

심해 자율 무인잠수정(AUV)의 내압선체 설계 최적화

정태환* · 노인식* · 이판묵** · 이종무** · 임용곤***

*충남대학교 선박해양공학과

**한국해양연구원 해양개발시스템연구본부

Design optimization of pressure vessel of Small Autonomous Underwater Vehicle

TAE-HWAN CHUNG*, IN-SIK NHO*, PAN-MOOK LEE**, CHONG-MOO LEE** AND YONG-GON LIM**

*Naval Architecture & Ocean engineering, Chungnam National Univ., Daejeon, Korea

**Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejeon, Korea

KEY WORDS: AUV(Autonomous Underwater Vehicle) 자율 무인잠수정, Pressure Vessel 압력용기, Optimization 최적화, FEA 유한요소해석

ABSTRACT: This paper presents the optimum design of cylindrical shell under external pressure loading. Two kinds of material, Al7075-T6, Ti-6Al-4V, are considered. For each material, the design variable is a thickness of the unstiffened parallel middle body shell, and the state variable, constraint, is hoop stress and the object function is total weight of the cylindrical shell. Optimization is performed by conventional FE Program, ANSYS. In addition, buckling analysis is performed for the middle body of the cylindrical shell. Finally, we calculate the payload of the cylindrical shell to keep neutral buoyancy with optimized thickness in deep-sea applications.

1. 서 론

심해 무인잠수정은 대표적인 해양개발 시스템으로서 인간이 탑승하지 않고서도 심해에서 일어나는 일을 인간이 직접 관측하고 필요한 작업을 수행할 수 있으며 해양의 극한 작업 한계를 극복할 수 있도록 고도의 첨단기술이 복합된 시스템 기술이다. 또한 심해 무인잠수정은 해저 구조물 설치, 심해 생물·생태계 조사, 해저 지질학 연구, 해저 화산조사, 해저 열수광상 조사 등의 해양 과학조사, 해양공간 이용, 해양자원 조사, 해저 모니터링, 해양에너지 개발, 해저 구난, 심해 고고학, 해저 지진 감시 등을 연구·개발하기 위한 구체적인 수단이다.

해양강국에서는 이미 심해에서 특수 목적의 탐사 또는 작업이 가능한 형태의 무인잠수정을 이미 다수 보유하고 있으며, 이를 이용하여 해양과학 조사와 해양개발에 이용하고 있다. 2000년을 기준으로 전 세계적으로 3000대가 넘는 수중로봇이 운용중인 것으로 보고되고 있으며, 이중 대부분은 석유 시추 플랜트나 해저 광케이블의 설치 및 유지 보수를 지원하기 위한 상업적인 목적의 ROV(Remotely Operated Vehicle)이지만 과학기술의 발달로 AUV(Autonomous Underwater Vehicle)의 비중이 점차 높아질 것으로 기대되고 있다. 1999년까지 보고된 바에 의하면 46대가

넘은 AUV가 개발되었으며, 이중 대부분은 과학조사와 군사적 목적의 테스트베드이다(이판묵 등, 2002).

AUV는 범용화를 위해 소형, 경량, 저가로 개발되어 가는 추세인데, AUV내에는 대기압을 유지하여야 하는 통신장비나 배터리 등을 탑재할 수 있는 내압용기가 반드시 필요하게 된다.

내압용기는 심도에 따라 두께가 달라지게 되는데, 사용심도가 깊은 경우에는 이 내압용기 자신의 중량이 큰 부담이 되며 이에 따른 AUV 조종성 및 운항속도 등이 영향을 받게 된다. 그러므로 AUV내에 장착되어지는 내압용기는 재료의 적절한 선정과 함께 유한요소법 등의 구조해석을 통해 군더더기가 없는 경량으로 설계하여 제작하는 것이 필수적이다.

