소형 잠수함 압력선체의 구조설계

김흥열¹ · 신용구² · 김수영³ · 신성철³ · 정보영^{3,†} · 조정화³ · 김현수³
(주)스마트텍¹
국방과학연구소²
부산대학교 조선해양공학과³

Structural Design of Small Submarine Pressure Hull

Heung-Youl Kim¹ · Yong-Ku Shin² · Soo-Young Kim³ · Sung-Chul Shin³ · Bo-Young Chung^{3,†} · Jung-Hwa Jo³ · Hyun-Soo Kim³
SMARTech¹
Agency for Defense Development²
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University³

Abstract

This study aims to analyze the strength of pressure hull of a small submarine. The pressure hull of a submarine has to withstand very large differential pressure between hydrostatic pressure in submarine operating depth and atmospheric pressure in inner space of a submarine. To do that, the pressure hull is generally ring-stiffened cylindrical shell under external pressure. In this situation, there are some foreseeable failure modes of the pressure hull such as shell yielding, axisymmetric shell buckling, asymmetric shell buckling, overall buckling and buckling of end closure. We calculated collapse pressures of these failure modes with approximation and empirical formulas. And, to analyze critical buckling pressure, we performed eigenvalue analysis with finite element method tools.

Keywords : Submarine pressure hull(잠수함 압력 선체), Elastic buckling pressure(탄성 좌굴 압력), Eigenvalue analysis(고유치 해석), Structural design of submarine(잠수함 구조 설계)

1. 서론

잠수함은 해수면 아래의 적절한 운용심도에서 작전을 수행하는 무기체계이며, 유인 잠수함은 밀폐된 체적이 대기압 상태로 유지되어야 하는 것이 기본적인 설계 요구조건이다. 그러나 수중으로 잠수를 하면 잠수심도에 비례하는 수압을 받게 되므로 압력선체의 구조는 외부 해수 압력과 내부 대기압의 차이인 차압(differential pressure)을 지탱해야 한다.

최소 표면적에 대해 가장 안정적인 압력선체 형상은 구(sphere)이지만 속력에 대한 용기의 유체동역학적 측면, 공간의 효율성 및 제작성의 불리함으로 인하여 일반적으로 원통형(cylinder) 구조를 적용한다. 그러나 외압이 현저할 때는 외판만으로는 항복 강도 한계까지 압력을 지탱하지 못하므로, 잠수함의 압력선체는 Fig. 1과 같이 구형 외판(spherical shell) 또는 근사 타원형 외판(torispherical shell)으로 양쪽 끝단이 막힌 원통형 또는 원추형 외판에, 원환 늑골(ring frame)로 보강된 구조이다.

1920년대 이후 DTMB(David Taylor Model Basin)를 중심으로 잠수함 압력선체의 설계 경험식을 정립하려는 연구가 계속 되었다. 주요 연구들을 열거하면, 원환 늑골로 지지된 외판의 응력 분포를 이론적으로 다루는 방법(von Sanden & Günther, 1952),

축대칭 좌굴(Lunchick, 1961), 비대칭 좌굴(Windenburg, 1934), 전체 좌굴(Bryant, 1954) 그리고 끝막이판 좌굴(van der Neut, 1932)에 관한 연구들이 있다. 국내에는 잠수함 압력선체의 피로 강도(Kim, et al., 2010)와 심해용 무인잠수정의 내압선체 설계(Joung, et al., 2004)에 관한 연구들이 있다.

Fig. 1 Structural profile of a submarine pressure hull

본 논문은 소형 잠수함의 개념설계 과정 중에서 압력선체의 구조설계 부분을 다루고 있다. 2장에서 설계 대상의 개요와 설계 심도 및 압력선체의 재질을 결정하고, 3장에서 압력선체의 파괴 모드를 정리하였다. 4장에는 압력선체의 형상 정보를 정리하고, 근사식 및 경험식을 이용한 좌굴 압력 계산과 유한요소법의 고유치 해석을 통한 탄성 좌굴 압력을 추정하고 결과를 검토하였다.

