



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

# 밀폐사이클을 적용한 LNG 연료탱크의 단열 특성연구

A Study on the Thermal Analysis of the Closed-cycle  
Insulation System for Fuel Tank in LNG Vehicle



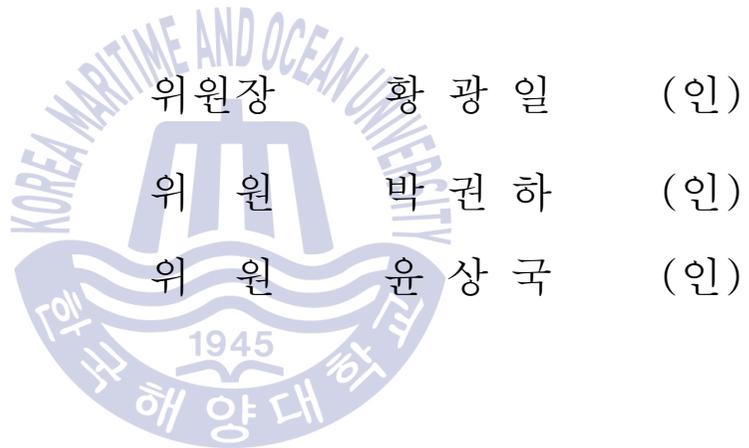
2017년 2월

한국해양대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

김 남 국

본 논문을 김남국의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2016년 12월

한국해양대학교 대학원

# 목 차

List of Tables .....	iv
List of Figures .....	v
Abstract .....	vii
Nomenclature .....	ix
<b>1. 서 론</b>	
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구 목적 및 내용 .....	2
<b>2. 종래 LNG연료탱크의 구조 및 전열 특성</b>	
2.1 LNG 연료 특성 .....	4
2.1.1 LNG의 물성 .....	4
2.1.2 LNG의 공급 및 기화 에너지량 .....	5
2.1.2.1 LNG의 공급공정 .....	5
2.1.2.2 LNG 기화에너지의 엔탈피 선도 .....	6
2.1.2.3 LNG의 상태에 따른 특성 .....	7
2.2 LNG탱크용 극저온 재료 특성 .....	8
2.2.1 저온 금속재료의 설계 .....	8
2.2.1.1 9% Ni강 .....	8
2.2.1.2 AL합금 .....	9
2.2.1.3 오스테나이트계 스테인리스강 .....	9
2.3 종래 LNG연료탱크의 구조 .....	11
2.4 종래 LNG연료탱크의 몸체 단열구조 및 해석 .....	13
2.4.1 극저온 용기의 단열 설계 .....	13
2.4.1.1 극저온 유체 저장용 단열 .....	13
2.4.1.2 폼 단열재 .....	13
2.4.1.3 펄라이트 진공 단열재 .....	14
2.4.1.4 Super insulation (Multilayer 진공 단열) .....	15

2.5	종래 LNG연료탱크의 지지시스템 해석 .....	17
2.5.1	LNG연료탱크의 지지시스템 구조 .....	17
2.5.2	지지시스템의 열 및 응력해석 .....	18
2.5.2.1	전도열전달 관계식 .....	18
2.5.2.2	몸체 및 지지시스템 열전달 해석 .....	19
2.5.3	몸체 및 지지시스템 열응력해석 .....	23
2.5.4	LNG연료탱크의 Sloshing 유동 해석 .....	26
3.	<b>LNG연료탱크의 설계 및 제작</b>	
3.1	슈퍼단열재인 Mylar의 단열 특성 실험 .....	28
3.1.1	실험장치 구성 .....	28
3.1.2	Mylar 장수에 따른 단열효과 .....	30
3.1.3	Mylar와 paper(국산)의 장수에 따른 단열효과 .....	31
3.2	LNG연료탱크의 밀폐사이클 설계 .....	32
3.2.1	LNG연료탱크의 밀폐사이클 시스템 .....	32
3.2.2	밀폐사이클의 적용 냉매 .....	33
3.2.2.1	냉매 R134a의 특성 .....	34
3.2.2.2	폐열회수 사이클 내부 냉매의 운전 압력과 온도 .....	35
3.2.3	밀폐사이클 열교환기 설계 .....	36
3.2.3.1	기체냉매 재액화 회수용 열교환 면적 산정 .....	36
3.2.3.2	관외부 열전달계수 산정 .....	37
3.2.3.3	관내부 열전달계수 산정 .....	38
3.2.3.4	열교환기 규격 .....	40
3.3	LNG연료탱크 규격 설계 .....	41
3.3.1	설계기준 사양 .....	41
3.3.2	탱크 내외통 두께 산정 .....	43
3.3.2.1	탱크 내통 두께 산정 .....	43
3.3.2.2	탱크 외통 두께 산정 .....	43

3.3.2.3 R134a 냉매충전 중간통 설계 .....	44
3.3.3 내용적 설계 .....	44
3.3.4 용량 계산 .....	45
3.4 탱크 설계도 및 모델링 .....	46
3.5 LNG연료탱크 제작 .....	51
3.5.1 연료탱크 제작 .....	51
<b>4. 성능평가 및 고찰</b>	
4.1 연료 탱크의 단열성능시험 .....	53
4.1.1 내압시험 및 기밀시험 .....	53
4.1.2 진공시험 .....	53
4.1.3 단열 성능시험 .....	54
4.1.3.1 LNG탱크 기화량 산정식 .....	55
4.1.3.2 슈퍼단열 벽체의 단열성능 산정식 .....	57
4.1.3.3 슈퍼단열 저장탱크 벽체의 전열 산정식 .....	58
4.2 밀폐사이클 적용 LNG연료탱크의 단열시험 .....	60
4.2.1 LNG탱크 단열성능 및 기화량 .....	60
4.2.1.1 밀폐사이클에 냉매가 없는 경우 기화량 실험 .....	60
4.2.1.2 밀폐사이클을 적용한 경우 기화량 실험 .....	61
4.3 실험결과 탱크의 열전도도 .....	62
4.3.1 일 기화량 .....	62
<b>5. 결론</b> .....	63
<b>감사의 글</b> .....	65
<b>참고문헌</b> .....	66

## List of Tables

<b>Table 2.1</b> LNG composition with various reservoirs .....	5
<b>Table 2.2</b> Thermodynamic properties of liquid methane and LNG .....	5
<b>Table 2.3</b> Properties of liquid and gas phase of LNG .....	7
<b>Table 2.4</b> Mechanical properties of SUS304(wt.%) .....	10
<b>Table 2.5</b> Yield Strength, Tensile Strength and Elongation for various temperature of SUS304 .....	10
<b>Table 2.6</b> Structural configuration of LNG fuel storage tank .....	12
<b>Table 2.7</b> Thermal conductivity of various foam insulation .....	13
<b>Table 2.8</b> Thermal conductivity of various powder insulation .....	15
<b>Table 2.9</b> Thermal conductivity of Super insulation .....	16
<b>Table 2.10</b> Properties of materials in body and support system of LNG tank. ....	25
<b>Table 3.1</b> Specification of design of cryogenic LNG fuel tank .....	42
<b>Table 3.2</b> Material properties of SUS304 .....	42
<b>Table 4.1</b> Classify and application of vacuum .....	54
<b>Table 4.2</b> Boiling point and latent heat of vaporization of cryogenic liquid	57

## List of Figures

Fig. 2.1 LNG supply chain .....	6
Fig. 2.2 Mollier diagram of LNG .....	7
Fig. 2.3 Change of strength with temperatures of SUS304 .....	10
Fig. 2.4 LNG fuel tank of “T” company .....	11
Fig. 2.5 Modelling structure of side supporters and pipes of inside tank	12
Fig. 2.6 Super-insulation material of LNG inner tank wall .....	12
Fig. 2.7 Typical support system of LNG fuel tank .....	17
Fig. 2.8 Photos of typical support system of LNG fuel tank .....	18
Fig. 2.9 Grid for thermal and structural analysis .....	20
Fig. 2.10 Temperature contour of inside tank with LNG filled. ....	21
Fig. 2.11 Grid model and temperature distribution of support bar. ....	21
Fig. 2.12 Temperature distribution of support bar .....	22
Fig. 2.13 Temperature distribution of support plate of outer tank .....	22
Fig. 2.14 Temperature distribution of support plate of outer tank .....	23
Fig. 2.15 Y-direction strain from thermal stress .....	25
Fig. 2.16 Von Mises stress and strain by thermal stress .....	26
Fig. 2.17 Sloshing barrier plate in LNG tank lorry .....	26
Fig. 2.18 Applied shape of sloshing barrier .....	27
Fig. 2.19 LNG sloshing without barrier .....	27
Fig. 2.20 LNG sloshing with barrier .....	27
Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental rig for super insulation .....	28
Fig. 3.2 Photos for LN2 cylinder covered with mylar .....	29
Fig. 3.3 Photos of super insulation vessel .....	29

Fig. 3.4	Evaporation time of liquid nitrogen with number of Mylar sheets	30
Fig. 3.5	Evaporation time of LN2 with 25 sheets of Mylar and paper ...	31
Fig. 3.6	LN2 evaporation time with 25 sheets of Mylar and paper on various vacuum pressure .....	32
Fig. 3.7	Insulation method of closed cycle .....	33
Fig. 3.8	Mollier diagram of R134a .....	36
Fig. 3.9	Cutaway of LNG fuel tank .....	41
Fig. 3.10	Piping layout of LNG fuel tank .....	46
Fig. 3.11	Drawing for external piping .....	46
Fig. 3.12	Design drawing for LNG fuel outer tank .....	47
Fig. 3.13	General design drawing for inner tank .....	47
Fig. 3.14	Design drawing for LNG fuel inner tank .....	48
Fig. 3.15	Design drawing for LNG fuel middle tank .....	48
Fig. 3.16	Design drawing for piping connected to inner tank .....	49
Fig. 3.17	Design drawing for R134a heat exchanger .....	49
Fig. 3.18	Modelling for external piping layout .....	50
Fig. 3.19	Modelling for tanks .....	50
Fig. 3.20	LNG fuel tank with closed cycle type insulation .....	51
Fig. 3.21	Front pipng photo of LNG fuel tank .....	51
Fig. 3.22	Photo for R134a heat exchanger .....	52
Fig. 3.23	LNG level gauge .....	52
Fig. 3.24	Vacuum pump and LN2 storage tank .....	52
Fig. 4.1	Composite cylindrical tank .....	58
Fig. 4.2	LN2 filling and evaporation rate test .....	60
Fig. 4.3	Evaporation rate of liquid nitrogen in developed LNG fuel tank	61

# **A Study on the Thermal Analysis of the Closed-cycle Insulation System for Fuel Tank in LNG Vehicle**

Namkug, Kim

Department of Refrigeration and Airconditioning Engineering  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## **Abstract**

Recently the LNG(liquefied natural gas) public buses and LNG-fueled container trucks have been introduced to prevent the air pollution in metropolitan areas. As the LNG temperature in fuel tank is as low as  $-162^{\circ}\text{C}$ , the thermal and structural effects of tank components need to be studied in order to keep liquid phase as long as possible by reducing heat leakage from outside ambient. The LNG for buses is stored in horizontal tank that is insulated with Mylar sheet and high vacuum between annular space of double-walled tanks. As the stored cryogenic liquid evaporates over 6.0% daily by the present insulation system, more efficient storage tank, that can reduce the evaporation rate, might be newly required.

This research invented new triple tanks, that has middle tank having closed-cycle insulation filled with R134a refrigerant which evaporated by absorbing intake heat from ambient prior to LNG evaporation.

The heat transfer rate and temperature distribution of tank body and support system were evaluated by FLUENT, and the thermal stress and

strain were analysed using ANSYS. The results showed that the rate of heat transfer from outer vessel to inner one was reduced significantly compared with the common double tank having super insulation only.

By the experimental evaluation, it showed that the evaporation rate of liquid nitrogen was 2.54% per day, whereas the national approval law for LNG fuel tank regulated the evaporation rate of 6.0% or below.

New developed tank could be highly efficient LNG storage tank for vehicles and would help LNG fuel system safe.

**KEY WORDS:** Triple tank 삼중 탱크; Closed-cycle 밀폐사이클; Heat transfer 열전달; Liquefied Natural Gas(LNG) 액화천연가스; Storage tank 저장탱크; Super insulation 슈퍼 단열; Thermal stress 열응력; Thermal strain 열변형; Evaporation rate 증발율.



## Nomenclature

Variable	Description	SI Unit
$T_a$	내부 실린더의 온도	°C
$E$	탄성계수	Pa
$Q$	단위 시간 당 총전열량	kcal
$U$	총괄전열계수	W/m <sup>2</sup> K
$A$	전열면적	m <sup>2</sup>
	대수평균 온도차	°C
$h_o$	관내부 저온측 열전달계수	kcal/m <sup>2</sup> h°C
$h_i$	관외부 고온측 열전달계수	kcal/m <sup>2</sup> h°C
$A_o$	관외측 면적	m <sup>2</sup>
$A_i$	관내측 면적	m <sup>2</sup>
$k$	SUS관의 열전도도	W/mK
$h_{Tp}$	2상 열전달계수	kcal/m <sup>2</sup> h°C
$x$	건도	
$G_V$	기체의 질량유량흐름	
$X_{tt}$	Lockhart-Martinelli parameter	
$E$	대류 증진 인자값	
$h_{Ll}$	관내 액체만이 흐를 때 열전달계수 값	kcal/m <sup>2</sup> h°C
$h_{nb}$	핵비등 열전달계수 값	kcal/m <sup>2</sup> h°C
$M$	분자량	mol
$P$	design inlet pressure	
$D$	diameter	m
$S_a$	allowable stress (SUS304)	
$E_w$	weld efficiency	
$P_c$	3 P(ambient)	303.9 kPa
$t$	Shell thickness	
$D_o$	Outside diameter	
$V_s$	동축용적	m <sup>3</sup>
$L$	셸 길이	m
$V_c$	튜브측 재킷용적	m <sup>3</sup>
$V$	총 용적	m <sup>3</sup>
Variable	Description	SI Unit
$W$	저장능력	kg
$d$	상용온도에서의 액화가스 비중	kg/l

V	용기 내용적	l
Q	침입열량	kcal/h°C
h	측정시간	h
$\Delta t$	시험용 저온 액화가스의 비점과 외기 온도차	°C
q	시험용 액화가스의 기화 잠열	kJ/kg
N	Mylar 층수	
$T_2$	액체질소 온도	°C
$T_1$	외기 온도	°C
L	실린더 및 단열 두께	m
$l'$	용기길이	m
<b>Greek</b>		
$\alpha$	열팽창계수	m/m°C
$\mu$	Poisson's ratio	
$\sigma$	스테판 볼츠만 상수	$W/m^2K^4$
$\epsilon$	반사 보호물(Radiation shield)의 복사율	
<b>Subscripts</b>		
1, 2	내부, 외부	
3	Mylar	



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

국내 주된 에너지원인 천연가스는 1986년부터 중동, 말레이시아 등의 산지에서 액체상태인 LNG로 도입, 기체상태로 변환되어 발전소, 도시가스 등에 공급되어져 왔다. LNG는 깨끗하고 저렴하면서 편리하여 향후 전 세계의 교역량과 사용량의 지속적인 증가가 예측되고 있다.

최근에는 대도시 대기 오염을 막기 위하여 대중교통 수단 중의 하나인 시내 버스에도 압축천연가스(CNG)가 이용, 보급되고 있다. 이 CNG버스는 연료탱크에 천연가스를 200bar 고압으로 충전하여 운영되고 있다. 이 CNG버스 체계는 쾌적한 도심을 유지할 수 있는 반면, 충전 압력이 높다는 것과 주행거리가 200km 정도로 상대적으로 짧다는 단점을 지니고 있다. 따라서 미국, 독일 등 외국에서는 보다 장거리 주행과 낮은 압력으로 안전성을 보장 받을 수 있는 LNG버스나 컨테이너 차량이 널리 보급되고 있다. 국내에서도 이 LNG 액체 연료체계의 도입 단계에 있으며 일부 LNG컨테이너 차량이 운행 중에 있다.

또한, 선박의 경우에도 연안의 환경 개선을 위하여 IMO의 규제인 신조 선박에 대한 NOx 80% 감축의 2016년 발효를 앞두고, LNG는 NOx의 90%이상 감소, SOx는 없으며 CO<sub>2</sub> 배출은 20% 감소시킬 수 있어 선진국들은 현 선박연료를 대체할 수 있는 청정 연료인 LNG를 채택하여 LNG추진 연안선박의 개발, 저장 탱크기술 개발 등 제반 관련기술개발을 추진하고 있다.(Swedish Maritime Technology Forum, 2013; R. Thomas, and H. Patel, 2013)

LNG는 천연가스를 -162℃의 액체상태로 만든 것으로 저장압력이 낮아 안전성이 크게 향상 되는 장점을 지니나, -162℃의 극저온 액체인 까닭에 외부 열 유입으로 인하여 LNG차량용 연료탱크 내에서 서서히 지속적으로 기화된다. 그러므로 LNG를 연료로 이용하는 차량의 연료탱크는 내외용기의 2중 탱크형식을

취하고 있으며, 이의 핵심기술은 LNG 기화를 저감시키는 단열기술이 필수적인 기술고 매우 중요하게 된다.

소형 차량용 LNG 저장탱크는 극저온 액체를 장기간 보관하기 위해서 내외 탱크 사이는 전열량이 최소가 되도록 고진공 단열이 적용되고 있으며, 이는 다 겹의 Mylar를 사용하여 복사열을 차단하는 것으로, 통상 일 기화량이 5% 내외가 된다.

반면, LNG 병커링 등 중형 저장탱크는 IMO 규정의 “C” 형 가압탱크로 현재의 액체질소, 액체산소 등을 저장하는 산업용 극저온 액체 저장탱크와 동일한 탱크로 내외용기의 2중 탱크형식에 진공필라이트 단열재가 충전되며 일 기화량은 2% 내외가 된다.(R. Thomas, and H. Patel, 2013). 또한 벽체외에 부품 중 배관을 통한 열전달 차단은 외부 실린더 벽까지의 배관을 진공 2중 튜브 형태를 취하여 전열량을 최소화 하고 있다.

LNG 차량용 연료의 저장용기에 관한 연구로는 주로  $-253^{\circ}\text{C}$ 의 액체수소를 저장하는 탱크 고효율화 연구들로부터 찾아볼 수 있다. 이에 관한 연구로는 Ewald R. and Kesten M., 1990; Hasan MM., Lin CS, and Van Dersar NT, 1991; Rudiger H.,1992; S. M. Aceves, G. D. Berry, and G. D. Rambach, 1998;S. M. Aceves, J. Martinez-Frias, and O. Garcia-Villazana, 2000;N. Takeichi, H. Senoh, H. Tsuruta, and N. Kuriyama, 2003;S. Kamiya, K. Onishi, N. Konshima, and K. Nishigaki, 2000;W. Notardonato, 2004;김서영, 강병하, 최항집, 1998;S. Y. Kim and B. H. Kang, 2000 등이 있다. 또한 최근 LNG 병커링의 대두와 함께 대형 LNG 저장탱크의 제작 및 단열기술에 대한 연구들이 국내에서 일부 수행되고 있다.(T.W. Kim, etc., 2012; S.-B. Shin, etc., 2013)

이와 같이 LNG를 저장하는 연료탱크는 열전달을 최소화 할 수 있는 단열성능 기술이 매우 중요하게 되며, 이를 향상시킬 수 있는 탱크의 구조나 재료의 화학적 특성, 열물성 등의 적절한 설계가 요구되어 진다.

