

제3차년도
최종보고서

UCN99150

보조동력장치개발

Development of Auxiliary Power Unit

연구기관

한국항공우주연구소

과학기술부

제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “보조동력장치 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2000년 9월 30일

주관연구기관명 : 한국항공우주연구소

총괄연구책임자 : 이 대 성
책 임 연 구 원 : 양 수 석
선 임 연 구 원 : 김 진 한
선 임 연 구 원 : 차 봉 준
선 임 연 구 원 : 한 영 민
선 임 연 구 원 : 윤 민 수
선 임 연 구 원 : 고 영 성
연 구 원 : 김 춘 택

협 · 공동연구기관명 : 삼성 테크윈(주)

협 · 공동연구책임자 : 정 영 기

협 · 공동연구기관명 : 한국기계연구원

협 · 공동연구책임자 : 이 안 성
박 노 광

위탁연구기관명 : 서울대학교

위탁연구책임자 : 강 신 형

요 약 문

I. 제목

보조동력장치 개발

II. 연구개발의 목적 및 중요성

본 연구의 목적은 100kW급 항공기용 보조동력장치(APU)의 시제품을 국내 독자개발하여, 실용단계에서는 항공기 가스터빈 엔진의 시동, 비상용 발전, 유공압장치 구동과 화생방, 발전기 등에 사용이 가능하도록 관련 설계/해석/시험평가 기술을 확보하는 것이다.

보조동력장치(APU: Auxiliary Power Unit)란 주동력원(Engine)의 보조동력원으로서 주엔진의 연료를 사용하여 시스템이 요구하는 각종 보조동력을 공급하는 장치를 말하며 그 형태는 왕복엔진에 비해 크기/무게/진동/수명/사용연료/운용고도 등에서 월등한 장점을 지닌 완전한 가스터빈 형식을 택하고 있다. 이러한 보조동력장치는 군수, 민수 및 산업용 등으로 그 활용분야가 매우 다양하여 항공기의 경우 공중 및 지상에서의 주엔진 시동, 유압동력, 전기력 및 환경제어시스템(ECS)에 필요한 공압을 제공하게되며, 군용케도 차량을 비롯한 각종 지상장비의 경우 보조전력 및 여압용 압축공기공급용으로, 그 밖의 민수/산업용으로는 대형 건물의 전력발전용, 낙도, 건설현장 등에서의 비상발전 등에 사용되고 있는 등 그 용도가 증가되고 있는 추세이다.

보조동력장치는 가스터빈 엔진의 일종으로 고부가가치의 기술집약형 산업으로서 그 효율성이 크며 산업구조의 고도화를 달성하고 국가경쟁력을 높이는데 반드시 필요한 핵심기술이다. 가스터빈 엔진 기술은 소형 발전설비, 항공기, 선박, 지상무기체계 등에 사용되는 등 그 활용도는 다양하고, 점점 까다로워지고 있는 환경규제 등 각종 규제에 민감하게 대처할 수 있는 차세대 기술로서 앞으로도 개선되어야 할 사항이 많은 분야이다.

민수/군수분야 구분 없이 APU의 시장규모는 세계적으로 향후 10년 동안 연간 1,600대 이상 수요가 예측되며, 국내시장의 수요도 90년대 후반부터 중형항공기, 고등훈련기 등 국내 개발항공기 및 육상기동장비인 탱크와 장갑차의 보조동력장치, 발전기, 발전기 등으로 그 수요가 급증할 것으로 판단되므로 자체 개발에 따른 잠재적인 국내 수요를 충족할 수 있을 뿐만 아니라, 향후 국제시장의 진출계기를 마련하기 위한 중요한 과제이다.

보조동력장치는 국가방위력 및 국제사회 영향력 증대를 위해 전략적으로 지

원, 육성되어야 하는 가스터빈 엔진으로 기술집약형 산업임과 동시에 21세기 국가간 치열한 기술전쟁에서 생존하고 무기급수조치에 대응하는 자구책으로서 그 효율성이 크며 군수시장의 국산화율 증대 및 차후 독자적인 무기 체계 개발의 기초로서 꼭 필요한 핵심기술이다.

III. 연구개발의 내용 및 범위

본 연구는 등가출력 100kW급의 가스터빈엔진을 이용한 보조동력장치의 시제품을 개발하는 것을 최종목표로 항우연을 주관으로 하여 공동연구기관인 삼성테크윈(주), 기계연과 위탁연구기관인 서울대로 구성된 산·학·연 추진체계에 의해 총 3차년도에 걸쳐 수행되었다.

1차년도에서는 개발대상 보조동력장치의 사양을 결정하기 위한 요구도 분석 및 시스템 상세설계를 위한 요소부품의 기본 형상설계를 목표로 하였다. 요구도 분석방법으로는 현재 국내외에서 사용되고 있거나 향후 개발될 예정에 있는 보조동력장치들에 대한 사양들과 국내 기술수준을 객관적으로 평가하여 요소부품의 성능 및 시스템 사양을 도출하였다. 기본 형상설계는 먼저 시스템에 대한 사이클 해석을 다각도로 수행하여 개발된 제품의 활용도를 극대화시켰으며 시스템 사양을 만족할 수 있는 요소부품에 대한 기본 형상설계를 수행하였다.

2차년도에서는 요소 부품에 대한 상세설계 및 핵심부품의 제작을 목표로 설정하였다. 상세설계에서는 3차원 전산유동해석을 통하여 설계된 요소부품의 성능을 검증함으로써 요소부품에 대한 최종 형상을 확정지었다. 또한 이를 실험적으로 검증하기 위한 요소 부품 성능시험기를 구성하였으며 시스템 구성을 위한 보기시스템에 대한 기본설계 및 제작이 이루어졌다.

본 연구의 최종년도인 3차년도에서는 성능시험을 통한 요소 부품들의 성능검증과 보조시스템 제작 및 시제품 조립을 목표로 하였다. 보조동력장치의 성능을 결정하는 압축기와 연소기에 대한 성능평가 시험을 수행함으로써 설계된 부품에 대한 실증적 성능을 검증하였다. 또한 보조동력장치 시스템의 시제품 제작을 위해서 고속발전기 및 엔진제어장치 등과 같은 보기시스템을 제작하였다. 현재 시제품 1호기가 조립되어 시스템 성능검증을 위한 성능시험 과정이 진행 중에 있다.

본 연구보고서는 총 3년 동안 걸쳐 수행된 보조동력장치의 시제품 개발을 위한 시스템 사양 결정, 요소부품 설계 및 성능시험 그리고 보기시스템 제작과정을 상세히 기록하고 있다. 본 연구보고서에서 언급된 내용들은 현재 국내의 가스터

빈엔진에 대한 설계 및 성능시험 관련 기술들이 총 망라된 것들이며 이를 통한 국내관련 기술의 수준을 평가할 수 있는 시급석이 될 것으로 사료된다.

IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

민군겸용으로 시제 개발된 제품이나 적용 가능한 1차 목표가 주로 군수용인 관계로 군수분야의 체계 개발을 담당하고 있는 팀과의 원활한 업무 협조가 요망되며 특히 본 연구과제의 제2단계인 시험개발단계를 통해 개발될 상용 시제품의 군수요 적용성에 대한 구체적인 협의가 요망된다. 또한 민수 혹은 군수 분야의 시스템 체계를 담당하는 팀에서는 체계 개발의 위험도 측면에서 외국의 제품을 수입하여 사용하는 것을 선호하고 있는 상황임을 고려할 때 국내 개발 제품의 사용을 위한 정책적인 배려가 필요하다.

한편, 보조동력장치의 시장규모는 세계적으로 향후 10년 동안 16,000대 이상 소요가 예측되는 가운데 Honeywell(미국), Sundstrand(미국), Microturbo(프랑스)사가 총 APU 세계시장의 87%를 차지하므로 기술축적 및 조건에 따라 신규 진출의 가능성은 매우 높을 것으로 예상되어 수출전략화가 가능한 품목이다.

SUMMARY

I. Subject

Development of Auxiliary Power Unit

II. Objectives and Significance of Research

The objective of this project is the development of the prototype of a airborne auxiliary power unit(APU). APU is an auxiliary power source of a main engine, which supplies required power for a system operation. Most of APUs are adopting the gas turbine type, which have the advantages of size, weight, vibration, life cycle, fuel and operating attitude for rotary engine.

APU has its many applications(i.e. many civil, military or industrial) and recently, its application is rapidly growing. For the application on the aircraft, APU supplies not only the electric power but also the pneumatic power for the main engine starting and for the environmental control system. The APUs for the civil and industrial purpose supply the auxiliary electric power or the compressed air for ground vehicles.

The gas turbine engine technology applied to APUs is one of the core issues for the international competitiveness because of its various applications in the industrial and military products(i.e. small power generator, aircraft, ship and ground weapon systems). It is estimated that the demand of APUs in the next 10 years will be more than 1,600 engines for a year for the utilization in both civil and military.

It is expected that the domestic market will also be increased in response to the domestic development programs (i.e., advanced trainer, ground vehicle systems, smoke generator, power generator of tank, armored force vehicle etc.). Therefore the technologies related to the gas turbine is the one of the most important issue considering the potential domestic demands as well as the future world market. Furthermore, in view of the national defense, gas turbine industry must be strategically supported and promoted by government.

III. Contents and Scope of Research

This project is intended for the development of a prototype airborne auxiliary power unit(APU) with the equivalent power of 100kW. KARI has led the project collaborating with Samsung techwin, KIMM as co-research institutes and Seoul national univ. as a sub-contractor.

The project has been planned and performed for 3 years. In the first year, the design requirement of each components as well as APU system had been obtained from the system design and analysis. The requirements of the system design has been determined analyzing the domestic technology level and the leading technology from abroad. The preliminary design has been carried out by a various cycle analysis of the system to maximize the application of the developed products.

In the 2nd year, the detail design and the manufacture of the core components has been performed. In the process of the detail design, the final shape of the core components has been determined verifying the performance using 3-D computational flow analysis. Besides, the test facility to verify the designed core components had been established.

In the 3rd year, the performance evaluation of the core components and assembly of APU has been performed. From the performance test of the compressor, the combustor, and the sub-dynamic part, the desired performance expected in the design stage has been obtained and verified. Besides, the sub-system(i.e., the high speed generator and the engine control part) has been developed for the practical application of APU.

In this report, we have noted the methodology of the determination of the system specification, the design and the performance test of the sub-components, and the manufacturing process of the sub-systems. It is highly expected that the technology substantiated from this project will leap the technology level in our country.

IV. Results and Suggestions

Considering the first goal of developed prototype, which is for the military applications, it is necessary to cooperate with the military system

development team. Especially, the application of the developed APU on the real military systems must be carefully reviewed discussed. Considering the domestic situation that the civil or military system teams prefer imported products in the respect of risks on system development, the strategic long term plan of development program should be firmly established by government.

The worldwide market of APU is expected that the demand will reach to 16,000 engines in the next 10 years. Currently Honeywell(USA), Sundstrand(USA), Microturbo(France) occupy 87% of total worldwide market. Therefore, it is expected that the new entry into the worldwide market may be a successful choice, if we have enough technology and pertinent market condition.

CONTENTS

Chapter 1 . Introduction

- Section 1 . Introduction of development
- Section 2 . Target of development

Chapter 2 . System design and analysis

- Section 1 . Preliminary design layout
- Section 2 . Engine performance analysis

Chapter 3 . Design and analysis of core components

- Section 1 . Compressor
- Section 2 . Combustor
- Section 3 . Turbine
- Section 4 . Analysis of heat transfer/secondary flow path
- Section 5 . Structural design and analysis
- Section 6 . Rotordynamic design analysis

Chapter 4 . Development sub system

- Section 1 . Air foil bearing
- Section 2 . High speed generator
- Section 3 . Power control unit
- Section 4 . Fuel system
- Section 5 . lubrication system
- Section 6 . Control system
- Section 7 . Control logic

Chapter 5 . Performance test of core components

- Section 1 . Compressor
- Section 2 . Combustor

Chapter 6 . Detailed design and manufacturing

- Section 1 . Detailed design
- Section 2 . Manufacturing

Chapter 7 . Material development

Section 1 . Selection and test of material

Section 2 . High temperature characteristic estimation of turbine wheel material

Chapter 8 . APU ground test

Section 1 . Test facilities

Section 2 . Engine test

Chapter 9 . Conclusion

Bibliography

목 차

| | |
|-------------------------------------|------|
| 제 출 문 | |
| 요 약 문 | i |
| SUMMARY | iv |
| CONTENTS | vii |
| 목 차 | ix |
| 표 목차 | xvii |
| 그림 목차 | xxi |
| | |
| 제 1 장 서론 | 1 |
| 제 1 절 연구 개발 개요 | 1 |
| 1.1 연구 개발의 필요성 | 1 |
| 1.2 국내외 동향 | 3 |
| 1.3 추진 방향 및 체계 | 8 |
| 제 2 절 연구 개발 목표 | 14 |
| 2.1 국내외 시장조사 | 14 |
| 2.2 요구도 분석 및 목표사양설정 | 16 |
| | |
| 제 2 장 시스템 설계 및 해석 | 20 |
| 제 1 절 기본 형상 설계 | 20 |
| 1.1 일체형 layout | 20 |
| 2.1 분리형 layout | 21 |
| 제 2 절 엔진성능 해석 | 23 |
| 2.1 엔진 사이클 해석 | 23 |
| 2.1.1 설계점 선정 | 23 |
| 2.1.2 천마 및 전차용 APU의 작동점 성능 | 24 |
| 2.2 탈설계점 성능해석 | 25 |
| 2.2.1 온도-고도에 따른 성능해석 | 26 |
| 2.2.2 지상-고고도 성능해석 | 28 |
| 2.3 APU 시동 스케줄 | 29 |
| 2.3.1 시동 시간 | 29 |
| | |
| 제 3 장 핵심 구성품 설계 및 해석 | 32 |
| 제 1 절 압축기 | 32 |
| 1.1 압축기 설계 및 개발 | 32 |
| 1.1.1 설계 요구사항 및 설계제한 조건 | 32 |
| 1.1.2 1차년도 1차원 설계결과 | 33 |
| 1.1.3 2차년도 설계 요구사항 및 설계제한의 변경 | 34 |

| | | |
|--------|------------------------------|-----|
| 1.1.4 | 2차년도 1차원 형상설계 변경 및 설계점 성능해석 | 35 |
| 1.1.5 | 2차년도 1차원 탈 설계점 성능해석 | 36 |
| 1.1.6 | 2차년도 압축기 2차원 설계결과 | 37 |
| 1.1.7 | 3차년도 1차 구성품 시험 | 41 |
| 1.1.8 | 2차 구성품 시험 | 43 |
| 1.1.9 | 라디얼 디퓨저의 재설계 | 44 |
| 1.1.10 | 재설계 디퓨저를 장착한 구성품 시험 | 46 |
| 1.1.11 | 결론 | 46 |
| 1.2 | 압축기 3차원 유동해석 | 48 |
| 1.2.1 | 서 언 | 48 |
| 1.2.2 | 수치해석 | 49 |
| 1.2.3 | 임펠러 내부 유동해석 | 50 |
| 1.2.4 | 채널디퓨저 내부 유동 해석 및 성능 평가 | 56 |
| 1.2.5 | 디스윌러 유동해석 | 62 |
| 1.2.6 | 결 언 | 66 |
| 제 2 절 | 연소기 | 93 |
| 2.1 | Single Vortex형 연소기 개발 | 93 |
| 2.1.1 | 연소기 주요 크기 결정 | 93 |
| 2.1.2 | 유로 설계 및 냉각설계 | 95 |
| 2.2 | Tangential Swirl형 연소기 개발 | 96 |
| 2.2.1 | 연소기 기본 형상 | 96 |
| 2.2.2 | 공기 배분 결과 | 97 |
| 2.2.3 | 복사 열전달량 예측 | 98 |
| 2.3 | 연료 인젝터 설계 | 104 |
| 2.4 | 점화 장치 사양 | 106 |
| 제 3 절 | 터 빈 | 107 |
| 3.1 | 연구개발 개요 | 107 |
| 3.2 | 1차원 기본설계 | 109 |
| 3.2.1 | 1 공력설계 절차 및 주요 S/W | 109 |
| 3.3 | 노즐 및 로우터 형상설계 | 111 |
| 3.4 | 성능해석 | 113 |
| 3.4 | 유동장 수치해석 | 114 |
| 제 4 절 | 열 전달/2차유로 해석 | 116 |
| 4.1 | 임펠러/ 터빈디스크 온도해석 | 116 |
| 4.2 | Diffuser와 Turbine vane 온도해석 | 117 |
| 4.3 | 축하중계산 | 118 |
| 4.4 | HSG 내부유로 구성 | 119 |
| 4.4.1 | Stator와 Rotor의 온도해석 및 발열량 | 121 |
| 4.4.2 | Air Foil Bearing의 온도해석 및 발열량 | 121 |
| 4.5 | Bleed Port 유동해석 | 122 |

| | |
|-------------------------------------|-----|
| 제 5 절 구조설계 및 해석 | 126 |
| 5.1 구조 응력 설계 | 126 |
| 5.1.1 회전 구성품 구조 강도 평가 | 126 |
| 5.1.2 고정 구성품 강도 평가 | 138 |
| 5.2 로터 구조 설계 | 141 |
| 5.2.1 회전체 초기설계 | 141 |
| 5.2.2 회전체 설계 | 148 |
| 제 6 절 회전체 설계해석 | 157 |
| 6.1 일체형 APU의 로터다이나믹 설계해석 | 157 |
| 6.1.1 서론 | 157 |
| 6.1.2 로터 모델링 | 158 |
| 6.1.3 결과 및 고찰 | 159 |
| 6.1.4 결 론 | 166 |
| 6.2 스플라인-분리형 APU의 로터다이나믹 설계해석 | 167 |
| 6.2.1 서론 | 167 |
| 6.2.2 가스터빈 및 FE 모델링 | 168 |
| 6.2.3 직접미분법 고유치 설계민감도 정식화 | 172 |
| 6.2.4 해석결과 및 고찰 | 172 |
| 6.2.5 결론 | 176 |
| 제4장 보조 시스템 개발 | 177 |
| 제1절 Air Foil Bearing | 177 |
| 1.1 Dynamic Imitator Test | 177 |
| 1.2 Static Test 결과 | 177 |
| 1.3 Rig Test 결과 | 178 |
| 1.4 에어베어링 설계사양 | 180 |
| 1.5 에어베어링 해석결과 | 181 |
| 1.6 에어베어링 적용 HSG 로터 시험 | 182 |
| 1.7 결론 및 향후 계획 | 184 |
| 제2절 High Speed Generator 개발 | 186 |
| 2.1 개요 | 186 |
| 2.2 발전기 설계 | 188 |
| 2.2.1 전자기 설계 | 188 |
| 2.2.2 유한요소 해석 모델 | 189 |
| 2.2.3 열전달 설계 및 해석 | 189 |
| 2.2.4 해석 방법 | 190 |
| 2.2.5 해석 결과 | 191 |
| 2.3 구조적 설계 및 해석 | 192 |
| 2.4 결론 | 193 |
| 제3절 Power Control Unit | 194 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 3.1 | 시스템 구성도 | 194 |
| 3.1.1 | 시스템 구성 | 194 |
| 3.1.2 | 시스템 상세 세부회로 | 195 |
| 3.2 | 고속발전기와 PCU의 사양 | 195 |
| 3.2.1 | 고속 발전기(HSG:High Speed Generator) | 195 |
| 3.2.2 | PCU(Power Conditioning Unit) | 195 |
| 3.3 | AC/DC/AC 전력 변환장치(Power Converter) | 196 |
| 3.3.1 | Control of Drive Inverter | 196 |
| 3.3.2 | Control of Output Inverter | 196 |
| 3.3.3 | Test | 196 |
| 3.3.4 | AC/DC/AC 전력회로 설계 | 197 |
| 3.4 | Boost Power Conversion | 200 |
| 3.4.1 | Feature | 200 |
| 3.4.2 | Test | 201 |
| 3.4.3 | Engine Start Up용 Boost Converter 전력회로 설계 | 201 |
| 3.5 | Buck Power Conversion | 205 |
| 3.5.1 | Feature | 205 |
| 3.5.2 | Test | 206 |
| 3.5.3 | Buck Converter 전력회로 설계 | 206 |
| 3.6 | 제어 및 진단회로 설계 | 208 |
| 3.6.1 | Engine Starting Inverter(DC to AC Inverter) | 208 |
| 3.6.2 | AC Output Inverter(DC to AC Inverter) | 208 |
| 3.6.3 | Buck/Boost DC/DC Converter | 208 |
| 3.7 | Packaging 및 Display | 209 |
| 3.7.1 | Packaging | 209 |
| 3.7.2 | Display | 209 |
| 제4절 | 연료시스템 | 210 |
| 4.1 | 연료시스템 구성 | 210 |
| 4.2 | 연료시스템 구성품 사양 | 213 |
| 제5절 | 윤활 시스템 | 215 |
| 5.1 | 윤활시스템 개요 | 215 |
| 5.1.1 | 오일 공급시스템 | 216 |
| 5.1.2 | Oil Pump | 218 |
| 5.1.3 | 열교환기 특성 결정 | 220 |
| 5.1.4 | Breathing System | 221 |
| 5.2 | APU 윤활시스템 | 222 |
| 5.2.1 | 윤활유 및 공급방식 | 223 |
| 5.2.2 | 오일 공급 유량 | 223 |
| 제6절 | 제어 시스템 | 224 |
| 6.1 | 개요 | 224 |

| | |
|---|-----|
| 6.2 설계 및 주요 구성품 선정 기준 | 224 |
| 6.3 시스템 구성 | 225 |
| 6.3.1 시스템 Block diagram | 225 |
| 6.3.2 입출력 사양 | 226 |
| 6.4 주요 구성품 | 229 |
| 6.4.1 Power부분 | 229 |
| 6.4.2 CPU 부분 | 229 |
| 6.4.3 Memory | 230 |
| 6.4.4 D/A Conversion | 230 |
| 6.4.5 A/D Conversion | 230 |
| 6.4.7 RPM Sensing | 231 |
| 6.4.8 Digital I/O | 231 |
| 6.4.9 232C Communication | 231 |
| 6.4.10 JTAG | 231 |
| 6.4.11 PCU interface | 232 |
| 6.4.12 Address decoding and wait generation | 232 |
| 6.4.13 엔진 Wire-harness | 232 |
| 6.5 Firmware 구성 | 232 |
| 제7절 제어 로직 | 235 |
| 7.1 개요 | 235 |
| 7.2 APU의 수학적 모델링(부하가 걸리지 않을 경우의 모델) | 235 |
| 7.3 APU의 제어시스템 기본 설계 | 236 |
| 7.4 APU와 고속 제너레이터간의 제어 시퀀스 설계 | 236 |
| 7.5 결론 | 237 |
| | |
| 제 5 장 핵심 구성품 성능시험 | 238 |
| 제1절 압축기 | 238 |
| 1.1 개요 | 238 |
| 1.2 압축기 성능시험기 | 238 |
| 1.2.1 성능시험기 구성 | 238 |
| 1.2.2 터보차저 (NR-15R) | 240 |
| 1.2.3 공기공급장치 | 244 |
| 1.2.4 전기히터 | 246 |
| 1.3 측정항목 및 측정장치 | 247 |
| 1.3.1 측정항목 | 247 |
| 1.3.2 측정장치 | 247 |
| 1.3.3 제어 및 자료획득 시스템 | 249 |
| 1.3.4 유량확인시험 | 252 |
| 1.4 압축기 성능시험 결과 | 254 |
| 1.4.1 실험방법 | 254 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 1.4.2 | 디퓨저 성능시험 | 254 |
| 1.4.3 | 팁 간극 변화에 의한 압축기 성능특성변화 | 261 |
| 1.5 | 압축기 성능시험 결론 | 272 |
| 제2절 | 연소기 | 273 |
| 2.1 | 시험부 구성 | 273 |
| 2.1.1 | 성능시험기 | 273 |
| 2.1.2 | 연소기 Test rig | 279 |
| 2.2 | 실험 방법 및 측정 장치 | 287 |
| 2.2.1 | 연소기 성능 시험 항목의 선정 | 287 |
| 2.2.2 | 측정 센서 | 289 |
| 2.2.3 | 실험 방법 | 294 |
| 2.3 | Single vortex 형 연소기 성능 시험 | 295 |
| 2.4 | Tangential swirl 형 연소기 성능 시험 | 296 |
| 2.4.1 | 점화 성능 시험 | 296 |
| 2.4.2 | 무부하 조건의 연소 성능 시험 | 299 |
| 2.4.3 | 설계점 조건의 연소 성능 시험 | 301 |
| 2.4.4 | 라이너 표면온도 분포(설계점 조건) | 304 |
| 2.5 | Pattern factor의 개선을 위한 연소기 재설계/재실험 | 307 |
| 2.6 | 연소기 성능시험 결론 | 313 |
| 제 6 장 | 상세설계 및 제작 | 315 |
| 제1절 | 상세설계 | 315 |
| 1.1 | 압축기 | 315 |
| 1.1.1 | 엔진 | 316 |
| 1.1.2 | 구성품 시험리그 | 321 |
| 1.2 | 연소기 | 322 |
| 1.2.1 | 엔진 | 323 |
| 1.2.2 | 구성품 시험리그 | 327 |
| 1.3 | 터빈 | 329 |
| 1.4 | 발전기(HSG) | 330 |
| 1.4.1 | 엔진 | 331 |
| 1.4.2 | 구성품 시험리그 | 335 |
| 1.5 | 마운트 및 연결부 | 336 |
| 1.6 | 로터시스템 | 338 |
| 1.6.1 | 엔진 | 338 |
| 1.6.2 | 구성품 시험리그 | 341 |
| 1.7 | 레이아웃 | 345 |
| 제2절 | 제작 | 349 |
| 2.1 | 압축기 | 349 |
| 2.1.1 | 엔진 | 349 |

| | |
|---|-----|
| 2.1.2 구성품 시험리그 | 350 |
| 2.2 연소기 | 350 |
| 2.2.1 엔진 | 350 |
| 2.2.2 구성품 시험리그 | 351 |
| 2.3 터빈 | 351 |
| 2.4 발전기 | 352 |
| 2.4.1 엔진 | 353 |
| 2.4.2 구성품 시험리그 | 353 |
| 2.5 마운트 및 연결부 | 354 |
| 2.6 로터시스템 | 354 |
| 2.6.1 엔진 | 354 |
| 2.6.2 구성품 시험리그 | 355 |
| 부 록 | 357 |
| 1. Engine Part List | 357 |
| 2. 치공구 List | 365 |
| | |
| 제 7 장 소재 개발 | 367 |
| 제1절 소재 선정 및 주조품 개발 | 367 |
| 1.1 소재 선정 및 시험 | 367 |
| 1.1.1 소재 선정 | 367 |
| 1.1.2 주요부품 소재선정 | 367 |
| 1.1.2 소재 시험 | 372 |
| 1.2 주조품 개발 | 373 |
| 1.2.1 터빈 휠 정밀주조품 개발 | 373 |
| 1.2.2 사형주조품 개발 | 378 |
| 제2절 터빈휠 소재의 고온 기계적 특성 평가 | 384 |
| 2.1 IN713LC 터빈 휠 소재 특성 평가 연구 | 384 |
| 2.1.1 IN713LC 소재 일반 및 미세조직 | 385 |
| 2.1.2 상온 및 고온 인장 특성 평가 | 389 |
| 2.1.3 고온 크리프-파단 특성 평가 | 390 |
| 2.1.4 고온 저주기 피로 특성 평가 | 393 |
| 2.1.5 터빈휠 소재로서 IN713LC 합금의 고온 기계적 특성에 관한 고찰 | 396 |
| 2.2. Mar-M247 터빈 휠 소재 특성 평가 연구 | 397 |
| 2.2.1 Mar-M247 합금 일반 및 미세조직 | 397 |
| 2.2.2 상온 및 고온 인장 특성 평가 | 399 |
| 2.2.3 고온 저주기 피로 특성 평가 | 400 |
| 2.2.4 터빈휠 소재로서 Mar-M247 합금의 고온 기계적 특성에 관한 고찰 | 401 |
| 제 8 장 APU 시험 준비 | 403 |

| | |
|--|-----|
| 제1절 시험 설비 구성체계 | 403 |
| 1.1 개요 | 403 |
| 1.2 시운전실의 기본구성 | 403 |
| 1.2.1 Air Intake & Exhaust Stack | 404 |
| 1.2.2 Test Chamber & Test Stand | 404 |
| 1.2.3 기계실(Mechanical Room) | 404 |
| 1.2.4 전기실(Electrical Room) | 404 |
| 1.2.5 제어실(Control Room) | 405 |
| 1.2.6 연료 공급 시스템 | 405 |
| 1.2.7 전원공급 시스템 | 406 |
| 1.2.8 Load bank | 407 |
| 1.2.9 Bleed air control 시스템 | 407 |
| 1.2.10 측정시스템 | 408 |
| 제2절 엔진시험 | 409 |
| 2.1 엔진 성능 시험 | 409 |
| 2.2 내구성 시험 | 411 |
| 2.3 시험 계획 | 412 |
| | |
| 제 9 장 결론 | 413 |
| | |
| 참고 문헌 | 414 |

표 목차

| | |
|--|-----|
| 표 1.1 획득방법에 따른 보조동력장치 경제성 분석 | 7 |
| 표 1.2 APU 생산대수에 따른 경제성 분석 | 8 |
| 표 1.3 연구추진 체계도 | 9 |
| 표 1.4 APU 사용용도별 규격 비교 | 18 |
| 표 1.5 개발 APU 규격 | 19 |
| | |
| 표 2.1 천마 및 전차용 APU의 작동점 성능 | 24 |
| | |
| 표 3.1-1 개발 압축기 요구사양 및 설계 제한 조건 | 33 |
| 표 3.1-2 1차년도 1차원 설계결과 | 33 |
| 표 3.1-3 변경된 개발 압축기 요구사양 및 설계 제한 조건 | 34 |
| 표 3.1-4 2차년도 1차원 주요 형상 및 설계점 성능 | 35 |
| 표 3.1-5 디퓨저 설계 결과 | 38 |
| 표 3.1-6 AGV 설계결과 | 38 |
| 표 3.1-7 기존 디퓨저와 재설계 디퓨저의 비교 | 44 |
| 표 3.1-8 Specification of impeller | 67 |
| 표 3.1-9 Fitting of performance due to tip clearance | 67 |
| 표 3.1-10 Performance of impeller due to tip clearance | 67 |
| 표 3.1-11 Specification of channel diffuser | 68 |
| 표 3.1-12 Comparison of two types of channel difuser performance at mach number 0.7 | 68 |
| 표 3.1-13 Comparison of channel difuser type 2 performance by changing inlet mach number | 69 |
| 표 3.1-14 Specification of deswirlor (AGV) | 69 |
| 표 3.1-15 Performance of deswirlor by 1-D prediction and 3-D calculation. | 70 |
| 표 3.2-1 연소기 설계점 운영조건 및 설계 목표치 | 94 |
| 표 3.2-2 연소기 설계 변수 및 기본 치수 | 94 |
| 표 3.2-3 Single Vortex형 연소기 공기구 설계 결과 | 95 |
| 표 3.2-4 Tangential Swirl형 연소기 공기 배분 결과 | 98 |
| 표 3.2-5 연소기 TS-1에 대한 주공기구 수정 사항 | 102 |
| 표 3.2-6 점화 장치 사양 | 106 |
| 표 3.3-1 APU Design Point by Cycle Analysis | 110 |
| 표 3.3-2 Geometric Constraints | 110 |
| 표 3.4-1 HSG 각 부분에서의 발열량 | 119 |
| 표 3.4-2 냉각 공기 유량 | 121 |
| 표 3.5-1 회전 구성품의 디스크 분리파괴 여유 | 127 |
| 표 3.5-2 터빈 블레이드 CREEP 수명 | 137 |

| | | |
|---------|---|-----|
| 표 3.5-3 | 회전체의 불균형량 조건 | 144 |
| 표 3.5-4 | 불균형응답과 AFB에 작용하는 동하중 | 146 |
| 표 3.5-5 | 개선된 회전체의 불균형량 조건 | 152 |
| 표 3.5-6 | 불균형응답과 베어링에 작용하는 동하중 | 152 |
| 표 3.6-1 | Analysis versus modal test results of the mock-up APU rotor (% : the difference between the analysis and modal test results). | 160 |
| 표 3.6-2 | Rotordynamic analysis results of the prototype APU rotor-bearing system, depending on the different modeling approaches. | 162 |
| 표 3.6-3 | Lumped disk inertias, shaft material properties, and bearing coefficients for the APU rotor-bearing system FE model. | 169 |
| 표 3.6-4 | Critical speeds for the different system modelings. | 173 |
| | | |
| 표 4.1 | 에어베어링 설계사양 | 180 |
| 표 4.2 | 발전기 요구 조건 | 186 |
| 표 4.3 | 발전기 개발 사양 | 187 |
| 표 4.4 | 정격 출력시 열 손실 | 191 |
| 표 4.5 | 8 pound/min 의 유량 유입시 발전기 열적 성능 | 191 |
| 표 4.6 | 응력 해석 결과 | 193 |
| 표 4.7 | 와전류 계수표 | 202 |
| 표 4.8 | 연료시스템 구성품 사양 | 213 |
| 표 4.9 | 엔진에 오일 순환 및 공급에 필요한 계산 parameter | 217 |
| 표 4.10 | 열전달 해석 계수 | 218 |
| 표 4.11 | 기어펌프 설계 계수 | 219 |
| 표 4.12 | 열교환기 설계 계수 | 220 |
| 표 4.13 | 윤활유 및 공급방식 | 223 |
| 표 4.14 | 베어링 공급유량 및 온도 | 223 |
| 표 4.15 | Digital Input(ECU <-> DAS) | 226 |
| 표 4.16 | Digital Input(ECU <-> PCU) | 226 |
| 표 4.17 | Digital Output(ECU <-> DAS) | 226 |
| 표 4.18 | Digital Output(ECU <-> PCU) | 227 |
| 표 4.19 | Digital Output(LED) | 227 |
| 표 4.20 | Analog Input(ECU <-> DAS) | 227 |
| 표 4.21 | Analog Input(ECU <-> DAS) | 227 |
| 표 4.22 | Analog Output(ECU <-> DAS) | 228 |
| 표 4.23 | RS232C (ECU <-> DAS) | 228 |
| 표 4.24 | DPRAM(ECU <-> PCU) | 228 |
| | | |
| 표 5.1-1 | NR-15R 터보차저 사양 | 240 |
| 표 5.1-2 | 회전체 동적 발란싱 결과 | 242 |
| 표 5.1-3 | 공기공급장치 제원 | 245 |

| | |
|--|-----|
| 표 5.1-4 유량계 사양 | 252 |
| 표 5.1-5 기존 디퓨저와 재설계 디퓨저의 형상비교 | 259 |
| 표 5.1-6 Comparison of test results | 271 |
| 표 5.1-7 압축기 성능시험결과 | 272 |
| | |
| 표 5.2-1 APU 연소기 시험조건 | 287 |
| 표 5.2-2 연소기 기본 성능 시험 측정 항목 (Combustor) | 289 |
| 표 5.2-3 압력센서 사양 및 측정 위치 | 290 |
| 표 5.2-4 5공 Probe Calibration Chart | 292 |
| 표 5.2-5 single vortex 형 연소기의 압력손실 | 295 |
| 표 5.2-6 Single vortex 형 연소기 점화 시도 조건 | 296 |
| 표 5.2-7 각 열전대에서의 출구온도 측정 결과(무부하조건) | 301 |
| 표 5.2-8 배기가스 분석 결과(무부하조건) | 301 |
| 표 5.2-9 설계점 조건 성능 시험 조건 | 303 |
| 표 5.2-10 TS1 연소기 출구 온도 (설계점 조건) | 303 |
| 표 5.2-11 배기가스 분석 결과(설계점 조건) | 303 |
| 표 5.2-12 가스터빈 배기 가스 배출량 비교 | 304 |
| 표 5.2-13 라이너 표면 온도(설계점 조건) | 304 |
| 표 5.2-14 연소기 TS-1에 대한 주공기구 수정 사항 | 307 |
| 표 5.2-15 재설계된 라이너 수치해석 결과 | 309 |
| 표 5.2-16 TS1A 연소기 설계점 조건 성능 시험 조건 | 309 |
| 표 5.2-17 TS1A 연소기 출구 온도 (설계점 조건) | 309 |
| 표 5.2-18 TS1D 연소기 출구온도 측정 결과 | 312 |
| 표 5.2-19 연소기 성능시험 결과 | 314 |
| | |
| 표 6.1 엔진구성품 선정결과 | 345 |
| | |
| 표 7.1 선정된 소재별 APU 부품수 | 367 |
| 표 7.2 APU 주요부품 소재 선정결과 | 368 |
| 표 7.3 후보소재별 터빈 휠 부위별 최대응력과 온도 해석 결과 | 368 |
| 표 7.4 후보소재별 터빈 휠 최소 수명평가 결과 | 369 |
| 표 7.5 연소기 라이너 최대응력과 온도 해석 결과 | 370 |
| 표 7.6 연소기 라이너 최소 수명평가 결과 | 370 |
| 표 7.7 압축기 임펠러의 최대응력과 온도 해석 결과 | 371 |
| 표 7.8 압축기 임펠러의 최소 수명평가 결과 | 372 |
| 표 7.9 당사의 APU 주요부품의 물성평가를 위한 소재시험 계획 | 373 |
| 표 7.10 APU 연소기 외부케이스 소재(SUS 410) 성분분석 결과 | 380 |
| 표 7.11 APU 연소기 외부케이스 자분탐상검사 결과 | 381 |
| 표 7.12 APU 연소기 외부케이스 X-RAY 검사 파라메타 | 382 |

| | |
|---|-----|
| 표 7.13 APU 연소기 외부케이스 X-RAY 검사 결과 | 383 |
| 표 7.14 Interpolation of Larson-Miller constant of as-cast IN713LC | 392 |
| 표 7.15 Strain control LCF test results of IN713LC | 394 |
| 표 8.1 APU 측정항목표 | 410 |
| 표 8.2 내구성 시험주기 | 411 |

그림 목차

| | | |
|-------------|---|----|
| 그림 1.1 | 년도별 APU 생산대수 | 15 |
| 그림 1.2 | 100~200 마력급 육상용 APU 연도별 생산대수 | 15 |
| 그림 1.3 | 주요 구성품에 대한 형식분포 | 17 |
| 그림 2.1 | 일체형 Layout | 20 |
| 그림 2.2 | 분리형 Layout | 22 |
| 그림 2.3 | 절충점이 설계점인 경우 작동점 및 부품 성능곡선도 | 23 |
| 그림 2.4 | 천마용 APU가 설계점인 경우 작동점 및 부품 성능곡선도 | 24 |
| 그림 2.5 | 천마와 전차용 APU의 작동점 및 부품 성능곡선도 | 25 |
| 그림 2.6 | 천마체계 APU 운전점 Envelope | 26 |
| 그림 2.7 | 발연기 운전점 Envelope | 27 |
| 그림 2.8 | 지상에서의 APU 성능 곡선도 | 28 |
| 그림 2.9 | 고고도에서의 APU 성능 곡선도 | 28 |
| 그림 2.10 | 시동모터의 토크 특성 | 30 |
| 그림 2.11 | 시동시 운전점 및 정상상태 운전점 | 30 |
| 그림 2.12 | APU 시동시간 | 31 |
| 그림 3.1-1(a) | 1차원 탈 설계점 성능해석결과 - 효율곡선도 | 36 |
| 그림 3.1-1(b) | 1차원 탈 설계점 성능해석결과 - 압축비 곡선도 | 36 |
| 그림 3.1-2 | Meridional View & Dimension | 38 |
| 그림 3.1-3 | Axial View & Dimension | 39 |
| 그림 3.1-4 | AGV Geometry | 40 |
| 그림 3.1-5 | 1차 구성품 시험 결과 | 41 |
| 그림 3.1-6 | 2차 구성품 시험 결과 | 43 |
| 그림 3.1-7 | 재설계 디퓨저의 형상 (Z=39) | 45 |
| 그림 3.1-8 | 재설계 디퓨저를 장착한 압축기의 시험 결과 | 46 |
| 그림 3.1-9 | APU centrifugal impeller with 13 main blades and 13 splitters | 70 |
| 그림 3.1-10 | Tip clearance distributed uniformly from leading edge to trailing edge of impeller blade | 71 |
| 그림 3.1-11 | Computational grid of impeller | 71 |
| 그림 3.1-12 | Circumferentially averaged static to total pressure at impeller exit with tip clearance | 72 |
| 그림 3.1-13 | Circumferentially averaged total to total pressure at impeller exit with tip clearance | 72 |
| 그림 3.1-14 | Circumferentially averaged meridional velocity at impeller exit with tip clearance | 73 |

| | |
|--|----|
| 그림 3.1-15 Circumferentially averaged circumferential velocity at impeller exit with tip clearance | 73 |
| 그림 3.1-16 Velocity triangle at impeller exit | 74 |
| 그림 3.1-17 Circumferentially averaged absolute flow angle at impeller exit with tip clearance | 74 |
| 그림 3.1-18 Circumferentially averaged slip factor at impeller exit with tip clearance | 75 |
| 그림 3.1-19 Circumferentially averaged isentropic efficiency at impeller exit with tip clearance | 75 |
| 그림 3.1-20 Distribution of static to total pressure along impeller flow passage with tip clearance | 76 |
| 그림 3.1-21 Distribution of total to total pressure along impeller flow passage with tip clearance | 76 |
| 그림 3.1-22 Distribution of blade loading along impeller flow passage with tip clearance | 77 |
| 그림 3.1-23 Change of static to total pressure due to tip clearance | 77 |
| 그림 3.1-24 Change of total to total pressure due to tip clearance | 78 |
| 그림 3.1-25 Change of total enthalpy rise due to tip clearance | 78 |
| 그림 3.1-26 Change of isentropic efficiency due to tip clearance | 79 |
| 그림 3.1-27 Decrement of static to total pressure due to tip clearance in comparison of zero tip clearance | 79 |
| 그림 3.1-28 Decrement of total to total pressure due to tip clearance in comparison of zero tip clearance | 80 |
| 그림 3.1-29 Decrement of total enthalpy rise due to tip clearance in comparison of zero tip clearance | 80 |
| 그림 3.1-30 Decrement of isentropic efficiency rise due to tip clearance in comparison of zero tip clearance | 81 |
| 그림 3.1-31 h-s diagram for impeller | 81 |
| 그림 3.1-32 Decrement of performance due to tip clearance | 82 |
| 그림 3.1-33 Schematic diagrams of diffuser type 1 and type 2 | 82 |
| 그림 3.1-34 Computational grid of diffuser type 1 | 83 |
| 그림 3.1-35 Computational grid of diffuser type 2 | 83 |
| 그림 3.1-36 Distributions of streamline near leading edge of diffuser type 1 by varying inlet flow angle (a) 71.50 (b) 72.88 (c) 73.38 (d) 74.48 and (e) 76.00. | 84 |
| 그림 3.1-37 Distributions of streamline near leading edge of diffuser type 1 by varying inlet flow angle (a) 71.50 (b) 72.88 (c) 73.38 (d) 74.48 and (e) 76.00. | 84 |

| | |
|--|----|
| 그림 3.1-38 Distributions of velocity vector of diffuser type 1 near trailing edge at (a) hub (b) mid-span and (c) shroud. | 85 |
| 그림 3.1-39 Distributions of velocity vector of diffuser type 2 near trailing edge at (a) hub (b) mid-span and (c) shroud. | 85 |
| 그림 3.1-40 Distributions of pressure coefficient along the flow path of diffuser type 1. | 85 |
| 그림 3.1-41 Distributions of pressure coefficient along the flow path of diffuser type 2. | 85 |
| 그림 3.1-42 Distributions of loss coefficient along the flow path of diffuser type 1. | 86 |
| 그림 3.1-43 Distributions of loss coefficient along the flow path of diffuser type 2. | 86 |
| 그림 3.1-44 Performance curve of diffuser type 1 and type 2 | 86 |
| 그림 3.1-45 Distributions of pressure coefficient along the flow path of the diffuser type 2 by varying mach number | 86 |
| 그림 3.1-46 Distributions of loss coefficient along the path of type 2 by varying mach number | 87 |
| 그림 3.1-47 Performance curve by varying mach number | 87 |
| 그림 3.1-48 Distributions of pressure coefficient near leading edge at mach number 0.7 hub, mid-span and shroud | 87 |
| 그림 3.1-49 Distributions of pressure coefficient near leading edge at mach number 1.055 hub, mid-span and shroud | 87 |
| 그림 3.1-50 Distributions of pressure coefficient near leading edge at mach number 0.7 hub, mid-span and shroud | 88 |
| 그림 3.1-51 Distributions of mach number near leading edge at mach number 1.055 hub, mid-span and shroud | 88 |
| 그림 3.1-52 Schematic diagram of deswirlor | 88 |
| 그림 3.1-53 Computational grid of deswirlor | 89 |
| 그림 3.1-54 Distributions of Streamlines at hub, mid-span and shroud | 89 |
| 그림 3.1-55 Longitudal distributions of averaged pressure coefficient | 90 |
| 그림 3.1-56 Longitudal distributions of averaged losscoefficient | 90 |
| 그림 3.1-57 Spanwise variation of incidence angle of the flow at the leading edge | 90 |
| 그림 3.1-58 Span-wise variation of deviation angle of the flow at the trailing edge | 90 |
| 그림 3.1-59 Span-wise variation of flow angle along the deswirlor | 91 |
| 그림 3.1-60 Variations of averaged static pressure coefficient with inlet flow angle. | 91 |
| 그림 3.1-61 Variations of section averaged static pressure coefficient with inlet flow angle. | 91 |

| | |
|---|-----|
| 그림 3.1-62 Variations of incidence angle with various inlet flow angle | 91 |
| 그림 3.1-63 Variations of deviation angle with various inlet flow angle. | 92 |
| 그림 3.1-64 Variations of flow angle at the channel exit with various inlet flow angle | 92 |
| 그림 3.2-1 연소기 기본 레이아웃 | 95 |
| 그림 3.2-2 최종 설계된 Single Vortex형 연소기 형상 및 주요 치수 | 96 |
| 그림 3.2-3 Tangential Swirl형 연소기 유동 형태 | 97 |
| 그림 3.2-4 냉각 섹션별 단위 면적당 복사 열전달량 예측 | 99 |
| 그림 3.2-5 연소기 바깥쪽 벽면의 온도 분포 | 100 |
| 그림 3.2-6 Tangential Swirl형 연소기(초기 설계형) | 100 |
| 그림 3.2-7 Tangential Swirl형 연소기 TS1(시험 개발용) | 101 |
| 그림 3.2-8 Tangential Swirl형 연소기 TS2 | 101 |
| 그림 3.2-9 연소기 공력해석 결과 비교(TS-1(上), TS-1A(下)) | 103 |
| 그림 3.2-10 연소기 출구 온도 분포 해석 결과(TS-1(上), TS-1A(下)) | 103 |
| 그림 3.2-11 연료 인젝터 압력 대비 유량 특성 | 104 |
| 그림 3.2-12 연료 인젝터의 개략도 및 부품도 | 105 |
| 그림 3.2-13 연료 인젝터 분무 시험 결과 비교 | 105 |
| 그림 3.3-1 The Procedures of Radial-inflow Turbine Design | 111 |
| 그림 3.3-2 Configuration of D.P. 815 Turbine | 112 |
| 그림 3.3-3 Performance Prediction Map of APU 815 | 113 |
| 그림 3.4-1 임펠러와 터빈디스크의 온도분포 | 116 |
| 그림 3.4-2 Diffuser와 Turbine vane 온도분포 | 117 |
| 그림 3.4-3 압축기/터빈에서의 축하중 분포 | 118 |
| 그림 3.4-4 HSG 냉각유로 및 온도해석 결과 | 120 |
| 그림 3.4-5 Bleed Port 형상 | 123 |
| 그림 3.4-6 편심인 경우의 유량분포 | 124 |
| 그림 3.4-7 동심인 경우의 유동분포 | 124 |
| 그림 3.5-1 블로어의 반경방향 응력분포 | 128 |
| 그림 3.5-2 블로어의 단면방향 응력분포 | 129 |
| 그림 3.5-3 압축기의 반경방향 응력분포 | 129 |
| 그림 3.5-4 압축기의 단면방향 응력분포 | 129 |
| 그림 3.5-5 터빈의 반경방향 응력분포 | 130 |
| 그림 3.5-6 터빈의 단면방향 응력분포 | 130 |
| 그림 3.5-7 Coffin-Manson curve | 132 |
| 그림 3.5-8 압축기 Von-Mises strain | 133 |
| 그림 3.5-9 터빈 Von-Mises strain | 133 |
| 그림 3.5-10 진동해석 모델 | 135 |
| 그림 3.5-11 압축기 CAMPBELL DIAGRAM | 135 |
| 그림 3.5-12 터빈 CAMPBELL DIAGRAM | 136 |
| 그림 3.5-13 CREEP 수명 취약 부위 | 137 |

| | |
|---|-----|
| 그림 3.5-14 터빈 응력 분포 | 138 |
| 그림 3.5-15 베인의 온도 분포 | 140 |
| 그림 3.5-16 베인의 변형률 분포 | 140 |
| 그림 3.5-17 APU 회전체의 Layout과 주요 구성품 | 142 |
| 그림 3.5-18 1차 강체 모우드 : 6356 rpm | 142 |
| 그림 3.5-19 2차 강체 모우드 : 8775 rpm | 143 |
| 그림 3.5-20 1차 굽힘 모우드 : 78,690 rpm (31.2%) | 143 |
| 그림 3.5-21 HSG에서의 불균형 응답 | 145 |
| 그림 3.5-22 압축기에서의 불균형 응답 | 145 |
| 그림 3.5-23 Brg.1에서의 동하중 | 146 |
| 그림 3.5-24 Brg.2에서의 동하중 | 147 |
| 그림 3.5-25 APU 회전체의 최종 설계안 | 148 |
| 그림 3.5-26 Main Rotor의 강체 모우드 | 149 |
| 그림 3.5-27 HSG의 1차 강체 모우드 | 150 |
| 그림 3.5-28 HSG의 2차 강체 모우드 | 150 |
| 그림 3.5-29 Main Rotor와 Quill Shaft의 연성모우드 | 151 |
| 그림 3.5-30 Main Rotor 굽힘모우드 | 151 |
| 그림 3.5-31 Spline 부에서의 불균형응답 | 153 |
| 그림 3.5-32 압축기에서의 불균형응답 | 153 |
| 그림 3.5-33 Main Rotor 볼베어링에서의 동하중 | 154 |
| 그림 3.5-34 Main Rotor 롤러베어링에서의 동하중 | 154 |
| 그림 3.5-35 HSG 회전체 시험 리그 | 155 |
| 그림 3.5-36 Main Rotor와 HSG 회전체 시험 리그 | 155 |
| 그림 3.6-1 Schematic of the 100 kW prototype APU rotor. | 158 |
| 그림 3.6-2 Shaft element and its generalized displacements. | 158 |
| 그림 3.6-3 Schematic of the mock-up APU rotor for model verification. | 160 |
| 그림 3.6-4 An equivalent finite element model of the prototype APU rotor. | 161 |
| 그림 3.6-5 1st critical mode of the APU rotor for the dual shaft model. | 162 |
| 그림 3.6-6 2nd critical mode of the APU rotor for the dual shaft model. | 162 |
| 그림 3.6-7 4th critical mode (outer-shaft-mode) of the APU rotor for the dual shaft model. | 162 |
| 그림 3.6-8 3rd critical mode (inner-shaft-mode) of the APU rotor for the dual shaft model. | 162 |
| 그림 3.6-9 5th critical mode (inner-shaft-mode) of the APU rotor for the dual shaft model. | 164 |
| 그림 3.6-10 Unbalance response at the outer shaft of the APU rotor for the full speed range for the dual shaft model. | 164 |
| 그림 3.6-11 Unbalance response at the 1st rigid-mode critical speed of the APU rotor for the dual shaft model. | 164 |

| | |
|---|-----|
| 그림 3.6-12 Unbalance response at the 2nd rigid-mode critical speed of the APU rotor for the dual shaft model. | 164 |
| 그림 3.6-13 Unbalance response at the 3rd inner shaft critical speed of the APU rotor for the dual shaft model. | 165 |
| 그림 3.6-14 Close-up view of the unbalance response at the 3rd inner shaft critical speed of the APU rotor for the dual shaft model. | 165 |
| 그림 3.6-15 Unbalance response at the rated speed of 60,000 rpm of the APU rotor for the dual shaft model. | 165 |
| 그림 3.6-16 Close-up view of the unbalance response at the 3rd inner shaft critical speed of the APU rotor for the dual shaft model and axial force considered. | 165 |
| 그림 3.6-17 (a) Layout of the APU rotor system. (b) FE model of the APU rotor system. | 168 |
| 그림 3.6-18 Campbell diagram of the entire APU rotor-bearing system with the pivot spline connection model. | 172 |
| 그림 3.6-19 Critical mode shapes of the entire APU rotor-bearing system with the pivot spline connection model. (a) 1st critical mode, (b) 2nd critical mode, (c) 3rd critical mode, (d) 4th critical mode | 173 |
| 그림 3.6-20 Critical speed change rates for 10% bearing stiffness increases. | 175 |
| 그림 3.6-21 Critical speed change rates for 10% shaft element length increases. (a) 1st critical speed change rate, (b) 2nd critical speed change rate (c) 3rd critical speed change rate, (d) 4th critical speed change rate | 175 |
| 그림 4.1 Air Foil Bearing | 177 |
| 그림 4.2 Test Rig | 179 |
| 그림 4.3 Dynamic Imitator | 179 |
| 그림 4.4 에어베어링을 적용한 HSG 로터시험의 진동 | 182 |
| 그림 4.5 60,000 RPM에서의 에어베어링의 온도 | 183 |
| 그림 4.6 60,000 RPM까지의 급 가속시험 결과 | 184 |
| 그림 4.7 Proposed Generator Configuration | 186 |
| 그림 4.8 Stator 사진 | 187 |
| 그림 4.9 발전기 설계 방안 | 188 |
| 그림 4.10 발전기의 유한요소 해석모델 | 189 |
| 그림 4.11 발전기 공기 냉각방식 | 190 |
| 그림 4.12 발전기 유한 열설계 모델 | 190 |
| 그림 4.13 공기 냉각 해석 | 192 |
| 그림 4.14 Rotor 유한 요소 모델 | 193 |
| 그림 4.15 System Block Diagram | 194 |
| 그림 4.16 시스템 상세 세부회로 | 195 |

| | |
|---|-----|
| 그림 4.17 AC/DC/AC Converter | 196 |
| 그림 4.18 Boost Converter | 200 |
| 그림 4.19 Buck Converter | 205 |
| 그림 4.20 기어박스 구동 연료 시스템 구성도 | 211 |
| 그림 4.21 모터 구동 회전수를 이용한 연료 시스템 구성도 | 211 |
| 그림 4.22 모터 구동 서보밸브를 이용한 연료 시스템 구성도 | 212 |
| 그림 4.23 APU 시험리그용 유탄시스템 개략도 | 222 |
| 그림 4.24 ECU Block Diagram | 225 |
| 그림 4.25 Flow chart A | 233 |
| 그림 4.26 Flow chart B | 234 |
| | |
| 그림 5.1-1 Schematic diagram of a test facility | 239 |
| 그림 5.1-2 APU compressor test facility | 239 |
| 그림 5.1-3 NR-15R 터보차저 | 240 |
| 그림 5.1-4 압축기 성능시험기 시험부 | 243 |
| 그림 5.1-5 공기공급장치 | 245 |
| 그림 5.1-6 전기히터 | 246 |
| 그림 5.1-7 압축기 성능 시험부 단면 | 248 |
| 그림 5.1-8 압축기 성능 시험부 | 249 |
| 그림 5.1-9 자료획득 및 제어 시스템 | 251 |
| 그림 5.1-10 데이터 획득 화면 | 251 |
| 그림 5.1-11 노즐형 유량계 장착부 | 253 |
| 그림 5.1-12 유량비교측정결과 | 253 |
| 그림 5.1-13 채널 디퓨저 (diffuser A) | 255 |
| 그림 5.1-14 시험 임펠러 | 255 |
| 그림 5.1-15 단전체 전압력비 성능곡선 - 1차 시험결과 (Diffuser A) | 256 |
| 그림 5.1-16 단전체 전효율 성능곡선 - 1차 시험결과 (Diffuser A) | 257 |
| 그림 5.1-17 단전체 전압력비 성능곡선 - 2차 시험결과 (Diffuser A-1) | 258 |
| 그림 5.1-18 단전체 전효율 성능곡선 - 2차 시험결과 (Diffuser A-1) | 258 |
| 그림 5.1-19 재설계 디퓨저 (Diffuser B) | 259 |
| 그림 5.1-20 단전체 전압력비 성능곡선 - 3차 시험결과 (Diffuser B) | 260 |
| 그림 5.1-21 단전체 전효율 성능곡선 - 3차 시험결과 (Diffuser B) | 260 |
| 그림 5.1-22 Overall pressure ratio due to tip clearance | 265 |
| 그림 5.1-23 Pressure ratio as a function of tip clearance ratio | 265 |
| 그림 5.1-24 Overall efficiency due to tip clearance | 266 |
| 그림 5.1-25 Overall efficiency as a function of tip clearance ratio | 266 |
| 그림 5.1-26 Impeller pressure ratio due to tip clearance | 267 |
| 그림 5.1-27 Impeller efficiency due to tip clearance (N=97%) | 268 |
| 그림 5.1-28 Variation of impeller work input factor (N=97%) | 269 |
| 그림 5.1-29 Work input factor as a function of tip clearance ratio | 269 |

| | |
|---|-----|
| 그림 5.1-30 Variation of diffuser recovery factor (N=97%) | 270 |
| 그림 5.1-31 Diffuser recovery factor as a function of tip clearance ratio | 270 |
| 그림 5.2-1 연소기 성능 시험기 개략도 | 273 |
| 그림 5.2-2 연소기 성능시험설비 사진 | 274 |
| 그림 5.2-3 배기가스 냉각시스템 | 275 |
| 그림 5.2-4 연료 공급 시스템 개략도 | 276 |
| 그림 5.2-5 연료 공급 장치 | 277 |
| 그림 5.2-6 주 제어 시스템 화면 | 278 |
| 그림 5.2-7 배기가스 측정 시스템 | 278 |
| 그림 5.2-8 APU 연소 성능시험 Test Rig. | 279 |
| 그림 5.2-9 연소성능시험기에 장착된 test rig | 280 |
| 그림 5.2-10 Duct 1, Duct 2와 Rotating Device | 281 |
| 그림 5.2-11 Bullet nose | 281 |
| 그림 5.2-12 연소기 test rig : Duct 3 | 282 |
| 그림 5.2-13 회전장치 개략도 | 282 |
| 그림 5.2-14 지지부와 조립된 회전부 | 283 |
| 그림 5.2-15 회전장치의 모터 연결부 | 283 |
| 그림 5.2-16 온도/압력센서가 장착된 회전부 | 284 |
| 그림 5.2-17 연소기 케이스 | 285 |
| 그림 5.2-18 Single vortex 형 연소기 라이너 | 286 |
| 그림 5.2-19 Tangential swirl 형 연소기 라이너 (TS1) | 286 |
| 그림 5.2-20 회전부 상부 열전대 및 압력센서 배치도 | 291 |
| 그림 5.2-21 회전부 열전대 설치도 | 291 |
| 그림 5.2-22 회전부 압력 센서 설치도 | 292 |
| 그림 5.2-23 Yaw angle 계수와 Yaw angle 관계 | 293 |
| 그림 5.2-24 Pitch angle 계수와 Pitch angle 관계 | 293 |
| 그림 5.2-25 회전각도, 연료 인젝터 및 스파크 플러그 위치 | 294 |
| 그림 5.2-26 점화 시점의 연료압력, 연소실 온도 및 연소실 입구 압력 | 297 |
| 그림 5.2-27 점화 위치 및 깊이에 따른 점화성능 | 297 |
| 그림 5.2-28 선회형 연소기의 점화 Loop 곡선 | 298 |
| 그림 5.2-29 무부하조건에서의 연소기 출구 온도 분포 | 300 |
| 그림 5.2-30 TS1 연소기 출구 온도 분포 (설계점 조건) | 302 |
| 그림 5.2-31 연소성능시험 후 라이너 표면, 열전대 및 thermal paint | 305 |
| 그림 5.2-32 연소기 thermal paint와 열전대 시험 결과 | 306 |
| 그림 5.2-33 (a) TS1의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도 | 307 |
| 그림 5.2-33 (b) TS1A의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도 | 308 |
| 그림 5.2-33 (c) TS1B의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도 | 308 |
| 그림 5.2-33 (d) TS1D의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도 | 308 |
| 그림 5.2-34 TS1A의 연소기 출구온도분포 | 310 |

| | |
|--|-----|
| 그림 5.2-35 TS1B의 연소기 출구온도분포(설계점조건) | 311 |
| 그림 5.2-36 TS1D의 연소기 출구온도분포(설계점조건) | 311 |
| 그림 5.2-37 연료 인젝터 air shroud 공기 유입구 | 312 |
| 그림 5.2-38 출구온도분포 : Air shroud 공기 유입구 6개 (상온점화) | 312 |
| 그림 5.2-39 출구온도분포 : Air shroud 공기 유입구 1개 (상온점화) | 313 |
| | |
| 그림 6.1 Impeller | 316 |
| 그림 6.2 Radial Diffuser | 316 |
| 그림 6.3 Axial Guide Vane | 318 |
| 그림 6.4 Shroud | 318 |
| 그림 6.5 Rear Bearing Housing | 319 |
| 그림 6.6 Squirrel Cage | 319 |
| 그림 6.7 Oil Supply | 320 |
| 그림 6.8 Damper Ring | 320 |
| 그림 6.9 Carbon Seal | 320 |
| 그림 6.10 Compressor Performance Test Rig | 321 |
| 그림 6.11 Combustor Liner | 324 |
| 그림 6.12 Combustor Outer Case | 324 |
| 그림 6.13 Combustor Inner Case | 325 |
| 그림 6.14 Deflector | 325 |
| 그림 6.15 Fuel Injector | 326 |
| 그림 6.16 Manifold | 326 |
| 그림 6.17 Combustor Test Rig | 327 |
| 그림 6.18 Turbine Wheel | 330 |
| 그림 6.19 Turbine Nozzle | 330 |
| 그림 6.20 HSG Core Rotor | 332 |
| 그림 6.21 HSG Core Stator | 332 |
| 그림 6.22 Air Foil Bearing | 333 |
| 그림 6.23 Blower | 333 |
| 그림 6.24 Bearing Housing & Blower Shroud | 335 |
| 그림 6.25 HSG Performance Test Rig | 335 |
| 그림 6.26 Mount Case | 337 |
| 그림 6.27 Oil Supplier | 337 |
| 그림 6.28 MPS Adapter | 337 |
| 그림 6.29 Quill Shaft | 338 |
| 그림 6.30 HSG Rotor Ass'y | 339 |
| 그림 6.31 Engine Core Rotor Ass'y | 341 |
| 그림 6.32 Engine Rotor Ass'y | 341 |
| 그림 6.33 HSG Cooling & Rotor Test Rig | 343 |
| 그림 6.34 Engine Core Rotor Test Rig | 344 |

| | |
|--|-----|
| 그림 6.35 Engine Rotor Test Rig | 344 |
| 그림 6.36 APU Engine Layout | 345 |
| 그림 7.1 17-4PH 크리프파단 강도곡선(출처 : ASMH CODE 1501 P19 FIG. 3.052) ... | 371 |
| 그림 7.2 정밀주조 공법의 주요공정 | 374 |
| 그림 7.3 전시용 APU에 조립된 터빈 휠의 RP MOCK-UP | 375 |
| 그림 7.4 APU 터빈 휠의 금형 | 376 |
| 그림 7.5 APU 터빈 휠의 1차 시제작에 나타난 COLD SHUT 결함 | 376 |
| 그림 7.6 APU 터빈 휠의 1차 시제작에 나타난 MISRUN 결함 | 376 |
| 그림 7.7 APU 터빈 휠의 2차 시제작품 | 378 |
| 그림 7.8 Macrostructure of as-cast IN713LC | 386 |
| 그림 7.9 Optical micrograph of as-cast IN713LC | 387 |
| 그림 7.10 Scanning electron micrograph of as-cast IN713LC | 387 |
| 그림 7.11 Optical micrographs showing the microstructural variation of IN713LC with heat treatment | 388 |
| 그림 7.12 SEM micrographs illustrating the microstructural variation of IN713LC with heat treatment | 388 |
| 그림 7.13 Tensile properties of KIMM-cast IN713LC | 389 |
| 그림 7.14 Variations of tensile properties with casting condition | 390 |
| 그림 7.15 Log(tr) vs. applied stress showing creep-rupture properties | 391 |
| 그림 7.16 Larson-Miller curve of KIMM-cast IN713LC | 391 |
| 그림 7.17 Total strain range vs. number of cycles to failure plot of KIMM-cast IN713LC at 550°C | 395 |
| 그림 7.18 Total strain range vs. number of cycles to failure plot of | 395 |
| 그림 7.19 Total strain range vs. number of cycles to failure plot of Centaur-cast IN713LC | 396 |
| 그림 7.20 Inelastic strain range vs. number of cycles to failure plot of Centaur-cast IN713LC | 396 |
| 그림 7.21 Macrostructure of as-cast Mar-M247 (KLW cast) | 398 |
| 그림 7.22 Optical micrograph of as-cast Mar-M247 (KLW cast) | 398 |
| 그림 7.23 Tensile properties of as-cast Mar-M247 (KLW cast) (a) YS and UTS, (b) elongation and R/A | 399 |
| 그림 7.24 Typical stress-plastic strain curve | 400 |
| 그림 7.25 Strain control LCF properties of as-cast Mar-M247 (KLW cast) | 401 |
| 그림 8.1 시운전실 Layout | 403 |

제 1 장 서론

제 1 절 연구 개발 개요

1.1 연구 개발의 필요성

가. 기술적 측면

보조동력장치(APU:Auxiliary Power Unit)란 주동력원(Engine)의 보조동력원으로서 주엔진의 연료를 사용하여 시스템이 요구하는 각종 보조동력을 공급하는 장치를 말하며 그 형태는 왕복엔진에 비해 크기/무게/진동/수명/사용연료/운영고도 등에서 월등한 장점을 지닌 완전한 가스터빈 형식을 택하고 있다. 이러한 보조동력장치는 군수, 민수 및 산업용 등으로 그 활용분야가 매우 다양하여 항공기의 경우 공중 및 지상에서의 주엔진 시동, 유압동력, 전기력 및 환경제어시스템(ECS)에 필요한 공압을 제공하게되며, 군용케도 차량을 비롯한 각종 지상장비의 경우 보조전력 및 여압용 압축공기공급용으로, 그 밖의 민수/산업용으로는 대형 건물의 전력발전용, 낙도, 건설현장 등에서의 비상발전 등에 사용되고 있는 등 그 용도가 증가되고 있는 추세이다.

1960년 초반부터 출현하기 시작한 보조동력장치(Auxiliary Power Unit)는 현재에 이르면서 소형화, 경량화, 저연료소모율, 고비출력, 저획득/운영비용, 고신뢰성, 저정비성, 고고도 운용능력 등이 요구되어왔다. 따라서 이러한 고성능/고신뢰성 보조동력장치를 개발하기 위해서는 주요 구성품인 압축기/연소기/터빈 설계 기술, 구성품 조화기술, 보기 및 엔진 제어기술, 구조/진동기술, 소재기술, 부품제작 및 조립기술, 구성품 및 조립체에 대한 시험평가 기술, 각종 환경규제에 대응하기 위한 소음 및 매연 관련 기술 등 첨단 기술이 요구된다. 그러나 이러한 보조동력장치(APU) 개발기술은 선진국의 핵심기술 노출방지, 기술통제 및 부품공급과 같은 군수지원문제 등 여러 가지 제한으로 인해 기존 기술 이전형태로는 확보하기 어려운 실정이다. 따라서 용도가 다양하고 부가가치가 높은 보조동력장치 개발기술을 국내공동개발형태로 확보함으로써 향후 예상되는 항공/지상무기, 지상장비 및 기타 민수용 개발시 활용 가능할 것으로 판단되며 확보된 기술을 응용 발전하여 항공기용 가스터빈 엔진 및 산업용 가스터빈 엔진 등의 유사 가스터빈 엔진 개발에 활용할 수 있을 것으로 예측된다.

또한 각 소요기술은 기술이전을 꺼리는 핵심기술분야로 국내 개발하게 될 경

우 설계, 해석, 제작, 소재 측정 등 각종 정밀기계산업분야에 미치는 파급효과가 매우 큰 기술이다. 따라서 금번의 공동연구개발사업을 통하여 APU 개발 과제 목표를 달성함은 물론이고 관련된 소요기술을 확보함으로써 서방의 선진업체에 대한 기술경쟁력을 확보하고, 주단조 능력개발 및 소재국산화 기반을 조성, 정밀기계설계/개발 분야로의 시너지 효과를 극대화할 수 있다.

나. 사회적/경제적 측면

보조동력장치는 가스터빈 엔진의 일종으로 고부가가치의 기술집약형 산업으로서 그 효율성이 크며 산업구조의 고도화를 달성하고 국가경쟁력을 높이는데 꼭 필요한 핵심기술이다. 또한 보조동력장치는 항공산업의 현주소를 보다 차원 높게 할 수 있을 것이다. 그 예로 현 항공산업의 위치를 언급한 외지에 따르면 현재 한국은 세계 12위의 경제 규모를 갖고 있지만 항공산업은 GDP의 0.2%, 제조산업 인력의 0.1%를 차지하는 소규모로서 자동차, 전자, 조선 등 주력산업들과는 대조적으로 항공산업에서만 연간 20억달러의 무역 적자를 기록하고 있다(Air Transport World, '96.4월). 따라서 항공산업에 대한 지속적인 경제규모 확대가 요구되고 있다.

가스터빈 엔진 기술은 소형 발전설비, 항공기, 선박, 지상무기체계 등에 사용되는 등 그 활용도는 다양하고, 점점 까다로워지고 있는 환경규제 등 각종 규제에 민감하게 대처할 수 있는 차세대 기술로서 앞으로도 개선되어야 할 사항이 많은 분야이다.

민수/군수분야 구분 없이 APU의 시장규모는 세계적으로 향후 10년 동안 연간 1,600대 이상 수요가 예측되며, 국내시장의 수요도 90년대 후반부터 중형항공기, 고등훈련기 등 국내 개발항공기의 육상기동장비인 탱크와 장갑차의 보조동력장치, 발전기, 발전기 등으로 그 수요가 급증할 것으로 판단되므로 자체 개발에 따른 잠재적인 국내 수요를 충족할 수 있을 뿐만 아니라, 향후 국제시장의 진출 계기를 마련하기 위한 중요한 과제이다.

개발하고자 하는 보조동력장치는 환경친화적이고 효율적인 관계로 개발기술로 일상생활 즉 발전 설비와 냉장고, 에어컨 등 직접 생활관련 제품에 개발효과 전수가 가능하여 보다 안락하고 신선한 생활환경에 보탬이 될 수 있으리라 판단한다.

다. 군사적 측면

보조동력장치는 국가방위력 및 국제사회 영향력 증대를 위해 전략적으로 지원, 육성되어야 하는 가스터빈 엔진으로 기술집약형 산업임과 동시에 21세기 국가간 치열한 기술전쟁에서 생존하고 무기금수조치에 대응하는 자구책으로서 그 효용성이 크며 군수시장의 국산화율 증대 및 차후 독자적인 무기 체계 개발의 기초로서 꼭 필요한 핵심기술이다.

1.2 국내외 동향

- 지금까지의 연구개발 실적

최근까지 국내에서는 가스터빈 엔진 개발을 위한 핵심부품 개발에 관련된 일련의 연구들이 지속적으로 수행되어 왔으며 최근에는 공기반 과제로 삼성항공 주관하에 항공우주연구소, 서울대가 참여한 1.2MW급 산업 발전용 가스터빈 시제기 개발이 이루어졌다. 이 과제를 통하여 실제 엔진개발에 사용할 수 있는 핵심부품 성능시험기가 개발되어 항공우주연구소에 설치/운용되고 있으며 부품 및 시스템 설계능력이 어느 정도 정립된 상태이다.

특히, 항공우주연구소는 항공기 환경제어시스템(ECS)의 시제개발을 비롯한 주요 부품의 설계 및 성능시험기, 터빈 성능시험기 및 고속회전체 파괴 능력 시험기술 같은 가스터빈 엔진 개발에 필수적인 터보기계류 성능시험기를 이용한 설계검증 및 성능평가 기술을 구축하고 있다.

한편, 삼성항공(주)은 1.2MW급 산업용 가스터빈 엔진 시제 개발을 성공적으로 수행하였으며 이 과제를 통하여 부품 설계/제작기술과 시스템 구성기술이 정립되었다고 판단된다. 서울대를 비롯한 학계에서는 그간 소규모이나 터보기계류 설계기법과 성능평가 기법 개발을 위한 연구들이 꾸준히 진행되어 왔으며 엔진 개발을 위한 활용도가 높은 기술들이 정착되어 가고 있는 실정이다. 현재까지 국내에서 APU 개발 경험이 전무한 실정이나 이상에서 언급된 기술들을 효과적으로 접목시켜 나아가면 일부 핵심 기술을 제외한 대부분의 개발 관련 기술들은 국내에서 자체적으로 획득이 가능하리라 판단된다.

- 현 기술상태의 취약성(문제점)

▶ 디젤엔진에 비해 상대적으로 획득 비용이 비싸다.

그러나, 디젤엔진의 경우에 축출력과 전기출력에 대해서는 가스터어빈 엔진과 동등한 출력특성을 갖지만 공압출력을 얻는데는 매우 비효과적일 뿐만아니라 출력/중량비가 작아 항공기용 보조동력장치로는 적용이 곤란하다. 따라서, 보조동력장치는 가스터어빈 엔진이 적합하며 핵심부품인 압축기, 연소기, 터어빈, 엔진제어기 등을 국내 개발하고 상품화 및 양산과제를 연계하여 고려할 때 설계변경등을 최소화하고 공용 부품을 확대할 수 있으므로 보다 저렴한 비용으로 비상용 발전설비, 항공기 엔진 시동장비(GPU), 지상 궤도차량 등에 적합한 보조동력장치를 개발하고 국내수요를 충족시킬 수 있을 것으로 전망된다.

▶ 가스터빈 엔진 형식의 보조동력장치는 열효율이 상대적으로 떨어진다.

일반적으로 디젤엔진과 가솔린엔진 등과 같은 왕복형 내연기관의 열효율은 25 ~ 35% 수준이지만 가스터어빈 형식의 보조동력장치는 15 ~ 20% 수준에 불과한 실정이다. 그러나, 가스터어빈 엔진은 Power Density(출력/중량)가 크고 운용성능면에서 월등히 우수한 특성을 갖고 있으며, 고효율의 압축기와 터어빈을 설계 적용하고 최적 엔진제어를 실현할 경우 열효율 개선효과를 얻을 수 있다. 또한 지상용 APU의 경우에는 열교환기를 부착할 수 있으며 이때 열효율 30% 이상을 얻을 수 있으므로 디젤엔진의 열효율과 대등한 수준이 된다.

▶ 보조동력장치의 유지 보수를 위한 정비성 증대가 필요하다.

일반적으로 가스터어빈 엔진은 부품수가 많고 정비시에 전용공구 및 설비를 요구하지만, 본 과제의 APU는 원심형 압축기와 반류형 터어빈 형식을 채용해 주조 및 단조로 제작되는 일체형 구성품을 갖게 된다. 따라서 부품수를 줄여 구조를 단순화 함으로써 정비성을 향상시킬 수 있다. 보기시스템의 경우에는 Line Replaceable Unit(LRU) 개념을 적용해 단순화함으로써 정비성 향상을 도모하게 된다. 또한 실시간 엔진상태점검 및 고장진단장치를 활용하면 기존의 주기 정비 개념에서 상시 상태점검 개념의 정비를 수행할 수 있게 된다.

- 앞으로의 전망

소형 발전설비, 항공기, 선박, 지상무기체계 등에 사용되는 등 그 활용도는 다양하고, 점점 까다로워지고 있는 환경규제 등, 각종 규제에 민감하게 대처할 수

있는 차세대 기술로서 앞으로도 개선되어야 할 사항이 많은 분야이다. 민수/군수분야 구분 없이 APU의 시장규모는 세계적으로 향후 10년 동안 연간 1,600대 이상 수요가 예측되며, 여기에 지상정비용과 발전용 APU 수요를 고려하면 연간 총 3,000대 이상이 될 것으로 판단된다. 한편, 국내시장의 수요도 90년대 후반부터 중형항공기, 고등훈련기 등 국내 개발항공기와 육상기동장비인 탱크와 장갑차의 보조동력장치, 발전기, 발전기 등으로 그 수요가 급증할 것으로 예상되어 시장성이 있을 것으로 판단되므로 국내 독자개발과 일부 부족기술에 대해서는 해외전문업체 또는 전문가의 기술자문을 통하여 최적화된 고성능 보조동력 시제품을 개발하고자 한다. 이를 위해 특히 압축기와 터빈의 운영효율과 안정성을 고려할 예정이고, 엔진제어기와 진단장치를 종합한 디지털 엔진제어기로 엔진상태를 실시간 확보하여 이를 최적 자동제어개념에 도입할 예정이다.

다. 국외 기술현황

- 지금까지의 연구개발 실적

최근 38년동안 보조동력장치의 기술은 혁신적으로 발전하여 왔다. 초기 APU는 엔진시동과 객실 환경제어용으로 그 사용용도가 제한되었을 뿐만 아니라, 대부분의 APU 형태는 통합형 블리이드 방식으로 압축기에서 연소를 위한 공기와 블리이드공기(추기)를 동시에 공급하는 형태로 1960년대의 APU의 주류를 이루었다. 이러한 통합형 블리이드 APU는 같은 동력을 얻기 위하여 더 많은 연료를 소모하였고, 환경제어장치(ECS)가 받아들일 수 있는 압력과 온도를 위해 압축기의 압력비가 제한을 받게되어 1960년대 후반에는 별도의 블리이드 공기를 제공할 수 있는 동력압축기 형태의 분리형 블리이드 APU가 개발되었다. APU의 작동범위는 지상으로 한정되어 왔지만, 1980년대 들어와서 쌍발전투기의 공중재시동에 대한 요구도가 증대되어 비행범위 내에서 주 엔진을 시동하고 비행중 전기동력을 발생하기 위한 APU의 고고도 운영이 요구되어왔으며 이를 위해 다음과 같은 분야의 개발이 이루어졌다.

- 오일펌프 입구

- 엔진재시동 신뢰성 향상을 위한 점화계통

- 다중연료를 사용하기 위한 점화/제어계통

- 고도도에서 연소안정 및 최적 연료/공기 혼합비제어, 가속성능보장을 위한 연료계량계통

- 고도에 따라 변화하는 시동연료 요구량 조절을 위한 제어기 로직

- 오일소모량을 최소화하기 위한 오일/공기 분리기와 샤프트 밀봉, 기어박스 계통 설계
- LRU(Line Replaceable Unit)를 최소화하면서 그룹화
- 실시간 엔진진단장치
- 전자식 통합형 엔진제어기
- 세라믹 터빈
- 연소기 냉각기법
- 전산유체해석과 최적화 기법을 활용한 압축기 공력설계

1960년대초 군용항공기의 지상지원장비로서 항공기 주엔진의 시동과 지상장비 점검을 위한 전기동력을 공급하기 위하여 작은 가스터빈 엔진 즉 보조동력장치(APU)를 사용하였다. 이후, 가스터빈 엔진 즉 개발하고자 하는 동력장치는 전체 항공기의 시동과 지상 동력발생을 위한 장비의 1/2을 차지할 정도로 급격히 신장하였다. 그 이유로는 기존의 디젤장비에 비해 상대적으로 작은 체적, 큰 비동력, 높은 신뢰성, 여러 종류의 연료 사용이 가능한 장점 때문이다. 이러한 장점으로 장갑차, 탱크의 보조동력장치, 사격통제장치와 이동용 미사일 발사장치의 동력발생원, 전술/전략무기지원장비 등 다양하게 사용되어 왔다. 그렇지만 대부분이 항공기의 보조동력장치로 사용되어져 조종실 또는 객실의 환경제어를 위한 고압의 공기를 발생하거나, 전력/유압을 발생하는 동력원으로서 그 역할을 하여 왔다. 대부분의 항공용 보조동력장치는 항공기 엔진의 시동과 엔진시동전 각 계통 점검과 기능확인을 위한 전력/유압을 발생하지만, 비행중 비상용 전력/유압동력원으로 사용이 가능하여야 한다. 이를 위해 작동고도가 30,000ft까지 높아지고 있다.

민수 항공기용 보조동력장치로서 가장 중요시되는 부분은 높은 신뢰성과 작은 연료소모율과 순주기비용이 요구될 뿐만 아니라 정비성도 향상되어야 한다. 군수용 보조동력장치는 높은 신뢰성, 고성능, 높은 적응력을 확보하여야 한다. 특히 작동환경이 화생방용으로 사용하기 위해서는 고온/저온, 매우 적은 습도, 모래 등을 포함한 이물질의 흡입에도 강인하여야 한다.

- 연구개발 또는 사업화 단계

보조동력장치는 선진국에서는 개발 완료하였으며 세계적으로 항공기용 APU의 판매 시장은 Allied Signal Garrett(미국), Sunstarnd사(미국), Microturb사(프

랑스)와 같은 3개회사에서 총 시장규모의 약 87%를 차지하고 있다.

라. 기술도입 가능성

국내기술도입생산은 K-77 보조동력장치 기술용역사업으로 그 사업 효용성을 일차적으로 확인한 바 있다. 원천제작사로부터 일부 구성품의 설계기술자료를 확보하여 해외기술진의 지도아래 국내 생산/조립/시험 시제품을 개발한 사업으로 일부 부품의 제작/조립에만 한정된 부분적인 사업으로 향후 차세대에서의 기술 우위 확보측면에서는 큰 기술향상 효과는 없었다. 따라서 요구도 설정 및 시장 분석에서부터 설계/제작/시험평가까지 일체의 기술을 자체적으로 개발하여 그 성능을 확인하는 본 제안사업은 앞에서도 언급한 바와 같이 가스터빈 엔진 산업의 특성상 막대한 기술과급 효과뿐만 아니라 경제적 이득이 있을 것으로 판단된다.

현재, 기술도입 생산하는 K-77용 APU의 국내 판매단가는 9.5천만원이며 순 판매가(N.S.P)의 5.5%를 경상기술료로 지불하고 있다. APU를 국내 연구개발하는 경우에 개발비로 100억원이 소요되고 생산비와 부대비용을 합한 판매 예상단가를 8.0천만원이라고 가정했을 때 다음과 같이 국내개발에 대한 경제성 분석을 할 수 있다.

▶ 경제성 분석

보조동력장치(APU)를 획득하는데 있어서 기술도입생산, 국제공동개발, 국내연구개발의 경우에 대해서 다음과 같은 예로 분석할 수 있다.

표 1.1 획득방법에 따른 보조동력장치 경제성 분석

| APU 모델 | 출 력 | 개발형태 | 총개발비 | 초기면허료 | 경상기술료 | 판매단가 | 비 고 |
|-------------------|-------|--------|---------|-------|--------|---------|----------|
| AS GTCP36 (K-77용) | 130kW | 기술도입생산 | | 3억원 | 2백만원 | 95백만원 | |
| AS STCP30 | 80kW | 공동개조개발 | | 27억원 | 9백만원 | | |
| WI WTS117 (발전기) | 90kW | 공동시제개발 | | 90억원 | 매출액 3% | | |
| 제안과제 APU | 80kW급 | 국내독자개발 | (100억원) | - | - | (90백만원) | 1000대 생산 |

- 900원/1US\$

- 초기면허료(Initial License Fee) : 기술도입생산 및 공동개발시에 일시불 지불하는 기술료

- 경상기술료(Running Royalty) : (총판매단가 - 원제작사 자재비 및 부대비용) × 기술료비율

· 양산 예상 판매단가 (연국개발품의 생산비는 가정치임)

- 기술도입생산 : (원제작사구입품가격)+(국산화생산비, 부대비용)+(기술료)
= 0.95억원/1대
- 국내연구개발 : (양산 생산비, 부대비용)+(개발비/생산대수)=(0.80억원)+(100억원/N)

표 1.2 APU 생산대수에 따른 경제성 분석

금액단위 : 억원

| 구 분 | 개발비 | 200대 | 400대 | 600대 | 800대 | 1000대 | 비 고 |
|---------|-----|------|------|------|------|-------|----------|
| 기술도입생산 | 3 | 190 | 380 | 570 | 760 | 950 | K-77 APU |
| 국내연구개발 | 100 | 260 | 420 | 580 | 740 | 900 | |
| 예상 판매단가 | | 1.30 | 1.05 | 0.97 | 0.93 | 0.90 | |

국내 연구개발 APU를 800대 이상 생산 판매하면 개발비를 회수할 수 있음은 물론 기술도입으로 생산하는 K-77용 APU보다 저렴한 가격으로 판매가 가능하며, 수입대체 효과를 통한 국가 경쟁력확보를 도모할 수 있다.

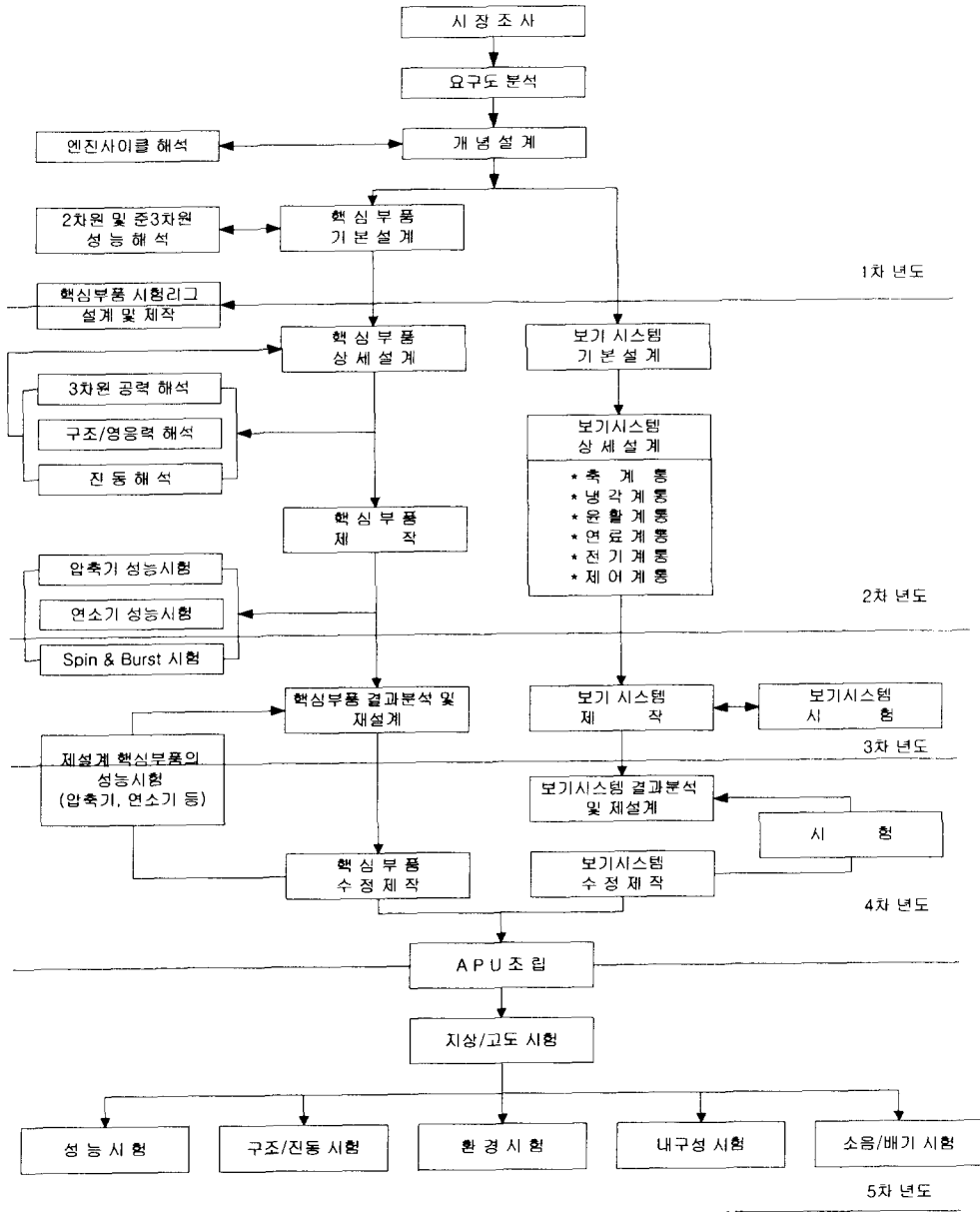
1.3 추진 방향 및 체계

본 연구과제는 한국항공우주연구소(이하 항우연)을 주관기관으로 하여 한국기계연구소(이하 기계연)과 삼성테크윈(주)으로 구성된 공동연구기관과 위탁기관인 서울대로 구성된 협동연구체제에 의해 수행되었다. 주관기관인 항우연은 개발대상 보조동력장치의 목표사양 결정과 핵심 요소부품에 대한 설계검증 및 성능시험을 수행한 한편, 시스템 구성에 대한 최종적인 검증을 수행하였다. 공동연구기관인 삼성테크윈(주)는 요소부품의 상세설계/제작, 보기계통 설계/제작 및 시제품 조립을 담당하였으며 기계연은 축계통 동특성 해석을 통한 설계검증 및 터빈 소재의 열응력 해석을 포함한 내구성 검증을 수행하였다. 그리고 위탁기관인 서울대는 보조동력장치의 압축기 상세설계를 수치적으로 검증하는 연구분야를 담당하였다.

효율적 연구추진을 위해서 우선 국내에 축적된 가스터빈 엔진관련 기술들을 분야별로 체계화시켜 선진기술과 대등한 기술분야를 선정하고 이를 이용한 요소부품에 대한 국내 독자개발을 시도하였으며 고속발전기, 에어포일 베어링과 같은 국내 개발 경험이 미미한 분야는 선진기술을 도입하여 위탁제작하는 방법을 채

택하였다. 표 1.3은 연구개발 추진체계를 나타내고 있다.

표 1.3 연구추진 체계도



주관기관을 비롯한 참여기관별 상세 추진방법을 정리하면 다음과 같다.

1) 한국항공우주연구소

| 핵심기술분야 | 연구활동 | 세부연구내용 |
|-------------|---------------------------------|---|
| 군수시장 조사/분석 | · 개발이후 소요 예상되는 잠재적인 군수 시장 조사 | · 국내 활용중인 보조동력장치 조사 · 향후 예상되는 수요조사 |
| 요구사항 분석/결정 | · 각 부품별 설계 요구조건 확정 | · 시스템 layout · 기술 추이분석 |
| 개념설계/기본설계 | · 보조동력장치 개념/기본 설계 | · 설계조건/변수분석 · 기본 공력 설계 · 탈설계 성능해석 · 설계 타당성 평가 |
| 시험/평가 기준설립 | · 시험/평가 기준의 작성 · 시험 평가 계획 작성 | · 시험항목 결정 · 시험방법 및 내용 검토 |
| 핵심부품성능 시험평가 | · 핵심부품 성능 시험/평가 | · 압축기 성능시험 · 연소기 성능시험 · 시험 결과 분석 및 trouble-shooting |

- 전문가 확보, 타 기관과의 협조 방법

효율적인 기술협의를 통해 각 참여기관별 연구활동을 유기적으로 조정하여 각 연구성과를 극대화하고 각 분야의 전문기술을 최대한 활용한다. 그리고 필요하다면 동구권(특히 러시아)의 기술협력을 유치하여 개발 노하우 및 제품입증을 위한 기술을 습득할 수 있도록 한다.

2) 삼성테크윈

| 핵심기술분야 | 연구활동 | 세부연구내용 |
|----------------------|--|--|
| High Speed Generator | - 전문업체 및 전문가 Sourcing - 설계 및 제작 - 시험 평가 | - 설계 기술 습득 - 제작 기술 습득(전문업체 Sourcing) - 자화된 로터의 발란싱 기술 확보 - Stator/Rotor Cooling 기술 확보 - 구성품 시험 리그 구성 및 평가 |
| Power Control Unit | - 전문업체 및 전문가 Sourcing - 설계 및 제작 - 시험 평가 | - 사양 선정 기술(제품가 고려) - 설계 기술 습득 - Cooling 기술 확보 - 전압 변환 기술 확보 - 대전류/고주파 스위칭 기술 확보 - 구성품 시험 평가 |
| Air Foil Bearing | - AFB 설계/제작 - 시험평가 | - 약 14kg의 Overhung 로터지지 기술 확보 - AFB Cooling 기술 확보 |
| SuperCritical Rotor | - SuperCritical Rotor 설계 - Balancing - 시험 평가 | - SuperCritical 로터 설계 - 베어링 뎀퍼 설계 - 단품/로터 Ass'y 발란싱 - 시험 개발 |
| 연료/제어 시스템 | - APU 운용 개념 분석 - 연료/제어 로직 개발 | - Application별로 APU 운용 개념 정의 - 제품가를 고려한 시스템 방식 선정 - 주요 구성품 Sourcing |
| 압축기 리그 시험 | - 압축기 성능 Map 분석 | - 압축기 성능 Map 작성 - 주요 운영점에서의 효율 확보 - 주요 운영점에서의 Surge Margin 확보 |
| 연소기 리그 시험 | - 연소기 개발 | - Cooling Hole 설계 - 점화 성능 확보 - Profile/Pattern Factor 개선 |
| APU 시험 | - 100마력급 APU Core 개발 | - 구조 안정성 확보 - APU 성능 확보(Test Cell) : SL 조건에서 성능 확보 - 제어 시스템 조정 시험 - 내구성 시험 수행 : Reduced AMT : APU DP에서 10시간 운전 |

- 전문가 확보, 타 기관과의 협조 방법 등

3) 한국기계연구원

| 핵심기술분야 | 연구활동 | 세부연구내용 |
|---------------------|---|--|
| APU의 로터다이나믹 설계기술 개발 | <ul style="list-style-type: none"> - 유한요소 로터다이나믹 정식화 - Single/dual shaft 모델링 기법개발 - Mock-up 로터를 이용한 모델링 기법검증 | <ul style="list-style-type: none"> - 종합 표준 Flow 개발 - 실험용 Mock-up APU 로터의 해석 및 검증 - 시제품 APU 로터의 종합 상세 로터다이나믹 설계해석 <ul style="list-style-type: none"> · 정적 설계해석 · Undamped & Damped Mode, 위험속도 해석 · Stability 해석 평가 · Unbalance Response 해석 - APU의 로터다이나믹 상세설계 보완완료 |
| 재료특성 평가 분야 | <ul style="list-style-type: none"> - 상온, 고온 인장 시험 - 크리프-파단 시험 - 변형 저주기 피로 시험 | <ul style="list-style-type: none"> - 시험 규격을 만족하는 시험 - Larson-Miller plot에 의한 응력-파단 수명예측 - Ω method 또는 θ projection법에 의한 creep curve 예측 시도 - Coffin-Manson plot에 의한 피로 수명 예측 - 크리프-피로 상호작용을 고려한 수명예측에 대한 기초데이터 |
| 미세조직 검사 분야 | <ul style="list-style-type: none"> - 열처리 후의 미세조직 검사 - 특성평가 시편의 미세조직 평가 | <ul style="list-style-type: none"> - 구성상(γ', 탄화물 등)의 양, 크기, 분포, 모양 등 조사 - 특성평가 시편의 균열생성점 등의 조사를 통한 재료 손상 원인 규명 |

• 외국대학(Texas A&M, Univ. of Virginia, Virginia Polytechnic Institute) 및 관련기관 (MTI, RBTS, Romax) 전문가와의 교류 및 각종 기술자료의 분석을 통하여, 로터/베어링시스템의 종합 로터다이나믹 설계 Flow를 개발한다.

• 개발된 설계 Flow에 따라 기본설계/상세설계를 완성하고, 시작품의 시험 및 보완을 수행하여 과제를 완료하고자 한다.

- 전문가 확보, 타 기관과의 협조 방법 등

- 삼성테크윈과의 협의를 통해 최적 열처리 방안 도출 : 2차년도 특성평가결과, 미세조직 연구결과 및 기존 데이터베이스 활용
- 특성평가분야에서 삼성항공과 공동으로 특성을 평가하는 방안 협의

제 2 절 연구 개발 목표

2.1 국내외 시장조사

세계시장조사를 위해 FI (Forecast International)/MDS 자료를 활용하여 제작사별, 제품별 1995-2004년도 생산대수에 대한 데이터베이스를 구축하였다. 데이터 베이스에 포함된 항목은 제작사, 제품, 적용대상, 등가마력, 가격, 연도별 생산대수 등이다. 1994년도부터 10년간의 연도별 APU 총 생산대수 추이를 그림 1.1에 제시하였다. APU의 연간 생산대수는 약 2000대 내외이며 생산대수는 1996년을 기점으로 서서히 감소함을 알 수 있다. 등가마력 100마력-200마력급 육상용 APU의 연도별 생산대수 (1995-2004)를 그림 1.2에 제시하였다. 100마력 이하급 육상용 APU의 생산대수는 1998년을 기점으로 급격히 감소하나, 100-200 마력급 육상용 APU의 생산대수에는 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 이상의 분석 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 100 ~ 200 마력급 APU에 대한 수요가 가장 큼
- 항공용 APU에 대한 수요가 90% 이상이고, 육상용 APU에 대한 수요는 10% 이하임
- 0 ~ 100 마력급 APU에 대한 수요는 향후 약 10년간 급격히 감소하는 반면, 100 - 200 마력급 APU에 대한 수요는 향후 약 10년간 약간 감소하는 추세를 보임
- 따라서, 국내 수요를 고려하여 100 ~ 200 마력급 APU를 개발 대상으로 선정하되, 항공용으로의 확장 가능성을 갖는 것이 세계 시장 수요에 가장 적절히 대처하는 방안이 될 것임

지상용 APU시장의 경우, 천마, 발연기, 차세대 전차를 주요 시장으로 선정하는 것이 타당하며, 추후 비호 체계에도 대체 사용이 가능할 것으로 생각된다. 항공기용 APU시장의 경우, 개발APU가 기존의 민간/군용 항공기의 APU를 당장 대체하기는 어렵지만, 지상용 APU에 적용하여 Core 성능을 입증한 후 항공기용 APU로 확장 적용이 가능하리라 판단된다. 이렇듯, 지상용에서 항공기용으로의 개선을 위해서는 설계시부터 APU Core는 항공기용으로 개발하고, 기타 보기류는 1차적으로 천마체계, 발연기, 그리고 차세대 전차의 APU를 목표로 선정·개

발하여, 이를 바탕으로 100 ~ 200마력급의 항공기용 APU로 확장해 나가는 것이 전체적인 시장전망을 살펴볼 때 타당하리라 생각된다.

THE SMALL ENGINE/APU MARKET

Unit Production 1994 - 2003

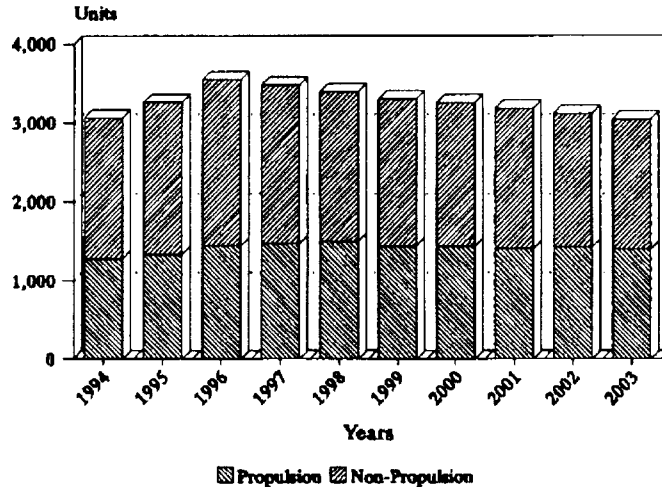


그림 1.1 연도별 APU 생산대수

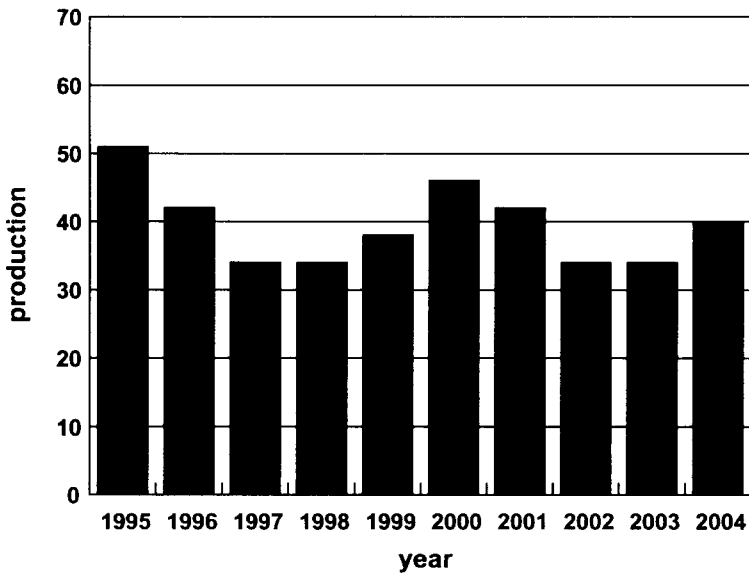


그림 1.2 100~200 마력급 육상용 APU 연도별 생산대수

2.2 요구도 분석 및 목표사양설정

○ 기술사양 분석

보조동력 장치 개발을 위한 기술사양 분석은 현재까지 개발되어 운용되고 있는 유사 동력급 보조동력장치들에 대한 Trade study를 통하여 구성품별 형식 및 사양과 기술난이도를 분석하였으며 이를 바탕으로 국내 기술로 개발 가능한 사양들을 도출하였다. 주요 구성품에 대한 기술사양을 도출하기 위해서 우선 상위 기술사양들을 정의하였으며 이 상위 기술사양들을 토대로 각각의 구성품들에 대한 하위 기술사양들을 결정하였다.

상위 기술사양분석은 세부사양 확정시 필요한 상위 사양으로 활용 하기 위해서 기존에 작성된 Data base 및 DMS 자료를 이용하여 이미 선진국에서 개발된 보조동력 장치들의 개발에 적용된 기술추이를 분석하였으며 이에 자체적으로 조사한 시장조사 결과를 반영하여 다음과 같은 Trade study 항목들을 도출하였다.

- 주요 구성 요소 형식 : 압축기, 연소기, 터빈
- 사용목적 : 육상용, 항공용
- 베어링 형식 : 윤활식, 공냉식
- 발전기 형식 : 기아식, 무기아식
- 제어형식 : 아날로그, 디지털

Trade study 수행방법으로는 각각의 항목들에 대한 기술난이도, RM&S, 개발비, 생산단가 등과 같은 평가항목을 선정한 후, 각 평가항목들에 대하여 개발비, 국내 기술수준 및 가공기술 수준, 가공단가 등과 같은 가중치를 설정하여 항목별 평가를 통한 정량적 수치를 도출하였다. Trade study 추진방법은 최소한 2개 기관(항우연, 삼성항공)이 공동수행하므로써 도출된 분석자료에 대한 객관성 및 신뢰도 향상을 도모하였으며 주관기관인 항우연은 이 결과를 종합하여 보조동력 장치 개발을 위한 상위 기술사양들을 최종 선정하였다.

세부 기술사양 분석(하위 기술사양)은 Trade study 결과 선정된 평가항목들에 대한 상세한 기술사양을 정의하는 것으로서 각각의 구성품들에 대한 개발추이분석 및 정량적 분석에 의한 세부 기술사양을 결정하는 단계이다. 1970년대부터 현재까지 개발되어 운용되고 있는 보조동력 장치들에 대한 Trade study 수행 결과 그림 1.3과 같이 100kW급의 소형인 경우, 압축기는 1단 원심형, 연소기는

Annular reverse 형, 터빈은 1단 Radial inflow type으로 구성되어 있는 것으로 조사되었다.

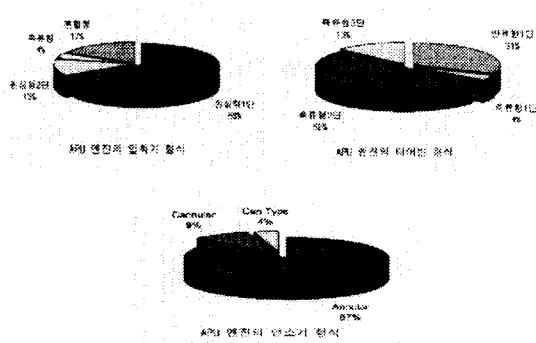


그림 1.3 주요 구성품에 대한 형식분포

위와 같은 요구도 분석결과와 국내 기술수준을 고려하여 다음과 같은 보조동력 장치의 구성품 조합을 도출하였다.

- 압축기 : 1단 원심형 압축기 (1_stage centrifugal compressor)
- 연소기 : Annular Reverse 형
- 터빈 : 1단 반경류형 터빈 (1_stage radial inflow turbine)

구성품들에 대한 상세 기술사양들은 구성품 성능에 직접적으로 영향을 미칠 수 있는 주요 인자로서 터빈 입구온도(TIT), 압축비, 유량, 회전수, 효율 등 이다. 주요 인자들에 대한 평가항목 선정은 기술난이도, RM&S, 개발비, 생산단가 등과 같이 Trade study 단계에서 사용된 방법을 사용하였다. 또한, 평가항목들에 결정적 영향을 미칠 수 있는 Impact 항목을 설정하여 이를 각각의 평가항목에 적용하였다. 예를 들어 터빈입구 온도(TIT)의 경우는 다음과 같다.

- 터빈재료/주조 : 재료/주조별 TIT, TIT 대비 개발비, TIT 대비 생산단가 등
- 터빈냉각 : 냉각방식별 ΔT , ΔT 대비 성능, ΔT 대비 개발비, ΔT 대비 RM&S 등
- Impact 항목들에 대한 복합적 결과 도출
- 정량화 되지 않은 평가자료에 대한 적절한 가중치 적용

○ 용도에 따른 요구도 분석

a. 용도별 규격 비교

표 1.4 APU 사용용도별 규격 비교

| 제품 | 천마 | 비호 | 발연기 | 차세대 전차 |
|----------------|---|-----------------------------|-------------|--------------|
| 출력 | (OREDON IV) | (GTCP 30-103) | | |
| Electric Power | Rated 55 kW Overload 87kW for 5sec. | 75 SHP TBD | 10 kW | 20 kW TBD |
| Bleed air 유량 | Not required | Not required | 0.23 kg/s이상 | 0.13 kg/s |
| 연료 소모율 | Less than 60 l/h | 36.4kg/hr@ 40kW | TBD | TBD |
| MTBF | 800 hr | TBD | TBD | TBD |
| Weight | TBD | 51kg (GT only) | TBD | TBD |
| Install space | 1200L/670H/650W | 597L/457H/533W (GT only) | TBD | TBD |
| 소요시점 | 2000년 | 1998년 | TBD | 2007년 |

b. 용도에 따른 성능특성

현재 개발 APU의 용도로 고려되고 있는 천마와 비호의 경우 전기출력만을 사용하고, 발연기와 차세대 전차의 경우에는 Pneumatic power와 전기출력을 모두 필요로 하고 있다. 이렇듯 성격이 다른 네가지 응용 요구 성능을 모두 만족시키기 위해서는, 각각의 성능조건에 대한 고찰이 우선되어야 하며, 이를 다음에 간략히 나타내었다. 여기서 천마의 성능특성을 만족할 경우, 비호의 요구 성능을 만족시킬 수 있으므로, 천마의 요구 성능만을 고려하도록 한다.

㉠ 천마 : 천마의 운전조건을 살펴보면 Rated power(55 kW)와 Maximum power(87 kW)의 차이가 매우 크기 때문에 엔진의 운전 영역이 매우 넓어지게 되고, 그에 따라 Rated 운전점에서의 최적화가 이루어지기 어려워진다. 하지만 Bleed air의 사용이 없으므로 압축기와 터빈 모두 압력과 효율이 높은 영역에서 작동하게 된다.

㉡ 발연기 : 발연기란 가시광선 및 적외선을 이용한 적의 관측장비로부터 아군의 시설 및 작전을 은폐시키기 위한 장비로서, 필요 출력은 전기출력 약 10 kW, Bleed air 유량은 0.23 kg/s 이상이 필요하며, 적절한 가시광선 차폐를 위해서는 배기가스의 온도가 일정하게 유지되어야 한다. 이때 최적 배기가스 온도는

가시광선 차폐제에 따라 달라지며, 본 고찰에서는 840K를 최적으로 가정하였다.

㉔ 차세대 전차 : 차세대 전차에 필요한 성능을 살펴보면, 냉각능력이 약 200 cfm, 전기 출력이 약 20 kW정도 필요하리라 예상이 되어, Bleed air 0.13 kg/s, 전기출력 40 kW를 목표 성능으로 선정하였다.

㉕ 항공기용 APU : 항공기용 APU의 임무는 크게 두가지로 나눌 수 있다. 첫째는 ECS 시스템과 주엔진 시동을 위한 Bleed Air의 발생이고, 두 번째는 기내의 전력공급이다. 이 두가지 임무는 차세대 전차의 APU와 비슷하지만, 높은 고도에서 작동하는 항공기용 APU의 경우 지상용 APU와 작동 외기조건이 크게 달라지므로 요구되는 규격이 훨씬 엄격하고 많게 된다.

c. 개발 APU의 Specification

앞에서 선정한 운전범위와 운용점을 바탕으로 다음의 표 1.5와 같이 개발 APU의 규격을 결정하였다.

표 1.5 개발 APU 규격

| 항 목 | 항공용 | 지상용 | 비고 |
|---------------|-----------------------------|--------------|---|
| 시동 고도 | 0 ~ 20,000 ft | 0 ~ 8,000 ft | |
| 운전 고도 | 0 ~ 30,000 ft | 0 ~ 8,000 ft | |
| 작동 온도 | -40 ~ 50 °C | 좌동 | 지상 조건 |
| 중 량 | 40 kg 이하 | 40 kg 이하 | 보기시스템 미포함 |
| Size | 650L/450H/390W | 좌동 | 발전기 포함 |
| 수 명 | 3,000 hr (3,000 cycle) | 좌동 | Std. day, 지상 조건 |
| Bleed Air | 0 ~ 0.34 kg/s | 좌동 | |
| 전기출력 | 0 ~ 87 kW | 좌동 | 고도 20,000 ft cold day // hot day (-40 °C) (-0.5 °C) |
| 고고도 Bleed Air | 0.160 kg/s // 0.086 kg/s | 해당사항 없음 | |
| 고고도 전기출력 | 30 kW // 30 kW | | |

제 2 장 시스템 설계 및 해석

제 1 절 기본 형상 설계

1.1 일체형 layout

1차년도에 실시한 Layout에 대한 기존제품의 Benchmarking 결과는 그림 2.1과 같다.

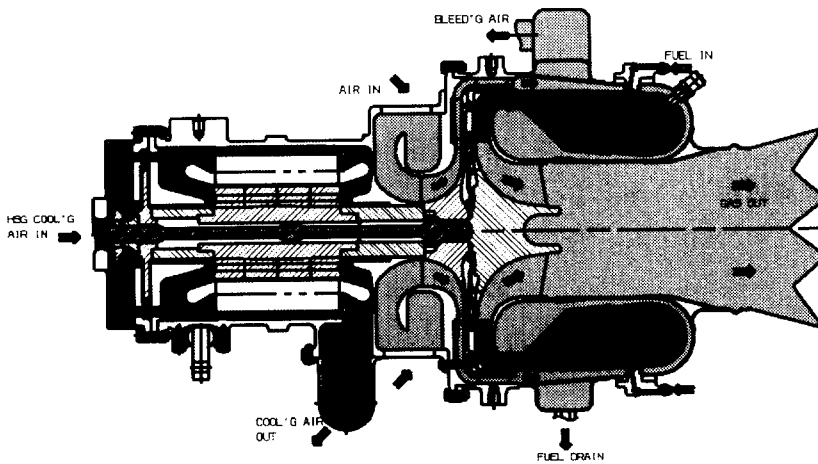


그림 2.1 일체형 Layout

본 과제를 통해 개발하고자 한 APU는 축 출력과 Bleed Air를 동시에 얻을 수 있는 Type IV(Mil-P-8686의 정의에 의거)이다. 이러한 APU의 Layout에서 결정해야 하는 주요 결정 사항은 압축기, 연소기, 터빈의 형태, 축 출력을 얻는 방법 및 베어링의 형태이다. 그림 2.1의 일체형 Layout의 특징은 다음과 같다.

1. 원심형 압축기/터빈은 100kW급의 소형 가스터빈에서는 가장 일반적인 형태이고
2. 역류형 환형 연소기는 Can Type 연소기에 비해 개발이 어렵고 연료 노즐의 갯수가 증가하는 단점은 있으나 제품의 Compact화를 구현할 수 있다.
3. 축 출력을 얻는 방법은 기어 박스를 통해 엔진에서 나오는 고속의 회전수

를 감속한 후 Conventional Generator를 사용하여 전기를 얻는 방법과 본 Layout에서 선정한 것과 같이 엔진과 같은 속도로 회전하는 고속발전기를 채택함으로써 기어 박스를 제거하고 제품의 Compact화를 기할 수 있는 방법이 있다. 본 제품에서는 고속발전기를 채택하였다.

4. 로터와 베어링은 가스터빈부와 고속발전기를 하나의 로터로 구성하고 Air Foil Bearing으로 전체 로터를 지지함으로써 제품내에서 윤활 시스템을 완전히 제거하고 제품의 정비성을 극대화하였다.

일체형 Layout은 상기의 장점이 있는 반면에 상당한 기술적인 Risk를 내포하고 있다. 고속발전기는 국내 기술이 전무하여 러시아 기술을 활용하고 있는 다림 시스템을 활용하여 개발하고 AFB은 러시아에서 기술을 배워 1kg미만의 로터를 지지하여 개발한 경험은 있으나 본 제품과 같이 10kg이상의 Overhung 로터에 AFB을 적용하는 것은 처음 시도하는 것이다.

일체형 Layout의 성공 여부를 결정하는 가장 중요한 부품은 고속발전기와 일체형 로터 설계 및 AFB이다. 이에 1차년도 중반(1998. 4.)부터 다림시스템과 고속발전기 개발 계약을 체결하여 고속발전기 개발에 착수하고 AFB으로 지지된 일체형 로터에 대해서는 같은 시기에 MAI와 함께 개발에 착수하였다. 그러나 AFB/DI 개발은 3차에 걸쳐 Test Rig 및 로터/AFB을 수정하며 시험/개발을 지속하였으나 Rotor Rig를 48,000 RPM 이상 운전하는데 실패하여 일체형 Rotor 개발에 실패하였고 다림시스템을 통해 개발중이던 고속발전기도 1차 시제를 만들었으나 Outer Sleeve가 파손되고 그 해결책을 다림시스템이 제시하지 못함에 따라 1999년 6월 말에 최종 실패로 판정하였다.

2.1 분리형 layout

고속발전기 및 AFB으로 지지된 일체형 로터의 개발에 1차 실패한 후 삼성테크윈 엔진연구소는 보다 신뢰할 수 있는 고속발전기 업체를 찾기 위해 노력하였다. 이런 노력의 결과로 미국의 Calnetix사를 발견하고 고속발전기 개발 사양을 협의하면서 APU Layout을 전반적으로 재검토하였다.

Calnetix사에서 제시한 고속발전기는 다림시스템에서 개발 시도하였던 고속발전기에 비해서 길이대 외경비가 큰 날씬한 것이었다. 이와 같은 고속발전기를 사용하여 일체형 로터를 구성할 경우 로터는 Overhung Type의 Super Critical 로

터가 되어 2.1.1절에서 언급한 일체형 로터(Overhung Type의 Sub Critical 로터)보다 더 기술적으로 어려운 로터가 된다. 이러한 기술적인 어려움을 고려하여 그림 2.2와 같은 분리형 Layout을 설계하게 되었다.

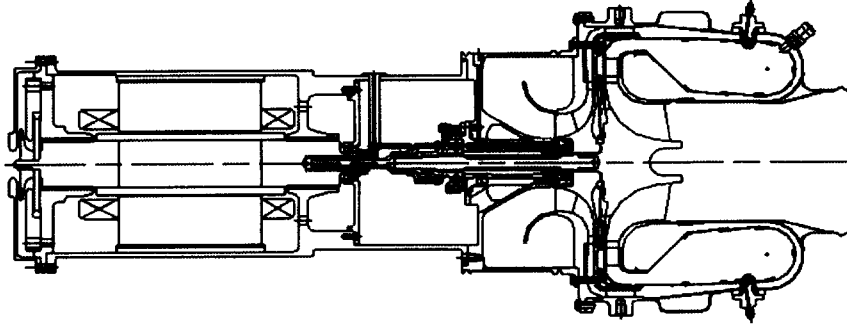


그림 2.2 분리형 Layout

분리형 Layout을 채택하면서 로터 설계/개발에 대한 Risk가 상당히 줄어들었으나 엔진부에 Conventional Bearing을 채택함으로써 윤활시스템이 추가되었다. 그러나 고속발전기가 엔진과 독립되면서 상업용 및 군사용 적용대상에 따라 자유롭게 발전기의 크기를 조정함으로써 제품 가격에 대한 Flexibility를 증가시킨 장점도 있다.

이 분리형 Layout에는 일체형 Layout에서 구현하고자 했던 AFB, 고속발전기 및 Power Control Unit의 요소기술은 다 포함되어 있으나 AFB으로 지지된 일체형 로터는 포함되어 있지 않다. AFB으로 지지된 일체형 로터의 기술 개발은 시험개발 단계에서 리그를 활용하여 추진코자 한다.

제 2 절 엔진성능 해석

2.1 엔진 사이클 해석

2.1.1 설계점 선정

천마와 전차 요구사양의 절충점을 설계점으로 선정한 경우에는 그림 2.3에서 볼 수 있듯이 천마와 전차의 부품효율이 압축기는 76%, 터빈은 83%로 효율저하가 적게 발생하나, 천마의 압축기 서지여유(surge margin)가 약 6% 정도로 매우 작아지는 문제점을 나타낸다. 천마가 설계점인 경우(그림 2.4), 압축기 써지여유는 약 18% 정도로 확보되지만 전차의 작동 성능에 문제가 발생한다. 즉, 전차의 압축기 효율이 약 72%로 저하되고 터빈입구온도가 약 1250° K 로 거의 무냉각 최대온도(1278° K)에 가깝게 상승한다. 전차가 설계점일 경우에는 천마의 작동영역이 써지선을 벗어나게 되어 작동성능을 확보할 수 없다. 따라서, 탈설계점 해석결과 전차를 설계점으로 설정하는 경우는 제외되고, 절충점 또는 천마를 설계점으로 선정하는 것이 가능하다. 절충점을 선택할 경우에는 설계점의 출력을 상향 조정하거나 블리드 유량을 증가시키는 등 천마의 써지여유 문제를 해결할 수 있는 방안을 마련해야 한다. 천마를 설계점으로 선정할 경우에는 전차의 터빈입구온도 상승 문제를 해결하기 위해 전차의 요구 출력을 낮게 설정하거나 블리드 유량을 감소시키는 등의 방법을 적용해야 한다. 1차적으로 천마와 전차의 절충점을 설계점으로 선택하였으며, 이를 기본설계변수로 채택하여 각 부품설계가 이루어진다.

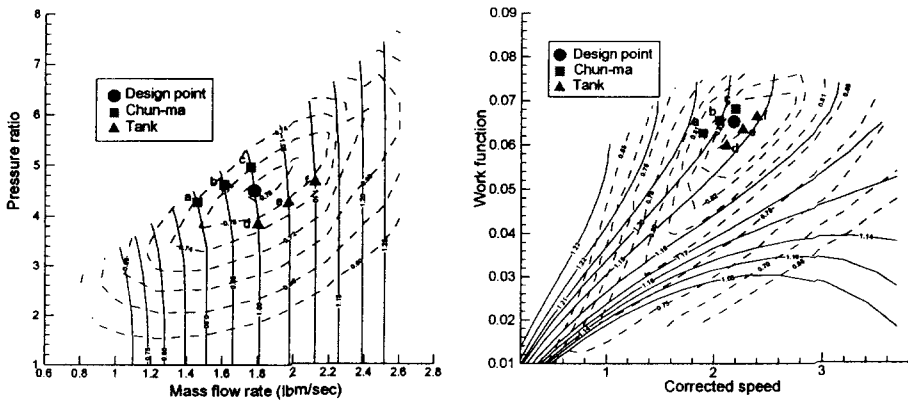


그림 2.3 절충점이 설계점인 경우 작동점 및 부품 성능곡선도

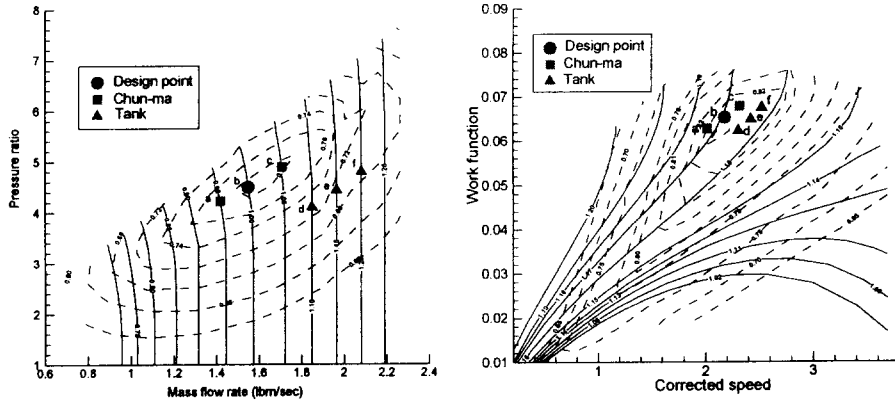


그림 2.4 천마용 APU가 설계점인 경우 작동점 및 부품 성능곡선도

2.1.2 천마 및 전차용 APU의 작동점 성능

천마(max. power)용 APU를 설계점으로 설정하고 탈설계 해석을 수행한 결과 천마(rated power)와 전차의 작동 성능을 표 2.1에서와 같이 얻었다. 천마를 설계점으로 선택할 경우 문제였던 전차의 터빈입구온도는 표 2.1에서 볼 수 있듯이 1206° K 로 무냉각 최대온도에서 6% 정도의 여유를 확보하였다.

표 2.1 천마 및 전차용 APU의 작동점 성능

| | 천마(rated power) | 천마(max. power) | 차세대 전차 |
|------------------|-----------------|----------------|--------|
| 압축비 | 4.494 | 4.604 | 4.138 |
| 압축기유량(kg/s) | 0.97 | 0.93 | 1.03 |
| 압축기효율 | 0.7920 | 0.7918 | 0.7128 |
| 터빈입구온도(° K) | 964 | 1122 | 1206 |
| 터빈효율 | 0.8164 | 0.8316 | 0.8287 |
| 전기출력(kw) | 55.0 | 94.7 | 42 |
| 블리드유량(kg/s) | 0 | 0 | 0.23 |
| 비연료소모율(kg/hr/kw) | 0.817 | 0.615 | 0.667 |
| 시스템효율 | 10.3 | 13.7 | 12.6 |
| 엔진속도(%) | 100 | 100 | 102 |

그림 2.5는 압축기 및 터빈 성능도 상에서의 천마와 전차용 APU의 작동점을 표시한 것이다. 압축기 성능도에서 나타나듯이 천마의 압축기 효율은 약 79.2%로 유지되는 반면, 전차의 경우 71.3%로 효율이 크게 저하된다. 또한 전차의 작

동점은 102% 속도선 상에 위치하므로 전차용으로 활용하고자 할 경우 속도를 2% 높여 주어야 요구성능을 얻을 수 있다.

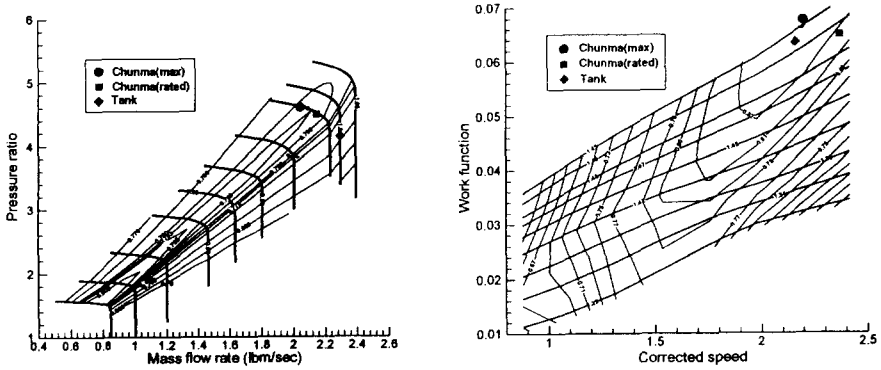


그림 2.5 천마와 전차용 APU의 작동점 및 부품 성능곡선도

2.2 탈설계점 성능해석

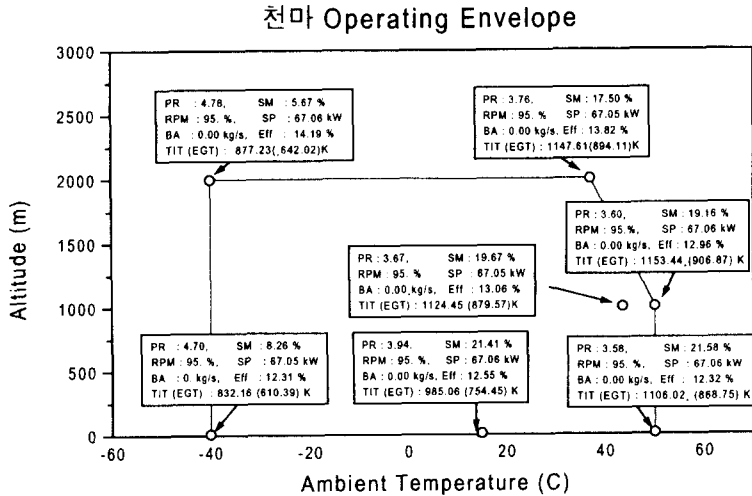
현재까지, 차세대 전차의 성능사양에 대해서는 아직 알려진 바가 없으므로, 탈설계점 성능해석은 수행할 수 없었으며, 천마와 발연기에 대하여는 온도와 고도에 따른 Operating Envelope에 대하여 탈설계점 성능해석을 수행하였다. 그림 2.6, 그림 2.7은 Operating Envelope에서의 개발 APU의 성능을 나타낸 그림이며, 그림 2.8, 그림 2.9는 각각 지상과 고고도에서의 APU성능을 나타낸 그림이다.

2.2.1 온도-고도에 따른 성능해석

a. 천마 온도 고도 조건

온도 : $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$,

고도 : $0 - 2000\text{m}$



여기서 PR : Pressure Ratio, SM : Surge margin

SP : Shaft Power , BA : Bleed air flow

Eff : Thermal Efficiency

그림 2.6 천마체계 APU 운전점 Envelope

그림 2.6에서 살펴보면, 모든 운전점에서 축출력이 67 kW(전기출력 55kW)를 발생시킬 수 있으며, 대기 온도가 낮을 경우에도 5 %이상의 Surge margin을 가지고 있음을 알 수 있다. 본 APU의 경우에는 엔진 출력점이 고정된 RPM에서 작동하기 때문에, 요구 출력에 따라 RPM이 변동하는 APU와 비교할 때, Surge에 대하여 유리하며, 만일 좀 더 많은 Surge margin이 필요할 경우에는, 약간의 Bleeding을 통하여 적절한 Surge margin을 확보할 수 있으므로 크게 문제가 되지 않을 것으로 판단된다.

b. 발연기 온도 고도 조건

발연기의 운용범위는 천마와 동일한 것으로 간주하고, 성능을 계산하였다.

온도 : -40 °C ~ 50 °C,

고도 : 0 ~ 2000 m

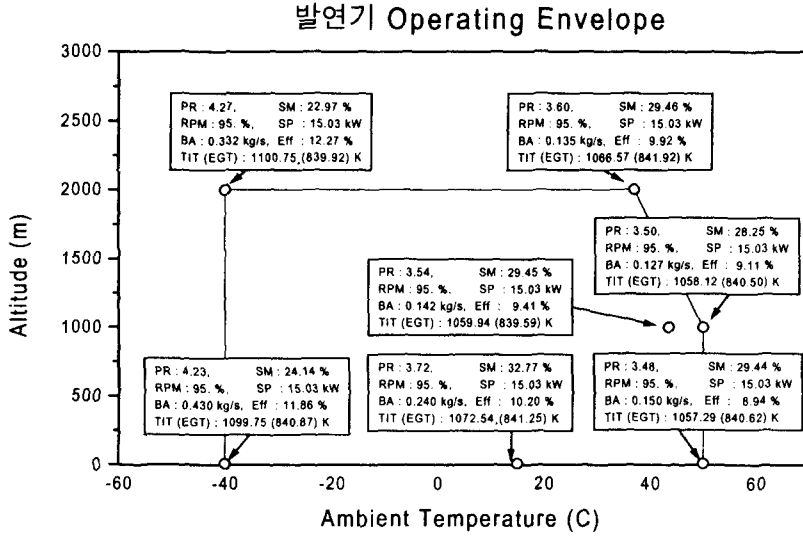


그림 2.7 발연기 운전점 Envelope

그림 2.7에서 나타낸 모든 운전점은 축출력이 15kW(전기출력 10kW)이며, EGT가 가시광선 차폐를 위해 840K 일때의 성능을 나타내는 운전점이다. 이를 살펴보면, 온도가 높을 경우에는 외견상 적외선 차폐에 필요한 Bleed 유량이 부족한 것으로 보이지만, 만일 가시광선 차폐와 동시에 진행되지 않거나 가시광선 차폐시의 적정온도가 현재 고려된 840K보다 높을 경우, EGT를 충분히 높여 엔진의 수명에 무리가 가지 않는 범위에서 Bleed 유량을 늘릴 수 있게 된다. 따라서, 발연기의 경우 적외선 차폐시 필요한 공압출력은 가시광선 차폐제의 최적 작동 온도에 따라 달라지게 되므로, 가시광선 차폐제의 작동온도 조건에 대한 연구가 선행되어야 할 것으로 판단된다.

2.2.2 지상-고고도 성능해석

본 개발 APU는 기본 설계 개념에 있어 항공기용으로도 사용이 가능하도록 설계되고 있으며, 지상에서의 성능과 고고도에서의 성능을 예측하여 그림 2.8과 그림 2.9에 나타내었다. 그림으로부터 알 수 있듯이 거의 모든 영역에서의 운전이 가능하도록 각 구성품들의 설계점을 선정하여 설계하였다. 항공기용 APU의 경우의 운전방식은 전기출력 30kW, ECS 시스템의 운영을 위한 공력 출력을 필요로 하는 것으로 가정하였으며 고도는 10,000 ~ 30,000 ft에서 계산하였다.

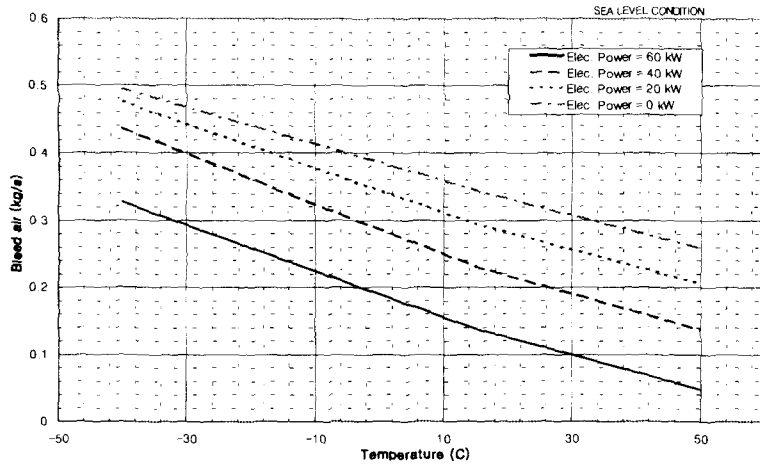


그림 2.8 지상에서의 APU 성능 곡선도

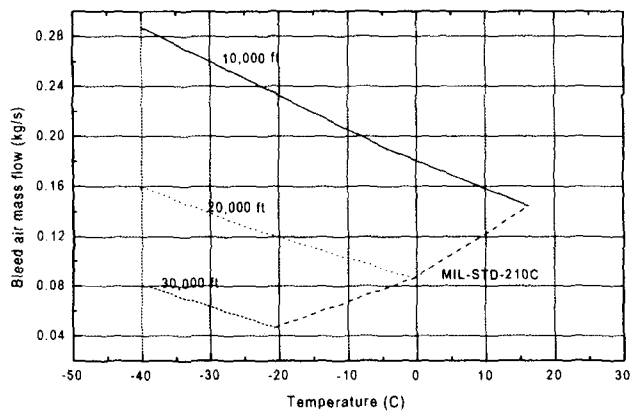


그림 2.9 고고도에서의 APU 성능 곡선도

2.3 APU 시동 스케줄

2.3.1 시동 시간

APU의 성능에 있어서 또 하나의 중요한 인자는 바로 시동시간이다. 특히 비상시동시 사용되는 항공기용 APU의 경우, 시동시간의 단축은 바로 항공기 자체의 안전과 직결되므로, 시동시간에 대한 고찰은 매우 중요하다 할 수 있다.

현재까지의 시동에 대한 연구는 엔진시험을 통하여 이루어졌으며, 사실 정확한 시동스케줄은 시험을 통해서만이 얻어질 수 있다. 하지만, 시동모터에 대한 선정 및 시동시스템의 초기설계를 위해서는 대략적으로나마 시동스케줄에 대한 정의가 필요하며, 특히 시동모터의 초기토크와 소모하는 전력의 예측은, 시동시스템의 선정에 중요한 자료가 될 수 있다. 이에 개발 APU의 시동에 관하여 다음과 같이 고찰하였다.

○ 시동모터

시동모터의 초기토크와 압축기 소모토크는 다음의 그림 2.10과 같이 가정하였다. 여기서, 시동모터의 초기토크 값은 HSG 개발자의 추천값을 사용하였으며, 압축기 소모토크는 외삽법을 이용하여 계산하였다. 만일 시동모터의 초기토크 값이 APU의 시동시간조건을 만족시킬 수 없을 경우, 개발자의 추천값은 사용될 수 없으며, 새로운 요구조건으로 선정되어 개발되어야 할 것이나, 다행히도 추천값을 이용한 계산결과 시동시간이 요구조건(40초이내)에 부합되므로, 그 초기 토크에 대한 가정값을 사용하기로 한다. 하지만, 추후 HSG의 개발이 완료된 다음에는 실제 측정된 값을 이용한 시동시간 산정이 필요하며, 또한 시동의 최적화가 필요하다.

