



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

LNG 추진 선박 엔진의 연료 공급 장치용
고압 기화기의 구조 건전성에 관한 평가

Assessment of Structural Integrity of High Pressure
Vaporizer in Fuel Gas Supply System of LNG Propulsion
Ship Engine



지도교수 조 종 래

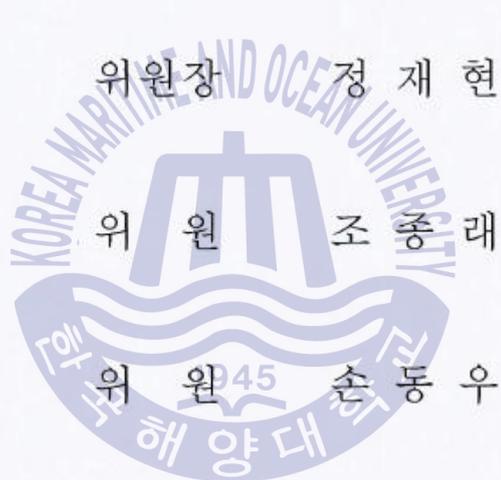
2017년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

이 영 일

본 논문을 이영일의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2016년 12월 22일

한국해양대학교 대학원

목 차

Abstract	i
Nomenclature	iii
List of Tables	iv
List of Figures	v
1. 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 동향	3
1.3 연구 내용 및 목적	5
2. 고압기화기 응력평가 방법	6
2.1 열팽창을 고려한 탄성 구성방정식	6
2.2 강도이론	7
2.3 적용하중	10
2.4 응력범주	11
2.4.1 일차응력	11
2.4.2 국부일차막응력	11
2.4.3 일차굽힘응력	12
2.4.4 이차응력	12
2.4.5 피크응력	12
2.5 응력평가	16
2.5.1 일반 작동 조건의 응력평가	16
2.5.2 수압 시험 조건의 응력평가	17
3. 고압기화기의 구조해석	19
3.1 유한요소 모델링	20
3.2 고압기화기의 경계조건 및 하중 조건	25

3.3 요소별 응력 한계	26
3.4 해석 조건 및 해석 결과	28
3.4.1 일반작동조건에서의 응력해석 결과	29
3.4.2 수압시험조건에서의 응력해석 결과	49
3.5 지지부 반력 계산	52
4. 결론	54
참고문헌	56



Assessment of Structural Integrity of High Pressure Vaporizer in Fuel Gas Supply System for LNG Ship

Young Il Lee

Department of Mechanical Engineering, Graduate School,
Korea Maritime University

Abstract

The heavy fuel oil of ship has increasingly been replaced by LNG in accordance with the eco-friendly trend at the world market in ship. Natural gas of cryogenic liquid condition stored in fuel tank has to be evaporated in order to supply natural gas to engine.

The high pressure vaporizer is an equipment to vaporize LNG. The inlet of HP vaporizer is cryogenic and high pressure condition, the outlet is high temperature and pressure condition. Assessment of structural integrity of HP vaporizer in these conditions was performed due to evaluate structural damage.

In this study, we had performed structure analysis of vaporizer on high pressure condition and we determined structural integrity after comparing analysis result with allowable stress values on ASME code section VIII Division 2.

The HP vaporizer consists of channel cover, tubesheet, shell near the supports, the shell-nozzle intersection, rear cover and supports. Finite element analysis models are constructed for each analysis. Three-dimensional isoparametric solid elements are used.

Material properties with temperature are based on ASME Section II Part D.

This was done by two methods. The first is code calculation for pressure parts by showing compliance with all of the applicable requirements of the ASME Code Section VIII Div.1 & 2. The HP vaporizer is designed to the requirements

of the ASME Code Section VIII Division 1 for shell side and Division 2 for tube side respectively.

The second is analysis, which is performed by calculating stress for the discontinuity parts, stress concentrated area and structures due to the weight and nozzle loads including pressure loads and then comparing these stress to the allowable stress limits.

Finally, we confirmed that the calculated stress don't exceed allowable stress, thus it is proved that structural integrity can be maintained.



Nomenclature

- E : 탄성 계수(Young's modulus, GPa)
 k : 열전도율(thermal conductivity, W/mK)
 α : 열팽창계수(nominal coefficient of thermal expansion, mm/mm/°C)
 γ : 전단 변형률(shearing strain)
 ϵ : 인장 변형률(tensile strain)
 ν : 포아송비(Poisson's ratio)
 σ : 인장 응력(tensile stress, MPa)
 τ : 전단 응력(shearing stress, MPa)



List of Tables

- Table 1 Examples of stress classification (ASME Sec.VIII Div.2 table 5.6)
- Table 2 Nozzle loads conditions
- Table 3 Normal operation conditions
- Table 4 Hydrostatic test condition
- Table 5 Design pressure and temperature
- Table 6 Equivalent density
- Table 7 Actual thickness of components strength
- Table 8 Strength and allowable stress
- Table 9 Material properties
- Table 10 Summary of stress analysis at normal operation condition
- Table 11 Summary of stress analysis at hydrostatic test condition
- Table 12 Reaction force from ANSYS model (Unit : N)

List of Figures

- Fig. 1 Process flow diagram of LNG propulsion ship
- Fig. 2 Stress categories and limits of equivalent stress
- Fig. 3 Mechanical analysis process
- Fig. 4 Maximum value of displacement according to the number of elements
- Fig. 5 Geometric model of HP vaporizer
- Fig. 6 Finite element mesh of HP vaporizer
- Fig. 7 Geometric model of channel and tubesheet
- Fig. 8 Finite element mesh of channel and tubesheet
- Fig. 9 ANSYS element description used 3-D analysis of structural element of SHELL 181 in ANSYS
- Fig. 10 ANSYS element description used 3-D analysis of structural element of SOLID 185 in ANSYS
- Fig. 11 Boundary and pressure condition of HP vaporizer
- Fig. 12 Sign convention
- Fig. 13 Results of stress analysis ($P + P_s$)
- Fig. 14 Results of stress analysis ($P + P_s + D + N$)
- Fig. 15 Distribution of equivalent stress of channel cover
- Fig. 16 Distribution equivalent stress of tubesheet
- Fig. 17 Distribution of membrane equivalent stress of shell cover
- Fig. 18 Distribution of membrane and bending equivalent stress of shell cover

- Fig. 19 1st principal stress in shell cover near stiffeners
- Fig. 20 2nd principal stress in shell cover near stiffeners
- Fig. 21 3rd principal stress in shell cover near stiffeners
- Fig. 22 1st principal stress in shell stiffeners
- Fig. 23 2nd principal stress in shell stiffeners
- Fig. 24 3rd principal stress in shell stiffeners
- Fig. 25 Distribution of membrane equivalent stress of shell near support
- Fig. 26 1st principal stress of shell near support
- Fig. 27 2nd principal stress of shell near support
- Fig. 28 3rd principal stress of shell near support
- Fig. 29 Distribution of membrane equivalent stress of shell near nozzle
- Fig. 30 1st principal stress of shell near nozzle
- Fig. 31 2nd principal stress of shell near nozzle
- Fig. 32 3rd principal stress of shell near nozzle
- Fig. 33 Distribution of membrane equivalent stress of shell near flange
- Fig. 34 1st principal stress of shell near flange
- Fig. 35 2nd principal stress of shell near flange
- Fig. 36 3rd principal stress of shell near flange
- Fig. 37 Distribution of membrane equivalent stress of nozzle
- Fig. 38 Distribution of membrane equivalent stress of support
- Fig. 39 Distribution of membrane and bending equivalent stress of support
- Fig. 40 Distribution equivalent stress of channel cover

Fig. 41 Distribution of membrane equivalent stress of shell

Fig. 42 Distribution of membrane and bending equivalent stress of shell

Fig. 43 Location of each setting bolt



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

대다수 국가가 세계 무역발전의 핵심 수단인 해운업을 성장해오면서 국가 간의 교역 촉진과 경제발전에 기여해왔다. 그러나 해상에 선박의 수가 늘어남에 따라 전 세계적으로 CO₂ 배출량이 증가하기 시작하였고 선박에 의한 환경 문제가 해양오염에서 대기오염으로 확산되어 지구 온난화, 오존층 파괴 등 심각한 환경 문제를 야기시켜 최근 전 세계적으로 환경에 관한 규제는 점점 강화되고 있다.[1]

선박의 연료인 일반 중유(Heavy Fuel oil, HFO)는 지구 온난화를 발생시키는 주원인 중 하나로 이를 대체하기 위해 친환경, 고효율, 저탄소 그린해운을 만들어 가기 위해 다양한 정책과 실현 가능성이 높은 대체연료에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 액화천연가스 (Liquefied Natural Gas, LNG)는 일반 중유에 비해 오염물질 배출량을 이산화탄소(CO₂)는 20%, 질소산화물(NO_x)은 80%, 황산화물(SO_x)은 90% 이상 감소시킬 수 있어 LNG 연료 추진선에 대한 관심이 높아지고 있고 해운선사와 선급들은 LNG 연료 추진선과 관련된 기술개발에 본격적으로 앞장서고 있다.[2]

국제해사기구(International Maritime Organization, IMO)는 선박 배출가스에 대한 규제를 강화하고 있으며 선박에 의한 대기오염 방지를 위해 국제해양오염방지협약(MARPOL)부속서 VI에 대기오염 방지 조항을 부가하여 황산화물, 질소산화물 등을 규제대상 물질로 정하여 국제협약규정으로 포함하였다. 또한, 북유럽(발틱해, 북해)과 카리브 해안을 포함한 미국의 일부 해역에 2015년 1월부터 배출가스 규제지역(Emission Control Area, ECA)을 설정하여 일반 중유보다 황 함유량이 적은 청정연료를 사용하도록 규제하고 있으며 청정해역에 대한 요청 증가로 주요 선진국들의 오염물 배출제한지역 환경규제

로 인하여 액화천연가스는 일반 중유의 대안으로 급격히 부상하고 있다.[3] 뿐만 아니라 유럽은 2009년 ‘해상운송전략 2009~2018’ 발표에 이어, 2012년에 선박 연료의 황 함유량 관련 지침을 바꾸는 등 선박 연료 배출 규정을 대폭 강화하였으며 액화천연가스 사용을 적극적으로 권장하였다. 일본의 경우, 정부 차원에서 액화천연가스 저장시설 탑재 및 천연가스 연료 선박의 조기도입, 실용화를 위한 안전기술 등 국제기준의 책정에 노력을 기울여왔다. 우리나라는 환경규제 강화 및 고유가 대비 추세에 발맞추어 한국가스공사를 포함한 조선사, 해운선사 등 LNG 연료 추진선 기술 개발 및 표준화 제도 개선에 힘쓰고 있다.[4] 하지만, LNG 연료 추진선의 경우 선주의 업체 선호도에 따라 아직까지는 해외 수입품에 의존하고 있는 실정이며 LNG 연료 추진선과 같은 고부가가치 선종의 건조에 따른 이득이 해외로 빠져나가고 있다. 뿐만 아니라 국내 경쟁사가 없는 관계로 국외 기자재 업체에 국내 조선소가 때로는 끌려다니는 현상 또한 발생하여 경쟁력 제고에 상당한 타격이 있다. 따라서 LNG 연료 추진선의 기자재에 대한 국내 개발이 절실하고, 특히 LNG 연료 추진선의 핵심 기자재인 고압기화기(HP vaporizer) 개발은 단순 국산화의 요구 이외에 국내 조선소의 경쟁력 강화에도 큰 이바지를 할 것이다.[5]

이처럼 국제해사기구의 각종 환경규제에 대응하기 위해 앞서 언급했던 바와 같이 액화천연가스를 이용한 각종 장비의 기술 개발은 물론이며 이를 통해 장비의 생산과 선박에 설치를 위해서는 장비에 대한 건전성 평가는 없어서는 안 될 필수적인 요소라고 할 수 있다. 그 중 액화천연가스를 기화하여 기체상태의 천연가스를 엔진까지 전달하여 주는 고압기화기의 경우, 높은 온도 차이에 따른 열 수축, 높은 압력 등의 기계적 하중이 작용하기 때문에 전 세계적으로 설계, 제작, 검사 및 설치 등의 표준 규격으로 가장 널리 사용되고 있는 ASME (American Society of Mechanical Engineers) Code에 맞춰 평가가 이루어져야 한다. ASME Code 중 Section VIII Division 1에는 압력용기에 관한 전반적인 설계기준을 제시되어 있으며 해석에 의한 기준은 Division 2에

제시되어있어 이를 이용하여 구조 해석평가가 이루어져야 한다.[6]

1.2 연구 동향

기체상태의 천연가스를 연료 탱크에 보관하려면 선박의 크기도 상당히 커져야 하기 때문에 이를 -165°C 까지 냉각 및 액화시키면 부피가 대략 600분의 1로 줄어들어 많은 양의 천연가스를 연료탱크에 저장할 수 있다.

LNG 연료 추진선이 처음 등장한 1960년대의 엔지니어들은 기체상태의 천연가스를 액체상태로 변화시켜 엔진의 주 연료로 사용하였으나 액화천연가스의 자연 기화 현상으로 BOG(Boil Off Gas, 증발가스)가 발생하여 BOG에 대한 해결책으로 스팀 터빈 엔진 사용 방식을 채택하였다. 당시 외부로부터 열이 유입되는 것을 100% 차단하는 방열시스템을 구현하기가 어려워 화물창 내부의 액화천연가스는 매일 전체 운송량의 약 0.15%가 자연 기화되었다. 기화된 BOG를 그대로 두면 화물창 내부 압력이 지속적으로 높아져 폭발할 수도 있다. BOG는 선박 연료로 사용하거나 액화시켜서 다시 화물창 안으로 돌려보내는 경우도 있지만 재액화를 위해 설치되는 장비의 비용이나 장비를 가동하기 위해 사용되는 에너지 비용이 더 클 경우에는 태워 버릴 수밖에 없었다. BOG로 보일러의 물을 끓여 발생한 고압의 스팀으로 스팀터빈을 구동하고 이 회전력으로 프로펠러를 돌린 것이다.

하지만, 스팀터빈엔진은 추진효율이 30% 밖에 되지 않아 연료 100이 투입된다고 하여도 실제 프로펠러 구동에 쓰이는 에너지는 30에 불과하였고 엔진 출력이 상대적으로 작아 여러 대의 엔진과 발전기를 사용해야 하는 등 일반 대형 상선에는 적합하지 않았다.

이에 비해 엔진 제작사인 만디젤(MAN D&T)이 개발한 ME-GI(Main engine Electronic control Gas Injection) 엔진과 바르질라(Wartsila)의 X-DF(eXtra long stroke Dual Fuel) 엔진은 2행정 저속 이중 연료엔진으로

써 엔진이 프로펠러를 직접 구동하는 방식이 가능하여 시스템이 간단하고 최대의 추진효율 약 50%구현이 가능하였다. Fig. 1의 LNG 공정 흐름도와 같이 300bar의 천연가스를 엔진에 공급하기 위해 압축기를 이용한 방식을 사용하였고 액화천연가스를 고압펌프를 사용해 극저온 액체상태에서 가압한 후 이를 여러 개의 튜브(tube)가 설치되어 있는 고압기화기 입구로 보내 고온, 고압상태에서 기화함으로써 천연가스를 엔진으로 전달하였다. 또한 상대적으로 작은 공간으로 구성이 가능하며 유지보수가 용이하다는 장점이 있다.[7]

이처럼 현재 LNG 연료 추진선에서 액화천연가스를 천연가스로 변환하여 엔진으로 전달하기 위해 고압기화기의 역할이 매우 중요하다는 것을 알 수가 있다. 기화기의 입구 측은 극저온, 고압 상태이고 출구 측은 고온, 고압상태이다. 이러한 환경에서 고압기화기는 온도와 압력에 의해 구조적 손상을 받아 크기는 인명 피해의 우려가 있기 때문에 반드시 ASME Code를 통한 설계 및 구조 건전성 평가가 시행되어야 한다.

