석사학위논문 Master's Thesis

# 이산화탄소 운반선 탑재 압력용기 개발

**Development of Pressure Vessels for CO<sub>2</sub> Carriers** 



Division of Ocean Systems Engineering School of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering

#### KAIST

2011

# 이산화탄소 운반선 탑재 압력용기 개발

## **Development of Pressure Vessels for CO<sub>2</sub> Carriers**



## **Development of Pressure Vessels for CO<sub>2</sub> Carriers**

Advisor : Professor Phill-Seung Lee

Co-advisor : Professor K. C. Park

by

Jae Seok Ma

## Division of Ocean Systems Engineering School of Mechanical, Aerospace & Systems Engineering KAIST

A thesis submitted to the faculty of KAIST in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science and Engineering in the School of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering, Division of Ocean Systems Engineering. The study was conducted in accordance with Code of Research Ethics<sup>1</sup>

> 2010. 12. 10 Approved by Professor Phill-Seung Lee

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Declaration of Ethical Conduct in Research: I, as a graduate student of KAIST, hereby declare that I have not committed any acts that may damage the credibility of my research. These include, but are not limited to: falsi-fication, thesis written by someone else, distortion of research findings or plagiarism. I affirm that my thesis contains honest conclusions based on my own careful research under the guidance of my thesis advisor.

# 이산화탄소 운반선 탑재 압력용기 개발

## 마 재 석

위 논문은 한국과학기술원 석사학위논문으로

학위논문심사위원회에서 심사 통과하였음.



2010 년 12 월 10 일

- 심사위원장 이 필 승 (인)
  - 심사위원 K.C.Park (인)
  - 심사위원 장대준(인)

MOSE 마재석. Ma, Jae Seok. Development of Pressure Vessels for CO2 Carriers.이산화탄소 운반선 탑재 압력용기 개발. School of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering, Division of Ocean Systems Engineering. 2010. Advisor Prof. Lee, Phill-Seung.

#### ABSTRACT

As the emission of carbon dioxide into the atmosphere is increased, global warming is thought to be accelerating. To counter this deleterious phenomenon, CCS (Carbon Capture and storage) is currently under consideration. CO2 captured from industry is transported into CO2 plants through pipelines or other ways. CO2 is liquefied and stored in a CO2 plant and transported to other CO2 storage facilities using CO2 carriers. For this marine transportation, the objectives of this research are to design a cargo tank under the conditions of liquefied CO2(LCO2) pressure and temperature, and to design a new concept cargo tank and to examine its safety. This study aims to design a cargo tank for the marine transportation of LCO2 while complying with optimum LCO2 temperature and pressure states.

Keywords: CCS, Pressure Vessel, Liquefied CO2, Cargo Tank, Marine Transportation

### Contents

ABSTRACT	i
Contents	ii
List of Tables and Figures	.iv
제 1 장 서 론	1
제 2 장 가스 운반선의 종류 및 형태	3
2.1 LNG 운반선의 화물 탱크의 형식과 특징	3
2.1.1 MOSS 구형 탱크 방식	4
2.1.2 SPB 방식 (Self-Supporting Prismatic type-B)	5
2.1.3 MEMBRANE 방식	6
2.2 LPG 운반선 화물 탱크의 형식과 특징	7
2.2.1 완전 가압식 운반선 (FULLY PRESSURIZED SHIP)	8
2.2.2 반가압, 반저온식 운반선 (SEMI-REFRIGERATED/SEMI-PRESS	URIZED
SHIP) 9	
2.2.3 완전 냉동식 운반선 (FULLY REFRIGERATED SHIP)	10
2.3 CNG 운반선 화물 탱크의 형식과 특징	11
2.4 액화 이산화탄소 운반선 화물 탱크의 형식과 특징	12
2.5 가스 운반선 화물 탱크의 비교 분석	14
제 3 장 압력용기 설계	17
3.1 압력용기 설계 조건	17
3.2 압력용기 치수 결정	21
3.2.1 SPHERICAL 방식의 압력용기	23
3.2.2 CYLINDRICAL 방식의 압력용기	25
3.3 압력용기 상세설계	26
3.3.1 화물 처리 시스템	29
3.3.2 CYLINDRICAL TYPE 압력용기 상세설계	31
3.4 압력용기 배치	34
3.4.1 CYLINDRIAL TYPE 압력용기의 SUPPORT STRUCTURE	35

	3.4.2 압력용기 배치	
제	4 장 새로운 개념의 압력용기의 개념설계	41
	4.1 MULTI-LOBE 방식의 압력용기 상세설계	43
	4.1.1 압력용기 내벽의 두께	43
	4.1.2 압력용기 외벽의 두께	46
	4.1.3 MULTI-LOBE 압력용기 치수 결정	48
	4.1.4 압력용기 배치	49
	4.2 두 가지 방식의 압력용기 비교 분석	53
제	5 장 압력용기의 유한요소 해석	58
제	<b>5 장 압력용기의 유한요소 해석</b> 5.1 유한 요소 모델	<b>58</b>
제	<b>5 장 압력용기의 유한요소 해석</b> 5.1 유한 요소 모델 5.2 유한요소 해석 결과 및 분석	<b>58</b> 58 59
제 제	5 장 압력용기의 유한요소 해석         5.1 유한 요소 모델         5.2 유한요소 해석 결과 및 분석         6 장 압력용기의 DYNAMIC MOTION ANALYSIS	58 58 59 64
제 제	5 장 압력용기의 유한요소 해석         5.1 유한 요소 모델         5.2 유한요소 해석 결과 및 분석         6 장 압력용기의 DYNAMIC MOTION ANALYSIS         6.1 압력용기의 고유진동수	58 58 59 64
제 제	5 장 압력용기의 유한요소 해석         5.1 유한 요소 모델         5.2 유한요소 해석 결과 및 분석         6 장 압력용기의 DYNAMIC MOTION ANALYSIS         6.1 압력용기의 고유진동수         6.2 유한요소 해석	<b>58</b> 59 <b>64</b> 64

## **List of Tables and Figures**

표	1. CORAL CARBONIC DETAILS	.13
표	2. Cargo Tank Classification	.14
표	3. CO2 Cargo Conditions	.17
표	4. Material Properties	.19
표	5. Material Classification according to design temperature	.20
표	6. The Number of PV related to H	.26
표	7. Number of PV related to R	.27
표	8. Pressure Vessel Dimensions	.33
표	9. Pressure Vessel Design Comparison	.34
표	10. Cargo Tank Specification - Cylindrical Type Cargo Tank	.37
표	11. Multi-lobe Cargo Tank Dimensions	.49
표	12. Cargo Tank Specification - Multi-lobe Cargo Tank	.51
표	13. Natural Frequency for Transverse Beam Vibration	.70
표	14. A Comparison of the Cargo Tank Dimensions - 60bar	.72
표	15. A Comparison of the Cargo Tank Dimensions - 5bar	.73

그림	1. Spherical type Cargo Tank	4
그림	2. SPB type Cargo Tank	5
그림	3. Membrane type Cargo Tank	7
그림	4. Fully Pressurised LPG Carrier 'Lady Hilde' view forward	9
그림	5. Semi Pressurised LPG Carrier 'Kemira Gas' view forward	.10
그림	6. Fully Refrigerated LPG Carrier 'Eeklo' view forward	.11
그림	7. Recent CNG Carrier Concepts	.12
그림	8. CO2 Carrier 'Coral Carbonic'	.13
그림	9. P-T Relation of Cargos and Tank Shape	.15
그림	10. Shell thickness	.23
그림	11. Spherical Type Pressure Vessel	.24
그림	12. Example of Pressure Vessels Arrangement	.28
그림	13. (a) Cargo Offlading, (b) Cargo Loading Process	.30
그림	14. Example of PV Arrangement	.31
그림	15. Pressure Vessel Configuration	.32
그림	16. Support Structure of Cylindrical Type Cargo Tank	.35
그림	17. Pressure Vessel & Web Arrangement (Plan View)	.36
그림	18. Pressure Vessel Arrangement	.38
그림	19. Sectional View of LCO <sub>2</sub> Carrier	.39
그림	20. Pressure vessel Arrangement	.40
그림	21. Bi-lobe Type Cargo Tank	.41

그림	22.	Multi-lobe type Cargo Tank	.42
그림	23.	Cross-Section of Multi-lobe Cargo Tank	.43
그림	24.	Stress on the Inner Wall	.44
그림	25.	Force Diagram on the Corner	.46
그림	26.	Support Structure of Multi-lobe Type Cargo Tank	.50
그림	27.	Pressure vessel Arrangement	.50
그림	28.	Definition of N	.51
그림	29.	Multi-lobe Cargo Tank Characteristics	.53
그림	30.	Comparisons of Cargo Tanks	.55
그림	31.	Surface Area Ratio	.56
그림	32.	Welding Spots of Multi-Lobe Cargo Tank	.56
그림	33.	Meshed Finite Element Model	.59
그림	34.	Stress distribution (in MPa) in Pressure vessel	.61
그림	35.	Stress Distribution (in MPa) (a) head part, (b) shell part, (c) support part	.62
그림	36.	Improved Support Structure Configuration	.63
그림	37.	(a) fixed-spring beam model, (b) fixed-pinned beam model	.67
그림	38.	(a) Meshed finite element model with stiffening ring, (b) Stiffening ring	
		configuration	.68
그림	39.	Assembled cargo tank configuration	.69

#### 제1장서론

최근 지구 온난화에 의한 자연 재해의 문제가 심각해지면서 전 세계적으로 온실 가스 배출량을 의무적으로 감축해야 하는 상황이 도래하였다. 이를 대비하기 위하여 이산화탄소의 포 집 및 저장기술(CCS)의 방식의 도입이 고려되고 있다. INDUSTRY 에서 포집된 CO2 는 파이프라인 이나 기타 다른 수단을 통해 CO2 PLANT 로 옮겨지게 되며, CO2 PLANT 에서 액화 및 저장 과정 을 거친 CO2 는 CO2 운반선을 통하여 타 지역의 CO2 저장소로 이동된다.

우리나라와 같이 연근해에 유전이 없는 나라는 이산화탄소 포집 장소와 저장 장소간의 거리가 멀기 때문에 이산화탄소의 운송 방법으로 파이프라인보다는 선박을 이용하여 해상으로 운 송하는 방법이 더 효율적이다. 저온 고압의 액화상태 이산화탄소를 선박을 이용하여 운반하기 위 해 저장공간을 많이 확보할 수 있고 구조적 안전성이 뛰어난 압력용기의 개발이 시급히 요구된다.

이러한 CO2 의 해상 운송을 위하여, 본 연구에서는 전체적인 CCS 의 경제성을 고려하여 설정된 CO2 의 온도와 압력 조건에 맞는 화물 탱크를 설계하는 것이 목적이며, 또한 새로운 개념 의 화물탱크를 고안하여 개념설계를 하는 것을 목표로 하고 있다. 선박에 탑재되는 액화 이산화 탄소 압력용기의 크기는 일반적인 압력용기에 비하여 거대하고, 구조적인 안전성과 효율적인 공 간 활용을 통한 경제성 확보가 동시에 요구된다. 이산화탄소 운반선의 경우 조선기자재 시장에 새로운 사업으로 대두될 것이 확실시되기 때문에 액화 이산화탄소 압력용기의 설계 및 해석 기술 의 확보가 필요하다. 이를 위하여 기존의 가스 운반선들의 화물탱크를 분석하고, 이를 통해 저온

- 1 -

새로운 개념의 압력용기를 고안하여 개념설계 및 활용 방안을 제시한다.



