우에도 앞선 Division 1 설계와 동일한 동체 규격을 적용하였다.

Division 2 규격에 의한 동체의 두께 설계는 초기 두께를 임의로 산정한 뒤 수식 (10)~(15)를 이용하여 예측탄성좌굴하중(F_{he})을 계산한다.

$$F_{he} = \frac{1.6 C_h E t}{D_0} \quad (10)$$

$$M_x = \frac{L}{\sqrt{R_0 t}} \quad (11)$$

$$C_h = 0.55 \left(\frac{t}{D_0} \right) \quad \text{for } M_x \geq 2 \left(\frac{D_0}{t} \right)^{0.94} \quad (12)$$

$$C_h = 1.12 M_x^{-1.058} \quad \text{for } 13 < M_x < 2 \left(\frac{D_0}{t} \right)^{0.94} \quad (13)$$

$$C_h = \frac{0.92}{M_x - 0.579} \quad \text{for } 1.5 < M_x < 13 \quad (14)$$

$$C_h = 1.0 \quad \text{for } M_x \leq 1.5 \quad (15)$$

수식 (16)~(18)을 이용하여 예측비탄성좌굴하중(F_{ic})을 계산한다.

$$F_{ic} = F_{he} \quad \text{for } \frac{F_{he}}{S_y} \leq 0.552 \quad (16)$$

$$F_{ic} = 0.7 S_y (F_{he}/S_y)^{0.4} \quad \text{for } 0.552 < \frac{F_{he}}{S_y} < 2.439 \quad (17)$$

$$F_{ic} = S_y \quad \text{for } \frac{F_{he}}{S_y} \geq 2.439 \quad (18)$$

수식 (19)~(21)을 이용하여 설계인자 FS를 계산한다.

$$FS = 2.0 \quad \text{for } F_{ic} \leq 0.55 S_y \quad (19)$$

$$FS = 2.407 - 0.741 \left(\frac{F_{ic}}{S_y} \right) \quad \text{for } 0.55 S_y < F_{ic} < S_y \quad (20)$$

$$FS = 1.667 \quad \text{for } F_{ic} = S_y \quad (21)$$

수식 (22)를 이용하여 허용외부압력(P_a)을 계산한다.

$$P_a = 2F_{ha} \left(\frac{t}{D_0} \right) \quad \text{where} \quad F_{ha} = \frac{F_{ic}}{FS} \quad (22)$$

수식 (22)의 값이 동체의 외부압력조건 미만이기에 보강재 추가 적용이 필요함을 확인하였다.

5.2 보강재 설계

Division 2 규격에서의 보강재 설계 개념은 외압을 받는 동체의 국부 좌굴 및 탄성/비탄성 좌굴 위험을 방지하기 위해 원주방향 보강재(stiffening ring)를 설치하여 유효길이를 줄이고 좌굴강성을 증가시킴에 설계의 목적이 있다.

Division 2 규격에 의한 동체의 보강재 설계는 small stiffening ring 기준으로 검토하였으며, 실제 링보강재의 유효 단면적의 관성모멘트를 아래 수식 (23)을 이용하여 계산한다. Z_s 는 shell의 중심에서 보강재 중심까지의 거리이며, L_e 는 유효보강재폭이다.

$$I_s^C = I + A_s Z_s^2 \left(\frac{L_e t}{A_s + L_e t} \right) + \frac{L_e t^3}{12} \quad (23)$$

$$\text{where} \quad L_e = 1.1 \sqrt{D_0 t}$$

보강재의 등가 관성 모멘트가 아래의 수식 (24)을 만족하여야 한다.

$$I_s^C \geq \frac{1.5 F_{he} L_s R_c^2 t}{E(n^2 - 1)} \quad \text{where} \quad n = \sqrt{\frac{2 D_0^{1.5}}{3 L_s t^{0.5}}} \quad (24)$$

$$(n < 2 \text{ use } n = 2, n > 10 \text{ use } n = 10)$$

여기서 F_{he} 는 동체 두께 설계 수식 (10)~(15)에서 동체 길이 대신 보강재 평균간격 L_s 를 적용하여 계산한다.

