

Preliminary Study on Deformation During Hydrostatic Testing in a Deep Tank

Geun-Gon Kim¹, Tae-Hyun An² and Tak-Kee Lee³

¹Graduate Student, Department of Ocean System Engineering, Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyeong, Korea

²Graduate Student, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyeong, Korea

³Professor, Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong, Korea

딥 탱크의 수압 시험 시 변형에 대한 초기 연구

김근곤¹, 안태현², 이탁기³

¹경상국립대학교 대학원, 해양시스템공학과, 석사과정

²경상국립대학교 대학원, 조선해양공학과, 석사과정

³경상국립대학교, 조선해양공학과, 교수

KEY WORDS: Deep tank 딥 탱크, Hydrostatic test 수압 시험, Deformation 변형, Structural analysis 구조해석, Beam theory 보이론

ABSTRACT: There are many different types of tanks on ships that meet various requirements. Each tank is required to undergo hydrostatic testing according to the Ship Safety Act after being installed onboard. In some hydrostatic tests, excessive deformation may occur. The overpressure of the air in the tank generated during testing is one of the possible causes of deformation. Based on the dimensions of the tank, nozzle, and pipes installed, it was confirmed that the overpressure of the air can cause problems with the structure, according to the Bernoulli equation. Additionally, finite element analysis (FEA) was performed on the tank structure to confirm the deformation and the stress occurring in the structure. From the perspective of deformation, the maximum deflection limit was set based on the criteria provided by the Eurocode and DNV. From the perspective of stress, the structural safety assessment was performed by comparing the allowable stress and equivalent stress generated in the structure. To determine whether the behavior of the actual structure was well implemented via FEA, beam theory was applied to the tank structure and compared with the FEA results. As a result of the analysis, severe deformation was found in some cases. This means that the overpressure of the air may be the cause of actual deformation. It was also confirmed that permanent deformation may occur.

1. 서 론

선박이라는 해양복합구조물에는 건조 시 다양한 용도를 가진 설비들이 갖추어진다. 그 중에서도 선박의 엔진 가동을 위한 연료유나 배기가스의 후처리를 위해 사용되는 요소수(Urea water), 선박에 거주하는 선원들이 사용할 청수, LNG 및 천연가스 등 유체를 저장하기 위한 압력용기인 탱크가 선박 내부 곳곳에 배치된다. 대부분의 화물선은 이중저위(Tank top)로부터 하부 갑판 또는 상부 갑판 사이에 폭의 일부 또는 전폭에 걸쳐 딥 탱크를 갖추고 있다.

선박에 설치되는 모든 탱크는 설비가 완료되면 탱크의 밀폐성과 구조적 안전성을 확인하기 위해 수압시험을 실시한다. 이러한 수압시험은 특히 탱크, 파이프 등의 누수여부를 확인할 목적으로 다양한 곳에 응용되고 있다. 압력용기는 대부분의 산업군에서 사용되기 때문에 압력용기의 안전성을 평가하는 수압시험에 대한 연구가 다양한 분야에서 여러 목적으로 수행되었다.

Kiefner 등(Kiefner and Maxey, 2000; Kiefner, 2001)은 파이프라인의 수압시험 과정에서 효과적인 테스트를 위한 압력 수준 및 시험 시간

Received 1 November 2021, revised 25 January 2022, accepted 27 January 2022

Corresponding author Tak-Kee Lee: +82-55-772-9193, tklee@gnu.ac.kr

© 2022, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

등을 정의하였다. Stephen et al.(2010)은 수압시험 시 특정 파이프라인에서 발생하는 파이프 직경의 팽창에 대한 원인을 분석하였다. Cameron and Pettinger(2010)는 파이프라인의 수압시험 과정 후 파이프 재료별로 기존에 존재하는 균열에 대해 수압시험이 균열 성장에 미치는 정도를 연구하였다.

또한, Krieg et al.(2018)은 수압시험은 테스트 압력 이하의 균열만을 확인할 수 있어 모든 결함을 확인할 수 없는 수압시험의 기술적 제약을 언급하며 파이프 구조에서 더 나은 방안인 ILI(In-line inspection)기법을 소개하였다. ILI 기법을 수행하기 위한 핵심소재로는 Smart PIG(Pipe inspection gauges)라는 기기를 파이프라인에 설치하는 것이다. 파이프에 삽입된 PIG는 파이프 시스템의 외부 및 내부 결함, 부식 및 구조적 안전성을 포함한 잠재적 위험에 대한 데이터를 수집하여 문제가 발생하기 전에 예방할 수 있다. 수압시험의 경우 테스트 도중 발생하는 균열만을 식별하는 기술적 한계가 있지만 ILI기법의 경우 비파괴 검사로서 성능 저하 없이 존재하는 외부 및 내부 결함을 모두 식별할 수 있는 장점이 있다. 또한, 파이프라인을 지속적으로 가동할 수 있어 생산의 중단 없이 결함에 대한 검사를 수행할 수 있다. 하지만 ILI기법은 적용 대상이 파이프라인에 한정되어 있다는 단점이 있다.

원자력 발전 분야에서도 수압시험에 대한 연구가 수행되었다. Zhang et al.(2021)은 원자력 압력용기의 수압시험을 설명하고, 특히 사고 발생 시 다른 산업군에 비해 막대한 피해가 발생하기 때문에 수압시험 절차와 장비, 기술 등의 최적화를 수행하였다. 한편, 수압시험을 수행함으로써 발생할 수 있는 기존 결함의 확장에 대한 우려로부터 수압시험보다 개선된 방안을 제시하기도 하였다. Liao et al.(2019)은 수압시험 시 발생하는 음향방출(Acoustic emission) 정보를 기반으로 수소저장용 압력용기의 손상 메커니즘을 하중부하에 따라 분석하는 기법을 연구하였다.

다양한 분야에서 수압시험에 대한 많은 연구가 수행된 것은 압력용기들의 구조적인 문제가 점진적으로 누적되어 발생하기 때문이다. 압력용기는 마모, 굽힘, 충격, 노화 등의 다양한 손상에 상당히 취약하며, 이러한 손상은 압력용기의 하중 용량과 피로 성능을 감소시킬 수 있다(Liao et al., 2019). 따라서 안전을 보장하기 위해 압력용기를 정기적으로 검사하는 방안으로 수압시험 절차 및 기술의 최적화가 수행되었으며, 수압시험을 통해 발생하는 내부 손상을 최소화하는 방안이 연구되었다.