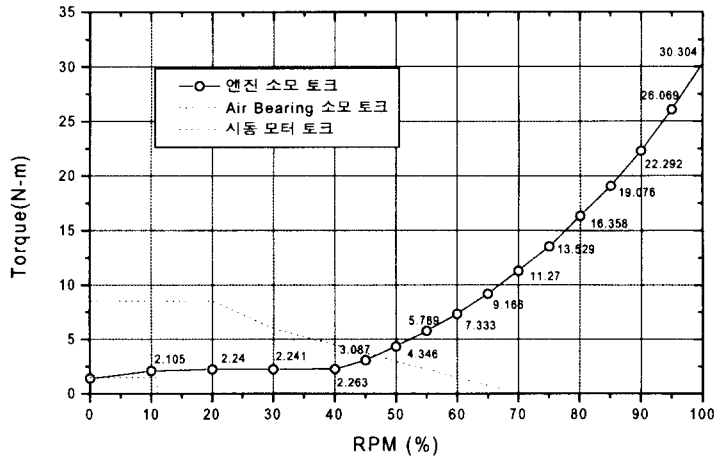


그림 2.10 시동모터의 토크 특성

○ 시동시 운전점

다음의 그림 2.11과 그림 2.12는 시동시의 운전점과 시동시간을 나타낸 그림이다. 시동시 운전점은 항상 Surge Line 안쪽에 위치하도록 하였다. 이때의 시동시간은 30초이며, 시동시 최고 EGT는 900K 이다.

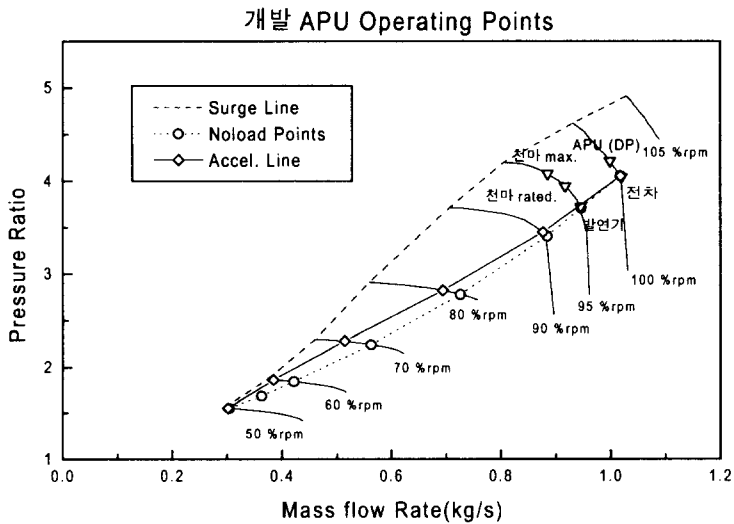


그림 2.11 시동시 운전점 및 정상상태 운전점

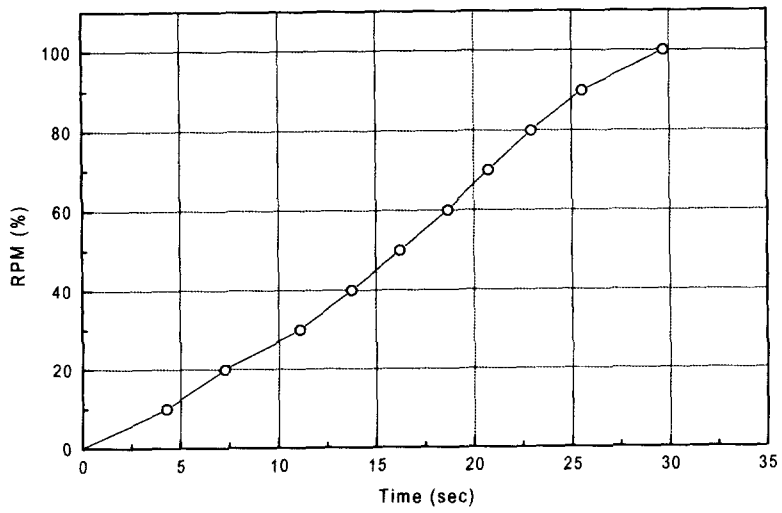


그림 2.12 APU 시동시간

제 3 장 핵심 구성품 설계 및 해석

제 1절 압축기

1.1 압축기 설계 및 개발

1.1.1 설계 요구사항 및 설계제한 조건

본 개발엔진에 장착될 압축기는 원심압축기로서 축류압축기에 비해 제작이 비교적 용이하고 단당 압축비가 크며 유량작동범위가 넓고 또한 구조적으로 안정되고 장수명을 유지할 수 있다.

본 개발엔진 압축기의 경우 Intake, Impeller, Vaned Diffuser 및 AGV로 구성된 단단형이다. 그리고 Vaned Diffuser의 경우 본 개발 압축기는 Wedge Type Diffuser를 채용하였으며 디퓨저 설계과정 기술에 있어서 주로 Wedge Type Diffuser에 초점을 맞추었다.

개발 엔진의 경쟁력 확보를 위해 엔진의 효율도 중요하지만 안정된 작동과 긴 수명 그리고 제조원가를 줄이는 것도 필수적이다. 따라서 현재 개발중인 압축기의 경우 임펠러 및 디퓨저가 주조로 개발될 예정이고 제조 난이도를 줄이기 위해 각 부분의 형상을 단순하게 가져가야 한다는 원칙을 가지고 설계를 수행하였다. 그리고 본 개발엔진의 경우 제작원가 절감 및 유지보수비 절감 등을 위해 임펠러와 터빈로터가 축 베어링 지지부로부터 Cantilever 방식으로 지지되어 있기 때문에 어느때 보다 로터의 안정적 작동이 중요시 되고 있다. 따라서 로터의 임계 회전수 마진(Critical RPM Margin) 확보를 위해 축외경 및 축길이에 제한을 가하게 된다. 이때 축길이 및 축외경 제한은 압축기 형상설계에 직접적인 영향을 미치게 된다. 이러한 형상제한 값들과 개발 압축기 요구사항을 정리하면 아래 표 3.1-1과 같다. 참고로 임펠러 및 디퓨저 블레이드 최소두께는 선진사 주조기술 기준으로 정하였으며 초기 주조가 힘들 경우 후가공등에 의해서 최종 치수를 맞추는 것으로 하였다.

표 3.1-1 개발 압축기 요구사양 및 설계 제한 조건

| 입구 유량 | 입구 온도 | 입구 압력 | 압축비 | 효율 | 서지마진 |
|---|---------|------------|-----|-------|------|
| 0.98kg/s | 288.15K | 98285.25Pa | 4.4 | 77.5% | 10% |
| 설계제한 조건: 1) 임펠러 블레이드 최소 두께 : 0.4 mm (선진사 제조기술 기준) 2) 임펠러 입구 허브 반경 : 28 mm (Air Foil Bearing 사용) 3) 흡입부 축방향 길이 : 45mm (로터 길이제한) 4) 임펠러 축방향 길이 : 40mm (로터 길이제한) 5) 베인 디퓨저 출구 반경 : 139mm (조립성 확보) | | | | | |

1.1.2 1차년도 1차원 설계결과

상기의 설계 제한 조건을 반영한 1차원 설계결과를 정리하면 아래 표 3.1-2와 같으며 이 결과를 토대로 2차원 임펠러 블레이드 형상설계 및 디퓨저 블레이드 형상설계를 수행할 예정이었으나 연소기 입구부 지름 변경 및 기타 변경 사항이 발생하여 재설계가 요구 되었다.

표 3.1-2 1차년도 1차원 설계결과

| 정격 유량 | 압축비 | 효율 | 회전수 | 서지마진 |
|-----------|--------|----------|--------------|----------------|
| 0.98kg/s | 4.487 | 77.5% | 60000rev/min | 8%(요구사양 : 10%) |
| 최대 유량 | 임펠러 효율 | 입구 팁 마하수 | 비속도 | |
| 1.045kg/s | 86.42% | 1.15 | 0.61 | |

1.1.3 2차년도 설계 요구사항 및 설계제한의 변경

1차년도에 진행되었던 압축기의 1차원 설계는 2차년도 전체 엔진의 설계 과정에서 터빈 형상의 축소변경과 더불어 연소기 사이즈가 축소변경되었기 때문에 연소기와 인터페이싱이 되는 압축기 출구 반경이 기존의 168.5에서 150으로 대폭 축소되었다. 이것을 수용하기 위해서 불가피하게 디퓨저의 최대 반경을 줄일 수밖에 없었다. 또한 디퓨저 출구폭 등의 변화로 AGV 입구 유동각이 변함에 따라 AGV의 캠버각 및 개수 등이 함께 변화였다.

1차년도의 설계제한과 비교하여 또 하나의 변경사항은 제작성에 더욱 큰 비중을 두어 임펠러 블레이드 최소 두께와 디퓨저 베인의 최소 두께를 기존 기계가공을 고려한 0.4mm에서 구조제작 가능 최소 두께인 0.8mm와 0.6mm로 각각 변경하였다. 이로인하여 압축기 전체의 효율은 75%, 서지마진은 5%로 감소하게 되었다.

본 APU의 적용 범위가 다양하여 넓은 유량작동 범위가 요구됨에 따라 서지마진을 늘리기 위해서 디퓨저 베인 형상을 약간의 캠버를 가지는 Profile Type으로 하였다. 이렇게 Profile Type으로 할 경우 디퓨저 목면적을 유지하면서 Stagger Angle을 줄일 수 있기 때문에 대체로 작동유량의 범위를 넓힐 수 있다.

이러한 형상제한 값들과 개발 압축기 요구사항을 정리하면 아래 표 3.1-3과 같다. 참고로 임펠러 및 디퓨저 블레이드 최소두께는 제작예정 업체의 구조제작 기술기준으로 정하였으며 필요하면 후가공등에 의해서 최종 치수를 맞추는 것으로 하였다.

표 3.1-3 변경된 개발 압축기 요구사항 및 설계 제한 조건

| 입구 유량 | 입구 온도 | 입구 압력 | 압축비 | 효율 | 서지 마진 |
|-------------------|----------|-----------------------|-----|-----|-------|
| 0.98kg/s | 288.15K | 98285.25Pa | 4.4 | 75% | 5% |
| 설계제한 조건: | | | | | |
| 1) 임펠러 블레이드 최소 두께 | : 0.8 mm | (구조제작 기준) | | | |
| 2) 디퓨저 베인 최소 두께 | : 0.6 mm | (구조제작 기준) | | | |
| 2) 임펠러 입구 허브 반경 | : 28 mm | (Air Foil Bearing 사용) | | | |
| 3) 흡입부 축방향 길이 | : 45mm | (로터 길이제한) | | | |
| 4) 임펠러 축방향 길이 | : 40mm | (로터 길이제한) | | | |
| 5) 베인 디퓨저 출구 반경 | : 130mm | (조립성 확보) | | | |

1.1.4 2차년도 1차원 형상설계 변경 및 설계점 성능해석

1차년도의 설계 형상에 변경 사항이 발생하였으므로 이를 반영하여 1차원 형상설계를 재수행하였으며 그 결과는 아래 표 3.1-4와 같다.

표 3.1-4 2차년도 1차원 주요 형상 및 설계점 성능

| | |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| 흡입부 및 전체 성능 | |
| 흡입부 입구 온도 : 288.15K | 설계점 유량 : 0.98kg/s |
| 흡입부 입구 압력 : 101325.0Pa | 설계점 압력비 : 4.487 |
| 흡입부 압력 손실 : 3% | 설계점 효율 : 75% |
| 설계점 회전수 : 60000 rev/min | 설계점 서지마진 : 5% |
| 임펠러 입구 | |
| 임펠러 입구 온도 : 288.15K | 임펠러 입구 팁 직경 : 108mm |
| 임펠러 입구 압력 : 98285.15Pa | 임펠러 입구 허브 직경 : 56mm |
| 임펠러 입구 팁 상대 마하수 : 1.21 | 임펠러 입구 팁 블레이드 각 : 30° |
| 임펠러 입구 팁 절대 속도 : 204.25m/s | 임펠러 입구 허브 블레이드 각 : 40° |
| 임펠러 입구 허브 절대 속도 : 112.07m/s | 임펠러 입구 목 면적 : 0.003494mm ² |
| 임펠러 출구 | |
| 임펠러 출구 온도 : 486.4K | 임펠러 출구 직경 : 164mm |
| 임펠러 출구 압력 : 506070.24Pa | 임펠러 출구 폭 : 6.4mm |
| 임펠러 출구 마하수 : 1.055 | 임펠러 출구 블레이드 각 : 65° |
| 임펠러 출구 유동각 : 24° | 임펠러 블레이드 개수 : 26개(Splitter 13개) |
| 임펠러 출구 유동 이탈각 : -12.3° | 임펠러 출구 팁 간극 : 0.2mm |
| 임펠러 효율 : 86.46% | 임펠러 길이 : 40mm |
| 블레이드 디퓨저 입구 | |
| 디퓨저 입구 온도 : 486.4K | 디퓨저 입구 블레이드 설치각 : 18.0° |
| 디퓨저 입구 압력 : 482383.52Pa | 디퓨저 채널 벌림각(Axial View) : 8.3° |
| 디퓨저 입구 마하수 : 0.855 | 디퓨저 채널 벌림각(Meridional View) : 2.3° |
| 디퓨저 입구 유동각 : 20.0° | 디퓨저 블레이드 개수 : 21개 |
| 디퓨저 입구 직경 : 180mm | 디퓨저 목 면적 : 0.001330m ² |
| 블레이드 디퓨저 출구 | |
| 디퓨저 출구 온도 : 486.4K | 디퓨저 출구 블레이드 각 : 45° |
| 디퓨저 출구 압력 : 453192.83Pa | 디퓨저 입출구 면적비 : 2.12 |
| 디퓨저 출구 마하수 : 0.2 | 디퓨저 채널 벌림각 : 8.3° |
| 디퓨저 출구 유동각 : 40° | 디퓨저 L/W : 5.46 |
| 디퓨저 출구 직경 : 260mm | |
| 압축기 출구(AGV 출구) | |
| 압축기 출구 온도 : 486.4K | 압축기 출구 직경 : 292.5mm |
| 압축기 출구 압력 : 441005.47Pa | 압축기 출구 폭 : 6.5mm |
| 압축기 출구 마하수 : 0.12 | 압축기 출구 면적 : 0.005973mm ² |
| 압축기 출구 유동각 : 90° | |

1.1.5 2차년도 1차원 탈 설계점 성능해석

1차원 설계에서 얻어진 각종 형상값들 및 손실계수들을 바탕으로 탈 설계점 해석을 수행하였다. 탈 설계점 해석에서는 저 회전수 및 고 회전수에서 압축기의 성능변화값들을 예측하고 압축기의 안정 작동 범위를 예측하게 된다. 탈 설계점 성능해석 결과는 아래 그림 3.1-1(a),(b)에 도시하였다.

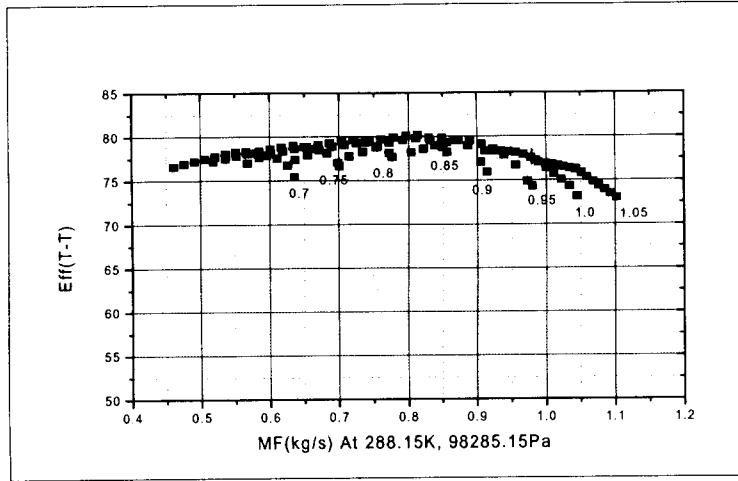


그림 3.1-1(a) 1차원 탈 설계점 성능해석결과 - 효율곡선도

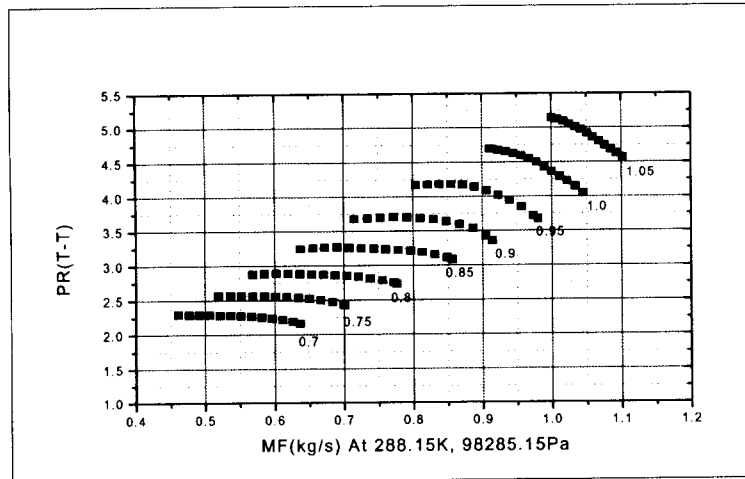


그림 3.1-1(b) 1차원 탈 설계점 성능해석결과 - 압축비 곡선도

1.1.6 2차년도 압축기 2차원 설계결과

(1) 임펠러 2차원 설계 및 유동해석

임펠러 블레이드 Profile설계는 많은 반복과정을 거쳐 최적화 되어 나간다. 우선 고려해야 할 것은 일반적으로 임펠러 유로 형상 및 블레이드 형상은 Ns값에 따라 그 특징이 정해 진다는 것이다. 본 개발 압축기의 경우 Ns값이 0.65정도로서 당사가 확보하고 있는 같은 천음속 압축기들에 비해 상당히 낮은 영역에 있다. 즉 압축비에 비해 RPM이 상대적으로 낮게 잡혀져 있다고 볼 수 있다. 이러한 경우에 대해서는 확보된 Prototype이 없기 때문에 우선 Ns값이 큰 임펠러 형상을 초기모델로하여 2차원 유동해석 및 3차원 유동해석을 병행하며 유로 및 블레이드 형상을 최적화 시켜 나갔다. 이렇게 하여 최종적으로 얻어진 형상설계 결과는 그림 3.1-2와 같다.

임펠러 블레이드 설계시 주요체크항목은 기하학적 인자들을 잘 조화시켜 최종적으로 임펠러 채널 내에서 안정되고 손실이 적은 유동분포를 얻어내는 것이다. 2차원 유동해석이란 Streamline Curvature Method에 의한 2D Kinematics Analysis이며 여기서 얻어진 유동장은 일반적으로 다음과 같은 계수값들로 변환되어 체크된다.

- ① Hub_to_Shroud Loading Coefficient
- ② Blade_to_Blade Loading Coefficient
- ③ Mach No. Distribution
- ④ Static Pressure Distribution

위 항목 ①, ②의 경우 일반적으로 Peak Value가 0.7 ~ 1.0 이하가 되도록 한다. 본 개발 압축기의 경우 3차원 유동해석결과를 반영해 H_S Loading은 0.9이하 B_B Loading은 Hub에서 0.6이하, Shroud에서 0.3이하로 유지하였다. ③, ④항은 수치적으로 제한되는 값은 없고 다만 그 분포가 급격한 변곡점 없이 임펠러 입구에서 출구까지 부드럽게 변해 가느냐를 보게 된다. 비슷한 사양의 Well Designed Prototype이 있을 경우 서로 비교를 통해 적정여부를 판단하는 것도 좋은 방법이다. 본 개발 압축기의 경우 정압력 분포를 Hub면과 Shroud면에서 서로 일치하도록 하였다. 이것은 당사가 보유한 Prototype Impeller의 유동해석결과를 따른 것이다.

(2) 디퓨저, AGV 설계

본 개발 압축기에서 채용하고 있는 디퓨저는 Profiled Wedge Type Diffuser

로서 1차원 설계 S/W에 내장된 Diffuser Map에 의하여 1차원 성능계산을 수행한 다음 형상설계는 임펠러와 같이 CCAD를 사용하여 수행하였다. 공력설계결과를 정리하면 다음 표 3.1-5와 같고 형상은 아래 그림 3.1-3에 나타내었다.

표 3.1-5 디퓨저 설계 결과

| 설계변수 | 설계값 |
|---------------------------|---------------------|
| Throat Mach No. | 0.80 |
| Throat Blockage | 0.11 |
| Throat Area | 1330mm ² |
| Aspect Ratio | 0.68 |
| Vane Number | 21개 |
| Area Ratio | 2.12 |
| L/W | 5.46 |
| Channel Angle(tangential) | 8.3도 |
| Channel Angle(Axial) | 2.3도 |

표 3.1-6 AGV 설계결과

| 설계변수 | 설계값 |
|--------------------|---------|
| Inlet Blade Angle | 40도 |
| Outlet Blade Angle | 103도 |
| Camber Angle | 63도 |
| Aspect Ratio | 0.34 |
| Solidity | 1.65 |
| Chord Length | 31.67mm |
| Axial Length | 30mm |
| Blade Number | 48개 |
| Airfoil Type | DCA |

AGV의 경우 축류압축기 설계기법을 도입하여 설계하였으며 설계조건으로 입구유동조건 및 출구에서 최종 유동각을 90°로 주어 No Swirl Velocity로 하였다. 역시 공력설계결과는 표 3.1-6과 같고 형상은 그림 3.1-4에 나타내었다.

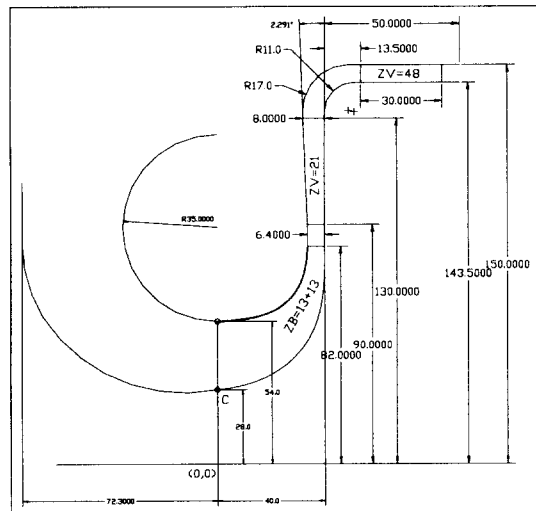


그림 3.1-2 Meridional View & Dimension

APU CHANNEL DIFF.
1999.01.22

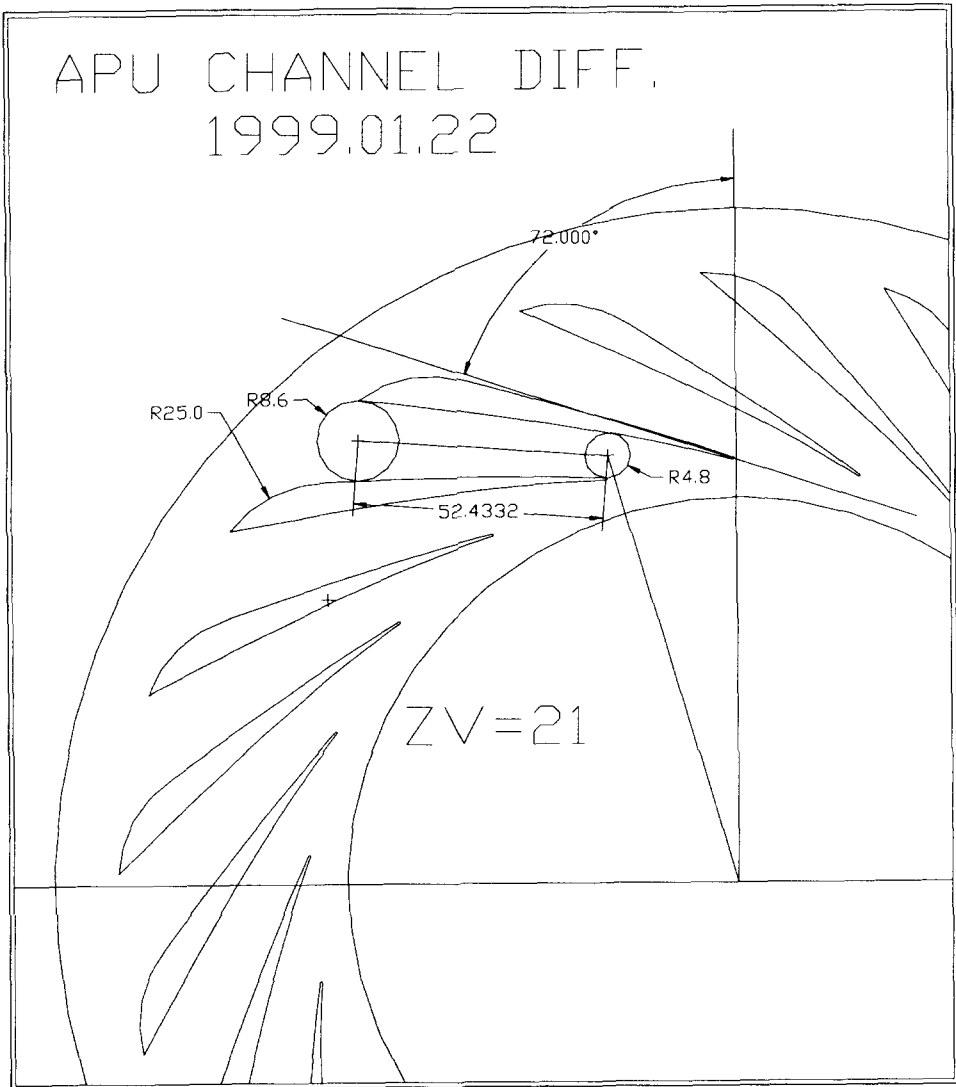


그림 3.1-3 Axial View & Dimension

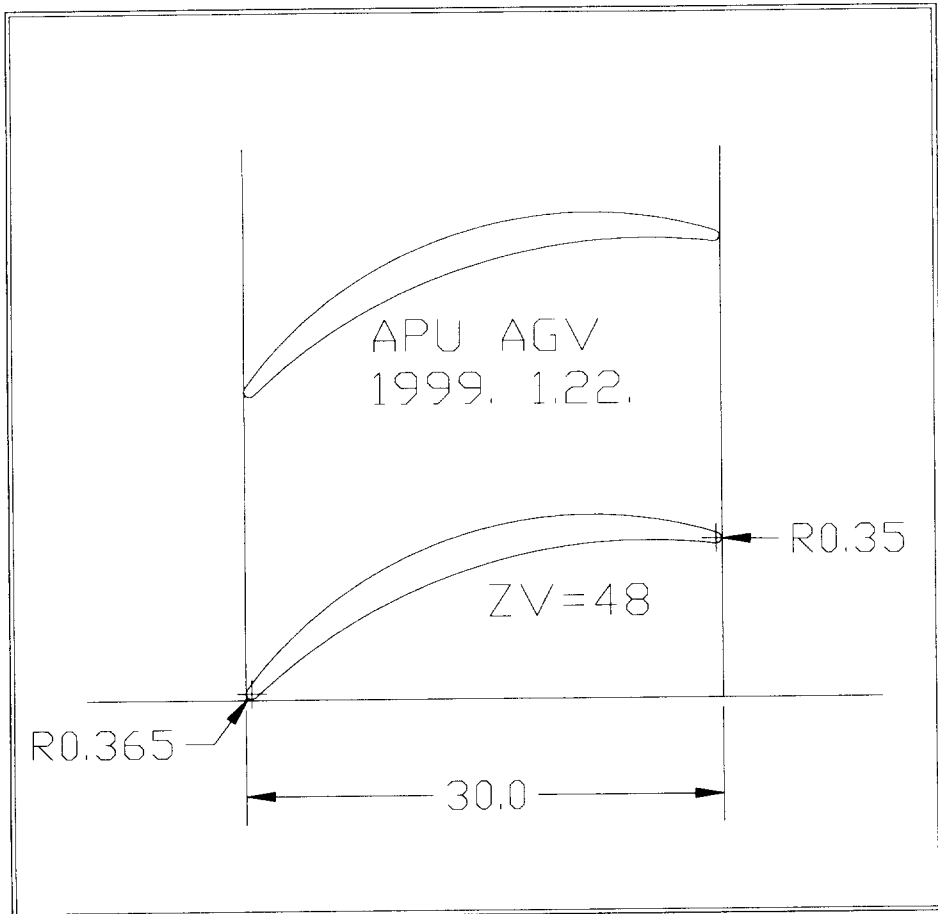


그림 3.1-4 AGV Geometry

1.1.7 3차년도 1차 구성품 시험

본 APU 압축기의 설계는 2차년도에 완료되었고 구성품 시험은 한국항공우주 연구소(KARI)에서 수행되었으므로 당사에서는 구성품 시험에 필요한 유로부를 구성하는 임펠러, 쉬라우드케이스, 케이스, 래디얼디퓨저 등을 제작 납품 완료하여 구성품 시험이 원활히 진행되도록 하였다.

구성품 시험결과를 분석한 결과 그림 3.1-5와 같이 작동영역 자체가 상대적으로 설계치에 비하여 좁으며 고유량으로 치우쳐 있으며 압축비 또한 설계치에 못 미치는 결과를 보인다는 사실을 확인할 수 있었다.

일반적인 압축기에서 유량을 기준으로 디퓨저의 작동영역은 임펠러의 작동영역에 비하여 좁은 특성을 보이고 임펠러의 작동영역에 포함되도록 설계된다. 이를 고려하여 볼 때 우선 임펠러의 작동영역과 디퓨저의 작동영역을 비교하였으며 이는 임펠러 목면적과 디퓨저 목면적의 비교를 통하여 초킹 유량을 통해 확인하였고 작동영역이 설계치에 비하여 좁아지게 된 주요 원인이 무엇인지를 파악하고자 하였으며 궁극적으로 임펠러와 디퓨저가 각각 초기 설계한 정도의 충분한 성능을 발휘하는지 검토를 수행하였다.

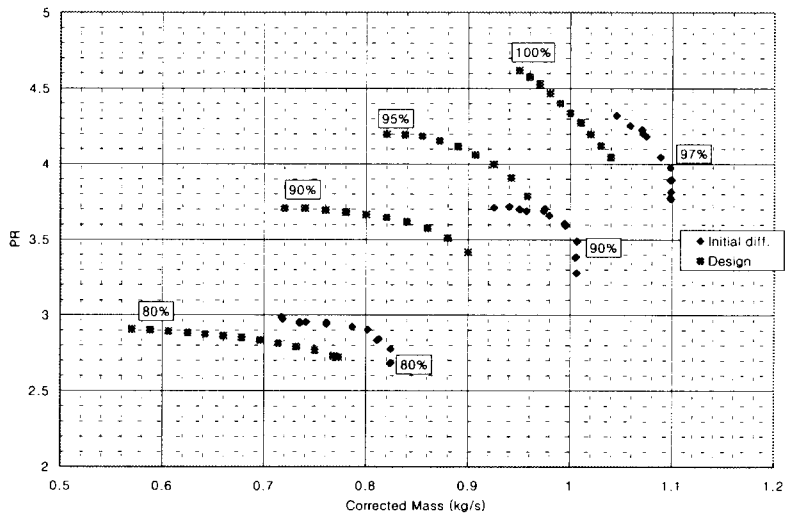


그림 3.1-5 1차 구성품 시험 결과

(1) 임펠러의 목면적과 디퓨저 목면적의 비교

임펠러의 목면적은 3350mm²로 초킹유량을 삼성테크윈 소유의 S/W(러시아 CIAM 개발)로 계산한 결과 1차 구성품 시험의 초킹유량과 거의 비슷한 결과를 보였다. 이를 통해 판단해 보면 압축기에서 디퓨저의 초킹유량은 임펠러의 초킹유량과 유사하거나 그보다 많다고 추정할수 있으며 따라서 디퓨저의 목면적이 비교적 크게 설계되었다고 결론을 내릴 수 있었다.

(2) 설계치에 비하여 좁아진 작동영역

1차 구성품 시험의 결과에서 유량 자체가 초기 설계에 비하여 많이 나타났으므로 작동영역을 비교하는 것은 크게 의미가 없다고 생각되지만 비교적 조기에 서지가 발생했다는 사실은 그 원인이 임펠러에 있는지 디퓨저에 있는지를 판단하여야 하였다. 그런데 일반적으로 임펠러에서 유발된 서지는 인듀서 베인각과 유동각의 차이에서 기인하여 주로 발생하는데 본 APU의 임펠러의 경우 인듀서 베인각과 유동각을 비교해 볼 때 구성품 시험시 발생한 서지는 임펠러 인듀서의 서지로 보기는 어려웠다. 그런데 임펠러 출구의 유동각을 계산해본 결과 설계점에서 약 18도 정도의 유동각을 나타내었는데 디퓨저 베인의 입구각은 20도로 상당히 큰 차이를 보이므로 만일 설계점에 비하여 저유량인 경우에는 유동각과 베인각의 차이가 그 이상으로 크게 벌어지므로 서지 발생의 원인이 될 수 있을 것으로 판단되었다.

(3) Impeller의 전반적인 성능 검토

1차 압축기 구성품 시험결과에서 임펠러 출구 정압력을 이용하여 임펠러 출구 전압력을 계산해본 결과 97%rpm에 대해서 약 5.2정도의 임펠러 출구 전압력비를 보였으며 이는 설계점의 임펠러 출구 전압력이 약 5.12것을 감안해 볼 때 설계점에서의 성능은 충분히 만족할만 하다고 결론을 내릴수 있었다.

상기의 검토 사항들을 정리해 보면 임펠러 자체의 성능은 계산상으로는 만족할 만한 것이었으며 고유량 및 좁은 작동영역을 보이는 현상을 개선하기 위하여 디퓨저의 재설계가 필요할 것으로 판단되었다. 따라서 상기 계산 결과의 검증 및 디퓨저 재설계를 위해 필요한 데이터를 얻기 위하여 기존 디퓨저를 수정하여 2차 구성품 시험을 수행하였다.

1.1.8 2차 구성품 시험

(1) 2차 구성품 시험의 목적

상기 1.1.7절의 1차 구성품 시험의 분석 결과를 검증하기 위하여 2차 구성품 시험은 기존 래디얼 디퓨저의 베인 전체의 높이를 일괄적으로 10%를 줄이도록 수정하여 그 결과를 평가하여 디퓨저 재설계의 데이터로 활용할 수 있도록 하였다. 베인의 높이를 줄일 경우 만일 실제로 초킹라인이 감소하는 방향으로 간다면 4.1.1.7절에서 내렸던 결론을 뒷받침하는 결과를 얻을 수 있으며 그 초킹 유량을 확인하여 초기 설계치에 어느 정도 맞도록 재설계 될 디퓨저의 목면적을 결정하는 참고 자료로 활용할 수 있을 것이다. 그리고 베인의 높이를 줄임으로써 디퓨저 입구의 유동각 자체가 증가하는 효과를 얻으므로 서지점이 저유량으로 이동하는지의 여부도 또한 래디얼 디퓨저 입구각을 결정하는 하나의 참고자료가 될 수 있을 것이다. 또한 2차 시험의 경우 임펠러 출구부에 정압력 외에 전압력을 측정하도록 하여서 임펠러 출구의 계산된 전압력값과 비교해 볼 수 있도록 하였다.

(2) 2차 구성품 시험의 결과

2차 구성품 시험의 결과는 그림 3.1-6과 같다. 이때 구성품 시험의 최대 RPM은 97%이므로 이를 감안하여 판단할 때 초킹 유량은 거의 설계치와 근사한 결과를 보였으며 서지점도 저유량으로 상당히 이동하였음을 볼 수 있었다. 따라서 상기 1.1.7절에서 언급하였던 결론들이 상당부분 일치한다고 할 수 있었으며 또한 임펠러 출구의 전압력의 경우는 설계치보다 약간 큰 값을 보였다.

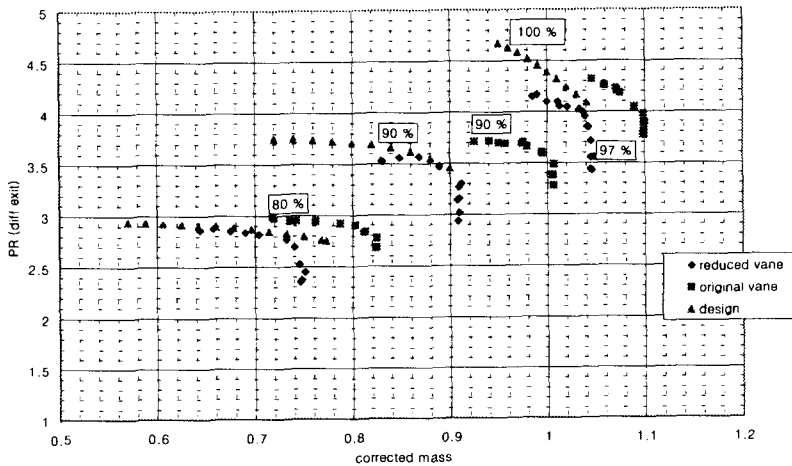


그림 3.1-6 2차 구성품 시험 결과

1.1.9 래디얼 디퓨저의 재설계

(1) 디퓨저 재설계의 방향

① Divergence Angle : 기존 디퓨저의 시험후 디퓨저 유로상의 흔적을 살펴보면 유로부 중간 정도에서 유동 박리의 흔적이 나타나며 배인 형상을 분석한 결과 Divergence Angle이 약간 크게 설계된 것을 확인하였다. 따라서 배인 개수의 증대를 통하여 rm 크기를 줄여 유동박리를 없애는 방향으로 재설계를 추진하였다

② 목면적의 감소 : 2차 구성품 시험 결과에서 알 수 있듯이 목면적을 줄여서 전체 작동영역이 저유량쪽으로 이동이 가능하다는 사실을 확인하였다. 따라서 목면적을 감소하는 방향으로 디퓨저 재설계를 진행하도록 하였다. 이때 그 크기는 2차 구성품 시험에 반영된 목면적의 크기와 유사하게 되도록 설계하였다.

③ 배인각 : 기존 디퓨저의 배인각은 20도로 설계되었으나 시험 데이터를 분석한 결과 디퓨저 입구의 유동각은 설계점 유량 0.98kg/s에서 약 18.5도 정도인 것으로 계산되었다. 따라서 이를 반영하여 디퓨저를 재설계 하도록 한다.

(2) 디퓨저의 재설계

목면적 및 Divergence Angle을 줄이기 위하여 배인의 개수를 기존 21개에서 38개로 증가 시켰으나 엔진에 장착시 디퓨저 배인 출구부에 볼트를 이용하여 체결하여야 하므로 그 배인의 개수를 39개로 확정하였다. 재설계된 디퓨저와 기존 디퓨저를 표 3.1-7에서 비교하였고 재설계 된 디퓨저의 형상은 그림 3.1-7과 같다.

표 3.1-7 기존 디퓨저와 재설계 디퓨저의 비교

| | 기존 디퓨저 | 재설계 디퓨저 |
|--------------------------------------|---------|---------|
| 배인수 (Z) | 21 | 39 |
| 목부분 지름(mm) | 9.7 | 4.78 |
| 목면적 (mm ²) | 1343.66 | 1213.77 |
| 디퓨저 입구 배인각 (α_3 , degree) | 20 | 18.5 |

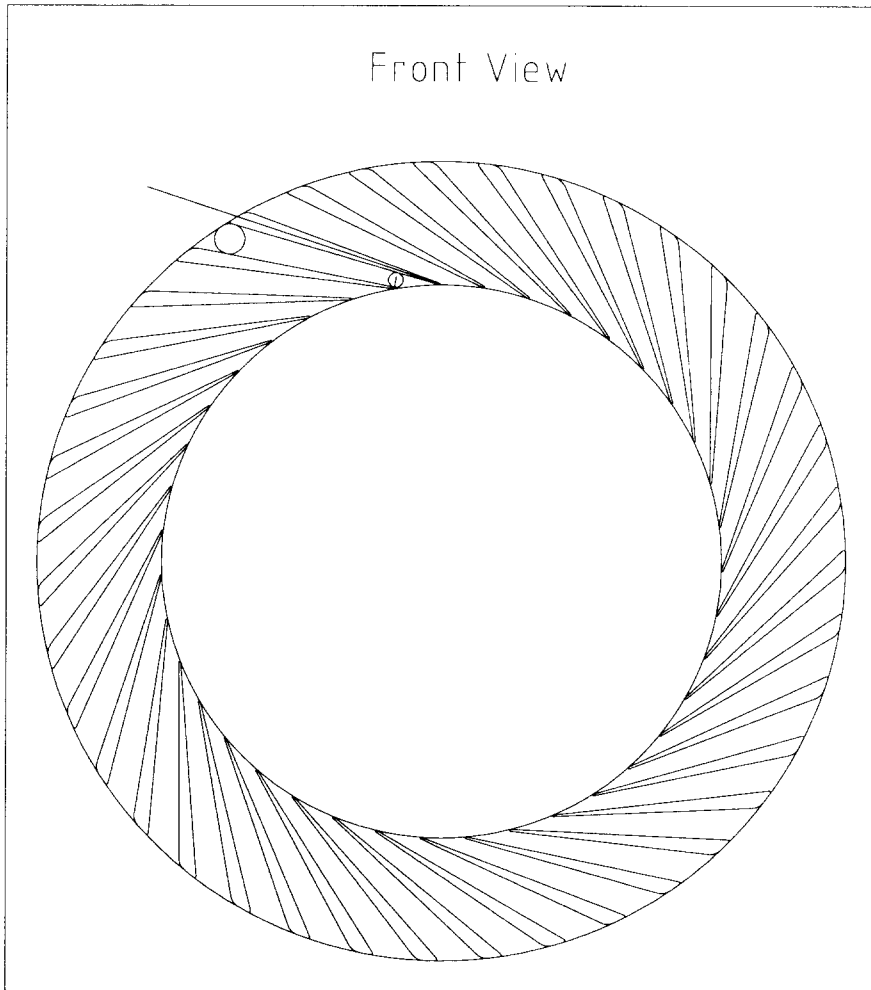


그림 3.1-7 재설계 디퓨저의 형상 (Z=39)

1.1.10 재설계 디퓨저를 장착한 구성품 시험

삼성 테크윈에서는 1.1.10절에서 설계된 디퓨저를 KARI에 납품하여 구성품 시험을 수행하였으며 그 결과는 그림 3.1-8과 같다. 본 결과를 얻을 당시에는 리그상의 문제로 100% RPM에는 도달하지 못했고 최대 97% RPM에만 도달하였으며 설계상에서 Tip Clearance는 0.2였지만 리그상에서는 Tip Clearance가 약 0.5이상이었음을 고려한다면 최종 100% RPM만을 비교해 보면 압축비면에서는 어느 정도 만족할 만한 결과를 얻었다고 할 수 있고 작동영역만을 비교해 본다면 100% RPM에서는 거의 유사하거나 약간 넓을 것으로 예상된다. 물론 이는 최적의 결과는 아니지만 엔진 작동상에는 문제가 없을 것으로 판단된다.

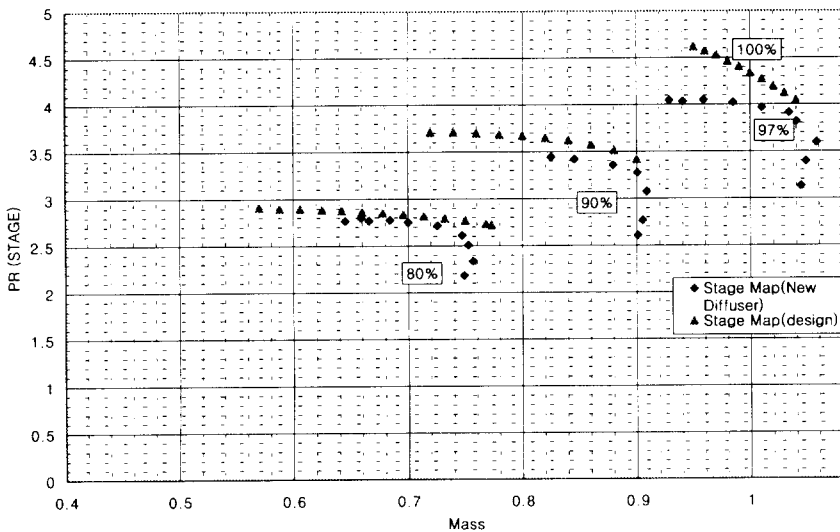


그림 3.1-8 재설계 디퓨저를 장착한 압축기의 시험 결과

1.1.11 결론

KARI 주관하에 삼성테크윈에서 개발중인 APU에 장착될 단단 원심압축기를 설계하였으며 이에 대한 구성품 시험을 KARI에서 수행하였으며 이 결과를 이용하여 압축기 성능의 개선을 위한 재설계를 수행 시험하였다. 이 과정에서 당사에서는 그동안 타 과제와 관련하여 수행해온 원심압축기 개발과정을 통해 축적된 기술을 활용하였고 당사 및 KARI가 보유하고 있는 설계프로그램 및 유동해석

S/W를 활용하여 독자적 설계를 수행하였다. 또한 APU 엔진 Layout에서 요구하는 여러 가지 형상제한 조건들을 만족시켰으며 특히 로터의 안정적 작동을 위해 짧은 흡입부(INTAKE)를 도입하였고 임펠러 및 디퓨저의 구조적 안정성 및 제작성을 충분히 고려하여 블레이드 두께분포등을 설계하였으며 3차원 유동해석을 통해 임펠러 블레이드 채널 유로 최적화를 수행하였고 당사가 보유하고 있는 Prototype Impeller와 비교분석을 수행하였다. 이러한 결과로 최종 구성품 시험에서 어느정도 만족할 만한 결과를 얻었으나 추후 지속적인 개선을 통하여 압축기 성능의 향상을 이를 예정이다.

1.2 압축기 3차원 유동해석

1.2.1서 언

보조동력장치(APU)의 원심압축기는 임펠러와 디퓨저 및 디스월러로 구성되어 있다. 최근 수치해석 기술의 발전으로 유동해석을 통해서 설계된 압축기의 성능과 내부유동을 평가하여 설계의 개선방향을 제시하고 설계에 필요한 자료를 확보하는 것이 가능하게 되었다. 그러나 특정한 기계의 내부유동 해석을 신뢰성 있게 수행하기 위해서는 상당한 기술축적이 필요함도 사실이다. 본 연구는 보조동력장치의 원심압축기 내부 유동해석 기술을 축적하고 이를 통해서 실제 개발하고있는 모델에 대한 유동해석을 수행하여 설계를 평가함에 그 목적이 있다.

실제 임펠러와 디퓨저 및 디스월러로 구성되어 있는 압축기는 각 요소들 사이에 비정상 상호작용이 있으나 이러한 비정상 3차원 유동해석을 실제로 수행하고 이를 활용하는 것은 비현실적이다. 그래서 본 연구에서는 각 요소를 독립적으로 생각하고 각 요소에 대한 정상3차원 유동해석을 수행한다. 압축기의 임펠러는 덮개가 없어(unshrouded) 케이싱과 임펠러 사이에 간극을 갖게된다. 특히 소형 압축기의 경우 임펠러 출구 길의 높이가 상당히 제한되기 때문에 간극의 영향이 매우 중요한 기술적인 변수가 된다. 실제 작동시 또는 성능시험시에도 간극의 변화는 불가피하게 된다. APU의 임펠러와 같은 낮은 비속도를 갖는 임펠러에서는 간극이 성능에 크게 영향을 미치므로 간극변화에 따른 정확한 성능예측은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 임펠러의 간극변화가 임펠러 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 평가하여 설계시 간극에 의한 손실을 적용할 수 있도록 기준자료를 제공하고자 한다. 한편, 디퓨저는 베인 디퓨저로써 베인없는 디퓨저에 비해 작동영역은 좁지만 높은 압력회복을 얻을 수 있는 장점이 있다. 하지만, 임펠러 출구 유동각에 맞는 디퓨저 베인의 설치는 시스템 성능을 좌우할 만큼 중요하다. 따라서 디퓨저 입구에서 유동각 변화에 따른 디퓨저의 성능예측은 임펠러와 디퓨저의 정확한 설치를 위해 매우 중요하다. 마지막으로 디스월러는 디퓨저 출구의 유동을 연소기 입구까지 선회성분(swirl)을 제거 해주는 장치로써 3차원 곡관을 형성하여 내부유동이 상당히 복잡해진다. 따라서 디스월러의 성능평가는 실험보다는 수치해석적 평가가 불가피하다. 따라서 본 연구에서는 복잡한 3차원 형상을 갖는 임펠러와 디퓨저 및 디스월러에 대해 비교적 격자를 만들기가 쉽고 빠른 수렴특성을 갖는 STAR-CD를 이용하여 원심압축기의 각각의 요소들

을 따로 구분하여 수치해석을 수행하였다. 임펠러에 있어서는 간극변화에 따른 성능을 평가하고, 디퓨저는 입구 유동각 변화 및 입구 마하수 변화에 따른 성능을 평가하고, 마지막으로 디스월러에 대해서는 입구 유동각 변화에 따른 디스월러의 성능을 평가하였다.

1.2.2 수치해석

본 연구에서는 원심압축기의 성능을 수치해석적으로 평가하기 위해 STAR/CD를 사용하였다. STAR/CD는 유한체적기법(FVM)을 사용하여 기본적으로 비정규격자계(unstructured grid)나 정규격자계(structured grid)의 사용이 가능하다. 또한 다중블록(multi-block)을 이용한 격자생성을 지원하여 유체기계와 같이 내부 형상이 매우 복잡할 경우 쉽게 격자를 생성할 수 있다. 압력수정방법(pressure correction method)을 이용하여 비압축성 및 압축성 유동해석이 가능하다. 압력수정 방법의 특성상 비압축성 유동해석시 탁월한 수렴특성을 보이지만, 압축성 유동에서는 이완계수(relaxation factor)를 낮게 설정해 주어야 하므로 수렴이 다소 느려진다. 하지만 MARS와 같은 TVD 기법을 사용하면 비교적 빠른 수렴결과를 얻을 수 있다. 한편, 난류유동해석을 위해 여러 가지의 난류모델을 선택하여 사용할 수 있으며, 벽근처 유동해석을 위해 벽법칙 및 저레이놀즈수(low Reynolds) 모델을 이용한다. 본 연구에서는 벽법칙을 이용한 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였다.

수치해석을 수행함에 있어 적절한 계산영역의 설정은 매우 중요하며 이에 적합한 경계조건의 설정 또한 중요하다. 본 연구에서는 APU 원심압축기의 모든 요소들을 포함하도록 격자를 생성하여 유동해석을 수행하기에는 메모리의 한계와 막대한 계산시간이 소요되므로 원심압축기를 임펠러, 디퓨저 및 디스월러로 나누었고, 그에 적합한 경계조건을 부여하였다. 입구조건은 아음속조건을 사용한다. 일반적으로 아음속 입구조건은 하나의 eigenvalue 가 음의 값을 갖기 때문에 비압축성 유동과 같은 경계조건을 부여할 수 없다. STAR/CD에서는 아음속 입구조건이 다음과 같은 두가지 방식으로 선택된다. 우선, 일반적으로 알려진 방법(stagnation)으로 전온도, 전압과 입구 유동각도를 설정해 주고 압력은 계산과정 중 외삽하여 결정하고 온도와 밀도가 계산되는 방식이 있다. 이런 경우는 설계 및 실험으로부터 얻은 입구에서의 유량을 일치 시키는 것이 어렵게 되어 유량을 일치시키기 위해 출구의 조건을 변화시키면서 반복적인 계산을 요구하게 된다.

두 번째 방법(inlet)으로 입구에서의 속도 및 질량을 고정되도록 하고 설계나 실험에서 얻은 입구에서의 온도를 설정해 주면, 밀도는 외삽하여 얻은 압력으로부터 구해진다. 출구조건으로는 일반적으로 압력경계조건(pressure) 및 유출경계조건(outlet)이 사용된다. 유출경계조건은 비압축성 유동과 초음속유동조건에 사용된다. 하지만, STAR/CD에서는 유출경계조건을 사용하여 아음속 출구조건으로 사용할 수 있다. 일반적으로 유체기계에서는 출구에서의 압력을 알 수 없고, 예측되어야 하는 값이므로 압력경계조건을 사용하기에 적합하지 않을 수 있다. 아음속 출구에서 유출경계조건을 사용하는 것은 부적합한 방법(ill-posed problem)이지만, STAR/CD에서는 입구 및 계산영역에서 알려진 압력값을 참고값(reference pressure)으로 하여 출구에 유출경계조건을 적용할 수 있다. 압력경계조건은 출구에서 압력을 설정해 주어야 하는 반면에 유출경계조건은 설계나 실험에서 알려진 압력값을 설정해주는 차이가 있다. 한편, 유체기계와 같은 회전체는 주기조건(periodic)을 사용하여 계산시간을 단축시킬 수 있다. 주기조건은 두 가지 방법으로 적용할 수 있는데, Integral matching 과 Arbitrary matching 이 있다. Integral matching 기법은 주기면 사이에 격자점이 일치하도록 하여 주기 격자를 만들어 주어야 한다. 형상이 복잡하지 않을 경우 비교적 빠른 수렴을 얻을 수 있는 것이 장점이다. Arbitrary matching 기법은 형상이 복잡하여 주기격자를 만들기가 어려울 경우에 사용할 수 있으며 주기면에서 내삽(interpolation)을 이용하여 물성치를 계산하기 때문에 주기면에서 계산결과가 내삽에 의한 오차가 발생한다.

1.2.3 임펠러 내부 유동해석

1.2.3.1 서 언

보조동력장치(APU)의 원심압축기 임펠러는 덮개없는(unshrouded) 임펠러로 이루어져 있다. 덮개없는 임펠러는 날개와 케이싱 사이에 간극(tip clearance)이 존재하게 되고 이러한 간극은 작동시 임펠러가 축방향으로 밀리게 되므로 간극은 설계시의 간극에 비해 커지게 되어 간극의 영향이 성능에 중요한 영향을 끼치게 된다. 한편, 보조동력장치의 원심압축기는 저유량에 높은 압력비가 요구되기 때문에 임펠러는 저비속도(low specific speed)를 갖도록 설계되어야 한다. 저비속도를 갖는 임펠러는 유로(flow passage)가 상대적으로 길고, 임펠러 출구 날개의 폭이 매우 가늘게 설계되어야 한다. 따라서 임펠러에 간극이 차지하는

비율이 상대적으로 커지게 되어 간극의 영향이 중요해진다. 일반적으로 간극이 존재하게 되면, 임펠러가 회전하여 유체에 부하(loading)를 가하게 되어 날개는 압력면(pressure surface)와 흡입면(suction surface)이 형성되고 간극사이로 압력면에서 흡입면쪽으로 누설유동(leakage flow)이 발생한다. 이러한 누설유동은 임펠러의 압력면과 흡입면의 압력차로 발생하는 이차유동(secondary flow)와 혼합되어 손실을 발생시킨다. 또한 임펠러내부의 유선곡률에 의한 원심력에 의해 허브에서 슈라우드 방향으로 이차유동이 발생하게 되고 누설유동과 혼합되어 손실을 발생시킨다. 덮개가 없는 임펠러는 케이싱이 정지상태이기 때문에 회전하는 날개와의 상대운동으로 인하여 누설유동과 더불어 내부유동 및 임펠러 출구 유동은 매우 복잡해진다. 또한 디퓨저와의 비정상 상호작용을 고려한다면 임펠러의 성능을 수치해석적으로 연구한다는 현실적으로 불가능한 일이 될 것이다. 따라서 본 연구에서는 디퓨저와의 상호작용을 고려하지 않고 간극이 변할 때 임펠러 성능을 평가하고, 디퓨저의 설계에 중요한 변수를 제공해 주는 임펠러 출구유동 분포에 대해 살펴보겠다.

1.2.3.2 유동해석 방법

원심압축기의 임펠러는 그림 3.1-9에서 보듯이 주날개(main blade)와 사이날개(splitter)를 각각 13개를 갖는다. 임펠러와 디퓨저의 상호작용보다는 간극의 영향만을 살펴보기 위해 임펠러 출구에 베인없는 디퓨저(vaneless diffuser)를 두었다. 원심압축기는 운전중에 임펠러가 축방향으로 움직이게 된다. 따라서 간극은 설계조건과는 달리 더 커질 수가 있다. 또한 임펠러가 축방향으로 움직이게 되면 간극의 분포는 임펠러 날개의 선단(leading edge)에서 끝단(trailing edge)까지 불균일한 분포를 보일 것이다. 본 연구에서는 간극이 임펠러 날개 선단에서 끝단까지 균일하게 변하도록 설정하였다. 그림 3.1-10는 간극의 분포를 보여주고 있다. 설계점에서 간극은 0.3 mm 이고 임펠러 출구 높이는 6.4mm 이다.(표 3.1-8) 운전중에 임펠러가 축방향으로 움직이게 되면, 디퓨저 폭은 더 커지게 된다. 그렇게 되면 유동해석시 임펠러의 유량을 일정하게 유지하는 것이 어렵게 된다. 따라서 임펠러의 입구폭과 출구폭을 일정하게 고정시키고 간극을 증가시켰다. 이런 경우 임펠러 날개의 높이가 줄어들기 때문에 임펠러가 유체에 가하는 부하(loading)가 변하게 된다. 간극을 각각 0.0mm, 0.3mm, 0.5mm, 1.0mm로 변화시켰고, 특히 간극이 존재하지 않을 경우(0.0mm) 실제로 덮개있는 임펠러(shrouded

impeller)와 같기 때문에 날개와 케이싱 사이에 상대운동이 존재하지 않게 된다. 따라서 간극이 없는 경우는 날개와 케이싱 사이에 상대운동이 배제된 상태가 되고, 간극이 존재하게 되면 상대운동이 존재하게 된다. 따라서 간극만의 영향을 살펴보기 위해 간극이 존재하지 않을 때 케이싱을 정지시킴으로써 모든 경우에 대해 상대운동이 존재하도록 하여 간극만의 영향을 살펴보았다.

임펠러의 주날개와 사이날개를 각각 하나씩 포함하도록 계산영역을 설정하였다. 그림 3.1-11은 계산격자를 나타낸다. 날개는 solid 격자로 처리하였다. 간극을 모델링하기 위해 날개와 케이싱 사이에 5개의 격자를 두었다. 일반적으로 간극내의 유동은 비점성유동(inviscid)이라고 알려져 있다.(Storer, 1991) 따라서 비교적 적은 격자로도 간극내의 유동을 해석할 수 있다. 날개와 벽근처에 격자를 밀집시켰고, 날개와 날개 사이에 39개의 격자를 두었으며, 허브에 케이싱 사이에 26개의 격자를 두고, 주유동방향으로 96개의 격자를 두었다. 임펠러가 60000 rpm으로 회전하기 때문에 회전하는 부분을 회전좌표계로 설정하였다. 주날개와 사이날개를 하나씩 포함하는 계산영역이므로 경계조건으로 Integral matching 기법을 이용한 주기조건을 사용하였다. 임펠러 입구에서는 설계점에서 얻은 유량과 입구 온도, 입구 압력값을 참고로하여 앞서 설명하였듯이 아음속 입구조건을 사용하였다. 또한 출구에서의 압력을 알수 없기 때문에 설계점에서 얻은 임펠러 입구에서의 정압을 참고로 하여 유출경계조건을 사용하여 압축성 유동해석을 하였다. 케이싱은 날개와의 상대운동을 고려하여 간극이 존재하지 않을 때는 임펠러와 반대방향으로 회전하도록 하여 상대운동을 모델링하였다.(그림 3.1-12) STAR/CD는 압력수정방법을 이용하여 압축성 유동을 해석하기 때문에 시간전진기법(time marching method)에 비해 수렴속도가 늦다. 그래서 비압축성 유동해석을 통해 얻은 임펠러 내부 속도장과 압력장을 초기값으로 하여 압축성 유동계산을 하면 비교적 빠른 수렴속도를 얻을 수 있다.

1.2.3.3 임펠러 유동 해석 결과

간극변화에 따른 임펠러의 성능은 임펠러 출구에서 회전방향으로 평균된 값들로 살펴 볼 수 있다. 임펠러 출구에서 압력비(static to total pressure)는 허브에서 슈라우드에 걸쳐서 비교적 균일하다. 그림 3.1-13은 케이싱이 정지한 경우 즉, 케이싱과 임펠러 날개의 상대운동이 존재하는 경우, 간극에 따른 압력비 분포이다. 반면에 임펠러 출구에서의 전압비(total to total pressure)는 허브면과 슈라우드

면에서 벽면효과에 의한 경계층의 성장과 간극에서 세어 나온 누설유동에 의해 벽면 근처에서 낮아지고 있으며, 특히 간극이 존재하는 슈라우드 영역에서 더 낮아지고 있다. 벽면 경계층의 성장은 그림 3.1-15과 그림 3.1-16의 임펠러 출구에서의 속도분포에서 확인할 수 있다. 간극이 증가할수록 슈라우드 영역에서는 경계층이 더욱 커지고 있으며, 이러한 경계층의 성장으로 인해 상대적으로 유로가 좁아지는 유로차단(blockage)효과가 발생하게 된다. 반경방향의 속도성분(C_{m2})은 간극비가 증가할수록 임펠러가 유체에 가하는 부하가 작아지기 때문에 압력상승이 작아지므로 밀도가 감소하게 되고, 유로차단 효과에 의해 유체는 가속하게 되어 허브근처에서 큰 속도를 갖고, 슈라우드 근처에서 작은 속도를 갖게 된다. 반면에 회전방향 속도성분($C_{\theta 2}$)은 허브에서 슈라우드에 걸쳐서 큰 변화를 보이고 있지는 않지만 간극비가 증가할수록 임펠러의 부하가 감소하기 때문에 약간씩 감소하고 있다. 임펠러 출구에서 절대속도의 유동각분포는 그림 3.1-17에 나타내었다. 임펠러 출구에서의 유동각은 디퓨저 설계시 중요한 변수가 된다. 간극이 증가할수록 슈라우드 근처에서는 역류영역(90° 이상)이 발생하고 있으며, 허브 근처에서는 유동각이 작아지고 있다. 평균유동각은 74° 에서 70° 까지 감소하고 있다. 미끄럼계수는 날개의 개수가 유한하여 유체가 날개를 따라가지 못하기 때문에 발생하여 미끄럼이 클수록 날개의 일이 유체에 덜 전달된다. 미끄럼계수는 임펠러 출구에서 유체가 이상적으로 날개각과 같은 각으로 빠져나간다고 가정할 때 회전방향의 절대유동속도($C_{\theta 2\infty}$)와 실제로 날개를 빠져나가는 회전방향의 절대유동속도($C_{\theta 2}$)의 차를 미끄럼속도(C_{slip})라고 하고, 미끄럼계수(μ)는 이상적 일때의 회전방향의 절대속도에 대한 미끄럼이 발생하는 정도를 나타낸다.(그림 3.1-16)

$$C_{slip} = C_{\theta 2\infty} - C_{\theta 2} \quad (3.1)$$

$$\mu = \frac{C_{slip}}{C_{\theta 2\infty}} = 1 - \frac{C_{\theta 2}}{C_{\theta 2\infty}} \quad (3.2)$$

식(3.2)에서 정의한 미끄럼계수는 h/b_2 가 0.2~0.6인 영역에서는 변화가 없지만 허브와 슈라우드 근처에서는 작아지고 있다. 한편, 압축기 임펠러의 경우 효율은 등엔트로피 효율로써 정의되고 임펠러 입구에서 평균된 전온도와 전압과 임펠러 출구에서의 전온도 전압을 이용하여 구할 수 있으며, 임펠러에서 엔트로피 상승

량(ΔS)을 이용해서도 구할 수 있다.

$$\Delta S = C_p \ln \frac{T_o}{T_{o1}} - R \ln \frac{P_o}{P_{o1}} \quad (3.3)$$

$$\eta_c = \frac{T_{o1} \left[\left(\frac{p_o}{p_{o1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{T_o - T_{o1}} = 1 - \frac{T_o \Delta S}{C_p (T_o - T_{o1})} \quad (3.4)$$

임펠러 출구에서의 효율분포는 간극이 증가할수록 허브에서 슈라우드에 걸쳐서 조금씩 감소하고 있다.(그림 3.1-19) 지금까지는 간극이 변화에 따른 임펠러 출구에서 회전방향으로 평균된 성능분포를 살펴보았다. 다음으로 임펠러 내부에서 평균된 성분포를 살펴보면, 압력비는 간극에 상관없이 주날개의 선단에서 사이날개의 선단까지 급격하게 상승하다가 주날개를 지나면서 그 증가량이 완만하게 증가한다.(그림 3.1-19) 이는 그림 3.1-22의 각운동량($rc_{\theta 2}$)분포와 마찬가지로 사이날개가 시작하기 전까지 주날개가 부담해야 하는 부하가 크기 때문이다. 따라서 각운동량의 기울기가 주날개 전에서 급하게 분포되고 있다. 또한, 간극이 증가할수록 압력비, 전압력비 및 각운동량의 증가량이 더욱 완만하게 증가하고 있다.

간극이 성능에 미치는 영향을 체계적으로 살펴보기 위해 간극을 임펠러 출구 쪽으로 무차원화(t/b_2) 하여 이를 간극비라고 정의하면, 본 연구에서 간극비는 0%~16%까지 변하게 된다. 그림 3.1-23~26은 간극비에 따른 성능변화를 나타낸다. 압력비와 전압력비는 간극비가 증가할수록 선형적으로 감소하여, 케이싱이 정지해있고 간극이 없는 임펠러의 정압비에 비해 간극비가 16%일 때 약 21%의 압력비 감소를 보이고 있고, 전압비는 약 17%의 감소를 보이고 있다. 또한, 임펠러가 유체에 해주는 일은 전엔탈피 증가량($\Delta h_o = u_2 c_{\theta 2}$)로 나타낼 수 있다. 전엔탈피 증가량을 임펠러 입구의 전엔탈피로 무차원하여 표현하면, 그림 3.1-25과 같은 결과를 보인다. 이는 간극비가 증가할수록 임펠러가 유체에 가하는 일의 양은 선형적으로 감소하고 있다는 것을 보여준다. 간극이 없을 때의 전엔탈피 증가량과 비교하여 간극비가 16%일 때 12%의 감소를 보이고 있다. 또한 식(3.4)로 정의된 효율분포도 간극비가 16%일 때 약 2%의 효율 감소를 보인다. 앞의 결과는 그림 3.1-27~30와 같이 케이싱이 정지해 있고 간극이 없을 때의 결과와 비교

하여 표현할 수 있다. 간극비가 증가할수록 정압비 감소량과 전압비 감소량, 전엔탈피 감소량 및 효율 감소량은 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 지금까지의 결과는 단순히 임펠러 출구에서 평균된 결과는 간극이 없을 때와 비교한 결과이다. 실제 임펠러와는 달리 본 연구에서는 임펠러는 간극이 증가할수록 높이가 감소한다. 그래서 같은 회전수와 같은 유량으로 작동한다 할지라도 날개 높이의 차이에 의해 임펠러가 유체에 가하는 부하가 달라져서 압력상승량 및 전압상승량이 달라질 것이다. 또한, 임펠러의 간극을 통해 누설되는 유량(leakage flow)에 의한 손실에 의해서도 압력상승량 및 전압상승량이 달라질 것이다. 따라서 이러한 차이를 구분하여 단지 간극에 의한 영향을 고려하기 위해서는 다른 방법을 찾아야 할 것이다. 그림 3.1-31은 압축기 임펠러의 h-s 선도이다. 간극이 없을 때 임펠러 입구의 전압력은 p_{o1} , 임펠러 출구 전압을 p'_{o2} 라 하자. 또한 간극이 존재할 때 입구의 조건은 간극이 없을 때와 같기 때문에 역시 입구 전압은 p_{o1} 이 된다. 그리고 출구에의 전압을 p''_{o2} 이라 하자. 이때 간극이 존재할 때의 효율이 간극이 없을 때의 효율과 같다면, 임펠러는 간극이 없을 때의 작동선을 따를 것이다. 그리고 간극이 존재할 때의 전엔탈피 상승량 만큼 전엔탈피가 상승한다면 임펠러 출구의 전압은 p''_{o2} 이 될 것이다. 그러면, $p_{o2} - p''_{o2}$ 은 간극으로 누설되는 유량에 의한 점성손실을 배제한 임펠러 날개 높이의 차에 의한 전엔탈피 감소에 의한 전압손실을 의미한다. 또한 $p'_{o2} - p''_{o2}$ 은 단지 간극으로 누설되는 유량에 의한 점성손실에 의한 전압손실을 의미한다. 따라서 각각을 다음과 같이 정의하고자 한다. ΔPR_{oh} 은 간극의 누설유동에 의한 점성손실을 배제한 전엔탈피 감소에 의한 전압손실, ΔPR_{ov} 은 간극의 누설유동에 의한 점성손실에 의한 전압손실로 정의한다.

$$\Delta PR_{oh} = \frac{p'_{o2} - p''_{o2}}{p_{o1}} \quad (3.5)$$

$$\Delta PR_{ov} = \frac{p''_{o2} - p'_{o2}}{p_{o1}} \quad (3.6)$$

식(3.5)와 식(3.6)에서 정의를 이용하면, 간극비에 따른 임펠러의 성능을 그림 3.1-32와 같이 구분하여 생각할 수 있다. 이때 관심을 끄는 것은 누설유량에 의한 점성손실에 의한 전압손실과 효율감소량이 유사한 경향을 보인다. 이는 간극

에 의한 효율감소는 간극의 누설유동에 의한 점성손실에 기인하다고 할 수 있다. 한편, 간극비에 따른 전압비 감소, 전엔탈피 감소 및 효율감소 등은 일정한 경향을 보이기 때문에 간극비(t/b_2)의 함수로 표현할 수 있다(표 3.1-9). 함수식의 일차항의 계수를 비교해보면, 간극이 존재할 때 전체 전압감소중 92%는 날개의 높이 변화에 기인한 전엔탈피 감소에 의해 발생하고, 8%는 누설유동에 의한 점성손실에 의해 발생한다. 따라서 간극에 의한 영향이 상당히 중요하다고 평가된다. 한편, 본 연구에서 제한한 효율감소에 대한 간극비의 함수에서 계수가 다른 논문에서 제한된 $a=0.3$ (Pampreen)과 $a=0.25$ (Senoo & Ishida)에 비해 다소 작다. 이는 임펠러의 형상과 유량에 따라서 달라질수 있기 때문이다. 지금까지는 간극비가 임펠러 성능에 미치는 영향을 전반적으로 살펴보았다. 간단히 요약하면, 회전수와 유량이 일정한 상태에서 간극비가 증가할수록 반경방향에 관한 임펠러 출구 유동각은 줄어든다. 누설유동에 의한 점성손실은 효율감소를 가져온다.

1.2.3.4 결론

지금까지 임펠러에 대해 유동해석 및 성능을 평가하였다. 간극에서 누설되는 유동의 점성손실에 기인한 전압손실과 효율의 감소에는 상관관계가 있음을 알 수 있었으며, 간극비에 따른 효율감소 및 성능에 관한 상관관계식을 얻었다.

1.2.4 채널디퓨저 내부 유동 해석 및 성능 평가

1.2.4.1 서언

압축기에서 얻어지는 정압의 50~70% 정도는 임펠러에서 얻어지는데 나머지 정압 상승량은 임펠러 출구의 동압을 정압으로 바꾸어 줌으로써 얻어진다. 이 역할을 담당하는 부분이 디퓨저로 유로를 따라가면서 면적을 넓혀줌으로써 동압을 정압으로 변환시킨다.

디퓨저는 날개가 없는 베인리스 디퓨저와 날개가 있는 베인드 디퓨저로 분류할 수 있는데, 압력 상승량은 베인리스 디퓨저 보다 베인드 디퓨저가 큰 반면 입구 유동각에 따른 디퓨저의 작동 범위는 베인리스 디퓨저가 베인드 디퓨저보다 상대적으로 넓다. 또 다시 베인드 디퓨저는 캐스케이드 디퓨저와 채널 디퓨저로

나눌 수 있다. 캐스케이드 디퓨저는 익형의 얇은 날개를 사용하며 채널 디퓨저보다는 압력 회복이 낮지만 채널 디퓨저에 비해 작동 범위가 넓고 디퓨저 출구 반경이 작기 때문에 많은 압축기에서 이를 사용한다. 반대로 채널 디퓨저는 캐스케이드 디퓨저에 비해 압력회복이 높은 잇점이 있다. 본 연구에서는 채널 디퓨저를 사용하는데 전체 압축기의 성능 향상을 위하여 1~2차년도 연구에서 사용된 날개 형상을 바꾸게 되었다. 이전 날개 형상(이하 Type 1)과 바뀐 날개 형상(이하 Type 2)은 그림 3.1-33에 나타나 있다. Type 1과 Type 2의 날개 개수는 각각 21개 39개이다.

본 연구에서는 두 가지 형태의 디퓨저 모두에 대해 3차원 계산을 수행하여 입구 각에 따른 성능 및 바뀐 날개 형상에 대한 입구 마하수에 대한 성능에 대해 평가하였다. 내부 유동 해석을 위해 상용코드인 STAR-CD를 사용하였다. 가장 정확한 계산을 위해서는 임펠러와 디퓨저의 상호 작용을 고려한 비정상 유동 계산을 수행해야 할 것이나 비용과 시간이 너무 들게 되어 비효율적이 된다. 디퓨저만을 성능을 파악하기 위해서는 정상 상태 계산만으로도 충분하다고 생각하여 따라서 임펠러의 익단간극(Tip Clearance)를 고려한 경우의 출구에서의 압력, 마하수, 온도, 유동각을 입구 조건으로 사용하였다. 또한 계산의 효율성을 높이기 위해 1채널만을 택하여 주기 조건을 이용하여 계산을 수행하였다. Type 1 형상과 Type 2 형상에 디퓨저의 격자 형상은 그림 3.1-34과 그림 3.1-35에 나타나 있다. 두 형상 모두에 대해 날개를 둘러싸는 부분은 O-Grid 로 처리하여 점성의 영향을 자세히 살펴보고자 하였으며, 그 외의 부분에는 H-Grid 로 처리하여 전체적인 격자가 직교성을 유지할 수 있도록 하였다. 그리고 계산의 수렴성을 높이기 위해 디퓨저 계산 영역을 조금 더 늘려 그 부분에 Pinch를 주었다.

1.2.4.2 입구 유동각에 따른 디퓨저 성능 평가

Type 1 형상과 Type 2 형상의 디퓨저의 형상의 가장 큰 차이점은 다음과 같다. Type 1 형상이나 Type 2 형상 모두 날개의 입구각은 반경 방향에 대해 71.5° 이나 그림 3.1-33에서 볼 수 있듯이 Divergence Angle의 크기가 다르다. 그리고 날개의 개수는 21개, 39개로 거의 두배나 차이가 난다. 개수가 틀리므로 날개의 경계층에 의해 생성되는 Blockage의 크기도 커질 것이라 생각 된다.

임계점에서의 임펠러의 익단간극은 0.3mm로 앞서 설명했듯이 임펠러의 출구 조건을 평균하여 이를 임펠러의 입구 조건으로 사용하였다. 입구에서의 마하수는

1.055 이고 입구 유동각은 73.38° 온도는 401℃ 이다. 입구에서의 마하수는 1.055 이나 마하수가 1이 넘을 경우 입구에서는 초음속 유동(Supersonic Flow)가 되고 출구에서는 아음속 유동(Subsonic Flow)가 된다. 본래 STAR/CD는 아음속 유동에 기반을 두고 개발된 코드이기 때문에 초음속 유동인 경우 수렴시키기가 매우 어렵다. 따라서 입구각을 바꿔가며 여러개의 계산을 반복해야 하는데 이렇게 하는 경우 매우 시간이 오래 걸리게 되고 비효율적이므로 본 연구에서는 입구 유동각을 바꾸면서 성능을 살펴보는 연구에 대해서는 입구 마하수를 0.7로 낮추어서 수행하였다. 디퓨저의 기본적인 역할이 동압을 정압으로 바꾸는 역할이므로 디퓨저의 성능은 압력의 상승량으로 평가할 수 있으며, 입구 동압이 얼마나 정압으로 회복되었는지를 나타내어주는 변수로서 압력계수와 전압의 손실을 나타내는 손실계수를 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$C_p = \frac{P_s - P_{\infty}}{P_{\infty} - P_{\infty}} \quad L_c = \frac{P_{\infty} - P_o}{P_{\infty} - P_{\infty}}$$

Type 1 과 Type 2 의 유동각에 따른 성능을 나타낸 그래프는 그림 3.1-44에 나타나 있다. Type 2의 디퓨저가 작동점 근처에서 압력 계수의 값이 더 크지만 손실은 전체적으로 Type 1의 디퓨저에서 더 작게 나타났다. 디퓨저의 형상이 바뀔수록 작동점 근처에서 압력 계수값이 좀더 큰 값을 보임을 알 수 있었으나 그 값의 차이는 거의 0.01로 그리 큰 차이를 보이지 않았다. 하지만 손실은 바뀐 형상에서 3~5% 정도 더 크게 나타내었다. 전체적인 성능은 디퓨저의 형상이 바뀔 때 따라 크게 개선되지 못했음을 알 수 있었다. 오히려 디퓨저의 형상이 바뀔 때 따라 손실이 더 증가 했음을 알 수 있는데 유로를 따라가며 손실을 나타낸 곡선인 그림 3.1-41과 그림 4.1-43과 디퓨저의 형상을 살펴 보면 Type1 의 경우가 손실이 적은 이유를 설명할 수가 있다. 모두에서 날개가 시작되는 부분에서 갑자기 손실이 커지기 시작하는데 Type 2 디퓨저 손실 그래프 에서의 날개 입구의 손실 발생이 Type 1의 경우보다 더 큰 것을 알 수 있다. 이는 날개 입구에서 날개 개수와 날개 선단 반지름의 차이에 의해 발생하는 Blockage에 의한 영향이 그 원인 중 하나라고 생각할 수 있다. Type 2의 경우 날개 개수는 39개로 Type 1의 날개 개수 21개 보다 거의 두배 가량 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 게다가 Type 2 의 경우 날개 선단 반지름이 Type 1 보다 더 크기 때문에 이들 때문에 발생하는 경계층은 Type 1에서 보다 Type 2에서 더 크게 발생할 것이고 이에 의한 Blockage가 손실에 큰 영향을 끼친 것으로 보인다. 그리고 출구 부근에서

Type 2의 경우 손실 곡선이 위로 약간 튀는 현상을 볼 수 있는데 이는 그림 3.1-39에서 나타난 것 처럼 Type 2의 경우 날개 끝단 부분에서 허브와 슈라우드부분에서 역압력구배에 의한 박리현상에 의한 손실 증가로 볼 수 있다. 반면 Type 1의 경우 그림 3.1-38에서 볼 수 있는 것처럼 날개 끝단에서 허브와 슈라우드에서도 모두 박리현상이 나타나지 않음을 볼 수 있다. 즉 Type 2의 경우 박리 현상에 의한 손실이 포함되어 있음을 알 수 있다.

앞서 설명했듯이 디퓨저 날개 입구각은 71.5° 로 두 가지 Type 모두 같다. 그림 3.1-44의 성능 곡선에서 보면 Type 1은 계산 영역에서 계속 압력 계수는 떨어지고 손실은 증가하는 반면 Type 2는 $73\sim 74^\circ$ 에서 가장 압력 계수가 크고 손실 계수가 작은 것으로 나타났다. 그림 3.1-36와 그림 3.1-37는 날개 선단을 바로 지난 부분의 압력면 허브에서의 유선을 나타낸 그림이다. 허브에서는 속도가 역압력 구배를 이기지 못하여 그림에서 볼 수 있듯이 Type 1의 경우 반경에 대한 유동 각도가 작동 72.88° 에서부터 작은 박리 현상이 나타나기 시작하여 작동 영역인 73.38° 에서도 상당한 양의 박리 현상이 나타나며 유동 각도가 커질수록 박리 현상이 일어나는 부분은 점점 더 넓어진다. 즉 유동각을 크게 하면 크게 할수록 박리현상으로 인해 유로의 면적이 감소하게 되고 그때문에 압력의 상승은 줄어들고 박리 현상으로 인한 손실은 커지게 되는 것이다. 하지만 Type 2의 경우 유동각을 크게 하더라도 76.00° 의 경우에만 작은 박리 현상이 관찰될 뿐 전체적으로 박리 현상이 발생하지 않는다. 즉 Type 2 디퓨저에서는 입구에서 박리 현상에 의한 손실이 발생하지 않으므로 작동점 근처에서 가장 성능이 좋게 나타난다.

1.2.4.3 입구 마하수의 변화에 따른 디퓨저 성능 평가

본래 본 연구에서 사용되는 채널 디퓨저는 입구 작동 마하수가 1.055이지만 실제로 천음속 유동의 경우 STAR/CD에서 해석 시간이 매우 길고 수렴시키기도 매우 어렵기 때문에 입구 유동각을 변화에 따른 성능을 살펴보기 위해서 마하수를 0.7로 고정시킨 채 성능 평가를 하였다. 그리고 실제 작동점에서의 성능 평가를 위해 입구 유동각을 작동점의 유동각으로 고정시킨 채 마하수를 증가시키면서 계산을 수행하였다. 계산은 실제 모델에 사용하는 Type 2에서만 수행하였으며 그림 3.1-47는 마하수의 변화에 의한 성능의 변화를 나타낸 그림이다. Runstandler 와 Dolan 의 연구에 따르면 마하수의 변화에 따른 성능 변화는

Aspect ratio에 따라 차이가 있는데 보통 Aspect ratio가 1이하일 때에 마하수에 의한 영향이 1보다 클 때 보다 훨씬 그 영향이 크다는 결과를 보이는데 본 연구에서 사용된 디퓨저의 Aspect ratio는 모두 0.4정도로 1보다 작은 값을 가진다. 특히 입구 마하수가 1보다 큰 천음속 유동일 때에는 마하수가 증가함에 따라 압력계수는 떨어지고 손실은 증가하는 등 전체적으로 성능이 떨어지는 경향을 보인다. 그림 3.1-47에서는 마하수가 증가함에 따라 압력 계수는 낮아지고 손실 계수는 높아지는 것을 볼 수 있다. 마하수가 0.7에서 0.9로 증가하는 것보다 0.9에서 1.055로 마하수가 증가할 때에 더 압력계수의 감소와 손실계수의 증가폭이 더 큰 것을 알 수 있다. 이는 입구 마하수가 1.0이 넘게 되면 디퓨저 목(Throat)부근에서 충격파(Shock Wave)가 발생하기 때문인데, 이러한 충격파에 의한 손실이 손실계수의 증가와 압력 계수의 감소를 야기한다. 각각의 마하수에 따라 유로를 따라가면서 압력계수와 손실계수를 그림 3.1-45와 그림 3.1-46에 나타내었다. 그림의 손실 곡선에서 볼 수 있듯이 마하수가 커짐에 따라 날개 입구 부근에서의 손실이 더 커지게 되고 날개 내부에서의 손실의 증가는 마하수에 관계 없이 일정하게 증가하는 모습을 보인다. 때문에 마하수가 높아짐에 따라 압력 계수는 날개를 지남에 따라 날개 입구의 손실이 누적되기 때문에 점점 떨어지는 것을 알 수가 있다. 전체 계산 도메인에서의 압력 계수와 마하수를 그림 3.1-49과 그림 3.1-51에 나타내었다. 입구 부근에서 불연속적인 경향을 보이는데, 일반적으로 목 부근에서 충격파가 발생하게 되어 대부분의 물성치가 목 부근에서 불연속적인 분포를 보이는데 반해 STAR/CD로 계산한 결과에서는 목보다 조금 앞에서 이런 현상들이 관찰되고 있다. 그림 123에서 입구의 속도 벡터들의 분포에서는 매끄럽게 날개를 타고 넘어가는 것을 볼 수 있다. 그림 3.1-45의 압력계수와 그림 3.1-46의 손실계수의 그래프에서 입구 부근에서 압력계수의 기울기가 매우 큰 것을 알 수 있다. 손실계수는 입구 부근에서 마하수 0.7의 경우보다 입구 부근에서 훨씬 큰 값을 가진다. 마찬가지로 마하수와 밀도 역시 입구 부근에서 불연속면이라고 하기에는 기울기가 완만하지만 큰 기울기를 가지고 그 값이 감소하는 것을 알 수 있다. 그림 3.1-38과 그림 3.1-40에서 마하수 0.7의 경우의 압력계수와 마하수의 경우와 비교를 해 보면 아음속 유동에 비해 얼마나 그 감소폭이 큰지 알 수 있다.

1.2.4.4 결언

STAR/CD를 이용하여 두 가지 형태의 채널 디퓨저의 성능에 대해 평가해 보았다. 설계점 및 유동각도를 변화 시킴으로써 탈설계점에 대한 유동 해석을 통한 디퓨저의 성능 평가를 수행 하였다. 일반적으로 디퓨저는 반경방향에 대한 날개 각이 매우 크므로 이 때문에 직교성을 유지하며 격자를 생성하기 어렵게 되고 이는 수치 해석의 수렴성이 낮아지게 되는 결정적인 요인이 되기도 한다. 이번 3차년도 사업에서는 수렴성을 높이기 위해 격자를 2차년도 때의 격자와는 달리 날개를 포함하는 유로를 계산 영역으로 잡았으며 격자의 직교성을 높여 수렴이 좀더 빠르게 되도록 노력하였다. 그리고 설계 점에서의 두 가지 형태의 디퓨저의 성능을 비교함으로써 디퓨저의 형상을 바꿈으로써 해서 얼마나 성능이 변화하였는지도 살펴보았다. 결과적으로보았을 때 Type 1과 Type 2의 디퓨저를 비교해 보았을 때에 디퓨저의 형상을 변화 시켰지만 성능에 있어서 개선된 점이 별로 없음을 알 수 있었다.

수치 해석 기법에 있어서는 새로운 격자 생성, 차분 방법 변경 등을 통해 디퓨저 내부의 압축성 유동에 대해 2차 년도때 보다는 상당히 신뢰성 있게 계산이 되었다고 수행되었다. 하지만 지금까지 보고된 연구 내용 등에 의하면 아직까지 STAR/CD는 여타 다른 압축성 코드에 비해 천음속 유동에 따른 충격파를 매우 정확하게 잡아 내지 못하는 경향을 보이고 있고, 또한 수렴 속도도 느린 것 등의 문제점을 가지고 있다. 이는 STAR/CD 가 Time marching 기법이 아닌 압력 수정 기법을 사용하는 비압축성에 최적화되어 있는 코드이기 때문에 생기는 문제이다. 하지만 STAR/CD 차후 버전인 3.5 에서는 압축성 유동 해석과 충격파 문제에 대해서 많은 보완이 있을 것이라고 한다. 앞으로 압축성, 초음속 유동에 대해서는 좀더 검토가 필요하다고 생각한다.

추후 이번 년도의 계산 결과의 데이터와 수치 해석에 대한 경험을 바탕으로 좀더 정확한 디퓨저의 내부 유동 현상을 효과적인 수치 해석 결과를 보여줄 수 있으리라 생각되고, 단순히 디퓨저의 형상 변경을 통해 디퓨저의 성능을 향상 시키는 방법에서 더 나아가 최적화 설계(Numerical Optimization)기법 등을 도입한다면 본 압축기에 최적화된 성능을 내는 디퓨저를 설계할 수 있을 것이다.

1.2.5 디스윌러 유동해석

1.2.5.1 격자계 생성 및 경계조건

디스윌러(deswirlor)는 디퓨저 출구에서의 스윌(swirl)을 최대한 없애주어 연소기로 압축된 공기를 안내하는 장치이다. 그림 3.1-52에서 보듯이 디스윌러는 48개의 상당히 많은 베인으로 이루어져있으며 계산 도메인은 디퓨저 베인 출구를 바로 입구로 하였다. 출구 도메인은 디스윌러 베인 출구의 후류에서 복잡한 유동으로 인한 수렴성 문제로 없애주기 위해 충분히 잡아주었다. ($2 \times \text{chord length}$) 또한, 정상(steady)상태 계산이므로 주기 조건을 이용하여 디스윌러 베인의 한 날개 사이를 계산도메인으로 설정하였다($101 \times 31 \times 21$) (그림 3.1-53)

경계조건으로는 설계조건으로 정해진 결과를 이용하였다. 입구에서는 $P_s = 4.488 \times 10^5 Pa$, $T = 483K$, $V = 82.33m/s$ 및 반경방향에 대한 유동각 $\alpha = 49^\circ$ 의 조건을 이용하였고, 출구에서는 Neumann 조건을 이용하였다. 또한 벽에서는 단열조건을 이용하였다. 한편, 앞서의 임펠러나 디퓨저에서와는 달리 디스윌러 설계유동조건을 이용하여 마하수를 계산한 결과 0.187의 값을 얻어 압축성 효과를 무시하고 비압축성 계산을 수행하였다. 따라서 비교적 빠른 수렴결과를 얻을 수 있었다. 수렴결과를 얻기위해 약 380번 정도의 반복수가 필요했다.

디스윌러는 비압축성 유동해석을 수행하였기 때문에 설계점에서의 유동해석 외에 탈설계점에서도 유동해석을 수행하였다. 변수로는 디스윌러의 입구유동각 (α)을 설정하여 $39^\circ \sim 51^\circ$ 로 변화시켜 가면서 유동해석을 수행하였다.

1.2.5.2 설계점에서 유동해석 결과

가. 일정한 Span 면에서 유동분포

디스윌러는 얼마 만큼 디퓨저 출구에서의 스윌을 감소시키는 것이 중요하므로 디스윌러 내부에서의 유동각 분포는 디스윌러의 성능을 평가하는 중요한 지표가 된다. 그림 3.1-54는 설계점인 디스윌러 입구유동각이 49° 일 때 허브와 베인의 중간높이(mid-span) 그리고 슈라우드에서의 유선을 보여주고 있다. 입구에서 반경방향에 대해 49° 로 유입된 유동이 디스윌러 출구를 지나면서 약 8° 까지 스윌이 감소된다. 또한 유동분포는 베인의 trailing edge 근처에서 역류 영역이 발생

한다. 한편, 허브면 근처와 슈라우드 근처에서의 유선은 베인 내부에서 형성된 유동의 이차흐름에 의해 압력면에서 흡입면 쪽으로 유동이 흐르게 되는 것이 잘 관찰된다.

나. 평균량 고찰

디스윌러의 전반적인 성능을 평가하기 위해 평균량을 계산하였다. 평균량을 고찰하기 위한 압력 계수와 손실계수의 정의는 아래와 같다.

$$C_b = \frac{P - P_5}{P_6 - P_5} \quad L_c = \frac{P_6 - P_o}{P_6 - P_5}$$

압력에 대해서는 면적평균을 수행하였고, 전압손실은 질량평균에 의해 얻어진 전압을 이용하였다. 앞서의 2차원 평면에서 압력계수 분포와 손실계수 분포에서 보았듯이 평균량도 같은 경향을 보이고 있다. 그림 3.1-55의 압력계수분포에서는 디스윌러 입구쪽에서 잠시 압력계수가 증가하는 것은 단순히 면적이 넓어짐으로 인한 디퓨저 효과 때문이다. 그리고 이내 압력계수가 감소하는 것은 면적이 줄어들어 노즐 효과가 발생하기 때문이다. 또한 베인 내부에서는 상대적으로 베인 출구가 면적이 넓어짐으로 인해 다시 디퓨저작용을 하게 된다. 그런후 날개 끝단에서 역류의 발행등에 의한 손실에 의해 압력이 줄어들었다가 증가하는 현상을 보이고 디스윌러 출구로 빠져나가기 전까지 압력이 단순히 관로유동과 같이 마찰에 의해 줄어든다. 한편 전압손실은 디스윌러 베인입구까지는 일반적인 디퓨저에서 발생하는 전압손실값인 0.14 정도를 보이지만 베인내부에서 대부분의 손실이 발생한다. 결과적으로 디스윌러를 통과하면서 0.4 정도의 전압손실을 보인다. 한편, 디스윌러 베인에서 입사각을 살펴보기 위해 속도에 대해 3절에서와 같은 방법으로 평균량을 구하였다. 유동방향(z 방향)에 대해서는 면적평균을 구하고 회전방향에 대해서는 질량평균을 구하여 유동각(α)를 구하였다. 입사각(incidence angle)은 다음과 같이 정의 된다.

$$i = \alpha - \beta$$

여기서 i 는 입사각, α 는 유동각 그리고 β 는 베인 입구각을 나타낸다. 설계 유동각 49° 에서는 허브면에서 거의 0을 갖는 반면 슈라우드면으로 갈수록 점

점 음의 입사각을 보인다(그림 3.1-57). 이는 디스월러의 입구에서 베인까지가 곡관이 형성되고 있어 슈라우드 벽면을 따르는 유체는 유로가 더 길기 때문에 베인에 다다를 때까지 유동방향이 많이 휘기 때문이다.

디스월러 베인 출구에서 이탈각(deviation angle)은 그림 3.1-54의 유선 분포에서 알 수 있었듯이 mid-span에서 약 20° 의 값을 갖는다(그림 3.1-58). 이러한 이탈각 분포는 베인의 설계시 중요한 자료가 된다.

$$\delta = \alpha - \beta$$

여기서 δ 는 이탈각(deviation angle)이다.

마지막으로 디스월러의 역할이라 할 수 있는 디스월러 베인 출구를 통과한 유체의 유동각도 변화를 살펴보겠다. 49° 의 입구유동각은 디스월러 출구에서 최고 5° 까지 스월이 감소한다. 이는 약 89.8 %의 디스월 효과를 나타낸다.

1.2.5.3 탈설계점에서의 유동해석 결과 비교

디스월러로 유입되는 유동각은 디퓨저의 출구베인 각도에 의해 결정되지만 디스월러의 베인 형상이 결정되어있고 디스월러만의 단독 성능을 예측하는 과정이므로 탈설계점을 나타내는 변수를 디스월러 입구에서 반경방향에 대한 유동각으로 정의하여 $39^\circ \sim 51^\circ$ 변화시켜 가면서 탈설계점 성능을 예측하였다. 물론, 입구에서의 정압, 온도 및 절대속도는 설계점의 조건을 이용하였다. 그림 3.1-60은 평균된 압력계수 분포를 설계점의 결과와 비교하였다. 압력분포 경향은 모두가 같지만 유동각이 작을수록 디스월러 베인 입구에서 나쁜 유동특성으로 인해 압력손실이 커져서 베인내부에서 디퓨저효과에 의해 압력이 상승하지만 결과적으로 최대 0.4의 압력손실을 보인다. 여기서 잠깐 유동각이 작을 때 베인의 날개 선단 근처에서의 유동특성에 대해 설명하자면, 첨부된 그림에는 일일이 탈설계점에서의 유동분포를 포함시키지 않았지만 유동각이 작을 때, 뒤에서도 설명하겠지만 베인의 입구에서 입사각이 음으로 커져서 날개 선단 부근에서 작은 역류구간이 형성된다. 따라서 이로 인해 유동각도가 작을수록 날개 선단 부근에서 압력손실이 크게 발생한다. 하지만 유동이 베인 내에서 어느정도 안정이된 후에는 베인에서 상승되는 압력은 유동각에 상관없이 거의 일정해진다. 따라서 베인의 날개

입구에서의 입사각이 매우 중요하다고 할 수 있겠다. 한편, 베인 내부에서 전압 손실을 살펴보면(그림 3.1-61), 역시 베인의 입구 부분에서 전압손실이 크고 베인 내부에서도 유동각이 작을수록 전압손실이 비교적 커지고 있다. 이것은 압력계수의 일정한 증가와 비교되는 현상이고 주로 운동에너지의 손실에 기인한다고 할 수 있겠다. 또한 유동각이 증가할수록 전압손실이 작아지고 있다. 유동각이 51° 일때는 설계점 유동각에서 보다 손실이 더욱 감소하고 그림 148에서도 정압이 오히려 디스월러 입구보다도 더 상승하는 기이한 현상을 보인다. 그러면 결국 이 유동각이 설계점이 될 수 있는 것 아닌가 생각할 수도 있겠지만, 설계 유동각의 결과에서도 보았듯이 디스월러 베인의 날개출구의 흡입면에서 비교적 큰 역류 영역이 존재했듯이(그림 3.1-54) 유동각이 커질수록 베인의 입구 면적과 출구 면적비가 커져서 디퓨저역할을 하게 되어 비록 정압은 상승하고 전압손실도 감소하고 있는 현상을 보이고는 있는만 베인 출구에서의 유동특성은 나빠진다. 또한 유동각이 51° 보다 커지게 되면 이러한 역류는 더욱 커지게 되어 수렴된 결과를 얻을 수 없었다.

그림 3.1-60 와 그림 3.1-61에서 베인 입구에서 압력손실이 유동각이 작아짐에 따라 커지고 마찬가지로 전압손실이 커지는 이유를 그림 3.1-62의 유동각에 따른 입사각의 변화를 통해서 엿볼 수 있다. 입사각이 음으로 커진다는 것은 그만큼 베인의 날개 선단에서 충돌로 인한 손실이 커지고 있다는 것을 의미하기도 한다. 물론 유동각이 작아짐에 따른 입사각의 변화는 일차원적인 해석으로도 금방 알 수 있는 결과이다. 반면에 베인의 출구에서의 이탈각을 살펴보면 유동각의 변화에 따른 변화가 그다지 크지 않다는 것이다. 즉, 유동각이 무려 12° 정도 변해도 베인 출구에서는 벽면을 따라서는 거의 일정하고 mid-span에서는 5° 정도의 변화만을 보여 크게 민감하지는 않다(그림 3.1-63). 마지막으로 디스월러를 빠져나갈때의 유동각도를 비교해보면 유동각이 설계 유동각으로 갈수록 스월이 많이 없어지고 있으나 이것 역시 2° 정도의 차이만을 보일뿐이다(그림 3.1-64). 따라서 본 연구에서 해석한 디스월러는 입구 유동각에 따른 입사각의 변화에 의해 압력 및 손실에 큰 영향을 끼치고 있으나, 유동의 스월을 제거해주는 데는 거의 큰 영향을 주지 못한다. 디스월러의 경우 유로의 영향 보다는 베인의 영향이 압력 및 손실에 미치는 영향이 크므로 결국 압력 및 손실 특성을 향상 시키기 위해서는 베인 형상을 조금 바꿔줄 필요가 있다.

1.2.6 결 언

STAR/CD를 이용하여 원심 압축기의 임펠러, 디퓨저, 디스윌러에 대한 유동 해석 및 성능 평가를 수행하였다. 2차년도 연구때 보다는 상당히 계산 결과도 다양했고 그에 따른 다양한 방법으로서의 성능 해석을 수행하였고 그 내용은 아래와 같다.

- STAR/CD를 이용하여 좀더 정확한 수치 해석을 위해 전년도 연구에서 사용한 격자를 사용하는 대신 새롭게 격자 생성을 하였으며 이를 통해 수렴성 및 계산 결과의 신뢰성을 높이도록 하였다. 그리고 전체적으로 유동 해석은 합리적으로 수행되었다.

- 익단 간극을 고려한 임펠러의 유동해석을 통해 익단 간극의 누설유량과 전체적인 성능의 변화에 대해 살펴보았다. 누설유량과 손실메커니즘간의 상관 관계를 알아보기 위해 유동장을 좀더 자세히 살펴 보았으며 이를 통해 임펠러 내부의 누설유동과 이차 유동에 과 효율분포와의 상관관계를 밝힐 수 있었다.

- 채널디퓨저 입구 유동각의 변화에 따라 작동점에서 뿐만이 아니라 탈 설계점에서의 채널디퓨저의 압력 상승, 전압 손실의 분포를 살펴며 전체적인 성능을 평가하였다. 특히 3차년도에 들어와서 새로 형상이 바뀐 디퓨저와 2차년도 까지 사용한 디퓨저를 동일한 입구 조건을 주어가며 두 디퓨저 간의 성능을 비교해 보았으나 형상 변경을 통해 그리 큰 성능 향상을 내지 못함을 수치 해석을 통해 예측하였다.

- 현재까지 STAR/CD를 이용해서는 초음속 유동에 해석에 대해서는 수렴시키기가 매우 어려운 단점이 있기 때문에 유동각 변화에 따른 성능 해석은 입구 마하수를 아음속으로 낮추어 수행하였다. 그리고 작동점 유동각에 대해서는 마하수를 변화 시켜 가면서 마하수 변화에 따른 디퓨저의 성능의 변화에 대해 살펴보았다. 초음속 입구 유동의 경우 날개 입구에서 물성치의 변화가 충격파와 비슷한 거동을 보이니 이에 대해서는 좀더 논의할 필요성이 있다.

- 이번 수치 해석으로 평가된 결과들은 자체적으로 합리적이라 판단되지만, 추후 실험을 통한 결과의 비교를 통해 검증되어야 하겠다.

☒ 3.1-8 Specification of impeller

| | |
|------------------------------------|-------------------------|
| Flow rate | 1.0 kg/s |
| Rotating speed | 60000 rpm |
| No. of blades(main blade+splitter) | 13 + 13 |
| Outer radius of impeller | 82 mm |
| Inner radius of impeller | 54 mm |
| Backsweep angle of impeller exit | 65 deg |
| Tip clearance | 0.3mm,0.5mm,0.7mm,1.0mm |
| Width of impeller exit | 6.4 mm |

☒ 3.1-9 Fitting of performance due to tip clearance

| $f\left(\frac{t}{b_2}\right)$ | a | b |
|---|-------|-------|
| $\Delta PR_o/\Delta PR_{o0}$ | 0.899 | 1.453 |
| $(\Delta h_{o0} - \Delta h_o)/\Delta h_{o0}$ | 0.487 | 1.534 |
| $\Delta PR_{oh}/\Delta PR_{o0}$ | 1.748 | 1.509 |
| $\Delta PR_{ov}/\Delta PR_{o0}$ | 0.143 | |
| $\Delta\eta/\eta_0$ | 0.137 | |
| $f\left(\frac{t}{b_2}\right) = a\left(\frac{t}{b_2}\right) + b\left(\frac{t}{b_2}\right)^2$ | | |

☒ 3.1-10 Performance of impeller due to tip clearance

| | t=0.0 mm | t=0.3 mm | t=0.5 mm | t=0.7 mm | t=1.0 mm |
|-------------------------|-----------|-----------|----------|-----------|-----------|
| $\frac{P_2}{P_{o1}}$ | 2.99 | 2.80 | 2.69 | 2.57 | 2.35 |
| $\frac{P_{o2}}{P_{o1}}$ | 6.14 | 5.85 | 5.66 | 5.43 | 5.05 |
| α | 74.20 deg | 73.38 deg | 72.72 | 71.86 deg | 70.12 deg |
| c_m/u_2 | 0.223 | 0.233 | 0.241 | 0.250 | 0.268 |
| c_θ/u_2 | 0.788 | 0.783 | 0.776 | 0.765 | 0.742 |
| μ | 0.880 | 0.879 | 0.874 | 0.866 | 0.848 |
| η | 0.920 | 0.914 | 0.911 | 0.906 | 0.900 |

表 3.1-11 Specification of channel diffuser

| | Diffuser type 1 | Diffuser type 2 |
|-----------------|-----------------|-----------------|
| Number of Blade | 21 | 39 |
| D_3 | 0.180 m | 0.180 m |
| b_3 | 0.0064 m | 0.0064 m |
| α_3 | 71.5° | 71.5° |
| D_4 | 0.260 m | 0.260 m |
| b_4 | 0.008 m | 0.008 m |
| α_4 | 46° | 42.35° |

表 3.1-12 Comparison of two types of channel difuser performance at mach number

0.7

| | Diffuser type 1 | Diffuser type 2 |
|----------|-----------------|-----------------|
| Ma_2 | 0.7 | 0.7 |
| T_{o2} | 440.24 | 440.47 |
| P_{o2} | 386599.1 | 384512.9 |
| Ma_4 | 0.21 | 0.18 |
| T_{o4} | 438.83 | 438.43 |
| P_{o4} | 373547.5 | 368816.6 |
| C_p | 0.7676 | 0.7730 |
| L_c | 0.1230 | 0.1481 |

Æ 3.1-13 Comparison of channel difuser type 2 performance by changing inlet mach number

| | Mach number 0.7 | Mach number 1.055 |
|----------|-----------------|-------------------|
| Ma_2 | 0.7 | 1.055 |
| T_{o2} | 440.47 | 488.84 |
| P_{o2} | 384512.9 | 552682.4 |
| Ma_4 | 0.18 | 0.23 |
| T_{o4} | 438.43 | 477.68 |
| P_{o4} | 368816.6 | 489303.9 |
| C_p | 0.7730 | 0.7031 |
| L_c | 0.1481 | 0.2312 |

Æ 3.1-14 Specification of deswirler (AGV)

| | EA | 48 |
|---------------|--------|-------|
| D_{6h} | m | 0.287 |
| D_{6s} | m | 0.300 |
| β_{6sb} | degree | 54 |
| β_{6pb} | degree | 44 |
| β_{7pb} | degree | 7 |
| β_{7sb} | degree | 17 |
| Lcord | m | 0.030 |

표 3.1-15 Performance of deswirler by 1-D prediction and 3-D calculation.

| | 1-D prediction | 3-D prediction |
|----------------|----------------|----------------|
| $T_{\sigma 5}$ | 486.4 K | 486.4 K |
| α_5 | 453192.83 | 459645.17 |
| $P_{\sigma 5}$ | 50 deg | 49 deg |
| $P_{\sigma 8}$ | 486.4 K | 485.4 K |
| $T_{\sigma 8}$ | 441005.4 Pa | 451074.6 Pa |
| α_8 | 0 deg | 5.92 deg |
| C_p | | 0.045 |
| L_c | | 0.420 |

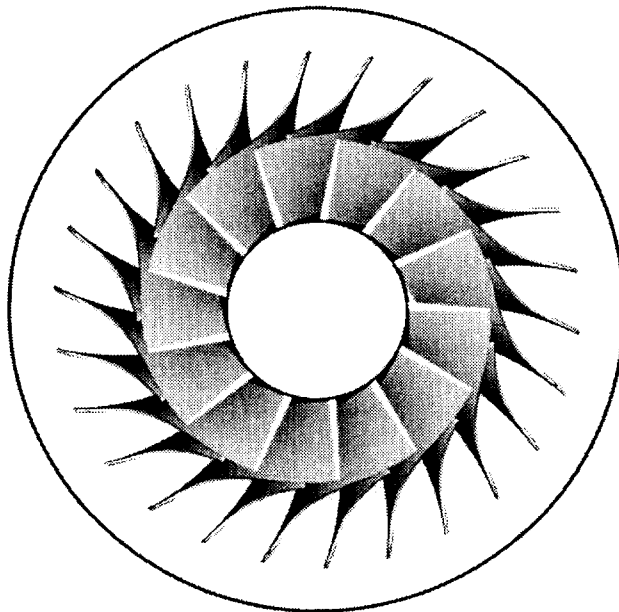


그림 3.1-9 APU centrifugal impeller with 13 main blades and 13 splitters

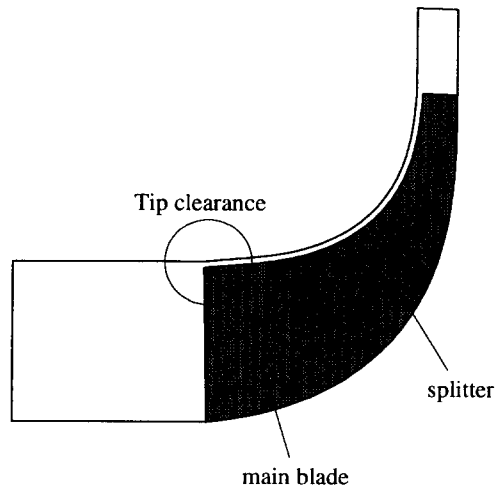


그림 3.1-10 Tip clearance distributed uniformly from leading edge to trailing edge of impeller blade

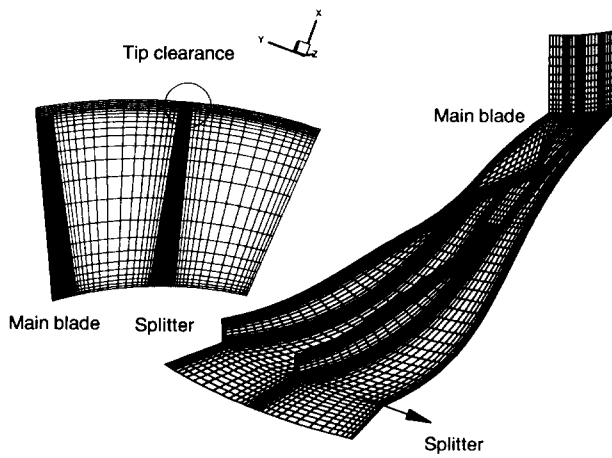


그림 3.1-11 Computational grid of impeller

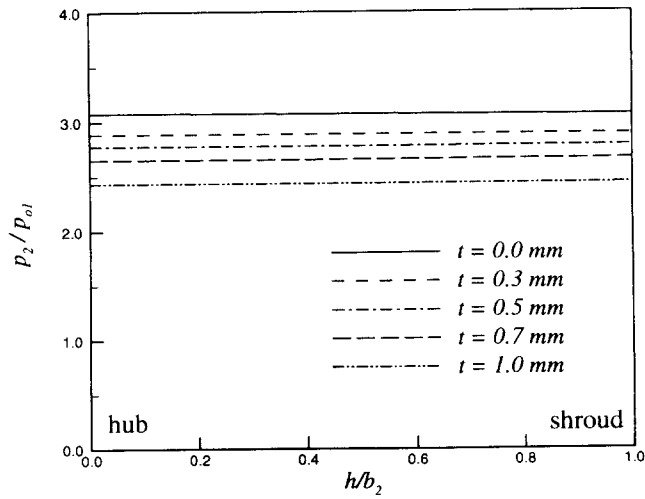


그림 3.1-12 Circumferentially averaged static to total pressure at impeller exit with tip clearance

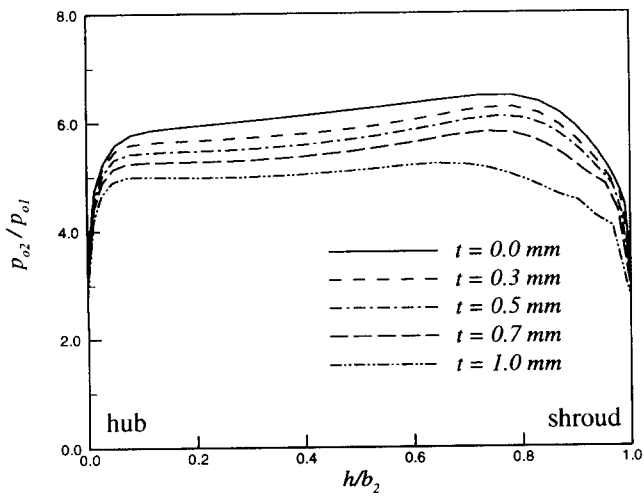


그림 3.1-13 Circumferentially averaged total to total pressure at impeller exit with tip clearance

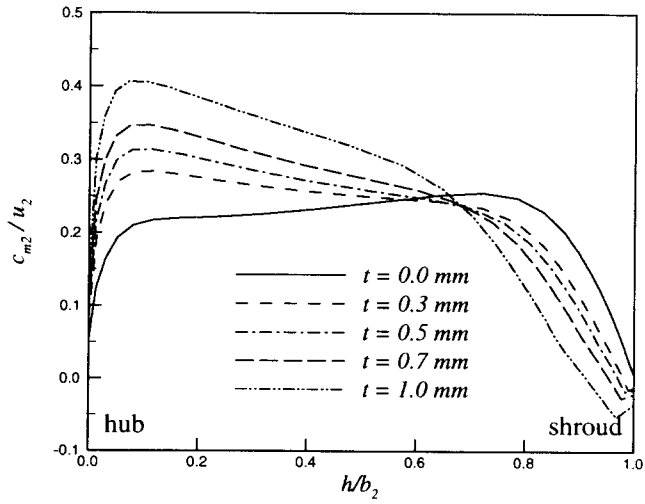


그림 3.1-14 Circumferentially averaged meridional velocity at impeller exit with tip clearance

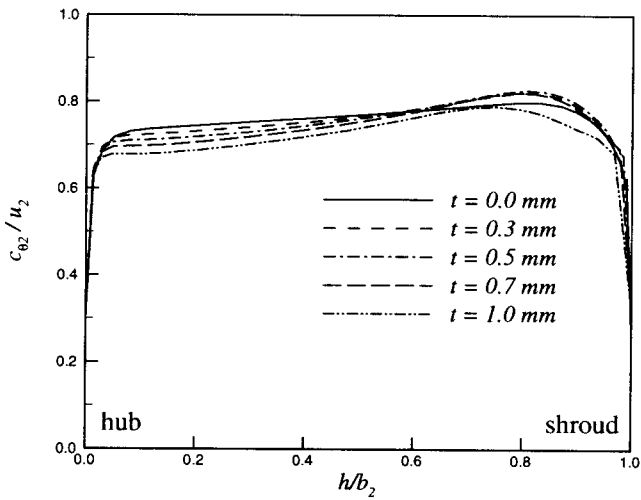


그림 3.1-15 Circumferentially averaged circumferential velocity at impeller exit with tip clearance

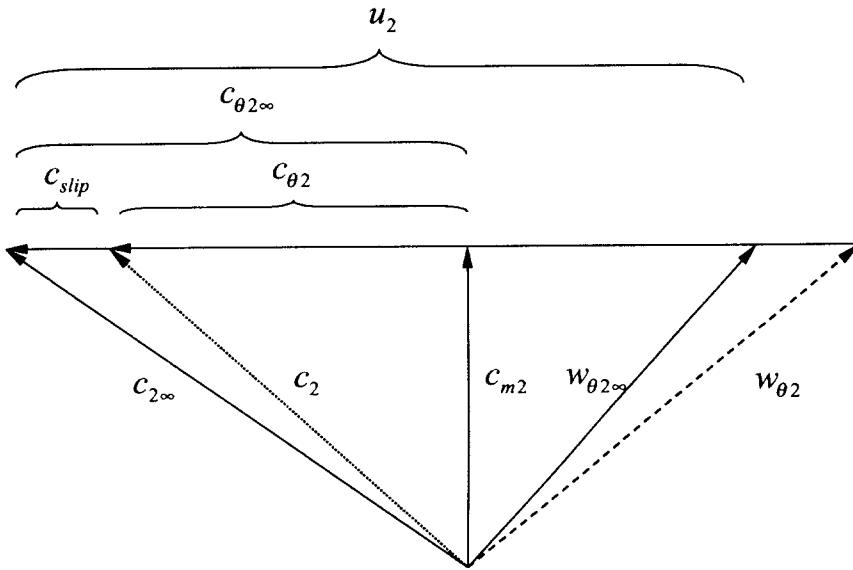


그림 3.1-16 Velocity triangle at impeller exit

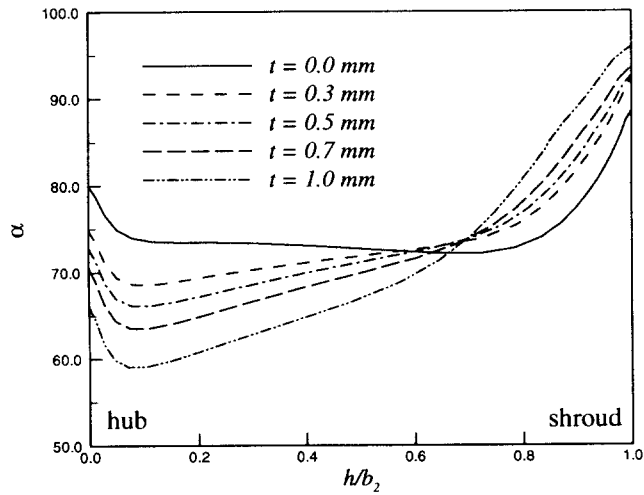


그림 3.1-17 Circumferentially averaged absolute flow angle at impeller exit with tip clearance

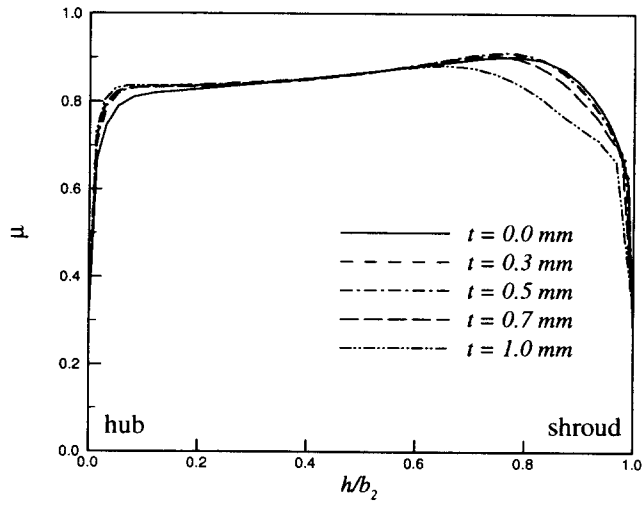


그림 3.1-18 Circumferentially averaged slip factor at impeller exit with tip clearance

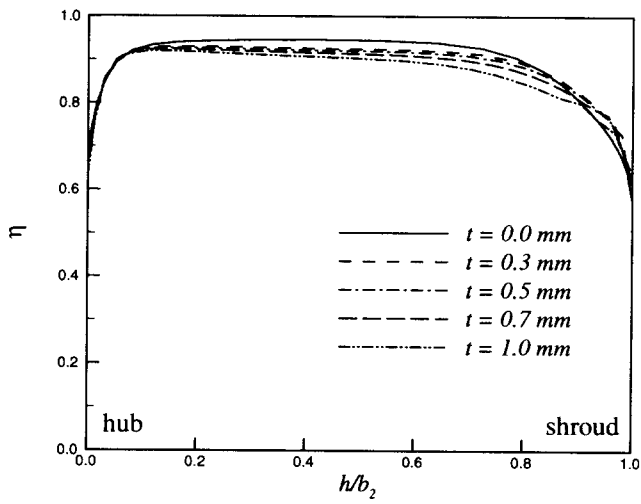


그림 3.1-19 Circumferentially averaged isentropic efficiency at impeller exit with tip clearance

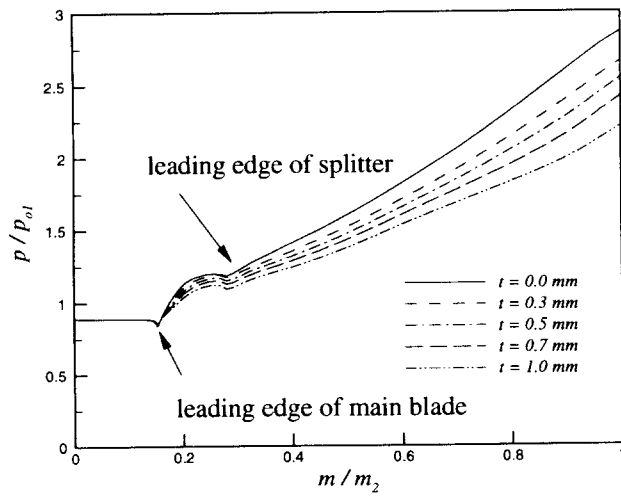


그림 3.1-20 Distribution of static to total pressure along impeller flow passage with tip clearance

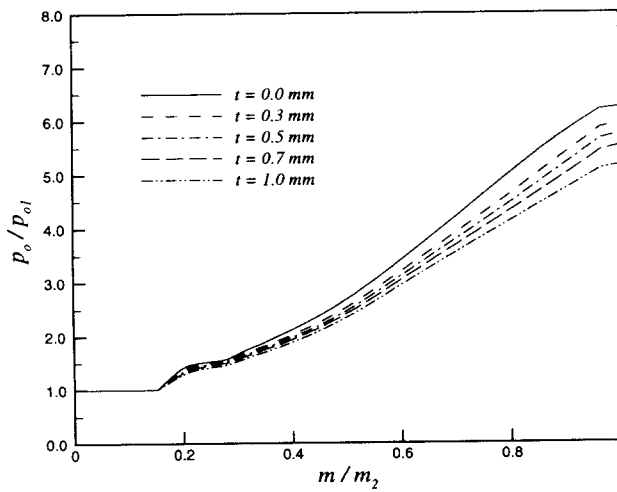


그림 3.1-21 Distribution of total to total pressure along impeller flow passage with tip clearance

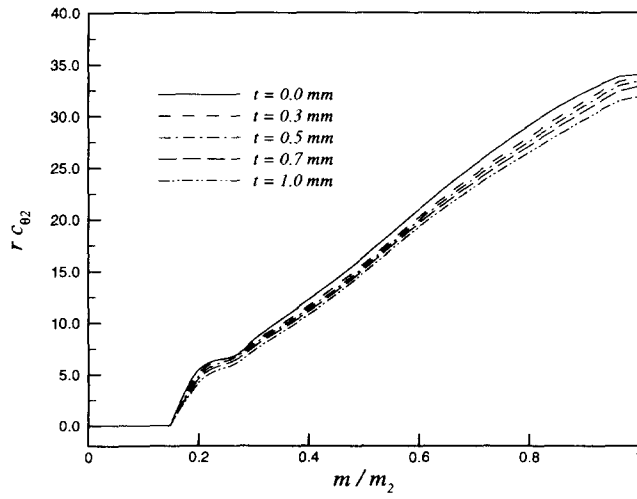


그림 3.1-22 Distribution of blade loading along impeller flow passage with tip clearance

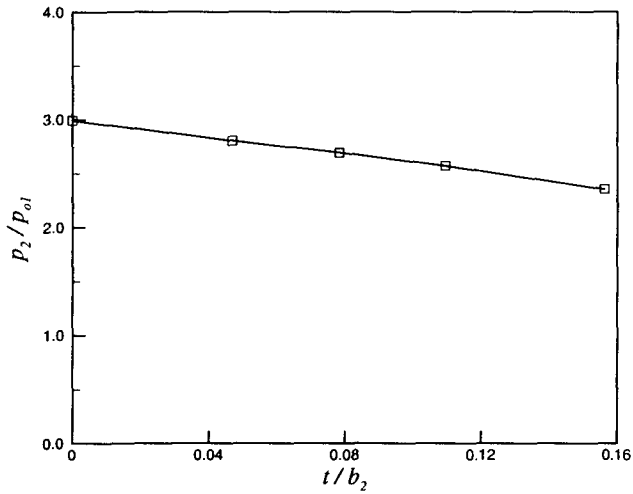


그림 3.1-23 Change of static to total pressure due to tip clearance

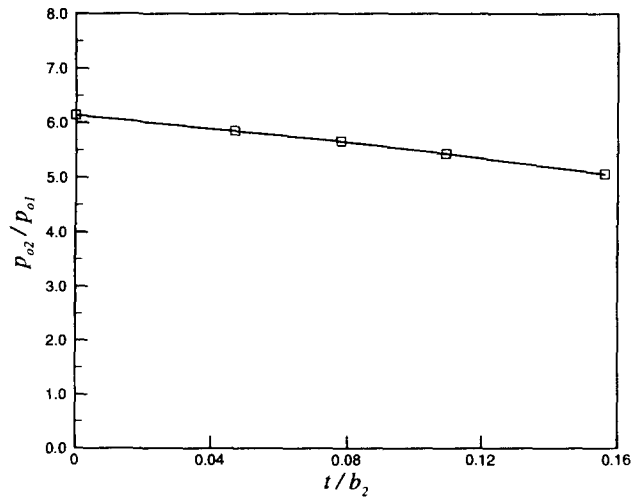


그림 3.1-24 Change of total to total pressure due to tip clearance

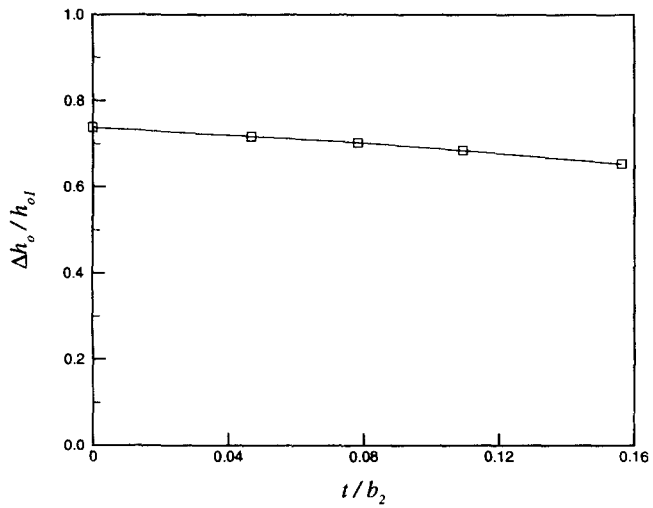


그림 3.1-25 Change of total enthalpy rise due to tip clearance

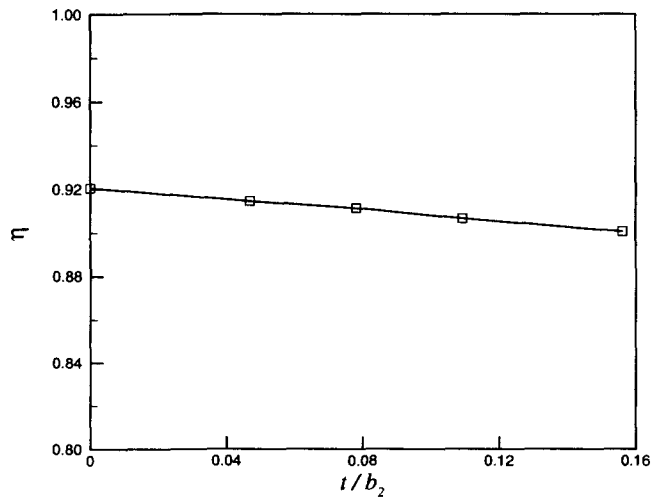


그림 3.1-26 Change of isentropic efficiency due to tip clearance

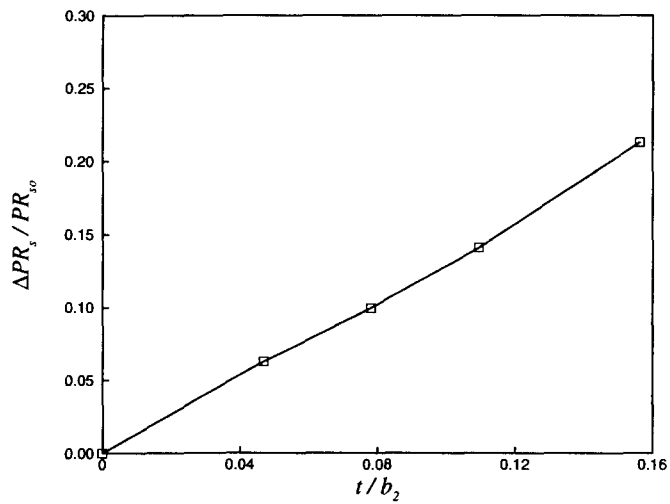


그림 3.1-27 Decrement of static to total pressure due to tip clearance in comparison of zero tip clearance

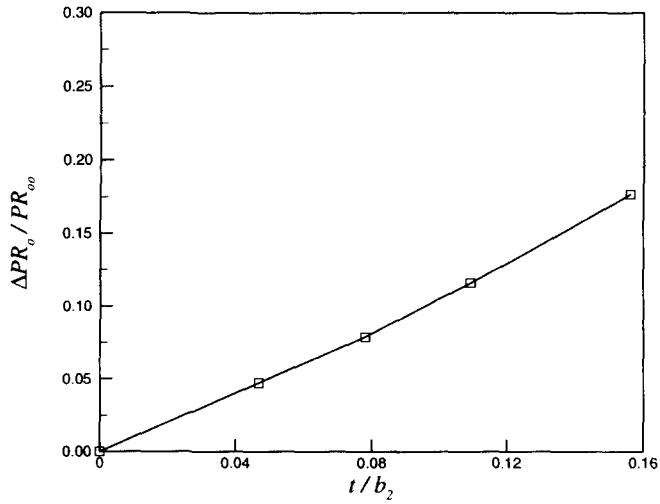


그림 3.1-28 Decrement of total to total pressure due to tip clearance in comparison of zero tip clearance

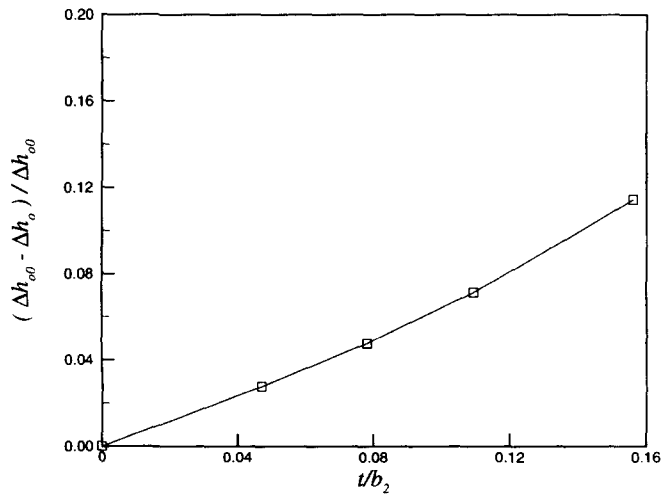


그림 3.1-29 Decrement of total enthalpy rise due to tip clearance in comparison of zero tip clearance

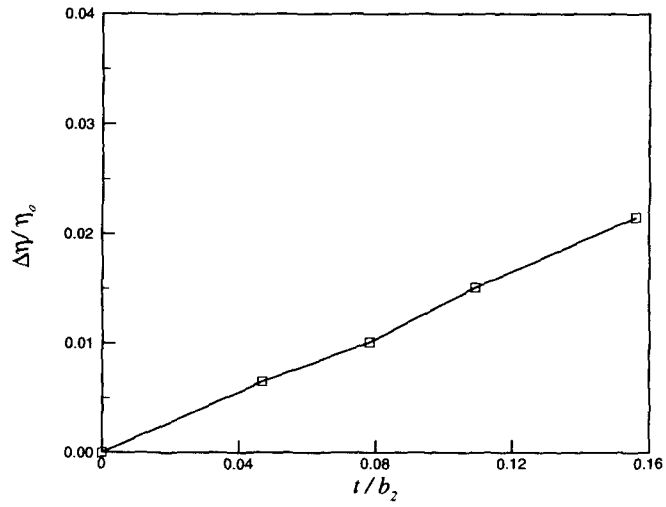


그림 3.1-30 Decrement of isentropic efficiency rise due to tip clearance in comparison of zero tip clearance

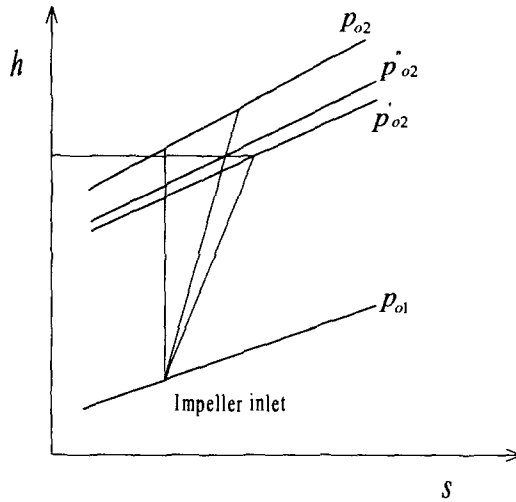


그림 3.1-31 h-s diagram for impeller

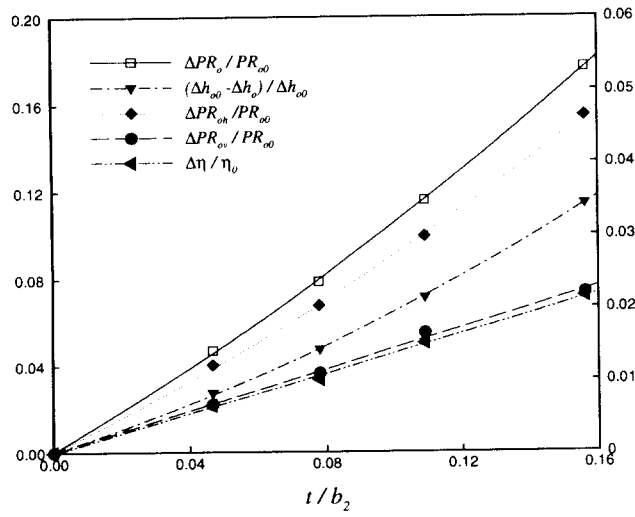


그림 3.1-32 Decrement of performance due to tip clearance

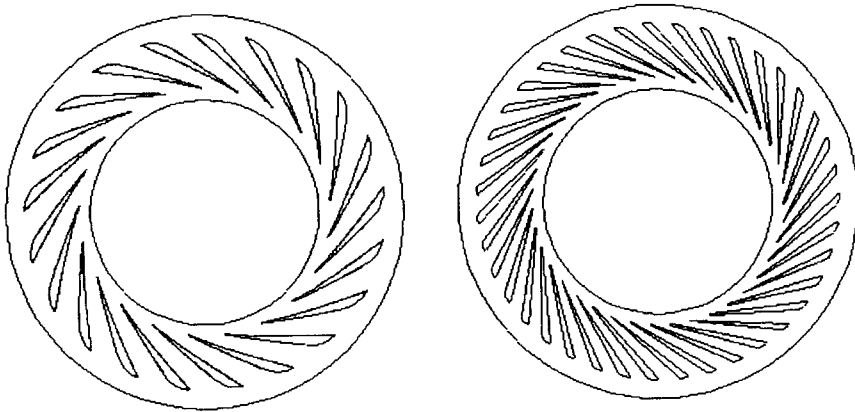


그림 3.1-33 Schematic diagrams of diffuser type 1 and type 2

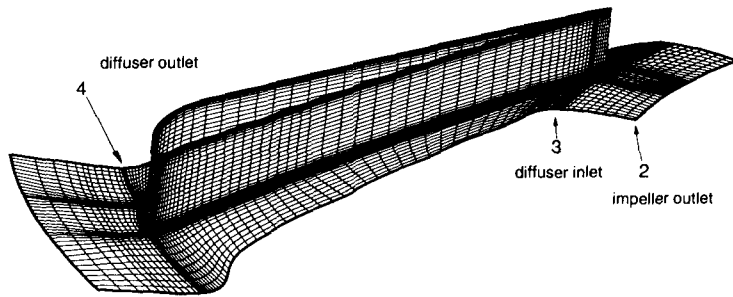


그림 3.1-34 Computational grid of diffuser type 1

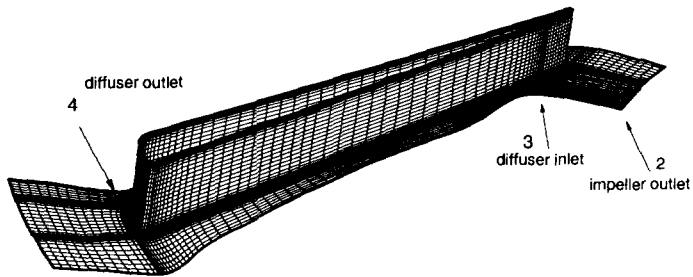


그림 3.1-35 Computational grid of diffuser type 2

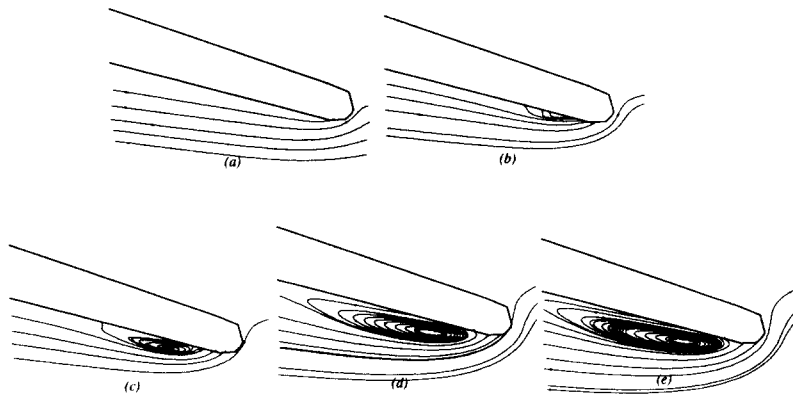


그림 3.1-36 Distributions of streamline near leading edge of diffuser type 1 by varying inlet flow angle (a) 71.50 (b) 72.88 (c) 73.38 (d) 74.48 and (e) 76.00.