#### 제 2 장 가스 운반선의 종류 및 형태

천연가스는 1940 년부터 에너지원의 다양화 및 기술의 개발로 이를 연료로 이용하는 방 법이 연구되었으며 수송방법에 대한 실험도 행하여졌다. 천연가스는 생산지와 소비지가 인접하고 있을 경우는 파이프라인 수송이 용이하다. 하지만 멀리 떨어져 있을 경우는 경제적인 관점에서 천연가스를 액화한 후, 선박을 이용하여 해상 수송하는 것이 더 경제적이다. 이 장에서는 현재 액 화가스의 해상수송 방식을 살펴본다.

#### 2.1 LNG 운반선의 화물 탱크의 형식과 특징

LNG 운반선은 대기압 하에서 비등점이 -163℃인 LNG 를 대량 운송하기 위해 특별히 건 조된 선박을 말한다. 현재 운항되고 있는 운반선의 화물 용량은 120,000 - 130,000 m³ 이다.

LNG 를 해상 운송하려는 최초의 시도가 미국에서 행해진 이래, 지금까지 LNG 수송을 위한 각종 화물 탱크가 개발되어 왔다. 이들을 크게 분류하면 MEMBRANE 방식과 독립형 탱크 방식으로 나눌 수 있다. MEMBRANE 방식에는 GAZ TRANSPORT 방식과 TECHNIGAZ 방식이 있다. 독립형 탱크 방식 중 하나인 구형 탱크 로는 MOSS 구형 탱크 방식이 신뢰성 있는 화물 격납 장 치로 인정되어 오늘날 LNG 운반선에 채용되고 있다. 또한 독립형 탱크 방식에 속하는 SPB(Self-Supporting Prismatic type-B) 방식이 일본에서 개발되어 LNG 해상 운송에 쓰이고 있다.

#### 2.1.1 MOSS 구형 탱크 방식

MOSS 구형 탱크 방식은 화물 탱크 자체가 초저온인 LNG 를 감당할 수 있도록 되어 있 으며 화물의 하중도 탱크 자체가 감당한다. 선체와 화물 탱크는 단열재가 없는 원통상의 SKIRT 로 지지되는 구조이다. 초저온인 LNG 화물에 의한 열팽창 및 수축의 대책으로 독립된 구형탱크를 원통형 SKIRT가 지지하며 SKIRT 상단은 화물 탱크와 같이 저온상태, 하단은 상온 상태이다.

구형탱크 자체는 AL 합금 A5038 또는 9% Ni 강재가 사용되고, 탱크 주위의 단열재료는 POLYSTYRENE FOAM 또는 POLYURETHANE FOAM 이 사용된다. SKIRT 의 구조는 알루미늄, 티타늄 강재를 배합하여 탱크의 열의 일반강재인 선체에 미치지 않도록 되어 있으며 화물의 적재에 따른 신축은 구형의 중간에서 최대가 된다.



그림 1. Spherical type Cargo Tank

#### 2.1.2 SPB 방식 (Self-Supporting Prismatic type-B)

이 방식은 저온 냉동식 LPG 선에서 널리 채용되었던 독립형 탱크와 같은 방식으로 건 조되었으며 화물 탱크의 재질만 초저온에 적합한 재질로 바꾼 것이다. 이 방식은 컴퓨터 해석기 법의 발달로 화물탱크에 대한 구조해석이 가능하여 IMO 로부터 구형탱크와 같이 독립형 TYPE-B TANK 로 인정되어 이차방벽이 경감되었다. 이 방식은 일본 IHI (Ishikawajima Harima Heavy Industry)에서 독자 개발되었고 현재 두 척이 성공리에 건조되어 운항 중에 있다.

화물을 직접 감당하는 탱크의 일차방벽은 구형탱크에서 사용되는 알루미늄 합금 A5083 이 사용되었고, 화물 탱크 내부에는 탱크의 강도를 유지하기 위한 알루미늄 합금의 프레임, 론지 등이 종횡으로 들어가 있다. 탱크 외부에 설치된 방열재료로는 POLYURETHANE FOAM 이 사용되 었다. TANK 본체는 여러 개의 SUPPORT BLOCK 을 넣어 선체와 맞추고 있고, TANK 의 열신축은 이 SUPPORT BLOCK 의 SLIDING 구조로 흡수한다.



그림 2. SPB type Cargo Tank

#### 2.1.3 MEMBRANE 방식

MEMBRANE 이란 0.5-1.2mm 정도의 아주 얇은 막이다. 독립형 탱크는 화물 탱크 자체 가 강도를 갖고 있는데 비하여 MEMBRANE 은 누설방지 기능만 있을 뿐 화물 탱크로서의 강도는 없다. 화물의 하중은 단열재로부터 선체에 전달되어 지지된다. 이에는 두 방식이 있다. 하나는 열 신축 대책으로 주름이 잡힌 MEMBRANE 을 사용하는 TECHNIGAZ 방식이며, 다른 하나는 INVAR 의 특성을 이용, 평탄한 MEMBRANE 을 사용한 GAZ TRANSPORT 방식이다.

\*INVAR: 철 63.5%에 니켈 36.5%를 첨가하여 열팽창계수가 작은 합금을 말한다.



#### • TECHNIGAZ 방식

이 방식의 특징은 다음과 같다. 1 차 방벽으로서 사용하고 있는 것은 1.2mm 두께의 파 형이 붙은 STAINLESS 강 MEMBRANE 이며 저온에 의한 수축은 파형부의 주름에서 흡수하여 MEMBRANE 내에는 거의 큰 응력이 생기지 않는다. 단열재로는 BALSA 재, 2 차 격벽으로는 2.4 mm 두께의 특수합판을 선택한 것을 MARK I 이라 부른다. 한편 비용 절감과 재료의 신뢰성을 높 이는 목적으로 단열재를 GLASS 섬유가 들어있는 POLYURETHANE FOAM, 이차방벽으로서 TRIP-LEX(AI BOX 양측에 GLASSCLOTH 를 붙인 것)를 사용한 것을 MARK III 형이라 부른다.

#### • GAZ TRANSPORT MEMBRANE 방식

GT MEMBRANE 방식의 특징은 1차 방벽은 같은 0.5~0.7mm 두께의 36% Ni강 (INVAR) 를 사용하고 있다. INVAR 는 열에 의한 선 팽창계수가 극히 적은 특징을 갖고 있기 때문에 열신 축에 의한 영향은 거의 받지 않는다. 단열재로는 PERLITE 로 채운 합판 상자가 사용되고 있다. 이 방식의 특징은 1 차 방벽의 누설 시 상당한 기간 동안 2 차 방벽만으로도 화물을 안전하게 지탱 할 수 있다는 점이다.



그림 3. Membrane type Cargo Tank

#### 2.2 LPG 운반선 화물 탱크의 형식과 특징

액화석유가스(Liquefied Petroleum Gas)는 유전에서 원유를 채취하거나 원유 정제 시에 나오는 탄화수소 가스를 비교적 낮은 압력을 가하여 액화시킨 것이다. 기체가 액체로 되면 그 부 피가 약 1/250 로 줄어들어 저장과 운송에 편리하다. 이러한 성질 때문에 LPG 는 액체 형태로 해 상 운반되며 운반 방식은 다음의 두 가지 방식이 있다.

- LPG의 기압을 대기압보다 크게 하는 경우
- LPG의 온도를 상온보다 낮추는 경우

혹은 두 가지 방식을 결합하여 운반되기도 한다.

위의 방식들에 따라서, LPG 운반선은 크게 세 가지 방식으로 분류된다.

- 완전 가압식 (FULLY PRESSURIZED SHIP)
- 반가압, 반냉동식 (SEMI-REFRIGERATED/SEMI-PRESSURIZED SHIP)
- 저온 냉동식 (FULLY REFERIGERATED SHIP)

#### 2.2.1 완전 가압식 운반선 (FULLY PRESSURIZED SHIP)

화물이 상온에서 운송된다는 점에서 액화 가스 수송선 중 가장 간단한 형태이다. 화물 탱크는 45℃에서 PROPANE 의 포화압력에 해당하는 압력 17.5 BAR 로 설계되어 있다. CARGO TANK 는 일반 CARBON STEEL 로 주조된 압력용기이다. 근래에는 보다 높은 설계압력을 갖춘 운 반선이 운항 중에 있으며 주로 18 BAR 에서 운송되나 20 BAR 에서 운송되는 것도 있다. 이러한 고압에서는 액체의 온도가 상온 이상이므로 단열재가 필요 없고 재액화 설비도 필요 없다. 화물 의 하역 시에는 PUMP를 이용하거나 COMPRESSOR를 이용, 하역하기도 한다. 설계 압력이 매우 높으므로 화물탱크는 대단히 무겁다. 따라서 완전 가압식 액화가스 선 박은 화물용적이 4000 m<sup>3</sup>으로 제한되고 있으며 주로 LPG 나 암모니아 운송에 사용되고 있다. 화 물 탱크의 형태는 주로 CYLINDRICAL 방식 혹은 SPHERICAL 방식의 화물 탱크가 사용된다.



그림 4. Fully Pressurised LPG Carrier 'Lady Hilde' view forward



# 2.2.2 반가압, 반저온식 운반선 (SEMI-REFRIGERATED/SEMI-PRESSURIZED

SHIP)

이 방식의 운반선은 액화 설비와 가압 설비가 구비되어 있다. 화물탱크의 설계압력이 5 ~7 BAR 정도이며 온도는 -10℃ 까지 견딜 수 있다. 압력이 높은 편이므로 CYLINDRICAL 방식의 화물 탱크가 사용되며, SPHERICAL 방식과 BI-LOBE 방식 등의 형태도 사용된다. 완전 가압식 운반 선에 사용되는 화물 탱크에 비해서 압력이 낮으므로 두께 또한 상대적으로 얇다.

압력용기가 가벼우므로 운반선의 화물의 용량은 7500 m<sup>3</sup> 정도가 한계이며, 가압식 운반

선보다 많은 화물을 운반할 수 있다. 화물 탱크의 형태가 단순하고 가벼우므로 경제적으로 유리 한 형태이다.



그림 5. Semi Pressurised LPG Carrier 'Kemira Gas' view forward



#### 2.2.3 완전 냉동식 운반선 (FULLY REFRIGERATED SHIP)

이 방식의 선박은 대량의 LPG 를 대기압 상태에서 운송할 수 있도록 설계된 선박이다. 화물의 압력은 0.28 BAR 이며 화물 탱크의 재질은 -48℃ 에서 화물을 운송할 수 있도록 저온용 강재를 사용하고 있다. 화물의 용량은 10,000~100,000 m<sup>3</sup> 정도이며 PRISMATIC SELF-SUPPORTING TANK 가 주종을 이루고 있다.



그림 6. Fully Refrigerated LPG Carrier 'Eeklo' view forward

#### 2.3 CNG 운반선 화물 탱크의 형식과 특징



CNG (COMPRESSED NATURAL GAS) 운반선은 천연가스를 기체상태로 높은 압력에서 운 반할 수 있도록 설계되었다. CNG 운반선은 가스의 밀도를 높이기 위해 화물의 압력을 보통 200 BAR 이상의 고압으로 유지한다. CNG 는 액화 과정을 거치지 않으므로 LNG 에 비하여 생산 과 저장에 있어서 비용이 절감되는 효과가 있다. CNG 운반선은 현재 개발 과정에 있는 것이 대 부분이다. 화물 탱크의 설계에 있어서 주요 변수는 화물탱크의 재료와 형상이다. 고압의 화물을 처리해야 하기 때문에 이에 대한 접근으로 화물 탱크의 형태를 지름이 168 mm 인 금속 튜브의 형태로 하는 것이 고안되고 있다.

개념 설계 단계에 있는 몇 가지 CNG 운반선들의 화물탱크의 재료와 형태, 설계 압력과 온도는 다음과 같다.