실제로 수압시험 도중 많은 사고가 발생하였으며 사고의 원인에 대한 분석이 이루어졌다. 2013년 국내에서 볼트 접합 방식의 육상용 저장 탱크의 수압시험 도중, 누수가 발생함에도 불구하고 시험을 지속하다 하중을 견디지 못하고 물탱크가 붕괴하여 사고가 발생한 사례가 있다(Lee, 2013). 국외의 수압시험 사고 사례에 따르면, 새로 제작된 수직형 압력용기의 수압시험 중 상단부분의 폭발이 발생하였는데, 수압시험을 위해 사용된 청수의 온도가 원인이었다. 저온의 청수를 사용할 경우 취성 파단이 발생하는 것을 보여주는 사례이다(Parthiban, 2012). 또한, 수직형 압력용기의 폭발 및 붕괴 사례가 존재하며, 사고 발생 원인은 수압시험 시 용기 내 주수되는 물의 속도에 비해 공기가 빠져나가는 양이 적어 용기 내부에 과압이 발생한 것이었다. 이때, 용기 상단부의 환기용 파이프가 비닐 등의 물체에 의해 막혔던 것으로 밝혀졌다.

또한, 압력용기만이 수압시험 시 고려 대상이 되어서는 안 되는 사고 사례도 존재한다. LPG를 저장하는 한 구형 탱크의 사고 사례에서는 탱크를 지지하는 부재에서 문제가 발생하였다. 구형 탱크의 수압시험은 문제없이 80% 높이까지 주수가 진행되고 있었으나, 구형 탱크를 지지하는 부분의 노후화로 인해 주수된 구형 탱크의 무게를 지탱하지 못하고 붕괴되었다. 이는 수압시험을 진행할 때 압력용기 뿐만이 아니라 구조물 전체 상태를 고려하여 진행하여야 한다는 점을 시사한다(Dey, 2017).

위와 같은 문헌 조사 결과, 수압시험에 대한 여러 연구가 수행되었으나 대다수의 연구가 파이프라인에 대한 연구로서 수행되었음을 알 수 있다. 따라서 선박의 용접 탱크를 대상으로 한 수압시험 시 압력 조건에 따른 변형 정도, 탱크의 구조적 안전성에 영향을 미치는 매개변수를 정립할 필요성이 존재한다.

일반적으로 선내 탱크의 경우 주요 치수 대비 두께가 상대적으로 작은 박판 구조물이다. 두께가 얇아 두께 방향으로의 거동변화를 무시할 수 있고 2차원 요소망을 적용할 수 있기 때문에 상대적으로 적은 수의 요소로도 효과적으로 해석을 수행할 수 있다(Cho, 2019). 본 연구에서는 선미부 횡격벽에 용접되는 디프 탱크인 요소수 저장 탱크를 대상으로 6개의 해석 시나리오에 따른 유한요소해석을 수행하였다. 최종적으로 탱크의 수압시험 시 변형에 대한 결과를 보 이론을 적용한 이론적 방법과 비교하여 결과에 대한 정도를 확인하였다.

2. 수압 시험

2.1 정의 및 절차

산적화물선 및 유조선 공통구조규칙(IACS, 2021)에 따르면 수압시험의 목적은 탱크와 수밀경계의 수밀성 및 선박의 수밀구획을 구성하는 탱크의 구조적 안전성을 확인하기 위함이다. 신조선 및 주요 개조 또는 수리를 진행하는 선박의 탱크는 선박의 인도전에 수압시험 절차에 따라 그 안전성이 확인되어야 한다. 수압시험은 액체를 저장할 것을 목적으로 하는 탱크에서 실시되며, 수압시험의 방법으로는 승인된 다른 액체가 없는 한 시험 구역에 적절한 청수 또는 해수를 규정한 수위까지 채워서 시행한다. 시험 구역의 모든 외부 표면은 구조적인 변형, 팽창, 좌굴, 기타의 관련된 손상 및 누출의 유무를 확인하게 된다. Table 1은 시험 대상에 따른 시험 수두 또는 압력을 나타낸다.

수압시험은 선박안전법에 명시되어 있는 절차에 따라 실시한다(MOF, 2020). 선박안전법에는 수압시험을 진행할 때 반드시 선박 검사관이 입회하여야 하고, 수압시험 시 수두와 압력을 확인하고 물 또는 공기가 새지 않는지 확인하여야 한다. 또한, 압력이 걸린 상태에서 부재의 변형 여부를 확인하고, 변형이 있는 경우에는 수정 후 보강한다.

수압시험의 절차는 다음과 같으며 Bay사의 탱크 수압시험 절차를 참고하였다(Bay Tank and Vessel, 2016). 주입 작업 전후에 모든 환기구가 열려 있고 막히지 않았는지 확인한다. 이후 최대 주수 수위까지 주수를 실시하는데 수위는 1/4, 1/2, 3/4 및 만수위의 네 가지 높이를 설정하여 단계적으로 시험을 실시한다. 아래 Table 2는 API 650에 명시된 주수 속도 기준이며 최대 주수 속도를 넘지 않는 것을 권장한다.

Table 1 Design testing load height z_{ST} (IACS, 2021)

Compartment	z_{ST}
Double bottom tanks	The greater of the following: $z_{ST} = z_{TOP} + h_{air}$ $z_{ST} = z_{bd}$
Hopper side tanks, topside tanks, double side tanks, fore and aft peaks used as tank	The greater of the following: $z_{ST} = z_{TOP} + h_{air}$ $z_{ST} = z_{TOP} + 2.4$
Tank bulkheads, deep tanks, fuel oil bunkers	The greater of the following: $z_{ST} = z_{TOP} + h_{air}$ $z_{ST} = z_{TOP} + 2.4$ $z_{ST} = z_{TOP} + 0.1P_{PV}$
Ballast hold	$z_{ST} = z_h + 0.9$
Chain locker	$z_{ST} = z_C$
Independent tanks	The greater of the following: $z_{ST} = z_{TOP} + h_{air}$ $z_{ST} = z_{TOP} + 0.9$
Ballast ducts	Testing load height corresponding to ballast pump maximum pressure

Note: z_{ST} = z coordinate, in m, design testing load height.
 z_{TOP} = z coordinate of the highest point of tank, excluding small hatchways, in m.
 z_{bd} = z coordinate, in m, of the bulkhead deck.
 z_h = z coordinate, in m, of the top of hatch coaming.
 z_c = z coordinate, in m, of the top of the chain pipe.
 h_{air} = height of air pipe or overflow pipe above the top of the tank, in m.
 P_{PV} = design vapour pressure, in kN/m^2 , but not less than 25 kN/m^2 .