2. 설계 조건

소형 잠수함의 설계 조건은, 수심이 깊은 동해는 물론 얕은 수심의 서해와 남해에서의 작전을 고려하여 수상 배수량은 500ton 내외의 소형으로 제한하고, 운용심도는 크기에 비해 비교적 깊은 250m로 가정하였다. 압력선체의 재질은 중량 감소를 위해 HY100 고장력강을 사용하였다.

2.1 설계 대상 요약

개념설계 대안의 선형(hull form)은 중앙평행부를 가지는 눈물방울형(tear-drop type)이고, 작전 일수 및 수중 체재 능력을 향상시키기 위하여 공기불요추진(Air Independent Propulsion; AIP) 시스템을 채택하였다. AIP 시스템의 산소 및 수소 탱크를 배치하기 위해 압력선체의 직경이 줄어드는 부분에 외부 선체를 부분적으로 덧대는 반-이중 선체로 설계하였다. 개략적인 3차원 배치 결과는 Fig. 2와 같다.

Fig. 2 Arrangement of concept design alternative

개념설계 대안의 주요요목은 Table 1과 같다. 전장(LOA)은 45.5m, 외부 선체의 폭은 5.4m, 깊이는 4.5m이며, 이 때 수상 배수량은 약 500ton이다.

Table 1 Specification of submarine

Submarine Characteristic	Value
LOA	45.5m
Beam	5.4m
Depth	4.5m
Surface Displacement	528.3ton

2.2 설계 심도

잠수함의 심도는 최대 운용심도(maximum operating depth 또는 never-exceed depth), 시운전심도(test depth), 설계심도

(design depth) 그리고 파괴심도(crush depth 또는 collapse depth)로 구분할 수 있다. 최대 운용심도는 정상 운항 상태에서 허용되는 최대 심도이다. 그러나 잠수함은 수중에서 중성 부력 상태에서 조타기로 심도를 제어하기 때문에 때때로 최대 운용심도를 약간 벗어나게 되는데, 이러한 점을 고려해 해상 시운전 시에는 최대 운용심도보다 대략 25%정도 더 깊은 심도에서 테스트한다. 이때의 심도를 시운전심도라 한다. 시운전심도에 일정한 안전 계수를 반영하여 설계심도를 결정하게 되는데, Fig. 3과 같이 각국 해군별로 다른 안전 계수를 둔다.

Fig. 3 Depth levels of submarines

최대 운용심도가 100m인 독일 206급(500ton) 잠수함의 선체 강도 계산 시에는 Fig. 3의 좌측과 같이 시운전심도를 최대 운용심도의 1.25배, 설계 심도를 시운전심도의 2배로 하였으나, 최대 운용심도가 250m인 독일 209급(1200ton) 잠수함의 선체 강도 계산에서는 Fig. 3의 우측과 같이 시운전심도를 최대 운용심도보다 50m 깊게(해수 압력 기준 5 bar) 잡았고, 설계심도를 시운전심도의 1.6배로 하였다.

본 연구에서 가정한 최대 운용심도는 250m로 비슷한 크기의 독일 206급 잠수함의 최대 운용심도보다 훨씬 크고, 독일 209급 잠수함의 최대 운용심도와 비슷하다. 그러므로 본 연구에서 설계 심도는 독일 209급 잠수함의 심도 산정 기준을 따라 480m로 결정하였다.

또한 실제 해수 압력은 압력선체 상부와 하부의 깊이 차이만큼 다르지만 설계심도 480m에 비해 함의 깊이(depth) 4.5m는 매우 작은 값이므로, 실용 목적상 압력선체 구조가 받고 있는 압력은 균일하다고 가정하였다.

2.3 압력선체의 재질

잠수함의 압력선체 재질은 용접성 등을 고려하여 HY 80 고장력강을 주로 사용하지만, 중량 감소를 위해 HY100 고장력강 또는 티타늄을 사용하는 경우도 있다(Burcher & Rydill, 1995). 본 연구에서 가정한 최대 운용심도는 250m이고, 설계심도는 480m로 일반적인 소형 잠수함의 운용심도보다 현저히 깊으므로 압력선체의 중량이 상당히 증가할 것으로 우려된다. 그러므로 압력선

체의 구조 중량 감소를 위해 압력선체 재질을 HY100 고장력강으로 결정하였다. HY100 고장력강의 특성은 Table 2와 같다.

