



공학박사 학위논문

항공기 엔진 블레이드 냉각용 열교환기의 구조 특성에 관한 연구

A Study on the Structural Characteristics of Cooled Cooling Air Heat Exchanger for Aero Engine Blade



2018 년 8 월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김 나 현

본 논문을 김나현의 공학박사 학위논문으로 인준함.



한국해양대학교 대학원

2018년 07월 09일



목 차

1
7
< `I

List of Tables	····· jr	V
List of Figures	•••••• V	7i
Abstract	····· ›	X

1. 서 론

1.1 연구배경	 1
1.2 연구동향	 4
1.3 연구목적	10
. 이론적 배경	

2. 이론적 배경

2.1	유한요소법	11
2.2	열-탄소성 유한요소해석 이론	12
	2.2.1 탄소성해석	12
	2.2.2 열전달해석	15
2.3	모드해석 이론	18

3. 열교환기의 구조 특성 평가

3.1	열교환기의 형상	20
	3.1.1 열교환기의 구성	20
	3.1.2 유한요소 모델	25
3.2	CFD 해석결과를 반영한 정상상태에서의 열-구조 연성해석	28
	3.2.1 경계조건 및 하중조건	28
	3.2.2 해석결과	30
3.3	정상상태에서의 열-성능시험	37
	3.3.1 시험장비 및 시험조건	37



		3.3.2 시험결과	42
		3.3.3 시험결과와 해석결과의 비교	45
	3.4	열-성능시험 결과를 반영한 정상상태에서의 열-구조 연성해석 •	47
		3.4.1 경계조건 및 하중조건	47
		3.4.2 해석결과	49
	3.5	과도상태에서의 열-성능시험	53
		3.5.1 시험장비 및 시험조건	53
		3.5.2 시험결과	56
	3.6	열-성능시험 결과를 반영한 과도상태에서의 열-구조 연성해석 •	59
		3.6.1 경계조건 및 하중조건	59
		3.6.2 해석결과	62
	3.7	열교환기의 구조 건전성 평가	70
4.	미	세튜브 진동 특성 평가	
	4.1	방진배플의 유무에 따른 열교환기의 형상	72
	4.2	모드해석을 통한 상온에서의 진동 특성 예측	74
		4.2.1 유한요소 모델 및 경계조건	74
		4.2.2 해석결과	76
	4.3	상온 진동시험	77
		4.3.1 시험장비 및 시험조건	77
		4.3.2 시험결과	79
	4.4	모드해석을 통한 고온에서의 진동 특성 예측	82
		4.4.1 유한요소 모델 및 경계조건	82
		4.4.2 해석결과	84
	4.5	고온 진동시험	85
		4.5.1 고정구의 설계	85
		4.5.2 시험장비 및 시험조건	90
	1.0	미세트버이 고오 지도 트서 펴가	03

5. 미세튜브 브레이징 접합부의 구조 특성 평가

5.1	정상상태에서의 열-구조 연성해석	94
	5.1.1 유한요소 모델	94
	5.1.2 경계조건 및 하중조건	95
	5.1.3 해석결과	97
5.2	과도상태에서의 열-구조 연성해석	101
	5.2.1 경계조건 및 하중조건	101
	5.2.2 해석결과	101
5.3	브레이징 접합부의 구조 건전성 평가	106

6 격로		
. EL	MARTIME AND OCEANING	110
잠고눈헌		110



List of Tables

Table 3.2	Material properties of Inconel 625 ·····	27
Table 3.2	Ligament material properties of Inconel 625 in the	
	perforated baffle	27
Table 3.3	Thermal analysis boundary condition obtained from CFD	29
Table 3.4	Fatigue strength of Inconel 625	35
Table 3.5	Input value for steady state thermal-performance test	41
Table 3.6	Required and measured temperature and pressure values	42
Table 3.7	Measured temperature of thermocouples in front surface	44
Table 3.8	Measured temperature of thermocouples in rear surface	44
Table 3.9	Measured temperature of thermocouples in bottom tube	
	sheet surface	44
Table 3.2	0 Measured temperature of thermocouples in bottom manifold	
	surface	44
Table 3.2	1 Temperature of test and analysis results in front surface	46
Table 3.2	2 Temperature of test and analysis results in rear surface	46
Table 3.2	3 Temperature of test and analysis results in bottom tube	
	sheet surface	46
Table 3.2	4 Temperature of test and analysis results in bottom manifold	
	surface	46
Table 3.2	5 Adjusted temperature for heat transfer analysis	48
Table 3.2	6 Temperature of test and adjusted analysis results in front	
	surface	50
Table 3.2	7 Temperature of test and adjusted analysis results in rear	
	surface	50
Table 3.2	8 Temperature of test and adjusted analysis results in bottom	
	tube sheet surface	50
Table 3.2	9 Temperature of test and adjusted analysis results in bottom	

Table 3.20	Input temperature and pressure for transient thermal-	
	performance test	54
Table 3.21	Temperature boundary condition for transient heat transfer	
	analysis	61
Table 4.1	First resonance frequency of tubes under ambient	
	temperature	76
Table 4.2	Comparison of amplitude between with and without anti-	
	vibration baffle	81
Table 4.3	Comparison of first resonance frequency between with and	
	without anti-vibration baffle	81
Table 4.4	First resonance frequency of tubes under 1000 K	84
Table 4.5	Material properties of Inconel 625 and Nimonic 80A for	
	modal analysis under 1000 K	88
Table 4.6	Resonance frequency of fixture	88
Table 5.1	Thermal analysis boundary condition obtained from CFD	96
Table 5.2	Material properties of BNi-2	97
	1945	
	OF TH	



List of Figures

Fig.	1.1	Evolution of turbine material capability and future trend	3
Fig.	1.2	Evolution of turbine entry temperature and future trend	3
Fig.	1.3	Finned U-tube shell and tube heat exchanger (Courtesy of	
		Brown Fintube)	5
Fig.	1.4	Plate and frame heat exchangers (Courtesy of Alfa-Laval	
		Thermal AB)	6
Fig.	1.5	Finned tube geometries used with circular tubes	6
Fig.	1.6	NEWAC core concepts	8
Fig.	1.7	Schematic air flow for actively cooled core	9
Fig.	2.1	The cycle of analysis and design of a structure	11
Fig.	2.2	Stress-strain curve for multi-linear hardening and σ_k	
		determination	14
Fig.	3.1	Geometry of heat exchanger and flow of air	22
Fig.	3.2	Dimensions of heat exchanger	22
Fig.	3.3	Configuration of tubes	23
Fig.	3.4	Arrangement of mounting components	24
Fig.	3.5	Finite element model	26
Fig.	3.6	Displacement boundary condition of FE model	26
Fig.	3.7	Divided sections of the manifold outlet	29
Fig.	3.8	Equivalent stress distribution resulted from the static analysis	
		under pressure loading condition	31
Fig.	3.9	Temperature distribution resulted from the thermal transfer	
		analysis	32
Fig.	3.10	Equivalent stress distribution resulted from the static analysis	
		under thermal loading condition	32
Fig.	3.11	Equivalent stress distribution resulted from the static analysis	
		under thermal-pressure loading condition	33
Fig.	3.12	Static analysis results of the tube sheet at "P1" in Fig 3.11 $\cdots\!\!\!\!$	35

Fig.	3.13	Static analysis results of the manifold at "P2" in Fig 3.11	36
Fig.	3.14	Static analysis results of the case at "P3" in Fig 3.11	36
Fig.	3.15	Facility and equipments for thermal-performance test	38
Fig.	3.16	Location of attached thermocouples in front surface	39
Fig.	3.17	Location of attached thermocouples in rear surface	39
Fig.	3.18	Location of attached thermocouples in bottom surface	40
Fig.	3.19	Nomenclature of thermocouple	40
Fig.	3.20	Measured temperature at HP and LP system in steady state	
		thermal-performance test	43
Fig.	3.21	Measured pressure at HP and LP system in steady state	
		thermal-performance test	43
Fig.	3.22	Details of bypass flow between tube and baffle	45
Fig.	3.23	Temperature distribution resulted from the thermal transfer	
		analysis applied adjusted temperature	49
Fig.	3.24	Equivalent stress distribution resulted from the static analysis	
		under thermal loading condition applied adjusted thermal load $\cdot\cdot$	52
Fig.	3.25	Location of attached thermocouples in front surface in	
		transient thermal-performance test	54
Fig.	3.26	Location of attached thermocouples in rear surface in	
		transient thermal-performance test	55
Fig.	3.27	Location of attached thermocouples in rear bottom in	
		transient thermal-performance test	55
Fig.	3.28	Measured temperature profile at HP and LP system in	
		transient thermal-performance test	56
Fig.	3.29	Measured pressure at HP and LP system in transient thermal	
		-performance test	57
Fig.	3.30	Measured temperature profile of thermocouples on front	
		surface in transient thermal-performance test	57
Fig.	3.31	Measured temperature profile of thermocouples on rear	
		surface in transient thermal-performance test	58

Fig.	3.32	Measured temperature profile of thermocouples on bottom	
		surface in transient thermal-performance test	58
Fig.	3.33	Applied temperature profile to thermal analysis of HP and LP	
		system	60
Fig.	3.34	Comparison of temperature between test and analysis at FC1	
		and FC2	63
Fig.	3.35	Comparison of temperature between test and analysis at FC3	
		and FC4	63
Fig.	3.36	Comparison of temperature between test and analysis at FT1	
		and FT2	64
Fig.	3.37	Comparison of temperature between test and analysis at FT3	64
Fig.	3.38	Comparison of temperature between test and analysis at RC1	
		and RC2 ·····	65
Fig.	3.39	Comparison of temperature between test and analysis at RC3	
		and RC4 ·····	65
Fig.	3.40	Comparison of temperature between test and analysis at RT1	
		and RT2	66
Fig.	3.41	Comparison of temperature between test and analysis at BM1	
		and BM2 ·····	66
Fig.	3.42	Comparison of temperature between test and analysis at BM3	
		and BM4	67
Fig.	3.43	Comparison of temperature between test and analysis at BM5	
		and BC1	67
Fig.	3.44	Structural analysis result of tube sheet	68
Fig.	3.45	Structural analysis result of manifold	68
Fig.	3.46	Structural analysis result of case	69
Fig.	4.1	Configuration of tubes of segment model for vibration test	
		under ambient condition according to anti-vibration baffle \cdots	73
Fig.	4.2	FE model and boundary condition for modal analysis	75
Fig.	4.3	Specimen for vibration test under ambient temperature	78

Fig.	4.4	Test facility and equipments for vibration test under ambient	
		temperature	78
Fig.	4.5	Vibration test results of 1^{st} tube \cdots	80
Fig.	4.6	Vibration test results of 2 nd tube	80
Fig.	4.7	Vibration test results of 3^{rd} tube	80
Fig.	4.8	Configuration of tubes of segment model for vibration test	
		under 1000 K ·····	83
Fig.	4.9	Dimension of high temperature furnace	87
Fig.	4.10	Geometry of fixture for vibration test under 1000 K \hdots	87
Fig.	4.11	Modal analysis results of fixture	89
Fig.	4.12	Specimen for vibration test under 1000 K $\hdots\hdot$	91
Fig.	4.13	Spectrum curve on radial direction of Trent XWB	91
Fig.	4.14	Facility and equipments for vibration test under 1000 K	92
Fig.	5.1	FE model for brazing part	95
Fig.	5.2	Temperature distribution resulted from thermal analysis at	
		"A" in Fig 5.1	99
Fig.	5.3	Equivalent stress distribution resulted from structural analysis	
		at "A" in Fig 5.1	99
Fig.	5.4	Temperature distribution resulted from thermal analysis at	
		"B" in Fig 5.1	100
Fig.	5.5	Equivalent stress distribution resulted from structural analysis	100
		at "B" in Fig 5.1	
Fig.	5.6	Transient thermal loading conditions	103
Fig.	5.7	Transient analysis results at "A" in Fig 5.1	104
Fig.	5.8	Transient analysis results at "B" in Fig 5.1	105

항공기 엔진 블레이드 냉각용 열교환기의 구조 특성에 관한 연구

김 나 현

한국해양대학교 대학원



최근 세계적으로 연평균 항공기 이용량이 급격히 증가하면서 배기가스에 의한 환경오염 문제에 대한 관심도 증가하고 있다. 이에 따라 배기가스 배출 에 대한 규제가 심해지면서 고효율 친환경 항공기 엔진의 개발에 대한 중요 성이 대두되고 있다. 연소온도를 높여 연료소비율을 줄이게 되면 배기가스의 배출이 줄어들지만 터빈 블레이드의 온도가 증가하여 터빈 블레이드의 수명 이 단축된다. 터빈 블레이드의 온도를 낮추기 위한 방법 중 하나는 항공기 엔진에 열교환기를 장착하는 것이다. 열교환기는 고효율 항공기 엔진에서 핵 심적인 역할을 하는 기기로 터빈 시스템을 냉각시키는 주된 부품이다. 항공 기용 열교환기의 개발은 높은 기술력을 필요로 한다. 열교환기는 항공기 엔 진의 고온·고압 그리고 강한 진동이 발생하는 가혹한 작동환경에서 구조적 으로 안정되어야 하며, 소형화·경량화 설계를 하는 것도 중요하다. 이러한 조건을 만족하는 형태의 열교환기는 미세튜브 열교환기이다. 미세튜브 열교 환기는 열효율이 높으며 강성이 크다는 장점이 있지만 항공기의 작동환경에 서 견딜 수 있는 적절한 형상과 소재를 찾는 것이 어렵기 때문에 항공기용 열교환기의 개발은 아직 진행 중에 있다.



Х

본 논문에서는 Inconel 625를 소재로 하는 Cooled Cooling Air(CCA) 열교환 기에 대해 소개하고, 유한요소해석과 열-성능시험 및 진동시험을 통해 열교 환기의 구조 특성을 평가하였다. 전체 구조에 대한 평가는 먼저 유한요소해 석을 진행하고 그 결과를 열-성능시험의 결과와 비교하여 유한요소해석에 적용한 온도 경계조건의 타당성을 검증하는 방식으로 진행하였다. 튜브에 대 한 평가는 열교환 면적을 넓히기 위해 튜브의 직경이 작아지면서 진동에 의 한 피로파괴가 튜브의 파손에 주된 원인이 되므로 진동시험을 통해 튜브의 진동 특성을 평가하였다. 또한 튜브가 튜브시트에 브레이징 되었을 때, 재질 에 따른 브레이징 접합부의 구조 특성을 평가하였다. 구조 건전성 평가는 니 켈 기반의 합금 제조사인 Special Metals에서 제공하는 온도에 따른 Inconel 625의 10⁴ cycles에서의 피로강도와 비교하여 평가하였다.

KEY WORDS: Heat exchanger 열교환기; Aero engine 항공기 엔진; CCA(Cooled Cooling Air) 냉각공기; Fine tube 미세튜브; Inconel 625 인코넬 625; FE analysis 유 한요소해석; Structural integrity 구조 건전성

1945



A Study on the Structural Characteristics of Cooled Cooling Air Heat Exchanger for Aero Engine Blade

Kim, Na Hyun

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

Abstract

The yearly growth of the aviation industry had lead to the escalation of concerns about environmental effects such as pollution emission. Thus, as the environmental penalties of air traffic are more urgent, more efficient and environmental-friendly gas turbine must be developed. One of the methods for reducing gas emission is to increase the combustion temperature which unfortunately increases the turbine blade temperature and this results in shortening the life of gas turbine engine. This problem is solved by installing a heat exchanger on the engine. The heat exchanger is considered as the main component in a high-efficiency system which can cool down the turbine blade. The heat exchanger to be installed on the aero engine must have the following characteristics: such as high technical skill. high stiffness body, light-weightness, small volume, and high heat exchanger satisfies efficiency. A tubular-type these required qualifications. It has a large heat transfer surface area per unit volume and



a good thermal efficiency and rigidity; however since the aero engine is operated under the conditions of high temperature and high pressure, the heat exchanger must be stable and reliable under these harsh conditions. Choosing an appropriate material and design method for such a heat exchanger are quiet difficult; thus the heat exchanger has yet to be installed on an aero engine and is still under development.

This study introduces a newly developed heat exchanger made of an Inconel 625 alloy. The Finite Element(FE) analysis and tests were conducted to evaluate the structural integrity of heat exchanger. To evaluate the structural integrity of overall geometry, the FE analysis was conducted and the results of the analysis were compared with the performance test results conducted under the flight operating conditions to verify the thermal loading conditions applied to the analysis. As the diameter of the tube becomes smaller to widen the heat transfer surface area, the fatigue failure due to the vibration was identified as the main cause of the tube failure. Therefore, the vibration characteristics of the tube were evaluated through the vibration test. Also the structural characteristics were evaluated for the brazed part of tube and tube sheet in terms of materials. The structural analysis results were evaluated by comparison with the fatigue strength of Inconel 625 at 10^4 cycles according to the temperature provided by the nickel-based alloy manufacturer Special Metals Corporation.