- WILLIAMS COSELLE (STEEL, COILED, 275 BAR, AMBIENT TEMPERATURE)
- KNUTSEN (STEEL, VERTICAL PIPES, 250 BAR, AMBIENT TEMPERATURE)
- ENERSEA (STEEL, VERTICAL PIPES, 130 BAR, -29 °C)
- CETECH (STEEL, HORIZONTAL PIPES, 200~250 BAR, AMBIENT TEMPERATURE)



그림 7. Recent CNG Carrier Concepts

#### 2.4 액화 이산화탄소 운반선 화물 탱크의 형식과 특징

현재 운행되고 있는 이산화탄소 운반선 중 다섯 가지 정도를 조사하였다. 대부분의 CO2 운반선의 화물 용량은 1200 m<sup>3</sup> 정도로 LNG 나 LPG 운반선에 비하여 소규모로 운용된다. 화물의 최대 압력은 18~20 BAR 정도로 LPG 운반선보다 고압에서 운반되며 온도는 -40~-30℃의 저온에 서 견딜 수 있도록 설계된다. 화물 탱크는 하나의 CYLINDRIAL TANK 로 되어 있으며 가로 방향으 로 설치되어 있다.

대표적인 CO2 운반선 중 하나인 CORAL CARBONIC 의 상세 정보는 표 1 과 같다.



그림 8. CO2 Carrier 'Coral Carbonic'

#### **登 1. CORAL CARBONIC DETAILS**

MAIN DIMENSIONS				
LOA	79.40 m	Mean draft CO2	3.85 m	
LBP	74.00 m	Deadweight	1,666 t	
Breadth	13.75 m	Gross tonnage	1825	
Depth	6.55 m			
CARGO INSTALLATION				
Max. pressure	18.0 bar	Min. temperature	-40 °C	
Cargo tank (100%)	1250 m <sup>3</sup>			

#### 2.5 가스 운반선 화물 탱크의 비교 분석

앞에서는 여러 가지 가스 운반선들의 화물 탱크를 분석해 보았다. 화물 탱크를 설계할 때 고려해야 할 사항으로는 크게 화물의 상태(기체 또는 액체), 화물에 가해주는 압력, 화물의 온 도 그리고 화물의 용량 등이 있다. 가스 운반선들의 화물탱크 설계 압력 및 온도, 그리고 화물 탱 크의 형태를 표 2 에 정리하였다.

	LNG	LPG	CO2	CNG
Pressure (BAR)	0.25	0.2 to 18	18 to 20	130 to 280
Temperature (°C)	Below -160°C	-50°C to ambient temp.	-40°C to -30°C	-29℃ to ambient temp.
Cargo tank types	Spherical Prismatic Membrane	Cylindrical Bi-lobe	Cylindrical Bi-lobe	Pipeline

#### 표 2. Cargo Tank Classification

위의 표에서 보는 바와 같이, 운반하는 가스의 종류에 따라 화물 탱크의 설계압력과 온 도, 또한 화물탱크의 형상까지 달라지는 것을 알 수 있다. 또한 화물의 종류에 따라 화물 탱크의 형태가 달라진다.



그림 9. P-T Relation of Cargos and Tank Shape

LNG 는 대기압에서 비등점이 -163℃ 이다. 배를 통해서 운반되는 LNG 는 대기압에서 온 도를 비등점 이하로 낮추어 액화상태로 운반한다. 이에 따라 화물탱크가 견뎌내야 하는 내부 압 력이 없으므로 화물 탱크의 형태는 비교적 자유롭다고 볼 수 있다. LNG 선의 경우 선체의 내부 공간을 최대한 활용할 수 있는 형태인 MEMBRANE 방식이 많이 사용된다.

LPG 의 경우, 화물탱크의 압력이 약 18 BAR 이므로 이 크기의 화물탱크 내부 압력을 견 딜 수 있는 구조인 CYLINDRICAL 방식, 혹은 CYLINDRICAL 화물 탱크 두 개를 붙인 형태인 BI-LOBE 방식의 화물 탱크가 사용된다. 이 방식들은 MEMBRANE 탱크에 비하여 선체 내부의 공간 을 비효율적으로 사용하게 되지만, 구조가 단순하여 만들기 쉽고 경제적이라는 장점이 있다.

현재 운행중인 CO2 운반선의 경우, CO2 의 운반 조건은 LPG 와 유사하므로 화물 탱크의 형태 역시 크게 차이가 없다.

- 15 -

CNG 는 운반 압력이 보통 200 BAR 이상으로 매우 높다. 그러므로 화물 탱크의 형태가 다른 액화가스용 화물탱크와 비교했을 때 다름을 알 수 있다. 화물 탱크는 지름이 매우 작은 파 이프 형태로 제작되며 여러 개의 파이프를 이용하여 화물을 운반한다.



#### 제 3 장 압력용기 설계

#### 3.1 압력용기 설계 조건

이산화탄소의 액화공정을 고려하여, 선박을 이용하여 이산화탄소를 운반할 때의 이산화 탄소의 압력과 온도를 아래 표에 나타내었다. 이 수치는 이산화탄소를 포집하고 보관 및 운반하 는 과정에서 발생하는 비용을 고려하여 결정되었다.



표 3. CO2 Cargo Conditions

압력	온도	상태	밀도
66 BAR	<b>20</b> °C	्री न्यो	$741 kg/m^{3}$
(10% margin 포함)	20 C	ㅋ세	741 kg/m <sup>3</sup>

액화 이산화탄소의 압력이 굉장히 높으므로 화물탱크의 형태는 MEMBRANE 방식보다는 CYLINDRICAL 탱크나 SPHERICAL 탱크로 설계하는 것이 바람직하다.

압력용기의 재료 선정시 고려사항은 기계적 물리적 성질, 가공성, 내식성, 경제성 등이 있다. 재료는 화학적 성분에 따라 기계적 및 물리적 성질이 다르다. 기계적 성질 중 인장강도는 압력용기 강도계산의 기준이 되므로 특히 중요하다. 재료의 가공성은 굽힘가공, 경판가공 등에 영 향을 미친다. 또한 용접성도 대단히 중요하며, 탄소함유량, 탄소당량값, 고장력강의 경우에는 용접 감수성지도(Pcm)도 검토해야 한다. 압력용기 내부는 운전중 내부 액체에 접촉하고 있으므로 부식 성을 고려해야 한다. 이러한 부식성을 고려하여 부식여유를 두게 된다. 강도, 기공성, 내식성이 우 수한 재료라도 가격이 비싸면 사용하기 힘들다. 경제성을 감안한 재료 선택이 필요하다.[3]

압력용기에 주로 사용되는 재료의 분류는 다음과 같다.

• 탄소강 (Carbon Steel)

탄소강은 경제적인 압력용기 재료로 가장 많이 사용하며, 탄소의 함량에 따라 탄소함유 량이 0.3%이하의 것을 저탄소강이라 하며, 압력용기에 사용되는 탄소강은 용접성을 고 려하여 탄소량이 0.35%이하의 것을 사용한다. 대표적인 재료로는 ASTM 규격의 A285-C, A515-60/70, A516-60/70, A537-CL.1/2 등이 있다.

• 저합금강 (Low Alloy Steel)

탄소강에 망간. 몰리브덴, 니켈, 크롬 등 합금원소를 소량 첨가하여 강도 도는 내식성을 증가시킨 것을 말한다. Mo 강은 페라이트조직을 강화, 강도개선, 내크리프성을 증가한다. Mn-1/2Mo 강, C-1/2Mo 강이 있으며 500℃이하에서 고온강도, 내크리프성이 필요한 것에 사용된다. 크롬(Cr)이 함유된 강종은 내산화성이 우수하고 강도가 향상되는 경향이 있다. Cr 증가에 따라 용접성이 나빠져 용접 균열이 일어나기 쉬우므로 용접시 예열 및 후열저리를 잘 하여야 한다. 고온용 재료로서 ASTM 규격의 재료로는 1%Cr-1/2Mo 의 A387-12, 1.25%Cr-1/2Mo 의 A387-11, 2.25%Cr-1Mo 의 A387-22 등이 있다. Ni 강은 니켈(Ni)을 첨가하여 조직이 미세화되어 강도 및 인성이 증가하므로 저온용 재료로 많이 사용한다. ASTM 규격의 재료로는 3.5% Ni 강으로 분류되는 A203-D or E, 9% Ni 강으로 분류되는 A353 등이 있다.

• 고장력강 (High Tensile Steel)

강에 Mn, S, Cr, Ni, Mo, V 등의 합금원소를 소량 첨가한 저합금강으로서 인장강도, 항복 점, 인성 , 용접섭을 향상시킨 것을 말한다. 고장력강은 보통 항복점 또는 내력이 36 kg f/m² 이상인 것을 말하며, 강도가 우수하기 때문에 두께가 앏아져 고압, 대형압력용기, 저장탱크에 등에 많이 사용한다.

압력용기의 운전 온도 및 용도에 따른 재료를 표로 분류한 것은 표 5와 같다.



표	4.	Mate	rial	Pro	perties
---	----	------	------	-----	---------

COMPOSITION	Cr- Mo STEEL
SPEC. NO.	SA-372 Gr. J
YIELD STRENGTH	758 MPa
ALLOW. STRESS	265 MPa

DESIGN		MATEDIAI	рі атғ	DIDE	FORCINC	FITTINC	<b>BOLTINC</b>
TEMPERATURE(℃)		WAIENIAL	FLAIE	LILF	FUNGING	FILING	DULIING
CRYOGENIC TEMPERATURE	-254~- 196	STAINLESS STEEL	SA240-304, 304L, 347, 316, 316L	SA312- 304, 304L, 347, 316, 316L	SA182-304, 304L, 347, 316, 316L	SA403- 304, 304L, 347, 316, 316L	SA320-B8 WITH SA194-8
	-195 ~ -102	9% NICKEL	SA353	SA333- 8	SA522-1	SA420- WPL3	
	-101 ~ -60	3 1/2 NICKEL	SA203-D,E	SA333-	SA350-I F3	SA420-	
	-59 ~ -46	2 1/2 NICKEL	SA203-A	3	3A330-EF3	WPL3	SA320-B7 WITH SA194-4
LOW TEMPERATURE	-45 ~ -30		SA537-CL1 SA516(IMPACT T.)	SA- 333-6	SA350-LF2	SA420- WPL6	
	-29 ~ -16		SA516-ALL	SA333- 1 or 6			
	$-15 \sim 0$	CARBON STEEL	SA285-C	SA53-			
INTERMEDIATE TEMPERATURE	$1 \sim 16$ $17$ $\sim 412$		SA516-ALL SA515-ALL	B SA106- B	SA105 SA181- 60,70	SA234- WPB	SA193-B7 WITH SA194-2H
	413 ~ 468	C-1/2Mo	SA204-B	SA335- P1	SA182-F1	SA234- WP1	
	469 ~	Cr-1/2Mo	SA387-12-1	SA335- P12	SA182-F12	SA234- WP12	
	537	1 1/2Cr-1/2Mo	SA387-11-2	SA335- P11	SA182-F11	SA234- WP11	
ELEVATED	538 ~ 593	2 1/4Cr-Mo	SA387-22-1	SA335- P22	SA182-F22	SA234- WP22	SA195-B5 SA194-3
TEMPERATURE	594 ~	STAINLESS STEEL	SA204-347H	SA312- 347H	SA182- 347H	SA403- 347H	
	815	INCOLOY	SB424	SB423	SB425	SB366	SA193-B8 WITH
	ABOVE 815	INCONEL	SB443	SB444	SB446	SB366	SA194-8

#### 王 5. Material Classification according to design temperature

#### 3.2 압력용기 치수 결정

CYLINDRICAL 방식과 SPHERICAL 방식의 압력용기의 두께를 결정하기 위하여 SEC. VIII UG-27 THICKNESS OF SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE 에 따라 압력용기의 크기에 따른 두 께를 결정하였다. 제작을 고려하여 CYLINDRICAL 방식의 압력용기의 SHELL 의 경우 SEAMLESS PIPE TYPE 으로 결정하였다. 사용된 식은 다음과 같다. [1]

Б	Joint efficiency for, or the efficiency of, appropriate joint in cylindrical or spherical
E	shells
Р	Internal design pressure
R	The inside radius of the shell course under consideration
S	Maximum allowable stress value
t	Minimum required thickness of shell

#### • CYLINDRICAL SHELLS

(1) CIRCUMFERENTIAL STRESS

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad or \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

(1)

(2) LONGITUDINAL STRESS

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \text{ or } P = \frac{2SEt}{R - 0.4t}$$

CYLINDRICAL 방식의 압력용기의 SHELL 의 경우, 위의 두 식을 이용하여 계산된 두 개의 두께 중 큰 것을 사용한다.

