Construction & Transportation R&D Report

고속철도기술개발사업 제5차년도 최종보고서

R&D / 고속철도Ⅱ-4

한국형 다중추진시스템 기술개발 연구보고서

2007. 10. 31.

주관연구기관 / 한국기계연구원
협동연구기관 / (주)동해기계항공

건 설 교 통 부
한국건설교통기술평가원

제 출 문

건설교통부장관(한국건설교통기술평가원장) 귀하

본 보고서를 "한국형 다중추진 시스템 기술개발"의 최종보고서로 제출합니다.

2007. 10. 31.

주관연구기관 : 한국기계연구원

원 장 황 경 현

참 여 기 업 : (주) 동해기계항공

대표이사 양 창 학

■ 총 괄 연 구 책 임 자	/ 책임연구원	박무룡	과 제 총 괄
	/	김수용	(구) 총괄책임자
■ 주관연구기관 참여연구원	/ 책임연구원	성호경	제어시스템 설계
	/ 연 구 원	노성철	동력시스템 설계
	/ 선임연구원	박준영	동력시스템 설계
	/ 선임연구원	유일수	동력시스템 설계
	/ 선임기술원	황순찬	통합다중시스템 시험
	/ 연 구 원	김대승	통합다중시스템 시험
	/ 연 구 원	임재만	통합다중시스템 시험
■ 참 여 기 업 참여연구원	/ 사 장	양창학	통합다중시스템 조립
	/ 상 무	이병학	통합다중시스템 조립
	/ 차 장	박무수	통합다중시스템 조립
	/ 과 장	곽득영	통합다중시스템 조립

요 약 문

Ⅰ. 제　　목

한국형 다중추진시스템 기술 개발

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 필요성

연구의 목적

본 연구의 목적은 30kW급 축소형 다중추진시스템 구현 및 주행 모사시험을 수행하고 연구결과를 토대로 다중추진 기술 개발의 이론적, 실험적 가능성을 제기하여 11량 편성의 3MW급 가스터빈의 상세 설계 제안을 목표로 한다. 최종적으로 본 연구에서는 G7 고속전철기술개발 사업으로 개발된 고속전철 차량시스템 동력객차의 일부를 개조하여 가스터빈 발전 동력기관을 탑재하여 전철화구간은 25KV 전기 급전방식으로, 비전철화 구간에서는 가스터빈 발전에 의한 추진 운행을 위한 다중모드추진시스템 개발을 목표로 한다.

연구의 필요성

- 정부의 21세기 국가 철도망 기본 계획에 따른 주요 간선철도 전철화 완공 이전 (2020년)까지 가스터빈 열차의 병용 추진으로 운행효율 향상 및 대 국민 철도 서비스를 증대할 수 있으며,
- 동북아 지역의 대륙철도 • 고속철도 시장을 고려 기존의 시베리아 철도와의 연계 시, 구간별 전압 변화 및 북한의 열악한 철도 환경에 따른 기술적 문제점 극복을 위한 해결책을 마련.
- 21세기 철도수송기술의 중요한 축이 될 고속전철 및 가스터빈 추진기술의 융합으로 상대적으로 적은비용에 의하여 기존 철도의 수송력 향상 및 시스템 융합기술의 확보로 철도 기술선진국으로 성장.
- 개선된 철도서비스의 대국민 공급으로 지역의 균형적 발전을 이루기 위함
- 남북한 철도 연계 시 최소의 비용으로 다중추진 시스템 운용에 의한 북한의 전

력 시설 현대화 비용 절감 및 민족의 동질성 회복을 위함

- 철도서비스의 현대화를 고려하는 국가에 고속전철과 디젤철도 간 틈새시장을 공략할 수 있는 기술을 확보.

Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

연구의 내용

작동 신뢰성 및 안정성이 확인된 축소형 다중추진 장치의 가스터빈 발전 시스템과 시뮬레이터에 대하여 두 장치가 하나로 연계된 통합 다중추진 시스템에서의 주행 시험을 수행하고 그 결과를 분석함으로서 열차의 추진 장치로서의 작동안정성 및 신뢰성을 검증할 수 있도록 하였다. 특히 가스터빈 동력 장치로부터 시뮬레이터로 전달되는 동력 전달의 효율성 검증 및 가속 및 감속 시 동력장치와 시뮬레이터간 상호 반응 속도를 조사함으로서 안정적 시스템 운영을 위한 최적 변수의 작동범위를 파악하고 이를 토대로 실 규모에 적용할 3MW급 가스터빈의 상세설계결과를 제안한다. KAIST에서는 한국형 다중추진 장치에 대한 소음 분석을 통하여 가스터빈 엔진 배기계의 소음저감을 위한 소음기의 설계 및 동력 객차 내부에 부착할 차음재에 대한 고찰을 수행하였고 러시아의 VNIZhT(국립철도기술 연구원)에서는 러시아 정부가 과거 개발한 가스터빈 추진 기술을 기초하여 다중추진 장치로서의 동력 전달 계통을 분석하여 최적의 Power Train System을 구성하는 방안을 제시하였다.

연구의 범위

- 다중추진 시스템에 대한 타당성 검토
  - 국내 적용이 가능한 노선 검토
  - 국내외 기술개발 현황 검토
- G7고속전철의 설계 변경 사항검토
  - 축 하중 검토
  - Space 검토

- 에너지 전달 Interface 검토

- 제어사항 Interface 검토

• 발전시스템의 기술적 검토

- 발전기의 사양 검토

- 발전기 특성 검토 (Voltage, Frequency, 무게, 크기)

- 기어박스 사양검토

• 축소형 동력시스템 엔진 사양결정

- 마이크로터빈 사양 결정 및 성능해석

- 엔진 layout 설계,

- 연료 공급 시스템 설계

• 발전시스템 설계

- 발전기의 사양 결정

- 발전기 특성 계산 (Voltage, Frequency, 무게, 크기)

- 기어박스 검토

• 제어시스템의 기술적 검토 (2차년도)

- 연료 공급 계획

- 작동 안정성 확보(가스터빈 Surge Control)

• G7고속전철의 설계 변경

- 축 하중 계산

- Space 계산

- 제어사항 Interface 수정 보완

• 마이크로터빈 시스템 설치 및 운용

- 30kW급 마이크로 터빈 시스템 Set-up

- 정격 및 부분부하 시험

- 시스템 설계점 및 부분부하 성능해석

- 마이크로터빈 발전 시스템 발전 계통 분석

• 시뮬레이터 설계 및 제작

- 시뮬레이터 설계, 해석 및 발주
- 시뮬레이터 제작 및 설치
- 시뮬레이터 시험

• 11량 편성 다중추진시스템 설계 upgrade

- 동력시스템 해석
- 시스템 배치도 작성
- 연료시스템 설계
- 소음 저감 시스템 설계

• 제어시스템의 기술적 검토

- 연료 공급 계획
- 작동 안정성 확보(가스터빈 Surge Control)

• 축소형 다중추진 동력시스템 성능시험

- 가스터빈 성능시험 : 부분부하 시험
- 가스터빈 과도성능시험 : 가속 및 감속 시험
- 시험 결과 분석

• 시뮬레이터 성능시험

- 시뮬레이터 가속 및 감속 시험
- 시뮬레이터 작동 안정성 시험
- 시험 결과 분석

• 축소형 다중추진 장치 통합 시험

- 작동 안정성 시험
- 가속시험, 감속 시험
- 다중추진시스템 수동운전 시 운전 성능시험
- 다중추진시스템 자동운전 시 운전 성능시험

- 다중추진시스템 다단변속 시 운전 성능시험
- 다중추진시스템 실차주행 모사시험

• 실규모 다중추진시스템 해석
- 동력시스템 성능해석 및 사양
- Power Train 사양

• 가스터빈 엔진의 성능 및 운전해석
- 가스터빈 부분부하 성능해석
- 재생형 가스터빈 성능해석 및 성능시험

• 동력전달계통 분석 및 제안
- 가스터빈 엔진, 견인 제너레이터, 전기적 전달장치 및 소화설비 개발
- 동력시스템 배치 연구 및 해석

• 소음저감 기술개발
- 실내소음 저감을 위한 흡음재 배치 방법론
- 실질적인 소음저감 대책에 대한 설계기준 마련
- 가스터빈 엔진 배기계의 소음저감을 위한 소음기의 설계
- 동력객차내에 부착할 차음재에 대한 고찰

Ⅳ. 연구개발결과

본 연구 결과 다음과 같은 사항에 대하여 사양 결정 및 세부적인 검토가 이루어졌다.

- 다중추진 시스템 타당성 검토
- 국내외 관련 기술 현황 분석
- 실규모 동력 시스템 사양 결정
- 동력 전달 시스템 사양 결정
- 제어시스템 사양 검토
- 보조시스템 사양검토
- 전력 변환 시스템 사양 결정
- G7 고속전철 설계 변경 사항 수립

- 축소형 다중추진 동력 시스템 사양 결정
- 동력 전달 시스템 사양 결정
- 제어시스템 사양
- 보조시스템 사양
- 전력 변환 시스템 사양
- G7 고속전철 설계 변경
- 마이크로 동력 시스템 정격 및 부분부하 시험기술 확보
- 마이크로터빈 성능해석 기술 확보
- 시뮬레이터 설계 및 제작 기술 확보
- 시뮬레이터 성능시험 기술 확보
- 11량 편성 다중추진시스템 구축을 고려한 G7 고속전철 설계 변경 사항 수립
- 축소형 다중추진 시스템의 동력 장치 성능시험 결과 및 해석
- 시뮬레이터 성능시험 결과 및 해석
- 통합 다중추진시스템 주행 수동운전 결과 및 해석
- 통합 다중추진시스템 주행 자동운전 결과 및 해석
- 통합 다중추진시스템 주행 다단변속운전 결과 및 해석
- 통합 다중추진시스템 주행 실차 주행 모사시험 결과 및 해석
- 10량 편성 실 규모 다중추진 장치 동력 시스템 성능해석 및 사양
- 10량 편성 실 규모 다중추진시스템 동력전달 장치 사양
- 재생형 가스터빈 운전 성능 분석
- 동력객차 배치 및 설치 구성
- 선형음량이론을 통한 음장의 정식화
- 선형음량이론을 통한 음장의 정식화
- 낮은 모드 밀도를 갖는 실내공간에서의 효율적인 소음제어를 위한 흡음재 배치 방법론 개발
- 경계조건의 변형을 통한 실질적인 소음저감 대책에 대한 설계기준 마련
- 약 40dB의 투과손실을 주는 소음기 설계 및 실험을 통한 검증

V. 연구개발결과의 활용계획

- 본 연구의 결과는 남북한 철도 연계 또는 대륙간 철도 연계 시, 전철, 구간별 전압변화, 북한의 열악한 철도 상황 등 외부적 제약조건을 극복할 수 있는, 독자적인 주행이 가능한 다중 추진 시스템 개발에 활용될 수 있으며,
- 또한 21세기 발전 시장의 중요한 축을 이루게 될 소형가스터빈을 이용한 분산 가스터빈 발전, 복합발전 기술 개발에 사용될 수 있다.
- 원전 수소 발전을 위한 가스터빈 Circulation 시스템 구동에도 적용 될 수 있음.
- 담수화 발전에 들어가는 가스터빈에도 활용의 가능성이 높음.
- 해상 선박 추진시스템은 가스터빈을 이용하여 가스터빈에서 발생하는 회전에너지를 이용하여 기어를 통하여 프로펠러를 구동하거나 제너레이터를 통하여 전기에너지를 생성한 후 이를 이용하여 프로펠러를 구동하므로 본 연구에서 발생하는 기술이 그대로 적용될 수 있음. 적용분야는 일반 선박 및 Hovercraft 등 특수선 분야가 있음.
- 본 연구결과는 소형 발전용 가스터빈 설계 및 해석에 활용되고 있음

S U M M A R Y

1. TITLE

Development of the Korean type dual mode traction system

2. Objective and Necessity of the Development

Objective

The purpose of study in the present year is to suggest the detail design results for 3MW gas turbine applied in real train. The application method is based on the results of operating test in mini-scale dual traction system. The ultimate goal of the present research is to develop a dual-mode traction system that can be operated by either gas turbine power generation for non-electrified line or electricity supplied from 25kV overhead catenary for electrified line which was completed by G7 high speed train development project.

Necessity

- It is intended to maximize the efficiency of transportation capability as well as to enhance the railroad serviceability for passengers using the dual-mode traction system till the year 2020 by then most of the arterial railway will be electrified according to the nation's master plan for railway network.
- Considering the high-speed train market in northeast and continental region, it is to provide a solution to technical issues in connection with TSR where different voltages are provided regionally and at the same time to prepare for the improvement of north Korean's outdated railroad transportation capability.
- In order to procure the key transportation technology in 21 century combining the high-speed electrical train technology with that of gas turbine power generation so that to be better prepared for the ever growing high speed train world market.
- To provide a upgraded railway service to the nation by bringing the balanced growth between the regions.

- To minimize the cost for modernization of north Korea's electric infra structure for enhancing its transportation capability using the dual mode tractive system thereby recover the homogeneity of the people.
- To better prepare for the increased demand for gas turbine powered high-speed train in the future.

III Contents and Range of the Study

The gas turbine power system and simulator were successfully assembled to the integrated system. The driving test was conducted in the integrated mini scale dual traction system and the reliability and safety as the traction system was analyzed through the results of driving test. The investigations in efficiency of power transmission from gas turbine to simulator and speed of response between gas turbine and simulator in the acceleration and deceleration help understanding the operating range of optimizing variable. The detail design results for 3MW gas turbine applied in real train were suggested based on the results of investigation. In KAIST, the noise analysis was conducted in the dual-mode traction system. The silencer was designed to reduce the noise in engine exhaust with those results. In VNIZHT of Russia, the optimized power train system was suggested by the analysis of power transmission system as dual traction system.

Scope of the study

- Prime power source investigation
  - Gas turbine specification and its performance analysis
  - Fuel supplying schedule calculation
- Power generation system
  - Generator specification
  - Generator characteristic
  - Gear box
- Auxiliary system

- Fuel supply system
- Lubrication system
- Ventilation system
- Water supplying system
- Noise reduction system

• Control system
- Fuel supplying and checking system
- Operation stability checking (surge control)

• G7 high-speed train design modification
- Axle load capacity check
- Space capacity check for installation
- Power transmission interface requirement
- Interface for control system

• Prime power source investigation
- Gas turbine specification and its performance analysis
- Fuel supplying schedule calculation

• Power generation system
- Generator specification
- Generator characteristic
- Gear box

• Auxiliary system
- Fuel supply system
- Lubrication system
- Ventilation system
- Water supplying system
- Noise reduction system

• Control system
- Fuel supplying and checking system
- Operation stability checking (surge control)

• G7 high-speed train design modification

- Axle load capacity check
- Space capacity check for installation
- Power transmission interface requirement
- Interface for control system

• Micro turbine system installation and operation
- 30kW class micro turbine system set-up
- Nominal and part load operation
- Design point and part load performance analysis
- Analysis of micro turbine system's power train

• Design and manufacture of the Simulator
- System design, analysis, manufacture
- System installation and testing
- System modification for vibrational stability

• Modification for 11cars high speed dual traction system
- Analysis of power system
- System layout drawing
- Fuel system design
- Noise reduction system

• Control system
- Fuel supply and control
- Operation stability checking (surge control)

• Mini-scale dual propulsion power system performance test
- Micro turbine performance test : Part load test
- Micro turbine transient performance test : Acceleration and deceleration test
- Analysis of test results

• Simulator performance test
- Acceleration and deceleration test of simulator
- Operating stability test of simulator
- Analysis of test results

• Mini-scale dual propulsion system integration performance test
  - Operating stability test
  - Acceleration and deceleration test
  - Automatic driving test
  - Manual driving test
  - Multi-speed change driving test
  - Reproduction driving test for real train
• Full-scale dual propulsion system integration performance test
  - Performance test and specification of power system
  - Specification of power train
• Analysis of performanc and operating in gas turbine
  - Performance analysis of part load in gas turbine
  - Performance analysis and test of regenerative gas turbine
• Analysis and suggestion for power transmission system
  - Development of gas turbine engine, generator and electric components
  - Loaction and analysis of power system
• Development of noise reduction technology

IV. Result of the study

Followings are included in the results.

- Feasibility study of the dual traction system for high speed train
- Investigation of technical trends (Internal and Foreign)
- Prime mover specification
- Power transmission system specification (real scale)
- Review of control system
- Review of auxiliary system
- Power conversion system specification
- Modification of G7 TM5 car for installation
- Mini-scale dual propulsion system specification
- Power transmission system specification (micro turbine)

- Review of control system
- Review of auxiliary system
- Power conversion system specification
- Modification of G7 TM5 car for installation
- Micro turbine power control capability for nominal and part load condition
- Performance analysis of micro turbine
- Simulator design and manufacture, testing
- Design modifications of TM!, TM5 of 11car high speed dual traction train
- Performance test results and analysis of Mini-scale dual propulsion power system
- Performance test results and analysis of simulator
- Driving test results and analysis of integrated dual propulsion system
- Performance analysis and specification of full-scale 11car high speed dual traction power system
- Equipment specification of full-scale 11car high speed dual traction system power transmission
- Driving test results and analysis of integrated dual propulsion system
- Performance analysis and specification of full-scale 11car high speed dual traction power system
- Location and Installation of Power train
- Technology of noise reduction

V. Utilization plan for the results

- The output can provide important information for the development of dual-mode tractive system which enables independent operations, regardless of railroad power supplying types such as electrified or non-electrified therefore, can be used in TSR, and where voltages supplied can vary from time to time, and for poorly infra structured such as in north korea,

- The technologies developed can also be used in the development of distributed power generation system employing a small sized gas turbine engine,

- Also can be used as ship propulsion system driving the screw.

목 차

제 1 장 서 론 1

제 1 절 연구개발의 목적 1

제 2 절 연구개발의 필요성 1

제 3 절 다중추진 시스템 연구개발의 범위 2

제 2 장 국내·외 기술개발 현황 4

제 1 절 국내의 연구개발 현황 4

제 2 절 국외의 연구개발 현황 5

제 3 절 국내외 기술개발의 상호 연관성 24

제 3 장 연구개발 수행 내용 및 결과 27

제 1 절 다중추진 동력시스템 설계 27

제 2 절 다중추진 전력변환시스템 설계 114

제 3 절 다중추진 제어시스템 설계 173

제 4 절 마이크로 가스터빈 설치 및 성능시험 190

제 5 절 축소형 다중추진 동력시스템 성능해석 229

제 6 절 축소형 다중추진 Simulator 자동운전 알고리즘 개발 269

제 7 절 축소형 다중추진 동력시스템 성능시험 및 결과해석 318

제 4 장 연구개발목표 달성도 및 관련분야에의 기여도 364

제 1 절 목표 달성도 364

제 2 절 관련분야 기여도 365

제 5 장 연구개발결과의 활용계획 368

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보 373

제 7 장 참고문헌 374

부 록 375

부 록

부록 1 : 인하대

가스터빈 엔진의 성능 및 운전해석

부록 2 : VNIIZhT

가스 터빈 Power Train 해석

부록 3 : KAIST

한국형 다중추진 시스템 소음 저감 기술개발

CONTENTS

CHAPTER 1 Preface ····· 1
Section 1 Purpose of the study ····· 1
Section 2 Necessity for the study ····· 1
Section 3 Scope of the study ····· 2

CHAPTER 2 Technology Development Trends ····· 4
Section 1 Domestic development trends ····· 4
Section 2 Foreign development trends ····· 5
Section 3 Connective between the developments ····· 24

CHAPTER 3 Contents and Rrsults of the Investigation ····· 27
Section 1 Design of the power generation system ····· 27
Section 2 Design of the power convert system ····· 114
Section 3 Design of the control system ····· 173
Section 4 Micro gas turbine installation and performance test ····· 190
Section 5 Performance analysis of power unit in mini-scale dual propulsion system ····· 229
Section 6 Development of automatic operating algorithm in mini-scale dual propulsion system ····· 269
Section 7 Performance test and analysis of power unit in mini-scale dual propulsion system ····· 318

CHAPTER 4 Accomplishment & Contribution to the related technological fields ····· 364
Section 1 Accomplishment ····· 364
Section 2 Contribution to the related technological fields ····· 365

CHAPTER 5 Utilization Plan for the Results ····· 368

CHAPTER 6 Information Acquired from the Study ····· 373

CHAPTER 7 Reference ····· 374

Appendix ····· 375

APPENDIX

CONSIGNED STUDY 1 : Inha University

Performance and operating analysis of gas turbine

CONSIGNED STUDY 2 : VNIIZhT

Analysis of Gas Turbine Power

CONSIGNED STUDY 3 : KAIST

Development of Noise Reduction Techniques for Korean Type Dual-Mode Propulsion System

제 1 장 서론

제 1 절 연구개발의 목적

본 연구의 목적은 30kW급 축소형 다중추진시스템 구현 및 주행 모사시험을 수행하고 연구결과를 토대로 다중추진 기술 개발의 이론적, 실험적 가능성을 제기하여 11량 편성의 3MW급 가스터빈의 상세 설계 제안을 목표로 한다. 최종적으로 본 연구에서는 G7 고속전철기술개발 사업으로 개발된 고속전철 차량시스템 동력객차의 일부를 개조하여 가스터빈 발전 동력기관을 탑재하여 전철화구간은 25KV 전기 급전방식으로, 비전철화 구간에서는 가스터빈 발전에 의한 추진 운행을 위한 다중모드추진시스템 개발을 목표로 한다.

제 2 절 연구개발의 필요성

- 정부의 21세기 국가 철도망 기본 계획에 따른 주요 간선철도 전철화 완공 이전 (2020년)까지 가스터빈 엔진을 이용한 다중 추진 시스템 운행으로 효율 향상 및 대 국민 철도 서비스를 증대할 수 있으며,
- 동북아 지역의 대륙철도 • 고속철도 시장을 고려 기존의 시베리아 철도와의 연계 시, 구간별 전압 변화 및 북한의 열악한 철도 환경에 따른 기술적 문제점 극복을 위한 해결책을 마련.
- 21세기 철도수송기술의 중요한 축이 될 고속전철 및 가스터빈 추진기술의 융합으로 소비용에 의한 기존 철도의 수송력 향상 및 시스템 융합기술의 확보로 철도 기술선진국으로 성장.
- 개선된 철도 서비스의 대국민 공급으로 지역의 균형적 발전을 이루기 위함
- 남북한 철도 연계 시 최소의 비용으로 다중추진 시스템 운용에 의한 북한의 전력시설 현대화 비용 절감 및 민족의 동질성 회복을 위함
- 가스터빈 추진에 의한 고속철도기술 시장 도래에 대비.

제 3 절 다중추진 시스템 연구개발의 범위

연구의 내용

본 연구는 총 5년에 걸쳐 한국형 다중추진 시스템의 적용방안에 대한 검토, 축소형 다중추진 시스템의 기본 및 상세설계, 축소형 다중추진 동력시스템의 수동운전, 자동운전, 다단 변속운전 및 실차주행 모사시험을 통하여 실규모 다중추진동력 시스템을 개발을 할 수 있는 이론적, 실험적 가능성을 제기하고 연구 결과를 바탕으로 실규모(10량 편성) 다중추진시스템 개발을 수행할 수 있는 설계 사양을 제시 한다.

연구의 범위

- 한국형 다중추진 시스템의 적용방안 상세검토
  - G7 고속 전철에의 적용가능 타당성 상세검토
- 축소형 다중추진 시스템 기본 및 상세 설계
  - 축소형 다중추진시스템(30kW급) 기본 및 상세설계
- 다중추진시스템 구성 및 설계
  - 동력시스템 제작품
  - 전력변환시스템 제작품
- 30kW급 축소형 다중추진시스템 조립 및 시험
  - 개발 시스템 부분품 개선
  - 축소형 다중추진 시스템 특성시험
- 다중추진 시스템 운전해석 및 시험
  - 가속 4단, 감속 4단
  - 동력시스템 내구성 평가
  - 통합제어 시스템 simulation 시험
  - 다중추진시스템 제어 source 코드
  - 다중추진시스템 수동운전 시 운전 성능시험
  - 다중추진시스템 자동운전 시 운전 성능시험
  - 다중추진시스템 다단변속 시 운전 성능시험

- 다중추진시스템 실차주행 모사시험

• 3MW급 (11량) 다중추진시스템 상세제안
  - 엔진사양제안
  - 보조시스템(연료탱크, 보조동력기관, 소음억제장치 등)사양제안
  - 엔진소음 65dB이하 설계
  - 시뮬레이터 시험
• 가스터빈 엔진의 성능 및 운전해석
  - 가스터빈 부분부하 성능해석
  - 재생형 가스터빈 성능해석 및 성능시험
• 동력전달계통 분석 및 제안
  - 가스터빈 엔진, 견인 제너레이터, 전기적 전달장치 및 소화설비 개발
  - 동력시스템 배치 연구 및 해석
• 소음저감 기술개발
  - 실내소음 저감을 위한 흡음재 배치 방법론
  - 실질적인 소음저감 대책에 대한 설계기준 마련
  - 가스터빈 엔진 배기계의 소음저감을 위한 소음기의 설계
  - 동력객차내에 부착할 차음재에 대한 고찰

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 1 절 국내의 연구개발 현황

본 연구를 통하여 설계하고자 하는 다중추진시스템은 기존의 한국형 고속전철 연구개발 사업 결과 발생한 기술 개발 결과를 활용하여 전철화 구간 및 비전철화 구간에 공히 적용이 가능한 고속열차 추진시스템을 개발하는데 있다. 본 기술을 개발함으로서 국내의 여러 비전철화 구간을 전철화 하는데 따른 비용을 크게 절감할 수 있으며 조기에 고속열차 서비스를 국내의 전철화가 이루어지지 않은 여타지역에 공급할 수 있는 이점이 있다. 이러한 전기 급전 방식과 가스터빈의 발전에 의한 병용 추진방식은 아직까지 정확한 의미에서는 존재하고 있지 않고 있다. 그러나 미국이 1995년부터 2003년 기간 중 NGHSR(Next Generation High Speed Rail) 프로그램에 의하여 개발하여 현재 상업화가 완료된 제트열차의 경우 도시와 도시 간에서는 가스터빈 발전에 의한 모터 구동으로 운행하고 도심이나 그 근처에서는 별도로 설치된 Flywheel에 가스터빈 구동이 발생한 잉여전력으로 축적된 전기를 사용한다는 점에서 상당부분 공통점이 있다. 차이점이라면 JetTrain의 경우 Flywheel에서 전기를 공급하는 반면 본 연구에서 고려하고 있는 다중추진 시스템의 경우 전기를 외부 25,000V의 가선으로부터 받게 된다는 점만이 다를 뿐 동력 전달 계통이 거의 유사하다는 점에서 크게 비슷하다고 판단된다. 미국은 1995년부터 2003년까지 Bombardier, FRA, DOT, AMTRAK 등이 컨소시엄으로 구성된 연구개발을 통하여 개발 완료한 JetTrain이 가스터빈 구동에 의하여 발생한 전기 에너지를 FlyWheel 에너지 저장장치를 사용하여 전기에너지를 가속 및 감속 시 사용함으로서 고속열차가 도심을 운행하는 중에 처하게 되는 부분부하 시 발생하는 저효율 현상을 개선할 수 있을 뿐 아니라 도심 근처에서 운행 중 발생하는 소음 문제도 동시에 해결할 수 있게 되었다고 발표한 바 있다.

국내에서는 지금까지 가스터빈 추진에 의한 고속열차 기술을 거의 생각해 본 사례가 없으며, 다만 요소기술 측면에서 다중추진 시스템의 중요한 부분품 중하나가 되는 가스터빈 엔진에 대한 연구는 1980년대 말 이후부터 지금까지 꾸준히 이루어지고 있으며 관련 연구 인력의 인프라도 상당 수준 구축된 상태이다. 국내에

서 가스터빈 연구는 삼성테크윈(구 삼성항공), 두산중공업, 현대중공업 등을 필두로 벤처업체까지 기술개발이 이루어지고 있으며 연구소에서는 한국기계연구원, 한국항공우주연구원, KIST 등이 있다. 대학에서는 주로 요소기술 개발을 위주로 연구가 진행되어 왔다. Table 2.1.1은 국내에서 가스터빈 기술개발과 관련된 연구진행사항을 보여주고 있다.

Table 2.1.1 국내의 가스터빈 기술개발 현황

구분	사업명	주요기관	기간	완료여부	정부지원	금액(억원)
	산업용소형가스터빈	삼성항공	1991-1997	완료	공업기반기술개발사업	474.0
	터보제너레이터	KIMM	1996-2000	중단	중점기술사업	24.73
	초소형 가스터빈	KIMM(대전)	2000-2002	완료	기관고유사업	88.3
	APU	KARI	1997-2002	완료	기관고유사업	69.0
	비활성가스제너레이터	KIMM(대전)	1999-2002	완료	민군겸용기술개발	45.0
	가스터빈/연료전치 혼합발전 시스템 기술 개발	KARI	2002-	진행중	차세대 신기술	
	블레이드 제조기술	KIMM(창원)	1992-1995		G7사업(1단계)	8.43
	초내열합금제조기술	KIMM(창원)	1995-1998		G7사업(2단계)	14.18
	터빈블레이드제조기술	KLW	1998-2001		G7사업(3단계)	24.0
	고온고효율 소형터보부품	KIMM(창원)	199-2002		민군겸용기술개발	21.9
	1100°C급 핵심부품	KLW	1999-		전력연구사업	N/A
	가스터빈 고온부품 국산화	KIMM(대전)	1998-2001		중점기술	18.0
	1300°C급 핵심부품	KLW	2000-2003		부품소재개발	N/A
	발전용가스터빈 고온부품 국산화	KIMM(대전)	2000-2005		중기거점기술개발	450
	터보동력기계연구센터	서울대	1991-1999		우수연구센터	100
	한러항공우주연구센터	KARI	1994-		국제협력사업	N/A
	한영항공기술연구센터 (엔진설계)	KARI	1997-		국제협력사업	N/A
	한영항공기술연구센터 (소재개발)	KIMM(창원)	1997-		국제협력사업	N/A

제 2 절 국외의 연구개발 현황

1. 유럽의 사례

가스터빈에 의한 고속열차의 추진은 1941년 스웨덴의 Brown Boveri사에 의하

여 최초 시도되었다. 이때 사용된 동력 시스템은 단순 사이클 가스터빈 엔진으로 리쿠퍼레이터가 장착된 형태였다 (Fig. 2.2.1). 터빈 입구 온도는 600°C였으며 출력은 2,200마력이었다. 동력 전달장치는 직류 전기식을 사용하였다. 리쿠퍼레이터를 사용했음에도 불구하고 효율은 14%에 불과하였다. 효율이 낮은 원인은 터빈 입구 온도가 매우 낮은 것과 리쿠퍼레이터를 사용하여도 낮은 터빈 배기가스 온도로 인하여 리쿠퍼레이터 효율이 낮은 때문으로 해석된다. 4년간의 가스터빈 개발 및 열차에의 장착을 위한 연구를 종료한 후 주행 시험에 돌입하였다. 주행 시험 기간 중 사용된 동력은 설계점 대비, 약 50%에 불과하였으므로 효율은 7.1~9.4%에 불과하였다. Brown Boveri사에 의한 이러한 시도는 가스터빈 추진 열차의 개발을 위한 최초의 노력으로 간주되고 있다. 1949년에도 가스터빈 추진 열차에 관한 연구는 Brown Boveri사에 의해 계속되었는데 그것은 최초의 노력이 어느 정도 성공적이었다고 판단되어 영국이 주문한 No. 18000의 개발을 위한 것이었다. 대부분의 사양은 이전과 비슷하였지만 축회전수가 달라진 점, 터빈의 단수가 증가한 점, recuperator 효율이 오히려 낮아진 점 등에 차이가 있다. 개발된 열차는 1959년까지 570,000km를 주행하였으며 가스터빈 작동시간도 9,730시간을 돌파한 것으로 알려져 있다.

1950년 영국의 Vikers사는 가스터빈 추진 열차 No. 18100(Fig. 1.2.2.2)을 제작하였다. 출력은 3000마력으로 단순 사이클 가스터빈을 사용하였으며 recuperator는 없었다. 터빈 입구온도는 700°C로서 축 효율이 19%에 달하였다. 열전달 장치를 통한 손실을 제외한 경우 효율은 15~15.5%였다. 1961년 영국의 English Electric사는 리쿠퍼레이터를 적용한 2축 가스터빈 엔진을 사용한 열차를 개발하였는데 출력

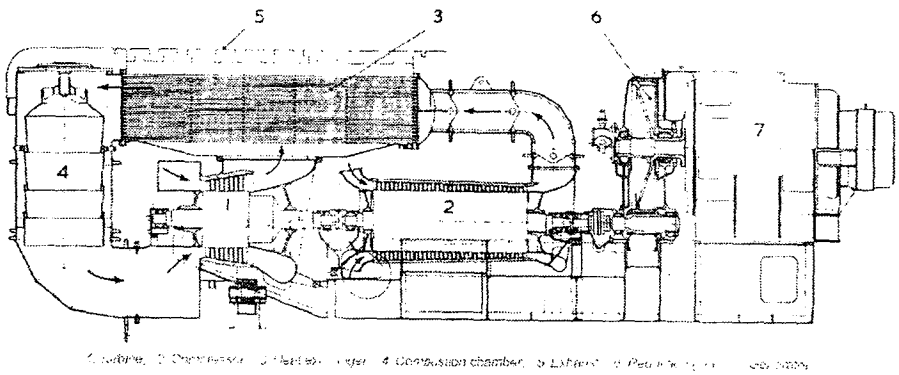


Fig. 2.2.1 Brown Boveri의 regenerative Cycle 가스터빈 엔진

은 2,700마력이었으며 터빈 입구온도는 777°C였다. Recuperator 효율은 60%에 달하였으며 축 효율은 24%였다. 기어 감속에 의한 기계적(mechanical) 동력 전달 시스템을 채용하였다. 영국은 또 1964년부터 1981까지 APT(Advanced Passenger Train) 프로그램을 통하여 가스터빈 추진 고속열차 APT-E를 개발하여 1981년 공개하였다. 주 목적은 새로 개발하는 고속열차를 기존의 선로에 적용하여 속도를 200kph까지 상승시키기 위한 것이었다. 이중 가스터빈 추진 고속열차의 경우 속도가 250kph로서 런던과 브리스톨, 에딘버러, 글래스고우를 1시간에 달리도록 설계하였다. 사용된 엔진은 Houchin사의 400Hz, 3,000rpm의 가스터빈 엔진으로 전기식 동력 전달 시스템을 사용하였고 Rectifier를 사용하여 발생하는 직류 전기를 바퀴에 전달하였다 (Fig. 1.2.2.3). 1955년 스웨덴의 Brown Boveri사는 Getabergen 제작소에서 1,000마력, 기계식 동력전달 방식의 디젤+가스터빈 구동의 기관차를 선보였는데 효율은 31.5%로 높은 편이었다.

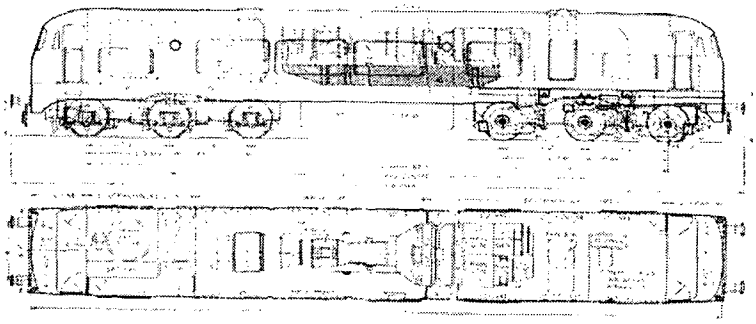


Fig. 2.2.2 Layout of Metropolitan Vikers Locomotive

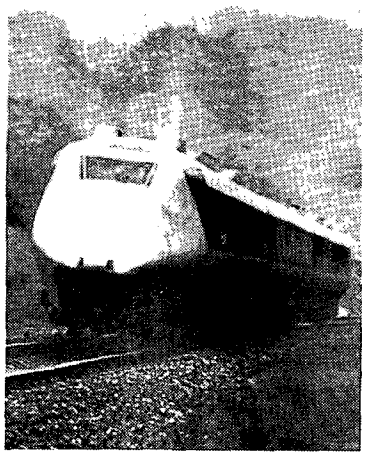


Fig. 2.2.3 APT-E 가스터빈 추진 고속열차(영국)

1968년 독일의 Humbolt - Deutz사는 디젤-가스터빈 구동의 기관차를 개발하였는데 출력은 900마력이었다. 동력 전달 방식은 Hydraulic 형이었다.

프랑스에서는 1970년대 초 ETG, RTG, 및 TGV 3 종류의 가스터빈 구동 기관차를 개발한 바 있는데 첫 번째 가스터빈 열차인 ETG는 기술적으로 수력(Hydraulic) 동력 전달식으로 330kw 출력의 디젤 엔진을 880kw의 항공용 가스터빈 GTD TURMO-IIIF로 교체하였다. 보조 동력원은 디젤 엔진을 사용하였다. 가스터빈 엔진은 축류압축기 + 원심압축기, 그리고 원통형 연소기, 그리고 가스제너레이터 터빈과 Free turbine으로 구성되어있다. 총 14편성의 ETG 열차가 제작되었으며 파리 - 깐느- 쉘부르 구간을 최고속도 160kph, 평균 속도 110~120kph로 운행하였다. 가스터빈은 Idle 상태에서 Kerosine으로 구동되었으나 대부분의 작동은 경유로 운행되었다. 수리 보수 기간을 합쳐 ETG는 총 100,000~120,000km를 주행하였다. 가스터빈 열차 ETG의 성공적인 시험 운행은 ANF로 하여금 가스터빈 열차의 Serial 생산을 하게 하였는데 이것이 RTG이다. RTG와 ETG의 가장 근본적인 차이점은 RTG의 경우 보조 동력원조차 모든 가스터빈 엔진으로 변경한 점이다. RTG는 최고속도 240kph로 주행하였는데 가스터빈 출력은 950~1,100kw였다. 동력 전달은 AC 전류를 사용하였다. 기술적으로 ETG나 RTG의 가장 두드러진 특색은 축 중량이 12~13톤에 불과하였다는 점으로서 이러한 축 중량의 감소는 최고속도를 과거에 비해 약 35%까지 증가시킨 것으로 알려져 있다. ANF사는 RTG를 프랑스 철도에 지속적으로 공급하였으며 미국의 AMTRAK는 프랑스의 ANF사로부터 기술의 사용권을 획득하여 미국 철도에 유사한 열차를 제작하여 투입하였다. 프랑스에서의 가스터빈 고속열차의 가장 큰 성과는 Alsthom, MTE, Turbomeca 그리고 ABC-SEMCA가 공동 제작한 TGV이다 (Fig. 2.2.4과 Fig. 2.2.5). TGV는 총 5량의 열차로 구성되었으며 이중 2량이 동력차이다. TGV의 동력차는 총 4대의 가스터빈 TURMO-IIIG로 구성되어 있으며 전기식 AC/DC 구동인 것으로 알려져 있다. 각각의 동력차에는 2대의 가스터빈이 설치되어 있는데 3상 전기로 2250kw를 발생하는 것으로 되어있다. 보조 동력원으로 250kw가 있다. 주 발전기는 Converter를 통하여 6개의 전동기를 직류로 구동한다. 가스터빈 구동 열차 TGV는 1972년 시험 주행에 들어갔으며 처음 6개월 간 65,000km를 주행하였으며 최고 주행 속도는 318kph였다. Table 2.2.1에는 프랑스가 개발한 가스터빈 구동 열차의 주요 제원을 보여주고 있다.

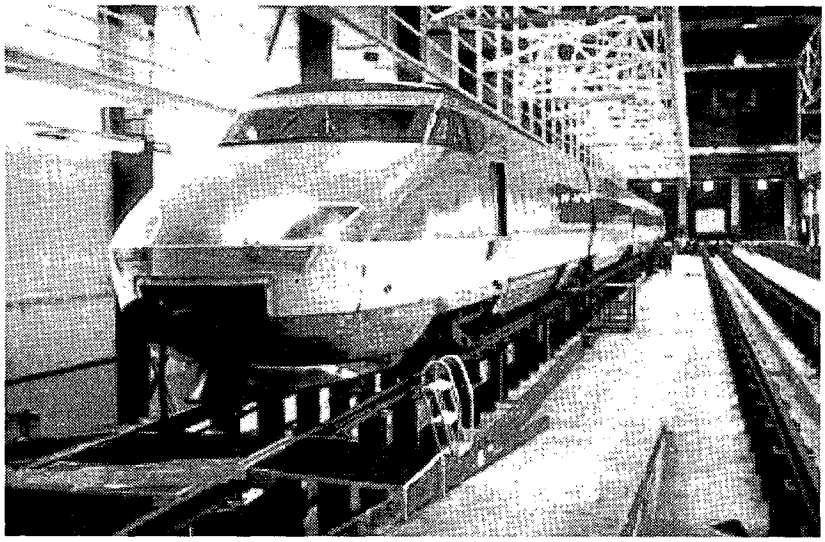


Fig. 2.2.4 프랑스 최초의 가스터빈 추진 고속열차 TGV-001

Table 2.2.1 프랑스 가스터빈 고속열차 제원

지표		ETG	RTG	TGV
최고속도, kph		160	200	300
편성 형태		개별 연결	개별 연결	조합
차량 수	총 대수	4	5	5
	동력차 수	2	2	2
좌석 수	객실	188	280	90
	동력실	44	48	-
총중량		163	225	200
축 중량		12~13	12~13	16~17
길이, m		87.18	129	92.9
대차 수		8	10/8	6
대차 길이 , m		2.8	2.7	2.6
동력차 길이, m		15.2	16.98	14
객차 길이, m		15.4	16.54	18.3
엔진 형태		가스터빈+디젤	가스터빈	가스터빈
출력, kw		820	850+320	1100
디젤동력, kw		330		
총출력, kw		1,150	2,340	3,760
보조동력, kw		370	640	280
적재 연료량, Liter		2,500	2,500	8,000

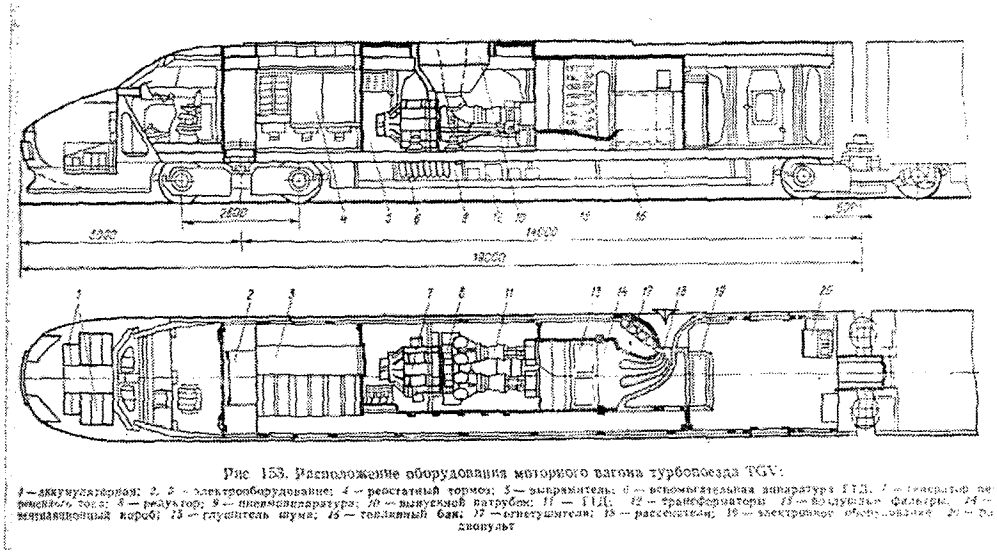


Fig. 2.2.5 TGV-001의 동력차 내부 개략도

2. 미국의 사례

미국은 가스터빈 추진 열차에 관한 한 많은 개발 경험을 보유하고 있는데 Westinghouse, General Electric, Alco, Elliot, Boeing 등에 의한 경험이 그것이다. Westinghouse는 1948~1949년 기간 중에 2,000마력 가스터빈 두 대를 병합한 4,000 마력 급의 가스터빈 발전에 의한 직류 전기식 동력 전달 방식을 채용한 시스템을 개발하였다. 터빈입구온도(TIT: Turbine Inlet Temperature)는 732°C에 달하였고 승객용 및 화차용 열차에 모두 적용되어 112,000 km을 주행하였다. 1948년 미국의 General Electric과 Alco는 동력 4,870kw (주행동력 4,500마력, 보조동력 370마력)으로 직류 전달 방식의 가스터빈 추진 열차를 개발하였다 (Fig. 2.2.6). Recuperator는 사용하지 않았고 터빈 입구온도는 700°C였다. 1949년 8월부터 1951년 3월까지 개발된 열차 No. 50가 성공적으로 Union Pacific의 151,800km를 주행하였다. 효율은 13.6%였다. 이러한 No. 50의 성공에 힘입어 Union pacific은 25편성을 추가 제작하여 노선에 1952년부터 투입하였다. 이 열차들은 Ogden-Omaha (1,593km), Cien-Kansas(1,200km)의 기복과 온도 변화(-35°C~+38°C)가 심한 구간을 왕복하였다. 1955년경이 되어 Union Pacific사는 이미 가스터빈 열차에 의한 주행기록 1.5million 시간 이상을 보유하게 되었다. 이러한 경험을 근거로 Union Pacific사는

General Electric-Alco에게 새로운 가스터빈 추진 열차를 주문하였는데 8,500마력의 동력으로 해발 1,829m의 지대를 주행하기 위한 것이었다. 당시 효율은 25%였다.

이후 1958년 GE는 8,500HP, 10,000HP급의 가스터빈을 이용하여 열차를 추진하였으며 1950년부터 1968년까지 사용되었다. 연료로는 벙커 C를 사용하였다. 당시 사용되었던 가스터빈 추진 열차는 과다한 연료비 및 소음 때문에 현재는 모두 은퇴한 것으로 알려져 있다. 1961년이 되어 General electric은 30편성을 추가 제작함으로서 총 55편성을 보유하여 운영하였다. 연료 탱크의 무게는 약 9.5톤이었다. 8,500마력의 가스터빈 추진 열차는 16단의 압축기와 2단의 터빈으로 터빈 입구온도는 788°C였다. 설계점의 효율은 20%였다.

1954년 Boeing사는 출력 320마력의 기계적 동력전달 장치를 적용한 짧은 구간 작업용 가스터빈열차를 제작하여 시험하였다. 미국의 United Aircraft Corporation사는 1968년 TurboTrain을 제작하였으며 미국과 캐나다에서 동시에 운행되었다. TurboTrain (Fig. 2.2.7)은 뉴저지 주의 트렌턴과 브룬스윅 사이의 Penn Central mainline에서 270km/hour로 주행시험을 하였으나 실제 영업을 위한 운행은 약 160kph의 속도로 운행되었다. 미국은 1968년 이후 지금까지 Northeast corridor에서 일부 TurboTrain을 운영하여 온 것으로 알려져 있으나 NGHSR(Next Generation High-Speed Rail)시작된 1995년까지는 이렇다 할 새로운 개발 노력은 없었던 것으로 파악되고 있다. 이것은 1974년 이후 전 세계 경제에 오일 Shock의 여파가 밀어닥치면서 디젤이나 기타 동력기관에 비하여 상대적으로 효율이 낮았던 가스터빈의 경제성이 문제시 된 점과 부분부하에서 디젤 기관에 비하여 효율이 낮고 당시 소음이 크다는 점 등이 불리한 점으로 작용한 때문이었던 것으로 풀이된다.

차세대 고속열차 개발 프로그램인 NGHSR은 1994년 미국 연방 철도법에 의하여 1994년 인준을 받고 1995년부터 시작되었다. 본 프로그램은 미국 연방철도국과 건설부가 고속철도 분야 전문 제작회사인 Bombardier사 및 관련업체와 협동하여 새로운 고속열차 시스템을 개발하기 위한 것이었는데 프로그램의 주 내용은 Advanced Turbine Locomotive(ATL: 첨단 가스터빈 고속열차)의 개발, Advanced Locomotive Propulsion System (ALPS: 첨단 고속열차 추진 시스템) 개발 그리고 이를 제어하기 위한 Positive Train Control(PTC: 능동제어장치)이다. ATL, ALPS, PTC 프로그램에서 연방철도국은 Bombardier사와 50 : 50으로 출자하여 개발하고

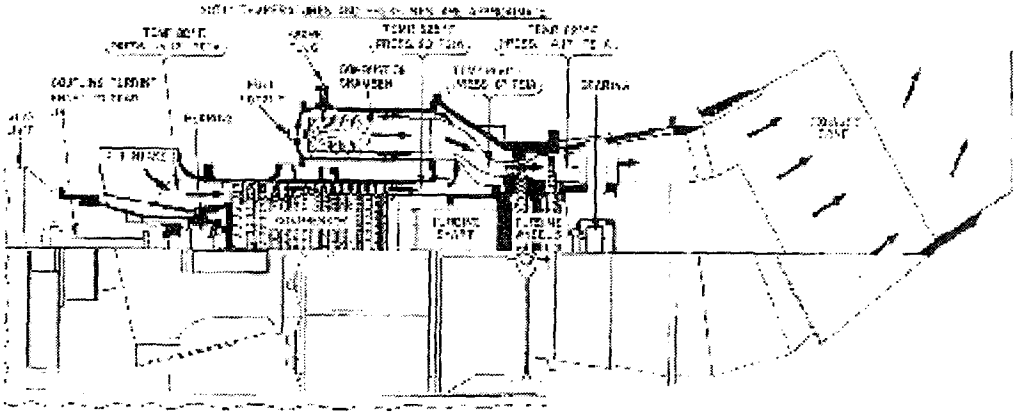


Fig. 2.2.6 General Electric 의 8500HP gas turbine

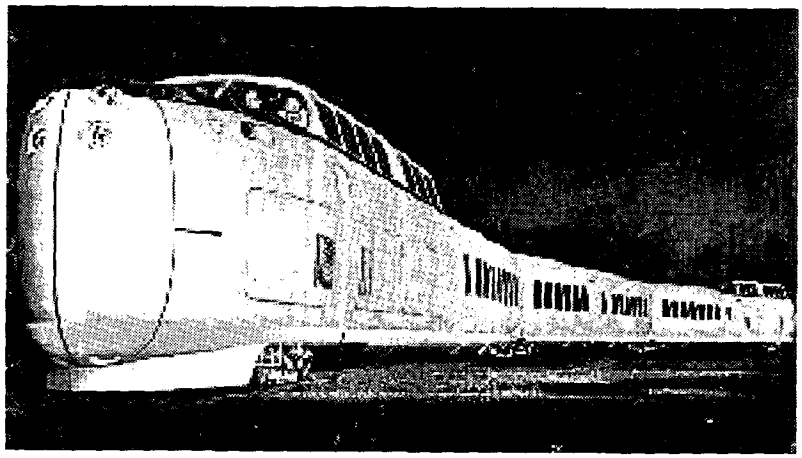


Fig. 2.2.7 United Aircraft Corporation 사의 TurboTrain(미국)

있다. 이 프로그램의 특색은 저속에서 나타나는 가스터빈의 단점인 효율 저하를 Flywheel 시스템을 사용하여 보완하는데 있다. NGHSR 프로그램은 특히 현재 운행 중인 Rohr Turbo Liner(RTL) 고속열차 시스템에서 사용 중인 소 경량 가스터빈을 다중 추진(가스터빈 + FlyWheel) 특성을 살리면서 중대형 가스터빈으로 대체하는 연구개발을 진행하고 있다. 더욱이 고출력 가스터빈과 Flywheel을 동시에 사용함으로써 선철과 비슷한 가속 특성을 갖도록 개발 중이며 Flywheel 기술을 적용하는 경우, 열차 속도가 150mph까지 상승하는 초기 기동 시에는 Flywheel에 축적

된 에너지를 사용함으로써 가스터빈 추진이 전철에 의한 추진보다 뒤지는 단점을 보완할 수 있게 하였다. 미국은 2001년 11월 콜로라도 Pueblo 공작창에서 개발된 가스터빈 구동 고속열차 시스템의 시험 운행을 실시하였으며 매우 만족스러운 결과를 얻은 것으로 발표하였다. Bombardier사는 NGHSR 프로그램을 통하여 개발한 JetTrain을 선보이고 있는데 이미 시험 주행을 마치고 상업화를 위한 캐나다 주행에 들어간 것으로 알려져 있다. 현재 고속열차의 주행은 Pratt & Whitney가 제작한 TF40 가스터빈엔진의 동력에 의해서만 주행하고 있으나 University of Texas에서 개발 중인 Flywheel 제작이 완료되면 기존의 가스터빈 발전 시스템과 병용하여 사용할 계획인 것으로 발표되고 있다. 이 경우 저속 영역에서 가스터빈이 갖는 저 효율성을 크게 개선할 수 있을 뿐 아니라 소음, 가 감속 성능도 대폭 개선되는 것으로 파악되고 있다. Fig. 1.2.2.8은 Pratt & Whitney 가스터빈 엔진과 Flywheel이 탑재된 JetTrain의 모습이다. Bombardier사는 도심으로부터 출발하는 동안 FlyWheel(Fig. 2.2.9)에 이미 축적되어 있는 600MJ의 전기를 사용하여 기동하고(저속에서 가스터빈이 갖는 저 효율성을 극복) 도심을 벗어나게 되면 가스터빈의 작동이 정격에 이르게 되므로 최고의 효율 상태에서 대부분의 구간에서 작동하게 하며, 동시에 가스터빈에서 나오는 잉여의 전력을 FlyWheel에 충전하였다가 도착지점에 가까워지면서 도심 가운데로 진입하게 되면 다시 가스터빈을 정지시키고 FlyWheel에 축적되어 있는 전기를 사용함으로서 가 감속 특성을 최대화하고 시스템 효율을 극대화하는 동시에 도심 근처에서 열차로부터의 소음을 최소화하는 전략을 가지고 있다. 시스템 Simulation 결과 (Fig. 2.2.10, Fig. 2.2.11)에서 보는 바와 같이 디젤엔진과 가스터빈 엔진은 무게는 디젤 엔진이 가스터빈 엔진보다 크지만 비출력(power/weight)은 가스터빈이 디젤보다 거의 두 배가 되는 것으로 나타나고 있다. 또 가스터빈을 두 대 사용하는 경우 비출력은 전철보다 큰 것으로 나타나고 있다. 이것은 가스터빈 엔진을 동력원으로 사용하는 경우 그만큼 Compact화가 가능하다는 것을 보여주고 있다. 사용된 ALPS 46 고속열차는 4,000hp 가스터빈 엔진과 4,000hp 동력 및 600MJ 용량의 Flywheel 에너지 저장장치를 소유하고 있으며 고속전철보다 Traction power 면에서 다소 우월한 것으로 나타나고 있다. Fig. 2.2.12는 뉴욕과 와싱턴 간을 150mph의 속도로 주행하는 경우 발생한 Trip time 및 연료비용을 simulation한 결과이다.

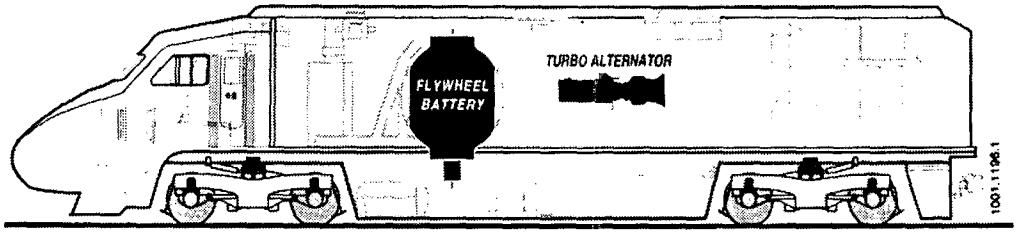


Fig. 2.2.8 미국의 NGHSR 프로그램을 통하여 개발한 고속열차

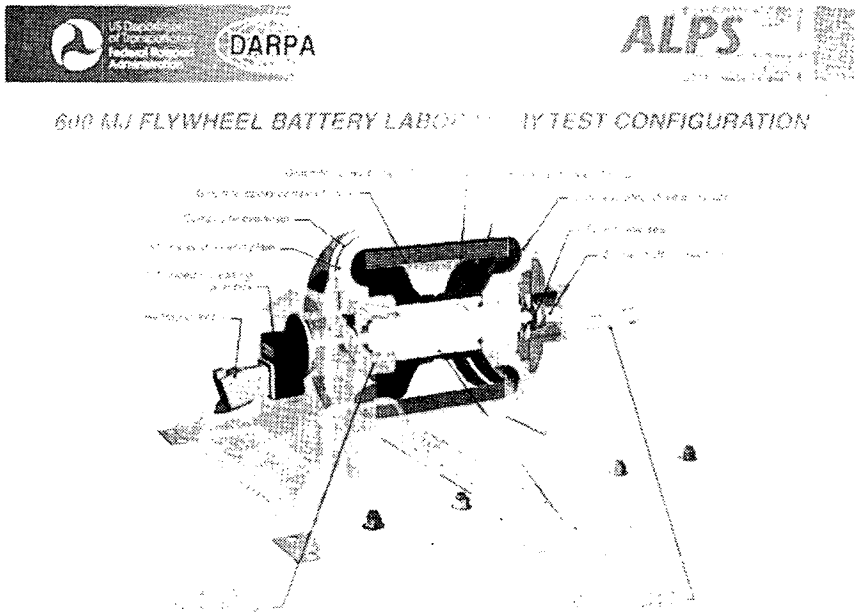


Fig. 2.2.9 FlyWheel 에너지 저장 장치

계산 결과 가스터빈 2대를 사용하는 경우와 ALPS46 Locomotive가 고속전철의 경우와 Trip time이 거의 비슷하게 나타나고 있고, ALPS46 Locomotive의 경우 고속전철이나, 가스터빈만의 구동 경우보다 연료비가 적게 드는 것으로 나타났다. 결론적으로, FlyWheel과 가스터빈이 조합한 경우 거의 전철과 효율 및 성능 면에서 근접하는 것으로 알려져 있다. 개발비용은 전철의 30~40%인 것으로 보고 되고 있다. Fig. 2.2.13은 JetTrain에 탑재된 가스터빈 엔진 TF40이고 Fig. 2.2.14는 Bombardier가 개발한 JetTrain의 주행 모습이다. Table 2.2.2은 미국 건설교통부가 진행하고 있는 철도 고속화 프로그램(HSGT: High Speed Ground Transportation) 내의 기술별 내용을 보여 주고 있다. NGHSR 프로그램의 가스터빈 추진 고속열차 개발은 주 동력기관의 출력이 4000마력인데 비하여 7000마력을 사용하는 점에서는

차이가 있으나 터보식과 디젤식을 같이 사용하고 있고, 또 FlyWheel을 탑재하는 (150F) 동시에 목표 속도가 같은 것으로 보아 HSGT 프로그램과 관련이 있는 것으로 보인다. 표에서 좌측 열 기술 란에 나타난 숫자는 열차의 속도를, 괄호 안의 표기는 열차가 전철식인가 비전철식인가를, 그 다음 숫자는 동력기관의 출력을 나타내고 있다.

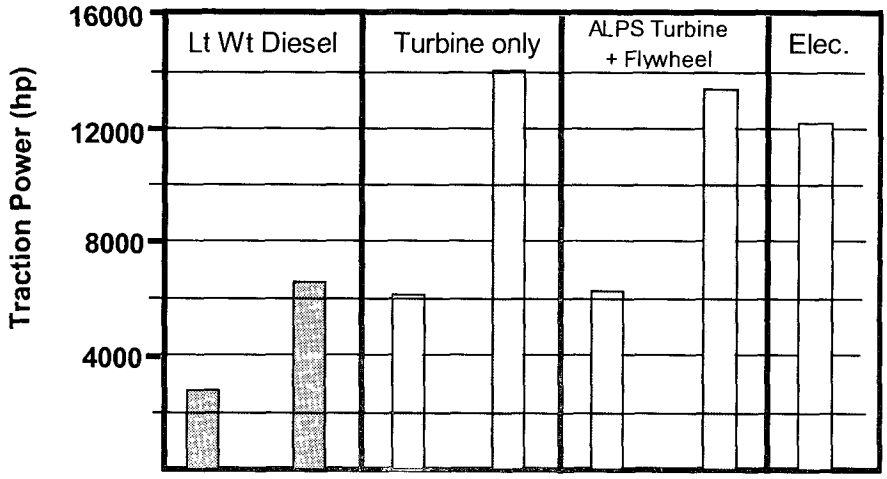
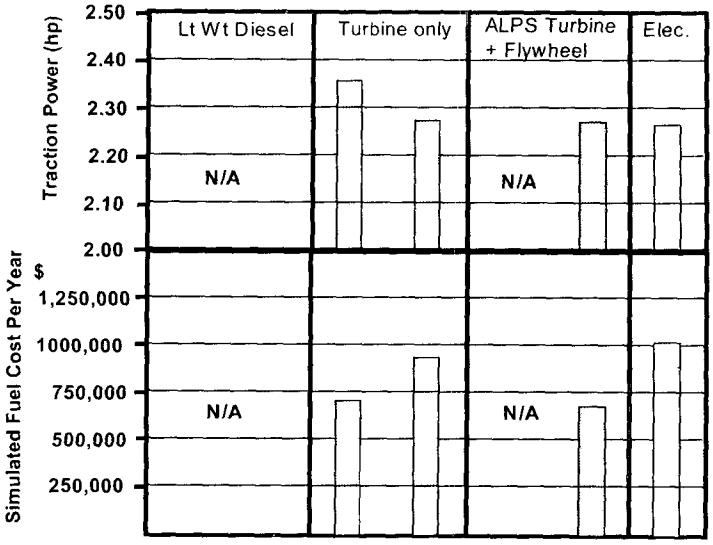


Fig. 2.2.10 추진시스템 간 견인력 비교

		Lt Wt Diesel		Turbine only		ALPS Turbine + Flywheel		Electricity
Consist	Length	756	826	839	839	764	839	874
	No. of locomotives	1	2	2	2	1	2	2
	No. of coaches	8	8	8	8	7 + 1CC	8	8
	Weight(t)	657	717	689	689	604	689	749
	Traction Power (hp)	3,011	6,571	6,231	13,076	6,417	13,262	12,332
	Power/weight (hp/ton)	4.58	9.16	9.05	18.99	10.63	19.26	16.46
Locomotive	Type	LW Diesel	LW Diesel	1 turbine	2 Turbine	ALPS 46	ALPS 46	Electricity
	Weight(t)	100	100	86	86	86	86	99
	Engine type	Diesel	Diesel	Turbine	Turbine	Turbine	Turbine	Electricity
	No. of engines	1	1	1	2	1	1	-
	Power per engine (hp)	4000	4000	4000	4000	4000	4000	-
	No. of Flywheels	-	-			1	1	-
	Flywheel power (hp)	-	-			400	4000	-
	Flywheel Capacity (MJ	-	-			600	600	-

Fig. 2.2.11 추진시스템의 구성 및 견인력 비교(출처: 미국 DARPA LPS)



	Type	LW Diesel	LW Diesel	1 Turb	2 Turb	ALPS 46	ALPS 46	Elect.
Consist	Engine type	Diesel	Diesel	Turbine	Turbine	Turbine	Turbine	Electric
	# of Locomotives	1	2	2	2	1	2	2
	# of Engine per Loco.	1	1	1	1	1	1	-
	# of Flywheel per Loco.	-	-	-	-	1	1	-
	# of Coaches	8	8	8	8	7+1CC	8	8
	Sim. Trip Time (hr)			2:21:17	2:16:24		2:16:20	2:16:20
	Sim. Trip Time (hr)			2.35	2.27		2.27	2.27
	Sim. Fuel Consumption/Tip (gal)			939	1,220		913	
	Sim. Fuel Cost/Year($)			703,123	913,162		683,280	1,005,440

Fig. 2.2.12 NewYork to Washington(150mph) 간 Trip time and fuel cost

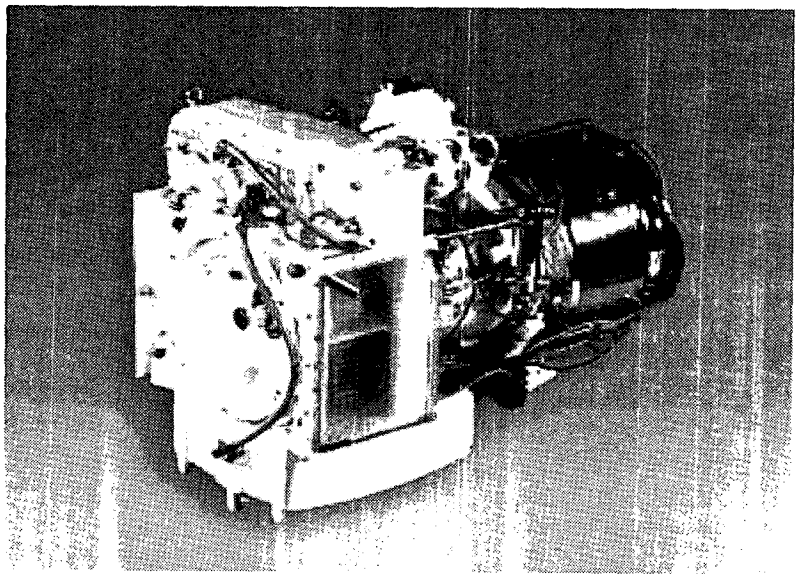


Fig. 2.2.13 TF40 3MW급 발전용 Gas Turbine Engine

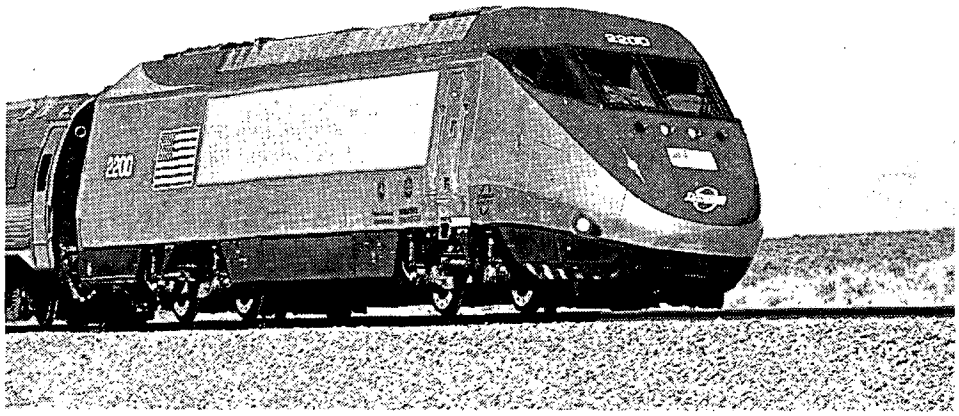


Fig. 2.2.14 Bombardier의 JetTrain

Table 2.2.3는 기술별 인프라 구축비용을 나타내고 있다. 비용 계산은 각 구간의 마일 당 초기 투자비를 나타내고 있는 것으로 보여 진다. 유의할 점은 가스터빈 추진 고속열차인 Accelerail 150F와 Acclerail 125E와의 비교이다. 전자가 가스터빈추진으로 시속 150mph(241kph)의 속도에서 1 Mile 당 평균 5.75 million USD가 소요되는데 비해 전철식인 후자는 125mph(201kph)의 더 낮은 속도에서 1 mile 당 6.25 million USD가 소요되는 것으로 나타나고 있다. 만일 200mph(321kph)의 속도로 주행하는 New HSR의 경우 비용은 급격히 증가하여 150mph의 경우에 비하여 약 3.5배 증가하는 것으로 나타나고 있다. 문헌상에 나타난 바에 따르면 미국의 경우 전철식이 약 6million USD/mile정도 소요되는 반면 일본의 경우 미국의 약 4배 정도가 소요되는 것으로 알려져 있다.

3. 러시아의 사례

1957년~1959년 기간 중 러시아의 ZSSR 제작소는 두 대의 시험용 가스터빈 추진 열차를 제작하였다. 첫 번째 열차의 동력은 3200마력으로 리쿠퍼레이터를 적용한 2축 가스터빈으로 기계적 동력 전달시스템을 사용하였다. 터빈 입구온도는 650°C에 압축비 4.8, 리쿠퍼레이터 효율 45%로서 설계점 효율은 22%였다. 러시아

ZPGG 제작소는 1952년 Reno에서 피스톤 + 가스터빈 엔진의 동력기관에 기계식 동력전달장치를 채용한 기관차를 개발하였다. 효율은 32~33%로서 상당히 높은 편이었다. 소련 최초의 가스터빈 구동 열차 G1-01은 1959년에 Kolomensk 제작소에 의하여 완성되었으며 바우만 공대 및 협력 업체와 주행 시험을 수행하였다. 가스터빈은 단순 1축 사이클로서 최고 출력에서 20~21%였다. 시험을 통하여 가스터빈 구동 기관차가 부분부하에서 효율이 급격히 강하하는 현상을 확인하였으며 결과적

Table 2.2.2 미국 HSGT프로그램의 기술개발 프로그램 요약

기술	구성	중량	좌석수	HP/ton	가속	Remark
90(Non-electric) 3500hp	I-4	346톤 (130톤 Loco)	264	10.1	0-90 2.7min.	Based on AMD103
110(Non-electric) 4000hp(min.)	I-4	346톤 (130톤 Loco)	264	11.6	0-110 4.0min.	Based on modified diesel
125F(Non-electric) 5200hp(min.)	I-4	326톤 (110톤 Loco)	264	16	0-125 3.88min.	Based on advanced diesel(110t)
125E(Electric) 7000hp/Loco	I-4	316톤 (100톤 Loco)	264	22.2	0-125 2.7min.	Based on AEM-7
150F(Non-Electric) 7000hp/Loco	I-4	316톤 (100톤 Loco)	264	22.2	0-150 4.1min.	Turbo/diesel Flywheel
150E(Non-Electric) 7200hp	I-4	306톤 (90톤 Loco)	264	23.5	0-150 2.9min.	Based on improved AEM-7
200(Electric) 6000hp/Power car	I-8-1 (I-6-1)	460톤 390톤	388 284	26.1 30.8	0-200 5.7min.	Based on TGV-A (I-8-1)
300(Maglev-Linear electric) 12000hp/car	2car 4car	45톤(nose) 45톤(middle)	150 325	150 150	0-300 1.5min.	Based on US Maglev

Table 2.2.3 기술별 인프라 구축비용 비교

Technology	Typical Range of Total Initial Investment per Route-Mile (Millions of Dollars)	Average
Accelerail 90	$1.0 - $3.5	2.25
Accelerail 110	$2.0 - $5.0	3.5
Accelerail 125F	$3.0 - $5.5	4.25
Accelerail 125E	$5.0 - $7.5	6.25
Accelerail 150F	$4.5 - $7.0	5.75
Accelerail 150E	$6.5 - $9.0	7.75
NEW HSR	$10 - $45	27.5
Maglev	$20 - $50	35

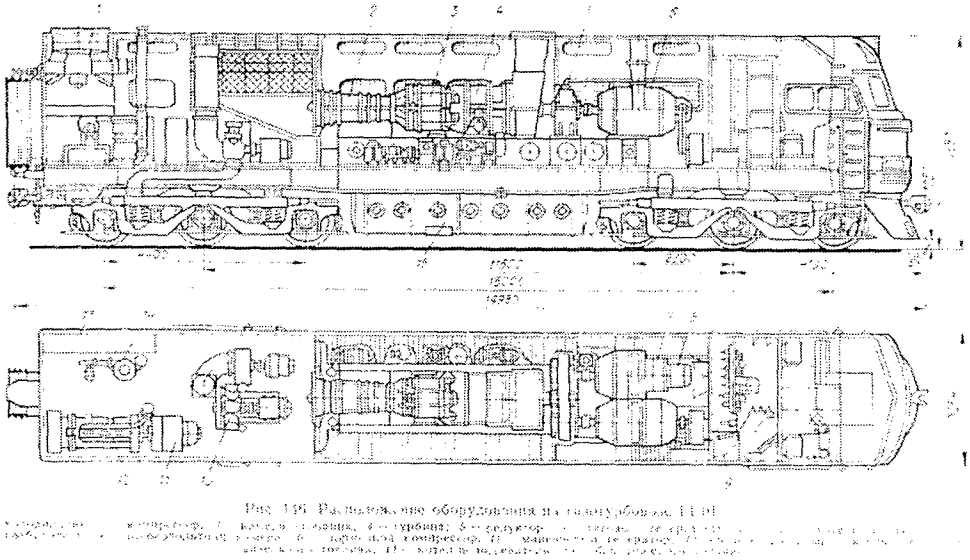
으로 부분부하 효율을 상승시키기 위한 추가적 연구가 수반되었다. 동력전달 시스템으로 직류 전기식을 채용하였고 감속기어의 사이즈를 작게 하기 위하여 부분부하 시 Generator의 회전수를 크게 하였다. 설계 과정을 통하여 총 7대의 가스터빈이 제작되었다. 주요 사항은 다음과 같다.

출력 : 3500 마력
터빈 입구 온도 : 727°C
압축비 : 5.8
정격 공기유량 : 23.4 kg/sec
회전수 : 8500 rpm
터빈 단수 : 4단
압축단수 : 12단
연소기 수 : 6

대기온도 15°C에서 효율 : 20.8%였던 것으로 나타나 있다. Fig. 2.2.15는 G1-01의 배치도를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 가스터빈, 감속기어, 발전기 등 발전장치가 대략 8.3m의 공간을 차지하는 것으로 나타나고 있다. 그림에서 7은 보조 발전기로서 8의 Starter에 의하여 기동된다. 1962년 G1-01가스터빈 기관차는 30,000 km 이상의 주행시험을 완료하였으며 결과는 매우 양호한 것으로 나타났다. G1-01의 성공적인 시험결과에 힘입어 1964년 가스터빈 기관차 GP1-0001 및 GPP-0002가 추가적으로 제작되었다. 이들은 동력차가 두 칸으로 구성되어 있다는 점과 상시 구동을 위한 400마력의 디젤 동력을 사용한다는 측면에서 G1-01과 다른 것으로 알려져 있다. G1-01과 GP1-001의 비교가 Table 2.2.4에 나타나 있다. Fig. 2.2.16에는 사용된 가스터빈의 엔진 모습이 나타나 있다.

1962년 ЦНИИ МПС는 교류-교류에 의한 전기식 동력 전달시스템을 적용한 가스터빈 추진 열차를 개발하였는데 350마력의 항공용 가스터빈 엔진을 사용하였으며 24,000rpm의 동력 터빈에서 연결된 동기발전기로 1,500rpm, 50Hz의 3상 교류 전기를 배출하였다. 시험 결과를 통하여 communicator가 없는 short-circuited 엔진의 필요성을 확인하였을 뿐 아니라 고 회전 시 높은 견인력을 확보할 수 있음도 확인하였다. 1970년에는 그간의 연구 결과를 토대로 900마력급의 2축 항공용 가스

터빈 엔진을 사용하여 6량 편성의 가스터빈 추진 열차를 제작하였으며 160~180kph의 속도로 주행하였다. 6,000 rpm의 동기발전기를 사용하였으며 200Hz의 주파수를 가진 것으로 나타나 있다. 가스터빈 추진 시스템의 전력 변환 개략도가 Fig. 2.2.17에 나타나 있다.



1:냉풍기, 2:압축기, 3:연소기, 4:터빈, 5:감속기어, 6:견인발전기, 7:보조발전기, 8:시동기, 9:고압전압실, 10:제동압축기, 11:Switching 발전기, 12:보조디젤, 13:디젤연료통, 14:가열기, 15:중유실

Fig. 2.2.15 G1-01 가스터빈 추진열차 개략도

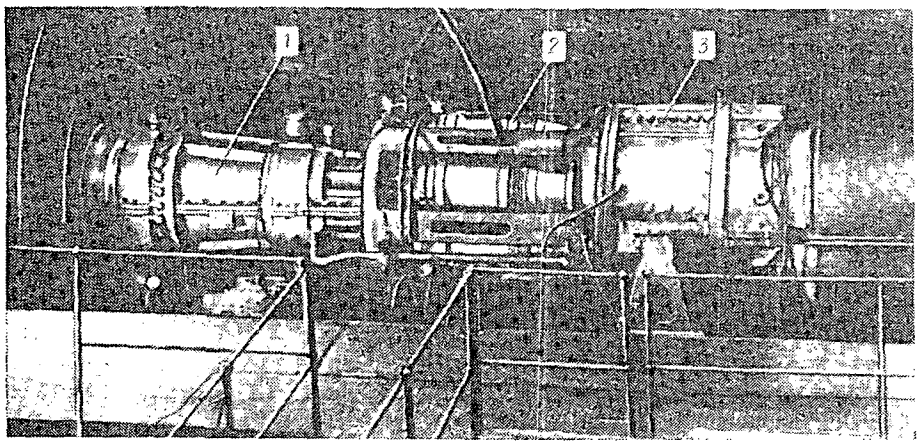


Рис. 145. Общий вид ГТД:
1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина

Fig. 2.2.16 G1-01 열차의 가스터빈 장치 (1:압축기, 2:연소기, 3:터빈)

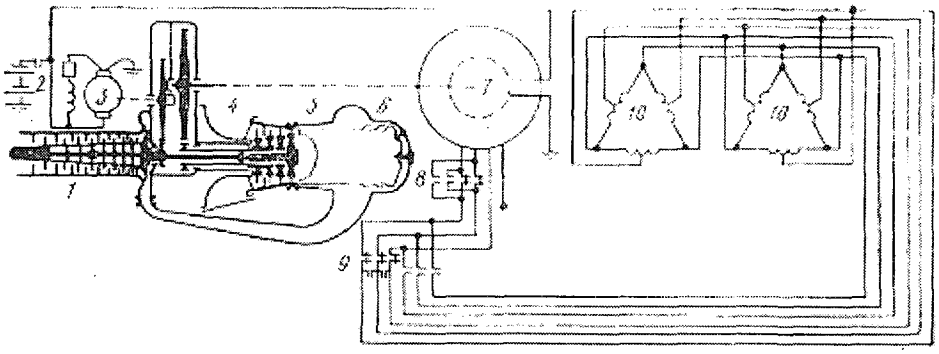


Рис. 148. Схема силовой установки турбопоезда ЦНИИ МПС:
1 — компрессор; *2* — аккумуляторная батарея; *3* — возбудитель и стартер; *4* — тяговая турбина; *5* — компрессорная турбина; *6* — камера сгорания; *7* — синхронный генератор; *8* — реверс; *9* — переключатель полюсов; *10* — тяговые асинхронные двигатели

1:압축기, 2:축전기, 3:기동기, 4:구동터빈, 5:가스터빈, 6:연소기, 7:동기발전기, 8:후진제어장치, 9:극변환기, 10:견인전동기

Fig. 2.2.17 2축 가스터빈엔진, 3상 교류동력전달 방식(ZNII MPS)

2축 가스터빈 엔진의 축이 동력 터빈과 연결되어 있고 이후에는 감속기어 박스, 3상 교류를 발생시키는 동기발전기, 터보압축기, 그리고 보조 발전기와 연결되어 있다. 시동을 위한 동력은 보조발전기의 축전기로부터 공급받고 터보압축기를 12,000rpm까지 작동시키며 주 발전원(가스터빈 엔진)이 Idle(자가구동) 상태에 도달하기 까지 동력을 공급한다. 이때부터 보조발전기는 주발전기 구동과 보조 동력에 필요한 전력을 공급한다. 연구를 통하여 견인 전동기 구동에 필요한 보조 전기를 공급하기 위한 Inverter를 구성하였으며 제동 장치를 위한 특별 저항 제동 시스템이 고안되었다.

Fig. 2.2.18은 ЦНИИ МПС의 가스터빈 구동 열차의 모습을 보여주고 있다. Fig. 2.2.19는 반동형 가스터빈을 탑재(Kalininsk 제작소)한 가스터빈 구동 열차의 모습을 보여주고 있다.

4. 국외 연구개발 사례요약 및 전망

Table 2.2.5에는 1941년도 ~1970년 중반까지 가스터빈 추진 열차의 개발 사례를 보여주고 있다

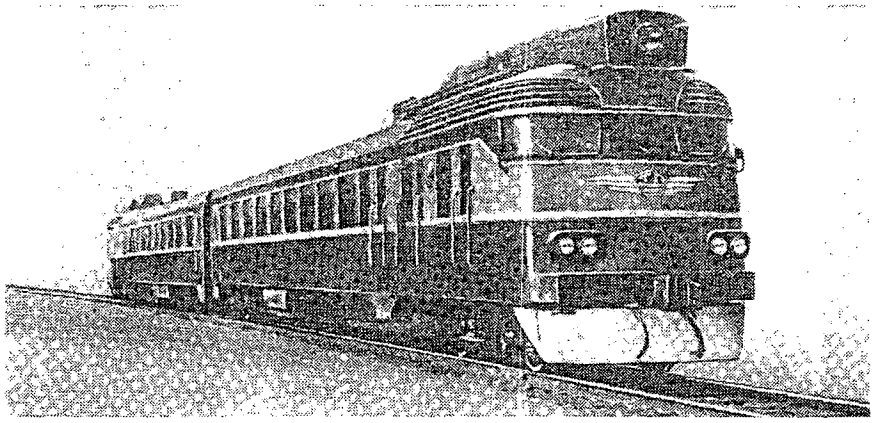


Fig. 2.2.18 ЦНИИ МПС의 교류-교류 전기식 가스터빈 추진 열차

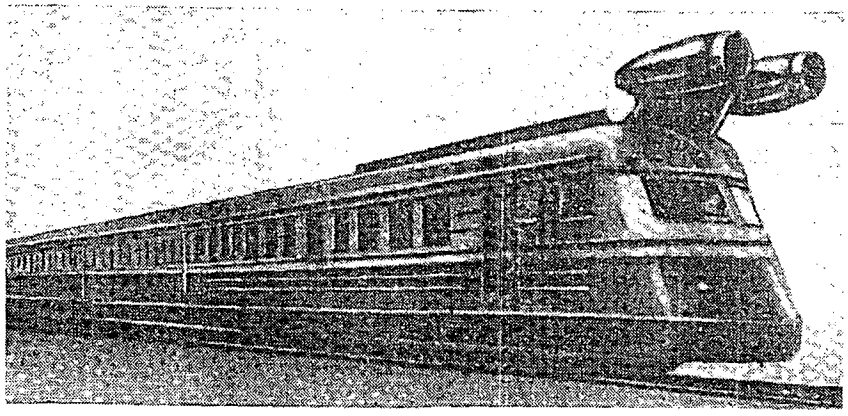


Fig. 2.2.19 반동형 가스터빈 엔진 추진의 열차 (KALININSK, 러시아)

Table 2.2.4 가스터빈 추진 열차 G1-01과 GP1-001의 비교(러시아)

		G1-01	GP1-001
출력(마력)		2,700	2,500
Traction force (kgf)		23,400	12,500
설계속도 (km/hour)		100	160
중량 (tons)		141	128.4
축중량 (tons)		23.5	21.4
연료탱크 용량 (ton)	Heavy oil	9.5	12.5
	Diesel	1.5	1.0

Table 2.2.5 가스터빈추진 열차 개발 사례

국가	스웨덴		미국			영국		러시아
제작 기관	Brown Boveri		GE and Alko, Boeing			Vikers	English Electric	ZSSR
연도	1941	1949	1952					
출력(마력)	2200	2500	4800	8500	320	3000	2750	3200
구성	1축, Regenerative		1축 단순		2축 단순	1축단순	2축, Regenerative	
회전수	5200	5300	6900	4860	36000	7000	8250	5550
TIT(°C)	600	600	705	788	843	700	777	650
압축비	4	3.5	6	6.6	3.2	5.25	5	4.8
리쿠퍼레이터 효율	0.55	0.425	none	none	none	none	0.6	0.45
시스템 효율	16	16~17	17	20	13	19	24	22
동력전달 형식	Electrical				Mechanical	Electrical	Mechanical	
무게	92.1	121.1	250	408	30	131.5	123.4	123
길이	16.4	19.2	25.5	50.3	7.47	20.4	-	-
연료	Distillate				Gas	Distillate	Gas	Distillate

국가	영국	미국		러시아
제작 기관	Parsons	Westinghouse	Allis Charmers	Lenin
출력(마력)	1600	4000	3900	3500
구성	-	-	1축, regenerative	1축 단순
회전수	-	-	-	
견인구동력	-	-	36500	41,000
압축비	-	-		
시스템 효율	-	16.9	22	17
최고속도, kph	120	100	110	100
동력전달 형식	Electrical	Electrical	Electrical	Electrical
무게, ton	118.5	232	291	138
축하중, ton	19.7	-		-
연료	pulverized fuel	Distillate	석탄	Distillate

이상과 같은 해외의 가스터빈 고속열차 기술개발을 위한 노력들은 1970년대 초 Oil Shock이 발생하면서 유가가 치솟아 디젤이나 전철에 비하여 상대적 효율이 낮았던 가스터빈의 경제성이 떨어지면서 대부분의 노선에서 가스터빈 추진 열차의 운영이 중단되었다. 그러나 1980년대 말부터 1990년대 말까지 가스터빈에 대한 집중적인 연구로 인하여 가스터빈 효율이 급속하게 높아지고 또 환경성이 좋아지면

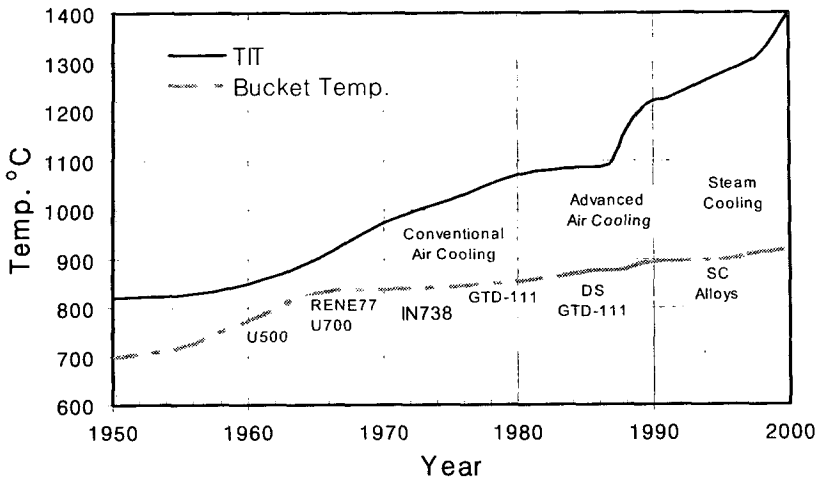


Fig. 2.2.20 가스터빈 터빈입구온도 변화 추이

서 점차 호응을 얻기 시작하면서 1995년 이후 미국, 프랑스, 러시아 등을 중심으로 연구개발이 활발히 전개되고 있고 가스터빈 추진 열차를 기존 노선에 최소의 인프라 개선비용으로 배치하고자 하는 시도가 선진 몇몇 나라에서 진행되고 있다. Fig. 2.2.20은 1950년부터 2000년까지 가스터빈 효율 상승의 주원인인 터빈 입구 온도 상승추이를 보여주고 있다. 특히 1987년 이후 새로운 냉각 기술(막냉각, 충돌 냉각 기술) 및 터빈 블레이드 박막기술(TBC: Thermal Barrier Coating)이 발명되고 1996년 이후 세라믹 소재의 터빈 블레이드 적용이 이루어지면서 터빈 입구 온도가 급격히 상승하고 있음을 볼 수 있다. 뿐만 아니라 사이클 개념의 향상, 압축비 상승, 압축기 서지 현상의 능동적 제어기술 확립, 배기오염 물질인 NOx, SOx 의 제어로 인한 청정 배기가스 배출로 인한 one digit ppm의 확보 등으로 인하여 21세기 가스터빈 기술의 각 분야에의 적용은 크게 확대될 전망이다.

제 3 절 국내외 기술개발의 상호 연관성

개발되는 한국형 다중 시스템 기술은 비단 남한의 비전철화 구간 주행을 위한 기술로서 뿐 아니라 남북한 철도 및 대륙간 철도 연계 시에도 매우 중요한 역할을 할 수 있을 것으로 판단된다. 북한의 철도는 현재 대부분 전철화가 이루어진

Table 2.3.1 TSR의 직, 교류 변경구간 및 경계역

구간	연장	가선전압	전압변경 경계역
Moscow-Danilov	357	=3,000	
Danilov-Balezino	837	~25K	Balezino
Balezino-Mariinsk	5,590	=3,000	Mariinsk
Mariinsk-Guberovo	5,122	~25K	Guberovo
Guberovo-Sviyagino		비전철화 구간 (175km)	
Sviyagino-Vladvostok	291	~25K	Sviyagino
	9,197		

상태이나 속도가 매우 낮고 남한이 지속적인 철도시스템의 upgrade가 이루어진데 비해 북한은 현대화가 거의 안 되어 있는 실정이다. 신호체계나 급전 설비 역시 남북한 간에 차이가 있는 것으로 알려져 있어 남북한 철도 연계 시 인프라 개선이 시급한 것으로 파악되고 있어 이를 위한 막대한 비용이 필요할 것으로 파악되고 있다. 러시아 철도의 경우 3kV 및 25kV의 직류 및 교류에 의한 전압 변화, 그리고, 전철화 구간 및 비전철화 구간이 혼재하고 있어 원활한 철도 연계를 위해서는 Dual voltage 차량 개발 또는 장차 한국과, 중국, 러시아, 몽골, 및 유럽을 통합하여 주행할 수 있는 외부여건에 독립적인 다중추진 시스템과 같은 별도의 추진 시스템이 필요할 것으로 인식된다.

이러한 측면에서 외부 조건에 상관없이 주행이 가능한 다중추진 시스템 기술은 국내에서 계획 중인 분산형 소형가스터빈 열병합발전(3~4 MW) 시스템 개발 및 가변 대차 기술개발 등과 매우 긴밀한 기술적 연관성을 가지고 있을 뿐 아니라 현재 일각에서 검토 중인 유라시아 횡단 철도망 구축사업과도 연관성이 크다고 판단된다. Table 2.3.1에는 대륙철도 TSR의 직, 교류 변경 구간 및 경계역에 관한 내용이 나타나 있다. 현재 전 세계의 여러 나라에서 지난 1 세기동안 사용해온 디젤 기관차가 환경적 측면에서 많은 공해물질을 배출하고 있고 또 경제적 수준이 향상됨에 따라 열차의 속도 제고를 통하여 철도 서비스의 수준 향상을 도모하고 있는 국가들이 있으며 이들 나라(미국: Northeast corridor, 영국: Midland Mainline, 오스트레일리아: Melbourne-Darwin간 고속열차)의 대부분이 Infra 구축비용이 많이

요구되는 고속전철과 상대적으로 적은 비용이 요구되는 가스터빈 고속열차 사이에서 고민하는 경우가 많이 있다. 전철의 경우 가속력 및 환경 측면에서 가스터빈 추진보다 다소 우위에 있는데 반하여 가스터빈은 개발 기간 및 인프라 구축 비용에서 앞서는 것으로 나타나고 있다. 한국이 만일 다중추진 시스템 개발을 완료하는 경우, 비단 고속전철 기술 뿐 아니라 가스터빈 추진 고속열차 기술을 통해서도 해외 시장으로의 수출을 모색할 수 있을 것이다. 좋은 예로, 항공 운항기술이 매우 발달된 미국의 경우 1995년부터 2003년까지 진행된 NGHSR(Next Generation High Speed Rail Program)을 통하여 가스터빈 고속열차 JetTrain을 개발하였으며 추후 본 기술로 고속열차 부분에 대한 수출을 적극 모색할 것으로 알려져 있다. 예를 들어, 고속전철의 경우 새롭게 건설하기에는 막대한 비용이 필요하지만 기존의 노선을 그대로 사용하면서 속도 상승을 꾀하는 나라들에게는 매우 관심을 가질 수 있는 기술이 될 것이다.

개발되는 다중추진 기술은 기존의 G7 고속전철기술 개발의 연구로부터 이미 확보된 기술개발 결과의 상당부분을 그대로 사용한다는 점에서 기술개발 비용 대효과 측면에서 매우 유리하다고 판단된다. 가스터빈 발전에 의한 전력 생산 및 전력 변환시스템의 일부를 제외하고는 상당부분의 기술을 G7고속전철 기술 결과를 공유할 수 있을 것으로 판단된다. 예를 들어, 시제 객차의 대부분을 그대로 사용하되 다만 동력 객차인 TM5의 일부를 개조하여 가스터빈 발전시스템을 탑재하고 전력 변환 시스템 역시 G7 고속전철 변압기- Converter 이후와 전원을 합류시키는 경우 최소한의 변경 및 비용으로 새롭고도 매우 중요한 철도 수송 기술을 확보할 수 있게 된다는 차원에서 의미가 크다고 판단된다.

제 3 장 연구개발 수행 내용 및 결과

제 1 절 다중추진 동력시스템 설계

1. 동력시스템 출력계산

본 과제에서는 가스터빈을 이용하여 전체가 11량으로 구성되어있는 고속전철 시제차량을 150Km/hr의 속력으로 운행하는 것을 목표로 한다. 따라서, 총 476톤의 무게를 갖는 11량 고속전철 11차량이 150Km/hr로 주행 할 수 있도록 가스터빈의 동력을 결정해야 한다. 가스터빈으로부터 발생되는 동력은 고속전철이 150Km/hr로 주행할 때 발생되는 공기저항력 즉, 주행저항과 열차 선로의 경사로부터 발생되는 구배저항을 극복해야 한다. 또한, 이러한 주행저항과 구배저항 외에도 가스터빈은 열차내부보조전력을 공급해야 한다.

가. 주행저항

11량으로 구성되는 고속철도 시제차량이 최대속도 150Km/hr로 주행할 때 주행저항을 구하는 식은 다음과 같다.

$$R = 0.77\times(10nM)^{1/2}+0.008MV+(0.02225+0.00352T)\times V^2 \ [daN] \qquad (3.1.1)$$

여기서, R : 주행저항 [N]

n : 차륜축수

M : 총중량 (ton)

T : 동력객차를 포함한 객차수

V : 열차속도 [Km/hr]

11량 고속철도 시제차량의 경우 앞의 (3.1.1)식에 들어갈 변수들은 다음과 같다. 즉, n=28, M=476 ton, T=9, 그리고 V=150Km/hr 이다. 이러한 변수값을 식 (3.1.1)에 대입하여 주행저항을 계산하면, R = 2065.7[daN = 20,657[N] = 20.657[KN]으로 계산된다.

나. 구배저항

구배저항은 열차선로가 일정경사를 가질 때, 열차의 자중으로 인한 저항을 의미하며, 열차선로의 경사 값이 클수록 구배 저항값은 증가하게 된다. 본 연구에서는 통상 사용되는 6 퍼밀 구배일 경우의 구배저항을 계산하였다. 구배저항 식은 다음과 같다.

$$D = M \times g \times \sin\Theta \qquad (3.1.2)$$

여기서,

D : 구배저항 [N]

M : 총중량 (ton)

g : 중력가속도 [m/s^2]

Θ : 구배 [°, degree]

구배저항을 계산하기 위하여 (3.1.2)식에 들어갈 변수들은 다음과 같다. 즉, M=476 ton=476,000Kg, g=9.81[m/s^2], 그리고 Θ=arctan(6/1000)=0.34377° 이다. 이러한 변수값을 식 (3.1.2)에 대입하여 구배저항을 계산하면, D=28,017[N]=28.017[KN]으로 계산된다. 또한, 11량 편성된 고속철도 시제차량이 최대속도 150Km/hr로 주행하고 구배가 6퍼밀일 경우, 총 저항은 식 (3.1.1)과 (3.1.2)로부터 계산되는 주행저항과 구배저항의 합으로 계산된다. 따라서, 총 저항은 R+D와 같으며, 20.657+28.017=48.674[KN]과 같다.

다. 보조전력

현재 7량 편성되어 있는 고속철도 시제차량에 소요되는 보조전력은 주변압기 냉각팬/오일펌프, 보조 변압기 냉각팬/오일펌프, 모터블럭 냉각팬, 견인전동기 냉각팬 구동 및 냉난방, 여압장치, 화장실 등에서 소요되는 전력을 공급한다. Table 3.5.1에서 나타나듯이 7량 편성의 고속철도 시제차량의 경우 보조전력의 전체용량은 약 739KW 정도이며, 본 연구의 경우는 7량 편성의 시제차량에 객차 4대가 추가되어 11량 편성으로 되어있으므로, 보조전력 전체용량을 약 1,000KW 정도로 하였다.

Table 3.1.1 7량 편성 고속전철 보조전원

한국형 고속전철 시제차량 보조전원 분석 (7량 편성)							
사용처	품명	용량	단위수량	단위용량	전체수량	전체용량	비고
주변압기	냉각팬	9	2	18	2	36	
	오일펌프	3.5	2	7	2	14	
보조변압기	냉각팬	9	1	9	1	9	
	오일펌프	3.5	1	3.5	1	3.5	
모터블럭	냉각팬	1.7	8	13.6	6	81.6	
견인전동기	냉각팬	16	1	16	6	96	
Compressor		18	2	36	2	72	
Battery(동력차)		5	2	10	6	60	
Battery(객차)		10	5	50	1	50	
냉난방		200	1	200	1	200	여름 (200KW) 겨울 (192KW)
여압장치		100	1	100	1	100	
Aux Block	냉각팬	1.6	2	3.2	2	6.4	
화장실등 기타		10	1	10	1	10	
Eddy Current Brake		160	1	160	1	0	회생에너지 이용
				636.3		738.5	

라. 전동모터

고속철도 시제차량에 사용되고 있는 전동모터는 최대출력 1,100KW이며, 속도에 따라 다소 다르다. Fig. 3.1.1은 열차 주행속도에 따른 전동모터의 요구 전력과 견인력을 보여준다. 그림으로부터 열차 주행속도 150Km/hr에서 견인력은 21.4[KN] 정도 나타나며, 출력전력이 각각 918KW로 나타난다. 앞서 언급한 열차 주행저항 및 구배저항을 합한 총 저항은 48.674[KN]이므로, 이러한 저항을 극복하기 위하여 전동모터는 3대 이상 필요하다. 본 연구에서는 동력차에 있는 4대의 전동모터를 구동하고자 한다. 즉, 첫 번째 동력차 (PC1)에서 2대의 전동모터와 두 번째 동력차 (PC2)에서 2대의 전동모터를 각각 구동하고자 한다.

마. 가스터빈 동력 계산

상기 언급한 바와 같이 전동모터 당 소요전력이 918KW이므로 전동모터가 4대인 경우 소요전력은 3,672KW의 전력이 요구되며, 보조전력이 1,000KW 요구될 때 총 요구전력은 4,672KW의 전력이 요구된다. 그런데, 전동기 효율 및 역률 그리

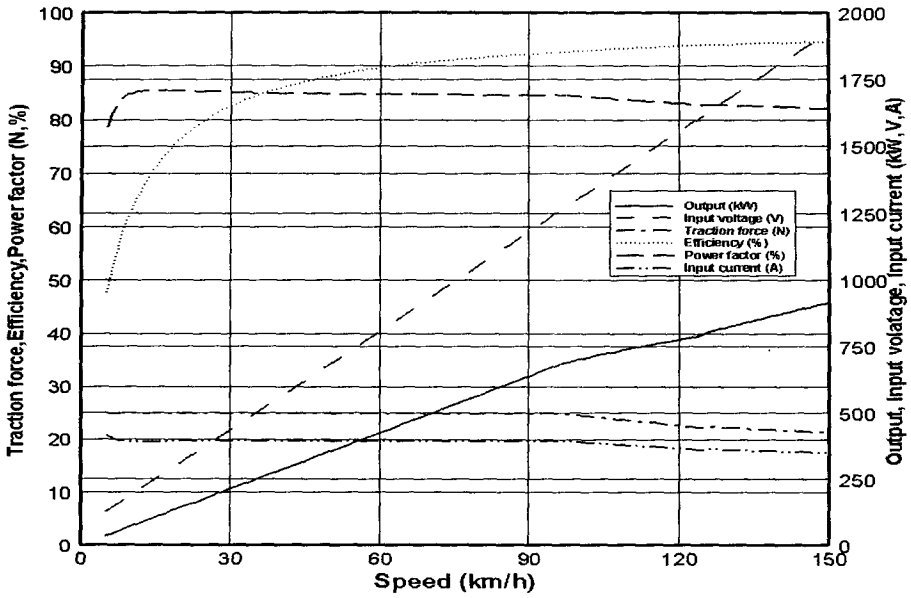


Fig. 3.1.1 전동 모터 성능곡선

고 정류기 효율 등을 고려하면 이보다 더 큰 전력이 요구된다. 본 연구에서는 고속철도 시제차량의 첫 번째 동력객차 (TM1)과 두 번째 동력객차 (TM9)에 각각 가스터빈을 장착하여 요구전력을 공급할 예정이므로, 가스터빈의 동력은 전체 요구동력의 절반 크기로 한다. 이러한 전제 하에 가스터빈의 동력을 계산하면, 다음과 같다.

$$P_M=P_R/\eta_G/\eta_M=918/0.975/0.95=991.0KW \quad (3.1.3)$$

여기서, P_M : 전동기단 요구전력 [KW]

P_R : 전동모터 당 소요전력 [KW] (150Km/hr)

η_G : 기어효율

η_M : 전동기 효율

$$P_I=(m\times P_M)/\eta_I=(2\times 991)/0.82=2417.3KW \quad (3.1.4)$$

여기서, P_I : 인버터 출력 [KW]

m : 전동모터 댓수

η_I : 전동기 역률

$$P_{DC/DC}=P_I\times\eta_I/\eta_{IV}=2417.3\times0.82/0.97=2043.5KW \quad (3.1.5)$$

여기서, $P_{DC/DC}$: DC/DC 컨버터 출력 [KW]

η_{IV} : 인버터 효율

$$P_{DC/Link}=(P_{DC/DC}+0.5\times P_{Aux})/\eta_{CV}=(2043.5+500)/0.97=2622.2KW \quad (3.1.6)$$

여기서, $P_{DC/Link}$: DC Link 출력 [KW]

P_{Aux} : 보조전력 [KW]

η_{CV} : 컨버터 효율

$$P_T=P_{DC/Link}/\eta_R/\eta_{RGE}=2622.2/0.97/0.95=2845.6KW \quad (3.1.7)$$

여기서, P_T : 가스터빈 출력[KW]

η_R : 정류기 효율 (0.97)

η_{GE} : 발전기 효율 (0.95)

상기 계산식 (3.1.3), (3.1.4), (3.1.5), (3.1.6), (3.1.7)로부터 가스터빈 한 대당 요구 동력이 계산되는데, 대략 3MW 정도의 동력이 요구된다. Fig. 3.1.2는 이러한 일련의 계산을 보여주는 그림으로 최종 가스터빈 요구출력을 보여준다. 따라서, 첫 번째 동력객차와 두 번째 동력객차 각각에 약 3MW정도의 동력을 제공하는 가스터빈 및 주변장치를 설치하면 앞서 언급한 11량 편성의 고속철도 시제차량이 150Km/hr의 주행성능을 갖도록 설계할 수 있다.

2. 동력발생장치 설계

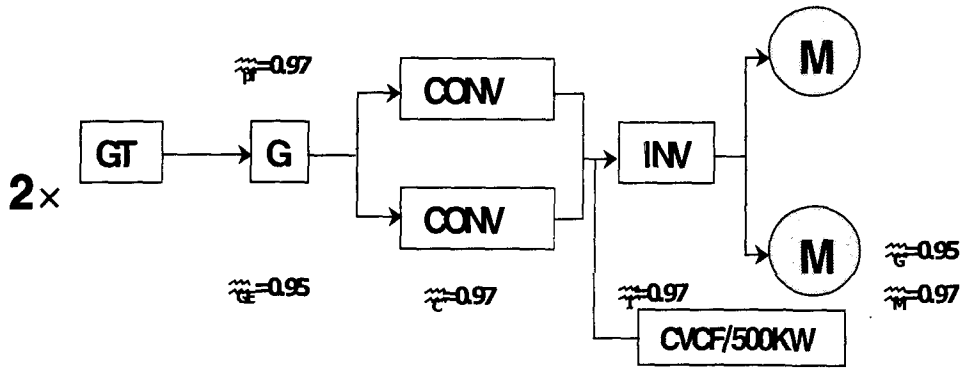


Fig. 3.1.2 가스터빈 요구출력 계산

11량 편성 고속전철 동력객차에 장착될 가스터빈 발전 시스템은 가스터빈, 발전기, 연료계통, 윤활계통, 흡·배기계통, 시동장치, 제어장치, 환기장치 등으로 구분된다.

가. 가스터빈

(1) 가스터빈 선정

11량 편성 고속전철이 비전철화 구간을 지날 때 동력객차에 장착될 가스터빈은 고속전철 주행의 동력원이 된다. 따라서, 앞 절에서 언급한 바와 같이 11량 고속전철이 최대속도 150Km/hr를 달성하기 위하여 약 3MW의 동력을 제공하는 가스터빈 2대가 각각 동력객차 TM1과 TM9에 각각 장착되어야 한다. 또한, 동력객차 내에 적재할 수 있는 무게에 대한 제한이 있으므로 (다. 중량 검토 참조), 가스터빈을 선정할 때는 동일 출력 사항에 가스터빈 무게까지 고려해야 한다. Table 3.1.2는 약 3MW의 동력을 제공하는 가스터빈의 종류별 특성을 나타내고 있다.

Table 3.1.2에서 가스터빈의 무게가 1 ton이하의 것은 TF40엔진과 501-KB3 엔진 두 가지 모델을 찾아 볼 수 있으며, 가스터빈 출력과 크기에 있어 TF40엔진이 501-KB3엔진보다 유리함을 알 수 있다. 또한, TF40엔진은 가스터빈 발전 열차인 Bombardier사가 개발한 JetTrain 열차에 실려 있는 모델이기도 하다. 따라서, 본 연구에서는 11량 편성 고속전철 동력객차에 장착할 가스터빈으로서 TF40엔진을 기준으로 검토하였다. 앞 절에서 가스터빈 한 대당 출력이 약 3MW가 요구되는

Table 3.1.2 3MW급 가스터빈 사양

Model	KW	rpm	Press .Ratio	TIT (°C)	T_{exit} (°C)	Mass (exit)	Weight kg	Dimension meter
Centaur 40	3520	1500/1800	9.7		437	18.6		
GT5	2650	3000	12		445	15.2	2500	3.1×2×1.8
TF40	3250	15400	8.8	1105	599	12.74	602	1.524×0.9×1.22
501-KB3	2835	12850	9.3		566	12.88	575	2.3×0.82×0.91
CX501-KN3	3002	12857	8.4		565	13.2	28000	8.4×2.7×2.9
KT1334	2902		9.4	990	518	16.19	6200	2.4×2.2×1.6
PW-36E	3310	1500/1800	13.5		528	15.51	30000	8×3×4
Typoon 3.6	3587	16500	11.5		525	15.51	29931	8×2.44×3.2
M1T13	2902	1500/1800	9.5		529	15.96	6300	3×2.4×2.4
GT2500	2850	1800/3000	12	951	435	14.92	1500	3×1.2×2
SB15	2720	13070	10		491	14.51	6400	3×1.5×3
OGT2500	2500	1800/3000	12	950	435	14.6	45351	12.2×3.05×3.05
Centaur 40	3515	14951	9.7		437	18.59	27210	8.77×2.44×3.0

것으로 계산된 것을 근거로 할 때, Table 3.1.2에서 나타나고 있는 TF40엔진의 출력 3.25MW는 충분할 것으로 판단된다. Fig. 3.1.3은 TF40엔진의 실물을 보여주고 있다. 그림에서는 전체형상과 주요 부위를 나타내고 있다. 이러한 TF40엔진에 대하여 Table 3.1.3에서는 구체적 사양을 기술하고 있다.

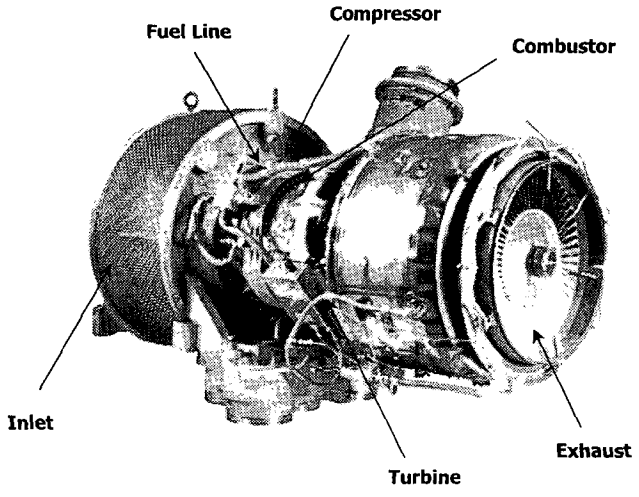


Fig. 3.1.3 TF40 가스터빈 엔진

Table 3.1.3 TF40 가스터빈 구체적 사양

Engine Specification		
Power		3,250[KW]
Thermal Efficiency		26.6[%]
Fuel FLow		981 [Kg/hr]
Fuel Pressure Required (Min/Max)		5/15 [psig]
Exhaust Gas Flow		12.8 [Kg/s]
Exhaust Gas Temperature		599 [K]
Acoustic Level	@400ft(far field)	58 dbA
	@Surface	110 dbA

(2) 가스터빈 성능평가

다중추진 시스템의 동력 시스템은 이미 앞 절에서 언급된 바와 같이 TF40 엔진과 유사한 성능 특성을 가지는 가스터빈 엔진 3MW(TF40 gas turbine engine)와 2.5MW(GTU2.5)급에 대한 성능해석을 수행하였다. 부분부하 성능해석을 위하여는 부분품의 성능특성도가 확보되어야 하나 현재 학보된 성능특성도가 없으므로 유사한 다른 성능특성도를 이용하여 수행하였다. 유사한 다른 특성도를 선정하는 데는 부분품간에 결합이 가능한 지 여부가 성능특성도 선정에 가장 중요한 인자로 작용하였다.

(가) 3MW급 가스터빈 성능분석

먼저 TF40 엔진에 대한 정격에서의 성능을 계산한 결과가 Table 3.1.4에 나타나 있다. 압축기 효율은 84%, 터빈 효율은 87%, 냉각은 노즐 가이드 베인과 터빈 동익 냉각에 총 8%를 사용하는 것으로 하였다. Fig. 3.1.4와 3.1.5는 본 성능해석에 사용된 압축기 및 터빈 성능특성도를 보여주고 있다. 사용된 성능특성도는 압축기의 경우 NASA TM X-3552의 특성도를 터빈의 경우 역시 NASA가 발표한 NASA- CR-174646 특성도를 사용하였다. 터빈의 경우 축류 터빈용이며 압축기의 경우 원심형으로 개발된 것을 Scale하여 사용하였으므로 실제 TF40엔진의 특성과 많은 차이가 있을 것으로 예측되지만 실제적인 압축기와 터빈의 성능특성도를 구할 수 없는 상황에서 두 성능특성도가 그나마 가장 잘 결합되고 있기 때문에 본 연구에 사용하였다. Fig. 3.1.6은 부분부하 시 공기유량, 연료 유량, 출력 그리고 공

연비의 변화를 보여주고 있다. 공기유량, 연료유량 모두 회전수 감소에 따라 감소하는 추세를 보이고 있지만 공기유량의 경우 거의 선형적으로 감소하는 반면에 연료유량의 경우 거의 포물선 형태로 감소하고 있고 또 결과적으로 연공비가 낮은 회전수 부근에서

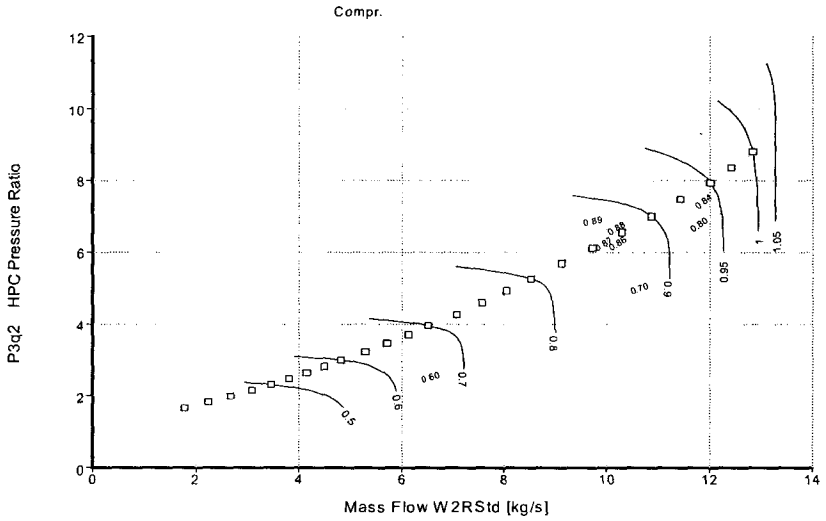


Fig. 3.1.4 압축기 성능특성도

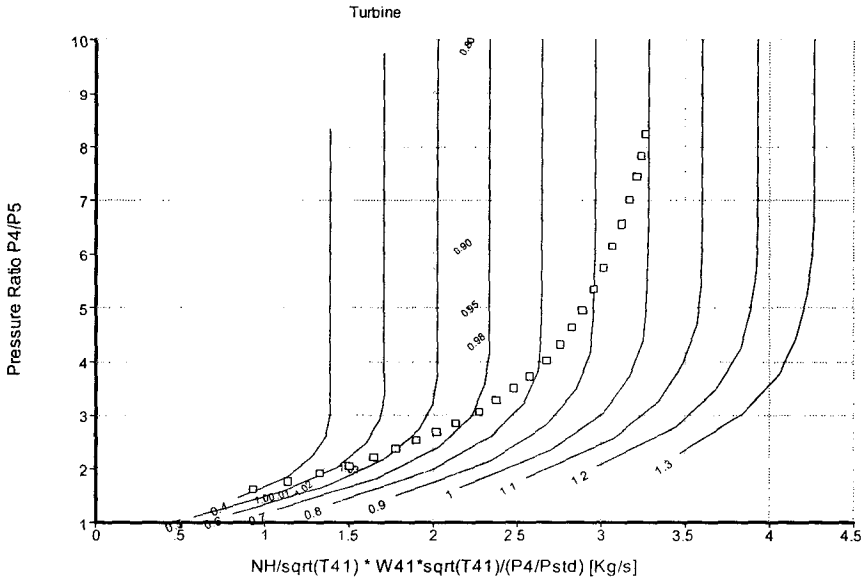


Fig. 3.1.5 터빈 성능특성도

Table 3.1.4 3MW급 가스터빈 엔진의 설계점 사양

Parameters	Value	Unit
Ambient temperature		
Total Temperature	288.15	K
Total Pressure	101.325	kPa
Intake Pressure ratio	0.99	
Compressor		
Temperature exit	576.68	K
Pressure exit	878.28	kPa
Pressure ratio	8.8	
Efficiency (Isentropic)	84.0	%
Airflow rate	12.70	kg/sec
Dhc	3870	kW
Bleed	6	%
Combustor		
Temperature exit	1380	K
Pressure exit	843.15	kPa
Pressure loss	4	%
Efficiency	0.99	
Fuel LHV (LNG)	49.86	MJ/kg
Mf/Ma	0.018814	
Turbine		
Temperature exit	892.7	K
Pressure exit	102.338	kPa
Expansion ratio	8.239	
Efficiency (Isentropic)	87.0	%
Gasflow rate	12.939	kg/sec
Dhc	7120.0	kW
Rotor dynamics		
Rotating speed	14,880	RPM
Performance		
Shaft power	3250	kW
Specific fuel consumption	0.2647	kg/(kW.h)
Thermal Efficiency	27.36	%

($N/N_{DP}=4$) 오히려 증가하는 현상을 보이고 있어 낮은 속도에서 가스터빈이 매우 불안정하게 작동할 수 있음을 암시하고 있다. 이러한 가능성은 Fig. 3.1.7에서 잘 나타나 있는데 연소기 출구 및 터빈 출구 온도가 저 RPM에서 급격하게 증가하고 있음을 볼 수 있다. Fig. 3.1.8은 부분부하에서 서지 마진, 터빈 출력 그리고 터빈의 팽창비의 변화를 보여주고 있다. 서지 마진의 경우 저 RPM에서 급속하게 감소하고 있어 이미 지적된 저속에서의 작동의 불안정을 확인할 수 있다. 이 같은 예상은 실제 가스터빈의 성능특성도가 확보되는 경우 충분히 다른 결과가 나올 수 있으므

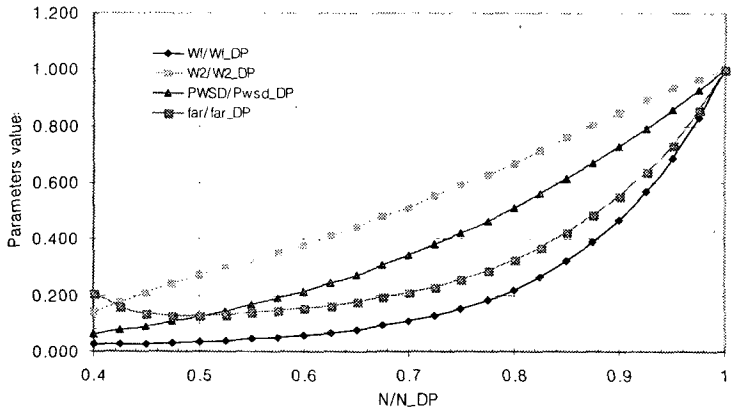


Fig. 3.1.6 부분부하 시 공기유량, 연료유량, 출력 그리고 공연비의 변화

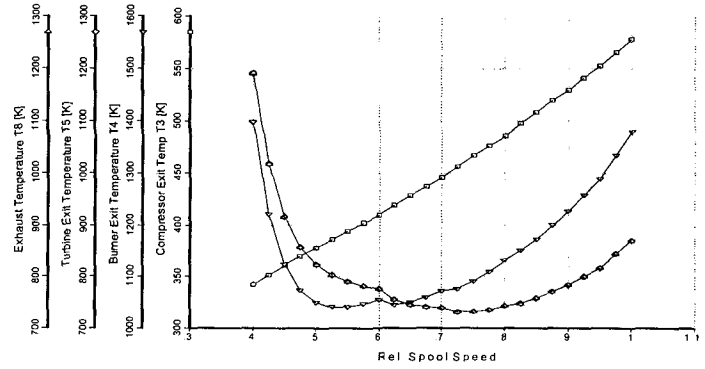


Fig. 3.1.7 부분부하 시 압축기, 연소기, 터빈 출구온도의 변화

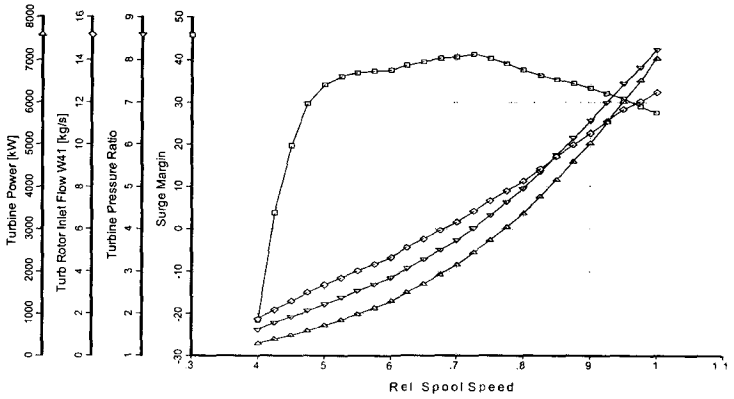


Fig. 3.1.8 부분부하시 서지 마진, 터빈 출력, 터빈 팽창비의 변화

로 정확한 성능특성도의 확보가 매우 중요하나 실제 가스터빈 제작사들로부터 제작된 가스터빈의 성능특성도를 확보하는 것이 거의 불가능할 것이므로 해당 가스터빈에 대하여 판매되는 Broshure에 나타난 개략적인 정보 이상의 구체적인 정보를 제작사로부터 확보하는 경우 자체적으로 해당엔진에 대한 보다 적확한 성능특성도의 작성이 가능해지고 그 경우 가스터빈 엔진에 대한 성능해석 보다 정확하게 예측할 수 있을 것으로 판단된다. Fig. 3.1.9는 부분부하 시 연공비, 출구 속도, 등가출력의 변화를 보여주고 있다. 저속에서 연료 공급량이 지나치게 증가하고 있는 것을 볼 수 있다. Fig. 3.1.10에서는 부분부하에서 연소기의 효율 변화를 보여주고 있는데 저속에서 연소기 효율이 급격하게 감소하는 것을 볼수 있다. Fig. 3.1.11은 부분부하 시 터빈 유량과 효율 에 대한 레이놀즈 수정 계수의 변화를 보여주고 있다. 보통 레이놀즈 수에 의한 성능 보정은 압축기 보다는 터빈에서 보다 중요하게 취급되며 산업용 보다는 항공용에서 더욱 두드러지게 된다. Fig. 3.1.12는 부분부하 시 터빈 출구 수정 유량 및 압축기 및 터빈의 압력의 변화를 보여주고 있다. 변수 모두 회전수와 함께 감소하는 것으로 나타나고 있다. Fig. 3.1.13은 대기 온도 변화 시 출력, 팽창비 그리고 서지 마진의 변화를 보여주고 있다. 온도 감소와 함께 서지 마진은 감소하는 것으로 나타나고 있으나 출력 및 팽창비는 증가하는 것으로 나타나고 있다. 즉 성능 면에서는 유리해지지만 작동의 안정성 측면에서는 다소 불리한 것으로 나타나고 있다.

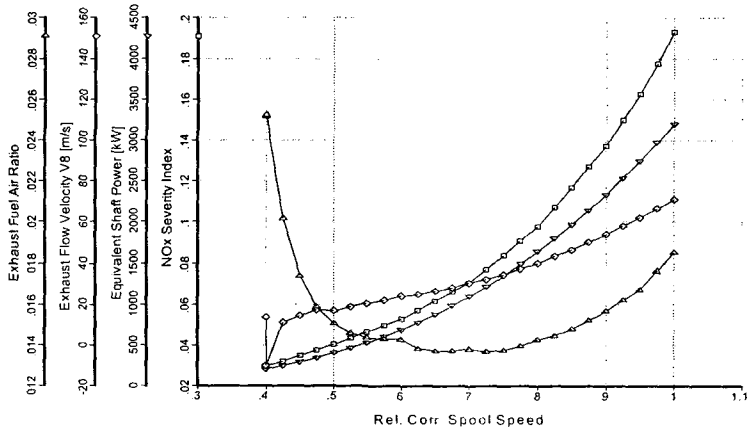


Fig. 3.1.9 부분부하 시 연공비, 출구 속도, 등가 출력의 변화

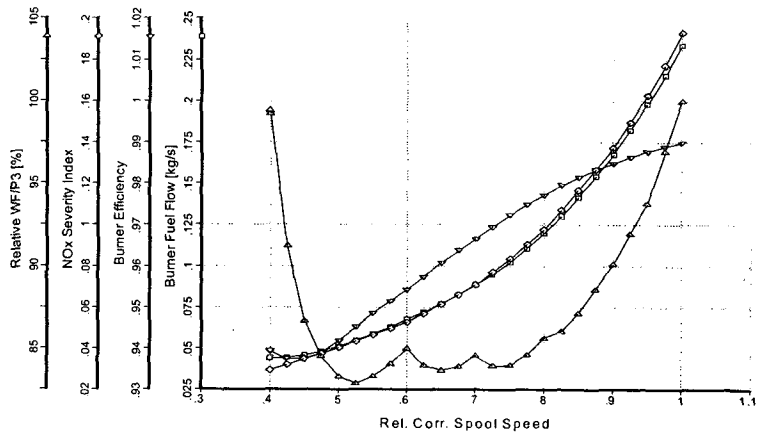


Fig. 3.1.10 부분부하시 상대연료변화, NOx, 연료기 효율연료량의 변화

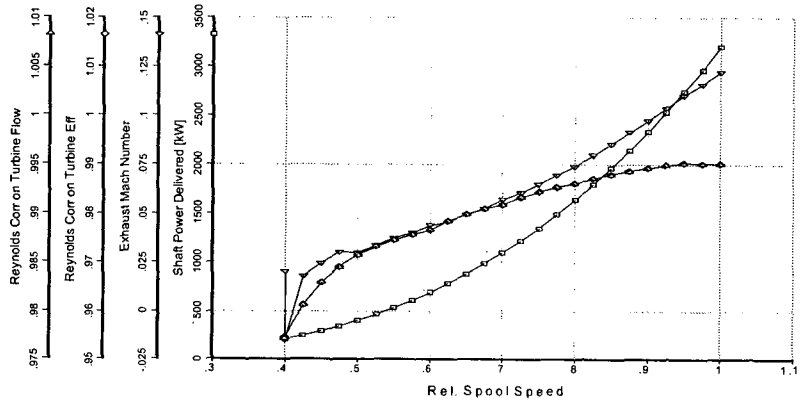


Fig. 3.1.11 부분부하시 터빈 유량, 효율에 대한 레이놀즈 수 변화, 출구 마하속도, 축출력 변화

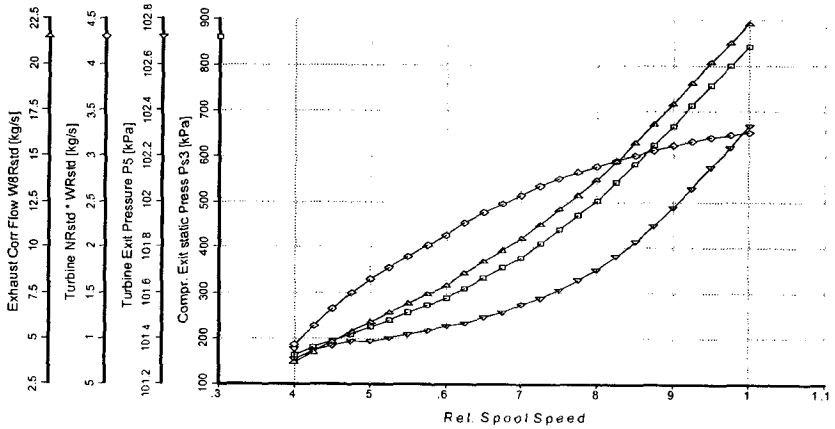


Fig. 3.1.12 부분부하 시 출구수정유량, 터빈 수정유량, 터빈 출구압, 압축기 출구 정압변화

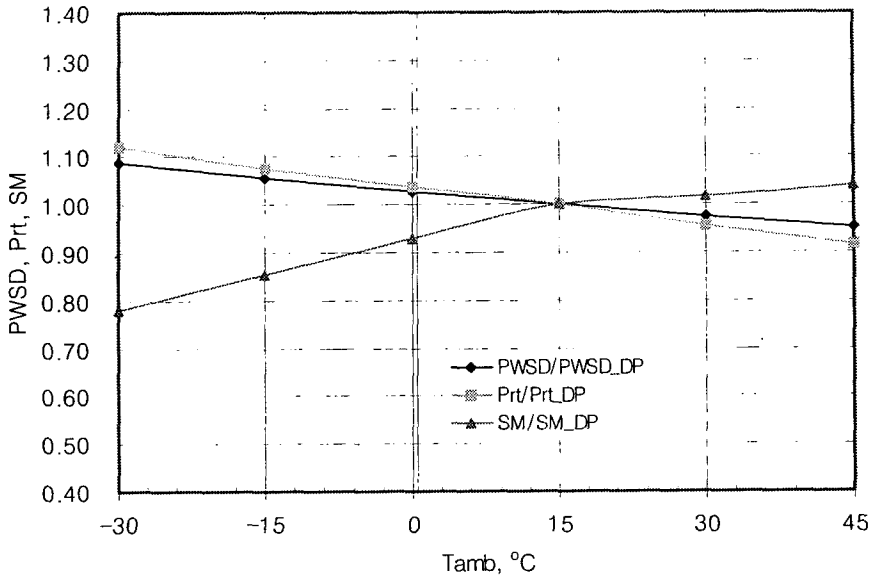


Fig. 3.1.13 대기 온도 변화 시 출력, 팽창비, 서지 마진의 변화

(나) 2.5MW 가스터빈 엔진 성능분석

본 연구를 통하여 수행된 2.5MW 가스터빈 엔진은 2축 사이클로서 고압과 저압 spool이 있고 또 동력터빈이 있어 발전기와 연계되어 작동할 수 있는 사이클에 대한 성능해석을 수행하였다. Fig. 3.1.14는 해석에 사용된 사이클 Scheme을 보여주고 있다. 그림에서 LPC와 HPC는 저압과 고압 압축기를 나타내고 있으며 IC는 중간냉각기를, CC는 주연소기를, LPT와 HPT는 저압과 고압 터빈을 나타내고 있다. PT는 동력터빈을 지칭하고 있으며, PC는 PT로부터 발생한 동력을 이용하여 압축공기 장치를 구동하기 위한 압축공기장치를 나타내고 있다. 연소기에 대한 연료 공급은 인젝터 노즐(6)에 의하여 이루어지며 인젝터내의 작동은 압축공기 장치(10)에 의하여 공기저장탱크(9)에 축적된 고압 공기에 의하여 이루어진다. 압축기의 서지현상을 방지하기 위하여 공기를 방출할 수 있는 장치(3)가 설치되어 있다. Aircooler regenerator는 동력터빈과 연료밸브(7) 사이에 위치하며 냉각과 가열을 위한 열전유체의 용량을 계산하기 위한 미분방정식으로 계산된다. 계산을 위한 기본적인 미분 방정식 및 관계식은 다음과 같다.

$$a_i \frac{dx_i}{d\tau} = F_i(x_i, x_2, \ldots, x_i, \ldots x_I, x_{I+1}, \ldots, x_K, \tau);$$

여기서, $i=1,2,\ldots, I$; $I \leq K$

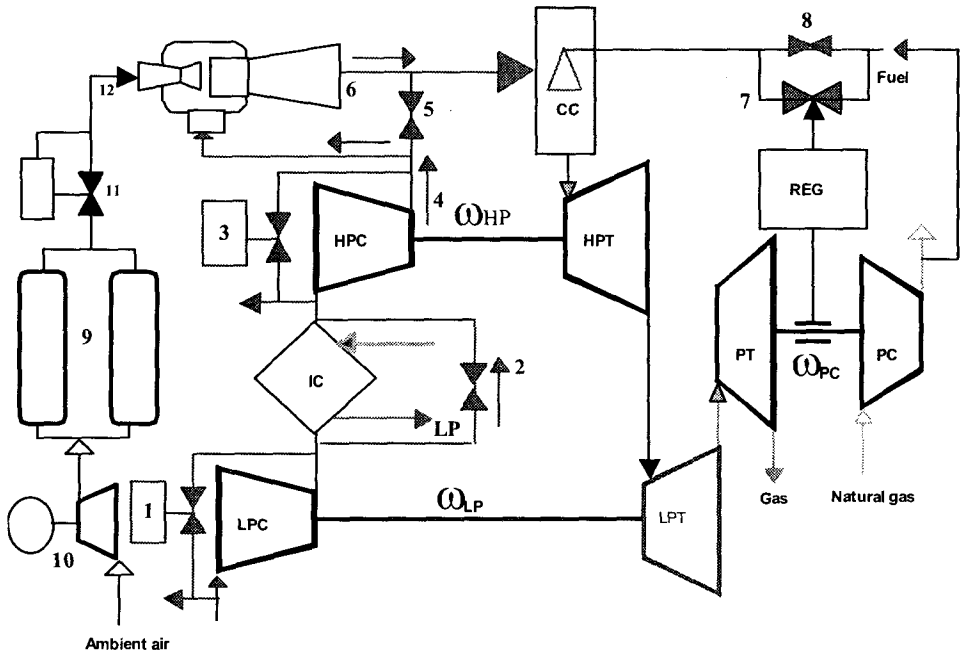


Fig. 3.1.14 The principal scheme of the GTU

LPC and HPC are compressors of low and high pressures; IC is intercooler; CC is combustion chamber; LPT and HPT are turbine of low and high pressures; PT is power turbine; PC is pipeline compressor; ω_{LP} and ω_{HP} are rotation speeds of turbo-compressors of low LPTC and high HPTC pressures of the gas generators; ω_{PC} is rotational speed of the PC and PT; 1- LPC anti-surge device; 2- bypass valve; 3- HPC anti-surge device; 4-main pipe line; 5-starting slide valve; 6- starting pipe line; 7-fuel valve; 8-ignition valve; 9-accumulating bottles; 10-compressor of air re-pressuring; 11-reduction gearbox; 12-injector.

$$f_j\,(x_{1,}x_{2,\ldots\ldots,}x_K)=0,\ j=I+1,I+2,\ldots\ldots,K,$$

여기서 a는 미분 방정식의 계수를, x1, x2, ... 등은 상태의 변수들을, τ는 시간을 F는 이미 알고 있는 변수 x의 함수이며, f는 변수 간 상관식을 나타내고 있다.

Table 3.1.5 Components of the MM for a GTU

Element		a_i	x_i	F_i	f_j
Rotors of turbo machine	When $\omega > 0$	$J\omega$	ω	$P_T - P_C - P_{mech}$	$P_T = c_{pg} T_g (1 - r_T^{(1-\gamma)/\gamma})\eta_T$; $c_{pg} = c_{pg}(T_{g\,av})$; $c_v = c_p - R$; $\gamma = c_p/c_v$; $m^* = m\sqrt{T}/p$; $\omega^* = \omega/\sqrt{T}$; $r_T = r_T(m^*_g, \omega^*_T)$; $\eta_T = \eta_T(\omega_T/c^0_g)$; $P_C = c_{pg}\, m_a\, T_a (r_C^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)/\eta_C$; $c_{pa} = c_{pa}(T_{a\,av})$; $r_C = r_C(m^*_g, \omega^*_C)$; $\eta_C = \eta_C(m^*a, \omega^*_C)$; $P_{mech} = P_{0\,mech}(\omega/\omega_0)^{1.8}$; $T_{av} = (T_{in} + T_{out})/2$;
	$\omega = 0$	J	ω	$m_T - m_C - m_{mech}$	$m_{mech} = m_{bra}$
Elementary volumes of air - gas path: air ducts, gas ducts, CC, intercoolers and regenerators; starting bottles		V	ρ	$m_{in} - m_{out}$	$p = R\rho T$; $p_{av} = (p_{in} + p_{out})/2$; $T_{av} = \sigma T_{in} + (1-\sigma) T_{out}$; $p_{out} = p_{in} - \Delta p$; $\Delta p = \Delta p_0\, \xi_R\, \xi_T\, \xi_m$; $\xi_R = R/R_0$; $\xi_T = T_{av}/T_{0av}$; $\xi_P = p_{0av}/p_{av}$; $\xi_m = m_{av}/m_0$ $u = c_v t$; $t = T - 273$; $Q_w = U_2 A_2 (t - t_w)$; $Q_{in} = (m\ c_p t\ )_{in}$; $Q_{out} = (m\ c_p t\ )_{out}$
			ρu	$Q_{in} - Q_{out} - Q_w$	
Walls of elementary volumes		$c_w m_w$	t_w	$Q_{w1} - Q_{w2}$	$Q_{w1} = U_1 A_1 (t_1 - t_w)$; $Q_{w2} = U_2 A_2 (t_2 - t_w)$ $U_1 = [1/h_1 + (1-\sigma_w)\delta_w/k_w]$; $\xi_k = k_{av}/k_{0av}$; $U_2 = [1/h_2 + \sigma_w\ \delta_w/k_w]$; $\xi_k = \nu_{0av}/\nu_{av}$; $h = h_0\, \xi_k [\xi_R\ \xi_T\ \xi_m\ \xi_v]^{n^*}$
speed regulator		T_{sm}	μ	U $\lvert U \rvert \le 1$	$U = k_{f\,ga}(\omega_{set} - \omega_{pc}) - k_{f\,df}\,\mu_f$; $m_f = m_{f0}(\mu_f)$; $Q_{cc} = Q_{cc}(m_f)\eta_{cc}$
Regulators of an anti-surge protection					$U = k_{s\,ga}(S_{s\,set} - S_s) - k_{s\,df}\mu_{sur}$; $f_{sur} = f_{sur}(\mu_{sur})$; $m_{sur} = m_{sur}(f_{sur},\ p,\ T)$

Note 1. The subscripts: $_0$ indicates the nominal condition; $_{av}$, $_{in}$, $_{out}$ indicate averaged, input and output parameters; $_a$, $_g$ indicate air and gas. c^0_g is an ideal efflux velocity.

Note 2. The subscripts $_1$ and $_2$ for A, h, U, t, Q_w correspond to inner and outer heat transfer surfaces of a considered volume.

Note 3. For a control signal U of the speed and anti-surge protection regulators, main terms are recorded only. The additional, connected with a particular for concrete operation regime, limitations of control algorithm will be specified in the text. The index $_{set}$ is entered for a pilot signal of the regulator setting device.

Table 3.1.5는 가스터빈 성능을 계산하기 위한 부분품에 대한 수학적 모델을 보여주고 있다. 2.5MW급 가스터빈 엔진의 시동은 다음과 같은 절차를 통하여 이루어

진다. 먼저 연료는 연료밸브(8)을 통하여 이루어지는데 연료 공급량은 정격의 0.015kg/sec이며 연료 공급이 이루어질 때 밸브(5)는 닫혀 있다. 연료밸브(7)의 작동속도는 일정하다. 구동 시스템의 시간제한은 40초로 고정되어 있다. Fig. 3.1.15는 2.5MW급 가스터빈 엔진의 시동상태를 보여주는 그림으로 연소기가 위치한 인젝터에 과급공기가 주입되고 주입된 공기량은 임계 분사 조건에 의하여 제한되며 여기서는 약 1.1kg/sec로 유지되고 있다. 고압압축기가 서지 상태에 들어가는 것을 방지하기 위하여 고압공기가 주입되는 시각에 대비하여 연료 점화 시각을 지연시키는 방책을 취하고 있다. 고압터빈 내부의 온도의 급작스런 과도상승은 100°C 이상을 초과하지 않도록 조치되어 있다. 시동을 위한 공기량을 급속하게 감소시키는 경우 온도 상승은 약 50°C 정도로 나타나고 있다. 시동 공기량의 공급이 중단된 이후 HPTC의 회전속도의 둔화가 나타나고 있다. 가스터빈 회전체는 w_{PC}=0.1에서 정상상태에 돌입하는 것으로 나타나고 있다. Fig. 3.1.16은 동력터빈의 회전 속도가 변화하는 동안 가스터빈의 정적거동 상태를 보여주고 있다. 동력터빈의 속도가 증가하는 동안 고압 및 저압 압축기의 회전 속도 역시 증가하고 있으며 고압 압축기의 회전 속도가 저압보다 크게 나타나고 있다. 동력터빈의 회전수 증가와 함께 공기량도 함께 증가하지만 이때 과급공기량은 오히려 감소하는 것으로 나타나고 있다. 이

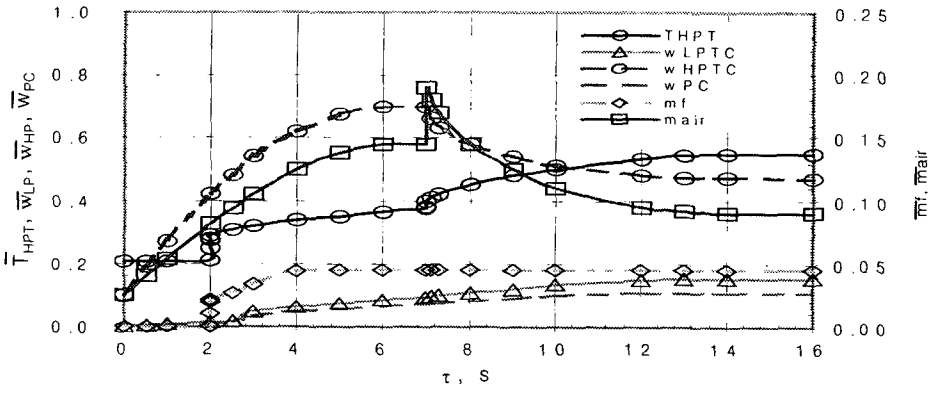


Fig. 3.1.15 Time variation of the GTU relative parameters at an injector start-up THPT; High pressure inlet temperature, wLPTC, wHPTC, wPC are rotor speed of low pressure spool, high pressure spool and power turbine compressor, mf, mair are fuel flow rate and airflow rate, respectively.

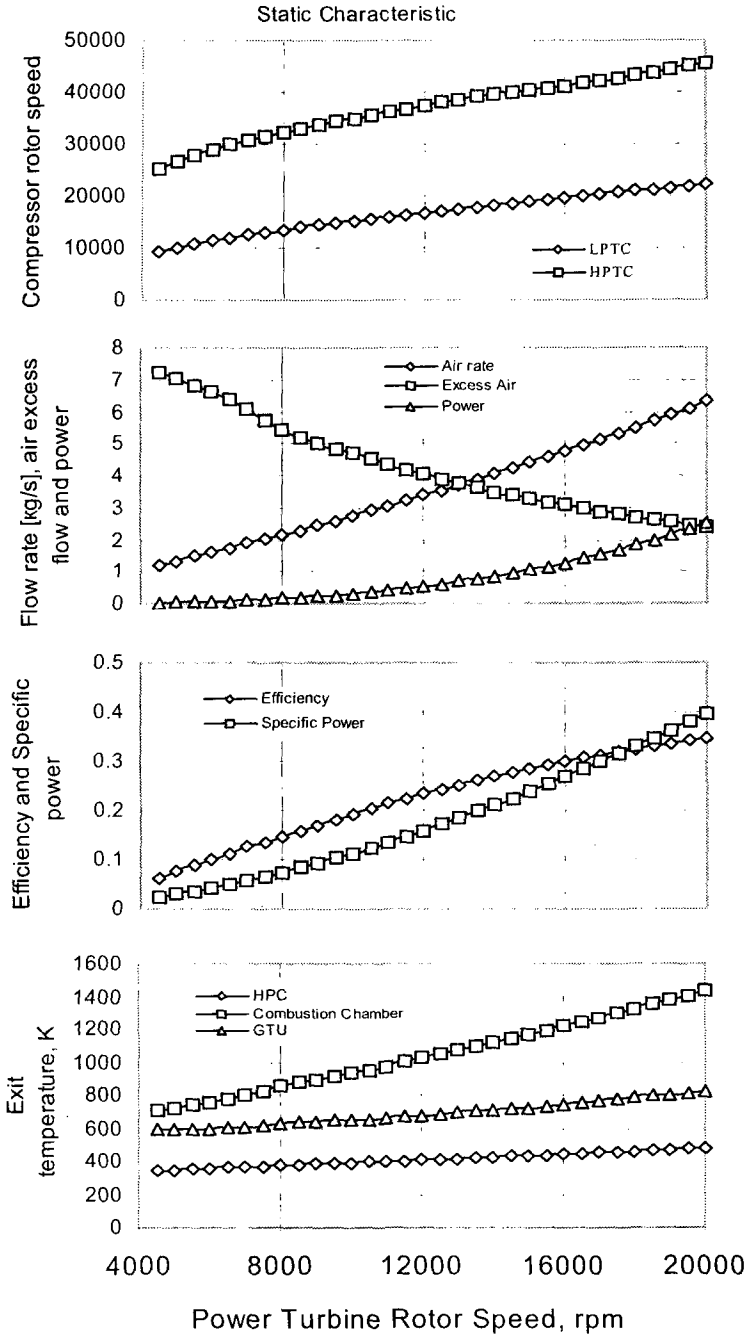


Fig. 3.1.16 Static characteristic of the GTU with variation of the PT(PC) rotation speed

것은 동력 터빈 회전 속도의 증가와 함께 연소 작용이 더욱 잘 이루어지고 있음을 보여주는 것이며 이때 출력도 증가하는 것으로 보여 진다. 효율 및 비출력도 동력

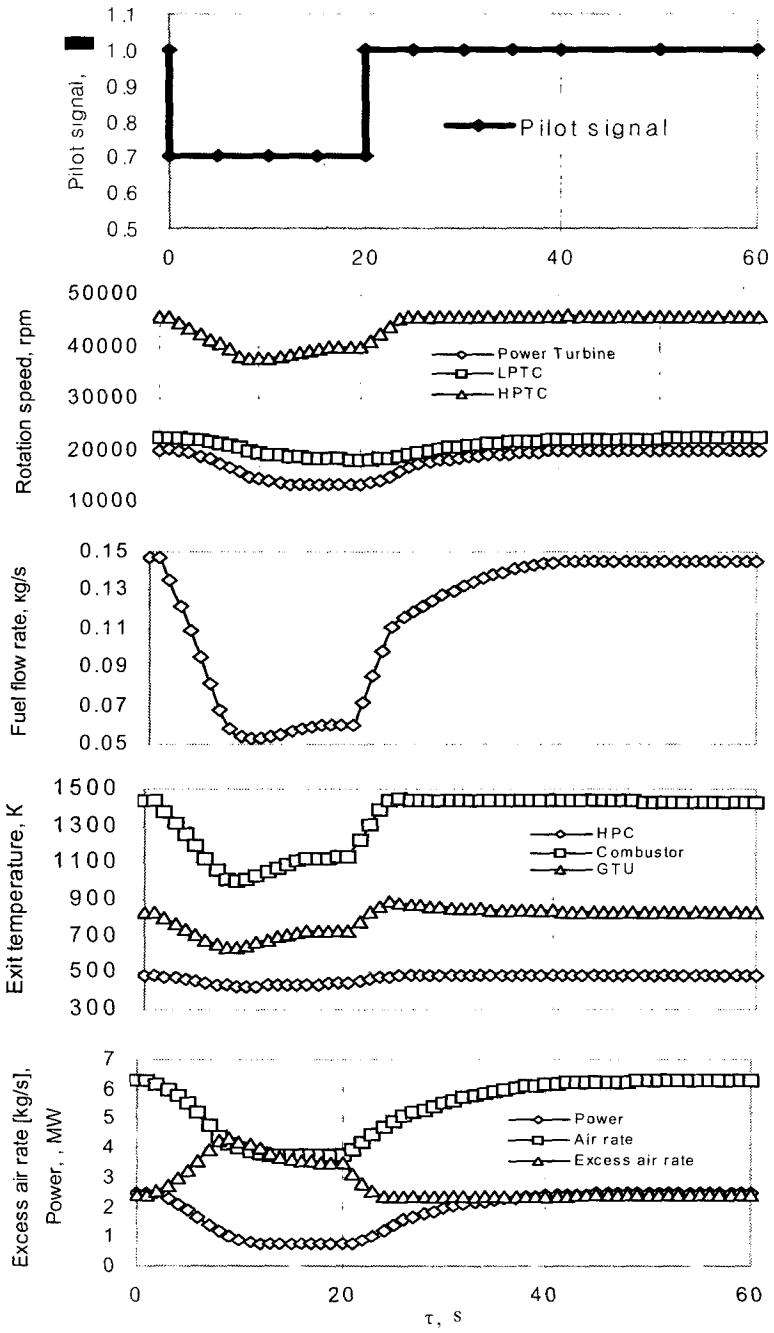


Fig. 3.1.17 Transient processes of rotor speeds at changing of the pilot signal of the speed regulator device under the law 1.0.

터빈 회전 속도와 함께 증가하는 것으로 나타나고 있다. 회전 속도 증가 시 연소기, 고압압축기, 가스터빈의 출구 온도는 모두 상승하고 있으나 이중 고압압축기

출구 온도의 상승이 가장 미미한 것으로 나타나고 있다. Fig. 3.1.17은 가스터빈 속도 조정 장치의 Pilot 시그널을 이용하여 회전속도를 변화시키는 경우 과도 성능 상태를 보여주고 있다. 그림의 제일 윗부분이 제어 계획이며 나머지 네 그림은 이때의 성능 변화의 모습을 보여주고 있다. 두 번째 그림은 동력터빈과 저압압축기, 고압압축기의 회전 속도의 변화 상태를 보여주고 있다. 고압압축기의 변화가 가장 두드러지며 그 다음은 동력 터빈 그리고 저압압축기 순으로 변화의 범위가 큰 것으로 계산되고 있다. 세 번째 그림은 이때 연료량의 변화를 보여주고 있다. 네 번째 그림은 고압압축기, 연소기 그리고 가스터빈의 출구 온도 변화를 보여주고 있는데 연소기, 가스터빈, 고압압축기의 순으로 출구 온도 변화가 크게 나타나고 있다. 다섯 번째 그림은 과급공기량, 공기량 및 동력의 변화를 보여주고 있으며 Pilot 시그널의 감소 시 공기량과 동력은 Pilot 시그널 변화에 비례하여 변화하지만 과급공기량은 오히려 반비례하는 것을 볼 수 있다. 이것은 Pilot 시그널의 이동 속도에 비하여 공기이동속도가 느리기 때문에 초기에 보다 많은 공기가 유입되기 때문인 것으로 풀이된다. Fig. 3.1.18은 비상 시 급작 감속의 경우 시간 변화에 따른 회전체 속도 변화, 공기량과 압축비의 변화 그리고 고압압축기, 연소기, 가스터빈의 출구 온도 변화의 상태를 보여주고 있다. 급작감속 시 고압압축기의 회전속도가 가장 빠른 비율로 감속하고 있으며 다음은 동력 터빈 그리고 저압압축기 순으로 나타나고 있다. 고압압축기의 관성모멘트가 가장 작기 때문인 것으로 풀이된다. 공기량이나 압축비는 거의 유사한 형태로 감소하고 있다. 출구 온도의 경우 연소기, 고압압축기, 가스터빈의 순으로 감소하는 것으로 나타나고 있다. Fig. 3.1.19는 인젝터에 의한 기동 시 시간 변화에 따른 고압압축기의 변수들의 변화 추세를 보여주고 있다. 계산은 두 가지 인젝터 설계 특성 (f/f*=34, 47)에 대하여 서지 마진, 공기량 그리고 고압압축기 회전 속도의 변화를 조사하였다. f*는 Injector throat의서의 통과 면적을 나타내고 있다. 첫 번째의 경우 (f/f*=34) 초기 기동 시 충분한 서지 마진을 가지고 있는데 이것은 보다 많은 공기가 압축기로 흡입되기 때문인 것으로 판단된다. 초기 시동 공기량의 감소는 급격하게 이루어지는데(밸브 5를 개방시킴) 이로 인하여 가스터빈 내부의 공기량이 증가하며 이는 사이클 내에 공기량의 증가를 의미한다. 압축기내의 공기량의 증가는 소요 동력의 증가를 의미하며 결과적으로 고압압축기회전 속도의 감소를 가져온다. 시동 공기공급을 중단 한 후 연료 밸브의 위치는 안정화된다. 대기 온도가 변화하는 경우 시동상태를 조사하는 것도 관심을

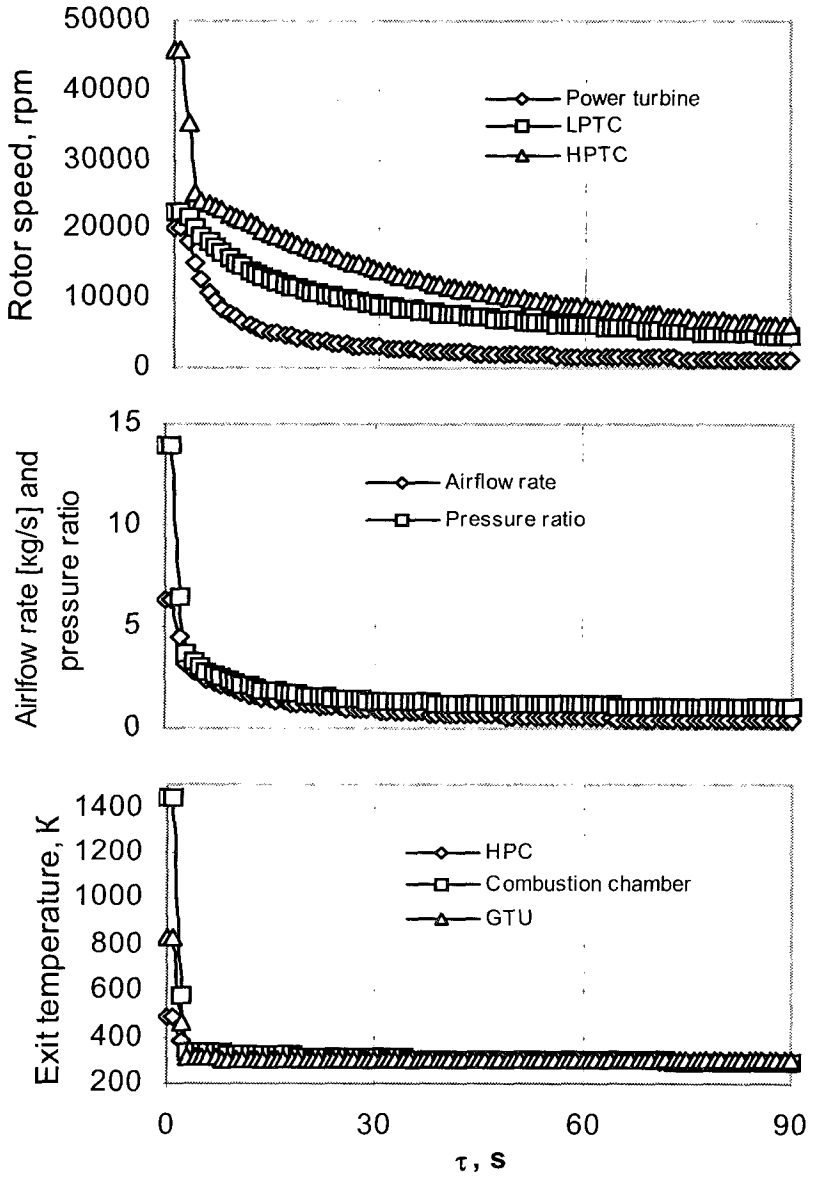


Fig. 3.1.18 Time variation of rotation speeds during emergency shutdown of the GTU under the nominal load.

끄는 사항이며 이를 위하여 f/f*=34의 경우, 그리고 대기온도 -60°C, 15°C 그리고 40°C의 경우에 대하여 조사하였다. 대기 온도 40°C의 경우 15°C의 경우와 매우 유사하다. 60°C의 경우 HPC의 서지 마진이 감소하는 것이 보이는데 이로 인하여 연료공급량이 감소될 것이며 그 결과 고압압축기의 회전 속도가 감소하는 것으로

나타나고 있다.. 저압압축기와 터보차저의 경우 회전 속도가 높을수록 온도가 낮게 나타나고 있다. 이상과 같이 출력 3MW와 2.5MW급의 가스터빈 성능에 대하여 조사하였으며 이러한 연구 결과는 실제 가스터빈이 고속열차에 탑재되는 경우 이들 가스터빈이 다양한 조건, 즉 부분부하 상태, 과도 상태, 대기 온도 변화 상태 등에서 어떻게 반응할 것인가를 사전에 예측할 수 있고 이를 열차 제어의 입력 자료로 활용할 수 있는 근거를 제공할 수 있다는 측면에서 매우 중요하다.

나. 발전기

앞 절에서 가스터빈의 출력을 계산할 때 발전기 효율 (η_{GE}=0.95)을 고려할 때 발전기를 통한 전력은 2703.3KW이므로, 발전기 용량은 대략 2.8MW 정도면 될 것으로 판단된다. 또한, 현재 미국에서 추진되고 있는 가스터빈 발전을 이용한 고속전철 운용 프로젝트인 ALPS (Advanced Locomotive Propulsion System)에서의 발전기 사양을 살펴보면, 가스터빈 동력을 발전기로 전달할 때 감속기어를 사용하

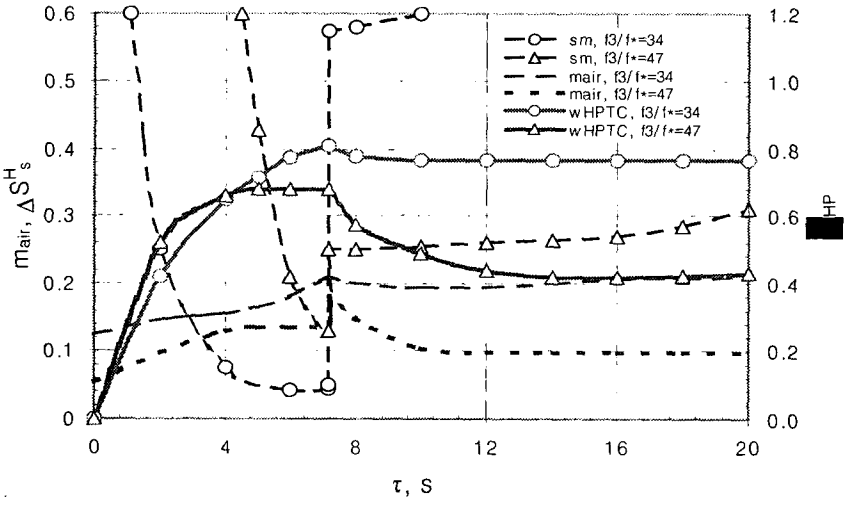


Fig. 3.1.19 Time variation of HPTC parameters at an injector start-up of the GTU with two different variants of flow rates and injector characteristics; ○: m_{wor}=0.56kg/s, f_3/f^*=34; △: m_{wor}=1.31kg/s, f_3/f^*=47; sm : $\Delta S_s^H = S_s^H - 1.0$ is an absolute stability margin of the HPC; mair is a relative air flow rate in the cycle; wHPTC is a relative rotation speed of HPTC.

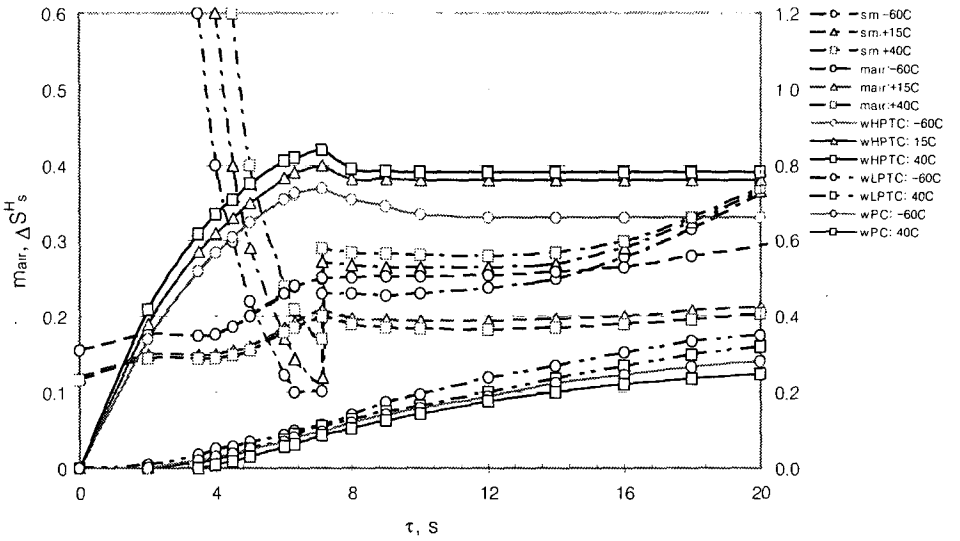


Fig. 3.1.20 Time variation of the GTU parameters at injector start-up with m_{wor}=0.56kg/s; f_3/f^*=34 and of different ambient air temperatures: sm is the stability margin in HPC for t_a= - 60°C, t_a= +15°C and t_a= +40°C; mair is air flow rate, wHPTC, wLPTC are rotor speed of hipg pressure and low pressure spool, wPC is power turbine compressor, respectively.

지 않는데, 이는 감속기어가 많은 중량을 차지하기 때문으로 판단된다. 일반적으로 3MW 정도 용량을 갖는 발전기 는 대략 5~8 ton 정도의 무게를 갖는다. 이러한 무게는 발전기 세트에 감속기어를 포함하고 있는 것이며, 산업용 가스터빈 발전의 경우 중량에 대한 제한을 거의 받지 않기 때문이다. 따라서, 본 연구에서는 2.8MW 용량을 갖는 발전기를 고려하였으며, 가스터빈으로부터 감속기어를 사용하지 않고 바로 발전기로 에너지가 전달되는 방식을 고려하였다. Table 3.1.4에서는 약 3.0MW 용량을 갖는 가스터빈 발전기의 특성을 나타내 준다.

Table 3.1.6에서 보듯이, 발전용량은 3.0MW로 거의 유사하나 발전기 전체 중량 및 크기가 ALPS Project 것에 비하여 KAWASAKI 것이 월등히 크다. 따라서, 동력객차에 가스터빈 발전기를 장착해야 하는 본 연구과제에서는 동일 발전기 용량에 대하여 무게와 크기가 작은 ALPS Project의 발전기 사양을 선택하고자 한다. Fig. 3.1.21는 제작 시험 중인 ALPS Project의 발전기 세트를 보여준다. 또한, Table 3.1.7에서는 이러한 발전기 세트의 세부사양을 보여준다.

Table 3.1.6 발전기 사양

	Generator Specification	
ALPS Project	Power	2.5~3.0MW
	Reduction Gear Box	없음
	Weight	920Kg
	Dimension	0.52m(dia)×1.44m(length)
KAWASAKI Gas Turbine	Power	2.8~3.2MW
	Reduction Gear Box	있음
	Weight	7,400Kg
	Dimension	1.2m(dia)×2.5m(length)

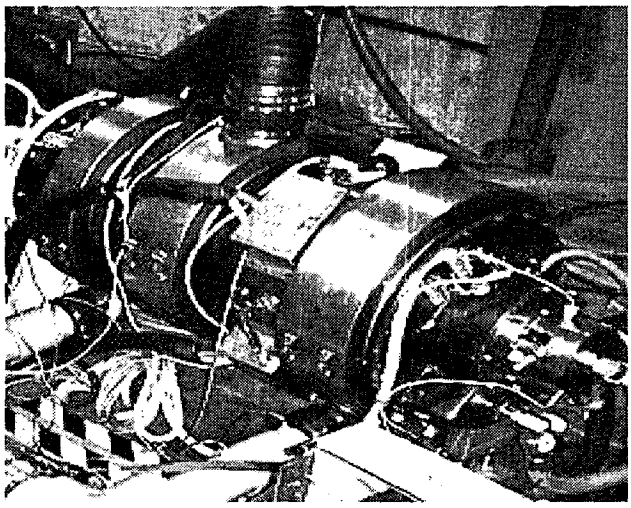


Fig. 3.1.21 발전기 세트 (ALPS Project)

Table 3.1.7 발전기 세트 사양

Generator Specification	
Power	2.5~3.0 [MW]
Pole	8-Pole (800~1027Hz)
Voltage	1,377 [V, RMS-LL]
Ampere	637 [A, 3-phase]
Dimension	0.52m(dia)×1.45m(length)
Weight	920 [Kg]
Speed	12,000~15,400 [rpm]
Brushless Exciter, Synchronous Alternator	

다. 주변장치 요구 사양

가스터빈 발전 시스템 운용을 위해서, 연료장치, 윤활장치, 흡·배기장치, 시동장치, 제어장치, 환기장치 등 여러 가지 장치들이 종합적으로 검토되어야 한다. 본 절에서는 앞 서 언급한 가스터빈 및 발전기 사양을 토대로 그 주변 장치 들의 사양들을 선정하고자 한다.

(1) 연료장치

연료장치는 가스터빈에 연료를 공급하기 위한 장치로, 연료탱크, 브스터 펌프, 저압 필터, AC 모터구동 펌프, 고압 필터, 그리고 밸브 등으로 구성된다. 각 구성요소 별 요구조건은 다음과 같다. Fig. 3.1.22는 이러한 연료공급 계통을 개략적으로 보여준다.

(가) 부스터 펌프

저압 필터 입구 부위에서 유입된 액체 연료가 일정 압력에 도달하도록 하는 역할을 한다.

(나) 저압 필터

연료에 혼합된 불순물을 10μm까지 거르는 역할을 해야 한다. 이러한 필터는 가스터빈으로 공급되는 연료의 순도를 높이며, 이물질을 제거한다. 또한, 필터의 양단에 높은 압력차가 감지되면 신호를 보내도록 해야 한다. 필터 양단에 발생하는 높은 압력은 이물질 등으로 인하여 유동 통로가 막혀있을 가능성이 높다는 것을 의미한다. 이러한 신호는 가스터빈 제어계로 전송되도록 한다.

(다) 고압 연료 펌프 (AC 구동)

고압 연료 펌프는 저압 필터를 통과한 연료를 연료조절 밸브까지 이송시킨다.

(라) 고압 필터

고압 펌프를 지난 연료는 고압 필터를 통해 25μm까지 이물질 제거가 이루어

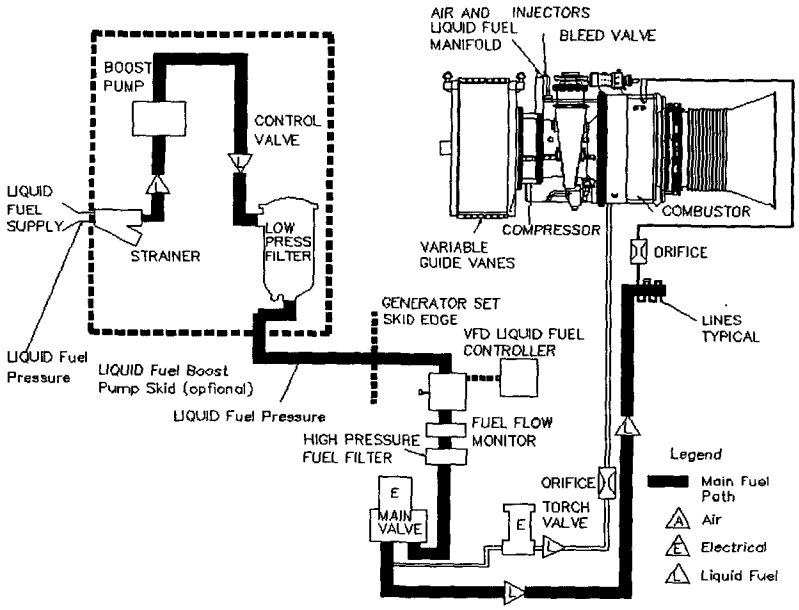


Fig. 3.1.22 연료계통 개략도

진다. 이러한 이물질에는 펌프의 마모로 발생한 이물 등을 포함한다. 이러한 필터는 연료 제어 밸브를 보호하는 역할을 한다.

(마) 연료 제어 장치

연료 제어 장치는 초기 점화로부터 가속운전, 정상상태운전을 위한 연료공급을 관장한다. 이는 주 연료 제어 모터 그리고 연료 유량 계측 모니터로 구성된다. 가속운전 제어는 연료공급이 연료유량게이지로부터 연료 공급량과 연소실 벽 온도 센서로부터 제어된다.

(2) 윤활장치

가스터빈 발전 시스템에 있어 윤활장치는 고속 운전되는 가스터빈 및 발전기의 마모방지와 회전부위 고열발생을 막아준다. 윤활장치 구성은 주 펌프, 필터, 오일 냉각기, 오일 탱크 히터, 압력 및 온도 조절 밸브, 오일 공급 제어장치 등으로 구성된다. Fig. 3.5.23은 이러한 윤활계통의 개략도를 보여준다.

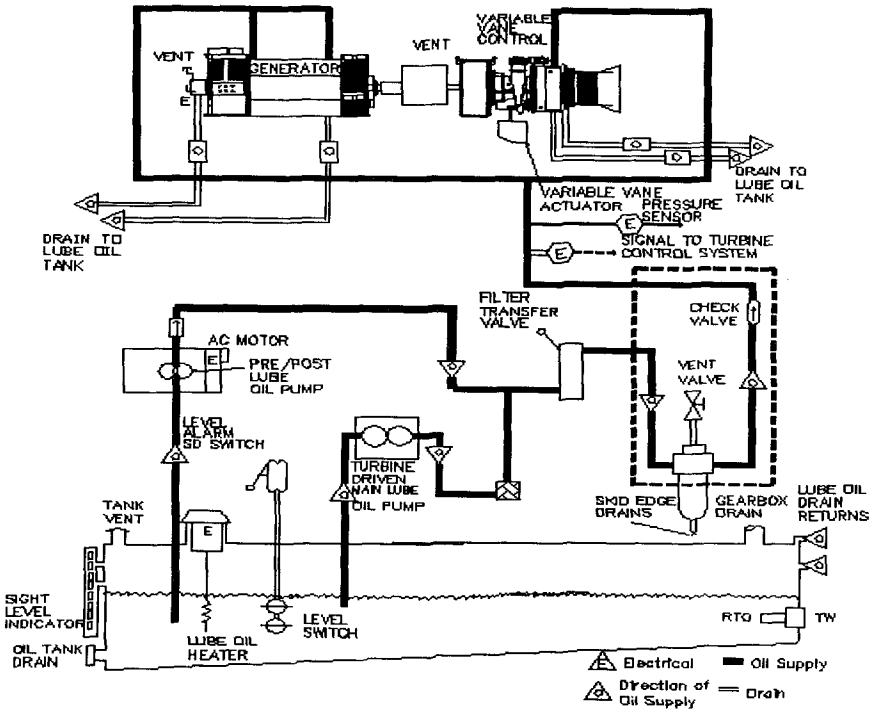


Fig. 3.1.23 윤활계통 개략도

(가) Pre/Post 오일 펌프

Pre/Post 오일 펌프는 가스터빈 구동 전후로 오일을 순환시키는 펌프로 가스터빈 및 발전기를 보호하는 역할을 한다.

(나) 오일 필터

엔진 순환 오일은 오일 필터를 통해 5μm까지 이물질이 제거된다. 이러한 오일 필터는 연료 필터와 마찬가지로 필터 양단 압력차가 클 경우 신호를 제어계통에 보내도록 조치하여야 한다.

(다) 오일 온도 조절장치

가스터빈 및 발전기 오일 계통을 통과한 오일은 온도가 상승하게 되며, 일정 온도 이상 되었을 때 냉각해 주어야 한다. 오일 온도 조절을 위해서, 오일 온도 계측센서 및 밸브, 그리고 냉각팬과 라디에이터를 통한 냉각장치가 필요하다. 일반적

으로 20℃ 기준을 설정하며, 이러한 기준 온도를 넘어설 때 라디에이터 및 냉각팬을 통한 오일 냉각시스템이 작동하도록 하여야 한다.

(라) 오일 탱크 히터

오일 탱크 주변 온도가 극히 낮을 때 오일의 점도 변화 등으로 인하여, 오일 순환에 문제가 발생할 수 있으며, 이를 극복하기 위해 오일 탱크에 히터를 장착한다. 이러한 히터는 오일 탱크 오일의 온도를 10℃ 이상 유지시킬 수 있어야 한다.

(3) 흡입장치

가스터빈의 흡입 시스템의 구성은 덕트, 흡입 필터, 흡입 소음기, 흡입 스크린 등으로 구성된다. 이러한 구성은 가스터빈으로 유입되는 요구 공기유동을 만족해야 하며, 흡입 시스템을 통한 압력 저하가 최소가 되도록 하여야 한다. 또한, 소음저감의 필요가 있을 때 이를 위한 설계가 요구된다. 또한, 터빈 입구 온도를 낮추기 위하여 (효율증가), 흡입 냉각코일을 흡입영역에 설치할 수 있다. 이때, 유동은 대기조건과 터빈 입구 온도에 따라 결정된다.

(가) 설계 시 기본 요구사항

흡입구 설계 시 기본적으로 요구되는 사항은 다음과 같다.

- 흡입구 덕트를 통한 압력 손실의 제한이 터빈 흡입량을 기준으로 고려되어야 한다.

- 전체 설계에서 가스터빈의 배기가스와 환기 시스템을 통한 배출가스가 흡입구로 유입되지 않도록 설계되어야 한다.

- 흡입구 부위 어떤 부품도 조임이 느슨해 지지 않도록 해야 한다.

(나) 흡입구 필터

- 흡입구 필터는 가스터빈 날개의 보호와 다른 부위 부식 등을 방지하기 위해 먼지나 염분 또는 공기에 포함된 이물질 등을 제거 하는 역할을 한다. (흡입 필터 조건: Particle size는 10μm Max, 염분 함량은 0.02ppm Max)

- 필터를 통해 막힘이 없도록 필터 앞/뒤에 차압 게이지를 두는 것

이 바람직하다.

- 비상용 바이패스 도어가 가스터빈의 서징을 피하기 위하여 필요하다. 이는 필터를 통하여 부분적으로 막힘이 있을 수 있기 때문이다.

(다) 흡입 소음기

- 일반적으로 흡입 부분에 소음 흡수장치가 필요한데, 이는 가스터빈 엔진의 소음을 줄이는 일환이다. 소음 저감의 요구에 따라 설계자는 이를 고려해야 한다.
- 스플리터 타입 흡입 소음기가 많이 사용되는데, 이는 압력 손실을 작게하고, 공기의 흐름을 거의 방해하지 않기 때문이다.
- 흡음재를 사용할 때 특히 주의해야 할 것은 바람에 날려 흡음재 일부가 가스터빈으로 들어가지 않도록 안전한 보호가 필요하다.

※ 주의: 흡입구를 통한 공기의 속도가 흡음재를 지날 때 30m/s를 넘지 않도록 설계해야 한다.

(라) 흡입구 스크린

- 외부의 물체 등이 흡입구로 유입되어 가스터빈 시스템의 손상을 막도록 반드시 설치되어야 한다.
- 일반적 스크린 사양은 다음과 같다.

wire dia. : Φ1.0 ~ Φ1.2 [mm]
mesh : 4-mesh
material : stainless steel
type : plain weave wire screen

(4) 배기장치

가스터빈 배기 시스템은 터빈의 출구로부터 배출되는 배기가스를 부드럽게 소음기로 보내는 덕트부와 소음기로 구성된다. 일반적으로 배기 시스템을 통한 압력 손실은 가능한 적게하여 터빈의 효율에 영향을 주지 않도록 설계되어야 한다. 배기 소음기와 덕트는 배기가스로부터 가해지는 힘으로부터 안전하게 지탱되어야 하며, 열팽창을 줄이기 위하여 적절한 단열이 요구된다.

(가) 설계 일반

- 덕트 설계 시 압력 손실이 가스터빈의 출력과 관련하여 적절한 수준을 넘지 않도록 설계되어야 한다.
- 덕트 설계 시 열 팽창을 최대한 줄일 수 있도록 설계되어야 한다.
- 열팽창을 흡수하기 위하여 반드시 열팽창 파이프가 고려되어야 한다.
- 배기가스가 다시 가스터빈으로 유입되지 않도록 설계되어야 한다.

(나) 배기 팽창 파이프

- 팽창 파이프는 파워섹션과 배기 덕트 사이에 설치되어야 한다.

※ 주의: 팽창 파이프는 300mm 이상의 길이를 나타내야 한다.

(다) 배기가스 소음기

- 스플리터 타입 흡입 소음기가 많이 사용되는데, 이는 압력 손실을 작게하고, 공기의 흐름을 거의 방해하지 않기 때문이다.
- 배기사스 온도를 견딜 수 있는 재질이어야 한다.
- 소음기의 열팽창이 고려되어야 한다.

※ 주의: 소음재료는 일반적으로 Punching Metal과 Glass Fiber 조합으로 만들어지며, 배기가스 유속이 약 40m/s를 넘을 때, 흡음재를 보호할 방법이 고려되어야 한다.

(5) 시동장치

일반적으로 시동장치는 AC 유도 모터로 이루어져 있으며, AC 유도 모터는 VFD (Variable Frequency Drive)로 운전된다. 우선 시동장치가 구동되면, Pre 오일 사이클어 개시된다. 그리고 Pre 오일 사이클이 완료되면, VFD는 저주파 AC 전압을 시동 모터에 공급한다. 가스터빈이 구동되기 시작한 후 VFD는 가스터빈이 서지 속도에 도달 할 때까지 주파수와 전압을 증가시킨다. VFD는 순환 사이클 (Purge Cycle) 동안 시동 모터가 일정 속도를 갖도록 조정한다. 순환 사이클 이후 가스터빈 제어장치는 VFD가 계속 가속되도록 명령하는데, 이는 가스터빈이 점화되도록 하는 것이다. 시동장치가 임계속도에 이르게 되면, 가스터빈은 더욱 가속되어 시동 모터보다 빠르게 회전하여 시동장치와 가스터빈의 연결이 제거된다. VFD

로부터 시동모터까지의 거리가 183m를 넘지 않도록 해야 한다.

(6) 제어장치

가스터빈 발전 시스템의 제어 시스템은 시동장치의 속도가속, 가스터빈과 발전기의 운전 중 모니터링, 그리고 운전 중단 명령을 담당한다. 이러한 가스터빈 발전의 제어동작은 터빈의 과부하와 높은 온도, 윤활유 압의 저하, 그리고 윤활유의 과열과 같은 상황에서 터빈 발전기를 보호한다. 이러한 제어 시스템은 Engine Operation Panel, Engine Control Box, Control Cable Assembly 등으로 구성된다.

