

파일럿 집광로봇 박스형 압력보상용기 구조설계식

이민욱* · 홍섭* · 임우철** · 이태희** · 최종수*

*한국해양과학기술원 해양시스템연구부

**한양대학교 자동차공학과

Structural Design Equation for a Box-shape Pressure Compensated Chamber of Pilot Mining Robot

Minuk Lee*, Sup Hong*, Woorchul Lim**, Tae Hee Lee** and Jong-Su Choi*

*Ocean System Engineering Research Division, KIOST, Daejeon, Korea

**Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Pilot mining robot 파일럿 집광로봇, Electronic-electrical system 전기-전자 시스템, Pressure compensated chamber 압력 보상용기, Prying action 지렛대 작용

ABSTRACT: A pressure compensated chamber of a pilot mining robot isolates and protects an electrical-electronic system from the ambient highly pressured water. Since the inner pressure of the chamber is compensated with outer water pressure using hydraulic oil and pressure compensator, there exists a pressure difference, less than 1 bar, between outer and inner surface. The structural safety of the chamber is obtained relatively easier than the canister type which inner pressure is kept as the atmospheric pressure. However, due to the adoption of box shape for space efficiency and usage of the transparent engineering plastic viewport for checking inner circumstance, the viewport can be largely deformed. This large deformation can cause an additional tensile force, called the prying force, to the bolt-flange connection parts of the viewport. In this paper, we suggest the structural design equation considering the prying action for designing the structure of a box-shape pressure compensated chamber.

1. 서 론

육상 광상에 비해 니켈, 코발트, 구리의 함량이 높은 심해저 망간단괴는 태평양의 클라리온-클립퍼톤 해역(CCFZ) 등 대부분 수심 3,000~5,000에 분포되어 있는 대표적 심해저 광물자원으로서 세계 선진 각국의 상업적 개발의 목표가 되고 있다.

우리나라는 현재 태평양 심해저 광구 개발권을 확보하고, 심해저 개발을 위한 연구를 한국해양과학기술원이 중심이 되어 진행하고 있으며, 심해저 망간단괴 채광기술의 독자적 개발을 목표로 국가연구개발 사업을 수행해오고 있다. 최근 시험집광기의 개발과 두 차례의 근해역 실증시험을 통해 그 성과를 입증하였고, 현재는 파일럿 규모의 집광로봇 개발과 파일럿 시험을 준비하고 있는 과정으로 망간단괴의 상업생산에 한발 더 다가서 있는 상황이다(Hong et al., 2008).

현재 개발중인 파일럿 규모의 집광로봇은 주행 및 제어를 위해 다양한 전기-전자 시스템을 탑재하고 있으며, 이러한 전기-전자

시스템을 심해의 높은 압력으로부터 보호하기 위한 압력용기의 개발이 필요하다. 파일럿 집광로봇에 적용될 압력용기는 내부에 절연성을 가진 압력보상유를 채운 상태에서 압력보상기를 이용하여 압력보상을 하는 압력보상용기와 내부를 공기로 채운 일 반적인 압력용기 두 가지로 나눌 수 있다. 압력보상유를 사용하지 않는 일반적인 압력용기는 외부의 높은 수압을 받는 반면에 내부 공간은 탑재 장비의 보호를 위하여 대기압 상태를 유지해야 한다. 따라서 압력용기 내외의 큰 압력 차이를 안전하게 지지할 수 있는 구조적 안정성을 확보해야 한다. 파일럿 집광로봇에 사용될 압력용기는 높은 외압을 견디기에 적합한 실린더형태의 압력용기를 채택하였다. 한편 압력보상유를 사용하는 압력보상방 식의 압력용기는 압력보상장치를 이용하여 외부와의 압력차를 일정압력 이하로 유지시켜 준다. 본 연구에서 이러한 압력용기는 압력보상장치에 의해 적용 수압에 비해 매우 작은 약 1bar 내외의 압력이 작용하도록 설계하였기 때문에 배치 및 공간효율 측면에서 유리한 직육면체 박스 형태로 설계하였다. 또한 본 연구

Received 24 September 2012, revised 27 November 2012, accepted 11 December 2012

Corresponding author Jong-Su Choi : +82-42-866-3873, jschoe@kiost.ac

© 2012, The Korean Society of Ocean Engineers

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2012 in Daegu.

에 사용되는 압력보상용기는 내부 관측 및 유지보수를 위하여 압력용기 상부에 관측창을 장착하도록 설계되어있다(Park et al., 2011). 관측창은 압력용기 상부 플랜지(Flange) 부분에 볼트이음(Bolt connection)을 통해 연결되어 있다. 그러나 이러한 볼트-플랜지 연결구조는 힘을 받는 플레이트 부에 큰 변형이 발생할 경우, 볼트부에 우력(Moment)이 발생하게 된다. 이러한 우력은 플랜지 가장자리의 반력에 의해 볼트에 추가적인 인장력으로 작용하게 되며, 이를 지렛대 작용(Prying action)이라 한다(Nair et al., 1974). 본 연구에서 관측창은 투명 플라스틱 재질인 폴리카보네이트(Poly-carbonate)를 이용하였다. 본 연구에서 관측창은 내부의 압력에 직접 노출되어 있으며, 다른 구성 재료에 비하여 상대적으로 강성이 낮은 재질로 이루어져있기 때문에 대변형으로 인한 볼트-플랜지 연결부의 지렛대(Prying force) 발생을 예상할 수 있다. 따라서 볼트-플랜지 연결부의 구조안전성을 위해 지렛대를 고려한 설계가 필요하다.