• SPHERICAL SHELLS

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \text{ or } P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

(3)

(2)



이를 사용하여 CYLINDRICAL 압력용기의 SHELL 과 SPHERICAL 압력용기의 SHELL 의 두께 를 구한 결과를 아래 그래프에 나타내었다. 가로축은 압력용기의 내부 반지름 크기이며 세로축은 압력용기의 두께의 변화를 나타낸다.



압력용기의 반지름이 증가함에 따라 SHELL 의 두께 역시 선형적으로 증가함을 알 수 있 다. 금속으로 이루어진 압력용기가 내부에 있는 화물과 반응하여 부식되는 것에 대비하기 위하여 부식여유(CORROSION ALLOWANCE)를 압력용기의 설계에 반영해야 한다. 한다. 이제 이 결과를 바탕으로 SPHERICAL 방식과 CYLINDRICAL 방식의 사용 가능성 및 대략적인 치수를 결정할 것이 다.

#### 3.2.1 SPHERICAL 방식의 압력용기

SPHERICAL 방식의 압력용기는 보통 선체의 폭에 맞춰 압력용기의 크기가 결정된다. 목 표로 하는 배 한 척당 운반하는 화물의 양이 약 100,000 m<sup>3</sup> 이므로 선체의 폭은 대략 50 m 이상 으로 예상할 수 있다. 이 경우 압력용기의 반지름은 약 20 m 초반까지 커질 수 있다. 그러나 압 력용기의 제작 가능성을 고려하면 무조건 증가시킬 수는 없다.

강판의 두께가 너무 두꺼워지면, 강판에 곡률을 주기가 힘들 뿐만 아니라 그러한 강판을 사용할 경우 압력용기의 무게가 너무 무거워져 배의 안전성에 문제가 생길 수 있다. 그러므로 압 력용기에 사용되는 강판의 두께를 20 cm 이하로 고려한다면, 실제적으로 제작 가능한 압력용기 의 크기를 생각할 수 있다.

# KAIST



그림 11. Spherical Type Pressure Vessel

압력용기의 설계압력은 약 66 BAR 이다. 설계압력이 매우 높으므로 압력용기의 두께가 필연적으로 두꺼워진다. 제작 과정을 고려하여 압력용기의 두께가 20 cm 이하일 때, SPHERICAL 방식의 압력용기의 최대 반지름은 약 12 m 정도이다. 또한 반지름이 12 m 일 경우, 100,000 m<sup>3</sup> 의 화물을 모두 운반하기 위하여 필요한 압력용기의 개수는 14 개 이다. 그러나 14 개의 압력용기 를 배 한 척에 배치하는 것은 공간 활용의 측면에서 볼 때, 사용되지 않는 공간이 많으므로 비효 율적이다.

화물의 압력이 너무 높을 경우, SPHERICAL 방식의 압력용기의 두께가 너무 두꺼워져 압 력용기의 크기가 작아질 뿐 아니라, 압력용기의 크기가 작아지면 선체의 내부 공간 활용이 효율 적으로 이루어지지 않는다. 그러므로 SPHERICAL 방식의 압력용기는 이산화탄소 운반용 압력용기 로서 적절하지 않음을 알 수 있다.

#### 3.2.2 CYLINDRICAL 방식의 압력용기



CYLINDRICAL 방식의 압력용기는 현재 CO2 나 LPG 의 해상운송에 널리 쓰이는 압력용 기이다. SHELL 의 두께를 결정하는 변수는 SPHERICAL 방식의 압력용기와 마찬가지로 압력용기의 반지름이다. 압력용기의 반지름에 의한 SHELL 의 두께는 그림 10 에 나타나 있다.

압력용기의 HEAD 는 고압의 압력용기에서 많이 쓰이는 HEMISPHERICAL HEAD 로 설계 하였다. HEAD 의 두께는 식 (4)에 의해 결정된다. SYMBOL 들의 의미는 SHELL 의 두께를 결정할 때 사용되는 것과 동일하다.[1]

 $t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \text{ or } P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$ 

(4)

압력용기의 최대 두께를 대략 20 cm 이내로 제한하였을 경우, 압력용기의 최대 반지름 은 약 6 m 정도 이다. 실제적으로 제작 가능한 크기 이므로, CYLINDRICAL 방식의 압력용기를 사 용하여 액화이산화탄소 화물을 운반하는 것으로 결정을 하였다. 압력용기의 반지름과 길이는 CARGO HANDLING 과 선체의 화물구역 공간에 영향을 받는다.

#### 3.3 압력용기 상세설계

앞에서는 SPHERICAL 방식의 압력용기와 CYLINDRICAL 방식의 압력용기의 두께에 대해 서 살펴보았다. 압력용기의 부피와 필요한 압력용기의 개수는 압력용기의 반지름과 길이 두 가지 요소에 의해 결정된다. 그 예로써 압력용기의 길이 L 에 따른 압력용기의 필요한 개수와, 압력용 기의 길이가 고정되어 있을 경우, 반지름에 따른 압력용기의 필요한 개수를 알아보았다.

CYLINDRICAL 방식의 압력용기의 SHELL 내부 반지름이 1 m 일 경우, 압력용기의 길이 H를 변화시키면서 100,000 m3의 용량을 운반하기 위한 압력용기의 개수를 표 5 에 나타내었다.

Н	EA
5	6367
10	3184
15	2123

표 6. The Number of PV related to H
20	1592
25	1274
30	1062
35	910

반지름이 1 m 일 경우, 압력용기 하나 당 수용할 수 있는 화물의 부피가 적기 때문에 목표로 하는 화물의 양을 수용하기 위해서 필요한 압력용기의 개수가 굉장히 많아진다. 길이가 길더라도 많은 수의 압력용기가 필요하게 되며, 압력용기가 배치되는 배의 크기를 고려하여 압력 용기의 치수를 결정해야 하므로 압력용기의 길이에 제한이 있게 된다.

다음으로 압력용기의 길이 H를 25 m 로 고정하였을 경우, 반지름이 1 m 에서 6 m 까지 변화하였을 때 필요한 압력용기의 개수를 표 6 에 나타내었다.

R	EA
1	1592
1.5	707
2	398
2.5	255
3	177
3.5	130
4	100
4.5	79
5	64
5.5	53
6	44

**丑** 7. Number of PV related to R

위에서는 압력용기의 크기를 결정하는 변수들에 따른 압력용기의 필요 개수를 살펴보았 다. 그렇다면 배에 싫을 수 있도록 가장 크게 압력용기를 만들 경우, 필요한 압력용기의 치수와 그에 따른 압력용기의 개수를 살펴보겠다.

CYLINDRICAL 압력용기의 경우, 제작의 용이함을 고려하였을 때 가장 큰 반지름은 6 m 이다. 길이를 최대 50 m 로 결정하면 필요한 압력용기의 개수는 18 개 이다. 이 경우 압력용기와 화물의 무게가 굉장히 무거우므로 압력용기를 수직으로 세우는 것 보다는 가로로 눕혀서 배치하 는 방법이 합리적일 것이다.



그림 12. Example of Pressure Vessels Arrangement

이 경우, 압력용기들은 두 개의 층으로 나뉘어져서 각각의 층에 배치될 것이며, 이 층(갑 판)들이 바로 압력용기와 화물의 무게를 견뎌 내야 할 것이다. 그러나 압력용기가 크고 무겁기 때문에 중간 층들에 BENDING MOMENT 가 크게 작용하게 될 것이다. 이를 견디기 위해 중간층 을 지지하는 부재가 많이 필요하게 될 것이며 이 역시 선체의 무게를 늘리게 되어 선박의 운행에 영향을 미치게 된다.

#### 3.3.1 화물 처리 시스템

액화 이산화탄소의 설계 압력과 온도인 60 BAR, 20 ℃ 에서 액화 이산화탄소의 밀도는 약 741 kg/m3 로 물보다 가벼운 상태가 된다. 화물의 설계 상태는 전체 프로세스 내에서 결정되 었으며, 가압 액화라는 관점에서 접근한다. 펌프를 이용하여 액화 이산화탄소를 압력용기에 적재 하고 하역하는 것은 압력이 너무 높으므로 위험한 방법이다. 그러므로 액화 이산화탄소를 처리하 기 위해 PISTON LIQUID 라는 개념을 도입한다. PISTON LIQUID 의 개념은 액화 이산화탄소보다 밀도가 높은 액체를 이용하여 압력용기 내의 화물을 처리하기 위해 사용되는 용매를 말한다. 이 것으로 사용되는 것은 쉽게 구할 수 있는 물이다. 물의 밀도가 액화 이산화탄소보다 큰 것을 이 용한다. PSITON LIQUID 가 담수이므로 0℃ 이하에서는 고체상태가 된다는 문제가 있어 설계 온도 는 PSITON LIQUID 가 얻지 않는 온도로 설정하였다.

PSITON LIQUID 의 중요한 역할 중 하나는 액화 이산화탄소의 음속 유동을 막는 것이다. 액화 이산화탄소 적재 시 용기 내부와의 압력차이 (1 bar 와 60 bar)로 인해서 생기는 이산화탄소 의 음속 유동은 시스템 내부에 부식과 충격파 등의 문제를 일으킬 수 있다. 만약 기체가 2:1 이 상의 압력비 사이에서 유동 할 경우 음속 유동이 발생하여 시스템에 압축성 유동이 발생할 수 있 다. 압축된 PISTON LIQUID 는 액화 이산화탄소가 적재되기 전 용기의 압력을 높여주어 압력차이 를 줄여줌으로써 이산화탄소가 음속으로 움직이는 것을 막는다.

액화 이산화탄소가 압력용기 내에 가득 차 있는 경우, 액화 이산화탄소를 하역하기 위하 여 압력용기의 밑부분에 연결된 파이프를 이용하여 압력용기 내에 PISTON LIQUID 를 삽입한다.

- 29 -

이 PISTON LIQUID 가 압력용기의 밑바닥부터 채워지면서 액화 이산화탄소를 압력용기의 위쪽에 있는 파이프를 통해 밀어내는 원리이다. 액화 이산화탄소와 PISTON LIQUID 는 밀도가 다르므로 서로 섞이지 않는다. 액화 이산화탄소가 압력용기를 모두 빠져나가면 압력용기는 PISTON LIQUID 로 채워지게 된다.

압력용기 내부로 액화 이산화탄소를 적재할 시에는 압력용기의 위쪽 파이프를 이용하여 액화 이산화탄소를 압력용기 내부로 주입한다. 그러면 밀도가 큰 PISTON LIQUID 는 압력용기의 밑부분의 파이프를 통해서 빠져나가게 되며 결국 압력용기는 액화 이산화탄소로 가득 차게 된다.