(가) Engine Operation Panel

가스터빈 작동의 수동조작을 위하여 Engine Operation Panel은 동력객차 안에 설치되어야 한다. 표준적인 Operation Panel은 다음과 같은 여러 가지 장치들과 스위치들로 구성된다.

- 엔진 속도 표시기 : Turbine Speed
- 배기가스 온도 표시기 : 터빈 입구와 출구에서의 온도 차이를 지시
- 윤활유 온도 표시기 : 터빈 베어링으로 들어가는 오일의 온도 지시
- "Start" 스위치 : 수동 정지명령 제공
- "Purge" 스위치 : 퍼지 스위치는 엔진을 점화 없이 수동으로 구동하는 것으로, 이때 바이패스 연료 밸브가 열리게 되고, 연료 계측 밸브를 통해 연료가 순환되도록 한다.
- "Emergency Stop" 스위치 : 스위치를 누르면, 즉시 엔진이 정지하도록 하며, 동시에 발전기를 고립시킬 신호를 보낸다.
- "Reset" 스위치 : 전체 시스템이 "Ready to Start" 상태로 가도록 신호를 보낸다.

(나) Engine Control Box (ECB)

ECB는 전압 안정장치가 설치되어, 시동-정지, 보호 로직, 그리고 다양한 Analogue Signal Conditioner와 Transmitter 등으로 구성되어 있다.

- Control Power Supply

- Ambient Temperature Check
- Max Humidity Check
- Dust Check

(다) Control Cable Assembly

가스터빈과 발전기로부터 ECB까지 Cable 연결이 되어야 하며, ECB로부터 전체 열차 TCU (Traction Control Unit)와 연결되어야 한다. ECB와 TCU와의 연결은 원격 조정되는 모드와 수동모드 모두를 의미한다.

(7) 환기장치

가스터빈 발전 시스템이 설치된 동력객차 내부에는 환기 시스템이 설치되어야 하는데, 일반적으로 구동 팬을 사용하여 실내 공기를 환기 한다. 이러한 환기 시스템은 동력객차 내부 온도를 일정하게 유지하도록 한다.

(가) 일반 사항

동력객차 내부 온도가 허용온도를 넘지 않도록 환기가 필요하다. 가스터빈을 장착한 동력객차 내부에는 다음과 같은 열원이 있다.

- 발전기로부터의 열 (Air Cooling Type)
- 오일 냉각팬으로부터의 열
- 가스터빈 표면으로부터 방사되는 열

가스터빈 흡입구로 발전기나 오일 냉각시스템으로부터의 가열된 공기가 들어가지 못하도록 하여야 한다.

(나) 동력객차 내 가용 온도

가스터빈이 설치된 동력객차 내 온도는 대기상태와 무관하게 일정 수준을 넘어서는 안 되며, 일반적으로 70°C를 넘지 않도록 환기 시스템을 구성해야 한다. 이러한 환기를 위해서 동력객차 외벽에 환기구 팬을 설치하는 것이 필요하다.

(8) 진동방지 시스템

동력객차 내에 설치될 가스터빈 발전기 시스템은 고속 회전 운동하는 장치이므로, 베드에 발전기 세트를 고정시킬 때와 발전기 세트가 고정된 베드를 동력객차에 설치할 때 진동 방지 대책을 고려해야 한다.

(가) 설계 일반

- 가스터빈 발전 시스템은 디젤엔진이나 다른 왕복 내연기관보다 작은 진동특성을 갖는다. 이러한 특성은 주파수의 범위가 상대적으로 크기 때문이다. 결과적으로, 진동문제가 가스터빈의 경우 심각하지 않으나, 높은 주파수에서의 진동 에너지 전파로 인하여 소음문제를 야기할 수 있다.
- 가스터빈의 진동문제는 저주파 영역의 소규모 진동을 Rubber Vibration Isolator 등을 통하여 해결할 수 있다.

(나) 진동 방지장치 구조

- 가스터빈 발전 시스템이 베드 플레이트에 얹어졌을 때, Rubber Vibration Isolator가 일반적으로 사용된다.
- 진동 방지 지지 점은 보통 4점 이상으로 한다.
- Rubber Vibration Isolator의 위치가 결정되고 난 후, 스프링 계수(K)와 Rubber Vibration Isolator의 특성값들이 결정되는데, Rubber의 중량지지가 주파수 특성에 따라 결정된다.

※ 주의: Rubber Isolator의 스프링 상수 값은 시스템의 주파수 특성이 다음과 같은 식을 만족하는 범위에서 결정된다.

$$7\text{Hz} \le 0.5\times(\pi\sqrt{g})\times(K/W) \le 12\text{Hz} \qquad (3.1.8)$$

여기서, π : constant (3.14)

g : 중력 가속도 (32.2ft/s^2)

K : Rubber Vibration Isolator의 스프링 상수 값 (lb/ft)

W : Rubber Vibration Isolator 위에 얹어질 전체 무게 (lb)

(다) 베드의 강도

베드는 가스터빈과 발전기를 장착한 후 변위로 인하여 연결부위 Alignment 문제가 발생하지 않도록 충분한 강도가 있어야 한다.

(9) 화재 경보/진압 장치

가스터빈 발전 시스템이 장착된 동력객차 내에는 화재 경보/진압 장치를 구비해야 하는데, 이는 가스터빈으로부터 배출되는 배기가스의 온도가 약 600°C인 것을 고려하면 쉽게 이해할 수 있다.

(가) 고온 경보 장치

열 센서를 통한 화재 경보 알람이 동력객차 내에 설치되어야 한다. 이러한 센서는 만약 객차 내부 온도가 비 정상적으로 높아지면 작동하여 알람이 울리도록 설계된다.

(나) 화재 감지/진압 장치

동력객차 내부에는 자동적으로 제어되는 화재 감지/진압 장치가 설치되어야 하는데, 설계는 한국화재 예방규격에 따른다. 주 화재 감지 시스템은 자외선 탐지 장치를 주로 이용한다. 보조 화재 감지 시스템은 열 탐지 센서를 사용하며, 주 화재 감지장치와 보완관계를 갖고 독립적으로 운용되도록 한다.

라. 주변장치 설계

앞 서 언급한 가스터빈 발전 시스템 주변장치 요구사항을 기준으로 좀더 구체적으로 가스터빈 및 발전기 사양에 맞추어 주변장치를 설계하고자 한다.

(1) 연료장치

(가) 연료탱크

설계에 고려되고 있는 가스터빈 TF40 엔진은 연료 소모율이 981Kg/hr이므로, 연료공급 후 열차의 주행시간에 따라 연료탱크의 크기를 결정하여야 한다. 본 연구에서는 11량 편성 고속전철이 150Km/hr로 약 3시간 총 450Km를 주행할 수

있는 연료를 저장할 수 있는 연료탱크를 고려하고자 한다. 연료의 밀도 및 연료 소모율 주행시간을 고려하면, 동력객차에 설치할 연료탱크의 크기가 정해지는데, 다음과 같다.

$$V=m/\rho=2943/804=3.66\ [m^3] \qquad (3.1.9)$$

여기서, V : 연료탱크 크기 [m^3]

m : 3시간 사용할 연료무게 [Kg]

ρ : 연료 밀도 [kg/m^3]

식 (3.5.9)으로부터 연료탱크의 크기는 대략 3.66 [m^3] 이상 이어야 함을 알 수 있다. 본 연구에서는 V=3.94 [m^3]=(1.65×1.4×1.84)로 하여 열차가 3시간 이상 주행할 수 있도록 하였다.

(나) 연료 펌프

가스터빈이 연료를 시간당 981Kg 필요하므로, 초당 0.2725Kg이 소요된다. 따라서, 이에 필요한 연료펌프는 초당 연료를 0.2725Kg 이송시켜야 하는데, 연료계통에 포함되어 있는 각종 필터, 밸브, 오리피스, 그리고 연료 파이프 라인을 통한 압력 손실을 극복할 수 있는 펌프가 필요하다.

(2) 윤활장치

(가) 오일탱크

가스터빈 발전 시스템의 윤활유 순환량은 터빈의 출력에 따라 다소 차이가 있으나, 대략 가스터빈 출력이 3.0MW 이내 일 때, 300*l*의 오일을 오일통에 저장하여, 분당 200*l*/min의 오일을 순환시킨다. 본 연구에서는 300*l*의 SHELL ASTO-500 오일을 저장할 수 있는 오일 통의 크기를 약 0.68 [m^3]=(1.6×1.25×0.34)로 설계하였는데, 300*l*의 오일을 저장하기에 충분하다 (약 0.3 [m^3] 정도 크기의 오일 통에 저장할 수 있음).

(나) 오일펌프

오일탱크의 오일은 펌프로 가압되어 파이프 라인의 압력 손실과 각종 밸브, 필터, 그리고 가스터빈 과 발전기 베어링을 지날 때의 압력 손실을 극복하도록 준비해야 한다. 본 연구에서는 200*l*/min의 오일을 언급된 압력 손실을 극복하면서 공급될 수 있도록 해야 한다.

(3) 흡입장치

가스터빈의 배기가스가 12.8Kg/s로 배출될 때, 연료의 공급이 0.2725Kg/s 이므로, 가스터빈 흡입구를 통해 제공되어야 하는 공기는 최소 12.53Kg/s이 되어야 한다. 따라서, 흡입구 덕트의 크기는 이를 고려하여 설계되어야 한다. 본 연구에서는 흡입구를 동력객차 외벽 옆면에 흡입구를 내어 열차가 주행할 때 더 많은 공기가 주입될 수 있도록 하였으며, 이는 프랑스의 가스터빈 발전을 통한 고속전철 TGV의 흡입구 설계와 같은 개념으로 하였다. 흡입구 덕트의 단면적이 결정될 경우, 흡입되어야 할 공기량이 12.53Kg/s 이상 되어야 하므로, 흡입구 덕트를 통한 공기의 유동 속도를 구할 수 있다. 이러한 유동 속도가 과도하게 크지 않도록 설계가 이루어져야 한다.

$$V_{in}=\dot{m}_{air}/(A_d\times\rho_{air})=12.53/(0.4235\times1.6634)/1.1614)=0.6065\ [m/s] \qquad (3.1.10)$$

여기서, V_{in} : 흡입구 덕트 내 공기 유동속도 [m/s]

$\dot{m}_{air}$: 흡입구 덕트 내 공기 공급량 [Kg/s]

A_d : 흡입구 덕트 단면적 [m^2]

ρ_{air} : 흡입구로 유입되는 공기 밀도 (1.1614 at 300K) [Kg/m^3]

식 (3.5.10)에서 계산된 흡입구 덕트 내 공기유동 속도는 열차가 정지 있을 경우 가스터빈의 압축기가 회전하면서 발생되는 Suction을 통해 얻어지며, 열차가 주행할 때는 덕트 입구의 형상을 통해 덕트로 유입되는 공기속도와 Suction을 통해 얻어진다. 다만, 주의할 사항은 덕트 내 막힘이 발생하지 않도록 주의해야 한다.

(4) 배기장치

TF40 가스터빈의 경우 배출되는 배기가스의 양이 12.8Kg/s이며, 출구온도가 대략 600°C 이므로, 이러한 배기가스 출구조건에 적합하도록 배기장치를 설계해야 한다. 또한, 배기가스의 소음 레벨이 110dB 정도 되므로, 배기 장치 내에 소음기의 설치가 불가피 하다. 먼저, 배기가스의 온도가 약 600°C 이므로 고열에 견딜 수 있는 재료를 사용해야 하며, 덕트 내 열팽창을 고려해 주름진 팽창 덕트를 따로 구성해야 한다. 본 연구에서는 이러한 팽창 덕트를 약 430mm 정도 두어 앞 서 언급한 300mm를 넘도록 설계하였다. 또한, 배기가스의 속도는 배기 가스량과 출구온도 그리고 가스터빈 출구부 최대 직경으로부터 결정되는데, 다음과 같다.

$$V_{exit}=\dot{m}_{exit\ gas}/(A_{exit}\times\rho_{exit\ gas})=12.8/(0.25\pi\times1.07^2\times0.4)=35.58\ [m/s] \quad (3.5.11)$$

여기서, V_{exit} : 덕트 내 배기가스 유동속도 [m/s]

$\dot{m}_{exit\ gas}$: 덕트 내 배기가스 유동량 [Kg/s]

A_{exit} : 덕트 단면적 [m^2]

$\rho_{exit\ gas}$: 배기가스 밀도 (0.4 at 600°C) [Kg/m^3]

상기 계산된 속도는 앞절에서 언급한 배기가스 한계속도 40m/s이내 인 것을 알 수 있다.

마. 가스터빈 발전 시스템 설계

앞 서 언급한 가스터빈, 발전기, 그리고 주변장치 들에 대한 기본적 사양과 요구조건 등을 만족하는 무게, 크기, 연결계통 등을 고려하여 11량 편성 고속전철 동력객차 TM1과 TM9 안에 설계하였다. 가스터빈과 발전기에 연결되어 있는 주변장치 연결계통은 각각 연료계통, 윤활계통, 흡·배기계통, 시동 및 제어계통, 그리고 환기계통 등으로 구성된다.

(1) 연료계통

연료계통은 브스터 펌프, 제어밸브, 저압필터, AC 모터 펌프, 고압필터, 주 밸브, 그리고 오리피스 등으로 구성된다. Fig. 3.1.24는 연료계통의 입체적 형상을 나타내며, Fig. 3.1.25, Fig. 3.1.26, Fig. 3.1.27은 연료계통에 대한 측면도, 평면도, 평면도를 각각 나타낸다.

(2) 윤활계통

윤활계통은 Pre/Post 오일 순환을 위한 AC 모터 펌프, 필터, 밸브의 구성과 정상작동을 위한 AC 모터 펌프, Fan과 Radiator로 구성된 오일 Cooler, 필터 및 밸브로 구성된다. 이러한 윤활계통은 가스터빈과 발전기 모두에 공급된다. Fig. 3.1.28, Fig. 3.1.29, Fig. 3.1.30, Fig. 3.1.31는 이러한 윤활계통도를 보여준다.

(3) 흡·배기 및 소음 계통

흡·배기 및 소음 계통은 가스터빈에 공급되는 공기의 통로와 가스터빈으로부터 연소되어 배출되는 배기가스의 통로를 의미한다. 흡기계통은 공기 흡입구와 필터, 그리고 철망 등으로 구성되며, 배기계통은 열팽창 덕트, 배기 덕트, 소음기 등으로 구성된다. Fig. 3.1.32, Fig. 3.1.33, Fig. 3.1.34, Fig. 3.1.35는 이러한 흡·배기 및 소음계통도를 보여준다.

3MW 정도의 출력을 갖는 가스터빈의 경우 표면으로부터 방사되는 소음의 정도는 약 105dB 정도 되며, 배기가스의 경우도 이와 비슷하게 약 110dB 정도로 소음에 관하여 대책을 강구해야 한다. 본 연구에서는 이러한 소음을 줄이기 위한 방안으로 소음기의 특성과 재료 등에 대하여 자세히 다루었다 (부록 3). 결론적으로, 동력객차 안에서 발생되는 소음을 일차적으로 객차외벽이 차단하여 객차 바깥에서의 소음이 약 65dB 이하로 되도록 하였으며, 배기가스 배출시 발생되는 소음도 소음기를 설치하여 객차 바깥에서 (객차외벽에서 1~2m 지점) 소음정도가 약 65dB 이하로 되도록 설계하였다. 이러한 소음기준은 Bombardier 사의 JetTrain에 적용된 소음기준과 같다.

(4) 시동 및 제어계통

시동 및 제어장치는 가스터빈의 시동과 전체 시스템 제어를 총괄하는 장치이며, 자동조작 모드와 수동조작 모드로 구분된다. 한편, 제어장치는 열차의 주제어

장치인 TCU (Traction Control Unit)과 연결되어 원격으로 통제할 수 있도록 되어 있어야 한다. Fig. 3.1.36, Fig. 3.1.37, Fig. 3.1.38, Fig. 3.1.39는 이러한 시동 및 제어계통도를 나타내준다.

(5) 전력변환계통

전력변환장치는 가스터빈에서 발생한 전력을 열차에서 사용할 수 있도록 변환하는 장치이다. Fig. 3.1.40, Fig. 3.1.41, Fig. 3.1.42, Fig. 3.1.43은 이러한 전력변환장치의 배치 형상을 보여준다.

(6) 환기계통

환기계통은 가스터빈 발전 시스템이 장착된 동력객차 내에 가스터빈 및 발전기 등으로 인하여 온도가 상승할 경우 이를 낮추기 위한 장치로, 동력객차 외벽에 팬을 설치하여 운용하게 된다. Fig. 3.1.44, Fig. 3.1.45, Fig. 3.1.46은 동력객차에 설치된 환기계통을 보여준다.

(7) 전체 도면 (2D 도면)

앞 서 가스터빈 및 발전기, 그리고 주변장치를 각각 계통별로 나타내었다. 이러한 가스터빈, 발전기, 그리고 주변장치에 대한 기본적 설계를 바탕으로 11량 편성의 고속전철 동력객차 내에 장착한 설계도면을 나타내었다. 설계도면은 동력객차에 대하여 각각 2차원적으로 정면도, 평면도, 측면도를 나타내었다. Fig. 3.1.47은 가스터빈 발전시스템이 장착된 동력객차의 외형을 나타내며, Fig. 3.1.48, Fig. 3.1.49, Fig. 3.1.50은 동력객차에 설치된 가스터빈 발전시스템의 측면도, 평면도, 투사도, 그리고 단면도 등을 나타낸다.

(7) 전체 입체 레이아웃

앞서 언급된 가스터빈 발전 시스템의 3차원적인 레이아웃은 Fig 3.1.51과 Fig. 3.1.52와 같다.

(8) 설계제안

11량 편성의 고속전철 동력객차 TM1과 TM9에 가스터빈 발전 시스템을 탑

재하여 비전철화 구간에서의 자가발전 시스템에 대한 설계검토를 수행하였다. 가스터빈 발전 시스템은 가스터빈, 발전기, 그리고 주변장치들로 구성되는데, 앞 서 설계 검토에서 확인되듯이, 기본적으로 차지하는 무게 및 크기를 고려할 때, 동력객차 내에 길이 방향으로 약 9.8m 정도의 공간이 요구된다. 현재 운행 중인 7량 편성의 고속전철 시제차량의 경우, 동력객차의 객차부분을 제외한 나머지 공간의 크기가 서로 다르다. 즉, TM1의 경우 객차를 제외한 나머지 부분이 약 7.8m이고, TM5의 경우에는 약 10.5m이다. 따라서, TM1과 TM5에 가스터빈 발전 시스템을 각각 장착하기 위해서는 TM5의 경우는 객차 부분을 수정할 필요가 없으나, TM1의 경우에는 객차부분의 일부를 수정하여야 한다.

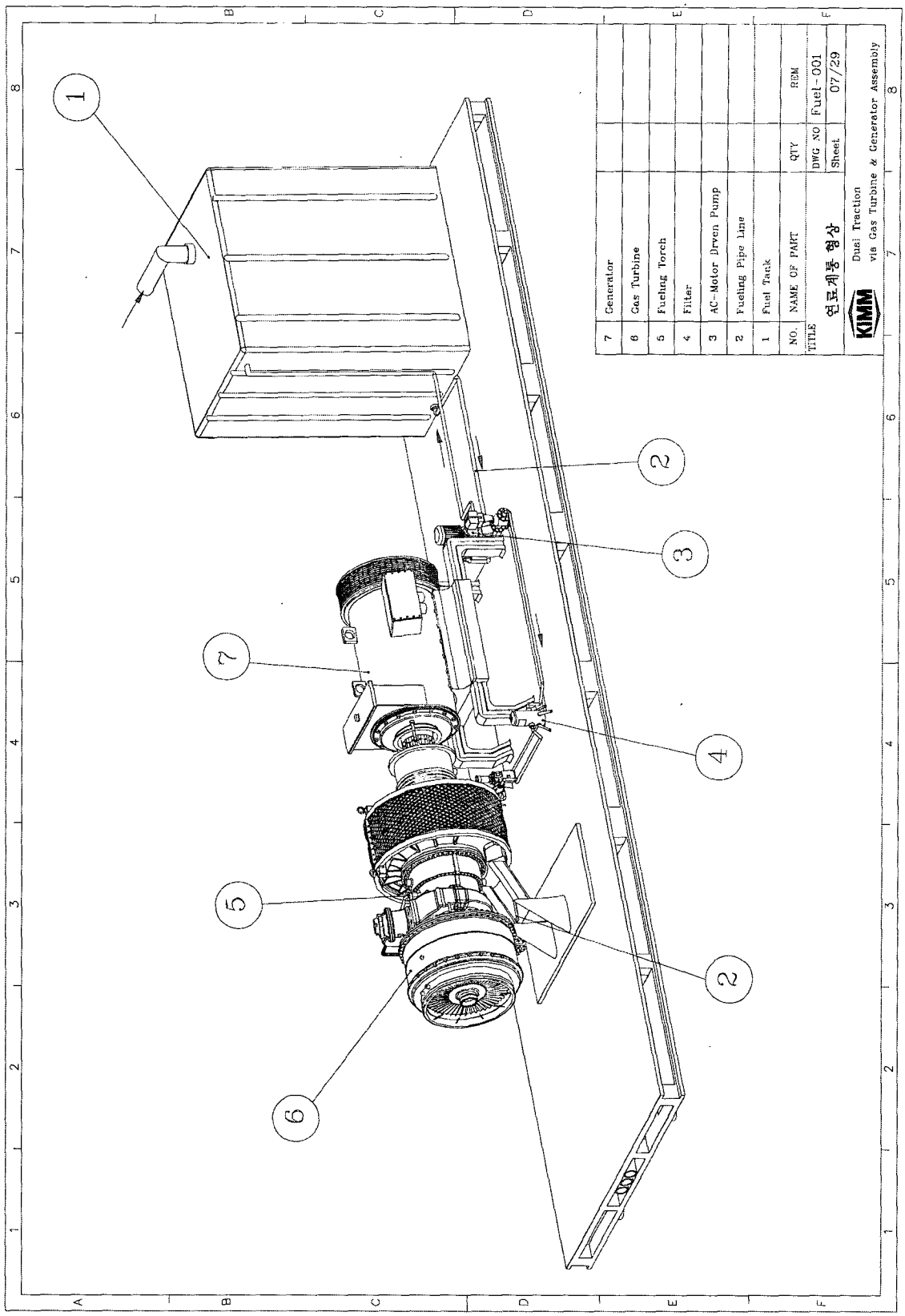


Fig. 3.1.24 연료계통 형상

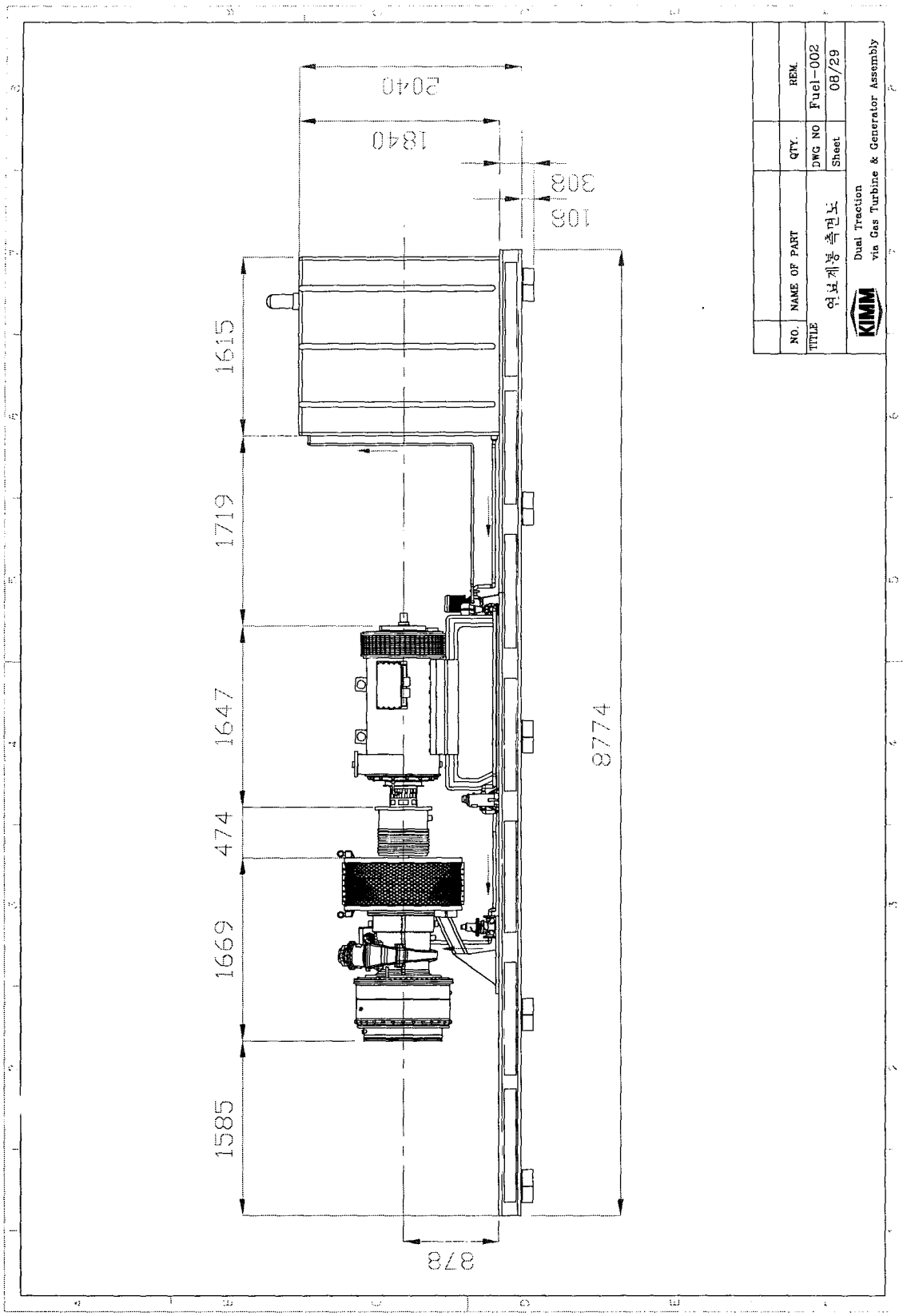


Fig. 3.1.25 연료계통 측면도

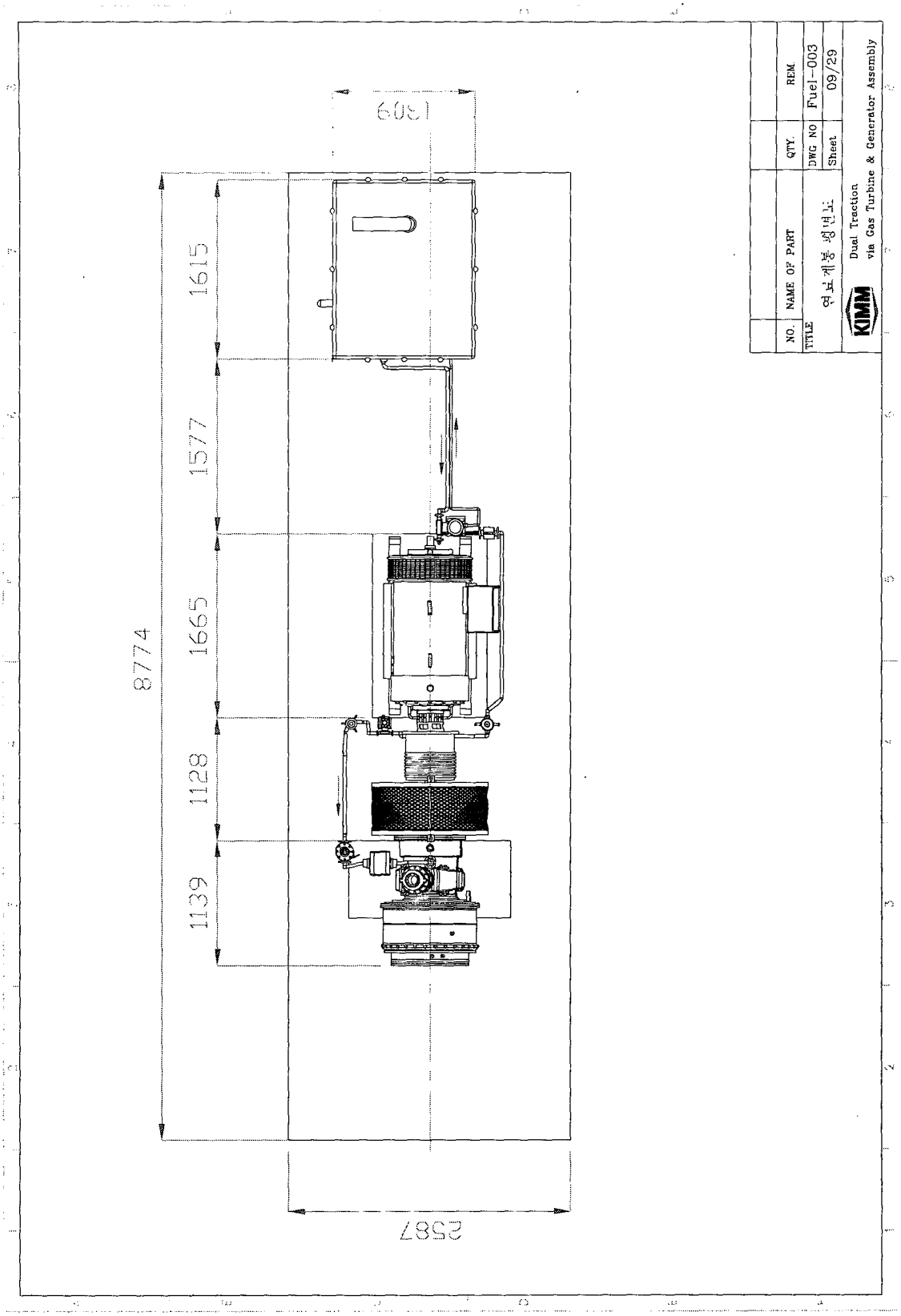


Fig. 3.1.26 연료계통 평면도

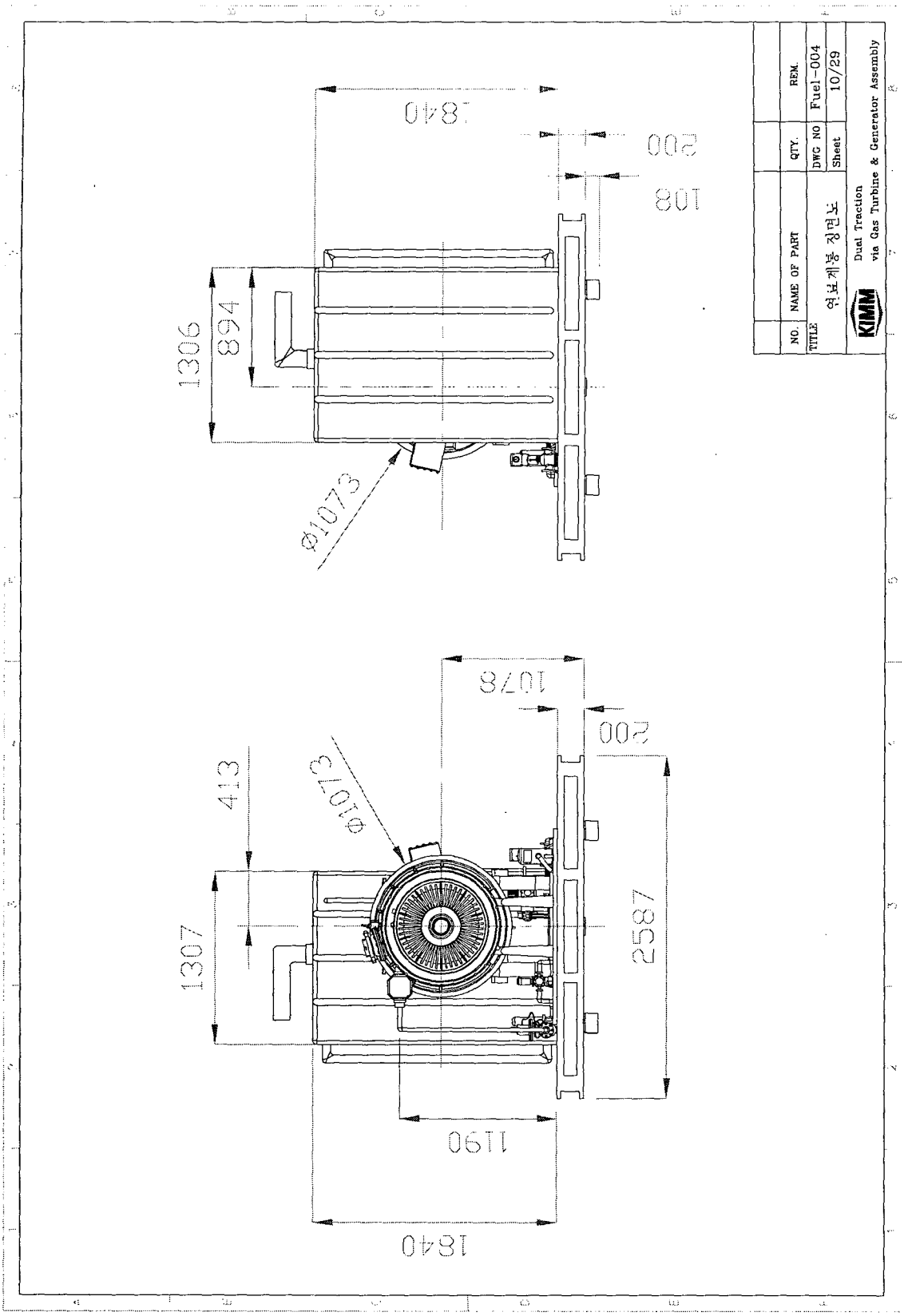


Fig. 3.1.27 연료계통 정면도

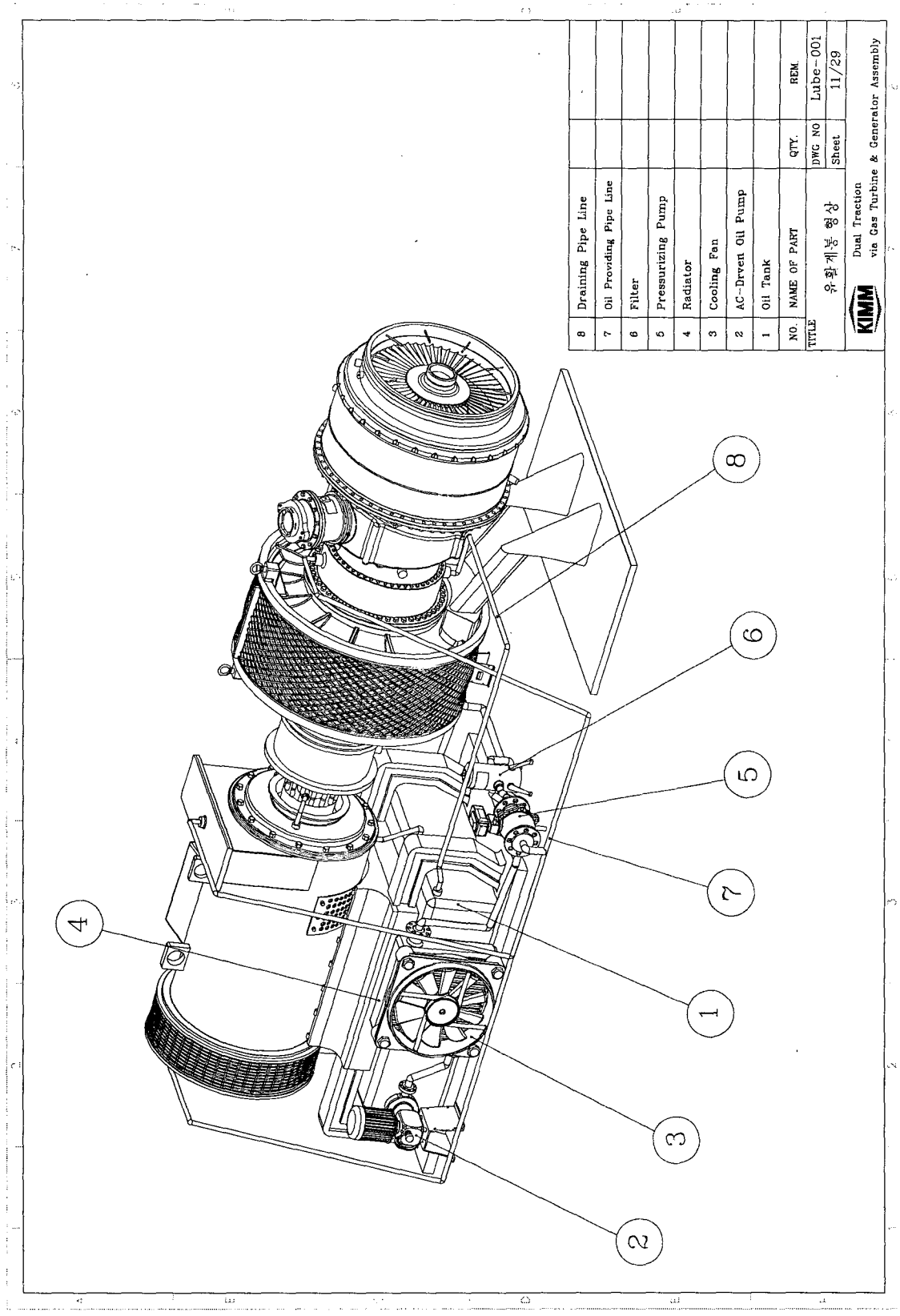


Fig. 3.1.28 윤활계통 형상

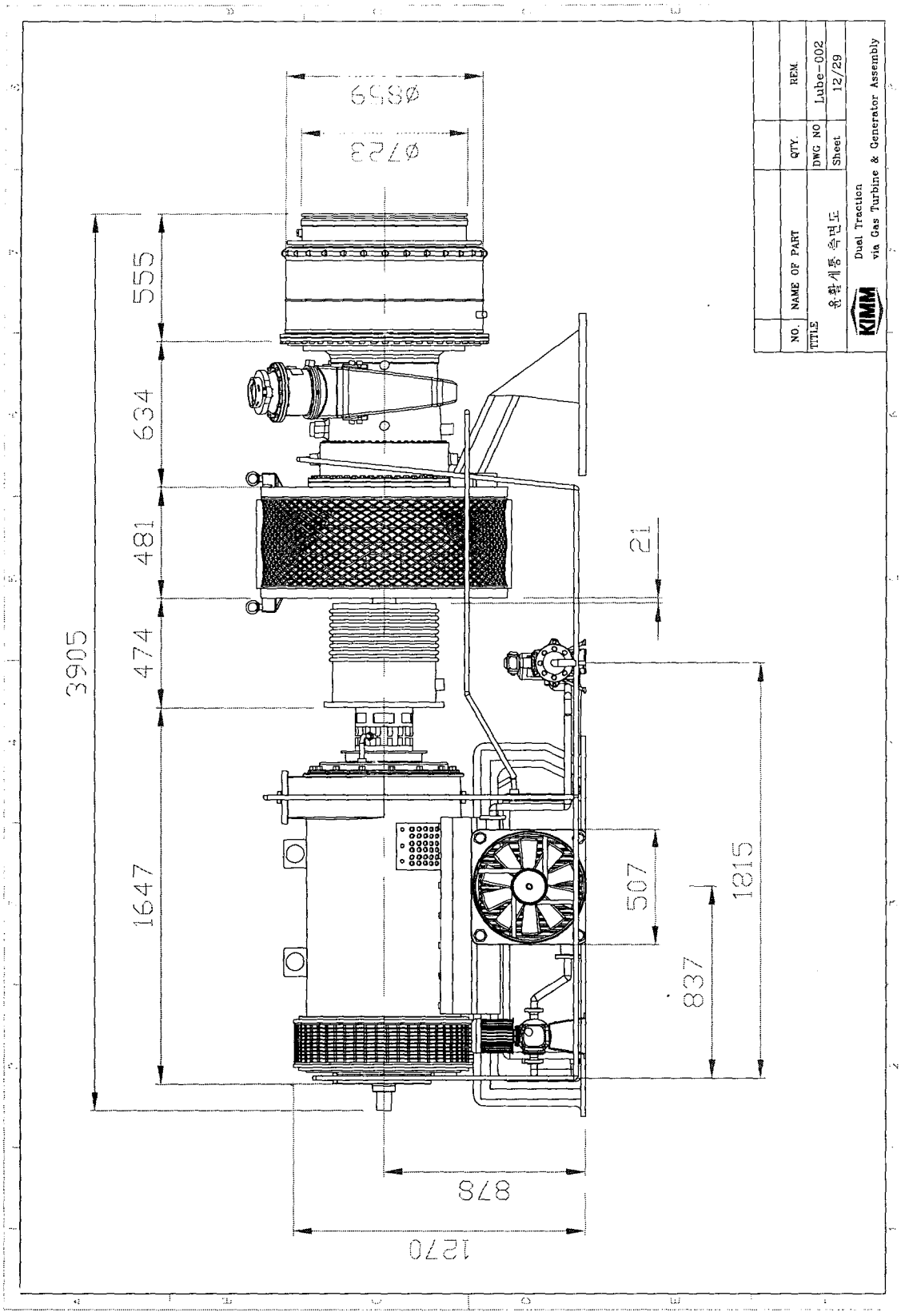


Fig. 3.1.29 윤활계통 측면도

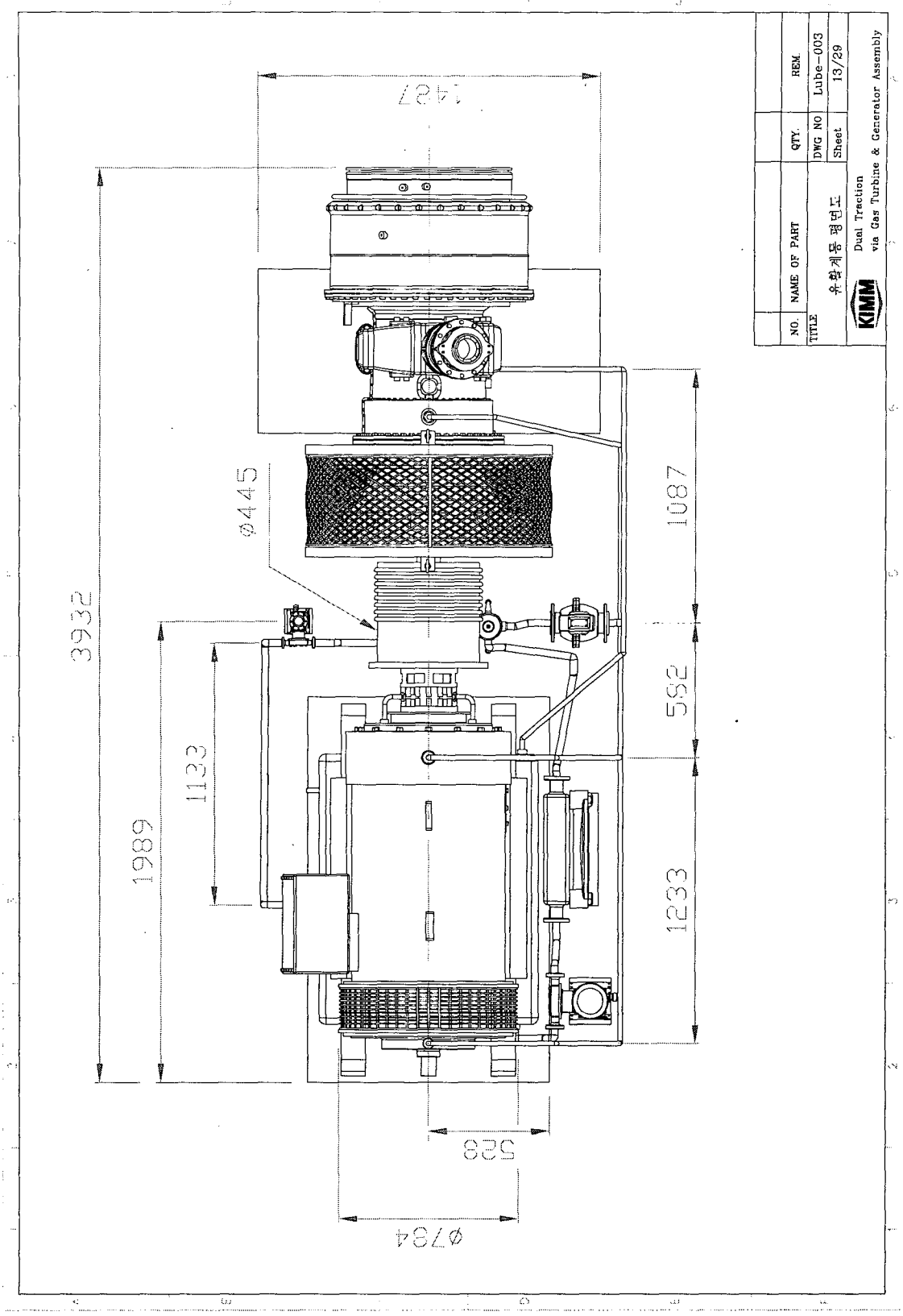


Fig. 3.1.30 윤활계통 평면도

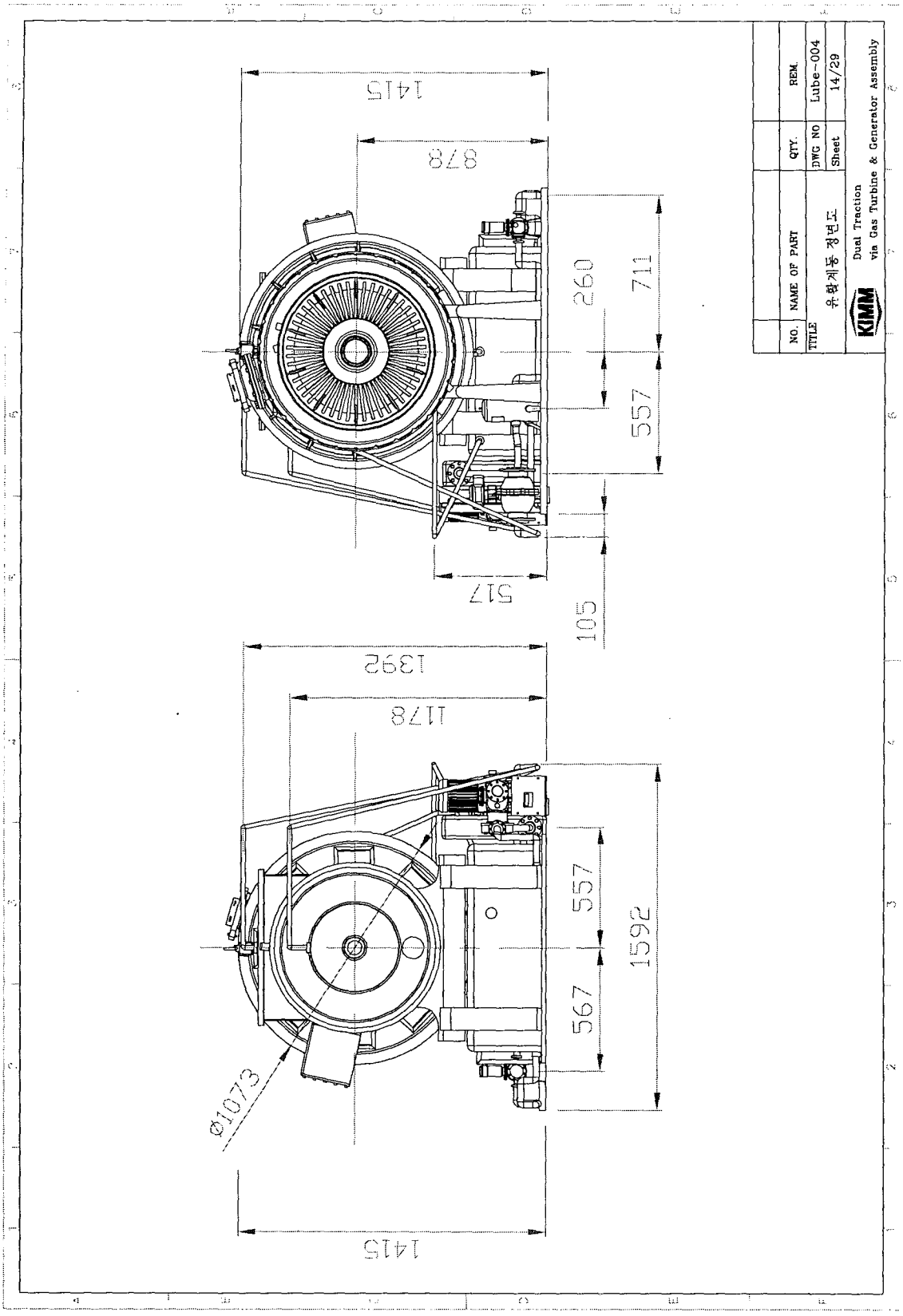


Fig. 3.1.31 윤활계통 정면도

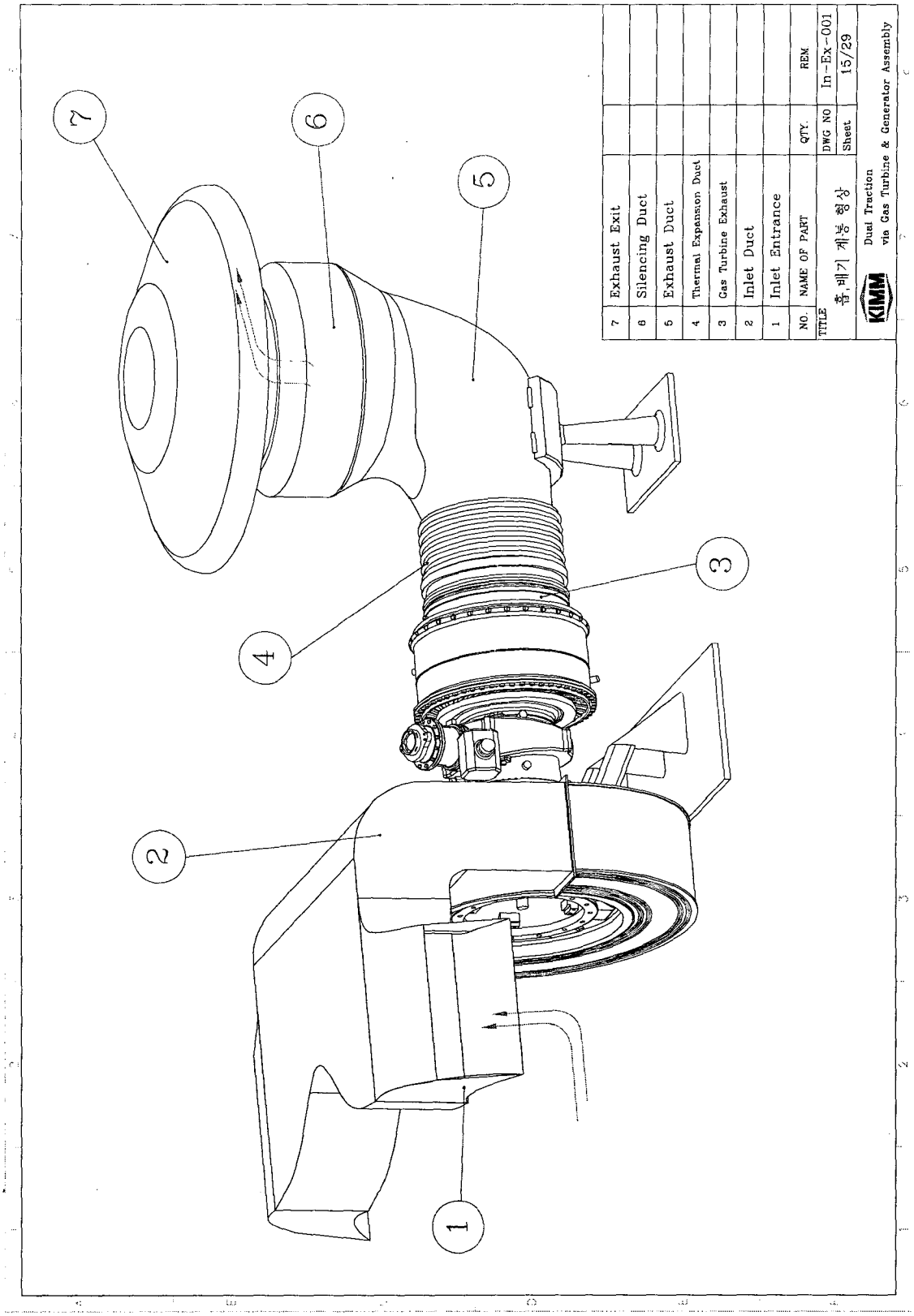


Fig. 3.1.32 흡 · 배기 계통 형상

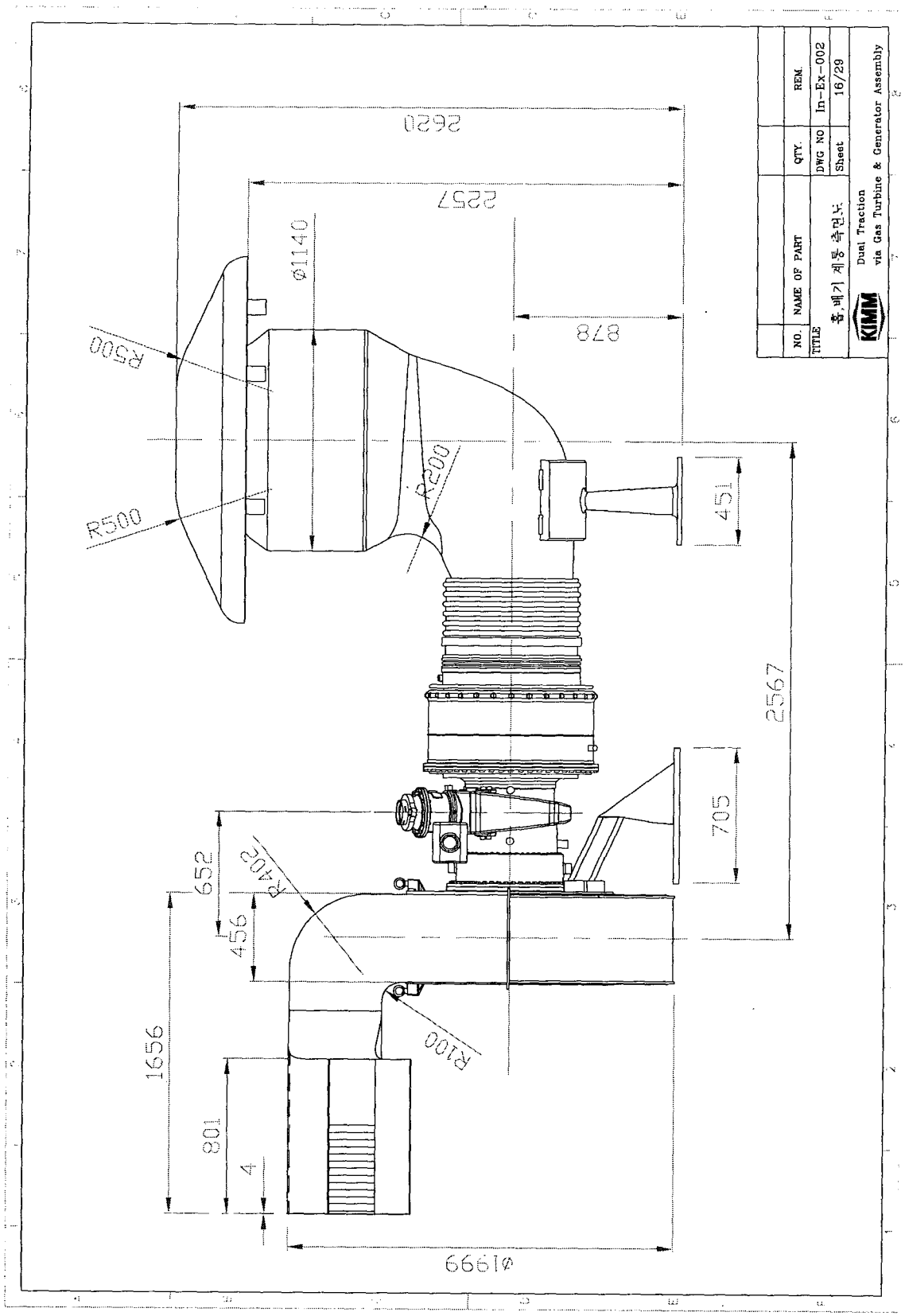


Fig. 3.1.33 흡 · 배기 계통 측면도

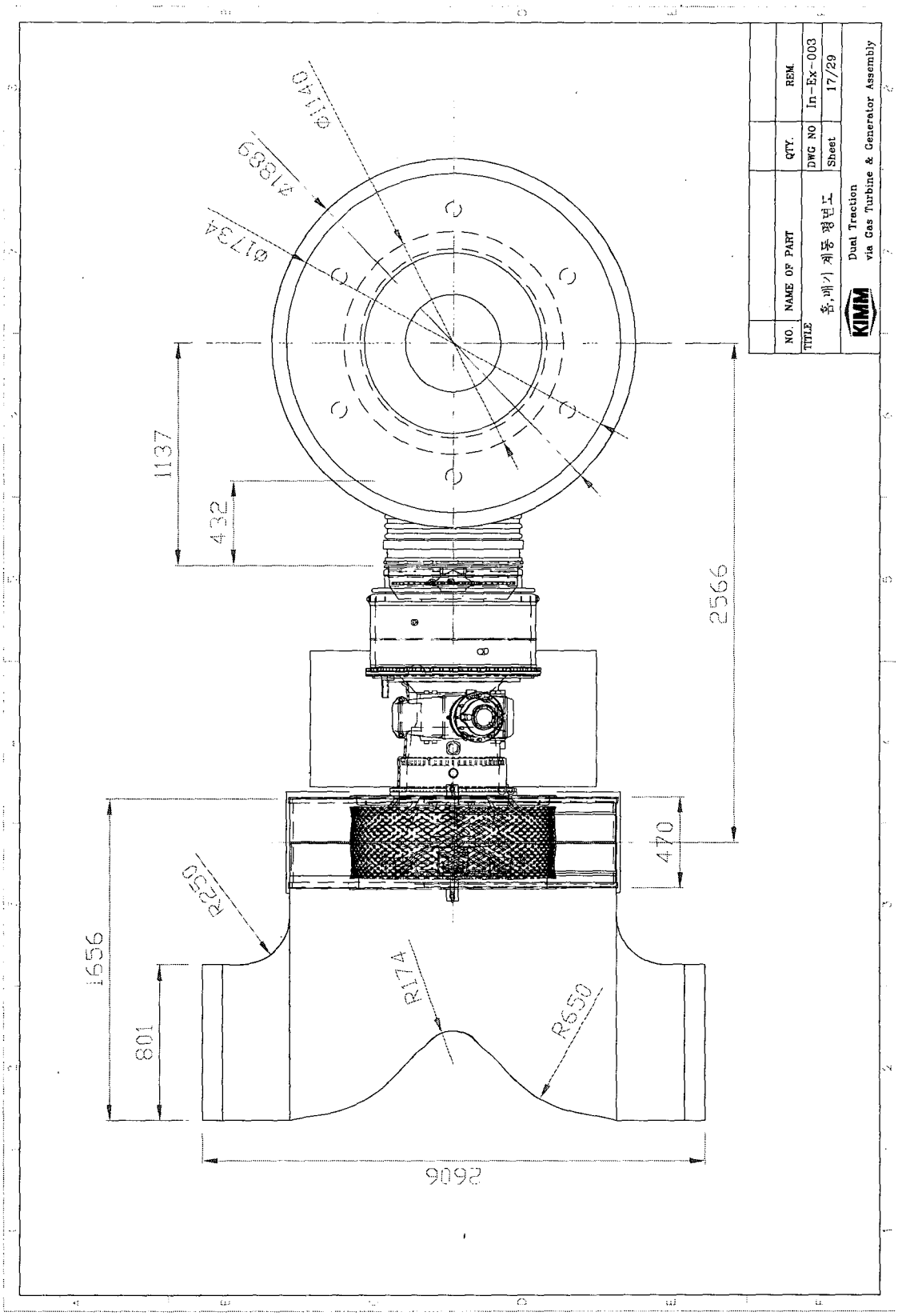


Fig. 3.1.34 흡 · 배기 계통 평면도

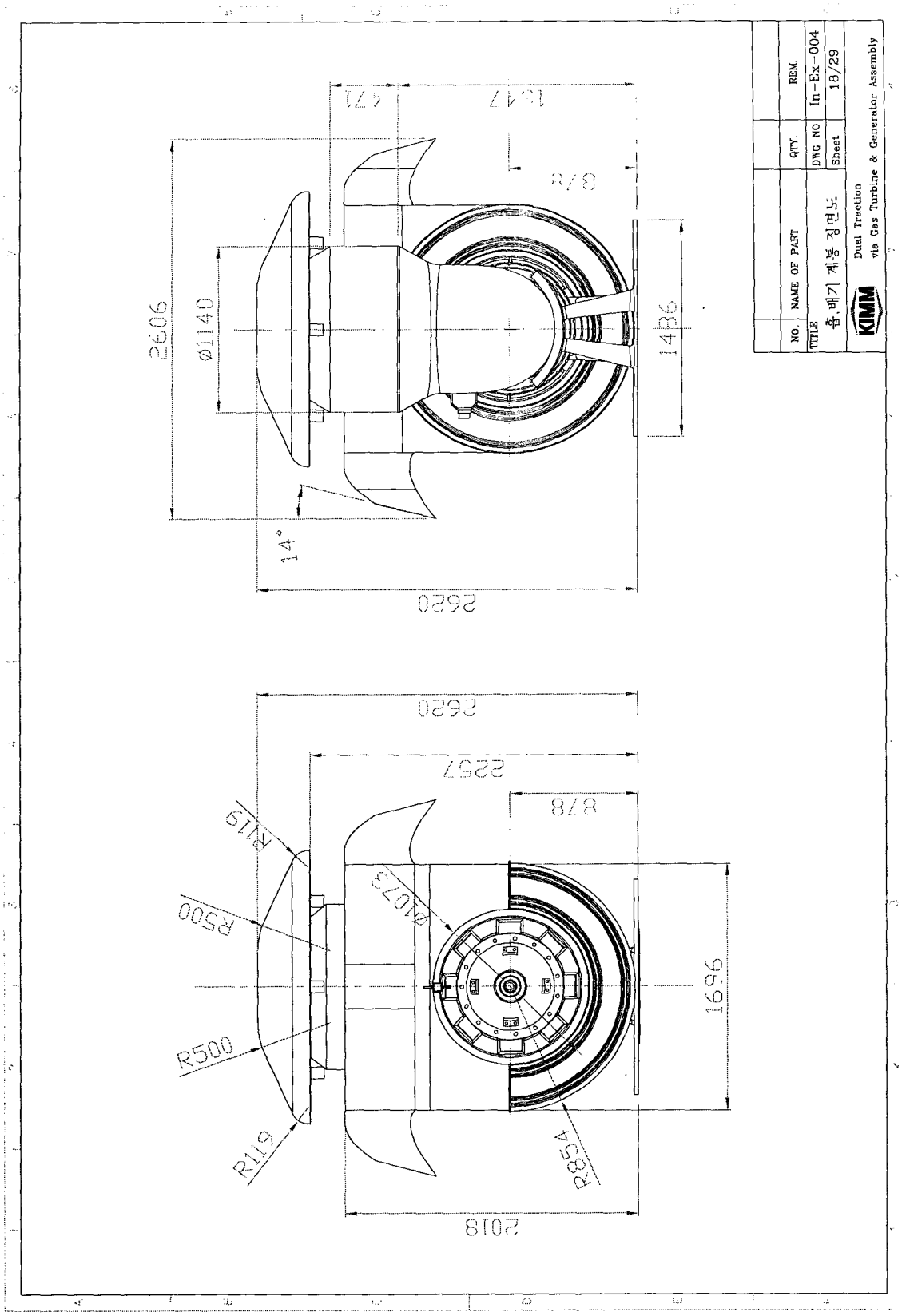


Fig. 3.1.35 흡 · 배기 계통 정면도

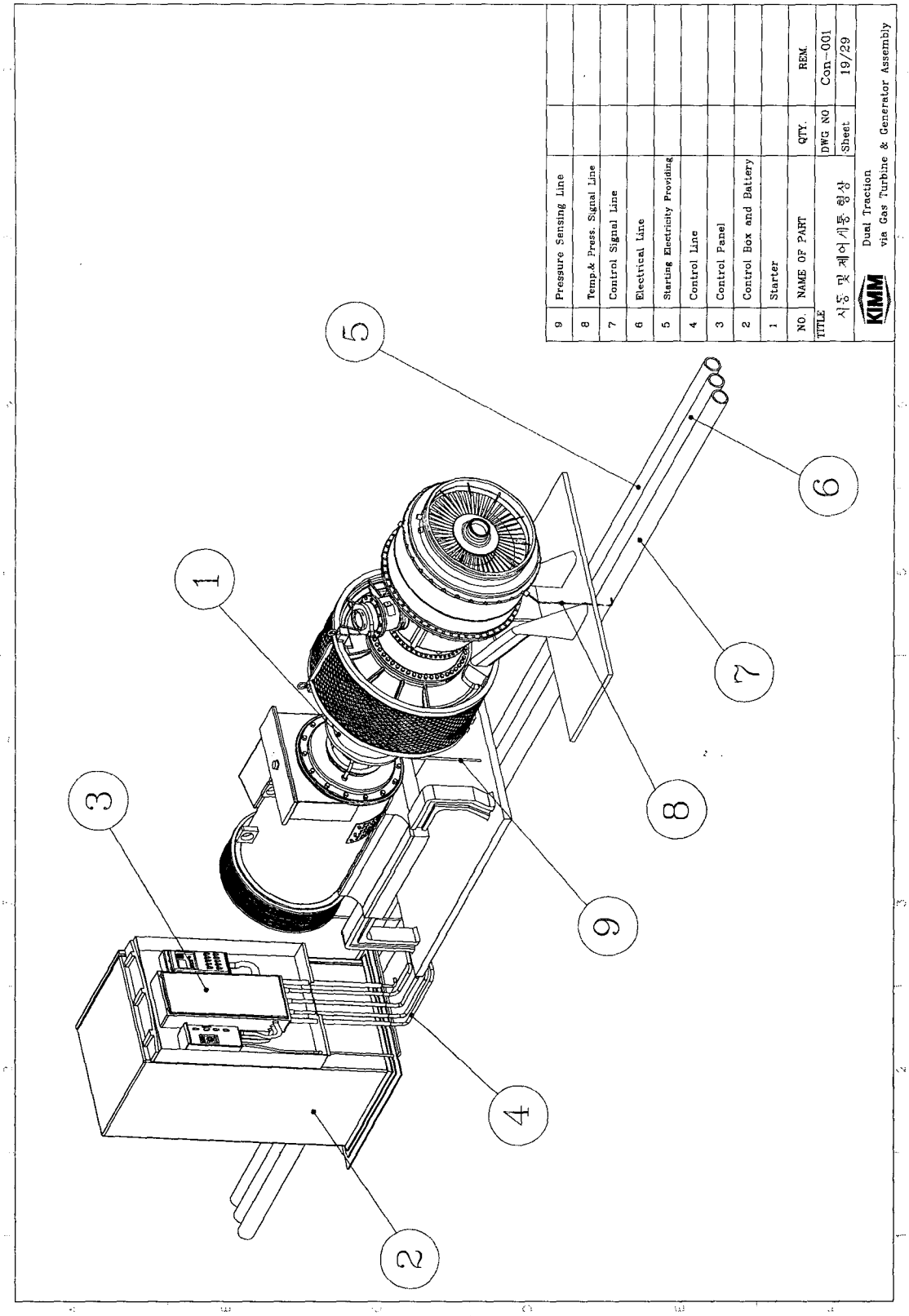


Fig. 3.1.36 시동 및 제어 계통 형상

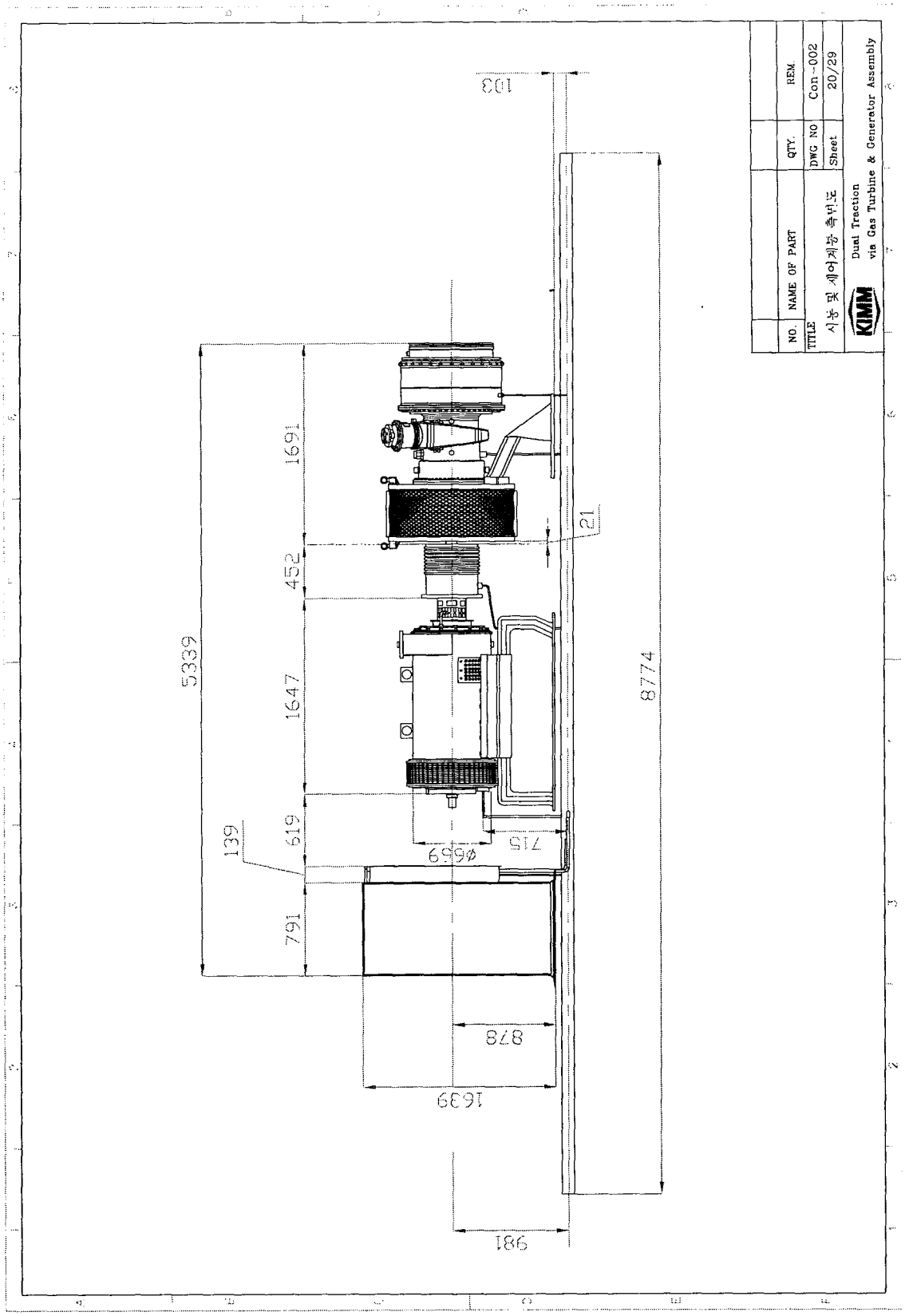


Fig. 3.1.37 시동 및 제어 계통 측면도

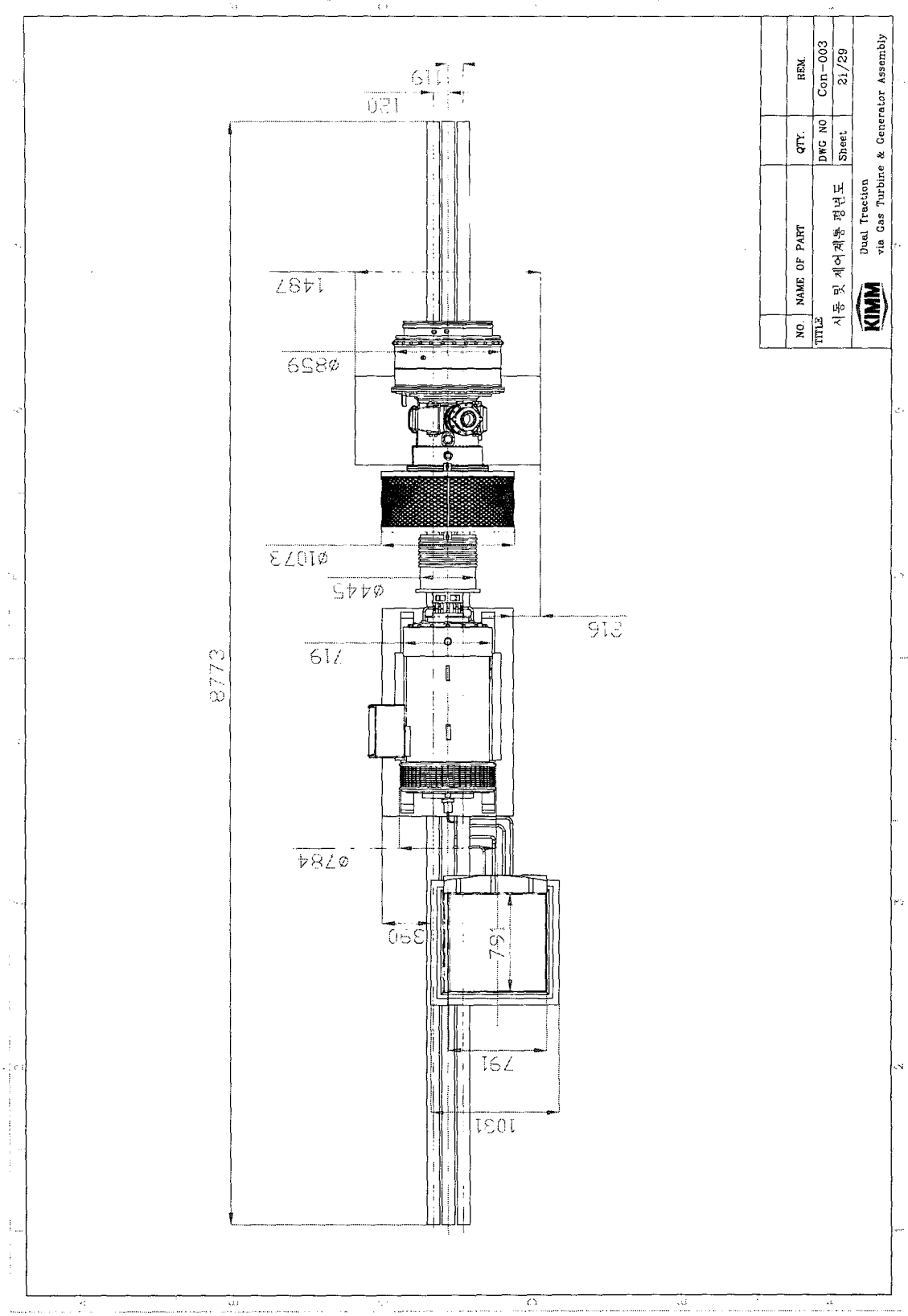


Fig. 3.1.38 시동 및 제어 계통 평면도

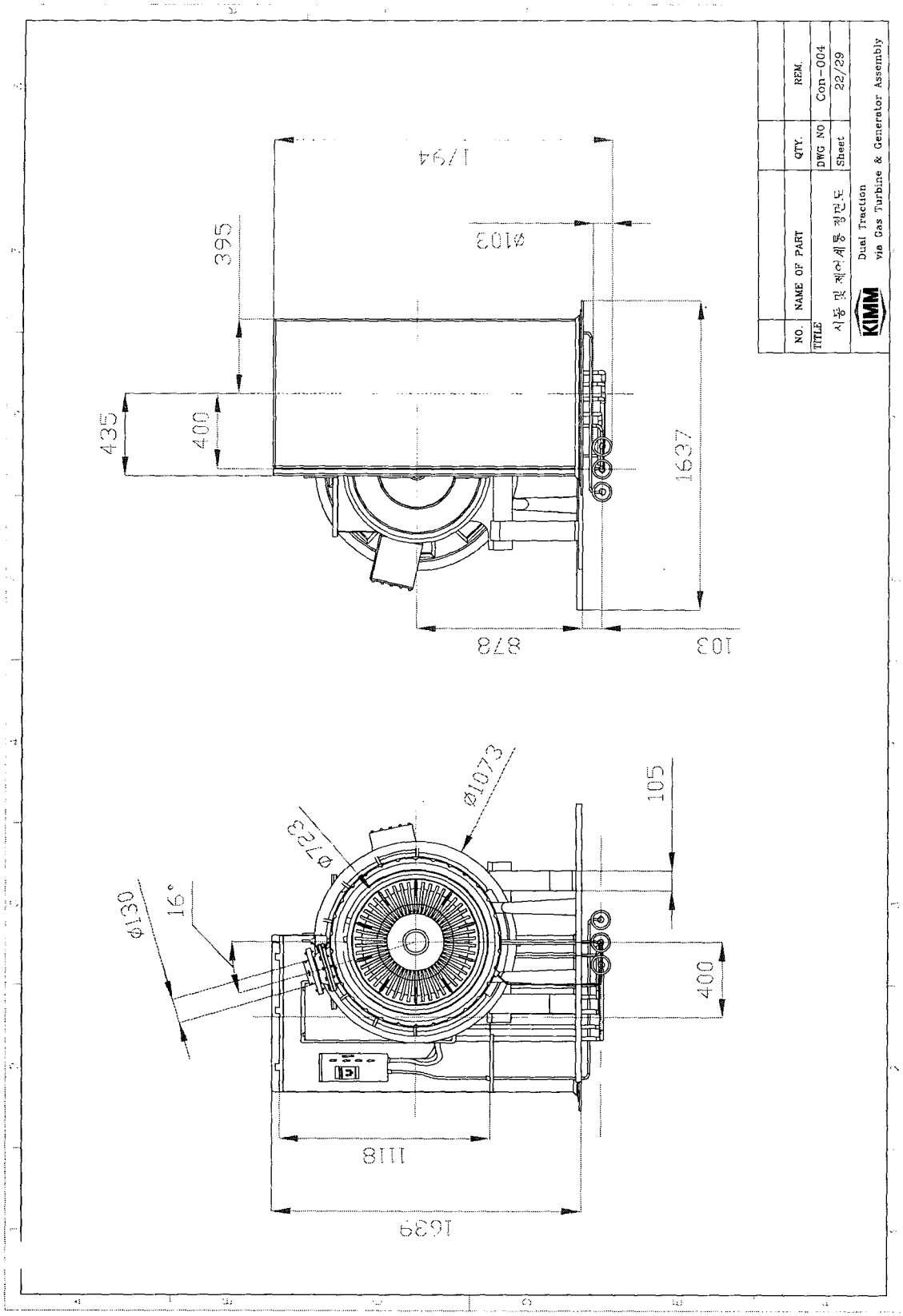


Fig. 3.1.39 시동 및 제어 계통 정면도

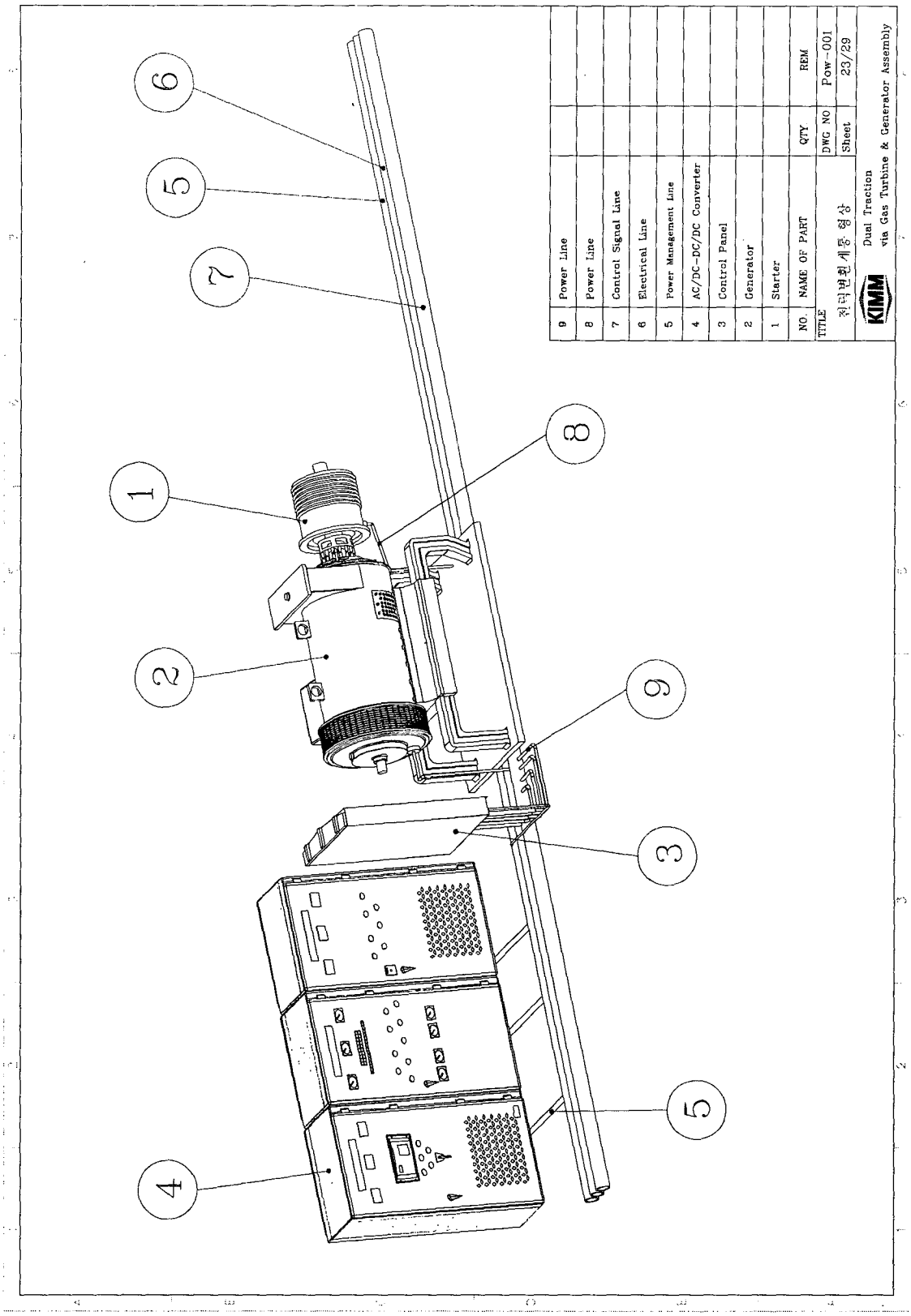


Fig. 3.1.40 전력 변환계통 형상

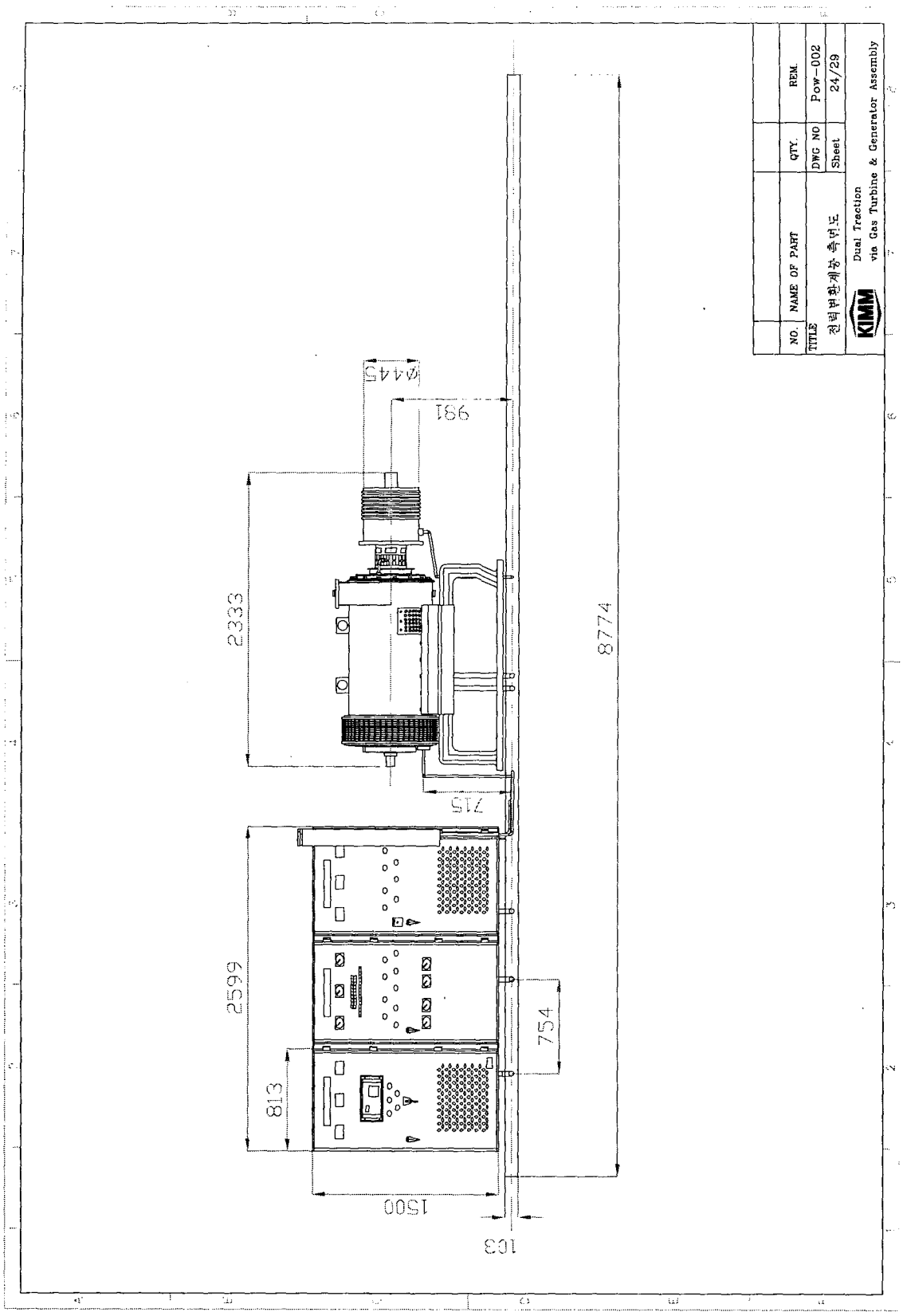


Fig. 3.1.41 전력 변환계통 측면도

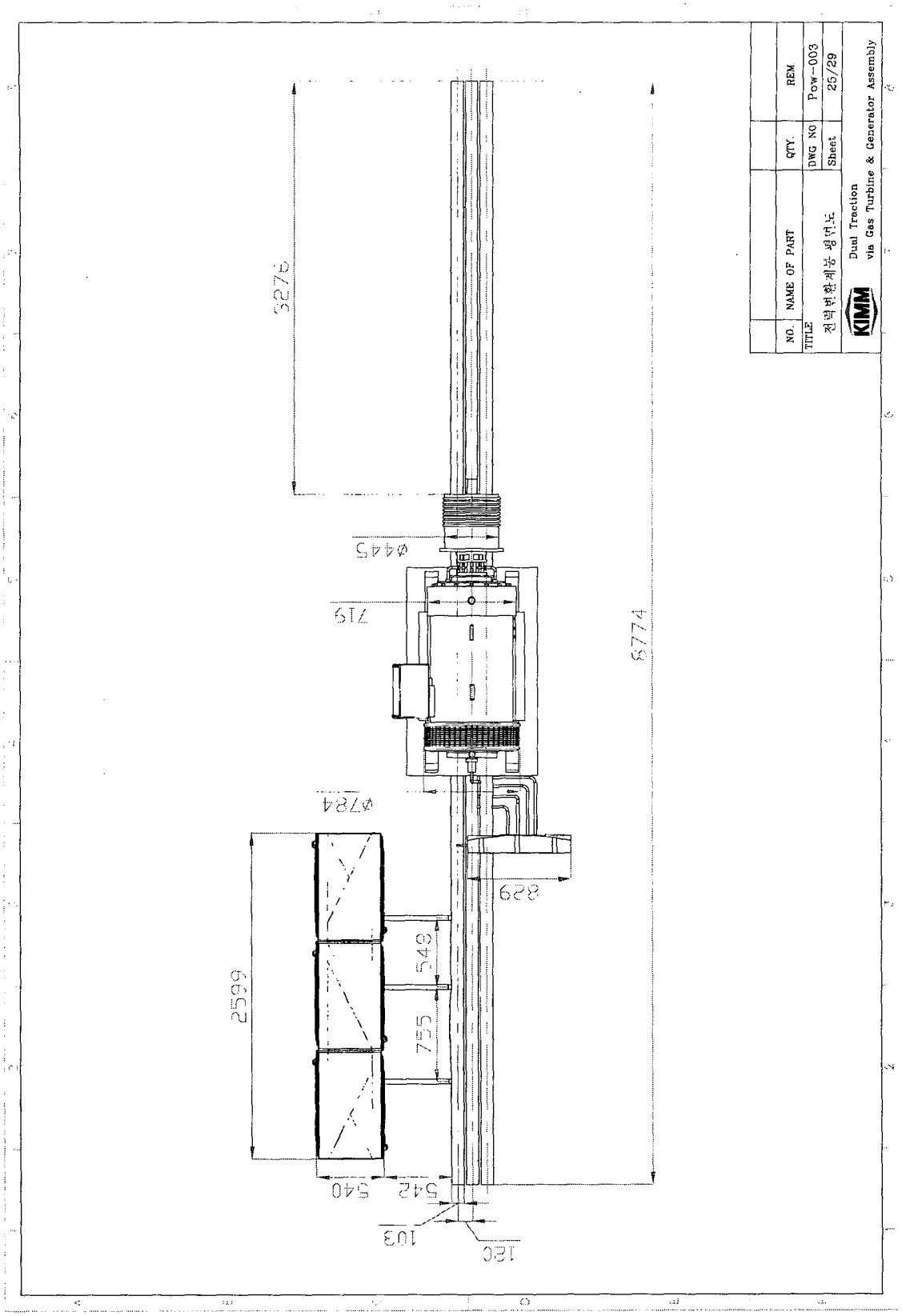


Fig. 3.1.42 전력 변환계통 평면도

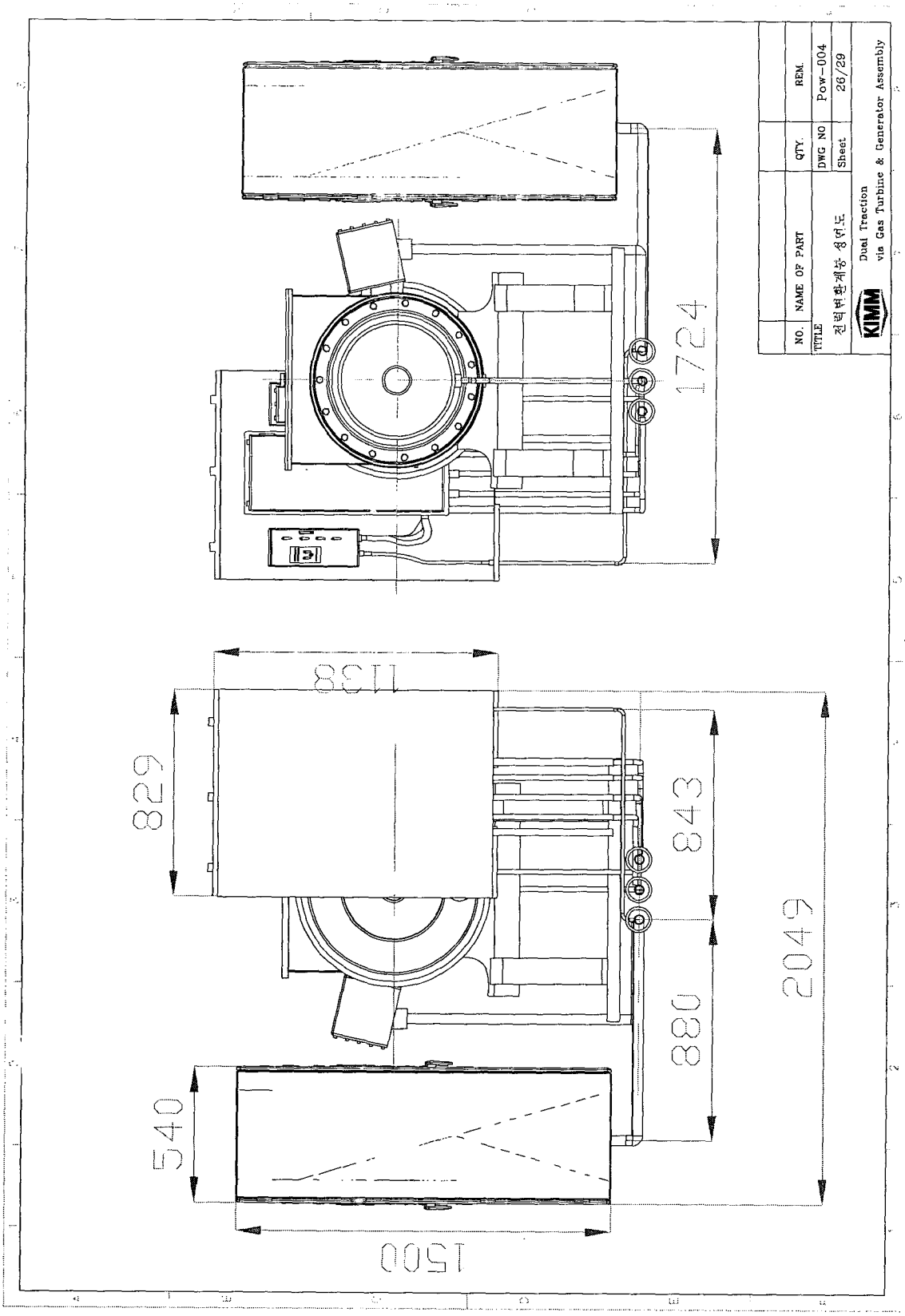


Fig. 3.1.43 전력 변환계통 정면도

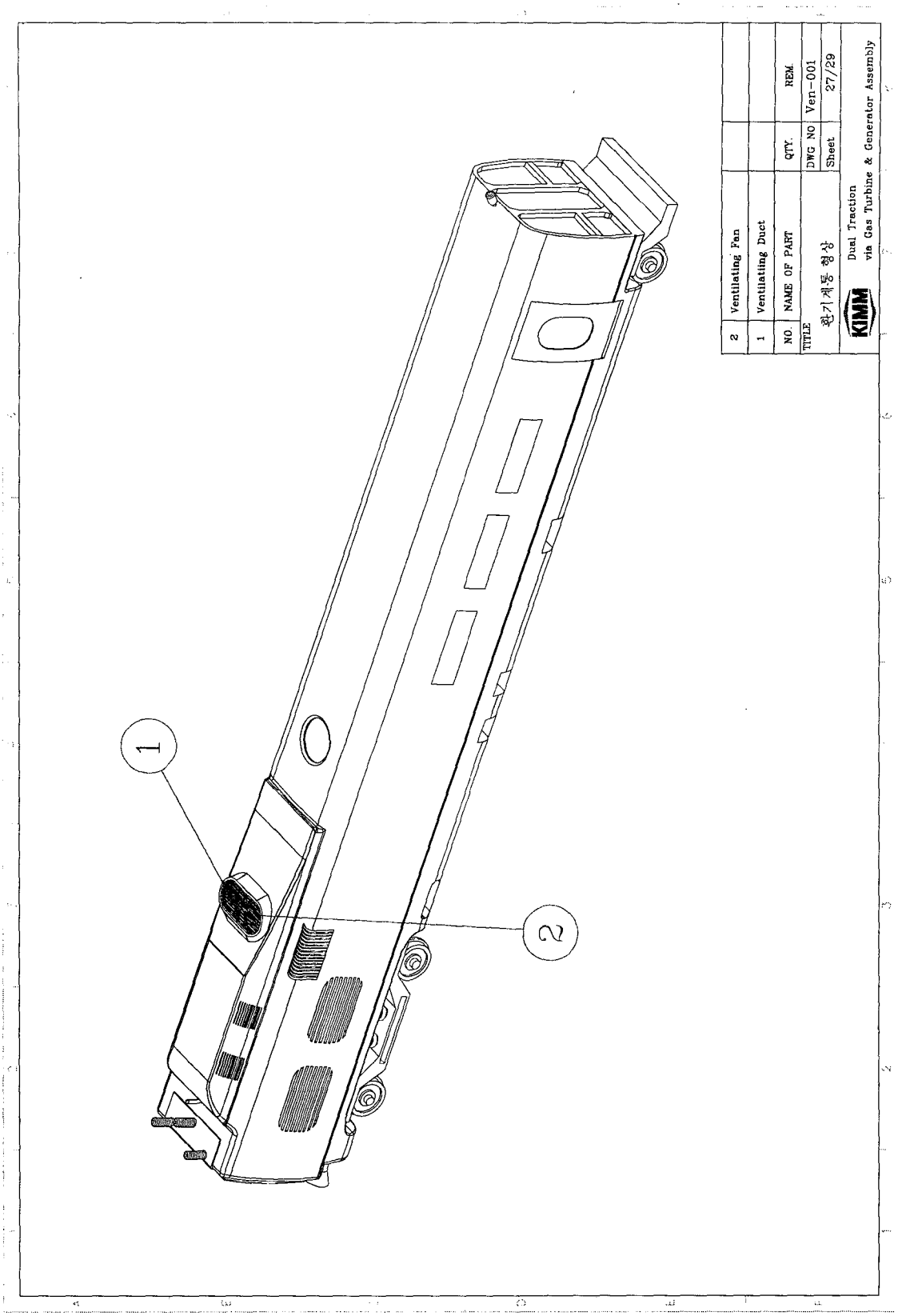


Fig. 3.1.44 환기계통 형상

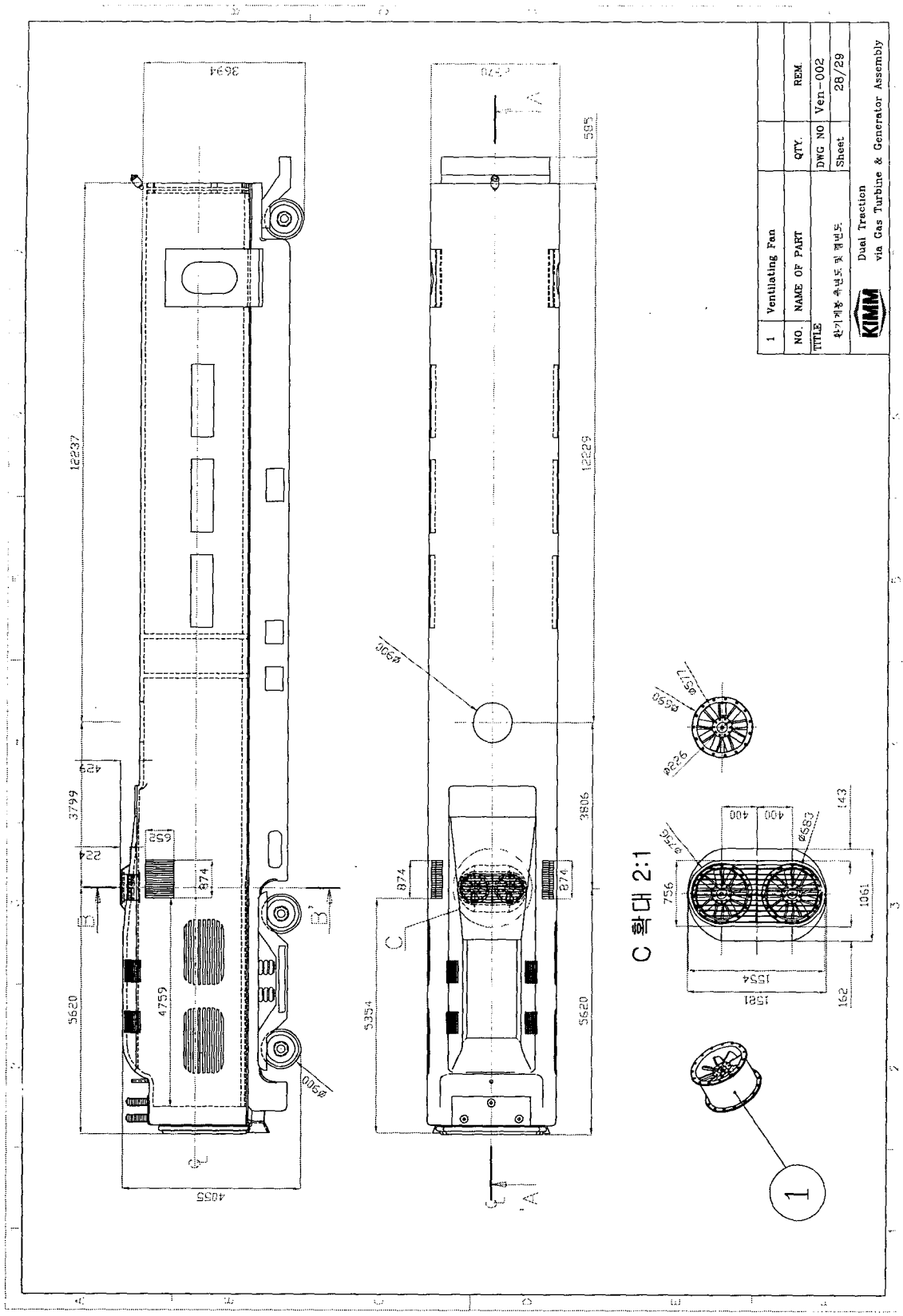


Fig. 3.1.45 환기계통 측면도 및 평면도

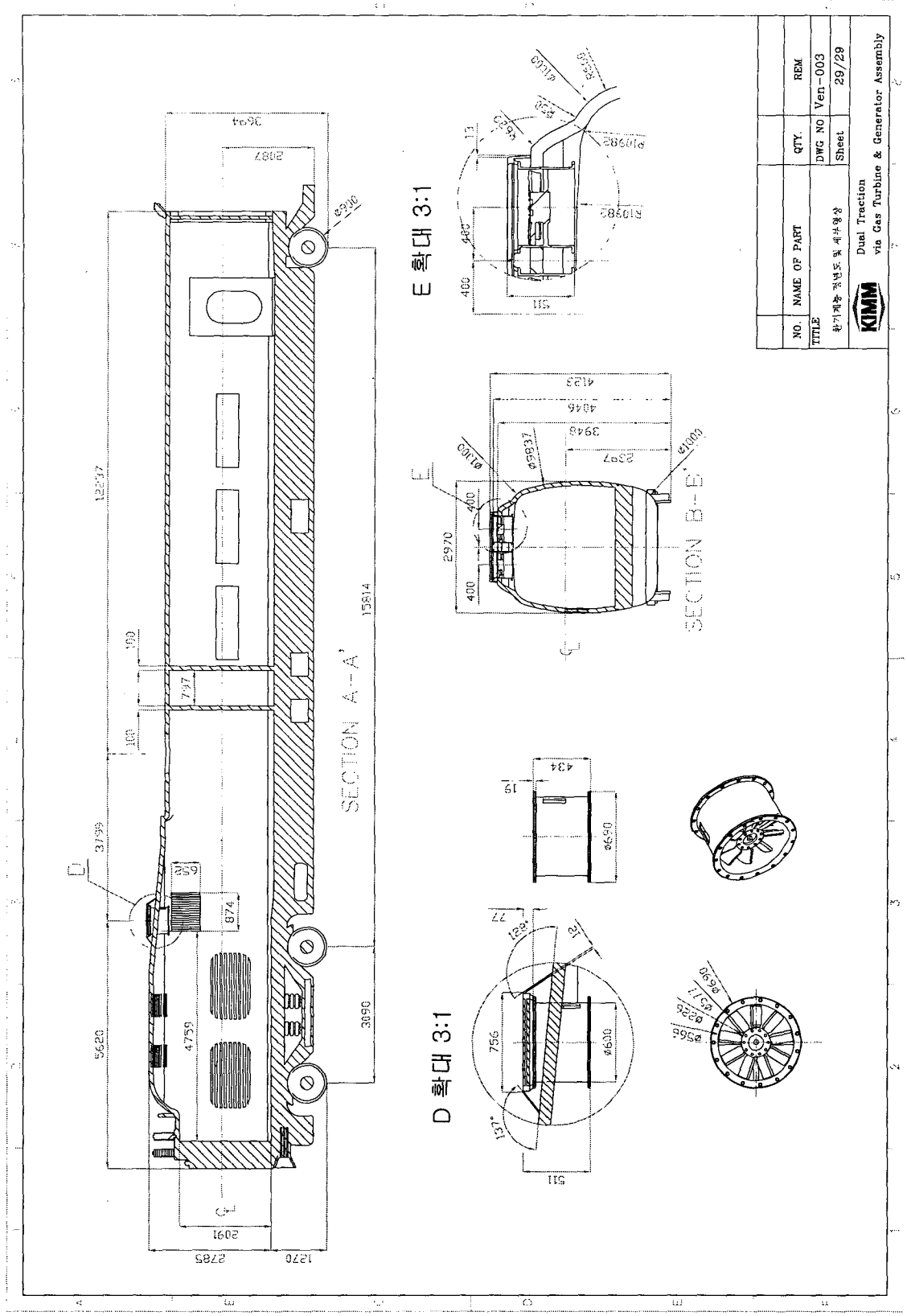


Fig. 3.1.46 환기계통 정면도 및 세부형상

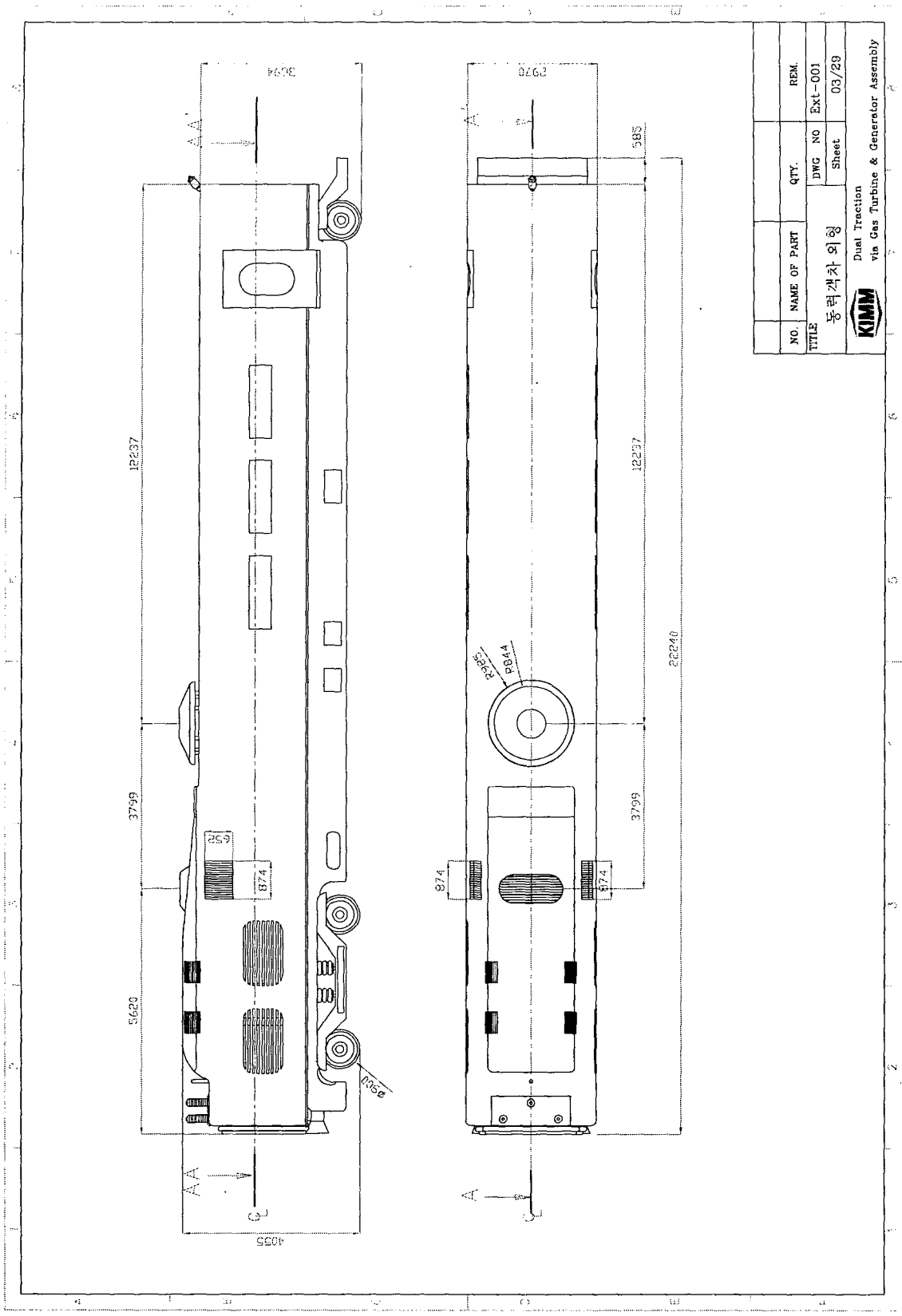


Fig. 3.1.47 동력객차 외형

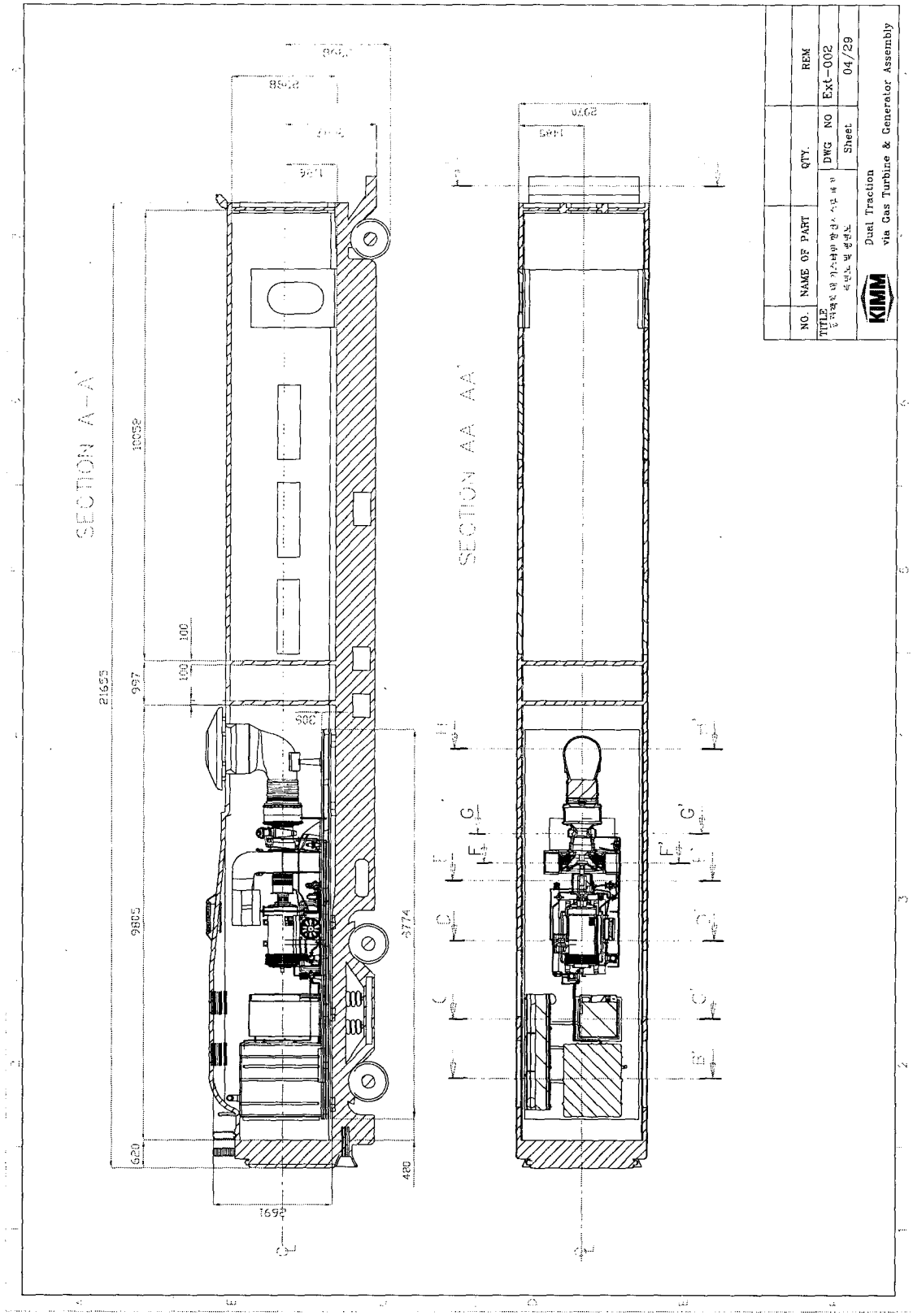


Fig. 3.1.48 동력객차 내 가스터빈 발전시스템 측면도 및 평면도

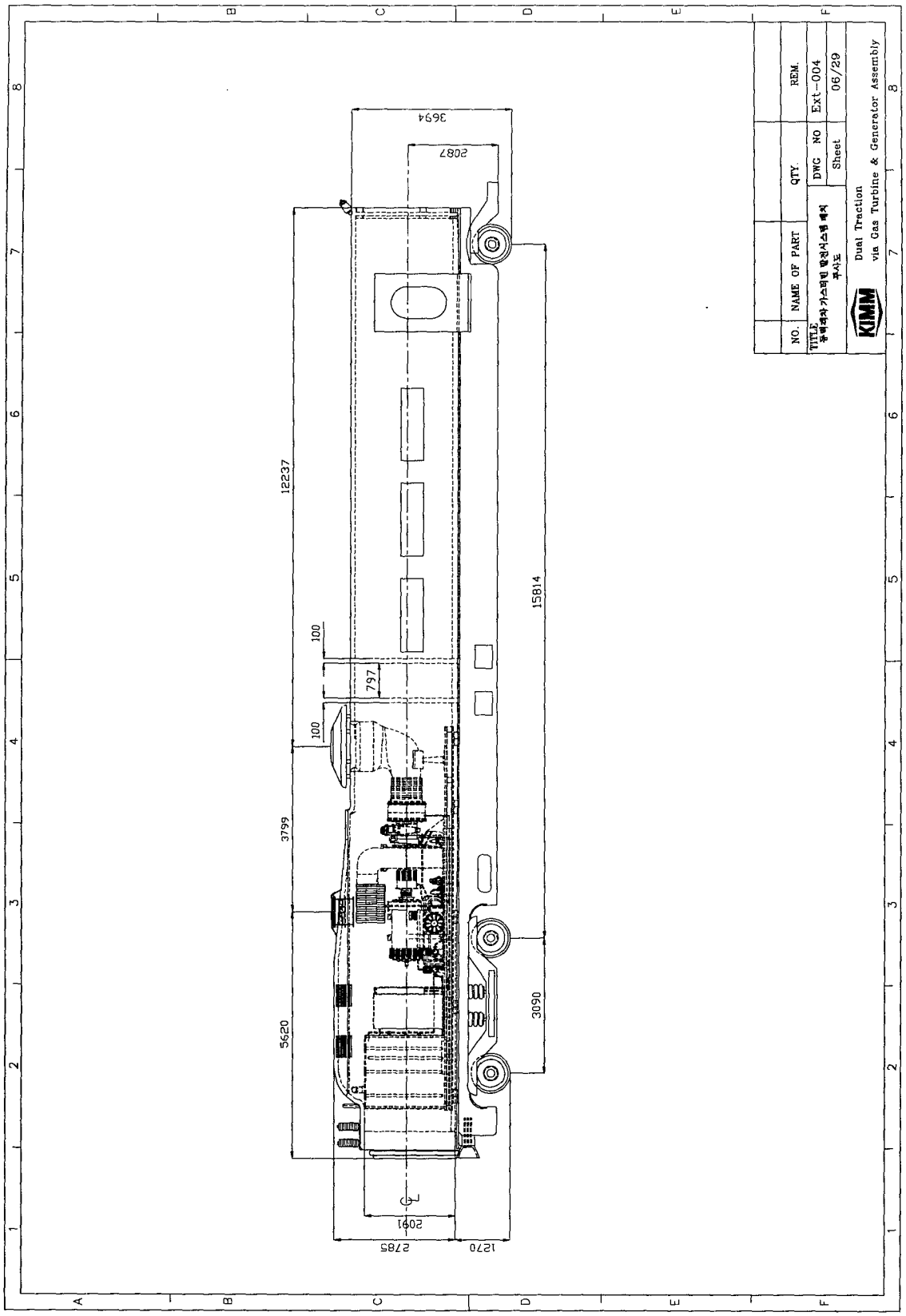


Fig. 3.1.49 가스터빈 발전시스템 설치 투사도

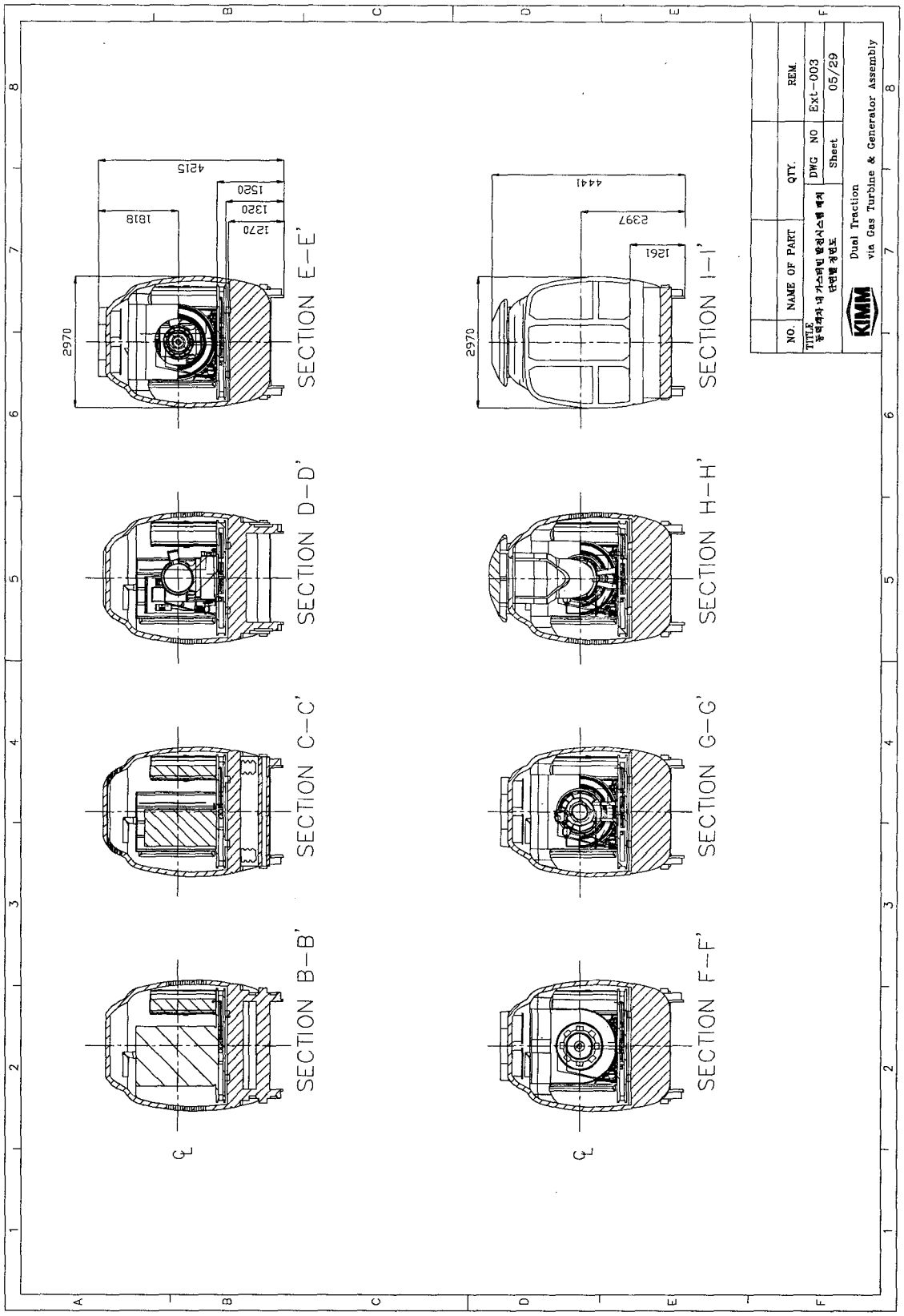


Fig. 3.1.50 가스터빈 발전시스템 설치 단면별 정면도

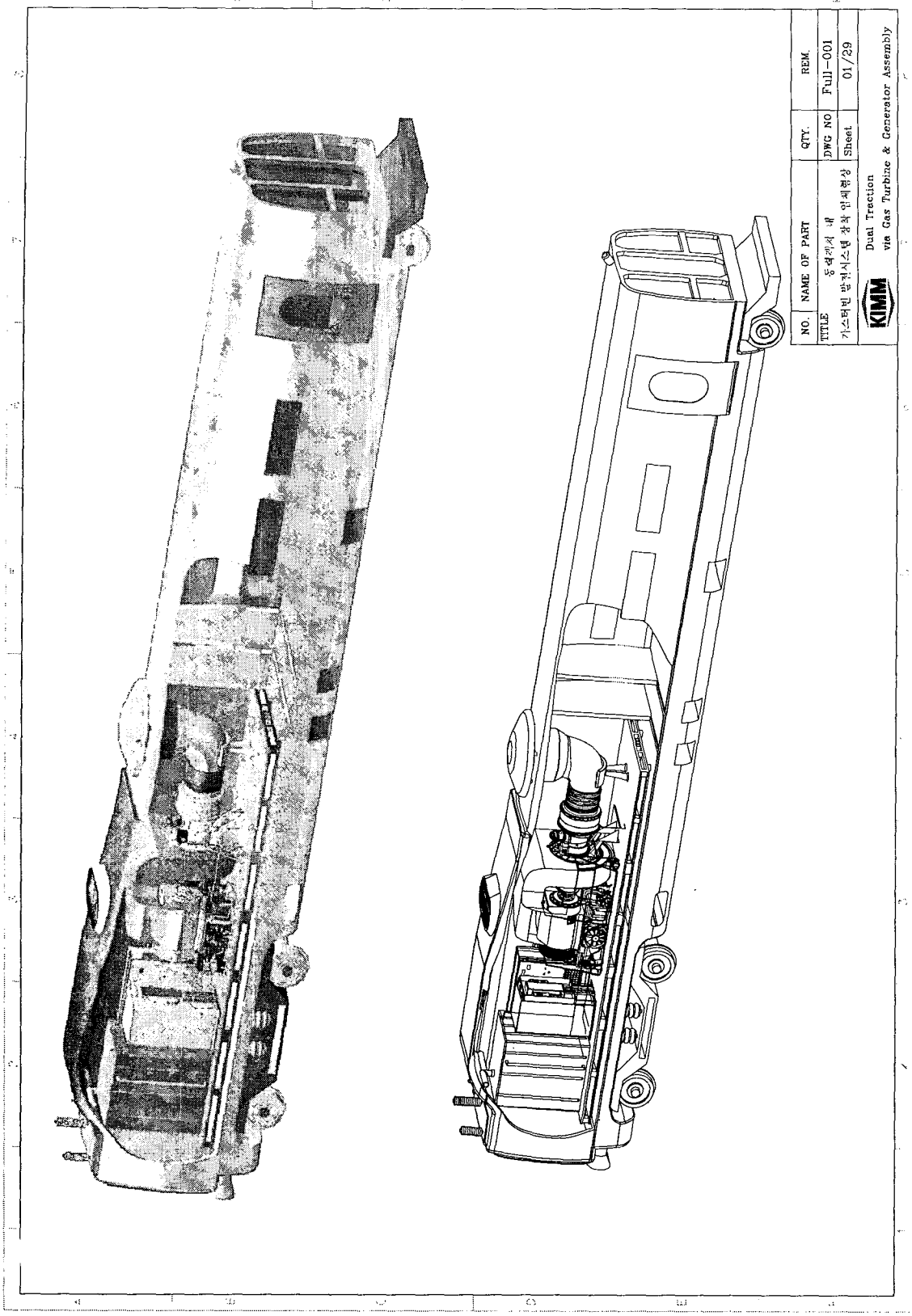


Fig. 3.1.51 가스터빈 발전시스템 장착 입체형상

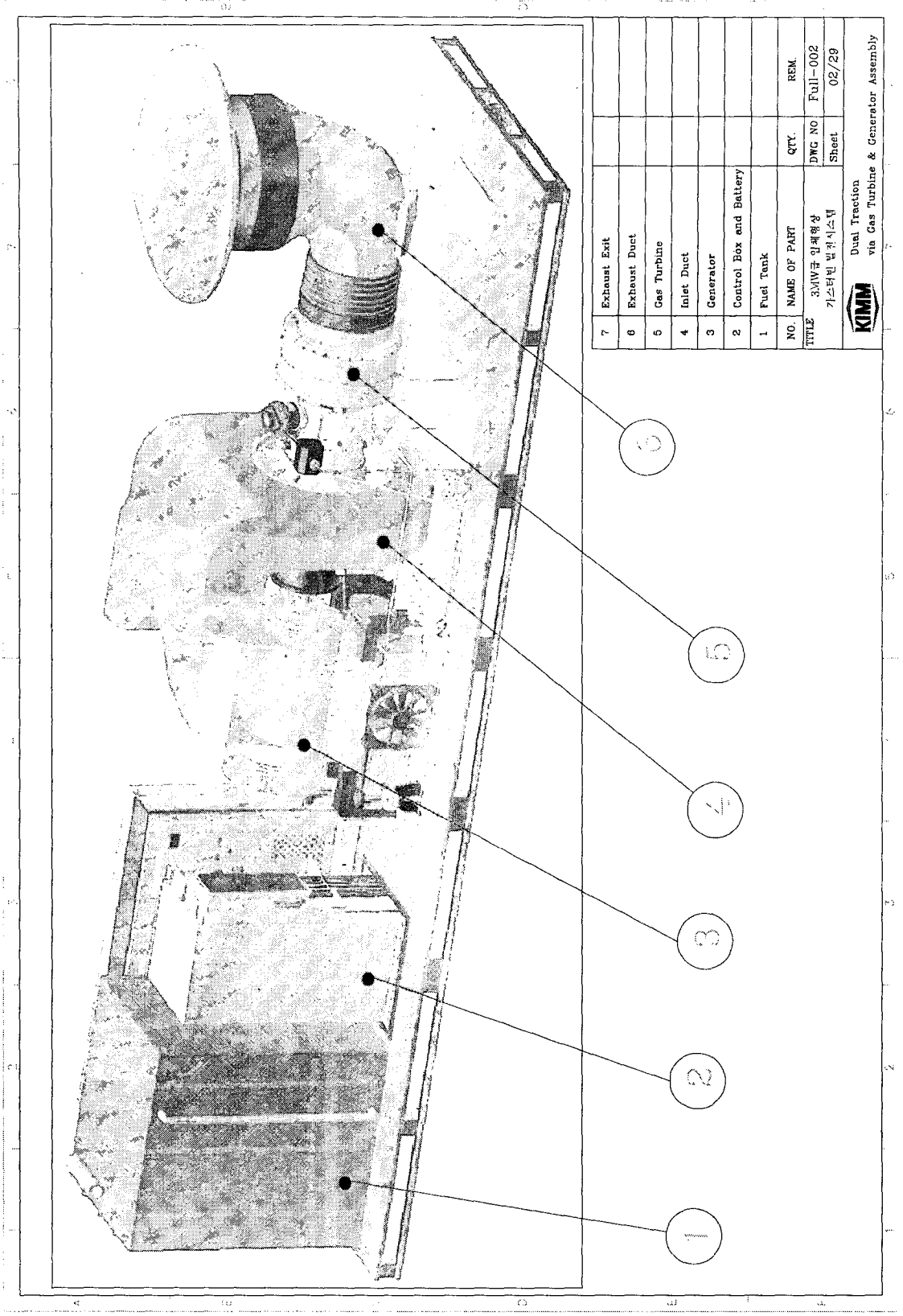


Fig. 3.1.52 가스터빈 발전시스템 Full Set

3. 중량 검토

11량 편성의 고속전철 시제차량 동력객차 (TM1, TM9)에 가스터빈 발전 시스템을 장착할 경우, 가스터빈, 발전기, 연료계통, 윤활계통, 흡·배기 계통, 환기계통, 그리고 제어계통 등과 같은 장치들이 설치되며, 각각의 장치들의 자중으로 인한 하중이 축중한계 이내에 있는지를 검토해야 한다. 따라서, 본 연구에서는 가스터빈 발전 시스템의 각각의 장치들을 동력객차에 장착할 때, 각각의 장착 위치에서 작용하는 무게를 통한 전체 작용하중이 축중한계 이내에 존재하는 지를 검토하였다.

가. 동력객차 탑재가능 중량

동력객차에 장착되어있는 구동모터를 사용하지 않을 경우, 동력객차에 장착되어있는 모터블럭, 변압기, 보조블럭, 모터 팬 등을 제거할 수 있으며, 이들 중량에 해당하는 새로운 장치들, 즉, 가스터빈 발전시스템을 설치할 수 있다. Table 3.1.8와 Table 3.1.9은 동력객차의 구동모터를 사용하지 않을 경우, 동력객차 TM1과 TM9에서 각각 제거할 수 있는 컴포넌트를 나타낸다. TM1에서는 12.3 ton의 무게를 적재할 수 있으며, TM9에서는 14 ton의 무게를 적재할 수 있다. 따라서, 동력객차 TM1에서는 12 ton 이내에서 가스터빈 발전 시스템이 설치되어야 하며, 동력객차 TM9에서는 14 ton 이내에서 가스터빈 발전 시스템이 설치되어야 한다.

Table 3.1.8 Mass Distribution TM1

No.	PART	DESCRIPTION	MASS
1	CARBODY STRUCTURE	UNDER FRAME	3,666
		SIDE FRAME	1,983
		ROOF FRAME	1,225
		END (POWERCAR SIDE)	526
		END WITH FIXED RING	953
		STEP ASS' Y	344
		CASING FRAME ASS' Y	338
		OTHER BRACKET	200
		CASING WITH SKIRT	675
2	PASSENGER ROOM (similar to TM9)	PASSENGER ROOM EQUIPMENT	3,737
	PASSENGER ROOM	PASSENGER ROOM EQUIPMENT	2,258
3	COMPARTMENT ROOM	COMPARTMENT ROOM EQUIPMENT	987
4	VESTIBULE	VESTIBULE EQUIPMENT	1,047
5	BODY/BODY LINK	BODY/BODY LINK	3,628
6	MOTOR ROOM COMPARTMENT	MOTOR ROOM COMPARTMENT EQUIPMENT	3,314
7	EXTERNAL CARBODY	EXTERNAL CARBODY EQUIPMENT	1,503
8	UNDERFRAME	BRAKE PANEL (CARRING)	231
		BRAKE PANEL (MOTOR)	288
		AIR CONDITIONER	907
		여압 시스템	400
		HVAC UNIT	770
		Battery & Charger	540
		ECB Chopper	700
		Traction Motor & Wiring (우)	1,564
		Traction Motor & Wiring (좌)	1,564
		HV Switch	112
9	MOTOR ROOM	Motor block	3,800
		Aux. ECTR	150
		Motor fan	196

가용 무게 12,309

Table 3.1.9 Mass Distribution TM5

No.	PART	DESCRIPTION	MASS (kg)
1	CARBODY STRUCTURE	UNDER FRAME	3,865.1
		SIDE FRAME	2,048.4
		ROOF FRAME	837.8
		END (POWERCAR SIDE)	525.9
		END WITH FIXED RING	952.8
		STEP ASS' Y	344.2
		CASING FRAME ASS' Y	338.0
		OTHER BRACKET	200.0
		CASING WITH SKIRT	675.0
2	PASSENGER ROOM	PASSENGER ROOM EQUIPMENT	3,737
3	COMPARTMENT ROOM	COMPARTMENT ROOM EQUIPMENT	397
4	VESTIBULE	VESTIBULE EQUIPMENT	891.0
5	BODY/BODY LINK	BODY/BODY LINK	3628
6	MOTOR ROOM COMPARTMENT	MOTOR ROOM COMPARTMENT EQUIPMENT	4060
7	EXTERNAL CARBODY	EXTERNAL CARBODY EQUIPMENT	1,501.0
8	UNDERFRAME	BRAKE PANEL (CARRING)	231
		BRAKE PANEL (MOTOR)	288
		AIR CONDITIONER	907
		여압 시스템	400
		HVAC UNIT	770
		Aux. Block (Eddy Current Chopper)	650
		Transformer	4100
		Battery & Charger	540
		Traction Motor & Wiring (우)	1564
		Traction Motor & Wiring (좌)	1564
9	MOTOR ROOM	Motor block	3800
		Aux. ECTR	150
		Motor fan	196
		가용 무게	14,101

나. 가스터빈 발전 시스템 중량

앞 절에서 언급되었듯이, 가스터빈 발전 시스템은 가스터빈, 발전기, 연료계통, 윤활계통, 흡·배기계통, 환기계통, 제어계통 등으로 구성된다. Fig. 3.1.53는 동력객차 (TM1, TM9)에 장착될 가스터빈 발전 시스템의 구성요소들의 위치를 나타내 준다. 이러한 구성요소들은 각기 상당한 중량을 나타내며, 이들 구성요소들의 중량을 Table 3.1.10에 나타내었다.

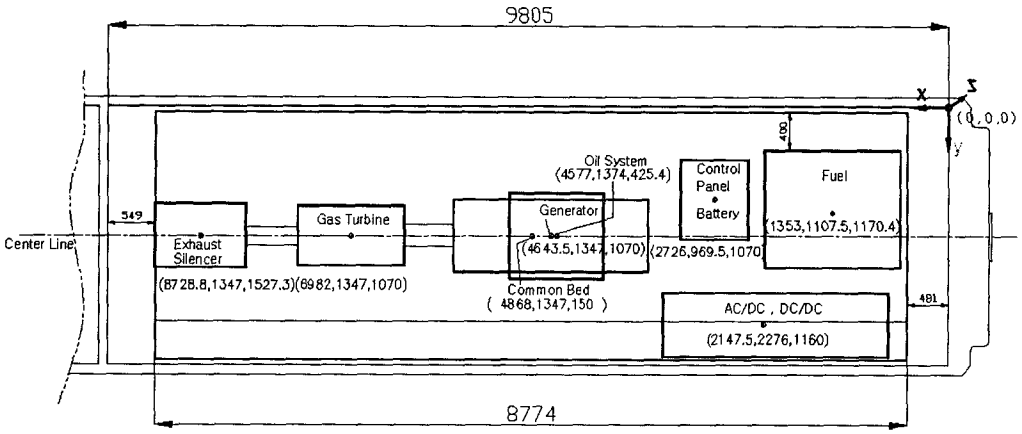


Fig. 3.1.53 가스터빈 발전 시스템 구성요소 장착 위치

Table 3.1.10 동력객차에 장착될 가스터빈 발전 시스템 구성요소 무게

Components	Mass (Kg)	Coordinate (mm)
Gas Turbine	602	(6382,1347,1070)
Generator	920	(4644,1347,1070)
Fuel	4200	(1353,1108,1170)
(AC/DC)/(DC/DC) Converter	2800	(2148,2276,1160)
Control Panel & Battery	320	(2726,970,1070)
Common Bed	300	(4868,1347,150)
Oil System	350	(4577,1374,425)
Silencer	500	(8729,1347,1527)
Total	**9992**	

Table 3.1.10에서 보듯이, 가스터빈 발전 시스템의 중량 합이 0.99 ton 이므로, 동력객차 TM1, TM9에 적재할 수 있는 중량 이내에 있게 된다. 따라서, 현재 고려하고 있는 가스터빈 발전 시스템을 동력객차 TM1과 TM9에 장착가능하다는

것을 알 수 있다.

다. 축 중 한계 검토

열차자체 중량 및 열차에 실리는 장치들의 중량으로 인하여 대차 전후/좌우에 하중이 부가되게 되며, 이러한 하중은 동력학적으로 안정성 등에 영향을 미치는 편심을 유발하기도 한다. 이러한 편심이 기준에서 벗어나지 않도록 열차에 실리는 장치들의 장착위치를 조절해야 하는데, 가스터빈 발전 시스템을 동력객차에 장착할 경우에도 장착위치를 이러한 맥락에서 고려하여야 한다.

(1) 계산 방법

(가) 좌표설정

동력객차를 구성하는 부품의 위치를 나타내기 위한 좌표기준은 차량 길이 방향을 x축, 폭 방향을 y축으로 설정한다.

(나) 하중 계산

하중 계산은 먼저 무게중심을 계산하고, 대차에 적용되는 하중을 계산하고, 휠 작용하중을 계산하는 순서로 한다.

(다) 무게중심 계산

차량의 무게중심의 좌표 값 (X_{CG}, Y_{CG}, Z_{CG})은 각각의 구성품 질량 m_i과 이들의 무게 중심을 x_i, y_i, z_i 라고 할 때 아래와 같이 구해진다.

$$X_{CG} = \frac{\sum_i m_i x_i}{\sum_i m_i} \qquad Y_{CG} = \frac{\sum_i m_i y_i}{\sum_i m_i} \qquad Z_{CG} = \frac{\sum_i m_i z_i}{\sum_i m_i} \tag{3.1.12}$$

(라) 대차에 적용되는 하중 계산

전후/좌우 차륜의 하중을 구하기 위하여 우선 각 대차 지지점에 대한 반력을 구해야 하며, 이는 다음과 같이 결정된다.

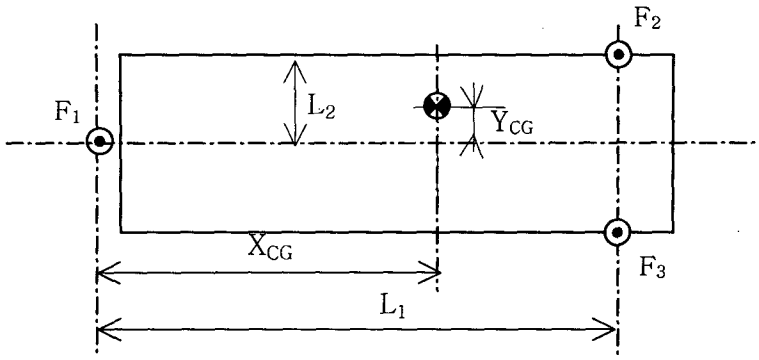


Fig. 3.1.54 객차 무게중심 및 하중 지지점

여기서 F는 대차에 가해지는 차량 중량을 의미한다. Fig. 3.1.54에 나타내고 있는 F_1, F_2, F_3는 차량의 질량 (M), 무게중심 위치 및 L_1, L_2를 이용하여 다음과 같은 식에 의하여 구해진다. 여기서 M은 대차가 받는 차량의 무게를 의미한다.

$$F_1 = M \cdot \frac{(L_1 - X_{CG})}{L_1}$$

$$F_2 = M \cdot \frac{X_{CG} \cdot (L_2 + Y_{CG})}{2L_1 \cdot L_2}$$

$$F_3 = M \cdot \frac{X_{CG} \cdot (L_2 - Y_{CG})}{2L_1 \cdot L_2} \qquad (3.1.13)$$

(마) 휠 작용 하중

하나의 보기에 대하여 고려해 보면 각각의 휠에 작용하는 하중을 구할 수 있다 (Fig. 3.1.55 참조).

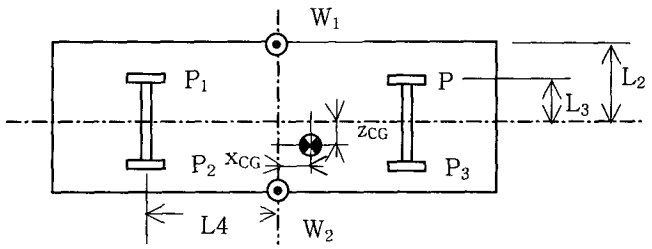


Fig. 3.1.55 대차 및 휠 하중 작용점

차량에 의해 대차에 작용하는 하중을 W_1, W_2라 하고 휠에 작용하는 하중을 각각 P_1, P_2, P_3, P_4라고 하여 연산하면 다음과 같은 식으로 휠에 작용하는 하중들을 구할 수 있다.

$$P_1 = m\frac{(L_4 + x_{CG})(L_3 - z_{CG})}{4L_3L_4} + \frac{W_1}{4}\left(1 + \frac{L_2}{L_3}\right) + \frac{W_2}{4}\left(1 - \frac{L_2}{L_3}\right)$$

$$P_2 = m\frac{(L_4 - L_{CG})(L_3 + z_{CG})}{4L_3L_4} + \frac{W_1}{4}\left(1 - \frac{L_2}{L_3}\right) + \frac{W_2}{4}\left(1 + \frac{L_2}{L_3}\right)$$

$$P_3 = m\frac{(L_4 + x_{CG})(L_3 + z_{CG})}{4L_3L_4} + \frac{W_1}{4}\left(1 - \frac{L_2}{L_3}\right) + \frac{W_2}{4}\left(1 + \frac{L_2}{L_3}\right)$$

$$P_4 = m\frac{(L_4 + x_{CG})(L_3 - z_{CG})}{4L_3L_4} + \frac{W_1}{4}\left(1 + \frac{L_2}{L_3}\right) + \frac{W_2}{4}\left(1 - \frac{L_2}{L_3}\right) \qquad (3.1.14)$$

여기서, m은 전체 차량무게에서 M을 제외한 하중이며, x_{CG}, y_{CG}, z_{CG}는 m의 무게 중심을 의미한다.

(2) 계산 결과

11량 편성 고속전철 동력 객차부 축 중 하중을 상기 언급된 수식을 통하여 계산한 결과를 Table 3.1.11에 나타내었다. Table 3.1.11으로부터 계산된 축 중이 임계 축 중 보다 작게 나타나는데, 이는 11량 편성 동력객차에 장착될 가스터빈 발전 시스템의 중량분포가 임계 축 중 보다 작다는 것을 보여주는 것이다.

Table 3.1.11 동력객차의 축중 (단위: Kg 중)

차종		연결객차		동력객차 (TM1, TM9)	
F1, F2, F3		10663.4(F_1)	5456.4(F_2)	12608.3(F_1)	12409.0(F_2)
			5756.4(F_3)		11981.4(F_3)
W1, W2	좌측		11760.6(W_1)		12409.0(W_1)
	우측		12060.6(W_2)		11981.4(W_2)
축중			15804.6		16062.7
임계 축중 (7량 편성)			16600.0		17150.0

4. 제동 검토

7량 편성의 고속전철 시제차량의 제동은 크게 기계적 제동과 전기적 제동으로 구분되며, 기계적 제동은 디스크 제동, 휠디스크 제동, 답면 제동이 있으며, 전기적 제동으로는 회생 제동이 있다. 비 전철화 구간에서 가스터빈 발전을 이용하여 11량 편성의 고속전철을 구동할 경우, 전기적 제동인 회생 제동은 사용할 수 없으므로, 기계적 제동 및 전기저항을 이용하여 열차 제동 소요 에너지를 태우는 방법을 고려해 볼 수 있다. 본 연구에서는 가스터빈 발전을 이용한 11량 편성의 고속전철의 제동 특성을 고려하고자 하며, 150Km/hr로 주행하는 열차의 제동거리가 어느 정도로 산정되는지는 살펴보고자 한다. 또한, 이러한 산정을 통하여 가스터빈 발전을 통한 고속전철의 제동에 대한 설계 제안을 하고자 한다.

가. 제동장치 편성

가스터빈 발전으로 구동되는 11량 편성의 고속전철의 제동은 비전철화 구간에서 회생 제동과 같은 전기적 제동을 구현할 수 없으므로, 디스크 제동, 휠디스크 제동, 답면 제동 등과 같은 기계적 제동을 통하여 제동을 구현하고자 한다. 이러한 기계적 제동 장치는 내부적으로 사용되는 공기압축기의 공압 정도에 따라 제동력이 결정되므로, 임의 값을 가정하여야 하며, 이러한 값이 곧 설계 사항이다. 따라서, 본 연구에서는 7량 편성의 고속전철 시제차량에 적용되는 제동장치 별 제동력을 기준으로 11량에 적용하여 제동력을 산정하고자 한다. 이러한 산정을 위하여, 먼저 7량 편성된 시제차량의 제동장치 편성을 Table 3.5.12 나타내었다. 또한, 7량 편성 시제차량의 제동장치 편성을 기준으로 11량 편성 고속전철에 적용한 것을 Table 3.5.13에 나타내었다.

Table 3.1.12 기계 제동장치 편성 (7량)

	P1	M1	T2	T3	T4	M5	P2	총수량
답면	8						8	16
디스크		3	6	6	6	3		24
휠디스크		2				2		4

Table 3.1.13 기계 제동장치 편성 (11량)

	P1	M1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	M9	P2	총수량
답면	8										8	16
디스크		3	6	6	6	6	6	6	6	3		48
휠디스크		2								2		4

Table 3.5.12와 Table 3.5.13을 비교하면, 고속전철 시제차량 7량 편성과 11량 편성 사이에 디스크 제동장치 갯수 만큼 차이가 있음을 알 수 있다. 즉, 기계제동으로 열차를 제동할 경우 11량 편성 열차가 7량 편성 열차보다 디스크 제동장치 차이만큼 제동력이 증가함을 알 수 있다.

나. 제동력 계산

가스터빈 발전을 통하여 구동되는 11량 편성의 고속전철 시제차량의 제동력은 디스크 제동력, 휠디스크 제동력, 답면 제동력, 그리고 주행저항 제동력으로 구성된다. 이러한 제동력은 열차에 내장되어 있는 공기 압축기로부터 제공되는 공기의 압력에 따라 각각 다르게 나타나며, 급 제동과 같은 경우에는 공기압을 임의 증가시킴으로써 높은 제동력을 얻을 수 있다. 상기 언급한 각각의 제동력 계산은 다음과 같다.

(1) 디스크 제동력

디스크 제동력은 차축에 디스크를 설치하여 공기압축기로부터의 압력을 이용하여 브레이크 패드를 디스크에 압착하여 제동력을 얻는 방식으로 보기 축에 3대씩 설치되어 있다. 보기 축에 설치되어 있는 디스크 각각에 대한 제동력 계산은 다음과 같다.

$$F_d=((323.7\times C)-153)\times i\times \varepsilon\times(d/D)\times \mu \qquad (3.1.15)$$

여기서, F_d : 디스크 제동력

C_p : 공기압 [Kgf/cm^2]

i : 레버비 (2.5)

ε : 레버효율 (0.93)

d/D : 디스크반경/차륜반경 (247/460)

μ : 마찰계수 (0.4)

(2) 휠디스크 제동력

휠디스크 제동력은 모터 보기 축에 장착되어 있으며, 충분한 제동력을 확보하지 못하는 경우의 보조 제동장치로 사용되며, 계산식은 다음과 같다.

$$F_w=((323.7\times C)-153)\times i\times\varepsilon\times(d/D)\times\mu \quad (3.1.16)$$

여기서, F_w : 휠디스크 제동력

C_p : 공기압 [Kgf/cm^2]

i : 레버비 (2.5)

ε : 레버효율 (0.93)

d/D : 디스크반경/차륜반경 (247/460)

μ : 마찰계수 (0.4)

(3) 단면 제동력

열차의 제동에 가장 많이 사용되는 제동방식으로 제동 슈 (Braking Shoe)를 차륜의 답면에 압착시켜서 차륜과 제동 슈간의 마찰로 제동하는 원리를 갖는다. 차륜과 제동 슈간의 마찰로 인한 열에너지는 대기중으로 발산되어 결과적으로 열차의 운동에너지가 열에너지로 전환되어 제동이 되는 기계장치이다. 단면 제동력 계산은 다음과 같다.

$$F_{BS}=((180.0\times C)-71.28)\times e\times\varepsilon\times(d/D)\times\mu \quad (3.1.17)$$

여기서, F_{BS} : 답면 제동력

C_p : 공기압 [Kgf/cm^2]

e : 증폭비 (4)

ε : 레버효율 (0.9)

μ : 마찰계수 (0.25)

(4) 주행저항 제동력

11량 편성 고속전철이 주행하는 동안 기계적인 요소와 공기저항 등으로 인한 제동력이 열차에 작용하게 된다. 이러한 주행 중 발생되는 저항은 열차의 속도의 함수로 표현되며, 각각의 속도에서 주어지는 주행저항 제동력은 열차의 제동 시 그대로 적용된다. 주행 저항 식은 다음과 같다.

$$F_{NV}=A+BV+CV^2 \qquad (3.1.18)$$

여기서, F_{NV} : 주행저항 제동력

A : 회전기계저항 $(0.77\times(10nM)^{1/2})$

B : 기계적인 저항 + 공기모멘텀저항 (0.008M)

C : 공기저항 (0.02225+0.00352T)

n :차륜수

M : 열차 총중량

T : 동력객차를 포함한 객차 수

V : 열차 속도 (Km/hr)

상기 주행 중 작용하는 제동력은 열차 속도에 따라, 열차의 편성에 따라, 그리고 상용모드 제동과 급제동에 따라 다르게 나타난다. 이는 앞서 언급한 데로, 열차에 내장된 공기압축기의 공기압을 변화시킴으로써 각각의 제동장치의 제동력을 증가 혹은 감소시키는 것을 의미한다. Fig. 3.1.56와 Fig. 3.1.57은 11량 편성의 고속전철이 0~150Km/hr 구간의 속도 영역에서 각각의 제동장치로부터 얻어지는 제동력을 나타내며, 특히 Fig. 3.1.56와 Fig. 3.1.57은 상용모드 제동 시 와 급제동 시의 제동력 차이를 보여준다. 그림으로부터 답면 제동력 및 휠디스크 제동력은 약 20Km/hr의 속도 이후에는 나타나지 않는다. 또한, 전체 제동력의 대부분은 디스크 제동력으로 구성되며, 작지만 주행저항 제동력은 속도에 따라 조금씩 증가하는 것이 나타난다.

다. 제동거리 계산

일반적으로 제동거리는 공주거리와 실 제동거리로 구분된다. 공주거리는 제동명령이 내려진 이후 압축공기가 작동하여 기초 제동장치가 작동하기까지 얼마간의

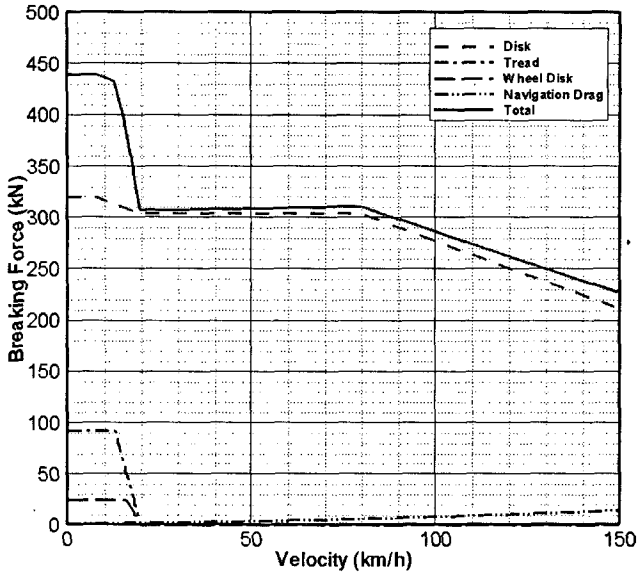


Fig. 3.1.56 상용제동 시 열차속도에 따른 제동력 곡선

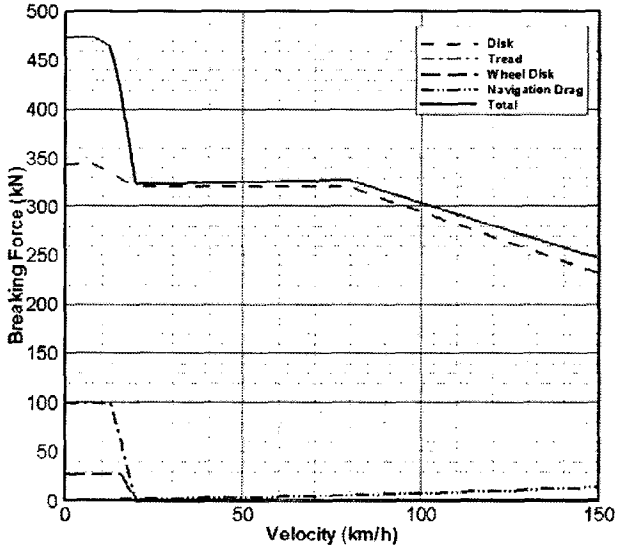


Fig. 3.1.57 비상 제동 시 열차 주행속도에 따른 제동력 곡선

시간이 필요한데, 이와 같이 제동 명령을 내리고 약 75%의 제동이 작동하기까지의 시간 및 주행거리를 의미한다. 실 제동거리는 주행 중 발생하는 열차의 운동에너지를 제동장치 등을 이용하여 열에너지 등으로 흡수하여 열차 정지 시까지 열차가 주행한 거리를 말한다. 공주거리와 실 제동거리를 합한 것이 제동거리이며, 열차주행 운동에너지와 제동력과의 관계를 통하여 계산된다.

(1) 공주거리

공주거리는 제동명령이 내려지고 이에 대한 장치들의 기계적 운용에 있어 발생되는 시간지연으로 인한 열차의 주행을 의미하는데, 다음과 같은 식으로 계산된다. Table 3.1.14에서는 이러한 공주시간을 열차별에 따라 상용 혹은 비상제동으로 구분하여 나타내고 있다.

$$S_1=(V/3.6)\times t \qquad (3.1.19)$$

여기서, S_1=: 공주거리 [m]

V : 제동초기 주행속도 [m/s]

t : 공주시간 [s]

Table 3.1.14 공주시간

	상용제동	비상제동
화물열차	9~12초	6~9초
전동열차	1.35초	1.05초
여객열차	5~9초	2~4초

11량 편성의 고속전철을 제동할 경우 초기 주행속도를 150Km/hr일 때 공주거리는 공주거리를 나타내는 식 (3.1.19)과 공주시간을 나타내는 Table 3.5.14으로부터 상용제의 경우, 56.25m, 비상제동의 경우, 43.75m 공주거리가 발생함을 알 수 있다.

(2) 실 제동거리

실 제동거리는 열차 주행에너지가 제동력과 제동거리를 곱한 값과 서로 같다고 하는 에너지 방정식을 통해서 얻어진다. 이러한 제동력은 열차가 제동되면서 감속되는 속도에 따른 제동력의 총합을 의미하며, 다음과 같이 나타내어진다.

$$F(V)=F_D(V)+F_W(V)+F_B(V)+F_R(V) \qquad (3.1.20)$$

여기서, F(V) : 총 제동력 [KN]

$F_D(V)$: 디스크 제동력 [KN]

$F_W(V)$: 휠디스크 제동력 [KN]

$F_B(V)$: 답면 제동력 [KN]

$F_R(V)$: 주행저항 제동력 [KN]

열차가 제동될 때 각 제동장치 별 제동력은 Fig. 3.1.56과 Fig. 3.1.57와 같이 속도에 따라 각각 다르게 나타나며, 이러한 제동력의 속도에 따른 총합이 식 (3.1.16)에서 F(V)와 같다. 한편, 열차의 속도가 감소하면서 열차가 갖는 운동에너지도 함께 감소하게 되는데, 이러한 운동에너지의 속도에 따른 변화량을 각각 계산하여 속도에 따른 제동력의 총합 F(V)로 나누게 되면 각 속도에서의 제동거리 변화량들이 계산된다. 그리고, 이러한 제동거리의 변화량들의 합을 구하면 실 제동거리가 되며, 다음과 같은 식을 통해서 얻어진다.

$$S_2 = \triangle x_1 + \triangle x_2 + \ldots \ldots + \triangle x_k + \triangle x_{k+1} + \ldots \ldots + \triangle x_{n-1} + \triangle x_n \qquad (3.1.21)$$

여기서, S_2 : 실 제동거리 [m]

$\triangle x$: 제동거리 변화량 ($\triangle E(V)/F(V)$) [m]

$\triangle E(V)$: 열차 운동에너지 변화량 [J]

$\triangle x_1$: 초기 제동거리 변화량 [m]

$\triangle x_n$: 정지 직전 제동거리 변화량 [m]

그리고 제동거리 변화량을 나타내고 총 실 제동거리를 나타낸다. 또한, Table 3.1.16는 비상용 열차 제동 시 속도에 따른 제동거리 변화량과 총 실 제동거리를 보여준다. Table 3.1.15와 Table 3.1.16로부터 가스터빈 발전을 이용한 11량 편성의 고속전철의 상용제동 및 비상용 제동의 거리차가 95.164m로 나타나며, 비상 제동의 경우 열차내 공기압축기를 이용한 공기압을 증가시켜 제동력을 크게 하여 제동거리를 단축시킨 것이다.

(3) 총 제동거리

Table 3.1.15 11량 편선 상용 제동 시 제동력 및 제동거리

Speed range (km/h)	Disk (kN)	Tread (kN)	Wheel Disk (kN)	Navigation Drag (kN)	Total (kN)	ΔE ($kg \cdot m^2/s^2$)	Δx (m)
0-5	320.000	92.676	24.884	2.035	439.595	0.459×10^6	1.044
5-10	319.420	92.676	24.884	2.184	439.164	1.377×10^6	3.136
10-15	313.834	86.749	24.884	2.356	427.823	2.296×10^6	5.366
15-20	306.987	29.888	14.239	2.552	353.665	3.214×10^6	9.087
20-25	304.000	0.000	0.000	2.761	306.761	4.132×10^6	13.470
25-30	304.000	0.000	0.000	2.990	306.990	5.050×10^6	16.451
30-35	304.000	0.000	0.000	3.244	307.244	5.968×10^6	19.425
35-40	304.000	0.000	0.000	3.519	307.519	6.887×10^6	22.394
40-45	304.000	0.000	0.000	3.808	307.808	7.805×10^6	25.356
45-50	304.000	0.000	0.000	4.117	308.117	8.723×10^6	28.311
50-55	304.000	0.000	0.000	4.447	308.447	9.641×10^6	31.257
55-60	304.000	0.000	0.000	4.796	308.796	10.559×10^6	34.195
60-65	304.000	0.000	0.000	5.174	309.174	11.478×10^6	37.124
65-70	304.000	0.000	0.000	5.564	309.564	12.396×10^6	40.043
70-75	304.000	0.000	0.000	5.984	309.984	13.314×10^6	42.951
75-80	303.997	0.000	0.000	6.406	310.403	14.232×10^6	45.851
80-85	300.449	0.000	0.000	6.856	307.305	15.150×10^6	49.301
85-90	293.791	0.000	0.000	7.334	301.125	16.069×10^6	53.362
90-95	287.318	0.000	0.000	7.819	295.136	16.987×10^6	57.556
95-100	305.171	0.000	0.000	9.054	314.225	17.905×10^6	56.982
100-105	274.154	0.000	0.000	8.864	283.018	18.823×10^6	66.509
105-110	290.950	0.000	0.000	10.226	301.176	19.742×10^6	65.548
110-115	261.056	0.000	0.000	9.984	271.040	20.659×10^6	76.224
115-120	254.438	0.000	0.000	10.580	265.018	21.578×10^6	81.420
120-125	247.827	0.000	0.000	11.196	259.023	22.496×10^6	86.850
125-130	241.218	0.000	0.000	11.832	253.050	23.414×10^6	92.529
130-135	234.704	0.000	0.000	12.478	247.183	24.333×10^6	98.440
135-140	228.158	0.000	0.000	13.148	241.306	25.251×10^6	104.642
140-145	221.582	0.000	0.000	13.841	235.423	26.169×10^6	111.157
145-150	215.095	0.000	0.000	14.544	229.639	27.087×10^6	117.956
실 제동거리							1,493.937
공주거리							56.25
총 제동거리							1,550.187

Table 3.1.16 11량 편성 비상 제동 시 제동력 및 제동거리

Speed range (km/h)	Disk (kN)	Tread (kN)	Wheel Disk (kN)	Navigation Drag (kN)	Total (kN)	ΔE ($kg \cdot m^2/s^2$)	Δx (m)
0-5	344.000	100.380	27.002	2.034	473.416	0.459×10^6	0.970
5-10	343.094	100.380	27.002	2.184	472.660	1.377×10^6	2.914
10-15	334.700	92.807	27.002	2.357	456.865	2.296×10^6	5.025
15-20	324.487	31.407	15.107	2.552	373.553	3.214×10^6	8.603
20-25	320.000	0.000	0.000	2.762	322.762	4.132×10^6	12.802
25-30	320.000	0.000	0.000	2.993	322.993	5.050×10^6	15.635
30-35	320.000	0.000	0.000	3.243	323.243	5.968×10^6	18.464
35-40	320.000	0.000	0.000	3.514	323.514	6.887×10^6	21.287
40-45	320.000	0.000	0.000	3.804	323.804	7.805×10^6	24.103
45-50	320.000	0.000	0.000	4.115	324.115	8.723×10^6	26.913
50-55	320.000	0.000	0.000	4.446	324.446	9.641×10^6	29.716
55-60	320.000	0.000	0.000	4.798	324.798	10.559×10^6	32.511
60-65	320.000	0.000	0.000	5.169	325.169	11.478×10^6	35.297
65-70	320.000	0.000	0.000	5.562	325.562	12.396×10^6	38.075
70-75	320.000	0.000	0.000	5.975	325.975	13.314×10^6	40.844
75-80	319.989	0.000	0.000	6.408	326.397	14.232×10^6	43.604
80-85	316.534	0.000	0.000	6.862	323.395	15.150×10^6	46.848
85-90	310.259	0.000	0.000	7.332	317.592	16.069×10^6	50.595
90-95	304.025	0.000	0.000	7.820	311.845	16.987×10^6	54.472
95-100	297.830	0.000	0.000	8.324	306.154	17.905×10^6	58.484
100-105	291.537	0.000	0.000	8.857	300.394	18.823×10^6	62.662
105-110	285.149	0.000	0.000	9.417	294.567	19.742×10^6	67.019
110-115	278.802	0.000	0.000	9.995	288.797	20.659×10^6	71.537
115-120	272.630	0.000	0.000	10.576	283.206	21.578×10^6	76.192
120-125	266.363	0.000	0.000	11.187	277.550	22.496×10^6	81.053
125-130	260.003	0.000	0.000	11.826	271.830	23.414×10^6	86.136
130-135	253.684	0.000	0.000	12.482	266.166	24.333×10^6	91.419
135-140	247.405	0.000	0.000	13.153	260.559	25.251×10^6	96.910
140-145	241.166	0.000	0.000	13.841	255.006	26.169×10^6	102.621
145-150	234.965	0.000	0.000	14.543	249.508	27.087×10^6	108.562
실 제동거리							1,411.273
공주거리							43.75
총 제동거리							1,455.023

열차주행 중 제동 시 총 제동거리는 공주거리와 실 제동거리를 합한 값이며, 앞서 계산된 공주거리와 Table 3.1.15과 Table 3.1.16로부터의 실 제동거리를 합하여 얻어진다. Fig. 3.1.58과 Fig. 3.1.59에서는 초기 제동속도 별로 총 제동거리를 나타낸 것으로, 상용제동과 비상제동시의 총 제동거리를 나타내며, 열차 속도가 증가함에 따라 제동거리가 비선형 2차 포물형으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

(가) 상용 제동

$S=S_1+S_2=56.25+1493.937=1550.187$ [m]

여기서, S : 총 제동거리 [m]

S_1 : 공주거리 $(V/3.6)\times t$ [m]

S_2 : 실 제동거리 [m]

(나) 비상 제동

$S=S_1+S_2=43.75+1411.273=1455.023$ [m]

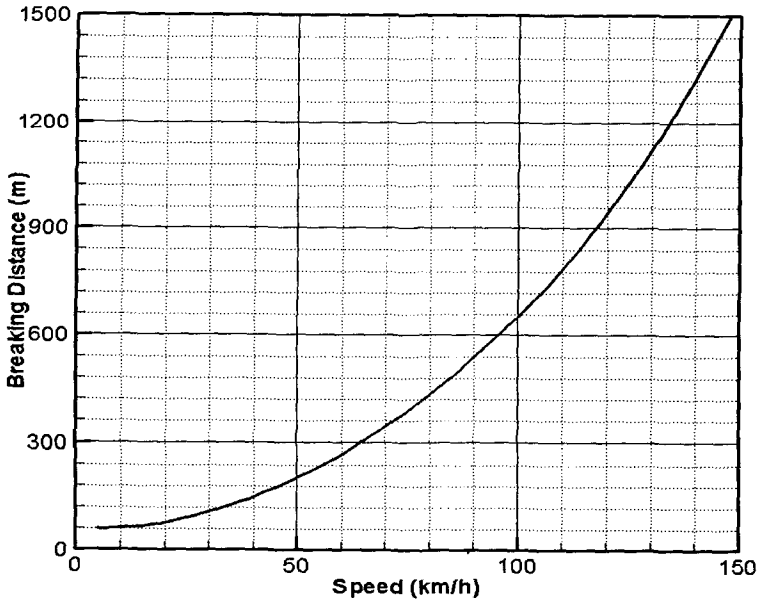


Fig. 3.1.58 열차 초기 제동속도에 따른 총 제동 거리 (상용제동)

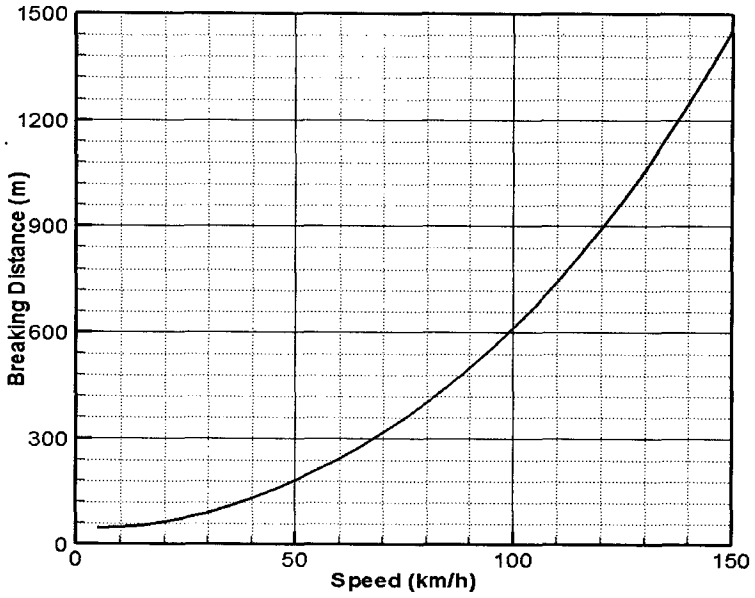


Fig. 3.1.59 열차 초기 제동속도에 따른 총 제동 거리 (비상제동)

라. 제동설계 제안

11량 편성된 고속전철 시제차량이 150Km/hr로 주행 중 일 때 제동을 시작하면, 앞서 언급한데로, 제동거리는 상용에서 1550.187m, 그리고 비상 제동에서 1455.023m 이다. 본 연구에서는 7량 편성된 고속전철 시제차량에 적용된 속도변화에 대한 제동력 산정에 적용된 열차내부 공기압축기 압력을 그대로 사용하였으므로, 이러한 제동거리는 열차에 장착된 공기압축기의 공기압을 일정 증가시킬 경우 제동력이 증가하여 제동거리를 보다 짧게 할 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 이러한 제동거리를 보다 더 감소시킬 필요가 발생할 경우 하나의 방안으로, 동력객차 내에 전기저항을 설치하여 제동 시 발생되는 열차 운동 에너지를 태우는 방안도 고려해 볼 수 있다.

제 2 절 다중추진 전력변환시스템 설계

1. 다중추진시스템 전력변환장치의 회로방식

고속전철을 추진하기 위하여 필요한 견인력 특성을 기준 하여 견인전동기 용량이 선정되면 이를 바탕으로 주 전력용 컨버터 및 인버터의 용량을 선정한다. 각 국의 컨버터에 대하여 검토해 보면 독일의 ICE는 Boost type PWM 컨버터를 사용하고 있으며 직류 링크 전압을 2800VDC로 제어하고 컨버터 1대의 용량은 1,573kVA이며 입력단 전압은 1430VAC이다. 이러한 형태의 컨버터를 사용은 입력 역률이 단위역률에 근접하도록 제어가 가능하고, 입력단 고조파 전류를 줄일 수 있을 뿐만 아니라, 견인 전동기의 회생제동시 회생에너지를 이용할 수 있다.

일본 신간선 역시 회로는 Boost type PWM 컨버터로 구성되어 있으며 독일의 ICE와 유사한 방식으로 컨버터 1대당 용량은 708kVA이고, 직류링크 전압을 1900VDC로 제어하고 컨버터 입력단 전압은 885Vac를 사용하고 있다. 신간선은 ICE 시스템과 달리 주전력회로 상에 Passive filter의 사용을 억제하고 있는 것이 특징이며, 필터를 사용하지 않는 대신에 인버터 입력단 전압리플을 고려한 Beatless 제어기능을 사용하여 인버터 출력단 리액터를 생략하고, 컨버터 입력단 리액터를 변압기 2차측 임피던스에 포함시켜 사용하고 있다.

프랑스의 TGV는 견인전동기를 독일 ICE와 일본 신간선에서 사용하는 유도전동기를 사용하지 않고 동기전동기를 사용하므로 전압형 인버터로 구동하지 못하고 전류형 인버터에 의해 구동하는 시스템을 채택함으로서, 정류기가 전동기 구동전류 크기를 제어하는 단상 HCB (Half-Controlled SCR Bridge)로서 2개의 HCB를 직렬로 연결하여 이용하고 있다. 정류기 입력단 역률을 높이기 위하여 하단의 정류기는 최소의 위상각으로 고정시키고 상단의 정류기 위상 제어각을 조절하고, 정류기 입력단에 있는 SCR-L-C Filter는 입력 주파수의 3고조파에 동조시켜서 변압기 누설 인덕턴스에 의해서 발생되는 무효전력을 보상하는 방식을 사용하여 입력 역률을 개선시킨다. TGV-K의 컨버터 1대의 용량을 보면 1216kVA이며 직류링크 전압을 1500VDC로 제어하고 컨버터 입력단의 전압은 1800Vac를 사용한다.

본 연구에서 개발코자하는 다중추진시스템은 가스터빈 엔진에 의해 구동되는 3상 동기발전기에 의해 선택적으로 전력을 공급할 수 있는 시스템이다. 그래서 가스

터빈에 의해 차량 운전 시 발생되는 전력은 3상 동기발전기로의 회생이 불가능하다. 또한 3상 동기발전기에 의해 발생되는 출력 전압 및 주파수가 2.4kVAC, 800Hz~1027 Hz이므로 기존의 고속전철의 컨버터 회로 방식을 적용할 수가 없다. 따라서 본 연구에서는 본 연구에서 개발코자하는 다중추진시스템의 컨버터 회로방식은 ALPS(An Advanced Locomotive Propulsion System)와 유사한 시스템으로 구성하고자 한다.

ALPS는 최근 UT-CEM(The University of Texas at Austin Center for Electronmechanics)에서 FRA(Federal Railroad Administration)로부터 지원 받아 차세대 고속 철도 프로그램의 한 부분으로써 개발되고 있다. ALPS의 시스템 구성은 동기발전기를 구동하는 가스터빈과 4대의 견인용 유도모터와 FESS(Flywheel Energy Storage System)과 커플링 되어있는 한 대의 유도모터를 구동하기 위한 V/F 인버터로 이루어져있다. 따라서 다중추신시스템의 주전력변환부는 ALPS와 같이 3상 다이오드 정류기에 의해 DC전원으로 변환하였고 DC-DC Converter에 의해 기존에 개발된 G7차량과 Interfacing 할 수 있도록 하였다. 그리고 보조전력장치의 전력변환부는 주 전력변환부의 DC전압과 Isolation되도록 주전력변환장치에 인버터를 구성하여 교류전력을 만들고 변압기에 의해 절연시키며, 3상 보조 다이오드 정류기에 의해 보조전원장치의 전원 크기가 되도록 제어하는 역할을 담당한다.

2. 전력변환장치에 대한 제어기구성 및 시뮬레이션

다중추진시스템과 같은 복합전력시스템의 개발은 부대설비와 제어기 디자인 그리고, 차후 빠른 원형개발 및 시험을 돕기 위해서 시뮬레이션에 많은 의존을 한다. 따라서 2장에서는 가스터빈발전기에 의해 구동되는 동기발전기의 출력으로부터 브리지 다이오드정류기에 의해 만들어진 DC전원이 DC/DC 컨버터에 의해 부하시스템에서 요구하는 전력대하여 시스템 기준에 맞는 양질의 전원을 안정적으로 공급할 수 있음을 확인하기 위해서 다중추진시스템의 구성에 대하여 규격화된 시뮬레이션모델을 조합하여 시뮬레이션을 수행한 결과를 제시하고자 한다.

가. 다중추진시스템 전력회로의 구성

Fig. 3.2.1는 다중추진 시스템의 전력 흐름도를 나타내고 있다. 시스템의 주 동

력원은 동기 발전기를 구동시키는 가스터빈 엔진이다. 동기발전기의 출력은 3상 다이오드 브리지 정류회로를 경유하여 DC링크단으로 공급된다. 여기에서 DC-to-DC 컨버터는 가변전압, 가변주파수의 출력을 2대의 추진모터에 공급하고, 단방향 DC/AC 컨버터의 출력은 변압기를 통하여 저압으로 변환되고, 그 출력은 3상 다이오드 정류기에 의해 정류되어 전등이나 팬 부하와 같은 열차의 부대설비에 공급될 수 있도록 670DC 전력을 공급한다. 저항뱅크는 브레이크 동작시 발생되는 회생전력에 의한 잉여전력 및 어떤 이상조건에 의해 급격한 회로 차단시 발생될 수 있는 이상 에너지를 소비하기 위해 구성되어있다. 열차는 속도지령을 받아 지령속도를 추종하도록 제어한다. 전력관리시스템(power management system)은 부하시스템에 최적의 DC전력을 분할하여 연료소모를 최소화하는 역할을 한다. 이러한 시스템의 장점은 터빈이 부하로부터 독립되어져있으므로 터빈 속도와 소비전력을 연료 효율 면에서 최적화되도록 할 수 있다.

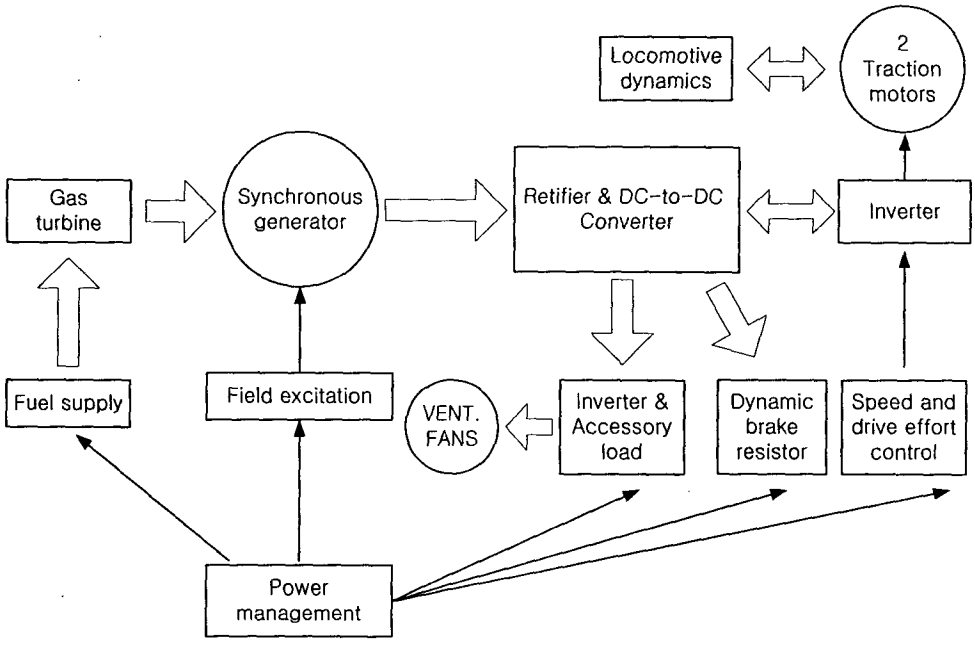


Fig. 3.2.1 다중추진시스템의 전력 흐름도

나. 시스템의 시뮬레이션 모델

Fig. 3.2.1의 다중추진시스템의 전력흐름도에서 볼 수 있듯이 시스템의 각부에 대한 상세한 모델이 광범위하게 연구 및 개발되어져 왔다. 그러나 이러한 상세한 시

스템의 모델은 복잡함 수식으로 이루어져있기 때문에, 만일 상세한 모델을 시뮬레이션에 적용하려고 한다면 많은 시간을 소비하여야 한다. 게다가 본 시뮬레이션은 다중추진시스템의 설계 진행 중에 선행되어 수행이 되는 것이기 때문에, 자세한 모델을 수식적으로 명확하게 표현하기 위한 필요한 정보가 부족할 것도 있다. 따라서 이러한 문제점등을 고려하여 경우에 따라서, 제어시스템의 대략적인 특성분석을 위한 간략화된 시뮬레이션 모델을 적용하였다.