보강재의 안정성 요구사항 검토를 위해 아래 수식 (25)를 이용하여 충분한 안정성을 가지는지 확인한다.

$$\frac{h}{b} \leq 0.375 \left(\frac{E}{S_y} \right)^{0.5} \quad (25)$$

보강재의 축방향 압축 응력 요구사항 검토를 위해 아래 수식 (26)~(29)를 만족하는지 확인한다.

$$A_s \geq \left(\frac{0.334}{M_s^{0.6}} - 0.063 \right) L_s t \quad (26)$$

$$A_s \geq 0.06 L_s t \quad (27)$$

$$I_s^C \geq \frac{5.33 L_s t^3}{M_s^{1.8}} \quad (28)$$

$$M_s = \frac{L_s}{\sqrt{R_0 t}} \leq 15 \quad (29)$$

보강재의 전단 요구사항 검토를 위해 아래 수식 (30)~(34)를 만족하는지 확인한다.

$$I_s^C \geq 0.184 C_v M_s^{0.8} t^3 L_s \quad (30)$$

$$C_v = 4.454 \quad \text{for} \quad M_x \leq 1.5 \quad (31)$$

$$C_v = \left(\frac{9.64}{M_x^2} \right) (1 + 0.0239 M_x^3)^{0.5} \quad \text{for} \quad 1.5 < M_x < 26 \quad (32)$$

$$C_v = \frac{1.492}{M_x^{0.5}} \quad \text{for} \quad 26 \leq M_x < 4.347 \left(\frac{D_0}{t} \right) \quad (33)$$

$$C_v = 0.716 \left(\frac{t}{D_0} \right)^{0.5} \quad \text{for} \quad M_x \geq 4.347 \left(\frac{D_0}{t} \right) \quad (34)$$

위 요구사항들을 만족하여야 타당한 보강재 설계라고 정의할 수 있다.

6. 유한요소해석 검토

본 연구에서는 Ansys를 이용한 구조해석 및 좌굴 해석을 통해 수중운동체 동체의 외압 하중에 대한 좌굴 및 파괴 거동을 분석하고, 해석 결과를 실험적 데이터와 비교하여 검증함으로써 신뢰성 있는 구조 안정성 평가를 진행하고자 한다.

6.1 유한요소 모델

Table 3는 유한요소 모델의 절점 수, 요소 수를 나타낸다.

Table 3. Element information

FEM model	Nodes	Elements
Underwater Vehicle Body	466,350	264,680

6.2 경계조건

Fig. 1은 유한요소해석에 적용된 경계조건을 나타낸다.

- A: External pressure
- B, C: Limit of displacement (UX fix)
- D: Fix

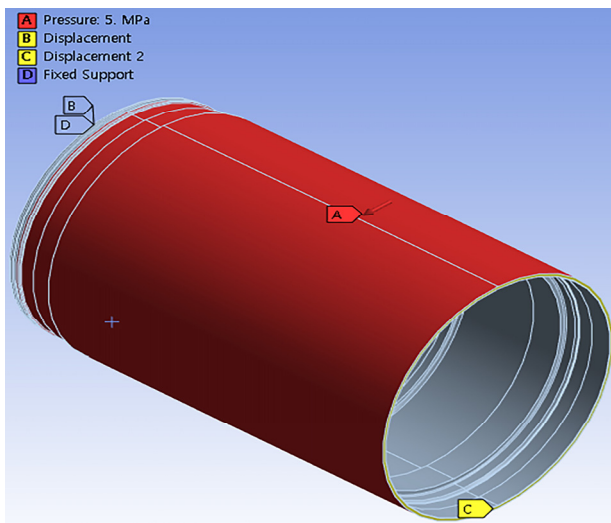


Fig. 1. Boundary conditions

6.3 해석결과

위의 조건을 토대로 유한요소해석을 수행하였고, 동체의 외부압력조건에서의 최대응력과 이 때의 좌굴모드 별 좌굴안전계수를 분석하였다.

Fig. 2는 최대응력 해석결과를 나타내고 Fig. 3는 좌굴모드를 나타낸다. Table 4는 해석결과를 수치로 정리한 것을 나타낸다.