Table 2 Water-filling rate (API, 2020)

Bottom course thickness	Tank portion	Maximum filling rate (mm/h)
Less than 22 mm	Top course	300
	Below top course	460
	Top third of tank	230
22 mm and thicker	Middle third of tank	300
	Bottom third of tank	460

2.2. 변형 발생원인 분석 및 해석 시나리오 수립

일부 수압시험을 진행하는 과정에서 변형이 발생할 수 있다. 변형이 발생하는 조건으로 탱크의 과압(Overpressure) 현상이 있다. 이러한 과압 상태는 탱크 외벽의 구조적 손상을 야기할 수 있다. 다만, 본 연구에서 탱크의 주요 치수는 공통구조규칙(IACS, 2021) 등 관련 규정을 만족하는 것으로 간주한다.

수압시험을 진행하는 과정에서 탱크에 과압이 발생하는 원인은 다음과 같이 가정할 수 있다.

- (1) 공기관의 배출 성능 저하
- (2) 주수관과 공기관의 직경 차이
- (3) 적정 속도 이상의 빠른 주수 속도

첫 번째로 공기관(Air pipe)의 상태가 불량할 경우 과압이 발생할 수 있다. 공기관은 탱크의 수압시험이 진행될 때 탱크 내부의 공기를 외부로 배출하는 역할을 한다. 공기관 내부에 이물질이 쌓여 내부의 공기 흐름을 방해하거나 심지어 막히는 등의 배출 성능 저하가 발생할 경우, 탱크 내부에 물이 차오를수록 탱크 내 공기는 공기관을 통해 정상적으로 배출되지 못하고 압축되어 과압이 발생하게 된다.

두 번째로 주수관(Inlet pipe)과 공기관의 직경 차이가 클 경우, 탱크 내부로 들어오는 물의 유량 대비 탱크 내부의 공기가 공기관을 통해 나가는 양의 비율이 정상 범위를 벗어나 과압이 발생할 수 있다. DNV의 규정에서는 단면적 측면에서 주수부의 1.25배인 공기관 단면적을 요구하고 있다(DNV, 2021).

세 번째로 수압시험 시 전체 시험의 소요 시간을 단축할 목적으로 주수 속도(Inlet velocity or water filling rate)를 높일 경우, 마찬가지로 탱크 내부의 공기가 압축되어 과압이 발생할 수 있다. 이러한 원인에 의한 과압 발생을 방지할 목적으로 API 650에는 Table 2와 같이 용접 제작된 탱크에 대한 주수 속도를 규정하고 있다(API, 2020).

본 연구에서는 위의 세 가지 과압 발생 원인에 충실하기보다 발생 가능한 여러 원인에 의해 생길 수 있는 결과적인 압력 상태에 근거하여 탱크 외벽의 변형 여부를 고찰해 보기로 한다. 이에 탱크 내의 공기 배출과 관련하여 아래의 세 가지 시나리오를 설정하였다.

- (1) 공기관의 성능이 정상인 경우: 주수 과정에서 탱크 내 공기의 배출이 원활한 상태
- (2) 공기관의 성능이 50% 저하한 경우: 50%의 공기만 배출되는 상태
- (3) 공기관의 성능이 100% 저하한 경우: 막힌 상태

또한, 위의 공기관 배출 성능 관련 시나리오에 더하여 Bay 사의 탱크 수압시험 절차 중 50% 수위만큼 주수하였을 때와 만수위 직전인 90% 수위까지 주수한 경우를 검토하기로 하였다. 결국 공기관의 성능과 주수량을 변수로 하여 조합된 시나리오는 총 6가지이며, Table 3과 같이 정리할 수 있다.

Table 3 Considered scenarios with respect to air pipe performance and water filling level

Case	Air pipe performance	Water filling level
Case 1	100 %	50 % of height
Case 2	50 %	50 % of height
Case 3	0 %	50 % of height
Case 4	100 %	90 % of height
Case 5	50 %	90 % of height
Case 6	0 %	90 % of height

3. 주수 상황을 고려한 탱크의 손상 가능성 검토

본 장에서는 앞서 가정한 과압 발생 가능성 중에서 뒤의 두 가지 원인에 대한 것을 주수 상황을 고려하여 이론적으로 검토해 보았다. 이론적 검토를 수행하기 위해 앞서 필요한 탱크의 제원은 4장 1절 모델링 및 경계조건에서 자세히 나타내었다. 유량에 대한 연속방정식에서 단위 시간 동안 흐르는 유체의 양은 가는 물줄기나 굵은 물줄기나 같다(Cengel and Cimbala, 2014). 이는 아래의 식 (1)을 따른다.

$$Q_i = A_i \times V_i = Q_j = A_j \times V_j \tag{1}$$

여기서, $Q_i = i$ 부재의 체적유량, $A_i = i$ 부재의 단면적, $V_i = i$ 부재를 지나는 유속이다.

단위 시간당 i 부재의 유량 Q_i 와 j 부재의 유량 Q_j 가 같으므로 탱크의 주수관을 지나는 유량과 공기관을 지나는 유량이 같다는 점을 통해 주수관 (1)과 공기관 (2)의 유속에 대한 관계를 도출할 수 있다.

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} \times V_1 \tag{2}$$

예를 들어, 주수관의 직경이 공기관 직경의 2.5배인 경우를 적용하면 공기관과 주수관의 유속 관계는 $V_2 = 6.25 V_1$ 임을 알 수 있다. 주수관을 100% 개방하고 탱크의 특정 지점까지 청수를 가득 채우는데 T 시간이 걸렸다고 가정하면, 이때의 유량 Q 는 식 (1)에 걸린 시간 T 를 곱해 줌으로써 구할 수 있고, 이로부터 주수부의 유속 V_1 을 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_1 = \frac{Q}{A_1 T} \tag{3}$$

한편, 유속과 압력에 대한 베르누이 법칙을 통해 주수관과 공기관의 유속 관계를 도출할 수 있다. 유속과 압력에 대한 베르누이 법칙은 아래 식 (4)와 같다(Cengel and Cimbala, 2014).

$$\frac{P_i}{\rho} + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i = \frac{P_j}{\rho} + \frac{1}{2} V_j^2 + gz_j \tag{4}$$

여기서, P/ρ 는 유동 에너지, $V^2/2$ 는 운동 에너지, gz 는 위치에너지이다.