지렛대 작용은 건축물의 보와 기둥의 대표적 연결구조인 T-stub 접합부의 볼트-플랜지 연결구조의 안전성을 평가하기 위해 많은 연구가 이루어졌다(Lee et al., 2000). 간단한 이론식과 실험을 통하여 T-stub 접합부의 볼트-플랜지 연결구조에 따른 지렛대를 계산하는 이론식(Analytical formula)과 준실험식(Semi-empirical formula) 등이 개발되어 왔다(Kulak et al., 1987). 이러한 식들은 특정한 플랜지의 구조 및 볼트 종류에 따라 식의 형태나 상수 등이 달리 적용되기 때문에 일반적인 경우에 적용이 어렵다. 이러한 한계를 극복하고자, 플랜지와 볼트의 한계상태해석(Limit state analysis)를 통하여, 볼트-플랜지 구조의 주요 인자를 일반적으로 적용할 수 있는 식이 개발되었으나, 이 또한 T-stub 접합부 범의 연결 구조에만 적용 가능한 형태의 식이다(Struik and Back, 1969; Thornton, 1985).

따라서 본 연구에서는 먼저 지렛대 작용에 대하여 자세히 살펴본 후, 파일럿 집광로봇에 사용되는 박스형태의 압력용기 구조에 대한 고찰을 수행한다. 이러한 고찰을 바탕으로 지렛대 작용을 고려한 박스형태의 압력용기 볼트-플랜지 연결구조의 설계식을 개발한다. 그리고 개발된 설계식을 이용하여 파일럿 집광로봇의 박스형 압력보상용기 관측창 연결구조의 설계를 수행한다.

2. 지렛대 작용(Prying action)

일반적으로 볼트 연결부에 인장력이 작용하면 볼트에 작용하는 하중은 일반적으로 Fig. 1(a)에 나타난 것처럼 볼트 결합력인 예하중(Pre-tension) 수준에서 크게 증가하지 않다가 플랜지의 접촉면이 분리되는 하중단계에서 급격히 증가한다. 하지만 Fig. 2와 같이 플랜지 중앙부의 변형이 크게 나타나는 경우, 플랜지 가장자리 부분에 반력이 발생하게 되어 볼트에 추가적인 인장력이 작용하게 되며, 이 때 볼트는 Fig. 1-(b)에 나타난 것처럼 인장력 만을 고려한 상황보다 더 낮은 하중수준에서 볼트의 파손이 일어나는 것을 볼 수 있다.

지렛대 작용은 Fig. 2와 같이 인장력을 받는 T-stub 접합부의 볼트-플랜지 연결부에 빈번하게 일어나며, 이에 관한 많은 연구가 이루어져 왔다. 많은 실험과 연구를 통하여 플랜지의 두께, 힘

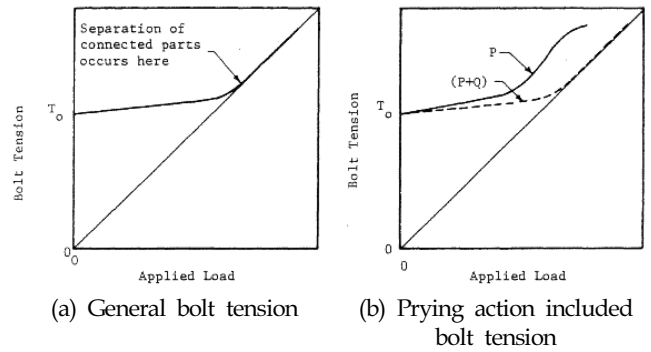


Fig. 1 Relationship between bolt tension and applied load (Nair et al, 1974)

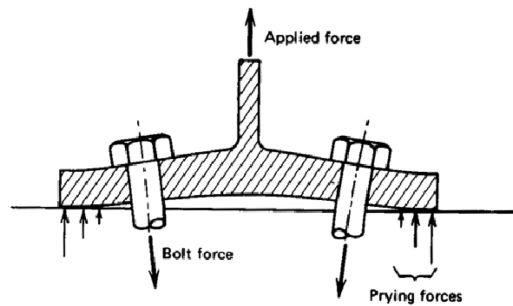


Fig. 2 Schematic diagram of T-stub joint deformation

의 작용점과 볼트 중심과의 거리, 볼트 중심과 플랜지 끝단의 거리, 볼트 간격, 볼트의 형상 등이 지렛대에 많은 영향을 주는 인자로 알려져 있다(Leahey and Munse, 1959; Douty and McGuire, 1963). 이러한 인자들을 기반으로 T-접합부 형태의 볼트-플랜지 연결부의 지렛대를 평가하기 위한 다양한 이론식과 경험식들이 개발되었다.

Chang(1962)은 볼트 연결부분을 힌지로 가정하고, Fig. 3과 같이 볼트 중심부부터 플랜지 끝단까지 점점 증가되며 반력이 작용한다고 가정하였다. 이러한 가정을 통해 계산된 지렛대는 다음 식(1)과 같다.

$$Q = \frac{3g}{8a} P \tag{1}$$

여기서 Q 는 볼트에 작용하는 지렛대, P 는 플랜지에 작용하는 외력, a 는 볼트중심과 플랜지 가장자리 사이의 거리, g 는 힘의

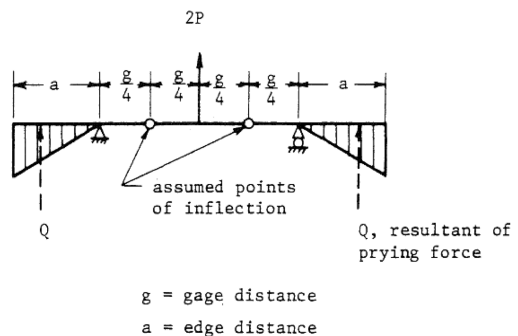


Fig. 3 Prying force model by Chang (Chang, 1962)

작용점과 볼트 중심의 거리를 나타낸다. 본 식은 지렛대 작용의 기본적인 현상을 설명해 주지만, 계산된 지레력 이외에 다른 설계정보를 주지 못한다.