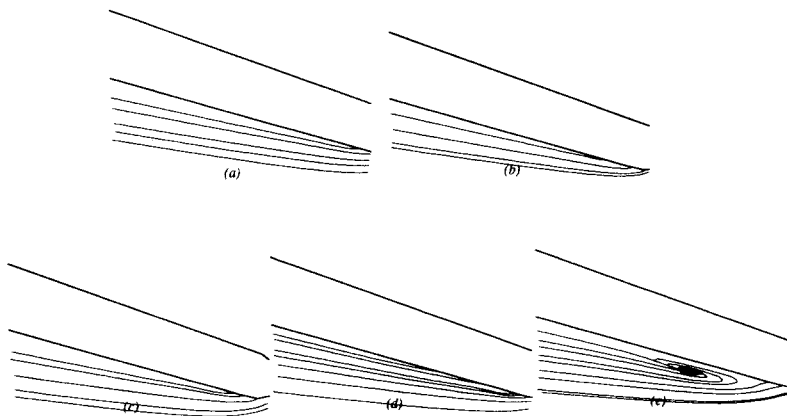


그림 3.1-37 Distributions of streamline near leading edge of diffuser type 1 by varying inlet flow angle (a) 71.50 (b) 72.88 (c) 73.38 (d) 74.48 and (e) 76.00.

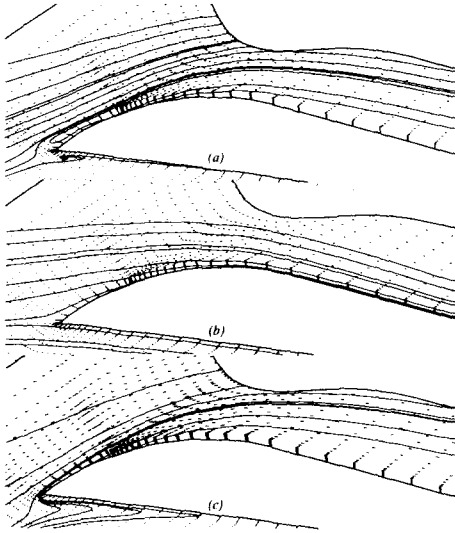


그림 3.1-38 Distributions of velocity vector of diffuser type 1 near trailing edge at (a) hub (b) mid-span and (c) shroud.

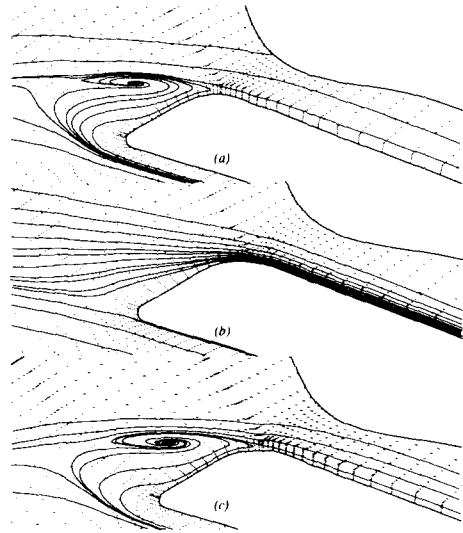


그림 3.1-39 Distributions of velocity vector of diffuser type 2 near trailing edge at (a) hub (b) mid-span and (c) shroud.

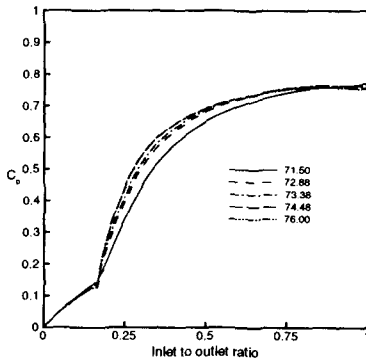


그림 3.1-40 Distributions of pressure coefficient along the flow path of diffuser type 1.

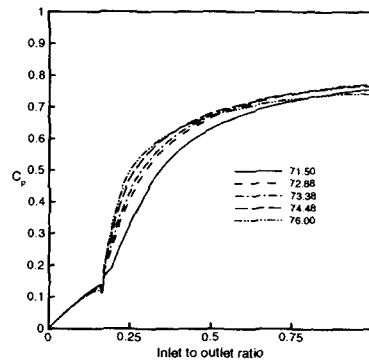


그림 3.1-41 Distributions of pressure coefficient along the flow path of diffuser type 2.

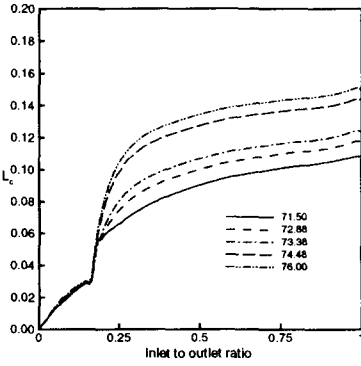


그림 3.1-42 Distributions of loss coefficient along the flow path of diffuser type 1.

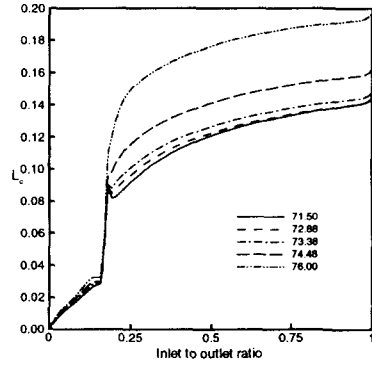


그림 3.1-43 Distributions of loss coefficient along the flow path of diffuser type 2.

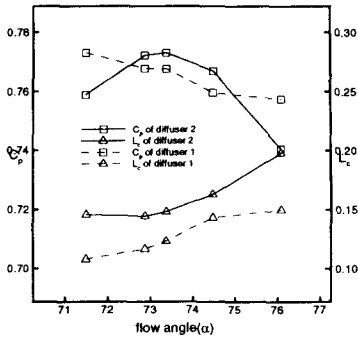


그림 3.1-44 Performance curve of diffuser type 1 and type 2

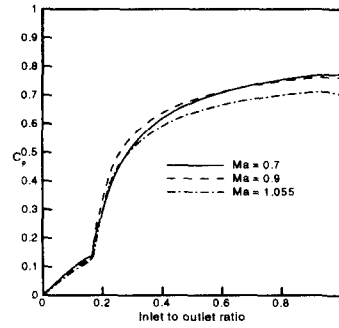


그림 3.1-45 Distributions of pressure coefficient along the flow path of the diffuser type 2 by varying mach number

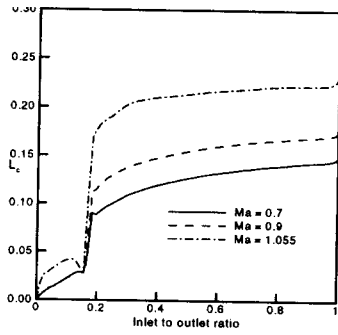


그림 3.1-46 Distributions of loss coefficient along the path of type 2 by varying mach number

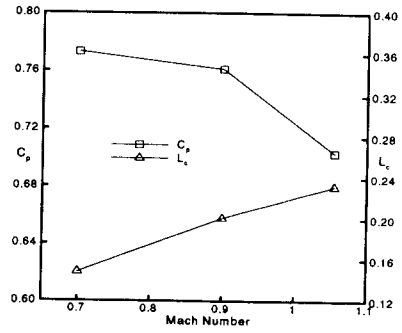


그림 3.1-47 Performance curve by varying mach number

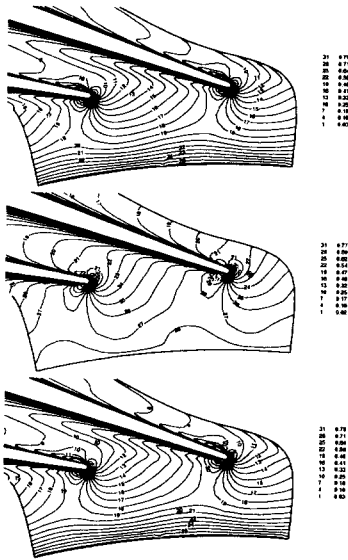


그림 3.1-48 Distributions of pressure coefficient near leading edge at mach number 0.7 hub, mid-span and shroud

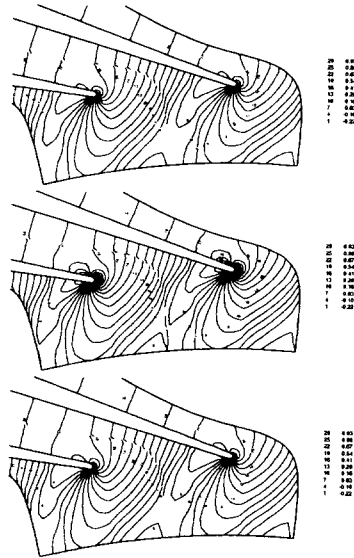


그림 3.1-49 Distributions of pressure coefficient near leading edge at mach number 1.055 hub, mid-span and shroud

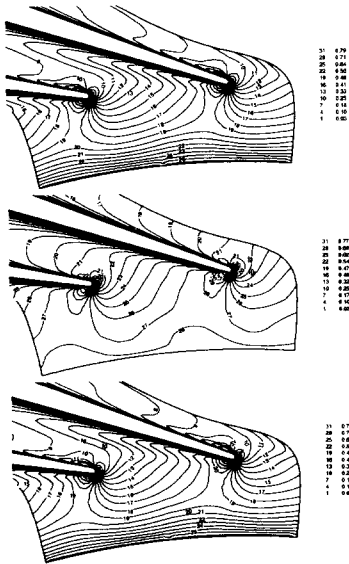


그림 3.1-50 Distributions of pressure coefficient near leading edge at mach number 0.7 hub, mid-span and shroud

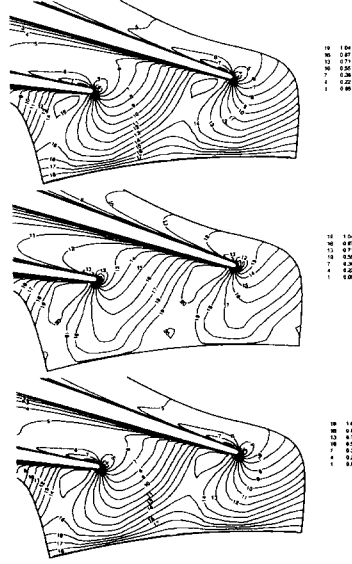


그림 3.1-51 Distributions of mach number near leading edge at mach number 1.055 hub, mid-span and shroud

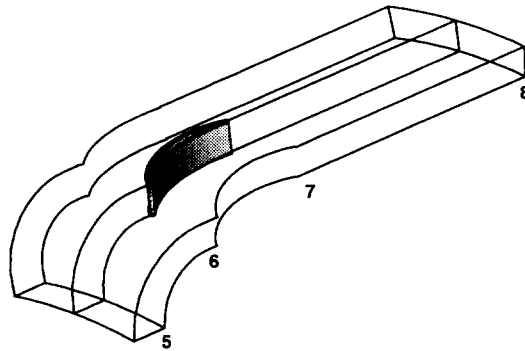


그림 3.1-52 Schematic diagram of deswirler

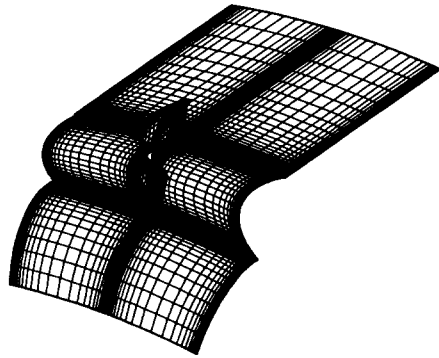


그림 3.1-53 Computational grid of deswirler

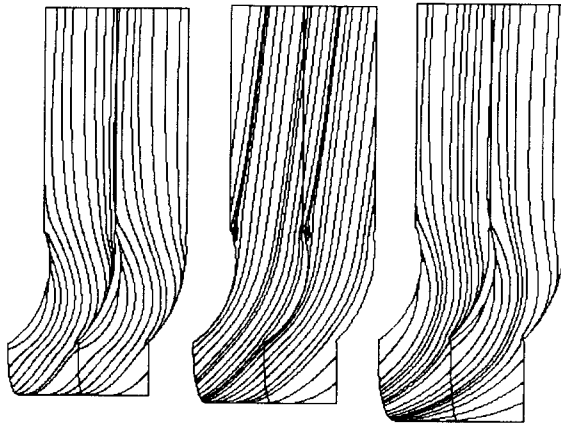


그림 3.1-54 Distributions of Streamlines at
hub, mid-span and shroud

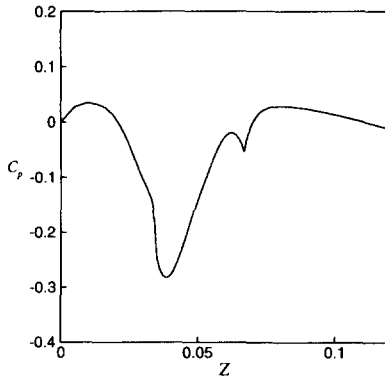


그림 3.1-55 Longitudinal distributions of averaged pressure coefficient

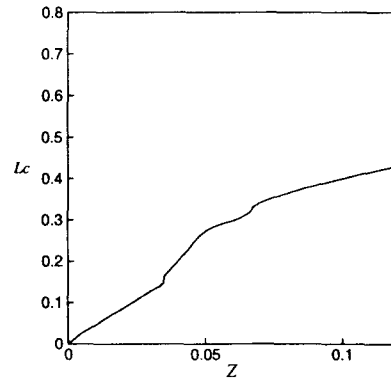


그림 3.1-56 Longitudinal distributions of averaged loss coefficient

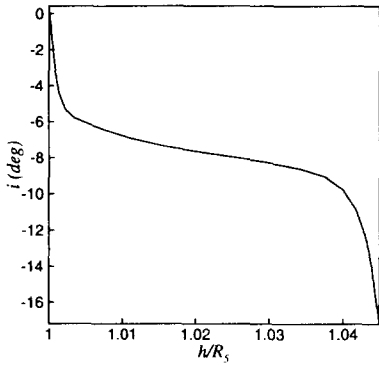


그림 3.1-57 Spanwise variation of incidence angle of the flow at the leading edge

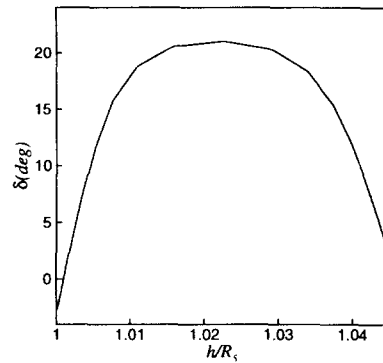


그림 3.1-58 Span-wise variation of deviation angle of the flow at the trailing edge

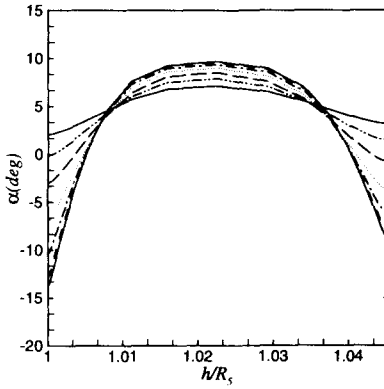


그림 3.1-59 Span-wise variation of flow angle along the deswirler

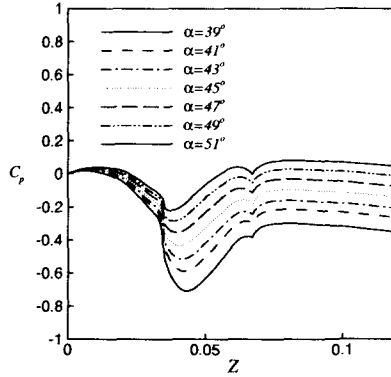


그림 3.1-60 Variations of averaged static pressure coefficient with inlet flow angle.

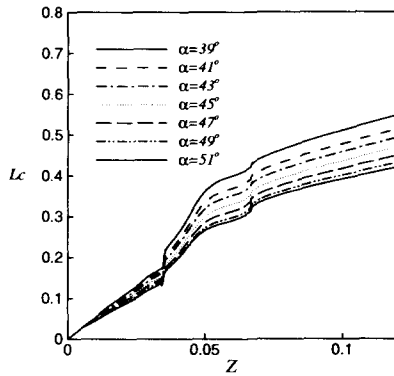


그림 3.1-61 Variations of section averaged static pressure coefficient with inlet flow angle.

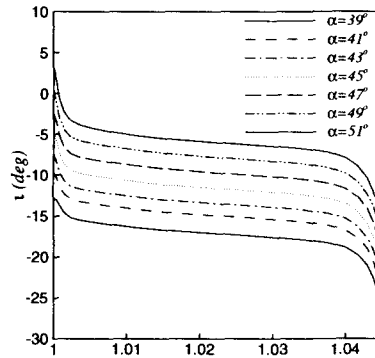


그림 3.1-62 Variations of incidence angle with various inlet flow angle

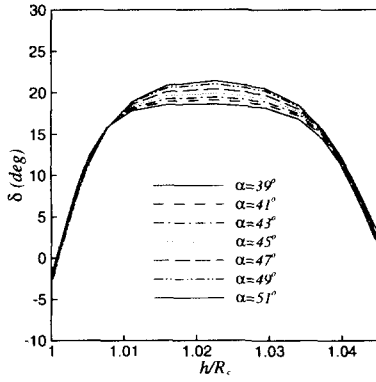


그림 3.1-63 Variations of deviation angle with various inlet flow angle.

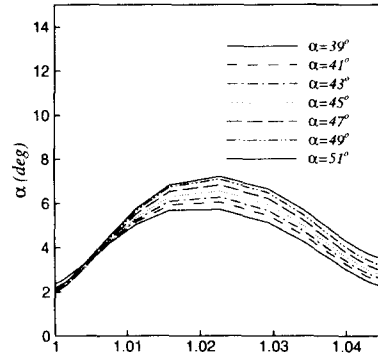


그림 3.1-64 Variations of flow angle at the channel exit with various inlet flow angle

제 2 절 연소기

현재 개발중인 보조동력장치(APU)에 장착할 연소기에 대한 설계 및 성능시험이 수행되었다. 연소기는 출력이 작고 회전수가 높은 엔진 특성에 따라 압축기와 터빈의 근접 배치가 가능한 환형 역류형의 연소기를 채용하여 공간 활용을 극대화하였다. 그러나 저 출력 엔진의 특성상 설계 조건에서의 적은 연료량은 가용 연료 인젝터의 개수를 제한하였고, 이에 따라 가스터빈 연소기에서 일반적인 인젝터와 스윌러를 장착한 형태의 화염안정기구 대신에 Single Vortex 또는 tangential swirl 형 등이 개발 초기부터 병행하여 검토 개발되었다. 지속적인 시험/해석을 통한 개발 및 비교와 설계 변경을 통하여 현재는 Tangential Swirl 형태로 확정되어 시험 개발이 진행되고 있다. 본 보고서에서는 그 동안 진행된 연소기 개발을 크게 연소기 형태에 따라 분류하여 기술하였다. 본 장에서는 연소기 개발을 위한 설계 및 해석 결과를 중심으로 하고, 시험 평가 및 결과에 대해서는 5장에서 상세히 기술한다.

2.1 Single Vortex형 연소기 개발

Single Vortex 형 연소기는 주연소 영역에 한 개의 큰 vortex를 공기 유동에 의하여 인위적으로 형성함으로써 재순환 영역을 생성하고 연소 및 보염을 할 수 있도록 설계된다. 또한 생성 vortex가 기존의 스윌러 형태의 연소기에 비하여 크기 때문에 연료 인젝터의 개수를 줄일 수 있는 장점이 있다. 그러나 연소기의 주공기구나 슬롯만을 이용하여 원하는 공기 유동을 생성해야하기 때문에 개발을 위해서는 많은 시험 개발 및 신뢰할 만한 해석 도구가 필요하다. 본 과제에서도 single vortex 형태의 연소기 개발을 위하여 많은 설계/해석 및 시험이 수행되었으면 이에 대하여 기술하고자 한다.

2.1.1 연소기 주요 크기 결정

연소기의 주요 치수는 연소기 엔진 운용조건과, 연소기 크기에 직접적인 영향을 주는 압축기와 터빈의 크기 등에 따른 기하학적인 제한조건, 그리고 연소기의 설계 목표치 등을 반영하여 결정되며, 본 연소기에 대한 설계점 조건과 설계 목표치는 표 3.2-1과 같다.

표 3.2-1 연소기 설계점 운영조건 및 설계 목표치

| | | |
|-------------|----------------|-------------|
| 설계점 운영조건 | 연소기 입구 온도 | 481 K |
| | 연소기 입구 압력 | 405 kPa |
| | 공기 유량 | 0.86 kg/sec |
| | 연료 유량 | 59.3 kg/h |
| | 연소기 출구 온도 | 1,170 K |
| 설계 목표치 | 연소 효율 (설계점) | ≥ 99 % |
| | PATTERN FACTOR | ≤ 30 % |
| | 전압력 손실 | ≤ 4.5 % |

연소기의 기본 크기는 연소 부하율의 일종인 θ -파라미터를 이용하여 20,000ft의 고고도 조건에서도 효율적인 연소 및 점화 성능을 얻을 수 있도록 결정하였다. 설계는 결정된 연소기 형상 및 기본 크기에 대하여 연소기가 효율적으로 작동하도록 공기를 배분하고 1차원적인 계산을 수행하여 연소기 내부, 외부의 공기 유량, 속도, 압력, 온도 분포 등을 계산하였으며, 이를 활용하여 연소기 벽면에 미치는 복사 열전달량을 예측하여 연소기 냉각 설계를 수행하였다. 표 3.2-1은 기본 설계를 통하여 결정된 연소기의 기본 치수를 나타낸 것이다.

표 3.2-2 연소기 설계 변수 및 기본 치수

| | |
|--------------------|--|
| 연소기 체적 | $5.52 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ |
| 연소 부하율 | $2.74 \times 10^4 \text{ (kcal/h/atm/m}^3\text{)}$ |
| Reference Velocity | ~ 5.2 m/sec |
| A_n / A_{ref} | ~ 0.69 |
| L_c / H_D | ~ 2.9 |

그림 3.2-1은 기본 설계를 통하여 결정된 연소기의 기본 레이아웃을 나타낸 그림이다.

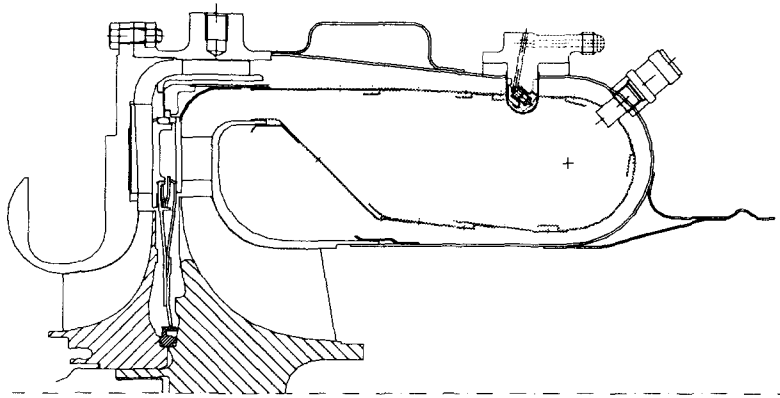


그림 3.2-1 연소기 기본 레이아웃

2.1.2 유로 설계 및 냉각설계

연소기의 기본 설계과정 중에 연소기 기본치수가 결정되면 공기 배분 및 냉각 설계를 수행한다. 이러한 공기 배분 및 냉각설계의 입력 및 결과는 서로 반복되면서 최종적인 목표가 만족될 때까지 수행한다. 표 3.2-3과 그림 3.2-2는 이러한 반복 과정을 통하여 최종적으로 결정된 값을 나타낸다.

표 3.2-3 Single Vortex형 연소기 공기구 설계 결과

| | 공기 과잉률 (누적) | Hole 직경 (%) | Hole 직경 (mm) | | Hole 개수 | | Hole 면적(mm ²) | |
|-----------------|-------------------|----------------|-----------------|-------|---------|-------|---------------------------|-------|
| | | | Inner | Outer | Inner | Outer | Inner | Outer |
| 연소기 헤드부 | 0.48 | 13.2 | 1.8 | 1.9 | 100 | 120 | 254.5 | 340.2 |
| 연료 인젝터 | 0.55 | 2.1 | | 4.4 | | 6 | | 91.2 |
| Cooling Hole #1 | 1.09 | 15.0 | 2.2 | 1.5 | 80 | 180 | 304.1 | 318.1 |
| Main Hole #1 | 1.50 | 11.4 | 5.1 | | 24 | | 490.3 | |
| Cooling Hole #2 | 1.78 | 7.8 | 1.5 | 1.1 | 80 | 180 | 141.4 | 171.1 |
| Main Hole #2 | 2.52 | 20.6 | 3.9 | 5.6 | 24 | 24 | 286.7 | 591.1 |
| Cooling Hole #3 | 2.76 | 6.7 | 1.5 | 1.0 | 80 | 180 | 141.4 | 141.4 |
| Dilution Hole | 3.60 | 23.2 | 4.2 | 5.9 | 24 | 24 | 332.5 | 656.2 |

부분에 슬롯을 장착하였다. 이러한 슬롯을 통하여 연소기에 유입되는 공기는 연소기 헤드부에 대한 냉각 효과와 아울러 원주 방향의 공기 유동을 형성시켜 적은 수의 연료 인젝터로도 균일한 연료, 공기 혼합을 얻어 연소기 출구 온도 분포를 균일하게 할 수 있도록 설계하였다. 연료 인젝터 개수는 점화조건에서의 연료량과 분무압력을 고려하여 6개로 결정하였다. 그림 3.2-3은 설계된 Tangential Swirl형의 연소기의 유동 형태를 나타낸 것이다.

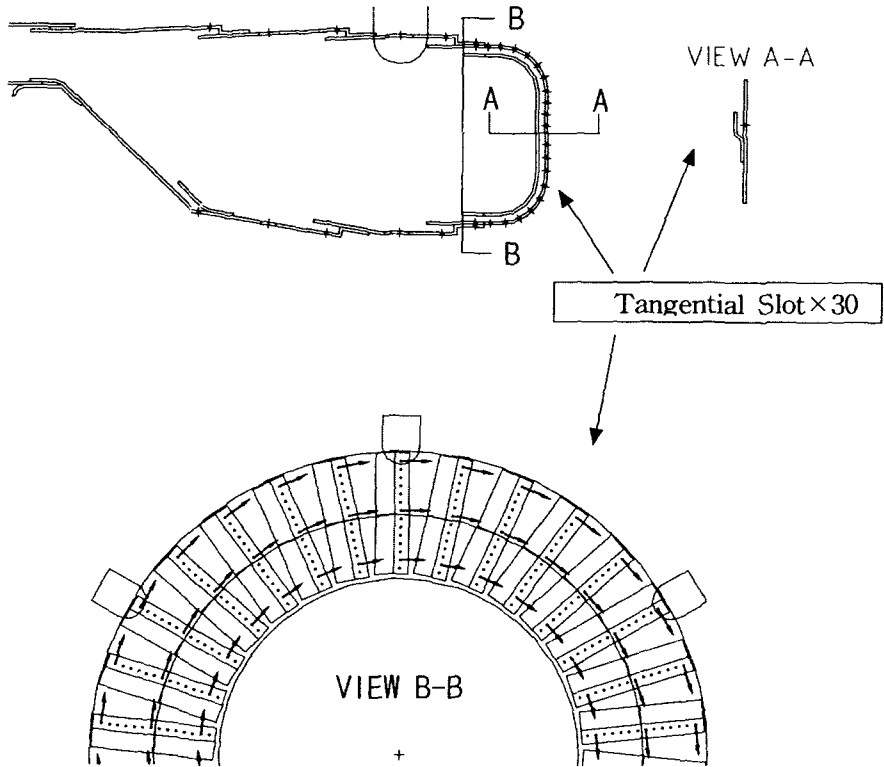


그림 3.2-3 Tangential Swirl형 연소기 유동 형태

2.2.2 공기 배분 결과

연소기의 기본 형상이 결정되면 이에 대해 효율적인 연소 성능을 얻을 수 있도록 공기를 배분하게 된다. 1차 공기 배분시에는 공기구의 면적에 비례하여 각 구간별로 공기가 배분된다고 가정하여 설계를 하고 다음 단계로 이 설계에 대해 1차원적인 연속방정식을 만족시키는 공력 계산을 수행하여 각 구간별 공기 유량,

속도, 압력, 온도, 공기구의 유량계수 등을 계산한다. 표 3.2-4에 공기 배분 결과를 제시하였다.

표 3.2-4 Tangential Swirl형 연소기 공기 배분 결과

| | 공기 과잉률 (누적) | Hole 직경 (mm) | Hole 개수 | | Hole 면적(mm ²) | | | |
|-----------------|----------------|-----------------|---------|-------|---------------------------|-------|-------|--------|
| | | | Inner | Outer | Inner | Outer | | |
| 연소기 헤드부 | 0.50 | 14.4 | 1.1 | 1.3 | 300 | 330 | 285.1 | 438.0 |
| Cooling Hole #1 | 1.10 | 15.4 | 2.4 | 1.7 | 74 | 190 | 334.8 | 431.3 |
| Main Hole #1 | 1.84 | 21.3 | 5.2 | 6.9 | 18 | 18 | 382.3 | 673.1 |
| Cooling Hole #2 | 2.08 | 6.9 | 1.5 | 1.0 | 100 | 216 | 176.7 | 169.6 |
| Main Hole #2 | 3.24 | 33.3 | 5.7 | 7.4 | 24 | 24 | 612.4 | 1032.2 |
| Cooling Hole #3 | 3.48 | 6.9 | 1.5 | 1.0 | 96 | 220 | 169.6 | 172.8 |

2.2.3 복사 열전달량 예측

연소기의 요구 수명을 얻기 위해서는 연소기 벽면을 충분히 냉각시켜야 한다. 연소기 냉각 설계에 있어서 가장 많은 영향을 미치는 인자는 연소하는 화염으로부터 방출되는 복사 열전달량이며 이 양을 알기 위해서는 1) 실제로 측정하거나 2) 개발 경험이 있는 비슷한 연소기의 값을 참조하는 방법 외에 3) 잘 알려진 경험식을 사용하는 방법이 있다. 국내에서는 아직 비슷한 작동 조건의 연소기에 대한 독자 개발 경험이 없으므로 다음과 같은 경험식을 사용하여 복사 열전달량을 예측하도록 하였다.

$$Q_{rad} = \sigma \epsilon_g T_g^4, \quad \epsilon_g = 1 - \exp[-290 P L (q \cdot b)^{0.5} T_g^{-1.5}] \quad (W/m^2)$$

여기서,

σ : Stefan-Boltzmann constant = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$

ϵ_g : gas emissivity at temperature T_g

T_g : average or bulk gas temperature, K

P : gas pressure, kPa

L : luminosity factor, $L = 0.0691 (C/H - 1.82)^{2.71}$

- q : local fuel/air ratio by mass
- l_b : beam length, m (for a long annular combustor, $l_b = 0.9 \times H_0$)
- C/H : carbon/hydrogen ratio by weight

위와 같은 경험식을 사용하여 계산된 각 냉각 섹션별 단위 면적당 복사 열전달량을 그림 3.2-4에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 Beam Length (l_b)는 주연소 영역에서 최대값을 가지고 회석 영역에서는 최소인 1.0의 값을 가지는 것으로 가정하였다.

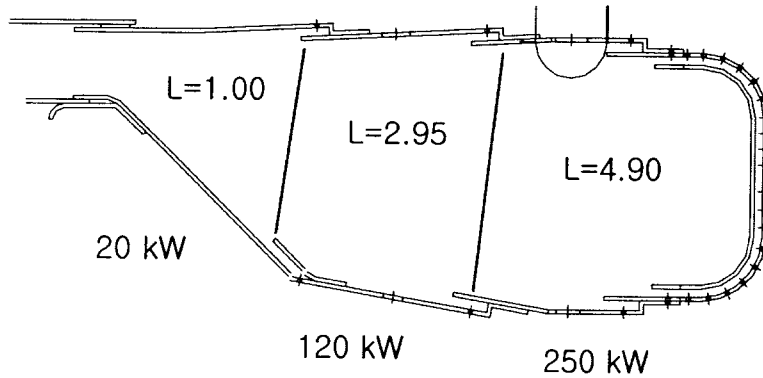


그림 3.2-4 냉각 섹션별 단위 면적당 복사 열전달량 예측

2.2.4 라이너 벽면 온도 분포

위와 같이 계산된 1차원 공력 계산 결과와 단위 면적당 복사 열전달량을 입력값으로 하여 각 냉각 섹션별로 온도 분포를 계산한다. 온도 계산에는 이론과 실험식 등을 바탕으로 구성된 전용 소프트웨어가 사용되며, 계산된 온도 분포로 연소기의 수명을 평가하여 각 냉각 섹션별로 냉각 공기의 양을 조절하는 방식으로 계산을 반복 수행한다. 그림 3.2-5은 이와 같이 반복된 설계를 통해 얻어진 연소기 바깥쪽 벽면의 온도 분포이다.

Temperature Distribution of Outer Liner

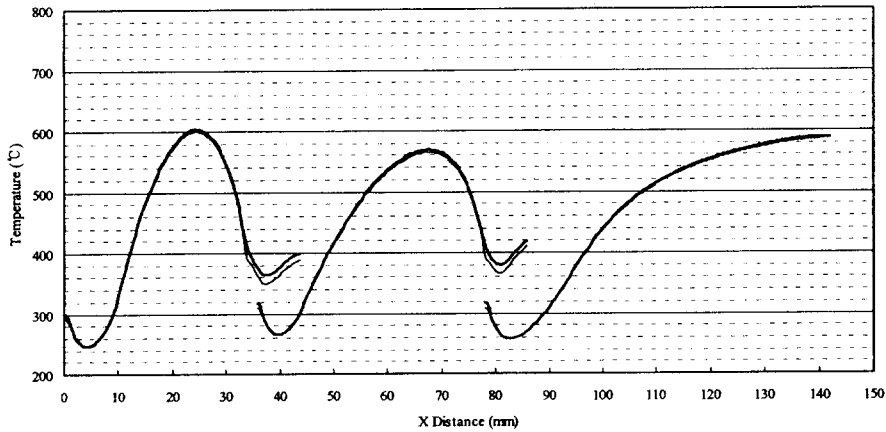


그림 3.2-5 연소기 바깥쪽 벽면의 온도 분포

2.2.5 Tangential Swirl형 연소기 Variants

이상과 같은 공력설계 및 열설계 과정을 거쳐 연소기의 형상이 확정되며, 이를 기준으로 시험용 연소기를 제작하여 시험 평가를 수행한다. Tangential Swirl형 연소기의 경우 연소기 헤드부분의 슬롯이 연소기내의 유동 형성 및 전체 연소기 성능에 매우 중요하므로 이 부분에 대한 몇 가지 다른 형태에 대하여 설계가 병행하여 수행되었으며 그림 3.2-6, 그림 3.2-7, 그림 3.2-8에 그 레이아웃을 제시하였다.

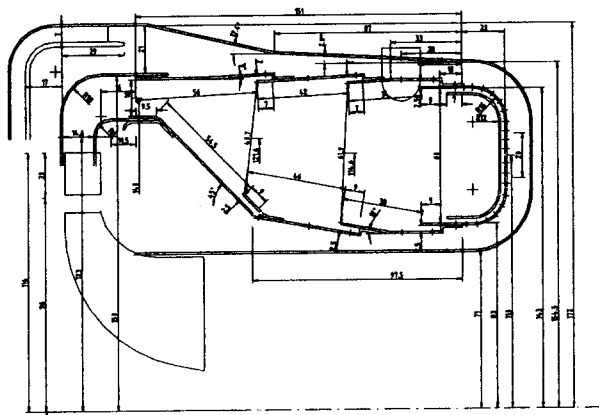


그림 3.2-6 Tangential Swirl형 연소기(초기 설계형)

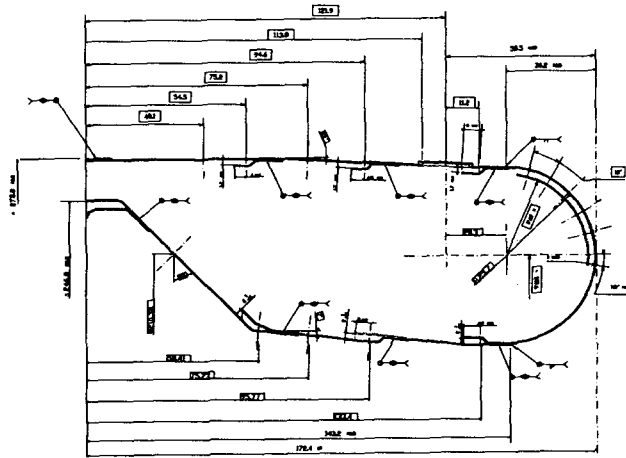


그림 3.2-7 Tangential Swirl형 연소기 TS1(시험 개발용)

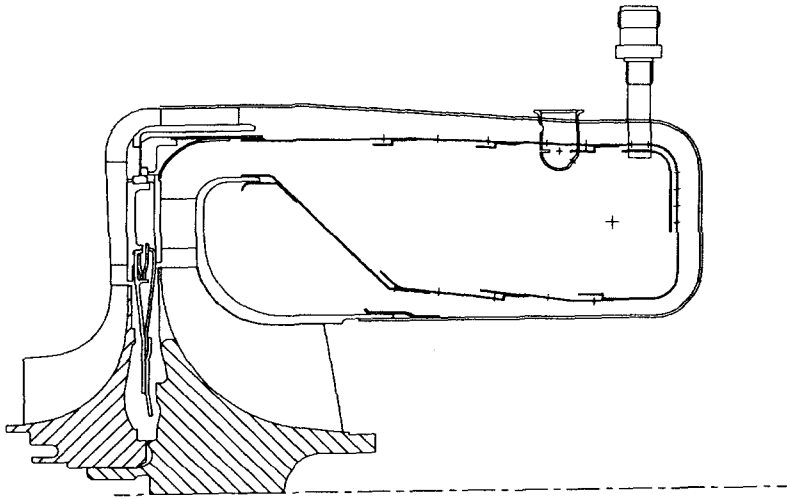


그림 3.2-8 Tangential Swirl형 연소기 TS2

그림 3.2-6에서 그림 3.2-8과 같이 3가지 형의 연소기가 설계되었으며, 그림 3.2-6는 설계만이 진행된 후 실제 시험을 위한 시험용 연소기의 제작은 이루어지지 않았으며, 실제 시험용 연소기는 그림 3.2-7가 제작되어 시험이 수행되었다. 그림 3.16은 공력적인 성능은 그림 3.2-7와 동등할 것으로 기대되면서 제작상의 장점으로 인하여 향후 시험용 연소기를 제작하여 그림 3.2-7의 결과와 비교, 평

가할 예정이다.

그림 3.2-7의 연소기에 대한 시험 평가 과정 중에는, 점화나 화염 안정성, 연소기 출구에서의 온도 균일성 등 연소기 주요 성능을 측정, 평가하면서 최종적인 설계 목표를 만족시키기 위하여 주공기구 등에 대한 수정 작업을 통하여 많은 성능 개선이 이루어졌다. 이에 대한 자세한 결과는 5장에서 상술한다. 이러한 연소기에 대한 설계 변경 작업은 시험 결과 및 수치 해석적인 결과를 비교하면서 진행되었으며, 연소기에 대한 주요 수정 사항을 표 3.2-5에 제시하였다.

표 3.2-5 연소기 TS-1에 대한 주공기구 수정 사항

| | Outer Liner | | | Inner Liner | |
|-------|-------------|-----------|-----------|-------------|-----------|
| | 1st | 2nd | 3rd | 1st | 2nd |
| TS1 | 18 × Ø4.0 | 24 × Ø5.6 | 24 × Ø5.9 | 24 × Ø3.9 | 24 × Ø4.2 |
| TS-1A | 24 × Ø4.0 | 24 × Ø5.6 | 24 × Ø5.9 | 24 × Ø3.9 | 24 × Ø4.2 |
| TS-1B | 24 × Ø4.0 | 24 × Ø8.1 | | 24 × Ø5.7 | |
| TS-1D | 24 × Ø4.0 | 24 × Ø5.6 | 24 × Ø5.9 | 24 × Ø5.7 | |

표 3.2-5에 제시된 여러 VARIANT중 TS-1A가 연소기 출구에서의 온도 균일성 측면에서 가장 우수한 것으로 평가되었으며, 기타 연소 효율, 벽면온도 등의 성능에서는 비슷한 수준의 성능을 보였다. 그림 3.2-9은 TS1과 TS1-A에 대한 유동 해석 결과를 비교한 것으로 인젝터를 중심으로 60° 부분에 대해서 반경 방향으로 같은 위치를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 TS-1A의 경우 주연소 영역에서 주공기구에 의한 공기 제트에 의하여 고온 지역이 분산되면서 전체적으로 온도 분포가 훨씬 균일해짐을 알 수 있다. 그림 3.2-10은 연소기 출구면에서의 온도 분포를 나타낸 것이다.

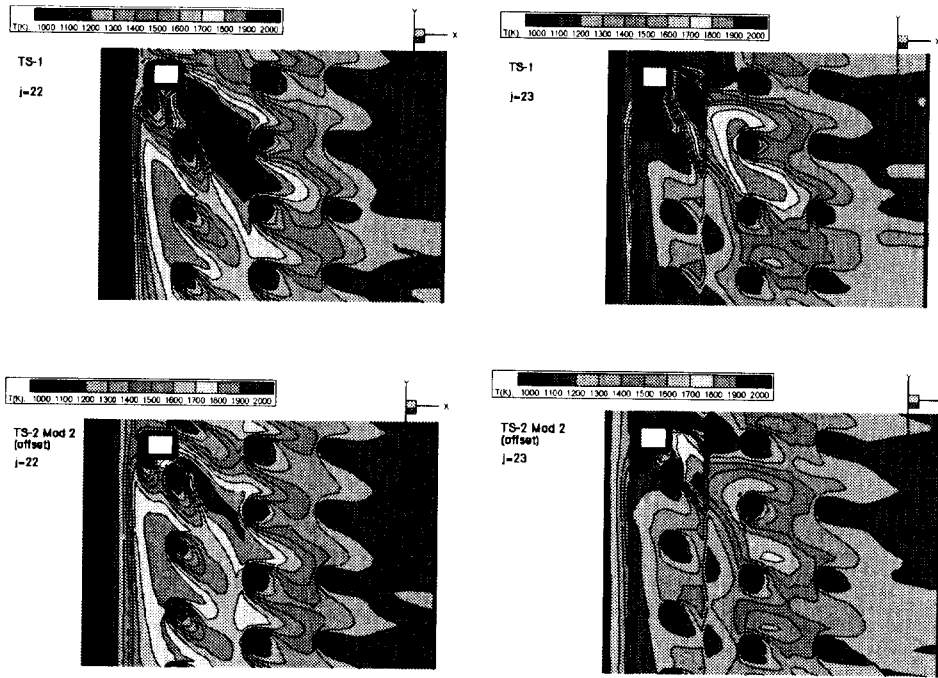


그림 3.2-9 연소기 공력해석 결과 비교(TS-1(上), TS-1A(下))

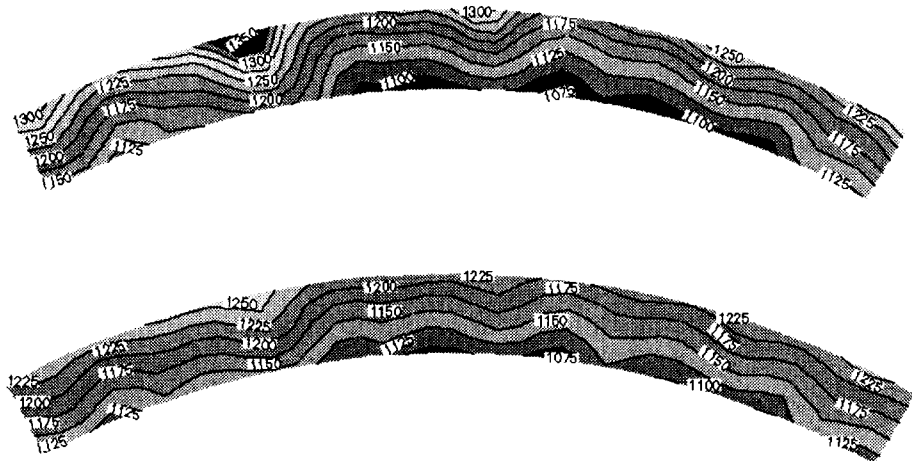


그림 3.2-10 연소기 출구 온도 분포 해석 결과(TS-1(上), TS-1A(下))

이러한 해석 결과를 실제 시험결과와 비교해 보면, 그 결과의 정량적인 차이에도 불구하고 초기 설계와 개발방향을 결정하는 데에 있어서는 많은 도움이 되었다고 판단된다. 현재까지는 연소기의 최종 개발 목표 중 Pattern Factor에서만 목표치 30%를 4%정도 초과하는 상태로 개발이 계속되고 있으나, 지속적인 시험 평가/분석 및 해석적인 방법을 통하여 최종 목표를 달성할 수 있을 것으로 판단된다.

2.3 연료 인젝터 설계

연료 인젝터는 저출력 엔진의 특성상 설계점에서의 요구 연료량이 적은 반면에 화염 전파 측면이나 출구 온도 균일성 측면에서는 일정 개수 이상의 인젝터 사용이 필수적이라는 측면에서 설계에 많은 어려움이 있었다. 특히 연료량이 적은 시동조건에서는 이러한 어려움이 가중되는데, 제작측면에서 가능한 연료 인젝터의 오리피스 크기는 제한되는 반면에 점화에 유리한 분무 특성을 얻기 위해서는 역시 최소 분무압력이 제한되기 때문이다. 즉, 점화시 연료 인젝터를 모두 사용하면 점화시 필요 연료량에 비해서 훨씬 많은 연료량을 분사하게 된다. 이러한 어려움을 극복하기 위해서 본 연소기에서는 총 6개의 압력 분사식 인젝터를 사용하되, 점화시에는 그 중 3개만의 Pilot 인젝터만을 사용한다. 따라서 3개의 Pilot 인젝터와 3개의 Main 인젝터가 각각 다른 노즐 특성을 보이게 되며, 그림 3.2-11에 제시하였다.

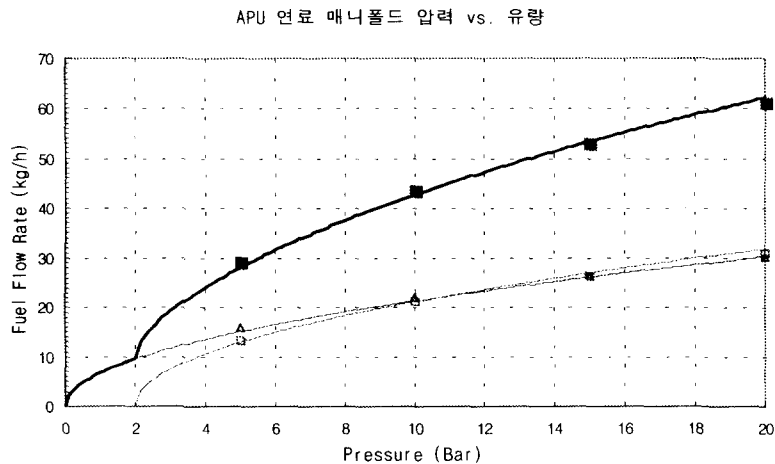


그림 3.2-11 연료 인젝터 압력 대비 유량 특성

그림 3.2-11에서 알 수 있는 바와 같이 점화후에 Main 인젝터가 작동하기 시작하면서 설계점 근방에 이르면 Pilot 인젝터와 거의 같은 정도의 유량을 분사하여 연료 분사량 차이에서 오는 출구 온도 균일성 차이를 최소화하였다.

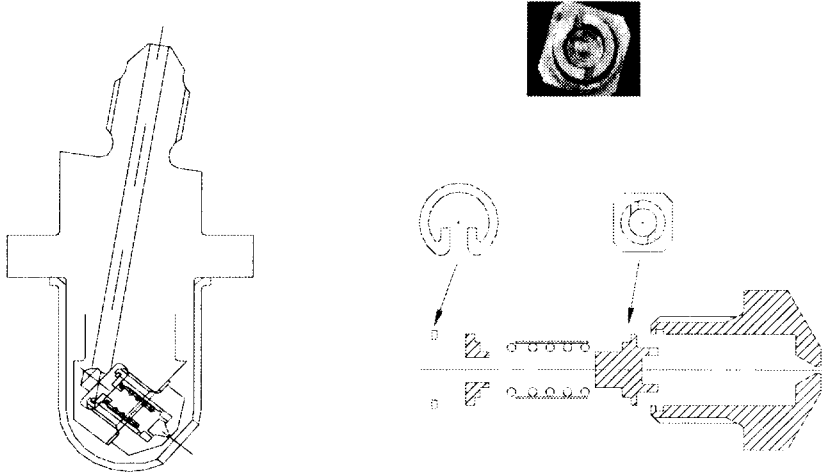
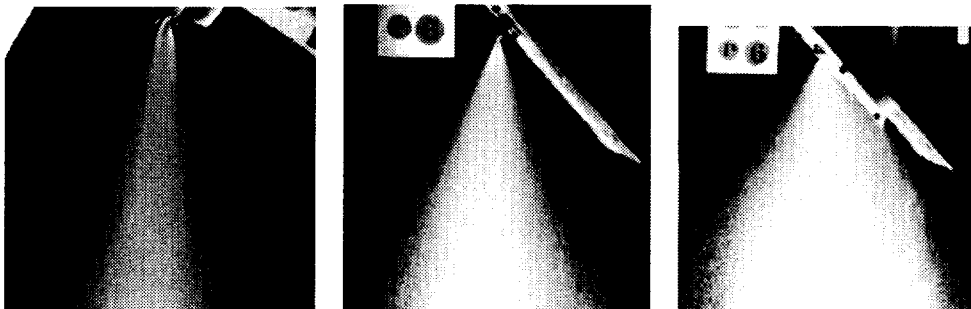


그림 3.2-12 연료 인젝터의 개략도 및 부품도

그림 3.2-12은 설계된 연료 인젝터의 개략도를 나타낸 것이며, Pilot 인젝터와 Main 인젝터는 오리피스 크기를 제외하고는 동일하게 설계되었다. 연료 인젝터는 설계후에 시험용을 제작하여 분무시험을 수행하고 결과를 반영하여 설계를 보완하였다. 그림 3.2-13은 이러한 시험 결과를 나타낸 것으로 시험 초기와 개량 후에 인젝터의 분무각이나 분무 양상에 많은 차이가 있음을 알 수 있다.



<개량전>

<개량후>

그림 3.2-13 연료 인젝터 분무 시험 결과 비교

설계 변경은 주로 스윙 포트의 크기를 조정하여 분무각을 개선하였으며, 오리피스 및 스윙 포트 등의 중요 파트를 정밀 가공하여 분무 특성을 향상시켰다.

2.4 점화 장치 사양

개발중인 APU에 사용할 점화장치는 미국 UNISON사 제품으로, 전기를 공급받아 축적했다가 일정한 주기마다 높은 전압으로 방출하도록 해 주는 Exciter, 실제로 연소기에 장착되어 스파크를 발생시킴으로써 연소기 내에 점화가 일어나도록 하는 Igniter, 그리고 Exciter와 Igniter를 연결해 주는 Lead Cable로 구성되어 있다. Exciter와 Igniter 모두 기존에 생산, 판매되고 있는 선진 업체의 여러 APU에 장착되어 만족스러운 성능을 보이는 제품이며 이 중 가장 중요한 기능을 담당하는 Exciter의 모델명 및 사양은 아래 표 3.2-6과 같다.

표 3.2-6 점화 장치 사양

| | |
|----------------|--------------|
| Model No. | 10-516000-1 |
| Spark Rate | 2~10 Hz |
| Stored Energy | 1.5 J |
| Output Voltage | 5 kV |
| Input Voltage | 10~30 VDC |
| Duty Cycle | Intermittent |

제 3 절 터 빈

3.1 연구개발 개요

반경 터어빈은 축류 터어빈에 비하여 크기를 작게 할 수 있고, 구조가 간단하여 제작 비용이 적게 드는 장점이 있기 때문에, ACM, APU, 터어보 차저, 터어보 제너레이터 등의 소형 터어빈에 자주 사용된다. 에너지 전달 측면에서도 Ljungstrom 터어빈과 같이 원심형(outward-flow) 반경 터어빈인 경우를 제외한 대부분의 반경 터어빈에서는, 연소가스가 반경이 큰 지점에서 작은 지점으로 흐르기 때문에 구심 에너지가 전체 에너지 전달에 공헌을 하게 되어 유리한 점이 있다. 그러나, 반경 터어빈에서는 축류 터어빈에 비하여 더 긴 유로를 통해 가스가 팽창되며, 가스의 흐름이 90도로 방향을 바꾸어야 하므로 상대적으로 더 많은 손실을 가져와 더 낮은 효율을 얻게 된다. 또한, 반경 터어빈은 다단(multi-stage)을 채택한다 하더라도, 유동의 흐름 방향이 급격하게 변하여 공기역학적으로 좋지 못한 형상을 하고 있으므로 3단 이상은 거의 사용하지 않는다. 엔진의 출력은 가스 유량과 팽창비 즉, 채택하고 있는 단수에 비례하므로, 반경형 터어빈은 대용량의 엔진에는 적합하지 못하다.

구조적 측면에서 반경형 터어빈은 디스크와 블레이드가 일체화된 로우터를 사용하므로, 축류 터어빈에 비하여 강도가 좋아 회전속도를 증가시킬 수 있는 장점이 있다. 이러한 회전 속도의 증가와 원심에너지의 추가로 반경 터어빈은 작은 유량을 가지고 상대적으로 더 높은 단당 팽창비를 얻을 수 있다. 그러나, 축류 터어빈과는 달리 냉각 시스템을 도입하기가 용이하지 않으므로 터어빈 입구 온도를 높이는 데에는 한계가 있으며, 부식이나 로우터 블레이드 출구의 진동문제 또한 심각하다. 구심형(radial-inflow) 반경 터어빈은 크게 외팔보 구심형(cantilevered radial-inflow) 터어빈과 혼합형(mixed-flow radial-inflow) 터어빈으로 크게 나눌 수 있다. 외팔보 구심형 반경 터어빈은 효율이 낮고, 로우터 블레이드의 플러터(flutter) 문제가 있으며, 또한 제작이 어렵기 때문에 거의 사용하지 않고 있으며, 대부분의 경우 구심형 및 혼합형 반경 터어빈을 사용한다.

터어빈의 설계 목적은 각기 다를 수 있으나 일반적으로, 고 효율의 터어빈을 추구하거나 이를 희생하고 작은 크기의 터어빈을 개발해야 하는 경우가 대부분이다. 반경 터어빈의 기본 설계 단계에서 주어지는 설계사양으로는 가스유량, 터어빈 입구압력, 입구온도, 출구압력, 출력 등이 있으며, 이 사양이 주어진 후 추

가 요구조건은 적절한 회전속도, 적절한 강도, 작은 크기, 효율적 비용 등을 만족하면서 가능한 한 고 효율의 터어빈을 설계하는 것이다. 반경 터어빈의 기본 설계 방법 및 절차에 대해서는 Rohlik(1968, 1975), Rodgers & Geiser(1987), Glassman(1976), 그리고 Whitfield & Baines(1989) 등에 의해 연구되어져 왔다. 이들의 설계절차는 터어보기기 기본 방정식, 가스역학 방정식, 비속도(specific speed) 등의 상사기법 및 경험적인 손실 모델을 이용하고 있다. 특히, Rohlik(1968)에 의한 설계절차는 비속도에 의한 일련의 상관관계를 이용하여 설계차트로 이용되고 있다. 그러나, 이들의 결과는 기본적으로 초기 해석방법에 의한 제한조건에 의해 구속을 받기 때문에 일반적으로 설계되는 반경 터어빈에 대해서는 적용할 수 없는 단점이 있다.

반경 터어빈의 초기 기본설계는 터어빈 상세 유로의 기본 윤곽을 형성하며, 로우터의 기본 크기 및 입출구 속도 삼각형을 결정하기 때문에 매우 중요한 과정이다. 초기 단계에서 정확한 성능예측이 어렵기 때문에 보통 Rohlik(1968, 1975), Rodgers(1987), 그리고 Glassman(1976)등의 기존 실험을 통한 손실모델과 상관식 등을 사용하여 수행하게 된다. 그러나, 효율의 예측은 그 기초를 이루는 손실 모델들에 의해 구속을 받게되고, 이 손실모델에 따라 효율의 예측도 큰 차이를 보이게 됨은 당연한 사실이다.

따라서, 손실모델 및 그와 연관된 불확실성에 관계없이 터어빈의 손실을 최소화하는 설계 방법이 필요하다. 터어빈의 효율은 유동의 비가역성(irreversibility)이 최소화될 때 최대가 되며, 에너지 손실은 일반적으로 상대속도의 제곱의 함수이기 때문에 손실을 최소화하기 위해서는 유동의 속도가 필요이상으로 커서는 안된다. 본 연구에서는 이러한 기본 아이디어로 출발하여 A.Whitfield(1990)가 제안한 로우터의 입출구 절대속도와 상대속도를 최소화하는 방법인 “최소 마하수 조건(Min. Mach No. Conditions)”을 설계에 적용하여 주어진 형상 제한 내에서 설계점 및 탈설계점 성능을 만족하는 구심형 반경 터어빈 공력설계를 수행하였다.

3.2 1차원 기본설계

3.2.1 1 공력설계 절차 및 주요 S/W

반경 터빈의 공력설계 절차는 축류 터빈과 크게 다르지 않다. 사이클 해석으로부터 입출구 조건과 유량, 엔진의 회전속도, 요구되는 효율 등의 데이터 및 직경제한 등과 같은 형상에 대한 구속조건을 고려하여, 노즐과 로우터의 개략적 1차원 형상과 입출구에서의 속도 삼각형 등을 결정하는 1차원 설계를 진행하게 된다(TOONA). 이러한 1차원 설계결과를 토대로 설계된 터빈이 설계점 뿐만 아니라 탈설계점에 대해서 어떠한 성능 특성을 갖고 있는가를 예측하는 1차원 성능해석을 수행하게 된다(RITA). 이러한 성능해석을 통해 계산된 1차원 설계변수 들이 만족될 경우, 이 변수 들을 바탕으로 구체적인 형상을 설계하게 된다(GEMIMA, VANESSA). 설계된 형상은 먼저 2차원 비점성 유동해석(KATRINA)을 통하여, 속도나 압력 분포 같은 특성 변수값 들을 검토하면서 만족할 만한 분포를 갖도록 형상 변경을 수행하게 된다. 그러나, 실제 반경 터빈에서의 유동은 점성효과와 3차원 유동현상을 갖는 매우 복잡한 양상을 띠기 때문에, 2차원 비점성 유동해석으로는 터빈 내에서의 유동현상을 제대로 예측하고 파악할 수 없다. 따라서, 2차원 비점성 유동해석 과정을 통해 결정된 형상은 3차원 점성 유동해석을 통하여 그 특성 및 성능을 검증하게 되며,(DENTON, DAWES) 필요하면 형상 변경을 재 수행하게 된다. 이러한 일련의 과정은 1차원적인 가정을 통한 계산과 경험에 의한 바탕으로 이루어지기 때문에 실제 유동과는 차이가 많다. 따라서, 최종적인 터빈의 성능은 성능시험을 통해 확인하여야 한다. 그림 3.3-1은 반경 터빈의 기본 공력설계 절차에 대한 흐름도를 나타내고 있다. 터빈 설계에서 효율은 여러 인자들 즉, 노즐과 로우터의 고형비(solidity), 반경비(ϵ), 틱간극, 베인과 블레이드의 뒷전 두께, 입구 유동조건, 마하수와 레이놀즈수에 의해 큰 영향을 받는다. 로우터의 고형비와 반경비를 효율 변화에 상관시킨 Rodgers & Geiger(1987)의 데이터로부터, 작은 반경비는 비균일한 쉬라우드 부하(shroud loading)에 의하여 효율이 감소됨을 알 수 있다. 고효율의 반경 터빈을 설계하기 위해서는 블레이드 세트 속도비나 방출 속도비 등의 설계변수 들이 최대 효율 아일랜드(island)에 가깝게 선택되어야 하며, 최적의 반경비(ϵ)와 블레이드 고형비가 선정되어야 한다. APU 반경 터빈의 기하학적 형상을 결정하는데 이 기본적인 가이드 라인을 적용하였다.

사이클 해석 결과, 설계점에서의 터빈 관련 공력 인자들은 다음 표 3.3-1에 나타나 있는 바와 같다. 기하학적 형상 구속 조건은 표 3.3-2에 나타나 있으며, 터빈 로우터 출구 내경에 대한 제한조건은 에어 베어링을 장착하기 위한 최소 직경으로 결정되었다.

표 3.3-1 APU Design Point by Cycle Analysis

| | 유량 (kg/s) | 전온도 (K) | 전압력 (MPa) | 팽창비 (T-T) | 출력 (kW) | 회전수 (rpm) | 효율 (T-T) |
|-----|--------------|------------|--------------|--------------|------------|--------------|-------------|
| APU | 0.9346 | 976.13 | 0.37768 | 3.64 | 234.31 | 57,000 | 83.0 |

표 3.3-2 Geometric Constraints

| | |
|-----------|----------|
| 터빈 로우터 외경 | 192mm 이내 |
| 터빈 로우터 내경 | 40mm 이상 |

노즐의 형태를 단순형(simple edge type) 또는 곡선형(profile type)으로 설계할 것인지를 결정하기 위해서는 연소기 출구에서의 스월각의 예측이 중요한데, K77 APU 연소기 출구에서 스월각을 모델링하여 노즐설계를 수행하고 연소기 리그 시험을 통하여 스월각을 측정하여 그 결과에 따라 노즐의 형상을 수정하기로 하였다.

블레이드 개수는 노즐 출구각의 함수로 결정되며 보통의 경우 14~16개를 사용하는데, 본 연구에서는 로우터 블레이드 출구 내경의 제작성을 고려하여 14개를 최적치로 선정하였다. 그리고, 노즐 개수 21개는 노즐의 종횡비(aspect ratio)와 노즐목(throat)의 형성 여부를 고려하여 선정되었다. 따라서, 14개로 고정된 블레이드 개수에 대한 노즐 개수 비의 변화에 따른, 터빈 크기의 증가에 대한 영향 평가와 구조파트에서 응력 및 진동해석을 동시에 수행한 후, 레이드 개수/노즐 개수는 로우터의 공진(resonance)을 피할 수 있도록 14/21로 최종 결정되었다.

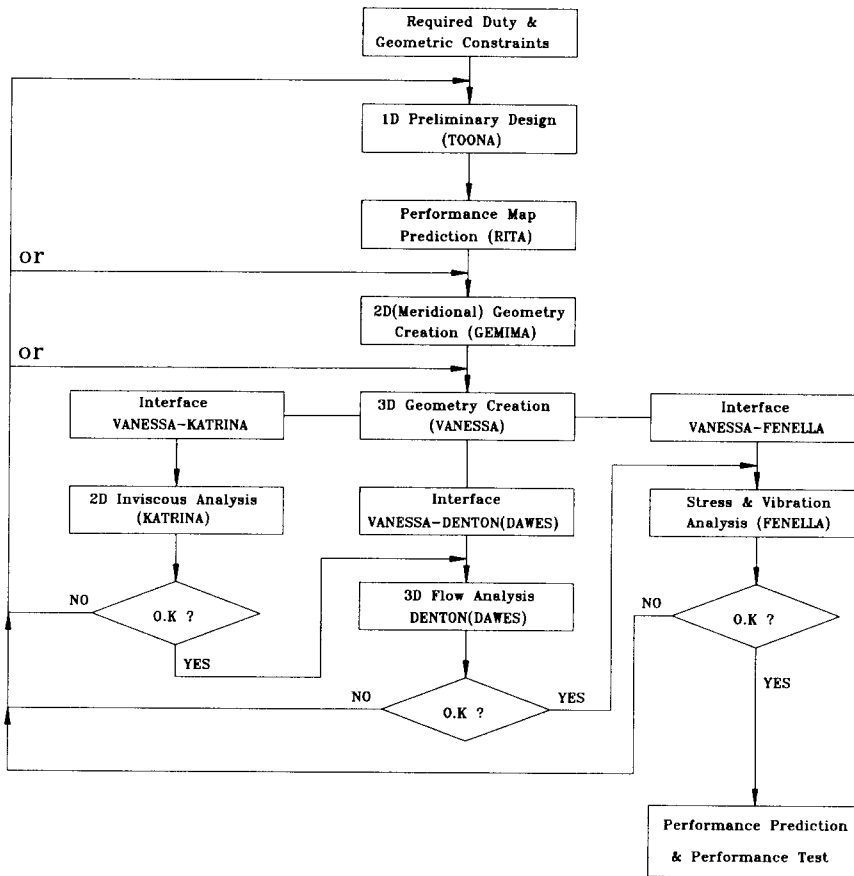


그림 3.3-1 The Procedures of Radial-inflow Turbine Design

3.3 노즐 및 로우터 형상설계

기본 공력설계에서 계산된 입출구 속도 삼각형 및 기본 크기를 이용하여 노즐 및 로우터의 형상설계를 수행하게 된다. 반경형 노즐 형상설계는 기존의 축류형 노즐 형상설계 S/W를 이용하여 형상을 설계한 후 ‘Conformal Transformation’ 기법을 이용하여 반경형 노즐을 설계하였다. 로우터 블레이드의 설계는 영국 PCA사의 GEMMIMA 및 VANESSA를 이용하여 2차원 및 3차원 형상을 설계하였다. 로우터의 상세 형상을 결정하는 S/W인 VANESSA는 1970년대 영국의 NGTE에서 개발된 시스템을 적용하고 있으며, 프랭크 밀링 머신(flank milling machine)을 이용하여 형상을 용이하게 가공할 수 있도록 ‘제어표면기술(ruled surface technique)’을 이용하고 있다. VANESSA는 블레이드의 형상설계를 위

하여 캠버면(camber surface), 압력면(pressure surface), 흡입면(suction surface) 등 3개의 해석적 표면을 적용하고 있는데, 압력면과 흡입면은 캠버면을 기준으로 하여 원주방향으로 균일한 두께분포를 갖도록 되어있다. 또한, 이 3개의 해석적 표면은 패취(patch)라는 종속표면을 통하여 이루어진다.

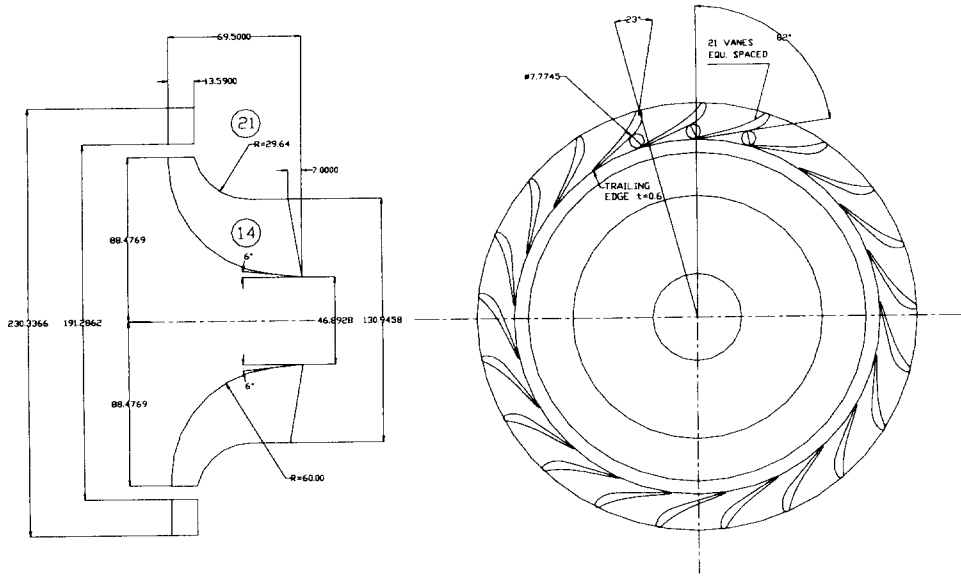
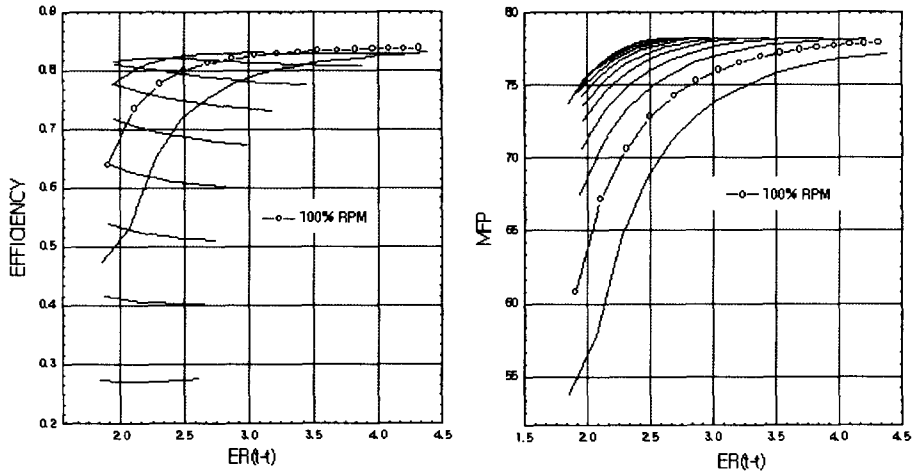


그림 3.3-2 Configuration of D.P. 815 Turbine

위와 같은 과정을 통하여 노즐과 로우터 형상이 결정되었으며, 로우터 허브면과 쉬라우드면의 곡률은 유선곡률법을 이용한 2차원 유동해석 결과를 통해, 표면 마하수와 정압력 분포 등이 만족할만 할 때까지 변경하고, 최종적으로 3차원 점성유동장 해석을 통하여 블레이드 캠버각(camber angle), 블레이드 두께, 로우터 입구에서의 상대 유동각 및 블레이드의 곡률분포 등의 최적값을 선정하게 된다. 그림 3.3-2은 지금까지 설명한 설계과정을 통하여 결정된 터어빈의 노즐 및 로우터의 기본 형상 및 크기를 나타내고 있다.

3.4 성능해석

RITA 프로그램의 1차원 성능해석에 사용되는 주요 입력 데이터로서는 노즐, 블레이드 및 배기부의 기본형상, 회전수, 팽창비 등의 작동범위, blockage factor, 손실계수(loss factor), 배기부에서의 압력회복 계수 등이며, 출력 데이터로서는 특정 회전수 및 팽창비 등의 작동 조건에서의 효율, 비속도, 유량 등이다. RITA 프로그램에서는 Futral & Wasserbauer의 손실 모델을 기본으로 하고 있다. 그림 3.3-3은 APU 터빈의 설계점과 탈설계점에서의 성능곡선을 나타내고 있다. 팽창(ER)에 대한 효율변화의 분포특성을 살펴보면, 100% 회전수에서 팽창비가 3.0~4.5일 때 최대효율을 보이고 있으며, 낮은 회전수에서는 팽창비가 증가할수록 효율은 감소하고 있음을 볼 수 있다. 또한, 팽창비에 대한 유량특성을 살펴보면 팽창비에서 회전수 변화에 따라 유량이 일정하게 분포되는 경향을 보이고 있는데, 이것은 노즐 출구 유동각 및 로우터 블레이드에 작용하는 원심력에 의한 특성에 의해 결정된다. 즉, 노즐 출구 유동각이 클수록 회전수 변화에 따라 유량이 산포되는 현상은 사라지고 회전속도에 관계없이 유량이 일정한 경향을 보이지만, 유동각이 작아질수록 산포되는 경향을 가진다. 설계점에서 APU 터빈은 83%의 효율을 만족하고 있음을 알 수 있으며, 80%~110% 회전수에서 비교적 높은 효율을 나타내고 있음을 볼 수 있다.



Performance Characteristics of APU 815 (1998.11.25 Cycle Data Applied, file=A815_3.rtf)

그림 3.3-3 Performance Prediction Map of APU 815

3.5 유동장 수치해석

일반적으로 수치해석을 통하여 물리적 현상을 완전히 모사하기는 불가능하다. 그러나, 컴퓨터의 용량과 성능의 급속한 발전과 더불어 컴퓨터를 이용한 전산 수치해석의 유용성은 날로 높아지고 있다. 다른 분야에서와 마찬가지로 가스 터빈 엔진을 개발하는데 있어서도 비용절감과 성능의 향상을 위해서 컴퓨터를 이용한 전산 수치해석의 적용이 점차 늘고 있는 추세이다. 앞서 언급한 바와 같이 기본 공력설계 단계에서는 설계되는 터빈에 대해 블레이드와 블레이드 사이의 2차원 비점성 유동해석(포텐셜 방정식)을 수행하여 그 성능을 확인하고 있는데, 이것은 최적의 블레이드 형상을 빠른 계산을 통해 얻어내기 위한 것이다. 그러나, 반경 터빈 내의 실제 유동은 매우 복잡하고 점성효과로 인해 비점성 유동과는 매우 다른 양상을 보인다. 또한, 이차유동과 같은 3차원 유동현상으로 인해 비점성 2차원 해석으로는 반경 터빈의 성능을 확인하기에는 매우 부족하다. 따라서, 2차원 해석결과를 보완하고 터빈의 성능을 확인, 검증하기 위한 목적으로 점성효과를 고려할 수 있고 3차원 유동해석이 가능한 DENTON & DAWES CODE를 이용하였다.

3.5.1 지배방정식의 형태

오일러 방정식을 기본으로 하고 있으며, 운동량 방정식의 체적력(body force) 항을 이용(subroutine LOSS*)하여 점성효과를 고려한다. 점성효과를 고려하기 위하여 체적력 항을 이용하는 방법은 가장 단순한 “Prescribed Loss Model (LOSS 1)” 에서부터 “Full Navier-Stokes Equation” 까지 구현이 가능하다. 지배 방정식으로는 보존형태(Conservative Form)의 비정상, 3차원 원통 좌표계상의 체적력항을 포함한 오일러식을 사용한다.

3.5.2 점성효과 고려방법

DENTON CODE에서는 위에서 언급한 바와 같이 운동량식에 나타난 체적력 항(subroutine LOSS*)을 이용하여 점성효과를 고려하게 된다. 본 계산에서는 Thin Shear Layer Model을 사용하였다. 본 모델에서는 표면 전단응력에 의한 힘을 계산한 후 “Mixing Length Model” 을 가정하여 유동장에 분포 시킨다.

표면 전단응력의 값은 벽면 바로 위에 있는 점이 Log-Law 영역 안에 있다는 가정하에 구할 수 있으며 DENTON CODE에서는 아래와 같은 근사식(생략)을 이용하여 표면 전단응력을 구하게 된다.

여기서, V 는 표면에서 바로 한 격자 떨어진 점에서의 속도이며, 점성계수 μ 는 입력값인 레이놀즈수 Re 를 이용하여 구하게 된다. 위의 모델을 사용할 경우 유선방향에 수직인 방향에 비해 유선방향으로 사용되는 격자 간격을 크게 줄일 수 있어 계산시간을 줄일 수 있는 장점이 있으나, 와류, 충격파 경계층의 상호간섭, 박리가 일어나는 복잡한 유동에서는 적합하다고 볼 수 없다. 난류모델로는 다음과 같은 “Simple Eddy Viscosity Model”을 사용한다. 주요특징 및 기법으로서는 Explicit Scheme의 유한 체적법을 사용하고 있으며, 정상상태의 해를 얻기 위하여 비정상 방정식을 사용하는 시간 종속기법을 적용하고 있다.

제 4 절 열전달/2차유로 해석

2차유로 해석은 전용 프로그램인 COOLSYS를 이용하였다. COOLSYS프로그램은 2차유로를 네트워크로 구성하여 유로입출구에서의 압력과 온도를 이용하여 네트워크 내부를 해석하는 프로그램이다. 온도해석은 전용프로그램인 EXPERT를 이용하였다. EXPERT는 FEM Code로서 Conduction계산 프로그램이다. 열전달해석은 이와같이 COOLSYS와 EXPERT를 이용하여 이루어진다.

4.1 임펠러/ 터빈디스크 온도해석

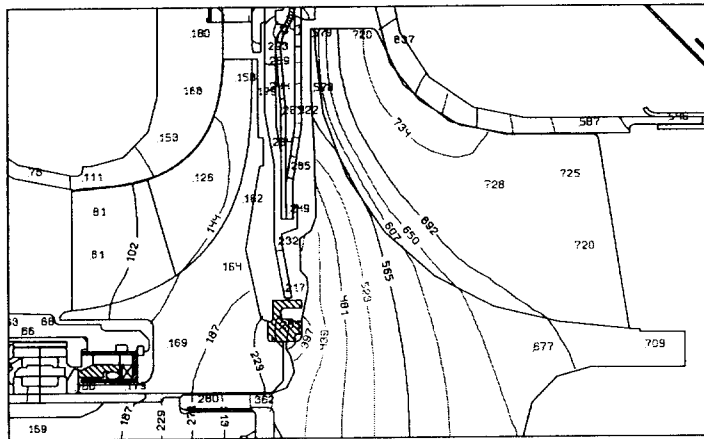


그림 3.4-1 임펠러와 터빈디스크의 온도분포

그림 3.4-1은 임펠러와 터빈디스크의 온도분포를 나타내고 있다. 최고온도는 터빈블레이드 입구의 Tip에서 발생한다. 열의 진행방향은 터빈디스크로부터 Pilot Ring을 통하여 임펠러로 진행되며, 터빈디스크로부터 회전축을 통하여 임펠러로 열이 이동한다. 또 하나의 냉각source는 임펠러 후방을 통하여 터빈디스크 전방으로 나가는 냉각유량이다.

열전달해석을 통하여 나온 온도분포는 구조해석을 통하여 응력계산/수명해석 등에 사용되며, 구조해석을 통한 구조설계를 위하여 다양한 형상에 대한 열전달해석이 이루어졌다. 그 동안 이루어졌던 열전달해석의 최종결과가 그림 3.4-1이다.

4.2 Diffuser와 Turbine vane 온도해석

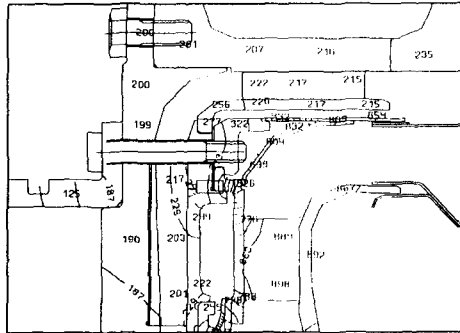


그림 3.4-2 Diffuser와 Turbine vane 온도분포

그림 3.4-2는 Diffuser와 Turbine vane의 온도분포를 나타낸다. Diffuser는 Radial Diffuser와 Axial Diffuser로 나누어진다. Diffuser를 지나는 공기의 온도는 Impeller의 출구전온도인 214 °C이며, Diffuser를 지나면서 에너지손실은 무시할 수 있으므로 Axial Diffuser 출구에서의 전온도 역시 214 °C로 가정할 수 있다.

Turbine Vane을 통과하는 공기의 온도는 연소기 출구에서의 온도인 TIT 1170 K이다. Diffuser와 마찬가지로 터빈블레이드입구까지의 에너지손실은 무시할 수 있으므로 Turbine Vane을 통과하는 공기의 온도를 1170 K로 가정할 수 있다.

연소가스로부터 Turbine Vane으로 들어오는 열량은 Conduction을 통하여 압축기 Diffuser로 들어가거나 Intermediate Seal을 통하여 임펠러 출구로부터 터빈 디스크로 나오는 냉각공기로 전달된다. 또 다른 일부는 연소기내부로 들어가는 공기로 전달된다. Turbine Vane으로부터 Diffuser로 전달되는 열의 전달면은 그림 3.4-2에서 보이는 바와 같이 온도변화가 크며 이에 대한 구조해석은 구조파트에서 수행하였다. Radial Diffuser와 Turbine Vane사이의 Cavity내의 공기는 정체되어 있으며, 공기를 통한 열전달은 고려하지 않았다.

4.3 축하중계산

축하중은 로터의 각 부분에 작용하는 압력에 의한 축방향 하중의 총합으로 발생하며, 압축기 및 터빈의 경우 유속 및 유동 방향 변화에 따른 운동량 변화에 의한 하중이 추가로 더해진다. 로터의 각 부분에 작용하는 압력은 내부유로해석 결과로부터 얻어지며, 압축기 및 터빈에 작용하는 축하중은 다음과 같은 식으로부터 구해진다.

$$F_{\text{blade}} = F_1 + F_{\text{sh}} = \pi(r_1^2 - r_{\text{shaft}}^2)P_1 + 2\pi \int_{r_1}^{r_2} P_{\text{sh}}(r)rdr$$

Shroud 에 작용하는 압력분포가 선형이면

$$F_{\text{sh}} = \frac{\pi}{3}(r_2 - r_1)[P_1(r_2 + 2r_1) + P_2(r_1 + 2r_2)]$$

r_1 : 압축기 입구 (터빈 출구) shroud 반경

r_{shaft} : 압축기 입구 (터빈 출구) hub 반경

P_1 : 블레이드 입구 평균 정압력

P_{sh} : 블레이드 shroud 정압력

P_2 : 블레이드 출구 평균 정압력

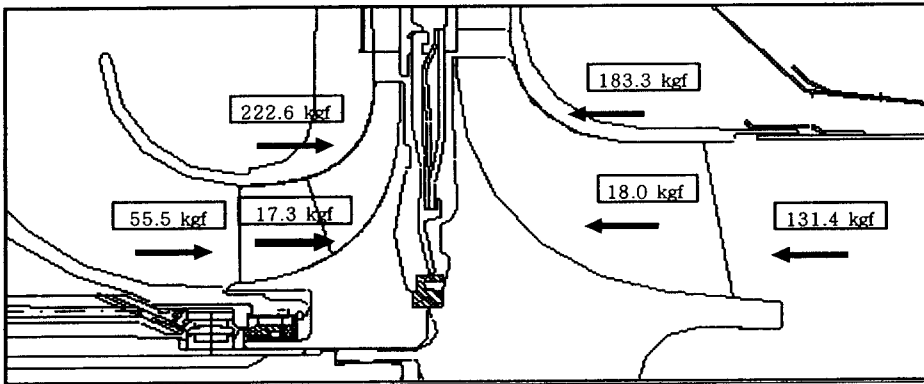


그림 3.4-3 압축기/터빈에서의 축하중 분포

APU DP에 대하여 계산된 전체 축하중은 9.5kgf로 계산되었으며, 방향은 압축기에서 터빈쪽으로이다. 그림 3.4-3은 DP에 대한 축하중을 압축기/터빈부분에 대하여 표시한 그림이다. APU의 여러 적용대상인 발연기, TG 등에 대하여 축하중을 계산하면, 최대 축하중은 50kgf으로 계산되어 베어링 선정에 적용할 기준축하중을 50kgf으로 선정하였다.

4.4 HSG 내부유로 구성

고속발전기(High Speed Generator)는 회전체를 이용하여 전기를 만들어내는 장치이다. 고속발전기에서는 자력선에 의한 유도전류에 의해 고정자, 회전자등에서 열이 발생하며 구리도선에서는 저항에 의한 열이 발생한다. 또한 유도전류 이외에 공기의 점성에 의한 Viscous Heating으로 열이 발생하는데, Rotor와 Stator 사이 그리고 Air Foil Bearing에서 열이 발생한다. 이러한 발열에 의하여 고속발전기 각 파트에서의 온도는 올라가며, 이렇게 하여 높아진 온도에 의하여 발전기에 Failure가 발생할 수 있다. 고속발전기의 내부유로는 이러한 여러 가지의 발열을 고려하여 각 파트의 온도가 적정수준이하로 유지되도록 설계되어야 한다. APU에서는 발전기 전방에 Blower를 설치하여 외기를 발전기 내부로 끌어들이서 냉각공기로 사용한다. 그림 3.4-4은 이러한 냉각유로의 흐름과 전체 발열을 고려한 온도결과를 보여준다.

Viscous Heating은 공기의 점성에 의하여 발생하는 열인데 특히 압력에 민감하며, 따라서 HSG에서의 압력은 가능한 낮으면 낮을수록 좋다. 실제 적용에서는 대기압 수준으로 맞추어주는 것이 타당하다. HSG에서의 발열은 다음과 같다.

전체 발열량(손실) : 5.569 kW (HSG 3.914 kW, AFB 1.66 kW)

표 3.4-1 HSG 각 부분에서의 발열량

| | |
|---|--------|
| HSG Stator의 Iron Loss + Eddy Current Loss | 1800 W |
| HSG Stator Copper Wire의 줄열 | 1100 W |
| HSG Rotor의 Iron Loss + Eddy Current Loss | 186 W |
| HSG Air Gap에서의 Windage Loss | 828 W |
| Axial AFB | 1180 W |
| 전방 Radial AFB | 225 W |
| 후방 Radial AFB | 250 W |

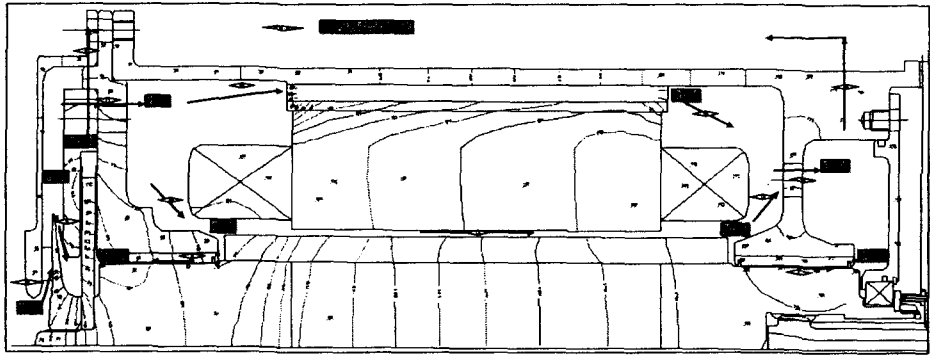


그림 3.4-4 HSG 냉각유로 및 온도해석 결과

그림 3.4-4에 나타나 있는 바와 같이 HSG의 냉각에 사용된 공기의 유량은 77 g/s이다. 77 g/s의 유량이 흐르기 위한 Blower 출구의 압력은 1.14 kgf/cm² 이며 이 조건에 맞는 Blower를 압축기 파트에서 설계하였다.

○ Outlet Pressure of Blower : 1.14 kgf/cm²

Blower출구에서의 공기는 그림 3.4-4의 화살표방향으로 흐르도록 설계되어 있다. 우선 Axial Airfoil Bearing 상단에 가공되어 있는 Holes을 통하여 고속발전기 고정자의 전방으로 들어간다(71g/s). 이 공기는 일부는 고정자의 케이스에 가공되어 있는 냉각핀을 통하여 고정자의 후방으로 흘러가고(53g/s), 다른 일부는 고정자와 회전자 사이의 공간을 통하여 고정자 후방으로 흘러간다(15g/s). Blower출구에서의 공기중 6g/s은 전방Axial Airfoil Bearing의 냉각에 사용되며, 고정자 전방으로 들어온 공기 71g/s 중에 3 g/s는 전방 Radial Air Foil Bearing을 통하여 후방Axial Airfoil Bearing으로 흐른다. 전후방 Axial Airfoil Bearing을 통하여 흘러온 공기는 베어링의 냉각에 사용되고 최종적으로는 대기로 방출된다.

고정자 후방으로 흐른 냉각공기중 2g/s는 후방 Radial Airfoil Bearing을 지나면서 Viscous Heating으로 인한 고온부를 냉각시켜주며 다른 경로를 통하여 들어온 공기 (66g/s)와 합쳐져서 외기로 빠져나간다.

냉각공기의 유량을 표로 나타내면 표 3.4-2와 같다.

표 3.4-2 냉각 공기 유량

| | |
|--------------------------|--------|
| Blower 통과 유량 | 77 g/s |
| 냉각핀 통과 유량 | 53 g/s |
| Rotor와 Stator사이를 통과하는 유량 | 15 g/s |
| Axial AFB의 냉각에 사용되는 유량 | 19 g/s |

4.4.1 Stator와 Rotor의 온도해석 및 발열량

Stator는 Blower로 유입된 공기를 케이싱에 가공된 냉각핀을 이용하여 냉각시킨다. Stator에서의 발열은 표 3.4-1에 나타나 있다. Stator의 냉각에 사용되는 냉각핀은 30° 간격으로 배치된 냉각홈에 8개씩, 총 96개가 설치된다. 자세한 형상은 도면을 참조하기 바란다.

- Stator 냉각핀 형상 : 높이 8.6mm, 폭 4mm, 길이 176.53 mm, 총 58개

High Speed Generator의 냉각시스템을 설계할 때의 제한조건은 아래와 같다.

- 제한조건 : Rotor/Stator 200℃ 이하

그림 3.4-4에서 Rotor에서의 최고온도는 후방Radial Airfoil Bearing에서 발생하며, Blower방향으로 갈수록 낮은 온도분포를 보인다. 이러한 결과는 냉각공기의 흐름방향이 전방에서 후방으로 설계되어 있기 때문이다. 즉 냉각공기가 각 파트를 냉각시키면서 온도가 올라가기 때문이다. Stator의 온도 역시 Rotor와 마찬가지로 이유로 인하여 전방의 온도가 후방보다 낮게 형성되는 결과를 보이고 있다. Stator의 경우 후방에 있는 Endwire에서 최고온도를 나타낸다. 그림 3.4-4에서 보듯이 최고온도는 모두 제한조건을 만족하며, 따라서 Rotor와 Stator의 냉각조건을 만족하는 냉각유로임을 알 수 있다.

4.4.2 Air Foil Bearing의 온도해석 및 발열량

AFB의 제한조건은 AFB Stator의 coating재료때문인데, 온도해석에서 coating의 정확한 온도를 계산하는 것은 어렵다. 고온에 견딜 수 있는 coating재료를 검토하고 있지만, APU에 적용된 coating의 제한온도는 다음과 같다.

○ 제한조건 : Stator Coating 250℃ 이하

그림 3.4-4에서 Stator Coating 최고온도는 후방 Radial Airfoil Bearing에서 나타난다. 이는 Bearing입구온도가 높기 때문이며, 또한 냉각유량이 적기 때문이다. 그러나 제한조건을 만족하기 때문에 설계로서는 문제가 없다고 판단된다.

AFB의 Stator Coating의 온도는 온도해석에서 Stator의 온도보다는 냉각공기의 온도와 비슷해질 가능성이 더 높다. 따라서 AFB의 출구공기를 기준으로 coating부분의 온도를 유추할 수 있다. AFB의 출구공기를 기준으로 한 각 bearing의 온도는 다음과 같다.

- 전방 Radial bearing 95 ℃
- 후방 Radial bearing 156 ℃
- 전방 Axial bearing 155 ℃
- 후방 Axial bearing 152 ℃

제한온도인 250 ℃를 충분히 만족하므로 냉각설계를 실제에 적용할 수 있다. 냉각시스템에 대한 검증은 향후에 있을 엔진시험을 통하여 이루어진다.

4.5 Bleed Port 유동해석

APU의 주요 기능 중 하나는 항공기 객실내의 압력과 온도를 유지하고, 구조물의 결빙을 방지하는 것인데, 이를 위해 압축기 출구에서 일정량의 공기를 추출하게 된다. 이때 전체적인 엔진의 성능에 미치는 영향을 최소화하기 위해 공기를 추출하는 시점을 가능한 한 이른 시점으로 해야하지만, 추출된 공기가 일정한 압력과 온도를 유지할 수 있도록 해야한다. 이러한 목적을 위하여 연소기 입구 부분 바깥 쪽 케이싱에 사각 형태의 bleed hole이 원주방향으로 일정하게 분포되어 있다. 이 부분은 압축기 출구에서 나온 고압의 공기가 연소기 라이너에 분포되어 있는 hole들을 통해 들어가기 시작하는 부분으로서, 매우 복잡한 유동형태를 이루는 영역이다. 특히 연소기와 인접해 있는 만큼 연소기의 성능 특성에도 적지 않은 영향을 미칠 수 있는 부분이므로 각별한 주의가 요구되는 부분이다. 여러 선진사들의 경우 bleed port 바깥쪽 케이싱을 연소기 케이싱에 대하여 편심된 형

태가 되도록 한 형태를 채택하고 있다.

그림 3.4-4와 같이 연소기 케이싱과 포트 케이싱이 편심을 이루고 있는 경우와 동심을 이루고 있는 경우에 대해서 2차원 유동해석을 수행하였다. 각 bleed hole에는 전압력을 고정시켰고, bleed port의 출구에는 정압력을 고정시켰다.

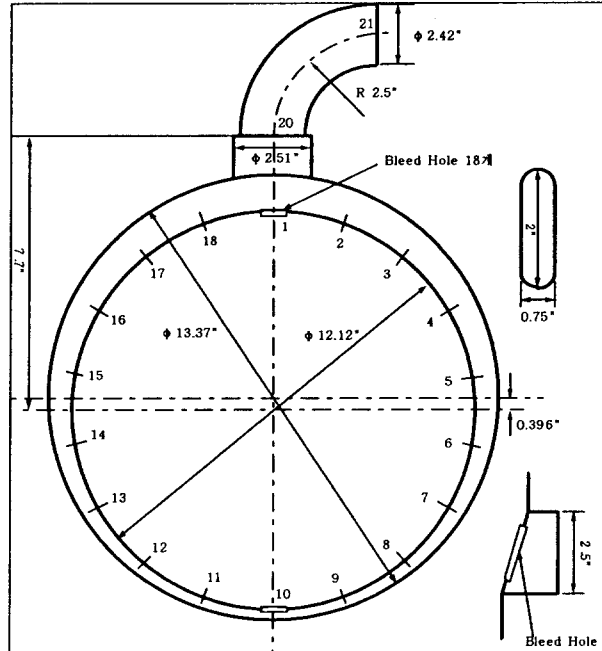


그림 3.4-5 Bleed Port 형상

그림 3.4-6과 그림 3.4-7은 각각의 경우(편심, 동심)에 대해 속도 벡터와 유량 분포를 나타낸 그림이다. 두 그림에서 볼 수 있듯이, 두 경우 모두 아래쪽 bleed hole을 통해 나가는 유량은 거의 없었고, 위쪽 bleed hole의 경우 동심의 경우에 더 가운데로 모이는 경향을 나타내었다. 이것은 동심의 경우, 상대적으로 편심의 경우보다 bleed port 쪽으로의 유로 면적이 줄어들어 양쪽에 분포되어 있는 bleed hole을 통해 나오는 유량이 줄어들 수 밖에 없으므로 인해 나타난 결과이다. 동심의 경우 가장 위쪽에 위치한 bleed hole을 통과한 유량은 전체 유량의 43.5%였고, 편심의 경우는 33.8%의 유량이 가장 위쪽에 위치한 bleed hole을 통과하였다. 두 경우 모두 연소기 케이싱의 하반원 상에 위치한 bleed hole을 통과한 유량은 거의 없는 것으로 계산되었다. 동심의 경우 전압력 손실은 0.52%로 계산되었고 편심의 경우는 0.35%로 계산되었다. 편심의 경우 전압력 손실이 적은 것은 그림에서 볼 수 있듯이 편심으로 인해 bleed port 입구 주위의 공간이

넓어져 bleed port 쪽으로의 유동의 급격한 선회가 많이 완화되었기 때문이다.

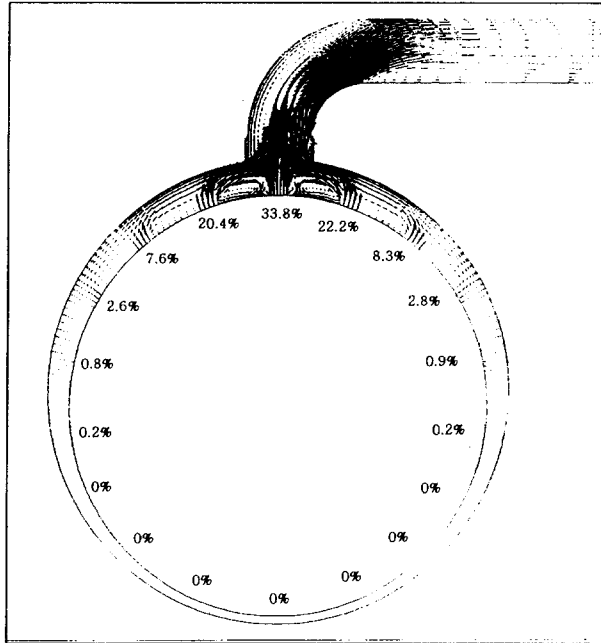


그림 3.4-6 편심인 경우의 유량분포

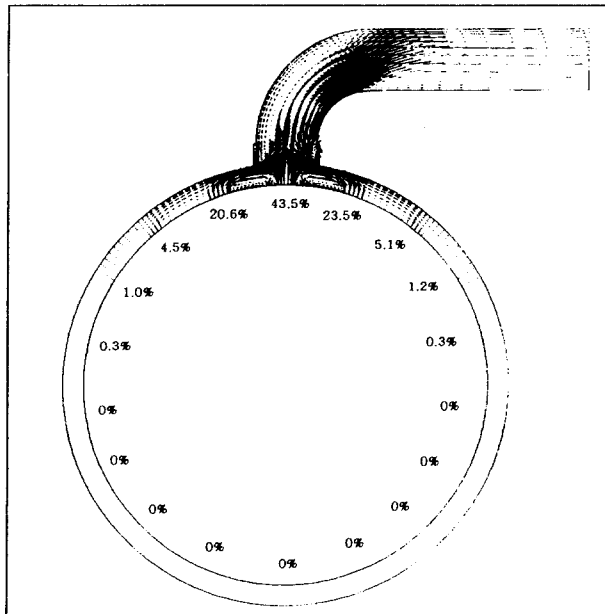


그림 3.4-7 동심인 경우의 유동분포

2차원 해석을 통해 bleed port 가 연소기와 편심을 이루는 경우와 동심을 이

루는 경우를 살펴본 결과, 상반원에 위치한 bleed hole을 통해 대부분의 유량이 빠져 나가는 것으로 계산되었다. 동심을 이루고 있는 경우에는 가장 위쪽에 위치한 bleed hole을 통과하는 유량이 전체유량의 43.5%에 달했으나 편심의 경우에도 33.8%에 달했다. 또한 편심의 경우 전압력 손실이 0.35%로 계산되어 동심의 0.52%에 비해 낮게 계산되는 이점이 있다.

제 5 절 구조설계 및 해석

5.1 구조 응력 설계

구조 응력 설계는 설계 초기 형상 정의로 시작하여 최종 형상 확정후 수명 평가로 완료하게 된다. 형상 정의 단계에서는 제품의 주어진 성능과 구조강도를 만족시키기 위한 주요 회전 구성품의 직경 및 블레이드 두께 분포를 결정하게 된다. 공력 성능과 구조 강도는 서로 상반된 관계에 있으므로 적절한 절충을 통하여 조정한다. 고정 구성품은 주로 열응력이 큰 영향을 미치며 온도가 높은 구성품은 열피로 및 부식에 의한 수명 감소등을 고려하여 설계한다. 1차,2차 보고서를 통하여 회전 구성품 및 고정 구성품의 중간 설계 결과에 대하여 기술하였고 3차 보고서에서는 최종 설계 결과와 응용 단계를 대비한 설계 방향에 대하여 기술하고자 한다.

5.1.1 회전 구성품 구조 강도 평가

회전 구성품은 높은 관성력을 받을 뿐 아니라 유로를 형성하고 동력을 전달한다. 따라서 설계 요구 조건이 많은 데 그중에서도 신뢰성, 성능, 가격, 무게, 유지 보수 용이성 등이 중요하다. 이 모든 조건을 충족시키는 회전 구성품을 만드는 것은 불가능하며 제품의 용도에 맞게 설계한다. 예를 들어 보조동력장치의 무게가 중요하다면 디스크와 블레이드를 한 몸체로 설계하거나 밀도가 작은 티타늄 또는 복합 재료를 사용할 수 있다. 현재 보조동력장치는 여러 가지 응용 제품에 사용될 예정이므로 우선 신뢰성에 기초하여 설계를 진행하였다.

회전체의 신뢰성은 구조강도와 밀접한 관계가 있으며 구조강도를 확보하기 위하여 많은 설계 변경이 진행된다. 회전체는 설계 회전수보다 과도하게 높은 회전수에서 거동할 가능성이 있기 때문에 과속(overspeed)상태에서 회전체의 분리 파괴(BURST)가 일어나지 않아야하며, 가속 및 감속,시동시 급격한 온도 및 회전수 변화에도 수명을 만족시켜한다. 또한 공진에 의한 회전체의 파괴 가능성도 없애야 한다.

보조동력장치의 회전 구성품은 크게 압축기와 터빈이 있으며 그밖에 블로어가 있다. 3차년도 보고서에서는 이 3가지 회전 구성품에 대해서 기술하였다.

5.1.1.1 디스크 분리파괴(BURST)

회전 구성품은 회전축이 파괴되거나 제어장치가 고장났을 때 또는 팬이나 엔진 노즐이 손상 되었을 때 과속될 우려가 있다. 이때 회전체가 파괴된다면 큰 손실이 발생하기 때문에 파괴가 발생하지 않도록 설계해야 한다.

보통 기준이 되는 회전수는 회사나 고객의 요구에 따라 다른데 보조동력장치는 미국의 군에서 요구하는 MIL-E-5007D에서 규정된 최대 정상 상태 회전수를 기준으로 하였으며 분리 파괴는 기준 회전수의 122%로 되어 있으나 130%에서 파괴가 일어나도록 설계 하였다.

과속 상태에서 회전에 의한 디스크의 분리 파괴는 국부적인 응력이 재료의 극한인장강도에 이를 때와 소성에 의해 응력이 재분포 되면서 평균 응력이 극한인장 강도에 이를 때의 조합으로 예측한다. 이것은 재료에 따라 다르며 연성이 큰 재질일수록 소성에 의한 응력 재분포가 잘되어 국부적인 응력보다는 디스크 전체의 평균응력에 의한 영향이 크며 취성이 강한 재료일수록 평균응력보다는 국부적인 응력에 의해서 분리파괴가 일어날 확률이 높아진다. 따라서 회전 구성품의 재질은 연성이 클수록 유리하며 보통 연신률이 10%이상인 재질을 사용한다. 블로어의 재질은 SUS410, 압축기의 재질은 17-4PH, 터빈의 재질은 MAR-M247이며 연성은 각각 20%, 8%, 5%이다. 디스크의 분리파괴 여유를 계산하려면 소재의 극한인장강도와 노치강도비가 필요하고 디스크의 최대 및 평균 응력을 계산해야 한다. 응력 해석은 ABAQUS를 이용하여 수행하였다. 디스크는 2차원 축대칭 요소, 블레이드는 평면 응력 요소를 사용하였고 축방향 변위를 구속하여 강제운동을 없었다. 하중은 최대정상상태 회전수인 60,000rpm을 가하였으며 그때의 온도분포를 작용시켰다. 첨부 그림 3.5-1부터 그림 3.5-6까지 블로어, 압축기, 터빈의 반경방향 및 단면방향 응력분포를 볼 수 있다. 응력분포와 소재 물성치를 이용한 반경방향과 단면방향의 디스크 분리파괴 여유는 표3.5-1과 같다.

표 3.5-1 회전 구성품의 디스크 분리파괴 여유

| | 블로어 | 압축기 | 터빈 |
|------|------|------|------|
| 반경방향 | 1.78 | 1.32 | 1.59 |
| 단면방향 | 1.67 | 1.36 | 1.44 |

표에서 알 수 있듯이 회전 구성품은 설계기준인 1.3이상을 모두 만족하도록 설계가 완료되었다.

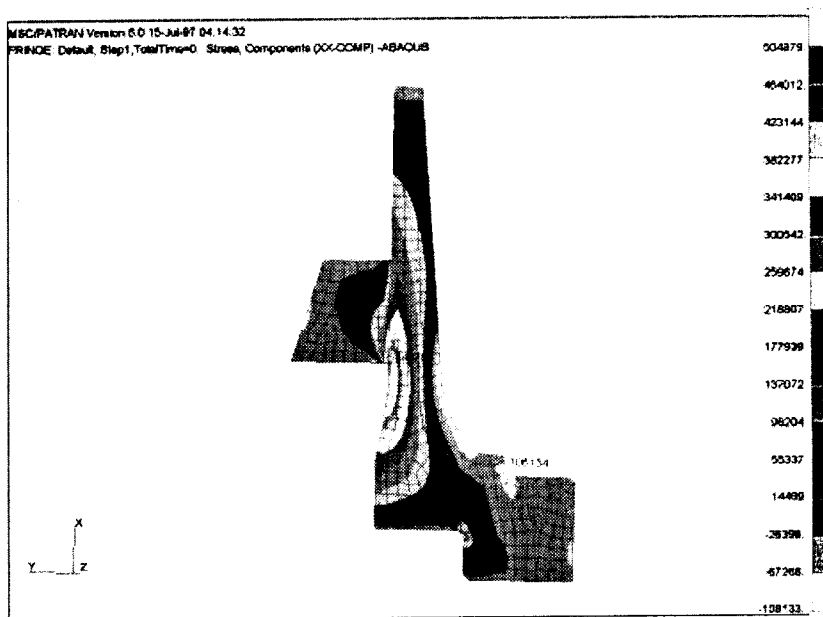


그림 3.5-1 블로어의 반경방향 응력분포

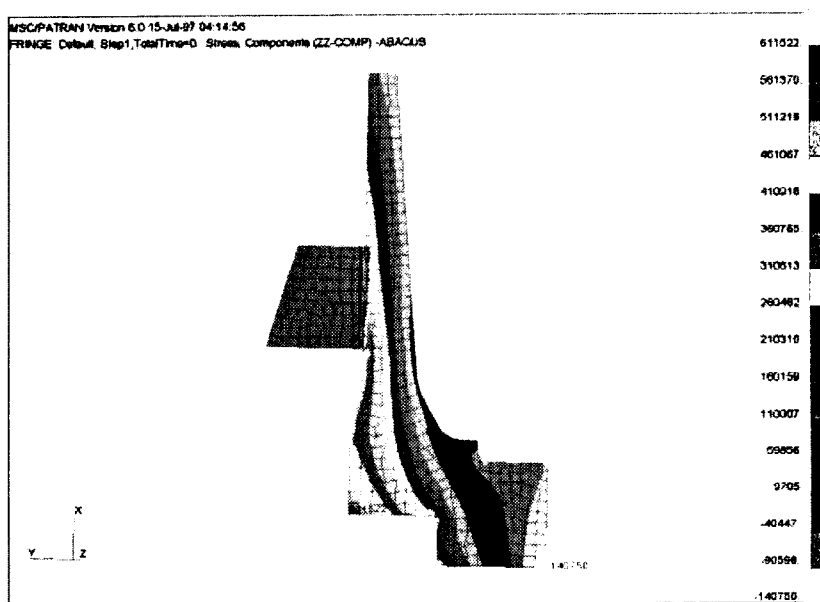


그림 3.5-2 블로어의 단면방향 응력분포

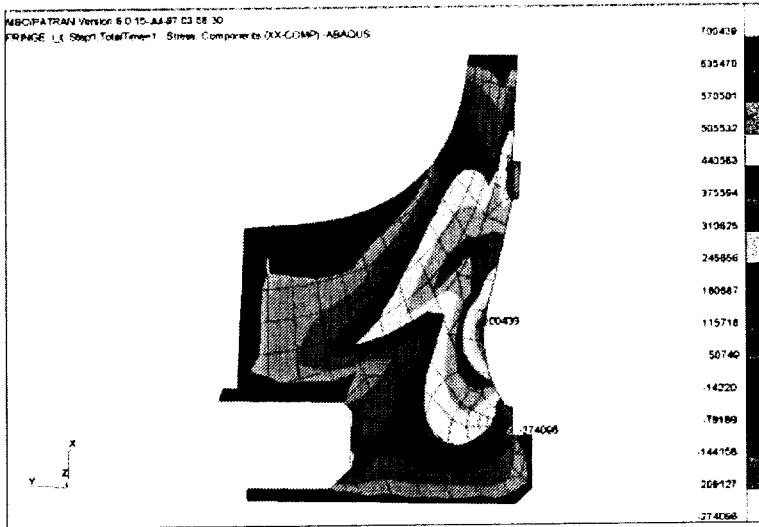


그림 3.5-3 압축기의 반경방향 응력분포

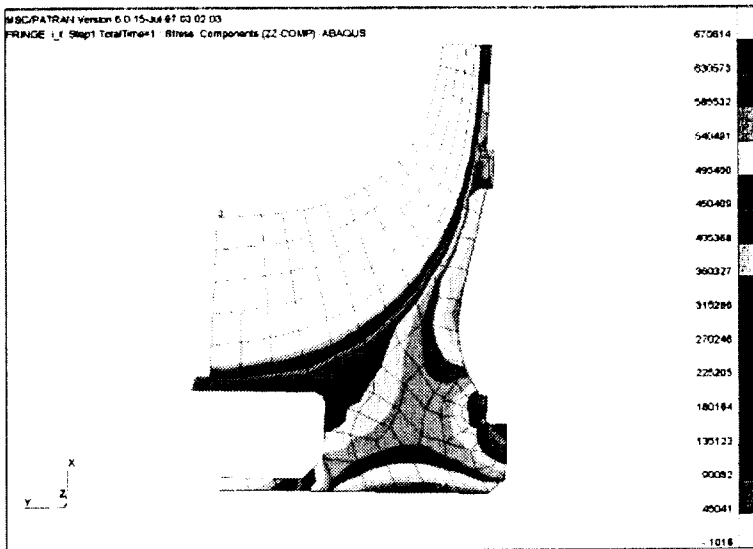


그림 3.5-4 압축기의 단면방향 응력분포

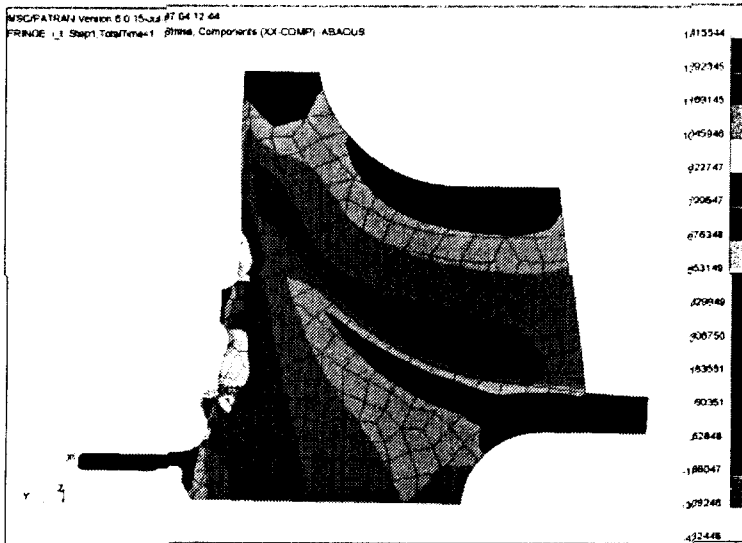


그림 3.5-5 터빈의 반경방향 응력분포

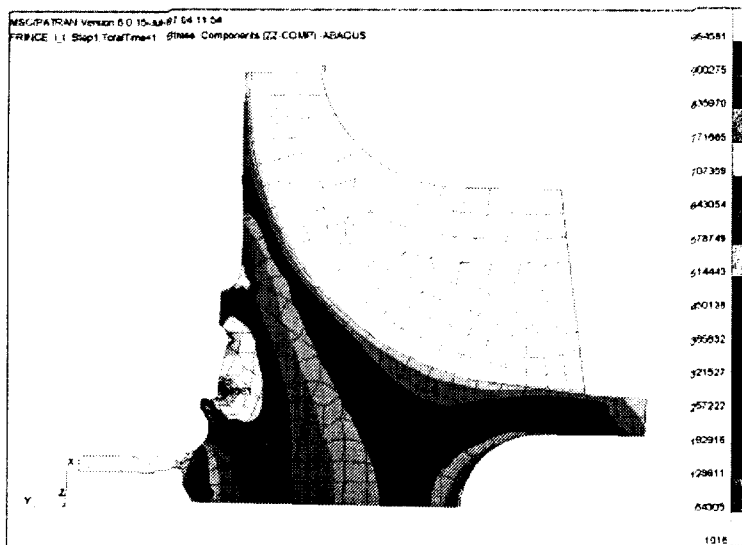


그림 3.5-6 터빈의 단면방향 응력분포

5.1.1.2 저주기 피로파괴

터보기계류는 일정한 주기를 가지고 운용되기 때문에 반복하중이 회전구성품에 가해진다. 비록 반복하중이 작더라도 구조물이 파괴에 이를 수 있는데 이와같은 현상을 피로파괴라고 한다. 피로파괴 현상은 두단계로 나눌 수 있는데 첫 번째로 균열이 발생하는 단계와 두 번째로 균열이 전파되어 파괴에 이르는 단계이다.

구성품에 노치나 결함부같은 응력집중부가 있으면 국부적으로 항복을 일으키고 주위의 탄성영역에 의해서 구속되기 때문에, 그 부분만 일정한 소성변형의 진폭을 가진 피로현상이 나타나게 된다. 이와같은 현상을 모사하기 위하여 반복 변형률-응력 실험을 실시한다. 이 실험으로 구한 반복변형경화지수를 이용하여 변형진폭-수명으로 나타나는 피로특성곡선을 구할 수 있다. 이 그래프로부터 저주기피로와 같이 변형진폭이 큰 영역에는 연성재료가 유리하며 변형진폭이 작은 영역에는 고강도재료가 유리함을 알 수 있다. 이러한 피로 실험데이터는 보통 평균응력이 영(0)인 경우가 많다. 하지만 실제 회전구성품은 평균응력이 존재하기 때문에 평균응력을 고려한 방법을 쓰기도한다. 이 경우 압축 평균응력은 수명을 증가시키는 것으로 나타난다. 또한 실제 회전 구성품은 일축응력 상태인 경우보다 2축또는 3축 응력인 상태가 대부분이기 때문에 등가응력을 사용하는데 여러가지 방법중에서 연성재질에 잘 맞는 Von-Mises 응력을 사용하였다.

두번째는 파괴역학적으로 접근하는 방법으로서 구조물 내부에 임의의 크기의 균열이 존재한다는 가정으로부터 출발한다. 외부에서 하중을 받게 되면 균열이 진전하게 되는데 재질에 따라 진전률이 다르다. 균열이 임계균열크기(Critical Crack Size)에 도달하게 되면 그 구조물은 파괴가 일어나게 되고 이때까지의 반복하중의 횟수가 균열전파수명이 된다.

구조설계시 거시적인 피로특성은 변형을 진폭 대비 파손수명을 나타내는 Coffin-Manson Equation으로 주로 나타내며 저주기피로(LCF)로 분류되는 104 cycle 이하의 피로영역에서는 연성재질(Ductile)이 유리하고 고주기피로(HCF)에서는 취성재질(Brittle)이 유리하다. 이는 고주기피로는 재질내부에서 균열의 생성에 대부분의 시간을 필요로 하므로 미소균열의 생성에 대한 저항성이 중요하고 저주기피로는 균열의 진전에 많은 시간을 필요로 하기 때문으로 소성에 의해 높은 응력을 흡수할 수 있는 연성재질이 유리하다. 그러므로 고주기피로에 의한 파괴는 큰균열의 생성과 동시에 파단이 발생하고 저주기피로에 의한 파괴는 균

열의 지속적인 진전을 거쳐서 결국에는 파괴에 이르게 된다.

저주기 피로해석은 일반적으로 다음의 순서로 진행된다. 우선 일축시편 인장 시험을 통하여 반복응력-변형률 그래프와 변형률과 수명과의 관계를 나타내는 Coffin-Manson Equation을 얻는다. 그림 3.5-7이 Coffin-Manson 그래프를 나타낸다.

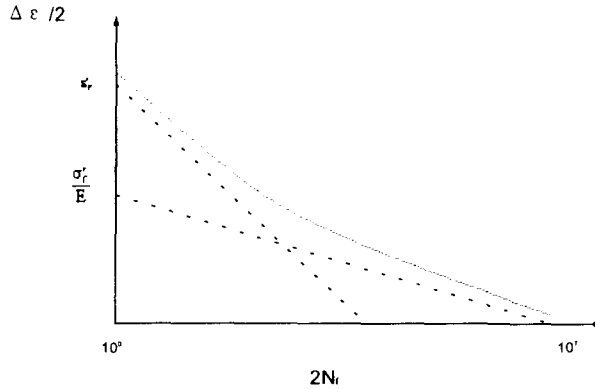


그림 3.5-7 Coffin-Manson curve

재질의 피로특성곡선을 얻은 후 탄소성 응력 해석을 수행하여 제품의 운용 이력 (History)에 따라 각 작동점에서의 응력 성분을 계산한다. 일반적으로 엔진 정지시와 100% RPM으로 운용시의 작동점에서의 응력 해석 결과를 이용하여 저주기 피로수명 해석을 수행하게 된다. 하중 이력상의 작동점에서의 응력 해석 결과가 준비되면 구조물에 손상을 가하는 사이클을 추출해 내야 한다. 즉 복잡한 하중으로부터 단순한 하중의 조합을 추출하는 것이다. 다양한 Cycle Counting 방법들 중에서 Rainflow Cycle Counting Method가 실험과 잘 일치하는 것으로 나타났다.

보조동력장치의 저주기 피로 수명은 소재 데이터의 부족으로 균열발생까지의 수명을 구했다. 수명 평가 결과 터빈은 약 900 cycle 압축기는 7,000 cycle로 나타났다. 터빈의 최대 변형률 위치는 그림 3.5-9에서 볼 수 있듯이 파일럿 링과의 접촉면이다. 이 부분의 온도는 400도 수준이지만 현재 보유하고 있는 피로 특성 곡선은 870도에서의 데이터이며 현재 450도에서 소재 시험이 진행중이므로 완료 후 재평가를 할 예정이다. 정확한 수명 평가를 위해서 균열 전파 수명을 계산하기 위한 소재 시험이 필요하고 그 이후에는 검증을 위한 시험을 해야한다. 선진 업체들의 경우 개발 후 수명을 확인하기 위하여 엔진 시험을 실시하는 데 매우 가혹한 조건이라고 하더라도 최대 정상 상태회전수로 계속 시험하지는 않는다.

현재 수명 평가 조건은 보조동력장치의 최대회전수인 60,000RPM으로 회전 할 경우 수명이다. 이 경우 실제 사용 조건 보다 가혹하기 때문에 수명이 50%미만을 보인다. 따라서 터빈은 목표 수명을 만족시킬 가능성이 높다. 압축기는 온도가 약 316도이며 인장 평균 응력이 작용하는 시험데이터를 이용하였으며 열처리 조건은 H1150이다. 온도는 실제보다 약 100도정도 높으며 열처리조건 또한 H1100조건이 아니므로 더 정확한 피로 특성 곡선이 필요하다. 하지만 목표 수명에 미달될 가능성은 적은 것으로 판단된다. 블로어의 경우 평균응력이 항복강도의 30% 수준으로 탄성영역에서 거동하고 있기 때문에 수명을 계산하지는 않았지만 안전할 것으로 판단되나 피로특성곡선을 얻기 위한 소재시험이 필요하다.

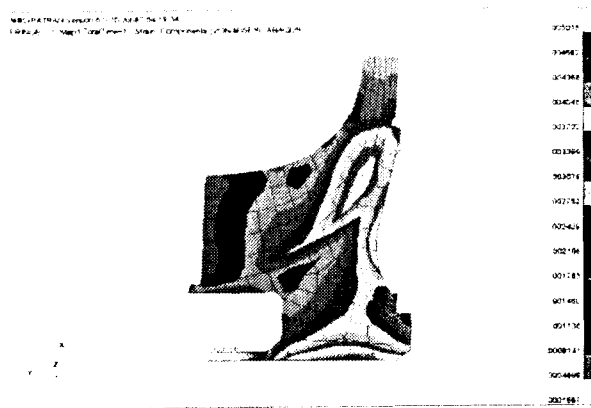


그림 3.5-8 압축기 Von-Mises strain

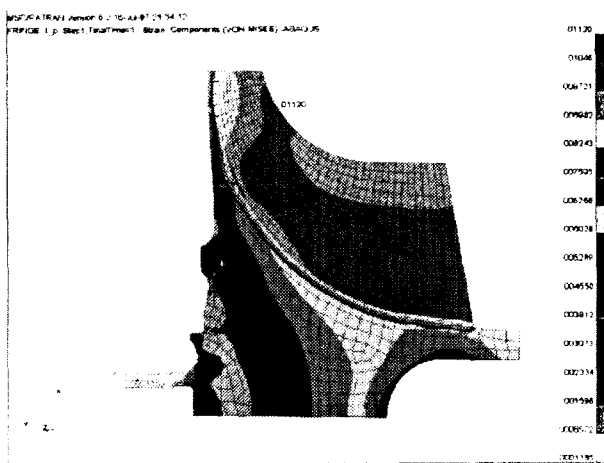


그림 3.5-9 터빈 Von-Mises strain

5.1.1.3 고주기 피로파괴

고주기 피로 파괴(High Cycle Fatigue)는 주로 회전 구성품의 블레이드에서 발생한다. 압축기와 터빈과 같은 고속 회전체는 운용시 주기적인 하중을 받게된다. 만약 이 가진력이 블레이드의 고유 진동수와 일치하면 공진이 발생되고 이로 인한 피로를 누적시켜 결국 파괴가 발생한다. 따라서 엔진 설계시 공력적인 성능뿐 아니라 피로 파괴에 대한 구조적 강도를 갖도록 하여야 한다.

고주기 피로 파괴는 정상 상태 응력, 진동 응력, 공력에 의한 가진, 재료 결함 등 복합적인 작용으로 발생한다. 회전 구성품의 정상 상태 응력은 원심 하중과 가스의 굽힘력 그리고 열응력이 주된 원인이며 이 응력을 낮추는 것은 엔진의 성능 및 열전달등과 연계되어 있어서 쉽지 않다. 또한 재료의 결함 문제도 제작 수준이 발전하지 않는 한 어려운 문제이다. 그러므로 고주기 피로파괴를 방지할 수 있는 가장 쉬운 접근 방법이 바로 공진을 피하는 것이다. 그러나 다양한 가진원을 고려할 때 모든 공진을 피하는 것은 현실적으로 불가능하며 저차 가진원(1E.O - 4E.O)과 회전체 앞 뒤의 베인 및 연소기 노즐 등 공력 가진원의 개수 및 그 차이를 주로 피하도록 설계한다.

압축기 블레이드 및 터빈 블레이드의 구조해석은 3차원 요소를 이용하여 진행하였다. 그림 3.5-10과 같이 디스크와 블레이드를 같이 모델링하여 디스크에 의한 블레이드의 고유진동수에 미치는 영향까지 검토하였다. 디스크 전체를 모델링하면 비용과 시간이 많이 들기 때문에 일부분만을 모델링하였으며 경계조건을 이용하여 실제와 같이 거동하도록 하였다. 정지했을 경우와 60,000RPM으로 회전하였을 경우에 대해서 진동해석을 실시하여 그림 3.5-11과 그림 3.5-12와 같은 CAMPBELL DIAGRAM을 그렸다. 이 결과를 볼 때 압축기의 주가진원이라고 할 수 있는 디퓨저와 디스윌러의 개수인 21 E.O(Engine Order)와 46 E.O는 전혀 가진 가능성이 없으며 블레이드의 첫 번째 진동모드는 저차가진원, 즉 4 E.O 이하와는 만나지 않기 때문에 고주기 피로 파괴 가능성이 낮다. 터빈의 경우 가진 가능성이 있는 E.O는 터빈 베인 개수인 21E.O와 연소기 nozzle개수인 6E.O, 베인개수(21)-블레이드 개수(14)인 7E.O 이며 4 E.O는 간접적으로 영향을 끼칠 수 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 베인 및 연소기는 가진의 가능성이 적으며 첫 번째 진동모드가 4E.O와는 52,000RPM에서 3E.O와는 66,000rpm 부근에서 교차함을 볼 수 있다. 블레이드 형상이 설계된 것보다 고유진동수가 약 10% 낮아진다면 3E.O와 60,000 RPM에서 공진 가능성이 있으며 고유진동수가 높아진다면 4E.O와 60,000 RPM에서 공진 가능성이 있다. 따라서 제작이 완료된 후 실험을 통하여

첫 번째 고유진동수를 확인해야 한다.

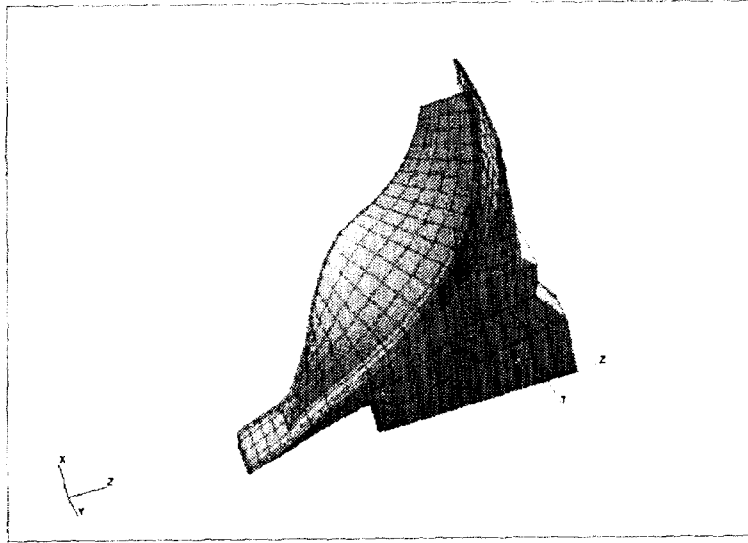


그림 3.5-10 진동해석 모델

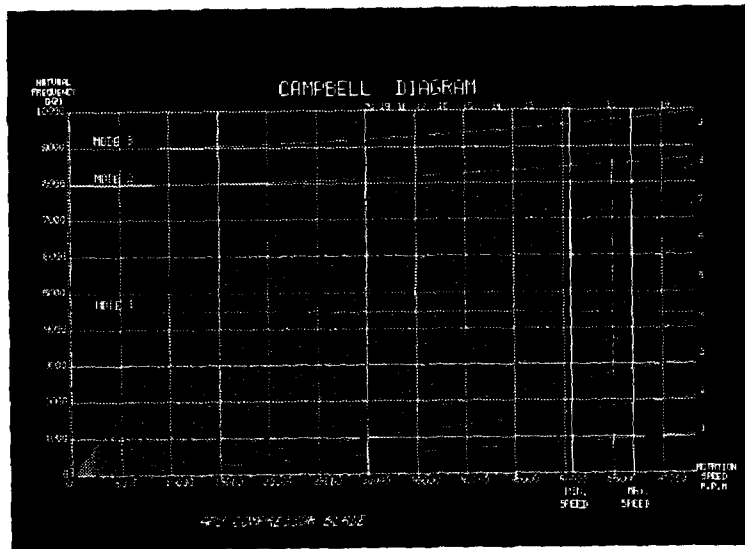


그림 3.5-11 압축기 CAMPBELL DIAGRAM

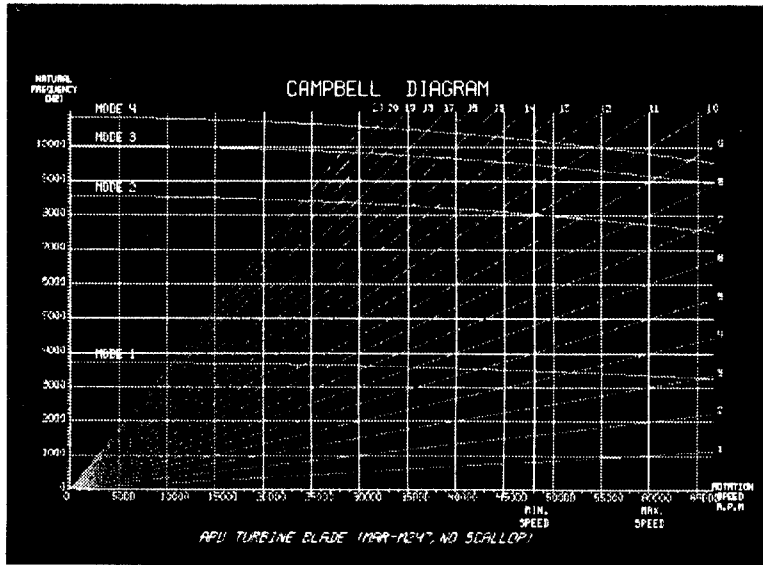


그림 3.5-12 터빈 CAMPBELL DIAGRAM

5.1.1.4 CREEP에 의한 파괴

터보기계류에서 내구성이 가장 중요한 부분은 고온과 고응력하에서 작동하는 구성품들이다. 예를들면 고압 터빈(High Pressure Turbine), 연소기(Combuster) 등이 있다. 이러한 고온 구성품들은 고온에서 재료강도가 낮아지므로 많은 경우에 소성변형이 발생하며 또한 Creep변형도 고려되어야 한다. 재료의 파손메카니즘도 복잡하며 피로와 Creep 뿐만 아니라, 하중주기, 변형속도, 환경의 영향등도 고려해야 한다. 그러므로 이러한 부품의 수명예측은 상당한 난점을 포함하고 있고 이론에 따라서 수명에 상당한 차이를 보이는 것은 잘 알려진 사실이다. 또한 응력상태가 복잡해지고 온도의 변화가 많을 때에는 이론이 충분히 정립되어 있지 않은 실정이다. 고온 구성품들의 주된 재료는 Nickel Base Superalloy 들이며 금속복합재료, 세라믹 복합재료 등 더 높은 온도에서 견디어 낼 수 있는 재료의 개발에도 선진국에서는 많은 투자가 이루어지고 있는 실정이다.

보조동력장치의 경우 터빈 블레이드가 높은 온도와 높은 응력이 작용하기 때문에 CREEP에 의한 파괴 가능성을 검토하였다. 블레이드는 디스크와 마찬가지로 MAR-M247이며 항복강도는 대략 690MPa이다. 이때 터빈의 취약부위의 온도, 응력 및 수명은 표 3.5-2와 같다.

표 3.5-2 터빈 블레이드 CREEP 수명

| | 온도(°C) | 응력(MPa) | 수명(hr) |
|---|--------|---------|--------|
| a | 700 | 500 | 9400 |
| b | 730 | 380 | 8476 |
| c | 700 | 530 | 6300 |
| d | 680 | 500 | 13624 |

응력 해석은 블레이드의 회전에 의한 굽힘 응력을 고려하기 위하여 3차원 유한요소 해석을 하였다. 작용 하중으로는 회전력과 온도를 가하였으며 탄성 해석을 실시하였다. 수명이 가장 취약한 부위는 c 위치로서 응력과 온도가 모두 높기 때문이다. CREEP에 의한 응력 이완은 고려되어 있지 않기 때문에 수명이 더 향상될 여지가 있으며 또한 필렛을 크게 함으로써 응력 수준을 낮출 수 있다.

현재 보조동력장치는 응용 분야에 대해서 확정된 사항이 없기 때문에 구체적인 성능 곡선에 따른 하중 이력(history)이 없다. 따라서 현재 계산된 수명은 최대 회전 속도로 계속 사용되었을 경우이며 실제 응용될 제품의 하중 이력이 확정되고 소재시험을 통하여 필요한 재료의 물성치들이 확보된다면 더욱 정확한 수명평가가 이루어 질 수 있을 것이다.

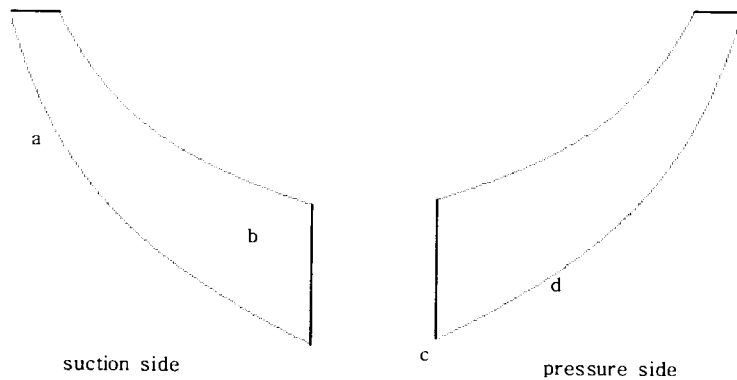


그림 3.5-13 CREEP 수명 취약 부위

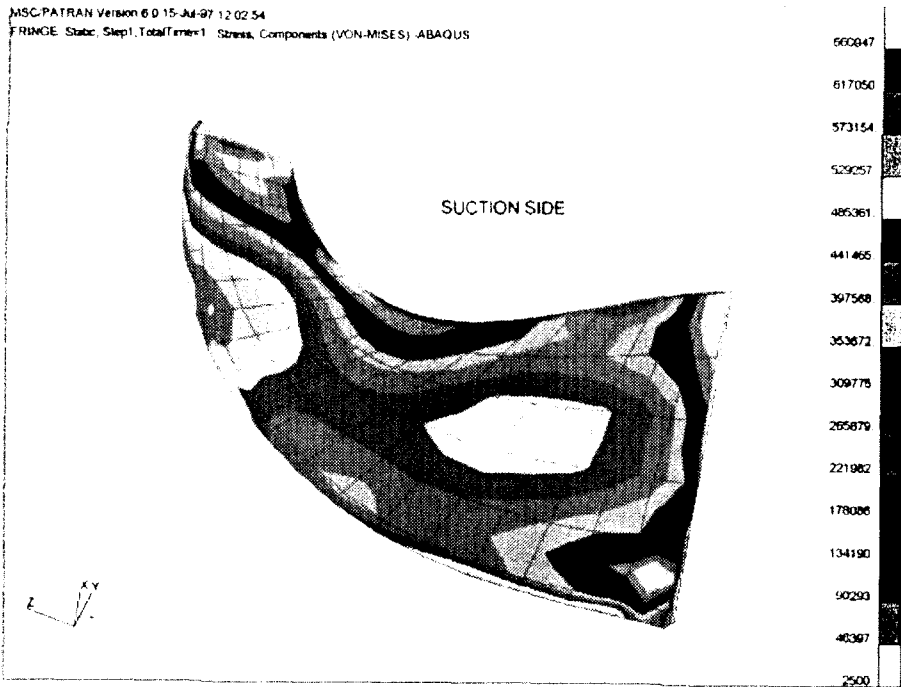


그림 3.5-14 터빈 응력 분포

5.1.2 고정 구성품 강도 평가

고정 구성품은 회전 구성품에 비해서 회전력이 작용하지 않기 때문에 하중 조건이 열악하지 않다. 하지만 연소기를 비롯한 터빈 노즐은 온도가 상당히 높을 뿐 아니라 냉각 공기의 영향으로 온도 구배가 심하다. 따라서 온도에 의한 열응력이 높으며 열응력을 낮추기 위하여 베인의 경우 반경방향으로 구속되지 않도록 설계하고 원주 방향으로 한 몸체로 제작하지 않고 여러 파트로 나누어서 제작한 후 조립한다. 연소기 라이너는 냉각 공기를 이용하여 고온 가스로부터 재료를 보호한다.