위 식에서 기체를 담고 있는 탱크 내의 압력은 기체의 무게가 의미 있는 차이를 만들기에는 너무 작기 때문에 $z_i = z_j$ 로 간주할 수 있고 식 (4)는 식 (5)로 단순화된다.

$$P_i + \frac{1}{2}\rho V_i^2 = P_j + \frac{1}{2}\rho V_j^2 \quad (5)$$

Table 4 Estimation of additional pressure related to water velocity of inlet pipe

Inlet pipe condition	V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	$(P_1 - P_2)$ (kN/m ²)
100% open	4.4	27.5	368.5
80% open	3.5	22.0	232.8
60% open	2.6	16.5	128.4
40% open	1.8	11.0	61.6
20% open	0.9	5.5	15.4
15% open	0.7	4.1	9.3
10% open	0.4	2.8	3.0
5% open	0.2	1.4	0.8

Note: V_1 and P_1 = water velocity and pressure in inlet pipe
 V_2 and P_2 = water velocity and pressure in air pipe

식 (2)에서 구한 주수관과 공기관의 유속 관계를 식 (5)에 대입하여 V_1 에 대한 항으로만 이루어진 식으로 단순화할 수 있다. 그 결과 $(P_1 - P_2)$ 인 주수관과 공기관의 압력차를 도출할 수 있다.

예를 들어 주수관의 직경이 50mm 일 때 2시간 동안의 총 유량이 62.1m³인 경우, 위의 과정을 통해 주수관의 개방 정도에 따른 유속의 변화와 두 관의 압력 차이를 계산할 수 있으며 그 결과는 Table 4와 같다. 주수관과 공기관의 직경 차이를 위의 예에서와 같이 2.5배라고 가정하여 수압시험을 진행하게 되면 주수관과 공기관의 직경 차에서 기인하는 압력 차이로 인해 구조 변형 가능성이 상존함을 알 수 있다.

4. 탱크 외벽의 변형 해석

4.1 모델링 및 경계조건

본 연구에서는 선미부 횡격벽에 용접되어 설치되는 요소수 저장탱크의 구조를 고려하여 ANSYS Ver.21 R1 상용해석프로그램을 통해서 변형 시나리오를 고려한 정적 구조해석을 수행하였다(DNDE, 2021). 해석을 위해 ANSYS/Spaceclaim 프로그램을 이용하여 쉘 요소로 구성

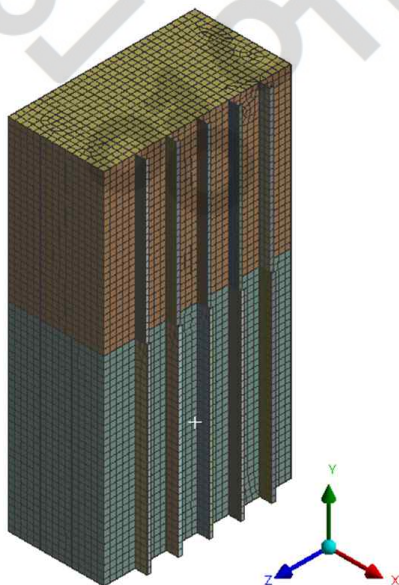


Fig. 1 FE model of urea storage tank

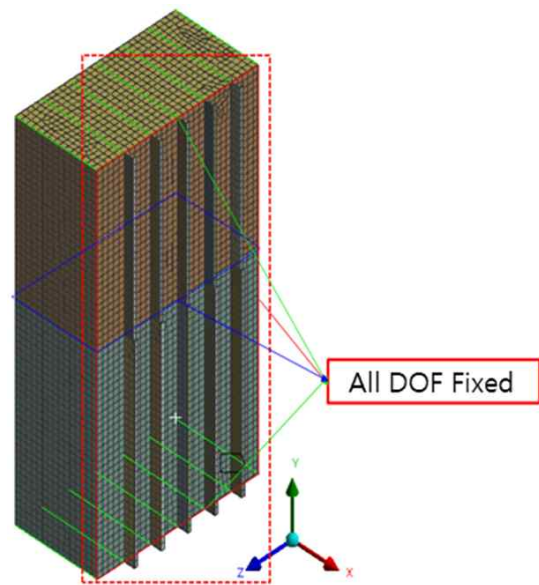


Fig. 2 Boundary conditions for urea storage tank in case 1-6

Table 5 Dimension of urea storage tank

Properties	Values (mm)
Length	4,680
Breadth	2,400
Height	9,000
Transverse bulkhead thickness	13.5
Tank side plate thickness	12
Tank bottom plate thickness	12.5
Tank top plate thickness	10

Table 6 Material properties of shipbuilding steel plate

Properties	Values
Tensile yield strength (MPa)	250
Compressive yield strength (MPa)	250
Young's modulus (GPa)	210
Poisson's ratio	0.3
Mass density (kg/m ³)	7,850

된 해석 모델을 제작하였다. 아래 Fig. 1에 해석 모델을 나타내었으며, 모델의 제원은 Table 5와 같다. 선박의 제작에 사용되는 구조용 강재료를 해석 모델에 반영하였으며 요소 크기는 150mm × 150mm이다. 구조용 강에 대한 재료 물성치는 Table 6에 정리하였다.

본 연구의 해석 모델인 요소수 저장 탱크는 횡격벽의 일부에 용접 제작되어 있다. 횡격벽 판의 경우 외부 보강재로 보강이 되어 있으며, 탱크를 둘러싼 다른 판은 내부 보강재를 통해 보강되어 있다. 탱크의 50% 높이에 중간 갑판이 존재하고, 탱크의 최상단부와 최하단부는 각각 강력갑판과 내부갑판 사이에 I형 보를 통해 용접 지지되어 있다.

탱크의 구조 해석을 수행함에 있어 우선 지지점에 대한 경계조건 부여가 필요하다. Fig. 2는 고려하는 해석에서의 경계조건을 나타낸다. 해석의 대상인 요소수 저장 탱크의 실제 거동을 고려하였을 때, 해석 대상은 횡격벽의 일부로서 용접 부착되며, 탱크의 상·하부에 I형 빔이 용접되어 지지하고 있다. 또한 탱크 내부에 존재하는 중간 갑판을 고려한다면 Fig. 2에서 나타난 지지부의 모든 병진(T_x, T_y, T_z) 및 회전(R_x, R_y, R_z) 방향 자유도를 구속하는 것이 실제 거동을 유사하게 묘사할 수 있다고 판단하였다.

4.2 하중 조건

요소수 저장 탱크의 수압시험 시의 구조강도 평가를 위해 적용한 하중 조건을 해석 시나리오 별로 아래 Table 7에 정리하였다. 요소수 저장 탱크의 자중은 20.6톤이며, 공기관 성능이 정상인 경우 탱크 내 공기가 차지하는 부분은 대기압과 같으므로 정수압만을 고려하였다. 그 외의 경우 수압 시험이 진행됨에 따라 탱크 내부에 발생하는 가압을 추가적으로 고려하였다.