Table 2 Properties of HY100 steel

Density	Tensile Strength, Yield	Modulus of Elasticity	Poisson's Ratio
7.87 kg/cm ³	7,030 kg/cm ²	2.1×10 ⁶ kg/cm ²	0.3

3. 파괴 모드

잠수함의 압력선체는 여러 가지 구조부재들로 구성되어 있으므로 파괴 모드가 복잡하고, 구성 요소간의 상호작용이 함께 검토 되어야 한다. 그러나 이들 중 압력선체 설계에서 가장 중요한 고려 항목은 외판 항복에 의한 파괴와 좌굴에 의한 파괴이다.

압력선체는 일반적으로 내부 공간을 넓히기 위해 긴 원통형(long cylinder) 형상으로 설계하므로 좌굴에 매우 취약하다. 좌굴강도를 높이기 위하여 외판의 두께를 증가시키더라도 압력선체의 중량만 증가할 뿐 좌굴 강도의 증가에는 큰 효과가 없으므로 원환 늑골의 설치가 불가피하다. 또한 압력선체의 진원도(original circularity)에 이상이 있을 경우, 외판이나 원환 늑골에 굽힘 응력이 유발되기 때문에 대칭성이 파손되는 현상이 발생하여 좌굴강도가 현저하게 감소한다.

좌굴은 외판 축대칭 좌굴(shell axisymmetric buckling), 외판 비대칭 좌굴(shell asymmetric buckling), 전체 좌굴(overall buckling) 그리고 끝막이판 좌굴(end closure buckling)이 있다.

3.1 외판의 항복

원환 늑골 사이의 외판 중앙부에 발생하는 원주방향 응력 σ_ϕ 와 길이방향 응력 σ_x 는 식 (1), 식 (2)와 같이 표시된다(von Sanden & Günther, 1952).

$$\sigma_\phi = -\frac{pR}{t}[1 + \Gamma(H_M \pm \mu H_E)] \quad (1)$$

$$\sigma_x = -\frac{pR}{t}\left(\frac{1}{2} + \Gamma H_E\right) \quad (2)$$

여기서, t 는 외판의 두께, R 은 압력선체의 반경, p 는 외부 해수 압력, Γ 는 원환 늑골의 처짐 계수, H_M , H_E 는 국부 원환 늑골이 외판의 중앙에 미치는 굽힘 효과를 표시하는 초월함수이다. 초기설계단계에서는 외판이 탄성한계 범위 내에서 적절하게 설계되어 있다고 가정하고, 원환 늑골 및 외판의 처짐을 고려하지 않을 경우, 식 (1), 식 (2)를 단순화하여 σ_ϕ 와 σ_x 에 대한 근사값을 식 (3), 식 (4)로 표시할 수 있으며, 이는 식 (1), 식 (2)에

비하여 약 10 ~ 15%의 작은 값을 나타낸다.

$$\sigma_\phi = -\frac{pR}{t} \quad (3)$$

$$\sigma_x = -\frac{pR}{2t} \quad (4)$$

식 (3), 식 (4)의 근사식에 따르면 σ_ϕ 값이 σ_x 값보다 항상 크기 때문에, σ_ϕ 가 항복 응력 σ_y 보다 작으면 외판 항복은 일어나지 않는다.

3.2 외판 축대칭 좌굴

외판 축대칭 좌굴은 외판이 비교적 두껍고 원환 늑골 간격이 좁은 경우에 원환 늑골 사이에서 외판의 항복에 의해 Fig. 4와 같이 축대칭의 아코디언(accordion)형의 주름이 발생하면서 파괴되는 현상이다.

Fig. 4 Axisymmetric shell buckling

초기설계단계에서는 외판이 탄성한계범위 내에서 적절하게 설계되어 있다고 가정하고 원환 늑골 및 외판의 처짐을 고려하지 않을 경우, 원환 늑골 사이의 원통형 외판에서 발생하는 축대칭 좌굴에 대한 좌굴 압력은, 식 (5)와 같이 표시 가능하다(Lunchick, 1961).

$$p_{cr} = \frac{2}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} E \left(\frac{t}{R}\right)^2 \quad (5)$$

여기서, μ 는 포아송 비, t 는 외판의 두께, R 은 압력선체의 반경, E 는 탄성 계수이다.