그림 13. (a) Cargo Offlading, (b) Cargo Loading Process

이러한 방법으로 화물을 처리하기 위해서는 압력용기들은 지면에 수직으로 배치되어야 한다. 압력용기가 선체의 밑바닥에 수직으로 배치되면, 선체의 내부에 있는 갑판은 압력용기의 무 게를 지탱해주는 역할을 하지 않아도 된다. 그러므로 갑판을 강화시키기 위한 부재가 필요하지 않으며 이에 따라 선체의 무게를 증가시키지 않는다. 압력용기가 세로 방향으로 배치되면 선박의 DEPTH 에 따라 압력용기 길이의 제한을 받게 된다. 압력용기를 선체 내에 설치한 모습을 그림 14 에 나타내었다.



그림 14. Example of PV Arrangement

#### 3.3.2 CYLINDRICAL TYPE 압력용기 상세설계

세로방향 CYLINDRICAL 방식의 압력용기의 구체적인 치수를 구하기 위해서는 SHELL 의 길이 L과 압력용기의 내부 반지름 R을 결정해야 한다. 압력용기는 ASME BOILER & PRESSURE VESSEL CODE (2001) SEC. II (MATERIALS)에 따 라 재료를 선정하고 그에 맞는 허용 응력(ALLOWABLE STRESS)를 적용하였으며, SEC. VIII UG-27 THICKNESS OF SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE 에 따라 압력용기의 각 부위의 두께를 결 정하였다. 제작성을 고려하여 SEAMLESS PIPE TYPE 을 사용, CYLINDRICAL 방식으로 SHIPYARD 에서의 용접 작업을 최소화 하였다. [1]



#### 그림 15. Pressure Vessel Configuration

Н	The length from tangent to tangent line of the pressure vessel
R	The radius of the pressure vessel
t	The thickness of the vessel shell
t <sub>h</sub>	The thickness of the vessel head
C.A.	Corrosion allowance

SHELL 의 길이 L 은 배의 DEPTH 를 고려하여 결정하여야 한다. 화물 처리 시스템에 따 라 PISTON LIQUID는 액화 이산화탄소와 PISTON LIQUID의 밀도 차이를 이용하여 고압상태의 액 화 이산화탄소를 아래에서 밀면서 배출시킨다. 따라서 압력용기는 수직으로 배치되어야 하며 이 에 따라 선박의 DEPTH 와 형상에 따라 길이의 제한을 받게 된다. 선적할 화물의 목표 용량인 100,000 m<sup>3</sup> 를 싣기 위하여 현재 운항중인 배 중에 비슷한 화물 선적 용량을 가진 셔틀탱커나 LNG 운반선의 크기를 비교하여 압력용기의 길이 L 을 결정하였다. 각 압력용기의 길이가 길어질 수록 압력용기의 개수가 줄어들어 결론적으로 화물 처리 시스템이 간단해지게 된다.

압력용기의 내부반지름 R 은 압력용기의 제작 용이함을 고려하여 수치를 정해야 한다. 압력용기의 SHELL 부분을 SEAMLESS PIPE 형식으로 제작한다고 가정하고 자료 조사를 통하여 실제 제작되고 있는 SEAMLESS PIPE 들 중 비교적 큰 2 m 로 결정하였다.[3]

압력용기의 치수는 표 7과 같다.

Н	20 m
R	2 m
t	0.068 m
t <sub>h</sub>	0.036 m
C.A.	4 mm

**표 8. Pressure Vessel Dimensions** 

계산으로 구한 압력용기의 치수를 실제로 산업 현장에서 사용중인 압력용기의 치수화 비교해 보았다. 비교 대상은 두산 건설에서 만든 압력용기이다. (공사명은 Ras Gas Onshore Ex-

- 33 -

pansion Project Phase 2 이다.) 압력용기의 길이와 지름, 압력이 유사하므로 이 압력용기를 비교 대상으로 선정하였다. 표 9 의 왼쪽에 이 압력용기의 치수를 표시했으며, 오른쪽은 이 연구에서 진 행된 압력용기의 치수이다. 설계 압력이 66bar 일 경우와 76bar 일 경우 두 가지에 대하여 압력용 기의 두께를 계산하여 보았다. 두산 건설에서 만든 압력용기의 설계 압력과 온도, 반지름이 모두 크고, 재료가 고온용 재료이므로 두께가 좀 더 두꺼움을 알 수 있다.

	DOOSAN	This s	teudy
Material	SA516 Gr. 70 S5	SA-372 Gr. J	SA-372 Gr. J
Length	21.75m	20m	20m
Radius	2.525m	<b>ST</b> 2m	2.525m
Thickness	129mm	68mm	0.093m
Design Pressure	76bar	66bar	76bar
Design Temperature	120 °C	20°C	20°C

**班 9. Pressure Vessel Design Comparison** 

#### 3.4 압력용기 배치

압력용기를 배의 화물구역 내에 배치하기 위해서는 압력용기를 지지해줄 SUPPORT STRUCTURE 가 필요하다. 또한 다수의 압력용기를 제한된 화물구역 공간 내에 배치하기 위해서 효율적인 공간 활용이 요구된다.

#### 3.4.1 CYLINDRIAL TYPE 압력용기의 SUPPORT STRUCTURE

CYLINDRICAL 방식의 압력용기를 수직으로 세우기 위해서는 압력용기의 아랫부분의 HEAD 구조를 지지해주는 SUPPORT STRUCTURE 가 필요하다. SUPPORT STRUCTURE 의 위에 압력 용기를 올리며 접촉부분을 용접하면 압력용기가 수직인 상태로 유지된다. 이 SUPPORT STRUC-TURE 는 압력용기의 무게를 지지하기 위해 4개 이상의 PLATE 가 맞닿아 있는 형태이다. PLATE 의 두께는 압력용기의 무게로 인한 하중에 의해 변형이 생기지 않도록 충분히 두꺼워야 한다.



그림 16. Support Structure of Cylindrical Type Cargo Tank

W	The width of the base plate of the support structure

L The height of the support structure

PLATE 의 폭 W 는 압력용기의 내부 반지름인 2 m 내외가 되어 압력용기 HEAD 부분을 감싸주는 구조이다. 압력용기의 HEAD 를 통해서 화물이 이동할 수 있도록 PIPE 들이 압력용기의 밑부분에 설비되어야 한다. PLATE 의 안쪽의 높이는 1 m 로 설계하였으며, PLATE 의 바깥쪽의 높 이는 압력용기 HEAD의 반지름인 2 m 와 PLATE 안쪽의 높이 1 m 의 합인 3m 로 설계하였다.

#### 3.4.2 압력용기 배치

많은 수의 압력용기들을 선박 내에 배치하기 위해서는 압력용기의 규칙적인 배열이 중 요하다. 각 압력용기 사이에는 INSPECTION 과 MAINTENANCE 를 위해 1 m 의 공간을 두었으며, 이에 따른 공간의 최적화를 위하여 압력용기를 ZIGZAG 형태로 배치였다. 압력용기와 선박의 내 벽 사이의 공간은 INTERNATIONAL GAS CARRIER CODE 에 따라 0.76 m 의 공간을 두었다. [2]



그림 17. Pressure Vessel & Web Arrangement (Plan View)

압력용기의 치수는 3.3.2 에서 구하였으며, 100,000 m<sup>3</sup>의 화물을 선적하기 위해서 필요한 압력용기의 개수 및 압력용기의 무게를 표 8 에 나타내었다. 목표로 하는 전체 화물을 선적하기 위하여 359 개의 압력용기가 필요하다. 압력용기의 두께는 부식여유 4 mm 를 더한 값이다. 압력 용기 하나의 무게는 약 140 ton 이며, 압력용기 359 개의 무게는 약 54,000 ton 임을 알 수 있다.

Cargo tank				
Inside Radius (m)	2	Shell Thickness (m)	0.072	
Length (m)	20	Head Thickness (m)	0.040	
	Cargo	- LCO2		
CO2 Density (kg/m <sup>3</sup> )	782.684			
Total Cargo V (m <sup>3</sup> )	100,000	Total Cargo M (Ton)	78,268	
	Cargo Tank – I	Material (1EA)		
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7840			
Material V (m <sup>3</sup> )	17.793	Material M (Ton)	139.5	
Cargo Tank - Material				
EA	359	Material M (Ton)	53,589	

표 10. Cargo Tank Specification - Cylindrical Type Cargo Tank

화물구역의 너비를 50 m 라 가정하고 359 개의 압력용기를 화물구역 내에 ZIGZAG 형태 로 배열하면 32 개의 행과 11 개의 열로 압력용기를 배열할 수 있다. 이 경우 압력용기 사이의 거 리는 1 m 가 유지된다. 압력용기의 검사 및 유지 보수를 위해 압력용기와 선박의 내벽 사이의 간 격을 0.76 m 로 유지하고 압력용기를 배열할 경우, 화물구역의 너비는 49.3 m. 길이는 165 m 가 요구된다.



그림 18. Pressure Vessel Arrangement

압력용기의 길이 24 m 와 SUPPORT STRUCTURE 의 길이를 합하면 세로방향의 전체 길 이는 약 25 m 이다. 이만한 길이의 구조물을 수직으로 세우면 구조물에 길이방향 이외의 방향에 서 힘이 작용할 경우 구조물이 넘어지는 현상이 발생할 수 있다. 이를 막기 위해 선박에는 두 개 이상의 갑판이 필요하다. 갑판의 역할은 일차적으로 압력용기가 넘어지는 것을 방지하는 것이다. 또한 갑판이 압력용기를 감싸 안아주는 형태가 됨으로써 갑판이 있는 곳에는 압력용기에 구속이 발생하여 압력용기의 고유진동수를 크게 높일 수 있다. 배의 움직임에 의한 진동수와 압력용기의 고유진동수를 서로 다르게 설정하여 압력용기가 배와 공진하는 것을 막아 압력용기 및 선체의 파 손을 줄이는 역할을 할 수 있다. 이에 대해서는 6 장에서 논의할 것이다. 그리고 압력용기의 긴 길이로 인하여 생기는 검사 및 유지보수의 어려움을 갑판을 설치하여 해결한다.



그림 19. Sectional View of LCO<sub>2</sub> Carrier

선체의 바닥 면에 압력용기가 모두 고정되므로 선체 바닥의 내벽은 압력용기의 무게를 모두 지지할 수 있는 구조를 가져야 한다. 이를 위해 압력용기의 SUPPORT STRUCTURE를 선체의 WEB 과 GIRDER 의 동일선상에 위치시킨다. WEB 과 GIRDER 에 의해 전달되는 BENDING STRESS 가 SEA PRESSURE 에 의한 BENDING STRESS 와 COUNTER STRESS 로 작용하기 때문에 전체적인 WEB 과 GIRDER 의 SCANTLING 을 변화시키지 않는 것으로 가정한다. 선체 부재 위에 압력용기를 배치하는 방법은 그림 20 에 나타나 있다.



그림 20. Pressure vessel Arrangement



## 제 4 장 새로운 개념의 압력용기의 개념설계

기존의 고압 압력용기는 CYLNDRICAL 방식 혹은 BI-LOBE 방식이 주류를 이루고 있다. 용량이 10,000 m<sup>3</sup> 이하의 화물을 운반하는 경우, 위 두 가지 방식 중 하나의 압력용기를 선택하 여 하나의 커다란 압력용기로 화물을 운반하는 경우가 대부분이다. 화물의 용량이 그 이상일 경 우, LPG 운반선의 화물탱크는 SPB 방식으로 제작이 되며 LNG 운반선의 화물 탱크는 MEM-BRANE 방식 혹은 SHPERICAL 방식으로 제작이 된다. 그러나 이러한 방식들은 우리가 목표로 하 는 100,000 m3 이상의 화물 용량과 60 BAR 이상의 고압의 액화 이산화탄소 운반선에는 사용할 수 없다. 선박의 갑판이 화물과 화물탱크의 무게를 지지하지 않도록 하기 위해서는 수직으로 서 있는 압력용기 방식을 채택해야 하며, 이를 위해서는 화물 탱크는 CYLNDRICAL 방식 혹은 BI-LOBE 방식을 눕히지 않고 세우는 구조로 만들어야 한다.