## 1.2 연구 목적 및 내용

본 연구에서는 차량용 저장탱크의 단열방식인 슈퍼단열을 적용함에 있어 종래의 2중 탱크와 달리 3중 탱크 구조로 구성되며, 중간 탱크 공간에는 냉매가

충전된 밀폐사이클로 구성되어 있다. 이 밀폐사이클의 원리는 액체상태로 충전된 냉매액이 외부로 부터의 열유입에 의하여 기화되며, 이 기체화된 냉매가 시배출되는 극저온의 LNG에 의하여 다시 액화되면서 외부 침입열을 차단하는 것이다. 본 논문에서는 이의 성능을 평가하기 위하여 탱크를 설계, 제작하여 단열 시험을 수행하여 특성을 분석하고자 한다. 또한 전량 수입되고 있는 복사열 차단재인 Mylar와 간지 중 수입 절연간지 대신에 국내에서 생산되면서 전열 차단이 가능한 성능의 대체재를 시험하고자 한다. 이를 통하여 단열재의 일부 국산화 대체기술을 개발하고 이를 적용한 탱크를 제작하여 LNG 저장능력을 시험함으로써 국산화 가능성을 확인하고자 한다.

먼저 국외에서 현재 사용되고 있는 LNG차량용 저장탱크에 관련된 주요 기술인 단열기술과 재료기술들을 분석하고 국산 재료를 적용한 새로운 LNG 연료 저장탱크를 제작하여 향후 LNG차량용 저장탱크로서의 가능성을 알아보하고자 한다. 종래 저장탱크의 단열 구조 특성과 내부 탱크의 지지시스템 등의 파악은 널리 보급되고 있는 미국 T사의 제품을 구입하여 분석한다. 탱크의 단열 구조 분석은 내외 탱크 사이에 고진공이 적용되므로 복사열 차단을 위한 재료와 가설 기술을 파악하고, 탱크 내통의 경우는  $-162^{\circ}\text{C}$ 의 LNG가 저장되므로 극저온으로 인한 용기의 수축을 흡수할 수 있는 지지시스템을 갖추어야 하므로 이 구조와 규격을 분석하여 열 및 응력을 해석하고자 한다.

또한 연구하고자 하는 탱크에 단열기술을 효과적으로 적용하기 위하여 이론적인 분석을 수행하고자 하며, 위의 결과를 종합하여, LNG차량용 저장탱크의 LNG가 액체 상태로 보다 장기간 저장할 수 있으면서 내부 탱크 외벽에 슈퍼단열용 국산 간지의 적용 가능성을 제시함으로써 보다 저렴한 비용으로 차량의 주행거리를 늘리고 에너지 이용 효율을 상승시킬 수 있도록 하는 것이다.

## 제 2 장 종래 LNG 연료탱크의 구조 및 전열 특성

### 2.1 LNG 연료 특성

#### 2.1.1 LNG의 물성

Fig. 2.1은 액화천연가스(Liquefied natural gas)는 메탄(Methane)이 주성분인 천연가스를 액화시킨 것으로서, 가스전의 천연가스 중에 포함된 수분, 유황분, 이산화탄소, 중질 탄화수소 등의 불순물을 제거시킨 후 극저온에서 액화시킨 무색 투명하고 냄새가 없는 청정한 액체이다.

천연가스는 액화되면 체적이 약 1/600로 감소하므로 이의 교역을 위하여 생산지인 가스전 부근에서 수송 및 저장을 용이하게 하고자 액체 상태로 만든다. 천연가스를 액화하는 데는 LNG 1톤당 850kWh라는 많은 양의 에너지가 소비되며 이는 가스전에서 생산되는 가스의 약 10%에 해당하는 에너지량으로 도입 가격의 약 30%를 차지한다. 이러한 고가의 액화 비용은 도입하는 LNG의 저온으로 존재하므로 LNG를 트럭, 버스 등 차량용 연료로 유효 적절하게 활용한다는 것은 우리나라와 같이 에너지자원이 빈곤한 나라에서는 필수적인 일이 될 것이다.

LNG의 성분을 보면 약 90%정도가 메탄이며 기타 에탄, 프로판, n-부탄, iso-부탄, 질소 등이 일부 포함된 탄화수소계 혼합물질이다. 이 LNG성분은 산지에 따라 변하며 이에 따라 물리화학적 특성도 조금씩 다르게 된다. 그렇지만 Table 2.1의 LNG 조성을 보면 대부분이 메탄(CH<sub>4</sub>)이기 때문에 -160℃ 부근에서 액화가 가능하며, Table 2.2는 LNG 성분별 물리화학적 특성치를 보여준다. 이 LNG는 천연가스산지에서 제반 불순물이 제거된 후 대량 수송, 저장을 편리하게 하기 위하여 압축, 팽창 및 열교환을 거쳐 -162℃(대기압 기준)에서 액화되어 선박으로 수송, LNG 생산 기지에 저장되어 진다.

**Table 2.1** LNG composition with various reservoirs

(단위 : mole%)

Reservoir Composition	Alaska	Brunai	Abdabi	Badak	Arun
CH <sub>4</sub>	99.81	89.83	82.07	89.91	86.96
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.07	5.89	15.86	5.44	8.40
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-	2.92	1.89	3.16	3.66
n-Butane	-	0.74	0.07	0.75	0.39
Iso-Butane	-	0.56	0.06	0.67	0.53
n-Pentane	-	0.04	-	0.03	-
N <sub>2</sub>	0.12	0.02	0.05	0.04	0.06
Total	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0

**Table 2.2** Thermodynamic properties of liquid methane and LNG

Property Fluid	Boiling point (1atm, °C)	Liquid density	Evaporation heat (kcal/kg)	Heating value (kcal/kg)
Liquid methane	-161.7	0.424	131.5	13,270
Alaska LNG	-161.5	0.425	122	13,300
Indonesia LNG	-160	0.465	118	11,000

## 2.1.2 LNG의 공급 및 기화 에너지량

### 2.1.2.1 LNG 공급공정

한국가스공사가 인도네시아 등지에서 도입하고 있는 액화천연가스(LNG)의 인수 및 생산기지는 현재 평택 아산만과 인천 송도, 통영 그리고 삼척의 4개 지역에 있으며, 산지로부터 20만m<sup>3</sup>의 선박으로 수송된 LNG는 선박에 있는 펌프에 의해 하역이 된다. 하역된 LNG는 100,000~200,000톤 용량의 저장탱크에 저장시킨 후 천연가스의 수요에 따라 승압 기화시켜 공급한다. 각 생산기

지의 천연가스는 도시가스용, 발전용 그리고 산업용으로 공급되고 있다.

Fig. 2.1의 공급공정을 보면 먼저 LNG는 1차 펌프(1기당 150T/h)에 의해 15kg/cm<sup>2</sup>으로 승압된 후 2차펌프(1기당 80T/h)에 의해 75kg/cm<sup>2</sup>로 가압된다. 가압된 LNG는 고압 기화기(180T/h)에서 해수에 의해 상온의 천연가스로 기화된 후 30인치 배관에 의해 도시가스용으로 공급된다. LNG차량용 연료로는 저압 1차 펌프를 이용하여 액체를 탱크로리에 충전, 운송하여 충전소에 공급하게 된다.

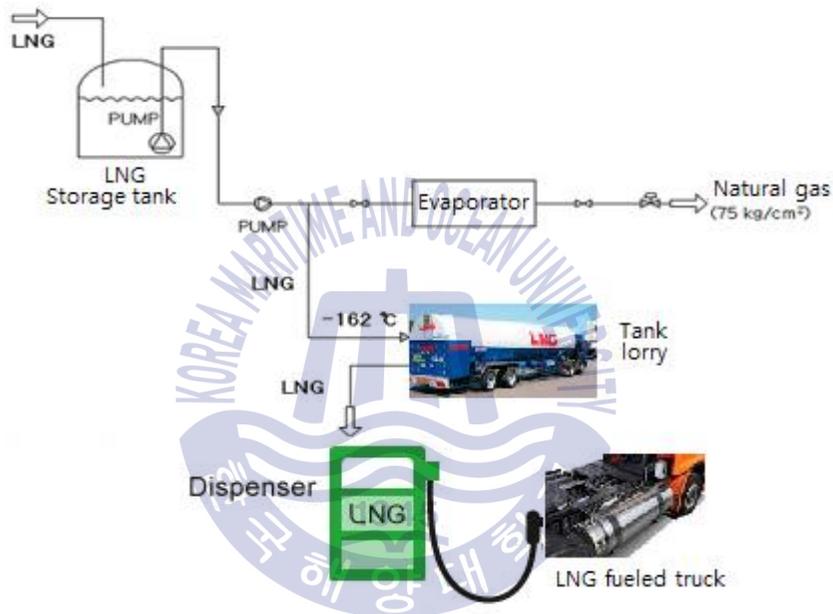


Fig 2.1 LNG supply chain

### 2.1.2.2 LNG 기화에너지의 엔탈피 선도

LNG는 생산지에 따라 화학조성이 다른 여러 가지 탄화수소의 혼합물이므로 그 증발특성이 단일성분과는 다르게, 정압 하에서 LNG의 증발온도와 엔탈피(Enthalpy)의 변화과정이 Fig. 2.2와 같이 특이하게 변한다. 이를 보면 기화시키는 압력에 따라 증발 에너지량이 다르게 되며, 1기압 상태에서 0°C까지 기화시키는 경우 202 kcal/kg정도가 된다. 이 중 잠열은 120 kcal/kg이고 현열은 82 kcal/kg이다. 한편 75 kg/cm<sup>2</sup> 압력 하에서 기화시키는 경우에는 발

생되는 열량은 약 175 kcal/kg로서 잠열은 50 kcal/kg이고 현열은 125 kcal/kg으로 기화압력 상승에 따라 에너지량은 점점 적어지게 된다.

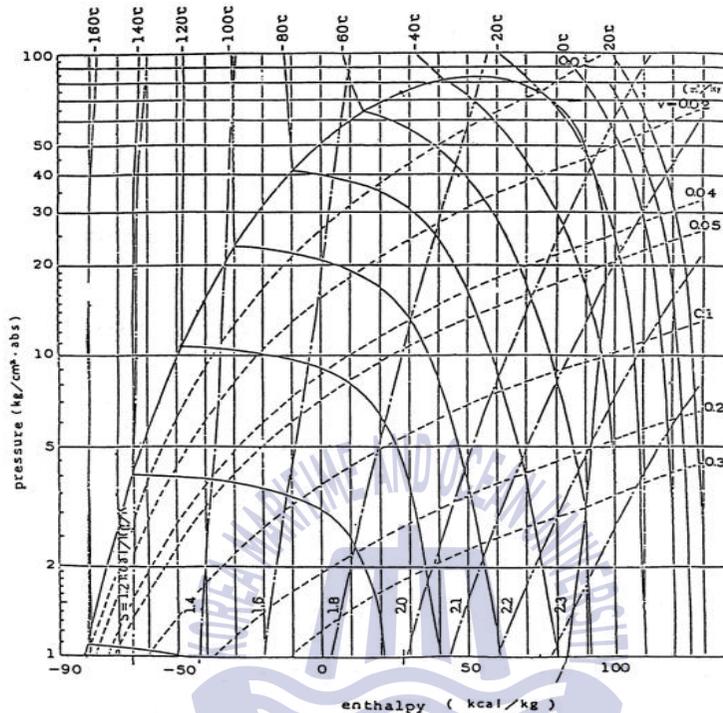


Fig. 2.2 Mollier diagram of LNG

### 2.1.2.3 LNG의 상태에 따른 특성

LNG저장탱크의 설계를 위하여는 LNG의 액체상태와 기체상태의 물리적 특성치를 필요로 한다. 천연가스는 통상 대기온도에 공기보다 가벼우나,  $-112^{\circ}\text{C}$ 보다 낮으면 대기보다 무겁게 된다. 액체와 기체상태의 물성치는 Table 2.3과 같다.

Table 2.3 Properties of liquid and gas phase of LNG

	Liquid (LNG)	Gas (NG)
Boiling temp.	$-161^{\circ}\text{C}$ at 1atm	
density	$456 \text{ kg/m}^3$ at 1bar	$1.525 \text{ kg/m}^3$ at $-130^{\circ}\text{C}$ , 1atm
viscosity	142 cp	0.0057 cp at $-130^{\circ}\text{C}$ , 1atm
specific heat	0.8 kcal/kgK	0.5 kcal/kgK at $-130^{\circ}\text{C}$ , 1atm

## 2.2 LNG탱크용 극저온 재료 특성

### 2.2.1 저온 금속재료의 설계

극저온인 LNG 설비의 각 요소에 사용되는 재료는 FCC금속 구조를 갖는 알루미늄합금, 구리합금, 오스테나이트계 스테인레스강 등이 주된 저온재료가 된다. LNG의 연료탱크의 경우 LNG와 직접 접하는 부분으로는 탱크 내통 및 배관, 밸브류가 있으며 이들 재료로는 SUS304, 316계가 적용된다.

일반적으로 극저온 구조용 재료로서 요구되는 성능에는 다음과 같은 항목들이 있다<sup>20)</sup>.

- 1) Young's modulus(영탄성률), 항복강도, 인장강도, 피로강도 등 기계적 성질
- 2) 충격흡수에너지, Kc(응력집중계수) 등 파괴인성치
- 3) 용접 접합성을 포함한 가공성
- 4) 비열, 열전도도, 열팽창계수 등의 열물리적 성질
- 5) 비중, 자성, 전기절연성, 내방사성능 등의 물성
- 6) 가격

재료의 기계적 성질, 인성은 극저온 구조물에서 중요한 물성이며, 비열은 용기 재료에서 특히 냉각시 냉매의 소비량에 영향을 준다. 또한 열전도도는 유입열의 인자가 되며, 배관재, 열교환기 재료 선택에 판단기준이 된다. 특히 저온 설비에서는 취성파괴가 일어나지 않는 조건이 중요하다. 따라서 저온구조용 재료는 충분한 파괴인성을 가져야만 한다. 파괴인성 요구치는 규격마다 약간씩 다른데, 샤프 충격시험으로부터 샤프 흡수에너지값, ASTM의 CT시험에서 응력집중계수, BS 5762의 균열개구변위 COD(Crack opening displacement)시험에서 임계균열개구변위 등을 구하여 적용성을 판단한다.

다음은 액화천연가스 용기의 재료로 사용되는 스테인리스강, 9%Ni강 및 Al합금의 특성에 대하여 고찰하였다.

#### 2.2.1.1 9% Ni강

9% Ni강은 DNT(Double-normalized and tempered)나 QT(Quenched and

tempered)와 같은 열처리를 통해 결정립을 미세화시킴으로서 페라이트계의 약점인 연성-취성 파괴천이를  $-200^{\circ}\text{C}$  이하로 저하시킨 소재이다. 이 합금은 1940년에 미국에서 3.5%Ni강으로 Pilot Plant를 건설함으로써 개발되기 시작하여, 1944년 INCO에서 9%Ni강을 개발하였고, 1948년 Luckens Steel사에서 액화헬륨 추출탑과 액체산소 저장탱크용으로 9%Ni강을 제조 판매하였다. 그 후 1960년 U.S. Steel, Chicago Bridge & Iron 및 INCO의 3개사가 공동으로 9%Ni강을 이용하여 극저온용 모형 탱크를 대량 제작하여 대규모 파괴시험을 실시한 이래 9%Ni강의 안전성이 입증되어 극저온 탱크용 소재로 널리 사용되고 있다. 그러나 실구조물 용접시에는 값비싼 Ni강 용접봉을 사용해야 하고, 자화가 되면 아크 흐름 때문에 용접이 불가능하며 용접성도 떨어지는 단점이 있다.

### 2.2.1.2 AL합금

5083AL은 4.5%Mg을 포함하고 있다. AL-Mg합금은 어닐링조건에서 사용되고, 용접 시 가열되는 동안 강도가 저하되지 않는다. 저온에서 충격값이 저하되지 않는 면심입방격자 구조로 대형파괴 시험 시 우수한 저온특성을 보이나, 9%Ni강보다 강도는 낮아 7-70mm의 판으로 사용되고 있다. 용접은 위치별로 자동 고전류 Mig와 DCSP Tig를 사용하고 있다.

### 2.2.1.3 오스테나이트계 스테인리스강

SUS304 스테인리스강은 면심입방격자 구조로서 연성-취성천이 온도가 존재하지 않아  $-200^{\circ}\text{C}$  이하의 온도에서도 높은 인성을 유지할 수 있고, 용접성 및 성형성이 우수하며, 9%Ni강에 비해 1.5배의 열팽창계수를 가지고 있다.

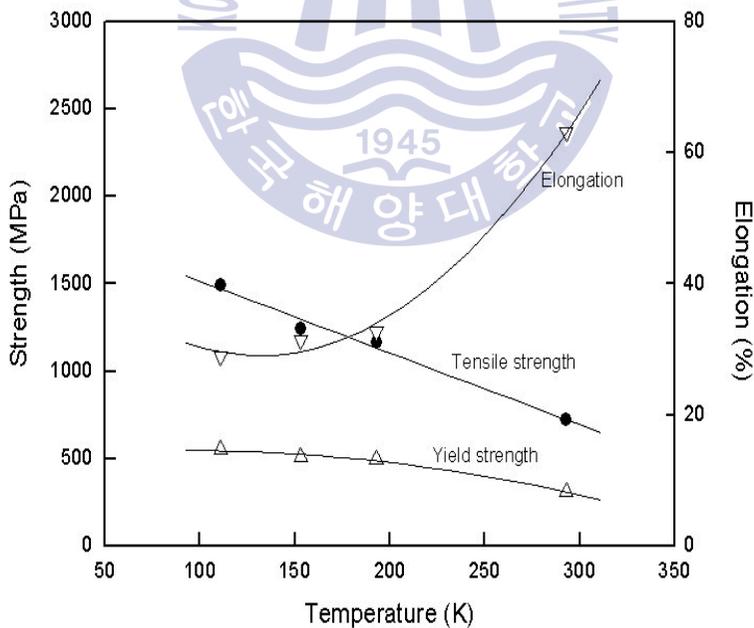
Table 2.4와 같은 성분을 갖는 SUS304의 건전성과 안전성을 확보하기 위해서는 온도 변화에 따른 강도 및 파괴인성의 평가가 중요하며, Table 2.5와 Fig. 3.2는 인장강도, 항복강도 및 연신율을 온도변화에 대하여 나타낸 것이다. 온도가 감소함에 따라 항복강도는 조금 증가하는 경향을 보이나, 인장강도는 현저히 상승하였다. 또한 연신율은 111K의 경우 상온보다 약 50% 정도 급격히 감소하였으나 연성파괴 거동을 보이고 있다.

**Table 2.4** Mechanical properties of SUS304(wt.%)

Material	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
SUS304	0.05	1.2	0.021	0.008	0.41	18.02	8.6

**Table 2.5** Yield Strength, Tensile Strength and Elongation for various temperature of SUS304

Material	Temperature	Yield Strength $\sigma$ (MPa)	Tensile Strength $\sigma$ (MPa)	$\epsilon$ (%)
SUS304	293K(20°C)	307	721	63
	193K(-80°C)	497	1163	33
	153K(-120°C)	508	1245	31
	111K(-162°C)	551	1495	29



**Fig. 2.3** Change of strength with temperatures of SUS304

### 2.3 종래 LNG연료탱크의 구조

Fig. 2.4는 T사의 LNG연료탱크의 외관이며 규격은 Table 2.6과 같다. LNG연료탱크의 내외통의 재료는 SUS 316, 304, 316L, 304L 등이 적용된다. Fig 2.5의 LNG연료탱크의 구조를 보면 좌측부는 내통과 외통이 용접에 의하여 견고하게 지지되고 있고, 연료탱크 우측부는 내부탱크와 외부탱크가 분리될 수 있도록 지지시스템이 설계되어 있다. 이 연결 지지시스템은 내부 통에 저장되는  $-162^{\circ}\text{C}$  LNG 연료의 양에 따라 발생하는 수축과 팽창 변형을 흡수하고 내통 하중을 지지하는 기능을 하게 된다. 통상 극저온 저장설비의 지지 시스템으로는 응력이 가해진 고강도 SUS 튜브나 블록 등이 적용된다.