보조동력장치는 터빈 베인의 경우 제작상의 문제로 원주방향으로 한 몸체로 제작하기 때문에 열응력이 높을 가능성이 크며 연소기 라이너도 국부적으로 열응력이 상당히 높을 가능성이 있기 때문에 구조 안정성 확인해야 한다.

5.1.2.1 터빈 베인

APU 터빈 베인은 연소기 출구에 위치하기 때문에 온도가 높을 뿐 아니라 지지부의 온도 구배도 상당히 크다. 따라서 응력이 매우 높을 가능성이 있으므로 3차원 응력해석 및 LCF 평가를 수행하였다. 베인의 재료는 기계 가공용 후보재질인 IN 625와 주조 후보 재료인 IN 738LC를 사용하였다. IN 625 재질은 소재센터에서 427도와 850도에서 인장 시험하였으며 639도에서는 보간하여 추측하였다. 해석에 사용된 재료 데이터는 시험에서 추출된 Conventional 응력-변형률 곡선으로부터 True 응력-변형률 곡선을 유추하여 ABAQUS의 소성거동 모델인 Isotropic hardening에 적용하였다. 최대응력 및 변형률은 스킵룸 부위에서 발생하며 각각 482MPa, 0.00699이다. 이때 국부적으로 소성이 발생하며 소성변형률은 0.00217이다. 소재센터에서 제공된 smd80824.xls를 이용하여 수명을 구해보면 최소 43281 Cycle을 얻을 수 있다. 하지만 재료핸드북 데이터는 $R = -1$, 온도 760도이고 해석된 베인은 $R = 0$ 에 가깝고 온도도 600도 수준이므로 수명이 낮아질 가능성이 있다. 하지만 엔진의 수명목표인 3,000 Cycle이상은 충분히 가능할 것으로 판단된다.

그림 3.5-15은 IN 738LC일 때 온도 분포를 나타내며 그림 3.5-16은 그 때의 변형률 분포이다. IN 738LC는 탄성해석 결과 최대 응력이 스킵룸 부근에서 1.09GPa로 나타났으며 탄소성해석을 수행한 결과 최대 Von-Mises 변형률은 0.01이며 이때 plastic 변형률은 0.00326이다. 현재 응력이 높은 부위는 베인의 지지부이지만 실제 온도는 베인의 날개에서 가장 높다. 따라서 고온에서 부식에 의한 날개의 손상이 일어날 수 있다. 현재 구조해석으로는 평가할 수 없기 때문에 표면 처리를 통해서 부식에 대비해야 한다.

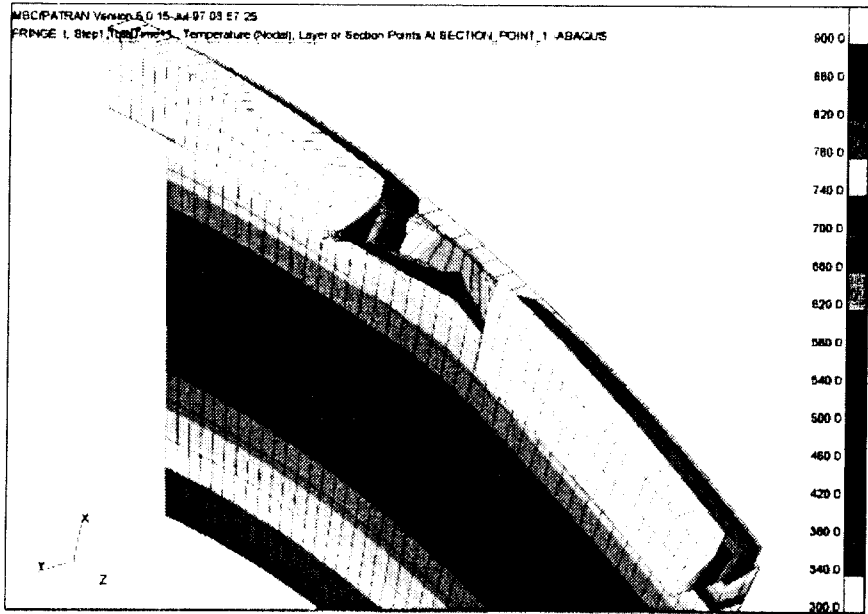


그림 3.5-15 베인의 온도 분포

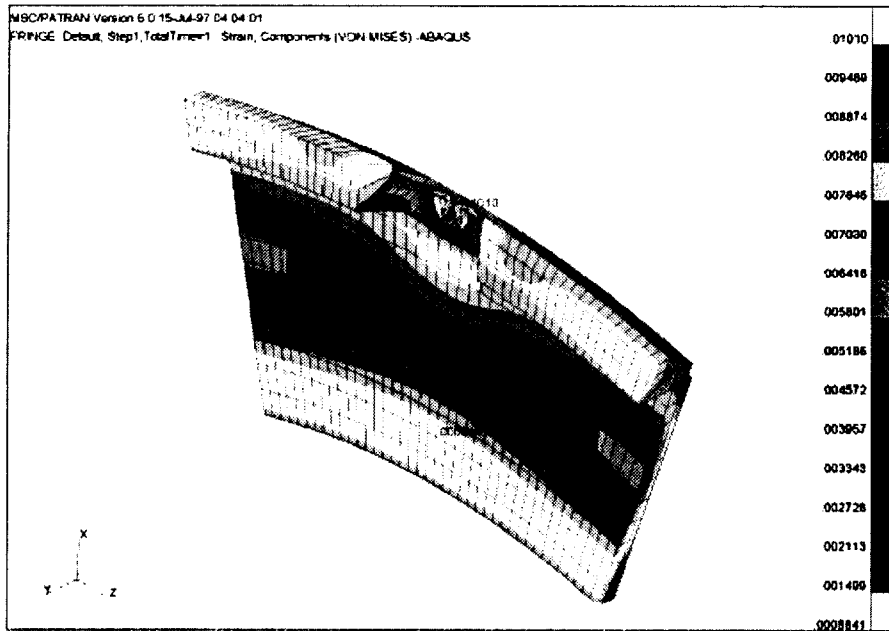


그림 3.5-16 베인의 변형률 분포

5.1.2.2 연소기 라이너

두께 0.5mm인 연소기 라이너에 대해서 탄소성 응력해석을 수행하였다. 소재는 Hastelloy-X이며 하중 조건은 압력 18KPa과 온도 하중이다. 온도는 연소기 파트에서 제공된 온도 분포를 주기함수 형태로 바꾸어서 작용시켰다. 소성 영역은 완전 소성 가정을 하였으며 항복 이론은 Von-Mises 항복 이론을 사용하였다. 해석결과 최대 응력은 375MPa, Von-Mises strain은 0.002423으로 저주기 피로 수명은 10,000 cycle 이상을 얻을 수 있었다.

또한 최대응력 발생 위치가 온도 300도 부근이므로 creep에 의한 파괴 가능성도 낮은 것으로 나타났다.

5.2 로터 구조 설계

APU 회전체의 구조적인 안정성을 판단하기 위하여 FEM을 이용한 회전체 모형화로부터 회전체의 위험속도(Critical Speed), AFB의 동하중(Dynamic Load), 그리고 주요 구성품에서의 불균형응답(Unbalance Response)을 계산하였다. 위와 같은 해석결과에 따라 회전체의 형상설계가 이루어졌으며, 실험을 통한 회전체의 안정성 검증과 성능을 확인하고자 시험리그를 구성하여 회전체 구성품 시험을 수행하고자 한다.

5.2.1 회전체 초기설계

5.2.1.1 회전체 구조

그림 3.5-17은 공력설계, 열전달 해석, 그리고 상세설계 등을 통하여 설계된 APU의 초기 회전체 모양을 나타낸다.

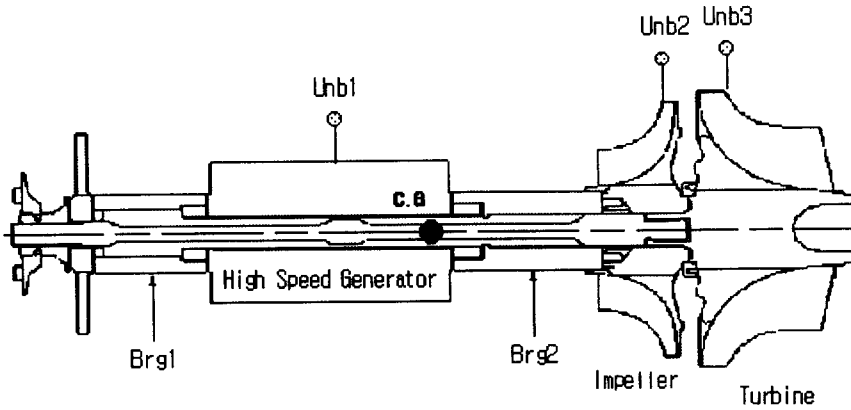


그림 3.5-17 APU 회전체의 Layout과 주요 구성품

회전체의 총길이는 435 mm, 질량은 13.7 kg으로 2개의 AFB(Brg.1과 2)을 이용하여 지지되어 있으며, AFB 하중지지 능력에 중요한 영향을 미치는 정하중은 좌측의 Brg.1에 2.426 kg, 그리고 우측에 위치한 Brg.2에 11.274 kg이 작용한다. AFB에 대한 해석을 통하여 구한 Brg.1과 2의 강성계수는 2.0E6 N/m와 8.0E6 N/m으로 회전속도에 관계없이 거의 일정하며, 감쇠계수는 1000 N/m/sec와 2000 N/m/sec 정도이다.

5.2.1.2 위험속도 해석

회전체에 대한 단축모형화 방법(single shaft FEM modelling)을 이용하여 위험속도를 계산하여 그 해석결과를 그림 3.5-18, 그림 3.5-19 그리고 그림 3.5-20에 나타내었다.

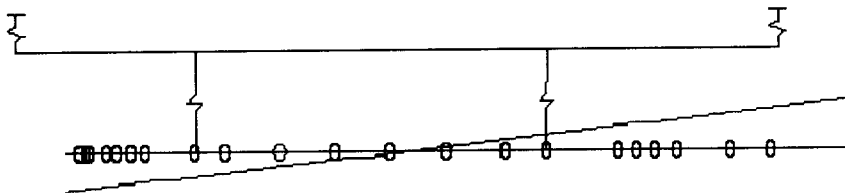


그림 3.5-18 1차 강체 모드 : 6356 rpm

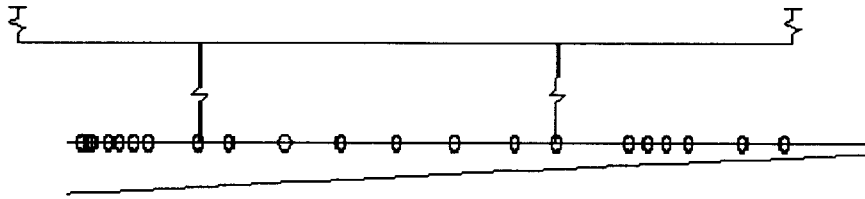


그림 3.5-19 2차 강제 모우드 : 8775 rpm

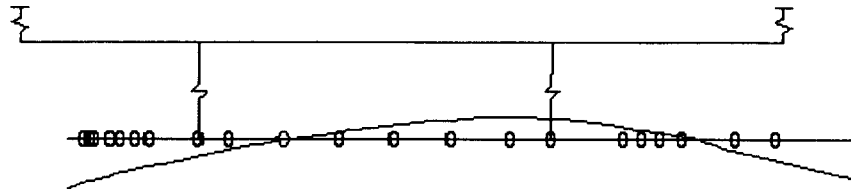


그림 3.5-20 1차 굽힘 모우드 : 78,690 rpm (31.2%)

그림 3.5-18과 그림 3.5-19는 회전체의 강제 모우드(Rigid Body Mode)로 모두 10,000 rpm 이하에 위치하며, 회전체의 AFB Lift-Off Speed와 비교하여 낮은 회전속도로 강제모우드에 의한 공진발생시 AFB의 Foil이 회전체를 지지하여 운전의 불안정성을 유발하지는 않을 것으로 판단된다.

그림 3.5-20은 설계시 가장 중요하게 생각하고 있는 굽힘 모우드로 위험속도는 78,690 rpm이며, 운전속도(60,000rpm)와 비교하여 약 31.2 %의 위험속도 분리 여유(Critical Speed Margin)를 가지고 있다. 그러나 계산된 위험속도는 해석결과로 제작/조립, 열전달 및 고속회전 등에 의하여 위험속도가 약간 감소할 것으로 생각된다.

5.2.1.3 불균형 응답해석

회전체에서 발생 가능성이 있는 불균형조건에 대하여 주요 구성품에서의 불균형 응답과 AFB에 작용하는 동하중을 계산하였다.

가. 불균형량 조건

APU 회전체에 대한 Balancing Requirement는 ISO에서 G2.5등급을 적용하고 있으며, 60,000 rpm인 회전속도를 기준으로 약 5.5 g-mm의 잔류불균형량 (Residual Unbalance)을 허용하고 있다. 그러나 실제 운전중에는 조립에 의한 오차와 열변형에 의해 불균형량이 증가하게 되며, 이를 고려하여 해석에서는 표 3.5-3의 불균형량 조건에 따른 불균형응답과 AFB에서의 동하중을 계산하였다.

표 3.5-3 회전체의 불균형량 조건

| | Condition #1 | Condition #2 |
|----------|--------------|--------------|
| H.S.G | 4 g-mm 0 도 | 4 g-mm 0 도 |
| Impeller | 4 g-mm 0 도 | 4 g-mm 180 도 |
| Turbine | 4 g-mm 0 도 | 4 g-mm 180 도 |

나. 불균형응답해석

표 3.5-3에서의 불균형량 조건 Condition #1에 따라 HSG와 압축기(Impeller)에서 불균형응답을 계산하였으며, 그림 3.5-21와 그림 3.5-22에 나타내었다. 그림에서 약 10,000 rpm 부근에서 진동이 크게 증가하는 데, 이것은 그림 3.5-19의 공진 모드에 의한 것으로 회전체가 Lift-Off가 되기 전 AFB의 Foil이 회전체를 지지함으로 회전체와 AFB의 안전에는 큰 문제가 없는 생각된다. 그리고 계산결과 그 이상의 회전속도에서는 응답의 크기가 최대 15 μm 내외로 안정된 운전을 할 수 있을 것으로 생각된다. 60,000 rpm에 이를 때까지 불균형량 조건에 따른 최대 응답크기를 표 3.5-4에 나타내었다

Object TGD Relative Displacement 34 - 16

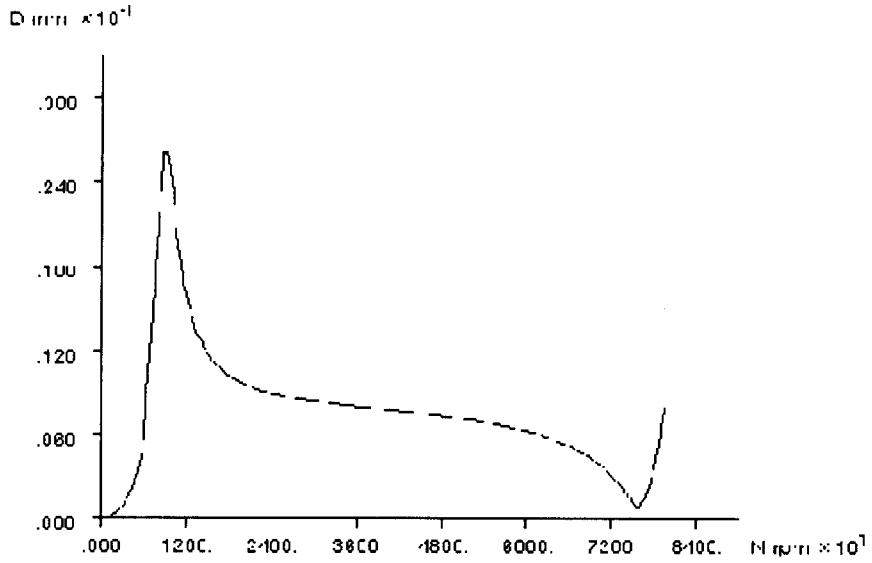


그림 3.5-21 HSG에서의 불균형 응답

Object TGD Relative Displacement 37 - 24

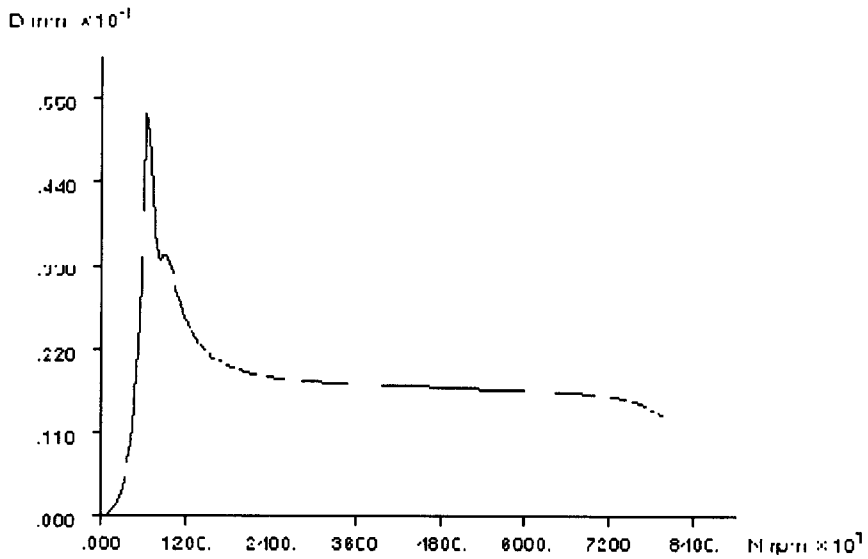


그림 3.5-22 압축기에서의 불균형 응답

표 3.5-4 불균형응답과 AFB에 작용하는 동하중

| | Bearing Dynamic Load | | Rotor Vibration | |
|--------------|----------------------|--------|-----------------|------------|
| | Brg #1 | Brg #2 | HSG | Impeller |
| Condition #1 | 36 N | 120 N | 6 μ m | 14 μ m |
| Condition #2 | 122 N | 255 N | 6 μ m | 12 μ m |

다. AFB에 전달되는 동하중해석

AFB 설계시 중요 설계변수 중의 하나로 베어링 하중지지능력(Load Capacity)이 있는 데, 이것은 자중에 의한 정하중과 동하중이 합해진 형태로 표 3.5-3의 불균형량 Condition #2에 따른 Brg.1과 2에서의 동하중을 계산하여 그림 3.5-23와 그림 3.5-24에 나타내었다. 그림으로부터 각 AFB에서 받는 최대 동하중은 최고 회전속도에서 발생된다는 것을 알 수 있으며, 그 결과를 정리하여 표 3.5-4에 나타내었다.

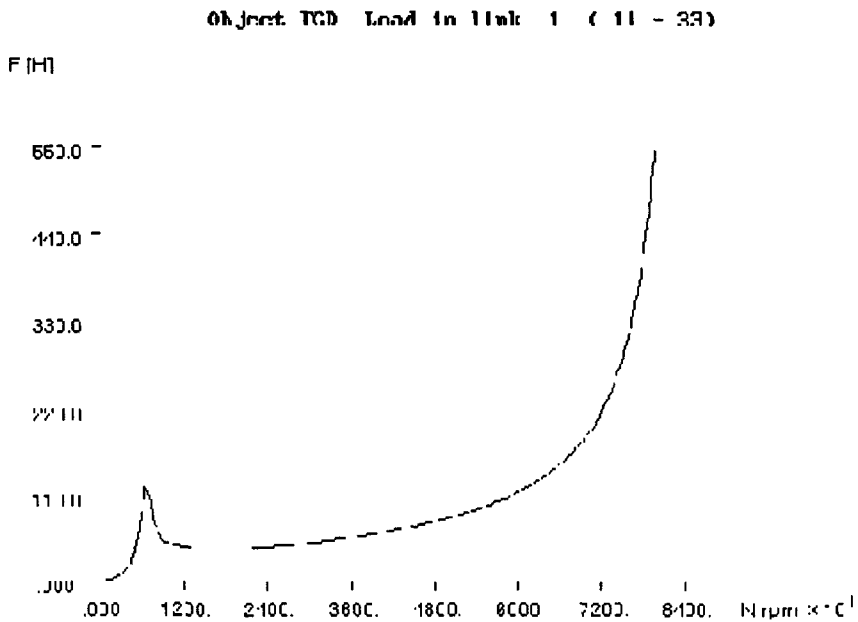


그림 3.5-23 Brg.1에서의 동하중

Object 1GD Load in link 2 (2B JJ)

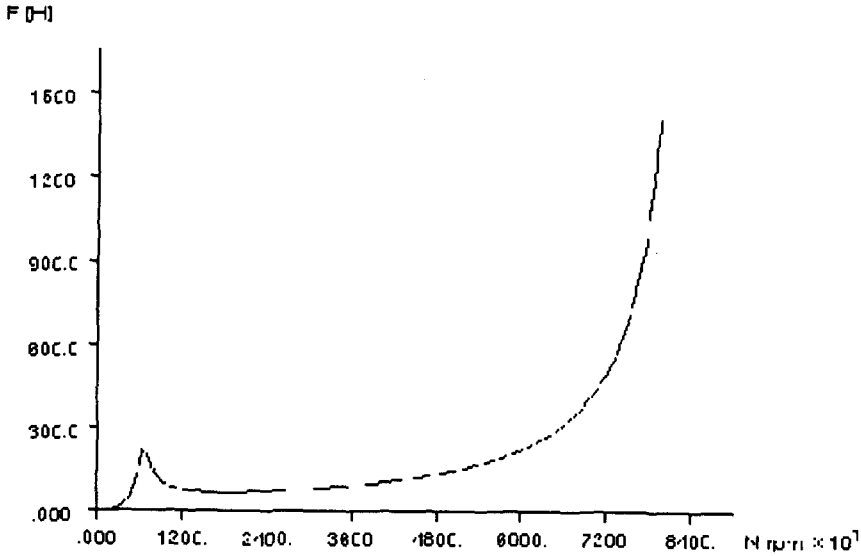


그림 3.5-24 Brg.2에서의 동하중

표 3.5-4에서 최대 동하중은 불균형량 Condition #2에 대해 Brg.2에서 발생되며, 그 크기는 약 26.0 kgf으로 정하중과 더해지면 약 37.7 kgf의 힘이 Brg.2에 작용하게 되어 AFB의 설계값에 가까워짐으로 AFB의 안정성을 확인하기 위한 실험적인 검증이 필요하다.

5.2.1.4 결론

APU 회전체 설계는 FEM을 이용한 회전체 모형을 통하여 회전체의 위험속도해석과 불균형응답 계산을 하였으며, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

첫째, 설계된 회전체의 첫번째 굽힘위험속도는 78,690 rpm으로 약 31.2 %의 위험속도 분리여유를 가지며, 2개의 강체모우드는 회전체의 Lift-Off Speed보다 낮은 회전속도에 위치하여 안정적이다.

둘째, 회전체 불균형응답 해석결과 주요 구성품에서의 응답 크기는 최대 15 μ m 정도로 회전체 운전영역내에서 안정적이다.

셋째, AFB에 작용하는 동하중의 크기는 최대 255 N이 작용하지만 정하중을

고려하는 경우, Brg.2에서 설계목표치에 가까운 하중이 작용하게 되어 실험적인 검증이 필요하다.

5.2.2 회전체 설계

앞서 AFB을 이용한 APU 회전체에 대한 동특성 해석결과 HSG와 압축기, 터어빈을 일체형으로 설계하는 경우, Brg.2에 전달되는 하중의 크기가 커 AFB의 설계치에 가까워지고, HSG의 개발의 어려움으로 인하여 그림 3.5-25에서와 같이 HSG, Quill Shaft, 그리고 Main Rotor로 구성된 APU 회전체를 설계하였다.

5.2.2.1 회전체 구조

그림 3.5-25은 HSG, Quill Shaft, Main Rotor로 구성된 APU 회전체의 형상으로 HSG는 AFB으로 지지되어 있으며, 압축기와 터어빈으로 구성된 Main Rotor는 볼과 롤러 베어링이 사용되고 있다. 특히 전방에 위치한 볼베어링은 Squirrel Cage가 설계되어 유연한 구조로 지지되어 있다. 그리고 HSG의 구동을 위해 Quill Shaft를 이용한 동력전달이 이루어지는 데, 이로 인한 진동이 AFB의 안정성에 영향을 줄 수 있어 이에 대한 실험적인 검증이 필요하다. 회전체의 총 길이는 약 730 mm 정도이며, 무게는 15.75 kg으로 AFB이 받는 정하중의 크기는 4~5 kg 이다.

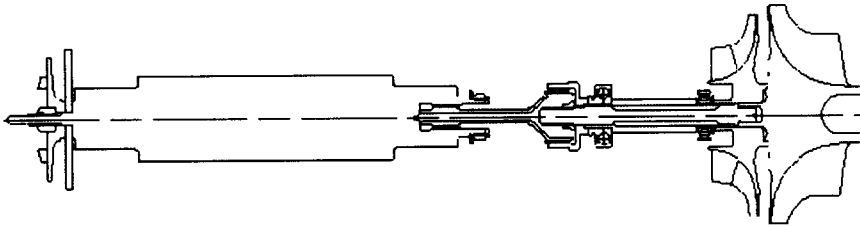


그림 3.5-25 APU 회전체의 최종 설계안

5.2.2.2 위험속도해석

그림 3.5-25의 APU 회전체에 대한 위험속도 해석결과를 그림 3.5-26, 그림 3.5-27, 그림 3.5-28, 그림 3.5-29 그리고 그림 3.5-30에 나타내었다.

그림 3.5-26은 Main Rotor의 강제모우드를, 그림 3.5-27과 그림 3.5-28는 HSG의 강제모우드를 나타내는 것으로 모두 10,000 rpm 부근의 낮은 회전속도 영역에 위치하여 안전하며, 그림 3.5-29는 약간의 Main Rotor 굽힘과 Quill Shaft의 강제모우드가 합쳐진 형태로 운전영역내에 위치하여 안전하게 통과하여야 한다.

그림 3.5-30의 Main Rotor와 Quill Shaft의 굽힘모우드로 최대운전속도에 대하여 약 25%의 위험속도분리여유를 가지고 있어 이 모우드에 의한 영향은 적을 것으로 생각된다. 위에서의 위험속도 해석결과 강제모우드에 의한 영향은 작을 것으로 예상되지만 약 23,000 rpm에 위치한 그림 3.5-29의 모우드를 통과하기 위해서는 주의가 요구된다.

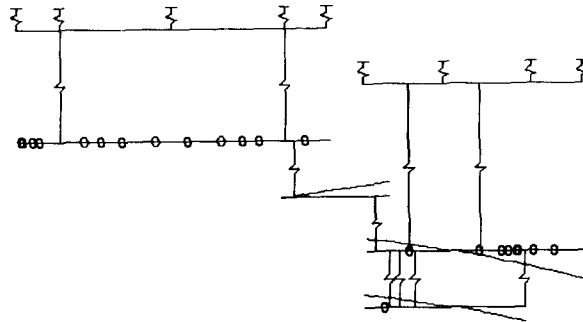


Fig. Mode shape, n = 6491, RPM

그림 3.5-26 Main Rotor의 강제 모우드

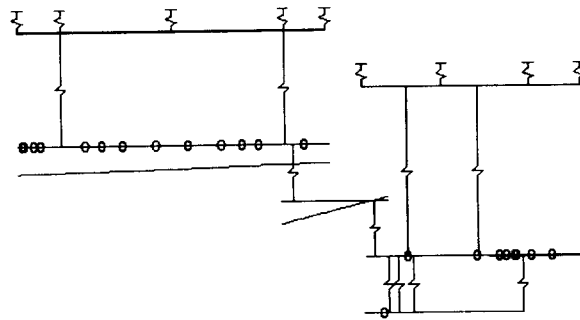


Fig. Node shape, $n = 7839$. RPM

그림 3.5-27 HSG의 1차 강제 모우드

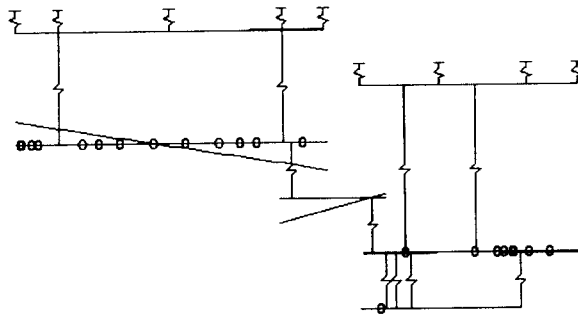


Fig. Node shape, $n = 11580$. RPM

그림 3.5-28 HSG의 2차 강제 모우드

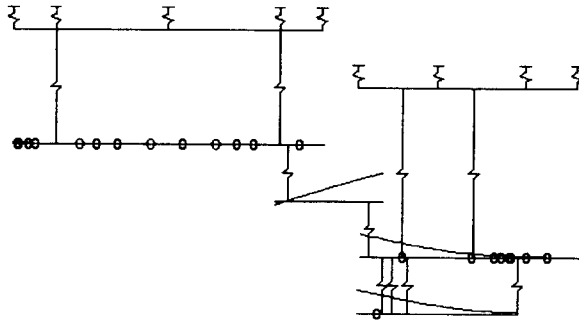


Fig. Node shape, n = 23131, RPM

그림 3.5-29 Main Rotor와 Quill Shaft의 연성모우드

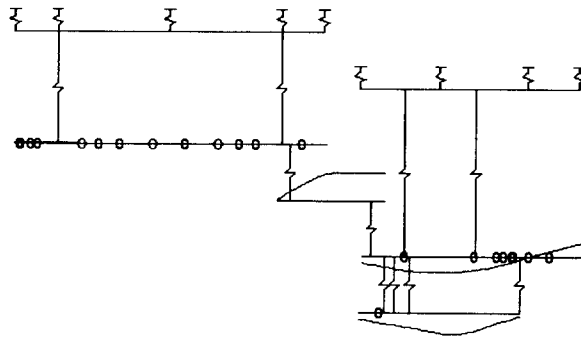


Fig. Node shape, n = 75425, RPM

그림 3.5-30 Main Rotor 굽힘모우드

5.2.2.3 불균형응답 및 베어링 전달력 해석

앞서 설계되었던 APU 회전체와 달리 Main Rotor의 구성품 개수가 많고, 제작/조립시 동심도가 흐트러질 수 있는 가능성이 높아 표 3.5-3에 비해 많은 불균형량을 표 3.5-5와 같이 가정하여 불균형응답과 베어링에 전달되는 동하중을 계산하였다. 여기서 불균형량은 동일 위상에 있는 것으로 가정하였다.

표 3.5-5 개선된 회전체의 불균형량 조건

| HSG | | Engine Rotor | |
|---------|---------|--------------|----------|
| Front | Rear | Spline | Impeller |
| 10 g-mm | 10 g-mm | 20 g-mm | 30 g-mm |

위의 불균형량 조건에 대하여 주요 위치에서의 불균형응답과 각 베어링에서의 동하중 크기를 위험속도를 통과할 때와 최대운전속도에서 계산하여 표 3.5-6에 나타내었다.

표 3.5-6 불균형응답과 베어링에 작용하는 동하중

| | Unbalance Response | | | Bearing Reaction Load | | |
|----------------|--------------------|------------|------------|-----------------------|-------------|------|
| | HSG | Spline | Impeller | Ball Brg. | Roller Brg. | AFB |
| Critical Speed | 12 μ m | 70 μ m | 11 μ m | 32 kg | 30 kg | 3 kg |
| Maximum Speed | 3 μ m | 25 μ m | 6 μ m | 16 kg | 35 kg | 1 kg |

표에서 보는 바와 같이 최대 불균형응답은 Spline에서 발생하고 있는 데, 이것은 Main Rotor의 전방에 위치한 볼베어링에 Squirrel Cage를 설계하여 유연한 지지구조가 되었기 때문이다. 그리고 이외의 위치에서는 약 10 μ m 내외의 진동이 발생되어 안정될 것으로 예상된다. 동하중 측면에서는 위험속도 통과시 불과 롤러 베어링에서 30kgf의 힘이 전달되며, 최대 운전속도에서는 35 kgf의 힘이 롤러베어링에 전달되어 설계치에 비해 작게 나올 것으로 예상되며, AFB에서는 3kgf 정도의 힘이 전달되는 것으로 계산되어 AFB의 하중지지 능력에 문제가 없는 것으로 생각된다.

그림 3.5-31과 그림 3.5-32는 Main Rotor의 Spline부와 압축기에서의 불균형응답을 나타내며, 그림 3.5-33과 그림 3.5-34는 Main Rotor의 불과 롤러 베어링에 전달되는 동하중을 나타내고 있다.

Object R302 Relative displacement 99 - 26

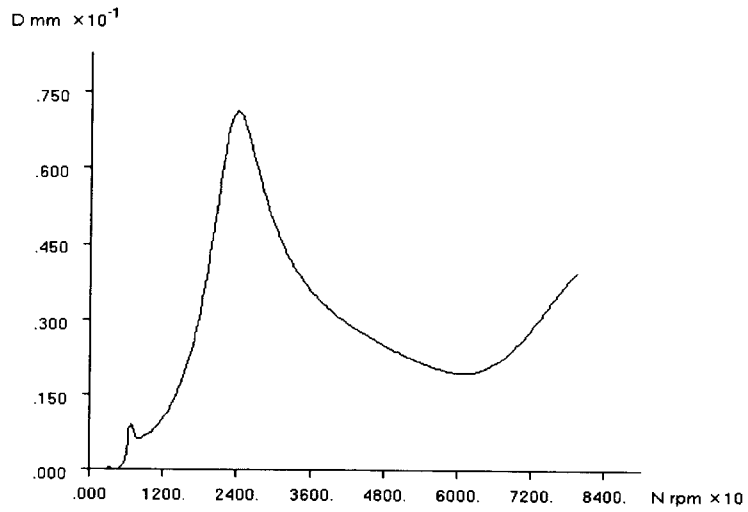


그림 3.5-31 Spline 부에서의 불균형응답

Object R302 Relative displacement 99 - 42

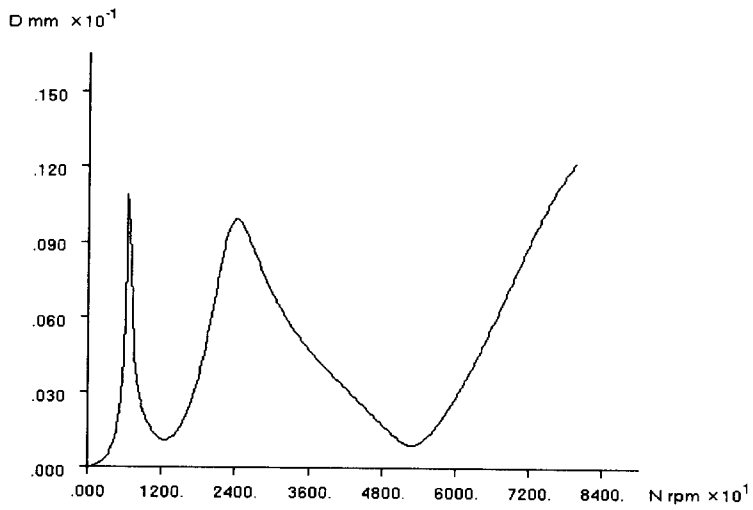


그림 3.5-32 압축기에서의 불균형응답

Object R302 Load in link 6 (29 -100)

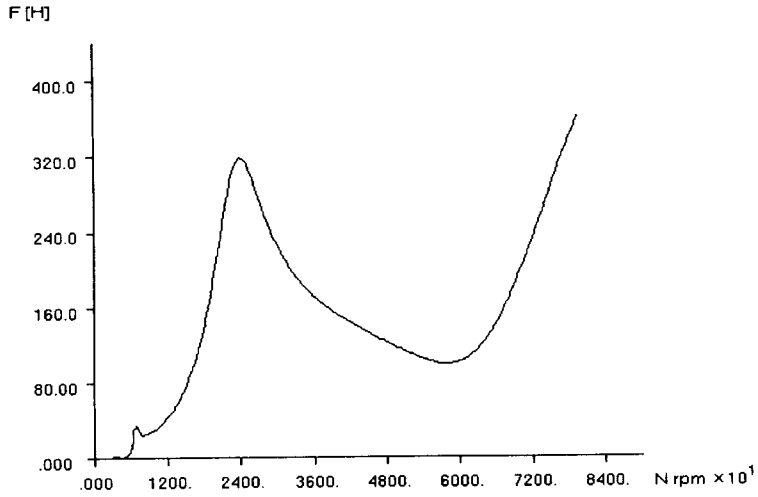


그림 3.5-33 Main Rotor 볼베어링에서의 동하중

Object R302 Load in link 7 (37 -102)

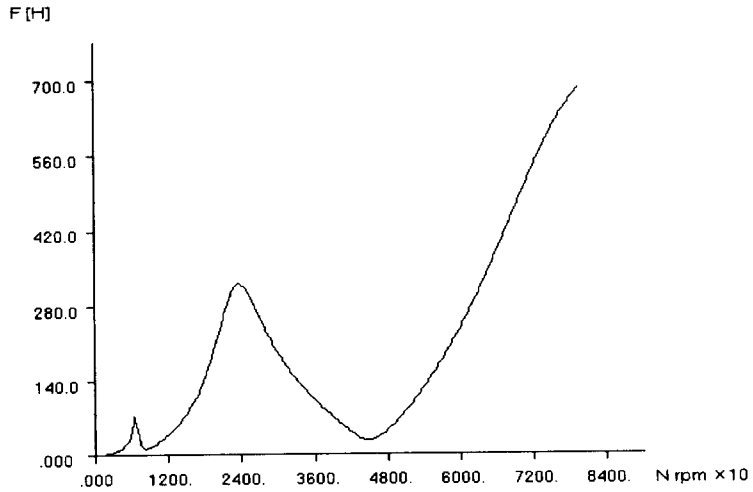


그림 3.5-34 Main Rotor 롤러베어링에서의 동하중

5.2.2.4 회전체 구성품 시험

설계된 APU 회전체에 대한 구조 안정성을 확인하기 위하여 2가지 종류의 시험리그를 설계 제작하여 시험하고자 한다.

가. HSG 회전체 시험

HSG를 지지하고 있는 AFB의 안정성과 성능을 확인하기 위하여 모의 HSG와 AFB으로 구성된 그림 3.5-35의 시험리그를 제작하여 60,000 rpm까지 운전하면서 주요 위치에서의 불균형응답과 AFB의 성능을 확인하고자 한다.

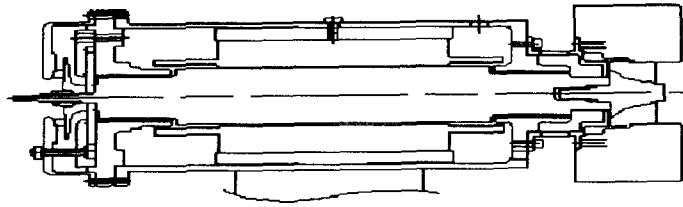


그림 3.5-35 HSG 회전체 시험 리그

나. Main Rotor 시험

그림 3.5-36과 같은 시험리그를 제작하여 Main Rotor와 볼과 롤러베어링에 대한 안정성을 확인하고, Quill Shaft에 의한 HSG를 지지하는 AFB의 영향을 평가하고자 한다.

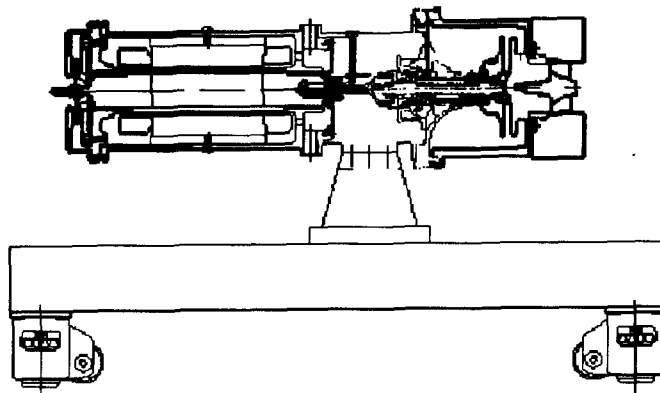


그림 3.5-36 Main Rotor와 HSG 회전체 시험 리그

5.2.2.5 결론

APU 회전체 설계시 일체형 구조를 갖는 회전체의 위험속도와 베어링의 전달력 등에 의한 문제를 극복하고자 HSG, Quill Shaft, Main Rotor로 구성된 APU 회전체를 설계하여 회전체 동특성 해석을 수행하였다.

회전체 위험속도 해석결과 약 23,000 rpm부근에 Main Rotor의 약한 굽힘모우드와 Quill Shaft의 강체모우드가 연성된 형태로 나타나며, Main Rotor의 다른 형태의 굽힘 모우드에 해당하는 위험속도는 운전속도에 대하여 약 25%의 분리여유를 갖고 있는 것으로 계산되었다. 불균형응답에 있어서는 Main Rotor의 볼베어링지지 구조가 Squirrel Cage로 구성되어 있어 위험속도 통과시 Spline부에서 70 μm 정도의 진동이 발생되었으며, 이로 인한 볼과 롤러베어링에 전달되는 동하중의 크기는 35kgf 이내로 설계치보다 작은 것으로 계산되었다. 그리고 HSG의 AFB에 있어서는 정하중과 동하중의 합이 크기가 10kgf 이내로 매우 안정된 것으로 예상된다.

이상과 같은 해석결과를 기초로 HSG 회전체와 Main Rotor에 대한 구조적인 안정성을 시험적으로 확인하기 위하여 2가지 시험리그를 구성하여 시험을 수행하고자 한다.

제 6 절 회전체 설계해석

6.1 일체형 APU의 로터다이나믹 설계해석

6.1.1 서론

항공용 또는 콤팩트한 고성능 개스터빈에서는 흔히 메인 로터가 다수의 분리 구성품으로 이루어져 있으며, 로터가 높은 축방향 인장 예하중을 갖는 타이 로드 또는 체결 축에 의해 일체로 체결된다. 이들 체결 축과 불연속 연결부들은 일반적으로 로터의 해석 모델에 어느 정도의 불확실성 또는 오차를 더하게 된다. 개스터빈 업계에서 이러한 조립된 시스템의 건전성은 로터와 체결 축의 다이나믹 테스트에 의해 증명된다[1]. 그러나, 체결 축의 동역학과 체결 축의 메인 로터에 대한 가능한 악영향을 명백하게 다루는 연구결과들은 공개된 문헌들에서 거의 발견되지 않고 있다.

로터-베어링 시스템을 해석하는 방법에 있어서는 전달행렬법[2-5]과 유한요소법[6-9]이 널리 사용되고 있다. 일반적으로, 전자는 요소의 정식화와 계산 시간에 있어 후자에 비해 보다 유리한 반면, 복잡한 구성 시스템의 모델링과 해법절차에 있어서 보다 불리한 특성을 갖고 있다. 현재는 컴퓨터 하드웨어 기술의 급속한 발전과 함께 유한요소법이 로터다이나믹 해석 도구로써 보다 많은 인기를 누리고 있다.

본 연구에서는 그림 3.6-1에 보여진 60,000 rpm 100 kW 시제 APU(auxiliary power unit, 보조동력엔진) 개스터빈 로터 시스템의 건전한 모델링 기술을 확립하고 상세한 로터다이나믹 설계해석을 수행하고자 한다. 시스템은 제작과 조립의 편의를 위해 다수의 분리 구성품으로 구성된 메인 외부 축을 갖고 있으며, 분리 구성품의 견고한 조립을 위해 체결 축 또는 내부 축이 50,000 N의 축방향 인장 예하중과 함께 외부 축 내에 설치되어 있다. 로터 시스템은 2중 축 모델에 의한 내부 축의 동역학을 명백히 고려하여 유한요소법으로 모델링된다. 에어-포일 베어링에 의해 지지된 APU 로터 저널은 매우 얇은 공기 막 위에서 운전하므로, 내부 축의 외부 메인 로터 축에 대한 어떠한 다이나믹 영향도 설계 단계에서 철저히 검토될 필요가 있다. 우선, 모의 APU 로터가 제작 실험되어, 특히 분리된 축 연결부의 모델링이 검증된다. 그리고, 시제 APU 로터-베어링 시스템의 로터 다이나믹 특성이 특히 내부 체결 축의 외부 메인 로터 축의 로터다이나믹 거동

에 대한 영향 평가에 중점을 두어 연구된다.

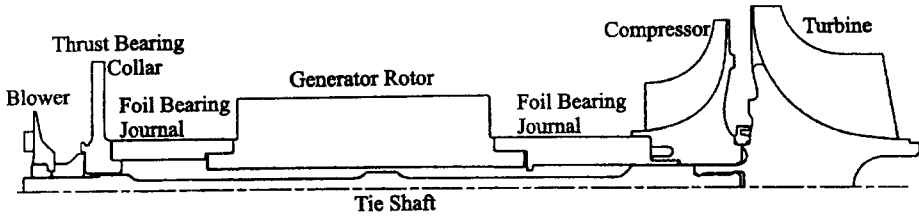


그림 3.6-1 Schematic of the 100 kW prototype APU rotor.

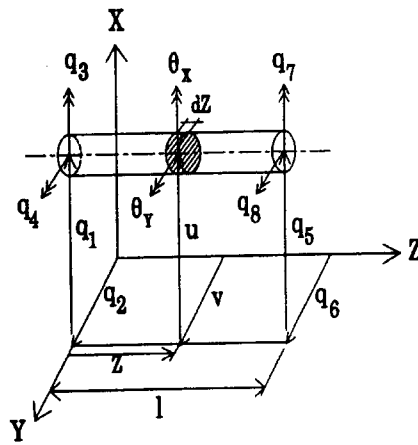


그림 3.6-2 Shaft element and its generalized displacements.

6.1.2 로터 모델링

APU 로터-베어링 시스템은 유한요소법으로 모델링된다. 적용된 축 요소의 좌표계는 그림 3.6-2에 나타나 있으며, 코딩에서 사용된 유한요소 정식화와 해법절차는 오군섭 외[10]를 참조하기 바란다.

모델링에서는 두 개의 모델이 고려된다. 하나는 내부 축의 강성과 관성 행렬이 외부 축의 해당 행렬에 더해지는 통상적인 1축 모델이다. 다른 하나는 내부 축의 각 노드에 외부 축으로부터 독립된 자유도가 주어지는 2중 축 모델이다. 내부 축에 대한 축방향 인장력과 외부 축에 대한 압축력이 또한 모델에 고려된다. 이러한 축방향 하중의 축 요소의 강성행렬에 대한 영향은 식(1.1)의 스트레인에

너지를 고려하여 모델에 반영된다.

$$U_A = \pm \frac{1}{2} F_A \int_0^l \left[\left(\frac{\partial u}{\partial Z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial Z} \right)^2 \right] dZ \quad (75.1)$$

여기서, F_A 는 축 요소에 작용하는 축방향 하중이며, +는 인장력을 그리고 -는 압축력을 나타낸다.

6.1.3 결과 및 고찰

6.1.3.1 모의 APU 로터

그림 3.6-3은 모의 APU로터의 개략도를 보여주고 있다. 모의 로터는 분리된 외부 축 구성품의 모델링과 개발된 FE 코드를 검증하기 위해 설계 과정의 초기 단계에 제작되었다. 외부 메인 축은 좌측 베어링 저널 축, 발전기 로터, 그리고 압축기 휠, 터빈 휠과 일체로 된 우측 베어링 저널축으로 구성된다. 외부 축의 기계적 견고함은 50,000 N의 축방향 예하중으로 인장된 내부 체결 축에 의해 유지된다. 그러나, 모의 APU 로터는 시제 APU 로터가 여러 번의 설계 변경을 거쳐 확정되었기 때문에 시제 APU 로터의 정확한 등가 모델을 나타내지는 않는다. 소프트-베어링 지지를 모사하기 위해 모의 로터는 모달 실험동안 스폰지 좌대에 놓여졌다. 해석에서, 베어링지지 강성은 각 베어링에 대해 $K_B = 100 \text{ N/m}$ 이었으며, 모든 축 연결부와 링크 볼팅은 연속 일체 연결로 가정되었다.

1축과 2중 축 모델에 대한 벤딩 모드의 해석 고유진동수가 모달 실험결과와 함께 표 3.6-1에 주어져 있다. 여기서, 1, 2차 강체 모드의 고유진동수는 제외되었다.



그림 3.6-3 Schematic of the mock-up APU rotor for model verification.

표 3.6-1 Analysis versus modal test results of the mock-up APU rotor (% : the difference between the analysis and modal test results).

| Analytical results Natural frequency (rpm) | | | Modal test results (rpm) | Dominant mode |
|---|---------------------------|------------------------|-----------------------------------|------------------|
| Single shaft model | Dual shaft model | | | |
| | With no axial force | With axial force | | |
| | 41,275 | 46,994 | | Inner shaft |
| 59,110 (+0.9%) | 60,759 (+3.8%) | 60,832 (+3.9%) | 58,560 | Outer shaft |
| | 103,369 | 112,728 | | Inner shaft |
| 137,262 (+3.4%) | 137,788 (+3.8%) | 137,941 (+3.9%) | 132,720 | Outer shaft |
| | 219,908 | 229,673 | | Inner shaft |
| 245,904 (+2.1%) | 252,197 (+4.7%) | 252,556 (+4.8%) | 240,960 | Outer shaft |

1축 모델의 경우, 3차(소위 1차 벤딩 모드) 고유진동수는 59,110 rpm, 그리고 4차와 5차는 137,262과 245,904 rpm이다. 해석과 실험 결과는 4%의 차이 내에서 일치하며, 본 모델링의 경우 내부 축 50,000 N 인장력의 실질적인 영향은 없는 것으로 확인되었다.

내부 축 인장력이 고려되지 않은 2중 축 모델의 경우, 벤딩 모드의 고유진동수는 외부-축-모드에 대해 60,759, 137,788 그리고 252,197 rpm이며 내부-축-모드에 대해 41,275, 103,369 그리고 219,908 rpm이다. 2중 축 모델의 외부-축-모드 고유진동수는 1축 모델에 비해 0.4~2.5% 증가하였으며, 실험 결과와 5% 차이 내에서 일치하였다. 내부 축 인장력이 고려된 경우, 외부-축-모드 고유진동수는 인장력이 고려되지 않은 경우에 비해 약간(최대 +0.1%까지) 증가하였으나, 내부-축-모드 고유진동수는 4.4~13.9% 증가하였다.

이상의 결과로부터, APU 로터의 모든 축 연결부와 링크 볼팅은 연속 일체 연결로 취급될 수 있으며, 현 2중 축 모델이 내부-축-모드의 예측 능력과 함께 5%의 오차 범위 내에서 메인 외부-축-모드에 대한 정확한 결과를 제공하기 충분한 것으로 평가된다.

6.1.3.2 시제 APU 로터-베어링 시스템

그림 3.6-1과 3.6-4은 시제 APU 로터의 개략도와 등가 유한요소 모델을 나타내고 있다. 2개의 에어-포일 베어링 위치는 그림 3.6-4에서 빗금친 삼각형 지지대로 표시되어 있다. 앞서 언급된 1축과 2중 축 모델을 적용하여 시제 APU 로터-베어링 시스템에 대한 상세한 선회 모드 및 불균형 응답 해석이 수행되었다. 해석에서는 다음의 에어-포일 베어링의 동특성 계수가 사용되었다: 좌측 베어링 $K_B = 2 \times 10^6 N/m$, $C_B = 1 \times 10^3 N \cdot s/m$, 그리고 우측 베어링 $K_B = 8 \times 10^6 N/m$, $C_B = 2 \times 10^3 N \cdot s/m$.

가. 선회 모드형상과 위험속도

1축 모델의 경우, 위험속도가 표 3.6-2에 주어져 있다. 여기서, 50,000 N의 내부 축 인장력은 고려되지 않았다. 1, 2차 모드는 그림 3.6-5와 3.6-6의 2중 축 모델에 대한 1, 2차 위험속도에서의 외부-축-모드와 동일한 형상을 갖으며, 이들은 강체 모드로 5,801과 8,030 rpm의 위험속도를 갖는다. 3차 모드는 그림 3.6-8의 2중 축 모델에 대한 4차 위험속도에서의 외부-축-모드와 동일한 형상을 갖으며, 벤딩 모드로 82,802 rpm의 위험속도를 갖는다. APU가 60,000 rpm의 정격속도

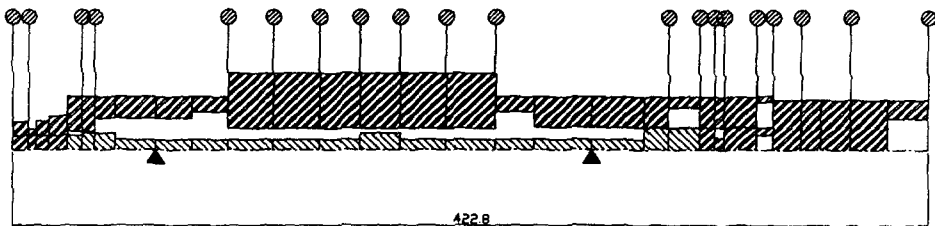


그림 3.6-4 An equivalent finite element model of the prototype APU rotor.

표 3.6-2 Rotordynamic analysis results of the prototype APU rotor-bearing system, depending on the different modeling approaches.

| Analytical Results Critical speed (rpm) | | | Dominant mode |
|--|---------------------|------------------|---------------------|
| Single shaft model | Dual shaft model | | |
| | With no axial force | With axial force | |
| 5,801 | 5,799 | 6,015 | Rigid body |
| 8,030 | 8,028 | 8,027 | Rigid body |
| | 40,314 | 56,184 | Inner shaft bending |
| 82,802 | 82,996 | 83,019 | Outer shaft bending |
| | 118,409 | 142,665 | Inner shaft bending |
| 173,815 | 174,420 | 174,470 | Outer shaft bending |

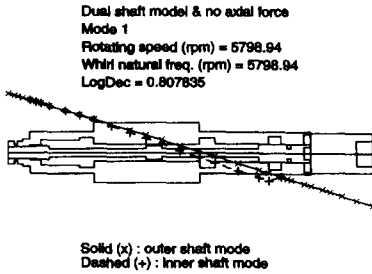


그림 3.6-5 1st critical mode of the APU rotor for the dual shaft model.

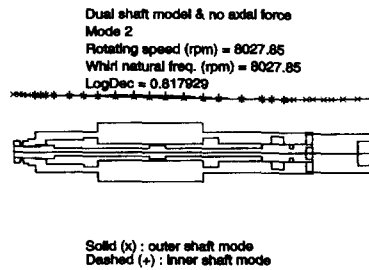


그림 3.6-6 2nd critical mode of the APU rotor for the dual shaft model.

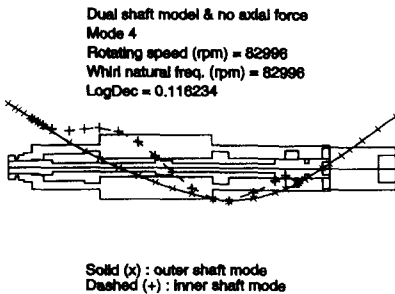


그림 3.6-7 4th critical mode (outer-shaft-mode) of the APU rotor for the dual shaft model.

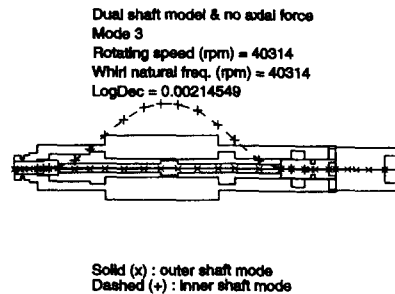


그림 3.6-8 3rd critical mode (inner-shaft-mode) of the APU rotor for the dual shaft model.

를 갖기 때문에, 3차 위험속도는 충분한 분리여유를 갖는다.

내부 축의 인장력이 고려되지 않은 2중 축 모델의 경우, 선회 모드 해석결과가 그림 3.6-5~3.6-9에 나타나 있다. 1, 2차 모드는 5,799과 8,028 rpm의 위험속도를 갖으며, 1축 모델의 경우와 실질적으로 동일하다. 그림 3.6-7의 3차 모드와 그림 3.6-9의 5차 모드에서 내부 축은 크게 가진되는 반면, 외부 축은 거의 가진되지 않는다. 그러므로, 이들은 내부 축 벤딩 모드로, 위험속도는 40,314과 118,409 rpm이다. 여기서, 3차 위험속도가 운전속도 범위 내에 있고 LogDec (Logarithmic Decrement, 대수감소율)이 매우 낮으므로, 3차 모드의 영향은 불균형 응답해석을 통해 보다 더 조사될 필요가 있다. 한편, 그림 3.6-8의 4차 모드는 외부 축 벤딩 모드이며, 위험속도는 82,996 rpm으로 1축 모델에 대한 3차 모드의 위험속도에 매우 근접한다.

표 3.6-2에는 다양한 모델링에 대해 얻어진 위험속도가 정리되어 있다. 내부 축 인장력이 고려된 2중 축 모델의 경우, 내부 축 벤딩 모드에 기인한 3차와 5차 위험속도는 크게 증가하였다. 특히, 3차 위험속도는 정격속도에 매우 근접하여 56,184 rpm으로 예측된다. 그러므로, 이 3차 위험속도의 영향 또한 불균형 응답 해석을 통해 보다 더 조사될 필요가 있다.

나. 불균형 응답

불균형 응답해석은 API 허용 잔류 불균형 제한치의 두배로 발전기와 터빈에 각각 0.564 g·mm와 2.328 g·mm 씩의 불균형량을 in-phase로 부가하여 수행되었다.

1축 모델의 경우, 불균형 응답은 정격 60,000 rpm과 두 개의 강체 모드 통과 위험속도에서 4 μ m Pk-to-Pk 미만의 진폭을 갖는 매우 만족스러운 수준으로 예측되었다.

내부 축 인장이 고려되지 않은 2중 축 모델의 경우, 불균형 응답 해석결과가 그림 3.6-10~6.15에 나타나 있다. 외부 메인 로터 축의 불균형 응답 특성이 0~70,000 rpm 범위에 대해 성긴 rpm 스텝에서 그림 3.6-10에 주어져 있다. 3개의 응답 피크가 두 개의 강체 모드와 한 개의 내부 축 벤딩 모드 위험속도에 기인하여 관찰된다. 그림 3.6-11과 3.6-12는 1차와 2차 위험속도에서의 불균형 응답을 보여 주고 있다. 전체 로터의 절점위치를 통틀어 응답은 모두 4 μ m Pk-to-Pk 미만이다. 그림 3.6-13은 내부 축 벤딩 모드의 3차 위험속도에서의 불균형 응답을 보여주고 있다. 내부 축 공진에 기인하여 파선으로 표시된 내부 축

응답은 $600 \mu\text{m}$ Pk-to-Pk 정도까지 높게 이르고 있다. 그림 3.6-14의 확대된 그림은 외부 축 응답이 내부 축 공진에 기인하여 $13 \mu\text{m}$ Pk-to-Pk까지 성장할 수 있음을 보여준다. 이러한 외부 축 진동 수준은 에어-포일 베어링으로 지지된 로터 저널이 매우 얇은 공기 막에서 운전하기 때문에 문제가 될 수 있다. 그림 3.6-15는 정격속도에서의 불균형 응답을 보여주며, 진동 수준은 $2 \mu\text{m}$ Pk-to-Pk 미만으로 예측된다.

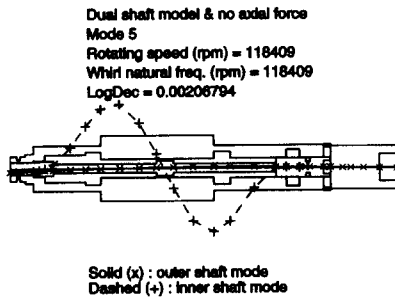


그림 3.6-9 5th critical mode (inner-shaft-mode) of the APU rotor for the dual shaft model.

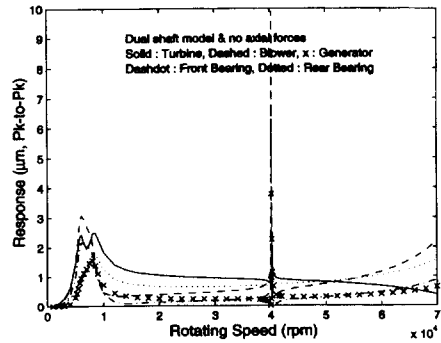


그림 3.6-10 Unbalance response at the outer shaft of the APU rotor for the full speed range for the dual shaft model.

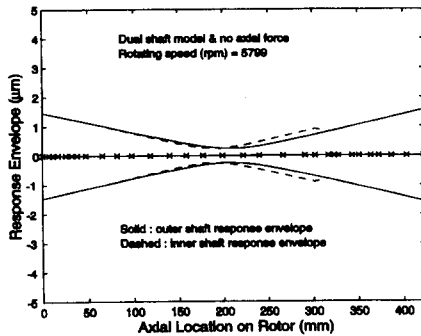


그림 3.6-11 Unbalance response at the 1st rigid-mode critical speed of the APU rotor for the dual shaft model.

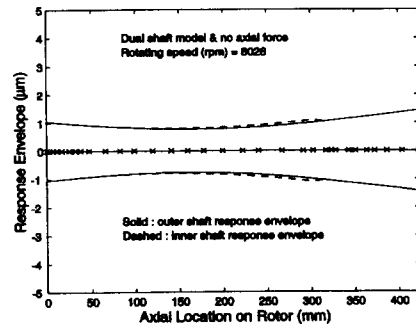


그림 3.6-12 Unbalance response at the 2nd rigid-mode critical speed of the APU rotor for the dual shaft model.

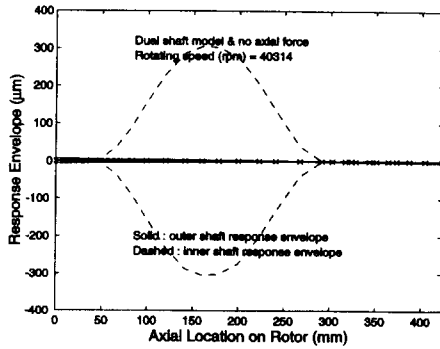


그림 3.6-13 Unbalance response at the 3rd inner shaft critical speed of the APU rotor for the dual shaft model.

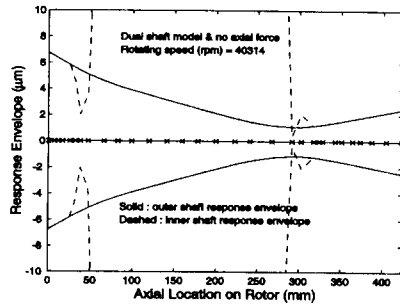


그림 3.6-14 Close-up view of the unbalance response at the 3rd inner shaft critical speed of the APU rotor for the dual shaft model.

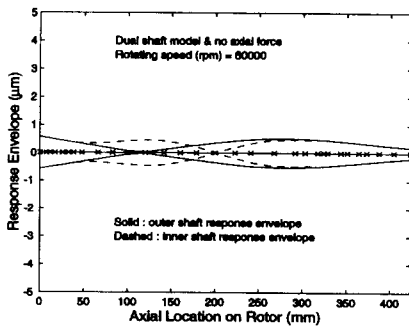


그림 3.6-15 Unbalance response at the rated speed of 60,000 rpm of the APU rotor for the dual shaft model.

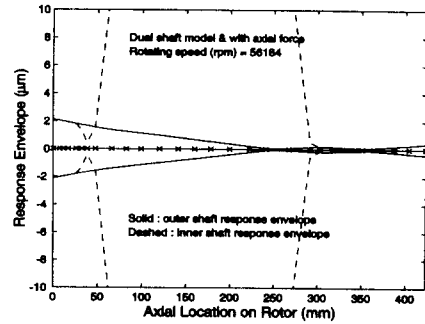


그림 3.6-16 Close-up view of the unbalance response at the 3rd inner shaft critical speed of the APU rotor for the dual shaft model and axial force considered.

내부 축 인장력이 고려된 2중 축 모델의 경우, 1, 2차 위험속도에서의 불균형 응답은 다시 모두 $4 \mu\text{m}$ Pk-to-Pk 미만이었다. 그러나, 내부 축 벤딩 모드의 3차 위험속도에서의 내부 축 응답은 $200 \mu\text{m}$ Pk-to-Pk까지 높게 증가하며, 외부 축 응답은 마찬가지로 내부 축 공진에 기인하여 그림 3.6-16에 보여진 대로 $4 \mu\text{m}$ Pk-to-Pk을 약간 넘어서 증가한다.

이상의 결과로부터, 시제 APU 로터-베어링 시스템에 적용된 1축과 2중축 모

델은 외부 메인 로터 축에 대해서는 실질적으로 동일한 모드 형상과 위험속도를 제공하였으며, 2중 축 모델은 부가하여 그리고 보다 중요하게 문제되는 3차 위험 속도에서의 내부 축의 거동과 이의 전체 APU 로터-베어링 시스템의 로터다이나믹 특성에 대한 영향을 예측할 수 있었다. 한편, 내부 체결 축의 외부 축 안쪽의 접촉점(또는 공통 노드)은 완벽한 고정 경계조건에는 미치지 않으므로, 내부 축 벤딩 모드의 3차 위험속도는 다른 경우보다 내부 축 인장력이 고려되지 않은 경우에 예측된 위험속도에 보다 근접할 것이 타당하다.

6.1.4 결론

본 연구의 목적은 시제 APU 로터 시스템의 정확한 모델을 개발하고 특히 체결축의 전체 APU 로터-베어링 시스템의 로터다이나믹 특성에 대한 영향을 상세하게 설계해석 검토하는 것이다. 먼저, 모의 APU 로터에 대해서, 모달 실험과 해석 결과의 비교는 모든 축 연결부와 링크 볼팅이 연속 일체 연결로 취급될 수 있으며, 2중 축 모델이 외부 메인 로터 축 모드에 대해 5%의 오차 내에서 정확한 결과를 제공할 수 있음을 보여 주었다. 다음으로, 시제 APU 로터-베어링 시스템에 대해서, 제안된 2중 축 모델은 APU 시스템이 60,000 rpm의 정격속도에 도달하기에 앞서 통상의 1축 모델로는 예측되지 않은 한 개의 내부-축-벤딩-모드 위험속도를 갖음을 보였다. 불균형 응답 해석결과는 3차 위험속도에서 내부 축 공진에 기인하여 증폭된 응답을 갖음을 보였다. 이 증폭된 외부 축 진동은 에어-포일 베어링으로 지지된 로터 저널이 매우 얇은 공기 막 위에서 운전하므로 문제가 될 수 있는 것으로 판단된다.

6.2 스플라인-분리형 APU의 로터다이나믹 설계해석

6.2.1 서론

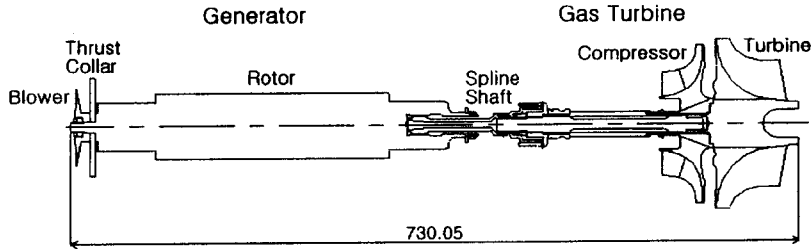
경량 고속 고출력의 설계개념을 갖는 중소형 가스터빈 시스템에서 두 회전 시스템 사이의 동력전달 메카니즘으로 스플라인-축 연결이 사용될 수 있다. 이상적으로 설계된 스플라인-축은 전 운전속도 범위에 걸쳐 연결된 각 시스템의 횡방향 동역학(lateral dynamics)에 별다른 영향을 줌이 없이 순수하게 동력전달 만의 기능을 수행하게 된다. 따라서, 두 회전 시스템을 스플라인-축으로 연결하기에 앞서, 연결 전·후 관련 해당 로터-베어링 시스템들의 동특성을 정확히 예측 검토하는 한편, 스플라인-축의 영향을 최소화 또는 허용범위 내로 하는 설계가 요구된다.

기계 시스템의 보다 정밀한 동특성 설계를 위해, 최근 설계민감도 해석 및 최적 설계에 관한 관심이 높아지고 있다. 동특성 설계민감도 해석은 고유치 문제에서 설계변수에 대해 미분을 취하여 얻은 동적 응답변수의 변화율을 관찰하는 것으로, 시스템의 설계 변화에 따른 동특성의 변화 정보를 체계적으로 제공한다. 이로써, 중요 설계변수에 대한 시스템의 동특성 경향을 판단하거나, 시스템에 나타날 수 있는 특이한 동특성 현상을 효과적으로 고찰할 수 있다.

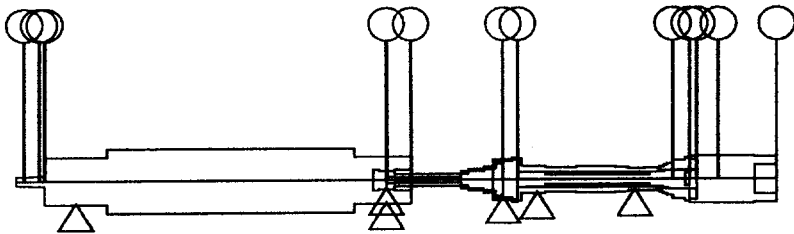
대칭 시스템 행렬에 대한 고유치 민감도 해석은 Wittrick[11], 그리고 Fox와 Kapoor[12]에 의해 제시되었으며, Plaut와 Huseyin[13]은 비대칭 시스템 행렬에 대한 고유치 민감도 해석을 연구하였다. Murthy와 Haftka[14]는 직접미분법(DDM, direct differential method)을 이용하여 일반 복소수 행렬(general complex matrix)의 고유치 민감도 해석을 수행하였다. 이와 같은 동특성 설계민감도 해석을 로터-베어링 시스템에 적용한 연구는 전달행렬법에 기초하여 Lund[15]에 의해 시도되었으며, Rajan 외[16]는 유한요소법에 기초하여 보조변수법(AVM, adjoint variable method)을 이용하여 여러 설계변수에 대한 위험속도의 민감도 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 스플라인-축 연결을 갖는 보조동력장치(APU, auxiliary power unit) 가스터빈 로터-베어링 시스템의 FE 로터다이나믹 해석을 수행하고자 한다. 스플라인-축 연결부의 모델링에는 피벗과 베어링이 적용되어 위험속도와 모드 해석이 수행된다. 그리고 스플라인-축 연결이 전체 APU 로터-베어링 시스템의 동특성에 미치는 영향을 보다 체계적으로 정밀 설계평가하기 위해, 상태 공간상

에서 직접미분법을 적용한 비대칭 행렬 로터-베어링 시스템의 고유치 민감도 해석기법을 개발하고, 스플라인 연결점을 포함한 베어링 강성계수와 축-요소 길이에 대한 각 차수 별 위험속도 설계민감도 해석을 수행하고자 한다.



(a)



(b)

그림 3.6-17 (a) Layout of the APU rotor system.

(b) FE model of the APU rotor system.

6.2.2 가스터빈 및 FE 모델링

그림 3.6-17(a)에는 정격 60,000 rpm 출력 100 KW APU 가스터빈 로터가 보여지고 있다. APU는 크게 왼쪽의 발전기와 오른쪽의 가스터빈으로 구성되어 있으며, 가스터빈의 동력이 스플라인-축을 통해 발전기로 전달된다. 발전기 로터는 두 개의 air foil 베어링에 의해 지지되며, 블로워가 발전기에 냉각공기를 공급하고 쓰러스트 칼러가 축방향 하중을 쓰러스트 베어링에 전달한다. 가스터빈 로터는 크게 축과 레이디얼 터빈, 압축기로 구성되며, 축은 볼 베어링(좌측)과 로울러 베어링(우측)에 의해 지지된다. 여기서, 두 구름 베어링의 강성과 댐핑은 이들 베어링을 지지하고 있는 유연지지(flexible supports, squirrel cage : ball bearing.

allison ring : roller bearing)에 의해 설계 조정된다. 그림 3.6-17(b)는 APU 가스터빈의 FE 모델로 디스크/휠과 부가질량 등은 집중 질량과 관성으로 처리 표시되어 있으며, 각 지지 베어링과 함께 스플라인-축과 각 로터 축의 연결점은 삼각형으로 표시되어 있다. 그리고 발전기-축, 스플라인-축, 가스터빈-축은 각각 16, 9, 23개의 축-요소로 FE 모델링되었으며, 집중질량의 관성, 축의 물성, 그리고 베어링의 동적계수들은 표 3.6-3에 정리되어 있다.

한편, 발전기와 가스터빈의 분리 독립 로터-베어링 시스템 모델링에서는 스플라인-축의 해당 질량을 발전기-축과 가스터빈-축의 해당 위치에 집중 부가하였다. 그리고 발전기와 가스터빈의 스플라인-축 연결을 통한 전체 로터-베어링 시스템 모델링에서는 스플라인 연결점을 피봇과 베어링 처리의 두 가지 모델링이 시도되었다.

표 3.6-3 Lumped disk inertias, shaft material properties, and bearing coefficients for the APU rotor-bearing system FE model.

| | Lumped disk inertia | | | Shaft material property | | |
|-----|---------------------|---------------------------------|---------------------------------|---|-------------------|-------------------|
| | m (kg) | I_p (kg · m ³) | I_t (kg · m ³) | $E = 2.0 \times 10^{11}$ N/m ² $\rho = 8,100$ kg/m ³ | | |
| D1 | 0.168 | 8.090×10^{-3} | 4.296×10^{-3} | | | |
| D2 | 0.378 | 4.973×10^{-4} | 2.498×10^{-4} | | | |
| D3 | 0.010 | 1.285×10^{-6} | 6.557×10^{-7} | | LHS | RHS |
| D4 | 0.017 | 8.938×10^{-7} | 9.750×10^{-7} | | | |
| D5 | 0.162 | 4.450×10^{-3} | 5.926×10^{-3} | | | |
| D6 | 0.038 | 1.214×10^{-3} | 9.501×10^{-6} | Generator rotor | 3.0×10^6 | 3.0×10^6 |
| D8 | 1.372 | 2.700×10^{-3} | 1.484×10^{-3} | | | |
| D9 | 0.019 | 5.435×10^{-6} | 2.757×10^{-6} | Spline shaft | 1.0×10^8 | 1.0×10^8 |
| D10 | 0.033 | 8.874×10^{-6} | 4.578×10^{-6} | | | |
| D11 | 2.658 | 5.313×10^{-3} | 3.037×10^{-3} | | | |
| D12 | 0.076 | 2.830×10^{-3} | 1.668×10^{-3} | Gas turbine | 5.0×10^6 | 5.0×10^7 |

6.2.3 직접미분법 고유치 설계민감도 정식화

로터-베어링 시스템의 일반화된 유한요소 자유진동 운동방정식은 상태공간 형태로 식(2.1)과 같이 표현된다[17].

$$[A]\{\dot{X}\} + [B]\{X\} = \{0\} \quad (2.1)$$

$$\text{where } [A] = \begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix}, \quad [B] = \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix}$$

$$\{X\} = \begin{Bmatrix} \{q_2\} \\ \{q_1\} \end{Bmatrix} \quad \text{with} \quad \begin{cases} \{q_1\} = \{q\} \\ \{q_2\} = \{\dot{q}\} \end{cases}$$

식(2.1)의 i 번째 고유치와 고유벡터에 대한 고유치 문제(eigenvalue problem)와 직교(orthogonality) 관계식은 다음으로 표현될 수 있다.

$$(\lambda_i[A] + [B])\{y\}_i = \{0\}_i \quad (2.2)$$

$$\{\bar{y}\}_i^T [A] \{y\}_i = R_i \quad (2.3)$$

여기서, R_i 는 시스템의 모달-놈(modal norm)이며, 고유벡터 $\{y\}_i$ 와 $\{\bar{y}\}_i$ 는 공액 관계에 있다. 고유치 민감도 해석을 위해 고유치, 고유벡터, 그리고 설계변수로 구성된 일반 응답 함수는 식(2.4)로 표현될 수 있다.

$$\psi = \psi(\lambda_i, \{y\}_i, b) \quad (2.4)$$

여기서, b 는 설계변수이고, λ_i 와 $\{y\}_i$ 는 설계변수 b 에 대해 implicit하다. 식(2.4)로부터 응답함수에 대한 전체 설계미분은 변분원리에 따라 다음으로 구하여진다[18].

$$\frac{d\psi}{db} = \frac{\partial\psi}{\partial b} + \left(\frac{\partial\psi}{\partial\lambda_i}\right)\frac{d\lambda_i}{db} + \left(\frac{\partial\psi}{\partial\{y\}_i}\right)^T \frac{d\{y\}_i}{db} \quad (2.5)$$

식(2.5)에서 $d\lambda_i/db$ 와 $d\{y\}_i/db$ 는 고유치와 고유벡터의 설계미분이다. 식(2.2)와 (2.3)의 설계변수에 대한 직접 미분으로 다음의 식들이 얻어진다.

$$(\lambda_i[A] + [B])\frac{d\{y\}_i}{db} + [A]\{y\}_i\frac{d\lambda_i}{db} = -\left(\lambda_i\frac{\partial[A]}{\partial b} + \frac{\partial[B]}{\partial b}\right)\{y\}_i \quad (2.6)$$

$$\{\bar{y}\}_i^T [A]\frac{d\{y\}_i}{db} = -\frac{1}{2}\{\bar{y}\}_i^T \frac{\partial[A]}{\partial b} \{y\}_i \quad (2.7)$$

식(2.6)과 (2.7)을 행렬형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} (\lambda_i[A] + [B]) & [A]\{y\}_i \\ \{\bar{y}\}_i^T [A] & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{d\{y\}_i}{db} \\ \frac{d\lambda_i}{db} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\left(\lambda_i\frac{\partial[A]}{\partial b} + \frac{\partial[B]}{\partial b}\right)\{y\}_i \\ -\frac{1}{2}\{\bar{y}\}_i^T \frac{\partial[A]}{\partial b} \{y\}_i \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$\text{where } \frac{\partial[A]}{\partial b} = \begin{bmatrix} [0] & \frac{\partial[M]}{\partial b} \\ \frac{\partial[M]}{\partial b} & \frac{\partial[C]}{\partial b} \end{bmatrix}, \quad \frac{\partial[B]}{\partial b} = \begin{bmatrix} -\frac{\partial[M]}{\partial b} & [0] \\ [0] & \frac{\partial[K]}{\partial b} \end{bmatrix}$$

식(2.8)의 행렬 방정식으로부터 시스템 고유벡터와 고유치의 설계미분이 얻어지며, 고유치의 설계미분 값으로부터 선회고유진동수의 설계변수에 대한 설계민감도가 예측된다. 한편, 일반적으로 크기(magnitude)와 차원(dimension)이 다른 설계변수들의 절대 기여도 비교를 위해 설계변수의 변화에 대한 응답함수의 변화율이 도입된다.

$$\text{Change rate} = \frac{\frac{d\psi}{db} \times \Delta b}{\psi} \times 100 (\%) \quad (2.9)$$

6.2.4 해석결과 및 고찰

6.2.4.1 위험속도 해석

스플라인-축의 각 로터 연결점을 피봇으로 모델링하여, 전체 APU 로터-베어링 시스템을 해석한 결과가 그림 3.6-18와 3.6-19의 캠벨선도와 위험속도 모드형상으로 나타나 있다. 그림 3.6-18로부터, APU 시스템은 정격속도 60,000 rpm에 도달하기까지 4개의 위험속도를 통과하며, 정격속도에서 30%이상의 위험속도 분리여유가 확보됨을 알 수 있다. 1, 2, 3, 4차 위험속도는 7,572, 8,065, 11,516 그리고 33,989 rpm으로 예측되었으며, 그림 3.6-19으로부터 1차와 3차는 발전기의 강제모드, 2차는 가스터빈의 강제모드, 4차는 가스터빈의 유연모드임을 알 수 있다. 그리고, 스플라인-축은 1, 2, 3차 모드에서는 거의 직선으로 위험속도에 거의 영향을 주지 않으며, 4차 모드에서는 약간 굽어 결과적으로 가스터빈을 구속하게 되어 위험속도에 어느 정도 영향을 주고 있음이 확인된다.

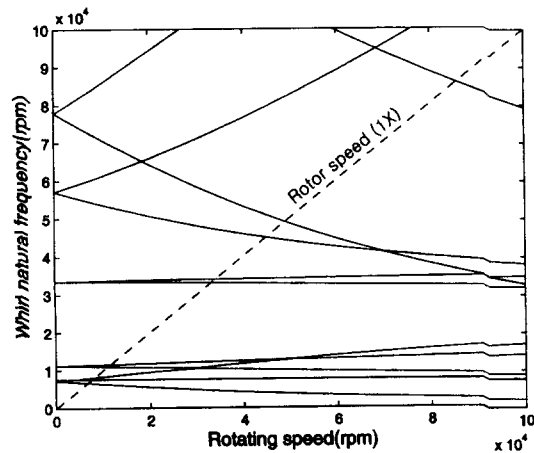


그림 3.6-18 Campbell diagram of the entire APU rotor-bearing system with the pivot spline connection model.

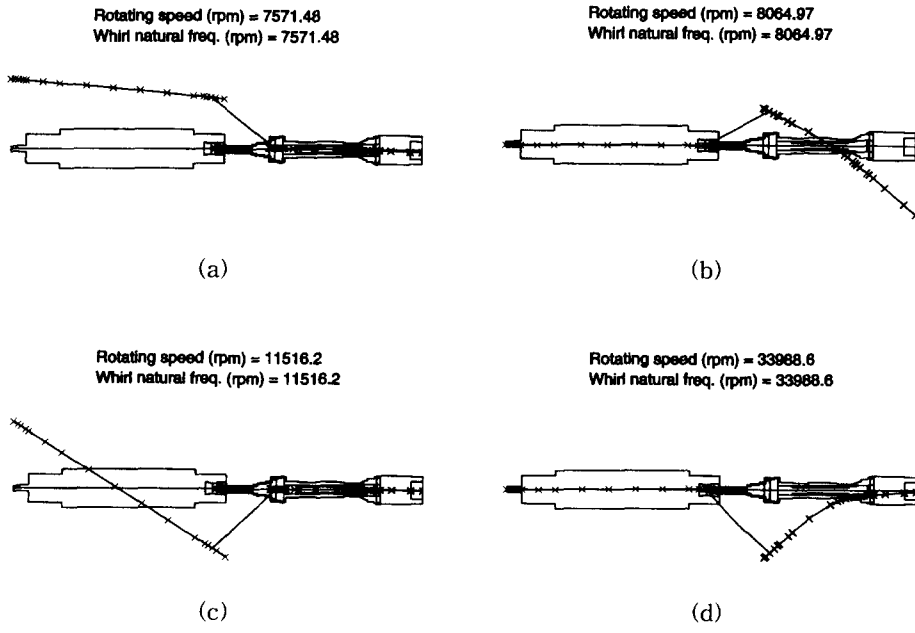


그림 3.6-19 Critical mode shapes of the entire APU rotor-bearing system with the pivot spline connection model.

- (a) 1st critical mode, (b) 2nd critical mode,
(c) 3rd critical mode, (d) 4th critical mode

표 3.6-4 Critical speeds for the different system modelings.

| Critical speed for separate independent rotor-bearing systems (rpm) | | Critical speed for entire connected APU rotor-bearing systems (rpm) | |
|---|--------------------|---|---------------------------------|
| Generator | Gas turbine | Spline connection → Bearing model | Spline connection → Pivot model |
| | 6,522 (1B) | 6,574 (1B) | 6,574 (1B) |
| 7,550 (1B) | | 7,568 (2B) | 7,567 (2B) |
| 7,553 (1F) | | 7,572 (1F) | 7,571 (1F) |
| | 7,968 (1F) | 8,065 (2F) | 8,065 (2F) |
| 10,814 (2B) | | 10,874 (3B) | 10,902 (3F) |
| 11,407 (2F) | | 11,487 (3F) | 11,516 (3F) |
| | 28,732 (2B) | 33,006 (4B) | 33,048 (4B) |
| | 29,002 (2F) | 33,938 (4F) | 33,989 (4F) |
| | 43,928 (3B) | 44,837 (5B) | 44,864 (5B) |
| 48,941 (3B) | | 48,946 (6B) | 48,954 (6B) |
| 85,727 (4B) | | 85,727 (7B) | 85,729 (7B) |

(note) B : Backward critical speed, F : Forward critical speed

한편, 발전기와 가스터빈의 분리 독립 모델에 대한 위험속도와 이들을 스플라인-축으로 연결하고 연결점을 피봇과 베어링으로 모델링하여 얻어진 전체 연결 APU 로터-베어링 시스템의 위험속도가 표 3.6-4에 정리되어 있다. 여기서, 연결점의 베어링 처리에는 1×10^8 N/m의 횡방향 강성 값이 적용되었으며, 이때 베어링의 강성이 무한히 커지게 되면 이론적으로 연결점은 피봇 조건이 된다. 표 3.6-4로부터 연결점의 모델링 방법에 관계 없이 전체 APU의 위험속도가 실질적으로 동일하게 예측됨을 알 수 있다. 또한, 전체 APU 시스템의 위험속도는 4차를 제외하면 독립 시스템의 위험속도와 거의 일치하여 나타나며, 다만 4차 위험속도의 경우 스플라인-축에 의한 구속의 영향으로 독립 시스템에 비해 약 17% 증가(29,002 rpm → 33,989 rpm)하는 것으로 예측되나 정격속도와 충분한 분리 여유를 유지하고 하고 있다.

6.2.4.2 설계민감도 해석

스플라인-축이 전체 연결 APU 시스템의 위험속도에 미치는 영향을 체계적 정량 분석하기 위해, 스플라인 연결점의 베어링 모델링을 포함한 전체 각 베어링 강성과 축요소 길이를 설계변수로하여 위험속도 설계민감도 해석을 수행하였다. 각 설계변수의 절대 기여도 비교평가를 위해, 식(2.9)에서 정의된 응답함수 변화율에서 각 설계변수의 10% 증가에 대한 응답함수 변화율로 결과를 나타내었다.

그림 3.6-20에는 각 베어링 강성에 대한 위험속도 변화율이 보여지고 있으며, 여기서 GE : generator, SP : spline, GT : gas turbine, LB : LHS bearing, 그리고 RB : RHS bearing이다. 발전기와 가스터빈 베어링들에 대한 위험속도 변화율이 모두 4% 미만으로 이들 지지 베어링에 대한 시스템의 위험속도 안정도가 확보되며, 1차와 3차 위험속도는 발전기 그리고 2차와 4차 위험속도는 가스터빈에 기인함이 확인된다. 특히, 스플라인-축 연결점의 강성에 의한 위험속도 변화율은 거의 없는 것으로 확인되어, 연결점 모델링에 대한 신뢰성이 확보된다.

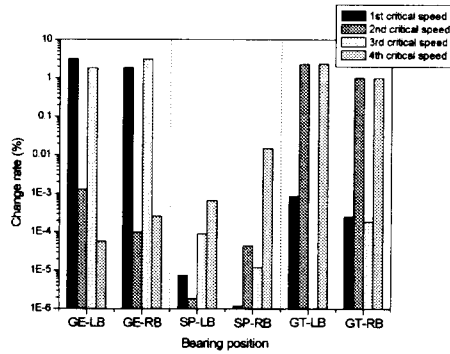


그림 3.6-20 Critical speed change rates for 10% bearing stiffness increases.

그림 3.6-21에는 각 축요소 길이에 대한 위험속도 변화율이 보여지고 있으며, 1차와 3차 위험속도는 발전기 그리고 2차와 4차 위험속도는 가스터빈에 기인함이 다시 한번 확인된다. 특히, 그림 3.6-21(d)로부터 스플라인-축이 4차 위험속도에 영향을 주고 있음이 확연히 나타나며, 필요한 경우 스플라인-축의 길이를 증가시킴으로써 4차 위험속도를 더 낮출 수 있을 것이다.

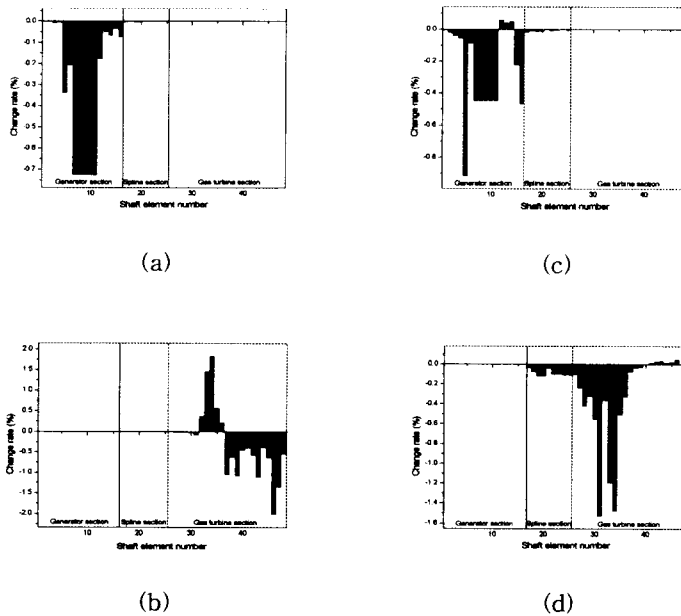


그림 3.6-21 Critical speed change rates for 10% shaft element length increases.

- (a) 1st critical speed change rate, (b) 2nd critical speed change rate
- (c) 3rd critical speed change rate, (d) 4th critical speed change rate

6.2.5 결론

본 연구에서는 스플라인-축 연결을 갖는 보조동력장치(APU) 가스터빈 로터-베어링 시스템의 유한요소 로터다이나믹 해석과 위험속도 설계민감도 해석을 수행하였다. 스플라인-축 연결점의 모델링에는 피봇과 베어링의 2가지가 사용되었으며, 설계민감도 정식화에는 직접미분법(DDM)이 적용되었다. 로터다이나믹 해석을 통해 전체 APU 시스템이 정격속도에서 30%이상의 충분한 위험속도 분리 여유를 확보되도록 설계하였으며, 따라서 스플라인-축이 연결된 전체 APU 시스템에 별다른 악영향 없이 단순한 동력전달만의 본 기능을 충실히 수행할 수 있는 것으로 평가된다. 위험속도 설계민감도 해석으로부터, 발전기와 가스터빈의 베어링 또는 지지 시스템이 안정된 위험속도 특성을 줄 수 있음이 확인되었으며, 특히 스플라인-축 연결점의 베어링 모델링에 따른 위험속도 변화율이 극히 미미한 것으로 나타나 스플라인 연결점에 대한 설계 불확실성은 없는 것으로 확인되었다. 아울러, 축요소 길이에 대한 위험속도 변화율로부터 스플라인-축이 4차 위험속도에 제한적 범위에서 영향으로 주고 있음이 정량적으로 확인되었다.

이상으로부터, 발전기와 가스터빈, 그리고 연결 스플라인-축으로 구성된 본 APU 시스템은 정격속도까지 안정한 연속운전이 가능할 것으로 판단된다.

제4장 보조 시스템 개발

제1절 Air Foil Bearing

1.1 Dynamic Imitator Test

러시아 MAI에서 에어베어링을 적용하여 Dynamic Imitator를 이용한 시험이 진행되었다. 이 시험에서는 베어링 Static Test와 로터리그 Test가 있는데, 이러한 Test를 이용하여 최적의 베어링 형상을 결정하게 된다. 아래 그림 4.1에 베어링의 사진을 실었다.

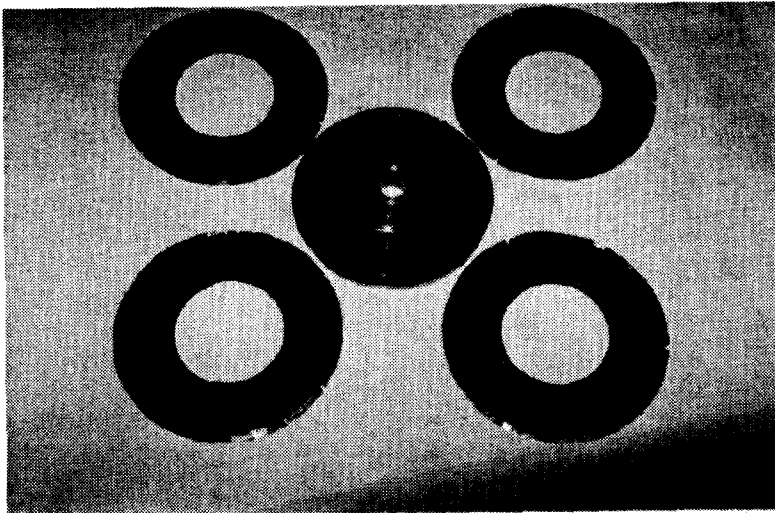


그림 4.1 Air Foil Bearing

1.2 Static Test 결과

Static test는 DI를 이용한 Running test를 하기 전에 베어링의 Start-up Friction moment, Stiffness 등을 측정하는 시험이다.

● Start-up Friction Moment : 0.15Nm

해석결과와는 상당한 차이를 보이고 있다. 이유는 베어링의 Clearance 때문인데 실제 설계 Clearance와제작 시에 적용하는 Clearance는 차이가 있기 때문이다.

● Static Stiffness of 36mm Radial 에어베어링

| | | | | | | | | | | | |
|-------------------|----|----|----|----|------|----|-----|------|-----|------|-----|
| F(N) | 25 | 40 | 60 | 71 | 82 | 93 | 104 | 115 | 125 | 136 | 146 |
| Eccentricity (um) | 23 | 33 | 47 | 52 | 56.5 | 61 | 65 | 68.5 | 71 | 73.5 | 76 |

Stiffness = 2.25E6 N/m

● Static Stiffness of 30, 90, 30mm Radial 에어베어링

| | | | | | | | | | | | |
|-------------------|------|----|----|----|------|------|------|------|-----|------|------|
| F(N) | 25 | 40 | 51 | 62 | 73 | 84 | 94 | 105 | 115 | 126 | 146 |
| Eccentricity (um) | 17.5 | 29 | 35 | 40 | 43.5 | 45.5 | 48.5 | 49.5 | 51 | 52.5 | 54.5 |

Stiffness = 3.12E6 N/m

● Static Stiffness of Axial 에어베어링

| | | | | | | | | | | | | | |
|-------|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|
| F(N) | 10 | 21 | 30 | 41 | 52 | 63 | 74 | 85 | 96 | 107 | 118 | 129 | 139 |
| X(um) | 287 | 142 | 122 | 105 | 97 | 91 | 85 | 81 | 77 | 73 | 69 | 66 | 60 |

| | | | | | | | | | | | | | |
|-------|-----|-----|------|------|-----|-----|------|-----|-----|------|------|-----|--|
| F(N) | 146 | 159 | 170 | 181 | 192 | 203 | 214 | 225 | 236 | 247 | 258 | 278 | |
| X(um) | 58 | 55 | 51.5 | 48.5 | 45 | 43 | 40.5 | 38 | 35 | 32.5 | 30.5 | 26 | |

Stiffness = 1.17E6 N/m

1.3 Rig Test 결과

Rig Test는 Dynamic Imimator에 베어링을 장착하고 60,000RPM을 목표로 시험하였다.

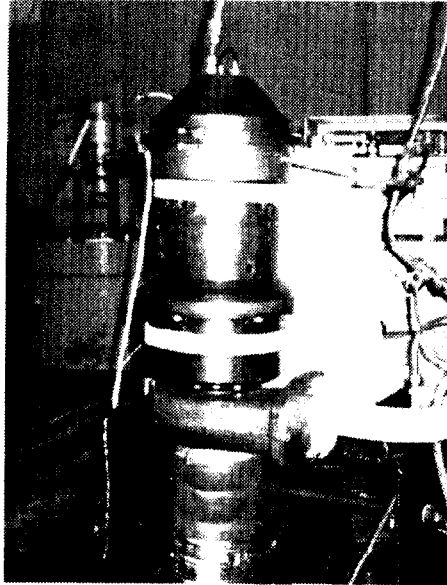


그림 4.2 Test Rig

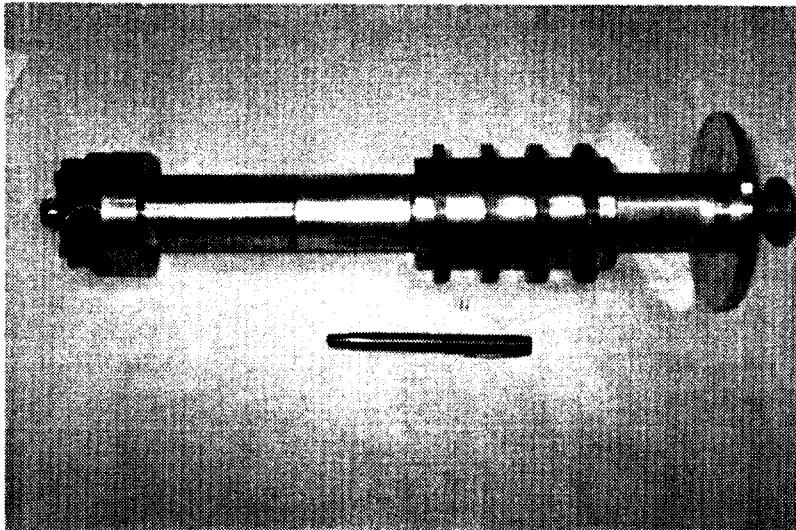


그림 4.3 Dynamic Imitator

| | | |
|-------------|--|----------------------------------|
| 1차 DI 조립 | 밸런싱 결과 : 8.2 gmm, 밸런싱 반복성은 ± 20% | |
| | Radial Bearing : 40mm곡률, 90um Clearance | |
| | Axial Bearing : 128mm Dia, 190um Clearance | |
| 1차 DI 시험 | 수직으로 35000RPM까지 시험, AFB 상태는 양호 | 수직시험 |
| | 40000RPM 이상으로 가속하던중 베어링 손상 | |
| | 로터와 케이스의 온도차가 심한것으로 판단함 | |
| | Radial Clearance 증가 필요 | |
| 2차 DI 조립 | Radial 베어링 교체 | |
| | Radial Clearance : 123um, 159um | |
| | Axial Clearance : 190um | |
| 2차 DI 시험 | 40,000RPM 까지 진행, 상태 양호 | |
| | 40,000이상 가속중 Radial 베어링 손상, 로터 손상 | |
| | 원인1) Tie Shaft 체결력 부족. 2톤으로 조립했으나 우리가 제시 한 것은 5톤임 | |
| | 원인2) Tie Shaft의 공진 | |
| 3차 DI 조립 | Radial, Axial 베어링 새로 제작 | |
| | Tie Shaft 조립치구 새로 제작, Tie Shaft 5톤으로 조립 | |
| | Radial 베어링 : 40mm 곡률, Clearance 123, 159um | |
| | Axial 베어링 : 128mm Dia, Clearance 190um | |
| 3차 DI 시험 | 46,000RPM 까지 시험, 분해검사결과 모두 양호 | 수직시험 체결력증가 Clearance 감소 |
| | 48,000RPM까지 진행, Instability발생 | |
| | Radial 베어링 Clearance 감소 필요 | |
| | Radial clearance를 100um로 감소하기 위해 저널수정 | |
| | 48,000RPM까지 진행하였으나 Instability는 없었고, 상태는 양호함 | |

1.4 에어베어링 설계사양

APU 시스템의 HSG를 지지하는 에어베어링의 형상을 다음과 같이 결정하였다.

표 4.1 에어베어링 설계사양

| | 직경(외경) | 폭(내경) |
|----------------|----------|---------|
| Radial Bearing | 50mm | 50mm |
| Axial Bearing | 외경 110mm | 내경 70mm |

Radial Bearing의 경우 베어링의 직경과 베어링의 폭은 50mm/50mm로 D/L=1이다.

예상되는 Radial Load는 HSG의 로터무게를 고려하면 그리 크지 않을 것으로 보이며, D/L=1이면 end effect도 없을 것으로 생각한다.

Axial Bearing의 경우는 외경 110mm, 내경 70mm의 사이즈를 가지는 형상으로 확정하였다.

1.5 에어베어링 해석결과

위에서와 같이 설계된 에어베어링에 대해서 삼성테크윈에서 해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

Radial 에어 베어링

| | |
|-----------------------|------------|
| ● Shaft Radius | : 25mm |
| ● Bearing Case Radius | : 25.4mm |
| ● Bearing Length | : 50mm |
| ● Number of Foils | : 8 |
| ● Load capacity | : 290N |
| ● Stiffness | : 2E06 N/m |
| ● Damping | : 403Ns/m |

Axial 에어 베어링

| | |
|-----------------------------|--------|
| ● Outside radius shaft disk | : 55mm |
| ● Inside radius shaft disk | : 35mm |
| ● Number of foils | : 12 |
| ● Load capacity | : 462N |
| ● Friction loss | : 908W |

위의 해석결과에서 보면 Radial Bearing의 경우 Load Capacity가 약 300N이 나오고 있다. 이는 HSG 로터무게(5kg)의 6배에 해당하므로 충분하다고 본다.

Axial Bearing의 경우는 Load Capacity가 460N정도 나오고 있다. 이는 현재의 APU의 축하중으로 보아 충분히 견딜 수 있는 양이다.

1.6 에어베어링 적용 HSG 로터 시험

위와 같은 설계사양을 갖는 에어베어링을 제작하여 dummy HSG 로터에 적용하고 시험을 수행하였다. 시험의 목적은

- 1) 60,000 RPM까지의 베어링 안정성 확인
- 2) 각 RPM 영역에서의 진동확인
- 3) 60,000 RPM에서의 베어링 온도 확인
- 4) 60,000 RPM까지 급 가속시의 베어링 안정성 확인

시험결과 60,000RPM 까지 가는 중 전체 진동은 10um를 넘지 않는 안전한 수준을 계속 유지하였다. 이에 대한 진동그림을 그림 4.4에 나타내었다.

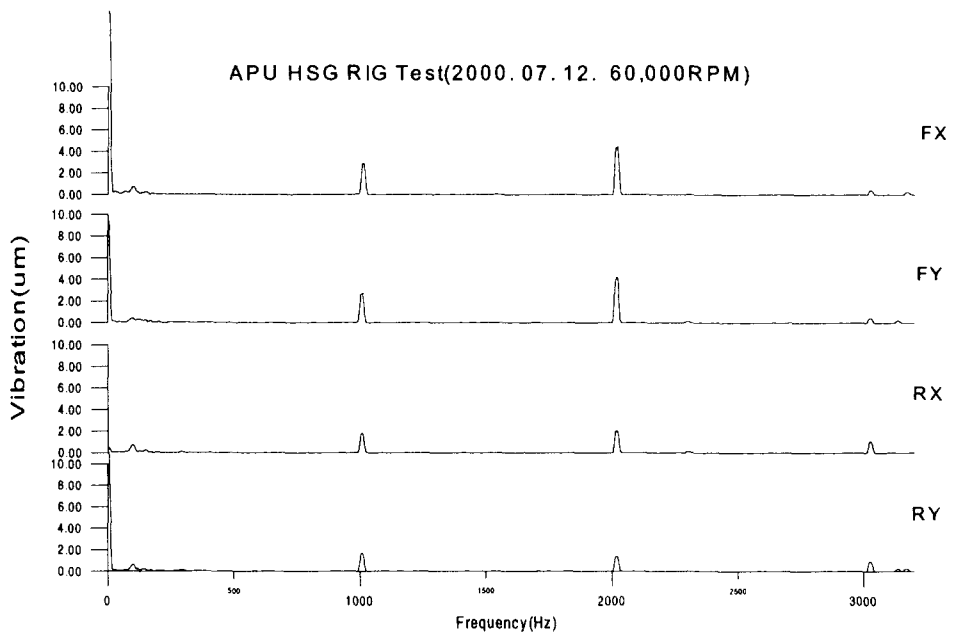


그림 4.4 에어베어링을 적용한 HSG 로터시험의 진동

APU HSG Rotor Test(2000. 07. 21)

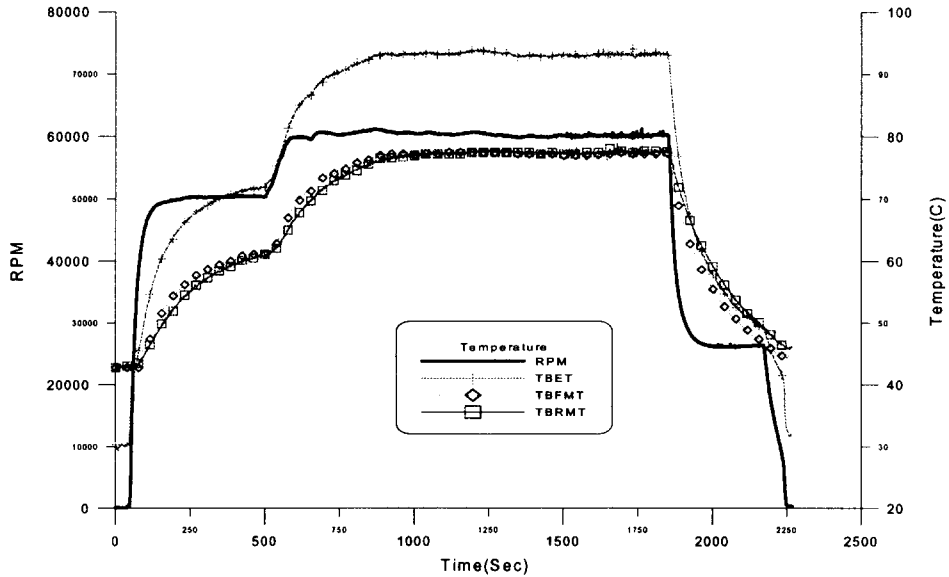


그림 4.5 60,000 RPM에서의 에어베어링의 온도

현재의 에어베어링의 한계온도는 코팅재의 한계온도인 200도로 정하고 있다. 따라서 60,000 RPM까지 시험을 하여 이 한계온도까지 온도가 올라가는지를 확인하여야 한다. 위의 그림에서 표시되고 있는 온도는 각각 다음과 같은 위치에서의 온도이다. 현재의 로터시스템에서의 최대 온도는 Axial Bearing에서 발생하며 이는 위에서도 언급한 Axial Bearing에서의 과도한 Friction Loss Eoans이다.

- 1) TBET : Axial Bearing 출구 공기온도
- 2) TBFMT : Axial Bearing 전방 금속 온도
- 3) TBRMT : Axial Bearing 후방 금속 온도

그림 4.5에서와 같이 온도는 100도를 넘지 않고 있다. 냉각을 위하여 별도의 Blower를 설계하여 장착하였으며 에어베어링의 케이스에 충분한 양의 공기가 흐르도록 추가 슬롯을 가공하였다. 이러한 이유로 낮은 온도를 유지 할 수 있었다.

에어베어링을 포함하는 HSG는 시동모터의 시동 RPM 스케줄을 만족해야 한다. 이 RPM 스케줄은 32초만에 60,000 RPM에 도달하는 급 가속 스케줄이기 때문에 리그시험에서 같은 조건으로 반드시 베어링의 안정성을 확인해야 한다. 이와 같은 조건으로 급 가속 시험을 하였으며 진동과 온도모두 양호한 반복성을 나타내며 안정적으로 운행되었다.

APU HSG Rotor Test(2000. 07. 24)

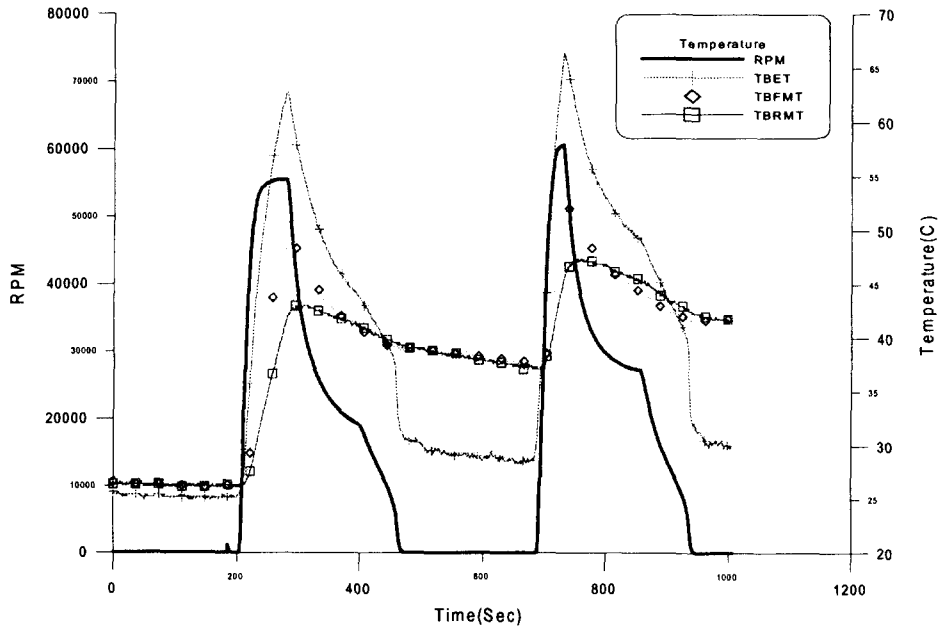


그림 4.6 60,000 RPM까지의 급 가속시험 결과

그림 4.6에서와 같이 처음에는 급 가속에 필요한 시동공기유량을 파악하기 위하여 50,000 RPM내외에서 RPM을 조절하였고, 시동유량이 파악된 후 60,000 RPM까지 급 가속 시험을 하였다. 그림에서 보는 바와 같이 약30초만에 60,000 RPM까지 도달하였으며, 온도는 충분히 전달이 되지 않은 상태이기 때문에 낮다.

1.7 결론 및 향후 계획

APU 로터의 Layout 변경에 따른 에어베어링의 설계변경이 필요하여 Radial 과 Axial Bearing의 사이즈를 축소하였다. 설계 변경된 에어베어링을 제작하여 시험 한 결과 진동은 10um이하의 안정된 결과를 보였고, 60,000 RPM에서의 온도는 100도 이하를 유지하였다. 이는 Blower의 추가장착과 베어링 케이스의 냉

각슬롯이 많은 도움을 준 것으로 생각하며, 60,000 RPM까지의 급 가속 시험도 무난히 통과 하였다. 이와 같은 설계/시험결과 APU HSG 로터를 지지하기 위한 에어베어링의 기본성능은 확보한 것으로 보이며, 향후에는 보다 높은 에어베어링의 신뢰성을 확보하기 위하여 다음과 같은 사항들이 확인되어야 할 것으로 생각한다.

- 1) 장수명 확보 : 3,000 cycle 이상
- 2) 진동/환경에 대한 내구성 확보

제2절 High Speed Generator 개발

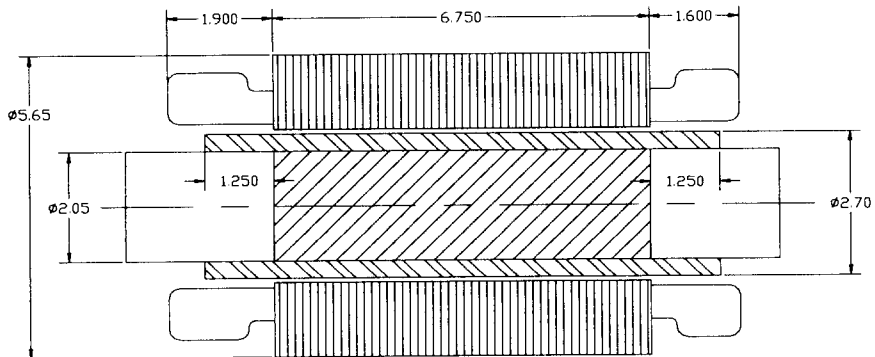
2.1 개요

고속발전기는 하기의 요구조건을 만족시키는 110kW 60,000rpm(Nominal) 발전기이며 본과제 APU용으로 개발되었다. 표 4.2는 발전기 개발 요구사항을 정리하였다.

표 4.2 발전기 요구 조건

| Generator Requirements | |
|------------------------|---------------|
| Parameter | Value |
| Output Power | 110 kW |
| Rated Speed | 60,000 rpm |
| Over Speed | 66,000 rpm |
| Duty Cycle | Continuous |
| Ambient Condition | -32oC to 50oC |
| Cooling Scheme | |
| - Stator | Air |
| - Rotor | Air |
| Efficiency | > 95% |

상기의 요구조건을 충족하는 발전기는 그림 4.7과 같다.



ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES

그림 4.7 Proposed Generator Configuration

110kW 정격출력이 60,000rpm에서 발생하는 BLDC type synchronous 발전기로서 2-Pole을 갖는 영구자석형 rotor와 stator로 구성되어 있으며, Stator의 형상은 그림 4.8과 같다. 발전기 개발은 미국 Calnetix사로부터 개발/제작되며 본과제와 유사한 APU용 발전기 개발 경험을 갖고 있다. 성능은 개발 요구사항에서 5% 이내의 오차율을 갖고 개발된다.

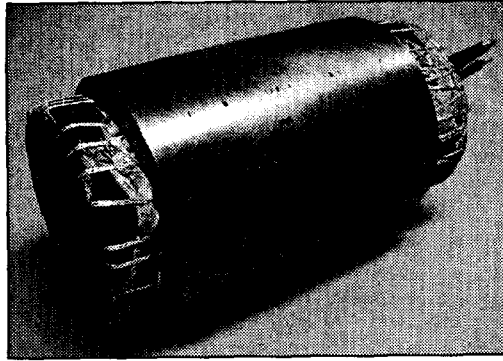


그림 4.8 Stator 사진

본 과제의 개발 사양은 표 4.3을 참조한다.

표 4.3 발전기 개발 사양

| Proposed Generator Performance Parameters | |
|---|--|
| Parameter | Value |
| Machine type | Permanent magnet synchronous |
| Rated speed | 60,000 rpm |
| Over speed | 66,000 rpm |
| Output power @ rated speed | 110 kW |
| Output voltage @ rated load | 700 VDC (540 Vrms L-L) |
| Output current @ rated load | 160 ADC (123 Arms) |
| No-load voltage @ rated speed | 834 VDC |
| Number of poles | 2 |
| Number of phases | 3 |
| Winding connection | wye |
| Winding resistance (phase-to-phase) | .024 ohms |
| Winding inductance (phase-to-phase) | 180 micro-Henry |
| Electromagnetic weight | Rotor: 15 lbs. Stator: 30 lbs |
| Losses at rated load and speed | 4,047 Watts (see loss breakdown in Table 4.7.3) |
| Efficiency at rated load | 96.4% |
| Negative stiffness | 577 lbs/in |

2.2 발전기 설계

그림 4.9는 발전기 설계 및 해석에 관한 포괄적 기술 접근방법의 도식이며, 이 방법은 전자기 설계, 구조설계의 연속적 계산을 포함하며, 넓은 범위의 운용범위와 환경조건에서 발전기의 정확한 설계 및 분석을 가능케 한다. 최상의 발전기 설계는 전자기, 열전달, 그리고 구조적 측면에서 모든 요구 조건을 만족하도록 진행되어야 한다.

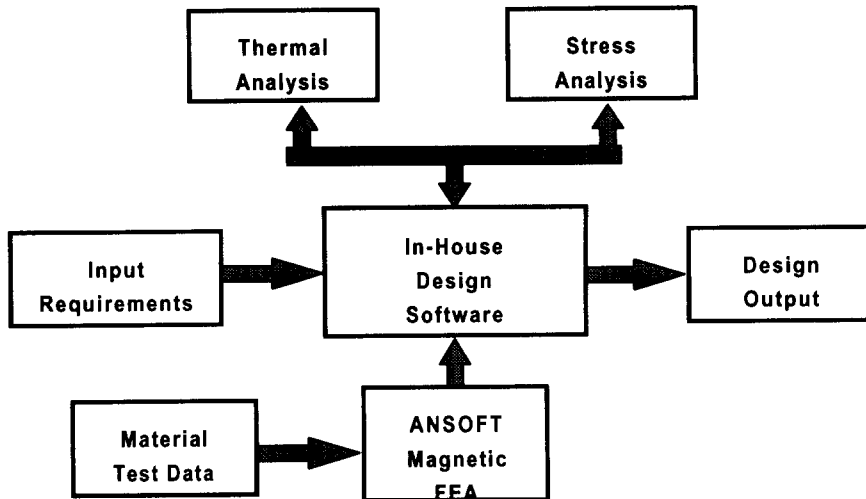


그림 4.9 발전기 설계 방안

2.2.1 전자기 설계

전자기 설계에 사용된 S/W는 PMMOT라고 불리는 수치 모델링 프로그램이며, Calnetix사에서 유도전동기의 고전적 Salient pole 해석을 연장하여 영구자석형 전동기에 맞도록 재 설계된 컴퓨터 프로그램이다. PMMOT은 발전기의 자기회로에 대한 복잡한 계산을 연속/반복적 방법으로 해결하고, 중요한 전기 및 자기적 물리량을 계산한다. 영구자석형 전동기기의 성능을 결정하는 데에 있어서 자속의 누설량을 정확히 계산하는 것이 매우 중요하다. PMMOT은 실제 Dimension을 사용하여 모든 자속 누설 경로를 고려하고 누설 투자도(Leakage permeance)를 계산한다. 부하전류, 속도, 온도에 따라 leading and lagging factor를 모두 고려한 형태의 성능 평가를 수행하고 SCR 제어가 포함된 full-bridge 정류기 및 3-phase 모델의 DC 전압을 계산하는데 또한 사용된다.

2.2.2 유한요소 해석 모델

PMMOT 뿐만 아니라 유한요소해석 프로그램이 누설자속의 정확한 예측을 하는데 사용되며 그림 4.10은 3차원의 발전기 유한요소 해석 모델을 보여준다 유한요소 모델은 다음의 경우에 사용되는데

1. Calculation of generator negative spring rate
2. Quantifying the rotor flux output required and establishing corresponding rotor acceptance criteria

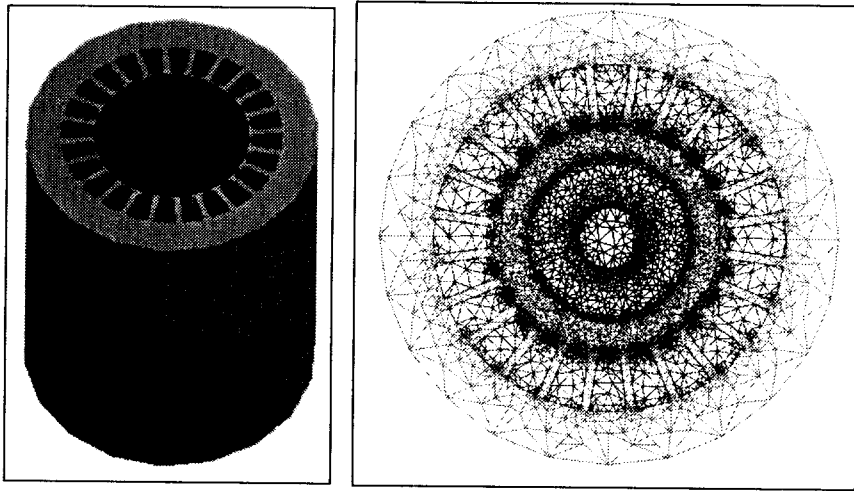


그림 4.10 발전기의 유한요소 해석모델

2.2.3 열전달 설계 및 해석

기본 열전달 해석은 최상의 성능과 높은 신뢰도를 위한 허용되는 온도조건을 포함하기 위해 수행되었다. 동선의 전기절연과 로터의 영구자석을 포함하도록 열전달 해석의 범위가 설정된다. 정격의 부하와 속도조건에 맞도록 해석이 수행되고, 아래의 그림 4.11과 같이 발전기의 쿨링을 위한 스킴이 적용된다. 고정자와 회전자에 쿨링을 위해 유입되는 공기의 최고 온도는 50도이다. 고정자 조립체는 냉각구조를 포함하며, 고정자가 하우징에 열박음 되어있으며, 하우징위에 냉각판이 열을 대류 열전달 되도록 설계된다. 냉각구조는 고정자 쪽으로 75%, 그리고 회전자쪽으로 25%의 공기가 공급되도록 설계된다. 단, 열전달 해석은 베어링으로 유입되는 공기와 베어링에서 사용하는 열을 고려하지 않는다.

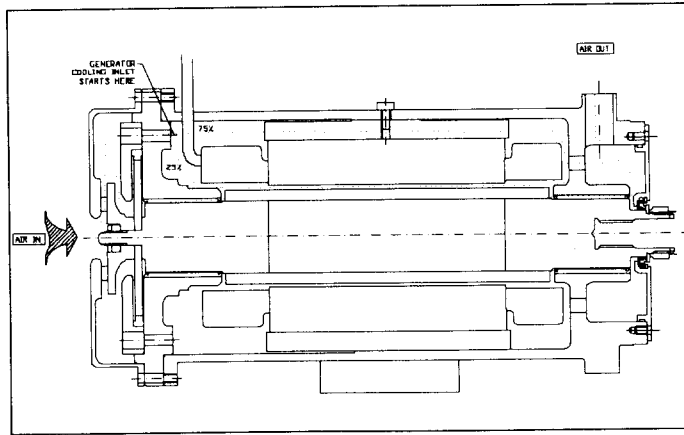


그림 4.11 발전기 공기 냉각방식

2.2.4 해석 방법

발전기의 열 해석은 유한상이(Finite different) 기술을 활용하며, Calnetix사에서 개발된 전동기기 등에 적용되었다. 해석은 2 개의 컴퓨터 프로그램을 사용하였는데, 첫 번째 프로그램은 Geometry generation program 으로, 발전기의 실제 치수와 운용정보를 열적 모델 구성에 사용하고, 제한된 공간, 체적, 공기마찰계수 및 출력을 온도대비로 구성한다. 그림 4.12에서 보여주는 발전기의 유한상이 열 모델은 발전기의 열적 모든 경계를 고려한다.

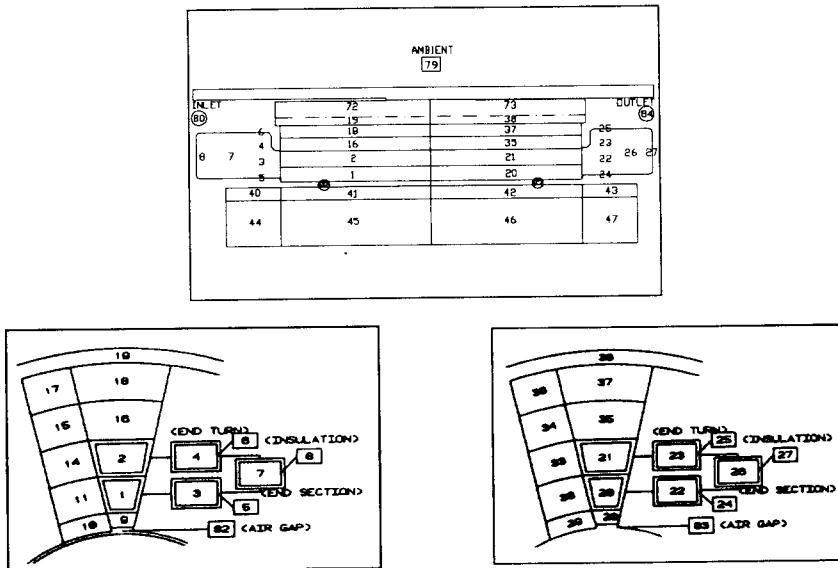


그림 4.12 발전기 유한 열설계 모델

Thermal Analyser(TA)라고 불리우는 두 번째 프로그램은 기하학 형상 프로그램에서 만들어진 입력 데이터를 사용하여 발전기의 온도분포를 결정한다. 이 프로그램은 입력데이터를 등가 열적 저항과 커패시턴스로 변환시키며 그들은 미분 방정식의 조합으로 이루어진다. 이방정식들은 modified Gauss-Seidel 방식을 사용하여 평형상태의 열전달 계산을 위해 답이 얻어지며, 동적인 계산의 경우 유한상미분방식으로 방정식의 답이 얻어진다. 이 프로그램은 conduction 외에 radiation 열전달 또한 고려하며 rotor air gap과 그 gap을 통과하는 냉각공기 사이의 대류 열전달을 포함한 각 표면 강제 대류를 계산한다. 프로그램은 Windage loss를 계산하고 동손(Copper loss) 또한 권선 온도의 함수로 계산한다.

2.2.5 해석 결과

표 4.4는 열해석을 위한 출력 손실을 포함하여 발전기 동작데이터를 나타낸다.

표 4.4 정격 출력시 열 손실

| Generator Losses at Rated Load | |
|---------------------------------------|--------------|
| Parameter | Value |
| Operating Speed | 60,000 rpm |
| Output | 110 kW |
| Copper Loss @ 350oF | 1,323 W |
| Stator Iron Loss | 1,709 W |
| Rotor Loss | 187 W |
| Estimated Windage Loss @ 14.7 psia | 828 W |

최저 소요 공기 냉각량은 stator와 rotor로 들어오는 50도 기준에 분당 8 pound이며, 그 해석 결과는 표 4.5와 같이 발전기가 신뢰성과 만족할 성능을 충족시키는 온도범위에서 운전될 수 있다는 것을 보여준다. 영구자석(Samarium cobalt)의 임계 온도 230도인 점에 반해 많은 차이를 두고 149도의 영구자석 동작 온도를 보여준다.

표 4.5 8 pound/min 의 유량 유입시 발전기 열적 성능

| Component | Operating Temperature |
|------------------|------------------------------|
| Magnet | 149°C |
| Winding | 197°C |

그림 4.13은 입구 냉각 공기량에 따른 발전기 온도의 변화를 보여주며, 특히 발전기의 영구자석 및 권선의 온도를 공기량 대비로 보여준다. 이 경우 inlet 공기는 온도 50도의 강제 유입 경우이다.

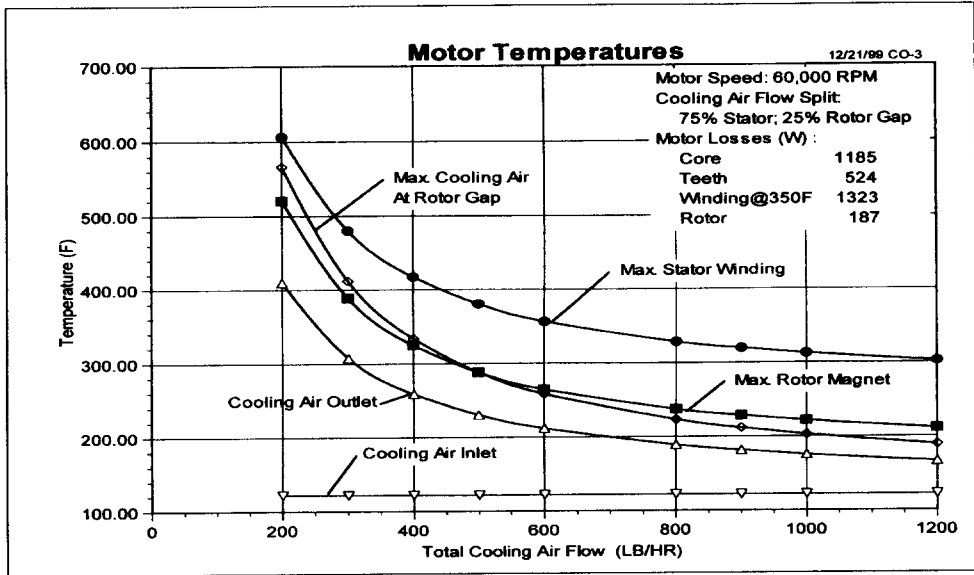


그림 4.13 공기 냉각 해석

2.3 구조적 설계 및 해석

영구자석의 구조적 강도와 보전(integrity)은 적은 수의 rotor part와 배열에 의해 매우 높다고 할 수 있다. 주요 구성요소중 하나인 rotor sleeve는 발전기 운용점에서 원심력을 극복 할 수 있도록 설계되었다. Rotor와 sleeve 사이의 적절한 interference fit은 여러 발전기 운용 범위에서 bending stiffness를 유지하고, sleeve의 alternating stress와 영구자석의 tensile stress를 줄여준다. 이것이 rotor의 안정된 동특성을 구현하는 핵심요소이다. Interference fit은 rotor 조립체의 분리나 움직임을 허용치 않으며 rotor balance에 변화를 초래해서도 안 된다. 그림 4.14의 Rotor 유한요소 모델은 rotor sleeve의 최소허용 두께와 크기를 결정하고 interference fit 양을 정하는데 사용되었다. Robust한 rotor의 설계와 신뢰성 있는 성능 확보를 위해 rotor 구조 해석은 아래와 같은 주요변수를 고려했다.

- Over speed condition
- 운용 온도 범위

- Rotor 내부의 온도 분포
- Rotor 구성품의 제작 허용 공차

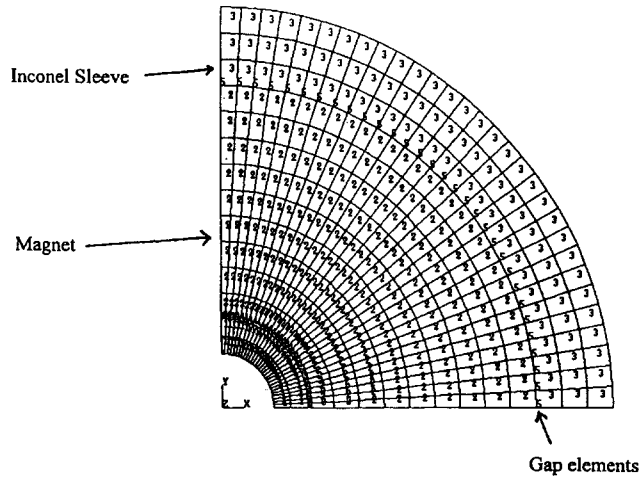


그림 4.14 Rotor 유한 요소 모델

표 4.6은 rotor 구성품의 응력에 대한 요약이며 sleeve 와 자석의 응력은 재질의 한계내에 들어 오는것을 볼 수 있다.

표 4.6 응력 해석 결과

| Stress Analysis Results | | |
|-------------------------|------------------|----------------|
| Component | Operating Stress | Material Limit |
| Inconel Sleeve | 143 ksi | 150 ksi |
| Magnet | 0 ksi | 4.3 ksi |

2.4 결론

APU용 고속발전기는 본 과제의 개발 사양을 만족시키도록 설계되었으며 유사한 동급 application에 적용된 발전기를 설계/제작한 업체의 기술을 바탕으로 제작되어 엔진에 적용된다. 또한 전자기, 열, 응력 해석을 통한 설계가 본 과제의 고속 발전기를 적합하게 개발하는데 크게 기여하였다.

제3절 Power Control Unit

PCU(Power Conditioning Unit)란 보조동력장치(APU : Auxiliary Power Unit)에서 전력계통에 관한 모든 제어가 이루어지는 장치이다. 초기에는 APU의 시동을 위해 가스터빈 엔진과 동축에 장착되어 있는 고속발전기(HSG: High Speed Generator)를 Motoring mode로 고속회전시키는 모터드라이버용 인버터로 이용된다. 이후 엔진의 시동이 원활히 이루어지면, PCU는 Motoring mode를 해지하고 Generating mode로 변환이 이루어진다. 고속발전기의 출력을 받아서 필요한 형태의 전력을 생산하고, 재시동을 위한 Battery 충전회로를 통해 충전작동을 한다.

본 연구에서 개발하는 전체적인 사양과 시스템의 세부적인 구성도, 주요기능을 갖는 회로들을 살펴보면 아래와 같다.

3.1 시스템 구성도

3.1.1 시스템 구성

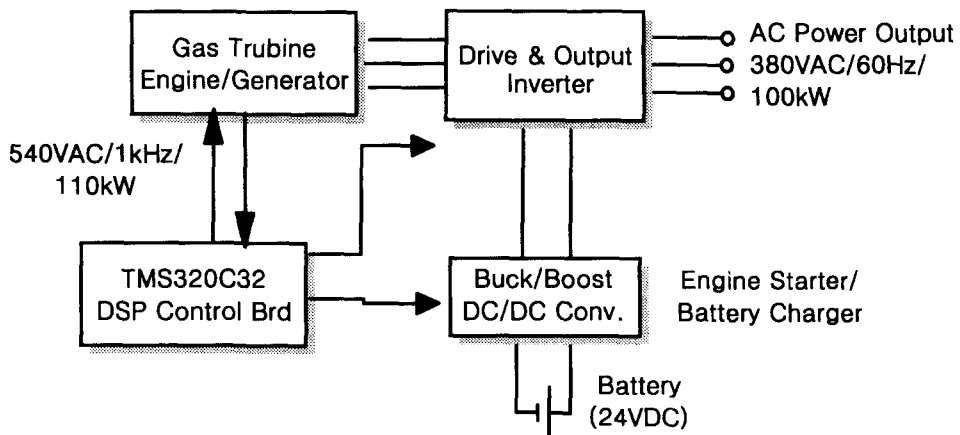


그림 4.15 System Block Diagram

3.1.2 시스템 상세 세부회로

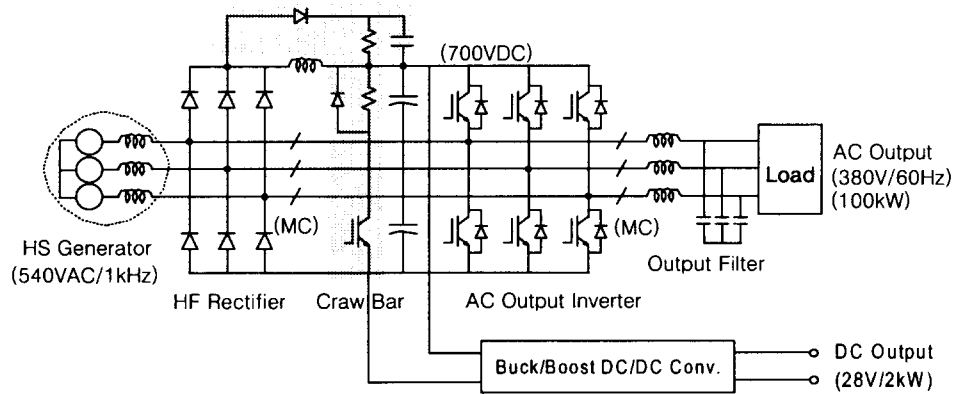


그림 4.16 시스템 상세 세부회로

3.2 고속발전기와 PCU의 사양

3.2.1 고속 발전기(HSG:High Speed Generator)

1. 발전기 Type : Permanent magnet generator, 2-pole
2. 발전기 회전수 : 60,000rpm (66,000rpm at over speed)
3. 발전기 출력 : 540VAC (Sinusiodal 파형), 1kHz, 110kW
4. 부하에 따른 발전기 출력전압변화 : 15% 이내 (0 - 100% 부하범위)
5. Turbine engine starting mode : motoring to 42,000rpm

3.2.2 PCU(Power Conditioning Unit)

1. AC/DC/AC Conversion : 540V/1kHz/110kW -> 380V/60Hz/100kW
2. Self-Operation or Grid Parallel Operation
3. Turbine Engine Start by
10kW Boost Conversion from 24V battery (for 2 min.)
4. Battery Charger / 24VDC Output : 2kW

3.3 AC/DC/AC 전력 변환장치(Power Converter)

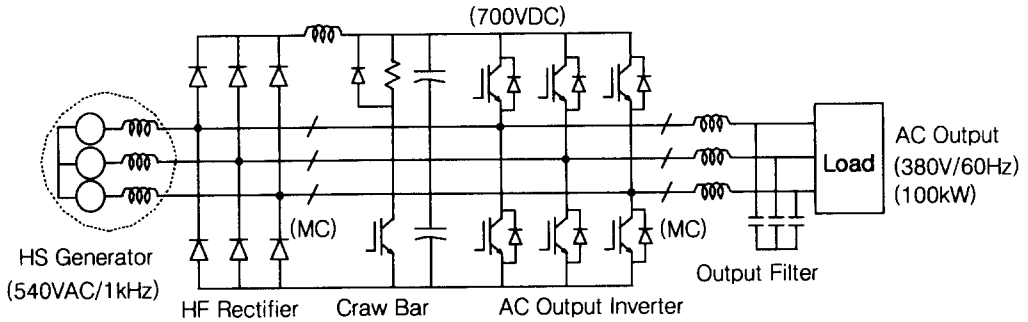


그림 4.17 AC/DC/AC Converter

이 장치는 고속발전기로부터 입력(540VAC/1KHz)을 받아 정류기를 통과시켜 700V의 DC로 일차 변환후 AC 출력(380V/60Hz)으로 인버팅 한다. 보호 회로인 Craw Bar를 포함하고 있다.

