



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

미세 U 튜브 열교환기의 형상에 따른 구조
건전성 평가에 관한 연구

A Study on Structural Integrity Evaluation of fine U-
Tube Heat Exchanger according to Shape



한국해양대학교 대학원

기계공학과

김 정 주

본 논문을 김정주의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2013년 12월 13일

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 동향	2
1.3 연구 내용 및 목적	3
2. 탄소성 유한요소 해석의 이론적 배경	4
2.1 유한요소법	4
2.2 탄소성 유한요소해석	5
3. 고온 상태 인코넬 625의 기계적 특성	11
4. U 튜브 열교환기의 구조해석	8
4.1 열교환기 모델	18
4.2 해석 방법 및 경계 조건	20
4.2.1 해석 방법	20
4.2.2 경계조건	22
4.3 해석 결과	26
4.3.1 기본형 열교환기 모델의 해석 결과 및 분석	26
4.3.2 분리형 열교환기 모델의 해석 결과 및 분석	30
4.3.3 플랜지 이동형 열교환기 모델의 해석 결과 및 분석	33
4.3.4 플랜지 이동형 열교환기 모델의 해석 결과 및 분석	36
4.4 4가지 열교환기 모델의 건전성 평가	39

4.4.1 4가지 열교환기 모델의 비교	39
5. 결론	42
참고문헌	44



A Study on Structural Analysis of fine U–Tube Heat Exchanger according to Shape

Jung–joo Kim

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

Abstract

The objective of structural analysis is to predict the thermo–mechanical performance of the heat exchanger at engine operating conditions using validated multi–physics modelling technology. The plastic fracture and life on the heat exchanger are estimated by thermo–mechanical analysis.

Tensile tests are conducted in high temperature (700 K, 800 K, 900 K, 1000 K) using five specimens to obtain the mechanical properties of Inconel 625 tubes.

Based on the test result, the yield strength shows 308 MPa and tensile strength shows 640 MPa at 1000 K.

Baseline model and three kinds of improved models are proposed. The purpose of the “separated model” is to reduce tubesheet thermal stress. Unlike the baseline model, the “separated model” is divided in half so that the hot side outlet and inlets are separated. So it is allows for each part to move independently even under thermal deformation. “Flange moved model” is similarly “baseline model” However, flange position has moved to manifold

side. “Solid flange model” is that tubesheet side shell flange was changed to a solid flange and modified the shape of the case wall.

Thermo–mechanical analysis was performed to estimate the structural characteristics and stress level of baseline model and 3 improved models.

Comparing with baseline model, bending deformation of tubesheet in separated model decreased. So, the maximum stress of the tubesheet reduced 15%. And the temperature difference between the tubesheet and flange decreased. Thus, the maximum stress of the flange was reduced by 4%. Temperature difference between the tubesheet and case wall was decreased. So the maximum stress of the case wall was reduced by 8%.

Comparing with baseline model, bending deformation of tubesheet in flange moved model decreased. So, the maximum stress of the tubesheet reduced by 30%. So the maximum stress of the tubesheet reduced 5%. Temperature difference between the tubesheet and case wall was decreased. So the maximum stress of the tubesheet was reduced by 7%.

Comparing with baseline model, bending deformation of tubesheet in solid flange model decreased. So, the maximum stress of the tubesheet reduced by 35%. And the temperature difference between the tubesheet and flange was decreased. Thus, the maximum stress of the flange and tubesheet reduced by 30%. Temperature difference between the tubesheet and case wall was decreased. So the maximum stress of the tubesheet was reduced by 10%.

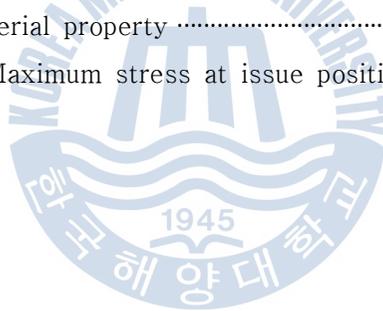
Therefore, solid flange model is the most improved model in terms of stress. Maximum stress were reduced by 30% in flange and tubesheet. Case of the wall stress was reduced by 10%. This value exceeded the yield strength of Inconel at 1,000K. (Ref. the yield strength of inconel 625 tube is 308MPa at 1,000K.). But this value was satisfied with the fatigue strength in 1000 cycle.

Nomenclature

ϵ	: 인장 변형률(tensile strain)
σ	: 인장 응력(tensile stress)
ν	: 포아송비(Poisson's ratio)
α	: 선팽창계수(mean linear expansion, $\mu\text{m}/\mu\text{mK}$)
γ	: 전단 변형률(shearing strain)
τ	: 전단 응력(shearing stress)
$[M]$: 질량 행렬(mass matrix)
$[C]$: 감쇠 행렬(damping matrix)
$[K]$: 강성 행렬(stiffness matrix)
$\{\ddot{x}(t)\}$: 절점의 가속도 벡터(nodal acceleration vector)
$\{\dot{x}(t)\}$: 절점의 속도 벡터(nodal velocity vector)
$\{x(t)\}$: 절점의 변위 벡터(nodal displacement vector)
$\{F(t)\}$: 작용하중 벡터(applied load vector)
$\{\Phi\}$: 자유진동 모드행렬
E	: 탄성 계수(Young's modulus)
x_{\max}	: 최대 변위(maximum displacement)
i	: -1 의 제곱근(square root of -1)
ω	: 진동수(imposed circular frequency, radians/time)
f	: 주파수(imposed frequency, cycle/time)
ϕ	: 변위 위상각(displacement phase shift, radians)
ψ	: 가진 위상각(force phase shift, radians)

List of Tables

Table 1	Chemical Composition of Inconel 625	1 1
Table 2	Material properties of Inconel 625	2 1
Table 3	Test condition of tube in high temperature tensile test	4 1
Table 4	Result of high temperature tensile test	7 1
Table 5	Load case for thermo-mechanical analysis	5 2
Table 6	Boundary condition for thermal analysis	5 2
Table 7	Results of thermo-mechanical analysis	8 2
Table 8	Inconel 625 material property	9 2
Table 9	Results of thermo-mechanical analysis	2 3
Table 10	Results of thermo-mechanical analysis	5 3
Table 11	Inconel 625 material property	8 3
Table 12	Comparison of Maximum stress at issue position	0 4



List of Figures

Fig. 1 Convected coordinate system in the deformation process	0· 1
Fig. 2 Slope of tangent and chord lin in true stress–strain curve	0· 1
Fig. 3 Tensile properties of annealed bar	21
Fig. 4 Tensile properties of cold–rolled annealed sheet	3· 1
Fig. 5 Tensile properties of hot–rolled solution–treated rod	3· 1
Fig. 6 Dimension of specimen	4
Fig. 7 Equipment for high temperature tensile test	51
Fig. 8 Fracture shape of test specimen	61
Fig. 9 Results of high temperature tensile test	7 1
Fig. 10 3D Cad model for analysis	91
Fig. 11 Thermo–mechanical analysis process	0· 2
Fig. 12 Structural Solid 90 & 186 for heat transfer analysis in ANSYS	1· 2
Fig. 13 FE model for analysis	22
Fig. 14 Thermal boundary condition for heat transfer analysis of heat exchanger ..	5· 2
Fig. 15 Temperature distribution of U tube heat exchanger baseline model	7· 2
Fig. 16 Deformation of tubesheet, case and flange	72
Fig. 17 Result of stress distribution	8 2
Fig. 18 Comparison of Maximum stresses at an issue position	8· 2
Fig. 19 Temperature distribution of U tube heat exchanger separated model	1· 3
Fig. 20 Deformation of tubesheet, case and flange	13
Fig. 21 Result of stress distribution	2 3
Fig. 22 Comparison of Maximum stresses at an issue position	2· 3
Fig. 23 Temperature distribution of U tube heat exchanger flange moved model ..	4· 3
Fig. 24 Deformation of tubesheet, case and flange	43
Fig. 25 Result of stress distribution	5 3
Fig. 26 Comparison of Maximum stresses at an issue position	5· 3
Fig. 27 Temperature distribution of U tube heat exchanger solid flange model ..	7· 3
Fig. 28 Deformation of tubesheet, case and flange	73

Fig. 29 Result of stress distribution8 3

Fig. 30 Comparison of Maximum stresses at an issue position8.. 3

Fig. 31 Comparison of Maximum stresses at an issue position0.. 4

Fig. 32 Comparison of temperature distribution in flange & tubesheet1. 4



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

최근 항공 운송의 수요는 매년 5% 가량 증가하고 있으며, 이에 따라 항공기의 수요와 성장은 수십 년간 증가할 것으로 예상된다. 항공 운송이 증가함에 따라 항공기 터빈 엔진에서 배출되는 이산화탄소와 질소산화물과 같은 환경오염 가스 또한 증가하고 있다. 따라서 국제적으로 자원 고갈과 환경오염의 심각성이 대두되고 있는 가운데 연소기관의 효율 증대와 환경오염 물질의 감소를 위해 인터쿨러(intercooler)나 리큐퍼레이터(recuperator) 등 다양한 종류의 열교환기가 산업 현장에서 적용되고 있다.

이러한 용도의 열교환기 개발과정에는 많은 비용이 소요되며, 제작과정 및 적용에 어려움을 겪고 있다. 그 중에서도 항공기와 발전 플랜트에 적용되는 열교환기는 높은 수준의 기술력을 요구하고, 소형화와 고효율성이 만족되어야 하는데 그에 가장 잘 부합하는 조건의 열교환기 중에 하나는 미세 관형 열교환기이다. 항공기 엔진의 미세 관형 열교환기를 장착한다면 연료사용의 효율을 높임과 동시에 이산화탄소 및 질소산화물의 배출을 감소시키며 연료의 절약과 환경 오염 문제를 해결 할 수 있을 것이다. 하지만, 항공기나 발전 플랜트에 적용된 열교환기의 작동 환경은 고온이며 연소과정에서 강력한 진동이 발생되기 때문에 열교환기의 구조적 강도를 만족시키는 설계를 하는 것은 쉬운 일이 아니다. 특히 열하중과 진동하중에 대한 구조적 허용조건이 서로 상반되는 성격을 가지고 있어서 설계를 더욱 어렵게 한다. 이러한 열교환기의 개발이 순조롭고 빠르게 진행되기 위해서는 시험 및 해석의 간략화와 제작기법을 개발하는 것이 매우 중요하다. 최근 다양한 분야에서 시뮬레이션을 통해 현상을 예측하는 방

법을 연구하고 있으며, 이러한 연구는 열교환기의 개발뿐만 아니라 작동조건에서 발생할 수 있는 문제점을 찾는 방법으로도 활용되고 있다.

1.2 연구 동향

ACARE(Advisory Committee for Aeronautics Research in Europe)는 항공기 엔진을 위한 유럽 환경 기준을 건의하였다. 기준은 2020년까지 이산화탄소(CO₂)를 20% 감소, 질소산화물(NOX) 배출의 80% 감소 그리고 항공기 소음을 줄이는 것을 포함한다.^(1~2) 첨단 기술 열교환기는 이러한 배출 감소 목표를 달성하기 위하여 반드시 필요하다. 항공기 및 플랜트용 가스터빈 엔진을 위한 열교환기의 개발은 도전적인 특성을 요구한다. 개발을 위해서는 많은 연구 자금이 필요하고 이를 위해 국제적 협력과 정책적인 협력이 요구된다.

전 세계적으로 열교환기 시장은 매년 크게 증가하고 있으며, 각 나라에서는 고성능의 열교환기 개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 특히 연소 기관에 장착되는 열교환기는 연료 효율의 증대와 오염물질 배출 감소와 직접적인 영향을 미치기 때문에 많은 관심을 받고 있으며 다양한 형태의 열교환기가 개발되고 있다. 특히 항공기와 발전플랜트 및 선박에 사용되는 열교환기는 그 제약조건 때문에 개발에 큰 어려움을 겪는다.

최근 항공기용 열교환기의 발달은 독일 회사인 MTU에 의해 두드러지고 있다. MTU는 CLEAN 프로그램을 통해서 튜브 번들(bundle)로 이루어진 인터쿨러를 개발에 따르면, 항공기용 터빈엔진에 인터쿨러와 리큐퍼레이터를 적용시켜 이산화탄소 배출량 6%, 질소산화물 16%를 감소시키는 결과가 발표되었다.⁽²⁾ 이는 ACARE에서 제시한 기준에는 만족하지 않지만, 인터쿨러나 리큐퍼레이트 같은 열교환기를 적용에 따른 효과들을 나타내고 있음을 알려준다.

러시아의 AL-31F 엔진은 1970년대 중반에 전투기용으로 개발된 엔진으로서 미세 튜브형 열교환기가 적용이 되었다. 하지만 민간 항공기 엔진용으로는 미세 튜브형 열교환기가 적용된 적이 없다. 그러므로 민간 항공기 엔진에 미세 튜브형 열교환기를 적용하기 위해서는 보다 많은 연구가 필요하다.^(3~4)

1.3 연구 내용 및 목적

고온·고압의 환경에서 운전되는 항공기 엔진에 사용되는 미세 튜브형 열교환기는 운전 상태에서 온도차에 의한 열변형과 열응력으로 인해 이를 효과적으로 극복해야하며, 운전 중 발생하는 진동에 의한 동적 특성을 평가하여야 한다. 또한 항공기 엔진에 장착되는 열교환기라는 부품의 특수성으로 인해 장착되는 위치에 의해서 열교환기의 체적과 무게가 작아야 하며 열전달 효율을 위해 전열 면적을 늘려야 한다. 이러한 조건으로 인해 여러 형상의 열교환기의 튜브들이 제안되고 있다.⁽⁴⁾

본 연구에서는 유한요소 해석을 이용하여 미세 U 형 튜브 열교환기의 온도차이에 의해 발생하는 열응력 및 열변형 예측에 대해 연구를 수행하였다. 항공기 엔진에 장착되는 열교환기 부품의 특수성으로 인하여 고효율, 저중량과 저체적을 만족하기 위하여 형상을 이용하여 강성은 높이는 방법이 요구 된다. 효율성을 고려한 기본형 모델을 구조해석을 통하여 건정성을 평가하여 기준허용에 만족하지 않았다. 개선 모델들은 제안함으로써 항공기용으로 사용되는 미세 U 튜브 열교환기의 최적 형상을 찾기 위한 연구이다. 유한요소 해석을 위해 상용코드인 Ansys 12.1⁽⁵⁾의 자체 모델러를 이용하여 형상과 유한요소 모델을 사용하였다. 전체 모델 열교환기 전체의 온도분포 결과를 구하기 위해 열전달 해석을 수행하였으며, 이 온도분포를 압력과 함께 적용하여 열-구조 연성해석을 진행하였다. 이를 통하여 튜브를 제외한 모듈형(modular type) 열교환기의 열적 특성을 평가하였다.

