



공학석사 학위논문

소형 원자로용 고온 고압 판형열교환기 전열판의 구조건전성에 관한 연구

Structural Integrity Analysis of Heat Plate in Plate and Shell Heat Exchanger used in Small Modular Reactor



한국해양대학교 대학원

기계공학과 노 현 석

본 논문을 노현석의 공학석사 학위논문으로 인준함.





한국해양대학교 대학원



목	차
---	---

Abstract	iv
Nomenclature	vi
List of Tables	vii
List of Figures	viii
1. 서론 ·····	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 내용 및 목적	3
	0
2. 열교환기 선열판 구조문적 및 응덕평가 기준 ~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	6
2.1 소형원자로의 잔열제거 열교환기	6
2.2 열교환기 구조특성	8
2.3 전열판 형상 모델링	16
2.4 재료선정	18
2.5 평가기준	20
2.5.1 일차응력	20
2.5.2 이차응력	21
2.5.3 피크응력	21
2.5.4 탄성영역평가	22
2.5.5 탄소성영역평가	24
3. 전열판에 대한 유한요소모델링과 응력해석	26
3.1 솔리드 2-레이어 1/4 탄성 모델	26
3.1.1 해석모델 선정	26
3.1.2 유한요소모델	27
3.1.3 경계조건	29
3.1.4 해석결과	32



3.2 쉘 2-레이어 1/4 탄성 모델	37
3.2.1 해석모델 및 유한요소모델	37
3.2.2 경계조건 및 해석결과	42
3.3 쉘 4-레이어 1/4 탄성 모델	46
3.3.1 해석모델 선정	46
3.3.2 유한요소모델	46
3.3.3 경계조건	52
3.3.4 해석결과	56
3.4 쉘 4-레이어 1/4 탄소성 모델	60
3.4.1 해석모델 및 유한요소모델	60
3.4.2 해석결과	60
3.5 쉘 4-레이어 전체 탄성 모델	66
3.5.1 해석모델 및 유한요소모델	66
3.5.2 경계조건 및 해석결과	70
4. 결론 ~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	75
HAN TON	
참고문헌	76



Structural Integrity Analysis of Heat Plate in Plate and Shell Heat Exchanger used in Small Modular Reactor

Noh, Hyun Seok

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

several countries have been pioneering the development and application of ocean nuclear power plants utilizing the innovative features of Small Modular Reactors. A shell-and-tube heat exchanger has been used as a passive residual heat removal system in a small modular reactor, which functions to reach and maintain the reactor coolant system in a safe shutdown state. However, shell-and-tube heat exchanger require larger space for heat transfer area. Therefore, it is necessary to investigate the applicability of a welded type plate heat exchanger which is excellent in thermal efficiency and can be used at high temperature and high pressure. In this study, We investigated the environment in which the heat exchanger was used and materials that could withstand corrosive characteristic and high temperature and high pressure conditions.



Stuctural integrity of the heat transfer plate through finite element analysis is performed. Because it is very important to select finite element modeling and boundary conditions due to the complicated structure characteristics of the heat transfer plate, the feasibility of the shell element was confirmed by comparing the 2-layer solid element and the shell element of the heat transfer plate. In order to verify the effect of contact boundary conditions, 2-layer and 4-layer models were compared and compared with the full model to verify the validity of the 1/4 model. In addition, because of local yielding, elastic – plastic analysis was performed and the most suitable analytical modeling method was selected. The method of evaluating the analysis results was evaluated according to ASME Section VIII Division 2 and the analytical model was structurally safe for the given environmental conditions of the SMR.

KEY WORDS: Structural integrity 구조건전성; small modular reactor 소형 모 듈 원자로; welded type plate heat exchanger 용접형 판형열교환기; heat transfer plate 전열판, high temperature and pressure 고온, 고압;



Nomenclature

ΔT	: 온도차 (temperature difference)
$\overline{\sigma}$: 등가응력 (equivalent stress)
$\sigma_1,\sigma_2,\sigma_3$: 주응력 (principal stress)
P_m	: 일차막응력 (general primary membrane stress)
P_L	: 국부일차 막응력 (local primary membrane stress)
P_b	: 일차굽힘응력 (primary bending stress)
Q	: 이차응력 (secondary stress)
Sps	: 허용한계 (allowable limit)
S_a	: 교번응력 (alternating stress)
S	: 허용응력 (allowable stress)
S_y	: 항복응력 (minimum specified yield stress)
\mathcal{E}_L	: 허용 3축변형률 (Limiting triaxial strain)
\mathcal{E}_{Lu}	: 1축변형률 한계 (limiting uniaxial strain)
$arepsilon_{peq}$: 총 등가 소성 변형률 (equivalent plastic strain)
\mathcal{E}_{cf}	: 냉간가공 변형률 (cold forming strain)
α_{sl}	: 다축변형률 재료상수(material factor for multiaxial strian)

List of Tables



List of Figures

Fig.	1.1 Construction and operation of plate and block heat exchange	r
••••		5
Fig.	1.2 Construction and operation of plate and shell heat exchanger	
••••		5
Fig.	2.1 SMR concept design	7
Fig.	2.2 Geometry of heat plate in plate and shell heat exchanger	
••••		7
Fig.	2.3 Geometry of real heat plate pack	10
Fig.	2.4 Exploded View of Heat plate pack	10
Fig.	2.5 Geometry of welding region between end plate and plate pack	<u> </u>
••••		11
Fig.	2.6 Geometry of welding region between nozzle and end plate $\cdot\cdot$	11
Fig.	2.7 Flow director parts	12
Fig.	2.8 Photo of real flow director parts	12
Fig.	2.9 Modeling of flow director parts	13
Fig.	2.10 Welding methods	14
Fig.	2.11 Geometry of real laser edge weld	14
Fig.	2.12 Modeling of heat plate by NX sheet metal	14
Fig.	2.13 Modeling of port hole welded plate set	15
Fig.	2.14 Modeling of outer line welded plate set	15
Fig.	2.15 Photo of real heat plate	16
Fig.	2.16 Geometry of heat plate	17
Fig.	2.17 Variable of geometry for groove	17
Fig.	2.18 Section geometry of heat plate	17

Fig. 2.19 Primary water stress corrosion cracking in steam generator	
	19
Fig. 2.20 Irradiation assisted stress corrosion cracking	19
Fig. 2.21 Stress categories and limits of equivalent stress	22
Fig. 2.22 Criteria for establishing allowable stress value for VIII-2 \cdots	24
Fig. 2.23 Uniaxial strain limit for use in multiaxial strain limit criterion	
	25
Fig. 3.1 Modeling of heat plate by NX sheet metal	26
Fig. 3.2 Iso view geometry of heat plate in solid 2-layer quarter mode	1
	28
Fig. 3.3 Side view geometry of heat plate in solid 2-layer quarter mod	el
	28
Fig. 3.4 Tetrahedral structural solid element in Ansys	29
Fig. 3.5 Iso view of element mesh in solid 2-layer quarter model	30
Fig. 3.6 Side view element mesh in solid 2-layer quarter model	30
Fig. 3.7 Boundary condition of heat plate in solid 2-layer quarter mode	2]
1945	31
Fig. 3.8 Applied pressure load on heat plate in solid 2-layer quar	ter
model ·····	31
Fig. 3.9 Von-Mises stress distribution in solid 2-layer quarter model	
	33
Fig. 3.10 Von-Mises stress distribution under yield stress in solid 2-lay	er
quarter model	34
Fig. 3.11 Position of three points and stress distribution in solid 2-lay	yer
quart er model	34
Fig. 3.12 Direction of path	35
Fig. 3.13 Stress value along path P1	35
Fig. 3.14 Stress value along path P2	36

Fig. 3.15 Stress value along path P3 ······ 36 Fig. 3.17 Side view of heat plate in shell 2-layer quarter model 38 Fig. 3.19 Iso view of element mesh(eshape-off) in shell 2-layer quarter Fig. 3.20 Side view element mesh(eshape-off) in shell 2-layer quarter model ------ 40 Fig. 3.21 Iso view of element mesh(eshape-on) in shell 2-layer quarter Fig. 3.22 Side view of element mesh(eshape-on) in shell 2-layer quarter model 41 Fig. 3.23 Applied pressure on heat plate in shell 2-layer quarter model 42 Fig. 3.24 Von-Mises stress distribution in shell 2-layer quarter model Fig. 3.25 Von-Mises Stress distribution under yield stress in shell 2-layer quarter model 44 Fig. 3.26 Position of three point and stress distribution in shell 2-layer quarter model 45 Fig. 3.27 Iso view geometry of heat plate in shell 4-layer quarter model 48 Fig. 3.28 Side view geometry of heat plate in shell 4-layer quarter model ------ 48 Fig. 3.31 Iso view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer quarter model ------ 50

Fig. 3.32 Side view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer quarter
model
Fig. 3.33 Iso view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer quarter
model
Fig. 3.34 Side view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer quarter
model
Fig. 3.35 Target element in Ansys 53
Fig. 3.36 Contact element in Ansys
Fig. 3.37 Boundary condition of heat plate in shell 4-layer quarter model
54
Fig. 3.38 Applied pressure on heat plate in shell 4-layer quarter model
54
Fig. 3.39 Contact boundary condition in shell 4-layer quarter model
Fig. 3.40 Von-Mises stress distribution in shell 4-layer quarter model
58
Fig. 3.41 Von-Mises stress distribution under yield stress in shell 4-layer
quarter model
Fig. 3.42 Position of three points and stress distribution in shell 4-layer
quarter model
Fig. 3.43 Multilinear Stress-Strain curve
Fig. 3.44 Von-Mises stress distribution in shell 4-layer quarter model
Fig 3.45 Von-Mises stress distribution limit yield stress in shell 4-lover
Fig. 3.43 Volt Wilses stress distribution minit yield stress in shen 4 layer
quarter model
rig. 3.45voir mises stress distribution mint yield stress in shell 4 layerquarter model64Fig. 3.46Position of three points and stress distribution in shell 4-layer