본 연구에서는 내압용기의 소재로 가장 적절한 재료로 생각되어지는 Al합금과 Ti합금을 이용하여 주어진 작동환경 하에서의 내압용기의 원통형 셸 부분에 대한 구조해석을 수행, 변위와 응력의 제한 조건을 만족하는 최소중량을 가지는 셸의 두께를 구하는데 있다. 특히 두께가 얇을 경우, 원통형 셸은 좌굴에 대해 취약해 질 수 있는데 좌굴 안전성 측면에 대해서도 살펴보았다. 또한 AUV의 전체 중량은 안전성 및 조정성과 연관이 있으므로, 내압용기 자체의 중량과 부력을 계산하여 여유부력을 추정하여 최적의 두께를 제시하여 보았다.

2. 구조해석을 위한 모델링 및 최적설계 정식화

2.1 구조해석을 위한 모델링

제1저자 정태환 연락처: 대전시 유성구 장동 35-1

042-868-7297 thchung@kriso.re.kr

해석하고자 하는 AUV의 몸체는 보강재가 없는 원통형 셸로서 판을 3차원 곡면으로 만족시켜서 만들어지는 구조요소이며, 비행체, 잠수함이나 보일러 등의 압력용기에 많이 사용되고 있다. AUV의 개념도와 도면을 Fig. 1과 Fig. 2에 각각 나타내었다.

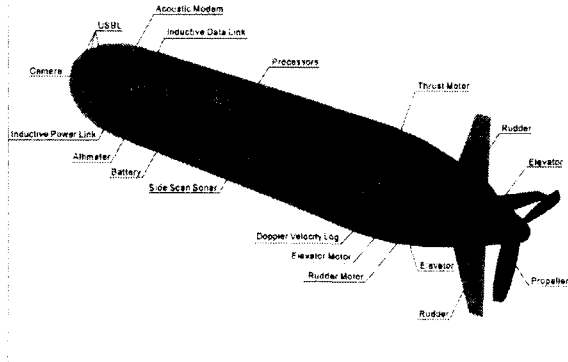


Fig. 1 Conceptual design of AUV

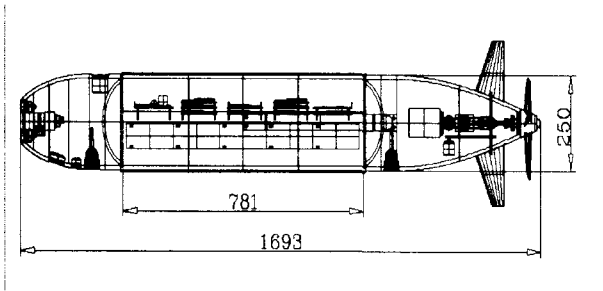


Fig. 2 General view of AUV

원통형 셸을 판에 대한 Kirchhoff-Love의 가정을 바탕으로 하여 셸의 두께를 구하는 치수 최적설계로 접근할 수 있으나, 아직도 셸 해석자체가 정립되지 않고 있다. 그래서 유한요소법으로 절점의 좌표를 설계변수로 선정하여 최적의 형상을 구하는 연구가 Zienkiewicz와 Campbell에 의해서 최초로 시도되었고, 이와 관련하여 많은 연구가 진행되어왔다(임오강 등, 1995).

그런데 전체 절점의 좌표를 설계변수로 택할 경우, 수백개의 변수가 선정되어 최적설계 문제의 규모가 상당히 커지게 된다. 따라서 본 연구에서는 안쪽의 반경값 하나만을 설계변수로 하여 형상 최적설계를 수행하였다.

내압용기의 재료는 해수중에 가장 적합한 소재인 알루미늄합금과 티타늄합금을 고려하였으며, 해석을 위한 기계적 특성치는 표 1과 같다.