내외 양 탱크 사이의 열전달은 벽체, 지지 장치, 그리고 배관들에 의해서 발생하게 된다. 현재 적용되고 있는 벽체의 단열방법은 Fig. 2.5의 다층 진공 슈퍼단열방법으로 다겹의 Mylar를 사용하여 복사열을 차단함으로써 단열 효과를 얻는 것이다. 또한 배관을 통한 열전달 차단은 외부 실린더 벽까지의 배관을 진공 2중 튜브 형태를 취하여 전열량을 최소화 하고 있다. 그러나 내부탱크와 외부탱크를 연결, 지지하고 있는 지지 시스템을 통한 전열은 실린더 하중과 액체연료의 무게를 지지하여야 하는 목적 때문에 피할 수 없게 된다. 또한 지지 시스템은  $-162^{\circ}\text{C}$ 의 극저온으로 인한 내부탱크의 수축 응력을 흡수하는 기능도 갖추어야 한다. 그러므로 LNG차량용 연료탱크 지지시스템은 전열을 최소화하면서 극저온 특성을 만족할 수 있도록 설계되어야만 한다.

본 연구에서는 현재 적용되고 있는 LNG차량용 연료저장탱크 지지시스템을 통한 전열 해석과 극저온의 온도차에 의한 열수축 응력을 분석하여 이 시스템의 안정성 및 안전성을 판단하고자 하였다. 또한 이를 통하여 향후 새로운 지지시스템 개발의 기초 자료로 활용할 수 있을 것이다.



Fig. 2.4 LNG fuel tank of “T” company

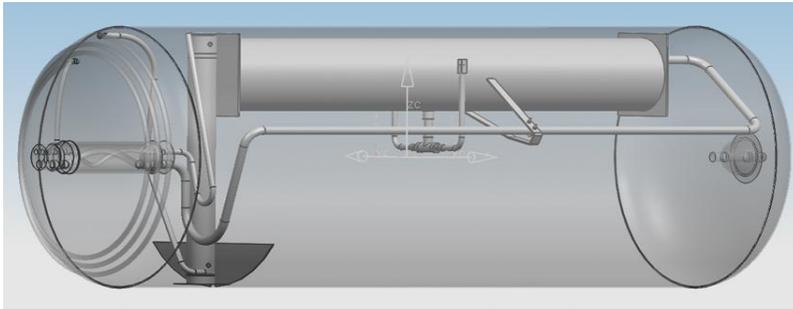
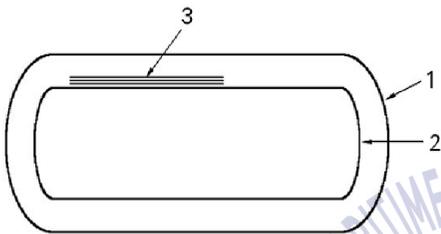


Fig. 2.5 Modelling structure of side supporters and pipes of inside tank



1 : Outer tank, 2 : Inner tank, 3 : Super-insulation and high vacuum

Fig. 2.6 Super-insulation material of LNG inner tank wall

Table 2.6 Structural configuration of LNG fuel storage tank

Description	1945 Size(mm)	Material
Total tank length with front pipes and gages	1968.5	SUS304TP
Outer tank diameter	O.D, 657.4 × 3.0t	SUS304TP
Outer tank length	1757.8	SUS304TP
Outer tank diameter	O.D, 657.4 × 3.0t	SUS304TP
Inner tank length	1546.7	SUS304TP
Inner tank diameter	O.D, 614.4 × 3.0t	SUS304TP
Weight empty/full	254kg / 400kg	
Gross volume	450.5 Liter	
Primary relief valve	16.0 bar,g	
Secondary relief valve	24.0 bar,g	

## 2.4 종래 LNG연료탱크의 몸체 단열구조 및 해석

### 2.4.1 극저온 용기의 단열 설계

#### 2.4.1.1 극저온 유체 저장용 단열

극저온 유체의 저장 시스템은 외부 열의 침입을 최소화하기 위해 여러 형태의 단열이 적용되고 있다. 극저온 유체 저장탱크의 단열방법에는 (1) Urethane foam insulation, (2) Perlite vacuum insulation, (3) Multi-layer insulation(Super insulation)이 적용되고 있다. 단열의 종류는 저온 특정 사용처에 따라 선택 하게 되며, 단열재를 통한 열전달은 전도, 대류, 복사에 의해 이루어지고 각기 단열 방법에 따라 저온 측과 상온 측인 대기 온도 사이의 열전달 현상이 변하게 된다.

#### 2.4.1.2 폼 단열재

우레탄 폼 단열재는 대형 LNG 운송선박에 적용되는 단열재이다. 열전도 특성은 0.024~0.033W/mK로 매우 낮고 다공성으로 무게가 매우 가볍고 가격이 상대적으로 저렴한 특징을 갖는다. 우레탄 폼으로 구성된 단열재는 phenolic-resin-reinforced 유리섬유 등의 섬유재의 혼합으로 충분한 압축강도와 접착성이 강화되고 외부로부터의 충격에 강도를 유지된다. Table 2.7은 여러 가지 폼단열재의 밀도에 따른 열전도도이며, 폼 사이의 기공 공간은 낮은 밀도의 이산화탄소, 냉매 등을 이용하여 폼을 제조함으로써 열전도도를 저하시켜 단열효과를 향상시키게 된다.

Table 2.7 Thermal conductivity of various foam insulation

Foam	Density(kg/m <sup>3</sup> )	Thermal conductivity(mW/mK)
Polyurethane foam	11	33
Polystyrene foam	39	33
Rubber	80	36
Silica	160	55
Glass	140	55

### 2.4.1.3 펄라이트 진공 단열재

분말 단열 시스템은 펄라이트, 아교질의 규소, 칼슘 규산염, 규조토나 카본블랙 등으로 구성되어 있다. 파우더의 단열값은 분말 사이의 기체가 감소할수록 증가한다.  $5 \times 10^{-2}$ Torr로 가스의 압력이 유지될 때 파우더는 복사와 전도를 감소시키고 만약 입자의 크기가 미소하다면 가스분자의 평균 자유 경로 또한 줄어들게 된다. 그러므로 파우더가 일정 진공도 이하로 사용될 때 가스의 전도는 무시하고 고체의 열전도가 열전달의 대부분을 차지하게 된다.

현재 대부분의 산업용 극저온 용기 즉, 액체질소(-196°C), 액체산소(-183°C), 액체알곤(-186°C), LNG(-162°C) 저장용기는 펄라이트 진공 단열법을 사용하고 단열 두께를 24-26cm를 적용하고 있다. 펄라이트 진공단열에서 열전도도는 펄라이트의 충전밀도에 따라 다소 차이가 있으나, 이상적인 충전밀도 하에서의 분말만의 열전도도는 대기압 초저온 -196°C 하에서  $2 \times 10^{-2}$ kcal/m<sup>2</sup>h°C 정도이다. 그러나 대기온도와 초저온과의 온도차는 200°C 전후 또는 그 이상이 되므로 유효하고 경제적인 단열시공을 하여야 한다. 소형 저장조일수록 내용적에 비하여 표면적이 증대하며 그만큼 침입열량의 비율도 커지게 된다. 이와 같은 문제점을 해결하고 펄라이트 고유의 열전도도  $2 \times 10^{-2}$ kcal/m<sup>2</sup>h°C을 보다 효과적으로 이용하기 위하여 단열공간을 진공으로 한 것이 펄라이트 진공 단열법이다.

진공도가 높으면 높을수록 진공 중에서의 열전달 속도가 늦어지며 열전도를 적게 할 수 있으나, 펄라이트 진공 단열법에서는 어느 진공도 이하에서는 일정치의 열전도도를 갖게 된다. 이 조건의 진공도를 경제적으로 유효한 진공도라 부르고 있으며, 이 진공도는  $5 \times 10^{-2}$ Torr로서 이때의 펄라이트 진공단열의 열전도도는  $2.4 \times 10^{-3}$ kcal/m<sup>2</sup>h°C로 되어 펄라이트 진공단열은 상압 펄라이트 침입 열량에 비하여 1/10로 감소됨을 알 수 있다.

독일 등 일부 선진국에서  $2 \times 10^{-2}$ Torr정도의 진공제품을 생산하기도 하지만, 대부분의 경우 국제적으로 통용되고 있는 미국의 ASME 코드에 맞추어 경제적으로 유효한 진공도라 할 수 있는  $5 \times 10^{-2}$ Torr의 진공제품을 생산하고 있다.

펄라이트 진공단열에 있어서  $5 \times 10^{-2}$ Torr 이상의 진공도를 확보하기 위해서는 일반적인 가공기술은 물론 철강재 중에서의 배출가스, 펄라이트 중의 수분 등이 진공 조건하에서 배출되어 진공도의 열하를 일으켜 단열성능을 저하시키므로 이러한 문제를 해결하는 것이 극저온 용기 제작의 핵심 기술이 된다. 펄라

이트 진공 단열법에 있어서 진공도  $5 \times 10^{-2}$ Torr 이하에서는 열전도도가 일정하여 침입열량도 일정하게 되나 일반적으로는 로타리 진공펌프로써  $1 \times 10^{-3}$ Torr 정도까지 진공배기 시킨다.

그러나 펄라이트 진공단열의 문제점으로는 밀가루 분말 크기인 펄라이트 분말로 인하여 균일한 진공의 형성이 어렵고, 세월이 흐름에 따라 탱크 상부의 펄라이트가 중력으로 내려 앉아 단열 성능이 저하되는 점이다. 차량용이 아닌 산업용 초저온 탱크의 국내 형식승인 기준으로는 탱크 내용적당 일 2.5% 기화 성능을 한계로 하고 있고, 통상  $1\text{m}^3$  이상의 대형 펄라이트진공 단열탱크는 일 평균 2% 내외의 기화가 발생하고 있다. 그 이하 용량의 소형 탱크는 펄라이트 진공단열이 적용될 경우 일 6%가 기화되는 것으로 알려져 있다.

**Table 2.8** Thermal conductivity of various powder insulation

Insulation	Density(kg/m <sup>3</sup> )	Thermal conductivity(mW/mK)
Fine perlite	180	0.95
Coarse perlite	64	1.90
Silica aerogel	80	1.60
Calcium silicate	210	0.59
Lampblock	200	1.20
Fiberglass	50	1.70

#### 2.4.1.4 Super insulation (Multilayer 진공 단열)

MLVSI 단열방법은 Super insulation으로 불리며 고반사 복사차단 물질인 Mylar, 구리 호일, aluminized Mylar 등 Sheet 사이에 낮은 열전도도 물질인 유리섬유, 종이 등을 삽입하는 구조로 되어 있다. 이 진공도는  $7.5 \times 10^{-5}$ Torr 이하로 유지되어야 단열 효과를 갖게 된다.

진공 다층 단열에는 통상 고효능의 방사물질을 삽입하므로 이 방사 Shield의 수를 N 이라면, Emisivity factor는

$$\frac{1}{F_e} = \left(\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1\right) + (N-1)\left(\frac{2}{e_s} - 1\right) + \left(\frac{1}{e_2} + \frac{1}{e_s} - 1\right) \quad (2.1)$$

로 구하게 된다. 여기서 하첨자 1,2는 각각 고온 측 표면과 저온 측 표면에 대한 것이다.

슈퍼 단열법은 저장 용량이 큰 저장조에는 구조성 및 경제성의 문제 때문에 일반적으로 많이 사용하고 있지 않으나, 선박용 ISO탱크나 운반용의 소형 극저온 용기(175 Liter)와 같이 내용적에 비하여 표면적의 비가 큰 탱크, 액체헬륨(LHe), 액체수소(LH<sub>2</sub>) 등과 같은 극저온 용기 등에 사용되고 있다. 슈퍼 단열법은 전도, 대류 및 복사에 의한 열의 이동을 최소한으로 줄이도록 고안된 것으로, 펄라이트 진공단열의 단열두께에 비하여 약 1/10정도의 두께로 되므로 경량화, 소형화에는 가장 적당하다. 슈퍼 단열법은 공기를 매체로 하여 생기는 전도, 대류열을 차단하기 위하여 펄라이트 진공단열 보다도 고진공으로 만든다. 단열재는 복사열 차단을 위하여 다층 단열재인 반사 물질을 여러 겹으로 내조 벽층에 감아둔 것으로 이 반사물질은 내조에만 접촉하여 있으며, 외조 내벽에는 접촉되지 않도록 만든다. 슈퍼 단열의 적용 진공도는  $1 \times 10^{-4}$ Torr 이하가 효과적이며, 이때 열전도도는 14~78  $\mu$ W/mK로 매우 적은 값이 되나, 고진공 하에서는 용기 벽체 철강재 에 묻은 불순물의 증발가스가 발생하므로 통상 이들의 배출가스를 저온 흡착제를 사용하여 흡착시킨다.

복사 차단 물질은 5 $\mu$  두께의 Mylar가 적용되며, 이 Mylar와 간지는 전량 수입이 되고 있으므로 본 논문에서는 간지를 국산으로 대체할 수 있는 물질을 실험하였다.

Table 2.9는 300K와 77.4K사이에 적용된 MLVSI 단열방법의 열전도도로 펄라이트 분말 진공단열법의 약 1/100이 된다. 그러므로 본 연구의 액체 LNG 연료 탱크의 단열에는 이 슈퍼 단열방법을 적용한다.

**Table 2.9** Thermal conductivity of Super insulation

Multi-layer insulation	Thermal conductivity( $\mu$ W/mK)
NRC-2 crinckled Mylar film 0.006mm	42
Dimplar dimpled + smooth Mylar film	42
0.0087 mm Mylar film + glass-fiber paper	14

## 2.5 종래 LNG 연료탱크의 지지시스템 해석

### 2.5.1 LNG연료탱크의 지지시스템 구조

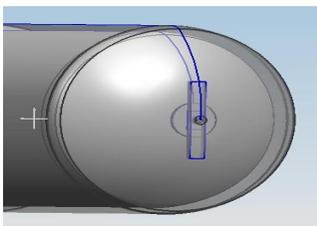
극저온 액체를 저장하는 탱크의 열유입은 외에 내통과 외통을 연결 지지하는 지지 시스템(Support system), 극저온 액체의 저장과 이송을 위해 내부 용기에 설치되는 충전관(Filling tube), 배출관(Withdrawal tube) 등을 통한 전도 열유입이 있다.

본 연구에서는 LNG연료탱크의 내외 몸체와 내부 용기를 지지하는 지지 시스템으로 Fig 2.7과 Fig. 2.8 (a)의 그 구조를 보면 내부 경판부에 직경 22mm의 SUS봉이 120mm 길이로 용접되어 설치되고, 외통의 경판부 안쪽에는 C형강 형태의 bar가 용접 고정되어 있다. 이 bar에는 내통 지지봉이 주입될 수 있도록 구멍이 뚫어져 있어 내통의 수축 열응력을 흡수할 수 있도록 하고 있으며 접촉 면적을 줄여 열전달도 최소화하고 있다.

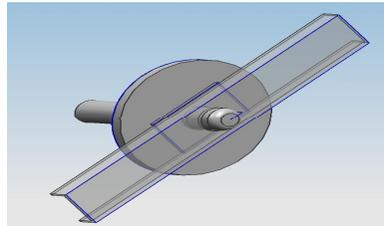
본 연구에서는 탱크 내부에 LNG 충전량이 20%, 50%, 90%로 변화될 때 몸체부와 우측 지지 시스템의 열전달과 응력 해석을 수행하여 분석하였다. 해석 대상의 형상 모델링은 UGS NX4를 이용하였으며, 열해석과 구조해석은 유한요소 해석 프로그램인 Ansys 12.1을 이용하여 수행하였다.



(a) Typical model of LNG fuel tank



(b) Support structure



(c) Support bar and plate

Fig. 2.7 Typical support system of LNG fuel tank



(a) Support structure (b) Support bar and plate

Fig. 2.8 Photos of typical support system of LNG fuel tank

## 2.5.2 지지시스템의 열 및 응력해석

### 2.5.2.1 전도열전달 관계식

극저온에서 전도열전달 산정을 보다 정밀하게 수행하기 위하여는 열경계 전위방법을 적용한다. 이 방법은 온도에 따라 열전도도가 바뀌는 물질의 열전달량을 보다 정확하게 산정할 수 있는 방법이다. SUS의 경우 LNG의 온도인  $-16^{\circ}\text{C}$ 와 상온  $25^{\circ}\text{C}$ 의 열전도도 값은 약 6배의 차이를 나타낸다. 즉 모든 물질은 온도에 따라 열전도도 값이 변하며, 열경계 전위법을 통하여 열전도도를 정확히 산정하게 된다.

열경계 전위  $E(T)$ 는 기준온도에서 적용온도까지 열전도도를 적분한 값으로 정의된다.

$$E(T) = \int_{T_r}^T k(T) dT \quad (2.2)$$

열전도도가 전체 온도 범위에서 일정할 때의 전도 열전달 일반식은 다음과 같다.

$$Q' = -\nabla^2 T + \rho C_p \frac{dT}{dt} \quad (2.3)$$

이를 열경계 전위법의 식으로 변형하면,

$$\frac{dE(T)}{dT} = k(T) \tag{2.4}$$

$$\frac{d}{dx} \left( k \frac{dT}{dx} \right) = \frac{d^2 E}{dx^2} \tag{2.5}$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{k} \frac{dE}{dt} \tag{2.6}$$

식 (3)을 식 (4), (5), (6)으로 치환하여 정리하면,

$$Q' + \nabla^2 E = \left( \frac{\rho \cdot C_p}{k} \right) \frac{dE}{dt} \tag{2.7}$$

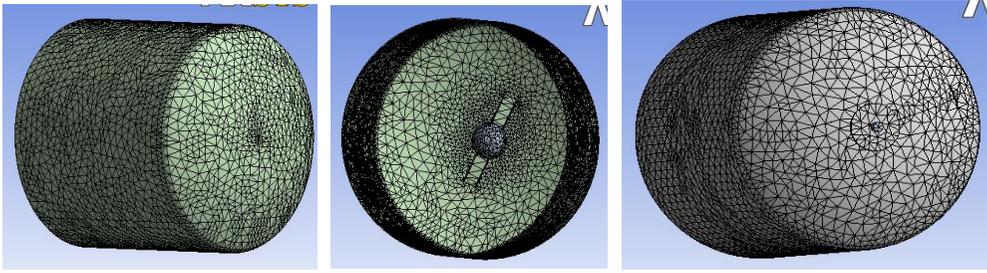
와 같이 된다. 전도열전달에 의한 총 전열량은 다음 식에서 얻어 진다.

$$\frac{dE}{dx} = k(E(x) - E_\infty) \tag{2.8}$$

### 2.5.2.2 몸체 및 지지시스템 열전달 해석

내부 탱크와 외부 탱크 사이의 열전달은 고진공의 Super insulation 단열이 적용된다. 열전달에 의한 온도구배 해석은 Ansys를 사용하였으며, 모델형상은 좌우가 대칭이므로 1/2면 만을 대상으로 하였다. 탱크 좌측부는 내부 탱크와 외부 탱크가 용접으로 연결되어 있으므로 해석의 좌측면을 고정면(Fixed face)으로 설정하였다.

Fig. 2.9는 열전달과 열응력 해석을 위한 각 부분별 격자 형상을 보여준다. 열전달 해석은 내부 탱크에 LNG 충전량이 20%, 50%, 90%으로 변화될 때의 해석을 수행하였다.