그림 21. Bi-lobe Type Cargo Tank

BI-LOBE 방식의 화물 탱크의 장점은 CYLNDRICAL 방식의 압력용기 두 개를 선박에 배

치하는 것 보다 선체의 공간을 더욱 효율적으로 사용할 수 있다는 것이다. 화물 탱크를 수직으로 설치할 경우, 이러한 장점을 더욱 살리기 위하여 고안된 새로운 방식의 화물 탱크가 바로 MULTI-LOBE TYPE 의 압력용기 이다. [13]



그림 22. Multi-lobe type Cargo Tank

MULTI-LOBE 방식의 압력용기는 기존의 CYLINDRICAL 방식의 압력용기 여러 개를 수평 방향으로 이어 붙인 형태이다. CYLINDRICAL 방식의 압력용기 여러 개를 일정 간격을 유지하여 배치하는 것 보다 MULTI-LOBE 방식의 압력용기를 제작하여 배치하는 것이 사용되지 않는 공간 을 줄여서 공간 활용의 효율성을 높일 수 있다.

## 4.1 MULTI-LOBE 방식의 압력용기 상세설계

MULTI-LOBE TYPE 압력용기의 단면은 그림 23 에 나타나 있다. 여러 개의 CYLINDER 방 식의 압력용기들이 서로 붙어 있는 형상이다. 압력용기의 가운데에는 내벽이 있으며, 외벽은 CY-LINDER 의 형상과 동일하다. 압력용기의 SHELL 부분의 길이는 L 이며, 내벽의 두께는 t, 외벽의 두께는 t<sub>c</sub>로 표기한다. D 는 내부 실린더의 직경을 의미하며, 이 장에서는 R 이 D/√2일 경우를 다 룬다.



그림 23. Cross-Section of Multi-lobe Cargo Tank

#### 4.1.1 압력용기 내벽의 두께

MULTI-LOBE 방식의 압력용기의 내벽의 두께를 구하기 위해서는 압력용기의 길이방향을

Z 축으로 정하고 X 축과 Y 축은 그림 24 과 같이 정한다. 내벽의 두께를 t라 하면, Y 축 방향의 응 력 ☞ 는 다음과 같다. [14]



그림 24. Stress on the Inner Wall



위 식에서 P 는 압력용기 내부의 압력을 나타낸다. 계산의 단순함을 위하여 이 응력은 내벽에 균일하게 작용되며, 내벽의 두께 t 는 D 에 비해 굉장히 작다고 가정한다. 이에 대응하는 내벽의 Z 축 방향의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_{z} = \frac{\boldsymbol{P} \cdot \boldsymbol{D}}{2t}$$

(6)

VON MISE'S STRESS THEORY에 의하면 내벽의 Y 방향 응력과 Z 방향 응력 사이의 관계는 다음과 같다.

$$\sigma_{\mathbf{y}}^{2} + \sigma_{\mathbf{z}}^{2} - \sigma_{\mathbf{y}}\sigma_{\mathbf{z}} \le \sigma_{\mathbf{e}}^{2}$$
<sup>(7)</sup>

여기서  $\sigma_e$ 는 재료의 허용 응력치 값에 해당한다. 위의 식에  $\sigma_y$ 값과  $\sigma_z$ 값을 대입하면 내벽의 두께에 대한 조건을 구할 수 있다.

$$\frac{t}{D} \ge \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{P}{\sigma_e}$$
(8)

SIGNIFICANT BENDING 을 피하기 위하여 MEMBRANE STRESS 에 의한 DEFORMA-TION COMPATIBILITY 를 고려하여야 한다. 내벽의 Y 방향의 MEMBRANE STRAIN 를 LINEAR THEORY OF ELASTICITY 에 의해 구할 수 있다.

$$\varepsilon_{y} = \frac{1}{E} \left( \sigma_{y} - v \sigma_{z} \right) = \frac{P \cdot D}{E \cdot t} \left( 1 - \frac{v}{2} \right)$$
<sup>(9)</sup>

여기서 E는 재료의 YOUNG'S MODULUS 이며, v는 재료의 POISSON RATIO 를 나타낸다.

내벽의 Z 방향의 MEMBRANE STRAIN 역시 아래와 같이 구한다.

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \left( \sigma_z - \nu \sigma_y \right) = \frac{P \cdot D}{E \cdot t} \left( \frac{1}{2} - \nu \right) \tag{10}$$

- 45 -

## 4.1.2 압력용기 외벽의 두께

압력용기 외벽의 두께 t<sub>c</sub>는 FORCE EQUILIBRIUM 을 통해서 구할 수 있다. 압력용기의 내벽과 외 벽이 만나는 모서리 지점에서 외벽의 내부 압력에 의한 둘레 방향의 응력을 ☞<sub>@</sub>라 하면, 접선방향 으로의 힘 ₣<sub>@</sub>는 다음과 같다.



그림 25. Force Diagram on the Corner

 $F_{\theta} = \sigma_{\theta} t_{\sigma} = PR \tag{11}$ 

이 힘 의 Y 방향 성분 Fy는 다음과 같다.

$$F_{y} = F_{\theta} \cos\theta = PR \sin\theta \tag{12}$$

F, 를 두 배 한 값을 F라 하면 F는 다음과 같다.

이 힘 F가 내부압력에 의해 압력용기의 내벽에 작용하는 응력에 의한 힘과 같아야 한다. 압력용기를 설계하기 위한 최적의 조건은 압력용기의 내벽과 외벽이 만나는 모서리 지점에서 외 벽의 접선방향으로의 힘의 Y 방향 성분 F로 의한 내벽의 Y 방향 응력 ☞과 외벽의 둘레 방향의 응력 ☞<sub>B</sub>이 재료의 허용응력과 같을 경우이다.

 $\sigma_{\theta} = \sigma = \sigma_{allow}$ 

(14)

(13)

## KAIST

위의 식을 정리하면 다음과 같이 두 개의 식을 얻을 수 있다.

$$\sigma_{allow} = \sigma = \frac{2PRsin\theta}{t}$$
(15)

 $\sigma_{\alpha llow} = \sigma_{\theta} = \frac{PR}{t_{\sigma}}$ (16)

여기서  $\theta = 45$ °일 경우,  $sin\theta = D/2R$  이라는 관계가 성립한다.

위 두 개의 식의 우변이 같다고 놓고 식을 정리하면 외벽의 두께 t<sub>c</sub>와 내벽의 두께 t 에 관한 관계식을 얻을 수 있다.

$$t_c = \frac{R}{D}t$$

(17)

이 관계를 이용하여 우리의 설계 조건인 P 와 R 값을 대입하여 압력용기의 내벽의 두께 를 구하면, 외벽의 두께 또한 R 과 D 의 값을 이용하여 구할 수 있다.

## 4.1.3 MULTI-LOBE 압력용기 치수 결정

4.1.1 과 4.1.2 에서 구한 압력용기의 내벽과 외벽을 구하는 식의 내부압력, 내부 반지름, 재료의 허용 응력치의 값을 대입하면 압력용기의 내벽 및 외벽의 치수를 구할 수 있다. 내부압력 및 내부 반지름 값은 CYLINDRICAL 방식의 압력용기와 같은 값을 가진다. 재료의 허용 응력치의 값은 같은 재료를 사용할 경우 역시 같은 값을 대입한다. MULTI-LOBE 압력용기의 HEAD 부분의 두께 t<sub>h</sub>는 CYLINDRICAL 방식의 압력용기와 마찬가지로 HEMI-SPHERE 형상을 갖는다고 가정한다. 압력용기의 SHELL 부분의 길이는 역시 20 m 로 설정한다. 외벽 및 내벽의 두께 값에 부식여유를 4 mm 추가하면 압력용기의 치수는 다음과 같다.

Р	R	$\sigma_{ m allow}$	D	t	t <sub>c</sub>	t <sub>h</sub>
(MPa)	(m)	(MPa)	(m)	(m)	(m)	(m)
6.6	2	265	2.828	0.073	0.057	0.036

王 11. Multi-lobe Cargo Tank Dimensions

## 4.1.4 압력용기 배치

MULTI-LOBE 압력용기를 수직으로 세우기 위해서는 압력용기의 아랫부분의 HEAD 구조 를 지지해주는 SUPPORT STRUCTURE 가 필요하다. SUPPORT STRUCTURE 의 위에 압력용기를 올 리며 접촉부분을 용접하면 압력용기가 수직인 상태로 유지된다. 이 SUPPORT STRUCTURE 의 형태 는 CYLINDRICAL 방식의 압력용기의 그것을 여러 개를 이어준 것과 같다. MULTI-LOBE 압력용기 와 SUPPORT STRUCTURE 의 형상을 그림 26 에 나타내었다.



그림 26. Support Structure of Multi-lobe Type Cargo Tank

SUPPORT STRUCTURE 는 CYLINDRICAL 방식과 마찬가지로 WEB과 GIRDER 라인을 따라 서 선체 바닥 면에 설치한다. 그림 27 은 N 의 개수가 6 일 경우 압력용기의 배치를 표현하였다. N 의 정의는 그림 28 에 나타나 있다.



그림 27. Pressure vessel Arrangement



그림 28. Definition of N

액화 이산화탄소 100,000 m<sup>3</sup> 의 화물을 선적하기 위해서 필요한 MULTI-LOBE 압력용기 의 개수 및 압력용기의 무게를 표 10 에 나타내었다. 목표로 하는 전체 화물을 선적하기 위하여 압력용기의 내부 실린더의 개수인 N 에 따라 필요한 MULTI-LOBE 압력용기의 개수가 달라진다. 화물구역의 가로 길이를 약 50 m 라고 가정하고 N 을 6 으로 설정하면 가로 방향으로 MULTI-LOBE 압력용기를 두 개 배치할 수 있다. 이 경우 압력용기 하나의 무게는 약 857 ton 이며, 압력 용기 61 개의 무게는 약 54,000 ton 임을 알 수 있다.

Cargo tank			
Inside Radius (m)	2	Shell Thickness (m)	0.057
Length (m)	20	Wall Thickness (m)	0.074

표 12. Cargo Tank Specification - Multi-lobe Cargo Tank

Cargo - LCO2				
CO2 Density (kg/m <sup>3</sup> )	782.684			
Total Cargo V (m <sup>3</sup> )	99,989	Total Cargo M (Ton)	78,259	
Cargo Tank - Material (1EA)				
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7840	Ν	6	
Material V (m <sup>3</sup> )	112	Material M (Ton)	857	
Cargo Tank - Material				
EA	61	Material M (Ton)	53,425	

MULTI-LOBE 압력용기를 사용할 경우, N 의 개수에 따라서 필요한 압력용기 UNIT 의 전 체 개수와 압력용기를 배치하는데 필요한 면적을 그림 29 에 나타내었다. N 의 개수가 증가할수록 필요한 압력용기의 개수는 줄어들게 되며, 이에 따라서 압력용기를 설치하기 위해 필요한 화물구 역의 면적 또한 줄어들게 됨을 알 수 있다.