Douty 등은 지레력이 Fig. 4과 같이 플랜지 가장자리 끝단에 집중적으로 작용한다고 가정하고, 볼트 중심에서의 볼트 신장량과 플랜지의 변형이 같다는 조건을 이용하여 다음 식 (2)와 같이 지레력을 계산하였다(Douty and McGuire, 1963, Vincent, 1969). 식 (2)에 나타난 상수들은 실험을 통하여 보정된 값을 사용하였다.

$$Q = \left[\frac{\frac{1}{2} \frac{wt^4}{30ab^2A}}{\frac{a}{b} \left(\frac{a}{3b} + 1 \right) + \frac{wt^4}{6ab^2A}} \right] P \quad (2)$$

여기서 t 는 플랜지 두께, a 는 볼트중심과 플랜지 가장자리 사이의 거리, b 는 힘의 작용점과 볼트 중심의 거리, w 는 볼트 간격, A 는 볼트의 단면적을 나타낸다.

위의 식 이외에도 실험을 통한 다양한 준실험식들이 개발되었다. 하지만 이러한 방법들은 특정한 볼트나 플랜지 사양에 대하여만 적용 가능하기 때문에 일반적인 설계에 적용이 어렵다.

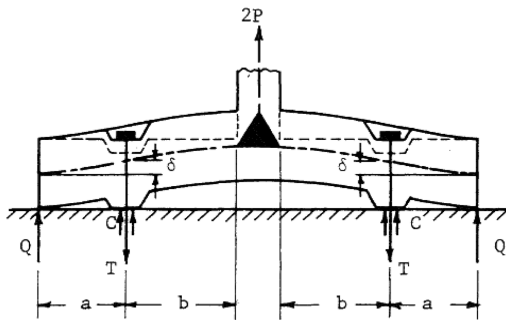


Fig. 4 Prying force model by Douty and McGuire (Douty and McGuire, 1963)

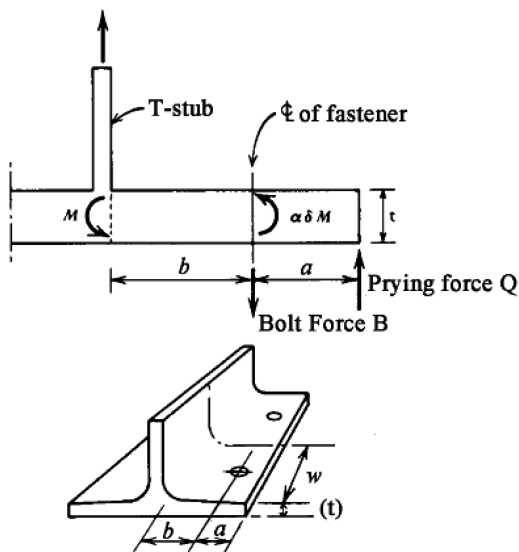


Fig. 5 Prying force model by Thornton (Thornton, 1985)

이러한 단점을 극복하기 위해 Thornton은 Fig. 5에 나타난 T-stub 연결구조에 작용하는 힘과 모멘트의 평형식을 유도하고, 평형식의 부족한 방정식을 볼트와 플랜지의 파손조건을 가정한 한계상태해석(Limit state analysis)를 통하여 적합방정식을(Compatibility equation)을 구성하였다(Thornton, 1985). 이렇게 유도된 식은 다양한 실험을 통해 정확성이 검증되었다(Kulak et al., 1987). 유도된 방정식을 이용하면 다음 식 (3)과 같이 지레력을 계산할 수 있다.

$$Q = \left[\frac{\delta \alpha}{1 + \delta \alpha} \frac{b}{a} \right] P \quad (3)$$

여기서 δ 는 볼트 중심라인의 플랜지 단면적과 하중 작용점의 플랜지 단면적의 비율이며, α 는 볼트 중심라인에 작용하는 모멘트와 플랜지의 중심에 작용하는 모멘트의 비율이다. 본 기법에서는 한계상태해석을 통해 α 를 구할 수 있으며, α 가 0에 가까우면 지렛대 작용이 거의 없는 구조이며, 1에 가까울수록 지렛대 작용이 많은 영향을 주는 구조로 평가할 수 있다. 또한 한계상태해석을 통해 지렛대 작용을 고려한 플랜지와 볼트의 사양을 결정할 수 있다. 하지만 이렇게 유도된 식 또한 T-stub 형태의 연결 구조에만 적용 가능하다. 따라서 다른 형태의 연결구조에 적용하기 위해서는 각 형태에 적합한 구조평가식을 개발해야 한다. 다음 장에서는 본 연구의 파일럿 집광로봇에 사용된 박스형 압력보상용기의 형태 및 관측창 연결구조를 살펴본 후, 가장 설계 자유도가 높으며 다양한 실험을 통하여 정확성이 검증된 Thornton의 구조식을 기반으로 본연구의 박스형 압력보상용기에 적합한 구조설계식을 개발한다.