(1) 가스터빈 모델

Fig. 3.2.2은 가스터빈발전기에 대한 시뮬레이션 모델을 나타내고 있다. 가스터빈모델의 입력으로는 연료 q와 동기발전기의 축속도 ω이며, 출력으로는 터빈출력 P_M 이다. 터빈모델은 터빈 시스템의 동특성을 나타내는 1차 지연블록(System delay)과 터빈 제조회사로부터 구할 수 있는 터빈성능 특성곡선을 참고하여 만들어졌다. 이것으로부터 터빈의 출력 P_M은 연료와 동기발전기의 축속도 ω에 대한 함수로써 $P_M = f(q,\omega)$으로 표현할 수 있다. 여기에서 가스터빈의 축은 동기발전기의 축에 직접적으로 연결되어져 있으므로, 축속도 ω는 동기발전기 모델로부터 결정되며, 가스터빈에 입력으로 사용된다.

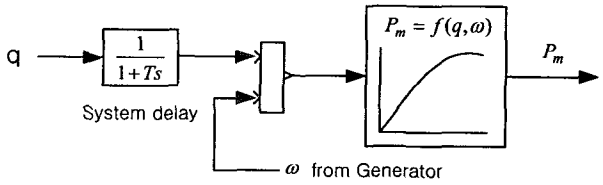


Fig. 3.2.2 가스터빈 모델

(2) 가스터빈 제어기

가스터빈 제어기는 PI 제어기로써 구성하였다. 가스터빈 제어기는 터빈의 축속도와 연료비를 측정하여 터빈의 축속도를 제어한다.

(3) 동기모터와 정류기 모델

동기 발전기와 정류기는 하나의 통합된 모듈로 형성할 수 있다. 이러한

Diagram 과 Simulink 블록은 Fig. 3.2.3과 같다. 동기 발전기의 각상은 기기의 내부임피던스를 표현하는 RL 임피던스 성분을 직렬로 구성한 전압원으로 구성한다. 여기에서 저항성분 R은 무시할 수 있으나, 인덕턴스 값 L은 양의 값이어야만 한다. 이러한 모듈에 입력으로는 자속전류 I_f, mechanical power P_m, 그리고 DC 전류 I_{dc}등이 있고, 출력은 DC 버스 전압 V_{dc}와 축회전 각속도 ω이다.

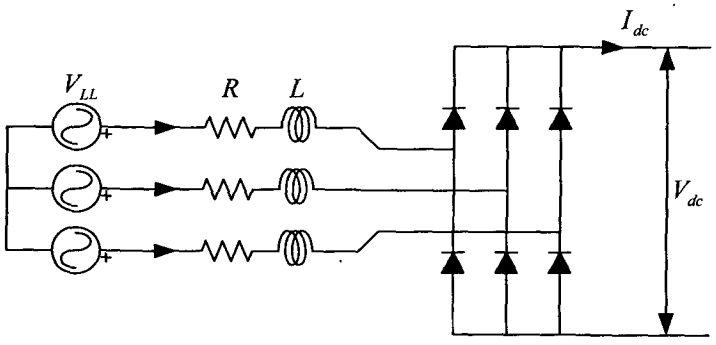
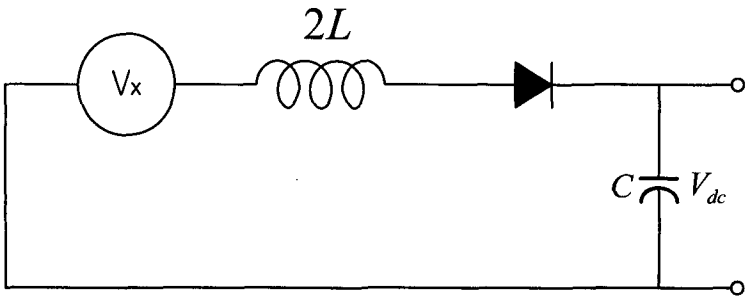


Fig. 3.2.3 동기발전기와 정류기 모델

내부저항 R을 무시하면, DC 버스 전압은 식 (3.2.1)와 같다.

$$V_{dc}=3\frac{\sqrt{2}}{\pi}V_{LL}-\frac{3}{\pi}\omega L_s I_{dc} \tag{3.2.1}$$

내부 전압원 V_{LL}의 RMS값은 자속전류 I_f와 회전축 각속도 ω에 대한 함수이다. 여기에서 자속전류 I_f를 고정시키면, V_{LL}은 기계적 각속도 ω에 비례하게 된다.



$$V_x = \max(V_a, V_b, V_c) - \min(V_a, V_b, V_c)$$

Fig. 3.2.4 3상 정류기의 등가회로

DC 전류는 DC링크 전압이 DC링크 커패시터 전압보다 높을 때만 도통하기 때문에, DC 등가회로는 Fig. 3.2.4와 같다. 그리고 이때의 상태방정식은 식 (3.2.2)과 식 (3.2.3)와 같다. 여기에서 다이오드는 일정한 전압드롭 V_{drop}을 갖는 것으로 가정하였다.

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{1}{2L}(V_x - V_{dc} - 2*(i_d*R + V_{drop})) \quad \text{if} \quad V_x > V_{dc} \qquad (3.2.2)$$

$$= 0 \quad \text{if} \quad V_x < V_d$$

$$\frac{dV_{dc}}{dt} = \frac{1}{C}(i_d - i_o) \qquad (3.2.3)$$

동기발전기의 선간 전압 V_{LL}은 P를 극수, f_n은 공칭 전기적 주파수, ω_n은 f_n에 해당하는 공칭 축각속도, 그리고 V_0는 자속 전류가 I_f이고, 회전각속도가 ω_0일 경우의 값이다. 여기에서 V_0의 값은 실험적으로 결정된다. 그러므로 각속도 ω이고 자속전류 I_f일 경우 V_{LL}전압은 식 (3.2.4)처럼 표현할 수 있다.

$$V_{LL}(\omega, I_f) = \frac{V_0(\omega_n, I_f)\omega\frac{P}{2}}{2\pi f_0} \qquad (3.2.4)$$

회전자의 동특성은 전력 흐름 밸런스를 토대로 계산할 수 있다. Fig. 3.2.5는 동기 발전기의 전력흐름도를 나타내고 있다.

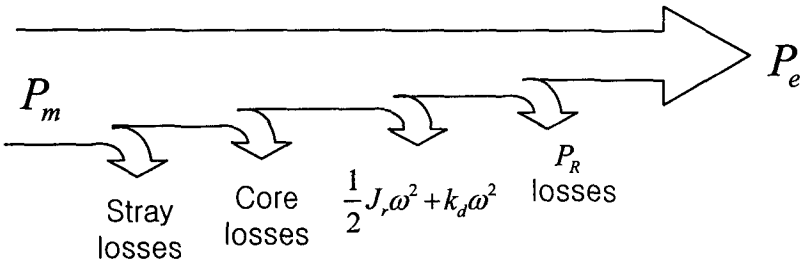


Fig. 3.2.5 동기발전기의 전력흐름도

다이오드 브리지 정류기에서의 전력손실 및 동기발전기에서의 철손 및 표류손을 무시하면, 전력 밸런스는 식 (3.2.5)과 같이 표현할 수 있다.

$$P_m = P_e + \frac{1}{2}J_r\omega^2 + k_d\omega^2 + P_R \tag{3.2.5}$$

여기에서, P_m은 터빈으로부터 발생된 기계적 출력이고, P_e는 DC 버스 전력, $P_e = V_{dc}I_{dc}$, J_r은 회전자 관성, 그리고 k_d는 기계적 마찰계수이다. 발전기 고정자의 동손은 고정자 상전류 I_{ph}를 이용하여 계산한다. I_{ph}의 실효값은 대략 $0.816I_{dc}$이다. 그래서 동손은 식 (3.2.6)과 같이 계산할 수 있다

$$P_R = 3\times(0.816I_{dc})^2R \tag{3.2.6}$$

식 (3.2.6)로부터, 회전자 동특성은 식 (3.2.7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\omega = \sqrt{\frac{\int 2(P_m - P_e - P_R - k_d\omega^2)}{J_r}} \tag{3.2.7}$$

발전기의 여자회로는 시험적으로 관측된 특성과 1차 지연특성을 고려하여 표현할 수 있다. 발전기 각속도 ω_0에서 발전기의 개방 회전단자전압은 자속전류 I_f와의 함수로써 $V_e(\omega_n, I_f)$로 측정될 수 있다. I_f와 V_e 사이의 지연을 고려하면 단자전압

은 식 (3.2.8)와 같다.

$$V_0 = \frac{V_e}{1 + T_e s} \tag{3.2.8}$$

여기에서 T_e는 지연시간을 나타낸다.

(4) DC-DC 컨버터 및 부하의 모델

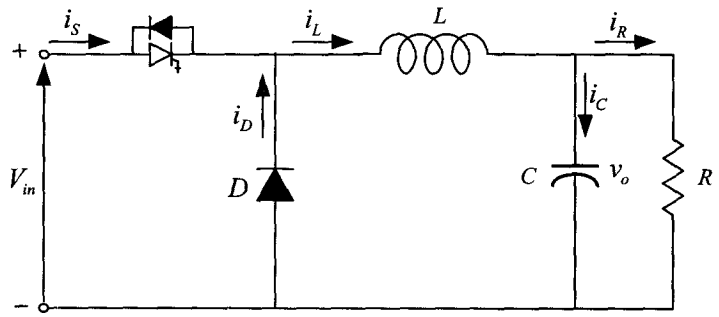


Fig. 3.2.6 DC-DC 컨버터의 전력부

DC-DC 컨버터의 전력부는 Fig. 3.5.70과 같다. 이와 같은 시스템에 상태방정식을 나타내면 식 (3.2.8)과 같다.

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} i_L \\ v_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{L} \\ \frac{1}{C} & -\frac{1}{R \cdot C} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} i_L \\ v_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{M}{L} \\ 0 \end{bmatrix} v_{in} \tag{3.2.8}$$

이를 시뮬레이션 제어블럭으로 나타내면 Fig. 3.2.7과 같다.

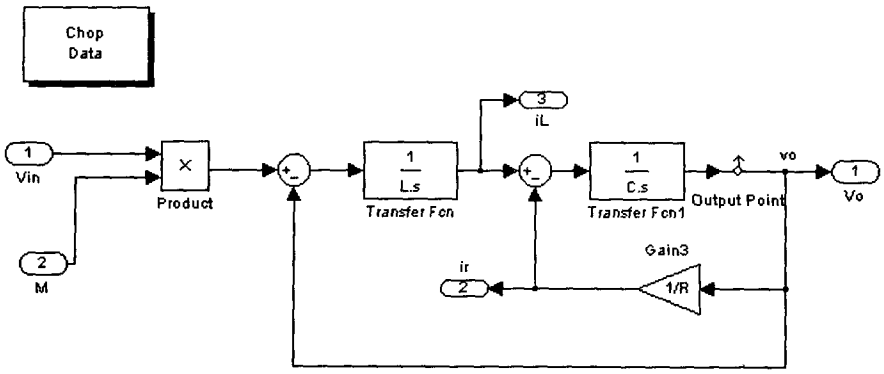


Fig. 3.2.7 DC-to-DC 전력변환기 Simulink model

다. DC-DC컨버터의 상태궤환제어기

다중추진시스템의 DC-DC 컨버터는 부하시스템에 안정한 전원을 공급하기 위해 과도한 부하 외란 조건에서도 DC 링크를 빠른 시간에 안정하게 유지하여야 한다. 이러한 요구조건을 만족시키기 위해서 극배치 제어가 바람직하다. 왜냐하면 PI제어기만으로는 DC-DC 컨버터의 극점을 원하는 위치로 배치시킬 수 없다. 따라서 제어기는 식(3.2.9)와 같이 구성하였다.

$$d(t) = -k_{pb}(i_L(t)-i_o(t)) + k_p(v_{ref}(t)-v_o(t)) + ki\int(v_{ref}(t)-v_o(t))dt \quad (3.2.9)$$

식 (3.5.31)의 제어기의 출력은 세 개의 제어항의 합으로 구성되어져 있다. 첫 번째 항은, 비교적 완만하게 변하는 전류 i_L과 출력 전류 i_o 의 차로 이루어져 있다. 이는 제어기의 극배치가 스위칭 주파수에 비해 적어도 1/10배 이하에 배치되었다면, 스위칭 주기에 발생하는 인덕터의 전류리플은 제어루프에 영향을 주지 않게 된다. 이와 같이 극점이 설정이 되면, 첫 번째 항은 k_{pb}를 조절하여 출력전류에 발생하는 외란을 감쇠시킬 수 있다. 왜냐하면 시비율의 변화는 지령전압 v_{ref}에 대하여 출력 전압 $v_o(t)$의 차에 의해서만 발생하기 때문이다. 따라서 첫 번째 제어 항에 의해 빠른 부하응답을 기대할 수 있다.

두 번째와 세 번째 항은, 출력전압에 맥동을 고려한 비례적분제어기로 이루어

져 있다. 비례적분 제어기의 출력은 원하는 전압을 실제출력전압과의 차에 의해 발생된다. 이때, 비례항은 시스템을 안정화시키며, 적분항은 출력 전압의 오차를 최소화하는 역할을 한다.

식 (3.2.10)는 식 (3.2.9)의 제어기를 포함하는 DC-DC 컨버터의 상태공간평균화모델형태로 표현하였다. 이때 제어기를 제외하고 시스템의 파라미터를 적용한 open-loop 시스템 극점 또는 eigenvalues는 $s_1, s_2 = -4.8 \pm j10$이다.

페루프 극점은 DC-DC컨버터의 지령전압 v_{ref}를 상수로 가정하였을 때, 식 (3.2.11)의 상태 공간평균환 시스템 행렬식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} i_L \\ v_o \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{L} & \frac{v_{in}}{L} \\ \frac{1}{C} & -\frac{1}{RC} & 0 \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_L \\ v_o \\ d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_n \end{bmatrix} v_{ref} \tag{3.2.10}$$

$$A_{31} = -\frac{k_p}{C} + \frac{k_{pb}}{RC}$$

$$A_{32} = \frac{k_{pb}}{L} + \frac{k_p}{RC} - \frac{k_{pb}}{R^2C} - k_i \tag{3.2.11}$$

$$A_{33} = -\frac{k_{pb} v_{in}}{L}$$

이를 위해서, 이득 값들은 적합한 극점 설정을 통하여 식(3.2.12)—식(3.2.13)로부터 얻어질 수 있다.

$$k_{pb} = \frac{L}{v_{in}}\left(k_2 - \frac{1}{RC}\right) \tag{3.2.12}$$

$$k_p = \frac{LC}{v_{in}}\left(k_1 - \frac{1}{LC}\right) \tag{3.2.13}$$

$$k_i = \frac{k_0 LC}{v_{in}} \tag{3.2.14}$$

식(3.2.12)—식(3.2.14)에서, v_{in}은 입력전압, k_0, k_1, k_2는 원하는 극점을 선택하고 특

성방정식을 구하여 계수를 결정한다.

$$s^3 + k_2 s^2 + k_1 s + k_0 = 0 \tag{3.2.15}$$

여기에서, 음수 또는 복소게인으로 귀착하는 극점, 또는 적어도 스위칭 주파수보다 1/10배 이하가 되지 않는 극점은 스위칭에 의한 시스템의 영향을 받게 됨으로 본 연구에서 고려하지 않았다.

그리고 극점을 설정하는데 있어서 반복을 통하여 원하는 시스템의 특성을 얻을 수도 있으나, 일반적으로는 복소평면상에서 제어기의 극점을 서로 이웃하도록 설정하는 것이 극점설정을 용이하게 한다. 본 연구에서는 이러한 점을 고려하여, 3차 시스템에 대하여 식(3.2.15)의 극점위치에 귀착하도록 Bessel function 원형모델을 도입하였다.

$$\begin{aligned} s_1, s_2 &= -(0.7455 \pm j0.7112)\omega \ [rad/\sec] \\ s_3 &= -0.9420\omega \ [rad/\sec] \end{aligned} \tag{3.2.16}$$

여기에서, ω는 원하는 폐루프 대역폭이 된다. ω를 선택하는 방법 즉 게인을 선택하는 방식은 3가지 요소에 의해 결정된다. 첫째로, ω 는 원치 않는 제어기 간섭으로부터 영향을 받지 않기 위해서는 극좌표상의 허수축으로부터 가장 먼 극점이 적어도 스위칭 주파수보다 1/10 이하가 되도록 한다. 둘째, ω의 선택은 과도한 시비율 변화현상을 발생시키지 않도록 하여야한다. 그 이유는 빠른 시비율 변화는 시비율 변화에 대하여 출력 커패시터단의 전압응답은 상대적으로 느림으로 시비율이 진동하고 이것 때문에 출력 전압에 노이즈를 발생시킬 수 있다. 셋째로, ω는 원하는 과도응답 시간을 얻을 수 있도록 충분히 큰 값으로 설정하여야 한다.

이러한 기준을 바탕으로, 극점은 $\omega = 1500[rad/\sec]$으로 설정하여 결정하였다.

$$\begin{aligned} s_1, s_2 &= -1118.3 \pm j1066.8 \\ s_3 &= -1413 \end{aligned} \tag{3.2.17}$$

극점 설정으로 3차 다항식은 식(3.2.17)처럼 구성한 후에, 얻어진 극점을 식(3.2.12)—식(3.2.14)의 방정식에 적용하여 제어기 게인을 찾을 수 있도록 할 수 있다.

$$k_{pb}=0.098,\ k_p=0.0509,\ k_i=32.486 \tag{3.2.18}$$

이러한 게인들과 부하저항 $R=16\Omega$에서 극점은 다음의 위치로 이동되었다.

$$s_1, s_2 = -1130 \pm j1142$$

$$s_3 = -1306$$

라. 시뮬레이션

Fig. 3.2.8는 전체 제어시스템을 포함하는 Simulink 블록도를 나타내고 있다. 시뮬레이션 모듈모델들은 동기발전기와 3상 다이오드 브리지정류기, 그리고 DC-DC 컨버터 및 제어기로 구성되어져 있다. Fig. 3.2.9 ~Fig. 3.2.12는 시스템 기동에서부터 정격부하시험까지 포함하는 시뮬레이션 결과이다. 우선 Fig. 3.2.9은 이때의 동기 발전기의 속도와 소비전력을 나타내고 있다. 실제 연구대상의 동기발전기는 8극, 용량 3[MW] 정격속도 12000-15400[rpm]의 발전기로서, 출력은 선간 전압 2400[V]이다. Fig. 3.5.74는 동기발전기의 속도 및 출력전력으로써, 정격속도 15000[rpm]으로 구동되다가 정격출력이 요구되는 경우 대략 15500[rpm] 정도까지 상승되는 것을 볼 수 있다. Fig. 3.2.11는 이때의 동기 발전기의 선간 전압 및 상전류 그리고 브리지정류기에 의해 정류된 DC 출력전압을 나타내고 있다. Fig. 3.2.11의 파형으로부터 정류 DC 출력전압은 가스터빈의 연료공급을 조절함으로써 3200[V]정도로 유지시키고 있는 것을 알 수 있으며, 정격부하 투입한 경우 ±150[V]정도의 전압 맥동이 발생하여 10%이내의 전압변동이 나타나는 것을 알 수 있다.

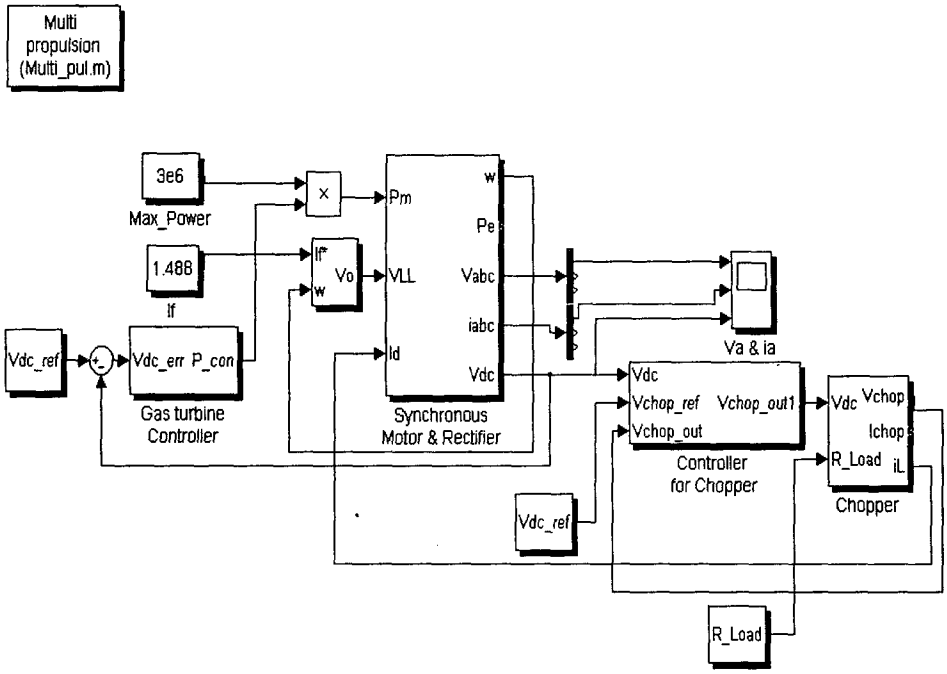


Fig. 3.2.8 전체 제어시스템에 대한 Simulink 블록도

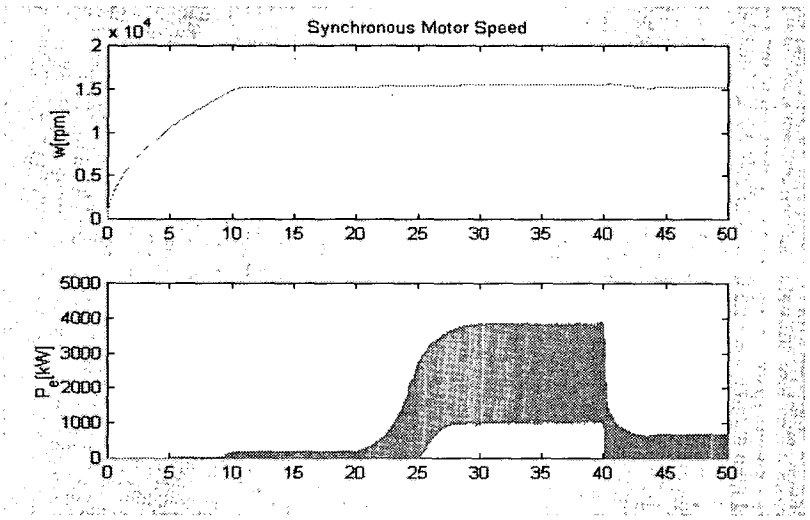


Fig. 3.2.9 동기 발전기의 속도 및 출력전력

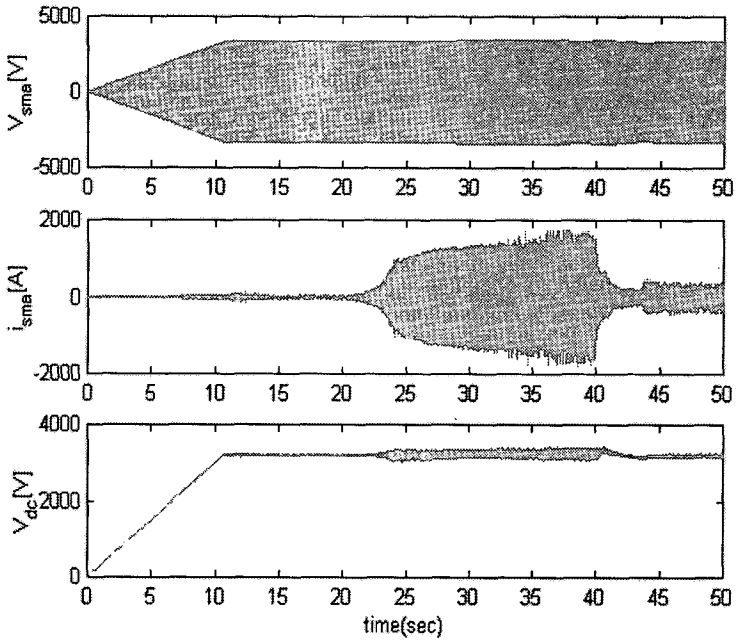


Fig. 3.2.10 동기발전기의 선간 전압 및 전류, 정류전압

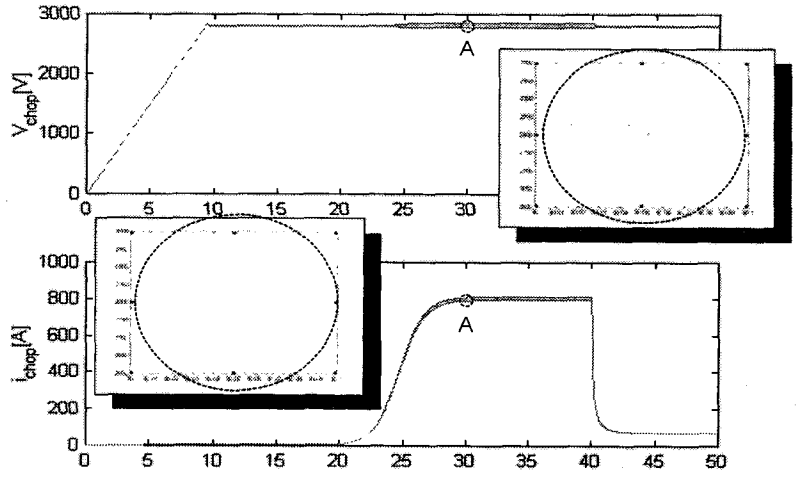


Fig. 3.2.11 DC-DC 컨버터의 출력전압 및 전류

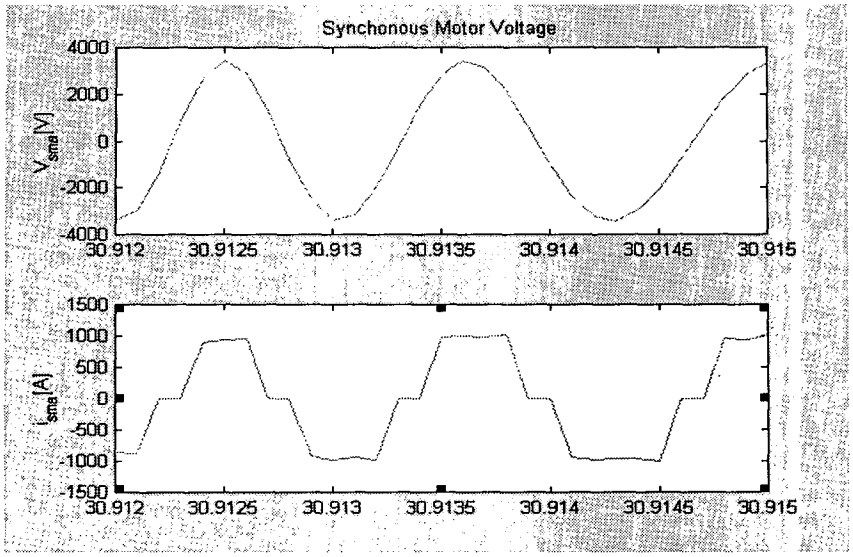


Fig. 3.2.12 동기발전기의 선간 전압 및 상전류

Fig. 3.2.11는 DC-DC 컨버터의 출력전압 및 전류 파형으로써 정격부하 투입시 ±40의 전압맥동이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 대략 1.4%의 리플전압으로 일반적인 시스템 권장사양인 10%이내로써, 전압 제어특성이 양호한 것을 알 수 있다. Fig. 3.2.18는 동기발전기의 출력전압주파수 및 정류기의 상전류 파형 형태를 살펴보기 위한 것으로 정격부하투입시 선간전압주파수는 대략 850~1000[Hz]이며, 상전류의 피크치는 대략 1000[A] 정도로 나타나고 있다.

3. 전력회로의 부품설계

가. 전력회로의 구성

본 연구의 다중추진시스템의 전력회로는 Fig. 3.2.13과 같이 구성하였다. 이와 같은 회로방식을 채택하게 된 이유는 본 다중추진시스템은 가스터빈발전기에 의해 구동되는 3상 동기발전기의 출력을 주전력원으로 하기 때문에 회생이 불가능하며, 또한 본 과제에서 채택된 3상 동기발전기기의 전원 주파수가 800Hz~1027Hz 정도의 높은 주파수인 관계로 3상 다이오드 브리지 정류기를 사용하여 3상 AC전원을 DC전원으로 변환하며, 기존의 G7 차량에 적용할 수 있도록 정류된 전압을 DC-DC Converter로 제어하도록 구성된 것이다.

보조전원장치는 주 전력변환부의 DC전압과 Isolation되도록 주전력변환장치에 인버터를 구성하여 교류전력을 만들고 변압기에 의해 절연시키며, 3상 보조 다이오드

정류기에 의해 보조전원장치의 전원 크기가 되도록 제어하는 역할을 담당한다.

컨버터의 동작은 우선 전원이 투입되면, DCPT1에 의해 공급전원의 크기를 확인한 후 CCK 를 턴온시켜 RC1을 통해 FC1에 충전한다. 일정시간 경과 후에 주회로의 스위치 LK가 구동되어 정상적인 스위칭에 의해 직류 전압을 제어하는 회로로 구성되어져 있다. 보조전원회로는 초기 기동이 끝난 후 2800VDC가 안정화되면, 보조전력회로 스위치 K2를 구동하여 운전하게 되며 보조 전력회로가 670VDC 전원을 안정하게 공급하게 되면 Ventilation Fan motor를 구동하여 전체 시스템의 정상적인 운전이 시작하게 된다.

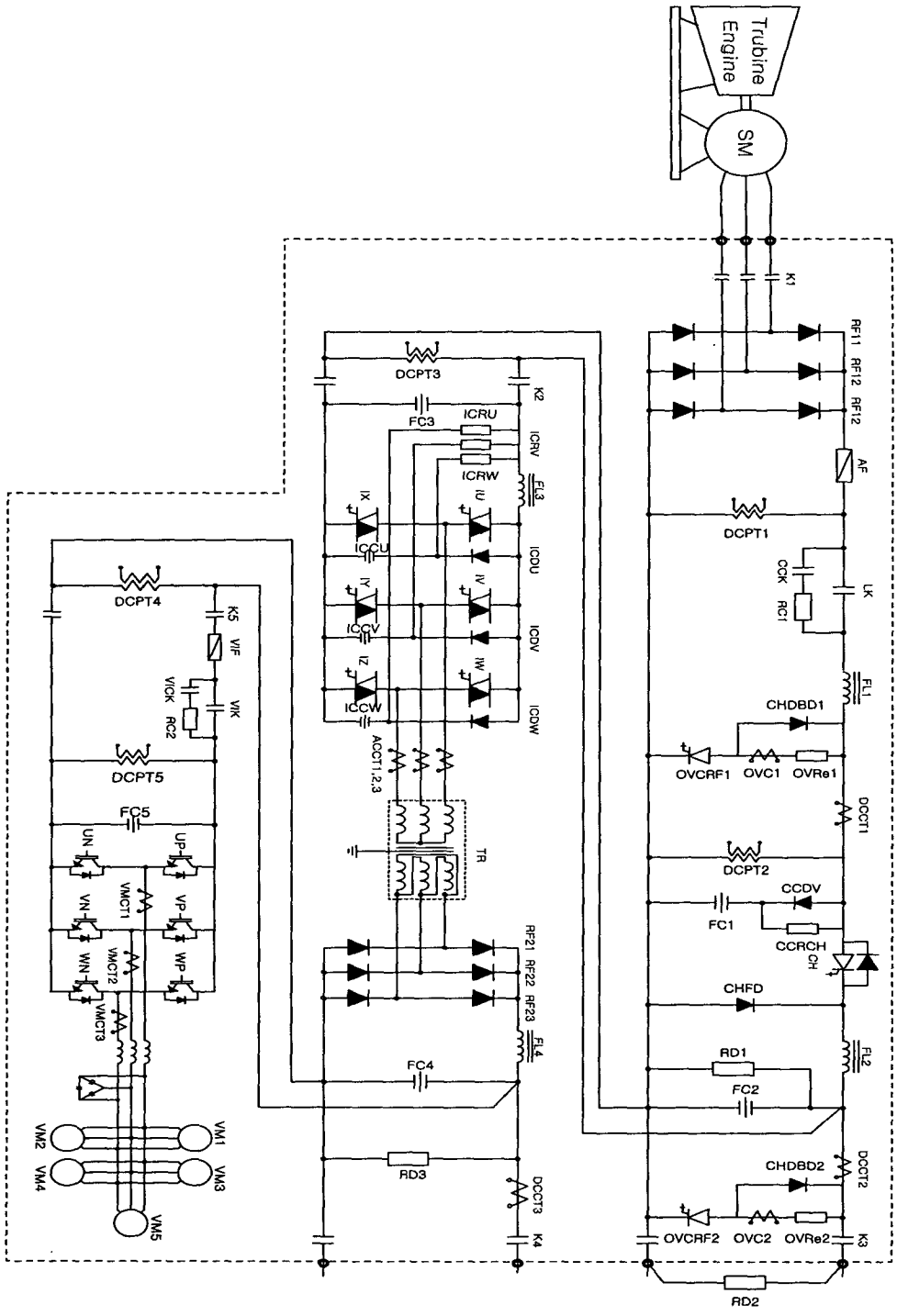


Fig. 3.2.13 주 회로도

나. 컨버터 시스템의 부품 용량 계산

(1) 주 전력변환기의 부품용량 계산

다중추진시스템의 사양 선정 기준에 의하여 선정된 전력변환기의 설계 사양은 다음과 같다. 정격용량 및 입력전압은 2730KVA와 2,800VDC이며 효율은 97% 이상이다. 그리고 보조전원의 정격용량 및 전압은 450KVA, 670VDC이다. 따라서 컨버터의 전체용량은 식(3.2.19)과 같다.

$$P_C = \frac{P_M \times \eta_M + P_A \times \eta_A}{\eta_C}$$

$$= \frac{2730\text{kW} \times 0.97 + 450\text{kW} \times 0.97}{0.97}$$

$$= 3180\,\text{kW} \text{ (컨버터의 총 용량)} \qquad (3.2.19)$$

따라서 컨버터 자체의 손실을 감안하여 총 용량은 3200㎾로 하고, 출력전압은 G7 차량의 시스템 요구사항(안)에 의하여 2800V로 한다. 컨버터 출력전류(직류 링크단 전류)는 컨버터용량을 출력전압(직류전압)으로 나눈 값으로 계산하여 식 (1.2.41)과 같이 표현할 수 있다.

$$DC-DC \text{ 컨버터 직류 링크단 전류}(I_{DC}) = \text{컨버터용량}(P_C) \,/\, \text{출력전압}(E_C)$$

$$= 3200\text{kW} \,/ 2800\,V$$

$$= 1142.7\,A \qquad (3.2.20)$$

식(3.2.20)의 직류 링크단 전류로부터, 주전력용 스위치는 V_{DRM}(Repetitive peak off-state voltage)가 5500V이고, 정격전압 및 전류가 3300VDC/1800A인 ABB사의 5SHX 19L6010으로 선정한다. 이 소자는 역방향으로 다이오드가 내장되어 있어 별도의 역방향 다이오드가 필요치 않다. 가스터빈으로 구동되는 3상 동기전동기로부터 발생하는 2400VAC전압을 DC 전압으로 변환하기 위해 사용되는 3상 다이오드 정류기의 평균 DC출력전압을 구하면 식 (3.2.21)과 같다.

$$V_{dc} = \frac{2}{2\pi/6}\int_0^{\pi/6}\sqrt{(3)}\,V_m\cos\omega t d(\omega t) \qquad (3.2.21)$$

$$= \frac{3\sqrt{(3)}}{\pi}V_m \qquad : V_m\text{은 peak 상전압}$$

$$= \frac{3\sqrt{3}}{\pi}\cdot\frac{V_s\cdot\sqrt{2}}{\sqrt{3}} \qquad : V_s\text{는 선간 RMS전압}$$

$$\fallingdotseq 3241\,V$$

식 (3.5.42)으로부터, 각 다이오드정류기 출력단에 흐르는 전류는 식 (3.5.43)과 같다.

$$\text{다이오드 정류기 출련단 전류}(I_{REC}) = \text{컨버터용량}(P_C) \;/\; \text{출력전압}(V_{DC})$$

$$= 3200\text{kW}\;/3241\,V$$

$$= 987.3\,A \qquad (3.2.22)$$

따라서 각 다이오드에 흐르는 평균전류 $I_{REC} \cong 988/3 \cong 330A$이다.

$$I_{REC} = \frac{4}{2\pi}\int_0^{\pi/6} I_m\cos\omega t\cdot d(\omega t) \qquad (3.2.23)$$

$$= I_m\frac{2}{\pi}\sin\frac{\pi}{6} = 0.3184 I_m$$

식 (3.2.23)에서 다이오드에 흐르는 피크전류는 $I_m = 330/0.3184 \cong 1037A$가 된다. 그리고 각 다이오드의 피크역전압은 2차측선간전압의 피크치와 같으므로 $I_p = \sqrt{2}\,V_s = 3400\,V$이다. 따라서 3상 정류용 다이오드는 정격전압 및 정격전류가 4500V/1440A인 5SDF10H4520으로 선정한다. 주 전력 변환기인 DC-DC 컨버터로부터 발생되는 스위칭전압이 동기발전기에 미치는 영향을 최소화하며, DC-DC 컨버터에 안정한 전원을 공급하기 위해서 본 시스템은 DC-DC 컨버터의 입력단에 L-C Filter 회로를 구성하였다. 그리고 이때 필터 공진 주파수는 동기발전기의 출력주파수 800Hz~1024Hz의 1/10인 값으로 cut-off frequency $F_c = 80\text{Hz}$ 으로 하며, 커패시터의 크기는 우선 10000㎌로 한다면

$$F(80\text{Hz}) = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \qquad (3.2.24)$$

식 (3.2.24)으로부터 대략 400 μH값으로 산정할 수 있다. 그 다음은 다시 역으로 인버터 구동 및 가선(전압, 전류)의 변동에 대하여 DC-DC 컨버터 입력단(DC Link)의 전압 전류 안정화(Ripple 절감)를 위한 FL1의 크기는 Capacitor 방전 시간에 의한 식 (3.2.25)을 적용한다.

$$C = I_{DC} \times \frac{\Delta t}{\Delta V} \tag{3.2.25}$$

여기에서, $I_{DC} = 1200[A]$: "근사값"

$\Delta V =$ 혀용 Ripple (5% 이하)

$$\Delta t = [\frac{\pi}{3} - \cos^{-1}(1 - \frac{\Delta V}{V_{DC}})] \times \frac{1}{2\pi f}$$

3상 다이오드 정류기에 공급되는 입력전압의 주파수를 f=800Hz(동기 발전기의 출력 전압 주파수 변동범위: 800Hz~1032Hz)을 적용하면, $C = 351\mu F$가된다. 그러나 정격부하시 부하단의 문제로 인하여 DC-DC 컨버터가 차단이 되는 경우 3상 다이오드 정류기의 출력단 전압상승값을 특정전압값 범위 내로 제안하기 위해서 다음과 같은 사항을 고려해야한다.

$$C = \frac{L * I_{rec}^2}{\Delta V_{rec}^2} \tag{3.2.26}$$

L : 400uH

ΔV_{rec} : 200V(이내)

I_{rec} : 대략 988A

식 (3.2.26)으로부터 주어진 조건을 만족하는 커패시터의 크기는 $C = 9,800\mu F$이다. 따라서 입력 커패시터는 $C = 10000\mu F$으로 정한 것이 만족됨을 알 수 있다. 주 전력변환장치의 초기충전방식은 Charging resistor (RC1)를 통하여 주 콘덴서(FL1)에 충전하게 된다. 이때 주 콘덴서에 95% 충전되는 시정수 $3 \cdot RC1 \cdot C$이고 이 시간이 1.5S 이내이기 위한 충전저항의 관계식은 식 (3.2.27)과 같다.

$$RC1 < \frac{1.5}{3\times C} \qquad (3.2.27)$$

식(3.2.27)로부터 $RC1 < 50.1\Omega$이어야한다. 따라서 $RC1 = 50\Omega$으로 정한다. 또한 충전저항은 R-L-C회로의 비진동조건으로 다음과 같이 계산되어진다. 비진동조건: 특성방정식 $S^2+2\alpha S+\omega_o^2=0$에서 $\alpha>\omega_o$일 때 비진동이다.

$$\frac{R}{2L} > \frac{1}{\sqrt{LC}} = R > 2\sqrt{\frac{L}{C}}$$

$$\therefore R > 2\times\sqrt{\frac{4\times10^{-6}}{10000\times10^{-6}}} > 0.4\Omega$$

따라서 계산 값은 비진동조건을 만족한다. Filter Reactor(FL2)는 초퍼 구동에 대한 출력단(2800V)의 전압, 전류 안정화(Ripple절감)를 만족시킬 수 있도록 설계되어야 한다. 이를 위한 Inductance 산정식은 식(3.2.28)과 같다.

$$L = \frac{V_{dc}(V_{Rec}-V_{dc})}{\Delta I_{dc} f V_{Rec}} \qquad (3.2.28)$$

V_{dc} : 2800V

V_{rec} : 3241V

f : 1500Hz

ΔI : 허용 ripple (10% 이하)

그러므로 정격전류 $I_{dc} = 1142.7A$에서 10%로 정하면 L=2.2mH 값이 된다. 그리고 그때의 Capacitance(FC)의 값은 식(3.2.29)을 적용한다.

$$C=\frac{V_{dc}(V_{rec}-V_{dc})}{8L\Delta V_C f^2 V_s} \qquad (3.2.29)$$

V_{dc} : 2800V

V_{rec} : 3241V

f : 1500Hz

ΔV_{dc} : 허용 ripple (10% 이하)

따라서 ΔV_{dc}를 (3%)로 하여 C값을 계산하면 $C=115\mu F$이다. 그러나 시스템의 이상조건에 의해 회로차단시 회로의 이상전압상승시간을 지연시키며 그 크기도 줄일 수 있도록 식 (3.5.51)을 적용하여 계산한다. 커패시터에 흐르는 전류는 $I_{dc} = 1142.7A$에서 커패시터에 흐르는 전류의 피크치는

$$\Delta I = \frac{I_{dc}}{0.5} = \frac{1142.7}{0.5} = 2285.4[A] \qquad (3.2.30)$$

그리고 DC-DC 컨버터의 출력전압리플을 5%으로 하면

$$\Delta V = 2800 \times 0.05$$
$$= 140V$$

그리고 제어주기는

$$T = \frac{1}{f}$$
$$= \frac{1}{1500}$$
$$= 0.667\ [\mathrm{ms}]$$

$Q = C \cdot V = I \cdot t$이므로

$$C = \frac{\Delta I \cdot t}{\Delta V}$$
$$= \frac{2285.4 \times 6.67 \times 10^{-4}}{140}$$
$$= 10900[\mu F]$$

따라서 11000[μF]값으로 산정한다. OVCR2 의 과전압보호저항값은 식 (1.2.52)에 의해 구할 수 있다.

제동 전력 = 전동기 손실 +저항 소모 전력 (3.2.31)

$$= (1-E_{motor})\times P_{out}+P_R$$

여기서 E_{motor} : 전동기 효율

P_{out} : 전동기 출력

P_R : 저항 소모 전력

$$= [(1-E_{motor})+\frac{P_R}{P_{out}}]$$

평균 제동율은 150% 이상이어야 하므로

$$R_{DB} \leq \frac{V_{DBON}^2}{P_{out}\times E_{motor}} \quad (3.2.32)$$

P_{out} = 1100㎾×2대

E_{motor} : 0.92

V_{DBON} : 2940V(5% 전압상승시)

R_{DB} = 4.27Ω 이하

(나) 보조전력변환기의 부품용량 계산

Aux. Inverter의 스위칭 소자 선정을 위한 설계 사양은 다음과 같다.

P_A = 450㎾급의 보조전력의 최대 출력 전류(150% 부하시)

$$I_{AM} = \frac{P_A\times 1.5}{V_A}$$

$$= \frac{450\text{㎾}\times 1.5}{2800}$$

$$= 241A$$

"스위칭소자정격" $\geq I_{AM}\times\sqrt{2}\times$파형왜율(1.35)$\times$허용오차(1.05)$\times$계산오차(1.05)

$\geq 241\times\sqrt{2}\times 1.35\times 1.05\times 1.05$

$\geq 507.2A$ (3.2.33)

따라서 식 (3.2.34)에 의해 정격용량이 2800V/630A 이며 역병렬 다이오드가 부착되어 져 있는 5SHX08F4502 인 소자로 선택한다. Aux. Inverter에 의해 출력된 교류전압을 직류전압으로 변환하는 보조전원장치의 다이오드 정류기 출력단 전류는 식(3.2.34)와 같이 구할 수 있다.

출력단 전류(I_A) = 컨버터용량(P_A)$\times$1.5(과부하율) / 출력전압(V_{Aux})

$= 450\,\text{kW}\times 1.5\ /670\,V$

$= 1007\,A$ (3.2.34)

식(3.2.34)로부터, 각 다이오드에 흐르는 평균전류 $I_A \cong 1007/3 \cong 335.7A$으로 구할 수 있다. 식 (3.2.35)은 다이오드 정류기에 흐르는 평균전류와 첨두치 전류 값의 상관관계식이다.

$$I_{REC} = \frac{4}{2\pi}\int_0^{\pi/6} I_m \cos\omega t \cdot d(\omega t) \qquad (3.3.35)$$

$$= I_m \frac{2}{\pi}\sin\frac{\pi}{6} = 0.3184 I_m$$

식(3.2.35)으로부터 다이오드에 흐르는 피크전류는 $I_m = 335/0.3184 \cong 1052A$ 가 된다. 그리고 각 다이오드의 피크역전압은 2차측선간전압의 피크치와 같으므로 $I_{pA} = \sqrt{2}\,V_A = 947\,V$이다. 따라서 3상 정류용 다이오드는 정격전압 및 정격전류가 2800V/1170A인 5SDF10H4503으로 선정한다.

(3) Ventilation Inverter 부품용량 계산

Ventilation Inverter(V/I)는 DC-DC Converter Part와 Aux. Inverter Part에 시스템의 냉각을 위해 냉각팬용 3상 인버터를 구동한다. DC-DC Converter Part의 Ventilation Inverter의 사양은 출력전압 380VAC, 출력전류 210VAC이고, Aux. Inverter Part의 Ventilation Inverter의 사양은 380VAC, 79VAC이다.
따라서 전체 소비전력을 구하면 식(3.2.36)과 같다.

$$\begin{aligned} P_A &= 450\text{kW급의 보조전력의 최대 출력 전류(150\% 부하시)} \\ I_{VM} &= (210+79)\times 1.5 \\ &= 328.5A \end{aligned} \qquad (3.2.36)$$

식(3.2.36)로부터 1200V/400A급의 IGBT인 FF4R12K4 로 선정한다.

다. 방열판 크기의 계산

(1) 주 전력변환기에 포함되는 방열판의 크기 산정

방열판 크기는 소자에서 발생되는 열을 구하기 위해서 DC-DC 전력변환기에서 발생되는 전력손실은 식 (3.2.37)— 식(3.2.40)과 같다.

IGCT 의 전체손실:

(가) On-Loss

$$\begin{aligned} P_{con} &= I_{MP}\cdot V_{T(SAT)}\cdot \frac{1}{2\pi}\int_0^{\pi}\sin^2 x\frac{1+\sin(x+\Theta)M}{2}\,dx \\ &= I_{MP}\cdot V_{T(SAT)}\cdot\left(\frac{1}{8}+\frac{M}{3\pi}\cdot\cos\Theta\right) \end{aligned} \qquad (3.2.37)$$

$\cos\Theta$:

I_{MP} : Peak Current

M : PWM Duty Factor

$V_{T(SAT)}$: IGCT Saturation Drop

(나) Switching Loss:

$$P_{SW} = (E_{ON}+E_{OFF}) \cdot F_{SW} \cdot \frac{1}{2\pi} \int_0^{\pi} \sin x dx$$

$$= (E_{ON}+E_{OFF}) \cdot f_{SW} \cdot \frac{1}{\pi} \quad (3.2.38)$$

(다) Reverse Conducting Diode Loss:

$$P_{DCON} = I_{MP} \cdot V_F \cdot (\frac{1}{8} - \frac{M}{3\pi} \cdot \cos\Theta) \quad (3.2.39)$$

V_F : Diode Conducting Drop

(라) Switching Loss of the Diode connected in a reverse-parallel

$$P_{DSW} = \frac{1}{4} \cdot f_{SW} \cdot Q_{rr} \cdot V_{DC} \quad (3.2.40)$$

V_F : On-state Voltage

Q_{rr} : Reverse Recover Charge

이것으로부터 DC-DC 전력변환기의 주스위치인 IGCT에서 발생되는 열손실을 ABB사의 5SHX 19L6010에 대한 Data-sheet와 식(3.2.38)과 식(3.2.40)으로부터 구하면 식(3.2.41)—식(3.2.42)과 같다.

$$P_{CON} = I_{MP} \cdot V_{T(SAT)} \cdot (\frac{1}{8} + \frac{M}{3\pi} \cdot \cos\Theta)$$

$$= 1143 \cdot 2.5 \cdot (\frac{1}{8} + \frac{0.875}{3\pi} \cdot 0.9)$$

$$\fallingdotseq 596\,W \quad (3.2.41)$$

$$P_{SW} = (E_{ON}+E_{OFF}) \cdot f_{SW} \cdot \frac{1}{\pi}$$

$$= (0.4+4) \times 1000 \times \frac{1}{\pi}$$

$$\fallingdotseq 1400\,W \quad (3.2.42)$$

$$P_t = P_{CON} + P_{SW}$$
$$= 1996$$

식 (3.2.43)와 식(3.2.45)으로부터 IGCT 냉각을 위한 냉각기의 열저항 계수, R_{CA}를 구하면 식(3.246)과 같다.

$$T_{JC} = P_t[W] \times 0.013[℃/W] \quad (\text{Junction-Case간 온도차}) \quad (3.2.43)$$
$$= 1996 \times 0.013 \fallingdotseq 26[℃/W]$$

$$T_C = \text{IGCT Module Temperature} - T_{JC}$$
$$(\text{IGCT Module - Case 온도차}) \quad (3.3.44)$$
$$= 110[℃] - 26[℃]$$
$$= 84[℃]$$

$$T_{CA} = T_C - \text{Ambient Temperature}$$
$$(\text{Case- Ambient간 온도차}) \quad (3.2.45)$$
$$= 84[℃] - 40[℃] = 44[℃]$$

$$R_{CA} = \frac{T_{CA}[℃]}{P_t[W]}$$
$$= \frac{44[℃]}{1996[W]}$$
$$\fallingdotseq 0.022[℃/W] \quad (3.2.46)$$

열저항이 크면 방열판의 크기가 줄어들고 열저항이 작으면 방열판의 크기가 커진다. 대략적으로 핀이 있는 방열판의 체적은 식(1.2.68)로부터 구할 수 있다.

$$V_{RAD} = (0.091 \times R_{CA})^{-1.55} \times 16.386[㎤] \quad (3.2.47)$$

여기에서, V_{RAD} : 방열판의 부피

이다.

식 (3.5.67)으로부터 식 (3.5.68)의 값을 대입하여 정리하면 식(3.5.69)와 같다.

$$V_{RAD} = (0.091 \times 0.022)^{-1.55} \times 16.386[㎤] \quad (3.2.48)$$
$$= 248510[㎤]$$

이상으로부터 DC-DC 컨버터의 주스위치 방열판의 전체 체적은 248510[㎤]이다. TGV에서 사용하는 방열팬의 속도는 200[ft/min]이고 200[ft/min] 팬을 사용하면 열저항을 대략 반으로 줄일 수 있으므로 앞에서 계산한 열저항의 두 배가되는 방열판을 사용할 수 있다. 열저항이 두 배가 되면 체적은 0.363배가되므로 그 체적은 $248510 \times 0.363 \fallingdotseq 90209[㎤]$이 된다. 3상 동기발전기로부터 DC-DC 컨버터에 전원을 공급하는 3상 다이오드 정류기의 방열판의 대략적인 크기는 5SDF10H4520의 Data-sheet로부터 정격용량에서 다이오드 한 상당 전류는 $I_{RMS} = 987.3[A]$이고, 도통전압 $V_F = 2.6[V]$이므로 다음과 같이 구할 수 있다

상당도통 소비전력

$$P_{DA} = I_{RMS} \times V_F \quad (3.2.49)$$
$$= 987.3A \times 2.6V = 2566.98$$

정류기 전체손실

$$P_{DT} = P_{DA} * 3 \quad (3.2.50)$$
$$= 2566.98 \times 3 = 7700W$$

따라서 냉각기는 7700W를 방열할 수 있도록 설계한다.

T_{CA} = 110[℃] (Junction Temperature)

R_{JC} = $10K/kW$

T_C = 2.566×10[℃/kW] = 25.66[℃]

$$R_{CA} = \frac{(110-25.66)-40}{2566} = 0.0173[℃/W] \quad (3.2.51)$$

$V_{RAD} = (0.091 \times R_{CA})^{-1.55} \times 16.386[㎤]$으로부터

$$= 362230[㎤] \quad (3.2.52)$$

V_{REC} = $V_{RAD} \times 3$

$$= 1.0867[㎥] \quad (3.2.53)$$

여기에서, 200[ft/min]이고 200[ft/min]인 방열팬을 사용하면 제적은 0.636배가되므로 방열판의 체적은

$$V_{cREC} = V_{REC} \times 0.363$$

$$= 0.39[㎥] \quad (3.2.54)$$

으로 구해진다.

(2) 보조 전력변환기에 포함되는 방열판의 크기 산정

Aux. Inverter의 주스위치인 IGCT에서 발생되는 열손실을 ABB사의 5SHX 08F4502에 대한 Data-sheet와 식(3.2.54)과 식(3.2.56)로부터 구하면 다음과 같다.

(가) IGCT의 도통손실

$$P_{CON} = I_{MP} \cdot V_{T(SAT)} \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{M}{3\pi} \cdot \cos\Theta\right)$$

$$= 507.2 \cdot 2.8 \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0.75}{3\pi} \cdot 0.9\right)$$

$$\fallingdotseq 279.23W \quad (3.2.54)$$

(나) IGCT의 스위칭에 의한 손실

$$P_{SW} = (E_{ON}+E_{OFF})\cdot f_{SW}\cdot \frac{1}{\pi}$$

$$= (0.25+2.9)\times 540\times \frac{1}{\pi}$$

$$\fallingdotseq 541.44W \quad (3.2.56)$$

(다) 역병렬 다이오드에 의한 도통손실

$$P_{DCON} = I_{MP}\cdot V_F\cdot (\frac{1}{8}-\frac{M}{3\pi}\cdot \cos\Theta)$$

$$= 507.2\cdot 5\cdot (\frac{1}{8}+\frac{0.75}{3\pi}\cdot 0.9)$$

$$\fallingdotseq 498.62W \quad (3.2.57)$$

(라) 역병렬 다이오드의 스위칭 손실

$$P_{DSW} = \frac{1}{4}\cdot f_{SW}\cdot Q_{rr}\cdot V_{DC}$$

$$= \frac{1}{4}\cdot 540\text{Hz}\cdot 2\mu\text{F}\cdot 2800V$$

$$= 0.75W \quad (3.2.58)$$

$$P_t = P_{CON}+P_{SW}+P_{DCON}+P_{DSW}$$

$$= 278.23+541.44+498.62+0.75$$

$$= 1319W \quad (3.2.59)$$

식 (3.2.55)과 식(3.2.59)으로부터 IGCT 냉각을 위한 냉각기의 열저항 계수, R_{CA}를 구하면 다음과 같다. Aux. Inverter의 방열판의 크기는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{JC} = P_t[W] \times 0.013[℃/W] \quad (\text{Junction-Case간 온도차})$$
$$= 1319 \times 0.016 \fallingdotseq 21.1[℃/W] \tag{3.2.60}$$

$$T_C = \text{IGCT Module Temperature} - T_{JC}$$
$$(\text{IGCT Module - Case 온도차})$$
$$= 110[℃] - 21.1[℃]$$
$$\fallingdotseq 89[℃] \tag{3.2.61}$$

$$T_{CA} = T_C - \text{Ambient Temperature} \ (\text{Case- Ambient간 온도차})$$
$$= 89[℃] - 40[℃] = 49[℃] \tag{3.2.62}$$

$$R_{CA} = \frac{T_{CA}[℃]}{P_t[W]}$$
$$= \frac{49[℃]}{1319[W]}$$
$$\fallingdotseq 0.0371[℃/W] \tag{3.2.63}$$

식 (3.2.63)를 식 (3.2.67)의 값에 대입하여 정리하면 식(3.5.85)와 같다.

$$V_{RAD} = (0.091 \times 0.0371)^{-1.55} \times 16.386[㎤]$$
$$= 111030[㎤] \tag{3.2.64}$$

그래서 Aux. Inverter의 전체 방열판 크기를 구하면 식(1.2.86)과 같다

$$V_{RAD} = V_{RAD} \times 3$$
$$= 333090[㎤] \tag{3.2.65}$$

여기에서, 200[ft/min]이고 200[ft/min]인 방열팬을 사용하면 제적은 0.636배가되므로 방열판의 체적은

$$V_{aRAD} = V_{RAD} \times 0.363$$
$$= 40303.89[\text{㎠}] \quad (3.2.66)$$

식(3.2.66)과 같이 구해진다. 그래서 전체 다이오드 정류기는 3개의 Arm으로 구성되므로 방열판의 크기를 구하면

$$V_{RAD} = V_{aRAD} \times 3$$
$$= 120911[\text{㎠}] \quad (3.2.67)$$

보조인버터로부터 3상 정류기에 전원을 공급하는 3상 다이오드 정류기의 방열판의 대략적인 크기는 5SDF10H4520의 Data-sheet로부터 정격용량에서 다이오드 한 상당 전류는 $I_{RMS} = 987.3[A]$이고, 도통전압 $V_F = 2.6[V]$이므로 다음과 같이 구할 수 있다

상당도통 소비전력 $P_{DA} = I_{RMS} \times V_F$
$$= 1007A \times 2.5V = 2517.5 \quad (3.2.68)$$

정류기 전체손실 $P_{DT} = P_{DA} * 3$
$$= 2517.5 \times 3 = 7700W \quad (3.2.69)$$

따라서 냉각기는 7700W를 방열할 수 있도록 설계한다.

$T_{CA} = 110[\text{℃}]$ (Junction Temperature)

$R_{JC} = 12K/kW$

$T_C = 2.517 \times 12[\text{℃}/kW] = 30.204[\text{℃}]$

$$R_{CA} = \frac{(110 - 30.2) - 40}{2517} = 0.0158[\text{℃}/W] \quad (3.2.70)$$

$V_{RAD} = (0.091 \times R_{CA})^{-1.55} \times 16.386[㎤]$으로부터

$$= 362230[㎤] \quad (3.2.71)$$

$$V_{REC} = V_{RAD} \times 3$$

$$= 416910[㎤] \quad (3.2.72)$$

여기에서, 200[ft/min]이고 200[ft/min]인 방열팬을 사용하면 체적은 0.636배가되므로 방열판의 체적은

$$V_{cREC} = V_{REC} \times 0.363$$

$$= 151340[㎤] \quad (3.2.73)$$

식 (3.2.73)와 같이 구해진다. 그래서 전체 다이오드 정류기의 방열판을 구하면

$$V_{RAD} = V_{aRAD} \times 3$$

$$= 46020[㎤] \quad (3.2.74)$$

으로 구해진다.

(3) VENTILATION INVERTER 방열판의 크기 산정

DC-DC Converter와 Aux. Inverter의 스위칭 소자인 IGBT에서 발생되는 열손실을 구하기 위해서 EUPEC사의 FF4R12K4에 대한 Data-sheet와 식(3.5.58)—식(1.2.61)로부터 구하면 다음과 같다.

(가) IGBT의 도통손실

$$I_{VM} = (210 + 79) \times 1.5$$

$$= 328.5A \quad (3.2.75)$$

$$P_{VENT} = I_{VM} \cdot V_{CE(SAT)} \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{M}{3\pi} \cdot \cos\Theta\right)$$

$$= 328.5 \cdot 2.6 \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0.8}{3\pi} \cdot 0.9\right)$$

$$\fallingdotseq 172W \qquad (3.2.76)$$

(나) IGBT의 스위칭 손실

$$P_{VMSW} = (E_{ON} + E_{OFF}) \cdot f_{SW} \cdot \frac{1}{\pi}$$

$$= (0.07 + 0.06) \times 1000 \times \frac{1}{\pi}$$

$$\fallingdotseq 103.45W \qquad (3.2.77)$$

(다) 역병렬 다이오드에 의한 도통손실

$$P_{DVM} = I_{VM} \cdot V_{CE(SET)} \cdot \left(\frac{1}{8} - \frac{M}{3\pi} \cdot \cos\Theta\right)$$

$$= 328.5 \cdot 1.8 \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0.8}{3\pi} \cdot 0.9\right)$$

$$\fallingdotseq 119.08W \qquad (3.2.78)$$

(라) 역병렬 다이오드의 스위칭 손실

$$P_{VMSW} = \frac{1}{4} \cdot f_{SW} \cdot Q_{rr} \cdot V_{DC}$$

$$= \frac{1}{4} \cdot 2500\text{Hz} \cdot 18\mu\text{F} \cdot 670V$$

$$= 7.53W \qquad (3.2.79)$$

$$P_t = P_{VENT} + P_{VMSW} + P_{DVM} + P_{VMSW}$$

$$= 172W + 103.45W + 119.08 + 7.53$$

$$= 357.06W \qquad (3.2.80)$$

식 (1.2.101)로부터 IGCT 냉각을 위한 냉각기의 열저항 계수, R_{CA}를 구하면 다음과 같다.

$$T_{JC} = P_t[W] \times 0.023[℃/W] \quad (\text{Junction-Case간 온도차})$$
$$= 357.06 \times 0.023 \fallingdotseq 8.21[℃/W] \tag{3.2.81}$$

$$T_C = \text{IGCT Module Temperature} - T_{JC}$$
$$(\text{IGCT Module - Case 온도차})$$
$$= 110[℃] - 8.21[℃]$$
$$= 101.78[℃] \tag{3.2.82}$$

$$T_{CA} = T_C - \text{Ambient Temperature}$$
$$(\text{Case- Ambient간 온도차})$$
$$= 101.78[℃] - 40[℃] = 61.78[℃] \tag{3.2.83}$$

$$R_{CA} = \frac{T_{CA}[℃]}{P_t[W]}$$
$$= \frac{61.78[℃]}{357.06[W]}$$
$$\fallingdotseq 0.173[℃/W] \tag{3.2.84}$$

열저항이 크면 방열판의 크기가 줄어들고 열저항이 작으면 방열판의 크기가 커진다. 대략적으로 핀이 있는 방열판의 체적은 식(3.2.85)과 같다.

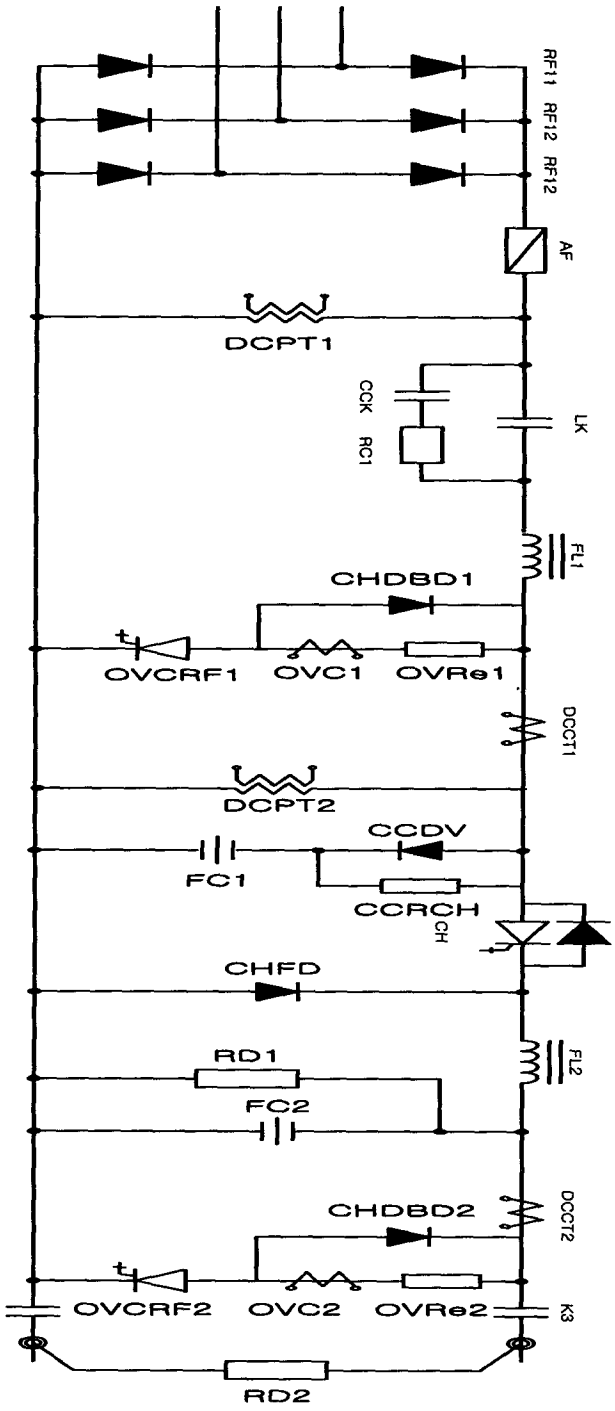
$$V_{RAD} = (0.091 \times R_{CA})^{-1.55} \times 16.386[㎤]$$
$$= (0.091 \times 0.173)^{-1.55} \times 16.386[㎤]$$
$$= 10205[㎤] \tag{3.2.85}$$

이상으로부터 Ventilation Inverter는 자연냉각방식이므로 방열판의 전체 체적은 10205[㎤]이다.

라. 전력회로 소자사양 및 도면

(1) 주전력변환장치 사양 및 도면

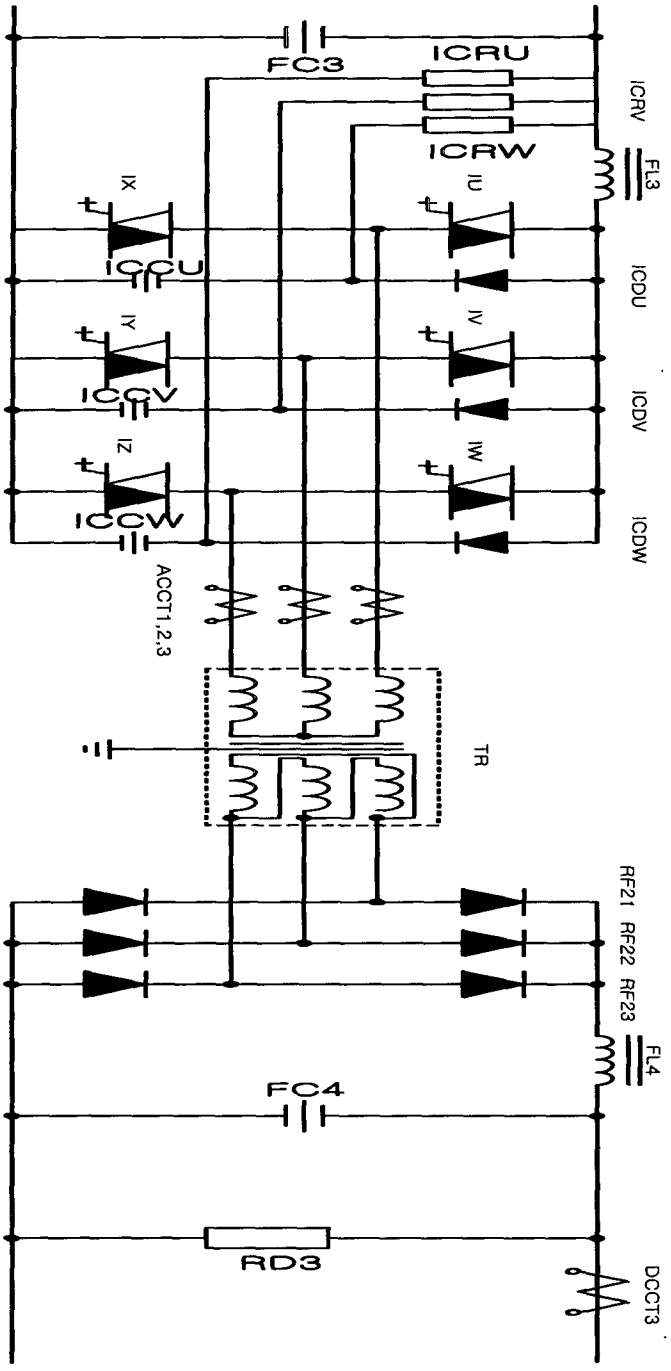
품 명	기 호	TYPE	정 격	Maker
IGCT	CH	5SHX19L6010	5500V 1800A	ABB
	OVCRF1	5SHY30L6010	6000V 3000A	ABB
	OVCRF2	5SHY35L4511	4500V 4000A	ABB
Free-wheeling Diode	CHDBD1	5SDF08H6005	5500V 585A	ABB
	CHDBD2	5SDF10H4520	4500V 1440A	ABB
	FD	5SDF10H4503	4500V 1170A	ABB
Inrush Limiting Reactor	FL1	-	400uH	-
Clamping Diode	CCDV	5SDF02D6004	5500V 175A	ABB
Clamping Resistor	CCRCH	0.8Ω, 2kW	-	-
Rectifier Diode	FC1	5SDF10H4520	4500V 1440A	ABB
Contactor	LK	BPS30.15C	3600V 1500A	SECHERON
	CCK	HSB	3600V 50A	SECHERON
DC Link Voltage Sensors	DCPT1 DCPT2	LV100-3500	3500V 50mA	LEM
	DCPT3	LV100-3000	3000V 50mA	LEM
Current Sensor	DCCT1 DCCT2	LT2000-T	2000A	LEM


RF11
RF12
RF12
AF
DCPT1
CCK
RC1
LK
FL1
CHDBD1
OVCRF1
OVC1
OVRe1
DCCT1
DCPT2
CCDV
FC1
CCRCH
CH
CHFD
RD1
FC2
FL2
CHDBD2
DCCT2
OVCRF2
OVC2
OVRe2
K3
RD2

주전력변환 장치부

(2) 보조전력변환장치부 사양 및 도면

품 명	기 호	TYPE	정 격	Maker
IGCT	IU,IV,IW IX,IY,IZ	5SHX08L4502	5500V 1100A	ABB
Inrush Limiting Reactor	FL3	-	7uF	한일전원
Clamping Diode	ICDU ICDV ICDW	5SDF03D4502	4500V 175A	ABB
Clamping Resistor	ICRU ICRV ICRW	1.05Ω, 4kW	-	-
Clamping Capacitor	ICCU ICCV ICCW	3㎌, 3000V	CMPPPX5K0 K0305	LCC
Rectifier Diode	FC1	5SDF10H4503	2800V 1170A	ABB
Contactor	LK	BPS30.15C	3600V 1500A	SECHERON
DC Link Voltage Sensor	DCPT4	LV100-750	750V 50mA	LEM
Current Sensor	ACCT1,2,3	NNC-30GA	300A 4V	LEM
	DCCT3	NNC-12DM	1200A 4V	LEM


FC3
ICRU
ICRV
ICRW
FL3
IX
IU
ICCU
ICDU
IY
IV
ICCV
ICDV
IZ
IW
ICCW
ICDW
ACCT1,2,3
TR
RF21
RF22
RF23
FL4
FC4
RD3
DCCT3

보조전력변환 장치부

4. 제어기 설계 및 제작

가. DSP 보드 및 OPTIC회로도

Fig. 3.2.14에서 Fig. 3.2.15는 DSP 보드의 회로도를 나타내고 있다. DSP보드에 사용된 주요부품으로는 고성능 32비트 부동소수점 방식의 범용 Programmable DSP인 TI(Texas Instrument)사의 TMS320VC33 DSP와 ISP(In-System Programming) 기능을 갖는 Altera사의 ACEX1K를 사용하고 있다. ACEX 1K는 프로그램을 저장하는 별도의 ROM이 필요하므로 다소 불편하지만, 50,000 Gate의 큰 용량의 로직을 하나의 칩으로 구현 할 수 있을 뿐만 아니라, 2ns의 지연시간을 갖는 아주 빠른 소자임으로 고성능 DSP의 속도와 호환성이 좋다.

DSP보드를 기능별로 크게 나누어보면 Sequence 기능, 스위칭 신호 발생 기능, Protection 기능의 3부분으로 나누어진다. Sequence 기능은 각종 보드에서 정형화되어 들어온 신호와 시간을 바탕으로 Contactor 및 Switching 소자를 On/Off 순서를 담당한다. 스위칭 신호 발생 기능은 DSP에서 각 스위치에 가해지는 도통시간을 계산하고, 계산된 값을 이용하여 ACEX1K가 스위칭 신호를 만든다. Protection 기능은 Software Protection과 Hardware Protection으로 나누어지며, 주로 Software Protection을 DSP보드가 담당하고, Hardware Protection은 다른 보드에서 인터럽트로 요구시 출력만 담당한다.

Fig. 3.5.83은 DSP에서 연산된 결과를 바탕으로 출력되는 PWM신호를 광신호를 이용해 각각의 소자에 신호를 보내기 위한 광송수신 회로도이다.

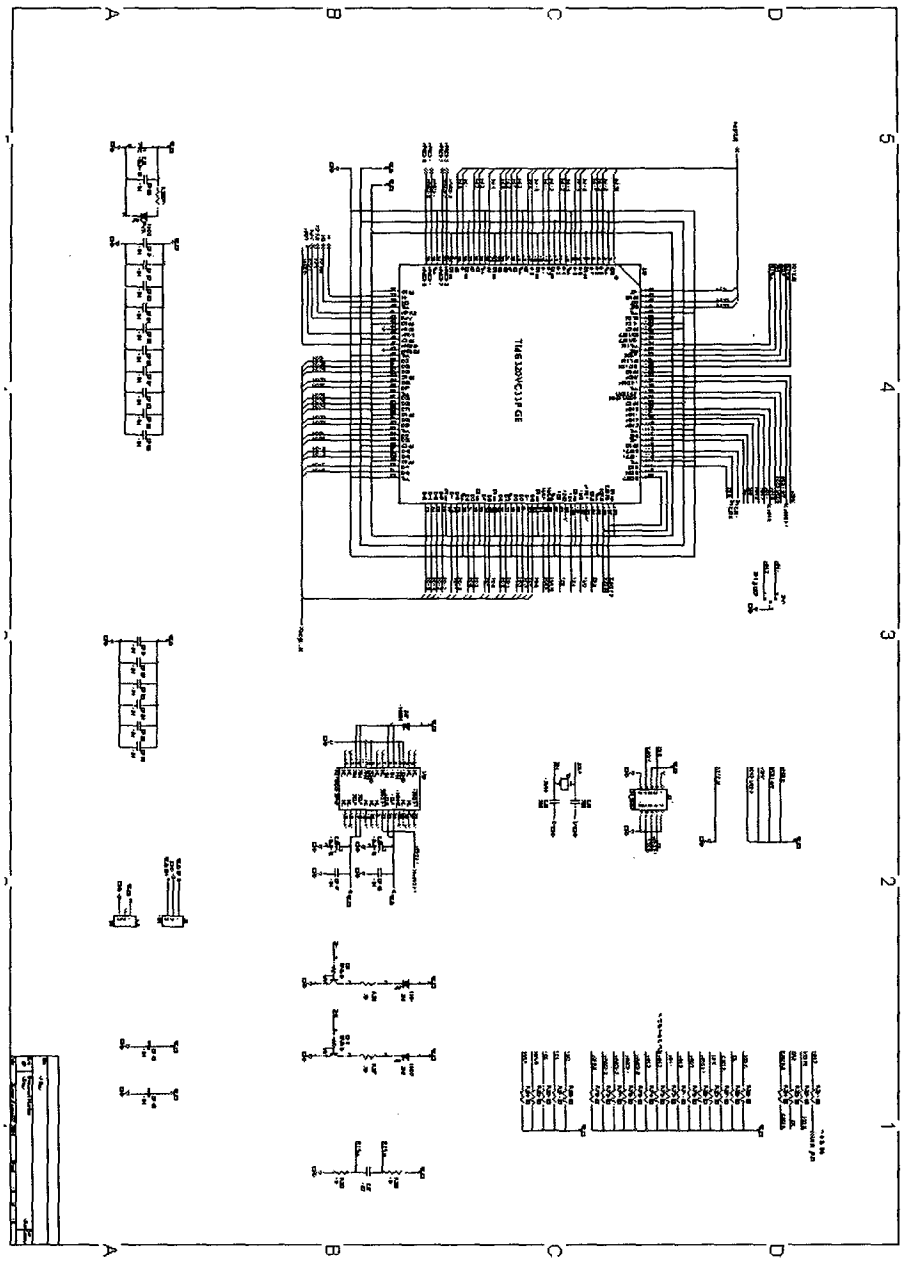


Fig. 3.2.14 DSP보드 회로도(1/5)

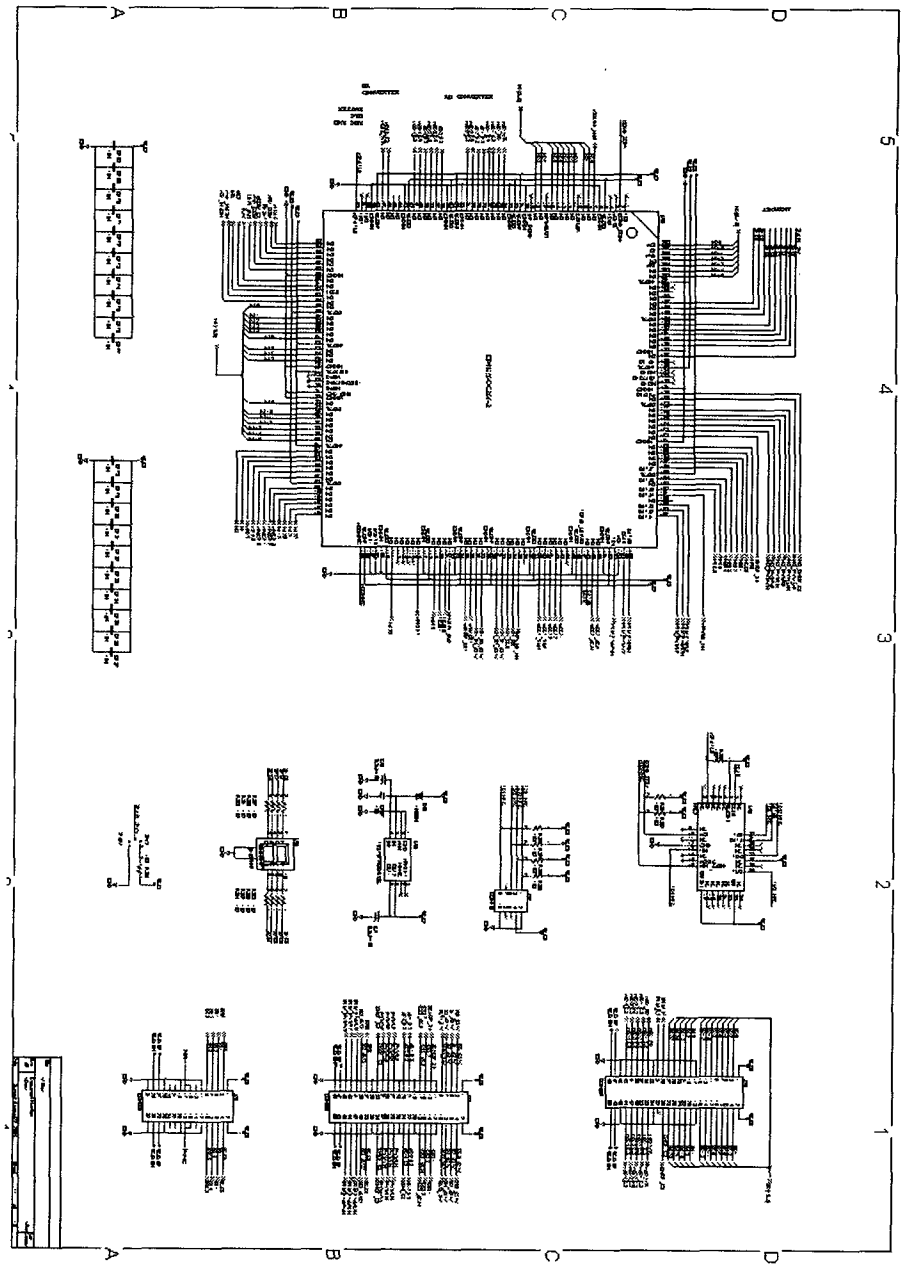


Fig. 3.2.15 DSP보드 회로도(2/5)

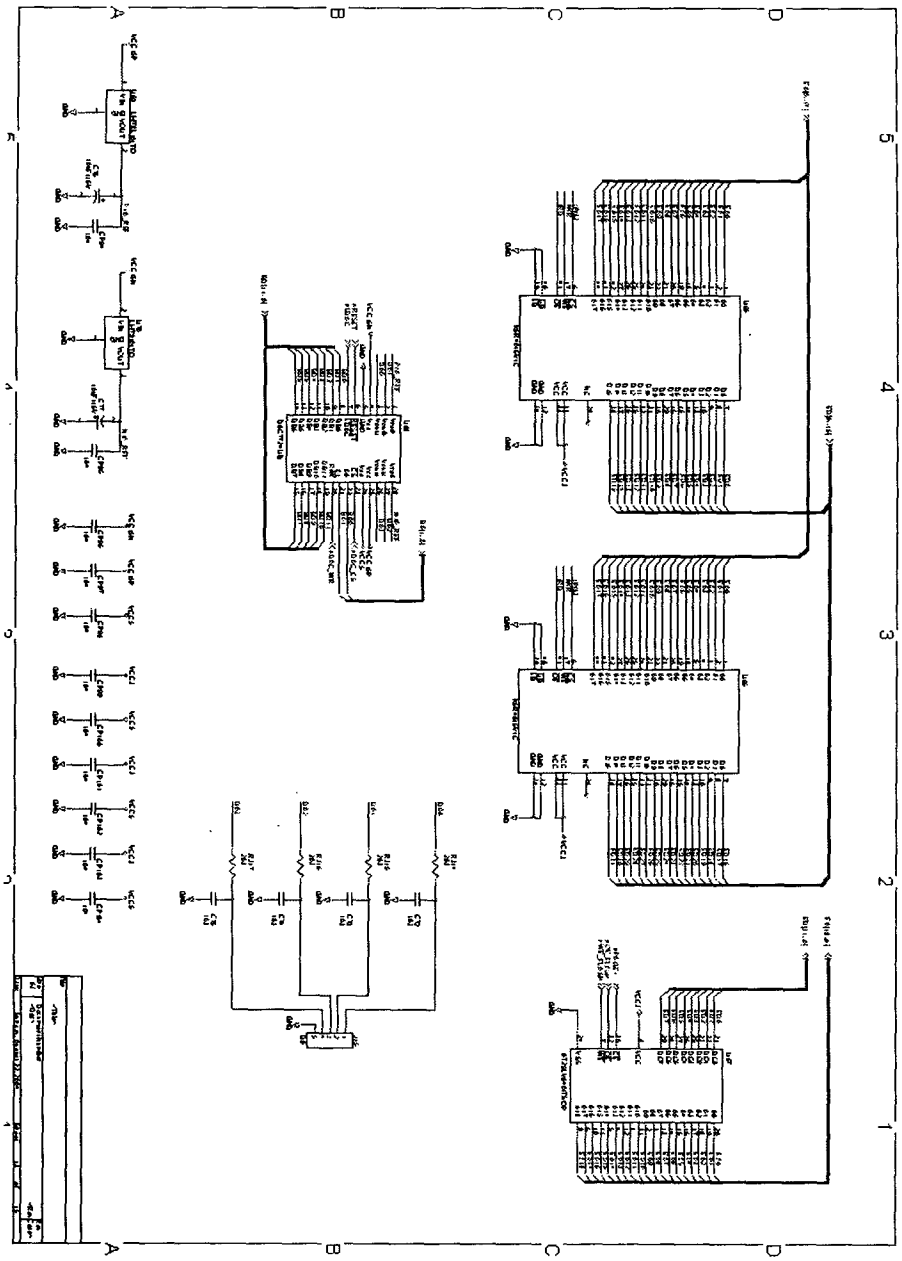


Fig. 3.2.16 DSP보드 회로도(3/5)

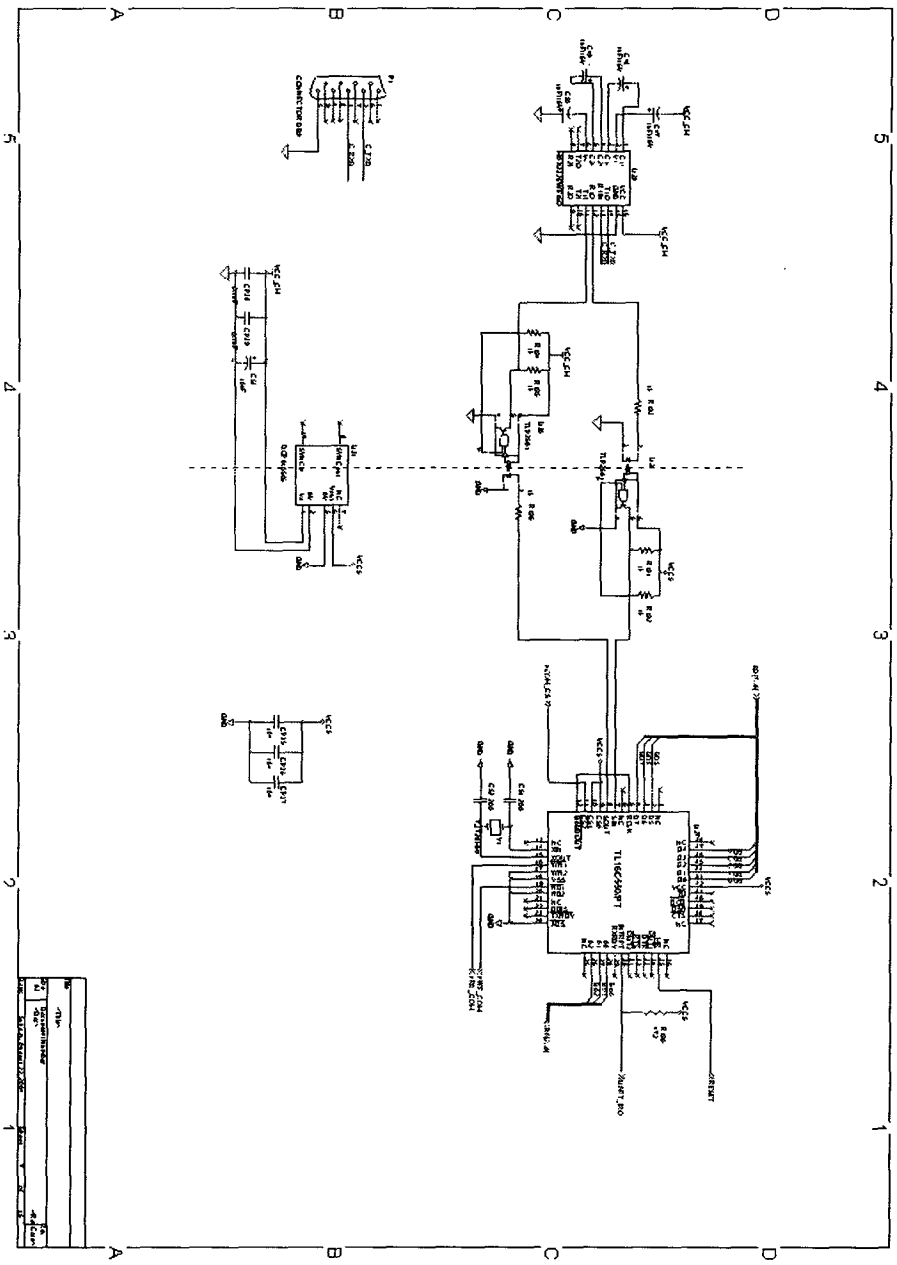


Fig. 3.2.17 DSP보드 회로도(4/5)

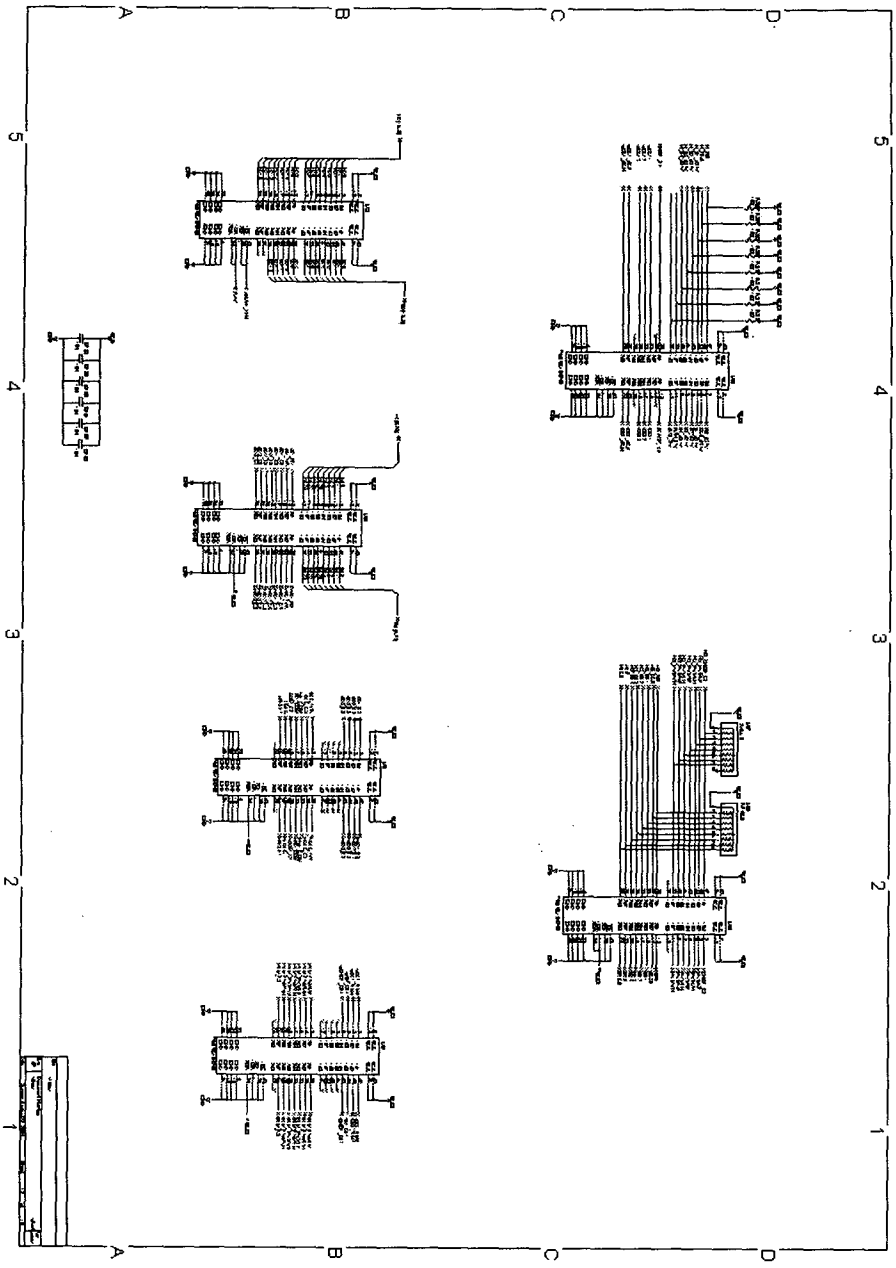


Fig. 3.2.18 DSP보드 회로도(5/5)

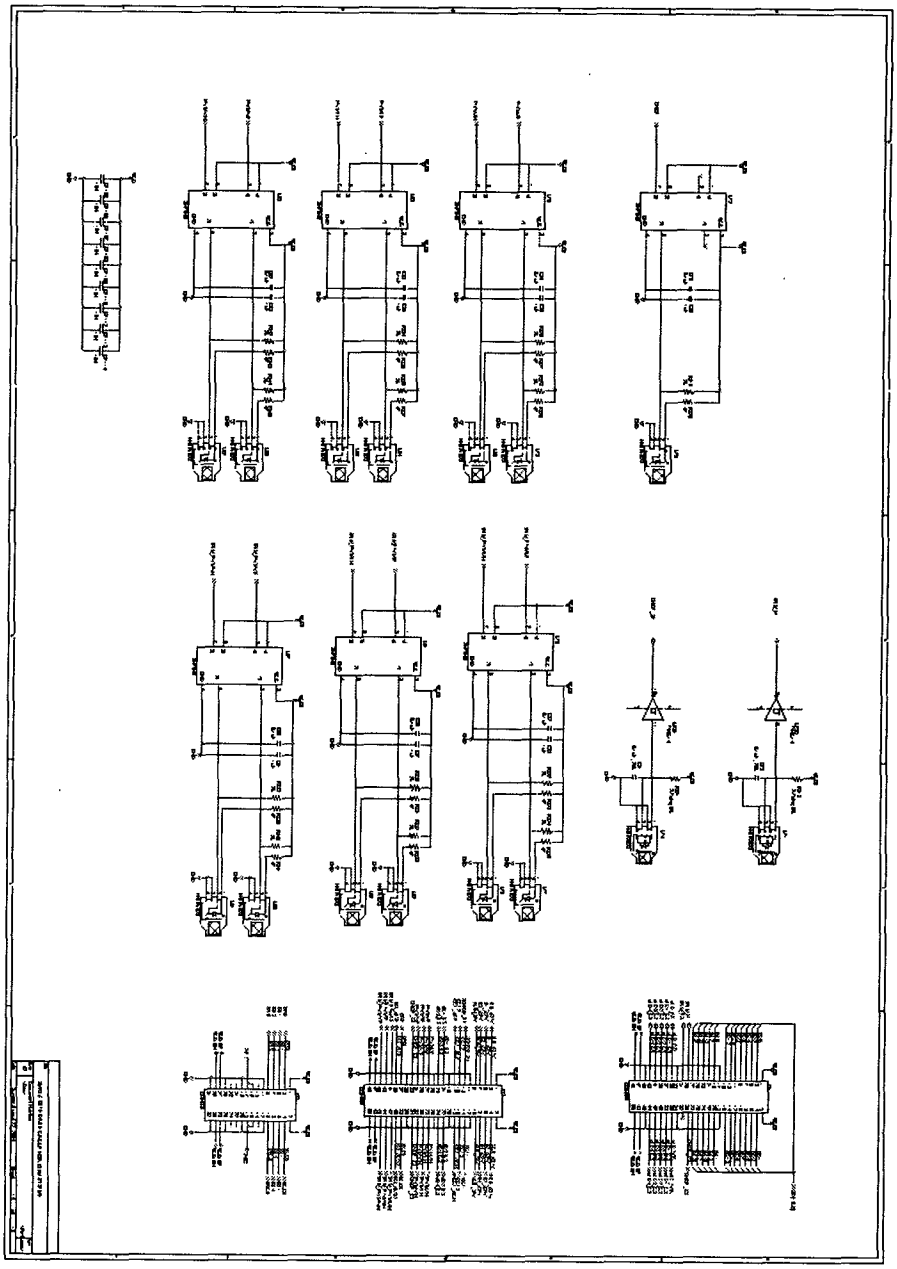


Fig. 3.2.19 OPTIC 회로도(1/1)

나. SENSOR 보드

Fig. 3.2.20에서 Fig. 3.2.23은 Sensor보드의 회로도를 나타내고 있다. Sensor보드는 4개의 12bit 고속 A/D 컨버터가 각종 검출기에서 검출한 아날로그 신호를 보드 레벨의 신호로 정형하고, 디지털 신호로 변환한다. 또한 Hardware Protection의 레벨을 설정하고 Hardware Protection이 발생하면 DSP보드로 Fault 인터럽트를 요청한다. 각 전원에 의해 발생한 노이즈가 다른 전원에 영향을 미치지 않도록 하기 위하여, 제어기는 ±12V의 Ground인 AGND와 5V의 Ground인 GND를 Sensor보드에서 One Point 연결하여 폐루프가 발생하지 않도록 하였다.

Table 3.2.1 Fault 종류 및 검출방법

No.	고장종류	검출방법	설정	
			H/W	S/W
1	주전원입력 과전압	DCPT1	×	○
2	주전원입력 저전압	DCPT1	×	○
3	주전원입력 과전류	DCCT1	○	○
4	주전원DC 과전압	DCPT2	×	○
5	주전원출력 과전류	DCCT2	○	○
6	주전원출력 과전압	DCPT3	×	○
7	AC과전류	ACCT1	○	○
8	AC과전류	ACCT2	○	○
9	AC과전류	ACCT3	○	○
10	보조전원 과전류	DCCT3	○	○

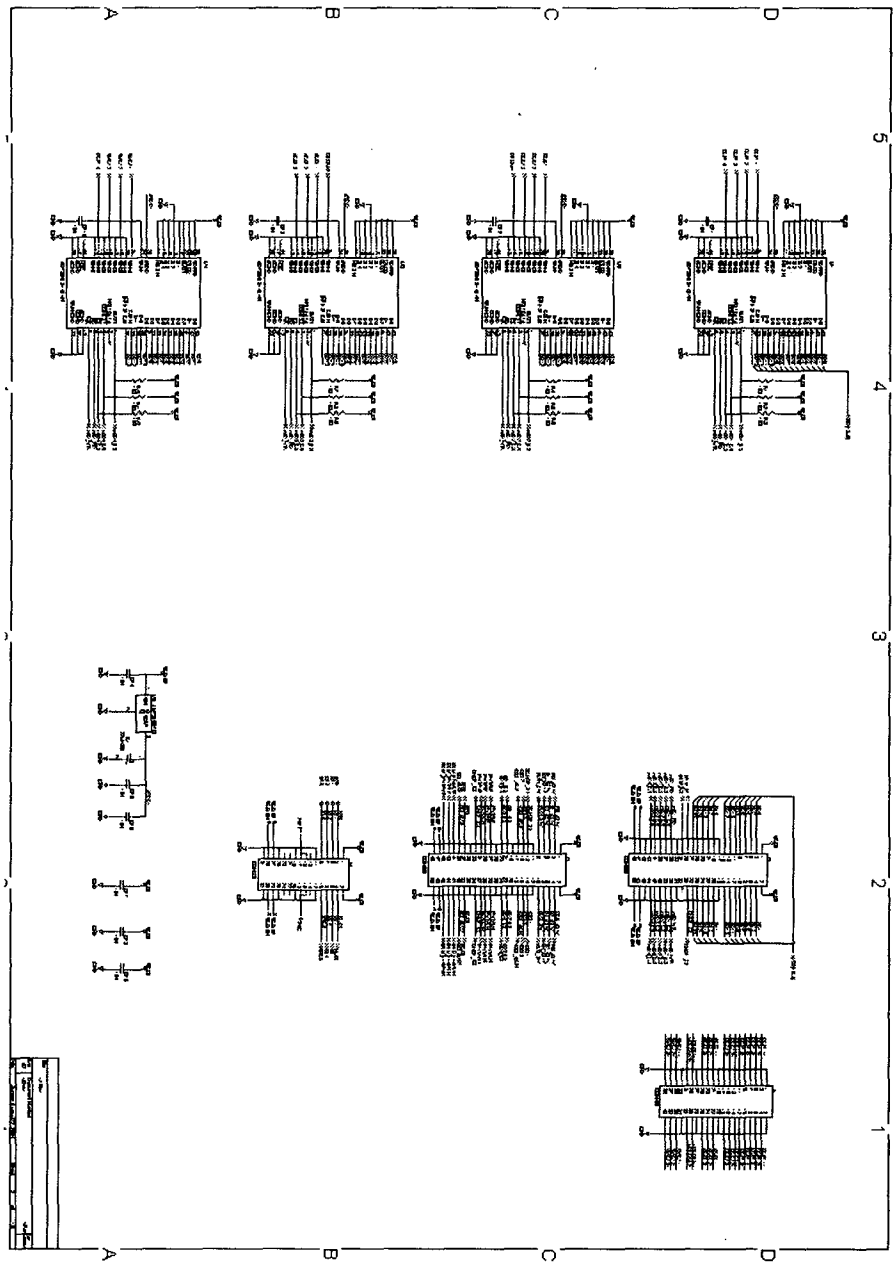


Fig. 3.2.20 SENSOR 회로도(1/4)

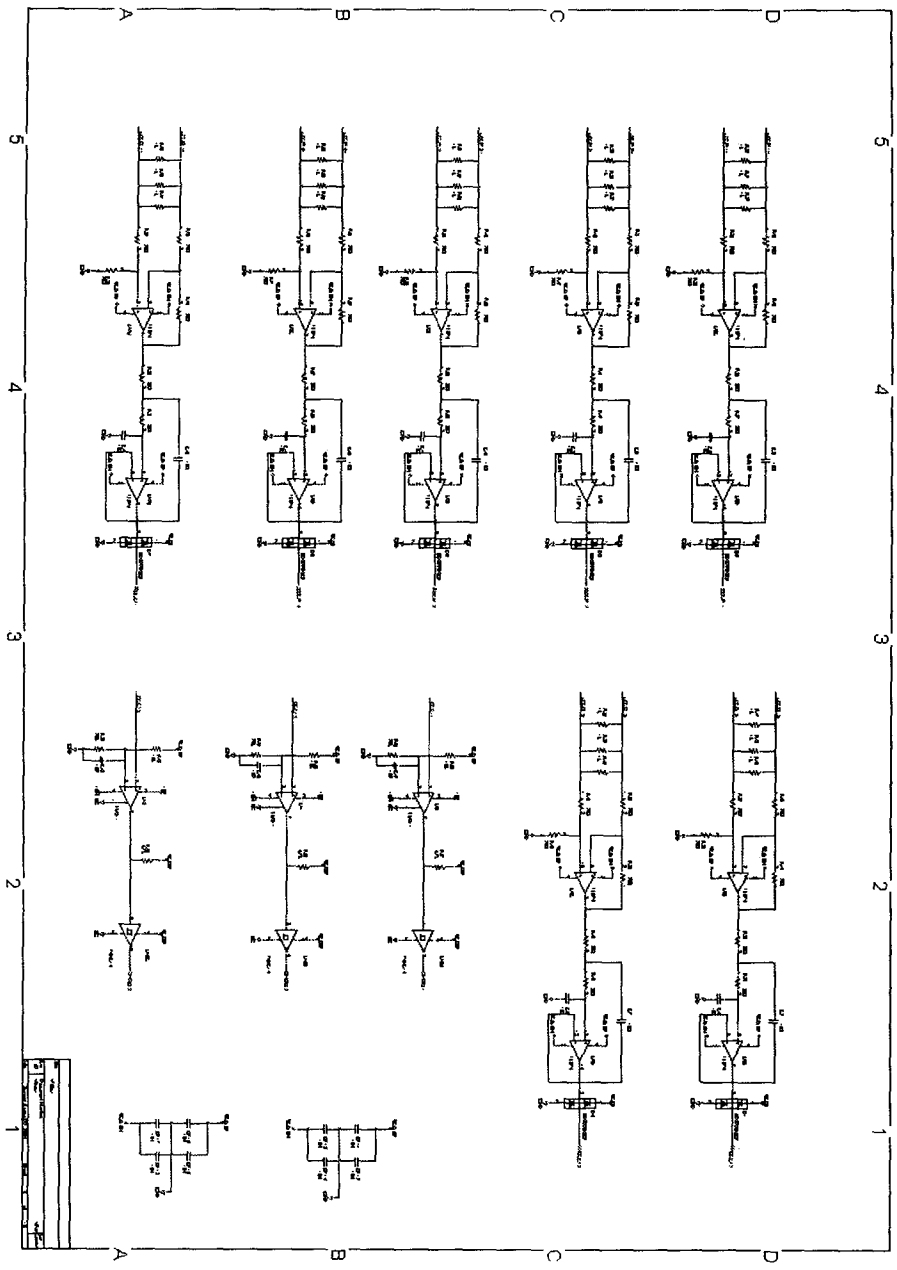


Fig. 3.2.21 SENSOR 회로도(2/4)

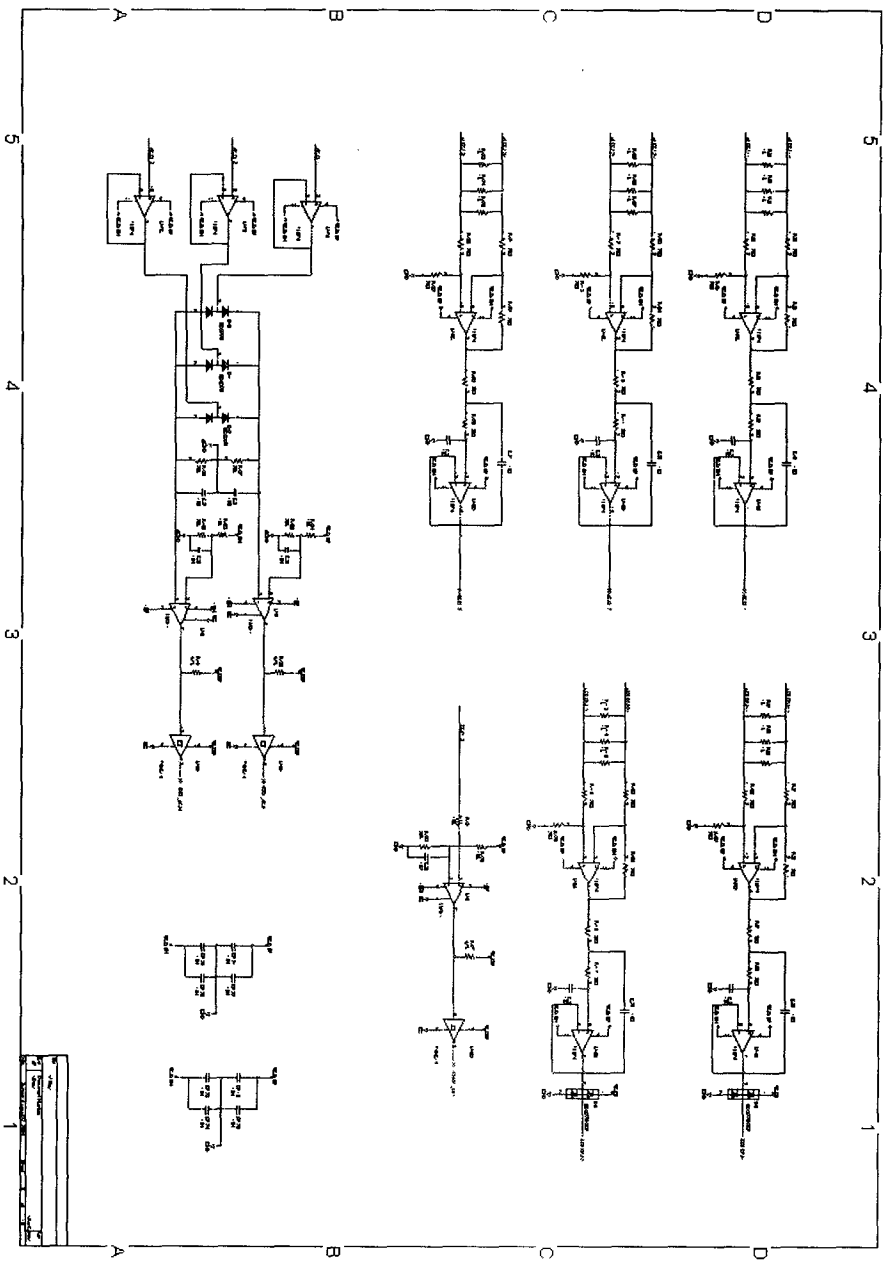


Fig. 3.2.22 SENSOR 회로도(3/4)

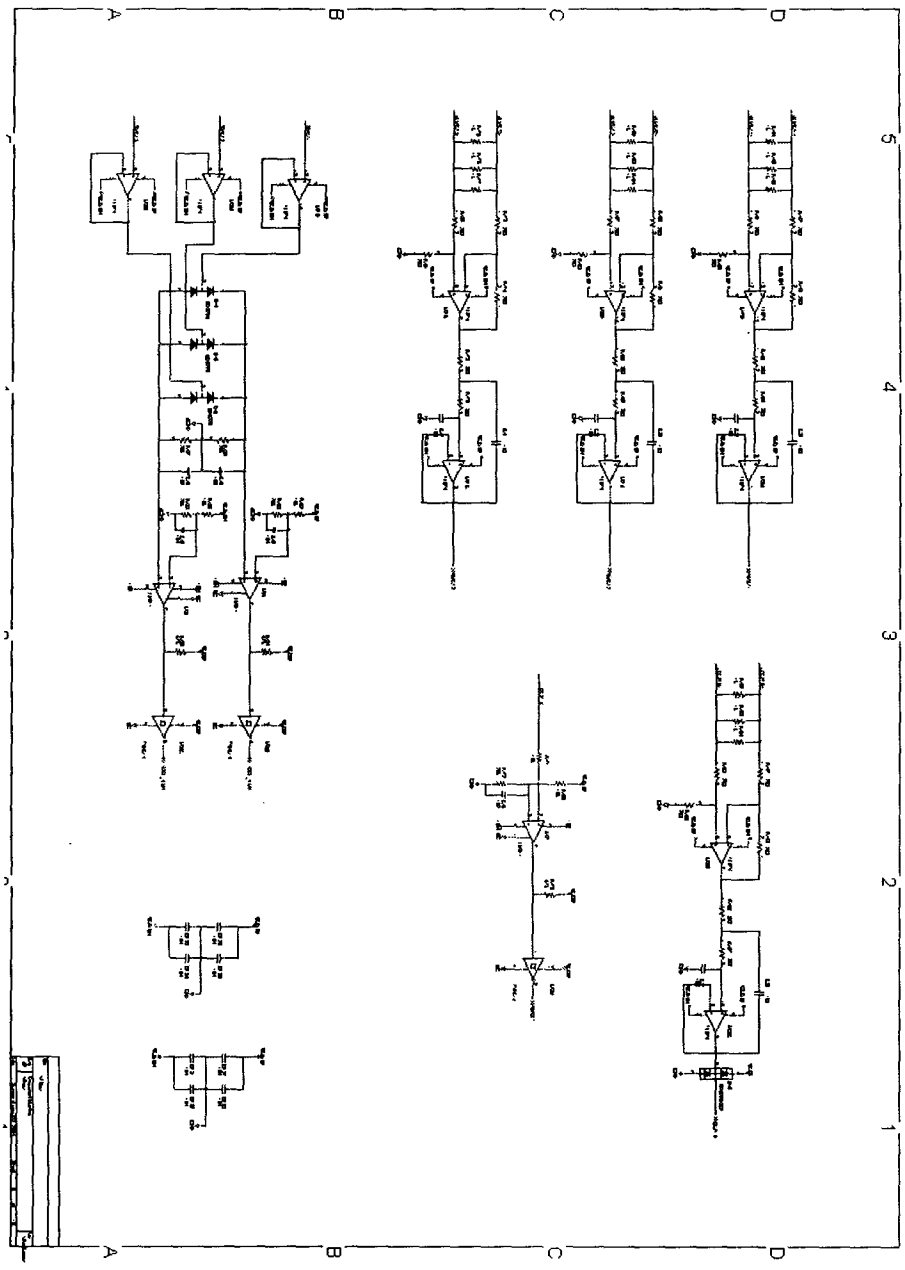


Fig. 3.2.23 SENSOR 회로도(4/4)

다. Digital I/O 보드

Fig. 3.2.24에서 Fig. 3.2.25는 Digital I/O보드의 회로도를 나타내고 있다. Digital I/O보드는 83V 레벨의 디지털 신호를 PCB 레벨로 변환시키며, PCB 레벨의 디지털 신호를 릴레이 구동 레벨로 변환시킨다. Digital I/O보드를 입·출력으로 나누어보면 Table 3.2.2과 같다.

Table 3.2.2 Input/Output 신호

No.1	이 름	Symbol	비고
1	Charging Contactor	CHK	Output
2	Line Contactor	LK	Output
3	K1 Contactor	K1	Output
4	K2 Contactor	K2	Output
5	K3 Contactor	K3	Output
6	K4 Contactor	K4	Output
7	CHK Aux. Contactor	CHKA	Input
8	LK Aux. Contactor	LKA	Input
9	K1 Aux. Contactor	K1A	Input
10	K2 Aux. Contactor	K2A	Input
11	K3 Aux. Contactor	K3A	Input
12	K4 Aux. Contactor	K4A	Input
13	Stack1 Overtem.	S1OHF	Input
14	Stack2 Overtem.	S2OHF	Input

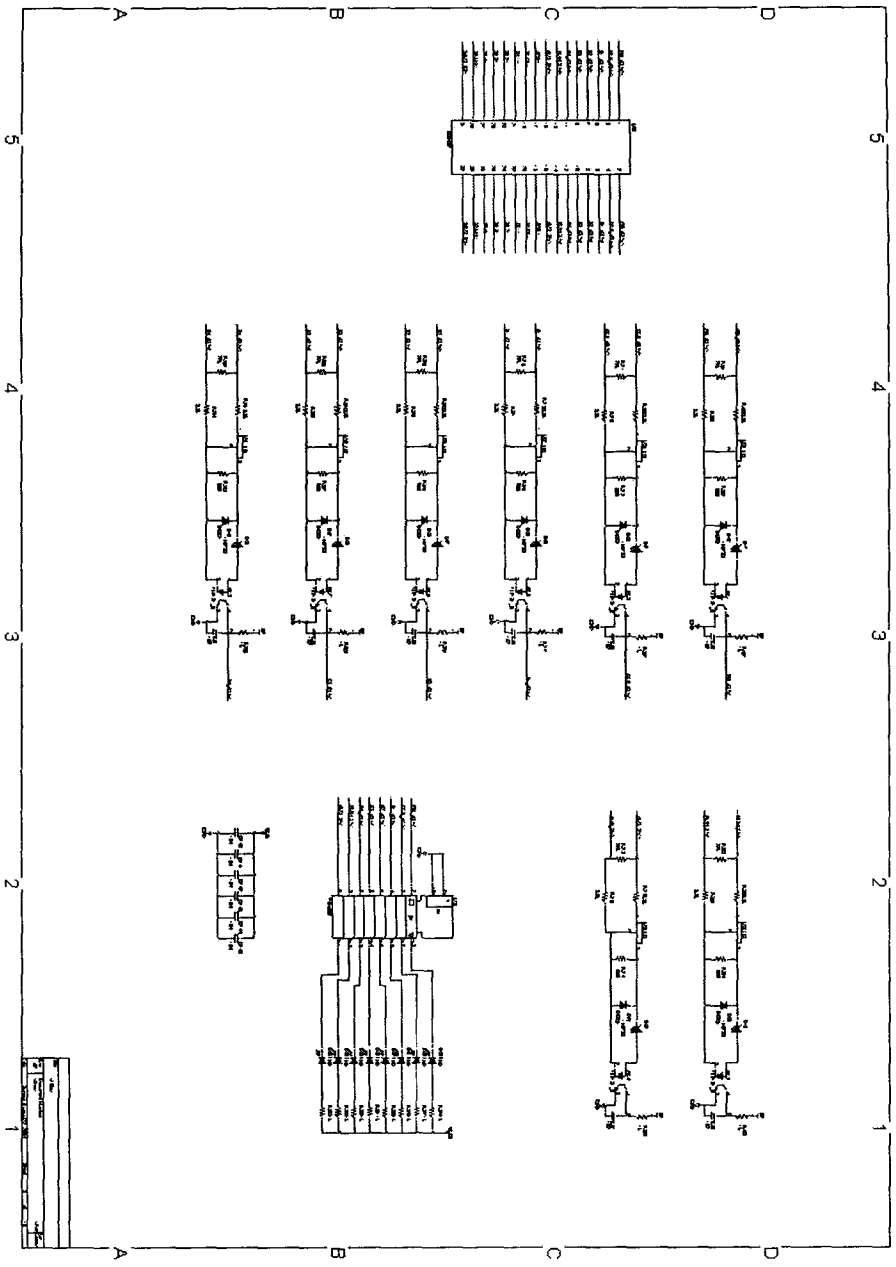


Fig. 3.2.24 Digital I/O (1/2)

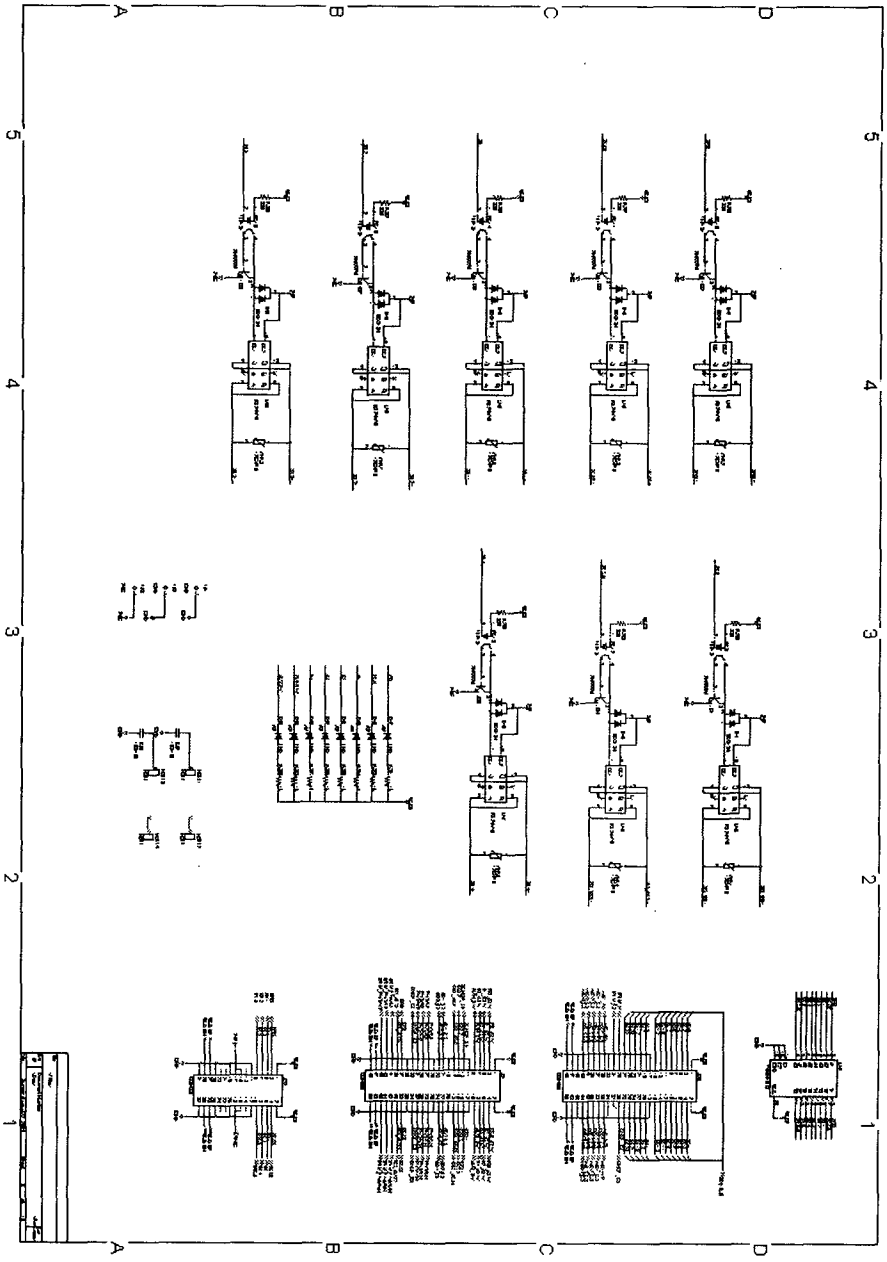


Fig. 3.2.25 Digital I/O (2/2)

라. Ventilation Inverter Drive 회로

Ventilation Inverter의 Drive 회로는 크게 Power 부분과 Gate Drive회로 두 부분으로 나누어진다. Fig. 3.2.26에서 Fig. 3.2.27은 Power회로부와 Gate Drive회로를 나타내고 있다. Gate Drive의 주된 기능은 IGBT의 원활한 구동 및 과전류 보호기능과 저전압 blocking 기능을 수행한다. Power Module은 히트싱크위에 IGBT와 Gate Drive를 비롯한 관련 부품들을 Stacking 하는 방식으로 하였다. 또한, Stray Inductance를 줄이기 위해 필터 커패시터를 IGBT소자와 근접하게 취부하여 Bus_bar로 연결한다. Table 3.2.3는 Power Module의 주요 구성품 list를 나타내고 있다.

Table 3.2.3 Power Module 주요 구성품

No.	품명	수량	규격/형식
1	Heat Sink	1	AL
2	IGBT Module(Dual Type)	3	1200V/400A
3	Thermal Sensor	1	TYPE: NC
4	Gate Drive Board Ass'y	1	Ass'y
5	Base Support	3	Copper
6	Bus_Support	3	Epoxy
7	Bus_Bar(Output)	3	C1100-1/4H

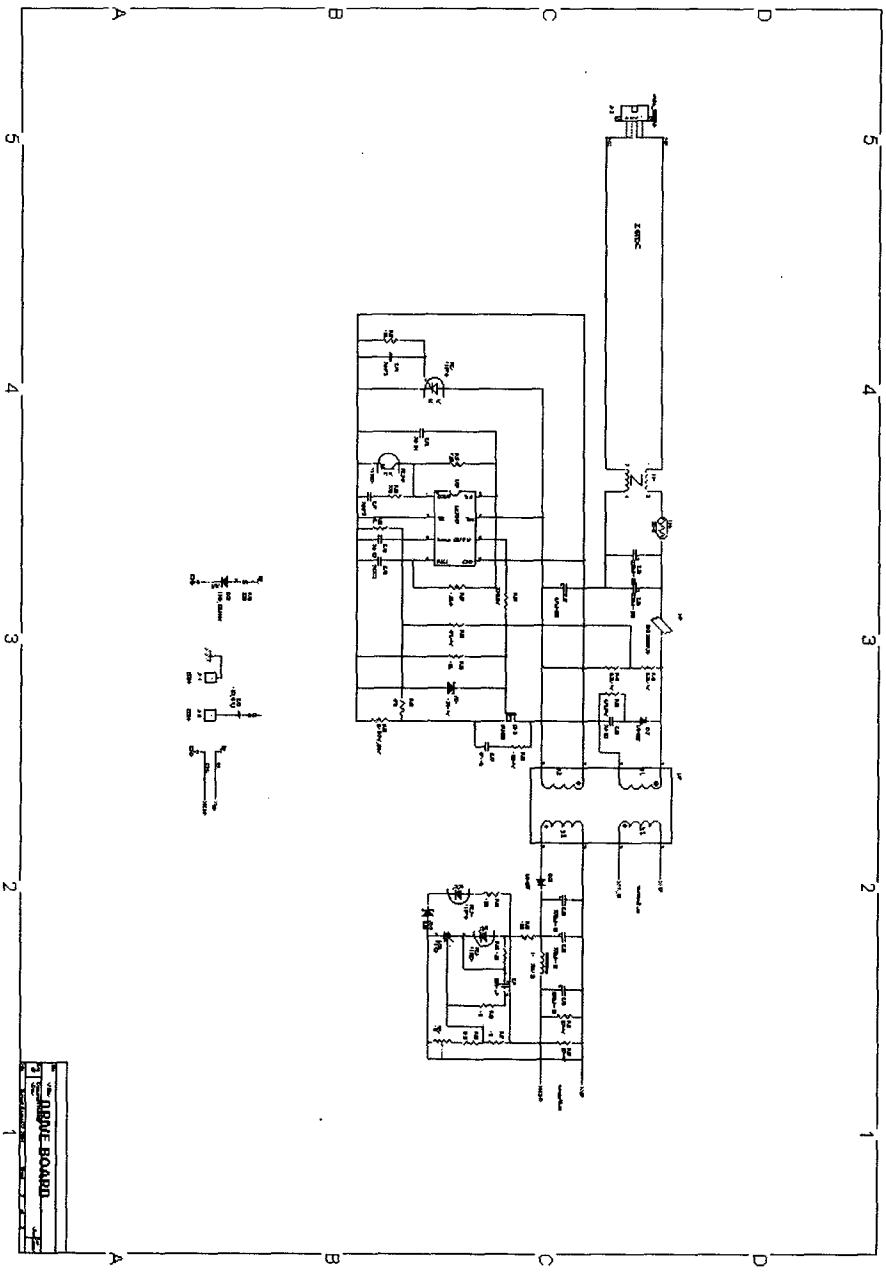


Fig. 3.2.26 VENT. Drive 회로도(1/2)

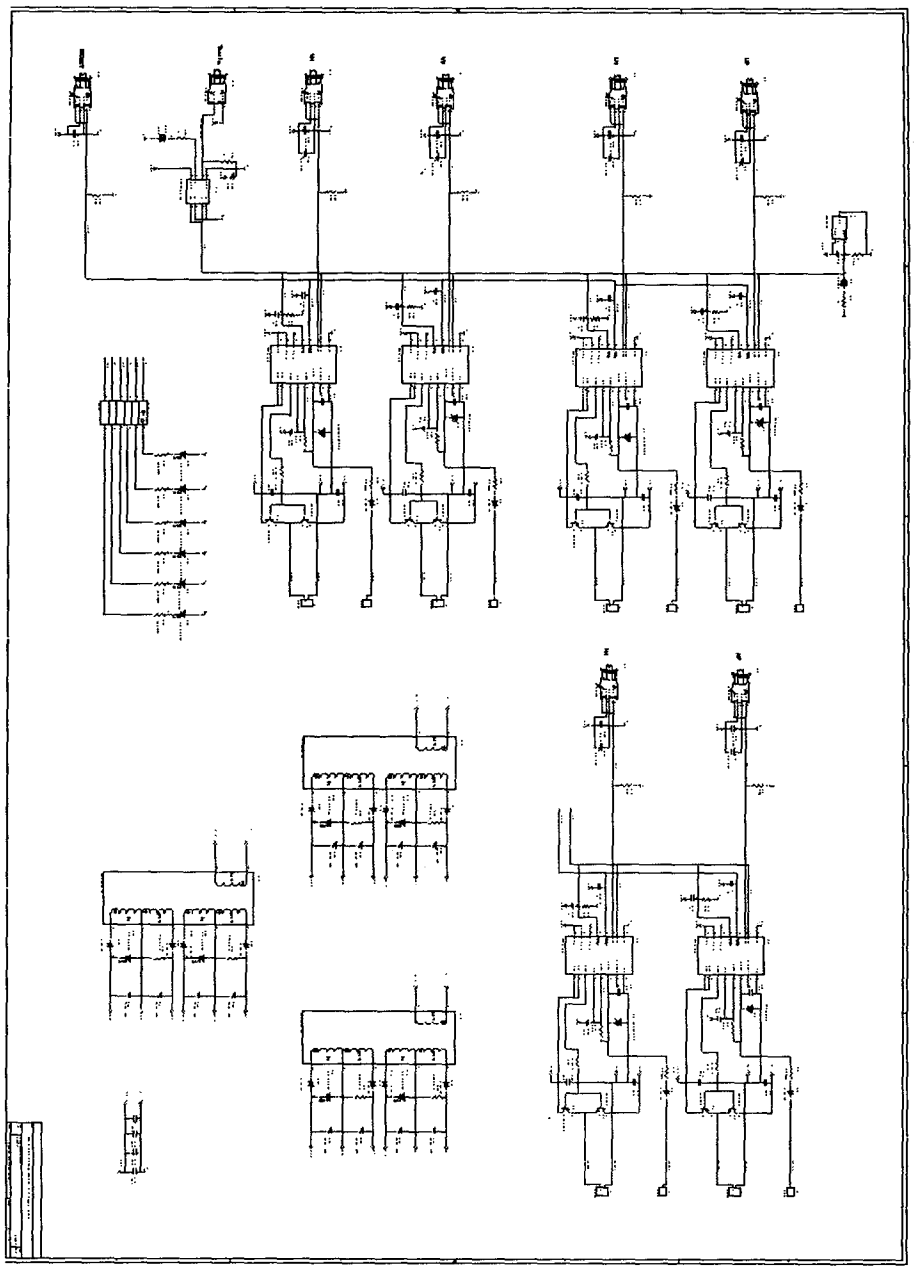


Fig. 3.2.27 VENT. Drive 회로도(2/2)

마. Power Board 회로

Table 3.2.4은 Power Board의 기본 사양이며, Power module은 전압 Unit 단위로 구매한다.

Table 3.2.4 Power board 사양

구 분		제어기 Power Supply Unit	
입 력		DC 72V(전압변동범위: 55~100V)	
출 력		V1	5V/10A
		V2	±15V/2A
		V3	24V/1A
동작온도범위		-25℃ ~ +85℃	
Isolation Voltage	입력-출력	2.5KVrms/60Hz/1min	
	입력-접지	1.5KVrms/60Hz/1min	
	출력-접지	500Vrms/60Hz/1min	
Insulation Resistance	입력-출력	100MΩ이상 by 1000V Megger	
	입력-접지	100MΩ이상 by 1000V Megger	
효율		85%	
Dimension		6U×8HP×168mm	
Operating Display		Power : LED RED (INPUT) 5V : LED GREEN (OUTPUT) ±12V : LED GREEN (OUTPUT) 24V : LED GREEN (OUTPUT)	

마. Back-plate Board 회로

Fig. 3.2.28는 Back-plate 보드의 회로도를 나타내고 있다.

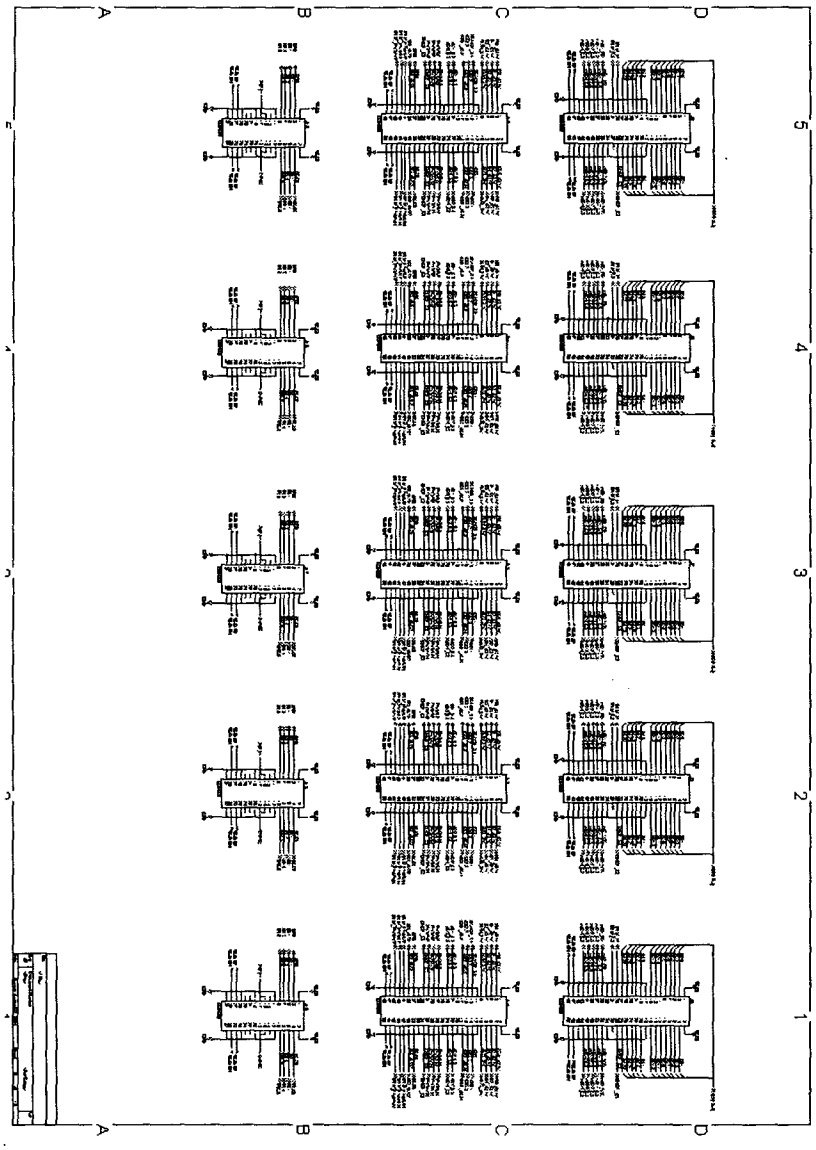


Fig. 3.2.28 Back-plate 회로

제 3 절 다중추진 제어시스템 설계

1. 다중추진 제어시스템 설계 고려사항

터빈 발전모드로 동작하는 다중추진시스템의 경우 가선으로부터 전원을 공급받는 경우와는 상이한 조건으로 고려하여야 할 사항이 있다. 여기서는 터빈 발전모드 동작시의 추진시스템 설계고려사항에 대하여 살펴본다.

가. 추진제어

터빈 발전시스템은 부하변동에 따른 전압강하 등의 문제 발생시 연료와 공기 제어장치의 제어에 의한 터빈발전기의 속도 및 주파수가 변동되어 전압이 안정화 되기까지 가선에 비해 상대적으로 늦은 응답성능을 지니게 된다. 이로 인하여 빠른 가감속 성능이 요구되는 고속전철의 추진제어 요구 성능을 만족시키기 위하여 현재 최대 부하 인가에 2초, 최대부하에서 타행운전까지 0.7초만에 부하변동이 이루어지는 저크제어 알고리즘을 그대로 적용할 경우 발전제어 시스템에 영향을 줄 수 있고, 이는 다시 고속전철 추진시스템의 전원시스템이 불안해 지는 상황을 야기할 수 있다. 따라서 다중추진모드로 동작시 저크제어 기준치의 적절한 변경으로 제어성능의 저하를 가져오더라도 안정적인 전원공급이 가능하도록 제어되어야 한다. 응답성능의 향상을 위하여 미국 ALPS 시스템에서 채택하고 있는 것과 같이 플라이휠이나 배터리 등과 같은 에너지 저장장치의 이용을 고려할 수 있다.

또한 다중추진 모드 운전시 제한된 터빈 발전 용량을 전체추진시스템의 일부 모터블럭에 공급하게 되며, 공급받는 모터블럭의 추진시스템도 그 최대 출력으로 운전될 수 없는 제한된 운전 모드로 동작하게 된다. 현재 고려되고 있는 방안은 1.1 MW급의 견인전동기의 출력을 400kW-900kW 급의 견인력을 낼 수 있도록 운용하는 정도의 터빈 발전시스템을 고려하고 있으므로 추진시스템의 제어시에도 견인전동기의 출력이 이 제한치를 넘어 가지 않도록 가선전압 강하, 변압기, 전동기 등의 과열상황과 같은 전력제한제어가 이루어져야 하며, 이를 위해서 수정된 견인전동기의 토크-특성 곡선이 적용되어야 한다.

나. 제동 제어

다중추진시스템으로 운전시에 제동알고리즘은 가선에 의한 전원공급 시와는 다른 제약 조건이 적용된다. 먼저, 고속전철 제동이 가장 큰 부분을 차지하고 있는 회생제동의 사용이 불가능하다. 추진시스템에서 회생제동을 사용하게 되면, 회생되는 에너지를 공급받을 수 있는 가선이 없으므로, DC 링크단 전압이 상승하게 되고 터빈 발전기가 전동기 모드로 동작하는 상황이 야기될 수 있다. 따라서, 다중추진 모드 동작시에는 회생제동을 사용하지 않고 발생되는 제동 에너지를 저항에서 소모하는 저항제동으로 절체하여야 한다. 또한 이를 위해 AC/DC 컨버터의 동작을 중지시켜 DC 링크 전압제어에 의한 회생 동작이 이루어지지 않도록 제한하여야 한다. 저항제동 사용시에는 저항의 발열 용량으로 인하여 모터블럭당 최대 800kW 정도의 제동력만이 가능하여 회생제동시의 경우에 비하여 그 제동성능이 저하되며, 추진시와 마찬가지로 제동시의 소모전력을 일정치 이내로 제한하고 제동토크를 제한하는 전력제한이 이루어 져야 한다. 이는 추진시와 마찬가지로 수정된 제동특성 곡선의 적용이 필요하다. 그러나 다중추진 모드로 운행시에는 제한적인 운행 조건이 고려되어 최고 시속 150km/h-200km/h 정도의 저속운전상태이므로 저항제동 사용으로 인한 제동력 감소는 문제 되지 않으며, 제동 S/E 과제에 의뢰하여 검토한 결과 전기제동과 와전류제동을 사용하지 않은 경우의 순수 기계제동장치만을 사용한 경우의 비상제동거리를 계산한 경우 초기속도 250km/h의 경우 필요 제동거리는 4832m, 초기속도 240km/h의 경우 필요 제동거리는 4382m로 다중추진모드시 비상제동 거리 4830m 요구조건을 만족시키기 위해서는 기계적인 제동장치만으로도 충분한 것으로 검토되었다.

다. 전력회로 인터페이스

다중추진시스템 구성시 기존의 주전력변환장치와 터빈발전시스템을 연결하기 위하여서는 터빈 발전기에서 발생되는 교류전압을 바로 주전력변환장치의 입력전압과 동일하도록 매칭시켜 교류의 형태로 연결하는 방식과 터빈발전기의 발생전압을 DC의 형태로 전환하여 이를 DC링크 전압으로 직류의 형태로 연결하는 두 가지 방식을 고려할 수 있다.

첫 번째 방법의 경우 터빈 발전시스템의 연결을 위하여 별도의 전력변환장치가 필요하지 않고 MC와 같은 기계적 접점을 사용하고 적절한 릴레이 로직에 의

하여 연결할 수 있는 장점이 있으나 대용량 터빈 발전기에 사용되는 동기 발전기가 대부분 3상의 형태이나 전철시스템은 기본적으로 단상을 사용하므로 이의 단순한 공급이 용이하지 않고, 두 대의 AC/DC 컨버터의 입력전원으로 하나의 동기 발전기 출력을 사용하므로 부수적인 변압기 등의 사용이 고려되어야 한다. 그러나 두 번째 DC 인터페이스 방식의 경우 상대적으로 전력변환이 용이한 직류형태의 전원으로 바꾸어 준 후 직접 주전력변환장치의 DC 링크단에 전원을 공급하므로 제어와 응답 상의 잇점을 지니게 되나, 부가적인 전력변환장치의 사용이 요구된다. 또한 다중추진시스템 모드로의 변환시 열차의 운행 중지 또는 전원 차단 등의 상태를 거치지 않고, 추진 또는 제동상태를 유지하면서 승객이 느끼지 못하는 상태에서 자연스럽게 전환가능한 큰 장점을 지니게 된다. 또한, 에너지 스토리지 등을 고려하는 경우에는 많은 전력변환회로들의 추가와 연결이 용이한 직류인터페이스 방식의 장점이 더욱 두드러지며, 보조전원 공급시에도 하나의 간단한 DC-DC 컨버터의 추가로 전체 보조전원 시스템에 전원 공급이 가능한 장점을 지니게 된다.

Fig. 3.3.1에 현재 고려되고 있는 직류인터페이스 방식에 의한 다중추진 전력변환시스템의 구성을 제시하였다.

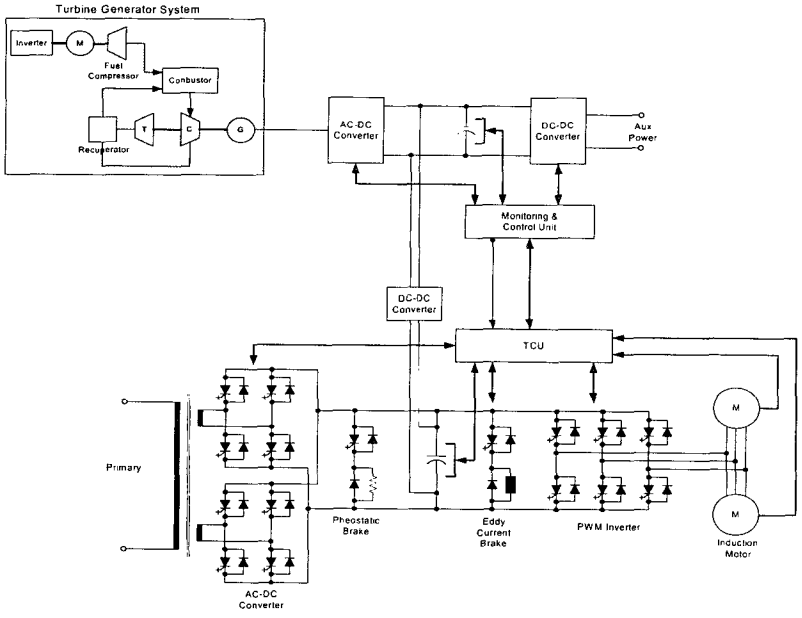


Fig. 3.3.1 직류인터페이스 방식에 의한 다중추진시스템 구성

2. 다중추진제어시스템 상세 설계

현재의 고속전철 시스템에 다중추진 시스템을 효과적으로 수정, 적용하기 위하여 먼저, 다중추진시스템 제어사양서를 작성하였으며, 이는 기존의 제어사양서 Rev. D를 기준으로 다중추진시스템 구성을 위해 필요한 부분만을 수정 보완하는 형태를 취하였다. 또한 이렇게 수정 보완된 다중추진시스템 제어사양서를 기준으로 관련된 제어로직이 동작할 수 있도록 LV 로직 수정안을 제시하였으며, 네트워크 모드의 동작을 위해 관련 Data Processing을 수정, 보완하였다. 새로이 수정되거나 추가 보완되어 작성된 제어사양서, LV 로직, Data Processing안은 최소한의 변경으로 최대한 TCU의 알고리즘내에서 수정이 이루어지는 방향으로 관련 주변장치에의 영향이 최소화 될 수 있도록 구성되었으나, 다중추진시스템으로 동작하기 위해 어느 정도의 주변기기에서의 변경은 필수적이며, 관련 주변장치에 대한 부분도 함께 초안을 작성하였다. 현재 고려되고 있는 다중추진시스템 구성안은 11량 편성안의 상용차량 개발안을 고려하고 함께 7량 편성안에 대한 설계안을 함께 제시하고 있으나, 현재 공식적인 11량 편성안에 대한 제어시스템 사양서, Data Processing, LV 로직 도면 등이 확정되어 있지 않으므로 본 연구에서는 공식적인 확정안이 존재하는 7량 시제차량안을 기준으로 작성한다. 이렇게 함으로써 추후 11량 편성안에 대한 상용화 연구 개발시 다중추진시스템에 대한 제어 기준들도 함께 자연스럽게 보완 될 수 있을 것으로 기대한다. 이렇게 작성된 기본안은 실제 다중추진시스템의 시제차량 개발시에 관련 업체와의 충분한 협의를 통하여 수정, 보완되고, 총괄주관기관의 승인을 득하여야 하는 사항이므로 다중추진시스템 개발과제의 작성안이 최종안이 아니며, 하나의 초안으로 작성한 것으로 추후 다중추진시스템의 실용화 관련 추가 연구시 그 제어시스템안 구성에 소요되는 시간을 단축시킬 수 있다.

가. 한국형 고속전철 다중추진시스템 제어사양서 작성

다중추진제어 시스템 사양안은 전술한 바와 같이 고속전철 기술개발사업 제어사양서(Control System Specification) Rev. D를 기준으로 다중추진 모드 동작시 각 제어 시스템이 유기적으로 동작하여 제한된 조건의 터빈 발전 모드로 동작하기 위한 제어 사양안을 추가 보완하는 형태로 이루어 졌다. 특히 기존에 작성된 사양안의 수정부분을 최소화하는 방향을 하나의 목표로 설정하였으며, 본 과제에 참여

되지 않은 주전력변환장치, 보조전원장치, 제동장치 개발과제 등에서 수정되는 부분을 최소화 하고 최대한 관련 알고리즘을 전기연구원에서 개발한 TCU의 제어 알고리즘 내에서 동작할 수 있도록 작성하였다. 제어사양안은 크게 다중추진 모드 기동, 다중추진모드 구성 및 동작 그리고 다중추진 모드 작동시 고장발생에 의한 격리, 고장처리의 세가지 모드에 대한 블록 다이어그램을 통한 기본요구사항을 기술하고 이로부터 제어사양서에 대한 수정 보완을 수행하였다.

(1) 다중추진제어안 (기동 및 다중추진제어)

가선이 존재하지 않는 구간 또는 다중추진모드를 구성해야 하는 상황에서 다중추진모드 운전모드로 전환되기까지의 제어 블록 다이아 그램을 Fig. 3.3.2에 나타내었다. 먼저 운전자의 선택스위치 조작에 의한 다중추진모드 전환 명령이 인가되면, SCU를 통하여 TCU에 LV Logic과 네트워크 데이터의 형태로 전달되며, 이를 인지한 TCU에서는 TGU(Turbine Geberating Unit)에 다중추진모드 구성을 위한 터빈 발전시스템 기동신호를 출력한다. 터빈발전시스템의 정상 기동 후 터빈발전 정상 운전 신호가 TGU로부터 TCU로 인가되면, TCU에서는 다중추진 모드 구성 완료를 SCU에 보고하며, SCU는 이를 display unit에 현시한다. 이와 동시에 TCU는 RS-485 신호로 인가되는 컨버터 제어기에 컨버터 동작 중지 신호를 전송하며, 다중추진 모드 운전을 위한 모드로 관련 모터블럭의 동작 모드를 수정하게 된다.

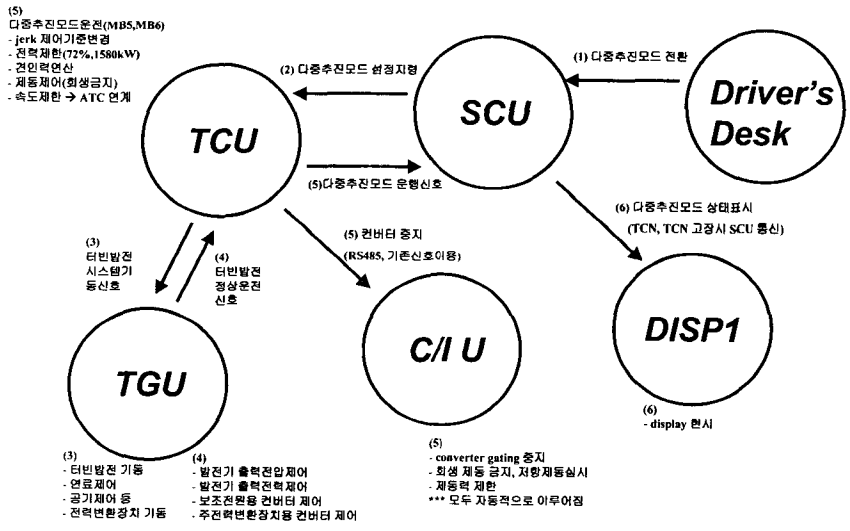


Fig. 3.3.2 다중추진 제어 블록도(기동 및 다중추진제어)

다중추진 동작 모드에서는 먼저 터빈 발전 시스템의 응답속도를 고려하여 현행 상승 2초, 하강 0.7초로 설정되어 있는 저크 제한치를 상승 10초, 하강 5초로 변경하며, 견인력 설정치의 최대치를 전동기 출력 기준으로 1580kW이상 인가되지 않도록 전력제한을 수행한다. 또한 전기 제동 모드 구성시 회생제동 금지 신호를 인가하고 저항제동모드로 동작하게 구성하므로써 제동알고리즘을 변경하고, 최대 속도를 150km/h로 제한할 수 있도록 토크 지령치를 제어하며 ATC 시스템 신호 연계도 고려하고 있다. 기술된 내용을 기준으로 한 자세한 제어사양서 내용은 부록에 첨부하였다.

(2) 다중추진제어안 (다중추진모드시 주변장치제어)

다중추진모드 구성이 완료 되고 다중추진 모드로 동작하게 되면 TCU에서는 다중추진 모드 운행 신호를 관련 주변장치에 전송하게 되며 이는 기본적으로 Relay 로직에 의하여 수행된다. 이 relay 로직은 TCU를 통하여 직접 제어되며 이로 인하여 자동적으로 주변 장치들의 동작이 제어되도록 구성한다. 다중추진모드 동작신호에 따라 Aux Block은 가선이 없는 문제로 더 이상의 운행을 중단하며, 연장급전 모드로 변경되고 터빈발전부에 연결된 DC-DC 컨버터를 통해 직접 670VDC를 공급받는 형태로 전환된다. 기본적으로 670VDC전원을 발생시키는 보조블럭의 동작 중지 상황은 격리 상황으로 인식되어 주변 제어 장치들의 동작 중단을 야기하게 되므로 다중추진 모드시는 670VDC 컨버터의 동작 중지에 따른 전체 시스템의 격리상황을 야기하지 않도록 제어 로직이 변경되어야 하며 하부 관련 기기들에 대한 동작이 적절히 수행될 수 있도록 조치하여야 한다.

VVVF인버터는 앞서 검토한 결과에 따라 주전력변환장치, 컴프레서 등과 같이 동작되어야 할 인버터와 주변압기 냉각, 오일펌프 등과 같이 동작을 중단해야 하는 장치의 구분에 따라 동작과 운전 중지 등이 수행된다. Battery 충전기는 보조블럭의 중지상황이라 할지라고 그 동작이 유지되도록 조처되며, 연장급전에 따른 VCU의 동작도 자동으로 구성된다.

(3) 다중추진제어안 (격리, 고장조치)

다중추진모드 구성이 완료 되고 다중추진 모드로 동작하는 상황에서 다중추진시스템 계통의 고장상황이 발생하게 되면, TGU에서는 즉시 TCU로 보고하게 되

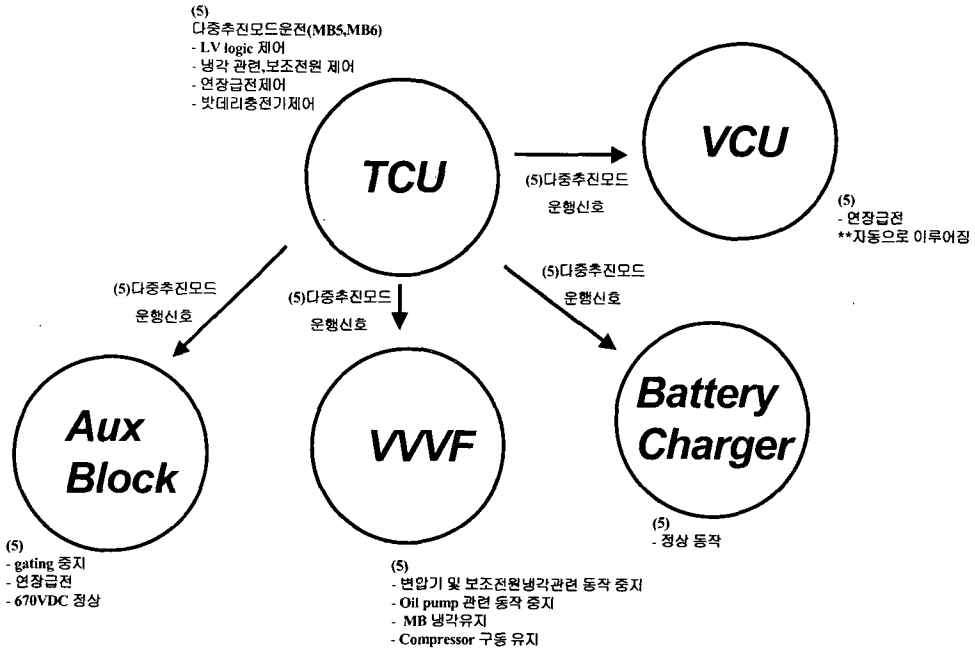


Fig. 3.3.3 다중추진 제어 블록도(다중추진모드시 주변장치제어)

며, 경고장의 경우 자체 리셋후 재기동을 하게 되고, 내부 정보로 기록하게 된다. 또한 중고장의 경우 TCU에 보고와 동시에 고장 원인과 발생시간을 기록한 후 발전시스템을 격리하게 되고 다중추진 모드가 해제된다. TCU에서는 다중추진시스템의 중고장 보고시 또는 다중추진모드 동작상황에서 일정시간 이상 TGU에서의 응답이 없는 경우 이를 중고장으로 간주하고, SCU에 보고하게 되며, 모터블럭을 격리하기 위한 조치를 수행한다. SCU에서는 다중추진모드의 고장상황 발생시 이를 현시장치를 통하여 현시하여 운전자에게 알려 주며, 제동장치를 통해 비상제동을 명령한다. 이와 동시에 TCU에서는 관련 주변장치들에 인가되었던 다중추진모드 운행신호를 제거하므로써 다중추진모드로 구성된 운전조건 상황을 해제한다.

(4) 상세 제어 사양서 수정 및 추가보완사항

앞에서 기술된 다중추진시스템 제어 기본 사양안을 바탕으로 각 제어사양서의 관련항이 수정되었으며, 수정된 부분의 항목은 Table 3.3.1 와 같으며 상세 수정내용은 부록에 별첨하였다.

나. 한국형 고속전철 다중추진시스템 Data Processing

다중추진시스템 제어 기본 사양안을 바탕으로 수정된 제어 알고리즘은 LV 로직을 변경하는 것을 기본으로 네트워크 신호 전송이 가능한 제어장치들간의 데이터 전송을 추가하였으나, 실제적인 보완이 이루어지기 위해서는 데이터 추가 뿐 아니라 전체 네트워크 프로그래밍이 재수행되어야 할 사항으로 추후 후속 연구가 필요하다.

Data processing안 작성을 위해 추가되어야 할 네트워크 신호는 Table 3.3.2에서 Table 3.3.3과 같다. sink 데이터의 경우 그 상세 기술내용이 방대하여 ID, Port, Name만을 표시하였으며, Data Processing을 참조하기 바란다.

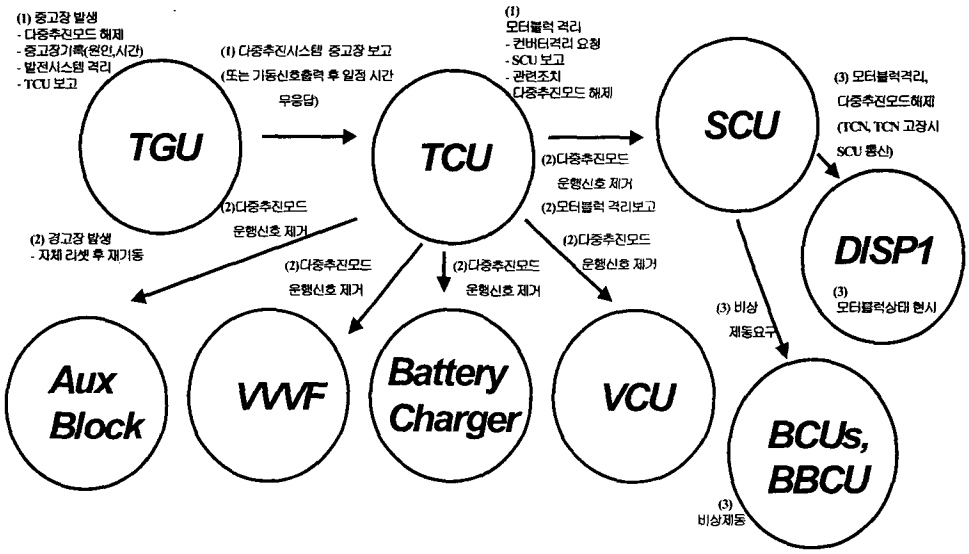


Fig. 3.3.4 다중추진 제어 블록도(격리 및 고장처리)

Table 3.3.1 다중추진제어 시스템 구성을 위한 제어사양서 수정 보완항목

0. 적용범위
2. 72VDC 전원공급 제어 by Battery Charger, SCU/VCU
2-1 동력차 Battery Charger의 ON/OFF 제어 by SCU
2-2 동력객차 Battery Charger의 ON/OFF 제어 by VCU
2-3 객 차 Battery Charger의 ON/OFF 제어 by VCU
2-4 동력차/동력객차 Battery Charger 제어
2-5 객 차 Battery Charger 제어
16. M/B 기동제어 by TCU
17. M/B 견인/전기제동력 제어 by TCU
17-1 견인력 제어
17-2 전기제동력 제어
18. M/B 전력제한 제어 by TCU
19. M/B Anti-Slip/Slide 제어 by TCU
20. M/B Converter 제어 by M/B Converter Control Module
21. M/B Inverter 제어 by M/B Inverter Control Module
22. M/B Ventilation 제어 by Converter, Ventilation Inverter
22-1 M/B Ventilation 제어 by Converter Control Module
22-2 M/B Ventilation 제어 by Ventilation Inverter Control Module
28. 기타 열차제어 by SCU, DISP2
33. 670VDC 연장급전 제어 by SCU/VCU
38. 380V Inverter 제어 by VVVF Inverter Control Module
45. 열차상태 Monitor 제어 by DISP1, SCU, DISP2
45-1 열차상태 Monitor(DISP1) 제어 by DISP1
45-2 열차상태 Monitor Back-up 제어 by SCU
45-3 열차상태 Monitor Back-up 현시 by 고장진단 Monitor (DISP2)
64. 다중추진제어 by TGU(Turbine Generator Unit)

Table 3.5.2 TCU3 Source Data

ID	Port	Name	Source	Sink	Seg	Per	DTyp	DSiz	DRng	DVal	Meaning
173	430	TCU3_STATUS	TCU3 (GW1) (GW7)	SCU1 SCU2 DISP1 DISP2 DISP3 DISP4 TCU1 TCU2 (GW2)	s01 s02 s07	16	BITSET16	16	BIT0 BIT1 BIT2 BIT3 BIT4 BIT5 BIT6 BIT7 BIT8 BIT9 BIT10 BIT11 BIT12 BIT13 BIT14 BIT15	0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1	TCN Interface NG/OK Predepature test NG/OK Unit Operation 고장/정상 입차속도 전송 이상/정상 MB 차단/정상 CI 충고장발생/정상 Sanding 필요없음/요청 Long Slip 정상/발생 Non Rotation 정상/발생 Ventilation Inverter 정상/고장 DC Chopper 정상/고장 Tripod Breakage 발생/정상 Sanding 요청 신호 OFF/ON 다중추진시스템 정상/충고장발생 C
174	431	TCU3_TRACTIONBRAKE_DIAG_STAT	TCU3 (GW1) (GW7)	SCU1 SCU2 BBCU1 BBCU2 DISP1 DISP2 DISP3 DISP4 (GW2)	s01 s02 s07	16	Antivalent2	2	2	00 01 10 11	전기제동 차단(MB차단) 회생제동모드 저항제동모드 회생/저항 동시사용
175	432	TCU3_TB_CURRENT_VALUE	TCU3 (GW1) (GW7)	SCU1 SCU2 DISP1 DISP2 DISP3 DISP4 (GW2)	s01 s02 s07	64	Integer8	8	-20~20	NN 20	Step 값 1000[A](Step x 50) (-1000~1000A)
176	433	TCU3_AXLEA_SPEED_VALUE	TCU3 (GW1)	TCU2 (GW2)	s01 s02	8	Unsigned16	16	0~440	0~440	[km/h]
177	434	TCU3_AXLEB_SPEED_VALUE	TCU3 (GW1)	TCU2 (GW2)	s01 s02	8	Unsigned16	16	0~440	0~440	[km/h]
178	435	TCU3_BRAKE_PWR_VALUE	TCU3 (GW1) (GW7)	BBCU1 BBCU2 (GW2)	s01 s02 s07	16	Unsigned16	16	0 ~65535		0~6553.5 [kN]
		TCU3_MTM_OPER_STATUS	TCU3 (GW1) (GW2)	SCU1 SCU2 DISP1 DISP3 HTSVCU AUX1 AUX2 (GW2)	s01 s02 s07	16			01 10		01: 다중추진모드 고장상태 10: 다중추진모드 정상상태

Table 3.5.3 TCU4 Source Data

ID	Port	Name	Source	Sink	Seg	Per	DTyp	DSiz	DRng	DVal	Meaning
179	440	TCU4_STATUS	TCU4 (GW1) (GW7)	SCU1 SCU2 DISP1 DISP2 DISP3 DISP4 TCU5 TCU6 (GW6)	s01 s06 s07	16	BITSET16	16	BIT0 BIT1 BIT2 BIT3 BIT4 BIT5 BIT6 BIT7 BIT8 BIT9 BIT10 BIT11 BIT12 [illegible] BIT14 BIT15	0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 0/1 [illegible] 0/1 0/1	TCN Interface NG/OK Predepature test NG/OK Unit Operation 고장/정상 열차속도 전송 이상/정상 MB 차단/정상 CI 중고장발생/정상 Sanding 필요없음/요청 Long Slip 정상/발생 Non Rotation 정상/발생 Ventilation Inverter 정상/고장 DC Chopper 정상/고장 Tripod Breakage 발생/정상 Sanding 요청 신호 OFF/ON 다중추진시스템 정상/중고장발생 C
180	441	TCU4_TRACTIONBRAKE_DIAG_STAT	TCU4 (GW1) (GW7)	SCU1 SCU2 BBCU1 BBCU2 DISP1 DISP2 DISP3 DISP4 (GW6)	s01 s06 s07	16	Antivalent2	2	2	00 01 10 11	전기제동 차단(MB차단) 회생제동모드 저항제동모드 회생/저항 동시사용
181	442	TCU4_TB_CURRENT_VALUE	TCU4 (GW1) (GW7)	SCU1 SCU2 DISP1 DISP2 DISP3 DISP4 (GW6)	s01 s06 s07	64	Integer8	8	-20~20	NN 20	Step 값 1000(A)(Step x 50) (-1000~1000A)
182	443	TCU4_AXLEA_SPEED_VALUE	TCU4 (GW7)	TCU5 (GW6)	s06 s07	8	Unsigned16	16	0~440	0~440	[km/h]
183	444	TCU4_AXLEB_SPEED_VALUE	TCU4 (GW7)	TCU5 (GW6)	s06 s07	8	Unsigned16	16	0~440	0~440	[km/h]
184	445	TCU4_BRAKE_PWR_VALUE	TCU4 (GW1) (GW7)	BBCU1 BBCU2 (GW6)	s01 s06 s07	16	Unsigned16	16	0~ 65535		0~6553.5 [kN]
		TCU4_MTN_OPER_STATE	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]

Table 3.5.4 TCU3 Sink Data

ID	Port	Name
15	301	ATC1_PWR_LINE_STAT
22	321	ATC2_PWR_LINE_STAT
28	700	AUX1_STATUS
29	710	AUX2_STATUS
30	720	AUX3_STATUS
31	730	AUX4_STATUS
37	505	BBCU1_EBRAKE_dPWM_CMD
43	525	BBCU2_EBRAKE_dPWM_CMD
51	620	BCU03_STATUS
77	365	DISP2_REFTIME_SET
84	385	DISP4_REFTIME_SET
88	101	SCU1_COMMAND_STATUS
90	103	SCU1_DRV_DIRECTION_CMD
96	110	SCU1_DRVMODE_SETTING_CMD
97	111	SCU1_MTF_DIAG_STAT
103	117	SCU1_TCU_CONTROL_CMD
104	118	SCU1_WHEELDIA_SET_VALUE
105	119	SCU1_ACTUAL_LINEVTG_VALUE
110	124	SCU1_MB_OPERATION_STAT
119	133	SCU1_REF_SPEED_VALUE
120	134	SCU1_TRACTION_PWM_CMD
125	11	SCU2_COMMAND_STATUS
127	13	SCU2_DRV_DIRECTION_CMD
133	20	SCU2_DRVMODE_SETTING_CMD
134	21	SCU2_MTF_DIAG_STAT
140	27	SCU2_TCU_CONTROL_CMD
141	28	SCU2_WHEELDIA_SET_VALUE
142	29	SCU2_ACTUAL_LINEVTG_VALUE
147	34	SCU2_MB_OPERATION_STAT
156	44	SCU2_REF_SPEED_VALUE
157	45	SCU2_TRACTION_PWM_CMD
161	400	TCU1_STATUS
164	403	TCU1_AXLEA_SPEED_VALUE
165	404	TCU1_AXLEB_SPEED_VALUE
167	420	TCU2_STATUS
		SCU1_MTM_CMD
		SCU2_MTM_CMD

Table 3.5.5 TCU4 Sink Data

ID	Port	Name
15	301	ATC1_PWR_LINE_STAT
22	321	ATC2_PWR_LINE_STAT
28	700	AUX1_STATUS
29	710	AUX2_STATUS
30	720	AUX3_STATUS
31	730	AUX4_STATUS
37	505	BBCU1_EBRAKE_dPWM_CMD
43	525	BBCU2_EBRAKE_dPWM_CMD
67	670	BCU08_STATUS
77	365	DISP2_REFTIME_SET
84	385	DISP4_REFTIME_SET
88	101	SCU1_COMMAND_STATUS
90	103	SCU1_DRV_DIRECTION_CMD
96	110	SCU1_DRVMODE_SETTING_CMD
97	111	SCU1_MTF_DIAG_STAT
103	117	SCU1_TCU_CONTROL_CMD
104	118	SCU1_WHEELDIA_SET_VALUE
105	119	SCU1_ACTUAL_LINEVTG_VALUE
110	124	SCU1_MB_OPERATION_STAT
119	133	SCU1_REF_SPEED_VALUE
120	134	SCU1_TRACTION_PWM_CMD
125	11	SCU2_COMMAND_STATUS
127	13	SCU2_DRV_DIRECTION_CMD
133	20	SCU2_DRVMODE_SETTING_CMD
134	21	SCU2_MTF_DIAG_STAT
140	27	SCU2_TCU_CONTROL_CMD
141	28	SCU2_WHEELDIA_SET_VALUE
142	29	SCU2_ACTUAL_LINEVTG_VALUE
147	34	SCU2_MB_OPERATION_STAT
156	44	SCU2_REF_SPEED_VALUE
157	45	SCU2_TRACTION_PWM_CMD
185	450	TCU5_STATUS
191	460	TCU6_STATUS
194	463	TCU6_AXLEA_SPEED_VALUE
195	464	TCU6_AXLEB_SPEED_VALUE
205	243	TM5VCU_TM5MTF_DIAG_STAT
		SCU1_MTM_CMD
		SCU2_MTM_CMD

다. 한국형 고속전철 다중추진시스템 LV Logic 구성안

다중추진시스템의 구성과 관련된 제어사양안의 알고리즘은 대부분 TCU내의 소프트웨어에서 처리될 수 있도록 구성하고 관련 LV 로직과 Data Processing의 변경을 최소화 하는 형태로 추진되었으며, 이에 따라 다음의 LV- Logic 도면이 수정되었다.

- EC020325(Schematic Diagram for Motor Block Control)
- EC020331(Schematic Diagram for 670VDC Power Supply Control)
- EC020335(Schematic Diagram for MTF/Aux. Block Cooling Inv.1 Control of PC1/PC2)
- EC020336(Schematic Diagram for MTF/Aux. Block Cooling Inv.2 Control of PC1/PC2)
- EC020340(Schematic Diagram for MTF/Aux. Block Cooling Inv.2 Control of TM5)

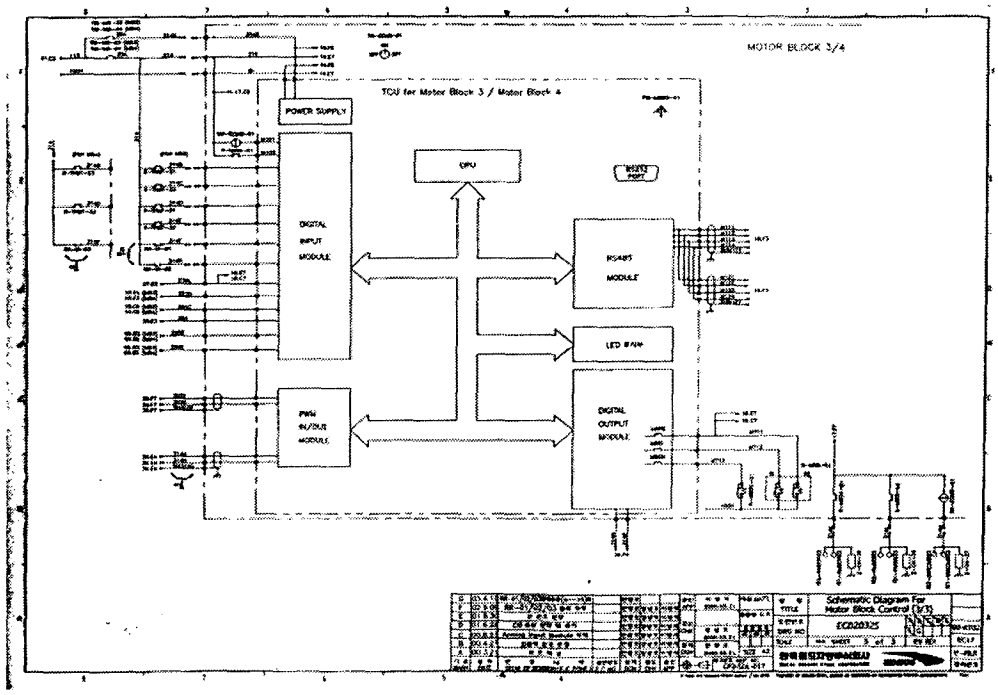


Fig. 3.3.5 TCU LV Logic diagram(EC020325)

그러나 다중 추진 모드를 구성하기 위하여 SCU와 TCU, TCU와 TGU 사이의 기본적인 데이터 교환이 필요하며 이 부분에 대한 추가는 필수적이다. Fig. 3.3.5는 TCU와 주변 기기들간의 LV logic 인터페이스 다이아 그램으로 이곳에 TGU와의 인터페이스를 위하여 추가되어야 할 릴레이 로직을 Fig. 3.3.6에 작성하였다. 관련 추가 신호들은 제어사양서에 기술된 내용을 만족시키며, 추가된 TCU의 각 입출력신호에 대한 설명은 다음과 같다.

○ 입력신호

- 다중추진모드 설정지령 (RRMTOP)
- 터빈발전정상운전신호 (TGOK)
- 다중추진시스템 중고장신호 (MTIS)

○ 출력신호

- 터빈발전시스템기동신호 (MTSTART)
- 다중추진모드 운행신호 (MTSOK)

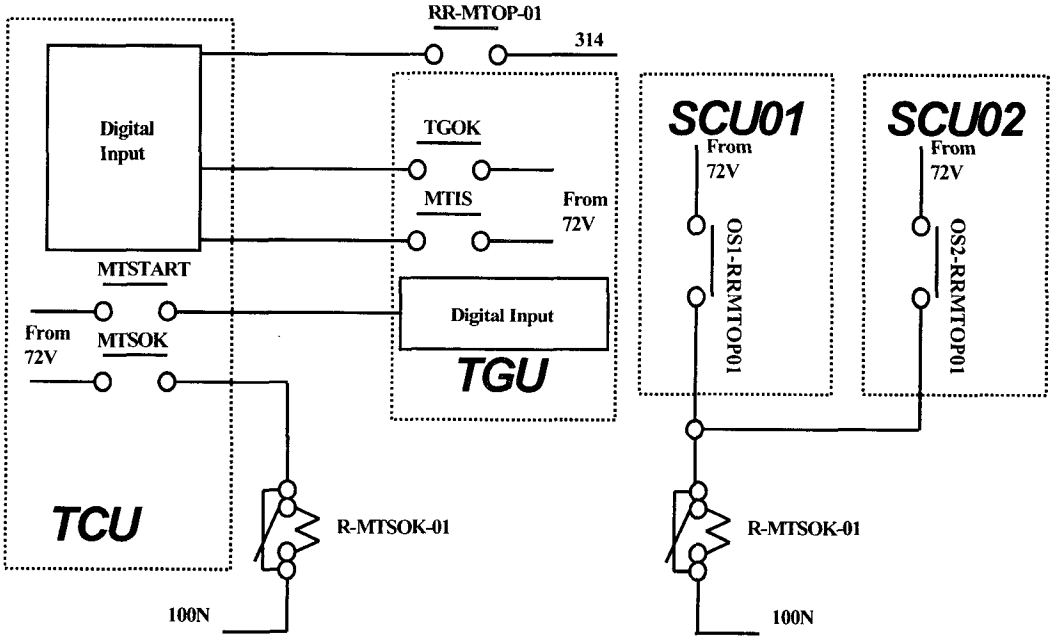


Fig. 3.3.6 다중추진모드 구성을 위한 추가 TCU LV Logic

Fig. 3.3.7은 670VDC 관련 LV Logic으로 현재 VVVF, CVCF, Battery 충전기의 동작 조건이 되는 릴레이 접점 R-MV-01의 구동조건에 대한 수정사항을 나타낸다. 현재 구성안과 같이 670VDC 보조블럭의 이상시 모든 관련된 보조전원장치의 동작조건이 해제되도록 구성되어 있으나 다중추진 모드로 동작하기 위해서는 다중추진모드구성시에는 정상 동작되도록 수정되어야 한다. 그로 인해 R-MTSOK-01 a 접점을 병렬로 구성하여 670VDC 컨버터의 입력 전압이 가선상황으로 인해 검지되지 않는 경우에도 다중추진 모드로 운전중에는 관련 보조전원을 정상상태로 인식하여 차질이 없도록 구성하였다.

Fig. 3.3.8과 Fig. 3.2.9는 주변압기와 보조블럭의 냉각용 컨버터와 관련된 부분으로 다중추진 모드 구성시 보조전원계통을 활성화 시킴에 따라 모든 관련 보조전원장치가 동작하더라도 사용되지 않는 변압기와 보조블럭의 냉각에 사용되는 VVVF 인버터는 동작할 필요가 없으며 R-MTSOK-01 b 접점을 직렬로 연결하여 사용되지 않도록 제어로직을 변경하였다.