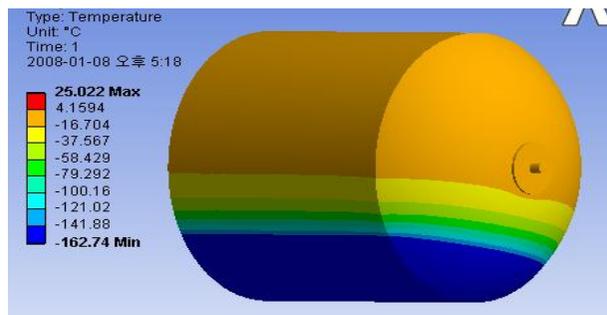
(a) Outer tank, (b) Support plate of outer tank, (c) Inside tank

**Fig. 2.9** Grid for thermal and structural analysis

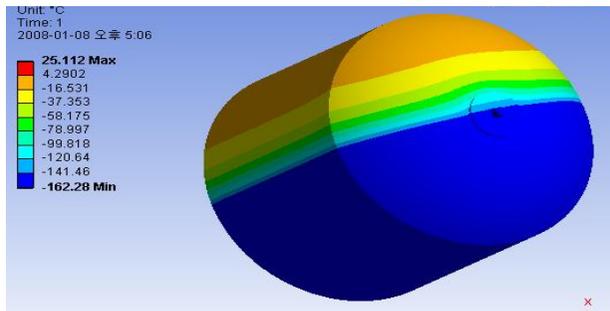
Fig. 2.10은 내부 탱크 온도  $-162^{\circ}\text{C}$ , 외부 탱크 온도를  $25^{\circ}\text{C}$ 로 설정하여 해석한 내부 탱크의 온도 분포를 나타낸다. 외부 탱크는 대기와 접하고 있기 때문에  $25^{\circ}\text{C}$ 의 상온을 유지하게 된다. (a)는 20%, B는 50% 그리고 (c)는 90% 충전시의 온도구배이다.

내부 탱크의 온도는 외벽이 단열로 차단됨에도 불구하고 LNG 액체부와 기체부의 온도차가 크게 나타나고 있다. 이는 LNG충전량의 변화 즉 충전과 운행에 의하여 LNG 수위가 변화되면 내부 탱크벽의 온도 차이가 크게 발생함을 알 수 있다.

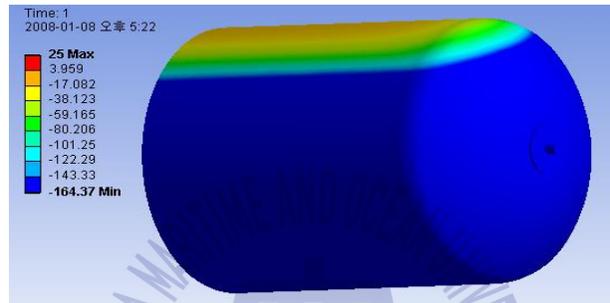
Fig. 2.11은 내부 탱크에 LNG가 50% 충전되어 있을 때 지지봉의 각 지점에 따른 온도 분포 해석을 보여준다. (a)는 격자이며 (b)는 온도구배 결과이다. Fig 2.12는 각 지점의 온도를 그래프로 나타낸 것이다. 지지봉이 LNG와 접촉되는 부분의 온도는 최저 온도인  $-162^{\circ}\text{C}$  이고 외통에 접하고 있는 부분은  $-82^{\circ}\text{C}$ 를 보이고 있다.



(a) 20% LNG filled



(b) 50% LNG filled

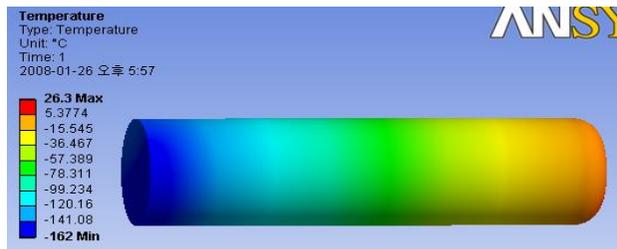


(c) 90% LNG filled

Fig. 2.10 Temperature contour of inside tank with LNG filled.



(a) Mesh of support bar



(b) Temperature distribution of support bar

Fig. 2.11 Grid model and temperature distribution of support bar.

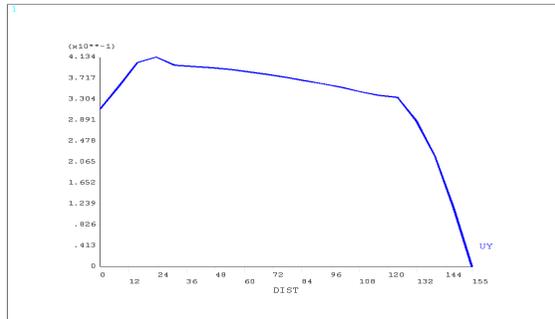


Fig. 2.12 Temperature distribution of support bar

Fig. 2.13은 LNG가 90% 충전될 때 지지봉이 연결 접촉되는 외부 탱크의 지지판 부의 온도 구배이다.

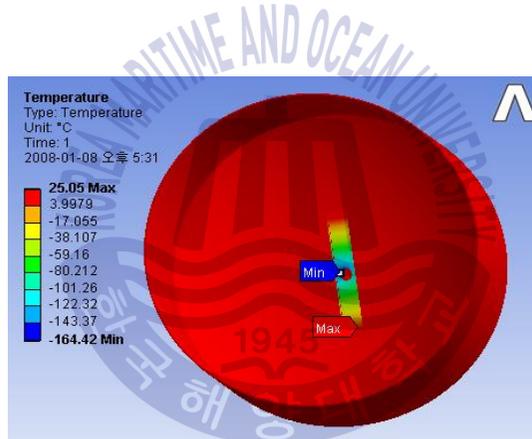


Fig. 2.13 Temperature distribution of support plate of outer tank

Fig. 2.14는 내부 탱크에 LNG가 90% 충전되어 있을 때 지지봉이 연결지지 되는 외부 탱크의 지지판 부 온도 구배이다. 지지봉에 접촉되는 부분의 온도는  $-162^{\circ}\text{C}$ 로 가장 낮고 외부 통에 용접된 부분은 외기온도를 보여준다.

이 지지 시스템을 통한 총 전열량은 90% 충전 때를 기준하여 식 (2.8)을 이용 산정하였으며, 그 값은  $3.7081\text{W}$ 가 된다. 이는 탱크 일일 기화량 설계값인  $14\text{W}$ 를 기준할 때 26%에 해당한다.

이 값은 비교적 낮은 것으로 이 지지 방법이 LNG 연료 저장 탱크의 지지 시스템에 효과적으로 적용될 수 있음을 알 수 있다.

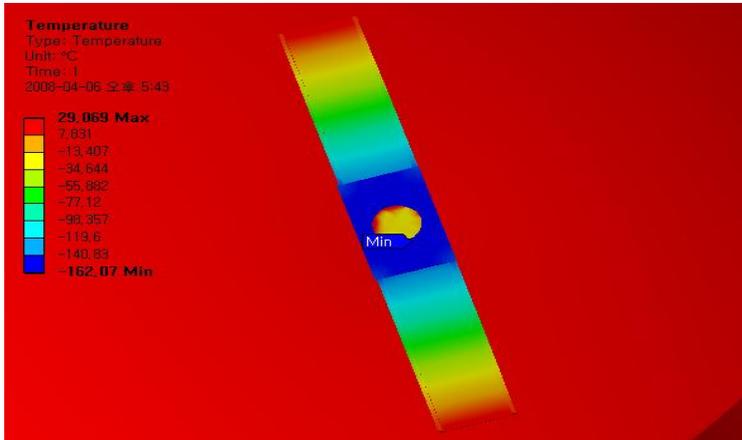


Fig. 2.14 Temperature distribution of support plate of outer tank

### 2.5.3 몸체 및 지지시스템 열응력 해석

몸체 및 지지 시스템의 온도 분포 해석을 위한 수치해석은 유한체적법인 상용코드 Fluent를 이용하였다. 수치적 해의 수렴은  $1.0 \times 10^{-6}$  이하에서 수렴된 것으로 하였으며, 해석의 총 격자수는 약 6,000개로 하였다. Fluent의 열전달 해석에 적용된 연속방정식과 에너지방정식은 다음과 같다.

가) 연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.9)$$

나) 열응력 해석 관계식

열응력에 대한 기계적 변형 해석을 위한 관계식으로 반경방향의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_r = \frac{\alpha E T_a}{2(1-\mu) \log_e \left( \frac{b}{a} \right)} \left[ -\log_e \left( \frac{b}{r} \right) - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \log_e \left( \frac{b}{a} \right) \right] \quad (2.10)$$

Tangential 방향의 응력은

$$\sigma_t = \frac{\alpha E T_a}{2(1-\mu)\log_e\left(\frac{b}{a}\right)} \left[ 1 - \log_e\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \log_e\left(\frac{b}{a}\right) \right] \quad (2.11)$$

이고, Longitudinal 방향의 응력은,

$$\sigma_z = \frac{\alpha E T_a}{2(1-\mu)\log_e\left(\frac{b}{a}\right)} \left[ 1 - 2\log_e\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \log_e\left(\frac{b}{a}\right) \right] \quad (2.12)$$

이 된다. 여기서  $T_a$ 는 내부 실린더의 온도,  $a$ ,  $b$ 는 내부 실린더의 반경과 외부 실린더의 반경,  $\mu$ 는 Poisson's ratio,  $\alpha$ 는 열팽창계수,  $E$ 는 탄성계수를 나타낸다.

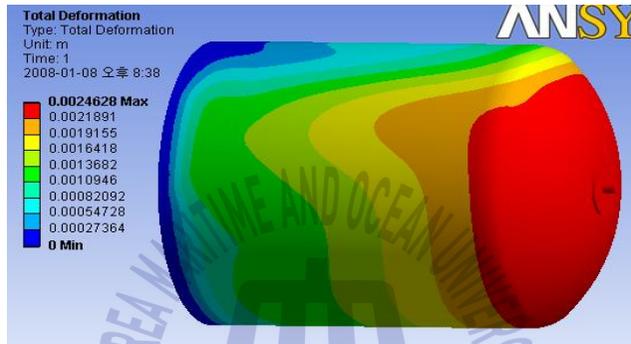
Table 2.10은 응력 해석에 사용된 물성치이다. Fig. 2.15는 내부 탱크에 90%의 LNG가 충전되고 내부온도  $-162^\circ\text{C}$ , 외부  $25^\circ\text{C}$ 일 때 열변형에 의한 상하 즉 Y방향 변위를 보여준다. 변위 경계조건으로 좌우가 대칭이고 좌측부는 용접 고정되므로 좌측면의 변위를 0로 하였다. Fig는 열변형에 의한 Y방향 변위 그래프로 Y축 지점별 탱크 중심부 변위값을 나타낸다. 고정된 좌측은 변위가 없고 1/2의 탱크를 따라 수축하여 탱크 지지봉에서 최대 변위값으로 2.46mm 수축하였다. LNG 탱크 전체 길이를 고려하면 내부탱크는 총 4.92mm가 수축하게 되므로 이를 고려하여 우측 지지시스템을 설계하여야 함을 알 수 있다.

본 연구에서는 현재 적용되고 있는 LNG차량용 연료저장탱크 지지시스템을 통한 전열 해석과 극저온의 온도차에 의한 열수축 응력을 분석하여 이 시스템의 안정성 및 안전성을 판단하고자 하였다. 또한 이를 통하여 향후 새로운 지지시스템 개발의 기초 자료로 활용할 수 있을 것이다.

Fig. 2.16 (a)는 지지판 부의 열변형에 의한 응력을 보여준다. 응력이 크게 나타나는 부위의 온도는 영하 $14^\circ\text{C}$ ~영상 $14^\circ\text{C}$ 이었다. 초기 냉각온도를  $-196^\circ\text{C}$ 로 하였기 때문에 큰 열팽창에 의해 응력이 많이 걸린 것으로 판단된다. 내부 탱크를 지지하는 지지봉과 접촉하는 부위의 응력이 크게 나타났다.

**Table 2.10** Properties of materials in body and support system of LNG tank.

Items	SUS
Thermal conductivities	14.9~1.9 W/m K
Coefficients of thermal expansion	$1 \times 10^{-5}$
Elastic moduli	210,000 MPa
Poisson's ratios	0.3
Density(kg/mm <sup>3</sup> )	$7850e^{-9}$

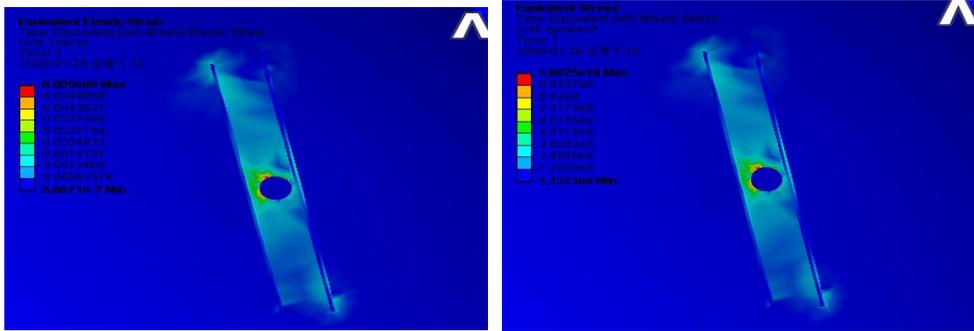


**Fig. 2.15** Y-direction strain from thermal stress

해석 결과 최대 열응력 값은 400MPa이하로 각 재질의 한계 응력보다 훨씬 적어 본 지지시스템이 적용 가능함을 알 수 있었다.

Fig. 2.16 (b)는 열변형에 의한 유효 변형율(von Mises strain) 을 나타낸 것이다. von Mises 변형율은 x, y, z방향의 합성 유효 변형율 값이다. 변형률이 크게 나타나는 부위의 온도는  $-80^{\circ}\text{C}$ 가 되었다. 내부 지지봉과 접촉하는 지지판 부에서 0.037로 크게 된다.1546.7

결론적으로 탱크 1/2에 대한 SUS316의 열변형에 의한 해석에 의하면 본 지지시스템은 탱크 지지봉에서 최대 변위값으로 2.46mm 수축하였다. LNG 내부 탱크 전체 길이인 1546.7mm를 고려하면 총 4.92mm가 수축하게 되므로 이를 고려하여 우측 지지시스템을 설계하여야 함을 알 수 있으며, 효과적으로 적용될 수 있음을 확인하였다.



(a) Von Mises stress

(b) Von Mises strain

Fig. 2.16 Von Mises stress and strain by thermal stress

### 2.5.4 LNG연료탱크의 Sloshing 유동 해석

LNG를 육로로 운송하는 탱크로리차량의 LNG탱크 내부에는 운송 중 LNG 유동을 막기 위하여 격막이 가설된다. 아래 Fig. 2.17의 사진은 대형 LNG탱크로리의 내통에 가설된 유동차단 격막으로 탱크 내부 전체의 공간을 차단하고 충격을 완화하기 위하여 중앙부에 큰 구멍이 만들어져 있다.

본 트레일러 트럭용 LNG 연료탱크의 직경은 탱크로리에 비하여 크게 적고 상부에 버퍼탱크가 존재하므로 Fig. 2.18과 같이 1/2 높이의 격막과 구멍이 가설된 구조를 고안하여 유동 차단 효과를 해석하였다. Fig. 2.19는 격막이 없을 때 탱크 내부의 LNG 유동을 보여주며, Fig. 2.20은 격막이 가설된 경우 해석결과 유동 5m/s에서도 양호한 차단효과를 얻을 수 있었다.

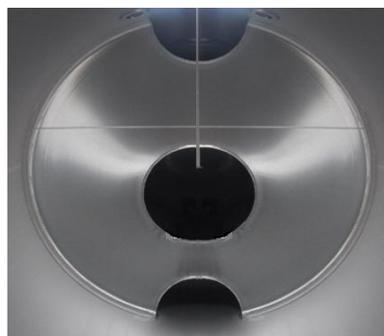


Fig. 2.17 Sloshing barrier plate in LNG tank lorry

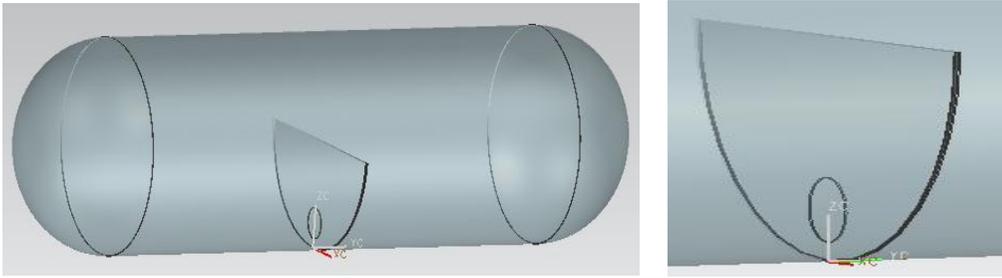


Fig. 2.18 Applied shape of sloshing barrier

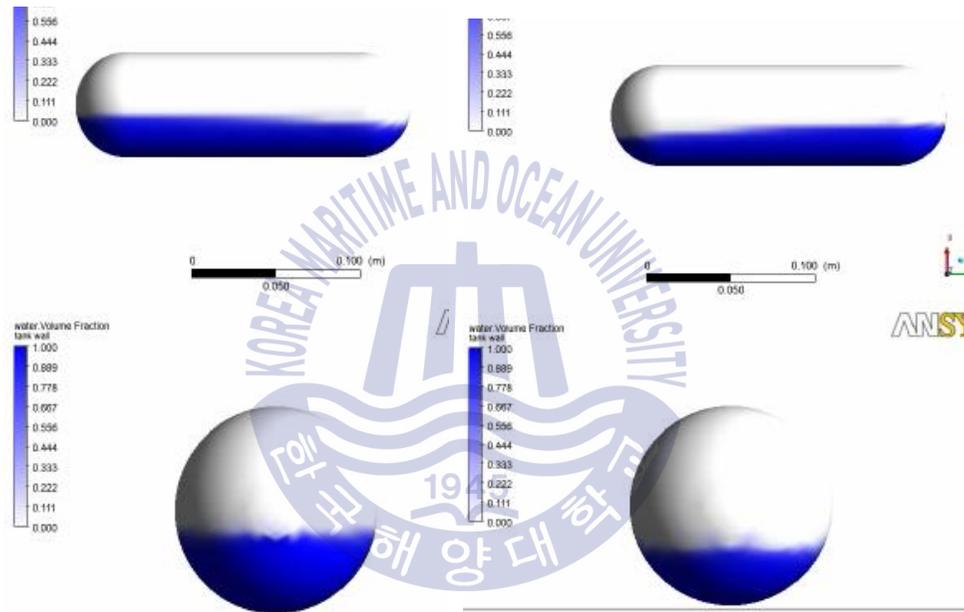


Fig. 2.19 LNG sloshing without barrier

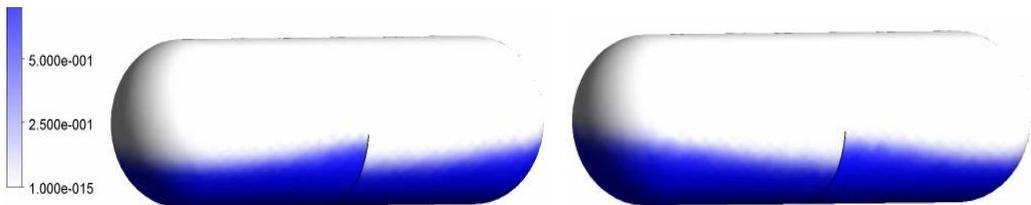


Fig. 2.20 LNG sloshing with barrier

## 제 3 장 LNG연료탱크의 설계 및 제작

### 3.1 슈퍼단열재인 Mylar의 단열 특성 실험

#### 3.1.1 실험장치 구성

Fig. 3.1은 Mylar 사이에 충전되는 간지의 국산화를 위하여 실험한 장치도이다. LNG 저장 탱크에 가설되는 SI단열재인 Mylar는 전량 수입되고 있다. 또한 Mylar와 Mylar 사이에 가설되는 간지도 수입이 되는 상황이다. 본 실험에서는 Mylar 사이의 간지를 국산화하기 위하여 실험을 수행하였다.