3. 파일럿 집광로봇의 박스형 압력보상용기 관측창 볼트-플랜지 연결구조식

3.1 파일럿 집광로봇 압력용기

전기-전자 부품을 심해저의 높은 수압으로부터 보호하기 위한 방법으로, 본 파일럿 집광로봇에 적용된 방법은 크게 두 가지로 나뉜다(Kim et al., 2011). 첫 번째는 케이스 내부는 대기압 상태를 그대로 유지하면서 케이스 구조를 주변 수압에 견딜 수 있도록 일반적인 압력용기 구조 중 하나인 실린더 형태인 캐니스터(Canister) 구조로 제작하는 방법이 있다. 두 번째로는 케이스 내부를 압력보상유로 채우고 압력보상장치를 이용하여 내외의 압력차를 보상하는 방식의 압력보상 방법이다. 열전달 방법이나 소자의 내압성에 문제가 있는 부품이 있는 전기-전자장비의 경우 압력보상유를 사용할 수 없기 때문에 캐니스터 구조에 적용하였고, 나머지 전기-전자장비는 압력보상 방법을 적용 하였다. 파일럿 집광로봇에 장착되는 박스형 압력보상용기는 Fig. 6과 같은 전기-전자 시스템의 결선박스(Junction box) 등과 유압시스템의 제어밸브팩(Control valve pack) 등이 있다. 한편 파일럿 집광로봇에 장착되는 박스형 압력보상용기는 적용수심에 비해 매우 낮은 압력인 1bar 내외의 압력을 지지할 수 있도록 설계가 되므로, Fig. 6과 같이 공간 효율 측면에서 유리한 직육면체 형태로 설계되었다. 또한 내부 장비의 작동여부를 관찰하고 장비의 유지보수가 수월하도록 투명한 폴리카보네이트 재질의 관측창을 압력보상용기 상부에 볼트-플랜지 구조로 연결하였다.



Fig 6. Box-shape pressure compensated chambers of the pilot miner

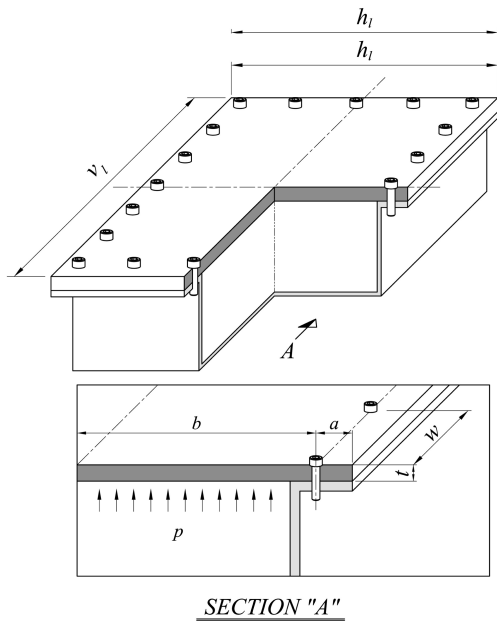


Fig 7. Illustration of a box-shape pressure compensated chamber structural design equation variable

압력보상용기와 관측창을 연결하는 볼트-플랜지 구조의 단면 형상은 다음 Fig. 7과 같으며, 압력보상용기의 압력조절에 의해 관측창에 내부압력이 발생된다. Fig. 7과 같은 볼트-플랜지 구조는 플랜지 길이에 비해 매우 긴 관측창 부분이 직접 분포하중을 받으면서 대변형을 수반할 수 있는 구조가 된다. 2장에서 살펴 보았듯이 이러한 구조에 하중이 가해질 경우, 볼트에 작용되는 수직합력 이외에 플레이트 부의 대변형으로 인해 발생하는 지렛대 작용을 고려하여 설계해야 한다.

3.2 지렛대 작용을 고려한 박스형 압력보상용기의 볼트-플랜지 연결구조식 개발

본 연구의 압력보상용기는 Fig. 7에 나타난 바와 같이 박스 형태이며, 박스형 구조물 상부에 관측창이 플랜지-볼트 구조로 연결되어 있다. 관측창은 Fig. 7에 나타난 바와 같이 직사각형의 평판 형태를 가지며 평판전체에 걸쳐 압력을 받는다. 앞장에서 살펴본 바와 같이, 본 연구의 구조물은 지렛대 작용을 고려하여 설계되어야 한다. 하지만 이러한 평판 구조에서는 사각형 각 변의 길이비에 따라 구조의 반력과 모멘트가 상이하게 계산된다. 따라서 앞장에서 살펴본 Thornton이 제안한 해석식은 T-stub

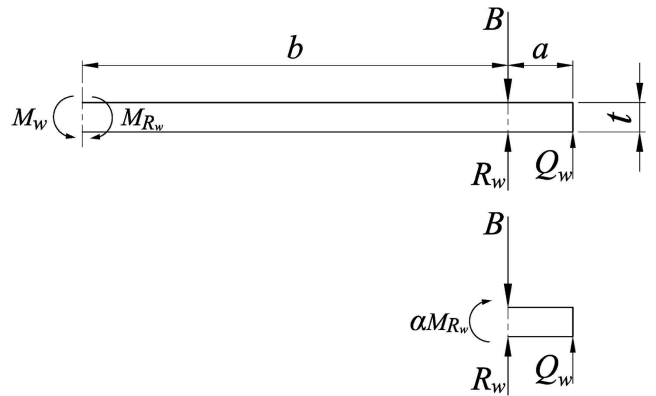


Fig. 8 Moment and force diagram of prying-force model for a box-shape pressure compensated chamber

연결구조물을 무한 2차원 평면으로 가정하여 개발되었기 때문에 본 압력보상용기의 연결구조에 그대로 적용하여 구조평가를 수행하기가 어렵다.