Fig. 3.47 Iso view geometry of heat plate in shell 4-layer full model

Fig. 3.48 Side view geometry of heat plate in shell 4-layer full model Fig. 3.49 Iso view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer full model ······· 68 Fig. 3.50 Side view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer full model ------ 68 Fig. 3.51 Iso view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer full Fig. 3.52 Side view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer full model 69 Fig. 3.53 Boundary condition of heat plate in shell 4-layer full model 71 Fig. 3.54 Applied pressure on heat plate in shell 4-layer full model 71 Fig. 3.55 Contact boundary condition in shell 4-layer full model 72 Fig. 3.56 Von-Mises Stress distribution in shell 4-layer full model 73 Fig. 3.57 Von-Mises Stress distribution limit yield stress in shell 4-layer Fig. 3.58 Position of three points and stress distribution in shell 4-layer

제1장서론

1.1 연구 배경

후쿠시마 원자력 재난의 발생은 사회에 원자력 발전소의 위험에 대해 다시 경고했다[1]. 원자력 발전소는 잠재적으로 파괴적인 결과를 가져올지라도 모든 에너지 원 중에서 가장 저렴한 가용 에너지 원 중 하나이기 때문에 현재 에너 지 포트폴리오에서 완전히 제거 할 수 없는 것이 현실이다[2]. 따라서 핵연료를 사용하는 것을 멈추기보다 원자력을 지속적이고 안전하게 사용하기 위해서는 원자력 발전소의 안전 특성을 향상시키는 것이 더 낫고 그것에 대한 해결책중 하나가 기존 원자력 발전소를 육지에서 해양으로 이동시키는 것이다. 일반적으 로 이 유형의 원자력 발전소는 해양 원자력 발전소(ocean nuclear power plant) 라고 불리며 이것은 개발의 첫 단계에서 공간을 할당하거나 새로운 토지를 얻 거나 하는 등 부정적인 대중 피드백을 받지 않기 때문에 장점이 있다[3].

이런 해양 원자력 발전의 적합한 원자로로 모듈 형으로 만들어져 조립/분해 가 쉽고 대량생산이 가능하며 부지특성 제한성들을 과감히 벗어날 수 있는 특 성의 소형모듈원자로(SMR, Small Modular Reactor)를 선정하여 해양 원자력 발 전소에 적용하고 개발하고 있는 중이다[4-7]. 하지만 기존의 SMR에 사용된 열 교환기는 전통적인 쉘 앤 튜브 열교환기가 사용되어 왔고 해상에서 사용되는 원자로의 특성상 공간의 제약성이 크기 때문에 열교환기의 소형화를 요구하게 되었다[8]. 기존에 사용된 쉘 앤 튜브 열교환기는 열효율이 좋지 않아 부피가 크며 무게가 많이 나가고 난류 형성을 위해 형성된 튜브 내 그루브에 의해 오 염이 잘된다는 단점이 있다. 이러한 문제를 극복하는 방법은 강화된 열전달 기 술로 열교환기의 성능을 향상 시키고 오염이 잘 되지 않도록 하는 방법이 요구 된다. 그에 대한 대책으로 판형 열교환기가 사용된다. 판형 열교환기의 장점은 많은 응용 분야에서 개스킷 타입의 플레이트 앤 프레임 열교환기에 의해 입증 되어 왔으며 1930년에 처음 도입된 이후로 지난 수십 년 동안 점차적으로 설치 및 디자인이 개선되었다[9].



- 1 -

이러한 판형 열교환기의 열전달 계수는 비슷한 유체 조건에서 쉘 앤 튜브 열 교환기의 열전달 계수보다 상당히 높고 동일한 유효 열전달 면적과 열용량에 대해서 판형열교환기의 중량과 부피는 쉘 앤 튜브 열교환기의 약 20% ~ 30%로 제작 할 수 있게 하였고 높은 열전달 계수와 역류 배열로 인해 판형열교환기는 매우 가까운 접근 온도 (~ 1℃) 조건에서 작동 할 수 있기에 최대 90%의 열 회 수를 얻을 수 있게 하였다. 이는 쉘 앤 튜브 열교환기의 50% 열 회수율에 비해 현저히 높은 열 성능을 갖는다. 또한, 개스킷 타입의 플레이트 앤 프레임 열교 환기 플레이트 팩(plate pack)은 매우 쉽게 분해/조립 될 수 있고 검사, 청소 및 개스킷 교체가 매우 편리하게 수행 될 수 있으며 판을 단순히 추가하거나 제거 함으로써 열교환기의 용량 변화가 용이하다는 장점이 있다[10].

그러나 개스킷 타입의 판형 열교한기의 주요 단점은 상대적으로 낮은 압력과 온도 범위에서 사용이 제한된다는 것이다. 이것은 본질적으로 개스킷이 고온, 고압 또는 유체의 부식성을 견딜 수 없는 재료이기 때문이다. 현재의 표준 개 스킷 타입의 플레이트 앤 프레임 열교환기는 일반적으로 온도 160℃ 압력 25 bar까지에서 사용된다[11]. 이러한 문제를 해결하기 위해서 판형 열교환기를 용 접함으로써, 플레이트 사이에 개스킷이 제거되고 온도와 압력에 대한 적용 범 위를 크게 넓힐 수 있고 최고 400℃ 온도와 100 bar에서 사용될 수 있다. 용접 된 판형 열교환기는 판형 열교환기의 장점에 온도, 압력 범위까지 넓힐 수 있 으므로 기존의 쉘 앤 튜브 열교환기에 비해 장점이 많고 그에 대한 비교표를 Table 1에 나타내었다. 이러한 장점 덕분에 Klemes의 저서[12]에서는 현대의 판 형 열교환기 제조업체가 생산하는 용접 된 판형열교환기의 여러 가지 종류가 소개 되어 있고 최근 널리 사용되는 두 가지 유형은 플레이트 앤 블록 열교환 기(Plate and block heat exchanger)와 플레이트 앤 쉘 열교환기(PSHE, Plate and Shell Heat Exchanger)가 있다. 플레이트 앤 블록 열교환기는 1980년대에 개발되고 제조된 열교환기로서 Fig. 1.1에 나타내었고 고온 및 저온 흐름 운동 을 위해 서로 다른 경로 조합으로 배열 된 블록으로 용접 된 사각 모양의 판재 를 기반으로 하는 열교환기 이다. PSHE는 1990년 Vahterus Oy Company 에 의 해 처음으로 상업적으로 생산되었으며 현재 판형 열교환기의 모든 주요 생산자



에 의해 제조되고 있고 Fig. 1.2에 나타나 있는 것처럼 여러 개의 용접 된 원형 플레이트로 구성되어 있다. 대부분에 경우 PSHE는 플레이트 앤 블록 열교환기 보다 비용이 적게 들며 생산을 위한 재료는 적게 소비하기에 더 많이 사용되고 있다[13].

이러한 장점 덕분에 PSHE는 고온, 고압 용 열 교환기에 사용되고 일반 냉각 및 난방 업무, 응축기, 증발기, 리 보일러 및 스팀 히터에 사용할 수 있으며 400℃ 이상의 온도와 최대 100 bar의 압력에서 작동 한다[12]. Nakaoka와 Uehara[14]는 해양 열에너지 변환에 사용 된 PSHE에 대한 연구를 수행했고 Freire와 Andrade[15]는 해상 원자로에서 증기 발생기로 PSHE의 적용 가능성을 확인했다. RETIME AND OCEAN

1.2 연구 내용 및 목적

본 논문은 SMR에 기존에 사용되어 왔던 쉘 앤 튜브 열교환기의 대체품으로 PSHE의 적용가능성을 검토하였고 그 중에서 특히 열교환기에 사용된 전열판에 대해 고온, 고압의 조건인 원자로의 환경에서 구조적으로 안전한지 평가하였다. 연구내용 및 목적은 다음과 같다. 1945

(1) 열교환기가 사용되는 환경에 대해서 조사하였고 정확한 해석모델 선정을 위해 업체의 카탈로그와 특허, 동영상 자료를 통해 구조파악을 진행 하였다. 이 를 바탕으로 열교화기 전체와 플레이트 팩의 3차워 모델링을 완성했다.

(2) 열교환기가 사용되는 환경에서의 부식특성과 고온, 고압 조건에 견딜 수 있는 재료에 대해서 조사 진행후 재료를 선정하였다.

(3) 전열판은 반복되는 그루브(groove)형상이고, 인접판과 어긋나게 조립되면 서 접촉점이 무수히 많은 복잡한 구조이기 때문에 유한요소 모델링과 경계조건 을 선정하는 게 매우 중요하다. 이를 위해 해석모델로서 전열판의 1/4만 모델링 하여 대칭 경계조건을 부여하였다. 전열판 2장(2-레이어)을 솔리드(solid)와 쉘 (shell)로 모델링하여 비교하였다. 쉘 모델의 타당성을 확인한 후 접촉 경계조건 의 영향을 분석하기 위해 2장(2-레이어), 4장(4-레이어)을 모델링하여 비교하였



다.

(4) 전열판 전체와 1/4 모델링을 비교하여 1/4 모델의 타당성을 확인하였다.

(5) 해석결과에 대해 평가하는 방법은 ASME Section VIII Division 2에 의거하 여 평가하였고 해석 모델이 주어진 SMR의 환경조건에 대해 구조적으로 안전한 지 검토하였다.

(6) 국부적으로 항복이 발생하여 탄성해석과 탄소성해석을 4-레이어로 모델링 하여 비교하였다.