최대응력은 229.55 MPa로 재료의 항복강도보다 낮기에 구조적으로 안정적임을 확인할 수 있었으며,

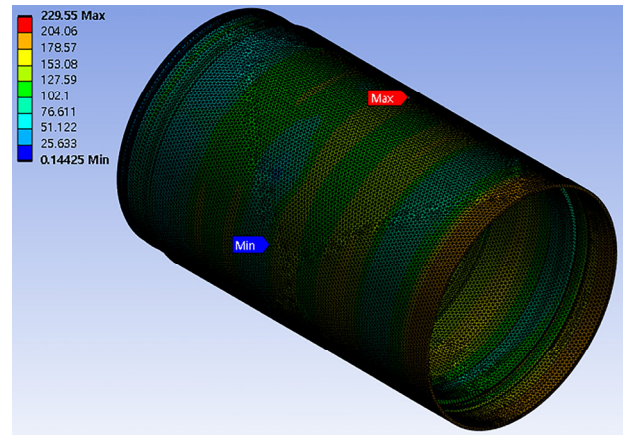


Fig. 2. Equivalent stress

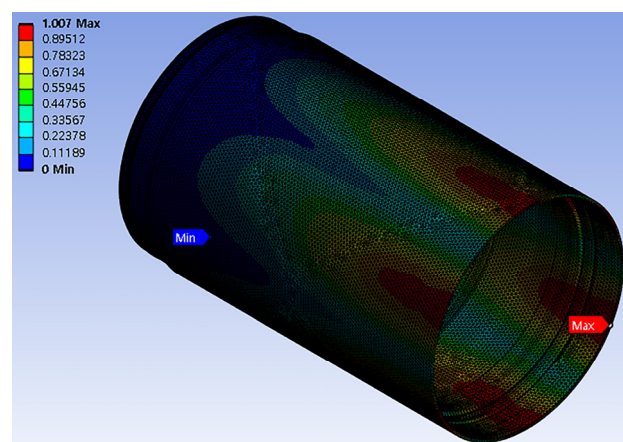


Fig. 3. Buckling model

Table 4. Analysis result

Max. equivalent stress (MPa)	Load multiplier (Mode 1)	Load multiplier (Mode 2)	Load multiplier (Mode 3)	Load multiplier (Mode 4)
229.55	1.7351	1.9073	1.9288	2.0378

좌굴안전계수는 1.7351로 이를 토대로 최대허용하중은 8.67 MPa로 동체의 외부압력조건보다 높기에 구조적 안정성을 확인하였다.

7. 파괴역학 검토

지금까지 진행한 ASME Section VIII과 유한요소 해석은 동체의 정적 강도 확보에는 효과적이지만, 실제 동체에 존재할 수 있는 결함이나 균열의 성장 거동을 직접적으로 고려하지는 않는다.

파괴역학(fracture mechanics)은 초기 결함의 존재를 가정하고 균열의 성장 및 파괴 조건을 평가하는

방법으로, 최근에는 압력용기의 안정성 평가 및 잔존 수명 예측에 널리 활용되고 있다.

특히 leak-before-break(LBB) 개념은 구조물의 급격한 파단 이전에 누설을 먼저 발생시켜 사전 감지 및 대응이 가능하도록 하는 안전 설계 철학으로, 고압 설비의 안정성 확보에 중요한 역할을 한다.

본 연구에서는 얇은 두께의 동체를 대상으로 LBB 성립 여부를 평가하고, 코드 기반 설계와 파괴역학 기반 설계의 차이를 비교 분석하고자 한다.

7.1 응력 해석

얇은 원통형 압력용기의 hoop stress는 다음과 같이 계산된다.

$$S_h = \frac{P}{t} \left(\frac{D_0 - 2t}{2} \right) \quad (35)$$

수식 (35)의 값이 동체의 항복강도 S_y 보다 낮기에 정적 강도는 ASME code 설계기준의 허용응력 조건을 만족하였다.

7.2 Leak-Before-Break 평가

LBB를 평가하기 위해서는 임계균열과 관통균열을 비교하여야 한다. 먼저 임계 균열 크기는 다음과 같이 계산된다.

$$a_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{IC}}{YS_h} \right) \quad (36)$$

응력확대계수 K 가 파괴인성 K_{IC} 과 같다는 파괴 조건을 가정한다.

그리고 표면균열이기에 $Y = 1.1 \sim 1.3$, 재질은 AL6061-T6이기에 파괴인성 $K_{IC} = 25 \sim 35$ 로 계산한다.

여기서 임계 균열 크기의 값은 불안전 파괴 발생 균열 길이이다.

LBB 평가를 위해 아래의 수식과 같이 임계 균열 크기와 관통 균열 크기 비교가 필요하다. 관통 균열 크기는 t 와 같으므로 아래의 수식을 만족함을 확인하였다.

$$t < a_c \quad (37)$$

따라서 본 동체는 LBB 조건을 만족하며, 균열이 두께를 관통하여 누설이 발생한 이후에야 불안정 파괴가 발생할 가능성이 있음을 확인하였다.

Fig. 4는 균열 길이에 따른 응력확대계수 K 의 변화를 나타낸다.

Fig. 5는 파괴인성 K_{IC} 에 따른 LBB 성립 최소 두께를 나타낸다. 수평선은 실제 설계 두께 t 를 의미하고 곡선 위/아래 영역으로 안전영역과 불안전 파괴 가능영역을 나타내었다.