KEY WORDS: Heat exchanger 열교환기; Aero engine 항공기 엔진; CCA(Cooled Cooling Air) 냉각공기; Fine tube 미세튜브; Inconel 625 인코넬 625; FE analysis 유 한요소해석; Structural integrity 구조 건전성



제1장 서론

1.1 연구배경

세계적으로 연평균 항공교통량이 급격히 증가하면서 배기가스에 의한 환경오 염이라는 중대한 사회문제가 발생하고 있다. 항공기가 환경에 미치는 부정적인 영향을 줄이기 위하여 항공기 엔진에 대한 연구 및 개발이 활발하게 진행되고 있으며, 배기가스 배출량의 규제가 전 세계적으로 강화되고 있다. 유럽에서는 2001년 Advisory Council of Aeronautical Research in Europe(ACARE)을 설립하 여 2020년, 2035년, 2050년의 세 단계에 걸쳐 감소해야 할 배기가스와 소음의 감소량을 제시하였다. ACARE는 2020년까지 이산화탄소의 배출량을 50% 감소 하는 것을 목표로 설정하였으며, 2015년에 이산화탄소의 배출량이 전체적으로 38% 줄어든 것을 확인하였다. 이후 International Civil Aviation Organization (ICAO)과 Committee on Aviation Environmental Protection(CAEP)이 제정한 항 공기의 배출가스에 대한 규정이 더욱 강화되면서 이산화탄소 및 질소산화물의 배출량이 적고 효율이 높은 가스터빈 엔진의 개발에 대한 중요성이 대두되고 있다.^[1-7]

가스터빈의 열효율 향상을 위하여 Overall Pressure Ratio(OPR)와 Turbine Entry Temperature(TET)를 증가시키는 것은 많은 연구를 통해 밝혀진 바이다. OPR과 TET가 높아지면 가스터빈의 열효율이 증가하고 배기가스의 배출량을 감소시킬 수 있으며 동시에 강한 추진력도 얻게 된다. 하지만 이것은 압축기 출구온도를 높인다. 압축기에서 가스터빈으로 유입되는 공기는 가스터빈에서 연소 시스템 및 터빈 시스템을 식혀주는 중요한 역할을 한다. 따라서 OPR과 TET를 높이면 가스터빈의 열효율과 추진력은 높아지지만 압축기 출구에서의 공기의 온도가 높아져 가스터빈으로 유입되는 공기의 온도가 높아진다. 이로 인해 가스터빈 내부의 온도가 높아져 가스터빈을 구성하는 소재가 견딜 수 있 는 허용온도를 초과하게 되면 가스터빈 부품들의 수명이 줄어드는 문제가 발생 하다.^[8-13]



1

열효율을 높이기 위해 TET를 증가시켰을 때 가스터빈의 수명이 줄어드는 문 제를 해결하기 위하여 50년 이상에 걸쳐 가스터빈의 소재로 쓰이는 금속에 대 한 연구를 진행하였다. 가스터빈으로 유입되는 고온의 공기보다 허용온도가 높 은 금속을 개발하기 위한 연구를 진행하였으며, 이러한 연구를 통해 얻은 연도 별 금속의 허용온도를 Fig 1.1에 그래프로 나타내었다. 소재의 개발로 소재가 견딜 수 있는 최고 온도는 계속적으로 증가했지만 개선율이 매우 낮기 때문에 금속의 허용온도를 가스터빈으로 유입되는 공기의 온도보다 높이는 것은 어렵 다. 따라서 가스터빈의 소재를 개발하기보다 가스터빈의 냉각기술을 개발하는 데 초점을 두었으며, 지속적인 가스터빈의 냉각기술의 개발로 인해 Fig 1.2에 나타낸 바와 같이 TET를 계속적으로 증가시켜 가스터빈의 열효율을 증가시키 는 것이 가능하였다.^[14]







Fig 1.1 Evolution of turbine material capability and future trend^[14]



Fig. 1.2 Evolution of turbine entry temperature and future trend^[14]

1.2 연구동향

항공기의 수요가 증가하고 환경규제가 심화되면서 친환경·고효율 가스터빈 엔진의 개발이 중요시 되고 있다. 가스터빈 엔진의 효율을 높이는 방법 중 가 장 널리 알려진 것은 OPR과 TET를 높이는 것이다. OPR과 TET를 높이면 가스 터빈의 효율이 높아지지만 이로 인해 가스터빈으로 유입되는 공기온도 또한 높 아져 터빈 블레이드를 포함한 가스터빈 부품들의 수명이 줄어든다. 이러한 문 제를 해결하기 위하여 가스터빈 냉각기술도 함께 개발되어야 한다.

가스터빈 엔진에 열교환기를 추가하는 것은 대표적인 가스터빈 냉각기술 중 하나이다. 전 세계적으로 항공기용 열교환기에 대한 관심이 증가하고 있지만 열교환기의 개발은 열교환기가 장착 후 받게 될 하중조건에 의해 많은 제약을 받는다. 항공기용 열교환기는 크기가 작고 효율이 높아야하며, 가볍고 강성이 커야한다. 따라서 항공기 운항조건에서 구조적으로 안전하고 열효율이 높은 소 형 열교환기의 개발이 필요하다.^[15,16]

소형 열교환기는 단위체적당 열교환 면적이 약 200 m²/m³(hydraulic diameter ≤14)이거나, 약 700 m²/m³(hydraulic diameter ≈4)인 열교환기이다.^[17] 소형 열교 환기는 열교환기 단위체적당 열교환 면적이 넓으며 설치 공간과 자체의 무게 그리고 에너지와 비용을 낮출 수 있다는 장점이 있다. 또한 기계의 설계에 있 어 소형화 및 경량화가 주된 관심사가 되면서 소형 열교환기는 자동차, 우주항 공, 에너지, 냉동설비 등의 다양한 산업분야에서 사용되고 있다.^[16-18] 다관형 열 교환기는 가장 다양한 산업분야에서 사용되는 열교환기이다. 응축기, 보일러, 원자력 발전소를 포함한 모든 발전소 그리고 급수가열기 등에 사용된다. 또한 체적과 무게에 비해 열전달 면적이 크기 때문에 열효율이 높다. Fig 1.3에 대표 적인 다관형 열교환기 중 하나인 U자형 튜브를 사용하는 다관형 열교환기를 나타내었다. 최근에는 튜브를 작은 직경의 폴리머로 제작하여 소형화하기도 한 다.^[16-20] 판형 열교환기는 19세기에 식품산업용으로 개발되어 현재는 식품분야 뿐 만 아니라 화학, 석유, 조선 등의 광범위한 산업분야에서 사용된다. 판형 열 교환기는 얇고 주름진 여러 장의 금속 전열판을 압축하여 제작한다. 이 금속



전열판을 통해 열교환기를 지나는 두 유체가 열교환을 하게 되며, 유체가 판 전체에 퍼지며 열교환을 하므로 전열 면이 넓다는 장점이 있다. 판형 열교환기 의 형상과 열교환기를 흐르는 유체의 흐름을 Fig 1.4에 나타내었다.^[16-18,21-23] 핀 -튜브 열교환기는 핀을 사용하여 열전달 면적을 확장시킨다. 작은 지름의 튜브 번들에는 보통 가스가 흐른다. 핀-튜브 열교환기를 Fig 1.5에 나타내었다.^[16-18]

소형 열교환기는 보통 공기 대 공기 또는 공기 대 액체를 작동 유체로 사용 한다. 공기 대 공기형 열교환기로 판형과 핀-튜브 열교환기가 많이 쓰인다. 하 지만 판형 열교환기는 구조적으로 고온 및 고압 조건을 견디기 어려우며, 핀-튜브 열교환기는 핀 구조의 무게가 많이 나가기 때문에 항공기용 열교환기로의 사용이 어렵다.^[24] 따라서 본 논문에서는 항공기용 열교환기로서 미세튜브 열교 환기를 사용하였다.







Fig 1.5 Finned tube geometries used with circular tubes^[18]



유럽에서 MTU Aero Engines의 주관 하에 친환경·고효율 엔진의 개발에 중 점을 둔 NEW Aero engine core Concepts(NEWAC)라는 프로그램을 통해 대표 적인 가스터빈 냉각기술이 포함된 네 가지 엔진 코어 컨셉에 대해 발표하였으 며, 각 컨셉의 형상을 Fig 1.6(a)~(d)에 도시하였다.^[25] 본 논문에서는 Fig 1.6(c) 의 Active Core 방식을 기본으로 하여 설계된 Cooled Cooling Air(CCA) 열교환 기에 대하여 연구를 진행하였다. Active Core 방식은 기존의 가스터빈 사이클 에 열교환기를 추가하여 가스터빈 시스템을 냉각시키는 방식이며, 냉각 방식을 Fig 1.7에 나타내었다. 압축공기는 연소기(Fig 1.7 ①)에서 배출되고 열교환기 (Fig 1.7 ②)를 통과한다. 이때, 바이패스 덕트(Fig 1.7 ③)를 통해 열교환기로 유 입되는 냉각된 냉각공기(cooled cooling air)에 의해 연소기에서 배출된 압축공 기가 냉각된다.^[26]

연구에 사용한 CCA 열교환기는 U자형 미세튜브를 사용한다. 미세튜브의 안 쪽을 흐르는 고온의 가열공기와 바깥쪽을 흐르는 냉각공기가 미세튜브를 통해 간접적으로 열교환을 하므로 미세튜브에는 큰 온도구배가 발생한다. U자형 튜 브는 자유로운 팽창이 가능하기 때문에 큰 온도구배에 의한 열응력을 완화시킬 수 있는 장점이 있어 U자형 튜브를 사용한 미세튜브 열교환기는 운항조건이 고온인 항공기에서 사용하기에 적합하다. 또한 튜브형 열교환기는 튜브의 배열 및 크기의 변경에 따라 설계의 변경이 유동적이며, 단위체적당 열교환 면적이 넓어 열효율이 높으며 강성도 크고 가볍다는 장점이 있다.^[24,27-30]





Fig 1.6 NEWAC core concepts^[25]





Fig 1.7 Schematic air flow for actively cooled core① Combustor case② Heat exchanger③ Bypass duct④ Valve⑤ Compressor rear cone⑥ HPT airfoils



1.3 연구목적

항공기 엔진의 연소온도를 높여 가스터빈의 효율을 증가시킨다. 하지만 엔진 의 연소실에서 나온 공기는 가스터빈을 냉각시키는 역할을 하므로 엔진의 효율 을 증가시키기 위하여 엔진의 연소온도를 높이게 되면 터빈 블레이드의 온도 또한 상승하게 되며, 이로 인해 가스터빈 엔진의 수명이 단축된다. 이를 해결하 기 위해 가스터빈 사이클에 열교환기를 추가한다. 항공기용 열교환기는 가스터 빈에서 터빈 블레이드를 식혀주는 중요한 역할을 한다. 하지만 항공기의 운항 조건은 고온·고압이며 연소과정에서 강력한 진동이 발생하기 때문에 구조적 강도를 만족시키는 설계를 하는 것은 쉬운 일이 아니다. 따라서 항공기용 열교 환기는 아직 항공기에 장착되지 못하였으며 개발 중에 있다.^[27,30]

본 논문에서는 항공기 엔진에 장착을 앞둔 니켈-크롬 합금인 Inconel 625를 재료로 하는 항공기용 CCA 열교환기의 구조 건전성에 대하여 연구하였다. 항 공기용 열교환기는 가볍고 작으면서 효율을 높게 설계하는 것이 중요하다. 하 지만 가볍고 작은 구조물은 구조적으로 취약하기 때문에 고온·고압에 강한 진 동까지 발생하는 항공기 작동환경에서 열교환기의 구조 건전성 평가는 반드시 필요하다.^[28-31]

본 논문에서는 유한요소해석 상용프로그램인 ANSYS Mechanical APDL(v.17.0) 을 이용한 유한요소해석을 통해 정상상태와 과도상태에서 튜브를 제외한 열교 환기의 전체 구조에 대한 구조 건전성 평가를 진행하였다. 또한 열-성능시험을 진행하여 얻은 결과와 유한요소해석의 결과를 비교하여 유한요소해석에 적용한 경계조건의 타당성을 확보하였다. 튜브에 대해서는 상온에서의 진동시험을 통 해 튜브의 진동 특성을 평가하고, 고온에서 진행한 진동시험을 통해 튜브의 내 구성을 평가하였다. 마지막으로 튜브와 튜브시트의 브레이징 접합부에 대해서 는 재료물성조사 상용프로그램인 JMatPro를 이용하여 브레이징 접합부의 물성 을 분석하고 물성에 따른 브레이징 접합부의 구조 특성을 마찬가지로 유한요소 해석을 통해 평가하였다. 연구를 위해 진행한 열-성능시험 및 진동시험은 부산 테크노파크 차세대 에너지 융합 센터에서 수행되었다.



10

제 2 장 이론적 배경

2.1 유한요소법

유한요소법(finite element method) 또는 유한요소해석(finite element analysis) 은 엄밀해를 얻기 어려운 구조, 열전달, 전자기, 유체유동 등의 공학적 문제에 대한 방정식의 근사해를 구하는데 사용하는 수치해석 기법이다. 해석하고자 하 는 영역을 요소(element)라고 불리는 작은 부분으로 나누고 요소의 꼭지점인 절점(node)에서 엄밀해를 근사하여 해를 구한다. 유한요소해석에서 외부의 하중 에 대한 구조물의 응답을 예측하기 위하여 일반적으로 사용하는 요소는 직선을 포함하고 있기 때문에 실제 형상을 정확하게 표현하는 것이 불가능하다. 또한 외부의 하중 및 경계조건도 실제와 같이 표현하는 것은 어렵다. 따라서 관심의 대상이 되는 부분과 해석을 통해 얻어야 하는 결과에 따라 수학적 모델의 이상 화 정도가 달라지며, 이상화 된 수학적 모델에 대한 유한요소해석 결과를 정확 하게 분석할 수 있어야 한다.^[32-34]

구조해석은 해석하고자 하는 영역에 하중, 온도변화 또는 지지점과 같은 외 부의 영향에 대한 응답을 예측하기 위해 수행된다. 특정 하중에 의한 응력에서 구조물이 견딜 수 있는지 응력 및 변위가 허용범위 이내에 드는지 평가하고, 이에 따라 부재를 배열하고 소재를 선택하여 구조물을 설계한다. 최적의 구조 를 설계하기 위하여 Fig 2.1의 알고리즘을 반복한다.^[35]



Fig 2.1 The cycle of analysis and design of a structure^[35]



2.2 열-탄소성 유한요소해석 이론

2.2.1 탄소성해석

큰 외력이 작용하여 물체에 발생하는 응력이 항복강도를 초과하면 물체는 외 력에 비선형적으로 반응하고 외력을 제거하여도 영구적인 잔류변형이 남는다. 이것을 소성변형이라 하며, 소성변형 시 물체의 특성을 예측하기 위한 탄소성 해석이 필요하다. 본 논문에서는 다중 선형 등방경화(multi-linear isotropic hardening)재료 모델을 사용하여 탄소성해석을 진행하였다.^[36-38]

재료에 응력성분이 복합적으로 작용할 때 최대등가응력기준을 따른다. 등가 응력 σ_e 가 항복강도 σ_y 보다 작으면 재료는 탄성변형을 하며 탄성영역에서의 응 력-변형율 관계를 따라 거동한다. 이때의 응력-변형률의 관계는 식 (1)에 의해 결정된다.

$$\{\sigma\} = \begin{bmatrix} D^e \end{bmatrix} \{\varepsilon^{el}\}$$

🕖 Collection @ kmou

여기서, $[D^e]$ 는 탄성강성행렬(elastic stiffness matrix)을 나타내고 식 (2)와 같 이 정의된다.

$$[D^{e}] = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \mu+1 & \mu & \mu & 0 & 0 & 0\\ \mu & \mu+1 & \mu & 0 & 0 & 0\\ \mu & \mu & \mu+1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1/2 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/2 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/2 \end{bmatrix}$$
(2)

이때, $\mu = \frac{\nu}{1-2\nu}$ 이고, E는 탄성계수이며 ν 는 푸아송비이다.

식 (1)의 { ε^{el} }은 탄성변형률 벡터로 식 (3)과 같이 정의된다.

$$\left\{\varepsilon^{el}\right\} = \left\{\varepsilon\right\} - \left\{\varepsilon^{th}\right\} \tag{3}$$

(1)

여기서, $\{\varepsilon\}$ 은 전체 변형률 벡터로 $\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \varepsilon_{xy} \ \varepsilon_{yz} \ \varepsilon_{xz}]^{\mathrm{T}}$ 이고, $\{\varepsilon^{th}\}$ 는 열변형률을 나타내며 식 (4)로 정의된다.

$$\left\{\varepsilon^{th}\right\} = \Delta T \begin{bmatrix} \alpha_x & \alpha_y & \alpha_z & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
(4)

 α_x , α_y , α_z 는 각각 방향에 따른 열팽창계수를 나타내며 등방성 재료를 고려 할 시 $\alpha_x = \alpha_y = \alpha_z$ 이다. ΔT 는 해당지점의 현재온도 T와 기준 온도 T_{ref} 의 차 로 $\Delta T = T - T_{ref}$ 와 같이 나타낸다.

식 (5)와 같이 재료에 발생하는 등가응력 σ_e가 재료의 항복강도 σ_y이상이면 소성변형이 일어난다. 등가응력 σ_e가 재료의 항복강도 σ_y가 같아지면 소성변형 이 시작되며 소성변형률이 발생한다.

$$\sigma_e = \left[\frac{3}{2} \{s\}^{\mathrm{T}}[M]\{s\}\right]^{\frac{1}{2}} \ge \sigma_{\mathrm{y}}$$
(5)

여기서, {s}는 편차응력 벡터(deviatoric stress vector)이며 식 (6)과 같이 정의 된다.

$$\{s\} = \{\sigma\} - \sigma_m [1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^{\mathrm{T}}$$
(6)

 $\{\sigma\}$ 는 응력 벡터로서 $\{\sigma\} = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{xz}]^{\mathrm{T}}$ 이고, σ_m 은 수직평균응력 으로 $\sigma_m = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$ 이다. 여기서 [M]은 식(7)과 같다.

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$
(7)

소성변형이 일어나는 방향은 식 (5)의 유동법칙을 따라 결정되며 본 논문에서 는 다중 선형 등방경화 재료의 모델에 대해 소성변형이 항복표면에 수직인 방 향으로 일어나는 유동법칙이 사용되었다. 또한, 다중 선형 등방경화를 고려할 때의 항복기준은 식 (8)과 같이 정의된다.

$$\sigma_{e} = \left[\frac{3}{2}\{s\}^{\mathrm{T}}[M]\{s\}\right]^{\frac{1}{2}} = \sigma_{\mathrm{k}}$$
(8)

여기서, σ_k은 소성 일(plastic work)에 대한 함수로 식 (9)와 Fig 2.2와 같은 단 축 응력-변형률 곡선을 통해 직접 결정된다. 온도 의존 곡선의 경우에는 응력-변형률 형식으로 변환시킨 후 온도 곡선을 보간하여 결정한다.^[37]



Fig 2.2 Stress-strain curve for multi-linear hardening and $\sigma_{\rm k}$ determination^[37]

$$\hat{\varepsilon}_{n}^{pl} = \hat{\varepsilon}_{n-1}^{pl} + \Delta \hat{\varepsilon}^{pl}$$
(9)

이때, $\hat{arepsilon}_n^{pl}$ 은 현재시간에서의 등가소성변형률을 나타내고, $\hat{arepsilon}_{n-1}^{pl}$ 은 이전 시간에

서의 등가소성변형률을 나타낸다.