Table 1 Mechanical property of Pressure vessel

구분	E [GPa]	v	S	σ_y [MPa]	σ_u [MPa]
Al7075-T6	72	0.33	2.8	850	900
Ti-6Al-4V	112.8	0.31	4.43	480	550

구조해석은 상용 유한요소프로그램인 ANSYS 6.1을 이용하였으며, 사용된 요소는 1개의 요소가 8개의 절점을 가지는 PLANE82(2D-8Node Solid Structural Shell)요소로 해석하였다. 해석모델은 3차원 모델 대신 2차원 단면으로서 축대칭 조건을 부여하여 모델링하였는데, 이는 실린더의 기하학적 형상, 작용되는 하중, 경계조건은 실린더의 중심축에 대하여 대칭이므로, 해석결과 또한 중심축을 통해 취해진 어떠한 단면이나 동일하기 때문이다.

따라서 Fig. 3의 좌측에 보인 바와 같이 요소는 실린더의 단면적을 세분하여 분할(mesh)하였으며, 요소수는 총 30개, 절점수는 125개이다. 작용하중은 60 N/mm²의 균일압력이 외벽에 적용되었고, 한쪽 끝단에는 덮개부로부터 전달되어오는 축압력 166.67 N/mm²가 실린더의 끝단에 적용되었으며, 다른 한쪽 끝에는 축방향으로의 대칭경계조건을 부여하였다. 초기 설계값은 외경과 길이는 각각 250mm, 780mm로서 고정값을 취하였고, 두께는 25mm로서 설계변수이다. 초기설계에 대한 응력해석결과를 Fig. 3의 좌측에 나타내었다. 응력해석결과 최대응력은 원주방향응력으로서 내벽에서 발생하며, 값은 약 -332MPa이었다.

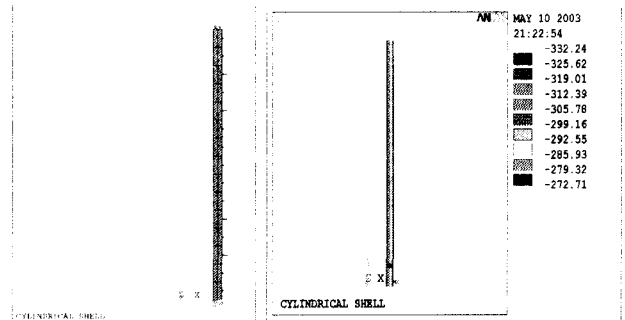


Fig. 3 FE model & Result of initial design(Hoop stress)

2.2 최적설계 문제의 정식화

내압용기가 주어진 수심의 압력하에서 변위와 응력의 제한식을 만족하는 최소중량으로 설계되기 위해 다음의 계획법으로 정식화하였다. 우선 최소화될 목적함수는 내압용기의 원통형 셸부분의 중량이며 다음과 같다.

$$W = 2\pi r_m \cdot t \cdot L \cdot \rho \quad (1)$$

여기서, W는 중량[kg], r_m 은 평균반경, t는 두께, L은 원통부 길이, ρ 는 밀도이다.

응력에 대한 조건식(제한함수)은 앞서 구조해석한 바와 같이 응력이 가장 큰 원주방향의 응력(hoop stress)에 대하여 재료의 항복응력을 기준으로 인장과 압축응력에 대한 범위로서 다음과 같이 설정하였다.

$$-\sigma_{y(com)} \leq \sigma_{hoop} \leq \sigma_{y(ten)} \quad (2)$$

마지막으로 설계변수는 쉘의 두께로서 제작 및 운용상 타당한 값을 가지도록 다음과 같이 제한조건을 주었다.

$$t_{low} \leq t \leq t_{high} \quad (3)$$

2.3 최적설계 계산 결과

앞서 제시한 정식화를 바탕으로 한 최적설계를 상용프로그램인 ANSYS 6.1을 이용하여 해석한 결과를 Table 2에 나타내었다.

최적설계 수행과정을 거쳐 알루미늄 합금(Al7075-T6)는 초기 원통형 쉘의 무게는 38.6kg에서 26.7kg으로 약 11kg이 줄었으나 최적화된 두께가 16.69mm로서 가공하기 어려운 치수이므로 이를 정수화하여 17mm가 되었다. Ti합금(Ti-6Al-4V)은 초기 원통형 쉘의 무게는 61.1kg에서 24.0kg으로 약 37kg 정도 감소하였으나, 역시 가공하기 쉬운 치수로 정수화 한 10mm로 하여 최종 무게는 26.1kg이 되었다.