제 2 장 탄소성유한요소 해석의 이론적 배경

2.1 유한요소법

유한요소법은 해석하고자 하는 계(구조, 열, 유체등)를 유한요소라고 불리는 작은 부분으로 나누고, 물리적인 법칙을 각각의 유한 요소에 적용한 후, 인접한 다른 요소를 절점(node)를 통해서 결합하여 최종적으로 전체 시스템에 대한 지배 방정식을 만든 후 이를 풀이해서 유용한 물리적 정보를 얻는 방법이다.

흔히 사용하는 두 가지 방법은 하중법(force method) (또는 flexibility method) 과 변위법(displacement method)를 들 수 있다. 첫 번째의 하중법에서 요소 사이의 내력을 미지수로 설정하고 평형방정식에서 요소에 대한 지배방정식을 구한다. 그런 다음 적합조건을 사용하여 추가의 식을 유도한 후 이를 전체적으로 합쳐서 연립대수방정식을 구하고 이 방정식을 풀어서 미지의 내력을 구하는 방법이다. 두 번째의 변위법은 절점의 변위를 미지수로 설정하여 지배 방정식을 작성하는 방법이다.

유한요소법은 여러 공학 분야에 적용이 가능하지만 구조분야에서 가정 먼저 적용이 되었고 현재는 유체역학, 성형공정, 원자력 공학, 생체역학 등 다양한 분야에서 적용되고 있다. 유한요소법은 불규칙한 형태의 물체도 쉽게 모델링 할 수 있고 각각의 요소에 대해서 서로 다른 방정식으로 문제를 풀기 때문에 다른 물질로 구성된 물체의 모델링을 쉽게 할 수 있는 이점이 있으나 실제 구조물이나 공정을 이상적으로 모델링하기 위해서는 많은 경험과 지식이 필요하며 결과의 신뢰성 평가를 위해서는 많은 경험이 필요하다.⁽⁵⁾

2.2 탄소성 유한요소해석

대변형문제와 탄소성문제의 특징은 비선형성으로 인하여 시간과 외력의 각 단계에서의 크기에 대해 불안정하다는 것이다. 해가 충분한 정확도를 가지기 위해서는 반복 계산이 필요하다. 탄소성체의 특성은 통상 속도형으로 표시된 구성식에 의하여 표현되므로 변형을 지배하는 기초식도 속도형으로 표시된다. 탄소성 경계 값 문제에서 탄소성 변형은 이런 속도형 기초식을 구성식과 주어진 경계조건을 이용하여 순차적으로 풀어가는 것에 의해 구해진다. 이들 구성식과 기초 식은 변형과정중의 기준 상태를 변형전 초기상태 또는 현 변형상태 중 어디에 설정하는가에 따라 전자의 경우 Total Lagrangian Formulation(TLF), 후자의 경우 Updated Lagrangian Formulation(ULF)으로 구별된다. Fig. 1에서와 같이 탄소성 변형 중에 있는 물체를 고려하면 시간 t 에서 평형상태에 있는 물체의 모든 값 (변형량 분포, 응력분포, 변형형상 등)이 알려져 있을 때 시간 증분 Δt 동안 미소 외부 변형에 대한 물체의 반응(탄소성 해)은 직교 데카르트 좌표계 표를 기준 좌표로 하여 ULF표시에 의한 다음의 가상일 원리를 푸는 것에 의하여 구해진다.⁽⁶⁾

$$\int_v (S' + \sigma L)\delta L dv = \int_{st} \dot{p} \delta v ds \quad (2-1)$$

여기서 p 는 물체의 표면 s 의 단위면적에 작용하는 외력의 변화율, v 는 변위속도, $L = dv/dx$ 는 속도구배 텐서는 가상 변위속도이다. 또, V, s 는 각각 물체의 체적과 표면적을 나타낸다. S 는 Kirchhoff 응력텐서이고 Cauchy 응력텐서 σ 와는 다음의 관계가 있다.

$$S = \frac{\rho_0}{\rho} \sigma$$

$$S' = \dot{\sigma} + \sigma tr L - \sigma L - L \sigma \quad (2-2)$$

탄소성 경계 값 문제, 식 (2-1)을 풀기 위해서는 재료고유의 응답특성을 나타내는 변형률 속도와 응력속도의 대응관계인 구성식은 재료의 물리적 특성을 나

타내므로 물체의 운동 혹은 좌표계의 운동에 무관하게 객관성을 가져야 한다.

식 (2-1)에 객관성을 갖는 구성식으로 Kirchhoff응력의 Jaumann 속도 \bar{s} 와 변형률 속도 d 의 대응 관계를 이용하면

$$\int_v [(D-F)d + \sigma L] \delta L dv = \int_{st} \dot{p} \sigma v ds$$

$$\dot{s} = \dot{s} + \delta w - w \sigma = \dot{s} + Fd$$

(2-3)

$$w = \frac{1}{2}(L - L^T), d = \frac{1}{2}(L + L^T)$$

이 된다. 여기서 D 는 구성 매트릭스이고 재료의 소성변형조건을 나타내는 항복 곡면의 형태에 따라 구체적인 형태가 구해진다.

탄소성 변형문제의 해를 구하기 위한 탄소성 유한요소방정식은 가상일의 원리 식 (2-1)에 의해 정식화된다. 즉 N 개의 절점을 갖는 요소내의 임의의 점에서 변위속도를 V , 변형률속도를 d , 변위 속도구배를 g 로 하고 이것을

절점에서의 변위 속도 \bar{v} 와 형상함수 ϕ 및 ϕ 의 도함수를 성분으로 하는 매트릭스 B , E 로 표시하여 가상의 일 원리인 식 (2-2)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 매트릭스 형으로 요소의 강성방정식이 얻어진다.

$$K\hat{v} = \hat{f}$$

$$K = \int_{ve} [B^T(D-F)B + E^T] Q E dv$$

$$\hat{f} = \int_{set} \phi^T \dot{p} ds$$

(2-4)

$$v = \phi \hat{v}, d = B \hat{v}, g = E \hat{v}$$

요소의 체적은 v_s , 표면적은 S_e 로 나타낸다. 매트릭스 K 는 강성 매트릭스이고, \hat{f} 는 표면적에 등가인 절점력이다. 식 (2-4)의 유한요소방정식을 모든 요

소에 대하여 구하고 절점력의 평형조건과 변위의 적합조건을 만족하도록 중첩시키면 물체 전체의 강성방정식이 얻어지고 여기에 절점력 증분 및 절점 변위 증분으로써 경계조건을 가하면 물체내의 모든 미지의 절점변위 증분이 구해진다. 상기의 정식화는 증분 변형전의 상태를 기준으로 증분 변형 후의 상태를 표시하는 Euler법에 의한 것이므로 계산정도의 향상을 위해서 증분간에는 선형 영역에서 비선형 영역으로의 재료특성의 변화나 형상의 급격한 변화가 발생하지 않도록 증분의 크기를 결정하는 것이 중요하다.

객관성을 갖는 응력속도와 변형률 속도 간의 대응관계인 구성식으로서 탄소성체의 소성변형에 자주 이용되고 있는 구성식은 크게 연합유동법칙(associated flow rule)을 따르는 J_2 -flow theory와 J_2 -kinematic hardening theory, 항복곡면에 코너의 존재를 고려한 구성식으로서 J_2 -deformation theory와 J_2 -corner theory, 비 연합 유동법칙(non-associated flow rule)을 따르는 Rudnicki-Rice's theory와 Gurson's theory에 의한 구성식으로 대별된다. 이들 중에서 비연합유동법칙은 토양, 암석과 같이 소성변형 이전에 재료내부에 미세 크랙이나 간극을 갖고 있는 재료나 금속재료가 정수압 응력 지배하에 있을 때 해당되는 사항이다. 본 연구에서는 연합유동법칙을 따르는 두 구성방정식을 사용하였다.

통상 탄소성 구성식의 도출에 있어서 전 변형률 속도 \bar{d} 는 가역적인 탄성성분 \vec{d}^e 와 비가역적인 소성성분 \vec{d}^p 로 분해할 수 있다고 다음과 같이 가정 한다.

$$\vec{d} = \vec{d}^e + \vec{d}^p \quad (2-5)$$

탄성성분은 Hooke의 법칙을 유한변형까지 확장시켜 일반화 시킨 선형관계에 의해 나타내고 소성성분은 항복함수 f (yield function)와 유동법칙(flow rule)에 의해 나타낸다. 즉, 탄소성체의 구성식은 Hill⁽⁶⁾에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{s} = D^e \vec{d}^e = D^e (\vec{d} - \vec{d}^p) \quad (2-6)$$

여기서 D^e 는 순간 탄성강성계수(instantaneous elastic modulus)이다. 소성 변형률속도 \vec{d}^p 는 다음 식으로 주어진다.

$$\vec{d}^p = \frac{1}{h} \vec{m} (\vec{s} \cdot \vec{n})$$

$$\vec{n} = \frac{\partial f}{\partial \sigma} / abs \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (2-7)$$

\vec{m} 은 소성변형을 속도방향, \vec{n} 은 항복곡면에 세운 법선방향을 나타낸다. h 는 재료의 변형경화특성을 나타내는 스칼라함수로 응력, 변형이력의 함수이다. 식 (2-6)와 식 (2-7)에서 $\vec{s} \cdot \vec{n}$ 을 구하면,

$$\vec{n} \cdot D^e \vec{d} = \vec{n} (\vec{s} + D^e \vec{d}^p)$$

$$= \begin{cases} (\vec{n} \cdot \vec{s}) [1 + \frac{1}{h} (\vec{n} \cdot D^e \vec{m})] : \vec{n} \cdot \vec{s} > 0, \text{부하} \\ \vec{n} \cdot \vec{s} : \vec{n} \cdot \vec{s} \leq 0, \text{제하, 중립} \end{cases}$$

(2-8)

따라서 식 2-6에서 탄소성 구성식은

$$\vec{s} = D^e (\vec{d} - \vec{d}^p)$$

$$= \left[D^e - \beta \frac{D^e \vec{m} D^e \vec{n}}{h + \vec{n} \cdot D^e \vec{m}} \right] \vec{d} = D \vec{d} \quad (2-9)$$

$\beta = 1 : \vec{n} \cdot D^e \vec{d} > 0, \text{부하}$

$0 : \vec{n} \cdot D^e \vec{d} \leq 0, \text{제하, 중립}$

로 주어진다. 여기서 β 는 소성 영역과 중립 • 제하 영역을 구분하는 지수이다. $\vec{m} = \vec{n}$ 인 경우에 연합유동법칙이 성립하고 D 는 ij, kl 에 대해 대칭이 된다. 참고적으로 $\vec{m} \neq \vec{n}$ 인 경우에는 비연합유동법칙이 성립하여 D 는 ij, kl 에 대하여 비대칭이 된다.

초기 항복함수가 Von Mises형의 매끈한 항복곡면으로 주어지는 등방경화(isotropic hardening) 탄소성체의 경우 소성변형을 속도방향은 항복곡면에 세운

법선방향과 일치한다. ($\vec{m}=\vec{n}$) 따라서 Von Mises형의 항복함수 $f=3/2\hat{\sigma}\cdot\hat{\sigma}-\sigma_Y^2(\hat{\sigma}=\sigma-1/3tr\sigma I)$ 를 식 (2-9)에 대입하면 J₂-flow theory에 의한 탄소성구성식의 구체형은 다음과 같이 주어진다.

$$\vec{s}=(D^e-\frac{\beta}{g}NN)\vec{d}=(D^e-\frac{2\beta G}{g}\sigma'\sigma')\vec{d} \quad (2-10)$$

$$N=D^e\vec{n}, g=h+N\cdot\vec{n}=\frac{3}{2}\overline{\sigma^2}(1+\frac{h}{2G})$$

가공경화 파라미터 h는 Fig. 2와 같이 단축인장 진응력-대수변형률 관계로부터 구할 수 있다.

$$h=\frac{3}{2}\frac{d\epsilon^p}{d\sigma}=\frac{3}{2}\left[\left(1-\frac{1-2\nu}{E}\sigma\right)\frac{1}{E_t}-\frac{1}{E}\right] \quad (2-11)$$

E_t : 진응력-대수변형률 곡선의 접선계수 ($=d\sigma/d\epsilon$)

한편 초기 항복조건을 만족한 후 소성변형의 진행에 따라 항복곡면이 형상 및 크기를 그대로 유지한 상태에서 응력 공간 내를 평행 이동하는 이동경화 이론 (Kinematic hardening theory)에 의한 구성식은 다음과 같이 구할 수 있다.

즉, 현재 상태에서 항복곡면의 중심 수 f 위치를 a라 하고, 식 (2-9)에 항복함수 $f=3/2\hat{\sigma}'\hat{\sigma}'-\sigma_Y^2(\hat{\sigma}=\sigma-\alpha)$ 를 대입하면 이동경화 탄소성체에 대한 구성식이 얻어진다.

$$\vec{s}=\left(D^e-\frac{2\beta G}{\hat{g}}\hat{\sigma}'\hat{\sigma}'\right)\vec{d}$$

$$\hat{g}=\frac{2}{3}\sigma_Y^2\left(1+\frac{\hat{h}}{2G}\right) \quad (2-12)$$

항복곡면의 중심위치를 결정하는 방법으로 Ziegler는 항복곡면의 중심의 이동

은 현 응력점과 항복곡면의 중심을 연결하는 방향과 일치한다고 가정하여 항복 곡면 중심의 이동량을 결정하였다.

$$\bar{\alpha} = \mu \hat{\sigma}, v > 0$$

$$v = \left(\frac{3}{2} \bar{s} \cdot \hat{\sigma}' \right) / \sigma_Y^2 \quad (2-13)$$

가공경화 파라미터 \hat{h} 를 구하기 위해서는 식 (2-11)에서 진응력 σ 에 대응하는 양으로 식 (2-14)에 대입하면 된다.

$$\sigma = \sigma_Y + \bar{\alpha}$$

$$\bar{\alpha} = \sqrt{\frac{2}{3} \alpha' \cdot \alpha'}$$

(2-14)

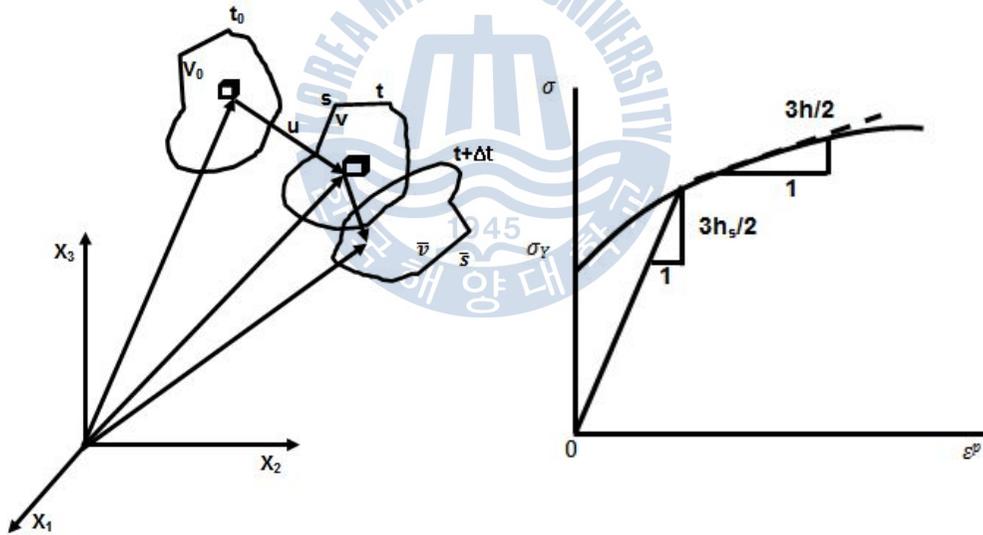


Fig. 1 Convected coordinate system in the deformation process⁽⁶⁾

Fig. 2 Slope of tangent and chord lin in true stress-strain curve⁽⁶⁾

제 3 장 고온 상태 인코넬 625의 기계적 특성

Inconel 625는 니켈-크롬을 주체로 하여 내열합금으로 내열성이 뛰어나며 900 °C 이상의 고온 상태에서 산화에 강하며 황을 함유한 대기에서 침식하지 않는다. 일반적인 탄소강보다 인장강도, 항복강도 등 여러 성질이 600 °C 에서도 변화하지 않아 기계적 성질이 우수하기 때문에 고온과 고압 상태의 작동조건을 가진 항공기의 연소 및 추진 장치에 많이 사용된다.