본 연구에서는 박스 형태에 따른 구조평가를 위해 Timoshenko 등이 제안한 직사각형 평판 각 변의 길이비 v_1/h_1 에 따른 평판 각 위치별 변위와 모멘트 그리고 반력 등을 고려하였다 (Timoshenko and Woinowsky-krieger, 1959). 위치별로 계산된 하중을 살펴보면 판의 중앙부에 가장 큰 하중이 작용되며, 그중에서도 장축 방향의 모멘트와 변 중심부의 수직반력이 더 크게 나타난다. 따라서 본 연구에서는 구조적 안전성을 고려하여 최대모멘트와 반력이 발생하는 장축 중앙부의 단면을 기준으로 설계식을 개발한다. 또한 2차원 무한평면형태가 아닌 유한한 사각평면에 힘이 압력의 형태로 작용되기 때문에 볼트간격 w 를 기준으로 유한화하여 설계식을 유도한다.

먼저 앞서 설명한 박스형 압력보상용기 장축방향 중앙부 단면에서 볼트간격을 기준으로 힘과 모멘트를 Fig. 8과 같이 분석하였다. 이를 통하여 다음 식 (4)와 같은 힘과 모멘트 평형식을 유도하였다.

$$\begin{aligned} M_w - M_{R_w} + Q_w a &= 0 \\ R_w + Q_w - B &= 0 \\ Q_w a - \delta \alpha M_w &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 Q_w 는 볼트간격당 지레력, B 는 볼트 개당 작용하는 인장력, M_w 는 지렛대 작용에 의한 볼트 간격당 평판 중앙부의 모멘트, δ 는 볼트 중심라인의 관측창의 단면적과 평판 중심 단면적의 비율, α 는 볼트 중심라인에 작용하는 모멘트와 M_w 의 비율을 나타낸다. 또한 M_{R_w} 와 R_w 는 각각 평판 중심부의 장축 모멘트 $w \times \gamma_1 p b^2$ 와 장축 변의 반력 $w \times \gamma_2 p b^2$ 을 나타낸다. 이러한 모멘트와 반력식의 상수 γ_1, γ_2 를 Table 1에 각 변의 길이비 v_1/h_1 에 따라 정리하여 나타내었다. 식(4)에서 α 는 지레작용계수이며, 지렛대 작용을 대표할 수 있는 값이다. 이 값이 0에 가까우면 지렛대 작용이 거의 없는 구조이며, 1에 가까울수록 지렛대 작용이 많은 영향을 주는 구조로 평가 할 수 있다. 하지만 α 값은 연결구조에 따라 상이하게 계산되며, 식(4)에서 미지수이다. 따라서 식(4)는 미지수가 평형식의 개수보다 많은 부정정

식이 된다. 따라서 본 연구에서는 평형식의 부족한 방정식을 볼트와 플랜지 각각의 파손조건을 가정한 한계상태를 이용하여 판의 굽힘에 대한 파손조건인 식(5-1), 볼트에 작용하는 수직력에 대한 파손조건인 식(5-2)와 같은 적합방정식(Compatibility equation)을 유도하였다.

$$M \leq M_c \quad (5-1)$$

$$\frac{M_{R_w}}{1 + \delta\alpha} \leq \frac{1}{8} w t^2 \sigma_{fy}$$

$$B \leq B_c \quad (5-2)$$

$$\left(1 + \frac{\delta\alpha}{1 + \delta\alpha} \frac{b}{a}\right) R_w \leq B_c$$

여기서 M_c 는 파손을 견딜 수 있는 관측창의 최대모멘트, B_c 는 볼트의 최대인장력, σ_{fy} 는 플랜지의 항복응력, t 는 관측창의 두께이다. 위의 두 적합방정식 중 볼트와 관측창의 어떠한 사양을 정하여 다른 설계조건을 구하는가에 따라 다양한 설계식을 얻을 수 있다. 본 연구에서는 이 중 두 가지 종류의 설계식을 유도한다.

먼저, 볼트의 사양과 관측창의 사양에 따라 주어진 하중을 견딜 수 있는 관측창의 최소두께 t_{req} 를 구하는 설계식을 유도한다. 볼트의 사양을 결정하면, 볼트가 견딜 수 있는 최대인장력 B_c 를 결정할 수 있다. 이때 볼트의 최대인장력 B_c 가 반드시 수직합력 R_w 보다 큰 볼트로 결정한다. 위와 같이 볼트의 사양이 결정되면 식(5-2)로부터 다음과 같은 식(6)을 유도할 수 있으며, 이 식을 이용하여 α 를 결정할 수 있다.

$$\beta = \frac{a}{b} \left[\frac{B_c}{R_w} - 1 \right] \quad (6)$$

$$\text{If } \beta \geq 1, \text{ set } \alpha = 1,$$

$$\text{If } 0 \leq \beta < 1, \alpha = \min \left\{ \frac{1}{\delta} \left(\frac{\beta}{1 - \beta} \right), 1 \right\}$$

위의 식(6)에서 결정된 α 를 이용하여, 식(5-1)로부터 관측창의 최소두께 t_{req} 를 다음 식(7)과 같이 구할 수 있다.

$$t_{req} = \left\{ \frac{8M_{R_w}}{w\sigma_{fy}(1 + \alpha\delta)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

이와 같이 계산된 관측창의 최소두께 t_{req} 가 설계자가 원하는 목표두께 t_{target} 을 초과한다면, 볼트의 사양 혹은 볼트간격 등을 바꾸어 식(6)과 식(7)의 계산을 반복하여 수행한다.