한편 기울기(gradient)에 근거를 두어 설계변수(두께)의 변화에 대한 제한조건(응력) 및 목적함수(중량)를 예측하고자 할 경우, 민감도 값이 유용하게 사용되어 질 수 있다.

민감도 해석 방법에는 유한 차분법, 이산화법, 연속법 등이 있다. 이중 ANSYS에서 제공되어지는 민감도 값은 유한 차분법(forward difference derivative)으로서 식(4)와 같이 계산되어질 수 있으며, Table 2에 응력에 대한 두께의 민감도 값을 $\Delta\psi$ 로 나타내었다.

$$\Delta\psi = \frac{\psi(t+\Delta t) - \psi(t)}{\Delta t} \quad (4)$$

여기서, $\psi(t)$ 는 초기 설계변수에 계산된 값(원주방향응력)을 말하며, $\psi(t + \Delta t)$ 은 설계변수에 증분을 주어서 계산된 값을 의미한다.

Table 2 Result of optimum design of Cylindrical shell

구분	t [mm]	Weight [kg]	Stress [MPa]	$\Delta\psi$
Al7075-T6	초기값	38.6	-332	11.84
	최적값	16.7	-480	26.49
	정수화	17	-473	25.40
Ti-6Al-4V	초기값	61.1	-332	11.90
	최적값	9.2	-847	88.44
	정수화	10	-780	74.76

3. 선형-탄성해석 및 좌굴해석

앞절에서는 선형 탄성해석을 기초로 최적화된 두께를 산출하였으나, 내압용기는 쉘의 두께 따라 재료의 항복에 의해 파괴될 수도 있고, 좌굴에 의해 파괴될 수도 있다. 즉, 용기의 두께가 두꺼울 경우는 식(5)와 같이 작용되는 압력에 따른 재료의 응력을 계산하여 계산된 응력이 재료의 항복점을 넘을 경우 파괴되며, 두께가 얇을 경우는 식(7)과 같은 탄성 좌굴식에 의해 발생하는 최대 외부압력을 계산하여 계산된 압력이 허용압력을 넘을 경우 재료는 좌굴에 의해 파괴된다(Warren C. YOUNG). 특히 좌굴에 의해 파괴될 경우에는 실제 제작되어질 경우 초기 부정이나 사소한 편심의 영향이 크게 작용될 수 있으므로, 안전계수를 고려하여 이를 보완한다. ABS 규정에 의하면, 실험에 의한 값이 이론에 의한 값보다 약 20%정도 낮아질 수 있으므로, 실제 제작 시에는 이론식에 의해 계산된 값의 80%만을 고려한다.

3.1 재료의 항복에 의해 파괴되는 경우

내압용기가 재료의 항복에 의해 파괴되는 경우, 재료의 최대 응력은 식(5)와 같은 원주방향응력이며, 앞서 구조해석 한 바와 같이 파단은 내압용기의 내벽($r=b$)에서 발생된다. 따라서 발생하는 최대 응력식은 식(6)와 같이 간략화 될 수 있다.

$$\sigma = \frac{-qa^2(b^2+r^2)}{r^2(a^2-b^2)} \quad (5)$$

$$\sigma_{max} = \frac{-2qa^2}{(a^2-b^2)} \quad \text{at } r=b \quad (6)$$

여기서, q는 작용하는 외부압력이며, r은 임의의 지점까지의 반지름, a는 외반경, b는 내반경이다.