실험 수행은 Mylar 단열재를 내부 통의 외벽에 다층으로 감아주고 고진공 펌프로 이중 용기 사이에  $10^{-5}$ Torr의 고진공을 적용한다. 단열실험 방법은 전자저울 위에 저장용기를 위치시키고 액체질소를 내부 용기에 충전한 후, 시간에 따른 액체질소의 증발량을 측정한다. Mylar가 가설되는 용기와 가설된 사진은 Fig. 3.2, Fig. 3.3과 같으며, Mylar 필름의 장수와 진공도를 변화시키면서 액체질소 증발량을 측정한다.

- ① 용기만의 시간에 따른 액체질소 증발시험
- ② Mylar 사이의 간지 종류 alc 진공도에 따른 실험을 수행하였다.

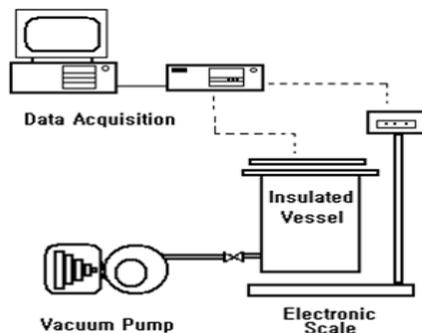


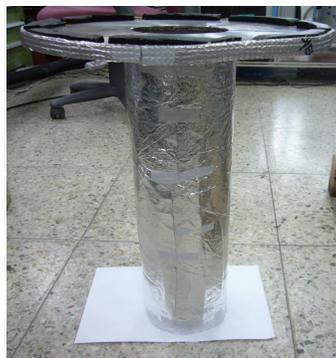
Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental rig for super insulation



Fig. 3.2 Photos for LN2 cylinder covered with mylar



(a) Outer vessel (b) Inner vessel



(c) Inner shell rapped with mylar

Fig. 3.3 Photos of super insulation vessel

### 3.1.2 Mylar 장수에 따른 단열효과

본 기술개발에 적용하는 단열방법으로는 극저온 유체를 효과적으로 장기간 저장 가능하도록 하는 Super insulation (Multilayer vacuum insulation, MLVSI) 이 된다.

300K와 77.4K사이에 적용된 MLVSI 단열방법의 진공 압력에 따른 열전도도의 변화 값을 보면, 상온과 액체질소 온도 각각 진공압력을 낮추었을 때 0.1Torr 이하에서 급격히 열전도도가 저하하였으며  $1 \times 10^{-5}$  Torr이하에서 매우 낮은 열전도도 값으로 14~78  $\mu\text{W/mK}$ 로 열전도도가 비교적 낮은 분말 진공단열법의 약 1/100이 된다.

Fig. 3.4는 Mylar 장수에 따른 액체질소 0.45kg의 증발시간 실험결과를 나타낸다. Mylar의 장수가 증가할수록 단열 효과가 증가함을 알 수 있으나 25~30 장 이상에서 단열 효과의 향상이 둔화됨을 알 수 있다. 그러므로 본 기술개발에서는 Mylar의 장수를 25겹 적용하였다.

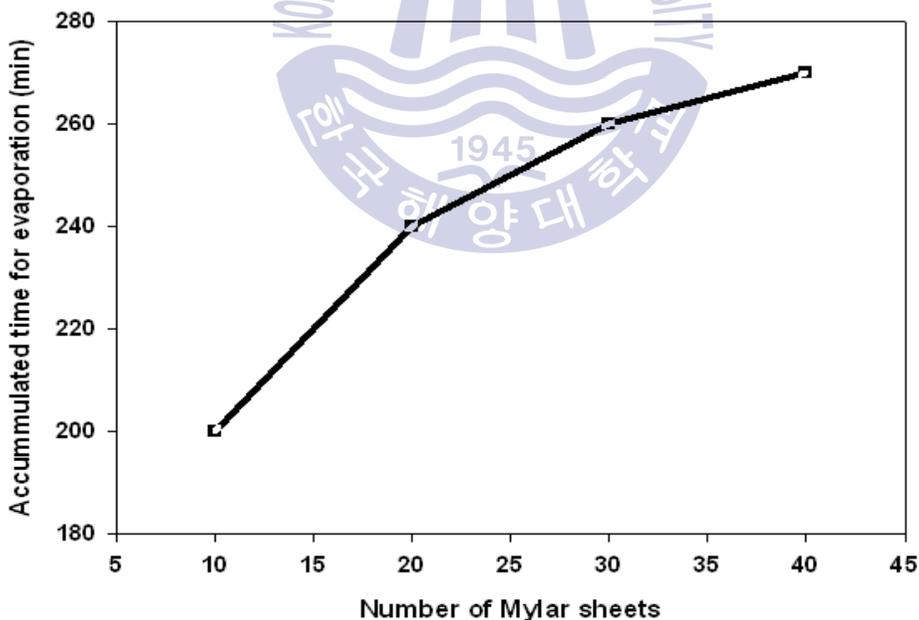


Fig. 3.4 Evaporation time of liquid nitrogen with number of Mylar sheets

### 3.1.3 Mylar와 간지의 장수에 따른 단열효과

수입된 Mylar와 간지인 Glass paper는 국내 생산되지 않기 때문에 이 Glass paper의 대체 물질을 얻기 위한 실험을 수행하였다. Mylar와 Mylar 사이의 적절한 국산 간극재를 적용하기 위하여 PE(Polyester)류와 Paper류의 효과를 실험하였다.

Fig. 3.5는 Mylar와 국내산 paper를 25겹을 적용하여 진공도  $10^{-5}$ Torr에서 단열효과를 실험한 것이다. 그 단열효과 결과를 보면 0.8kg의 액체질소가 증발하는 시간이 500분으로 나타났다.

Fig. 3.6은 Mylar+PE(polyester) 25겹일 때 진공도에 따른 액체질소의 증발시간을 보여준다. 그 결과를 보면 액체질소 0.8kg 증발시간이 480분으로 Mylar+paper 보다 증발량이 적고 단열효과가 좋은 것으로 나타났다.

그러므로 PE(Polyethylene) 물질이 간지로 사용될 수 있고 수입되는 그래스올 간지를 국산 물질로 대체할 수 있는 결과를 얻었다.

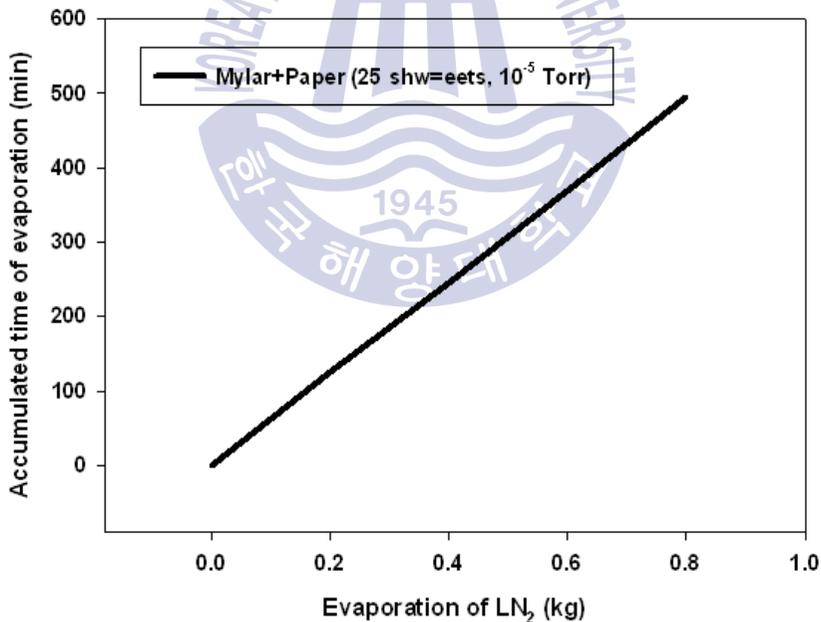


Fig. 3.5 Evaporation time of LN<sub>2</sub> with 25 sheets of Mylar and paper

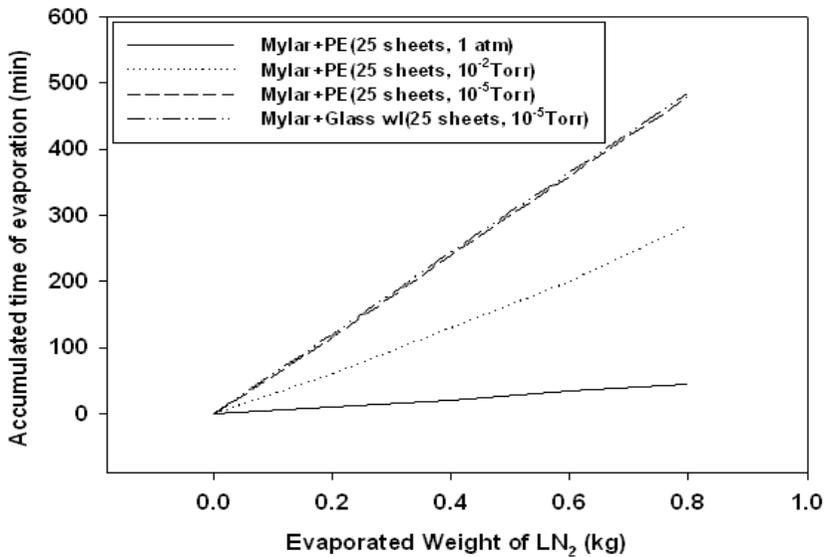


Fig. 3.6 LN<sub>2</sub> evaporation time with 25 sheets of Mylar and paper on various vacuum pressure

## 3.2 LNG연료탱크의 밀폐사이클 설계

### 3.2.1 LNG연료탱크의 밀폐사이클 시스템

본 연구의 LNG차량용 연료 용기는 단열 효과의 증진을 위하여 슈퍼 단열의 적용과 함께 밀폐사이클을 적용한 극저온 저장 실린더를 제작하고 성능을 시험하였다. 본 연구는 기존 2중 탱크와는 달리 3중 탱크 구조를 구성하여, 극저온 저장 유체인 LNG를 액체 상태로 장기간 저장할 수 있는 단열시스템을 개발함으로써 차량의 주행거리를 늘리고 에너지 이용 효율을 상승시키고자 하는 것이다.

본 폐열회수 시스템을 적용한 LNG탱크는 기본적으로 기존 탱크와 동일하게 Perlite 분말에 저진공을 적용하는 단열 방식에 더하여, 내외통 탱크 사이에 냉매 폐사이클을 구축하여 외부에서 침입하는 열을 냉매를 사용하여 흡입함으로써 단열 성능을 증가시키는 방법이다. 기화된 냉매는 LNG가 배출될 때 LNG의 극저온을 이용하여 다시 액화시키게 된다. 간략한 시스템도는 Fig. 3.7과 같다.

Fig. 3.7의 당 연구 제작품의 원리를 보면, 배출되는 극저온의 LNG가 밀폐된

히트 파이프(Fig. 3.7의 a)와 중간탱크(Fig. 3.7의 b)의 내부에 충전된 액체 R134a가 외부 열유입으로 기화된 후, 기체냉매 R134a는 상승하여 배출되는 액체 LNG와 열교환하여 기체냉매는  $-26^{\circ}\text{C}$ 로 액화되어 실린더 내부로 되돌아오고, LNG는 천연가스로 기화된 후 엔진에 주입된다. 이 저온 액체 냉매는 외부에서 유입되는 열을 흡수 기화되면서, Super Insulation과 함께 단열 역할을 수행하는 것이다. 당 기술개발 제품은 Fig. 3.7 (b) 방식인 중간 실린더 식을 적용하였다.

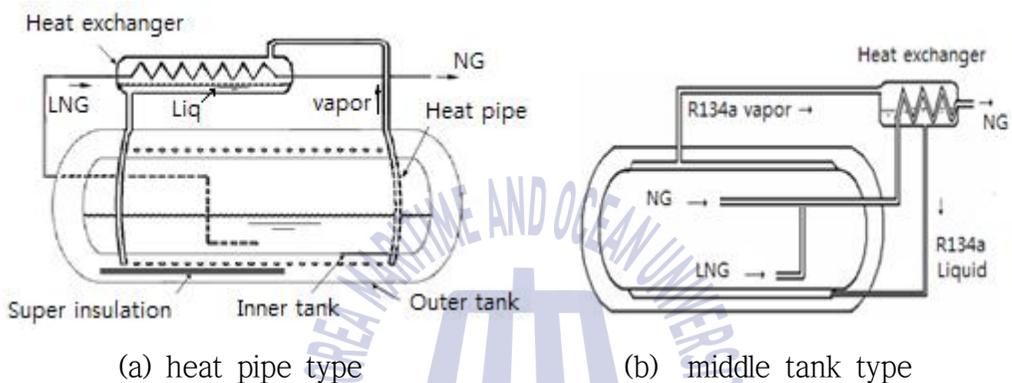


Fig. 3.7 Insulation method of closed cycle

### 3.2.2 밀폐사이클의 적용 냉매

적용 냉매의 조건으로는 냉매는 각기 종류에 따라 기화온도·압력·증발잠열·비체적 등 그 물리적 특성이 차이가 나고, 인체에 대한 독성, 재료에 대한 부식성 등 특성이 다르므로 냉매의 종류별 열흡수에 사용되는 특성이 다르게 된다. 그러므로 본 연구의 사용목적에 따라 가장 적당한 냉매를 선택할 필요가 있다. LNG 온도에 의해 상압이나 약간의 고압에서 액화할 수 있는 가스는 본 냉매로서 적절하나 이상적인 냉매로서의 구비조건을 들면 다음과 같다.

- ① 증발잠열이 큰 것 : 열흡수 효과를 크게 하기 위해서는 가급적이면 증발열이 커서 증발할 때에 탱크의 흡입열을 많이 흡수할 필요가 있다. 그렇게 되면 일정한 증발량에 대해서 충전시켜야 할 냉매량이 감소하게 되기 때문이다.
- ② 액화와 증발이 용이한 것 : 냉매는 LNG 열교환기 내에서 기체가 액체로 변화되는데, 냉매기체가 열을 빼앗겨 용이하게 액화하고 그 응축압력도 가급적 낮은 것이

바람직하다. 그렇지 못하면 열교환기·배관 등을 견고한 내압구조로 하여야 한다. 또한 저온에서도 쉽게 증발할 수 있어야만 열을 용이하게 흡수할 수 있게 된다. 증발시키는 데는 증발압력이 문제가 되는데 이상적으로 대기압보다 약간 높은 것이 바람직하다.

### ③ 오존층 파괴와 무관할 것

오존층의 파괴는 프레온계 냉매 중 염소성분에 의한 것으로 염소가 없는 냉매의 적용이 필요함.

④ 임계온도(임계점)가 높은 것 : 임계점 이상에서는 압력을 아무리 높게 가해도 액화하지 않는다. 냉매의 임계점이 낮으면 열교환기에서 냉매가스가 액화하지 않게 되어 열차단막 기능을 상실하게 되므로 임계점은 상온 이상으로 높을 필요가 있다. 즉 사용온도 범위에서는 반드시 액화가 이루어져야 한다.

⑤ 증기의 비체적 및 비열비가 작은 것 : 냉매증기의 비체적이 작으면 배관 등 장치가 작아도 된다.

⑥ 증기와 액체의 비열이 적절한 것 : 냉매증기의 비열이 크게 되면 열교환기의 전 열면적이 크게 필요하게 되어 열교환기 크기가 커지게 되는 단점이 있게 된다.

이러한 조건에 적합한 냉매로는 R134a, R141, R123 등이 있으나, 본 기술개발에서는 가격, 구매의 용이성 등을 고려하여 널리 쓰이고 있는 R134a를 선정, 적용하였다.

#### 3.2.2.1 냉매 R134a의 특성

상기 조건에 적절한 냉매인 R-134a의 특성을 보면, R-134a(CF<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>F)는 에탄계 냉매로서 오존층을 파괴하지 않고 온실효과지수도 낮아 R-12 대체 냉매용으로 개발되었다. 약간의 독성이 보고된 바 있으나 불연소성 및 R-12와 열역학적 특성이 비슷하여 R-12의 대체냉매로 보급되고 있으며, 각종 냉동시스템에 적용되고 있는 냉매이다.

① 액화점 : 1기압하 액화점은 -26.16℃로 R-12와 비슷하다.

② 온도와 압력 : 30℃와 -15℃에서 평형압력은 각기 7.6 bar(111.68 psia)와 1.6 bar(23.80 psia)이다.

③ 증발잠열 : -15℃에서 증발잠열은 1 kg당 207.5 kJ이다.

④ 증기비체적 : 증기비체적은 R-12보다 20~40 % 정도 크다.

### 3.2.2.2 폐열회수 사이클 내부 냉매의 운전 압력과 온도

#### 1) 냉매 충전 후 혹은 장기간 탱크 정지 때 압력과 온도

하절기 대기온도가 35℃ 라면, 폐열회수 시스템 내부의 온도는 최고 온도를 30℃로 가정한다. 온도 30℃에 평형인 R134a의 포화압력은 770.2kPa이 된다. 즉 7.7bar가 최고 압력이 되어 비교적 안전한 시스템이 된다.

#### 2) 차량 가동 중 LNG를 방출하여 사용할 때

폐열회수 사이클 내부의 냉매액은 외부의 열유입으로 인하여 지속적으로 기화된다. 외부의 온도와 평형이 되면 압력은 상기한 7.7bar의 상태로 액기 평형이 된다.

폐열회수는 LNG가 소비지에서 -160℃의 액체에서 기체상태로 사용되어 질 때의 상변화 잠열에너지를 이용하게 된다. LNG가 기화될 때 에너지는 Fig. 3.8의 선도와 같다. 이를 보면 기화시키는 압력에 따라 이용 열량이 다르게 되며 1기압 상태에서 0℃까지 기화시키는 경우 202 kcal/kg정도가 되며, 10 kg/cm<sup>2</sup> 압력 하에서 기화시키는 경우에는 185 kcal/kg로 적어지게 된다.

소비지에서 LNG가 운전압인 800kPa로 배출되기 시작하면, -160℃의 LNG에 의하여 30℃의 냉매 기체가 액체로 변하여 증력에 의하여 폐열회수 시스템의 배관을 통하여 탱크 하부로 순환된다. 이 때 액화 소요에너지는 173.1kJ/kg이 필요하게 된다. (Fig. 3.8의 R134a Mollier선도의 A)

LNG의 방출이 지속되면 LNG방출량 보다 외부 열유입량에 의한 R134a 냉매의 증발이 적게 되어 냉매의 액체 포화온도가 저하하게 된다. 포화온도의 저하에 따라 포화압력도 감소하게 된다. 열교환기 설계 기준에 의하면 액체냉매의 온도는 -70℃로 저하하게 되고 이 때의 압력은 7.98kPa의 저압이 된다. 즉, LNG액이 지속적으로 방출될 때의 정상상태(Steady state)는 -70℃, 7.98kPa이 되는 것이다. 정상상태에서의 액화 소요에너지는 243.8kJ/kg이 필요하게 된다. (Fig. 3.8의 R134a Mollier선도의 B)

본 기술개발에서는 탱크 내부에 저장된 LNG가 포화상태이며, 열교환기를 통하여 배출되는 LNG의 물량도 크므로 탱크 내 LNG가 외부 열유입으로 기화되는데 드는 에너지는 현열까지 사용되지 않고 잠열 즉 135 kcal/kg 만으로 기화가 발생하게 된다.