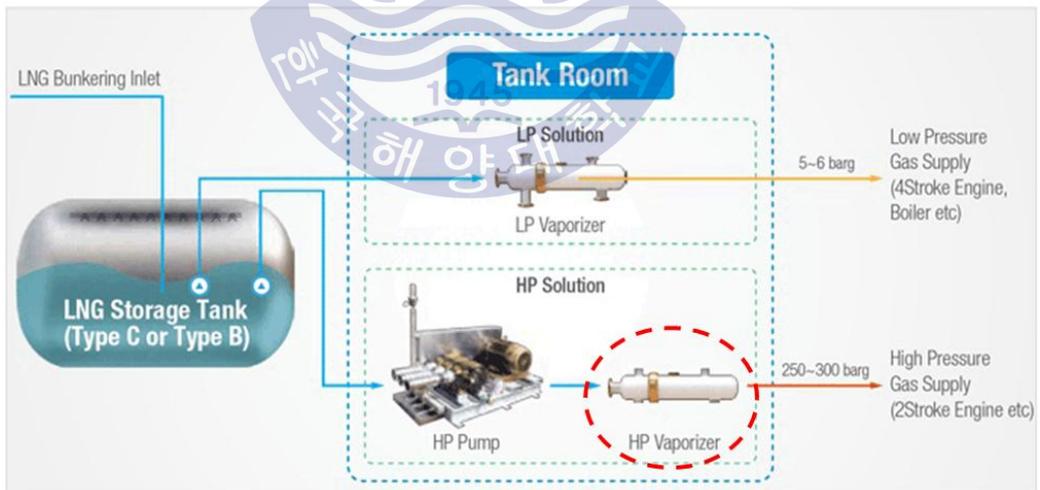


Fig. 1 Process flow diagram of LNG propulsion ship

1.3 연구 내용 및 목적

본 연구에 사용된 고압기화기의 모델은 한 중견기업에서 국내 최초로 설계된 고압기화기이며 고압기화기는 셸-튜브형 열교환기의 한 종류이다. 구성 요소로는 튜브(tube), 튜브시트(tubesheet), 채널(channel), 셸커버(shell cover), 노즐(nozzle), 플랜지(flange), 지지부(support) 등으로 구성되어 있다. 특히, 입구와 출구 측의 위치한 튜브시트를 감싸고 있는 채널의 두께는 각 종 기계적 하중에 견딜 수 있게 설계되어야 하며 고압기화기가 작동하는 동안 온도와 압력의 영향을 많이 받기 때문에 필수적으로 응력평가를 통해 구조의 안전성을 확인해야 한다.

본 논문에서는 ASME Section VIII Division 1 & 2의 이론적 배경을 근거하여 실제 ASME Code에서 요구되는 모든 사항에 맞춰 계산식을 이용해 각각의 부품에 대한 계산된 값을 도출하고 불연속 부에서의 압력하중을 포함하는 자중, 노즐하중에 의한 구조물과 면적의 응력집중을 허용응력한계와 비교, 계산함으로써 유한요소 해석을 통해 확인된 결과 값을 비교하여 고압기화기의 구조 안정성 평가방법을 제시하고자 한다.

유한요소해석을 위해 ANSYS 12.1의 해석프로그램을 사용하여 솔리드 요소, 셸 요소로 이루어진 유한요소 모델을 완성하였고 응력해석을 수행하였다. 그 결과를 이용하여 기화기의 각 부품 별 여러 하중 상태에서의 해석결과를 비교 검토함으로써, 상세 설계과정을 표준화하였다. 이로 인해 ASME Section VIII Division 1 & 2의 이론적 배경을 이해하고 이 코드를 적용하는 압력 용기 및 고압기화기 설계 프로젝트에 활용하는 것이 이 논문의 목적이다.

제 2 장 고압기화기 응력평가 방법

2.1 열팽창을 고려한 탄성 구성방정식

재질이 등방성(isotropic)인 선형탄성 재료에 대하여 응력과 변형률의 관계를 후크의 법칙(Hook's law)에 의하여 다음과 같은 식을 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha \Delta T \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] + \alpha \Delta T \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha \Delta T \\ \gamma_{xy} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy} \\ \gamma_{yz} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{yz} \\ \gamma_{zx} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{zx}\end{aligned}\tag{2.1}$$

위 식들을 선형대수식으로 표현하면 (2.2)식과 같이 정리할 수 있으며, 이 행렬식의 역은 다음 (2.3)식과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \alpha\Delta T \\ \alpha\Delta T \\ \alpha\Delta T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x - \alpha\Delta T \\ \epsilon_y - \alpha\Delta T \\ \epsilon_z - \alpha\Delta T \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

이 식에서 E, ν, α 는 탄성계수(Young's modulus), 포아송비(Poisson's ratio), 선팽창계수(mean linear expansion)와 같은 상수이므로 임의 점에서의 변형률을 구하면 그 점에서의 응력도 계산할 수 있음을 알 수 있다.

2.2 강도이론

ASME Section VIII Division 1은 고압기화기 혹은 압력용기를 설계함에 있어 근사공식과 상대적으로 간단한 계산을 채택하고 있다. 반면에 1969년 처음 소개된 ASME Section VIII Division 2는 보다 복잡한 계산방법을 규정하고 있으며 응력해석에 의한 설계 및 필요 충족사항 등을 엄밀하게 표현하고

있다. 또한, ASME Section VIII Division 2는 용기의 사용목적이 명백해야 한다. 기본적으로 ASME Section VIII Division 2는 높은 설계압력을 허용하되 주응력뿐만 아니라 다른 응력에 대한 고려도 필요하며 보다 다양하고 엄격한 제한 규정을 요구하고 있다.

또한 ASME Section VIII Division 2는 해석적 설계방법을 채택하고 있으며 재료의 모양을 변화시키는 에너지 즉, 주어진 재료의 변형에너지(distortion energy)에 기초를 두고 있다. 1축 응력의 경우 소성변형이 일어나는 항복조건은 정의에 따라 그 응력이 항복점을 초과하는 것인데 ASME Section VIII Division 2에서 강도이론은 최대 변형 에너지 이론(von Mises 항복이론)을 적용하고 있다. 어떤 점에서 포함된 응력에 의해 흡수된 비틀림 변위 에너지량(strain energy density of distortion) 값이 인장시편의 비틀림 변위 에너지량(U)과 같이 되었을 때 소성변형이 시작된다는 이론이다.[8]

세 방향의 주응력을 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 라고 하면 비틀림 변위에너지는 다음과 같다.

$$U = \frac{1+\gamma}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.4)$$

인장시험에서는 항복이 일어날 때 1축 응력상태이므로 $\sigma_1 = \sigma_y, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$ 이므로

$$U = \frac{1+\gamma}{6E} [(\sigma_y^2 + \sigma_y^2)] = \frac{1+\gamma}{3E} \sigma_y^2 \quad (2.5)$$

따라서 상기 두식을 등호로 풀면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{1+\gamma}{3E}\sigma_y^2 = \frac{1+\gamma}{6E}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.6)$$

그러므로 최대변형에너지이론에 의한 항복조건식은 다음과 같다.

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.7)$$

식 (2.7)의 우측 항을 등가응력으로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\bar{\sigma} = \left[\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

여기서 $\bar{\sigma}$ 는 등가응력(von Mises stress)이고 이 식의 우변의 값이 인장시의 항복응력 $\bar{\sigma}$ 를 초과하면 항복이 일어나는 것을 뜻한다. 상기 이론에 의하면 주어진 구조용 부재는 이 재료의 단위 체적당 비틀림 에너지의 최대값이 같은 재료로 된 인장시험 시편에 항복을 일으키는데 필요한 단위체적당 비틀림 에너지보다 작게 유지되는 한 안전하다.

2.3 적용하중

압력용기와 같은 구조물의 구조해석에 적용되는 하중은 다음과 같은 하중을 고려해야한다.

- 1) 내압 및 외압의 설계압력 (P)
- 2) 액체로 인한 위치수두 (P_s)
- 3) 다음에 명시된 하중을 포함한 용기와 작동기기, 부속물의 자중 (D)
 - 내부, 서포트, 부속물을 포함한 용기의 하중
 - 작동조건과 시험조건에서의 기기 하중
 - 내화라이닝, 절연처리
 - 용기에 부착된 파이프, 다른 용기, 모터, 기계류, 장비의 하중에 의한 정적반력
- 4) 부속물의 활하중 (L)
- 5) 유체의 가속도 상태와 정적, 과도상태에서의 영향 (L)
- 6) 지진하중 (E), 풍하중 (W), 적설하중 (Ss)
- 7) 설계시방서에 명시된 바람의 하중을 포함한 압력 (W_{pt})
- 8) 노즐 하중 등의 외력(N)
- 9) 열하중과 변위가 적용되는 경우의 자기구속 (T)

본 고압기화기는 P, P_s , D, N이 하중으로 적용되었다.

2.4 응력 범주

ASME Section VIII Division 2 Part 5는 기기에 가해지는 하중에 의해 발생하는 응력을 크게 5가지로 분류하였으며, 압력용기의 종류와 응력발생위치, 원인에 따른 세부적인 응력분류 예를 Table 1과 같이 나타내었다.

2.4.1 일차응력(Primary stress, P_m)

일차 응력은 부가된 하중에 의해 도출된 수직 또는 전단응력을 말한다. 외부 및 내부 하중과 모멘트의 평형조건을 이루기 위해 발생하는 응력으로서 자체성(self-limiting)이 없으며, 용기의 두께 전체를 통해 항복이 일어나면 용기의 파손 여부는 변형경화(strain-hardening) 성질에 따라 결정된다. 따라서 일차 응력의 한계는 소성변형을 방지하기 위한 것이다.

일차 막응력은 전체적(general)이나 국부적(local)이냐로 나누어지며 구조 전체에 고루 작용하여 항복의 결과로 인한 하중의 재분포가 일어나지 않는 응력이다.

단면의 두께를 따라서 균일하게 분포되어 있는 두께를 통한 평균응력이며, 응력의 재분배가 불가능하기 때문에 큰 소성변형을 일으킬 수 있다. 열응력(thermal stress)은 일차응력으로 분류되지 않는다.

2.4.2 국부일차막응력(Local primary membrane stress, P_l)

국부 일차 막응력은 압력이나 다른 기계적 하중에 의해서만 막응력이 발생하는 곳과 불연속부에서 다른 부분으로 하중 전달이 일어날 때 과도한 변형이 일어나는 곳에서 발생한다. 불연속성은 고려되지만 응력집중은 제외되고 모든 솔리드 단면에 걸친 평균응력이다. 이 응력은 주위의 구속을 받는 즉, 자율성

이 있는 응력으로써 이차응력의 특성도 가지는 것이 사실이지만 응력 재분배로 하중을 주위에 전달하는 동안 과도한 변형이 발생할 수 있으므로 보수적인 입장에서 국부 일차 막응력으로 분류한다.

따라서, 구조물의 불연속부에서 국부적으로 발생하는 막응력이며, 응력의 재분배를 통해 주위에 하중을 전달하는 동안 큰 변형을 발생시킬 수 있다.

2.4.3 일차굽힘응력(Primary bending stress, P_b)

수직응력 중 두께를 따라 변하는 응력성분을 말하며 단면의 도심으로부터의 거리에 비례하며 불연속부나 집중 응력에 대한 내용은 제외하고 단순히 기계적 하중에 의하여 발생된다.

2.4.4 이차응력(Secondary stress, Q)

이차응력이란 구조물의 자기 구속성이나 인접부품의 구속으로 인한 범선응력 또는 전단응력을 말한다. 이차응력의 기본적인 특성은 자기 평형적이라는 것으로 부분적인 항복이나 미소부분의 변형이 생기면 응력이 유리하게 재분배되므로 한번 작용으로 전체 구조물의 파괴로까지 연결되지는 않는다.

2.4.5 피크응력(Peak stress, F)

피크응력은 주로 구조적 불연속 부위에서의 응력집중에 의해 발생하는 최고 응력으로서, 중요한 변형을 일으키지는 않으나 피로균열이나 취성과괴 및 응력부식의 원인이 된다.

Table 1 Examples of stress classification(ASME Sec.VIII Div.2 table 5.6)

Vessel Component	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Any shell including cylinders, cones, spheres and formed heads	Shell plate remote from discontinuities	Internal pressure	General membrane Gradient through plate thickness	Pm Q
		Axial thermal gradient	Membrane bending	Q Q
	Near nozzle or other opening	Net-section force and/or bending moment applied to the nozzle, and/or internal pressure	Local membrane Bending Peak(fillet or corner)	Pl Q F
	Any location	Temperature difference between shell and head	Membrane Bending	Q Q
	Shell distortions such as out-of-roundness and dents	Internal pressure	Membrane Bending	Pm Q
Cylindrical or conical shell	Any section across entire vessel	Net-section axial force, bending moment applied to the cylinder or cone, and/or internal pressure	Membrane stress averaged through the thickness, remote from discontinuities; stress component perpendicular to cross section	Pm
			Bending stress through the thickness; stress component perpendicular to cross section	Pb
	Junction with head of flange	Internal pressure	Membrane Bending	Pl[<small>note(1)</small>] Q

Vessel Component	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Dish head or conical head	Crown	Internal pressure	Membrane Bending	Pm Pb
	Knuckle or junction to shell	Internal pressure	Membrane Bending	Pl ^[note(1)] Q
Flat head	Center region	Internal pressure	Membrane Bending	Pm Pb
	Junction to shell	Internal pressure	Membrane Bending	Pl Q ^[note(2)]
Perforated head or shell	Typical ligament in a uniform pattern	Pressure	Membrane(averaged through cross section)	Pm
			Bending(average d through width of ligament., but gradient through plate) Peak	Pb F
	Isolated or atypical ligament	Pressure	Membrane Bending Peak	Q F F
Nozzle	Within the limits of reinforcement given by ASME Section VIII Division 2 Part 4 Paragraph 4.5	Pressure and external loads and moments including those attributable to restrained free end displacements of attached piping	General membrane Bending(other than gross structural discontinuity stress) averaged through nozzle thickness	Pm Pm
	Outside the limits of reinforcement given by ASME Section VIII Division 2 Part 4 Paragraph 4.5	Pressure and external axial, shear and torsional loads including those attributable to restrained free end displacements of attached piping	General membrane	Pm

Vessel Component	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Nozzle		Pressure and external loads and moments, excluding those attributable to restrained free end displacements of attached piping	Membrane Bending	Pl Pb
		Pressure and all external loads and moments	Membrane Bending Peak	Pl Q F
	Nozzle wall	Gross structural discontinuities	Membrane Bending Peak	Pl Q F
		Differential expansion	Membrane Bending Peak	Q Q F
Cladding	Any	Differential expansion	Membrane Bending	F F
Any	Any	Radial temperature distribution [note(3)]	Equivalent linear stress[note(4)]	Q
			Nonlinear portion of stress distribution	F
Any	Any	Any	Stress concentration(not ch effect)	F

[note]

- (1) 지름 대비 두께비가 큰 Vessel 에서는 주름이나 과도한 변형이 일어날 가능성도 고려해야 한다.
- (2) 가장자리에서의 굽힘 모멘트로 인한 중앙부에서의 굽힘응력의 허용한계가 제한되면 가장자리에서의 굽힘응력은 Pb로 분류하고 그렇지 않은 경우에는 Q로 분류한다.
- (3) Thermal Stress Ratch를 고려해야 한다.
- (4) 등가선형응력(Equivalent Linear Stress)은 실제 응력분포와 같은 크기의 굽힘 모멘트를 가지는 선형 응력분포로 정의된다.