#### 4.2 두 가지 방식의 압력용기 비교 분석

3 장 및 4 장에서 CYLINDRICAL 방식의 압력용기와 MULTI-LOBE 압력용기에 대해 설명 하였다. CYLINDRICAL 방식의 압력용기는 제작이 간편하다는 이점이 있지만, 압력용기의 개수가 많아지게 되며 이로 인하여 압력용기의 검사 및 보수 작업에 걸리는 시간이 늘어날 수 있다. 또 한 압력용기 사이에 일정한 간격의 거리를 유지해야 한다. 이러한 공간을 조금이라도 효율적으로 이용하기 위해 고안된 것이 MULTI-LOBE 압력용기이다. 저용량 운반선에서는 CYLINDRICAL 방식 이나 BI-LOBE 압력용기를 사용하면 되지만, 고용량 운반선의 경우 화물탱크를 거대화 시키는 것 에 제한이 있기 때문이다. CYLINDRICAL 방식의 압력용기를 사용할 경우와 MULTI-LOBE 압력용기를 사용할 경우의 화물구역의 면적 비율을 비교한 것을 그림 30 에 나타내었다. 또한 100,000 m<sup>3</sup>의 액화 이산화탄 소를 운반하는데 필요한 압력용기를 제작하기 위해 소모되는 재료의 질량의 비율을 같이 표시하 였다. 비율은 다음과 같이 정의한다.

# $ratio = \frac{Multi - lobe \ Characteristics}{Cylinder \ Characteristics}$

MULTI-LOBE 에서 N 의 개수가 늘어갈수록 요구되는 화물구역의 넓이가 CYLINDRICAL 방식에 비하여 줄어들고 있다. N 이 최대값인 15 일 때, 화물구역의 넓이는 7 %까지 절약할 수 있 음을 알 수 있다. 이것이 의미하는 것은 선박의 길이를 줄임으로써 선박의 제조비용을 절약할 수 있다는 것이다.

이에 비하여 같은 양의 화물을 싣게 될 경우 서로 다른 방식의 압력용기를 만들기 위해 서 필요한 재료의 양은 크게 다르지 않다. 100,000 m<sup>3</sup> 의 액화 이산화탄소를 운반하기 위하여 CYLINDRICAL 방식의 압력용기를 제작하는데 소모되는 재료의 질량과 MULTI-LOBE 압력용기를 제작하는데 소모되는 재료의 질량의 비가 그림 30 에 나타나 있다. 이 값은 1 에서 오차 2% 이내 에 위치해 있다. 이것은 압력용기의 모양에 관계 없이 소모되는 재료의 양은 거의 같다는 것을 의미한다.

액화 이산화탄소 운반선의 항로가 예를 들어 극지방 혹은 적도지방을 경유할 때, 주위

온도가 바뀜으로써 압력용기 내부의 온도 변화가 예상될 경우 압력용기 내부의 온도가 일정하게 유지되도록 INSULATION 이 필요하다. INSULATION 은 압력용기 주위를 POLYURETHANE FOAM 으로 코팅하는 방식이 주로 사용된다. 이 방식으로 압력용기를 단열시킬 경우, 압력용기의 표면적 이 작은 편이 경제적으로 유리하다. CYLINDRICAL 방식의 압력용기와 MULTI-LOBE 압력용기의 표 면적의 비를 그림 31 에 나타내었다. MULTI-LOBE 압력용기에서 N 의 개수가 1 이상인 경우 표면 적의 크기는 CYLINDRICAL 방식의 압력용기보다 작아진다. 압력용기의 표면적은 N 이 15 일 경우 최대 35%까지 줄어들어 INSULATION 작업 시에 MULTI-LOBE 압력용기가 경제적으로 유리해진다.



그림 30. Comparisons of Cargo Tanks



그림 32. Welding Spots of Multi-Lobe Cargo Tank

MULLTI-LOBE 압력용기의 단점은 제작 과정이 CYLINDRICAL 방식의 압력용기보다 복잡 하다는 것이다. Seamless type 으로 shell 을 제작할 경우, CYLINDRICAL 방식의 압력용기는 shell 과 head 의 용접면만 고려해 주는 반면에 MULLTI-LOBE 압력용기는 여러 개의 shell 을 이어 붙이기 위하여 여러 번의 용접 과정을 거치게 된다. 주로 내벽과 외벽의 접합 면에 용접이 필요하며, 이 부분에서 압력용기의 큰 내부 압력에 의한 응력 집중이 발생할 수 있음을 고려해야 한다. 또한 압력용기의 HEAD 부분의 형상이 여러 개의 반구를 붙여 놓은 형태로서 복잡하다. 이 역시 MUL-TI-LOBE 압력용기를 제작할 때 고려해야 할 사항이다.



## 제 5 장 압력용기의 유한요소 해석

압력용기의 내부 압력은 매우 높은 66 BAR 이다. 이 조건에서 SUPPORT STRUCTURE 와 CYLINDRICAL 방식의 압력용기가 연결된 부분과 압력용기에 분포된 응력을 구한다. 압력용기의 내부는 액화 이산화탄소로 가득 차 있고, SUPPORT STRUCTURE 는 FLEXIBLE 하며 압력용기에 용 접되어 있다고 가정한다. 압력용기의 FINITE ELEMENT ANALYSIS 를 통하여 3 장에서 구한 CYLIN-DRICAL 방식의 압력용기의 최소 두께에 대한 안전성을 검사하며 압력용기와 SUPPORT STRUC-TURE 접합부에 걸리는 최대 응력을 알아본다.

#### 5.1 유한 요소 모델

유한요소 해석을 위하여 사용 프로그램인 ADINA version 8.5.3 이 사용되었다. ADINA 를 이용하여 CYLINDRICAL 방식의 압력용기와 SUPPORT STRUCTURE 의 3D 모델을 구성하였다. 재료 의 특성으로는 압력용기를 구성하는 재료의 경우 표 4 에 나와 있다. SUPPORT STRUCTURE 는 STEEL 이 이용되었으며 재료의 특성은 E = 207 GPa, v = 0.3, p = 7.85 x 10<sup>3</sup> kg/m<sup>3</sup> 이다. 압력용 기에 가해지는 하중으로는 내부압력이 적용된다. 또한 압력용기는 액화 이산화탄소로 가득 차 있 다고 가정하였으므로 이 화물에 의한 정수압을 적용시키고 압력용기 자체의 중력에 의한 무게를 고려한다. 압력용기의 HEAD 와 SHELL, 그리고 SUPPORT STURCTURE 의 PLATE 는 모두 SHELL 로 구성되어 있다. 이 SHELL 은 9-NODE 요소로 메쉬가 나뉘어져 있다. 압력용기의 HEAD, SHELL 의 두께는 3 장에서 구한 것과 같으며, SUPPORT STRUCTURE 의 PLATE 의 두께는 0.02 m 이다. 압력 용기의 유한요소 모델은 그림 33 에 나타나 있다. SUPPORT STRUCTURE 의 바닥면은 모델의 강체 운동을 막기 위하여 모든 자유도가 고정되어 있다. 압력용기의 내부압력은 6.6 MPa 이다.



그림 33. Meshed Finite Element Model

#### 5.2 유한요소 해석 결과 및 분석

유한요소 해석을 통하여 VON MISES STRESS 의 최대값을 얻을 수 있다. 압력용기의 SHELL 부분의 HOOP STRESS 는 194.1 MPa 이다. 유한요소 해석을 통해 얻어낸 압력용기 SHELL 부분의 응력은 HOOP STRESS 와 유사한 약 205 MPa 이며, 압력용기 위쪽 HEAD 에 작용하는 응 력은 약 117 MPa 이다. 압력용기의 아래쪽 HEAD 와 SUPPORT STRUCTURE 의 용접 면에 작용하 는 응력은 약 254 MPa 이다. 압력용기와 SUPPORT STRUCTURE 의 용접 면에는 큰 응력이 걸리는 대신, PLATE 의 대부분에 걸린 응력은 아주 낮다. 이를 통해 PLATE 의 두께가 좀 더 얇아질 수 있고 용접 면에는 보강이 필요하다는 것을 알 수 있다. 용접 면에 걸리는 응력을 분산시키기 위 한 방법 중 하나는 바로 WEAR PLATE를 압력용기와 PLATE 사이에 덧대주는 것이다. 이를 이용하 면 용접 면에 발생하는 최대 응력을 약 15-40 % 가량 줄 있다고 알려져 있다.[9] WEAR PLATE 가 보강된 SUPPORT STRUCTURE 부분을 3D-SOLID 요소를 이용하여 모델링 하여 더욱 정밀한 해석 을 하는 것이 앞으로의 연구에서 수행되어야 할 부분이다.



그림 34. Stress distribution (in MPa) in Pressure vessel



그림 35. Stress Distribution (in MPa) (a) head part, (b) shell part, (c) support part


그림 36. Improved Support Structure Configuration



### 제 6 장 압력용기의 DYNAMIC MOTION ANALYSIS

CYLINDERICAL 방식의 압력용기와 MULTI-LOBE 압력용기 모두 선체의 바닥 면에 수직으 로 부착된다. SUPPORT STRUCTURE 와 선체의 바닥 면은 용접으로 서로 고정되어 압력용기의 수 평 움직임을 막는다. 이는 고정-자유단을 가진 보로 모델링 할 수 있다. 보의 경우 횡진동이 발생 하며 이 때의 진동수가 선박의 모션에 의한 고유진동수와 일치할 경우 큰 변위가 발생하여 선박 및 압력용기의 안전성에 문제가 발생할 수 있다. 선박의 모션에 의한 고유진동수를 피하기 위하 여 비교적 일정한 모양을 가진 CYLINDERICAL 방식의 압력용기를 고정-자유단을 가진 보로 모델 링한다. 이 보의 고유진동수를 구하는 방법을 알아보고 유한요소 해석을 통하여 압력용기의 각각 의 정규모드에 대하여 고유진동수를 구해본다.

#### 6.1 압력용기의 고유진동수

CYLINDRICAL 방식의 압력용기는 원통형 단면을 가진 보로 모델링을 할 수 있다. Euler-Bernoulli Theory 에 의하면 자유진동의 경우 **f(x,t) = 0**이며, 운동방정식은 다음과 같다. [8]

$$c^{2} \frac{\partial^{4} w}{\partial x^{4}}(x,t) + \frac{\partial^{2} w}{\partial t^{2}}(x,t) = 0$$
<sup>(18)</sup>

$$c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

(19)

이다. E 는 Young's Modulus 이며 I 는 보 단면의 관성모멘트이다. ρ는 밀도이며 A 는 보의 단면적 이다. 위의 식에 고정단 경계조건을 대입하면 보의 정규모드 n 에 따른 진동수 방정식과 진동형 변위식은 다음과 같다.



 $\cos\beta_n l \cdot \cosh\beta_n l = -1 \tag{20}$ 

$$W_n(x) = C_n[\sin\beta_n lx - \sinh\beta_n lx - \alpha_n(\cosh\beta_n x - \cos\beta_n l)]$$
(21)

이때

$$\alpha_n = \left(\frac{\sin\beta_n l - \sinh\beta_n l}{\cos\beta_n l - \cosh\beta_n l}\right) \tag{22}$$

이다. 처음 네 가지의 정규모드에서  $\beta_n l$ 의 값은  $\beta_1 l = 1.875104$ ,  $\beta_2 l = 4.694091$ ,

β<sub>3</sub>l = 7.854757, β<sub>4</sub>l = 10.995541이다. 보의 고유진동수는 다음과 같이 계산된다.

$$\omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = (\beta l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}}$$

(23)

3 장에서 설계한 압력용기의 경우 압력용기의 횡방향 운동을 구속하기 위해 선체 내부 에 갑판이 존재한다. 갑판의 역할은 운동 구속 뿐만 아니라 진동의 관점에서 볼 때 압력용기의 고유진동수를 줄여주는 역할을 한다. 압력용기를 보로 모델링 하면 갑판은 압력용기의 일정 부분 을 구속시키는 일정한 강성을 가진 스프링으로 모델링 할 수 있다. 갑판의 근본적인 목적은 갑판 과 만나는 지점에서 압력용기의 자유도를 구속하는 것이므로 이상적인 경우 갑판은 핀으로 모델 링 할 수 있다.