분석 결과, 두께 t 는 K_{IC} 가 30인 수준에서는 LBB 조건을 만족하지만, 25인 수준에서는 경계 조건 ($t = a_c$)에 근접하는 것으로 나타났다. 이는 본 구조가 재료 특성 변화에 민감함을 의미하였고, 이는 두께 t 가 파괴역학 측면에서 상당히 얇은 설계라는 것을 확인할 수 있었다.

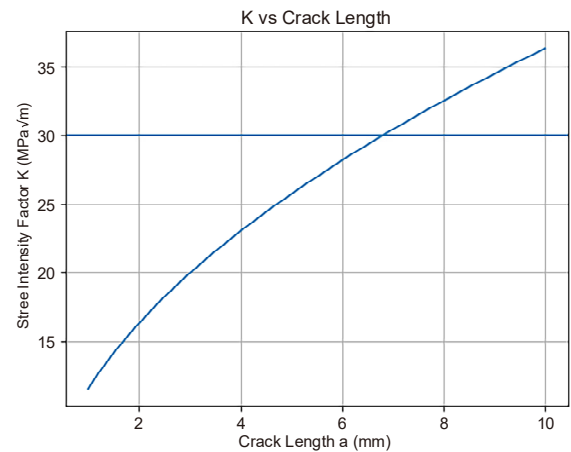


Fig. 4. K vs crack length

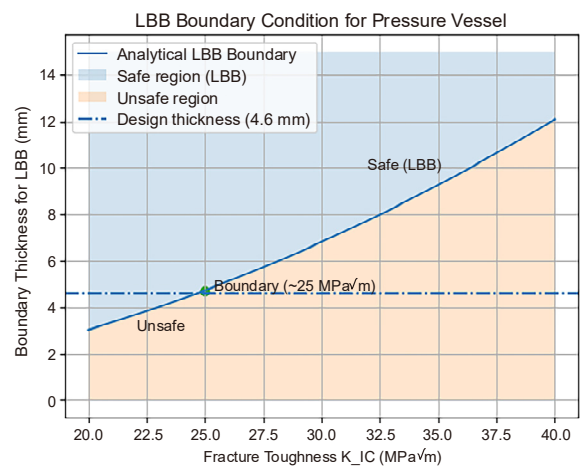


Fig. 5. LBB Boundary condition for pressure vessel

8. 정수압시험 검토

유한요소해석 결과와 파괴역학 검토 결과를 실험적 데이터와 비교를 위해 실제 동일 규격의 동체를 제작하였고, 제작된 동체로 Fig. 6와 같이 정수압 시험을 진행하였다.



Fig. 6. Hydrostatic pressure test

정수압 시험 간 일정압력을 유지함을 확인하였다. 또한 시험 후 내부 누수여부와 파손 및 변형여부를 확인하였고 문제가 확인되지 않았기에 동체의 구조적 안정성을 확인할 수 있었다.

9. 결론

본 연구에서는 수중운동체 동체에 작용하는 외압 하중 조건에서의 구조적 안정성을 체계적으로 분석하였다.

본 연구는 ASME BPVC Section VIII 코드 설계를 대체하는 것이 아니라, 코드 설계 결과를 파괴역학 관점에서 재검증함으로써 기존 설계의 신뢰성을 보다 정량적으로 평가하였다. 이러한 접근은 기존의 허용응력 기반 설계가 제공하지 못하는 결함 허용성(damage tolerance) 및 파손 시나리오를 함께 고려할 수 있으며, 특히 경량 압력용기 및 고신뢰성이 요구되는 압력시스템의 설계 검증에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 기대된다.

향후에는 초기 결함 크기의 확률분포, 반복 가압에 따른 피로균열 성장 및 실험적 검증을 포함한 연구를 수행한다면 보다 신뢰성 높은 수중운동체 동체 설계 및 안정성 평가 체계를 구축할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] Amit K. Jha, 'An Optimum Design of Pressure Vessel Using ASME (BPVC) Sec-VIII Div-I, II and ASME (BPVC) Sec-II Part A,' International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology, VOL. 8, NO. 5, 2020, pp. 1670-1682.
- [2] Blake W. Lance & Matthew David Carlson, 'Compact Heat Exchanger Semi-Circular Header Burst Pressure and Strain Validation,' in proceedings of ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, June 2019.
- [3] ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, 2015.
- [4] ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, 2019.
- [5] ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D, 2019.