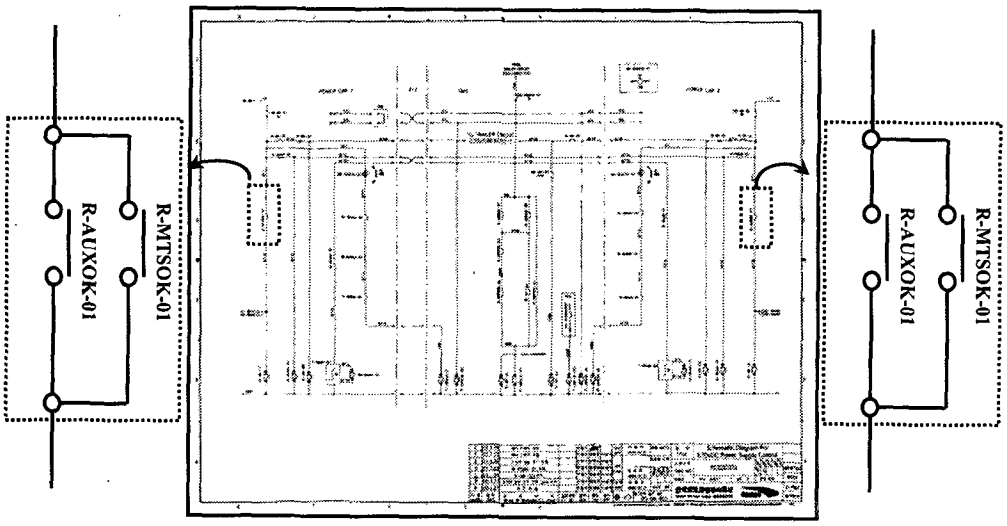


Fig. 3.3.7 670VDC 관련 LV logic 변경사항 (EC020331)

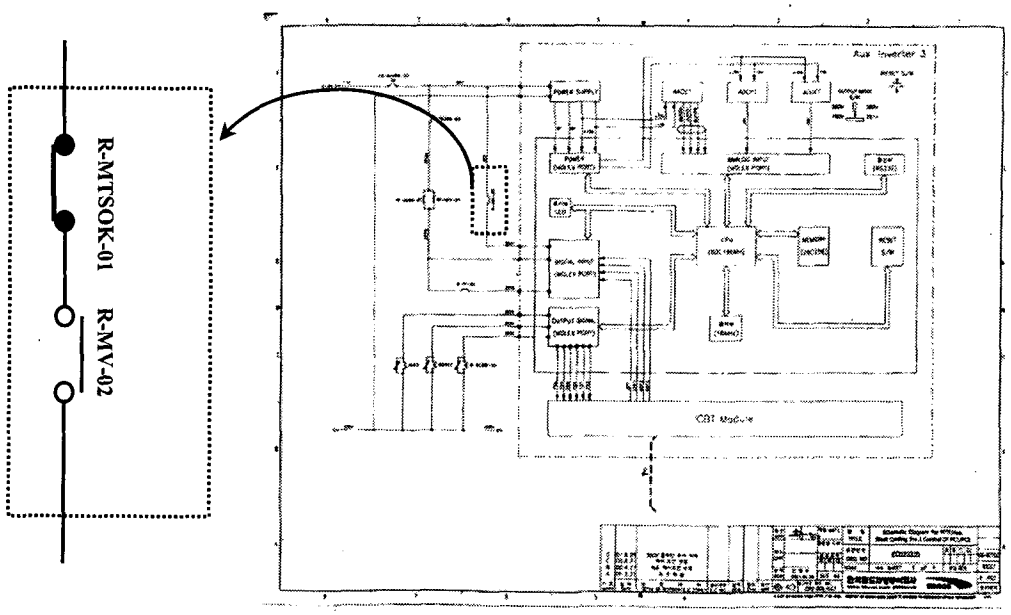


Fig. 3.3.8 PC1, PC2 변압기 보조블럭 냉각관련 LV logic
변경사항(EC020335,EC020336)

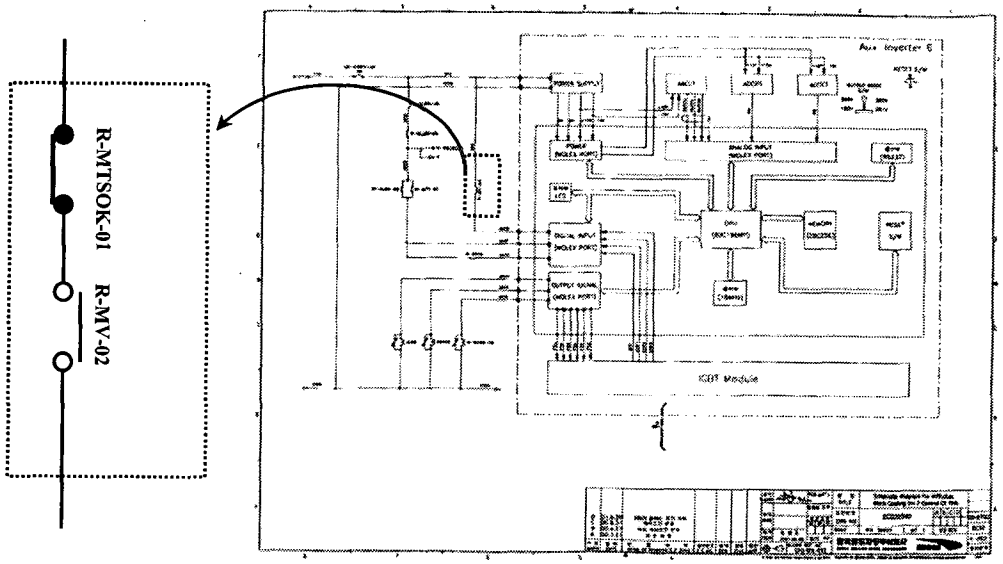


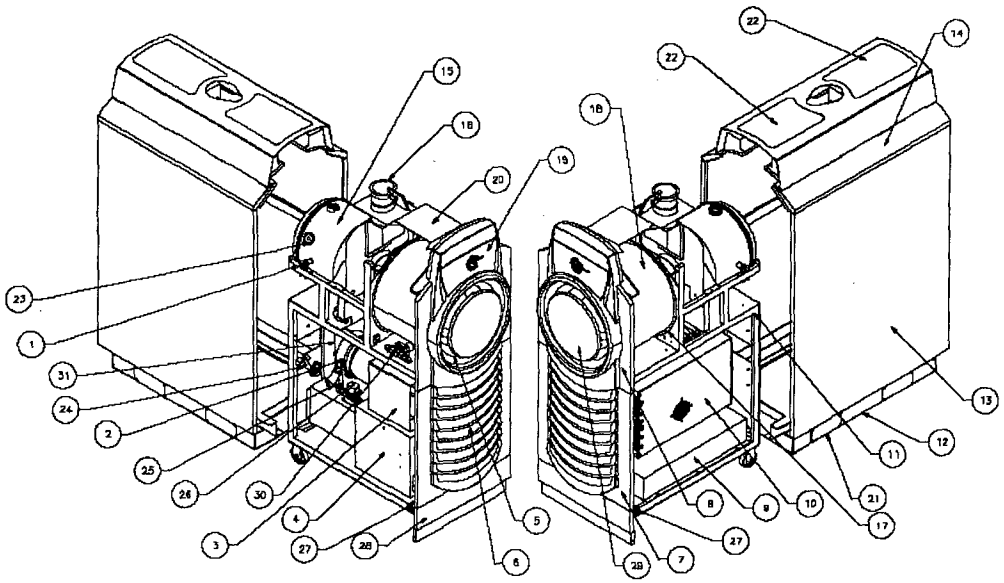
Fig. 3.3.9 TM5 변압기 보조블럭 냉각관련 LV logic 변경사항 (EC0203340)

제 4 절 마이크로 가스터빈 설치 및 성능시험

1. 마이크로 가스터빈 시스템 개요

3MW급 가스터빈을 이용한 다중추진 시스템의 운전특성을 살펴보기 위하여, 소형 가스터빈 (30 kW급)을 통한 모의 시험 용 마이크로 가스터빈을 설치 운용하여 시험을 수행하였다. 설치 운용된 마이크로 가스터빈은 미국 Capstone 사에서 제작된 30 kW 전력공급 용 발전 가스터빈으로 세계적으로 성능의 우수성을 인정받고 있다. 특징적으로 설치된 소형 가스터빈은 공기 베어링 기술을 채용하고 있어 장시간 운용할 수 있으며, 가스터빈 운용 시 윤활계통이 필요하지 않다는 특징을 갖고 있다. 따라서, 연료계통, 흡 배기 계통, 전력변환 계통, 부하저항 등으로 구성된다. Fig. 3.4.1은 설치된 마이크로 가스터빈의 구성 세부 항목을 보여준다.

마이크로 가스터빈 발전 시스템의 전체 구성은 그림에서도 나타나듯이, 너비 76 cm, 높이 169 cm, 길이 140 cm의 공간에 가스터빈, 흡 배기계통, 컨트롤러, 점화기, 베터리, 발전기 등을 포함한다. 연료는 백등유를 사용하며, 가스터빈 발전기 외부에 설치하여 화재 안전성을 갖도록 설치되었다. 가스터빈을 통하여 발전된 전기는 Load Bank에 장착된 열선에 의해 열에너지로 소모되며, 1 KW에서 30 kW까지 변화시키면서, 정상상태 모드와 비정상상태 모드에서의 전력공급 변화 특성과 가스터빈 압축기 및 터빈의 회전속도, 터빈의 출구 온도를 측정할 수 있도록 하였다.



1. Trunion 마운트
2. RFC 어셈블리
3. RFC 컨트롤러
4. 배터리 컨트롤러, 트랜지언트
5. 엔진 공기 흡입구
6. 전자회로 공기 흡입구
7. 흡입구 관벌 - 저위부
8. 흡입구 관벌 - 고위부
9. 배터리 팩, 트랜지언트
10. 컨트롤러 (DPC)
11. 카트
12. 베이스 인클로저
13. 판넬 인클로저(기본형)
14. 배기구 후드
15. MicroTurbine
16. 터빈 배기구 럭트/배기구 경
17. 냉방지 엔진 칸막이
18. 흡입구 공기 어셈블리
19. 디스플레이 판넬
20. 방수 칸막이
21. 포크 리프트 액세스(기본)
22. 배기구 럭트
23. 접화기 노스
24. 연료 서비스 루프 커넥션
25. 가드 레터
26. 전기스 연료 Shut-off
27. 카트 라치
28. 래치 액세스 판넬
29. 흡입구 콘
30. By-pass 밸브
31. 으사이터
그외 표시되지 않은 부품
32. 서비스 루프 - 전기
33. 서비스 루프 - 연료
34. Bypass 바기
35. 가스 연결부
36. 전기연결부
37. 연료 인적터
38. 접화기
39. 점화 케이블
40. UCB

Fig. 3.4.1 마이크로 가스터빈 구성도

2. 마이크로 가스터빈 시스템 제원

가. 마이크로 가스터빈 발전 시스템 계통

설치된 마이크로 가스터빈 발전 시스템의 계통 연결은 가스터빈 엔진을 중심으로 연료계통, 전기계통, 흡 배기계 등으로 되어 있으며, 이들의 계통 연결은 다음과 같다.

(1) 가스터빈

마이크로 가스터빈은 압축기, 터빈으로 구성된 엔진 본체와 컨트롤러, 에어 베어링, 리큐퍼레이터 등으로 구성된다.

(가) 가스터빈 운용 흐름도

Fig. 3.4.2은 마이크로 가스터빈 본체의 구성을 보여주는데, 터빈을 중심으로 연료와 공기의 공급과 발전기를 통한 전기에너지의 발생 그리고 제어, 보호회로, 커뮤니케이션 등의 가스터빈 발전 운용 흐름을 보여준다.

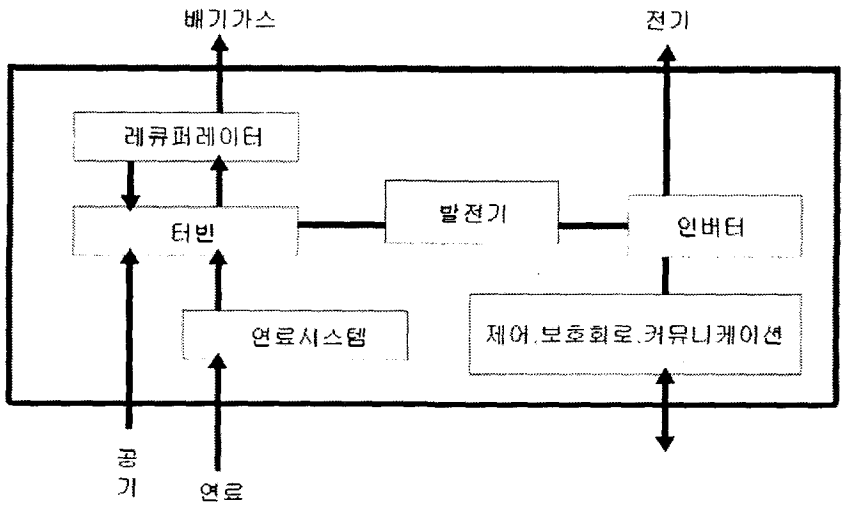


Fig. 3.4.2 마이크로 가스터빈 운용 흐름도

(나) 마이크로 터빈 엔진

Fig. 3.4.3은 마이크로 가스터빈 내부 압축기, 터빈, 연소기, 리쿠퍼레이터, 발전기 및 공기와 연료의 공급라인을 보여준다. 그림으로부터 흡입구를 통하여 공급된 공기는 압축기를 통하여 압축되고, 리쿠퍼레이터를 통해 예열된 후 연소실에서 연소한 후 높은 온도로 압축 팽창하여 터빈을 돌려주고 리쿠퍼레이터를 통과하면서, 압축공기를 예열시키고 배출된다는 것을 볼 수 있다. 한편, 그림에서 보여주는 Air Bearing의 존재는 최대 96000 rpm까지 고속회전으로 인한 과열 없이 압축기, 터빈을 회전할 수 있는 근거를 제공한다. 영구자석 발전기는 강력하게 유입되는 공

기에 의하여 냉각되며, 발전기의 출력은 교류전압, 교류전류의 형태이다. 또한, 발전기는 시동 및 Cool Down시 모터로 사용되기도 한다. Fig. 3.4.4는 이러한 C30 마이크로 가스터빈의 실제모습의 단면을 보여준다.

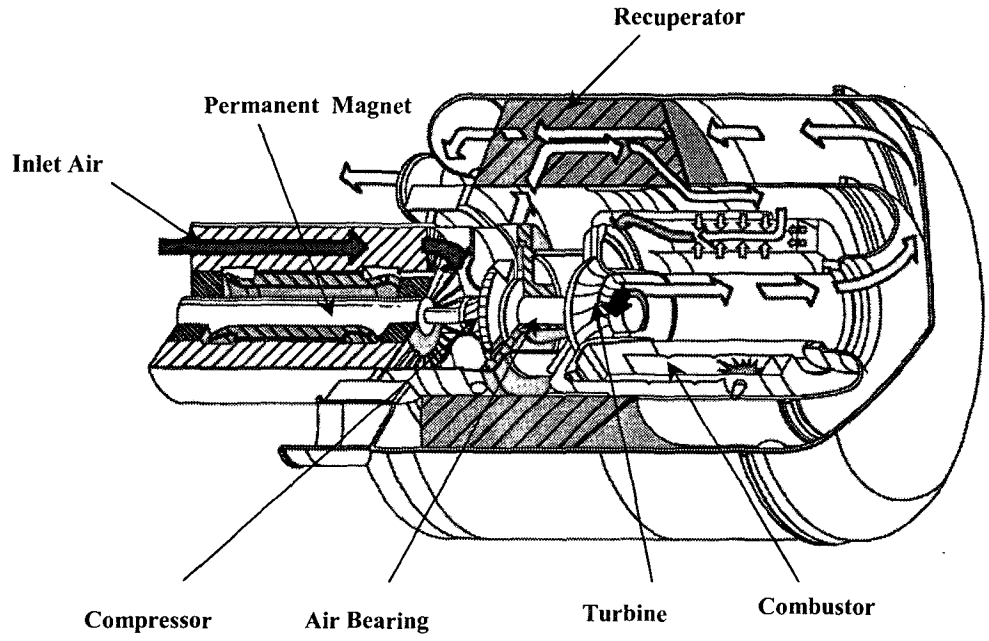


Fig. 3.4.3 마이크로 가스터빈 (C30) 작동 흐름도

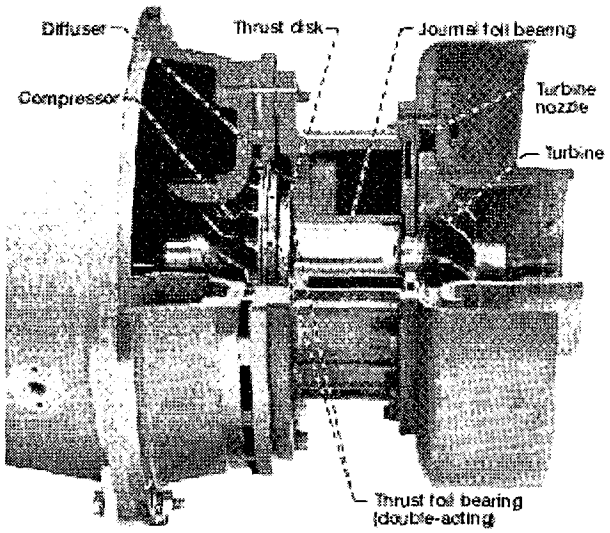


Fig. 3.4.4 마이크로 가스터빈 (C30) 해부도

(다) 컨트롤러

마이크로 가스터빈 및 서브시스템의 작동은 디지털 제어방식으로 통제되며, DPC (Digital Power Controller)는 발전기 단에서 생성된 가변주파수 AC 전력을 DC 전압으로 바꾸고 일정한 주파수의 AC 전류로 바꾸는 역할을 한다. 시동 점화 시 제어시스템은 가변 주파수 드라이브로 작동하고, 마이크로 가스터빈이 점화하고 터빈에서 생산된 전력이 사용 가능할 때까지 발전기를 회전시킨다. 또한, 쿨 다운 과정에서 마이크로 가스터빈 내부 및 리쿠퍼레이터 내부에 남아 있는 열을 제거하여 시스템 내부 부품을 보호하는 기능도 한다.

(라) 에어 베어링

Fig. 3.4.5는 터빈이 고속 회전 시 축으로부터 마찰을 받지 않는 에어 베어링을 보여준다. C30 마이크로 가스터빈의 경우 idle 운전모드에서 약 25000 rpm으로부터 최대 출력에서 96000 rpm으로 고속운전 하므로, 마찰열이 상당할 것이나, 에어 베어링을 사용함으로써, 직접적인 접촉을 피하여 마찰열을 없애는 기술이다. 에어 베어링은 마이크로 가스터빈의 신뢰성, 적은 유지보수 및 안전을 보장해 준다. 이러한 에어 베어링 기술을 통하여 부품의 간소화와 회전하는 부품들을 지지하기 위한 기존에 필요했던 액체 윤활유를 사용할 필요가 없다.

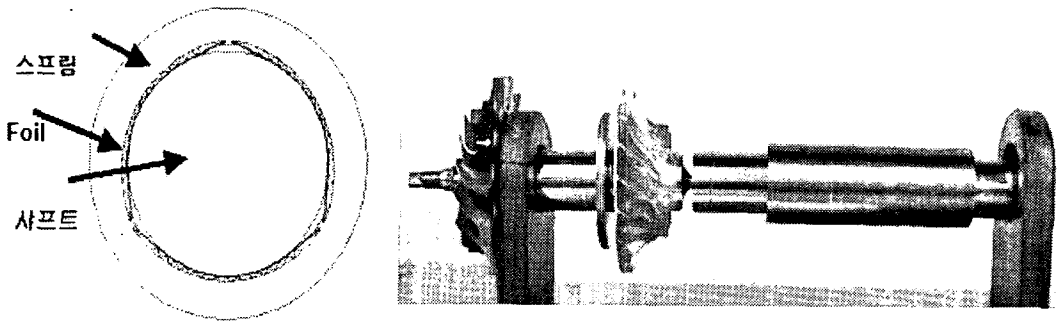


Fig. 3.4.5 에어 베어링

(마) 리쿠퍼레이터

Fig. 3.4.6은 터빈으로부터 배출되는 가스의 열을 사용하여 엔진의 효율을 높이는 리쿠퍼레이터를 보여준다. 리쿠퍼레이터에서는 연소된 배기가스와 연소전 흡입 압축 공기 사이의 열교환이 일어나는 곳이며, 시스템의 효율을 높여준다. 리쿠퍼레이터는 배기가스와 압축 공기 사이의 열전달을 상승시키기 위하여 열전도성이 높은 재질을 사용하며, 가능한 열접촉 면적을 늘리기 위하여 설계 되어 있으므로, 마이크로 가스터빈 구성품 중 가장 부피가 큰 부분이기도 하다. 한편, 배기가스와 압축공기의 상호 섞이는 것을 차단하여 압축공기의 신선한 공기가 연소실로 들어갈 수 있도록 하여야 한다.

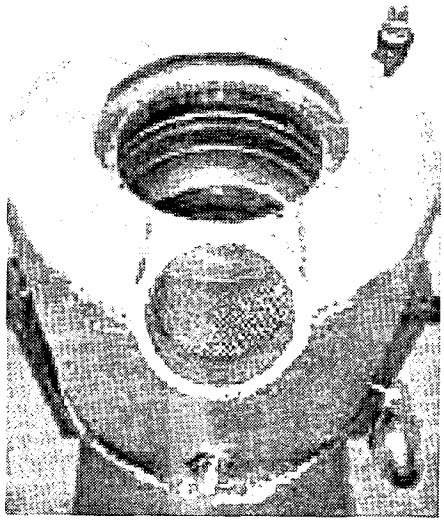


Fig. 3.4.6 리쿠퍼레이터

(2) 연료계통

마이크로 가스터빈에 연료을 공급하기 위하여, 연료 필터, 연료펌프, 브스터 펌프, RFC (Rotary Fuel Compressor) 펌프 등이 사용된다.

(가) 연료필터

가스터빈에 공급되는 연료는 먼저 필터를 거쳐 이물질 제거 후 엔진으로 유입되도록 되어있다. Fig. 3.4.7은 마이크로 가스터빈에 부착된 이러한 연료필터를

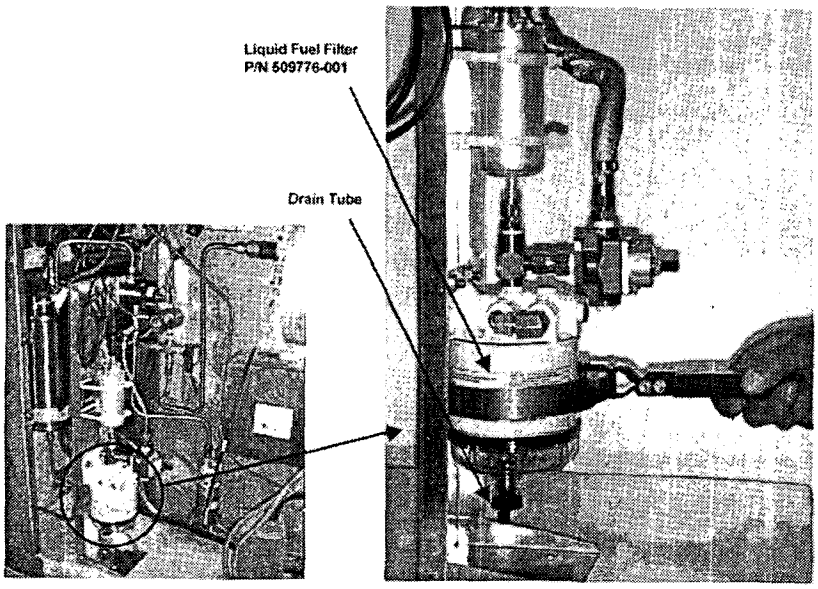


Fig. 3.4.7 액체연료 필터

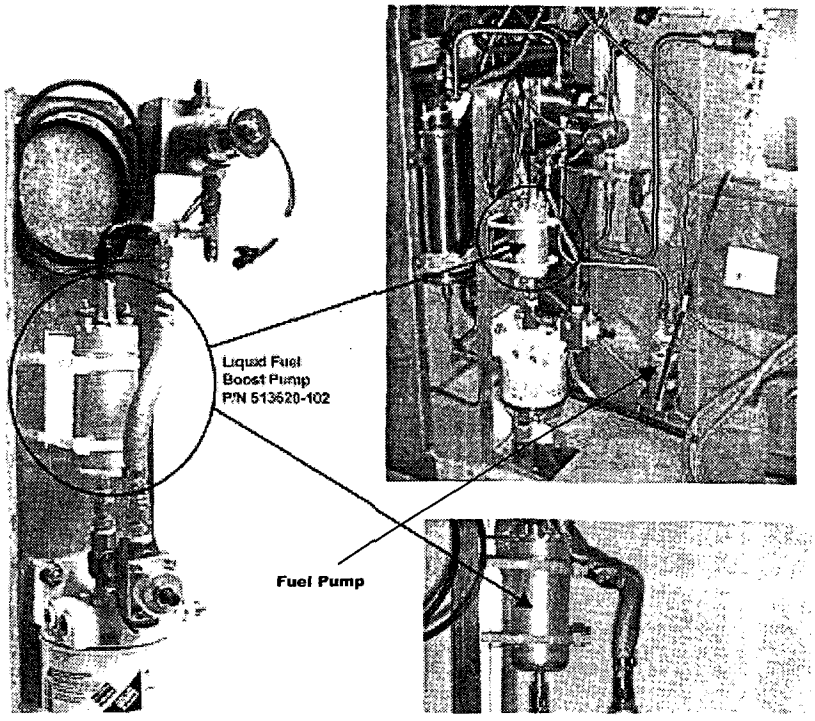


Fig. 3.4.8 연료 펌프 및 부스터 펌프

보여준다. 연료 탱크에서 공급된 액체연료는 먼저 연료 필터를 통하여 이물질이 제거되고 부스터 펌프를 통하여 가압된 후 가스터빈 연소실로 압송된다. 연료필터는 정기적으로 필터교체 작업을 해야하며, Fig. 3.4.7에서는 이러한 필터 교체 작업을 보여준다.

(나) 연료펌프 및 부스터 펌프

연료필터를 거친 연료를 가압하여 엔진으로 송출하는 펌프가 필요하며, Fig. 3.4.8에 나타나 있는 것처럼 연료필터 위로 부스터 펌프가 연결되어 있으며, 이를 가압하기위한 연료 펌프가 나타나 있다. 연료필터를 지난 액체 연료는 부스터 펌프에 의해 올려지고, 이를 연료펌프로 가압하여 Fuel Manifold로 압송된다. Manifold로 압송된 액체연료는 마이크로 가스터빈 연소실에 120도 간격으로 3곳에 분사가 일어나 연소되도록 되어있다.

(다) RFC (Rotary Flow Compressor)

RFC는 연료라인에 잔류하는 연료를 압축공기로 씻어내는 역할을 하며, Fig. 3.61.9와 같은 모양으로 되어있으며, 마이크로 가스터빈 운용 시 중요한 역할을 담당한다.

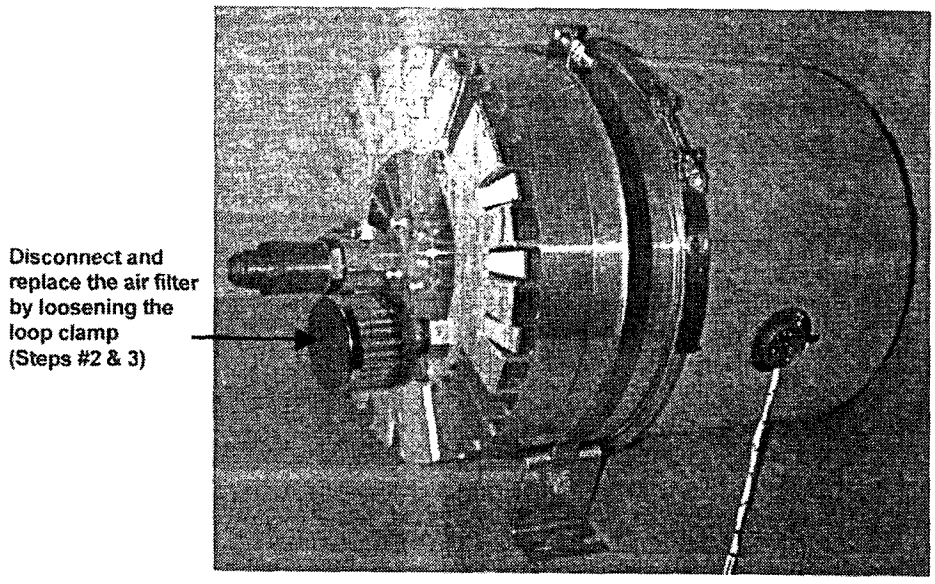


Fig. 3.4.9 RFC 실제모습

(3) 전기계통

마이크로 가스터빈에 장착된 발전기를 통하여 발전된 전기는 AC to DC Converter를 통하여 760 VDC 전압의 전기를 발생시키며, 여기에 DC to AC Inverter를 통하여 50/60 Hz 400~480 VAC 3상 전기를 발생하게 된다. Fig. 3.4.10은 이러한 전기의 변환 흐름을 보여준다. 발전기로부터 발생된 전기를 Fig. 3.4.10과 같이 변환시키기 위하여 DPC (Digital Power Control) 장치가 사용된다.

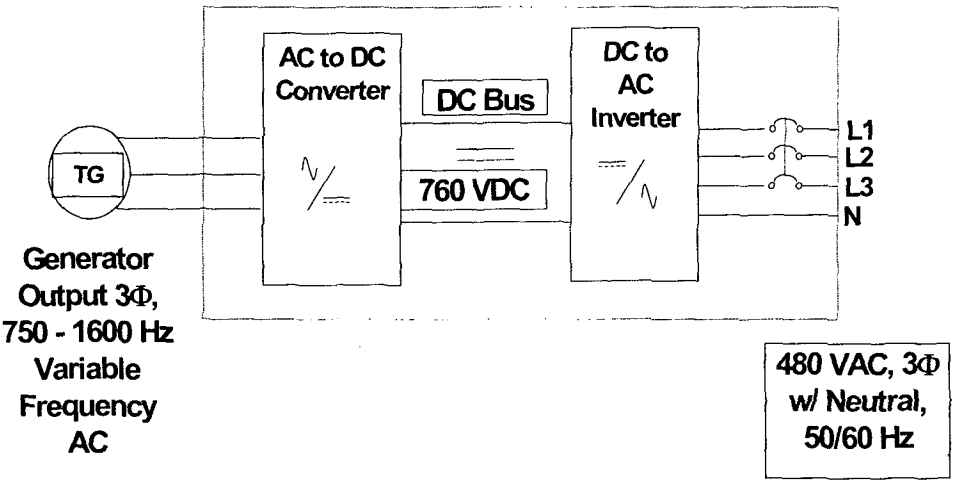


Fig. 3.4.10 가스터빈 발전 전기 계통도

DPC는 Control Board와 Clean Sin Wave를 발생시키는 Inductor 그리고, AC to DC Converter와 DC to AC Inverter, Brake Resistor, Pre Charge Board, Contactor 그리고 EMI Filter 등으로 구성되어 있으며, Fig. 3.4.11은 설치된 DPC 외관을 보여준다. Fig. 3.4.7에서 DPC로부터 생성된 3상 50/60 Hz 480 VAC 전기가 검정라인을 통해 DPC 외부로 나가고 있는 것이 관찰된다.

(4) 흡, 배기 계통

마이크로 가스터빈으로 흡입되는 공기는 먼저 공기필터를 통과하게 되며, 필터를 통과한 공기는 압축기로 압송되어 연소실로 유입된다. 또한, 연소된 가스는 터빈에 회전력을 제공하고 리쿠퍼레이터를 지나 배기구로 배출되는데, 리쿠퍼레이터를 지나는 가스는 약 270 °C 정도의 고온을 나타내므로 단열에 유의하여야 한다.

Fig. 3.4.12와 Fig. 3.4.13은 각각 공기필터와 배기가스 배기구를 나타낸다.

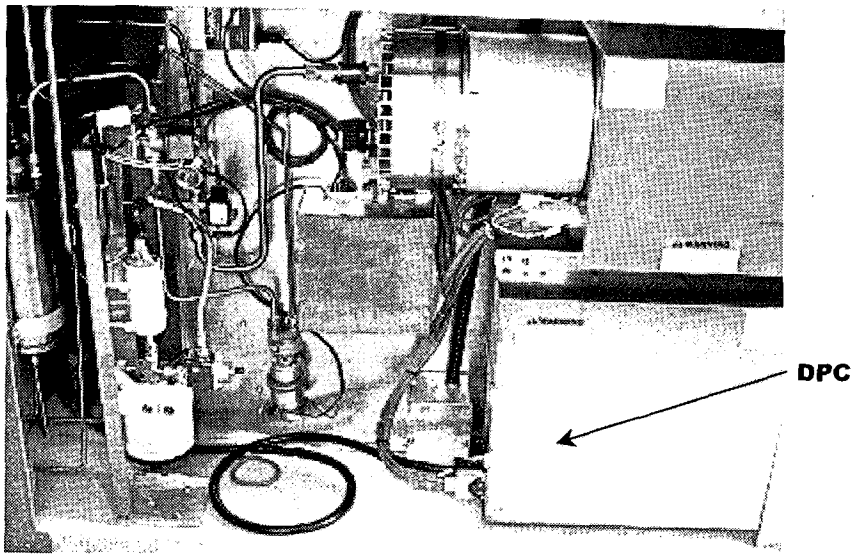


Fig. 3.4.11 가스터빈 C30 내부 DPC 모습

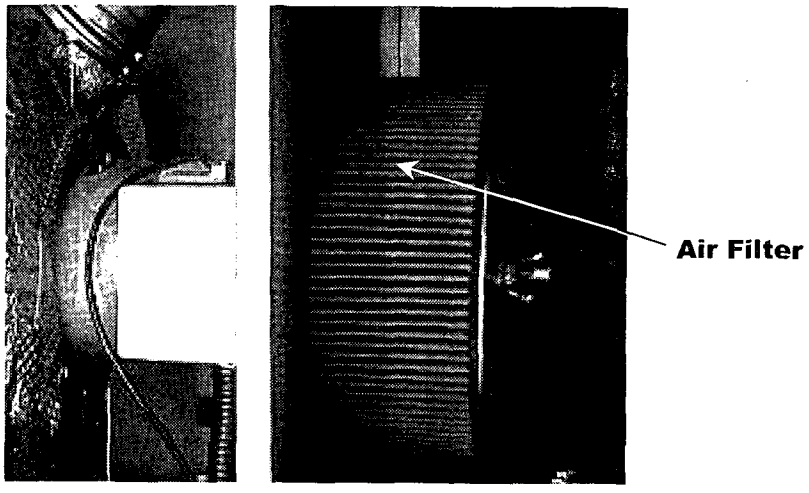


Fig. 3.4.12 가스터빈 C30에 설치된 공기필터

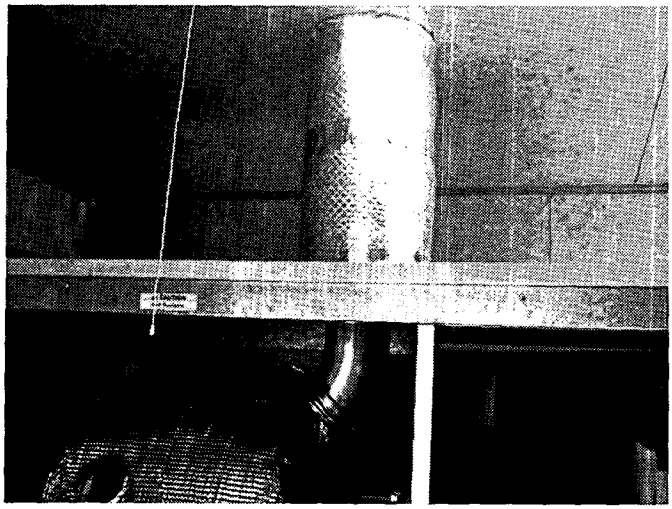


Fig. 3.4.13 마이크로 가스터빈 C30 배기구 단열처리 모습

(5) 기타

(가) Dump Valve

압축기의 압축공기를 배출해야할 때 이를 담당하는 밸브가 Dump Valve 이며, 이는 엔진의 과속을 방지하는 역할을 한다. 따라서, 엔진의 정상적 운전에 필수적인 장치이다. Fig. 3.4.14는 이러한 Dump Valve를 보여준다. 그림에서 Flexible Tube가 압축기로 연결되어있는 것이 관찰된다.

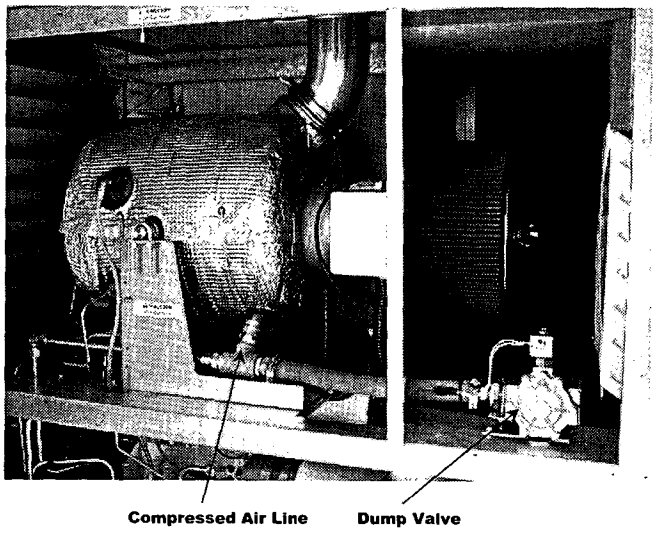


Fig. 3.4.14 마이크로 가스터빈 C30 Dump Valve 설치모습

(나) TET Thermocouple

터빈을 통과하여 배출되는 연소가스의 온도는 가스터빈의 출력을 그대로 반영하는 중요한 인자에 대한 정보를 제공한다. 즉, 터빈 출구 온도가 높으면 높을수록 출력은 크게 나타나며, 낮으면 낮은 출력을 나타낸다. 따라서, 터빈을 떠나는 연소가스의 온도를 측정할 필요가 있다. 그런데, 터빈을 떠나는 연소가스의 온도가 약 593 °C로 매우 높은 온도이므로 이에 맞는 적절한 열전대가 필요하며, 설치된 마이크로 가스터빈에서는 K-type 열전대가 사용된다. Fig. 3.4.15에서는 K-type 열전대와 가스터빈에 설치된 모습을 보여준다.

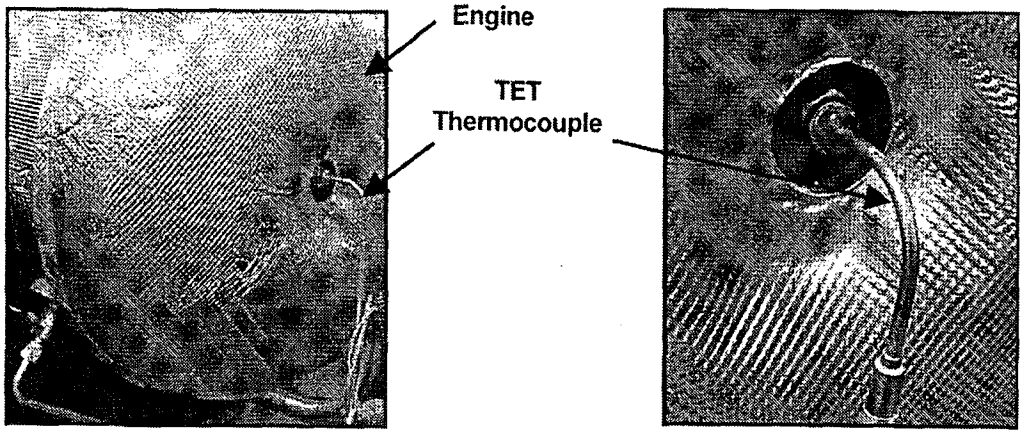


Fig. 3.4.15 마이크로 가스터빈 C30에 장착된 TET Thermocouple

나. 가스터빈 발전 시스템 작동

(1) 단독 운전 모드

현재 설치된 마이크로 가스터빈 발전 시스템은 단독운전 모드로 전력망과 연결되지 않고 단독으로 실험 운용되도록 되어있다. 단독운전 모드는 시스템을 on-off 시키는 것과 전력을 생산하고 중단하는 것 등의 작동 모드를 의미한다. 물론 이 과정 역시 자동설정으로 할 수 있다. Fig. 3.4.16은 마이크로 가스터빈 단독운전모드의 작업 순서를 나타내준다. 한편, 단독운전 모드의 특징은 다음과 같이 기술된다.

- 전력망에 관계없이 작동

- 사용자가 원하는 전압 및 주파수 설정
- 자동으로 사용부하에 따라 전력 수요 결정
- 마이크로 가스터빈 전압원
- 150-480 VAC 발생
- 유연성 높은 사용

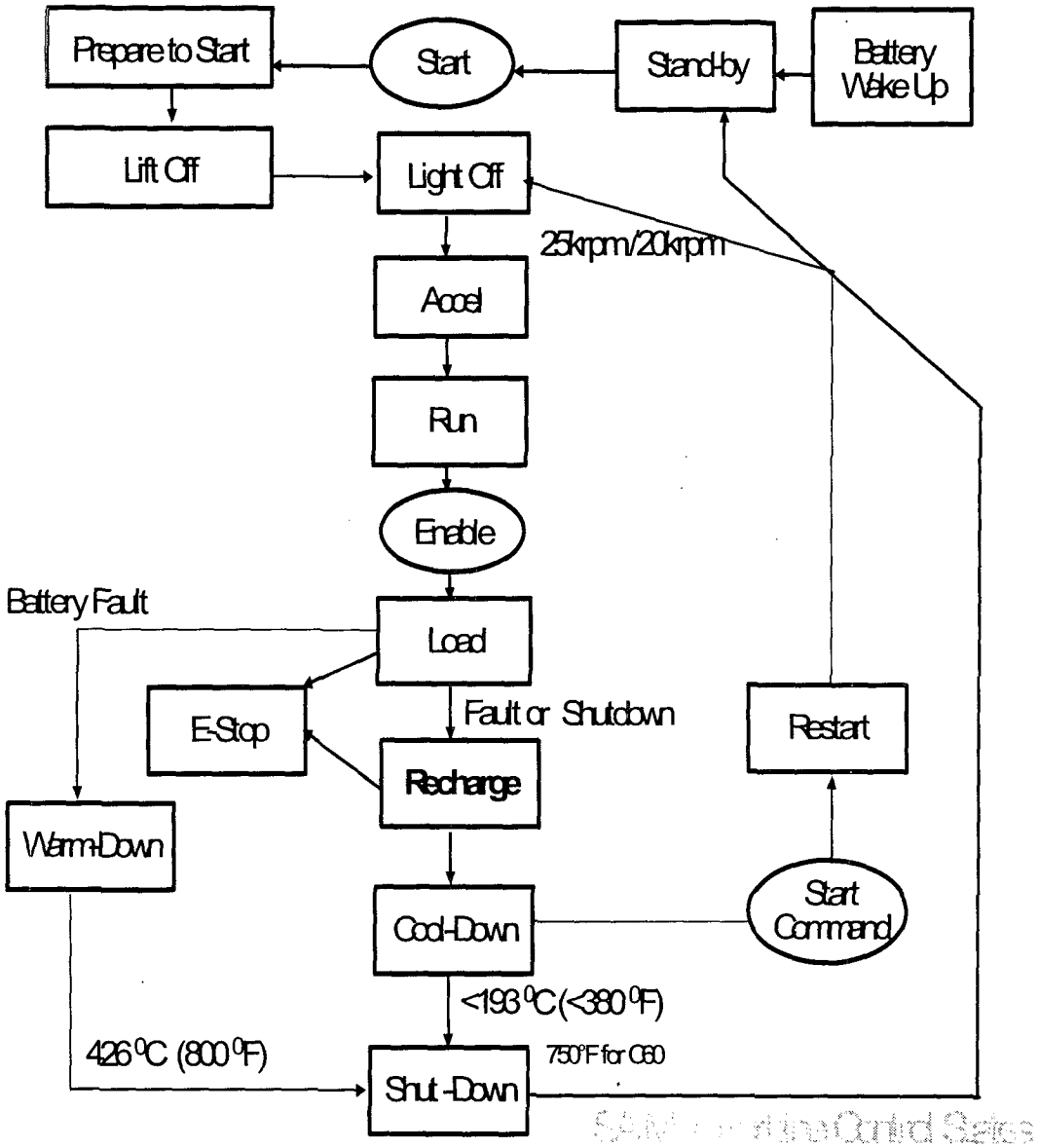


Fig. 3.4.16 마이크로 가스터빈 단독운전모드 작업 흐름도

(2) 운전 프로그램 (CRMS)

설치된 마이크로 가스터빈의 원격조정 및 운전 상태 모니터링을 위한 제어 소프트웨어가 CRMS (Capstone Remote Monitoring System)이다. 사용자가 직접 가스터빈의 운전을 명령할 수 있도록 제어판이 마련되어 있으나, 컴퓨터를 사용한 원격제어로 가스터빈의 운용제어를 CRMS를 사용함으로써 간단히 할 수 있다. CRMS는 Capstone 사가 자체 개발한 소프트웨어로써 마이크로 가스터빈의 내부 구성품의 물리상태를 모니터링 할 뿐 아니라, 실시간으로 관련 데이터를 받을 수 있도록 되어있다. 데이터 변화/전송은 자체 제작된 DAQ board로 이루어지며, RS-232 통신에 의하여 컴퓨터로 실시간 전달된다. 가스터빈의 터빈 출구온도, 압축기, 터빈의 회전속도 (rpm), 압축기 입구온도, 출력전압 및 전력, 연료계통의 펌프 압력 등 가스터빈 운전의 중요 인자들에 대한 실시간 모니터링 및 데이터 전송이 CRMS를 통하여 이루어진다. Fig. 3.4.17은 CRMS를 통하여 실시간 모니터링 되는 모습을 보여준다.

한편, Fig. 3.4.18은 CRMS를 통하여 선택할 수 있는 전송 데이터들을 나타내며, 이러한 선택을 통하여 최대 초당 4개의 데이터를 각각 전송 받아 저장할 수 있다.

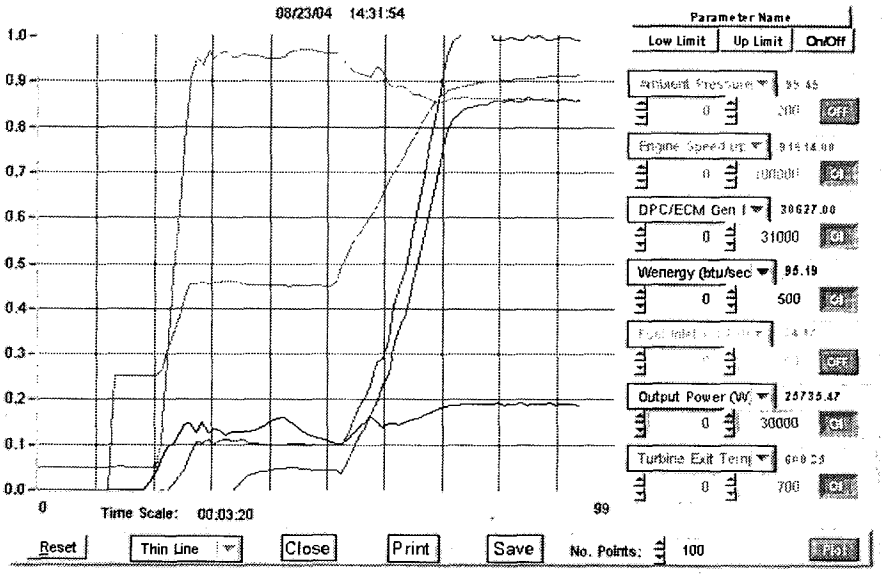


Fig. 3.4.17 마이크로 가스터빈 운전 실시간 물리량

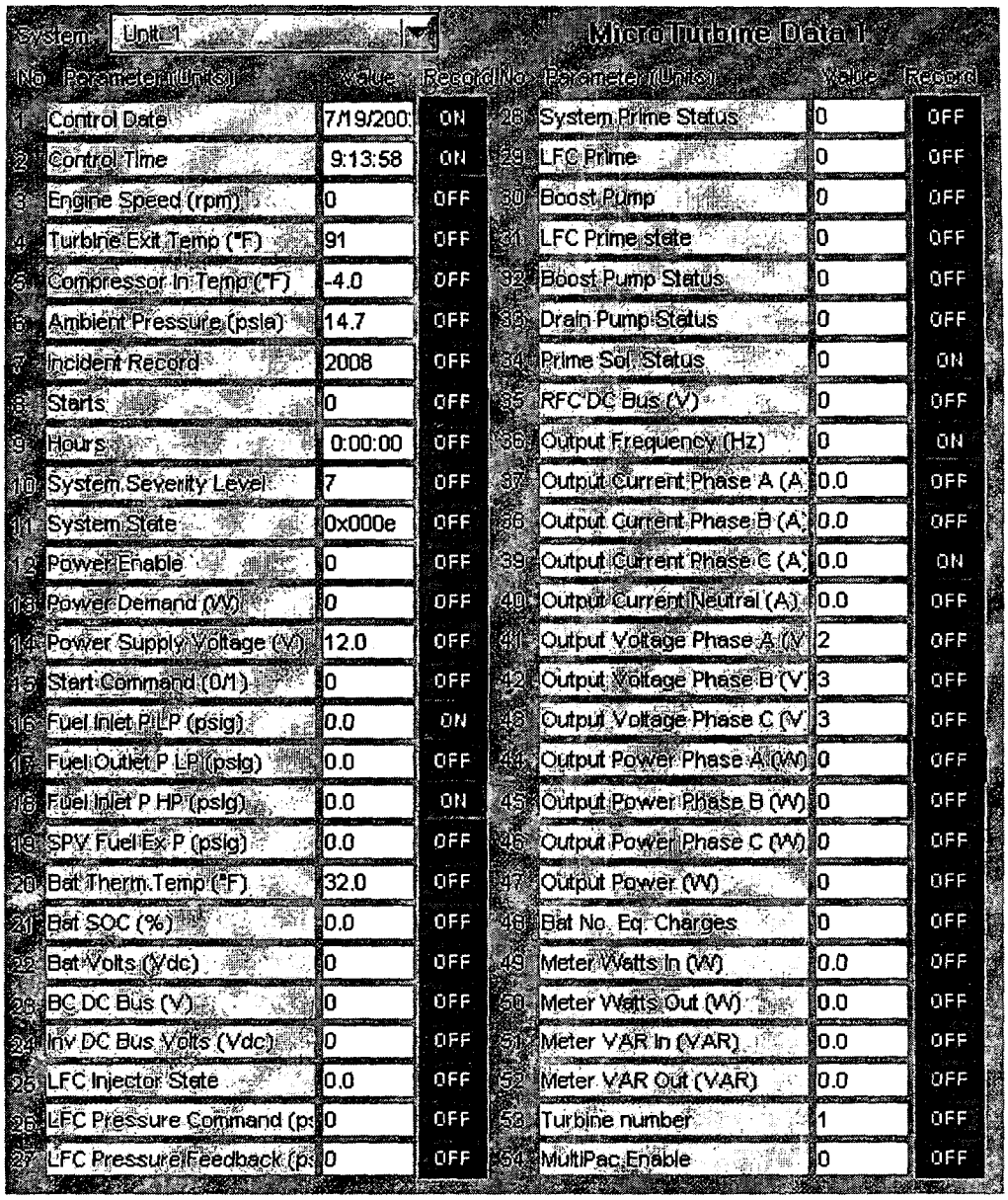


Fig. 3.4.18 CRMS 데이터 저장 선택 옵션

다. 마이크로 가스터빈 전 부하 운전 특성

설치된 마이크로 가스터빈 C30은 액체연료인 백등유를 사용하고 있으며, 50/60 Hz 3상 480 VAC 전압의 전기로 최대 30 KW의 전력을 발생시킨다. 최대 효율은 25 (±2)%이며, 작동온도는 -20°C에서 50°C에서 작동된다.

(1) 전기 특성

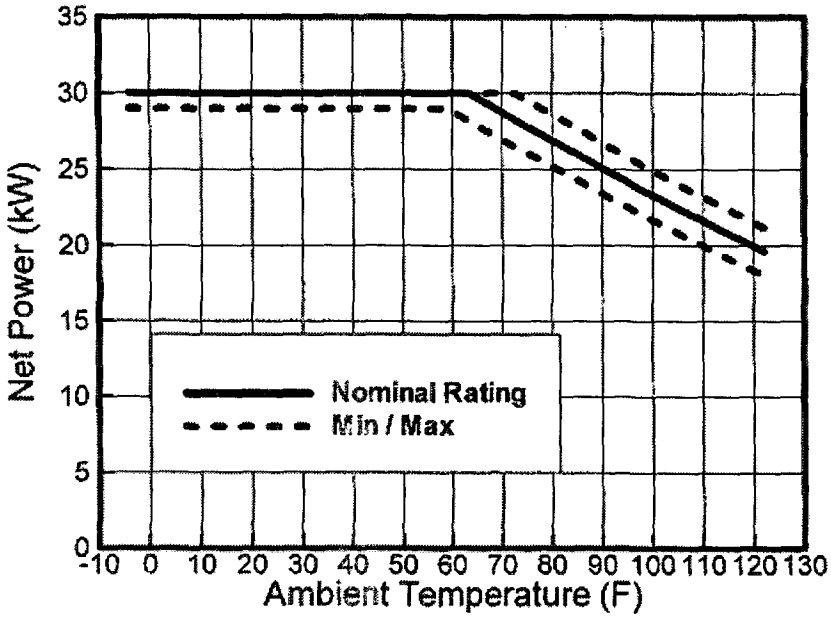


Fig. 3.4.19 마이크로 가스터빈 온도에 따른 출력변화

앞서 언급한데로, 설치된 마이크로 가스터빈은 단독운전방식으로 되어 있으며, 생성된 전기는 전 부하 및 부분 부하로 열 및 기타 에너지 형태로 소산된다. Fig. 3.4.19는 마이크로 가스터빈으로부터 발생되는 최소/최대 총 출력을 주위 온도의 함수로 나타내고 있으며, 대략 65 F 이상 되었을 때부터 출력이 감소함을 알 수 있다. 가스터빈 주위 온도에 따라 가스터빈의 출력이 영향을 받는 것은 가스터빈의 일반적 특성이다. 따라서, 온도에 따른 가스터빈 출력이 어떻게 변화하는가를 살펴보는 것은 중요하다. 또한, Fig. 3.4.20은 설치된 마이크로 가스터빈의 온도에 따른 효율을 나타내고 있는데, 주위 온도가 상승하면서, 가스터빈 효율이 완만하게 계속 감소하고 있는 것을 볼 수 있다.

(2) 연료공급 특성

설치된 마이크로 가스터빈 C30에는 액체 연료인 백등유를 사용하며, 미세 이물질을 거르는 필터를 통해 가스터빈 엔진에 공급한다. 사용 권장되는 백등유는 ASTM D975 Diesel Fuel No. 2-D 또는 ASTM D3699 Kerosene No. 1-K 등이다.

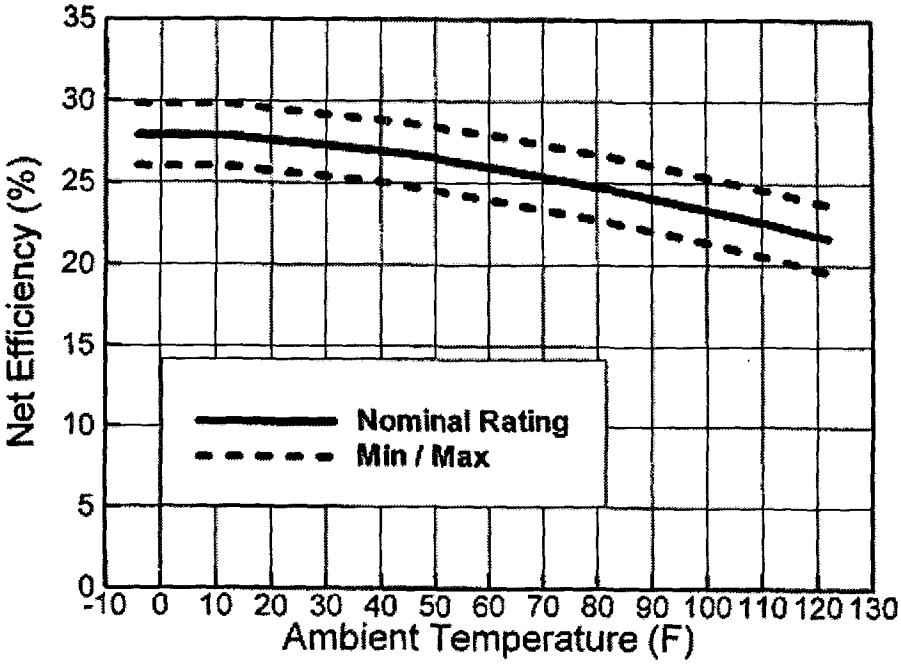


Fig. 3.4.20 마이크로 가스터빈 온도에 따른 효율변화

가스터빈 운용 시 사용되는 백등유는 최대 출력 약 30 KW에서 시간당 14 리터 정도 소요된다.

(3) 배기가스 특성

가스터빈에서 연소된 배기가스는 터빈을 빠져나와 리쿠퍼레이터를 통과하여 배출되는데, 터빈을 막 빠져나온 배기가스의 온도는 약 593°C이며, 리쿠퍼레이터에서 열을 방출하고 배기구를 통해 270°C 정도로 배출된다. 배출되는 배기가스는 소량의 NOx를 포함하는데 Table 3.4.1과 같이 LPG나 Landfill과 같은 가스연료에 비하여 다소 많은 양을 갖는다.

Table 3.4.1

Fuel/GT Model	LPG/C30	Landfill/C30	Liquid Fuel/C30
Normal Exhaust Gas Temp. (°C)	275	275	275
NOx Emission	<9 ppm V @15%O_2	<9 ppm V @15%O_2	<15 ppm V @15%O_2

(4) 공기흡입 특성

마이크로 가스터빈으로 유입되는 공기는 매우 중요한 역할을 한다. 우선, 유입된 공기는 터빈 발전용으로 연료를 연소하는데 사용되며, 터빈 컨트롤러의 전자장치의 냉각, 베터리 및 베터리 제어장치의 냉각 등에 사용된다. Table 3.4.2는 가스터빈에 유입되는 공기 유량을 나타내며, 엔진내부, 전자장치, 베터리 등으로 흐르는 공기유량을 보여준다.

Table 3.4.2

Model	Model C30 (LPG)	Model C30 (liquid fuel)
Engine Inlet Air Flow	283 liters/sec	283 liters/sec
Electronics Controller Inlet Air Flow	217 liters/sec	217 liters/sec
Rotary Flow Compressor Inlet Air Flow	123 liters/sec	123 liters/sec
Battery/Battery Controller Inlet Air Flow	118 liters/sec	118 liters/sec

(5) 소음 특성

마이크로 가스터빈의 소음은 최대출력에서 최대로 나타난다. 소음은 압축기로 흡입되는 공기에 의한 것과 터빈을 통과하여 배출되는 배기가스에 의하여 생성된다. 따라서, 흡, 배기 부분의 소음을 줄이기 위하여 흡음재 등을 사용하고 있으며, 10 m 거리에서 65 dB 이하의 소음을 나타내고 있다.

(6) 온도 특성

마이크로 가스터빈 온도에 대한 특성은 가스터빈 내부 배기가스의 온도분포와 가스터빈의 안정적 작동을 위한 주위온도의 유지를 들 수 있다.

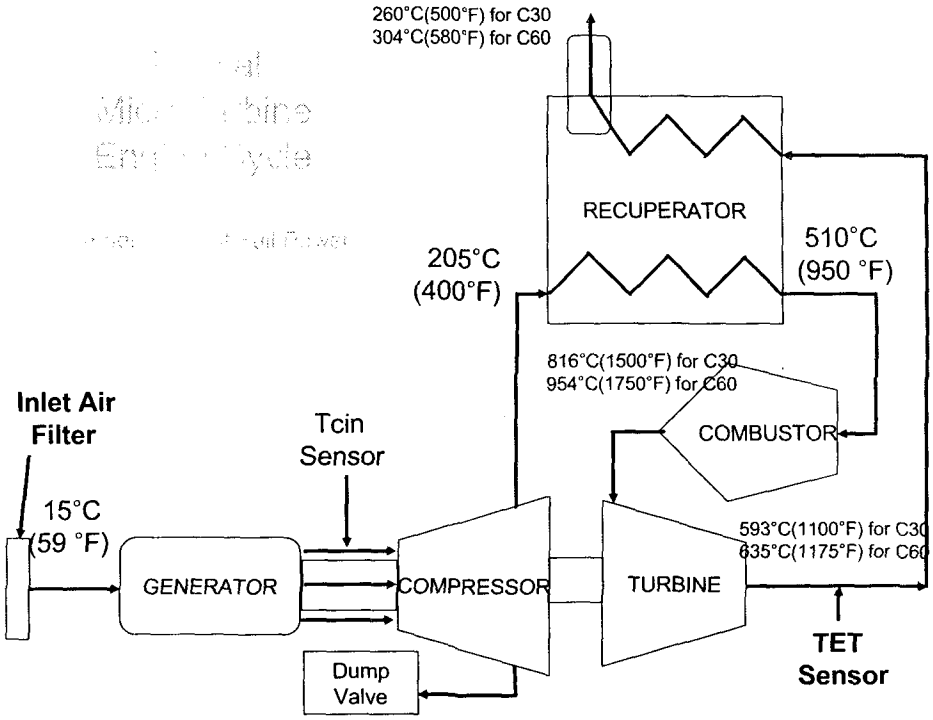


Fig. 3.4.21 마이크로 가스터빈 C30 내부 연소 배기가스 온도 특성

마이크로 가스터빈 내부 연소가스의 순환으로 인한 온도 특징은 Fig. 3.4.21에서 살펴볼 수 있는데, 약 15 ℃로 흡입된 공기는 연료와 함께 연소되어 터빈을 나갈 때 온도는 약 593 ℃ 정도로 나타나며, 리쿠퍼레이터 입구에서의 온도는 대략 510 ℃를 나타낸다. 이러한 배기가스가 리쿠퍼레이터에서 열교환이 이루어진 후 약 260 ℃로 배출된다. 또한, 마이크로 가스터빈을 운용하기 위하여 가스터빈 주위 온도 조건을 만들어 주어야 하는데, 대략 - 20 ℃에서 50 ℃ 사이에서 가스터빈 운용이 요구된다. 한편, 가스터빈 저장을 위한 온도 역시 중요한데, 대략 - 40 ℃에서 65 ℃ 범위를 벗어나지 않도록 하여야 한다.

3. 마이크로 가스터빈 시스템 설치

다중추진 시스템 운전 모의시험을 위한 마이크로 가스터빈 발전 시스템 구성은 가로 3 m, 세로 6 m, 높이 2.5 m의 크기를 갖는 컨테이너에 Capstone 사의 마이크로 가스터빈, 발전된 전기 에너지를 열에너지로 소산 시키는 부하저항기 및 1 KW에서 30 KW까지 부분 부하 저항을 가할 수 있도록 제작된 제어판넬, 그리고

제어용 컴퓨터 시스템을 설치하였다. Fig. 3.4.22는 컨테이너 내부에 설치된 마이크로 가스터빈, 부하저항기, 제어용판넬, 제어용 컴퓨터 및 전압강하용 T/R의 도식을 보여준다. Fig. 3.4.23은 컨테이너에 설치된 부하저항기, 제어패널, 컴퓨터 시스템을 보여주며, Fig. 3.4.24는 설치된 마이크로 가스터빈을 보여준다. 한편, Fig. 3.4.25는 컨테이너 외부에 설치된 열료탱크 및 연료필터, 펌프 등을 나타낸다. 그림에서 보듯이, 제어 컴퓨터 시스템을 통하여, 마이크로 가스터빈의 시동/운전/정지 등의 제어가 이루어지며, 마이크로 가스터빈으로부터 발생된 전기 (480 VAC)를 T/R을 거쳐 380 VAC로 낮추어 지고, Load Bank 히터를 통해 열에너지로 소산된다. 여기서, 전력조절패널은 1 KW에서 30 KW까지 마이크로 가스터빈에 부하의 변동을 통한 전력 발전량을 조절하게 된다.

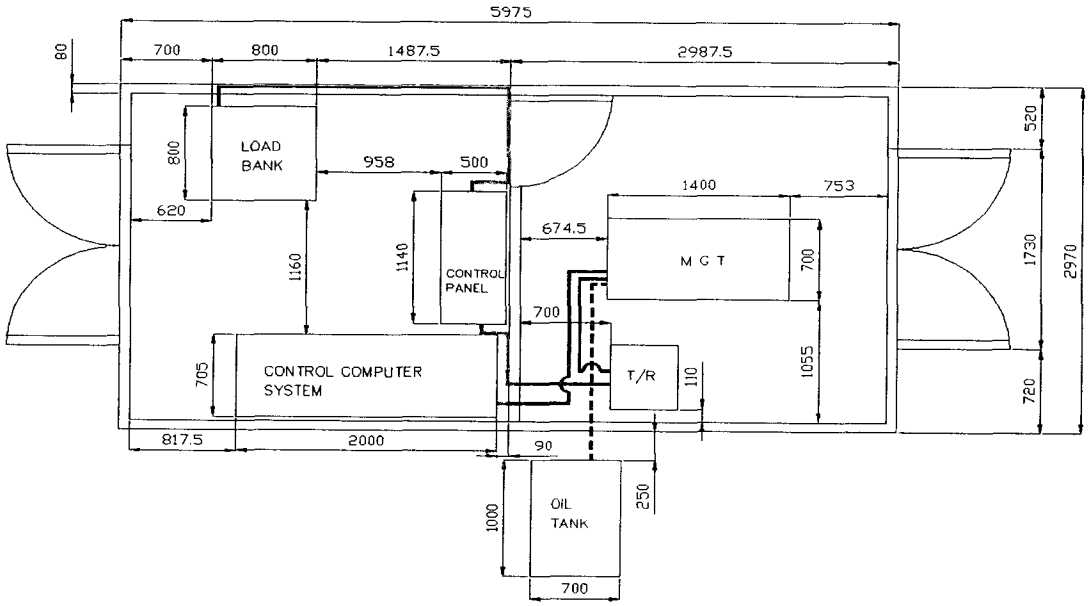


Fig. 3.4.22 마이크로 가스터빈 및 주변기기 설치도

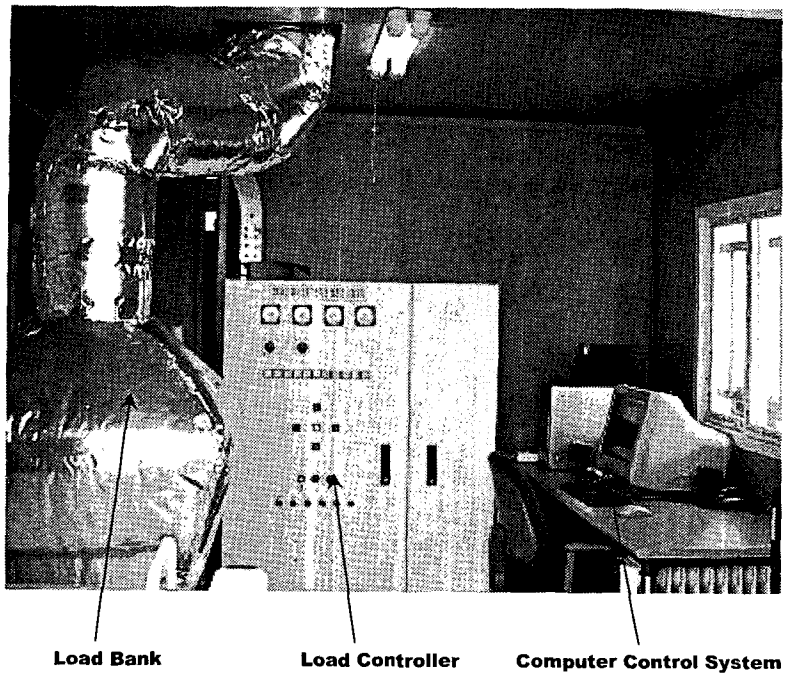


Fig. 3.4.23 부하저항기, 제어패널, 컴퓨터 제어 시스템

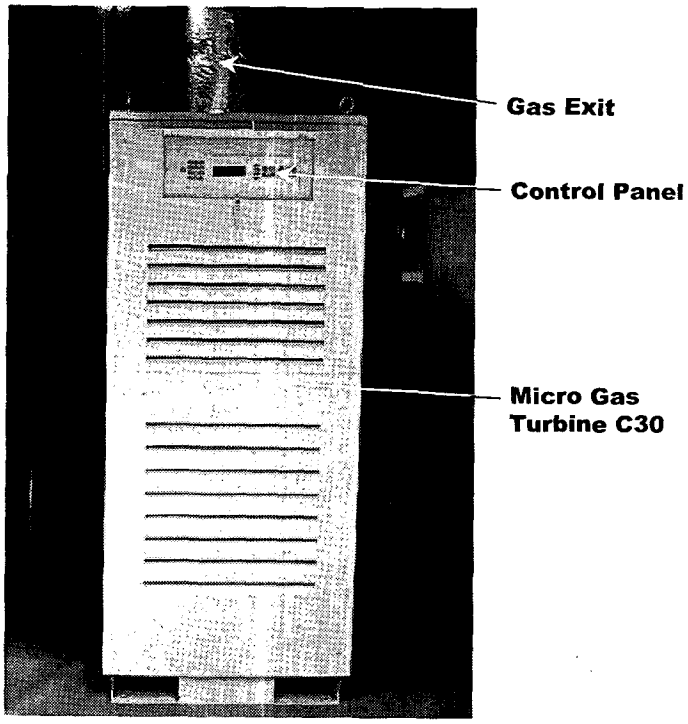


Fig. 3.4.24 설치된 마이크로 가스터빈 실제모습

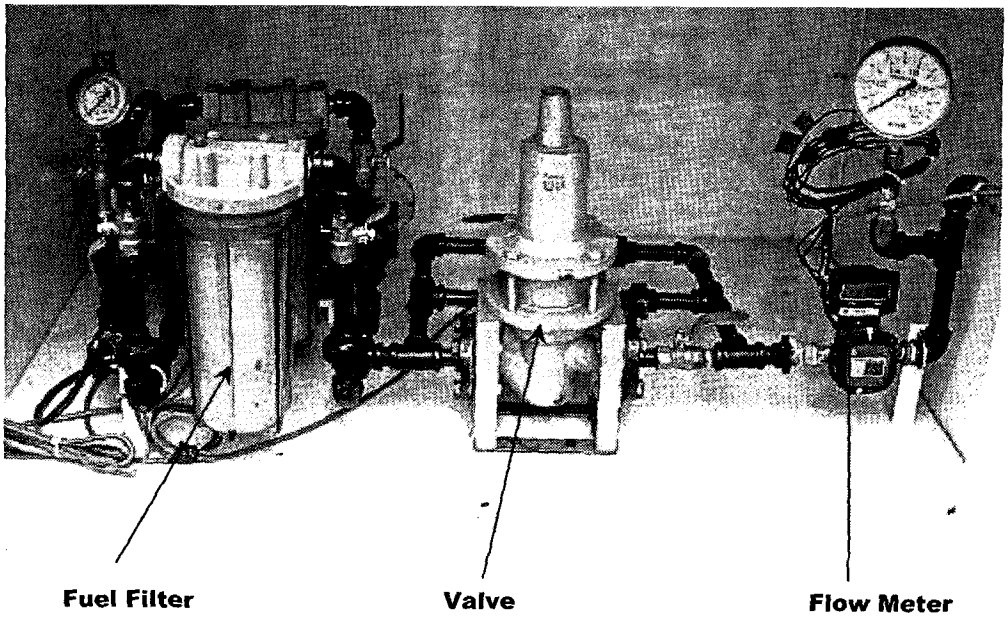


Fig. 3.4.25 액체 연료공급 필터, 밸브, 게이지 세트

가. 부하저항기

마이크로 가스터빈 발전 시스템으로부터 발생되는 3상 50/60 Hz, 480 VAC 전기는 T/R를 거쳐 3상 50/60 Hz 380 VAC로 전압 강하되어 부하저항기 히터에 연결되어 있다. 부하저항기 히터는 3상 380 VAC 1 KW 제원 5개와 3상 380 VAC 5 KW 제원 6개로 구성되어있다. 이러한 부하저항기 히터로 부하가 1 KW에서 30 KW까지 가스터빈 발전 시스템에 걸리게 되면, 마이크로 가스터빈 발전 시스템은 부하에 맞는 전력을 공급하기 위해 가속 또는 감속하게 된다. Fig. 3.4.26은 이러한 부하저항기 히터의 연결도를 보여준다.

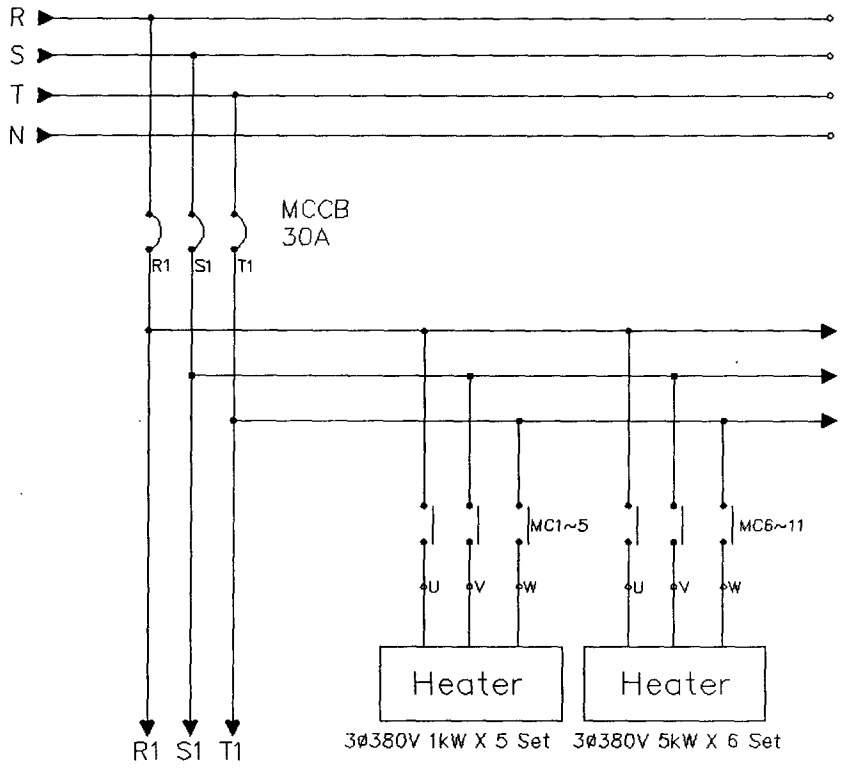


Fig. 3.4.26 부하저항기 히터 연결도

나. 제어패널

마이크로 가스터빈 발전 시스템 C30으로부터 발생되어 T/R을 지난 3상 50/60 Hz 380 VAC 전기는 부하저항기로 연결되어 열에너지로 소산되는데, Fig. 3.4.22와 같은 제어패널을 통하여 부하저항의 크기를 결정하게 된다. 이때, 부하저항의 크기는 1 KW에서 30 KW까지 1 KW 간격으로 부분 부하 형태로 주어지며, 주어진 부하저항에 대하여 마이크로 가스터빈 발전시스템이 어떻게 반응하는지를 살펴보게 된다. 부하저항에 대한 가스터빈의 반응은 정상상태모드와 비정상상태 모드로 구분되며, 비정상상태 모드의 경우 시간에 대한 가스터빈 발전의 응답속도를 찾는 것이 중요하다. Fig. 3.4.27에 나타난 제어패널은 컨테이너에 설치된 송풍기 및 연료계통에 설치된 각종 보조 펌프 등을 제어한다.

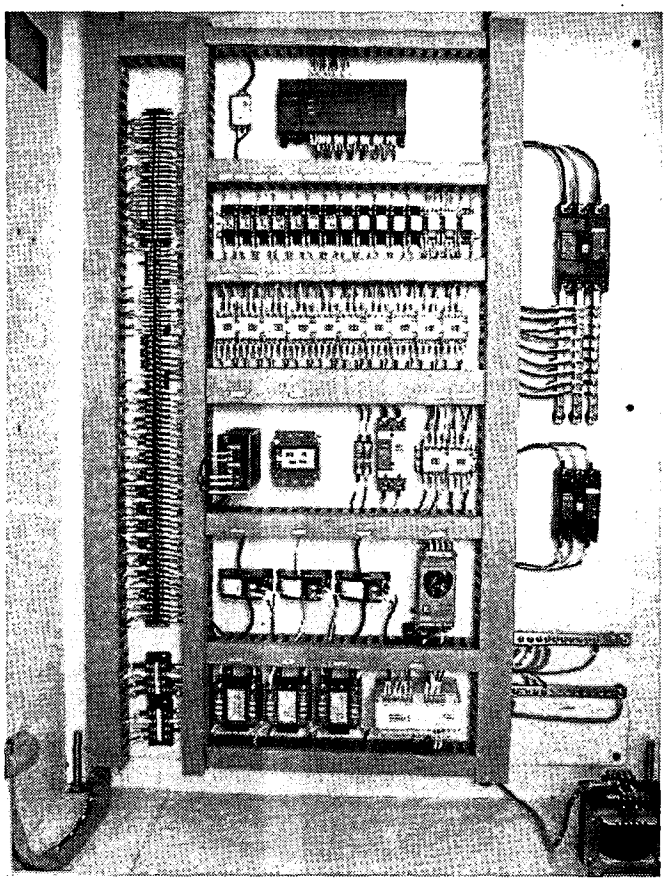


Fig. 3.4.27 제어패널 내부

다. 연료공급계통

마이크로 가스터빈으로 공급되는 액체연료는 몇 개의 밸브와 필터, 그리고 펌프로 가압되어 가스터빈으로 공급되도록 제작되었는데, 언급된 펌프는 가스터빈의 부스터 펌프의 작동에 문제 발생 시 동작하도록 하였다. Fig. 3.4.28은 이러한 액체연료 공급 흐름도를 나타내 준다. 흐름도에 보듯이, 여러 개의 밸브와 2개의 필터, 그리고 펌프로 구성되어 있으며, 연료 공급계통에 연료 유량 게이지를 연결하여 유량을 나타내도록 하였다. 앞서 나타낸 Fig. 3.4.25를 통해서 이러한 유량게이지의 실제 설치된 모습과 연료 필터, 밸브를 볼 수 있다.

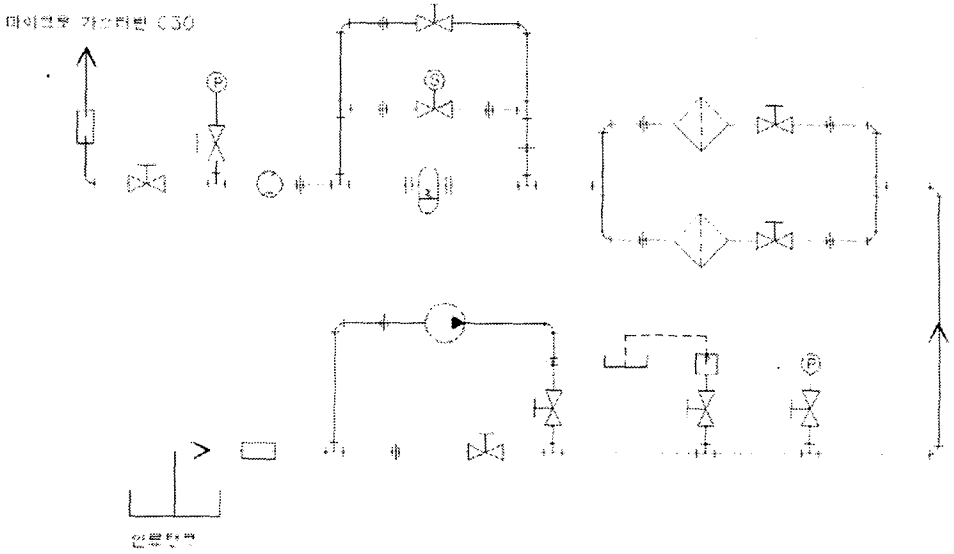


Fig. 3.4.28 가스터빈 액체연료 공급 계통도

라. 배기계통

터빈을 떠나는 연소가스는 가스터빈의 리쿠퍼레이터를 통해 압축공기를 예열하고 방출되게 되는데, 방출되는 배기가스는 온도가 약 260 ℃ 정도로 매우 온도가 높으므로 취급에 주의를 요구하며, 화재방지를 위하여 배기가스 배출구의 단열처리가 요구된다. Fig. 3.4.29에서는 이러한 배기구 단열 처리된 모습을 보여준다.

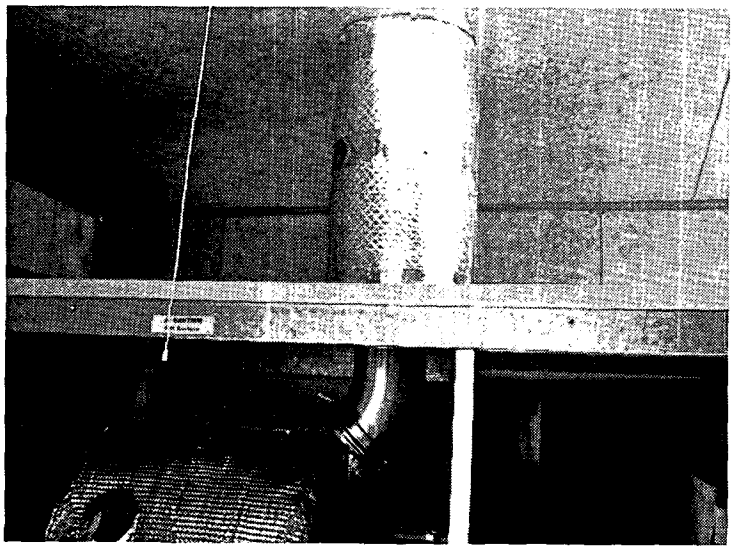


Fig. 3.4.29 마이크로 가스터빈 배기구

4. 마이크로 가스터빈 시스템 성능시험

다중추진 시스템의 가스터빈의 성능은 부가되는 부하에 대하여 전력 공급을 원활하게 하는지가 관건이며, 주어진 부하조건에 대하여 응답속도가 어떻게 나타나는지를 확인하는 것이다. 따라서, 제어패널과 부하저항기로부터 주어지는 부분부하에 대하여 가스터빈 발전시스템으로부터 전력공급이 정상, 비정상 모드에서 어떻게 나타나는지를 측정, 평가하는 것이필요하며, 이러한 결과들은 가스터빈을 고속전철의 다중추진 시스템에 설치 운용하는데 필요한 중요한 데이터를 제공하게 될 것이다.

가. 전력변환 성능

마이크로 가스터빈 발전 시스템으로부터 공급되는 전력을 부하저항기의 부하를 제어패널을 사용하여 대략 5 KW에서 30 KW까지 변화시키면서, 정상상태와 비정상상태에서의 가스터빈 발전 전력변환 성능을 살펴보았다. Capstone 사가 제공하는 원격조정 및 마이크로 가스터빈 모니터링 소프트웨어를 통하여, 실시간으로 제공되는 가스터빈 발전 전력량을 데이터 획득하여 전력변환 성능을 살펴볼 수 있었다. 데이터의 획득은 초당 4개의 Sample을 얻어 정상상태와 비정상상태 성능을 확인하였다.

(1) 정상상태

마이크로 가스터빈은 부하저항기로부터 부하를 일정하게 걸어 줄때, 정상상태로 전력을 공급하며, 시간에 따라 커다란 변동을 보이지 않는 것이 확인되었으며, 부하저항기의 히터가 가열될 경우 시간에 따라 Drift가 일어나 다소 공급전력이 줄어드는 현상을 확인할 수 있었다. Fig. 3.4.30은 부하를 5.2 KW에서 28.0 KW까지 단계별로 변화시킬 때 대략 5초 정도에서의 발전전력변동 데이터를 나타내고 있는데, 시간에 따라 발전전력의 변동이 거의 없이 일정하게 나타나고 있는 것을 볼 수 있다.

(2) 비정상상태

마이크로 가스터빈에 제어패널을 이용하여 부분부하 히터 저항을 걸어 줄때와 부분부하저항을 풀어 줄때, 순간적으로 (대략 2~6초이내) 가스터빈을 통해 얻어진 발전전기는 시간에 따라 비정상상태 거동을 경험하게 된다. 가스터빈 발전시스템의 외부 부하로 인하여, 전력을 올리게 될 때와 내리게 될 때, 공급전력이 안정화 상태로 도달하는데 걸리는 시간이 짧을수록 응답속도가 높은 것이며, 이러한 응답속도는 열차운행에 있어 매우 중요한 요소이다. 이러한 공급전력의 비정상 응답속도는 다중추진 시뮬레이터와 연계되어 열차운행 모의시험에서 보다 심도 깊게 다루어 질 것이다 (4차년도). 설치된 30 KW급 마이크로 가스터빈 C30의 외부 부하조건에 대한 전력공급 비정상 응답속도는 5 KW에서 30 KW 변화구간에서 대략 2~3초 사이로 나타나고 있어 비교적 양호한 것으로 판단된다. 이러한 비정상 응답속도는 상용 가스터빈의 경우 제작업체로부터 주어지는 것이지만, 가스터빈에 발전기를 연계할 때 응답속도를 조절할 수 있다.

(가) 5 KW에서 10 KW구간

Fig. 3.4.31은 부하저항기 히터 부하를 제어패널을 통해 5.2 KW에서 10.2 KW로, 그리고 9.7 KW에서 5.2 KW로 전력을 변화시킬때 시간에 따른 가스터빈 발전 전력의 변화 추이를 나타내주고 있으며, 부하가 커질 때 비정상 응답속도 (A)로, 부하가 작아질 때 비정상 응답속도 (B)로 각각 나타내었다. (A)와 (B)는 각각 2.25초 정도로 비교적 작은 시간에 안정화 되는 것을 확인할 수 있으며, 구간 중간에 몇 번의 일정구간을 거쳐 정상상태에 도달하게 된다는 것을 알 수 있다.

(나) 10 KW에서 15 KW구간

Fig. 3.4.32는 부하저항이 비정상적으로 9.9 KW에서 14.8 KW로, 그리고 14.2 KW에서 9.8 KW로 변화할 때, 시간에 따른 가스터빈 발전전력의 변화를 보여주고 있으며, 비정상 응답속도 (A)와 (B)는 서로 유사하게 나타타나며, 대략 2.25초 정도에서 정상상태로 안정화되는 것을 확인 할 수 있는데, 앞서 5 KW에서 10 KW구간에서와 유사한 결과를 보여준다. 한편, 정상상태로 도달하면서 몇 차례의 일정구간을 경험하는 것을 볼 수 있다. 이러한, 불연속적인 일정 전력구간의 존재와 반응응

답속도는 시뮬레이터 모의시험 시 직접적인 영향을 줄 것으로 예상된다.

(다) 15 KW에서 20 KW구간

Fig. 3.4.33은 부하저항이 14.3 KW에서 19.2 KW로, 그리고 18.7 KW에서 14.2 KW로 순간적으로 변화할 때, 시간에 따른 가스터빈 발전전력의 비정상상태 변화를 보여주며, 발전전력의 비정상 응답속도 (A)와 (B)는 대략 2.25초 정도로 비교적 짧은 시간에 정상거동 하는 것을 알 수 있다. 15 KW에서 20 KW 구간 역시 순간적 부하의 변동에서, 정상상태로 도달하면서, 일정 전력구간이 불연속적으로 나타나고 있는 것이 관찰된다.

(라) 20 KW에서 25 KW구간

Fig. 3.4.34에서는 부하저항이 19.0 KW에서 23.8 KW로, 그리고 23.2 KW에서 18.7 KW로 순간 변화할 때, 시간에 따른 가스터빈 발전전력의 비정상상태 변화를 보여주며, 비정상 응답속도 (A)와 (B)는 서로 유사하며, 대략 2.25초 정도 이후 정상거동 하는 것을 관찰할 수 있다. 이 구간 역시 일정 구간에서의 불연속적 전력공급이 존재함을 알 수 있다.

(마) 10 KW에서 20 KW구간

앞서 언급된 결과들에서는 약 5 KW 정도의 부하저항 변동이 순간적으로 주어질 때, 가스터빈 발전전력의 비정상 거동을 살펴보았다. 따라서, 부하저항이 5 KW보다는 큰 약 10 KW 순간적으로 변동할 때 어떻게 가스터빈 발전전력이 변화하는지를 살펴보았다. Fig. 3.4.35는 부하저항이 순간적으로 9.7 KW에서 19.3 KW로, 그리고 18.7 KW에서 9.7 KW로 변화할 때, 시간에 따른 가스터빈 발전전력의 변화는 어떠한 형태로 나타나는지를 보여주며, 비정상 응답속도 (B)가 (A)보다 약간 빠르게 나타나는 것이 관찰된다. 즉, 부하가 순간적으로 주어질 때는 부하변동 크기가 대략 5 KW인 구간에서와 같이, 응답속도가 대략 2.25 초 이나, 부하가 순간적으로 사라질 때는 부하변동 크기가 작은 5 KW 구간에서 보다 약 1 초 정도 빠르게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

(바) 20 KW에서 30 KW구간

Fig. 3.4.36은 부하가 순간적으로 10 KW 정도 주어지거나, 제거될 때의 가스터빈 발전전력의 비정상 거동을 나타낸 것으로, 부하가 18.7 KW에서 28.5 KW로, 그리고 27.7 KW에서 18.7 KW로 변화할 때, 시간에 따른 발전전력의 변화를 보여준다. 앞서 10 KW에서 20 KW 구간에 언급한 것처럼, 부하가 걸릴 때는 약 2.25초의 비정상 구간이 존재하며, 부하가 순간적으로 제거될 때는 약 1.25 초 정도로 부하변동 폭이 좁은 5 KW 내외 인 경우보다 작게 나타나는 것이 관찰된다.

나. 가스터빈 회전속도 변화 특성

마이크로 가스터빈 발전 시스템에 부하의 크기가 대략 5 KW에서 30 KW까지 구간에서 5 KW 혹은 10 KW 정도의 순간적 부하변동을 줄때, 가스터빈의 회전속도의 정상상태 혹은 비정상상태 변화를 살펴보았다. 가스터빈 회전은 곧 가스터빈 주변 장치, 즉, 연료계통, 흡입계통, 배기계통 등과 직접적으로 연관되므로, 부하변동으로 인한 가스터빈의 회전속도 변화를 모니터링하는 것은 가스터빈 자체의 물리적 변화를 관찰하는 것과 같다.

(1) 정상상태

설치된 마이크로 가스터빈 C30 압축기, 터빈의 회전속도는 초기 idle 운전에서 약 25000 rpm 그리고 30 KW 부근에서 약 96000 rpm 정도 정상상태 운전을 보여준다. Fig. 3.4.37은 부하가 커질 경우 정상상태에서의 압축기, 터빈의 회전속도를 시간에 따라 나타낸 것이며, 거의 일정한 값을 갖는 것을 볼 수 있다. 부하가 가중됨으로 가스터빈의 발전전력이 커지게 되면, 자연히 압축기로 공급되는 공기의 양이 증가해야 하므로, 압축기 회전수는 증가해야만 한다. Fig. 3.4.38은 부하가 커짐으로 가스터빈 발전전력이 커질 때 압축기, 터빈의 회전속도의 증가를 보여주며, 대략 발전전력 15 KW 부근을 기준으로 비선형적 거동이 나타남을 보여준다.

(2) 비정상상태

마이크로 가스터빈 압축기, 터빈의 회전속도의 비정상 거동을 살펴보기 위하여, 대략 5 KW에서 30 KW 크기의 부하 구간에서 부하를 주거나 부하를 제거하는 부하변동에 따른 가스터빈 발전전력을 변화시키면서, 시간에 따른 가스터빈 압축

기, 터빈의 회전속도가 어떻게 변화하는지를 살펴보았다. 압축기와 터빈의 회전속도 비정상 거동은 가스터빈으로부터 공급되는 발전전력의 비정상 거동에 비하여 다소 더 많은 시간이 소요되는 것이 실험을 통해 나타났으며, 대략 3~6초 정도의 시간의 비정상상태 거동을 지나 안정화 되는 것을 확인할 수 있었다.

(가) 5 KW에서 10 KW구간

Fig. 3.4.39는 부하를 5.2 KW에서 10.2 KW로, 그리고 9.7 KW에서 5.2 KW로 변화시킬 때 시간에 따른 터빈의 회전속도 변화 추이를 나타내고 있으며, 부하를 걸어줄 때 보다는 부하를 낮출 때, 회전속도의 비정상 구간이 길어진다는 사실을 확인할 수 있다. 그림으로부터 터빈의 회전속도는 5 KW에서 10 KW 구간에서 대략 60000 rpm에서 72000 rpm 정도 나타나는 것을 확인할 수 있다. 부하를 걸어줄 때 비정상상태를 지나 정상거동하기 위해 필요한 시간은 대략 2.25초 정도 소요되는 것을 알 수 있으며, 부하를 5 KW 정도 낮출 때 정상거동하기 위해 필요한 시간은 대략 5~6초 정도 소요되는 것을 확인할 수 있다.

(나) 10 KW에서 15 KW구간

Fig. 3.4.40은 부하가 9.9 KW에서 14.8 KW로, 그리고 14.2 KW에서 9.8 KW로 순간 변화할 때, 시간에 따른 터빈의 회전속도 변화 추이를 나타내고 있으며, 부하가 순간 높일 때 부하를 낮출 때 보다, 회전속도의 비정상 구간이 길어진다는 사실을 확인할 수 있다. 그림으로부터 부하의 크기가 대략 10 KW에서 15 KW 범위일 때, 터빈의 회전속도는 대략 77000 rpm에서 88000 rpm으로 나타난다. 부하를 약 5 KW 정도 낮출 때 비정상 구간을 지나 정상거동하기 위해 필요한 시간이 대략 2.25초 정도 소요되는 것을 확인할 수 있으며, 부하를 순간적으로 높일 때 정상거동하기 위해 필요한 시간은 대략 4.25초 정도 소요되는 것을 알 수 있다.

(다) 15 KW에서 20 KW구간

Fig. 3.4.41은 부하저항을 14.3 KW에서 19.2 KW로, 그리고 18.7 KW에서 14.2 KW로 순간 변화시킬 때, 시간에 따른 터빈의 회전속도 변화 추이를 나타내고 있으며, 부하를 낮출 때 보다 부하를 높일 때, 터빈의 회전속도의 비정상 구간이 길어진다는 사실을 확인할 수 있다. 터빈의 회전속도는 부하를 낮출 때 정상거동하

기 위해 필요한 시간이 대략 2.25초 정도 소요되며, 부하를 증가할 때 정상거동하기 위해 필요한 시간은 대략 5~6초 정도 소요된다는 것을 확인 할 수 있다.

(라) 20 KW에서 25 KW구간

Fig. 3.4.42는 부하저항을 19.0 KW에서 23.8 KW로, 그리고 23.2 KW에서 18.7 KW로 순간 변화 시킬 때, 시간에 따른 터빈의 회전속도 변화 추이를 나타내고 있으며, 대체적으로 90000 rpm을 넘는 고속 회전하는 것을 알 수 있다. 부하를 낮출 때와 부하를 순간 높일 때, 터빈의 회전속도는 대략 4~6초 정도 비정상상태 구간을 지나 안정화 되는 것을 확인할 수 있다.

(마) 10 KW에서 20 KW구간

Fig. 3.4.43은 부하저항을 9.7 KW에서 19.3 KW로, 그리고 18.7 KW에서 9.7 KW로 순간변화 시킬 때, 시간에 따라서 터빈의 회전속도 변화 추이가 어떻게 나타나는지를 보여주고 있는데, 부하를 낮출 때와 부하를 높일 때, 터빈 회전속도의 비정상상태 거동이 대체적으로 유사하며, 순간 부하변동 이후 대략 5~6초 정도 시간이 지난 다음 안정화 되는 것이 관찰 된다.

(바) 20 KW에서 30 KW구간

Fig. 3.4.44는 부하가 18.7 KW에서 28.5 KW로, 그리고 27.7 KW에서 18.7 KW로 순간 변화할 때, 시간에 따라 터빈의 회전속도 변화 추이를 나타내고 있으며, 부하가 낮아질 경우와 부하가 증가할 경우 모두 회전속도의 비정상 구간이 유사하게 나타나고 있는 것을 관찰할 수 있으며, 부하변동이후 터빈 회전속도의 비정상 거동시간이 대략 3초 정도이며, 그 이후 안정화 되는 것을 관찰 할 수 있다.

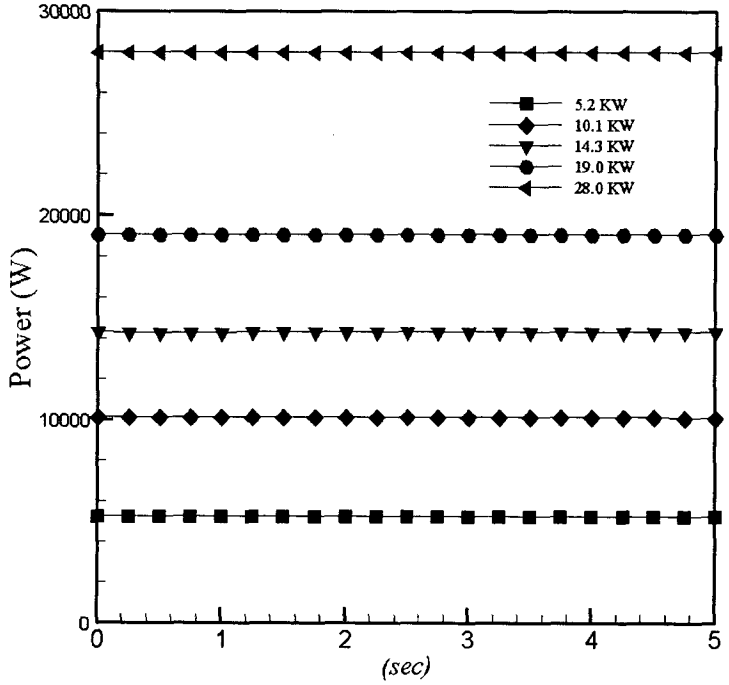


Fig. 3.4.30 부하증가에 따른 정상상태 발전전력

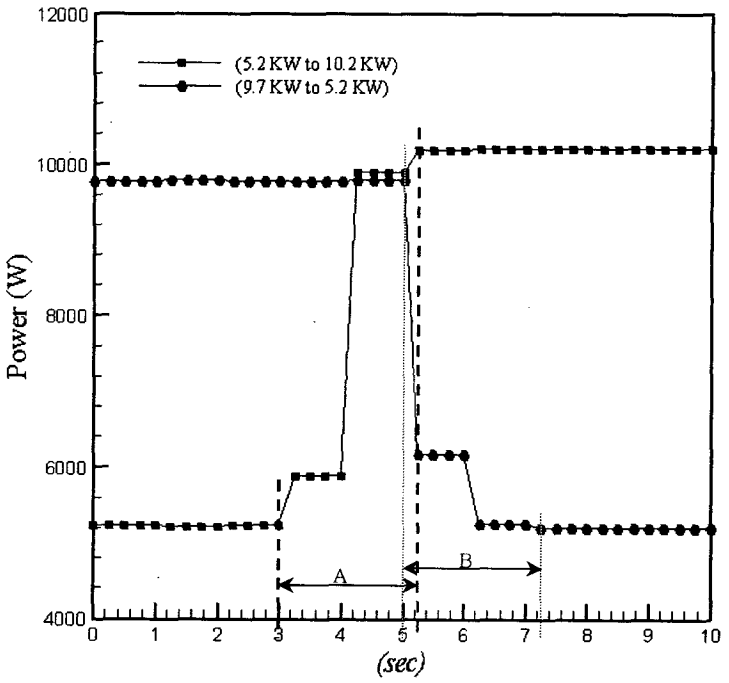


Fig. 3.4.31 부하저항 순간 변동에 따른 발전전력의 변화

(5 KW ~ 10 KW)

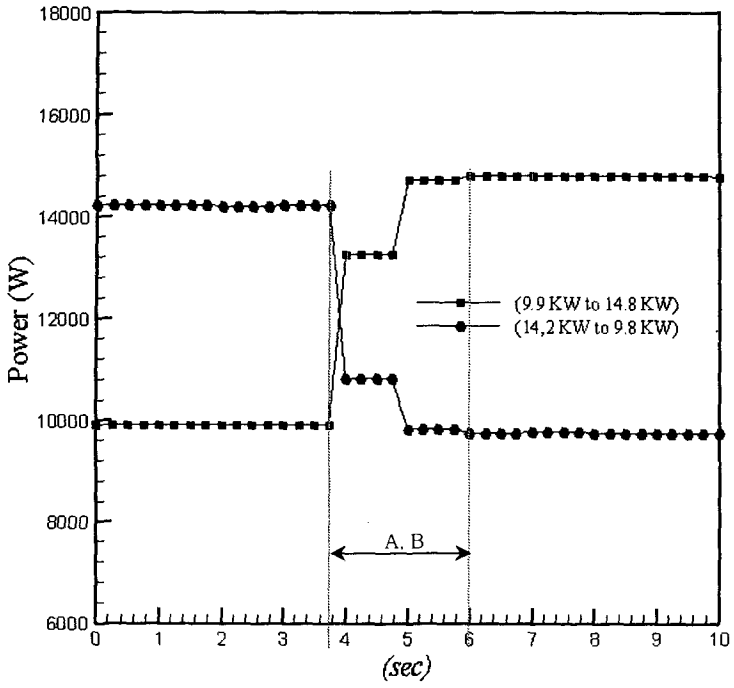


Fig. 3.4.32 부하저항 순간 변동에 따른 발전전력의 변화

(10 KW ~ 15 KW)

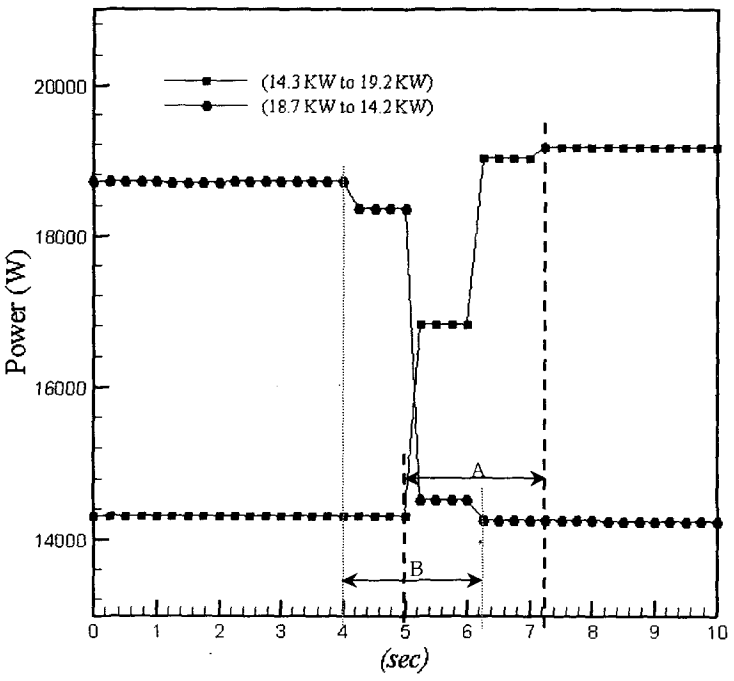


Fig. 3.4.33 부하저항 순간 변동에 따른 발전전력의 변화

(15 KW ~ 20 KW)

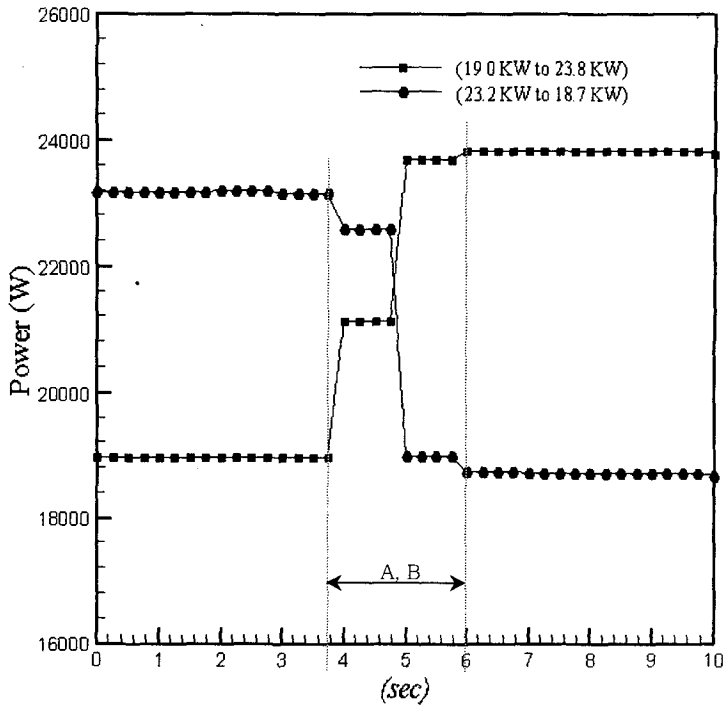


Fig. 3.4.34 부하저항 순간 변동에 따른 발전전력의 변화

(20 KW ~ 25 KW)

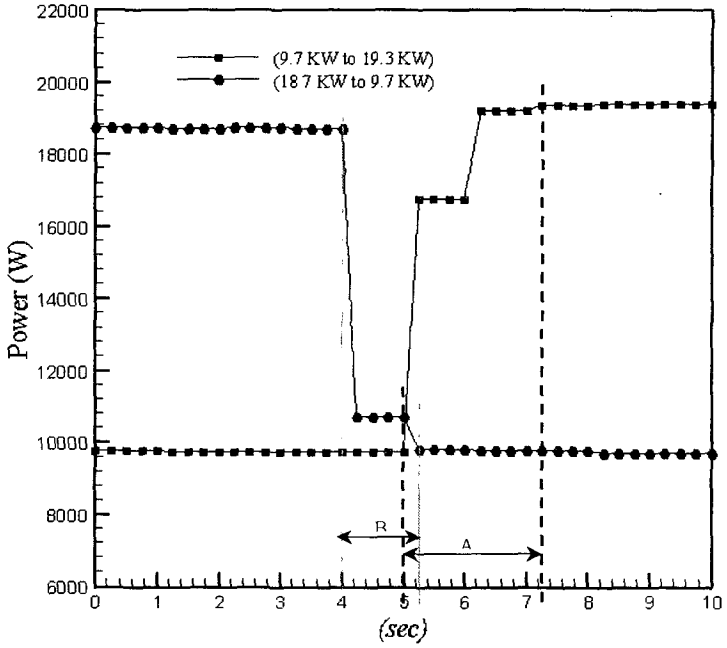


Fig. 3.4.35 부하저항 순간 변동에 따른 발전전력의 변화

(10 KW ~ 20 KW)

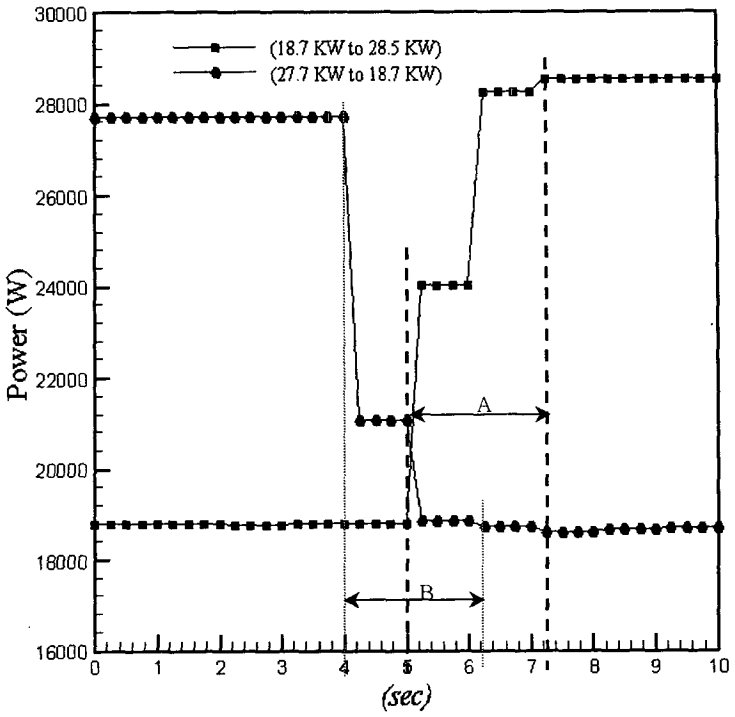


Fig. 3.4.36 부하저항 순간 변동에 따른 발전전력의 변화
(20 KW ~ 30 KW)

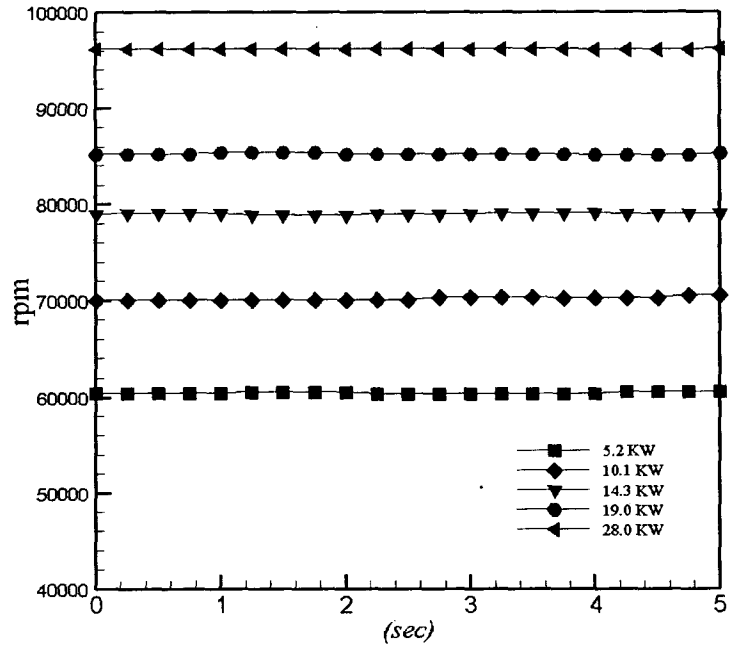


Fig. 3.4.37 부하증가에 따른 정상상태 터빈 회전수

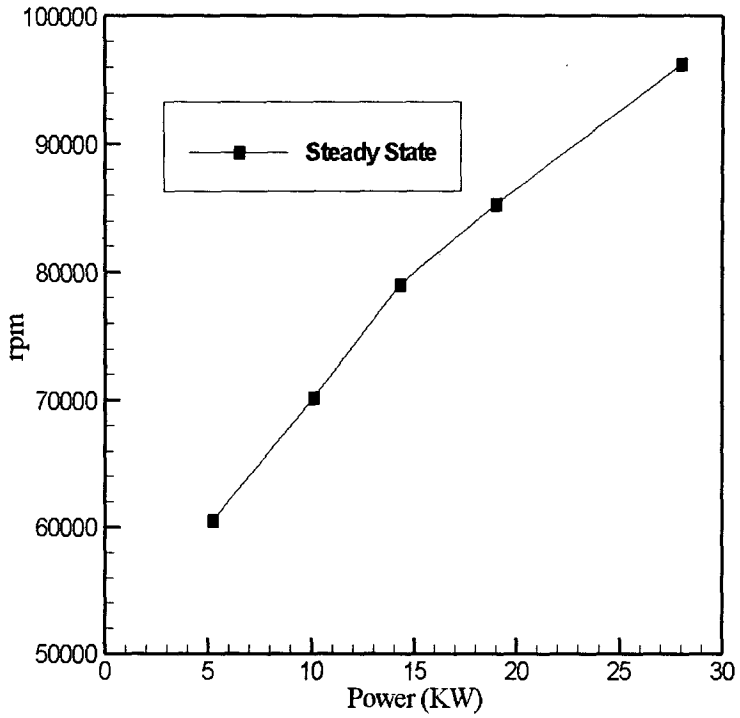


Fig. 3.4.38 부하증가에 따른 터빈 회전속도의 변화 (정상상태)

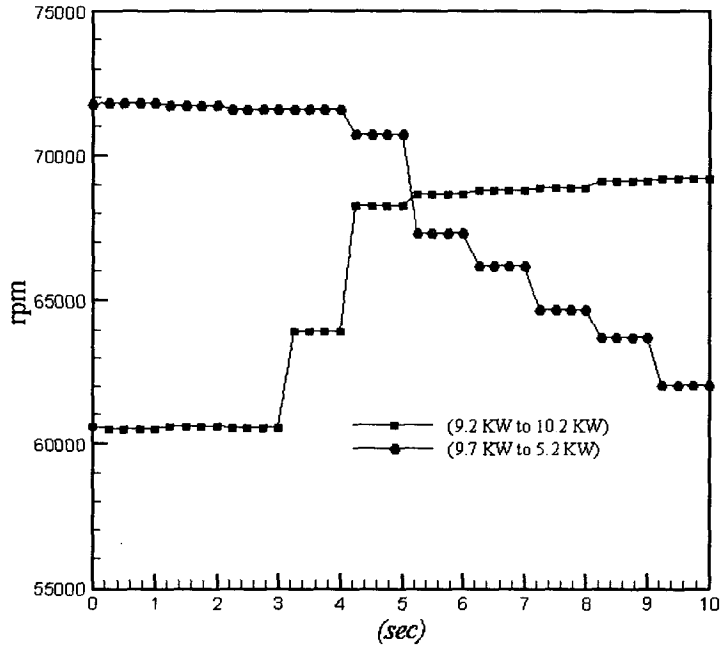


Fig. 3.4.39 부하저항 순간 변동에 따른 터빈 회전속도의 변화
(5 KW ~ 10 KW)

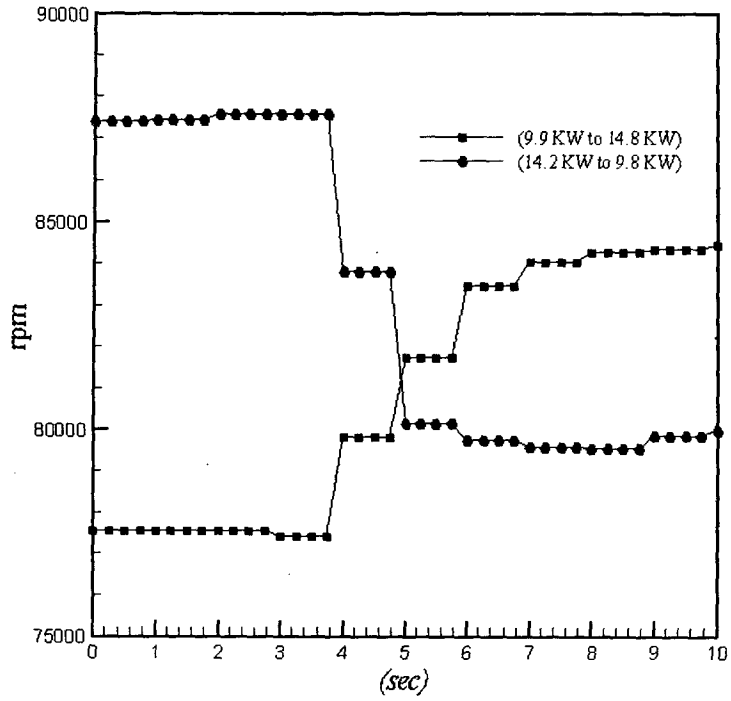


Fig. 3.4.40 부하저항 순간 변동에 따른 터빈 회전속도의 변화
(10 KW ~ 15 KW)

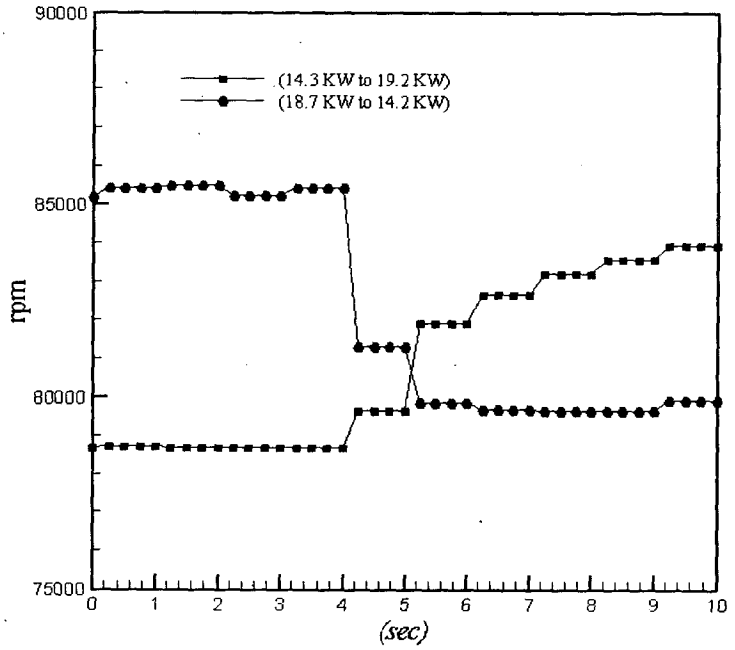


Fig. 3.4.41 부하저항 순간 변동에 따른 터빈 회전속도의 변화
(15 KW ~ 20 KW)

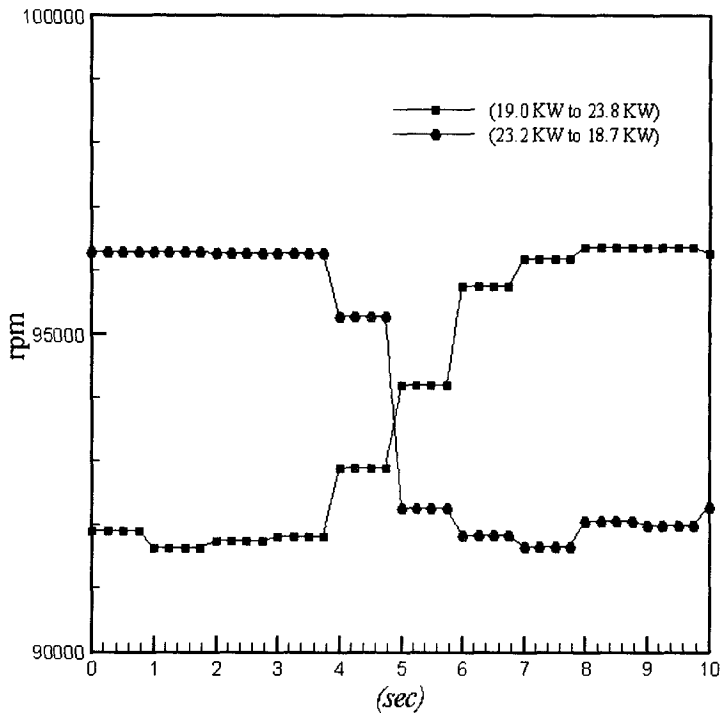


Fig. 3.4.42 부하저항 순간 변동에 따른 터빈 회전속도의 변화

(20 KW ~ 25 KW)

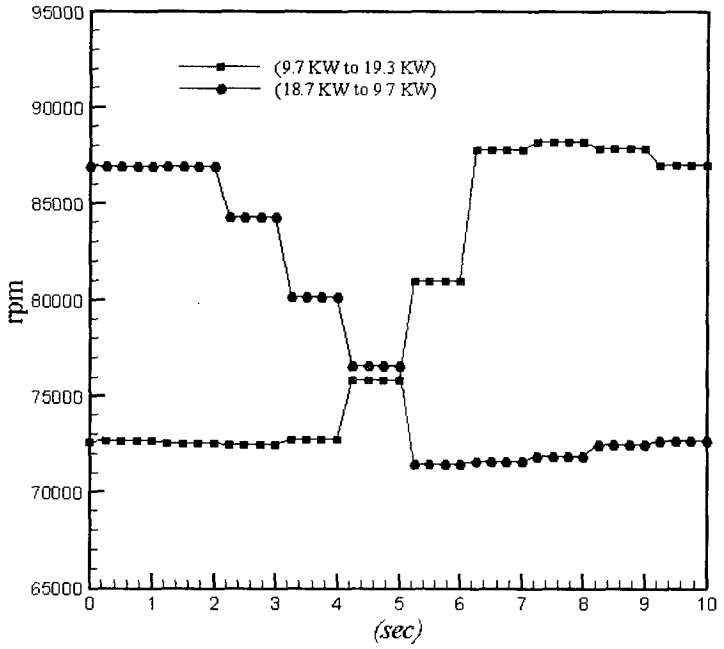


Fig. 3.4.43 부하저항 순간 변동에 따른 터빈 회전속도의 변화

(10 KW ~ 20 KW)

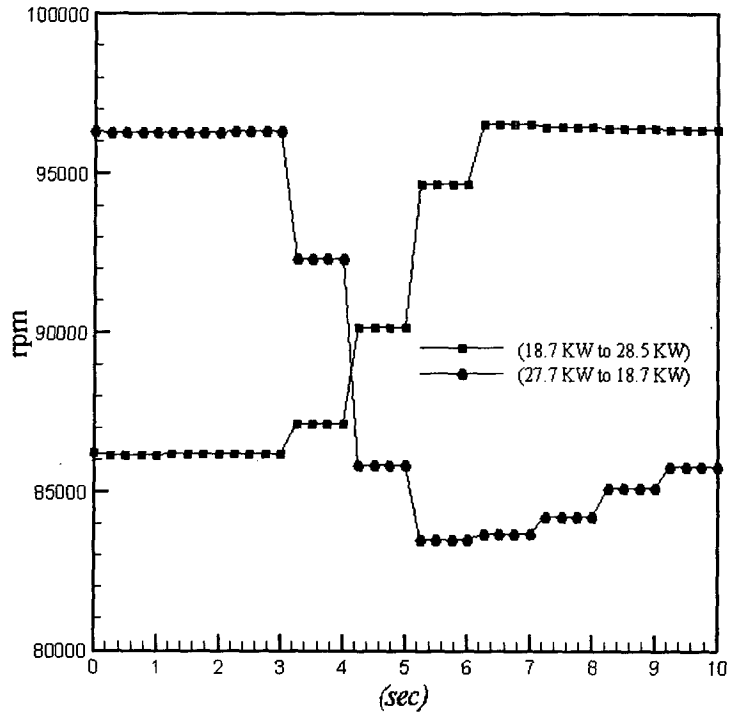


Fig. 3.4.44 부하저항 순간 변동에 따른 터빈 회전속도의 변화

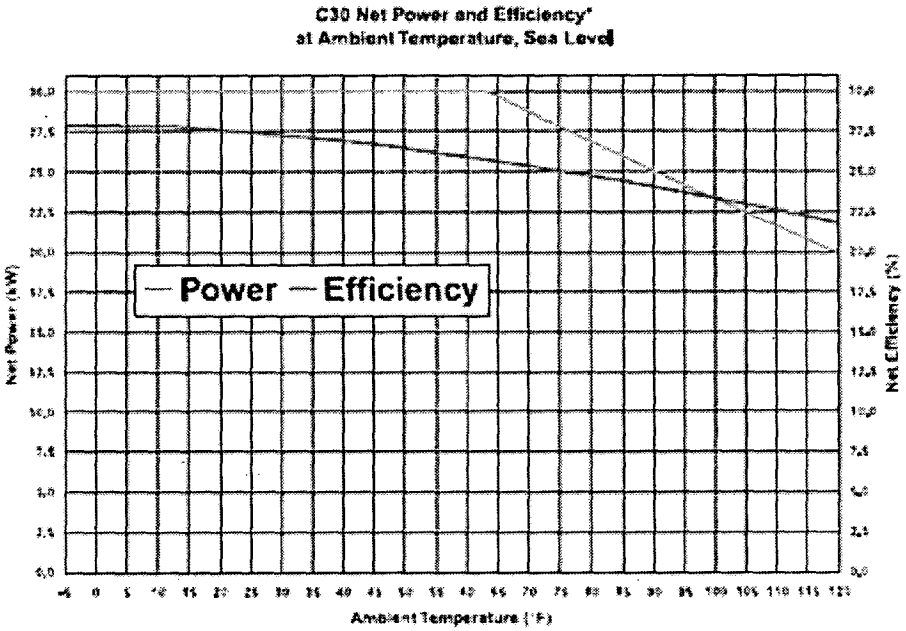
(20 KW ~ 30 KW)

제 5 절 축소형 다중추진 동력시스템 성능해석

1. 마이크로터빈 엔진 성능해석

가. 개요

아래 Table 3.5.1은 30kW급 마이크터빈 엔진의 사양을 나타내고 있다. 정격에서의 설계점이 결정된 이후 부분부하 성능해석을 위해서는 부분품의 성능특성도가 반드시 필요하다. 그러나 현재 30kW급 마이크로터빈 엔진의 성능특성도를 구할 수 없으므로 (엔진 제작사들은 성능특성도를 결코 제공하지 않음) 부득이 유사한 엔진의 성능특성도를 Scaling하여 사용하였다. 사용된 엔진의 성능특성도는 압축기의 경우 원심형으로서 Numeca international사가 1999년 벨기에에서 발표한 원심압축기 성능특성도 자료이다. 정격에서 유량이 약 1kg/sec로 C30엔진 보다 유량은 2배 이상 크지만 압축비은 C30엔진에 비하여 약 1.1배정도로 가장 유사하여 Numeca 압축기 성능특성도를 사용하였다. 효율은 정격에서 약 80%로 C30엔진과 거의 비슷하였다. Fig. 3.5.1은 C30 엔진의 출력 및 효율 그리고 전기적 사양을 나타내고 있다. 출력은 상온 10 ℃ 근처이하에서 같은 출력을 발생하도록 되어 있고 그 이상의 온도에서는 감소하는 것으로 나타나고 있다. 상온 10 ℃ 이하에서 같은 출력이 나타나는 것은 엔진 제어 로직에 의한 것으로 알려져 있다. 효율 역시 온도 증가에 따라 감소하는 것으로 나타나고 있다. 이것은 Brayton cycle 특성상 온도 상승에 따라 압력곡선이 벌어지고 있어 같은 최대 압력비에서 엔진 입구온도가 높을수록 그만큼 압축기 소요 동력이 증가하기 때문에 효율은 감소하게 된다. C30 엔진은 단독 또는 그리드에 연결하여 운전하는 것이 가능하며 연료는 LNG 가스 또는 Kerosene, Diesel 등과 같이 액체연료도 가능하다. 배기가스내의 질소 산화물은 15% 산소에서 약 9ppmv 이하로 나타나고 있어 환경적으로 매우 깨끗한 배기가스가 나오고 있다. 정격에서 엔진의 회전수는 96000 rpm이다.



- Output power: 0~30kW 480VAC
- Configured in Grid-connect and/or Stand-alone
- Equipped with Air-bearing:
  - Require no liquid for cooling
  - Need low maintenance
- Capable of using multi-fuel:
  - Natural Gas: High Pressure, Low Pressure (0.5~15 psig)
  - Liquid Fuel: Kerosene, Diesel
- Remarked by low emission: Nox < 9ppmv @ 15% O_2
- Auto-controlled by full Digital Power/Turbine Controller
- Engine speed: max. 96000 rpm

Fig. 3.5.1 C30 엔진의 출력, 효율 및 개략적 사양

NOx 배출이 가스연료 사용 시 보다 약 3배가량 높게 나타나 가스계 연료보다 크게 떨어지지만 여전히 현재의 환경기준보다 낮은 수치로 판단된다. 아래 그림 Fig. 3.5.2는 Numeca 압축기의 성능 특성도를 보여주고 있다. 윗부분은 유량대비 효율을, 아래 부분은 압축비 대비 유량을 보여주고 있다. 엔진 스피드는 정격 대비 45%부터 106%까지 나타나 있다.

Table 3.5.1 액체 연료를 사용하는 경우 C30엔진의 기술적 사양

Electrical Performance	
Electrical Power Output	29 kW
Voltage	400 to 480 VAC
Electrical Service	3-Phase
Frequency	50/60 Hz, Grid Connect Operation 10–60 Hz, Stand Alone Operation
Maximum Output Current	46A, Grid Connect Operation 54A, Stand Alone Operation(2)
Electrical Efficiency LHV	25%
Fuel/Engine Characteristics	
Liquid Fuels	Diesel (ASTM D975 No 1-D, 2-D) Aviation (ASTM D1655 Jet-A, MIL-DTL-83133E JP-8, MIL-DTL-5624U JP-5) Kerosene (ASTM D3699 1-K, JIS K2203)
Inlet Pressure	-5 to +5 psig (-0.35 to +0.35 barg)
Fuel Flow LHV	396,000 BTU/hr (418,000 kJ/hr)
Generator Heat Rate LHV	12,700 BTU/kWh (13,400 kJ/kWh)
Exhaust Characterisitcs	
NOx Emissions @ 15% O_2	< 35 ppmvd
NOx/Electrical Output	< 2.5 lb/MWh (0.846 g/bhp-hr)
Exhaust Gas Flow	0.69 lb/sec (0.31 kg/s)
Exhaust Gas Temperature	530°F (275°C)
Dimensions & Weight	
Width x Depth x Height	30 x 60 x 77 inches
Weight - Grid Connect Model	891 lbs (405 kg)
Weight - Dual Mode Model	1,271 lbs (578 kg)
Certifications	
Models available with optional equipment for CE Marking	

(1) Nominal full power performance at ISO conditions: 59°F, 14.696 psia, 60% RH
(2) With linear load.
Specifications are not warranteed and are subject to change without notice

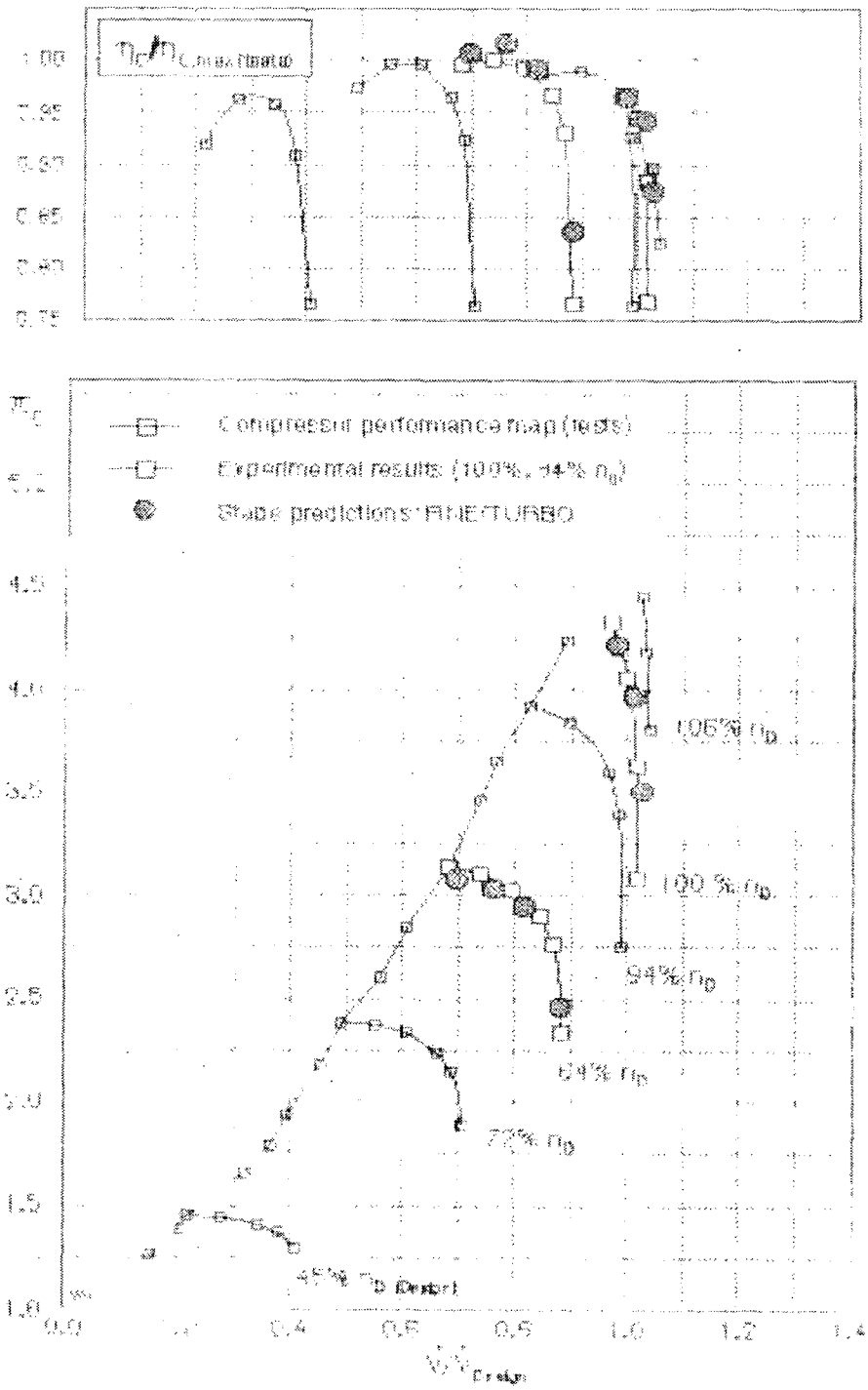


Fig. 3.5.2 Numeca 성능특성도

나. 정상상태 부분부하 해석

Fig. 3.5.3은 *Numeca* 성능특성도를 Scale down하여 본 연구에 맞게 조정한 상태이며 그림에서 사각형으로 나타난 부분이 설계점이다. 압축비 3.61, 유량

0.32kg/sec에 위치해 있다. 압축기 성능특성도는 원심형 압축기가 일반적으로 갖는 넓은 작동 유량 범위를 가지고 있고 설계점의 위치도 서지라인에서 충분한 거리를 가지고 있어 충분하 마진이 확보되고 있고 초크 선 바로 윗부분에 위치해 있어 매우 안정적인 설계점으로 판단된다.

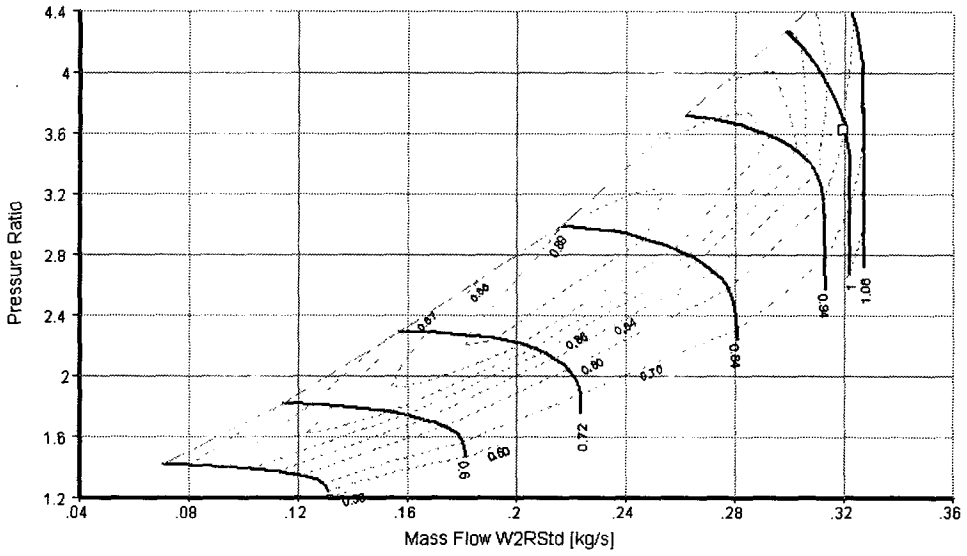


Fig. 3.5.3 압축기 성능특성도

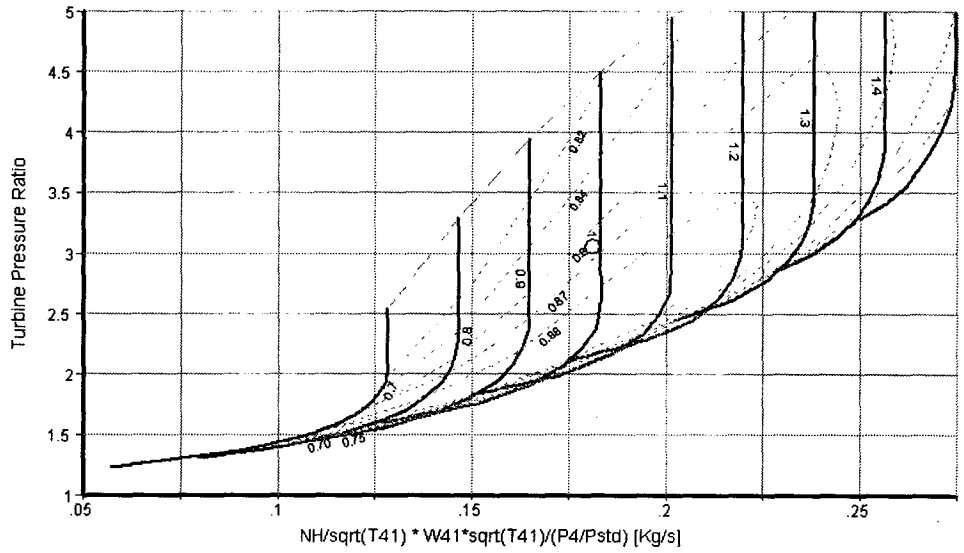


Fig. 3.5.4 터빈 성능특성도

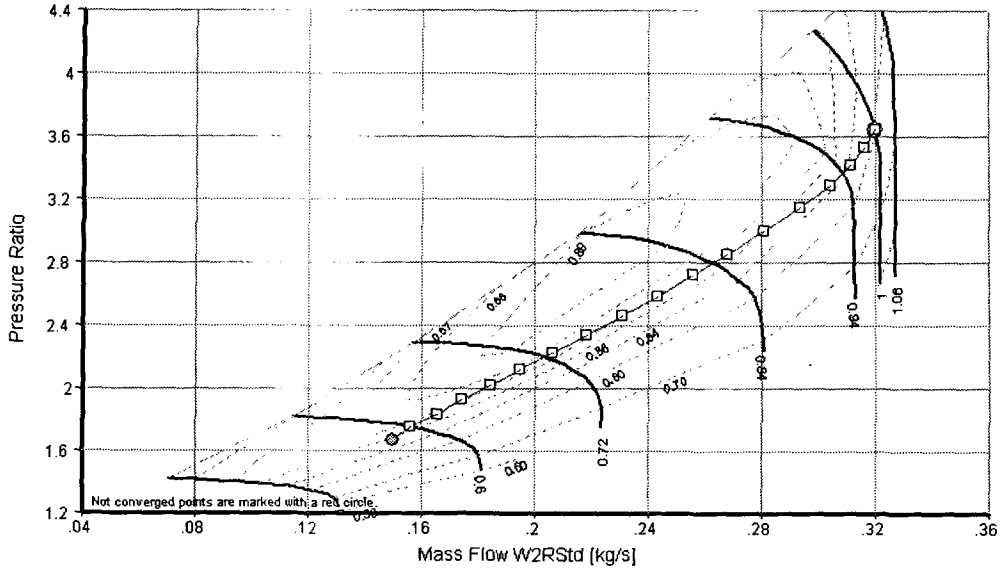


Fig. 3.5.5 정상상태 부분부하 작동선(압축기)

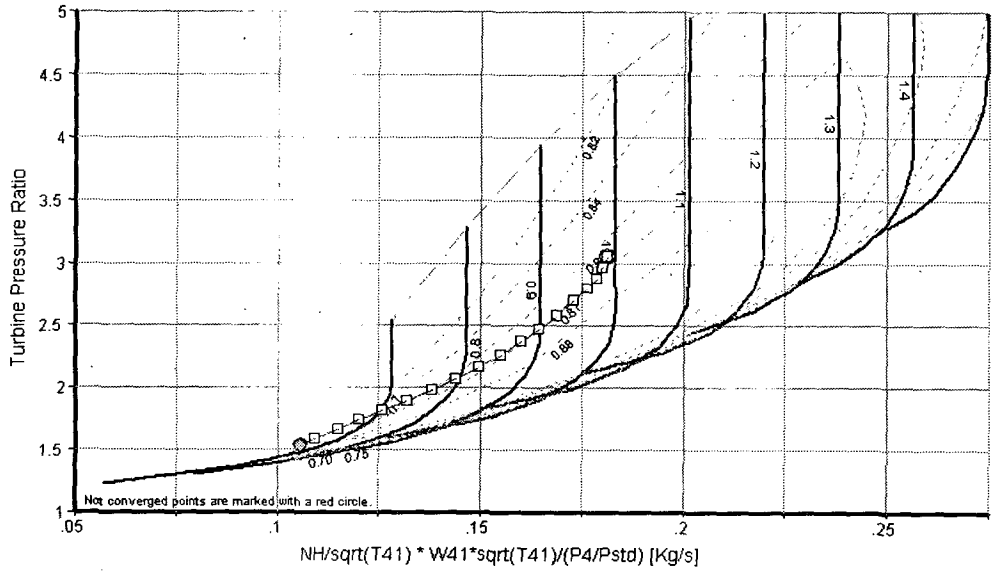


Fig. 3.5.6 정상상태 부분부하 작동선(터빈)

Fig. 3.5.4는 사용된 터빈 성능특성도의 모습을 보여주고 있다. 본 성능 특성도는 Radial 터빈으로서 NASA에서 발표된 것으로 팽창비 2.3~4, 스피드*유량이 약 0.15~0.25 부근에 위치해 있어 C30 엔진과 유사함을 알수 있다. Fig. 3.5.5는 정상상태에서 부분부하의 작동선의 궤적을 보여주고 있는데 설계점으로부터 약 60%이하의 회전수까지 부분부하 결합이 잘 이루어지고 있음을 볼 수 있다. Fig. 3.5.6은

터빈 성능 특성도에 나타난 작동선의 모습이다. 역시 압축기와의 결합이 잘 이루어지고 있음을 볼 수 있다.

다. 대기온도의 영향 분석

부분부하 해석에서 중요한 부분의 하나가 대기 온도 변화가 엔진 성능에 미치는 영향에 대한 분석이다. 대기 온도 변화 시 성능변화는 해당 엔진이 작동하게 될 엔진의 온도 변화 조건을 의미하므로 엔진 공급자나 구입자(고객) 모두에게 매우 중요하다. Fig. 3.5.7은 대기 온도가 변화하는 경우(-40 ℃~60 ℃) 작동선에 나타난 작동점의 이동 위치를 나타내고 있다. 온도가 낮아질수록 유량과 압축비가 증가하고 또 회전수 역시 증가하는 것으로 나타나고 있다. Fig. 3.5.8은 대기 온도 변화 시 터빈 성능특성도에 나타난 작동점의 궤적이다. 역시 대기 온도 상승과 함께 유량 및 팽창비 모두가 감소하고 있다. Fig. 3.5.9는 대기 온도 변화 시 비연료소모율, 열효율 및 서지 마진의 변화를 보여주고 있는데 엔진 입구 온도가 감소할수록 서지 마진이 감소하고 있으나 최저 온도인 240K(섭씨 영하 30도)에서도 24정도를 유지하고 있어 적정한 것으로 보이며 열효율은 감소하고 있음을 볼 수 있다. 일반적으로 서지 마진은 20~40%이상 확보되면 안정적인 것으로 간주되고 있다. 서지 마진의 계산 방식은 다음과 같다.

$$SM_{P/P} = 100 * \frac{(P/P)_{surge\ line}}{(P/P)_{operating\ line}} \quad @\ const\ flow$$

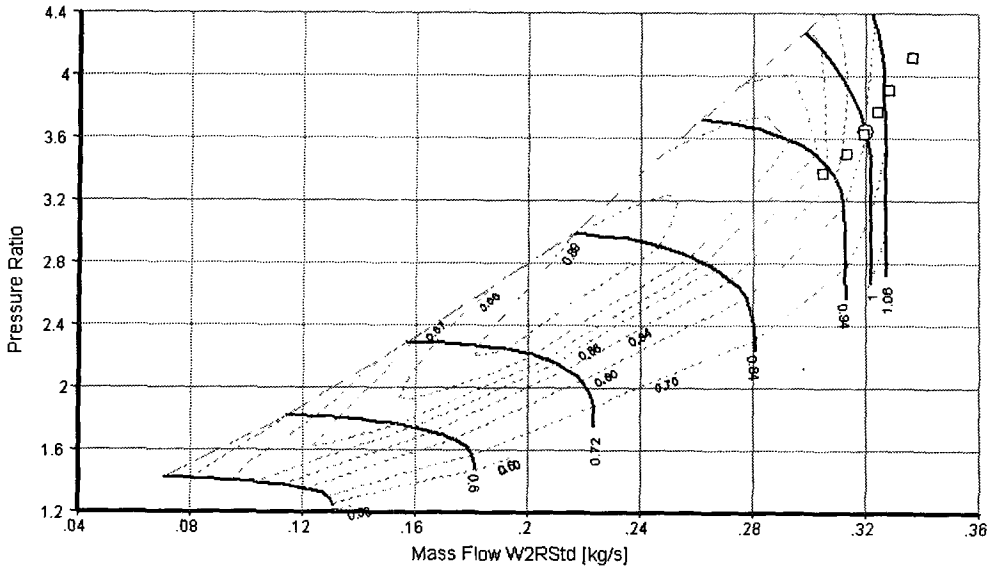


Fig. 3.5.7 대기 온도변화가 압축기 성능에 미치는 영향

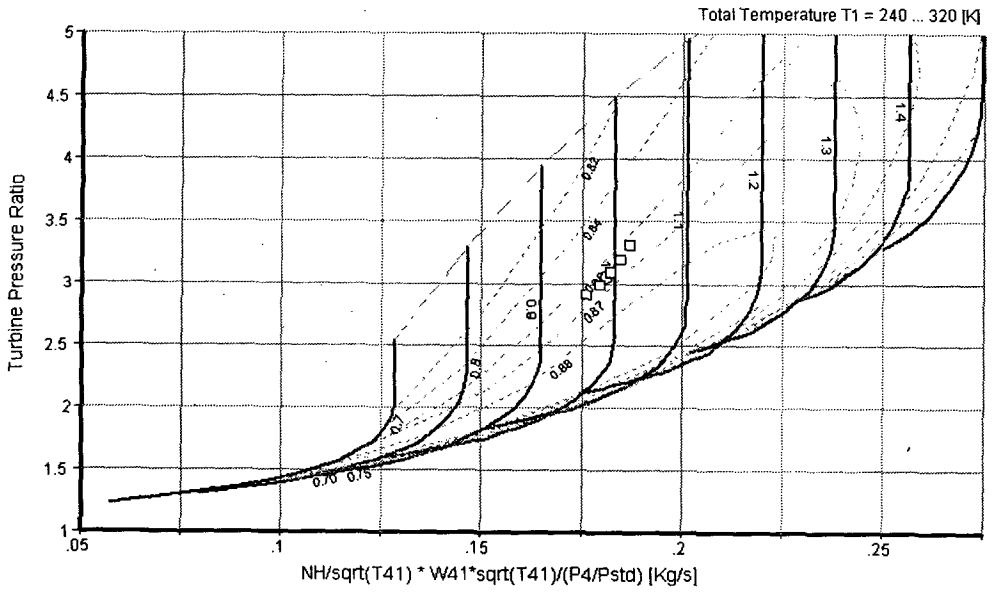


Fig. 3.5.8 대기 온도변화가 터빈 성능에 미치는 영향

대기온도와 함께 비연료소모율 역시 증가하는 추세를 보이고 있는데 이는 엔진이 낮은 입구 온도에서 비경제적으로 작동하게 됨을 알 수 있다. Fig. 3.5.10은 대기 온도 변화 시 엔진 발전기 단에서의 출력, 비출력, 열효율의 변화를 보여주고 있다. 대기 온도가 낮아지면 앞에서 출력은 증가하나 비출력은 감소하고 있음을 볼

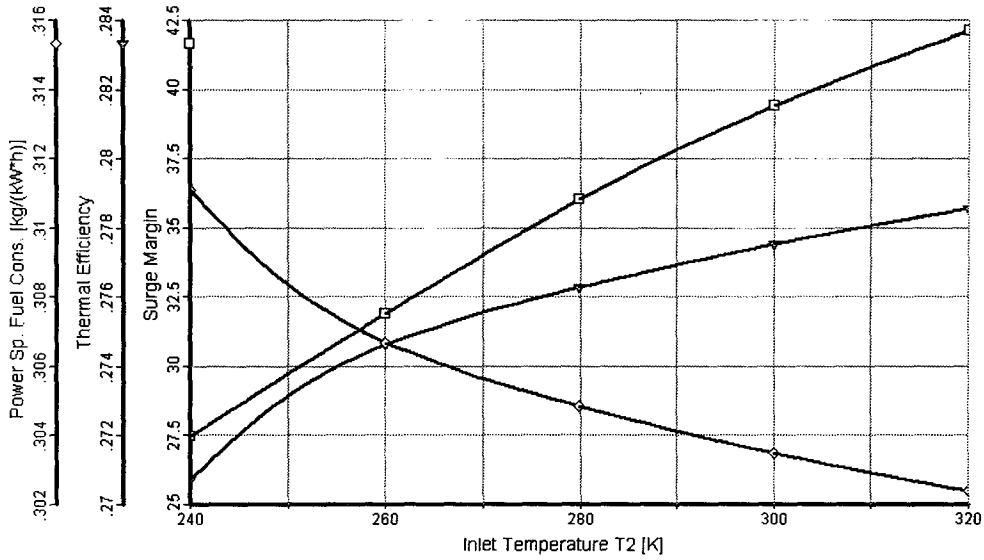


Fig. 3.5.9 대기 온도변화 시 비연료 소모율, 열효율, 서지 마진의 변화

때 낮은 입구온도에서 비경제적으로 운용이 될 것임을 알 수 있다. Fig. 3.5.11은 대기 온도 변화 시 부분품 및 시스템의 효율 변화를 보여주고 있다. Fig. 3.5.12는 대기온도 변화 시 압축기, 터빈 및 노즐의 출구 온도 변화를 보여주고 있다. 입구(대기) 온도가 상승할수록 모두 같이 증가하고 있음을 볼 수 있다. Fig. 3.5,13은 대기 온도 변화 시 상대회전수, 출력, 공기유량 및 연료유량의 변화를 보여주고 있는데 온도가 감소할수록 공기유량 및 연료량이 모두 증가하여 회전수와 출력이 증가하고 있음을 볼 수 있다. 대기 온도가 낮아지면 밀도가 증가하고 공기유량이 증가함으로서 출력은 증가하지만 연료 유량의 증가 비율이 상대적으로 더 커서 앞서 언급된 바와같이 엔진의 작동 경제성은 오히려 떨어지는 것으로 나타나고 있다.

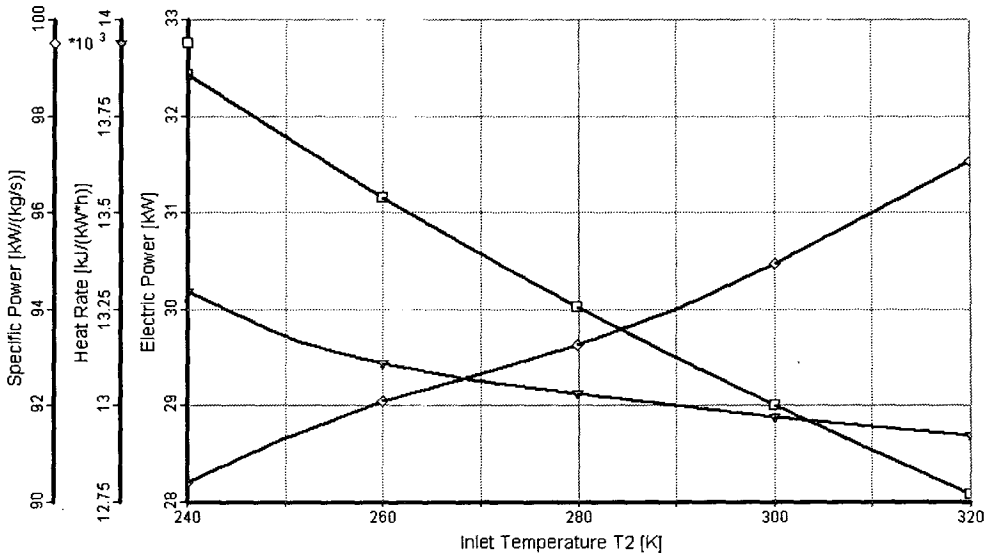


Fig. 3.5.10 대기온도 변화 시 비출력, 열률, 발전단 출력

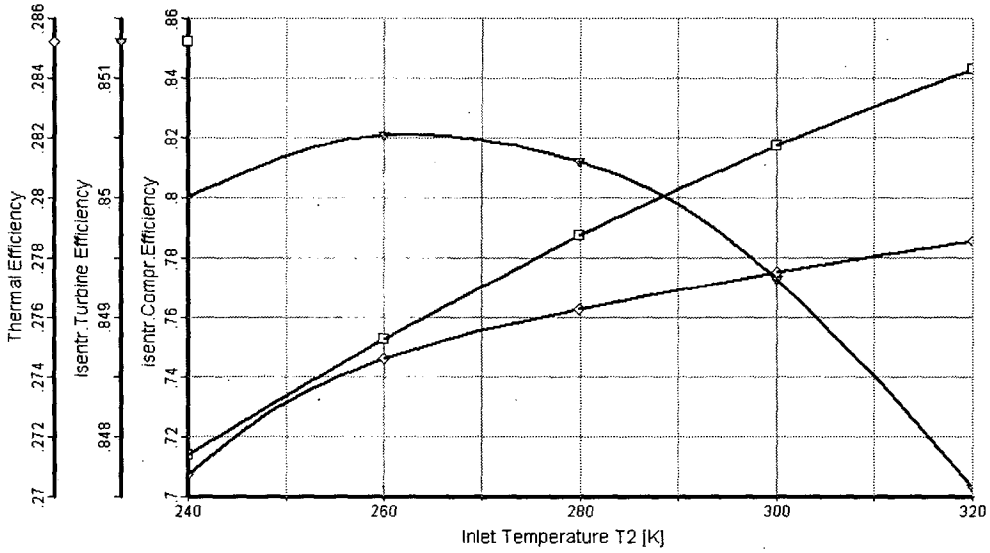


Fig. 3.5.11 대기 온도 변화 시 부분품 및 시스템 효율 변화

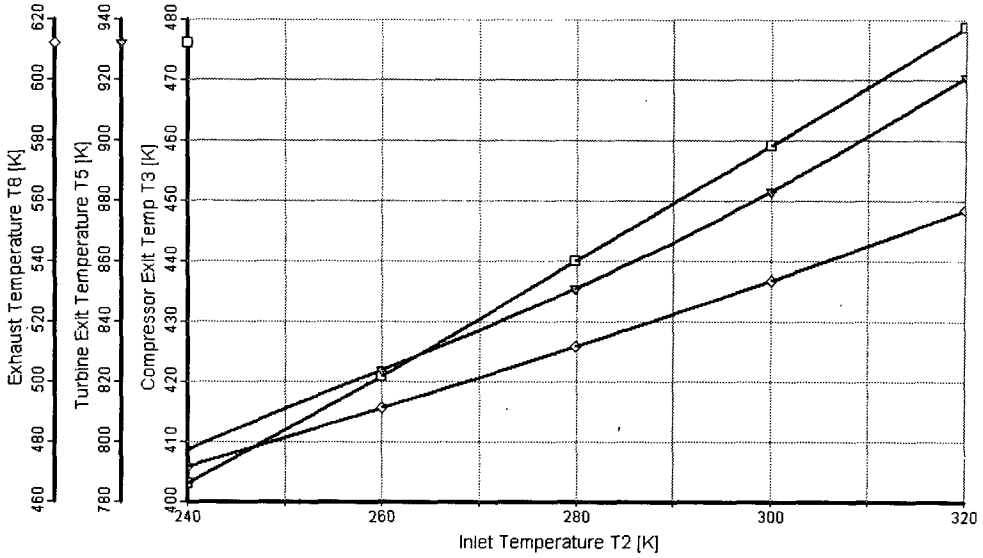


Fig. 3.5.12 대기 온도 변화 시 압축기, 터빈 및 노즐 출구 온도 변화

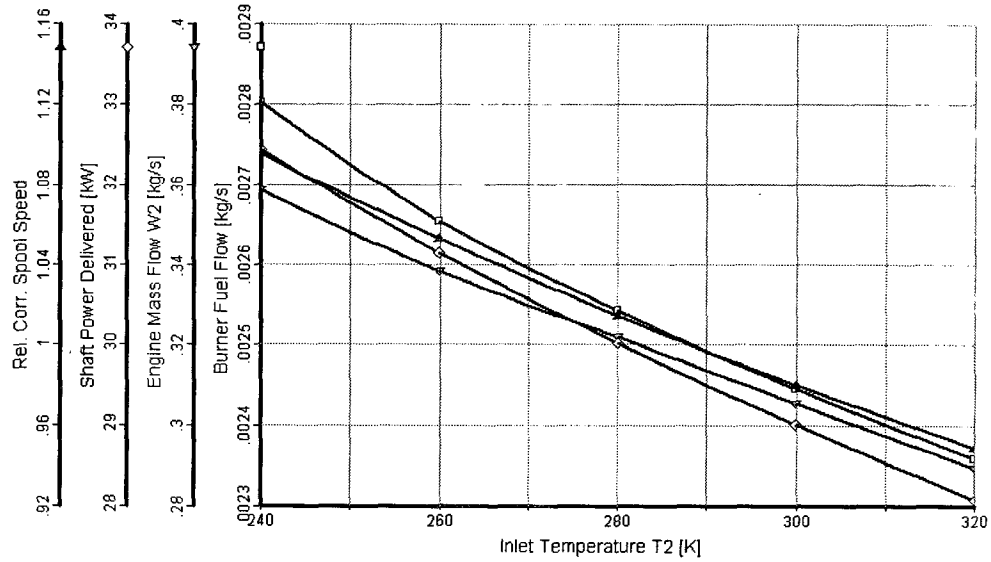


Fig. 3.5.13 대기 온도 변화 시 상대회전수, 비출력, 공기유량 및 연료량의 변화

라. 상대습도 변화의 영향

아래 그림 Fig. 3.5.14는 서로 다른 대기온도 하에서 상대 습도가 압축기성능에 미치는 영향을 성능특성도에 나타낸 그림이다. 습도는 정격 대비 0부터 40%까지

변화하였다. 대기 온도는 영하 40도에서 영상 60도까지 변화하는 것으로 하였다. 대기온도의 변화 범위는 절대온도 230K ~ 330K이다. 상대습도의 영향은 대기 온도가 낮을때는 그리 크게 나타나지 않고 있으나 대기 온도가 상승함에 따라 미치는 영향의 범위가 증가하는 것으로 보인다. 특히 대기 온도가 영상 30도 이상 될 때는 성능에 대한 습도의 영향을 무시할 수 없을 것으로 판단된다. 습도가 증가함에 따라 압축비가 감소하고 수정유량 또한 감소하는 것으로 보인다. Fig. 3.5.15는 대기 온도 변화 시 상대 습도 변화가 터빈 성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 압축기의 경우와 마찬가지로 상대 습도 증가 시 수정 유량 및 팽창비의 감소가 나타나고 있고 대기온도가 높을 때 상대 습도의 영향이 더 크게 나타나는 것으로 보인다.

마. Bleed Air 유량의 영향

만일 Micro-turbine을 보조동력용 기관(APU: Auxiliary Power Unit)으로 사용하는 경우 보조동력기관으로부터 동력 뿐 아니라 열차 내에 공기 공급을 할 수도 있을 것이다. 이 경우 압축기로부터 압축공기를 추출할 수 있는 범위, 즉 추출되는 압축공기의 유량 및 압력은 보조동력 기관 운용 시 중요한 정보가 된다. 일반적으로 압축공기를 추출하는 경우 출력은 감소하게 되어 있다. 따라서 압축공기량 대비 출력 감소율의 변화 그리고 이때 엔진의 작동선의 변화는 엔진 운용에 있어 중요하다. Fig. 3.5.16은 Overboard bleed를 위한 압축공기 추출 시 작동점의 변화이다.

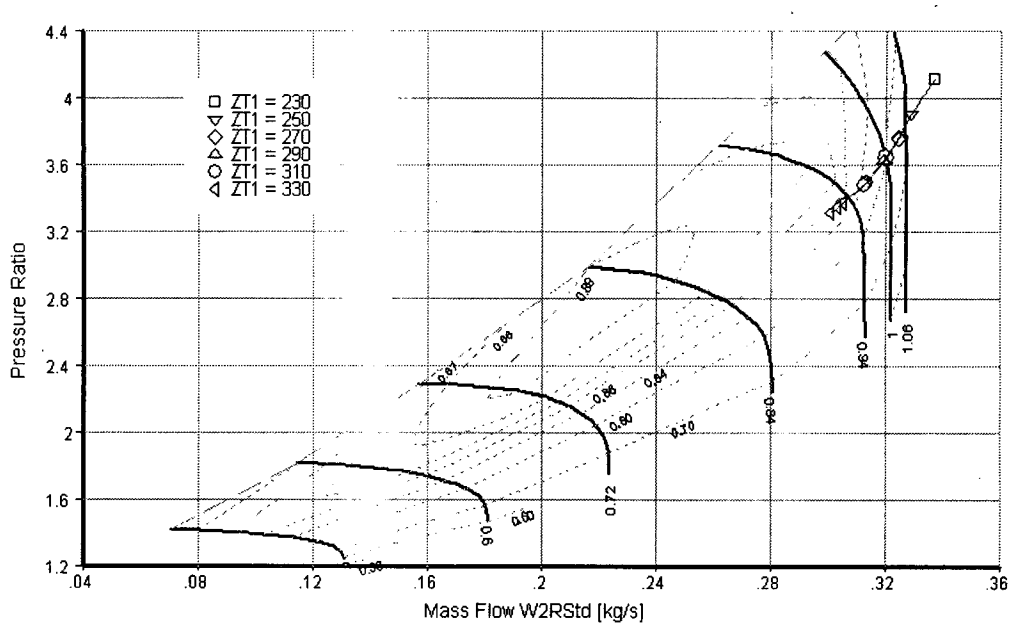


Fig. 3.5.14 대기온도 변화 시 상대습도 변화의 압축기성능에 미치는 영향

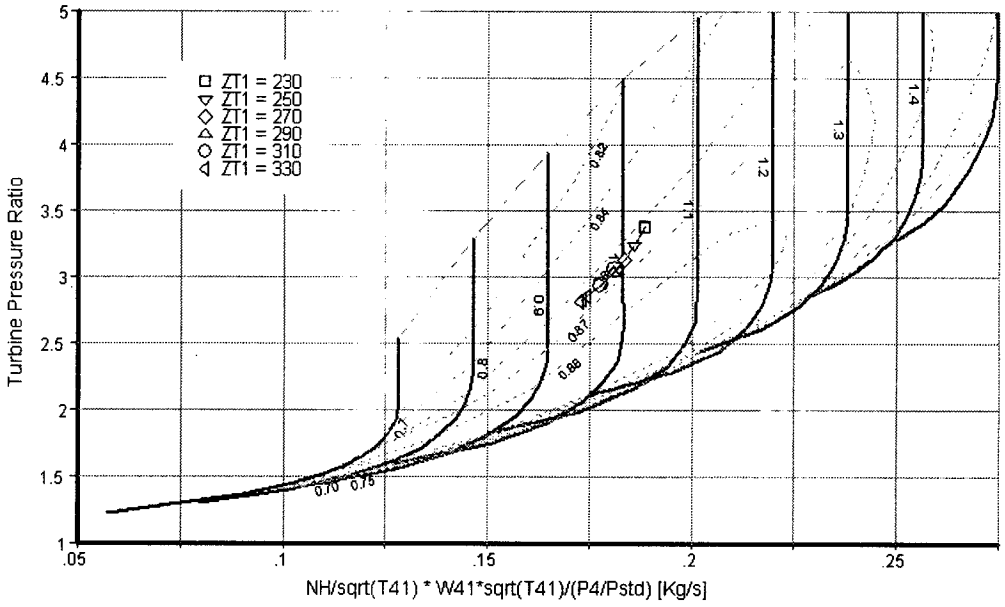


Fig. 3.5.15 대기온도 변화 시 상대습도 변화의 터빈성능에 미치는 영향

Overboard bleed 공기량의 변화 범위는 0., 0.05kg/sec, 0.1kg/sec으로 세가지 경우에 대하여 조사하였다.. Overboard bleed 공기량이 증가할수록 엔진 작동선은 압축비가 감소하는 방향으로 이동하고 있다. 이는 엔진작동이 서지 선으로부터 멀어진다는 점에서 안전하게 작동할 것임을 시사한다. 그러나 이것은 계산상의 결과일 뿐

실제적으로 엔진이 작동할 것인가는 실험으로 확인되어야 할 것이다. Over bleed air 량이 0.1kg/sec가 되는 경우 압축기 터빈 모두가 실속(choke) 상태에 들어가고 있어 실제적으로 C30엔진과 같은 종류의 보조동력기관을 사용하여 압축공기를 추출하는 경우 약 30%까지의 추출은 불가능 할 것으로 판단된다. 여기서는 다만 추세를 보여줌으로서 향후 실 규모 열차 추진에 보조동력기관을 사용하는 경우 나타날 현상에 대한 검토를 보여주는 것일 뿐임을 밝힌다.

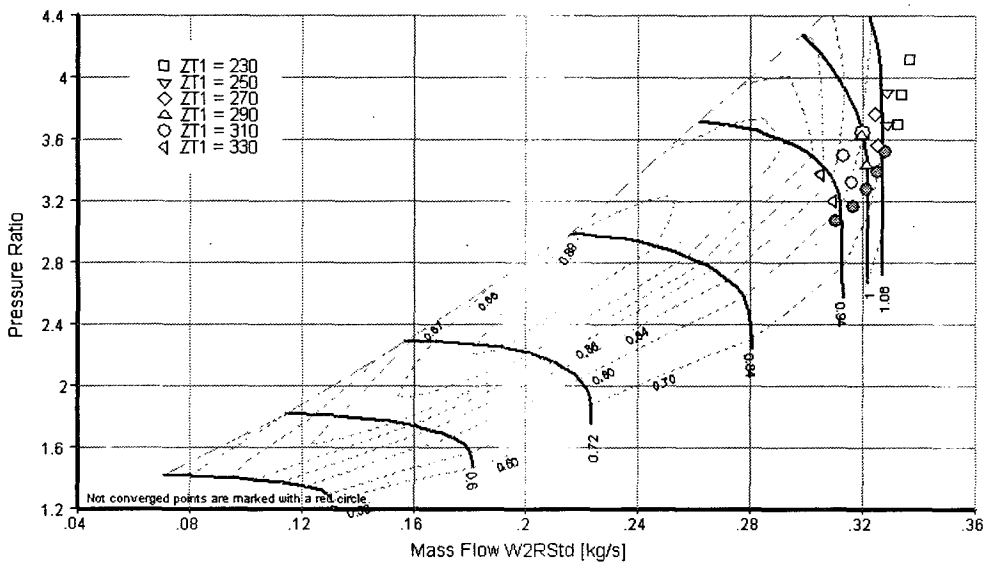


Fig. 3.5.16 압축기 성능에 대한 대기온도 변화와 Overboard bleed량 변화의 영향

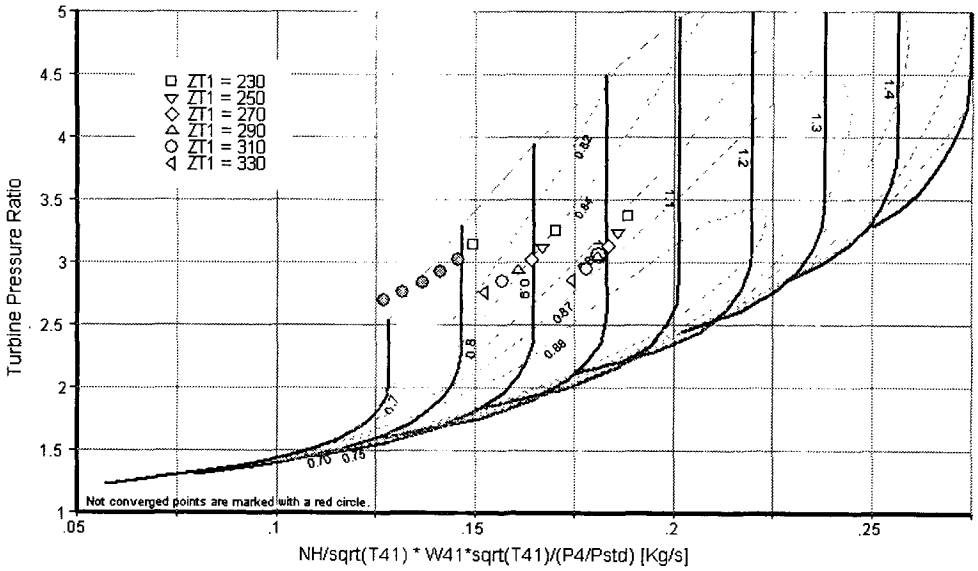


Fig. 3.5.17 터빈성능에 대한 대기온도 변화와 Overboard bleed량 변화의 영향

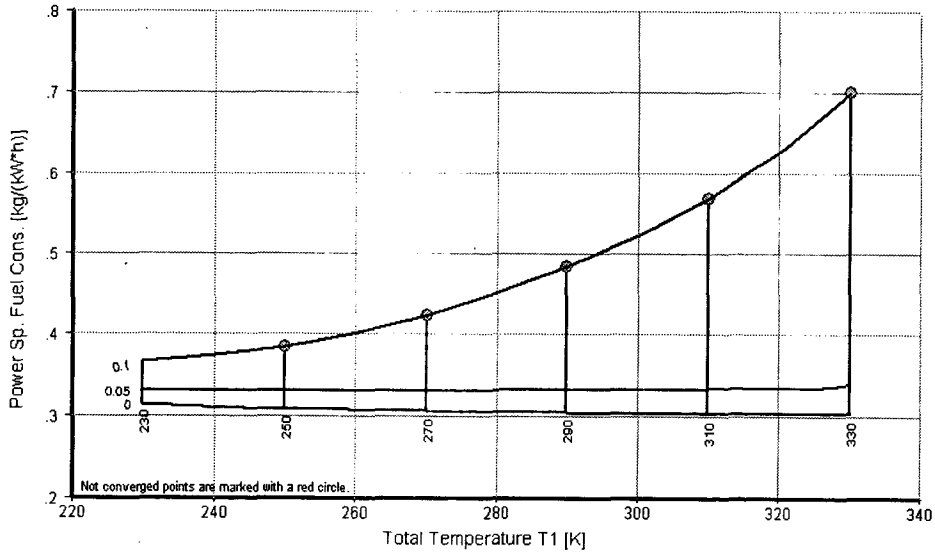


Fig. 3.5.18 대기온도 변화와 Overboard bleed량 변화 시 비연료소모율 변화

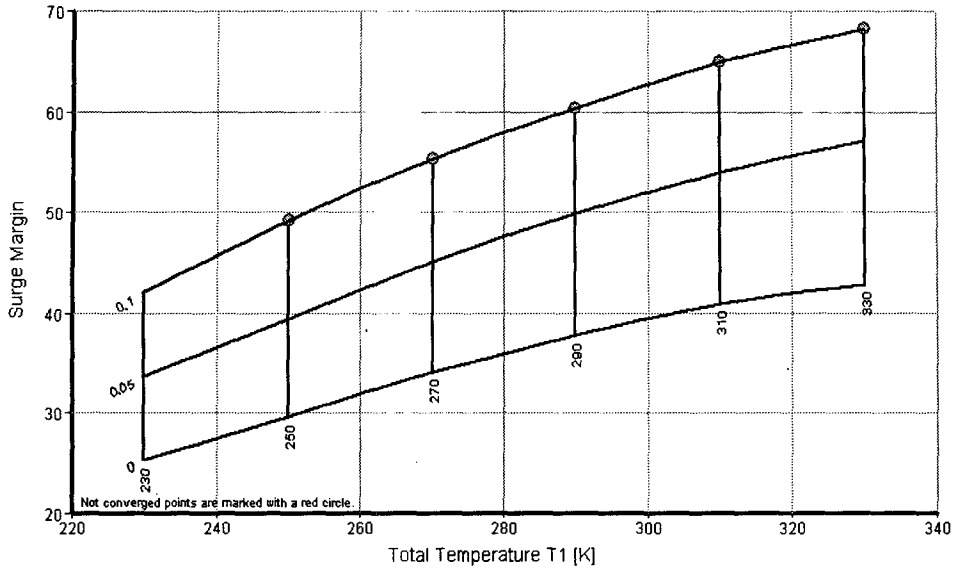


Fig. 3.5.19 대기온도 변화와 Overboard bleed량 변화 시 서지 마진 변화

Fig. 3.5.17은 터빈성능에 대한 대기온도 변화와 Overboard bleed량 변화의 영향을 나타내고 있다. 현재 C30엔진에는 압축공기를 추출하는 Valve 또한 설치되어 있지 않다. Fig. 3.5.18에는 대기온도 변화와 Overboard bleed량 변화 시 비연료소모율 변화를 보여주고 있다. 비연료소모율은 대기온도 증가와 함께 그리고 bleed air 추출량의 증가와 함께 증가하고 있다. 비연료소모율의 증가는 엔진이 그만큼 비경제적으로 작동하는 것을 의미한다. Fig. 3.5.19에는 대기 온도 변화와 Overboard bleed 공기량 변화의 서지 마진에 대한 계산 결과이다. 대기온도가 증가할수록 서지 마진은 증가하고 또 overboard bleed air 량이 증가할수록 같이 증가하는 것으로 나타나고 있다. 실제적으로 보조동력기관에서 전기와 압축공기를 제공할 수 있는 엔진의 사례가 Fig. 3.7.20에 나타나 있다. 본 엔진은 정격에서 진기 출력 60kVA에 압축공기 1.2kg/sec을 동시에 공급할 수 있는 것으로 알려져 있다. Fig. 3.5.21은 각 고도에서 대기온도 변화 시 60kVA 출력 제공 조건에서 AI-450 엔진의 압축공기 유량 및 압력의 변화를 보여 주고 있고 Fig. 3.5.22는 대기온도 변화 시 60kVA 출력 제공 조건에서 AI-450 엔진의 추출공기의 온도 및 유량의 변화를 보여주고 있다. 본 AI450 보조동력엔진은 당초 항공용으로 개발되었으나 최소한의 개조로 육상용에도 적용되어 질수 있다고 판단된다.