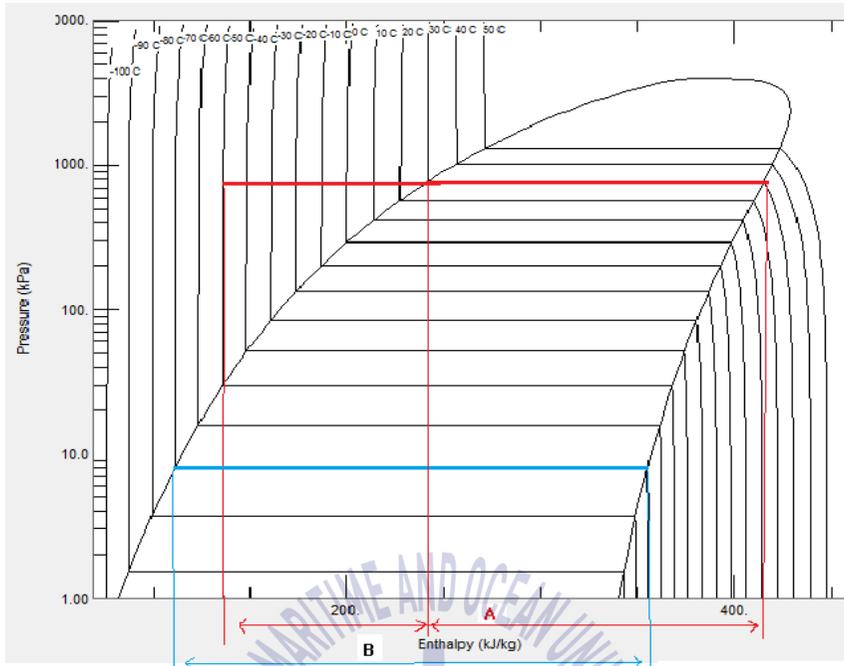


Fig. 3.8 Mollier diagram of R134a

### 3.2.3 밀폐사이클 열교환기 설계

#### 3.2.3.1 기체냉매 재액화 회수용 열교환 면적 산정

열교환기에서 열전달 능력을 해석하는 데는 열교환기의 종류, 열교환기 형상, 열교환 물질의 특성, 상변화 여부, 흐름 방향 등에 따라 다르게 계산된다. 본 연구에서는 제작과 가격이 저렴한 쉘튜브식 열교환기를 적용하였다. 따라서 LNG탱크의 열교환기 경우 튜브 외관 측에 냉매기체가 액체로 상변화 되는 응축 흐름, 내측에 증발할 LNG액이 액체에서 기체로 증발 흐르는 2상 흐름 열교환기를 설계하여야 한다. 설계 기준이 일 0.5% 이하이므로 R134a에 의하여 흡입 차단되는 총열량은 680W으로 하였다.

열교환기의 설계를 위한 열전달 면적을 구하기 위한 식은 다음과 같다.

$$Q = U A dT \tag{3.1}$$

여기서 Q는 단위 시간 당 총전열량, U는 총괄전열계수, A는 전열면적, dT는 대수평균 온도차를 나타낸다.

이 식에서 총괄전열계수인 U를 구하기 위하여는 관내부 저온측과 관외부 고온측의 열전달계수  $h_o$ ,  $h_i$ 를 구해야 하며 이는 총괄열전달계수에 관한 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.2)$$

여기서  $A_o$ ,  $A_i$ ,  $k$ 는 관외측 면적, 관내측 면적, SUS관의 열전도도를 나타내며, 본 해석에서는 관내외부 오염저항은 무시하였다.

### 3.2.3.2 관외부 열전달계수 산정

관외부 열전달 계수는 냉매기체가 주입되어 액화되는 2상 관외 응축 열전달 현상이 발생하게 된다. 냉매의 관외 2상 열전달 해석의 대표적 실험식인 Cavallini & Zecchin이 제시한 상관식을 사용한다.

#### Condensation Outside Tube

Cavallini & Zecchin의 상관식의 2상 열전달계수  $h_{Tp}$ 는

$$h_{Tp} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d} \quad (3.3)$$

$$Re_{eq} = Re_v \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (3.4)$$

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d}{\mu_l} \quad (3.5)$$

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot d}{\mu_v} \quad (3.6)$$

여기서  $x$ 는 건도이다. 기체의 질량유량흐름  $G_v$ 는

$$G_v = V_v \cdot \rho_v \quad [\text{kg/m}^2\cdot\text{s}] \quad (3.7)$$

와 같다.

R134a 냉매의 정상상태(Steady state)는  $-70^\circ\text{C}$ ,  $7.98\text{kPa}$  조건의 물성치를 구하면,

$$\mu_L = 8.09 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\mu_v = 0.81 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\rho_L = 1501.9 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 0.4856 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pL} = 1209.6 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$C_{pv} = 666.5 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$k_l = 0.126 \text{ W/m}\cdot\text{k}$$

$$k_v = 0.0575 \text{ W/m}\cdot\text{k} \text{ 가 된다.}$$

그러므로 식에서 관외 열전달계수인  $h_{TP}$ 는  $h_{TP} = 230.4 \text{ W/m}^2\text{K}$  가 된다.

### 3.2.3.3 관내부 열전달계수 산정

관내부 열전달 계수는 LNG가 주입되어 비등되는 비등 열전달 계수를 구하여야 한다. 그러나 비등 열전달 현상은 정확한 관내 열전달계수 예측에 어려움이 많은 관계로 대표적인 관내 증발 열전달 계수를 산정식들 중 Gungler & Winterton eq.을 사용하였다.

식에서 보면 총전열량  $Q$ , 전열면적  $A$ , 온도차인  $dT$ 는 결정되어 있으며, 관내 열전달계수인  $h_i$ 가 얻어지게 된다.

Evaporation eq. in horizontal inside tube

① Gungor & Winterton eq.

$$h = E h_L + S h_{nb} \quad (3.8)$$

$$E = 1 + 24000 B_o^{1.16} + 1.37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (3.9)$$

② Smith's equation

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = C_1 [B_o + C_2 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{C_3}]^{C_4} \quad (3.10)$$

$$C_1 = 6700 \quad C_2 = 3.5 \times 10^{-4} \quad C_3 = 0.67 \quad C_4 = 1.0 \quad (3.11)$$

③ Petukhov-kirillov and Gnielinski's modified equation

$$h_{TP, (B_1)} = 1.136 C_o^{-0.9} (1-x)^{0.8} h_{LO} + 66702 B_o^{0.7} (1-x)^{0.8} F_f h_{Lo} \quad (3.12)$$

등이 있다.

식 (3.9)의  $X_{tt}$ 는 Lockhart-Martinelli parameter로

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left( \frac{m_v}{M_L} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_L} \right)^{0.1} \quad \text{이며,}$$

$E$ 는 대류 증진 인자값이다.

$h_L$ 의 값은 관내 액체만이 흐를 때 열전달계수 값으로

$$h_L = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{이고, Boiling no.는 } B_o = \frac{q}{G \Delta h_v} \quad \text{로 정의된다.}$$

식에서  $h_{nb}$  값은 핵비등 열전달계수 값으로 Cooper에 의하여

$$h_{nb} = 55P_r^{0.12}(-\log P_r)^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67} \quad (3.13)$$

여기서 M은 분자량이 된다.

또한, 식에서 S는

$$S = [1 + 0.00000115 E^2 R_{eL}^{1.17}]^{-1} \quad (3.14)$$

이 된다. 식으로부터 그러므로  $h_i = 2317.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 계산되며, 식 (3.1)로부터 총괄 전열계수는  $U = 38.89 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 된다.

또한, LNG온도와 냉매의 증발온도의 온도차는 상변화만 있으므로 산술온도 차로 하면  $45.5^\circ\text{C}$ 이다. 열전달 효율을 90%로 하면 전열 면적은  $0.427 \text{ m}^2$ 이 된다.

#### 3.2.3.4 열교환기 규격

외부 열유입으로 기화되는 냉매 R134a 기체를 재액화시키는 열교환기의 설치 위치는 내통 상부가 된다. 이 열교환기에 주입되고 배출되는 LNG 관의 규격은 25A(외경 34mm)로 열교환기 내부의 Tube 내를 흐르고, 냉매기체는 15A(외경 21.7mm)관으로 연결되어 열교환기의 Shell 측에 주입된다. 즉, 열교환기 내부의 LNG관 표면에서 응축되어 적하되는 것이다.

탱크 열설계 즉 단열 설계 기준이 일 0.5% 이하이므로 R134a에 의하여 흡입 차단되는 총열량은 680W 이 된다.

### 3.3 LNG 연료탱크 규격 설계

#### 3.3.1 설계 기준 사양

LNG 저장탱크의 기본 설계는 기존의 탱크에 폐열회수 시스템을 반영하여 설계된다. 이를 근간으로 주관기관에서는 세부 제작도면과 제작, 성능시험을 수행하게 된다. Fig. 3.9는 탱크의 간면을 보여주며, 기본 설계는 내통설계, 외통설계, 냉매 열교환기 설계, 배관설계로 이루어진다.

용기 두께의 산정은 Bottom-up 방식과 Top-down 방식으로 나눌 수 있다. 첫 번째 방식은 구조해석 산정식에 의한 두께를 계산하는 방식으로 ASME VIII, 고압용기설계기준에 따라 설계하게 된다. 즉, 설계 압력과 재료 특성치에 따라 계산식으로 적정 두께를 산정하게 된다. 두 번째 방식은 Top-down 방식으로 상용 프로그램을 이용하여 산정하는 방식이다. 상용 프로그램이란 첫 번째와 동일한 산정식을 컴퓨터 프로그램화 한 것으로 수계산과 동일하게 된다. 즉, 구조를 넣고 압력, 두께를 적용하여 두께 이상 유무 판정, 되풀이하여 적정 두께를 산정하는 방식인 것이다. 두 번째 방식은 고가의 상용 프로그램이 필요하게 되어 본 연구에서는 수식으로 산정하였다.

LNG 연료탱크의 설계의 기준이 되는 사양으로는 다음 Table 3.1과 같다. 초저온 액체의 충전 용량은 전체 체적의 90%로 한다. 내통과 중간통에 적용되는 SUS304의 물성값은 Table 3.2를 사용하였다.

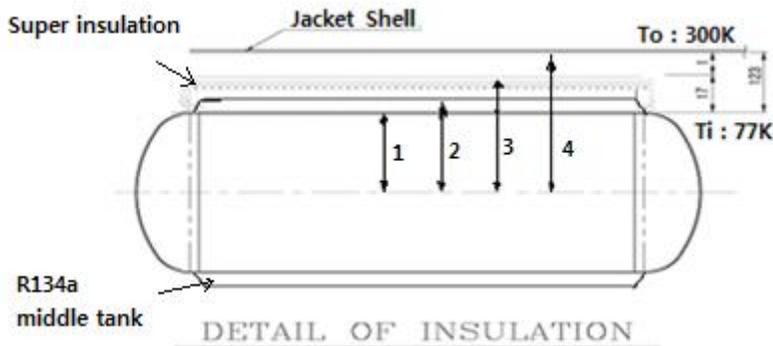


Fig. 3.9 Cutaway of LNG fuel tank

**Table 3.1** Specification of design of cryogenic LNG fuel tank

Description	Size(mm)	Material
Gross capacity/ net volume	450Liter / 405Liter	
Total tank length with front pipes and gages	1987	SUS304TP
Outer tank diameter	O.D, 660 × 3.0t	SUS304TP
Outer tank length	1800	SUS304TP
Outer tank diameter	O.D, 657.4 × 3.0t	SUS304TP
Middle tank length	1701.1	SUS304TP
Middle tank diameter	O.D, 613 × 1.5t	SUS304TP
Inner tank length	1718	SUS304TP
Inner tank diameter	O.D, 603 × 3.0t	SUS304TP
Space gap between middle and outer tanks	19	
Space gap between inner and middle tanks(vacuum)	5	

**Table 3.2** Material properties of SUS304

Property	Value
Young's modulus (GPa)	201
Poisson's ratio	0.3
Yield strength (MPa) at 30°C	205
Ultimate tensile strength (MPa)	515
Allowable stress (MPa) at 30°C	183
Thermal expansion coefficient	13.3e-6
Thermal conductivity (W/mK)	14.8
Specific heat (J/kgK)	480
Mass density (kg/m <sup>3</sup> )	7,900

### 3.3.2 탱크 내외통 두께 산정

#### 3.3.2.1 탱크 내통 두께 산정

탱크 Shell 두께 산정식은 다음과 같다.

$$t = \frac{PD_i}{2S_a E_w - 1.2P} = \frac{PD_o}{2S_a E_w + 0.8P} \quad (3.15)$$

여기서 P : design inlet pressure  
(수압시험 압력 10.5bar 적용)  
D : diameter  
Sa : allowable stress (SUS304)  
Ew: weld efficiency : 1.0

산정식에 의하여 구한 내통의 몸통 실린더부의 설계 두께는 7T가 되었다.

탱크 좌우 경판부 두께 산정식은 다음과 같다.

$$t = \frac{PDK}{2S_a E_w - 0.2P} = \frac{PD_o K}{2S_a E_w + 2P(K - 0.1)} \quad (3.16)$$

여기서  $K = 1/6 [2 + (D/D_1)^2]$

상기 산정식에 의하여 구한 내통의 head부 설계 두께는 7T가 되었다.

#### 3.3.2.2 탱크 외통 두께 산정

외통 용기 두께의 산정은 내통과 동일하게 Bottom-dup 방식인 수식에 의하여 두께를 산정하였다. 외통 탱크의 외부 압력은 대기압이 적용되고, 내측은  $1 \times 10^{-5}$ Torr의 고진공이 걸리게 된다. 그러므로 외통의 경우는 외부 대기압에 의한 압착(Collapsing)으로 파손되지 않게 설계되어야 한다. 이는 ASME Code에 규정된 식에 의하여 산정된다.

외부 탱크의 규격인 직경은 660mm, 길이는 1.648m이다. SS400에 대한 영계수는 200GPa, 포와송 비는 0.27이다.

$$P_c = \frac{2E (t / D_o)^3}{1-\nu} \quad (3.17)$$

여기서  $P_c = 3 P(\text{ambient}) = 303.9 \text{ kPa}$

$E$  : Young's modulus (207 GPa)

$t$  : Shell thickness

$D_o$  : Outside diameter

$\nu$  : Poisson's ratio ( 0.28 for SUS)

### 3.3.2.3 R134a 냉매충전 중간통 설계

냉매 액이 충전되는 중간통의 재료는 SUS304이며, 규격은 다음과 같다.

- Total volume : 12.6L

- 충전

R134a 액체/기체 평형압 : 5.72bar at 20°C (100~150psig)

충전량 : Liquid 9.4L (2/3)

Vapor 3.2L (1/3)

. 액체 충전 질량 :  $V_L/v_f = 9.4 / 0.816 = 11.52 \text{ kg}$

. 기체 충전 질량 :  $V_v/v_g = 3.2 / 35.99 = 0.0889 \text{ kg}$

. 총 충전질량 :  $m_t = m_L + m_v = 11.6 \text{ kg}$

### 3.3.3 내용적 설계

내용적 설계에는 동측, 튜브측 재킷용적을 계산하며 총 용적은 각각의 값을 합하여 구한다. 설계를 위한 탱크의 조건은 Table 3.1과 같다.

(1) 동측용적( $V_s$ )은 다음 식으로 구한다.

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} \times L + \frac{\pi D^3}{24} \times 2 \quad (3.18)$$

여기서,

$V_s$  : 동측용적 ( $\text{m}^3$ )

$D$  : 동측내경 (m)

$L$  : 셸 길이 (m)

(2) 튜브측 재킷용적( $V_C$ )은 재킷부분이 없으므로  $V_C = 0$ 으로 한다.

(3) 총 용적( $V$ )은 동측용적과 튜브측 재킷용적을 합하여 구한다.

$$V = V_S + V_C \quad (3.19)$$

### 3.3.4 용량 계산

설계한 극저온 연료탱크의 용량은 다음 식으로 계산한다.

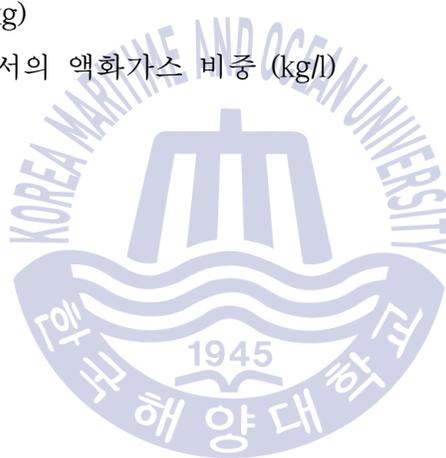
$$W = 0.9 \times d \times V \quad (3.20)$$

여기서,

W : 저장능력 (kg)

d : 상용온도에서의 액화가스 비중 (kg/l)

V : 내용적 (l)



### 3.4 탱크 설계도 및 모델링

탱크 제작을 위한 설계도 중 일부는 다음과 같으며, 제작된 탱크는 사진과 같다.