3.3.1 Control of Drive Inverter

PAM Control

Variable DC-link voltage by Controlling Boost Converter ($V_{dc}=0-550V_{dc}$)

3.3.2 Control of Output Inverter

PWM Control

Self Operation(Output voltage control)

Grid Parrallel Operation(Output curret control)

3.3.3 Test

100kW Inverter + Driver(for start-up) Hardware

MC Controller Test

DSP Board Design and Test

Control and Display Algorithm Design

Driver Test (Closed loop control design)

Inverter Test (using utility power) - Self/Grid Parallel Operation

Overall System Integration & Test

3.3.4 AC/DC/AC 전력회로 설계

입력 : 540Vac(486Vac_min) / 1kHz / 110kW

DC Link 전압 : 630VDC(minimum)

출력 : 380Vac / 60Hz / 100kW

효율 : 93% 이상

역률 : 0.85(minimum)

스위칭 주파수 : 12kHz

최대출력정격 : 125kW(125% Load)

1. 입력 3상 다이오드 선정

3상 정류된 전압 = $540\sqrt{2} * 1.1 \approx 840\text{VDC}$

최대 입력 전류 I_{input} :

$$I_{input} = \frac{P_{out\ max}}{\sqrt{3} \cdot (0.9 \cdot V_{min}) \cdot PF \cdot \eta} = \frac{125,000}{\sqrt{3} \cdot (0.9 \cdot 486) \cdot 0.85 \cdot 0.93} \approx 209\ \text{ADC}$$

여기서 노이즈 마진, 여유 마진을 각각 10%씩 주면 최대전류는 약 253A가 된다. 따라서 다이오드 전압 전류 마진 및 입력단 주파수를 고려하여 적절한 다이오드를 선택 하면 SEMICRON사의 SKKE 330F 16(1600V/290A/1us) 6개를 사용하여 3상 다이오드로 사용 할 수 있다.

2. 입력 LC 필터 선정

정류된 전압(Vrec) 주파수 : 6kHz (입력 주파수의 6배)

DC Link 커패시터 : 6,600uf

SEMICRON사의 SKC 3M3-45A-3(450VDC/3,300uf) 8개를 이용하여 4개를 병렬로 연결하고 이것을 다시 직렬로 연결하여 사용하면 DC Link 커패시터의 값은 6,600uf이 된다.

따라서 Cutoff Frequency를 정류된 전원 주파수(6kHz)의 약 1/20인 300Hz로 잡으면 요구되는 필터 인덕터의 값은 약 43uH가 된다(인덕터에 인가되는 주파수는 12kHz, 이때의 전류리플은 약 34%가 된다). 만일 효율을 고려하여 정격 전류의 20% 전류리플을 만들려면 필터 인덕터의 값은 약 70uH가 되어야 한다. 10%의 전류리플을 만들려면 필터 인덕터의 값은 약 137uH가 되어야 한다.

가. Core의 크기 결정

Core의 크기를 결정하는데 필요한 식은 다음과 같다.

$$A_p = A_w A_e = \left(\frac{L I_{PK} I_{FL} 10^4}{420 k B_{max}} \right)^{1.31} (cm^4)$$

여기서 A_w : core window area

A_e : core crosssectional area

I_{PK} : peak current

I_{FL} : rms current

K : winding factor

k는 인덕터에 전류가 연속모드로 흐를 때 0.7 정도가 된다. 필요한 변수를 대입하여 A_p 를 구하면

$$A_p = A_w A_e = \left(\frac{43 \times 10^{-6} \cdot 209^2 \cdot 10^4}{420 \cdot 0.7 \cdot 0.3} \right)^{1.31} (cm^4) = 1122.2 (cm^4)$$

이 된다. 비슷한 window 면적과 단면적을 갖는 core를 (주)이수화학으로부터 찾아보면 다음과 같다.

$$UU100 : A_w = 354.48 cm^2, A_e = 9 cm^2, A_p = 3190.3 cm^2$$

따라서, window area가 적당한 UU100으로 결정한다.

나. 턴수 결정

최소 턴수는 다음과 같이 정해진다.

$$N_{min} = \frac{L \cdot I_{PK}}{B_{max} \cdot A_e} \cdot 10^4 = \frac{43 \mu H \cdot 209 A}{0.3 \cdot 9} \cdot 10^4 = 33$$

따라서 턴수는 10턴으로 결정한다.

다. Air gap 결정

air gap은 다음과 같이 정해진다.

$$l_g = \frac{\mu_o N^2 A_e}{L} \cdot 10^{-2} cm = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 33^2 \cdot 9}{43 \mu H} \cdot 10^{-2} = 2.86 cm$$

따라서 air gap은 28.6mm가 된다.

라. 권선의 굵기 결정

권선의 굵기는 권선 재료의 전류밀도에 의해서 결정되는데 구리선의 경우 권

선의 밀도는 다음과 같다.

$$J = 70 \sqrt{\Delta T} A_p^{-0.125} \text{ (A/cm}^2 \text{)}$$

여기서 ΔT 는 권선의 온도와 대기온도의 차이를 나타낸다. 따라서 ΔT 를 30°C로 정하여 전류밀도를 구하면

$$J = 70 \sqrt{30} \cdot 3190.3^{-0.125} = 139.9 \text{ (A/cm}^2 \text{)}$$

이제 권선의 단면적을 구하면

$$A_x = I/J = (209/1.399) = 149.4 \text{ mm}^2$$

와 같이 되고 이것을 지름으로 환산하면 $\phi = 137.9 \text{ mm}$ 가 된다.

3. Craw Bar 선정

무부하시나 부하가 작을 경우 입력단 전압 상승 및 전압 상승으로 인한 스위칭 소자를 보호하기 위하여 정격 용량의 10%인 Dummy 부하를 사용하면 된다. Dummy 저항은 10kW 용량으로 50Ω 을 사용하고 CRAW BAR 스위치는 SEMICRON사의 SKM 50 GAL 123D(1200V/50A)를 사용한다.

4. 인버터 스위치 선정

125% 부하에서 최대리플전류 20%, 노이즈 마진 10%, 여유마진 10%, 효율을 고려하여 최대 출력전류를 구하면 다음과 같다.

$$I_{\max} = \frac{P_{out} \cdot \sqrt{2}}{3 \cdot V_{phase} \cdot \eta} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = \frac{125,000 \cdot \sqrt{2}}{3 \cdot 220 \cdot 0.93} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 383.3 \text{ ADC}$$

따라서 SEMICRON사의 1200V/400A 정격을 가진 IGBT를 사용하고 이것은 SEMICRON SKIIP 432GB 120-207 CTV에 내장되어 있다.

5. 출력 필터 선정

출력용량이 대용량이므로 필터 커패시터에 충전되는 에너지를 최소로 하기 위해서는 출력전류의 리플을 최소로 줄여야 한다. 따라서 리플 전류를 정격전류 (230A_{peak})의 10%로 잡으면 필터 인덕터는 다음과 같이 구할 수 있다 (Sampling Time = 81.92 μ s).

$$L = \frac{V_L}{di} dt = \frac{2}{3} \frac{700}{23} 40.96 \mu s = 831 \mu H$$

그리고 필터 커패시터는 (주)미림씨스콘에서 공급하고 있는 ICEL사의

PMC1405150 (250VAC/26.5Arms/15 μ F)를 사용한다.

따라서 출력필터의 Cutoff Frequency는 약 1.4kHz가 된다.

이때의 상전압의 최대리플은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta V_o = \frac{\Delta i}{8C} T_s = \frac{23}{8 \cdot 15 \times 10^{-6}} 81.92 \times 10^{-6} = 15.7 \text{ VDC}$$

따라서 필터 커패시터의 최대리플전압은 상전압의 약 5%가 된다.

3.4 Boost Power Conversion

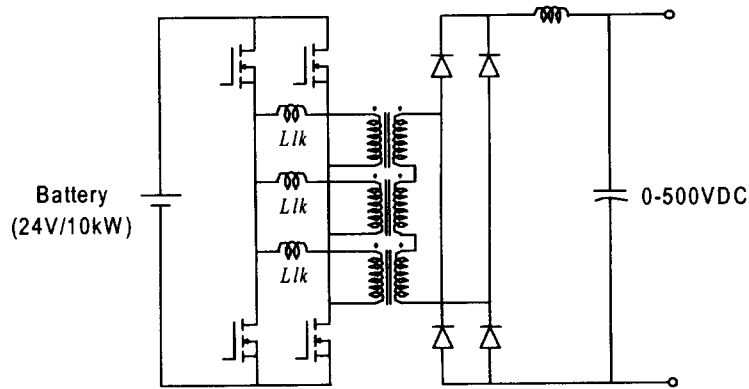


그림 4.18 Boost Converter

이 장치는 Battery(24V/10kW) 전원을 승압 변환하여 500VDC의 전압을 만든다. 초기 시동시 고속발전기를 Motor mode로 이용하여 42,000RPM의 속도로 엔진을 회전시킨다. 모터의 고속회전을 위한 고전압(DC-link voltage) 형성 장치이다.

3.4.1 Feature

Boost type Conversion

Series-Parallel Connection of Multi-transformer

-> Low Leakage Inductance

Phase-Shift PWM ->Soft switching(ZVS)

Controllable DC-link Voltage 0-500 VDC

3.4.2 Test

10kW ZVS Parallel-Series Topology Hardware

Phase Shift PWM Control Design Test

Logic Test

Full Power Test

Start-up Test with Engine Controller

3.4.3 Engine Start Up용 Boost Converter 전력회로 설계

입력 : 22-26VDC

출력용량 및 출력전압 : 10kW, 500VDC

효율 : 87%이상

최대출력용량 : 12kW

스위칭 주파수 : 100kHz

1. 부스트 스위치 선정

120% 부하에서 최대리플전류 20%, 노이즈 마진 10%, 여유마진 10%, 효율을 고려하여 최대출력 전류를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I_{\max} &= \frac{P_{out}}{V_{\min} \cdot \eta \cdot D_{\max}} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \\ &= \frac{12\text{kW}}{22 \cdot 0.87 \cdot 0.95} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 878 \text{ A} \end{aligned}$$

부스트 컨버터는 8개의 모듈을 사용하므로 부스트 스위치에 인가되는 최대전류는 약 110A가 된다. 따라서 강제 공냉 방식을 이용하고 최소의 크기로 전력회로를 설계하기 위해서 Motorola사의 MTY100N10E(100V/100A)를 병렬로 사용한다.

2. Transformer 선정

Transformer 의 용량 계산은 트랜스포머의 효율 99%, 여유마진 10%을 고려하면 약 1.935kW가 된다.

2-1. Core의 크기 선정

Core의 포화에 의해서 제한되는 경우

$$A_p = A_w \cdot A_e = \left(\frac{P_{input} \cdot 10^4}{K_t K_u K_p 420 \Delta B f_t} \right)^{1.31} = \left(\frac{11.1 P_{input}}{K \Delta B f_t} \right)^{1.31} (cm^4)$$

Core의 손실에 의해서 제한되는 경우

$$A_p = A_w \cdot A_e = \left(\frac{P_{input} \cdot 10^4}{120 K^2 f_t} \right)^{1.58} \cdot (K_H f + K_e f^2)^{0.66} (cm^4)$$

여기서 $P_{input} = P_{output} / \eta$: power output / efficiency

$K_t = I_{input}(DC) / I_p(rms)$: topology factor

$K_u = A_w / A_w$: window utilization factor

$K_p = A_p / A_w$: primary area factor

$K = K_t K_u K_p$

$K_H = 4 \cdot 10^{-5}$: hysteresis coefficient

$K_E = 4 \cdot 10^{-10}$: eddy current coefficient

표 4.7 와전류 계수표

| 와전류 계수표(K factor) | | | | |
|----------------------------|-------|------|-----|------|
| 주 회로 방식 | K | Kt | Ku | Kp |
| Forward Converter SE/SE | 0.141 | 0.71 | 0.4 | 0.5 |
| Bridge/Half Bridge SE/CT | 0.165 | 1.0 | 0.4 | 0.41 |
| Full Wave Center Tap CT/CT | 0.141 | 1.41 | 0.4 | 0.25 |

$$A_p = A_w \cdot A_e = \left(\frac{11.1 \cdot 1935}{0.165 \cdot 0.3 \cdot 50 \times 10^3} \right)^{1.31} = 16.9 cm^4$$

$$A_p = A_w \cdot A_e$$

$$= \left(\frac{1935 \cdot 10^4}{120 \cdot 0.165 \cdot 2 \cdot 50 \times 10^3} \right)^{1.58} \cdot (4 \times 10^{-5} \cdot 100 \times 10^3 + 4 \times 10^{-10} \cdot (100 \times 10^3)^2)^{0.66}$$

따라서 부스트 컨버터가 강제 공냉 방식이므로 core의 포화에 의해 계산된 값을 이용하고 (주)이수화학의 Data book을 찾아보면 다음과 같다.

$$EE70 : A_w = 5.69 cm^2, A_e = 7.04 cm^2, A_p = 40.06 cm^2$$

2-2. 권선의 턴수 결정

$$t_{on(max)} = D_{max} / f_s = 0.95 / 50 \times 10^3 = 19 \mu s$$

$$N_p > \frac{V_{min} \cdot t_{on(max)}}{\Delta B \cdot A_e} \cdot 10^4 = \frac{22 \cdot 19 \times 10^{-6}}{0.3 \cdot 7.04} \cdot 10^4 = 1.98$$

따라서 1차측 최소 턴수는 1턴이 된다.

턴수비 n은 최소 Vin과 최대 duty cycle 조건에서 가장 낮은 2차측 전압에 대하여 다음 식과 같이 계산된다.

$$V_{rec} = \frac{(V_O + V_F)}{0.9 \cdot D_{max}} = \frac{250 + 1.6}{0.9 \cdot 0.95} = 294.5 \text{ VDC}$$

여기서 Vrec는 정류다이오드에 인가되는 전압이고 Vf는 다이오드의 전압강하 분이며 factor 0.9는 duty cycle에 의한 전압 손실에 할당된 계수이다.

$$\begin{aligned} n &= \frac{N_s}{N_p} = \frac{V_{rec}}{0.96 \cdot [V_{min} - 2 \cdot V_{on(sat)}] \cdot D_{max}} \\ &= \frac{294.5}{0.96(22 - 2 \cdot 1.2) \cdot 0.95} \\ &= 16.47 \end{aligned}$$

여기서 Von(sat)는 주소자의 도통시 전압강하 분이고 factor 0.96은 주소자의 상승 및 하강시간과 dead time에 대하여 할당된 계수이다. 따라서 4개의 트랜스를 직·병렬로 구성하므로 트랜스의 턴수비 n은 약 4턴이 된다. 그러므로 위의 식으로부터 적당한 턴수를 계산하면 Np=2 Ns=8 이 된다.

3. 정류다이오드 선정

2차측에 정류된 전압은 1차측 배터리 전압이 최대이고 duty가 최소일 때 최대전압이 인가되고 전류는 배터리 전압이 최소이고 duty가 최대일 때 최대전류가 흐른다. 따라서 다이오드 최대전압과 최대전류는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{rec(max)} = \frac{(V_O + V_F)}{0.9 \cdot D_{min}} = \frac{250 + 1.6}{0.9 \cdot 0.75} = 373 \text{ VDC}$$

$$\begin{aligned}
 I_{\max} &= \frac{P_{out\ max}}{V_o} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \\
 &= \frac{12,000}{500} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 32\text{ADC}
 \end{aligned}$$

최대전류는 출력전류 리플 10%, 노이즈 마진 10% 여유마진 10%를 고려하여 계산하면 위와 같고 따라서 저가이면서 고속형인 IXYS사의 DSEI60-06A(600V/60A)를 사용한다.

4. 필터 인덕터 선정

정격전류가 20A이므로 duty 0.5에서 최대 리플 전류를 20%로 잡으면 최대리플전류는 4A가 된다. 따라서 duty 0.75에서의 최대전류리플은 2.66A가 된다.

필터 인덕터의 값은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{V_{rec} - V_o}{\Delta I} \cdot (0.5 D T_s) \\
 &= \frac{373 - 250}{2.66} \cdot (0.5 \cdot 0.75 \cdot 10\mu s) \\
 &= 173.4 \mu H
 \end{aligned}$$

리플전류를 10%로 잡으면 인덕터의 값은 346 μ H가 된다.

가. Core 선정

시스템의 크기를 줄이기 위해 (주)유유에서 생산하고 있는 amorphous 계열의 공극이 없는 인덕터를 사용하기로 하고 기존의 Ferrite Core를 사용했을 경우와 비교해서 크기를 3배정도 줄일 수 있고 인덕터의 선정은 다음과 같다.

$$A_{Fl} \geq \frac{LI^2}{B^2} \mu = \frac{310 \times 10^{-6} \cdot 20^2}{1.2^2} \cdot 285 \cdot 4\pi \times 10^{-7} = 30.8 \cdot 10^3 [mm^3]$$

A M C - 4 6 S - N :

$$l = 112.0\text{mm}, Af = 201.9\text{mm}^2, Al = 0.646\mu H, WaAc = 8.39\text{cm}^4, DCB(A \cdot \text{turn}) = 220$$

따라서 (주)유유사의 Data Book을 찾아보면 Af이 22.6 $\times 10^3 [mm^3]$ 인 AMC-46S-N 두 개를 병렬로 사용하기로 한다.

나. 턴수 선정

$$N = \sqrt{\frac{L}{Al_{value}}} = \sqrt{\frac{310}{2 \times 0.646}} = 16$$

따라서 권수비는 16 턴이 된다.

다. 권선의 굵기 결정

권선의 굵기는 권선 재료의 전류밀도에 의해서 결정되는데 구리선의 경우 권선의 밀도는 다음과 같다.

$$J = 70 \sqrt{\Delta T} A_p^{-0.125} \text{ (A/cm}^2 \text{)}$$

여기서 ΔT 는 권선의 온도와 대기온도의 차이를 나타낸다. 따라서 ΔT 를 30°C로 정하여 전류밀도를 구하면

$$J = 70 \sqrt{30} \cdot 8.39^{-0.125} = 293.9 \text{ (A/cm}^2 \text{)}$$

이제 권선의 단면적을 구하면

$$A_x = I/J = (32/2.939) = 10.89 \text{ mm}^2$$

와 같이 되고 이것을 지름으로 환산하면 $\phi = 3.74\text{mm}$ 가 된다.

3.5 Buck Power Conversion

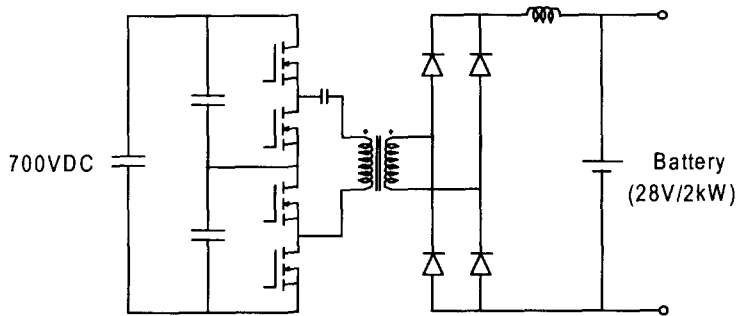


그림 4.19 Buck Converter

이 장치는 발전된 AC 전압을 정류하여 생성된 DC 전압(700VDC)을 Battery(24VDC)에 충전시키기 위해 강압(Down Voltaging)하는 장치이다. 발전된 전압은 필요한 전력으로 변환하여 출력(AC/DC/AC Converter)되기도 하고, 동시에 Battery 충전(Buck Power Conversion)도 할 수 있도록 설계되어 있다.

3.5.1 Feature

Buck type Conversion

Single Transformer with low Leakage Inductance

Phase-Shift PWM -> Soft Switching (ZVS)

Controllable output voltage for Battery Charging

3.5.2 Test

Three-level ZVS Converter

ZVS Full Bridge PWM Converter Hardware

Phase Shift PWM Control

Full Power Test

Battery Charging Algorithm Test

3.5.3 Buck Converter 전력회로 설계

입력전압 : 630 ~ 800VDC

출력전압 : 28VDC ±5

출력용량 : 2kW

효율 : 92% 이상

최대출력전력 : 2.5kW

스위칭 주파수 : 100kHz

1. 스위치 선정

최대출력전력이 2.5kW이고 전류 리플, 노이즈 마진, 여유 마진, 효율을 고려하여 최대 전류를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I_{\max} &= \frac{P_{out}}{V \cdot \eta \cdot D_{\max}} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \\ &= \frac{2.5\text{kW}}{350 \cdot 0.92 \cdot 0.75} \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 13.8 \text{ ADC} \end{aligned}$$

따라서 Hittachi사의 2SK1837(500V/50A)를 사용하기로 한다.

2. 정류다이오드 선정

2차측에 정류된 전압은 1차측 DC link 전압이 최대이고 duty가 최소일 때 최대전압이 인가되고 전류는 DC Link 전압이 최소이고 duty가 최대일 때 최대전류가 흐른다.

따라서 다이오드 최대전압과 최대전류는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{rec(\max)} = \frac{(V_O + V_F)}{0.9 \cdot D_{\min}} = \frac{28 + 1.27}{0.9 \cdot 0.75} = 43.3 \text{ VDC}$$

최대출력전류는 초기에 배터리 충전시 정격기준전류 80ADC에 의해서 제어되므로 출력전류 리플 10%, 노이즈 마진 10% 여유마진 10%를 고려하여 계산하면

106.5ADC 이므로 IRF사의 83CNQ100(100V/80A)를 사용하기로 한다.

3. 필터인덕터 선정

정격전류가 80A이므로 duty 0.5에서 최대 리플전류를 20%로 잡으면 최대리플 전류는 16A가 된다. 따라서 duty 0.75에서의 최대전류리플은 10.67A가 된다. 필터 인덕터의 값은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} L &= \frac{V_{rec} - V_O}{\Delta I} \cdot (0.5 D T_s) \\ &= \frac{43.3 - 28}{10.67} \cdot (0.5 \cdot 0.75 \cdot 10\mu s) \\ &= 5.4 \mu H \end{aligned}$$

리플전류를 10%로 잡으면 인덕터의 값은 11 μ H가 된다.

가. Core 선정

시스템의 크기를 줄이기 위해 (주)유유에서 생산하고 있는 amorphous 계열의 공극이 없는 인덕터를 사용하기로 하고 기존의 Ferrite Core를 사용했을 경우와 비교해서 크기를 3배정도 줄일 수 있고 인덕터의 선정은 다음과 같다.

$$A_{Fl} \geq \frac{L I^2}{B^2} \mu = \frac{11 \times 10^{-6} \cdot 80^2}{1.2^2} \cdot 285 \cdot 4\pi \times 10^{-7} = 8.75 \cdot 10^3 [mm^3]$$

A M C - 4 6 S - N :

$$l = 112.0mm, Af = 201.9mm^2, Al = 0.646\mu H, WaAc = 8.39cm^4, DCB(A \cdot turn) = 220$$

따라서 (주)유유사의 Data Book을 찾아보면 Afl이 22.6 $\times 10^3 [mm^3]$ 인 AMC-46S-N을 사용하기로 한다.

나. 턴수 선정

$$N = \sqrt{\frac{L}{Al_{value}}} = \sqrt{\frac{11}{0.646}} = 4$$

따라서 권수비는 16턴이 된다.

3-3. 권선의 굵기 결정

권선의 굵기는 권선 재질의 전류밀도에 의해서 결정되는데 구리선의 경우 권선의 밀도는 다음과 같다.

$$J = 70 \sqrt{\Delta T} A_p^{-0.125} (A/cm^2)$$

여기서 ΔT 는 권선의 온도와 대기온도의 차이를 나타낸다. 따라서 ΔT 를 30°C로 정하여 전류밀도를 구하면

$$J = 70 \sqrt{30} \cdot 8.39^{-0.125} = 293.9 \text{ (A/cm}^2\text{)}$$

이제 권선의 단면적을 구하면

$$A_x = I/J = (90.67/2.939) = 30.85 \text{ mm}^2$$

와 같이 되고 이것을 지름으로 환산하면 $\phi = 6.27\text{mm}$ 가 된다

3.6 제어 및 진단회로 설계

3.6.1 Engine Starting Inverter(DC to AC Inverter)

1. DSP(TMS320C32)를 이용한 Full Digital 제어
2. Start-up시 단순한 6-pulse 전압제어
3. 각종 Software / Hardware Protection 기능 부가
4. 전력소자의 열화, cooling fan의 고장 등 고장진단 기능 부가

3.6.2 AC Output Inverter(DC to AC Inverter)

1. DSP(TMS320C32)를 이용한 Full Digital 제어
2. Space Vector PWM 제어
3. 부하변화에 빠른 응답을 위한 최적 제어기법 적용
4. 양질의 출력전압 regulation (low ripple, low distortion)
5. Parallel operation with grid
6. Short-circuit Protection등 각종 Software/Hardware Protection 기능 부가
7. 전력소자의 열화등 고장진단 및 Display 기능 부가

3.6.3 Buck/Boost DC/DC Converter

1. Start-up시 Boost mode 동작 / Battery 충전시 Buck mode 동작
2. Boost mode 동작시 Starting inverter가 PAM 제어를 할 수 있도록 출력전압을 단계적으로 승압할 수 있는 기능 부가
3. (Analog 제어): PWM 스위칭, (Digital 제어): 밌터리 충전전, 출력전압 제어, Display등
4. Short-circuit Protection등 각종 Software / Hardware Protection 기능

부가

5. 전력소자의 열화등 고장진단 및 Display 기능 부가

3.7 Packaging 및 Display

3.7.1 Packaging

1. 각 부분의 module화 (AC/DC/AC, Buck Conversion, Boost Conversion.)
2. 최소 부피와 cooling air flow를 고려한 최적 공간배치
3. 내진동을 고려한 부품조립 설계
4. 최적 cooling fan 설계

3.7.2 Display

1. 동작상태 Display
2. 각부분의 전압/전류 Display
3. Fault 신호 Display
4. 각종 경고신호 등

제4절 연료시스템

4.1 연료시스템 구성

연료시스템은 연소기에 필요한 연료를 공급하기 위하여 여러 가지 시스템으로 구성할 수 있거나 사용 조건에 따라 크게 세 가지로 구분할 수 있다. 엔진에 기어박스가 적용되는 경우 기어박스의 동력을 이용하여 Pump를 구동하며, Pump에서 가압된 연료는 Metering 밸브를 통하여 엔진에 필요한 연료량으로 제어되어 Flow Divider를 거쳐 Main 노즐과 Pilot 노즐로 공급된다. Flow Divider는 최적의 연소 조건을 위하여 제어된 연료 유량을 Main 노즐과 Pilot 노즐에 분배하는 역할을 한다. 저속 발전기가 사용되는 경우 엔진 구동 기어박스의 구동력을 이용한 Pump가 사용되며, 그림 4.20과 같이 연료시스템이 구성된다. 고속 발전기가 적용되는 경우에는 Pump 구동을 위한 동력으로 모터가 주로 사용되며, 엔진에 필요한 연료의 제어는 연료 Pump용 모터의 회전수에 의한 연료 제어 시스템과 연료 Pump 가압을 위한 일정 회전수의 모터와 별도의 연료제어 밸브를 사용하여 엔진에 필요한 연료 유량을 공급하는 장치로 구분할 수 있다. 연료 Pump용 모터의 회전수에 의한 연료 제어의 경우 모터의 회전수를 제어 할 수 있는 별도의 모터 드라이브가 필요하며 연료 제어 밸브 시스템에 비하여 정교한 속도제어가 요구되는 모터가 필요하다. 연료 제어 밸브로 구성된 연료 시스템의 경우 모터는 엔진 시동 신호를 받는 즉시 모터의 정격 회전수로 운전되며 연료의 제어는 연료 제어 밸브에서 이루어진다. 두 시스템은 그림 4.21, 그림 4.22와 같이 구성된다. 본 연구에 적용된 연료 시스템은 고속 발전기를 적용함으로 모터의 회전수에 의해 연료를 제어하는 시스템을 적용하였다.

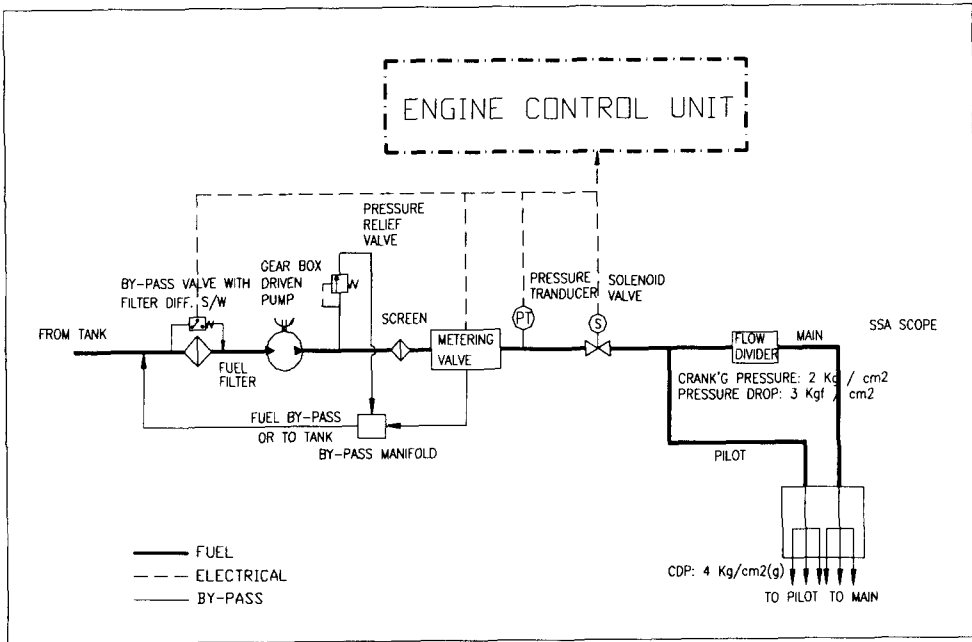


그림 4.20 기어박스 구동 연료 시스템 구성도

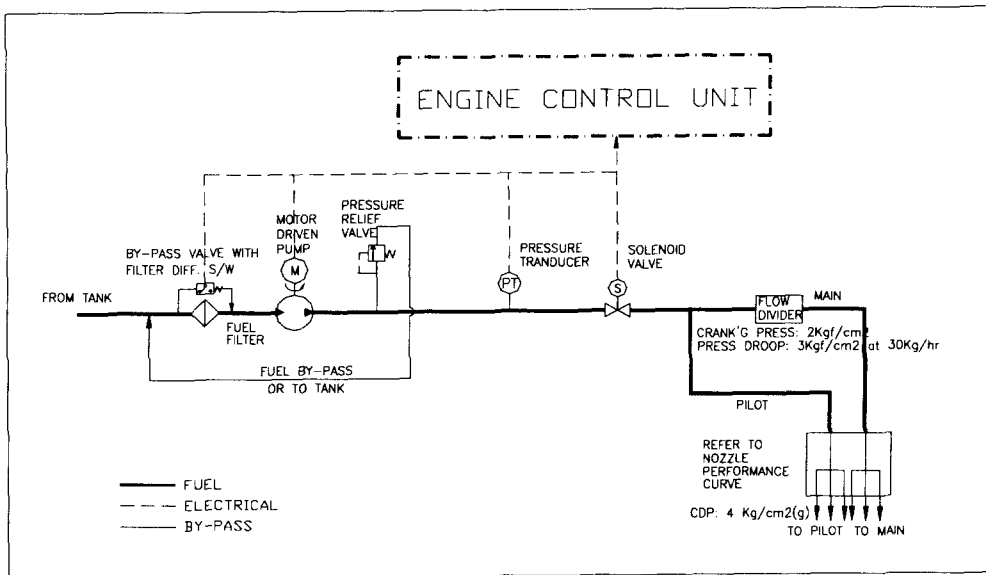


그림 4.21 모터 구동 회전수를 이용한 연료 시스템 구성도

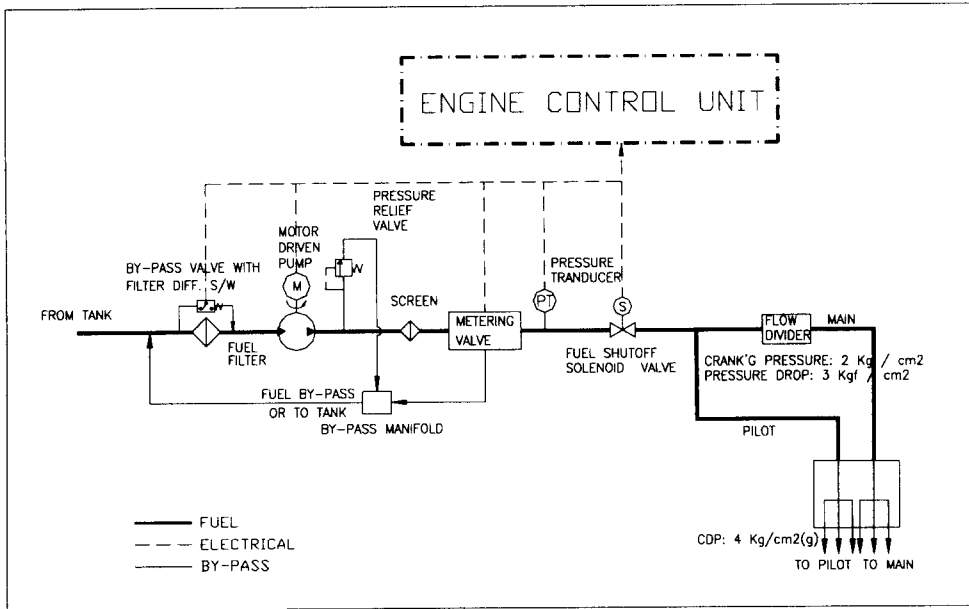


그림 4.22 모터 구동 서보밸브를 이용한 연료 시스템 구성도

4.2 연료시스템 구성품 사양

본 연구에 적용된 연료시스템의 구성품은 표 4.8과 같이 구성되며 범용 제품을 사용하였다

표 4.8 연료시스템 구성품 사양

| SPECIFICATION | MANUFACTURE PART. NO. |
|--|--|
| <p>■ PUMP</p> <ul style="list-style-type: none"> - Type Fixed delivery - Location Base frame - Working fluid ASTM D-2280 NO.2-GT & NO.1-GT - Capacity 175.2 liter/h - Max. output fuel pressure 69 Kg/cm² - Suction lift 10 in HG Max Vacuum Condition - Rated speed: 1800 RPM - Rotation CW - Port size (inlet*outlet) 7/8"-14 UNF-2B x 3/4"-14 UNF-2B - Housing Material Die Cast Alumium | <p>PAKER D05AA1AV</p> |
| <p>■ MOTOR</p> <ul style="list-style-type: none"> - Continuous Stall Torque 0.7 Nm - Continuous Stall Current 14 Amps - Max Terminal Voltage 25 VDC | <p>SEM CONTROLLE D MOTOR TECNOLO GY MT22G2 5</p> |
| <p>■ SHUT OFF SOLENOID VALVE</p> <ul style="list-style-type: none"> - Type Direct acting/NC - Current at nominal volt 0.6 AMP - Nominal voltage DC 24 V - Cv flow coefficient 0.096 - Maximim Pressure 210 Kg/cm² - Response time Less than 100 ms - Port Size 1/4 inch - Leakage 0 at 201 Kg/cm² - Seal material Viton A - Body material SUS 303 - Electrical connection 1/2 PIPE 송. | <p>CIRCLR SEAL SV10 T 2NC 4P33E</p> |
| <p>■ NON RETURN VALVE</p> <ul style="list-style-type: none"> - Type Spring - Cv flow coefficient 1.2 - Working prsssure 210 Kg/cm² - Cracking Pressure 1.7 Kg/cm² - Material SUS 316 - Port size 1/2" | |

| SPECIFICATION | MANUFACTURE PART. NO. |
|--|--------------------------------|
| <p>■ FUEL FILTER</p> <ul style="list-style-type: none"> - Dirt capacity 1.6 gram - cMax. working pressure 56 Kg/cm² - Element collapse rating 1.5 Kg/cm² - Working temperature -29 to 204 °C - Purity <li style="padding-left: 20px;">B_x = 2.8 ----- 50 % <li style="padding-left: 20px;">B_y = 7 ----- 95 % <li style="padding-left: 20px;">B_z = 9 ----- 98.7 % - Differential pressure indicator - Filter housing Aluminum <p>■ FLOW DIVIDER</p> <ul style="list-style-type: none"> - Pilot fuel nozzle delivery 30 Kg/h at press. drop 19.6 Kg/cm² - Main fuel nozzle delivery 30 Kg/h at press. drop 17.9 Kg/cm² - Cranking Pressure 2 Kg/h at press. | <p>SWAGelok SS-CHS4-30</p> |

제5절 윤활 시스템

5.1 윤활시스템 개요

엔진 윤활시스템은 엔진 마찰부위에 오일을 공급하는 장치로 다음과 같은 기능을 한다.

- 마찰로 인한 동력 손실 감소
- 마모에 따른 구성품 보호
- 마찰로 인한 열발생 제거
- 침전 및 부식으로 인한 Rubbing 면 보호
- 마찰의 외부 물질 제거

윤활시스템은 엔진 모든 운용 조건에 따른 오일을 공급할 수 있도록 설계되어야 하므로, 엔진 Type, 목적, 작동조건 등을 고려하여야 한다. 단수명 엔진에서는 가장 단순한 Single-cycle 오일 공급 시스템(Total loss type)을 사용한다. 즉, 마찰 부위에 오일을 공급하고 이 오일은 엔진의 유로에 따라 외부로 배출되도록 설계한다. 이 시스템의 장점은 구조가 단순하고, 무게가 가벼운 것이 특징이지만 오일의 소모량이 큰 것이 단점이다. 순환형 윤활시스템(Sump type)은 폐회로 시스템으로 구성하여 엔진의 마찰 부위를 냉각 및 윤활을 할 수 있도록 설계한다. 이런 시스템은 엔진에서 Sealing에 의해서 유로를 구성하는데 유량은 Breathing 장치에 의해서 손실이 결정된다. 또한 순환형에서는 냉각, 엔진 작동 시 발생하는 불순물, 공기 분리등 부가적인 장치가 요구된다. 윤활시스템은 다음과 같이 크게 두부분으로 구분한다. 엔진 내부의 Manifold 및 내부 장착 구성품 그리고 오일 공급/배기에 필요한 구성품으로 구분한다. 엔진의 요구조건에 따라서 Double-circle Type의 시스템을 구성하기도 하는데 이 시스템의 특징은 오일의 빠른 순환이 필요한 경우에 사용하는 방법이다.

모든형의 엔진 윤활시스템은 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

- 모든 작동 모드에서 요구된 온도 및 압력에 따라 오일 공급
- 엔진 전작동 Cycle에서 엔진 작동에 필요한 오일 공급 유지
- 엔진 작동에 필요한 급속한 오일 가열
- 최소한의 동력 손실을 갖는 오일 냉각 장치
- 오일 분사전 오일에서 공기 분리
- 엔진 작동에 따른 불순물 제거가 가능한 Filtering 능력

- 시스템 주요 특성 Monitoring
- Emergency Signal
- 유지 보수가 용이한 시스템 구성
- 비작동중 Tank로부터 오일 누유 배제
- 구성품은 엔진 작동 환경조건 만족

따라서 윤활시스템 선정은 엔진 설계 요구조건 및 작동 조건을 고려하여 윤활 시스템을 선정해야 한다.

5.1.1 오일 공급시스템

일반적으로 엔진에서 윤활을 요구하는 부분은 기어박스과 엔진 전후방 베어링 부분이다. 즉, 엔진에서 front radial thrust bearing 및 rear roller bearing 윤활 및 냉각을 위해서 오일이 요구된다. 따라서 Sump에서 발생하는 열량을 계산하고, 베어링의 유막 형성 필요한 오일량, 마모방지, 접촉면의 Stress 및 metal 변형을 방지할 수 있는 오일 유량을 공급하여야 한다. 엔진에 오일 순환 및 공급에 필요한 계산 parameter는 아래 도표와 같다.

아래 도표에서 parameter에 따라서 엔진 윤활 및 냉각에 필요한 오일량을 산정할 수 있다. 위에서 계산에서 제시된 변수에 따라서 윤활시스템 구성품을 선정한다. 예를들어 펌프 후방에 열교환기를 위치하는 Single-circle type을 선택하면 윤활시스템은 상대적으로 간단한 구성품으로 윤활시스템을 구성할 수 있다. 윤활시스템에서 가장 중요한 작동모드는 start-up 과 shut-down 모드인데 엔진의 작동 조건과 오일의 외부 누유가 발생할 수 있는 가장 중요한 포인트이다. 따라서 엔진의 운용 모드 및 작동 조건을 고려하여 윤활시스템 구성품 설계하여야 하며, 윤활시스템 주요 구성품은 다음과 같다.

- Oil tank
- Oil pump
- Filter
- Heat exchanger
- Dearator
- valve류

여기서 밸브, 필터등은 모든 엔진 운영 모드에서 신뢰성이 있도록 설계하여야 한다.

표 4.9 엔진에 오일 순환 및 공급에 필요한 계산 parameter

| parameter | 단위 | 계산식 | 비 고 |
|-------------------|-----------------------|---|---|
| G | l/min | $(Nff+Q1+Q2)/(Cp(t2-t1)P)$ | oil amount for bearing |
| $Q\Sigma$ | J/min | $Nff+Q1+Q2$ | |
| ρ | g/cm ³ | | oil density |
| t _{2oil} | ℃ | | oil cavity outlet oil temperature |
| t _{1oil} | ℃ | | oil cavity inlet oil temperature |
| C _{poil} | J/(kg×K) | | |
| Q ₂ | J/min | $\alpha S(t_{2bd}-t_{1bd})$ | quantity of heat liberating by journal of turbine support into oil cavity |
| α | J/m ² min℃ | | heat transfer coefficient |
| S | m ² | | Journal surface area in oil cavity |
| t _{2bd} | ℃ | | prior to cooling journal temp |
| t _{1bd} | ℃ | | journal final cooling temp |
| Q ₁ | J/min | $C_{pair}G_{air}(t_{2air}-t_{1air})/60$ | |
| C _{pair} | J/(kg×K) | | air specific heat |
| G _{air} | kg/s | | air mass flowrate |
| t _{2air} | ℃ | | inlet air temp |
| t _{1air} | ℃ | | air final temp in oil cavity |
| N _{fr} | J/min | $62.82 \times 10^{-3} n M_{fr}$ | friction horsepower |
| n | rpm | | beraring rpm |
| M _{fr} | N×cm | $9.81 f P \Sigma d/2$ | fritional moment in bearing |
| f | | | frictional coefficient in bearing |
| PΣ | kgf | $(Y P_{ax} + X V P_{rad}) k_r k_t$ | total force acting on bearing |
| P _{ax} | kgf | | axial force acting on bearing |
| P _{rad} | kgf | | radial force acting on bearing |
| k _r | | | safety factor |
| k _t | | | temperature coefficient |
| X | | | radial load coefficient |
| Y | | | axial load coefficient |
| d | cm | | |

오일 유량 계산시 필요한 열전달 해석 계수는 다음표와 같다.

표 4.10 열전달 해석 계수

| Parameter | 단위 | 계산식 | 비 고 |
|-------------|------------------------|---|---------------------------------------|
| α | kJm ² /min | $0.06 \cdot Nu \cdot \lambda t/x$ | |
| λt | W/(m ² K) | | thermal conductivity |
| Nu | | $0.75(Gr \cdot Pr1)0.25(Pr1/Pr2)0.25$ | nusselt number |
| Pr1 | | | prandtl criterion for air if t = tair |
| Pr2 | | | prandtl criterion for air if t = tw |
| Gr | | $g \cdot \beta \cdot Tdel \cdot x^3/vt$ | gross of criterion |
| vt | 106m ² /sec | | kinematic viscosity |
| β | 1/°K | | 1/tair |
| Tdel | °K | | thermal head |
| tair | °K | | air temperature in compartment |
| tw | °K | | gear wall temperature |
| x | m | | gear wall typical dimension |

5.1.2 Oil Pump

5.1.2.1 Oil Pump Type

엔진에서 가장 많이 사용하는 펌프는 Gear type, Vane Type, centrifugal type 의 펌프를 가장 많이 사용한다. 특히 엔진에서 Suction 효율이 좋은 용적형 펌프를 일반적으로 많이 사용한다. 따라서 용적형 펌프에서 사용하는 오일의 점성, 사용압력, 온도에 따라서 펌핑 유량이 결정됨으로 펌프설계시 위 변수를 고려하여 펌프를 설계하여야 한다.

(1) Gear Type Pump

Gear Type Pump는 기어 공간에 오일을 채워서 이송함으로 회전수 및 치형 형상에 따라서 오일공급 유량이 결정된다. 제작기술에 따라서 차이가 발생하지만 Gear Pump는 suction 능력이 매우 우수하다. 통상적으로 펌프 설계시 엔진에서 마찰로 인한 이물질 발생으로 Jamming 현상이 발생할 수 있음으로 과도한 효율(85%이상)을 발생하는 펌프를 설계하지 않도록 해야 한다.

(2) Vane Pump

Vane Pump는 Vane 사이 공간에 오일을 채워서 이송하는 Pump로 Suction 능력은 우수하지만 구조상 단점을 가지고 있다. 즉, 베인이 압력차이가 반경 방향으로 작용하기 때문에 접촉면에서 접촉 Stress가 발생된다. 따라서 작동 Volume에 문제를 발생할 수 있다.

(3) Centrifugal Pump

Centrifugal Pump는 임펠러의 회전에 의해서 작동유가 축방향으로 공급되는 형태의 펌프이다. Centrifugal Pump는 상대적으로 Suction 능력이 떨어짐으로 공급단 앞에 Booster Pump를 설치하는 경우가 많다. 따라서 연료 공급장치처럼 Tank에 Booster Pump가 있는 시스템에서 많이 사용한다.

5.1.2.2 오일 펌프 선정

오일 펌프의 기하학적인 치수를계산하기 위해서는 기어의 이빨수와 모듈을 가정해야 한다. 이때 용적을 증가시키고, 펌프의 크기를 줄이기 위해서는 가능한 최소한의 이빨을 갖도록 해야 한다. 모듈=4, 이빨수=7로 하면 기어의 폭을 결정하기 위해서는 엔진의 오일 요구량과 마진 40%에 해당하는 기어폭을 선정한다.

$$Q = Q_{rq} + Q_{rq} \times 0.4$$

기어펌프 설계 변수는 다음 표와 같다.

표 4.11 기어펌프 설계 계수

| Parameter | 단위 | 계산식 | 비 고 |
|-----------|---------------------|---------------------------------------|-----------------------------|
| Q | l/min | $Q_{cal} \times k_{ef}$ | pump ideal capacity |
| k_{ef} | | | volumetric space factor |
| Q_{cal} | l/min | $Q_{cal}/(6.28 \times 10^{-6} D m n)$ | pump calculated capacity |
| b | mm | | gear width |
| D | mm | | circumferance diameter |
| m | mm | | module |
| n | rpm | | gear rpm |
| N | W | $1.635 \times P_p Q / k \Sigma$ | power on shaft |
| P_p | kgf/cm ² | | pressure difference on pump |
| Q | l/min | | pump capacity |
| k | | | total pump efficiency |
| M | N · m | $0.974 \times 9.81 N/n$ | torque moment on pump shaft |
| n | rpm | | pump rpm |

5.1.2.3 펌프 시동 특성 결정

펌프의 용량은 펌프의 고유 성능이지만 엔진에서 요구하는 오일 공급유량을 충분히 공급해야 한다. 펌프의 토출압력은 오일 유량 조건에 따라서 선택한다. 통상적으로 오일 노즐 양단의 압력차는 3.5+0.5atm의 토출 압력을 유지하도록 펌프의 토출압력을 결정한다. 오일 펌프 시동 특성은 엔진에서 요구하는 기술적인 특성에 따른다.

5.1.3 열교환기 특성 결정

운행시스템의 주요기능중 하나는 엔진 구성품중 마찰로 인한 열발생되는량을 제거하는 기능을 가지고 있음으로 오일에 제한된 온도 이상 올라가지 않도록 해야 한다. 따라서 엔진에서 발생하는 열량에 따라서 cooling 시스템을 설계하여야 한다. Small 엔진의 경우에는 엔진에서 상대적인 발생열이 적음으로 오일 탱크의 주위 공기로 cooling 하거나 엔진 Intake 내부에 오일 냉각핀으로 설치하여 cooling 한다. 엔진의 추력 및 Power가 증가하면 오일의 온도도 상승하므로 특별한 열교환기가 요구된다. 열교환기는 냉각 방식에 따라서 Fuel to Oil, Air to Oil 방식으로 구분한다. Fuel to Oil 방식은 냉매를 엔진 사용되는 연료를 사용하는 방식이고, Air to Oil 방식은 냉매를 주위의 공기를 이용하는 방식이다. Air to Oil 열교환기를 고려하면 열교환기 용량은 엔진에서 발생하는 열을 오일이 수용했을때의 열량을 계산하여 제거시켜야 할 열량을 산정하여 열교환기를 설계한다.

열교환기 설계에 필요한 데이터는 다음 도표와 같다.

표 4.12 열교환기 설계 계수

| Parameter | 단위 | 계산식 | 비 고 |
|--------------|------------------------|-----------------------------------|---|
| Q_{Σ} | kJ/min | $Q_r + Q_{fb} + Q_{rb} - Q_{con}$ | heat to be removed by heat exchanger |
| Q_G | kJ/min | | heat removed by oil in gear box |
| Q_{fb} | kJ/min | | heat removed by oil in front bearing cavity |
| Q_{rb} | kJ/min | | heat removed by oil in rear bearing cavity |
| Q_{con} | kJ/min | $\alpha S(t_{2oil} - t_{air})$ | heat released by oil tank to surrounding medium |
| S | m ² | | oil tank lateral side area |
| α | kJm ² /min℃ | | heat transfer coefficient |
| t_{2oil} | ℃ | | oil temperature in oil tank |
| t_{1air} | ℃ | | surrounding medium max temperature |

5.1.4 Breathing System

엔진이 작동하는 동안 주요 유로의 공기가 베어링 Sump 및 기어 Sump에 seal을 통해서 공기가 유입된다. 엔진 Sump에 공급된 오일이 외부로 누유되는 방지하기 위해서 Labyrinth seal을 장착하지만 주유로의 공기압력은 Sump 보다 높기 때문에 공기가 유입된다. 만일 압축된 공기가 sump에 유입되면 sump의 압력은 증가되고 오일의 온도가 상승되는 현상이 발생한다. 또한 베어링과 기어에 공급되는 오일 자체가 증발되거나 공기와 섞여서 오일 Mist 형태로 되기 때문에 결과적으로 오일은 부피 팽창을 야기함으로 Sump 내부에 있는 오일이 Overfilling 된다. 이로 인해 베어링이 잠기는 현상이 발생하여 Overheating되고, 오일이 엔진 외부로 배출되어 윤활시스템에 Circulation을 방해한다. 따라서 엔진 Sump에서 오일 Mist를 엔진 외부로 배출하여야 하는데 이때 오일은 회수하고 공기만 외부로 배출 시키기 위해서는 공기-오일 분리장치가 필요하게 된다. 오일 소모량의 주원인은 Breathing system에 의해서 좌우됨으로 엔진 윤활시스템 설계시 Sump Seal 장치와 Breathing system을 상호 연관하여 설계하여야 한다. Breathing system은 Static 및 drive centrifugal Breather로 구분하는데 이들은 관성장에서 오일 입자의 크기와 운동에 따라 Mist에서 오일을 분리하는 역할을 한다. Static centrifugal Breather는 Contact Seal 및 온도가 낮은 윤활시스템에 사용한다. 엔진의 작동 온도가 높고 Labyrinth seal을 사용하는 엔진에서는 Drive centrifugal Breather을 사용한다. Drive centrifugal Breather는 다시 다음과 같이 두가지로 구분한다.

- Axial type breather : Mist를 축방향으로 움직여서 오일을 분리함.
- Radial type breather : Mist를 반경 방향으로 회전하여 오일을 분리함.

Axial type breather는 sump에서 임펠러 입구로 유입된 Mist는 압력차이에 의해서 회전하는 임펠러의 블레이드에 오일 Drop 되게하여 오일은 분리되고, 공기는 축방향으로 흐르도록 한다. Radial type breather는 임펠러는 Sump에 설치하여 압력차이에 의해서 임펠러에 유입된 Mist를 원주 방향으로 회전함으로서 오일을 원심력에 의해서 분리되고 공기는 로터의 안을 통해서 외부로 배출된다. Breather의 크기는 오일 Mist 유량에 따라 설계하여야 하며, 오일 Mist의 응고, 증발, 입자 크기는 해석이 불가능하므로 각엔진에 실험적인 방법과 경험에 의해

서 Breather를 선택하여야 한다. 공기중의 오일 Mist 운동은 Mist 크기, 가속에 의존한다. 만일 흐름 조건이 동일하다면 Breather channel에서의 각 Mist의 크기는 다른 속도 및 다른 운동 궤적을 갖는다. 통상적으로 Mist 직경이 $10\mu\text{m}$ 이상은 분리가 가능하지만 $4\mu\text{m}$ 이하는 분리할 수 없다.

5.2 APU 유회시스템

APU 시험리그에 장착되는 유회시스템은 전후방 ball 및 roller 베어링, damper 그리고 금속 마찰되는 부위(spline)의 작동을 원활하게 하기위해 순환형 방식으로 오일을 공급하도록 구성되어 있다. 이번에 제작된 유회공급장치는 엔진 시험용으로 외부에서 오일을 공급하여 엔진하단부의 oil drain port를 통해 다시 오일탱크로 순환하도록 구성되어 있으며, 주 구성품은 오일탱크, 오일펌프, 오일쿨러, 오일필터 및 bypass valve로 되어 있다. 다음 그림은 개략적인 유회시스템 구성도를 보여주고 있다.

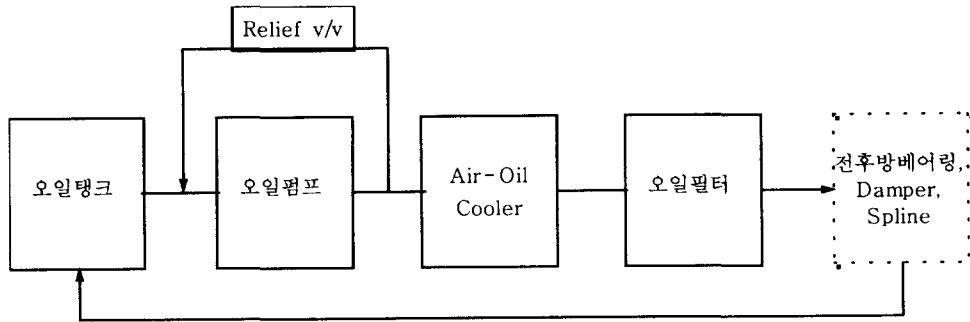


그림 4.23 APU 시험리그용 유회시스템 개략도

5.2.1 윤활유 및 공급방식

본 시스템에 사용된 윤활유 및 베어링에 공급되는 윤활 공급방식은 다음과 같이 선정되었다.

표 4.13 윤활유 및 공급방식

| System type | | 내 용 |
|---------------------|----------|---|
| 윤활공급방식 | 전방 볼베어링 | 각 베어링으로 single oil injection nozzle 을 통해 윤활유 공급 |
| | 후방 롤러베어링 | |
| 적용 윤활유 | | MIL-PRF-23699F |
| Oil jet temperature | 전방 볼베어링 | 80℃(at bearing inlet) |
| | 후방 롤러베어링 | |
| Cleanliness | | 10 μ m main filter |

5.2.2 오일 공급 유량

전후방 베어링에 공급되는 유량은 열전달 해석을 통하여 베어링 온도 및 이에 따른 공급유량을 결정하였다. 베어링 윤활 및 냉각에 필요한 윤활공급은 윤활시스템 설계에 있어서 중요한 파라미터로 공급유량 및 온도에 따라 오일펌프 용량이 결정되어 지고 오일온도에 따라 오일의 냉각여부가 결정되기 때문이다. 본 시스템에서는 오일 냉각방식으로 Air-oil cooling 방법을 사용하였으며, 베어링 요구유량에 따라 오일펌프의 토출유량은 1 l/min로 선정하였다. 베어링에 공급되는 유량(총 0.3 l/m)외 나머지 유량은 댐퍼 및 스플라인의 윤활공급으로 사용되어 진다(마진고려).

표 4.14 베어링 공급유량 및 온도

| 베어링 구분 | 공급 유량(l/m) | 오일온도 및 압력 | 최대 작동온도 |
|----------|-------------|---------------|---------|
| 전방 볼베어링 | 0.15 | 80℃, 3.5~4bar | 143℃ |
| 후방 롤러베어링 | 0.15 | 80℃, 3.5~4bar | 161℃ |

제6절 제어 시스템

6.1 개요

APU 용 전자 제어시스템(Electronic Control System : ECU)은 소형 가스 터빈 엔진을 위한 엔진 제어기(Digital Electronic Engine Controller)로서 특히 엔진시동, 엔진 속도제어, 엔진 출구압력 제어, 엔진정지 및 비상정지 등의 주요 기능을 기본적으로 수행하고, 엔진과 연계되는 주변시스템과의 통신 및 신호교환을 통하여 항공기나 지상장비의 동력원으로서의 우수한 기능을 제공하는데 목적이 있다. 따라서 제어기는 높은 신뢰도를 기반으로 하여야 하며 잦은 시동과 정지의 반복에도 동일한 성능으로 동작하고, 장시간의 운전에서도 발생 될 수 있는 각종 비상상황에 신속히 대처하여 가스터빈 엔진이 믿을수 있는 동력원으로서의 역할을 수행하는데 핵심적인 기능을 담당한다. 또한 본 제어기는 작고 가벼우며 높은 가격대 성능비로서 제작비를 최대한 절감할 수 있어야 하고 엔진과 함께 장착 될 때에는 온도 및 기압, 진동환경에서도 성능의 변함 없이 엔진제어를 적절히 수행하여 주어진 임무를 완수할 수 있도록 하는데 있다.

이러한 디지털 엔진 제어기를 구현함에 있어 본 연구는 DSP(TMS320F240)를 이용한 신호처리 Unit을 중심으로 해서 엔진의 각종 Sensor 신호를 가공하여 제공하는 부분과, 엔진에 장착된 Actuator를 구동할수 있는 신호를 생성하는 부분으로 구성 하였다. 이러한 구조에는 일반적인 제어기 구성에 엔진 제어기만이 가지는 다양하고 특수한 방법들이 사용되었고 이는 현재 사용중인 방법들과 적절히 통합 되었다.

특히 ECU는 PCU와 Generator를 제어하기위한 신호를 주고 받음으로서 엔진의 초기구동 및 모드전환, 비상상황 발생시에 PCU가 해야하는 일을 명령한다.

6.2 설계 및 주요 구성품 선정 기준

금번 ECU에 사용된 설계는 Commercial/Industrial 요구조건을 충족하도록 설계 되었으며 온도 요구조건은 (-0 ~ 75 'C)를 기준으로 부품선정이 이루어 졌다.

제어 시스템의 구성요소중 시스템의 성능을 결정하는 핵심부품인 CPU는 은 최신 DSP(TMS320F240)를 이용하여 설계되었으며, 본 CPU는 TI (Texas

Instrument)사의 Fixed point DSP중에서 digital control 에 적합하도록 설계된 것으로서 특히 Digital Motor Control 에 가장 잘 부합된다. 그리고 이 CPU는 기존 C2xx Core CPU 와 여러개의 주요한 peripheral 들을 1 package 에 통합함으로써 최소한의 외부 device 들만 추가하면 digital controller 로서 충분한기능을 수행하도록 설계 되었다.

특히 본연구를 수행함에 있어서 최종 target board를 구성하기전 필요 software component 개발에는 다음의 Tool이 사용되었다.

- XDS510 PP Emulator, Debugger s/w
- TMS320F240 Evaluation Board
- Fixed Point DSP Assembler, Linker, C Compiler

6.3 시스템 구성

6.3.1 시스템 Block diagram

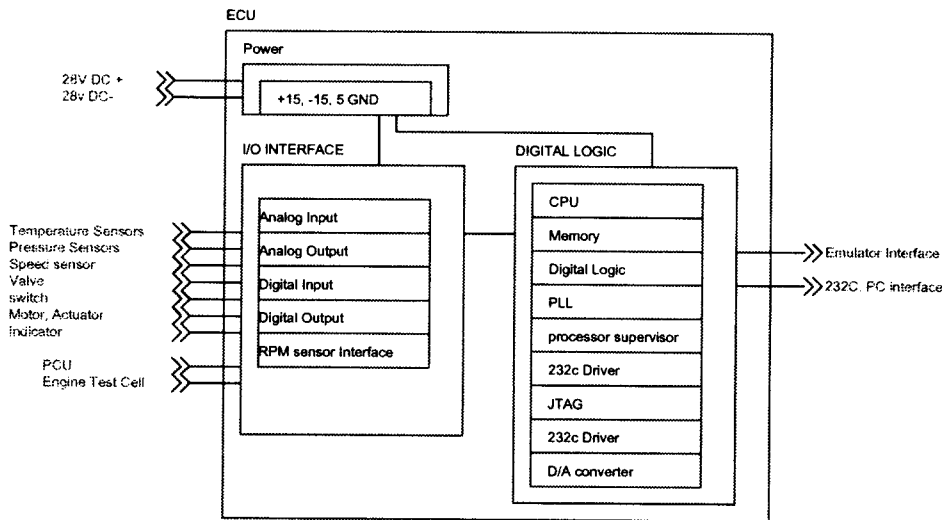


그림 4.24 ECU Block Diagram

6.3.2 입출력 사양

(1) Digital Input

1) ECU <-> DAS (확보channel: 8)

표 4.15 Digital Input(ECU <-> DAS)

| 연번 | Signal Name | Voltage | From | For | Remarks |
|-----|----------------|---------|------|---------|---------|
| 0 | Start | 28 | DAS | Control | |
| 1 | Stop | 28 | DAS | Control | |
| 2 | Style | 28 | DAS | Control | |
| 3 | Crank | 28 | DAS | Control | |
| 4 | Emergency Stop | 28 | DAS | control | |
| 5-7 | Spare | | | | |

2) ECU <-> PCU (확보channel:8)

표 4.16 Digital Input(ECU <-> PCU)

| 연번 | Signal Name | Voltage | From | For | Remarks |
|-----|------------------|---------|------|---------|---------|
| 0 | PCU Ready | 5 | PCU | Control | |
| 1 | PCU Failure | 5 | PCU | Control | |
| 2 | PCU Starting Off | 5 | PCU | Control | |
| 3-7 | Spare | | | | |

(2) Digital Output

1) ECU <-> DAS, 보기류 (확보channel:16)

표 4.17 Digital Output(ECU <-> DAS)

| 연번 | Signal Name | Voltage | To | For | Remarks |
|-------|-----------------------|---------|-------------|------------|---------|
| 0 | Fuel Solenoide On/Off | 28 | Fuel System | Control | |
| 1 | Ignitor On/Off | 28 | Ignitor | Control | |
| 2 | Oil Motor On | 28 | Oil Motor | Control | |
| 3 | BIT | 28 | DAS | Monitoring | |
| 4 | Ready | 28 | DAS | Monitoring | |
| 5 | Ignition On | 28 | DAS | Monitoring | |
| 6 | In Self Sustain | 28 | DAS | Monitoring | |
| 7 | Engine Malfunction | 28 | DAS | Monitoring | |
| 8 | Ready To road | 28 | DAS | Monitoring | |
| 9 | High Oil Temperature | 28 | DAS | Monitoring | |
| 10 | low Oil Pressure | 28 | DAS | Monitoring | |
| 11-15 | Spare | | | | |

2) ECU <-> PCU (확보channel: 8)

표 4.18 Digital Output(ECU <-> PCU)

| 연번 | Signal Name | Voltage | To | For | Remarks |
|-----|---------------|---------|-----|---------|---------|
| 0 | PCU Start On | 5 | PCU | Control | |
| 1 | PCU Start Off | 5 | PCU | Control | |
| 2-7 | Spare | | | | |

3) ECU 자체 (확보channel: 8)

표 4.19 Digital Output(LED)

| 연번 | Signal Name | Voltage | To | For | Remarks |
|-----|-------------|---------|--------|------------|---------|
| 0-7 | LEDO-LED7 | 5 | CPU 내부 | Monitoring | |

(3) Analog Input

1) ECU <-> DAS (확보channel: 16)

표 4.20 Analog Input(ECU <-> DAS)

| 순번 | 신호명 | 측정범위 | 센서종류 | 입력신호 타입 | 비고(용도) |
|------|-----------------|--------------|--|-----------------|---------|
| 0 | PLA | 0-10V | | 0-10V | Control |
| 1 | CIT | -55 ~ 100℃ | RTD PT100, 4WIRES | 78.32 ~ 138.51Ω | Control |
| 2 | CIP | 0 ~ 30 psi | Metal diaphragm pressure transducer | 0 ~ 5VDC | Control |
| 3 | CDP | 0 ~ 100 psi | Metal diaphragm pressure transducer | 0 ~ 5VDC | Control |
| 4 | EGT | 0 ~ 900℃ | Thermocouple (K) | 0 ~37,326μVDC | Control |
| 5 | FOP | 0 ~ 700 psia | Metal diaphragm pressure transducer | 0 ~ 5VDC | Control |
| 6 | OPSW | 0 ~ 5bar | Metal diaphragm pressure transducer | 0 ~ 5VDC | Control |
| 7 | Oil Temperature | 0 ~ 300℃ | Thermocouple (K) | 0 ~37,326μVDC | Control |
| 8-15 | Spare | | | | |

2) ECU <-> DAS (확보channel: 1)

표 4.21 Analog Input(ECU <-> DAS)

| 순번 | 신호명 | 측정범위 | 센서종류 | 입력신호 타입 | 비고 |
|----|--------------|--------------|---------|---------|----|
| 0 | Engine Speed | 0 - 60000rpm | Pick up | Pulse | |

(4) Analog Output

1) ECU <-> DAS,보기류 (확보channel: 8)

표 4.22 Analog Output(ECU <-> DAS)

| 순번 | 신호명 | 출력 범위 | To | 용도 | 비고 |
|----|--|---------|-------------|------------|----|
| 0 | FMD command | 0 - 5 V | Fuel System | Control | |
| 1 | PCU Command | 0 - 5 V | PCU | Control | |
| 2 | PLA, CIT, CIP, CDP, EGT, FOP, PCU Voltage, Engine Speed, PCU Speed | 0 - 5 V | DAS | Monitoring | |
| 3 | | 0 - 5 V | DAS | Monitoring | |
| 4 | | 0 - 5 V | DAS | Monitoring | |
| 5 | | 0 - 5 V | DAS | Monitoring | |
| 6 | | 0 - 5 V | DAS | Monitoring | |
| 7 | | 0 - 5 V | DAS | Monitoring | |

(5) Communication

1) RS232C (ECU <-> DAS)

표 4.23 RS232C (ECU <-> DAS)

| 순번 | 신호명 | 232C pin | 비고 (전송 data) |
|----|-----|----------|----------------|
| 0 | DTR | 4 | |
| 1 | DSR | 6 | |
| 2 | RTS | 7 | |
| 3 | CTS | 8 | |
| 4 | TX | 3 | |
| 5 | RX | 2 | |
| 6 | GND | 5 | |

2) DPRAM (ECU <-> PCU , 확보 1 K, 8 bit)

표 4.24 DPRAM(ECU <-> PCU)

| 순번 | Data | 물리량 | bit value | 비고 |
|----|----------------------|------------|-----------|----|
| 1 | Generator Speed | 0- 6000rpm | 0- 255 | |
| 2 | Generator DC Voltage | 0-700V DC | 0- 255 | |
| 3 | Generator DC Current | | 0- 255 | |
| 4 | Booster Voltage | 0-500V DC | 0- 255 | |
| 5 | Buck Voltage | 0-30V DC | 0- 255 | |
| 6 | PCU Status | | 0- 255 | |
| 7 | | | | |

6.4 주요 구성품

6.4.1 Power부분

입력 28V DC, 출력 +15V, -15V, 5V DC로서 각 구성품에 전원을 공급한다. 특히 외부에서 공급되는 28V Gnd와 5V, 15V용 Gnd 는 분리되며 Analog part 와 Digital Part는 1Point single ground 되어 noise 영향을 최대한 배제한다. 또한 digital용 5V에서 발생하는 digital noise가 analog용 5V에 영향을 미치지 않도록 filtering 시킨다.

6.4.2 CPU 부분

TMS320F240 CPU의 주요 기능들은 다음과 같다.

- Instruction cycle time : 50nS
- 544 Words x16 Bits of On-Chip Data/Program Dual-Access RAM
- 16K Words x 16 Bits of On-Chip Program Flash EEPROM
- 224K Words x 16 Bits of Total Memory Address Reach (64K Data, 64K Program and 64K I/O, and 32K Global Memory Space)
- 12 Compare/ Pulse-Width Modulation (PWM) Channels
- Three 16-Bit General-Purpose Timers With Six Modes, Including Continuous Upand Up/ Down Counting
- Three 16-Bit Full-Compare Units With Deadband
- Three 16-Bit Simple-Compare Units
- Four Capture Units (With Two Quadrature Encoder- Pulse Interface Capability)
- Dual 10-Bit,8 channel Analog-to-Digital Conversion Module
- 28 Individually Programmable, Multiplexed I / O Pins
- Phase-Locked-Loop (PLL)-Based Clock Module
- Watchdog Timer Module (With Real-Time Interrupt)
- Serial Communications Interface (SCI) Module
- 1 Serial Peripheral Interface (SPI) Module

- 6 (Power Drive Protect, Reset, NMI, and Three Maskable Interrupts)
- Four Power-Down Modes for Low-Power Operation
- Scan-Based Emulation

CPU supervisor는 초기 CPU on 시 그리고 운용도중 공급되는 power가 4.5V 이하로 떨어질 경우 대략 200ms 의 delay를 가지고 system을 reset 시킨다.

6.4.3 Memory

Program 은 기본적으로 운용시에 내부 16kbyte flash memory 에 위치하며 Data memory 또한 512 byte의 내부 SRAM을 사용한다. Program 개발 시에 flash memory에 쓰는 번거로움을 피하고, data memory 부족 시 이를 보충하기 위하여 외부에 64kbyte의 SRAM을 추가한다.

6.4.4 D/A Conversion

CPU에서 출력하고자 하는 Digital 값을 8bit, 8channel AD7228을 사용하며 변환하며, 이 출력으로 Actuator Command를 제공하고 여분으로 Engine Test System에서 내부 변수값을 보고자 할 때 수단으로 사용된다. D/A converter 출력단에 추가된 analog switch는 초기 reset후 CPU initialization 하기 전에 D/A converter가 가질 수 있는 임의의 값에 의한 출력을 배제하기 위함이다.

6.4.5 A/D Conversion

여러 종류의 sensor로부터 들어오는 다양한 형태의 신호를 CPU내부에 있는 A/D converter가 인식 할 수 있는 0-5V 형태로 변환한 다음 동시에 2 channel 씩 읽어 들인다. 각종 Pressure sensor로부터 입력되는 신호는 conditioning이 되어서 ECU 에 들어오므로 별도의 회로가 필요치 않으나 Thermocouple은 전용 IC (AD595)를 사용하여 Conditioning 하였다. RTD로부터 입력되는 신호는 외부에서 제공되는 1mA전류가 RTD에 걸리는 전압을 Instrumentation OP-Amp를 이용하여 측정하였다.

6.4.7 RPM Sensing

Magnetic Pickup Sensor에서 들어오는 미약한 신호를 conditioning 하여 Pulse 로 바꾼 다음 optocoupler를 이용하여 ground를 분리시키고 이를 다시 counter가 일정기간 동안의 개수를 세기 위해서는 update rate를 높여야 한다. PLL 회로를 이용하여 들어오는 pulse를 16 배 채배 함으로서 매 10 ms 마다 읽는 pulse 개수를 키워준다. 그리하여 CPU내부의 counter가 pulse 개수를 count 하여 s/w 에 의해 최종 RPM 값을 계산한다.

6.4.8 Digital I/O

Digital Input은 외부에서 들어오는 28V입력을 optocoupler를 이용하여 5V level로 변환한 다음 이를 latch를 이용하여 CPU가 원하는 시점에 읽어 들인다.

Digital Output은 CPU에서 쓰여진 값이 Latch에 저장되고 이값이 line driver를 이용하여 각각의 relay입력으로 전달되어 최종적으로 28V 출력이 외부로 전달된다.

6.4.9 232C Communication

CPU 내부에 있는 Serial Communication port (SCI)를 이용하며 SCI출력을 232C line driver(MAX232A)를 이용하여 level을 변환시켜 준다.

232C는 flash memory에 새로운 program을 쓰고자 할 경우 와 engine 운용도중에 ECU, PCU, Engine의 상태를 monitoring할 때 사용된다.

6.4.10 JTAG

Industrial standard 인 JTAG emulation을 지원하기 위해서 TMS320F240 CPU는 별도의 pin을 제공하므로 이를 외부와 connector를 통하여 연결하기만 하면 된다.

Program 개발시에는 Emulator를 직접 JTAG connector 와 연결한다.

6.4.11 PCU interface

ECU는 PCU와 digital input 8 channel, output 8channel, 1Kbyte의 DPRAM으로 신호를 주고 받는다. Start/Stop, Emergency등의 즉각적인 반응을 요구하고 신뢰도가 높아야 하는 신호들은 5V digital 신호로 주고받고, 서로 공유해야 하는 상태변수, analog 값 등은 DPRAM을 통해 주고 받는다.

6.4.12 Address decoding and wait generation

CPU 외부 device(memory, DI/O, D/A)는 IC의 chip selection을 위해서 CPU에서 나오는 각종 control signal 과 Address 신호를 이용하여 이를 생성하여 주어야 한다. 또한 CPU 수행속도에 비해 외부 device는 수행속도가 느리므로 read/write시에 device 가 준비되는 동안만큼 CPU는 기다려 주어야 한다. 위의 2가지 기능을 제공할 목적으로 GAL22V10을 이용하여 programming 한다.

Program은 ABEL 6.0을 이용하여 programming하고 test vector를 이용 simulation 하여

그 결과를 미리 검증하였다.

6.4.13 엔진 Wire-harness

ECU는 엔진sensor, Actuator 등과 연결될 때 noise를 방지하기 위하여 반드시 shielded cable을 사용한다. 이 shield는 반드시 28V 외부 공급전압line의 shield를 통해서 earth처리 되어야 한다.

6.5 Firmware 구성

ECU의 전체적인 flow는 그림 4.25와 같으며 각 세부 flow중에서 Firmware에 포함되는 routine은 다음과 같다

- System Initialization
- RPM Calculation
- Digital Input
- Digital Output

- Analog Input
- Analog Output
- 232C Communication

제어로직 관련 부분은 다음절을 참조.

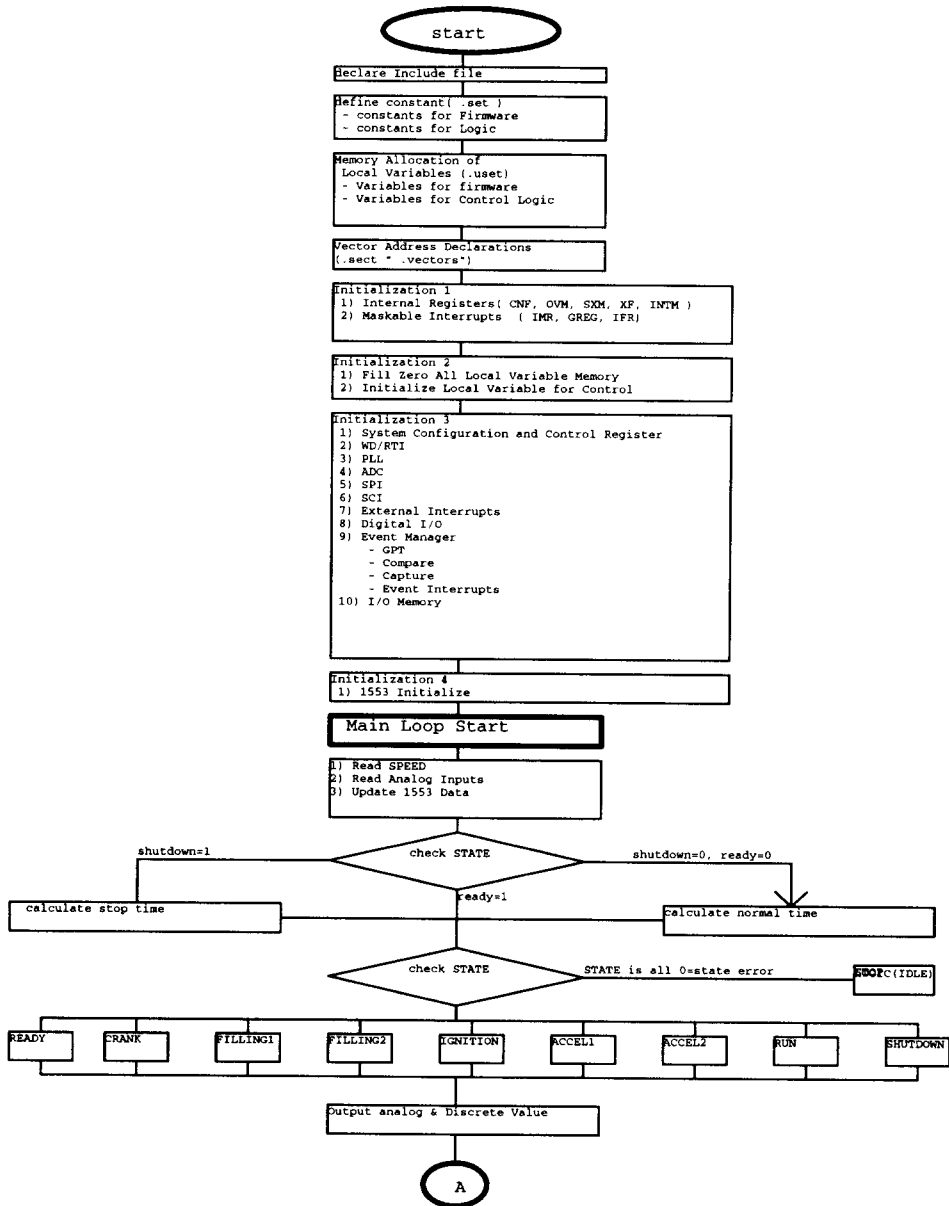


그림 4.25 Flow chart A

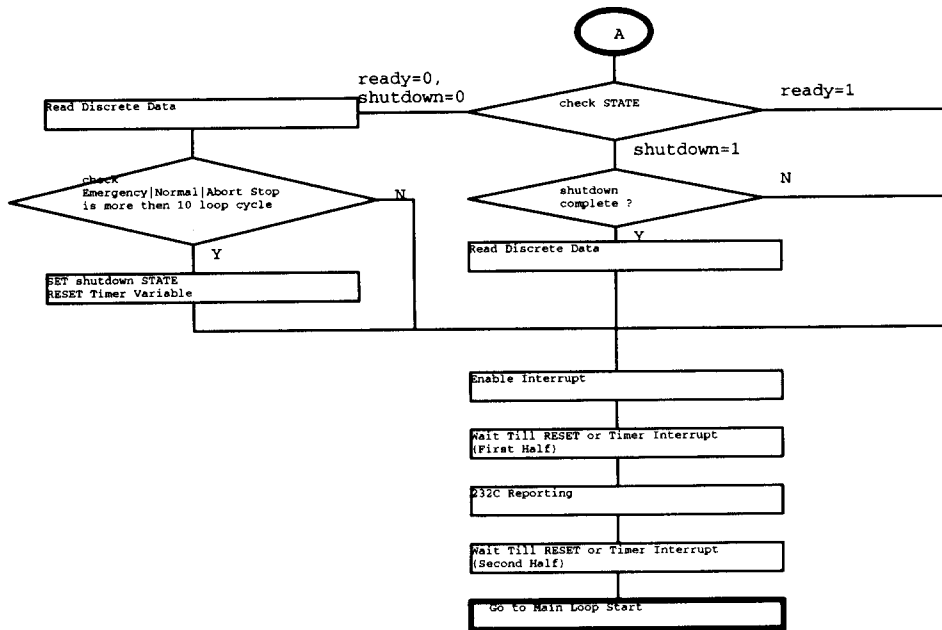


그림 4.26 Flow chart B

제7절 제어 로직

7.1 개요

APU(보조동력장치) 는 가스터빈이라는 비선형 기계 장치와 고속 제너레이터의 전기 장치가 결합된 전기 기계적 장비라고 할 수 있으며, 이의 원하는 성능을 얻기 위하여 전자식의 제어장치를 이용하여 전 구간을 강인성에 바탕을 둔 제어 알고리즘으로 제어 될 수 있도록 구현하는 기능이 제어로직이다.

본 로직은 가스터빈 자체의 가속/정속 제어 기능과 발전기와의 연동으로 발생되는 부하 제어의 기능을 동시에 보유하고 있어야 하며, 엔진 자체의 치명적 제한 요소인 운영 제한 요소들과 서지 등의 현상으로부터 엔진과 기타 장비를 보호할 수 있도록 설계되어야 한다.

본 보고서는 상기와 같은 임무를 구현하기 위한 기본적인 topology를 제시하여 앞으로의 로직구현 방향을 설명하는 것을 목적으로 한다.

7.2 APU의 수학적 모델링(부하가 걸리지 않을 경우의 모델)

주어진 시스템을 제어하기 위해서는 시스템에 대한 수학적 해석이 필요하다. 이 수학적 해석을 바탕으로 하여 여러 가지 제어방법을 고려할 수 있으며 이 수학적 모델은 제어시스템 설계의 기본적인 작업이 된다. 시스템을 해석하여 수학적 모델을 얻는 과정을 수학적 모델링 과정이라고 하며 미분방정식으로 수식화된다. 모든 시스템은 비선형 시스템이기 때문에 실제로 적용하는 데에는 매우 복잡한 과정이 필요하므로 제어시스템 설계 시에는 이를 선형화한다. 선형화된 시스템 방정식은 라플라스 변환을 통하여 대수적 표현인 전달함수로 나타낼 수 있다. 결국 제어시스템의 수학적 모델링이란 이 전달함수를 얻는 과정이라고 생각하면 된다.

시스템 해석은 각 시스템의 시험을 통하여 비교적 정확하게 수학적 모델링을 진행할 수 있다. APU는 현재 시스템 개발 단계에 있으므로 실질적으로 운용할 대상을 가지지 못한다. 이런 이유 때문에 이 시스템에 대한 수학적 해석을 하기 위해서는 다른 방법을 이용하여야 한다. 즉, 성능 파트에서 해석된 엔진 성능 데이터를 이용하여 APU의 가스터빈 시스템에 관한 수학적 모델을 도출하여야 하며, 현재 상기 개발 엔진에 대한 수학적 모델링은 완료된 상태이다.

APU는 비선형성이 크기 때문에 특정 엔진속도에서의 선형 방정식을 얻고 이를 근사화하는 방법을 이용한다. 일반적인 뉴턴 방정식은 2차미분방정식으로 표현이 되는데 APU의 선형방정식은 무부하 조건 제어의 경우 속도를 기본 제어 파라미터로 선정하므로 힘에 대한 1차 방정식으로 근사화될 수 있다. 이렇게 근사화된 선형방정식에 대하여 시스템의 특성을 나타내는 각종 측정 파라미터와 출력 파라미터 그리고 제어 파라미터들은 성능 데이터를 이용하여 구하였다.

7.3 APU의 제어시스템 기본 설계

무부하 조건에서의 APU제어 로직은 기본적으로 공급 연료량에 대한 엔진의 상대 속도로 정의되며, 이를 위하여 연료 공급 장치의 수학적 모델을 바탕으로 천이 상태와 정속 상태에 대한 tracking control이 가능하도록 보상기 또는 제어기(regulator)를 설계하여야 한다. 일반적으로, 연료공급 시스템의 수학적 모델은 periodic type의 전달함수로 표현되어지는데, 여기에 APU자체의 수학적 모델을 고려하여 settling time과 overshoot를 감안하면 PI보상기를 사용할 경우 전체 시스템을 안정화 시킬 수 있다. 물론, 부하상태를 고려한 제어기에서는 상기와는 달리, power를 기본으로 하는 모델링 해석이 이루어 wu야하며, 이에 대하여 공급 연료량과 엔진 속도를 함수의 변수로 처리하여야 한다. 이 경우 PI보상기로는 그 성능 제어를 만족하지 못할 수도 있으나, 이는 차후 부하/무부하 동시 제어기 설계에 새로 디자인 하는것으로 하겠다.

결론적으로 무부하 상태에서의 APU제어는 일반 가스터빈엔진의 속도 제어와 동일하며, 이를위하여 SISO(Single Input Single Output)로 모델링된 전체 시스템을 속도 feedback처리를 통한 PI계열 제어 방식 적용으로 엔진의 tracking error를 최소화하는 것을 목표로 한다.

7.4 APU와 고속 제너레이터간의 제어 시퀀스 설계

APU의 실질적 운영에 있어서, 별도의 시동 터빈이나 시동기가 존재하지 않는 상태에서 고속 제너레이터와 전기 점화기를 이용하여 엔진을 정상시동 시키는 운영 순서를 정의하는 것이 제어의 시동 구간을 위한 설계 임무의 하나라고 하

겠다.

현재까지 정의된 제어 시퀀스를 보면 다음과 같다.

1. PCU (Power Control Unit)를 통한 HSG(High Speed Generator)상태 점검
2. PCU로 부터의 OK신호 ECU(Engine Control Unit)로 전달
3. 사용자에게 의한 시동명령 하달 (ECU로 하달)
4. ECU에서의 PCU로 시동 명령 하달
5. 배터리를 이용한 HSG의 motoring mode 운영
6. 연료 밸브, booster pump 및 연료 공급용 모터 ON 명령 하달
7. 엔진 rpm 15%(미확정)도달 시 엔진 점화 시도
8. EGT온도가 150°C 이상 상승 시 가속 모드로 전환 (가속이전->연료량 일정)
9. 50%rpm (미확정)에서의 ECU로부터 PCU로의 motoring off명령 하달
10. 100%rpm도달 후 steady state mode제어로 전환

상기의 시퀀스에서 알 수 있듯이 엔진의 제어 로직은 이 로직을 탑재한 ECU와 고속 제너레이터의 성능 제어를 담당하는 PCU사이의 긴밀한 연동(interface)을 통하여 구체화 될 수 있으며, 이 연동과 관계된 시퀀스의 설계는 실제 시험 시 수정/변경되어야 한다.

7.5 결론

앞에서 살펴 본 바와 같이 APU의 무부하 제어 로직은 부하 상태의 제어 로직과 그 근본 성질에서 차이를 보이나, APU엔진 자체의 성능 점검 및 PCU와의 연동, 기본적인 보상로직의 확인등 기본적인 모든 성능의 확인을 가능케 할 수 있으며, 차후의 부하 조건 제어 로직 설계에 주요하게 이용 될 기초 데이터들의 확보에도 큰 도움을 줄 수 있다.

엔진의 성능해석 데이터들과 연료 시험을 통한 보기류들의 모델을 이용한 보상기의 설계치를 시험에 바로 적용하는 관계로, 엔진 시험 시 엔진의 연료유량에 대한 critical gain test를 실시하여야 하며, 이를 통하여 정밀한 제어 게인의 확정이 있을 예정이다.

제 5 장 핵심 구성품 성능시험

제1절 압축기

1.1 개요

가스터빈 엔진의 성능은 압축기의 성능에 의해 크게 영향을 받는다. 따라서 압축기 성능시험은 가스터빈 엔진 개발과정에서 필수적인 과정이다. 본 장에서는 보조동력장치용으로 설계/제작된 단단 원심 압축기의 성능시험과정에 대하여 기술하였다.

1.2 압축기 성능시험기

1.2.1 성능시험기 구성

압축기 성능시험기는 터빈으로 구동되는 개방유로형으로서 그림 5.1-1과 같이 구성되어 있다. 공기는 380 kW의 공기압축기에 의하여 최대 400 kPa까지 압축된 후 2단의 전기히터에 의해 620℃까지 가열된다. 가열된 공기는 구동터빈을 통해 대기로 팽창되면서 단일 회전축으로 연결된 압축기를 구동시킨다. 압축기 구동용 터빈과 축 계통은 현재 선박용으로 사용되고 있는 터보차저(NR-15R)로서 최대 회전수는 약 61,000 rpm이며 회전수는 스로틀밸브(PCV-2)에 의해 조절된다. 터빈 팽창조절밸브(PCV-5)는 터빈이 시동될 때 급격한 회전수 증가에 의한 축 계통 손상을 방지하기 위한 안전밸브이다. 대기로부터 압축기로 유입된 공기는 압력제어밸브(PCV-3, PCV-4)에 의하여 압력이 조성되며 유로하류에는 압축기가 서지상태로부터 신속히 벗어나기 위한 서지안전밸브(PCV-6)를 설치하였다. 그림 5.1-2는 설치 완료된 압축기 성능시험기를 나타낸 것이다.

▶ 주요사양

- 구동형식 : 터빈 구동형
- 최대 가열온도 : 620℃ (2단 전기히터, 700 kW)
- 공기공급원 : 3단 원심형 압축기 (380 kW, 최대 압력 400 kPa)

- 구동부 : NR-15R 터보차저
- 최대 회전수 : 61,000 RPM
- 시험기 최대유량 : 1.5 kg/sec

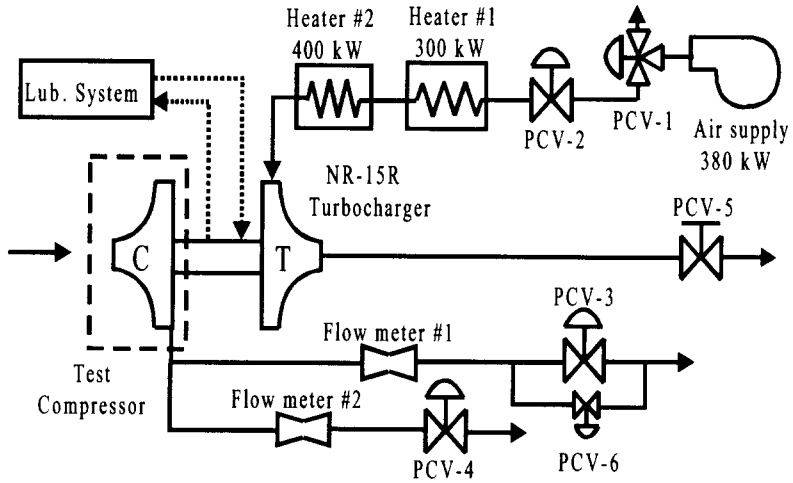


그림 5.1-1 Schematic diagram of a test facility

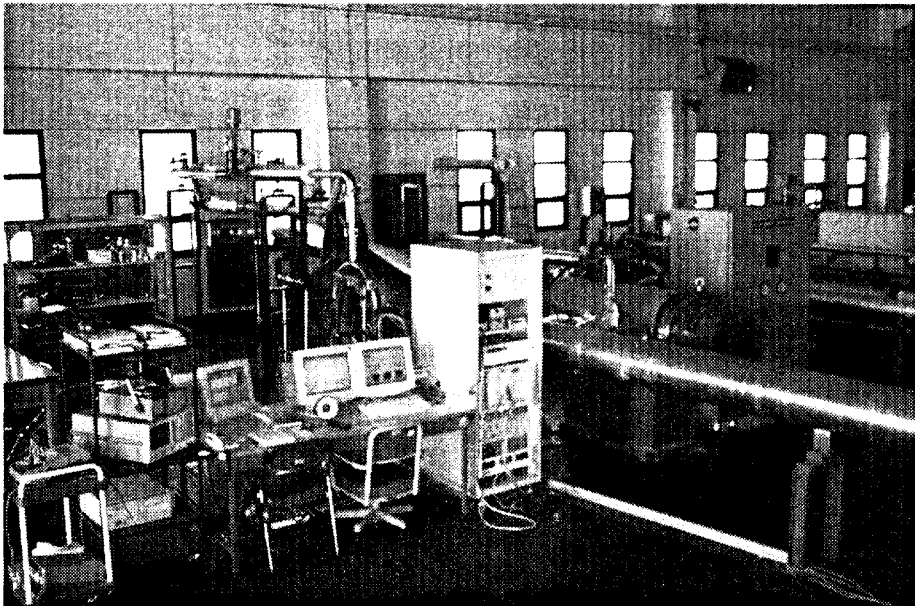


그림 5.1-2 APU compressor test facility

1.2.2 터보차저 (NR-15R)

압축기 구동용 터빈과 축 계통에 사용된 터보차저는 MAN B&W사의 반경류형 터보차저(Radial-flow turbocharger) NR-15R을 사용하여 압축기 시험설비에 사용할 수 있도록 압축기 장착부와 축계통을 변경하여 설치하였다. 그림 5.1-3은 NR-15R 터보차저를 나타낸 것이고 표 5.1-1은 사양을 나타낸 것이다.

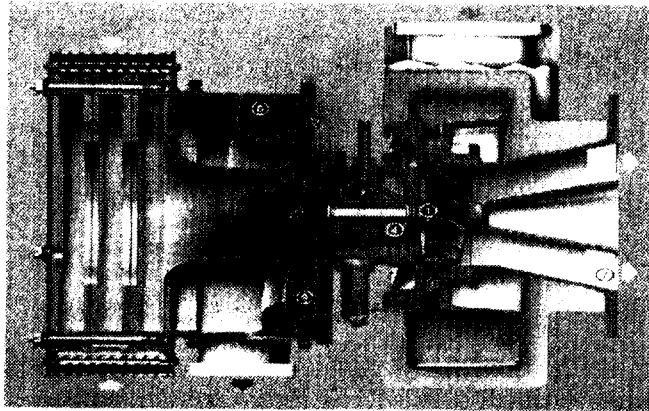


그림 5.1-3 NR-15R 터보차저

표 5.1-1 NR-15R 터보차저 사양

| Parameters | NR-15R |
|------------------------|---|
| Max. pressure ratio | 4.0 |
| Design pressure ratio | 3.16 |
| Max. permissible speed | 57,000 rpm |
| Design speed | 48,150 rpm |
| Working speed | 35,000~45,000 rpm |
| Max. air flow | 0.69 ~ 1.45 m ³ /sec |
| Design air flow | 1.158 kg/sec |
| Max. intake volume | @ Pr = 3.0, 0.69 ~ 1.45 m ³ /sec |
| Output range | 400 ~ 800 kW |
| Design TIT | 470°C |
| Max. permissible TIT | 650°C |
| Oil pressure | 1.5±0.2 bar |
| Total efficiency | @ Pr = 3.0, 62% 이상 |

NR15/R151 터보차저는 압축기, 디퓨저, 터빈, 터빈 노즐, 회전축, 압축기 케이싱, 터빈 디퓨저 노즐 등으로 구성되어 있다. 압축기 성능시험기의 구동용으로 사용하기 위한 구조변경으로는 먼저 터보차저 압축기 및 디퓨저와 입구휠터부를 제거한 후, plenum을 설치하기 위하여 그림 5.1-4와 같이 압축기 케이싱을 직경 286mm인 지점을 기준으로 절단하여 절단면에 나사산 가공을 하였다. 터보차저 압축기를 제거한 곳에 APU 압축기를 설치하였다. APU 압축기의 크기가 터보차저 압축기의 직경보다 작기 때문에 터보차저 케이싱 내부면에 대한 수정작업을 수행하였다. 즉, 기존의 터보차저 압축기와 케이싱 벽면 사이에 설치된 labyrinth seal 부분을 제거한 후, APU 압축기에 설치된 labyrinth seal과 상관된 케이싱 부분에 새로운 labyrinth seal을 설계하여 장착하였다. 또한, APU 압축기의 축방향 길이가 터보차저의 길이 보다 짧기 때문에 터보차저에서 사용하고 있는 압축기를 축에 고정시키는 carrier를 그대로 사용하지 못하고 새로운 구조의 carrier를 설계하여 설치하였다.

APU 압축기를 터보차저의 축에 연결하는 과정에서 가장 문제가 되었던 점은 회전축계통에 대한 동적 발란싱이었다. APU 압축기 임펠러는 터보차저의 임펠러 보다 비록 크기는 작지만 재질이 17-4PH 계열의 스테인리스 금속인 관계로 무게가 터보차저의 임펠러에 비해 약 1.8배 정도 무겁기 때문에 터보차저의 조립 방법을 따라 조립한 결과 unbalanced weight가 약 350mg 이나 되어 고속회전에 부적절한 것으로 판명되었다. 이를 해결하기 위하여 APU 압축기 임펠러의 축이 체결되는 부분 내면 전후에 축직경 직진도를 유지하기 위한 끼워맞춤용 spacer를 설치하였다. 이 결과 동적 발란싱 검사에 의한 unbalanced weight가 약 22mg으로 매우 우수하게 나타났다. 한편, APU 임펠러의 조립은 축과 고정된 터빈 로터부가 터보차저 케이싱에 장착된 후, 압축기 임펠러가 최종적으로 설치되어야만 하기 때문에 동적발란싱이 완료된 상태의 압축기 임펠러와 터빈이 고정된 축계통이 조립된 상태를 해체하여 다시 압축기 임펠러를 조립해야 하기 때문에 재조립체에 대한 발란싱 결과를 확인해야 한다. 터보차저 케이싱에 압축기 임펠러를 설치한 후, 동적발란싱을 하기가 현실적으로 불가능하기 때문에 분해/조립에 의한 동적발란싱을 반복적으로 5회 실시하였다. 표 5.1-2는 5회 반복 실시한 동적 발란싱 결과를 평균한 값을 보여주고 있다.

표 5.1-2 회전체 동적 발란싱 결과

| PART | | MEASURE OF UNBALANCE | | |
|--------------------|-----------|----------------------|--------|--------|
| | | LIMIT | BEFORE | AFTER |
| LEFT (R1 SIDE) | ANGLE | 0.090g | 262 | 82 |
| | UNBALANCE | | 0.099g | 0.005g |
| RIGHT (R2 SIDE) | ANGLE | 0.090g | 152 | 149 |
| | UNBALANCE | | 0.480g | 0.022g |

※ < 적용 : ISO 1940, KS B 0612, G2.5, R1=50mm, R2=47mm >

그림 5.1-4는 NR15/R151 터보차저 케이싱에 APU 압축기 임펠러가 조립된 상태를 나타내고 있다. 터빈로터와 압축기 임펠러 후면에는 압축공기가 터보차저 케이싱 내부로 유입되는 것을 방지하기 위한 labyrinth seal이 설치되어 있다. 압축기로 유입되는 공기는 앞서 언급한 바와 같이 굴곡진 유로를 통해 압축기 임펠러로 유입된다. 압축기 임펠러 끝단 후면에는 고압의 공기가 압축기 임펠러 후면으로 유입되는 것을 방지하기 위하여 3단으로 구성된 labyrinth seal이 설치되어 있는데 이는 압력상승에 따른 축방향 하중을 최소화 하기 위함이다. 압축기 성능시험기 구성에 있어서 축방향 하중은 매우 중요한 요소가 된다. 즉, 축방향 하중이 축계통에 설치되어 있는 thrust bearing 하중보다 크게 발생할 경우 과도한 하중에 의해 thrust bearing이 파손되어 구동부 전체가 손상을 입는 결과를 초래한다. 또한, 설계에 적용된 갭간격을 유지하지 못하기 때문에 실제 성능시험 결과는 이론치에 비하여 갭간격 확대에 따른 압축기 성능이 저하되기 때문이다.

압축기 임펠러 출구를 지난 유동은 채널형 디퓨저를 통하여 확산되어 정압력 상승효과를 나타낸다. 동압력이 정압력으로 변환되는 plenum chamber는 도우넛 모형으로 구성되어 있으며 각 90° 방향으로 외부로 유출되어 다시 하나의 유로를 통해 외부로 배기된다. Plenum chamber의 출구를 4방향으로 구성한 것은 배기유로에 따른 plenum chamber의 압력을 가능한 균일하게 유지하기 위함이다. 이상적으로는 출구의 수가 많고 plenum chamber 내부에 반경방향으로의 유질을 균일하게 하기 위한 porous plate와 같은 flow conditional element들이 설치되어야 하지만 기하학적 조건이 협소하기 때문에 이로 인한 마찰손실이 커질 것이 우려되어 일단은 설치하지 않았다. 성능시험에는 plenum chamber의 외벽에 반경방향과 원주방향으로 더 많은 압력공을 설치하여 plenum chamber에서의 압력 분포상태를 검증하는 절차가 필요할 것으로 판단된다.

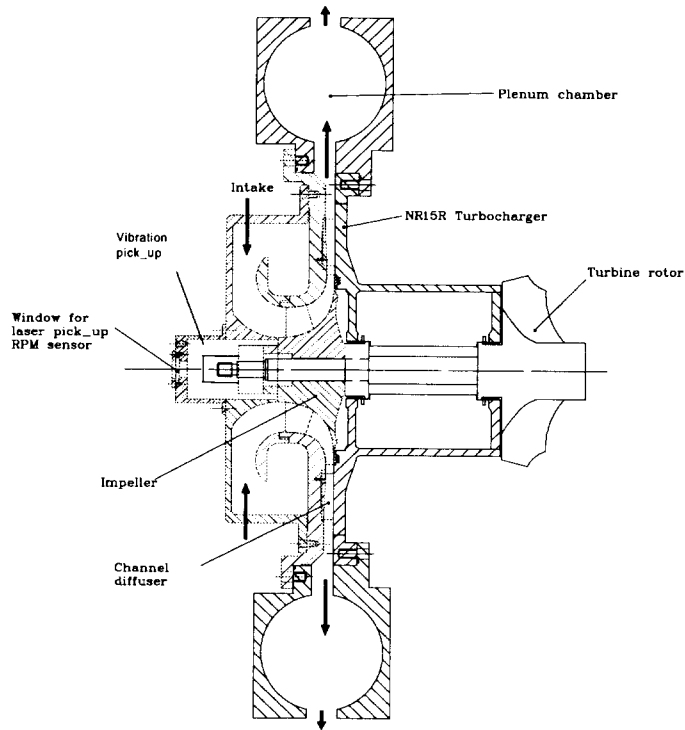


그림 5.1-4 압축기 성능시험기 시험부

압축기 케이싱은 3부분으로 구성되어 조립되어 있다. shroud casing과 plenum chamber 사이에는 갭간격을 조절할 수 있도록 박판을 설치하며 굴곡진 입구형태를 모사하기 위한 유입관을 shroud casing에 고정시킬 수 있도록 설계하였다. 고속회전에 따른 회전수와 진동 그리고 axial displacement를 측정하기 위하여 압축기 축계통 끝단에 cap을 설치하였다. 이 cap 선단에는 근접센서와 레이저를 이용한 회전수를 측정하기 위한 나사와 투명유리창이 설치되어 있다. Cap 측면에는 회전축의 진동을 측정하기 위하여 X-Y 방향으로 두 개의 근접센서를 설치할 수 있도록 설계하였다.

APU 압축기는 최대 61,000 RPM까지 고속회전하기 때문에 진동상태를 세심히 관찰해야 한다. 특히, 터보차저의 압축기에 비해 APU 압축기의 무게가 무겁기 때문에 이에 따른 축하중 중심부의 이동 및 축방향 하중의 변화가 진동현상에 상당한 영향을 끼칠 것으로 예상된다. 따라서 시험시에는 진동뿐만 아니라 축계통에 공급되는 윤활유의 입출구온도와 베어링부의 온도변화를 유심히 관찰하면서 회전수를 증가시켜야 할 것으로 판단된다.

또한, APU 압축기의 설계점 압력비가 터보차저의 압축기 압력보다 1정도 높은 관계로 이에 따른 축방향 하중이 증가될 것으로 예상된다. NR15/R151에는 별도의 축방향 지지를 위한 thrust 베어링이 설치되지 않고 원통형 패드 베어링으로만 반경방향 및 축방향 하중을 지지하는 구조로 되어있는 바, 축방향 하중에 의한 axial displacement가 예상치인 0.3mm 보다 크게 나타날 것으로 판단된다. 따라서, 본 시험에 앞선 예비시험 단계에서는 압축기 임펠러의 갭간격을 0.6mm로 충분히 유지한 상태에서 회전수와 압력비를 서서히 증가시켜 최대 속도인 61,000 RPM까지 상승시켜야 할 것이다.

1.2.3 공기공급장치

시험설비중 압축공기를 공급하는 유량공급장치는 2단 원심형 임펠러로 구성된 공기압축기(Ingersol-Rand, Model CV35M2)로서 500 HP의 출력을 갖는 전기모터에 의해 구동된다(그림 5.1-5). 압축기 구성은 주구동 모터에 의해 2개의 피니언 기어가 각각의 임펠러를 구동하여 압축공기를 발생시키는 구조로서, 각 압축단 사이에는 중간냉각기가 설치되어 있다. 또한 압축기의 운전은 micro-controller에 의해서 구동된다. 운전방식은 자동 2중 제어모드와 모듈레이트 제어로 나눌 수 있다. 자동 2중 제어방식은 토출압력값이 미리 설정된 최대압력과 최저압력사이의 값을 유지케 하는 방식이며, 모듈레이트 운전방식은 토출되는 압력이 설정된 압력과 동일하게 운전되는 방식으로서 일정한 압력을 지속적으로 유지해야 할 경우에 사용한다.

운전제어모드와 변환은 압축기 전면 운전 panel에 설치되어 있는 micro-controller에 의해서 간단히 이루어지며, surge발생에 의한 기계적 손실을 방지하기 위한 surge방지 회로가 내장되어 있어 surge발생이 감지되면 즉시 무부하 운전상태로 변환되는 안전장치가 설치되어 있다. 다음 표 5.1-3 에 압축기의 제원과 특성을 간단히 나타내었다.

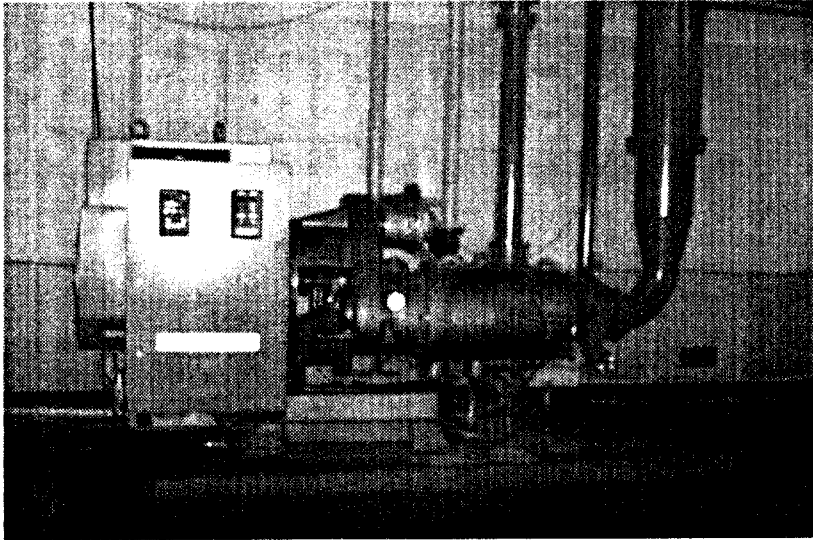


그림 5.1-5 공기공급장치

표 5.1-3 공기공급장치 제원

| Gas | Air |
|--|--------|
| Nominal Inlet Capacity (m ³ /min) | 100.23 |
| Barometric Pressure (kg/cm ² (A)) | 1.033 |
| Inlet Pressure (kg/cm ²) | 1.012 |
| Relative Humidity (%) | 60 |
| Inlet Temperature (°C) | 30 |
| Discharge Pressure (kg/cm ² (A)) | 4.10 |
| Rated Speed (RPM) | 3575 |
| Max. Discharge Mass flow rate (kg/sec) | 2.1 |
| Cooling Water Inlet Temperature (°C) | 32 |
| Cooling Water Flow (l/min) | |
| 1st Stage Air Cooler | 158 |
| Aftercooler | 182 |
| Oil Cooler | 95 |
| Total (All Coolers) | 435 |

1.2.4 전기히터

공기가열용 heater는 2단으로 구성되어 있는데 1단 heater는 0.5kg/s의 유량을 최대 400℃ 상승시킬 수 있으며 온도조절을 용이하게 하기 위해 분할형 코일을 여러 개 사용하며 300 kW의 용량을 가지고 있다. 2단 heater는 용량 400 kW이며, 이 두 개의 heater를 통하여 터빈으로 공급되는 공기는 최대 620℃까지 가열된다(그림 5.1-6).

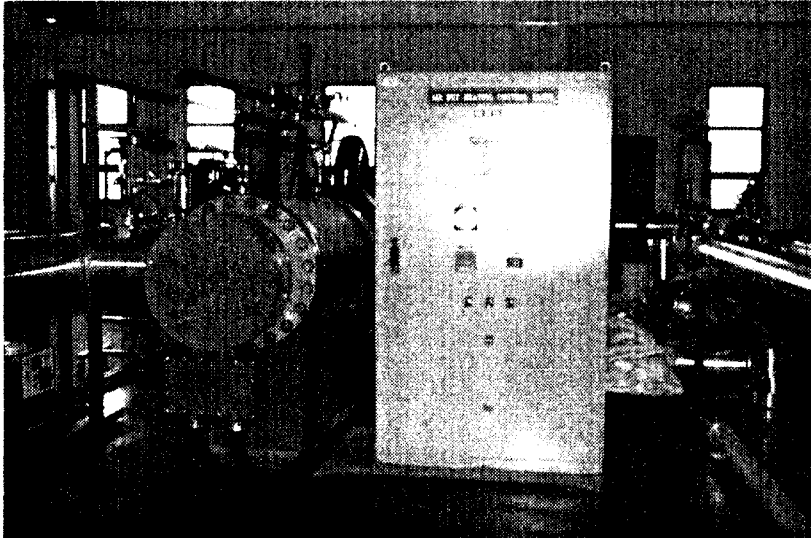


그림 5.1-6 전기히터

1.3 측정항목 및 측정장치

1.3.1 측정항목

- 온도 : 16 channel (K-type thermocouple)
- 압력 : 48 channel (Scanivalve system)
- 천이압력 : 2 channel (Kulite pressure transducer)
- 회전수 : 비접촉 Laser tachometer
- 틱 간극 : 2 channel (Proximity probe)

전반적인 압축기 성능을 평가하기 위해서 압력과 온도를 측정하였다. 측정 위치는 그림 5.3과 같이 대기상태로부터 압축기 출구까지 몇 개의 단계로 구분하였다. 압축기 입구에서는 4개의 전압력 및 정압력과 정온도를 측정하였으며 임펠러와 디퓨저 출구에서 4개의 정압력과 압축기 출구에서 4개의 전압력 및 온도를 측정하였다. 운용중의 틱 간극 측정을 위해 그림 5.1-3과 같이 임펠러 날개 선단의 슈라우드 외벽과 압축기 회전축 선단에 설치된 근접센서를 사용하였다. 그림 5.1-4는 측정장치들이 장착된 시험부를 나타낸 것이다.

1.3.2 측정장치

▶ 온도 측정

온도 측정에는 K-type thermocouple(온도범위: -200 ~ 1250 oC)이 사용되었다. Thermocouple로 부터의 analog signal은 HP1413 장비에 내장되어 있는 Reference Thermistor를 사용하여 온도로 변환된 후 지정된 명령어에 따라 thermocouple type에 따른 내장된 calibration data를 이용하여 온도로 변환된 후 digitize되어 GPIB cable을 통하여 PC로 보내진다.

▶ 압력 측정

Pressure tap으로부터 압력정보는 튜브를 통하여 scanivalve에 연결되며 scanivalve는 실험시 필요로 하는 채널과 pressure transducer를 연결해준다.

이때 pressure transducer에서 나온 전압신호는 demodulator(VALIDYNE사 CD15)를 통하여 0~10 V 의 직류 전압으로 바뀌어서 HP1413으로 보내지며 이 신

호는 digitize되어 GPIB cable 및 GPIB card를 통하여 PC로 보내진다. 출력전압신호와 압력사이의 관계는 pressure calibrator (Druck사 DPI605)를 사용하여 calibration하여 사용된다.

본 실험에서 사용된 pressure transducer는 VALIDYNE사의 제품을 사용하였으며 정확도(accuracy)는 linearity, hysteresis, repeatability를 포함하여 $\pm 0.25\%$ 이다. 이 장비는 differential pressure transducer로 고압단은 scanivalve에 연결되며, 저압단은 대기에 노출된다.

Scanivalve system은 scanivalve와 scanivalve를 제어하는 solenoid controller (SCANIVALVE사 CTRL2/S2-S6) 및 scanivalve의 위치를 알려주는 odd-even decoder(SCANIVALVE사 OED2)로 구성되며 이 system은 D/I card (PLC-725)를 통해 PC로 제어된다.

▶ 유량측정

시험시 공급 유량측정에는 OVAL 사의 압전소자식 DELTA형 유량계 (piezoelectric sensor type delta flow meter)인 LS5677-23 model을 사용하였다. 이 유량계는 사용최대온도는 300 oC이며, 측정 범위는 125 - 3060 Nm³/h이다. 출력 신호는 4 - 20 mA로 유량에 따라 선형적으로 나타나며 유량을 monitor 할 수 있는 display module을 가지고 있다. 이 유량계의 오차는 $\pm 0.3\%$ 이내이다.

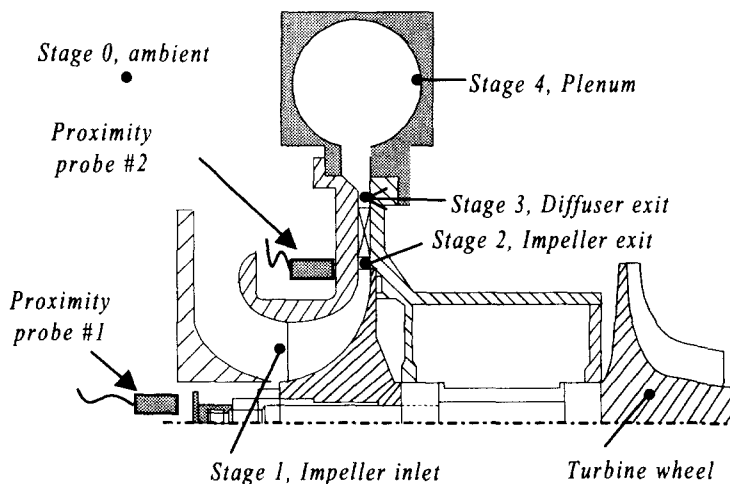


그림 5.1-7 압축기 성능 시험부 단면

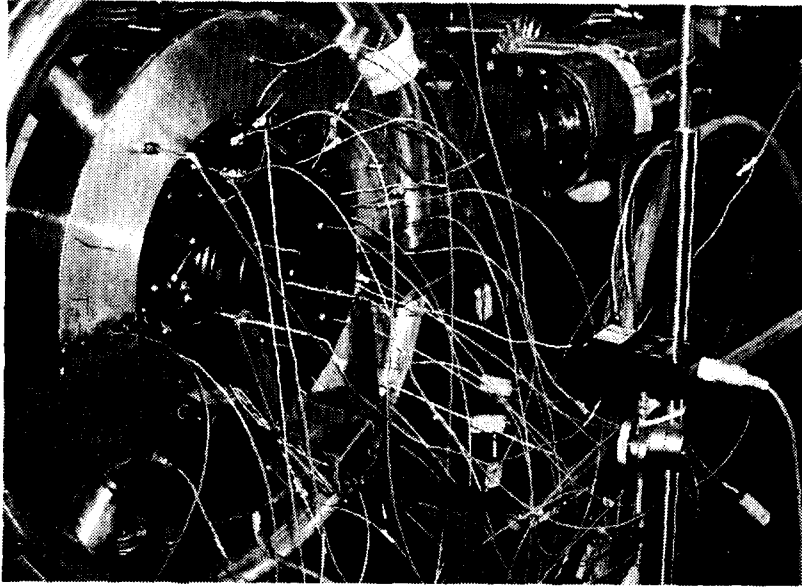


그림 5.1-8 압축기 성능 시험부

1.3.3 제어 및 자료획득 시스템

APU 성능시험기의 데이터 획득 시스템은 유량, 회전수 등의 조절을 위한 제어부와 유량을 비롯한 성능시험기 각 부위에서 발생된 압력 및 온도 등을 측정하는 자료획득부로 구성되어 있으며 모든 제어와 데이터 획득은 PC에서 Labview를 이용한 GUI 환경으로 구성되어 있다.

▶ 제어 시스템

성능시험에 사용되는 제어 시스템은 밸브제어와 압력측정용 scanivalve 시스템을 제어하는데 사용된다. 밸브제어는 밸브구동에 필요한 4~20 mA DC 전기신호를 발생시키기 위한 analog output board(National Instruments Co. AT-AO-10)와 Labview를 이용한 제어 프로그램을 사용한다. Scanivalve 시스템은 PC에 내장된 realy board를 통하여 역시 Labview를 이용한 제어 프로그램으로 구동된다. 그림 5.1-9는 자료획득 및 제어시스템의 구성을 나타낸 것이다.

- Valve control

Control valve 제어에는 valve 구동에 필요한 4~20 mA DC의 전기적 신호를 발생시키기 위한 analog output board와 Labview를 이용한 control program으로 구성되어 있다. 본 실험에서 사용된 data acquisition system(DAS)은 PC based system으로 구성하였으므로, 밸브 control에 사용된 analog output board는 PC용으로 National Instruments Corporation 제품인 AT-AO-10 board를 사용하였다. 밸브에 입력 전류가 4 mA DC 일때 밸브는 완전히 닫히게 되며 입력 전류가 증가 할 수록 밸브의 open 양도 선형적으로 증가하여 20 mA DC 일때 완전히 열리게 된다. 또한 밸브의 개폐 상태를 monitor 하기 위해서 digital process monitor를 사용하였다. 밸브의 출력 전류는 4-20 mA DC 이고 digital process monitor에서는 1-5 V DC 로 scaling해서 display한다.

▶ 자료획득 시스템

성능시험에 사용된 자료획득 시스템은 크게 두 가지로 나눌 수가 있는데 압력, 온도, 회전수, 유량 등의 정적신호(steady signal)는 VXI(HPE1413)에서 A/D 변환이 되어 GPIB를 통해 PC로 보내지고 Labview를 이용한 프로그램을 사용하여 자료획득 시스템을 운용한다. Kulite sensor와 gap sensor 등의 동적신호(dynamic signal)는 ANALOGIC high speed A/D board를 거쳐 PC로 전달된다.

▶ Labview를 이용한 자료획득 시스템 구성

자료획득 시스템의 운용은 Labview로 구성된 program에 의해서 이루어지며 그림 5.1-9와 같이 구성되어 있다. 그림 5.1-10은 데이터 획득을 위한 화면으로 HP1413의 제어를 위한 부분과 데이터가 저장될 위치 및 시험 조건을 표시할 수 있는 부분과 밸브의 제어, 압축기의 설계점, 측정된 데이터, 시험기의 진동 및 베어링 온도 등을 측정할 수 있는 부분으로 구성되어 있다. 본 화면의 특징은 시험 즉시 압축기 성능도를 화면에 표시해 주는 test bed program 이 내장되어 있다. 또한 시험기의 상태를 보여 주어 시험 조건의 설정을 용이하게 하도록 시험기의 각종온도, 압력, 진동수, 유량 등의 정보가 실시간으로 설비의 schematic diagram상에 표시된다.

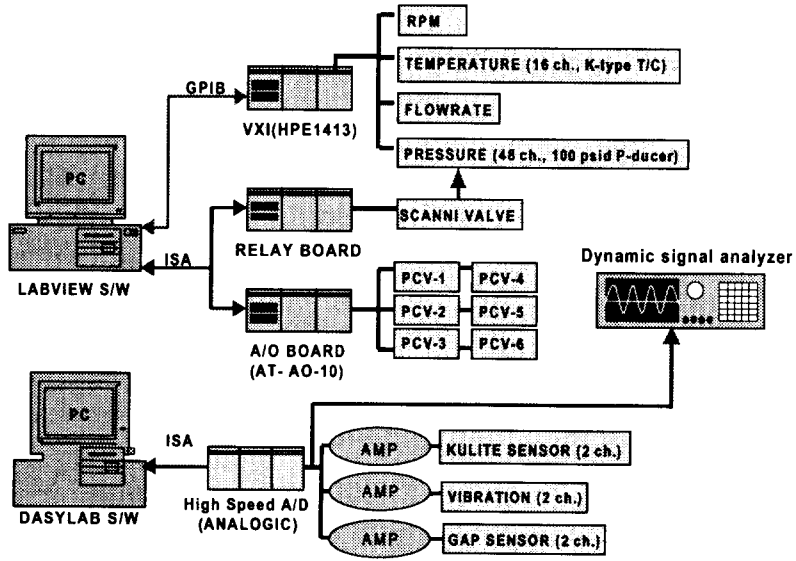


그림 5.1-9 자료획득 및 제어 시스템

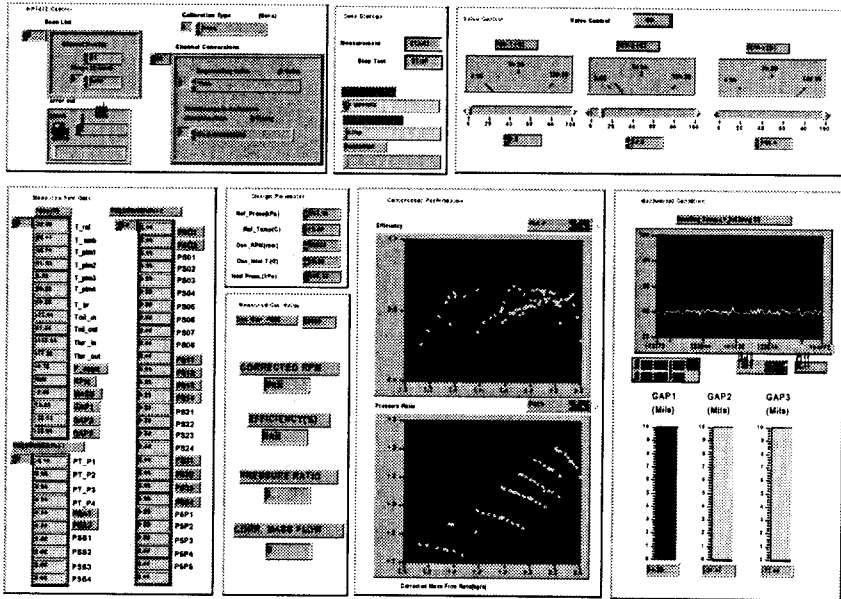


그림 5.1-10 데이터 획득 화면

1.3.4 유량확인시험

압축기 성능시험의 유량측정은 압축기 유로 후방에 설치한 유량계로 측정하였다. 성능시험에 사용된 유량계는 압전소자식 델타형 유량계(Delta flowmeter)이다. 이러한 델타형 유량계는 vortex flowmeter라고도 하는데 측정원리는 유체의 흐름에 수직으로 설치된 삼각기둥의 하류에 유속에 비례하는 Karman vortex가 삼각기둥의 양측 면에서 교대로 발생하는데 이러한 vortex의 발생에 의하여 삼각기둥의 좌우에 장착된 sensor에 교차응력이 형성된다. 이것을 압전소자(piezoelectric sensor)로 검출하여 Preamp에서 증폭, 정형하여 유속에 비례하는 단형파 출력을 얻어내게 된다. 유량계 사양은 표 5.1-4와 같다.

표 5.1-4 유량계 사양

| | |
|--------------------------------------|-----------|
| Fluid | Air |
| Max. temperature [°C] | 300 |
| Qmax ~ Qmin [m ³ /h] | 1100~36.7 |
| Max. pressure [kgf/cm ²] | 51 |

실제 압축기 시험조건에서 최대 유량에서의 유량 측정부 유동조건은 압력 약 400 kPa, 온도 약 200°C이다. 이러한 조건에서 유량계의 측정범위는 약 0.03~0.9 kg/sec 이다. 따라서 유량계의 운용범위를 약간 넘게 된다. 이러한 유량측정의 오차발생을 확인하기 위하여 시험부의 입구에 노즐형 유량계(KS B 6311 STD)를 장착하여 출구에 설치한 vortex flowmeter와 비교하였다. 노즐형 유량계의 측정범위는 0.1 ~ 1.2 kg/sec이고 오차는 ± 1%이다. 그림 5.1-11은 입구부에 장착된 노즐형 유량계를 나타낸 것이다.

그림 5.1-12는 시험기를 가동하여 압력비를 증가시키면서 두 개의 유량계로 측정한 유량을 나타낸 것이다. 압력비가 3.0, 유량이 1.0 kg/sec 미만에서는 두 유량계의 최대 상대오차가 5% 미만이었고 최대 상대오차는 7% 이었다.

시험결과를 참고하여 충분한 유량측정 범위를 확보하기 위하여 출구 배관을 둘로 나누어 2개의 vortex flowmeter를 설치하였다.

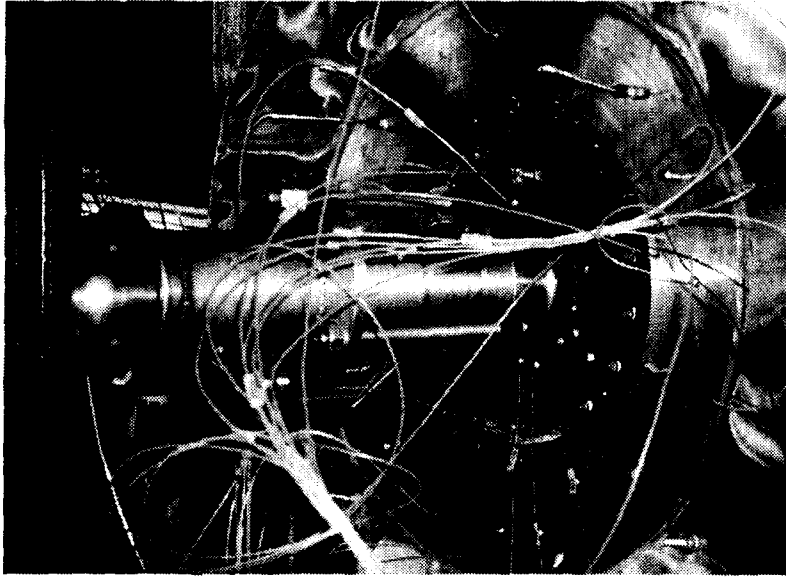


그림 5.1-11 노즐형 유량계 장착부

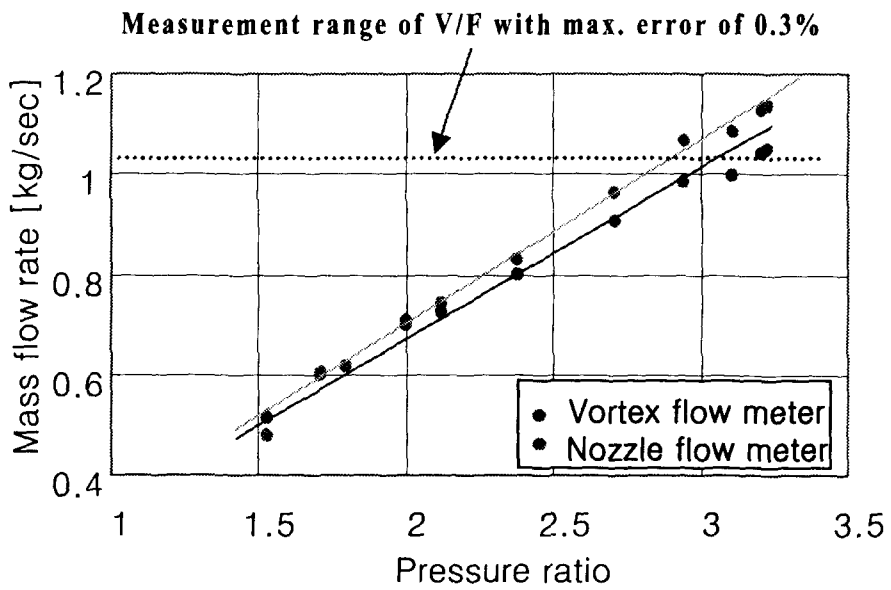


그림 5.1-12 유량비교측정결과

1.4 압축기 성능시험 결과

1.4.1 실험방법

성능시험은 크게 디퓨저 성능시험과 틱간극 성능시험으로 나누어 실시하였다. 디퓨저 성능시험은 초기 설계된 디퓨저를 장착하여 설계점 회전수의 80%, 90%, 97%에 대해 초킹부터 서지 발생직전까지의 작동점들에 대해 시험부의 각 위치에서 온도, 압력, 유량 등을 측정하여 압력비와 효율에 대한 성능곡선을 얻었고 1차 시험결과를 참고하여 재설계된 디퓨저에 대해 2차, 3차의 성능시험을 수행하였다. 시험과정에서 시험부의 온도, 압력등의 작동조건에 따라 틱간극이 변화하는 것을 확인하였고 틱간극의 변화를 최소화하기 위해 디퓨저 후방에 tension bolt를 체결하여 압력에 의한 시험기의 변형을 최소화 하였고 고온의 터빈부 열팽창의 영향을 제거하기 위해 배관 fixed joint를 보완하는 등 시험부의 개량을 실시하였다. 시험 중 틱간극의 변화는 2개의 gap sensor를 사용하여 관찰하였고 최소 유지가능 틱간극은 0.4mm로 확인되었다. 또한 시험기 구조물과 해석형상 차이에 따른 압력손실 및 측정오차를 최소화하기 위해 디퓨저 후방에서 전압력을 측정하였다. 이러한 틱간극이 압축기의 성능에 미치는 영향을 확인하기 위하여 틱간극 성능시험을 수행하였다.

1.4.2 디퓨저 성능시험

▶ 1차 시험결과

원심 압축기의 성능을 검증하기 위해 1차로 설계된 채널 디퓨저(diffuser A)를 장착한 상태에서 성능시험을 수행하였다. 1차 성능시험에 사용된 채널 디퓨저는 목면적 0.00134 mm^2 , 접선방향으로부터 20° 로 설치된 21개의 날개들로 구성되어 있다(그림 5.1-13). 성능시험은 설계점 회전수의 80%, 90%, 97%에서 수행하였다. 입구형상은 실제로 압축기가 보조동력장치에 설치될 경우의 성능을 시험하기 위해서 굴곡진 형상으로 설계되었다. 임펠러는 직경 164 mm, 출구 폭 6.4 mm 그리고 접선방향으로부터 출구 각 25° 인 보조날개를 갖는 26개의 날개로 설계되었다. 설계점에서의 임펠러 출구 마하수는 1.05 이다. 그림 5.1-14는 시험부에 장착된 임펠러를 보여주고 있다.

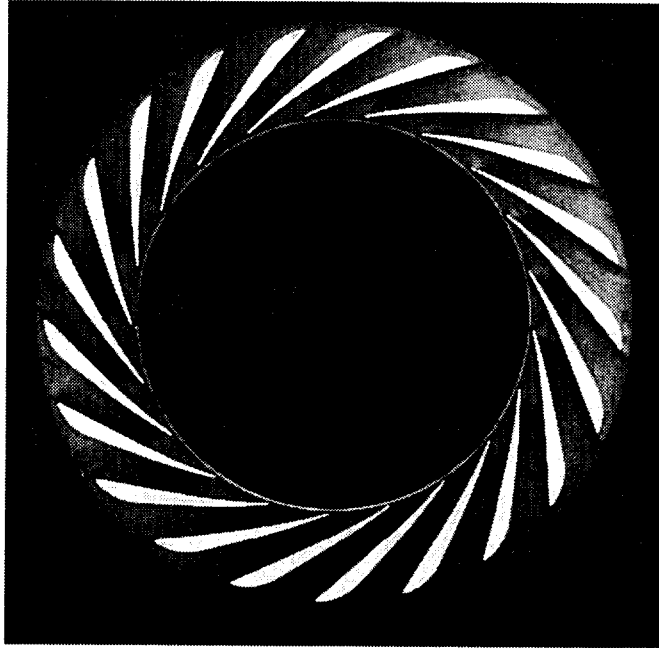


그림 5.1-13 채널 디퓨저 (diffuser A)

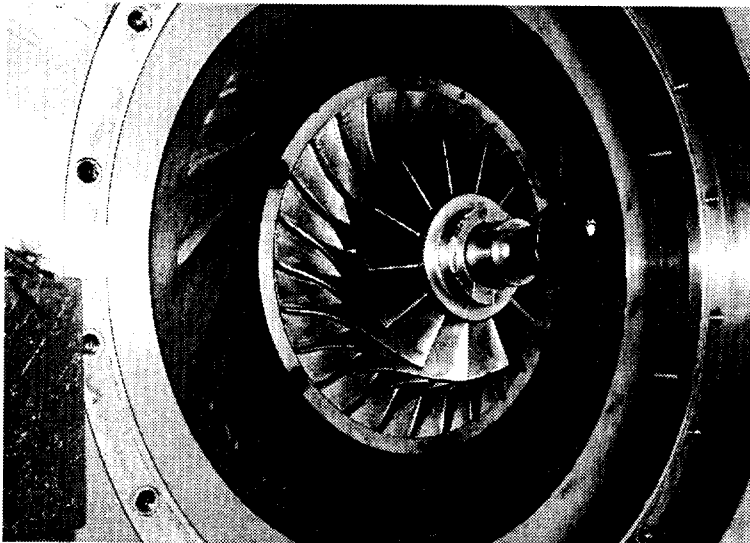


그림 5.1-14 시험 임펠러

- 압축비와 효율이 설계요구조건과 근접하였으나 작동영역이 좁고 전체적으로 고유량쪽으로 치우친 결과를 보였다(그림 5.1-15, 그림 5.1-16).

- 압축기의 성능은 임펠러와 디퓨저에 의해 크게 좌우되는데 1차 성능시험 결과로부터 임펠러의 경우 충분한 압축비를 얻을 수 있었고 오히려 필요이상의 압축비를 나타내어 압축기 전체에 소요되는 동력이 설계치 이상으로 소모된다고 판단되었다.