Table 1은 제조사인 SPECIAL METALS에서 제공한 Inconel 625의 성분 분석표이다.

Table 1 Chemical Composition of Inconel 625⁽¹⁰⁾

Composition	Contents (%)
Nickel	58.0 min.
Chromium	20.0-23.0
Iron	5.0 max.
Molybdenum	8.0-10.0
Niobium (plus Tantalum)	3.15-4.15
Carbon	0.10 max.
Manganese	0.50 max.
Silicon	0.50 max.
Phosphorus	0.015 max.
Sulfur	0.015 max.
Aluminum	0.40 max.
Titanium	0.40 max.

작동환경이 920 K이상일 때는 풀림과 용체화 처리된 것이 가장 좋은 인장강도, 항복 및 피로강도를 가진다. Table 2는 상온에서의 열처리 및 가공에 따른 기계적 강도를 보여주고 있다.

Table 2 Material properties of Inconel 625⁽¹⁰⁾

Form and Condition		Tensile Strength	Yield Strength	Elongation	Reduction in Area	Hardness, Brinell
		MPa	MPa	%	%	
Rod, Bar, Plate	As-Rolled	827-1103	414-758	60-30	60-40	175-240
	Annealed	827-1034	414-655	60-30	60-40	145-220
	Solution-Treated	724-896	290-414	65-40	90-60	116-194
Sheet and Strip	Annealed	827-1034	414-621	55-30	—	145-240
Tube and Pipe, Cold-Drawn	Annealed	827-965	414-517	55-30	—	
	Solution-Treated	689-827	276-414	60-40	—	

Fig. 3, 4, 5에서는 풀림 및 용체화 처리되어 가공된 Inconel 625 합금의 고온 인장물성을 보여주고 있다.

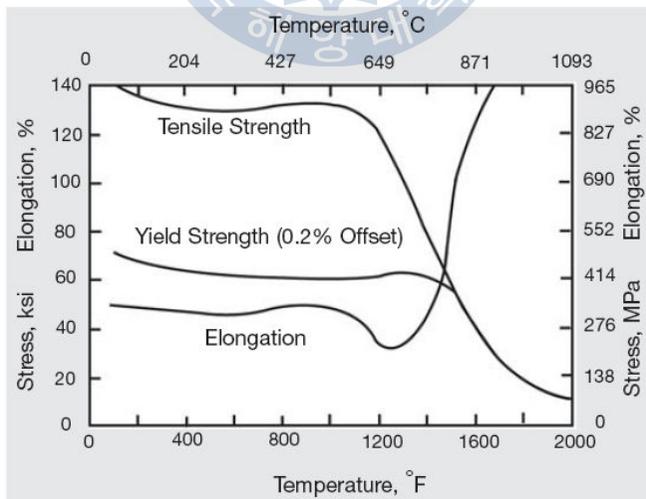


Fig. 3 Tensile properties of annealed bar⁽¹⁰⁾

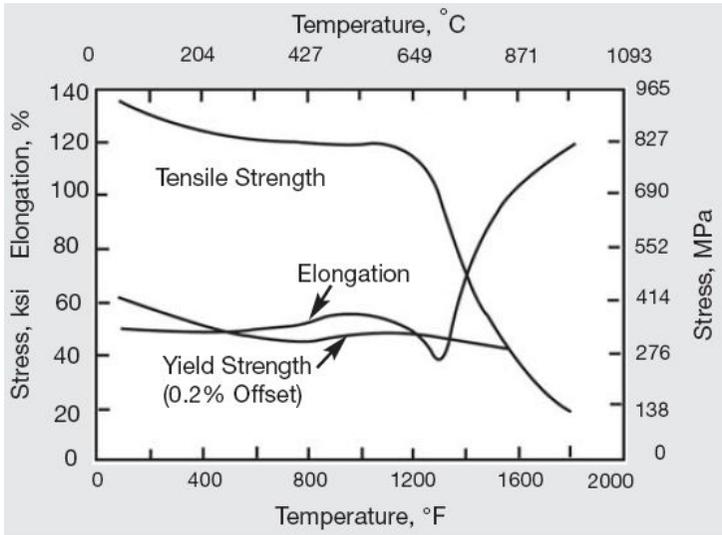


Fig. 4 Tensile properties of cold-rolled annealed sheet⁽¹⁰⁾

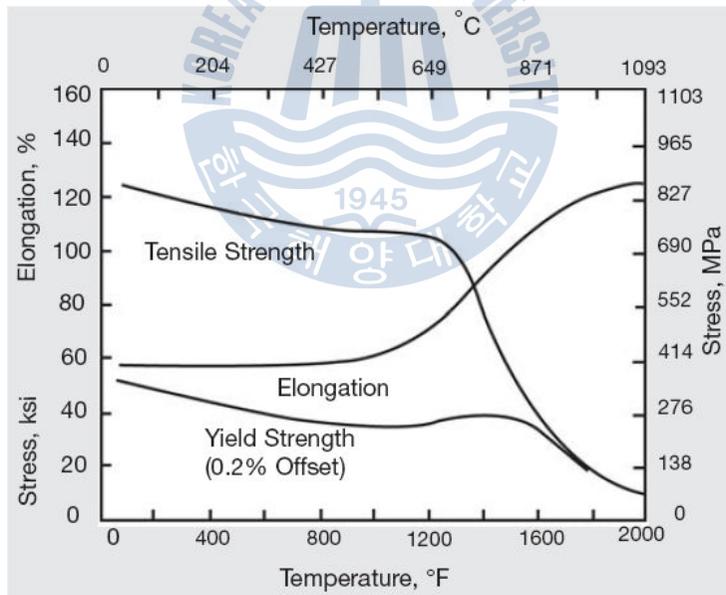


Fig. 5 Tensile properties of hot-rolled solution-treated rod⁽¹⁰⁾

인코넬 625의 제조사에서는 1000 K의 고온 환경에서 작동하는 열교환기에서 사용될 미세튜브에 대한 인장강도 및 항복강도에 대한 참고 자료가 없으므로 고온인장시험을 통하여 유한요소해석의 응력 결과에 대해 평가하였다.

Table 3과 같은 시험조건에서 고온인장시험을 하였다. Fig. 6는 시험에 사용된 미세튜브의 시편의 치수를 나타내었으며 Fig. 7는 고온인장시험에 사용된 시험 장비를 나타내었다. 시험에 적용된 시편의 가열온도에 따른 인장강도를 비교 및 검토를 위해 700 K, 800 K, 900 K, 1000 K의 조건이 적용되었다.

Table 3 Test condition of tube in high temperature tensile test

	Value
Load capacity	Max. 2 kN
Test speed	1 mm/min
Working temperature	700 K, 800 K, 900 K, 1000 K

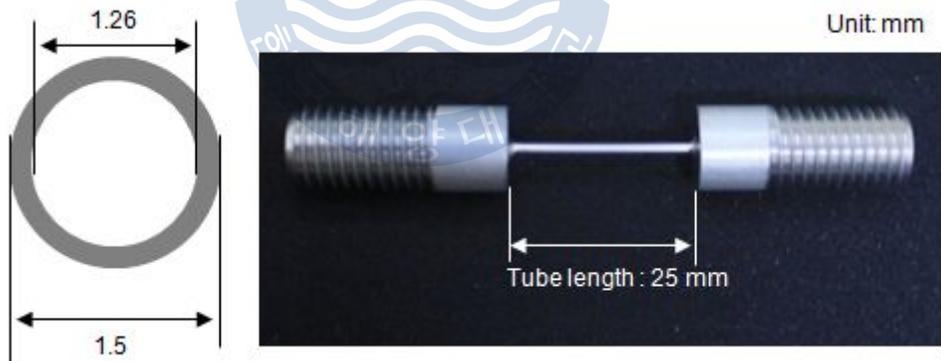
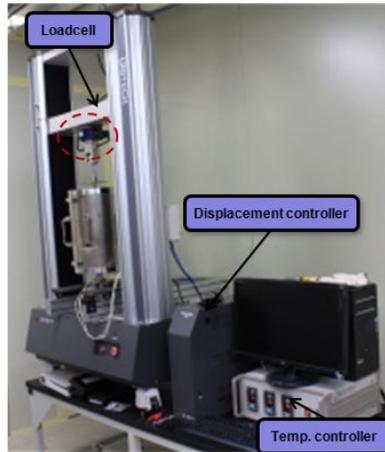


Fig. 6 Dimension of specimen



(a) Position for thermal couple

(b) Furnace

Fig. 7 Equipment for high temperature tensile test

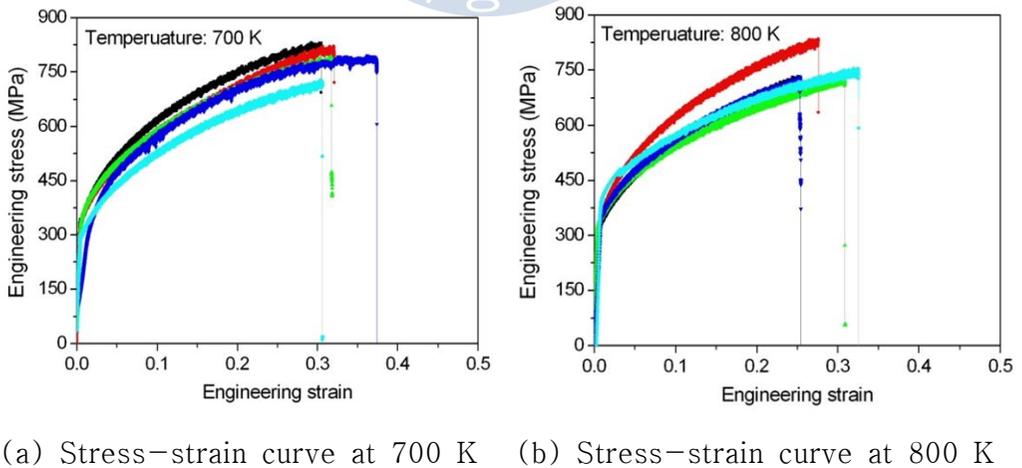
고온인장시험을 통하여 파단이 발생한 미세튜브를 Fig. 8에 나타내었으며 Fig. 9에 시험을 통한 결과를 응력-변형 선도 그래프로 나타내었다.

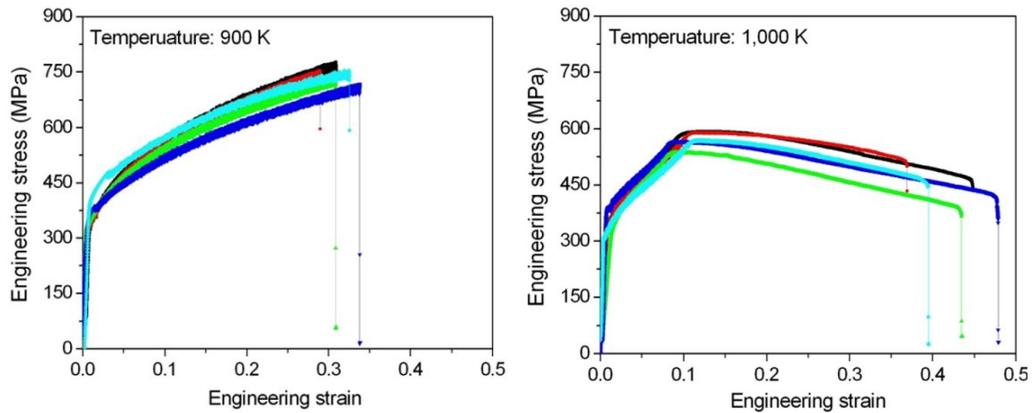
실험결과를 항복응력과 인장응력 그리고 Special Metal과 비교한 데이터를 Table 4에 나타내었다. 고온인장시험기의 결과 값을 검증하기 위해 인코넬 625의 제조사에서 제시한 항복강도와 비교하였을 때 20~30% 정도 차이를 보였다. 인장 강도와 비교하였을 때 0.5~15.3% 정도 차이를 보였다. 실험 결과와 제조사

의 결과가 차이 나는 원인은 파손부위가 튜브의 길이 방향 중심이 아닌 연결부인 브레이징 근처에 파손이 일어났기 때문이다. 제조사는 순수 인코넬 625의 물성치만 고려되었다면, 본 실험에서는 브레이징이 고려된 실험이다. 시험온도가 올라갈수록 인장강도와 항복강도는 감소하여 1000 K에서는 570 MPa의 인장강도를 얻을 수 있었으며 상온에 비해 강도가 약 30 % 가량 감소했다는 것을 알 수 있었다. 이 결과를 이용하여 항공기용 열교환기의 구조해석의 물성치로 사용하였다.