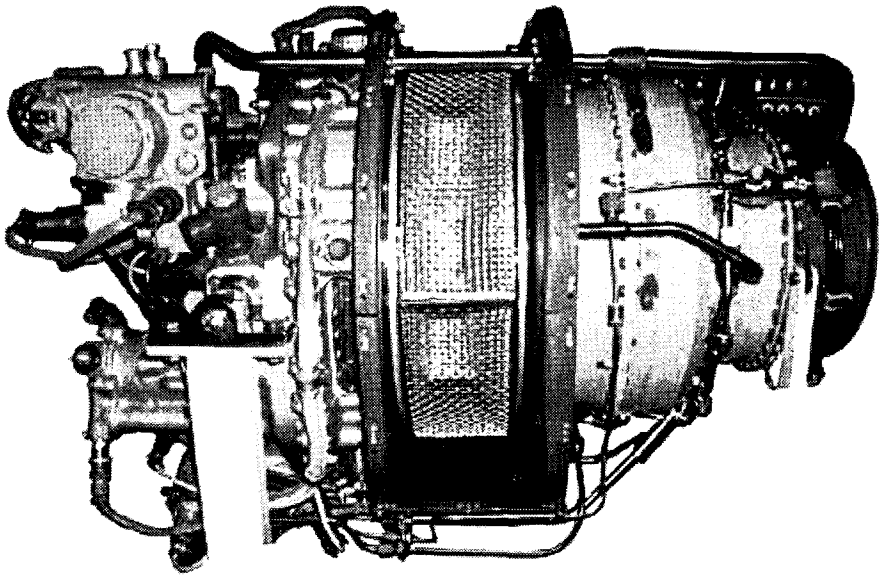


Fig. 3.5.20 AI-450 보조동력기관

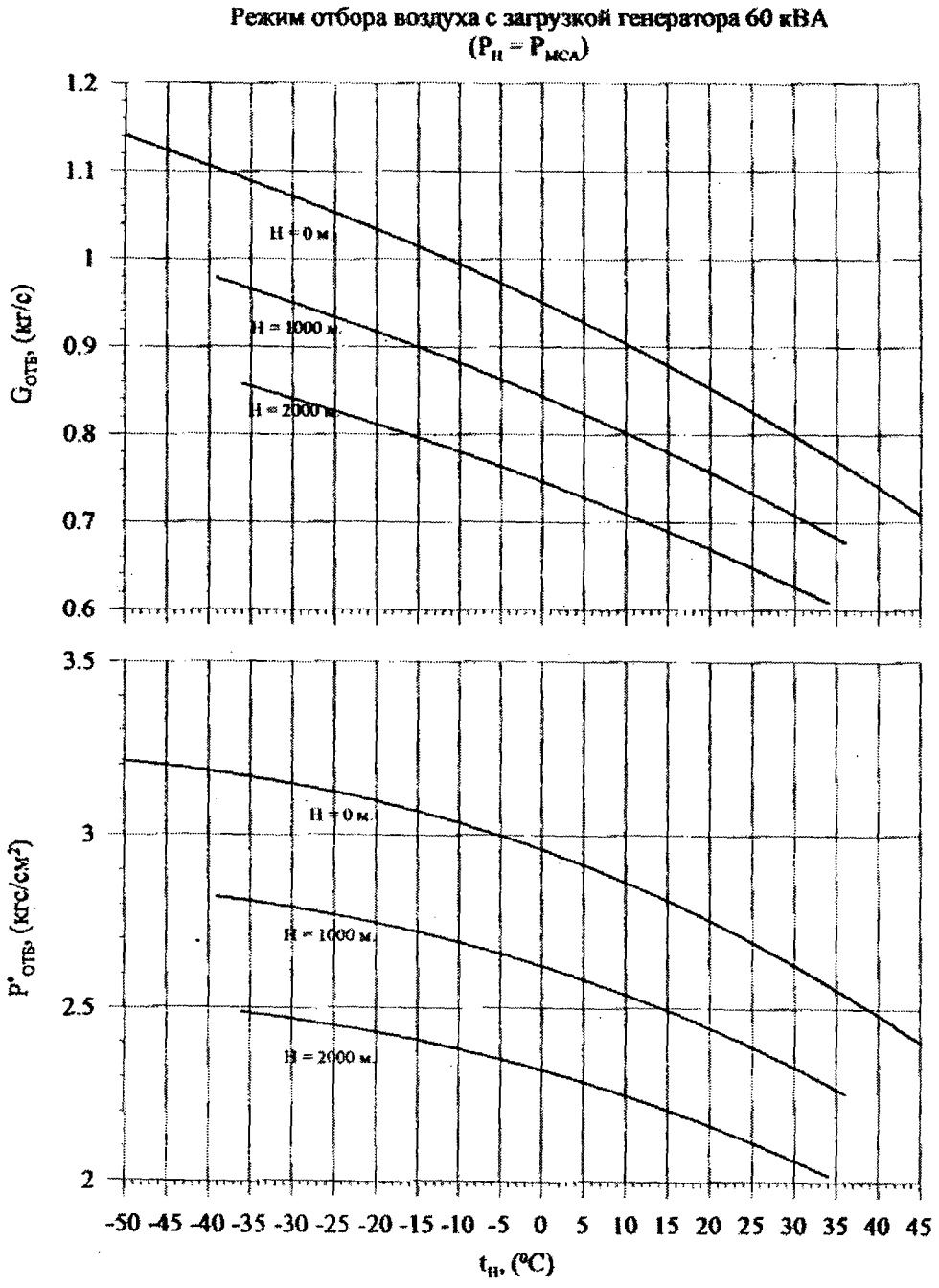


Fig. 3.5.21 대기온도 변화 시 AI-450 엔진의 압축공기 유량 및 압력 변화 60kVA 출력 제공 조건 (상: 대기온도 변화 시 압축 공기유량 변화, 하: 대기온도 변화 시 압축비 변화

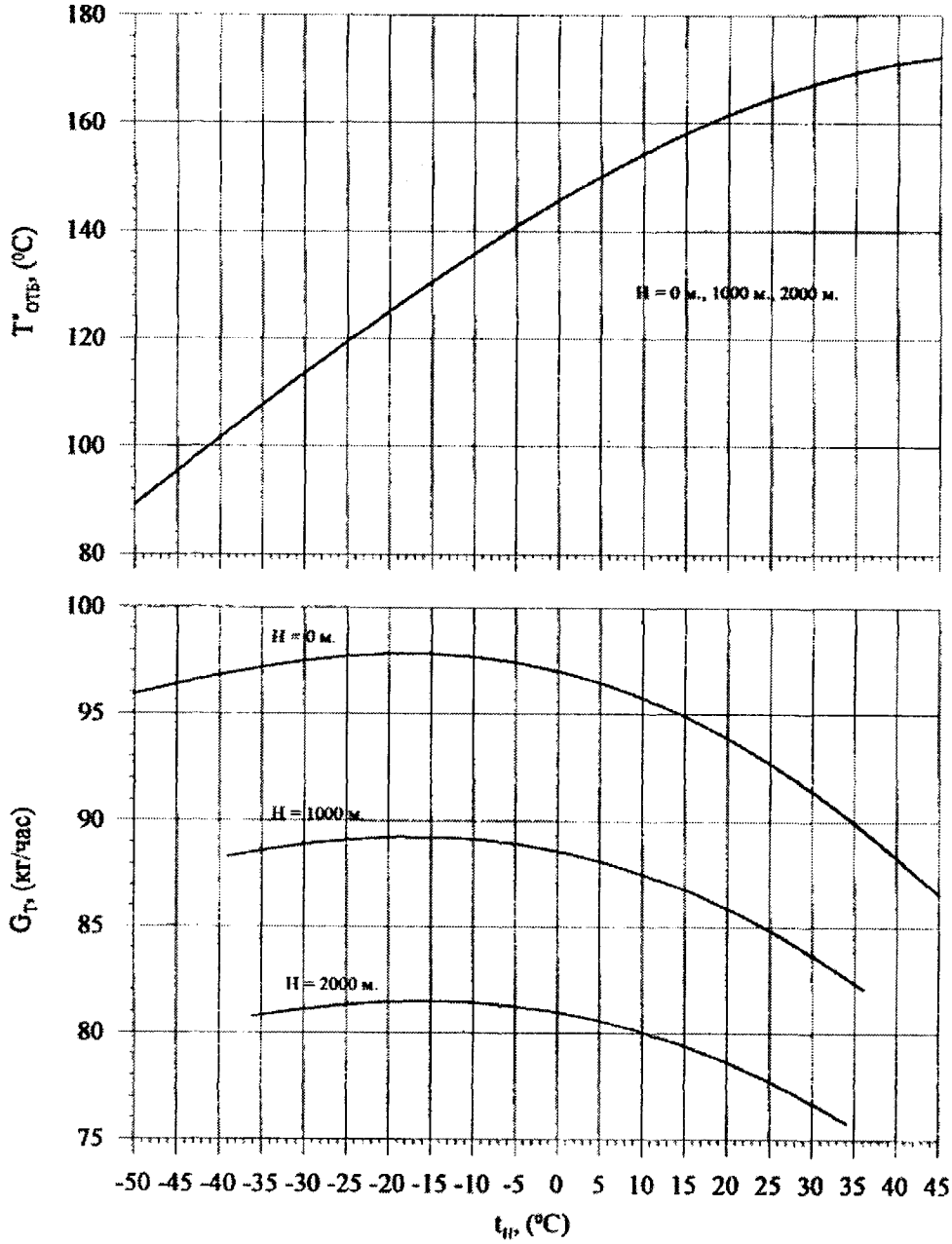


Fig. 3.5.22 60kVA 출력 시 보조동력기관 AI-450엔진의 유량 및 배기온도 변화. 상: 추출공기 온도, 하: 추출공기유량

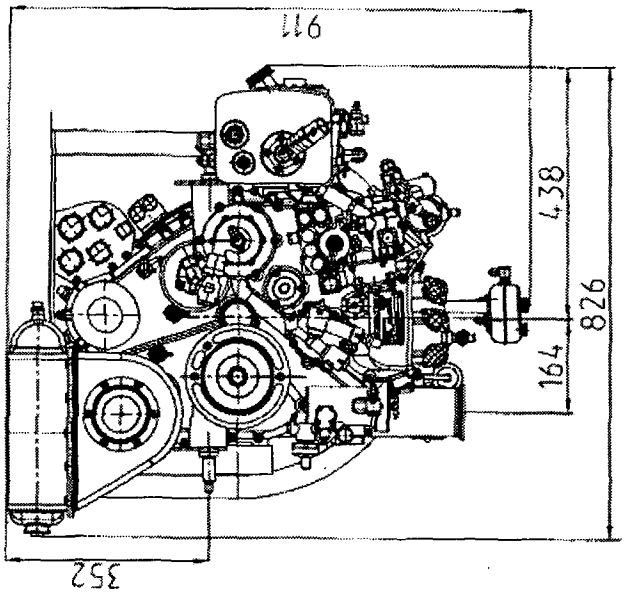


Fig. 3.7.23 AI-450 엔진의 정면도 치수

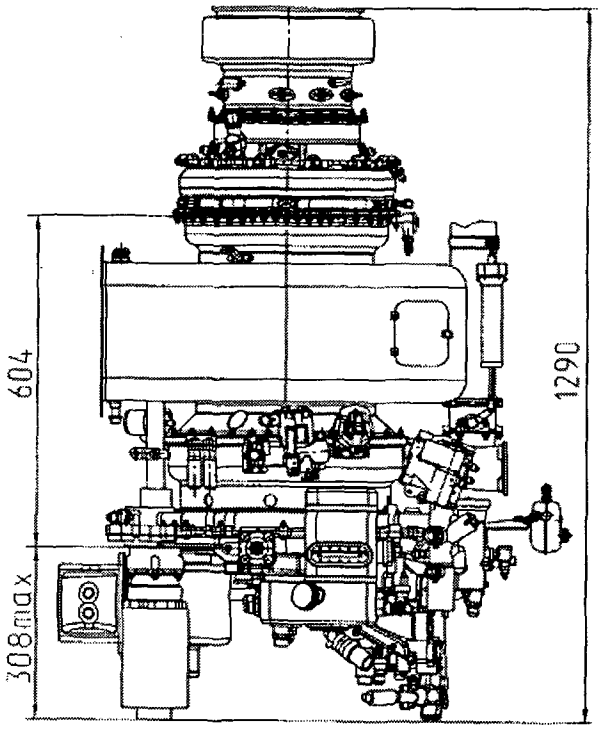


Fig. 3.5.24 AI-450 엔진의 측면도 치수

Fig. 3.5.23과 Fig. 3.5.24는 AI-450엔진의 정면도 및 측면도 치수를 보여주고 있다.

바) 회전수변화의 영향

(1) 터빈 입구온도 1000K로 고정한 경우

대기온도 변화와 함께 회전수의 변화를 고려하였다. 회전수는 연료 유량 변화로 이루어지는데 아래 Fig. 3.5.25에는 터빈 입구온도를 100K로 유지하는 조건에서 대기온도 및 회전수를 변화시키는 경우 압축기 성능 변화를 조사하였다. 회전수가 감소하면 압축비 및 유량 모두 감소하는 것으로 나타나고 있으며 대기 온도 감소로 인하여 압축비가 급속하게 감소하는 것으로 나타나고 있다. 회전수는 정격 대비 50%까지 감소시켰다. Fig. 3.5.26은 같은 조건에서 터빈 성능의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 붉은 점으로 표시된 부분이 터빈 성능특성도 외곽에 위치하고 있어 대기 온도가 낮아지는 경우 실제적으로는 압축기와의 Matching이 잘 이루어지지 않을 것임을 보여주고 있다. Fig. 3.5.27은 서지 마진의 변화를 보여주고 있다.

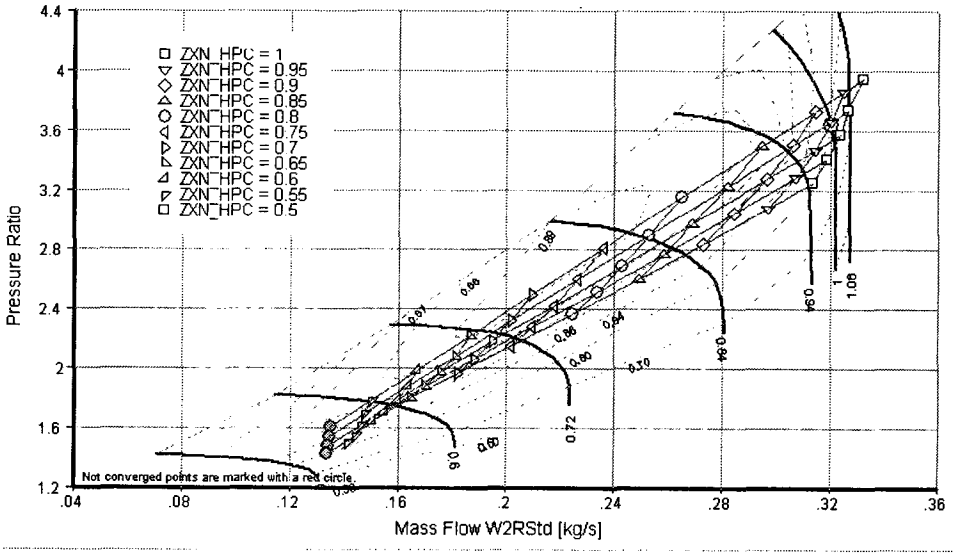


Fig. 3.5.25 대기온도 변화 시 회전수 변화의 압축기 성능에 미치는 영향 Ta= 240 - 320K and TIT= 1000K

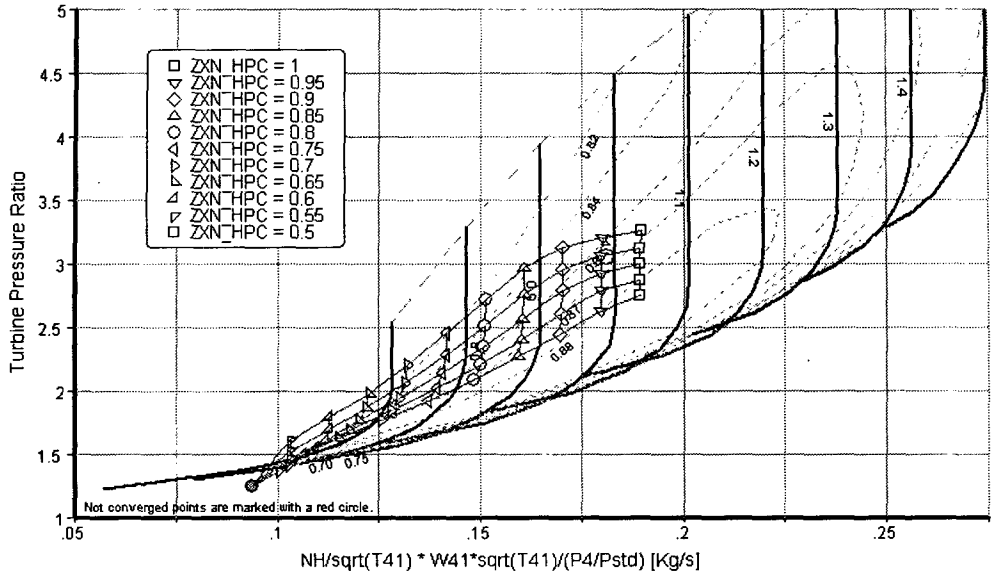


Fig. 3.5.26 대기온도 변화 시 회전수 변화의 터빈 성능에 미치는 영향 Ta= 240 - 320°K and TIT= 1000K

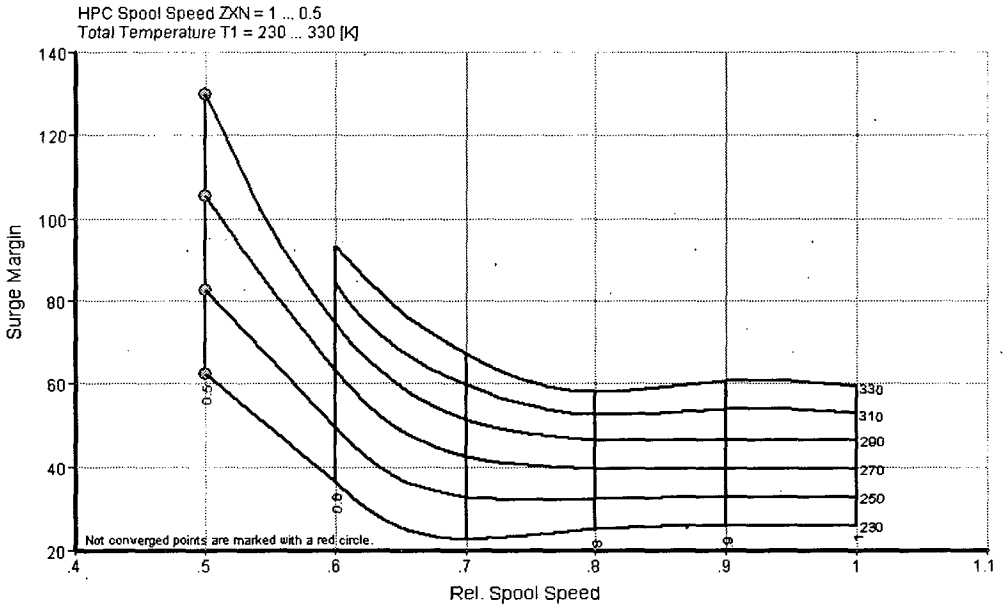


Fig. 3.5.27 대기온도 변화 시 회전수 변화의 서지마진에 미치는 영향 Ta= 240 - 320°K and TIT= 1000K

(2) 터빈 배기온도를 650K로 고정한 경우

Fig. 3.5.28은 터빈 배기 온도를 650K로 고정하고 회전수를 변화 시키는 경우 압축기 성능특성도 상에 나타난 작동 점의 변화를 보여주고 있다. 앞서 터빈 입구온도를 고정한 경우와 같이 대기온도 감소에 따라 그리고 회전수 감소에 따라

유량 및 압축비는 감소하는 것으로 나타나지만 저 회전수에서 대기온도 변화의 영향은 크게 나타나지 않는 것이 특징이다. Fig. 3.5.29를 보면 터빈 배기가스 온도를 고정한 경우 저 회전수에서도 압축기와 터빈의 결합이 부분품 결합을 위한 제한 조건 이내에 들어오는 것을 볼 때 터빈 배기가스를 고정시킨 제어가 터빈 입구 온도를 고정시킨 제어보다 보다 안정적으로 작동할 것임을 암시하고 있다. 팽창비 역시 터빈 입구온도 고정의 경우 보다 더 낮은 범위에서 결합이 이루어지고 있음을 볼 수 있다. Fig. 3.5.30은 이때의 서지 마진 특성을 보여주고 있는데 터빈 입구온도를 고정한 경우보다 낮은 대기 온도에 까지 결합이 잘 이루어지는 것을 보아 앞서 언급된 사항이 사실임을 알 수 있다.

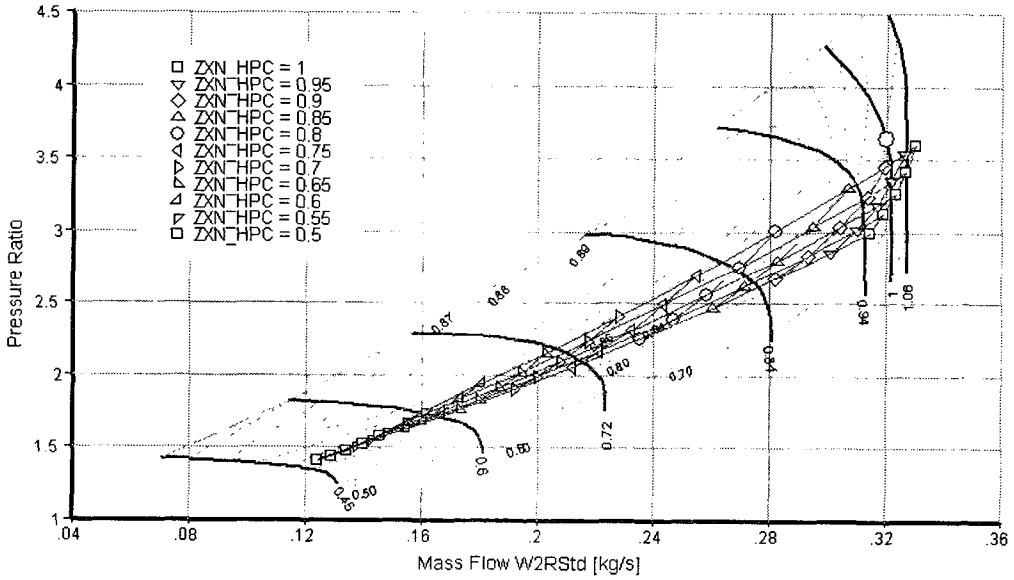


Fig. 3.5.28 대기온도 변화 시 회전수 변화의 압축기 성능에 미치는 영향
Ta= 240 - 320°K and Text= 650K

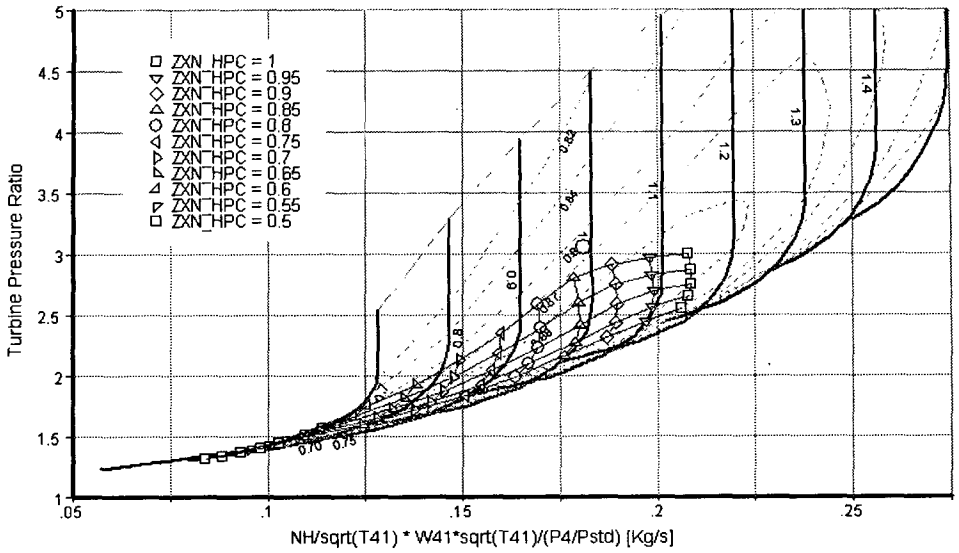


Fig. 3.5.29 대기온도 변화 시 회전수 변화의 터빈 성능에 미치는 영향, Ta= 240 - 320°K and Text= 650K

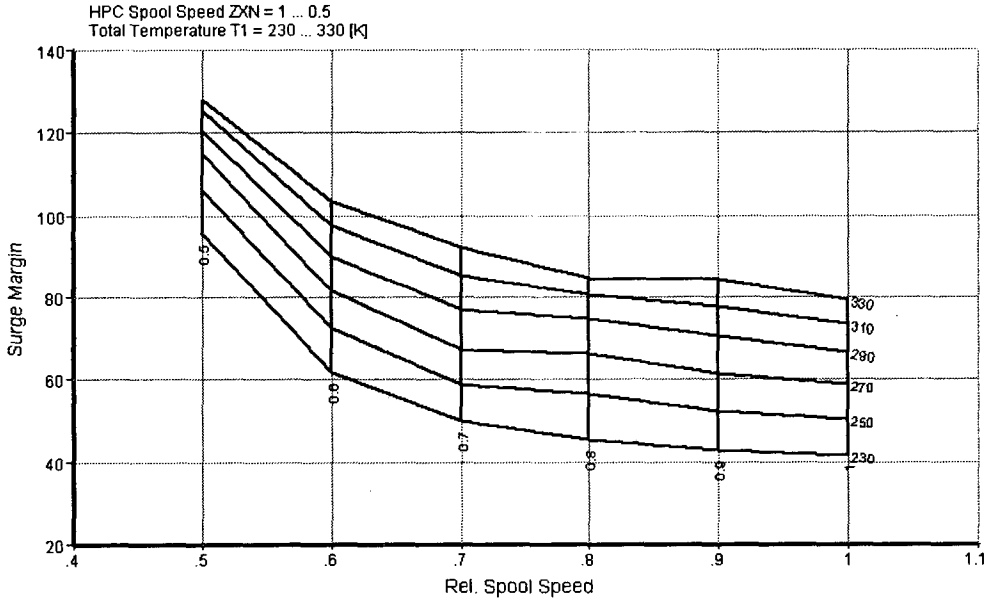


Fig. 3.5.30 대기온도 변화 시 회전수 변화의 서지마진에 미치는 영향, Ta= 240 - 320°K and Text= 650K

(3) 과도성능해석

가) 급작감속 시 과도성능해석

엔진의 과도 성능해석은 기동과 정지가 비교적 빈번하게 이루어지는 경우 해석

이 필수적으로 요구된다. 본 연구에서는 특히 사용된 특성도에 나타난 과동성능 특성 궤적을 조사하였다 과도성능특성은 엔진이 작동이 설계점 근처에서 이루어지다가 갑자기 연료유량을 감소시키는 경우 엔진작동점의 변화를 조사하고자 하였다. 이를 위하여 시간 변화에 따른 Power lever angle의 변화 계획을 작성하여 입력자료로 사용하였다. Fig. 3.5.31에 Power level angle 변화계획이 나타나 있다. 엔진은 초기 90%의 부하에서 작동하다가 20%까지 급감하여 일정시간 작동하는 것으로 하였다. Fig. 3.5.32는 압축기 성능특성도 상에 나타난 과도성능 작동 곡선의 궤적을 보여주고 있으며 Fig. 3.5.33에는 터빈 특성도상에 나타나 과도성능특성의 작동선을 보여주고 있다. 이외에 본 AI-9V 엔진의 근본 목적인 주엔진 시동 공기 공급 시 압축기 출구단에서 압축공기를 추출하여 헬리곱터 주엔진 기동이나 기타의 용도로 사용코자 하는 경우 압축기 출구에 설치되는 공기 용기의 크기가 엔진 성능에 미치는 영향을 조사하였다. Fig. 3.5.34에는 과도 성능 시 시간 대비 주요 변수 값의 변화가 나타나 있다. Fig. 3.5.35에는 과도 성능 시 시간 변화 대비 엔진 회전수의 변화가 나타나 있으며 Fig. 3.5.36에는 과도 성능 변화 시 유량 대비 압축기효율, 서지 마진, 회전수 압축기 출력의 변화를 보여주고 있다. Fig. 3.5.37에는 터빈 부분 부하 시 성능특성을 보여주고 있다.

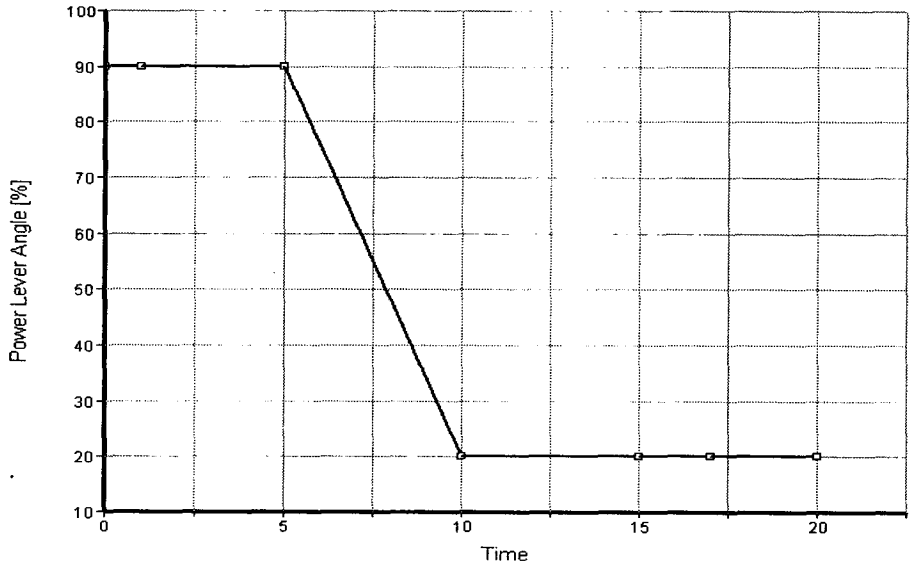


Fig. 3.5.31 엔진의 과도 성능 제어계획

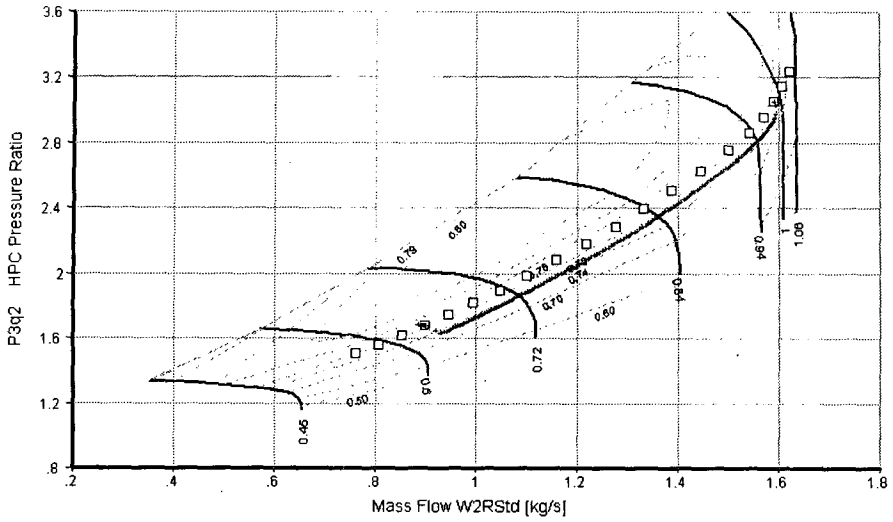


Fig. 3.5.32 압축기 성능특성도상에 나타나 과도성능 곡선

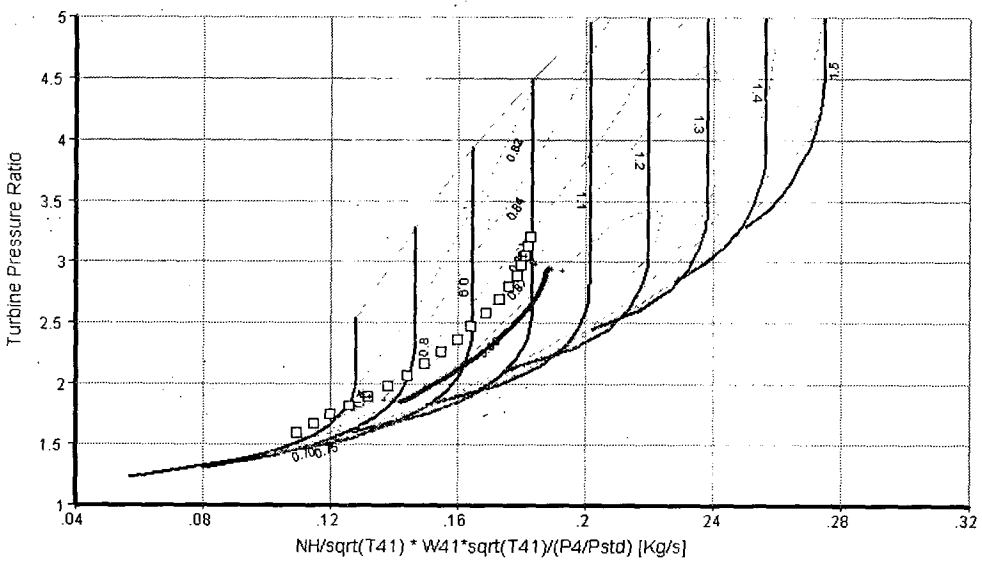


Fig. 3.5.33 터빈 성능특성도 상의 과도성능 계산 결과

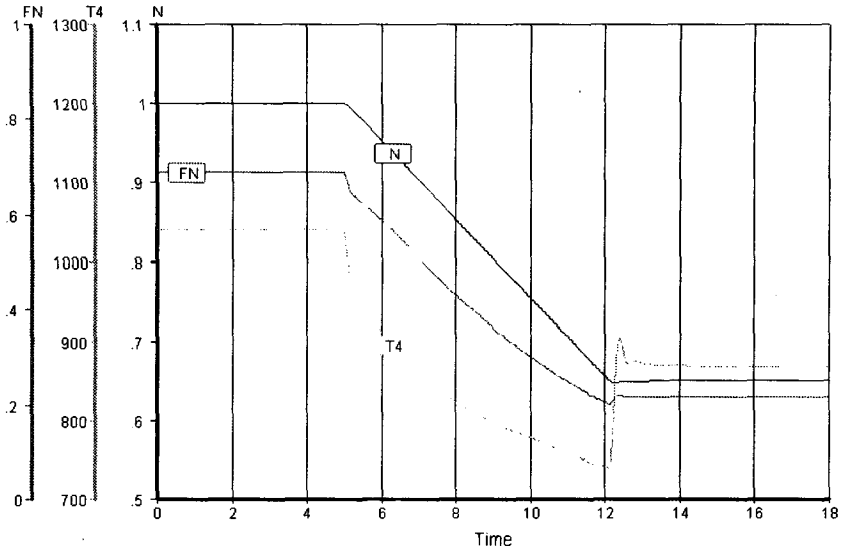


Fig. 3.5.34 과도 성능 시 시간 대비 주요 변수 값의 변화

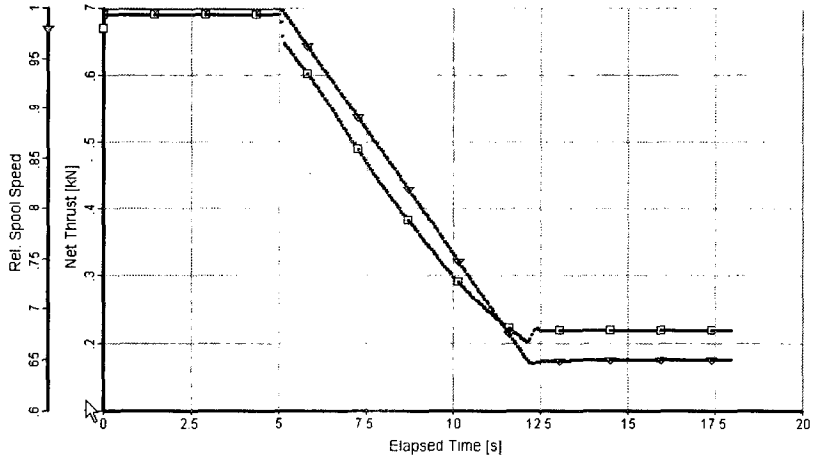


Fig. 3.5.35 과도 성능시 시간 변화 대비 엔진 회전수의 변화

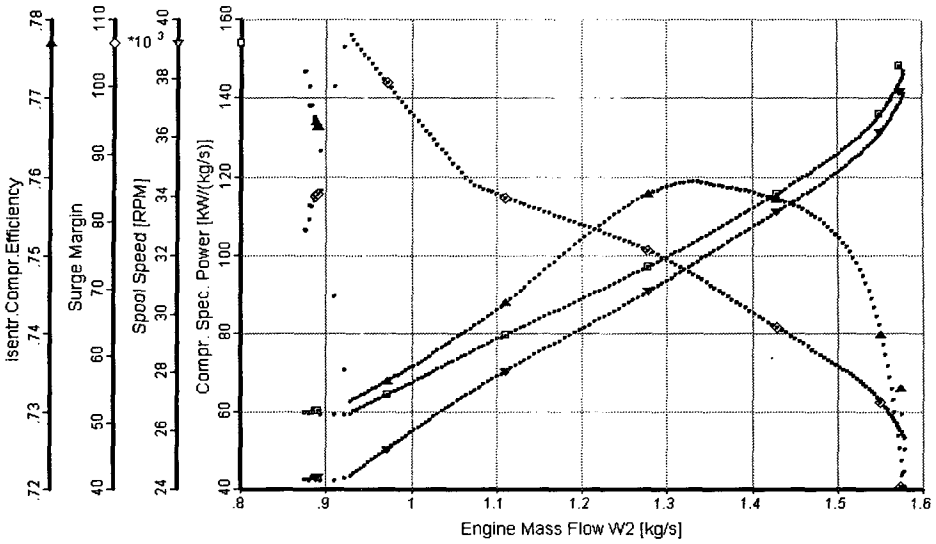


Fig. 3.5.36 과도성능 변화 시 유량 대비 압축기효율, 서지 마진, 회전수 압축기 출력의 변화

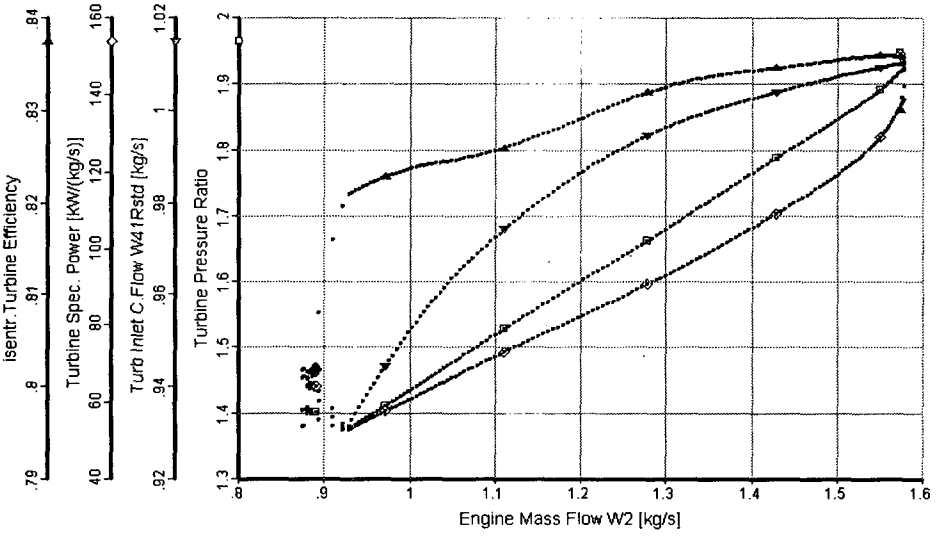


Fig. 3.5.37 터빈 부분부하 Performance Characteristics

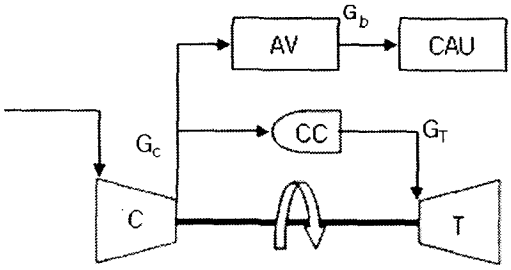
나) 압축공기 추출 시 과도성능해석

(1) 개요

특히 본 연구에서는 AI-9V 엔진의 주 작동 목적인 공기 공급특성에 대하여 조사하였다. 압축기 서지 현상에 대한 방지는 가스터빈 엔진의 운전 중 가장 중요한 역할 중의 하나이다. 이를 조사하기 위한 가장 손쉬운 방법은 정적 및 과도 시 엔

진의 작동 특성을 부분품의 성능 특성도에 나타내 보는 것이다. 이 경우 엔진의 작동영역은 서지 경계선에 의하여 제한을 받게 되는데 때문에 엔진의 설계 시에는 이러한 서지 현상에 대한 정확한 예측이 요구된다. 서지 마진은 일반적으로 설계 시 정해지게 되는데 부분부하 시 안정적인 엔진의 작동을 위하여 제어장치에 이러한 서지를 순간적으로 회피해 갈 수 있는 조치가 필요하다. 이를 위하여 엔진 로터부의 극관성 모멘트, 공기와 가스의 부피, 열전달 효과 등이 엔진 작동선이 정상상태를 벗어나 과도상태에 이르게 되는 주원인이 되고 있다. 만일 열교환기와 같은 매우 큰 용기가 시스템 내부에 존재한다면 이는 시스템의 동적 거동에 매우 큰 영향을 미치게 될 것으로 판단된다. 본 연구에서는 압축기 출구에서 추출되는 공기의 양이 과도성능에 미치는 영향을 마이크로터빈(AI-9V엔진)의 예를 들어 조사하였다. 사용된 압축기 성능특성도 역시 일반적인 성능특성도를 축소하여 계산에 사용하였다. 터빈 통과 가스유량, 압축비, 회전수, 출력 및 토크 등은 유량보존 및 일의 보존 법칙을 이용하여 계산하였다. 사용된 공기 용기 내 체적은 $0.02m^3$으로부터 $6m^3$까지 고려하였다. 과도성능과정의 계산은 연료량이 감소하는 경우 일 및 열역학 변수들을 계산하고 이때 유량의 불균형을 이용하여 압력의 변화를 계산하였다. 부분품 간 토크의 차이를 이용하여 회전축의 회전 속도 변화를 계산하였다. 이러한 열역학적 변수 값들의 계산은 주어진 시간 간격 내에서 반복적으로 이루어졌다. 갑자기 연료유량의 감소가 발생하는 경우 압축기 및 터빈입구온도가 감소하여 결과적으로 터빈 일이 압축기 일에 비하여 더 빠른 속도로 감소하게 된다. 그러나 관성모멘트 때문에 작동 점은 일차적으로 같은 회전수 곡선을 따르게 되며 따라서 엔진 유량은 감소한다. 유량이 증가하는데 따른 압축기 내 압력의 감소는 서지 마진의 증가로 이어진다. 로터 관성모멘트 및 가스 용적의 변화는 결과적으로 작동점이 정상상태 곡선을 벗어나게 되는 결과가 된다. 만일 작동점이 짧은 시간이나마 서지선을 넘어가는 경우 엔진은 비상 정지를 하여야한다. 한편 엔진 시스템 내부에 큰 공기용기가 존재하는 경우 공기 용기내부로 공기가 감소하여 빠지는 것으로 인하여 유량이 감소하게 되면 터빈에 비하여 압축기일이 상대적으로 빠르게 감소하게 되고 이로 인하여 터빈 내부의 온도는 증가하게 되며 결과적으로 작동점은 서지선 쪽으로 옮겨가게 된다. 이 경우 과도상태상의 작동선 궤적은 압축기와 터빈 간 상대적인 출력 차이 및 유량 변화에 따른 압력감소율에 의하여 정의 된다. 공기 용기 체적이 크면 클수록 압력 감소율은 작아지고 과도상태 작동선의 궤적이 정상 상태

선 으로부터 벗어나는 정도도 커지게 된다. AI-9V 엔진 압축기 출구로부터 압축공기가 추출되어 일정한 양의 용기로 들어갔다가 다시 헬기나 기타 다른 주 엔진의 시동으로 사용되는 경우 엔진의 작동 특성에 대하여 조사하였다. Fig. 2.38에는 이러한 압축공기 공급 장치의 개략적인 Scheme을 보여주고 있다.



AV	Air volume	C	Compressor
T	Turbine	CAU	Compressed air user
G	Generator	CC	Combustion chamber

Fig. 3.5.38 Scheme of APU engine

Fig. 3.5.38에 나타난 모델을 모사하기 위하여 다음과 같은 식이 사용되었다. 대기중의 공기는 압축기로 흡입되어 압축된 후 흐름이 둘로 나뉘어 진다. 첫 번째 흐름은 연소기로 들어가서 연소과정 및 터빈에서의 팽창과정을 거쳐 출력을 생산함으로서 압축기 및 기타 보조기관에 소요되는 동력을 창출하고 두 번째 흐름은 압축기 케이싱에 설치된 밸브를 통하여 Stilling chamber로 들어가고 여기로부터 압축공기는 다시 헬기 엔진 등을 구동하기 위한 Starting 장치로 들어가게 된다. 압축공기를 일시 저장하는 용기는 압축공기가 사용되는 소비자와 압축기 사이의 중간 부품으로 간주된다. 연소기에 주입되는 연료량은 매우 작아 무시하는 것으로 한다. AI-9V 엔진은 70년대 중반에 제작된 만큼 최근의 엔진에 비하여 비교적 낮은 압축기 및 터빈 효율을 가지고 있다. 계산은 정격에서부터 시작된다. 정상상태의 조건하에서 연료량이 고정되면 로터의 회전수 및 기타 엔진의 다른 변수들도 고정되게 된다. 그러나 가속이나 감속의 경우 압축기와 터빈 간 출력은 더 이상 균형을

이루지 못하게 되고 터빈 출력이 압축기 출력보다 클 경우 가속이, 작을 경우 감속이 되게 된다. 정상상태에서의 작동선은 연료량을 매우 적게 변화시키면서 계산할 수 있다. 계산 중 터빈 유량은 질식이 되어 일정한 것으로 한다. 압축기, 터빈 및 연소기의 효율은 부분부하 중 일정한 것으로 생각하였다. 공기 용기로부터의 배출되는 공기는 임계 상태 즉 질식되는 것으로 하였다. 유동 매개채로부터의 열전달 및 손실은 고려하지 않았다. 과도성능을 계산하기 위하여 과도상태 기간의 시간대가 일정하게 나누어진 후 각 시간 Δt 동안 열역학적 변수들의 값을 계산하였다. 이러한 변수들의 값이 계산되면 각 부분품의 소요 및 창출 동력을 계산할 수 있게 된다. 이후 출력간 차이를 계산하여 가속토크 및 감소토크가 계산되게 된다. 이러한 토크 값의 차이를 이용하여 회전축의 속도를 계산할 수 있다. 이러한 계산과정은 매 시간 대에 걸쳐 반복적으로 계산되게 된다. 동적거동을 모사하기 위하여,

$$J\frac{d\omega}{dt} = M_t - M_c \qquad (3.5.1)$$

이 사용되었으며 공기 용기 내 유동 특성을 위해서는,

$$\frac{V}{RT}\frac{dP_c}{dt} = G_c - G_t - G_b \qquad (3.5.2)$$

의 계산식을 사용하였다. 과도성능 계산 중 추력 및 유량의 불균형이 존재하는 것으로 보고 유량이 불일치하는 조건으로 압력 변화율을 계산하였다. 추력이 불일치하는 조건으로부터 회전수 변화를 계산하였다. 계산 과정 중 서지 마진 계산은 다음의 식에 의하여 계산하였다.

$$K_y = \frac{\mathrm{Pr}_s}{m_s} / \frac{\mathrm{Pr}_{op}}{m_{op}} \qquad (3.5.3)$$

모사를 위한 계산은 연료 유량이 정격으로부터 50%, 20% 그리고 연료 공급이 완전히 중단되는 경우에 대하여 조사하였다. 공기용기의 크기는 0.02m^3, 0.5m^3, 1m^3, 2m^3, 4m^3 그리고 6m^{3}의 6가지에 대하여 조사하였다.

(2) Simulation

과도성능은 시간에 따라 엔진 주요변수들의 값이 변화하는 작동영역을 다루게

되는데 실제 엔진의 경우 엔진 작동에 영행을 미치는 유일한 것이 연료량이다. 보통 연료량은 연료 공급계획에 따라 정해지게 되는데 단계적 연료 증가 또는 감소는 항공기 엔진에서 "Bodie"라고 하는 엔진 시험 과정 중 행해진다. 엔진 감속을 위하여 연료를 단계적으로 감소시키면 실제 엔진의 속도는 요구된 엔진의 속도보다 더 늦게 감소하게 된다. 여기서는 연료를 정격의 50%, 20% 그리고 완전히 중단한 후 다시 연료를 증가시키는 경우 과도성능특성을 조사코자 하였다. 계산상으로 볼 때 정해진 반복회수를 완료하게 되면 연료가 다시 증가되도록 하였다. 대비코자 하는 목적에서 정상상태의 작동 궤적을 함께 표시하였다. 계산에서 시간 증가는 0.01초로 하였다. 주어진 연료공급 계획상에서 유량, 압력, 토크, 출력 그리고 압축기 터빈의 회전수가 각 공기용기의 체적에 대하여 계산되었다. 공기용적의 값이 작은 경우 압축기 및 터빈에서의 일의 감소가 커서 엔진의 작동점은 온도와 압력 감소가 매우 빠르게 일어나는 방향으로 이동하며 동시에 회전체의 모멘트로 인하여 초기에는 일시적으로 같은 회전수 곡선을 따르는 방향으로 이동하게 되어 유량은 오히려 증가하는 것으로 나타난다. 이 경우 터빈 내에서 일의 감소는 압축기에서보다 크게 나타난다. 그러나 토크의 균형이 이루어지게 되면 과도 작동선은 어느 정도 정상상태 작동선과 평행을 그리게 된다. 그러나 압축기 이후 공기용기의 체적이 커지게 되면 연료 감소에 따른 일의 감소가 상대적으로 작아지게 되고 또 압축기 내의 유량 감소로 인하여 온도는 상승하게 되고 결과적으로 엔진의 작동점은 서지선쪽으로 이동하게 된다. 기 용기의 크기가 중간 크기의 체적인 경우 작동점의 방향은 앞의 두 경우 중간을 택하는 것으로 나타났다. Fig. 3.5.39는 연료량이 정격의 50%로 감소한 경우 계산 결과를 보여주고 있다. 이때 공기용기의 체적이 $0.02m^3$인 경우 작동점은 유량의 감소 때문에 초기에 같은 속도 곡선을 따라 이동하지만 곧 낮은 속도선 쪽으로 방향을 바꾸고 이어서 부분품 간 결합이 이루어지면서 정상상태 곡선과 평행하게

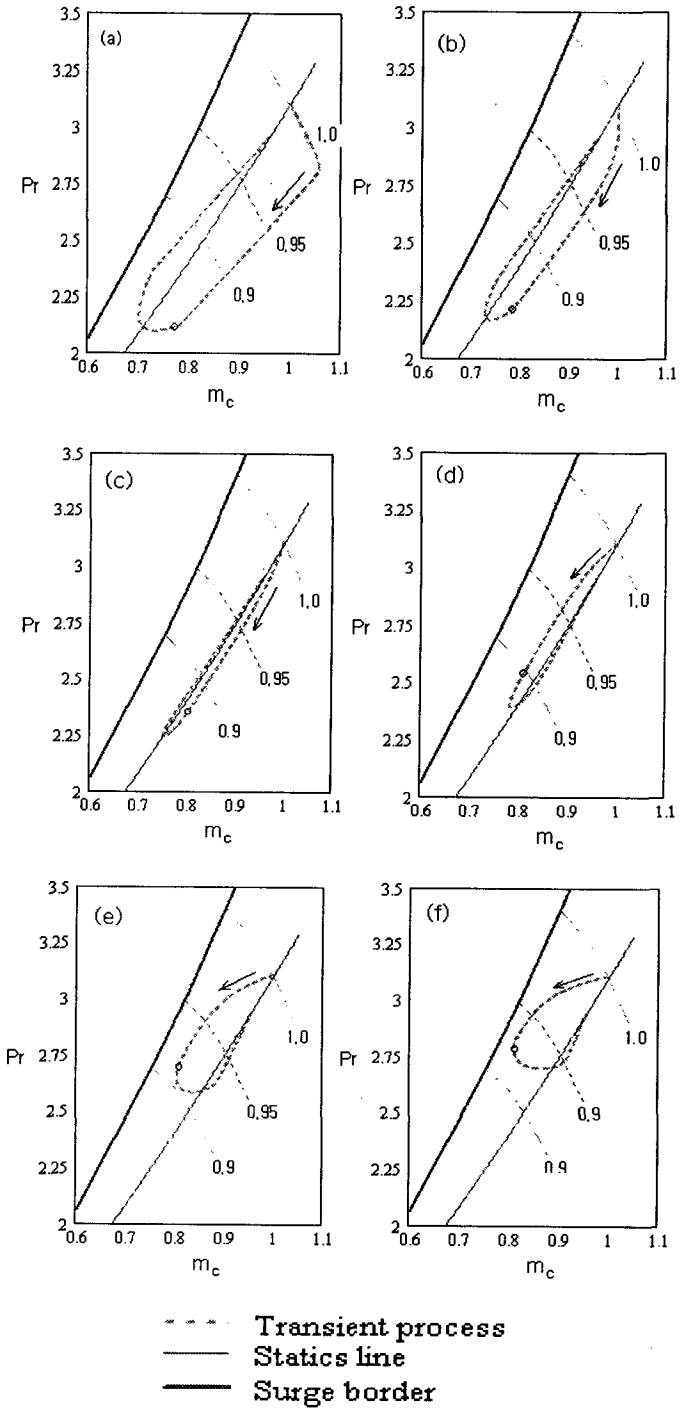


Fig. 3.5.39 Engine transient trajectory on compressor characteristic. Fuel flow step decreasing to 50 %, then fast increasing. Air volumes in.m3:

a) V=0.02 b) V=0.5 c) V=1

d) V=2 e) V=4 f) V=6

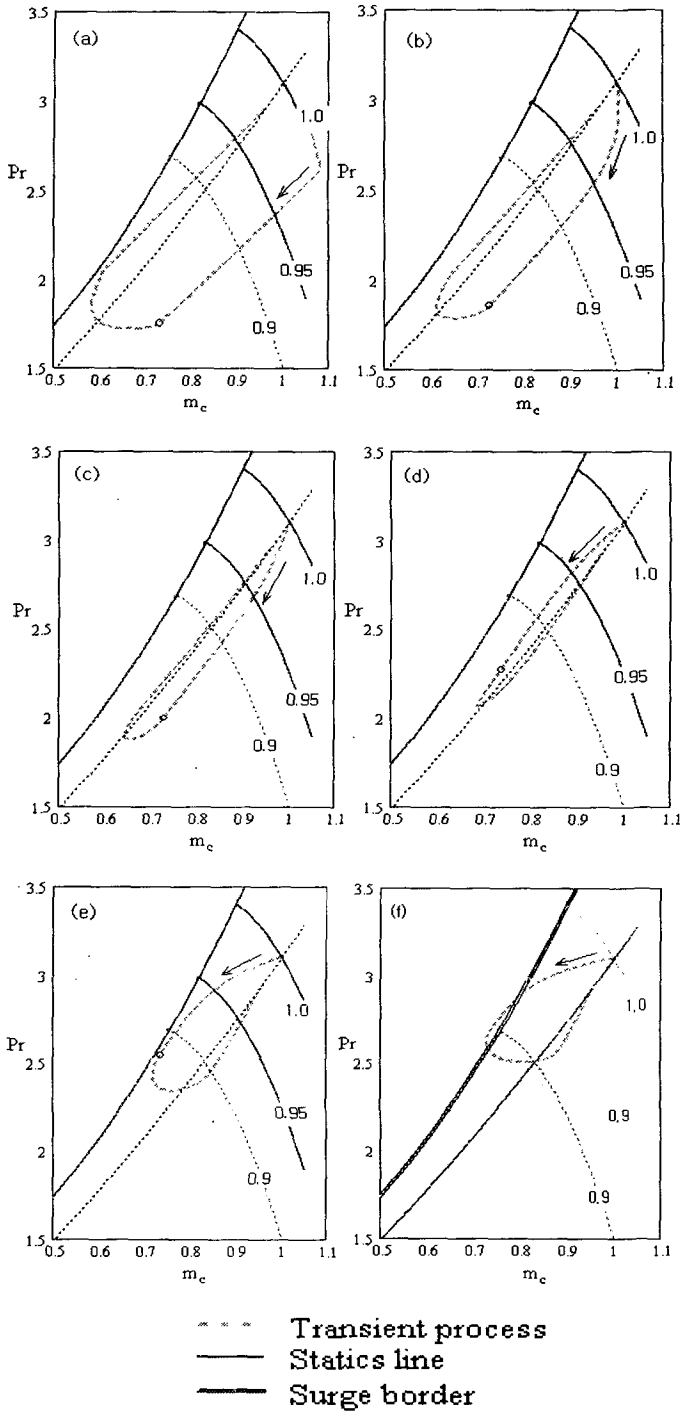


Fig. 3.5.40 Engine transient trajectory on compressor characteristic. Fuel flow step decreases to 25%, then increase again. Air volumes in m3:

a) V=0.02 b) V=0.5 c) V=1.0

d) V=2.0 e) V=4.0 f) V=6.0

된다. 이 경우 과도성능곡선은 정상상태 곡선의 아래쪽을 따라 이동하며 따라서 서지와는 거리가 멀다. 그러나 이후(그림에서 Circle로 표시된 점을 지나) 연료유량이 다시 증가하게 되면 터빈 입구온도가 증가하면서 이때 터빈 일의 증가는 압축기의 소요일의 증가를 추월하게 되어 회전속도가 증가하게 된다. 이 경우 역시 과도성능궤적은 시계방향으로 이동하게 되며 따라서 작동점은 서지선에 가까워지게 된다. 공기 용기의 체적이 작은 경우 즉 연료감소 시 엔진 작동은 감속 시에는 서지로부터 안전하고 재가속시에는 불안전해지는 것을 알 수 있다. 이러한 과도성능 곡선이 정상상태 곡선으로부터 멀어지는 정도는 공기용적의 크기에 반비례하는 것을 볼 수 있다. 중간 크기의 공기용적 체적인 경우 과도성능궤적은 정상상태 곡선에 가까이 이동하는 것을 볼 수 있다. 공기용적의 크기가 증가하게 되면 과도성능곡선의 궤적의 방향이 반시계방향으로 바뀌게 되는데 비껴가는 정도도 공기용적의 크기에 따라 변화하는 것을 알 수 있다. 이 경우 감속 시 엔진이 불안정해지는 반면, 가속 시에는 엔진작동이 안정해 지는 것으로 보인다. 연료량을 25%까지 감소키기는 경우 (Fig. 3.5.40) 과도성능곡선은 Fig. 3.5.39의 경우와 유사하게 나타난다. 다만 장상상태 궤적으로부터 비껴가는 정도가 25%의 경우 더 크게 나타나고 있어 감속 후 재가속 시 서지에 부딪칠 가능성도 그만큼 커진다 하겠다. 유량이 완전히 중단된 경우 (Fig. 3.5.41) 공기용기의 체적이 작은 경우 감속 시에는 서지로부터 안전한 반면 가속 시에는 다시 서지에 걸릴 가능성이 있는 것으로 조사된다. 공기용기의 체적이 2㎥인 경우 과도성능곡선은 정상상태작동선과 교차하게 되는데 교차하게 되는 시점은 공기용기의 체적이 증가할수록 작아지는 것으로 나타나고 있다. 이 같은 모든 현상을 종합해볼 때 공기용기의 체적이 서지 발생과 관련된 과도성능특성과 매우 밀접한 연관이 있음을 알 수 있다. 공기용기의 체적이 클수록 초기 감속 기간 중 서지선과 마주칠 가능성은 증가하지만 공기용기의 체적이 작은 경우 오히려 초기 감속 후 다시 재 가속이 되는 경우 서지에 걸릴 가능성이 많은 것으로 나타나고 있다. 이 같은 현상은 연료 유량의 감소량이 많을수록 현격해지는 것으로 나타나고 있다. Fig. 3.5.42는 공기 용기의 체적이 0.02㎥에 고정되었을 때 과도성능 중 압축기와 터빈의 출력변화를 보여주고 있으며 Fig. 3.5.43은 6㎥인 경우의 예를 보여주고 있다. 터빈 출력은 연료량의 증가, 감소에 따라 같이 증가하고 감소하는데 초기 약 5초간 터빈 출력이 감소하는 비율은 압축기 일 감소율보다 크지만 이후 상황은 반전되어서 로터의 회전수는 증가하게 된다. Fig. 3.5.43은 서로

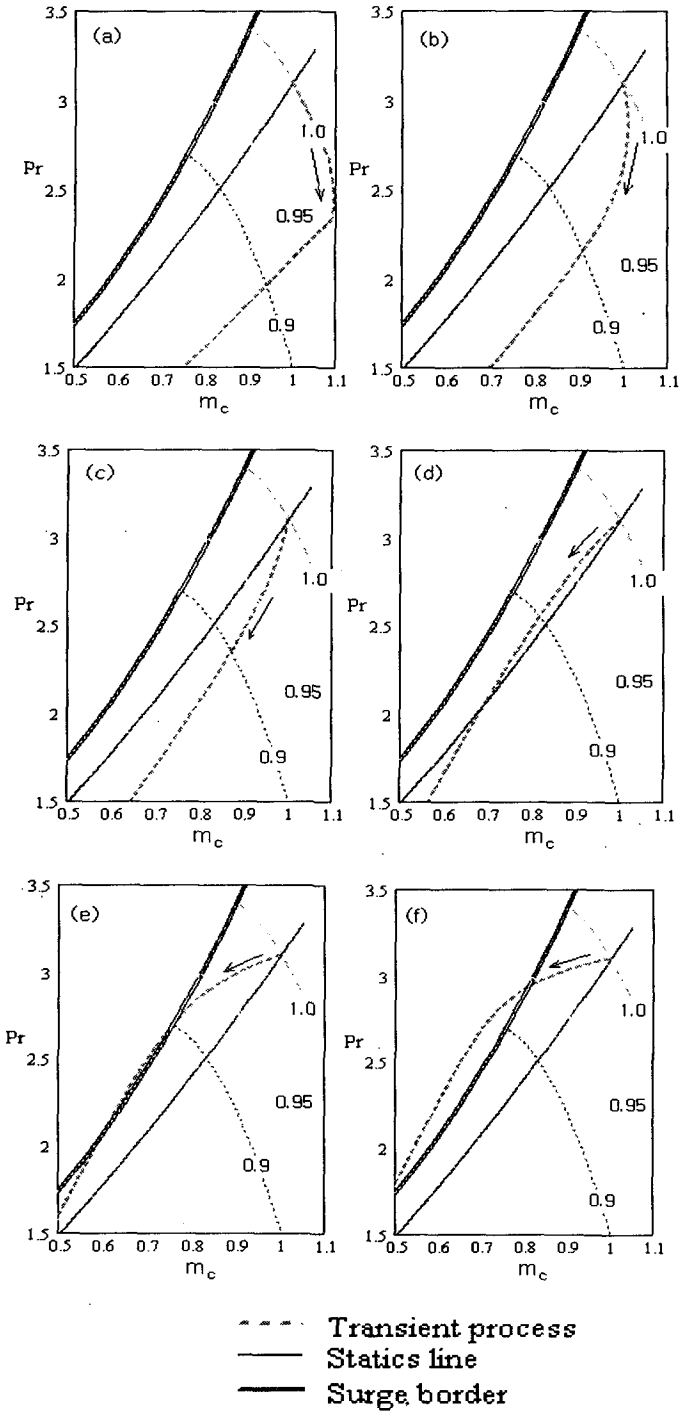


Fig. 3.5.41 Engine transient trajectory on compressor characteristic. Fuel flow is cut off. Air volumes in m3:

a) V=0.02 b) V=0.5, c) V=1.0

d) V=2 e) V=4.0, f) V=6.0

다른 공기용기의 체적 하에서 연료량이 정격 대비 50%까지 감소하였을 때 서지 마진의 계산 결과를 보여주고 있다. 이미 설명된 바와 같이 서지 마진 Ky는 서지가 발생한 작동점에서의 압축기/유량의 비 값 대비 정상 작동점에서의 값의 비로 정의되는데 일반적으로 Ky의 값이 1을 초과하는 경우 작동점이 서지선과 교차하지는 않았지만 Ky값이 1.15보다 낮은 경우 서지로부터 불안한 것으로 간주된다.

연료량이 50%까지 감소되는 경우 공기용기의 체적이 0~2㎥에서 엔진 작동은 안전한 것으로 판단된다. Fig. 3.5.44는 연료량이 25%까지 감소되는 경우를 보여주는데 Fig. 3.5.43에서 지적된 내용이 동일하게 적용되며 공기용기의 체적이 2㎥인 경우가 가장 안전하게 사용될 수 있는 크기의 체적인 것을 볼 수 있다. Fig. 3.5.43에서 보는 바와 같이 공기용기의 체적이 2㎥ 이하인 경우 연료가 갑자기 공급 중단되면 연료 감소가 25%, 50%인 경우와 같이 서지로부터 안전한 것을 알 수 있다. 연료 공급이 중단되는 경우 과도 성능특성은 감속 시 보다 작은 공기용기의 체적에서 안전하고 공기용기의 체적이 2㎥을 초과하는 경우 작동궤적은 정상상태 작동선과 교차하여 서지 경계선과 가까워지는 것을 볼 수 있다. 이상과 같은 조사된 내용을 요약하면 해당 보조동력기관(AI-9V)의 주어진 변수 값 하에서 가장 적합한 공기용기의 체적은 2㎥으로 판단된다. 본 연구의 결과는 사용된 공기용적의 체적과 보조동력기관인 AI-9V엔진의 압축기 성능특성과의 상관관계를 수치 해석적으로 보여주는 것으로 실질적인 적용을 위하여 실험을 통한 검증이 요구된다 하겠다. Fig. 3.5.46은 연료공급이 중단된 경우 서지마진의 변화를 보여주고 있다.

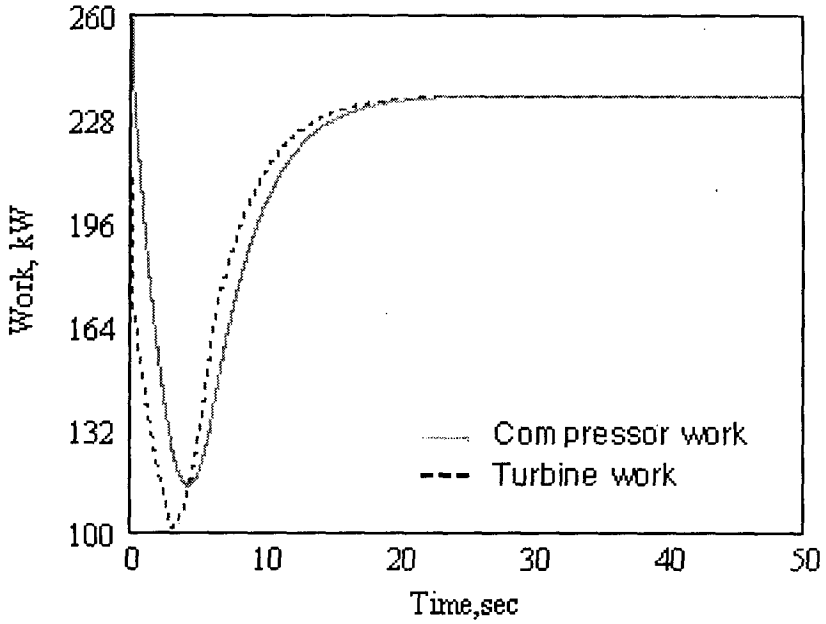


Fig. 3.5.42 Variation of work in compressor and turbine with time at air volume V= 0.02m3

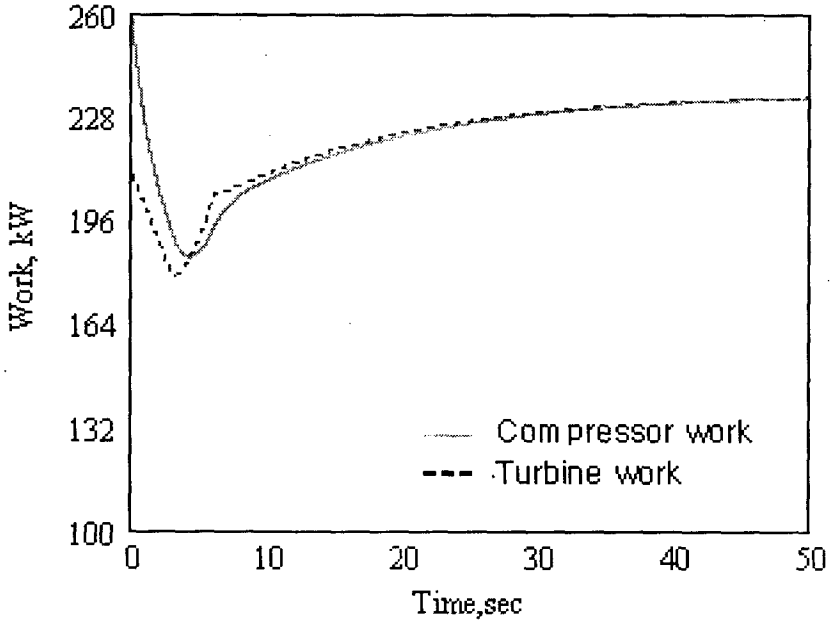


Fig. 3.5.43 Variation of work in compressor and turbine with time at air volume V= 6m3

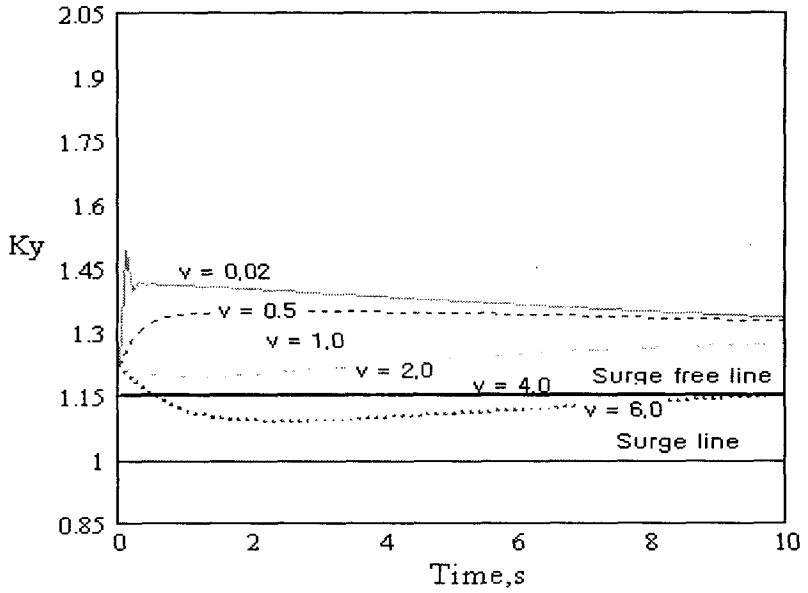


Fig. 3.5.44 Compressor surge margin versus for different air volumes with fuel flow rate decreased to 0.5 of the nominal condition.

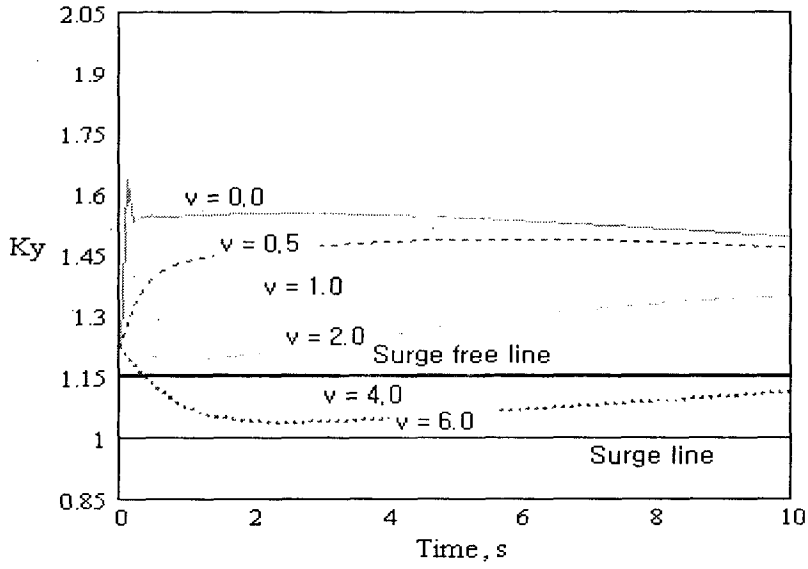


Fig. 3.5.45 Compressor surge margin versus for different air volumes with fuel flow rate decreased to 0.25 of the nominal condition.

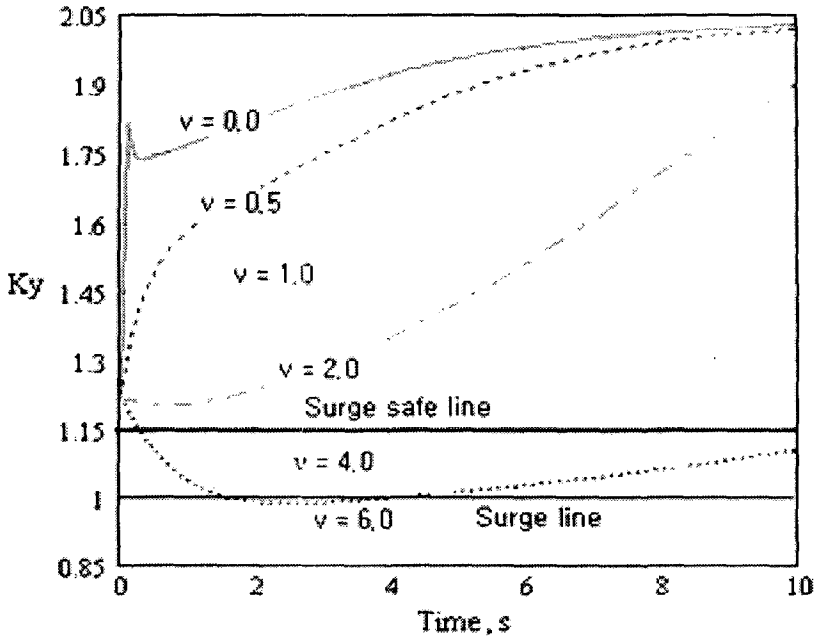


Fig. 3.5.46 Compressor surge margin versus for different air volumes with fuel cutoff. Air volumes are in m^3.

제 6 절 Simulator 개발

1. 전동기의 제어 특성 및 시뮬레이터 구성

견인전동기의 제어는 일정 토크를 얻기 위하여 일정 자속제어를 하는 영역과 특성운전을 하기위한 자속을 가변하는 두 가지의 제어영역을 사용하며 광범위한 속도가변특성을 가져야 하므로 일정 자속영역과 약계자 운전영역의 두 영역사이에 정출력의 운전특성을 두어 제어한다. 전동기의 제어에 있어서 두 영역 모두 자속을 설정한 크기로 유지하면서 요구하는 토크를 발생하도록 제어하게 되므로 결국 전동기의 자속제어가 견인 전동기의 특성을 결정하는 가장 큰 요소이며 이를 적절히 제어하는 방법이 요구된다.

가. 자속제어에 따른 최대 토크 특성

가변주파수, 가변전압 제어영역에서의 자속제어이므로 V/f의 비를 일정하게 유지하는 수단을 사용한다. 전동기의 자속 전류는 여자회로가 전동기의 단자에 연결된 간이 등가회로에서 다음과 같이 전동기의 1,2차 누설리액턴스를 L이라 하면

$$V = 4.44 f N \Psi \text{ 이므로}$$

$$\Psi \propto \frac{V}{\omega} \tag{6.1.1}$$

$$I = \frac{V}{\sqrt{\left(\frac{R_2}{s}\right)^2 + (\omega L)^2}}$$

$$= \frac{V}{\omega\sqrt{\left(\frac{R_2}{\omega_s}\right)^2 + L^2}} \tag{6.1.2}$$

이 된다. 전동기의 토크는 극수를 p 라고 하면

$$T = \frac{2}{p}\frac{I^2 R_2}{s}\frac{(1-s)}{\omega_r}$$

$$= \frac{2}{p} \frac{V^2 R_2}{\omega^2 \sqrt{\frac{R_2^2}{\omega_s} + \omega_s L^2}} \qquad (6.1.3)$$

이므로 식 (6.1.1), 식(6.1.2) 및 식(6.1.3)에 의하여 전동기의 최대특성을 예측할 수 있다.

나. 차량 시스템의 모델

(1) 주행저항

11량으로 구성되는 고속철도 시제차량이 최대 150km/hr로 주행할 때 주행저항을 구하는 식은 다음과 같다.

$$R = 0.77 \times (10nM)^{1/2} + 0.008MV + (0.02225 + 0.00352T) \times V^2 [\text{daN}] \qquad (6.1.4)$$

여기서, R: 주행저항[N]

n: 차륜축수

M: 총중량(ton)

T: 동력객차를 포함한 객차수

V: 열차속도[Km/hr]

11량 고속철도 시제차량의 경우 앞의 식에 들어갈 변수들은 다음과 같다. 즉, n=28, M=476 ton, T=9, 그리고 V=150km/hr이다. 이러한 값을 식(6.1.4)에 대입하여 기동시 주행저항은 R=281.1[daN]= 2.811[kN], 그리고 V=150km/hr 주행시 주행저항을 구하면, R=2065.7[daN] = 20.675[kN]으로 계산된다.

(2) 구배저항

구배저항은 열차선로가 일정경사를 가질 때, 열차의 자중으로 인한 저항을 의미하며, 열차선로의 경사 값이 클수록 구배 저항 값은 증가하게 된다. 본 연구에서는 통상 사용되는 6퍼밀 구배일 경우의 구배저항을 계산하였다. 구배저항 식은

식(6.1.5)과 같다

$$D = M \times g \times \sin g\Theta \qquad (6.1.5)$$

여기서, D : 구배저항[N]

M : 총중량[ton]

g : 중력가속도[㎨]

Θ : 구배 [°, degree]

구배저항을 계산하기 위하여 식(1-5)에 들어갈 변수들은 다음과 같다. 즉, M=476[ton], g=9.81[㎨], 그리고 Θ=arctan(6/1000)=0.34377°이다. 이러한 변수 값을 식 (6.1.5)에 대입하여 구배저항을 계산하면, D=28,017[N]으로 계산된다. 또한, 11량 편성된 고속철도 시제차량이 최대속도 150km/hr로 주행하고 구배가 6퍼밀일 경우, 총 저항은 식(6.1.4)과 (6.1.5)로부터 48.674[kN]이다.

중량이 M[kg]인 차량을 구동하는 견인력이 차륜에서 F[N]의 힘으로 주행 저항력이 F_L[N]인 조건에서 v[m/s]이라면, 이 기간 중의 운동에너지에 관한 식은

$$F \cdot v \cdot \Delta t = M \cdot v \cdot \Delta v + F_L \cdot v \cdot \Delta t \ [J] \qquad (6.1.6)$$

이므로 차량을 관성체로 보아 주행 중에 있는 전동차의 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$F = M\frac{dv}{dt} + F_L \qquad (3.6.7)$$

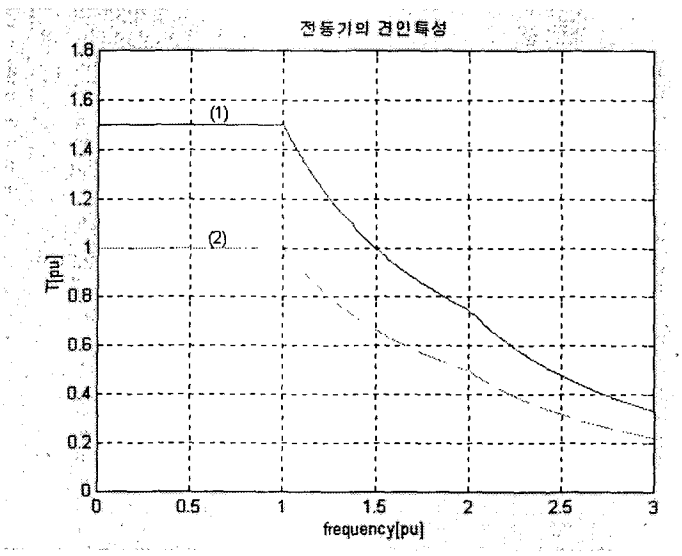


Fig. 3.6.1 전동기의 견인토크

차량 시스템의 모델은 전동기 1대당으로 식(3.6.7)에 의한 시뮬레이션을 한다. 전동기 1대가 차량 차륜에서 갖는 견인력은 견인 전동기의 회전 토크로부터 산출하며 다음과 같은 방법으로 계산한다. 전동기의 토오크는 정격 토오크에 Fig. 3.6.1의 백분율의 토크를 곱하여 얻는다. 이렇게 산출된 토크에 대차의 감속비와 차륜경으로 차륜에서의 견인력이 구해진다. 전동기 1대가 감당하는 등가 관성체는 차량의 총중량을 견인전동기의 대수로 나누면 되며 식(1-4)으로부터 전동기 1대당의 주행저항을 구한다.

$$F = T \times \frac{N}{D/2} \tag{3.6.8}$$

$$M = \frac{M_T}{n} \tag{3.6.9}$$

$$F_L = 9.8 \times L \times M \tag{3.6.10}$$

여기에서 T는 전동기의 축토오크, N은 대차의 기어비, D는 차륜의 직경, M_T는 전동차의 총중량이며, n은 견인전동기수이다.

식 (3.6.7)에 의하여 전동차의 등가모델은 1차 미분방정식으로 표현된다. 또 전동기 1대당의 견인력은 전동차의 주행속도에 대하여 나타내져야 하므로, 토크 산출은 전동기의 주파수에 따라 대응하는 회전속도와 전동차의 주행속도와의 관계로

다음과 같이 환산한다.

$$f[pu] = \frac{\text{전동차의 주행속도}}{\text{정격주파수일때 속도}} \tag{3.6.11}$$

$$= k_w \times \text{전동차의 주행속도} \tag{3.6.12}$$

$$\text{정격주파수일때 속도} = \frac{\text{정격회전수}}{60\text{초}} \times \text{기어비} \times \pi \times \text{차륜경} \tag{3.6.13}$$

전동기의 축토오크는 식(3.6.11)의 $f[pu]$로 그림 1의 데이터를 갖는 테이블에 의하여 구한다. 전동기에 인가되는 전압이 정격상태일 때 전동차의 속도는 식(3.6.13)으로 되므로 식 (3.6.12)의 k_w는 0.0241로 계산된다. 전동차의 차륜에서의 견인력은

$$\text{견인력} = \frac{9.8 \times T[pu] \times \text{정격토오크} \times \text{기어비}}{\text{차륜반경}} \tag{3.6.14}$$

이며 식(3.6.7)으로 주어진 전동차의 등가시스템의 가속은 Fig. 3.6.2와 Fig. 3.6.3에 의하여 시뮬레이션을 한다. Fig. 3.1.2.1에서와 같이 정토오크특성, 정출력특성 및 직권특성 곡선중 식(3.6.12)에 의한 주파수로 전동차의 주생속도에 대한 백분율 토크를 결정하고 식(3.6.14)에 의하여 견인력을 계산한다. 전동기 1대가 부담하는 주행저항은 견인전동기의 수와 차량의 중량에 의하여 식 (3.6.4)을 적용한다.

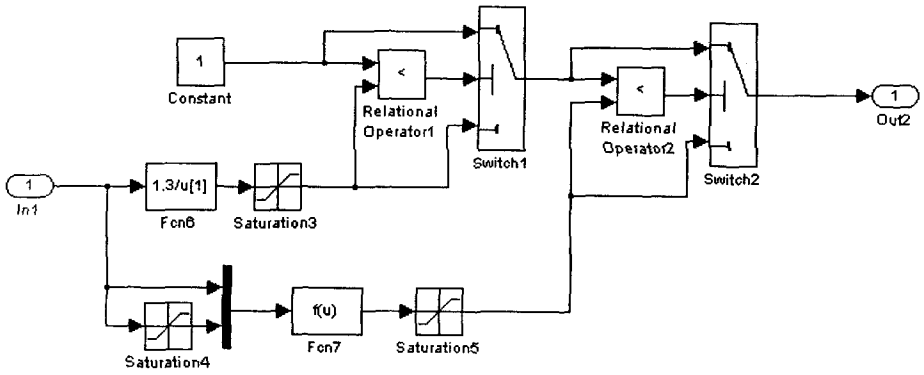


Fig. 3.6.2 견인 토크 블록도

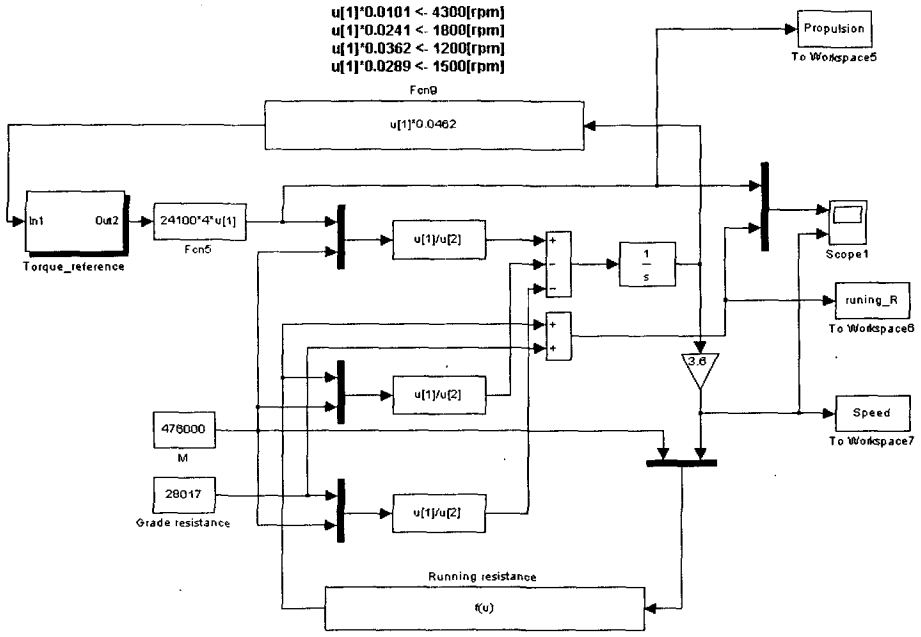


Fig. 3.6.3 가속 시스템

Fig. 3.6.4(a)는 견인력 21.4[kN]인 전동기 12대에 Fig. 3.6.1의 (1)와 같은 150%의 구동력에 의해 구동하였을 경우 차량에서 발행하는 견인력과 주행저항, 그리고 차량 속도를 나타내며, Fig. 3.6.4(b)는 속도에 따른 견인력을 나타내고 있다.

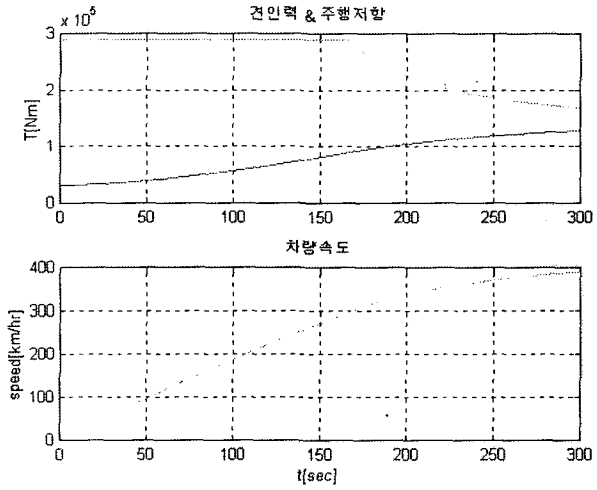


Fig. 3.6.4(A) 12대의 모터에 의한 구동특성

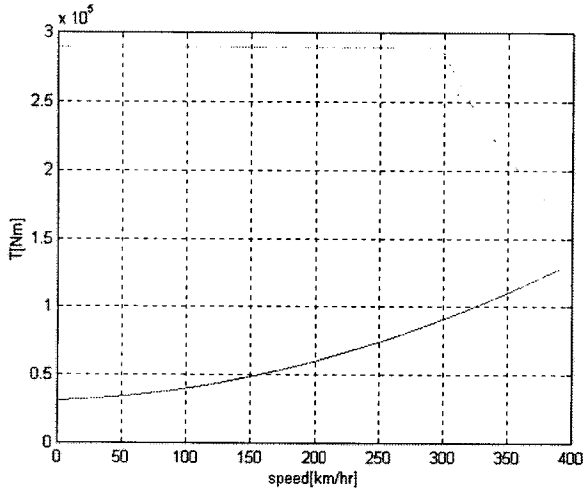


Fig. 3.6.4(B) 12대 모터에 의한 구동특성

Fig. 3.6.5(a)는 견인력 21.4[kN]인 전동기 4대에 Fig. 3.6.1의 (2)와 같은 100%의 구동력에 의해 구동하였을 경우 차량에서 발행하는 견인력과 주행저항, 그리고 차량 속도를 나타내며, Fig. 3.6.5(b)는 속도에 따른 견인력을 나타내고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 가속 후 320초 후에 150km/hr의 속도를 얻고 있다. 이때 구배는 6퍼밀이다.

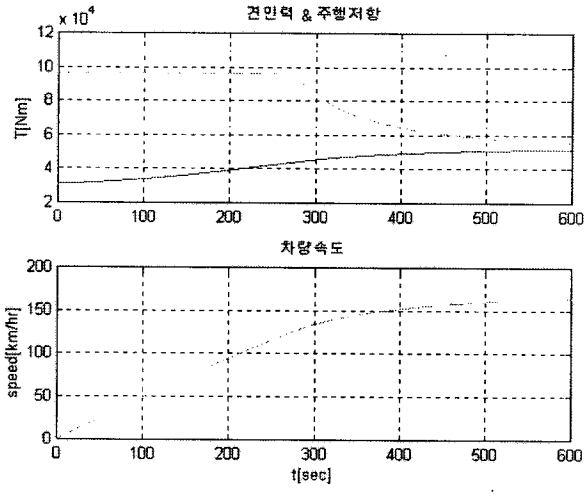


Fig. 3.6.5(a) 4대의 모터에 의한 구동특성

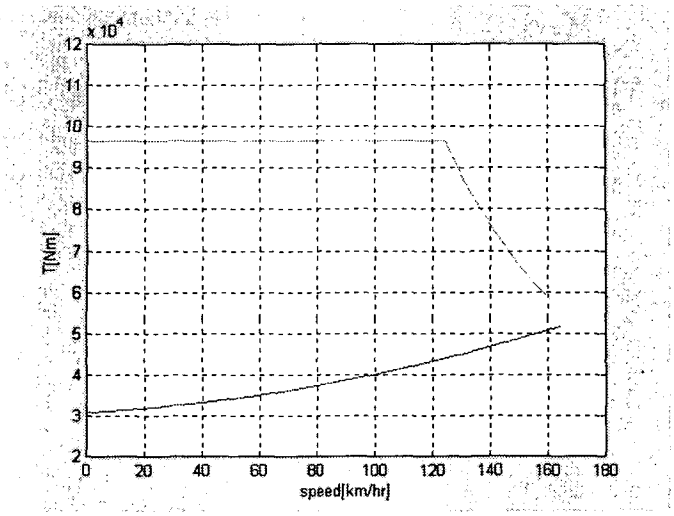


Fig. 3.6.5(b) 4대의 모터에 의한 구동특성

Fig. 3.6.6은 주행 중에 있는 전동차를 회생으로만 제동했을 때의 시뮬레이션을 위한 것이다. 가속할 때와 같은 주행저항과 Fig. 3.6.1과 같은 제동토크를 갖도록 하였을 때 나타나는 만차시 회생 제동력과 감속 특성곡선을 나타내고 있다.

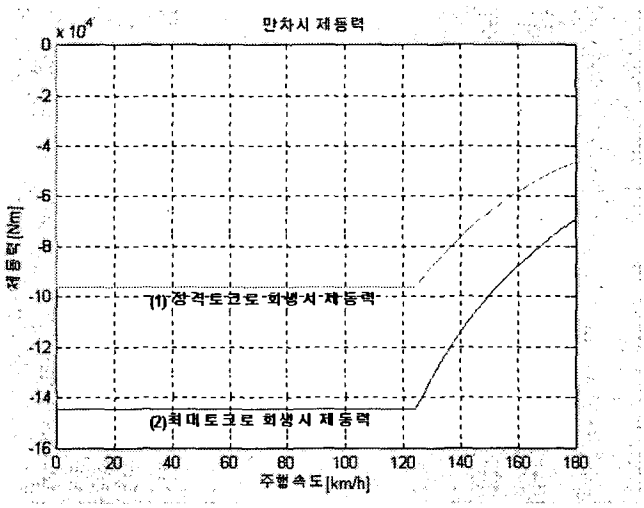


Fig. 3.6.6(a) 만차시 회생 제동력

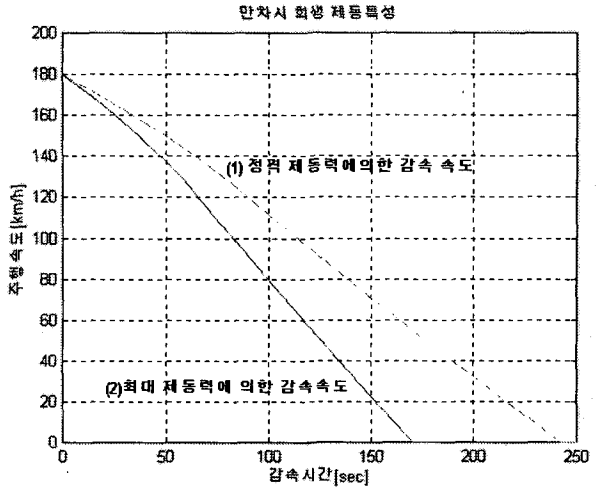


Fig. 3.6.6(b) 만차시 회생할 때 감속특성

다. 시뮬레이터 구성

(1) 시뮬레이터의 전력변환부

시뮬레이터의 구성은 Fig. 3.6.7과 같이 정류기와 인버터로 구성되어져 있다. 여기에서 정류기는 1상한 동작을 하며, 회생시 등가 관성체로부터 발생된 전력은 DB에서 소비하게 된다. 출력 리플전압의 주파수는 $6f_s$이며, 필터가 필요하다. 플라이휠 구동용 모터는 국내 철도차량에 많이 이용되고 있는 IM 타입으로 하며, 추진용 인버터는 IGBT로 구동되도록 구성되어져 있다.

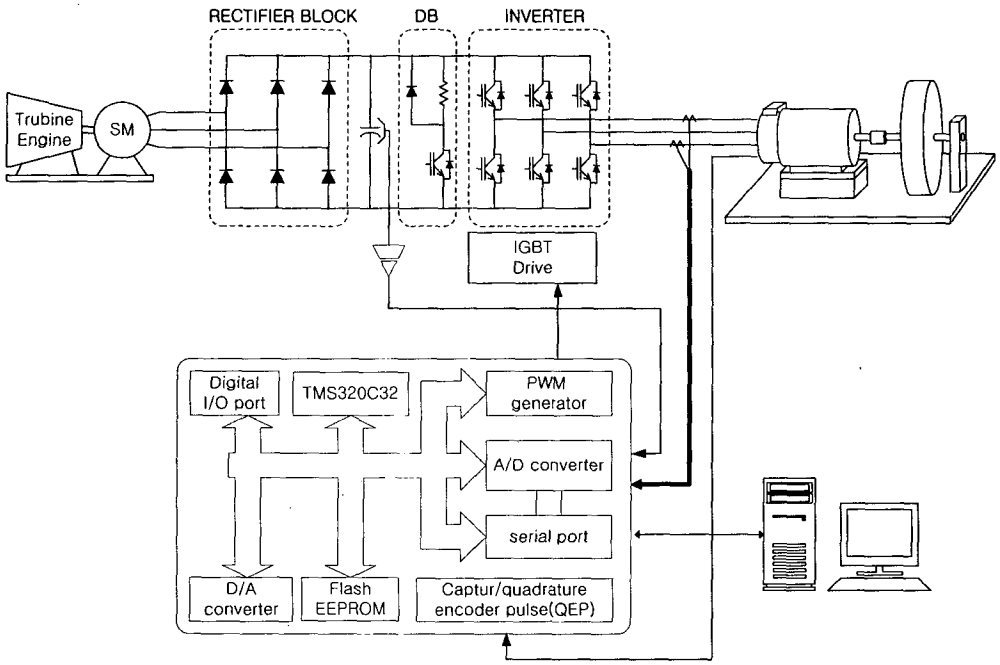


Fig. 3.6.7 시뮬레이터의 구성

(2) G7 차량의 등가관성

차량의 등가관성을 다음과 같이 구한다. 운동에너지 본존법칙을 통해 식(3.6.11)과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{2} m v_{tr}^2 = \frac{1}{2} J_{eq} \omega_M^2 \qquad (3.6.11)$$

여기서, J_{eq} : 전동기축으로 환산한 철도차량의 등가관성[$kg \cdot m^2$]

ω_M : 전동기의 기계적 각속도 [$rad/\sec$]

m : 전동기 한 대당 등가중량 [kg]

v_{tr} : 차량속도 [$m/\sec$]

그런데 차량속도 v_{tr}는,

$$v_{tr} = \frac{\omega_M}{R_g}\left(\frac{D}{2}\right) \qquad (3.6.12)$$

이므로, 두 식(1-11),(1-12)의 관계로부터

$$J_{eq} = m\left(\frac{D}{2 \cdot R_g}\right)^2$$

$$= \frac{476\times10^3}{2}\left(\frac{0.885}{2}\right)^2\left(\frac{1}{2.012}\right)^2$$

$$= 11512[kg \cdot m^2] \qquad (3.6.13)$$

이다. 즉, 한 시스템당 등가관성은 $J_{eq} = 11512[kg \cdot m^2]$이다.

(3) 시뮬레이터의 등가 관성의 설계

한국형 다중추진시스템에 적용되는 마이크로터빈의 발전기는 3[MW]급이다. 그리고 한 대의 가스터빈엔진이 담당해야 할 보조전력이 500[kW]이다. 따라서 전동기 한 대가 부담하여야할 관성의 크기는 식(1-14)과 같다.

$$\text{시뮬레이터의등가관성} = \frac{\text{마이크로터빈엔진출력}}{\text{가스터빈엔진출력} - \text{보조전력부하}} \times J_{eq} \qquad 3.6.14)$$

$$= \frac{30kW}{(6MW - 1MW)/2} \times 11512$$

$$= 138.14[kg \cdot m^2]$$

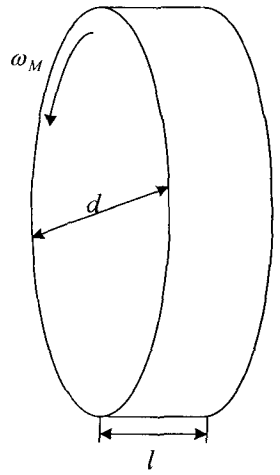


Fig. 3.6.8 원통형의 관성체

바퀴의 질량은,

$$m_d = \frac{1}{4}\rho\pi d^2 l \quad (\text{철의 밀도 } \rho = 7.85\times10^3[kg/m^3]) \tag{3.6.15}$$

여기에서 l : 두께 $[m]$

d : 직경 $[m]$

이다. 그리고 차량바퀴의 관성은,

$$J_d = \frac{1}{8} m_d d^2 [kg \cdot m^2] \tag{3.6.16}$$

이다. 따라서 시뮬레이터의 등가관성의 크기가 $J_d = 138.14[kg \cdot m^2]$이고, 직경 $d = 1[m]$라고 하면

$$\begin{aligned} m_d &= \frac{8\times J_d}{d^2}[kg] \\ &= \frac{8\times 138.14}{1^2}[kg] \\ &\cong 1,105[kg] \end{aligned} \tag{3.6.17}$$

$$\begin{aligned} l &= \frac{4m_d}{\rho\pi d^2} \\ &= \frac{4\times 1105}{7.85\times10^3\times\pi\times1^2} \\ &= 0.1792[m] \end{aligned} \tag{3.6.18}$$

식 (3.6.17), 식(3.6.18)으로부터 관성체의 무게는 약 1.1톤, 폭은 18[cm]가 된다.

(4) G7차량시스템과 시뮬레이터와의 비교

실제 가스터빈출력 : 마이크로 터빈출력

= (3[MW]-0.5[MW]) : 30[kW] = 83.3:1

실제 등가전동기토크: 시뮬레이터 등가전동기토크

= 26749[N · m]:162.8[N · m] = 164.3:1

실제 전동기의 등가관성: 시뮬레이터용 전동기의 등가관성

= 11512:138.14 = 83.3:1

(5) 시뮬레이터의 출력특성

Fig. 3.6.9는 시뮬레이터에 의한 구동특성을 나타내고 있다. 여기에서 구동토크는 Fig. 3.6.1의(2) 견인전동기의 구동토크로 운전하였으며, 이 때의 관성은 식(3.6.14)의 값과 같다.

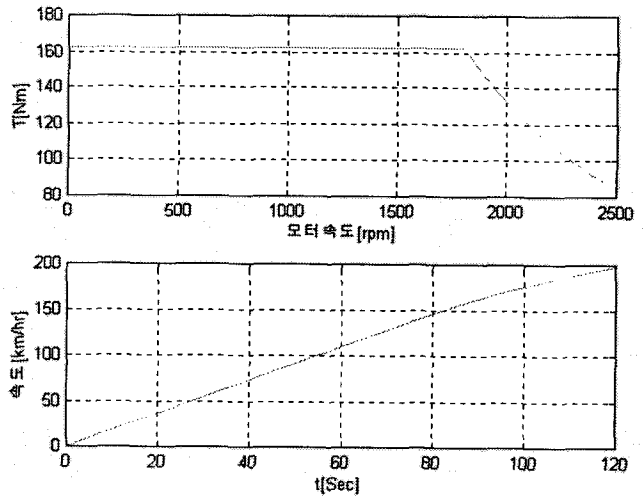


Fig. 3.6.9 시뮬레이터에 의한 출력

2. 시뮬레이터 제작

가. 시뮬레이터 사양

(1) 전력변환기의 주회로

Fig. 3.6.10은 시뮬레이터의 전력변환기 주회로를 나타내고 있다. 전력변환기는 정류부와 DB부, 턴오프시 방전부, 그리고 인버터 부로 구성되어져 있다.

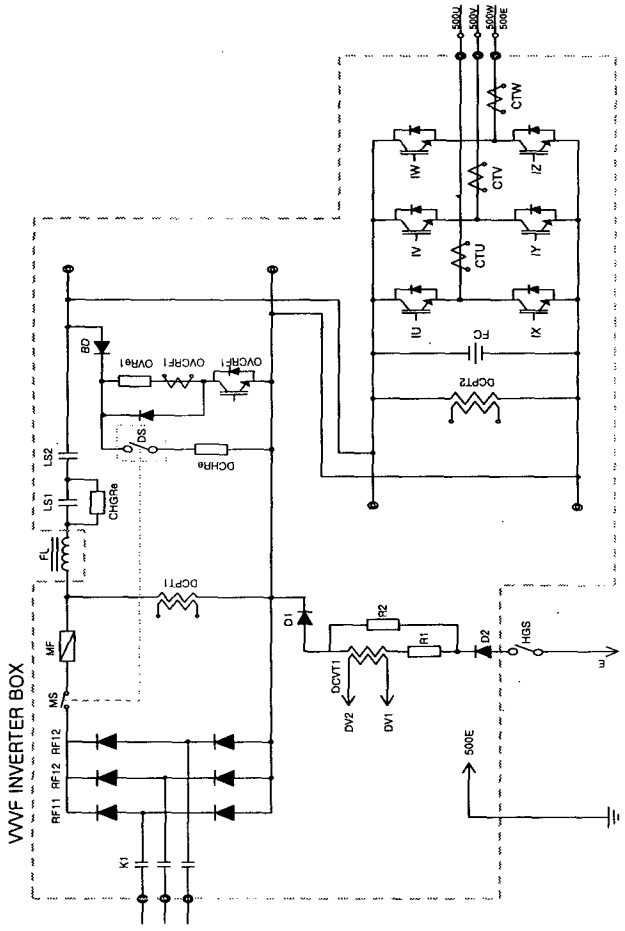


Fig. 3.6.10 전력변환기의 주회로도

(2) 제작도면

(가) 개 요

전력변환부의 박스는 한국형 다중시스템에 대한 시뮬레이터의 유도 전동기를 구동하는 VVVF(Variable Voltage Variable Frequency) 인버터 장치이다. 인버터는 유도 전동기를 제어하기 위하여 1C1M(1 Car 1 Motor)방식의 인버터로 구성되어 있다.

(나) 약어 목록

Table 3.6.1 주회로도의 약어표시

No.	Symbol	Description
1	MF	Main Fuse
2	MS	Main Switch
3	DS	Disconnect Switch
4	HB	High speed circuit Breaker
5	LS1, LS2	Line Switch 1,2
6	FL	Filter Reactor
7	BD	Blocking Diode 1
8	FC	Filter Capacitor
9	F	Forward Command
10	R	Reverse Command
11	P	Powering Command
12	B	Braking Command
13	GST	Gate Starting Command
14	PR1,2	Powering Relay 1,2
15	BOR1,2	Braking Operation Relay 1,2

(다) 일반적인 사양

다음 Fig. 3.6.11는 시뮬레이터 전력변환부 박스 및 내부의 형태를 보여준다.

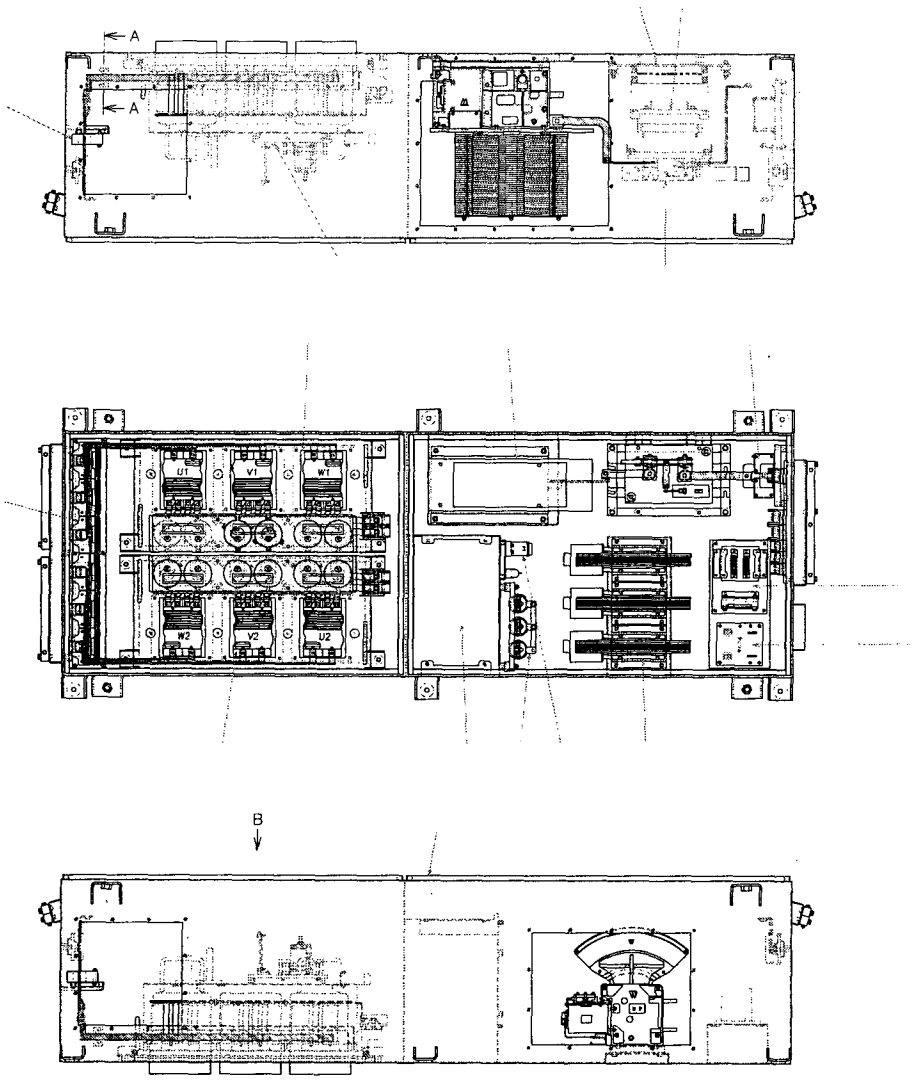


Fig. 3.6.11. 시뮬레이터 박스 외형

Table 3.6.2 시뮬레이터 구성 유니트

No	Description	Qty	Type	Spec.
1	Box	1	STS	T=2.5
2	Rectifier Diode Unit	1	ASS'Y	1200V, 300A
3	Inverter Unit	1	ASS'Y	1200V, 400A
4	OVCRf&DCPT	1	ASS'Y	
5	Control Unit	1	ASS'Y	
6	H.S.C.B	1	WH-1512	1500V, 200A
7	Contactor	3	WIS-C-1510	1500V, 300A
8	MS&DS S/W	1	ASS'Y	
9	Fuse Unit	1	CC12 0200×2	1200V 200A
10	Hall CT	3	NNC-12A	250A/10
11	HB Panel	1	ASS'Y	
12	Diode Unit	2	SKKD100/16	750V,200A
13	DCPT Unit	2	DCPT2516	750V/5V
14	OVRe Unit	1	ASS'Y	
15	CHRe Unit	1	ASS'Y	
16	DCHRe Unit	1	ASS'Y	

(라) 인버터 사양

Specification	Contents
인버터	Voltage-fed Inverter
전압 제어	PWM Control
냉각방식	Air Cooling
정격용량	75[KVA]
사용온도	-20~80[℃]
상대습도	30~100[%]

Specification		Contents
입력	제어 입력 전원	DC 100[V]
	제어 입력 전원변동	DC 77~138[V]
	최대 효율	More than 90 [%]
	입력 전압	DC 620[Vdc]
	입력 전압 범위	500~680[Vdc]
출력	정격 출력	75[KVA], 최대 85[KVA]
	최고 속도	1809[rpm], 150[Km/h]
	가속도	3.0[Km/h/s]
	감속도	3.0[Km/h/s](상용최대), 4.45[Km/h/s](비상)

(마) 인버터 박스

Length	2400 [mm]
Width	950 [mm]
Height	600 [mm]
Material	Stainless steel

(바) 인버터 스택(ARM 유니트)

Type	WJ 1013 GV 172
Switching device	IGBT
Manufacturer	SEMIKRON
Rated DC voltage	620VDC
Rated current	120A
Control rated voltage	24VDC
Protection	Over-temperature Short-circuit Under-voltage of control voltage

(3) 각 장치의 동작

다음의 장치들은 도면 R6D404-00352에 나타나 있다.

(가) HB(High Speed Circuit Breaker)

HB는 DC 입력부에 위치하며 제어기로부터 온 지령을 받아 입력전압을 투입 또는 차단하는 역할을 한다. 또한 과전류시 자동 트립한다.

(나) FL, FC

FL과 FC는 각각 인버터 유니트의 DC link 전압을 공급하며 LC필터를 구성하여 전압과 전류의 급격한 변동을 억제한다.

(다) CHGRe, LS1,LS2

LS1과 LS2는 인버터 유니트의 DC 캐패시터의 충전을 위하여 구성된다. 초기 기동시 LS2가 온 되면 충전저항 CHGRe를 통해 FC에 전압을 충전하고 90%이상 충전되면 LS1을 온 시켜 충전 과정을 끝낸다.

(라) DCHRe, MS, DS 스위치

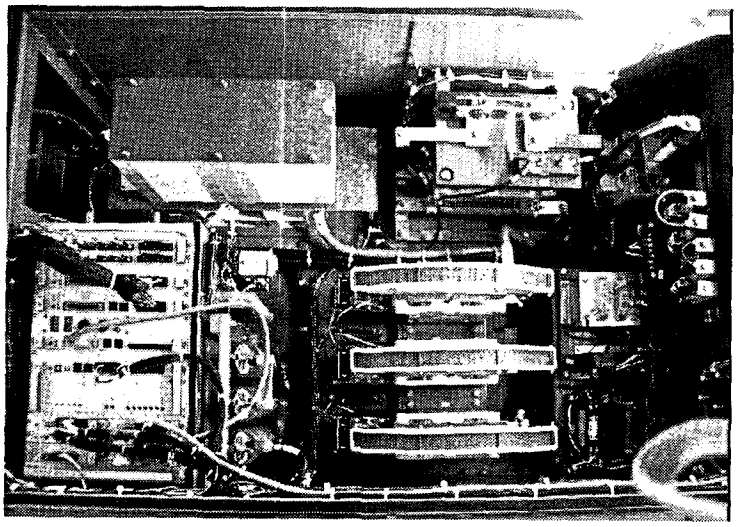
MS,DS 스위치는 VVVF박스의 점검이 필요할 때, MS스위치를 Open시킴으로서 가선으로부터 고압을 분리시키고 DCHRe를 통하여 FC에 남아있는 전압을 방전시킨다.

(마) OVCRf UNIT

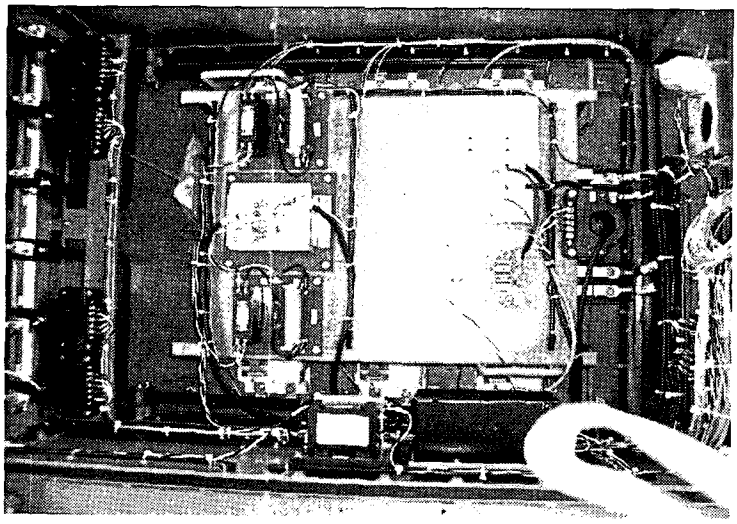
OVCRf UNIT는 SCR(싸이리스터)와 저항 OVRe로 구성된다. 이것은 VVVF 인버터가 고장으로 정지했을 때, SCR을 동작시켜 OVRe를 통하여 FC에 남아있는 전압을 방전시키는 역할을 한다.

(4) 시스템의 각부외형 사진

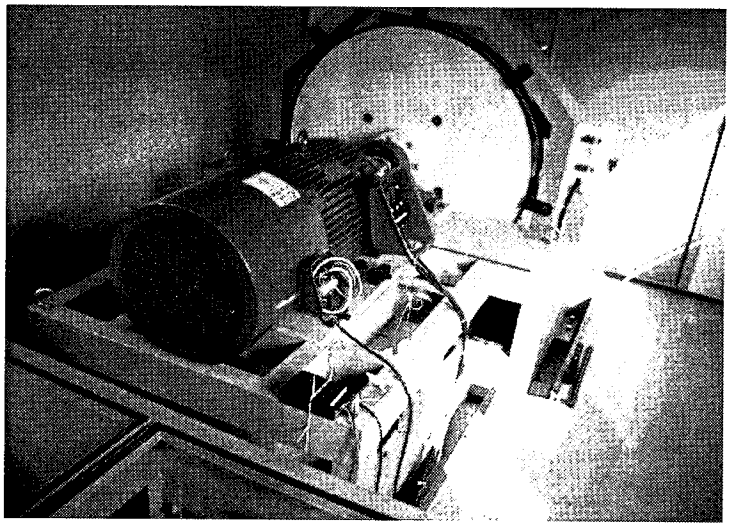
(가) 전자접촉기 및 컨트롤부의 외형사진



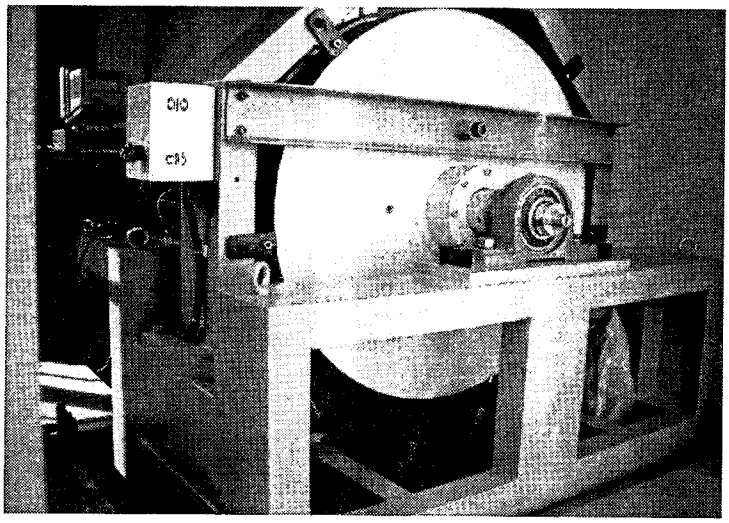
(나) 전력변환부 및 DB부, 그리고 방전부의 외형사진



(다) 전동기 및 등가관성부의 외형사진



(라) 등가 관성부의 외형사진



나. Traction Control Unit (TCU)

시뮬레이터의 주전력 변환장치는 크게 마이크로가스터빈으로부터 교류전원을 받아 직류전원으로 변환하는 장치인 정류부와 직류전원을 다시 3상 교류전원으로 변환하여 견인전동기를 구동하는 인버터부, 플라이휠 구동시 축적된 에너지를 방출시킬 수 있는 Dynamic Break부로 구성된다. 본 과제에서 개발한 추진용 인버터의 용량은 실제 시스템의 83:1의 크기를 고려하여, 75[KVA]급이다.

(1) 인버터 제어기의 구성 및 기능

(가) 인버터 제어기 Rack의 구성

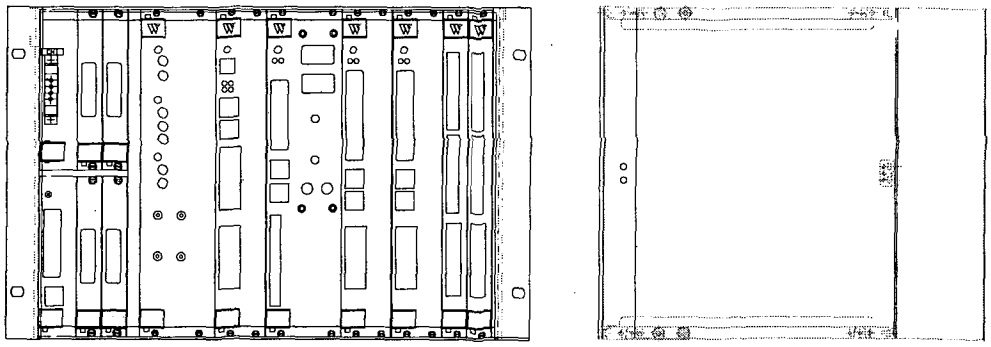


Fig. 3.6.12 VVVF 인버터 제어기의 외형

Fig. 3.6.12는 시뮬레이터 제어기의 외형을 보여준다. 그림에서와 같이 시뮬레이터의 제어기는 외부 장치들과의 인터페이스를 위한 INF32제어기, INV의 제어를 위한 VVVF32, 모니터기능을 위한 MON32, 광케이블로 PWM 신호를 전달하기 위한 OPT32와 전원공급장치인 PWR 보드로 구성되어 있다. 그 외에 디지털 입·출력을 위한 DI0, DI1, DO0, DO1보드와 아날로그 출력을 위한 IS032보드등이 있다.

(나) 제어기의 디지털 입력

Fig. 3.6.13는 VVVF제어기의 디지털 입력을 보여준다. 디지털 입력은 DI0, DI1 보드를 통하여 입력되며 INF32제어기를 통하여 VVVF32제어기로 전송된다. 그림에서와 같이 입력되는 디지털 신호는 HSCB, LS1, LS2등의 피드백 신호, 정·역회전 신호등이 있다.

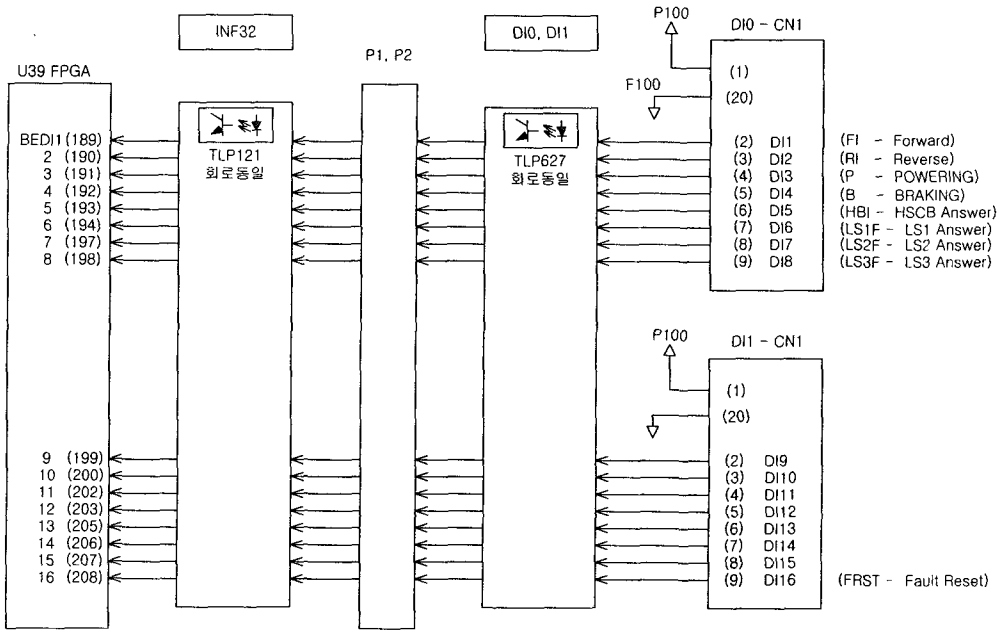


Fig. 3.6.13 VVVF 제어기의 디지털 입력

(다) 제어기의 디지털 출력

각 접촉기의 ON, OFF와 VVVF 인버터의 상태를 표시해 주기 위하여 Fig. 3.6.13 에서와 같은 디지털 출력 채널을 가지고 있다. 디지털 출력은 VVVF32제어기에서 소프트웨어로 제어하여 출력하며 INF32 제어기를 통하여 DO0, DO1보드로 출력된다.

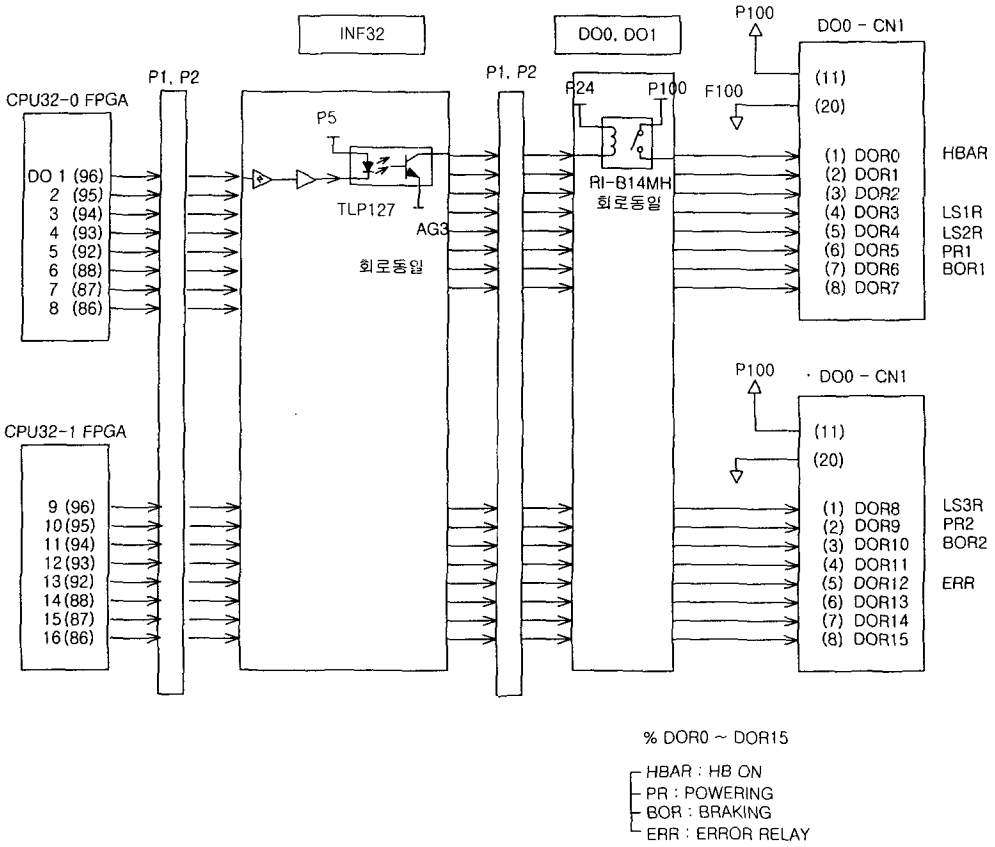


Fig. 3.6.14 시뮬레이터 제어기의 디지털 출력

(라) 제어기의 VVVF 기능

인버터는 유도 전동기를 제어하기 위한 구조를 가지고 있다. 입력측은 Filter Reactor, filter capacitor, 그리고 전자접촉기로 이루어지며 입력전압 620[V]를 필터 커패시터에 충전시킨다. 충전된 DC link전압은 3상 인버터를 통하여 AC전압으로 가변되고 제어기의 스위칭 동작에 따라 VVVF(Variable Voltage Variable Frequency)동작을 하며 유도전동기를 제어한다.

입력전압의 가변 범위는 500[Vdc] ~ 680[V]까지 가능하며 출력전압은 0[Vac rms] ~ 440[Vac rms]까지 가변된다. 또한 출력 전압의 주파수는 0[Hz] ~ 120[Hz max]까지 가변된다.

VVVF 인버터는 운전실의 마스콘으로부터 정·역회전 신호나 토크 지령을 전달받아 제어되며 그에 따라 디지털 출력을 출력함으로서 동작 상황을 운전실로 전송한다.

(2) 제어기의 기능

(가) 역행, 회생 토크 전송 지령

역행과 회생시의 토크 지령은 마스콘으로부터 PWM 펄스값으로 VVVF에 전송된다. 다음 그림 Fig. 3.6.15는 역행, 회생 토크 지령을 보여준다.

마스콘의 노치 변화에 따라 신호변환 장치는 주기적인 PWM펄스의 폭을 조절하게 되며 VVVF로 전송한다. VVVF는 PWM 파형의 전체 주기에 대한 PWM펄스폭의 비율을 계산하여 Fig. 3.6.15와 같이 정격 토크에 대한 %값으로 변환하여 실제 요구 토크 지령을 계산하다.

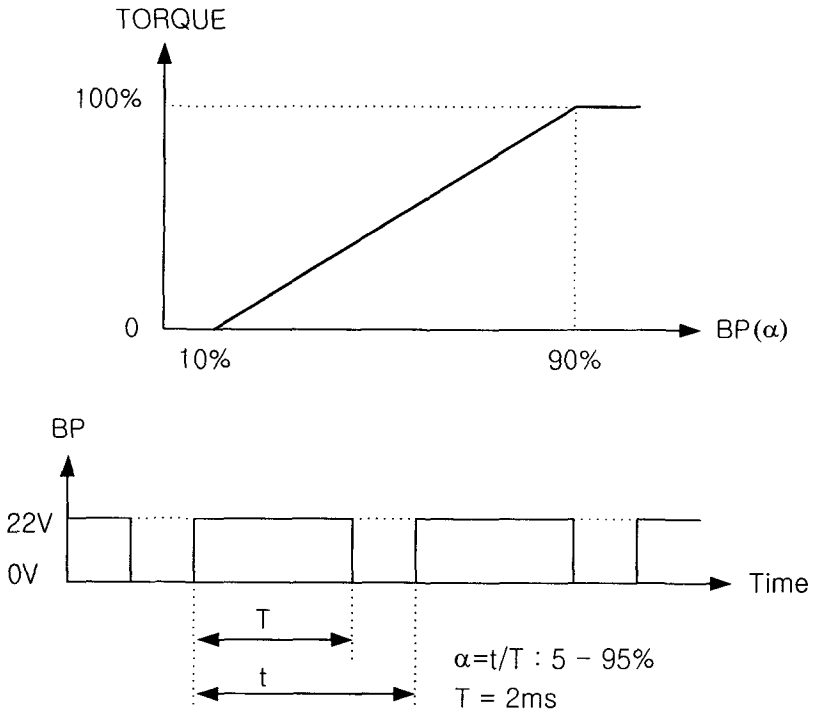


Fig. 3.6.15 토크 지령의 전송

(3) 각 디지털 출력의 동작

(가) HSCB 투입

HSCB는 VVVF 인버터의 메인 스위치로서 고속 차단기를 말한다. 마스콘으로부터 진행방향(FI, RI)와 P,B 신호가 입력되면 VVVF는 HSCB를 투입한다.

HSCB는 보호동작 또는 HSCB개방의 지령이 입력되지 않는 한 투입상태를 유지한다. 다음 Fig. 3.6.16과 3.6.17은 HSCB 투입 로직과 HSCB투입에 대한 시퀀스를 보여준다.

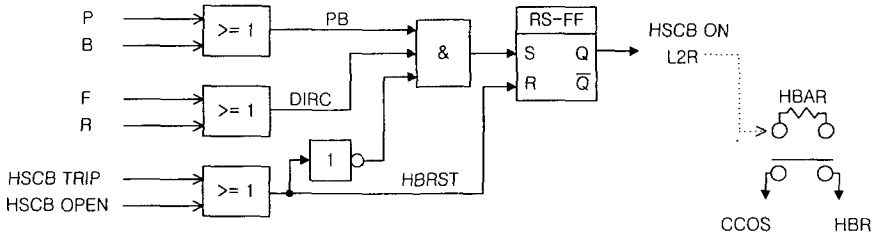


Fig. 3.1.2.16 HSCB 투입 로직

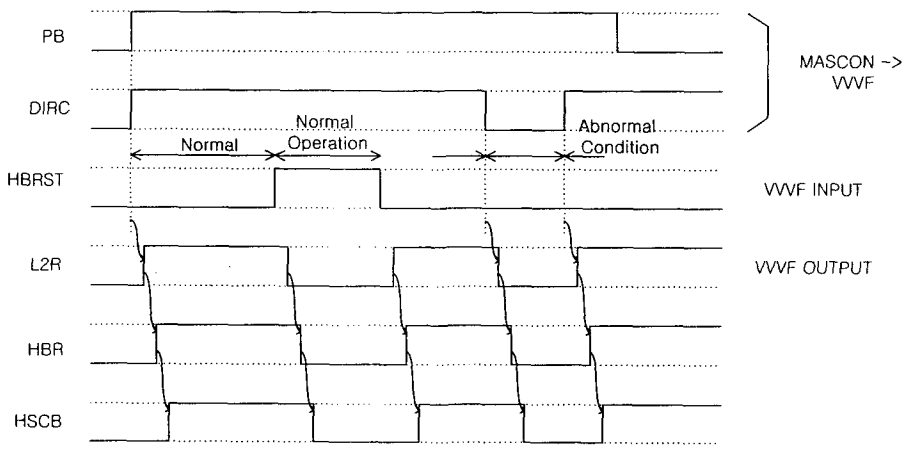


Fig. 3.1.2.17 HSCB 투입 시퀀스

(나) LS2 투입

LS2는 INV의 DC LINK 커패시터의 전단에 있는 전자접촉기이다. 이것은 HSCB가 투입된 후 DC LINK 커패시터에 전압을 충전시키기 위하여 곧바로 투입된다. LS2는 보호동작 또는 HSCB개방의 지령이 입력되지 않는 한 투입상태를 유지한다. 다음 Fig. 3.6.18과 3.6.19은 LS2의 투입 로직 및 시퀀스를 나타낸다.

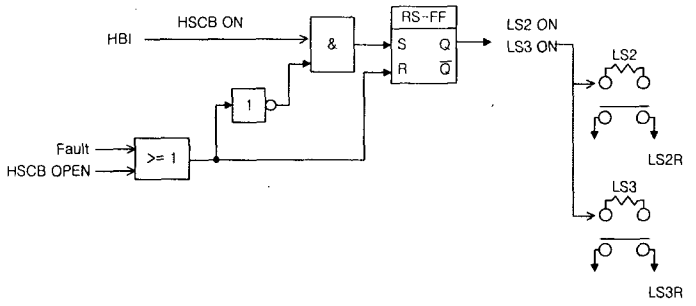


Fig. 3.6.18 LS2 투입 로직

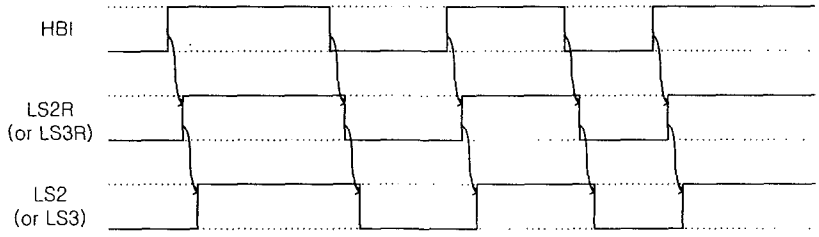


Fig. 3.6.19 LS2 투입 시퀀스

(다) LS1 투입

HSCB, LS2가 모두 투입된 후 EFC(필터 커패시터)의 전압이 입력전압의 90%이상 충전되었을 때 LS1이 투입된다. HSCB가 투입되어 있는 동안에는 LS1도 투입상태를 유지한다.

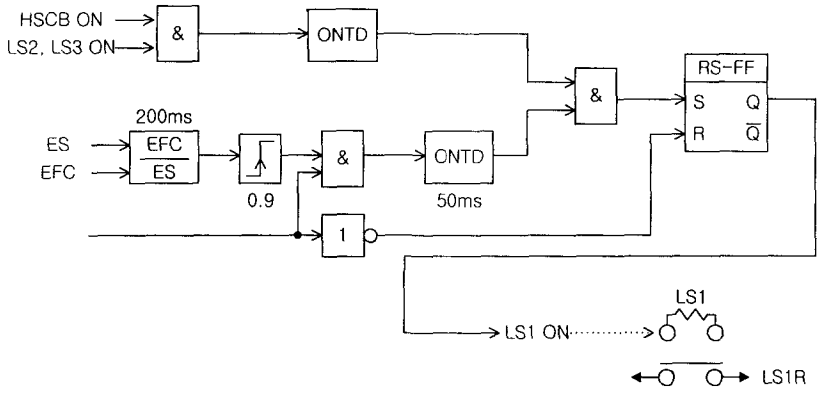


Fig. 3.620 LS1 투입 로직

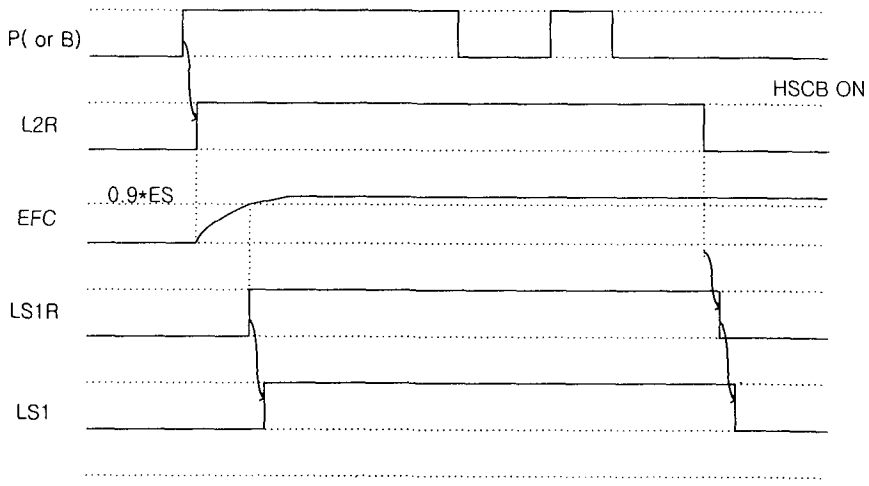


Fig. 3.6.21 LS1 투입 시퀀스

(라) PR 지령

역행 동작중 VVVF 제어기는 역행 동작중임을 PR 접촉기를 투입함으로서 다른 기기에 알려준다. 다음 그림에서와 같이 역행지령이 입력된 후 전동기의 전류가 50A이상에서 출력한다.

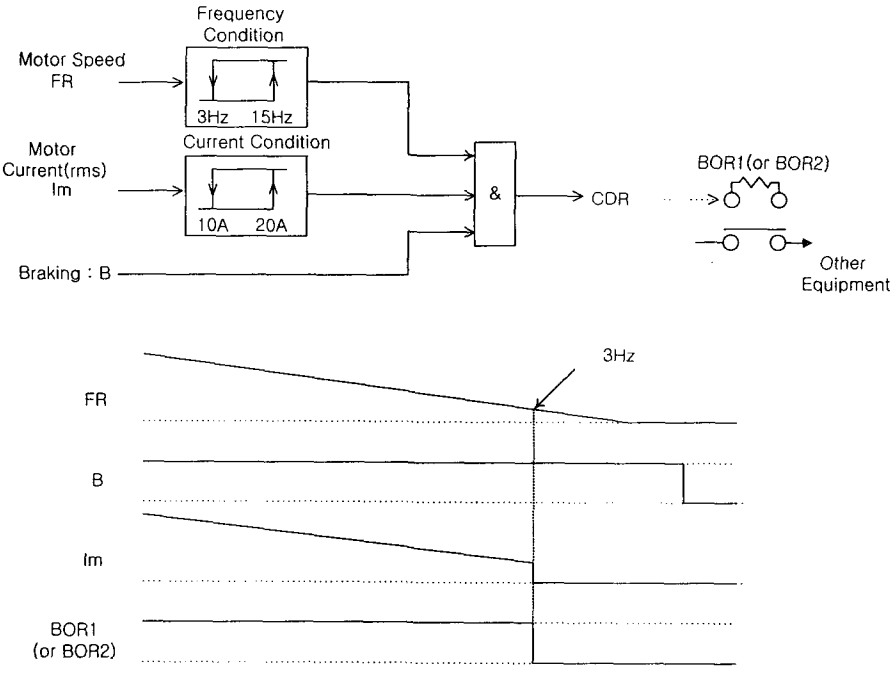


Fig. 3.6.22 PR 투입 시퀀스

(마) 회생 유효 신호 BOR1(BOR2)

회생 동작중 전동기의 실효전류가 20A이상일 때 BOR1(or BOR2)을 출력하여 VVVF 인버터가 회생동작중임을 알려준다.

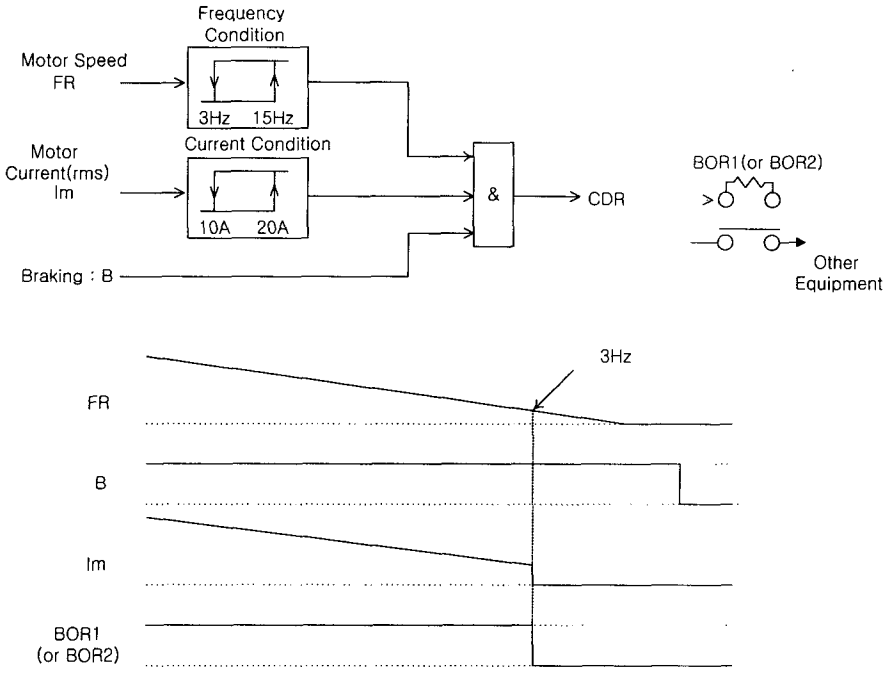


Fig. 3.6.23 BOR 투입 시퀀스

(바) 게이트 스타트(GST) 지령

최초의 역행지령이 입력되고 각 접촉기가 투입된 후 약 1.2초 후에 게이트 스타트 지령이 출력된다. 2회째부터는 각 접촉기는 투입 상태를 유지하고 있으므로 150ms정도의 시간지연 후에 게이트 스타트된다.

정상적으로 운행될 때, VVVF 인버터는 져크(Jerk)제어를 행하기 때문에 노치가 Off된 후에 약 1.2초 후에 게이트가 종료된다. 각종 보호동작등으로 인한 VVVF인버터의 이상시에는 져크제어를 무시하고 즉시 게이트를 멈추게 된다.GST 지령은 외부로 출력되는 접촉 신호가 아닌 제어기 내부의 소프트웨어에서 사용하는 신호이다.

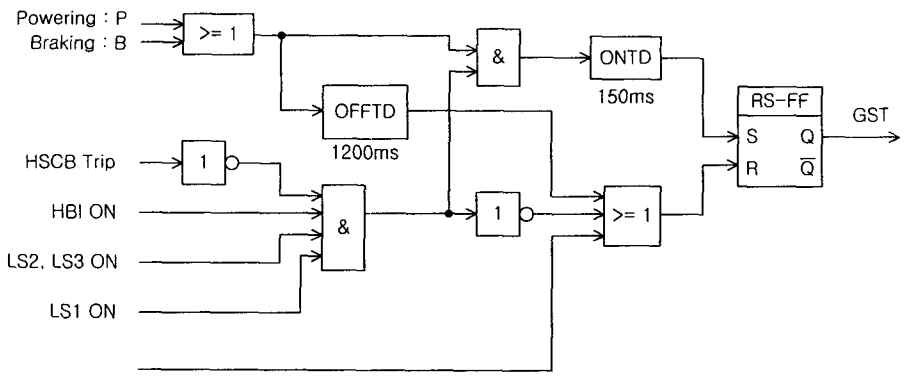


Fig. 3.6.24 GST 투입 시퀀스

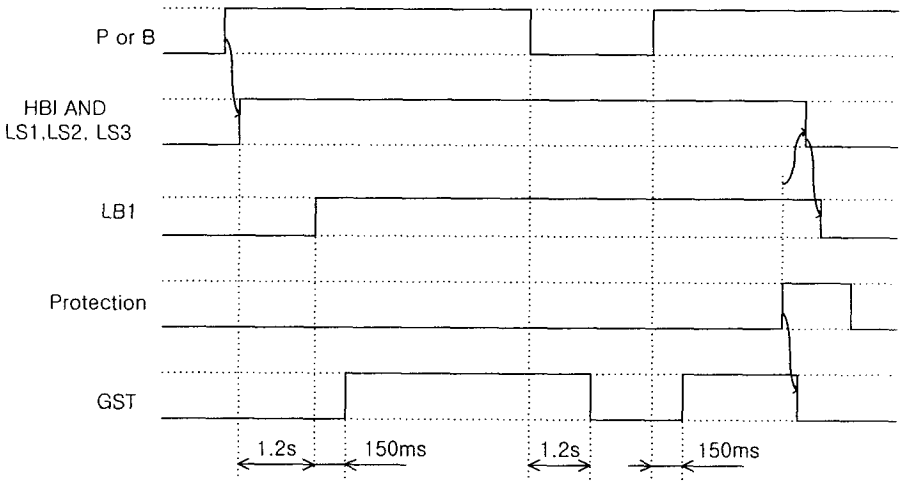


Fig. 3.6.25 GST 투입 시퀀스

(4) 시뮬레이터의 기동과 정지 시퀀스

(가) VVVF 인버터의 역행동작

최초 출고시에는 HSCB, CCK등의 각 접촉기들이 투입되고 필터 커패시터가 충전되어야 하므로 GATE START까지는 약 1.2초 정도의 지연시간이 필요하다. 또한 P(또는 B) OFF시에는 HSCB,CCK는 그 투입상태를 그대로 유지하고 져크(Jerk)제어를 행하여 약 1.2초후에 GATE OFF시킨다.

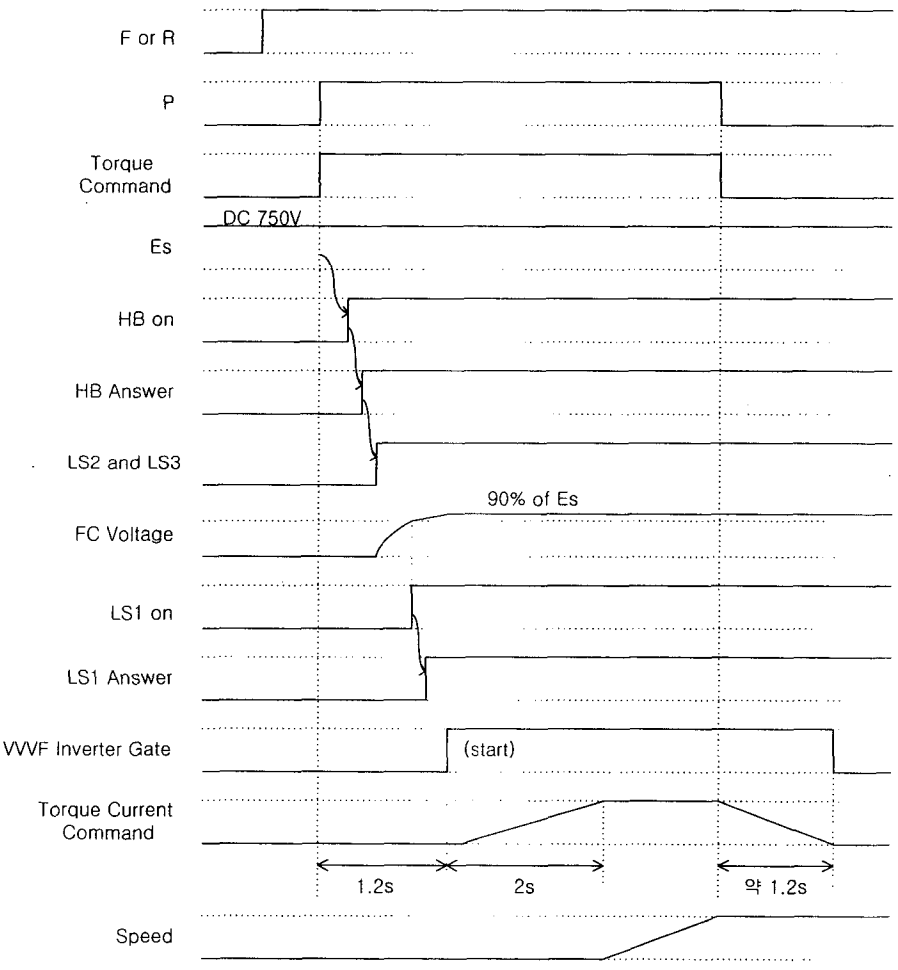


Fig. 3.6.26 최초 기동 시퀀스

(나) 통상(필터 커패시터 충전후)의 역행 기동 시퀀스

필터 커패시터가 충전된 후에 2회째부터의 역행 기동은 HSCB, CCK가 투입된 상태를 유지하므로 GATE START까지의 시간은 약 0.5초가 된다. 역행지령(P)

OFF 시에는 마찬가지로 HSCB,CCK는 투입상태를 유지하고 1.2초의 져크제어후 GATE OFF 한다.

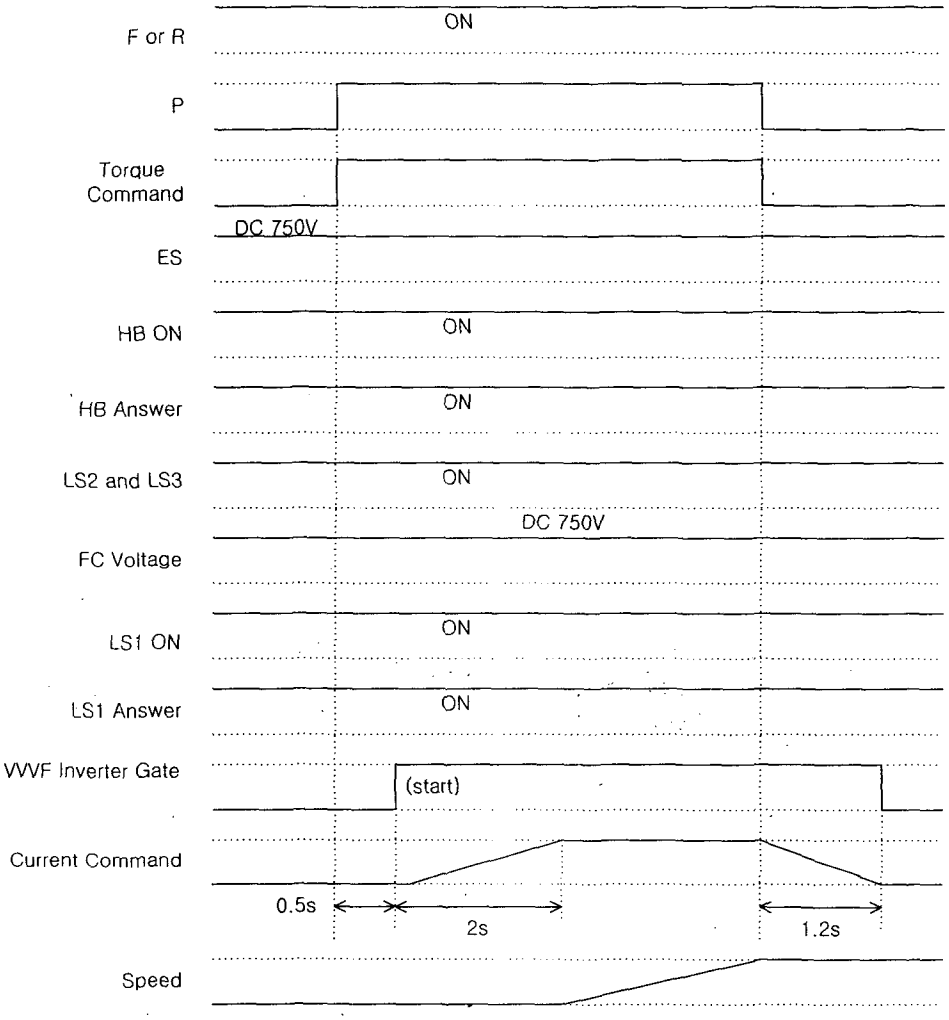


Fig. 3.6.27 필터 커패시터 충전후의 통상 기동 시퀀스

(5) 인버터의 회생동작

회생동작은 필터 커패시터 충전후의 역행동작과 유사하다. 단, 마스콘으로부터의 전송지령은 B(브레이크지령)이다.

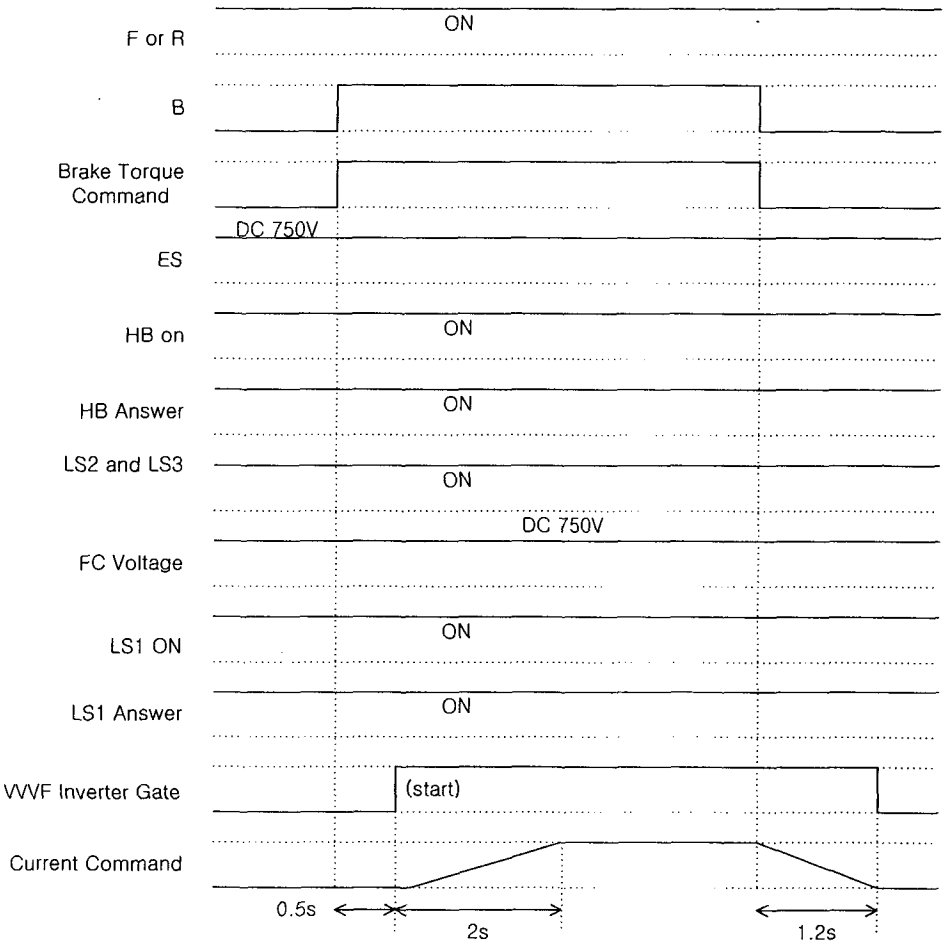


Fig. 3.6.28 회생 동작 시퀀스

(6) HSCB,LS1,LS2의 OFF

다음 그림에서 HSCB와 LS1의 OFF 시퀀스를 나타냈다. (a)의 경우는 F(또는 R)신호가 들어오는 중에 노치 OFF된 후에 F(또는 R)신호를 OFF한 경우이다. 이때 VVVF는 HSCB, LS1,LS2를 개방한다.

(b)의 경우는 역행중(또는 회생중)에 F(또는 R)신호를 OFF한 경우이다. 이때 VVVF는 져크제어를 무시하며 즉시 GATE OFF하고 HSCB,LS1,LS2를 개방한다.

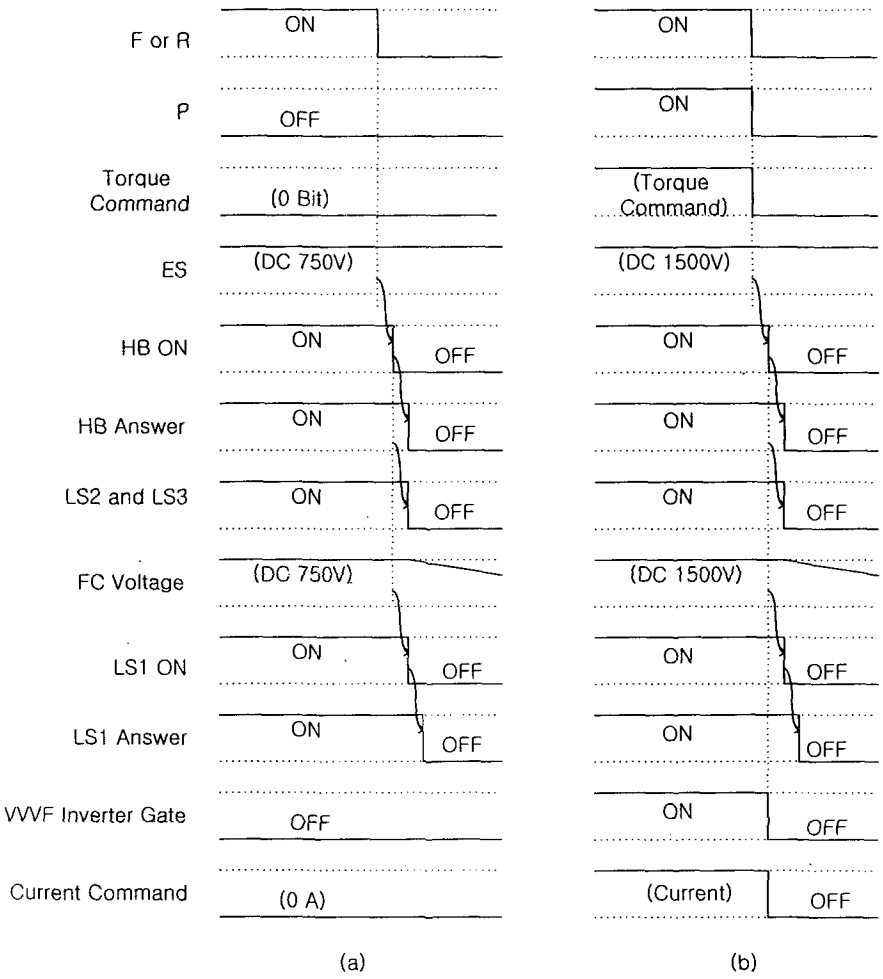


Fig. 3.6.29 HSCB, LS1, LS2, LS3의 OFF

다. 시뮬레이터의 고장 보호

VVVF 인버터는 각종 고장이 발생했을 경우 다른 부분으로의 파급을 최소화하기 위한 보호동작 기능을 가지고 있다. 고장은 종류에 따라 중고장, 경고장으로 나뉜다.

중고장은 발생하면 곧바로 Error Relay를 On시키고 운전실의 고장 Reset 스위치가 눌리기 전까지 인버터는 동작을 정지한다.

경고장의 경우 1회 발생시는 각 고장 종류에 따라 자동 리셋되지만 4회 연속으로 고장이 발생하면 중고장과 같이 취급되어Error Relay를 통해 운전실에 고장 등을 현시하며 Reset 스위치가 눌리기 전까지는 동작을 정지한다. 다음의 Table 3.6.3은 각각의 고장종류와 고장을 검지하는 조건, 그리고 Reset 방법에 대하여 나타낸

다.

Table 3.6.3 VVVF 인버터의 고장 보호

No	항목 (LED 표시)	고장 검지 조건	보호 동작	Reset 조건
1	HBIA	1초 이상 HB가 오동작	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON > Error Relay On	RS S/W
2	LS1A	1초 이상 LS1이 오동작	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON -> Error Relay On	RS S/W
3	LS2A	1초 이상 LS2가 오동작	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON > Error Relay On	RS S/W
4	OC21(INV)	전동기 과전류 (하드웨어 검지) 상전류 실효치240[A] 이상	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON > Error Relay On	RS S/W
5	GEU GEV GEW	인버터 유니트 에러 (U,V,W상) - 각 상 단락 - 히트 씽크 과온	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON > Error Relay On	RS S/W
6	OC11(INV)	전동기 과전류 (소프트웨어 검지) 상전류 실효치 180[A]이상 40 msec 유지	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON 2분간 4회 발생시 Error Relay On	자동 Reset RS S/W
7	OV11(INV)	필터 캐패시터 과전압 - EFC 전압 : 680V 이상 검지 640[V]이하 자동복귀	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON 2분간 4회 발생시 Error Relay On	역행: 자동Reset 회생: Brake Off RS S/W
8	ESLV	저전압 - 400V 이하 검지 450V 이상 자동복귀	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON	역행:자동RS 회생:Brake Off
9	FIS1(INV)	필터 캐패시터 충전불량 - HSCB, LS1,2 투입 4초후 EFC 전압 200[V]이하	HSCB OFF -> LS2 OFF > LS1 OFF -> OVCRf ON 2분간 4회 발생시 Error Relay On	역행: 자동Reset 회생: Brake Off, Reset Switch
10	PGD1(INV)	속도 센서 이상	HSCB OFF -> LS2 OFF >	역행 Off 또는

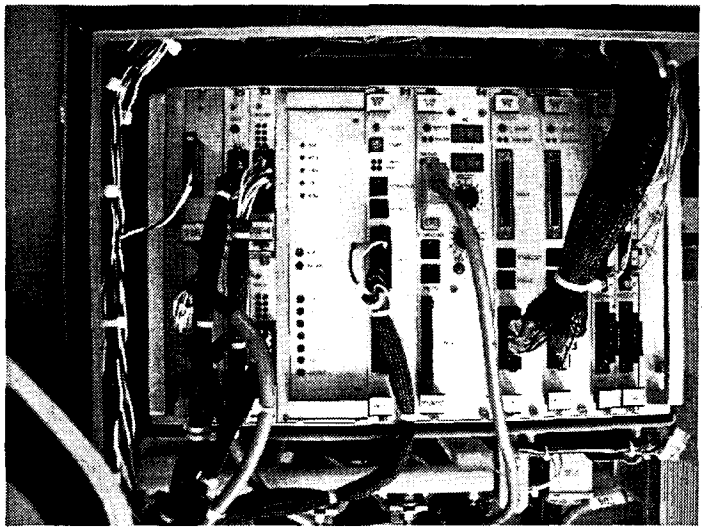
		- 저속에서 10초, 고속에서 1초 이상 속도 신호 미입력	LS1 OFF -> OVCRf ON 2분간 4회 발생시 Error Relay On	Brake Off RS S/W
11	OVTF	OVCRf 오동작 - OVCRf 미점호 시 OVCT 전류 50[A] 이상	HSCB OFF -> LS2 OFF -> LS1 OFF -> OVCRf ON 2분간 4회 발생시 Error Relay On	역행: 자동Reset 회생: Brake Off, RS S/W
12	P24L P15L N15L P5L	제어전원 이상 - P24LVD : 21.6[V] P15LVD : 13.5[V] N15LVD : -13.5[V] P5LVD : 4.75[V] 이하	HSCB OFF -> LS2 OFF -> LS1 OFF -> OVCRf ON 2분간 4회 발생시 Error Relay On	역행 Off 또는 Brake Off RS S/W

(1) 인버터 제어기의 외형 및 기능

(가) 전체 제어기 구성

인버터의 제어기는 기능별로 Board로 구성되어 있으며 Board들은 Back-plate로 서로 연결되어 있다. Back-plate는 데이터 버스와 어드레스버스로 구성되는 버스구조이며 이 버스 구조는 가장 널리 사용되고 그 신뢰성이 입증된 VMEbus 규격을 따른다.

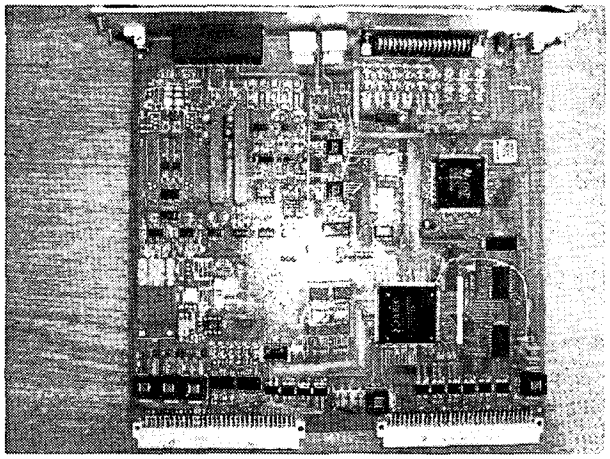
다음 그림은 시뮬레이터 제어기의 외형을 보여준다. 그림에서와 같이 VVVF 제어기는 외부 장치들과의 인터페이스를 위한 INF32제어기, INV를 제어하기위한 VVVF32 제어기, 모니터 기능을 위한 MON32, 광케이블로 PWM 신호를 전달하기 위한 OPT32, 그리고 전원공급장치인 PWR보드로 구성되어 있다 그 외에 디지털 입·출력을 위한 DI0, DI1, DO0, DO1보드와 아날로그 출력을 위한 IS032보드 등이 있다.



(2) 보드별 구성

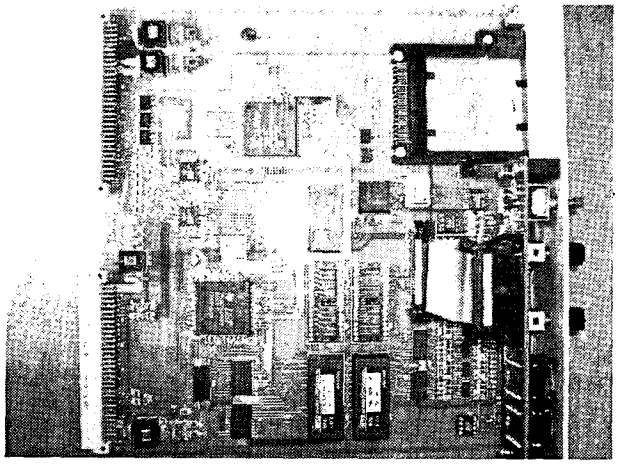
(가) Main Controller Board

인버터 Main Control Board에는 제어알고리즘을 실시간으로 수행하기 위하여 주 연산자로 고성능 32bit DSP인 TI(Texas Instrument)사 TMS320C32를 사용하였으며, ROM은 직접 다운로드가 가능한 Flash Memory를 사용하였다. 통신부는 유지보수를 위한 RS-232 Driver와 TCU와의 통신을 위한 RS485 Driver로 구성된다. 인버터와의 정보 교환을 위하여 DPRAM를 사용하였다.



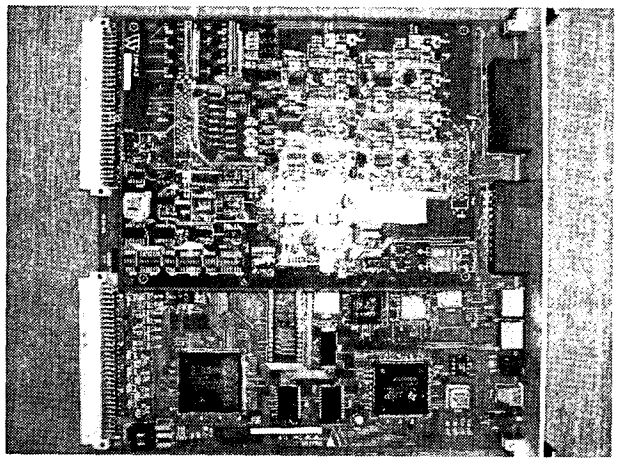
(가) Monitor Board

모니터 보드는 시스템의 status를 제어기 자체에서 실시간 표시하여주며, 시스템을 점검하기위한 테스트용 프로그램이 내장되어 있다.



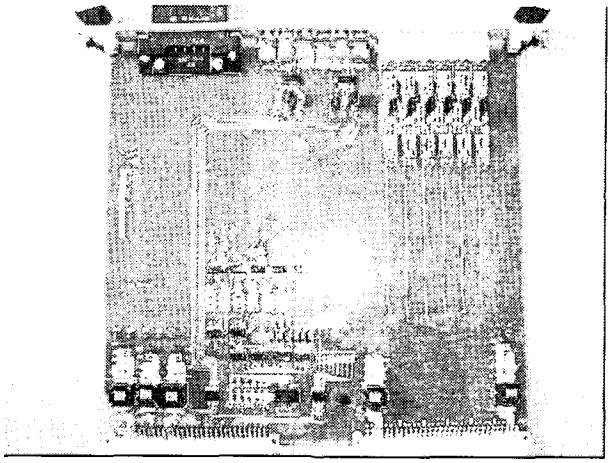
(나) Interface Board

인터페이스 보드는 주변의 장치들과 인터페이스해주는 역할을 담당한다. 즉, 각종 입력신호를 받아들일 수 있는 입력회로부와 받아들인 각종신호를 필터링하는 필터회로부 Analogue 신호를 디지털화 하는 A/D 컨버터 회로부, 신호로부터 각종 고장정보를 검출하는 고장 검출부, 고장에 대한 DSP에 인터럽트를 요구하는 회로부와 전원 감시부로 구성되어져 있다.



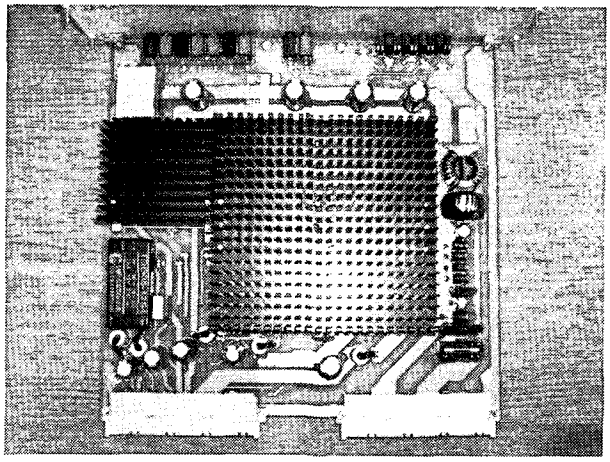
(다) Optic Board

Optic Board는 전력용 스위치인 IGBT를 구동하는 Gate Drive에 제어신호를 주변회로에 의한 간섭 없이 안전하게 전송하기 위한 것으로써 HFBR-2521 및 HFBR-1521을 사용하여 signal을 전송한다.



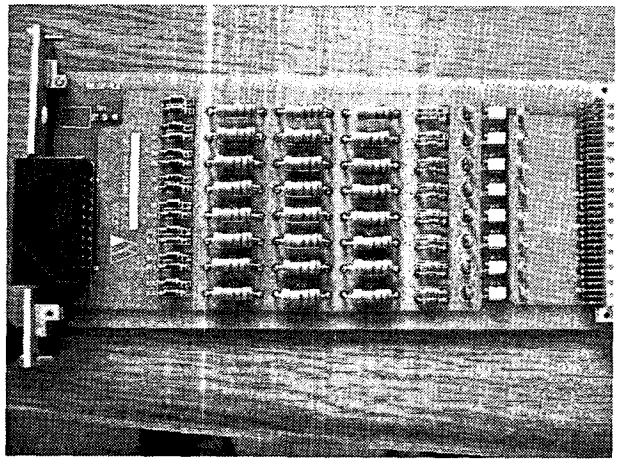
(라) Power Board

제어기를 위한 5V 전원, 입력회로부를 위한 ±12V, 속도센서에 공급하기위한 15V, 아날로그 회로 및 전압, 전류검출기의 전원을 위한 ±15V, 릴레이 소자구동을 위한 24V의 전원으로 구성되어져 있다.



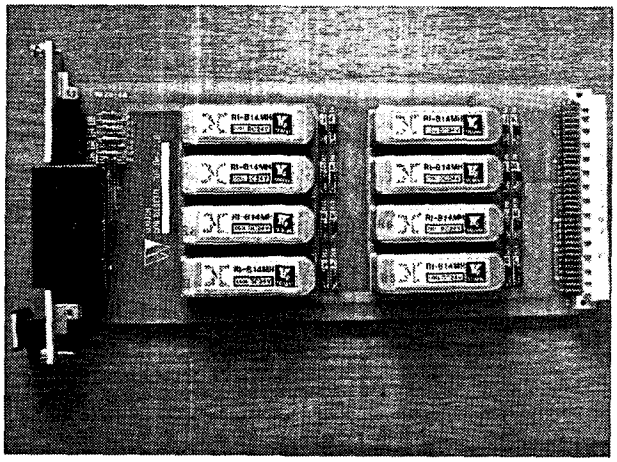
(마) Digital Input Board

100V 디지털 입력신호를 전달받는 디지털 입력신호와 입력신호에 대한 Surge 차단회로부, 필터링을 위한 필터회로부, 외부 신호와 절연을 위한 절연회로부로 구성되어 있다.



(바) Digital Output Board

Digital Output 보드는 출력신호를 받아 Contactor Relay구동을 위한 Relay 회로부로 구성되어져 있다.



3. 자동 운전 알고리즘의 개발

본 연구에서는 자동 운전 알고리즘의 신뢰성을 위하여 다양한 불확실성에 적절히 대처할 수 있는 프로그램을 개발하고자 하였다. 따라서 운전 시에 나타나는 불확실성에 대한 대처 능력을 가지고 있는 것으로 밝혀진 퍼지제어 알고리즘을 연구하였다. 또한 불확실성에 대한 대처능력뿐만 아니라 자동 운전 제어시 만족시켜야할 여러 가지 목적을 적절히 처리해줄 수 있는 다목적 제어 알고리즘에 대한 연구가 이루어져 퍼지 모델 기반 다목적 제어 알고리즘을 적용하였다.

열차를 비롯한 복잡하고 불확실한 대규모 시스템에 대한 제어기는 일반적으로 여러 가지 목적을 만족시켜야하는 다목적 제어기로 표현된다. 이러한 다목적 제어기를 설계할 때에 기존의 최적화 기반의 제어 알고리즘들은 최적해를 구하기 위해 과다한 계산 능력과 긴 계산 시간을 요구하며, 심지어는 대상 시스템에 불확실성이나 복잡성이 두드러지는 경우 구해진 해가 최적해의 의미를 상실하기도 한다. 반면, 이러한 대규모 시스템을 운전하는 운전자들은 자신의 경험적 지식에 따라 의미있고 만족스러운 제어 결과를 보여준다. 본 연구에서는 이러한 복잡하고 불확실한 대규모 시스템에 대한 운전 전문가의 운전 방식을 모사하여 운전자와 설계자에게 의미있는 제어 결과를 보일 수 있는 퍼지모델 기반 다목적 제어기를 설계하고 이를 다중추진 시스템의 자동운전 제어에 적용하고자 한다. 다중추진시스템과 같이 복잡하고 불확실하며 운전 시 부주의로 인해 치명적인 사고가 발생할 수 있는 가능성이 언제나 잠재되어 있는 대규모 시스템을 운전하는 운전 전문가들의 운전 특성으로는 첫째, 제어 결과에 대한 예측을 통해 현재 취해야할 제어 행동을 결정하고, 둘째, 최적화 방법과는 달리 운전자의 기준에 따라 각 목적의 만족도를 편가하며, 셋째, 운전의 경향은 상당히 보수적이라는 점 등이 있다.

이러한 운전 전문가들의 운전 특성을 적용하기 위하여, 우선 다카기-수게노 퍼지 모델(Takagi-Sugeno fuzzy model)을 이용하여 대상 시스템에 대한 제어 결과를 예측하도록 하였다. 그리고 기존의 최적해(Optimal solution)와는 구분되는 만족해(satisfactory solution)의 개념을 제안하고 이를 기반으로 하는 다목적 만족 제어기를 제안하였다. 다목적 만족 제어기는 각 목적마다 만족도 함수를 설계하여 이를 바탕으로 각 제어 목적의 만족도를 계산하게 되며, 운전자의 보수적인 운전 경

향을 반영하기 위하여 각 만족도 함수를 max-min 방식으로 평가하여 최종적인 만족해를 얻게 된다.

이들 개념을 함께 적용한 퍼지모델 기반 다목적 제어기는 매 순간마다 특정한 형태의 비선형 계획 문제를 풀어 만족해를 구하고, 이를 플랜트에 입력하게 된다. 그러나 많은 경우 목적 함수의 형태가 부분 선형 함수 또는 이차 함수로 주어지며 이러한 경우 제어기가 매순간 풀어야하는 문제는 각각 선형 계획 문제와 QCLP(Quadratic Constrained Linear Programming)문제로 표현될 수 있다. 이 문제들은 일반적인 비선형 계획 문제에 비해서 훨씬 빠른 시간 안에 효과적으로 해결될 수 있다. 또한 예측 범위를 1-step으로 제한한 경우에는 기본적인 다목적 제어기와 더불어 퍼지모델의 예측오차에 강인한 만족해를 줄 수있는 강인제어기를 이용할 수 있다. 강인 제어기는 SOCP(Second Order Cone Programming)문제로 표현되며 이는 interior point 방법을 통해서 효과적으로 해결된다.

4. 모니터링 시스템

PC 모니터링 프로그램은 National Instruments 사의 Labwindows/CVI 7.1을 이용하였다. Manual 운전을 위한 Notch 운전의 경우 시스템의 각각의 데이터를 볼 수 있는 trend graph기능을 구현하였으며, 이를 파일 처리할 수 있도록 데이터 저장기능을 보강하였다. 또한 ATO(Automatic Train Operation) 시스템 기능을 구현하여 사용자가 원하는 가속 및 감속시간을 PC 스크린에서 지령하면 이를 추종할 수 있도록 이용자의 편의를 도모하였다. Fig. 3.6.1은 PC 모니터링 화면을 나타내고 있다.

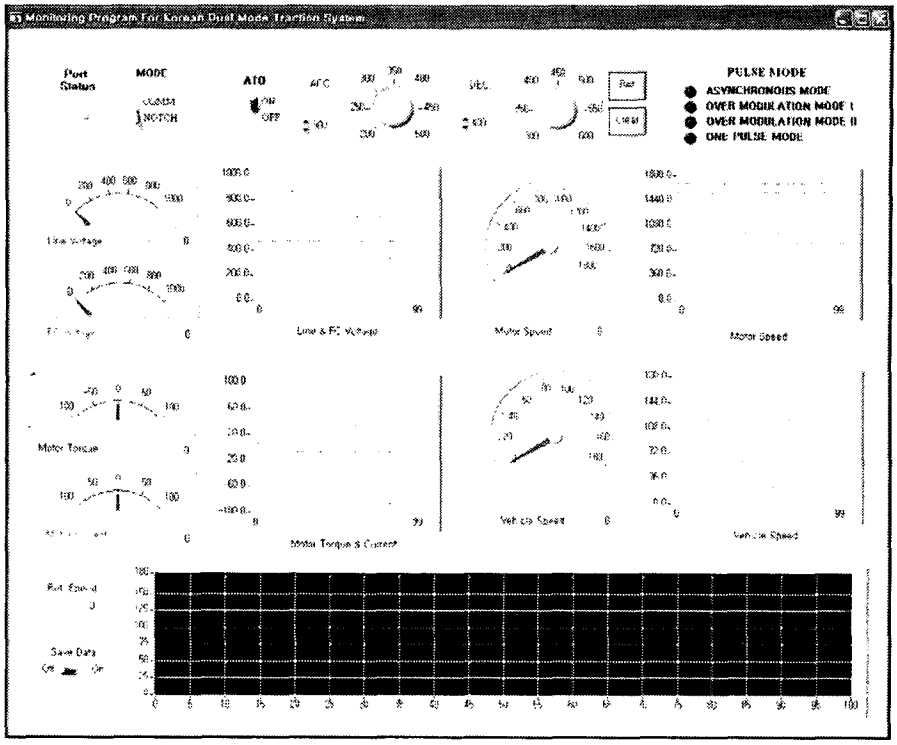


Fig. 3.6.30 PC 모니터링 화면

가. 통신 프로토콜

다중추진시스템 시뮬레이터와 PC간의 통신은 RS-485 및 RS-232방식을 이용하였다. Table 3.6.30은 PC에서 시스템 컨트롤러에 패킷송신을 하는 데이터 패킷을 나타내고 있다.

0	1	2	3	4	5	6	7
STX	CODE	LEN H	LEN L	DATA(S)	ETX	BCC1	BCC2

Table 3.6.30데이터 패킷 구성

◈ STX : 02H

◈ ETX : 03H

◈ SD : PC에서 제어기로 보내는 프로토콜

◈ RD : 제어기에서 PC로 보내는 프로토콜

▶ LENGTH : 프로토콜중 데이터 길이만을 의미하며 EXT는 제외한다.

LEN H : 프로토콜의 데이터 길이의 상위 BYTE

LEN L : 프로토콜의 데이터 길이의 하위 BYTE

▶ BCC CHECK : BCC 체크는 ETX까지 한다.

BCC1 : 1 XOR 3 XOR 5 XOR

BCC2 : 2 XOR 4 XOR

▶ High Data Low Data 적용 방법

일반데이터는 상위byte 하위 byte를 16bit 그대로 적용한다.

날짜에 한해서 상위년,하위년에 해당하는 것은 각각 두자리씩 끊어 넣는다.