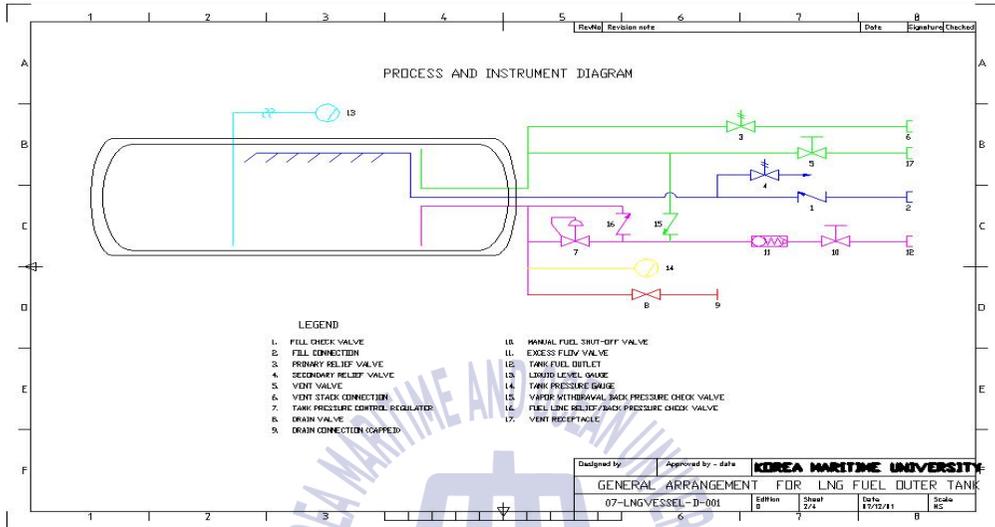


Fig. 3.10 Piping layout of LNG fuel tank

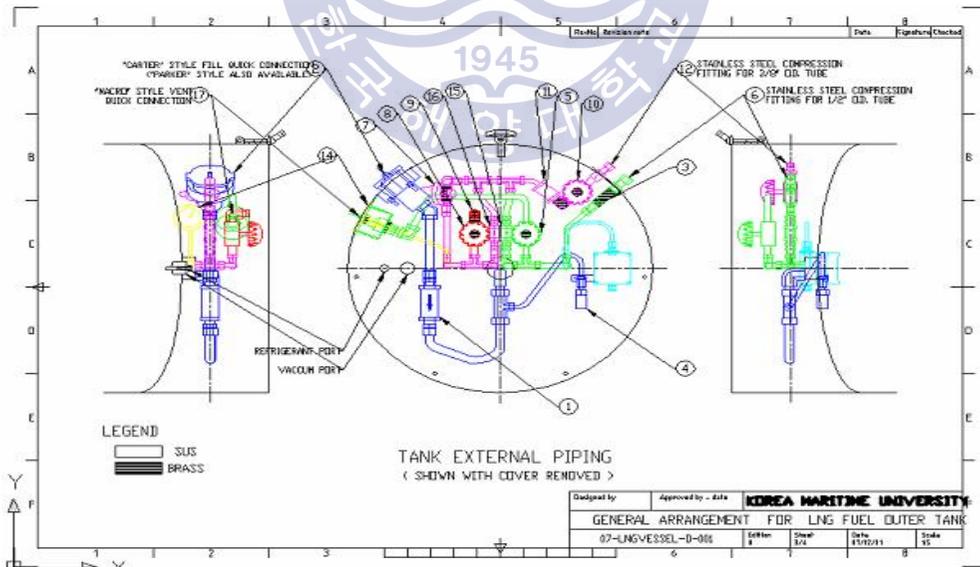


Fig. 3.11 Drawing for external piping

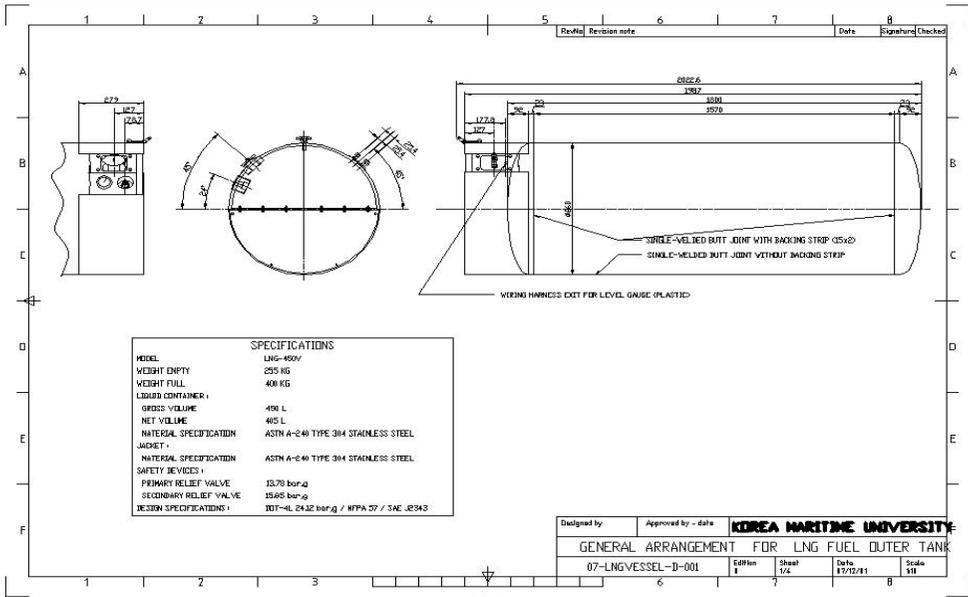


Fig. 3.12 Design drawing for LNG fuel outer tank

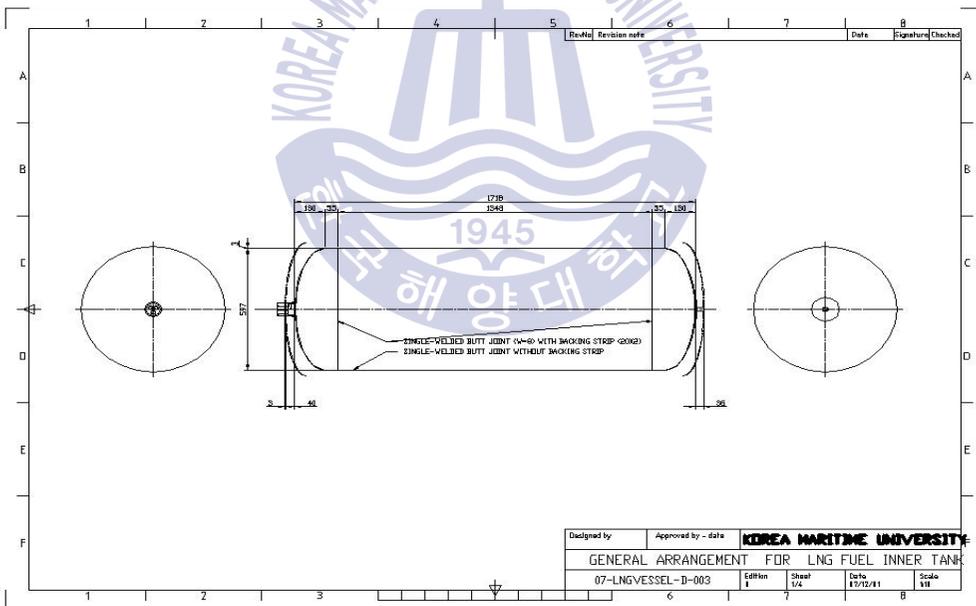


Fig. 3.13 General design drawing for inner tank



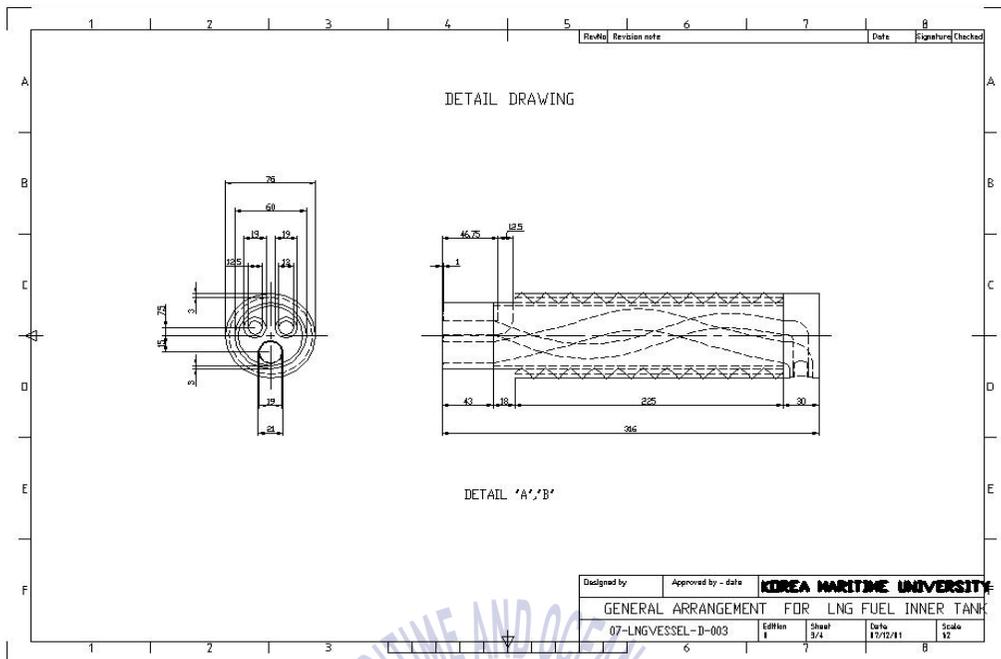


Fig. 3.16 Design drawing for piping connected to inner tank

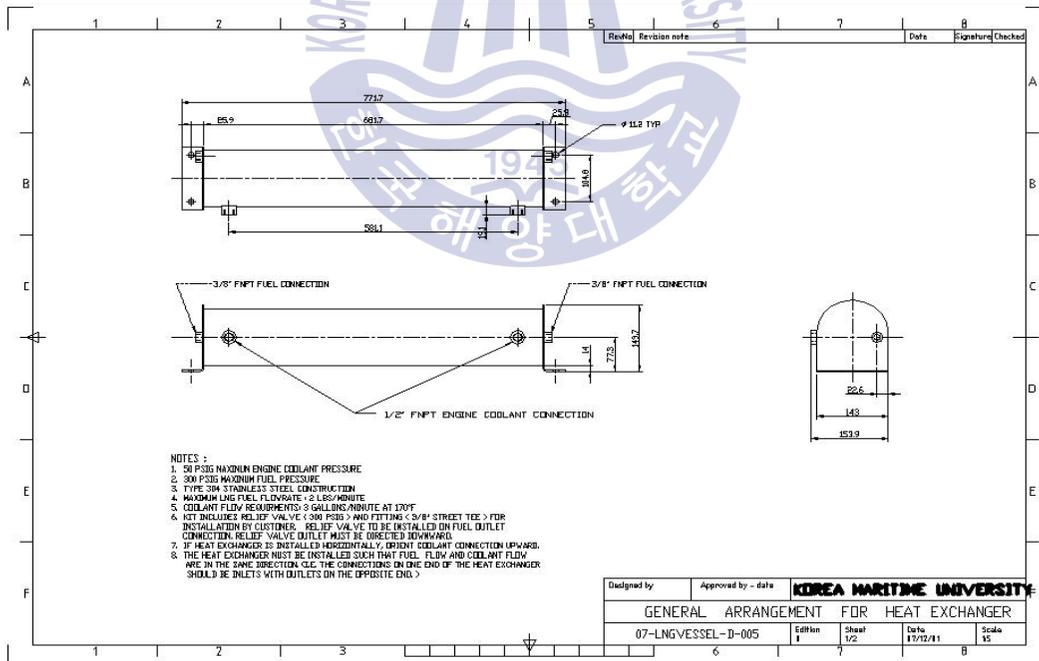


Fig. 3.17 Design drawing for R134a heat exchanger

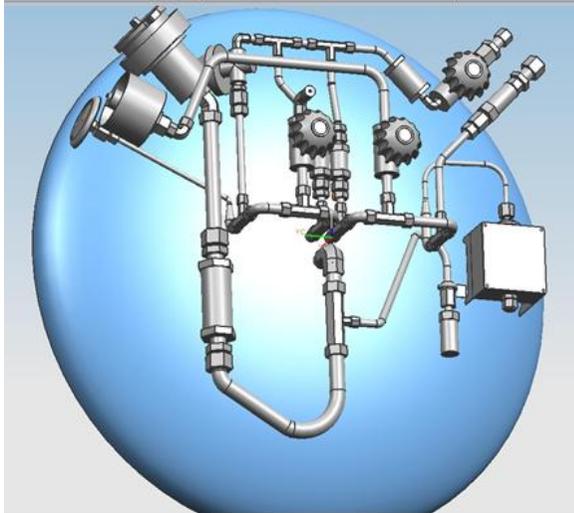
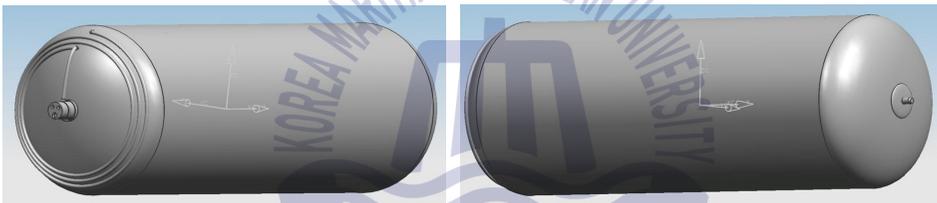


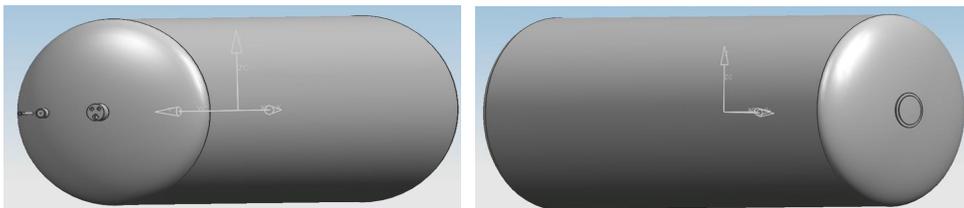
Fig. 3.18 Modelling for external piping layout



(a) Inner tank



(b) middle tank



(c) Outer tank

Fig. 3.19 Modelling for tanks

## 3.5 LNG 연료탱크 제작

### 3.5.1 연료탱크 제작

상기한 설계에 따라 극저온 용기를 제작하였으며, 완제품은 Fig. 3.20과 같다. Fig. 3.21은 전면 배관 배치사진이며, Fig. 3.22는 R134a 재액화 열교환기, Fig. 3.23은 탱크 내부 LNG유량을 나타내는 level gauge, Fig. 3.24는 단열성능 실험에 사용된 진공펌프 액체질소 통 사진이다.



Fig. 3.20 LNG fuel tank with closed cycle type insulation



Fig. 3.21 Front piping photo of LNG fuel tank



Fig. 3.22 Photo for R134a heat exchanger



Fig. 3.23 LNG level gauge



Fig. 3.24 Vacuum pump and LN2 storage tank

## 제 4 장 성능평가 및 고찰

### 4.1 연료 탱크의 단열성능시험

#### 4.1.1 내압시험 및 기밀시험

내압시험은 물 또는 오일을 사용하여 시험압력으로 가압한 후 재료의 변화량에 따른 유무로 그 재료의 내압에 의한 강도 및 경도를 측정하는 시험을 말한다. 용기의 구분에 따라 시험을 내압시험압력 이상의 압력을 가하여 실시하고, 팽창측정시험은 누출 또는 이상팽창이 없고 영구증가율이 10% 이하의 것을 합격으로 하며, 가압시험은 누출 또는 이상팽창이 없는 것을 합격으로 하였다.

본 논문에서는 압력을 0.4MPa로 가압시켜 30분 동안 유지시킨 후 누설 또는 이상팽창이 없는 것을 확인하였다.

기밀시험이라 함은 용기의 시험체가 요구되는 기밀성을 만족하는지 여부를 검사하는 시험으로, 시험체가 설치 완료된 후 접합부 등의 이상 유무를 확인하여 가스누출여부를 검사하는 것이다. 공기 또는 질소 등의 불연성가스를 사용하여 최대 사용압력의 1.1배 이상의 압력에서 비눗물 등을 이용하여 가스누출여부를 검사하여야 한다.

본 논문에서는 질소를 0.35MPa로 가압시험을 하여 30분간 유지를 한 후 비눗물을 사용하여 가스 누출여부를 확인하였고, R134a leakage detector를 통하여 내조에 0.3MPa로 가압시험을 하여 냉매가스 누출여부를 검사한 바 이상이 없음을 확인하였다.

#### 4.1.2 진공시험

진공이란 대기압보다 낮은 상태의 압력을 의미하거나 분자 밀도가  $2.5 \times 10^{19}$  분자/cm<sup>3</sup> 보다 적은 경우를 의미하나, 실제적으로 여러 압력 범위로 진공을 세분화하게 된다. 그러나 나라마다 사용자마다 약간씩 다른 기준을 적용하기 때문에 절대적인 것은 아니다. Table 4.1은 진공의 분류 및 응용에 대하여

나타낸 것이고, 진공이 가하여지는 곳은 중간통과 외통 사이 공간 즉, 슈퍼단열 공간으로  $10^{-5}$ Torr까지 진공을 적용하였다. 누설 테스트 방법으로는 내부 통에 냉매가스를 가압 충전한 다음 배관을 통한 누설 확인과 함께, 진공계이지의 변화를 하루 동안 점검하였다. 배관 누설 확인은 냉매 leakage detector를 사용하였으며, 단열공간의 고진공은 시험한 결과 이상이 없음을 확인하였다.

**Table 4.1** Classify and application of vacuum

Classify of vacuum	Kind of vacuum pump	Use	Degree of vacuum
Low vacuum (Rough vacuum)	<ul style="list-style-type: none"> <li>·Rotary oil sealed mechanical pump</li> <li>·Sorption pump</li> <li>·Venturi pump</li> <li>·Booster pump</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>·Food processing</li> <li>·Sputtering</li> <li>·LPCVD</li> <li>·Neon sign</li> <li>·Powder and fibrous insulation</li> </ul>	$760\text{Torr} \sim 1 \times 10^{-3}\text{Torr}$
High vacuum	<ul style="list-style-type: none"> <li>·Diffusion pump</li> <li>·Cryopump</li> <li>·Cryotrap</li> <li>·Turbomolecular pump</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>·Manufacture of vacuum tube</li> <li>·CRT</li> <li>·Pour ion</li> <li>·Evaporation</li> <li>·Electron microscope</li> </ul>	$10^{-3}\text{Torr} \sim 10^{-7}\text{Tor}$

### 4.1.3 단열 성능시험

LNG 연료탱크의 단열 성능을 좌우하는 슈퍼 단열성능에 대한 평가는 진공도 변화시험이나 단열 성능시험 등에 의하여 평가할 수 있다. 진공도 시험은 진공 탐색기를 이용하여 극저온 용기의 진공상태를 확인하여 단열성능을 평가하는 방법이며, 비교적 용량이 큰 중대형 저장용기에 이용하고 있고, 헬륨 누설 감지기 등을 사용하여 보다 정확하게 성능을 평가할 수 있다.

단열 성능시험은 시험용으로 극저온의 액체가스인  $-196^{\circ}\text{C}$ 의 액체질소를 용기 내용적의 1/3 이상 1/2 이하로 되게 충전하여 다른 모든 밸브는 닫은 채 가스

방출 밸브만 열어 가스가 기화 방출되는 양을 가스 습식 유량계로 측정하게 된다. 시간에 따른 기화되는 유량을 측정하여 분석함으로써 다음의 식을 통하여 침입열량을 산출해 낼 수 있다. 시험전에는 용기를 충분히 예냉시킨 후 실시하여야 한다,

일반적으로 극저온 탱크의 단열침입열량 시험 허용기준은 가스안전공사 경우 시험 결과 열전달율이  $125\text{J/h}\cdot\text{C}\cdot\text{m}^3$  이하인 것을 적합한 것으로 하고 있다. 즉, 내용적이 1,000 Liter 이상은 침입열량  $0.0005\text{ kcal/h}\cdot\text{C}$  이하, 내용적이 1000 Liter 미만 탱크는 침입열량  $0.002\text{ kcal/h}\cdot\text{C}$  이하가 되어야 한다. 이 시험기준에 부적합한(미달된, 불합격된) 용기는 단열장치를 보완해서 재시험을 수행한다.

#### 4.1.3.1 LNG 탱크 기화량 산정식

LNG연료탱크의 성능시험은  $-162\text{C}$  LNG대신에  $-196\text{C}$ 의 액체 질소를 충전하여 열유입에 의한 증발시험을 수행하게 된다. LNG연료탱크의 충전열량 산정은 등적 가열과정(Isochoric process)으로 열역학 제 1법칙을 적용하면

$$Q - W = \frac{dU_{cv}}{dt} + \sum_{out} \dot{m}h - \sum_{IN} \dot{m}h \quad (4.1)$$

이 된다. 여기서 하는 일 W는 없고, 충전 후 밸브를 차단하여 열유입에 의하여 계속적으로 기화된다면 식은 다음과 같이 간단히 된다.

$$\dot{Q} = \frac{dU_{cv}}{dt} \quad (4.2)$$

$$\delta Q = dU_{cv} = dH_{cv} - VdP$$

$$dH_{cv} = h_f dm_f + h_g dm_g + m_f dh_f + m_h dh_h \quad (4.3)$$

$$m = m_f + m_g = \text{constant}; \quad dm = 0$$

$$dm_f = dm_g$$

$$dH_{cv} = h_{fg}dm_g + m_f dh_f + m_g dh_g \quad (4.4)$$

탱크의 체적이 일정하므로,

$$V = m_f \nu_f + m_g \nu_g = \text{constant}$$

$$dV = 0 = m_f d\nu_f + m_g d\nu_g + \nu_f dm_f + \nu_g dm_g \quad (4.5)$$

$$dm_g = -\frac{m_f d\nu_f + m_g d\nu_g}{\nu_{fg}}$$

$$\delta Q = -\frac{h_{fg}}{\nu_{fg}}(m_f d\nu_f + m_g d\nu_g) + m_f dh_f + m_g dh_g - VdP \quad (4.6)$$

$$\dot{Q} = -\frac{h_{fg}}{\nu_{fg}}\left(m_f \frac{d\nu_f}{dP} + m_g \frac{d\nu_g}{dP}\right) \frac{dP}{dt} + \left(m_f \frac{dh_f}{dP} + m_g \frac{dh_g}{dP}\right) \frac{dP}{dt} - V \frac{dP}{dt} \quad (4.7)$$

$$x = \frac{m_g}{m}; 1-x = \frac{m_f}{m}$$

저장용기의 총 전열량 및 이에 따른 압력상승은 다음식과 같이 된다.

$$\dot{Q} = -m \frac{dP}{dt} \left[ \frac{h_{fg}}{\nu_{fg}} \left( \frac{d\nu_f}{dP} + x \frac{d\nu_{fg}}{dP} \right) - \left( \frac{dh_f}{dP} + x \frac{dh_{fg}}{dP} \right) + \frac{V}{m} \right] \quad (4.8)$$

또한 기화되어 측정되는 기체 유량에 대하여 산정하면

$$Q = \frac{W \times q}{h \times \Delta t \times V} \quad (4.9)$$

여기서 Q : 침입열량 (kcal/h°C)

W : 측정중의 기화 가스량 (kg)

h : 측정시간 (h)

$\Delta t$  : 시험용 저온 액화가스의 비점과 외기 온도차 (°C)

V : 용기 내용적 (l)

q : 시험용 액화가스의 기화 잠열 (kcal/kg)

시험용 저온 액화가스의 비점 및 기화열은 다음 값을 적용한다. 이식(4.)과 0 식( )에서 열유입량과 압력 상승량을 구하게 된다.