Fig. 8 Fracture shape of test specimen





(a) Stress–strain curve at 900 K (b) Stress–strain curve at 1000 K

Fig. 9 Results of high temperature tensile test

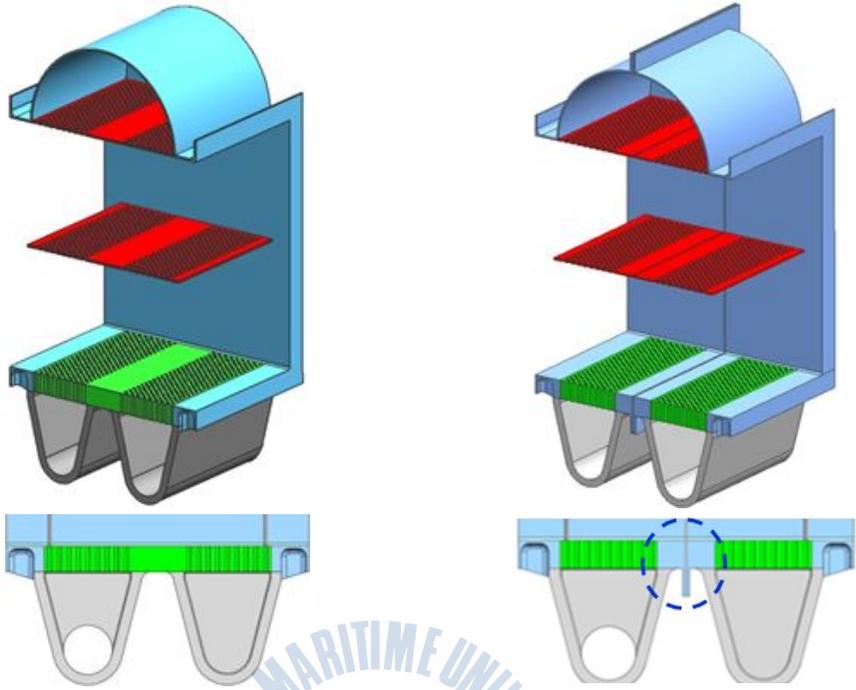
Table 4 Result of high temperature tensile test

		Temperature (K)			
		700	800	900	1000
Yield strength (MPa)	1	338	319	337	328
	2	318	325	332	334
	3	332	328	390	387
	4	305	383	361	347
	5	295	356	335	325
	average	318	342	351	344
Elongation (%)		19.8	29.8	31.1	22.7
Tensile strength (MPa)	1	830	732	765	592
	2	814	824	740	589
	3	790	734	743	567
	4	784	750	708	565
	5	720	722	725	540
	average	788	752	736	570
Elongation (%)		4.8	1.7	0.5	15.3

제 4 장 U 튜브 열교환기의 구조해석

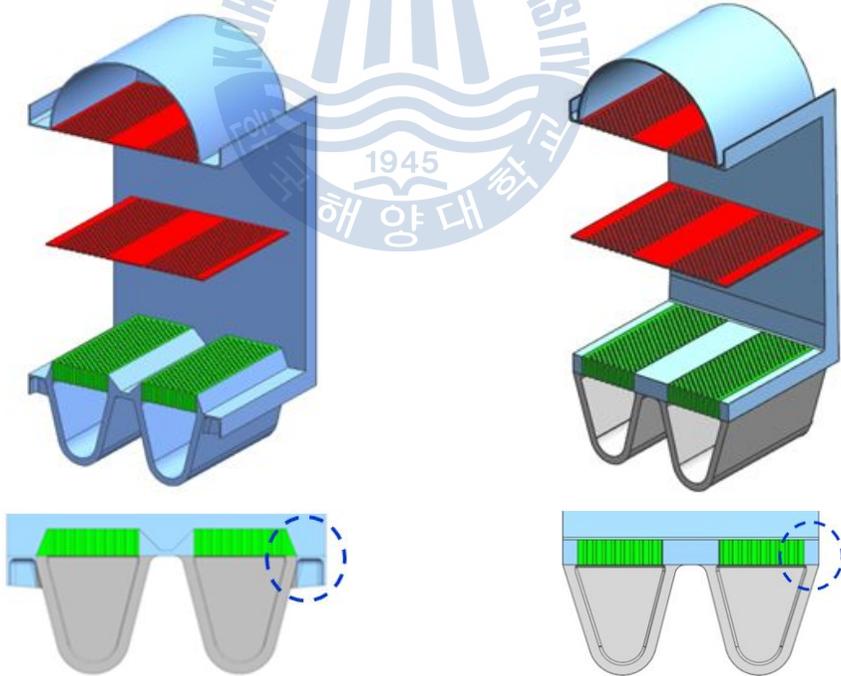
4.1 열교환기 모델

기본형 열교환기 모델(Fig. 10(a))과 3가지 개선 모델을 해석하였다. 4가지 모델에 대한 3D 캐드 모델을 Fig. 10에 나타내었다. 주로 응력이 발생하는 위치가 튜브시트와 그 옆의 플랜지에서 응력이 주로 발생하여 튜브시트와 플랜지의 변화가 많았다. 그리고 케이스 벽의 응력을 줄이기 위하여 케이스벽의 두께의 변화를 주어 강성을 높였다. 분리형 모델은 튜브시트를 분리시키고 고온유로의 출입구를 분리시킴으로써 굽힘 응력의 발생을 줄여 응력 개선을 하려고 하였다.(Fig. 10(b)) 플랜지 이동형 모델의 경우 튜브시트 옆에 있던 플랜지를 매니폴드 옆으로 이동하여 플랜지의 온도를 높여 튜브시트와 플랜지의 온도 차이를 줄이려고 하였다.(Fig. 10(c)) 마지막으로 솔리드 플랜지형 모델의 경우 튜브시트 옆의 플랜지만 솔리드 플랜지로 변경하여 튜브시트와 플랜지의 온도 차이를 줄여 응력을 줄이려고 하였다.(Fig. 10(d)) 솔리드 플랜지 형은 요소의 솔리드가 아니라 플랜지의 두께에 따른 용어이다. 기본형, 분리형, 플랜지 이동형의 모델의 경우 플랜지가 얇은 두께의 셸 플랜지를 모델링하였다. 케이스 벽의 두께를 주어 케이스벽의 응력을 줄이는 것도 추가 되었다.



(a) Baseline model

(b) Separated model



(c) Flange moved model

(d) Solid flange model

Fig. 10 3D Cad model for analysis

4.2 해석 방법 및 경계 조건

4.2.1 해석 방법

항공기용 열교환기에는 고온·고압의 환경에서 작동함으로 압력과 열에 의한 열-구조 해석의 수행이 필요하다. 그리고 열에 의한 열 변형이 큰 영향을 작용함으로 배플이 튜브에 장착됨으로써 압력과 열에 의한 영향을 평가 하였다.

배플이 장착된 U 튜브 항공기 열교환기의 열-구조 해석 및 설계절차는 Fig. 20의 순서와 같이 크게 형상 입력, 재질 및 경계조건 입력, 열전달 해석, 열-구조 해석 그리고 결과출력으로 나눌 수 있다.

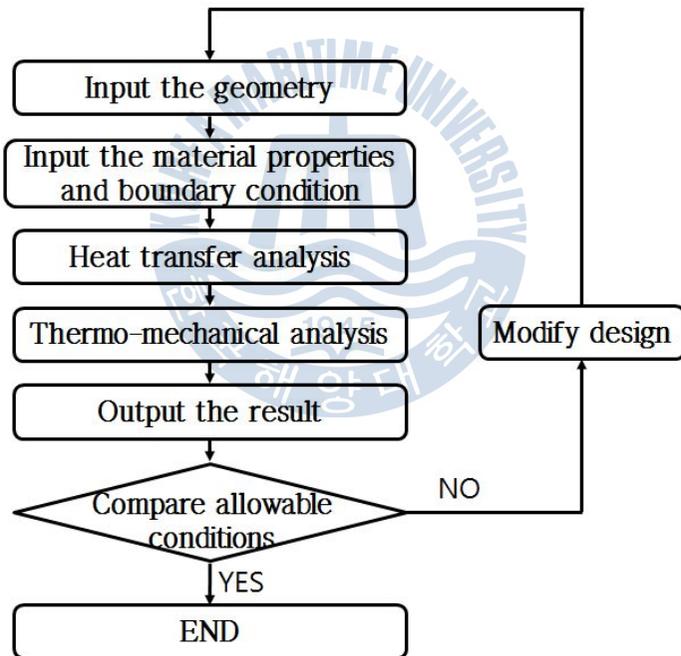


Fig. 11 Thermo-mechanical analysis process

형상입력 단계에서는 FE 해석을 수행할 유한요소모델의 형상을 입력하는 작업을 수행하며, 재질 및 경계 조건 입력단계에서는 유한요소모델의 각 부분에 재질 및 경계조건을 부여한다. 완성된 유한요소모델과 해석 조건하에서 열전달 조건을 고려한 열전달 해석을 수행하고, 열전달에 의한 열응력과 내압에 의한

열-구조해석을 수행한다. 이러한 해석을 통해 결과를 출력하고 배플이 장착된 U형 튜브 항공기 열교환기의 안정성을 평가하였다.

엔진이 운전하는 동안 U 형 튜브 항공기용 열교환기는 고온을 유지하고, 고온과 저온가스 사이의 온도차가 매우 크게 나타난다. 이러한 이유로 매우 큰 열응력과 열팽창이 발생하는데 이 때 진동을 억제하기 위한 U형 튜브에 배플이 장착된 열교환기가 압력과 열에 의한 영향을 유한요소해석을 이용하여 계산하였다.

U 튜브에 배플이 장착된 항공기용 열교환기의 기본형 모델에 대한 열-구조 해석을 위해 유한요소 모델링을 수행하였다. 전체모델을 이용하여 해석을 수행하는 것은 PC의 많은 메모리와 해석시간을 요구함과 변위 구속의 편의성을 위해 대칭 모델 해석을 수행하였다. FE 해석은 Fig. 12의 Solid 90과 Solid 186 유한요소모델을 사용하였다.

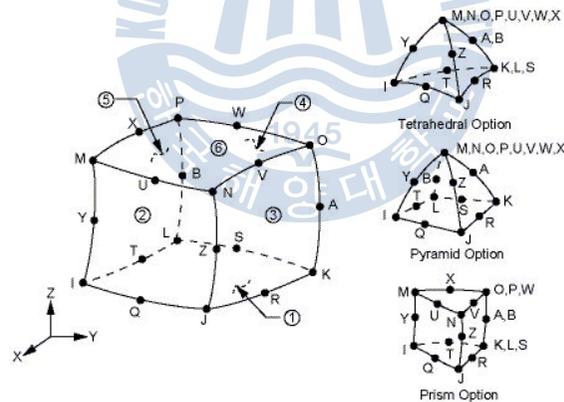


Fig. 12 Structural Solid 90 & 186 for heat transfer analysis in ANSYS

4.2.2 유한 요소 모델 및 경계조건

U 튜브 부분모델 열교환기의 형상은 4.1 절의 Fig. 10와 같으며 Unigraphics NX4로 모델링하였다. 본 연구에서는 해석 프로그램으로 상용코드인 ANSYS 12.1을 사용하여 Fig. 13과 같이 FE 모델을 생성하였다.

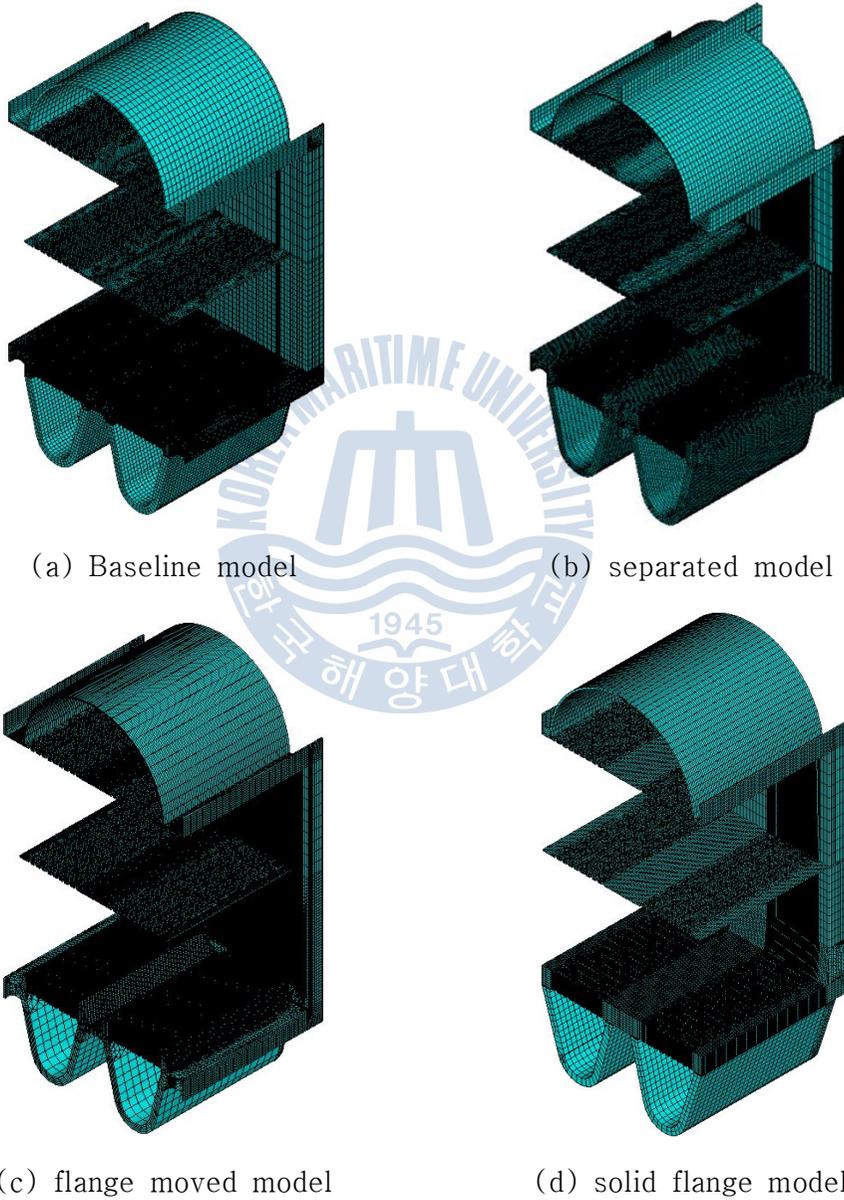
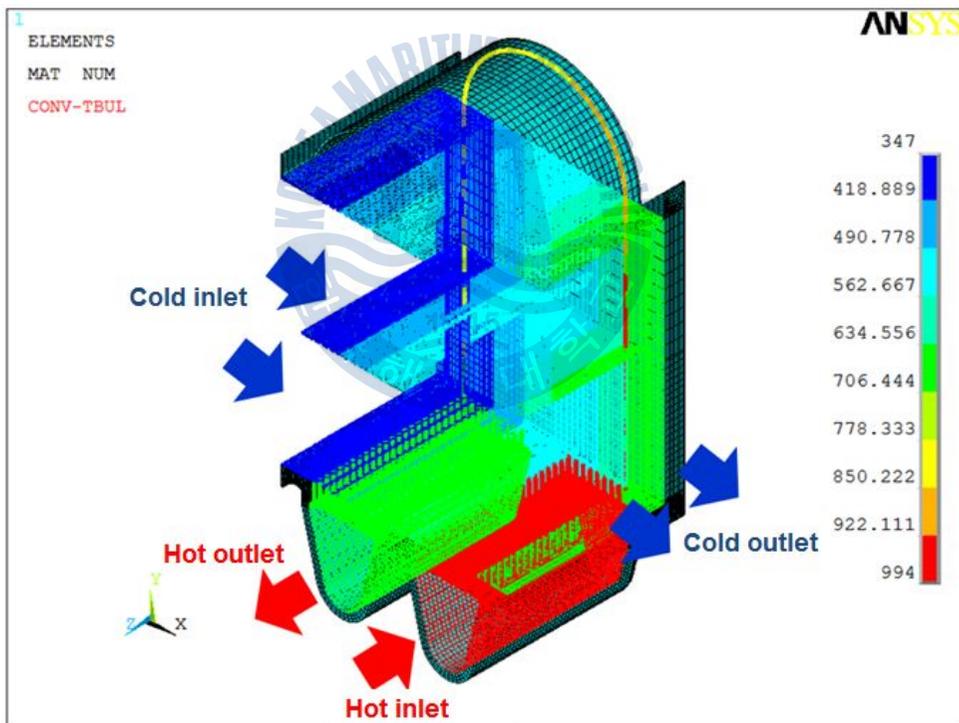