3.2 좌굴에 의해 파괴되는 경우

원통형 쉘에 대한 좌굴붕괴압력식은 여러가지의 추정식이 있으나 본 연구에서는 일반적으로 쓰일 수 있는 Warren C. YOUNG의 좌굴붕괴압력식을 사용하였다. 이 식에 의하면, 좌굴에 의해 파괴되는 경우 허용압력은 식(7)에 의해 결정되어질 수 있는데, 이 좌굴식은 반경과 두께의 비(r/t)가 10이상일 경우에 적용하며, 만약 길이와 반경 및 두께의 비가 $60 < \left(\frac{l}{r}\right)^2 \left(\frac{r}{t}\right) < 2.5 \left(\frac{r}{l}\right)^2$ 이라면 허용압력은 식(8)로 근사화 될 수 있다.

$$q' = \frac{E \frac{t}{r}}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{nl}\right)^2} \left\{ \frac{1}{n^2 \left[1 + \left(\frac{nl}{\pi}\right)^2\right]^2} + \frac{n^2 t^2}{12 r^2 (1-\nu^2) \left[1 + \left(\frac{\pi r}{nl}\right)^2\right]^2} \right\} \quad (7)$$

$$q' = \frac{0.92E}{\left(\frac{l}{r}\right) \left(\frac{r}{t}\right)^{2.5}} \quad (8)$$

여기서 E는 탄성계수, r은 반지름, n은 lobe 수(2이상의 정수), l은 길이, t는 두께이며, q'은 작동이 가능한 허용압력이다.

3.3 Ti합금을 이용한 설계

알루미늄 합금 중 강도와 내부식성이 뛰어나며 비강도가 높아 내압용기의 재료로 적합하다고 생각되는 Al7075-T6를 이용하여 설계된 경우의 붕괴압력을 항복에 의한 경우와 좌굴에 의한 경우에 대해 각각 계산하여 보았다. 셸의 두께는 5mm부터 5mm씩 증가시켜 40mm까지 총 8개에 대해 계산하였다. 선형탄성해석은 1차 곡선으로 계산되었으며, 좌굴붕괴식에 의한 식은 곡선으로 근사화 시켜 결과를 Fig. 4와 같으며, 해석 결과 두께가 15mm이하일 경우에는 좌굴에 의한 붕괴가 그 이상이 되면 항복에 의해 파괴가 일어나는 것을 알 수 있으며, 심해 6000m에 상응하는 압력(600bar)에 견디기 위한 두께는 앞서 최적설계에 의해 계산된 17mm이나 안전계수(1.2-1.5)를 고려한다면, 약 20mm이상이어야 함을 알 수 있다.

또한 AUV의 전체 중량에 대하여 조종이 가능한 여유부력을 계산하기 위해 내압용기 자체의 공기중 중량과 수중의 중량을 Fig. 5에 나타내었는데, 내압용기의 자체의 무게와 중성의 부력을 가지는 두께는 25mm이다.

내압용기는 Al7075-T6를 이용하여 제작한다면 안전율을 고려하여 약 20mm 정도의 두께(815bar, 약 7982m까지 안전)를 요하고, 이때 약 8.0kg 정도의 여유부력을 가지며, 그 이상 첨가되는 부재에 대해서는 부가되는 중량만큼의 부력재가 필요함을 알 수 있다.

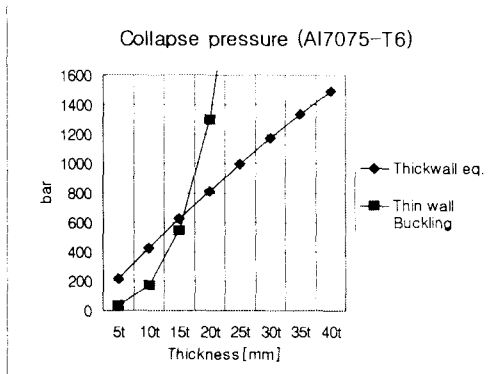


Fig. 4 Collapse pressure of Cylindrical Shell (Al7075-T6)