소성변형 시 응력증분은 식 (10)과 같이 정의된다.

$$d\{\sigma\} = \left[D^{ep}\right]\{d\varepsilon\} = \left[D^{ep}\right]\left\{d\varepsilon^{el} + d\varepsilon^{pl}\right\}$$
(10)

여기서, $[D^{ep}]$ 는 순간 탄소성 응력-변형률 행렬로 식 (11)과 같이 정의된다.

$$[D^{ep}] = [D^e] - \frac{[D^e]\{s\}([D^e]\{s\}^{\mathrm{T}})}{(H\{\sigma\})^{\mathrm{T}}\{s\} + \{s\}^{\mathrm{T}}[D^e]\{s\}}$$
(11)

변수 H는 식 (12)와 같이 정의된다.

$$H = \frac{2}{3} \left(\frac{E \cdot E_T}{E - E_T} \right) \tag{12}$$

 E_T 는 변형률 강화계수(strain hardening modulus)로 Fig 2.2에 나타내었다.

2.2.2 열전달해석

본 논문에서는 열-구조 연성해석을 진행하였다. 열-구조 연성해석은 열과 구 조라는 독립적인 물리계에 대하여 순차적으로 해석하여 둘의 연성관계를 고려 하는 순차적 해석방법이다. 먼저 열전달해석을 진행하여 물체의 온도분포를 구 하고 이를 구조해석에서 열하중으로 적용하여 구조물의 열팽창에 의한 변형률 과 응력을 구한다. 열전달은 크게 전도, 대류, 복사로 분류되며 해석에서는 이 를 적절히 고려하여 열전달해석을 수행하였다.^[39,40]

1945

열전달해석에서 구조물의 온도분포는 식 (13)과 같은 선형 열전달방정식으로 정의할 수 있다.

$$[C(T)]\{\dot{T}\} + [K(T)]\{T\} = \{Q(t,T)\}$$
(13)

여기서, T는 온도이고, t는 시간을 나타낸다. [C(T)]는 온도에 따른 열용량



행렬로 식 (14)와 같이 정의된다.

$$[C(T)] = \rho \int_{vol} c(T) \{N\} \{N\}^{\mathrm{T}} d(vol)$$
(14)

ρ는 밀도, c(T)는 온도에 따른 비열 그리고 {N}은 형상함수를 나타낸다.

식 (13)의 $\{\dot{T}\}$ 는 시간에 따른 온도의 변화율 벡터로 $\{\dot{T}\} = \partial\{T\}/\partial t$ 이고, 여 기서 $\{T\}$ 는 온도 벡터를 나타낸다. [K(T)]는 유효 열전도도 행렬(effective thermal conductivity matrix)로 식 (15)와 같이 나타난다.

$$[K(T)] = \left(\left[K^{d}(T) \right] + \left[K^{c} \right] \right)$$
(15)

여기서, $[K^d(T)]$ 은 확산 열전도도 행렬(diffusion thermal conductivity matrix) 로 식 (16)과 같이 나타난다.

$$\left[K^{d}(T)\right] = \int_{vol} \left[B\right]^{\mathsf{T}} \left[D(T)\right] \left[B\right] d(vol)$$
(16)

이때의 [B]는 $[B] = \{L\}\{N\}T$ 이고 여기서 $\{L\}$ 은 벡터 연산자로 $\{L\} = \{\partial/\partial x \ \partial/\partial y \ \partial/\partial z\}^{T}$ 이다. [D(T)]는 온도에 따른 열전도계수 행렬로 식 (17)과 같이 정의된다.

$$[D(T)] = \begin{bmatrix} K_{xx}(T) & 0 & 0\\ 0 & K_{yy}(T) & 0\\ 0 & 0 & K_{zz}(T) \end{bmatrix}$$
(17)

식 (15)의 $[K^e]$ 는 대류 표면 열전도계수 행렬로 식 (18)과 같이 정의된다.

$$[K^{c}] = \int_{S_{3}} h_{f}\{N\}\{N\}^{\mathrm{T}}\{T_{e}\}d(S_{3})$$
(18)

여기서, h_f 는 필름계수이고 S_3 는 대류가 일어나는 표면의 면적이다. T_e 는 노드의 온도를 나타낸다.



식 (13)의 {Q(t,T)}는 유효 열유동률 벡터로 해당 문제의 경계조건을 나타내 며 식 (19)로 정의된다.

$$[Q(t,T)] = \{Q^f\} + \{Q^c\}$$
(19)

이때, $\{Q^f\}$ 는 열속 벡터로 식 (20)으로 정의된다.

$$[Q^{f}] = \int_{S_{i}} q_{i}^{*} \{N\} d(S_{i})$$
(20)

여기서, q_i^* 는 *i*표면에서 주변으로의 복사에 의한 열유동률로 식 (21)과 같이 정의되고 S_i 는 열유동이 작용하는 *i*표면의 면적이다.

$$q_i^* = S_i F \epsilon \sigma \left(T_i^4 - T_{ref}^4 \right) \tag{21}$$

이때, F는 복사형상계수(radiation view factor)이고, ϵ 는 표면의 방사율이며, σ 는 Stefan-Boltzmann constant이다.

식 (19)의 $\{Q^e\}$ 는 대류 열유동 벡터로 식 (22)과 같이 정의된다.

$$[Q^{c}] = \int_{S_{3}} T_{B} h_{f} \{N\} d(S_{3}) \qquad (22)$$

여기서, T_B는 고체의 표면을 흐르고 있는 유체의 온도를 나타낸다.

시간에 따라 온도변화가 없는 정상상태에서는 $\{\dot{T}\} = 0$ 이 되어 식 (13) 대신, 식 (23)으로 나타내고 고체의 온도분포를 식 (23)을 통해 결정한다.

$$[K(T)] \{T\} = \{Q(T)\}$$
(23)

17

2.3 모드해석 이론

질량과 강성을 갖는 모든 물체는 진동을 하며 물체와 외력의 동적 특성이 같 아지면 구조물의 진동이 크게 증폭될 수 있다. 따라서 물체의 설계에 있어서 물체의 동적 특성을 파악하는 것은 중요하며 모드해석은 모든 동적해석의 기본 이 되는 중요한 해석이다.^[23,38,41]

본 연구에서 사용한 모드해석 이론은 외부로부터 외력 벡터 {*F*(*t*)}를 받는 다 자유도 시스템(multi-degree of freedom system)의 운동방정식으로 식 (24)와 같이 정의된다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\}$$
(24)

여기서 [M], [C], [K]는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬을 나타내고, { $\ddot{x}(t)$ }, { $\dot{x}(t)$ }, {x(t)}, {F(t)}는 각각 절점의 가속도, 속도, 변위, 작용 하중 벡 터를 나타낸다. 모드해석에서는 {F(t)}=0으로 가정하며, 따라서 보편적으로 [C]가 무시된다. 이에 따라 식 (24)에서 감쇠 행렬과 외력 벡터를 제외한 자유 진동 시스템으로 나타내면 식 (25)를 얻을 수 있다.

 $[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\}$ (25)

변위 벡터 {x(t)}는 위치와 시간의 함수로서 이 변위 벡터를 공간적인 형상 벡터 {Φ}와 시간적인 변화함수 q(t)의 곱으로 정의한다. 그리고 q(t)를 조화함 수로 나타내면 식 (26)과 같이 나타낼 수 있고, 이 식을 (27)에 대입하면 식 (28)을 유도할 수 있다.

$$\{x(t)\} = \{\Phi\}q(t) = \{\Phi\}\sin wt$$
(26)

 $\left(-w^{2}[M] + [K]\right)\{\Phi\} = \{0\}$ (27)

식 (27)에서 모드 형상 벡터인 {⊉}가 0이 아닌 벡터가 되기 위해서는 고유치

를 얻기 위한 특성방정식인 식 (28)을 만족해야 한다.

 $\det(-w^{2}[M] + [K]) = 0$ (28)

식 (28)을 풀면 자유도 n개의 서로 다른 w를 구할 수 있으며 크기가 작은 것 부터 정리하여 $w_i(i=1,2,\dots n)$ 로 나타내고, 이를 공진주파수라 정의한다. 그 리고 w_i 에 대응하는 형상 벡터를 $\{\Phi\}_i$ 로 나타내고, 이 n개의 형상 벡터들을 식 (29)와 같이 행렬로 표기하여 자유진동 모드행렬 $[\Phi]$ 라 한다.

(29)

 $[\boldsymbol{\Phi}] = \left[\{\boldsymbol{\Phi}\}_1, \{\boldsymbol{\Phi}\}_2, \cdots, \{\boldsymbol{\Phi}\}_n \right]$





제 3 장 열교환기의 구조 특성 평가

항공기용 열교환기는 작고 가벼워야하며 엔진 작동환경에서 구조적으로 안정 되어야 한다. 항공기 비행영역을 MTO(Maximum Take Off)·CRZ(CRuZe) ·TOC(Top Of Climb) 총 세 부분으로 나누어, 각 영역에서 발생하는 온도 및 압력 하중에 대하여 조사하였다. 그 중 가장 가혹한 조건은 MTO 조건으로, 적 재물을 최대로 싣고 이륙할 때의 조건이다. 제 3 장 에서는 MTO 조건에서의 하중을 적용했을 때 열교환기가 구조적으로 안정한지에 대하여 평가하였다.

3.1 열교환기의 형상

본 논문에서 연구한 CCA 열교환기는 다양한 부품들로 구성되어있다. 선행연 구로 각 부품들에 대한 매개변수 해석을 진행하였으며 해석결과를 분석하여 최 적의 치수를 선정하였다. 또한 고온·고압의 환경에서 견딜 수 있는 재료를 조 사하고 그 재료들에 대해 해석을 진행하여 본 논문에서 연구한 열교환기의 재 료인 Inconel 625를 재료로 확정하였다.

1945

3.1.1 열교환기의 구성

Fig 3.1에 본 논문에서 연구한 열교환기의 형상과 각 구성요소의 명칭 및 열 교환기로 들어오는 공기의 흐름을 나타내었다. 열교환기는 매니폴드(manifold), 튜브시트(tube sheet), 튜브번들(tube bundle), 케이스(case), 플랜지(flange), 배플 (baffle) 그리고 마운팅 부품(mounting component)으로 구성되어있다. 열교환기 에는 연소실에서 들어오는 고온의 가열공기와 이를 냉각시켜주는 냉각공기가 들어온다. 가열공기는 열교환기의 매니폴드 입구로 들어오며 이 공기는 튜브를 통과하여 매니폴드 출구로 나간다. 가열공기는 덕트(duct)를 통해 들어온 냉각 공기에 의해 식혀진다. 이때 가열공기와 냉각공기는 직접 접촉하지 않고 튜브 를 통해 간접적으로 열교환을 하게 된다. 각 부품의 역할을 자세하게 설명하자 면, 매니폴드는 가열된 공기가 들어오고 나가는 통로이며 튜브시트는 브레이징 된 튜브를 지지하는 역할을 하고 튜브는 가열된 공기가 흐르는 통로이다. 냉각


공기는 덕트를 통해 열교환기로 들어와 케이스를 통과하여 나가고 플랜지는 덕 트와 케이스를 결합시키는 역할을 한다. 배플은 열교환기의 진동을 방지하기 위해 설치하고 러그(lug)는 마운팅 부품들을 이용하여 열교환기를 엔진에 고정 하는 역할을 한다. Fig 3.2에 열교환기의 대략적인 치수를 나타내었다.^[30,42]

튜브의 배열을 Fig 3.3(a)~(c)에 나타내었다. 본 열교환기에는 U자형 튜브를 사용하며 크기가 다른 9개의 튜브로 구성된 A열과 8개의 튜브로 구성된 B열이 번갈아 가며 총 121열 배치되어있다. A열과 B열의 총 17개의 튜브는 모두 서로 크기가 다르며 튜브 간의 간섭을 최소화하면서 열전달 면적을 최대화하기 위해 위와 같이 설계하였다. Fig 3.4(a)~(d)에는 열교환기의 마운팅 부품의 배열에 대 해 도시하였다. 열교환기를 항공기 엔진에 장착했을 때 열교환기는 고온의 열 하중을 받아 열팽창을 하고 이로 인해 발생하는 열응력을 완화시키기 위하여 네 곳의 모서리 중 세 곳만 엔진과 결합시킨다. 또한 세 곳 중 한 곳은 모든 방향에 대해 고정되어있지만 나머지 두 곳은 각각 x 또는 z방향에 대하여 미끄 럼과 회전을 할 수 있도록 설계되었다.^[42]







Fig 3.2 Dimensions of heat exchanger







Fig 3.4 Arrangement of mounting components

3.1.2 유한요소 모델

본 논문에서 연구한 열교환기에는 총 1,029개의 튜브가 들어간다. 튜브는 튜 브시트에 브레이징 되어있으며 튜브 직선부에서의 진동을 방지하기 위한 3개의 배플과 큰 튜브들의 윗부분에서 발생하는 진동을 방지하기 위한 방진배플 (anti-vibration baffle)에 꽂혀있기 때문에 길이 방향으로의 팽창에 대해서는 구 속을 받지 않고 전체적인 형상과는 독립적으로 팽창한다. 따라서 전체 모델에 대한 해석은 튜브를 제외한 모델로 진행하였다. 또한 튜브가 꽂혀있는 배플에 는 각각 2,058개의 튜브구멍이 존재한다. 실제 모델과 같은 다공판의 모델에 요 소를 생성하게 되면 요소의 형상이 복잡해지고 개수가 증가하기 때문에 해석파 일의 용량이 커지며 해석시간이 증가하게 된다. 따라서 ASME SEC.VII Div.2에 제시된 리가먼트 효율(ligament efficiency)에 대한 수식을 기반으로 하여 다공 판인 배플을 구멍이 없는 등가모델로 대체하였다. 유한요소해석은 튜브를 제거 하고 배플을 등가모델로 변경한 모델로 진행하였다.^[43]

유한요소 모델은 총 379,913개의 요소와 1,607,148개의 절점으로 구성되어있 다. 열전달해석 모델은 20절점 요소인 Thermal solid 90번 요소로 모델링 하였 으며 구조해석 모델은 20절점 요소인 Structure solid 186번 요소로 모델링 하였 다. 유한요소 모델은 Fig 3.5(a),(b)에 나타내었다. Fig 3.6(a),(b)에는 구조해석 시 적용한 변위구속조건에 대해 나타내었다. 열교환기는 마운팅 부품에 의해 엔진 에 고정되며 마운팅 부품은 열교환기의 러그와 연결된다. 변위 구속조건은 러 그의 안쪽 면에 적용하였으며 실제 설계와 마찬가지로 미끄러짐과 회전이 모사 되도록 하였다.

유한요소해석에는 재료의 비선형성을 고려하기 위해 Inconel 625의 온도에 따 른 비선형 물성을 적용하였다. Special Metal로부터 제공받은 Inconel 625의 물 성을 Table 3.1에 나타내었다. Table 3.2에는 등가모델에 적용한 Inconel 625의 등가물성을 나타내었으며 이는 ASME SEC.VII Div.2에 제시된 리가먼트 효율의 수식을 통해 계산되었다.^[43,44]





Fig 3.6 Displacement boundary condition of FE model

Temperature [K]	Modulus of elasticity [GPa]	Poisson's ratio	Coefficient of thermal expansion [(μ m/ μ m)10 ⁻⁶ K]	Thermal conductivity [W/mK]
293	207.5	0.278	12.7	9.8
700	185.5	0.295	13.7	15.7
800	179.3	0.304	14.2	17.0
900	172.0	0.318	14.8	19.0
1000	163.5	0.334	15.3	20.8

Table 3.1 Material properties of Inconel $625^{[44]}$



 Table 3.2 Ligament material properties of Inconel 625 in the perforated

 baffle^[43]

Temperature [K]	Modulus of elasticity [GPa]	Poisson's ratio	Coefficient of thermal expansion $[(\mu m/\mu m)10^{-6} K]$	Thermal conductivity [W/mK]
293	180.1		12.7	9.8
700	161.0		13.7	15.7
800	155.6	0.281	14.2	17.0
900	149.0		14.8	19.0
1000	141.9		15.3	20.8



3.2 CFD 해석결과를 반영한 정상상태에서의 열-구조 연성해석

본 연구에서는 열전달해석을 먼저 진행하고 그 결과로 얻은 온도분포를 구조 해석에 하중으로 적용하는 순차적 연성해석 방법을 사용하였다. 열전달해석에 적용한 열하중은 선행연구로 진행한 CFD 해석을 통해 얻은 값을 적용하였 다.^[24] 구조해석은 적용한 하중을 다르게 하여 총 세 가지 경우에 대해 진행하 였으며, 세 가지 하중은 압력 또는 열 또는 열·압력 하중이다.

3.2.1 경계조건 및 하중조건

순차적 열-구조 연성해석을 위해 열전달해석을 먼저 진행하였다. 열전달해석 에서 해당 면에 적용한 부분 별 평균 온도와 평균 대류열전달계수는 CFD 해석 을 통해 얻은 값을 적용하였다. 해석에 적용한 온도 경계조건은 Table 3.3에 나 타내었다. 냉각공기가 통과하는 케이스의 안쪽 면에는 냉각공기가 케이스를 통 과하는 동안 온도가 선형적으로 상승한다고 가정하여 구간을 22개로 동일하게 나누고 입구부터 출구까지 온도가 동일하게 증가하도록 각 면에 온도를 적용하 였다. 가열공기가 유입되는 매니폴드 입구의 안쪽 면에는 모든 면에 동일한 온 도를 적용하였고 가열공기가 튜브를 통과해 유입되는 매니폴드 출구에서는 각 부분별로 유입된 유체의 온도가 다르기 때문에 구간을 10개로 나누어 각각의 면에 해당하는 온도를 적용하였다. Fig 3.7에 매니폴드 출구의 나누어진 형상을 나타내었다. 열교환기의 바깥 면은 자연대류와 복사를 고려한 온도 경계조건을 적용하였으며, 초기온도와 참조온도는 모두 300 K로 설정하였다.