3.3 외판 비대칭 좌굴

외판 비대칭 좌굴은 원환 늑골 간격이 넓고 외판이 상대적으로 얇은 경우에 외판의 불안정에 기인하여 Fig. 5처럼 원주방향

으로 불규칙한 로브(lobe)가 발생하며 파괴되는 현상이다.

Fig. 5 Asymmetric shell buckling

외판 비대칭 좌굴의 좌굴 압력은 원환 늑골 간격과 직경의 비 (L/D) 및 외판의 두께와 직경의 비(t/D)에 지배된다. 초기설계단계에서는 식 (6)을 이용할 경우 충분히 정확한 값을 얻을 수 있다(Windenburg, 1934).

$$p_{cr} = \frac{2.42 E (t/D)^{2.5}}{(1 - \mu^2)^{3/4} \{L/D - 0.45(t/D)^{1/2}\}} \quad (6)$$

3.4 전체 좌굴

강성이 큰 보강재 사이의 간격이 넓고 원환 늑골의 강도가 비교적 약할 때, 강성이 큰 보강재 사이에서 외판과 원환 늑골이 동시에 좌굴되면서 파괴되는 현상으로서, 압력선체와 같이 긴 원통형으로 설계된 구조물은 Fig. 6과 같이 전체 좌굴이 타 파괴 모드에 비하여 먼저 발생한다.

Fig. 6 Overall buckling

초기설계단계에서는 전체 좌굴 압력에 대한 근사식, 식 (7)로부터 유용한 p_{cr} 값을 얻을 수 있다(Bryant, 1954). n 은 좌굴 반파수(또는 로브 수)이며, E 는 탄성 계수, L 은 원환 늑골의 간격이다. 그리고 I_e 는 유효 길이에 대한 단면 관성 모멘트(area moment of inertia)이다.

$$p_{cr} = (n^2 - 1) \frac{E I_e}{R^3 L} \quad (7)$$

압력선체의 구조 형상은 원환 늑골이 외판에 T-bar 형상으로 결합되어 있는 판-보강재 조합 모델로 볼 수 있다. 단면 관성 모멘트 계산을 위한 외판의 유효길이 L_e 는 식 (8)로 구할 수 있다(Bryant, 1954).

$$L_e = 1.56 \times \sqrt{R \times t} \quad (8)$$

3.5 끝막이판 좌굴

구형외판이나 근사타원형외판(torispherical shell)의 두께가 얇아서 발생하는 파괴현상이다. 가장 자주 발생하는 파괴 모드는 Fig. 7과 같이 원통의 끝단에서 dome을 뒤집는 완전 내파(total implosion)이다(Burcher & Rydill, 1995).

Fig. 7 Dome end closure buckling

작은 탄성변형에 기초를 둔 van der Neut(1932)의 이론을 적용할 경우, 비대칭 좌굴 모드에 대한 좌굴 압력을 식 (9)와 같이 구할 수 있으나, 실험을 통해 얻은 결과는 식 (9)로 추정된 결과보다 상당히 작은 값을 나타낸다(van der Neut, 1932).

$$p_{cr} = \frac{2}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} E \left(\frac{t}{R_E} \right)^2 \quad (9)$$

여기서, μ 는 포아송 비, t 는 외판의 두께, R_E 는 끝막이판의 대반경, E 는 탄성 계수이다. 그러나 식 (9)는 구형(sphere) 끝막이판에 적용되는 근사식으로 근사타원형 끝막이판의 좌굴 압력보다 큰 값을 준다. 용접된 근사타원형 끝막이판이 외압을 받을 시, 대반경(crown radius) R 과 소반경(torus radius) r 의 비가 2인 경우에 대해 외판이 항복할 때의 항복 압력에 따라 실험에서 얻은 파괴 압력과 이론에 의해 구한 좌굴 압력과의 무차원화된 관계는 Fig. 8과 같다(Gill, 1970).