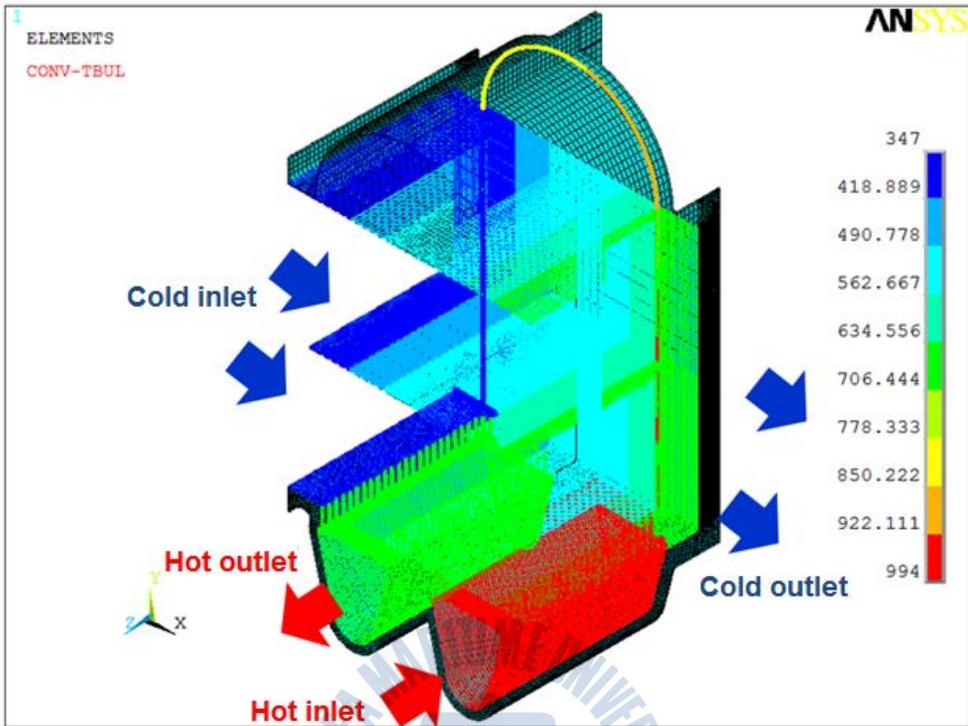
Fig. 13 FE model for analysis

기본 열전달에 해석에 적용될 열전달 조건인 온도조건과 대류열전달 조건은 CFD 해석의 결과로부터 알 수 있었다. CFD 해석을 통해 구해진 온도조건과 대류열전달 계수는 고온부와 저온부의 입구부와 출구부를 4개의 부분으로 분할하여 각각의 부분에 단계적인 방법(Stepwise method)으로 적용하였다. 배플에는 각 U형 튜브 부위 온도조건과 대류열전달 계수를 부여하였다. 모델에 적용된 온도조건과 대류열전달 계수는 Fig. 14에 나타내었다.

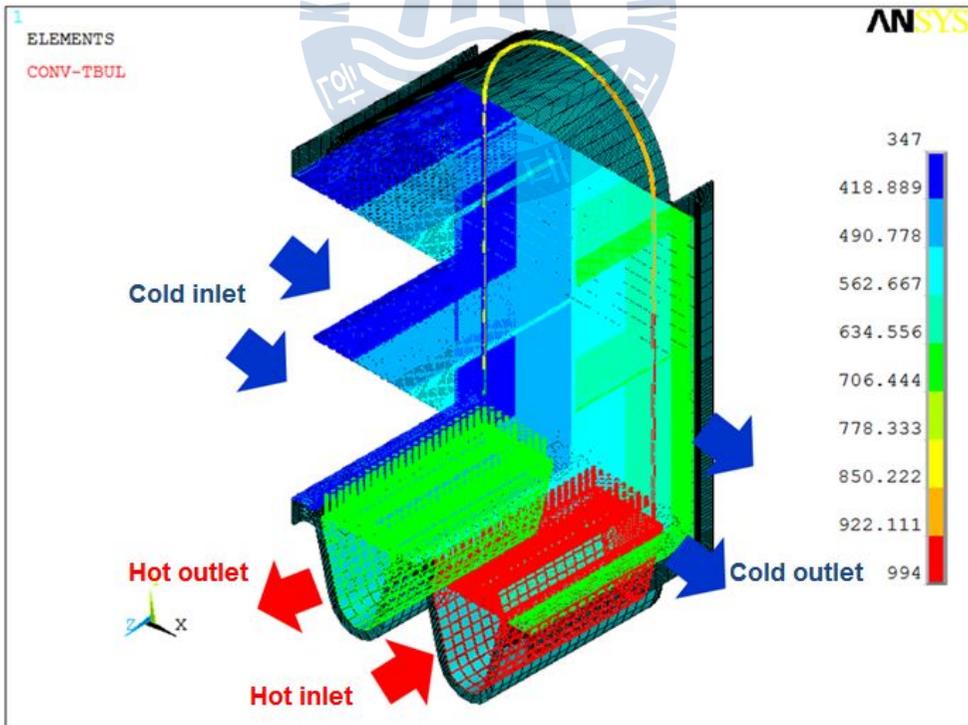
열-구조 해석의 하중조건으로는 열전달 해석으로 구해진 온도분포의 열하중과 U 튜브, 매니폴드 내부에 압력을 적용하였다. 열-구조 해석을 위한 참고 온도는 320 K가 적용되었고, 압력은 5.5 MPa (55bar)가 적용되었다. 적용된 하중과 온도 조건은 Table 5, 6에 정리하였다.



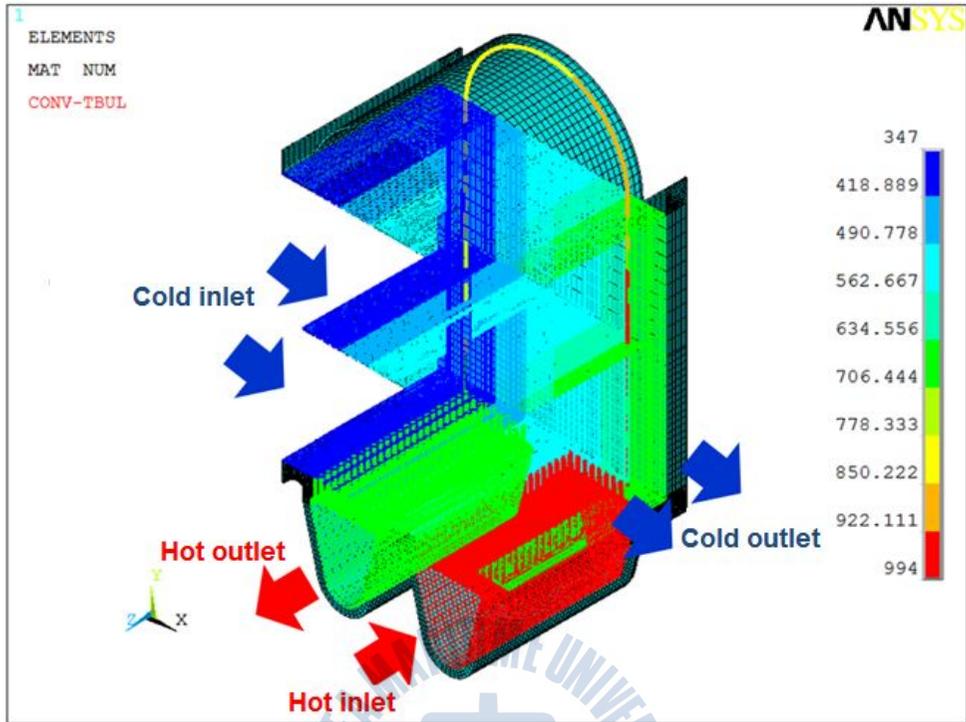
(a) Baseline model



(b) Separated model



(c) Flange moved model



(d) Solid flange model

Fig. 14 Thermal boundary condition for heat transfer analysis of heat exchanger

Table 5 Load case for thermo-mechanical analysis

Load Case	Value
Thermal load	Temperature distribution
Pressure load	5.5 MPa (55bar)
Reference temperature	320 K

Table 6 Boundary condition for thermal analysis

	Bulk Temperature (K)	Convection coefficient (W/m ² K)
Hot inlet	994	2500
Hot outlet	696	2500
Cold inlet	347	900
Cold outlet	645	900

4.3 해석 결과

4.3.1 기본형 열교환기 모델의 해석결과 및 분석

배플이 장착된 U 튜브 항공기용 기본형 열교환기에 대하여 열-구조 해석을 수행하였다. 첫 번째로 엔진 작동중의 항공기용 열교환기 온도 분포를 알기 위해 열전달 해석을 수행하였다. Fig. 16은 U 튜브 항공기용 기본형 열교환기 모델의 열전달 해석 결과를 나타낸다. 두 번째로 열전달 결과를 열하중으로 적용하고 내부에 압력을 적용한 열-구조 해석을 수행하였다.

배플이 장착된 U 튜브 항공기용 기본형 열교환기의 열-구조 해석 결과는 Table 7에 정리하였으며 Fig. 15은 각 방향별 총 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 16은 높은 응력이 발생하는 구역의 변형형상을 확대하여 나타낸 것이다. Fig. 16(a)를 보면 튜브시트의 온도차이 때문에 열팽창이 달라 굽힘이 나타나는 것을 볼 수 있다. Fig. 16(b)의 경우 튜브시트와 케이스의 벽의 온도차이가 급격하게 일어나는 것을 관찰할 수 있었다. 튜브시트가 팽창이 케이스의 응력을 발생하는 원인임을 알 수 있었다. Fig. 16(c)의 경우 체결을 위한 플랜지가 열변형되는 것을 막으면서 높은 응력이 발생하는 것을 알 수 있었다. Fig. 17은 열-구조 해석의 응력 분포를 나타낸 것이다. 해석결과 최대응력은 케이스와 플랜지 접합부 배플과 케이스 접합부 등에 높은 응력이 나타났지만 이는 용접을 고려하지 않아 응력 피크가 발생한 것이므로 평가대상에서 배제 되었다. 대칭 형상에 고온부가 우선 고려되었다. 케이스벽에서 온도 540 K에 응력은 440 MPa로 나타났고, 플랜지에서는 온도 720 K에 응력은 400 MPa 튜브시트에서는 온도 991 K에 응력은 311 MPa이 나타났다. Table 8의 인코넬 625의 성질과 비교하

였을 때 튜브시트, 케이스벽 그리고 플랜지 모두 항복응력을 넘어서는 것을 알 수 있다. 그리고 피로 수명으로 평가 해보았을 때 1000K의 10^4 사이클과 10^8 사이클에는 만족하지 못하는 것을 알 수 있었다.

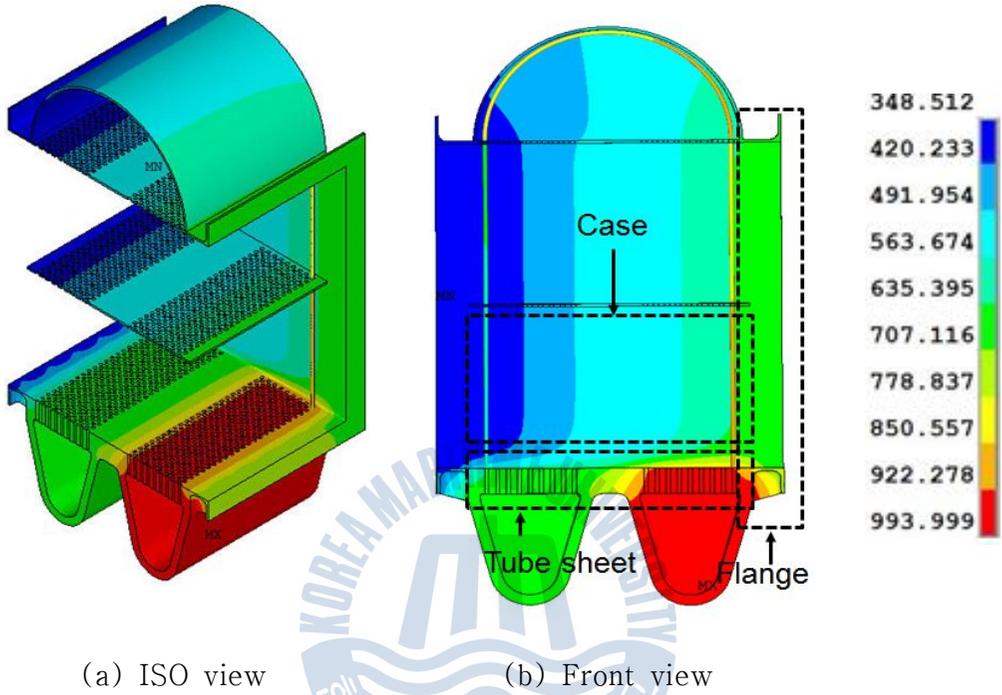


Fig. 15 Temperature distribution of U tube heat exchanger baseline model

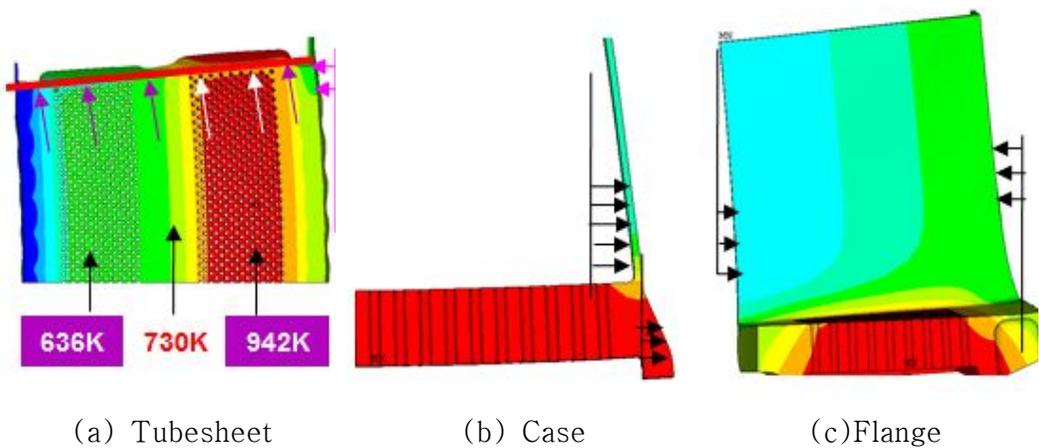


Fig. 16 Deformation of tubesheet, case and flange

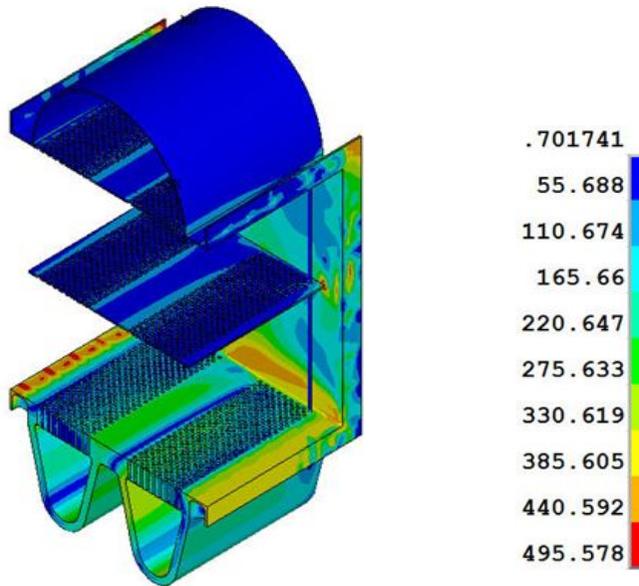


Fig. 17 Result of stress distribution

Table 7 Results of thermo-mechanical analysis

	Tubesheet	Case wall	Flange
von Mises stress (MPa)	311	440	400
Temperature (K)	991	540	720