구조해석 시에는 열전달해석으로 얻은 온도분포와 구조 경계조건인 압력과 변위 구속조건을 적용하여 해석을 진행하였다. 실제의 매니폴드 입구에서의 압 력은 55 bar이다. 구조해석에서 매니폴드 안쪽 면과 매니폴드와 맞닿아있는 튜 브시트의 밑 면 그리고 튜브의 안쪽 면에 압력을 적용해야하지만 해석모델은 튜브를 제외한 등가모델이므로 튜브시트 안쪽 면에 ASME SEC.VII Div.2를 참고 하여 계산한 보상압력 76 bar를 적용하였다.^[43]



Applied location		Temperature [K]	Convection coefficient [W/m²K]	Emissivity				
Cold side inlet		349	900	-				
Cold sid	de outlet	798	900	-				
Hot si	de inlet	992	2500	-				
	Section 1	674						
	Section 2	666						
	Section 3	657						
	Section 4	638	1.					
Hot side	Section 5	614						
outlet	outlet Section 6		792					
	Section 7	791	100					
	Section 8	785						
	Section 9	770						
	Section 10	734						
Outside	surface	300	5	0.8				
Hot air out								
Ho	ot air in							

Table 3.3 Thermal analysis boundary condition obtained from $\mbox{CFD}^{\mbox{\scriptsize [24]}}$

Fig 3.7 Divided sections of the manifold outlet

z ← _ x

3.2.2 해석결과

구조 건전성 평가는 열교환기 주요부품의 고온부를 중심으로 발생한 최대등 가응력을 기준으로 하였으며, 용접을 고려하지 않아 응력피크가 발생한 지점은 평가 대상에서 배제하였다.

압력하중을 적용하여 진행한 해석결과로 얻은 등가응력분포를 Fig 3.8에 나타 내었다. 압력을 적용했을 때, 튜브시트와 매니폴드가 팽창하면서 튜브시트 아랫 면에서 224 MPa의 최대응력이, 매니폴드 안쪽 면에서 194 MPa의 최대응력이 발생한다. 케이스는 압력하중의 영향을 거의 받지 않기 때문에 다른 부품들에 서 발생하는 응력에 비해 낮은 100 MPa의 최대응력이 발생한다.

다음은 열하중을 적용한 해석에 대한 결과이다. 먼저 CFD 해석을 통해 얻은 온도조건을 적용한 열전달해석의 결과를 Fig 3.9에 나타내었으며, 열전달해석으 로 얻은 온도분포를 구조해석에 열하중으로 적용하여 구조해석을 진행하였다. Fig 3.10에 열하중을 적용하여 얻은 등가응력분포를 나타내었다. 최대등가응력 은 주요부품의 고온부를 중심으로 측정하였다. 튜브시트에서는 비교적 온도가 낮은 플랜지에 의해 열변형이 생겨 335 MPa의 압축응력이 발생한다. 또한 매 니폴드는 고온의 가열공기에 의해 열팽창이 일어나며 이로 인해 매니폴드의 안 쪽 면에서 302 MPa의 최대응력이 발생한다. 케이스에서는 튜브시트의 높은 온 도에 의해 열변형이 일어나 410 MPa의 인장응력이 발생한다.

Fig 3.11은 열·압력하중을 적용한 해석에 대한 결과이다. 튜브시트와 매니폴 드에서는 적용한 열과 압력하중에 의해 팽창이 일어나 튜브시트에서는 348 MPa, 매니폴드에서는 313 MPa의 최대응력이 발생한다. 케이스는 열하중을 적 용했을 때와 마찬가지로 튜브시트에 의해 발생하는 394 MPa의 인장응력이 발 생한다. 케이스에서는 열하중과 압력하중을 동시에 적용했을 때 응력이 상쇄되 어 열하중만을 적용했을 때보다 발생하는 최대등가응력이 약 4% 감소한다.





Fig 3.8 Equivalent stress distribution resulted from the static analysis under pressure loading condition





Fig 3.9 Temperature distribution resulted from the thermal transfer analysis



Fig 3.10 Equivalent stress distribution resulted from the static analysis under thermal loading condition

Collection @ kmou



Fig 3.11 Equivalent stress distribution resulted from the static analysis under thermal-pressure loading condition



열교환기는 항공기의 운항 시 엔진으로부터 반복하중을 받기 때문에 열교환 기의 구조 건전성 평가는 피로강도를 기준으로 하였다. 구조해석의 결과로 얻 은 주요부품에서 발생한 최대등가응력과 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 비교 하여 평가하였다. Table 3.4에 온도에 따른 Inconel 625의 피로강도를 나타내었 다. 최대등가응력이 발생한 지점에서 측정한 온도에서의 피로강도를 선형보간 법을 이용하여 구하고 그때의 피로강도와 발생한 최대등가응력을 비교하는 방 식으로 진행하였다. 각 부품에서 최대등가응력이 발생한 지점을 Fig 3.11에 나 타내었다.

Fig 3.12에 각 하중의 적용 시 튜브시트에 발생한 응력을 그래프로 나타내었 다. 튜브시트에서의 최대등가응력을 측정한 Fig 3.11의 P1에서의 온도는 953 K 이며 선형보간법으로 계산한 해당 온도에서의 피로강도는 407 MPa이다. 가장 큰 등가응력은 열·압력 하중을 적용한 경우에 발생하며 이때의 최대등가응력 은 피로강도에 비해 20% 작다.

Fig 3.13에는 서로 다른 하중을 적용했을 때 매니폴드에서 발생한 최대등가응 력을 그래프로 나타내었다. 최대등가응력을 측정한 Fig 3.11의 P2에서의 온도는 963 K이며 이때의 피로강도는 405 MPa이다. 가장 큰 등가응력은 열·압력 하 중을 적용한 경우에 발생하며 이때의 응력은 피로강도에 비해 23% 작다.

각 하중의 적용 시 케이스에 발생한 응력을 Fig 3.14에 그래프로 나타내었다. 최대등가응력을 측정한 Fig 3.11의 P3에서의 온도는 642 K이며 이때의 피로강 도는 511 MPa이다. 가장 큰 등가응력은 열하중을 적용한 경우 발생하였으며 이때의 응력은 피로강도에 비해 23% 작다.

각 해석에 따라 주요부품에서 발생한 최대등가응력을 비교해 보았을 때, 압 력하중을 적용한 경우 발생한 최대등가응력은 열하중이 적용된 경우의 최대등 가 응력에 비해 최대 300% 까지 증가한다. 즉, 열교환기에는 열하중이 지배적 으로 작용함을 알 수 있다.





Table 3.4 Fatigue strength of Inconel 625^[44]

Fig 3.12 Static analysis results of the tube sheet at "P1" in Fig 3.11



Fig 3.13 Static analysis results of the manifold at "P2" in Fig 3.11



Fig 3.14 Static analysis results of the case at "P3" in Fig 3.11

3.3 정상상태에서의 열-성능시험

MTO 조건에서의 하중조건을 고려하여 진행한 CFD 해석을 통해 얻은 해당 면을 흐르는 유체의 대류열전달계수와 온도를 열하중으로 적용하고 MTO 조건 에서의 압력조건을 적용하여 진행한 이전의 해석을 통해 열교환기에서 열하중 이 지배적으로 작용함을 확인하였다. 3.4절에서는 정상상태에서의 열-성능시험 을 진행하여 얻은 시험결과와 CFD 해석에서 얻은 열하중을 적용한 해석결과를 비교함으로서 해석에 적용한 경계조건의 타당성을 확인하고자 하였다.^[37]

3.3.1 시험장비 및 시험조건

열-성능시험에서 사용한 열교환기 시편을 시험설비에 설치하고 측정 장비를 부착한 모습을 Fig 3.15에 나타내었다. 열교환기에서 고온의 가열공기가 유입되 는 매니폴드는 파이프로 High Pressure(HP)시스템에 연결되고, 가열공기를 냉각 시켜주는 냉각공기는 Low Pressure(LP)시스템에서 공급되어 덕트를 통해 열교 환기로 유입되며 덕트는 열교환기의 플랜지와 연결된다. 열-성능시험에서는 열 전대와 압력센서를 설치하여 열과 압력을 측정한다. HP시스템과 LP시스템으로 출입하는 공기의 온도와 압력을 측정하기 위하여 각 시스템의 입구에는 두 개 의 열전대와 두 개의 압력센서를 부착하며 출구에는 세 개의 열전대와 두 개의 압력센서를 부착한다. 또한 흐르는 유체에 따른 시편의 온도를 측정하기 위하 여 시편의 표면에 총 30개의 열전대를 부착하며 부착위치와 각 센서 별 명칭을 Fig 3.16~Fig 3.18에 나타내었다. Fig 3.19에서는 시편에 부착한 열전대의 명명 법에 대해 설명하였다.

시험에 사용되는 열전대는 점용접으로 시편의 표면에 부착하며 시험조건이 고온이기 때문에 유리섬유로 절연처리가 되어있어 1,167 K까지 측정이 가능한 제품을 사용하였다.





Fig 3.15 Facility and equipments for thermal-performance test





Fig 3.16 Location of attached thermocouples in front surface



Fig 3.17 Location of attached thermocouples in rear surface





Fig 3.18 Location of attached thermocouples in bottom surface



Fig 3.19 Nomenclature of thermocouple



시험에는 MTO 조건에서의 온도와 압력을 적용하였으며 Table 3.5에 나타내 었다. 정상상태에서 시험을 진행하기 위하여 상온에서부터 HP시스템과 LP시스 템의 입구온도가 MTO 조건의 온도에 도달할 때 까지 3 hr에 걸쳐 서서히 증가 시켰다. 열교환기에 부착된 열전대에서 측정된 온도가 안정화된 시점부터 5 min에 걸쳐 측정된 데이터의 평균값을 구하여 시험의 결과로 사용하였다.

	HP	LP						
Temperature [K]	992	348.9						
Pressure [kPa]	5588	153.8						

Table 3.5 Input value for steady state thermal-performance test



3.3.2 시험결과

열-성능시험을 진행하는 동안 HP와 LP시스템의 입구와 출구에서 측정한 시 간에 따른 온도와 압력에 대한 그래프를 Fig 3.20과 Fig 3.21에 각각 나타내었 다. Table 3.6에는 열-성능시험의 진행 시 HP와 LP 공급시스템에 적용한 온도 와 압력의 입력 값을 나타내었으며, Fig 3.20과 Fig 3.21에 회색 박스로 표시한 부분의 온도와 압력의 평균값을 구하여 입력값과 측정값의 차이도 함께 나타내 었다. 온도는 입력값과 측정값의 차이가 오차범위 0.1%이하이지만, 압력은 입력 값과 측정값의 차이가 크게는 8%까지 발생한다. 이것은 HP와 LP 공급시스템과 열교환기 사이의 거리 차에 의해 발생하는 압력강하로 인해 나타나는 것으로 판단된다.

Table 3.7~Table 3.10은 열교환기에 부착한 열전대에서 측정한 온도값들이다. 다음의 온도값들도 마찬가지로 열교환기에 부착한 열전대에서 측정된 온도값이 안정화 된 후로부터 5 min 동안 측정된 값의 평균값이다. Table 3.7은 열교환기 의 앞면, Table 3.8은 열교환기의 뒷면, Table 3.9는 열교환기의 튜브시트 그리 고 Table 3.10은 열교환기의 매니폴드에 부착된 열전대에서 측정한 온도를 나 타내었다.

off of CH

		In	let		Outlet				
	Temperature [K]		Pres [kł	Pressure [kPa]		Temperature [K]		sure Pa]	
	HP	LP	HP	LP	HP	LP	HP	LP	
Required value	992	349	5580	150	-	-	-	-	
Measured value	991	349	5173	138	690	802	5059	133	
Difference [%]	0.1	0	7.3	8	_	-	_	_	

Table 3.6 Required and measured temperature and pressure values





Fig 3.21 Measured pressure at HP and LP system in steady state thermal-performance test

Table 3.7 Measured temperature of thermocouples in front surface

Name of TC	FC1	FC2	FC3	FC4	FT1	FT2	FT3	FT4
Measured								
Temperature	385	616	387	600	611	614	681	967
[K]								

Table 3.8 Measured temperature of thermocouples in rear surface

Name of TC	RC1	RC2	RC3	RC4	RT1	RT2	RT3
Measured				LEAN			
Temperature	386	556	383	538	624	687	737
[K]	1	N					
					S		

 Table 3.9 Measured temperature of thermocouples in bottom tube sheet

 surface

Name of TC	BT1	BT2	BT3	BT4	BT5	BT6	BT7	BT8			
Measured											
Temperature	604	720	650	789	648	803	631	767			
[K]											

 Table 3.10 Measured temperature of thermocouples in bottom manifold

 surface

Name of TC	BM1	BM2	BM3	BM4	BM5	BM6	BM7
Measured							
Temperature	697	743	715	675	715	963	945
[K]							



3.3.3 시험결과와 해석결과의 비교

앞서 열전달해석을 진행한 해석모델에서 열전대를 부착한 위치의 온도를 측 정하고 열-성능시험의 결과로 얻은 온도값과 비교하여 Table 3.11~Table 3.14에 나타내었다. 마찬가지로 Table 3.11은 열교환기의 앞면, Table 3.12는 열교환기 의 뒷면, Table 3.13은 열교환기의 튜브시트 그리고 Table 3.14는 열교환기의 매니폴드에 부착된 열전대에서 측정한 온도를 나타내었다.

Table 3.11에 나타난 바와 같이 열교환기 앞면에서의 시험결과와 해석결과를 비교했을 때 대부분의 측정지점에서 10% 미만의 오차가 발생했지만 FC2와 FC4에서 각각 20%와 23%의 차이가 발생하였다. 열교환기 뒷면에서의 시험결과 와 해석결과를 비교했을 때에는 Table 3.12와 같이 모든 측정지점에서 10% 미 만의 오차가 발생하지만 RC4에서 실험결과보다 해석결과가 더 높게 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 모두 열교환기의 LP 출구 쪽에 부착된 열전대이며, 이것은 열-성능시험에서 열교환기의 LP 입구로 유입된 냉각공기가 Fig 3.22와 같이 튜브번들과 케이스 사이의 작은 틈으로 공기가 우회하여 열교환이 충분히 일어나지 않아 온도가 낮게 나타나는 것으로 판단된다. 또한 튜브시트와 매니 폴드 부근에서 나타나는 시험결과와 해석결과의 차이는 실제로 열교환기의 HP 출구에서 각 부분별로 온도차이가 크게 나타나며 이를 정확하게 해석에 적용하 는 것이 어렵기 때문에 발생하는 것으로 판단된다.



Fig 3.22 Details of bypass flow between tube and baffle

Collection @ kmou

Name of TC	FC1	FC2	FC3	FC4	FT1	FT2	FT3	FT4
Test result [K]	385	616	387	600	611	614	681	967
Analysis result [K]	382	739	382	739	607	694	721	949
Difference [%]	-1	20	-1	23	-1	13	6	-2

Table 3.11 Temperature of test and analysis results in front surface

Table 3.12 Temperature of test and analysis results in rear surface

Name of TC	RC1	RC2	RC3	RC4	RT1	RT2	RT3
Test result [K]	386	556	383	538	624	687	737
Analysis result [K]	382	585	382	585	581	654	698
Difference [%]	-1	5	-0.3	9	-7	-5	-5
	L'				20		

Table 3.13 Temperature of test and analysis results in bottom tube sheet surface

Name of TC	BT1	BT2	BT3	BT4	BT5	BT6	BT7	BT8
Test result [K]	604	720	650	789	648	803	631	767
Analysis result [K]	612	728	613	743	597	733	572	698
Difference [%]	1	1	-6	-6	-8	-9	-9	-9

 Table 3.14 Temperature of test and analysis results in bottom manifold

 surface

Name of TC	BM1	BM2	BM3	BM4	BM5	BM6	BM7
Test result [K]	697	743	715	675	715	963	945
Analysis result [K]	675	762	717	618	713	959	959
Difference [%]	-3	3	0.3	-8	-0.3	-0.4	1



3.4 열-성능시험 결과를 반영한 정상상태에서의 열-구조 연성해석

CFD 해석을 통해 얻은 열전달계수와 온도를 적용하여 진행한 유한요소해석 의 결과와 열-성능시험을 진행하여 얻은 결과를 비교했을 때 케이스 앞면과 뒷 면의 LP 출구 쪽에서의 온도차이가 큰 것을 확인했다. 따라서 기존의 해석에 적용한 온도조건의 일부를 수정하여 해석을 진행하였다.

3.4.1 경계조건 및 하중조건

기존의 해석결과와 시험결과의 차이가 크게 나타나는 것을 확인하여 온도조 건의 일부를 수정하였다. 냉각공기가 흐르는 케이스에서 온도차이가 크게 나타 나기 때문에 케이스 부분의 온도조건을 수정했다. 위에서 설명했듯이 케이스에 적용하는 온도조건은 케이스 안쪽을 22개로 나누어 입구부터 출구까지의 온도 가 각 면에서 동일하게 증가하도록 계산하여 적용한다. 기존의 해석에 적용한 LP 출구온도는 798 K 이였고 시험에서의 온도결과가 해석에서의 온도결과보다 낮게 나타나는 것이 냉각공기가 튜브와 케이스 사이로 우회하기 때문이라고 판 단하였다. 따라서 케이스 안쪽 면을 위쪽과 아래쪽으로 나누어 아래쪽은 출구 온도를 기존과 마찬가지로 798 K을 적용하고, 위쪽은 출구온도를 기존에 적용 한 온도조건의 85%인 690 K을 적용하고, 위쪽은 출구온도를 기존에 적용 한 온도조건의 85%인 690 K을 적용하고, 위쪽은 출구온도를 기존의 해석 과 동일하다. 따라서 Table 3.15에 케이스 안쪽 면에 적용한 기존의 온도조건과 수정된 온도조건을 비교하여 나타내었다.