2.5 응력평가

결과에 대한 평가를 하기 위해서는 허용응력(allowable stress)을 먼저 파악해야 하며 허용응력은 재료, 온도, 적용 규격에 따라 다르게 주어진다. 고압기화기(압력용기)에 발생하는 응력은 발생하는 위치, 분포형태 응력을 발생시키는 하중에 따라 미치는 영향력이 다르다. 신뢰성과 경제성을 고려한다면 발생하는 응력에 따라 다른 허용치를 적용하여야 한다. 이러한 사항들은 규격에서 규정하고 있다. **Fig. 2**는 ASME Code Section VIII Division 2에서 규정하는 응력범주와 응력한계를 보여주고 **Fig. 2**를 이용하여 허용 가능한지 평가한다.

응력평가는 가해지는 하중이 설계조건인지 수압 시험 조건인지에 따라 다르게 적용되며 **Fig. 2**의 S 값은 ASME Section II Part D에서 해당하는 재질의 값을 찾는다.

ASME Code에서 응력을 다음과 같이 분류하며, 응력에 따라 허용치가 다르게 적용된다.

2.5.1 일반 설계 조건의 응력평가

(1) 일반 일차응력

$$P_m \leq S \quad (2.9)$$

$$P_I \leq 1.5S \quad (2.10)$$

$$P_I + P_b \leq 1.5S \quad (2.11)$$

(2) 국부적인 막응력+ 굽힘응력의 주응력 합($P_I + P_b$)

$$(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \leq 4S \quad (2.12)$$

2.5.2 수압 시험 조건의 응력평가

수압 시험 조건의 응력평가 기준으로 다음과 같다.

모든 영역에서 $P_m \leq 0.95 S_y$ 이고, (2.13)

$P_m + P_b \leq 1.43 S_y : P_m \leq 0.67 S_y$ (2.14)

$P_m + P_b \leq 2.43 S_y - 1.5 P_m : 0.67 S_y \leq P_m \leq 0.95 S_y$ 이다.



Stress Category	primary			Secondary Membrane plus bending	Peak
	General membrane	Local membrane	Bending		
Description (see 3.2)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	1. Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). 2. Certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion of vessel shape.
Symbol	P_m	P_l	P_b	Q	F

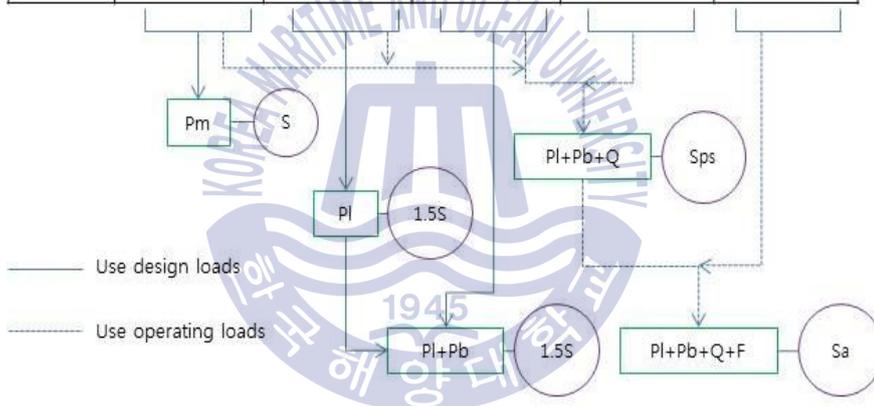


Fig. 2 Stress categories and limits of equivalent stress

제 3 장 고압기화기의 구조해석

이 평가는 일반 작동 조건과 수압 시험 조건에서 고압기화기에 가해지는 압력에 의해 나타나는 응력과 운전하는 동안의 발생하는 압력, 온도를 적용하여 ASME Code에서 요구되는 사항에 의거해 도출된 계산 값과 ANSYS 프로그램을 이용해 각각의 부품에 대한 계산된 값을 비교하여 기기의 구조적 건전성을 분석적으로 검증한다.

고압기화기의 구조해석 및 해석 절차는 Fig. 3의 순서와 같이 크게 형상 입력, 재질 및 경계조건 입력, 구조 해석 그리고 결과 출력으로 나눌 수 있다.

예비설계를 통해 정해진 치수를 이용하여 모델을 생성한다. 형상 입력 단계에서는 유한요소해석을 수행할 유한요소모델의 형상을 입력하는 작업을 수행하며 형상이 생성되면 속성(attribute)을 부여하고 메시 과정을 거쳐 절점(node)과 요소(element)를 생성한다. 재질 및 경계조건 입력단계에서는 유한요소모델의 각 부분에 ASME 규격에서 정의한 재질을 사용하며 규격에서 제공하는 온도 함수에 따른 물성 데이터를 입력하고 경계조건을 부여한다. 완성된 유한요소모델과 해석 조건 하에서 내압과 온도에 의한 구조해석을 수행한다. ANSYS에서 제공하는 3차원 4절점 쉘 요소, 8절점 구조 솔리드 요소를 사용한다. 이러한 해석을 통해 결과를 출력하고 고압기화기의 건전성을 평가한다.

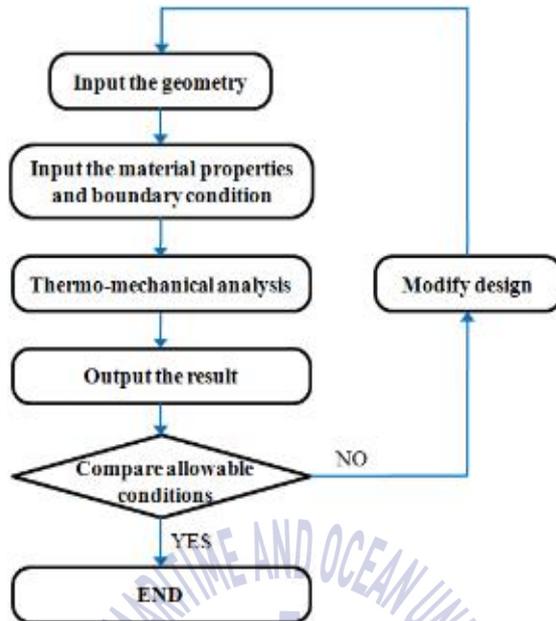


Fig. 3 Mechanical analysis process

3.1 유한요소 모델링

고압기화기의 구조 해석을 위해 유한요소 모델링을 수행하였다. 본 평가에서는 해석프로그램으로 상용코드인 ANSYS 12.1을 사용하였다. 본 모델의 전체 형상은 Fig. 5에 나타내었으며 해석에 적용된 유한요소 모델은 Fig. 6에 나타내었고 기기의 부품 중 채널(channel)과 튜브시트(tube sheet)의 전체형상과 유한요소 모델은 Fig. 7, 8로 나타내었다.

해석에 적용된 쉘과 솔리드 모델은 Fig. 9와 같이 4절점 쉘요소(Shell 181), Fig. 10과 같이 8절점 솔리드 요소(Structural solid 185)를 사용하였다. 해석에 적용된 모델의 요소 개수는 244,331개가 사용되었다. 모델의 요소는 그 수와 사이즈에 따라 구조물의 해석 시간 및 결과가 달라질 뿐만 아니라 요소

의 수가 무조건 많다고 하여 해석 결과 값이 더 정확한 것은 아니므로 구조물의 해석을 위해 적절한 요소의 크기와 수를 찾아야한다. Fig. 4와 같이 요소 크기와 수에 따라 변위 값은 상이하였고 요소의 개수가 244,331개부터 변위 값이 수렴하는 것을 확인할 수 있었다. 이와 같이 적절한 요소의 크기를 찾는 이유는 요소의 크기에 따라 해석 결과 값이 상이하며 해석 결과의 신뢰성을 높여주기 위함이다.