**Table 4.2** Boiling point and latent heat of vaporization of cryogenic liquid

Cryogenic liquid	Boiling point(°C)	Latent heat of vaporization(kcal/kg)
LN <sub>2</sub>	-196	48
LO <sub>2</sub>	-183	51
LAr	-186	38
LHe	-269	-

#### 4.1.3.2 슈퍼단열 벽체의 단열성능 산정식

슈퍼단열은 초저온 액체 저장과 운반 시스템에 가장 효과적인 단열방법이다. 다층 단열재는 Mylar 필름과 같은 높은 반사율을 가진 물질, 1 $\mu$ m 미만의 지름을 가진 유리 섬유나 종이, 유리섬과 같은 낮은 열전도도를 가진 물질과 고진공이 사용된다. 최적의 밀도를 적용하게 될 때, 고진공 다층 단열재의 전열량은 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$(q/d)_{rad} = \frac{2\pi r_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\right) \frac{r_1}{r_2} + r_1 \left(\frac{1}{r_3} + \frac{1}{r_4} + \dots + \frac{1}{r_N}\right) \left(1 + \frac{2(1-\varepsilon_3)}{\varepsilon_3}\right)} \quad (4.10)$$

여기서 1, 2는 내외부, 3은 Mylar 그리고 N은 Myler 층수를 의미한다.

$\sigma$  : 스테판 볼츠만 상수

$\varepsilon$  : 반사 보호물(Radiation shield)의 복사율

$T_2, T_1$  : 액체질소, 외기 온도

윗 식에서 열전달량은 Mylar 장수의 역에 비례한다. 즉 감아주는 장수가 많을수록 단열효과가 증가하게 되는 것이다. 그러나 다층의 Mylar가 압축, 밀착 설치되면 고체의 전도 열전달이 발생하게 되므로 최적의 밀도로 설치되어야 한다. 이 Mylar의 적정 설치 겹수의 산정은 아래식의 전열량 산정 결과를 적용하게 구하게 된다.

#### 4.1.3.3 슈퍼단열 저장탱크 벽체의 전열 산정식

단열시스템의 열전달 진행과정은 저온측 즉 액체질소 온도와 대기측 상온 사이에 접하게 된다. Super insulation 다층단열방식의 열전도도는 Fig. 4.1의 각각의 내외부 실린더 벽체 두께, 단열 공간의 진공, Mylar층이 조합된 다항의 저항을 합하여 하나의 열전도도 값으로 나타내게 된다.

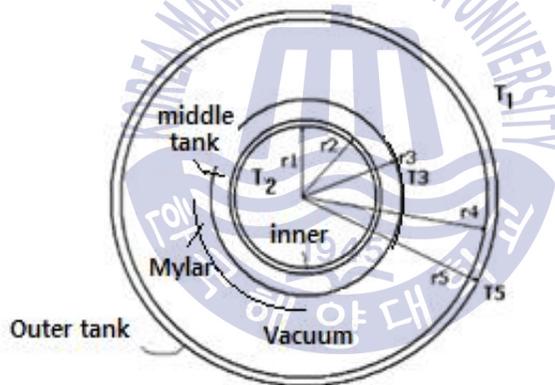


Fig. 4.1 Composite cylindrical tank

- 총 전달량

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R_t} = -\frac{kA\Delta T}{L} = \frac{T_i - T_o}{(1/2\pi k l) \ln(r_o/r_i)} \quad (4.11)$$

여기서 L : 실린더 및 단열 두께[m]

$l$  : 용기길이[m]

$$\Sigma R_t = R_1 + R_2 + R_3 \quad (4.12)$$

$$\left( R_2 = R_{MLVSI} = R_{mylar} + R_{vacuum} \right)$$

$$= \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_{SUS} l'} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_{MLVI} l'} + \frac{\ln(r_5/r_4)}{2\pi k_{SUS} l'}$$

- 용기 단위 길이당 전열량

$$\frac{Q}{l'} = \frac{2\pi(T_i - T_o)}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{k_{SUS}} + \frac{\ln(r_4/r_2)}{k_{MLVI}} + \frac{\ln(r_5/r_4)}{k_{SUS}}} \quad (4.13)$$

그러므로 전열량 식은

$$\frac{Q}{l'} = \frac{2\pi(T_i - T_o)}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{k_{SUS}} + \frac{\ln(r_4/r_2)}{k_{MLVI}} + \frac{\ln(r_5/r_4)}{k_{SUS}}} = \frac{m\lambda}{l'} \quad (4.14)$$

이 되며, 이 식과 상기 식에서 슈퍼 단열재인 Mylar의 가설 층수를 얻게 된다.

## 4.2 밀폐사이클 적용 LNG 연료탱크의 단열 시험

### 4.2.1 LNG탱크 단열성능 및 기화량

#### 4.2.1.1 밀폐사이클에 냉매가 없는 경우 기화량 실험

탱크의 단열효과 및 기화량 측정은  $-196^{\circ}\text{C}$ 의 액체질소를 충전하여 실험하게 된다. 실험방법은 Fig. 4.2와 같이 먼저 액체질소를 드레인 밸브를 통하여 2/3정도 약 100kg 주입하고 vent 밸브는 열림 상태로 유지하면서 끝 부분을 습식 가스미터에 연결하였다. 측정은 3일간 실시하였고, 이 때 배출되는 질소가스의 온도를 측정하여 밀도를 적용한다.

실험은 2가지로 밀폐사이클의 냉매 R134a를 충전하지 않고 super insulation만을 적용한 증발량 실험과 R134a를 충전한 밀폐사이클을 적용한 실험을 수행하였다.

Fig. 4.3은 그 실험결과를 보여준다. 먼저 super insulation만의 실험을 보면, 냉매를 충전하지 않았을 때 액체질소의 기화량은 평균 6.1kg/일 액체질소가 증발하였으며, 이는 13.9W의 열유입 값이 된다. 상기 식들을 이용한 탱크 내 전열량을 해석하면



Fig. 4.2 LN2 filling and evaporation rate test

총 열유입량 13.9W 중

- 실린더 및 측면 부 : 5.78 W(41.6%)
- 지지시스템 및 배관(액주입, 액배출, 기체배출) : 8.12 W(58.4%)

이 되었다.

#### 4.2.1.2 밀폐사이클을 적용한 경우 기화량 실험

밀폐사이클에 냉매를 적용하였을 때의 열유입에 의한 액체질소 기화량은 일 평균 4.53kg으로 약 75%정도로 얻어졌다. 기화되는 액체질소가 배출되면서 외부의 열유입에 의하여 기화되는 R134a의 기체가 재액화되어 밀폐공간인 중간 탱크로 회수되기 때문에 기화량이 크게 감소하는 것으로 보인다.

다음은 밀폐사이클 내 냉매의 충전조건이다.

- 중간통 총 체적 : 12.6L
- 충전압력 : 5.72 bar
- R134a 충전량 : 액체 9.4L/기체 3.2L(총 11.6kg)
- 총 흡열량(액/기 잠열) : 2,700 kJ

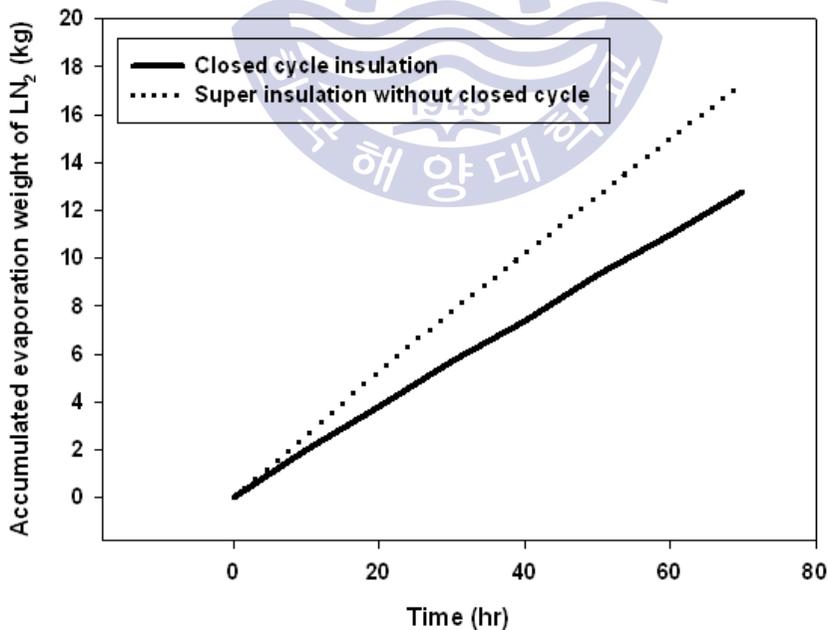


Fig. 4.3 Evaporation rate of liquid nitrogen in developed LNG fuel tank

Fig. 4.3의 실험결과를 보면, 실린더 및 측면 부 침입 열량인 5.78 W의 60% 정도가 냉매에 의하여 차단된 결과를 나타낸다. 즉 총 10.42W의 열유입량이 되어 전체적으로는 25%의 열차단 효과가 얻어졌다.

### 4.3 실험결과 탱크의 열전도도

상기한 가스안전공사의 계산식을 기준으로 산정한 개발 실린더의 열전도도를 보면

- 개발실린더의 외부 면적  $A=4.099\text{m}^2$
- 일 기화량 : 6.1kg/24h, 4.53kg/24h
- 실내 평균온도: 27°C
- 액체질소온도 : -196°C

그러므로 식 (15)에서

- Super insulation 만의 열전달계수 :  $54.7 \text{ J/h}\cdot\text{C}\cdot\text{m}^2$
- 밀폐사이클을 적용한 열전달계수 :  $41.0 \text{ J/h}\cdot\text{C}\cdot\text{m}^2$

가 된다. 이는 가스안전공사의 기준치인  $125\text{J/h}\cdot\text{C}\cdot\text{m}^2$  이하 값이 됨을 알 수 있다.

#### 4.3.1 일 기화량

탱크 내 액체질소를 2/3 충전하고 일 기화량을 측정한 결과에 의하면

- 탱크 전체 내부 체적 : 450Liter
- 액체 충전 가능 체적 : 405Liter
- 액체질소 충전량 (2/3) : 270Liter (217.9 kg) 이므로
  - Super insulation 만의 경우 기화량 : 2.7%/Day
  - 밀폐사이클을 적용한 경우 기화량 : 2.1%/Day가 되었다.

본 기술개발 밀폐사이클의 경우 가스안전공사의 소형 탱크 기준인 6%/Day의 35%에 불과한 단열이 매우 우수한 LNG탱크로 분석되었다.

## 제 5 장 결론

본 연구에서는 차량용 LNG연료탱크 용기내의 압력, 체적분율, 온도분포 등을 구하여 설계·제작한 극저온 용기를 내압시험, 기밀시험, 단열성능시험을 통하여 특성을 분석하였고, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 차량용 LNG 저장용기의 단열 성능을 향상시키기 위하여 내외 탱크 사이에 중간 탱크를 제작하고 밀폐사이클을 구성하여 실험한 결과, 밀폐사이클의 단열 효과가 기존의 슈퍼단열 보다 25% 향상되었으며, 가스안전공사의 소형 탱크 기준인 6%/Day의 35%의 불과한 단열이 매우 우수한 LNG탱크로 분석되었다.

2) 중간탱크의 밀폐사이클에 적용한 대체냉매인 R134a는 외부 열유입을 차단할 수 있는 매우 효과적인 상변화 물질임을 알 수 있었다.

3) 지지시스템의 적용성을 판단하기 위하여 열전달 및 열응력을 해석하였고, 그 결과 적용되고 있는 지지시스템의 전열량은 LNG 90% 충전 때를 기준하여 산정하면 3.7081W가 되어 LNG용 초저온 연료탱크의 지지시스템으로 매우 적절하였으며, 탱크 일일 기화량 설계값인 14W를 기준하면 26%가 되었다.

4) LNG 내부탱크는 총 4.92mm가 수축하게 되므로 이를 고려하여 설계하여야 하고 내통의 우측 지지부가 이를 흡수할 수 있는 구조임을 알 수 있었다.

5) 차량 운행 중 LNG의 유동에 의한 기화량을 감소시키고 안전성을 향상시키기 위하여 차량의 연료 탱크 내통의 하부에 격막을 가설하여 해석한 바, Sloshing을 감소시키기 위하여 격막이 필요함을 알 수 있었다.

이상의 결과를 종합하면, 중간탱크에 충전된 냉매액이 외부 열유입에 의하여 기화된 후 배출되는 LNG에 의하여 다시 재액화되는 냉매 잠열을 이용하는 밀폐사이클은 외부 유입열을 내통에 저장된 LNG를 기화시키기 전에 흡수 차단함으로써 단열 효과를 크게 향상시킴을 확인하였다. 따라서, 차량용 LNG 연료탱크에 밀폐사이클의 적용은 단열성능 향상 및 LNG 연료의 저장능력 향상의 측면에서 바람직하다고 사료된다.

또한, 향후에도 차량용 LNG 연료탱크의 단열효과를 향상시키는 기술의 지속적 연구가 필요와, 차량 운전 속도와 급정지에 따른 Sloshing 거동특성을 파악 연구를 통하여 LNG연료탱크의 이용 안전성을 향상시키는 노력이 필요하다고 생각된다.



## 감사의 글

만학으로 어렵고 불가능하게만 느껴졌던 대학원 석사 과정을 무사히 마치게 되어, 스스로에게 자랑스럽기도 하지만 2년이라는 짧지 않은 기간 동안 사업과 학업을 병행할 수 있도록 기회를 주시고 도와 주신 한국해양대학 여러분께 먼저 감사의 말씀을 드립니다.

무엇보다도 때늦은 공부의 시작을 축하해 주시고 격려 해주신 윤상국 지도교수님께 감사의 말씀을 드리고, 어려움을 극복할 수 있도록 많은 힘이 되어주신 박권하 교수님께도 감사 드립니다.

대학 전공과 사회 생활의 경험과는 다소 거리가 먼 냉동공조공학의 학문을 새롭게 시작하면서 기초지식의 빈약함, 기억력과 이해능력의 한계를 극복하고, 석사 논문이 탄생하기까지의 모든 어려움을 인내와 끈기로서 지도 편달하여 주신 황광일 위원장님과 윤상국 지도 교수님께 다시 한번 감사의 말씀을 드립니다.

뒤늦은 공부를 위해 투자하고 있는 시간 동안 별탈없이 회사를 운영 유지할 수 있도록 도와주신 하나과워시스템 임직원 여러분께도 감사의 뜻을 전하고 싶습니다.

많은 실험과 제작의 과정을 거쳐 작성된 석사 논문이 실제 산업현장에서 빛을 볼 수 있도록 노력할 것을 다짐하며 이 논문이 탄생하기까지 도움을 주신 모든 분들의 배려에 답하고자 합니다.

## 참고문헌

Swedish Maritime Technology Forum, “LNG ship to ship bunkering procedure, 2013.

R. Thomas, and H. Patel, Design and Certification of “Type C” Independent Tanks for Gas Fueled Ships, ASME-USCG Workshop, 2013.

Ewald R. and Kesten M., “Cryogenic Equipment of Liquid Hydrogen Powered Automobiles” , Adv. Cryogenic Engineering, Vol. 35, pp.1777-1781,1990.

Hasan MM., Lin CS, and Van Dersar NT, “Self-pressurization of a Flight Weight Liquid Hydrogen Storage Tank Subjected to Low Heat Flux“, ASME HTD Cryogenic Heat Transfer, Vol. 167, pp.37-42, 1991.

[3] Rudiger H., “Design Characteristics and Performance of a Liquid Hydrogen Tank System for Motor Cars“, Cryogenics, Vol.32, pp.327-329, 1992.

S. M. Aceves, G. D. Berry, and G. D. Rambach, “Insulated Pressure Vessels for Hydrogen Storage on Vehicles“, Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 3, No. 7, pp.583-591, 1998.

S. M. Aceves, J. Martinez-Frias, and O. Garcia-Villazana, “Analytical and Experimental Evaluation of Insulated Pressure Vessels for Cryogenic Hydrogen Storage“, Int. J. Hydrogen Energy 25, pp.1075-1085, 2000.

N. Takeichi, H. Senoh, H. Tsuruta, and N. Kuriyama, “Hybrid Hydrogen Storage Vessel, a Novel High-pressure Hydrogen Storage Vessel Combined with Hydrogen Storage Material“, Int. J. Hydrogen Energy 28, pp.1121-1129, 2003.

S. Kamiya, K. Onishi, N. Konshima, and K. Nishigaki, “Thermal Test of the Insulation Structure for LH2 Tank by Using the Large Experimental Apparatus“, Cryogenics, 40, pp.737-748, 2000.

W. Notardonato, “Task III-E. Experimental Design & Evaluation of ZBO of Cryogenic Systems“, NASA Statement of Work, 2004.

김서영, 강병하, 최항집, “극저온액체 저장용기에서 열전도 차폐단의 영향”, 수소에너지 논문집, Vol. 9, No. 4, pp.169-176, 1998.

S. Y. Kim and B. H. Kang, “Thermal Design Analysis of a Liquid Hydrogen Vessel“, Int. J. Hydrogen Energy 25, pp.133-141, 2000.

Barron R. F., Cryogenic Systems, Oxford University Press, pp.372-377, 1985.

Harvey J. F., Pressure Component Construction Design and Materials Application, Van Nostrand Reinhold Co., pp.30-94, 1980

R. Thomas, and H. Patel, Design and Certification of “Type C“ Independent Tanks for Gas Fueled Ships, ASME-USCG Workshop, 2013.

T.-W. Kim, Y.-S. Suh, K.-B. Jang, and K.-H. Cha, “A study and Design on Tank Container for Fuel Tank of LNG fueled ship,“ The Society of Naval Architects Engineering, vol. 46, no. 6, pp. 504-511, 2012 (in Korean).

S.-B. Shin, D.-J. Lee, D.-H. Kim, and H.-S. Kim, “A study on Design of IMO C type Fuel Storage Tank with Capacity of 500 m3,“ Proceedings of the Twenty-third International Offshore and Polar Engineering, ISOPE, ISBN 978-880633-99-9, pp. 846-854, 2013.