	Welded Plate heat Shell and tube heat			
	exchanger	exchanger		
Approach ΔT	~1°C	~5°C		
Multiple duty 🔛	Possible	Impossible		
Piping connection	From one direction	From several direction		
Heat transfer ratio	3~5	1		
Operating weight	1045	3~10		
Hold-up volume	Low	High		
Space ratio	OH OF CH	2~5		
Sensitivity to vibrations	Not sensitive	Sensitive		
Leakage detection	Easy to detect	Difficult to detect		
Access for inspection	On each side of plate	Limited		
Disassembly time	~15min	60~90min		
Repair	Easy to replace plates	Difficult		
Fouling ratio	0.1~0.25	1		

 Table 1 Comparison between welded plate heat exchanger and shell and tube heat exchangers[10]



Fig. 1.1 Construction and operation of plate and block heat exchanger[13]



Fig. 1.2 Construction and operation of plate and shell heat exchanger[13]

제 2 장 열교환기 전열판 구조분석 및 응력평가 기준

2.1 소형원자로의 잔열제거 열교환기

SMR이란 원자로 출력규모가 300MWe 이하의 소용량 원자로로서 용어는 1990 년 대 중반 IAEA에서 처음 사용하면서 중소형원자로(Small and Medium sized Reactor)개념으로 시작되었으나, 현재는 소용량으로 모듈방법으로 건설할 수 있 는 원자로 개념으로 사용하고 있다. 원자로 형태로는 기존 대형원자로와 같은 Loop형과 SMART(System-intergrated Modular Advanced Reactor)와 같은 일체 형으로 분류할 수 있다. 발전 등의 산업적 이용 목적으로 SMR 개발은 우리나 라에 이어 미국이 정부와 산업계 공동협력으로 개발하고 있다. SMR은 소규모 발전(분산발전, 격리지역 또는 특수시설 전력공급 등), 열병합(전력생산과 함께 해수담수설비 에너지 공급, 지역난방 등), 산업 공정열 생산 등의 분야에 다양 하게 활용될 것으로 예상된다.[16,17]

SMR의 피동잔열제거계통은 비상냉각탱크(ECT)에 잠겨있는 응축열교환기와 증기발생기 사이의 2상(two phase) 자연대류 현상을 이용하여 사고 시 노심붕 괴열을 장기간 제거하며, 독립적인 4계열로 구성된다. 피동잔열제거계통은 사고 직후 작동하여, 증기발생기를 통하여 전달되는 노심의 잔열과 원자로냉각재계 통의 현열을 제거하여, 원자로냉각재계통을 안전정지(safe shutdown) 상태에 도 달시키고 유지시키는 기능을 수행한다.[18]

본 연구는 Fig. 2.1에 나타낸 SMR의 피동잔열제거시스템의 열교환기에 적용 되는 기존 쉘 앤 튜브타입의 열교환기에서 Fig. 2.2에 나타낸 PSHE로 적용 가 능한지 평가하는 것이다. SMR의 시스템의 경우 고온, 고압의 가혹한 조건에서 견뎌야 하고 방사선 물질과 해수에 대해서 저항 할 수 있는 재료가 선정되어야 한다. 열교환기가 사용되는 환경 조건은 고온측(hot side) 350℃ 의 온도와 17 MPa의 압력이 적용되고, 저온측(cold side) 250℃ 의 온도와 5.2 MPa의 압력이 적용된다.





Fig. 2.2 Geometry of heat plate in plate and shell heat exchanger



2.2 열교환기의 구조특성

Fig. 2.3은 PSHE로서 Alfa Laval에서 실제 사용되는 플레이트 팩의 형상을 나 타내고 Fig. 2.4는 구조파악을 위해 직접 3차원 모델링한 어셈블리의 분해도를 나타냈다.

PSHE의 열교환기는 주로 Vahterus, Sondex, Alfa Laval에서 생산하고 있고 각 회사에서 제공하는 카탈로그와 특허, 동영상 자료를 통해 구조파악을 할 수 있 었다. 열교환기의 구성품은 내부에 서로 플레이트끼리 적충되어 용접된 플레이 트 팩, 유동을 제어하는 개스킷 1, 2, 개스킷을 지지하기 위한 메탈 플레이트, 플레이트 팩의 양단에 용접된 엔드 플레이트로 구성되어 있다. 내부에 서로 용 접된 플레이트 팩과 양단에 용접된 엔드플레이트 구조물은 유체가 서로 섞이지 않고 열교환을 할 수 있도록 한다. Fig. 2.5는 플레이트와 엔드 플레이트를 나 타내며 플레이트 팩의 외곽부와 엔드 플레이트의 외곽부가 용접되는 위치를 보 여주고 Fig. 2.6은 엔드 플레이트와 노즐이 용접되는 위치를 보여준다.

Fig. 2.7은 Vahterus에서 사용되고 있는 열교환기 내부에 유동 분배기 구조 물에 대해 상세히 나타낸 자료이고 Fig. 2.8은 Vahterus로부터 제공받은 실제 견본자료를 나타낸다. 유동 분배기 구조물은 유동을 제어하는 개스킷 1, 2, 개 스킷을 지지하기 위한 메탈플레이트로 구성되어 있고 개스킷의 역할은 플레이 트 팩이 구조물 안에서 움직이지 않도록 지지하는 역할을 수행하면서 원하는 방향으로 유동 흐름을 제어하기 위해 설치된다. Fig. 2.9는 구조파악을 위해 유 동 분배기 구조물에 대해 직접 3차원 모델링한 어셈블리를 나타낸다.

PSHE의 전열판 팩의 용접 방식은 매우 중요하고 어떤 방식으로 진행 하느냐 에 따라 구조적 특성이 달라진다. Fig. 2.10에 Vahterus사에서 주로 사용하는 플 레이트 간에 용접 방법에 대해서 나타내었고 가장 품질이 좋고 구조적으로 안 전한 레이저 에지 용접방식으로 적용하여 구조모델링을 진행하기로 했다. Fig. 2.11은 실제 레이저 에지 용접시의 형상을 나타낸다. Fig. 2.12는 전열판의 앞면 과 뒷면의 형상을 나타내며 Blomgren[20]은 용접 된 플레이트 판형 열교환 기 의 구조를 철저히 설명했다. Fig. 2.13은 앞면끼리 맞대어 포트 홀에 내부 선을 따라 용접시 플레이트 세트를 나타내고 Fig. 2.14에서는 뒷면 끼리 맞대어 외곽 부의 외부 선을 따라 용접시 플레이트 세트를 나타낸다.







Fig. 2.3 Geometry of real heat plate pack[21]



Fig. 2.4 Exploded view of heat plate pack



Fig. 2.6 Geometry of welding region between nozzle and end plate



Fig. 2.8 Photo of real flow director parts



(b) Metal plate and gasket 2 Fig. 2.9 Modeling of flow director parts



Fig. 2.12 Modeling of heat plate by NX sheet metal



Fig. 2.14 Modeling of outer line welded plate set

2.3 전열판 형상 모델링

본 연구에 사용된 전열판은 Fig. 2.15의 형상이다. Vahterus로부터 제공받은 견본을 실측하여 모델링을 진행 하였다. 실측하는 변수는 Ho-Seung Jeong의 논 문[23]을 참고하여 피치, 높이, 두께, 유동반경, 쉐브론 각도로 형상 변수를 설 정하였고 실제 모델의 치수는 피치 9mm, 높이 2mm, 유동반경 2mm, 두께 1.5mm, 쉐브론 각도 45°로 진행 하였고 각각의 변수에 대해서 Fig. 2.16~2.18 에 나타내었다. 외곽부 및 내부의 포트홀 주위 그루브 형상은 실제 모델을 참 고하여 진행 하였고 모델링은 NX Sheet metal 7.5을 이용하여 모델링을 진행 하였다.



Fig. 2.15 Photo of real heat plate



Fig. 2.18 Section geometry of heat plate

2.4 재료선정

잔열제거 열교환기의 경우 고온, 고압의 조건과 방사선물질, 해수에 대해 저 항 할 수 있는 재료로 선정하여 진행해야 한다.

Francois Cattant[24]는 방사선 물질에 의해 발생할 수 있는 금속의 부식을 응력부식균열, 조사유기 응력부식균열, 환경조장 균열, 입계공격, 흐름보조 부 식, 암모니아 부식, 일반적인 부식, 등이 있음을 밝혔고 D.L Harrod[25]는 가압 경수로의 증기발생기로 사용되는 재료에 대한 요구사항으로 고온의 300℃의 환 경에서 응력부식 균열에 대한 저항성, 열교환기로 적용 가능한 열전달 특징, 제 조가능성을 제시하였다. 이중에서 가장 중요한 특성을 고온의 조건에서 응력부 식균열에 대한 저항성을 가장 중요한 특징으로 뽑았고 Fig. 2.19~2.20에 응력부 식균열에 대해 나타내었다. Kuppan Thulukkanam[26]은 타이타늄 합금이 -253 ℃ ~ 600℃ 까지 사용 가능하며 표면에 *TiO₂ 로* 구성된 산화 피막으로 인해 대 부분의 화학물질에 대한부식 저항성이 있고 응력부식균열에 대해 저항성이 매 우 크며 대부분의 원자력 적용 분야에서 타이타늄 합금을 규격 물질로 사용한 다고 했다. 또한, 열전달 특성이 우수하며 해수의 환경에서 니켈합금, 스테인리 스 스틸 합금보다도 우수한 성질을 가지고 있고 타이타늄 합금 중에서 특히 고 온, 고압의 압력용기에 대해서는 Grade 9을 적용한다고 ASME 코드에 제시되어 있다고 한다.

이를 통해 SMR의 잔열제거 열교환기로 사용되는 재료로서 니켈합금, 스테인 리스 스틸 합금, 타이타늄 합금중 응력부식균열에 대한 저항성, 전반적인 화학 물질에 대한 내 부식성, 사용온도 범위, 해수에 대한 저항성, 우수한 열전달 특 성, 고압의 사용조건 등을 고려했을 시 타이타늄 합금중 Grade 9이 가장 적합 함을 확인 하였다. 구조해석에 필요한 타이타늄 Grade 9의 물성치는 ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Sec. III, Part D(Metric), 2017[27]을 참조하였고 Table 2와 같다.



Tama (and la	SB265-Gr 9	
I ype/ grade	(Ti-3Al-2.5V)	
Temperature [°C]	20	300
yield stress [MPa]	485	293
Tensile stress [MPa]	620	444
Allowable stress [MPa]	177	120
Poisson;s ratio	0.32	0.32
Modulus of elasticity[GPa]	110	87

Table 2 Material property of titanium grade 9



Fig. 2.19 Primary water stress corrosion cracking in steam generator[28]



Fig. 2.20 Irradiation assisted stress corrosion cracking[28]



2.5 평가기준

본 모델에 대한 구조안전성 검토는 ASME Section VIII Division 2[29]에 의거하 여 평가되었으며 상기의 코드는 설계 요구사항으로 하중, 하중분포 및 위치에 따른 응력의 정확한 분류를 요구한다. 즉, 서로 다른 응력 범주에 대해 서로 다 른 허용응력 제한을 설정했으며 용기에 발생하는 응력을 일차응력, 이차응력, 피크응력 3가지로 뚜렷하게 분류 하였다. Fig. 2.21에 허용한계와 함께 나타나 있다.