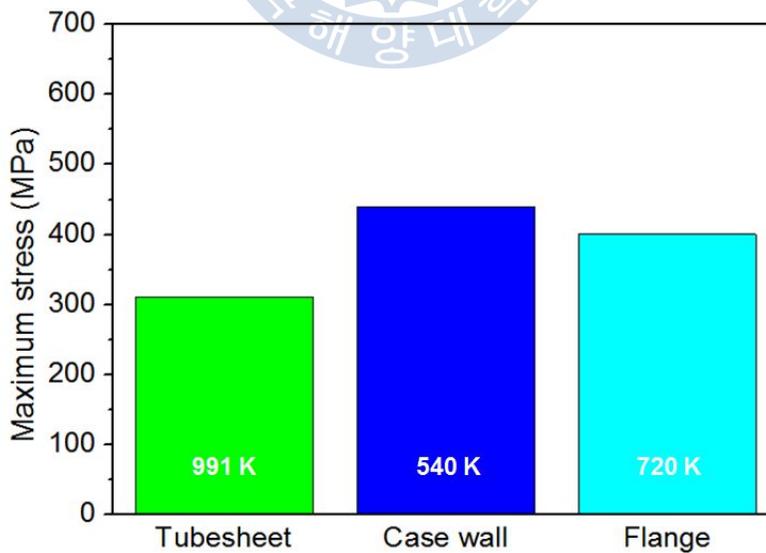


Fig. 18 Comparison of Maximum stresses at an issue position

Table 8 Inconel 625 material property

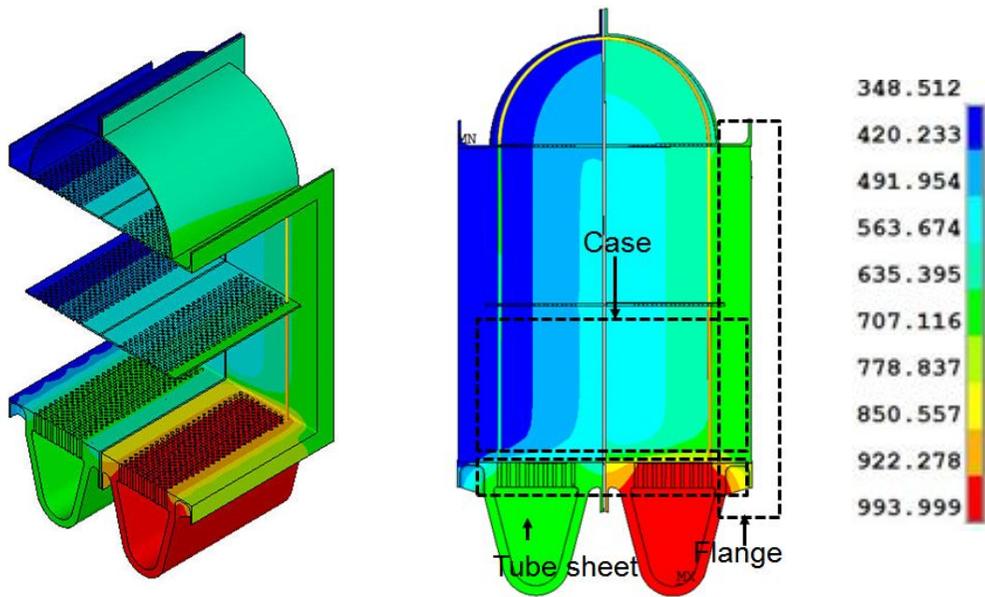
Temperature (K)	Yield strength (MPa)	Tensile stress (MPa)	Fatigue strength (MPa)	
			10^4	10^8
300	453	1050	–	470
700	370	900	498	440
800	325	860	475	418
900	310	750	414	400
1000	308	640	400	318



4.3.2 분리형 열교환기 모델의 해석 결과 및 분석

배플이 장착된 U 튜브 항공기용 분리형 열교환기에 대하여 열-구조 해석을 수행하였다. 첫 번째로 엔진 작동중의 항공기용 열교환기 온도 분포를 알기 위해 열전달 해석을 수행하였다. Fig. 19은 각 형상 별 U 튜브 항공기용 분리형 열교환기 모델의 열전달 해석 결과를 나타낸다. 두 번째로 열전달 결과를 열하중으로 적용하고 내부에 압력을 적용한 열-구조 해석을 수행하였다.

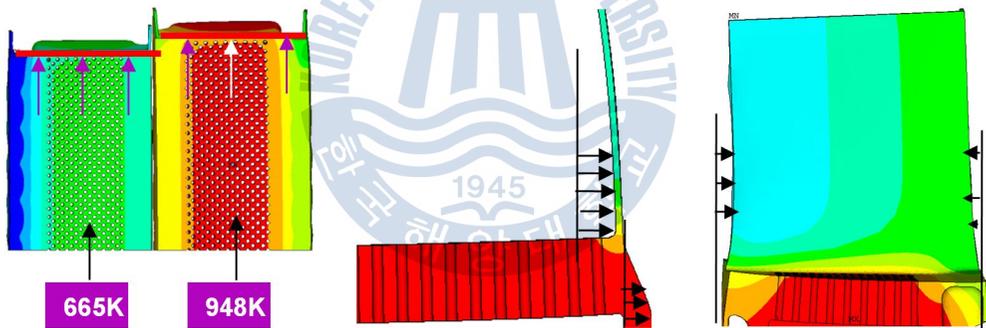
배플이 장착된 U 튜브 항공기용 기본형 열교환기의 열-구조 해석 결과는 Table 11에 정리하였으며 Fig.19은 각 방향별 총 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 20은 높은 응력이 발생하는 구역의 변형형상을 확대하여 나타낸 것이다. Fig. 20(a)를 보면 고온의 입구부와 출구부가 분리 되어있어 각각 팽창하여 튜브시트의 응력을 줄일 수 있었다. Fig. 20(b)의 경우 고온 입구부와 출구부를 분리 하는 것으로 케이스의 온도차를 줄일 수 없었지만 케이스의 폭방향 길이 짧아져 응력을 조금 개선 할 수 있었다. Fig. 20(c)의 경우 고온부의 입구와 출구를 분리 하여 온도차이를 많이 줄일수 없었지만 튜브시트의 폭 방향 길이가 짧아져 굽힘 응력을 조금 줄일 수 있었다. Fig. 21은 열-구조 해석의 응력 분포를 나타낸 것이다. 해석결과 최대응력은 케이스와 플랜지 접합부 배플과 케이스 접합부 등에 높은 응력이 나타났지만 이는 용접을 고려하지 않아 응력 피크가 발생한 것이므로 평가대상에서 배제 되었다. 대칭 형상에 고온부가 우선 고려 되었다. 케이스벽에서 온도 573 K에 응력은 405 MPa로 나타났고, 플랜지에서는 온도 767 K에 응력은 385 MPa 튜브시트에서는 온도 994 K에 응력은 260 MPa 이 나타났다. 4.3.1절의 Table 8의 인코넬 625의 성질과 비교하였을 때 튜브시트는 항복응력에 만족하였다. 하지만 케이스벽과 플랜지 모두 항복응력을 넘어서는 것을 알 수 있다. 그리고 피로 수명으로 평가 해보았을 때 1000K의 10^4 사이클과 10^8 사이클에는 튜브시트는 만족하는 것을 알 수 있었다. 플랜지의 경우 10^8 사이클은 만족하지 못하였지만 10^4 사이클에는 만족하였다. 케이스벽의 경우 10^4 사이클에도 만족하지 못하였다. 열응력에 관하여 개선된 모델이 요구된다.



(a) ISO view

(b) Front view

Fig. 19 Temperature distribution of U tube heat exchanger separated model



(a) Tubesheet

(b) Case

(c) Flange

Fig. 20 Deformation of tubesheet, case and flange

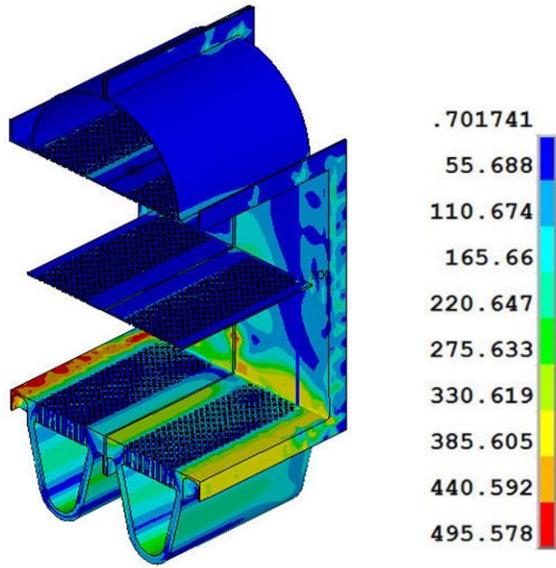


Fig. 21 Result of stress distribution

Table 9 Results of thermo-mechanical analysis

	Tubesheet	Case wall	Flange
von Mises stress (MPa)	260	405	385
Temperature (K)	994	573	767

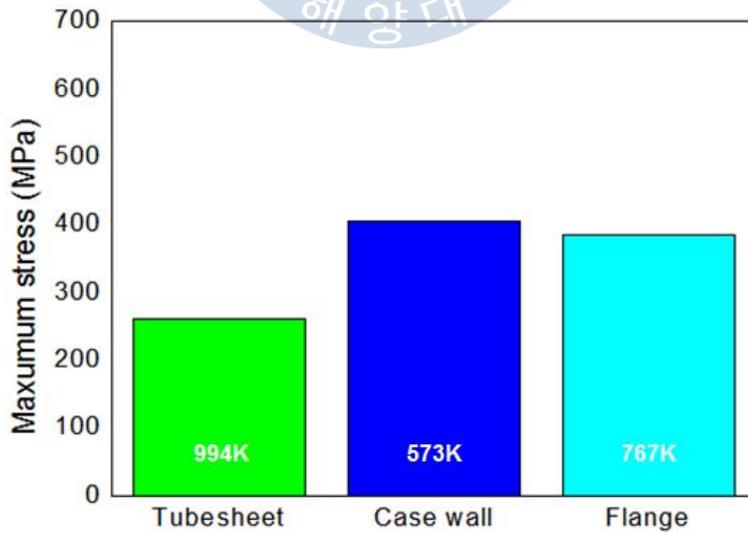
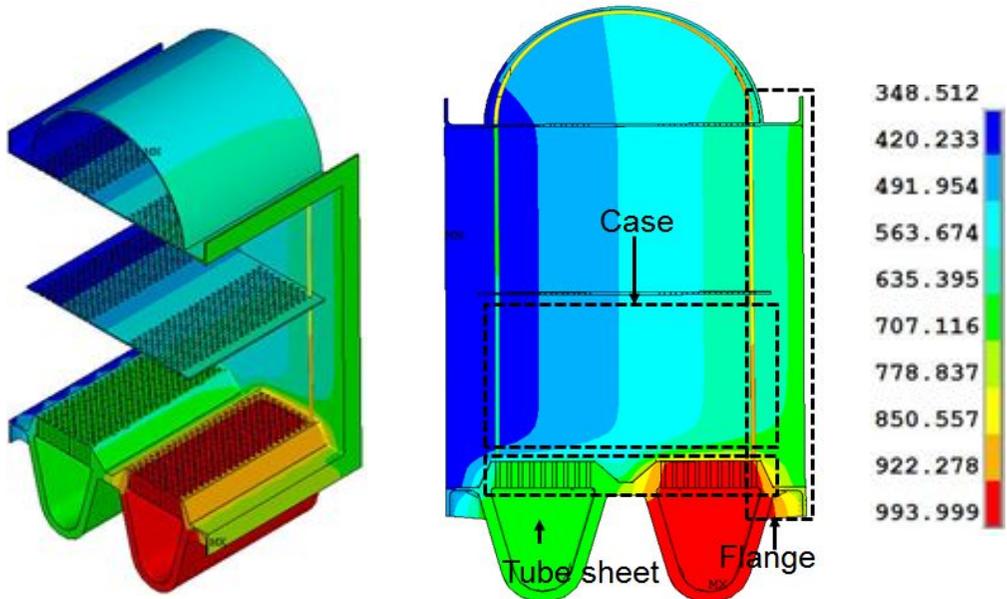


Fig. 22 Comparison of Maximum stresses at an issue position

4.3.3 플랜지 이동형 열교환기 모델의 해석결과 및 분석

배플이 장착된 U 튜브 항공기용 플랜지 이동형 열교환기에 대하여 열-구조 해석을 수행하였다. 첫 번째로 엔진 작동중의 항공기용 열교환기 온도 분포를 알기위해 열전달 해석을 수행하였다. Fig. 23은 각 형상 별 U 튜브 항공기용 플랜지 이동형 열교환기 모델의 열전달 해석 결과를 나타낸다. 두 번째로 열전달 결과를 열하중으로 적용하고 내부에 압력을 적용한 열-구조 해석을 수행하였다.