날짜예) 2001년 -> 20 , 01 decimal 14H,01H를 넣는다.

▶ SPEED

BPS	9,600 BPS
DATA BIT	8BIT
PARITY BIT	NONE
STOP BIT	1

<PC →제어기>

STX	21H	TEXT(0)	TEXT(1)	...	TEXT(8)	ETX	BCC1	BCC2

TEXT No.	bit 7	bit 6	bit 5	bit 4	bit 3	bit 2	bit 1	bit 0	
0	Powering : 0.098~100.000% TE/BE (LS Byte) (1~1023 : 0001~03FFH) (TEBE) Coasting : 0								
1	TE/BE (MS Byte) (TEBE)								
2	ATO Command (ATOC)	SPARE	Running Direction Forward (F)	Running Direction Reverse (R)	SPARE	KNI Command (테스트)	Powering Selection (P)	Braking Selection (B)	
3	YEAR(00H ~99H) Last Two Digit.e.g 1997 (YEAR) BCD DATA								Data
4	Month (01H ~ 12H) (MONTH) BCD DATA								
5	Day (00H ~ 31H) (DAY) BCD DATA								
6	Hour (00H ~ 23H) (HOUR) BCD DATA								Time
7	Minute (00H ~ 59H) (MINUTE) BCD DATA								
8	Second (00H ~ 59H) (SECOND) BCD DATA								

<제어기 →PC>

STX	21H	TE/BE L	TE/BE H	DIGIT	년	월	일	시	분	초	DATA(1~15)	ETX	BCC1	BCC2

[DATA] VVVF controller -> PC

BYTES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
DATA	ESI L	ESI H	VDC L	VDC H	WR L	WR H	MI L	MI H	Iqse_ref L	Iqse_ref H	Iqse L	Iqse H	LAMdre	V_S	TRACE

순번	항 목	내 용	범 위	정격	Scale
1 2	ESI	가선 전압(DC)	-0 ~ + 3000	750[V]	x 5.4613
3 4	Vdc	FC 전압(DC)	-0 ~ + 3000	750[V]	x 5.4613
5 6	Wr	전동기 속도 (Wrpm=Wr*4.77)	-0 ~ + 2560		x 6.4
7 8	MI	Modulation Index	-0 ~ + 100[%]		x 208.6
9 10	Iqse_ref	q축 전류 지령치	-0 ~ + 500[A]		x 40.958
11 12	Iqse	q축 전류	-0 ~ + 500[A]		x 40.958
13	LAMdre	발생 자속	-0 ~ + 10		x 2.0
14	V_S	제어 모드	0 또는 1		× 2.0
15	trace	Pulse mode (0: 비동기, 1: 과변조 1 2: 과변조 2, 3: 1펄스모드)	0~3	-	× 1.0

해당 현재상태를 받아올 땐 최대속도 50ms마다 한다. 만약 데이터가 올바르지 못할 경우 250ms후 "SD"를 다시 보내 현재 데이터를 획득한다. <PC>에서 "SD"를 5회이상 제어기로부터 데이터(RD)를 받지 못하면 "제어기고장" 즉 "TIME

OUT"으로 한다.

나. Data Base

시험결과의 데이터는 PC의 하드디스크에 저항한다. 이것은 년, 월, 일, 시, 분, 초에 따라 순서대로 저장한다. Fig. 3.6.31은 데이터 저장 기능키를 나타내고 있다.

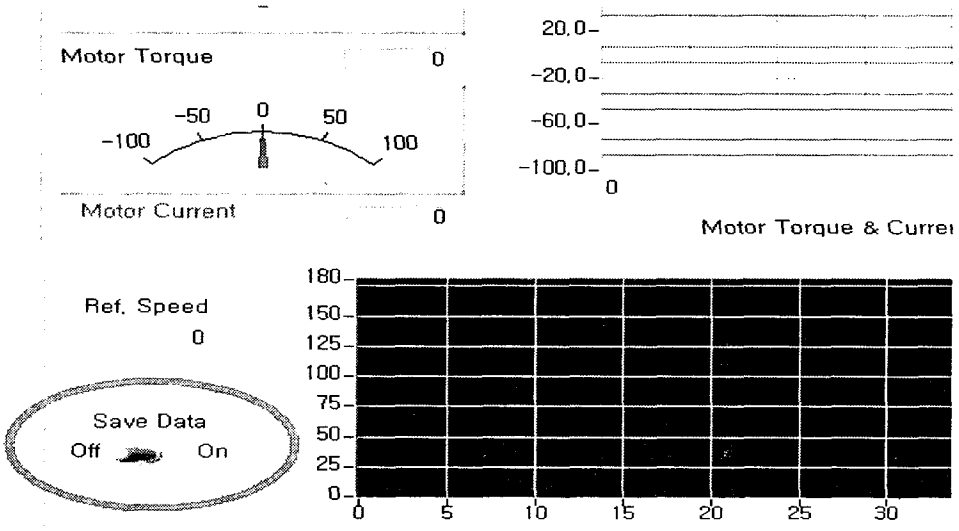


Fig. 3.6.30 데이터 저장기능

다. Trend Graph의 Scroll 기능

Trend Graph에서 시간이 흐름에 따라 주어진 화면에 계속 이어지는 data를 효과적으로 보여주는 것이 필요하다. 따라서 자동으로 화면이 보여주는 영역을 현재 보여주는 data의 값에 맞추어 주는 scroll기능을 추가하였다. Fig. 3.6.31은 Scroll 기능을 보여주고 있다.

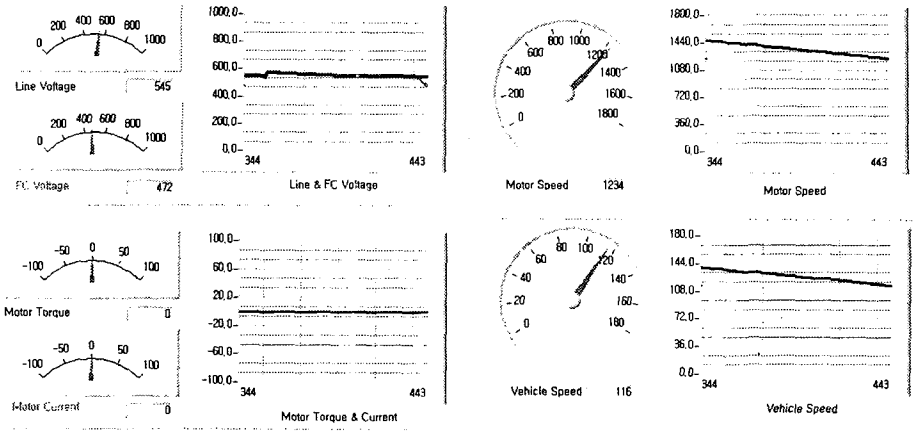


Fig. 3.6.31 Scroll 기능

라. ATO 운전기능

다중추진 시스템에서 ATO 운전을 위해서는 속도 패턴이 필요하다. 본 연구에서는 ATO 운전에 필요한 가감속 속도패턴을 사용자의 입력을 받아 지령하도록 구성되어져 있다. Fig. 3.6.32는 모니터링 시스템의 속도패턴 발생부 및 ATO 운전에 해당하는 그래프에 속도 지령을 표시한 결과를 나타내고 있다. 여기에서 속도지령은 모니터 프로그램 스크린에 있는 Knob를 조절하여 맞출 수 있다.

Fig. 3.6.33는 ATO 운전결과로써 지령한 가감속시간을 추종하고 있는 것을 보여주고 있다.

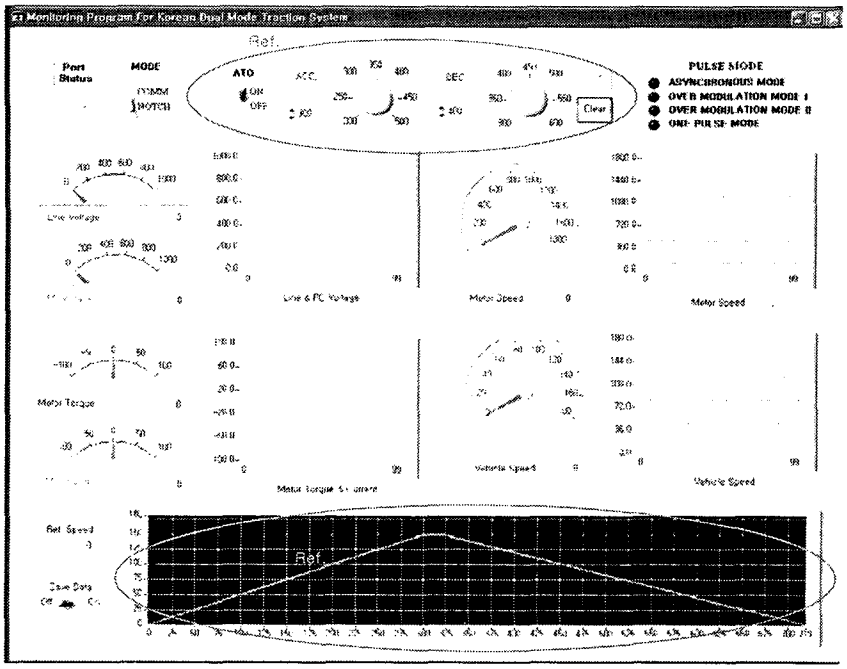


Fig. 3.6.32 ATO 지령화면

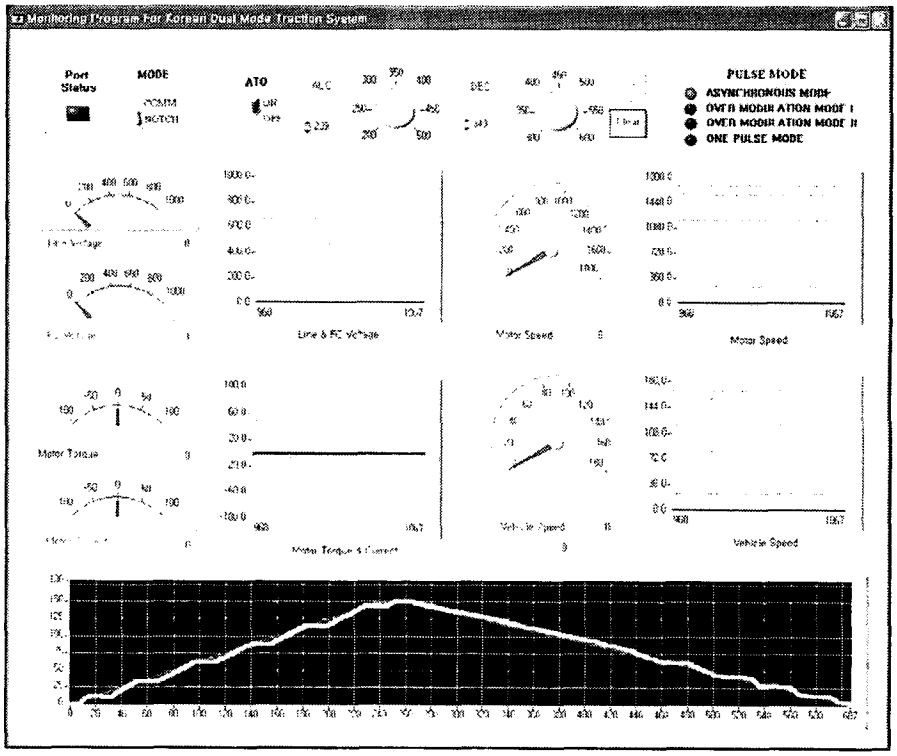


Fig. 3.6.33 ATO 운전결과

제 7 절 축소형 다중추진 동력시스템 성능시험 및 결과해석

앞서 수행된 마이크로 가스터빈 시험을 통하여 터빈에서 생산하는 출력에 대한 성능 특성을 검증하였다. 이를 바탕으로 시뮬레이터와 마이크로가스터빈이 연계된 30KW급 축소형 다중추진 시스템을 구성하여 열차 운행을 모사하는 각종 시험을 수행하였다. 성능시험은 모사된 열차의 운전 조건에 따라 발생하는 부하 변화에 대응한 가스터빈 엔진의 작동 특성을 살펴보고 열차 추진용 동력 시스템으로서의 다중추진시스템 성능을 분석하는데 목적이 있다.

본 연구에서 수행된 시험의 종류, 방법, 내용 및 목적은 Table 3.7.1에 간략히 정리하여 나타내었다.

Table 3.7.1 30kW급 축소형 다중추진시스템 시험 분류

	시 험 명	시 험 방 법	시험 내용 및 목적	수행시기
구성품시험	마이크로터빈 성능시험	가변부하저항이 연결된 가스터빈 운전	- 정상상태 전력공급 변화 특성 분석 - 비정상상태 전력공급 변화 특성 분석 - 다중추진시스템 주행시험 후 성능비교	3차년, 5차년
	시뮬레이터 시험	상용전기를 이용한 시뮬레이터 가감속	- 전동기 자속제어 특성 분석 - 전동기 자속가변 특성 분석 - 다중추진시스템 주행시험 후 성능비교	
다중추진시스템시험	수동제어 주행시험 (제어단계별 가감속)	1단 가감속	- 0→150km/h 주행속도의 가속 단계를 4단계로 구분 - 150→0km/h 주행속도의 감속 단계를 4단계로 구분 - 시뮬레이터 요구출력에 대한 가스터빈의 응답 거동 특성 분석 - 다중추진시스템의 주행속도 제어 - 단계별 가감속 과정 중 엔진의 거동 특성	4~5차년
		2단 가감속		
		3단 가감속		
		4단 가감속		
	자동제어 주행시험 (ATO에 의한 가감속)	100s 가감속	- ATO(Auto Train Operating)주행모드 - 일정 가속 및 감속시간 설정의 자동 주행 모드 시험 - 자동주행모드에서의 전력공급 특성 및 가스터빈 고유성능 특성 분석	5차년
		250s 가감속		
		400s 가감속		
		550s 가감속		
	다단변속 주행시험 (반복 가감속)	가속-감속-가속-…	- 다양한 주행조건에서의 전력공급 특성 및 가스터빈 특성 분석 - 급격한 주행속도의 변화에 대한 전력공급특성 및 가스터빈 특성 분석	5차년
	실차 시운전 주행모사 시험	한국형 고속열차 시운전 시험 모사 (150km/h 이하)	- 한국형 고속열차 시운전시험에 준하는 주행모드를 설정하여 전력공급 특성 및 가스터빈 특성 분석 - 오송~동대구, 오송~목포의 주행 모사	5차년

수동 제어에 사용되는 노치(Notch)는 가속, 감속 모두 4단으로 되어 있으며 간단한 하드웨어의 교체만으로 단 수의 변경이 가능하다. 4단계의 가속과 감속을 조합한 총 16가지 경우의 가감속 시험에서 얻어진 시험 결과를 통해 시뮬레이터 요구출력에 따른 가스터빈 엔진의 거동을 분석하여, 다중추진 열차를 구성하는 경우 열차의 주행 속도 제어를 위한 기본 자료로 활용될 수 있다는 점에서 중요하다. 특히 가감속 중에 가스터빈 엔진의 주요 변수인 엔진 입구 공기유량, 터빈 입구 온도, 연료 공급량, 터빈 입출구 온도, 회전수 등과 이들로부터 서지 마진을 계산하여 다중추진시스템을 가장 안정적으로 제어할 수 있는 연료공급 계획을 수립할 수 있다.

자동 제어는 열차의 현재 속도를 열차의 운행 스케쥴에 따라 미리 입력한 속도데이터와 비교하여 그 차이가 일정범위를 넘어서지 않도록 가속 혹은 감속을 통해 제어를 하는 방법을 사용하였다. 수동제어 주행시험에서 얻어진 각 단별 주행시간을 기준으로 그에 준하는 가속 및 감속 시간을 주어 자동제어 주행시험을 모사하였다.

또 다단변속 주행시험은 실제 열차의 주행에서 발생할 수 있는 다양한 조건을 고려하여 급격한 주행속도 변화, 가속에서 감속으로 전환하는 경우, 감속에서 가속으로 전환되는 경우 등에서의 전력공급 특성 및 가스터빈 운전 특성을 파악하고자 다단변속 주행시험을 실시하였다.

상기의 다중추진시스템 성능 시험결과를 기반으로 G7 고속전철의 시험주행을 모사하는 실차 시운전 주행모사 시험을 실시하여 열차 동력으로써의 한국형 다중추진시스템 성능을 검증하였다.

1. 수동 제어 주행시험

가. 1단 가속-1단 감속

Fig. 3.7.1에서 열차속도의 변화를 나타내고 있다. 1단 가속-1단 감속 운전조건으로 열차가 정지 상태에서 시속 150km/h에 도달하는 데 걸리는 가속시간은 약 660초로 나타나고 있으며, 1분간의 관성주행을 거친 후 다시 정시상태로 도달하는 감속 시간은 약 270초 이다. Fig. 3.7.2와 Fig. 3.7.3에 시뮬레이터에서 요구하는

전력량과 그에 대한 응답으로 가스터빈에서 발생하는 전력량을 나타내었다. 열차가 가속을 하는 경우 시뮬레이터에서 소요되는 전력을 가스터빈에서 생산하기 시작하며 관성주행이나 감속 시에는 전력이 필요치 않게 되므로 전력요구량도 0 이 된다. 이때 전력 요구량과 실제 전력발생량의 시간차이는 약 1~2초로써 열차의 가속에 소요되는 전력이 거의 실시간으로 출력되고 있음을 알 수 있다. Fig. 3.7.4는 1단 가속에 해당하는 출력을 내기 위한 가스터빈의 회전수 변화를 나타낸다. 정지상태의 열차가 움직이기 시작하면서 급격한 부하의 변동으로 인해 회전수 변화율이 크게 나타나며 이후 기울기는 서서히 작아지게 된다. 열차의 가속이 끝난 후 관성주행과 감속 과정 동안은 전력을 생산할 필요가 없게 되므로 가스터빈은 Idle 운전 상태로 회전속도가 감소한다. 여기서 Idle 상태란 외부의 부하 변동이 없는 상태에서 스스로 구동할 수 있는 최소의 회전 상태를 의미한다. Fig. 3.7.5에서 가속 및 감속 과정 중의 터빈 출구온도 변화를 보여주고 있는데, 초기 가속 시 엔진의 출력 증가로 엔진 내의 연료 공급량이 증가하게 되어 회전수가 증가하게 되고 공기흡입량도 커지게 된다. 흡입된 공기가 냉각효과를 나타내고 이로 인해 가스터빈 엔진의 작동점이 회전수는 증가하고 터빈 입구온도가 낮아지는 쪽으로 이동하게 되어 터빈 출구온도가 감소하게 된다. 감속 시 반대의 경우로 엔진이 idle 상태로 접어들면서 정상상태(steady state) 작동선을 따라 이동하게 되어 터빈 입구 온도가 증가하면서 터빈 출구온도 또한 증가하게 된다. Fig. 3.7.6 은 공기 유량의 변화를 나타내고 있다. 가스터빈 엔진의 공기는 외부로부터 흡입되며 엔진의 회전수에 의해 그 유량이 결정되므로 공기유량의 변화 추이는 엔진회전수 추이와 비슷한 형태를 나타낸다. 일반적으로 공기유량은 출력에 비례하는 관계가 있다. Fig. 3.7.7 에 가스터빈 엔진 내부의 에너지 변화 추세를 나타냈다. 엔진 회전수의 변화와 유사한 형태를 나타내고 있는데, 출력이 높아질수록 전력변환에 소요되는 에너지가 더 많아지기 때문으로 풀이된다. 감속 시에도 약 37W 정도의 에너지 레벨을 유지하고 있는데 이는 기타 다중추진시스템에 연결된 기타 장비의 작동대기에 소요되는 전력이다.

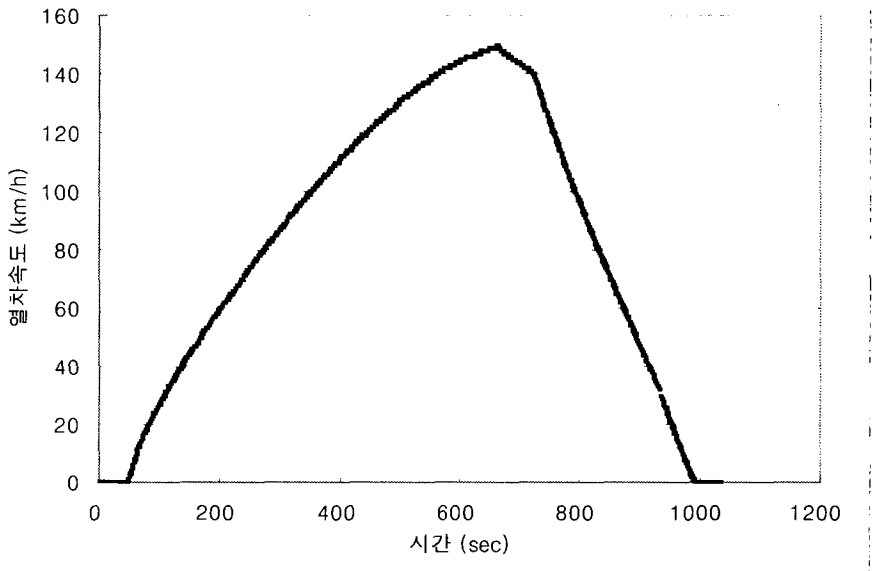


Fig. 3.7.1 1단 가속-1단 감속 시 열차속도 변화

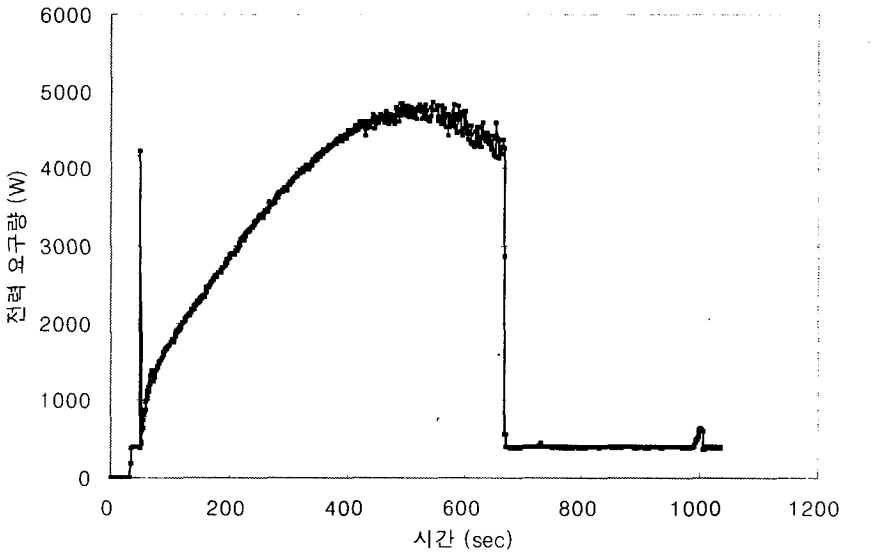


Fig. 3.7.2 1단 가속-1단 감속 시 전력 요구량 변화

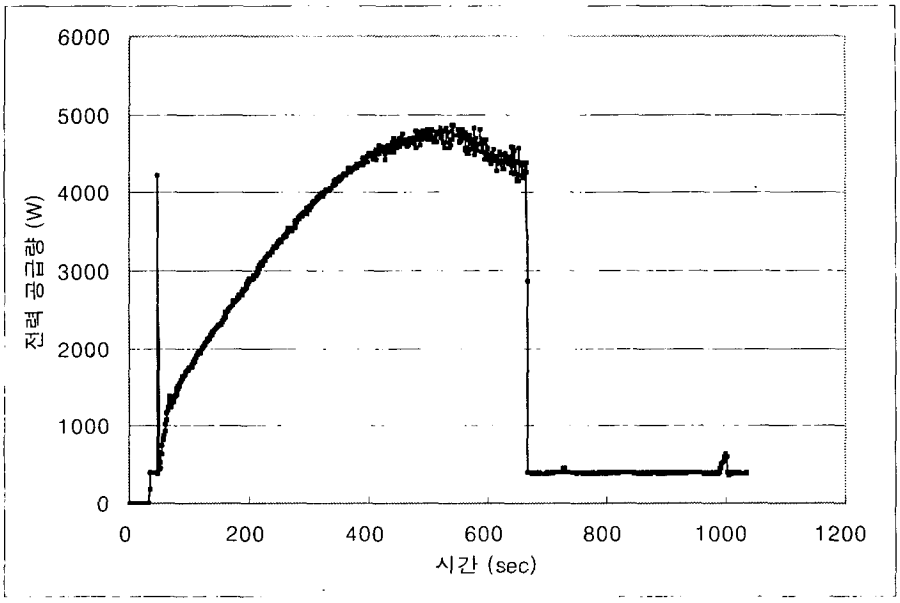


Fig. 3.7.3 1단 가속-1단 감속 시 전력 공급량 변화

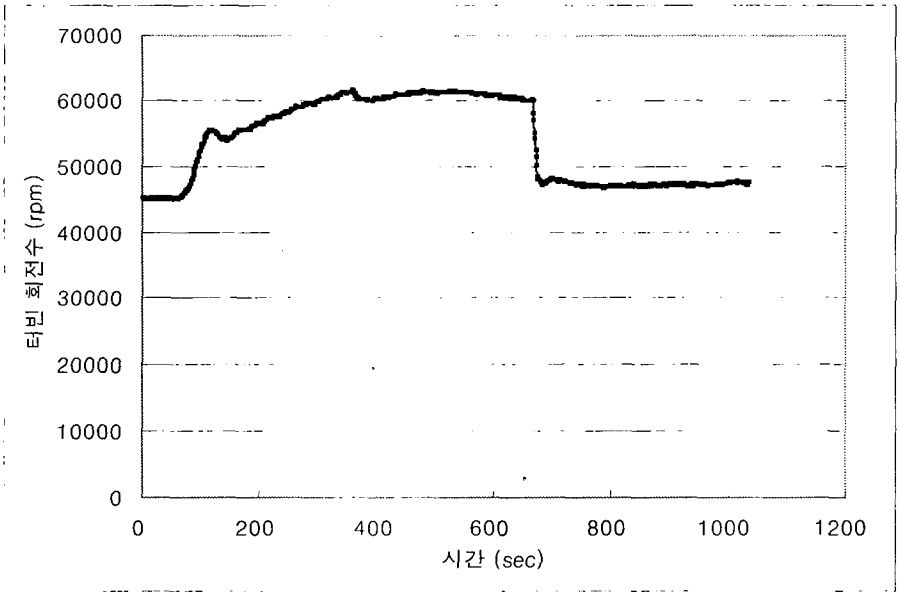


Fig. 3.7.4 1단 가속-1단 감속 시 터빈 회전수 변화

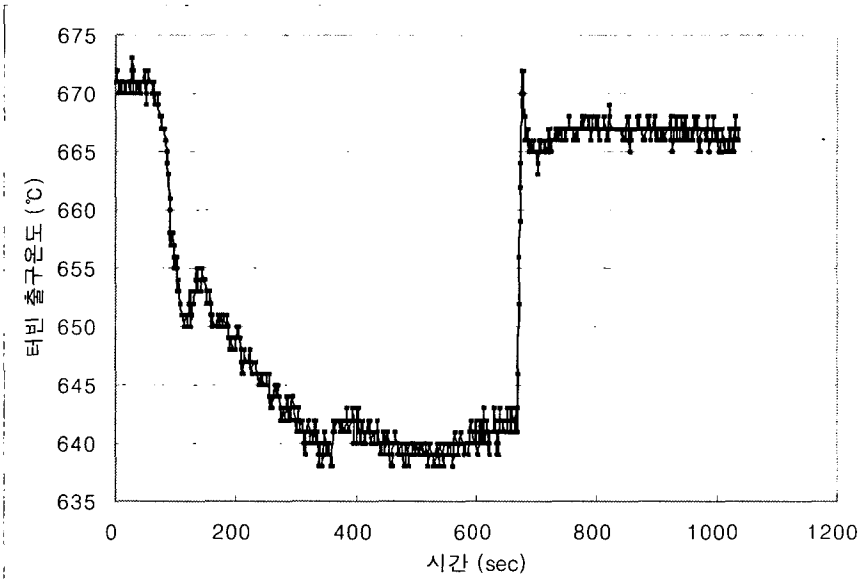


Fig. 3.7.5 1단 가속-1단 감속 시 터빈 출구온도 변화

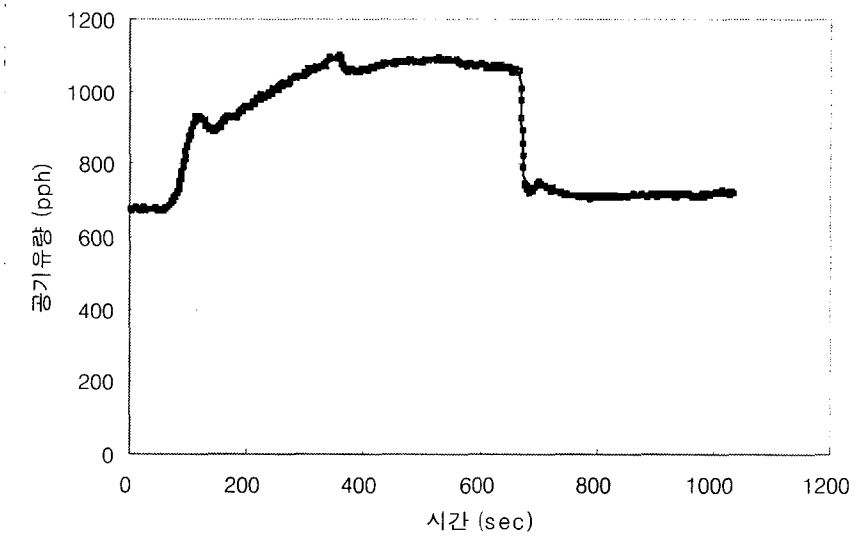


Fig. 3.7.6 1단 가속-1단 감속 시 공기유량 변화

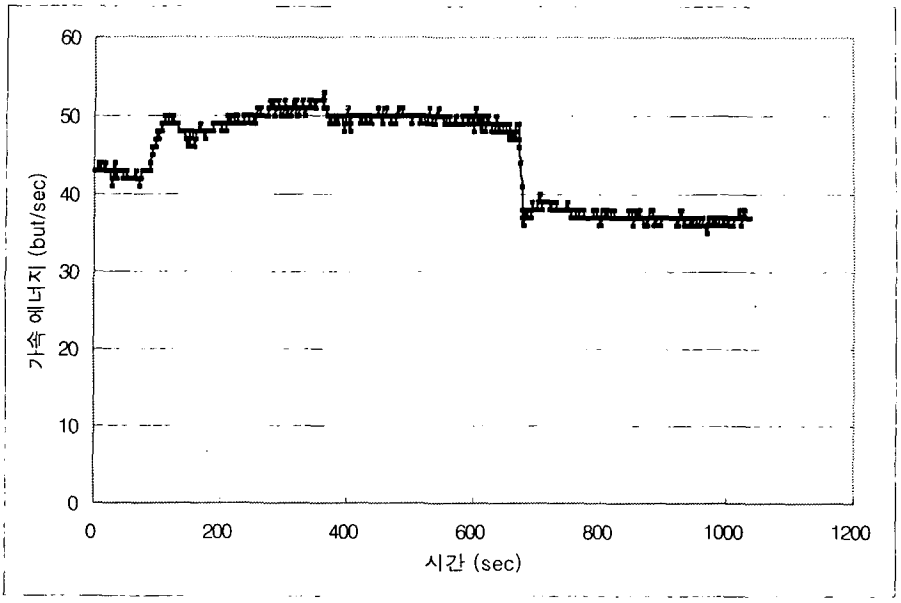


Fig. 3.7.7 1단 가속-1단 감속 시 가스터빈 에너지 변화

나. 2단 가속-2단 감속

Fig. 3.7.8은 2단 가속-2단 감속의 시험에서 열차 속도변화, 전력요구량, 전력 공급량을 나타내고 있다. 2단 가속으로 정지상태의 열차를 150km/h까지 가속하는데 250초, 열차를 정지 상태까지 감속하는데 160초가 소요되었으며 가속에 필요한 전력을 가스터빈에서 정상적으로 출력하고 있으며, 그 시간 간격은 2초 이내이다. 최대 회전수 72000rpm에서 9200W의 출력을 나타내고 있으며, 가속이 시작된 직후와 감속이 끝난 직후에 나타나는 전력변화의 모습은 부하변동에 따른 제어를 위한 부품에서 소요되는 전력이 순간적으로 투입되기 때문이다. Fig. 3.7.9에서 가속 중 엔진의 회전수가 한번 낮아진 이후 다시 상승하고 있는데 이는 초기 정지 상태에서 열차가 가속하기 시작하면서 비교적 큰 에너지를 필요로 하게 되고, 열차가 일정 속도이상에 도달하게 되면 충분한 관성에너지를 갖게 되어 적은 전력의 투입만으로도 가속이 가능함을 의미한다. 공기 유량은 엔진의 회전수 변화에 따라 외부공기 흡입량이 결정되므로 회전수 변화와 유사한 형태로 변하게 된다. Fig. 3.7.10에 나타난 출구온도는 엔진 회전수의 반대 모양으로 잘 따르고 있는 것으로 나타나고 있다. 다만 열차의 가속 중 터빈의 온도가 낮아지면서 한군데의 특이점을 보이고 있는데 이는 가스터빈의 연료제어 스케줄에서 어긋나 과다 공급된 연료의 연소과

정으로 이해된다. 터빈의 온도가 비정상적으로 상승할 경우 기체를 작동유체로 하는 가스터빈에서는 서지(Surge)의 위험이 있기 때문에 다중추진 시스템에서 가장 주의하여야 할 사항중의 하나로 꼽힌다.

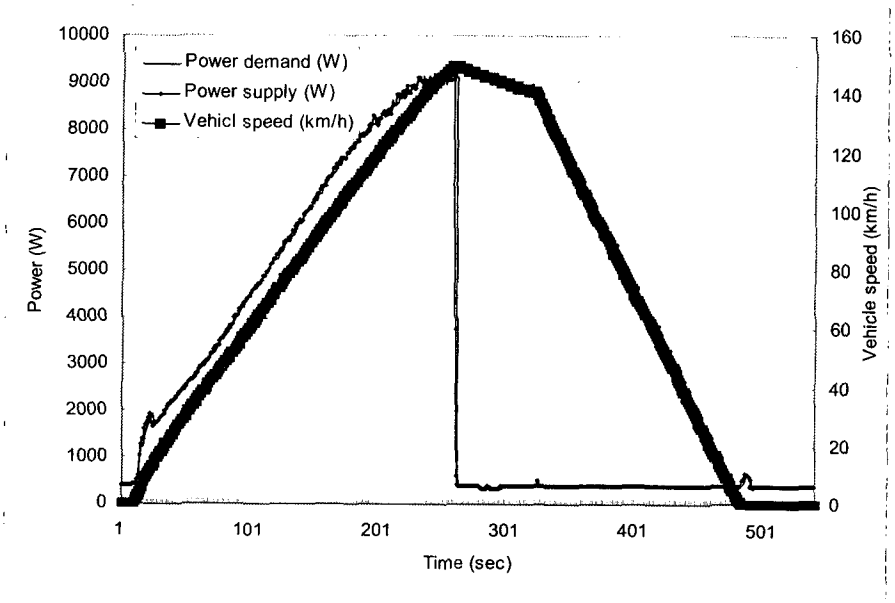


Fig. 3.7.8 2단 가속-2단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

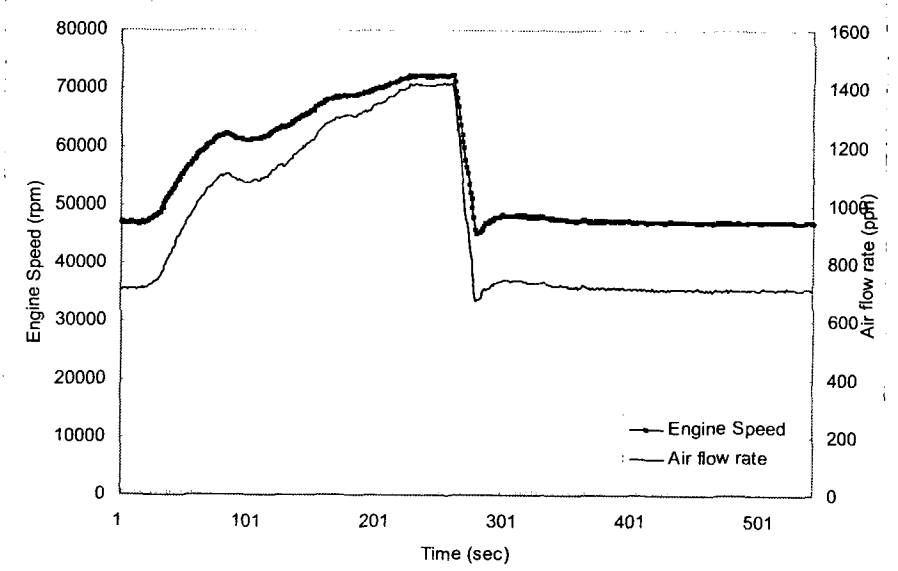


Fig. 3.7.9 2단 가속-2단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

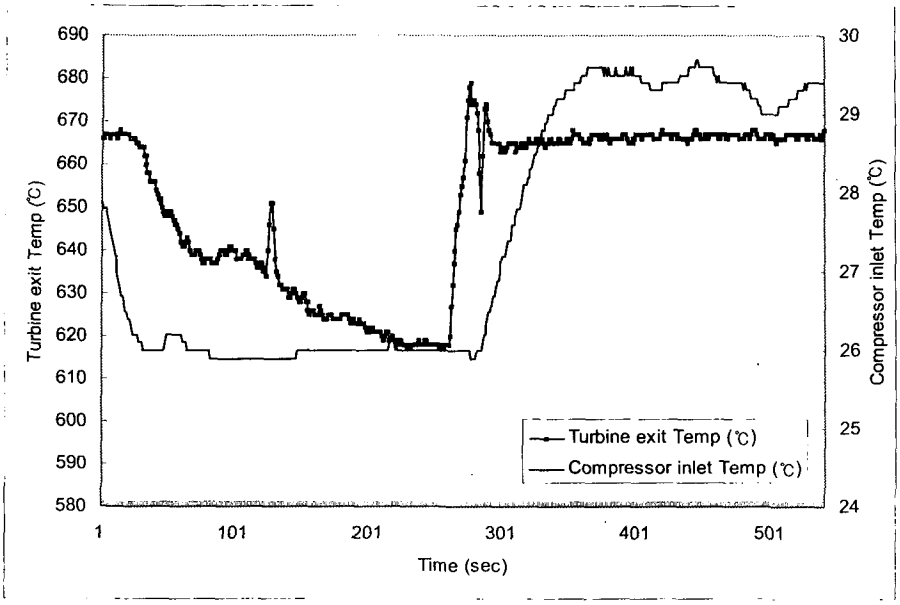


Fig. 3.7.10 2단 가속-2단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

다. 3단 가속-3단 감속

Fig. 3.7.11은 3단 가속-3단 감속의 시험에서 열차 속도변화, 전력요구량, 전력공급량을 나타내고 있다. 정지 상태의 열차가 150km/h에 도달하는데 160초, 1분간의 관성 주행을 거쳐 다시 정지상태로 감속하는데 120초가 소요되었다. 1단이나 2단 가감속에서와 마찬가지로 가속에 필요한 전력요구량에 대하여 가스터빈은 약 2초 내의 응답을 나타내고 있으며, 최대 회전속도 81000rpm에서 가스터빈은 14000W의 출력을 발생시키고 있다. Fig. 3.7.12는 3단 가감속 시 엔진 회전수 변화와 공기 유량을 나타내고 있는데 1단 및 2단의 가감속과 비교하여 회전수 증가의 폭이 커지게 되어 외부 공기 흡입량이 증가하고 있다. 이때 공기 유량은 약 0.226kg/sec 정도로써 가스터빈의 정격(0.31kg/sec)에 못미치고 있다. 압축기 입구 온도는 26~29℃의 범위를 나타내고 있는데 터빈측 온도와 연소기 온도의 영향으로 인해 일정 범위에서 유지되는 상태이다.

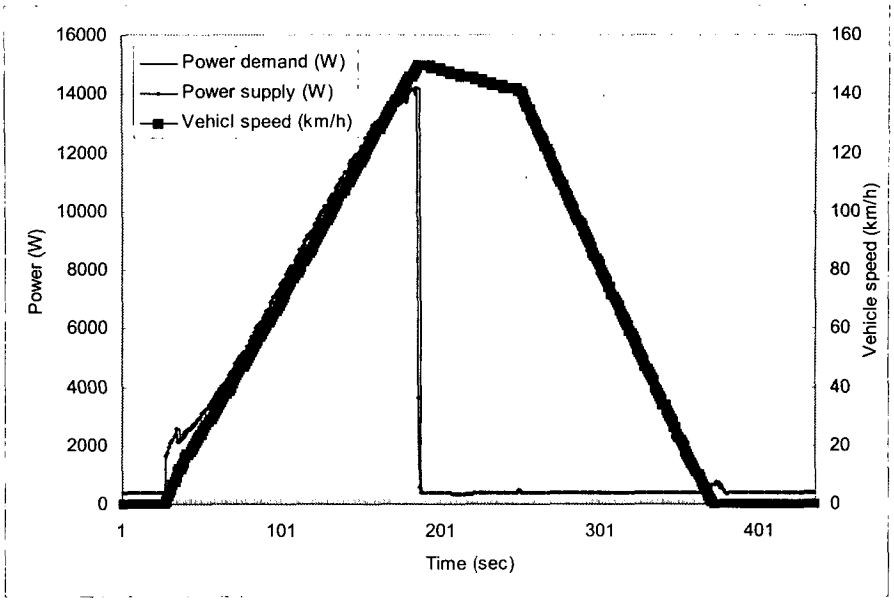


Fig. 3.7.11 3단 가속-3단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

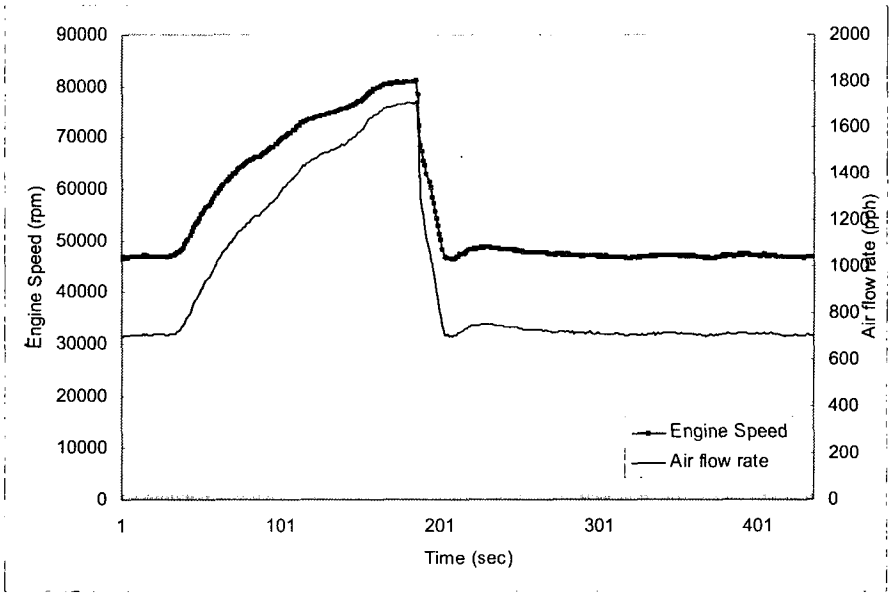


Fig. 3.7.12 3단 가속-3단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

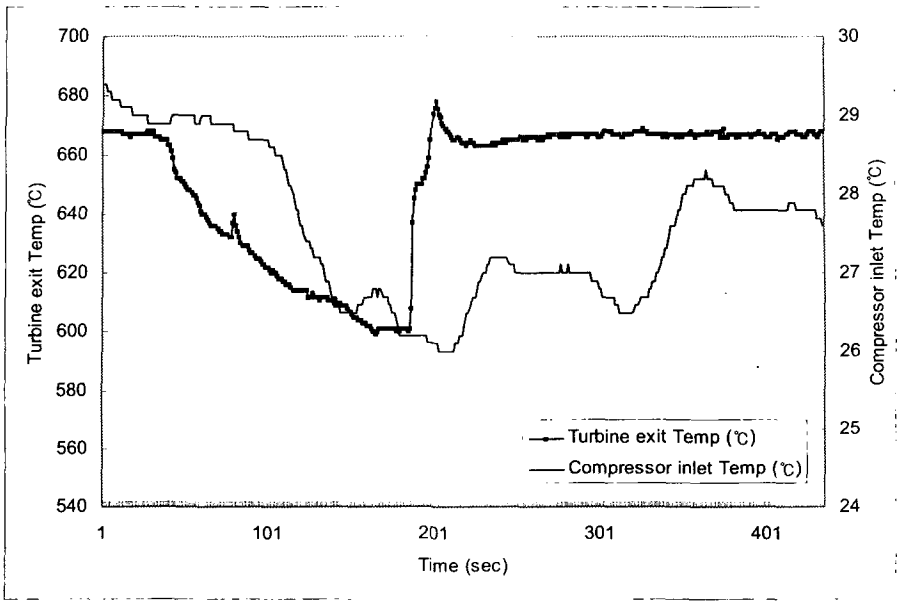


Fig. 3.7.13 3단 가속-3단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

라. 4단 가속-4단 감속

Fig. 3.7.14는 4단 가속-4단 감속의 시험 결과를 나타내고 있다. 가속에 110초, 감속에 100초의 시간이 소요되었으며, 가속 시간이 빠른 만큼 전력요구량, 엔진 회전속도가 앞의 1단, 2단, 3단의 경우보다 더욱 높게 나타나고 있다. 회전 속도는 최대 89000rpm까지 이르며 그때 출력은 20000W 이다. 엔진의 회전속도가 높아져 터빈의 출구 온도 또한 590℃까지 낮아지고 있음을 알 수 있는데, 터빈의 온도가 지나치게 낮아지는 경우 가스터빈 운영에 좋지 않은 영향을 미칠 수 있다. 터빈 출구온도가 낮아지면 이의 영향으로 터빈 입구온도가 낮아지는 경우가 발생할 수 있으며, 터빈 입구온도가 지나치게 낮아지게 될 경우 연소기로부터 flame out 현상이 발생하여 터빈의 손상을 초래할 수 있다. 그러므로 다중추진시스템의 운영에 있어서 가스터빈의 정격을 넘어서는 운전상황으로 인해 터빈 입구 온도가 너무 낮아지는 현상이 발생하지 않도록 주의를 기울여야 한다.

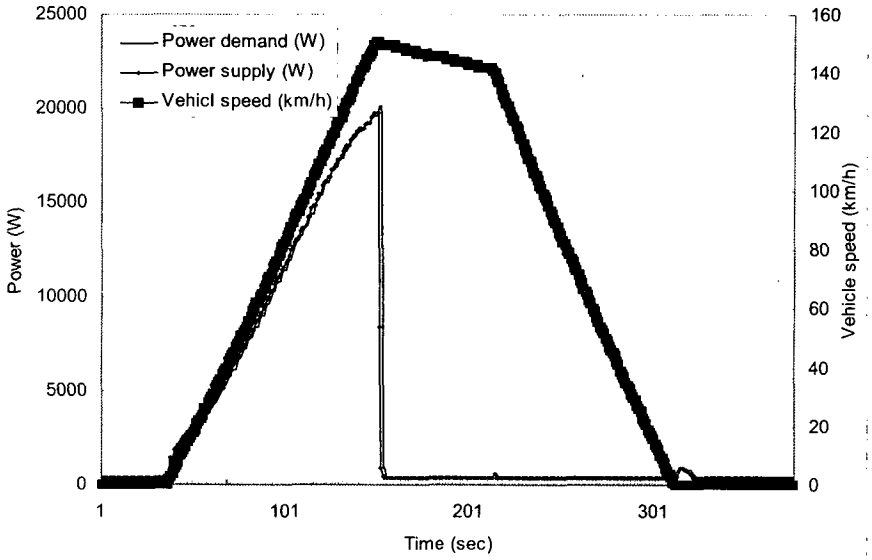


Fig. 3.7.14 4단 가속-4단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

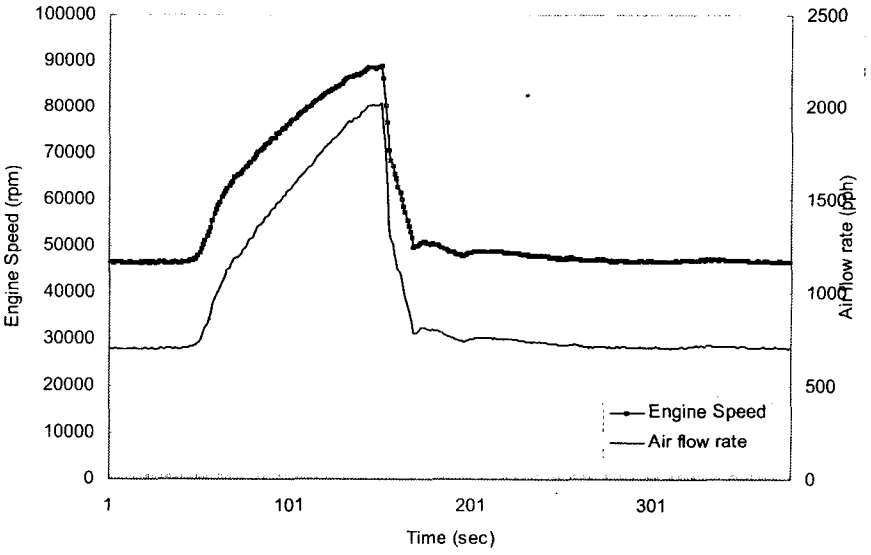


Fig. 3.7.15 4단 가속-4단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

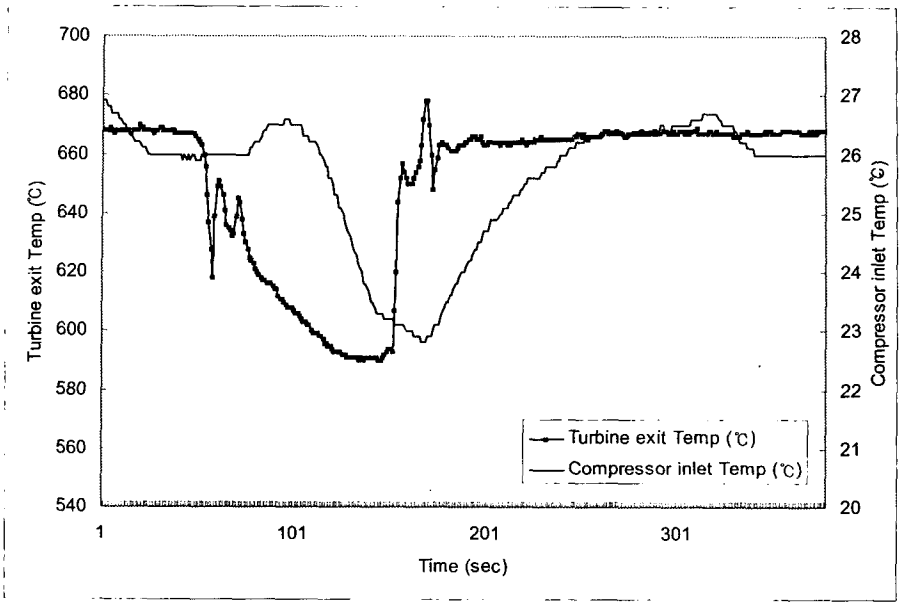


Fig. 3.7.16 4단 가속-4단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

마. 기타 가감속 시험

. Fig. 3.7.17 ~ 52는 가속 4단과 감속 4단의 16가지의 조합 중 위에서 언급되지 않은 경우에 대한 성능시험 및 결과해석을 나타낸다. 가속 성능을 높일수록 엔진의 회전수 증가로 인해 유입되는 공기유량이 많아지게 되어 터빈의 온도는 감소하게 되고 열차의 가속이 끝나면서 엔진 회전수가 감소하게 되면 공기유량이 적어지고 터빈 온도는 상승하게 된다. 터빈 출구온도는 엔진 회전수 혹은 공기유량에 반비례하며 엔진 회전수 변화 곡선을 거꾸로 그려놓은 변화 양상을 나타낸다. 정지상태에서 150km/h로 가속하기 위한 최대 전력량이 1단 가속에서 4800W, 2단 가속 9300W, 3단 가속 14300W, 4단 가속 20800W로 나타나고 있다. 가속력이 커질수록 짧은 시간에 150km/h의 속도로 가속하기 위해 전력요구량이 선형적으로 증가함을 보이고 있다. 가스터빈은 전력요구량이 상승함에 따라 이에 대한 출력을 내기 위해 rpm상승 속도 역시 빨라진다. 최고 출력일 때의 엔진 회전수는 각각 1단 61700rpm, 2단 72900rpm, 3단 82100rpm, 4단 91200rpm으로 나타나며 선형적으로 증가한다는 것을 알 수 있다. 가속이 빠를수록 엔진 회전수 증가속도가 빨라지고, 최대치도 높아져 공기유량이 많아지게 되어 터빈 출구온도 또한 낮아지게 되어 최대 가속상태에서 터빈 출구온도는 약 580℃에 근접하는 것으로 나타나고 있다.

(1) 1단 가속-2단 감속

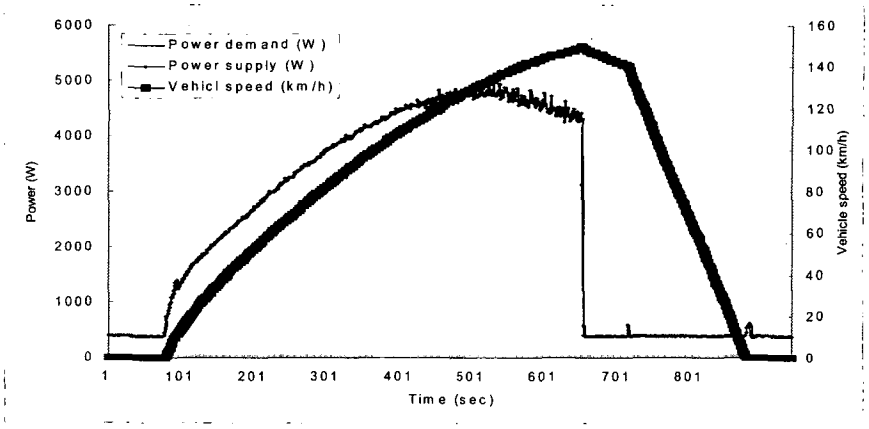


Fig. 3.7.17 1단 가속-2단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

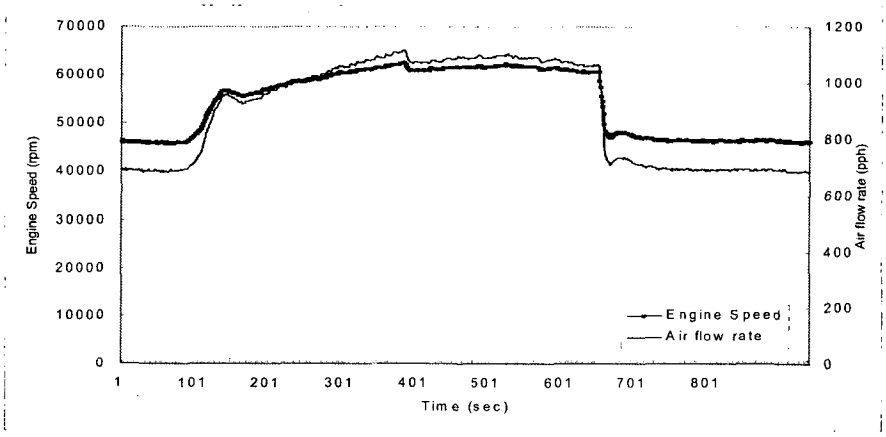


Fig. 3.7.18 1단 가속-2단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

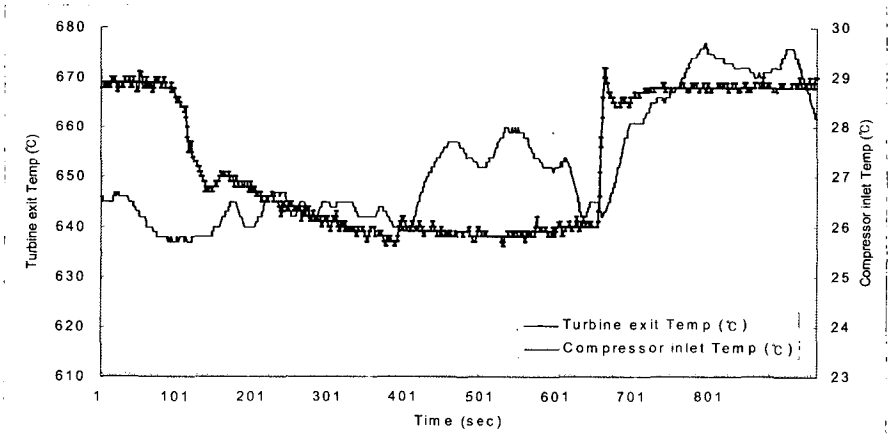


Fig. 3.7.19 1단 가속-2단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(2) 1단 가속-3단 감속

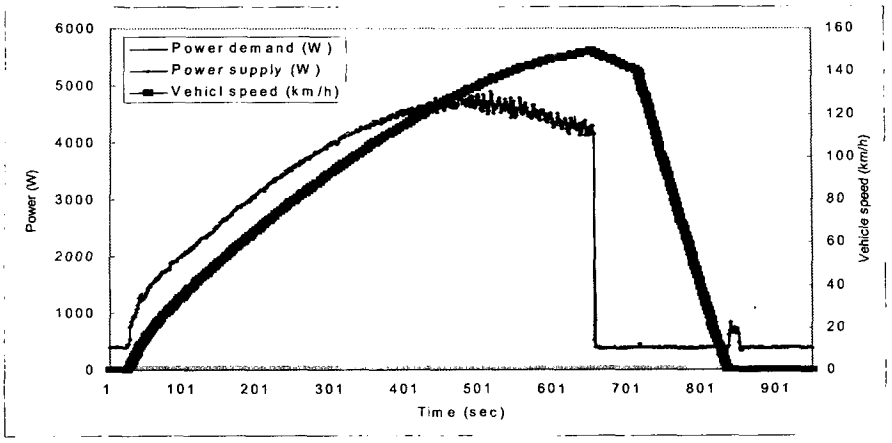


Fig. 3.7.20 1단 가속-3단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

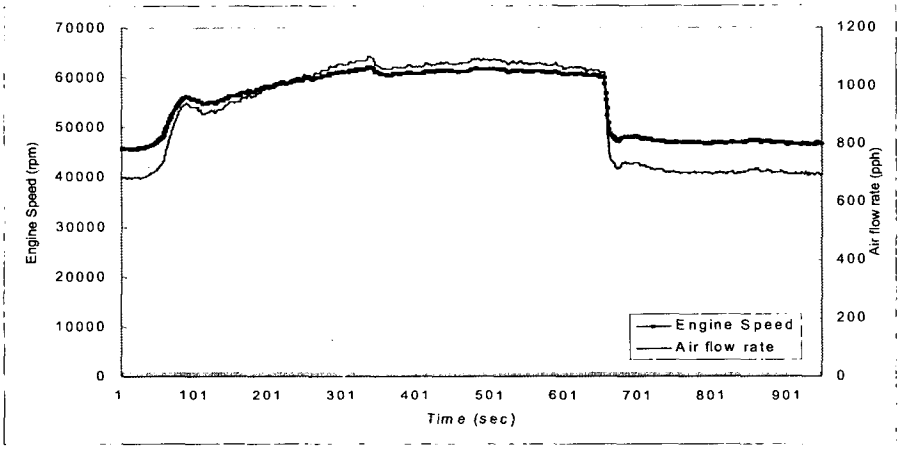


Fig. 3.7.21 1단 가속-3단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

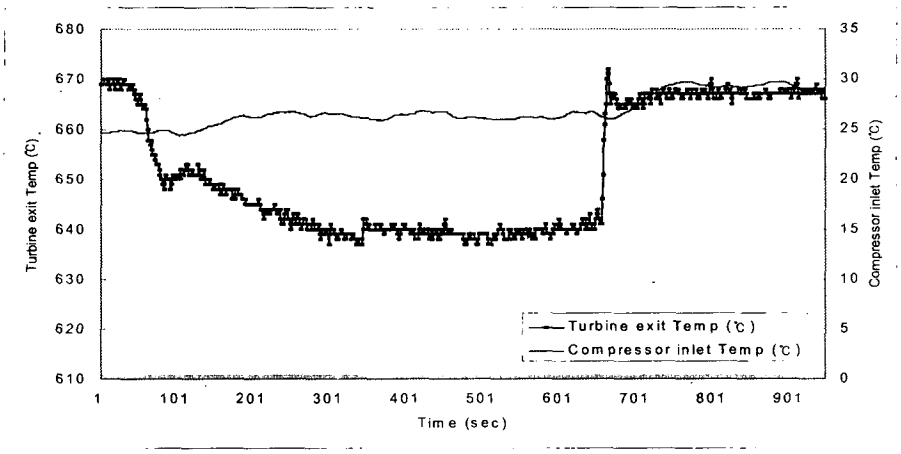


Fig. 3.7.22 1단 가속-3단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(3) 1단 가속-4단 감속

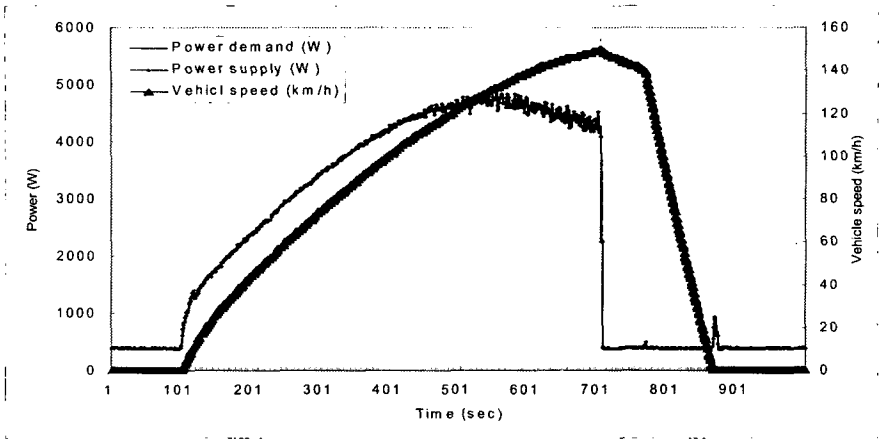


Fig. 3.7.23 1단 가속-4단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

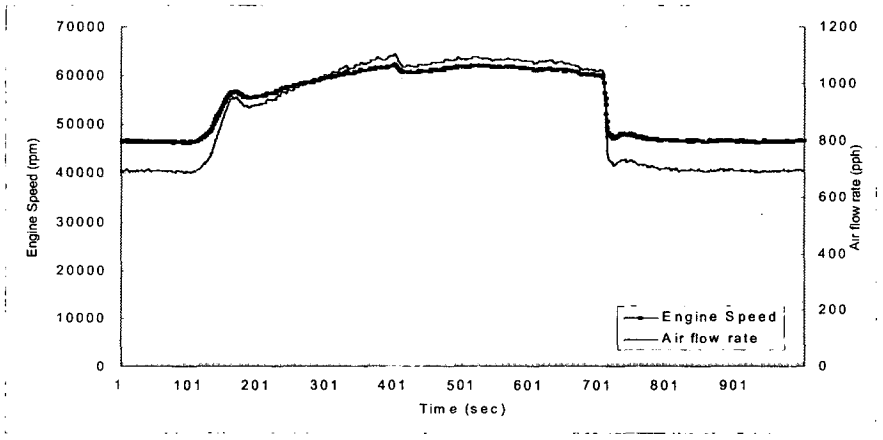


Fig. 3.7.24 1단 가속-4단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

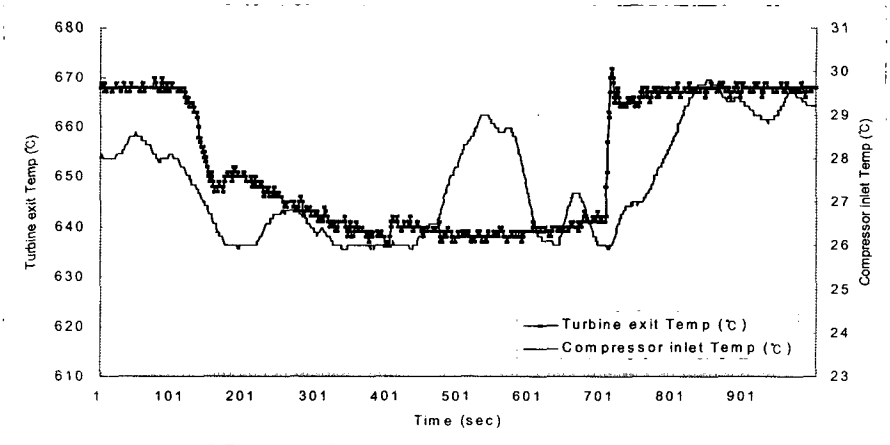


Fig. 3.7.25 1단 가속-4단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(4) 2단 가속-1단 감속

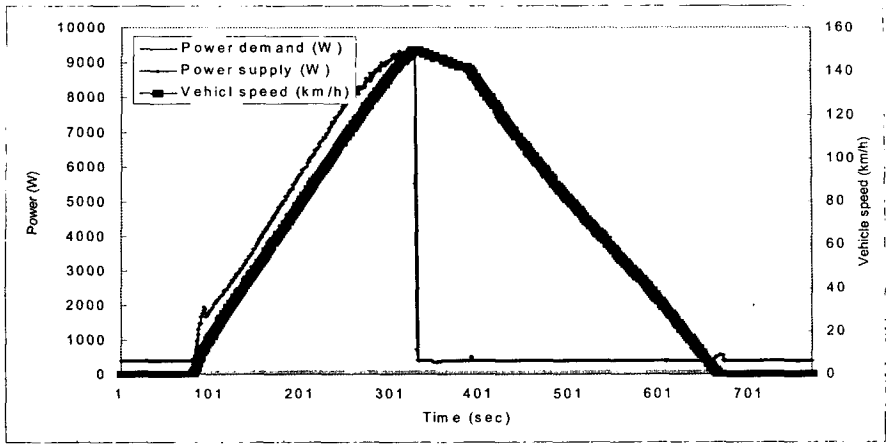


Fig. 3.7.26 2단 가속-1단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

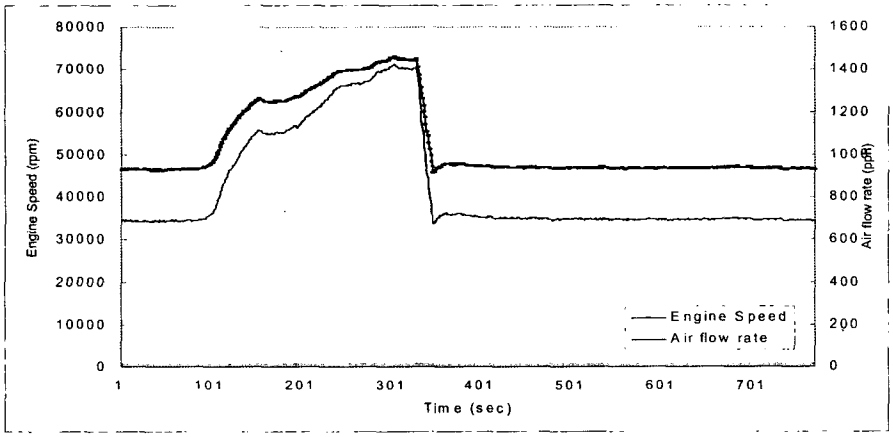


Fig. 3.7.27 2단 가속-1단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

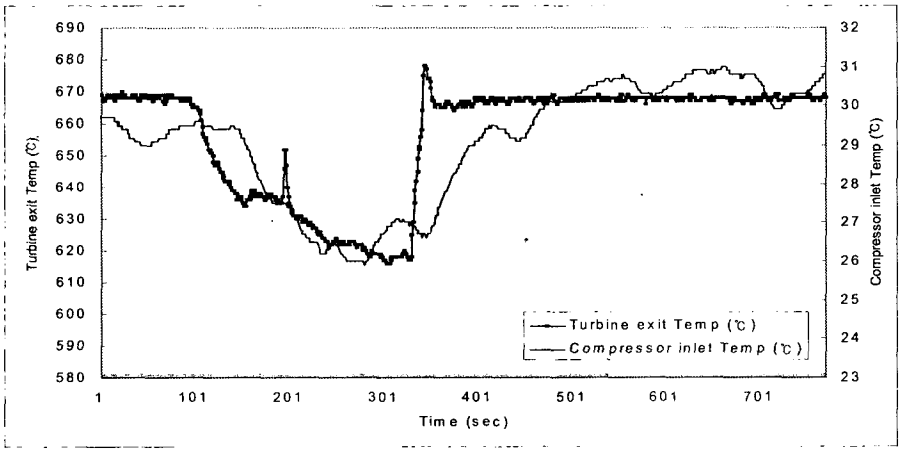


Fig. 3.7.28 2단 가속-1단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(5) 2단 가속-3단 감속

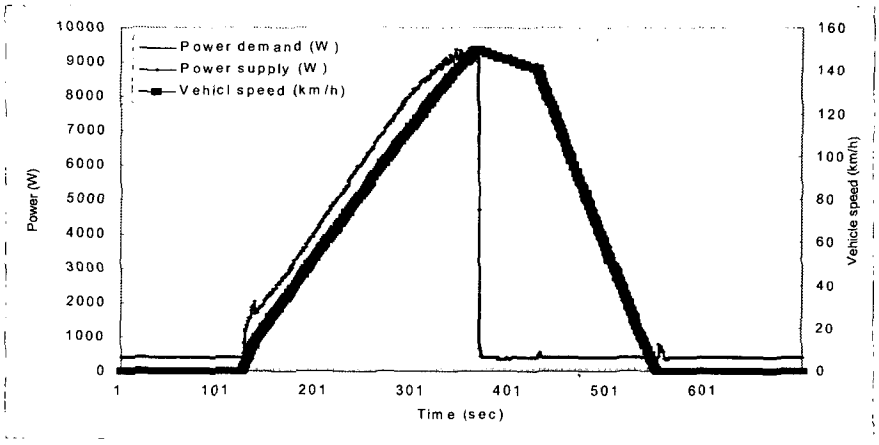


Fig. 3.7.29 2단 가속-3단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

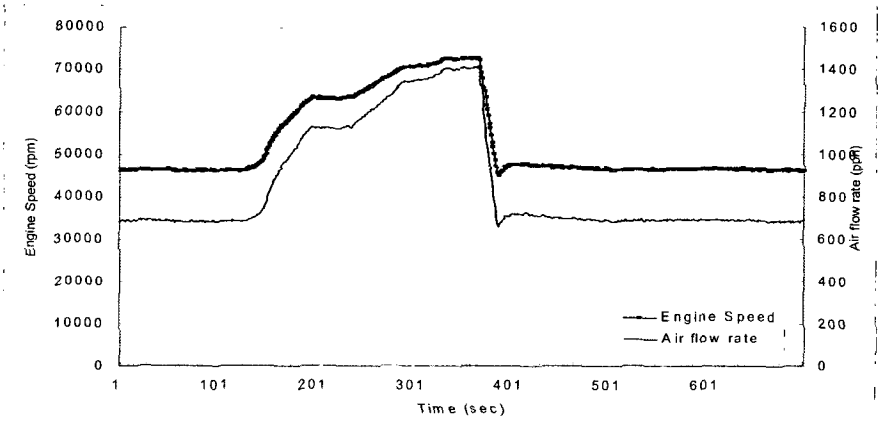


Fig. 3.7.30 2단 가속-3단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

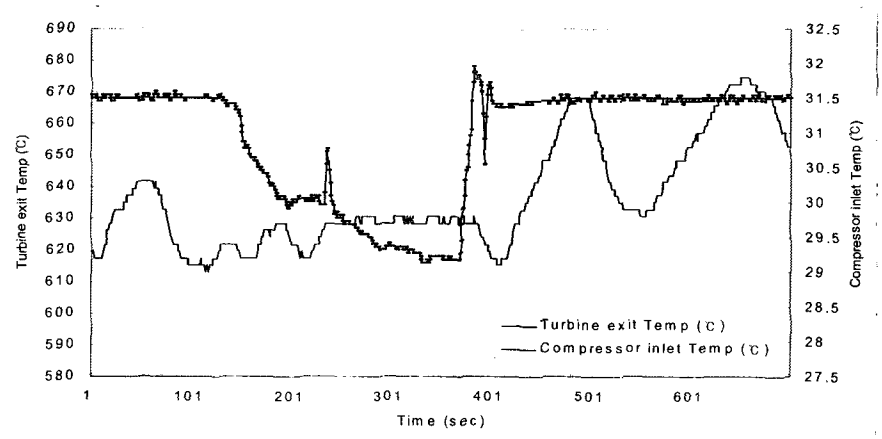


Fig. 3.7.31 2단 가속-3단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(6) 2단 가속-4단 감속

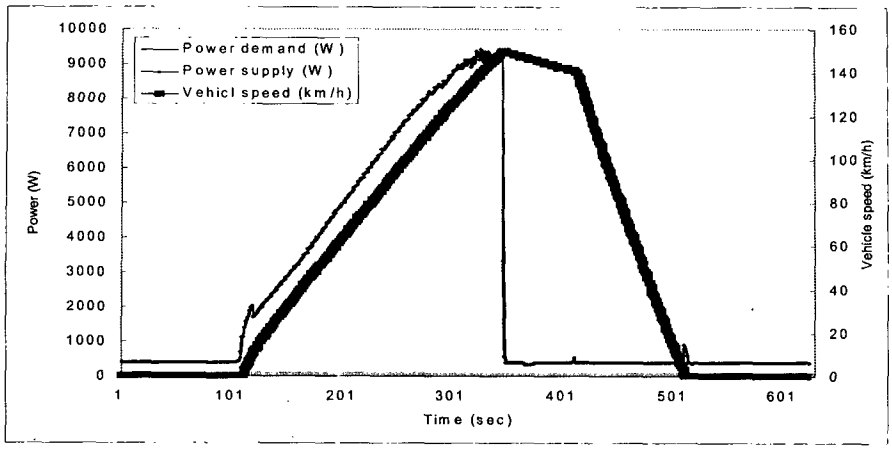


Fig. 3.7.32 2단 가속-4단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

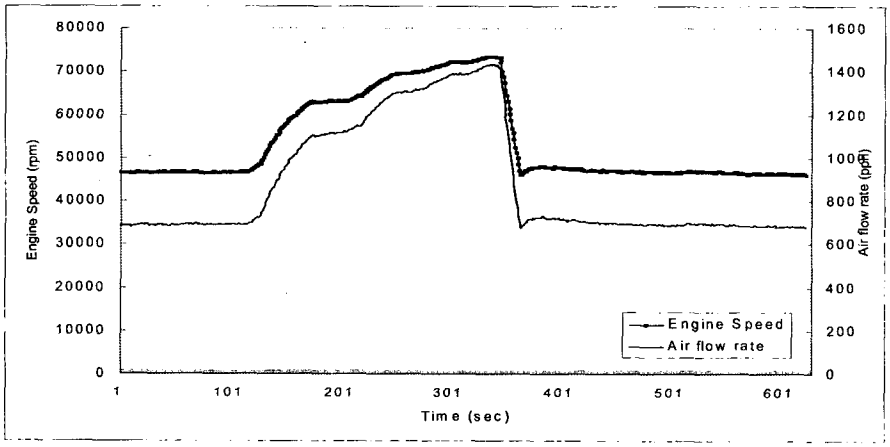


Fig. 3.7.33 2단 가속-4단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

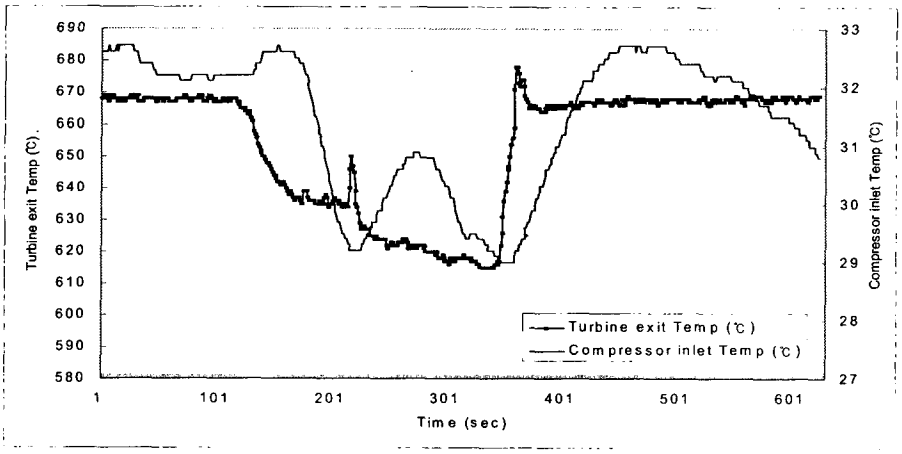


Fig. 3.7.34 2단 가속-4단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(7) 3단 가속-1단 감속

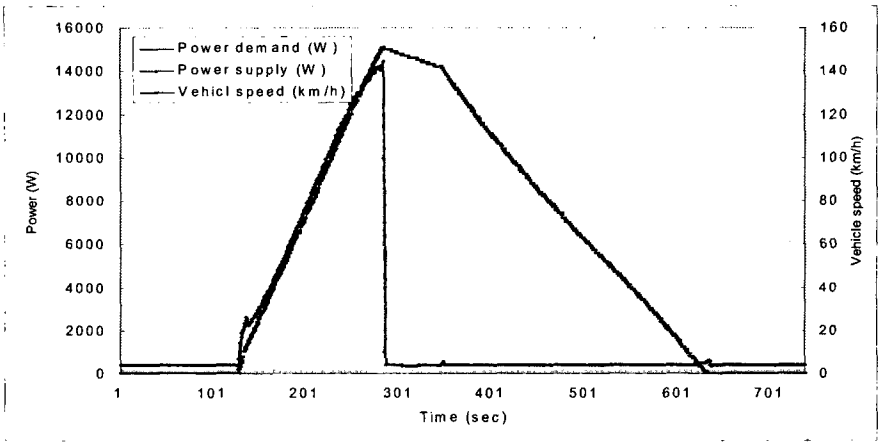


Fig. 3.7.35 3단 가속-1단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

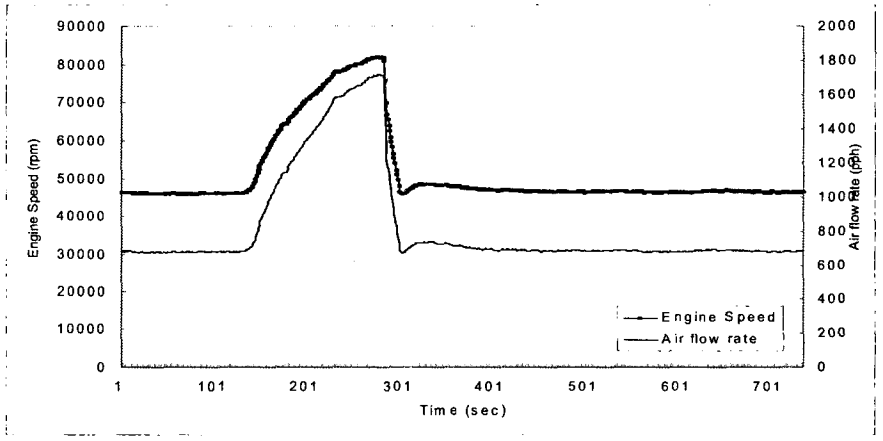


Fig. 3.7.36 3단 가속-1단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

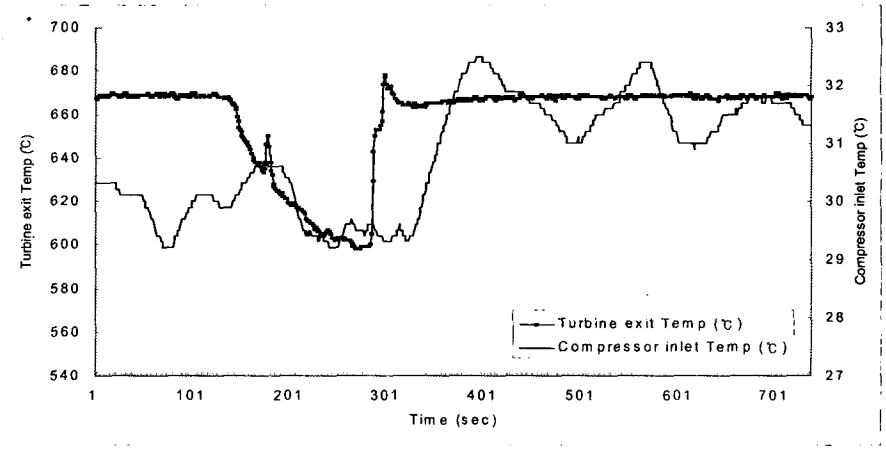


Fig. 3.7.37 3단 가속-1단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(8) 3단 가속-2단 감속

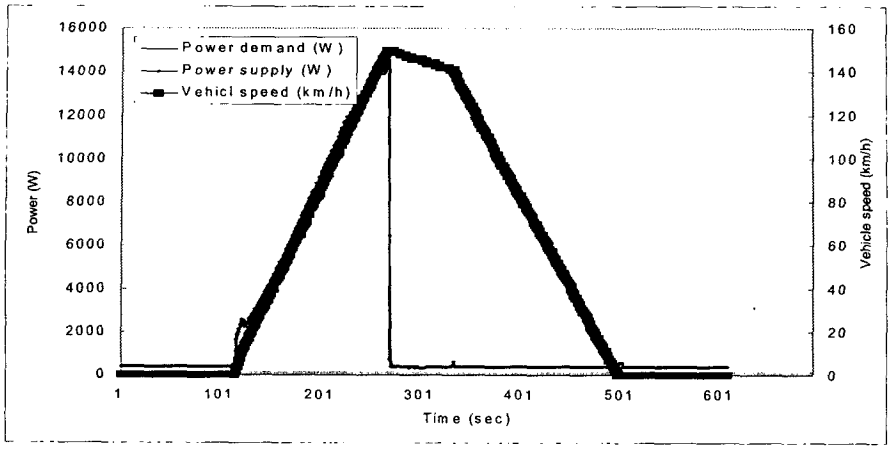


Fig. 3.7.38 3단 가속-2단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

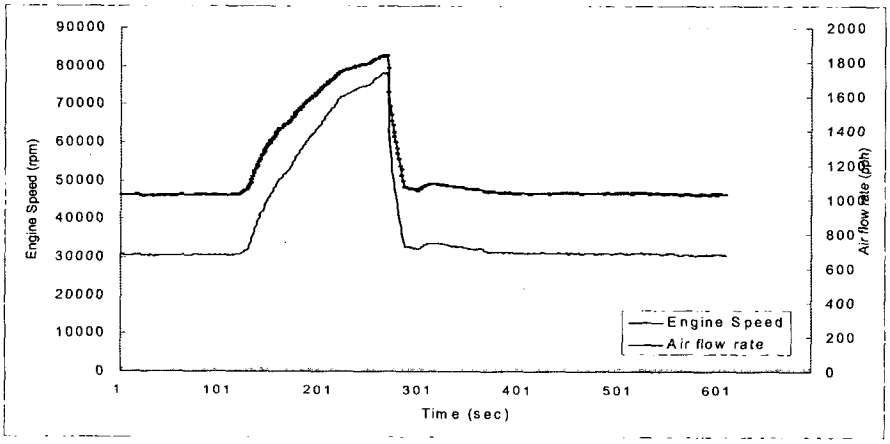


Fig. 3.7.39 3단 가속-2단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

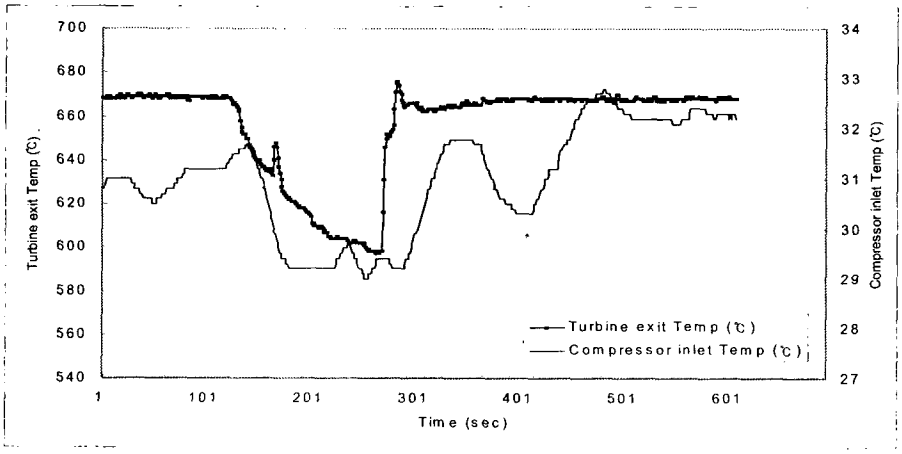


Fig. 3.7.40 3단 가속-2단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(9) 3단 가속-4단 감속

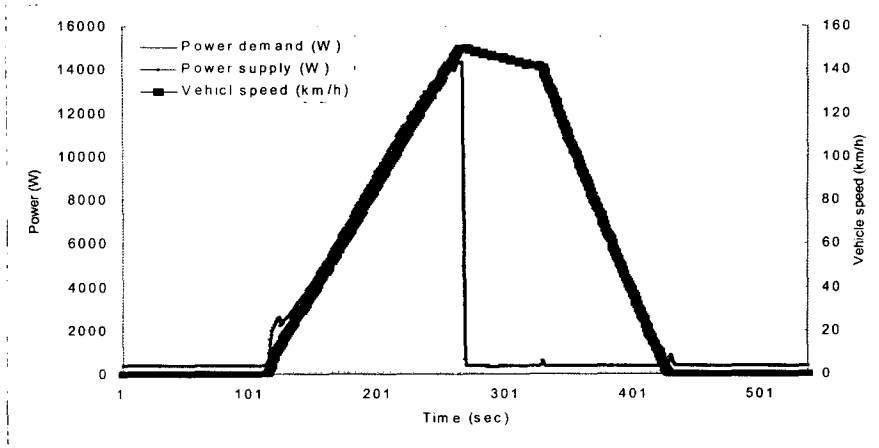


Fig. 3.7.41 3단 가속-4단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

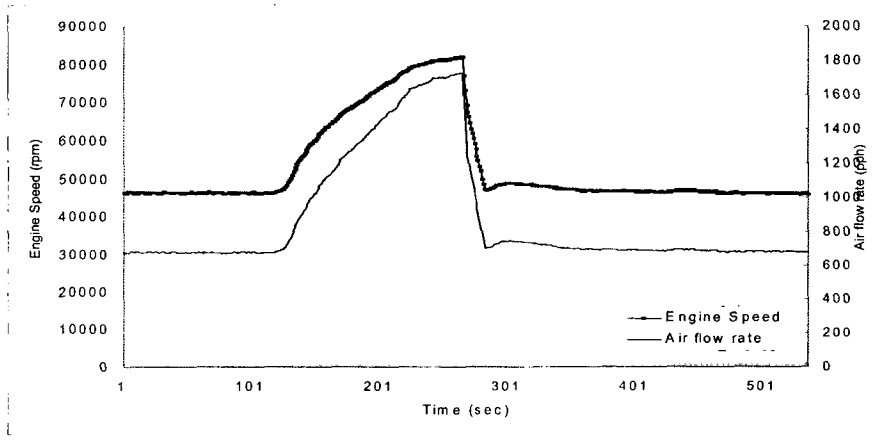


Fig. 3.7.42 3단 가속-4단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

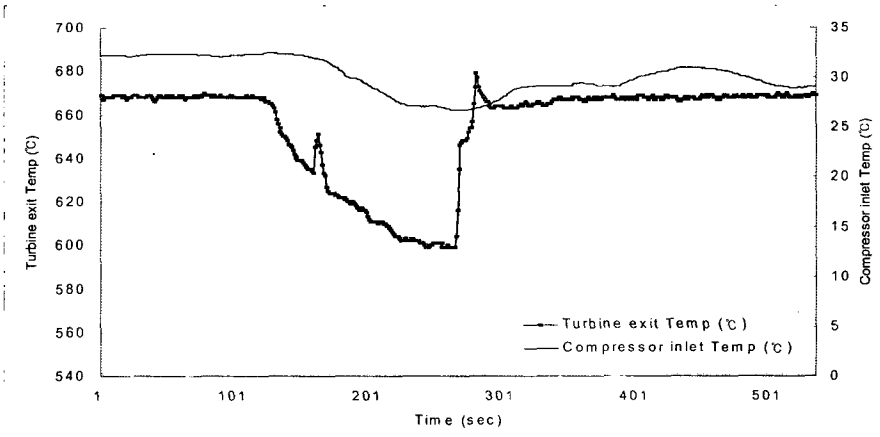


Fig. 3.7.43 3단 가속-4단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(10) 4단 가속-1단 감속

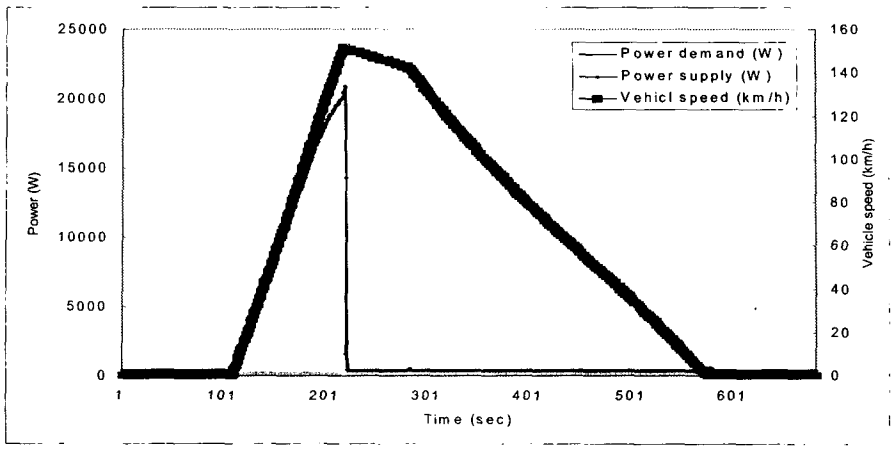


Fig. 3.7.44 4단 가속-1단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

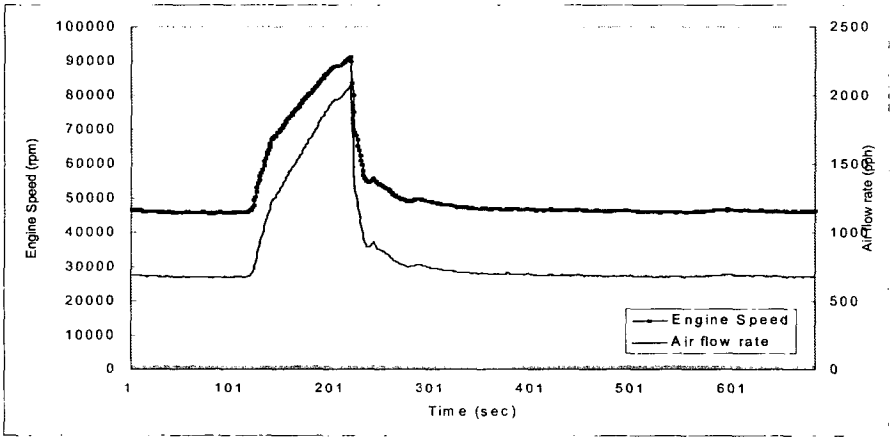


Fig. 3.7.45 4단 가속-1단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

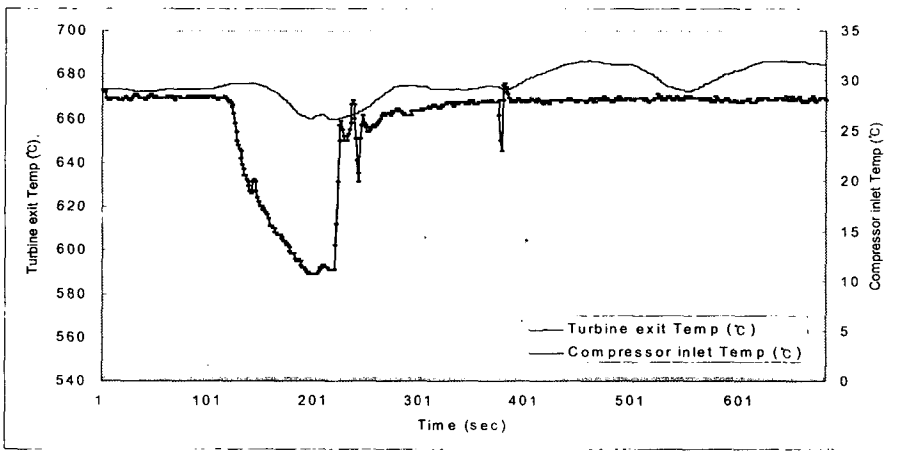


Fig. 3.7.46 4단 가속-1단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(11) 4단 가속-2단 감속

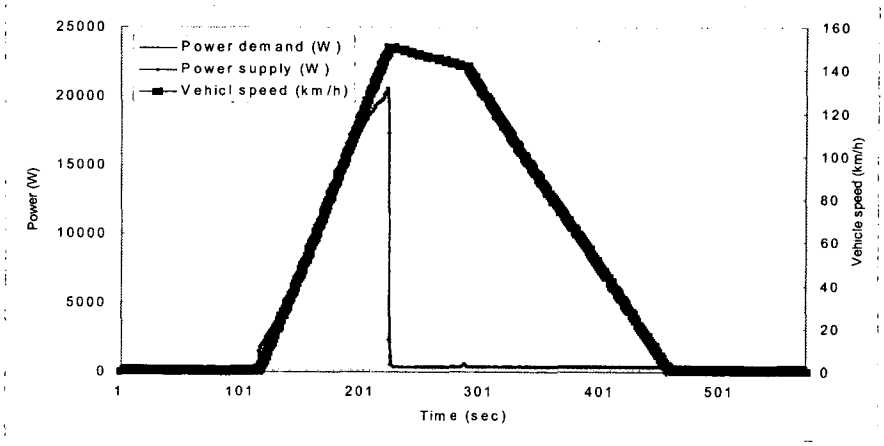


Fig. 3.7.47 4단 가속-2단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

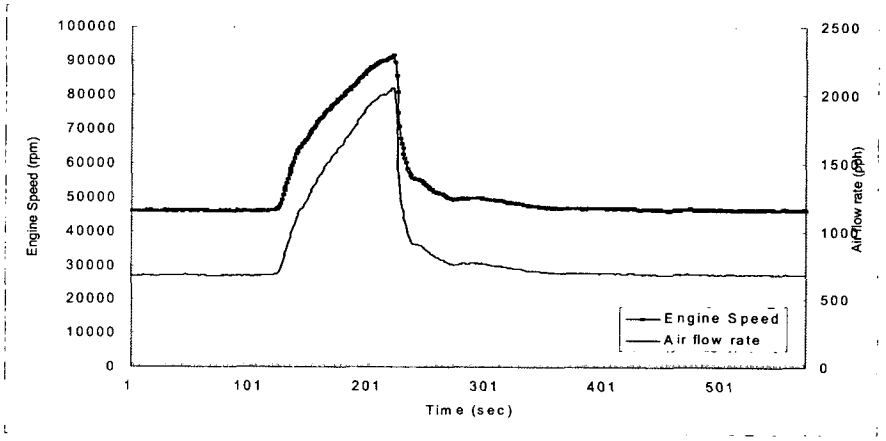


Fig. 3.7.48 4단 가속-2단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

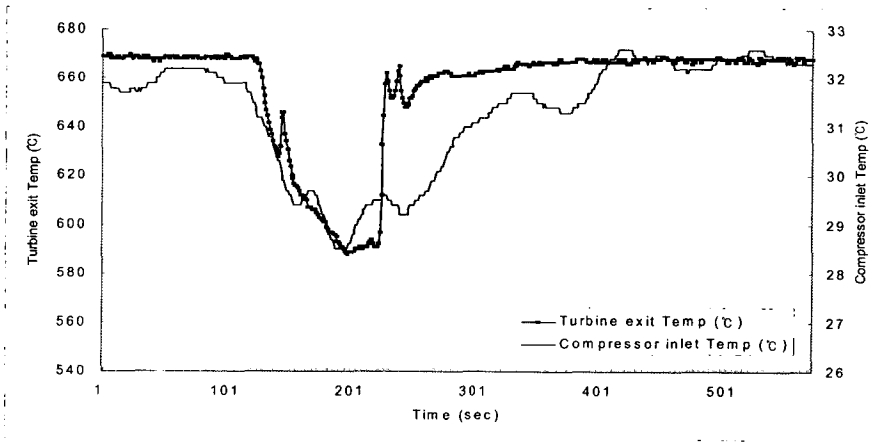


Fig. 3.7.49 4단 가속-2단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

(12) 4단 가속-3단 감속

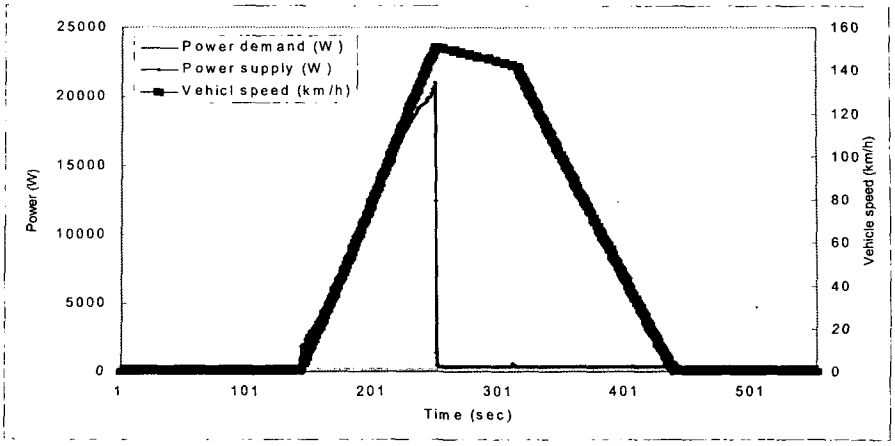


Fig. 3.7.50 4단 가속-3단 감속 시 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화

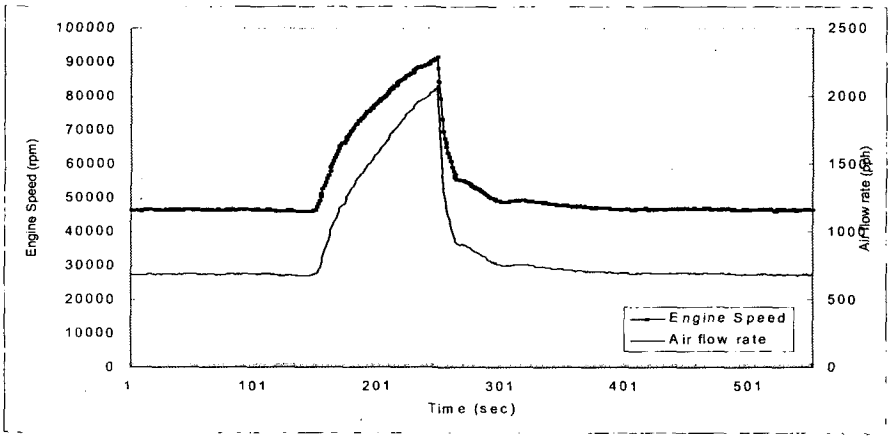


Fig. 3.7.51 4단 가속-3단 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

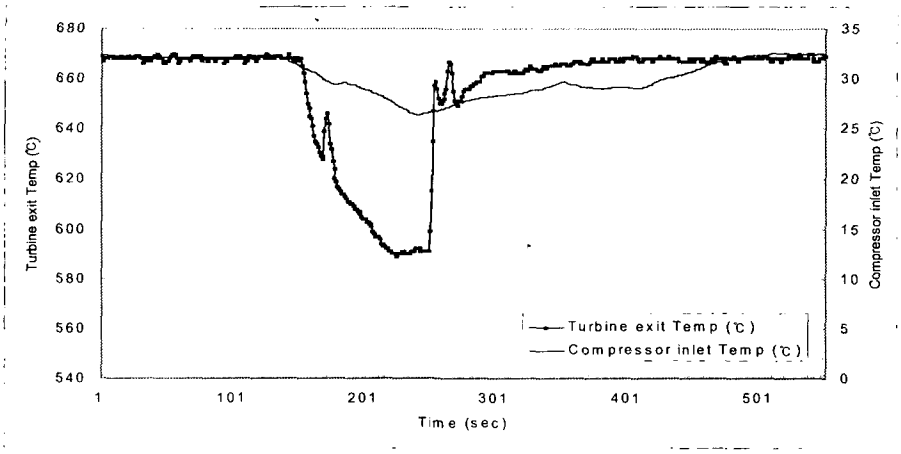


Fig. 3.7.52 4단 가속-3단 감속 시 터빈출구온도, 압축기입구온도 변화

2. 자동제어 (ATO) 주행시험

열차의 속도를 자동으로 제어하는 운전모드인 ATO(Auto Train Operation)에 대한 시험을 수행하였다. 이는 열차의 속도제어가 전적으로 기관사에 달려있는 점을 보완하여 기 입력된 열차의 속도제어 스케쥴에 의해 열차의 속도를 자동으로 제어하는 방법이다. 현재 열차의 속도를 시뮬레이터 제어프로그램을 통해 기 입력된 속도와 비교하여 속도가 참조속도에 비해 5km/h 이상 낮을 경우 가속을 하고, 2km/h 이상 높을 경우 감속을 하여 입력속도에 맞도록 제어해 나가는 방식을 채택하였다. 따라서 열차의 속도가 항상 기준 속도의 일정범위 내에서 유지되고 있기 때문에, 열차의 전체가속시간이 짧아지더라도 가스터빈의 회전속도나 출력이 증가하지는 않는다는 특징을 나타낸다. 속도기준은 간단한 수정을 통해 다른 수치로 변경할 수 있다. 현재 구현된 축소형 다중추진시스템에서 너무 세밀한 속도제어를 위해 속도 차이를 좁히게 되면 빈번한 가-감속이 일어나 인버터 및 컨버터, 가스터빈에 영향을 미칠 수도 있다고 판단되어 아래 그림에 나타난 계단 형태의 속도제어를 나타내도록 하였다. 이를 통하여 열차의 속도를 자동으로 제어하는 자동주행모드에서의 전력공급 특성 및 가스터빈 성능 특성을 분석하였다.

가. 450초 가속-410초 감속

Fig. 3.7.53에 나타난 속도곡선과 같이 정지상태의 열차가 150km/h로 주행하는데 가속 시간을 450초, 다시 정지상태로 감속하는데 410초의 시간을 설정하였다. 열차의 속도는 미리 입력된 참조속도와의 비교를 통해 자동으로 제어되고 있으며 속도제어에 대한 전력요구량과 가스터빈의 출력을 Fig. 3.7.54에 나타내었다. 제어가 시작되면서 기준 속도는 상승을 하기 시작하여 정지상태의 열차속도와의 차이가 5km/h 이상이 되는 시점에서 열차의 가속이 시작된다. 열차의 가속이 진행되어 기준속도를 2km/h 이상이 되는 시점에서 열차의 가속은 멈추게 되고 전력요구량도 380W 수준으로 낮아진다. 이후 상기의 과정을 반복하여 열차의 속도제어가 이루어진다. 열차의 속도가 150km/h에 도달하는 순간의 엔진 회전수 81300rpm, 전력요구량 13400W로 가장 높게 나타나고 있다.

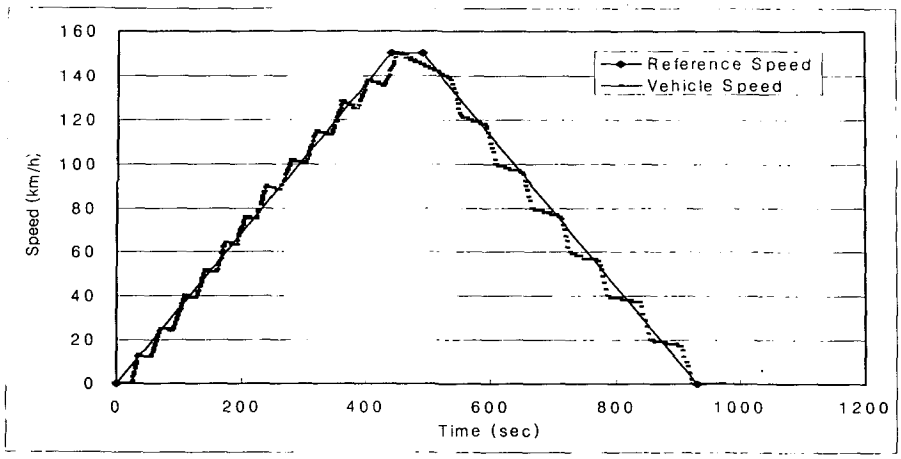


Fig. 3.7.53 450초 가속-410초 감속 시 속도 제어 스케쥴

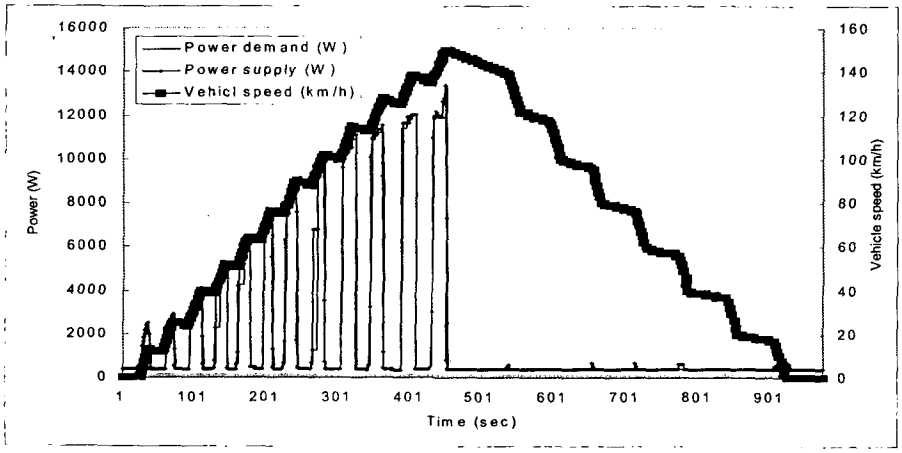


Fig. 3.7.54 450초 가속-410초 감속 시 전력량, 열차 속도 변화

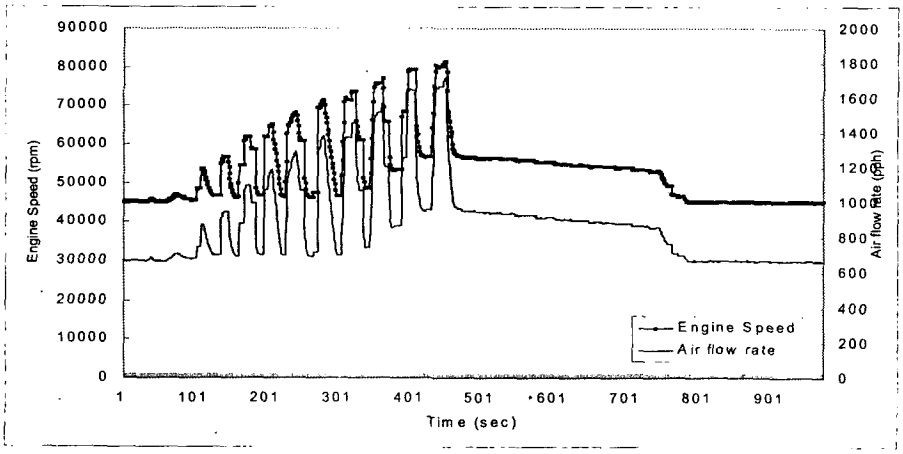


Fig. 3.7.55 450초 가속-410초 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

나. 260초 가속-180초 감속

열차의 가속시간을 260초, 감속시간을 180초로 설정하였을 때의 속도 자동제어에 대한 결과를 나타내었다. 가속과 감속에 소요되는 시간이 짧아져 기준속도의 상승속도가 빨라져 열차속도가 기준속도보다 낮을 경우 이를 극복하기 위한 가속에 소요되는 시간은 길어지게 된다. 이로 인해 450초 가속의 경우 가속횟수가 12회이나 260초 가속의 경우 가속횟수가 6회로 감소하는 결과를 가져온다. 최대 회전속도 81200rpm에서 출력은 14700W로 나타나고 있다.

다. 150초 가속-120초 감속

Fig. 3.7.59 ~ 61은 열차의 가속시간을 150초, 감속시간을 120초로 설정하였을 때의 속도 자동제어에 대한 결과 그림이다. 가속의 경우 열차의 가속이 충분치 못하여 기준속도를 넘어서지 못하고 지속적으로 추종만 하고 있으며, 감속의 경우도 마찬가지로 나타난다. 수동제어를 통한 가감속 시험으로 얻은 결과에서 최대 가속시간 100초, 최대 감속시간 100초로써 다중추진시스템이 충분한 가감속력을 가지고 있다고 판단된다. 그러나 자동제어일 경우 짧은 시간에 잦은 가속-감속이 이루어지게 되므로 인버터, 컨버터 등 하드웨어의 안정적 동작을 위해 가감속력을 정격의 70%로 제한하여 시험하였기 때문에 상기의 결과가 나타난다. Fig. 3.7.60에서 가속구간의 전력요구량에 조금씩 변화가 생기는 것은 지속적인 가속에서 나타날 수 있는 연료 분사량과 회전수, 출력의 부조화를 막기 위해 가스터빈 제어시스템이 작동한 결과로 볼 수 있다. 최대 회전속도는 77100rpm 이고 전력요구량은 13300W 이다.

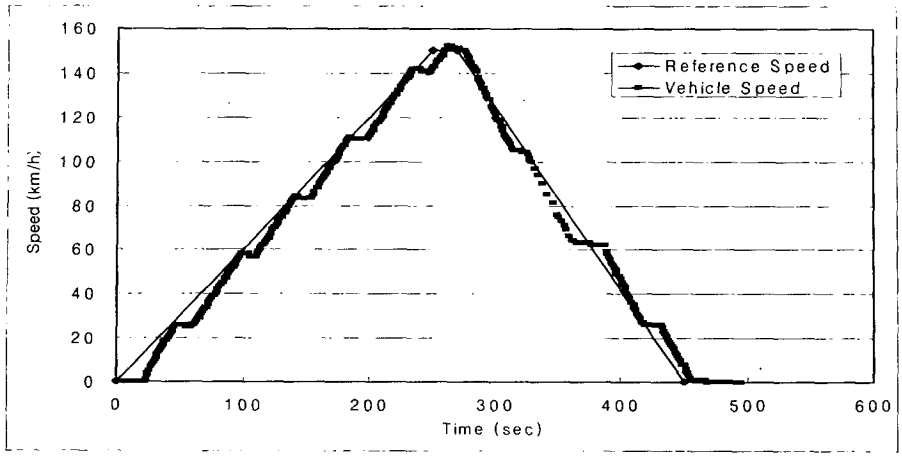


Fig. 3.7.56 260초 가속-180초 감속 시 속도 제어 스케줄

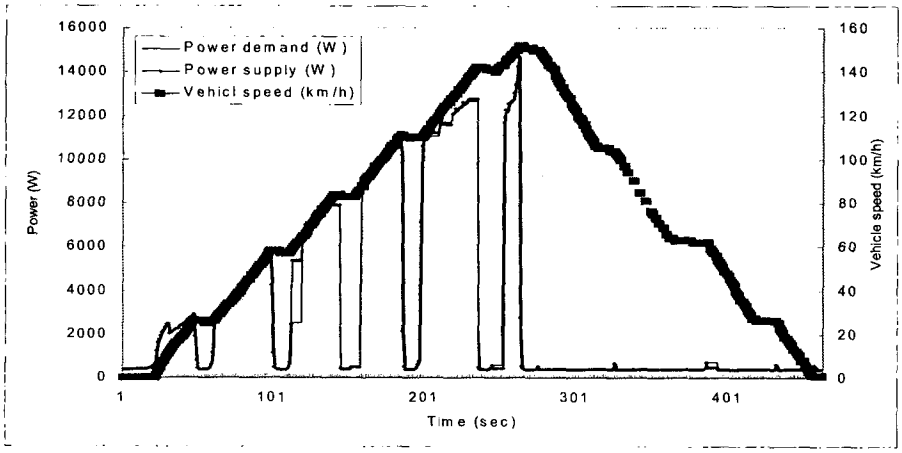


Fig. 3.7.57 260초 가속-180초 감속 시 전력량, 열차 속도 변화

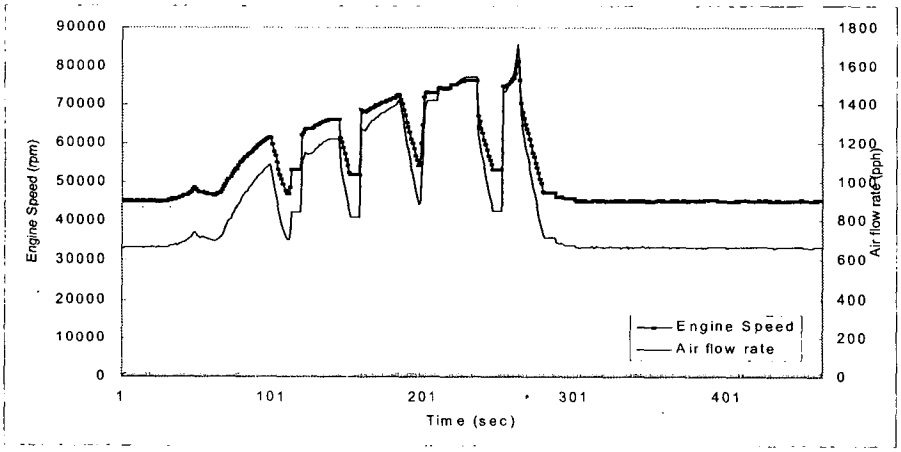


Fig. 3.7.58 260초 가속-180초 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

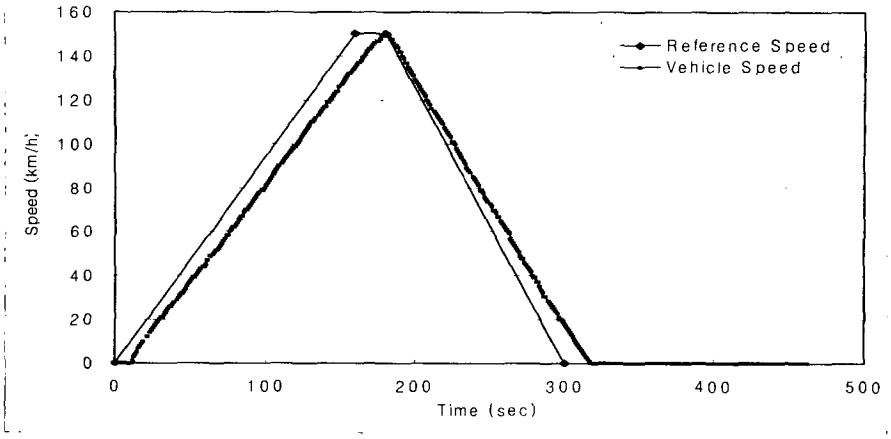


Fig. 3.7.59 150초 가속-120초 감속 시 속도 제어 스케쥴

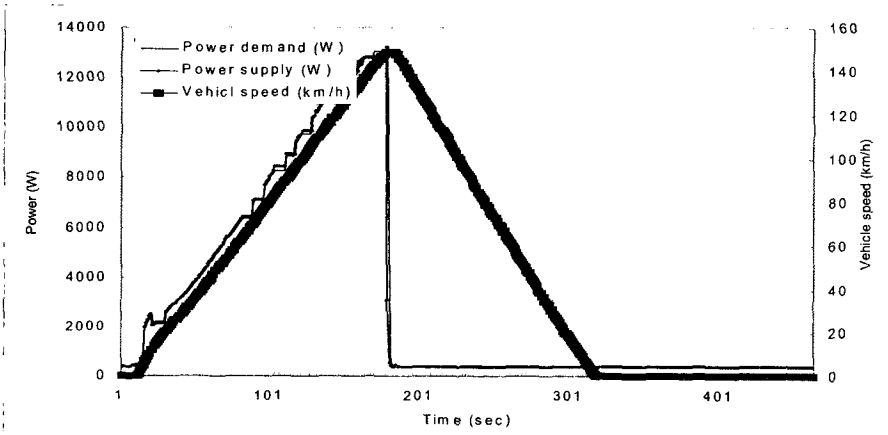


Fig. 3.7.60 150초 가속-120초 감속 시 전력량, 열차 속도 변화

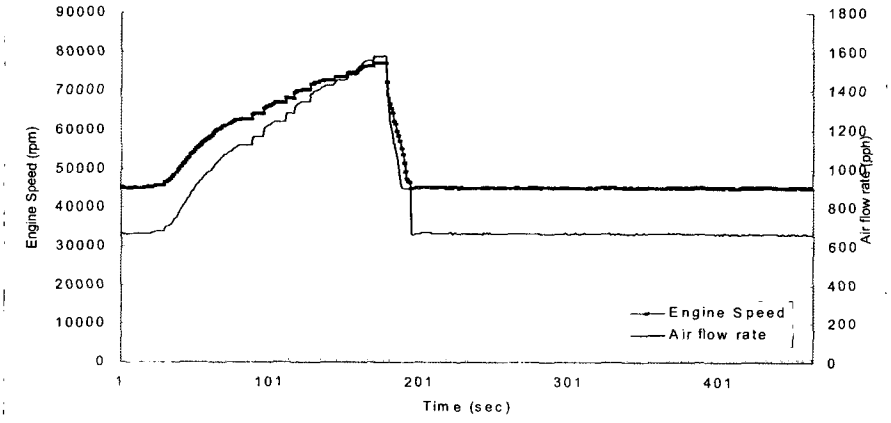


Fig. 3.7.61 150초 가속-120초 감속 시 엔진 회전수, 공기 유량 변화

3. 다단 가감속

수동제어와 자동제어에 시험을 통하여 열차가 단순 가속-감속을 할 경우 시뮬레이터의 요구출력에 대한 가스터빈의 응답특성과 엔진의 거동 특성을 살펴보았다. 하지만 실제 열차의 주행에 있어서 가감속의 형태가 다양하게 나타날 것이므로 이에 대한 추가적인 고려가 필요하게 된다. 열차의 가속 중에 가속력이 변화하는 경우, 감속력이 변화하는 경우, 가속 중 갑자기 감속하는 경우, 감속 중 가속하는 경우 등등 열차의 주행에서 발생할 수 있는 여러 가지 상태에 대하여 그 특성과 가스터빈의 응답, 주행성능 등을 비교하였다. 이를 위해 G7 고속열차의 시험주행 데이터를 분석하여 가속, 감속이 발생하는 구간만 발췌하고 조합하여 다음의 4가지 주행속도 자료를 만들어 시험하였다.

가. 경부 하행

이 경우는 G7 고속열차 오송~동대구 시험운전 데이터 중 가감속 구간만 발췌하여 조합한 경우로써 Fig. 3.7.62에서와 같이 가속-감속 구간이 6곳, 감속-가속 구간이 5곳, 가속력이 변하는 구간이 4곳으로 구성되었다. 열차가 낮은 가속력으로 구동하기 시작하여 높은 가속력으로 바뀌는 경우와 감속하다가 가속으로 변화되는 경우 모두 1~2초 만에 시뮬레이터의 요구전력을 만족시키는 출력을 나타내고 있다. 특히 900초 부근의 가속을 살펴보면 감속 중 380W로 유지되던 전력량이 높은 가속으로 변하면서 18000W로 점프를 하게 되는데 이에 대한 가스터빈의 출력응답이 양호하게 나타나고 있다. 이 때 엔진의 회전수도 3초 만에 45000rpm에서 85000rpm까지 상승하여 요구출력에 대한 충분한 응답을 할 수 있도록 하고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 전력과 회전수의 변화 폭은 열차 가속도의 크기에 의해 결정된다.

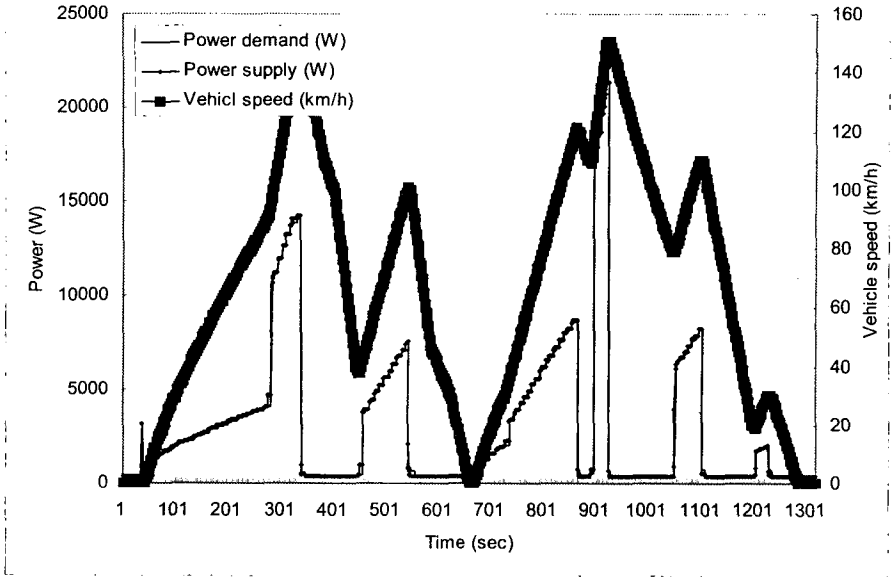


Fig. 3.7.62 다단변속 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(경부하행)

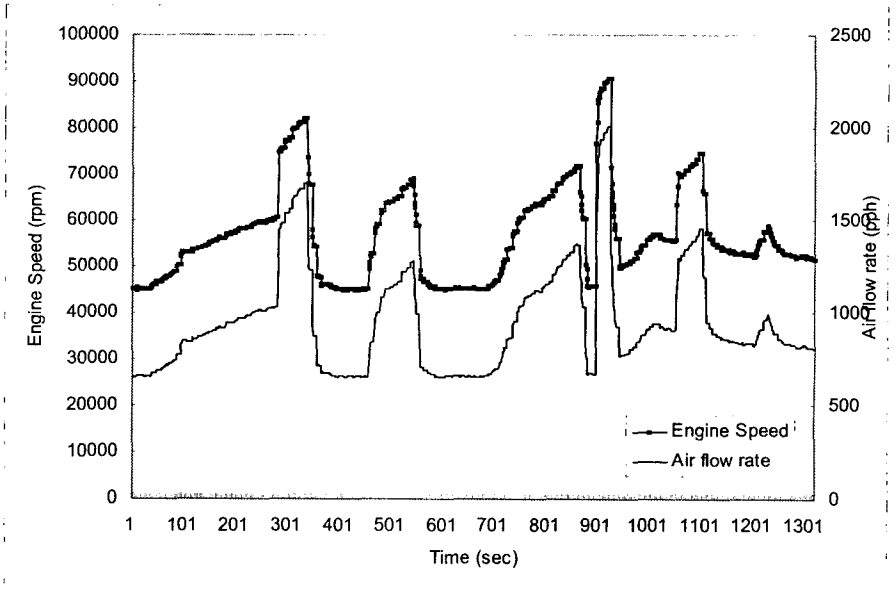


Fig. 3.7.63 다단변속 엔진 회전수, 공기 유량 변화(경부하행)

나. 경부 상행

G7 고속열차 동대구~오송 시험운전 데이터 중 가감속 구간만 발췌하여 조합한 경우로써 가속 중 가속력의 크기가 변하는 구간 없이 가속-감속, 감속-가속의 경우만을 골라 각각의 가속, 감속 크기를 달리 설정하였다. 가스터빈은 열차 속도

제어에 필요한 전력을 충분히 만족시키는 출력크기와 시간을 보여주고 있으며, 엔진 회전수 또한 부하변화에 따라 즉각적인 반응을 보여준다. 900~1100초 구간의 가속과 1200~1600초 구간의 가속을 비교해 보면 열차의 속도는 후자의 150km/h가 전자의 110km/h 보다 더 높음에도 불구하고 전력요구량은 오히려 더 낮음을 알 수 있다. 이는 앞서도 지적한대로 요구 전력량은 열차의 속도보다 가속도에 더 큰 영향을 받기 때문이다.

다. 호남 하행

오송~목포 구간의 시험운전 데이터 중 가감속 구간만 조합하였다. 경부 상행의 경우와 비교하여 가속력 및 감속력을 크게 하여 하여 가스터빈의 출력 변화가 잦아지도록 하였다. 요구 전력에 대한 가스터빈의 출력은 양호하며 그 외 특성은 큰 차이가 없는 것으로 나타난다.

라. 호남 상행

G7 고속열차 목포~오송 시험운전 데이터 중 가감속 구간만 발췌하여 조합한 경우로써 가속 중 가속력의 크기가 변하는 구간 없이 가속-감속, 감속-가속의 경우만을 골라 각각의 가속, 감속 크기를 달리 설정하였다. 가스터빈은 열차 속도제어에 필요한 전력을 충분히 만족시키는 출력크기와 시간을 보여주고 있으며, 엔진 회전수 또한 부하변화에 따라 즉각적인 반응을 보여준다.

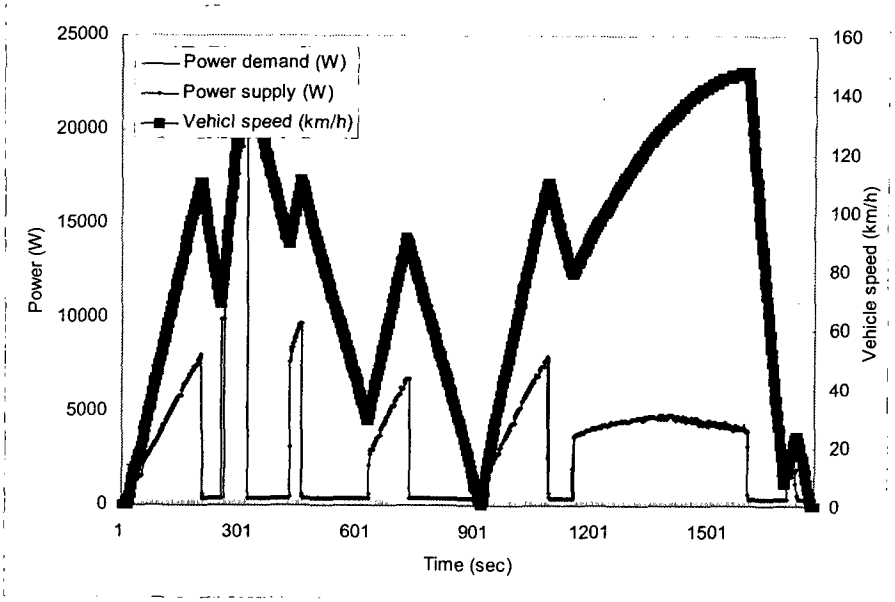


Fig. 3.7.64 다단변속 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(경부상행)

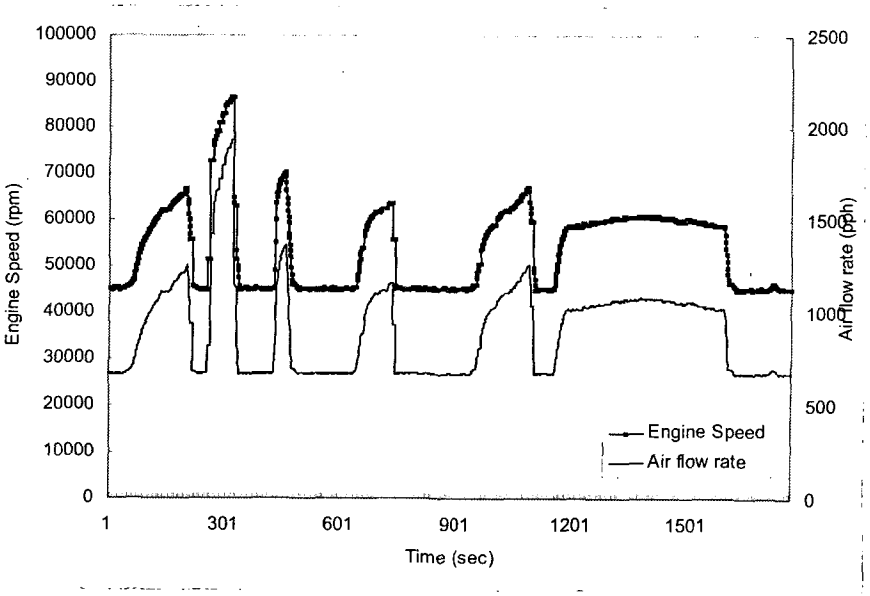


Fig. 3.7.65 다단변속 엔진 회전수, 공기 유량 변화(경부상행)

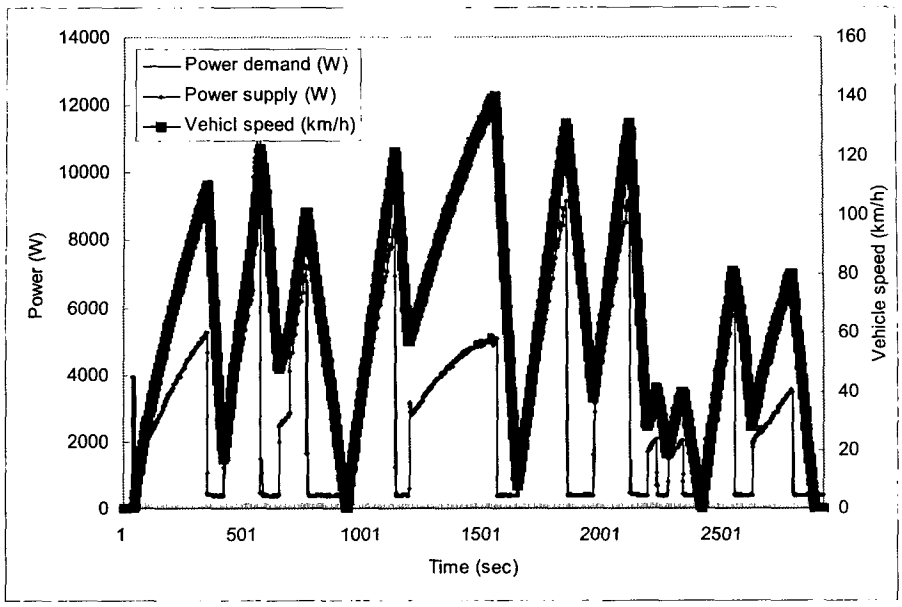


Fig. 3.7.66 다단변속 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(호남하행)

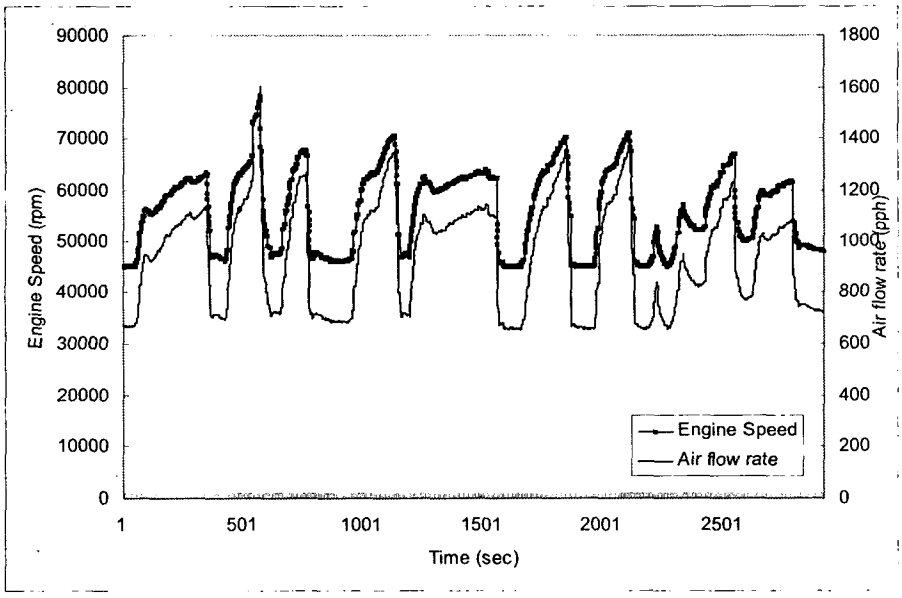


Fig. 3.7.67 다단변속 엔진 회전수, 공기 유량 변화(호남하행)

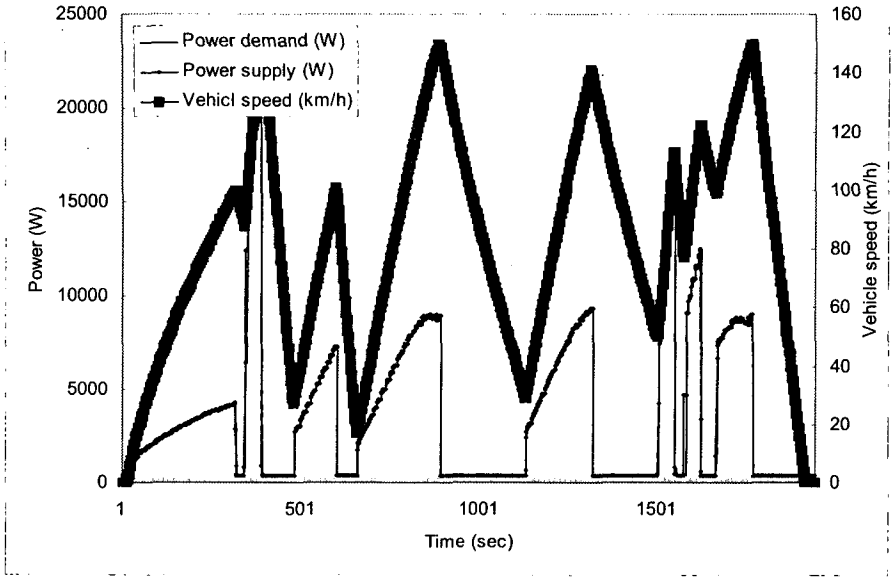


Fig. 3.7.68 다단변속 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(호남상행)

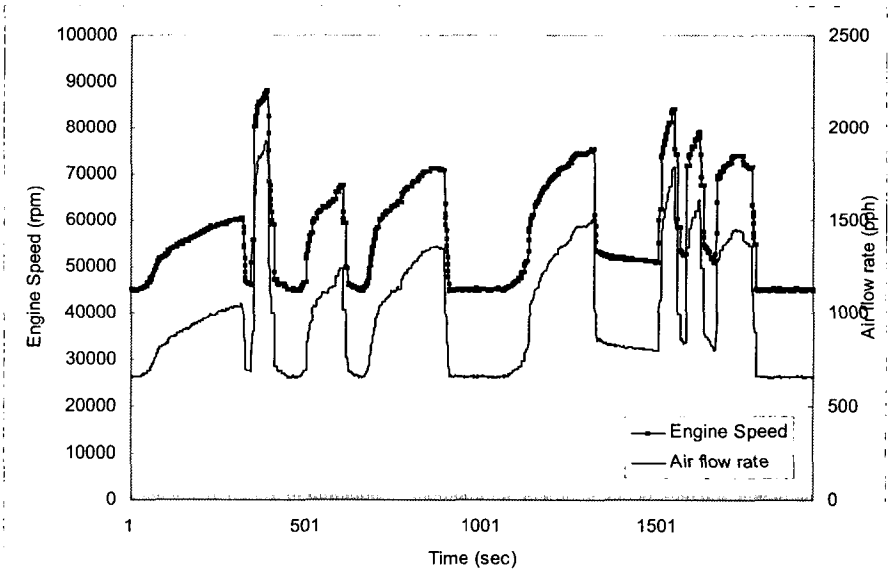


Fig. 3.7.69 다단변속 엔진 회전수, 공기 유량 변화(호남상행)

4. 실차주행모사시험

다중추진시스템을 적용한 시험장치로 G7 고속열차의 실제 주행시험 구간인 오송~동대구, 오송~목포간의 주행시험 자료를 모사하였다. 주행 시험장치의 가감속 환경을 실제 열차의 주행과 유사하게 유지하며 장시간 운전을 할 경우, 가감속시 가스터빈의 작동 특성을 알아보고, 주행 속도 제어를 위한 자료를 획득코자 한다. 오송~목포 구간은 2007년 6월 21일의 자료를 사용하여 모사시험에 이용하였다.

가. 경부 하행

오송~동대구 구간은 2007년 7월 26일 철도기술연구원에 의해 실시되었던 주행 데이터를 이용하였다. 오송~동대구 구간의 경우 고속화 구간으로써 Fig. 70 에 나타난 실제 주행 자료에서는 최고 속도 300km/h 에 이르지만 다중추진시스템의 경우 최대속도 150km/h 에 맞추어져 있으므로 주행 자료를 이에 맞도록 Fig. 3.7.71 에서와 같이 수정하였다. 열차의 주행속도를 Fig. 3.7.71 에 일치하도록 제어하였고, 이에 대한 가스터빈 및 시뮬레이터의 특성을 살펴보았다.

Fig. 3.7.72 에 열차주행 속도변화, 전력요구량, 전력공급량의 변화를 나타내었다. 주행 도중 다섯 곳에서 나타나고 있는 열차의 정속 운행구간은 운전데이터의 특별한 변화가 적어 그 시간을 200초로 단축하여 운전하였다. 정속운전 구간이나 가속이 비교적 작은 구간에서 전력요구량의 변화가 큰 것으로 나타나고 있는데, 이는 열차의 속도를 기준속도에 맞추기 위한 가속이 빈번하기 때문이다. 35초 동안 시속 100km/h 에서 150km/h 로 가속하는 2500초 부근 구간에서 최대 가속이 발생하며 이때 최대 전력량은 19500W 정도로 나타난다. 이 구간이 실차 주행모사 시험에서 가장 큰 가속을 갖는데 가스터빈 회전수가 38초간에 걸쳐 상승하고 전력도 충분한 출력을 나타내고 있다. Fig. 3.7.73은 엔진회전수, 공기유량을 표시한다. 가속이 큰 구간에서 엔진 회전수의 상승 속도가 빠르며 최대 가속구간에서 최대 회전수 90000rpm 까지 상승하고 있다.

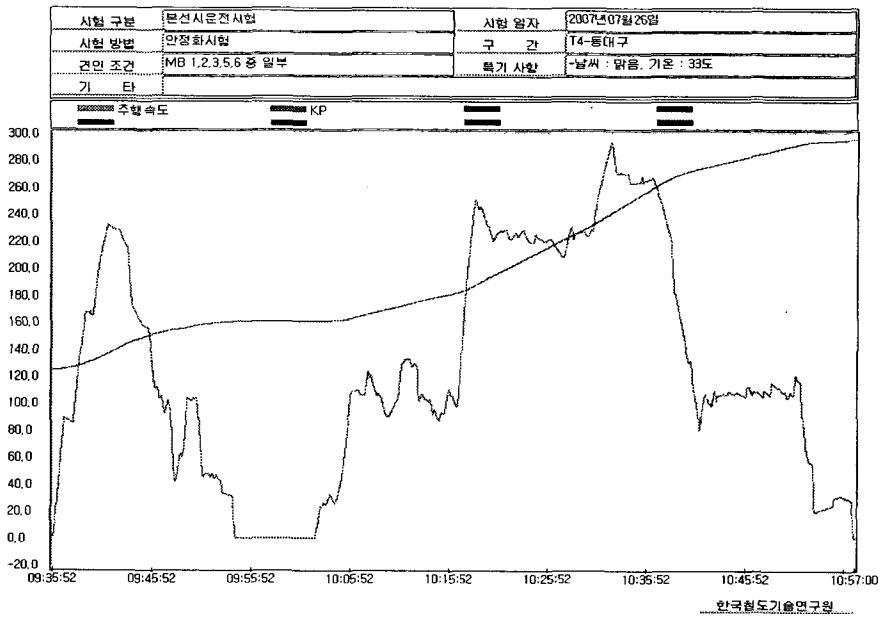


Fig. 3.7.70 G7 고속열차 시험주행 속도변화(경부하행)

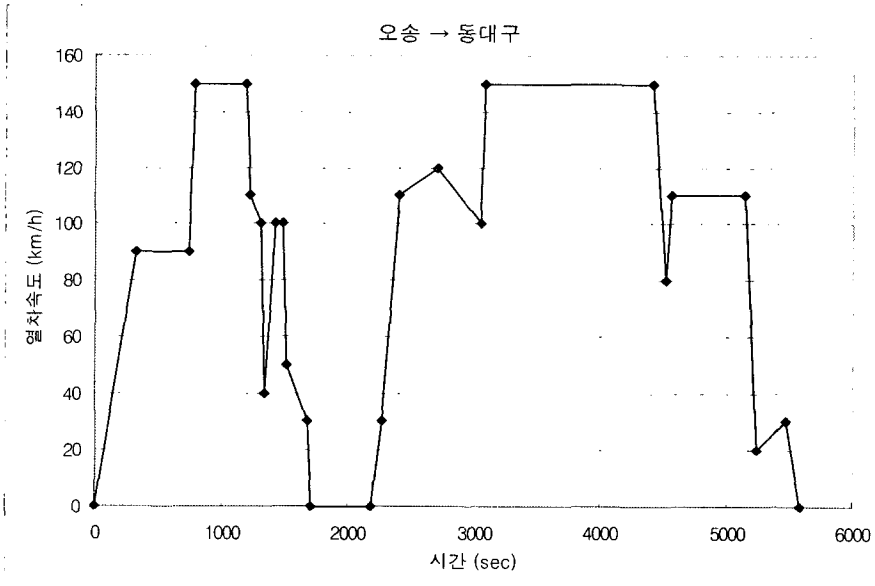


Fig. 3.7.71 실차주행 속도 제어 스케줄(경부하행)

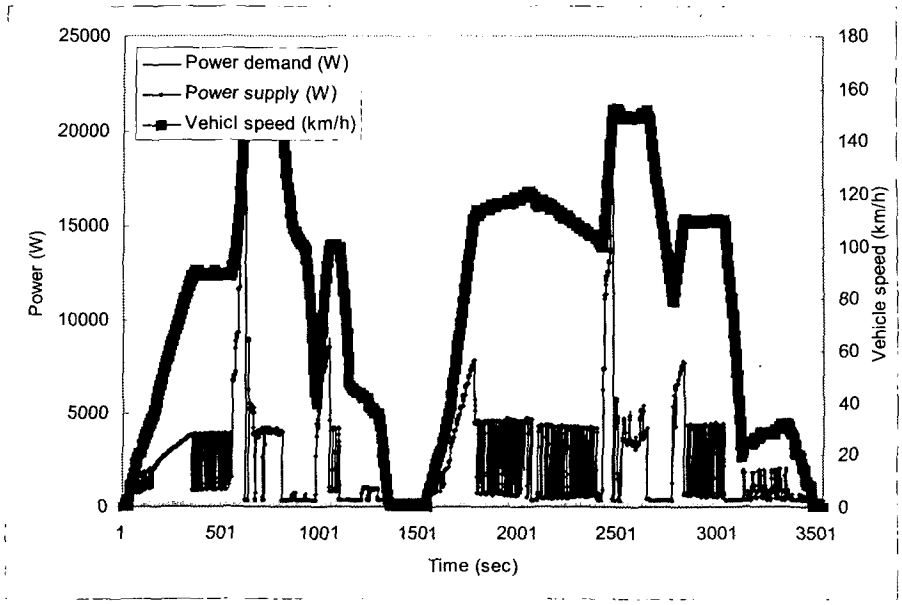


Fig. 3.7.72 실차주행 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(경부하행)

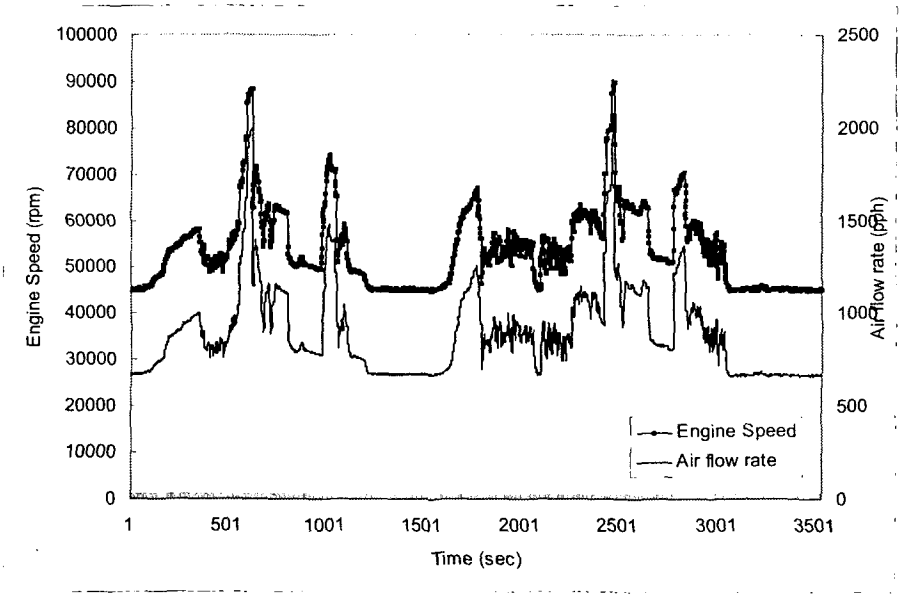


Fig. 3.7.73 실차주행 엔진 회전수, 공기 유량 변화(경부하행)

나. 경부상행

Fig. 3.7.74 는 동대구에서 오송까지의 G7 고속열차 주행속도를 나타내고 있으며, 이를 근사화하여 시험에 사용한 열차속도 제어스케줄이 Fig. 3.7.75 에 나타

난다. 하행의 경우와 마찬가지로 150km/h 를 넘어서는 고속영역은 모두 150km/h 정속으로 처리가 되었으며 정속주행 구간은 200초로 고정하였다. Fig. 3.7.76 에 나타난 바와 같이 열차의 속도를 제어스케쥴에 맞추기 위한 제어 과정에서 정속주행 구간과 낮은 가속 구간에서 전력요구량의 변화가 크게 나타나고 있으며, 이에 대한 가스터빈의 응답 출력은 2~3초 내외이다. 가속이 가장 큰 600초 구간에서 최대 회전수 91500rpm까지 상승하며 출력은 최대 22900W이다.

다. 호남 하행

Fig. 3.7.78 은 오송에서 목포 구간의 열차시험주행 데이터이다. 경부선의 경우와 비교하여 최대 속도가 낮으며, 주행시간이 길어 속도가 변화하는 구간이 많으며, 가속도 변화가 크지 않다. 이를 모사시험에 적용하기 위한 속도제어 스케쥴이 Fig. 3.7. 79 에 나타나 있다. 주행 모사에 소요된 시간은 총 10200초 이며, 가속의 변화가 크지 않아 가스터빈으로 부터의 출력이 전 구간에 걸쳐 일정한 범위에서 유지되고 있는 것으로 나타난다. 큰 가속을 갖는 구간이 없어 최대 회전수 83000rpm에서 출력은 약 12300W 로 나타나고 있다.

라. 호남상행

Fig. 3.7.82 는 목포에서 오송 구간의 시운전 데이터이다. 최대 속도는 150km/h 로 제한하였고 정속운전 구간이 다른 노선보다 많이 존재한다. 모사시험에 적용한 속도제어 스케쥴은 Fig. 3.7.83 에 나타내었으며, 급가속 구간인 600초 부근에서 최대 회전수 83000rpm에서 최대 출력 20800W를 나타내고 있다. 오송에서 목포를 주행하는 경우와 비교하여 최대회전수의 영역은 비슷하나 가스터빈의 출력은 약 1.7 배가 크게 나타나고 있으며, 이는 가속도가 달라 발생하는 현상이다.

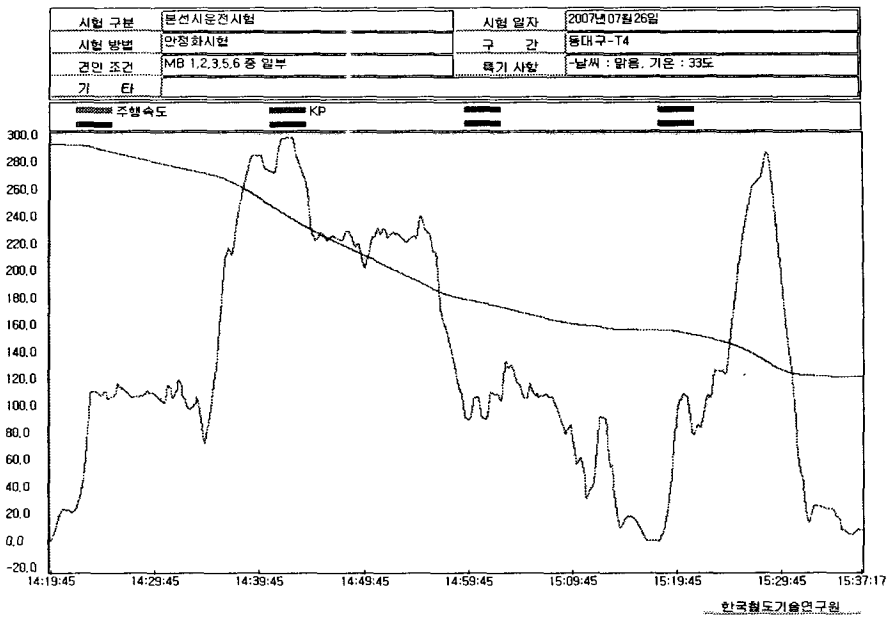


Fig. 3.7.74 G7 고속열차 시험주행 속도변화(경부상행)

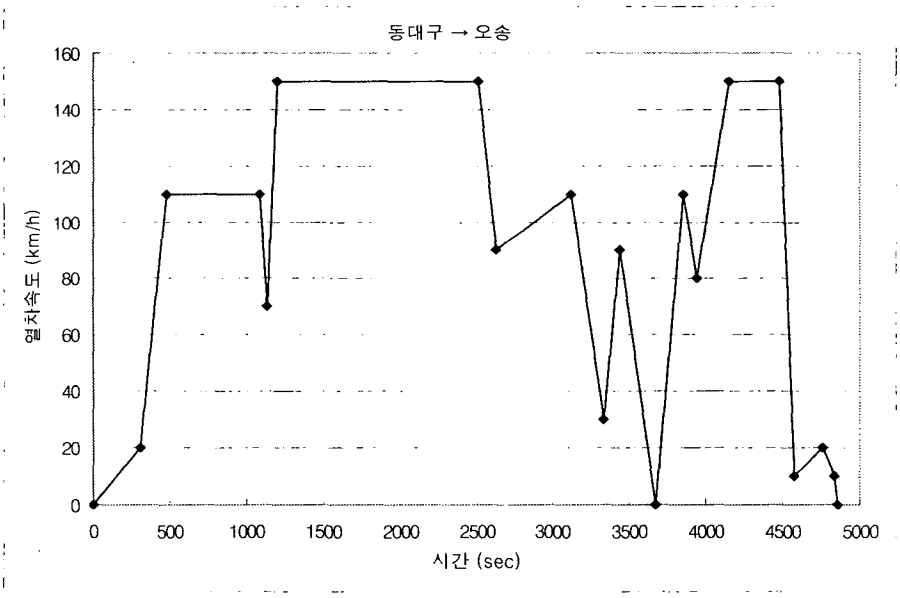


Fig. 3.7.75 실차주행 속도 제어 스케줄(경부상행)

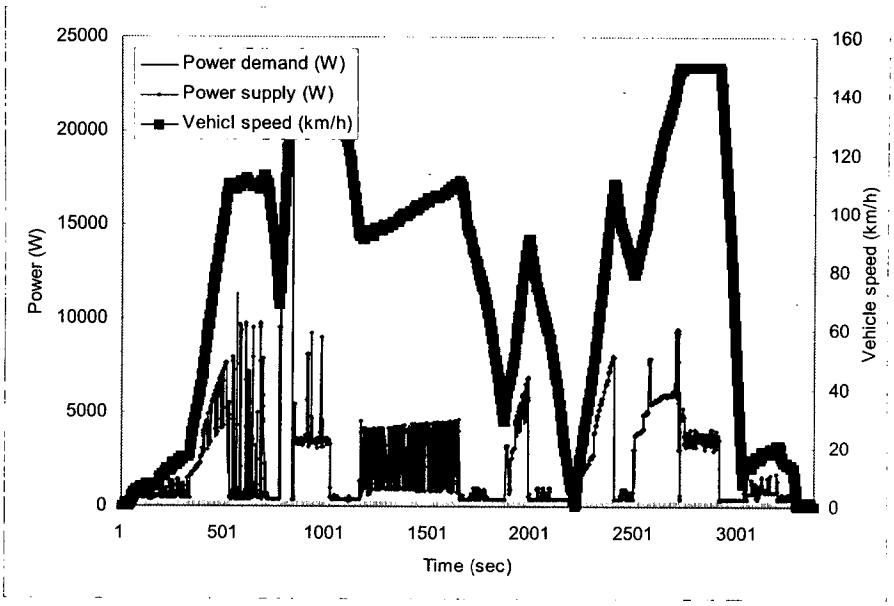


Fig. 3.7.76 실차주행 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(경부상행)

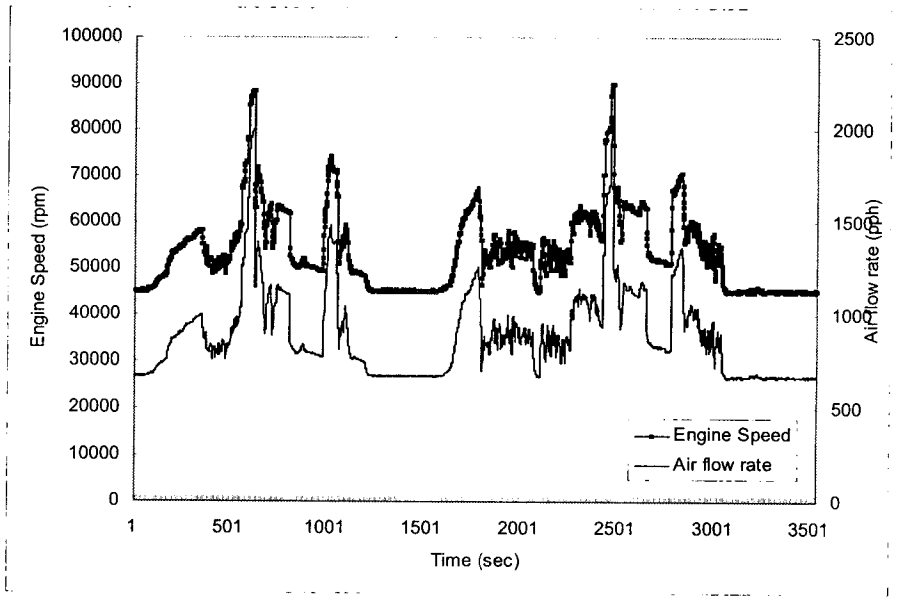


Fig. 3.7.77 실차주행 엔진 회전수, 공기 유량 변화(경부상행)

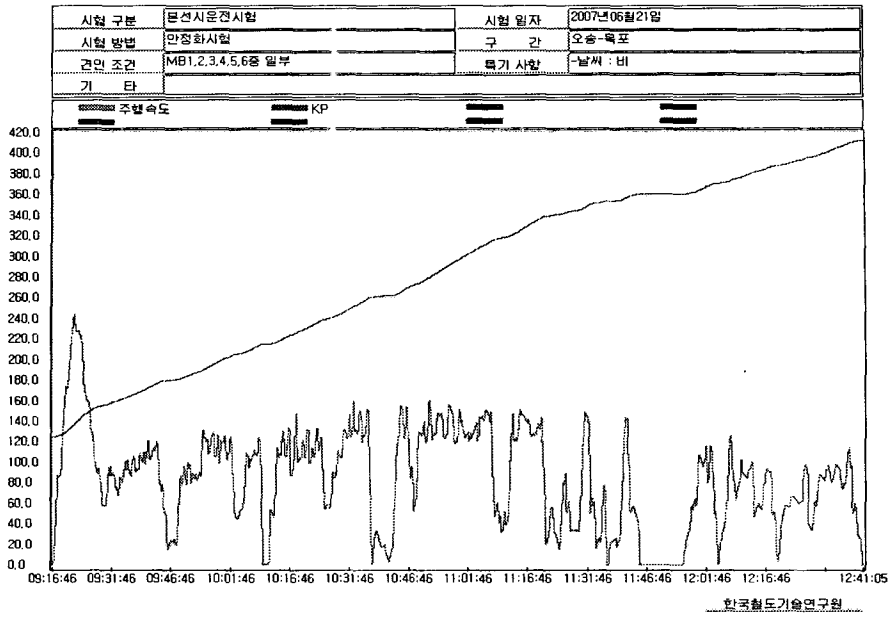


Fig. 3.7.78 G7 고속열차 시험주행 속도변화(호남하행)

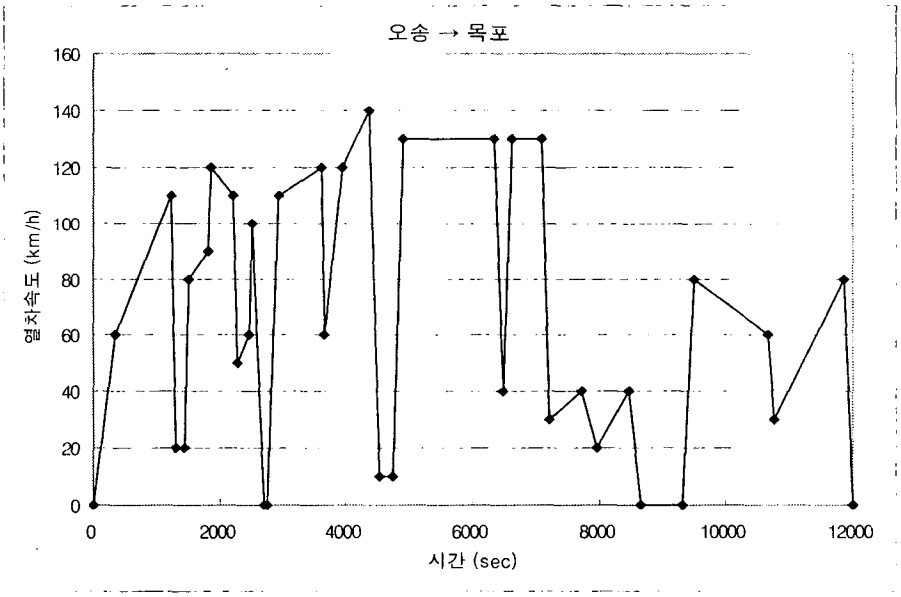


Fig. 3.7.79 실차주행 속도 제어 스케쥴(호남하행)

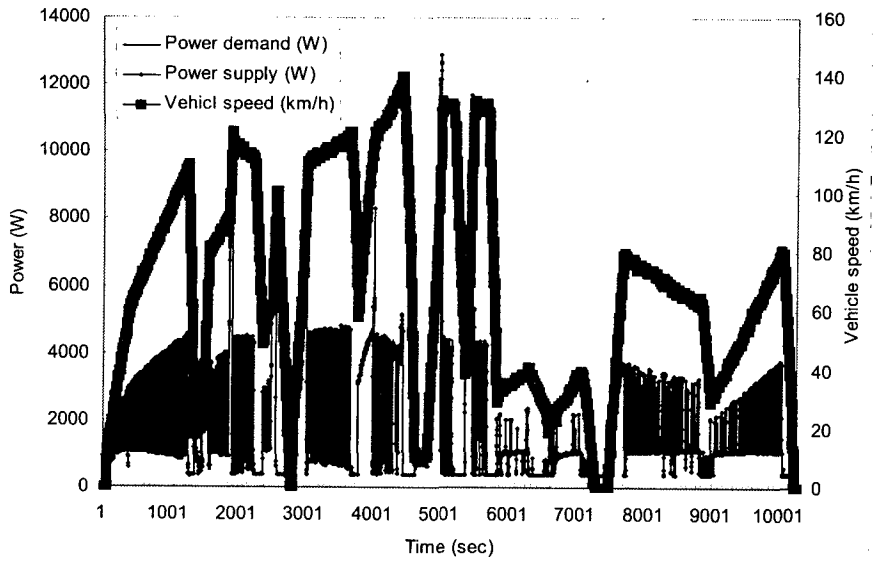


Fig. 3.7.80 실차주행 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(호남하행)

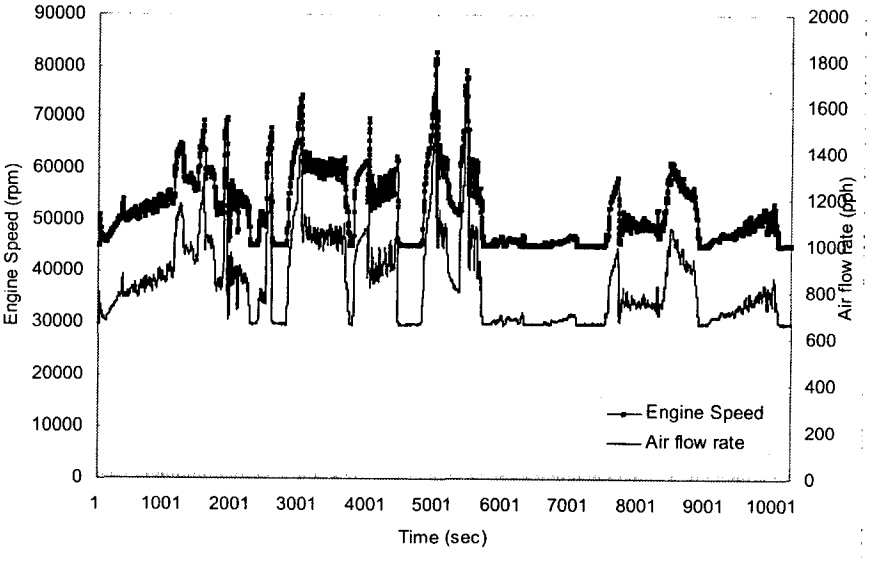


Fig. 3.7.81 실차주행 엔진 회전수, 공기 유량 변화(호남하행)

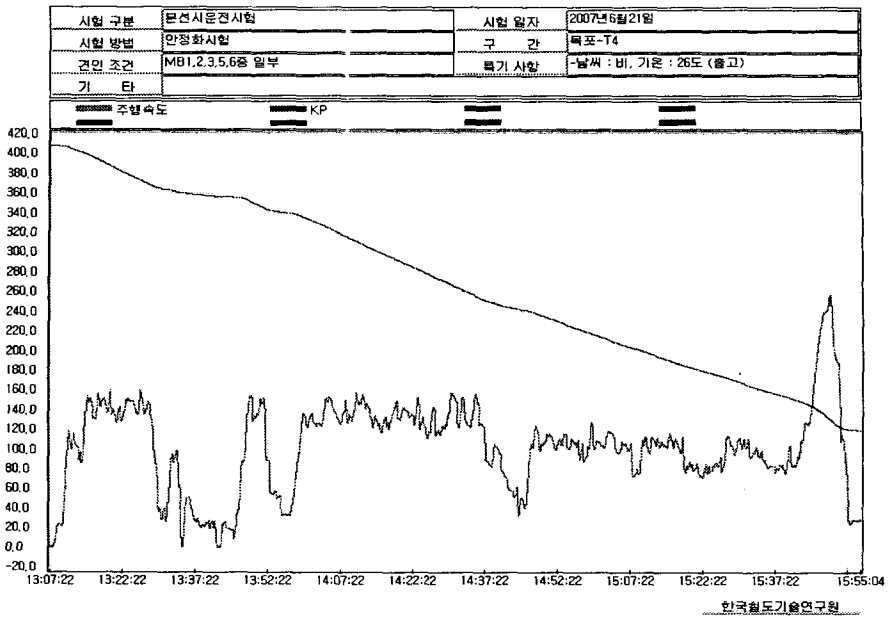


Fig. 3.7.82 G7 고속열차 시험주행 속도변화(호남상행)

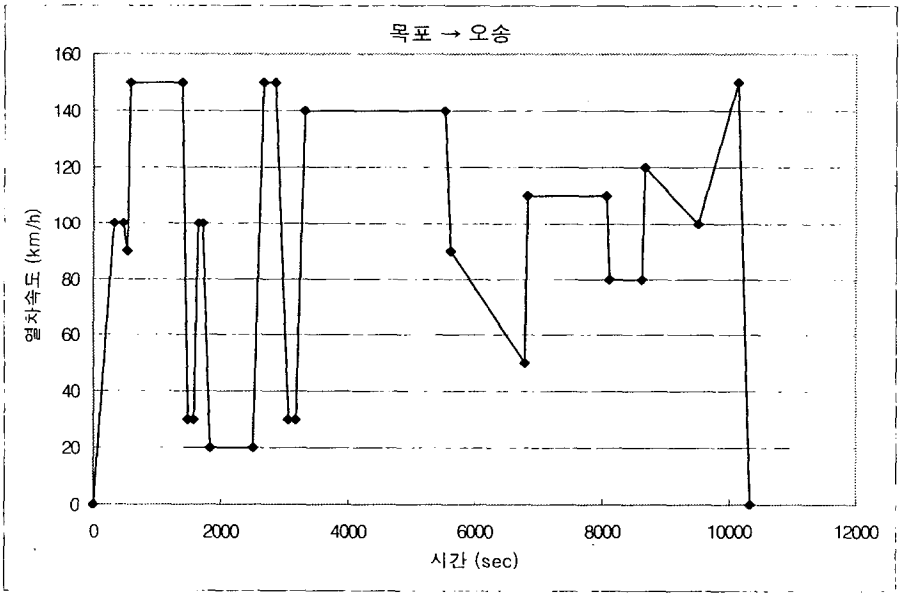


Fig. 3.7.83 실차주행 속도 제어 스케쥴(호남상행)

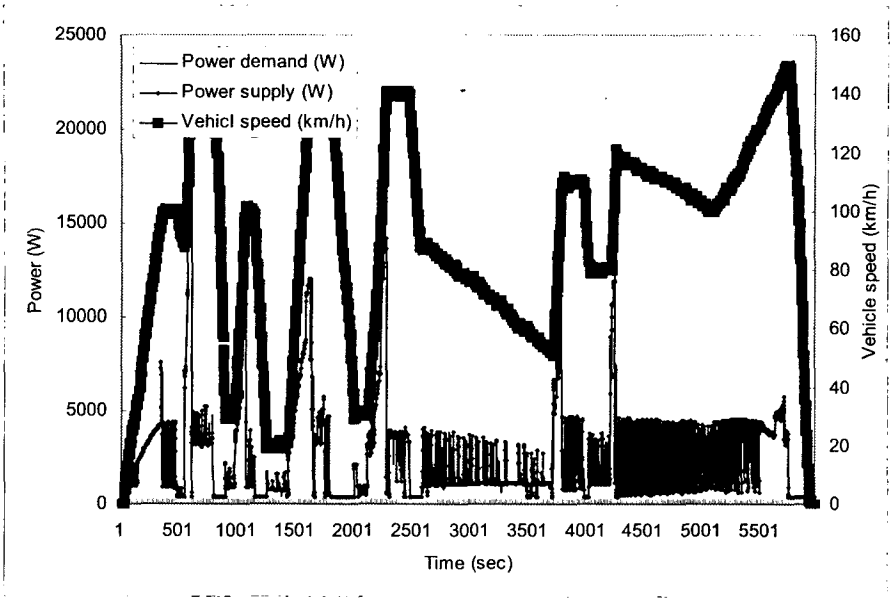


Fig. 3.7.84 실차주행 전력요구량·공급량, 열차 속도 변화(호남상행)

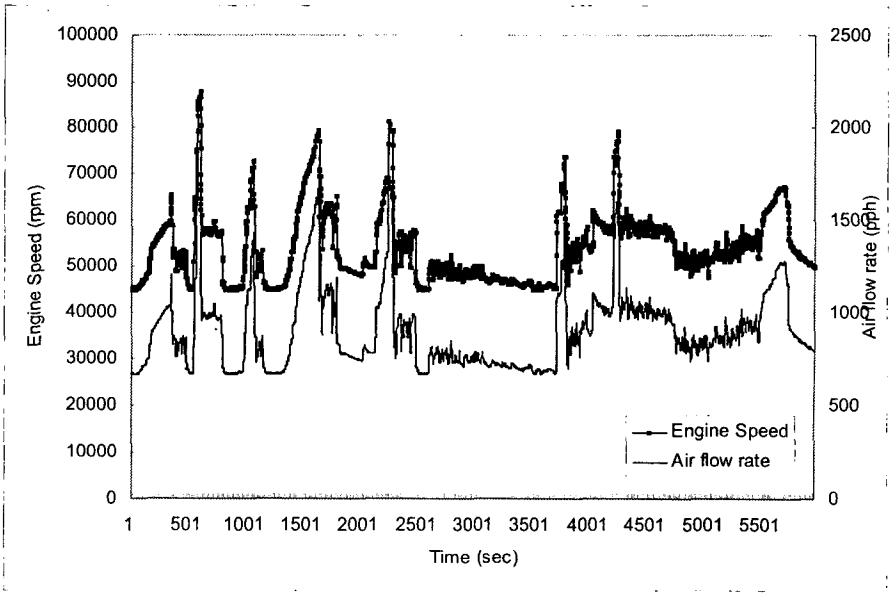


Fig. 3.7.85 실차주행 엔진 회전수, 공기 유량 변화(호남상행)

제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

제 1 절 목표 달성도

본 연구의 목적은 30kW급 축소형 다중추진시스템 구현 및 주행 모사시험을 수행하고 연구결과를 토대로 다중추진 기술 개발의 이론적, 실험적 가능성을 제기하여 10량 편성의 3MW급 가스터빈의 상세 설계 제안을 목표로 한다. 최종적으로 본 연구에서는 G7 고속전철기술개발 사업으로 개발된 고속전철 차량시스템 동력객차의 일부를 개조하여 가스터빈 발전 동력기관을 탑재하여 전철화구간은 25KV 전기 급전방식으로, 비전철화 구간에서는 가스터빈 발전에 의한 추진 운행을 위한 다중모드추진시스템 개발을 목표로 한다.

단계	구분	연도	연구개발의 목표	연구개발의 내용	연구범위
1단계	1차년도	2002	한국형 다중 추진 시스템의 적용방안 상세 검토	G7 고속 전철에의 적용가능 타당성 상세검토	-가스터빈 적용성 검토 및 사양 조사 -시스템 Layout작성 -차량설계 변경사항도출
	2차년도	2003	축소형 다중 추진 시스템 기본 및 상세설계	축소형 다중추진 시스템(30kW급)기본 및 상세설계	-엔진출력, 터빈입구온도 공기량, 연료공급량 계산 -전력변환 시스템 설계 -보조시스템 설계
	3차년도	2004	다중추진시스템 구성 및 설계	-동력시스템 제작품 -전력변환 시스템 제작품	-마이크로터빈(30kW급) 설치 -컨버터, 인버터 제작 -Simulator 보수 및 개선 -Interface 회로 및 LV 로직 설계
2단계	4차년도	2005	30kW급 축소형 다중추진시스템 조립 및 시험	-개발 시스템 부분품 개선 -축소형 다중추진 시스템 특성시험	-마이크로터빈 시험 부분부하 시험 -추진 및 시뮬레이터 연계조립 -주행시험 결과 분석
	5차년도	2006	30KW급 다중추진 시스템 운전시험 및 3MW급 상세설계 제안	-축소형다중추진 시스템주행시험 결과 분석 -추진시뮬레이터와 연계한 특성 분석	-발전특성 분석 -동력시스템 성능특성 분석 -Load varying characteristic test -실규모 다중추진 시스템 사양 제시

마이크로터빈과 시뮬레이터가 연결되어 통합된 다중추진 장치를 이용한 수동운전, 자동운전, 다단변속운전 및 실차주행모사 운전에 따른 운전성능 시험을 수행하였으며(Table 참조) 이를 토대로 실규모에 사용할 3MW급 가스터빈을 이용한 상세설계결과를 제시 하였다.

연차별 연구목표가 모두 달성됨으로써 가스터빈 발전에 의한 추진 운행하는 다중모드추진시스템 개발이라는 연구목표가 만족스럽게 모두 이루어진 것으로 판단된다.

제 2 절 관련분야 기여도

본 연구는 가스터빈을 이용한 열차의 다중추진시스템 기술 개발로 관련 분야의 기여도는 다음과 같다.

<u>기술적 측면에서,</u>

- 기존 노선에 최소한의 비용투자로서 열차 주행 속도를 높임으로서 철도 서비스를 향상시키고자 하는 경우 최선의 기술적 해결책임
- 국내에 점차 증가하기 시작한 소형가스터빈에 의한 분산형 열병합발전 운용기술 확보
- 터보기기 관련 보조시스템(연료, 윤활, 환기 등)에 대한 국내 제작 기술력 향상
- 현재 국내의 철도 기술은 150kph급에서 선진국의 40%수준에 머물고 있는 실정임. 기술력 향상을 위하여 기존 시스템의 점진적 기술진보를 꾀하는 것이 가장 효과적으로 판단되며 다중 추진 시스템을 중요한 대안으로 간주할 수 있음

<u>경제적 측면에서,</u>

- 북한의 경우 철도 인프라의 유지 보수 및 관리 상태 취약으로 인한 노후상태가 심각한 상태에서 남북한 철도 연계 시 단순한 철도 연결 만으로는 정상적인 직결운행 및 효율적인 여객 및 화물 운송이 어렵다는 측면에서 최소한의 비용으로 다중추진 시스템 운용을 통한 북측 전력시설 현대화 비용 절감

- 북한은 대부분 전철화가 되어 있으나 현재 남한의 철도청 전철화 규격고 있는 측면에서 대규모 개량작업이 필요함. 남부철도 연계 시 남북철도 직결운행을 위한 북측 철도선로의 현대화 개량비용 예측 비용 중 노반, 궤도부문 등을 제외한 순수 전력 시설 개량비용은 경원선 기준 1 km당 1억 3000만원 이상이며 경의선 385 km에 대한 총 개량비용은 약 1,600억원 이상이 소요될 것으로 추정됨.
- 철도 연계에 의한 동북아 경제권 형성에 일익을 담당 -철도 분야의 중요한 기술의 하나로 등장하고 있는 가스터빈 추진 기술의 확보로 한국의 철도 기술력 제고 및 수출에 의한 외화 획득.
- TSR(Trans Siberian Railway)와의 연계 시 현재 대륙철도의 경우 러시아 블라디보스톡으로부터 모스크바 경유, 함부르크까지 왕복 시 1회 왕복에 약 36일 소요되며 주 2회 출발조건인 경우 투입되는 차량은 총 30량 이상이 됨. 이 경우 동력차 1량 당 약 43억원으로 예상할 때 약 1300억원의 동력차량 수입비용이 필요하나 다중추진 기술의 확보 시 동 비용은 수입대체 효과로 간주될 수 있음.
- TCR(Trans China Railway)와의 연계 시 북한, 중국, 중앙아시아를 경유하여 함부르크로 가는 경우 1회 왕복에 30일 가량 소요. 이때 투입될 동력차량은 총 23량 이상이 됨. 다중추진 시스템을 개발할 경우 동력차 1량 당 약 43억원의 차량 비용이 소요되어 약 1,000억원의 수입대체 효과가 기대됨.

<u>사회적 측면,</u>

- 개선된 철도서비스의 대 국민 공급으로 국토의 균형적인 발전에 기여
- 남북 철도 연계에 이한 민족의 동질성 회복
- 열차 주행속도의 제고로 국내의 물류 수송력 효율 향상으로 인한 사회적 안정감 회복

<u>그 외 활용분야</u>

- 자동차 구동용 Hybrid 에너지 발생장치
- 선박용 가스터빈 추진 장치(순양함, 여객선, LNG선)
- 분산발전 시스템

- 복합발전 시스템
- 담수화 발전 시스템

제 5 장 연구개발 결과의 활용계획

본 연구를 통해 파생된 결과는 고속열차 추진용 다중추진시스템으로서 최적 엔진의 사양 및 Power train 시스템 구성 및 설계 등에 활용될 수 있다. 또한 가스터빈의 응용적 분야인 고속열차 추진 또는 차량구동, 선박 추진 등의 추진 분야 뿐 아니라 발전 분야에 적용 가능성이 매우 높다 하겠다. 본 연구를 통하여 파악되는 내용은 국내 대기업이 추진하고 있는 소형 가스터빈 기술 개발에 적용이 되어질 예정이며 추후 국내의 모기업 등이 검토하고 있는 선박용 가스터빈 추진시스템 기술 개발에도 중요한 역할을 할 수 있다고 판단된다.