수압시험에 사용되는 유체의 밀도는 담수의 밀도인 999.9kg/m³로 하였으며, 탱크에 작용하는 정수압의 경우 탱크 높이를 기준으로 50% 주수 시나리오에서는 4,500mm의 자유수면 높이를, 90% 주수 시나리오에서는 8,100mm의 자유수면 높이를 사용하였다. 예를 들어, Case 6의 경우 주수높이는 8,100mm이므로 물이 채워져 있는 탱크 내부에 0 ~ 0.0794 MPa의 압력을 탱크 높이별로 적용하였다. 정수압의 경우 대기압을 배제한 계기압력으로 계산되었으며, 계기압력은 식 (6)을 통해 구해진다.

$$P_{gauge} = \rho gh \tag{6}$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도, g 는 중력 가속도, h 는 자유 수면까지의 높이이다.

담수로 채워지지 않은 탱크 상부의 경우는 기존의 탱크내 존재하는 기체의 압축 여부를 고려하여야 한다. Case 별로 공기관의 성능을 고려하였으며, 주수량을 비교하여 탱크 내부에 가해지는 계기 압력을 구하여 부여하였다. 발생하는 추가 압력은 탱크 벽면에 수직인 방향으로 적용하였다.

Table 7 Loading condition by scenario

Loads	Applied scenario
Hydrostatic pressure	Case 1-Case 6
ΔP	Case 2, 3, 5, 6
Self weight	Case 1-Case 6

Note : ΔP = difference between atmospheric pressure and internal air pressure

4.3 유한요소해석 결과 및 고찰

고려한 시나리오 별 최대 변형량 및 최대 변형이 발생한 위치를 Table 8에 나타내었다. 구조물에 발생한 변형의 위험 정도를 평가하기 위해 구조물의 최대 허용 처짐량을 바탕으로 한 안전성 평가를 수행하였다. 최대 허용 처짐량을 초과하는 변형이 발생할 경우 위험 정도의 변형이 발생하였다고 판단하였다.

최대 허용 처짐량의 기준은 강 구조물 설계의 사용한계상태에 따른 처짐의 한계값(Eurocode 3, 1993)과 해양구조물 기준의 사용한계상태에 따른 처짐의 한계값(DNV, 2018)을 고려하여 S/200을 허용 처짐 한계로 설정하였다. 여기서 S는 스패의 길이를 의미한다. 최대 변형이 발생한 부재의 위치는 탱크 하단의 측면 프레임, 탱크 상단의 측면 프레임과 탱크 상단부로 크게 3가지로 나뉘며 각각의 최대 허용 처짐량은

25mm, 20mm, 12mm 이다. 해석 케이스 별 최대 변형과 발생위치를 Table 8에 정리하였으며, Fig. 3에 해석 결과들을 그림으로 보여주고 있다. 최대 허용 처짐량을 바탕으로 Case 5, 6의 경우 위험 수준의 변형이 발생한 것을 확인하였다.

Table 8 FEA results of maximum deformation

Case	Max. deformation (mm)	Location
Case 1	3.18	Side shell of lower tank
Case 2	5.76	Side shell of upper tank
Case 3	11.89	Side shell of upper tank
Case 4	6.65	Side shell of lower tank
Case 5	16.61	Tank top
Case 6	37.41	Tank top