Fig. 5 Weight of Al7075-T6 in air and water
3.4 Ti합금을 이용한 설계

내압용기에 적합한 소재로서는 알루미늄 합금 뿐 아니라 Ti합금이 있을 수 있는데, Ti합금 중 가장 적합한 것은 Al에 의해 강도를 얻고 V(바나듐)에 의해 인성이 개선된 Ti-6Al-4V를 들 수 있다. 셸의 두께는 알루미늄 합금의 경우와 마찬가지로 5mm부터 5mm씩 증가시켜 40mm까지 총 8개에 대해 계산하였으며, 이에 대한 선형탄성해석과 좌굴해석 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 해석 결과, 두께가 15mm보다 작을 경우, 좌굴에 의한 파괴가 그 이상일 경우 재료의 항복에 의한 파괴가 일어남을 알 수 있으며, 작동압력에 견디기 위한 두께는 앞서 선형탄성해석에 대하여 목적함수와 제한조건을 가지고 설계변수(두께)에 대하여 최적설계한 결과는 약 10mm이었으나 이 두께에서는 좌굴에 의해 붕괴가 발생하기 때문에 이 이상의 두께가 되어야한다. 그러므로 안전계수를 고려하여 15mm 정도의 두께가 적절하고 이때의 파괴는 좌굴에 의한 것으로 판단되어지며, 이때 최대 허용압력은 약 872bar(약 8522m까지 안전)이다.

여유부력을 계산하기 위해 내압용기 자체의 공기중 중량과 수중의 중량을 Fig. 7에 나타내었으며, 내압용기의 자체의 무게와 중성의 부력을 가지는 두께는 15mm이다.

따라서 내압용기는 Ti-6Al-4V를 이용하여 제작한다면 안전율을 고려하여 약 15mm 정도의 두께를 요하며 이때 내압용기 자체의 무게는 중성부력을 가지므로 그 이상 첨가되는 부재에 대해서는 부가되는 중량만큼의 부력재가 필요하다.

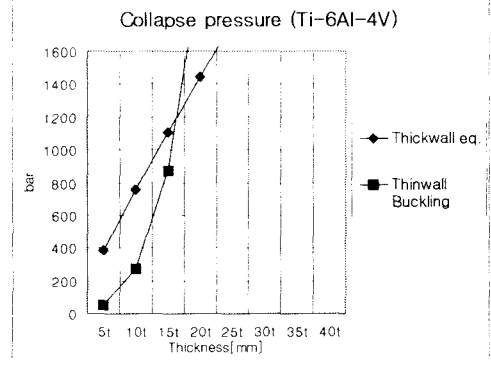


Fig. 6 Collapse pressure of Cylindrical Shell (Ti-6Al-4V)

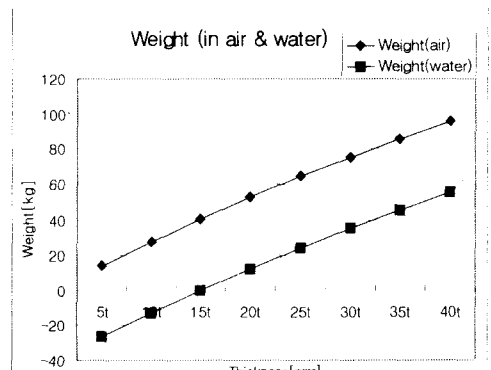
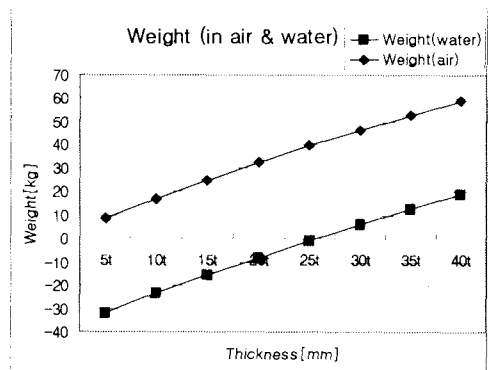


Fig. 7 Weight of Ti-6Al-4V in air and water

4. 결 론

본 연구에서는 차세대 심해용 무인잠수정 시스템의 일부인 소형 심해용 자율 무인 잠수정의 안전한 운용을 위해 가장 중요한 변수인 내압용기의 설계에 대해 살펴보았다.