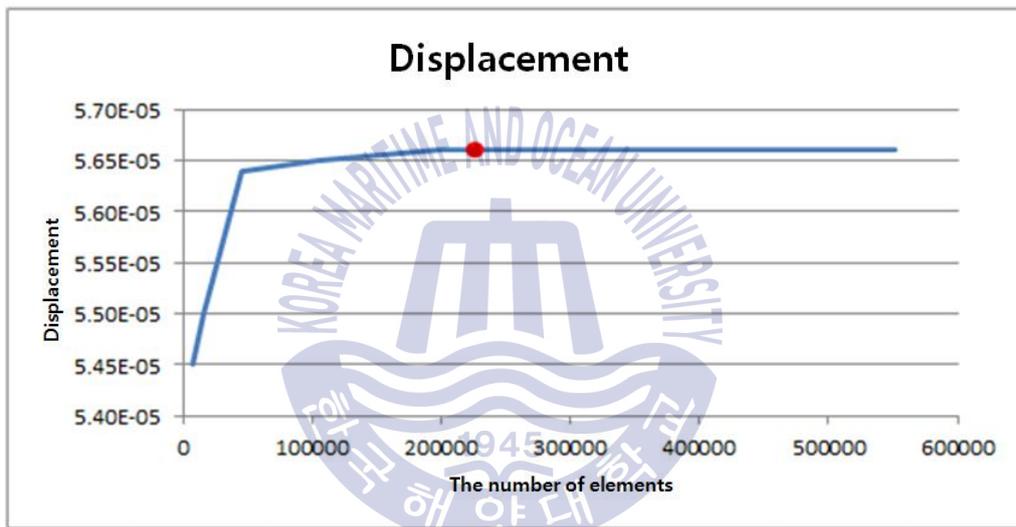


Fig. 4 Maximum value of displacement according to the number of elements

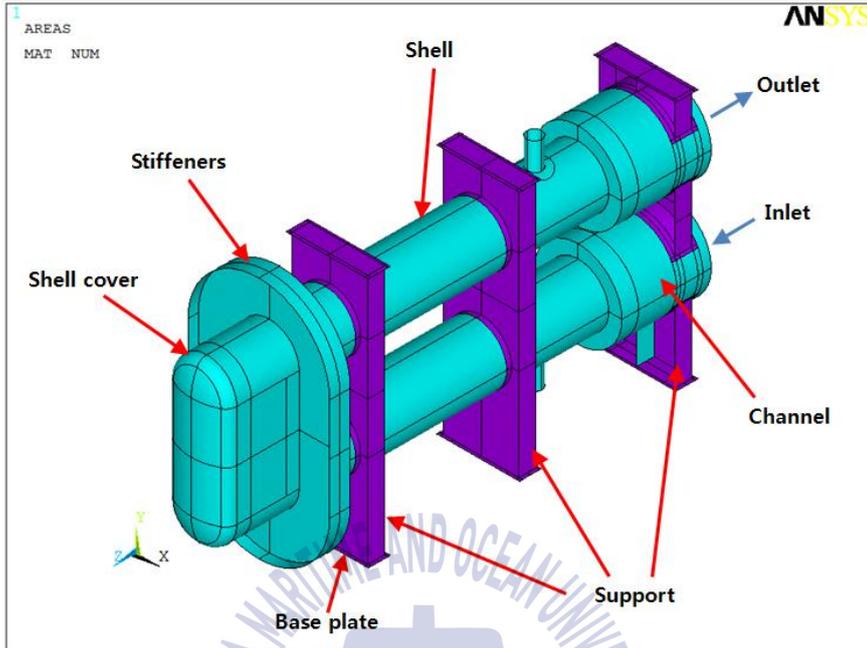


Fig. 5 Geometric model of HP vaporizer

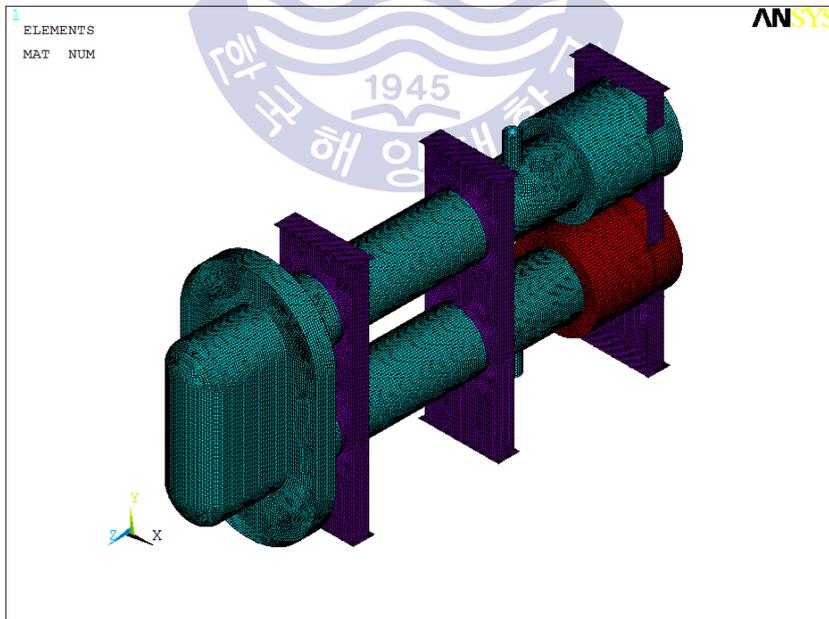


Fig. 6 Finite element mesh of HP vaporizer

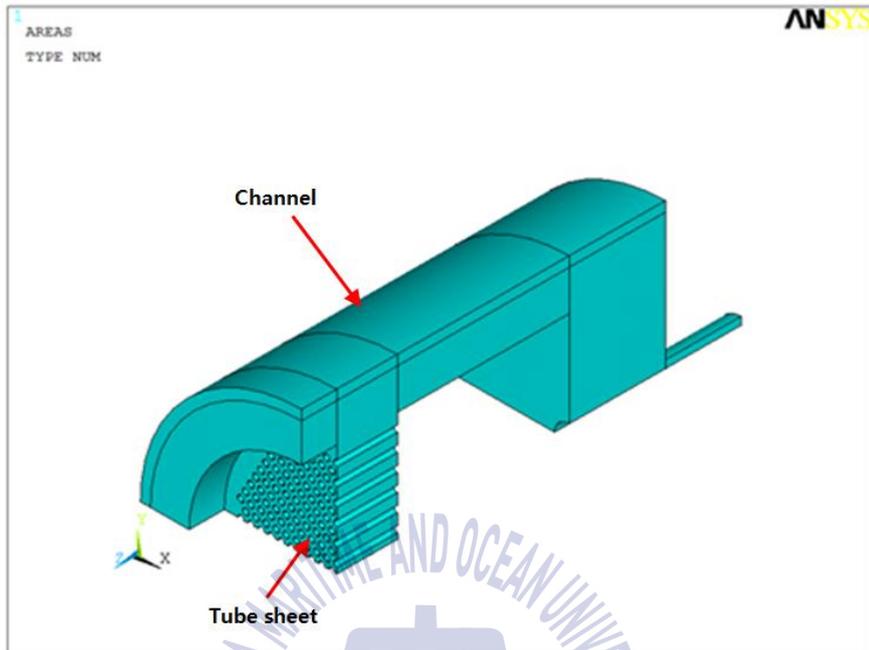


Fig. 7 Geometric model of channel and tubesheet



Fig. 8 Finite element mesh of channel and tubesheet

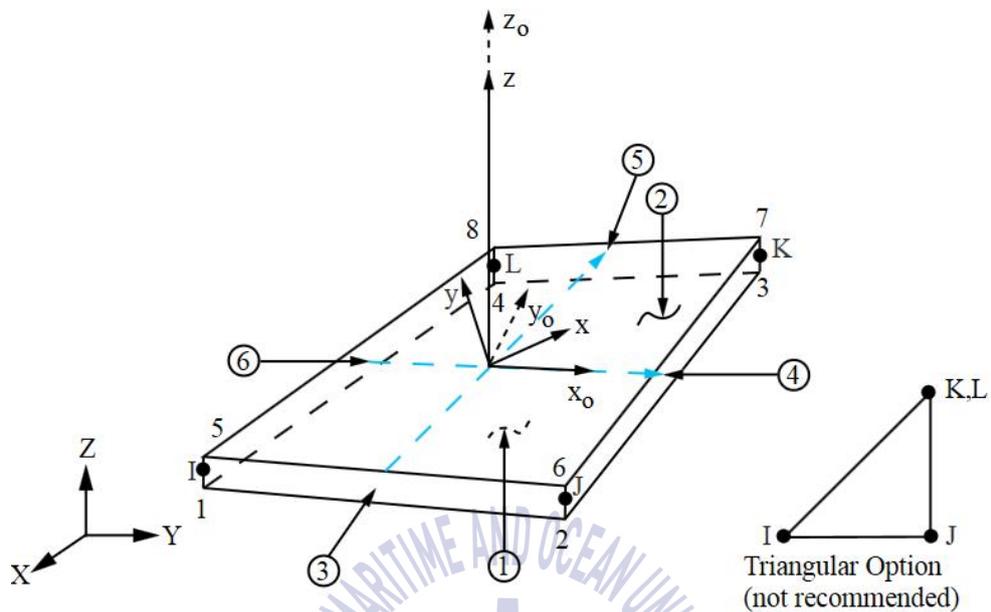


Fig. 9 ANSYS element description used 3-D analysis of structural element of SHELL 181 in ANSYS

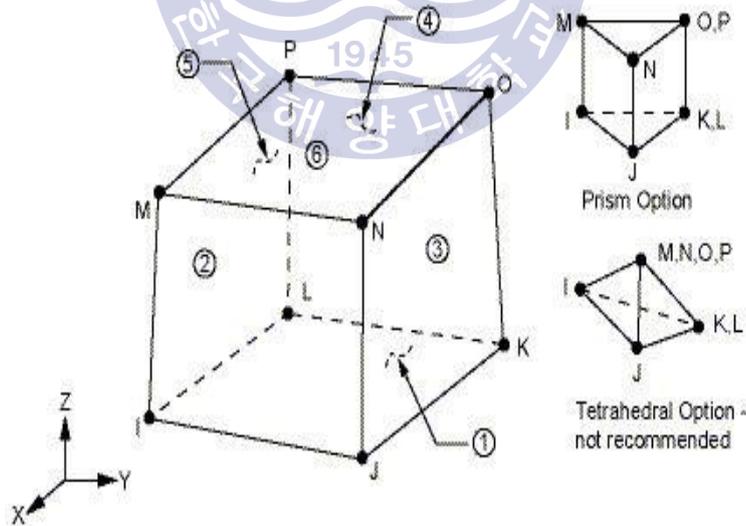


Fig. 10 ANSYS element description used 3-D analysis of structural element of SOLID 185 in ANSYS

3.2 고압기화기의 경계 조건 및 하중 조건

고압기화기는 3개 지지부의 밀판(base plate)에 볼트를 체결하여 선체의 바닥면과 고정한다. 이를 바탕으로 밀판의 볼트 체결 부위에 구속 조건을 적용하였고, 고압기화기 자중을 고려해 밀판이 지면과 완전하게 맞닿는 것으로 가정하여 밀판의 면 전체에 수직방향으로 구속하였다. Fig. 11은 고압기화기에 적용한 구속조건과 압력 하중을 나타낸 것이다. Table 2는 기화기의 입구 및 출구에 적용된 노즐 하중 조건이다.

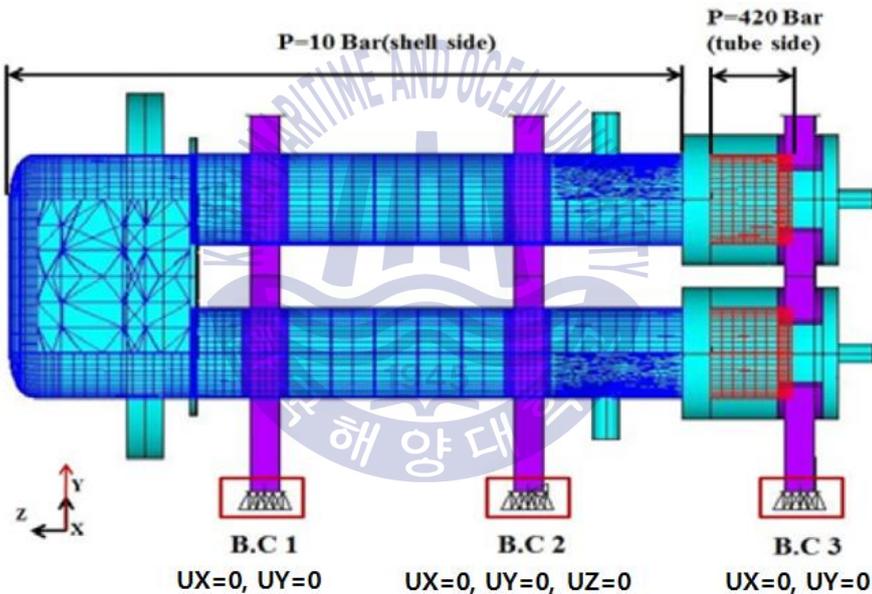


Fig. 11 Boundary and pressure condition of HP vaporizer

Table 2 Nozzle loads conditions

	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [N·m]	My [N·m]	Mz [N·m]
Inlet of vaporizer	33	33	33	254	254	254
Outlet of vaporizer	22	22	22	169	169	169

3.3 요소별 응력 한계

고압 기화기의 요소(component)별 응력 한계는 2.5절에 따라서 Table 3과 Table 4에 정리하였다.

Table 3 Normal operation condition

component	Loading Combination	Stress Classification	Stress Limit	Method of Calculation
Shell	P+ Ps	-	-	Code Calculation By Rule
U-tube				
Shell Flange				
Nozzle neck and Pad				
Channel cover	P+ Ps	Pm Pm+ Pb	S S _{PL} =1.5S	Stress Analysis by FEM
Tubesheet	P+ Ps	Pm Pm+ Pb	S S _{PL} =1.5S	
Rear Cover	P+ Ps	Pm Pm+ Pb	S S _{PL} =1.5S	
Rear Cover near Stiffener and Stiffener	P+ Ps	PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	4S	
Shell near Support /Nozzle/Flange	P+ Ps+ D+ L	PL PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	1.5S 4S	
Support	P+ Ps+ D+ L	Pm Pm+ Pb	S S _{PL} =1.5S	

[note]

P: Design Pressure, Ps: Static head, D: Dead weight, L: Nozzle load

Table 4 Hydrostatic test condition

Component	Loading Combination	Stress Classification	Allowable Limit	Method of Calculation
Channel	Test Pressure w/ Static Head	Pm	0.95 Sy	Stress Analysis by FEM
Cover		Pm+ Pb		
Shell		Pm Pm+ Pb	0.95 Sy	

3.4 해석 조건 및 해석 결과

기본 구조 해석의 하중조건으로는 설계조건에서 -165°C , 100°C 의 온도와 420 bar의 압력이 고압기화기 내부에 적용되었고 수압 시험 조건에서는 546 bar의 압력이 적용되었다. 해석 모델에 적용된 온도와 압력조건은 Table 5에 나타내었고 Table 6과 같이 사용된 STS316L의 밀도는 7750kg/m^3 이고 액체와 튜브의 무게를 고려하여 지지부를 제외한 영역의 등가밀도는 12300kg/m^3 을 적용하였다.

고압기화기에 사용된 재질은 ASTM A240-316L, A182-F316L로 2가지이며 각 재질의 허용응력 및 재료 물성치를 고려하여 적용하였다.

고압기화기는 U자 형태의 배관이 지지부(support)에 설치되어 열을 교환하는 장치이기 때문에 구속조건으로는 지지부 하단부와 바닥면을 연결하는 볼트에 완전구속을 주었다.

Table 5 Design pressure and temperature

	Tube side	Shell side	Remark
Design Pressure, Barg	420	10	
Design Temperature, °C	-165/100	100	

Table 6 Equivalent density

Component	Density (kg/m ³)
Support	7750
All component without support	12300



3.4.1 일반 작동 조건에서의 응력해석 결과

ASME Code Section VIII Division 1과 2를 이용하여 셸 부분에 요구되는 두께는 Table 7과 같이 나타내었다. 부호규약(sign convention)은 Fig. 12와 같이 나타내었으며 기기의 각 부품들에 대한 허용응력 값은 ASME 코드에 따라 Table 8과 같이 나타내었고 재료 물성치는 Table 9과 같다.[9]

Table 7 Actual thickness of components strength

Location	Actual thickness [mm]
Shell	7
Shell Flange	65
U-Tube	2.11
Channel Shell	100
Channel Cover	190

[note]

1. ASME Code Section VIII Division 1 for shell side and Division 2 for Tube side are applied respectively.
2. Stress analysis shall be done for the other parts in accordance with paragraph 4.1.5.1 of ASME Code Section VIII Division 2, which are not calculated in accordance with code rule.

RIGHT HAND RULE

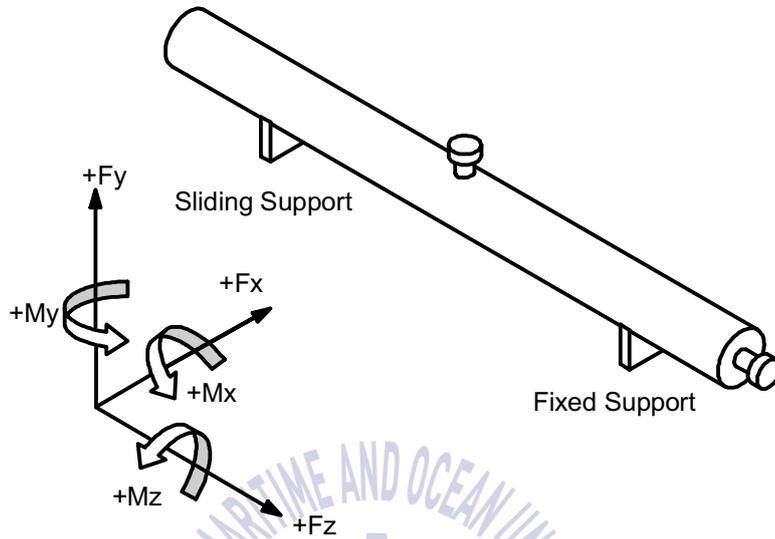


Fig. 12 Sign Convention

Table 8 Strength and allowable stress [9]

Material	Stress	Su (Ultimate strength)	Sy (Yield strength)	S (Allowable stress)
		MPa	MPa	MPa
Shell	A240-316L	485	145	115
Shell Cover	A240-316L	485	145	115
Shell Flange	A182-F316L	485	145	115
Tubesheet	A182-F316L	485	145	115
Channel cover with nozzle	A182-F316L	485	145	115
Nozzle for Shell	A182-F316L	485	145	115
Support	A240-316L	485	145	115

Table 9 Material properties

Area	Temperature	Young's modulus [GPa]	Possion's ratio
Shell side, support, Tube side outlet part	@ 100℃	189	0.3
Tube side inlet part	@ -165℃	206.7	0.3

압력 하중에 대한 고압기화기의 전체적인 응력 분포는 **Fig. 13**과 같고, 압력, 자중, 노즐 하중에 대한 전체적인 응력 분포는 **Fig. 14**와 같다. **Fig. 13, 14**의 최대 응력은 튜브시트에서 발생되었다.

앞서 언급한 식(2.9)~(2.12)의 조건을 이용한 응력평가는 **Table 10**과 같이 나타내었다. 기기의 각 종 부품에 대한 응력 분포는 **Fig. 15~39**와 같다.

Fig. 15, 16은 채널커버의 등가응력분포를 나타낸 것으로 path 기능을 사용하여 최대응력을 산출하였다. **Fig. 15**의 최대응력 104 MPa, **Fig. 16**의 최대응력은 75.6 MPa로 확인되었으며 모두 허용응력 이내의 범위로 나타났다.

Fig. 17, 18은 셸커버의 막응력과 굽힘응력까지 고려한 응력분포를 나타낸 것이다. **Fig. 17**의 최대응력은 27.4 MPa, **Fig. 18**의 최대응력은 152 MPa로 나타났으며 모두 허용응력 범위 이내로 확인되었다.

Fig. 19~21은 보강재(stiffeners) 주변의 셸커버 주응력 분포, **Fig. 22~24**는 보강재의 주응력 분포를 나타낸 것이다. 각 부품의 일차 국부 막응력과 굽힘응력을 고려한 평가는(P1+ Pb) 국부적인 파손을 확인할 때 사용되는 주응력 합을 이용하여 건전성 평가를 수행하였다.

Fig. 25는 지지부 주변 셀의 일차 막응력(P_m) 분포를 나타낸 것이고 Fig. 26~28까지는 지지부 주변 셀의 주응력 분포를 나타낸 것이다. Fig. 25의 최대응력은 30.3 MPa로 산출되었다. 일차 국부 막응력과 굽힘응력을 고려한 평가는($P_1 + P_b$) 국부적인 파손을 확인할 때 사용되는 주응력 합을 이용하여 건전성 평가를 수행하였다. 그 외 Fig. 29~32은 노즐 주변 셀, Fig. 33~36는 플랜지 주변 셀의 응력분포를 나타낸 것으로 지지부 주변 셀의 평가 방법과 동일하게 건전성 평가를 수행하였다.

Fig. 37은 노즐의 등가응력 분포를 나타낸 것으로 1차 막응력 결과는 37.3 MPa, 1차 국부 막응력에 굽힘응력을 더한 결과는 56.6 MPa로 모두 허용응력 범위 이내로 확인되었다. Fig. 38, 39는 각각 지지부의 1차 막응력 및 1차 국부 막응력에 굽힘응력을 더한 응력 분포로써 모두 허용응력 범위 이내로 확인이 되었다.