2.5.1 일차응력

🕖 Collection @ kmou

일차응력은 불연속 지점에서의 응력 또는 응력집중을 제외하고 일정한 기계 적 하중에 의해 발생한 것을 말한다. 일차응력의 주요특징은 압력이나 기계적 하중이 구조물에 작용할 때 재료내부에서 하중과 평형을 이루기 위해 발생하는 수직응력과 전단응력을 말한다. 자기한도(self limiting)가 없으며 2가지 하위 범 주인 일반영역과 국부영역으로 나뉜다.

일반영역의 일차 응력의 경우 하중이 증가되어 항복응력 이상이 되면 용기 전체를 통해 항복이 발생하게 되고 용기에 심각한 비틀림을 유발하는 파괴가 발생하므로 주의해야 하는 응력이다. 일반영역의 일차 응력은 막응력과 굽힘 응력으로 분류되며 극한설계 이론에 근거하여 굽힘 응력에 보다 큰 허용응력을 부여한다. 전형적인 용기 벽에 나타나는 막응력은 내부 또는 외부 압력에 의한 응력, 용기의 자중, 풍하중 혹은 지진과 같은 외부 모멘트에 의한 응력이 존재 하고 굽힘 응력의 예는 플랫 헤드에 압력으로 인한 응력이 있다.

국부영역의 일차응력은 설계압력만으로 발생하거나 다른 기계적 하중에 의해 발생한다. 국부영역의 일차응력의 특징은 자기한도의 특성을 가지고 있고 하중 이 증가되어 항복응력을 초과하게 되면 하중이 인접한 다른 부분에 의해 분산 되고 전달되게 된다. 하지만, 이러한 항복은 과도하거나 수용할 수 없는 수준의 변형을 초래할 수 있으므로 이차응력의 특징을 지니지만 일차응력으로 분류되 고 허용응력의 한계를 이차응력보다 낮게 지정한다. 국부영역의 일차응력은 국 부 막응력이 존재한다. 국부영역의 일차응력의 중요한 특징은 최대응력이 국부 적으로 남아있고 하중 적용 지점으로부터의 거리에 따라 급격하게 감소한다는 것이다. 전형적인 예는 지지대에서의 응력이 있고 구조적으로 불연속 지점에서 내부 압력에 의한 응력이 있다.

2.5.2 이차응력

이차응력은 인접 재료간의 구속 또는 구조물의 자기한도로 인하여 발생하는 수직응력 또는 전단응력을 말한다. 외부하중과 평형을 이루기보다는 부가된 변 형의 모양을 만족시켜야 하므로 자기한도가 있다. 막응력과 굽힘 응력으로 분 류할 수 있으나, 국부 막응력이 일차 응력으로 분류됨에 따라 이차 응력에서 따로 분류되지 않는다. 전형적인 예는 열응력과 구조적으로 불연속 지점에 내 압에 의한 굽힘 응력이 있고 소성변형으로 인하여 응력해소가 되므로 파괴가 일어나지 않는 특성이 있다.

2.5.3 피크응력

피크응력은 구조물의 불연속이나 구멍과 같은 구조결함 부위가 있을 때 발생 하는 응력집중이나 국부적 열응력에 의해 발생한다. 피크응력은 용기에 심각한 비틀림을 발생시키지 않는 응력이다. 하지만, 피로에 의한 균열, 응력부식 등의 원인이 될 수 있다.

1945

Stress	Primary		Secondary	0.0000	
Category	General Membrane	Local Membrane	Bending	Membrane plus Bending	Peak
Descrip- tion (For examples, see Table 5.2)	Average primary stress across solid section. Excludes dis- continuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers dis- continuities but not concentra- tions. Produced only by mech- anical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes dis- continuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy contin- uity of structure. Occurs at struc- tural discontinui- ties. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	 Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). Certain ther- mal stresses which may cause fatigue but not distor- tion of vessel shape.
Symbol	Pm	PL	Pb	Q	F
_	Pm - S			stop Sps	
	 Use operating lo 	ads	P _L + P _b 1.5	S P _L + P _b +	Q + F Sa

Fig. 2.21 Stress categories and limits of equivalent stress[29]

2.5.4 탄성영역평가

Collection @ kmou

앞서 설명한 바와 같이 ASME Section VIII Division 2에 의거하여 응력의 범주 를 분류해서 나타냈다. 하지만, 소성 붕괴에 대한 보호를 평가하기 위해 하중 조건에서 용기의 구성 요소의 탄성 응력 분석 결과를 관련 허용 값과 비교할 필요가 있다. 탄성 해석 평가의 절차는 다음과 같다.

등가 응력 값을 구성 요소의 위치에서 계산하고 해당 응력의 허용 값과 비교 하여 구성 요소가 의도 된 설계 조건에 적합한 지 여부를 결정한다. 부품의 한 지점에서의 등가 응력은 항복 기준을 이용하는 응력 요소로부터 계산 된 응력
의 척도이며, 단축 하중 하에서 시험에서 얻어진 재료의 기계적 강도 특성과 비교하기 위해 사용된다. 이때 사용된 등가 응력은 최대 비틀림 에너지 항복 기준(von-Mises 등가 응력)이며 (12)식에 의해 나타내었다.

$$\overline{\sigma} = \left[\frac{1}{2} \left\{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right\} \right]^{1/2}$$
(12)

구성 요소의 안전성을 결정하기 위해 하중을 받는 구성 요소에 대해 (12)식 에 의거하여 계산 된 등가 응력은 명시된 허용 값을 초과하지 않아야한다. ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 등가 응력의 범주화 및 그에 상응하 는 허용 값에 대한 개략 도를 **Fig. 2.21**에 나타냈고 내용은 다음과 같다.

	THE AND OCEAN	
1. 일차응력	HAMMAN CONTRACTOR	
$Pm \leq S$	Ser I	(13)
$Pl \leq 1.5S$		(14)
$Pl+Pb \leq 1.5S$	roll	(15)
2. 이차응력	1945	
$Pl+Pb+Q \leq Sps$	े अ हा टा	(16)
3. 피크응력		
Pl+Pb+Q+F ≤ 2Sa	1	(17)

여기서 S는 허용응력, Sy는 항복강도, Sps는 3S와 2Sy중에서 큰 값이고 Sa는 교번응력(alternating stress)이다. **Fig. 2.22는** ASME Section VIII Division 2 허용 응력 값 설정 기준을 나타낸다.

Product/Material	Below Room Temperature		Room Temperature and Above					
	Tensile Strength	Yield Strength	Tensile Strength		Vield Strength		Stress Rupture	Creep Rate
All wrought or cast, Ferrous and nonferrous product forms except bolting	$\frac{S_T}{2.4}$	$\frac{S_y}{1.5}$	$\frac{S_T}{2.4}$		$\frac{R_y S_y}{1.5}$		$Min.(F_{avg}S_{R_{avg}}, 0.8S_{R_{min}})$	1.0S _{Cang}
All wrought or cast, austentic and non- Ferrous product forms except bolting [Note(1)]	$\frac{S_T}{2.4}$	$\frac{S_y}{1.5}$	$\frac{S_T}{2.4}$		$Min.(\frac{S_y}{1.5}, \frac{0.9S}{1.5})$	$\left(\frac{k_y R_y}{0}\right)$	$Min(F_{avg}S_{R_{avg}}, 0.8S_{R_{\min}})$	1.0S _{Carg}

Fig. 2.22 Criteria for establishing allowable stress value for VIII-2[29]

ILE AND OCE

3.5.5 탄소성영역평가

Collection @ kmou

탄소성 응력 해석은 구성요소의 소성변형 및 변형경화의 결과로 발생하는 응 력의 재분포로 인해 실제 구조물의 거동을 보다 근접하게 구현함으로 탄성 응 력과 비교하여 구성요소의 정확한 평가를 제공한다. 탄소성 해석 평가의 절차 는 다음과 같다.

먼저 탄소성 물성치를 적용하여 구조해석을 시행 한 후, 구조물의 불연속이 나 구멍과 같은 응력집중이 나타나는 구조결함 부위를 선정하도록 한다. 구성 요소의 구조결함 부위 각 위치에 대해 주응력 (σ₁,σ₂,σ₃), von-Mises응력(σ_e), 총 등가 소성변형률(ε_{peq})을 구한 후 (17)식에 대입하여 허용 삼축 변형률(ε_L)을 구한다. 이때, ε_{Lu},m₂, α_{sl} 은 **Fig. 2.23**에 나타낸 다축 변형률 제한 기준에서 사용하기 위한 단축 변형률 한도 테이블로부터 얻는다.

$$\varepsilon_L = \varepsilon_{Lu} \cdot \exp\left[-\left(\frac{\alpha_{sl}}{1+m_2}\right) \left(\left\{\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3\sigma_e}\right\} - \frac{1}{3}\right)\right]$$
(17)

- 24 -

Table 5.7 Uniaxial Strain Limit for Use in Multiaxial Strain Limit Criterion							
	Uniaxial Strain Limit, ε_{Lu} [Note (1)], [Note (2)], [Note (3)]						
Material	Maximum Temperature	<i>m</i> ₂	Elongation Specified	Reduction of Area Specified	α_{sl}		
Ferritic steel	480°C (900°F)	0.60(1.00 - R)	$2 \cdot ln \left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	2.2		
Stainless steel and nickel base alloys	480°C (900°F)	0.75(1.00 - R)	$3 \cdot ln \left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	0.6		
Duplex stainless steel	480°C (900°F)	0.70(0.95 - R)	$2 \cdot ln \left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	2.2		
Super alloys [Note (4)]	480°C (900°F)	1.90(0.93 - R)	$ln\left[1+\frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	2.2		
Aluminum	120°C (250°F)	0.52(0.98 - R)	$1.3 \cdot ln \left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	2.2		
Copper	65°C (150°F)	0.50(1.00 - R)	$2 \cdot ln \left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	2.2		
Titanium and zirconium	260°C (500°F)	0.50(0.98 - R)	$1.3 \cdot ln \left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$ln\left[\frac{100}{100-RA}\right]$	2.2		

NOTES:

(1) If the elongation and reduction in area are not specified, then $\varepsilon_{Lu} = m_2$. If the elongation or reduction in area is specified, then ε_{Lu} is the maximum number computed from columns 3, 4, or 5, as applicable.