소형 심해용 자율 무인잠수정(AUV)는 특성상 한정된 공간내에 배터리 및 통신장비 등의 전자장비가 대기압을 유지하며 안전하게 효율적으로 탑재되어야 한다. 또한 시스템의 안정성과 조종성의 측면에서 수중에서 전체의 무게가 중성부력에 맞도록 제어되어야 한다. 따라서 AUV의 선체는 외압이 작용되는 내압용기를 안전성 측면에서 해석을 통해 구조안전성을 확보한 뒤 그 이상의 두께에 대하여 수중중량을 계산하여 최적의 두께를 산출하여야 한다.

본 연구에서는 먼저 원통형 셸의 두께를 설계변수로 선정하고 목적함수를 중량으로 제한조건을 응력으로 하는 최적설계를 상용 프로그램을 이용하여 선정하여 보았으며, 좌굴안전성 측면에서 살펴본 뒤 안전계수를 가지는 최적의 두께에 대하여 수중중량을 계산하여 보았다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) Al7075-T6의 경우, 선형탄성해석을 기초로 한 최적설계 결과 두께는 초기두께 25mm에서 17mm로 되어 중량은 38.6kg에서 27.2kg으로 약 11kg이 줄었으나, 안전계수를 고려하여 20mm(815bar, 약 7982m에서 안전)로 제시하였다.

2) Ti-6Al-4V의 경우, 선형탄성해석을 기초로 한 최적설계 결과 두께는 초기두께 25mm에서 10mm로 되어 중량은 61.1kg에서 26.1kg으로 약 35kg이 줄었으나, 좌굴에 의한 붕괴가 예상되므로 두께를 15mm(872bar, 약 8522m에서 안전)로 키울 필요가 있었다.

3) 안전계수를 고려하여 계산된 두께에 대하여 여유부력은 Al7075-T6와 Ti-6Al-4V의 경우 각각 8kg, 0.04kg으로서 그이상의 무게에 대해서는 부력재를 추가하여야 한다.

4) 최종적으로 Al7075-T6는 20mm의 두께를, Ti-6Al-4V의 경우는 15mm의 두께를 사용해야 할 것으로 예상되나, 실제 제작되어질 경우 초기 부정이나 사소한 편심의 영향에 의해 좌굴에 의한 붕괴가 낮은 압력에서 발생할 수 있으므로, 더욱 정확한 좌굴강도의 추정치와 더불어 붕괴압력에 대한 실험이 필수적으로 사료된다.

후 기

본 연구는 해양수산부와 한국해양연구원의 지원으로 수행된 "차세대 심해용 무인잠수정 개발" 과제의 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구에 도움을 주신 관계자 여러분과 JAMSTEC의 Dr. Aoki, Dr. Hyakudome에게 감사를 표합니다.

참 고 문 헌

이판목, 홍석원, 이종무 외 (1999). "차세대 심해용 무인잠수정 개발", 한국해양연구원 보고서, UCM0250-2368.

임오강, 이병우, 전완수, 정현기 (1995). "수압을 받는 원통형 셸의 최적설계", 전산구조공학 제8권 제1호, pp 85-94.

신장용, 우종식 (1999). "심해용 압력용기에 대한 붕괴해석", 한국해양공학회지 제13권 제4호, pp 82-97.

Warren C. Young (1989). "Roark's Formulas for Stress and Strain", McGraw-Hill Inc., pp 519, 638-639, 690.

JAMSTEC(Japan Marine Science and Technology Center) (1991). "10,000급 잠수정의 강도설계서"

ABS(American Bureau of Shipping) - Rules for Building and Classing (1990) "Underwater Vehicles, Systems and Hyperbaric Facilities" pp 6-1 - 22.

(주)태성에스엔이 (2001). "Training Manual Design Optimization 5.7"

ANSYS (1993). "ANSYS Design Optimization Seminar for revision 5.0"

Deep Sea Poewr & Light (2001). "Underwater Pressure Version 4.0"