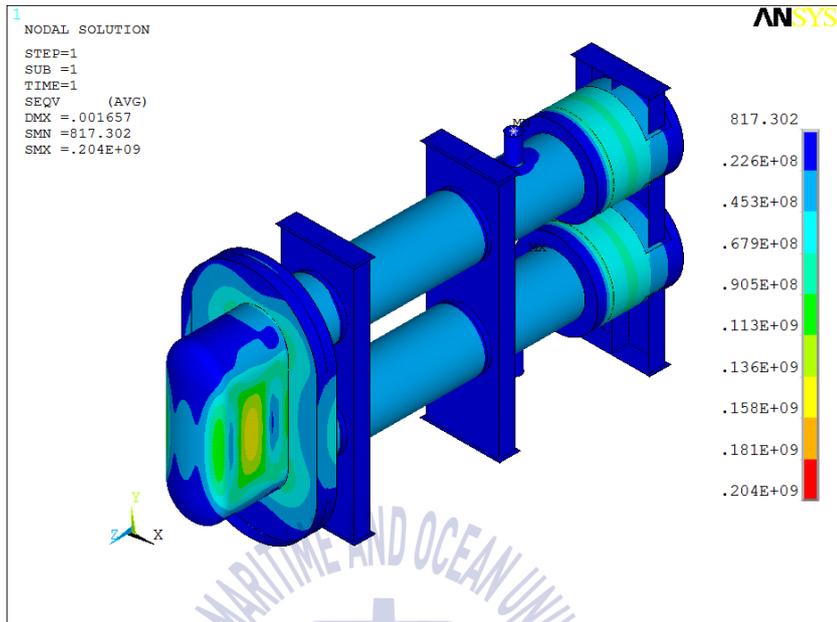


Fig. 13 Results of stress analysis (P + Ps)

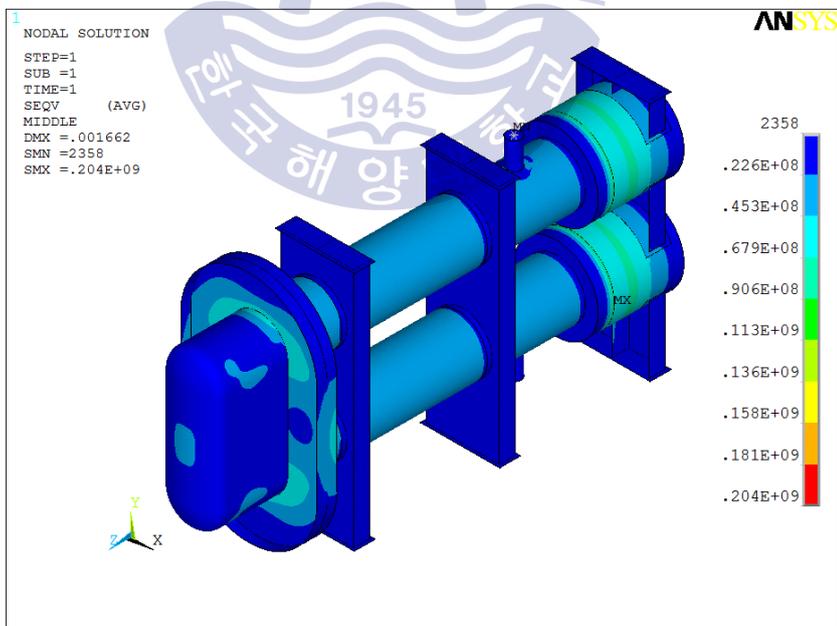


Fig. 14 Results of stress analysis (P + Ps + D + N)

Table 10 Summary of stress analysis at normal operation condition

Component	Material	Stress Classification	Equivalent Stress (MPa)	
			Calculated	Allowable Limit
Channel Cover (Path 1)	A182- F316L	Pm	47	S=115
		Pm+ Pb	104	1.5S=172.5
Tubesheet (Path 2)	A182- F316L	Pm	50.8	S=115
		Pm+ Pb	75.6	1.5S=172.5
Shell Cover	A240- 316L	Pm	27.4	S=115
		Pm+ Pb	152	1.5S=172.5
Shell Cover near stiffener	A240- 316L	PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	127+ 39.6+ 0.12 =167.12	4S=460
Shell Stiffener	A240- 316L	PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	73.4+ 21.9+ 0.05 =95.39	4S=460
Shell near Support	A240- 316L	PL	30.3	1.5S=172.5
		PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	35.1+ 29.5+ 0.04 =64.65	4S=460
Shell near Nozzle	A240- 316L	PL	38	1.5S=172.5
		PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	69.8+ 30.1+ 0.10 =100	4S=460
Shell near Flange	A240- 316L	PL	49.5	1.5S=172.5
		PL+ Pb ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)	63.0+ 39.2+ 0.06 =102.19	4S=460
Nozzle N1/N2 (Path 3)	A182- F316L	Pm	37.3	S=115
		Pm+ Pb	56.6	1.5S=172.5
Support	A240- 316L	Pm	59.6	S=115
		Pm+ Pb	59.6	1.5S=172.5