(2) R is the ratio of the minimum specified yield strength divided by the minimum specified ultimate tensile strength.

(3) E is the % elongation and RA is the % reduction in area determined from the applicable material specification.

(4) Precipitation hardening austenitic alloys.

Fig. 2.23 Uniaxial strain limit for use in multiaxial strain limit criterion[29]

ASME Section VIII Division 2 Part 6에 따라 재료 및 제조 방법에 근거하여 성형변형률(ε_{cf})을 결정하는데 만약 열처리가 Part 6에 따라 이루어졌다면 성형 변형률(ε_{cf})은 0으로 가정한다. 이후, 구성요소의 구조결함 부위 각 위치에 대해 (18)식에 나타낸 기준을 만족 시킨다면 구조물은 주어진 하중조건에 안전하다.

 $\varepsilon_{peq} + \varepsilon_{cf} \leq \varepsilon_L$

(18)

제 3 장 전열판의 유한요소모델링과 응력해석

3.1 솔리드 2-레이어 1/4 탄성 모델

3.1.1 해석모델 선정

전열판의 특징인 해석시간을 줄이기 위해 Fig. 3.1과 같이 1/4 모델로 해석모 델을 선정 하였고 플레이트 2-레이어에 대해서 진행하였다. PSHE의 특징은 전 열판끼리 인접 모서리에 레이저 용접을 하게 되는데 첫 번째 인접한 전열판끼 리는 외곽선을 따라 용접되고 두 번째 인접한 전열판끼리는 포트홀 주위의 내 부 선을 따라 용접이 이루어진다. 이때, 플레이트 세트는 외곽선이 용접되었을 때와 내부 선이 용접되는 경우 2가지 경우가 존재하는데 외곽선이 용접되었을 때의 플레이트 세트를 해석모델로 선정하여 해석을 진행 하였다.



Fig. 3.1 Modeling of heat plate by NX sheet metal

3.1.2 유한요소모델

해석모델은 Fig. 3.2~3.3과 같다. 그림에서 보이듯이 전열판의 경우 곡률이 많 다. 따라서 모델을 정확하게 묘사하기 위해서 Fig. 3.4에 나타낸 3차원의 사면 체 솔리드 요소를 사용하였다. 정확한 해석을 위해 중간 절점을 포함함으로써 10개 절점을 갖는 요소를 사용했다. 요소의 크기는 0.7 mm이고 응력이 많이 발생할 것으로 예상되는 용접부에는 요소를 더 많이 생성하였으며, 상대적으로 관심부가 아닌 부분에 대해서는 요소를 적게 생성하였다. 정확한 해석을 위해 두께방향으로 절점이 최소 4개 이상 포함되도록 하기 위해 요소가 2개 이상 포 함되도록 하였다. 유한요소모델의 형상은 Fig. 3.5~3.6에 보여지는바와 같고 총 요소 개수 1,501,761개가 해석에 사용되었다.







Fig. 3.2 Iso view of heat plate in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.3 Side view of heat plate in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.4 Tetrahedral structural solid element in Ansys

3.1.3 경계조건

Collection @ kmou

전열판의 경우 앞서 설명한 바와 같이 인접 모서리에 레이저 용접을 하게 되 고 판의 무늬방향을 서로 엇갈리게 번갈아 배치하는 헤링본(Herringbone pattern)형태로 인해 인접 플레이트 간에 금속과 금속이 직접 접촉하고 있으며 전열판팩의 끝단에는 엔드 플레이트가 위치하고 외곽선이 용접된 형태이다. 해 석모델은 인접한 전열판끼리 외곽선을 따라 용접된 플레이트 세트이기에 외곽 선에서 플레이트 내부 방향으로 3.8mm 만큼의 용접 영역에 절점 공유를 하였 다. 또한 인접 플레이트끼리는 Fig. 3.7에서 보이는 바와 같이 플레이트가 양옆 에 있을 경우 생기는 플레이트간의 접촉영역(가로0.365mmx세로0.365mm)가각에 Z방향으로 변위구속조건을 부여하였고 1/4모델로 진행하면서 생기는 절단부위 에는 대칭조건을 부여 하였다. 하중조건은 내부의 고압부에 17 MPa, 외부의 저 압부에 5.2 MPa이 작용하기 때문에 둘 사이의 압력단차 11.8 MPa을 고압부에 적용하였다(Fig. 3.8).



Fig. 3.5 Iso view of element mesh in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.6 Side view element mesh in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.7 Boundary condition of heat plate in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.8 Applied pressure load on heat plate in solid 2-layer quarter model

3.1.4 해석결과

Fig. 3.9에서는 해석모델의 von-Mises 응력분포를 나타내었다. Fig. 3.9에서 보 이는 바와 같이 해석결과 플레이트가 양옆에 있을 경우 생기는 플레이트간의 접촉영역에서 최대응력이 4939 MPa로 나타났고 이는 접촉영역이 너무 작아 피 크 응력이 크게 발생한 것으로 판단하였다. 따라서 피크 응력이 너무 큰 영역 을 제외하고 ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 일차응력 및 이차응력 을 평가 하도록 하였다. PSHE의 전열판팩의 경우 인접 모서리에 레이저 용접 을 하고 판의 무늬방향을 서로 엇갈리게 번갈아 배치하는 헤링본 형태로 인해 인접 플레이트간에 금속과 금속이 직접 접촉하고 있는 형태이다. 이러한 형상 으로 인해 일반 일차응력 영역은 존재하지 않고 국부 일차응력과 이차 응력만 이 존재한다. 국부 일차응력인 무 + Pb + Q는 허용응력(1.5S)보다 작은지 평 가 하였으며 국부 이차응력인 Pl + Pb + Q는 허용응력(3S)보다 작은지 평가 하 도록 하였다. ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 일차응력 및 이차응력 을 평가하기 위한 영역을 설정하기 위해 항복강도 이하의 제한 된 범위에서 응 력분포를 확인 하였고 Fig. 3.10에 나타내었다.

응력분포 확인 결과 일차응력 및 이차응력을 평가하기 위한 영역으로 3점을 설정 하였다. 각각의 위치는 플레이트 외곽의 용접부 혹은 내부 포트홀 용접부 주위의 위치이며 각각의 위치에 대해 Fig. 3.11에 나타내었다. 각각의 위치에서 막응력과 막응력 + 굽힘응력을 평가하기 위해 Fig. 3.11에 표시한 3점에서 두께 방향으로 경로(Path)를 선정하였다. 두께방향으로의 Path 방향은 Fig. 3.12에 나 타내었다. 이후, 각각의 Path에 대해 평가를 진행 한 결과를 Table 3과 Fig. 3.13~3.15에 나타내었고 각각의 위치에서 막응력과 막응력 + 굽힘응력이 허용응 력 범위에 들어오므로 안전함을 확인 할 수 있었다.

	Type of stress	Stress value	Allowable Stress		
	Type of stress	[MPa]	[MPa]		
P1	Membrane	51.6	1.58	210	
	Membrane + Bending	268.1	38	420	
P2	Membrane	31.3	1.58	210	
	Membrane + Bending	185	38	420	
Р3	Membrane	11.1	1.58	210	
	Membrane + Bending	168.9	38	420	

Table 3 Stress value of three points in solid 2-layer model



Fig. 3.9 Von-Mises stress distribution in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.10 Von-Mises stress distribution under yield stress in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.11 Position of three points and stress distribution in solid 2-layer quarter model



Fig. 3.13 Stress value along path P1



Fig. 3.15 Stress value along path P3

3.2 쉘 2-레이어 1/4 탄성 모델

앞선 솔리드 모델에서의 해석에서는 단순히 접촉영역에 수직방향으로 변위 구 속조건을 부여하였다. 하지만, 실제 플레이트 간의 접촉조건과 단순히 접촉영역 에 변위방향 구속조건을 부여 하는 것은 차이가 있고 플레이트간의 용접에 의 한 영향을 플레이트 2-레이어만으로 구현하기 힘들기 때문에 플레이트 4-레이 어 해석이 필수적이다. 하지만 곡률이 많은 전열판에 대해 플레이트 4-레이어 를 솔리드 요소를 이용하여 구현하기에는 많은 양의 메모리와 긴 해석시간이 필요하게 된다. 이러한 부분의 대체 기법으로 보다 적은 메모리와 해석 수행시 간이 요구되는 쉘 요소 사용하는 방법이 있다. 하지만 쉘 요소를 사용하기 위 해서는 솔리드 요소와 쉘 요소의 해석결과를 비교하여 쉘 요소 사용의 타당성 을 검증할 필요가 있고 동일한 경계조건에서 해석을 진행하여 타당성을 입증하 도록 했다.

3.2.1 해석모델 및 유한요소모델

해석모델은 동일한 조건에서 비교하기 위하여 1/4모델을 선정 하였고 그 형 상은 Fig. 3.16~3.17과 같다. 4개의 절점을 갖는 3차원 쉘 요소를 사용했고 요소 에 대한 형상은 Fig. 3.18에 나타내었다. 쉘 요소의 특징은 중립면으로부터 양 쪽으로 두께효과를 부여하여 솔리드 모델과 같은 효과를 내도록 하는 요소이 다. 솔리드 모델과 동일한 조건에서 비교하기 위해 요소의 크기는 0.7mm을 적 용 했고 전열판의 형상을 정확하게 구현하기 위해 바깥면 방향으로 쉘 요소의 단면 오프셋(Section offset)을 사용하였고 두께는 1.5t를 적용하였다. 외곽선을 따라 용접부에 대해서는 솔리드 모델과 같이 구현하기 힘들기 때문에 중간 단 면(Mid Section)의 3t를 적용하여 구현하였다. 유한요소모델의 형상은 Fig. 3.19~3.22에 보여지는바와 같고 Fig. 3.19~3.20은 쉘 모델의 두께효과가 그래픽 상에 반영되지 않은 Eshape-off 상태를 나타내고, Fig. 3.21~3.22는 쉘 모델의 두께효과가 그래픽 상에 반영되 Eshape-on 상태를 보여준다.