Fig. 8에서 p_{cr} 은 식 (9)에서 구한 탄성 좌굴 압력, p_s 는 외판이 항복할 때의 압력 그리고 p_c 는 실험에 의한 파괴 압력이다. 가로축은 좌굴 압력과 외판 항복 압력의 비, p_{cr}/p_s 이며, 세로축은 파괴 압력과 외판 항복 압력의 비, p_c/p_s 이다. 중간 실선이 실험 결과의 평균이다. 끝막이판의 파괴 압력은 설계심도에서는 평균값 곡선으로부터, 최대 운용심도에서는 실험 결과의 하한선인 권장 설계 곡선으로부터 구할 수 있다.

Fig. 8 Proposed design curve of torispherical end closure(Gill, 1970)

4. 압력선체의 강도 해석

4.1 압력선체 형상

압력선체는 Fig. 9와 같이 직경이 변하는 원통형으로 하였다. 2장에서 설명하였듯이 압력선체의 중간에 직경이 급격히 줄어드는 부분은 외부에 산소 탱크와 수소 탱크가 감싸게 된다.

압력선체 외판의 치수는 Table 3과 같다. 끝막이판을 제외한 원통형 외판의 길이는 3600cm이고 최대 직경은 440cm이다. 외판의 두께는 직경의 변화에 상관없이 균일하게 1.8cm로 두었다. 양쪽 끝막이판은 두께 4.5cm의 근사타원형 끝막이판으로 설계하였다. 끝막이판 형상은 Fig. 10과 같이 근사타원형이다. 형상 정보는 Table 4에 정리하였다.

Table 3 Dimensions of the pressure hull

Fig. 9 Pressure hull profile

Table 4 Dimensions of the dome end closures

Dimensions		After End Closure (a)	Fore End Closure (b)
Diameter	D	266cm	396cm
Crown Radius	R	320cm	440cm
Torus Radius	r	60cm	120cm
Thickness	t	4.5cm	4.5cm
h1		12cm	0
h2		77cm	96cm
h3(= h1 + h2)		89cm	96cm

Fig. 10 Torispherical dome ends

외판에 44cm 간격으로 HY100 원환 늑골이 설치되어 있으며,

440cm 간격으로 HY100 강력 늑골(king frame)이 설치되어 있다. 늑골의 형상은 Fig. 11과 같고, 치수는 Table 5와 같다.

Table 5 Dimensions of the frames

Dimensions	Ring frame	King frame
Web Length	18.5cm	30cm
Web Thickness	1.2cm	1.8cm
Flange Length	12cm	18cm
Flange Thickness	1.8cm	4.5cm
Frame Distance	44cm	440cm

Fig. 11 Sections of frames

4.2 근사식에 의한 해석

설계 심도 480m에서의 해수 압력을 근사적으로 48kgf/cm^2 이라 두고, 압력선체 형상 정보 및 부재 정보를 3장에서 설명한 주요 파괴모드들의 근사식 및 경험식에 대입하면 계산 결과는 Table 6과 같다. 원한 늑골 사이의 외판 중앙부에는 원주방향으로 재료 항복응력의 80%정도로 인장 응력이 발생한다. 그리고 4가지 좌굴모드의 좌굴 압력은 설계 압력을 크게 웃돌고 있다.

특히, 끝막이판의 좌굴 압력은 식 (9)가 구형 끝막이판에 대한 근사식이므로 상당히 높게 나온다. 그러나 외판이 항복할 때의 항복 압력에 따라 실험에서 얻은 파괴 압력과 이론에 의해 구한 좌굴 압력과의 무차원화된 관계로부터 끝막이판의 파괴 압력을 구해보면 다른 좌굴 모드들보다 작은 66.1kgf/cm^2 이 나온다.

Table 6 Shell yielding stress and buckling pressure

Collapse Pressure		Value
Shell Yielding	σ_{ϕ}	$-5,867\text{kgf/cm}^2$
Axisymmetric Shell Buckling	p_{cr}	170.2kgf/cm^2
Asymmetric Shell Buckling		82.1kgf/cm^2
Overall Buckling		94.9kgf/cm^2
Dome End Closure Buckling	p_c	265.9kgf/cm^2
Experimental Collapse of Dome		66.1kgf/cm^2

4.3 유한요소법에 의한 해석

구조 해석을 위하여, 상용 모델링 프로그램인 Autodesk Inventor를 이용하여 Fig. 12와 같이 3D 모델을 생성하였으며, HY100 재료의 특성을 적용하였다. 상용 해석 프로그램인 Ansys Workbench를 사용하여 해석하였으며, 설계 압력을 외력으로 주고 외판의 응력 및 변형량 해석과 탄성 좌굴 해석을 수행하였다.