한편 이와 같이 구한 관측창의 두께와 볼트의 사양 등을 다음과 같이 유도된 몇 가지 식을 이용하여 검증할 수 있다. 식(4)로부터 지레력을 다음 식(8)과 같이 구할 수 있으며, 식(4)에 계산된 지레력을 대입하여 평형방정식을 검증할 수 있다.

$$Q = R_w \left(\frac{\delta\alpha}{1 + \delta\alpha} \frac{b}{a} \right) \quad (8)$$

다음으로 일정하게 주어진 사양의 압력용기의 최대허용압력 p_{allow} 를 구하는 설계식을 유도한다. 본 식은 설계된 압력용기 사양의 검증을 위해 유용하게 사용될 수 있다. 위에서 유도한 설계식과 마찬가지로 볼트의 최대인장력 B_c 는 반드시 수직합력 R_w 보다 큰 볼트로 결정한다. 다른 사양을 모두 결정된 후, 식(5-1)과 식(5-2)로부터 다음과 같은 식(9)를 유도할 수 있으며, 이식을 이용하여 α 를 결정할 수 있다.

$$\alpha = \frac{\gamma_1/\gamma_2}{\delta(1+b/a)} \left(\frac{8B_c}{w t^2 \sigma_{fy}} - 1 \right) \quad (9)$$

만약 식(9)에서 $\alpha < 0$ 이면, $\alpha = 0$ 이고, 지렛대 작용은 고려하지 않아도 된다. 따라서 최대허용압력 p_{allow} 는 볼트의 최대인장력을 고려하여 다음 식(10)과 같이 정한다.

$$p_{allow} = \frac{1}{\omega\gamma_2 b^2} \frac{1 + \delta\alpha}{1 + \delta\alpha(1+b/a)} B_c = \frac{B_c}{\omega\gamma_2 b^2} \quad (10)$$

만약 식(9)에서 $\alpha > 1$ 이면, $\alpha = 1$ 이고, 지렛대 작용이 가장 크게 작용한다. 따라서 최대허용압력 p_{allow} 는 관측창의 파손조건을 고려하여 다음 식(11)과 같이 정한다.

$$p_{allow} = \frac{t^2 \sigma_{fy}}{8\gamma_1 b^2} (1 + \alpha\delta) \quad (11)$$

만약 식(9)에서 $0 \leq \alpha \leq 1$ 이면, 최대허용압력 p_{allow} 는 위의 식(10) 또는 식(11)의 볼트 혹은 관측창의 파손조건을 고려하여 정하며, 두 식 중 어떠한 식을 사용하여도 무방하다.

본 장에서 제안된 구조설계식에 대하여 요약하면 다음과 같다. 기존의 연구에서 개발된 식들은 2차원 무한평면을 가정하여 개발된 식이므로, 먼저 일정한 압력을 받는 박스형태 구조물의 반력 과 모멘트를 계산할 수 있도록 평판형태 및 위치에 따른 최대 하중을 구한다. 또한 최대하중이 걸리는 압력용기 단면에서 볼트간격을 기준으로 유한화한 힘과 모멘트의 평형식을 유도한다. 여기서 유도된 평형식은 부정정식이며 지레작용계수 α 가 미지수에 포함된다. 볼트와 관측창의 파손조건을 고려한 한계상태해석을 이용하여 α 를 계산하면 평형식을 풀 수 있다. 이렇게 개발된 구조설계식을 이용하면 압력보상용기의 볼트 및 관

Table 1 Center moment coefficient γ_1 and reaction force coefficient γ_2 for uniformly loaded and simply supported rectangular plate (Timoshenko and Woinowsky-krieger, 1959)

v_1/h_1	γ_1	γ_2
1.0	0.192	0.260
1.1	0.222	0.280
1.2	0.251	0.296
1.3	0.278	0.316
1.4	0.302	0.332
1.5	0.325	0.340
1.6	0.345	0.344
1.7	0.363	0.352
1.8	0.379	0.360
1.9	0.394	0.364
2.0	0.407	0.368
3.0	0.476	0.372
4.0	0.494	0.376
5.0	0.498	0.380
∞	0.500	0.380

Table 2 Specification of example problem for a box-shape pressure compensated chamber for pilot mining robot

loading (Uniform pressure)	p	1.0 bar
plate (Poly-carbonate)	σ_{fy}	50 MPa
	h_l	0.5 m
	v_l	0.9 m
flange	a	0.01 m
	b	0.25 m
bolt (Class 4.6 M4 or M6)	w	0.08 m
	B_c	2000 N (M4)
		4800 N (M6)

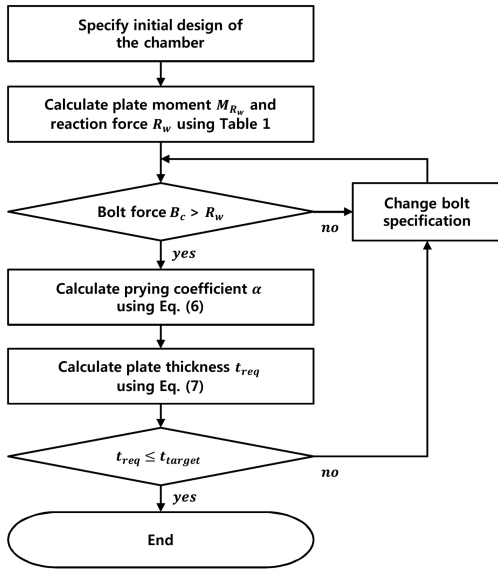


Fig. 9 Procedure of proposed structural design equation for a box-shape pressure compensated chamber

측창의 사양을 결정할 수 있다. 이와 같은 과정을 Fig. 9에 순서도로 요약하여 나타내었다.