Fig. 3.16 Iso view of heat plate in shell 2-layer quarter model



Fig. 3.17 Side view of heat plate in shell 2-layer quarter model







Fig. 3.19 Iso view of element mesh(eshape-off) in shell 2-layer quarter model



Fig. 3.20 Side view element mesh(eshape-off) in shell 2-layer quarter model



Fig. 3.21 Iso view of element mesh(eshape-on) in shell 2-layer quarter model



Fig. 3.22 Side view of element mesh(eshape-on) in shell 2-layer quarter model

3.2.2 경계조건 및 해석결과

Collection @ kmou

Fig. 3.7과 같이 솔리드 모델과 동일한 경계조건에서 진행하고 하중조건은 Fig. 3.23에 나타내었다.



Fig. 3.23 Applied pressure on heat plate in shell 2-layer quarter model

Fig. 3.24에서는 von-Mises 응력 분포를 나타내었다. Fig. 3.24에서 보이는 바와 같이 해석결과 플레이트가 양옆에 있을 경우 생기는 플레이트간의 접촉영역에 서 최대응력이 545.9 MPa로 나타났고 이는 솔리드 모델의 4939 MPa과는 확연 하게 차이가 난다. 이러한 응력차이는 사용한 요소의 특성상 나타나게 된 차이 로 인해 솔리드 모델에서 응력특이해가 더 심하게 나타난 것으로 판단된다. 솔 리드 모델과 쉘 모델의 접촉영역에서의 경계조건의 차이로 피크응력에 의해 비 교하기에는 무리가 있고 ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 일차응력 및 이차응력을 통해 비교함으로써 쉘 모델 해석의 타당성을 입증하고자 한다. 쉘 모델 또한 솔리드 모델과 마찬가지로 일반 일차응력 영역은 존재하지 않고 국부 일차응력과 이차응력만이 존재하고 동일한 허용응력에 대해 평가하도록 했다. 솔리드 모델과 비교를 위해서 쉘 모델 또한 항복강도 이하의 범위에서 응력분포를 확인 하였고 Fig. 3.25에 나타내었다.

응력분포 확인 결과 솔리드 모델에서의 응력분포와 거의 유사함을 확인 하였 고 응력분포가 거의 동일하므로 같은 위치의 포인트에서 막응력과 막응력+굽힘 응력을 평가 하였고 Fig. 3.26에 나타내었다. 각각의 위치에 대해서 솔리드 모 델과 쉘 모델을 비교한 결과를 Table 4에 나타내었고 솔리드 모델에 비해 쉘 모델이 막응력 값은 더 크게 나타났으나 막응력+굽힘응력 값은 더 작게 나타났 다. 이는 솔리드 모델과 쉘 모델의 접촉영역에서의 경계조건의 차이로 인한 결 과로 판단된다. 하지만 두 모델의 결과 값 차이가 크지 않고 전체적인 응력분 포도 비슷하게 나타났으므로 솔리드 요소 대신에 쉘 요소를 사용하여 효율적으 로 해석을 수행하도록 한다.

	े जे ठ	Stress	value		
	Type of stress	[MPa]		Allowable Stress	
		Solid	Shell	[MPa]	
		model	model		
P1	Membrane	51.6	85.4	1.5S	210
	Membrane + Bending	268.1	239.8	3S	420
P2	Membrane	31.3	37.8	1.5S	210
	Membrane + Bending	185	165.3	3S	420
Р3	Membrane	11.1	16.4	1.5S	210
	Membrane + Bending	168.9	147.5	38	420

Table 4 Stress value of three points in solid and shell 2-layer model



Fig. 3.24 Von-Mises stress distribution in shell 2-layer quarter model



Fig. 3.25 Von-Mises Stress distribution under yield stress in shell 2-layer quarter model



Fig. 3.26 Position of three point and stress distribution in shell 2-layer quarter model

1945



3.3 쉘 4-레이어 1/4 탄성 모델

앞선 모델에서 ASME Section VIII Division 2에서 정의 하는 기준에 플레이트가 만족함을 확인 하였으나 실제 플레이트 간의 접촉조건과 용접에 의한 영향을 플레이트 2-레이어만 으로 구현하기 힘들기 때문에 플레이트 4-레이어로 해석 을 진행 하여 좀 더 정확한 해석을 진행하였다.

3.3.1 해석모델 선정

이전 모델과 동일하게 해석시간을 줄이기 위해 Fig. 3.1과 같이 1/4 모델로 모델을 선정 하였고 플레이트 4-레이어에 대해서 진행하였다. PSHE의 특징은 전열판끼리 인접 모서리에 레이저 용접을 하게 되는데 첫 번째 인접한 전열판 끼리는 외곽선을 따라 용접되고 두 번째 인접한 전열판끼리는 포트홀 주위의 내부 선을 따라 용접이 이루어진다. 이때, 플레이트 세트는 외곽선이 용접되었 을 때와 내부 선이 용접되는 경우 2가지 경우가 존재하는데 외곽선이 용접되었 을 때의 플레이트 세트를 가운데 위치시키고 양 옆에 포트홀 주위의 내부 선을 따라 용접된 형태인 플레이트 세트의 4-레이어를 해석모델로 선정하였다.

3.3.2 유한요소모델

해석모델로 선정한 형상은 Fig. 3.27~3.28과 같다. 4개의 절점을 갖는 3차원 쉘 요소와 8개의 절점을 갖는 솔리드 요소를 사용했고 사용한 솔리드 요소에 대해서는 Fig. 3.29에 나타내었다. 이전모델과 동일한 조건에서 비교하기 위해 요소의 크기는 0.7mm을 적용했다. 플레이트 2-레이어 모델과 동일하게 바깥면 방향으로 쉘요소의 단면 오프셋(section offset)을 사용하였고 두께는 1.5t를 적 용하였다. 포트홀 용접부에 대해서는 쉘 요소간의 직접 만나기 때문에 중간단 면(mid Section)의 3t를 적용하여 구현하였고 외곽선을 따라 용접되는 부위에 대해서는 쉘 요소간의 거리가 생기기에 솔리드 요소를 이용하여 서로 연결 하



였다. 쉘 요소와 솔리드 요소간의 절점 공유는 솔리드 요소 위에 쉘 요소를 생 성함으로써 절점 공유를 진행 하였고 Fig. 3.30에 내부 쉘 요소와 연결을 위한 솔리드 요소를 나타내었고 서로 요소를 공유하는 부분에 대해서 표시하였다. 나타내었다. 유한요소모델의 형상은 Fig. 3.31~3.34에 보여지는바와 같고 Fig. 3.31~3.32는 Eshape-off, Fig. 3.33~3.34은 Eshape-on 상태를 나타내며 총 요소 개수 303,913개가 해석에 사용되었다.







Fig. 3.27 Iso view geometry of heat plate in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.28 Side view geometry of heat plate in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.29 Homogeneous structural solid element in Ansys



Fig. 3.30 Shell and solid element connect geometry



Fig. 3.31 Iso view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.32 Side view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.33 Iso view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.34 Side view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer quarter model

3.3.3 경계조건

접촉해석에 사용된 접촉 모델은 Surface to Surface Element가 사용되었고 target 요소와 Contact 요소에 대한 형상은 Fig. 3.35~3.36에 나타내었다. 접촉 알고리즘은 Argumented Lagrange method 기법을 이용했고 접촉 거동은 법선 Sticking/Sliding 마찰거동을 가지면서 접촉시 닫힘과 열림 거동을 하도록 하는 Standard 조건을 적용하였다. Normal Penalty stiffness는 1.0에 Penetration tolerance는 0.1을 적용 하였다.

양 끝단에 외곽선을 따라 용접부에 대해서는 Z방향 변위구속 조건을 부여 하였고 1/4모델로 진행하면서 생기는 절단부위에는 대칭조건을 부여 하였다. 내부의 고압부에 17 MPa, 외부의 저압부에 5.2 MPa이 작용하며 둘 사이의 압력단차 11.8 MPa을 고압부에 적용하였다. 또한 플레이트간에 접촉하는 부분에 대해서는 접촉 조건을 부여하였다(Fig. 3.37~3.39).







- x_0 = Element axis for orthotropic friction if **ESYS** is not supplied (parallel to global X-axis)
- x = Element axis for orthotropic friction if ESYS is supplied

Fig. 3.36 Contact element in Ansys



Fig. 3.37 Boundary condition of heat plate in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.38 Applied pressure on heat plate in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.39 Contact boundary condition in shell 4-layer quarter model





3.3.4 해석결과

해석결과는 플레이트 4-레이어중 내부 2-레이어에 대해서 응력을 평가하였고 앞서 해석한 쉘 모델 플레이트 2-레이어와 비교 하였다. Fig, 3.40에서는 von-Mises 응력분포를 나타내었다. Fig. 3.40과 같이 해석결과 플레이트가 양옆 에 있을 경우 생기는 플레이트간의 접촉영역에서 최대응력 1487.7 MPa로 나타 났고 이는 쉘 모델 플레이트 2-레이어 모델의 545.9 MPa과는 확연하게 차이가 나다. 그 이유는 쉘 모델 플레이트 2-레이어일 때에 비해 쉘 모델 플레이트 4-레이어 모델에서 접촉영역과 용접부에 대한 영향이 좀 더 정확하게 반영되면서 차이가 나타난 것으로 판단된다. 쉘 모델 2-레이어와 쉘 모델 4-레이어의 접촉 영역에서의 경계조건의 차이로 피크응력에 의해 비교하기에는 무리가 있고 ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 일차응력 및 이차응력을 통해 비교 하였다. 쉘 모델 플레이트 4-레이어 또한 쉘 모델 플레이트 2-레이어와 마찬가 지로 일반 일차응력 영역은 존재하지 않고 국부 일차응력과 이차응력만이 존재 하고 동일한 허용응력에 대해 평가하도록 했다. 쉘 모델 플레이트-2레이어 모 델과 비교를 위해서 쉘 모델 플레이트 4-레이어 모델 또한 항복강도 이하의 범 위에서 응력분포를 확인 하였고 Fig. 3.41에 나타내었다. 응력분포 확인 결과 쉘 모델 플레이트 2-레이어에서의 응력분포와 거의 유사함을 확인 하였고 응력 분포가 거의 동일하게 나타났으므로 같은 위치의 포인트에서 막응력과 막응력+ 굽힘응력을 평가 하였고 Fig. 3.42에 나타내었다.