Fig. 12 3D model of pressure hull

Fig. 13 Mesh generation for structural analysis

압력선체 모델의 격자(mesh)는 구조해석에서 일반적으로 사용되는 사각형 요소(uniform quad method)를 사용하였다. 해석 상 요구되는 격자의 세분화 정도는 구조 전체의 특성을 잘 표현해야 할 뿐만 아니라 부재간의 연결효과나 외판에 연결된 강력 늑골, 원한 늑골과 같은 국부적인 효과도 표현할 수 있는 것이 바람직하므로, Fig. 13과 같이 외판과 강력 늑골, 원한 늑골의 연결 부위에 요소를 좀 더 조밀하게 생성하였다. 생성한 유한요소 모델의 해석 조건은 Table 7과 같다.

Table 7 Analysis conditions

Item		Contents
3D modeler		Autodesk Inventor
Analysis tool		Ansys Workbench
Material	Name	HY100 steel
	Yield Stress	689MPa
	Young's modulus	205GPa
	Poisson ratio	0.3
Design pressure		4.8MPa
The number of nodes		230,160
The number of element		186,842

압력선체에 4.8MPa의 설계 압력(설계심도의 해수 압력)을 가하여 해석한 결과는 Fig. 14, Fig. 15와 같다. Fig. 14는 변형량을 나타낸 것이다. 끝막이판에서 다소 많은 변형(32.66mm)이 일어나지만, 그 외에는 전체적으로 변형이 20mm 이하로 나타난다. Fig. 15는 응력 분포를 나타낸 것인데, 응력 값이 가장 높은 끝막이판 부분에서도 677.54MPa로 재료의 항복 응력(689MPa)을 넘지 않는 결과가 나왔다.

Fig. 14 Deformation in design pressure

Fig. 15 Stress distribution in design pressure

탄성 좌굴 해석은 탄성 강성행렬과 기하 강성행렬로 구성된다. 즉, 일정한 변형 상태에서의 구조물의 정적 평형방정식은 식 (10)과 같다. 여기서, $[K]$ 는 구조물의 탄성 강성행렬, $[K_G]$ 는 구조물의 기하 강성행렬, $\{U\}$ 는 구조물의 전체변위, $\{P\}$ 는 구조물에 작용하는 하중이다.

$$[K]\{U\} + [K_G]\{U\} = \{P\} \quad (10)$$

식 (10)에서 기하 강성행렬을 하중계수와 단위하중을 받고 있는 구조물의 기하 강성행렬의 곱으로 나타내면 식 (11)과 같다. 여기에서, λ 는 임계하중계수이고, K_G 는 설계하중을 받는 구조물의 기하 강성행렬이다.

$$[K + \lambda K_G]\{U\} = \{P\} \quad (11)$$

평형방정식에서 구조물에 불안정이 발생하려면, 식 (11)은 특이해를 가져야 한다. 따라서 행렬식 $[K + \lambda K_G]$ 가 영(zero)이 되어야 하므로, 좌굴 해석은 고유치(Eigenvalue) 문제가 된다.

고유치 해석을 통해 산정된 고유치는 부재에 가해진 하중의 임계계수로서 좌굴 하중을 나타내며, 고유모드는 부재의 좌굴 형상을 나타내게 된다. FEM 좌굴해석 시 Pre-stress로 앞서 계산한 응력 해석 결과 값을 입력하여 해석하였다. 좌굴 해석을 통해 얻은 최소 고유치와 최초 임계좌굴하중은 Table 8과 같다.

Table 8 Buckling strength analysis by FEM

Item	Analysis Result
Eigenvalue	2.8205
Critical Buckling Pressure	13.54MPa (abt. 138.1kgf/cm ²)

임계좌굴하중이 압력선체에 작용했을 때의 응력과 변형량을 살펴보기 위하여, Table 8의 임계좌굴하중 값(13.54MPa)을 설계 압력으로 적용하여 응력 및 변형량 해석을 다시 수행하였다. 해석 결과는 Fig. 16, 17과 같다.