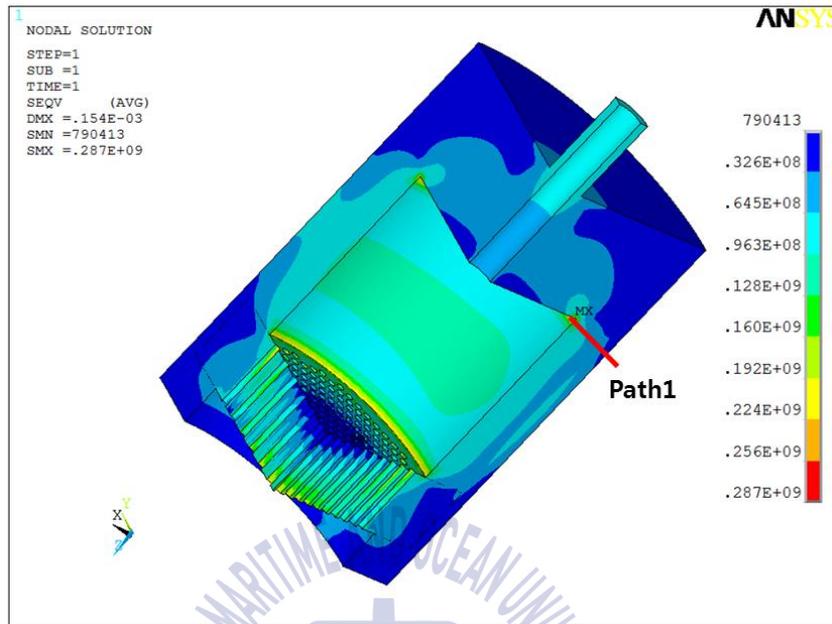


Fig. 15 Distribution of equivalent stress of channel cover

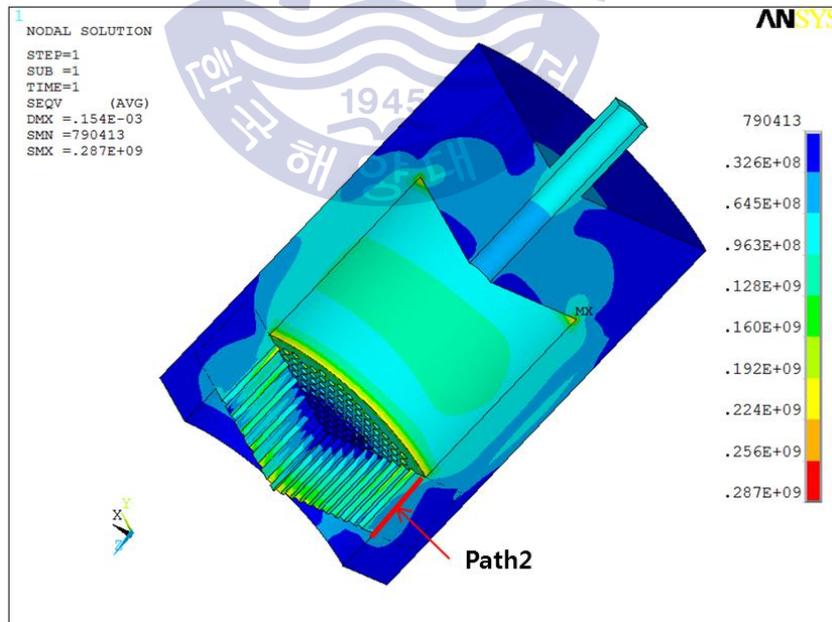


Fig. 16 Distribution equivalent stress of tubesheet

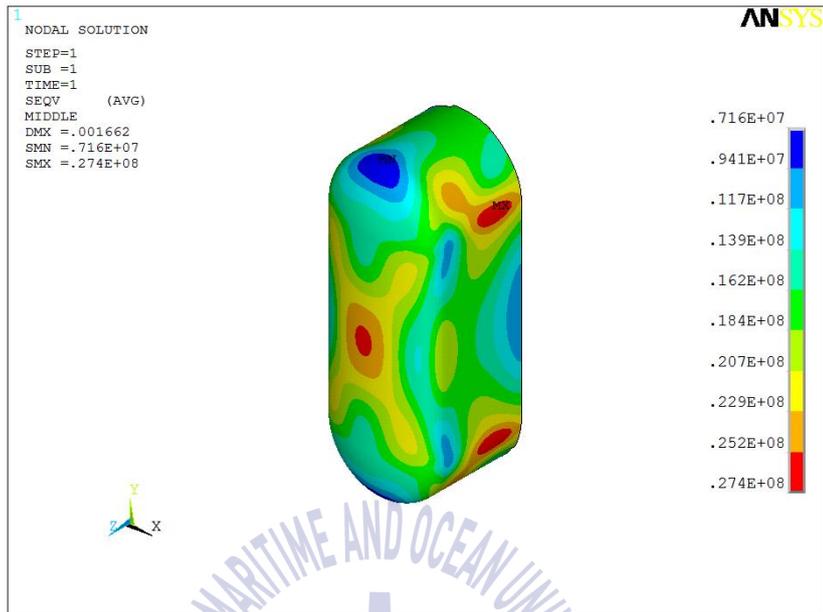


Fig. 17 Distribution of membrane equivalent stress of shell cover

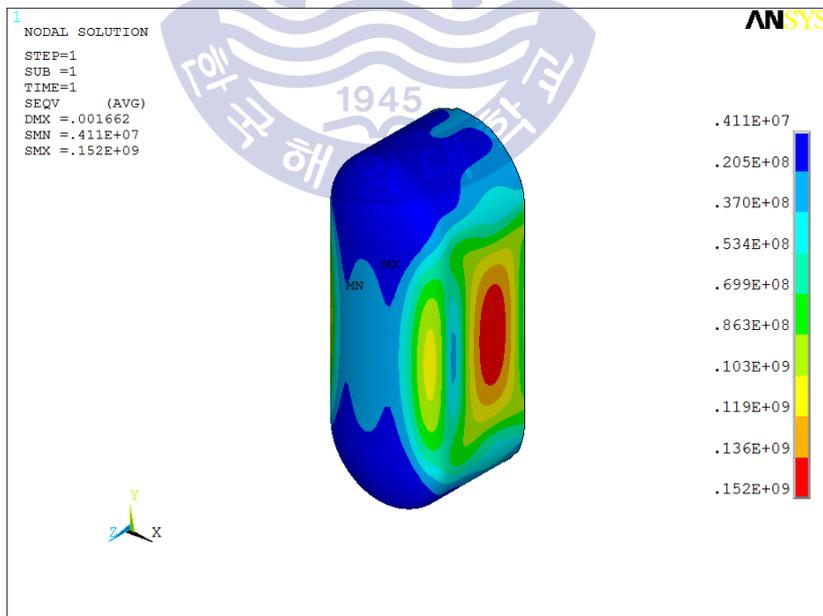


Fig. 18 Distribution of membrane and bending equivalent stress of shell cover

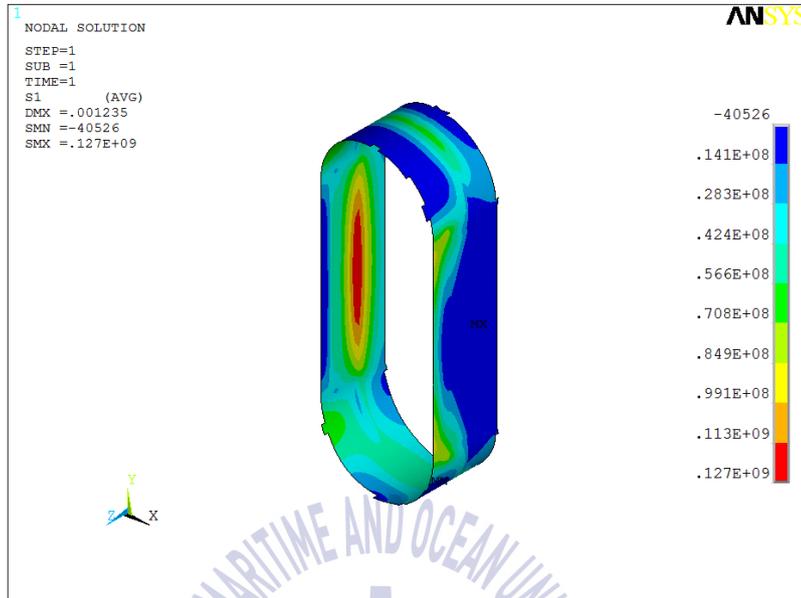


Fig. 19 1st principal stress in shell cover near stiffeners

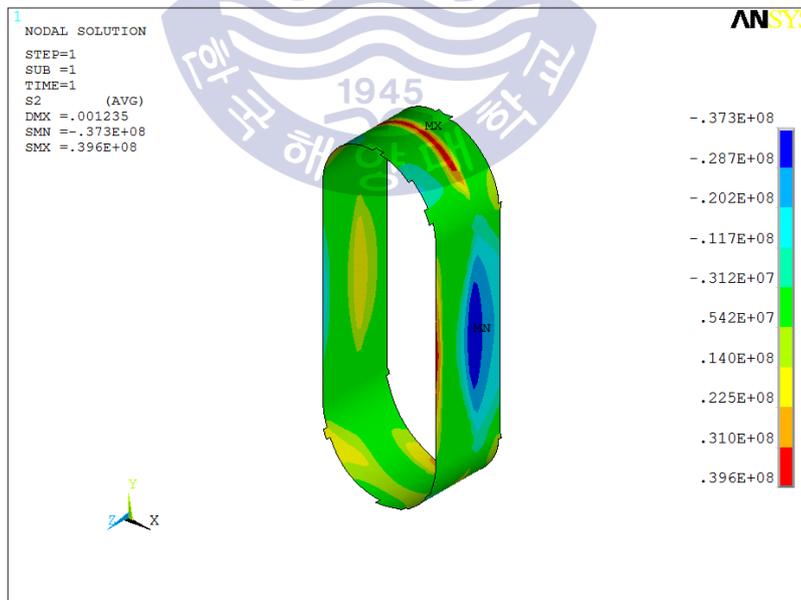


Fig. 20 2nd principal stress in shell cover near stiffeners

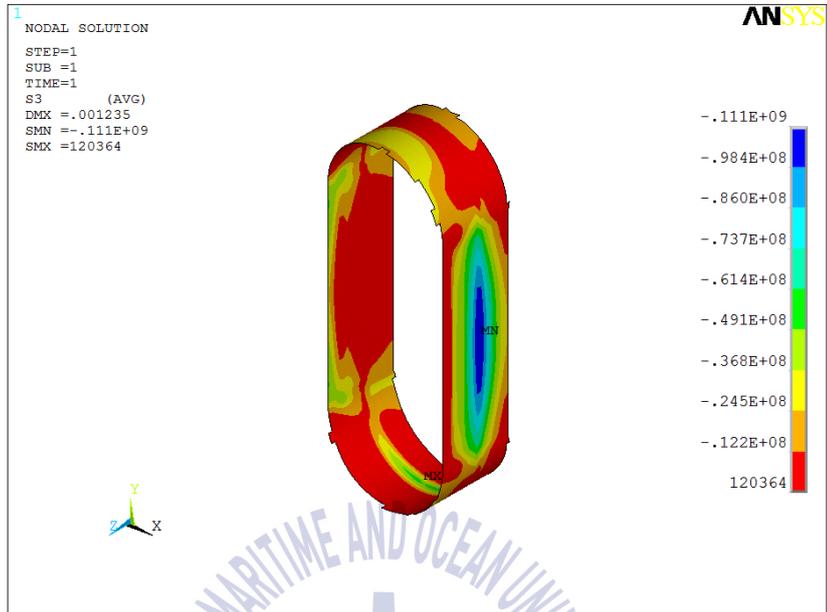


Fig. 21 3rd principal stress in shell cover near stiffeners

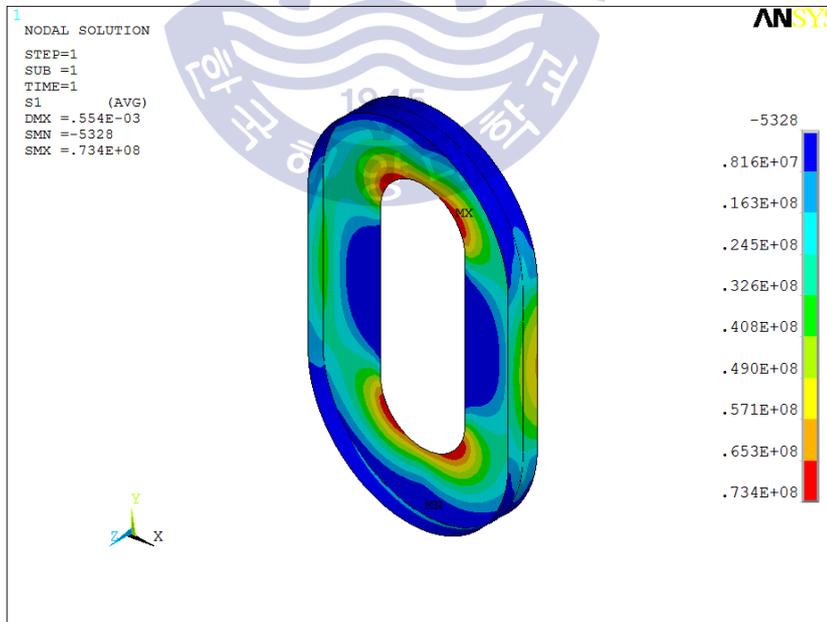


Fig. 22 1st principal stress in shell stiffeners

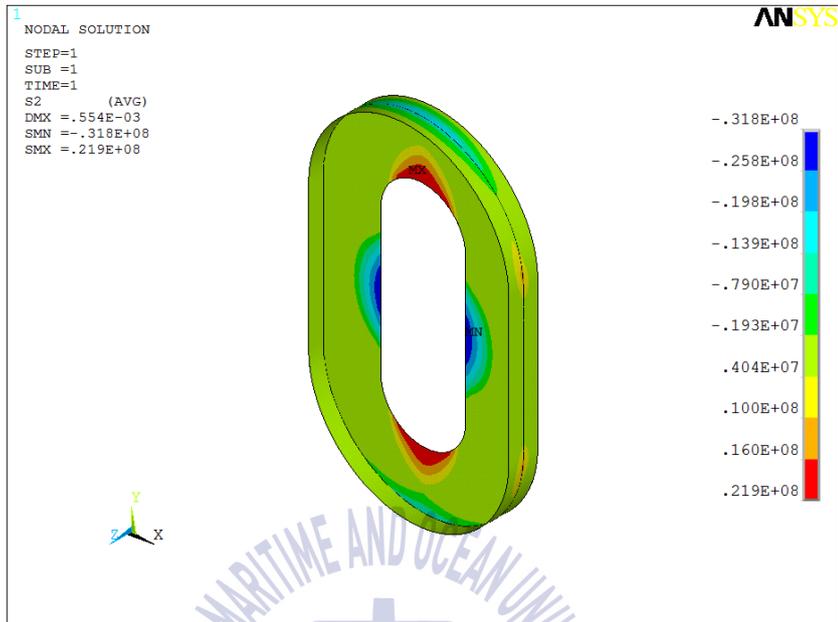


Fig. 23 2nd principal stress in shell stiffeners

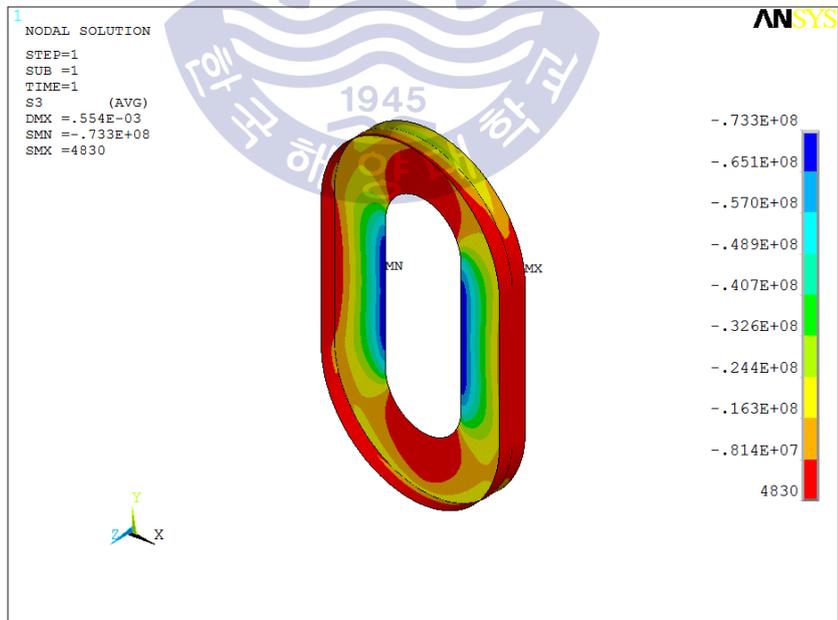


Fig. 24 3rd principal stress in shell stiffeners

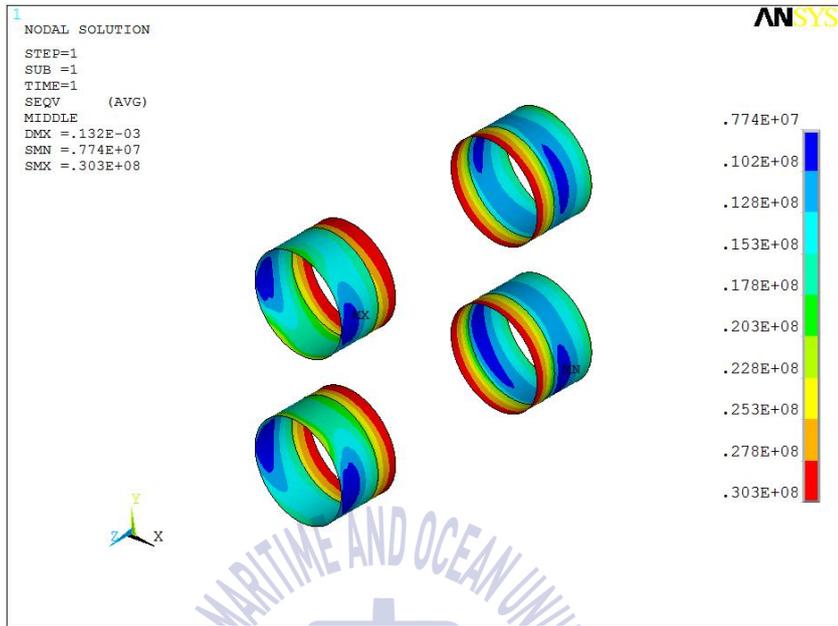


Fig. 25 Distribution of membrane equivalent stress of shell near support

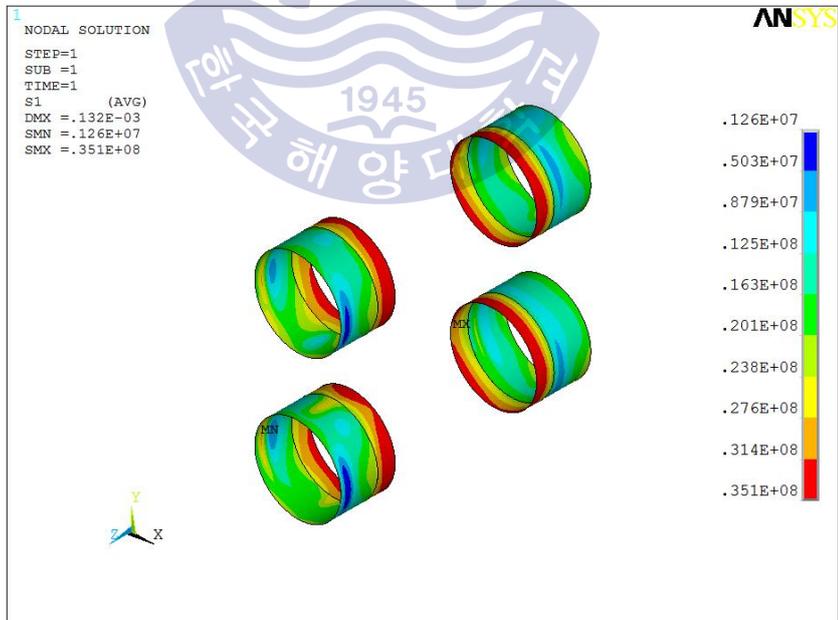


Fig. 26 1st principal stress of shell near support

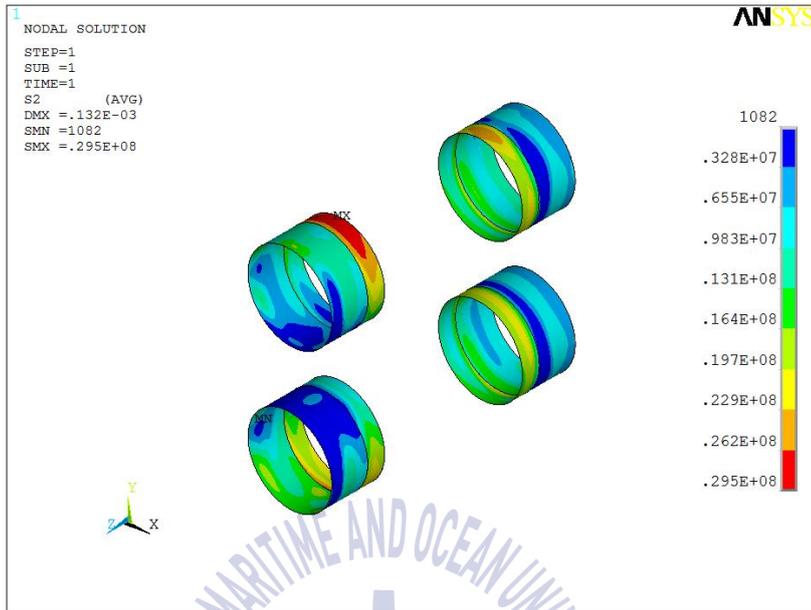


Fig. 27 2nd principal stress of shell near support