- 압축기 전체 작동영역이 고유량쪽으로 치우쳐 있고 작동영역이 좁은 것은 디퓨저 목 면적이 지나치게 크게 설계 되어있으며 임펠러 출구의 유동각과 베인 각이 상당히 큰 Mismatch를 가지기 때문으로 판단 되었다.

- 이러한 결과로부터 임펠러는 그대로 유지한 상태에서 디퓨저의 목 면적을 감소시켜 작동영역의 변화를 확인하여 디퓨저 재설계에 반영하기로 결정하였다.

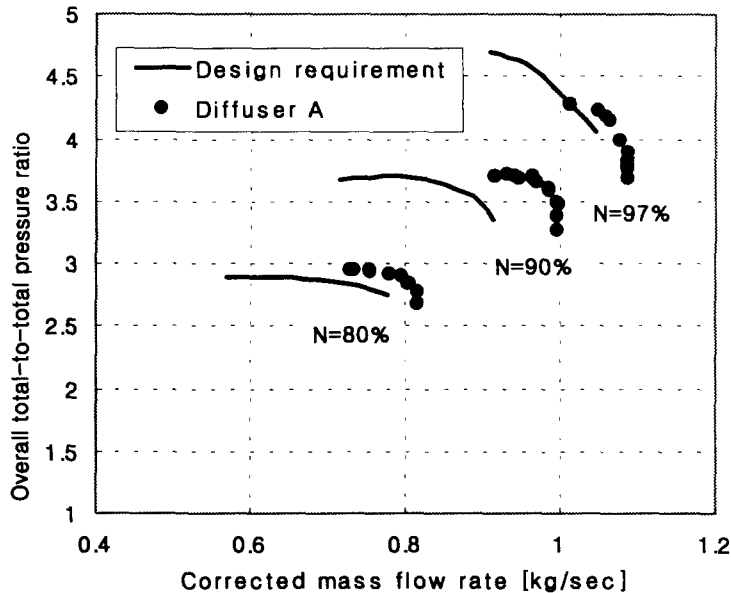


그림 5.1-15 단전체 전압력비 성능곡선 - 1차 시험결과 (Diffuser A)

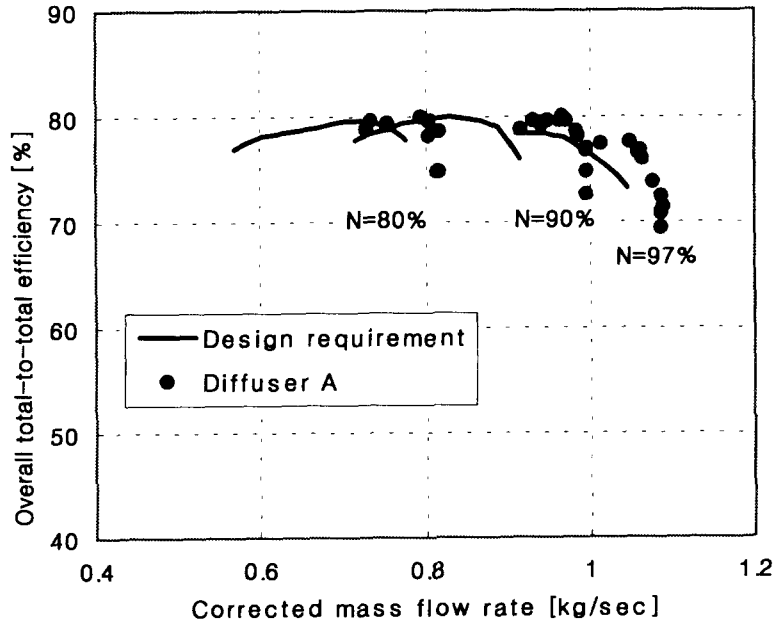


그림 5.1-16 단전체 전효율 성능곡선 - 1차 시험결과 (Diffuser A)

▶ 2차 시험결과

- 1차 성능시험결과를 바탕으로 디퓨저의 목면적을 줄여 작동영역이 저유량 쪽으로 이동가능 여부를 확인하여 디퓨저 재설계에 반영하기 위한 2차 성능시험을 수행하였다.

- 디퓨저 베인의 높이를 감소(6.4mm → 5.8mm)시키는 방법으로 디퓨저 목면적을 9% 감소시켰다 (Diffuser A-1).

- 시험결과 97% 회전수에서 초킹유량이 약 5%정도 감소하였고 전체적으로 작동범위의 변화 없이 작동 영역이 저유량쪽으로 이동하였다(그림 5.1-17, 그림 5.1-18).

- 디퓨저 재설계 방향

기존 디퓨저의 시험 후 디퓨저 유로상의 흔적을 살펴보면 유로부 중간 정도에서 유동 박리의 흔적이 나타났으며 베인 형상을 분석한 결과 divergence angle이 약간 크게 설계된 것을 확인하였다. 따라서 베인 개수의 증대를 통하여 이러한 divergence angle을 줄여 유동박리를 없애는 방향으로 재설계를 추진하도록 하였다. 또한 작동영역을 저유량쪽으로 이동시키기 위해 목 면적을 감소하는 방향으

로 디퓨저 재설계를 진행하도록 하였다. 기존 디퓨저의 배인각은 20도로 설계되었으나 시험 데이터를 분석한 결과 디퓨저 입구의 유동각은 설계점 유량 0.98kg/s에서 약 18.5도 정도인 것으로 계산되었다. 따라서 이를 반영하여 디퓨저를 재설계 하도록 하였다.

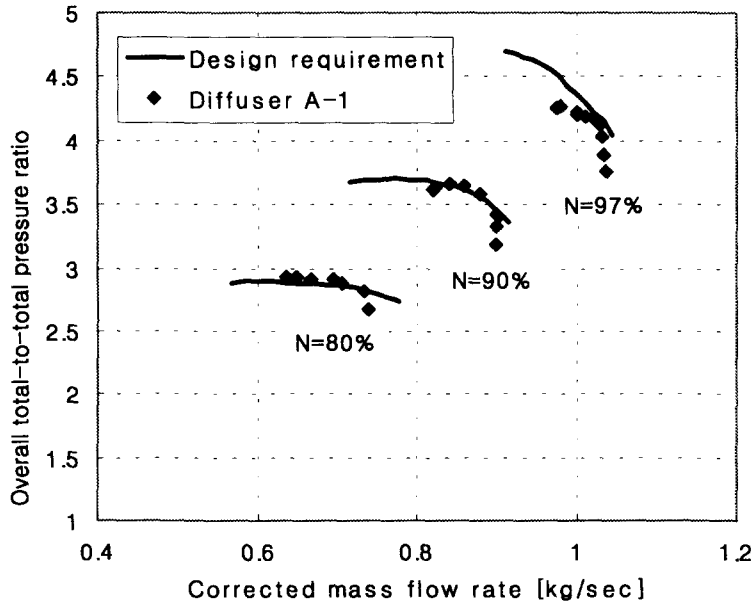


그림 5.1-17 단전체 전압력비 성능곡선 - 2차 시험결과 (Diffuser A-1)

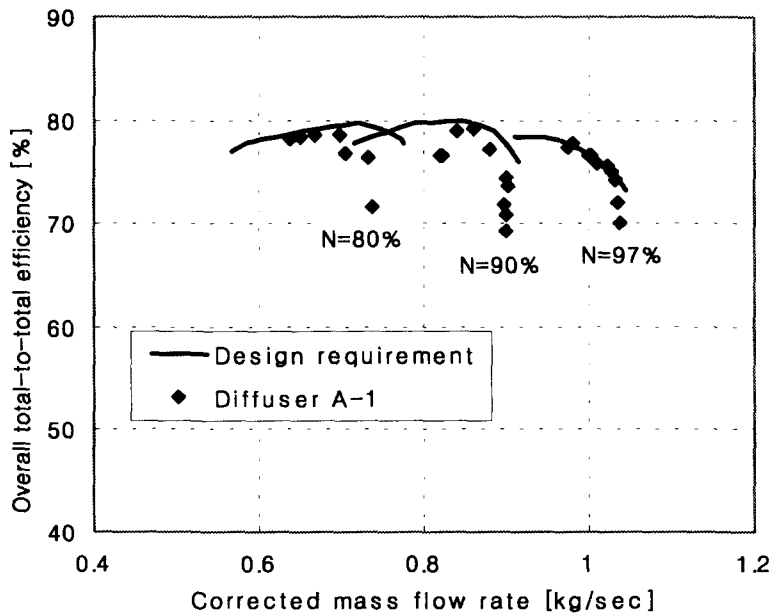


그림 5.1-18 단전체 전효율 성능곡선 - 2차 시험결과 (Diffuser A-1)

▶ 3차 시험결과

2차 성능시험 결과를 바탕으로 재설계·제작한 디퓨저(Diffuser B)에 대하여 성능시험을 수행하였다.

표 5.1-5는 기존 디퓨저(Diffuser A)와 재설계 디퓨저(Diffuser B)의 형상 데이터를 비교한 것이고 재설계 디퓨저를 그림 5.1-19에 나타내었다.

표 5.1-5 기존 디퓨저와 재설계 디퓨저의 형상비교

| | 기존 디퓨저 (Diffuser A) | 재설계 디퓨저 (Diffuser B) |
|--------------------------------|---------------------|----------------------|
| 베인수(Z) | 21 | 39 |
| Throat Dia. (mm) | 9.7 | 4.78 |
| Throat Area (mm ²) | 1343.66 | 1213.77 |
| 디퓨저 입구 베인각 | 20° | 18.5° |

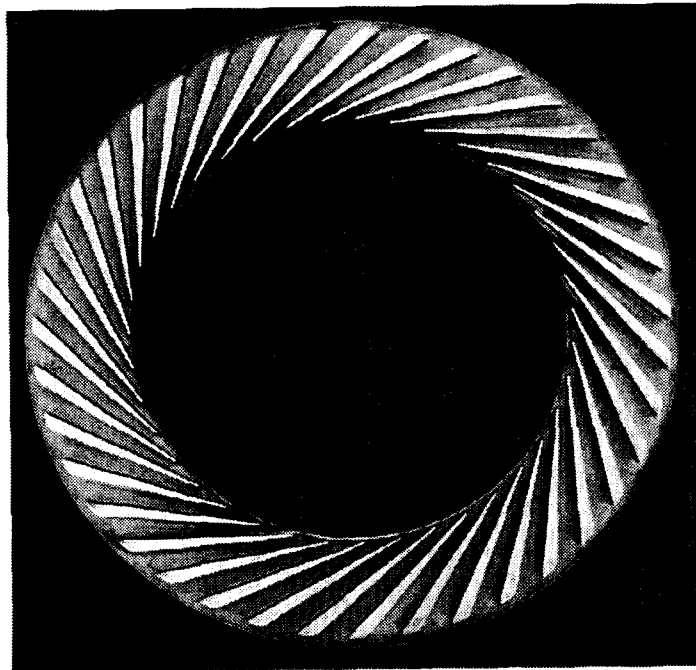


그림 5.1-19 재설계 디퓨저 (Diffuser B)

- 재설계 디퓨저에 대한 시험결과는 그림 5.1-20과 그림 5.1-21에 나타내었다. 결과를 보면 작동영역은 기존 디퓨저(Diffuser A)에 비해 저유량쪽으로 충분히 이동하였으나 작동범위는 여전히 좁은 결과를 나타내었다. 또한 압력비와 효율도 낮아지는 결과를 보였다.

- 이러한 결과는 디퓨저 목 면적의 감소로 작동영역은 저유량쪽으로 이동하였으나 디퓨저에서의 손실이 증가했기 때문에 판단된다. 따라서 디퓨저 내에서의 손실을 감소시키는 방향으로 디퓨저를 재설계하여야 한다.

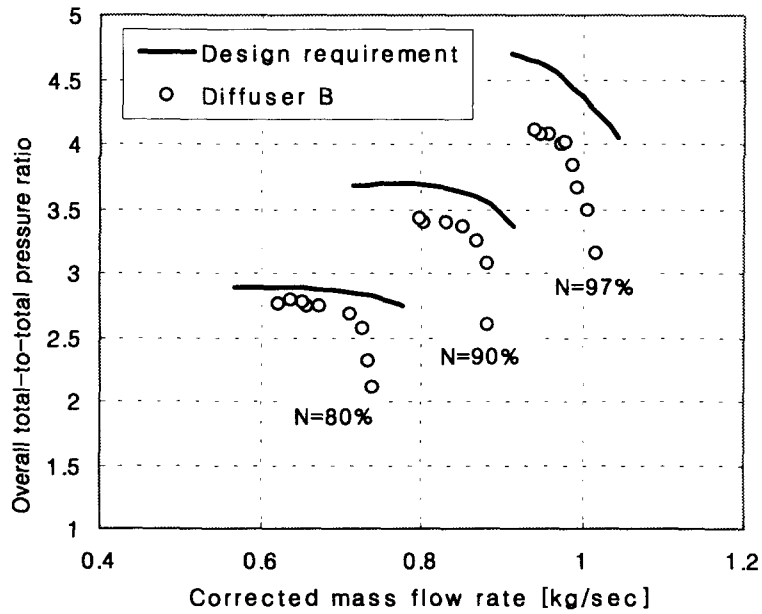


그림 5.1-20 단전체 전압력비 성능곡선 - 3차 시험결과 (Diffuser B)

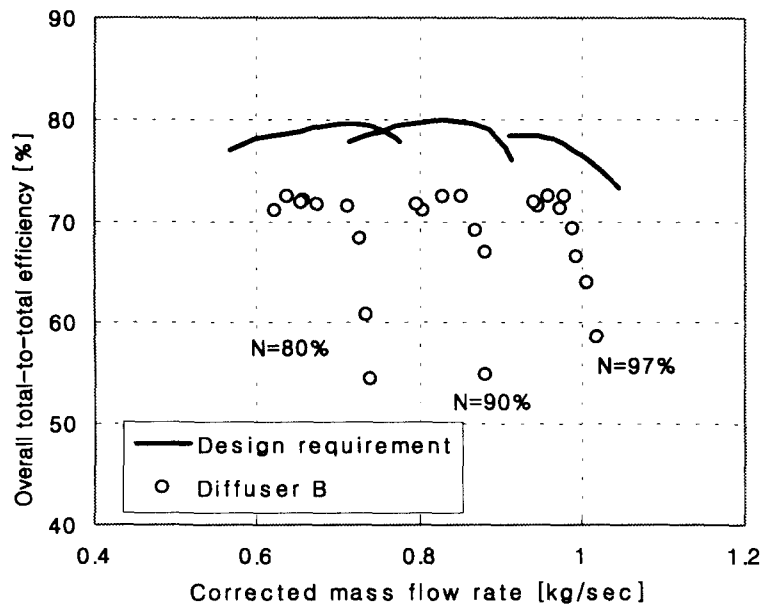


그림 5.1-21 단전체 전효율 성능곡선 - 3차 시험결과 (Diffuser B)

1.4.3 팁 간극 변화에 의한 압축기 성능특성변화

압축기 성능에 대한 팁 간극 영향은 다른 성능인자들의 영향에 비해 잘 알려져 있지 않은 상태인데 이것은 팁 간극손실이 임펠러 날개하중, 내부 유동 확산률 등과 같은 공력학적 특성들과 연관되어 나타나는 복합적인 손실이므로 원판 마찰손실 또는 축계통 유동누출 손실과 같은 독립적인 손실로 취급할 수 없기 때문이다. 또 다른 이유는 성능시험의 제약성으로부터 오는 팁 간극 측정에 대한 문제이다. 회전하고 있는 임펠러의 팁 간극은 압력차이에 의한 축 방향 힘과 온도 영향에 의해 일정하게 유지되지 않으며 또한 슈라우드가 여러 가지 구성품들과 함께 장착된 상태이므로 설치과정에서 발생된 오차의 누적으로 인해 원주방향으로 정확히 균일하지가 않다고 볼 수 있다. 특히 이와 같은 비균일성은 팁 간극이 매우 작은 경우에 그 영향이 두드러지게 나타난다고 알려져 있다.

본 연구는 현재 항우연과 삼성테크윈이 공동으로 개발하고 있는 보조동력장치의 원심 압축기 성능시험과정에서 팁 간극 영향으로 인한 압축기 성능변화를 실험적으로 규명하기 위해 수행되었다. 팁 간극변화에는 슈라우드와 시험기 본체 사이에 금속박판을 삽입하는 방법을 사용하였으며 팁 간극변화에 따른 임펠러 및 압축기 성능특성을 파악하기 위해 설계점 속도와 몇개의 탈설계점 속도에서 전압력비, 효율, 임펠러 work input factor 등과 같은 성능인자들의 변화를 고찰하였다.

1.4.3.1 성능시험기 및 측정

팁간극 성능시험은 디퓨저 성능시험과 동일한 시험설비에서 수행하였고 디퓨저는 2차 성능시험때 사용한 디퓨저를 장착하였다.

압축기가 운용되고 있을 때 측정된 축 방향 팁 간극은 임펠러 후면에 형성된 압력에 의해 축 방향 힘이 발생되기 때문에 정지되어 있을 때의 팁 간극 보다 크며 운용상태에 따라 다르게 나타날 수 있다. 따라서 정확한 팁 간극을 측정하기 위해서는 압축기가 운용되고 있는 동안 지속적인 관찰과 측정이 요구된다. 팁 간극 측정에는 그림 5.1-7과 같이 임펠러 날개 선단의 슈라우드 외벽과 압축기 회전축 선단에 설치된 근접센서를 사용하였는데 이는 운용 중에 발생하는 시험기 본체의 열팽창에 의한 팁 간극 변화량과 축 방향 힘에 의한 팁 간극 변화량을 고려하기 위함이다. 따라서 실제 운용 팁 간극은 상온의 정지된 상태에서 측

정한 팁 간극에 두 개의 근접센서로부터 측정된 값들의 차이를 보정하여 측정된다.

압축기의 팁 간극은 임펠러 입구에서 반경방향 팁 간극의 변화없이 슈라우드와 시험기 몸체의 조립면에 금속박판을 삽입하여 축 방향 팁 간극비(Cr =팁 간극/임펠러 출구 폭)를 조정하였다. 앞서 언급한 바와 같이 운용 팁 간극은 축 방향 힘에 의한 축계통 베어링의 유격 및 온도영향에 의한 불안정성과 슈라우드 설치에 따른 조립오차에 인한 반경방향으로의 비균일성으로 인하여 운용 팁 간극 측정에는 어느 정도의 오차를 포함하게 되는데 본 연구에서는 다수의 반복측정에 의한 불확실도를 분석한 결과, 측정된 팁 간극은 최대 약 10%의 상대오차를 포함하고 있는 것으로 판단된다.

본 시험에서는 성능시험기의 터빈 구동력과 구동부 베어링 시스템의 축 방향 하중특성 등과 같은 제약성으로 인하여 최대 속도는 설계점 속도의 97%, 최소 팁 간극비는 0.0625가 되는 조건에서 측정된 성능시험결과를 이용하여 설계점에서의 성능을 예측하였다. 또한 팁 간극비를 0.0625, 0.1093, 0.156, 0.203으로 변화시킬 때 이에 따른 압축기의 전압력비, 전효율 그리고 운용영역 등과 같은 성능 요소의 변화를 살펴보았다.

1.4.3.2 시험방법 및 결과검토

가. 시험방법

성능시험은 4개의 팁 간극변화에 대하여 압축기 최대유량(초크상태)에서부터 최소유량(서지상태)에 걸쳐 설계점 속도의 80%, 90%, 97%에서 수행되었다. 압축기 전압력비는 그림 5.1-7의 임펠러 입구에서 측정된 4개의 전압력을 평균한 값과 압축기 출구 plenum에서 측정한 전압력 평균값의 비로 정의하였다. 임펠러 및 디퓨저 성능은 임펠러와 디퓨저 출구에서 측정된 정압력과 정온도를 입력 값으로 하여 자체 개발한 시험해석용 소프트웨어를 이용하여 구성요소들에 대한 압력비, 효율, 속도성분 등과 같은 성능인자들을 계산하였다. 효율계산에는 압축기 입구의 정온도와 출구 plenum에서의 전온도를 이용한 단열효율 관계식을 적용하였다.

성능시험기는 터빈 구동형이므로 전기모터 구동방식에 비해 정확한 회전수를 유지하는 것은 불가능하다. 따라서 성능시험에서는 시험 목표 회전수를 중심으로 최대 $\pm 0.5\%$ 이내의 회전수에서 반복 측정된 값들을 interpolation 하여 시험 목

표 회전수에 대한 측정값으로 사용하였다.

나. 시험결과 검토

그림 5.1-22에서부터 그림 5.1-25까지는 설계점 회전수의 97%, 90%, 80%에서의 팁 간극 변화에 따른 전반적인 압축기의 전압력비와 효율을 나타내고 있다. 그림 5.1-22에서 굵은 실선과 점선은 Jansen의 팁 간극 손실모델을 사용하고 있는 상용 해석프로그램을 이용하여 설계점 속도의 97%, 팁 간극비 0.0625와 0.109에서 해석한 결과를 나타내고 있다. 해석결과가 시험결과에 비해 최대 압력비 및 최대 효율이 높고 작동유량 범위가 넓게 나타나고 있는데 이는 해석프로그램에서 사용하고 있는 팁 간극 손실모델과 더불어 디퓨저 입구에서 발생하는 충격과에 의한 손실모델이 실제의 경우에 비해 과소 평가되었기 때문인 것으로 판단된다.

회전수 $N=97\%$ 의 시험결과에서는 팁 간극비 $Cr=0.0625 \sim 0.203$ 범위에 걸쳐 최대 전압력비는 약 7.7% 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 팁 간극이 증가함에 따라서 이로 인한 유동누출 손실이 증가하고 있음을 의미한다. 또한 압축기 최대유량이 감소하는 동시에 작동영역이 저유량쪽으로 이동하는 것으로 나타나고 있는데 이는 유동누출에 의한 디퓨저 목에서의 유효 유동면적과 전압력이 감소로 인하여 초킹조건이 변하기 때문이다. 일정한 회전수에 대하여 팁 간극 변화에 따른 전압력비를 살펴보면 작동유량이 작은 영역에서의 압력손실량이 작동유량이 큰 영역에 비해 작게 나타나고 있는데 이는 작동유량이 감소함에 따라서 임펠러 날개하중이 감소하게 되고 이에 따른 유동누출량이 감소하기 때문이다. 한편, 압력비가 높은 고회전수 영역에서의 전압력비 변화가 압력비가 낮은 저회전수 영역에의 전압력비 변화 보다 상대적으로 크게 나타나고 있는데 이는 압력상승에 따른 임펠러 날개하중의 증가가 임펠러 압력면과 부압면 사이의 압력차이를 크게 하며 이에 따른 유동누출 손실량이 증가하기 때문이다.

그림 5.1-23은 각 회전수에서 팁간극비 변화에 따른 최대 압력비의 변화를 나타낸 것이다. 팁간극비 변화에 따른 손실은 모든 회전수에서 거의 선형관계를 나타내고 있으며 회전수 증가에 따라 손실률이 증가하는 것을 볼 수 있다. $N=97\%$ 의 시험결과를 선형관계로 가정하고 이 관계를 설계조건인 $N=100\%$ 와 팁 간극비 $Cr=0.047$ 에 적용하여 전압력비 추정하면 약 4.31의 전압력비가 형성됨을 알 수 있다. 따라서 설계된 압축기는 설계목표인 전압력비 4.3을 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다.

그림 5.1-24의 압축기 전효율 변화도 압력비 변화와 마찬가지로 팁 간극 증가에 따라 회전수 $N=97\%$ 의 경우 약 8.7% 감소하고 있음을 알 수 있으며 일정 회전수에 대해서 작동유량이 작은 영역에서의 효율 감소량이 작동유량이 큰 영역에 비해 작게 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 한편, 일반적인 압축기의 효율특성과 달리 회전수가 설계점 속도에 근접함에도 불구하고 효율의 향상이 거의 없음을 알 수 있는데($\eta_{T-T} \approx 73\%$) 이는 성능시험에 사용된 디퓨저 형상이 임펠러 출구 유동상태와 적절히 매칭되지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 팁 간극비를 설계조건인 $Cr=0.047$ 을 유지하고 디퓨저 입구 형상을 최적화 시키면 설계목표를($\eta_{T-T} \approx 77\%$)를 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다. 그림 5.1-25는 팁 간극비 변화에 따른 전효율의 변화율을 나타낸 것으로 전압력비와는 달리 선형관계를 나타내지는 않고 있으나 팁 간극이 작은 영역에서의($Cr=0.0625 \sim 0.109$) 전효율 감소율이 다른 영역에서의 감소율 보다 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 전압력 손실률을 선형적 관계로 가정하면, 회전수 $N=97\%$, 90% , 80% 일 때 감소율은 각각 7.2%, 6.7%, 5.5%를 보이고 것으로부터 전효율 감소율도 전압력비의 경우와 마찬가지로 회전수가 증가함에 따라 증가하는 것을 알 수 있다.

디퓨저를 장착한 압축기의 경우 순수 팁 간극변화 만에 의한 성능특성을 파악하기 위해서는 팁 간극변화에 따른 디퓨저 성능을 일정하게 유지시켜야 한다. 즉, 임펠러 팁 간극변화에 따른 디퓨저에서의 압력 손실량이 동일하지 않다면 출구 plenum에서 측정된 값들을 이용한 전반적인 압축기 성능변화로부터 팁 간극변화에 의한 임펠러 성능특성을 파악하기란 거의 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 설계점에 근접된 회전수($N=97\%$)에서 4가지 팁 간극 변화에 따른 디퓨저 성능변화를 최소화시키기 위해 디퓨저 입구 유동각이 거의 일정한($\alpha_3=68.5^\circ$) 지점에서의 임펠러 성능을 살펴보았다.(그림 5.1-26 ~ 그림 5.1-29에서 화살표 지점)

임펠러 출구유동은 임펠러 날개의 회전에 의하여 발생하는 제트류와 와류가 서로 혼합된 형태로서 반경방향으로 균일하지 않으며 유속의 크기와 방향이 주기적으로 변하는 매우 복잡한 특성을 보인다. 따라서 임펠러 출구에서의 질량평균된 전압력을 정확히 측정하기란 매우 어렵기 때문에 임펠러 성능시험 평가기법에는 주로 출구 벽면으로부터 측정된 정압력을 이용하게 된다.

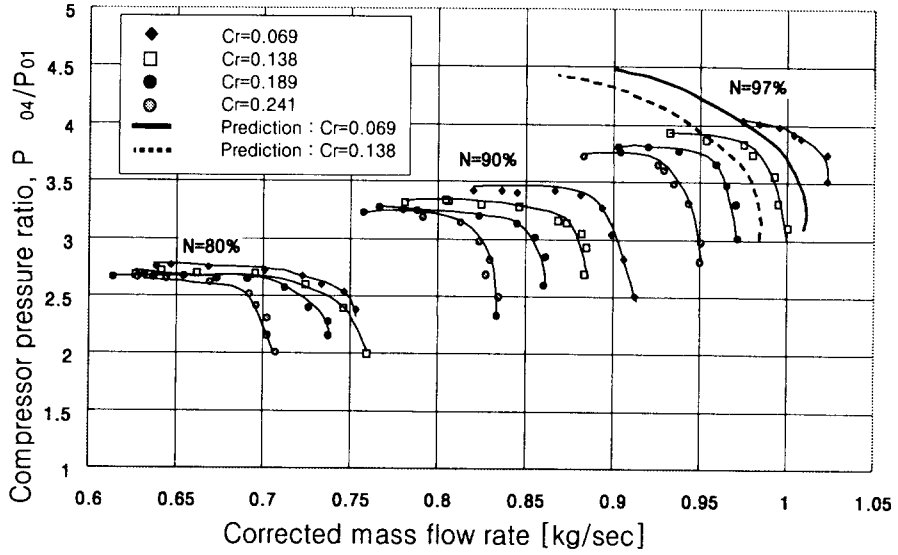


그림 5.1-22 Overall pressure ratio due to tip clearance

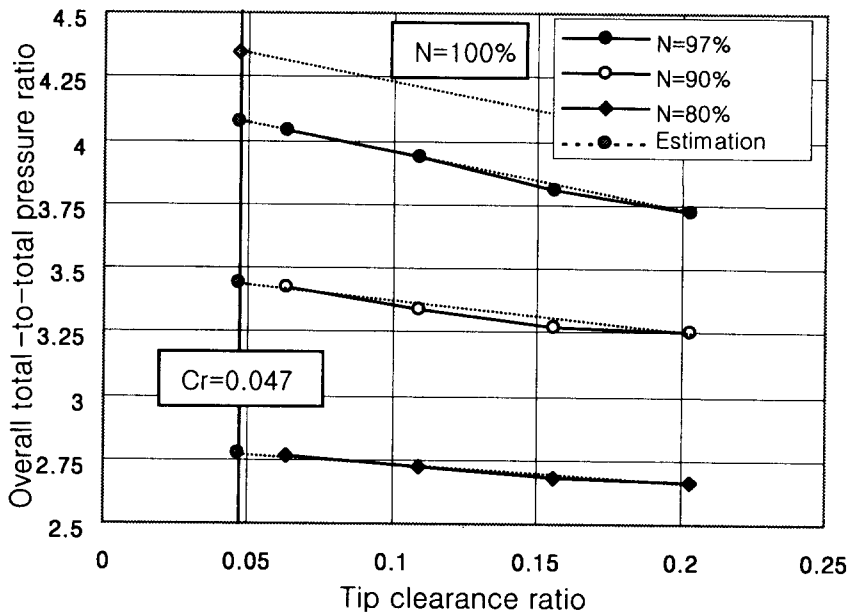


그림 5.1-23 Pressure ratio as a function of tip clearance ratio

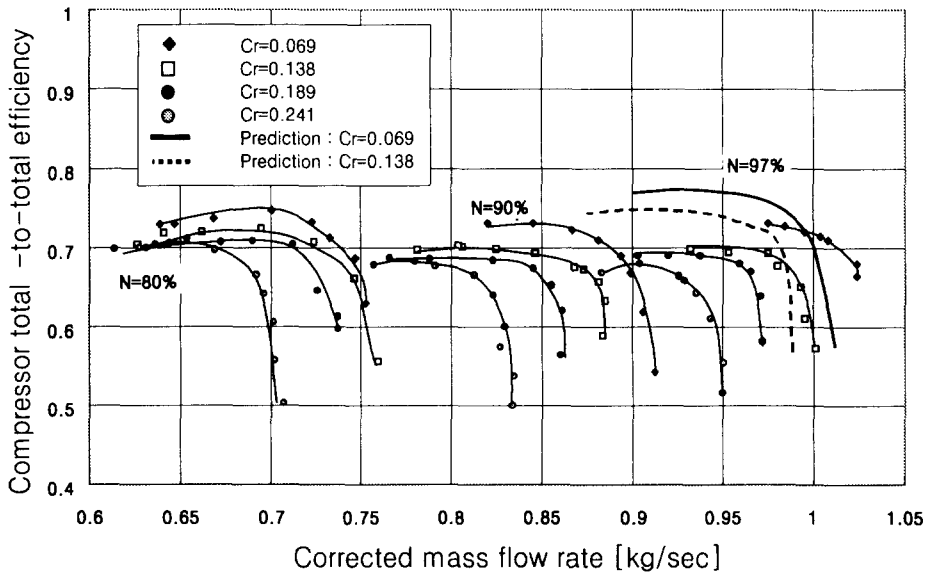


그림 5.1-24 Overall efficiency due to tip clearance

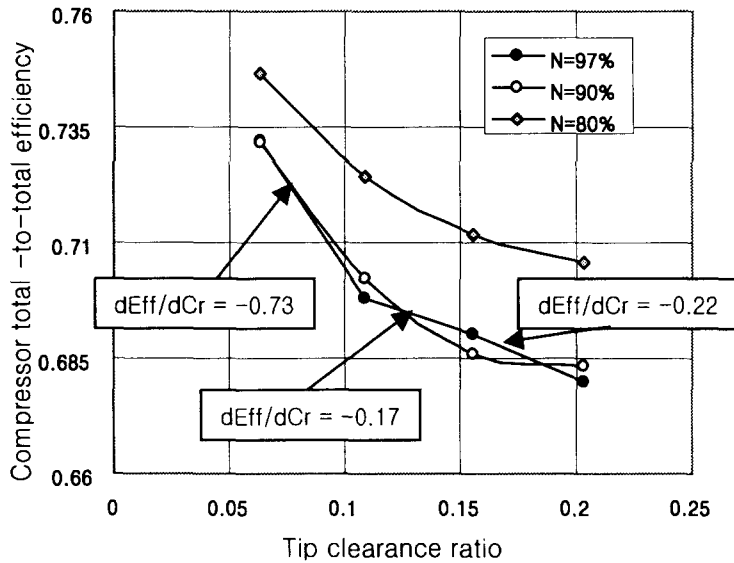


그림 5.1-25 Overall efficiency as a function of tip clearance ratio

그림 5.1-26과 그림 5.1-27은 임펠러의 정압력비와 효율을 나타내고 있는데 여기서 점선은 시험결과로부터 예측된 전압력비를 나타내고 있다. 회전수 N=97%, Cr=0.0625에서 측정된 정압력비는 이 지점에서 예측된 전압력비 5.0의

48.5%에 해당하는 비교적 작은 압력비를 나타내는 반면 동압력은 전압력비에 비해 지나치게 높게 예측된다. 따라서 디퓨저에 상당한 압력하중을 주며 설계에 매우 신중한 주의가 요구됨을 알 수 있다.

회전수 $N=97\%$ 의 시험결과, 전체 팁 간극 변화범위에 걸쳐 동일한 디퓨저 입구 유동각을 갖는 유량지점에서 약 6.0%의 정압력비 감소현상을 보이고 있으며 작동점이 저유량쪽으로 이동할 수록 팁 간극 변화에 의한 압력비 감소량이 작아지는 것을 볼 수 있다. 또한 전체 시험영역에서 볼 때 회전수가 감소할수록 팁 간극 영향에 따른 압력비 감소량이 둔화되는 것을 알 수 있는데 이러한 이유는 앞서 언급한 바와 같이 유량이 감소함에 따라 임펠러 날개하중과 유동 누출량이 감소하기 때문이다. 임펠러 효율의 경우, 동일 회전수($N=97\%$)에서 전체 팁 간극 변화범위에 걸쳐 약 2.8% 감소하며 작동점이 저유량쪽으로 이동할수록 팁 간극 변화에 따른 효율 감소량이 둔화되는 것을 볼 수 있다.

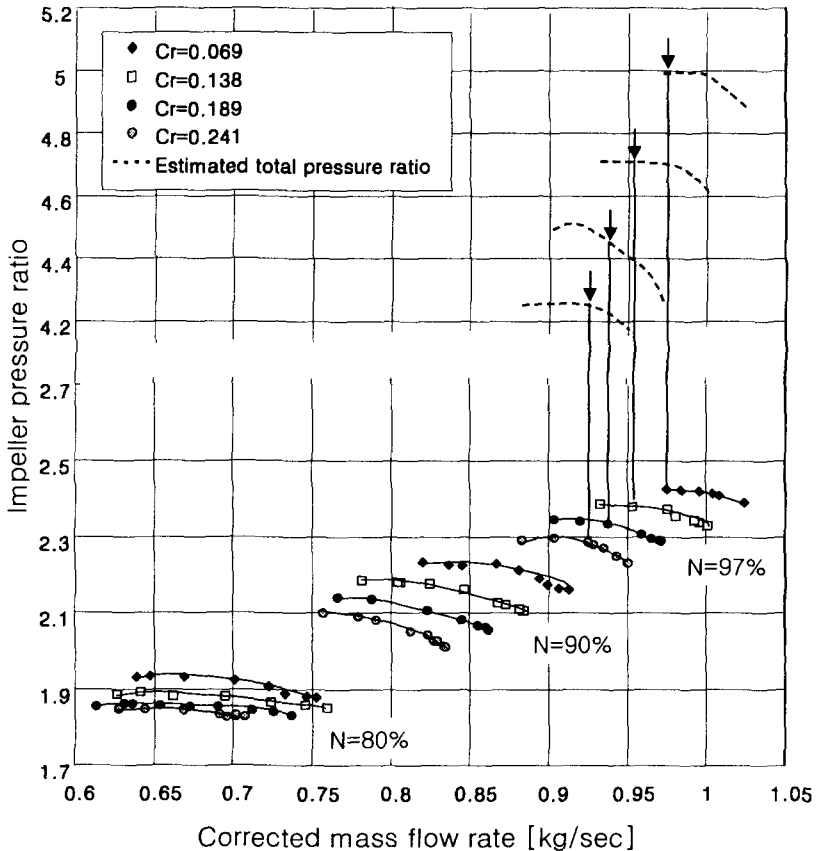


그림 5.1-26 Impeller pressure ratio due to tip clearance

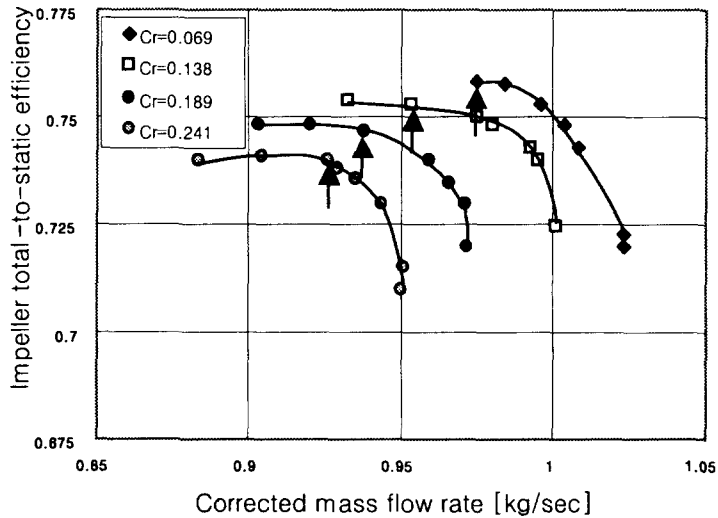


그림 5.1-27 Impeller efficiency due to tip clearance (N=97%)

그림 5.1-28은 팁 간극 변화에 따른 임펠러 work input factor(임펠러 출구 접선속도/임펠러 출구 회전속도)의 변화를 나타내고 있는데 팁 간극이 증가함에 따라 work input factor도 감소하고 있음을 알 수 있다. 이러한 경향은 팁 간극이 증가함에 따라서 임펠러 출구에서의 전압력 손실과 접선방향 속도는 감소되는 반면, 반경방향 속도성분은 공기 밀도의 감소와 blockage의 증가에 의하여 증가하게 되며 유동이 접선방향으로부터 점점 멀어지게 된다는 사실을 의미한다. 그림 5.1-29는 97% 회전수에서 팁간극비 변화에 따른 work input factor의 변화를 나타낸 것으로 거의 선형관계를 나타내는 것을 볼 수 있다.

그림 5.1-30은 팁 간극 변화에 따른 디퓨저 압력회복계수 변화를 나타내고 있다. 실험 결과에 의하면 팁 간극비가 증가할수록 압력회복계수도 증가하는 경향을 보이고 있고, 팁간극비 변화에 따른 압력회복계수의 변화율도 거의 선형관계를 나타내고 있는 것을 볼 수 있다(그림 5.1-31). 이것은 팁 간극 증가에 의하여 디퓨저 입구에서의 blockage가 증가됨으로써 압력회복 특성이 저하된다는 일반적인 경향과 상충된다. 이러한 상충되는 결과는 팁 간극 증가에 의한 디퓨저 출구에서의 정압력 회복률 보다 임펠러 출구에서의 동압 감소율이 더 크기 때문으로 판단된다. 이것은 Senoo(3)의 경우에서도 동일하게 나타나는 경향으로서 향후 임펠러 출구에서의 전압력을 정확하게 측정함으로써 명확하게 규명되어져야 할 것으로 사료된다.

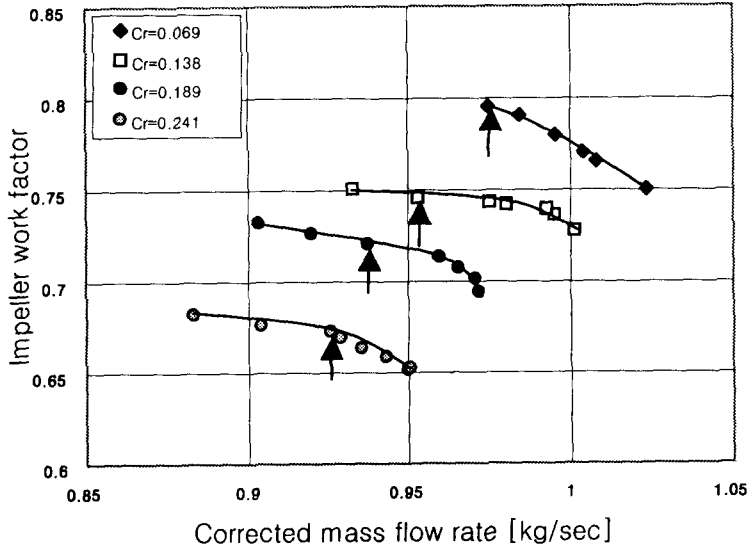


그림 5.1-28 Variation of impeller work input factor (N=97%)

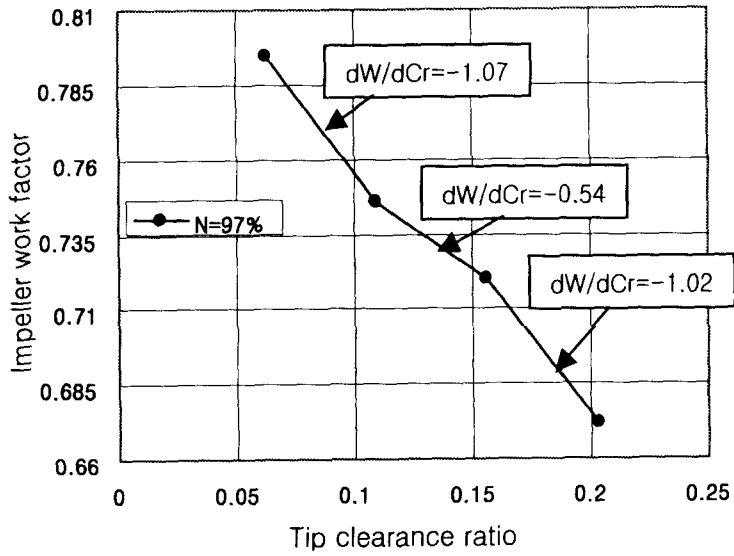


그림 5.1-29 Work input factor as a function of tip clearance ratio

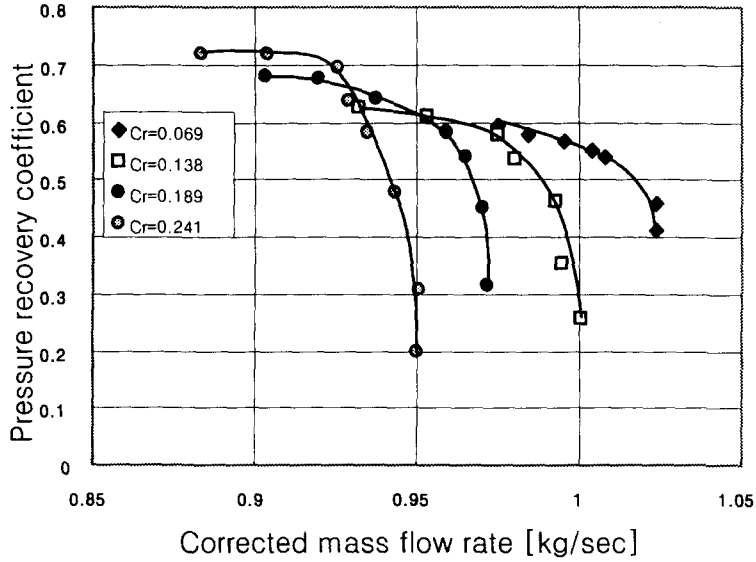


그림 5.1-30 Variation of diffuser recovery factor (N=97%)

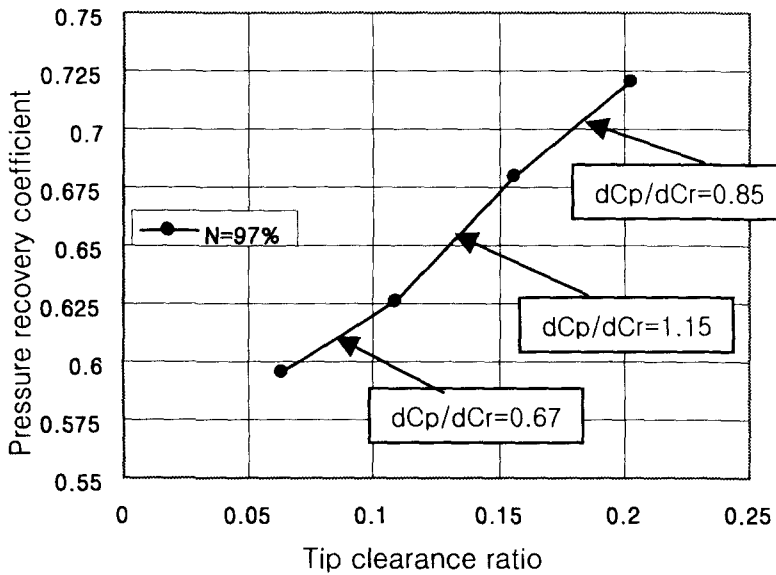


그림 5.1-31 Diffuser recovery factor as a function of tip clearance ratio

본 성능시험 결과에 대한 정성적 검증을 위하여 기존에 발표된 타 시험결과와의 비교를 표 5.1-6에 나타내었다. 전반적으로 팁 간극변화에 대한 전압력비 감소율이 타 시험결과와 유사한 경향을 보이고 있으며 특히 본 시험결과와 팁 간극비 변화범위 및 임펠러 조건이 유사한 Ref. 3의 Senoo(3)의 시험결과와 비교해

볼 때, 최대 전압력비 감소율이 거의 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 전효율 감소율의 경우 타 시험결과에 비해 현저히 높은 것으로 나타나고 있는데 이는 팁 간극 영향 이외에도 앞서 언급한 바와 같이 시험에 사용된 디퓨저의 입구형상이 임펠러 출구 유동조건과 적절히 매칭(matching)되지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 디퓨저 형상을 최적화 시킨다면 타 시험결과와 유사한 범위의 감소율을 나타낼 것으로 예상되며 현재 디퓨저 효율을 증가시키기 위한 연구가 진행 중에 있다.

표 5.1-6 Comparison of test results

| Case | Impeller eixt width | Impeller tip Mach No. | Cr | $\Delta PR(\%)$ | $\Delta \eta_{T-T}(\%)$ |
|--------|---------------------|-----------------------|---------------|-----------------|-------------------------|
| Ref. 3 | 4.67 mm | 1.68 | 0.076 ~ 0.207 | 6.6 | 4.6 |
| Ref. 2 | 21 mm | 1.39 | 0.032 ~ 0.139 | 5.7 | 2.9 |
| Ref. 6 | | > 1.0 | 0.067 ~ 0.127 | 5.5 | 1.9 |
| APU | 6.4 mm | 1.51 | 0.063 ~ 0.203 | 7.7 | 8.7 |

1.4.3.3 결론

현재 개발 중에 있는 보조동력장치용 압축기에 대한 팁 간극변화에 따른 성능 시험을 수행함으로써 전반적인 압축기 성능을 확인하였다. 압축기의 설계점에서의 목표 성능은 팁 간극비, $Cr=0.047$ 일 때 전압력비 4.3, 전효율 77%로서 설계점에 근접한 속도($N=97\%$)에서의 성능시험결과, 압력비는 4.0, 효율은 73.5%으로서 목표 성능에 근접된 결과를 나타낸 반면, 작동영역은 전체 회전수에서 설계목표에 비해 좁고 전반적으로 고유량쪽으로 이동된 경향을 보였다.

팁 간극변화에 따른 압축기 성능시험을 통해 다음과 같은 결론 얻었다.

팁 간극비 $Cr=0.0625, \sim 0.203$, 회전수 $N=97\%$ 의 경우, 최대 압축비는 7.7%, 효율은 8.7%, 임펠러 work input factor는 15.4%의 감소량을 보임으로써 초음속 압축기의 경우 팁 간극은 성능에 큰 영향을 끼치는 것으로 나타났으나 제한적인 시험조건으로 인하여 팁 간극비와 손실량에 대한 정량적인 선형관계는 확인할 수 없었다. 팁 간극비 변화에 따른 손실은 압축기 작동유량 및 회전수가 감소할수록 작아지는데 이는 손실이 날개 하중에 비례하여 커진다는 것을 의미한다. 한편 팁 간극비 증가는 압축기 공력적 성능에는 불리한 영향을 끼치지만 안정한 작동범위의 변화에는 거의 영향을 주지 않는다.

1.5 압축기 성능시험 결론

이상과 같이 3차에 걸친 디퓨저 성능시험과 틱간극 성능시험을 통해 보조동력 장치용 원심 압축기의 성능을 시험하였다. 성능시험 결과, 전압력비와 전효율은 설계요구조건에 근접한 결과를 나타내었지만, 전체적으로 작동영역이 좁아 충분한 서지 마진을 확보하지 못했다(표 5.1-7). 충분한 작동영역을 확보하기 위해서는 디퓨저의 성능을 향상시켜야 하므로 3차에 걸쳐 시험/해석/재설계 과정을 거쳤다. 디퓨저 성능향상을 통한 서지 마진 확보를 위해 재설계 과정이 진행중이며 향후 성능시험을 통해 충분히 설계요구조건을 만족할 수 있을 것으로 판단된다.

표 5.1-7 압축기 성능시험결과

| 항목 | 설계요구조건 | 성능시험결과 | 달성도(%) |
|------|--------|--------|--------|
| 전압력비 | 4.4 | 4.35 | 98.8 |
| 전효율 | 75 % | 74% | 98.6 |
| 서지마진 | 5 % | 3% | 60 |

제2절 연소기

2.1 시험부 구성

2.1.1 성능시험기

연소기 성능시험설비는 개방유로형으로 연소기의 주요 공력 특성인 압력 손실, 연소 효율, 출구 온도 분포, 배기 가스 성분, 점화 영역 및 화염 안정 영역 등을 측정할 수 있다. 시험설비는 대기중의 공기를 가압/가열하여 연소기 시험부에 공급하고, 고온의 연소기 배기 가스를 물분사냉각장치를 이용해 냉각시킨 후, 다시 대기 중으로 방출하는 방식으로서 대표적인 사양은 다음과 같다.

- 공기유량 범위 0.15 ~ 6.5 kg/sec
- 최대 입구압력 5.5 atm
- 최대 입구온도 400 °C
- 최대 연료유량 1,000 kg/hr

○ 성능시험기의 구성

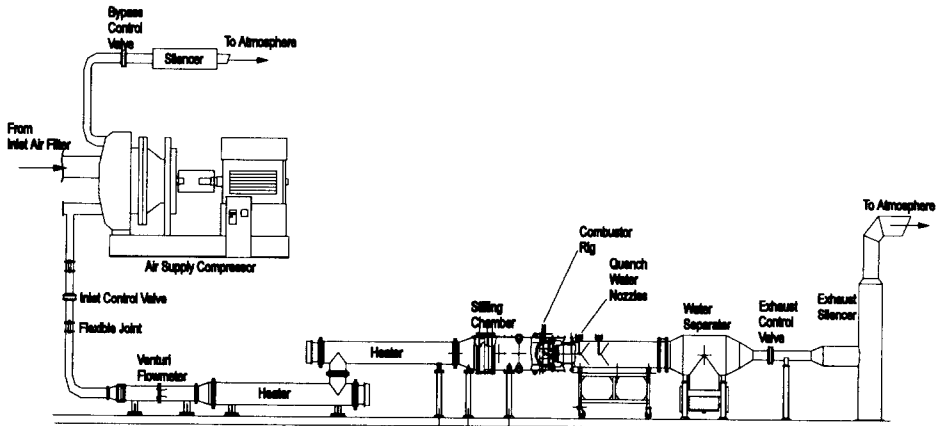


그림 5.2-1 연소기 성능 시험기 개략도

연소기 성능시험설비의 전체적인 개략도와 사진을 각각 그림 5.2-1, 5.2-2에 나타내었으며, 이 설비를 개발하고자하는 연소기의 점화성능시험과 연소효율, 출구

온도분포 및 배기가스분석 등의 성능시험을 수행하기 위한 설비이다. 연소기 성능시험 설비는 공기공급 시스템, 시험부, 배기/냉각시스템, 연료공급시스템과 그 외에 연소기 출구 온도/압력 분포 측정장치, 배기가스 측정 장치, 제어 및 자료획득 시스템 등으로 구성되어 있으며, 각 구성 요소의 사양 및 작동 특성은 다음과 같다.

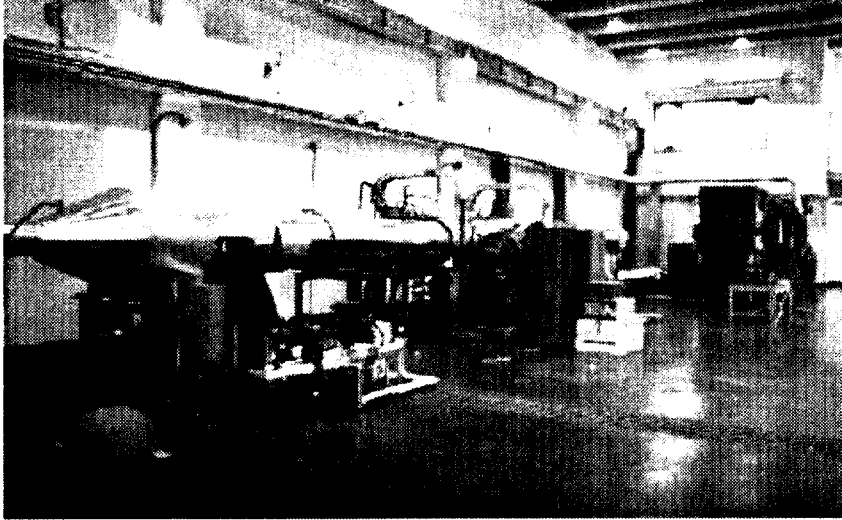


그림 5.2-2 연소기 성능시험설비 사진

○ 공기공급시스템 및 배기시스템

공기공급시스템은 그림 5.2-1과 같이 압축기, 공기 가열기, 유량계, 안정실, 유량/압력 제어용 밸브 등으로 구성되어 있으며, 배기시스템은 물분사냉각장치, 소음기 등으로 구성된다. 본 연소성능시험기는 2250마력과 500마력의 압축기를 필요에 따라 선택하여 사용할 수 있게 구성되어 있는데, 본 보조동력장치의 성능시험에서는 실험 조건을 고려하여 500마력의 원심압축기(최대 유량 2.0kg/s, 최대 압력 4.0atm)를 사용하였다.

시험부 입구 압력과 공기 유량을 제어하기 위해 시험부 상류와 하류에 각각 1개의 유압 밸브를 설치하였으며, 압축기 출구에는 잉여 유량을 방출하기 위한 바이패스 밸브가 설치되어 있다. 압력 및 유량을 제어하기 위한 밸브로는 응답 특성이 빠른 유압식 버터플라이 밸브를 사용하였다. 시험설비 입구에는 20kg/s의 공기 유량에서 2 μ m 이상의 입자에 대해 98% 이상의 제거 효율을 갖는 공기 여

과기를 설치하였다. 여과기의 재질은 주름진 Dacron이며, 전체 면적은 46m²이다.

유량계로는 Badger Meter, Inc.에서 제작한 BVT-IF venturi를 사용한다. 측정 오차는 ±1% FS 이내이며, 0.5%의 반복 특성을 갖고 있다. Throat의 직경은 공기 유량의 범위에 따라 5"와 3.4"인 두가지의 것을 사용하는데 본 시험에서는 3.4"를 사용하였다.

전기 가열기는 연소기에 유입되는 공기의 온도를 조절하기 위한 장비로 Chromalox사의 전기 가열기를 사용한다. 1.2MW의 전기 가열기 2대를 직렬로 연결하여 사용하며, 이 전기 가열기는 각각 7개의 가열 모듈로 구성되어 있다. 과형분할방식으로 입력 전력의 양을 조절함으로써, 6.5kg/s의 유량에서 연소기 입구 온도를 최대 400℃까지 설정할 수 있다.

연소기 입구의 고른 유동 분포를 위해 다공판, 하니콤, 스크린으로 구성된 안정실을 설치하였고, 안정실에는 유동 분포의 측정을 위해 90o 간격으로 4개의 rake를 설치하였다. Rake는 유동의 교란을 최소화하기 위해 비행기 날개 형상으로 제작하였으며, 각각의 rake에는 등면적 간격으로 3개씩의 열전대(K형)와 전압측정 probe가 장착되어 있다.

시험부 하류에 설치된 물분사냉각장치(그림 5.2-3 참조)는 1,000℃ 이상의 배기 가스의 온도를 300℃ 이하로 낮추어 다른 장비에 손상을 주지 않고 대기에 방출하기 위해 사용된다. 물분리기 하류에서 측정된 배기 가스의 온도에 따라 분사량이 조절되며, 기화되지 않은 물은 분리기에서 분리된다.

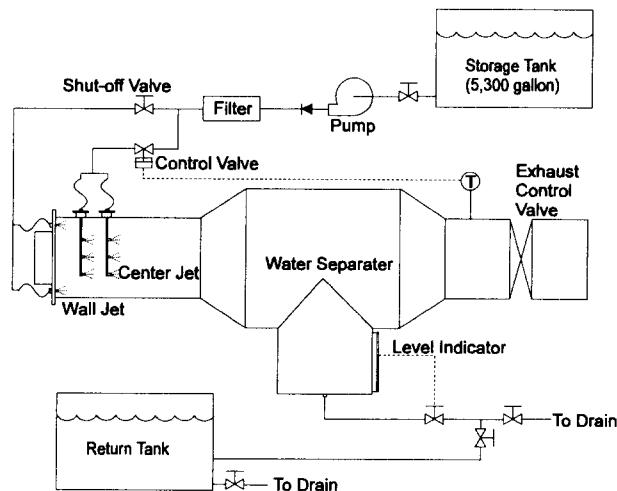


그림 5.2-3 배기가스 냉각시스템

물분사냉각장치에는 8개의 벽면 분사 노즐과 36개의 중앙 분사 노즐이 설치되어 있으며, 설치된 노즐들은 배기 가스의 온도에 따라 각각 단계적으로 작동됨으로써 냉각수의 사용을 최소화한다. 분사된 물은 대부분 수증기 상태로 대기로 방출되며, 기화되지 않고 분리된 물은 별도의 물탱크로 배출된다.

○ 연료공급시스템

그림 5.2-4와 5.2-5는 연료공급시스템의 개략도 및 사진으로서 연료 저장 탱크, 펌프, 유량 및 압력 조절 밸브, 가열 장치 등으로 구성되어 있으며, 최대 유량은 1,000kg/hr, 최대 압력은 35atm (abs)이다.

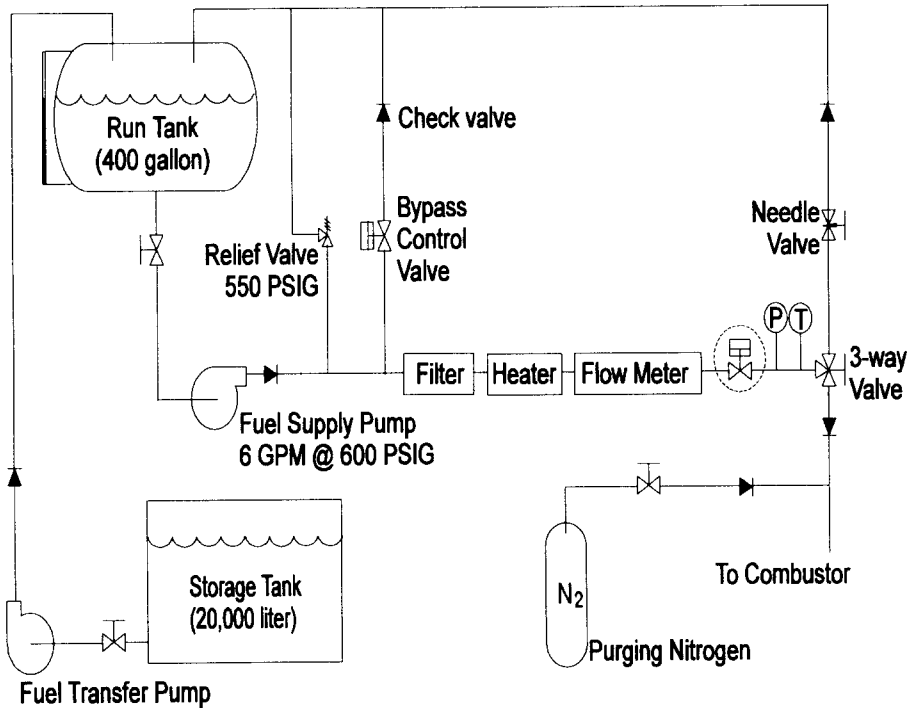


그림 5.2-4 연료 공급 시스템 개략도

시험부 입구에 3-way 밸브를 설치하여, 연료의 압력/유량이 설정값에 맞추어지기 전까지는 연료가 탱크로 재순환되도록 설계하였으며, 탱크로 재순환되는 배관에는 연료 노즐의 압력 강하를 모사하기 위해 needle 밸브를 설치하였다. 또한 연료 공급 유량의 안정화를 위해 3-way 밸브 상류 지점에 압력 조절 밸브를

추가로 설치함으로써 펌프가 고압에서 작동하도록 하여 연소기 내의 압력 변화가 공급되는 연료 유량에 미치는 영향을 최소화 하였다.

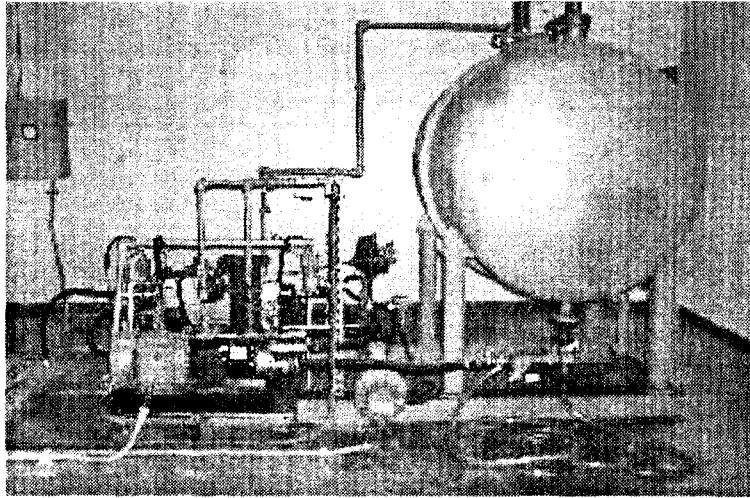


그림 5.2-5 연료 공급 장치

○ 제어 및 자료획득 시스템

시험설비의 제어 및 자료획득 시스템은 다음과 같은 시험설비의 각 요소 및 시험용 연소기를 제어하고 연소기 성능시험 데이터를 측정하도록 갖추어져 있다.

- 연소기 입/출구에서의 압력/온도/유량 제어
- 연료 유량/압력/온도 제어
- 연소기 내의 압력/온도 측정
- 연소기 배기가스 성분 측정

시험설비의 제어시스템은 General Electric 사의 GE90-30 PLC(Programmable Logic Controller)를 주축으로 구성되어 있으며, PLC와 사용자간의 인터페이스를 위해 Wonderware사의 CIMPLICITY InTouch를 이용하여 Windows 환경에서 모든 제어가 가능하도록 구성되어 있다. 시험설비의 수동제어 및 자동제어가 가능하며, 일련의 시험 조건에서의 연속적인 시험을 위한 연속자동제어도 가능하다. 그림 5.2-6은 시험설비의 주 제어 화면을 나타내는데, 이 화면을 이용하여 공기 공급 압축기, 입구/배기 제어 밸브, 공기 가열기, 연료공급시스템, 물분사 냉각시스템, 점화 시스템의 제어가 가능하다. 시험중 시험기 각 부분의 상태도 이

화면에 표시된다.

자료획득 시스템은 압력 측정을 위한 PSI 8400, 온도 측정을 위한 NEFF 740, 배기가스(CO, CO2, NO, HC, O2, H2) 분석을 위한 Oliver M7000 등으로 구성되어 있으며, 제어실에 설치된 컴퓨터에 연결되어 계측기 교정, 자료획득 등의 제어가 이루어진다. 이 중에서 배기가스 측정 시스템(그림 5.2-7)의 측정 가스 종류 및 측정 범위는 다음과 같다.

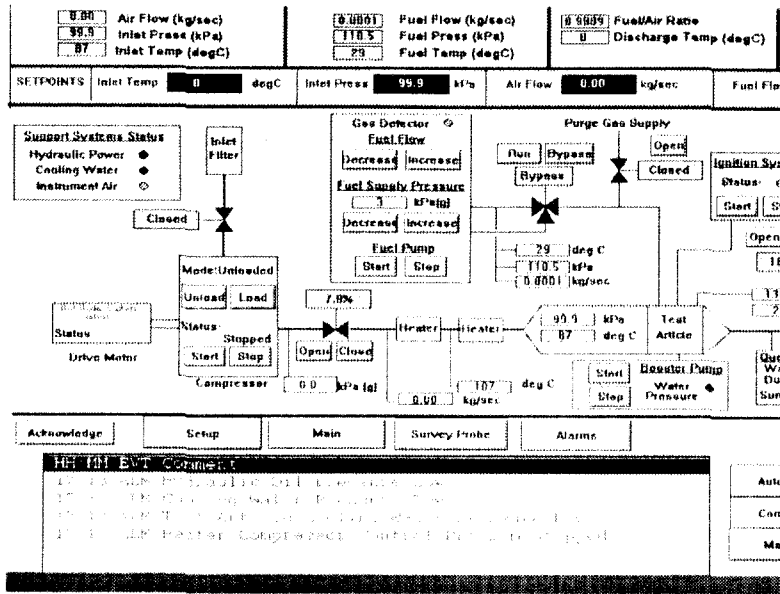


그림 5.2-6 주 제어 시스템 화면

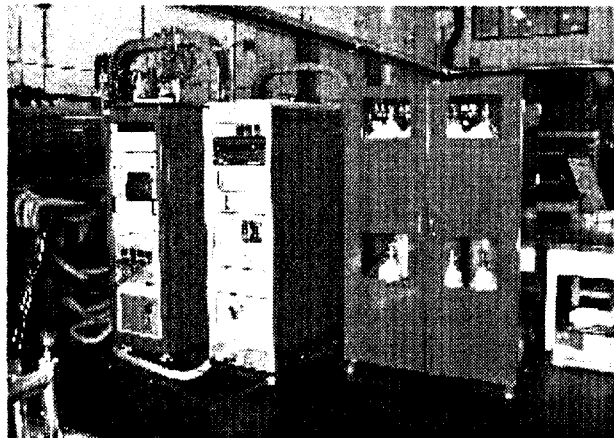


그림 5.2-7 배기가스 측정 시스템

- CO NDIR

0-100, 0-1000, 0-10000 ppm

| | |
|---------------------------|----------------------------|
| - CO2 NDIR | 0-10, 0-100 % |
| - O2 Paramagnetism | 0-25 % |
| - H2 Thermal Conductivity | 0-30 % |
| - NO Chemiluminescence | 0-25, 0-250, 0-2500 ppm |
| - HC Flame Ionization | 0-100, 0-1000, 0-10000 ppm |

2.1.2 연소기 Test rig

연소기 test rig는 그림 5.2-8과 같으며, 주요 구성으로는 3개의 duct, 회전장치(rotating device), 연소기로 구성되어 있다. 연소기 test rig는 앞 절의 CCTF 연소기 성능시험기의 시험부에 장착이 가능하도록 제작하였으며, 각각의 duct, 회전부, 연소기 등은 장착과 분해가 용이하도록 설계되었다.

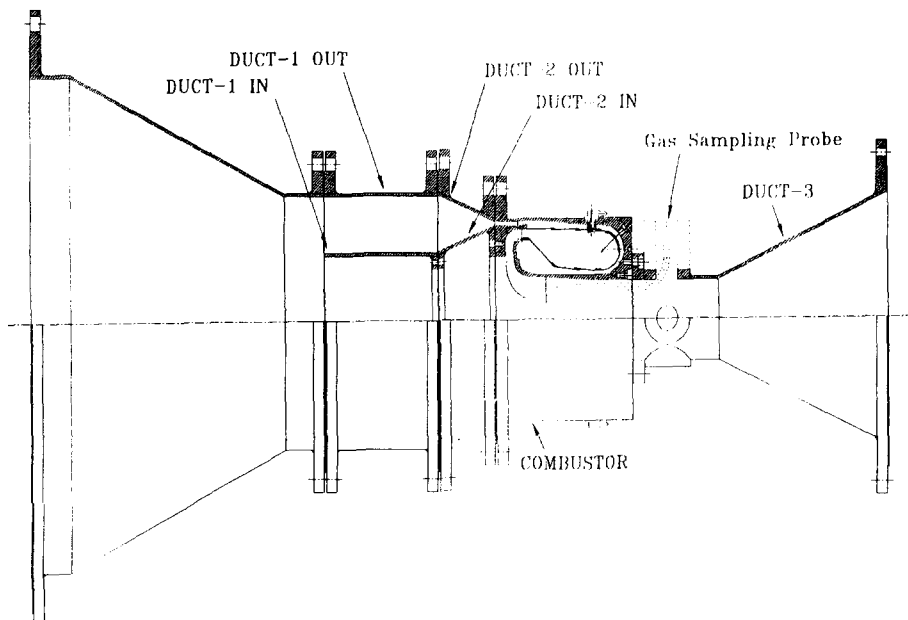


그림 5.2-8 APU 연소 성능시험 Test Rig.

시험용 연소기 입구 전의 DUCT-1과 DUCT-2의 IN & OUT DUCT는 절대압력 7.0 bar, 800 K까지 견딜 수 있도록 설계/제작되었으며, 연소기 출구의 DUCT-3과 회전장치는 절대압력 7.0 bar 와 1500 K까지 견딜 수 있도록 제작되었다. 또한, Duct-3, 회전장치 및 단열재를 제외한 Duct 및 제작부품은 SUS로

제작되었으며 방청작업을 수행하였다. 그림 5.2-9는 연소기 성능시험기에 장착된 test rig를 나타내며 흡기부 압력/온도 등 여러 가지의 측정 센서, 회전 장치를 회전시키기 위한 스텝모터, 배기가스 측정을 위한 gas sampling probe 등이 설치된 것을 볼 수 있다.

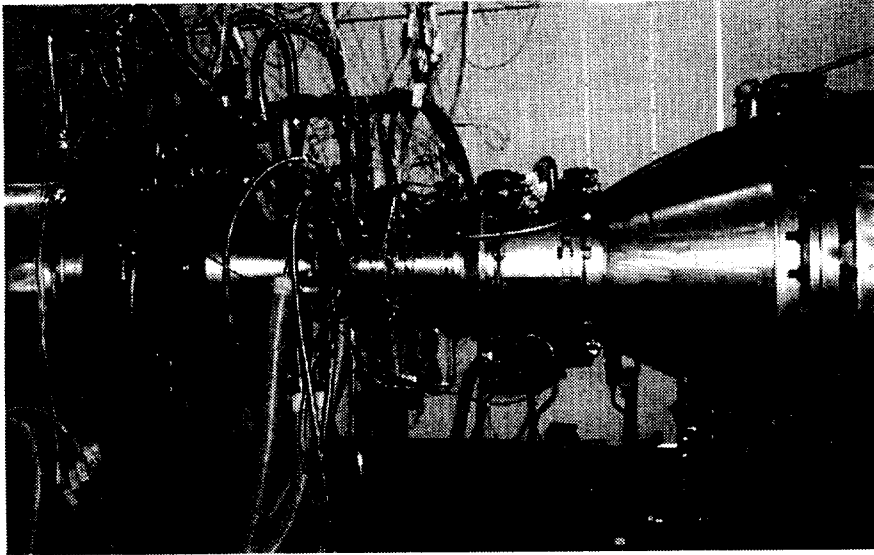


그림 5.2-9 연소성능시험기에 장착된 test rig

○ 연소기 장착을 위한 덕트 설계 및 제작

- Duct-1 IN & OUT (그림 5.2-10)

OUT DUCT의 upstream flange는 기존 설치되어 있는 안정실에 맞추어 390 O.D.×200 L (mm)로 제작되었다. IN DUCT의 upstream flange는 Rotating device의 Bullet nose에 맞게 설치하였으며, Driving Motor의 구동 기어 및 각종 Probe 선이 통과할 수 있는 Air foil 단면의 지지대를 제작하여 OUT and IN DUCT에 연결하였다. 또한 Rotating Device의 구동부가 DUCT 내부에 장착되도록 연결하였으며, 크기는 207 O.D. * 200 L (mm) 이다. Duct 1의 내부에는 연소기로 유입되는 공기의 흐름을 원활히 하기 위한 그림 5.2-11과 같은 bullet nose가 설치되었다.

- DUCT-2 (그림 5.2-10)

연소기로 유입되는 최종단으로서 내부의 상단은 연소기 출구부분을 형성하며 이 내부에 회전 장치부가 장착된다.

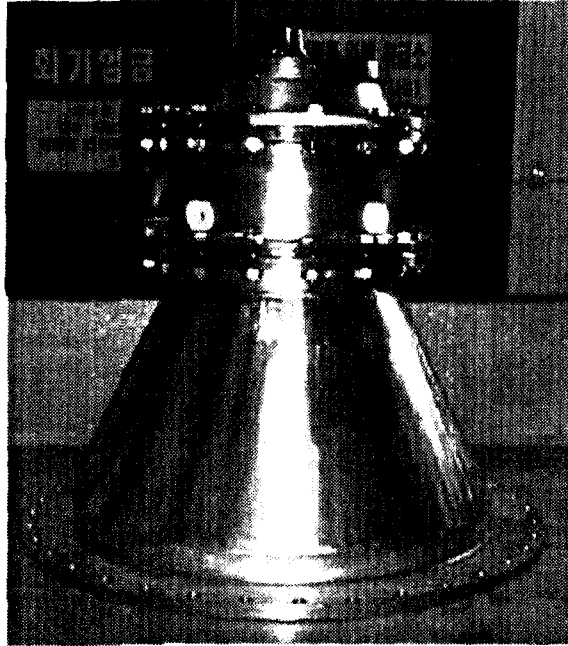


그림 5.2-10 Duct 1, Duct 2와 Rotating Device

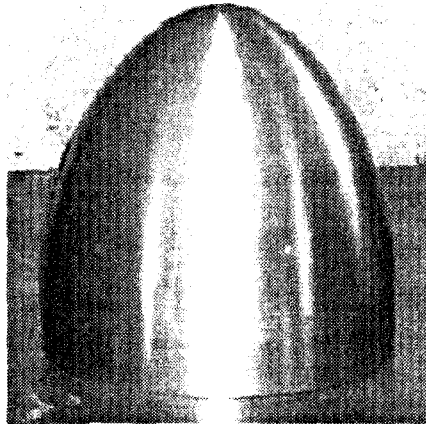
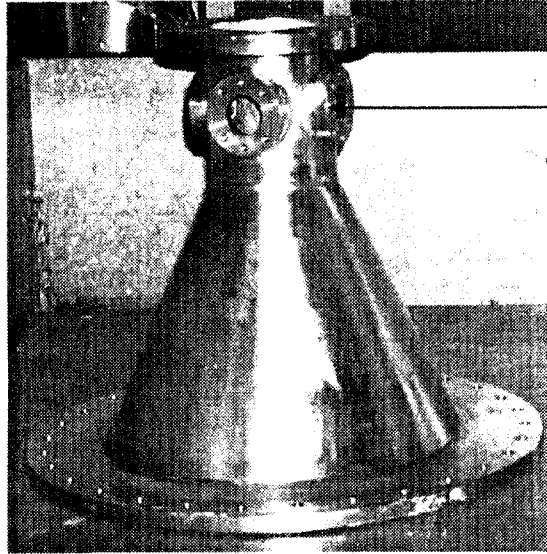


그림 5.2-11 Bullet nose

- DUCT-3 (그림5.2-12)

시험용 연소기 downstream flange에 장착될 수 있으며, gas-sampling probe를 장착할 수 있도록 제작되었다.



gas sampling probe
장착부

그림 5.2-12 연소기 test rig : Duct 3

○ 연소기 출구 온도 측정용 Rotating Device

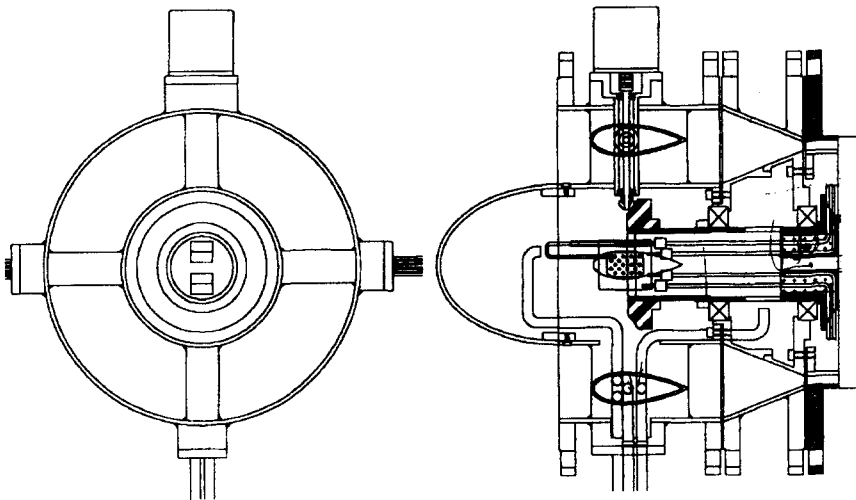


그림 5.2-13 회전장치 개략도

이 부분은 연소기 출구에서의 온도를 360도 회전하면서 측정함으로써 연소기의 성능을 판단하기 위해 제작된 부분으로서 전체적인 개략도는 그림 5.2-13과 같으며, 지지부와 조립된 회전부는 그림 5.2-14와 같다. 특히 연소기 hot test의 경우 회전부 상단이 약 4기압의 고온 연소 가스에 장시간 노출되므로 회전 장치 내부에는 상온의 공기를 계속 흘려주면서 냉각을 하게 되어 있으며, sealing을 통해 대기압 이상의 압력 상태를 유지하도록 되어 있다.

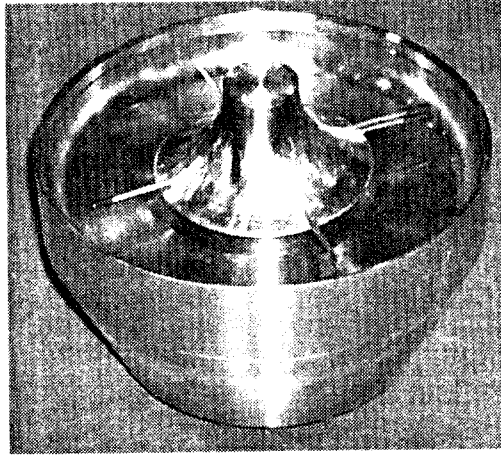


그림 5.2-14 지지부와 조립된 회전부

- Motor 연결부분(그림 5.2-15)

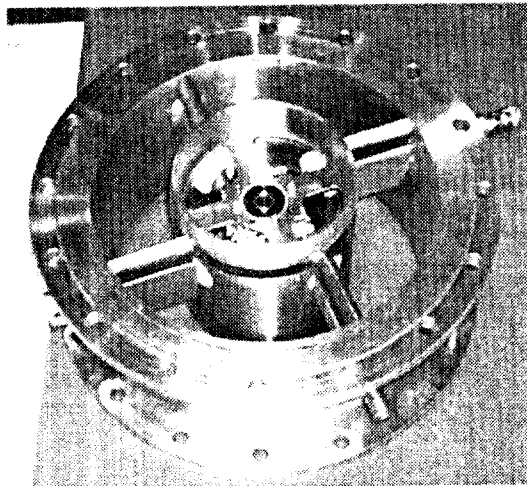


그림 5.2-15 회전장치의 모터 연결부

- 기존의 motor(comumotor, RM62-308 : Parkar Hannifin Corp.) 및 motor controller에 맞게 설계/제작 (Parkar Hannifin Corp.에서 구입가능) 되 으며, zero 및 limit switch를 장착하였다.

- Swing angle는 $\pm 180^\circ$ 로, Probe Assembly Head가 360° 회전이 가능하 고, swing angle의 정확도는 $\pm(1/100\text{도})$ 로 제작되었다.

- 회전부

회전 구동부(모터, 기어, 연결부)의 회전력에 의한 실제 회전부는 그림 5.2-16과 같으며, 연소효율 및 Pattern factor를 도출하기 위한 5개의 온도 센서 와 cold test에서 출구유동각 및 전압력 손실을 측정하기 위한 5공 probe와 2개 의 피토투브가 설치되었다.

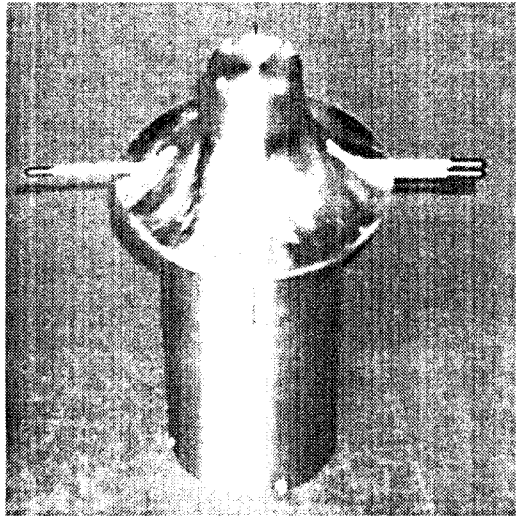


그림 5.2-16 온도/압력센서가 장착된 회전부

- Probe Assembly

- Probe signal drift를 방지하기 위해 단열재를 사용하였으며, 연소기 출 구 및 유동 Guide Vane형상을 고려하여 설계/제작하였다. 또한, L자 형 Probe 들이 Assembly내에서 자유로이 조립/분해될 수 있도록 Probe Assembly 를 설계/제작하였다.

· 구동부와의 연결부분 (Probe Assembly Rear) : 온도/압력측정 Probe를 원하는 측정 높이에 맞추기 위한 내경 80 mm의 고정 장치가 설치되었다.

· 연소기 출구부분 (Probe Assembly Head) : 온도/압력측정 Probe가 연소기 출구에 닿지 않고 원하는 측정지점에 맞추기 위한 Probe 고정 Hole 이 공차 ± 0.1 mm로 설치되었다.

- Probe Assembly 연결부분

· Probe Assembly 후면에서 나오는 각종 Probe wire 및 압력튜브의 연결을 용이하게 하기 위해서 Probe Assembly를 별도로 결합할 수 있도록 제작하였다.

· 압력관 및 thermocouple 전선은 구동부를 통과하여 Bullet Nose쪽으로 빼낼 수 있도록 제작하였다.

○ 연소기 케이스

라이너를 장착하기 위한 연소기 케이스는 그림 5.2-17과 같으며, 연료인젝터, 스파크 플러그, 온도/압력 포트 등이 장착된다. 이 연소기 케이스는 single vortex 형 연소기의 전기 점화 플러그 점화의 실패로 인해 케이스에 torch ignitor를 장착할 수 있도록 가공한 것이다.

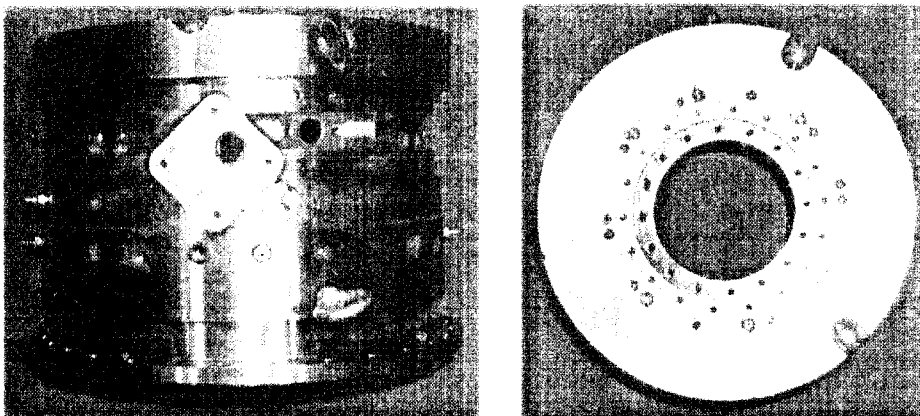


그림 5.2-17 연소기 케이스

○ 연소기 라이너

본 연구에서 성능 시험이 수행된 연소기의 라이너는 두가지로서 single vortex type 연소기와 tangential swirl type 연소기로 구분된다. 먼저 1차 설계에 의해서 그림 5.2-18과 같은 single vortex 형 라이너가 제작되었으며, 이 연소기는 라이너 외/내부의 main hole의 제트분사에 의해 연소기 헤드 방향에 하나의 vortex가 형성되어 화염이 안정적으로 보염될 것으로 예상되었으나 점화 실패로 인하여 2차 설계로 tangential swirl 형 연소기로 변경되었다. 그림 5.2-19는 tangential swirl 형 연소기 라이너의 형상이며, TS1 연소기로 명칭하였다.

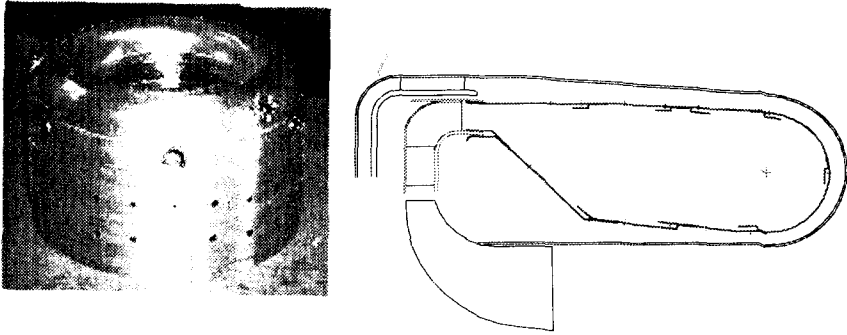


그림 5.2-18 Single vortex 형 연소기 라이너



그림 5.2-19 Tangential swirl 형 연소기 라이너 (TS1)

2.2 실험 방법 및 측정 장치

2.2.1 연소기 성능 시험 항목의 선정

설계/해석을 거쳐 결정된 시험조건은 표 5.2-1과 같으며, 수행된 성능 시험 항목 및 시험 절차는 다음과 같다.

표 5.2-1 APU 연소기 시험조건

| 구분 | 전압력 (kPa) | 전온도 (K) | 공기유량 (kg/s) | 연료유량 (kg/hr) | 출구온도 (K) |
|------|--------------|------------|----------------|-----------------|-------------|
| 점화조건 | 119 ~ 195 | 285 ~ 296 | 0.13 ~ 0.82 | | |
| 무부하 | 398.2 | 482.3 | 1.00 | 30.2 | 789 |
| 설계점 | 397 | 482.2 | 0.84 | 58.1 | 1120 |

○ 시험 항목

- 연소기 최적 점화 위치 선정 및 성능시험
점화플러그의 위치 변경, 공기유량과 공연비에 따른 점화 loop 결정
- 연소기 전압력 손실
Inlet Diffuser와 연소기 출구사이의 압력 손실 측정
- 연소기 Liner의 온도분포
Thermal Paint 및 열전대를 이용한 liner 온도 분포 측정
- 연소효율 및 배기가스
Gas Sampling Probe를 이용한 배기가스 측정
- 연소기 출구의 Pattern Factor
회전장치(Rotating Device)를 이용한 연소기 출구의 온도측정
- 연소기 출구의 유동각
회전장치에 장착된 5 Hole Probe를 이용한 Cold test 성능시험

○ 성능 시험 절차

· 연소기 cold test

연소기의 각 지점에서의 압력, 온도 측정

연소기 출구에서의 압력, 온도 측정

연소기의 전압력 손실

· 연소기의 점화 성능시험

지상 조건에서의 점화 특성

· 연소기 hot test

시험 조건 : 무부하 및 설계점

전압력 손실 및 출구압력 분포, 연소기 출구에서의 유동각

배기가스 및 연소효율, 출구온도 분포(pattern factor)

라이너의 온도 분포

· 연소기의 가연한계

지상, 설계점의 가연한계 시험

2.2.2 측정 센서

연소기 성능시험에는 온도, 압력, 배기가스의 측정이 포함되며, 크게 연소기 케이스 부분(표5.2-2), 회전 장치부, 배기가스부로 구분 될 수 있다. 본 실험에서 사용된 압력 센서의 사양은 표 5.2-3과 같다.

○ APU 연소기 케이스부

표 5.2-2 연소기 기본 성능 시험 측정 항목 (Combustor)

| 구분 | 측정위치 | 범위 | 개수 | 참고 |
|----------|------------------|------------|----|---|
| 압력 측정 | Stilling Chamber | 100 psi | 4 | 전압력 20cm sus-tubing & teflon (1/8" NPT) |
| | Inlet Diffuser | 100 psi | 4 | 전압력 (4 개 Pitot) (1/8" NPT) |
| | Combustor Head | 50 psi | 4 | 정압력 50cm sus-tubing & teflon |
| | Main Hole | 50 psi | 4 | "(outer) |
| | Dilution Hole I | 50 psi | 4 | " |
| | Dilution Hole II | 50 psi | 4 | " |
| 온도 측정 | Stilling Chamber | 270~600 K | 4 | 1/8", K type, ground (1/8"NPT) |
| | Inlet Diffuser | 270~600 K | 4 | " |
| | Combustor Head | 270~600 K | 4 | " |
| | Main Hole | 500~1500 K | 6 | 1/8" K type, unground (1/8" NPT) |
| | Dilution Hole I | 500~1500 K | 6 | " |
| | Dilution Hole II | 500~1500 K | 6 | 1/16", K type, exposed (1/8" NPT) |
| | Spare Hole | 500~1500 K | 10 | 1/8", Dummy, 연소기 헤드부분 |

표 5.2-3 압력센서 사양 및 측정 위치

| 측정위치 | 종 류 | 사 양 | | | | 비 고 |
|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|------|-----|---|---|
| | | 모델명 | 직경 | 길 이 | 비 고 | |
| Combustor Inlet Diffuser | Pitot (4개) | PAC-8-KL | 1/8" | 8" | 800 ℃ (1500 F) | 1/8" NPT Boss max.=12 (mm) Static hole=32 (mm) |
| | | PAC-T-8-C/A-KL (Pitot +T/C) | " | " | K-Type | |
| Combustor Exit | 5Hole (1개) | DC125 (1/8"NPT 포함) | 1/8" | - | Straight take-off tube 길이변경 Bending 600 ℃ 1/8" NPT | 길이:115(H)×95(V) Probe Head - 정압홀(4개) : 0.016" - 전압홀(1개) : 0.020" |
| | Pitot (2개) | PAC (1/8"NPT 포함) | " | - | take-off tube변경 길이변경Bending 800 ℃ 1/8" NPT | |
| Installation | Pressure Tap | PARKER 2-2 FBZ-SS | | | 1/16" OD (1/8" NPT) Graphite Ferrule (400℃ max) | For K-type Thermocouple at Dilution hole |

○ 회전 장치부(Rotating device)

그림 5.2-16의 회전부에 설치된 압력 센서의 사양은 표 5.2-3과 같으며, 5개의 온도 센서 및 3개의 압력센서의 배치도는 그림 5.2-20과 같다. 여기서 온도 센서는 그림 5.2-21과 같이 열전대를 180도 방향으로 3개와 2개로 구분하여 배치하였다. 이러한 5개의 열전대를 360도 회전시키면서 온도를 측정하기 때문에 공간적으로는 2.4mm의 간격으로 온도를 측정한 결과를 얻을 수 있다. 초기에는 B type 열전대를 사용하였으나, 측정 온도 범위등을 고려할 때 K type 열전대를 사용해도 무리가 없기 때문에 Single vortex 형 연소기 시험이후 모두 K type 열전대로 교체 사용하였다. 성능 시험시 회전부의 회전속도는 0.5°/sec로 연속회전하면서 데이터를 획득하였으며, 이는 10° 간격으로 회전하여 10초간 정지한 상태에서 획득된 데이터와의 비교에 의해 차이를 보이지 않는다는 것을 확인한 후 결정된 것이다.

그림 5.2-22는 압력 센서의 배치를 나타낸 것으로 5공 probe 및 피토 튜브의 설치도를 나타낸다. 사용된 압력센서는 특별한 냉각장치를 사용하지 않기 때문

에 cold test에만 사용하였으며, 시험 초기에는 그림 5.2-16과 같이 열전대와 압력센서를 동시에 회전부에 장착하여 시험하였다. 그러나 hot test 시험을 고려하여 압력 센서만을 장착한 회전부와 온도 센서만을 장착한 회전부로 각각 제작하여 사용하였다.

또한, 선정된 5공 Probe 의 Calibration Chart는 다음 표 5.2-4 와 같으며, yaw angle 계수와 pitch angle 계수에 대한 yaw angle 및 pitch angle은 그림 5.2-23, 그림 5.2-24와 같다.

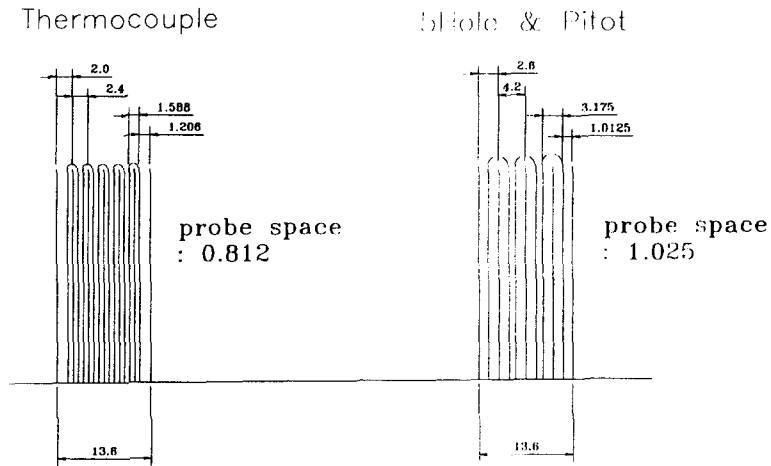


그림 5.2-20 회전부 상부 열전대 및 압력센서 배치도

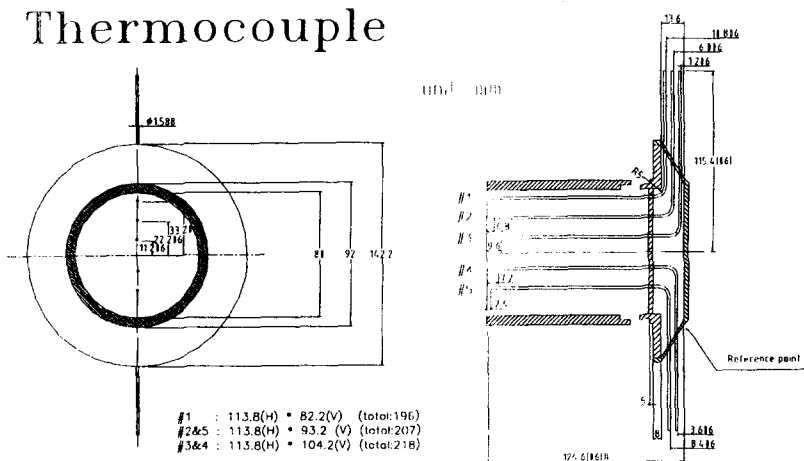


그림 5.2-21 회전부 열전대 설치도

5Hole & Pitot

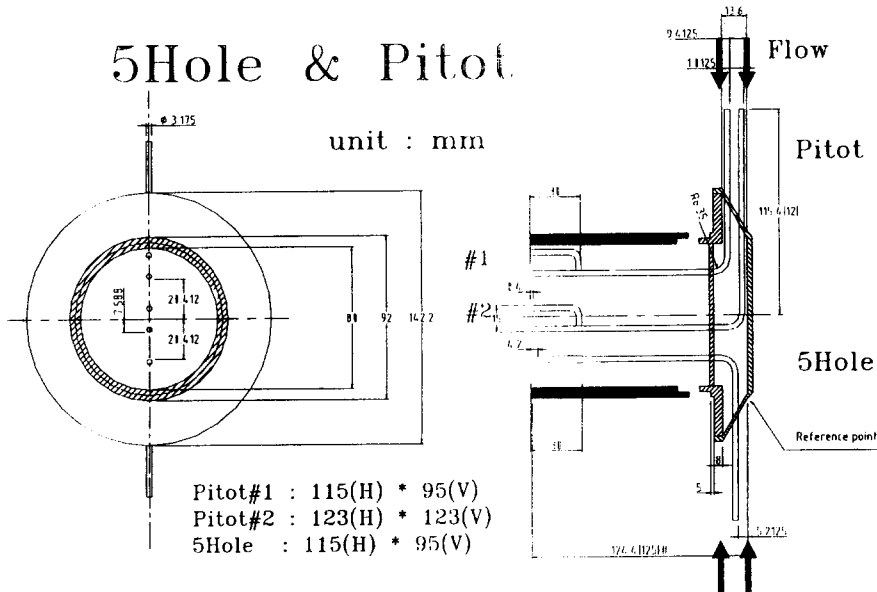


그림 5.2-22 회전부 압력 센서 설치도

표 5.2-4 5공 Probe Calibration Chart

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|-------|-------|--------|-------|---------|-------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|
| Pt-Ps | P1-Pt | P23-Ps | P4-P5 | Patm-Pt | Pitch | 2/1 | 3/1 | 4/1 | 1.0+7-8 | 9/10 | 1.0/10 |
| 20.2 | -16.8 | -18.1 | -34.0 | 3.9 | -40 | -0.832 | -0.896 | -1.683 | 1.064 | -1.581 | 0.940 |
| 20.2 | -9.4 | -11.7 | -25.8 | 3.9 | -30 | -0.465 | -0.579 | -1.277 | 1.114 | -1.147 | 0.898 |
| 20.0 | -3.6 | -6.1 | -18.4 | 3.9 | -20 | -0.180 | -0.305 | -0.920 | 1.125 | -0.818 | 0.889 |
| 20.1 | -0.7 | -3.0 | -9.3 | 3.9 | -10 | -0.035 | -0.149 | -0.463 | 1.114 | -0.415 | 0.897 |
| 20.0 | 0.0 | -1.9 | -0.6 | 3.9 | 0 | 0.000 | -0.095 | -0.030 | 1.095 | -0.027 | 0.913 |
| 19.9 | 0.0 | -2.7 | 7.8 | 3.9 | 10 | 0.000 | -0.136 | 0.392 | 1.136 | 0.345 | 0.881 |
| 20.0 | -2.3 | -5.7 | 17.5 | 3.9 | 20 | -0.115 | -0.285 | 0.875 | 1.170 | 0.748 | 0.855 |
| 20.0 | -7.3 | -7.3 | 25.3 | 3.9 | 30 | -0.365 | -0.555 | 1.265 | 1.190 | 1.063 | 0.840 |
| 20.0 | -14.6 | 14.6 | 34.1 | 3.9 | 40 | -0.730 | -0.920 | 1.705 | 1.190 | 1.433 | 0.840 |

All pressure units are in cm of water (except Patm)

Column 1 = Pt-Ps

Temp. 87 F

Column 7 = (P1-Pt)/(Pt-Ps)

Patm 30.2 Inches Hg

Column 8 = (P23-Ps)/(Pt-Ps)

Rel. Hum. 48 %

Column 9 = (P4-P5)/(Pt-Ps)

Column 10 = 1.0 + Column 7 - Column 8 = (P1-P23)/(Pt-Ps)

Column 11 = Column 9 / Column 10 = (P4-P5)/(P1-P23)

Column 12 = 1.0 / Column 10 = (Pt-Ps)/(P1-P23)

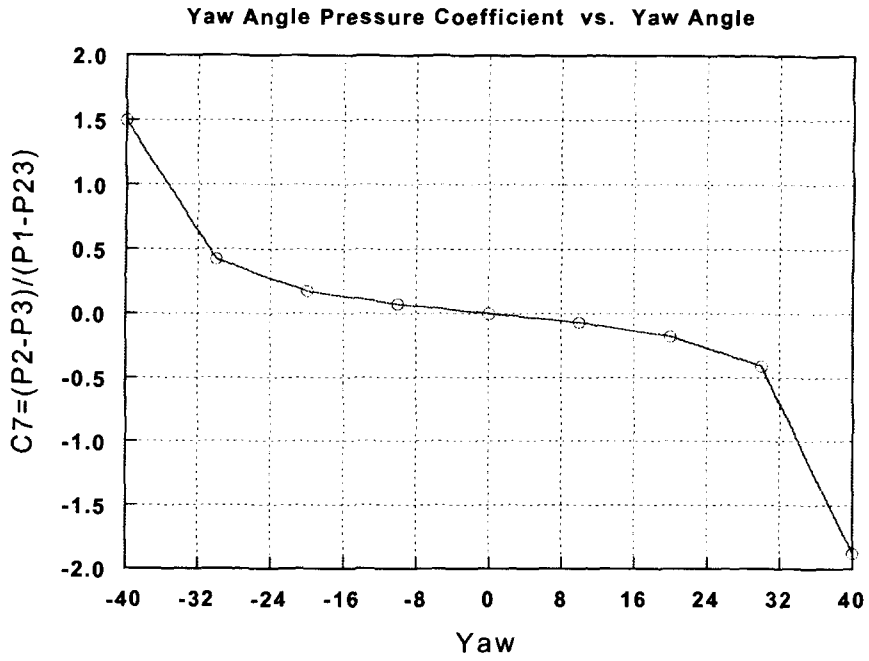


그림 5.2-23 Yaw angle 계수와 Yaw angle 관계

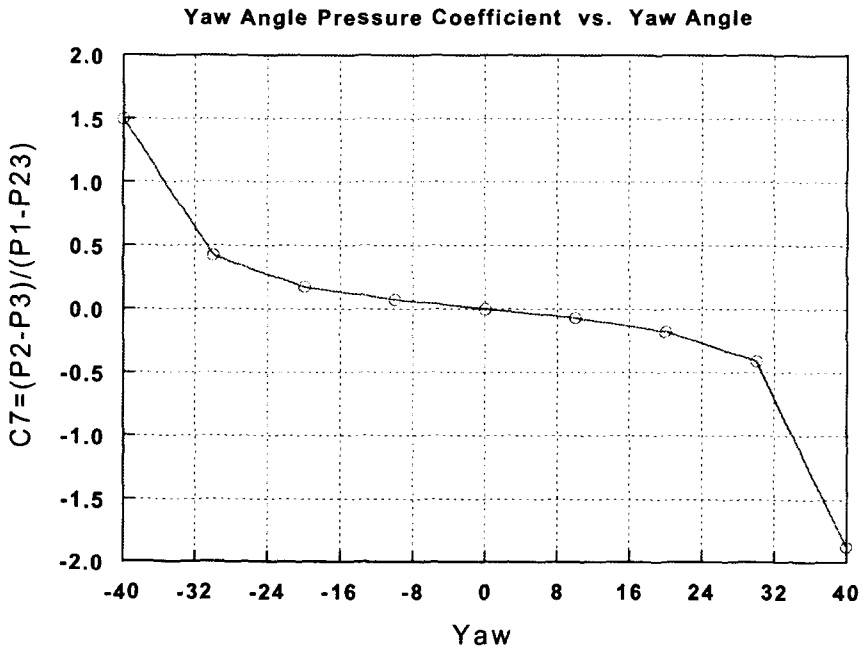


그림 5.2-24 Pitch angle 계수와 Pitch angle 관계

○ 배기가스부

배기가스 측정부로는 4개의 gas sampling probe가 연소기 출구 후류지역인 duct 3에 90도 간격으로 설치되어, 배기 가스(CO, CO₂, NO, HC, O₂, H₂) 측정/분석 시스템 Oliver M7000로 연결된다.

2.2.3 실험 방법

○ 출구온도 측정

연소기 출구의 온도 분포를 회전부에 장착된 열전대를 360도 회전하면서 측정하게 되므로, 연소기의 각 부품에 대한 상대 위치에 따른 분석이 필요하다. 이에 따라 그림 5.2-25는 선회형 연소기의 헤드 방향에서 관측한 연료 인젝터(P: Pilot, M: Main)와 스파크 플러그(SP)의 위치 및 회전부(rotating device)의 각도를 나타낸 것이다.

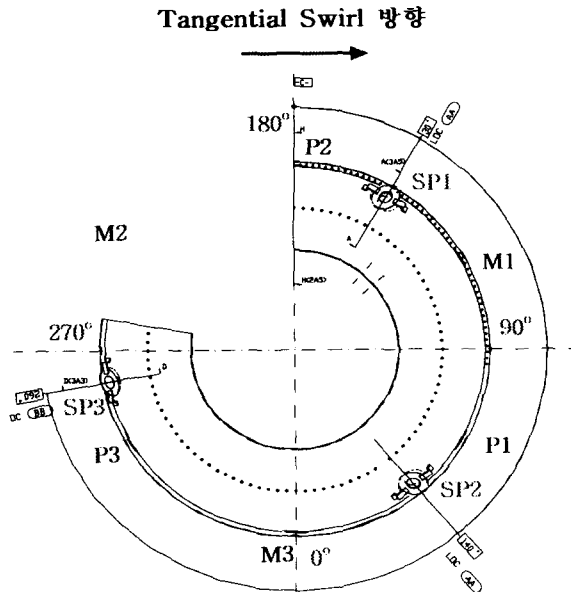


그림 5.2-25 회전각도, 연료 인젝터 및 스파크 플러그 위치

○ 점화 방법

1

본 연소기의 점화 방식으로는 전기전극 스파크 점화 방식을 이용하였으며, 스파크 플러그의 위치는 그림 5.2-25에서 보는 바와 같이 파일럿 연료 노즐의 선화 방향에 존재한다. 이는 소형 연소기의 경우 점화 초기에 연료 분무량이 적기 때문에 파일럿 연료 노즐과 메인 연료 노즐을 구분하여, 연료 공급 초기(연료공급 압력 2기압까지)에는 파일럿 노즐로만 연료를 공급하여 분무 특성을 양호하게 하기 때문이다. 연소기 케이스와 라이너의 결합 문제로 인하여 점화 플러그 위치를 고정해야 하기 때문에, 대기압하에서의 분무시험, 설계 경험 및 수치해석을 통하여 3개의 점화 플러그의 파일럿 노즐로부터의 거리나 메인홀로부터의 위치가 조금씩 다르게 제작되어있다. 이러한 점화 플러그의 위치(SP1, SP2, SP3)에 따른 효과 및 라이너 표면으로부터의 점화 플러그 유입 깊이(0, 3, 6mm : 이후 H0, H3, H6로 명칭)에 따른 최적 점화 위치 선정 시험을 수행하였다. 따라서 본 시험은 두가지 변수의 조합에 의하여 총 9개 조건에서 수행되었다.

점화 시험에서 사용된 스파크 플러그 exciter의 에너지는 1.5J이었으며, 공급 공기의 압력 및 온도를 일정하게 유지한 상태에서 점화 플러그를 작동시키고, 연료를 가변 공급하여 점화 성공시의 연료 유량을 측정하였다.

2.3 Single vortex 형 연소기 성능 시험

○ Cold test에서의 압력손실 및 유동각

우선 Single vortex 형 연소기에서 cold test를 통하여 연소기의 압력 손실과 유동각을 측정하였다. 표 5.2-5는 cold test 에서의 압력 손실 측정 결과를 정리한 것으로서 최종 설계 목표치인 설계점 전압력 손실 4.5 %를 만족하는 값을 보였으며, 5공 probe를 이용한 유동각 측정결과 pitch angle = -1.0° , yaw angle = -0.7° 로 연소기 출구에서 거의 유동각을 갖지 않는 것으로 나타났다.

표 5.2-5 single vortex 형 연소기의 압력손실

| λ | 5 hole probe | pitot 1 | pitot 2 |
|-------------|--------------|---------|---------|
| 5.6 (무부하조건) | 4.23 | 4.08 | 5.05 |
| 5.1 | 4.45 | 4.21 | 4.50 |
| 4.6 (설계점조건) | 3.09 | 2.93 | 3.57 |

○ 점화 성능 시험

Single vortex 형 연소기에서의 점화 시험에서는 다음 표 5.2-6과 같은 여러 공기/연료 유량 조건에서 수차례 시도되었으나 모두 점화에 실패하였다. 이에 따라 torch ignitor와 starting injector를 라이너에 새로 배치하여 점화 시험을 재수행하였으나 starting injector의 경우는 불이 거의 붙지 않았으며, torch ignitor를 이용한 점화에서는 화염이 생성된 후 바로 화염 날림이 일어나 소멸이 되었다. 이는 연소기 내에서 화염을 보염하기에 충분한 재순환 영역이 생성되지 않았기 때문에 점화 후 바로 화염 날림 현상이 발생되었기 때문으로 생각된다. 이에 따라 라이너 재설계 작업에 착수하여 tangential swirl 형 연소기로 재설계하였다.

표 5.2-6 Single vortex 형 연소기 점화 시도 조건

| M_a (kg/s) | M_f (g/s) | P (kPa) | Temp (°C) | A/F ratio | λ |
|--------------|-------------|---------|-----------|-----------|-----------|
| 0.15~0.4 | 4.0~17.0 | 178 | 25 | 23~44 | 1.46~3.88 |
| 0.15 | 3.2~6.1 | 233~283 | 23 | 25~47 | 0.91~1.11 |
| 0.24 | 5.4~12.0 | 248 | 23 | 20~44 | 1.67 |
| 0.3 | 9.0 | 251 | 23 | 33.3 | 2.06 |

2.4 Tangential swirl 형 연소기 성능 시험

Single vortex 형 연소기의 점화 실패로 인해 재설계된 연소기는 선회형 (tangential swirl type) 연소기로서 TS1으로 명칭되었다. 먼저 TS1 연소기에 대한 점화 성능 시험과 연소 성능 시험을 수행하여 전반적인 연소기 성능을 판단하였다.

2.4.1 점화 성능 시험

그림 5.2-26은 점화 시점에서의 연료 공급 압력 및 Dilution 홀의 온도와 연소실 입구 압력의 변화를 나타낸 것으로서, 점화 시점의 연료의 유량은 측정된 점화시의 연료 압력으로부터 삼성 측이 제공한 연료공급압력에 따른 연료 유량 곡

선(3장)을 이용하여 얻어졌다.

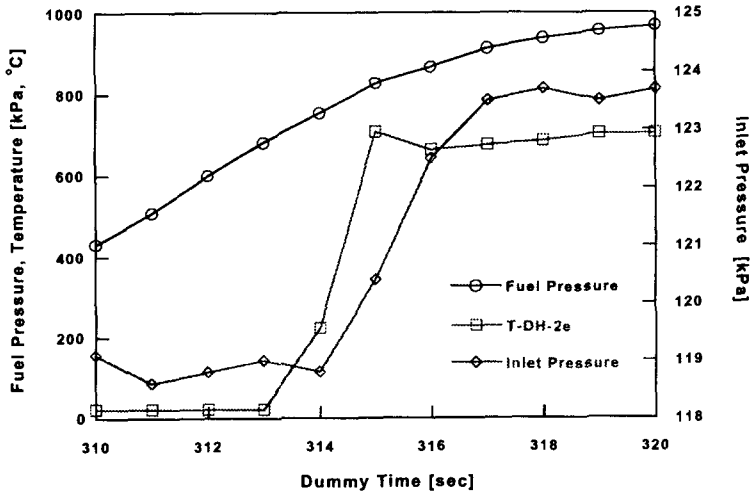


그림 5.2-26 점화 시점의 연료압력, 연소실 온도 및 연소실 입구 압력

○ 최적 점화 위치 선정

그림 5.2-27은 공기 체적 유량을 약 0.15m³/s로 고정한 상태에서, 각 조건에서의 점화시에 해당되는 공기과잉률(α)을 나타낸 그림이다. 여기서 공기 부피 유량(volume flow rate)은 이상기체 상태 방정식을 이용하여 계산되었으며, 공기과잉률(α)는 디젤유의 이론 공연비(stoichiometry)를 14.7로 고려하여 계산되었다.

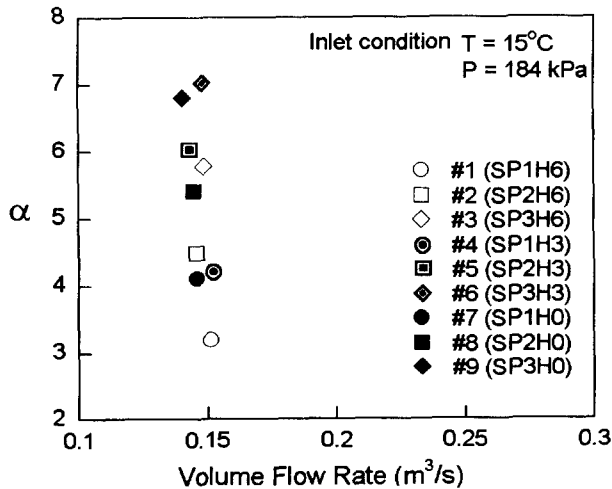


그림 5.2-27 점화 위치 및 깊이에 따른 점화성능

점화 위치에 따른 점화 성능은 파일럿 인젝터(P3)에 가장 가깝고 헤드방향으로

가장 치우친 스파크 플러그(SP3)에서 점화 성능이 가장 우수한 것을 알 수 있으며, 인젝터로부터 가장 멀리 떨어진 SP1의 점화 성능이 가장 떨어지는 것으로 나타났다. 점화 깊이에 따른 점화 성능은 H3의 경우가 가장 우수하며, H0의 경우는 H3보다 약간 성능이 떨어지나 비슷한 값을 보이고, H6의 점화 성능이 가장 떨어졌다. 결론적으로 최적 점화 위치는 인젝터 P3와 연소기 헤드에 가깝고 플러그 유입 깊이가 3mm인 #6조건(SP3H3)으로 판명되었다.

○ 점화 loop 실험

그림 5.2-28은 유입 공기 및 연료 유량에 따른 점화 loop 시험 결과를 나타낸 것으로서, 점화 loop 시험은 스파크 플러그의 위치를 최적화한 상태(SP3H3)에서 수행되었다. 공기 체적 유량 $0.3\text{m}^3/\text{s}$ 에서 최고치의 공기 과잉률을 나타내었으며, 공기 체적 유량 $0.1\text{m}^3/\text{s}$ 이하와 $0.5\text{m}^3/\text{s}$ 이상에서는 점화가 이루어지지 않았다. 이 결과에서 본 연소기의 점화는 공기 과잉률이 4~11 사이에서 일어남을 알 수 있는데, 이는 타 연소기에 비해 매우 우수한 값이다.

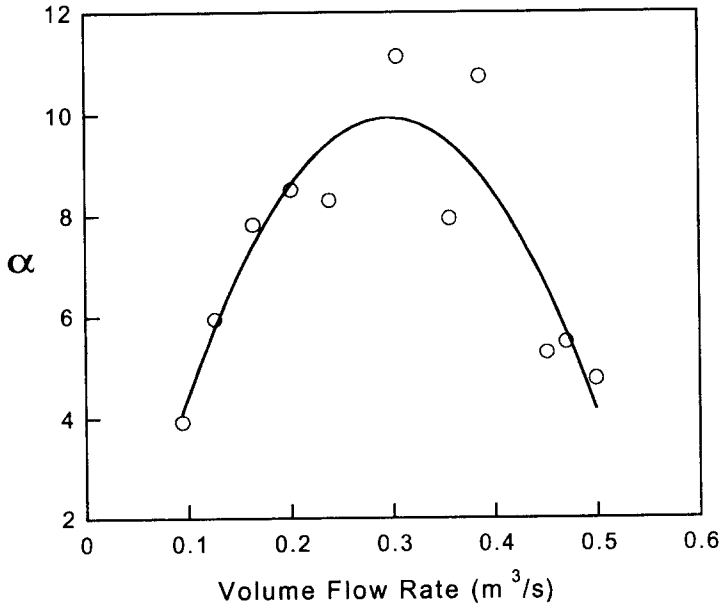


그림 5.2-28 선회형 연소기의 점화 Loop 곡선

2.4.2 무부하 조건의 연소 성능 시험

우선 무부하 조건에서의 연소 성능 시험으로서 회전 장치에 부착된 열전대를 360° 회전시키면서 연소기 출구에서의 온도 분포의 균일성을 나타내는 지표인 pattern factor를 측정하였으며, 기준 각도는 그림 5.2-25에 나타낸 바와 같다. 무부하 조건에서의 실제 실험 조건은 연소실 압력 399.0 kPa, 온도 482.5 K, 연료 유량 30.3 kg/hr, 공기 유량 0.99 kg/s이었다. 그림 5.2-29는 연소기 출구 온도 분포를 나타내며, 연소기 출구(터빈 stator 입구)에서의 passage height 방향의 온도분포는 큰 편차를 보이지 않지만 원주 방향의 온도분포는 매우 큰 편차를 보여주고 있다. 그림 5.2-29에서 RD_T1 ~ T5는 연소기 출구의 터빈 stator 입구에서 열전대 높이에 따른 구분(5.2-20참조)으로서 전체 유로의 높이는 13.6 mm이다. 표 5.2-7은 무부하조건에서의 각 열전대에서의 출구온도 측정 결과를 정리한 것이다.

측정된 출구온도 분포로부터 pattern factor와 profile factor를 다음 식(5.2-1)로부터 계산한 결과 Pattern factor = 40.8 %, Profile factor = 28.6 %를 얻었다.

$$\text{Pattern factor} = \frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3}, \quad \text{Profile factor} = \frac{T_{mr} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (\text{식 5.2-1})$$

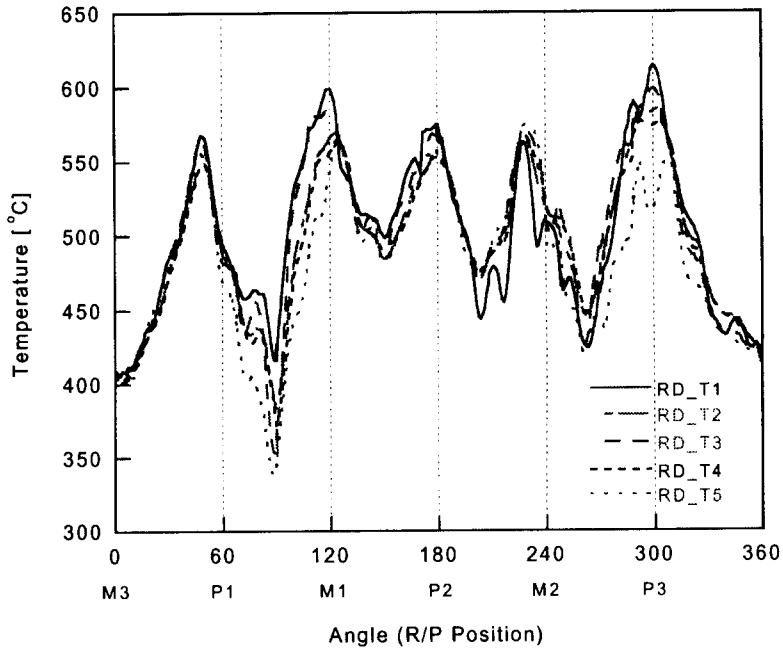
여기서, T_{\max} : 최고 온도, T_3 : 공급되는 공기의 평균온도
 T_4 : 출구 평균 온도, T_{mr} : 반경방향 최고 평균온도

본 무부하 조건에서의 $T_{\max}=614.5^{\circ}\text{C}$, $T_3=209.2^{\circ}\text{C}$, $T_4=497^{\circ}\text{C}$, $T_{mr}=579.2^{\circ}\text{C}$ 이다.

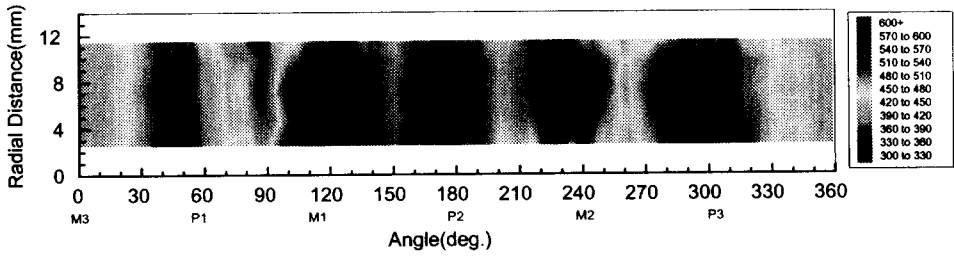
Gas sampling probe를 이용한 배기 가스 측정 결과는 표 5.2-8과 같으며, Inlet 1이 그림 5.2-21의 0° 부근에 해당되고 Inlet 2부터 90° 간격으로 배치되어 있다. 비교적 저온 영역이 넓게 분포해 있는 0° 부근의 Inlet 1에서 HC의 농도가 크고 NOx의 농도가 작음을 확인할 수 있다. 다른 가스터빈 연소기의 배기가스 배출량과 비교하기 위하여, 우선 15%의 O₂로 보정하면 무부하 조건에서의 NOx 배출량은 11.2ppm(15% O₂)을 나타내었으며, 연료량에 따른 배출량인 EINOx 값은 0.41g/kg_fuel로서 매우 양호한 결과를 나타내었다.

위의 배기가스 분석 결과로부터 연소효율을 다음과 같은 EI 계산식 (식 5.2-2)와 (식 5.2-3)을 이용한 연소 효율 계산 방식으로 계산한 결과 96.9%의 연소 효

을 얻을 수 있었다.



(a)



(b)

그림 5.2-29 무부하조건에서의 연소기 출구 온도 분포

표 5.2-7 각 열전대에서의 출구온도 측정 결과(무부하조건)

| | RD_T1 | RD_T2 | RD_T3 | RD_T4 | RD_T5 |
|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 평균온도 [°C] | 506.4 | 493.9 | 505.8 | 492.5 | 486.3 |
| 최고온도 [°C] | 614.5 | 586.6 | 599.1 | 578.5 | 574.9 |
| 최저온도 [°C] | 405.2 | 374.9 | 353.1 | 371.5 | 337.7 |

표 5.2-8 배기가스 분석 결과(무부하조건)

| | CO ₂ [%] | HC[ppm] | NO _x [ppm] |
|---------|---------------------|---------|-----------------------|
| Inlet 1 | 1.31 | 870.9 | 1.06 |
| Inlet 2 | 1.44 | 261.6 | 2.87 |
| Inlet 3 | 1.77 | 215.9 | 5.07 |
| Inlet 4 | 1.73 | 178.2 | 4.15 |
| 평균값 | 1.56 | 381.7 | 3.29 |

$$EI_j = \frac{M_j}{M_p} \left(\frac{\dot{m}_o + \dot{m}_f}{\dot{m}_f} \right) \phi_j \times 10^{-3} \text{ g/kg}_f \quad (\text{식 5.2-2})$$

$$1 - \eta_c = (EIHC + 0.232EICO) \times 10^{-3} \quad (\text{식 5.2-3})$$

여기서, M : 분자량, ϕ : 배기가스 체적밀도 (ppm)

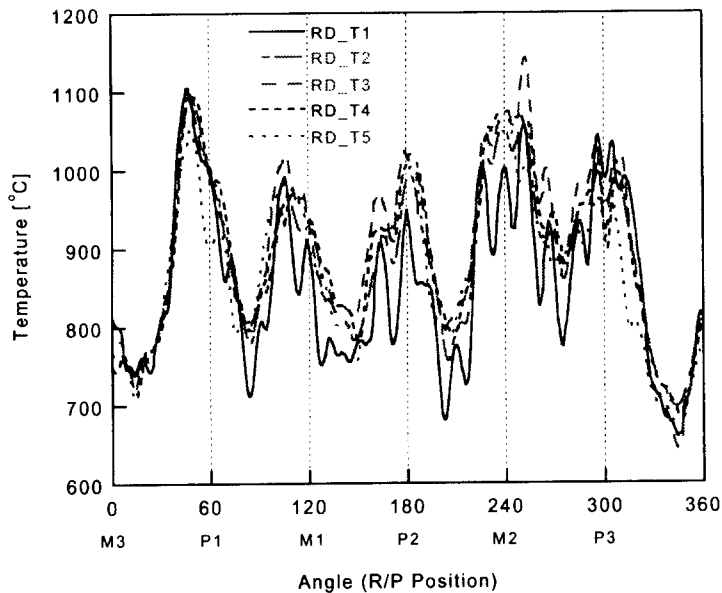
2.4.3 설계점 조건의 연소 성능 시험

그림 5.2-30은 설계점 조건에서의 연소기 출구 온도 분포 결과를 나타낸 것으로, 수차례의 시험을 걸쳐 본 결과는 재현성이 매우 뛰어난 것을 확인하였다. 여기서 무부하 조건과 마찬가지로 연소기 출구 유로 중앙부분의 온도가 전반적으로 높으며, 전반적인 온도 분포의 경향도 유사함을 알 수 있다. 표 5.2-9는 실제 수행된 시험 조건을 나타내며, 표 5.2-10은 위 조건에서의 출구 온도를 정리한 것이다. 여기서 구해진 pattern factor와 profile factor는 각각 43.8 %와 29.6 %로서 pattern factor의 설계 목표치인 30 %보다 큰 값으로 이는 터빈 성능 향

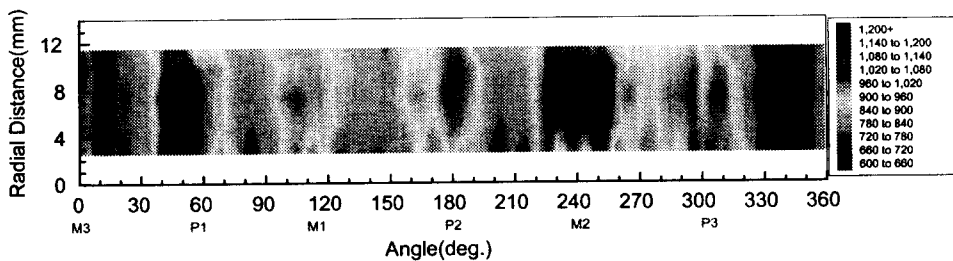
상과 보호 차원에서 반복적인 설계 개선과 보완 실험을 통하여 개선되어야 한다. 이를 위해서 라이너의 dilution hole과 primary hole의 재설계를 통한 재실험을 몇차례 수행하였으며, 자세한 것은 뒤 절에 논의하기로 한다.

설계점 조건에서의 배기가스 분석 결과는 표 5.2-11과 같으며, 15% O₂로 보정된 NO_x의 양은 67.3ppm(15% O₂)이며, EINO_x는 2.92이다. 여기서 15% O₂ 보정은 다음 식 5.2-4를 이용하여 실제 측정된 O₂의 분율을 이용하여 보정되었다.

$$NO_{x(15\%O_2\text{correction})} = NO_{x(\text{measured})} \times \frac{20.9 - 15}{20.9 - O_{2,\text{measured}}} \quad (\text{식 5.2-4})$$



(a)



(b)

그림 5.2-30 TS1 연소기 출구 온도 분포 (설계점 조건)

표 5.2-9 설계점 조건 성능 시험 조건

| Inlet T (°C) | M _a (kg/s) | M _f (kg/s) | F/A ratio | P (kPa) | λ |
|--------------|-----------------------|-----------------------|-----------|---------|------|
| 212.2 | 0.823 | 0.0157 | 0.0191 | 396.6 | 4.57 |

표 5.2-10 TS1 연소기 출구 온도 (설계점 조건)

| | Rd_T1 | Rd_T2 | Rd_T3 | Rd_T4 | Rd_T5 |
|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Mean T (°C) | 921.1 | 935.2 | 941.4 | 940.9 | 862.3 |
| Max. T (°C) | 1159.3 | 1187.3 | 1202.8 | 1230.0 | 1185.8 |
| Min. T (°C) | 733.6 | 783.7 | 779.8 | 782.7 | 689.9 |

표 5.2-11 배기가스 분석 결과(설계점 조건)

| | CO[ppm] | CO ₂ [%] | HC[ppm] | NO _x [ppm] |
|---------|---------|---------------------|---------|-----------------------|
| Inlet 1 | 404.8 | 3.72 | 173.0 | 35.7 |
| Inlet 2 | 360.2 | 3.91 | 153.0 | 44.5 |
| Inlet 3 | 134.7 | 4.35 | 82.7 | 66.3 |
| Inlet 4 | 193.3 | 4.74 | 102.1 | 67.7 |
| 평균값 | 273.3 | 4.18 | 127.7 | 53.5 |

표 5.2-12는 외국의 타 항공용 APU의 연료 유량 및 HC, CO, NO의 EI값들과 미국의 배기가스 규제치를 나타낸 것이다. APU 용 가스터빈의 경우 소형가스터빈이기 때문에 특별한 규제치가 존재하지 않으나 개략적인 비교를 위하여 항공용 가스터빈의 배기가스 규제치와 비교해 볼 때, NO_x의 배출량은 상당히 양호한 편이며, CO 와 HC값은 다소 높은 편이다. 그러나, 외국의 타 항공용 APU와 비교해 볼 때 HC 배출량은 비슷하며, CO와 NO_x의 배출량은 우수한 것을 알 수 있다. 이것으로부터 본 APU 연소기의 배기가스 배출량은 양호한 것으로 판단된다.

연료 효율의 계산은 측정된 CO와 HC의 EI (Emission Index) 값을 사용하였다. 설계점에서 구하여진 연소효율은 99.4%이며, 이는 설계목표치 99%보다 우수한 값이다.

표 5.2-12 가스터빈 배기 가스 배출량 비교

| 가스터빈 분류 | Fuel Flow (kg/hr) | Emission Index (g/kg-fuel) | | |
|---|----------------------|-------------------------------|------|------|
| | | HC | CO | NO |
| 100 KW APU (KARI) at design condition | 58.1 | 3.02 | 13.9 | 2.92 |
| 75 KW급 APU (T-62T-27) | 46.3 | 7.79 | 42.8 | 3.94 |
| 150 KW급 APU (GTCP331 series, Allied Signal) | 106.7 | 1.03 | 18.0 | 4.75 |
| 1984 US Federal Standard (aircraft) | | 1.2 | 8.6 | 11.3 |

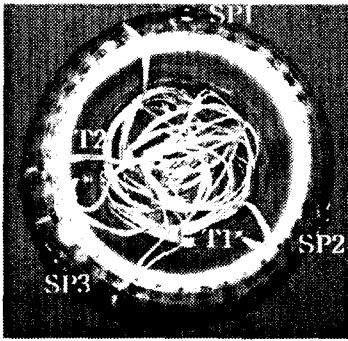
2.4.4 라이너 표면온도 분포(설계점 조건)

연소기 성능시험 후 그림 5.2-31(a)~(d)와 같이 라이너의 표면을 관측하여 hot spot으로 추정되는 곳과 주요 부분에 6개의 열전대(K type: T1~T6)를 부착하여 정량적인 온도를 측정하였으며, 라이너 전체의 온도 분포를 정성적으로 파악하기 위하여 그림 5.2-31(d)~(f)와 같이 thermal paint (적용범위 146~1277 °C)를 이용하여 라이너 표면 온도를 측정하였다.

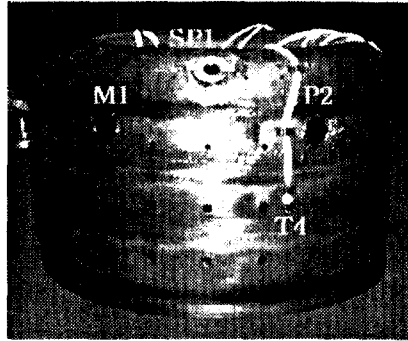
설계점 조건에서 열전대로 측정된 라이너 표면 온도는 표 5.2-13과 같은데, 연소기 출구부분(T5, T6)에서 최대 온도를 나타내었다. 그림 5.2-32(a)~(f)는 연소시험 중에 라이너 표면 최고 온도에 따라 변색된 thermal paint를 라이너 분해후 촬영한 것으로서, thermal paint table을 이용하여 최대 온도를 비교한 결과 열전대의 결과와 거의 동일하게 T6 열전대 근처에서 최대 온도가 약 850°C 이내였다. 따라서 본 APU의 설계 수명인 3000시간을 보장하기 위한 라이너 최대온도가 900 °C 임을 감안할 때, 본 연소기의 라이너 냉각은 양호한 것으로 판명되었다. 라이너 표면 전반에 걸친 thermal paint에 의한 정량적인 온도 분포의 분석은 추후 수행할 예정이다.

표 5.2-13 라이너 표면 온도(설계점 조건)

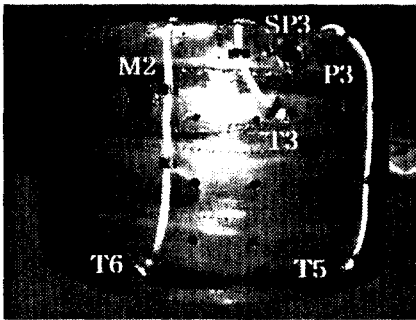
| | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 최대온도 | 626.0 | 471.7 | 539 | 736.9 | 793.4 | 826.7 |
| 최저온도 | 594.9 | 458.3 | 499.0 | 711.9 | 772.5 | 790.1 |
| 평균온도 | 611.1 | 464.9 | 512.9 | 724.8 | 783.0 | 807.3 |



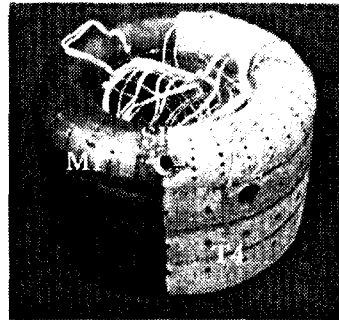
(a)



(b)



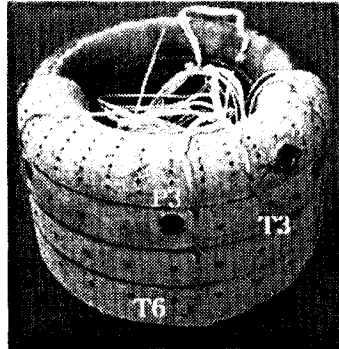
(c)



(d)

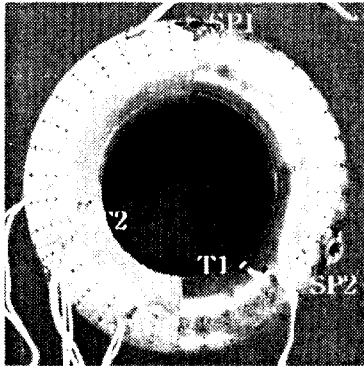


(e)

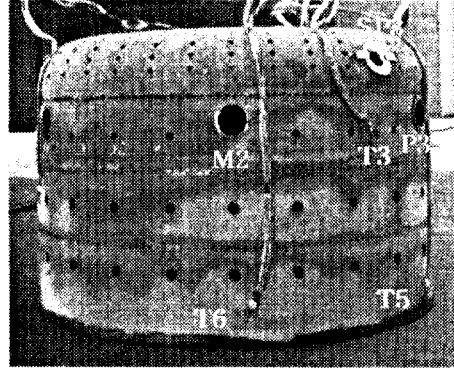


(f)

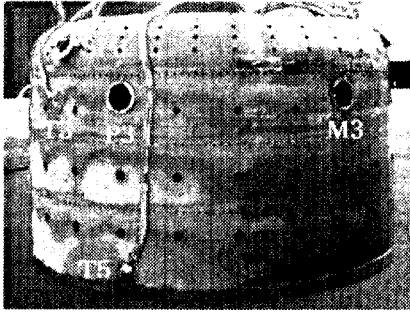
그림 5.2-31 연소성능시험 후 라이너 표면, 열전대 및 thermal paint



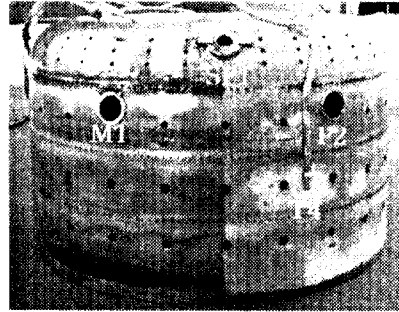
(a)



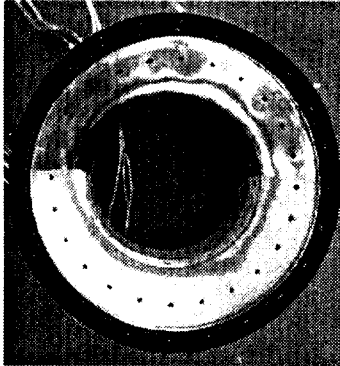
(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

그림 5.2-32 연소기 thermal paint와 열전대 시험 결과

2.5 Pattern factor의 개선을 위한 연소기 재설계/재실험

앞서 언급한 바와 같이 대부분의 연소 성능은 설계목표치를 만족시켰으나, 연소기 출구에서의 온도 분포를 나타내는 pattern factor 값은 38.4%로 설계 목표치인 30%를 만족하지 못하였으므로 이의 개선을 위한 재설계 및 재시험이 수행되었다.