Collection @ kmou

Applied location	Before modification [K]	After modification [K]				
Cold side outlet	798	Upper section : 680 Lower section : 798				

Table 3.15 Adjusted temperature for heat transfer analysis



3.4.2 해석결과

수정한 온도조건을 적용하여 진행한 열전달해석의 결과를 Fig 3.23에 나타내 었다. 또한 열전달해석을 진행한 해석모델에서 열전대를 부착한 위치에서의 온 도를 측정하여 시험을 통해 얻은 온도와 비교한 결과를 Table 3.16~Table 3.19 에 열전대를 부착한 위치별로 나타내었다.

기존의 온도조건을 적용하여 진행한 해석을 통해 얻은 온도결과와 시험결과 를 비교했을 때 케이스 앞면의 FC2와 FC4에서 각각 20%와 23%의 차이가 발생 하였다. 변경한 온도조건을 적용했을 때에는 모두 그 차이가 10% 이하로 감소 한 것을 Table 3.16에서 확인할 수 있다. 케이스 뒷면의 RC4에서도 차이가 9% 에서 3%로 줄어든 것을 Table 3.17에서 확인할 수 있다. 다른 열전대에서의 결 과는 기존의 온도조건을 적용하였을 경우와 크게 차이가 발생하지 않는다. 따 라서 열교환기의 구조 건전성 평가를 위하여 수정한 온도조건을 적용하여 얻은 열전달해석의 해석결과를 열하중으로 적용하여 구조해석을 진행하였다.



Fig 3.23 Temperature distribution resulted from the thermal transfer analysis applied adjusted temperature

Name of TC	FC1	FC2	FC3	FC4	FT1	FT2	FT3	FT4
Test result [K]	385	616	387	600	611	614	681	967
Analysis result [K]	373	640	373	640	607	694	721	949
Difference [%]	-3	4	-4	7	-1	13	6	-2

Table 3.16 Temperature of test and adjusted analysis results in front surface

Table 3.17 Temperature of test and adjusted analysis results in rear surface

Name of TC	RC1	RC2	RC3	RC4	RT1	RT2	RT3
Test result [K]	386	556	383	538	624	687	737
Analysis result [K]	373	524	373	524	581	654	697
Difference [%]	-3	-6	-3	-3	-7	-5	-5

 Table 3.18 Temperature of test and adjusted analysis results in bottom

 tube sheet surface

Name of TC	BT1	BT2	BT3	BT4	BT5	BT6	BT7	BT8
Test result [K]	604	720	650	789	648	803	631	767
Analysis result [K]	612	728	613	743	597	733	572	698
Difference [%]	1	-1	-6	-6	-8	-9	-9	-9

 Table 3.19 Temperature of test and adjusted analysis results in bottom

 manifold surface

Name of TC	BM1	BM2	BM3	BM4	BM5	BM6	BM7
Test result [K]	697	743	715	675	715	963	945
Analysis result [K]	675	762	717	618	713	959	959
Difference [%]	-3	3	0.3	-8	-0.3	-0.4	1



기존의 해석을 통하여 열하중이 열교환기에 지배적인 하중임을 확인했다. 따 라서 열하중만을 적용하여 열-구조 연성해석을 진행하였다. 열전달해석을 통해 얻은 열하중을 적용한 구조해석의 결과를 Fig 3.24에 나타내었다. 최대등가응력 을 측정한 지점은 기존의 해석결과를 측정할 때와 마찬가지로 고온부를 중심으 로 하고 용접을 고려하지 않은 지점은 평가대상에서 배제하였다. 튜브시트에서 는 HP 입구로 유입되는 고온의 가열공기에 의해 열팽창이 일어난다. 이로 인해 365 MPa의 최대응력이 발생하며 이때의 온도는 988 K이다. 측정지점은 Fig 3.24의 P1위치이다. 매니폴드에서도 마찬가지로 고온의 공기에 의한 열팽창에 의해 322 MPa의 최대응력이 발생하며 이때의 온도는 942 K이다. 측정지점은 Fig 3.24의 P2위치이다. 케이스에서는 튜브시트의 높은 온도에 의해 열변형이 일어나 399 MPa의 최대응력이 발생하며 이때의 온도는 581 K이다. 측정지점은 Fig 3.24의 P3위치이다.







Fig 3.24 Equivalent stress distribution resulted from the static analysis under thermal loading condition applied adjusted thermal load



3.5 과도상태에서의 열-성능시험

앞선 연구에서는 항공기 엔진의 정상상태를 고려한 조건에서 열-성능시험과 유한요소해석을 진행하였다. 하지만 실제 항공기의 이륙 시, 엔진은 공회전 상 태에서 MTO 상태로 변하면서 열교환기가 받는 하중 또한 급변한다. 이때, 열 교환기에 가해지는 순간적인 하중이 열교환기에 큰 응력을 발생시켜 파손이 일 어날 수 있다. 따라서 과도상태에서 구조 건전성을 평가하는 것은 중요하다. 3.5절에서는 과도상태에서의 열-성능시험과 유한요소해석을 통해 열교환기의 구조 건전성 평가를 하였다. 과도상태에서 열교환기의 구조 건전성 평가를 위 하여 열-성능시험을 진행했다.

NTIME AND OCEAN

3.5.1 시험장비 및 시험조건

과도상태의 열-성능시험에 사용한 열교환기의 시편은 정상상태 열-성능시험 에서 사용한 것과 동일하며 시험장비도 동일하다. 또한 HP와 LP시스템으로부 터 유입되고 유출되는 공기의 온도와 압력을 측정하기 위해 HP와 LP시스템의 입구와 출구에 부착한 센서의 개수와 위치도 동일하다. 열교환기의 온도를 측 정하기 위해 부착된 열전대는 종류는 같지만 과도상태의 열-성능시험에서는 19 개의 열전대를 부착하였다. 열교환기에 부착한 센서의 부착위치와 센서 별 명 칭을 Fig. 3.25~Fig 3.27에 나타내었으며, 센서의 명명법은 Fig 3.19에서 설명한 것과 동일하다.

과도상태의 열-성능시험은 공회전 상태에서 MTO 조건으로 하중조건이 급격 하게 변화할 때 열교환기가 받는 구조적 영향에 대해 평가하기 위한 시험이다. 시험은 먼저 LP 공급시스템에서 유입되는 냉각공기를 349 K으로 유지시켜 열 교환기로 흘려보내고 가열공기가 유입되는 HP 공급시스템의 밸브를 닫아 가열 된 열교환기를 냉각시킨다. 그리고 매니폴드 입구의 표면에 부착된 열전대의 온도를 측정하여 그 온도가 공회전 상태가 되었다고 판단되면 HP 공급시스템 의 밸브를 열어 MTO 조건이 되도록 하였다. 공회전 조건과 MTO 조건의 온도 와 압력을 Table 3.20에 나타내었다.



test								
		HP	LP					
Temperature	Idle	373	349					
[K]	МТО	992	349					
Pressure	Idle	_	108					
[MPa]	МТО	5580	150					

Table 3.20 Input temperature and pressure for transient thermal-performance



Fig 3.25 Location of attached thermocouples in front surface in transient thermal-performance test



Fig 3.26 Location of attached thermocouples in rear surface in transient thermal-performance test



Fig 3.27 Location of attached thermocouples in rear bottom in transient thermal-performance test



3.5.2 시험결과

시험은 공회전 상태의 온도에 도달했을 때 HP 공급시스템의 밸브를 열어 가 열공기를 유입시키고 MTO 조건의 온도에 도달하면 일정시간 유지한 후 다시 밸브를 닫는 방법으로 진행하였다. 시험결과로 얻은 HP와 LP시스템의 입구와 출구 온도분포에 대한 그래프와 HP와 LP시스템의 입구와 출구 압력변화에 대 한 그래프를 Fig 3.28과 Fig 3.29에 각각 나타내었다. HP와 LP시스템의 입구온 도는 15,260 s에서 공회전 조건의 온도까지 냉각되며, 이때 HP 밸브를 열어 가 열공기를 유입시키면 공기의 온도는 약 360 s 후에 MTO 조건에 도달한다. HP 밸브는 약 1,000 s 정도 열린 상태를 유지하다가 닫는다. Fig 3.30~Fig 3.32에는 열교환기의 표면에 부착된 열전대의 시간에 따른 온도결과를 열전대의 부착 면 별로 나타내었다. HP 밸브를 열면 열교환기에 부착된 열전대에서도 측정온도가 급격하게 변하는 것을 확인할 수 있다.



Fig 3.28 Measured temperature profile at HP and LP system in transient thermal-performance test




Fig 3.30 Measured temperature profile of thermocouples on front surface in transient thermal-performance test





Fig 3.31 Measured temperature profile of thermocouples on rear surface in transient thermal-performance test



Fig 3.32 Measured temperature profile of thermocouples on bottom surface in transient thermal-performance test

3.6 열-성능시험 결과를 반영한 과도상태에서의 열-구조 연성해석

과도상태의 열하중을 적용한 유한요소해석을 진행하여 과도상태에서 열교환 기의 구조 건전성을 평가하고자 한다. 유한요소해석에 적용한 열하중은 과도상 태에서의 열-성능시험 결과와 정상상태에서의 유한요소해석결과를 참고로 하였 다.

3.6.1 경계조건 및 하중조건

유한요소해석을 진행한 해석모델은 Fig 3.5의 정상상태를 고려한 유한요소해 석을 진행했던 해석모델과 동일하다. 또한 구조해석에 적용한 변위 경계조건도 Fig 3.6의 정상상태를 고려한 유한요소해석에서 적용한 변위 경계조건과 동일 하다.

과도상태에서의 열-성능시험을 고려한 열-구조 연성해석에서는 열교환기에 지배적으로 작용하는 열하중만을 하중으로 적용하여 해석을 진행하였다. 해석 은 공회전 상태에서 시작하여 HP 공급시스템의 밸브를 열어 MTO 조건의 온도 에 도달하여 온도가 유지되는 총 400 s에 해당하는 시험데이터를 사용하였다. 열전달해석에서는 시험데이터를 시간과 시간에 따른 온도에 대한 테이블로 입 력하여 하중으로 적용하는 테이블 하중법을 사용하였다. Fig 3.33에 HP와 LP시 스템의 입구와 출구에서 얻은 400 s동안의 온도데이터를 나타내었다.

과도상태를 고려한 열-구조 연성해석에서는 정상상태를 고려한 열-구조 연성 해석에서 적용한 열하중 조건을 참고하여 계산한 시험데이터를 열하중으로 적 용하였다. Table 3.21에 과도상태를 고려한 열전달해석에 적용한 온도조건을 나 타내었다. 정상상태에서와 마찬가지로 HP시스템으로 공기가 유출되는 매니폴드 의 안쪽 면을 10개로 나누고, 정상상태에서 적용한 온도조건을 참고하여 과도 상태의 열-성능시험에서 얻은 시험데이터를 백분율로 계산하여 해석에 적용하 였다. 또한 LP시스템과 연결되는 케이스 안쪽 면의 온도조건도 정상상태를 참 고하여 케이스 위쪽의 출구온도를 시험데이터의 85%에 해당하는 값을 적용하 고 아래쪽의 출구온도는 시험데이터를 그대로 적용하였다. 해석에서 열교환기



의 바깥 면은 자연대류와 복사를 고려한 온도조건을 적용하였으며 참조온도는 300 K을 적용하였다. 초기온도는 시험에서 측정한 공회전 상태의 열교환기 표 면온도인 353 K을 적용하였다.



Fig 3.33 Applied temperature profile to thermal analysis of HP and LP system



Applied location		Temperature [K]	Convective coefficient [W/m²K]	Emissivity
Col	d side inlet	Test result	900	_
Cold side	Upper section	85% of test result	900	-
outlet		Test Tesuit	CR	
Hot side inlet		992	2500	-
-	Section 1	97.5%		
	Section 2	96.4%		
	Section 3	95.1%		
	Section 4	92.3%		
Hot side	Section 5	88.9%	2500	
outlet	Section 6	114.6%	2300	
-	Section 7	114.5%		
	Section 8	113.6%		
	Section 9	111.4%		
	Section 10	106.2%		
Outside surface		300	5	0.8

Table 3.21 Temperature boundary condition for transient heat transfer analysis



3.6.2 해석결과

열전달해석을 진행한 해석모델에서 열전대를 부착한 위치에서의 온도를 측정 하여 시험을 통해 얻은 온도와 비교한 결과를 Fig 3.34~Fig 3.43에 나타내었다. Fig 3.34~Fig 3.37은 케이스의 앞면에 부착한 열전대의 위치에서 시험결과와 해 석결과를, Fig 3.38~Fig 3.40은 케이스 뒷면에 부착한 열전대의 위치에서 시험결 과와 해석결과를 비교하여 나타내었다. Fig 3.41~Fig 3.43은 열교환기의 밑쪽에 부착한 열전대의 위치에서 시험결과와 해석결과를 비교한 것이다. MTO 조건에 도달하여 안정적으로 유지되는 300 s에서 온도를 측정하여 시험결과와 해석결 과를 서로 비교하였다. 케이스의 앞면과 뒷면에서 최소 0.5%에서 최대 16%의 차이가 발생한다. 큰 차이가 발생하는 부분은 RC2와 RC4이며 이는 케이스 내 부에 적용한 온도조건이 실제의 온도변화에 비해 과도하게 적용되어 나타나는 것으로 판단된다. 튜브시트에서는 최대 13%의 차이가 발생하는데 이는 HP 출 구의 큰 온도구배를 해석에 적용하는 것이 어렵기 때문에 발생하는 것으로 판 단된다.

과도상태를 고려한 열-구조 연성해석도 마찬가지로 열전달해석으로 얻은 온 도분포를 구조해석에 열하중으로 적용하여 해석을 진행하였다. 열교환기의 고 온부를 우선으로 하고 용접을 고려하지 않아 응력피크가 발생한 지점을 평가대 상에서 제외하고 MTO 조건의 온도에 도달하여 안정적으로 온도가 유지되는 300 s에서 각 부품에서 최대응력이 발생하는 지점을 확인하였다. 그리고 그 지 점에서의 시간에 따른 온도와 응력분포 그래프를 튜브시트, 매니폴드, 케이스 순으로 각각 Fig 3.44, Fig 3.45, Fig 3.46에 나타내었다. 튜브시트에서는 300 s에 359 MPa의 최대응력이 발생하며 이때의 온도는 986 K이다. 매니폴드에서는 300 s에 275 MPa의 최대응력이 발생하며 이때의 온도는 949 K이다. 케이스에 서는 300 s에 375 MPa의 최대응력이 발생하며 이때의 온도는 673 K이다.





Fig 3.35 Comparison of temperature between test and analysis at FC3 and FC4 $$\rm FC4$$







Fig 3.37 Comparison of temperature between test and analysis at FT3



Fig 3.39 Comparison of temperature between test and analysis at RC3 and $$\operatorname{RC4}$$



Fig 3.41 Comparison of temperature between test and analysis at BM1 and $${\rm BM2}$$



Fig 3.43 Comparison of temperature between test and analysis at BM5 and $$\operatorname{BC1}$$





Fig 3.45 Structural analysis result of manifold



Fig 3.46 Structural analysis result of case



3.7 열교환기의 구조 건전성 평가

열교환기는 항공기의 운항 시 엔진으로부터 반복하중을 받는다. 따라서 열교 환기의 구조 건전성 평가는 피로강도를 기준으로 하였다. 본 논문에서는 열하 중과 압력하중에 대한 해석을 진행했으며, 구조해석의 결과로 얻은 주요부품의 최대등가응력과 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 비교하여 평가하였다. 기존의 해석결과에 대한 구조 건전성 평가와 마찬가지로 주요부품에서 최대등가응력이 발생한 지점에서의 온도를 측정하고, 그 온도에서의 피로강도를 선형보간법을 이용하여 구하였다. 구조 건전성 평가는 측정한 온도에서의 피로강도와 발생한 최대등가응력을 비교하는 방식으로 진행하였다.

정상상태를 고려한 열교환기의 구조 건전성 평가는 주요부품의 고온부를 중 심으로 최대등가응력을 측정하여 진행하였다. 튜브시트에서의 최대응력은 Fig 3.24의 P1에서 측정하였다. 발생한 최대응력은 365 MPa이며 이때의 온도는 988 K이다. 튜브시트에서의 최대응력은 해당 온도에서의 피로강도에 비해 9% 작다. 매니폴드에서의 최대응력은 Fig 3.24의 P2에서 측정하였다. 발생한 최대응력은 322 MPa이며 이때의 온도는 942 K이다. 매니폴드에서의 최대응력은 해당 온도 에서의 피로강도에 비해 27% 작다. 케이스에서의 최대응력은 Fig 3.24의 P3에 서 측정하였다. 발생한 최대응력은 399 MPa이며 이때의 온도는 581 K이다. 케 이스에서의 최대응력은 해당 온도에서의 피로강도에 비해 25% 낮다.

과도상태를 고려한 열교환기의 구조 건전성 평가도 마찬가지로 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 기준으로 하였다. 주요부품의 최대응력은 온도가 안정적으 로 유지되는 300 s에서 측정하였으며, 측정지점에서 발생한 온도에서의 피로강 도를 선형보간법으로 계산하여 평가기준으로 사용하였다. 튜브시트에서는 300 s에서 359 MPa의 응력이 발생하며 그때의 온도는 986 K이다. 튜브시트에서 발 생한 최대응력은 그때의 온도에서 보간법으로 계산된 피로강도에 비해 11% 낮 게 나타난다. 매니폴드에서는 300 s에 275 MPa의 응력이 발생하며 그때의 온도 는 949 K이다. 매니폴드에서 발생한 최대응력은 피로강도에 비해 32% 낮게 나 타난다. 케이스에서는 300 s에 375 MPa의 응력이 발생하며 그때의 온도는 673



K이다. 케이스에서 발생한 최대응력은 피로강도에 비해 26% 낮게 나타난다.