Fig. 16 Deformation in critical buckling pressure

Fig. 17 Stress distribution in critical buckling pressure

Fig. 16을 살펴보면, 설계 압력에서 20mm 내로 나오던 변형량이 끝막이판에서는 91.76mm, 강력 늑골 사이의 외판에서 40mm에 가까운 값으로 증가했다는 것을 알 수 있다. Fig.17에서 끝막이판의 중앙 부분과 강력 늑골 사이의 외판에서의 응력이 1691.6MPa로 재료의 항복 응력을 넘고 있음을 알 수 있다. 좌굴이 외판의 항복 압력보다 높은 외압에서 발생한다는 것은 설계 심도보다 깊은 곳에서 외판의 항복이 발생하기 전에는 탄성 좌굴이 발생하지 않는다는 것을 의미하므로 구조 부재의 치수 및 배치가 충분한 여유를 가지고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 소형 잠수함의 설계 시 핵심 관건인 압력선체의 구조 설계를 검증하기 위해 근사식, 경험식 그리고 유한요소 해석을 병행하여 압력선체의 강도 해석을 수행하였다.

정수압에서의 압력선체의 주요 파괴모드를 정리하고, 외판의 항복응력 및 4가지 탄성 좌굴모드(축대칭 좌굴, 비대칭 좌굴, 전체 좌굴 그리고 끝막이판 좌굴)를 해석하였다. 또한 유한요소법의 고유치 해석을 통해 임계 좌굴 압력을 추정하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 주어진 설계 조건에 따라 원통형 압력선체의 구조를 설계하고, 이를 근사식, 경험식 및 수치적 해법으로 구조 강도를 해석할 수 있다.
- 2) 원환 늑골로 보강된 원통형 외판의 4가지 파괴 모드를 예측하고, 탄성 좌굴 압력의 크기를 서로 비교하여 설계의 타당성을 검증할 수 있다.

그러나 본 연구는 초기설계단계에서의 구조 설계를 고려한 것으로, 재료 비선형성, 기하 비선형성 그리고 압력선체의 생산 오차를 고려하지 않았다. 본 연구에서 적용한 해석 방법은 실제 압력선체의 강도보다 높게 예측하며, 이는 중량 최소화 측면에서 부재의 치수를 임계값에 가깝게 줄이는 것을 어렵게 만든다. 중량 최소화 관점에서 최적 구조 설계를 위해서는, 재료 비선형성, 기하 비선형성 생산 오차를 고려하고, 더 나아가 피로 파괴를 반영한 해석 방법에 대한 연구가 필요하다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

Bryant, A.R., 1954. Hydrostatic Buckling of a Ring-Stiffened Tube. *NCRE Report R306*.

- Burcher, R. & Rydill, L.J., 1995. *Concepts in Submarine Design*. Cambridge University Press: Cambridge.
- Gill, S.S., 1970. *Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components*. Pergamon Press.
- Joung, T.H. Lee, J.H. Nho, I.S. Lee, P.M. & Aoki, T., 2004. Pressure Vessel Design and Structural Analysis of Unmanned Underwater Vehicle. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 41(6), pp.140-146.
- Kim, U. Kim, K. & Jeon, J., 2010. Experimental Investigations on the Fatigue Strength of the Submarine Pressure Hull. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 47(1), pp.67-75.
- Lundchick, M.E., 1961. Plastic Axisymmetric Buckling of Ring-Stiffened Cylindrical Shells Fabricated from Strain-Hardening Materials and Subjected to External Hydrostatic Pressure. *David Taylor Model Basin, Report No. 1393*.
- Van der Neut, A., 1932. *A General Solution of the Buckling of Spherical Shells, Considering also Unsymmetric Buckling*. Ph.D. Delft: Delft University of Technology.
- Von Sanden, K. & Günther, K., 1952. *The Strength of Cylindrical Shells, Stiffened by Frames and Bulkheads, under Uniform External Pressure on All Sides*. Translated by Labouvie, E.N. David Taylor Model Basin, Translation 38.
- Windenburg, D.F. & Trilling, C., 1934. Collapse by instability of thin cylindrical shells under External Pressure. *United States Experimental Model Basin, Report No. 385*.

김 흥 열

신 용 구

김 수 영

신 성 철

정 보 영

조 정 화

김 현 수