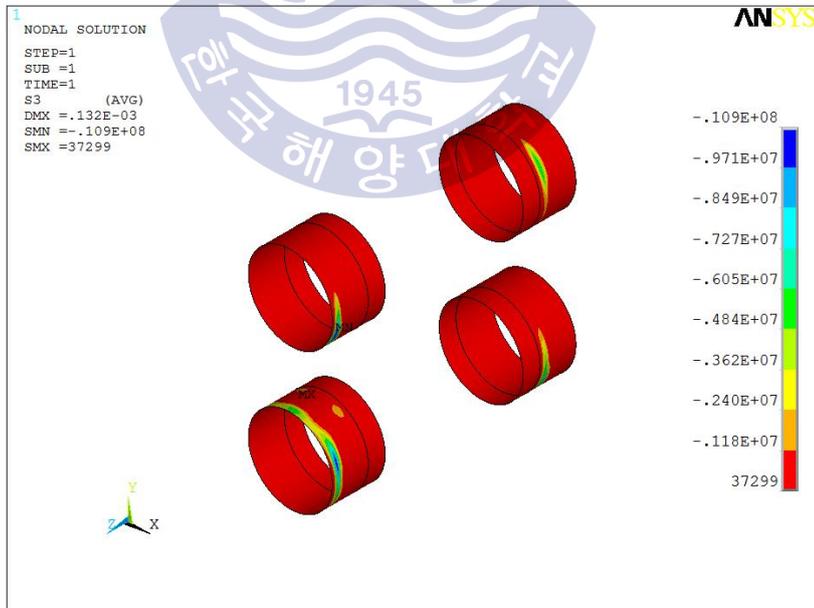


Fig. 28 3rd principal stress of shell near support

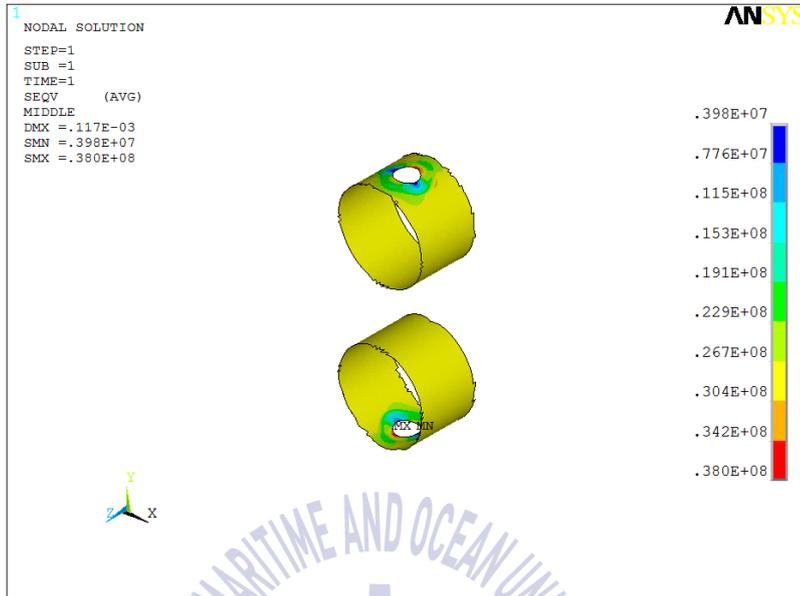


Fig. 29 Distribution of membrane equivalent stress of shell near nozzle

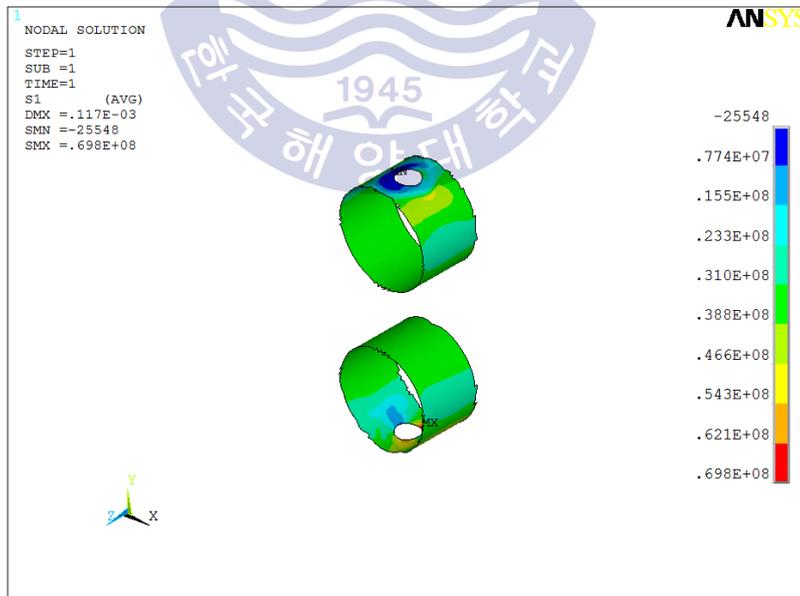


Fig. 30 1st principal stress of shell near nozzle

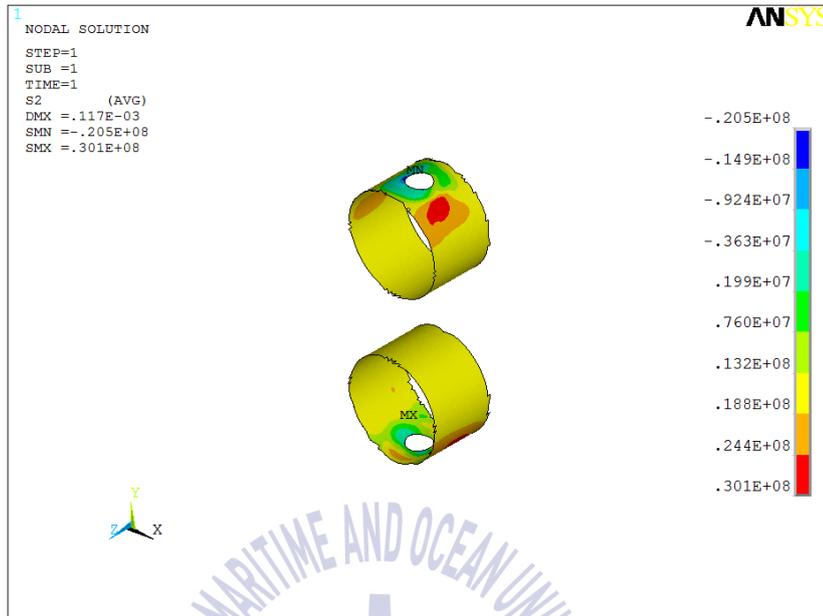


Fig. 31 2nd principal stress of shell near nozzle

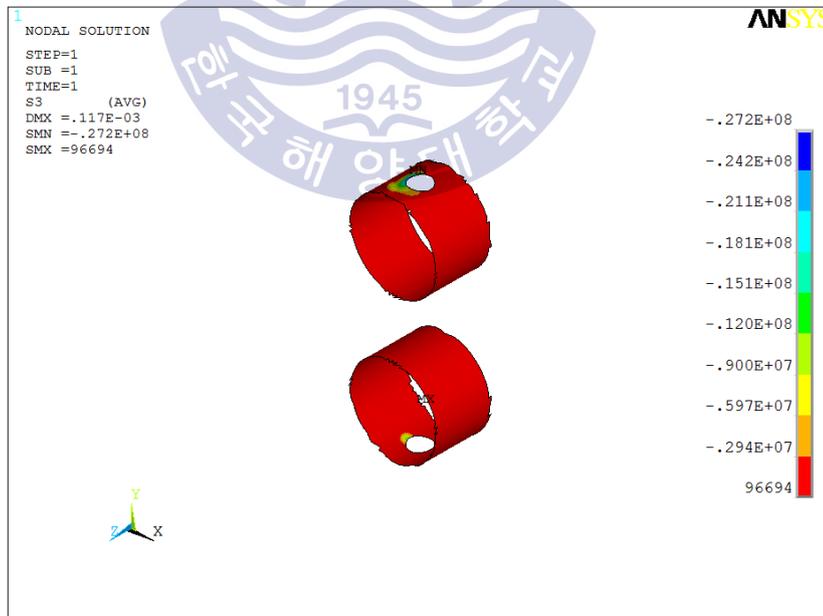


Fig. 32 3rd principal stress of shell near nozzle

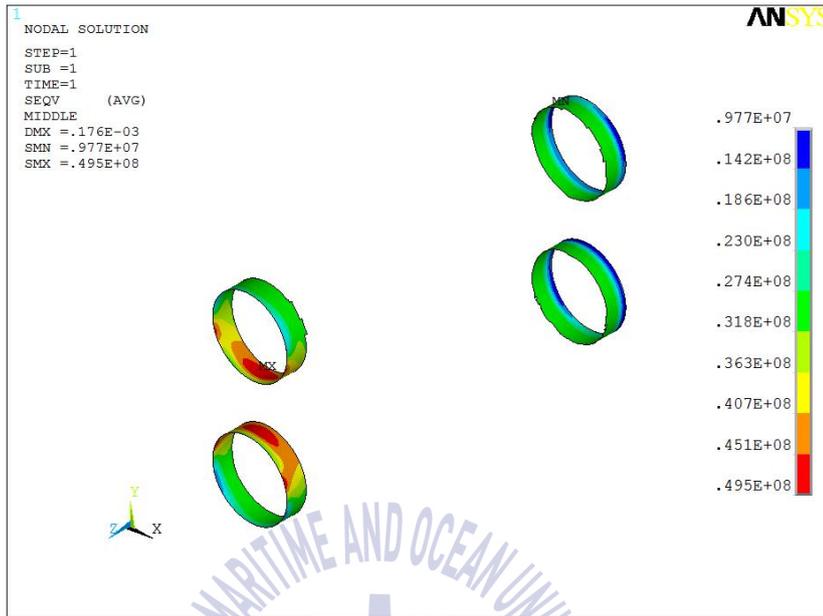


Fig. 33 Distribution of membrane equivalent stress of shell near flange

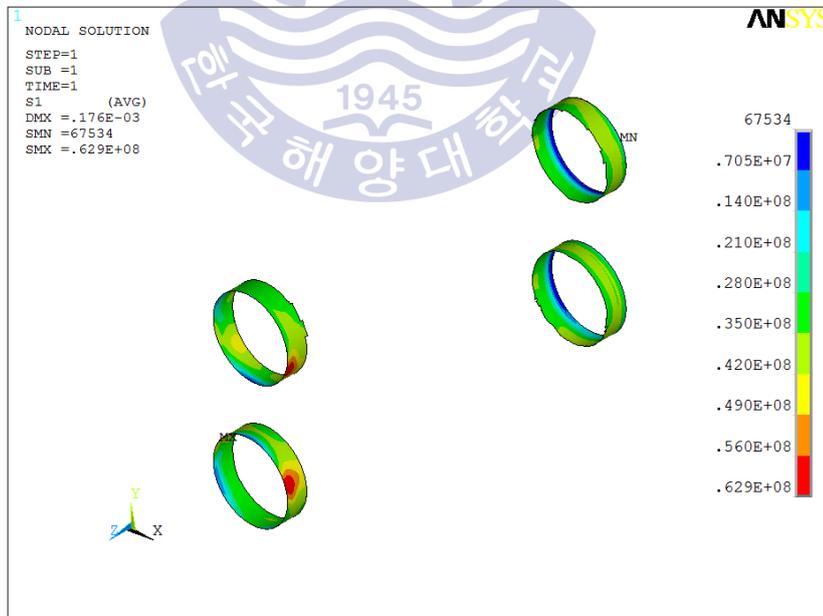


Fig. 34 1st principal stress of shell near flange

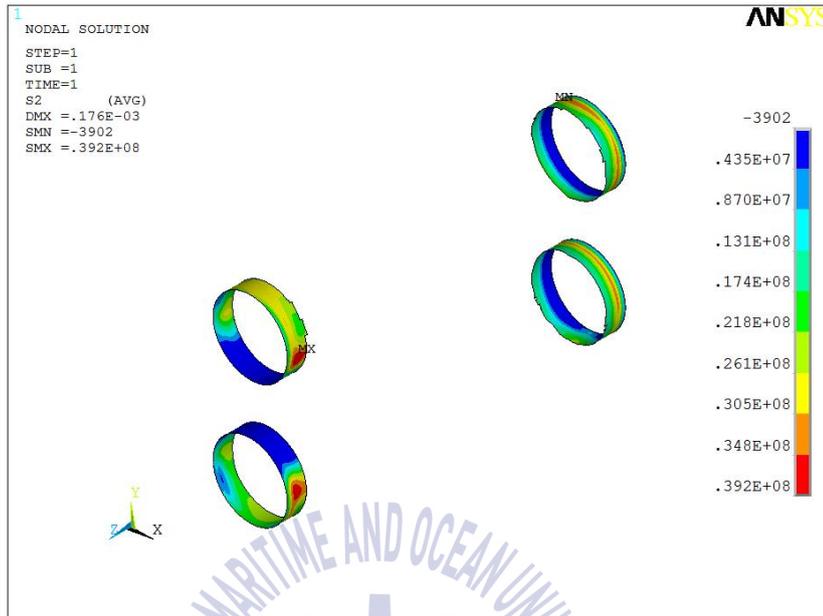


Fig. 35 2nd principal stress of shell near flange



Fig. 36 3rd principal stress of shell near flange

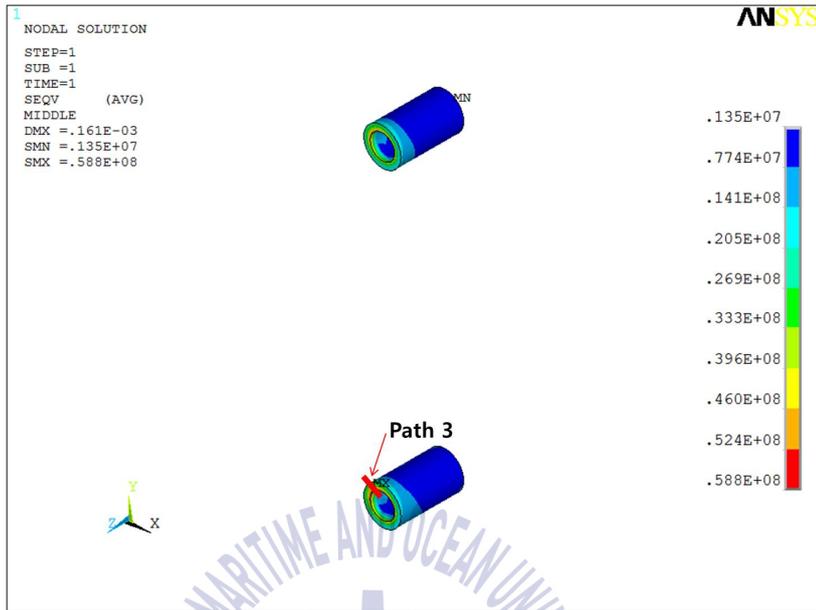


Fig. 37 Distribution of membrane equivalent stress of nozzle

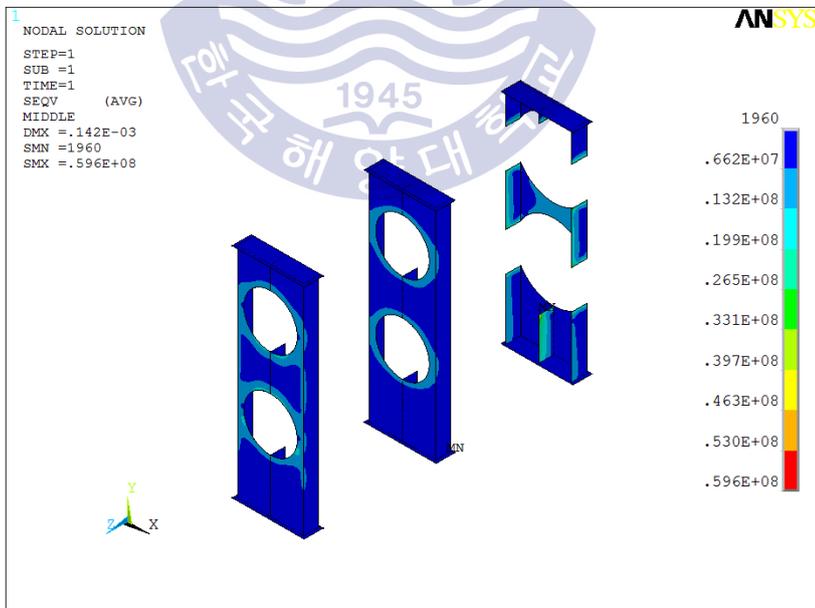


Fig. 38 Distribution of membrane equivalent stress of support

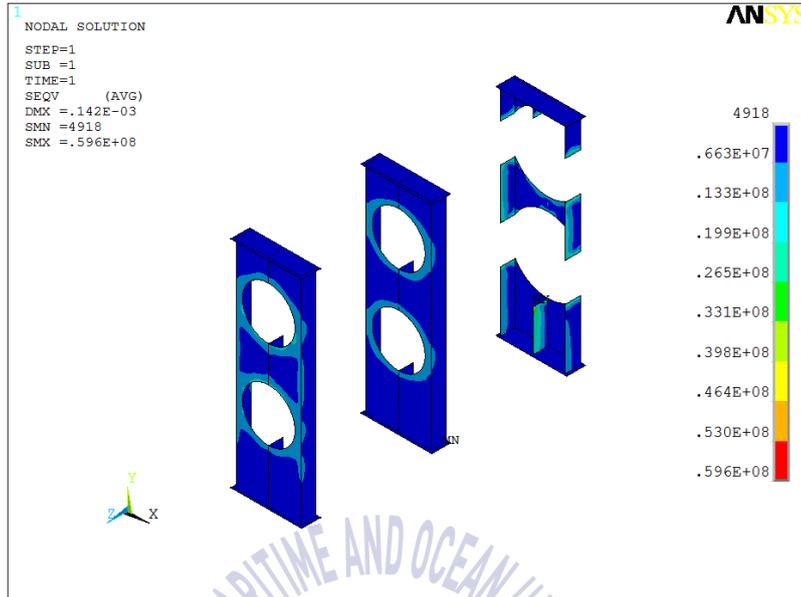
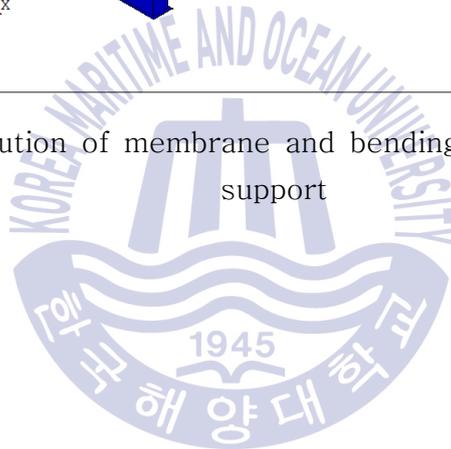


Fig. 39 Distribution of membrane and bending equivalent stress of support



3.4.2 수압 시험 조건에서의 응력해석 결과

수압 시험 조건에서의 응력평가 조건으로 식(2.13)과 (2.14)를 만족하기 위해 항복강도(S_y)를 구한다. 각 재질의 온도에 따른 항복강도를 구하여 ASME code에 명시된 허용응력 값과 비교하였다.