4. 예 제

본 장에서는 제안된 구조설계식을 이용하여 Fig. 7 과 같은 파일럿 집광로봇에 적용될 박스형 압력보상 압력용기의 관측창 연결구조를 설계한다.

먼저 Table 2와 같이 주어진 압력용기 사양에 적합한 폴리카보네이트 재료의 관측창의 두께 t_{req} 를 설계하는 예제를 수행한다. 모든 예제는 Table 2에 나타난 바와 같이 Class 4.6의 M4 볼트와 M6 볼트 두 가지 경우를 고려하여 수행 한다. 먼저 Table 1을 이용하여 h_l 과 v_l 에 따른 중심부의 모멘트 $M_{R_w} = w \times \gamma_1 p b^2$ 과 반력 $R_w = w \times \gamma_2 p b^2$ 을 구하면 다음 식(12)와 같다.

$$M_{R_w} = w \times \gamma_1 p b^2 = 0.08 \times 0.379 \times 10^5 \times 0.25^2 = 189.5 \quad (12)$$

$$R_w = w \times \gamma_2 p b^2 = 0.08 \times 0.360 \times 10^5 \times 0.25^2 = 180.0$$

$B_c > R_w$ 임을 확인하고 식 (12)에서 계산된 값을 식(6)에 대

입하면 다음 식 (13)과 식 (14)와 같이 α 를 구할 수 있다.

[M4 Bolt]

$$\beta = \frac{0.01}{0.25} \left[\frac{2000}{180} - 1 \right] = 0.404 \quad (13)$$

$$0 < \beta < 1,$$

$$\therefore \alpha = \min \left(\frac{1}{0.95} \left(\frac{0.404}{1 - 0.404} \right), 1 \right) = 0.715$$

[M6 Bolt]

$$\beta = \frac{0.01}{0.25} \left[\frac{4800}{180} - 1 \right] = 1.03 \quad (14)$$

$$\beta \geq 1,$$

$$\therefore \alpha = 1$$

위의 식(13)과 식(14)에서 결정된 α 를 이용하여 관측창의 두께를 각각 다음 식(15), 식(16)과 같이 구할 수 있다.

[M4 Bolt]

$$t_{req} = \left\{ \frac{8 \times 189.5}{0.08 \times 50 \times 10^6 \times (1 + 0.679)} \right\}^{\frac{1}{2}} = 0.0150 \quad (15)$$

[M6 Bolt]

$$t_{req} = \left\{ \frac{8 \times 189.5}{0.08 \times 50 \times 10^6 \times (1 + 0.925)} \right\}^{\frac{1}{2}} = 0.0140 \quad (16)$$

마지막으로 각 조건에서 지레력 Q_w 을 구하고, 수직반력 R_w 와 합한 값을 볼트의 최대인장력 B_c 와 비교하여 보자.

[M4 Bolt]

$$Q_w = 180 \times \left[\frac{0.679}{1 + 0.679} \frac{0.25}{0.01} \right] = 1820 \quad (17)$$

$$B_c \geq R_w + Q_w$$

$$2000 \geq 180 + 1820$$

[M6 Bolt]

$$Q_w = 180 \times \left[\frac{0.925}{1 + 0.925} \frac{0.25}{0.01} \right] = 2162 \quad (18)$$

$$B_c \geq R_w + Q_w$$

$$4800 > 180 + 2162$$

본 예제의 결과를 분석해 보면 다음과 같은 몇 가지 사실을 확인할 수 있다. 먼저 식(17)과 식(18)에서 계산된 지레력과 수직력의 비율을 살펴보면 수직력 보다 지레력이 약 10배 이상의 값을 가짐을 알 수 있다. 따라서 본 예제와 같은 연결구조물의 적절한 설계를 위해서는 수직력 뿐만 아니라 지레력 또한 반드시 고려하여 설계해야한다. 또한 앞서 살펴본 바와 같이 $0 \leq \alpha \leq 1$ 인 경우, 식(17)과 같이 볼트의 인장하중과 볼트에 가해지는 하중이 정확히 균형을 이루는 설계값을 찾는다. 그리고 $\alpha = 1$ 인 경우, 식(18)와 같이 볼트의 최대인장력은 충분하게 선정되었고, 관측창의 허용하중에 의해 설계값을 찾는 것을 확인할 수 있다.

예제에서 구한 설계사양을 이용하여 역으로 압력용기의 허용압력을 검증해보자. 먼저 식(9)를 이용하여 다음 식(19), 식(20)와 같이 α 를 구한다.

[M4 Bolt]

$$\alpha = \frac{0.379/0.369}{0.95(1+0.25/0.01)} \left(\frac{8 \times 2000}{0.08 \times 0.015^2 \times 50 \times 10^6} - 1 \right) = 0.713 \quad (19)$$

[M6 Bolt]

$$\alpha = \frac{0.379/0.369}{0.95(1+0.25/0.01)} \left(\frac{8 \times 4800}{0.08 \times 0.014^2 \times 50 \times 10^6} - 1 \right) = 2.091 \quad (20)$$

식(19)에 나타난 것처럼 M4 볼트의 경우 $0 \leq \alpha \leq 1$ 이므로, 식 (10) 혹은 식 (11)을 이용하여 최대허용압력을 구할 수 있으며, M6 볼트의 경우 $\alpha > 1$ 이면, $\alpha = 1$ 로 계산하며, 식 (11)을 이용하여 최대허용압력을 계산할 수 있다. 이와 같이 계산된 허용압력을 식(21)과 식(22)에 각각 나타내었다. 편의상 두 경우 모두 식(11)을 이용해 계산하였다.