일단, 연료 인젝터의 개선이나 라이너 헤드부분의 수정 등 복잡한 재설계 과정에 앞서, 가장 간단한 수정 방식인 primary hole과 dilution hole의 재배치를 시도하였다. 따라서 그림 5.2-33(a)와 같은 현재 라이너 홀의 배치(TS1으로 명칭)에서 그림 5.2-33(b)~(d)와 같은 TS1A, TS1B, TS1D로 primary hole 과 dilution hole을 배치하였으며, 주요 수정 사항은 표 5.2-14와 같다.

표 5.2-14 연소기 TS-1에 대한 주공기구 수정 사항

| | Outer Liner | | | Inner Liner | |
|-------|-------------|------------|-------------|-------------|-------------|
| | Primary | Dilution I | Dilution II | Dilution I | Dilution II |
| TS1 | 18 × Ø4.0 | 24 × Ø5.6 | 24 × Ø5.9 | 24 × Ø3.9 | 24 × Ø4.2 |
| TS-1A | 24 × Ø4.0 | 24 × Ø5.6 | 24 × Ø5.9 | 24 × Ø3.9 | 24 × Ø4.2 |
| TS-1B | 24 × Ø4.0 | 24 × Ø8.1 | | 24 × Ø5.7 | |
| TS-1D | 24 × Ø4.0 | 24 × Ø5.6 | 24 × Ø5.9 | 24 × Ø5.7 | |

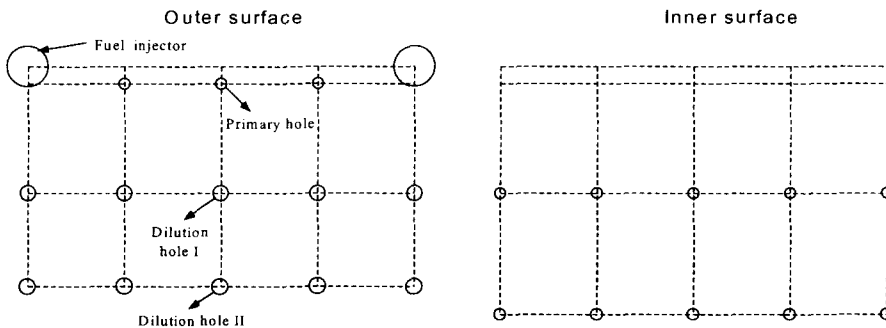


그림 5.2-33(a) TS1의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도

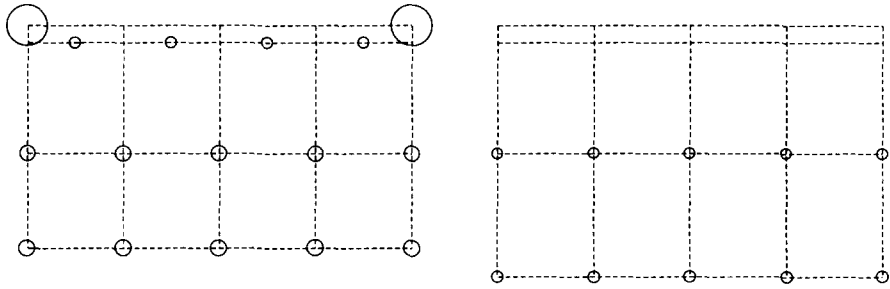


그림 5.2-33(b) TS1A의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도

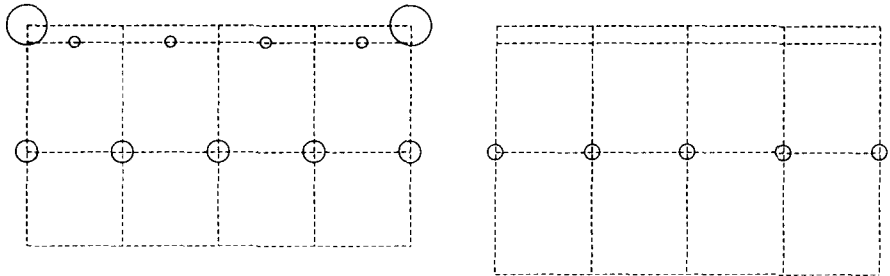


그림 5.2-33(c) TS1B의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도

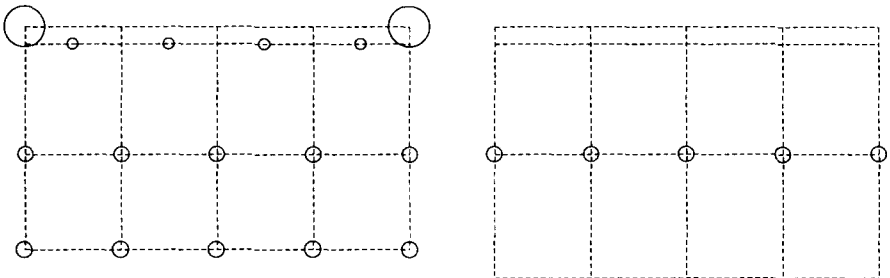


그림 5.2-33(d) TS1D의 라이너(primary and dilution) 홀 배치도

TS1A은 TS1의 연료노즐 사이의 primary 홀의 개수 18개를 24개로 늘려 연료 노즐사이의 배치에 변화를 가져온 구조이며, TS1B와 TS1D의 primary 홀의 배치는 TS1A와 동일하다. TS1B는 TS1A의 라이너 바깥면과 안쪽면 dilution hole II를 제거하고 그 면적분만큼 dilution hole I의 면적을 확대한 것이며, TS1D의 경우 TS1A의 라이너 안쪽면 dilution hole 만 TS1B의 형태로 변경한 것이다.

이와 같은 재설계는 항우연과 삼성테크윈의 연소기 설계 경험과 in-house 코드를 이용한 수치해석 결과를 바탕으로 이루어졌으며, 그림 5.2-33의 라이너홀

배치에 대해서 수치해석을 수행한 결과는 표 5.2-15와 같다. 그림 5.2-33 외의 경우도 수치해석을 수행하였으나 가장 양호한 3가지 경우를 요약한 것이 표 5.2-15이며, TS1보다 3가지 경우 모두 pattern factor가 상당히 양호하게 나타났으며 연소효율 등의 설계목표치를 만족시키는 것을 볼 수 있다.

표 5.2-15 재설계된 라이너 수치해석 결과

| | Pattern factor [%] | 최대온도 [K] | 평균온도 [K] | 연소효율 [%] | 전압력손실 [%] |
|------|--------------------|----------|----------|----------|-----------|
| TS1 | 31.2 | 1408 | 1188 | 99.93 | 5.0 |
| TS1A | 14.6 | 1278 | 1176 | 99.96 | 4.57 |
| TS1B | 13.3 | 1271 | 1179 | 99.84 | 4.97 |
| TS1D | 10.0 | 1248 | 1179 | 99.94 | 4.66 |

TS1A의 설계점 조건에서의 출구온도분포는 그림 5.2-34와 같으며, 이 때의 시험 조건과 출구온도를 각각 표 5.2-16, 5.2-17에 정리하였다. 이러한 출구 온도 분포로부터 얻어진 pattern factor는 약 33%정도로 목표치 30%에 상당히 근접한 값을 나타내었다. 그러나, 이 값은 실험 장치의 한계로 인한 입구 온도 분포의 불균일성을 고려하면 실제 pattern factor는 목표치를 달성한 것으로 판단해도 큰 무리가 없는 것으로 사료된다.

표 5.2-16 TS1A 연소기 설계점 조건 성능 시험 조건

| Inlet T (°C) | M _a (kg/s) | M _f (kg/s) | F/A ratio | P (kPa) | λ |
|--------------|-----------------------|-----------------------|-----------|---------|-----------|
| 208.8 | 0.832 | 0.0158 | 0.0190 | 393.8 | 4.64 |

표 5.2-17 TS1A 연소기 출구 온도 (설계점 조건)

| | Rd_T1 | Rd_T2 | Rd_T3 | Rd_T4 | Rd_T5 |
|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Mean T (°C) | 874.1 | 891.9 | 906.1 | 901.4 | 864.9 |
| Max. T (°C) | 1093.0 | 1100.0 | 1093.9 | 1116.1 | 1049.9 |
| Min. T (°C) | 649.9 | 723.7 | 748.9 | 728.5 | 700.5 |

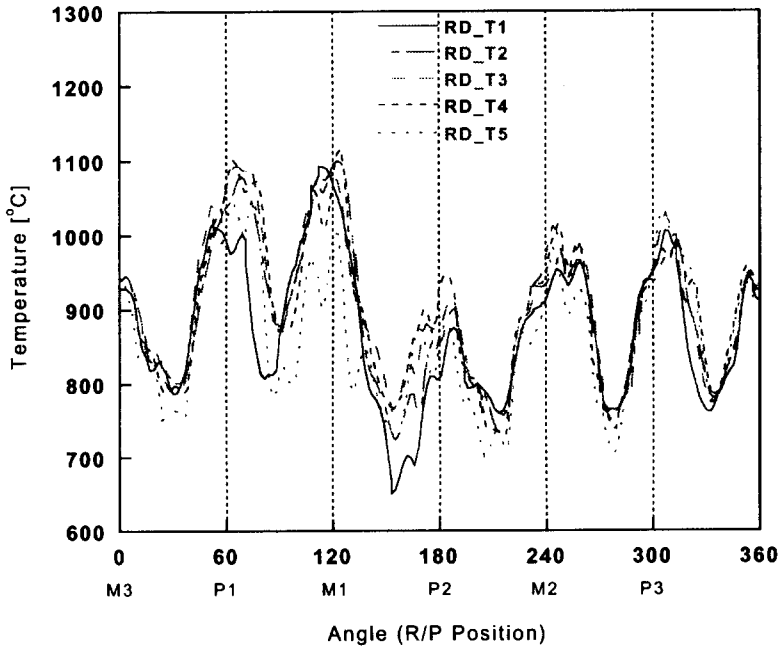


그림 5.2-34 TS1A의 연소기 출구온도분포

Dilution 홀을 수정한 TS1B와 TS1D의 성능시험을 수행한 결과 얻어진 출구 온도 분포는 그림 5.2-35, 5.2-36과 같으며, 표 5.2-18은 TS1D의 출구온도를 정리한 것이다. 두가지 연소기의 성능 시험 결과 얻어진 pattern factor는 모두 55~60 % 정도로서 TS1이나 TS1A보다 오히려 성능이 크게 악화된 것으로 나타났다. 이러한 결과로부터 dilution 홀의 변경은 pattern factor의 개선에 전혀 영향을 미치지 못하며, main 홀의 변경이 주요 변수임을 알 수 있었다.

또한 pattern factor의 향상을 도모하는 방법으로써 연료 인젝터의 영향을 간단히 살펴보기 위해, 그림 5.2-37과 같은 연료 캡의 air shroud 홀로 유입되는 홀 6개를 1개만 남기고 밀폐시킴으로서 연료 인젝터의 분무각을 확대한 것을 TS1A 연소기를 이용하여 상온 점화 시험을 수행하였다. 그림 5.2-38은 air shroud 홀 유입 공기구에 변경을 주지 않은 경우의 출구온도분포를 나타내며, 그림 5.2-39는 air shroud 홀 유입 공기구를 1개만 이용한 결과이다. 두 경우의 pattern factor는 각각 45.4%와 54%를 나타내었는데, 이 결과로부터 단순히 인젝터의 분무각을 확대하는 것은 pattern factor의 향상에 도움을 주지 못한다는 것을 알 수 있다.

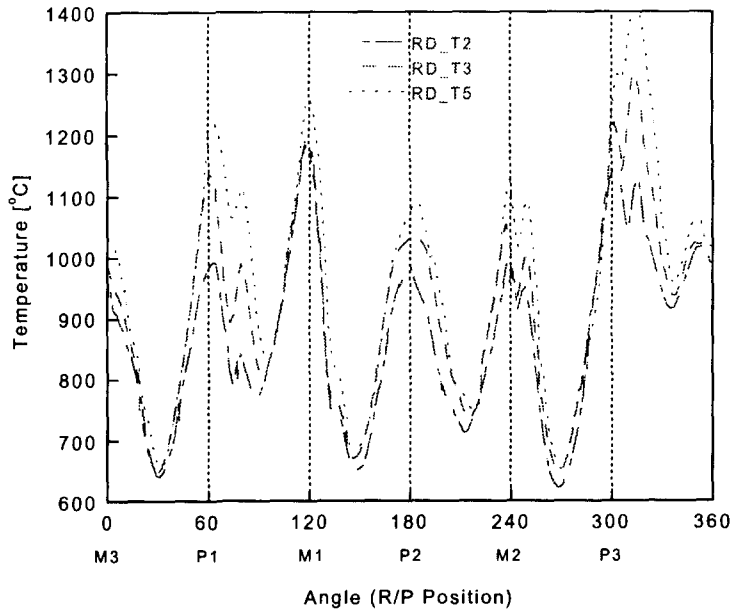


그림 5.2-35 TS1B의 연소기 출구온도분포(설계점조건)

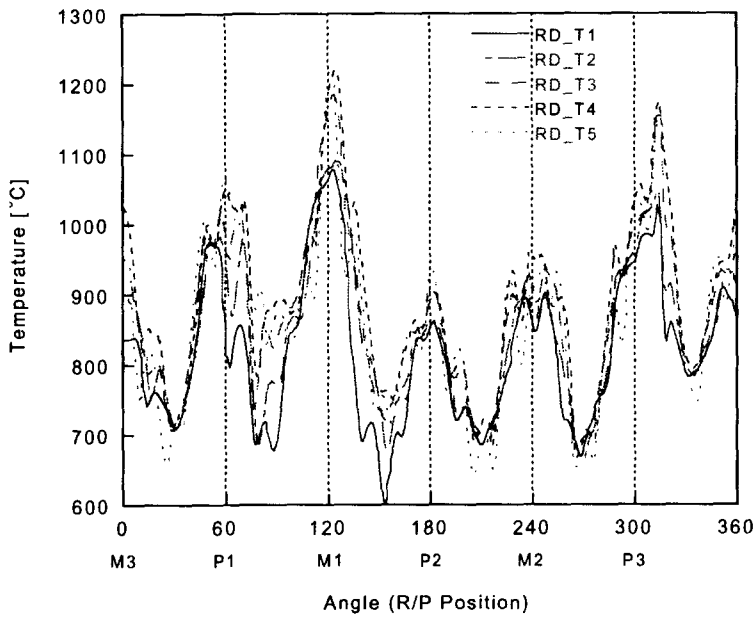


그림 5.2-36 TS1D의 연소기 출구온도분포(설계점조건)

표 5.2-18 TS1D 연소기 출구온도 측정 결과

| | RD_T1 | RD_T2 | RD_T3 | RD_T4 | RD_T5 |
|-----------|-------|--------|--------|--------|--------|
| 평균온도 [°C] | 819.2 | 846.6 | 873.4 | 892.1 | 869.2 |
| 최고온도 [°C] | 1078 | 1090.2 | 1184.1 | 1219.6 | 1223.9 |
| 최저온도 [°C] | 600.9 | 658.7 | 688.6 | 666.8 | 642.6 |

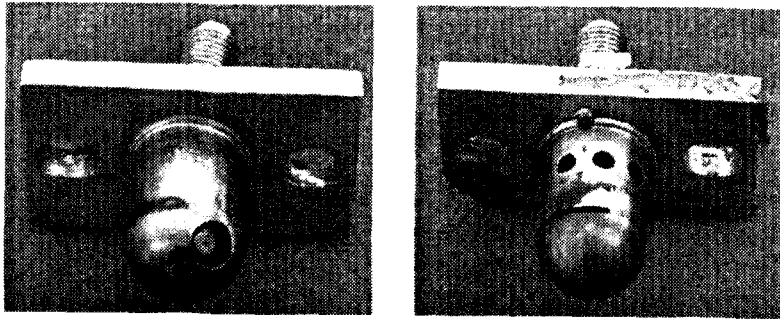


그림 5.2-37 연료 인젝터 air shroud 공기 유입구

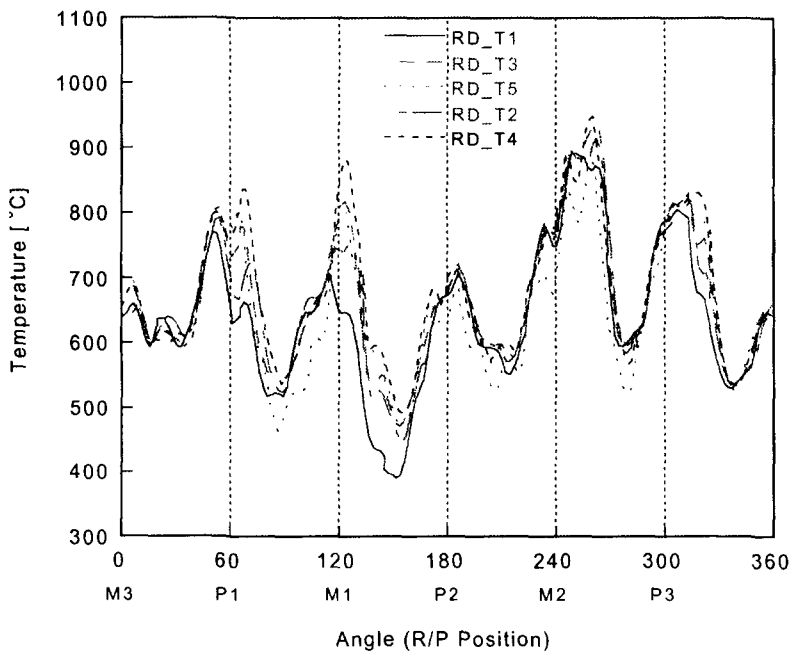


그림 5.2-38 출구온도분포 : Air shroud 공기 유입구 6개 (상온점화)

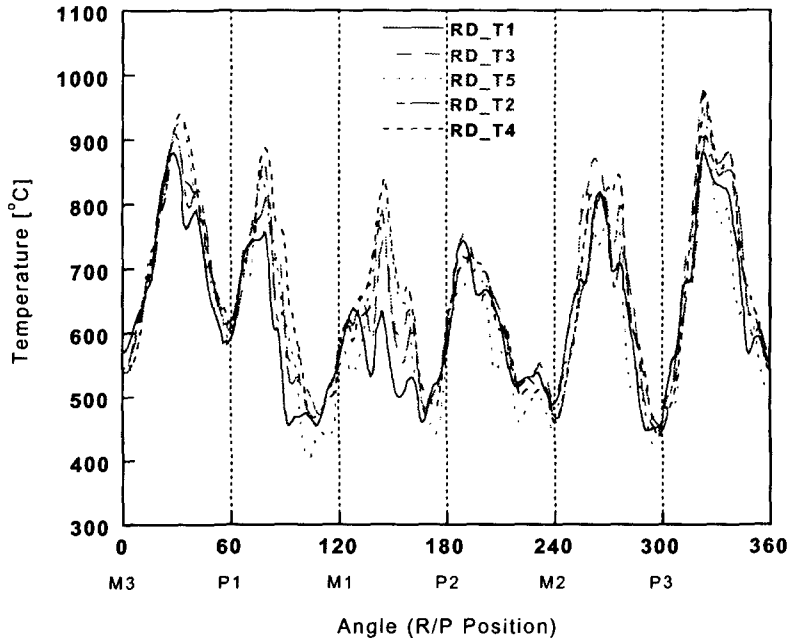


그림 5.2-39 출구온도분포 : Air shroud 공기 유입구 1개 (상온점화)

2.6 연소기 성능시험 결론

이상과 같이 연소기 test rig 등의 제작과 연소 성능 시험/해석의 반복을 통하여 tangential swirl형 연소기로 형상을 최종 결정하였으며, 이 연소기에 대한 시험 결과는 다음과 같다.

먼저 점화 성능 시험을 통하여 최적점화위치(SP3H3)를 확인하였으며, 점화 loop 시험 결과 점화시의 공기 과잉률이 4~11인 것으로부터, 타 연소기에 비해 우수한 점화 성능을 갖는 것을 알 수 있었다.

설계점 조건에서의 연소 성능 시험을 통하여 TS1 연소기의 전반적인 성능은 설계 목표치를 만족하는 것으로 나타났으나, pattern factor는 설계 목표치보다 14%정도 초과하는 값을 보였다. 이에 따라 라이너 홀의 수정을 통한 다른 형태의 연소기를 설계하여 시험한 결과 TS1A 연소기의 경우 pattern factor가 상당히 목표치에 접근한 것을 볼 수 있다. 이러한 최종 결과를 설계 목표치와 비교하여 나타낸 것이 표 5.2-19와 같다. 또한 연소기의 수명을 예측하기 위하여 열

전대와 thermal paint를 이용하여 라이너 표면온도를 측정한 결과 목표 수명시간인 3000hr에 충분한 성능을 보였다. Pattern factor는 향후 TS2 연소기의 반복적인 시험/해석을 통하여 충분히 만족할만한 결과를 보일 것으로 판단된다.

표 5.2-19 연소기 성능시험 결과

| 항 목 | 설계 목표치 | 성능시험결과 | 달성도(%) |
|----------------|----------|---------|--------|
| 압력손실 | < 4.5% | 3.54 % | 121.0 |
| 라이너 표면온도 | < 900 °C | ~830 °C | 107.8 |
| 연소효율 | > 99% | 99.4% | 100.4 |
| 출구온도 | < 1171 K | 1161 K | 100.8 |
| Pattern factor | < 30% | 33% | 90.9 |

제 6 장 상세설계 및 제작

엔진개발에서 기계설계개발 부문은 개념형상시스템설계, 상세형상시스템설계, 상세부품형상설계, 구성품시험리그설계, 상세부품도면작성, 부품제작, 시스템조립/시험등의 과정을 수행한다. 개념형상시스템설계와 상세형상시스템설계는 엔진레이아웃을 결정하는 단계로 본 개발프로젝트의 1, 2, 3차년도에 걸쳐 수행하였고 상세부품형상설계, 구성품시험리그설계, 상세부품도면작성, 부품제작, 구성품리그 시험등은 3차년도에 수행하였다. 향후 기계설계개발부문에서는 4, 5차년도 동안 엔진시스템조립/시험을 반복수행 함으로써 엔진의 성능과 내구성을 확보하기 위한 설계변경, 부품수리/제작, 설계이력관리, 형상관리, 원가절감, 크기/무게최적화, 양산개발체계준비 등을 수행하게 될 것이다.

3차년도에서 기계설계분야는 부품설계/제작, 시스템조립/분해, 구성품시험을 통한 설계분석 및 개선 등의 일이 진행되었다.

이에따라 본 보고서에서는 1, 2차년도의 설계결과를 간략히 기술하고 부족한 부분은 1, 2차년도 보고서를 참조하기 바라며, 상기에 언급한 3차년도 동안 기계설계분야에서 수행한 것들을 상세히 기술할 것이다.

제1절 상세설계

상세설계분야는 엔진을 각 구성품별로 구분하여 상세설계와 구성품 시험리그 설계 결과에 대해 주요구성부품과 중간조립체의 설계 Feature 즉 Aerodynamics, Mechanics, Assembly or Installation등의 측면을 중점으로 하여 기술한다.

한편, 엔진을 구성하는 부품이름과 번호와 이들의 수량에 대해서는 부록의 Part List를 참고하고 엔진을 조립하기 위한 치구 List는 부록의 치구 List를 참고하기 바란다.

1.1 압축기

압축기를 구성하는 주요부품으로는 Impeller, Radial Diffuser, Axial Guide Vane, Shroud, Rear Bearing Housing, Scroll Cage, Oil Supply등이 있다. 그리고 압축기는 초기 개발시 Air Inlet 부인 Intake의 특성과 임펠러와 디퓨저사이의 연결설계등의 어려움과 임펠러 Tip Clearance의 성능영향 그리고 Transient 영역해석의 어려움등으로 인해 압축기 작동 Map을 설계상에서 구하

기 어려워 압축기 작동 Map을 구하고 설계검증과 변경을 수행하기 위해 리그 시험이 필수적으로 수행되고, 본 APU용 압축기도 리그시험을 수행하기 위한 압축기 부품을 KARI 압축기 시험리그에 맞추어 설계/제작하였다.

상기에 언급한 압축기의 주요부품 및 조립체에 대해 엔진용과 구성품시험 용을 구분하여 설계 Feature를 기술한다.

1.1.1 엔진

엔진용으로 압축기 부품은 단품기준으로 55종의 부품으로 구성되나 이중 임펠러, Radial Diffuser, Axial Guide Vane, Shroud, Rear Bearing Housing, Squirrel Cage, Oil Supply, Damper Ring, Carbon Seal등 주요부품들에 대해서만 기술하겠다.

가. 임펠러

임펠러는 운동에너지를 공기에 전달하는 역할을 하고, 공력에서 주어진 Blade Profile의 형상정의, Blade를 지지하는 Hub 및 Disk형상정의, 그리고 안정적인 조립을 위한 형상정의등이 주요설계과정이다. 임펠러는 Full Blade 13개, Splitter 13개로 블레이드가 있고, 기계가공을 감안한 발란싱 Removal Mass부가 디스크 후방과 전방에 있다. 임펠러는 엔진조립 시 전·후방에서 각각 Main Shaft와 Pilot Ring과 Interference Finess를 유지하게 되어있다.

최종형상에 대해서는 그림 6.1 Impeller를 참조하기 바란다.

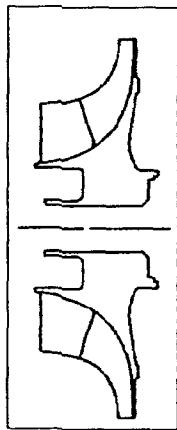


그림 6.1 Impeller

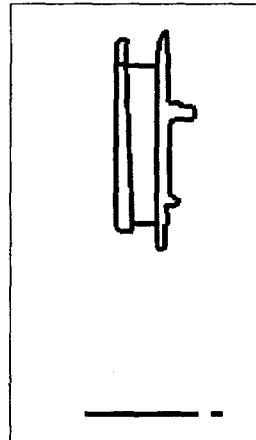


그림 6.2 Radial Diffuser

나. Radial Diffuser

Impeller 출구의 높은 속도에너지를 압력에너지로 변환시키는 역할을 수행하고 임펠러 설계에 맞춰 형상설계가 진행되고, 해석시 경험치 의존도가 높아 시험에 의해 최종형상이 결정되고 APU는 21개의 Single Wedge Type은 압축기 시험을 통해 문제점이 발견되어 설계변경을 통해 39개의 Wedge Type Vane Vane 이 되었고 효율 증대를 위해 한 측이 기울어져 있다.

기계가공을 감안해 형상을 Vane Diffuser와 Plate Diffuser로 분리하여 Brazing으로 접합하는 것으로 하였고 Brazing시 변형을 최소화하기 위해 면 Brazing을 하였다.

조립적인 측면에서는, 전방에 조립되는 Shroud와 큰 열팽창 차이에 따른 변형은 결국 압축기 Tip Clearance에 악영향을 초래하므로 이를 해소하기 위해 초기 조립시는 전방 외경을 Rabbit으로, 정상 엔진 운용상태에서는 내경에 의해 Case Centering이 될 수 있게 하였다.

최종형상에 대해서는 그림 6.2 Radial Diffuser를 참조하기 바란다.

다. Axial Guide Vane(AGV)

AGV는 Radial Diffuser로부터 나온 압축공기를 연소기가 원하는 유동각으로 바꾸어 주는 역할을 하며, 등간격으로 48개의 Vane이 있고 Vane과 Vane Support는 일체형으로 하였고 연소기 Outer Combustor Case 내경에 Sliding Fit으로 조립할 수 있게 하였다. 최종형상에 대해서는 그림 6.3 Axial Guide Vane를 참조하기 바란다.

라. Shroud

Shroud는 압축기 흡입공기의 유로를 형성하고 특히 임펠러와 한쌍으로 흡입공기의 속도에너지를 증가시키는 역할을 수행한다. 중요한 설계점은 압축기 효율에 영향을 미치는 Tip Clearance량이 최소화될수 있게 설계하는 것이다.

임펠러 블레이드의 Shrouding부에는 Rubbing이 발생할 경우를 대비하여 소재 선정을 Soft한 알루미늄(Al6061-T6)으로 선정하였다.

Shroud는 전,후방에서 조립되는 부품과의 열팽창계수 차이가 크서 엔진이 운전중 조립품과의 상호 열변형차가 크게 발생하여 Rabbit부에 고응력으로 인한 Shroud 변형이 예상되어 이를 방지하고자 Rabbit 부위 조립방식을 Groove Type으로 하여 엔진 초기 조립시는 Groove 위쪽 Dia에 의해 Case Centering이 될 수

있게 하고 정상 엔진 운용시는 Groove 아래쪽 Dia에 의해 Centering이 될 수 있게 하였다. 최종형상에 대해서는 그림 6.4 Shroud를 참조하기 바란다.

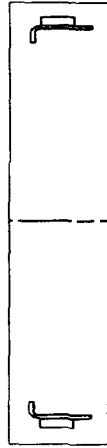


그림 6.3 Axial Guide Vane

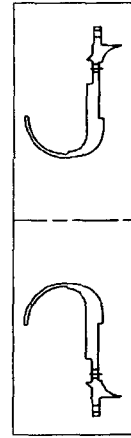


그림 6.4 Shroud

마. Rear Bearing Housing(RBH)

Rear Bearing Housing은 다양한 기능을 수행하는 부품으로 형상이 다소 복잡한 구조를 가지고 있다. RBH의 기능에 따른 형상을 살펴보면 아래와 같다.

첫째, 임펠러 입구로 유입하는 Air를 Guiding 하기위해 12개의 Slot과 유로를 손상받지 않도록 임펠러 입구조립 부위가 자연스럽게 연결되어 있다

둘째, 전·후방 베어링에서 발생하는 힘과 로터에서 요구하는 변형량을 고려하여 형상설계가 되었으며, 베어링이 장착되는 곳은 형상관리를 하였다.

셋째, Oil 공급유로를 제공하고, Carbon Seal과 O-Ring의 장착부가 있고, 공급된 Oil을 Drain 시키기 위한 유로도 있다.

넷째, 전방베어링 하우징 Support와 후방베어링 하우징 기능을 하고, 후방 연소기를 Support 하게 되어있다.

이상과 같이 다양한 기능을 수행하는 부품은 형상관리가 중요하므로 부품수를 줄이고 누적공차를 없애기 위해 일체형으로 하였으며 향후 양산 및 구조 개발시에도 유리하리라 판단된다. 최종형상에 대해서는 그림 6.5 Rear Bearing Housing를 참조하기 바란다

바. Squirrel Cage

샤프트의 안정성을 위해 전방베어링 하우징으로 여러개의 Beam으로 일정한 Stiffness를 제공하는 Squirrel Cage가 선정되었고 이는 설계변경과 설계검증이 용이한 구조여서 베어링하우징 Soft 마운트로서 흔히 사용되는 것이다. Squirrel Cage는 공간적인 제약상 Bearing Mount 와 Beam이 같은 Section에 위치하며, Rear Bearing Housing과는 Sliding & Tight fit으로 조립하고 이는 후방 베어링과의 공차누적을 최소화 하기 위한 것이다. 베어링 Outer Race는 Cage 내경에 Sliding으로 조립되고 Outer Race는 Cage에 있는 Tap과 Nut로 고정이 되는데 이때 Nut의 체결력은 베어링이 Cage에 작용하는 Radial Load와 Cage와 Nut간의 마찰계수를 고려하여 산정이 되었다. 최종형상에 대해서는 그림6.6 Squirrel Cage를 참조하기 바란다.

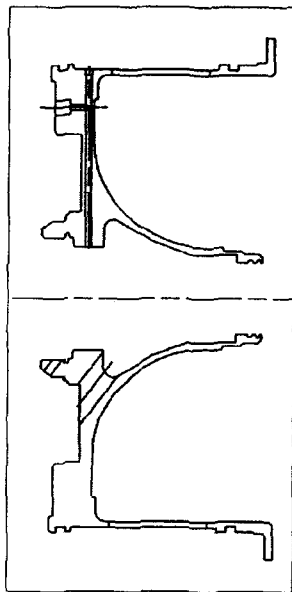


그림 6.5 Rear Bearing Housing

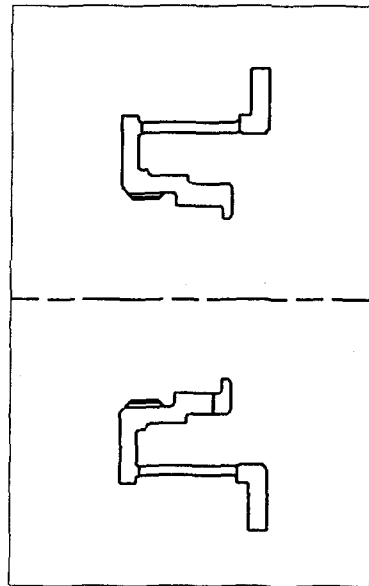


그림 6.6 Squirrel Cage

사. Oil Supply

Rear Bearing Housing 내부에 위치하며 위치하여 전후방 베어링과 후방베어링 Damper로 오일을 공급유로를 제공하고 후방 Roller Bearing Outer Race와 Damper Ring의 Axial Movement를 제한하고 Radial Movement시 Coulomb Friction에 의한 Damping을 제공한다. 최종형상에 대해서는 그림 6.7 Oil Supply를 참조하기 바란다.

아. Damper Ring

Damper Ring은 Allison Ring Type으로 내·외경상에 서로 엇갈리게 Scallope들이 있고 이를통해 전방 Squirrel Cage 보다 높은 Stiffness를 가지며 그리고 이 Scallope들 사이로 공급되는 Oil로 Damping 기능까지 보유한다. Damping Ring은 로터가 Critical Speed를 지날때 베어링하우징이 받는 하중을 흡수하고 완화시켜준다. Damping Ring으로 공급된 오일은 후방 베어링 아래쪽으로 Drain 유로가 형성되어 있다.

Damping Ring은 외경에서 Sliding으로 조립되고 내경부에는 후방 Roller Bearing Race가 Sliding으로 조립이 된다. 최종형상에 대해서는 그림6.8 Damper Ring를 참조하기 바란다.

자. Carbon Seal

베어링에 공급되는 오일이 터빈이나 압축기로 유입되어 양압장치등에 영향을 주지않도록 완벽한 Sealing이 요구되어 Contact Seal인 Carbon Seal을 선정하였다. Carbon Seal 자체의 Carbon부위와 회전체인 Runner Seal 부위가 축방향으로 운용중 접촉이 유지되어 Seal Ring 역할을 수행하도록 되어있다, Carbon의 재질 특성은 윤활과 마모특성을 동시에 가져 구동부의 Sealing에 적합한 재질이다. 최종형상에 대해서는 그림 6.9 Carbon Seal를 참조하기 바란다.

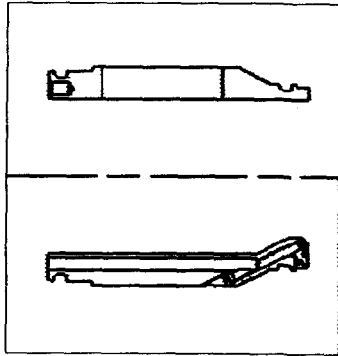


그림 6.7 Oil Supply

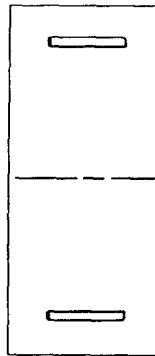


그림 6.8 Damper Ring

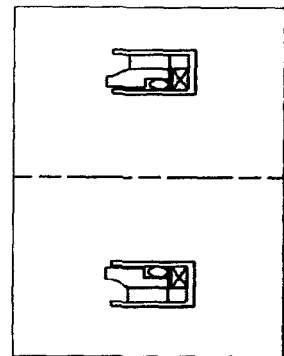


그림 6.9 Carbon Seal

1.1.2 구성품 시험리그

압축기 성능시험리그용으로는 상기에서 언급한 55종의 압축기 부품들이 소요되지는 않고 단지 임펠러와 Radial Diffuser, Shroud, Rear Bearing Housing등이 KARI 시험리그에 맞게 재설계 되었다. Axial Guide Vane은 단지 유동각을 변경시킬 때 압력손실이 예상되나 이것이 압축기 성능에 미치는 영향이 적다고 판단되어 시험리그상에는 구현을 하지 않았다. 그래서 적용부품들에 대해 설계점들을 간략히 기술하는 것으로 하겠다. KARI는 시험구동부로 터보차저의 터빈부를 사용하였고 임펠러부에 시험대상체를 장착하는 것으로 리그를 설계하였다.

시험리그의 상세 형상에 대해서는 그림 6.10 Compressor Performance Test Rig를 참조하기 바란다.

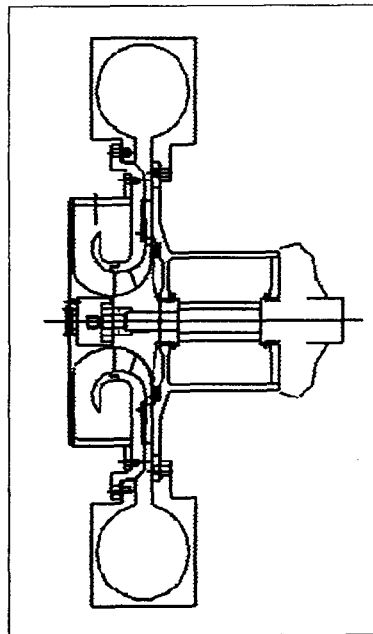


그림 6.10 Compressor Performance Test Rig

가. 임펠러

임펠러의 블레이드는 엔진용과 같게 하였으나 디스크부는 조립 Scheme이 다르고 Back Face부에 터보차저의 특성상 Labyrinth Seal이 요구되어 디스크 형상이 엔진용과는 차이가 있다.

나. Radial Diffuser

Radial Diffuser는 Aane부의 형상은 초기 형상설계로 시작하여 시험결과를 반영하여 엔진형상과 같게 바뀌었고 Vane의 Shroud 기능을 하는 양측 Plate의 모양은 리그에 장착하는 방법이 엔진과는 달라 모양 또한 엔진과 다르다. 엔진은 Vane의 전방에 Plate와 Vane을 Brazing 하는 것으로 되어 있으나 리그는 임펠러 Shroud가 이 Plate 기능을 대신하고 조립도 단순 면 Contact이 되게 하여 Plate를 제거하였다.

다. Shroud

Shroud는 임펠러 블레이드를 Shrouding 하는 부분은 엔진과 같으나 나머지 부분은 엔진과 리그가 Shroud가 하는 기능과 조립방법이 달라 형상을 달리하였다.

라. Rear Bearing Housing

엔진용의 Rear Bearing Housing(RBH)은 압축기 입구 유로를 제공하면서 Ball & Roller Bearing의 Housing 혹은 Support 기능을 하지만 시험리그는 단지 입구 유로만 제공하면 되므로 RBH는 엔진용과 압축기 입구 유로부는 동일 하게 하였으나 리그구조에 맞게 내부형상은 달리하였다.

1.2 연소기

연소기를 구성하는 주요부품으로는 Combustor Liner, Combustor Outer Case, Combustor Inner Case, Deflector, Fuel Injector, Manifold 등이 있다. 그리고 연소기는 해석의 정확성이 타구성품보다 떨어져서 경험에 의존하는 설계가 주가 되고 이에 따라 리그시험이 필수적으로 수행되어야 하고 본 APU용 연소기도 리그시험을 수행하기 위한 연소기부품을 KARI 연소기 시험리그에 맞추어 설계/제작하였다.

상기에 언급한 연소기의 주요부품 및 조립체에 대해 엔진용과 구성품시험용을 구분하여 설계 Feature를 기술한다.

1.2.1 엔진

연소기용 엔진부품은 67여개의 단품으로 구성되나 이중 Combustor Liner, Combustor Outer /Inner case, Deflector, Fuel Injector, Manifolders 등으로 주요한 조립체 위주로 기술한다.

가. Combustor Liner

21개의 단품이 Seam 용접, Tig 용접으로 조립된 Fabrication의 정수이다, 연소기를 Flim cooling 하기 위해 6종의 Deflector를 적용하였으며 이는 연소기 외벽의 구조적 안정성을 동시에 추구한 구조이다, 그리고 연소기의 고정은 Fuel Injector 6개를 Pin type으로 설계 하여 연소기 Case 외벽에 고정하여 반경방향과 축방향으로 동시 Constrain 되고 열팽창에도자유롭게 되었다. 연소기 케이스에 고정된 점화플러그의 연소기 내부 작동을 위해 유량의loss를 최소화하고 열팽창에도 자유로울수 있도록 moveable guide bush를 설치하였다. 연소기 제작의 용이성을 위해 dome 과 Inner Wall, Outer Wall을 Rabbit Joint를 설치하여 Tig 용접시 Back Gas의 사용을 제한하고, 변형을 최소화 할수 있도록 설계하였으며, 연소기의 단순형상을 21개로 분리하여 적절히 배치하였다. 상세 형상에 대해서는 그림 6.11 Combustor Liner를 참조하기 바란다.

나. Combustor Outer Case

연소기 외부에 설치되어 압축기에서 공급되는 압축된공기를 연소기 내부로 공급하는 case로서의 역할을 수행하고 동시 압축기에서 공급된 Air의 일부를 bleed 시키기위한 bleed p-ort가 설치되어 있는 점이 연소기 case의 가장 큰 특징 중 하나이다, bleed port는 연소기와 일체형으로 설계되었으며 Air Bleed를 자유롭게 하기위한 scroll type의 air Guide와 Air port로 나누어진다. bleed의 위치는 설계상 가장 용이한 압축기 출구 지점에 위치하며, 그 외 연료 인젝터를 설치하기 위한 6곳의 Port가 있고 점화 플러그가 안착되며 연소기내 기름을 제거하기 위한 Oil Drain이 설치되어 있다. 제작비와 개발일정 단축을 위해 case를 사형주조로 설계하고 최종 가공을 하였다. 상세 형상에 대해서는 그림 6.12 Combustor Outer Case를 참조하기 바란다.

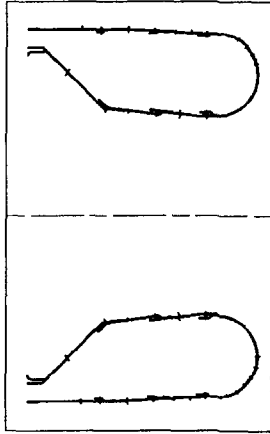


그림 6.11 Combustor Liner

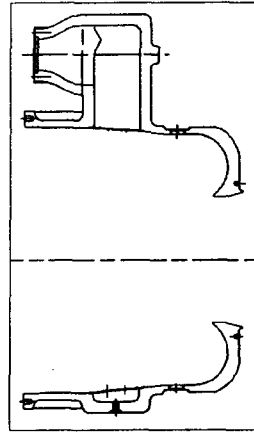


그림 6.12 Combustor Outer Case

다. Combustor Inner Case

3개의 단품으로 구성되어 있으며 연소기 inner wall의 안쪽에 위치함과 동시에 터빈의 배기가스를 guide하는 역할을 수행함으로써 고온특성과 구조적인 안정성이 요구되 inco718 sheet를 이용하여 outer comb case와는 별도로 설계하였으며, 연소기 outer case에는 bolts로 조립되고, turbine nozzle에는 inner wall로서 slide fitness되어 연소기 내부압력과 열팽창량으로 연소기의 sealing을 확보한다. 상세 형상에 대해서는 그림 6.13 Combustor Inner Case를 참조하기 바란다.

라. Deflector

2개의 단품이 seam 용접으로 조립되어 있으며 연소기의 출구와 터빈의 입구를 연결하는 Air guide 역할을 수행하며 터빈 노즐을 축방향으로 지지한다, 연소기 출구의 높은 온도를 견딜 수 있게 소재는 Hayness188을 사용하였다.

마. Fuel Injector

9개의 부품으로 구성된 조립체로서 주요부품으로서는 연료를 Atomizing하는 Atomizer, 분무각을 조절하는 Swirl Port, 연료의 이물질을 걸러주는 Filter, 분무 연료의 Injection 성능을 조절하는 Shroud 등이 있다. 전부품은 Sliding Fitness로 분해/조립이 용이하여 부품의 교체가 가능하고 이상유무의 검사가 쉽게 수행될 수 있다. 상세 형상에 대해서는 그림 6.14 Deflector를 참조하기 바란다.

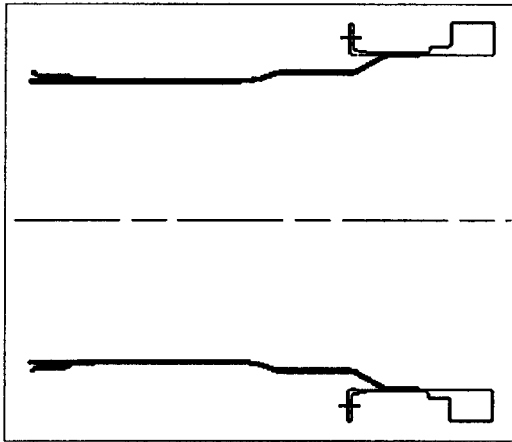


그림 6.13 Combustor Inner Case



그림 6.14 Deflector

마. Fuel Injector

Fuel Injector는 Atomizer의 Nozzle Size에 따라 Main Fuel Injector와 Pilot Fuel Injector 두종류로 구분되고, 연소기에는 Main과 Pilot Fuel Injector가 엔진 축방향의 위치는 같고 원주방향으로는 등간격으로 각각 3개씩 장착이 된다. 장착 위치 및 형상은 엔진레이아웃을 참조하고 Fuel Injector 형상은 그림 6.15 Fuel Injector를 참조하기 바란다.

Fuel Injector는 9개의 부품으로 구성된 조립체로서 주요부품으로서는 연료를 Atomizing하고 최대허용연료유량을 결정하는 Atomizer, 분무각을 조절하는 Swirl Port, 연료의 이물질을 걸러주는 Filter, 분무연료의 Injection 성능을 조절하는 Shroud 등이 있다. 전부품은 Sliding Fitness로 분해/조립이 용이하여 부품의 교체가 가능하고 이상유무의 검사가 쉽게 수행될 수 있다.

바. Manifold

Manifold는 연소기에 6개의 Fuel Injector를 제외하고 1개의 조립체로 장착이 되고, 구성부품으로는 Flow Divider 1개, Main Fuel Injector 3개, Pilot Fuel Injector 3개, Pilot Fuel Distributer 1개, Main Fuel Distributer 1개, 다수의 Tube와 Fitting등이 있다. Manifold는 6개의 Fuel Injector로 연료를 일정하게 분배시켜 주는 기능을 하며 최소의 압력손실로 전 Fuel Injector의 유량 Uniformity를 확보하는 것이 중요하다. Manifold의 형상은 기능적인 측면만 고려하여 구성부품을 배치한 조립도 그림 6.16 Manifold를 참조하기 바란다.

Flow Divider는 Manifold의 입구에 위치하는 부품이고, 연료공급압력으로

Main과 Pilot Fuel Injector의 유량공급 시점을 일정하게 유지시켜 주는 역할을 한다.

Pilot과 Main Fuel Distributer는 Flow Divider에 의해 분기되어 공급되는 Pilot과 Main Fuel 유량을 최종 6개의 Fuel Injector로 배분시켜주는 기능을 하는 곳이다.

다수의 Tube와 Fitting은 압력손실을 최소화하는 것으로 설계되고 연료공급시 진동에 의한 파손과 Fitting부의 Loosness를 방지하기 위해 적절한 Clamping이 된다.

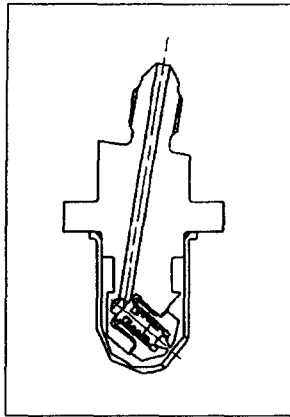


그림 6.15 Fuel Injector

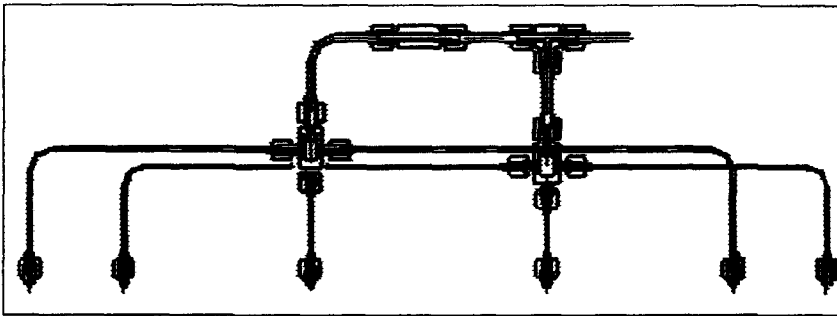


그림 6.16 Manifold

1.2.2 구성품 시험리그

연소기 시험리그는 압축기와는 달리 연소기의 거의 전부품을 필요로 하고 이에 따라 시험리그의 구성품들에 대한 기술사항은 엔진용과 비교하는 차원에서 엔진용에서 기술한 조립체를 대상으로 설명하려 한다. 시험리그의 상세 형상에 대해서는 그림 6.17 Combustor Test Rig를 참조하기 바란다.

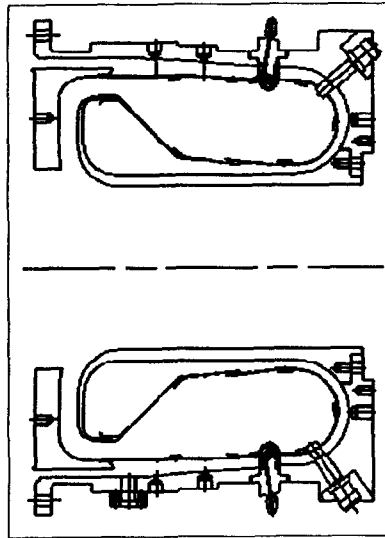


그림 6.17 Combustor Test Rig

가. Combustor Liner

연소기 라이너는 연소기를 처음 개념설계후 나오는 형상으로 출발하여 시험에 의해서 Cooling Hole, Main Hole, Dilution Hole등의 수정을 통해 최종형상이 나오므로 시험용과 엔진용은 형상에서는 유사하나 라이너상에 있는 기능 Hole들의 위치와 크기 등이 다르다.

때로는, 라이너는 화염안정영역을 만들기 위한 Dome 영역이 있는데 이곳은 시험에 의해 형상이 변경될 가능성이 높은 영역이고 본 개발중에도 실제로 연소기 시험중 형상이 한번 Dome내로 Air Projection에 의한 형상에서 Dome 전방부에 Tangential Flow를 형성시켜 주는 구조로 바뀌었다.

이상과 같이 리그용 라이너는 엔진용 라이너가 설계되기까지 다양한 Version으로 설계가 된다.

나. Combustor Outer Case

시험용 연소기 외과케이스는 내부유로만 엔진과 유사하게 묘사하고 외형은 제작성을 감안하여 엔진과는 다르게 설계하였다. 하지만, 연료인젝터가 장착되는 곳은 엔진과 같다.

다. Combustor Inner Case

연소기 내부케이스는 터빈이 없는 관계로 엔진의 터빈 Shroud부와 연소기 내부케이스를 일체형으로 설계하였는데 이는 리그의 단순함과 조립성을 고려한 결과이다. 리그용 연소기 내부케이스는 고온부이고 외팔보형상이어서 응력보다는 변형에 대한 검토가 주였다.

라. Deflector

Deflector는 연소기 라이너가 Reverse Annular Type이고 터빈이 반류형이어서 연소기와 터빈을 연결하는 곳에는 반드시 존재하는 것으로 엔진에는 온도와 무게를 감안하여 Sheet로 얇게 하였으나 리그는 시험시간과 조립성, 단순함을 고려하여 두꺼운 형상으로 하였다.

마. Fuel Injector

시험리그와 엔진용은 성능면이나 장착성에 있어서 차이가 전혀 없어서 두 용도에 있어서 설계는 같게 하였다.

바. Manifolder

시험리그와 엔진용은 성능면에서는 같고 장착성은 차이가 있어서 구성부품들의 기능, 개수와 상대적인 위치는 동일하나 연소기 Outer Case가 엔진용과 달라 Tubing의 휨량과 길이등이 약간 다르고 또 이들의 Clamping 위치가 상이한 정도이다.

1.3 터빈

터빈을 구성하는 주요부품으로는 Turbine Wheel과 Turbine Nozzle으로 구성된다. 터빈부품은 고온의 연소 가스를 이용하여 Power를 발생시키는 역할을 수행하는데 기계설계의 최대 주안점은 고온, 고속회전의 작동환경을 고려한 구조안정성 확보와 로터의 누적 변형량을 감안한 Clearance 설계등이 있다. 터빈은 입·출구 조건이 타구성품과 성능에서 주어지고 해석의 신뢰성이 있는 관계로 별도의 구성품시험은 수행하지 않는 것으로 하였다. 그러면 주요 구성품에 대해 살펴보면 아래와 같다.

가. Turbine Wheel

Turbine Wheel은 고온, 고속회전으로 인해 높은 Stress 상태에서 요구되는 수명(HCF, LCF, Creep Rupture) 확보와 Thermal & 원심력에 의한 Deformation을 고려한 Rabbit부 및 Tip부의 치수결정등이 주요한 설계점을 조금더 상세히 기술하면 아래와 같다. 상세 형상에 대해서는 그림6.18 Turbine Wheel을 참조하기 바란다.

첫째, Bore부 Sress Level을 낮추기 위해 Wheel 입구부위 Scallope의 적용여부를 검토해본 결과 원심력에 의한 Bore부 응력감소의 이득은 있으나, 터빈의 성능손실과 터빈휠 디스크 전방면의 해석의 어려움등으로 인해 본 개발엔진에는 적용하지 않기로 하였다.

둘째, 고온,고속회전에 따른 High Level의 Stress 상태에서 견딜수 있는 소재로 Inconel713IC와 Mar-M-247을 검토하여 Creep수명 측면에서 Mar-M-247이 유리한 것으로 평가되어 선택하였고 기계가공이 어려운 관계로 Csting으로 소재 선정을 하였다.

셋째, Turbine Wheel은 고온, 고속회전에서 작동하므로 Blade Hub 및 Blade Tip 형상에 대한 FEM 결과를 이용하여 Hot-Cold Conversion을 수행하였고 임펠러와 조립되는 Rabbit부는 상대변위량을 감안하였다.

나. Turbine Nozzle

Turbine Nozzle은 Swirl Angle을 갖고 유입하는 연소기 출구가스를 Turbine Wheel에 맞는 연소가스 유동각을 생성시켜 주는 역할을 하는 것으로 고온영역에서 작동하는 부품으로 Thermal 해석과 이에 근거한 구조해석이 주요한 기계설계

점이다. 그러면 조금저 구체적으로 기계설계부분을 나열하면 아래와 같다. 상세 형상에 대해서는 그림 6.19 Turbine Nozzle을 참조하기 바란다.

첫째, Vane & Plate의 Shroud의 형상은 높은 온도에서 작동할 때의 열변형을 고려하여 Hot-Cold Conversions을 수행하였다

둘째, 현 개발일정 및 비용부분을 고려하여 Casting보다는 기계가공 방식을 채택하였고 이에따라 Vane Nozzle과 Shroud nozzle로 분리하여 두 단품을 용접하는 방식으로 설계를 하였다. 기계가공방식을 채택함으로써 소재도 Casting 소재가 아닌 기계가공 소재인 Inconel625를 채택하였다.

셋째, 시험을 통해 연소기 Swirl Angle이 확인되지 않은 관계로 향후 연소기 시험이 완료되면 측정된 연소기 Swirl Angle에 맞춰 Nozzle Angle을 설계변경할 것이고 이때 분리한 것을 일체형으로 Casting 할 것이다. 또한, 소재도 Inconel625에서 Inconel738로 바뀔 것이다.

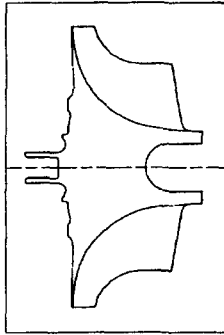


그림 6.18 Turbine Wheel

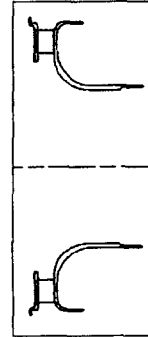


그림 6.19 Turbine Nozzle

1.4 발전기(HSG)

발전기는 Rotor부와 Stator부로 크게 나눌수 있고, Rotor는 발전기 Core Rotor와 이를 지지하는 베어링부와 발전부와 베어링부의 냉각을 위한 공기공급용 Blower 그리고 Sealing을 위한 Seal Runner와 체결용 Nut로 구성되고 Stator는 발전기 Core Stator와 이를 지지하는 Case, 베어링과 베어링 Housing, Blower Shroud, Carbon Seal과 Seal의 Housing등으로 구성된다. 발전기는 엔진을 조립함에 있어서 독립된 조립체로 조립이 가능하게 되어 있다.

발전기 케이스류의 소재는 모두 알루미늄으로 선정하였는데 이는 Rotor와 케이스사이에서 발생하는 Eddy Current를 최소화 하고, Rotor가 Magnet이어서

Rotor의 Eccentricity가 증가하고 기동 Torque가 증가하는 것을 방지하는 것이 주목적이고 부가적으로 냉각성능의 향상과 무게절감의 효과가 있다.

발전기의 Core Rotor와 Stator 설계시 주요외관 및 Interface부의 형상 및 치수는 STW에서 결정하였고 그 외의 치수는 CalNetix에서 결정하였다. 이외의 발전기를 구성하는 부품들은 STW에서 설계되었다.

상기에 언급한 발전기의 주요부품에 대해 엔진용과 구성품시험용을 구분하여 설계 Feature를 기술한다.

1.4.1 엔진

발전기는 43여종의 부품으로 구성되어 있고 이중 HSG Core Rotor, HSG Core Stator, 베어링, Blower, Seal, Housing & Case류등의 주요한 부품들에 대해서만 아래와 같이 기술한다.

가. HSG Core Rotor

Rotor의 상세형상에 대해서는 그림 6.20 HSG Core Rotor를 참조하고, Rotor는 양단의 Stub와 중심부의 Splited Magnet, 최외곽의 Sleeve등이 상호간에 Interference Fitness를 유지하도록 조립하여 일체형으로 설계되었다.

양단 Stub에는 베어링의 저널역할을 하는 기능부가 있고 전방 Stub에는 베어링 Disk, Blower, Nut등의 장착부가 제공되고 후방 Stub에는 Seal Runner와 Nut, Quill Shaft등의 장착부가 제공되어 있다.

Splited Magnet는 설계가 CalNetix에서 수행되었고 기술이전이 없었기 때문에 Magnet의 배치와 크기, 형상등에 대해서는 자료가 없으나 상대적인 외경이나 길이등에 대해서는 그림 6.20을 참조하기 바란다.

Sleeve는 양단의 Stub와 중심부의 Magnet 외경부에 조립이 되고 이는 운전시에 Magnet의 움직임을 제한하는 역할을 한다.

나. HSG Core Stator

Stator의 상세형상에 대해서는 그림 6.21 HSG Core Stator를 참조하고, Stator의 외곽은 Stator의 효과적인 공냉을 위해 냉각 Fin들을 제공하는 Case가 있고 이는 내부의 Laminator와 Interference Fitness를 유지하게끔 설계되어 있다. Stator는 이를 둘러싸는 케이스에 Sliding Fit으로 조립이 되고 축 혹은 원주

방향의 Movement는 Stator 외곽에 있는 Tap Hole과 Stator의 장착케이스를 Bolt로 3곳에서 잡아준다.

Stator로부터는 3개의 단자가 나와있고 이들은 Stator 장착케이스 외부로 돌출하게 되어있다.

Stator의 Laminator와 Wiring은 CalNetix에서 설계되었고 기술이전이 없었기 때문에 외관치수를 제외하고는 더 이상의 자료는 없다.

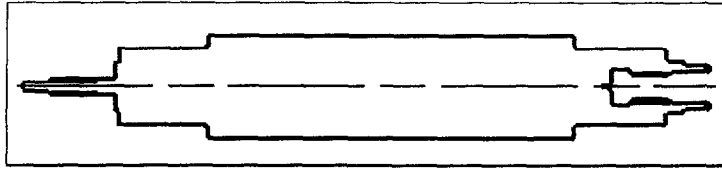


그림 6.20 HSG Core Rotor

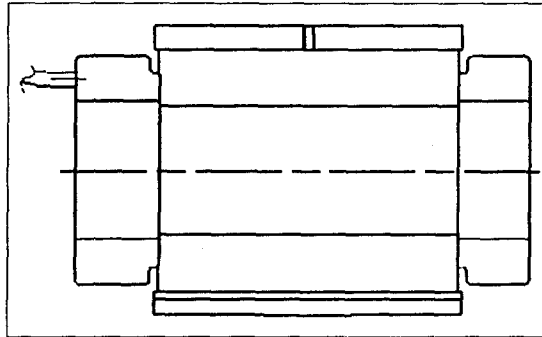


그림 6.21 HSG Core Stator

다. 베어링

발전기의 로터를 지지하는 베어링은 Air Foil Bearing으로써 Radial Bearing 2곳과 Thrust Bearing 2곳으로 구성되고, Radial Bearing은 Foil이 베어링 역할을 하고 베어링저널은 HSG Rotor의 양단 Stub가 되고 Housing은 Foil 장착케이스가 되고, Thrust Bearing은 축하중을 지지하기 위해 로터부의 디스크 양측에 베어링을 설치하고 베어링의 장착케이스가 하우징 역할을 한다.

Radial Bearing Foil의 조립은 Sliding Fit으로 조립이 되게 되어 있고 Thrust Foil은 하우징에 얹히는 것으로 조립이되고 축방향으로는 디스크와 하우징에 의해 고정되고 원주방향으로는 3개의 Pin들에 의해 움직임이 제한되게 되어 있다.

Radial Bearing은 8개의 Foil로 구성되고 하우징과의 지지부는 4각으로 Foil이

말려져 있고 이 속에 Support라는 4각 Bar를 넣어 지지부의 강도를 증가시켜 Foil의 원주방향 지지능력을 키워놓았고 반경방향은 Foil의 두께로 조정하는 것으로 설계되어 있다. 상세한 형상은 그림 6.22 Air Foil Bearing을 참조하기 바란다.

Thrust Bearing은 3층으로 Foil을 Stack-up하여 강성을 증가시켰고 구성품으로는 원판, Second Stiffner & Plate, First Foil등으로 구성되어 있다. 상세한 형상은 그림 6.22 Air Foil Bearing을 참조하기 바란다.

라. Blower

블로워는 베어링과 발전기 Core Rotor와 Stator를 냉각시키는 공기를 공급하고 Thrust Bearing 전방에 장착이 된다. 그리고 블로워는 발전기가 Motor로서의 작동시 RPM 제어용인 Hall Sensor의 측정대상이 되고 이를위해 공기가 공급되는 외곽부 표면에 1/2정도로 Groove를 파서 단을 의도적으로 만들어 놓았고 반대편에는 Imbalance량을 최소화하기 위해 유사한 양만큼 Groove를 만들어 놓았다. 상세한 형상은 그림 6.23 Blower를 참조하기 바란다.

블로워는 압축기의 일종이어서 Blade를 덮어 유체를 Guide하고 Diffusing부에 대해서도 유체의 Guide 역할을 하는 Shroud가 있고 또한 입구부의 유량의 속도 분포를 균일하게 하는 기능을 하는 형상도 Shroud에서 제공하나 Blower의 효율이 높게 설계되지 않아 입구형상이나 Blade Tip Clearance를 Critical.하게 관리하지 않아도 된다.

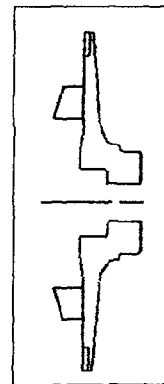
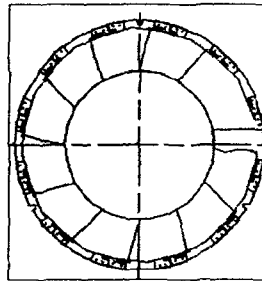
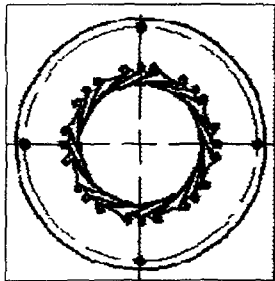


그림 6.22 Air Foil Bearing

그림 6.23 Blower

마. Seal

Seal은 표준품으로 구입이 가능한 Contact Seal인 Carbon Seal을 채택하여 완전한 Sealing 방법을 구현하였고 이는 발전기축의 공기와 발전기와 엔진 Core부의 연결체에 공급되는 Oil을 격리시키기 위함이고, Carbon Seal은 로터축에 Mating Part를 수반하므로 Runner Seal을 로터축에 설치하였고, 또한 Carbon Seal과 Runner Seal간의 마찰에 의해 고열이 발생하므로 이를 제거하기 위해 Runner Seal을 Oil로써 냉각을 시켜주는 방법을 채택하였다. 상세한 형상은 <그림 6.9 Carbon Seal을 참조하기 바란다.

바. Housing & Case류

발전기의 Housing류는 베어링 장착 Housing과 Carbon Seal 장착 Housing이 있고 Case류는 블로워의 Shroud Case와 발전기 Core Stator 장착 Case 등이 있다.

베어링 장착 Housing은 Radial Bearing Housing(RBH)과 Thrust Bearing Housing(TBH)이 있다. 전방 RBH에는 베어링이 장착되기 위한 Slot과 냉각공기가 지나가게 하는 Slot등이 있고 후방 TBH와 일체형이고, 후방 RBH는 발전기 Core Stator 장착 Case와 일체형으로 되어 있고 베어링장착부는 전방 RBH와 같고 발전기 Core부를 냉각한 고온의 공기를 발전기 외곽으로 배출시키는 Hole과 발전기 Core Stator의 움직임을 제한하는 Bolt를 장착하기 위한 Hole, 발전기 Core Stator의 권선을 Lead-out 시키는 Slot등이 있고 상세형상은 그림 6.24 Bearing Housing & Blower Shroud을 참조하기 바란다. 전·후방 TBH에는 냉각공기가 흐르는 Groove, Foil의 원주방향으로의 움직임을 제한하는 Pin Hole, 냉각공기가 발전기 Core 축으로 흘러갈수 있게하는 Hole, 베어링을 냉각한 고온의 공기를 발전기 외곽으로 배출시키는 Hole등이 있고 상세형상은 그림 6.24를 참조하기 바란다.

Shroud Case에는 블로워 Blade의 Shroud 역할을 하는 부분, Hole Sensor를 장착하기 위한 Hole, 베어링공기를 외곽으로 배출시키는 Hole등이 있고 상세형상은 그림 6.24를 참조하기 바란다.

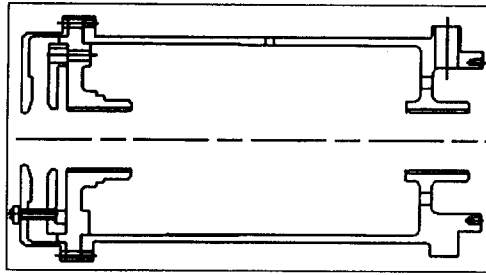


그림 6.24 Bearing Housing & Blower Shroud

1.4.2 구성품 시험리그

시험리그는 시험대상인 발전기, 증속기어박스와 모터로 구성된 구동부, 발전기와 구동부를 연결하는 연결부, 기타 측정용 센서류, Oil Supplier 및 Das System 등으로 구성된다. 발전기는 Carbon Seal Housing을 제외하고는 엔진용과 같은 조립체이고, 구동부는 STW에서 기개발한 것을 rpm을 맞추기 위해 기어비 부분을 개조한 것이고, 연결부는 발전기와 구동부를 연결하는 Case와 Quill Shaft등이 있고, 기타로 Gap, rpm, 온도, 압력등의 센서부착용 Adapter와 Quill Shaft부의 윤활용 오일공급기등이 있다.

상기에 기술한 리그는 엔진의 부하와 운용조건을 묘사하여야 하므로 연결부 설계가 Critical하였고 또한 발전기의 성능을 확인하기 위한 리그이므로 구조적으로는 설계 Margine을 가능한 많이 가지는 시험기로 설계를 하였다. 하지만, 구동부 로터와 Quill Shaft의 Dynamic적 특성은 엔진의 설계와는 상이하여도 무관하나 이들의 특성이 발전기 로터에 전달되고 이에따라 발전기 로터의 Dynamic Synchronous Motion은 평가를 하여 안전한 것으로 판단되었다.

시험리그에 대한 상세한 그림은 그림 6.25 HSG Performance Test Rig를 참조하기 바란다.

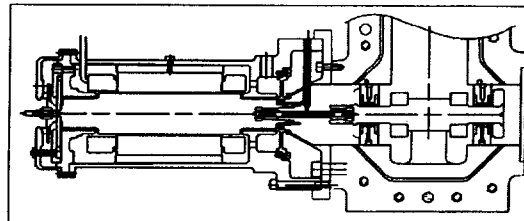


그림 6.25 HSG Performance Test Rig

1.5 마운트 및 연결부

마운트부와 연결부는 14종의 부품으로 구성되고, 엔진마운트는 발전기와 엔진 Core를 연결하는 Case상에 위치하고 또한 발전기와 엔진 Core 로터를 연결하는 로터연결부인 Quill Shaft는 엔진마운트 케이스내부에 위치한다. 엔진마운트 케이스상에는 Oil Supplier, Magnetic Pick-up Sensor Adapter, Gap Sensor등이 장착되고 Quill Shaft는 동력전달과 Misalignment를 허용하는 Flexible Spline Joint 방법을 채택하였다.

마운트 및 연결부의 주요부품들에 대한 특징을 부품별로 살펴보면 다음과 같다.

가. Mount Case

본 APU가 확정적인 Application을 대상으로 개발되고 있는 것이 아니어서 엔진마운트에는 특별한 요구조건이 없으므로 엔진마운트 설계는 가장 엔진을 안정적으로 지지할 수 있는 곳을 선정하고, 선정한 마운트 위치의 변형과 Load(충격, 진동) 시험을 고려하지 않았으므로 마운트 방법은 Rigid Mount를 채택하였다.

그래서 마운트의 위치는 온도가 가장 낮고 엔진무게중심 근처로 선정하였고 위치는 발전기와 엔진 Core의 중간 Case로 정하였다. 이곳은 발전부 Rotor와 엔진 Core부 로터를 연결하는 Quill Shaft 외곽 Case여서 엔진Case의 Rigidity만 확보되면 Quill Shaft로 연결되는 발전부 Rotor와 엔진 Core부 로터의 Alignment는 엔진마운트로 인해 추가적인 Misalignment 발생량을 가장 최소화시킬 수 있는 이점이 있다.

그리고 마운트방법은 Point 지지보다 안정적이고 Rigid한 면접촉방식을 채택하여 케이스 중간부에 양면을 만들어 엔진이 Test Bed상에 얹혀지도록 하였고 결과적으로 발전부와 엔진 Core부는 마운트위치에서 상호 반대방향으로 Overhung 상태로 위치하게 된다. 엔진 Case의 Rigidity에 따라 발전부와 엔진 Core부 Case에 Support를 부착하는 것을 결정할 수 있다.

이 Mount Case에는 Carbon Seal Runner와 Quill Shaft Spline을 각각 냉각 및 윤활용 Oil을 공급하는 Oil Supplier 장착부, 엔진 Core Rotor의 회전수를 측정하기 위한 Magnetic Pick-up Sensor Adapter 장착부, 발전기 Rotor와 엔진 Core측 Rotor의 진동을 측정하는 Gap Sensor 장착부등이 있다. 상세형상은 그림 6.26 Mount Case를 참조하기 바란다.

나. Oil Supplier

Oil Supplier는 Carbon Seal의 Mating Part인 Seal Runner의 냉각과 Quill Shaft와 Spline Joint되는 발전기 로터와 Connector Spline부의 원활을 위해 Oil 을 Injection Type으로 공급하는 부품으로서 언급한 3곳의 Oil 공급을 위해 Nozzle이 3곳 있다. 엔진 마운트케이스상의 한군데에 위치하고 상세형상은 그림 6.27 Oil Supplier를 참조하기 바란다.

다. Magnetic Pick-up Sensor Adapter

이 Adapter는 Connector Spline 외경에 있는 단들을 이용하여 Magnetic Pick-up Sensor로 로터의 회전수를 측정하는데, 이때 Magnetic Pick-up Sensor(MPS)의 표준품 길이가 짧아서 MPS를 장착하는 용도로 사용되는 것이다. 상세형상은 그림 6.28 MPS Adapter를 참조하기 바란다.

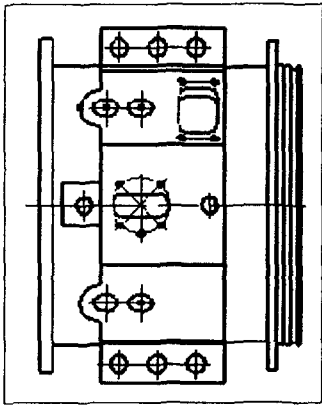


그림 6.26 Mount Case

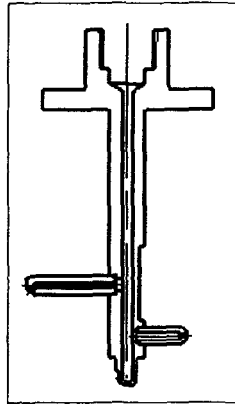


그림 6.27 Oil Supplier

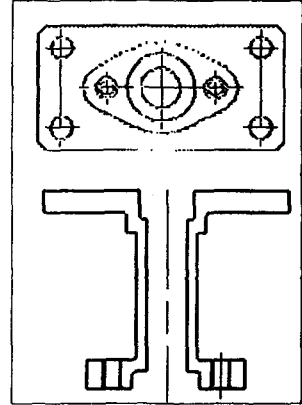


그림 6.28 MPS Adapter

라. Quill Shaft

Quill Shaft는 엔진 Core 로터의 동력을 발전기 로터로 전달하는 매개체 역할을 하고 전달수단은 양단의 Spline을 이용하고 이는 양로터의 Misalignment를 수용하고 과 Torque가 작용될시 끊어지도록 설계되어 있고 축방향의 움직임은 양단의 단면이 발전기 로터와 엔진 Core 로터에 의해 제한되는 것으로 하였다. 상세형상은 그림 6.29 Quill Shaft를 참조하기 바란다.

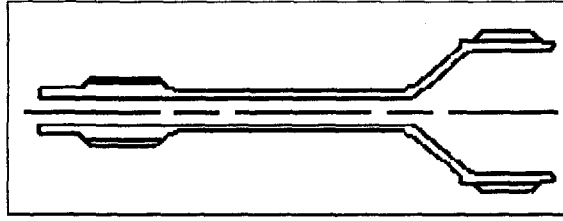


그림 6.29 Quill Shaft

1.6 로터시스템

APU급 엔진은 당 연구소에서 처음으로 개발하는 것이어서 로터시스템 초기 설계를 위해 타사엔진들의 레이아웃과 실부품들을 분석하므로써 설계개념을 익혔고, 상세설계를 위한 정량적인 로터안정성평가가 초기에는 많은 평가인자들이 가정위에 수행되었고 이들 몇몇 가정치들을 검증하기 위해 Rotor Imitator를 만들어 Static & Dynamic Rotor를 만들어 시험을 하여서 상세로터 안정성평가가 완료되었고 이에따라 로터, 베어링, 댐퍼, 베어링하우징등의 기계설계사양도 결정이 되어 이 설계사양과 상세구조평가로 기계설계가 완료되었다. 이렇게 설계된 로터시스템의 최종검증을 위해 Dynamic Test Rig를 설계하였다.

로터시스템은 발전기 로터, 엔진 Core Rotor, 발전기 로터와 엔진 Core Rotor를 연결하는 Quill Shaft로 3단계로 설계와 로터안정성평가가 독립적으로 진행이 되었다. 그리고 로터시스템의 설계는 크게 엔진용과 시험리그용으로 나눌 수 있다.

결과적으로 로터시스템의 설계는 엔진용과 리그시험용을 구분하여 6개의 독립적인 시스템이 설계되었고 이들의 특징들을 본보고서에서 기술하고자 한다.

1.6.1 엔진

로터안정성 평가 대상은 엔진이 운전중인 즉 Hot 상태의 로터시스템이나 실제 해석은 Cold 상태의 로터시스템을 해석하고 Hot 상태에서 안정된 운전은 안정성 평가 Margine으로 로터시스템 설계를 수행한다. 이와같이 엔진로터시스템은 발전기, 엔진 Core, 엔진등의 로터시스템에 대해 각각 독립적으로 해석과 설계를 수행하였다. 그러면 각 로터시스템별로 주요설계인자를 살펴보면 다음과 같다.

1.6.1.1 HSG

발전기 로터시스템은 로터가 6개의 부품으로 구성되고 이 로터를 지지하는 베어링은 에어포일베어링이다. 로터안정성 확보는 발전기 Core 로터강성이 좌우하는 구조여서 설계가 발전기 Core 로터의 크기를 결정하는데 주안점을 두었고, 하지만, 발전기 Core 로터는 CalNetix 업체를 통한 외주설계 개발이어서 로터크기를 결정하는데 부족함이 있었고 또한 크기대비 강성의 신뢰성이 CalNetix를 믿는 정도로 결정하게 되어 설계오차의 주 원인이 될 수 있다.

전방에서 조립되는 베어링디스크와 블로워는 로터강성 증가를 위해 발전기 Core 로터상에 운전중에 Interference Fitness가 유지되도록 설계하였고, 조립반복성 확보를 위해 Nut로 체결시 Torquing 방식이 아닌 Streching으로 체결이 가능하도록 설계하였다. 반면에 후방에서 조립되는 Seal Runner는 분해를 고려하여 Mass가 작은점을 고려하여 Sliding Fit으로 조립을 하고 이를 고정하는 Nut는 체결력이 그리 크지 않으므로 Torquing 방식을 적용하였다.

발란싱은 발전기 Core 로터의 Dynamic 발란싱, 베어링디스크와 블로워, Nut를 조립한 로터조립체의 Static 발란싱, 마지막으로 Seal Runner와 Nut를 조립한 최종조립체의 Static 발란싱등의 3단계 절차로 설계되었다.

로터조립체의 형상에 대해서는 그림 6.30 HSG Rotor Ass'y를 참조하기 바란다.

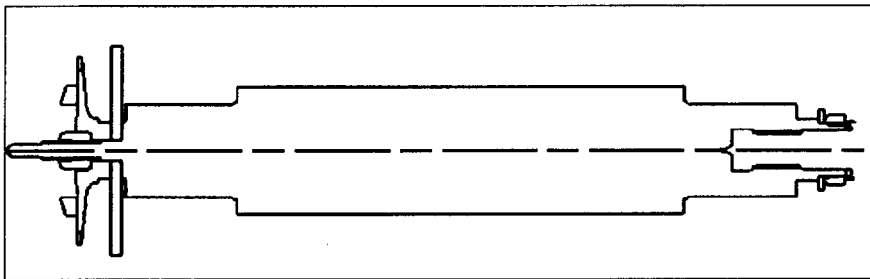


그림 6.30 HSG Rotor Ass'y

1.6.1.2 엔진 Core

엔진 Core 로터는 10개의 부품으로 구성되고 이 로터를 지지하는 베어링은 Ball & Roller 베어링이고 로터의 무게중심이 후방 Roller 베어링 바깥에 위치하는 Overhung Rotor Type이다.

로터는 안정성평가시 가정하는 로터강성의 예측이 얼마나 정확하느냐에 따라 로터의 Dynamics 특성 평가의 정확성이 결정되므로 기계설계에서는 초기에 가정한 로터강성을 구현하기 위해 다양한 방법이 고안되고 본 엔진 Core에서는 다음과 같은 주요인자들로 구현하였다.

첫째로 전체 로터는 Tie Shaft에 의해 체결되므로 이 체결력을 이용하여 로터 강성을 조절하였다.

둘째로 모든 단품들은 서로간에 Interferenc Fitness가 운전중에도 유지되어야 로터강성 저하가 없으므로 FEM으로 로터부품간 조립부의 Deformation을 고려하여 Cold 상태에서의 Interference 양이 결정되었다.

로터평가 결과 전·후방베어링에 Soft Mount Type으로 Stiffner를 장착하는 것으로 하였고 특히 후방베어링에는 Damper를 추가하였다. 전방베어링의 Stiffner는 Squirrel Cage Type이고 후방 Stiffner는 Allison Ring Type의 것을 적용하였다.

발란싱은 총 9단계로 하였고 조립체는 엔진베어링을 이용하여 발란싱을 하는 것으로 하였다. 로터조립체의 형상에 대해서는 그림 6.31 Engine Core Rotor Ass'y를 참조하기 바란다.

1.6.1.3 엔진

엔진 로터는 HSG 로터와 엔진 Core 로터를 Quill Shaft로 연결한 로터시스템으로 HSG 로터와 엔진 Core 로터는 상기에 이미 기술하였고 여기서는 Quill Shaft를 살펴보겠다.

Quill Shaft는 HSG 로터와 엔진 Core 로터의 Misalignment를 흡수하고 각각에서 발생하는 진동을 단절하기 위해 사용되는 Flexible Coupling 방법이다. 하지만 Quill Shaft 자신의 Dynamic 특성은 양 로터에 전달이 된다. 따라서, Quill Shaft는 자신의 Dynamic적 특성의 전달을 최소화하기 위해 무게절감 설계와

Imbalance양을 최소화 한다.

Quill Shaft와 연결되는 각 로터부는 Spline간에 미끄럼운동이 있어서 이는 마찰력을 발생시켜 음성적인 Radial Load가 발생하여 HSG 로터와 엔진 Core 로터의 베어링 하중을 증가시키고 마모로 인해 Spline부의 수명을 단축시키므로 이를 최소화하기 위해 윤활을 한다.

로터조립체의 형상에 대해서는 그림 6.32 Engine Rotor Ass'y를 참조하기 바란다.

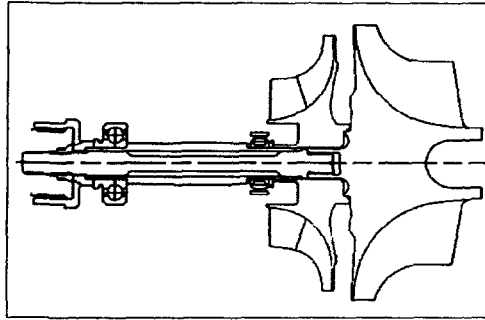


그림 6.31 Engine Core Rotor Ass'y

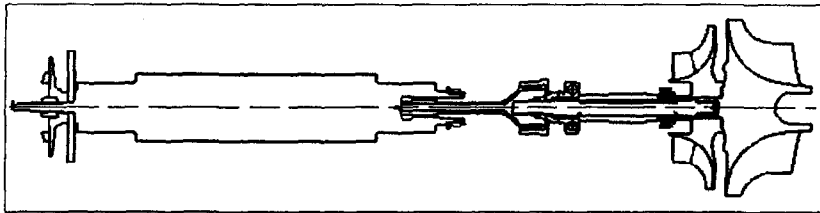


그림 6.32 Engine Rotor Ass'y

1.6.2 구성품 시험리그

시험리그는 엔진용으로 설계한 로터시스템의 특성을 Cold 상태조건으로 확인 하는 것으로 부품의 형상과 소재는 Dynamic적 특성을 고려하여 엔진용과 상이 하게 설계를 할 수 있으므로 실제로 형상이나 소재측면에서 구현하기가 어렵고 비용과 일정이 많이 소요되는 임펠러, 터빈휠, 발전기로터등은 실제부품을 Dummy로 Modeling하여 형상과 소재를 결정하여 설계되었다. 하지만, 시험리그는 실제 엔진의 운전시 로터가 받는 환경조건 즉 부하시의 Torque 전달로 인한 부품형상 변화, 부품의 온도상승에 의한 소재물성치 변화 및 체결력 변화등을 묘

사하지 못하고 단지 Cold 상태의 로터특성을 파악할 수 있으나 Hot 상태의 묘사를 위해 Hot 상태의 로터특성을 Modeling화 해서 시험리그를 설계할 수도 있다.

로터시스템의 시험리그로는 발전기 로터, 엔진 Core 로터, 엔진로터등으로 3단계로 설계하였고 이들은 상기에 기술한바와 같이 설계되었고 각각에 대해서는 아래에서 기술한다.

1.6.2.1 HSG

HSG 시험리그는 두가지의 목적으로 리그가 설계되었는데, 하나는 블로워에 의한 에어포일베어링과 발전기 Core부의 냉각성능을 확인하기 위함이고, 둘째는 로터안정성의 정도를 파악하기 위함이다. 시험리그의 구동부는 Turbo Charger Wheel을 이용하여 60,000rpm 구동을 가능하게 하였으나 로터형상이 수정되어 로터의 Dynamic적 특성은 엔진과 같지는 않으나 충분히 로터안정성을 확인하는데는 부족함이 없는 것으로 평가되어 설계가 되었다.

먼저 리그의 냉각성능 구조측면을 살펴보면, 리그는 후방 Radial Bearing Housing이며 발전기 Core Stator 장착 Case와 발전기 Core Stator & Rotor를 제외하고는 발전기부를 구성하는 모든부품들이 엔진용과 같다. 리그는 블로워를 지난 냉각공기의 유로는 엔진용과 같게 하였고 이는 베어링부의 냉각성능과 발전기 Core부의 공기배분등을 확인할 수 있게하였다. 그리고 Housing & Case는 후방부에 Turbo Charger Wheel의 Scroll을 장착하기 위하여 Flange부 형상이 변형되었고 터보차저로부터 후방 레디얼베어링쪽으로 유입되는 고압의 차가운 공기 때문에 발전기 Core부를 지나온 공기를 배출하는 위치도 엔진용에는 최후방부에만 있는 것을 베어링 하우징을 전후로 하여 나누었다. 또한 후방부에 Turbo Charger Wheel의 Scroll과의 직접연결이 어려워 중간 Case 하나를 더 부착하였다.

리그의 로터안정성확인용으로 구조측면을 보면, 블로워와 베어링 디스크, 이들을 체결하는 Nut는 엔진용과 형상 및 소재가 같으나 발전기 Core 로터의 후방부는 리그를 구동하기 위한 Turbocharger Wheel이 장착되어야 하므로 엔진과는 상이하고 이에따라 Seal Runner와 Seal Runner 체결 Nut는 제거하였다. 그러나 Dynamic적 안정성은 실엔진보다는 떨어지나 시험결과를 분석하므로써 이 정도의 차이는 보완을 할 수 있다고 판단되었다. 시험리그의 형상을 달리 가져간 이유는 첫째로 회전수가 높아 적절한 구동부를 구매하기가 용이하지 않았고, 둘째로 고

속모터를 이용한 시험은 별도의 Coupling 설계가 추가되고 이로 인해 설계의 난이도가 증가되고 전체 로터시스템의 해석과 Modeling의 정확성이 앞서 언급한 리그보다 떨어진다는 평가가 있었기 때문이다.

시험리그의 마운트는 HSG Rotor의 독립적인 특성을 파악하고자 HSG 케이스 중심부를 이용하였다. 하지만 엔진과 같이 Overhung일 때가 케이스류가 자중에 비해 Rigid하다고 보여 Overhung일 때의 특성과는 별 차이가 없을 것으로 판단하였다.

시험리그에 대한 형상은 그림 6.33 HSG Cooling & Rotor Test Rig를 참조하기 바란다.

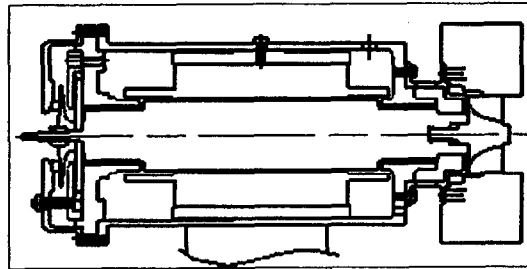


그림 6.33 HSG Cooling & Rotor Test Rig

1.6.2.2 엔진 Core

엔진 Core 로터 시험리그는 HSG 시험리그 로터에서 사용한 Turbo Charger Wheel을 사용하여 구동하였고 임펠러와 터빈휠은 실부품의 사용이 어려워 Dynamic적 특성을 평가하여 Dummy로 Modeling하였다. 하지만 구성품의 수량은 엔진과 동일하게 하였다.

로터안정성 검증은 예측한 로터강성하에 작동하는 로터특성을 확인하는 시험이므로 로터강성을 변경하면서 시험하는 것이 최선책이다. 반면에, 로터강성은 10개의 구성품을 Tie Shaft로 체결하는 체결력을 설계치 만큼 유지하느냐에 의존하고 체결력은 Impact Test에 의해 로터안정성평가지 요구하는 Stiffness를 찾아 결정하고 이 체결력은 엔진운전점 어디에서나 만족해야 하는 조건이다. 따라서 시험리그에서는 Cold 조건만 시험이 가능하므로 단지 체결력을 조정해 가면서 로터특성을 확인할 수 밖에 없다. 이때 체결력 조절은 Tie Shaft와 Nut를 체결시 Stretching에 의해 체결력을 제공하므로써 정확하게 조절이 가능하도록 하였다.

시험리그의 마운트는 엔진 Core Rotor의 독립적인 특성을 파악하고자 엔진 Core 로터리그 케이스 중심부를 이용하였다. 하지만 엔진과 같이 Overhung일 때와 유사하게 Overhung으로 Rear Bearing Housing이 메달린 상태여서 실엔진 로터특성과는 별 차이가 없을 것으로 판단하였다.

시험리그에 대한 형상은 그림 6.34 Engine Core Rotor Test Rig를 참조하기 바란다.

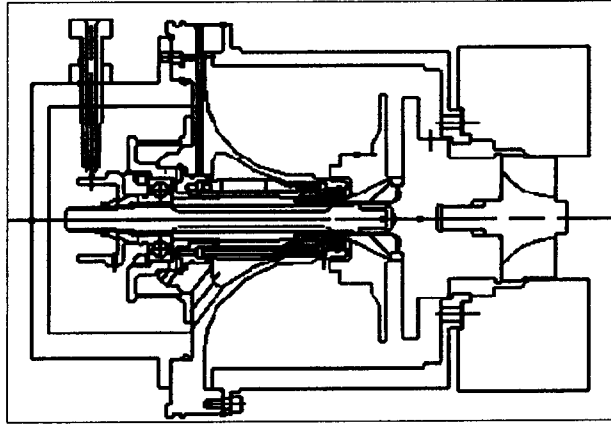


그림 6.34 Engine Core Rotor Test Rig

1.6.2.3 엔진

엔진 로터 시험리그는 HSG 로터리그와 엔진 Core 로터리그를 Quill Shaft을 이용하여 연결한 로터시스템이다. 따라서 주요 추가부품으로서는 Quill Shaft와 양리그의 케이스를 연결하는 마운트 케이스가 있다. 그리고 엔진 로터 시험리그는 마운트가 실엔진과 같다.

시험리그에 대한 형상은 그림 6.35 Engine Rotor Test Rig를 참조하기 바란다.

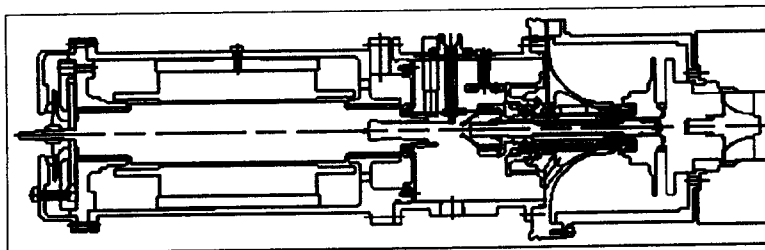


그림 6.35 Engine Rotor Test Rig

1.7 레이아웃

APU 엔진레이아웃의 설계 개념과 절차등에 대한 상세한 내용은 1, 2차년도 보고서를 참조하기 바라며 여기서는 현재 완료한 엔진레이아웃의 결과를 구성품 별로 선정결과와 선정근거등에 대해 기술하는 것으로 한다.

엔진레이아웃은 그림 6.36 APU Engine Layout을 참조하기 바란다.

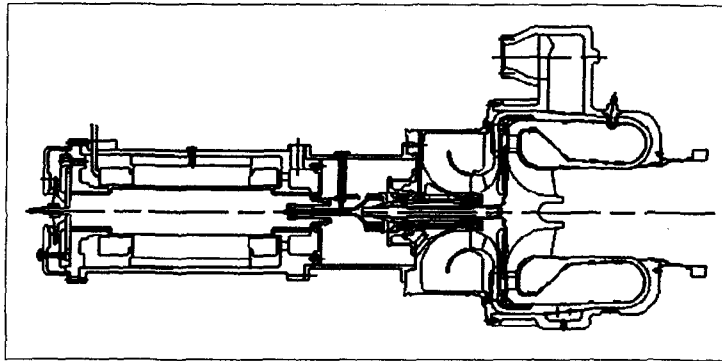


그림 6.36 APU Engine Layout

가. 엔진구성품 선정 결과

엔진구성품을 압축기, 연소기, 터빈, 발전기, 로터, 베어링등으로 나누어 보면 선정 결과는 아래표와 같다.

표 6.1 엔진구성품 선정결과

| 구성품 | TYPE | 비고 |
|-----|---|---------------------------|
| 압축기 | Centrifugal Type(Impeller, Radial Vaned Diffuser) | 1단 |
| 연소기 | Axial Reverse Annular | Pressurizing Injector 적용 |
| 터빈 | Radial Type(Wheel Radial Nozzle) | 1단 |
| 발전기 | High Speed Generator | Gearless로 엔진축과 직접연결 |
| 로터 | Overhung Type | 베어링 Span 외곽에 C.G Point 위치 |
| 베어링 | Air Foil Bearing(AFB), Ball & Roller Bearing | AFB는 Oilless 베어링 |

나. 엔진구성품 선정사유

ㄱ. 압축기

압축기는 초기성능해석 결과 임펠러 1단만으로도 충분히 엔진요구사양(압축비, 유량등)을 만족시킬 수 있는것으로 압축기 공력설계자가 판단하였고 그럴경우 축류형보다 구조가 훨씬 단순하고 원가, 조립성등에서도 우월하다고 판단되어 1단 임펠러형을 선정하였다. 또한 임펠러1단은 로터구조를 단순화시키고 로터길이를 짧게 하므로서 로터안정성 확보에도 축류형보다 유리하다. 기검토한 타사엔진들도 APU급에서는 1단의 임펠러를 적용하였다.

ㄴ. 연소기

연소기는 엔진크기를 최소화하는 차원에서 Can Type과 Axial Reverse Annular Type이 주검토대상이었다. Can형은 엔진의 Maintenacne와 개발 측면에서는 유리하다고 판단되었으나 크기면에서 Axial Reverse Annular 보다 Can부만큼 더 크기 때문에 Axial Reverse Annular를 선정하였다. 이렇게 선정한 연소기는 로터길이를 최소화 하는데 최적으로 판단된다. 타사 엔진들중 순수지상발전용은 Can Type이 주로 선정되었으나 장착공간이 제한받는 지상차량용 혹은 항공용에 대해서는 Axial Reverse Annular형의 연소기가 채택된 것을 알 수 있다.

ㄷ. 터빈

터빈은 초기성능해석 결과 터빈휠만으로도 충분히 엔진요구사양(팽창비)을 만족시킬 수 있는것으로 터빈 공력설계자가 판단하였고 그럴경우 축류형보다 구조가 훨씬 단순하고 원가, 조립성등에서도 우월하다고 판단되어 Radial Turbine을 선정하였다. 또한 로터구조를 단순화시키고 로터길이를 짧게 하므로서 로터안정성 확보에도 축류형보다 유리하다. 터빈휠은 1단만으로는 팽창률이 최대 4.0 이하정도여서 당 APU에는 문제가 없었으나 타사엔진을 보면 축류형 터빈을 적용한 것도 있는데 이는 엔진성능이 요구하는 팽창률 때문인 것으로 판단되고 개발 APU 급은 대부분의 엔진들이 Radial Turbine을 적용하고 있다. 이 Radial Turbine의 채택에 따라 연소기형 선정이 최적화 되었다. 즉 Axial Annular형 연소기는 Radial Turbine에는 기하학적으로 부적합하나 Axial Reverse Annular Type 연소기는 Rdaial Turbine과 잘 부합되기 때문이다. 그래서 Rdaial Turbine의 선택으로 인해 Axial Reverse Annular형 연소기가가 선정되었다고 이해할 수도 있다. 하지만, Axial Reverse Annular Type 연소기에 Axil Turbine을 채택할

수도 있으나 이는 엔진외형이 상대적으로 크지고, 연소기 내부케이스와 터빈케이스부가 많이 복잡해지고 연소기 출구부가 180도 꺾어져야 하는 설계상의 어려움과 구조상의 복잡성등이 예상되어 Axial Turbine 선정은 고려하지 않았다.

ㄷ. 발전기

개발 APU는 100마력급의 발전과 Bleed Air를 공급하는 에너지 발생장치이고 발전은 감속기어를 필요로 하지않는 고속발전기를 채택하였다. APU급에 고속발전기를 채택하는 것은 현재 세계 선진사들이 개발마무리에 있어서 이에 발맞추고 또 고속발전기의 채택은 향후 획기적인 원가절감이 예상되어 선정되었다. 고속발전기는 발전기와 엔진주축간의 매개체인 감속기를 요구하지 않으므로 직접 엔진주축과 Coupling이 되어야 한다. 즉 고속발전기의 로터가 엔진로터와 같은 회전수로 회전하게 되므로 발전기로터와 엔진부 로터를 어떻게 연결하는가가 로터안정성확보를 위한 중요한 로터시스템설계의 인자가 된다. 그래서 레이아웃 설계를 크게 두방향으로 설정하여 설계를 진행하였는데 하나는 엔진주축에 발전기 로터를 포함하는 것이고 다른 하나는 엔진주축과 발전기 로터를 Quill Shaft로써 연결하는 것이다. 전자(Single Rotor System)는 로터시스템에 베어링이 두개가 필요한 반면에 후자(Split Rotor System)는 베어링이 발전기 로터와 엔진부 로터 각각 두개로 총 네개가 필요하다. 로터안정성관점에서 보아서 Single Rotor System은 발전기의 로터로 인해 전체 로터길이가 길어져 Supercritical Rotor로서 로터안정성 확보가 어려운 반면 Split Rotor System은 발전부와 엔진부 각각의 로터안정성확보는 상대적으로 쉬운반면 Quill Shaft에 의해 양로터의 특성을 수용하면서 동력을 전달하는 시스템 설계가 추가되므로 두 Rotor System 모두 개발단계에서 어려움이 예상되나 로터안정성확보가 상대적으로 어려운 로터보다 개발현실성이 더 있는 것으로 판단되는 Split Rotor System을 채택하였고 이에 맞춰 발전기의 배치와 엔진 Core와의 연결방법이 결정되었다. .

ㄹ. 로 터

엔진구성품으로서 Annular Reverse Combustor와 Radial Turbine의 선정은 로터를 Overhung Type으로 설계할 수 밖에 없는 상황으로 만들었다. Overhung Rotor가 되지않기 위해서는 Radial Turbine 후방에 베어링을 위치시키는 것인데 이는 터빈 후방의 배기가스 유로를 분리시켜 연소기 모양이 Cone 모양으로 되어 엔진크기가 크게 되고 베어링으로 공급되는 오일 유로와 Sealing 설계가 매우 어

럽고 고온부라서 베어링 설계 또한 어려움이 예상된다. Rotor의 Overhung부의 크기 정도는 베어링의 위치에 따라 달라질 수 있으나 프로젝트 매니저와 레이아웃 담당자가 전체 엔진구조의 단순화를 통한 엔진제조원가를 로터시스템 개발 어려움보다 우위로 다루었기 때문에 로터시스템이 Overhung 구조를 갖게 되었다.

ㄴ. 베어링

개발 APU는 향후 세계시장을 형성할 제품의 기술수준과 동등한 요소기술을 접목시켜 개발하는 것이 목적이어서 베어링 선정에도 많은 어려움이 있었다. 베어링은 기존 시장에 나와 있는 즉 거의 표준품 수준인 구름베어링(Ball & Roller)과 현재 개발이 성숙기에 이른 Air Foil Bearing과 Magnet Bearing이 있다. 현재 선진사의 기술개발은 APU에 에어포일베어링을 적용하는 것이 주를 이루고 있어서 이에 당사 개발 APU도 에어포일베어링을 채택한 Rotor Ssystem을 개발하는 것으로 결정하였으나 개발의 과도단계로서 구름베어링을 적용하는것을 고려하였다. Magnet Bearing은 기술을 소유한 곳이 전세계적으로 적어 개발비가 에어포일베어링보다 훨씬 많이 들어갈 것으로 예상되었고 또한 마그넷 베어링은 에어포일베어링보다 구조나 시스템적으로 매우 복잡하여 개발 APU에 적용하는 것을 포기하였다. 에어포일베어링은 당사에서 시험리그를 만들어 시험중에 있으나 초보단계에 머물러 있는 단계여서 환경시험을 만족한 상품을 위해서는 앞으로 2~5년은 더 걸릴것으로 예상된다. 구름베어링은 베어링 전문회사를 이용하여 개발하고 이를 당사에서 리그시험을 거쳐 엔진에 최종 장착할 것이다.

제2절 제작

제작에 대해서는 밀링, 선반, 연마등의 일반적인 것들은 제외하고 특이하게 공정을 가져간 것과 그렇게 가져간 이유등에 대해 기술하는 것으로 하겠다. 하지만, 일반공정일지라도 난이도가 높고 어려운것들에 대해서는 간략히 기술할 것이다.

2.1 압축기

압축기는 주로 Fe Base의 재질로서 가공성은 터빈에 비해 우수한 재질이나 Bearing Mount부위등 정밀을 요구하는 부품이 많아 가공의 어려움이 있었다.

2.1.1 엔진

설계부문에서 언급한 부품중 특이사항이 있는 Impeller, Radial Diffuser, Axial Guide Vane, Shroud, Rear Bearing Housing등의 부품들에 대해서만 주요 공정들을 기술한다.

가. Impeller

임펠러는 3차원 Profile의 형상인 Blade로 인해 5축 Milling 장비에서 가공이 되고 Blade 가공시 Tool로는 Face Cutter와 Ball End Mill을 사용한다.

나. Radial Diffuser

단품 Radial diffuser와 Plate diffuser로 나누어 지며 Radial Diffuser는 Ring 자재를 사용하여 3축 NC 밀링으로 Single Wedge Type의 Vane을 가공후 Plate Diffuser에 조립으로 Brazing을 한다, 조립후 열처리에서 변형된 부위를 선반가공으로 정삭하여 마무리 하였다,

다. Axial Guide Vane

Ring으로 구매된 자재를 사용하여 선반가공후 3축 밀링으로 Vane을 가공하여 제작하였으며 반경 방향은 연소기 Inner Wall에 구속되고 축방향은 Radial Diffuser에 조립된다.

라, Shroud

알루미늄을 사용하여 NC선반 가공을 하였다. 재질 특성상 변형을 방지하기 위해 최종 정삭시 미세가공 하였으며 압축기, 연소기 및 터빈노즐등의 반경방향을 지지하고 있다

마. Rear Bearing Housing

제작비 절감 및 공차누적을 방지 하기위해 일체형으로 가공하였으며 범용 선반가공후 NC선반 가공, 내경연마, 밀링가공등의 공정이 있다. 특히 베어링 Mount 부위는 초정밀 연삭 가공이 요구된다. Rear Bearing Housing에는 전방으로 HSG와 후방으로 압축기 및 연소기 터빈이 조립되므로 정밀한 Run Out 관리가 요구되는 부품이다.

2.1.2 구성품 시험리그

Kari 시험리그에 맞게 알루미늄으로 Radial Diffuser 및 Shroud을 제작하였고 압축기와 임펠라는 구조적 안정성을 확보하기 위해 Back Face 부를 엔진부품보다 두껍게 제작하였다.

2.2 연소기

연소기는 그기능의 특성으로 단품이 많은 구조로 작업시간 및 노력이 많이 소요되고 개발비가 많이 드는 특성을 가지고 있으며 용접, 열처리, 시험통 각종 특수설비 들이 많이 소요된다.

2.2.1 엔진

설계부문에서 언급한 부품중 특이사항이 있는 Combustor Liner, Combustor Outer Case, Deflector, Fuel Injector등의 부품들에 대해서만 주요공정들을 기술한다.

가. Combustor Liner

개발비 절감을 위해 금형을 만드는 대신 Spinning을 적용하여 단품을 개발하

였고 저항용접, 티그용접, 열처리, Laser Drill 등의 공정들이 있다. 개발시 제품의 두께를 정확히 맞추기가 힘들어 1.0mm Sheet를 사용하여 설계치인 0.5mm를 제작할수 있었다.

나. Combustor Outer Case

개발비 절감을 위해 Sheet Metal 대신에 SUS410 사형주조로 개발하였으며 VTL을 사용하여 마무리 정삭가공하여 완료하였다.

다. Deflector

Dome과 Flange 2개의 부품으로 구성되어 있고 개발비 절감을 위해 Dome의 금형입자를 SM45C를 열처리하고 금형 가이드 포스트를 1개만 사용하는 방법을 통해 금형가격을 1/20 이하로 낮추었다, 향후 입증되지 않은 많은 제품의 성형에 응용되면 개발비절감에 획기적인 도움이 될 수 있으리라 판단된다. Dome과 Flange는 저항용접을 통해 접합되어있고 최종 Finish 가공을 통해 완성되었다.

라, Fuel Injector

아주 작은 공간에 많은 부품이 내장되어 각 단품 가공에 있어 미세 가공을 해야 하는 어려움이 있었다. 특히 연료를 분사하는 Atomizer는 내경이 0.38mm, 0.40mm인 두종류의 미세가공이 어려웠다. 특히 전용가공 장비의 확보가 어려워 범용에서 현미경을 보아 가며 수십차례 실패를 거듭한 끝에 Feed와 적합한 Tool 선정에 성공하여, 현미경 조도검사 및 분무시험을 무사히 마칠수가 있었다, 그러나 개발비와 생산비가 과다하게 소요되어 향후 보완 해야할 문제이다.

2.2.2 구성품 시험리그

엔진용과 별도로 구성품 시험용으로 1Set 연소기가 제작되었다, Combustor Liner 와 Fuel Injector는 엔진용과 형상이 같고, Case Combustor는 SUS310을 가공하여 KARI Rig 설비에 맞게 제작하였다. Deflector는 리그부의 구성품으로서 조립상 KARI에서 제작하였고 기계가공을 통해 만들었다.

2.3 터빈

터빈은 주로 Ni Base의 재질로서 가공성이 압축기에 비해 매우 난해한 부품

이다, 특히 터빈 휠은 MAR-M 재질로 가공이 난이할 뿐 아니라 정밀 발란싱을 위해 주조 제품의 Mass Center를 확인해야 하는 어려움이 있다.

가. Turbine Wheel

터빈 휠은 Overhung Rotor의 끝단에 위치하며, Run Out 0.01mm 차이에 의해서도 Imbalance 양이 400mg이상 차이가 발생하므로 Imbalance양을 최소화 하기위해 주조 품질의 확보가 매우 중요하였다, 그러나 초기 개발 제품에서 완전한 품질 확보가 어려워 3차원 측정후 그결과로 범용선반에서 단동과 연동척을 동시에 사용하여 Mass Center를 찾았다, 그리고 임펠러 조립부위의 Rabbit부위와 Tie Shaft의 나사 부위의 Run Out 관리를 위해 나사 내경 연마를 통해 정확한 치수를 가공할수 있었다, 그러나 형상 자체가 안정된 작업을 하기 어려워 터빈 Wheel 부위에 Encap을 해야 한다.

나. Interstage Seal

Interstage Seal은 두 개의 Sheet Metal제품과 기계 가공품으로 이루어져 있다, 가공비 절감을 위해 간이금형을 사용하여 성형함으로서 금형비를 대폭(1/20) 절감하였으며 Spring Seal은 탄성확보를 위해 성형후 재열처리 하였다.

다 Turbine Nozzle

단품 Vane Nozzle와 Shroud로 나누어 지며 Vane Nozzle은 Ring 자재를 사용하여 3축 NC 밀링으로 Air Foil Type의 Vane을 가공후 Shroud에 조립시 Brazing을 한다, 조립후 열처리에서 변형된 부위를 선반가공으로 정삭하여 마무리 한다,

2.4 발전기

발전기는 엔진용과 시험리그의 구조가 같고 소재 또한 쉽게 구할 수 있는 것이어서 차이가 없고 구동부가 달라 구동부와 발전기의 연결부는 다르다. 그래서 발전기의 제작은 엔진에서만 설명을 하고 구동부와 발전기의 연결부에 대해서는 Quill Shaft가 성능시험시 HSG와 구동부에 주는 영향에 대해서 언급하는 것으로 하겠다.

2.4.1 엔진

케이스류는 알루미늄이 주소재이고 베어링하우징 기능을 하므로 정밀가공 공정으로 Boring공정이 필수이고, 조립성을 개선하기 위해 표면을 Hard Anodizing 처리를 하므로 변형 및 치수변화를 고려한 Final 공정관리가 주로 이루어진다. 에어포일 베어링을 장착하기 위한 Slot들은 Wire Cutting, EDM등의 공정으로 제작된다.

로터류는, 베어링 저널부와 Carbon Seal의 Mating Ring은 요구되는 형상공차와 표면조도의 수준이 높아서 정밀연마와 Lapping, Chrome Coating 혹은 다른 표면경화 공정이 필수적이고, 현기술의 에어베어링은 Load Capacity와 Damping 계수가 작아서 로터안정성 Margine의 크다란 확보와 발란싱의 정도가 요구되어 로터조립체를 이루는 부품들간의 Mating부의 형상공차 및 Fitness 관리가 주가 되고 개발시에는 Fitness를 Matched Machining을 하는 것으로 공정을 선택하였고, 엔진로터와 Quill Shaft로 연결하기 위해 HSG Core Rotor상에 있는 Spline은 베어링 저널과의 동심이 중요하므로 이의 공정관리가 특별히 요구되고 또한 Quill Shaft는 Flexible Coupling. Design이므로 HSG Rotor와의 조립후 Quill Shaft의 Whirling량이 중요하므로 HSG Rotor Spline의 형상치수 및 위치치수관리의 요구등으로 인해 제작난이도가 높은 공정들이 많이 있다.

2.4.2 구성품 시험리그

발전기 부품 제작은 엔진용과 같고 여기서는 구동부와 발전기 로터의 연결체인 Quill Shaft에 대해서 그리고 제작상 리그의 특별관리점을 기술하겠다.

Quill Shaft는 양단이 동일한 Spline 사양이어서 가공이 용이하나 이 Shaft의 Imbalance는 구동부와 발전기의 로터에 Dynamic Load로 전달되므로 이 Imbalance를 최소화 하기 위해 Unbalance 제공대상인 Spline의 형상 및 진위치가공을 정밀하게 요구하였고, 또한 무게를 최소화하기 위해 내경이 있으므로 이것도 외경과의 동심을 정밀하게 관리하였다. Quill Shaft는 부하시험시 과 Torque가 걸리므로 Spline 부의 마모를 감소시키기 위해 질화처리를 하여 표면 경도를 높인다..

발전기와 구동부로부터는 조립시 필수적으로 Misalignment를 발생하므로 이를 감소시키기 위해 연결 Case 양 Flange의 동심도와 발전기와 구동부측 로터와 케

이스간의 동심도를 확인하고 Quill Shaft의 허용 Misalignment를 감안하여 재가공을 수행할 수도 있다.

2.5 마운트 및 연결부

엔진마운트는 Rigid Mount Concept을 적용한 설계이므로 마운트케이스는 시험용 베드에 장착후 Bolt에 의해 체결시 접촉면적이 최대한 높이는 것이 설계개념과 맞으므로 이를 위해 마운트케이스의 양 마운팅 면의 평면도와 평행도 관리가 요구된다. 또한 엔진부와 발전기의 동심을 최소화 시켜야 하므로 양플랜지의 형상공차(동심도, 평행도, 평면도등)의 관리가 요구된다.

연결부인 Quill Shaft는 6.2.4.2에 기술한 Quill Shaft와 같은 정도로 제작이 이루어진다. 하지만, Flexible Joint가 요구하는 Misalignment에 따라 가공정도의 차이가 있다. 그리고 시험리그와 엔진용은 수명의 차이가 현격히 있으므로 스플라인부의 질화처리에 대한 Quality는 다르다.

2.6 로터시스템

APU엔진 Rotor는 소형이고 높은 RPM에서 운영되며 Overhung Rotor인 관계로 Shaft의 초정밀 가공이 요구 된다.

2.6.1 엔진

가. Tie Shaft

Tie Shaft는 INCO718 재질로서 가공중 변형이 크다란 재질이다, 형상에 따라 약간씩 틀리지만 APU Tie Shaft의 경우 황삭 가공후 수시간 후 잔류응력에 의한 시효변형이 발생하여 제품의 Run Out(R/O)이 0.5mm 이상 변형이 있으므로 이를 최소화하기 위해 최소 반나절 후 정삭 및 연삭을 수행해야 하면 나사부위의 R/O 차이에 의해서도 Imbalance 양이 2g이상 차이가 생겨 이부위도 나사연삭으로 마무리 하였다. 향후 구동후 열변형에 의한 변형을 고려하여 황삭후 풀림처리를 하는 공정을 추가할 것이다.

나. Runner Seal

Main Shaft에 조립되어 Carbon Seal 에 접촉하여 엔진의 오일의 누수를 막는 제품으로 0.2a이상의 조도를 요구한다, 이를 위해 CR 도금후 래핑으로 마무리 하였다.

다. Main Shaft

구동시의 Clearance 관리를 위해 미크론 단위의 공차 관리가 필요해 전면 연삭하였다.

라. 임펠러

개발용 임펠러는 주조대신에 기계가공을 하였다, NC선반에서 기본 형상을 가공후 5축 NC밀링에서 황삭용 엔드밀로서 블레이드를 가공후 Ball End Mill을 사용하여 Root부위 Radius 및 형상을 정삭가공하였으며. 사내 마루와 장비에서 72,000RPM에서 Spin 시험을 하였다

2.6.2 구성품 시험리그

2.6.2.1 HSG

HSG 시험리그는 HSG 로터 후방 Stub에 Spline을 가공하지않고 Thread를 가공하는 것을 제외하고는 엔진용과 동일하다.

2.6.2.2 엔진 Core

엔진 Core 로터 시험리그는 임펠러와 터빈휠을 Dummy로 모델링하여 형상을 단순화 하고 소재를 다른 것으로 사용하여 제작성을 개선한 것을 제외하고는 엔진용과 동일하다.

2.6.2.3 엔진

엔진 로터 시험리그는 HSG 로터리그와 엔진 Core 로터리그에다가 Quill Shaft를 추가한 것이어서 Quill Shaft가 추가로 제작되나 이 시험리그는 무부하

로 시험을 하는 것이므로 Quill Shaft의 Spline의 경도가 높지않아도 사용상에는 문제가 없어서 Quill Shaft를 질화처리하지 않는 것으로 하였다.

부 록

1. Engine Part List

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|-----------|------------------------------|-----|
| 1 | E12100 | HOUSING,FRONT BEARING | 1 |
| 2 | E12100 | HOUSING,FRONT BEARING | 1 |
| 3 | E12110 | NUT,FRONT BEARING | 1 |
| 4 | E12110 | NUT,FRONT BEARING | 1 |
| 5 | E12120 | WASHER LOCKING,FRONT BEARING | 1 |
| 6 | E12120 | BOLT,HOUSING | 12 |
| 7 | E12130 | WASHER,HOUSING | 12 |
| 8 | E12200 | HOUSING,REAR BEARING | 1 |
| 9 | E12200-01 | HOUSING,REAR BEARING | 1 |
| 10 | E12200-02 | PIN | 1 |
| 11 | E12210 | SUPPORT RING,DAMPER | 1 |
| 12 | E12220 | DAMPER,RING | 1 |
| 13 | E12230 | PIN, ANTI ROTATING | 3 |
| 14 | STD | O-RING,OIL SUPPLY,FRONT OUT | 1 |
| 15 | STD | O-RING,OIL SUPPLY,FRONT IN | 1 |
| 16 | STD | O-RING,REAR HOUSING | 2 |
| 17 | STD | O-RING,CONNECTOR H.S.G | 1 |
| 18 | STD | O-RING,OIL SUPPLY,REAR | 1 |
| 19 | STD | O-RING,CARBON SEAL | 1 |
| 20 | STD | O-RING,CONNECTOR OIL SUPPLY | 1 |
| 21 | STD | O-RING,REAR HOUSING BELL MOU | 2 |
| 22 | STD | RING RETAINER,REAR BEARING | 1 |
| 23 | STD | RING RETAINER,FRONT BEARING | 1 |
| 24 | E12240 | SHIM ,IMPELLER | 3 |
| 25 | E12240-01 | SHIM ,IMPELLER (t=0.5) | 1 |
| 26 | E12240-02 | SHIM ,IMPELLER (t=0.6) | 1 |
| 27 | E12240-03 | SHIM ,IMPELLER (t=0.8) | 1 |
| 28 | E12240-04 | SHIM ,IMPELLER (t=0.9) | 1 |
| 29 | E12250 | OIL SUPPLY,REAR BEARING | 1 |
| 30 | E12250-01 | OIL SUPPLY,REAR BEARING | 1 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|-----------|-------------------------------|-----|
| 31 | E12250-02 | PIN | 1 |
| 32 | E12260 | SPRING,COIL | 18 |
| 33 | E12270 | PIN, ANTI ROTATING OIL SUPPLY | 1 |
| 34 | E12280 | OIL SUPPLY,FRONT BEARING | 1 |
| 35 | E12290 | CONNECTOR,LUBE OIL SUPPLY | 1 |
| 36 | E12300 | SHROUD,IMPELLER | 1 |
| 37 | STD | BOLT,SHROUD | 7 |
| 38 | E12320 | WASHER,SHROUD | 7 |
| 39 | E12400 | DIFFUSER, RADIAL IMPELLER | 1 |
| 40 | E12400-01 | DIFFUSER | 1 |
| 41 | E12400-02 | PLATE,DIFFUSER | 1 |
| 42 | E12400-03 | PIN,DIFFUSER | 6 |
| 43 | E12500 | DESWIRLER,IMPELLER | 1 |
| 44 | E12600 | BEARING,BALL | 1 |
| 45 | E12700 | BEARING ROLLER | 1 |
| 46 | E12800 | SEAL,CCARBON FRONT | 1 |
| 47 | E12900 | SEAL,CCARBON REAR | 1 |
| 48 | E11100 | IMPELLER, | 1 |
| 49 | E11110 | PIROT RING | 1 |
| 50 | E11210 | MAIN,SHAFT | 1 |
| 51 | E11220 | CONNECTOR, SPLINE | 1 |
| 52 | E11230 | NUT,LOCK'G ROTOR | 1 |
| 53 | E11240 | RUNNER SEAL | 1 |
| 54 | E11250 | QUILL SHAFT | 1 |
| 55 | E21100 | WHEEL, TURBINE | 1 |
| 56 | E21130 | TIE SHAFT,ROTOR | 1 |
| 57 | E22100 | NOZZLE,TURBINE ASS'Y | 1 |
| 58 | E22100-01 | NOZZLE,TURBINE# 1 | 1 |
| 59 | E22100-02 | NOZZLE,TURBINE# 2 | 1 |
| 60 | E22110 | SHIM RING | 1 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|-----------|--------------------------|-----|
| 61 | E22110-01 | SHIM RING(t0.012") | 1 |
| 62 | E22110-02 | SHIM RING(t0.016") | 1 |
| 63 | E22110-03 | SHIM RING(0.02") | 1 |
| 64 | E22200 | INTERSTAGE SEAL ASS'Y | 1 |
| 65 | E22200-01 | FRAME,SEAL | 1 |
| 66 | E22200-02 | SHROUD,SEAL | 1 |
| 67 | E22200-03 | SPRING,SEAL | 1 |
| 68 | E22200-04 | RETAINER,SEAL | 1 |
| 69 | E30100 | LINER ASS'Y | 1 |
| 70 | E30100-01 | DOME,COMBUSTOR | 1 |
| 71 | E30100-02 | SHELL,OUTER COMB | 1 |
| 72 | E30100-03 | SHELL,INNER COMB | 1 |
| 73 | E30100-04 | SHELL,REAR COMB | 1 |
| 74 | E30100-05 | SKIRT | 1 |
| 75 | E30100-06 | SHELL,OUTER DEFLECTOR #1 | 1 |
| 76 | E30100-07 | SHELL,OUTER DEFLECTOR #2 | 1 |
| 77 | E30100-08 | SHELL,OUTER DEFLECTOR #3 | 1 |
| 78 | E30100-09 | SHELL,INNER DEFLECTOR #1 | 1 |
| 79 | E30100-10 | SHELL,INNER DEFLECTOR #2 | 1 |
| 80 | E30100-11 | SHELL,OUTER RING | 1 |
| 81 | E30100-12 | DOME,DEFLECTOR #1 | 35 |
| 82 | E30100-13 | DOME,DEFLECTOR #2 | 1 |
| 83 | E30100-14 | GUIDE BUSH,INJECTOR | 6 |
| 84 | E30100-15 | TUBE #1.COMBUSTOR | 1 |
| 85 | E30100-16 | GUIDE BUSH #1,IGNITOR | 1 |
| 86 | E30100-17 | RETAINER | 2 |
| 87 | E30150 | LINER ASS'Y VARIANT #3 | 1 |
| 88 | E30100-01 | DOME,COMBUSTOR | 1 |
| 89 | E30100-02 | SHELL,OUTER COMB | 1 |
| 90 | E30100-03 | SHELL,INNER COMB | 1 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|-------------|-----------------------------|-----|
| 91 | E30100-04 | SHELL,REAR COMB | 1 |
| 92 | E30100-05 | SKIRT | 1 |
| 93 | E30100-06 | SHELL,OUTER DEFLECTOR #1 | 1 |
| 94 | E30100-07 | SHELL,OUTER DEFLECTOR #2 | 1 |
| 95 | E30100-08 | SHELL,OUTER DEFLECTOR #3 | 1 |
| 96 | E30100-09 | SHELL,INNER DEFLECTOR #1 | 1 |
| 97 | E30100-10 | SHELL,INNER DEFLECTOR #2 | 1 |
| 98 | E30100-11 | SHELL,OUTER RING | 1 |
| 99 | E30100-12 | DOME,DEFLECTOR #1 | 35 |
| 100 | E30100-13 | DOME,DEFLECTOR #2 | 1 |
| 101 | E30100-14 | GUIDE BUSH,INJECTOR | 6 |
| 102 | E30100-15 | GUIDE BUSH,IGNITOR | 1 |
| 103 | E30200 | DEFLECTOR ASS'Y | 1 |
| 104 | E30200-01 | FLANGE | 1 |
| 105 | E30200-02 | DOME | 1 |
| 106 | E30300 | OUTER COMB ASS'Y | 1 |
| 107 | E30300-01 | OUTER COMB | 1 |
| 108 | E30300-01-C | OUTER COMB CASTING | 1 |
| 109 | E30300-02 | SHELL INNER,OUTER COMB | 1 |
| 110 | E30300-03 | BOSS,IGNITOR | 1 |
| 111 | E30300-04 | BOSS,OIL DRAIN | 1 |
| 112 | E30310 | COVER,OIL DRAIN | 1 |
| 113 | E30350 | OUTER COMB ASS'Y VARIANT #3 | 1 |
| 114 | E30400 | INNER COMB ASS'Y | 1 |
| 115 | E30400-01 | FLANGE | 1 |
| 116 | E30400-02 | STIFFENER,INNER | 1 |
| 117 | E30400-03 | STIFFENER,OUTER | 1 |
| 118 | E30400-04 | SHELL,INNER | 1 |
| 119 | E30450 | INNER COMB ASS'Y VARIANT #3 | 1 |
| 120 | E30500 | INJECTOR ASS'Y, MAIN | 1 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|---------|------------------------------|-----|
| 121 | E30510 | BODY ASS'Y, INJECTOR | 3 |
| 122 | E30511 | BODY, INJECTOR | 3 |
| 123 | E30512 | PIN, INJECTOR | 3 |
| 124 | E30513 | ATOMIZER, MAIN INJECTOR | 3 |
| 125 | E30514 | SWIRL PORT, INJECTOR | 3 |
| 126 | E30515 | SPRING, INJECTOR | 3 |
| 127 | E30516 | FILTER, INJECTOR | 3 |
| 128 | E30517 | PLATE, INJECTOR | 3 |
| 129 | E30518 | RING, RETAINER INJECTOR | 3 |
| 130 | E30519 | WASHER, INJECTOR | 3 |
| 131 | E30520 | SHROUD, BODY, INJECTOR | 3 |
| 132 | E30600 | INJECTOR ASS'Y, PILOT | 1 |
| 133 | E30510 | BODY ASS'Y, INJECTOR | 3 |
| 134 | E30511 | BODY, INJECTOR | 3 |
| 135 | E30512 | PIN, INJECTOR | 3 |
| 136 | E30613 | ATOMIZER, PILOT INJECTOR | 3 |
| 137 | E30514 | SWIRL PORT, INJECTOR | 3 |
| 138 | E30515 | SPRING, INJECTOR | 3 |
| 139 | E30516 | FILTER, INJECTOR | 3 |
| 140 | E30517 | PLATE, INJECTOR | 3 |
| 141 | E30518 | RING, RETAINER INJECTOR | 3 |
| 142 | E30519 | WASHER, INJECTOR | 3 |
| 143 | E30520 | SHROUD, BODY, INJECTOR | 3 |
| 144 | E30700 | MANIFOLD INSTALLATION SCHEME | 1 |
| 145 | E30720 | MANIFOLD FUEL SUPPLY | 1 |
| 146 | E30701 | UNION TEE, 6MM | 1 |
| 147 | E30702 | NUT, 7/16-20UNF-2B | 7 |
| 148 | E30703 | NUT, 5/16-20UNF-2B | 14 |
| 149 | E30704 | SLEEVE, TUBE OD6.0MM | 7 |
| 150 | E30705 | SLEEVE, TUBE OD3.0MM | 12 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|---------|------------------------------|------|
| 151 | E30706 | ADAPTER INLET, PILOT & MAIN | 2 |
| 152 | E30707 | ADAPTER OUTLET, PILOT & MAIN | 8 |
| 153 | E30708 | MANIFOLD, PILOT & MAIN | 2 |
| 154 | E30709 | ADAPTER, AIR PURGE | 2 |
| 155 | E30710 | MANIFOLD ASS'Y, PILOT & MAIN | 2 |
| 156 | E30711 | PLUG, PURGE AIR | 2 |
| 157 | E30712 | TUBE, OD 1/4" | 500 |
| 158 | E30713 | TUBE, OD 1/8" | 2500 |
| 159 | E30714 | TUBE, OD 1/8" | 2500 |
| 160 | STD | BOLT,SHROUD & COMBUSTOR | 36 |
| 161 | STD | BOLT,INJECTOR * COMBUSTOR | 12 |
| 162 | STD | BOLT,FRONT BEARING HOUSING | 8 |
| 163 | STD | BOLT,INNER COMB & OUTER COMB | 24 |
| 164 | STD | SPARK PLUG | 1 |
| 165 | E40001 | CASE #1, HSG STATOR | 1 |
| 166 | E40002 | RETAINER RING, RADIAL AFB | 4 |
| 167 | E40003 | SUPPORT, RADIAL AFB | 16 |
| 168 | E40004 | RADIAL AFB | 16 |
| 169 | E40005 | STATOR, HSG | 1 |
| 170 | E40006 | BOLT, FIXING HSG STATOR | 3 |
| 171 | E40007 | BUSHING, FIXING HSG WIRE | 1 |
| 172 | E40008 | O-RING #1, BUSHING | 1 |
| 173 | E40009 | HOUSING #1, AFB | 1 |
| 174 | E40010 | PIN, FIXING THRUST AFB | 3 |
| 175 | E40011 | RETAINER RING, RADIAL AFB | 4 |
| 171 | E40007 | BUSHING, FIXING HSG WIRE | 1 |
| 172 | E40008 | O-RING #1, BUSHING | 1 |
| 173 | E40009 | HOUSING #1, AFB | 1 |
| 174 | E40010 | PIN, FIXING THRUST AFB | 3 |
| 175 | E40011 | RETAINER RING, RADIAL AFB | 4 |
| 176 | E40012 | SUPPORT, RADIAL AFB | 16 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|---------|------------------------------------|-----|
| 177 | E40013 | RADIAL AFB | 16 |
| 178 | E40014 | ROTOR, HSG | 1 |
| 179 | E40015 | THRUST AFB, REAR | 1 |
| 180 | E40016 | DISK, THRUST AFB | 1 |
| 181 | E40017 | THRUST AFB, FRONT | 1 |
| 182 | E40018 | HOUSING #2, THRUST AFB | 1 |
| 183 | E40019 | PORT#1, PRESSURE SENSOR | 1 |
| 184 | E40020 | PORT#2, AIR EXIT | 8 |
| 185 | E40021 | WASHER #1, THRUST BRG CASE | 6 |
| 186 | E40022 | BOLT #1, THRUST BRG CASE | 6 |
| 187 | E40023 | BLOWER, ROTOR | 1 |
| 188 | E40024 | NUT #1, FRONT, HSG | 1 |
| 189 | E40025 | STRIP, NUT #1 | 1 |
| 190 | E40026 | SHROUD, BLOWER | 1 |
| 191 | E40027 | WASHER #2, HSG FRONT CASE ASS'Y | 8 |
| 192 | E40028 | BOLT #2, HSG FRONT CASE ASS'Y | 8 |
| 193 | E40029 | RING, RUBBER, PORT#1 | 1 |
| 194 | E40030 | RING, RUBBER, PORT#2 | 8 |
| 195 | E40031 | NUT #2, PORT #1 | 1 |
| 196 | E40032 | NUT #3, PORT #2 | 8 |
| 197 | E40033 | HALL SENSOR, HSG | 1 |
| 198 | E40034 | O-RING #2, HSG CASE | 1 |
| 199 | E40035 | O-RING #3, HOUSING, CARBON SEAL | 1 |
| 200 | E40036 | HOUSING, CARBON SEAL | 1 |
| 201 | E40037 | O-RING #4, CARBON SEAL | 1 |
| 202 | E40038 | CARBON SEAL #1 | 1 |
| 203 | E40039 | RETAINER RING, CARBON SEAL | 1 |
| 204 | E40040 | WASHER #3, HSG CARBON SEAL HOUSING | 6 |
| 205 | E40041 | BOLT #3, HSG CARBON SEAL HOUSING | 6 |

| No. | Dwg No. | Part Name | UPE |
|-----|---------|----------------------------------|-----|
| 206 | E40042 | RUNNER #1, HSG | 1 |
| 207 | E40043 | NUT #4, REAR, HSG | 1 |
| 208 | E40044 | CASE #2, MOUNT, ENGINE | 1 |
| 209 | E40045 | O-RING #5, MOUNT CASE | 1 |
| 210 | E40046 | CONNECTOR, OIL DRAIN | 1 |
| 211 | E40047 | SUPPLIER, OIL, SPLINE | 1 |
| 212 | E40048 | ADAPTER, OIL, SPLINE | 1 |
| 213 | E40049 | O-RING #6, SPLINE OIL SUPPLIER | 1 |
| 214 | E40050 | PAD, RUBBER, SPLINE OIL SUPPLIER | 1 |
| 215 | E40051 | CONNECTOR, OIL SUPPLIER | 1 |
| 216 | E40052 | ADAPTER, PICK-UP SENSOR | 1 |
| 217 | E40053 | SUPPORT, PICK-UP SENSOR | 1 |
| 218 | E40054 | PAD, RUBBER, PICK-UP SENSOR | 1 |
| 219 | E40055 | ADAPTER, GAP SENSOR, MOUNT CASE | 1 |
| 220 | E40056 | WASHER #4, MOUNT CASE | 12 |
| 221 | E40057 | BOLT #4, MOUNT CASE | 12 |

2. 치공구 List

| No. | No.Tool | Name_Tool |
|-----|-------------|------------------------------|
| 1 | 5F-A-011 | stand_build up# 1 |
| 2 | 5F-A-007(1) | pusher_support ring(조립) |
| 3 | 5F-A-007(2) | pusher_support ring(분해) |
| 4 | 5F-A-008 | pusher_carbon seal(분해) |
| 5 | 5F-A-012 | stand_main shaft |
| 6 | 5F-A-010 | pusher_iner_roller brg. |
| 7 | 5F-A-005 | puller_iner_roller brg. |
| 8 | 5F-A-009 | pusher_oil nozzle assy |
| 9 | 5F-A-013 | puller_iner_ball brg. |
| 10 | 5F-A-003 | rench_torque_nut frn brg. |
| 11 | 5F-A-014 | stand_gage |
| 12 | 5F-A-015 | pusher_pirot ring |
| 13 | 5F-A-016 | install tool_impeller |
| 14 | 5F-A-017 | puller_pirot ring |
| 15 | 5F-A-002 | puller_impeller |
| 16 | 5F-A-018 | stretching tool_impeller |
| 17 | 5F-A-019 | holder_turbine |
| 18 | 5F-A-020 | rench_torque_turb shaft |
| 19 | 5F-A-021 | puller_turb shaft |
| 20 | 5F-A-022 | puller_connector spline |
| 21 | 5F-A-006 | stretching tool_turb shaft |
| 22 | 5F-A-023 | gage bridge_turb shaft |
| 23 | 5F-A-024 | deflector_turb tip clearance |
| 24 | 5F-A-025 | vacum test fix. |
| 25 | 5F-A-026 | removal fix_rotor assy |
| 26 | 5F-A-027 | cadle bal_quill shaft |
| 27 | 5F-A-001 | support_bal_rotor assy |
| 28 | 5F-A-004 | arbor_impeller |
| 29 | 5F-A-028 | arbor_comp sec. |
| 30 | 5F-A-0 | pusher_main shaft(분해) |

| No. | No.Tool | Name_Tool |
|-----|------------|----------------------------|
| 31 | 5F-A-0 | shield_rotor assy |
| 32 | 5F-A-030 | rench_torque_HSG nut |
| 33 | 5F-A-029 | puller_HSG_disk & blower |
| 34 | 5F-A-031-1 | shaft_stretch HSG rig |
| 35 | 5F-A-031-2 | shaft_stretch HSG rotor |
| 36 | 5F-A-031-3 | fix stretch_HSG rotor |
| 37 | 5F-A-031-4 | fix stretch_HSG nut |
| 38 | 5F-A-032 | cadle bal_rotor assy |
| 39 | 5F-A-035 | fix guide_air foil brg. |
| 40 | 5F-A-034 | pusher_HSG carbon seal |
| 41 | 5F-A-033-1 | stand_H.S.G |
| 42 | 5F-A-033-2 | fix guide_H.S.G rotor assy |
| 43 | 5F-A-036 | case_HSG rotor |
| 44 | 5F-A-037 | case_HSG stator |

제 7 장 소재 개발

제1절 소재 선정 및 구조품 개발

1.1 소재 선정 및 시험

1.1.1 소재 선정

APU 엔진 부품중 소재선정 작업이 진행된 부품은 93개 부품으로 선정된 소재의 종류는 총 17종이다. 선정된 소재별 부품수는 표 7.1에 정리하였다. 표 7.1에서 알 수 있듯이 선정된 소재는 탄소강 3종, 알루미늄 합금 1종, 스테인레스강 8종과 니켈기 초내열합금 5종으로 구성되었다. 소재선정 기준은 운전조건이 열악하지 않고 특별한 기능이 없는 부품의 경우 기능을 만족시키는 조건 하에서 가격이 저렴하고 제작이 용이한 소재를 선정하였고, 운전조건이 열악하고 특별한 기능을 요구하는 주요부품의 경우는 부품의 기능과 요구수명에 부합되는 소재를 선정하기 위하여 소재의 물리적, 기계적 특성을 고려하여 선정하였다.