각각의 위치에 대해서 쉘 모델 플레이트 2-레이어와 쉘 4-레이어를 비교한 결과를 Table 5에 나타내었고 쉘 모델 플레이트 2-레이어에 비해 4-레이어가 막응력과 막응력+굽힘응력을 값이 더 크게 나타났다. 이를 통해 경계조건이 좀 더 정확하게 반영된 플레이트 모델이 해석결과 값이 전체적으로 더욱 크게 나 타남을 확인 할 수 있었고 쉘 모델 플레이트 4-레이어가 조금 더 가혹하게 설 계 되었고 더욱 정확하게 실제 모델을 반영함으로 앞으로 전열판에 대해 구조 해석시 최소한 플레이트 4-레이어 모델을 선정하여 해석해야 됨을 확인 했다. 하지만 피크응력으로 인해 접촉부위에 대한 정확한 판단을 할 수 없고 실제 모 델의 거동은 탄소성 거동인 반면 현재해석 모델은 탄성 해석을 진행 하였기에 실제 거동과 다르다. 따라서 다음 모델은 탄소성 해석을 진행함으로써 좀 더 정확한 해석을 하도록 했다.

Table 5 Stress value of three points in shell 2-layer and 4-layer model

		Stress val	Allowable		
	Type of stress	Sh	Stress		
		2-layer	4-layer	[MPa]	
P1	Membrane	85.4	95.9	1.5S	210
	Membrane + Bending	239.8	316	38	420
P2	Membrane	37.8	128.7	1.5S	210
	Membrane + Bending	165.3	287.5	3S	420
Р3	Membrane	16.4	79.3	1.5S	210
	Membrane + Bending	147.5	256.3	38	420







Fig. 3.40 Von-Mises stress distribution in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.41 Von-Mises stress distribution under yield stress in shell 4-layer quarter model


Fig. 3.42 Position of three points and stress distribution in shell 4-layer quarter model

1945

Ô



3.4 쉘 4-레이어 1/4 탄소성 모델

탄소성 응력 해석은 구성요소의 소성변형 및 변형경화의 결과로 발생하는 응 력의 재분포로 인해 실제 구조물의 거동을 보다 근접하게 구현함으로 탄성 응 력과 비교하여 구성요소의 정확한 평가를 제공한다.

앞선 모델에서 볼 수 있듯이 양옆에 전열판이 있을 경우 생기는 접촉부에 피 크응력이 최댓값 1487.7 MPa을 나타내었기에 탄소성해석이 필수적이다. 접촉점 에 대한 정확한 평가와 실제 모델의 탄소성 거동을 적용하기 위해 탄소성 해석 을 진행 하였다.

3.4.1 해석모델 및 유한요소모델 선정

해석모델과 유한요소모델은 앞선 모델과 동일하며 탄소성 물성치만 적용하여 해석을 진행 하였다. 모델의 탄소성 경화법칙(hardening rule)은 항복면이 소성 흐름에 따라 모든 방향으로 균일하게 커지는 등방성 경화(isotropic hardening) 가 사용되었으며 탄소성 물성치는 다중선형(multilinear) 소성모델 곡선을 적용 하였고 Fig. 3.43과 같다.

3.4.2 해석결과

Collection @ kmou

해석결과는 탄소성 플레이트 4-레이어 모델에 대해서 응력을 평가하였고 앞 서 해석한 탄성 플레이트 4-레이어 모델과 비교 하였다. Fig. 3.44에서는 von-Mises 응력분포를 나타내었다. Fig. 3.44에서 보이는 바와 같이 해석결과 플레이트가 양옆에 있을 경우 생기는 플레이트간의 접촉영역에서 최대응력 322 MPa로 나타났고 이는 탄성해석 모델의 1487.7 MPa에 비해 훨씬 작은 값을 나 타낸다.

하지만, 탄소성 해석에 경우 일반적인 탄성해석 했을 경우와 동일하게 평가 하는 것이 아닌 구조물의 불연속이나 구멍과 같은 응력집중이 나타나는 구조결

함 부위를 선정하여 식 (17),(18)에 의거 평가 하도록 한다. 가장 큰 응력 집중 을 나타내는 포인트는 Fig. 3.46에 나타낸바와 같이 P4이며 P4에서의 탄소성해 석에 대해 안전성을 검토하기 위한 변수들을 Table 6,7에 나열 하였다. 식 (17),(18)에 의거 평가 결과 $\varepsilon_{peq} + \varepsilon_{cf} = 0.01879$ 가 $\varepsilon_L = 0.8462$ 보다 낮기에 ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 탄소성 평가에 대해 안전함을 확인 하였다. 또한, ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 일차응력 및 이차응 력을 통해 탄성모델과 탄소성모델을 비교 하였고 탄소성모델 또한 탄성모델과 마찬가지로 일반 일차응력 영역은 존재하지 않고 국부 일차응력과 이차응력만 이 존재하고 동일한 허용응력에 대해 평가하도록 했다. 탄성모델과 비교를 위 해서 탄소성 모델 또한 항복강도 이하의 범위에서 응력분포를 확인 하였고 Fig. 3.45에 나타내었다. 응력분포 확인 결과 탄성 모델에서의 응력 분포와 거 의 유사함을 확인 하였고 응력 분포가 거의 동일하게 나타났으므로 같은 위치 의 포인트에서 막응력과 막응력+굽힘응력를 평가 하였고 Fig. 3.46에 나타내었 다.

각각의 위치에 대해서 탄성모델과 탄소성모델을 비교한 결과를 **Table 8**에 나 타내었고 탄성 모델에 비해 탄소성 모델이 막응력과 막응력+굽힘응력 값이 더 작게 나타났다. 이를 통해 탄소성 응력 해석은 구성요소의 소성변형 및 변형경 화의 결과로 발생하는 응력의 재분포로 인해 실제 구조물의 거동을 보다 근접 하게 구현하고 접촉점에 대한 평가도 가능하기에 앞으로 정확한 해석을 위해 탄소성 해석을 진행해야 함을 확인 하였다.



- 61 -

Table 6 Variables for limiting triaxial strain

	Str	ain	Stress [MPa]						
Location	\mathcal{E}_L	$arepsilon_{peq}$	σ_1	σ_2	σ_3	σ_{e}			
P4	0.8462	0.01879	0	-201.6	-371.4	322			

- ε_L : Limiting triaxial strain
- ε_{peq} : Total equivalent plastic strain
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Principal stress
- σ_e : von-Mises stress

Table 7 Constant for limiting triaxial strain

ND OL

		1015		
ε_{Lu}	$lpha_{sl}$	m_2	$\sim R$	\mathcal{E}_{cf}
0.14202	2.2	0.14202	0.695962	0

- ε_{Lu} : Uniaxial strain limit
- α_{sl} : Material factor for the multiaxial strain limit
- m_2 : mechanical strain tensor, mechnical strain is defined as the total strain minus the free thermal strain.
- ${\cal R}$: ratio of the specified yield strength divided by the specified ultimate tensile strength.
- ε_{cf} : forming strain

Table	8	Stress	value	of	three	points	in	shell	4-layer	elastic	and	plastic
model												

		Stress value			
		4-la	Allowable		
	Type of stress	Elastic model	Elastic- Plastic model	Stress [MPa]	
D1	Membrane	95.9	91.3	1.5S	210
ΓI	Membrane + Bending	316	258.2	3S	420
DЭ	Membrane	128.7	84.3	1.5S	210
Γ <i>2</i>	Membrane + Bending	287.5	249.5	38	420
D2	Membrane	79.3	55.8	1.5S	210
ГJ	Membrane + Bending	256.3	230.4	3 S	420



Fig. 3.43 Multilinear Stress-Strain curve of Ti grade 9



Fig. 3.44 Von-Mises stress distribution in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.45 Von-Mises stress distribution limit yield stress in shell 4-layer quarter model



Fig. 3.46 Position of three points and stress distribution in shell 4-layer quarter model



3.5 쉘 4-레이어 전체 탄성 모델

3.1절 ~ 3.4절까지 1/4모델에 대해서 최소 플레이트 4-레이어로 구조해석을 진 행해야만 이 경계조건의 영향을 정확히 분석을 할 수 있었다. 하지만 1/4 모델 의 경우 정확히 대칭 모델이 아니기에 전체 모델과 비교가 필요 하게 되었고 전체로 해석한 모델과 비교함으로써 1/4모델의 정당성을 제시하고자 한다.

3.5.1 해석모델 및 유한요소모델

해석모델은 실제 원형형상을 다 반영했다는 점 이외에는 1/4모델과 동일하다. 해석모델로 선정한 형상은 Fig. 3.47~3.48과 같다. 4개의 절점을 갖는 3차원 쉘 요소와 8개의 절점을 갖는 솔리드 요소를 사용했고 이전 1/4모델과 동일한 조 건에서 진행 하였다. 유한요소모델의 형상은 Fig. 3.49~3.52에 보여지는바와 같 고 Fig. 3.49~3.50은 Eshape-off, Fig. 3.51~3.52는 Eshape-on 상태를 나타내며 총 요소 개수1,307,890개가 해석에 사용되었다.