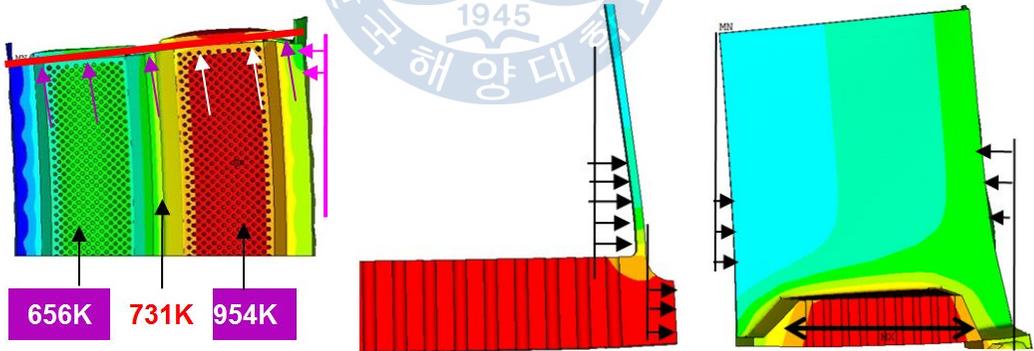
배플이 장착된 U 튜브 항공기용 플랜지 이동형 열교환기의 열-구조 해석 결과는 Table 12에 정리하였으며 Fig. 23은 각 방향별 총 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 24는 높은 응력이 발생하는 구역의 변형형상을 확대하여 나타낸 것이다. Fig. 24(a)를 보면 기본형 열교환기와 유사하게 굽힘이 일어나지만 튜브시트 내의 온도 차이를 줄여 응력을 조금 줄일 수 있었다. Fig. 24(b)의 경우 튜브시트온도가 기본형 모델보다 더 높게 올라감으로써 튜브시트와 케이스 벽의 온도 차이를 줄였다. 온도차를 줄여 기본형 열교환기 모델보다 응력을 조금 줄일 수 있었다. Fig. 24(c)의 경우 플랜지의 위치가 튜브시트에서 매니폴드 옆으로 이동됨으로써 플랜지의 높이 방향이 기본형 열교환기 모델이나 분리형 열교환기 모델보다 높이 방향으로 길이가 길어져 응력을 줄이는 효과를 볼 수 없었다. Fig. 25은 열-구조 해석의 응력 분포를 나타낸 것이다. 해석결과 최대응력은 케이스와 플랜지 접합부 배플과 케이스 접합부 등에 높은 응력이 나타났지만 이는 용접을 고려하지 않아 응력 피크가 발생한 것이므로 평가대상에서 배제되었다. 대칭 형상에 고온부가 우선 고려되었다. 케이스벽에서 온도 595 K에 응력은 408 MPa로 나타났고, 플랜지에서는 온도 900 K에 응력은 400 MPa 튜브시트에서는 온도 994 K에 응력은 213 MPa이 나타났다. 4.3.1 절의 Table 8의 인코넬 625의 성질과 비교하였을 때 튜브시트의 경우 항복응력 값에 만족하는 것을 관찰 하였다. 하지만, 케이스벽 과 플랜지는 항복응력을 넘어서는 것을 알 수 있다. 하지만 피로 수명으로 보았을 때 10^4 사이클과 10^8 사이클에는 만족하지 못하는 것을 알 수 있었다. 개선된 열교환기의 형상이 요구되었다.



(a) ISO view

(b) Front view

Fig. 23 Temperature distribution of U tube heat exchanger flange moved model



(a) Tubesheet

(b) Case

(c) Flange

Fig. 24 Deformation of tubesheet, case and flange

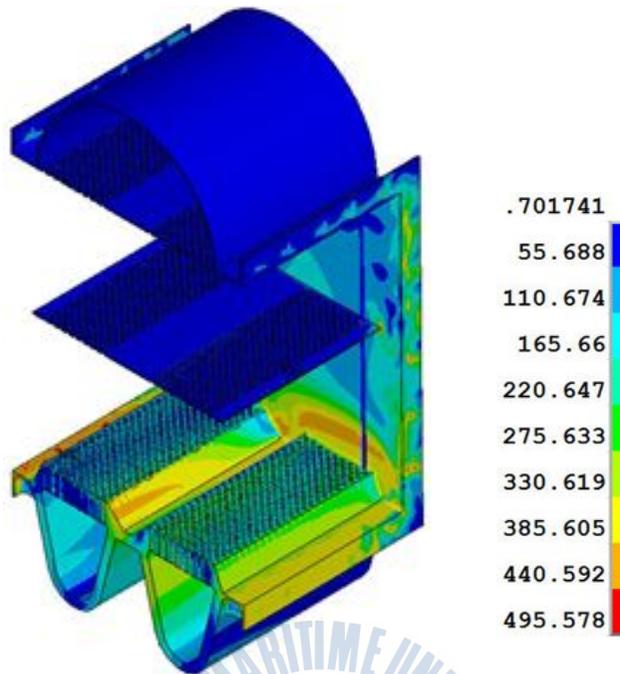


Fig. 25 Result of stress distribution

Table 10 Results of thermo-mechanical analysis

	Tubesheet	Case wall	Flange
von Mises stress (MPa)	213	408	400
Temperature (K)	994	595	900

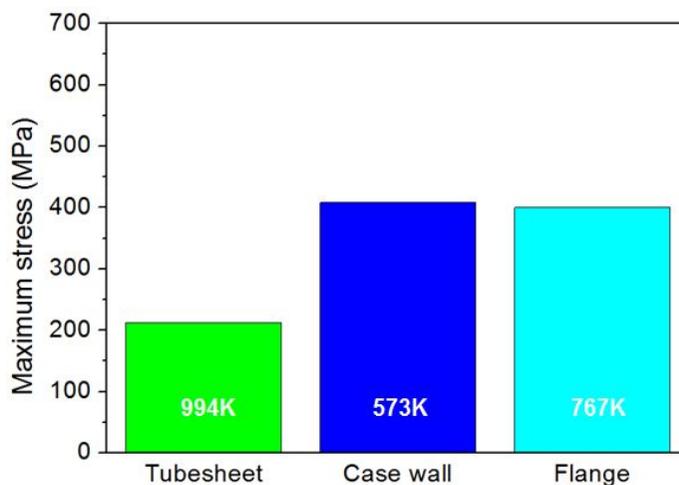


Fig. 26 Comparison of Maximum stresses at an issue position

4.3.4 솔리드 플랜지형 열교환기 모델의 해석결과 및 분석

배플이 장착된 U 튜브 항공기용 솔리드 플랜지형 열교환기에 대하여 열-구조 해석을 수행하였다. 첫 번째로 엔진 작동중의 항공기용 열교환기 온도 분포를 알기위해 열전달 해석을 수행하였다. Fig. 27은 각 형상 별 U 튜브 항공기용 솔리드 플랜지형 열교환기 모델의 열전달 해석 결과를 나타낸다. 두 번째로 열전달 결과를 열하중으로 적용하고 내부에 압력을 적용한 열-구조 해석을 수행하였다.

배플이 장착된 U 튜브 항공기용 솔리드 플랜지형 열교환기의 열-구조 해석 결과는 Table 14에 정리하였으며 Fig. 27은 각 방향별 총 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 28은 높은 응력이 발생하는 구역의 변형형상을 확대하여 나타낸 것이다. Fig. 28(a)를 보면 기본형 열교환기와 유사하게 굽힘이 발생하는 것을 관찰할 수 있다. 하지만 셸 플랜지에서 솔리드 플랜지로 변경함으로써 튜브시트와 플랜지의 온도 차이를 줄여 굽힘의 정도가 유사해짐에 따라 응력을 줄일 수 있었다. Fig. 28(b)의 경우 기본형 열교환기를 비롯한 앞선 모델들은 튜브시트와 케이스 간의 온도차이가 급격히 발생하였지만 케이스 벽의 두께를 높여 튜브시트에서 케이스간의 온도의 층을 만들어 케이스의 응력을 조금 줄일 수 있었다. Fig. 28(c)의 경우 앞선 모델들과 같이 굽힘이 발생하는 것을 알 수 있다. 하지만 플랜지의 온도를 튜브시트와 유사하게 함으로써 튜브시트와 플랜지가 같이 변형됨으로써 응력을 줄일 수 있었다. Fig. 29은 열-구조 해석의 응력 분포를 나타낸 것이다. 해석결과 최대응력은 케이스와 플랜지 접합부 배플과 케이스 접합부 등에 높은 응력이 나타났지만 이는 용접을 고려하지 않아 응력 피크가 발생한 것이므로 평가대상에서 배제 되었다. 대칭 형상에 고온부가 우선 고려되었다. 케이스벽에서 온도 626 K에 응력은 397 MPa로 나타났고, 플랜지에서는 온도 910 K에 응력은 281 MPa 튜브시트에서는 온도 994 K에 응력은 200 MPa 이 나타났다. 4.3.1 절의 Table 8의 인코넬 625의 성질과 비교하였을 때 튜브시트와 플랜지 경우 항복응력 값에 만족하는 것을 관찰 하였다. 하지만, 케이스벽은 항복응력을 넘어서는 것을 알 수 있다. 하지만 피로 수명으로 평가 해보았

을 때 10^8 사이클에 튜브시트와 플랜지는 만족하였다. 하지만 케이스 벽의 경우는 만족하지 못하였다. 10^4 사이클 피로 수명을 평가 해보았을 때 튜브시트 케이스벽 그리고 플랜지 모두 만족하는 것을 알 수 있었다.

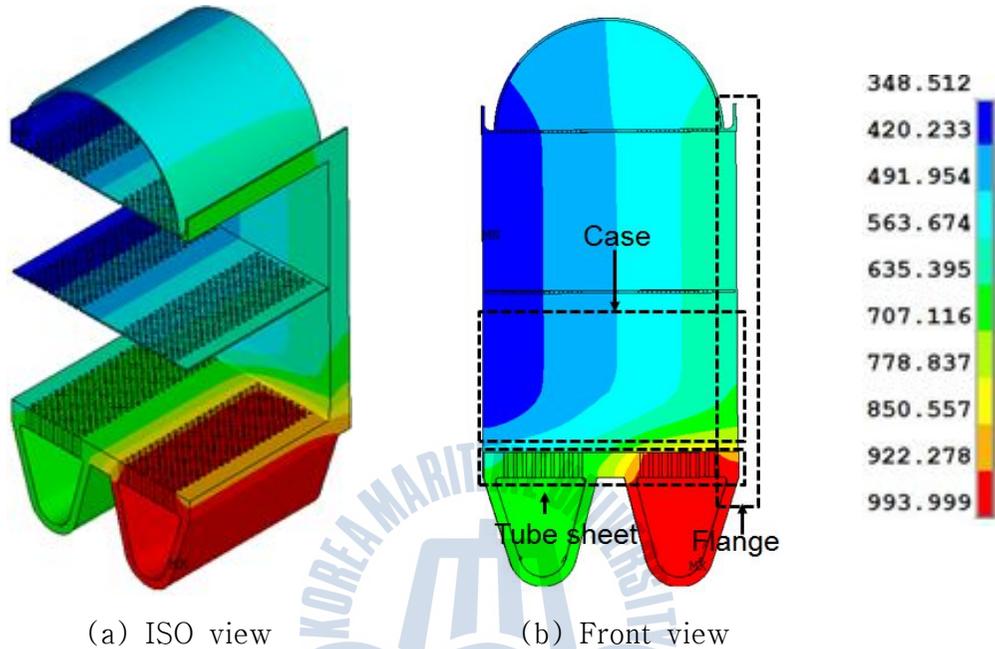


Fig. 27 Temperature distribution of U tube heat exchanger solid flange model

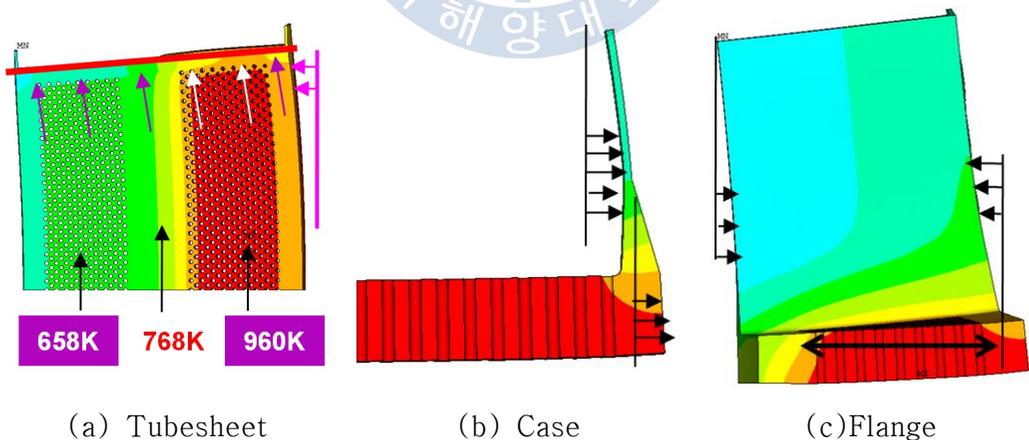


Fig. 28 Deformation of tubesheet, case and flange

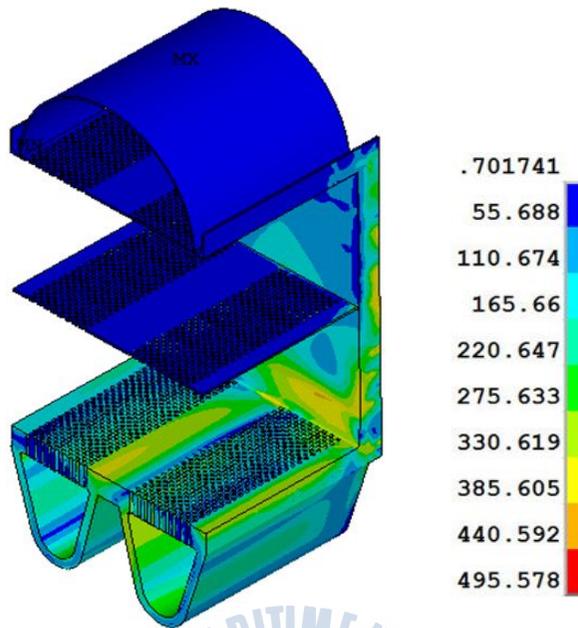


Fig. 29 Result of stress distribution

Table 11 Results of thermo-mechanical analysis

	Tubesheet	Case wall	Flange
von Mises stress (MPa)	200	397	281
Temperature (K)	994	626	910

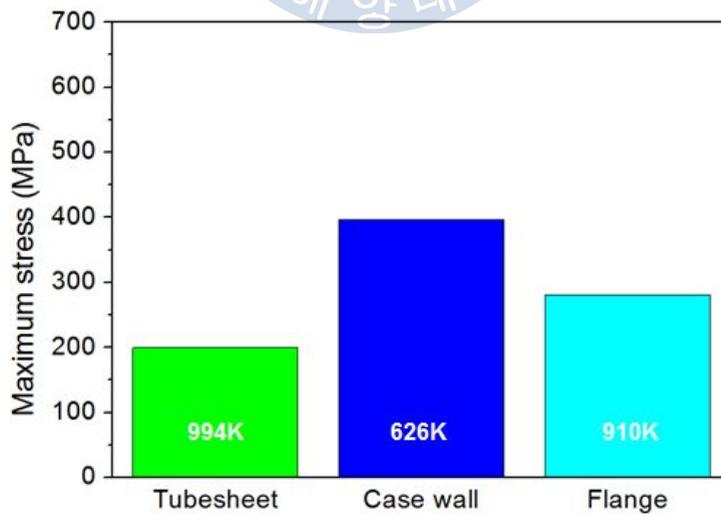


Fig. 30 Comparison of Maximum stresses at an issue position

4.4 4가지 열교환기 모델의 건전성 평가

앞서 4가지 열교환기에 대하여 구조해석을 진행하였다. 기본형 모델과 3가지 개선된 모델에 대하여 열교환기 해석을 진행하였다. 구조 건전성의 기준을 열교환기의 재료인 인코넬 625의 항복응력을 기준으로 평가하였다. 재료 물성에 관하여 실험을 진행하였지만 제조사에서 제공하는 항복응력보다 높게 평가되었기 때문에 제조사에서 제공한 1000K에서 308MPa을 기준으로 평가를 하였다. 피로 수명은 10^4 사이클로 평가하였다.