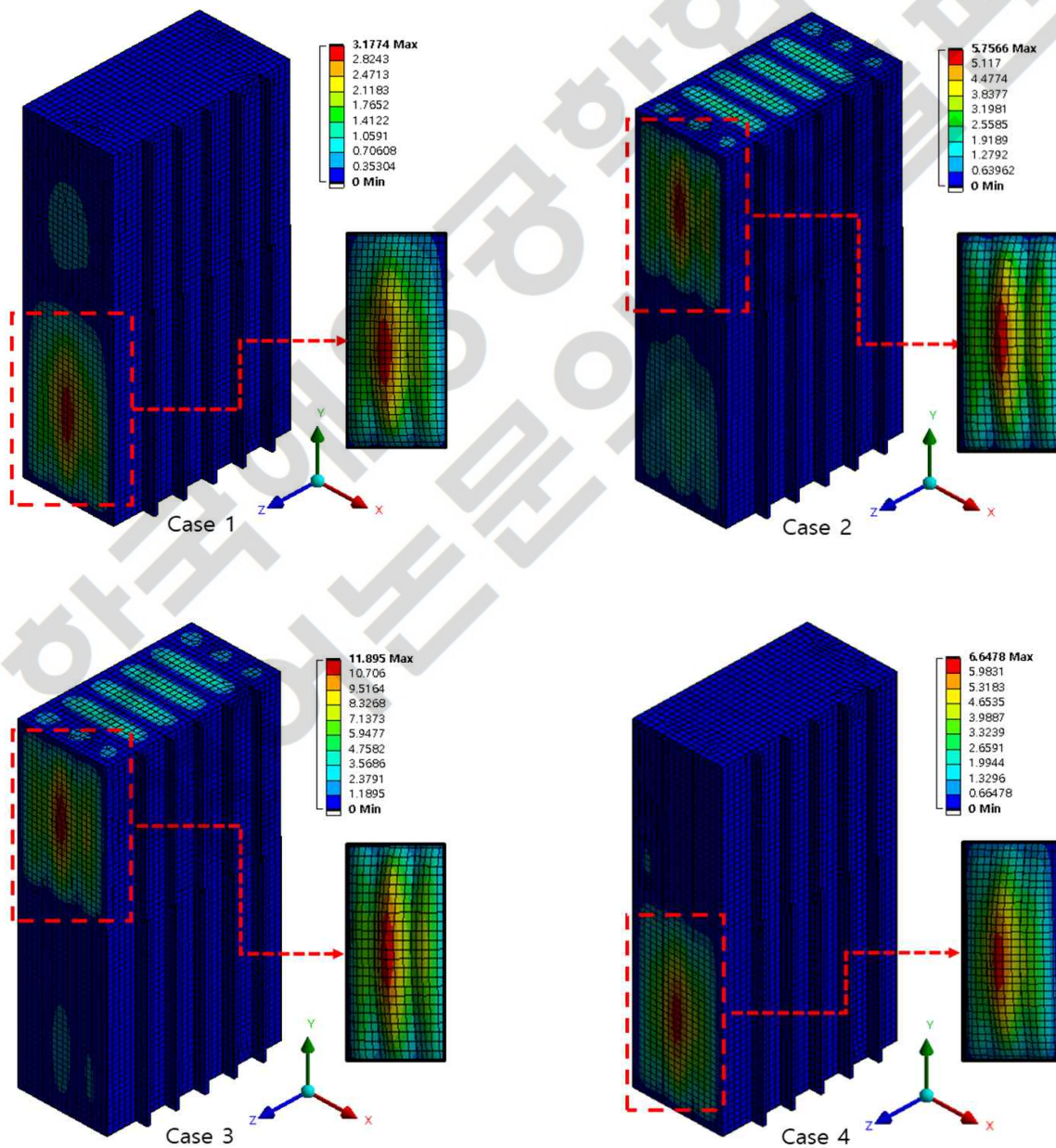


Fig. 3 Deformation analysis result

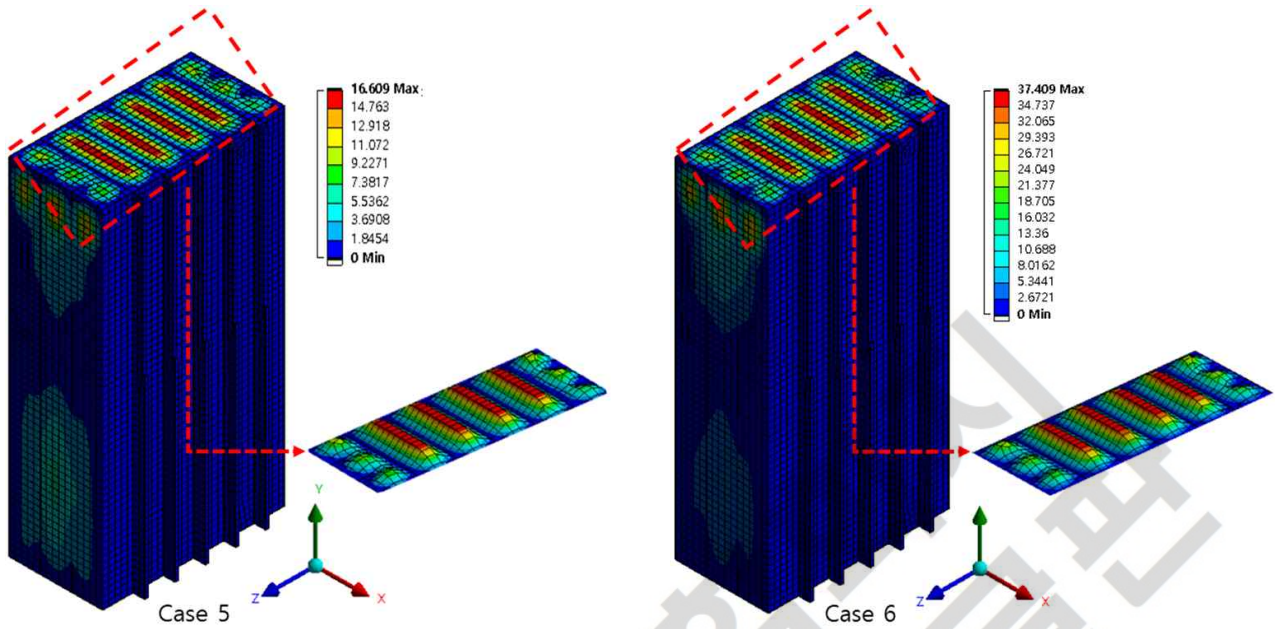


Fig. 3 Deformation analysis result (Continuation)

추가적으로 3장에서 선행한 손상 발생 가능성을 유한요소해석을 통해 확인하였다. 3장에서 구한 두 관의 직경차로 인해 탱크 외벽에 발생할 수 있는 최대 추가 압력은 0.369MPa이었으며, 손상 가능성 검토의 가정과 유사한 환경인 50% 주수 높이에서 앞서 계산한 최대 추가 압력 0.369MPa을 하중 조건으로 하여 해석을 수행한 결과, 최대 40.19mm의 최대 허용 처짐량을 초과하는 위험 수준의 변형이 탱크 상부 측면 프레임에서 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

또한 연성의 성질을 가지는 대표적인 재료인 구조용 강을 사용한 구조물에 대한 선형해석을 진행하였으므로 해석 후 구조물에 발생한 등가응력과 허용응력 간의 관계를 비교하여 구조 안전성을 평가하였다. 쉘 요소를 이용한 3차원 평판 구조물의 허용응력은 아래 식 (7)과 같다(KR, 2021).

$$\sigma_e = 0.9\beta\sigma_y / K^3 \tag{7}$$

여기서, σ_e 는 등가응력, β 는 요소분할 밀도 계수, σ_y 는 항복응력, K 는 재료계수를 나타낸다.

요소분할 밀도 계수의 경우 KR선급의 강선규칙 제 3편 선체구조의 직접강도평가에 관한 지침에 따라 계산하였다. Table 6에 정의한 연강의 물성치를 바탕으로 계산된 허용응력은 약 258.8MPa이다. 6가지 하중 시나리오에 대한 각 케이스 별 구조물에 최대 발생 등가응력이 허용응력을 초과하지 않는 경우 구조적 안전성을 만족하는 것으로 평가하였다. 그 결과를 아래 Table 9에 나타내었다. 여기서 재료의 항복응력을 초과한 Case 3, 5, 6의 응력 해석 결과 값은 선형 재료에 대한 응력-변형률 선도기울기의 영향으로 탄성 영역을 지나고부터 점차 과도하게 증폭된다는 점을 고려하여야 한다. Case 3의 경우 변형의 관점에서는 처짐 한계를 넘지 않으나 재료의 항복강도 측면에서는 소성 상태가 되어 영구 변형이 발생할 수 있음을 확인하였다.

이 장에서는 FEM(Finite element method)을 이용하여 공기관의 성능과 주수량을 고려한 6가지 하중 시나리오에 대한 정적 선형 탄성 해석을 수행하여 변형과 응력 두 가지 관점에서 결과를 분석하였다. 또한, 이론적으로 계산한 발생 가능한 탱크 내 최대 압력에 대해서도 해석을 수행하여 위험 수준의 변형을 확인하였으며, 탱크 내부에 과압을 야기할 것으로 판단한 초기 가정들이 타당함을 확인할 수 있다.

Table 9 Structural safety assessment result (unit: MPa)

Case	Equivalent stress result	Allowable stress	Remark
Case 1	101.7		O.K.
Case 2	164.9		O.K.
Case 3	294.2	258.8	Not O.K.
Case 4	208.3		O.K.
Case 5	531.4		Not O.K.
Case 6	1196.9		Not O.K.