그림 37. (a) fixed-spring beam model, (b) fixed-pinned beam model



보의 운동 관점에서 볼 경우, 갑판의 역할은 갑판이 있는 곳에서 보의 횡방향 운동을 구 속시키는 것이다. 갑판의 위치가 바닥 면으로부터  $l_1$ 에 위치할 경우 이것은 식 ()과 식 ()에서  $W_n(l_1) = 0$ 을 동시에 만족시키는  $\beta_n l$ 값이 고유진동수가 된다. 이것은 갑판의 수가 많아질수록, 보의 고유진동수는 더욱 커지게 된다는 것을 의미한다.

6.2 유한요소 해석

갑판의 수가 많을수록 압력용기의 고유진동수가 증가한다는 것을 6.1 절에서 알아보았다. 이 절에서는 중간 갑판을 제외한 아래와 위의 갑판만을 유한요소 해석에 적용하여 압력용기의 고 유진동수를 알아본다. 이를 통해 알아본 압력용기의 고유진동수가 선박의 고유진동수보다 크다면 압력용기와 선체의 공진을 피할 수 있다는 것을 의미하며 갑판이 3 개일 경우 더욱 안전하게 된 다.

압력용기와 갑판이 닿아 있는 지점에는 압력용기에 stiffening ring 과 같은 부재를 덧대 고 충격을 줄여주는 완충재의 역할을 하는 고무를 덛대어 압력용기의 파손을 방지한다. 유한요소 모델에서는 이를 사각 단면을 가진 보로 모델링 하여 해석한다. 사각 단면의 높이는 갑판의 높이 와 비슷한 0.05 m 이며 폭은 0.03 m 로 설정하였다. 갑판은 선체의 바닥 면으로부터 위쪽으로 6.75 m 지점과 20.25 m 지점에 위치하는 것으로 설계하고 유한요소 모델을 구성하였다.



그림 38. (a) Meshed finite element model with stiffening ring, (b) Stiffening ring configuration



그림 39. Assembled cargo tank configuration



SUPPORT STRUCTURE 의 바닥 면은 모델의 강체 운동을 막기 위하여 모든 자유도가 고 정되어 있다. Stiffening ring 이 있는 곳은 X, Y, Z 세 가지 방향으로의 TRANSLATION 을 고정시켜 갑판에 연결된 것과 같은 조건을 주었다. 압력용기 내부는 액화 이산화탄소로 가득 차 있다고 가 정하였다. 하중은 5 장에서와 마찬가지로 6.6 MPa 의 내부압력, 액화 이산화탄소의 정수압 그리고 중력에 의한 압력용기의 무게를 적용하였다.

압력용기의 5 가지 정규모드에 대한 공진주파수를 표 11 에 정리하였다. 가장 중요한 첫 번째 정규모드에서 공진주파수는 약 475 Hz 로서 매우 높은 편이다. 다음의 정규모드의 공진주파 수는 그보다 더 크다. 반면에 선박의 모션에 의한 공진주파수는 1 Hz 보다 작기 때문에, 압력용 기와 선박이 공진을 할 가능성은 거의 없다. 그러므로 압력용기를 세움으로써 발생하는 선체와 압력용기의 공진은 발생하지 않는다.

Normal Mode	Natural Frequency	Period	
Normai Mode	(Rad/Sec)	(seconds)	
1	0.4754E+03	0.1322E-01	
2	0.4754E+03	0.1322E-01	
3	0.6726E+03	0.9342E-02	
4	0.6729E+03	0.9338E-02	
5	0.7422E+03	0.8465E-02	

#### 표 13. Natural Frequency for Transverse Beam Vibration



### 제 7 장 결 론

이산화탄소 포집 및 저장기술(CCS)에서 액화 이산화탄소의 해상운송을 위해 필요한 압 력용기의 형상에 관해 논의해 보았다. 현재 사용되는 압력용기는 수송되는 화물의 온도 및 압력 에 따라 다양한 형태로 제작된다. 압력용기의 설계에서 가장 중요한 조건은 화물의 압력이다. 화 물의 압력이 낮을 경우 압력용기는 주로 MEMBRANE, SPHERICAL 방식으로 제작되며, 압력이 높 을 경우 CYLINDRICAL 방식 또는 BI-LOBE 압력용기로 제작된다.

# KAIST

압력용기의 설계조건인 액화 이산화탄소의 압력이 6 MPa 이며 상당한 고압이기 때문에 압력용기의 형상이 제한적이다. 현재 운항중인 이산화탄소 운반선의 화물탱크는 하나의 커다란 CYLINDRICAL 방식의 압력용기이다. 하지만 적재되는 화물의 용량이 작으며, 화물의 온도 및 압 력이 상온이며 비교적 약간 높은 압력이다. 본 연구에서 고려하는 선적 화물의 용량이 크며 화물 의 상태는 상온 고압이므로 화물탱크의 형상은 CYLINDRICAL 방식의 압력용기가 적합하다. 고압 의 화물을 처리하는 방식에 따라 압력용기는 수직으로 배치되어야 하며, 이를 위한 SUPPORT STRUCTURE 의 형상을 설계하고 유한요소 해석을 통해 응력 분포를 알아보았다.

또한 고압의 액화 이산화탄소를 해상 운반하기 위해 MULTI-LOBE 압력용기를 제안하고 개념설계를 수행하였다. 이는 선체의 공간 활용을 효율적으로 하기 위해 고안되었으며, CYLIN-DRICAL 방식의 압력용기와의 비교 분석을 통하여 선체 내부 화물구역의 면적 감소 효과 및 압력

- 71 -

용기의 표면적을 줄여 단열에 필요한 비용을 줄이는 등 경제성이 있음을 입증하였다.

설계 조건인 60bar 의 압력과 20℃의 온도에서 CYLINDRICAL 방식의 압력용기와 MUL-TI-LOBE 압력용기의 설계 값들을 다시 한번 살펴보면 다음과 같다.

ТҮ	PE	CYLINDER	MULTI-LOBE
길	oj	20m	20m
직	<b>경</b>	2m	R=2 m, D=2.828m
두께	헤드	0.04m	0.04m
	외벽	0.072m	0.057m
	내벽		0.073m

표 14. A Comparison of the Cargo Tank Dimensions - 60bar

설계 압력과 온도가 같다면 두 가지의 압력용기를 만드는데 소모되는 재료의 양은 거의 같음을 4 장에서 언급하였다. 설계 압력이 낮은 상태이거나 수송할 화물의 양이 적다면 압력용기 가 더욱 거대해지거나, 압력용기의 형태를 멤브레인 방식과 같이 간단한 형태로 제작할 수 있다. 그러나 설계 압력이 60bar 와 같이 매우 높을 경우, 또한 수송할 화물의 양이 많을 경우 결국 압 력용기의 형태는 CYLINDER 나 MULTI-LOBE 방식과 같이 반경을 줄이면서 세울 수 있는 형태의 압력용기로 제작되어야 할 것이다. CYLINDER 방식의 압력용기는 제작이 간편하지만 압력용기의 개수가 많아지는 단점이 있다. MULTI-LOBE 압력용기는 모양이 복잡하기 때문에 용접할 곳이 많 에 화물이 이동하는 파이프의 길이나 기타 의장 설비의 양이 줄어드는 장점이 있다. 또한 설계 목적과 같이 선체의 길이가 줄어들 수 있으므로, 선체를 만드는데 필요한 전체 비용을 고려하면 경제성에서 이익을 가져올 수 있다.

설계 압력과 같은 조건이 달라질 경우, 압력용기의 전체적인 치수는 달라지게 된다. 이 산화탄소를 해상 운반할 경우 가능한 다른 액화상태 중 하나인 5bar, -55℃의 경우를 예로 살펴 본다. 온도가 낮으므로 저온용 재료인 3 1/2 Nickel (SA203-A)을 사용한다. 40℃ 이하에서 최대 허 용응력은 128 MPa 이다. 이를 대입하여 압력용기의 치수를 구하면 다음과 같다. 압력용기의 크기 는 60bar 일 경우와 동일하다.

ТҮ	PE	CYLINDER	MULTI-LOBE
길	ol	20m	20m
직	З	2m	R=2 m, D=2.828m
두께	헤드	0.0094m	0.0094m
	외벽	0.0148m	0.0211m
	내벽		0.0226m

王 15. A Comparison of the Cargo Tank Dimensions - 5bar

설계 압력이 5bar 일 경우와 60bar 일 경우를 비교해 보면, 재료의 최대 허용 응력보다 설계 압력이 압력용기의 두께를 결정짓는 더욱 중요한 변수임을 알 수 있다. 이를 통해 압력용기 의 제작 단가를 낮추기 위해서는 설계 압력을 낮춰야 한다는 것을 알 수 있다. 압력용기의 제작 비용이 전체 CCS 의 비용 중에서 차지하는 비율이 크다면, 액화 이산화탄소의 수송 공정에서 압 력을 낮추는 것이 필요하다.

앞으로 진행되어야 할 연구에서는 압력용기의 SUPPORT STRUCTURE 의 상세설계 및 3D -SOLID 모델을 이용한 좀 더 정밀한 유한요소 해석을 수행하는 것이 필요하다. 압력용기와의 접 촉면에 집중되는 응력을 효과적으로 분산시킬 수 있도록 SUPPORT STRUCTURE 의 구조를 보완하 여야 한다. MULTI-LOBE 압력용기는 개념설계 단계보다 더 나아가 유한요소 해석을 통하여 안전 성을 확인하는 연구가 진행되어야 한다.



## 참 고 문 헌

[1] ASME. Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Pressure Vessels Division. New York, ASME, 2007

[2] IGC, International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gasses in Bulk, 2008

[3] Eugene F. Megyesy. (2008). Pressure vessel handbook, PV Publishing, Oklahoma.

[4] Donatello Annaratone. (2007). Pressure vessel design, Springer, Italy.

[5] Chuse Eber. (1984). *Pressure vessels*, McGraw-Hill, New York.

[6] Singiresu S. Rao. (2004). *Mechanical vibrations*, Pearson Education, New Jersey.

[7] Jeom Kee Paik & Anil Kumar Thayamballi. (2007). *Ship-shaped offshore installations*, Cambridge, Cambridge.

[8] Daniel J. Inman (2000). Engineering vibration, Prentice Hall, Naatick.

[9] Shafique M.A. Khan. (2010). "Stress distributions in a horizontal pressure vessel and the saddle supports", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2010;87;239-244.

[10] N. El-Abbasi, S.A. Meguid, A. Czekanski. (2001). "Three-dimensional finite element analysis of saddle supported pressure vessels". *International Journal of Mechanical Sciences*, 43, pp1229-1242.

[11] L.S. Ong, G. Lu. (1993). "Optimal support radius of loose-fitting saddle support", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1993;54;465-479.

[12] J. L. Zeman. (1994). "On the problem of angular misalignment at longitudinal weld joints of cylindrical shells", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1994;58;179-184.

[13] James H. Stannard, Basking Ridge, N.J. (1990). "Fabricated Pressure Vessel", US Patent.

[14] Pal G Bergan, Henrik O Madsen. (2006). "Cellestruktur for bruk i trykksatte tanker of gremgangsmate for a tilveiebringe cellestrukur", NORGE Patent.