정상상태에서의 열-성능시험 결과를 참고한 온도조건을 적용하여 진행한 해 석의 결과로, 주요부품에서 발생한 최대등가응력은 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도와 비교하였을 때 1.13 이상의 안전율을 갖는다. 과도상태에 서의 열-성능시험 결과를 참고한 온도조건을 적용하여 해석을 진행한 경우에는 300 s에서의 최대등가응력과 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 비교하여 구조 건전성을 평가하였으며 이때 안전율은 1.12이다. 따라서 열교환 기의 전체 구조는 엔진의 고온·고압의 작동환경에서 구조적으로 안전함을 알 수 있다.





제 4 장 미세튜브의 진동 특성 평가

열교환기의 열전달 면적을 증가시키기 위해 직경이 작고 두께가 얇은 튜브를 사용하게 되면 열효율은 증가하지만 구조적으로는 취약해진다.^[45] 본 논문에서 연구하는 CCA 열교환기는 항공기에 장착되어 고온·고압의 환경에 노출되며 동시에 엔진에 의한 강한 진동도 견디어야 한다. 특히 진동은 부품의 마모 및 피로파괴를 일으키기 때문에 진동에 의한 구조물의 특성을 평가하는 것은 매우 중요하다.^[46,47] 제 4 장에서는 상온 진동시험^[48]과 고온 진동시험을 진행하여 미 세튜브의 진동 특성을 평가하였다.

4.1 방진배플의 유무에 따른 열교환기의 형상

기존의 연구에서 유한요소해석과 실험을 통해 1차 공진주파수에서 크기가 큰 튜브들의 변형이 크게 나타남을 확인했다.^[49] 진동 시의 변형을 줄이기 위하여 열교환기의 성능과 유체의 흐름에 큰 영향을 주지 않으면서 큰 튜브 위쪽을 고 정하는 배플을 하나 더 추가하였다. 추가한 방진배플의 효과를 확인하기 위하 여 모드해석과 상온 진동시험을 진행하여 추가한 방진배플의 유무에 따른 튜브 의 1차 공진주파수와 공진 시 튜브 윗부분에서 발생하는 변위의 차이를 비교하 였다.

방진배플의 유무에 따른 미세튜브의 진동 특성을 평가하기 위하여 진행한 상 온 진동시험에서는 튜브의 관찰이 용이하도록 부분모델을 사용하였다. Fig 4.1(a),(b)에 상온 진동시험에 사용한 열교환기 부분모델의 튜브형상을 나타내었 다. Fig. 4.1에서 확인할 수 있는 바와 같이 크기가 작은 튜브들에 의해 1번 배 플을 설치할 수 있는 높이가 제한된다. 튜브가 진동을 받게 되면 작은 튜브들 은 기존의 배플 중 가장 위쪽에 설치되는 1번 배플에 의해 어느 정도 변형이 완화되지만 크기가 큰 튜브들은 가장 위쪽에 설치되는 배플의 위쪽으로 노출되 는 길이가 길기 때문에 변형이 크게 나타난다. 따라서 크기가 큰 튜브들의 변 형을 완화하기 위한 방진배플을 추가하였다.





- (b) Without anti-vibration baffle
- Fig 4.1 Configuration of tubes of segment model for vibration test under ambient condition according to anti-vibration baffle

4.2 모드해석을 통한 상온에서의 진동 특성 예측

상온 진동시험에서 튜브의 공진주파수는 각 튜브의 공진주파수에서 튜브가 진동할 때 튜브의 변형 형상을 10,000 frame/s로 촬영하고 튜브가 한주기를 움 직이는데 걸리는 시간을 프레임 개수를 세서 계산하여 역으로 구하였다. 튜브 의 공진주파수대역을 시험으로 일일이 찾아내는 것은 많은 시간을 요구하기 때 문에 시험을 진행하기에 앞서 각 튜브의 공진주파수를 예측하기 위하여 유한요 소해석을 진행하였다.

4.2.1 유한요소 모델 및 경계조건

유한요소 모델을 Fig 4.2(a),(b)에 나타내었다. 시험은 방진배플이 있는 모델과 없는 모델에 대해 모두 진행하였지만 Fig 4.2에는 방진배플이 있는 모델만 나 타내었다. 튜브는 Structure beam 188번 요소를 사용하여 모델링 하였으며 배 플과 튜브의 실제 접촉조건을 모사하기 위하여 배플과 튜브의 자유도를 공유하 는 방식으로 구속조건을 적용하였다. 또한 시험에서 시편은 지그에 단단하게 고정되므로 Fig 4.2에 빗금으로 표시한 한쪽 면의 모든 변위자유도를 구속하였 으며, 브레이징으로 고정되는 튜브의 밑 부분도 모든 변위자유도를 구속하여 해석을 진행하였다. 모드해석에는 Inconel 625의 상온 물성을 적용하여 해석을 진행하였다.





(b) Boundary condition Fig $4.2\ \mbox{FE}$ model and boundary condition for modal analysis

4.2.2 해석결과

Table 4.1에 방진배플이 있는 모델과 없는 모델의 1번부터 9번 튜브에서 나 타나는 1차 공진주파수와 두 모델의 튜브에서 나타나는 1차 공진주파수의 차이 를 나타내었다. 튜브는 Fig 4.1에 표시한 대로 가장 바깥쪽 튜브부터 1번 튜브 로 명시한다. 방진배플이 있는 모델에서 튜브의 1차 공진주파수는 방진배플이 없는 모델에 비해 41%에서 최대 55%까지 높아지는 것을 알 수 있다. 5번 튜브 부터 9번 튜브까지는 방진배플의 영향의 영향을 받지 않기 때문에 각 튜브의 1 차 공진주파수가 같게 나타난다.

Table 4.1 First resonance frequency of tubes under ambient temperature						
Tube	With anti-vibration	Without anti-vibration	Difference			

Tube	with anti-vibration baffle model [Hz]	anti-vibration baffle model [Hz]	Difference [%]
1^{st}	311	221	41
2^{nd}	384	945 264	45
3 rd	483 off	OF 5,323	50
$4^{ ext{th}}$	627	404	55
5^{th}	518	518	_
6^{th}	685	685	_
$7^{ ext{th}}$	926	926	-
8 th	1187	1187	_
9 th	1314	1314	-

4.3 상온 진동시험

방진배플의 유무에 따른 튜브의 진동 특성을 평가하기 위하여 방진배플이 있 는 모델과 없는 모델에 대하여 상온 진동시험을 진행하였다. 앞서 진행한 모드 해석을 통하여 각 튜브의 1차 공진주파수를 예측하였으며 시험에서는 그 주파 수 대역에서 초고속카메라를 이용하여 튜브의 실제거동을 촬영하여 주파수를 측정하였다.

4.3.1 시험장비 및 시험조건

시험에 사용된 시편은 Fig 4.3(a),(b)에 나타내었다. 시편은 튜브의 거동을 정확하게 측정하기 위하여 부분모델을 사용했으며 시편의 윗부분에 자를 용접하여 튜브의 변위를 측정할 수 있도록 하였다.

일반적으로 진동시험에 사용되는 장비는 가진기, 전력증폭기, 가진제어기, 가 속도계, 조절증폭기 그리고 데이터수집시스템 등이다. 시편이 가진기의 가진대 에 직접 장착될 수 없을 경우 고정구를 사용하기도 한다. 본 시험에서 사용한 시편은 크기가 작기 때문에 알루미늄재질의 고정구를 사용하여 시편을 가진기 에 장착하였다. 또한 공진주파수를 측정하기 위하여 초고속카메라를 사용하였 으며 초고속카메라 측정 시 조도를 조절하기 위한 할로겐 램프도 설치하였다. 시험장비와 시편을 설치한 모습을 Fig 4.4에 나타내었다.

시험은 가속도를 30 G로 적용하고, 주파수 범위를 50~2,000 Hz까지 1 octave/min으로 스윕하여 진동시험을 진행했다. 각 튜브의 공진주파수 대역에서 초고속카메라를 이용하여 10,000 frame/s로 촬영하였으며 진동 시 비교적 변위 가 크게 나타나는 1번, 2번, 3번 튜브에 대하여 초고속카메라 촬영 및 공진주파 수 측정을 진행하였다.





(a) With anti-vibration baffle(b) Without anti-vibration baffleFig 4.3 Specimen for vibration test under ambient temperature



Fig 4.4 Test facility and equipments for vibration test under ambient temperature



4.3.2 시험결과

방진배플이 있는 모델과 없는 모델 모두 3번 튜브 이후의 튜브에서 진동 시 발생하는 변위가 작아 측정하기가 어렵기 때문에 1번부터 3번 튜브의 결과만을 측정 및 정리하였다. 방진배플이 있는 모델과 없는 모델의 1번, 2번, 3번 튜브 의 1/2 주기 거동을 Fig 4.5~Fig 4.7에 각각 나타내었다. 시험모델에 튜브의 진 동 시 변위를 측정할 수 있도록 자를 부착하였다. 방진배플이 있는 모델의 1번 튜브에서는 가속도 30 G를 적용한 진동 환경에서 5 mm의 변위가 나타난다. 이 를 이용하여 공진주파수를 계산하면 방진배플이 있는 모델의 1번 튜브는 285 Hz의 1차 공진주파수를 갖는 것을 알 수 있다. 방진배플이 있는 모델의 2번 튜 브에서는 3 mm의 변위가 나타나며 이를 통해 계산된 공진주파수는 333 Hz이 다. 방진배플이 있는 모델의 3번 튜브에서는 2 mm의 변위가 나타나며 이로서 방진배플이 있는 모델의 3번 튜브는 455 Hz의 1차 공진주파수를 갖는 것을 계 산하였다. 방진배플이 없는 모델의 1번 튜브에서는 12 mm의 변위가 나타나며 이를 통해 계산된 1차 공진주파수는 213 Hz이다. 방진배플이 없는 모델의 2번 튜브에서는 10 mm의 변위가 나타나며 계산된 공진주파수는 251 Hz이다. 공진 주파수가 없는 모델의 3번 튜브에서는 7 mm의 변위가 나타나며 이를 통해 계 산된 방진배플이 없는 모델의 3번 튜브는 303 Hz의 1차 공진주파수를 갖는다.

방진배플이 있는 모델과 없는 모델의 1번, 2번, 3번 튜브의 진동 시 나타나는 변위와 1차 공진주파수를 비교한 그래프를 Table 4.2와 Table 4.3에 나타내었 다. 방진배플이 있는 모델에서 나타나는 변위는 방진배플이 없는 모델에 비해 1번 튜브에서는 58%, 2번 튜브에서는 70%, 3번 튜브에서는 71% 작게 나타난다. 방진배플이 있는 모델의 1차 공진주파수는 방진배플이 없는 모델에 비해 1번 튜브에서는 34%, 2번 튜브에서는 33%, 3번 튜브에서는 50% 높게 나타난다.

따라서 방진배플을 설치 할 경우 진동에 의한 변형이 줄어들고 1차 공진주 파수는 높아지기 때문에 방진배플이 없는 경우보다 구조적으로 안정됨을 알 수 있다.



Collection @ kmou





(a) With anti-vibration baffle (b) Without anti-vibration baffle Fig 4.5 Vibration test results of $1^{\rm st}$ tube



(a) With anti-vibration baffle (b) Without anti-vibration baffle Fig 4.7 Vibration test results of $3^{\rm rd}$ tube



Table 4.2	Comparison	of	amplitude	between	with	and	without	anti-	-vibration
				baffle					

Tube	With anti-vibration baffle [mm]	Without anti-vibration baffle [mm]	Difference [%]
1 st	5	12	58
2 nd	3	10	70
3 rd	2	7	71



 Table 4.3 Comparison of first resonance frequency between with and without anti-vibration baffle

Tube	With anti-vibration baffle [Hz]	Without anti-vibration baffle [Hz]	Difference [%]
1^{st}	285	213	34
2^{nd}	333	251	33
3 rd	455	303	50



4.4 모드해석을 통한 고온에서의 진동 특성 예측

항공기의 엔진은 비행기 운항 시 고온·고압의 상태가 되며 동시에 강한 진 동도 발생한다. 열교환기에 삽입되는 다양한 크기의 튜브들이 이러한 조건에서 구조적으로 안전한지 판단하는 것은 중요한 문제이다. 앞선 연구에서 방진배플 을 추가하는 경우 튜브의 1차 공진주파수가 증가하고 변위가 줄어들기 때문에 구조적으로 안전할 것이라고 판단하였다. 따라서 고온의 상태에서 진동을 가했 을 때 열교환기가 견딜 수 있는지, 방진배플을 추가한 모델에 대해서 고온 진 동시험을 진행하여 열교환기의 내구성을 평가하였다.

상온 진동시험에서와 마찬가지로 고온 진동시험에서도 시편을 가진기에 장착 하기 위하여 고정구를 사용한다. 고온 진동시험에서는 진동시험을 진행하는 동 안 주변의 온도를 고온으로 유지하기 위해 가열로를 사용하며 가열로에서 발생 하는 고온의 열이 가진기에 미치는 영향을 낮추기 위해 가열로는 일반적으로 높게 설계된다. 따라서 가열로에 장착이 가능한 고정구의 설계가 필요하며 고 정구는 시험이 진행되는 주파수 대역에서 공진이 일어나서는 안 되고 시편의 공진주파수 대역 내에서도 공진이 발생해서는 안 된다.^[50,51] 따라서 모드해석을 통하여 튜브의 공진주파수를 확인한 뒤 고정구의 설계를 진행하였다.

97 OF CN

4.4.1 유한요소 모델 및 경계조건

상온 진동시험에서는 진동을 가했을 때 튜브의 변형 형상과 공진주파수를 측 정하기 위해 튜브 열이 한 줄만 삽입된 부분모델을 사용하였다. 고온시험은 고 온에서 진동을 가했을 때 튜브의 내구성을 평가하기 위한 시험이기 때문에 튜 브 간의 간섭과 튜브와 열교환기의 케이스 간의 간섭이 튜브의 파손에 영향을 주는지 평가할 필요성이 있다. 따라서 고온 진동시험에서는 케이스가 존재하며 다섯 열의 튜브가 삽입되는 부분모델을 사용하였다. 튜브의 자세한 형상을 Fig 4.8에 나타내었다. 튜브의 첫 번째, 세 번째 그리고 다섯 번째 열은 Fig 4.8의 A 열이며 두 번째 열과 네 번째 열은 Fig 4.8의 B 열이다. 따라서 유한요소해석은 A 열과 B 열에 대하여 진행하였다.



A 열은 상온 진동시험을 진행한 모델에 삽입된 튜브와 크기가 같다. 따라서 A 열의 해석유한요소해석을 진행한 해석모델과 경계조건은 상온에서의 모드해 석에 사용한 것과 동일하다. B 열에 대한 유한요소 모델은 튜브의 크기와 배플 의 구멍위치를 제외하고는 기존에 튜브의 모드해석을 진행했던 해석모델과 동 일한 형상이며 경계조건 또한 동일한 면에 적용하였다. 고온 진동시험은 1,000 K에서 진행하기 때문에 모드해석에는 Inconel 625의 1,000 K에서의 물성을 적 용하였다.





4.4.2 해석결과

모드해석 결과를 Table 4.4에 나타내었다. 같은 번호의 튜브 중 A 열의 튜브 가 B 열의 튜브에 비해 크기가 크기 때문에 A 열 튜브의 공진주파수가 B 튜브 의 공진주파수에 비해 크게 나타난다. A 열에 속해있는 튜브의 1차 공진주파수 범위는 273~1,154 Hz이며, B열에 속해있는 튜브의 1차 공진주파수 범위는 305~ 1,114 Hz에 분포되어있다.

Tube	Row A [Hz]	Row B [Hz]
1 st	273	305
2 nd	336	380
3 rd	424	486
4^{th}	550	403
5^{th}	455 45	525
6 th	0/602) = T.H	704
7 th	813	939
8 th	1042	1114
9 th	1154	-

Table 4.4 First resonance frequency of tubes under 1000 K



4.5 고온 진동시험

실제 열교환기가 항공기의 엔진에 장착되었을 때 최고 1,000 K의 온도에서 3,000 Hz의 진동이 발생한다. 이러한 환경에 노출 되었을 때 열교환기가 구조 적으로 안전한지 평가하기 위하여 고온 진동시험을 진행했다.

4.5.1 고정구의 설계

시편을 가진기에 직접 장착할 수 없을 때 고정구를 사용한다. 고정구는 충분 히 강하여 발생된 힘이나 운동을 시편에 전달해야 하며 시험을 진행하는 주파 수 범위 이내에서 공진이 생기지 않도록 설계해야 한다.^[50,51]

고정구를 설계할 때에는 여러 가지 사항을 고려해야 한다. 진동시험을 진행 하는 동안 주변의 온도를 고온으로 유지하기 위하여 가열로를 사용하며 가열로 는 가진기가 가열로에서 발생한 고온의 열에 의한 영향을 받지 않도록 높은 위 치에 위치하도록 설계한다. 따라서 고정구의 설계 시 가열로의 높이에 의해 고 정구의 높이가 제한되며 가진기의 용량에 따라 고정구의 무게가 제한된다. Fig 4.9에 가열로의 치수를 나타내었다. 가진기와 가열로 사이의 간격은 330 mm이 다. 따라서 고정구의 높이는 330 mm이상으로 설계해야 한다. 가진기의 용량은 5,000 kg-으로 1,300 Hz에서 26.41 G로 가진할 때 가진기 위에 설치할 수 있는 최대 무게는 36.1 kg이다. 이러한 조건을 고려하여 고정구를 설계하였다. 설계 한 고정구의 형상을 Fig 4.10에 나타내었다. 고정구 기둥의 외경이 145 mm이고 높이가 0~192.5 mm까지는 두께가 30 mm이며, 높이가 192.5~385 mm까지는 두 계가 10 mm인 중공축으로 설계하였다. 이것은 고정구의 무게를 줄이면서 공진 주파수를 높이기 위한 것이다. 또한 고정구의 기둥은 Inconel 625으로 설계하였 으며 가진기에 장착되는 판과 시편이 장착되는 판은 Inconel 625와 열팽창계수 가 비슷한 Nimonic 80A로 설계하였다.