5. 탱크 외벽 변형의 이론적 추정

박판 구조물은 기하학적인 특징으로 두께가 길이 대비 상대적으로 작은 보나 평판 그리고 셀 형상을 가진다. 탱크의 각 면들은 길이 대비 두께가 매우 얇은 평판 형상을 띠며, 폭을 일정 간격으로 쪼개어 보면 보의 형상으로 취급할 수 있다. 이로부터 탱크 외벽도 보가 연속된 구조물로 취급할 수 있다.

여기서는 일반 보 이론을 통해 최대 처짐을 조사해 보았다. 여기서 처짐 $v(x)$ 는 보의 축 위에 있는 임의의 점(x 좌표)에서 y방향으로의 변위이다. 보 이론과 판 이론은 공통적으로 굽힘 모멘트 방정식의 적분을 통해 처짐을 계산하게 된다(Ko and Jang, 2017). 계산을 수행할 때 경계조건, 연속조건 및 대칭조건을 이용하여 적분 상수를 표현하게 되는데, 경계조건이란 보 또는 판의 지지점에서의 처짐과 기울기에 관한 것을 의미한다.

보 이론에서의 처짐을 구하기 위한 처짐에 대한 미분 방정식은 아래 식 (8)과 같다(Gere and Goodno, 2009).

$$EIv'' = M, EIv''' = V, EIv'''' = -q \tag{8}$$

여기서, E 는 보 재료의 탄성계수, I 는 보 단면의 2차 모멘트, M 은 굽힘 모멘트, V 는 전단력, q 는 분포하중이다.

위 식은 앞에서부터 차례대로 굽힘 모멘트 방정식, 전단력 방정식, 하중 방정식으로 불린다. 굽힘 모멘트 방정식은 2차 미분 방정식이므로 2개의 적분 상수가 필요하다. 한 번 적분하면 처짐 곡선의 기울기 v' 이 구해지고 두 번 적분하면 처짐 v 가 구해진다. 단순 지지점에서는 처짐이 0이고, 고정단 지지점에서는 처짐과 기울기 모두 0이 된다. 그 결과 단순 지지조건에서의 처짐량은 다른 경계조건 대비 가장 큰 처짐량을 나타내게 된다. 양단 단순 지지조건에서의 보의 처짐에 대한 식은 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = \frac{5qL^4}{384EI} \tag{9}$$

여기서, L 은 보의 길이이다.

Table 10 Comparison between maximum deformation of plates by boundary condition (unit: mm)

Case	Fixed support	Simply supported	FEA result
Case 1	1.45	7.27	3.18
Case 2	1.81	9.06	5.76
Case 3	3.62	18.12	11.89
Case 4	3.12	15.61	6.65
Case 5	2.57	12.82	16.61
Case 6	5.77	28.85	37.41

탱크에서는 주수 수위까지는 물에 의한 정수압이 작용하고, 수위 상부의 탱크 공간에는 압축된 공기압이 적용되어야 할 것이다. 따라서 Table 3에서 정의된 각 시나리오에 의해 계산된 등분포 공기압을 식 (9)에 적용하면 보 이론에 의한 탱크의 최대 처짐량을 계산할 수 있다.

최대 처짐량이 가장 낮은 지지조건인 양단 고정지지 조건에 대한 보의 처짐에 대한 식은 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = \frac{qL^4}{384EI} \tag{10}$$

위 식을 적용하고 Table 3의 시나리오를 고려하여 계산된 양단 고정 지지조건과 양단 단순 지지조건에서의 탱크의 최대 처짐량을 유한요소해석 결과와 함께 아래 Table 10에 정리하였다. Case 5와 6을 제외하면, 보 이론에서 최대 처짐이 크게 발생하는 경계조건인 단순지지 상태에서의 처짐량과 최대 처짐이 적게 발생하는 양단 고정지지 상태에서의 처짐량 사이에 유한요소해석을 통해 구한 변형에 대한 근사값이 속하는 것을 알 수 있다. 이를 통해 유한요소해석의 변형 결과가 타당한 근사해임을 밝혔다.

Case 5와 6은 상당히 큰 변형이 발생하였기 때문에 일반적인 고체역학 이론에서 가정하는 재료의 선형탄성 범위를 벗어난 상태로 보이며 이런 경우에는 보 이론에 의한 처짐 계산으로는 그 값을 추정할 수 없게 된다.

6. 요약 및 결론

본 연구에서는 디프 탱크 구조물이 수압시험 과정에서 과압이 발생할 수 있는 원인을 고려한 변형 시나리오를 가정하였다. 이후 결과적인 압력상태를 기반으로 해석을 수행하였으며 구조물에 발생한 변형 및 응력의 관점에서 구조안전성 검토를 수행하였다. 또한, 유한요소

해석 결과 값의 타당성을 평가하기 위해 일반 보 이론을 적용한 수학적 표현식을 통해 변형에 대한 이론적 결과 해를 구하였다. 유한요소해석을 통해 구한 근사해와 이론적 결과 해를 비교한 결과 실제 구조물의 경계조건이 대체로 단순지지 조건과 고정지지 조건 사이에 있음을 확인할 수 있었다. 본 연구를 통해 확인할 수 있는 주요 사항을 요약하면 다음과 같다.

(1) 탱크의 설치 이후 수압시험을 수행하는 과정에서 간혹 변형이 발생하는 문제점에 초점을 맞추었으며, 이러한 변형은 수압시험 시 발생 가능한 탱크 내부 공기에 의한 과압 때문에 발생하는 것으로 가정하였다.

(2) 수압시험 시 과압이 발생하는 원인은 공기관의 성능 저하와 주수관과 공기관의 직경 차이 및 적정 수준 이상의 빠른 주수속도인 것으로 정리하였다.

(3) 탱크의 수압시험 시 내부 공기의 과압력으로 인해 변형이 발생하는 것을 확인하고자, 유량 측면에서 베르누이 평형방정식을 이용하여 주수관과 공기관의 직경 차이를 고려하는 예시를 통해 압력이 상승할 수 있다는 점을 수식적으로 확인하였다.

(4) 주수 수위와 공기관의 성능 저하율을 변수로 하여 총 6가지의 변형 해석 시나리오를 설정하고, 요소수 저장 탱크를 대상으로 유한요소해석을 수행하였다. 해석 결과, 최대 37mm 수준의 높은 변형을 보였다.