표 7.1 선정된 소재별 APU 부품수

| 소재명 | 부품수 | 소재명 | 부품수 |
|---------|-----|-------------|-----|
| SUS 304 | 4 | HASTELLOY X | 33 |
| SUS 316 | 10 | HAYNES 188 | 2 |
| SUS 321 | 2 | IN 625 | 1 |
| SUS 347 | 1 | IN 718 | 5 |
| SUS 410 | 8 | MAR-M247 | 1 |
| SUS 416 | 6 | H-11 | 2 |
| 17-4PH | 11 | 4340 | 1 |
| 17-7PH | 1 | 6061-T6 | 1 |
| E9310 | 4 | 총 부품수 | 93 |

1.1.2 주요부품 소재선정

APU 요구수명은 3000시간 3000사이클이다. 이 요구수명을 만족시키기 위해서는 고응력하에서 작동되는 압축기 임펠러, 고온에서 큰 열응력을 견디어야 하는

터빈 노즐 및 연소기 라이너, 그리고 고온 고응력하에서 작동하는 터빈 휠 등의 주요부품에 대하여 적절한 소재선정이 이루어 질 수 있도록 세심한 노력이 요구된다. 결론적으로 APU 요구수명을 만족시키기 위한 주요부품의 소재는 표 7.2에 나타낸 바와 같이 선정되었다.

1.1.2.1 터빈 휠 소재선정

일반적으로 터빈 디스크는 상대적으로 저온 고응력하에서 작동되므로 저주기 피로강도가 우수한 단조용 소재가 주로 사용되고, 터빈 블레이드의 경우 고온 크리프강도가 우수한 주조용 소재가 주로 사용되는데, APU 터빈 휠의 경우는 디스크와 블레이드가 한 몸체이므로 디스크에 작용하는 응력과 블레이드에 작용하는 응력을 모두 견디어내야 하는 소재의 선정이 필수적이다.

표 7.2 APU 주요부품 소재 선정결과

| 주요부품 | 소재명 | 비고 |
|---------|---------------|--------------|
| 터빈 휠 | MAR-M247 | |
| 터빈 노즐 | IN 625 | 성능시험용 초기 엔진용 |
| 연소기 라이너 | HASTELLOY X | |
| 압축기 임펠러 | 17-4PH(H1025) | |

현재 터빈 휠 블레이드의 온도가 높아 단조용 소재를 사용하기가 곤란하고, 블레이드 부분을 기계가공으로 제작하는 경우 제작비 상승 등의 문제가 있어 주조용 소재로 선정하고자 하였다. 먼저 사용 가능한 주조용 소재중 IN 713LC, MAR-M247 등을 후보재료로 선정하였고, 이들 소재에 대하여 터빈 휠의 부위별 최대응력과 그 부위의 온도를 계산하였다.(표 7.3 참조)

표 7.3 후보소재별 터빈 휠 부위별 최대응력과 온도 해석 결과

| | 디스크 부위 | | 블레이드 부위 | |
|------------|----------|----------|----------|----------|
| | IN 713LC | MAR-M247 | IN 713LC | MAR-M247 |
| 최대 응력 | 648 MPa | 796 MPa | 450 MPa | 530 MPa |
| 최대 변형률 | 0.67 % | 0.52 % | - | - |
| 최대응력 부위 온도 | 450℃ | 450℃ | 700℃ | 700℃ |

계산된 터빈 휠의 응력과 온도 하에서 엔진의 요구수명을 만족시키는 소재를 선정하기 위해서는 소재의 저주기피로 및 크리프강도 데이터가 필요하다. 그러나 APU 운전조건에서의 데이터가 부족하여 당사에서 보유하고 있는 소재 데이터 중 현재 필요한 데이터 조건과 가장 유사한 데이터를 활용하여 각 부품의 수명 평가를 실시하였다. 그 결과를 표 7.4에 나타내었다.

표 7.4 후보소재별 터빈 휠 최소 수명평가 결과

| | 디스크 부위 | | 블레이드 부위 | |
|----------|----------|----------|-----------|----------|
| | IN 713LC | MAR-M247 | IN 713LC | MAR-M247 |
| 저주기피로 수명 | 60 사이클 | 900 사이클 | 500 사이클 | 3200 사이클 |
| 크리프파단 수명 | 무한수명 | 무한수명 | 14,200 시간 | 6,300 시간 |

표 7.4에서 알 수 있듯이 크리프파단 수명은 두 소재 모두 만족하고 있으나 저주기피로수명의 경우 두 소재 모두 엔진의 요구수명인 3000 사이클을 만족시키지 못하는 것으로 나타났다. 그러나 현재로서는 MAR-M247 보다 우수한 소재가 개발되지 않은 상태이므로 터빈 휠 소재를 MAR-M247로 선정하였다. 그리고 MAR-M247의 경우 870℃ 저주기피로 데이터를 이용하여 수명평가를 실시한 결과이므로 운전온도인 450℃에서 소재시험을 실시한 후 재평가를 실시한다면 엔진 요구수명을 만족시킬 가능성도 있는 것으로 기대된다.

선정된 소재를 가지고 터빈 휠 제작을 위하여 현재 진공정밀주조법으로 주조개발을 실시하고 있다. 주조개발은 한국로스트왁스공업에서 수행하고 있으며, 현재 개발된 시제품에 대한 품질검사를 위하여 비파괴검사를 실시한 결과 양호한 것으로 판정되었다.

1.1.2.2 터빈 노즐 소재선정

일반적으로 터빈 노즐은 고온에서 작동되고 특히, 베인과 쉬라우드 부위의 극심한 온도차에 의하여 큰 열응력이 작용하는 부품으로 높은 저주기피로강도와 크리프파단강도가 요구된다. 그리고 베인의 형상을 기계가공으로 제작하기가 곤란하여 니켈기 주조용 초내열합금 소재가 주로 사용되는데, 터빈 노즐의 경우 아직 설계변경 가능성이 남아 있어 초기 개발비가 높은 주조용 소재를 선정하지 못하고 성능시험용으로 개발되는 초기 엔진시험에 필요한 수명은 만족할 것으로

판단되는 주로 터빈케이스에 사용되는 가공용 소재인 IN 625를 선정하였다. 단, 향후 설계가 확정된 후에는 응력과 온도를 고려하여 적절한 주조용 소재를 선정할 예정이다.

1.1.2.3 연소기 라이너 소재선정

일반적으로 연소기 라이너의 경우 터빈 노즐과 같이 고온에서 작동되고 특히 부위별 온도차가 심하여 큰 열응력이 작용하는 부품으로 높은 저주기피로강도와 크리프파단강도가 요구된다. 그러나 터빈 노즐과 달리 주로 판금과 용접으로 제작이 되므로 니켈기 초내열합금 중 판금 및 용접특성이 우수한 소재가 주로 사용된다. 일반적으로 응력이 크게 작용하지 않은 경우는 HASTELLOY X를 주로 사용하고, 높은 응력이 작용하는 경우에는 HAYNES 188을 주로 사용하는데 적절한 소재선정을 위하여 부품에 작용하는 최대응력과 온도를 계산하였다.(표 7.5 참조)

표 7.5 연소기 라이너 최대응력과 온도 해석 결과

| 구분 | 최대응력 | 최대 변형률 | 최대 온도 |
|-----|--------|--------|-------|
| 해석값 | 20 MPa | 0.2 % | 750℃ |

계산된 연소기 라이너의 응력과 온도 하에서 저가 소재인 HASTELLOY X의 사용가능성을 확인하기 위하여 수명평가를 실시하였다. 소재의 수명을 평가하기 위해서는 운전조건과 일치하는 소재 데이터를 확보하여야 하는데 HASTELLOY X 750℃ 저주기피로 데이터 확보가 곤란하여 538℃ 저주기피로 데이터와 FOUR POINT CORRELATION METHOD(FPCM)를 활용하여 750℃ 데이터를 예측하였다. 이와 같이 작성된 소재 데이터를 이용하여 연소기 라이너의 수명을 계산한 결과를 표 7.6에 나타내었다.

표 7.6 연소기 라이너 최소 수명평가 결과

| 구분 | 크리프파단 수명 | 저주기피로 수명 |
|---------|----------|------------|
| 수명평가 결과 | 무한수명 | 27,000 사이클 |

표 7.6에서 알 수 있듯이 HASTELLOY X 소재를 사용하여도 엔진의 요구수명을 만족시킬 수 있을 것으로 판단되어 연소기 라이너의 소재로 선정하였다.

1.1.2.4 압축기 임펠러 소재선정

일반적으로 압축기 임펠러의 경우 터빈 부품에 비하여 상대적으로 저온에서 작동되나 높은 회전수에 의해 고응력이 작용하는 부품으로 높은 저온 저주기피로강도가 요구된다. 일반적으로 저온강도가 우수한 17-4PH와 같은 소재가 주로 사용되나 비강도가 우수한 티타늄 소재가 사용되기도 한다. 그러나 APU의 경우 항공용엔진과 달리 무게를 감소시킬 필요가 없으므로 고가의 티타늄 소재를 사용할 필요가 없다. 그러므로 저가 소재인 17-4PH의 사용가능성을 확인하기 위하여 이 소재를 사용하였을 때의 최대응력과 온도를 계산하였다.(표 7.7 참조)

표 7.7 압축기 임펠러의 최대응력과 온도 해석 결과

| 구분 | 최대응력 | 최대 변형률 | 최대 온도 |
|-----|---------|--------|-------|
| 해석값 | 740 MPa | 0.5 % | 150℃ |

계산된 압축기 임펠러의 응력과 온도 하에서 저가 소재인 17-4PH의 사용가능성을 확인하기 위하여 수명평가를 실시하였다. 압축기 임펠러의 경우 온도가 낮아 크리프현상은 일어나지 않을 것으로 예상되나 이를 확인하기 위하여 소재의 크리프파단 데이터를 조사한 결과, 150℃이하의 온도에서는 정적 균일응력하에서의 크리프현상이 일어나지 않는 것을 확인할 수 있었다.(그림 7.1 참조)

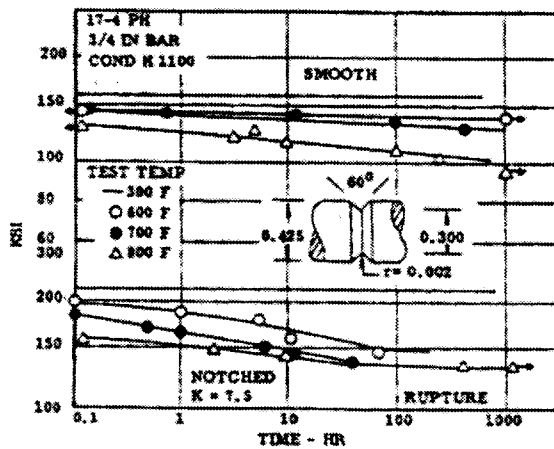


그림 7.1 17-4PH 크리프파단 강도곡선(출처 : ASME CODE 1501 P19 FIG. 3.052)

저주기피로 수명의 경우 소재의 150℃에서 저주기피로 데이터 확보가 곤란하여 17-4PH(H1075, 주조)의 상온 고주기피로 데이터와 FPCM을 이용하여 예측하였다. 수명판단을 위하여 응력제어 고주기피로 데이터를 사용한 이유는 현재 당사에서 보유하고 있는 저주기피로 데이터는 1,000 - 1120 MPa 범위 내에서 시험한 결과이므로 740MPa에서의 수명을 평가하기 위해서는 외삽법을 사용해야 하나 피로 데이터 특성상 외삽법은 바람직하지 않으므로, 시험 응력범위가 480 - 820 MPa인 당사에서 보유하고 있는 고주기피로 데이터를 이용하여 피로수명을 계산하고자 하였고, 이때 온도가 낮아 크리프현상이 없으므로 주파수 효과는 무시하였다. 이와 같이 작성된 소재 데이터를 이용하여 수명평가를 실시한 결과를 표 7.8에 나타내었다.

표 7.8 압축기 임펠러의 최소 수명평가 결과

| 구분 | 크리프파단 수명 | 저주기피로 수명 |
|---------|----------|------------|
| 수명평가 결과 | 무한수명 | 18,000 사이클 |

표 7.8에서 알 수 있듯이 17-4PH 소재를 사용하여도 엔진의 요구수명을 만족시킬 수 있는 것으로 판단되어 압축기 임펠러의 소재로 선정하였다.

1.1.2 소재 시험

소재 시험의 목표는 신뢰성 있는 부품의 구조설계 및 수명평가를 위하여 보다 정확한 설계용 소재 데이터를 제공하기 위함이다. 소재 시험은 터빈 휠 제조업체인 한국로스트왁스에서 주조된 소재의 물성을 파악하기 위하여 분리주조 시편으로 시험하는 경우와 터빈 휠을 포함한 개발품의 물성을 보다 정확하게 파악하기 위하여 부품에서 시편을 채취하여 시험하는 경우로 나뉘어 진다. 터빈 휠 분리주조 시편 시험의 경우 위탁연구기관인 한국기계연구원에서 진행되며, 개발품의 물성평가의 경우 당사에서 진행될 예정이다. 현재 한국기계연구원에서 수행되는 분리주조 시편시험은 IN 713LC 소재에 대하여 총 103건의 소재시험이 진행되었고, MAR-M247소재에 대한 시험은 총 40건 정도 수행할 예정이다.

당사에서 진행할 소재시험은 주요부품인 터빈 휠, 임펠러, 터빈 노즐과 조립에 필요한 인장 데이터 확보를 위하여 E9310과 IN 718 소재시험이 실시될 예정이며, 총 시험건수는 70건 정도이다. 자세한 시험 계획은 표 7.9와 같이 구조 및 설

계부서와 협의하여 결정하였다.

표 7.9 당사의 APU 주요부품의 물성평가를 위한 소재시험 계획

| 부품명 | 소재명 | 시험항목별 시편수 | | | | 시험기간 |
|---------|-------------|-----------|------|-------|------|----------------------|
| | | 인장시험 | 피로시험 | 크리프시험 | 파괴인성 | |
| 터빈 휠 | MAR-M247 | 6 | 14 | 8 | 7 | 1단계 : 00/07-00/12 |
| 휠 샤프트 | E9310 | 4 | 0 | 0 | 0 | |
| 타이 샤프트 | IN 718 | 2 | 0 | 0 | 0 | |
| 압축기 임펠터 | 17-4PH | 0 | 7 | 0 | 7 | 2단계 : 01/01-01/06 |
| 터빈 노즐 | IN 738LC 예정 | 2 | 9 | 2 | 0 | |

1.2 구조품 개발

1.2.1 터빈 휠 정밀구조품 개발

1.2.1.1 터빈 휠의 정밀주조(INVESTMENT CASTING) 개발 배경

APU 터빈 휠은 고온고압에서 사용되는 부품으로서, 이에 적합한 소재로서 니켈기 초내열합금인 MAR-M 247이 선정되었다. 그런데, 터빈 휠의 블레이드 형상은 3차원적인 자유곡면을 갖는 매우 복잡한 것이며, 또한 후보재질로 선정된 소재가 난삭재로서 절삭가공이 매우 까다로운 것으로 알려져 있다. 따라서, 절삭가공으로 터빈 휠을 제작할 경우, 제작비용이 매우 높아지고, 부품의 양산제조성에도 심각한 영향을 미치게 될 것으로 예상되었다. 이에 터빈 휠의 제조 공법으로서 정밀주조를 선정하였다.

선정된 정밀주조 공법의 주요공정은 그림 7.2와 같다.

Investment Shell Casting

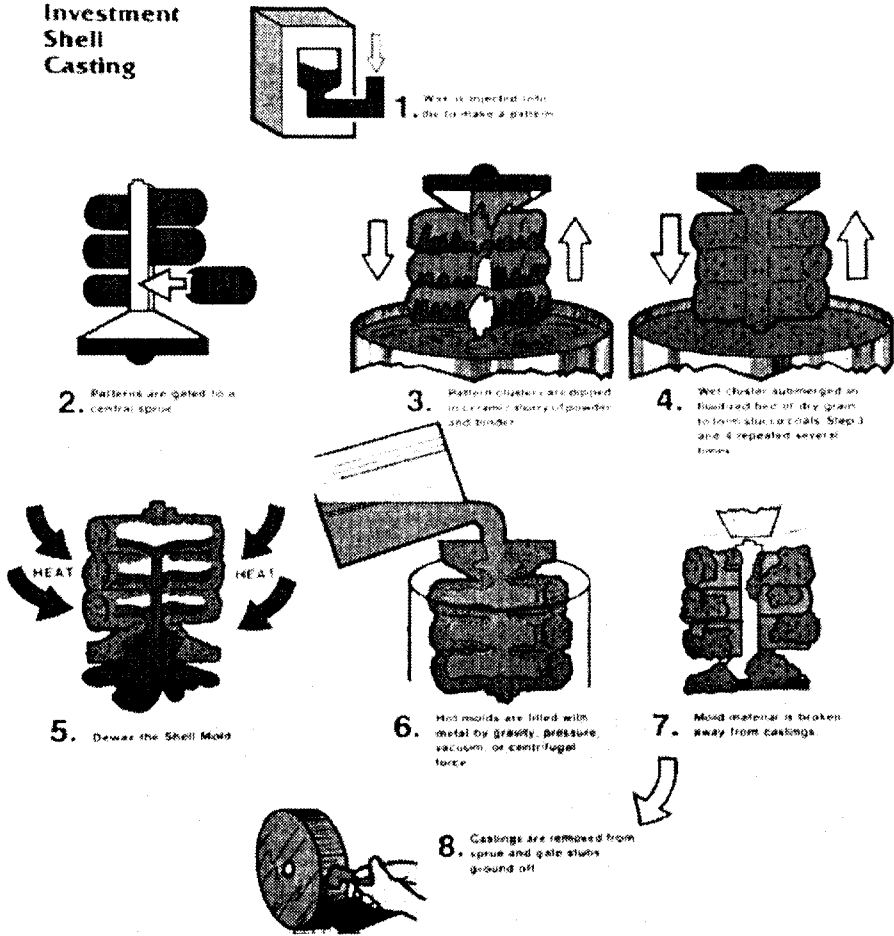


그림 7.2 정밀주조 공법의 주요공정

1.2.1.2 터빈 휠의 쾌속조형(RAPID PROTOTYPE)을 이용한 MOCK-UP 제작

위에서 언급한 바와 같이 터빈 휠의 형상은 매우 복잡하기 때문에 이에 대한 3차원적인 형상 확인을 위하여 쾌속조형 기술을 이용한 MOCK-UP 제작을 수행하였다. MOCK-UP제작에는 3D Systems사에서 제조한 Stereolithography (SLA)라는 쾌속조형 장비를 이용하였다. 이러한 쾌속조형 공법을 이용할 경우, 설계자가 설계한 부품의 형상을 24시간 내에 3차원적으로 확인할 수 있기 때문에 이후에도 엔진개발에 더욱 더 널리 사용될 것으로 보인다. 그림 7.3은 제작된 MOCK-UP이 전시용 엔진에 조립된 사진이며, 외관을 고려하여 은색 도료가 착색된 상태이다.

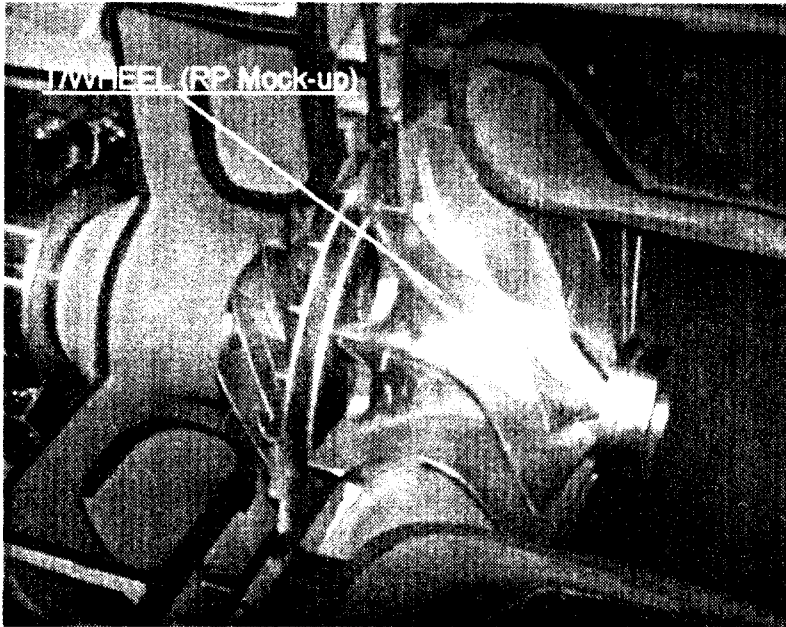


그림 7.3 전시용 APU에 조립된 터빈 휠의 RP MOCK-UP

1.2.1.3 터빈 휠의 1차 시제작

터빈 휠의 정밀주조는 한국로스트왁스공업에서 수행하였다. 이는 MAR-M 247이 니켈기 초내열합금으로서 진공정밀주조 공법을 요구하였고, 한국로스트왁스공업의 경우 이미 터빈 휠과 유사한 형상과 재질에 대하여 제조 경험을 보유하고 있는 실정이었다.

그림 7.4와 같이 제작된 금형을 이용하여 NON FILLER 왁스를 사용하여 수동 사출기에서 Wax Pattern을 얻었다. NON FILLER 왁스를 사용한 이유는 제품의 표면조도를 양호하게 제작하기 위한 목적이었다. 사출된 WAX PATTERN은 정해진 한국로스트왁스의 작업 규격에 따라 Wax Tree를 제작하였으며, Wax Tree에 부착되는 Wax Pattern의 수량은 1개로 하였다. 이는 터빈 휠의 형상과 크기가 직탕식을 요구하였기 때문에 1몰드에 1개의 부품을 부착하는 형태를 취하였다. 주조는 15Kg VIM(Vacuum Induction Melting, 진공유도용해로)를 이용하였으며, 부품의 건정성과 불순물 등의 혼입을 방지할 목적으로 CANON-MUSKAGON사에서 제작한 MASTER INGOT를 용해하여 주조하였다.

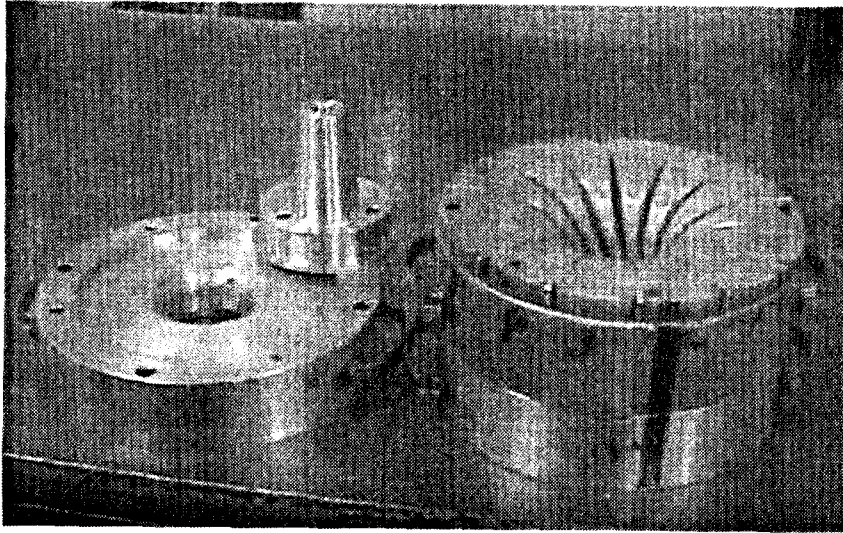


그림 7.4 APU 터빈 휠의 금형

1차 시제품 제작에서는 제품의 주조성을 시험하였다. 즉, 터빈 휠 형상의 특징상 블레이드의 끝단이 매우 얇기 때문에 용융금속이 미처 채우지 못하는 MISRUN 결함 등이 우려되어 이를 시험하기 위한 목적이었다. 1차 시제작에는 MOLD 예열온도는 1100℃이고, 주입온도를 1520℃였다. 1차 시제작 결과, 블레이드 끝부위에서 COLD SHUT과 MISRUN 결함이 발견되었다. 이는 용융금속의 유동성이 부족하여 제품에서 가장 얇은 부위에서 나타난 현상이다. 그림 7.5와 그림 7.6은 1차 시제품에 나타난 COLD SHUT과 MISRUN의 사진이다.

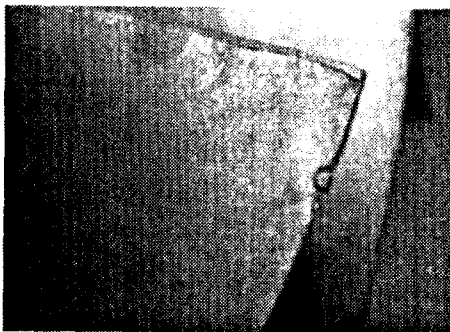


그림 7.5 APU 터빈 휠의 1차 시제작에 나타난 COLD SHUT 결함

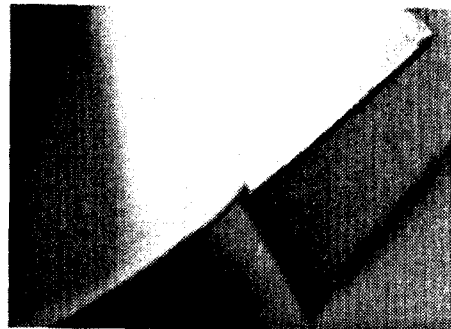


그림 7.6 APU 터빈 휠의 1차 시제작에 나타난 MISRUN 결함

1.2.1.4 터빈 휠의 2차 시제작

1차 시제작에서 나타난 COLD SHUT과 MISRUN 등의 주조 결함을 해결하기 위하여, 2차 시제품 주조에서는 MOLD 예열온도는 1100℃이고, 주입온도는 1차 시제작보다 30℃ 높은 1550℃로 변경하여 주조하였다. 즉, 1차 시제품 주조시보다 금속 용해 온도를 높여 유동성을 양호하게 개선하였다. 2차 시제품 주조 결과 1차에 나타난 COLD SHUT과 MISRUN 결함은 발견되지 않았다. 그리고, 부품의 치수안정성을 위하여 1차 시제품에 사용하였던 NON FILLER 왁스 대신에 FILLER WAX를 사용하여 수동 사출기에서 WAX PATTERN을 얻었다. FILLER 왁스는 왁스 성분중 FILLER 성분이 왁스의 수축을 방해하여 NON FILLER WAX 보다 수축이 적은 특징이 있어 주조품의 치수정밀도를 향상시킬 때 사용된다. 또한 1차 시제작과 달리 WAX PATTERN의 사출압력을 높이고, 사출온도는 낮추었는데, 이는 WAX 종류를 개선한 목적과 같이 치수의 안정성을 확보하기 위한 개선책이었다. 그림 7.7은 2차 시제작품의 사진이다.

또한, 2차 주조품은 부품의 건전성 평가를 위하여 방사선투과검사(X-RAY)검사와 형광침투검사(FPI) 등의 비파괴 검사(NONDESTRUCTIVE INSPECTION)를 수행하였다. 일반적으로 비파괴 검사란 시험대상물의 원형과 기능을 전혀 변화시키지 않고 그것의 성질, 상태, 내부구조 등을 알아내는 모든시험을 말한다. 2차 주조품에 수행한 형광침투탐상검사는 표면결함을 검출하는 검사이고, 부품내부의 검사는 Phillips사에서 제작한 X-선 검사 장비를 이용하여 방사선투과검사를 이용하였는데, 이 검사 방법은 비파괴 검사방법 중에서 내부결함을 2차원의 투영상으로 검출하여 X선 필름 등에 그대로 기록하는 방법으로 개관성과 기록성이 우수하여 널리 이용되고 있다. 이와 같은 비파괴 검사 결과, 2차 시제품에서는 주조 결함은 발견되지 않았으며, 부품은 건전한 것으로 판정되었다.

2차 시제작품은 기계가공을 통하여, 최종형상을 제작하며, 이후 내구성 시험 목적의 SPIN TEST를 수행할 예정이다. SPIN TEST 후 형광침투 검사를 수행하고, 만약 문제가 없을 경우 ROTOR 안정성 시험에 사용될 예정이다.

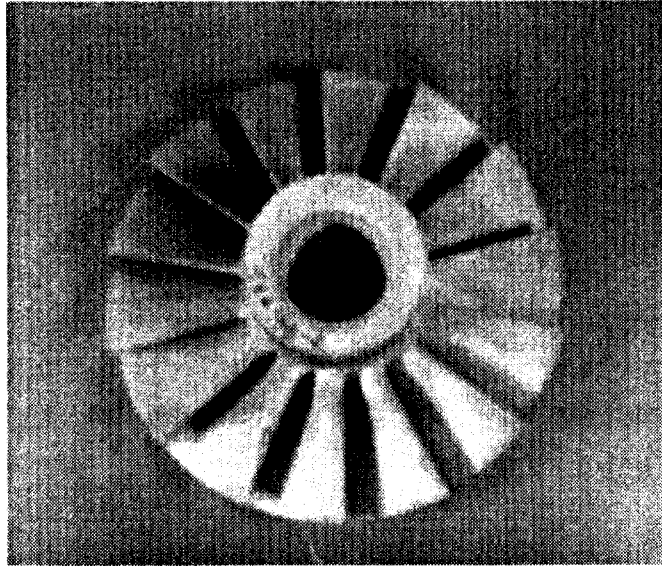


그림 7.7 APU 터빈 휠의 2차 시제작품

1.2.2 사형주조품 개발

1.2.2.1 개요 및 개발배경

이번 과제에 적용 및 개발한 사형주조품은 연소기 외부케이스(outer combustor case)로서 제품의 무게는 개당 40kg 정도이고, 재질은 기계강도가 우수한 SUS410(SCS1) 주강으로 선정하였다. 주조개발을 위한 협력업체로는 경상남도 장유에 위치하고 있는 유진특수주강으로 사형주조품에 대한 경험이 풍부한 업체로 본 부품에 대한 형상 및 품질 규격을 만족시킬 수 있다고 판단하였다.

본 제품을 사형주조공법을 이용하여 개발하기로 결정하게 된 사유는 제품의 형상이 복잡하여 일반 가공과 용접으로 제작하기에는 어려움이 있어 제작비가 상당히 소요될 것으로 판단하였기 때문이다. 이와 같이 형상이 복잡한 부품의 경우 일반적으로 주조공법을 이용하여 제작을 하게 되는데, 주조공법중 사형주조를 선택한 사유는 정밀주조의 경우 금형개발시 고비용이 소요되는등 개발비가 사형주조에 비하여 2배 이상 소요되기 때문이다. 특히, 본 부품은 정밀주조로 제작하기에는 크기가 크고, 치수 정밀도 및 표면조도에 대한 중요성이 떨어져 사형주조로 제작하여도 문제가 없다고 판단했기 때문이다.

1.2.2.2 개발 기간 및 공정

APU 연소기 외부케이스는 개발수량은 총 5개이고, 제품의 형상은 두께가 약 12mm이며 높이는 254mm, 폭은 420mm 정도이다. 본 부품의 개발을 위하여 부품의 기능부위 및 타 부품과의 조립면을 고려하여 2000년 1월 30일 주조품 형상 설계를 완료하였다. 주조품 형상을 기초하여 조형을 위한 패턴은 작업이 용이하며, 설계변경시 수정이 용이한 장점을 가지고 있는 목형으로 선정된 후, 주조방안을 근거로 1.5개월만에 목형제작 완료하였다. 이와 같이 제작된 목형으로 조형, 용해, 주입, 탈사, 사상, 검사, 재작업, 열처리, 최종검사 등의 주조공정을 거쳐 2000년 4월 31일 개발을 완료하였다. 일반적인 사형주조품 개발기간의 경우 목형 제작 후 조형부터 사상 후 간단한 검사까지 대략 10일 정도 소요되나 금번 주조개발의 경우 주조방안대로 목형이 제작되지 않아 목형을 재 수정하는 기간이 포함되어 약 1개월 정도 지연되었다. 그러나 전체 개발일정에는 영향을 미치지 않았다.

1.2.2.3 품질 검사

본 부품의 주조품질 보증을 위하여 성분검사, 육안검사, 치수검사, 자분탐상검사, 내부 결함검사(γ -RAY) 등의 비파괴검사 및 인장강도, 항복강도, 연신율 등의 기계적 물성시험 등이 진행되었다. 검사 결과는 표 7.10부터 표 7.13에 정리하였다. 표 7.10부터 표 7.13에서 알 수 있듯이 도면과 규격에서 정의된 요구치를 모두 만족하는 것으로 나타났다.

1.2.2.4 개발시 문제점

개발시 발생하였던 문제점으로는 총 5개 주조품 중에서 3개의 주조품에서 주물의 표면에 용탕 흐름이 부족하여 발생된 결함(misrun)이 발생하였다. 이러한 현상은 용탕주입시 주입온도가 낮을 경우 유동성의 저하로 주입성이 떨어져 발생하는 경우가 많다. 그러나, 결함의 크기가 심각하지 않아 간단한 용접수리로 수정 가능하였으며, 최종열처리(1000°C, 2hrs, oil quenching, 670°C 3hrs, air cooling) 후, γ -RAY 검사결과 용접수리된 결함(misrun) 부위에 완전 충전이 이루어진 것을 확인하였다.

별첨 - 방사선 투과시험(T-RAY) 성적서

표 7.10 APU 연소기 외부케이스 소재(SUS 410) 성분분석 결과



REPORT OF CHEMICAL COMPOSITION AND MATERIAL TESTS

| | | | |
|--------------------|--------------------------|------------|------------|
| PROJECT NAME : | | STANDARD | |
| NOMENCLATURE : | OUTER CASE (E30300-01-C) | Report No. | 000427-01 |
| TYPE OF MATERIAL : | JIS - G - 5121 (SCS) | Date. | 2000.04.27 |
| REPORTED TO : | 삼성테크(주) | | |

| DESCRIPTION | CHARGE No. | QUANTITY | CHEMICAL COMPOSITION | | | | | | | | | | |
|-------------|------------|----------|----------------------|----------|----------|----------|----------|------|--------------|------|----|----|---|
| | | | C | Mn | Si | P | S | Ni | Cr | Mo | Cu | CE | |
| | | 5 pcs | 0.15 MAX | 1.00 MAX | 1.50 MAX | 0.04 MAX | 0.04 MAX | - | 11.50 -14.00 | - | - | - | - |
| | | | 0.09 | 0.07 | 0.52 | 0.015 | 0.004 | 0.40 | 11.80 | 0.03 | | | |
| BLANK | | | | | | | | | | | | | |

| ITEMS OF TEST RULE CHARGE No. STAMP No. | TENSION TEST | | | | | | | BEND TEST | HARDNESS TEST | IMPACT TEST |
|--|------------------|----------|----------|-------------------|-------------------|------------|--------------|-----------------------|---------------|------------------|
| | SIZE OF SPECIMEN | | | YIELD STR | TENSILE STR | ELONGATION | RED. OF AREA | | | |
| | DIAM WIDTH mm | G. L. mm | S. A. mm | N/mm ² | N/mm ² | % | % | DCORRES 90 120 180 | HB HRC Hs | kg. m RESK50C |
| | 14.0 | 70.0 | 153.9 | 450 MIN | 620 MIN | 16 MIN | 35 MIN | | HB 179-261 | |
| | " | " | " | 519 | 686 | 22.1 | 47.1 | | | |
| BLANK | | | | | | | | | | |

| STAMP No. | WORKS No. | NOMENCLATURE | QUANTITY | S / No |
|-----------|-----------|------------------------|----------|--------|
| | | E30300-01-C OUTER CASE | 5 pcs | |
| BLANK | | | | |



H.T(T) Q: 1,000°C × 2Hr10min = (Q.C)
 T: 670°C × 2Hr50min = (A.C)

REMARKS :

WITNESSED BY : _____

Page 1 of 1

MATERIALS TESTING LABORATORY

[Signature]
 CHIEF ENGINEER

표 7.11 APU 연소기 외부케이스 자분탐상검사 결과

자 분 탐 상 보 고 서
REPORT OF MAGNETIC PARTICLE INSPECTION


| | | | | | | |
|---|---|---|--|--|-----------------------------------|--|
|  | 회사명 : 株式会社 有連村務鋼廠 | | 주 소 : 경남 김해시 장유면 류곡리 256-24 | | 발 주 선 CUSTOMER : 삼성테크콘(주) | |
| | 전 화 : TEL. 0525-309-337(11대) FAX 0525-338-1735 | | 부 품 번 호 P / N : E30300-01-C | | 보 고 일 자 DATE : 2000.04.27 | |
| 1. 품 명 ITEM | OUTER CASE | | 2. 부 품 번 호 P / N | 3. 도 면 번 호 OWG/HO | | |
| MAGNETIZATION <input checked="" type="checkbox"/> PRODS <input type="checkbox"/> YOKE <input type="checkbox"/> COIL <input type="checkbox"/> AC <input checked="" type="checkbox"/> DC | | 5. METHOD <input checked="" type="checkbox"/> WET <input type="checkbox"/> DRY <input type="checkbox"/> COLOR <input checked="" type="checkbox"/> FLUORESCENT | | 6. EQUIPMENT MAGNAFLUX BRAND:CORPORATION U.S.A MODEL NO : P-1500 OUT PUT : 1,500MAX | | 7. SFACING 2 - 4 8. CURFENT 600 9. APPLYING CURRENT <input checked="" type="checkbox"/> WET <input type="checkbox"/> RESIDUAL 10. PARTICLE TYPE EY-6400S |
| 11. SURFACE CONDITION BLACK SURFACE AS CASTED | | | | | | |
| 12. DIRECTION <input type="checkbox"/> BOTH <input checked="" type="checkbox"/> CIRCULAR <input type="checkbox"/> LONG | | | 13. DEMAGNETIZATION <input type="checkbox"/> YES <input checked="" type="checkbox"/> NO | | 14. BLACK LIGHT BRAND BK - 400 | |
| 15. SPECIFICATION ASTM-E-709 MIL-I-686A | | | | | | |
| 18. 검사결과 RESULT | 검사수: | 5 pcs | 합격수: | 5 pcs | 불량수: 0 | |
| IDENT NO. | ACCEPT | REJECT | GRADE | ITERPRETATION | REMARKS | |
| 1 - 5 | ✓ | | | NO RECORDABLE INDICATION | 5 pcs | |
| BLANK | | | | | | |
| INSPECTOR | | | 보고서번호 | | | |
| APPROVED BY | | | RECEIVED BY | | | |



표 7.12 APU 연소기 외부케이스 X-RAY 검사 파라메타

방사선 투과 검사 보고서 RADIOGRAPHIC EXAMINATION REPORT

Page 1 of 2


| | | | |
|--|---|--|---|
| (사)명 주 소 전 화 | 高麗工業検査株式会社 KOREA INDUSTRIAL TEST 서울특별시 남동구 양재동 서충711-5141, 부산916-0992, 울산273-1111 | 접수처 Customer 공사명/번호 Project Name/No | (주)유전극수부강 N/A |
| 품명 Item | CASE | Dwg.No. | N/A |
| 부품번호 Part No. | N/A | 제품형태 Product Type | <input type="checkbox"/> 용접부 Weldment <input checked="" type="checkbox"/> 주조품 Casting <input type="checkbox"/> 단조품 Forging <input type="checkbox"/> 기타 Others |
| 재료 Material | N/A | 재질두께 Mat'l Thickness | 12 mm |
| 방사선 종류/원소 X-ray | 종류 Type <input checked="" type="checkbox"/> Ir-192 <input type="checkbox"/> Co-60 강도 Intensity 26 Ci 선원크기 Source 1.65×2.72 mm | X선 발생장치 X-ray N/A | 종류 Type <input type="checkbox"/> Directional <input type="checkbox"/> Panoramic 사용전압/전류 Applied Volt./Amp. Kvp. mA 초점크기 Focus Size |
| 필름종류 Film Type | KODAK-T | 스크린종류/두께 Screen Type/Thickness | <input checked="" type="checkbox"/> Lead (납) 0.005 in. (mm) <input type="checkbox"/> Fluorescent (형광) |
| 두께도재종류/번호 Penet. Type/No. | MIL #0.02, #1.2 | 두께도재위치 Penet. Placement | <input checked="" type="checkbox"/> Source Side (신원측) <input type="checkbox"/> Film Side (필름측) |
| 선원(출점)-발광거리 SFD/FFD | 32 Cm | 심두께 Shim Thickness | N/A mm |
| 노출시간 Exposure Time | 분 초 ~ 1 min, 30 sec. | 현상온도/시간 Dev'd. Temp./Time | 20 °C 5 분(min) |
| 필름농도 Film Density | 1.3 ~ 4.0 | 필름매수 Film Sheets | 4½×12": 14, 10×6": 3, 매 5×6": 2, 14×17": 1 Sheets |
| 적용규격(참조서/규격기호) Code/Standard/Procedure MIL-STD-2175 Cr'C | | | |
| 선원-검검배치 S/F Standard/Procedure | <input type="checkbox"/> A <input type="checkbox"/> B <input type="checkbox"/> C <input type="checkbox"/> D <input checked="" type="checkbox"/> E | | — 선원 Source — 필름 Film |
| 스케치 Sketch | | | |
| 검사 Examined by | H. JUNG, GI-PYD | 일자 Date | 2000. 04. 19 |
| 판독자 Interpreted by | H. JUNG, GI-PYD | 일자 Date | 2000. 04. 19 |
| 승인자 Approved by | H. CHOI, JONG-CHUN | 일자 Date | 2000. 04. 27 |
| | | 보고서번호 Report No. | BEM - 015 - 000427 - 05 |
| | | 보고일자 Report Date | 2000. 04. 27 |
| | | 검토자 Reviewed by | |

KIT Form No. R7R-① (A4 210×297㎜)

高麗工業検査株式会社

표 7.13 APU 연소기 외부케이스 X-RAY 검사 결과

Page: 2 of 2

| | | | |
|---|--|--|--------------|
|  | 高橋工業検査株式会社 KOREA INDUSTRIAL TESTING CO. -1244호 서울특별시 강남구 테헤란로 274 218호 서울 711-5401, 부산 3164292-8, 수원 737394 | 공 명 Item CASE 보고서번호 Report No. 2022-01-1001-A-01 | |
| Form ID. No. | 판정 Evaluation | 결함 종류 DEFECT | 비고 Remark |
| | Check Accept Reject | Porosity & Blowhole Shrink, Porosity (A) Shrink, Density (B) Shrink, Density (C) Shrink, Shrink (D) Shrink, Flammability Shrink, Inclusion Sand Inclusion Other Inclusion Crack Cold Chut Hot Tear Segregation Misrun Cold Foreign Lap Porosity Burst Surface Defect Other Non-Signif. Defect | |
| 1-D-0 | ✓ | | |
| 1-D-1 | ✓ | | |
| 2-D-1 | ✓ | | |
| 2-D-2 | ✓ | | |
| 2-D-3 | ✓ | | |
| 2-D-4 | ✓ | | |
| 2-D-5 | ✓ | | |
| 2-D-6 | ✓ | | |
| 2-D-7 | ✓ | | |
| 2-D-8 | ✓ | | |
| 2-D-9 | ✓ | | |
| 2-D-10 | ✓ | | |
| 2-D-11 | ✓ | | |
| 2-D-12 | ✓ | | |
| 2-D-13 | ✓ | | |
| 2-D-14 | ✓ | | |
| 2-D-15 | ✓ | | |
| 2-D-16 | ✓ | | |
| 2-D-17 | ✓ | | |
| 2-D-18 | ✓ | | |
| 2-D-19 | ✓ | | |
| 2-D-20 | ✓ | | |
| 2-D-21 | ✓ | | |
| 2-D-22 | ✓ | | |
| 2-D-23 | ✓ | | |
| 2-D-24 | ✓ | | |
| 2-D-25 | ✓ | | |
| 2-D-26 | ✓ | | |
| 2-D-27 | ✓ | | |
| 2-D-28 | ✓ | | |
| 2-D-29 | ✓ | | |
| 2-D-30 | ✓ | | |
| 2-D-31 | ✓ | | |
| 2-D-32 | ✓ | | |
| 2-D-33 | ✓ | | |
| 2-D-34 | ✓ | | |
| 2-D-35 | ✓ | | |
| 2-D-36 | ✓ | | |
| 2-D-37 | ✓ | | |
| 2-D-38 | ✓ | | |
| 2-D-39 | ✓ | | |
| 2-D-40 | ✓ | | |
| 2-D-41 | ✓ | | |
| 2-D-42 | ✓ | | |
| 2-D-43 | ✓ | | |
| 2-D-44 | ✓ | | |
| 2-D-45 | ✓ | | |
| 2-D-46 | ✓ | | |
| 2-D-47 | ✓ | | |
| 2-D-48 | ✓ | | |
| 2-D-49 | ✓ | | |
| 2-D-50 | ✓ | | |
| 2-D-51 | ✓ | | |
| 2-D-52 | ✓ | | |
| 2-D-53 | ✓ | | |
| 2-D-54 | ✓ | | |
| 2-D-55 | ✓ | | |
| 2-D-56 | ✓ | | |
| 2-D-57 | ✓ | | |
| 2-D-58 | ✓ | | |
| 2-D-59 | ✓ | | |
| 2-D-60 | ✓ | | |
| 2-D-61 | ✓ | | |
| 2-D-62 | ✓ | | |
| 2-D-63 | ✓ | | |
| 2-D-64 | ✓ | | |
| 2-D-65 | ✓ | | |
| 2-D-66 | ✓ | | |
| 2-D-67 | ✓ | | |
| 2-D-68 | ✓ | | |
| 2-D-69 | ✓ | | |
| 2-D-70 | ✓ | | |
| 2-D-71 | ✓ | | |
| 2-D-72 | ✓ | | |
| 2-D-73 | ✓ | | |
| 2-D-74 | ✓ | | |
| 2-D-75 | ✓ | | |
| 2-D-76 | ✓ | | |
| 2-D-77 | ✓ | | |
| 2-D-78 | ✓ | | |
| 2-D-79 | ✓ | | |
| 2-D-80 | ✓ | | |
| 2-D-81 | ✓ | | |
| 2-D-82 | ✓ | | |
| 2-D-83 | ✓ | | |
| 2-D-84 | ✓ | | |
| 2-D-85 | ✓ | | |
| 2-D-86 | ✓ | | |
| 2-D-87 | ✓ | | |
| 2-D-88 | ✓ | | |
| 2-D-89 | ✓ | | |
| 2-D-90 | ✓ | | |
| 2-D-91 | ✓ | | |
| 2-D-92 | ✓ | | |
| 2-D-93 | ✓ | | |
| 2-D-94 | ✓ | | |
| 2-D-95 | ✓ | | |
| 2-D-96 | ✓ | | |
| 2-D-97 | ✓ | | |
| 2-D-98 | ✓ | | |
| 2-D-99 | ✓ | | |
| 2-D-100 | ✓ | | |
| 2-D-101 | ✓ | | |
| 2-D-102 | ✓ | | |
| 2-D-103 | ✓ | | |
| 2-D-104 | ✓ | | |
| 2-D-105 | ✓ | | |
| 2-D-106 | ✓ | | |
| 2-D-107 | ✓ | | |
| 2-D-108 | ✓ | | |
| 2-D-109 | ✓ | | |
| 2-D-110 | ✓ | | |
| 2-D-111 | ✓ | | |
| 2-D-112 | ✓ | | |
| 2-D-113 | ✓ | | |
| 2-D-114 | ✓ | | |
| 2-D-115 | ✓ | | |
| 2-D-116 | ✓ | | |
| 2-D-117 | ✓ | | |
| 2-D-118 | ✓ | | |
| 2-D-119 | ✓ | | |
| 2-D-120 | ✓ | | |
| 2-D-121 | ✓ | | |
| 2-D-122 | ✓ | | |
| 2-D-123 | ✓ | | |
| 2-D-124 | ✓ | | |
| 2-D-125 | ✓ | | |
| 2-D-126 | ✓ | | |
| 2-D-127 | ✓ | | |
| 2-D-128 | ✓ | | |
| 2-D-129 | ✓ | | |
| 2-D-130 | ✓ | | |
| 2-D-131 | ✓ | | |
| 2-D-132 | ✓ | | |
| 2-D-133 | ✓ | | |
| 2-D-134 | ✓ | | |
| 2-D-135 | ✓ | | |
| 2-D-136 | ✓ | | |
| 2-D-137 | ✓ | | |
| 2-D-138 | ✓ | | |
| 2-D-139 | ✓ | | |
| 2-D-140 | ✓ | | |
| 2-D-141 | ✓ | | |
| 2-D-142 | ✓ | | |
| 2-D-143 | ✓ | | |
| 2-D-144 | ✓ | | |
| 2-D-145 | ✓ | | |
| 2-D-146 | ✓ | | |
| 2-D-147 | ✓ | | |
| 2-D-148 | ✓ | | |
| 2-D-149 | ✓ | | |
| 2-D-150 | ✓ | | |
| 2-D-151 | ✓ | | |
| 2-D-152 | ✓ | | |
| 2-D-153 | ✓ | | |
| 2-D-154 | ✓ | | |
| 2-D-155 | ✓ | | |
| 2-D-156 | ✓ | | |
| 2-D-157 | ✓ | | |
| 2-D-158 | ✓ | | |
| 2-D-159 | ✓ | | |
| 2-D-160 | ✓ | | |
| 2-D-161 | ✓ | | |
| 2-D-162 | ✓ | | |
| 2-D-163 | ✓ | | |
| 2-D-164 | ✓ | | |
| 2-D-165 | ✓ | | |
| 2-D-166 | ✓ | | |
| 2-D-167 | ✓ | | |
| 2-D-168 | ✓ | | |
| 2-D-169 | ✓ | | |
| 2-D-170 | ✓ | | |
| 2-D-171 | ✓ | | |
| 2-D-172 | ✓ | | |
| 2-D-173 | ✓ | | |
| 2-D-174 | ✓ | | |
| 2-D-175 | ✓ | | |
| 2-D-176 | ✓ | | |
| 2-D-177 | ✓ | | |
| 2-D-178 | ✓ | | |
| 2-D-179 | ✓ | | |
| 2-D-180 | ✓ | | |
| 2-D-181 | ✓ | | |
| 2-D-182 | ✓ | | |
| 2-D-183 | ✓ | | |
| 2-D-184 | ✓ | | |
| 2-D-185 | ✓ | | |
| 2-D-186 | ✓ | | |
| 2-D-187 | ✓ | | |
| 2-D-188 | ✓ | | |
| 2-D-189 | ✓ | | |
| 2-D-190 | ✓ | | |
| 2-D-191 | ✓ | | |
| 2-D-192 | ✓ | | |
| 2-D-193 | ✓ | | |
| 2-D-194 | ✓ | | |
| 2-D-195 | ✓ | | |
| 2-D-196 | ✓ | | |
| 2-D-197 | ✓ | | |
| 2-D-198 | ✓ | | |
| 2-D-199 | ✓ | | |
| 2-D-200 | ✓ | | |
| 2-D-201 | ✓ | | |
| 2-D-202 | ✓ | | |
| 2-D-203 | ✓ | | |
| 2-D-204 | ✓ | | |
| 2-D-205 | ✓ | | |
| 2-D-206 | ✓ | | |
| 2-D-207 | ✓ | | |
| 2-D-208 | ✓ | | |
| 2-D-209 | ✓ | | |
| 2-D-210 | ✓ | | |
| 2-D-211 | ✓ | | |
| 2-D-212 | ✓ | | |
| 2-D-213 | ✓ | | |
| 2-D-214 | ✓ | | |
| 2-D-215 | ✓ | | |
| 2-D-216 | ✓ | | |
| 2-D-217 | ✓ | | |
| 2-D-218 | ✓ | | |
| 2-D-219 | ✓ | | |
| 2-D-220 | ✓ | | |
| 2-D-221 | ✓ | | |
| 2-D-222 | ✓ | | |
| 2-D-223 | ✓ | | |
| 2-D-224 | ✓ | | |
| 2-D-225 | ✓ | | |
| 2-D-226 | ✓ | | |
| 2-D-227 | ✓ | | |
| 2-D-228 | ✓ | | |
| 2-D-229 | ✓ | | |
| 2-D-230 | ✓ | | |
| 2-D-231 | ✓ | | |
| 2-D-232 | ✓ | | |
| 2-D-233 | ✓ | | |
| 2-D-234 | ✓ | | |
| 2-D-235 | ✓ | | |
| 2-D-236 | ✓ | | |
| 2-D-237 | ✓ | | |
| 2-D-238 | ✓ | | |
| 2-D-239 | ✓ | | |
| 2-D-240 | ✓ | | |
| 2-D-241 | ✓ | | |
| 2-D-242 | ✓ | | |
| 2-D-243 | ✓ | | |
| 2-D-244 | ✓ | | |
| | | | |

제2절 터빈휠 소재의 고온 기계적 특성 평가

2.1 IN713LC 터빈 휠 소재 특성 평가 연구

일반적으로 보조동력장치의 터빈휠 부품은 블레이드 부위와 디스크 부위가 일체로 되어있는 일체형의 로터를 사용하며 진공 정밀주조 공정을 통해 제조한다. 일체형의 터빈휠로 사용되는 소재는 IN713LC 소재로서, IN713LC는 부품의 section별 두께나 주조시 냉각속도에 따른 특성변화를 최소화 하도록 합금설계된 소재로서 일체형 터빈휠 등에 가장 적합하게 설계되었고 실제로 일체형 터빈휠에 as-cast 상태로 광범위하게 사용되고 있다. 한편 IN713LC 소재의 경우, 비록 열역학적인 관점에서는 장시간 부품 사용시 특성에 해로운 TCP 상들이 석출되어 특성에 영향을 미칠것으로 예상되지만 주조과정에서 수지상간에 조성편석으로 인한 TCP상 생성은 없는 것으로 보고되고 있다. 본 보고서에 그 결과를 발표하지는 않았지만 본 연구에서도 CALPHAD법을 적용한 열역학적인 계산을 통해 750°C 근처에서 최고 약 5%정도의 시그마상이 생성될 수 있음을 확인하였고 주조상태에서는 조성 편석에 의한 시그마상의 생성은 이루어지지 않을 것으로 예측하였다. 특히 사용중에 시그마상의 생성은 부품의 수명을 크게 단축시킬수 있고 미리 예측하지 못할 경우 사고의 위험이 있는 바, 부품개발 초기에는 중요성이 떨어진다고 할지라도 부품이 실제 사용되기 시작하면서 이에 대한 추가적인 연구가 반드시 필요할 것으로 사료된다. 앞에서 언급한 바와 같이 일체형 터빈휠 소재로 가장 광범위하게 사용되고 있는 IN713LC 소재를 선정하여 소재의 고온 및 상온인장, 크리프 특성 및 피로특성을 조사하였다. 본 과제를 통해 구축한 소재 데이터베이스는 터빈휠 구조해석을 통해 얻어지는 부품의 부위별 사용환경(응력, 온도, 변형률 등)과 함께 부품 수명을 예측하고 소재를 선정하는데 효과적으로 사용되었다.

연구내용에 앞서 결과부터 언급한다면, 선진 기술을 보유한 국가에서는 터빈휠 소재로 IN713LC를 가장 많이 사용하고 있음에도 불구하고 본 연구에서는 원하는 부품 수명을 얻기에는 IN713LC 소재가 적당하지 않은 것으로 판단되었다. 따라서 IN713LC보다 가격은 비싸지만 특성이 좋은 것으로 알려진 Mar-M247 소재를 후보 소재로 재선정하여 소재의 물성을 조사하고 있고 구조해석 결과와 더불어 원하는 수명을 얻을 수 있는지 여부를 조사하고 있다. 현재까지는 비록 IN713LC 소재의 사용이 보류되긴 했지만 실제 일체형 터빈휠 소재로 가장 많이

사용되고 있다는 점과 Mar-M247 소재에 비해 IN713LC 소재의 가격이 저렴하다는 점 등을 고려했을 때, 궁극적으로는 터빈휠 소재로 IN713LC 소재를 사용하기 위한 노력이 계속되어야 할 것으로 생각되며, IN713LC 합금의 부족한 특성은 주조공정의 개선, 열처리 공정의 도입 및 합금설계 등을 통해 해결할 수 있을 것으로 기대된다.

IN713LC 소재에 대한 특성평가는 먼저 IN713LC 합금의 시편 base 주조를 통해 봉상으로 주조하고, 봉상 주조시편에 대해 as-cast 및 열처리 상태에서 시편을 가공하여 인장, 크리프 및 피로특성을 조사하였다. 합금의 주조는 KIMM 자체의 주조장비를 활용하였고 주조 공정조건의 변화에 따른 특성 변화를 조사하기 위해 영국의 Centaur Precision Ltd.에서 별도의 봉상시편을 주조하여 특성평가를 수행한 후 그 결과를 상호 비교하였다. 크리프 및 피로 특성 평가는 구조해석 결과를 활용하여 실제 부품의 사용환경에 가까운 조건에서 수행하였다.

2.1.1 IN713LC 소재 일반 및 미세조직

본 연구에 사용된 IN713LC 소재는 Material Specification을 만족하는 조성범위에서 선정되었다. 용탕주입온도 1450℃, 주형예열온도 950℃ 정도의 조건에서 시편 base 주조를 수행하였고 Centaur Precision Ltd.에서 주조한 시편의 주조도 유사한 조건에서 수행하였으나 정확한 조건은 Centaur Precision Ltd.에서 밝히지 않아 확인할 수 없었다. 특성평가는 as-cast 및 열처리 후 시편에 대해 특성평가를 수행하였고 열처리는 ASM handbook에서 제시된 조건, 즉 1170℃/2시간/공냉+650℃/16시간/공냉의 조건으로 수행하였다.

그림 7.8, 7.9, 7.10에 KIMM 및 Centaur에서 주조한 주조품의 마크로 및 마이크로 조직사진을 보여주고 있다. 그림 7.8에서 보는바와 같이 KIMM 주조시편에 비해 Centaur에서 주조한 시편의 결정립 크기가 상대적으로 작았으며 이는 주조과정에서의 열전달과 주형내의 집중처리 등 주조 공정상의 변수에 기인하는 것으로 판단된다. 결정립 크기의 감소는 소재의 피로특성을 향상시킬 수 있는 반면에 크리프 특성이 저하되는게 일반적이다. 한편 그림 7.9의 광학현미경 조직사진은 주조품 내부에 void 및 micropore가 존재함을 보여주고 있다. KIMM 주조시편의 경우 Centaur 주조품에 비해 상대적으로 수지상간의 조성편석이 심화되는 것을 확인할 수 있으며 결과적으로 최종 응고 지역인 수지상간에 생성되는 void의 크기가 KIMM 주조시편에서 더 크게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 이러

한 void는 주조품의 고온 특성을 크게 저하시킬 것으로 판단되어 void를 최소화하기 위한 주조조건 선정도 중요하게 연구되어야 할 것으로 판단된다. Centaur에서 주조된 시편에서는 수지상간의 공정 ($\gamma + \gamma'$) 지역에서 매우 미세한 micropore 만 관찰되었다. 한편 그림 7.10의 전자현미경 조직사진에서는 결정립계에 존재하는 탄화물의 형상과 공정 ($\gamma + \gamma'$) 지역의 morphology를 확인할 수 있었다. 그림에서 보는바와 같이 Centaur 주조품의 경우 탄화물이 결정립계에 수직인 방향으로 석출되어 결정립의 미끄러짐을 방지함으로써 고온 크리프 특성을 향상시킬수 있는 반면에 KIMM 주조소재의 경우 결정립계를 따라 필름형태로 석출됨으로써 결정립계의 강도를 오히려 떨어뜨릴 것으로 판단된다. 주조조건에 따라 조성편석의 정도가 달라지는 관계로 공정 ($\gamma + \gamma'$) 상의 morphology도 달리 나타났다. KIMM 주조시편에서는 조성편석이 심화되어 공정 공정 ($\gamma + \gamma'$) 상 내에 취성이 강한 γ' 상의 분율이 증가하게 되고 결과적으로 수지상 경계 분야의 특성을 저하시킬 것으로 사료된다. 이상에서 보는 바와 같이 부품 소재의 특성은 주조공정 조건에 따라 크게 영향을 받으며 따라서 추후 주조 조건의 최적화를 위한 연구가 추진되어야 할 것으로 판단된다.

한편 그림 7.11, 7.12에 열처리에 따른 소재의 미세조직 변화를 보여주고 있다. 그림 7.11에서 보는바와 같이 열처리를 통해 소재의 조성편석이 감소하였으며, 수지상 내부에서는 열처리로 인해 γ' 상의 조대화가 이루어져서 γ' 상의 분포가 오히려 불균일 해진 것을 확인할 수 있었다(그림 7.12).

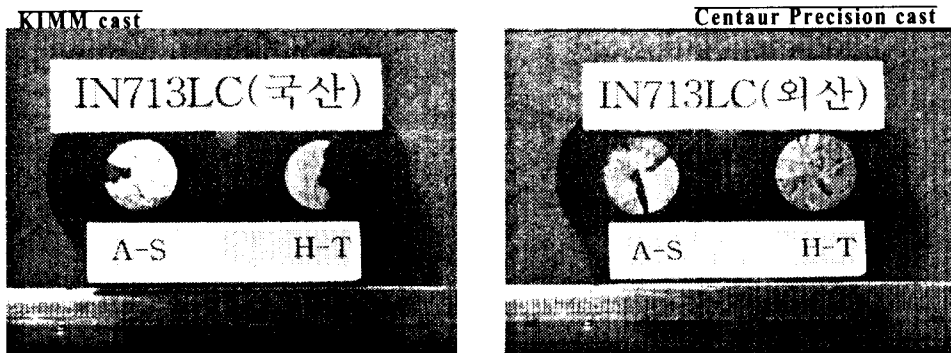


그림 7.8 Macrostructure of as-cast IN713LC

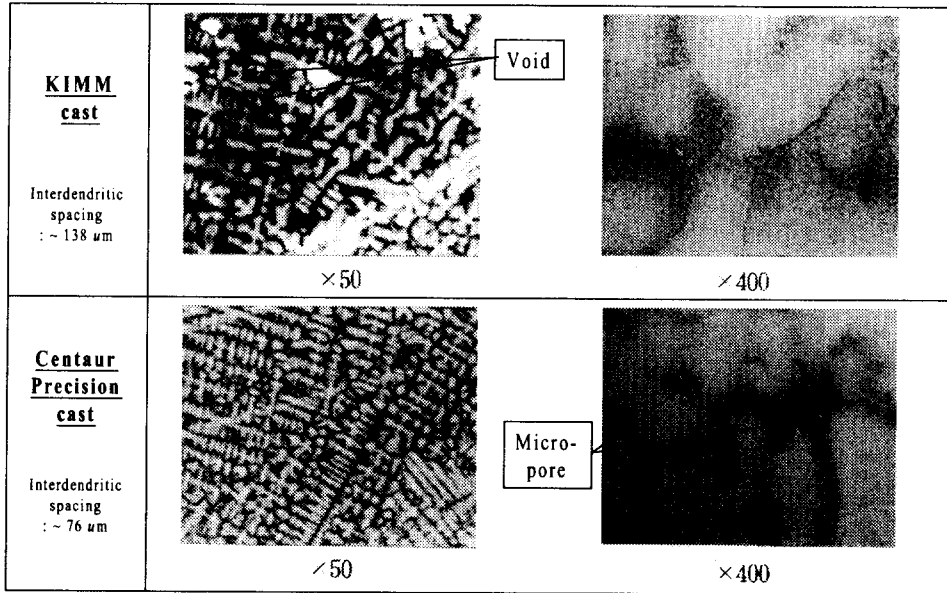


그림 7.9 Optical micrograph of as-cast IN713LC

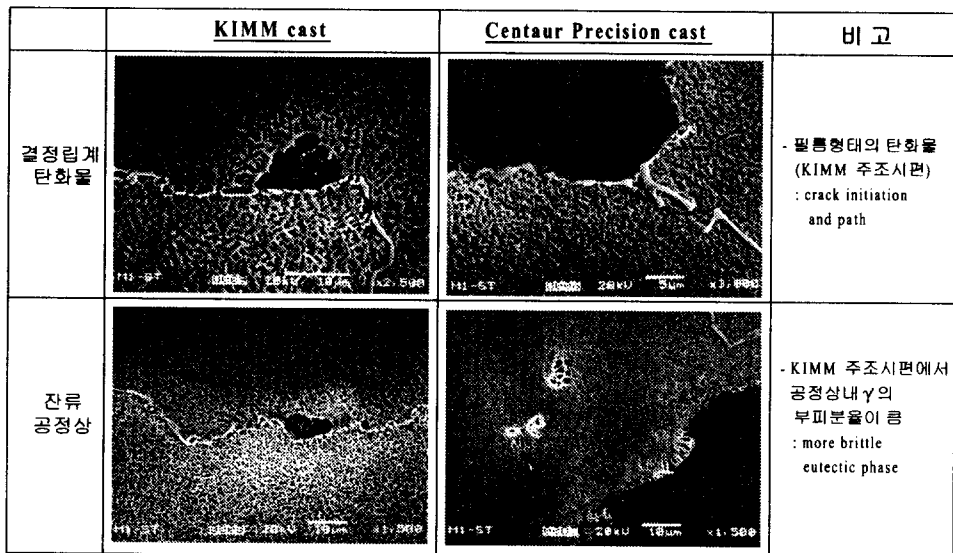


그림 7.10 Scanning electron micrograph of as-cast IN713LC

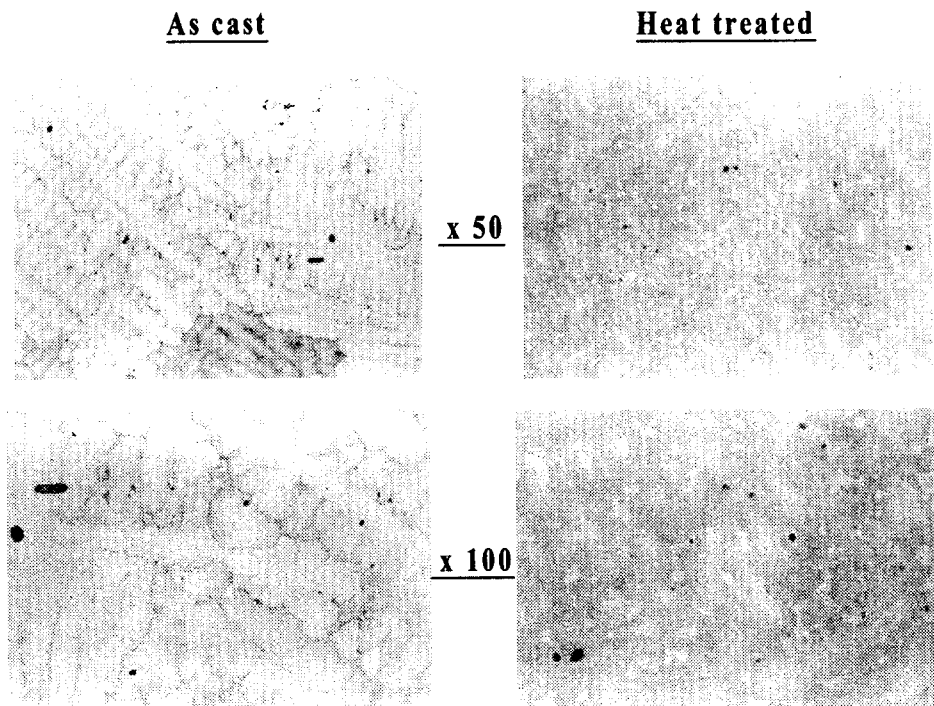


그림 7.11 Optical micrographs showing the microstructural variation of IN713LC with heat treatment

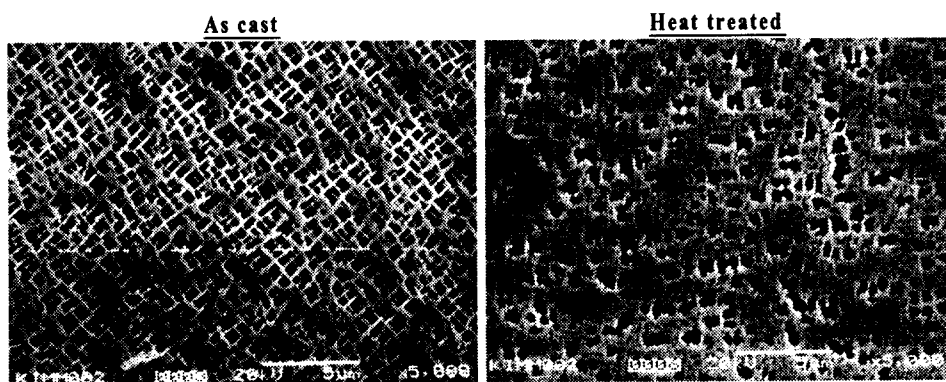


그림 7.12 SEM micrographs illustrating the microstructural variation of IN713LC with heat treatment

2.1.2 상온 및 고온 인장 특성 평가

그림 7.13에 KIMM에서 자체적으로 주조한 IN713LC 시편에 대해 열처리 전, 후 상온 및 고온 인장 시험을 수행한 결과를 보여주고 있다. 열처리에 관계없이 약 650°C 정도에서 최고 강도를 보였다. 열처리 후 항복강도가 증가한 반면에 인장강도는 감소하였으며 이는 열처리 후의 조직사진(그림 7.12)에서 확인한 바와 같이 주요 강화상인 γ' 상의 조대화로 인해 열처리된 시편에서의 가공경화가 적게 발생하였기 때문으로 생각된다. 연신율의 경우 등강도온도(Equi-Cohesive Temperature, ECT)인 750°C 부근에서 최저점을 보였으며, as-cast시편의 경우 온도가 증가할수록 연신율이 증가한 반면에 열처리한 시편의 경우 온도가 증가하면서 오히려 감소하는 특성을 나타냈다.

한편 KIMM 주조소재와 Centaur에서 주조한 소재의 인장특성을 조사하여 그림 7.14에 나타내었다. 항복강도는 KIMM 주조시편이 더 높게 나타난 반면에 인장강도는 두 소재 모두 비슷한 값을 보여주었고 연신율의 경우 Centaur에서 주조한 시편이 훨씬 크게 나타났다. Centaur 주조시편의 경우 750°C 부근에서 최고강도를 보였는데, 이는 적절한 주조조건 설정으로 결정립계의 탄화물 형상을 최적화시킴으로써 입계의 강도가 증가하였기 때문으로 판단된다.

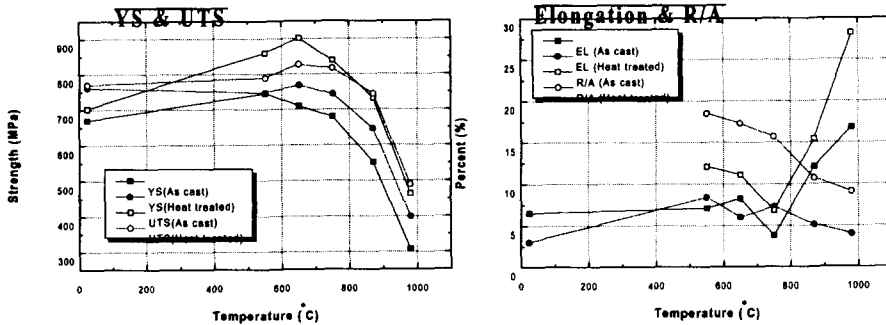


그림 7.13 Tensile properties of KIMM-cast IN713LC

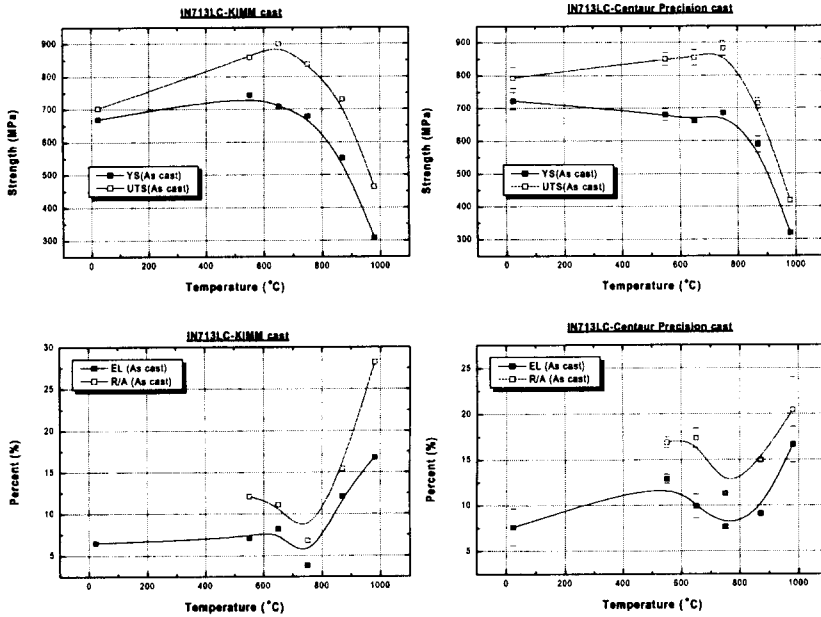


그림 7.14 Variations of tensile properties with casting condition

2.1.3 고온 크리프-파단 특성 평가

그림 7.15에 열처리 전후 KIMM 주조 합금의 응력-파단 특성을 보여주고 있다. 각 온도별로 파단시간-응력이 직선관계를 보여주고 있으며 이상의 결과로부터 얻은 Larson-Miller curve를 그림 7.16에 나타내었다. 그림 7.15에 의하면 열처리 후 760°C에서의 응력-파단 특성이 크게 저하되는 현상을 보였으며 820°C 이상의 고온에서는 열처리 여부에 관계없이 응력-파단 특성이 거의 같게 나타났다. 이는 미세조직 검사와 일치하는 결과로서 열처리 후 결정립계의 탄화물의 변화와 γ' 분포의 변화로 응력-파단 특성이 크게 저하된 것을 알 수 있다. 760°C의 경우 ECT 온도 부근으로써 크리프 변형이 기지 및 결정립계 미끄러짐에 의해 발생할 것으로 판단되며 열처리후 크리프 특성의 저하는 기지내 γ' 의 불균일한 분포와 밀접한 관계가 있을 것으로 판단된다. 반면에 820°C 이상의 고온에서는 크리프 변형이 결정립계 미끄러짐에 의해 주로 발생하며 열처리에 따른 결정립계 조직의 변화가 거의 없기 때문에 열처리 전후 특성변화가 거의 없는 것으로 판단된다.

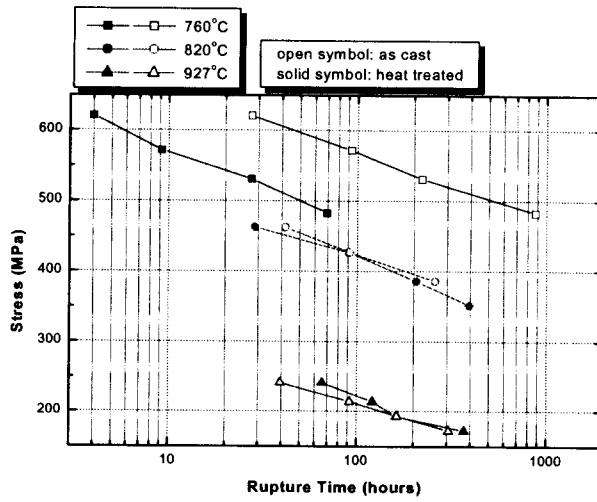


그림 7.15 Log(tr) vs. applied stress showing creep-rupture properties

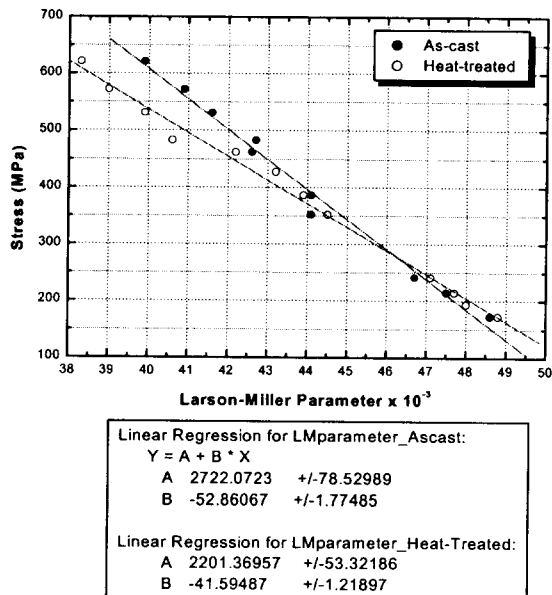


그림 7.16 Larson-Miller curve of KIMM-cast IN713LC

그림 7.16에서 계산된 Larson-Miller parameter, P는 아래 식 (1)에 의해 계산되었으며 이때 Larson-Miller 상수, C는 대표적으로 사용되는 값인 20을 사용하였다.

$$P = (T + 460)(\log t_r + C) \quad (1)$$

이때 T는 화씨온도이고 t_r 은 파단시간이다. Larson-Miller 상수 C는 일반적으로 응력-파단 데이터로부터 구할 수 있다. 일정 응력하에서 $1/T$ 와 $\log t_r$ 은 직선관계를 갖으며 각 응력에서 얻은 직선들은 일정한 점에서 수렴하게 된다. 이때 수렴하는 지점의 절대값이 Larson-Miller 상수이다. 본 과제에서는 일정 응력하에서 수행한 응력-파단 시험 결과가 없기 때문에 다음과 같은 방법에 의해 Larson-Miller 상수를 구하고자 시도하였다. 그림 7.15에 의하면 $\log t_r$ 과 초기응력은 직선관계를 보인다. As-cast 시편에 대해 회귀분석에 의해 구한 $\log t_r$ 과 초기 응력과의 직선관계식은 각 온도별로 아래 3개의 식과같이 표현될 수 있다.

$$\sigma = 753 - 92.7 \times \log t_r, \quad \text{at } 760^\circ\text{C}$$

$$\sigma = 616 - 95.6 \times \log t_r, \quad \text{at } 820^\circ\text{C}$$

$$\sigma = 365 - 77.6 \times \log t_r, \quad \text{at } 927^\circ\text{C}$$

위의 식으로부터 각 온도에서 일정응력하의 파단시간을 계산할 수 있으며 계산 결과를 토대로 $1/T$ vs. $\log t_r$ 그래프를 구하고 Larson-Miller 상수를 얻을 수 있다. 이와같은 방법으로 as-cast 시편에 대해 구한 Larson-Miller 상수값은 표 7.14와 같다. 비록 한곳에서 수렴하는 결과를 얻진 못했지만 계산결과 C값은 16.1과 36.0 사이에서 응력이 증가함에 따라 직선관계를 가지면서 증가하는 경향을 보이고 있었다. 이상의 결과로부터 Larson-Miller parameter를 구하기 위해 사용한 상수 C=20은 적절한 값이었음을 짐작할 수 있다. Larson-Miller 곡선으로부터 소재의 크리프-파단 특성을 예측할 수 있다.

표 7.14 Interpolation of Larson-Miller constant of as-cast IN713LC

| Stress(MPa) | C value |
|-------------|---------|
| 550 | 31.0 |
| 450 | 28.2 |
| 350 | 25.5 |
| 250 | 22.9 |

2.1.4 고온 저주기 피로 특성 평가

터빈휠 소재로서 IN713LC 합금을 사용하기 위해서는 고온에서의 저주기 피로 특성이 중요한 요소로 작용하고 있다. 본 과제에서는 KIMM 주조소재와 Centaur에서 주조한 소재에 대해 변형을 저주기 피로 시험을 수행하여 터빈휠 소재로의 사용가능성을 타진하고자 하였다. 터빈휠과 같이 엔진 가동-정지를 반복하는 부품에 있어서 반복 주기동안에 소재가 받은 변형은 주로 열변형에 기인하는 것으로 알려지고 있다. 열변형에 기인해 소재가 받게 되는 반복 변형 형태는 일정 응력 범위에서 반복되는 형태라기 보다는 일정 변형율로 반복적으로 변형되는 경향을 보이는 것으로 알려져 있으며 이러한 이유로 변형을 저주기 시험을 수행하였다. 그러나 실제 부품이 받는 반복 cycle이 변형을 저주기 형태만 존재하는 것은 아니며 터빈휠의 회전시 나타나는 원심력에 의해 stress-control LCF 요소와 크리프 변형 등 다양한 deformation module이 함께 공존하기 때문에 궁극적으로는 이들 요소가 부품의 손상 및 수명에 미치는 복합적인 영향에 대한 상세한 연구 및 데이터베이스 구축이 요구된다.

변형을 저주기 피로 시험을 위한 시험조건은 터빈휠 부품에 대한 응력-구조 해석을 통해 부품이 받게 되는 온도 및 응력, 변형율 등을 예측하여 결정하였다. 소재별 시험조건 및 결과를 표 7.15에 나타내었으며 총변형율과 파단수명과의 관계를 그림 7.17, 7.18, 1.19에 나타내었다. 그림 7.17에 KIMM에서 주조한 IN713LC 시험편에 대해 550°C에서 시험한 결과를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 열처리 후 총변형율이 큰 조건에서 피로특성이 다소 향상되는 것으로 확인되었으나 그 정도는 매우 미미하였다. 예산상의 문제로 많은 수의 시험편을 평가하진 못했지만 전체적으로 열처리에 따라 데이터 scattering이 증가하였는데, 이는 열처리후 γ '상의 불균일한 분포와 무관하지 않을 것으로 판단된다. 실험 결과들을 다중회귀분석법을 이용하여 Coffin- Manson equation($\Delta \epsilon t = a * N^{fb}$, 여기서 a와 b는 상수)에 맞추어 상수들을 구하였으며 그 결과를 그래프 오른쪽 옆에 보여주고 있다. 한편 열처리 시험편에 대해 총변형율 1.0%의 조건으로 파형을 변화시켜 피로시험을 수행한 결과 사각파형에 비해 싸인파형에서 파단사이클 수가 증가하였으며 이는 사각파형시의 변형속도의 영향과 크리프 변형의 영향에 기인하는 것으로 판단된다. 결과적으로

부품수명예측을 위해 피로 특성 평가 결과를 활용할 경우 특성평가조건에 따라 피로특성이 크게 변화하기 때문에 정확한 수명예측을 위해서는 실제 부품의

피로 사이클 분석등을 통해 피로시험 조건을 결정하거나 또는 사이클의 성분을 구분하는 등의 체계적인 노력이 필요할 것으로 사료된다.

표 7.15 Strain control LCF test results of IN713LC

| Casting | 열처리 | 온도(°C) | 피로시험조건 | total strain(%) | 파단수명(N_f) | |
|---------|--------------|--------|----------------------|----------------------|---------------|--------|
| KIMM | As-cast | 550°C | 1-1-1-1 사각파형, R=-1 | 1.0 | 64 | |
| | | | sine 파형, 0.5Hz, R=-1 | | 27 | |
| | | | 1-1-1-1 사각파형, R=-1 | 0.8 | 749 | |
| | | 400°C | 1-1-1-1 사각파형, R=-1 | 0.7 | 1,608 | |
| | | | | 0.6 | 10,231 | |
| | | | | 0.5 | 23,744 | |
| | Heat-treated | 550°C | 1-1-1-1 사각파형, R=-1 | 1.0 | 130 | |
| | | | | sine 파형, 0.5Hz, R=-1 | 300 | |
| | | | 1-1-1-1 사각파형, R=-1 | 0.8 | 2,459 | |
| | | | | 0.7 | 4,488 | |
| | | 400°C | 1-1-1-1 사각파형, R=-1 | 0.6 | 2,355 | |
| | | | | 0.5 | 20,409 | |
| | | | | 1.0 | 3,228 | |
| | | | | 0.8 | 826 | |
| Centaur | As-cast | 550°C | 1-1-1-1 사각파형, R=0 | 1.0 | 722 | |
| | | | | 0.8 | 466 | |
| | | | | 0.6 | 1,775 | |
| | | | | 0.4 | 2,524 | |
| | | | | 0.4 | 9,118 | |
| | | 450°C | 1-1-1-1 사각파형, R=0 | 0.8 | 6,920 | |
| | | | | 0.6 | 26,868 | |
| | | | | 1.0 | 577 | |
| | | | | 0.8 | 557 | |
| | | | | 0.6 | 1,607 | |
| | | | | | 0.6 | 426 |
| | | | | | 0.6 | 12,116 |
| | | | | | 0.6 | 17,186 |
| | | | | | 0.4 | 6,598 |
| | | | | 0.4 | 95,674 | |

그림 7.18에 KIMM에서 주조한 IN713LC 합금의 피로시험 결과를 보여주고 있다. 550°C 결과와는 달리 400°C에서는 열처리 전후의 특성 변화가 거의 없었다. 많은 양의 피로시험을 수행할 수는 없었지만 이상의 특성평가 결과와 터빈휠 부품에 대한 구조해석 결과를 종합하여 부품의 수명을 예측한 결과 기대했던 수

명에는 크게 못미쳤으며 이러한 이유로 후보 소재를 IN713LC외에 그보다 강도가 우수한 것으로 알려진 Mar-M247 합금도 고려하게 되었다.

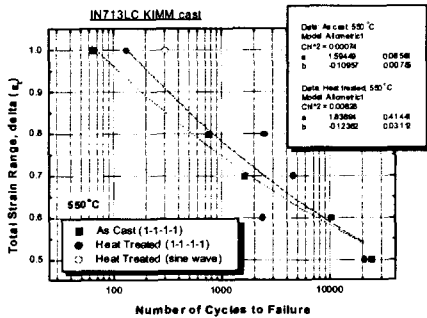


그림 7.17 Total strain range vs. number of cycles to failure plot of KIMM-cast IN713LC at 550°C

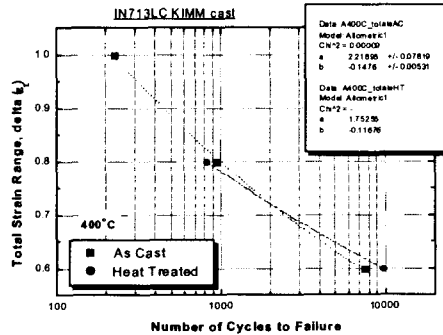


그림 7.18 Total strain range vs. number of cycles to failure plot of IN713LC KIMM cast at 400°C

앞에서 언급한 바와 같이 KIMM에서 자체적으로 주조한 IN713LC 시편의 경우 기대한 피로특성이 크게 모자랐기 때문에 영국의 Centaur Precision Ltd.에서 주조한 시편에 대해 고온 저주기 피로시험을 수행하였으며 그 결과를 그림 12에 보였다. KIMM에서 주조한 시편에 비해 Centaur에서 주조한 시편의 고온 피로특성이 크게 향상되어 나타났으며 특히 총변형율이 큰 조건에서 그 경향은 더욱 뚜렷하였다. 앞서의 미세조직 관찰에서도 확인되었듯이 Centaur에서 주조한 시편의 피로특성이 향상된 것은 주조품의 결정립 크기와 결정립계에 존재하는 탄화물 및 공정 ($\gamma + \gamma'$)상의 변화에 기인한다. 즉 Centaur에서 주조한 시편의 경우 KIMM 주조시편에 비해 결정립 크기가 작고 결정립의 aspect ratio가 증가하였으며, 탄화물이 결정립계에 불연속적으로 석출되고 수직인 방향으로 석출되어 있을뿐 아니라 공정 ($\gamma + \gamma'$)상 내의 γ 상의 비율이 상대적으로 커서 전위의 이동 채널로 작용함으로써 피로 특성이 향상된 것으로 판단된다. 그림 12에서는 피로 데이터를 Universal Slope Method에 적용하여 평가하였으며 그 결과를 함께 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 실험온도 구간에서 피로특성의 변화는 거의 없었으며 총변형율이 큰 경우에는 오히려 고온에서 피로특성이 더 좋은 것으로 나타났다. 이는 고온에서 IN713LC 합금의 항복강도 및 인장강도의 증가와 관련이 있는 것으로 판단된다. 즉 총변형율이 같은 경우 고온에서의 강도증가로 인해 상대적으로 비탄성(inelastic) 변형이 감소하며 결과적으로 피로손상을 감소시키

는 것으로 판단된다. 이러한 관점에서 볼 때 피로손상에 미치는 변형모델에 있어서 탄성변형과 비탄성변형의 영향을 별도로 분석해야할 필요가 있다. 실제로 피로손상에 미치는 탄성 및 비탄성변형의 영향이 크게 다르기 때문에 피로 시험을 통해 얻은 hysteresis loop를 분석하여 탄성변형과 비탄성변형을 분리하여 분석하는 경우가 많다. 그림 7.19의 실험으로부터 얻은 hysteresis loop를 분석하여 비탄성변형율을 조사한 후, 비탄성 변형율과 파단수명과의 관계를 그림 7.20에 나타내었다. 총변형율을 기준으로 하였을 경우에는 피로특성이 온도에 무관한 것으로 나타났으나 비탄성 변형율을 기준으로 한 경우 온도가 증가함에 따라 피로 수명이 크게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 비탄성 변형율이 같은 경우 고온에서 피로특성이 크게 감소하였는데, 이러한 사실은 앞서 언급한 바와 같이 온도에 따른 총변형율, 탄성변형율 및 비탄성 변형율의 상대적인 변화와 관련이 깊다.

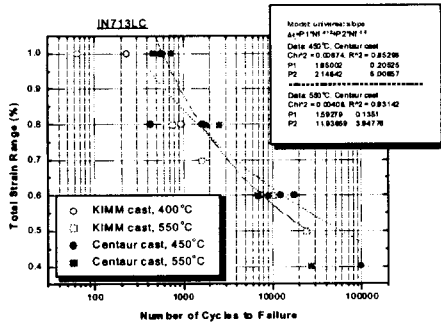


그림 7.19 Total strain range vs. number of cycles to failure plot of Centaur-cast IN713LC

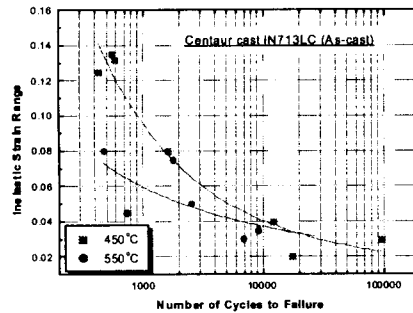


그림 7.20 Inelastic strain range vs. number of cycles to failure plot of Centaur-cast IN713LC

2.1.5 터빈휠 소재로서 IN713LC 합금의 고온 기계적 특성에 관한 고찰

앞서 잠시 언급한 바와 같이 IN713LC 합금에 대한 고온 특성 평가 결과 기대했던 터빈휠 부품의 수명을 얻기에는 피로 특성이 크게 부족한 것으로 판단되었다. Centaur에서 주조한 시편과 같이 주조조건을 조절하여 결정립 크기를 다소 감소시킴으로써 피로 특성이 크게 향상되기는 하였으나 여전히 요구되는 특성에는 부족하였다. 따라서 본 과제에서는 IN713LC에 비해 소재 가격은 비싸지만 특성이 좋은 것으로 알려진 Mar-M247 합금을 이용하여 특성평가를 수행하였으며 그 결과는 다음절에서 언급하고자 한다.

대부분의 선진국에서는 일체형 터빈휠 소재로 IN713LC 합금을 사용하고 있다. 이는 선진국에서 제조하는 보조동력장치의 출력이 낮거나 터빈휠이 사용되는 환경이 다르기 때문일 수도 있지만, 터빈휠 부품의 제조 기술의 차이 때문이라고 생각된다. Centaur에서 주조한 시편의 피로 특성이 KIMM에서 주조한 시편에 비해 크게 향상되었다는 사실은 이를 뒷받침한다 할수 있다. Centaur와 KIMM 주조시편간의 미세조직 차이를 보면 크게 1) 결정립 크기의 감소, 2) 결정립 모양 (aspect ratio 등)의 차이, 3) 수지상간에 존재하는 탄화물의 차이, 4) 수지상간 공정상의 차이 5) 수지상 간격 및 조성편석의 차이 등을 볼 수 있다. 이중에서도 특히 결정립 크기의 감소는 소재의 피로특성 향상에 크게 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 따라서 결정립 크기에 따라 IN713LC 합금의 피로특성의 변화에 대한 연구가 절실히 요구되며 결정립 크기를 조절함으로써 원하는 피로특성을 얻을 수 있는 것으로 조사될 경우, 원하는 결정립 크기를 갖는 터빈휠 주조품을 얻기 위한 주조 공정 연구가 또한 순차적으로 요구된다 하겠다. 결정립 크기의 감소로 인해 크리프 특성이 감소하기 때문에 크리프 특성의 변화에 대한 연구도 병행되어야 하며 이와함께 터빈휠의 블레이드 부분과 hub 부분에서 요구되는 특성이 다르기 때문에 터빈휠의 부위별로 미세조직을 조절할 수 있는 주조공정의 개발에 관한 연구도 함께 요구된다.

2.2. Mar-M247 터빈 휠 소재 특성 평가 연구

2.2.1 Mar-M247 합금 일반 및 미세조직

IN713LC 소재의 저주기 피로 특성이 부족한 관계로 고온 특성이 우수한 것으로 알려진 Mar-M247 합금의 고온 특성 평가를 수행하였다. 본 과제에서 특성평가에 사용한 소재는 한국로스트왁스에서 시편 base로 진공정밀주조한 소재를 사용하였고, 이들 시편을 이용하여 테스트용 시편으로 가공 후 특성평가를 수행하였다. IN713LC 합금에 대한 연구결과 열처리가 소재의 특성 향상에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 확인되어 Mar-M247 합금에 대해서는 as-cast 상태의 소재에 대해서만 특성평가를 수행하였다.

한국로스트왁스(이하 K LW)에서 주조한 봉상 주조편에 대해 마크로 및 마이크로 조직 사진을 조사하여 그림 7.21, 7.22에 나타내었다. 그림 7.21의 마크로 사진을 그림 7.8에 보여준 IN713LC 마크로 조직사진과 비교하였다. K LW에서 주

조한 봉상시편의 결정립은 Centaur에서 주조한 IN713LC와 마찬가지로 aspect ratio가 큰 결정립 모양을 보이고 있었다. 결정립의 폭은 Centaur에서 주조한 IN713LC 소재에 비해 다소 증가하였으나 큰 차이는 보이지 않았다. 그림 15의 마이크로 조직 사진은 전형적인 주조 조직인 수지상 조직을 보여주고 있다. 수지상간 지역에 주조시 발생하는 조성편석으로 인해 탄화물 및 잔류공정 ($\gamma+\gamma'$)상이 석출되어 있으며 잔류공정 ($\gamma+\gamma'$)상의 경우 IN713LC 합금에 비해 그 양 및 크기가 더 큰 것으로 판단된다. 결정립계를 따라 탄화물들이 형성되어 있으며 결정립계에 수직한 방향으로 석출된 탄화물이 많이 관찰되어 결정립의 입계 미끄럼을 방지할 수 있을 것으로 판단된다.

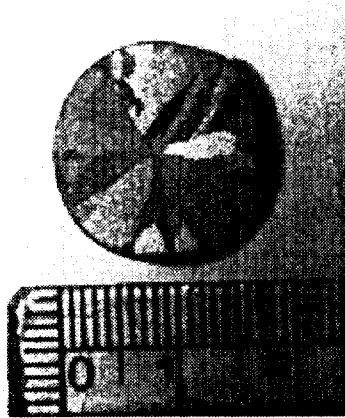


그림 7.21 Macrostructure of as-cast Mar-M247 (KRW cast)

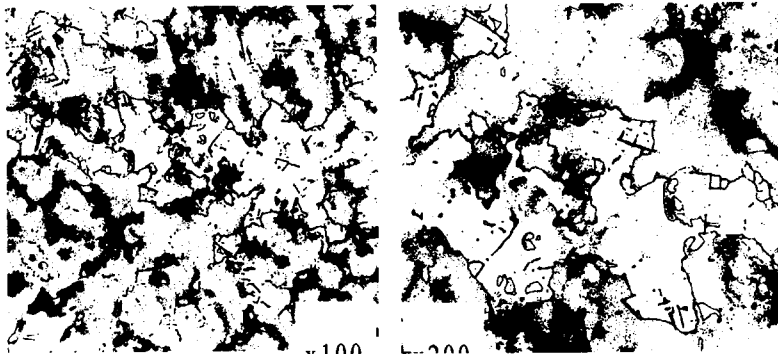


그림 7.22 Optical micrograph of as-cast Mar-M247 (KRW cast)

2.2.2 상온 및 고온 인장 특성 평가

Mar-M247 합금의 상온 및 고온 인장 시험을 수행하여 그 결과를 그림 7.23에 나타내었다. IN713LC 합금에 비해 소재의 고온 강도는 증가하였으며 연신율에 있어서는 큰 차이를 보이지 않았다. 고온강도는 ECT 온도인 750°C 부근에서 최대값을 나타냈으며 연신율은 최저값을 보였다. 금속재료의 고온 인장 변형 및 가공경화를 수식으로 표현하기 위해 Ludwik equation($\sigma = \sigma_0 + K \epsilon^n$)을 이용하여 Mar-M247 합금의 인장 변형 곡선을 표현하고자 하였다. Ludwik equation에서 σ_0 는 탄성변형에 기인하는 응력이며, 소성변형율(ϵ_p)는 $(\epsilon_t - \sigma/E)$ 식에 의해 구하였다. Ludwik equation에서 K는 강도계수이고 n은 가공경화지수로서 소재의 가공경화정도를 표현하는 값이다. 550°C에서 수행한 인장곡선을 이용하여 소성변형율을 계산한 후, 응력-소성변형율 관계를 그림 7.24에 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 변형율이 증가할수록 가공경화속도는 감소하였으며 이들 데이터를 활용하여 다중회귀분석을 수행한 후 K, n 값을 구하였다. Ludwik equation은 500-800°C 근처의 중간온도영역에서 실험값과 잘 일치하는 경향을 보였으며 각 온도에서의 K, n값의 변화를 표 7.16에 나타내었다.

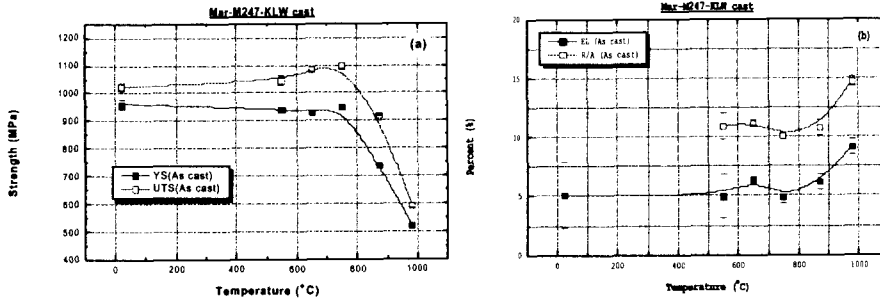


그림 7.23 Tensile properties of as-cast Mar-M247 (KLV cast)
(a) YS and UTS, (b) elongation and R/A

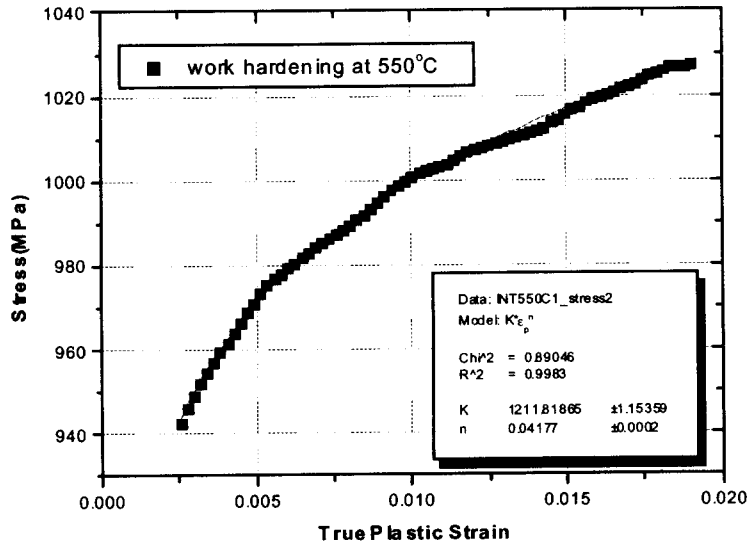


그림 7.24 Typical stress-plastic strain curve

표 7.16 Variations of strength coefficient(K) and strain-hardening exponent of Mar-M247 with temperature

| 시험온도(°C) | K(MPa) | n |
|----------|--------|--------|
| 550 | 1212 | 0.0418 |
| | 1200 | 0.0423 |
| 650 | 1214 | 0.0469 |
| | 1276 | 0.0543 |
| 750 | 1325 | 0.0543 |
| | 1337 | 0.0611 |

2.2.3 고온 저주기 피로 특성 평가

Mar-M247 합금 주조시편에 대해 저주기 피로시험을 수행하였다. 피로시험조건은 터빈휠의 구조해석결과 얻어진 부위별 온도 및 변형율등을 고려하여 결정하였는데, 온도는 450°C, 550°C에서, 총변형율은 0.4% - 1.0% 사이에서 수행하였다. 파형은 1-1-1-1의 사각파형을 사용하였고 R=0, 즉 인장-인장의 반복 변형을

가하여 실험하였다. 그림 7.25에 총변형율에 따른 파단 사이클의 변화를 각 온도 별로 보여주고 있으며 비교를 위해 IN713LC 소재의 피로 특성 결과를 함께 나타내었다. 실선은 Coffin-Manson 식에 의해 표현된 피로특성변화 그래프로서 다중 회귀분석을 통해 상수값을 구하여 함께 표시하였다. Mar-M247 합금의 피로 특성은 다소간의 피로특성 향상을 기대했던것과는 달리 IN713LC 합금과 비교하여 큰 차이가 없었다. 오히려 550°C 고온에서는 Mar-M247 합금의 피로특성이 감소된 것으로 조사되었다.

고온 인장시험 결과에서도 확인되었듯이 IN713LC 합금에 비해 Mar-M247 합금의 고온 강도가 크기 때문에 Mar-M247 합금으로 제조된 터빈휠에서의 총변형율, 특히 비탄성변형율은 IN713LC 합금으로 제조된 터빈휠에 비해 상대적으로 작다. 이러한 이유로 Mar-M247 소재를 사용하여 터빈휠을 제조할 경우 피로 변형 측면에서 원하는 부품의 수명을 얻을 수 있을

것으로 기대되나 정확한 판단은 더 많은 데이터베이스가 구축되고 보다 정밀한 해석을 통해 가능할 것이다.

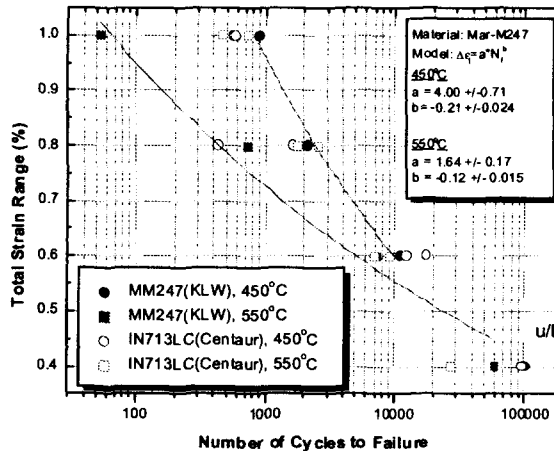


그림 7.25 Strain control LCF properties of as-cast Mar-M247 (KLW cast)

2.2.4 터빈휠 소재로서 Mar-M247 합금의 고온 기계적 특성에 관한 고찰

IN713LC 합금은 일체형 터빈휠과 같이 부품의 section size가 많이 다른 부품에 사용하기 적합하도록 설계된 합금이다. 부품의 section size가 부위별로 차이

가 많이 나는 경우 주조공정중에 부위별로 냉각속도의 차이를 발생시키게 되며 결과적으로 부위별 조직의 변화, 특히 조성편석이나 수지상 경계지역에서의 TCP 상의 생성 가능성을 유발시킨다. IN713LC 합금의 경우 열역학적으로 주조과정에서 TCP 상의 생성이 없는 것으로 확인되었다. 반면에 Mar-M247 합금의 경우 냉각속도에 따른 조성편석 및 이에따른 TCP 상의 생성에 관한 조사가 이루어지지 않았다. 터빈휠의 경우 hub 부위와 블레이드 부위의 두께차이로 인해 주조시 부위별 냉각속도에 많은 차이가 발생할 것으로 판단되며 이로 인한 주조조직의 변화에 대한 연구가 이루어져야 할 것으로 판단된다.

한편 Mar-M247 합금의 경우 피로특성의 중요성이 시급하여 고온 크리프 특성에 대한 연구는 수행하지 못하였다. 하지만 터빈휠의 블레이드 부분에서는 피로특성뿐 아니라 크리프 특성도 함께 중요하게 요구되기 때문에 Mar-M247 합금의 크리프 특성에 관한 연구가 추가로 이루어져야 할 것으로 생각된다. 뿐만아니라 실험상의 오차를 최소화 하기위해 피로특성에 대한 추가 실험도 요구되며 hysteresis loop 분석을 통한 비탄성 변형율에 따른 피로수명의 영향등에 대한 조사가 함께 이루어져야 한다.

제 8 장 APU 시험 준비

제1절 시험 설비 구성체계

1.1 개요

APU의 시험을 수행하기 위해 설치된 하드웨어로는 공기 공급 시스템, 연료 공급 시스템, 전원 공급 시스템, Load bank, Bleed air control 시스템이 있다. 공기 공급 시스템은 여러 가지 밸브를 제어하는데 사용이 되었고 연료 공급 시스템은 APU 시험시 연료를 공급하고 전원 공급 시스템은 APU의 제어, 센서 전원을 공급원, DAS에 이용이 되었다. Load bank는 엔진의 부하를 측정하는데 이용이 된다.

1.2 시운전실의 기본구성

시운전실은 Test Stand가 있는 Test Chamber, Control Room, Electrical Room, Mechanical Room, Air Intake, Exhaust Stack으로 이루어진다. 그림 8.1은 시운전실 Layout이다.

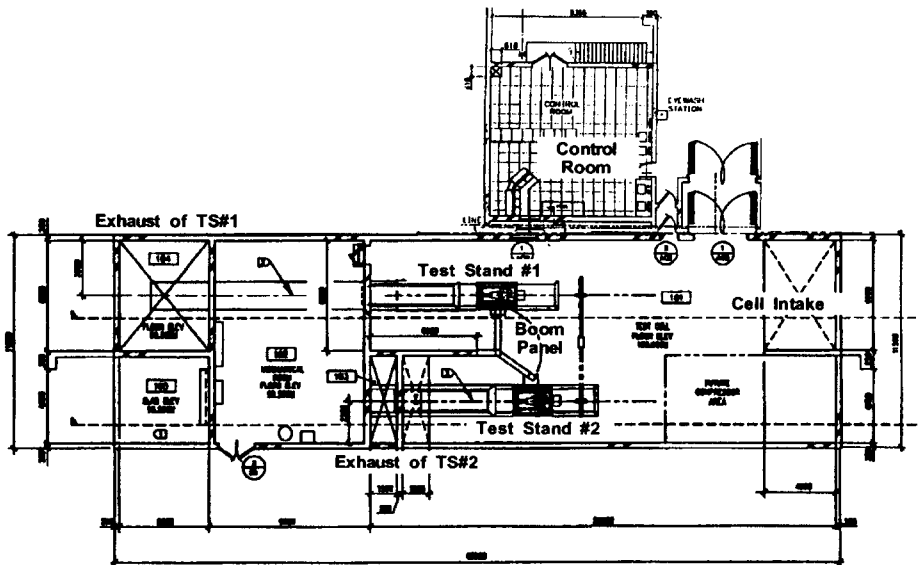


그림 8.1 시운전실 Layout

1.2.1 Air Intake & Exhaust Stack

공기는 Main Intake와 Air Heater가 설치된 측면 흡입관을 통하여 Cell내부로 유입되며, 외부 옥상에 대기압 측정용 Barometer Probe가 있고 Cell 내부의 Intake Screen에는 유입되는 대기의 온도를 측정하기 위한 4개의 RTD 센서와 습도를 측정하기 위한 1개의 습도계가 설치되어 있다. 그리고 배기가스의 분출을 위한 Exhaust Stack이 있다.

1.2.2 Test Chamber & Test Stand

Test Chamber 내에는 Cell 압력 측정용 Probe가 전방 좌/우, 후방 좌/우에 4개 설치되어 있다. Test Stand는 개발엔진 시험을 위한 것으로 7,000마력급 Shaft엔진 및 15,000lbs급 Jet엔진을 시험할 수 있는 조합형 장착대이다. 엔진에서 측정되는 Test Parameter와 Control Signal은 Coupling Plate를 통해 DAS로 입출력되고 엔진시험에 추가로 소요되는 Test Parameter는 Boom Panel을 통해 DAS로 입력된다.

1.2.3 기계실(Mechanical Room)

기계실에는 Air Supply Package, Fuel Supply Package, Hydraulic Power Supply Package등이 있으며 설비에서 엔진으로 공급되는 연료, 인스트루먼트 공기 등을 요구조건으로 조절하여 공급한다.

1.2.4 전기실(Electrical Room)

Test Stand에서 소요되는 전력을 공급한다. 디지털 출력 전원은 솔레노이드 밸브의 개폐, 트랜스듀서의 기동전원(excitation power), 각종 펌프의 구동 등에 사용되며, 아날로그 출력 전원은 공기, 연료, 오일 등의 압력 조절과 Actuator의 변위 설정에 사용된다. 전력은 기계실에서 제어실의 제어 캐비닛으로 전달되며, 시험용 소프트웨어를 구동하면 엔진의 센서 및 기기와 설비로 직접 전달되는 전원, PFCM과 PECM의 Touch Screen의 Menu Switch On/Off에 의해서만 전달되는 전원으로 구분할 수 있다. 엔진에 장착되는 트랜스듀서는 PECM Touch

Screen의 'Engine Control Power'를 켜고 있을 때만 기동전원이 공급되어 신호를 측정할 수가 있게 된다.

1.2.5 제어실(Control Room)

제어실에는 측정 변수의 입출력 장비, 전력의 공급 장비, 컴퓨터와 제어용 장비가 설치된 8개의 캐비닛이 있으며, Test Parameter Display용 CRT와 Power Lever, Engine Control Touch Screen, Facility Control Touch Screen이 설치된 Control Console등이 있다.

1.2.6 연료 공급 시스템

연료 공급 시스템은 Fuel Pump Skid Assemblies와 Fuel Flow Measurement, Pressure Regulating Package로 구성된다.

1) Fuel Pump Skid Assembly

연료펌프의 손상을 막기 위해 연료 저장탱크에서 나오는 연료를 걸러주는 역할을 하는 Strainer, 연료가 펌프에 들어가기 직전의 압력을 보여주는 Inlet Pressure Gauge, 최대 공급압력 50psi(3.5bar)의 연료펌프, 과도한 압력의 연료가 기계실에 들어가는 것을 막아주는 Pressure Relief Valve, 연료의 흐름을 개폐하는 수동 개폐 밸브, 연료가 기계실에 들어가기 전에 연료를 걸러주는 여과기로 구성된다.

2) Fuel Flow Measuring & Pressure Regulating Package

시스템의 작동 중지의 경우나 연료라인의 점검시에 연료공급을 차단하는 수동 개폐 밸브, 펌프가 작동하지 않는 등 압력이 낮을 때 설비 제어판에 경고 신호를 보내주는 저압력 스위치(Low Pressure Switch), 연료의 역류를 막아주는 체크밸브, 연료의 맥동을 방지하기 위해 일정한 압력을 만들어주는 Accumulator, 연료의 불순물을 제거하는 여과기 (3 micron), 엔진에 공급되는 연료의 압력을 조절하는 Air Loaded Pressure Reducing Valve, 연료의 압력을 표시해주는 압력계, 연료의 유량을 측정하기 위한 Flow Meter & Signal Conditioner, 연료의 샘플을 채취하기 위한 Fuel Sampling Valve, 연료가 엔진에 도달하기 직전의 비중량을 측정하는 비중계, 연료가 엔진에 도달하기 직전의 온도를 측정하는 RTD 센서,

연료의 유량을 교정할 때 사용되는 Return Line, 원격제어에 의해 연료공급을 개폐하는 연료 개폐밸브로 구성된다.

1.2.7 전원공급 시스템

엔진 시운전실¹에서 사용되는 모든 전기는 전기실로부터 직접 설비용 장비에 전송되는 전원과 제어실에서 조절되어 공급되는 전원이 있다. 시험실 각종 장비의 구동을 위하여 440V(3Phase, 60Hz), 220V(3Phase, 60Hz), 110V(1Phase, 60Hz)가 공급되며, 총 소요량은 400kW이다. 전기실에 설치된 전원 공급 장치는 다음과 같다. 전력 분배판에서는 주요 전원 분배가 이루어지며, 제어시스템에 소요되는 전원은 변압기와 Stabilizer를 거쳐 공급된다. Motor Starter Center(Panel)에서는 시운전실에 설치된 각종 모터를 구동하기 위한 전원이 공급되며, 이와 관련된 스위치(Remote, Local)와 Circuit Breaker가 설치되어 있다. 무정전 전원공급장치(UPS:Uninterruptible Power Supply)는 Control Console System과 Computer System에 소요되는 110VAC 전원을 공급할 수 있도록 되어 있다. 제어실의 캐비닛에 설치되어 있는 비상 전력 공급장치는 엔진 시험 중에 Battery Charger를 충전시켜 주전원이 공급차단 되더라도 시험중인 엔진을 안정되게 정지시킬 수 있도록 24VDC와 28VDC를 공급한다. 또한 Instrument Cabinet에는 엔진 Instrument와 엔진 보기에서 사용되는 전원을 공급할 수 있는 28VDC와 115VAC/400Hz의 전력 공급기가 설치되어 있다.

1) Power Supply & Distribution System

DAS Cabinet에 설치되어 있는 전력 공급기는 시운전실에서 소요되는 직류 및 교류 전원을 공급할 수 있다. 설비 전력 공급기로부터 주전원을 받아 10VDC, 24VDC, 28VDC와 115VA/400Hz를 공급할 수 있다. Power Distribution Module(PDM)은 제어 시스템과 Instrumentation System의 각 요소에서 필요로 하는 전원을 PECM 및 PFCM Softwear와 PLC(Genius Block, Slim Pack)에 의해서 공급한다.

- ① 28VDC, 100A Power Supply(Control Cabinet#1)
- ② 115VAC, 400Hz, 8.65A Power Supply(Facility Cabinet)
- ③ 26VAC, 400Hz Transformer(Control Cabinet#1)
- ④ 28VDC Battery(Facility Cabinet)

- ⑤ 10VDC Power(P2 Pin 77/78)
- ⑥ 24VDC, 50A Power Supply
- ⑦ Redundant Backup UPS
(Engine Control Module, Emergency Engine Control Module)
- ⑧ Redundant Backup 24VDC, 1.2A-Hr Battery Power Supply
(Power Lever Control System)

2) Electrical Engine Starting System

전기 시동을 요하는 APU에 대해서는 HOBART사의 MODEL GPU 900 시스템을 사용한다. 이는 24VDC에서 28VDC까지 출력 전압을 조절할 수 있다. Full load current(100% duty)에서 900AMPS, Starting current(1분)에서 1,500AMPS, Peak current(1초)에서 3,500AMPS까지 출력이 가능하다.

1.2.8 Load bank

- 1) LOAD : 5.6KW급, 28VDC, 200Amps와 110kW급 AC LOAD
- 2) LOAD STEP : 5Amps
- 3) Electrical Room 내에 설치 - Por표, Indoor Unit
- 4) Not require typical control panel - PFCM Touch screen으로 제어.

1.2.9 Bleed air control 시스템

Bleed air control 시스템은 APU 시험시 Bleed air의 개폐 및 유량을 제어 하기 위하여 APU adapter에 장착하였다. 본 시스템으로 0.28m³/s의 bleed air를 측정할 수 있다.

1) Bleed air control 시스템의 구성

Bleed air control 시스템은 APU Bleed air를 개폐 하기 위한 Shut-off valve, 유량을 측정하기 위한 유량계, APU Bleed 유량을 제어하기 위한 Control valve, 유로를 형성하기 위한 Pipe, Bleed air control system의 각종 신호를 변환하는 Bleed junction box로 구성된다.

2) 작동

Shut-off valve는 Actuator가 공기 공급 시스템으로부터 인스트루먼트 공기를 공급받고, Solenoid valve가 PFCM으로부터 28VDC 디지털 신호를 받아, ON/OFF 작동을 한다. 유량계는 유로를 형성하는 파이프 상에 설치한 Primary unit으로부터 주파수 신호 및 온도, 압력을 입력받아, Bleed junction box에 있는 변환기(Converter)에서 유량으로 계산된 후 DAS로 신호가 전달된다. Control valve는 Actuator가 공기 공급 시스템으로부터 인스트루먼트 공기를 공급받고, Positioner는 PFCM으로부터 아날로그 신호를 받아, 밸브 위치가 0~100%로 제어된다.

1.2.10 측정시스템

압력, 온도, 진동, 습도, 토오크, 주파수, 파워, 변위 등의 다양한 항목을 측정할 수 있으며, 온도 208채널, 압력 161채널, 진동 16채널을 포함하여 최대 600채널을 측정할 수 있다. 시험대상 엔진과 시험 설비에서 측정되는 시험 측정 변수는 Signal conditioning, Scanning and converting, Control and processing을 통해 CRT에 표시되거나 필요에 따라 데이터 저장 및 출력할 수 있도록 되어 있다. Signal conditioning system에는 압력과 관련된 PSI8400과 진동 측정과 관련된 ENDEVCO 68200이 있다. DATA Scanning & converting system에는 Static performance data와 Transient data를 관련하는 VXI SYSTEM이 있어 디지털 신호와 아날로그 신호를 처리하며, 10kHz이상의 Dynamic data처리를 위해서 NEFF495가 있다. Control system에는 PECM(Programmable Engine Control Module)과 PFCM(Programmable Facility Control Module)이 있다. PECM은 엔진시험 중에 엔진을 제어하기 위한 것으로 Host computer와 Ethernet으로 연결되어 있으며, 제어용 신호의 입출력, 제어논리의 구현 등을 할 수 있으며, 엔진에 부착된 센서, 제어밸브 등에 전원을 공급하여 엔진을 시동하고 제어할 수 있도록 해 준다. PFCM은 엔진 시동을 할 수 있도록 공기, 연료 및 각종 밸브의 개폐 등의 설비에 관한 조절기능을 수행한다.

제2절 엔진시험

2.1 엔진 성능 시험

엔진의 시동과 성능측면에서의 특성과 엔진의 운용 특성을 평가할 수 있도록 아래와 같은 시험을 수행한다.

1) 시험 종류

- ① 시동 모터/발전기 성능 시험
- ② 비점화 기능 평가 시험
- ③ 엔진 시동 시험
- ④ 무부하 성능점 시험
- ⑤ 부하 성능 시험
- ⑥ Surge margine 시험

2) 성능 평가 항목

- ① 시동 모터/발전기 평가 파라미터 : 입력 전압 · 전류, 출력 정압 · 전류
- ② 엔진 성능 평가 파라미터

공기 유량, 연료 유량, Bleed Air 유량, 전기 출력, CIP, CDP, Bleed Air Pressure, EGP, CIT, CDT, Bleed Air Temperature, EGT등이며, 자세한 측정 항목은 아래의 표 8.1의 측정항목표를 참고한다.

표 8.1 APU 측정항목표

| 번호 | 항목 | 단위 | 범위 | 프로브 |
|----|--------------------------------------|------|------------|---------------|
| 1 | Humidity | % | 0 ~ 100 | 습도계 |
| 2 | Ambient pressure | bar | 0 ~ 1.5 | Transducer |
| 3 | Ambient temperature | ℃ | -30 ~ 50 | RTD |
| 4 | Generator output AC power | kw | 0 ~ 100 | Loadbank |
| 5 | Generator output DC power | kw | 0 ~ 2 | Loadbank |
| 6 | Total pressure of Bellmouth inlet | psia | 0 ~ 20 | Probe |
| 7 | Total temperature of Bellmouth inlet | ℃ | -30 ~ 50 | Thermocouple |
| 8 | Static pressure of Bellmouth throat | psia | 0 ~ 20 | Tapping |
| 9 | Total pressure of Bellmouth outlet | psia | 0 ~ 20 | Rake |
| 10 | Static pressure of Bellmouth outlet | psia | 0 ~ 20 | Tapping |
| 11 | Impeller inlet total pressure | psia | 0 ~ 20 | Rake |
| 12 | Impeller inlet static pressure | psia | 0 ~ 20 | Tapping |
| 13 | Impeller outlet static pressure | psia | 0 ~ 100 | Tapping |
| 14 | Diffuser outlet total temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Probe |
| 15 | Diffuser outlet total pressure | psia | 0 ~ 100 | Probe |
| 16 | Diffuser outlet static pressure | psia | 0 ~ 100 | Tapping |
| 17 | Diffuser outlet pulsation | psia | 0 ~ 100 | Transducer |
| 18 | Front bearing outercase temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 19 | Rear bearing outercase temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 20 | Oil pump outlet pressure | psia | 0 ~ 50 | Transducer |
| 21 | Front bearing outlet oil temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 22 | Rear bearing outlet oil temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 23 | Oil pump outlet oil temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 24 | Oil cooler inlet temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 25 | Oil cooler outlet temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 26 | Cooler outlet pressure | psia | 0 ~ 50 | Transducer |
| 27 | Fuel flowrate | LPH | 8 ~ 120 | Flowmeter |
| 28 | Fuel pump inlet temperature | ℃ | 0 ~ 50 | Thermocouple |
| 29 | Fuel pump inlet pressure | psia | 0 ~ 45 | Transducer |
| 30 | Fuel pump outlet pressure | psia | 0 ~ 700 | Transducer |
| 31 | Pilot nozzle inlet pressure | psia | 0 ~ 700 | Transducer |
| 32 | Main nozzle inlet pressure | psia | 0 ~ 700 | Transducer |
| 33 | Compressor inlet pressure | psia | 0 ~ 20 | Transducer |
| 34 | Compressor inlet temperature | ℃ | -55 ~ 80 | RTD |
| 35 | Compressor discharge pressure | psia | 0 ~ 100 | Transducer |
| 36 | Exhaust gas temperature | ℃ | 0 ~ 800 | Thermocouple |
| 37 | Engine speed | rpm | 0 ~ 60,000 | PricUp |
| 38 | Liner surface temperature | ℃ | 0 ~ 1,300 | Thermocouple |
| 39 | Static pressure behind bleed scroll | psia | 0 ~ 100 | Tapping |
| 40 | Bleed port outlet total pressure | psia | 0 ~ 100 | Probe |
| 41 | Bleed port outlet temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Probe |
| 42 | Exhaust gas temperature | ℃ | 0 ~ 800 | Rake |
| 43 | Exhaust duct outlet static pressure | psia | 0 ~ 30 | Tapping |
| 44 | Exhaust duct outlet total pressure | psia | 0 ~ 30 | Rake |
| 45 | Engine vibration | mm/s | 0 ~ 100 | Accelerometer |
| 46 | Rotor whirling(Gap) | mm | 0 ~ 2 | Gap sensor |
| 47 | Bleed air temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 48 | Bleed air total pressure | psia | 0 ~ 100 | Probe |
| 49 | Bleedmeter outlet static pressure | psia | 0 ~ 100 | Transducer |
| 50 | Bleedmeter outlet temperature | ℃ | 0 ~ 300 | Thermocouple |
| 51 | Bleed air flowrate | kg/s | 0 ~ 0.2 | flowmeter |

2.2 내구성 시험

1) 목적

개발 APU 엔진의 수명과, 그 수명안에서의 엔진 신뢰도를 평가하는데 그 목적이 있다.

2) 엔진 수명

3,000 시간 3,000 Start-stop Cycle.

3) 엔진 운전 시간

엔진의 수명 계산을 위한 엔진의 운전시간은 엔진시동완료 이후의 모든 시간을 의미한다. 즉 엔진 RPM이 95 %이상인 모든 운전점에서의 시간이 엔진 운전 시간에 포함된다.

4) 운전 조건

Standard Day(15 ℃), Sea Level(101.325 kPa) 조건.

5) 내구성 시험 사이클

표 8.2 내구성 시험주기

| Step | Load[%] | Shaft power[kW] | Bleed flow[kg/s] | Run time[min] |
|------|---------|-----------------|------------------|---------------|
| 1 | Start | - | - | 0 |
| 2 | 100 | 55 | 0.155 | 20 |
| 3 | 75 | 41.3 | 0.1163 | 10 |
| 4 | 50 | 27.5 | 0.0775 | 10 |
| 5 | 25 | 13.8 | 0.0388 | 10 |
| 6 | No load | - | - | 10 |
| 7 | Stop | - | - | 0 |
| 8 | Start | - | - | 0 |
| 9 | 100 | 55 | 0.155 | 5 |
| 10 | Stop | - | - | 0 |

내구성 시험은 표 8.2의 내구성 시험주기에 따라서 시행한다. Step 1~10까지 운전후 Step 8~10을 4회 반복한다. 1 시험주기는 운전시간 300분, 시동 5회로 구성된다. 1시험주기 치고 1시간동안 엔진을 정지시켜 놓는다. 내구성 시험의 총시간은 200시간이며, 5시간 시험주기의 시험을 40회 수행하며, 총 200회의 시

동과 정지를 수행한다

2.3 시험 계획

위에서 기술한 엔진시험은 2000년도 하반기에 시동점화와 무부하 성능시험을 수행할 예정이며, 부하성능 시험과 내구성 시험은 2001년에 진행될 예정이다.

제9장 결론

본 과제는 과기부가 지원한 민·군겸용 기술과제로서 등가출력 100kW급의 가스터빈엔진을 이용한 보조동력장치의 시제품을 개발하는 것을 최종목표로 향우연을 주관으로 하여 공동연구기관인 삼성테크윈(주), 기계연과 위탁연구기관인 서울대로 구성된 산·학·연 추진체계에 의해 총 3차년도에 걸쳐 수행되었다.

1차년도에서는 개발대상 보조동력장치의 사양을 결정하기 위한 요구도 분석 및 시스템 상세설계를 위한 요소부품의 기본 형상설계를 목표로 하였다. 요구도 분석방법으로는 현재 국내외에서 사용되고 있거나 향후 개발될 예정에 있는 보조동력장치들에 대한 사양들과 국내 기술수준을 객관적으로 평가하여 요소부품의 성능 및 시스템 사양을 도출하였다. 요구도 분석과 국내 기술수준 평가 결과, 향후 수요가 가장 많을 것으로 판단되는 출력 100kW급 보조동력장치를 개발목표로 설정하였다. 개발을 위한 1차 단계로서 수행된 기본 형상설계 과정에서는 먼저 시스템에 대한 사이클 해석을 다각도로 수행함으로써 차세대 전차, 천마 그리고 발연기 등과 같은 군용 동력시스템으로의 적용성과 기타 일반 민간용 소형 항공기의 보조동력장치로의 적용성을 함께 가지는 사양을 적용시켰다. 이렇게 함으로써 최종적으로 개발된 보조동력장치가 민수용과 군수용으로의 적용성을 용이하게 하였다.

2차년도에서는 요소 부품에 대한 상세설계 및 핵심부품의 제작을 목표로 설정하였다. 상세설계에서는 3차원 전산유동해석을 통하여 설계된 요소부품의 성능을 검증함으로써 요소부품에 대한 최종 형상을 확정지었다. 또한 이를 실증적으로 검증하기 위한 요소 부품 성능시험기를 구성하였으며 시스템 구성을 위한 보기 시스템에 대한 기본설계 및 제작이 이루어졌다.

본 연구의 최종년도인 3차년도에서는 성능시험을 통한 요소 부품들의 성능을 검증과 보조시스템 제작 및 시제품 조립을 목표로 하였다. 보조동력장치의 성능을 결정하는 압축기와 연소기에 대한 성능평가 시험을 수행함으로써 설계된 부품에 대한 실증적 성능을 검증하였다. 구성품 및 보기류 성능시험 결과, 당초 목표한 대부분의 성능을 만족시키는 결과를 보였으나 시스템 내구성 및 운용환경에 대한 성능이 기대치에 약간 미치지 않는 것으로 나타났다. 이것에 대한 연구는 현재 진행 중에 있는 2단계 연구개발을 통하여 지속적으로 수행될 것이다. 구성품 설계/제작과 병행하여 보조동력장치 시스템의 시제품 제작을 위해서 고속발전기 및 엔진제어장치 등과 같은 보기시스템을 제작하였으며 현재 시제품 1호

기가 조립되어 시스템 성능검증을 위한 성능시험 과정이 진행 중에 있다.

본 연구보고서는 총 3년동안 걸쳐 수행된 보조동력장치의 시제품 개발을 위한 시스템 사양 결정, 요소부품 설계 및 성능시험 그리고 보기시스템 제작과정을 상세히 기록하고 있다. 따라서 상세한 내용 및 결론들은 해당 항목에 기술되어 있다.

본 연구보고서에서 언급된 내용들은 현재 국내의 가스터빈엔진에 대한 설계 및 성능시험 관련 기술들이 총 망라된 것들이며 이를 통한 국내관련 기술의 수준을 평가할 수 있는 시금석이 될 것이다.

끝으로 본 연구과제를 통하여 개발된 설계/성능시험 기술 및 시제품은 1차 적용대상을 군수용으로 설정되었기 때문에 군수분야의 체계 개발을 담당하고 있는 팀과의 원활한 업무 협조가 요망되며 특히 본 연구과제의 제2단계인 시험개발단계를 통해 개발될 상용 시제품의 군수요 적용성에 대한 구체적인 협의가 요망된다. 또한 민수 혹은 군수 분야의 시스템 체계를 담당하는 팀에서는 체계 개발의 위험도 측면에서 외국의 제품을 수입하여 사용하는 것을 선호하고 있는 상황임을 고려할 때 국내 개발 제품의 사용을 위한 정책적인 배려가 필요하다.

본 보조동력장치는 지금까지 국내 산·학·연 기관에 축적된 가스터빈 설계 및 성능시험 관련 기술역량들을 집약시켜 개발된 시제품으로서 목표 사양은 현재의 선진 기술과 비교하여 조금도 뒤떨어진 수준이 아니기 때문에 국내 기술로 개발에 성공할 경우 가스터빈 엔진 분야의 국내 기술이 획기적으로 진일보하는 계기가 될 것이라 사료된다.

참고 문헌

- [1] Janssen, M. J. and Joyce, J. S., 1996, "35-Year Old Splined-Disc Rotor Design for Large Gas Turbines," ASME Paper 96-GT-523 presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition, June 10-13, Birmingham, U.K.
- [2] Pestel, E. C. and Leckie, F. A., 1963, Matrix Methods in Elasto Mechanics, McGraw-Hill Book Co., Inc.
- [3] Koenig, E. C., 1961, "Analysis for Calculating Lateral Vibration Characteristics for Rotating Systems With Any Number of Flexible Supports," ASME Trans., Journal of Applied Mechanics, pp. 585-590.
- [4] Lund, J. W. and Orcutt, F. K., 1967, "Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor," ASME Trans., Journal of Engineering for Industry., pp. 785-796.
- [5] Rao, J. S., 1983, Rotor Dynamics, A Halsted Press Book.
- [6] Ruhl, R. L. and Booker, J. F., 1972, "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems," ASME Trans., Journal of Engineering for Industry, pp. 126-132.
- [7] Zorzi, E. S. and Nelson, H. D., 1977, "Finite Element Simulation of Rotor-Bearing Systems with Internal Damping," ASME Trans., Journal of Engineering for Power, Vol. 99, pp. 71-76.
- [8] Özgüven, H. N. and Özkan Z. L., 1984, "Whirl Speeds and Unbalance Response of Multibearing Rotors Using Finite Elements," ASME Trans., Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 106, pp. 72-79.
- [9] Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley and Sons.
- [10] 오군섭 외, 1996, 터보기계 설계 기술 개발에 관한 연구, 한국기계연구원 연구보고서, UCN 031-380.M, 제6장.
- [11] Wittrick, W. H., 1962, "Rates of Change of Eigenvalues, With Reference to Buckling and Vibration Problems," Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. 66, No. 621, pp. 590-591.

- [12] Fox, R. L., and Kapoor, M. P., 1968, "Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors," AIAA Journal, Vol. 6, No. 12, pp. 2426-2429.
- [13] Plaut, R. H., and Huseyin, K., 1973, "Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors in Non-Self-Adjoint Systems," AIAA Journal, Vol. 11, No. 2, pp. 250-251.
- [14] Murthy, D. V., and Haftka, R. T., 1988, "Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors of A General Complex Matrix," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 26, pp. 293-311.
- [15] Lund, J. W., 1980, "Sensitivity of the Critical Speeds of a Rotor to Change in the Design," ASME Trans. Journal of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 115-121.
- [16] Rajan, M., Nelson, H. D., and Chen, W. J., 1986, "Parameter Sensitivity in the Dynamics of Rotor-Bearing Systems," ASME Trans. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 108, pp. 197-206.
- [17] 오군섭 외, 1996, 터보기계 설계 기술 개발에 관한 연구, 한국기계연구원 연구보고서, UCN 031-380.M, 제6장.
- [18] Arora, J. S. and Cardoso, J. B., 1992, "Variational Principle for Shape Design Sensitivity Analysis," AIAA Journal, Vol. 30, No. 2, pp. 538-547.