가열로의 형상을 고려하여 설계한 고정구에 대해 모드해석을 진행했다. 모드 해석에는 고온 진동시험을 진행하는 온도인 1,000 K에서의 Incoenl 625의 물성 과 Nimonic 80A의 물성을 해당 면에 적용하였다.^[44,52] 적용한 각 재료의 물성을



Table 4.5에 나타내었다. 모드해석에 적용한 물성은 밀도와 탄성계수이다.

모드해석의 결과를 Table 4.6에 나타내었으며, 모드형상은 Fig 4.11(a)~(d)에 나타내었다. 고정구의 1차 공진주파수와 2차 공진주파수는 각각 630, 631 Hz에 서 발생한다. 가열로의 높이에 의해 고정구의 높이가 제한되기 때문에 630 Hz 이상으로 주파수를 높이는 것은 어렵다. 튜브의 1차 공진주파수 범위는 273~ 1,154 Hz 사이에 분포되어 있으며, 고정구의 1차와 2차 공진주파수는 튜브의 공진주파수 주파수 범위 내에 든다. 하지만 Fig 4.11(a),(b)에 나타난 형상과 같 이 고정구의 기둥이 변형하는 형상으로 고정구의 위쪽 판에 시편이 고정되기 때문에 기둥에서 발생하는 변형은 시편에 영향을 주지 않는 것으로 판단된다. 고정구의 3차 모드는 시편이 고정되는 판에서 비틀림이 일어나는 모드이기 때 문에 시편에 영향을 줄 것으로 예상되어 고온 진동시험은 1,500 Hz이내의 주파 수 범위에서 진행하였다.







Fig 4.10 Geometry of fixture for vibration test under 1000 $\rm K$

	Density [kg/m³]	Modulus of elasticity [MPa]				
Inconel 625	8440	163.5				
Nimonic 80A	8160	172.7				
Table 4.6 Resonance frequency of fixture						
Tube	Resonance frequency [Hz]					
1 st 630						
2 nd	631					
3 rd	1838					
$4^{ ext{th}}$	2260					

Table 4.5 Material properties of Inconel 625 and Nimonic 80A for modal analysis under 1000 $K^{\rm [44,52]}$







4.5.2 시험장비 및 시험조건

고온 진동시험은 실제 열교환기에서 튜브 간에 발생하는 간섭과 튜브가 진동 에 의해 변형될 때 케이스와 튜브 간에 발생하는 간섭을 확인하기 위해 다섯 열의 튜브가 삽입되고 케이스가 있는 모델을 사용하였다. 고온 진동시험에 사 용한 시편을 Fig 4.12에 나타내었다. 튜브와 케이스의 간격은 전체 열교환기에 서의 튜브와 케이스의 간격과 동일하게 하였으며 케이스는 시험 완료 후 튜브 의 파손을 확인할 수 있도록 하였다.

고온 진동시험은 Trent XWB 항공기 엔진의 진동 스펙트럼 커브 중 가장 가 혹한 원주방향의 커브를 사용하여 진행하였다. 가속도는 커브를 따라 적용하였 고 주파수 범위는 고정구의 공진주파수를 고려하여 10~1,500 Hz까지의 범위 내 에서 0.1 octave/min의 속도로 30 hr동안 진행하였다. 시험에 적용한 Trent XWB 항공기 엔진의 원주방향 진동 스펙트럼 커브를 Fig 4.13에 나타내었다. 그래프에 시험에 사용한 부분을 회색으로 표시하였다.

고온 진동시험에 사용한 시험장비는 상온 진동시험에서 사용한 것과 모두 동 일하며 고온 환경을 조성하기 위하여 가열로를 추가하였다. 가열로 안에 시편 을 장착한 모습을 Fig 4.14(a),(b)에 나타내었다.

시험결과, 튜브와 케이스 모두에서 파손이 일어나지 않은 것을 확인하였다.





Fig 4.13 Spectrum curve on radial direction of Trent XWB

Collection @ kmou



(a) Test facility and equipment



(b) Mounted segment model in high temperature furnace Fig 4.14 Facility and equipments for vibration test under 1000 K


4.6 미세튜브의 진동 특성 평가

미세튜브의 진동 특성을 평가하기 위하여 상온과 고온에서 진동시험을 진행 하였다.

먼저 상온에서의 진동시험은 방진배플의 유무에 따른 튜브의 진동 특성을 평 가하기 위하여 진행하였다. 튜브의 상온 진동 특성을 평가하기 위하여 모드해 석과 진동시험을 진행하였다. 모드해석 결과 방진배플이 있는 모델에서 나타나 는 1차 공진주파수는 방진배플이 없는 모델에 비해 최소 41 %에서 최대 55%까 지 높게 나타난다. 방진배플이 있는 모델과 없는 모델에 대해 진행한 상온에서 의 진동시험 결과 1번, 2번, 3번 튜브에서 나타나는 변위는 방진배플이 있는 모 델이 없는 모델에 비해 최소 58%에서 최대 71%까지 작게 나타나며 1차 공진주 파수는 최소 33%에서 최대 50% 까지 크게 나타난다. 따라서 방진배플을 설치 할 경우 진동에 의한 변형이 줄어들고 1차 공진주파수는 높아지기 때문에 방진 배플이 없는 경우보다 구조적으로 안정됨을 알 수 있다.

상온에서의 진동시험을 통해 방진배플을 열교환기에 추가하기로 확정하였다. 실제 항공기의 운항조건에서 방진배플을 추가한 열교환기의 내구성을 평가하기 위하여 고온에서 30 hr동안 진동시험을 진행하였다. 실제 비행기 엔진에서는 3,000 Hz의 고주파수 대역에서도 진동이 발생하지만 현재 시험 장비의 한계로 10~1,500 Hz이내의 범위 내에서만 시험을 진행하였고, 이때 튜브와 케이스에서 파손이 발생하지 않음을 확인했다. 하지만 더욱 정확한 평가를 위하여 실제 비 행기 엔진과 같이 3,000 Hz 까지의 주파수 범위에서의 추가시험이 필요하다.



제 5 장 미세튜브의 브레이징 접합부의 구조 특성 평가

3장에서는 열교환기의 전체 모델에 대한 구조 건전성 평가를 진행하였고, 4 장에서는 미세튜브에 대한 진동 특성 평가를 진행하였다. 브레이징 접합부는 열교환기에서 취약부로 판단된다. 접합부의 경우 재료 물성이 고온의 접합 과 정과 접합재의 영향으로 국부적인 물성 변화가 일어나기 때문에 용가재의 국부 적인 물성을 고려한 구조 건전성 평가가 필요하다. 제 5 장 에서는 기존의 해 석을 통해 튜브시트에서 변형과 응력이 크게 나타나는 부분에 튜브를 추가하여 브레이징 접합부에 대해 국부적으로 평가를 하였다. 앞선 연구에서는 열교환기 전체 형상에 대한 구조 건전성 평가를 진행하였으며, 구조 건전성 평가는 열하 중을 적용했을 때 전체적인 거동과 주요부품들에서 발생한 최대등가응력을 Inconel 625의 10⁴ cycles 피로강도와 비교하여 진행하였다. 본 연구에서는 전체 적인 변형 형상에 대하여 열팽창에 의해 변형이 크게 발생하는 고온부의 일부 에 튜브를 모델링 하여 취약부인 튜브와 튜브시트의 브레이징 접합부에 대해 구조 건전성을 평가하였다.⁵³⁻⁵⁹¹

5.1 정상상태에서의 열-구조 연성해석 💆 🍊

브레이징 접합부의 구조 건전성 평가는 먼저 정상상태에서의 열하중을 적용 하여 진행하였다. 브레이징 접합부의 물성은 모재와 같은 Inconel 625의 물성을 적용한 경우와 실제 브레이징 접합부를 조사하여 얻은 BNi-2의 물성을 적용한 경우에 대하여 비교하였다.

5.1.1 유한요소 모델

브레이징 접합부의 구조 건전성을 평가하기 위하여 튜브시트에 튜브를 추가 하였다. 앞서 전체 모델에 대해 진행한 해석을 통해 튜브시트의 고온부에서 고 온의 가열공기에 의한 열팽창이 일어나며 열응력 또한 크게 발생함을 확인했 다. 따라서 브레이징 접합부의 구조 건전성을 평가하기 위한 유한요소해석 모 델에는 전체 모델의 해석결과로 튜브시트에서 최대등가응력이 발생한 부분에



튜브를 추가하였다. 브레이징 접합부에 대한 유한요소해석을 진행한 해석모델 을 Fig 5.1에 나타내었다. 튜브는 Fig 5.1에 표시한 A와 B부분에 각각 6개씩 삽 입하였다. 유한요소해석 모델은 20절점의 Structural solid 186번 요소로 모델링 되었으며 317,296개의 요소와 1,918,507개의 절점으로 구성되어 있다.



5.1.2 경계조건 및 하중조건

열전달해석에는 CFD 해석으로부터 얻은 열교환기의 내부와 외부 그리고 튜 브의 내부와 외부의 평균 온도와 평균 대류열전달계수를 상응하는 면에 적용하 였으며 이를 Table 5.1에 나타내었다.^[24] 참조온도와 초기온도는 350 K으로 설 정하였다. 열전달해석으로 얻은 온도분포를 구조해석에 열하중으로 적용하여 열-구조 연성해석을 진행하였다. 이때 구조해석에 적용된 경계조건은 앞서 진 행한 유한요소해석에서의 변위 경계조건과 동일하게 열교환기가 엔진에 장착되 는 조건을 고려하여 미끄러짐 및 회전이 모사되도록 러그의 안쪽 면에 적용하 였다.



유한요소해석은 브레이징 접합부의 물성을 모재와 같은 Inconel 625의 물성을 적용한 경우와 브레이징 접합부의 실제 물성인 BNi-2를 적용한 경우에 대하여 진행했다. BNi-2의 물성은 물성조사 상용프로그램인 JMatPro를 이용하여 얻었 으며 Table 5.2에 나타내었다.

Applied location		Temperature [K]	Convection coefficient [W/m²K]	Emissivity
Cold si	Cold side inlet		900	-
Cold side outlet		798	900	-
Hot side inlet		992	2500	-
	Section 1	674		
	Section 2	666		
	Section 3	657		
	Section 4	638		
Hot side	Section 5	614	2500	
outlet	Section 6	792	2500	-
	Section 7	791		
	Section 8	785		
	Section 9	770		
	Section 10	734		
Inside tube hole		828	6858	-
Outside tube hole		488	431	-
Outside surface		300	5	0.8

Table	5.1	Thermal	analysis	boundary	condition	obtained	from
				CFD ^[24]			



Temperature [K]	Modulus of elasticity [MPa]	Poisson's ratio	Coefficient of thermal expansion [(μ m/ μ m)10 ⁻⁶ K]	Thermal conductivity [W/mK]
293	203.8	0.296	13.2	20.0
700	183.3	0.307	15.0	24.8
800	177.5	0.310	15.4	25.9
900	171.5	0.313	16.0	26.8
1000	165.3	0.315	17.2	27.7

Table 5.2 Material properties of BNi-2

5.1.3 해석결과

Fig. 5.1의 A위치에서 열전달해석의 결과인 온도분포를 용가재의 물성에 따라 Fig. 5.2(a),(b)에 나타내었고 구조해석 결과인 등가응력분포를 용가재의 물성에 따라 Fig. 5.3(a),(b)에 나타내었다. 용가재의 물성을 Inconel 625로 적용하여 해 석을 진행하였을 때 튜브시트에서는 최대 173 MPa의 등가응력이 발생하며 이 때 온도는 811 K 이다. 브레이징 부에서는 최대 200 MPa이 등가응력이 발생하 며 이때의 온도는 812 K이다. 튜브시트에서 발생하는 최대등가응력은, 용가재 의 물성을 실제 물성인 BNi-2로 적용하여 해석을 진행했을 때 Inconel 625의 물성을 적용했을 때에 비하여 60% 높은 276 MPa이 발생하였으며 이때의 온도 는 811 K이다. 브레이징 부에서는 최대등가응력이 268 MPa으로 Inconel 625의 물성을 적용한 경우보다 34% 높게 나타나며 이때의 온도는 811 K이다. 온도와 응력을 측정한 위치는 Fig 5.3에 나타내었다. 튜브시트에서의 온도와 응력을 측 정한 위치는 Fig. 5.3의 P1이며 BNi-2의 물성을 적용한 경우에도 측정위치는 동 일하다. 브레이징 부에서의 온도와 응력을 측정한 위치는 Fig 5.3의 P2이며, BNi-2의 물성을 적용한 경우에도 측정위치는 동일하다.



Fig. 5.4(a),(b)에는 B에 추가한 튜브의 온도분포를 용가재의 물성에 따라 나타 내었으며 Fig 5.5(a),(b)에는 용가재의 물성에 따른 최대등가응력분포를 나타내 었다. 용가재에 Inconel 625의 물성을 적용하여 해석을 진행한 결과 튜브시트에 서 발생하는 최대등가응력은 186 MPa이고 이때의 온도는 824 K이며, 브레이징 부에서는 최대등가응력이 213 MPa이고 이때의 온도는 824 K이다. 튜브시트에 서 발생하는 최대등가응력은, 용가재에 BNi-2의 물성을 적용하여 해석을 진행 했을 때 Inconel 625의 물성을 적용했을 때에 비하여 68% 높은 313 MPa이며 이때의 온도는 823 K이다. 브레이징 부에서는 최대 응력이 Inconel 625의 물성 을 적용한 경우보다 47% 높은 314 MPa이 발생하였으며 이때의 온도는 823 K 이다. 온도와 최대등가응력의 측정위치는 Fig 5.5에 나타내었다. 튜브시트에서 의 Inconel 625의 물성을 적용한 경우 결과값을 측정한 위치는 Fig 5.5의 P1이 며, BNi-2의 물성을 적용한 경우 결과값을 측정한 위치는 Fig 5.5의 P2 위치 이며 BNi-2의 물성을 적용한 경우에도 측정위치는 동일하다.

용가재의 물성을 모재인 Inconel 625로 적용한 경우와 실제 물성인 BNi-2로 적용한 경우, 두 소재의 열팽창계수가 다르기 때문에 발생하는 최대등가응력은 BNi-2의 물성을 적용한 경우에 크게 나타난다. 하지만 기존의 평가방식과 마찬 가지로 발생한 응력과 Inconel 625의 피로강도를 비교하여 평가를 진행했을 때 A부분의 튜브시트에서 발생한 최대등가응력은 Inconel 625의 피로강도에 비해 41%가 낮고 브레이징 부에서 발생한 최대등가응력은 Inconel 625의 피로강도에 비해 43%가 낮다. 또한 B부분의 튜브시트와 브레이징 부에서 발생한 최대등가 응력은 Inconel 625의 피로강도에 비해 모두 32%가 낮게 나타난다. 따라서 정 상상태의 열하중조건 하에서 브레이징 접합부는 구조적으로 안전함을 확인할 수 있다.





at "A" in Fig 5.1



5.2 과도상태에서의 열-구조 연성해석

정상상태의 열하중 조건을 적용하여 유한요소해석을 진행한 결과 브레이징 접합부가 구조적으로 안전함을 확인하였다. 하지만 실제 항공기 운항조건은 시 간에 따라 열 하중이 계속해서 변하기 때문에 과도상태를 고려한 유한요소해석 을 진행하여 브레이징 접합부의 구조 건전성을 평가하고자 한다.

5.2.1 경계조건 및 하중조건

유한요소해석 모델과 경계조건은 정상상태를 고려한 유한요소해석 모델과 동 일하다. 하중조건은 정상상태에 적용한 하중조건과 동일한 하중조건을 시간에 따라 적용하였다. 유한요소해석은 0 s~40 s까지 진행되었으며, 0 s~10 s까지는 열하중이 증가하고 10 s 이후로는 하중이 일정하게 유지된다. Fig. 5.6(a)에는 시간에 따라 변하는 온도하중에 대한 그래프를 나타내었으며 Flg. 5.6(b)에는 시 간에 따라 변하는 대류열전달계수에 대한 그래프를 나타내었다.

5.2.2 해석결과

Fig 5.7에는 과도상태를 고려한 해석의 결과로 얻은 A위치에 추가한 튜브에 서의 온도 및 응력 그래프를 나타내었다. A위치의 브레이징 부에서 발생하는 최대등가응력은 용가재의 물성이 Inconel 625일 경우 327 MPa이 25 s에 발생하 며 이때 온도는 800 K이다. 이는 정상상태에서 발생한 최대등가응력보다 63% 높게 나타난다. 용가재의 물성이 BNi-2인 경우에는 22 s에 327 MPa의 최대등가 응력이 발생하며 이때 온도는 797 K이다. 이는 정상상태에서 발생한 최대등가 응력에 비해 22% 높게 나타난다. Fig 5.8에는 B위치에 추가한 튜브에서의 온도 및 응력 그래프를 나타내었다. B위치에서 발생하는 최대등가응력은 용가재가 Inconel 625일 경우 브레이징 부에서 나타난 298 MPa의 응력이 16 s에 발생하 며 온도는 805 K이다. 이는 정상상태에서 발생한 최대등가응력이 발생하 며 신타난다. 용가재가 BNi-2인 경우 10 s에 334 MPa의 최대등가응력이 발생하



6% 높게 나타난다.

과도상태를 고려하여 진행한 해석의 결과도 다른 평가방법과 마찬가지로 Inconel 625의 10⁴ cycles 피로강도와 비교하여 평가하였다. 구조 건전성 평가는 물성의 차이로 응력이 비교적 크게 나타나는 BNi-2의 물성을 적용한 모델에 대 해서 진행하였다. 해당 온도에서 보간법으로 계산한 피로강도와 비교해 보았을 때 A부분에서 나타난 최대등가응력과 B부분에서 나타난 최대등가응력은 모두 Inconel 625의 10⁴ cycles에서의 피로강도에 비해 30% 낮게 나타남을 확인하였 다.









Fig 5.6 Transient thermal loading conditions

Collection @ kmou





Fig 5.7 Transient analysis results at "A" in Fig 5.1

Collection @ kmou





Fig 5.8 Transient analysis results at "B" in Fig 5.1

Collection @ kmou

5.3 브레이징 접합부의 구조 건전성 평가

브레이징 부에 대해서는 정상상태를 고려한 열-구조 연성해석과 과도상태를 고려한 열-구조 연성해석을 모두 진행하였다. 튜브 브레이징 접합부의 평가도 전체구조와 마찬가지로 Inconel 625의 10⁴ cycles에서의 피로강도와 비교하여 평가하였다.