Fig. 40은 채널 커버의 등가 응력 분포로써 Path 기능을 이용하여 응력 결과를 산출하였다. Fig. 41, 42는 셸의 1차 막응력 및 1차 막응력에 굽힘응력을 더한 응력 분포를 나타낸 것이다. Table 11은 유한요소해석을 통해 나타난 결과를 바탕으로 식(2.13)과 (2.14)의 조건을 이용하여 건전성 평가를 수행하였고 모두 허용응력 범위 이내에 있는 것으로 확인하였다.

Table 11 Summary of stress analysis at hydrostatic test condition

Component	Material	Stress Classification	Equivalent Stress (MPa)	
			Calculated	Allowable Limit
Channel Cover Path 4	A182-F316L	Pm	61.1	109.25
		Pm+ Pb	135.2	164.45
Shell	A240-316L	Pm	64.1	109.25
		Pm+ Pb	80.8	164.45

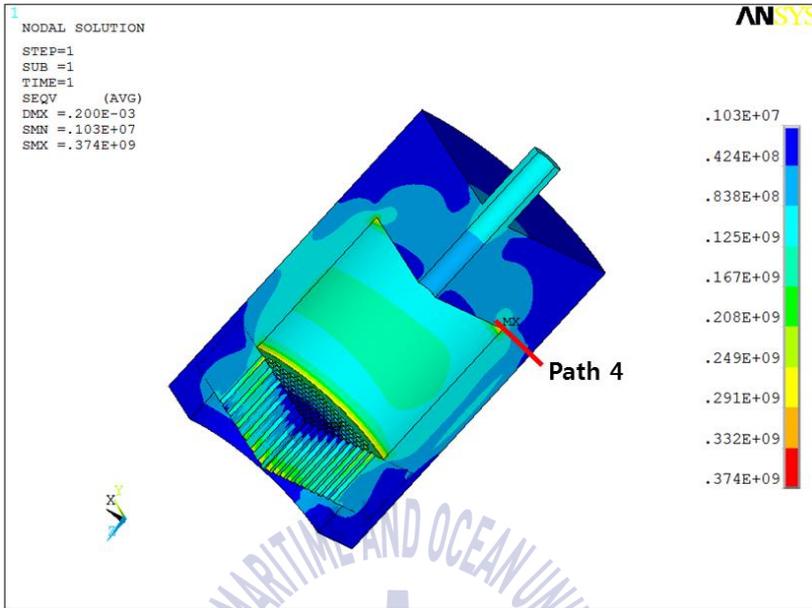


Fig. 40 Distribution equivalent stress of channel cover

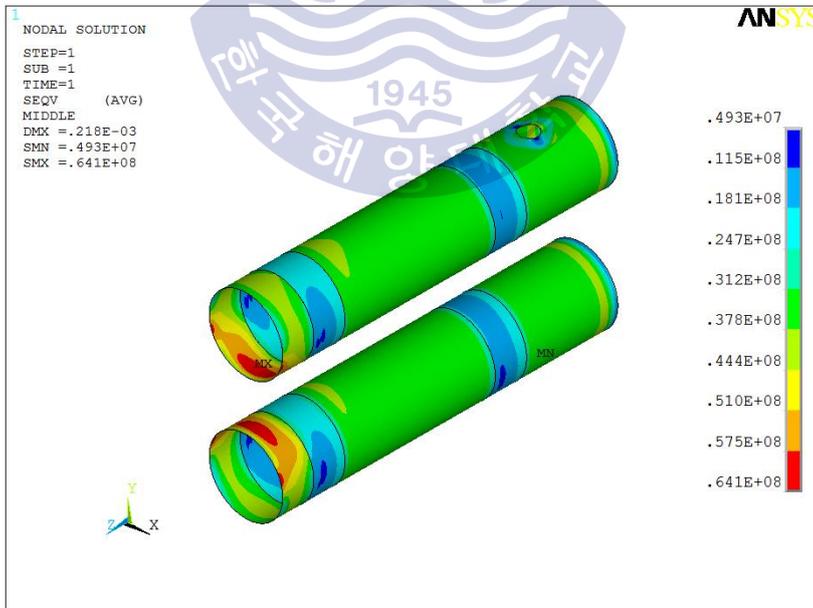


Fig. 41 Distribution of membrane equivalent stress of shell

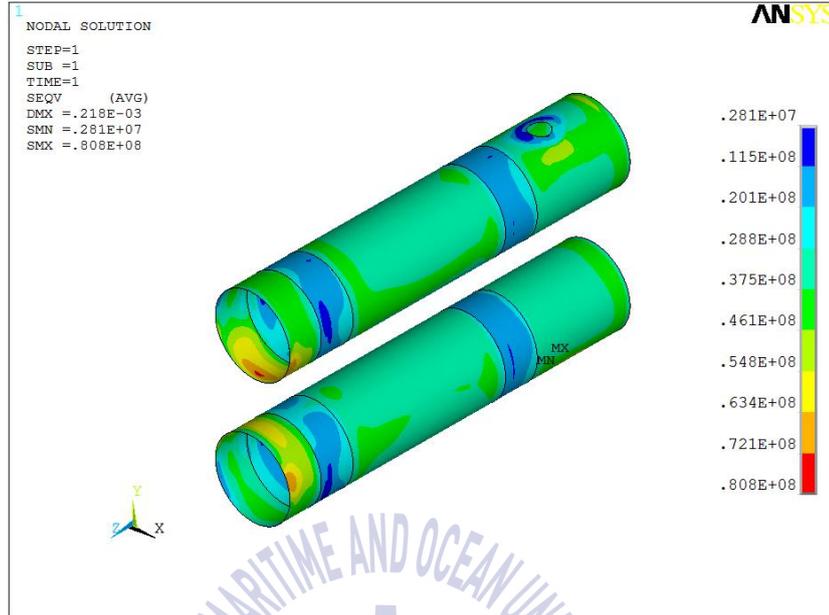
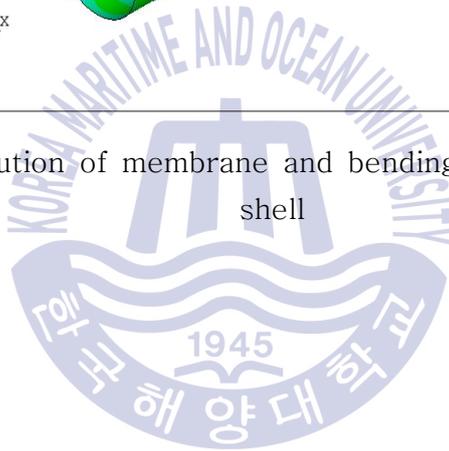


Fig. 42 Distribution of membrane and bending equivalent stress of shell



3.5 지지부의 반력 계산

3.5절에서는 볼트의 건전성 여부를 확인하기 위해 반력을 확인하고 ASME 코드에 따라 평가를 수행하였다.

Fig. 43은 볼트의 위치를 나타낸 것이고, Table 12는 각 볼트의 반력 결과를 나타낸 것이다. 볼트 반력은 가혹한 조건으로 평가하기 위해 점에 경계조건을 부여하고 반력을 산출하였다. 볼트 1, 2, 5, 6은 열응력을 최소화하기 위해 Z방향을 제외한 X, Y방향에 구속을 적용하였고, 볼트 3, 4는 X, Y, Z방향에 구속을 적용하여 각 방향에 따른 볼트 반력을 산출하였다. 식(3.1), (3.2)는 ASME 코드에서 제시한 평가 방법으로, 이를 이용하여 볼트의 건전성 확인 및 볼트 사이즈 선정에 활용할 수 있다.

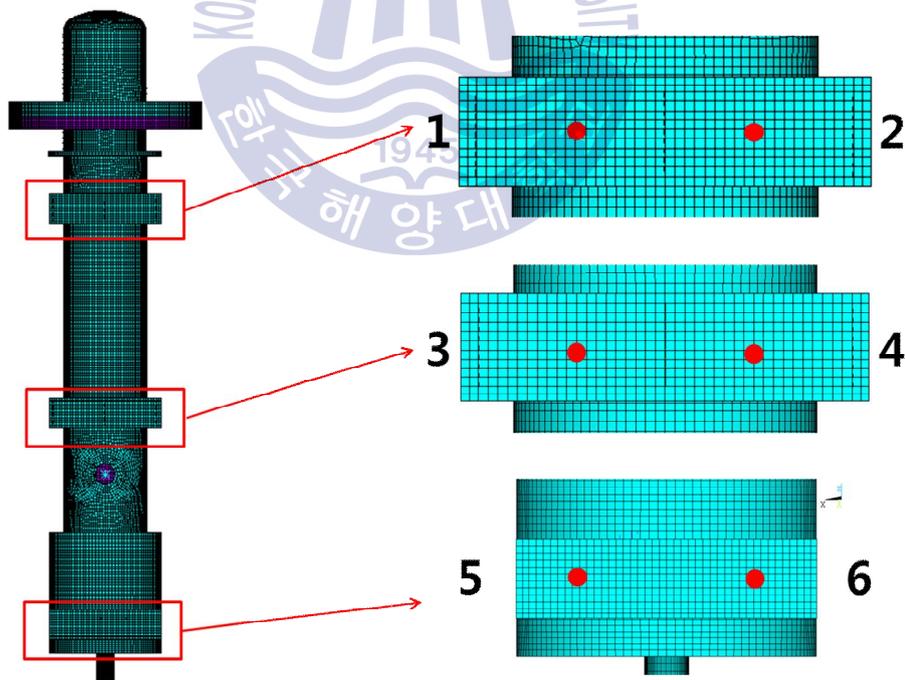


Fig. 43 Location of each setting bolt

Table 12 Reaction force from ANSYS model(Unit : N)

Static Load Reaction Force			
Bolt ID	Rx	Ry	Rz
1	113.6	9259	
2	113.6	9259	
3	32.4	5037	0.587
4	32.5	5037	0.587
5	238.8	15209	
6	238.8	15209	

Piping Load Reaction Force			
Bolt ID	Rx	Ry	Rz
1	143.7	67.5	
2	145.2	67.5	
3	215.9	344.9	118.1
4	212.8	344.9	24.9
5	278.9	483.8	
6	295.8	483.8	

Total Reaction Force			
Bolt ID	Rx	Ry	Rz
1	257.3	9326.5	
2	258.8	9326.5	
3	248.3	5381.9	118.6
4	245.3	5381.9	25.5
5	517.7	15692.8	
6	534.6	15692.8	

[note]

1. Static load means dead load.
2. Ry means compressive loads in Setting bolt.
3. This loads may be used to select the size of setting bolt for reference.

볼트의 평가는 ASME의 MNF 3324.6에서 확인이 가능하고, 인장응력(Ftb), 전단응력(Fvb)을 계산하여 각각 평가를 수행한다.

$$F_{tb} = Su/2 \tag{3.1}$$

$$F_{vb} = 0.62Su/3 \tag{3.2}$$

4. 결론

LNG 연료 추진선의 국내 조선소 건조 능력은 향상되고 있지만 국내 기자재의 기술 개발과 발전은 아직 미흡한 상태다. LNG 연료 추진선과 같은 특수선은 시스템의 작동온도와 위험물 취급 등의 문제로 보수적인 기술을 선호하는 경향이 크고 성능이 검증된 해외 수입품에 대한 선주사의 의존도가 아직까지는 강하다. 따라서 국내 기자재 업체에서 기술개발이 절실하며 개발된 제품은 까다로운 설계 검토와 ANSYS와 같은 프로그램을 통해 설계 검증이 이루어져야 한다. 또한 추후 성능실험을 통해 구조적으로 안전한 제품이 출시되어야 하므로 구조해석 결과 검토는 무엇보다 중요하다고 할 수 있다. 본 논문에서는 국내 첫 개발품인 고압기화기의 구조해석을 위해 ASME Code 이론식과 유한요소법을 사용하여 일반 작동 환경 및 수압 시험 조건에서의 온도와 압력에 의한 구조해석을 수행하여 구조물의 구조적 건전성을 평가하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 온도 및 압력의 기계적 하중 조건을 입력하여 고압기화기의 부품별 구조 안정성을 확인하기 위해 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Div.1 & 2, 2013 Edition의 개정된 강도이론을 기반으로 하여 응력평가 절차를 수행하였고 구조해석에 관한 해석방법을 제시하였다.

2. 일반 작동 조건에서 고압기화기의 각 부품 응력 결과는 ASME Section VIII Division 2에 제시된 허용 응력 범위 이내에 있으므로 구조적 건전성을 유지하고 있다.

3. 수압 시험 조건에서 고려되는 고압기화기의 부품 응력 결과 또한 ASME Section VIII Division 2에 제시된 허용 응력 범위 이내에 있으므로 구조적 건전성을 유지하고 있다.

4. 고압기화기의 구조해석에 필요한 구조 모델링과 유한요소해석은 상용코드인 ANSYS를 활용함으로써 해석의 과정과 해석결과를 이용한 상세 설계과정을 표준화하여 설계 프로젝트에 활용할 수 있다.



참고문헌

- [1] 배찬효, 김창수, 박승하, 홍성희 “선박용 고압 LNG 기화기 개발”, 한국마린엔지니어링학회 학술대회 논문집, 2010.4, pp. 243-247
- [2] 이은명 “세계 주요항구별 병커링 용 LNG 가격 추정 및 시사점”, 에너지경제연구원, 2013, pp. 72-87
- [3] 황태규, “선박에너지효율등급 도입에 따른 친환경-고효율 조선 요소부품 경쟁력 제고 전략”, 부품소재혁신연구회, 2012
- [4] 김종현, 천강우 ”LNG 연료 추진선과 병커링 기술 동향”, 한국산업기술평가관리원, 2014, pp.31-39
- [5] 홍성희 “LNG선의 Cargo Handling System 계통 열교환기”, 한국마린엔지니어링학회지 제33권 제6호, 2009.9, pp. 812-821
- [6] 조종래, 권정현, 김창수, 배찬효, 김현준 “선박용 복합 LNG 기화기에 대한 구조 건전성평가” 한국마린엔지니어링학회 학술대회 논문집, 2010.4, pp. 303-304
- [7] 박형순 “ 대우조선해양 최동규 에너지 시스템 연구팀장 인터뷰”, 기계저널, Vol.55, 2015, pp. 18-22
- [8] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1 2013 Edition
- [9] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2 2013 Edition