(5) 유한요소해석 결과 Case 3, 5, 6번 변형 해석 시나리오에서 재료의 허용응력을 넘는 응력 결과를 확인할 수 있었다. 이 경우 구조물의 파단이 발생할 수 있으며, Case 3의 경우 변형의 관점에서는 처짐 한계를 넘지 않으나 재료의 항복강도 측면에서는 소성 상태가 되어 영구 변형이 발생할 수 있음을 확인하였다.

(6) 보 이론을 통해 발생할 수 있는 최대 처짐을 계산하였다. 실제 유한요소해석을 통해 구한 변형의 근사해가 최대 처짐 계산의 결과해 내에 포함되는 것을 확인함으로써 과압이 실제 변형에 대한 원인이 될 수 있음을 보였다.

본 연구를 통해 수압시험 시 내부 공기의 압축으로 인한 과압이 변형 발생의 원인이 될 수 있음을 보였다. 하지만 본 연구에서는 변형 발생 시나리오를 가정할 때 시간에 대한 변수를 고려하지 않은 특정 상태에서의 결과적인 압력을 하중조건으로 부여하여 해석을 수행하였다. 추후 연구에서는 주수 속도 및 주수관과 공기관의 직경 차이를 변수로 한 과도해석을 수행하여 변형의 발생 및 누적과정을 추가적으로 검토할 필요성이 있다고 생각된다.

Conflict of Interest

Tak-Kee Lee serves as an editor of Journal of Ocean Engineering and Technology, but has no role in the decision to publish this article. No potential conflict of interest relevant to this article was reported.

References

- American Petroleum Institute (API). (2020). Welded Tanks For Oil Storage. Retrieved August 2021 from https://mycommittees.api.org/standards/cre/scast/Documents/Std%20650/650_13th%20Edition.pdf
- Bay Tank and Vessel. (2016). Hydro Testing Procedure. Retrieved August 2021 from https://docs2.cer-rec.gc.ca/ll-eng/llisapi.dll/fetch/2000/90464/90552/534348/2837345/2857911/3274807/A83910-14_Attachment_6.6_Tank_Hydrostatic_Test_Procedure_-_A5Q4Q5.pdf?nodeid=3275253&vernum=-2
- Cameron, K., & Pettinger, A.M. (2010). Effectiveness of Hydrostatic Testing for High Strength Pipe Material. Proceedings of the 2010 8th International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada, 647-651. <https://doi.org/10.1115/IPC2010-31426>
- Cengel, Y.A., & Cimbala, J. (2014). Fluid Mechanics Fundamentals and Applications (3rd ed.). Seoul, Korea: Kyobo Publisher.
- Cho, J.R. (2019). Theory and Applications of Finite Element Method (1st ed.). Paju, Korea: Donghwa Publisher.
- Det Norske Veritas (DNV). (2018). Design of Offshore Steel Structures (DNVGL-OS-C101). Retrieved from <https://rules.dnv.com/docs/pdf/DNV/OS/2018-07/DNVGL-OS-C101.pdf>
- Det Norske Veritas (DNV). (2021). Rules For Classification : Ships (RU-SHIP). Retrieved August 2021 from <https://www.dnv.com/news/rules-for-classification-of-ships-july-2021-edition-203529>
- Dey, A.K. (2017). 5 Examples of Hazards of Pressure Testing. Retrieved from <https://whatispiping.com/hazards-of-pressure-testing/>
- DNDE. (2021). Ansys Mechanical Basic. 221-266 .
- Eurocode 3. (1993). Design of Steel Structures - Part 1-1: General Rules and Rules for Buildings. Retrieved from <https://www.phd.eng.br/wp-content/uploads/2015/12/en.1993.1.1.2005.pdf>
- Gere, J.M., & Goodno, B.J. (2009). Mechanics of Materials (7th ed.). Seoul: Cengage Learning.
- International Association of Classification Societies (IACS). (2021). Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers. Retrieved from <https://www.iacs.org.uk/publications/common-structural-rules/csr-for-bulk-carriers-and-oil-tankers/>
- Kiefner, J.F., & Maxey, W.A. (2000). The Benefits and Limitations of Hydrostatic Testing. In API's 51st Annual Pipeline Conference &

Cybernetics Symposium, New Orleans Louisiana.

- Kiefner, J.F. (2001). Role of Hydrostatic Testing in Pipeline Integrity Assessment. In Northeast Pipeline Integrity Workshop, Albany, New York.
- Ko, D.E., & Jang B.S. (2017). Ship and Offshore Structural Mechanics (1st ed.). Paju, Korea: Textbooks Publisher.
- Korean Register (KR). (2021). Part 3 - Hull Structures.
- Krieg, M., Nestleroth, J.B., Hennig, T., & Haines, H. (2018). In-Line Inspection In Lieu of Hydrostatic Testing for Low Frequency Electric Resistance Welded Pipe. Proceedings of the 2018 12th International Pipeline Conference, Alberta Canada.
- Lee, S.H. (2013). Three Months before the Samsung's Water Tank Disaster, there was a 'Preview'. Retrieved from <http://www.yna.co.kr/view/AKR20130806141500057>
- Liao, B.B., Wang, D.L., Hamdi, M., Zheng, J.Y., Jiang, P., Gu, C.H., & Hong, W.R. (2019). Acoustic Emission-based Damage Characterization of 70 MPa Type IV Hydrogen Composite Pressure Vessels During Hydraulic Tests. International Journal of Hydrogen Energy, 44(40), 22494-22506. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.217>
- Ministry of Oceans and Fisheries (MOF). (2020). Ship Safety Act. Additional Shipbuilding Inspection, Article 11, Clause 2.
- Parthiban, K.K. (2012). An Accident with Brittle Fracture during Hydrotest. Retrieved from http://www.venus-boiler.com/technical_papers.php
- Stephen, C.R., Dimitris, D., Vassilis, G., William, L., and Rosenfeld, M.J. (2010). Analysis of Pipe Expansion Associated with Field Hydrostatic Testing. Proceedings of the 8th International Pipeline Conference, Alberta Canada. 179-185. <https://doi.org/10.1115/IPC2010-31666>
- Zhang, Z., Feng, H., Zhao, W., Li, M., Xu, X., & Li, J. (2021). The Technical Scheme Optimization of Nuclear Vessel Hydrostatic Test. International Conference on Environment Science and Advanced Energy Technologies, 709, 042051. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/769/4/042051>

Author ORCIDs

Author name	ORCID
Kim, Geun-Gon	0000-0001-9617-1450
An, Tae-Hyun	0000-0002-7799-1872
Lee, Tak-Kee	0000-0002-5944-156X