정상상태의 온도조건을 고려하여 진행한 해석에서 실제 브레이징 접합부의 물성인 BNi-2의 물성을 적용한 경우가 Inconel 625의 물성을 적용한 경우에 비 해 최대등가응력이 최대 60% 크게 발생한다. 이는 두 소재의 열팽창계수가 다 르기 때문에 발생하는 것으로 판단된다. 하지만 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 비교하였을 때 1.46의 안전율을 갖는다.

과도상태의 온도조건을 고려하여 진행한 해석에서 BNi-2의 물성을 적용한 경 우 정상상태의 온도조건을 고려하여 해석을 진행한 경우에 비해 A위치에서는 22%, B위치에서는 6%가 높게 나타나지만 모두 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도에 비해 30% 이하의 응력이 발생하였으며 이는 1.44의 안전 율을 갖는다.

열교환기의 취약부인 브레이징 접합부에 대하여 국부적인 구조 건전성 평가 를 진행하였으며, 이때 발생한 브레이징 접합부에서의 최대등가응력을 열교환 기의 주재료인 Inconel 625의 10⁴ cycles의 피로강도와 비교하여 평가하였다. 그 결과, 정상상태에서는 1.46 이상의 안전율을 갖고 과도상태에서는 1.44 이상의 안전율을 갖기 때문에 브레이징 접합부가 엔진의 고온·고압의 작동환경에서 구조적으로 안전함을 알 수 있다.



제 6 장 결론

본 논문에서는 항공기용 엔진에 장착되어 가스터빈 사이클의 효율을 높이고 배기가스의 배출을 줄이는 미세튜브 열교환기의 구조 건전성 평가에 대한 연구 를 진행하였다. 구조 건전성은 전체 형상에서 튜브를 제외한 본체와 튜브번들 을 분리하여 개별적으로 평가하고 미세튜브의 브레이징 접합부에 대하여 국부 적인 평가를 하였다.

진행한 연구에서는 유한요소해석을 위한 모델링 기법을 제시하고 유한요소해 석 결과와 시험결과를 비교하여 해석모델링의 타당성을 검증하였으며, 고온· 고압의 운전조건에 대해 정상상태 뿐 만 아니라 과도상태에서도 구조 건전성을 평가한 것에 학술적인 의미가 있다.

[1] 전체 모델의 구조 건전성 평가

전체 모델의 구조 건전성은 유한요소해석을 통하여 평가하였다. 유한요소해 석 모델은 튜브를 제외하고 배플의 튜브구멍을 제거한 등가모델을 사용하였으 며 정상상태를 고려하였을 때와 과도상태를 고려하였을 때의 하중조건에 대하 여 해석을 진행하였다.

정상상태를 고려한 경우 CFD 해석으로 얻은 온도조건을 적용하여 열전달해 석을 진행하고 열전달해석을 통해 얻은 열하중을 적용한 경우와 열과 압력하중 을 모두 적용한 경우에 대하여 열-구조 연성해석을 진행하였으며 압력만을 적 용하여 구조해석을 진행하였다. 그 결과로 열교환기에 열하중이 가장 지배적으 로 작용함을 확인하였다. 또한 기존의 온도조건을 적용한 해석결과와 열-성능 시험을 진행하여 얻은 온도조건을 적용하였을 때의 해석결과를 비교하여 해석 에 적용한 온도조건의 타당성에 대한 평가기준을 확보하였다. 열-성능시험 결 과를 참고하여 온도조건을 변경하였을 경우 주요부품에서 발생한 최대등가응력 은 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도와 비교하였을 때 안전율이 1.13이상으로 안전하다고 판단된다.



과도상태를 고려한 경우 정상상태에서의 온도조건을 참고하여 총 400 s에 해 당하는 시험데이터를 적용하여 열-구조 연성해석을 진행하였다. 300 s에서의 최대등가응력과 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 비교하여 구 조 건전성을 평가하였으며 이때 1.12의 안전율을 갖는다.

따라서 열교환기의 전체 구조는 엔진의 고온·고압의 작동환경에서 구조적으 로 안전함을 알 수 있다.

[2] 튜브의 진동 특성 평가

열교환기의 열전달 면적을 넓히기 위하여 직경이 작고 두께가 얇은 튜브를 사용한다. 이러한 형상의 튜브는 열효율을 높이지만 구조적으로 취약하다. 선행 연구를 통하여 열교환기에 삽입되는 튜브 중 크기가 큰 튜브들에서 진동에 의 한 변형이 크게 발생하는 것을 확인했으며 이로 인해 발생하는 튜브의 마모는 피로파괴의 원인이 된다. 따라서 이를 방지하기 위해 큰 튜브들을 고정하는 방 진배플을 설치하여 상온 진동시험을 통해 그 효과를 검증하였다. 상온 진동시 험에서는 방진배플이 있는 모델과 없는 모델에 진동을 가하여 튜브의 변형 형 상을 초고속카메라로 촬영하고 1차 공진주파수와 변위를 측정하였다. 시험결과 로 방진배플이 있는 모델은 없는 모델에 비해 1차 공진주파수는 최대 55%까 지 증가하며 변위는 최대 71%까지 감소한다.

고온 진동시험은 실제의 항공기 운항 시 발생하는 고온의 조건에서 진동이 가해졌을 때 열교환기의 내구성을 평가하기 위하여 진행하였다. 시험 진행 시 시편을 가진기에 장착하기 위해 필요한 고정구의 공진을 피하기 위하여 고온 진동시험은 10~1,500 Hz의 범위에서 30 hr동안 진행하였다. 시험결과로 튜브의 파손이 일어나지 않음을 확인하였다.

상온 진동시험의 결과 방진배플을 추가했을 때 진동에 의한 튜브의 변형이 완화되는 것을 확인하였다. 또한 방진배플을 추가한 열교환기에 대한 내구성 평가를 위하여 고온 진동시험을 진행하여 튜브의 파손이 일어나지 않음을 확인 하였다. 하지만 실제 항공기 운항 시 발생하는 주파수는 최대 3,000 Hz이기 때



문에 이에 상응하는 주파수 대역에서 추가 실험이 필요할 것으로 판단된다.

[3] 미세튜브 브레이징 접합부 평가

미세튜브 열교환기에서 튜브와 튜브시트의 브레이징 접합부는 취약부로 판단 된다. 따라서 기존의 해석을 통해 최대등가응력이 발생한 튜브시트의 고온부에 튜브를 일부 추가하여 국부적인 물성을 고려한 구조 건전성 평가를 진행하였 다. 구조 건전성 평가는 전체 모델과 마찬가지로 열-구조 연성해석을 정상상태 와 과도상태를 고려하여 해석을 진행하였다. 또한 브레이징부의 물성을 Inconel 625를 적용한 경우와 BNi-2의 물성을 적용한 경우를 비교하였다.

정상상태의 온도조건을 고려하여 진행한 해석에서 BNi-2의 물성을 적용한 경 우가 Inconel 625의 물성을 적용한 경우에 비해 최대등가응력이 최대 60% 크게 발생하는 것을 확인했다. 이는 두 소재의 열팽창계수가 다르기 때문에 발생하 는 것으로 판단된다. 하지만 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로강도를 비교하였을 때 1.46의 안전율을 갖기 때문에 구조적으로 안전하다.

과도상태의 온도조건을 고려하여 진행한 해석에서 BNi-2의 물성을 적용한 경 우 정상상태의 온도조건을 고려하여 해석을 진행한 경우에 비해 최대 22% 높 은 최대등가응력이 발생하지만 이는 항공 피로수명인 재료의 10⁴ cycles의 피로 강도를 비교하였을 때 1.44의 안전율을 갖는다.

따라서 열교환기의 취약부인 튜브시트 브레이징 접합부가 엔진의 고온·고압 의 작동환경에서 구조적으로 안전함을 알 수 있다.



참고문헌

[1] Wilfert, G. et al., 2005. CLEAN - validation of a high efficient low NOx core, a GTF high speed and an integration of a recuperator in an environmental friendly engine concept. *41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Arizona, July 10-13, 2005, American Institute of Aeronautics and Astronautics: USA.

[2] Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe (ACARE), 2001. *European Aeronautics: A Vision for 2020*, Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe: Belgium.

[3] Yakinthos, K. et al., 2016. Intercooled recuperated aero engine: Early development stages and optimization of recuperation based on conventional heat exchangers. *2nd ECATS Conference*, Athens, November 7-9, 2016, Environmentally Compatible Air Transport system: Greece.

[4] Goulas, A. et al., 2014. Thermodynamics cycle analysis, pressure loss and heat transfer assessment of a recuperative system for aero engines. *Proceeding of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, Düsseldorf, June 16-20, 2014, American Society of Mechanical Engineers: Germany.

[5] Korsia, J. J. & Spiegeleer, G. D., 2006. Vital, an european r&d program for greener aero-engines. 25th International Congress of the Aeronautical Sciences, Hamburg, September 3-8, 2006, International Congress of the Aeronautical Sciences: Germany.

[6] Yong, J. Y., Klemeš, J. J., Varbanov, P. S. & Huisingh, D., 2016. Cleaner energy for cleaner production: modelling, simulation, optimization and waste management. *Journal of Cleaner Production*, 111, pp.1-16.

[7] Yakinthos, K. et al., 2015. Best strategies for the development of a holistic porosity model of a heat exchanger for aero engine applications. *Proceeding of ASME Turbo*



Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Montréal, June 15-19, 2015, American Society of Mechanical Engineers: Canada.

[8] Kurz, R., 2005. Gas turbine performance. *Proceeding of the thirty-fourth Turbomachinery Symposium*, Texas, September 12-15, 2005, Turbomachinery Laboratory: USA.

[9] Badran, O. O., 1999. Gas-turbine performance improvements. *Applied Energy*, 64, pp.263-273.

[10] Najjar, Y. S. H., 1996, Enhancement of performance of gas turbine engines by inlet air cooling and cogeneration system. *Applied Thermal Engineering*, 16(2), pp.163-173.

[11] McDonald, C. F. & Wilson, D. G., 1996. The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century. *Applied Thermal Engineering*, 16(8), pp.635-653.

[12] Canière, H., Willockx, A., Dick, E. & De paepe, M., 2006. Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, 26, pp.1780-1787.

[13] Saravanamuttoo, H. I. H. et al., 2017. Gas turbine Theory. 7th Ed. Pearson.

[14] Ernesto, B. ed., 2011. Advances in Gas Turbine Technology. IntechOpen.

[15] Barakat, S., Ramzy, A., Hamed, A. M. & Eman, S. H. E., 2016. Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system. *Energy Conversion and Management*, 111, pp.137-146.

[16] Jeong, J. H. et al., 2008. Various heat exchangers utilized in gas-turbines for performance enhancement. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 16(1), pp.30-36.

[17] Hesselgreaves, J. E., Law, R. & Reay, D. A., 2017. Compact Heat Exchangers.2nd Ed. Elsvier.



[18] Kakaç, S., Liu, H. & Pramuanjaroenkij, A., 2012. *Heat Exchangers*. 3rd Ed. CRC Press.

[19] Mitrovic, J. ed., 2012. Heat Exchangers. IntechOpen.

[20] Pis'mennyi, E. et al., 2016. Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. Elsvier.

[21] Stehík, P., Jegla, Z. & Kilkovský, B., 2014. Possibilities of intensifying heat transfer through finned surfaces in heat exchangers for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 70, pp.1283-1287.

[22] Li, Q. et al., 2011. Compact heat exchangers: a review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, pp.4855-4875.

[23] Lee, S. M., 2013. A Study on Evaluation the Structural Integrity of the Plate Type Heat Exchanger using FEM Analysis. Master's Thesis. Korea maritime and ocean university.

[24] Kim, J. M., 2016. Design and Characterisation of Aerothermal Performance of a Compact Tubular Heat Exchanger for an Aero Gas Turbine. Ph.D Thesis. Pusan National University.

[25] Wilfert, G. et al. 2007. New environmental friendly aero engine core concepts, *18th Conference ISABE 2007.* Beijing, September 2-7, 2007, International Society for Air Breathing Engines: China.

[26] MTU Aero Engines, 2007. Active Core Technology within the NEWAC Research Program for Cleaner and More Efficient Aero Engines, MTU Aero Engines: München.

[27] Ahlinder, S., 2006. On Modelling of Compact Tube Bundle Heat Exchangers as Porous Media for Recuperated Gas Turbine Engine Applications. Ph.D Thesis. Technical University Brandenburg.

[28] Min, J. K., Jeong, J. H., Ha, M. Y. & Kim, K. S., 2009. High temperature heat



exchanger studies for applications to gas turbines. Heat Mass Transfer, 46, pp.175-186.

[29] Jeong, H. S. & Cho, J. R., 2013. Bent tube design used in a high temperature heat exchanger using a FE analysis and RSM. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 14(12), pp.2119-2125.

[30] Kim, C. S. et al., 2016. Manufacturing and mechanical evaluation of cooled cooling air (CCA) heat exchanger for aero engine. *International Journal of Precision engineering and manufacturing*, 17(9), pp.1195-1200.

[31] Kim, T. J., 2016. A Study on Structural Design Considering Operating Static Condition of Aero Heat Exchanger. Master's Thesis. Korea maritime and ocean university.

[32] Moaveni, S., 2008. Finite Element Analysis. 3rd Ed. Pearson.

[33] David, V. H., 2004. Fundamental of Finite Element Analysis. McGraw-Hill.

[34] Szabó, B. & Babuška, I., 2011. Introduction to Finite Element Analysis. Wiley.

[35] Kaveh, A., 2014. Computational Structural Analysis and Finite Element Methods.Springer.1945

[36] Kim, Y. S., 2003. Mechanics of Plastic Deformation. Sigmapress.

[37] Ra, Y. J., 2018. A Study on Structural Integrity of CCA Heat Exchanger for Aero Engine according to Operating Condition. Master's Thesis. Korea maritime and ocean university.

[38] ANSYS, Inc., 2016. ANSYS Finite Element Computer Code & Manual. ANSYS 17.0 Release.

[39] Holman, J. P., 2009. Heat Transfer. 10th Ed. McGraw-Hill.

[40] Taesung S&E, 2009. Heat Transfer Analysis. 4th Ed. Kyelimbooks.

[41] Kim, D. K., 2011. Dynamics of Structures. 2nd Ed. Goomibook.

Collection @ kmou

[42] Kim, N. H., Cho, J. R. & Ra, Y. J., 2018. Structural integrity analysis and evaluation of cooled cooling air heat exchanger for aero engine. *International Journal of Precision engineering and manufacturing*, 19(4), pp.529-535.

[43] ASME, 2013. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 2 Alternative Rules, Rules for Construction of Nuclear Facility Components, ANNEX 5-E Design Methods for Perforated Plates Based on Elastic Stress Analysis. The American Society of Mechanical Engineers.

[44] Special Metals Corporation, 2006. *Material Properties of Inconel Alloy 625*.[Online] (Updated August 2013) Available at: http://www.specialmetals.com [Accessed 29 June 2018].

[45] Cho, J. R. et al., 2010. Dynamic analysis on flow-induced vibration in heat exchanger tube bundle. *Proceedings of the 28th KOSME Fall Conference*. Busan, October 21-23, 2010, The Korea Society of Maine Engineering: Korea.

[46] Pettigrew, M. J. & Taylor, C. E., 2003. Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview-part 2: vibration response, fretting-wear, guidelines. *Journal of Fluids and Structures*, 18, pp.485-500.

[47] Ahirrao, N. S., Bholse, S. P. & Nehete, D. V., 2018. Dynamics and vibration measurements in engines. *Procedia Manufacturing*, 20, pp.434-439.

[48] Tak, A. R., 2016. *A Study on Vibration Characteristics of Aircraft Heat Exchanger in the Operating Environment*. Master's Thesis. Korea maritime and ocean university.

[49] Choi, Y. H., 2014. A Study on Vibration Characteristics of fine Tube of Heat Exchanger in the Operating Environment. Master's Thesis. Korea maritime and ocean university.

[50] Avitabile, P., 1999, Why you can't ignore those vibration fixture resonances. *Sound and Vibration*, 33(3), pp.20-27.

[51] Jeong, H. S. & Cho, J. R., 2016. Optimal design of head expander for a



lightweight and high frequency vibration shaker. *International Journal of Precision* engineering and manufacturing, 17(7), pp.909-916.

[52] Kutz, M., 2006. Mechanical engineers' handbook. 3rd Ed. Wiley.

[53] Kang, S. H. et al., 2013. Analysis of two-way fluid-structure interaction and local material properties of brazed joints for estimation of mechanical integrity. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, 37(1), pp.9-16.

[54] Settsu, N. et al., 2012. Influence of brazing filler metal diffusion on the mechanical strength of SUS304/Cu/Si3N4 Composite. *Journal of the Society of Materials Science*, 61(2), pp.197-202.

[55] Vargas, J. R., Schwaller, N. S., Gey, N. & Hazotte, A., 2013. Microstructure development during isothermal brazing of Ni/BNi-2 couples. *Journal of Materials Processing Technology*, 213, pp.20-29.

[56] Oh, H. S., Kim, S. H., Kim, S. J. & Yang, I. S., 2003. Stress analysis of brazed interface in dissimilar materials by BEM. *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, 20(7), pp.171-176.

[57] Lee, Y. L., Shiue, R. K. & Wu, S. K., 2003. The microstructural evolution of infrared brazed Fe₃Al by BNi-2 braze alloy. *Intermetallics*, 11, pp.187-195.

[58] Arafin, M. A., Medraj, M., Turner, D. P. & Bocher, P., 2007. Transient liquid phase bonding of Inconel 718 and Inconel 625 with BNi-2: modeling and experimental investigations. *Materials Science & Engineering A*, 447, pp.125-133.

[59] Kim, N. H. et al. (in press). Structural reliability evaluation for brazed joints of fine tube heat exchanger on an aero engine. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. (Accepted for publication May 2018).