다중추진 기술은 이미 고속전철 기술 개발 사업을 통하여 Catenary를 통하여 급전되는 power train 시스템과 관련한 주요 핵심기술이 완성되어 있고 가스터빈이 개입되는 경우 전기가 Traction motor에 전달되는 이중적 급전 시스템에 대한 기술개발이 필요한 상태이므로 본 연구개발을 통하여 개발되는 기술은 향후 실규모 다중추진 기술개발에 중요한 기초로 사용될 수 있다고 판단되어 개발되는 기술에 대한 기업화가 충분히 가능하다고 생각된다.

다음의 표 5.2.1과 Fig.2.1은 프랑스의 가스터빈 제조업체인 터보메카가 조사한 가스터빈 고속열차의 유럽시장 전망을 나타내고 있다.

Table 5.2.1 가스터빈 고속열차 유럽시장 전망 (출처:2003 터보메카, 프랑스)

Market	High Project Probability				Low Project Probability			
	Power heads		Passenger coaches		Power heads		Passenger coaches	
	low case scenario	high case scenario	low case scenario	high case scenario	low case scenario	high case scenario	low case scenario	high case scenario
France					0	70	0	210
Spain	0	0	0	0				
Great Britain	100	130	420	570				
Ireland					20	40	80	160
Other WEU					0	0	0	0
CEE					0	0	0	0
Middle East					0	20	0	100
	100	130	420	570	20	130	80	470



Fig. 5.2.1 가스터빈 추진 고속열차 시장 전망

디젤 엔진과 비교하면 경제성은 프랑스 국철과 함께 가스터빈 추진 열차 TGV-001을 개발한 경험이 프랑스의 터보메카가 예측한 결과를 인용하기로 한다. 아래 Fig.5.3.1은 디젤 엔진과 가스터빈 엔진의 중량대비 출력 비를 나타낸 것으로 같은 급의 출력을 생산하는 경우 가스터빈이 매우 유리한 것 뿐 아니라 가스터빈의 경우 광범위한 출력 범위를 갖고 있음을 알 수 있다. Fig. 5.3.2는 열차 추진용 TM 1800 엔진의 특성을 나타내고 있다. 유지 보수비용 및 배기오염 배출 기준에서 매우 유리한 것으로 알려져 있다. Fig. 5.3.3 디젤 엔진과 가스터빈 엔진(TM1800)의 연료소모율을 비교한 결과이다. 저 부하에서 디젤 엔진이 다소 recuperative 가스터빈 엔진에 비하여 우수한 것으로 나타나고 있으나 50%이상의 출력에서는 엇비슷한 것으로 나타나고 있어 지난 1세기 동안 디젤 엔진의 장점이 었던 저 부하에서 비 연료소모율의 우세가 크게 약화된 것을 알 수 있다.

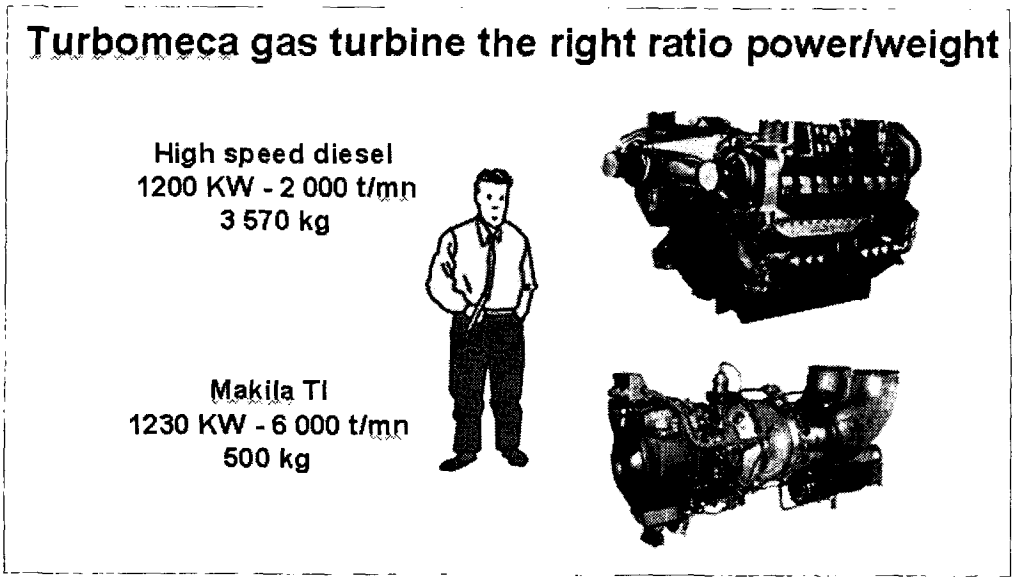


Fig. 5.3.1 디젤과 가스터빈 경제성 비교

For U.K. Royal Navy and French Navy , specifications of TM 1800 was very simple , this turbine must be "diesel beater"

• **Price :**	• **Minimum number of rotating components and bearings**
• **Maintenance :**	• **Computer system allowing maintenance On-condition**
• **Fuel consumption**	• **Recuperator and variable speed permit to reach same level of consumption as for Diesel engines**
• **Noise level :**	• **Treatment against noise is included in recuperator design**
• **Pollution :**	• **Low Nox combustor to reach pollution level in accordance with most restrictive regulations**

Fig. 5.3.2 열차 추진용 TM 1800 엔진의 특성 (출처 : Turbomeca)

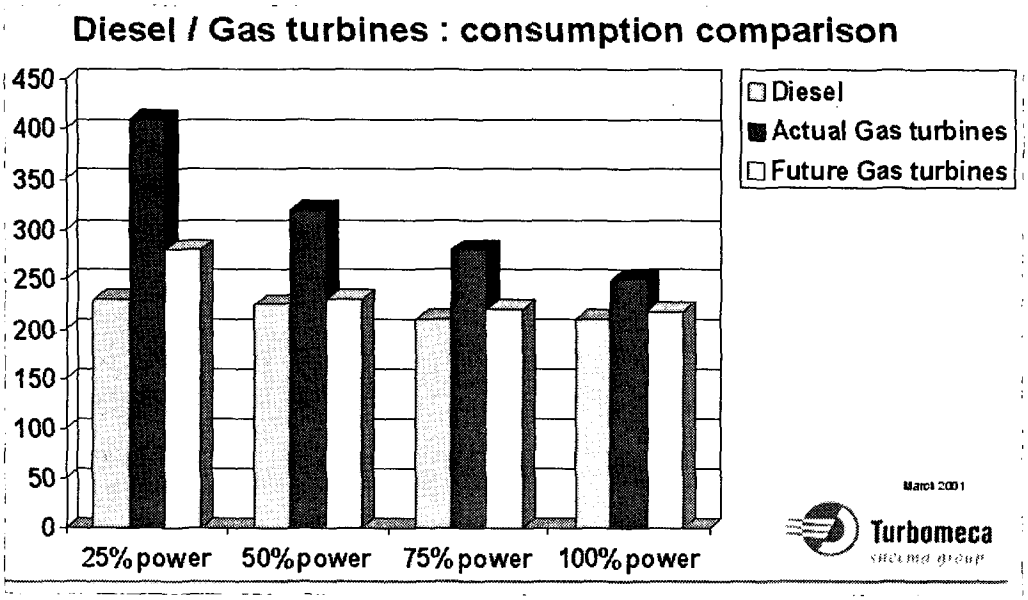


Fig. 5.3.3 디젤 엔진과 가스터빈 엔진(TM1800)의 연료소모율 비교

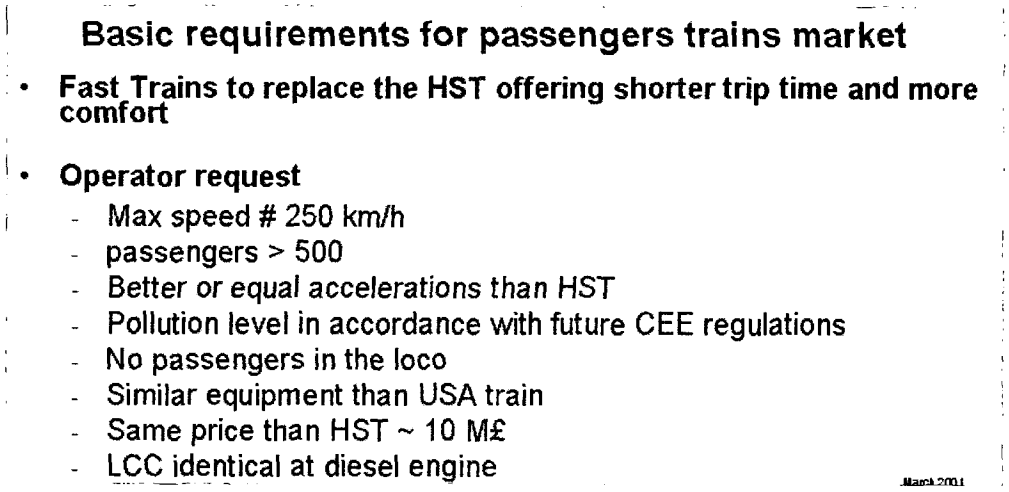


Fig. 5.3.4 고속열차 기본 요구사항 (출처 : Turbomeca)

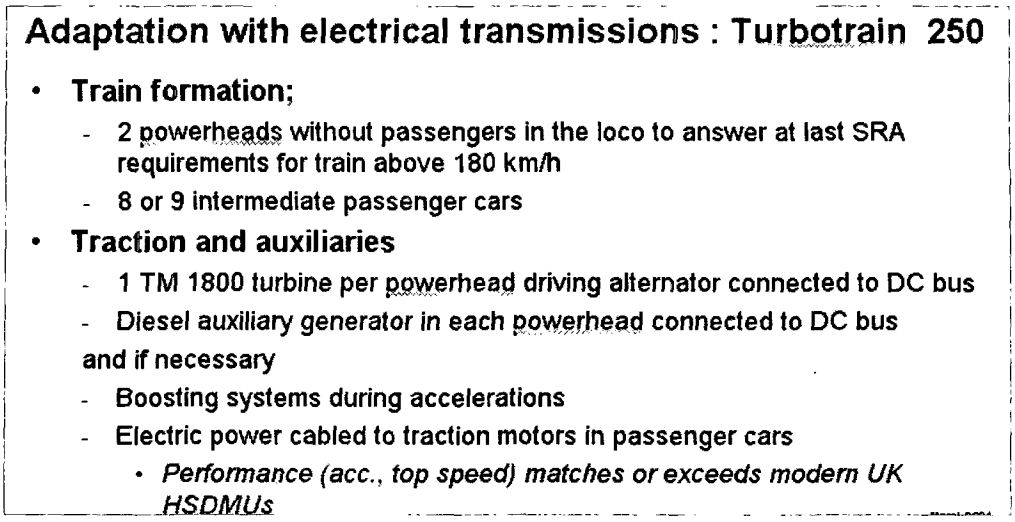


Fig. 5.3.5 TurboTrain 250 접목을 위한 Transmission 사항

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외 과학기술정보

1. Turbomeca의 가스터빈 고속열차 기술 및 시장성 조사 결과
2. 미국의 NGHSR 프로그램 개괄
   - ATL (Advanced Turbine Locomotive) : 가스터빈 추진 고속열차 개발
   - ALPS (Advanced Locomotive Propulsion System) : 가스터빈 엔진 및 FlyWheel 에너지 저장장치, DriveTrain 개발
   - PTC (Positive Train Control) : 열차제어 시스템 개발
3. Global Gas turbine News, Volume 42,: 2002, No 2, "Gas Turbine Locomotive History: Part 1.
4. 러시아, 국립철도기술연구원의 가스터빈 추진열차 기술개발 개념설계
5. 러시아, Kolomensk 가스터빈 추진 열차 개발 자료
6. 러시아, Kaluzsk 가스터빈 추진 열차 개발 자료
7. 러시아, "Gas Turbine powered Train", 책 1권
8. 러시아, "Gas turbine Engine for Locomotive", 책 1권
9. 러시아, "Atlas of Design and scheme for Gas Turbine Engine Unit", 책 1 권
10. Bombardier의 JetTrain
11. 영국의 APT-E (Advanced Passenger Train - Experimental) 자료
12. 프랑스 SNCF의 TGV-001 자료
13. 미국 VERICORE사의 가스터빈 ASE40 엔진 관련 자료
14. 미국 University of Texas의 Generator ALPS MEGAGen 관련자료
15. 프랑스 TGV-001 개발 자료
16. 러시아 Lugansky 철도차량 제작소 기술 자료
17. 러시아 "Internal combustion engine - Thermal diesel engine and gas turbine unit", 1980, Moscow Transport, pp. 346-378.

제 7 장 참고문헌

[1] 한국철도차량, "동력객차 개발", 00-II-2-1-2, 고속전철 기술개발 사업 2단계 2차년도 보고서

[2] 한국철도차량, "동력차 개발", 00-II-2-1-2, 고속전철 기술개발 사업 2단계 2차년도 보고서

[3] 우바로프, 베끄네프, 그랴즈노프, 미하일쩨프, 무사또프, 프첼낀, 체르노브롭킨, 유노쉐프, 1962, "열차 추진용 가스터빈 시스템", 1962, 모스크바 마슈기즈 출판, Ch. 7, 8, 9.

[4] 바르또슈, 1978, "가스터빈 추진 열차", Ch. 5, 6, 7, 8, 9.

[5] 러시아 국립철도기술 연구원, 2002, 12, "가스터빈 고속열차 개관", p.p 46~170.

[6] Edward J. Lombardi, 1995, "Amtrak's AMD-110 Dual Mode Passenger Locomotive", RTD-Vol 10, Rail Transportation, ASME 1995, p.p. 103~107.

[7] Thomas N Tsai and John H. Price, 1995, "Advanced Non-Electric Propulsion System For High Speed Rail", RTD-Vol 10, Rail Transportation, ASME 1995, p.p 139~144

[8] Thomas N Tsai, Dick Bruss and Rick McDonough, 1995, "Modofication of The RTL Turboliner for High_Speed Demonstration", RTD-Vol 10, Rail Transportation, ASME 1995, p.p 133~137.

[9] J.D. Herbst, R.F. Thelen, and W.A. Walls, 2002, "Status of the Advanced Locomotive Propulsion System (ALPS) Project", The University of Texas at Austin Center for Electromechanics.

부 록

한국형 다중추진시스템 기술 개발

가스터빈 엔진의 성능 및 운전 해석

(위탁과제)

위탁연구기관명 : 인하대학교

연구책임자 : 김 동 섭

참여연구원 : 정 영 현

양 원 준

요 약 문

Ⅰ. 연구과제명 : 가스터빈 엔진의 성능 및 운전 해석

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 필요성

한국형 다중추진 시스템 기술개발 사업의 핵심 구성부인 가스터빈엔진이 성공적으로 장착되어 운전되기 위해서는 엔진의 성능 및 운전 특성을 예측하고 제어 특성을 살피는 일이 매우 중요하다. 본 과제에서는 고속철도용 다중추진 시스템의 동력원인 가스터빈 엔진을 대상으로 하여 성능 및 운전특성을 예측, 해석하여 개발에 필요한 기술 자료를 제공하는 것을 목적으로 한다.

Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

- 기존 산업용 가스터빈의 기술자료 수집
- 전반적인 가스터빈 설계성능 및 설계특징 분석
- 다중추진 시스템에 적합한 가스터빈 엔진 사양을 바탕으로 한 성능분석, 특성 파악
- 가스터빈들의 설계 상태
- 설계성능과 부분부하 성능과의 상관관계
- 가스터빈 사이클에 따른 설계 및 부분부하 성능 차이
- 가스터빈 기계적 설계 방식 차이에 따른 부분부하 성능 차이
- 재생형 가스터빈의 설계 및 운전 자료 수집
- 재생형 가스터빈의 설계 분석 및 탈설계 운전 성능 해석
- 재생형 가스터빈 설계 형식별 운전 성능 비교 분석
- 재생형 가스터빈 탈설계 운전 방법에 따른 성능 비교 분석
- 수정된 재생사이클 가스터빈 성능 분석 및 최적 설계파라미터 도출
- 소형 재생형 가스터빈 성능 실험 장비 구축 및 기초 실험 결과 도출
- 소형 재생형 가스터빈 운전 작동특성 및 엔진 자체 성능 분석

- 소형 재생형 가스터빈 비정상상태 운전 성능 분석
- 소형 재생형 가스터빈 부하별 성능지표 측정 및 분석
- 소형 재생형 가스터빈 각 구성부에서의 에너지 손실 분석
- 소형 재생형 가스터빈 성능해석에 필요한 엔진 내부 중요 파라미터 도출

Ⅳ. 연구개발결과

- 실제 가스터빈들이 주어진 터빈 입구온도에서 최대 비출력 압력비에서 설계되는 것을 확인하였으며, 터빈입구온도가 증가할수록, 즉 설계 성능(효율, 비출력)이 더 우수할수록 부분부하 효율이 상대적으로 더 좋음을 확인하였다. 이론적으로는 부하 조절방법에 따라서 부분부하효율에 차이가 있을 수 있으나 최대비출력 압력비 부근에서 설계되는 실제 가스터빈들에서는 연료만의 제어와 IGV 제어 사이에 부분부하 효율의 큰 차이는 보이지 않았다.
- 다중추진 시스템에 적합한 가스터빈 엔진 사양을 바탕으로 분석하여 분리축 엔진의 부분부하 성능특성을 파악하였으며, 재생사이클로 개조 시 효율이 10% point 가량 대폭 상승하는 것으로 분석되었다. 분리축 재생사이클은 단순사이클에 비하여 부분부하 효율이 높은 것으로 예측되었다.
- 단축 엔진은 동일한 출력에서 터빈출구온도가 분리축에 비하여 상대적으로 낮음을 확인하였다. 고정형상제어를 하는 재생사이클이 단순사이클에 비하여 부분부하 시에 효율저하 정도가 훨씬 크다는 것을 발견하였고, 가변압축기형상제어에 의해서 재생사이클의 부분부하 효율이 대폭 향상되는 것을 확인하였다.
- 재생사이클 가스터빈의 부분부하 효율 향상은 터빈출구온도를 높게 유지함으로서 가능하며, 다축 엔진의 경우에 가변회전수운전이나 가변압축기 입구 안내깃 운전으로 가능하다. 특히 가변 회전수운전이 상대적으로 더 우수한 부분부하 효율을 보장한다. 입구 안내깃 운전에서는 압축기 효율 감소 최소화가 필요하다.
- 분리축 형태가 기본적으로 더 높은 터빈출구온도로 인하여 단축에 비하여 부분부하 효율 면에서 유리하다. 출력터빈의 가변면적노즐 운전에 의하여 부분부하 효율을 더욱 향상 시킬 수 있으나, 이에 수반되는 터빈 효율의 감소를 최소화하여야만 장점을 충분히 살릴 수 있다.

- 설계 터빈입구온도가 높은 엔진이 부분부하시의 상대적인 효율이 높아지는 것으로 해석되었다. 그리고 다소 높은 설계 압력비에서 설계 TET가 낮아져서 상대적으로 재생기 재질의 부담이 줄어들게 되고, 비출력이 월등히 커지며, 부분부하 효율특성이 우수하다. 가변회전수 운전이 가장 우수한 부분부하 효율 특성을 나타내며, 상당히 넓은 운전 범위에서 설계효율과 유사한 정도의 높은 효율이 유지될 가능성이 있다.
- 수정된 재생사이클 가스터빈은 기존의 재생사이클 가스터빈보다 높은 압력비에서 효율이 최적화 되었으며, 출력은 수정된 재생사이클 가스터빈이 전반적으로 기존 재생 사이클에 비하여 작다.
- 수정된 재생사이클 가스터빈을 단축 제작으로 고려하면 주어진 압축기 압력비에서 고압터빈의 팽창비 설정값에 따라서 효율이 변하며, 최적 효율이 존재한다. 낮은 압력비에서는 기존 재생사이클과 유사한 효율을, 높은 압력비에서는 분리축 설계와 유사한 효율을 갖으며, 그 사이의 압력비에서는 두 경우보다 더 높은 효율이 가능하였다.
- 소형 가스터빈 실험 장치를 이용한 부분부하 성능 결과는 정성적으로 예측과 유사하며, 더욱 다양한 운전 상태에서의 측정을 통하여 데이터 베이스화가 가능하며, 가스터빈 시스템 설계 및 운전에 필요한 자료로써의 활용도가 매우 높을 것으로 판단된다. 또한 현재 해석에 사용하고 있고, 또 앞으로 사용되어질 여러 가지 해석 프로그램의 결과를 검증할 수 있는 자료가 될 수 있을 것으로 판단된다.
- 소형 재생형 가스터빈을 이용한 성능측정 실험에서 부하감소 시 축 회전수가 감소하면서 터빈출구온도가 증가하며, 무부하시 최대 부하 시에 비하여 약 80℃이상 높게 측정되었다. 배기가스온도는 출력 감소에 따라 단조롭게 감소하는 것을 확인하였다. 이것은 출력 감소가 압력비 감소를 수반하기 때문이다.
- 발전기 출력과 시스템 출력으로부터 시스템 에너지 소모량을 분석하였으며, 흡입공기로 냉각되는 발전기에서 입출구 공기 온도를 측정하여 발전기 에너지 손실을 구하였다. 이로부터 신뢰성 높은 발전기 효율 변화를 추산하였으며, 최대 출력 시 발전기 효율이 약 95%에 이르며 출력이 감소하면 줄어드는 것으로 나타났다.
- 발전기 효율 계산에 의하여 가스터빈 축에서의 출력과 열효율을 분리하여 계산했으며, 최대출력 조건에서 축출력 35kW, 열효율 30%로 예상되었다. 발전기 손실과 기타 시스템 내부 손실 및 에너지 소모량을 제외하면 최종 시스템 출력은 축출

력보다 7kW 이상 작으며, 발전효율도 6% 포인트 이상 낮아진다. 측정된 최소한의 성능 파라미터들과 해석으로 구한 성능 파라미터들 간의 매칭을 통하여 엔진 운전 상태 (구성부 특성 파라미터들)를 예측할 수 있음을 보였다.

- 엔진의 비정상상태 운전 시 낮은 부하 조건에서 부하가 증가하거나 감소하는 경우가 높은 부하조건에서 부하가 변화하는 것에 비하여 약 두 배 정도의 시간간격을 가지고 정상상태에 도달하였으며, 부하가 증가하는 경우보다는 부하가 감소하는 경우에 더욱 빠른 시간 안에 정상상태로 진행하는 것을 확인할 수 있었다.

V. 연구개발결과의 활용계획

- 다중추진 시스템용 가스터빈 사양 선정에 필요한 자료로 활용
- 다중추진 시스템용 가스터빈 개발에 필요한 기술 자료로 활용
- 다중추진 시스템용 가스터빈 엔진 성능 분석에 활용
- 다중추진 시스템용 가스터빈 엔진 운전 해석에 활용
- 본 연구에서 수행된 가스터빈 엔진의 성능 및 운전해석은 상기의 다중추진 시스템용 가스터빈 엔진뿐만 아니라 여러 용도의 가스터빈에 유효 적절히 활용될 수 있다.

목 차

요 약 문 ····· 2

목 차 ····· 6

제 1 장 서 론 ····· 9

제 1 절 연구개발의 목적 필요성 ····· 9

제 2 절 연구개발의 범위 ····· 10

제 2 장 가스터빈의 설계 및 부분부하 성능 특성 ····· 12

제 1 절 개 요 ····· 12

제 2 절 단순화된 사이클 해석 ····· 14

1. 모델링 ····· 14

2. 이상적인 사이클 ····· 16

3. 압축기와 터빈 손실의 고려 ····· 18

제 3 절 실제적인 사이클 해석 ····· 22

1. 개요 ····· 22

2. 설계 성능 ····· 23

3. 부분부하 성능 ····· 27

제 4 절 결과 요약 ····· 30

제 3 장 다중추진 시스템에 적합한 가스터빈의 성능분석 ····· 31

제 1 절 개 요 ····· 31

1. 연구의 대상 ····· 31

2. 연구 내용 ····· 32

제 2 절 연구 방법 ····· 33

제 3 절 해석 ····· 36

1. 대상 엔진 형태 ····· 36

2. 엔진 형태에 따른 성능 및 운전 특성 ····· 38

3. 해석결과 ····· 40

가. 분리축 가스터빈 ····· 40

(1) 단순사이클 ····· 40

(2) 재생사이클 ····· 43

나. 단축 가스터빈 ····· 46
(1) 단순사이클 ····· 46
(2) 재생사이클 ····· 48
제 4 절 결과 요약 ····· 51
제 4 장 재생형 가스터빈의 운전 성능 특성 ····· 53
제 1 절 개 요 ····· 53
제 2 절 해 석 ····· 58
1. 재생형 가스터빈의 형식 ····· 58
2. 부분부하 운전 방법 ····· 59
3. 해석 모델링 ····· 63
제 3 절 해석 결과 및 분석 ····· 69
1. 설계 성능 ····· 69
2. 단축 가스터빈의 연료만의 제어 ····· 71
3. 단축 가스터빈의 가변 유량 제어 ····· 72
4. 분리축 가스터빈 ····· 77
5. 운전특성 ····· 78
6. 설계 성능이 향상된 재생사이클 가스터빈 ····· 80
제 4 절 결 론 ····· 83
제 5 장 수정된 재생사이클 가스터빈 성능 분석 ····· 84
제 1 절 개 요 ····· 84
제 2 절 해 석 ····· 84
1. 수정된 재생형 가스터빈 형태 ····· 84
2. 해석 모델링 ····· 86
제 3 절 해석 결과 및 분석 ····· 87
1. 설계 성능 ····· 87
2. 재생기 효율의 영향 ····· 89
3. 터빈 팽창비 최적화 ····· 91
제 4 절 결 론 ····· 94
제 6 장 소형 재생형 가스터빈의 성능실험 ····· 95
제 1 절 개 요 ····· 95

제 2 절 실험 장치 ····· 97
1. 재원 및 개요 ····· 97
2. 시스템 구성 ····· 101
제 3 절 소형 재생형 가스터빈의 기본성능 측정 및 분석 ····· 104
1. 운전 특성 ····· 104
2. 부하에 따른 성능 변화 ····· 106
제 4 절 소형 재생형 가스터빈의 운전성능 분석 ····· 111
1. 운전 성능 측정 ····· 111
2. 모델링 ····· 114
3. 실험 결과 및 분석 ····· 115
4. 비정상상태 운전 작동특성 ····· 125
제 5 절 결 론 ····· 140
제 7 장 참고문헌 ····· 142

제 1 장 서 론

제 1 절 연구개발의 목적 및 필요성

본 연구에서는 고속철도용 다중추진 시스템의 동력원인 가스터빈 엔진을 대상으로 하여 성능 및 운전 해석기술을 개발하고 성능 및 운전특성을 예측하고, 해석하는 것을 목표로 한다.

가스터빈은 항공기 엔진용으로 수십 년간 기술개발이 크게 이루어졌다. 한편 이를 바탕으로 하여 지난 10여 년간은 발전용을 비롯하여 육상 및 해상 운송용 동력원으로의 사용도 꾸준히 늘고 있다. 특히 가스터빈은 엔진 크기 대비 출력이 다른 기관들에 비하여 월등히 크기 때문에 공간상의 제약을 받는 응용분야에 매우 유리하다. 더욱이 다양한 연료를 사용할 수 있고, 연소 제어가 용이하여 타 기관에 비하여 환경친화적 측면에서 절대적인 우위를 점한다. 이러한 이유로 발전용 시장에서 가스터빈 점유율은 날로 높아지고 있다.

선진국들에서는 육상 수송용 및 해상 수송용 등으로 수 MW급의 중소형 가스터빈의 적용이 증가하고 있다. 이러한 주 원인은 여타 열기관 (증기터빈, 왕복동 내연기관 등)에 비하여 비출력(크기에 비한 출력)이 크고 배출물 특성이 우수하고, 빠른 응답특성을 갖기 때문이다. 특히 육상 수송용으로 가스터빈을 사용하려는 시도가 꾸준히 이어지고 있으며, 이미 유럽과 미국 등에서는 실용화되어 사용되고 있다. 이러한 경향들과 가스터빈의 장점들 (콤팩트, 친 환경성, 높은 기동성)을 고려할 때, 본 연구개발 과제의 목표인 고속철도용 다중 추진시스템의 동력원으로서 가스터빈을 최우선적으로 고려할 만하다.

현재 국내에서는 본 추진 시스템에 사용될 만한 3~4 MW급 용량의 가스터빈은 개발 또는 제작된 바가 없으나, 선진국들에서는 그러한 중소형 엔진들의 개발이 비교적 활발히 이루어지고 있다. 특히 최근 몇 년 사이에 중소형 가스터빈의 다양한 용도 확장을 기대하고 기존의 중소형 전문 업체(미국 Solar Turbines 등)뿐만 아니라 대형 엔진을 전문 제작하던 업체들(GE 등)도 본격적으로 이 시장에 진입하고 있다. 따라서 원하는 용량의 엔진이 시장에 존재하며, 경우에 따라서는 용량이 맞는 다른 용도의 엔진을 다소 개조를 거친 뒤 사용할 수 있다.

어떠한 경우이던 한국형 고속철에 성공적으로 장착되어 운전되기 위해서는 목표 사양의 엔진을 대상으로 하여 설계 특징을 분석하고 운전 특성 및 성능을 분석하여 데이터베이스를 구축하고, 추진 시스템에 사용될 경우의 운전 시뮬레이션 등의 연구가 선행 되어야 한다. 따라서 가스터빈 엔진의 성능을 분석하며 운전 특성을 예측하고, 제어 특성을 살피는 일은 가장 기초적이고 중요한 부분이 될 것은 자명하다. 이에 따라 본 연구에서는 이와 같은 연구를 중점적으로 추진하여 다중 추진시스템의 성공적인 개발에 일익을 담당하고자 한다.

제 2 절 연구개발의 범위

본 연구의 1차 년도에서는 주관기관에서 개발하고자 하는 다중추진 시스템에 부합되는 가스터빈의 성능 특성을 분석하고, 가스터빈의 사이클 방식에 따른 성능 차이를 분석하여 시스템 설계에 필요한 자료를 도출하는 것을 목표로 하여 연구를 수행하였다. 연구내용으로는 우선 기존 산업용 가스터빈의 기술 자료를 수집하고 이를 바탕으로 전반적인 설계 성능을 분석하여 설계특징을 분석한 뒤, 주관기관과 협의하여 개발 대상 다중추진 시스템에 적용하기에 적합하다고 판단된 엔진 사양을 바탕으로 하여 성능을 분석하여 특성을 파악하였다. 이 과정에서 중점적으로 연구한 부분은 (1) 가스터빈들의 설계 상태, (2) 설계 성능과 부분부하 성능과의 상관관계, (3) 가스터빈 사이클에 .따른 설계 및 부분부하 성능 차이, (4) 단축과 분리축의 가스터빈 기계적 설계 방식 차이에 따른 부분부하 성능 차이 등이다. 해석을 위하여 본 연구기관에서 자체 개발한 가스터빈 해석 프로그램과 상용 해석소프트웨어가 활용되었다.

2차 년도에서는 목표 열 성능을 고려할 때 우선적으로 고려되는 재생사이클 가스터빈을 대상으로 하여, 현재 기 개발된 기술 수준의 엔진 및 개발 중이거나 가까운 장래에 개발이 가능한 성능이 개선된 엔진 사양에 대하여 설계 성능 및 탈 설계 운전 상태에서의 성능특성을 분석하여 시스템 설계에 필요한 자료를 도출하였다. 이 과정에서 부분부하 운전 방법, 가스터빈 기계적 설계형식(단축, 분리 축), 설계 성능의 변화 등 다양한 해석을 수행하고 비교 분석하였다. 또한, 실제의 소형 재생형 가스터빈을 이용한 성능 기초 실험을 수행하여 기본적인 동특성을 살피고

부하에 따르는 성능 및 엔진 파라미터들의 변화를 측정하여 기초 데이터를 구축하는 내용의 연구를 수행하였다.

3차 년도에서는 다중 추진 시스템용 가스터빈 개발에 필요한 기술 자료로 활용하기 위해 실제 소형 재생형 가스터빈으로 추가의 실험을 수행하여 운전 작동특성 및 엔진 자체 성능 분석, 성능해석에 필요한 엔진 내부 설계 특성 파라미터를 도출하였으며, 엔진 비정상상태 운전 특성분석을 하였다. 또한 재생사이클 가스터빈의 재생 열교환 과정을 최적화시키기 위한 수정된 재생사이클 가스터빈의 최적 설계 파라미터를 분석하였다.

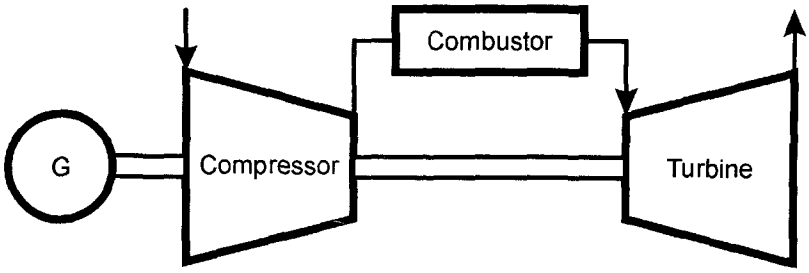
제 2 장 가스터빈의 설계 및 부분부하 성능 특성

제 1 절 개 요

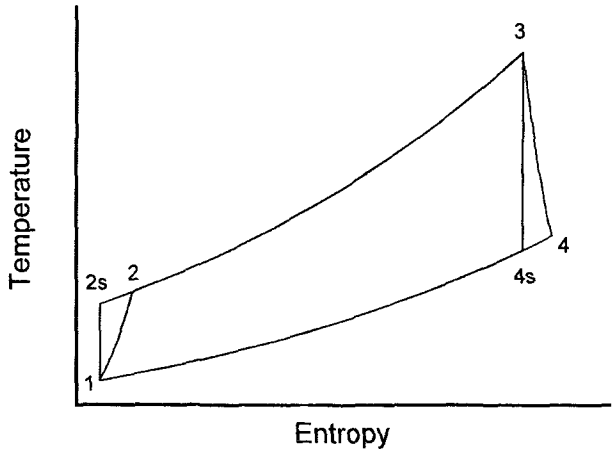
가스터빈은 열역학적으로 단순사이클(simple cycle)을 비롯하여 재생(regeneration), 재열(reheat) 사이클을 비롯한 다양한 방법을 통하여 구현 가능하지만, 현재까지는 특수한 용도를 제외하면 기술 개발의 용이성 등의 이유로 인하여 단순사이클에 기반을 둔 가스터빈이 가장 보편적으로 사용되고 있다. 단순사이클 가스터빈의 개요를 Fig.2.1에 나타내었다. 그림에서와 같이 압축기와 터빈이 하나의 축에 연결된 단축(single shaft) 형태이다. 이러한 단축 이외에도 압축기와 터빈을 여러 개(대체로 2~3개)의 섹션으로 분리하여 축을 여러 개를 두는 다축(multi-shaft) 형식도 가능하며, 압축비가 높은 항공기용 엔진 및 이를 육상용으로 개조한 개조형 가스터빈 (aeroderivative gas turbine)이 이에 해당한다. 현재 육상 발전용으로 개발된 가스터빈들은 대부분 단축 시스템이다.

가스터빈은 다른 발전 방식에 비하여 부하 추종성이 우수하여 기저부하 처리용보다는 변동부하 처리용으로 사용되는 경우가 더 빈번하다. 따라서 부분부하시의 운전 및 성능 특성을 파악하며 이를 개선시키려는 노력이 중요하다. 현재까지 가스터빈의 탈 설계 운전 해석의 기초는 문헌[2.1]을 통하여 살필 수 있으며, 이러한 원리를 바탕으로 다수의 연구가 존재한다. 그러나 이러한 연구들의 대부분은 주어진 설계점을 바탕으로 부분부하, 더 나아가 탈설계 상태의 성능을 예측하는 기법을 개발하거나[2.2, 2.3] 성능을 개선하는 방법을 제시하는데[2.4] 초점이 맞추어져 있으며, 설계점의 설정과 부분부하 성능과의 관계를 해석하고자 시도한 연구[2.5]도 존재한다.

현재 운전되고 있는 가스터빈은 소형에서부터 시작하여 대형에 이르기까지 출력 규모 및 효율에 있어서 상당히 넓은 분포를 보이므로 체계적인 성능특성 파악이 중요하다. 그러나 여러 문헌을 통하여 설계 성능과 관련해서는 다양한 열역학적 측면의 정보를 구할 수 있으나, 부분부하와 같은 탈설계 작동에 대해서는 앞서 언급한 바와 같이 해석방법의 소개나 구체적 사양을 대상으로 한 해석들 만 존재할 뿐, 설계와 부분부하 성능을 연관지을 수 있는 정보가 부족하다.



(a) schematic diagram



(b) Temperature-entropy diagram

Fig.2.1 Single-shaft simple cycle gas turbine.

따라서 본 장에서는 단순사이클 가스터빈을 대상으로 하여 체계적으로 설계 성능과 부분부하 성능간의 상관관계를 분석한 결과를 서술하고자 한다. 비록 현대적인 가스터빈의 해석을 위해서는 복잡한 모델링을 통한 해석이 필요하지만, 설계 및 부분부하 성능간의 관계에 있어서 많은 정보는 단순화된 사이클 해석으로도 얻을 수 있으므로 먼저 기초적으로 이상적인 가스터빈 사이클을 포함한 단순화된 사이클 모델링으로부터 부분부하 성능 특성을 파악한다. 이어서 상대적으로 복잡한 구성부 모델링에 바탕을 둔 해석수단을 이용하여 실제적인 가스터빈들의 성능해석을 수행하여 결과를 분석한다.

제 2 절 단순화된 사이클 해석

1. 모델링

가스터빈 사이클에서 가장 큰 열역학적 비가역성의 원인인 압축기와 터빈에서의 손실만 고려하고 나머지 손실들(입출구 압력 손실 등)을 무시한다. 현대적인 가스터빈에 필수적인 터빈 냉각 등은 뒤에 다룰 실제적인 가스터빈 해석에서 포함된다. 또한 연료 유량은 무시하고 가스의 물성치는 일정하다고 가정한다. Fig.2.1을 바탕으로 한 단순 가스터빈 사이클의 효율 h와 비출력(specific power) w는 다음과 같이 표현된다.

$$\eta=\frac{C_p(T_3-T_4)-C_p(T_2-T_1)}{C_p(T_3-T_2)} \tag{2.1}$$

$$w=C_p(T_3-T_4)-C_p(T_2-T_1) \tag{2.2}$$

온도비 t, 압력비r, 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율(ploytropic efficiency, η_{pc}, η_{pt})을 사용하면 효율과 무차원화 된 비출력은 다음과 같이 간단히 표현된다.

$$\eta=1-\frac{t\cdot r^{-\frac{k-1}{k}\eta_{pt}}-1}{t-r^{\frac{k-1}{k\eta_{pc}}}} \tag{2.3}$$

$$\frac{W}{C_pT_1}=t\cdot(1-r^{-\frac{k-1}{k}\eta_{pt}})-(r^{\frac{k-1}{k\eta_{pc}}}-1) \tag{2.4}$$

여기서

$$t=\frac{T_3}{T_1},\ r=\frac{P_2}{P_1}=\left(\frac{T_2}{T_2}\right)^{\frac{k}{k-1}\eta_{pc}}=\frac{P_3}{P_4}=\left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{(k-1)\eta_{pt}}} \tag{2.5}$$

온도비, 즉 최고(터빈입구)온도가 주어지면 비출력 및 효율에 최대치가 존재한

다. 특별히 최대 비출력일 때의 압력비는 다음의 식으로 표현됨을 쉽게 유도할 수 있다.

$$r^{(\frac{1}{\eta_{pc}}+\eta_{pc})\frac{k-1}{k}} = \eta_{pc}\eta_{pt}t \quad \text{for maximum } w \tag{2.6}$$

압축기와 터빈의 손실도 무시한 이상적인(ideal) 사이클에 대해서는 잘 알려진 바와 같이 다음과 같이 식이 더욱 단순화된다.

ideal cycle

$$\eta = 1 - r^{-\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{w}{C_p T_1} = (t - r^{\frac{k-1}{k}}) \cdot \eta$$

$$r^{\frac{k-1}{k}} = \sqrt{t} \quad \text{for maximum } w \tag{2.7}$$

가스터빈의 출력조절은 연료와 공기유량의 제어에 의하여 이루어진다. 가장 단순한 방식은 연료만의 제어 (공기유량을 적극적으로 조절하지 않으므로 최대유량제어로도 불리 움)이며, 압축기의 입구 안내깃(inlet guide vane, IGV)을 이용하여 공기유량을 조절하는 IGV제어도 사용된다. IGV제어는 터빈출구온도를 높게 유지하여 열회수(heat recovery) 성능을 높이고자 하는 것이 주 목적이다. 실제 가스터빈들에서 압력비가 어느 정도 높으면 압축기의 성능 특성상 일정한 회전수에서(발전용으로 사용되는 단축 가스터빈에서 회전수가 유지되어야 함) 유량범위가 매우 좁으므로 연료만의 제어의 경우에 압축기 유량이 거의 일정하다. 한편 터빈에서는 다음과 같이 터빈입구에서의 유량함수가 일정하다고 가정하는 것이 합리적이다.[2.4]

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3} = constant \tag{2.8}$$

이러한 가정들 하에서 먼저 이상적인 사이클에 대하여 부분부하특성을 살펴보고, 이어서 압축기, 터빈 손실이 포함된 사이클에 대해서 고찰한다.

2. 이상적인 사이클

압축기와 터빈 효율이 각각 1인 이상적인 사이클에 대하여 Fig.2.2에 온도비와 압력비를 파라미터로 계산된 설계 성능을 비출력-효율 선도에 나타내었다. 식(2.7)에서 알 수 있듯이 효율은 압력비만의 함수이고 (온도비에 상관없이 압력비가 같으면 효율은 같음, 즉 등압력비 선이 수평선임), 비출력은 최대가 존재하며, 압력비가 높아져서 압축기출구온도가 터빈입구온도와 같으면(T_2=T_3) 출력이 0이 되고, 사이클은 더 이상 성립하지 않는다. 그리고 온도비가 증가할수록 최대출력을 보이는 압력비가 높아진다.

출력이 변하여도 공기의 유량이 일정하다고 가정하고 식(2.8)의 탈설계 터빈 특성을 적용하여 부분부하 성능이 계산 가능하다. Fig.2.3에 온도비 4, 6에 대하여 4, 10, 20의 세 가지 압력비를 대상으로 부분부하 사이클 효율을 비교하여 나타내었다. 모두 설계점 비출력 및 효율에 대한 상대값으로 나타내었다. 출력이 감소하면 온도비, 압력비 등 모든 사이클 파라미터들이 감소한다. 따라서 효율은 감소한다. 먼저 주목할 것은 출력이 0이어도 효율이 0보다 크다는 것이다. 이는 위에서 언급한 바와 같이 적절히 1보다 큰 압력비에서 출력이 0에 근접하더라도 효율은 0보다 크기 때문이다(정확히 출력이 0이 되면 T_2=T_3 로서 효율계산식에서는 특이점이 됨). 이러한 현상은 이상적인 사이클에만 국한되며, 뒤에 보일 바와 같이 실제적인 사이클에서는 출력이 0일 때 효율도 0이 된다.

모든 온도비에서 설계압력비가 높으면 낮은 설계 압력비에 비하여 출력이 감소할 때 상대적으로 효율의 감소가 작다. 이는 Fig.2.2에 나타나는 바와 같이 압력비가 높아질수록 압력비 감소에 따른 효율 변화가 작아지는 사실(등압력선, 즉 등효율선의 간격이 좁아짐)로부터 유추 가능하다. 한편 설계 압력비가 같으면 설계 온도비가 높을수록 부분부하 효율이 더 낮다. 설계압력비가 높을수록 출력이 감소하면서 압력비와 온도비의 변화가 크고 결과적으로 압력비의 함수인 효율의 감소가 크다.

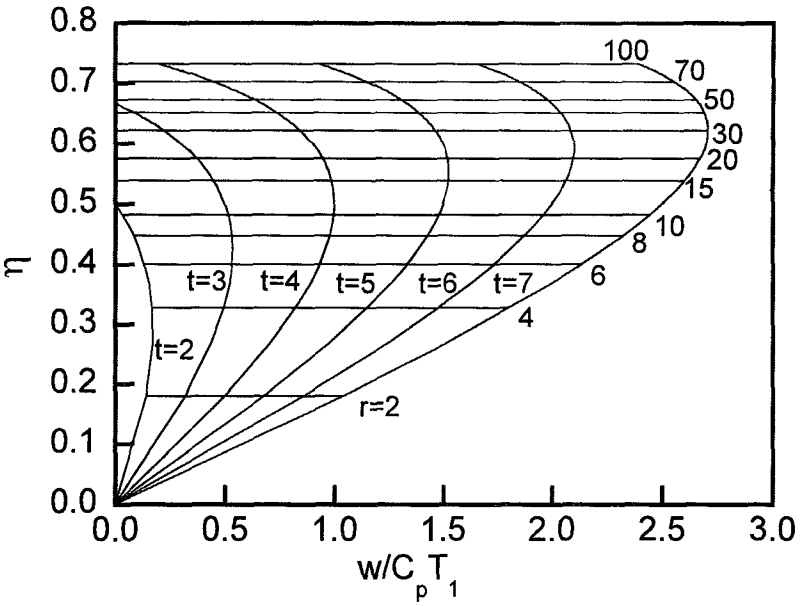


Fig.2.2 Specific power vs efficiency chart for ideal cycle.

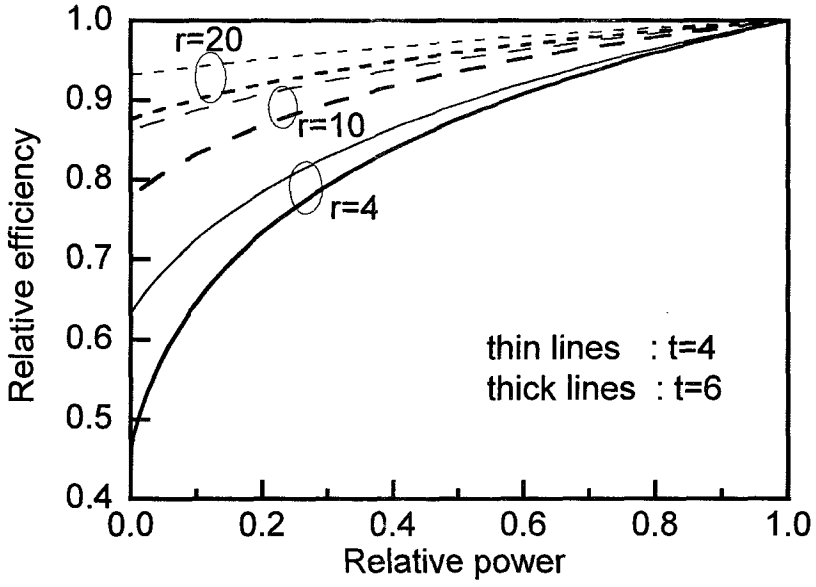


Fig.2.3 Part load efficiency of ideal cycle.

3. 압축기와 터빈 손실의 고려

압축기와 터빈의 효율이 고려되면 실제적인 가스터빈에 가까워진다. 먼저, 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율을 모두 0.9로 두고 계산을 해 보았다. Fig.2.4에 설계 성능선도를 보였다. 이상적인 사이클과 달리, 압력비가 일정할 때 온도비가 증가할수록 효율이 증가한다. 그러나 온도비가 충분히 높아지면 등 압력선의 기울기가 매우 작아져서 이상적인 사이클의 경향과 유사해 진다. 즉, 압력비가 너무 높지만 않으면 최고온도의 증가는 주로 비출력의 증가에 영향을 미치고 효율에 미치는 영향은 작으며, 효율은 주로 압력비에 의존한다. 압력비가 충분히 높아지면 효율도 증가에서 감소로 돌아서며(최고효율 존재), 궁극적으로 비출력과 효율이 동시에 0으로 접근한다.

부분부하 계산에 있어서 앞 절에서와 동일하게 공기유량과 터빈유량함수가 각각 일정하다고 가정한다. 또한 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율도 일정하다고 가정한다. 먼저, 압력비의 영향을 살펴본다. 온도비 5에 대해서 설계 압력비를 낮은 것, 최대 설계 비출력를 나타내는 것, 최고 설계 효율을 나타내는 것 등 세 가지로 바꾸어 계산된 결과를 Fig.2.5 에 보였다. 이후 하첨자 d는 설계점을 의미한다. Fig. 2.3과 비교하면 대체로 이상적인 사이클에 비하여 출력 감소에 따른 효율의 저하정도가 심하다. 특히 어느 정도 설계 압력비까지는 상대적인 부분부하 효율이 거의 같게 변화하나 설계압력비가 매우 높아지면 부분부하 효율의 저하 정도가 심하다. 이는 이상적인 사이클에서와는 다른 경향으로서 압축기와 터빈 손실의 존재가 부분부하 성능의 변화 양상을 바꿀 수 있음을 의미한다. 즉, 본 계산 조건(일정한 공기유량 하에서의 부하변동)의 경우에 주어진 설계 온도비에서 설계 압력비가 높을수록 압축기와 터빈의 손실이 사이클 부분부하 효율에 큰 영향을 주는 것이다.

압축기 및 터빈의 효율과 부분부하 성능과의 연관성은 Fig.2.6을 통하여 살필 수 있다. 온도비 5에서 최대 비출력을 갖는 압력비 11을 설계점으로 하고, 압축기와 터빈의 효율을 동시에 1.0(이상적 사이클), 0.99, 0.95, 0.9, 0.85로 변화시키면서 얻은 결과이다. 압축기, 터빈의 효율이 매우 높으면 상당히 낮은 출력까지 이상적인 사이클 효율에 근접하다가 급격히 0으로 수렴한다. 압축기, 터빈 효율이 나빠질수록 사이클 효율이 급속히 저하된다. 즉, 온도비나 압력비 등 다른 파라미터들이

유사할 때 구성부의 효율을 높이는 것이 설계효율만 향상시키는 것이 아니라 부분 부하의 효율도 상대적으로 향상시킨다는 결론을 얻는다.

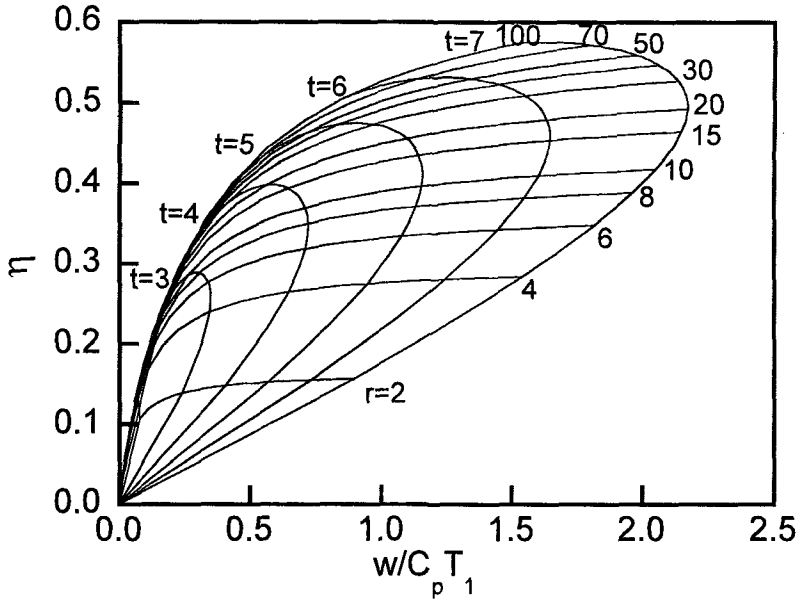


Fig.2.4 Specific power vs efficiency chart for gas turbine cycle (η_{pc} =0.9, η_{pt} =0.9).

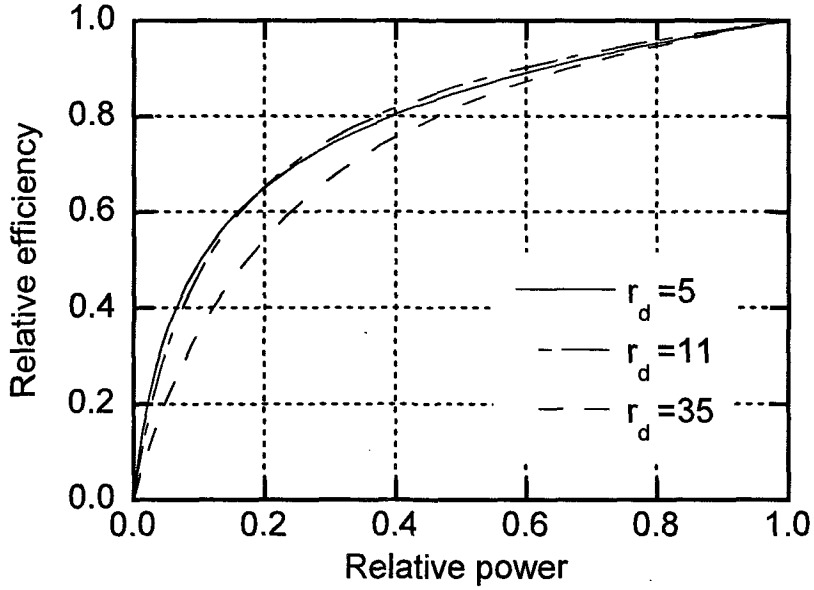


Fig.2.5 Effect of design pressure ratio on the part load performance (t_d=5, η_{pc} =0.9, η_{pt} =0.9).

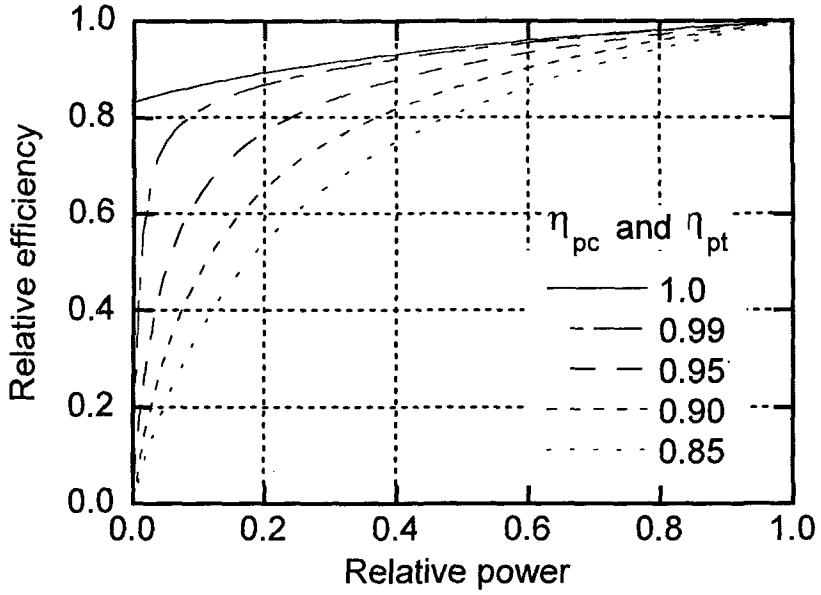


Fig.2.6 Effect of component efficiency on the part load efficiency (t_d=5, r_d=11, η_{pc} =0.9, η_{pt} =0.9).

다음으로 터빈입구온도 설정에 따른 부분부하 효율 차이를 살핀다. 설계압력비가 같더라도 설계효율이 다르므로 이상적인 사이클에서와 같이 동일한 압력비를 대상으로 하는 직접적 비교는 큰 의미가 없어 보인다. 그 보다는 좀 더 현실성 있는 설계점 선정 기준을 사용하는 것이 타당할 것이다. 압축기와 터빈의 효율이 고려된 실제에 가까운 사이클의 설계 성능에 있어서 (Fig.2.4) 온도비가 주어졌을 경우에 비출력과 효율 모두 최대값이 존재한다. 따라서 실제 가스터빈 설계에 있어서는 이 두 가지의 요소를 비롯한 열역학적 요소들과 제작성, 경제성 등을 고려하여 설계점이 선정될 것이다. 높은 연료 경제성이 요구되는 항공기용 가스터빈에서는 대체로 최대 비출력 압력비보다는 충분히 높은 압력비에서 설계된다. 한편 육상용 특히 발전용 가스터빈의 설계 압력비는 대체로 최대 비출력 압력비에서 크게 벗어나지 않는다. 여러 원인이 있겠으나, 가장 중요한 원인으로는 복합발전 사이클의 최적설계를 위함이다. 즉, 이론적으로 최고 효율 압력비보다는 훨씬 낮으며 최대 비출력 압력비보다 약간 높은 압력비가 복합발전 사이클 효율면에서 최적으로 알려져 있으며[2.6], 실제 제작자들도 거의 최대 비출력 압력비에서 설계하고 있다.[2.7] 따라서 여기서는 각 온도비별로 최대 비출력점들을 설계점으로 잡아서 부분부하 효율을 비교하고자 한다.

부분부하 효율의 상대적 비교를 Fig.2.7에 나타내었다. 설계 터빈입구온도가 높을수록, 즉 설계효율이 높을수록 부분부하 효율의 저하 정도가 상대적으로 더 작다 (설계 압력비를 동일하게 두어도 유사한 경향이 얻어짐). Fig.2.8에는 부하에 따른 온도비, 즉 터빈입구온도의 변화를 보였다. 설계값이 클수록 변화율이 크다. 결과적으로 고성능 (고온, 고압화로 인한 설계효율 및 비출력의 증가)으로 설계된 가스터빈이 부분부하 성능도 더 우수하다는 결론에 도달한다. 이러한 사실은 다음절에서 더욱 실제적인 가스터빈 모델링에 기반을 둔 해석으로부터 다시 확인할 것이다.

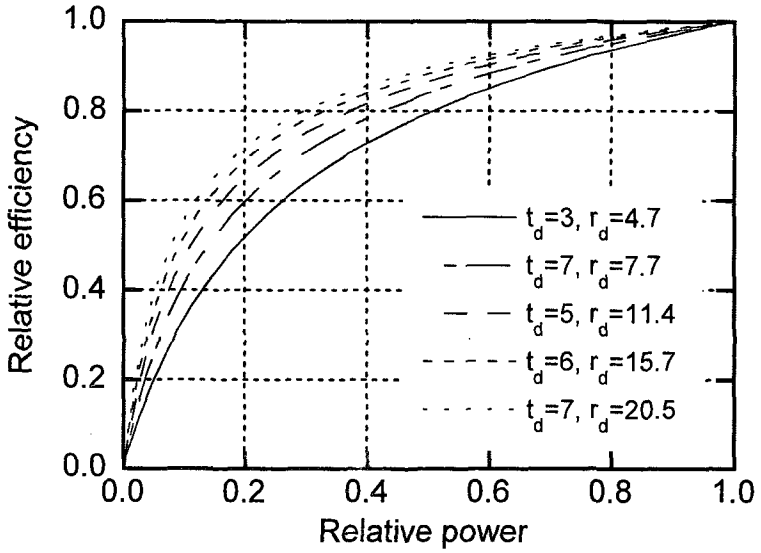


Fig.2.7 Part load efficiency for maximum specific power design conditions (η_{pc} =0.9, η_{pt} =0.9).

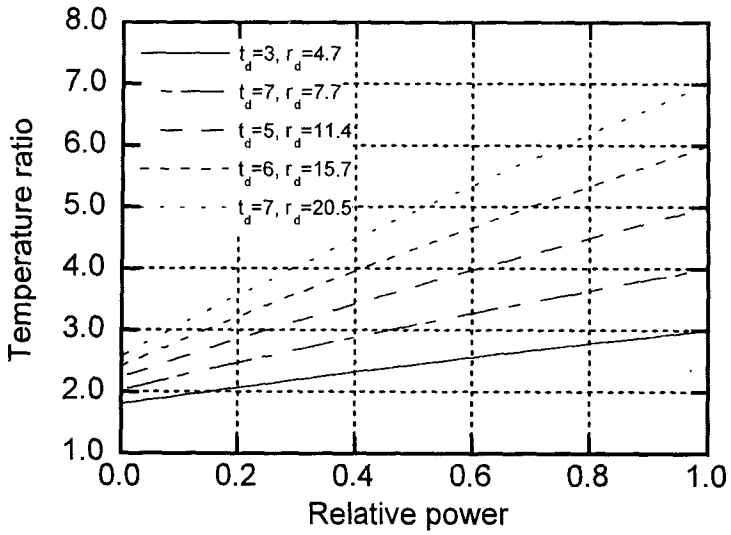


Fig.2.8 Variation in temperature ratio for maximum specific power design conditions η_{pc} =0.9, η_{pt} =0.9)

제 3 절 실제적인 사이클 해석

1. 개 요

본 절에서는 실제 가스터빈들의 설계 및 부분부하 성능을 예측하는데 있어서 정량적으로 충분한 신뢰도가 있는 프로그램을 사용하여 부분부하 해석을 수행하여 실제 가스터빈들에서 설계 성능과 부분부하 성능간의 상관관계를 살펴보고자 한다. 실제 가스터빈들은 터빈 블레이드 등 고온부의 냉각 및 기타 복잡한 시스템 구성으로 인하여 설계 성능을 정확히 예측하기 위해서는 구체적인 구성부 모델링과 파라미터들의 정확한 설정이 중요하다.

본 해석에 있어서는 검증된 설계 및 탈설계 해석용 프로그램[2.5]을 사용하였다. 이 계산과정에는 터빈냉각 등 중요한 현상들의 모델링이 현실성 있게 포함되어 있으며, 설계 및 탈설계 작동을 잘 예측하는 것으로 검증된 바 있다. 이 가스터빈 해석 프로그램은 터빈에서는 열별(row-by-row) 계산을 수행하며, 터빈냉각을 현실적

으로 모사하도록 설계점에서 블레이드 온도를 입력변수로 하여 냉각유량을 정하고, 탈설계 작동 시 보정한다. 압축기는 단별(stage-by-stage) 계산을 수행한다. 압축기와 터빈의 단 효율(stage efficiency)을 설계점에서 부여하고 탈설계 작동 시 역시 보정한다. 압축기입구, 연소기, 터빈출구 등에서의 압력 손실이 고려되고, 기타 부가적 손실들이 고려된다. 다수의 실제 가스터빈들을 대상으로 설계 파라미터들이 구하여져서 일종의 데이터베이스를 이루고 있으므로 쉽게 현실성 있는 구체적인 설계 성능의 계산이 가능하다. 탈설계 작동 시에는 식(2.8) 과 유사하게 터빈 유량 함수가 일정하다는 가정을 사용하여 압축기와 터빈의 상응(matching)을 이룬다. 구체적인 구성부 모델링이나 계산과정과 설계 및 부분부하 성능 예측에 있어서 정확도의 검증 등은 문헌[2.5]에서 자세히 살필 수 있으며, 본 보고서에서는 생략하고자 한다. 실제 가스터빈 자료를 기반으로 설계 성능이 서로 다른 가스터빈들을 선정하여 설계 성능을 비교 분석하고, 부분부하 성능을 비교한다.

2. 설계 성능

현재 운전되고 있는 발전용 가스터빈들의 설계 성능(비출력, 효율)을 Fig.2.9에 비교하여 나타내었다. 각 가스터빈의 설계압력비와 터빈 로터입구온도(turbine rotor inlet temperature, TRIT)를 표시하였다. TRIT는 터빈 첫 단 로터 입구에서의 온도로서 실제 터빈입구온도 (즉, 연소기 출구온도)에서 첫 단 노즐의 냉각에 의한 온도 강하가 고려된 온도로서 터빈에서 실제로 팽창을 시작하는 온도이므로 실질적인 가스터빈을 대표하는 최고 온도라 할 수 있기 때문에 실제로 많은 제작사에서 점화온도(firing temperature)로 불리 우며 엔진의 대표온도로 사용된다.[2.9]

터빈입구온도, 즉 시스템 최고온도가 높을수록 설계압력비가 높으며, 이는 각 가스터빈들이 최대 비출력 압력비 근처에서 설계되기 때문으로서, 앞서 살핀 설계점 선정기준과 일치한다. TRIT 1400°C 이상으로 효율 40%, 비출력 450 kJ/kg에 육박하는 것은 최근 개발되어 설치가 막 시작되는 가스터빈이며, 이것을 제외하면 1250~1300°C정도가 현재 운전되고 있는 최고성능엔진의 TRIT범위로서 이 엔진들에서 압력비가 유사하여 효율도 거의 같으며(압력비가 일차적인 효율 지배인자임은 이미 설명한 바 있음), 비출력의 크기 순서는 TRIT 순서임을 확인할 수 있다. 몇

몇 가스터빈에서 압력비가 충분히 높아 보임에도 불구하고 효율이 낮은 것은 유사한 압력비에서 높은 효율을 보이는 엔진들에 비하여 성능이 낮은 터빈 냉각방식을 사용하여 냉각에 의한 열역학적 손실의 비중이 상대적으로 크기 때문이다.

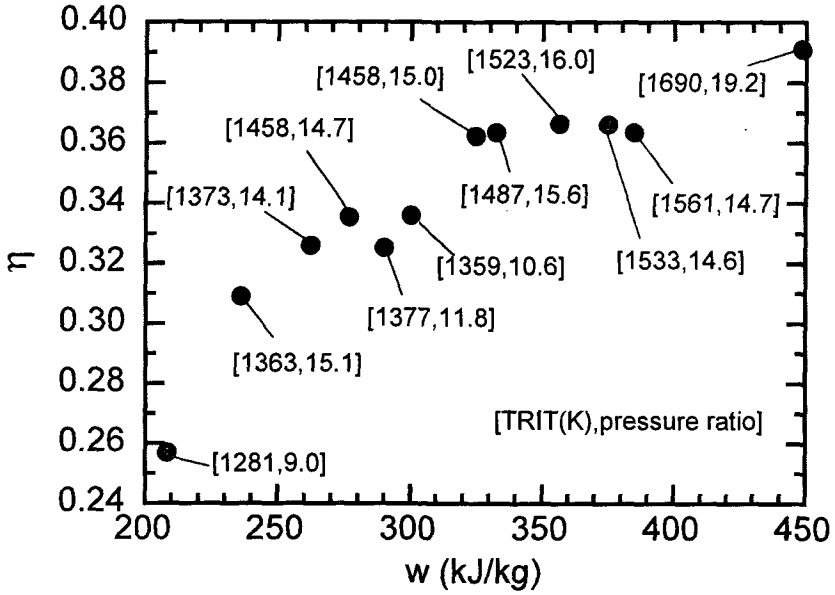


Fig.2.9 Design performance data for commercial gas turbines for power generation. (data from reference (3) and (8))

이와 같은 실제 가스터빈 데이터를 바탕으로 성능이 높고 낮은 두개의 설계점을 선정하여 부분부하 성능을 살펴보고자 한다. 두 개의 설계점을 Table2.1과 같이 설정하였으며, Fig.2.9를 참조한다면, 현재 운전되는 최고성능 대형 엔진의 대표값(GT-A)과 설계 성능이 낮은 소형 엔진의 대표값(GT-B)에 해당함을 알 수 있다.

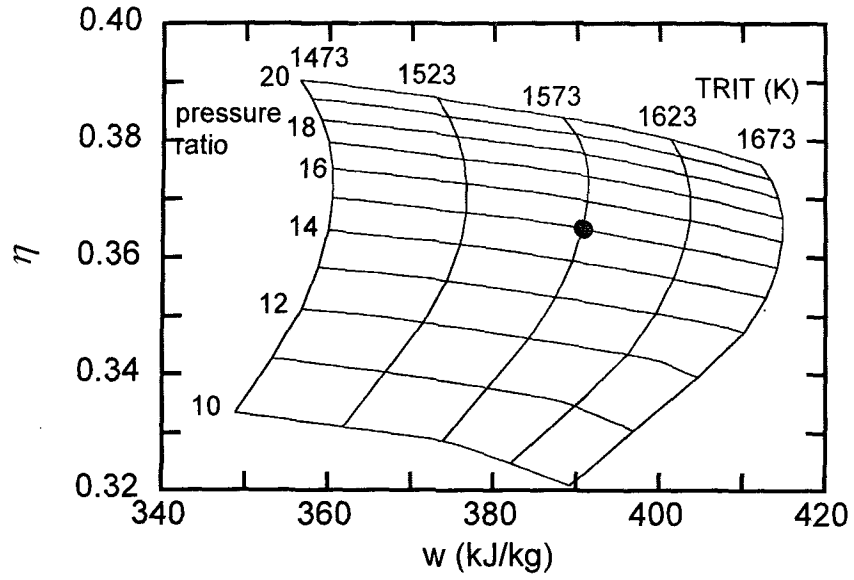
각각 일관된 설계 파라미터들을 사용하여 설계점 부근에서 계산된 설계 성능선도를 Fig.2.10에 보였다. 저성능 가스터빈의 그림은 Fig.2.4의 낮은 온도비, 압력비 영역과 유사하고, 고성능 가스터빈의 그림은 높은 온도비, 압력비 영역과 유사함을 알 수 있다. 단, 일정한 압력비에서 온도가 증가하면 효율이 증가하다가 일정 온도 이상에서 다시 감소하는 것은 터빈 냉각에 의한 손실이 과대해지기 때문이다. 소형 엔진에서는 그러한 현상이 생기기 전에(즉 충분히 낮은 온도에서) 설계된다. 고성능 가스터빈은 그런 점을 충분히 지나서(즉, 충분히 고온에서) 설계되고 있다. 이는 효율은 다소 손해를 보더라도 비출력을 대폭 향상시키기 위해서이며, 더욱이 복합

발전 등 열 회수를 고려한다면 최고온도를 높여서 배기가스의 온도도 높게 할 필요가 있기 때문이다. 두 가지 엔진 모두 주어진 터빈입구온도에 대해서는 최고 비출력 압력비 근처에서 설계되고 있음을 확인 할 수 있다.

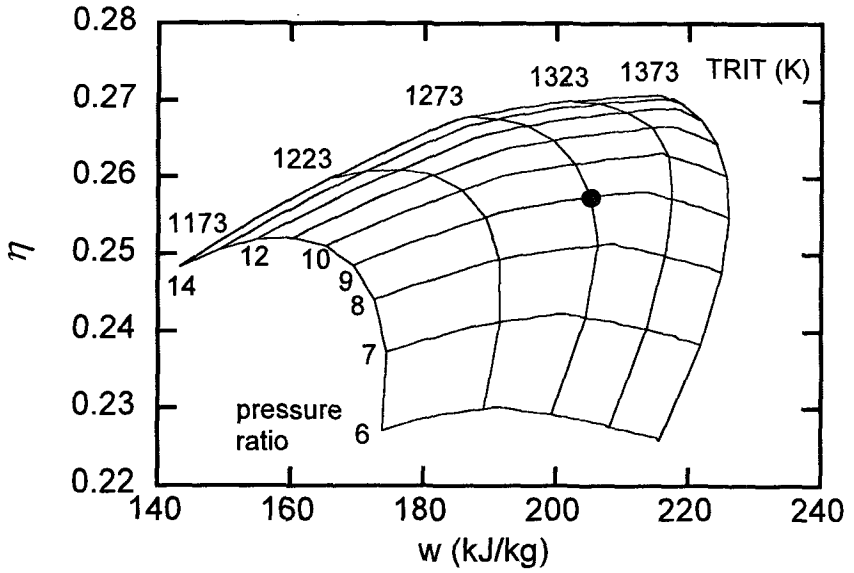
Table2.1 Design performances of selected gas turbines

Item	GT-A	GT-B
Ambient condition	284K, 1.013bar	
fuel	methane	
Main features		
compressor pressure ratio	15	9
number of compressor stages	18	10
compressor stage efficiency[a]	0.91	0.82
turbine rotor inlet temperature, K	1573	1273
number of turbine stages	3	3
turbine stage efficiency[a]	0.90	0.86
coolant fraction[b] (relative to inlet air flow)	0.099	0.031
turbine exhaust temperature, K	877	810
Performance		
specific power, kJ/kg	391	205
thermal efficiency, %	36.5	25.7

a constant for all stages
b all coolant after first stage nozzle



(a) GT-A



(b) GT-B

Fig.2.10 Design performance chart for practical gas turbines.

3. 부분부하 성능

앞서 설명한 바와 같이 발전용 단축 가스터빈의 출력조절방법은 크게 연료만의 제어와 IGV제어로 구별된다. 연료만의 제어는 가장 단순한 방법으로서 공기 유량이 거의 일정하며 가스터빈의 단독 운전 시에 타당한 방법이다. 반면에 높은 열회수(heat recovery) 성능을 위해서는 터빈출구온도를 높게 유지해야 되고, 이는 IGV 개도 조절에 의한 유량제어를 통하여 달성된다. IGV제어를 하는 경우에 현재 최대 약 30%의 유량 감소가 가능하다.[2.10] 그 이후는 역시 연료만의 제어로서 공기 유량이 거의 일정하다. IGV제어 구간에서 터빈입구온도[2.11] 혹은 출구온도[2.10] 가 설계값으로 유지되는데, 본 연구에서는 출구온도 (turbine exhaust temperature, TET)를 일정하게 유지하는 것으로 하였다.

Table2.1에 나타낸 두 가지 엔진에 대하여 연료만의 제어와 IGV제어(최대30% 공기유량 감소)를 적용하여 부분부하 성능을 비교하였다. 먼저, GT-A에 대하여 두 제어방식에 따른 시스템 파라미터들의 변화를 Fig.2.11에 보였다. 유량조절을 하게 되면 압력비, 온도 등이 연료만의 제어보다 크게 변하면서 터빈출구온도가 높게 유지된다. 한편 GT-B의 소형엔진에서는 상대적 고성능인 GT-A에 비하여 모든 파라미터들의 변화폭이 작았으며, 이는 단순화된 해석 결과인 Fig.2.8과 일치한다.

Fig.2.12에 부분부하 효율을 비교하여 나타내었다. 제어 방식에 관계없이 설계성능이 높은 엔진이 부분부하시의 효율저하도 상대적으로 더 작다. 먼저 연료만의 제어의 결과를 비교하면 Fig.2.7의 단순 해석결과와 정성적으로 일치하는 결과이다. 단, 온도비를 고려할 때(GT-A는 5.5, GT-B는 4.4), Fig.2.7에 비하여 Fig.2.12에서 두 설계점 간에 부분부하 효율 차이가 더 크다. Fig.2.7에서는 압축기, 터빈 효율을 설계점 온도비, 압력비에 상관없이 동일하게 둔 경우이고, 실제에는 설계 시에 구성부 효율이 다르므로 (GT-A가 GT-B에 비하여 높음) Fig.2.6에서 설명한 구성부 효율의 영향에 의하여 부분부하 시에 효율의 차이가 더욱 커지게 되는 것이다. 한편 IGV제어를 사용하더라도 부분부하 효율은 크게 변하지 않는다.

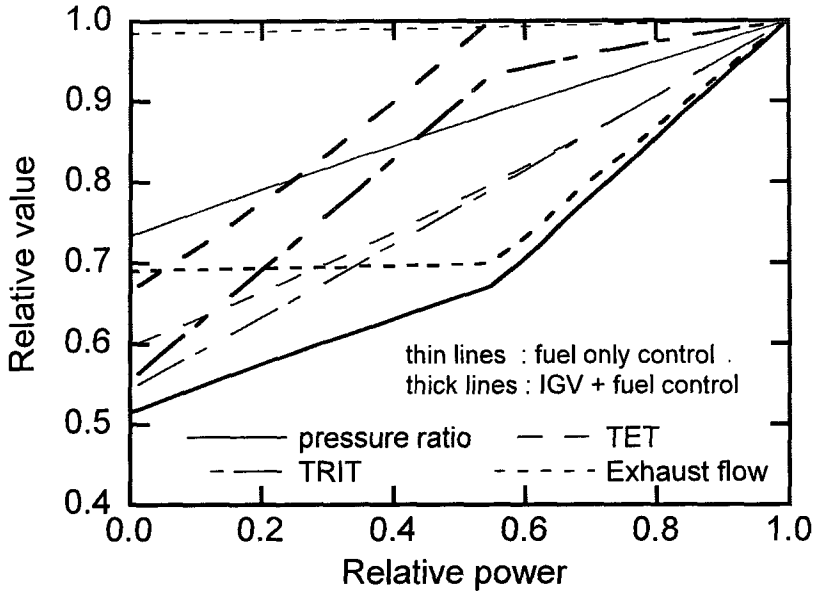


Fig.2.11 Parameters variation for two different power control methods (GT-A)

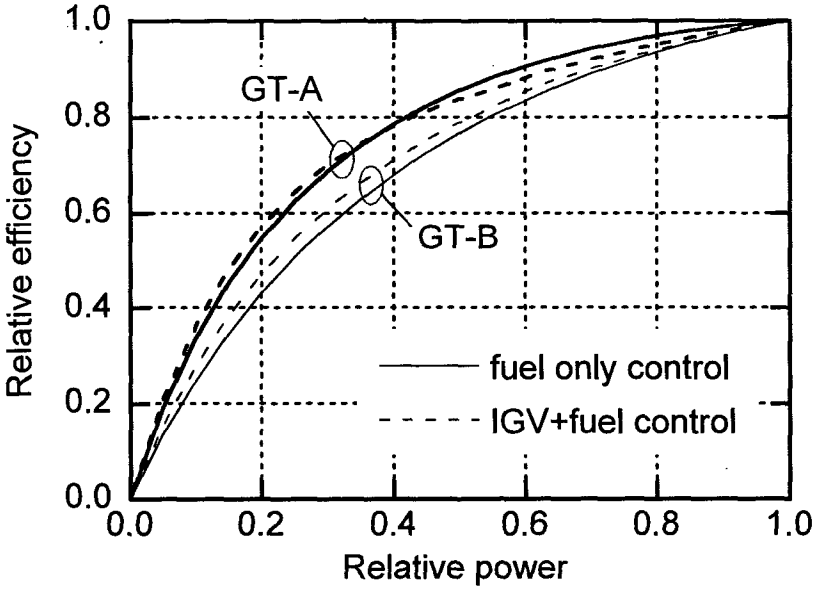


Fig.2.12 Comparison of part load efficiency.

터빈냉각, 구성부 효율의 변화 등 다소 복잡한 현상을 배제하고 두 가지 제어 사이의 열역학적인 차이점만을 살피고자 앞의 단순화된 사이클 해석을 다시 적용하여 보았다. 설계 온도비와 압력비가 같은 상태에서 두 방법에 대하여 압축기, 터

빈 효율을 바꾸어가며 계산된 결과가 Fig.2.13에 나타나 있다. 이상적인 사이클에서는 유량을 조절하지 않는 방법이 열역학적으로 더 우수하다. 그러나 구성부 효율이 나빠지면서 경향이 바뀌어서 구성부 효율이 충분히 낮게 설계되면 오히려 유량제어를 하는 것이 열역학적으로 유리함을 보여준다. Fig.2.12의 실제 가스터빈들에서도 정성적으로 유사한 경향을 관찰하였지만, 단순화된 해석에서 고려하지 못한 구성부 효율의 변화(특히 IGV제어시의 압축기 효율의 큰 감소) 등의 요인에 의하여 Fig.2.12와 같이 최대 비출력점 부근에서 설계되는 실제 가스터빈들에서는 두 제어방식간의 부분부하 효율 차이는 크지 않은 것으로 분석된다.

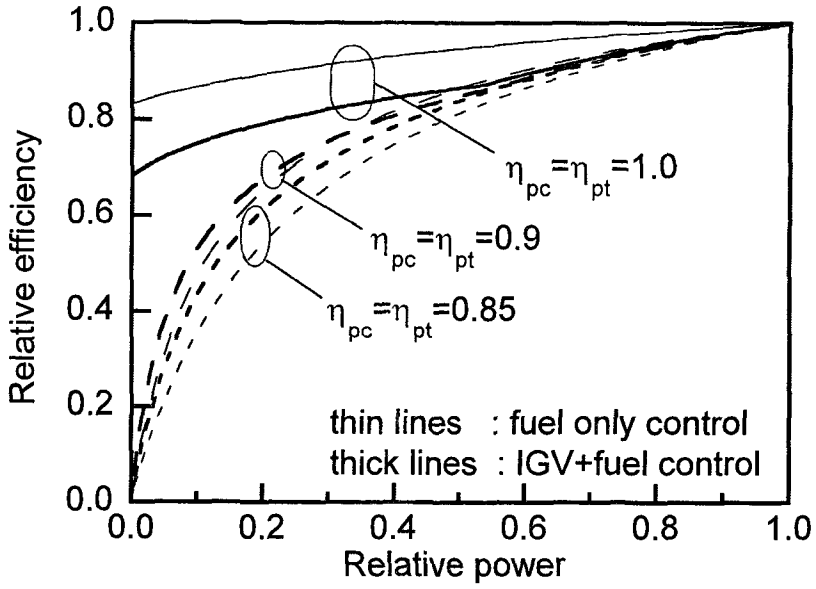


Fig.2.13 Effect of control mode and component efficiency (t_d=5, r_d=11)

제 4 절 결과 요약

가스터빈은 출력 규모 및 효율에 있어서 상당히 넓은 분포를 보이므로 목적에 적합한 엔진을 선택하는 데에는 체계적인 성능특성 파악이 중요하다. 여러 문헌을 통하여 설계 성능과 관련해서는 다양한 열역학적 측면의 정보를 구할 수 있으나, 부분부하와 같은 탈설계 작동에 대해서는 앞서 언급한 바와 같이 해석방법의 소개나 구체적 사양을 대상으로 한 해석들 만 존재할 뿐, 설계와 부분부하 성능을 연관지을 수 있는 정보가 부족하다. 따라서 본 연구에서는 먼저 체계적으로 설계 성능과 부분부하 성능간의 상관관계를 분석하였다.

현대적인 가스터빈의 해석을 위해서는 복잡한 모델링을 통한 해석이 필요하지만, 설계 및 부분부하 성능간의 관계에 있어서 많은 정보는 단순화된 사이클 해석으로도 얻을 수 있으므로 먼저 기초적으로 이상적인 가스터빈 사이클을 포함한 단순화된 사이클 모델링으로부터 부분부하 성능 특성을 파악한 뒤, 상대적으로 복잡한 구성부 모델링에 바탕을 둔 해석수단을 이용하여 실제적인 가스터빈들의 성능해석을 수행하여 결과를 분석하였다. 결과는 다음과 같이 요약된다.

(1) 실제 가스터빈들이 주어진 터빈 입구온도에서 최대 비출력 압력비에서 설계되는 것을 확인하였다.
(2) 터빈입구온도가 증가할수록, 즉 설계 성능(효율, 비출력)이 더 우수할수록 부분부하 효율이 상대적으로 더 좋다는 결론을 얻었다.
(3) 이론적으로는 부하 조절방법에 따라서 부분부하효율에 차이가 있을 수 있으나 최대비출력 압력비 부근에서 설계되는 실제 가스터빈들에서는 연료만의 제어와 IGV 제어 사이에 부분부하 효율의 큰 차이는 보이지 않았다.
(4) 단순화된 사이클 해석으로도 부분부하 성능에 관한 많은 정성적인 정보를 얻을 수 있음을 확인하였다.

제 3 장 다중추진 시스템에 적합한 가스터빈의 성능분석

제 1 절 개 요

1. 연구의 대상

본 장에서는 다중추진 시스템에 적용 가능한 가스터빈을 선정하여 설계 상태를 분석하고 부분부하 성능특성을 분석한다. 본 연구에서는 다중추진 시스템에 필요한 가스터빈을 3.0MW급으로 보고 있으며, 이에 필요한 엔진은 자체적으로 개발하지 않고 기존에 여러 엔진들 중에서 적합한 용량 및 성능의 엔진을 선택하거나 개선을 통해 탑재하고자 계획하고 있다. 이러한 용량의 가스터빈들은 다수가 존재하며,[3.1] 현재 주관기관에서 최종적인 선택을 앞두고 있다.

본 위탁 연구에서는 주관기관과 협의하여 기존의 엔진들 중에서 비교적 많이 사용되어 신뢰도가 있는 엔진을 선택하여 성능을 분석하였다. 이러한 연구 방법은 만일 추후 기종이 변하더라도 유사한 방법의 분석 절차에 적용 가능하다. 선택한 엔진은 Allied Signal 사의 TF40엔진이다. 이 엔진은 항공기 개조형 (aeroderivative) 엔진으로서 발전용보다는 선박 추진용으로 먼저 응용 개발되었으며, 현재에는 Vericor사에서 패키징에 의한 판매를 담당하고 있는 것으로 파악된다. TF40의 공칭 용량은 4,000 hp이다. 또한 최근에는 이 엔진을 발전용으로 개조한 ASE40를 개발한 것으로 파악되며 이 엔진은 출력이 3.29 MW를 보인다.[3.2] 본 연구에서는 전력 생산용인 ASE40을 대상으로 하였다. 문헌[3.2]에서 조사된 이 엔진의 설계 사양은 Table3.1과 같다.

Table3.1 Design Specifications of TF40 engine for electric power generation

Item	value
Power	3.288 MW
Efficiency	28.27 %
Pressure ratio	8.8
Turbine inlet temperature	1380 K
Turbine exhaust temperature	871 K
Exhaust mass flow	12.8 kg/s

이 엔진은 항공기 개조형으로서 원심식과 축류식을 조합한 압축기와 이를 구동하기 위한 2단 터빈, 그리고 부하를 감당하기 위한 독립된 출력 터빈으로 구성된 분리축(또는 2축) 엔진이다.

2. 연구 내용

본 연구에서는 발전용 ASE40 엔진을 대상으로 하여 해석을 수행하였다. 연구의 주요한 내용은 엔진의 설계 사양을 재현하고 이를 바탕으로 하여 부분부하 성능을 분석하여 운전성능을 예측하는 것이다. 이 과정에서 가스터빈을 구성하는 사이클도 단순사이클과 재생사이클 두 가지에 대하여 고찰하고, 엔진의 형태도 단축과 분리축 양자에 대하여 고찰하였으며, 부분부하 조절방법이 성능에 미치는 영향도 살폈다.

우선 이 엔진의 본래 사양에 충실하게 기계적으로는 압축기 구동 터빈과 부하 구동 터빈이 분리된 2축 형태에 기반을 두고 Table3.1에 해당하는 성능을 보이도록 설계점 파라미터들을 설정하여 설계점 및 부분부하 성능해석을 수행하고 성능 특성을 분석하였다. 한편 이 엔진은 단순사이클에 입각하여 설계되었으며, 터빈입구 온도와 압력비가 현재의 고성능 엔진들과 비교하면 (Fig.2.9 참조) 낮은 편이다. 그 결과 엔진의 열효율이 30%에 이르지 못한다. 높은 열효율을 위해서는 이 엔진보다

온도와 압력비 특히 압력비가 월등히 높은 엔진을 선택하거나 이 엔진을 일부 개조하여 성능을 개선하는 방법을 생각할 수 있다. 본 연구에서는 일단 이 엔진을 개조하여 압축기 출구와 터빈출구 사이에 열교환기(recuperator)를 설치하여 재생사이클(regenerative cycle)을 구성하여 성능을 향상시키는 방법을 고찰하였다. 추후 언급하겠으나, 이 엔진의 사양 분석결과 압력비가 그리 높지 않으므로 터빈출구온도와 압축기 출구온도가 큰 차이가 있어서 충분히 재생기의 설치가 타당하고 이로 인하여 열효율이 대폭 향상되는 것으로 나타났다.

한편 추후에 대상 엔진의 최종 선택 과정에서 ASE40와 같은 분리축(split shaft or two shaft) 엔진이 아니고 형태상으로 단순한 단축(single shaft)엔진이 선택될 가능성도 있으므로 본 연구에서는 설계 열성능은 ASE40와 유사하되 단축 형태를 갖는 엔진에 대해서도 부분부하 성능을 분석하였다. 또한 단축과 분리축의 부분부하 성능을 분석하여 재생사이클 단축 가스터빈의 경우에 부분부하 열효율을 향상시킬 수 있는 방안에 대하여 고찰하였다.

제 2 절 연구 방법

본 연구에서 기계적으로 단축, 분리축을 포함하고, 사이클 측면에서도 단순사이클과 재생사이클을 다루고, 압축기의 입구안내깃(IGV)의 조절 등 다양한 형태의 엔진에 대한 부분부하 성능을 분석하고자 한다. 이러한 다양한 해석을 가능하도록 하기 위하여 GasTurb[3.3] 의 상용 소프트웨어를 사용하였다. 이 소프트웨어는 제2장의 연구결과 도출에 사용한 자체 개발 프로그램보다 더욱 다양한 해석이 가능하다.

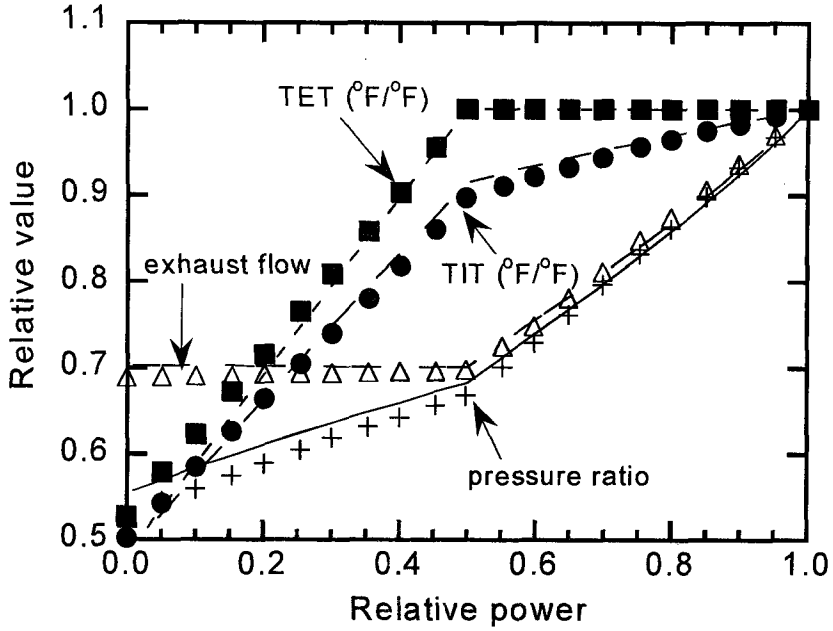
이 프로그램에서는 제2장에 사용한 자체 개발 프로그램과 마찬가지로 터빈 냉각 등 다양한 구성부 모델들이 포함되어 있으며, 다양한 형태의 압축기 및 터빈의 성능선도(performance map)가 내재되어 있어서 본 연구와 같이 초기 타당성 분석 연구에 사용하기 적합하며, 더욱 나아가서 성능선도를 원하는 형태로 입력하여 사용할 수도 있으므로 추후에도 지속적으로 활용 가능하다. 자세한 구성부 모델은 문헌[3.3]에 있으며, 본 보고서에서는 생략하고자 한다. 본 연구에 본격적으로 이 소프트웨어를 사용하기 전에 프로그램의 합리성을 검증하고자 부분부하 성능이 잘

알려진 엔진을 대상으로 하여 100% 부하에서 0% 부하까지 전 영역에서 부분부하 운전을 모사하여 시험 자료와 비교하여 보았다. 대상엔진은 Siemens-Westinghouse사의 V64.3 엔진[2.10]으로서 설계 사양은 Table3.2와 같다.

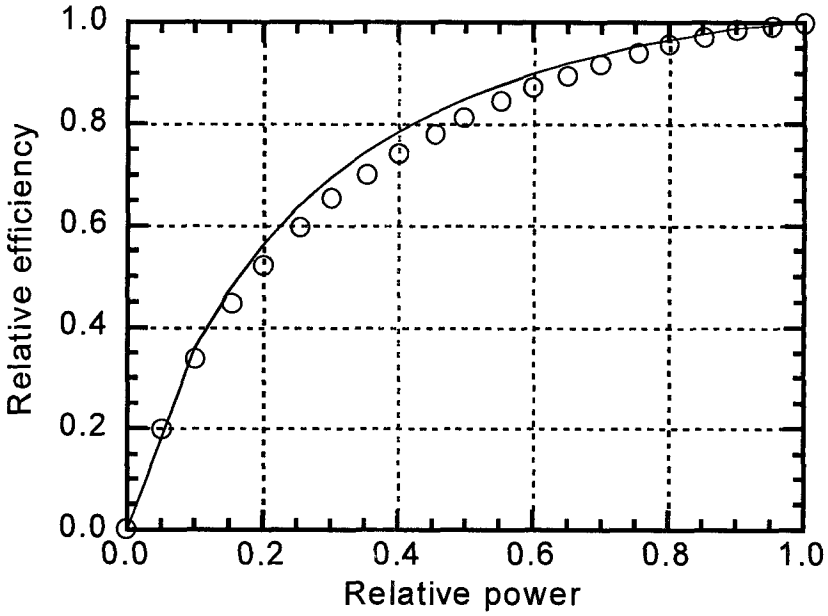
Table3.2 Design specifications of V64.3 engine

Item	Value
shaft power	61.5 MW
efficiency	35.8 %
pressure ratio	15.6
turbine inlet temperature	1250 ℃
turbine exhaust temperature	534 ℃
air flow rate	185 kg/s

이 엔진은 17단의 축류압축기와 4단 터빈을 사용하는 단축 발전용 엔진이다. 이 엔진의 부분부하시의 운전 특징은 출력 100%와 50% 사이에서 압축기 상류의 입구 안내깃(IGV)과 압축기 도입부 4단의 가변 정익(variable stator vanes)의 개도를 점진적으로 줄이는 방법을 사용한다는 것이다. 이러한 방법의 목적은 앞서 제 2 장에서 살핀 바와 같이 터빈출구온도를 높게 유지하여 터빈 배기열을 회수하는 시스템(예를 들어 복합발전 및 열병합발전 시스템)에서 부분부하 성능을 높이기 위함이다. Table3.2을 바탕으로 이 엔진의 설계점을 재현하였으며, 이를 바탕으로 부분부하 운전을 모사하여 성능을 시험 자료와 비교하였으며 결과를 Fig.3.1에 보였다. 앞서 기술한 바와 같이 100%에서 50%출력까지는 IGV제어에 의하여 유량이 지속적으로 감소하고(터빈출구온도를 유지한다) 그 이후는 연료만의 제어를 하므로 공기유량은 유사하다. 앞선 제2장 제3절의 Fig.2.11과 유사한 제어 방식을 사용하고 있다. 터빈입구온도(TIT), 터빈출구온도(TET), 압력비, 유량 등 모든 파라미터들의 예측 결과가 시험치와 잘 일치한다. 열효율 또한 엔진 데이터와 해석결과가 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 사용한 프로그램의 합리성이 검증되었다.



(a) parameters



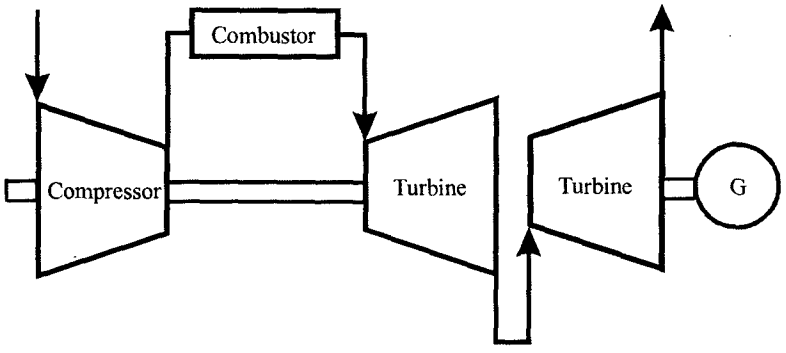
(b) efficiency

Fig.3.1 Comparison of predicted performance parameters with field data for V64.3 (marks : field data, lines : prediction)

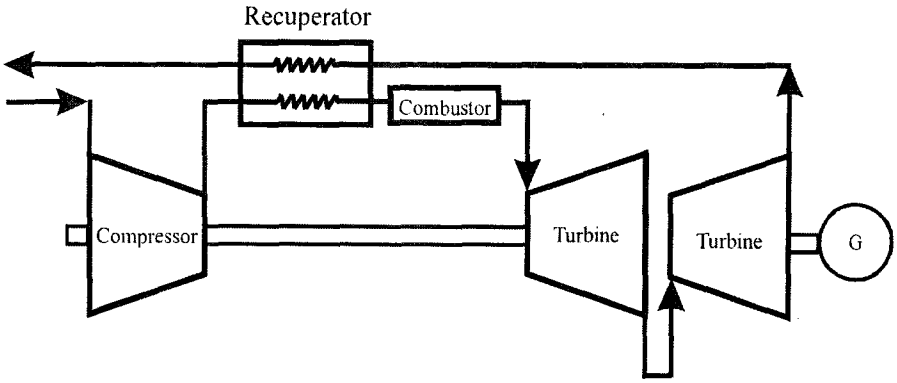
제 3 절 해 석

1. 대상 엔진 형태

본 연구에서는 기본적으로 SAE40 엔진을 대상으로 하여 해석을 수행하였다. 앞선 제2절에서 서술한 바와 같이 이 엔진은 부하를 담당하는 자유터빈(free turbine)을 갖는 분리축 형태이며 열역학적으로는 단순사이클(simple cycle)로 이루어져있다. 본 연구에서는 이와 같은 분리축 단순사이클 시스템에 대한 해석을 수행하고 이어서 분리축이면서 터빈의 배기열(exhaust heat)을 활용하여 압축기 출구공기를 예열하여 연소기 열입력을 감소시켜서 열효율을 향상시킨 재생사이클(regenerative cycle)에 대하여 해석을 수행하여 설계 성능 및 부분부하 성능의 차이를 분석한다. 또한 기계적으로 더욱 단순한 형태인 단축(single shaft) 시스템에 대해서도 단순사이클 및 재생사이클 모두를 고려하려 역시 설계 및 부분부하 성능을 비교 분석한다. Fig.3.2와 3.3에 본 해석의 대상이 되는 모든 시스템들의 개략도를 나타내었다.

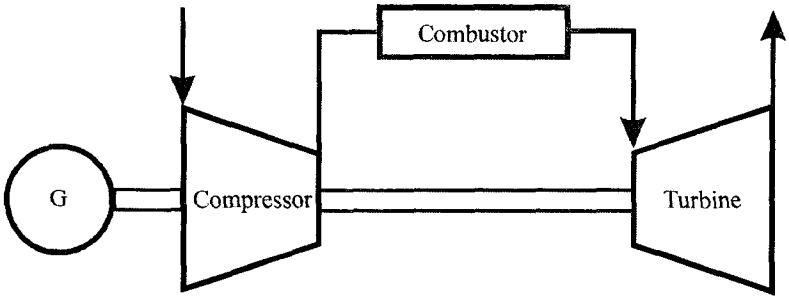


(a) simple cycle

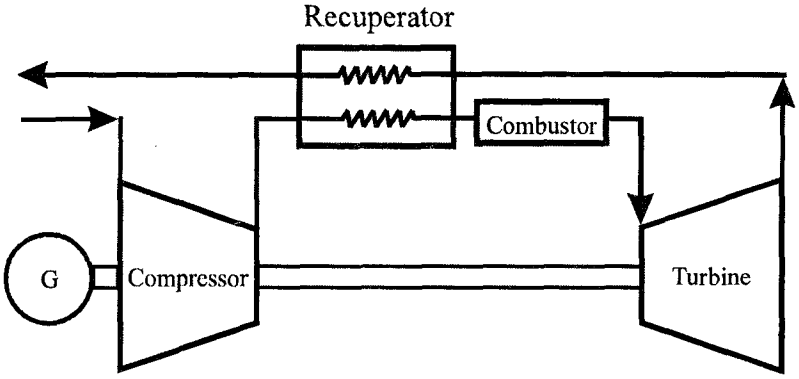


(b) regenerative cycle

Fig.3.2 Schematic diagram of two shaft gas turbines



(a) simple cycle



(b) regenerative cycle

Fig.3.3 Schematic diagram of single shaft gas turbines

2. 엔진 형태에 따른 성능 및 운전 특성

단순사이클에 비하여 재생사이클을 채택하면 열효율이 증가한다. 그러나 재생에 의하여 효율상승이 크려면 압력비가 너무 높지 않아야 한다. 즉 압력비가 너무 높으면 터빈 출구온도가 압축기출구에 열을 전달해줄 만큼 충분히 높지 못하므로, 재생효과가 미미하다. 또한 재생기(recuperator)로 인하여 공기측 및 가스측 모두 압력 손실이 존재하므로 압축기의 압력비가 동일하다면 출력은 감소하게 된다. 일예로서 본 다중 시스템에 적용 가능성이 있는 또 다른 엔진인 Pratt & Whitney사의 ST40 엔진[2.8](4.0MW 급)을 분석한 결과 단순 사이클이면서도 열효율이 SAE40에 비하여 상대적으로 높은 33%대를 보였다. 이러한 성능은 더 높은 터빈입구온도(약 1560K으로 추정)와 높은 압력비(13.6)로서 가능한 것이다. 그러나 이 엔진은 압력비가 높아서 재생사이클로 전환 시에 열효율의 증가는 1% point에 불가한 것으로 판단되었다. 반면에 SAE40엔진은 현 상태에서 압력비가 높지 않아 충분히 재생효과를 볼 수 있으며 대체로 약 10% point에 가까운 효율 향상이 가능할 것으로 예측되었다. 물론 단순사이클로 설계된 엔진을 재생사이클로 개조하는 것은 기술적 문제와 추가 공간의 소요 등 몇 가지 문제가 있으나, 열효율이 중요한 문제로 대두된다면 충분히 고려해 볼만하다 하겠다. 따라서 본 연구에서는 열효율 향상 방안의 하나로서 재생사이클을 고려하고 설계 성능뿐 아니라 부분부하시의 성능 특성도 단순사이클과 비교하여 분석하여 설계 기초 자료로 삼고자 한다.

한편 탈설계 운전(off design operation), 특히 부분부하운전(part load operation) 측면에서 본다면 단순사이클과 재생사이클간에는 작동 원리상 큰 차이가 없다. 그러나 기계적으로 축의 숫자가 다른 단축과 분리축(또는 2축) 엔진은 탈설계 작동 방법이 상이하다. 먼저, 발전용 가스터빈들이므로 부분부하 시에도 발전축의 회전수를 일정하다는 전제를 가지고 운전 차이를 설명하겠다. 이미 앞의 제2장에서 다룬 바 있는 단축 엔진들의 경우에는 기본적으로 연료만의 제어를 하는 경우에 일정한 회전수에서 부하감소 시에는 연료량을 줄여서 터빈입구온도 낮추게 되고 이는 바로 압력비의 감소로 이어서 압축기 성능선도 상에 나타내면 Fig.3.4 에서와 같은 운전점 변화를 보인다. 반면에 분리축 가스터빈에서는 자유터빈(또는 출력터빈)만 일정회전수로 작동하며 고압터빈과 압축기로 연결된 회전축(gas generator

shaft)은 작동상태 변화에 따라서 회전수를 달리한다. 예를 들어 출력이 감소하는 방향은 Fig.3.4에 나타낸 바와 같이 압축기의 회전수가 감소하는 방향이다.

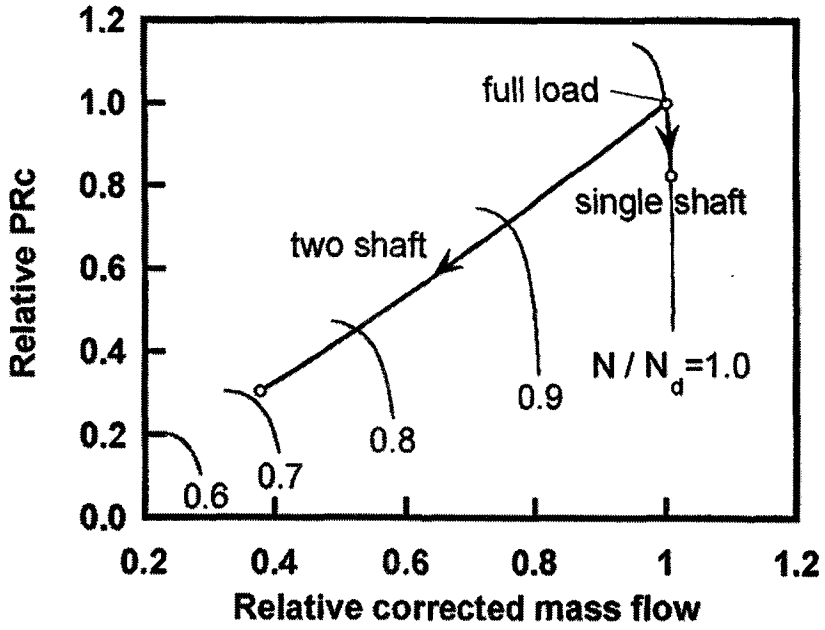


Fig.3.4 Comparison of part load operation lines
of single shaft and two shaft gas turbines

즉, 단축 가스터빈에서는 공기 유량이 거의 일정하게 유지되지만, 분리축 엔진에서는 출력이 감소하면서 공기유량이 점차적으로 감소한다. 이러한 상이한 운전특성은 단순사이클 운전에 있어서 부분부하의 열효율 변화추이에는 크게 차이를 가져오지 않지만, 부수적인 큰 차이점을 유발한다. 유량 차이와 함께 큰 차이점은 바로 터빈출구온도에 있다. 분리축 가스터빈이 부분부하 시에 상대적으로 높은 터빈출구온도를 유지한다. 이러한 특징은 단순 가스터빈 자체만의 운전에서는 특이점을 발생시키지 않으나, 가스터빈의 배기열을 회수하여 사용하는 시스템들에서는 큰 차이를 가져온다. 일예로서 배기열을 이용하는 열병합 시스템과 복합발전(combined cycle) 시스템에서 분리축 가스터빈이 더 높은 배기온도를 이용하여 배기열을 더 많이 회수함으로써 전체 시스템의 부분부하 효율을 더 높게 유지시킨다.[3.4, 3.5] 이는 단축 가스터빈에서 복합발전 등의 응용을 위하여 부분부하 시에 압축기 입구안내깃(IGV)을 사용하여 배기가스온도를 높게 유지시켜서 시스템 효율

이 향상되는 현상[3.6]과 맥락을 같이 한다고 볼 수 있다.

본 연구에서 해석의 대상으로 삼고 있는 재생사이클도 역시 터빈 배기열을 이용하는 시스템이므로 열병합 시스템이나 복합발전 시스템과 유사한 면이 있다. 따라서 기본적으로 터빈출구온도를 높게 유지하는 것이 부분부하 측면에서 유리할 것으로 예상된다.[3.6] 그러므로 재생사이클로 설계된 가스터빈에 있어서는 기본적으로 분리축 엔진이 단축 엔진보다 부분부하 열효율이 높을 것으로 예상되며, 단축 엔진에서는 이러한 단점을 보완하고자 터빈출구온도를 높게 유지시키는 방법, 예를 들어 IGV를 이용한 유량감소 등을 이용 할 수 있을 것이다. 본 연구에서는 이러한 다양한 방법들을 현실적으로 모사하여 부분부하시의 성능차이에 초점을 맞추어 분석하고자 한다.

3. 해석 결과

가. 분리축 가스터빈

(1) 단순사이클

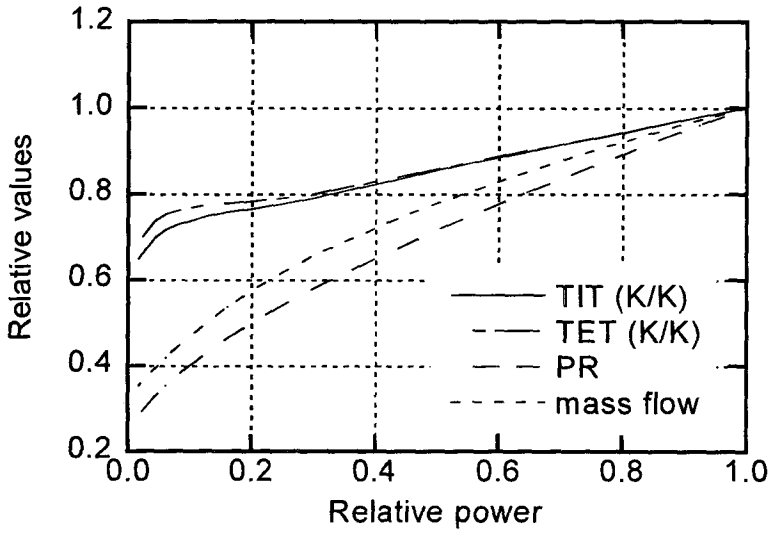
먼저 단순사이클 분리축 시스템 즉, Fig.3.2(a)에 해당하는 시스템의 설계점을 선정하였다. Table3.1의 SAE40엔진의 성능자료를 바탕으로 문헌에 알려지지 않은 내부 파라미터들, 예를 들어 압축기, 터빈 효율, 내부 압력 손실, 터빈냉각 소요공기유량 등을 선정하였다. 선정 방법은 성능지수들인 출력, 효율, 배기가스온도 등이 평균적으로 Table3.1의 값에 근접하도록 하는 것이다. 선정된 설계점 파라미터들을 Table3.3에 나열하였다. 출력이 약 3.3 MW, 효율이 28.4%, 터빈출구온도가 872K로서 Table3.1의 값들이 비교적 잘 재현된 것을 확인할 수 있다. 터빈입구온도는 1380K로 두었으며 압축기 입구, 연소기, 터빈출구 등에서 압력 손실들도 적절히 가정하였다. 연료는 천연가스(natural gas)로 가정하였다.

Table3.3 Design point parameters of the two shaft simple cycle engine

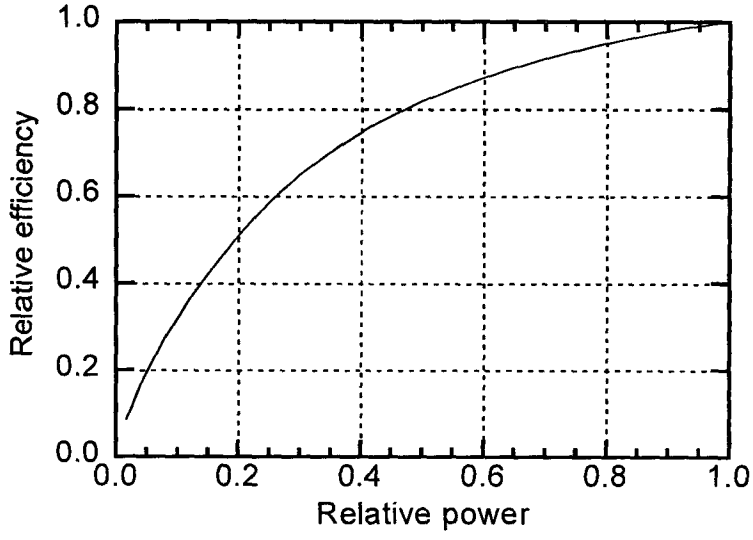
Item	Value	Unit
Ambient Conditions		
Temperature	288.15	K
Pressure	101.325	kPa
Compressor		
Pressure Ratio	8.8	
Intake Pressure Ratio	0.99	
Mass flow Rate	12.77	kg/sec
Exit temperature	576.68	K
Exit pressure	882.74	kPa
Efficiency(isentropic)	0.845	
Combustor		
Exit Temperature	1380	K
Exit Pressure	856.26	kPa
Efficiency	0.99	
Pressure Ratio	0.97	
Fuel LHV	49.721	MJ/kg
Turbine		
Exit Temperature	872.17	K
Exit Pressure	103.37	kPa
HPT Efficiency(isentropic)	0.85	
LPT Efficiency(isentropic)	0.87	
Shaft Power	3325.7	kW
Power Turbine Speed	15400	rpm
SFC	0.2552	kg/kW*h
Thermal Efficiency	0.2838	

이러한 설계점 자료를 바탕으로 부분부하 운전 해석을 수행하였으며, Fig.3.5에 결과를 나타내었다. (a)에는 공기유량, 압력비, 터빈입구온도(TIT), 터빈출구온도(TET)를 각각 설계점 값에 대한 상대값으로 나타내었으며, (b)에는 효율을 역시

설계점 효율에 대한 상대값으로 보였다. Fig.3.6는 이 엔진의 부분부하 작동점들을 압축기 성능선도 상에 나타낸 것이다. Fig.3.4에서 정성적으로 언급한 바와 같이 분리축 엔진은 부분부하 시에 압축기 회전수가 감소하여 유량이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 본 해석에서 채용한 성능선도에 의하면 약 60% 회전수에서 출력이 0이 되는 idle 상태에 이르는 것으로 나타났다. 터빈입구온도 및 출구온도 역시 출력 감소에 따라서 감소한다. 효율 변화는 Fig.3.1의 단축 엔진과 유사하다.



(a) engine parameters



(b) efficiency

Fig.3.5 Variations in parameters during part load of the simple cycle two-shaft engine.

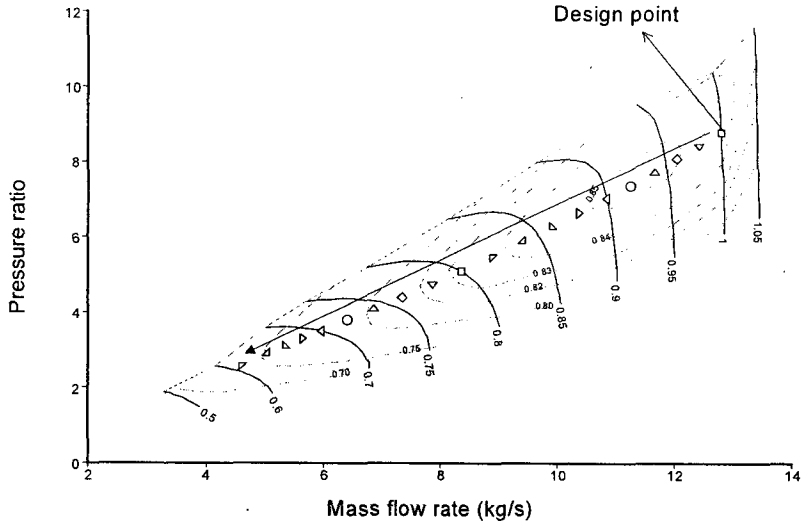


Fig.3.6 Part load operation points of the two shaft engine on the compressor map.

(2) 재생사이클

분리축 엔진에 대하여 기본이 되는 단순사이클을 앞 절에서 다루었으며, 본 절에서는 이 엔진에 재생기(recuperator)를 추가하여 재생사이클로 개조한 경우의 성능을 분석한다. Table3.3에 있듯이 단순사이클인 경우에 터빈출구온도(872K)가 압축기 입구온도(577K)보다 충분히 높다. 이는 물론 압력비(8.8)가 높지 않게 설계된 때문이다. 압력비가 낮은 만큼 엔진의 열효율이 높지 못하다. 이는 Fig.2.9의 산업용 엔진들의 설계상태와 이 엔진의 설계점을 비교하면 쉽게 알 수 있다. 즉, 이 엔진의 설계 터빈입구온도인 1100°C급에서는 압력비가 대체로 12정도 이상은 되는 것으로 알 수 있다. 이러한 이유로 효율이 유사한 터빈입구온도의 산업용 엔진들의 평균적인 효율 수준인 30% 초반 대에 미치지 못한다. 그러나 이러한 단점은 재생사이클을 이루는 측면에서는 장점이 된다. 즉 낮은 압력비로 인한 높은 터빈출구온도가 재생사이클을 이루기에 충분한 것이다.

계산된 재생사이클의 설계점 자료를 Table3.4에 요약하였다. 재생기 효율(regenerator effectiveness)은 0.8로 다소 보수적으로 두었으며(현재 고성능 재생사이클 엔진에서는 재생기 효율이 0.9에 근접함) 재생기에서 3%대의 부수적인 압력

Table3.4 Design point parameters of the two shaft regenerative cycle engine

Item	Value	Unit
Ambient Conditions		
Temperature	288.15	K
Pressure	101.325	kPa
Compressor		
Pressure Ratio	8.8	
Intake Pressure Ratio	0.99	
Mass flow Rate	12.77	kg/sec
Exit temperature	576.68	K
Exit pressure	882.74	kPa
Efficiency(isentropic)	0.845	
Combustor		
Exit Temperature	1380	K
Exit Pressure	839.14	kPa
Combustor Efficiency	0.99	
Pressure Ratio	0.97	
Fuel LHV	49.720	MJ/kg
Turbine		
Exit Temperature	884.74	K
Exit Pressure	106.57	kPa
HPT Efficiency(isentropic)	0.85	
LPT Efficiency(isentropic)	0.87	
Recuperator		
Effectiveness	0.8	
air side exit temperature	823.63	K
gas side exit temperature	656.44	K
Shaft Power	3161.8	kW
Power Turbine Speed	15400	rpm
SFC	0.1905	kg/kW*h
Thermal Efficiency	0.3801	

손실을 고려하였다. 이러한 부수적인 압력손실로 인하여 출력이 감소한다. 단순사이클일 때에 비하여 약 5%에 가까운 출력 감소를 보인다. 그러나 재생효과가 크기 때문에 (연소기 입구온도가 단순사이클의 576K에서 823K로 상승) 효율은 10% point 가량 대폭 상승하여 38%가 가능한 것으로 분석되었다. 재생기 설치에 따른 추가적 비용 및 엔진 설치 필요 공간 증가 등의 문제점들이 있으나 효율 증가가

매우 크므로 경제성에 초점을 맞춘다면 충분히 고려해볼 만한 선택으로 보인다.

재생사이클에 대해서도 부분부하 해석을 수행하였다. 재생사이클이라도 엔진의 기계적 형태(분리축)만 동일하다면 운전특성에는 차이가 없다. 즉, 엔진 파라미터들의 변화 양상은 Fig.3.5 (a)와 거의 같다. 반면 효율 면에서는 정량적으로 차이를 보이게 되는데, 결과를 Fig.3.7에 보였다. 단순사이클과의 비교를 위하여 두 가지 경우의 결과를 같이 나타내었다.

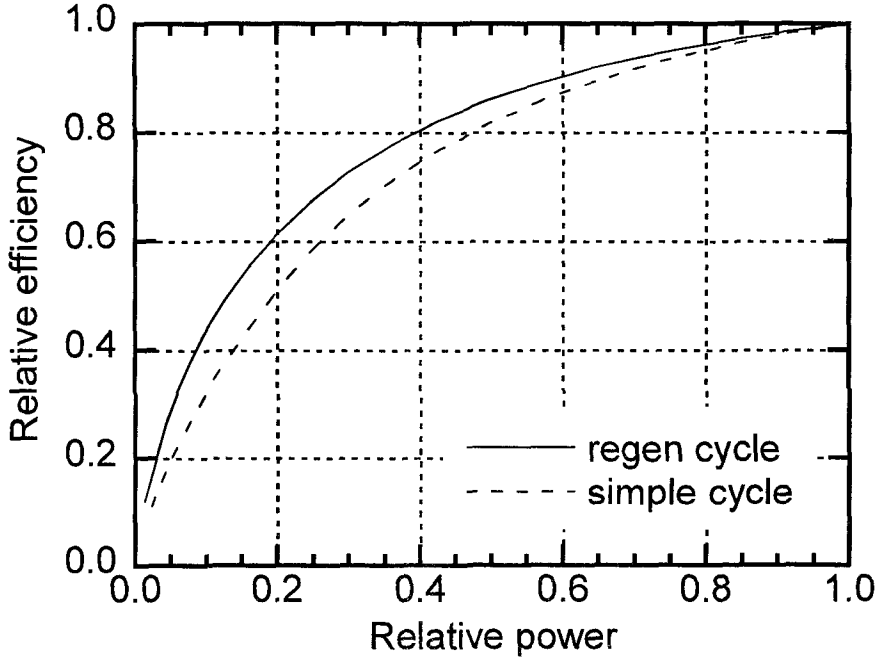


Fig.3.7 Efficiency variation of the regenerative cycle two-shaft engine during part load operation

재생사이클에서 효율이 더 높게 유지됨을 확인할 수 있다. 즉, 부분부하 시에 효율의 저하정도가 재생사이클에서 상대적으로 더 적다는 것을 의미한다. 이는 분리축 엔진에서의 특징으로서 앞서 설명한 바와 같이 터빈출구온도가 높게 유지되는 것을 효과적으로 열회수에 이용하기 때문이다. 따라서 분리축 엔진의 경우에 재생사이클이 설계점 효율도 단순사이클에 비하여 더 높고, 더불어 부분부하 시의 효율저하 정도도 더 작다는 것을 살필 수 있다.

나. 단축 가스터빈

현재 대상으로 삼은 SAE40 가스터빈은 비록 분리축 엔진이지만 유사한 성능을 보이는 여타 엔진을 시스템에 채택할 가능성도 있으며, 이 경우에 단축(single shaft) 형태의 엔진도 배제할 수 없다. 특히 단축 엔진은 분리축 엔진에 비하여 구조적으로 간단하기 때문에 엔진 제어가 용이하고, 유지 보수 측면에서도 장점을 가질 수 있다. 따라서 본 절에서는 앞서 살핀 분리축 SAE40엔진의 설계 성능과 거의 같은 성능을 갖는 단축시스템의 설계점을 선정하여 마찬가지로 부분부하 해석을 수행하여 분리축과의 차이점을 살펴보고자 한다. Table 3.5에 단축 단순사이클과 재생사이클의 성능을 요약하여 나타내었다. 분리축과 같은 압력비(8.8), 터빈입구온도(1380K), 공기유량(12.77 kg/s)을 갖도록 하였으며, 유사한 설계성능이 나오도록 터빈효율을 조절하였다. 역시 재생사이클이 출력은 다소 작으나 효율은 월등히 높다.

Table 3.5 Design performance of the single shaft engines

Cycle	Power (kW)	Efficiency	TET (K)
simple	3393.1	29.24	872.08
regeneration	3171.9	38.37	881.67

(1) 단순사이클

Fig.3.4에 예시한 바와 같이 단축 엔진은 부분부하 시에 압축기의 회전수가 일정하다면 거의 일정한 유량을 나타낸다. Fig.3.8은 단순사이클 단축 엔진의 부분부하 작동 상태를 압축기 성능선도에 나타낸 것이다. 부분부하시의 작동 파라미터들과 효율의 변화를 Fig.3.9에 나타내었다. Fig.3.5의 분리축 결과와 비교하면 압력비의 변화폭이 상대적으로 작은 반면에 터빈입구온도와 출구온도의 변화폭은 더 크다는 것을 알 수 있다. 즉, 유량이 감소하지 않으므로 비출력(단위 유량단 출력)을 감소시켜야만 출력이 감소하고 이는 터빈입구온도의 대폭 하강에 의해서 가능하다. 따라서 동일한 출력에서 터빈출구온도가 분리축에 비하여 상대적으로 낮다. 부분부

하시의 열효율은 정량적으로 분리축과 비교하여 큰 차이가 없으나 다소 높은 것으로 나타났다.

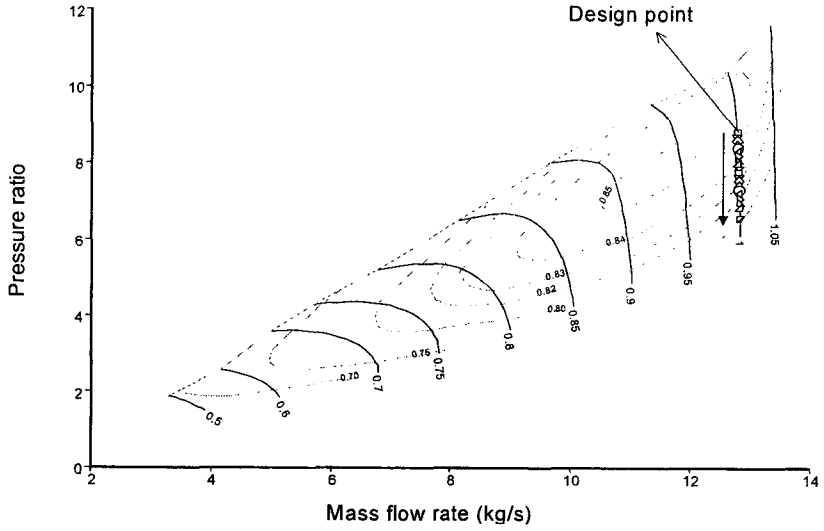
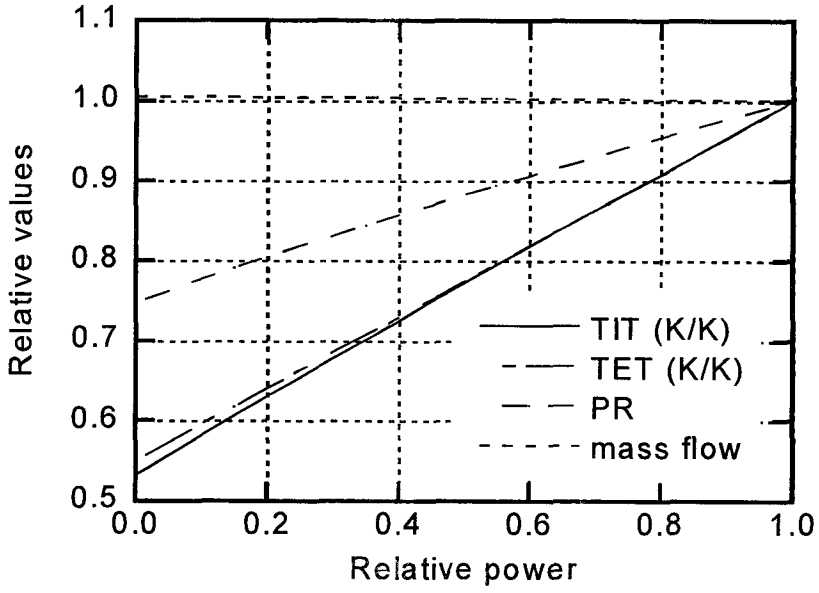
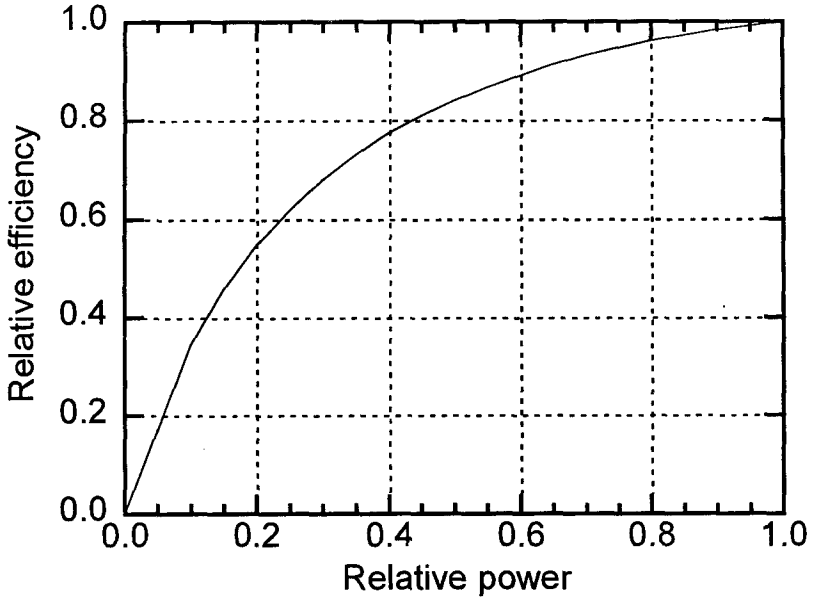


Fig.3.8 Part load operation points of the single shaft engine on the compressor map.



(a) parameters



(b) efficiency

Fig.3.9 Variations in parameters during part load of the simple cycle single-shaft engine.

(2) 재생사이클

재생사이클로 이루어진 단축 엔진에서는 부분부하 운전을 두 가지로 구분하여 살폈다. 즉, 첫 번째 방법은 단순사이클과 마찬가지로 공기유량의 별도의 제어 없이 압축기 성능선도 상에서 일정한 회전수에서 움직이도록 하는 것으로서 이 경우에 파라미터들의 변화는 물론 Fig.3.9 (a)와 거의 같다. 반면에 이렇게 작동이면 부분부하 시에 터빈출구온도가 급격히 감소하므로 재생사이클의 부분부하 효율이 좋지 못하다. 따라서 이를 보안하기 위하여 마치 분리축 엔진에서와 유사하게 공기유량감소에 의하여 터빈출구온도를 높게 유지하고 이를 통하여 재생 효과를 극대화시키는 방안을 고찰하였다. 가장 보편적으로 채용 가능한 방법으로는 압축기 입구 안내깃(IGV)의 조절에 의한 유량제어이다. IGV를 설계각도에 비하여 닫게 되면 IGV가 밸브역할을 하여 유입 공기유량이 감소하게 되고 이를 통하여 압축기 회전수의 변화 없이도 마치 Fig.3.4, 3.6의 분리축 엔진 작동처럼 유량 감소가 가능하고 높은 터빈출구온도가 가능하다.

IGV를 조절하는 경우에 연료량 이외에 시스템을 제어할 수 있는 독립변수가 하나 더 증가한 셈이므로 출력 이외에 다른 파라미터를 타깃으로 제어를 할 수 있으며, 많은 경우에 터빈입구 혹은 출구 온도를 택하게 된다. 터빈입구온도가 설계온도 이상 증가하는 것은 엔진의 수명 관리 면에서 바람직하지 못하므로 터빈입구온도는 설계온도 이하에서 운전되어야 할 것이다. 만일 IGV 조절에 의하여 터빈입구온도를 일정하게 유지하면 부하 감소에 따라서 압력비가 감소하므로 터빈출구온도는 증가한다. 반면에 터빈출구온도를 일정하게 유지하면 터빈입구온도는 조금씩 감소하게 된다.[3.6] 따라서 재생효과를 극대화하기 위해서는 터빈입구온도를 최대한 높게 즉, 설계온도로서 유지하면 좋지만 실제로 많은 경우에는 측정이 힘든 터빈입구온도를 제어하는 것보다는 실측 가능한 터빈출구온도를 제어하는 것이 안정적이므로 후자의 방법을 많이 택한다. 따라서 본 연구에서도 터빈출구온도를 일정하게 유지하도록 IGV를 조절하였다. 즉, Fig.3.1의 엔진과 같은 방법을 사용한다. IGV에 의한 유량조절 범위도 Fig.3.1과 동일하게 30%까지 감소 가능하다고 가정하였다.

IGV 조절을 사용하지 않는 단순한 운전(고정 압축기형상제어)에서 시스템 파라미터들의 변화는 Fig.3.9 (a)와 유사하므로 생략한다. 반면에 IGV를 사용하는 운전(가변 압축기형상제어)시에는 파라미터 변화가 판이하게 다르다. 압축기선도 상의 운전점들은 Fig.3.10에 나타내었다. IGV 조절구간에서 유량이 감소하다가, 그 이후에는 거의 일정한 유량이 유지된다. 이 선도에서 작동점들은 상이한 회전수가 아닌 동일한 설계회전수에서 작동하는 것들이다. 엔진 파라미터들의 변화를 Fig.3.11에 나타내었다. Fig.3.1과 거의 유사한 변화를 보인다.

두 가지 제어 방법에서의 부분부하 열효율의 비교를 Fig.3.12에 나타내었다. 먼저, 고정형상제어의 결과를 Fig.3.9 (b)의 단순사이클 결과와 비교하면 단축 엔진에서 재생사이클이 단순사이클에 비하여 부분부하 시에 효율저하 정도가 훨씬 크다는 것을 알 수 있다 (이 경우에도 설계점 효율은 재생사이클이 더 높다는 것에 주의할 것). 즉, 기본적으로 단축엔진에서는 재생사이클의 부분부하 성능특성이 단순사이클에 비하여 좋지 않음을 의미한다. 반면에 IGV를 사용하여 터빈출구온도를 높게 유지하면 부분부하 효율이 대폭 향상되는 것을 볼 수 있으며, 역시 Fig.3.9와 비교하면 IGV를 조절하는 재생사이클의 부분부하 효율 저하 정도가 단순사이클과 비슷한 수준이 되는 것으로 나타난다. 한편 Fig.3.7의 분리축 엔진의 재생사이클과 비교하면 단축엔진에서 IGV를 사용하는 경우가 높은 부하율에서는 더 높은 터빈

출구온도로 인하여 다소 높은 열효율을 보이지만 부하율이 낮아지면 터빈출구온도가 다소 더 낮아지면서 효율이 더 낮게 됨을 알 수 있다.

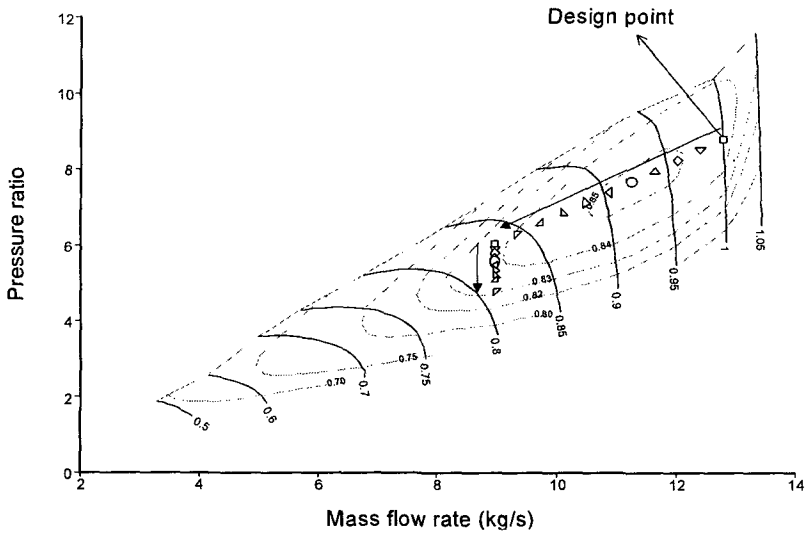


Fig.3.10 Part load operation points of the single shaft engine with IGV modulation on the compressor map.

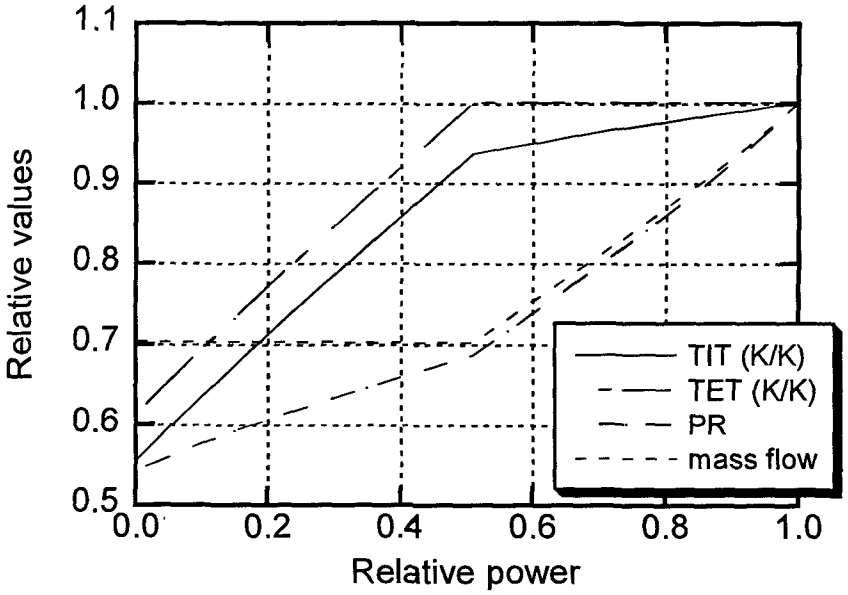


Fig.3.11 Variations in parameters of the single-shaft regenerative cycle engine during part load operation with IGV modulation.

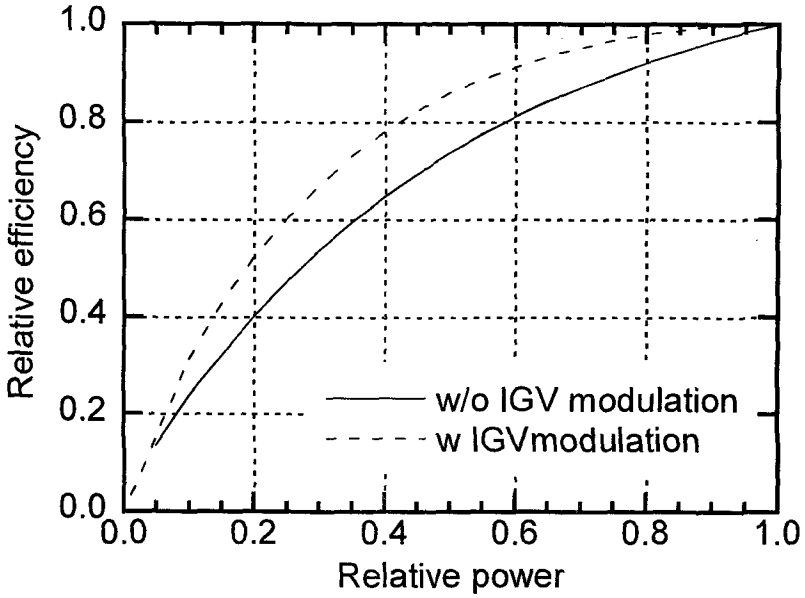


Fig.3.12 Variation in part load efficiency for single-shaft regenerative cycle engine with difference control strategies.

제 4 절 결과 요약

개발 대상 다중추진 시스템에 적합한 엔진들 중의 대표적인 엔진을 bench mark하여 해석을 수행하였다. bench mark한 엔진의 설계 사양을 재현하고 이를 바탕으로 하여 부분부하 성능을 분석하여 운전성능을 예측하였다. 이 과정에서 가스터빈을 구성하는 사이클도 단순사이클과 재생사이클 두 가지에 대하여 고찰하고, 엔진의 형태도 단축과 분리축 양자에 대하여 고찰하였으며, 부분부하 조절방법이 성능에 미치는 영향도 살폈다.

엔진의 본래 사양에 충실하게 분리축 형태에 기반을 두고 설계점 파라미터들을 설정하여 설계점 및 부분부하 성능해석을 수행하고 성능 특성을 분석하였다. 또한 성능 향상 방안으로서 이 엔진을 개조하여 압축기 출구와 터빈출구 사이에 열교환기를 설치하여 재생사이클을 구성하여 성능을 향상시키는 방법을 고찰하였다. 한편 추후에 대상 엔진의 최종 선택 과정에서 분리축 엔진이 아니고 형태상으로 단순한

단축엔진이 선택될 가능성도 있으므로 단축 형태를 갖는 엔진에 대해서도 부분부하 성능을 분석하였다. 또한 단축과 분리축의 부분부하 성능을 분석하여 재생사이클 단축 가스터빈의 경우에 부분부하 열효율을 향상시킬 수 있는 방안에 대하여 고찰하였다. 연구 결과는 다음과 같이 요약된다.

(1) 분리축 엔진에서 부분부하시에 압축기 회전수가 감소하여 유량이 감소하는 것을 확인하였으며, 약 60% 회전수에서 출력이 0이 되는 idle 상태에 이르는 것으로 나타났다. 터빈입구온도 및 출구온도 역시 출력 감소에 따라서 감소한다. 효율은 50% 출력에서 설계값에 약 80%에 이를 것으로 예측되었다.

(2) 본 엔진이 터빈입구온도에 비해 압력비가 낮아 단순사이클의 효율은 높지 못한 편이지만 반면에 낮은 압력비로 인한 높은 터빈출구온도가 재생사이클을 이루기에 적합한 것으로 판단되었다. 재생사이클로 개조시 효율은 10% point 가량 대폭 상승하는 것으로 분석되었다. 분리축 재생사이클은 단순사이클에 비하여 부분부하 효율이 높은 것으로 해석되었다.

(3) 단축 엔진에서는 분리축 결과와 비교하면 압력비의 변화폭이 상대적으로 작은 반면에 터빈입구온도와 출구온도의 변화폭은 더 크다. 따라서 동일한 출력에서 터빈출구온도가 분리축에 비하여 상대적으로 낮다. 부분부하시의 열효율은 정량적으로 분리축과 비교하여 큰 차이가 없으나 다소 높은 것으로 나타났다.

(4) 단축 재생사이클에서는 고정압축기형상제어와 가변IGV를 이용하여 유량을 조절하여 터비출구온도를 높게 유지하는 가변압축기형상제어의 두 가지 제어방법을 고찰하였다. 고정형상제어를 하는 재생사이클이 단순사이클에 비하여 부분부하 시에 효율저하 정도가 훨씬 크다는 것을 발견하였다. 이는 기본적으로 단축 엔진에서는 재생사이클의 부분부하 성능특성이 단순사이클에 비하여 좋지 않음을 의미한다. 반면에 가변압축기형상제어에 의해서 재생사이클의 부분부하 효율이 대폭 향상되는 것을 확인하였다.

제 4 장 재생형 가스터빈의 운전 성능 특성

제 1 절 개 요

다중추진 시스템에 사용하고자하는 가스터빈의 용량은 대체로 3~4 MW급의 중소형으로서 이 수준의 엔진들 중에는 단순 사이클로는 그러한 높은 효율이 가능하지 못하다. 이런 배경에는 현재까지는 대형 업체들이 중소형 가스터빈 보다는 대형 가스터빈의 개발에 주력해왔기 때문에 상대적으로 기술개발이 뒤처진 이유도 있으며, 한편으로는 엔진이 소형이 될 수록 그만큼 고온을 유지하기 위한 냉각 등 고성능 기술의 사용이 힘든 이유도 있다. 여하간 중소형 가스터빈들은 단순 사이클로는 30% 후반의 효율을 얻기 힘든 것이 현실이다. 1차년도 연구에서 Bench mark하여 살핀 바 있는 기존의 상용 엔진들도 마찬가지였다. 따라서 중소형 가스터빈들에서의 현재 기술개발 추세는 재생사이클(regenerative cycle)을 사용하는 것이다.

이러한 이유로 최근 재생사이클 가스터빈에 대한 세계적인 관심이 고조되고 있으며, 기술 개발이 급속히 이루어지고 있다. 응응 분야 또한 발전용 및 본 연구에서 구상하는 바와 같이 추진용 등 다양하다 하겠다. 재생기(regenerator)는 앞서 서술한 바와 같이 주로 중소형 급의 엔진에서 효율을 향상시키기 위하여 사용된다. 재생기는 매트릭스형태의 개방형(open type) 열교환기뿐 아니라 표면형(surface type) 열교환기 모두 사용된다. 그러나 현재의 개발 추세는 표면형 재생기(recuperator로 불림)를 사용하는 것이 대세이다. 가장 대표적인 재생형 가스터빈(recuperated gas turbine)은 대체로 200 kW 이하의 가스터빈으로 정의되는 마이크로 가스터빈(micro gas turbine)이다. 대부분의 마이크로 가스터빈들은 낮은 터빈입구온도(turbine inlet temperature, TIT)와 압력비로 설계되기 때문에 단순 사이클에서는 효율이 상당히 낮다. 따라서 이러한 낮은 효율을 극복하기 위해서는 재생사이클을 도입하는 것이 필수적이다. 현재 전 세계적으로 마이크로 가스터빈의 개발이 활발히 진행 중이며, 특별히 효율 향상에 지대한 영향을 미치는 재생 열교환기(recuperator)의 개발에 노력을 기울이고 있다. Fig.4.1에 다양한 형태의 설계 방식이 나타나 있다. 특히 재생기(recuperator)와 코어 엔진과의 배치 방식에 따라 다양한 형태가 가능한데, 대체로 분리형(add-on type)과 엔진을 감싼 형태(wrap

around)로 대별된다.

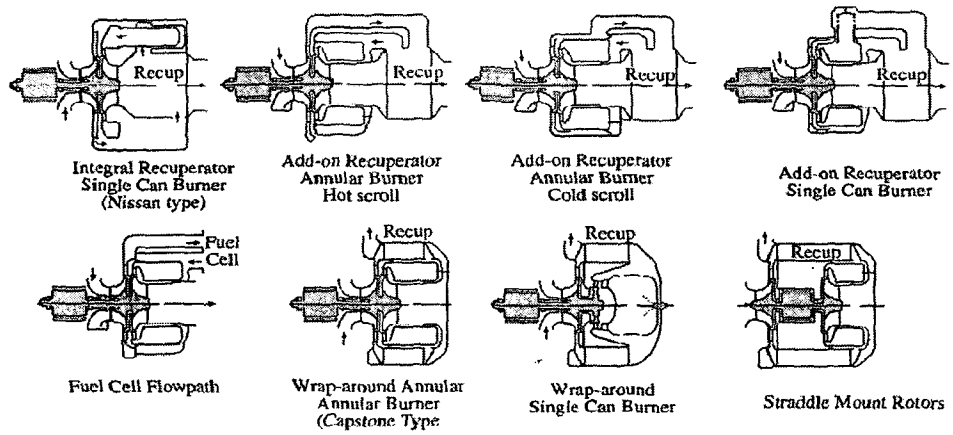


Fig.4.1 Various layouts of micro gasturbines adopting a recuperator[4.1]

Fig.4.2에는 현재 상용화에 가장 앞서 가는 Capstone사의 마이크로 터빈의 개략도를 나타내었다. 이 엔진은 wrap around형 재생기를 채택하고 있으며, 현재 30, 60 kW 엔진을 생산 중이고 효율은 약 26~28% 수준이다. 또한 현재 200kW급 엔진을 개발 중이며, 효율은 약 33%대로 예상된다. 재생기의 효율은 현재 약 83% 정도이고 200kW급에서는 88%정도로 예상하고 있다.

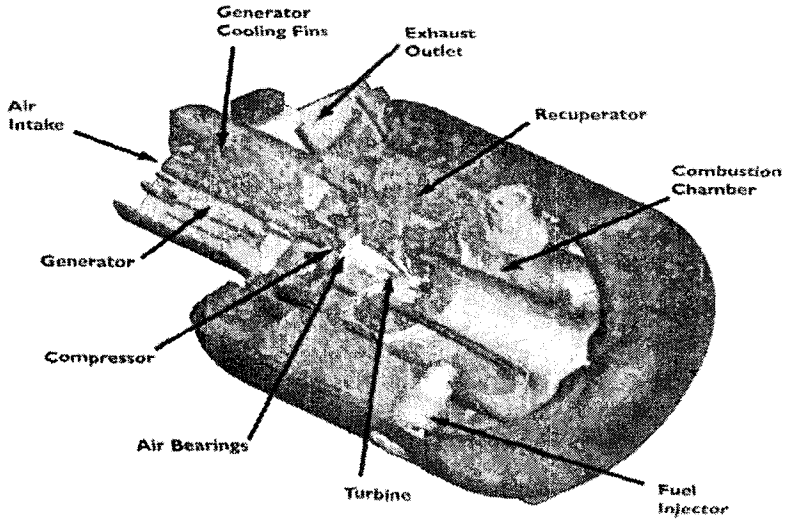


Fig.4.2 Schematic of the Capstone micro gas turbine

대체로 마이크로 터빈 수준에서 재생 사이클을 도입할 때의 효율은 약 30% 내외로 알려져 있으며, 이는 단순 사이클로 설계하는 것에 비하여 거의 두 배 정도 효율이 향상된 것이다. 현재 효율을 더욱 향상시키려는 노력이 꾸준히 경주되고 있으며, 궁극적으로 머지않은 장래에 40%대의 효율을 달성하기 위한 연구가 진행 중이다. 이를 위하여 다양한 분야 기술의 노력이 필요하다. 가격경쟁력이 있는 압축기와 터빈, 초 저공해 연소기 및 효과적인 엔진 제어시스템 개발 등이 중요하다.[4.1] 그 중에서도 특히 컴팩트하면서도 효율이 높은 재생기의 개발은 필수적인 요소이다. 대체로 마이크로터빈 급의 재생형 가스터빈에서 재생기가 차지하는 비중은 엔진 가격의 30%대로서 가장 중요한 부분이다. 재생기의 개발 방향 및 재생기가 미래의 가스터빈 성능 진화에 미치는 영향은 문헌에 잘 요약되어 있다.[4.2] 따라서 최근의 연구의 많은 부분은 효율이 높고 신뢰성 있는 recuperator의 개발에 쏟고 있는 실정이다. 열교환기 형식으로는 일차 표면형(primary surface type)과 판형핀 형식(plate-fin type) 열교환기가 가장 일반적이다.[4.3, 4.4, 4.5]

그리고 재생형 가스터빈은 현재 중소형급 엔진으로의 확대가 이루어지고 있다. 특히 최근 서구에서는 4MW급의 엔진으로 열효율이 38.5%에 이르는 고성능 엔진(Mercury 50)이 Solar Turbine사에 의해서 개발되어 상용화를 앞두고 있으며.[4.6, 4.7] Fig.4.3은 이 엔진을 나타낸다. 이 엔진 열교환기의 국부적 형상은 primary surface 형으로서 Capstone사의 재생기 국부 형상과 동일하다. 재생기 효율은 90% 대를 상회하는 것으로 보고 되고 있다.[4.7] 또한 NOx 배출은 5 ppm 이하로서 매우 우수하다. 한편 재생사이클은 선박 추진용으로도 사용되고 있다. 최근 개발되거나 성능 개량된 추진용 엔진들의 효율은 거의 40%에 육박한다.[4.8, 4.9] 출력은 역시 수 MW급이며, 이러한 선박 추진용 엔진들은 대체로 출력축이 분리되어 있는 분리축 형태를 취한다. Fig.4.4에 일례를 보였다.

한편 설계 성능에 더하여 탈설계 성능에도 주의를 기해야 한다. 다른 열기관과 마찬가지로 가스터빈엔진도 상당히 많은 운전 시간 동안 설계 조건과는 다른 운전 조건에서 작동해야 하기 때문이다. 특히 일차적으로 부하가 감소된 상태에서의 작동 성능이 매우 중요하다. 기저부하를 감당하는 발전용 엔진들과는 달리 본 연구의 목표에서처럼 추진용으로 사용된다면 그러한 부분부하 운전의 중요성이 더욱 중요하다 하겠다. 가스터빈 형태에 상관없이 대체로 출력이 감소하면 열효율은 감소하는 것이 일반적이다. 따라서 부분부하 상태에서도 가능하면 효율의 감소를 최소화

시키려는 노력이 필요하다.

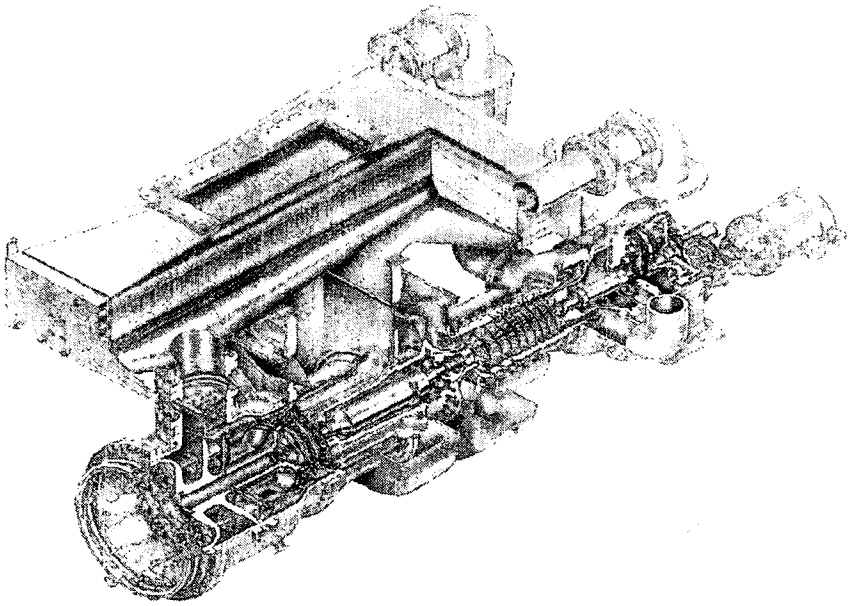


Fig.4.3 Recuperated gas turbine of 4 MW class [4.6]

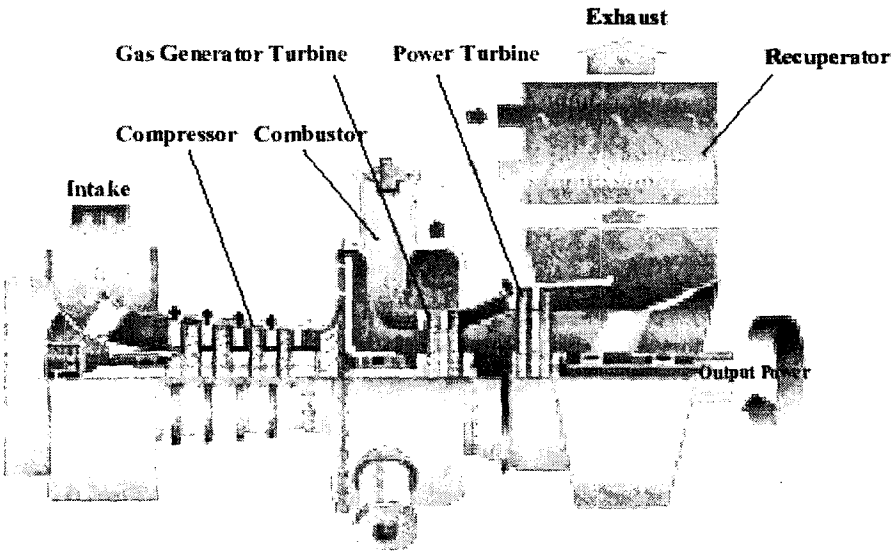


Fig.4.4 Recuperated gas turbine for marine propulsion [4.8]

(뒤쪽 계속)

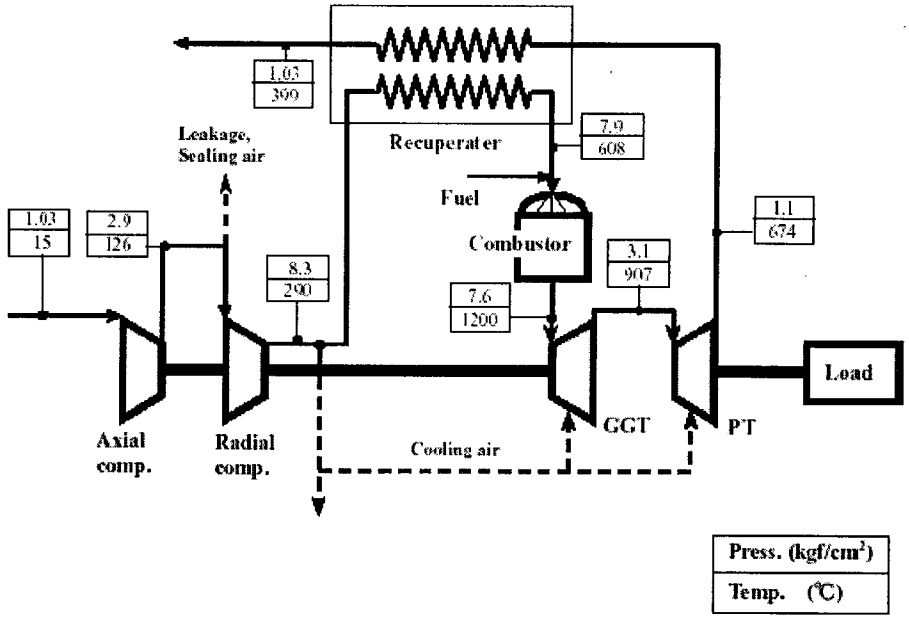


Fig.4.4 Recuperated gas turbine for marine propulsion [4.8]

본 절의 연구에서는 재생 가스터빈을 대상으로 하여 부분부하 운전 특성을 살피는 것을 목적으로 한다. 특히 재생기를 사용하여 터빈 출구 가스의 열에너지를 효과적으로 이용하는 재생기의 역할에 초점을 두고 해석을 수행한다. 다음과 같은 다양한 해석을 통하여 비교 분석을 수행한다.

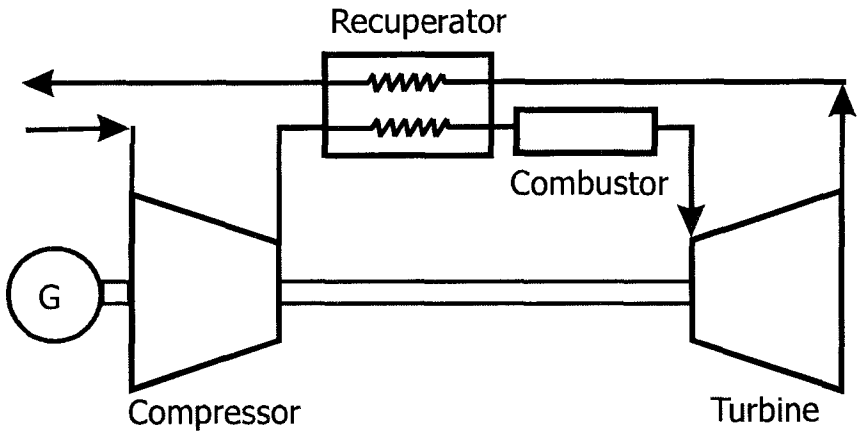
(1) 여러 가지의 부분부하 운전 방법
(2) 가스터빈 기계적 설계 형식 (단축, 분리축)
(3) 설계 성능의 변화

가장 단순한 형태의 단축 가스터빈의 부분부하 운전에 대해서는 연료만의 제어, 가변 유량제어를 고려한다. 가변 유량제어서는 가변 회전수 운전과 가변 입구안내깃 운전을 포함한다. 분리축 가스터빈 형식에 대해서는 연료만의 제어와 더불어서 가변 출력터빈노즐에 의한 유량제어를 다룬다. 가스터빈 설계 성능 면에서는 현재의 소형 가스터빈에 해당하는 설계점과 이보다 성능이 훨씬 향상된 설계점들을 상정하여 비교분석한다.

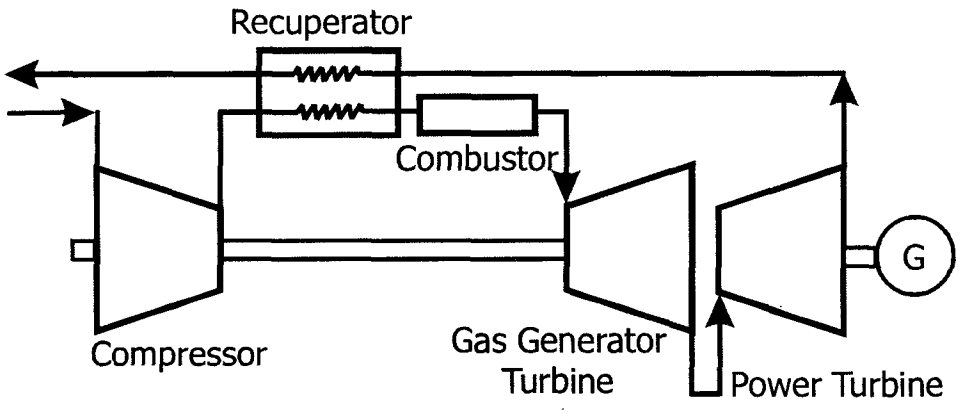
제 2 절 해 석

1. 재생 가스터빈 형식

제 1 절에서 살펴본 바와 같이 현재 재생 가스터빈은 기계적 형식면에서 단축 및 분리축 모두 설계 가능하다. 따라서 본 연구에서는 이 두 가지 모두에 대하여 성능을 분석하고자 한다. 각 형식에 대한 개략도를 Fig.4.5에 나타내었다.



(a) single-shaft



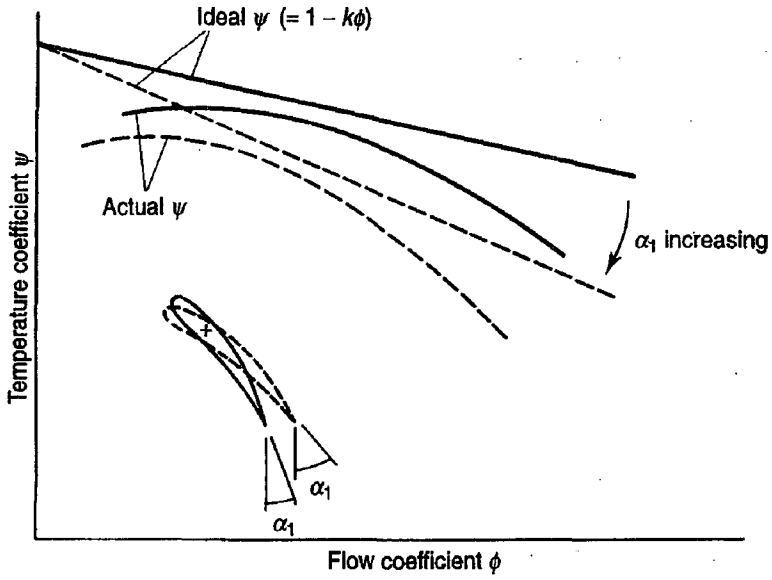
(b) two-shaft

Fig.4.5 Schematic diagram of the recuperated gas turbine

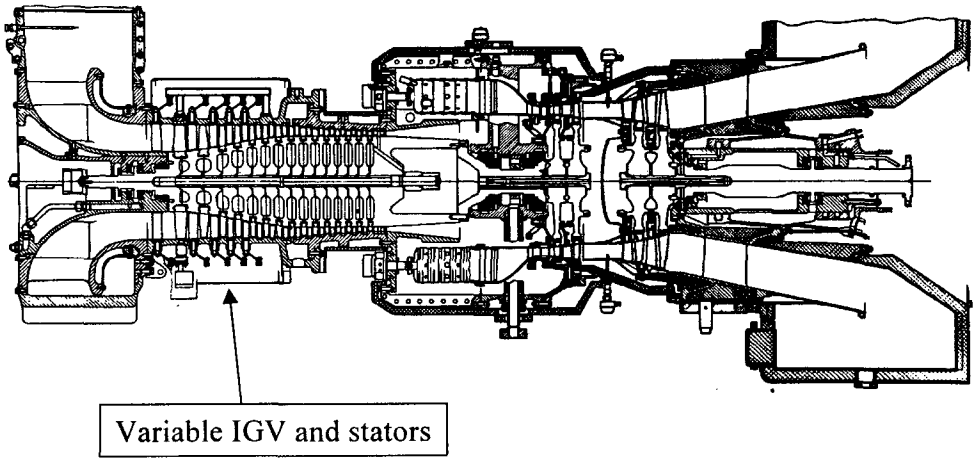
2. 부분부하 운전 방법

열역학적 관점에서 보면 재생 가스터빈에서 가장 중요한 과정은 터빈 배기열을 회수하는 재생과정이다. 그러므로 설계 조건뿐 아니라 다른 어떠한 운전 조건에서도 이 재생효과를 충분히 살리는 것이 무엇보다 중요하다. 이러한 점에서 재생 가스터빈은 가스터빈/증기터빈 복합발전 사이클(combined cycle plant)과 유사한 특징을 공유한다. 즉, 두 시스템 모두 터빈 출구 가스의 고온 에너지를 유용하게 활용한다. 복합발전 사이클에서는 부분부하 시에 열효율을 극대화하기 위하여 터빈출구온도(turbine exhaust temperature, TET)를 가능한 높게 유지시키고자 노력한다.[4.10] 대부분의 대형 복합발전용 가스터빈들은 단축(single-shaft) 형태이며 TET를 높게 유지하기 위한 가장 일반적인 출력 제어 방법은 압축기 입구의 입구안내깃(inlet guide vane, IGV)을 사용하여 엔진으로 유입하는 유량을 제어하는 것이다. 출력이 감소할 때 IGV각도를 서서히 폐쇄시키면서 유량을 감소시켜서 TET를 높은 상태로 유지한다. 따라서 역시 터빈 출구 열에너지를 회수해야하는 재생 가스터빈에서도 동일한 방법을 사용할 수 있을 것이다. Fig.4.6에는 축류압축기(axial compressor)에서의 IGV각도 변화에 따른 효과와 이를 사용하는 대표적인 대형 가스터빈을 예시하였다.[4.11] IGV 각도를 폐쇄하면 유량과 압력비가 감소하는 방향으로 작용한다. 원심압축기에서도 가변 IGV의 사용이 가능하며,[4.12] Fig. 4.7에 원리를 예시하였다.

한편 입구 안내깃을 사용하기 않고 다른 방법으로도 유사한 효과 (유량 감소에 의한 높은 TET 유지)를 얻을 수 있는데, 이것은 최근 들어 마이크로 가스터빈에서 사용되기 시작한 가변 회전수 운전 (variable speed operation)이다. 즉, 출력이 감소하면 회전수를 감소시켜서 유량을 줄이면서 TET를 높게 제어한다. 일반적인 대형 가스터빈에서는 출력축 터빈이 일정한 회전수를 유지해 주어야 한다. 일정한 주파수의 전기를 공급하기 위해서이다. 그러나 마이크로 가스터빈 정도의 소형 엔진에서는 발전기는 출력 변화에 맞추어 회전수를 변화시키면서 운전하고 발생된 고주파의 교류전기를 디지털 출력 변환기 (digital power controller)를 이용하여 교류-직류-교류의 변환과정으로 거쳐서 궁극적으로 일정한 회전수의 저주파 전기를 출력해낼 수 있다.[4.1]



(a) the effect of IGV angle change [11]



(b) an example of a gas turbine adopting the IGV

Fig.4.6 variable inlet guide vane for the axial flow compressor

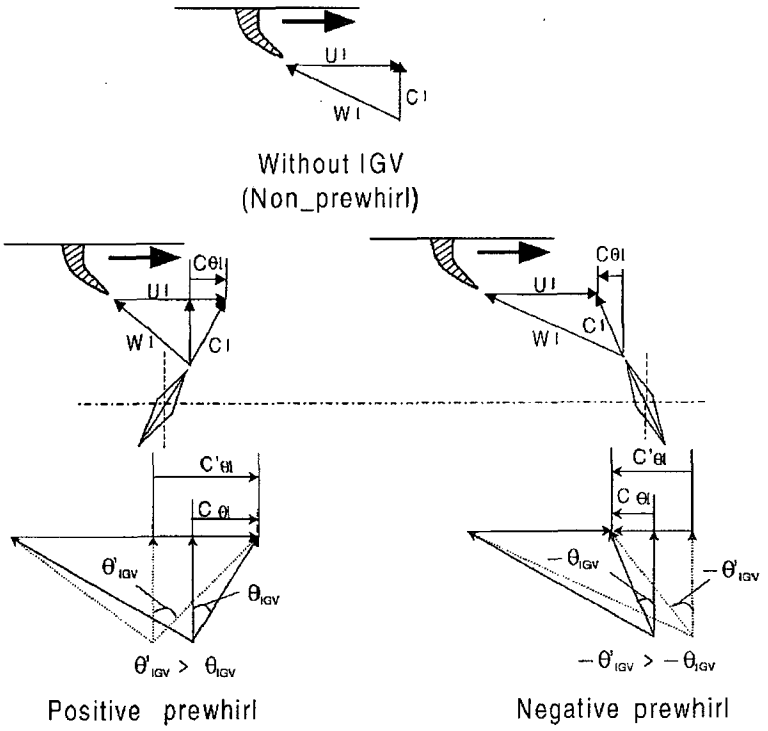
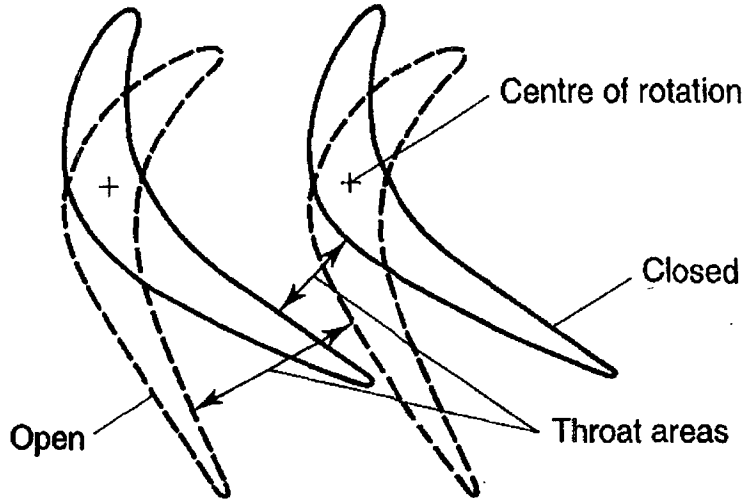
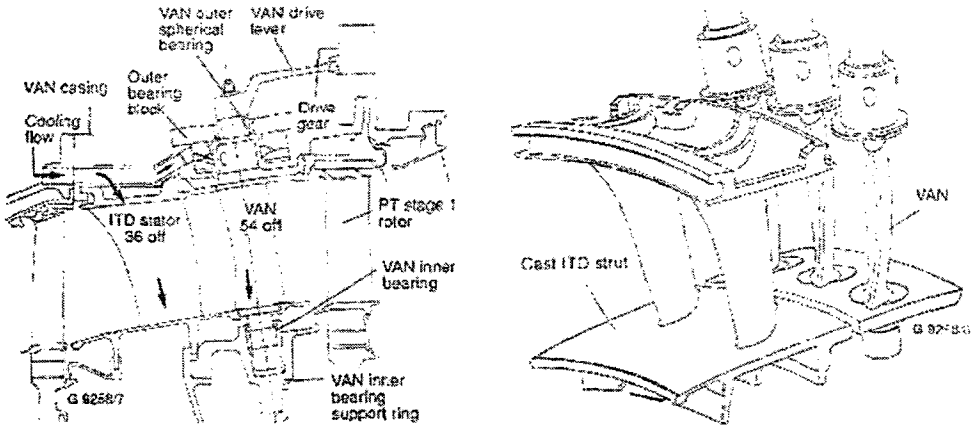


Fig.4.7 Variable inlet guide vane for a centrifugal compressor

분리축 가스터빈은 기본적으로 압축기의 회전수가 출력에 따라 변하는 운전을 한다. 따라서 분리축 엔진은 연료만의 제어에서도 기본적으로 부분부하 시에 유량이 감소하고 결과적으로 터빈출구 온도가 단추 가스터빈보다 높기 때문에 재생 가스터빈을 구성하면 장점이 있다.[4.13] 분리축 가스터빈에서 부분부하 시에 터빈출구 열회수 능력을 더욱 향상시키기 위한 방법으로는 출력터빈(power turbine)의 첫 단 노즐을 가변 면적 노즐(variable area nozzle, VAN)로 설계하는 것이다. 부분부하 시에 VAN을 서서히 폐쇄하면 출력터빈의 흡입용량(swallowing capacity)이 감소하게 되고 궁극적으로 터빈출구 온도를 높게 유지할 수 있다. 이러한 예는 복합발전용 가스터빈에서 살펴 볼 수 있으며[4.14], 최근에는 이 기술이 재생기가 포함된 가스터빈에서도 유용하게 활용될 수 있음이 입증되었다.[4.8, 4.9, 4.15] Fig.4.8에 VAN의 작동 원리와 이를 적용한 엔진의 예를 보였다.



(a) VAN



(b) a power turbine adopting VAN

Fig.4.8 Variable area nozzle for the power turbine

본 연구에서는 단축, 분리축 두 가지 기계적 형식의 엔진들을 대상으로 하여 다양한 부분부하 운전 방법을 적용하여 해석하고자 한다. 해석의 대상이 되는 운전 방법은 Table4.1에 요약 되어 있다. 가변 회전수 (VS) 운전, 가변 입구 안내깃

(VIGV) 운전, 가변면적노즐 (VAN) 운전의 목적은 모두 TET를 최대한 높게 유지하는 것이다. VS 운전에서는 무부하 상태(출력 0)까지 지속적으로 TET가 설계

값을 유지된다고 가정하였다. VIGV 운전에서는 30% 유량 감소까지 안내깃 폐쇄가 가능하며 이 구간에서 TET가 설계값으로 유지된다고 가정하였으며, 그 이하의 출력 범위에서는 연료만의 제어로 운전된다. 유사하게 분리축의 VAN 운전에서는 출력터빈의 흡입용량(swallowing capacity)이 최대 20%까지 감소 가능하다고 가정하였다. 단축 가스터빈의 단순 운전 (simple operation)은 최대유량제어 (maximum air flow control)로도 불리 운다. 출력 변화 시에도 적극적으로 유량을 제어하지 않기 때문이다.

Table4.1 Part load operation strategies

Configuration	Method	Description
Single-shaft	Simple	Fuel only control
	Variable speed (VS)	Shaft speed reduction with load reduction*
	Variable inlet guide vane (VIGV)	Air flow reduction up to 30%*
Two-shaft	Simple	Fuel only control
	Variable area nozzle (VAN)	Maximum 20% power turbine swallowing capacity reduction is allowable*

* TET is kept constant at the design value for the control range

3. 해석 모델링

탈설계 운전 해석과정은 유량, 일, 회전수의 일치(compatibility)를 통하여 주요 구성부 (압축기, 터빈)의 특성을 매칭시키는 작업이다. 단축과 분리축 가스터빈에 대하여 각각 축 출력과 회전수는 다음 식들로서 표현된다.

single-shaft : $\dot{W}_{sh} = \dot{W}_t - \dot{W}_c / \eta_m$ (4.1)

$$N_{sh} = N_t = N_c \tag{4.2}$$

Two-shaft : $\dot{W}_{ggt} = \dot{W}_c / \eta_m, \quad \dot{W}_{sh} = \dot{W}_{pt} / \eta_m$ (4.3)

$$N_{ggt} = N_c, \quad N_{sh} = N_{pt} \tag{4.4}$$

압축기와 터빈의 운전 특성은 성능선도(performance map)로 표현되며, 성능 선도는 네 가지 주요 파라미터 (유량함수, 회전수 함수, 압력비, 효율)사이의 관계를 나타낸다.

$$F\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}}, \frac{N}{\sqrt{T_{in}}}, \frac{P_{out}}{P_{in}}, \eta\right) = 0 \tag{4.5}$$

가스터빈 내부 (압축기, 터빈)에서의 유로형상이 변하지 않는 경우라면 주어진 압축기와 터빈 성능선도를 바탕으로 매칭 계산이 이루어지며, 계산과정은 잘 알려져 있다.[4.15] 반면에 VIGV, VAN 등과 같은 가변 형상 운전에서는 성능선도의 수정이 필요하다. VIGV 운전에 필요한 성능선도 수정을 개념적으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}} = a \cdot \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}}\right)_n, \quad \frac{P_{out}}{P_{in}} = b \cdot \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)_n, \quad \eta = c \cdot \eta_n \tag{4.6}$$

where $a, b, c = f\left(\Delta\alpha_{IGV}\right)$

하첨자 n은 공칭 (원 성능선도상의) 값을 지칭하며, a, b, c 는 변수 수정을 위한 수정계수들로서 입구 안내깃의 각도 변화의 함수이다.

분리축 엔진의 VAN 운전시 출력터빈의 흡입용량 감소 모델링은 다음과 같이 개략적으로 표현된다.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}} = \beta \cdot \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \right)_n$$

$$\text{where} \quad \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \right)_n = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{in}}}, \frac{P_{out}}{P_{in}} \right) \tag{4.7}$$

재생기 효율 (recuperator effectiveness)은 온도효율 (temperature effectiveness)로서 다음과 같이 정의한다.

$$\varepsilon = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{gas,in} - T_{air,in}} \tag{4.8}$$

탈설계 상태에서 재생기 효율도 변하게 된다. 변화에 영향을 미치는 주요인은 가스와 공기의 유량변화이다. 일반적으로 유량이 감소하면 재생기 효율이 증가하게 된다. 본 해석에서는 단순하면서도 물리적으로 타당하게 모델화 하였다. 즉, 재생기 효율을 유량의 함수로서 변화하도록 하였다. 이를 위하여 몇 가지 단순화된 가정이 필요하다. 대체로 재생기는 콤팩트하게 설계하기 위하여 대향류(counter flow) 형식으로 설계된다. 이를 바탕으로 공기의 가스의 유량이 거의 같다고 가정하면 재생기 효율은 다음 식으로 표현 가능하다.[4.16]

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{C}{UA}} \qquad \text{where} \qquad C = \dot{m} c_p \tag{4.9}$$

여기서 C는 열용량 (heat capacity)이며, U, A는 각각 열관류율과 열교환기 면적을 나타낸다. 이에 더하여 물성치 변화를 무시하고 열전달 계수가 $\dot{m}^z$에 비례한다고 가정하면 다음과 같이 탈설계 상태에서의 재생기 효율식 표현이 가능하다.

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{C}{UA} \right)_d \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^{1-z}}$$

where

$$\frac{U}{U_d}=\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}\right)^z,\ \frac{C}{C_d}=\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}\right) \tag{4.10}$$

지수 z 는 설계 조건이나 형상에 크게 의존한다. 일반적으로 콤팩트 열교환기는 층류(laminar) 유동 영역에서 설계된다. 레이놀즈수(Reynolds number)가 수백정도이다. 완전한 층류조건에서는 열전달 계수가 일정하다고 가정할 수 있으므로 지수 z 는 0이 될 것이다. 그러나 실제 상황에서는 다소간의 수정이 요구될 것이므로 위 식을 적용하기 위해서 가장 좋은 방법은 실제 재생기 데이터를 바탕으로 z 값을 설정하는 것이다. 적절한 값을 부여하기 위하여 실재적인 재생기의 운전 및 설계 자료를 획득하고자 노력하였으며, 몇 가지 현실적인 실제 재생기 자료들을 획득하였다.