[M4 Bolt]

$$p_{allow} = \frac{0.015^2 \times 50 \times 10^6}{8 \times 0.379 \times 0.25^2} (1 + 0.677) = 99879 \quad (21)$$

[M6 Bolt]

$$p_{allow} = \frac{0.014^2 \times 50 \times 10^6}{8 \times 0.379 \times 0.25^2} (1 + 0.925) = 100000 \quad (22)$$

두 경우 모두 예제에서 제시되었던 1 bar (= 10^5 Pa)의 압력조건을 허용압력으로 제시한다. 이는 앞서 수행되었던 두 가지 설계식이 모두 유효함을 보여 준다.

본 장에서는 제시된 구조설계식을 이용하여 박스형 압력용기의 볼트와 관측창의 사양을 설계하는 예제를 수행하였다. 예제를 통하여 본 연구에서 제안된 구조설계식을 이용하여 박스형 압력용기의 연결구조의 볼트와 관측창의 주요사양을 지렛대 작용을 고려하여 적절히 설계할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 지렛대 작용(Prying action)을 고려한 파일럿 집광로봇 박스형 압력보상용기 관측창 연결구조의 구조설계식을 개발하였다. 개발된 구조설계식을 이용하여 관측창 연결구조의 볼트와 관측창의 구조 안전성 평가 및 설계를 수행하였다.

1) 기존의 볼트-플랜지 연결구조식에 대한 검토를 수행하였다. 대부분의 볼트-플랜지 연결구조식은 T-stub 접합부 연결구조를 반영하여 개발되었으며, 본 연구의 대상인 박스 형태의 압력보상용기에 적용하기 위해서는 수정된 구조식의 개발이 필요함을 확인하였다.

2) 파일럿 집광로봇의 박스형 압력보상용기의 관측창 연결구조는 대변형이 유발되는 구조이며, 이로 인한 지렛대 작용으로 볼트에 작용하는 추가 인장력을 고려해야 하는 구조임을 확인하였다. 본 연구에서는 기존에 개발된 볼트-플랜지 연결구조식을 응용하여 박스 형태이고 분포하중을 받는 압력보상용기의 연결구조 설계식을 개발하였다.

3) 본 연구에서 개발된 설계식을 이용하여 파일럿 집광로봇의 박스형 압력보상용기 설계 예제를 수행하였다.

4) 한편, 복수의 설계변수를 고려한 문제의 경우, 설계식에 부등조건이 포함됨으로 인해 반복적인 시행착오과정이 필요하다. 따라서 다양한 설계변수와 설계조건을 고려하여 압력보상용기를 효과적으로 설계하기 위해서는 최적설계기법이 적용되어야 한다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행된 “심해저 광물자원 통합 채광시스템 개발 연구” 과제의 연구결과 중 일부를 밝힙니다.

참 고 문 헌

- Chang, G.C.Y., 1962. Analysis and Design of Structural Tee-Connections in Tension, Unpublished Report prepared in partial fulfillment of the requirement for CE 497, Special Problem, University of Illinois, Urbana, IL, USA.
- Douty, R.T. and McGuire, W., 1963. Research on Bolted Moment Connections - A Progress Report, Proceedings of the 1963 AISC National Engineering Conference, Tulsa, OK, April 24-26, AISC, 48-55.
- Hong, S., Kim, H.W., Choi, J.S., Yeu, T.K., Park, S.J., 2008. Development of a Test Miner System for Deep-seabed Manganes Nodule, 2008 KAOSTS joint Sym, 179-184.
- Kim, J.H., Yeu, T.K., Park, S.J., Yoon, S.M., Hong, S., 2011. The Introduction of Underwater Connection Technique for Use Electric-Electronic System of Pilot Mining Robot, Proc. of 2011 KSOE Fall Conf., 46-49.
- Kulak G.L., Fisher J.W., and Struik, J.H.A., 1987. A Guide to Design Criteria of Bolted and Riveted Joints, Second Edition, Wiley-Interscience, 263-288.
- Leahey, T.F. and Munse, W.H., 1956. Static and Fatigue Tests of Rivets and High-Strength Bolts in Direct Tension, Structural Research Series No. 80, University of Illinois, Urbana, IL, USA.
- Lee, H.B., Kim, H.M., Yang, C.J., Park, S.S., 2000. A Study on the Strength and Deformation Characteristics of T-Stub Connection, Journal of the architectural institute of Korea, 16(10), 49-55.
- Nair, R.S., Birkemoe, P.C., Munse, W.H., 1974. High Strength Bolts Subjected to Tension and Prying, Journal of the Structural Division, 100(2), 351-372.
- Park, S.J., Yeu, T.K., Yoon, S.M., Kim, J.H., Hong, S., Kim, H.W., Choi, J.S., 2011. Requirements for Electrical and Electronics System Design of Pilot Miner, 2011 KAOSTS joint Sym, 1720-1723.
- Struik J.H.A., de Back J., 1969. Tests on Bolted T-Stubs with Respect to a Bolted Beam-to-Column Connections, Report

6-69-13, Stevin Laboratory, Delft University of Technology, Delft, the Netherlands

Thornton W.A., 1985. Prying Action - a General Treatment, Engineering Journal, AISC, 22(2), 67-75.

Timoshenko, S., Woinowsky-krieger, S., 1959. Theory of plates and shells, 2nd ed., McGraw Hill, Newyork, 105 - 179.

Vincent, G.S., 1969. Tentative Criteria for Load Factor Design of Steel Highway Bridges, Steel research for construction bulletin No. 15, American Iron and Steel Institute, New York.