4.4.1 4가지 열교환기 모델의 비교

기본형 모델과 3가지 개선된 모델에 대하여 구조 해석을 진행하였다. 1000K의 항복응력을 허용기준이다. 4가지 모델의 주요 부분인 튜브시트 케이스벽 플랜지에 관하여 비교를 Fig. 31와 Table 16에 나타내었다. 플랜지와 튜브시트의 온도 분포를 Fig. 32에 나타내었다. 플랜지와 튜브시트의 온도 분포를 비교해보면 기본형 모델보다 튜브시트와 플랜지의 온도 차이를 작은 것을 알 수 있다. 특히, 솔리드형 모델이 튜브시트와 플랜지의 온도차이가 가장 작은 것을 알 수 있다. 튜브시트부분은 4가지 모델 모두 허용에 만족하는 것을 관찰할 수 있었다. 플랜지의 경우 솔리드 플랜지형 모델만이 허용에 만족하는 것을 알 수 있었다. 케이스 벽의 경우 4가지 모델 모두 허용을 넘었다. 피로 수명 평가를 해보면 주요부분이 튜브시트 케이스벽 플랜지 모두가 10^8 사이클에 4가지 모델 모두 만족하지 못하는 것을 관찰 할수 있었다. 10^4 사이클에 피로수명을 평가해보았을 때 솔리드 플랜지형 모델만이 만족하고 나머지 3가지 모델(기본형, 분리형, 플랜지이동형 열교환기 모델)은 10^4 사이클의 피로 수명에 만족하지 못하였다.

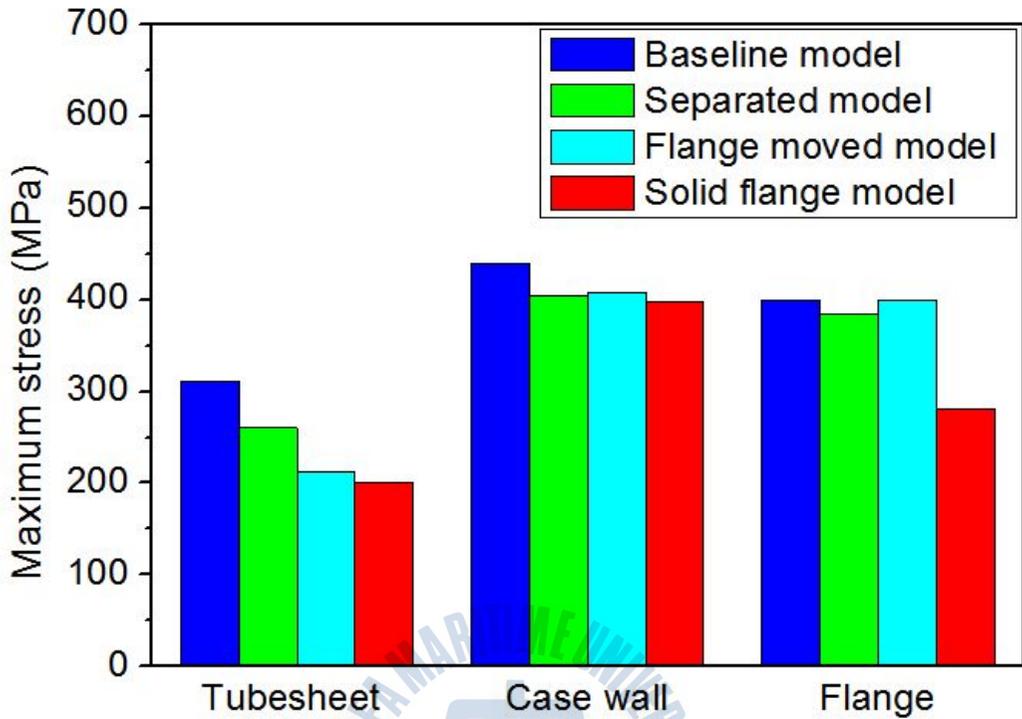
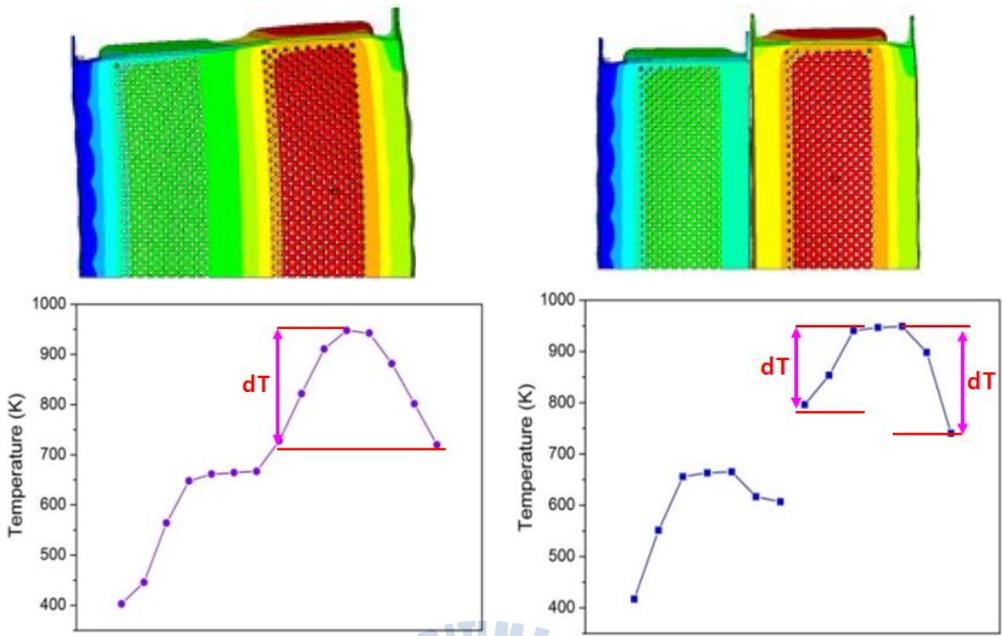


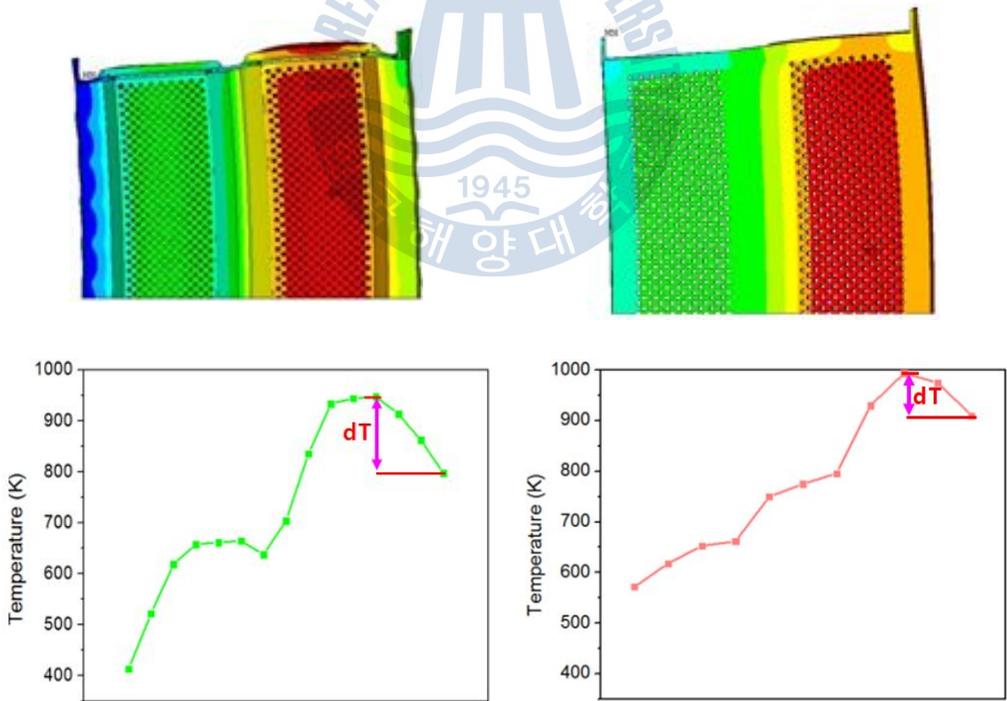
Fig. 31 Comparison of maximum stresses at an issue position

Table 12 Comparison of maximum stresses at an issue position

Case	Tubesheet	Case wall	Flange
Baseline model	311	440	400
Separated model	260	405	385
Flange moved model	213	408	400
Solid flange model	200	397	281



(a) Baselin model (b) separated model



(c) Flange moved model (d) Solid flange model

Fig. 32 Comparison of temperature distribution in flange & tubesheet

제 5 장 결론

본 논문에서는 유한요소법을 이용하여 U 튜브 항공기용 열교환기가 엔진의 작동조건에서 열하중 및 압력이 부분모델과 전체모델의 열교환기에 미치는 구조적 특성을 파악하였다. 일반 U 튜브 열교환기의 형상적 특징으로 인한 열응력을 감소시키기 위하여 분리형, 플랜지이동형, 솔리드플랜지형 모델 3가지를 제안하였다. 열응력을 줄이기 위하여 구조를 변화 시켜서 온도 차이를 줄이는 방안들을 제안하였다.

본 논문에서 구조해석을 통하여 얻은 결론은 아래와 같다.

1. 엔진의 작동 조건에서 기본형 열교환기 모델이 항복응력에 만족하지 않았으며 10^4 cycle의 피로수명에도 만족하지 않아 형상개선이 필요하다.
2. 열교환기의 고온의 유로 입구과 출구를 분리한 분리형 모델은 변형이 고온 유로의 입구부와 출구부가 각각 변형하여 플랜지와 튜브시트에서 응력 감소에 효과가 있다.
3. 열교환기의 플랜지의 위치가 튜브시트 옆에서 매니폴드 옆으로 이동한 플랜지 이동형 모델은 튜브시트에서 열전달을 매니폴드에서 더 고온의 열전달을 받아 튜브시트와 플랜지의 온도 차이를 줄여 플랜지와 튜브시트의 응력 감소에 효과가 있다.

4. 열교환기의 플랜지가 기본형, 분리형, 플랜지 이동형 모델의 경우 두께가 얇은 셸 플랜지이다. 이를 튜브시트 옆의 셸 플랜지로 솔리드 플랜지로 변경하였을 때 튜브시트에서 열전달이 잘 이루어져 튜브시트와 플랜지 사이의 온도차이가 줄어 플랜지와 튜브시트의 응력감소에 효과가 있다. 또한 케이스 벽에 두께를 높이면서 케이스 벽의 응력 감소에 효과가 있다.

본 연구는 열교환기의 최적 형상을 찾기 위한 연구이다. 최적형상 설계를 이용하여 열교환기 설계 가이드 제시를 할 수 있다. 4가지 모델에 대하여 구조건전성 평가를 통하여 4가지 모델 중에서 솔리드 플랜지 모델이 가장 안전한 형상임을 알 수 있었다. 하지만 솔리드 플랜지 모델은 항복응력에는 만족하지 못하였다. 향후 연구에서는 플랜지부가 연결되는 설치 조건을 고려하여 해석하면 현재보다 응력이 낮아 질것으로 예상 되므로 추가 연구가 필요하다.



참고문헌

- [1] McDonald, C. F., Wilson, D. G., "The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century", Applied Thermal Engineering, Vol. 16, pp. 635-653, 2007
- [2] Wilfert, G., Kriegl, B., Scheugenpflug, H., Bernard, L., Ruiz, X., Eury, S., "CLEAN-Validation of a high efficient low NOx core, a GTF high speed turbine and an integration of a recuperator in an environmental friendly engine concept", 41st AIAA/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference, Tucson, Arizona, AIAA-2005-4195, July, 2005.
- [3] Jeong, J. H., Kim, L. S., Ha, M. Y., Kim, K. S., Cho, J. R., "Various heat exchangers utilized in gas-turbines for performance enhancement", International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 16, pp. 30-36, 2008.
- [4] Jeong, H. S., Cho, J. R., Kim, L. S., Ha, M. Y., Jeong, J. H., Kim, K. S., Lindquist, T., Walsh, P., "CFD and thermo-mechanical analysis for heat exchanger used in aero engine", ASME Turbo Expo, GT-2008-50447, Vol. 5, pp. 177-184, June, 2008.
- [5] 정상권 : "유한요소법", 대우학술총서 (1984)
- [6] Zienkiewicz, O.C., P.N.Godbole : "A penalty function approach to problems of plastic flow of metals with large surface deformation" J. of Strain Analysis, Vol. 10, No. 3 (1975)
- [7] ANSYS Finite Element Computer Code & Manual., ANSYS 12.1 Release, 2009.
- [8] Jeong, J. H., Kim, L. S., Lee, J. K., Ha, M. Y., Kim, K. S., Ahn, Y. C., "Review of heat exchanger studies for high-efficiency gas turbines", ASME Turbo Expo, GT-2007-28071, Vol. 4, pp.

833-840, May, 2007.

- [9] 전효중 외, 기계역학, 효성출판사, 1999
- [10] www.specialmetals.com, Material properties of Inconel alloy 625, Special Metals Corporation, Publication number SMC-063, Jan, 2006.
- [11] Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens. Henry O. Fuchs, Metal Fatigue in Engineering, Willey Interscience Publication, pp.1-3, 2000.
- [12] Jung, J. H , "Structral Analysis for fine Tubular Types Heat Exchanger used in Aero Engine", Korea maritime university, Theses for master's degree, Feb, 2010.
- [13] Schonenborn, H., Ebert, E., Simon, B., Storm, P., "Thermo-mechanical design of a heat exchanger for a recuperative aero engine", ASME Turbo Expo, GT-2004-53696, Vol. 6, pp. 187-193, June, 2004.
- [14] 김창만, CAD/CAM NX4, 삼성복스, 2006.
- [15] (주)태성에스엔이 FEA사업부, ANSYS 유한요소해석 입문과 선형해석, 2010.
- [16] Park, J. S., "A study on Structural Analysis of U tube Heat Exchanger Used in Aero Engine", Korea maritime university, Theses for master's degree, Aug, 2012.