1945





Fig. 3.47 Iso view geometry of heat plate in shell 4-layer full model



Fig. 3.48 Side view geometry of heat plate in shell 4-layer full model



Fig. 3.49 Iso view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer full model



Fig. 3.50 Side view of element mesh(eshape-off) in shell 4-layer full model



Fig. 3.51 Iso view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer full model



Fig. 3.52 Side view of element mesh(eshape-on) in shell 4-layer full model

3.5.2 경계조건 및 해석결과

Collection @ kmou

이전 모델과 동일하나 절단면이 존재하지 않으므로 양 끝단에 외곽선을 따라 용접부에 대해서는 X, Y, Z방향 변위구속 조건을 부여 하였고 다른 하중 및 경 계조건은 1/4모델과 동일하게 부여 하였다.(Fig. 3.53~3.55)

해석결과는 플레이트 4-레이어중 내부 2-레이어에 대해서 응력을 평가하였고 앞서 해석한 쉘 모델 플레이트 4-레이어 1/4 모델과 비교 하였다. Fig. 3.56에서 는 von-Mises 응력분포를 나타내었다. Fig. 3.56에서 보이는 바와 같이 해석결 과 플레이트가 양옆에 있을 경우 생기는 플레이트간의 접촉영역에서 최대응력 923 MPa로 나타났고 이는 쉘 모델 플레이트 4-레이어 1/4 모델의 1487.7 MPa 에 비해 적게 나타남을 확인 하였다. 또한 정확한 비교를 위해 ASME Section VIII Division 2에서 정의하는 일차응력 및 이차응력을 통해 비교 하였다. 쉘 모 델 4 -레이어 전체 모델 또한 쉘 모델 4-레이어 1/4모델과 마찬가지로 일반 일 차응력 영역은 존재하지 않고 국부 일차응력과 이차응력만이 존재하고 동일한 허용응력에 대해 평가하도록 했다. 쉘 모델 4-레이어 1/4 모델과 비교를 위해서 쉘 모델 4-레이어 전체 모델 또한 항복강도 이하의 범위에서 응력분포를 확인 하였고 Fig. 3.57에 나타내었다. 응력분포 확인 결과 4-레이어 1/4 모델에서의 응력 분포와 거의 유사함을 확인 하였고 응력분포가 거의 동일하게 나타났으므 로 같은 위치의 포인트에서 막응력 와 막응력 + 굽힘응력을 평가 하였고 Fig. 3.58에 나타내었다.

각각의 위치에 대해서 4-레이어 1/4 모델과 쉘 모델 4-레이어 전체 모델을 비교한 결과를 Table 9에 나타내었고 4-레이어 전체 모델에 비해 쉘 모델 4-레 이어 1/4 모델이 막응력 과 막응력 + 굽힘응력 값이 더 크게 나타났다. 이를 통 해 4-레이어 1/4 모델이 쉘 모델 4-레이어 전체 모델에 비해 더욱더 가혹하게 설계되었다는 점과 응력분포가 거의 유사하다는 점을 통해 앞으로 1/4모델로 해석을 하여 시간과 메모리를 적게 사용하여 효율적으로 해야 함을 확인 했다.



Fig. 3.53 Boundary condition of heat plate in shell 4-layer full model



Fig. 3.54 Applied pressure on heat plate in shell 4-layer full model



Fig. 3.55 Contact boundary condition in shell 4-layer full model

	Table	9	Stress	value	of	three	points	in	shell	4-layer	quarter	and	full	model
--	-------	---	--------	-------	----	-------	--------	----	-------	---------	---------	-----	------	-------

		Stress val	Allowable Stress		
	Type of stress	Sh			
		1/4 model	/4 model full model		
D1	Membrane	95.9	57.0	1.5S	210
ΓI	Membrane + Bending	316	304	3S	420
DO	Membrane	128.7	74.1	1.5S	210
F2	Membrane + Bending	287.5	269.8	3S	420
D2	Membrane	79.3	56.4	1.5S	210
rs	Membrane + Bending	256.3	241.1	3S	420





Fig. 3.56 Von-Mises Stress distribution in shell 4-layer full model



Fig. 3.57 Von-Mises Stress distribution limit yield stress in shell 4-layer full model



Fig. 3.58 Position of three points and stress distribution in shell 4-layer full model

제 5 장 결론

본 연구에서는 SMR의 잔열제거 열교환기로서 기존의 쉘 앤 튜브 열교환기의 대체 용도로 고온, 고압에서 사용되는 열교환기인 PSHE의 적용가능성을 검토 하는 것이다. PSHE의 부품 중에서 전열판 팩의 구조건전성이 가장 중요하기 때문에 유한요소해석을 통해 안전성을 평가하였다. 모델링 및 해석과정과 결과 는 다음과 같다.

1. PWR의 잔열 제거 열교환기로 사용되는 재료로서 Ni alloy, Stainless steel, Ti alloy 중 응력부식에 대한 저항성, 전반적인 화학 물질에 대한 내 부식성, 사 용온도 범위, 해수에 대한 저항성, 우수한 열전달 특성, 고온, 고압의 사용조건 등을 고려했을 시 전열판에 사용되는 재료로써 Ti 합금 Grade 9을 선정하였다.

2. 전열판의 쉘 모델링의 타당성을 솔리드 모델과 쉘 모델을 비교함으로써 확인되었다.

 3. 연속적으로 조립되어 있는 전열판 해석을 위해서는 해석영역을 최소한 4 개의 플레이트는 모델링해야 만이 내부 2장(2-레이어)은 경계조건의 영향을 받 지 않는 것을 확인하였다.

4. 전열판 해석의 경우 탄소성 응력 해석을 통해 구성요소의 소성변형 및 변 형경화의 결과로 발생하는 응력의 재분포를 실제 구조물의 거동을 보다 근접하 게 구현함으로 더욱 정확한 평가를 제공하고 접촉점에 대한 평가를 정확하게 구현 가능하다.

5. 플레이트 4장(4-레이어)에 대해 1/4 모델과 전체 모델을 비교함으로써 전 체 응력 분포가 거의 같고 1/4모델이 더욱 가혹하게 설계되었기 때문 1/4모델 의 타당성을 확인하였다.

6. 고온, 고압의 SMR 잔열제거계통에 PSHE의 전열판이 구조적으로 안전함과 적용 가능성을 확인 하였다.



참고문헌

- Hirose, K. (2012). 2011 Fukushima Dai-ichi nuclear power plant accident: summary of regional radioactive deposition monitoring results. Journal of environmental radioactivity, 111, 13–17.
- [2] Chu, S., & Majumdar, A. (2012). Opportunities and challenges for a sustainable energy future. nature, 488(7411), 294.
- [3] Shropshire, D., Purvins, A., Papaioannou, I., & Maschio, I. (2012). Benefits and cost implications from integrating small flexible nuclear reactors with off-shore wind farms in a virtual power plant. Energy Policy, 46, 558-573.
- [4] Kuznetsov, V. (2008). Options for small and medium sized reactors (SMRs) to overcome loss of economies of scale and incorporate increased proliferation resistance and energy security. Progress in Nuclear Energy, 50(2-6), 242-250.
- [5] Rowinski, M. K., White, T. J., & Zhao, J. (2015). Small and medium sized reactors (SMR): A review of technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 44, 643–656.
- [6] Vujić, J., Bergmann, R. M., Škoda, R., & Miletić, M. (2012). Small modular reactors: Simpler, safer, cheaper?. Energy, 45(1), 288–295.
- [7] Ingersoll, D. T. (2015). Handbook of Small Modular Nuclear Reactors.
- [8] Ilyas, M., & Aydogan, F. (2017). Steam generator performance improvements for integral small modular reactors. Nuclear Engineering and Technology, 49(8), 1669–1679.

- [9] Abu-Khader, M. M. (2012). Plate heat exchangers: Recent advances. Renewable and sustainable energy reviews, 16(4), 1883–1891.
 - [10] Sundén, B., & Manglik, R. M. (2007). Plate heat exchangers: design, applications and performance, Vol. 11, Wit Press.
 - [11] Wadekar, V. V. (1998). Improving industrial heat transfer-compact and not-so-compact heat exchangers. Journal of Enhanced Heat Transfer, vol.5, 53-69.
 - [12] Klemes, J. J., Arsenyeva, O., Kapustenko, P., & Tovazhnyanskyy, L.(2015). Compact heat exchangers for energy transfer intensification: low grade heat and fouling mitigation. CRC Press.
 - [13] Arsenyeva, O. P., Tovazhnyanskyy, L. L., Kapustenko, P. O., Khavin, G. L., Yuzbashyan, A. P., & Arsenyev, P. Y. (2016). Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. Applied Thermal Engineering, 105, 763–773.
 - [14] Nakaoka, T., & Uehara, H. (1988). Performance test of a shell-and-plate-type condenser for OTEC. Experimental Thermal and Fluid Science, 1(3), 275-281.
 - [15] Freire, L. O., and de Andrade, D. A. (2014). On applicability of plate and shell heat exchangers for steam generation in naval PWR. Nuclear Engineering and Design, 280, 619–627.
 - [16] Ingersoll, D. T., Houghton, Z. J., Bromm, R., & Desportes, C. (2014). NuScale small modular reactor for Co-generation of electricity and water. Desalination, 340, 84-93.
 - [17] Liu, Z., & Fan, J. (2014). Technology readiness assessment of small modular reactor (SMR) designs. Progress in Nuclear Energy, 70, 20–28.



- [18] 김우식, 정서윤, 문주형, 이민규, 김영인, & 김긍구. (2015). SMART 피동 잔열제거계통 성능 해석. 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 107-108.
- [19] Fanning, R. M. (2017). Design and analysis of a passive heat removal system for a small modular reactor using STAR CCM+.
- [20] Blomgren, R., Andersson, J., & Mats, N. (1998). Welded plate heat exchanger. Applied Thermal Engineering, 18(6), 5–6.
- [21] AlfaLaval Welded plate and shell heat exchanger, https://www.alfalaval.kr., (Last visit 22.12.2018)
- [22] Vahterus Plate and shell heat exchanger technology, https://www.vahterus.co., (Last visit 20.12.2018)
- [23] Jeong, H. S., Cho, J. R., Jeon, J. W., & Park, S. H. (2014). Investigation into structural reliability of a brazed part in cross-corrugated plates. International journal of precision engineering and manufacturing, 15(2), 251–258.
- [24] Cattant, F., Crusset, D., & Féron, D. (2008). Corrosion issues in nuclear industry today. Materials today, 11(10), 32–37.
- [25] Harrod, D. L., Gold, R. E., & Jacko, R. J. (2001). Alloy optimization for PWR steam generator heat-transfer tubing. Jom, 53(7), 14–17.
- [26] Thulukkanam, K. (2013). Heat exchanger design handbook. CRC press.
- [27] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Sec. III, Part D(Metric), 2017.
- [28] Allen, T., Busby, J., Meyer, M., & Petti, D. (2010). Materials challenges for nuclear systems. Materials today, 13(12), 14–23.
- [29] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 2, 2017.