Fig.4.9에 문헌에서 조사된 재생기 운전 성능 변화 자료[4.17, 18, 19]와 식(4.10)으로서 각 경우의 실험 자료를 가장 잘 구현하는 z값을 사용하여 모사된 성능변화 자료를 비교하여 나타내었다. 두 가지 경우[4.17, 18]는 예상과 같이 0.1, 0.3 등 충분히 작은 값으로 표현되었다. 반면에 한 가지 경우[4.19]는 상대적으로 높은 z 값(0.75)으로서 표현되었다. 지수값이 높다는 것은 유량감소에 따른 재생기 효율 증가폭이 상대적으로 작음을 의미한다. 이러한 원인으로는 매트릭스 금속을 통한 유동방향과 평행한 방향으로의 열전도 현상[4.18]이나 탈설계 유동 조건에서 원만하지 못한 유동형태 등에 기인하는 것으로 판단된다. 이외에도 몇 가지 콤팩트 열교환기 형상[4.20]에 대하여 식(4.10)을 적용시켜 본 결과 대체로 z 값이 0.2~0.4 사이에 분포하였다. 이러한 결과들로부터 z 값으로서 0.3을 채택하였다. 추후 제3절의 결과들은 모두 이 값을 바탕으로 해석된 결과들이다. 한 가지 예외는 바로 아래 검증결과로 활용될 예 (Fig.4.10(b))에 사용된 것으로서 Fig.4.9의 z=0.75에 해당하는 엔진의 성능을 시뮬레이션한 경우이다. 이 때에는 물론 실측된 값에 바탕을 둔 모사 값인 z=0.75를 그대로 사용하였다.

본 해석을 위해서는 다양한 엔진 형식과 운전 방법의 모사가 가능한 프로그램[4.21]을 사용하였다. 압축기와 터빈 성능선도는 실제적인 성능선도를 바탕으로 해석의 설계조건에 맞게 축척(scale)하여 사용하였다. 본격적인 해석에 활용하기 전에 프로그램을 검증하였다. 두 가지 실제 성능이 측정된 가스터빈을 대상으로 부분부하 성능을 예측하여 실측 자료와 비교하였으며, Fig.4.10에 결과를 나타내었다. (a)

는 VIGV 운전을 하는 단축 단순 사이클 가스터빈[4.22]이며, (b)는 가변 회전수 운전(VS)을 하는 재생사이클 마이크로 가스터빈[4.23]이다. (a), (b)의 설계 터빈입구 온도와 압력비는 각각 1250°C, 15.6 그리고 900°C, 3.8 이다. (b)의 전 영역과 (a)의 VIGV 영역에서 TET는 설계값을 일정하게 두었다. 앞서 설명한 바와 같이 (b) 의 경우에 재생기 효율 변화에 사용한 지수는 0.75이다. 주요 운전 파라미터들과 부분부하 열효율 면에서 실측값과 시뮬레이션 값이 잘 일치한다. 이는 프로그램의 구성과 압축기, 터빈 등의 모델링이 잘 이루어졌음을 의미한다.

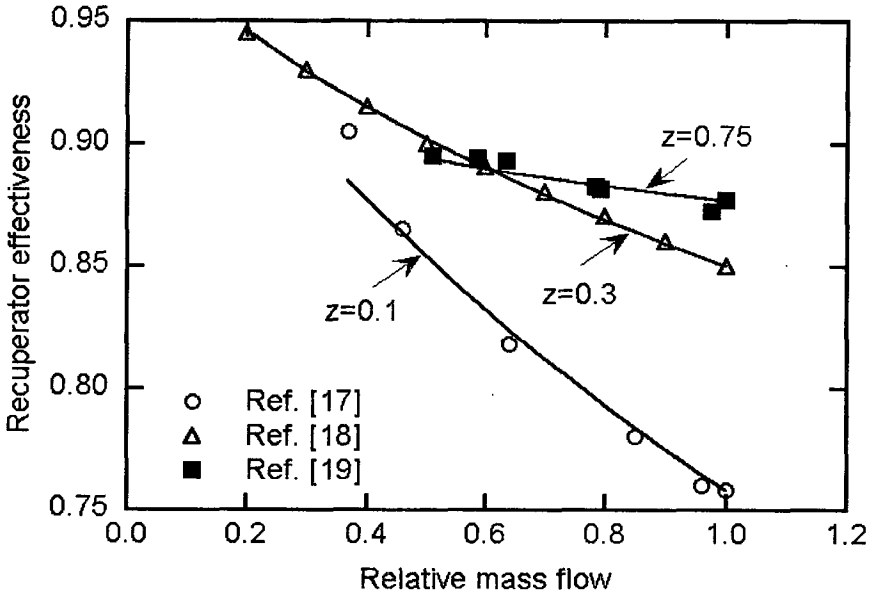
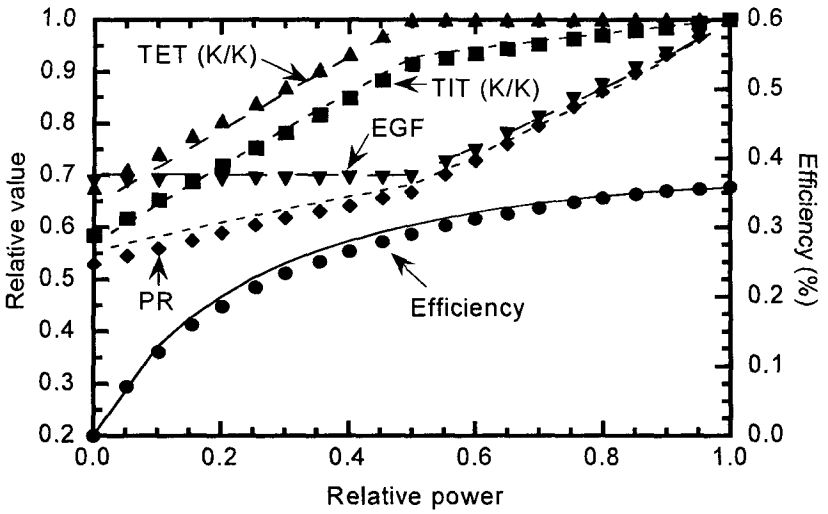
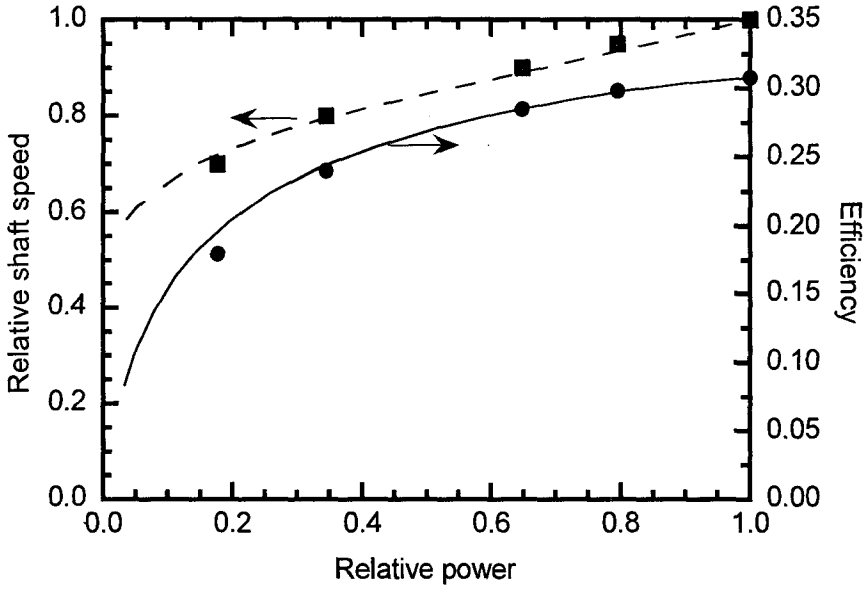


Fig.4.9 Variation in recuperator effectiveness with mass flow (marks, data from literature; lines, model)



(a) a simple cycle gas turbine adopting the variable inlet guide vane operation



(b) a recuperated gas turbine adopting the variable speed operation

Fig.4.10 Comparison of predicted performance parameters with test data (marks, manufacturer's data; lines, predicted results)

제 3 절 해석 결과 및 분석

1. 설계 성능

다양한 설계 기술수준을 대상으로 하여 설계점들을 선정하였다. 기술수준을 대표하는 가장 중요한 파라미터는 터빈입구온도 (turbine inlet temperature, TIT)이다. 현재 가장 대표적인 재생 가스터빈은 마이크로 가스터빈이므로 이를 대표하는 TIT로서 1100K가 우선적으로 선택되었다. 이외에도 성능이 개선된 가스터빈을 모사하기 위하여 TIT 1400, 1600K의 두 가지도 추가적으로 선정하였다. TIT 별로 구성부 파라미터들을 달리 적용하였으며, 해석에 사용한 주요 파라미터들을 Table 4.2에 요약하여 나타내었다.

Table 4.2 Parameters for design performance estimation*

TIT (K)	1100	1400	1600
Compressor efficiency(%)	81	82	84
Turbine efficiency(%)	85	87	89
Recuperator effectiveness(%)	85	90	95

* Total pressure loss of 11% and mechanical efficiency of 98% are assumed.

이러한 파라미터들을 바탕으로 계산된 설계 성능 차트를 Fig.4.11에 나타내었다. TIT 1100K, 압력비 3.5로 설계된 설계점 A는 현재의 마이크로터빈을 대표한다고 볼 수 있다. 설계점 B는 A와 동일한 TIT를 갖지만 다소 높은 압력비로 설계된 것으로서 A와 비교하여 설계 압력비가 부분부하 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 채택하였다. 설계점 C와 E는 각각 1400K와 1600K에서 최적의 효율을 나타내는 설계점이며, D와 F는 이들 보다 다소 높은 압력비의 설계점들이다. 이 여섯 가지 설계점들이 추후 부분부하 해석의 대상이 될 것들로서 Table 4.3에 성능을 요약하여 나타내었다.

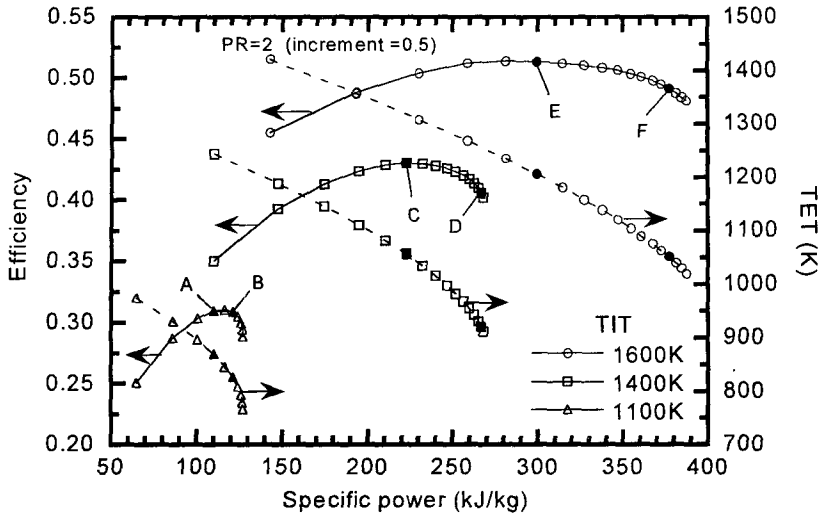


Fig.4.11 Design performance chart

Table 4.3 Performances of selected design points

Case	TIT(K)	Pressure ratio	Efficiency (%)	Specific power (kJ/kg air)	TET(K)
A	1100	3.5	30.9	110.2	871
B	1100	4.5	30.8	121.4	827
C	1400	4.5	43.0	222.8	1055
D	1400	9.0	40.6	266.9	920
E	1600	4.5	51.3	299.5	1205
F	1600	9.0	49.1	377.4	1050

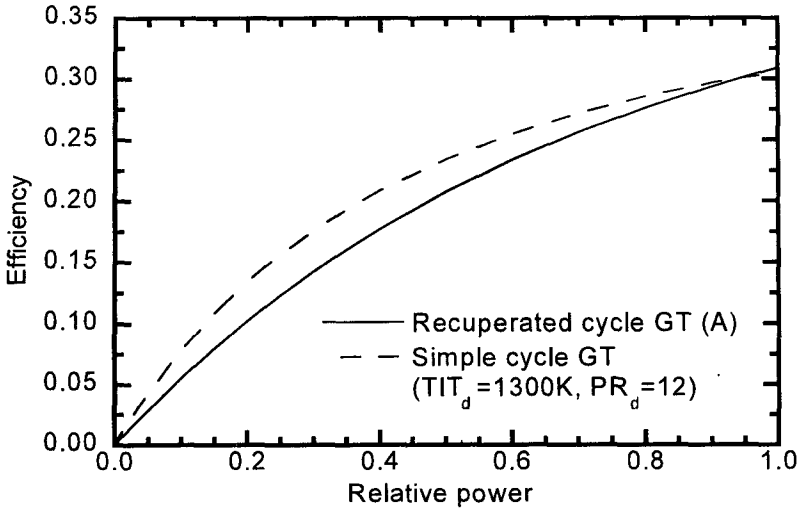
TIT 가 높아질수록 TET 즉 재생기 입구 가스온도가 따라서 높아진다. 그러므로 재생사이클 가스터빈을 설계함에 있어서는 TIT뿐 만 아니라 TET도 설계 제한 요소로 고려해야 한다. 즉, 터빈 재질 한계를 고려해서 TIT를 설정하는 것과 유사하게 재생기 재질의 한계를 고려하여 TET를 정해야 하는 것이다. 비록 TIT가 동일하다 하더라도 TET는 압력비에 따라서 큰 변화를 보인다. 주어진 TIT에서 높은 압력비로 설계되면 TET가 감소한다. 일례로서 설계점 C의 TET는 1055K로서 일

반적인 스테인레스 스틸의 설계 한계온도를 넘어서서 초내열합금(super alloy)의 설계 온도 범위에 해당한다. 만약에 설계 압력비를 증가시켜서 설계점 D로 옮겨가면 TET는 충분히 낮아져서 일반적인 재질로 설계가 가능하게 된다. 따라서 경제성을 고려한 설계점 설정을 생각한다면 TIT가 높아지면 비록 재생사이클이더라도 최적의 효율점보다는 다소 높은 압력비에서 설계하는 것이 현실적인 선택이 될 것으로 판단된다. 이러한 유추는 최근 개발된 몇몇 엔진들의 설계점을 분석하면 타당한 결론으로 받아들일 수 있다. 즉, 최근 개발된 수 MW급의 재생사이클 가스터빈들[4.6, 4.8, 4.9]은 D 와 유사한 TIT와 압력비로 에서 설계되는 것을 확인할 수 있다. 이와 동일한 논리가 설계점 E와 F 사이에도 적용된다. E와 F의 TET들은 각각 세라믹 재질과 초내열합금으로 설계되어야만 하는 온도 범위에 들어 있다.

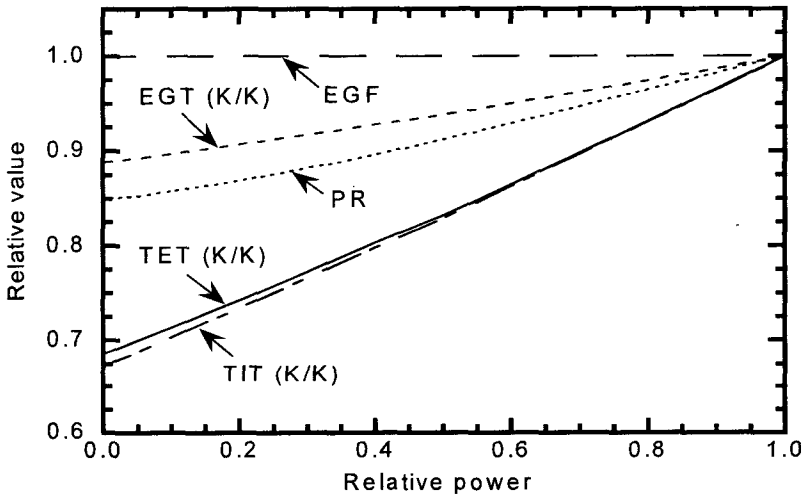
결국 설계 가능한 기술 수준에 따라서 설계점 선태의 폭이 정해지게 되므로 Tabel 4.3의 여섯 가지 설계점들은 모두 설계 가능한 점들이다. 따라서 본 연구에서는 모든 경우에 대하여 부분부하 해석을 수행하였으며, 부분부하 성능을 비교분석하여 설계점 TIT, 압력비 차이에 따른 부분부하성능 차이를 고찰하고자 한다.

2. 단축 가스터빈의 연료만의 제어

먼저 Fig.4.11의 설계점 A에 대하여 연료만의 제어를 모사하였으며 Fig.4.12에 결과를 나타내었다. (a)에는 부하율에 다른 열효율 변화를 나타내었다. 설계점 A의 결과와 비교하여 나타낸 것은 유사한 설계점 효율을 갖는 단순사이클 가스터빈의 부분부하 효율 변화이다. 단순 사이클로 30%대의 효율을 얻기 위하여 TIT와 압력비가 A보가 훨씬 높게 설정되었다. 비록 두 엔진의 설계(전부하)효율은 유사하지만 부분부하 효율은 많아 다르다. 즉, 재생 사이클의 부분부하 열효율이 현저히 낮다. 재생사이클 A의 부분부하시 주요 파라미터 변화를 (b)에 나타내었다. 연료만의 제어이기 때문에 압축기 유량에 제어되지 않고 거의 일정한 값을 가진다(추후 압축기 성능선도 상에 나타낼 것임). 재생 사이클 가스터빈의 가장 차별된 특징은 터빈출구 가스의 고온을 활용하는 것이다. 그러므로 (b)와 같이 출력 감소에 따라서 TET가 급속히 감소하면 재생효과 약시 크게 감소하게 되며 결과적으로 부분부하시의 엔진 열효율의 감소가 커진다.



(a) efficiency



(b) parameter variations

Fig.4.12 Results for the simple operation (fuel only control) of the single-shaft recuperated gas turbine

3. 단축 가스터빈의 가변 유량 제어

단축 가스터빈의 터빈출구온도는 압축기 유량조절을 통하여 원하는 값으로 제어 가능하다. 앞서 서술한 바와 같이 두 가지 방법, 즉 가변 회전수 운전(VS)과 가

변 입구 안내깃 운전(VIGV)를 통해서 구현할 수 있다. 이 두 가지를 모사한 결과를 Fig.4.13 에 나타내었다. 먼저 (a)에는 가변 회전수 운전시의 부하율에 따른 주요 파라미터 변화를 도시하였다. TET를 설계값으로 유지하기 위하여 축 회전수가 감소해야한다. Fig.4.12(b) 와 비교하면 공기유량과 압력비가 연료만의 제어와 비교하면 현저히 낮다는 것을 알 수 있다. 또한 동일한 출력이라면 가변회전수 운전 시에 터빈출구온도 (TET) 엔진 출구온도(exhaust gas temperature, EGT, 재생기 출구 가스온도)사이의 차이가 훨씬 더 크다. 이는 재생기에서의 열회수 효과가 커지는 것을 의미하며 결과적으로 엔진의 부분부하 열효율을 향사시키는 주원인이다. 열효율 변화는 Fig.4.14에 보일 것이다. 가변 입구 안내깃 운전시의 파라미터 변화는 (b)에 나타내었다. TET가 일정한 구간, 즉 입구 안내깃의 각도가 변하는 구간에서는 가변 회전수 운전시와 유사하게 유량 감소 효과를 본다. 이후 연료만의 제어 구간(30% 공기유량 감소 이후)에서도 여전히 TET는 처음부터 연료만의 제어로 운전한 경우 (Fig.4.12(b))에 비하여 월등히 높다.

위에 설명한 높은 TET에 의하여 가변 회전수와 가변 입구 안내깃 운전은 모두 연료만의 제어 시 보다 월등히 높은 부분부하 열효율을 가능하게 한다. 열효율은 Fig.4.14에 나타내었다. 이 결과는 재생 사이클 가스터빈에서는 부분부하를 고려한 경제성을 감안한다면 터빈출구온도를 가능한 높게 유지하는 운전 방법을 채택하는 것이 필수적임을 알려주는 것이다. 특별히 가변회전수운전이 가변 안내깃 운전보다 더 높은 열효율을 가져오는 것으로 예상되었다. 그 이유는 가변 안내깃 운전 시에 안내깃 각도 변화로 인하여 압축기의 효율저하가 상대적으로 심하기 때문으로 풀이된다. Fig.4.15에 세 가지 운전시의 압축기 효율 변화를 비교하여 나타내었다.

만일 탈설계 운전 시에 압축기 효율이 감소하지 않는다고 가정하면 두 운전 방법의 부하 효율은 유사할 것이다. 어느 방법을 사용하던지 원하는 유량만 맞추어주면 동일한 열역학적 사이클로 운전되고 동일한 효율을 보이게 된다(VIGV의 유량제어구간에서 두 방법의 결과가 동일함). 결과적으로 IGV 운전시에 압축기 효율저하가 부분부하 성능에 크게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 실제로도 대체로 VIGV를 조절하는 경우에 압축기 효율이 가변회전수 운전보다 낮을 것으로 예상할 수 있으므로(정량적이 차이는 있을 것임) 가변회전수 운전의 부분부하효율이 더 높을 것으로 판단된다. 단, 현재 계산은 축출력(shaft power)를 기준으로 해석된 것으로서 발전기나 기어변속효율 등 부가적인 손실이 고려되지 않았다. 가변회전수 운

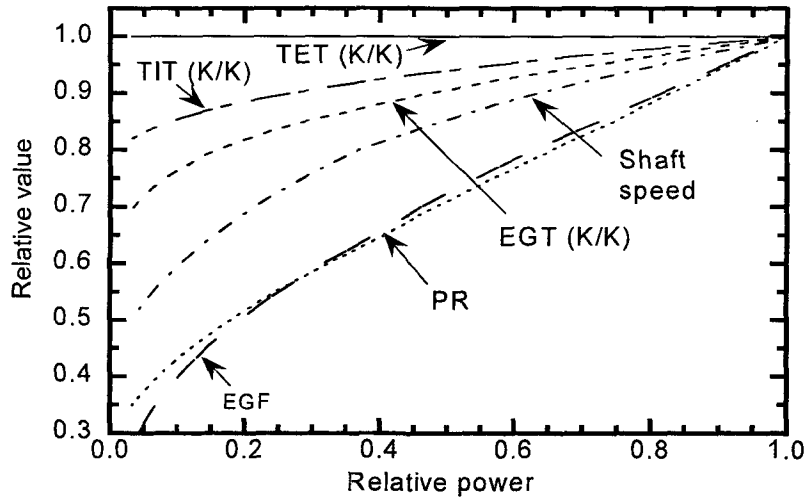
전에서는 디지털 출력제어기를 비롯한 발전 시스템에서의 손실이 클 것이다. 반면에 일정한 회전수로 운전하는 경우에는 변속손실 등이 클 것으로 생각되며, 최종 발전효율을 기준으로 한 비교가 개발단계에서 필요할 것이다.

한편 수십 kW급의 마이크로 가스터빈이 아닌 용량이 더 큰 (수 MW급 또는 그 이상) 재생사이클 엔진도 개발되는 추세이며,[4.6 4.8] 이 경우에는 부가적인 손실이나 디지털제어기의 용량한계 등을 고려할 때 아직은 일반적인 유도발전기의 사용이 더 현실적일 것이며 결과적으로 IGV의 사용이 더 합리적일 수 있으며, 이 때 IGV 조절에 따르는 압축기의 효율 저하를 최소화되도록 설계하는 것이 중요하다는 것을 해석 결과로부터 알 수 있다.

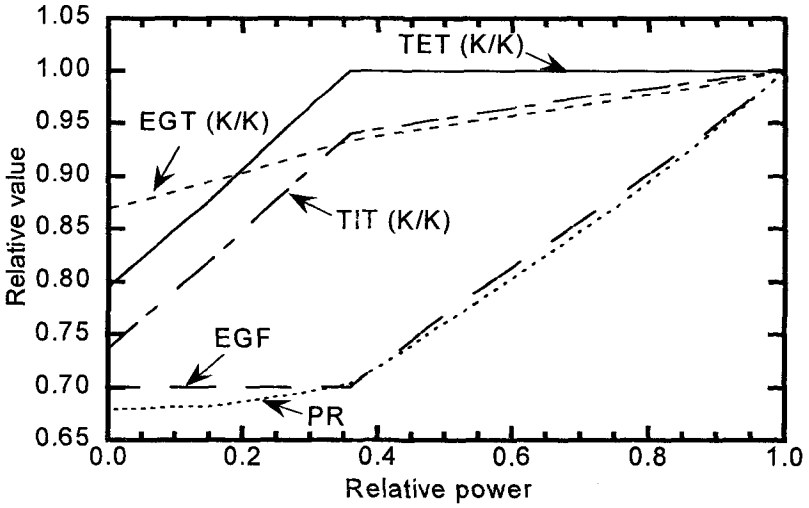
한편 Fig.4.14의 해석과 Fig.4.10(b)의 해석에 사용된 엔진의 설계점이 유사한 파라미터로 설계되었고 성능도 유사하지만 부분부하 성능에서 다소 차이가 있는 것은 재생기 모델링의 차이에 기인한다. 즉, Fig.4.10(b)에서는 식(4.10)의 z 값을 0.75로 둔 반면에 Fig.4.14에서는 z를 0.3으로 두어서 유량 감소 시에 재생기 효율의 증가가 더 두드러지게 되고 결과적으로 부분부하 열효율이 더 높게 예측되었다. 이를 통하여 탈설계 작동 시에 재생기 특성 변화가 엔진 부분부하 열효율에 큰 영향을 미칠 수 있다는 중요한 점을 고찰하게 된다.

현재까지는 Fig.4.11의 설계점 A에 대해서만 부분부하 성능을 살폈다. 이제는 설계점의 변경이 부분부하성능에 미치는 영향을 살피고자 압력비가 다소 높게 선정된 설계점 B를 대상으로 유사한 부분부하 성능을 해석한 결과를 비교분석하고자 한다. B는 A와 유사한 설계효율과 다소 큰 비출력을 갖는다. Fig.4.16은 가변 회전수 운전 시에 두 설계점의 부분부하 효율변화를 비교하여 나타내었다. B의 일정한 TET 운전은 A에 비하여 우수한 부분부하 열효율을 나타낸다. B의 설계 TET가 낮기 때문에 동일한 재질의 재생기가 사용된다면 부분부하 시에 A에서 설정한 설계 TET만큼은 적어도 상승시킬 수 있다. 따라서 출력이 줄면서 TIT를 일정하게 유지시키는 운전도 고려하였다. 이 경우 TET는 증가하게 된다. TET가 A의 설계 TET에 이를 때까지 상승하고 나면 그 이하의 출력에서는 TET를 유지하는 것으로 가정하였다. TIT를 일정하게 유지하면 TET가 상승하므로 결국은 재생기에서의 열회수 효과를 높여서 부분부하 열효율을 더욱 상승시키게 된다. Fig.4.16에 나타나 있는 것처럼 설계점보다 부분부하 효율이 더 높은 것이 가능하다. 이러한 결과로부터 압력비를 다소 높게 설계하면 재생기 재질의 한계를 유지하면서도 부분부하 운

전방법 면에서 더 많은 선택을 할 수 있으며 더욱 향상된 부분부하 효율도 얻을 수 있다는 것을 고찰하게 된다.



(a) variable speed operation



(b) variable inlet guide vane operation

Fig.4.13 Parameter variations for the variable air flow operations of the single-shaft recuperated gas turbine

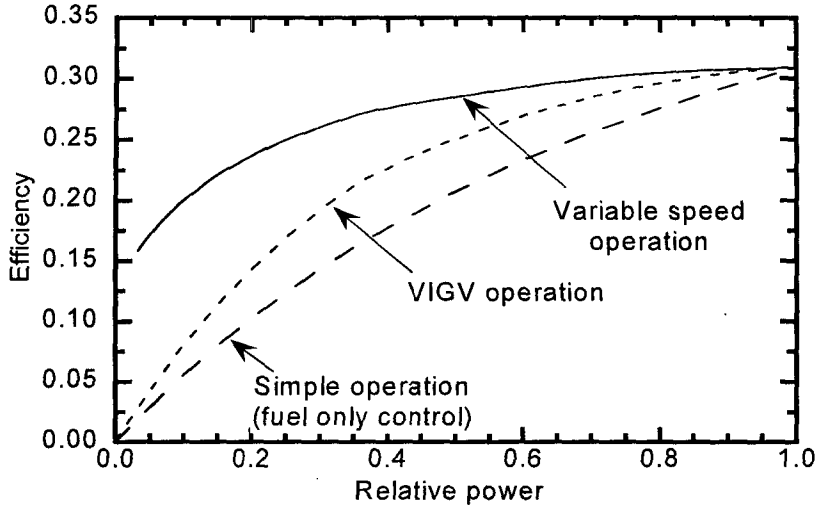


Fig.4.14 Part load efficiencies for the variable air flow operations of the single-shaft recuperated gas turbine

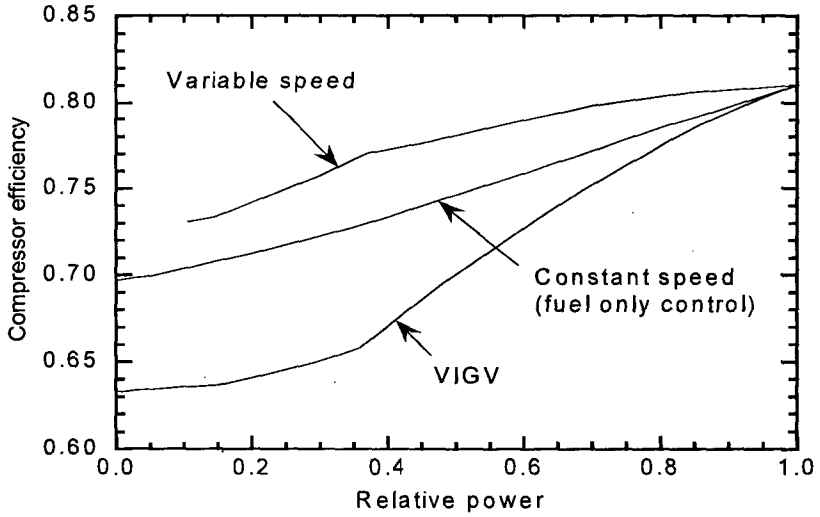


Fig.4.15 Comparison of compressor efficiencies of variable speed operation and VIGV operation of the single-shaft recuperated gas turbines

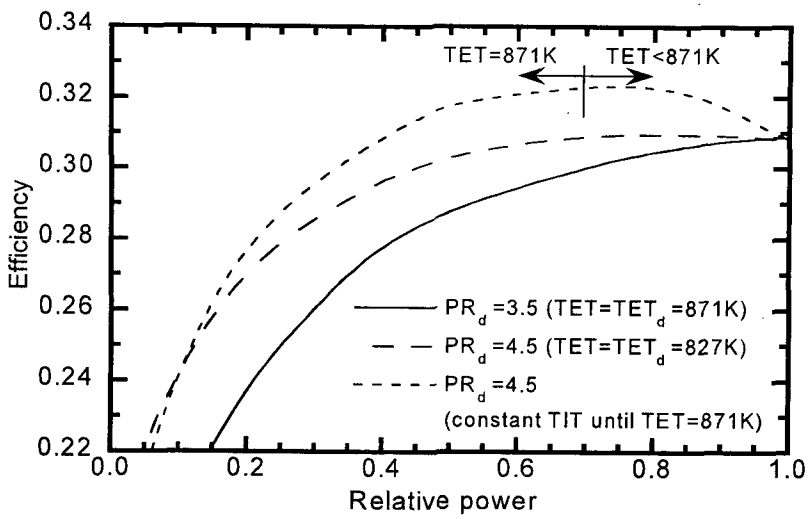


Fig.4.16 Effects of design pressure ratio and operation strategy on the part load efficiency (variable speed operation)

4. 분리축 가스터빈

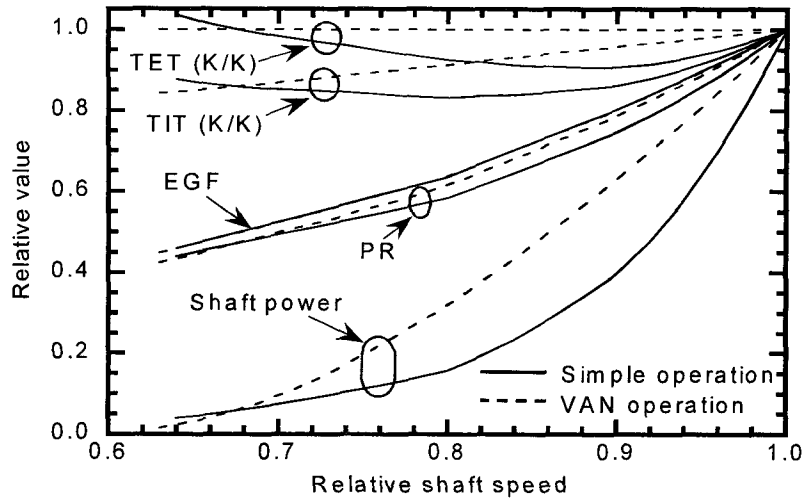
설계점 A와 유사한 설계 성능을 갖는 분리축 가스터빈을 설정하여 부분부하 해석을 하였으며, 결과를 Fig.4.17에 나타내었다. (a)에서 실선은 연료만의 제어이다. 연료만의제어를 Fig.4.12(a)의 단축 엔지의 경우와 비교하면 TET가 월등히 높다는 것을 알 수 있다. 결과적으로 부분부하 열효율도 단축엔진에 비해서는 좋아진다. 따라서 간단히 연료만의 제어를 할 경우에는 분리축 엔진이 단축 엔진보다 기본적으로 우수한 부분부하 성능을 나타낸다. 더욱 부분부하 성능을 향상시키기 위한 방법으로 가변면적 노즐(VAN) 운전을 고려하였으며, 결과는 그림 상에 파선으로 나타나 있다. 두 가지 결과가 나타난 것은 다음 문단에서 설명할 것으로서 출력터빈 효율을 보정하지 않은 것과 한 것을 모두 예시하였기 때문이다. 모든 출력 범위에서 TET를 설계값으로 유지할 수 있었다. VAN을 폐쇄함으로서 얻을 수 있는 출력터빈 흡입용량의 최대 감소는 약 13% 이며, 이는 축력 50%대에서 발생하였다. 그 이하의 출력에서는 오히려 VAN이 다시 개방되어야 한다. 실선의 연료만의 제어 결과에서 볼 수 있듯이 일정 부하 이하에서는 TET가 다시 상승하는 특성을 가지기 때문에 이를 방지하기 위해서이다. (b)에서 알 수 있듯이 VAN 운전이 부분부

하 효율을 향상시킨다.

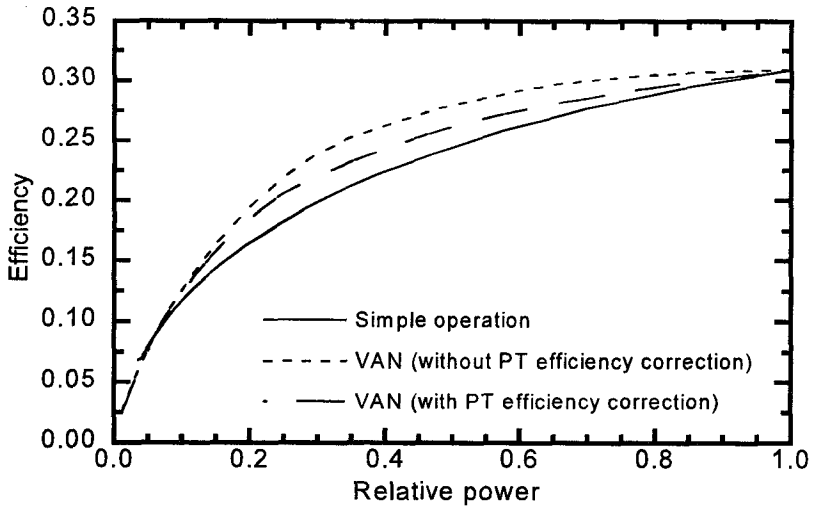
한편 노즐을 폐쇄하면 출력터빈의 효율 감소가 동반될 가능성이 높다. 현재까지는 이러한 효율 감소를 자세히 모델링 할 근거 자료가 충분히 확보되어 있지 않기 때문에 다소 극한적인 가정을 사용하여 해석하였다. 흡입용량(swallowing capacity) 1% 감소시마다 1% 의 출력터빈 효율 감소를 가정하였다. 이러한 효율 보정을 하게 되면 (b)이 나타나듯이 보정을 하지 않은 경우에 비하여 부분부하 효율이 상당히 감소하게 됨을 알 수 있다. 즉, 높은 TET에 의한 장점이 터빈효율 감소에 의한 단점에 의하여 많은 부분 상쇄되어 버린다는 것을 알 수 있다. 이러한 결과를 앞서 단축 엔진의 VIGV 운전시 압축기 효율의 영향 분석결과와 함께 고려할 때 구성부, 특히 압축기와 터빈의 공력성능(serodynamic performance) 변화가 매우 중요한 인자임을 재차 확인하게 된다.

5. 운전 특성

Fig.4.18는 지금까지 해석한 네 가지 경우에 대한 운전선(operating line)들을 압축기 성능선도 위에 나타낸 것이다. 단축 엔진의 가변회전수 운전시에 분리축 엔진의 운전과 비교하여 동일한 회전수에서 더 높은 압력비에서 운전됨을 알 수 있으며, 이는 터빈입구온도가 더 높은 것에 기인한다. 한편 가변회전수나 VIGV 운전에서 터빈출구온도가 아닌 터빈입구온도를 제어의 대상으로 하여 일정하게 유지하면 터빈출구온도는 설계값보다 더 높게 유지될 것이고 부분부하 효율이 더 향상될 가능성이 있다. 이 경우에 작동선은 서지선으로 좀 더 다가갈 것이다.



(a) parameter variations



(b) efficiency

Fig.4.17 Results for the part load operations of the two-shaft recuperated gas turbine

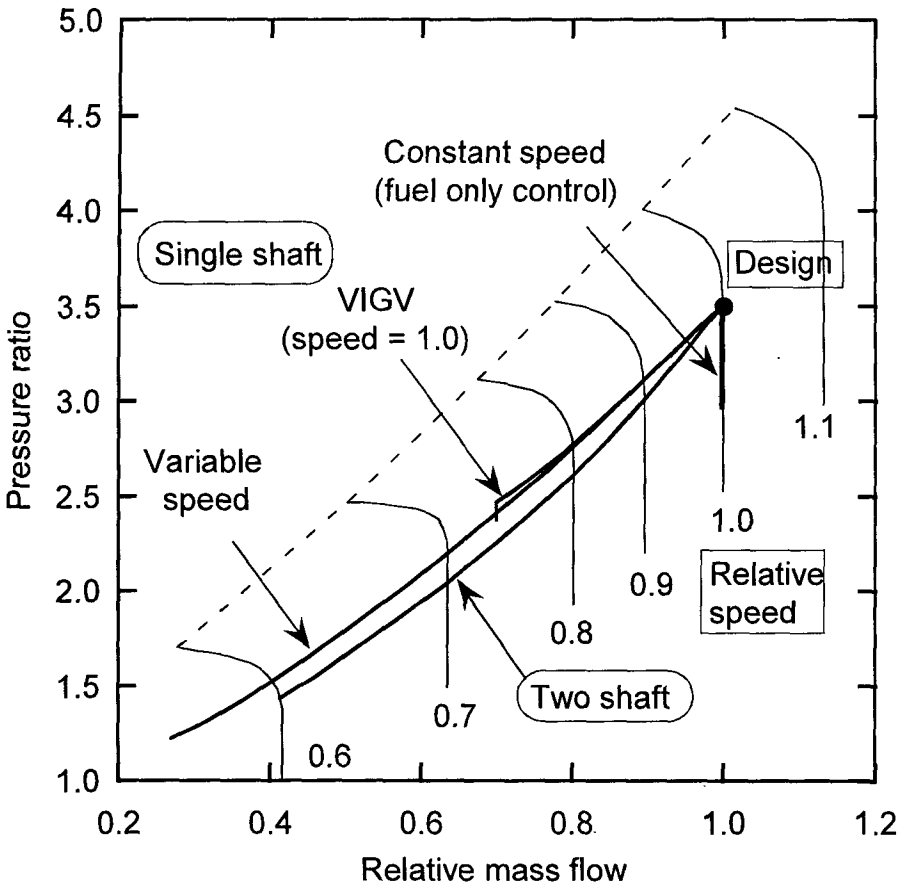


Fig.4.18 Part load operating lines for various control strategies

6. 설계 성능이 향상된 재생사이클 가스터빈

앞서 살핀 설계점 A, B 이외에도 더욱 성능이 향상된 엔진의 부분부하 성능 변화를 고찰하기 위하여 설계점 C, D, E, F를 해석하였다. 특히 본 연구가 기초성능 특성을 분석하는 것이 일차적인 목표이므로 현재 상용화되어 있는 재생형 가스터빈을 대상으로 하게 되고, 따라서 A, B 정도의 성능이 비교적 높지 않은 시스템을 우선적으로 살폈으나, 실제로 궁극적으로는 이들 보다 성능이 더 높은 엔진들이 다중추진 시스템에 도입될 것이 확실하기 때문에 이를 대비한 기초적인 성능 분석도 필요하다. C, D급은 대체로 이러한 목적에 부합하는 대상으로 생각되며 E, F는 이들보다도 더 우수한 성능을 가지는 것들로서 단 기간 안에 상용화되지는 않을 것이지만, 궁극적으로 개발될 것으로 예상된다.

앞 5절까지의 해석을 통하여 단축엔진의 가변회전수 운전이 대체로 가장 높은

열효율을 나타내고 있으므로, 먼저 이 운전 방법에 대하여 C, D, E, F 네 가지 설계점을 대상으로 해석하였다. 부분부하 효율변화를 Fig.4.19에 나타내었다. 현재 기술수준에서의 대표적인 재생가스터빈 (설계점 A)의 결과 (Fig.4.14)과 비교하면 부분부하시의 열효율 감소 정도가 현저히 작다는 것을 알 수 있다. 예를 들어 20%출력에서 C의 부분부하효율은 설계효율의 90%에 이른다. 이것은 A (Fig.4.14)에 비하여 월등히 높은 것이다. 즉, 설계 TIT 가 높아져서 설계 성능이 우수해지면 부분부하 성능도 우수해짐을 의미한다. 또한 설계 압력비가 높으면 (C에 비하여 D, E에 비하여 F)부분부하 효율 특성은 더욱 좋아진다. 압력비가 높은 D, F에 있어서 매우 넓은 출력 범위동안 효율이 설계점보다 높거나 거의 같게 유지된다. 따라서 동일한 TIT에서 압력비를 높게 설계하면 비록 설계 효율은 다소 낮으나, 다음과 같은 여러 가지의 장점을 갖게 된다.

(1) 설계 TET가 낮아져서 상대적으로 재생기 재질의 부담이 줄어들어 경제적임
(2) 비출력이 월등히 커지므로 엔진의 크기를 줄일 수 있음
(3) 부분부하 효율특성이 우수함

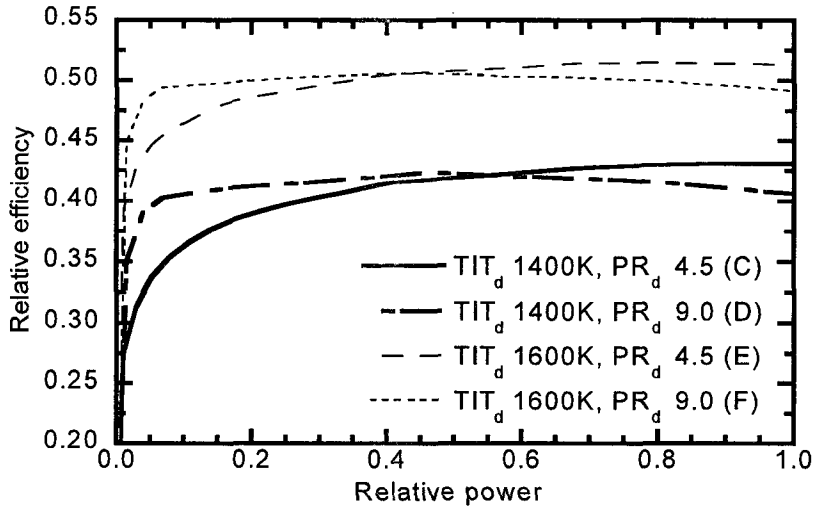


Fig.4.19 Part load efficiencies for the variable speed operation of the single-shaft recuperated gas turbine with different design options

다음으로는 이러한 개선된 설계점을 대상으로 설계점 A에 적용하였던 다양한 운전 방법들을 적용하여 상호 비교 분석하였다. 대상은 소형 마이크로터빈의 목표 성능이자 다중추진 시스템에 적합한 수 MW급의 중소형 엔진의 유력한 설계상태로 예상되는 설계점 D로 삼았다. 부분부하 열효율을 Fig.4.20에 나타내었다. 비교를 위하여 설계성능이 유사한 단순 사이클 가스터빈의 효율 변화도 도시하였다. 이 단순 사이클은 TIT 1500°C, 압력비 22, 효율 40.9% 의 엔진으로서 현재 복합발전을 위하여 개발된 최고 효율급의 단순 사이클 가스터빈들을 대표한다.[4.10] 그림 상의 번호는 각 운전 방법을 지칭한다. 여러 가지 방법들을 동시에 나타내 보면 엔진의 기계적 설계(축)와 운전방법에 따라서 상당히 큰 부분부하 효율 차이가 발생하는 것이 극명하게 부각된다. 우선 단축 엔진의 가변회전수(VS) 운전이 가장 좋은 효율을 가지는 것으로 예상되었다. 분리축 엔진에서도 만일 출력터빈의 효율 감소가 미소하다면 VS와 유사한 정도의 효율을 상당히 넓은 구간에서 가질 수 있다. 물론 출력터빈의 효율 감소를 가정하면 부분부하 효율은 많이 감소하게 된다. 단축엔진의 가변 입구 안내깃(VIGV) 운전도 출력이 큰 운전 범위에서는 어느 정도 높은 효율을 유지하지만 낮은 출력 범위에서는 다른 방법에 비하여 다소 낮은 효율을 보인다. 결과적으로 VIGV 운전은 단순사이클 엔진의 효율 변화와 유사한 정도의 부분부하 효율을 가진다.

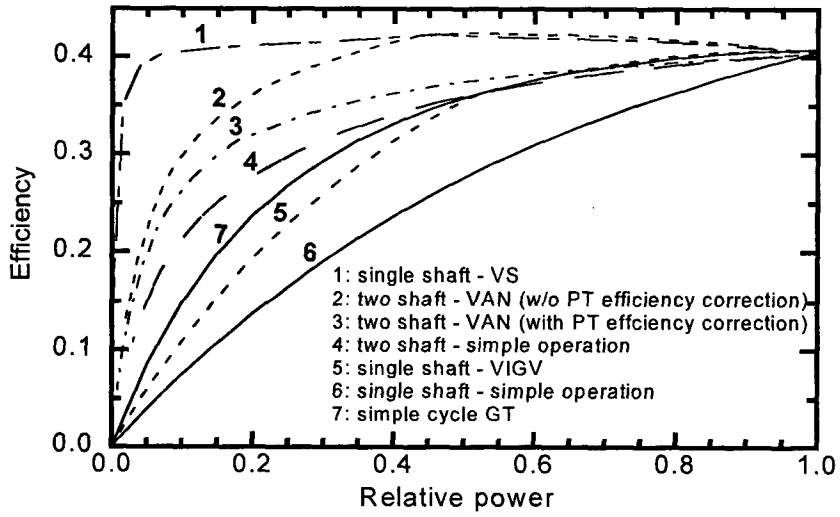


Fig.4.20 Comparison of different configurations and various part load operation strategies for the design point D.

제 4 절 결 론

재생사이클에 대하여 서로 다른 엔진 형식과 다양한 운전방법 그리고 다양한 설계상태를 대상으로 하여 분석한 부분부하 성능의 특성을 다음과 같이 요약된다.

(1) 연료만의 제어에 의한 단순한 운전시의 부분부하 효율을 비슷한 설계 성능을 가지는 단순사이클 가스터빈의 부분부하효율에 비하여 낮다. 재생사이클 가스터빈의 부분부하 효율 향상은 터빈출구온도를 높게 유지함으로서 가능하며, 다축엔진의 경우에 가변회전수운전이나 가변압축기 입구 안내깃 운전으로 가능하다. 특히, 가변 회전수운전이 상대적으로 더 우수한 부분부하 효율을 보장한다. 입구 안내깃 운전에서는 압축기 효율 감소 최소화가 필요하다.

(2) 터빈입구온도가 동일하다면 압력비를 다소 높게 설계하는 것이 부분부하 성능이 높으며 재생기 재질의 열적 한계를 유지하면서 더 다양한 운전 방법의 적용이 가능하게 한다.

(3) 분리축 형태가 기본적으로 더 높은 터빈출구온도로 인하여 단축에 비하여 부분부하 효율 면에서 유리하다. 출력터빈의 가변면적노즐 운전에 의하여 부분부하 효율을 더욱 향상 시킬 수 있으나, 이에 수반되는 터빈 효율의 감소를 최소화하여야만 장점을 충분히 살릴 수 있다.

(4) 설계 터빈입구온도를 높이면 부분부하시의 상대적인 효율이 높아진다. 즉, 열효율의 감소정도가 작아진다. 그리고 압력비는 가능한 최대 효율을 보이는 압력비보다는 더 높게 설계하여야한다. 높은 설계 압력비에서는 설계 TET가 낮아져서 상대적으로 재생기 재질의 부담이 줄어들어 들고, 비출력이 월등히 커지며, 부분부하 효율특성이 우수하다. 가변회전수 운전이 가장 우수한 부분부하 효율특성을 나타내며, 상당히 넓은 운전 범위에서 설계효율과 유사한 정도의 높은 효율이 유지될 가능성이 있다.

제 5 장 수정된 재생사이클 가스터빈 성능분석

제 1 절 개 요

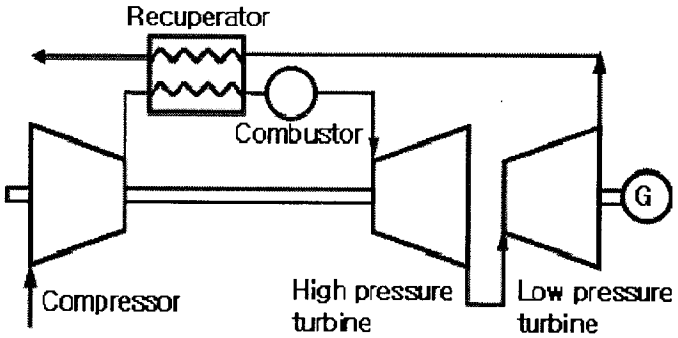
본 장에서는 수정된 재생형 가스터빈의 성능을 분석한다. 다중 추진용 가스터빈을 비롯하여 중소형 가스터빈에서 재생 사이클을 사용하는 것이 열효율 면에서 유리하다는 것은 이미 지금까지의 연구에서 나타난 바이다. 이러한 재생 가스터빈 사이클을 수정한 사이클에 대해서 특성을 살펴보고자 한다.

재생형 가스터빈에서는 재생 열교환 과정이 전체 시스템의 성능에 미치는 영향이 매우 크다(단순사이클의 효율을 두 배 정도 향상시킴). 따라서 재생 열교환 과정의 최적화가 중요하며, 이러한 노력의 일환으로 재생사이클을 개선하려는 이론적 시도들도 이루어지고 있다. 그 중 하나로서 터빈 팽창과정을 둘로 나누어 그 사이에 재생열교환기를 위치시키는 수정된 재생사이클이 제안된 바 있다. 이전 연구들의 결과는 정성적으로 유용한 정보들을 제공하기는 하나[5.11~13], 대부분 단순화된 물성치를 사용함으로서 정량적 비교에 한계가 있다. 따라서 본 연구에서는 실제적인 사이클 해석을 사용하여 정량적으로 현실성 있는 비교분석을 하고, 나아가 파라메트릭 해석을 통하여 최적의 수정된 재생사이클의 설계 파라미터들을 도출하고자 한다.

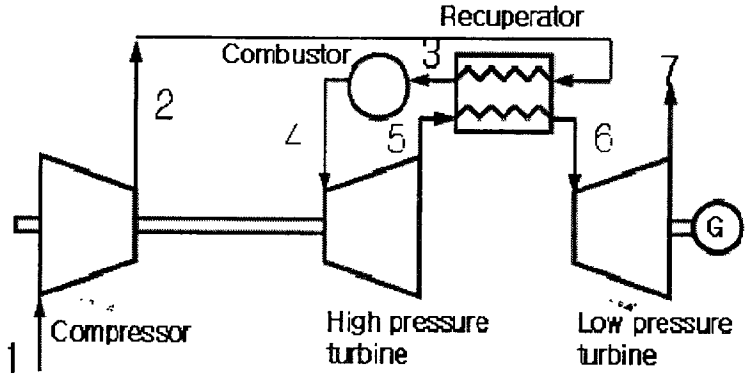
제 2 절 해 석

1. 수정된 재생형 가스터빈 형태

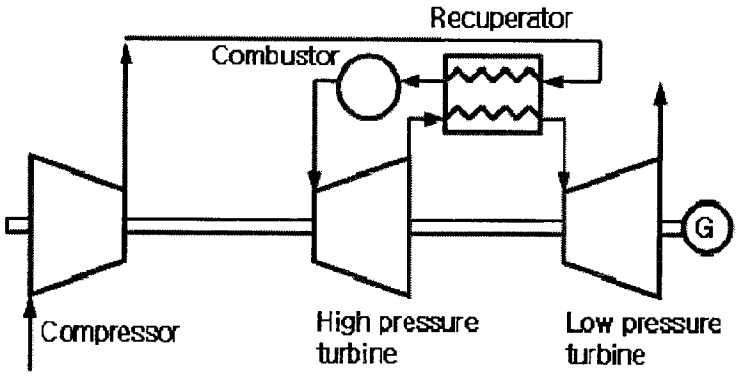
수정된 재생형 가스터빈은 기존의 재생형 가스터빈과 다르게 터빈과 터빈 사이에 재생기를 설치한다. 기존의 재생형 가스터빈과 수정된 재생형 가스터빈을 Fig. 5.1에 개략도로 나타내었다.



(a) Conventional regenerative gas turbine



(b) Modified regenerative gas turbine with split shafts



(c) Modified regenerative gas turbine with single shaft

Fig.5.1 Schematic diagrams for conventional and modified regenerative gas turbines

2. 해석 모델링

현실적으로 터빈을 두개로 나누는 경우에 축을 분리하는 분리축 엔진으로의 제작이 더 유리할 수 있다는 가정 하에 (기존의 분리축 엔진에 재생기 도입 가능), 분리축 엔진 형상을 먼저 고려하였다. 반면에 이 경우에는 사이클 최적화 (최적 터빈 팽창비 배분)가 힘들므로 이를 가능하게 하기 위하여 단순한 단축 설계개념도 추가적으로 고려하였다. 두 가지 형태에서 축 출력(shaft power)은 다음과 같다.

$$\text{single-shaft} : \dot{W}_{sh} = \dot{W}_t - \dot{W}_c$$
$$\text{two-shaft} : \dot{W}_{hpt} = \dot{W}_c,\ \dot{W}_{sh} = \dot{W}_{lpt} \qquad (5.1)$$

Table 5.1 Parameters for analysis

Ambient temperature, K	288.15
Ambient pressure, kPa	101.3
Turbine inlet temperature, K	1100~1500
Pressure ratio	3~30
Compressor efficiency, %	87
Turbine efficiency, %	91
Recuperator efficiency, %	85
Inlet, outlet duct pressure loss, %	2
Recuperator air side pressure loss, %	3
Recuperator gas side pressure loss, %	3
Combustor pressure loss, %	4
Generator efficiency, %	93
Air flow rate, kg/s	1

재생 열교환기의 효율은 다음과 같이 온도효율로서 정의하였다.

$$\epsilon = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{gas,in} - T_{air,in}} \qquad (5.2)$$

가스터빈 발전시스템의 출력과 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{W}_{sys} = \dot{W}_{sh} \cdot \eta_{gen}, \; \eta_{sys} = \frac{\dot{W}_{sys}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \tag{5.3}$$

정확한 물성치 계산이 가능한 프로그램을 사용하여 계산하였으며, 단위 공기유량을 기준으로 하였다. Table5.1에 가정한 설계 파라미터들을 나열하였다. 각 구성부에서의 손실 및 효율들이 현실적으로 주어져 있다. 단, 터빈냉각은 고려하지 않았다.

제 3 절 해석 결과 및 분석

1. 설계 성능

먼저 수정된 재생사이클 가스터빈의 분리축 제작을 고려한 성능해석을 하였다. Fig.5.1(b)의 분리축 설계를 가정한 수정된 재생사이클의 해석을 수행하여 Fig. 5.1(a)의 기존 재생사이클 성능과 비교하였다. Fig.5.2 와 Fig.5.3 에 수정된 재생사이클과 기존 재생사이클의 터빈입구온도와 압축기 압력비에 따른 효율과 출력의 변화를 비교하였다. 일반 재생사이클 가스터빈인 경우 잘 알려져 있는 바와 같이 매우 낮은 압력비에서 최대 효율 값을 갖는다. 그러나 수정된 재생사이클 가스터빈에서는 상대적으로 높은 압력비에서 최대 효율 값을 갖는 것으로 나타났다. 정성적 결과는 이전 연구들과 동일하다. 1100K의 비교적 낮은 터빈입구온도에서도 최고효율 압력비가 10 근처이다(기존 사이클에서는 최적 압력비는 3~4임). 두 사이클 모두 터빈입구온도 상승에 따라서 최적 압력비가 높아진다. 그러나 그 증가 정도는 수정된 사이클에서 더 두드러진다. 1100K에서 1500K으로 높아지면 최적 압력비는 10에서 20근처로 대폭 높아진다. 그러나 기존 사이클에 비하여 수정된 사이클은 최적효율 부근에서 압력비 변화에 따른 효율 변화가 기존 사이클에 비하여 크지 않다는 장점이 있다. 각 터빈 입구온도에서 최고 효율은 수정된 사이클에서 다소 낮은 것으로 분석되었으나 온도가 높을수록 차이는 크지 않다. 결과적으로 주어

진 터빈입구온도에서 수정된 사이클에서 압력비가 기존 사이클에 비하여 2~3배정도 높아져야 하는 설계상의 부담이 있다.

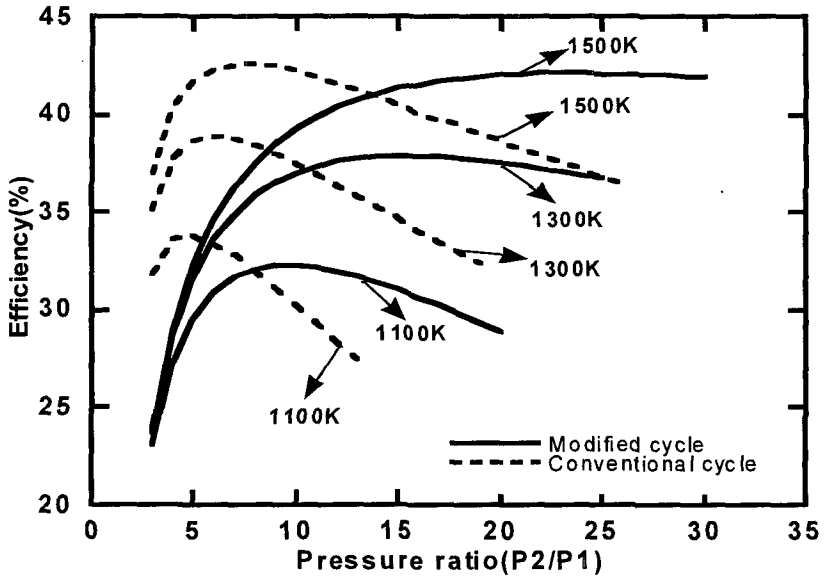


Fig.5.2 Efficiency comparison of the modified cycle based on split shaft and the conventional cycle

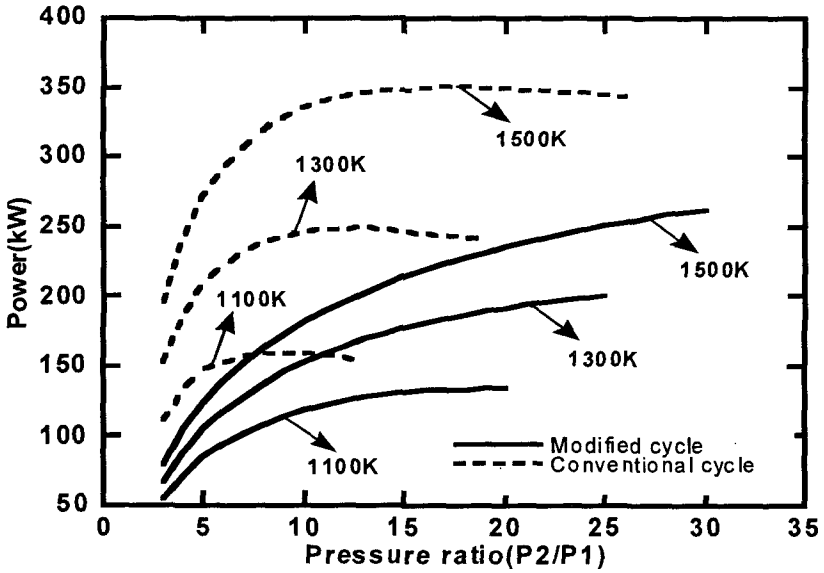


Fig.5.3 Power comparison of the modified cycle based on split shaft and the conventional cycle

그러나 이러한 고 압력비가 필요한 불리한 측면은 오히려 기회의 요인이 될 수도 있다. 즉, 기존에 재생 사이클이 아닌 단순 사이클로 설계된 가스터빈들은 일반적으로 압력비가 재생사이클에 비하여 높게 설계되기 때문에 터빈출구온도가 낮아서 재생 사이클로 개조하는 것이 큰 이득이 없다. 따라서 현재까지는 재생 사이클이 불가한 것으로 인식된다. 그러나 수정된 재생 사이클을 이용하면 충분히 높은 압력비로도 재생 사이클 구성이 가능하므로 기존의 단순사이클 가스터빈을 개조하여 효율을 향상시키는 것이 가능하다. 특히, 분리축 가스터빈에서는 이미 축이 중간에 분리되어 있으므로 고압터빈 다음에 재생기를 설치하기가 용이하다. 특히 분리축 가스터빈은 일반적으로 항공용 엔진을 개조한 것들로서 압력비가 상대적으로 높게 설계되어 있다. 따라서 수정된 재생 사이클을 적용하기에 적합하다.

반면에 Fig.5.3의 출력비교에서 확연히 나타나듯이 동일한 압축기 압력비에서는 수정된 사이클은 출력이 기존 사이클에 비하여 상당히 작다. 그 이유는 2차 터빈에서 팽창 시작 온도가 낮아서 터빈 출력이 대폭 감소하기 때문이다(주어진 압력비에서 팽창시작 온도가 낮아지면 엔탈피 강하, 즉 터빈 발생 일이 작아지는 재열효과에 기인함). 결과적으로 수정된 사이클의 터빈 팽창비를 분리축 설계를 염두에 두고 설정하게 되면 최적 효율과 출력이 다소 감소하는 단점이 있다. 만일 분리축이 아닌 단축 설계를 고려한다면 고압 및 저압터빈의 팽창비를 적절하게 설계할 수 있을 것이고 경우에 따라서는 최적화도 가능할 것이다. 이러한 해석도 본 장에서 다룬다.

2. 재생기 효율의 영향

재생사이클 가스터빈에서 가장 중요한 과정은 터빈 배기열을 회수하는 재생과정이다. 본 절에서는 재생기 효율 변화가 성능에 미치는 영향을 기존 사이클과 수정된 사이클 사이에서 비교하였다. 정량적으로 비교의 합리성이 가장 높은 1100K를 대상으로 하였다. 더 높은 온도에서는 실제로 터빈 블레이드 냉각을 사용하게 되므로 이러한 효과가 성능에 정량적으로는 다소 다른 결과를 가져올 것으로 예상된다. Fig.5.4에 재생기 열교환 효율을 0.7~0.9 사이로 변화시켰을 때 사이클 열효율에 미치는 영향을 비교하여 나타내었다. 두 사이클 모두에서 재생기 효율이 높아

질수록 최적효율 압력비가 낮아지는 경향을 나타내었다. 주의할 점은 수정된 사이클이 일반 사이클에 비해서 재생기 효율의 영향이 작다는 것이다. 결과적으로 재생기 효율이 나쁘면 최고효율이 비슷해진다. Fig.5.5에는 재생기 효율이 출력에 비치는 영향을 나타내었다. 일반 사이클은 재생기 효율이 터빈팽창에 영향을 주지 않으므로 출력 변화가 없다. 그러나 수정된 사이클은 재생기 효율에 따라서 2차 터빈 팽창시작 온도가 달라지므로 출력이 영향을 받는다. 재생기 효율이 낮을수록 효율은 낮아지지만 2차 터빈 입구 온도가 높아져 출력은 오히려 증가한다.

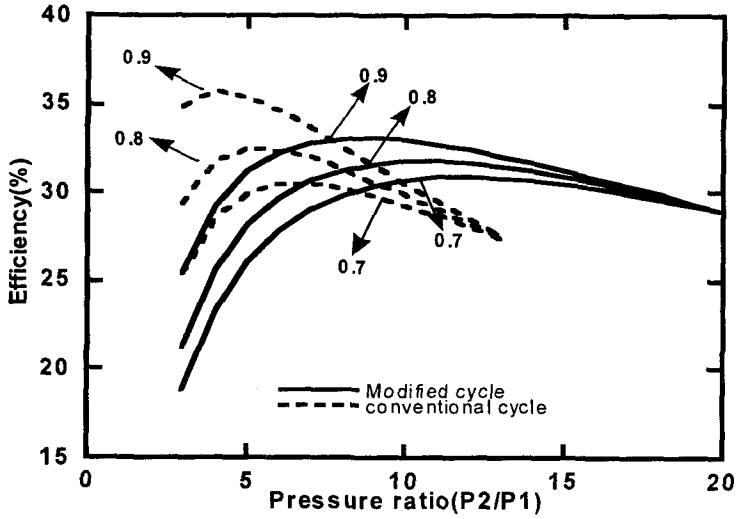


Fig.5.4 Effect of recuperator effectiveness on cycle efficiency for TIT=1100K

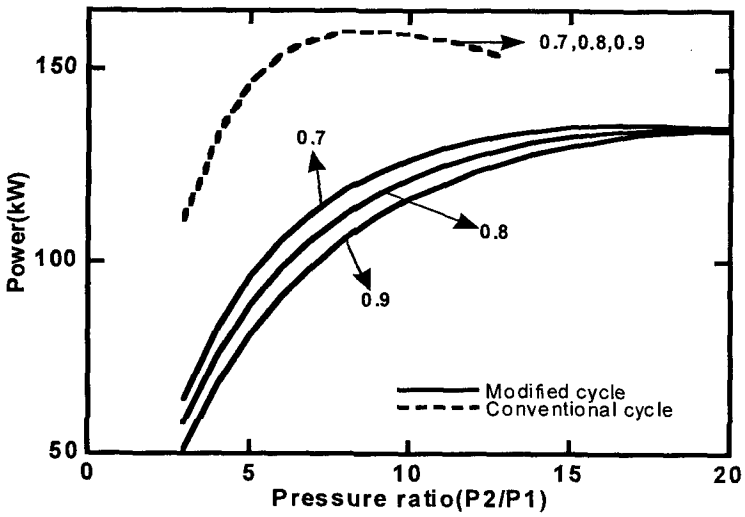


Fig.5.5 Effect of recuperator effectiveness on cycle power for TIT=1100K

3. 터빈 팽창비 최적화

본 절에서는 터빈팽창비의 조절에 의한 사이클 효율의 최적화를 해석하였다. 이를 가능하게 하기 위해서는 비록 터빈이 분리되더라도 시스템 형태는 Fig.5.1(c)와 같은 단축형태가 되어야 할 것이다. 터빈입구온도는 1100K로 고정하고 각 압축기 압력비에 대하여 1차 터빈의 팽창비를 변화시키면서 성능을 구하였다. Fig.5.6에 수정된 사이클을 온도-엔트로피 선도에 나타내었다. 터빈입구온도 1100K에서 압력비 10에 대해 분리축 설계의 경우와 최적화된 설계를 비교하여 나타내었다. Fig. 5.7에 각 압력비에 따라 최적 효율점을 갖는 고압터빈 팽창비의 변화를 나타냈다. 종축은 전체 터빈 압력비 중에서 고압(1차)터빈 압력비의 비율 ($\frac{P_4/P_5}{P_4/P_7}$)로서 고압터빈 팽창비로 정의함)을 나타낸다. 낮은 압력비에서는 최적 효율의 고압터빈 팽창비가 1에 근접하므로 사실상 기존 재생사이클에 근접한다. 중간정도의 압력비에서는 고압터빈의 팽창비가 다소 감소하지만, 분리축일 때의 고압터빈 팽창비 보다는 크다. 즉 분리축에 비하여 고압터빈의 출력 발생비율이 더 크다. 일정한 압축기 압력비 이상에서는 최적의 고압터빈의 팽창비가 분리축에 비하여 작은 경우가 발생한다. 분리축의 고압터빈 팽창비는 압축기 압력비가 높아질수록 감소하지만 압력비가 일정한 압축기 압력비 이상에서는 거의 일정하다.

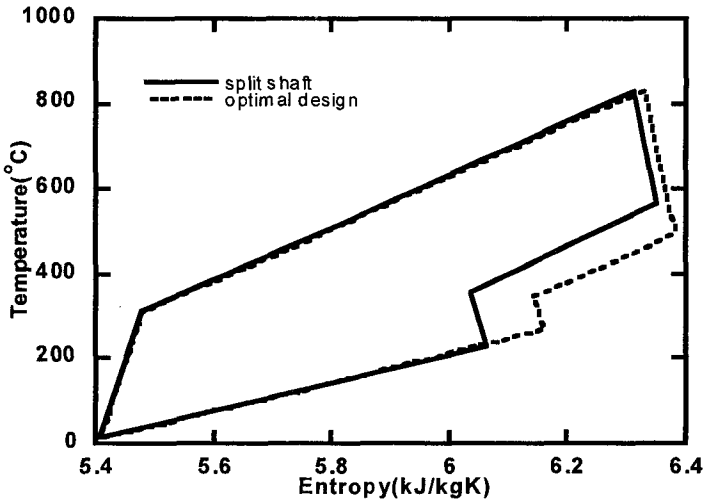


Fig.5.6 An example of the T-s diagram of the modified regenerative cycle

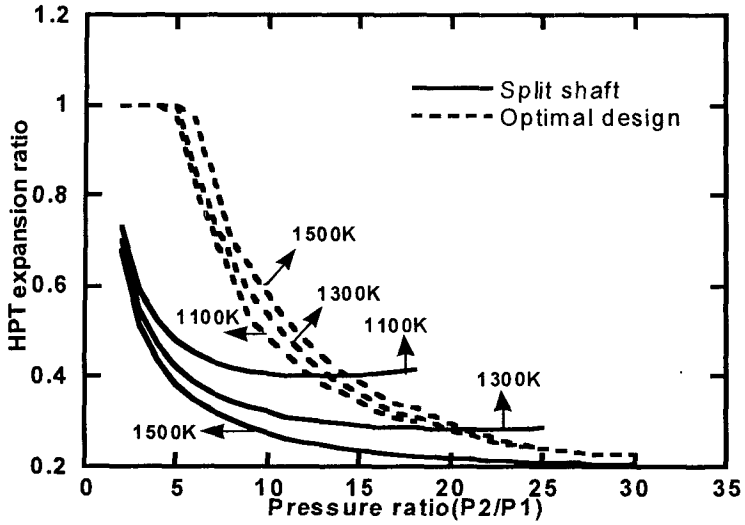


Fig.5.7 Variation in HPT expansion ratio for optimal efficiency

Fig.5.8, 5.9에서는 Fig.5.7의 결과를 이용하여 각 압축기 압력비별로 최적화된 터빈 팽창비 분리에 기초한 최적 설계점(optimal design)들의 성능을 도시하였다. 기존 재생사이클과 분리축에 기반한 수정된 사이클의 결과들과 비교하여 나타내었다. 다른 경우와 정성적으로 유사하게 각 압축기 압력비에서 고압터빈의 팽창비가 감소하면서 사이클 효율이 상승하다가 최적점을 지나면 다시 감소한다. 낮은 압력비에서는 최적설계를 했을 경우 팽창비가 높게 유지되기 때문에 기존의 재생사이클 효율과 유사한 값을 가지며 일정한 압력비 (약 12) 이상에서는 분리축 설계와 유사한 효율을 갖는다. 중간 압력비(5~12)에서는 고압터빈 팽창비를 최적설계 했을 때 분리축 설계 시 효율 및 기존 재생사이클의 효율보다 높게 나왔다. 출력은 낮은 압력비를 제외하고는 기존의 재생 사이클 보다 작다. 분리축 설계와 비교하면 낮은 압력비에서는 출력이 상대적으로 크며, 높은 압력비 (14이상)에서는 고압터빈의 팽창비가 분리축 사이클의 팽창비보다 작은 곳에서 최적화가 되기 때문에 출력이 더 작다.

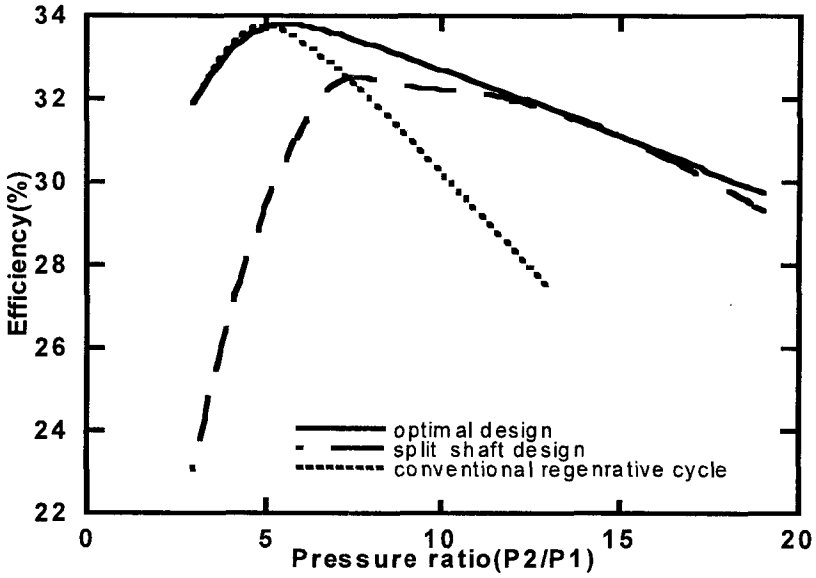


Fig.5.8 Comparison of efficiency of optimal design, split shaft design and conventional regenerative cycle

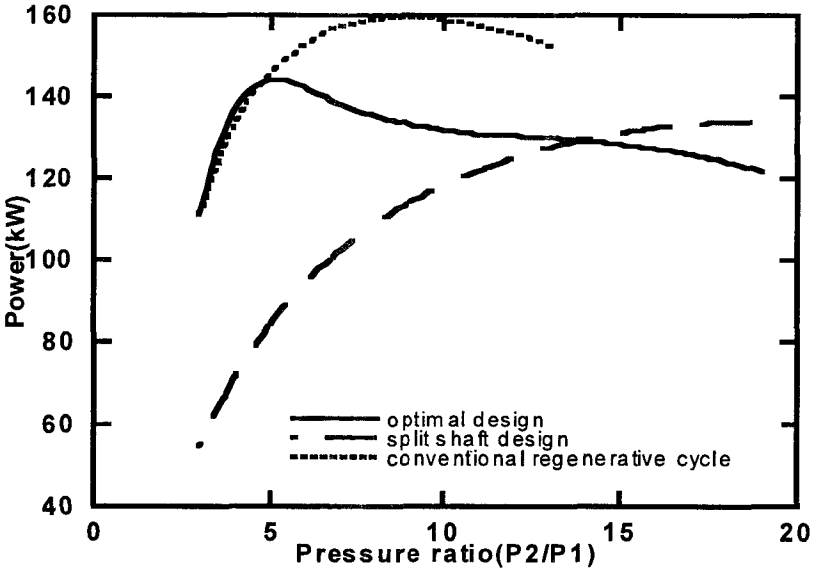


Fig.5.9 Comparison of power of optimal design, split shaft design and conventional regenerative cycle

제 4 절 결 론

터빈 팽창을 나누고 그 사이에 재생기를 위치시키는 수정된 재생사이클 가스터빈의 성능을 해석하였다. 분리축 제작을 가정한 해석으로는 다음의 결과를 얻었다.

(1) 수정된 재생사이클 가스터빈은 기존의 재생사이클 가스터빈보다 높은 압력비에서 효율이 최적화되며, 출력은 수정된 재생사이클 가스터빈이 전반적으로 기존 재생 사이클에 비하여 작다.

(2) 수정된 재생사이클은 재생기의 효율변화에 의한 영향을 기존 재생사이클보다 적게 받으며, 재생기 효율이 낮은 경우에 기존 사이클보다 상대적으로 더 유리하다.

단축 제작을 가정하여 터빈에서 고압 터빈과 저압터빈의 팽창비를 변화시키며 해석한 결과는 다음과 같다.

(3) 주어진 압축기 압력비에서 고압터빈의 팽창비 변화에 따라 최적의 효율이 존재하며, 높은 압력비에서는 고압터빈 팽창비가 일정하게 유지된다. 이 팽창비는 높은 압력비 영역을 제외하면 대체로 분리축의 경우보다 크다.

(4) 낮은 압력비에서는 기존 재생사이클과 유사한 효율을, 높은 압력비에서는 분리축 설계와 유사한 효율을 갖으며, 그 사이의 압력비에서는 두 경우보다 더 높은 효율이 가능하다.

제 6 장 소형 재생형 가스터빈의 성능실험

제 1 절 개 요

현재 다중추진 시스템에 사용하고자하는 가스터빈의 용량은 대체로 3~4 MW급의 중소형으로서 이 수준의 엔진들 중에는 단순 사이클로는 그러한 높은 효율이 가능하지 못하다. 이런 배경에는 현재까지는 대형 업체들이 중소형 가스터빈 보다는 대형 가스터빈의 개발에 주력해왔기 때문에 상대적으로 기술개발이 뒤처진 이유도 있으며, 한편으로는 엔진이 소형이 될 수록 그만큼 고온을 유지하기 위한 냉각 등 고성능 기술의 사용이 힘든 이유도 있다. 여하간 중소형 가스터빈들은 단순 사이클로는 30% 후반의 효율을 얻기 힘든 것이 현실이다. 따라서 중소형 가스터빈들에서의 현재 기술개발 추세는 재생사이클(regenerative cycle)을 사용하는 것이다. 이러한 이유로 앞 장의 연구에서 주로 재생형 가스터빈의 성능 해석 및 설계특성을 살펴보았다. 본 장에서는 소형 재생형 가스터빈을 대상으로 실험을 통하여 넓은 부하 범위에서의 운전 특성 및 성능특성을 분석하고자 한다.

본 연구에서 사용한 가스터빈은 30kW급 마이크로 가스터빈으로서 현재 마이크로터빈의 시장 점유율이 가장 높은 Capstone 사의 C30 이다. 재생기(recuperator)를 장착한 엔진으로서 비록 소형이지만 구조적으로 앞서 언급한 바와 같이 다중추진 시스템용으로 유망한 재생사이클 가스터빈에 해당한다. 따라서 이를 이용한 성능 및 운전 특성 분석은 본 과제의 기초 연구로서 유용도가 매우 높다고 판단한다. 더욱이 이 가스터빈은 신뢰성이 높고 엔진 운전과 성능 및 기초 데이터 분석이 여타 상용 엔진에 비하여 용이하다. 이러한 가스터빈을 이용한 성능 실험을 통하여 (1) 가스터빈 운전 성능 데이터 수집 및 분석, (2) 구성부 성능 자료 획득 및 설계 자료 도출, (3) 운전 해석 프로그램 개발의 검증 자료 도출 등을 수행할 수 있을 것으로 기대된다.

재생사이클로 제작되는 현재의 마이크로터빈들은 대체로 터빈입구온도 800~900°C, 압력비 3~5 정도로 설계되며 효율은 대체로 25~30% 정도이고, 비출력은 100kJ/kg을 약간 상회하는 정도이다. 현재 국내에서도 마이크로터빈의 개발이 시도되고 있으며,[6.1~3] 이들의 사양 역시 이 범위에 해당한다. 터빈 및 재생기에 모두

초내열 합금, 나아가 세라믹 재질을 적용하여 고온화가 가능하면 궁극적으로 50% 대 까지도 효율을 얻을 수 있을 것으로 예상된다.[6.4] 그러나 현실적인 목표는 효율 40%를 얻는 것이며, 이 또한 현재 개발 추세로는 가까운 장래에는 얻기가 쉽지만은 않다. 현재 개발되고 있는 200~300kW급 엔진들의 개발 목표는 발전효율 약 30%대 중반이며, 배기열을 이용하여 추가의 전력을 얻는 복합 시스템을 통하여 40%의 효율을 얻고자 연구개발이 진행되고 있다.[6.5~6]

한편 설계 성능에 더하여 탈설계 성능에도 주의를 기해야 한다. 다른 열기관과 마찬가지로 가스터빈엔진도 상당히 많은 운전 시간 동안 설계 조건과는 다른 운전 조건에서 작동해야 하기 때문이다. 다중추진 용으로 사용되는 경우에도 부하 변동은 불가피하다. 특히 일차적으로 부하가 감소된 상태에서의 작동 성능이 매우 중요하다. 기저부하를 감당하는 발전용 엔진들과는 달리 본 연구의 목표에서처럼 추진용으로 사용된다면 그러한 부분부하 운전의 중요성이 더욱 중요하다 하겠다. 가스터빈 형태에 상관없이 대체로 출력이 감소하면 열효율은 감소하는 것이 일반적이다. 따라서 부분부하 상태에서도 가능하면 효율의 감소를 최소화시키려는 노력이 필요하다.

그러므로, 설계단계에서부터 부분부하 운전 상태에서도 열효율을 높게 유지할 수 있도록 설계하는 것이 중요하다. 이러한 고려는 마이크로터빈 등 모든 가스터빈들의 기계적 설계, 출력제어방식 모두에 영향을 미치게 된다. 재생사이클 가스터빈에서는 터빈출구온도 즉, 재생기 입구 온도를 가능한 높게 유지해 주는 것이 부분부하 열효율을 높일 수 있다.[6.6~7] 따라서 실제로 현재 개발되는 엔진들에서는 가변회전수 운전(variable speed operation)을 통하여 터빈출구온도를 높게 유지하는 방식을 채용하는 경우가 많다. 이 경우에 엔진 출력축이 가변회전수 운전을 하면서도 시스템 외부로 일정한 주파수의 전력을 송출하기 위해서 디지털 출력 제어 장치(digital power controller, DPC)를 필요로 한다.

이상과 같이 현재 마이크로가스터빈 발전시스템은 코어 엔진(core engine)에 디지털 제어장치를 포함한 부가적인 장치들이 탑재된 발전기 시스템 형태로 사용자에게 공급된다. 본 연구에서는 이렇게 종합 전력시스템으로서 제공되는 실제 시스템을 대상으로 한 운전을 통하여 시스템의 작동 특성을 분석하고 나아가 마이크로터빈 엔진 자체의 성능을 분리해내어 분석하는 것을 목적으로 한다. 이를 위해 상용 마이크로 가스터빈을 대상으로 부하별로 성능지표들을 측정하고 분석한다. 시스

템에서 자체적으로 제공되는 운전 데이터들과 추가적으로 계측한 데이터들을 대상으로 하여 각 구성부에서의 에너지 손실을 분석, 성능해석에 필요한 엔진 내부 중요 파라미터들을 도출하며 엔진의 비정상상태 운전 특성분석을 한다.

제 2 절 실험장치

1. 제원 및 개요

사용한 실험 장비는 Capstone사의 Micro Gas Turbine C30 LP모델이다.[6.8~9] 제작사에서 제공하는 30kW급 모델들의 사양을 Table 6.1에 요약하였다. 엔진의 사양이 제4장에서 살핀 설계점 A와 유사한 것으로서 현존하는 대표적인 소형 재생사이클 가스터빈이다. 연료 공급 압력에 따라서 HP(고압), LP(저압)으로 분류되며, 재생기가 없는 단순사이클(SC)도 있다. 본 연구실에서 보유하고 있는 것은 저압(계기압 0.2~14.7 psi) 천연가스(NG)를 사용하는 LP 시스템이다.

ISO 조건 (15℃, 1 atm)에서 정격출력 30 kW(+0/-2), 발전효율 26 %(±2)로 알려져 있다(연료압축기 전력소모 제외). 이 엔진의 구성도는 Fig.6.1에 나타내었다. 코어엔진에서는 1단 원심압축기와 1단 구심터빈이 단축으로 연결되어 있고, 환형(annular type) 연소기가 터빈 후방에 위치하며, 일차 표면형 (primary surface type) 재생기가 코어엔진을 감싸고 있다. 설계조건으로서 축 회전수는 96,000 rpm 이며, 터빈입구온도는 850°C 이하, 압력비는 3.5를 다소 상회하는 것으로 추정된다.

연료는 천연가스 또는 프로판, 메탄 등이 사용 가능하다. 본 실험 장치에 사용한 시스템은 낮은 압력으로 공급되는 도시가스(메탄이 주성분인 천연가스)를 압축하기 위한 연료 압축기가 내장되어 있어서 실제 시스템에서 송출되는 발전 출력이나 효율은 앞서 언급한 성능보다 다소 낮다.

또한 이 시스템은 단독 부하처리용 (stand alone) 및 계통연계(grid connection)로 모두 사용 가능하다. 시스템 내부에 위치한 제어장치는 엔진운전, DPC 및 기타 시스템 내부 여러 보조 장치(BOP)들에 필요한 전력을 공급하는 등의 전반적인 제어를 하게 된다. 특히 시스템 제어 소프트웨어를 통하여 시동, 정지 및 부하 조절 등 조작이 가능하며, 시스템 운전상태를 파악할 수 있다. 또한 시스템 내부에 자체

적으로 중요한 운전 파라미터들, 예를 들어 각 위치에서의 전기출력, 엔진 축 회전수, 압축기입구 온도 및 터빈출구 온도 등 최소한의 주요 파라미터들이 측정된다.

터빈 출구에 열 교환기를 설치하여 효율을 증가시키는 재생 사이클로 구성되어 있다. 터빈을 통과한 가스는 압축기를 통과한 공기를 예열하기에 충분할 정도로 온도가 높으므로 터빈의 배기열(exhaust heat)을 활용하여 압축기 출구공기를 예열하여 연소기 열입력을 감소시켜서 열효율을 향상시킨다. 엔진 시스템 개략도는 Fig.6.2에 보였다.

이 가스터빈의 특징은 고속회전에 적합하고 부가장치를 줄이기 위하여 공기베어링(air bearing)을 채택하고 있으며, 설계 회전수 96,000 rpm의 고속 발전기(high speed motor generator)를 사용한다. 이 발전기는 영구자석을 사용하고 공기냉각 방식을 사용하며 시동 모터의 역할도 겸한다. 공기냉각 방식으로 엔진 흡입 공기를 사용하는데 흡입구에서 압축기 입구에 이르는 동안 공기온도가 다소 상승하게 된다. 엔진의 부하에 따라 엔진 축의 회전수가 변하므로 발전기 출력 전기의 주파수가 출력에 비례하여 변한다. 이러한 가변 주파수 전기는 디지털 출력 제어시스템(DPC,Digital Power Controller)에서 교류-직류-교류 변환 과정을 거치면서 시스템 출력으로 저주파의 일정한 주파수(60Hz) 교류 전기(60Hz)를 제공한다는 것이다. 따라서 앞 장에서 살핀 바 있는 가변회전수 운전(variable speed operation)을 한다.

또한 마이크로 터빈 자체적으로 내부에 각종 센서를 내장하고 있고, 이것을 RS232 Cable을 통하여 컴퓨터에 설치되어있는 프로그램(CRMS)으로 직접 전송하여 주게 되어 있으며, 이 프로그램을 이용하여 엔진을 제어하며, 데이터를 수집하여 정리할 수 있다. Fig.6.3에 시스템 block diagram을 나타내었다.

대부분의 필요한 성능 데이터를 엔진 자체에서 제공하고 있으나, 제공되는 자료 중 많은 부분은 실 측정값이 아니라 다른 측정 자료와 설계시의 성능 데이터베이스를 기반으로 계산된 값으로 알려져 있으므로 정확한 성능실험을 위해서는 몇 가지 자료에 대한 별도의 측정 설비가 필요하다. 예를 들어 연료와 공기 유량이나 출구온도와 같은 보정이 필요한 데이터에 대하여서는 필요한 측정 장비를 따로 설치하여 데이터를 수집하기로 한다.

Table 6.1 Capstone Micro Turbine Key Performance Parameters

Model	M330(HP)	M330(LP)	M330(SC)
Power(KWe)	30	28	30
Efficiency(%, LHV)	27	26	14
Mass flow(kg/s)	0.32	0.32	0.32
Pressure ratio	3.64	3.64	3.64
Turbine Inlet Temp	824	824	824
Exhaust Temp	260	260	518
Speed(rpm)	96000	96000	96000

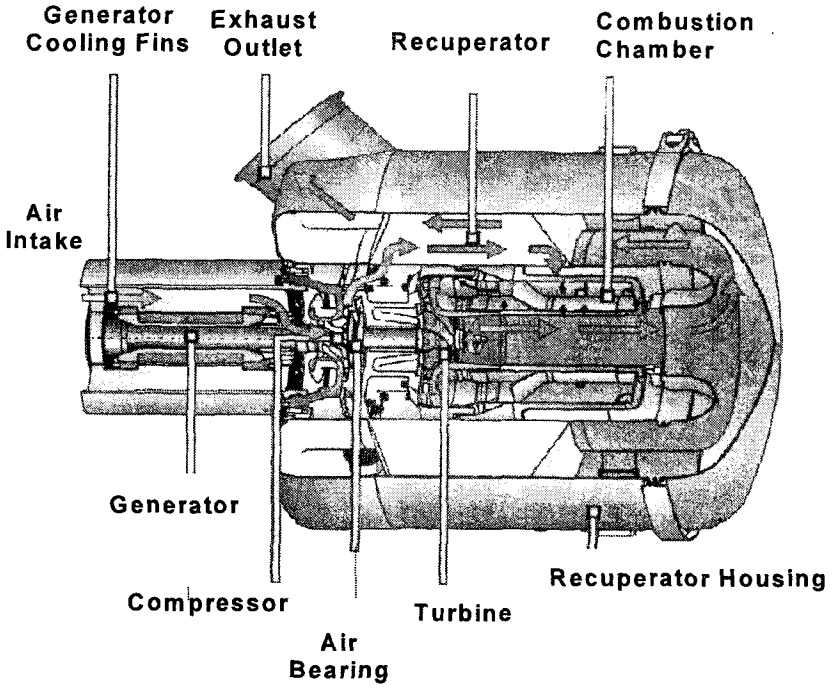


Fig.6.1 Schematic of Capstone C30 micro gas turbine

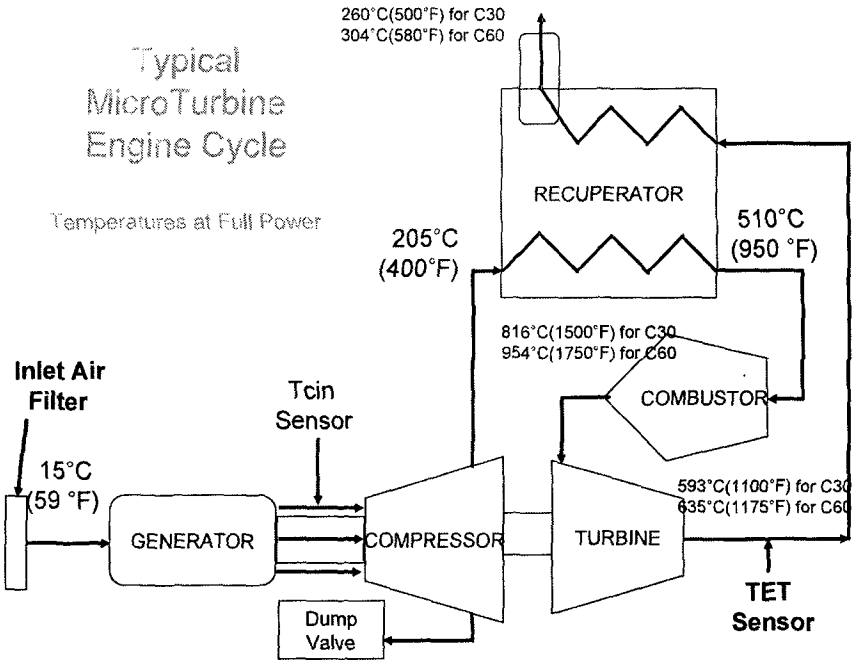


Fig.6.2 Flow system of the gas turbine

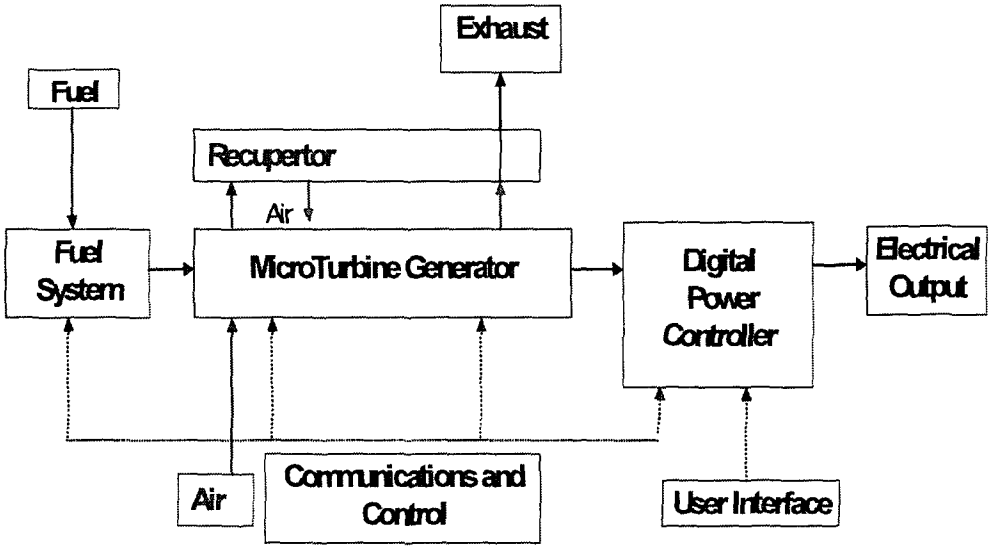


Fig.6.3 Capstone Micro Turbine system Block diagram

2. 시스템 구성

Fig.6.4는 설치된 시험장치의 실물 사진이며, Fig.6.5는 시스템 내부 사진으로서 위쪽 에는 엔진 에셈블리가 위치하고 아래에는 연료공급계통과 DPC, 배터리 제어기 등 시스템 제어설비가 위치한다. 제작사가 공급하는 시스템은 상용전원과 결합하여 사용할 수 있는 Grid Connection과 상용전원과의 연계 없이 독자적으로 구동하는 Stand alone, 두 가지 형태에서 동시에 구동할 수 있는 Dual Mode의 3가지 구동방식이 있으며, 여러 대의 MGT를 설치하여 동시에 구동시킴으로써 많은 Power를 낼 수 있는 Multi Pac 기능이 있으나 본 실험실에서는 한 대만을 도입하여 Grid Connection 및 Stand Alone 상태에서 구동하도록 설치되어 있다. Grid Connection 상태에서는 상용전원이 Startup power source 및 Load의 역할을 동시에 수행하여 주게 되어 있으나, 제품의 규격전압은 480V인데 비하여 국내 상용전원은 220V로 들어오기 때문에 전압차를 조정하여 주기 위하여 변압기를 설치하였다. 또한 Stand alone 상태에서는 Turbine 자체에 내장되어 있는 Battery에서 Startup power를 담당한다. Stand alone 상태에서는 만들어진 전력을 외부로 공급할 수 없기 때문에 Load를 외부에 설치하였고, 상용전원 및 외부 Load와 연결, 차단 및 전환을 목적으로 하는 Control Panel을 실험실 내부에 설치하여 좀 더 유동적인 실험을 할 수 있도록 실험 장비를 구성하였다. 연료는 4,000 mm H_2O로 공급되는 도시가스를 사용한다.

엔진은 시동(start-up)시에 적정 회전수(25,000 rpm)까지는 외부(혹은 배터리) 전원으로 운전되고 이후 연료가 공급되어 가속운전에 들어가서, 회전수 45,000 rpm 근처에서 idle상태를 유지한다. 여기서부터 부하가 주어지면 회전수를 높여가며 부하에 맞는 출력을 제공한다. 정상적인 Shut-down시에는 무부하 상태에 이른 뒤 배터리를 충전하고 이어서 엔진 내부 냉각을 위하여 일정기간 동안 공기흡입을 지속한 뒤 작동을 멈춘다. Fig.6.6은 Stand Alone 상태에서 가스터빈이 구동될 경우 어떠한 방식으로 시스템이 제어되는지를 보여주는 개략도이다. 가스터빈을 Start up 한 경우라도, 몇 가지 조건을 만족하지 않으면 가스터빈은 자체적으로 Shut down 하도록 설계되어 있으며 이것은 안전 및 불필요한 터빈의 운전을 방지하기 위한 방법으로 사용되어진다.

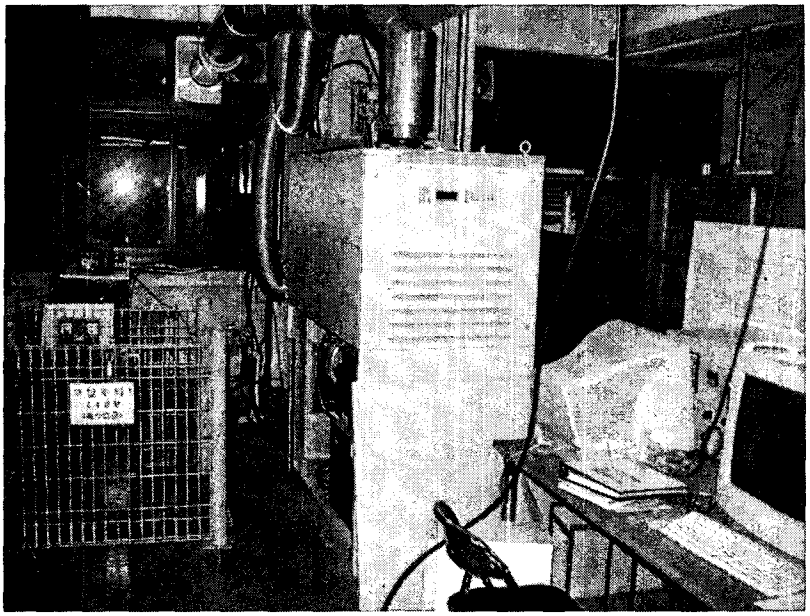


Fig.6.4 Test facility

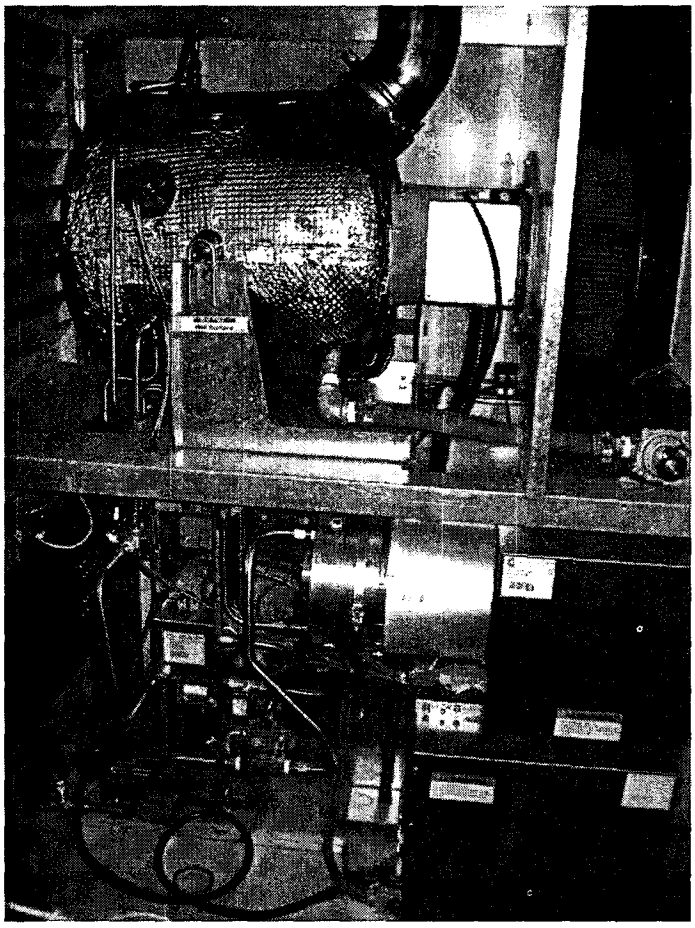


Fig.6.5 System internal view

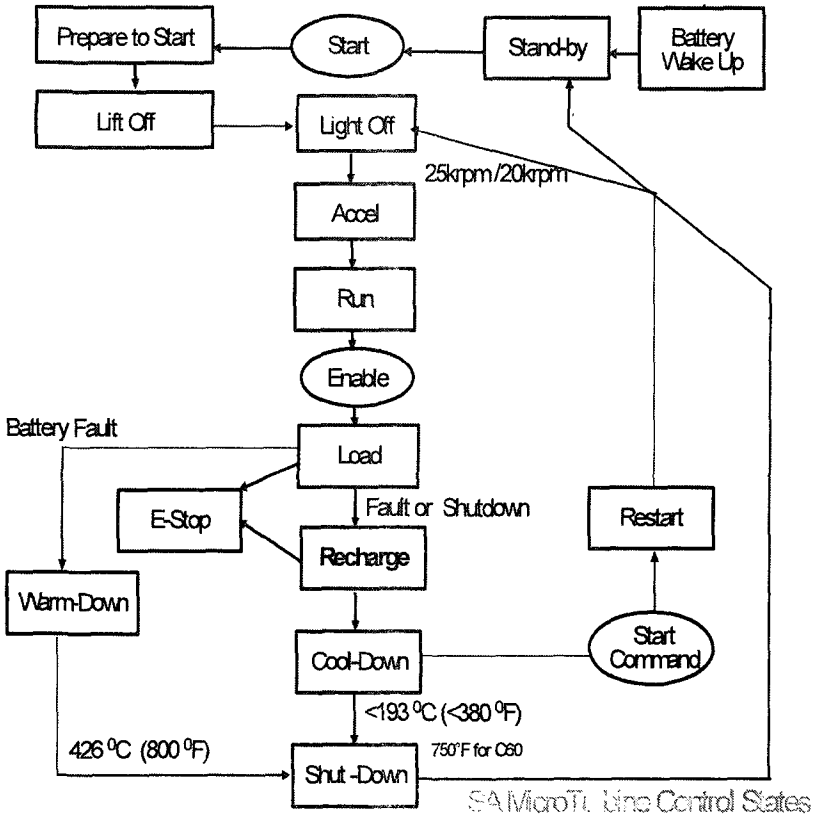


Fig.6.6 Micro gas turbine control states(Stand Alone)

고속 Generator에서 발생된 Power는 Digital Power Controller(DPC) 내에서 교류에서 직류로 변환되고, 직류전원을 사용하여 가스터빈 자체적으로 필요한 모든 전력을 충당한다. 또한 이 전력은 Stand Alone상태에서 가스터빈이 작동될 경우 내부에 있는 Startup Battery를 충전하는데 사용된다. 외부로의 최종 출력 전기는 다시 저주파의 교류로 변환되어 나간다.

마이크로터빈은 자체에 설치되어 있는 Display Panel을 통하여서 뿐만 아니라 컴퓨터에 설치되어 있는 CRMS프로그램을 장비를 시동하고, 통제할 수 있도록 되어있으며, 이 프로그램을 이용하여 터빈 내부의 각종 데이터를 직접 수집할 수 있도록 설계되어있다. Fig.6.7은 CRMS프로그램을 이용하여 터빈을 구동하는 그림이다. 왼쪽에 보이는 것이 터빈을 구동하고 제어l하는 Main control window이고 오른쪽에 보이는 것은 현재 터빈 내부의 데이터를 그래프로 나타내 주는 Strip Chart이다. Strip Chart를 통해서 Start-up 및 구동시의 운전 특성과 내부 동 특성을 확인할 수 있다. 원하는 각각의 데이터를 차트 오른쪽에 보이는 바를 이용하여 직접

선택하여 확인이 가능하고 사용자가 원하는 시간 간격을 조절하여 받을 수 있으며, 각 시점의 데이터를 파일로 저장하여 확인하고 분석하는 것이 가능하다.

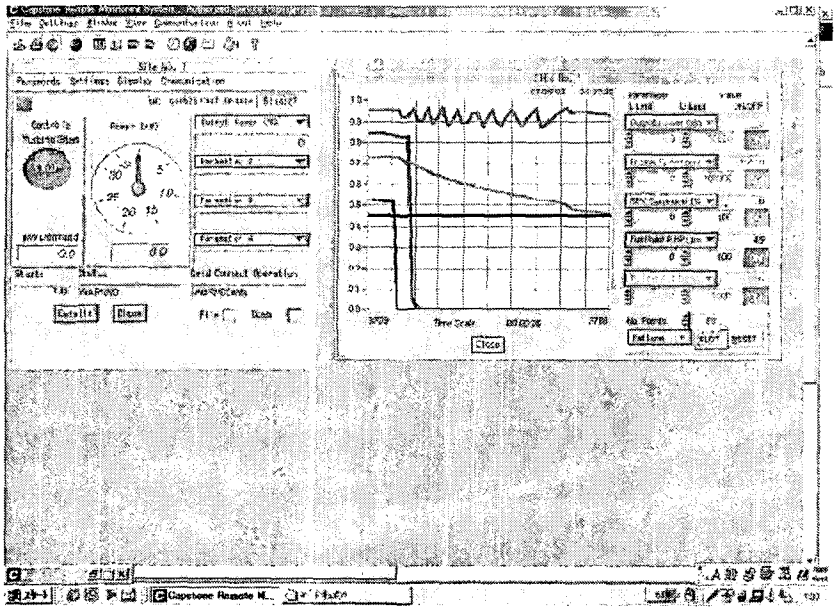


Fig.6.7 System control and display window

제 3 절 소형 재생형 가스터빈의 기본성능 측정 및 분석

본 절에서는 실제로 가스터빈(마이크로터빈)을 구동하면서 얻어진 데이터를 이용하여 엔진의 기본성능인 동 특성 및 부분부하 성능을 확인하였다. Strip chart를 통하여 나타나는 엔진의 작동 특성을 확인하였으며 엔진이 적절한 출력을 내면서 정상상태로 유지될 때의 대표 값들을 가지고 부분부하 성능을 확인하여 보았다. 앞에서 언급한 바와 같이 Strip chart 및 데이터는 모두 가스터빈을 구동하고 감시할 수 있도록 설계되어진 CRMS 프로그램을 사용하여 얻어진 결과를 이용하였다.

1. 운전 특성

앞에서 설명한 바와 같이 CRMS는 가스 터빈 내부에 설치되어 있는 각 센서를 통하여 데이터를 받아들이고 이것을 Strip chart를 통하여 실시간으로 내부에서 일

어나는 작동 상태를 사용자에게 확인할 수 있도록 하여 준다. 이 그래프램를 통하여 사용자는 가스터빈을 제어하였을 때 어떤 식으로 터빈이 구동되며 어떠한 동적 특성을 보이는지를 확인할 수 있다.

Fig.6.8, 6.9는 터빈을 가동시켰을 때와 터빈의 부하가 변화하는 동안 터빈 내부의 주요 파라미터들이 어떤 식으로 변화하는 지를 보여주는 strip chart이다. Fig. 6.8은 가스터빈을 가동하여 26KW의 부하까지 Load를 상승시키는 동안 내부의 파라미터들이 어떻게 변화하는 지를 확인한 그래프이다. 그래프 왼쪽 끝에서 오른쪽까지 나타나는 모든 데이터는 3분 20초 정도의 시간동안 확인되어지는 데이터이다. 최초 Startup에서 Full Load로 가동하는데 약 3분정도의 시간이 소요되었음을 알 수 있으며, 특별한 진동 없이 부드럽게 파라미터들이 증가함을 확인할 수 있다. 연소기에서 처음 점화되었을 경우 약 650~680℃ 정도까지 상승하였던 터빈 출구온도 (TET)는 부하가 상승함에 따라 점차 감소함을 확인할 수 있다. 각각의 파라미터의 크기가 어느 정도 되는지 보여주는 오른쪽 부분의 파라미터 명칭 부위를 변경하여 원하는 다른 파라미터를 확인할 수 있다. Fig.6.9는 Full Load 상태의 가스터빈 부하를 조금씩 줄여가면서 확인한 작동 특성을 나타내었다. Load를 감소하면 필요한 열량이 줄어들게 되어 유량이 감소하고, 이에 따라 TIT는 감소하게 되며 TET는 약간씩 증가하는 경향을 나타내었다. 또한 이에 따라 회전수는 점차적으로 감소하는 경향을 보였다.

위의 CRMS의 Strip chart를 이용한 가스터빈 작동결과로부터 몇 가지 작동 특성을 살필 수 있다. 처음 구동할 때 각 파라미터들이 약간의 진동을 보이며 변화하긴 하지만, 매우 짧은 시간에 정상상태에 들어가게 됨을 알 수 있었다. 또한 그 진동 폭도 매우 작은 것을 확인할 수 있었다. 마찬가지로 Full Load 상태에서 부하를 감소시키는 경우에도 별다른 진동 없이 각 파라미터가 감소하여 짧은 시간 내에 정상상태에 진입하는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 본 실험 장치로는 추후 다양한 조건 변화에 따른 엔진 반응 특성을 실험하고 데이터베이스를 구축할 수 있으며, 해석적 연구에도 유용한 자료를 제공할 것이다.

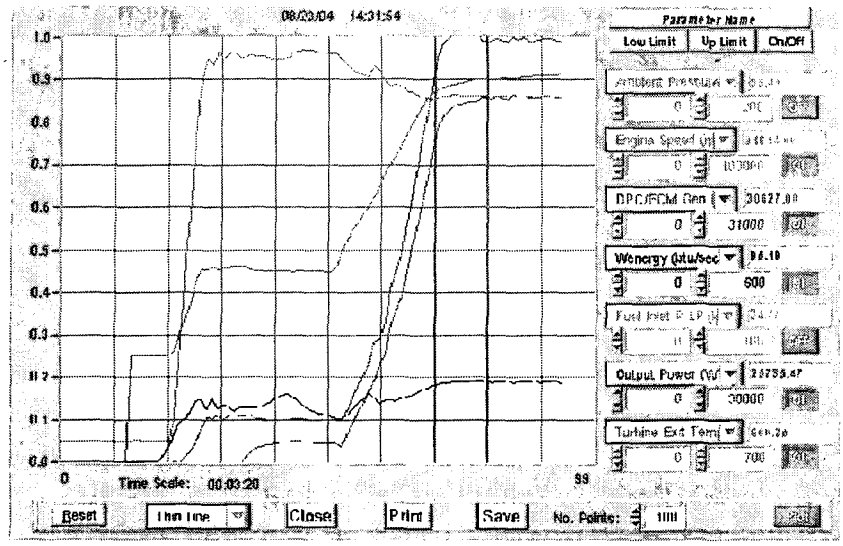


Fig.6.8 Strip chart during start-up

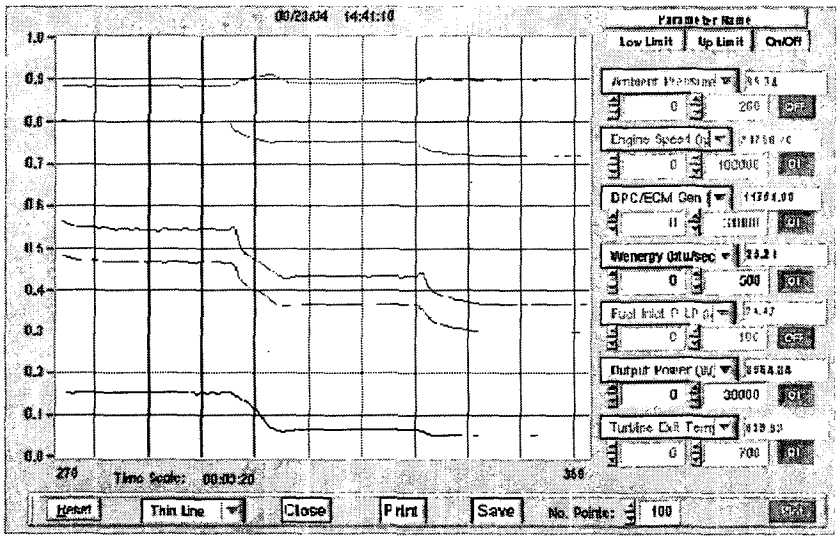


Fig. 6.9 Strip chart during power change

2. 부하에 따른 성능 변화

CRMS의 파일관리자를 이용하면 Strip chart의 각 지점에서의 데이터를 문서로 확인할 수 있다. Full Load 상태에서 조금씩 부하를 감소시키면서 그래프가 정상상태에 들어갔을 때 각 지점에서의 데이터를 선별적으로 받음으로써 부분부하 상태

의 성능을 살펴보았다. 각 그래프는 가스터빈을 설계하는데 있어서 가장 중요한 파라미터가 되는 몇 가지 요소를 선택하였다. 또한 현재에는 가스터빈 내부에 자체적으로 설치되어 있는 측정기구 만을 사용하여 데이터를 측정하였기 때문에 부하율이 낮은 경우에는 엔진에서 제공하는 몇 가지 파라미터들은 신뢰성이 낮아 보였다. 이에 따라 실험의 범위를 제한하여 신뢰할 수 있는 범위에서만 각 데이터를 추출하였다. 데이터는 외기온도 27.5°C에서 취득하였다.

실험을 통하여 얻은 데이터는 앞에서 언급한 바와 같이 가스터빈을 설계하는데 있어서 중요하다고 판단되는 몇 가지 파라미터로 제한하였다. 즉 공기유량, 연료유량, 터빈 출구온도, 압축기 입구온도, 회전수 및 열효율 등을 살폈다. Fig.6.10에서는 요구 부하에 대한 실제 출력을 나타내었다. 앞에서 살펴본 것과 같이 가스터빈의 발전기를 거쳐서 나온 전력은 DPC를 통과하면서 상당부분 가스터빈 자체전력으로도 사용된다. 그러므로 요구 전력에 비하여 발전기에서 발생하는 Generator Power는 약 5~6KW정도 높은 수치를 나타내는데 이러한 전력량의 차이는 전력변환장치(inverter)에서의 손실과 DPC에서의 전력 소모 및 Fuel Compressor 구동 등에 소요되는 것이다. 요구 부하와 실제 발전 부하는 거의 비례하는 것을 확인할 수 있으며, 부하율이 낮을수록 이러한 내부 소요전력량이 감소한다. 외기온도가 설계기준 온도인 15°C보다 높은 27.5°C 이므로 최대부하시의 출력(power demand)은 설계치인 28kW보다 작은 26kW 정도이다.

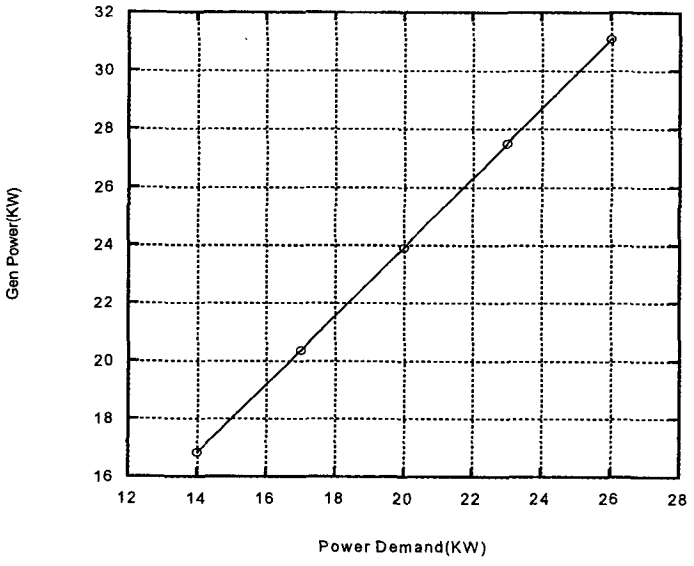


Fig.6.10 Power demand versus generator power

Fig6.11, Fig6.12 에서는 부하의 변화에 따른 공기유량과 연료유량의 변화를 나타내었다. 부하가 증가함에 따라 공기유량은 증가한다. 공기 유량과 마찬가지로 높은 터빈 입구온도를 유지하기 위하여 더 많은 연료가 유입되어 연소가 이루어지게 된다. Fig.6.13는 터빈 출구온도를, Fig.6.14는 발전기 회전수를 나타내고 있다. 출력이 작아질수록 회전수는 감소하고 터빈 출구온도는 증가하게 된다. 제4장에서 살핀 바와 같이 연료만의 제어를 하면 터빈 출구온도가 급격히 감소하지만, 본 엔진은 가변회전수 운전을 하므로 터빈출구온도를 높게 유지할 수 있다. 더욱이 출력 감소에 따라서 터빈 출구온도가 증가하는 것은 재생 사이클 이점을 최대한으로 이용하기 위한 것으로 풀이된다. 외기온도가 설계온도보다 높아서 full 부하의 출력도 설계치보다 다소 작고, 최고 회전수도 설계 회전수인 96,000 rpm보다 낮다.

Fig.6.15에서는 발전기 출력을 기준으로 한 열효율을 나타내었다. 출력이 증가함에 따라 효율 또한 상승하게 되며 31kW의 Generator Power에서는 30%를 능가하는 효율을 나타내고 있다. 실제 외부로 전달되는 시스템 출력은 Fig.6.10에서 설명한 바와 같이 발전기 출력 보다는 상당히 작아서 26kW 정도이며 이를 기준으로 하면 효율은 약 26%이고 이는 제작사에서 제공한 효율과 거의 같은 수준이다. 반면에 부하 감소에 따른 열효율의 감소는 이론적인 효율 감소보다 상대적으로 큰 것으로 확인하였다. 여러 가지 원인이 있을 수 있으나, 우선 현재 제공한 연료의 유량이 엔진 제어 프로그램에서 제공한 것으로서 신뢰성이 낮을 가능성이 있으며, 그 외에도 압축기, 터빈 등 구성부의 효율 감소가 크던지 재생기 성능 변화가 제4장에서 예상한 것과 다소 다르기 때문일 수 도 있다. 따라서 궁극적으로 정확한 연료 유량 측정에 바탕을 둔 분석이 필요하다.

지금까지 Capstone사의 C330 Model을 이용하여 가스터빈 엔진의 작동 특성과 부분부하 특성을 확인할 수 있었으며, Capstone사에서 공개하는 설계 파라미터와 실제 파라미터를 비교하여 보았다. Strip Chart를 이용한 작동 특성 해석에서는 큰 진동 없이 짧은 시간에 정상상태를 유지하는 것을 확인할 수 있었다. 부분부하 성능 결과는 정성적으로 예측과 유사하며, 더욱 다양한 운전 상태에서의 측정을 통하여 데이터 베이스화가 가능할 것으로 보인다. 기초 실험을 통하여 판단할 때, 본 실험 장치는 가스터빈을 성능설계하거나 운전방법을 계획하는데 필요한 자료로써의 활용도가 매우 높을 것으로 보인다. 또한 현재 해석에 사용하고 있고, 또 앞으로 사용되어질 여러 가지 해석 프로그램의 결과를 검증할 수 있는 자료가 될 수

있을 것이다.

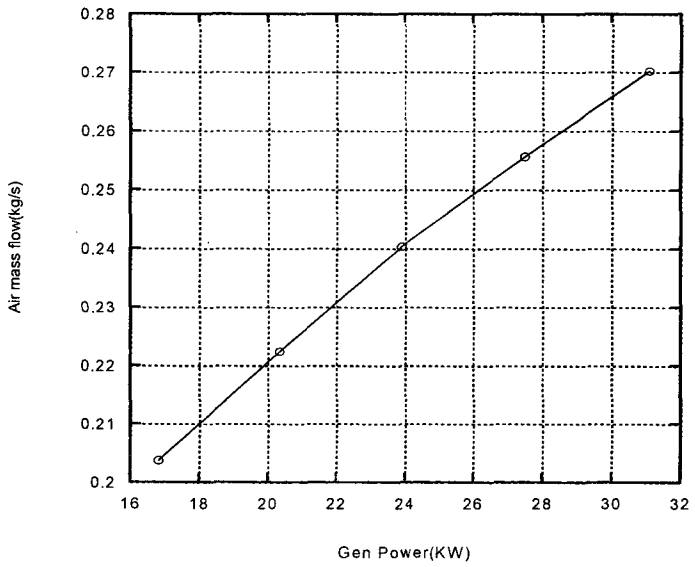


Fig.6.11 Variation of air mass flow with power

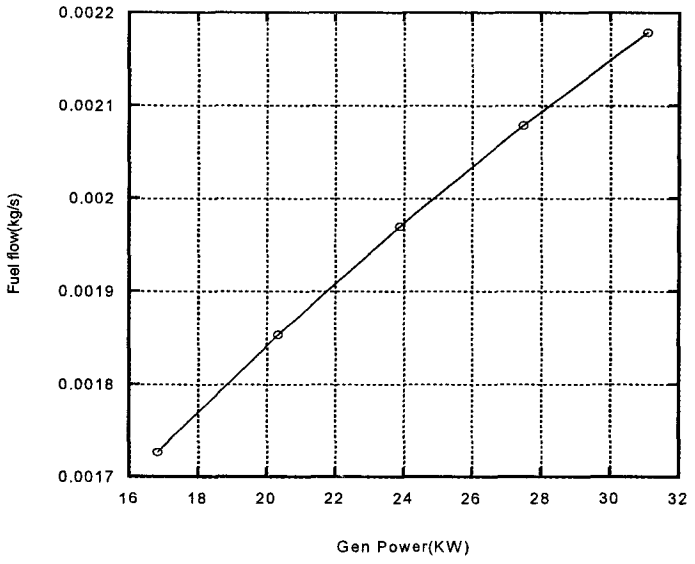


Fig.6.12 Variation of fuel mass flow with power

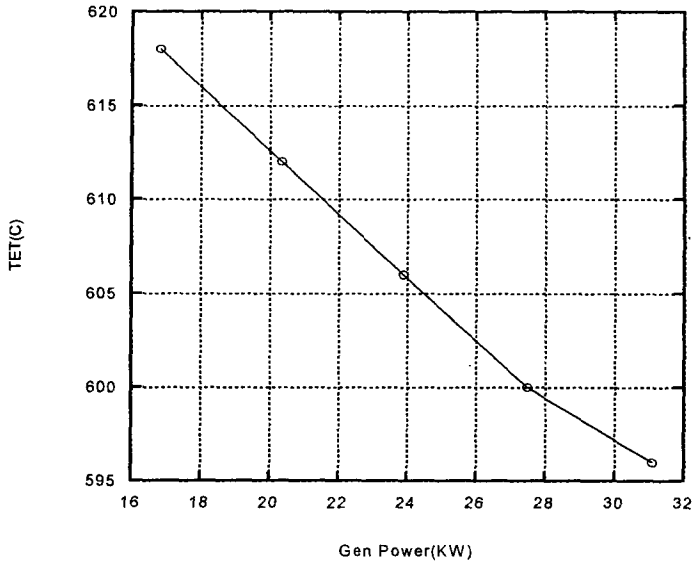


Fig.6.13 Variation of turbine exit temperature with power

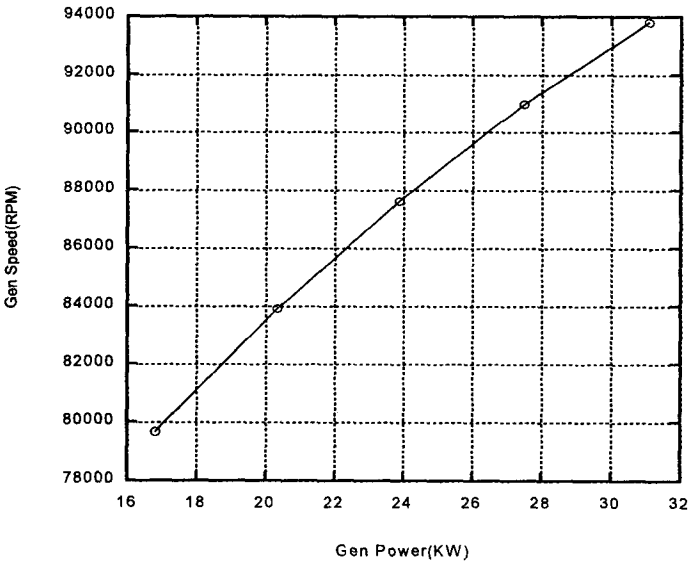


Fig.6.14 Variation of generator speed with power

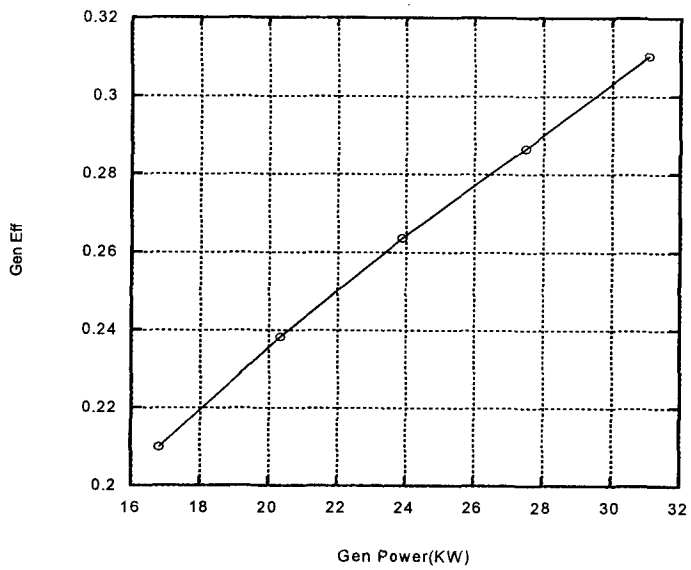


Fig.6.15 Variation of gas turbine efficiency with power (based on generator output power)

제 4 절 소형 재생형 가스터빈의 운전성능 분석

1. 운전성능 측정

Fig.6.16은 소형 재생형 가스터빈의 운전성능 분석을 위한 실험장치의 사진이며, Fig.6.17는 실험장치의 구성과 측정위치를 나타내고 있다. 그리고 Fig.6.18는 연료유량계와 배기가스온도계를 예시하였다. 연료는 4,000 mm H_2O로 공급되는 천연가스를 사용하였으며, 시스템 내부의 연료압축기를 거쳐 연소기에 분사된다. 압축기 이전의 공급라인에 유량계(Teledyne HFM-201)를 설치하여 연료유량을 측정하였다.

엔진 자체 및 구성부의 성능 분석을 위해서는 다양한 위치에서의 온도, 압력 측정이 필요하다. 본 시스템에서는 내부에서 자체적으로 압축기 입구온도 (T_2)와 터

빈 출구온도(T_6)와 대기압이 측정된다. 본 절의 결과 획득을 위해서는 압축기 출구 온도와 압력은 일차적으로 중요한 요소가 아니므로 측정되지 않았으나, 연구 후반부에 이를 설치하였으며 4절의 비정상 작동특성 분석 결과에서 예시 할 것이다.

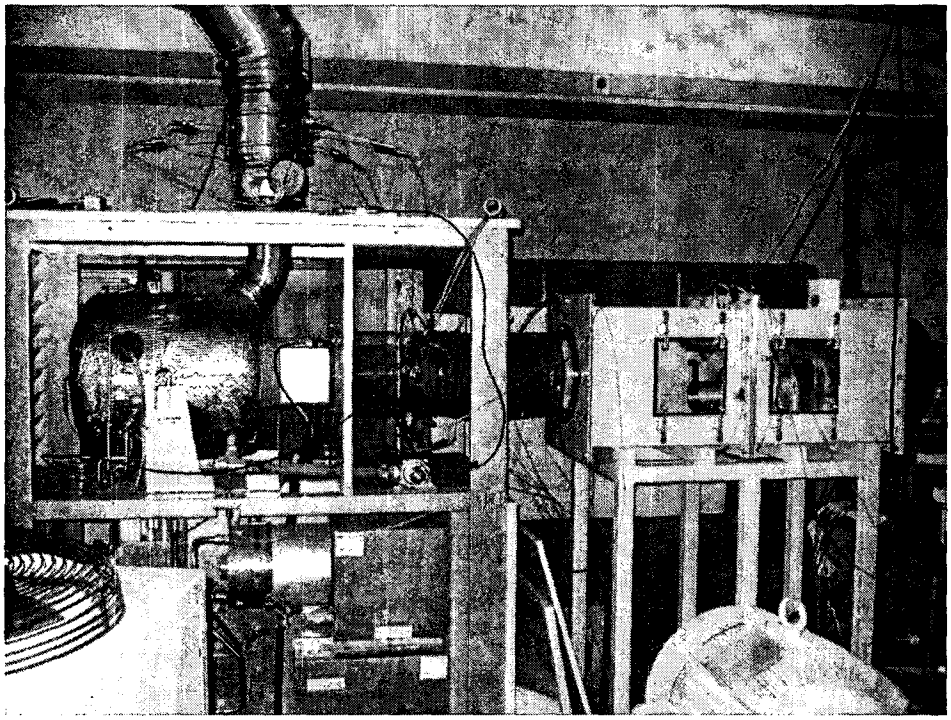


Fig.6.16 Test facility

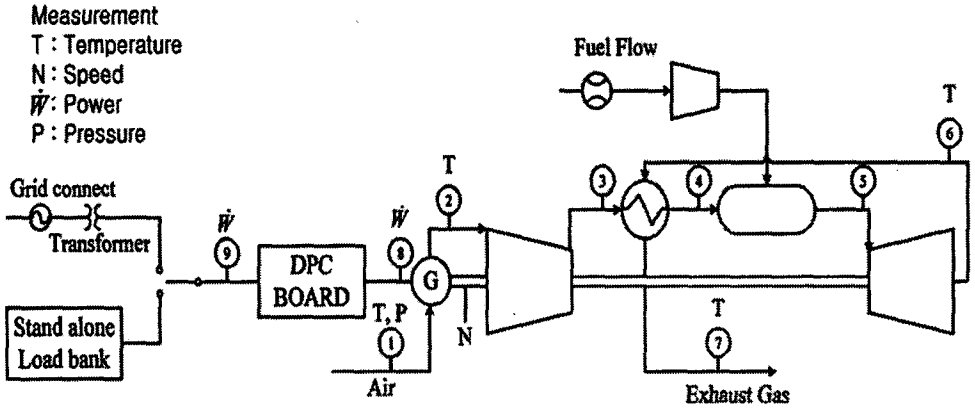
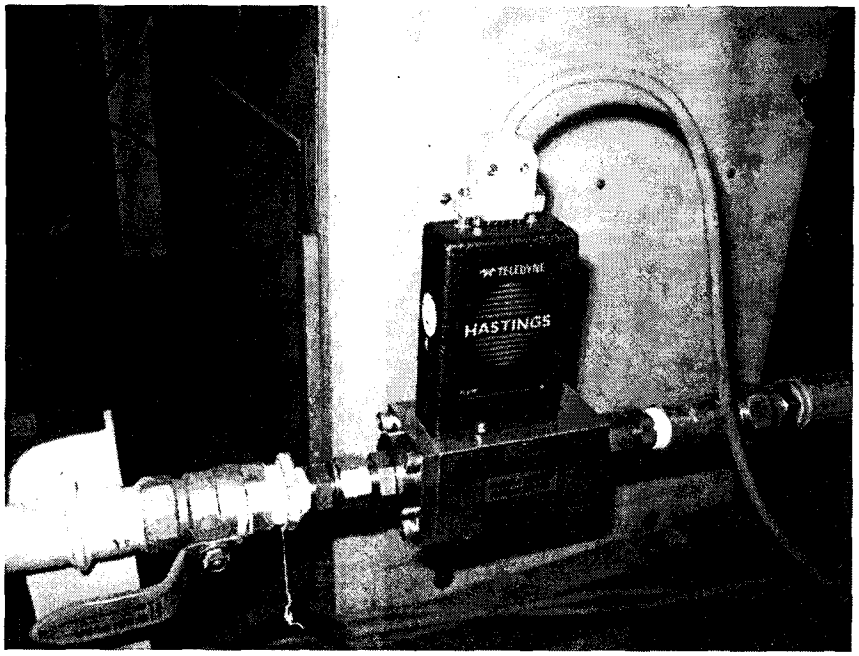
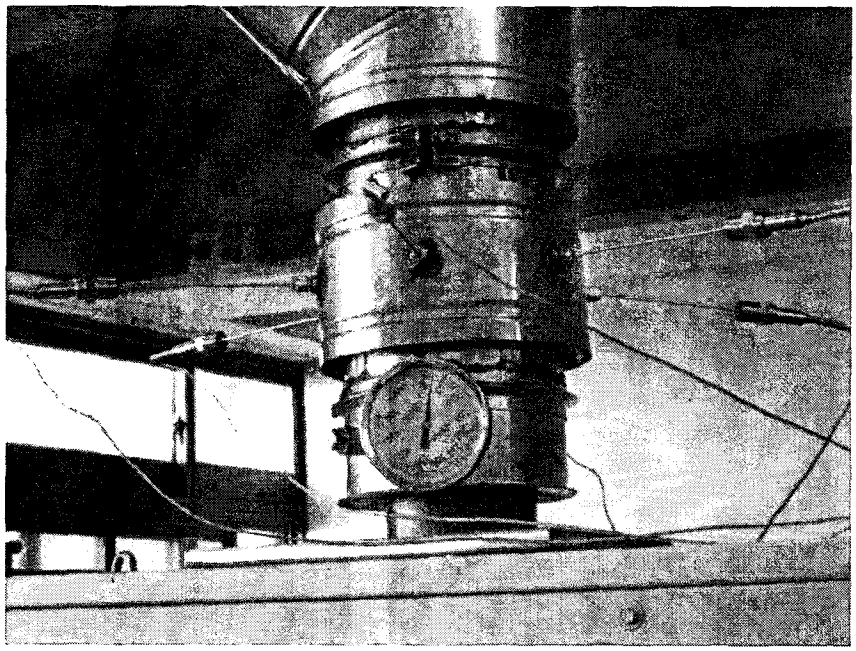


Fig.6.17 The micro gas turbine and measurement points



(a) THLEDYNE HFM-201 fuel mass flow meter



(b) K-type thermocouples for exhaust gas temperature

Fig.6.18 Examples of measuring equipments

재생사이클 가스터빈에서 성능을 좌우하는 가장 큰 구성부는 재생기이다. 재생기의 역할은 설계 성능 뿐 아니라 부분부하 성능에도 큰 영향을 미친다. 재생기의

성능 지표인 재생기 효율(recuperator effectiveness)을 정확히 계산하기 위해서는 공기 및 가스의 입출구 온도 측정이 필수적이다. 그러나 현실적으로 공기측 입구온도(T_3, 즉 압축기 출구온도)와 출구온도(T_4)는 현 엔진 설계 구조상 측정이 쉽지 않다. 반면에 가스측 재생기 출구온도(T_7)는 배기가스 온도로서 측정이 용이하다. 더욱이 이 온도는 배기열을 이용하는 열병합 시스템 등을 구축할 때 중요한 파라미터이다. 열전대 6개를 배기관에 삽입하여 측정 평균값을 취하였다. 한편, 흡입공기가 발전기 냉각을 하여 압축기입구에서 공기온도가 흡입되는 대기 온도보다 높으므로 그 차이를 분석하기 위하여 흡입구 앞에서 온도(T_1)를 추가로 측정하였으며 열전대 2개의 평균값을 사용하였다.

2. 모델링

부하처리를 위하여 전기부하기(electric load bank)를 설치하였으나, 계통연계로도 부하처리가 가능하다. 시스템에서 전기출력은 고속 발전기 출력($\dot{W}_{gen}$)과 최종 시스템 출력($\dot{W}_{sys}$)을 모두 측정하여 제공한다. 두 출력 사이의 관계는 다음과 같다.

$$\dot{W}_{sys} = \dot{W}_{gen} - \dot{E}_{loss,sys} \tag{6.1}$$

여기서 $\dot{E}_{loss,sys}$는 전류변환장치 구동, 연료압축기 구동 및 기타 시스템 내부 여러 보조 장치(BOP)들 제어에 필요한 시스템 내부 소모 전력 및 소산되는 에너지를 모두 포함한다고 볼 수 있다.

한편 정확한 마이크로 가스터빈 자체의 성능 및 압축기, 터빈, 재생기 등 구성부의 성능을 분석하기 위해서는 가스터빈 출력축에서의 출력이 알려져야 하는데, 본 시스템에서는 이 값은 측정되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 다른 측정값들로부터 이를 추산하였다. 앞 절에서 설명한 바와 같이 본 시스템의 발전기는 압축기 앞에 위치하여 압축기에 의해 유입되는 공기로 발전기가 냉각된다. 따라서 외부로의 열방출을 무시하면 발전기에서 소모되는 에너지 손실은 공기가 얻는 열량과 같으므로 다음과 같이 축출력(shaft power, $\dot{W}_{sh}$)을 추산할 수 있다.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{gen} - \dot{Q}_{loss,gen} \tag{6.2}$$

$$\dot{Q}_{loss,gen} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_2 - T_1) \tag{6.3}$$

공기유량은 시스템에서 제공하는데, 이는 측정값이 아닌 운전상태(회전수 등)의 함수로 주어지는 값이다.

아직 시스템의 누적 운전시간이 미미하므로 압축기의 성능이 제작사에서 예상하는 사양에 근접한다고 가정하고 제작사에서 운전변수(회전수, 압축기 입구온도 등)의 함수로 내장해 놓은 이 유량 값을 사용한다.

대기 온도(T_1)와 압축기입구 온도(T_2)가 모두 측정되므로 위 식 (6.1), (6.2)의 계산이 가능하다. 각 위치에서의 출력과 측정한 연료유량을 바탕으로 각 출력 위치에서의 효율을 다음과 같이 계산할 수 있다.

Shaft end $$\eta_{sh} = \frac{\dot{W}_{sh}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \tag{6.4}$$

Generator end $$\eta_{gen} = \frac{\dot{W}_{gen}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \tag{6.5}$$

System terminal $$\eta_{sys} = \frac{\dot{W}_{sys}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \tag{6.6}$$

시스템 출력($\dot{W}_{sys}$)을 0에서 전부하(full load)까지 변화시키면서 2kW 간격으로 정상상태를 충분히 유지하면서 성능 파라미터들을 측정하였다.

3. 실험 결과 및 분석

가. 엔진유입공기온도 및 압축기 입구온도

다수의 실험을 수행하였으나, 본 실험에서는 흡입 외기온도가 기준 설계외기 조건 (15℃)에 근접한 16~18℃ 사이에서 유지된 두 번의 실험(Test 1, Test 2) 결과를 분석한다. 최대 시스템 출력($\dot{W}_{sys}$)은 약 28kW이며, 이 때 축회전수는 최대값인 96,000 rpm에 이른다.

Fig.6.19는 엔진에 유입되는 공기의 온도(T_1)와 압축기 입구온도(T_2)를 도시하였다. 흡입공기 온도는 비교적 일정하게 유지되었다. 흡입공기가 발전기 냉각을 하면서 확연히 온도가 상승하는 것을 알 수 있다. 전 출력 범위에서 온도차는 큰 차이가 없이 6~7℃가 유지된다.

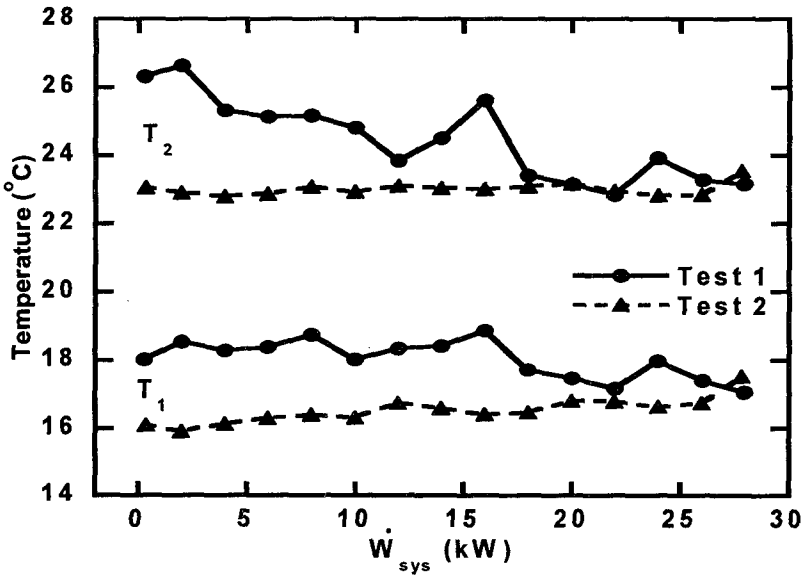


Fig.6.19 Variations in temperatures at engine inlet and compressor inlet

나. 엔진 회전수 및 공기유량

Fig.6.20에는 엔진 회전수와 공기 유량을 나타내었다. 전부하에서 회전수는 96,000 rpm이며 무부하 상태에서의 회전수는 45,000 rpm이다. 공기유량은 회전수에 비례하여 변한다. 두 번의 실험에서 흡입공기 온도가 거의 같으므로 회전수와 공기유량 변화가 거의 일치한다.

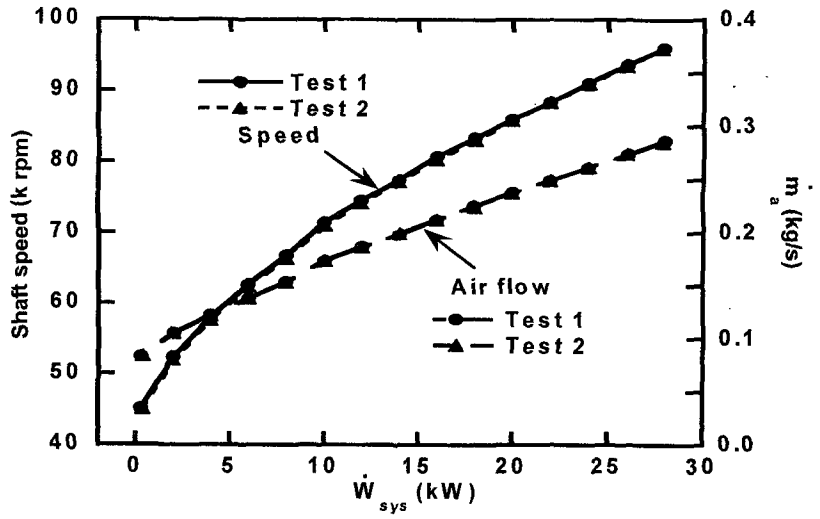


Fig.6.20 Variations in shaft speed and air flow rate with system power

다. 연료량 및 공연비

Fig.6.21에는 측정된 연료 유량 변화와 계산된 공연비(공기유량/연료유량)를 나타내었다. 연료유량이 거의 선형적으로 변하며 이는 일반적인 가스터빈에서의 경향에 해당하는 것이다.

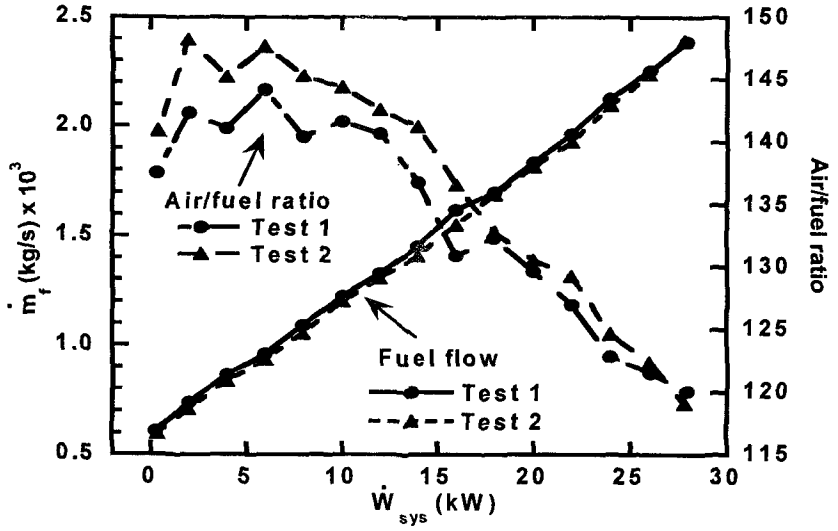


Fig.6.21 Variations in fuel flow rate and air/fuel mass ratio with system power

라. 터빈 출구온도 및 엔진 출구온도

Fig. 6.22에는 측정된 터빈 출구온도(T_6)와 엔진 출구온도(즉 가스측 재생기 출구온도, T_7)를 나타내었다. 터빈 출구온도는 출력 감소 시에 대체로 증가한다. 만일, 가스터빈이 연료만의 제어에 의한 최대 공기유량제어를 하면 터빈출구온도가 단조롭게 감소한다. 이런 운전을 하게 되면 터빈 배기열을 회수하는 가스터빈 사이클에서는 부분부하 시에 효율감소가 두드러진다. 따라서 본 마이크로 가스터빈에서는 회전수 변화(가변 회전수 운전)에 의하여 터빈출구 온도를 높게 유지하여서 부분부하 효율 감소를 줄이도록 하고 있다. 터빈 출구온도는 10kW 부근의 출력까지는 대체로 선형적으로 증가하나, 그 이하에서는 급격히 증가하며, 더 작은 출력에서는 감소, 증가를 반복한다. 이러한 온도 변화는 반복 실험을 통해서도 동일하게 관찰되었으며, 저부하에서 연소조건 안정화(적정 연소기 입구온도 유지) 등을 고려한 특수한 제어의 결과로 보인다. 추후 더 자세한 분석을 통하여 엔진 내부 파라미터들을 역 산출함으로서 엔진의 전체적인 거동에 비추어 그 작동특성을 파악할 수 있을 것이다. 배기온도는 최대출력에서 280℃내외이며, 출력이 감소하면서 거의 선형적으로 낮아져서 출력 0에서 약 190℃이다. 출력 감소는 압력비 감소를 수반하므로 배기가스온도가 낮아진다. 단, 터빈출구온도가 급격히 변하는 구간에서 배기가스온도 역시 변화 양상이 다소 영향을 받는다.

마. 발전기 에너지 손실, 출력 및 축출력

Fig.6.19의 공기온도차와 Fig.6.20의 공기유량으로부터 식(3)을 이용하여 발전기 에너지손실의 계산이 가능하며 Fig.6.23에 결과를 보였다. 최대 출력 조건에서 발전기 손실이 약 1.8kW이며, 출력 감소에 따라 손실도 감소하며, 시스템 출력이 0일 때 발전기 손실은 약 0.6kW이다. Fig.6.23에는 식(1)으로 표현되는 시스템 에너지손실도 나타내었다. 역시 출력 감소에 따라 손실은 줄어든다. 최대출력에서 시스템 에너지 소모량은 약 5.4kW로 상당히 큰 값을 보인다. 특히 출력 0 조건에서는 발전기에서는 2kW를 생산하나 이를 모두 내부적으로 소모하여 시스템 출력은 0이 된다. Fig.6.24은 각 시스템 출력에서 발전기 출력 및 축출력을 나타내었다. 최대 시

스템 출력은 28kW이지만 발전기 출력은 33.2 kW, 축출력은 35kW에 이른다. 발전기와 시스템 내부손실이 축출력의 약 20%로 상당히 크다.

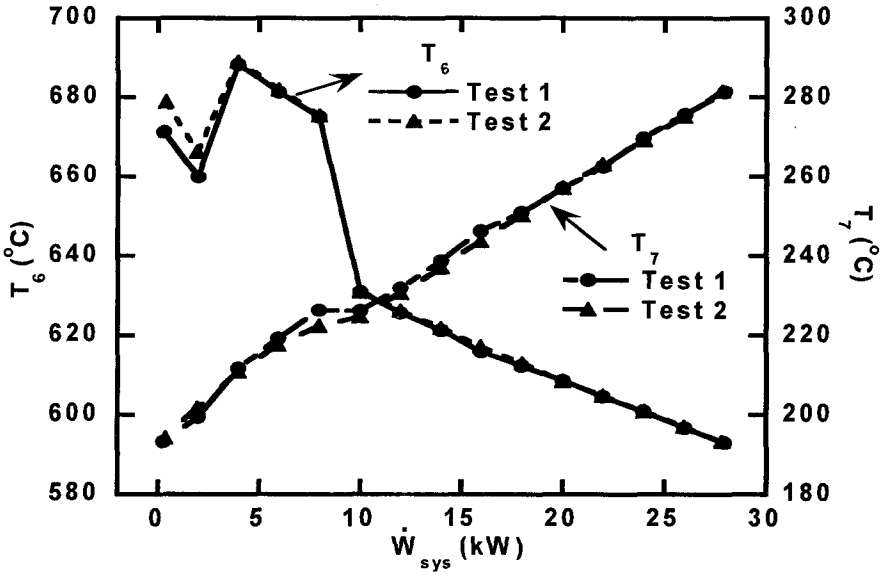


Fig.6.22 Variations in temperatures at turbine exhaust and engine exit (recuperator outle)

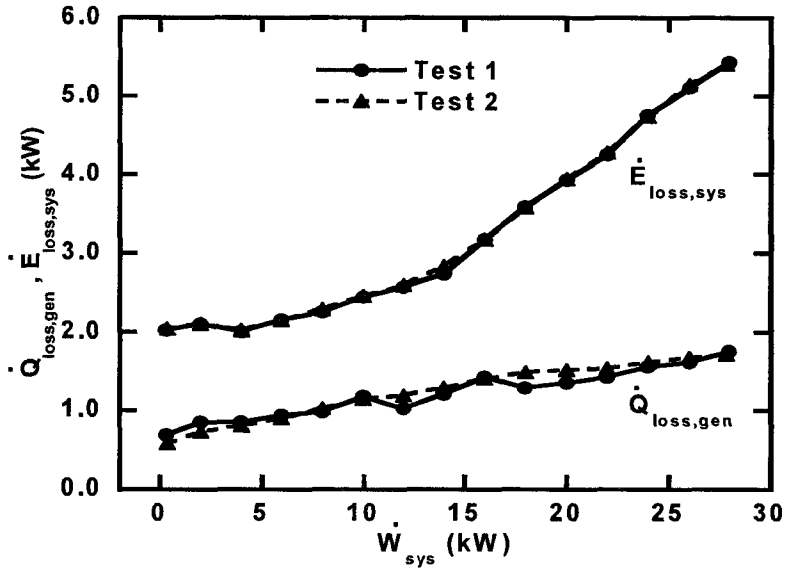


Fig.6.23 Variations in generator and system losses with system power

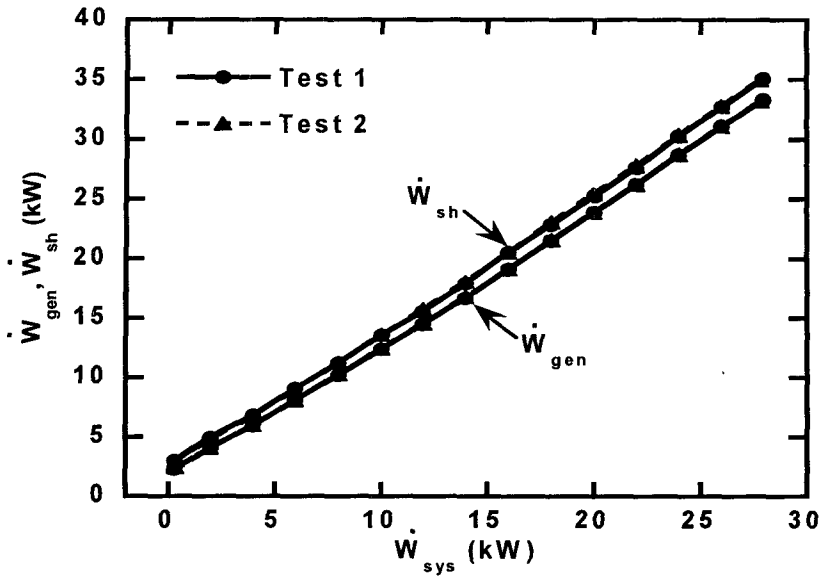


Fig.6.24 Variations in generator and shaft power with system power

바. 발전기 효율 및 열효율

Fig.6.25에는 발전기에서의 손실을 바탕으로 계산한 발전기 효율($\epsilon_{gen} = \dot{W}_{gen}/\dot{W}_{sh}$)을 보였다. 최대출력에서 발전기효율은 95%이며, 출력에 비례하여 감소하여 무부하 조건에서는 80%이하이다. 이와 같은 발전기 효율은 여타 다른 터빈에서 사용하는 발전기와 같이 출력의 증가에 따라 점차적으로 증가하고, 일정 출력 이상의 조건에서 큰 효율손실이 없다는 것과 같은 일반적인 경향을 잘 따르는 것으로 미루어 볼 때,[6.10] 발전기 입출구 공기 온도차가 비교적 정확히 측정되었으며, 이러한 예측 방법이 합리적인 것으로 판단된다. 따라서 이로부터 구해낸 가스터빈 축에서의 성능(출력, 열효율)의 신뢰성이 높다고 판단된다.

Fig.6.26에는 이와 같이 분리해낸 가스터빈 자체의 축출력을 기준으로 계산된 열효율(η_{sh})를 나타내었다. 최대출력 약 35kW에서 효율은 30%에 육박한다. Fig.6.27에는 실제로 외부로 공급되는 시스템 출력과 이를 바탕으로 한 시스템 효율(η_{sys})을 나타내었다. 최대출력 28kW에서의 시스템효율은 평균적으로 23.7%로 계산되었다. 같이 나타낸 곡선은 제작사에서 최대효율로 규준화(normalize)하여 제공한

성능곡선을 이번 실험의 최대 효율로 환산하여 나타낸 것이다. 약 50% 부하까지는 비교적 잘 일치하나 그 이하의 출력에서는 제작사가 제시한 효율보다 다소 낮게 나왔다. 또한 유사한 설계 사양의 엔진을 대상으로 해석적으로 예측한 효율변화와 비교하여도 역시 다소 낮은 경향을 보인다. 이러한 원인은 자세한 시스템 내부 파라미터 측정을 통하여 구성부 성능 변화를 해석함으로써 가능할 것인데, 현재로서는 압축기, 터빈 등의 효율 저하가 큰 것이 주요 원인일 것으로 추정된다.

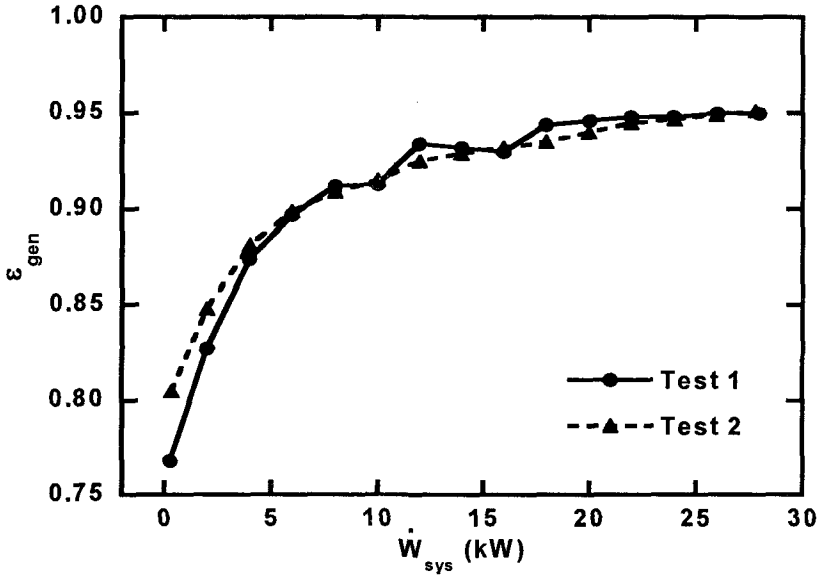


Fig.6.25 Variations in generator efficiency with system power

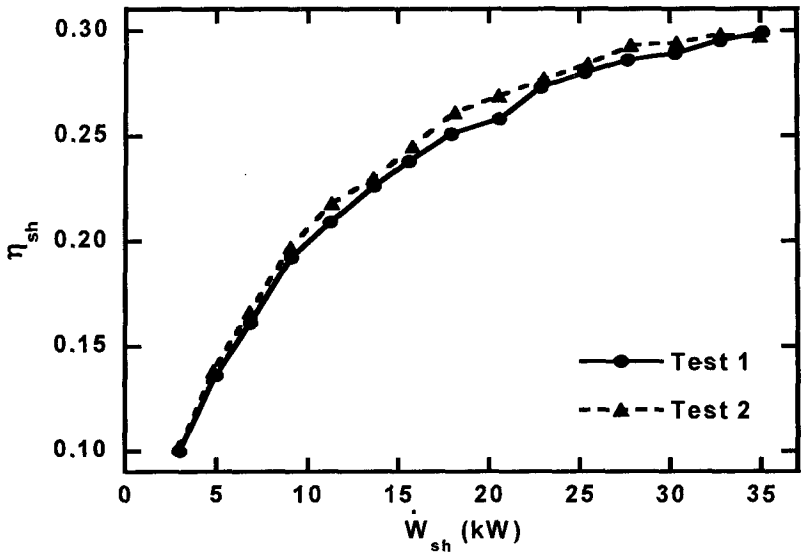


Fig.6.26 Variations in performance at micro turbine shaft terminal (efficiency vs power)

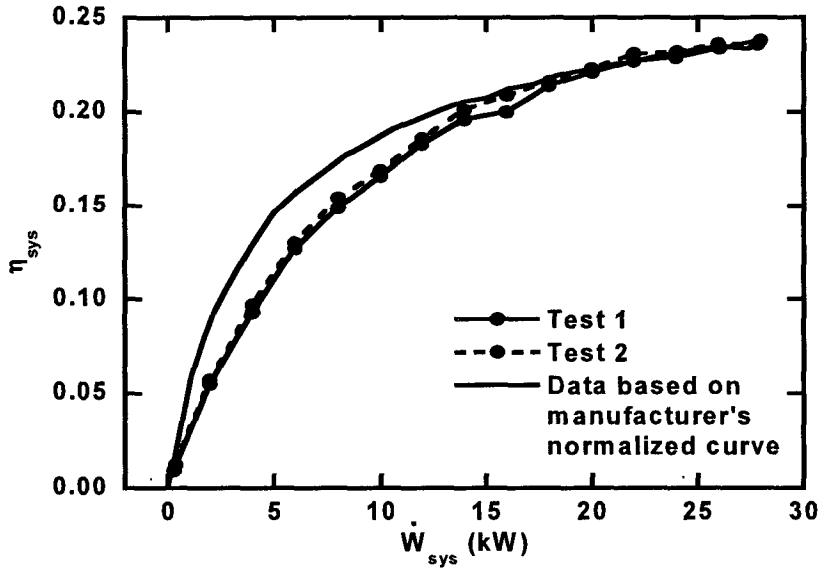


Fig.6.27 Variations in performance at system terminal (efficiency vs power) and comparison with manufacturer's curve

사. 설계특성 파라미터

앞의 실험을 통하여 엔진 운전시의 성능지표들을 측정하고, 발전기 시스템으로부터 마이크로 가스터빈 자체의 성능(축 출력 및 효율)만을 분리하여 도출해 내었다. 이러한 데이터들을 바탕으로 본 절에서는 해석을 통하여 엔진의 구성부 특성 파라미터들을 추산하여 엔진의 설계 상태를 분석하고자 한다. 측정된 파라미터들은 압축기 입구온도(T_2), 배기온도(재생기 가스출구 온도, T_7) 등 경계조건에 해당하는 값들과 터빈출구온도(T_6), 그리고 축출력($\dot{W}_{sh}$), 연료유량($\dot{m}_f$), 공기유량($\dot{m}_a$) 등이다.

본 절에서는 실험에서 측정한 최소한의 측정 자료로부터 구성부 특성 파라미터를 예측하고자 한다. 현재 측정상 미지수인 터빈입구온도(T_5), 압력비(PR), 압축기 효율(η_c), 터빈효율(η_t) 및 다음 식으로 정의되는 재생기효율(ϵ)을 가정하면 가스터빈해석 프로그램을 이용하여 현재 측정한 성능지표들이 모두 계산된다. 공기유량은 측정한 값을 사용한다.

$$\epsilon = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_7} \tag{6.7}$$

계산으로 구한 각 성능 파라미터들의 측정값과의 오차를 구해 다음과 같이 거듭제곱오차(RMS)가 최소화되도록 한다.

$$\delta_1 = \frac{T_{6,cal} - T_{6,exp}}{T_{6,exp}},\ \delta_2 = \frac{T_{7,cal} - T_{7,exp}}{T_{7,exp}}$$

$$\delta_3 = \frac{\dot{W}_{sh,cal} - \dot{W}_{sh,exp}}{\dot{W}_{sh,exp}},\ \delta_4 = \frac{\dot{m}_{f,cal} - \dot{m}_{f,exp}}{\dot{m}_{f,exp}} \tag{6.8}$$

$$\mathrm{RMS} = \sqrt{\frac{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2}{4}} \tag{6.9}$$

본 연구에서는 방법의 합리성을 검증하기 위해서 일단 설계점에 근접한 최대부하조건에 대해서만 해석하였다. 오차가 작은 세트의 예를 보이면 Table6.2과 같다. 각 파라미터들이 서로 크게 다른 여러 가지 조합이 가능하다. 특히, 온도에 따라서 압축기효율의 차이가 크다. 5개의 특성 파라미터로서 4개의 오차를 최소화하기 때문에 이렇게 다수의 최적화 세트가 존재하게 된다. 그러나 현실적으로는 이 압력비 정도의 원심압축기의 효율이 대체로 70% 중후반이고 재생기 효율은 현재 80% 초반으로 알려져 있으므로 가장 확률이 높은 조합은 1120 K에서의 값으로 판단된다.

Table6.2 Sample results of optimized characteristic parameters for the full load condition

Characteristic parameters					Errors (%)				
T_5 (K)	PR	η_c	η_t	ϵ	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	RMS
1110	3.60	0.81	0.865	0.795	-0.12	0.20	0.35	-1.47	0.76
1120	3.65	0.77	0.88	0.815	0.01	0.17	0.18	-1.51	0.76
1130	3.75	0.735	0.895	0.835	0.13	0.18	0.27	-1.41	0.73

한편, 이러한 불확실성을 제외하는 방법은 추가적인 성능지표를 측정 하는 것이다. 대부분의 대형 엔진에서는 압축기출구 압력 및 온도를 측정하므로 부가적으로 압력비와 압축기효율을 알 수 있다. 따라서 가상적으로 압력비와 효율이 측정되었다는 가정 하에 해를 구하여 보았다. 이렇게 되면 실제적으로 터빈입구온도(T_5)를 구하는 문제가 된다. 압력비 3.6, 압축기효율 0.76을 임의로 가정하였을 때의 각 터빈입구온도별로 결정된 터빈효율과 RMS 오차를 Fig.6.28에 예시하였다. 최소 오차 지점이 확연히 드러남을 알 수 있다. 이로부터 정확한 성능 분석을 위해서는 현재보다 추가적인 파라미터들(압축기 출구 상태 값 등)의 측정이 필요하다. 추후 이를 이용하면 비단 설계점 뿐만 아니라 임의의 운전조건에서의 구성부 작동 특성을 정량적으로 판단할 수 있으며, 이를 확장하여 성능진단에 활용 가능할 것으로 예상된다. 유사한 방법이 대형 가스터빈의 설계 파라미터 도출에 사용된 바 있으며,[6.11] 나아가 엔진 성능진단(performance diagnostics)에 활용할 수도 있다.

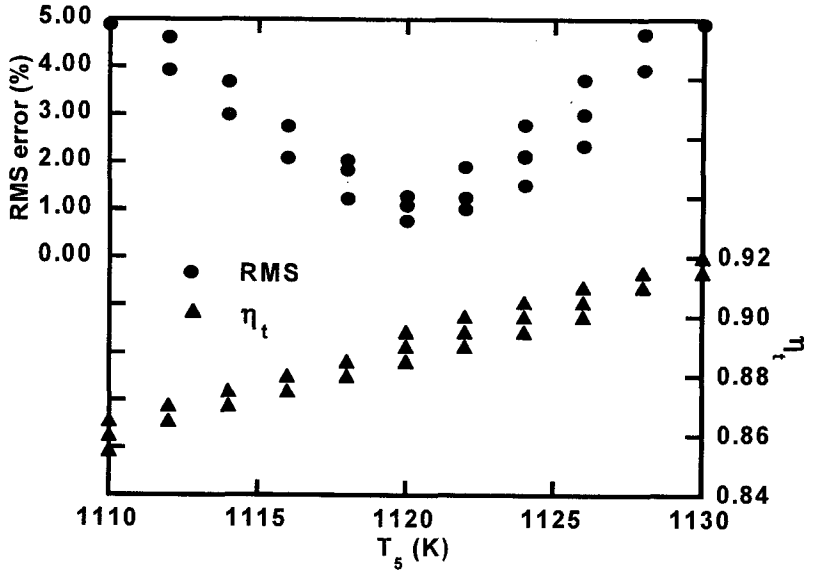


Fig.6.28 Variation in RMS error with turbine inlet temperature (pressure ratio of 3.6 and compressor efficiency of 0.76 are assumed)

4. 비정상상태 운전 작동특성

이번 절에서는 앞에서 살펴본 것과 같은 실험 장비를 이용하여 측정한 동특성을 살펴보았다. 앞에서 언급한 바와 같이 CRMS프로그램을 통하여 엔진의 비 정상상태에서의 운전 특성을 살펴볼 수 있으나 추가적으로 설치 및 제작한 센서를 이용하여 얻은 데이터를 이용하여 추가적인 결과를 얻을 수 있었으며 이 결과를 정리하여 예시하였다. 실험은 무부하 상태에서 5kW로 부하를 증가시키면서 일차적으로 측정한 값과 연료의 연소방식이 확산연소 (diffusion combustion)에서 예혼합 연소 (premixed combustion)방식으로 전환되는 것으로 알려진 10kW에서 15kW의 부하변화 구간, 그리고 20kW에서 현재 측정한 외기환경에서의 최대인 25kW로 변화하는 구간의 세 구간에서 측정하였으며 각각 부하가 증가하는 경우와 부하가 감소하는 경우의 변화를 살펴보았다.

본 엔진의 경우 최대 출력은 표준대기조건인 15℃ 1기압 조건에서 28kW의 출력을 나타내는 것으로 알려져 있으며 본 실험을 수행한 28℃ 조건에서는 약 25kW의 최대 출력을 가지는 것을 확인할 수 있었으므로 최대 출력 구간을 20~25kW로

설정하였다. 실험에 사용된 엔진이 가변 회전수 운전과 연료 유량 제어를 통하여 부분부하 운전을 조절 한다고 알려져 있으므로 연료 유량 및 회전수가 정상상태에 돌입하는 순간까지를 비정상 상태로 정의하여 실험을 수행하였다.

Fig.6.29에서 Fig.6.32에서는 엔진이 무부하 조건에서 5kW로 출력이 증가하는 경우를 나타내었다. 결과 그림이 다소 불연속적인 것으로 보이나 이것은 실제 현상이 그런 것이 아니고 모든 온도계의 정밀도가 1℃이기 때문이다. 엔진 입구 온도는 3개의 열전대를 입구 원주 방향으로 균일하게 위치시켜서 측정하였다. 약 28℃로써 이는 본 실험데이터 전체에 걸쳐 거의 유사한 값에서 실험한 값들을 사용하여서 부하의 변동에 따라 입구온도의 변화는 없는 것으로 보아도 무방할 것이다. 약간의 온도 변화는 있었으나 거의 입구온도는 28℃에서 유지되는 것을 확인하였으며 이에 따라 압축기 출구 온도는 110℃에서 약 132℃정도로 점차 증가하는 것을 확인하였다. 이에 따른 엔진 배기가스 온도(EGT)의 변화를 Fig.6.30에 나타내었다. 배기가스 온도는 유로상 동일한 유동방향 위치(단면)에서 서로 다른 6곳을 측정하였다. 위치에 따른 최대 온도차이는 10℃ 이내였다. 온도가 엔진의 부하가 증가함에 따라 일정한 시간에 거쳐 지속적으로 증가하는 경향을 나타내었으며 정상상태에 도달하는데 까지 약 250초의 시간이 걸리는 것을 확인할 수 있었다. Fig.6.33에는 압축기 입구압력(CIP), 압축기출구 압력(CDP) 및 그 비인 압력비(PR) 그리고 배기가스압력(EGP)를 나타내었다. 압축기출구압력(CDP)가 140kPa에서 180kPa로 증가하였으며 이 변화는 약 50초에 걸쳐 증가하고 그 이후에는 정상상태에 가까운 값으로 수렴하는 것을 살펴볼 수 있었다. Fig.6.32의 회전수 및 공기유량의 변화에서도 같은 경향으로 나타났다. Fig.6.30~31을 비교하면 회전수, 유량 및 압력이 먼저 정상상태에 이르고 온도는 훨씬 더디게 정상상태에 이른다는 것을 발견하게 된다. 이는 시스템에서 기계적 관성(mechanical inertia)보다는 열관성 (thermal inertia)이 훨씬 크다는 것을 의미하는 것이다.

Fig.6.33~36은 10kW에서 15kW의 부하구간에서의 데이터를 분석하였다. Fig.6.33의 온도변화는 Fig.6.29의 무부하 상태에서 5kW로 변화하는 구간에서의 온도변화와 유사한 변화를 나타내며 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 Fig.6.35~36에서 살펴볼 수 있는 바와 같이 압력 및 회전수의 변화 양상은 경향면에서는 Fig. 6.31~32의 무부하에서 5kW로 증가하는 경우와 유사한 특성을 나타내고 있으나 정상상태에 도달하는 시간이 약 30초 정도로 짧은 시간안에 정상상태

에 도달하는 특성을 보이는 것을 확인할 수 있었다. 20kW에서 25kW로 전이하는 경우의 결과는 Fig.6.37~40에 보였는데, 이 때는 변화 경향 및 회전수와 압력이 정상상태에 이르는 시간 등에서 10~15kW 사이의 변화와 유사하다. 다만, 중간에 다소 회전수의 반전현상(회전수가 순간적으로 낮아졌다가 회복되는 현상)이 관찰되는데, 원인은 정확히 밝히기 힘드나 다소간의 제어상의 문제점으로 보인다.

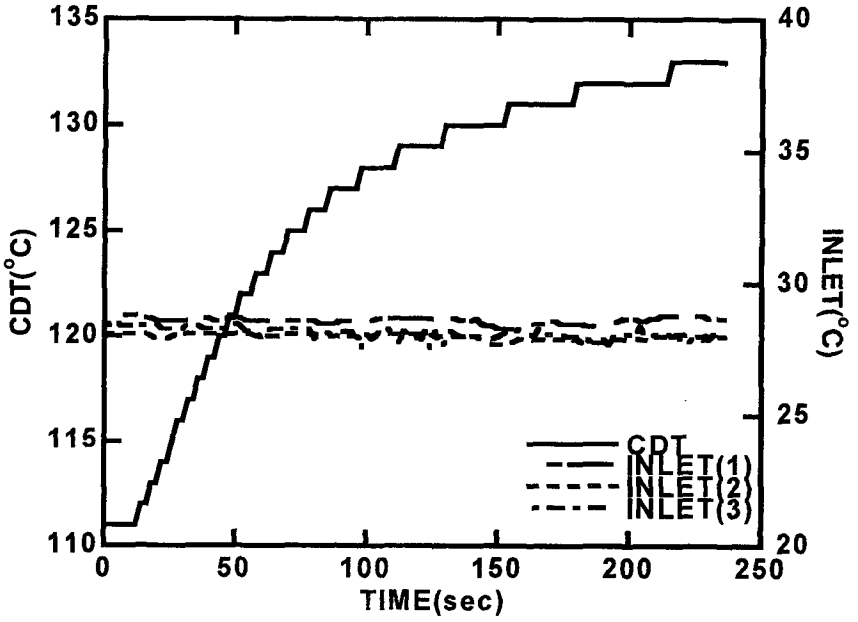


Fig6.29. Engine inlet temperature and compressor discharge temperature for change from idle to 5kW load

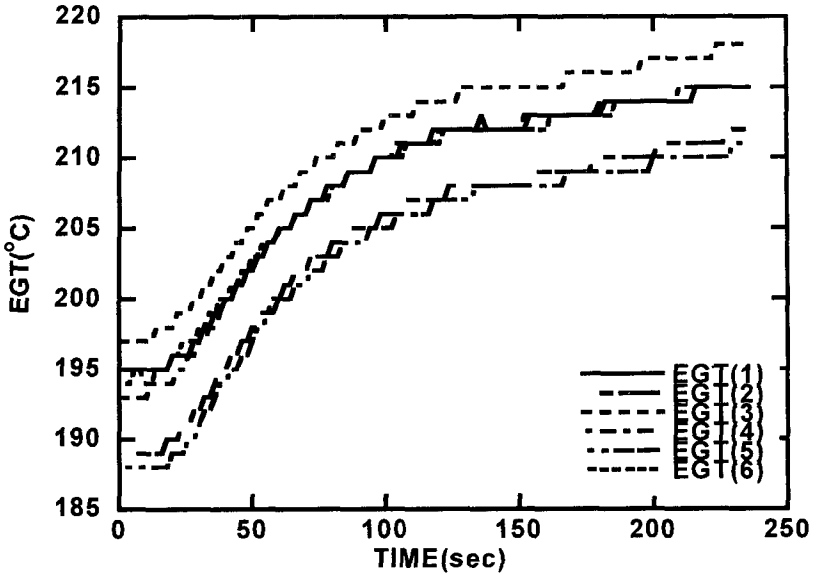


Fig.6.30 Exhaust temperature for change from idle to 5kW load

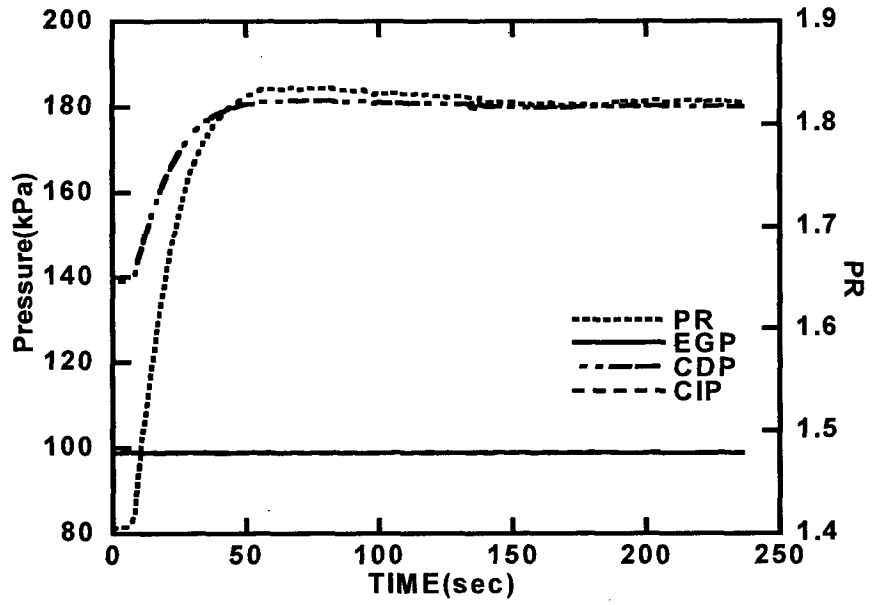


Fig.6.31 Component pressures and compressor pressure ratio for change from idle to 5kW load

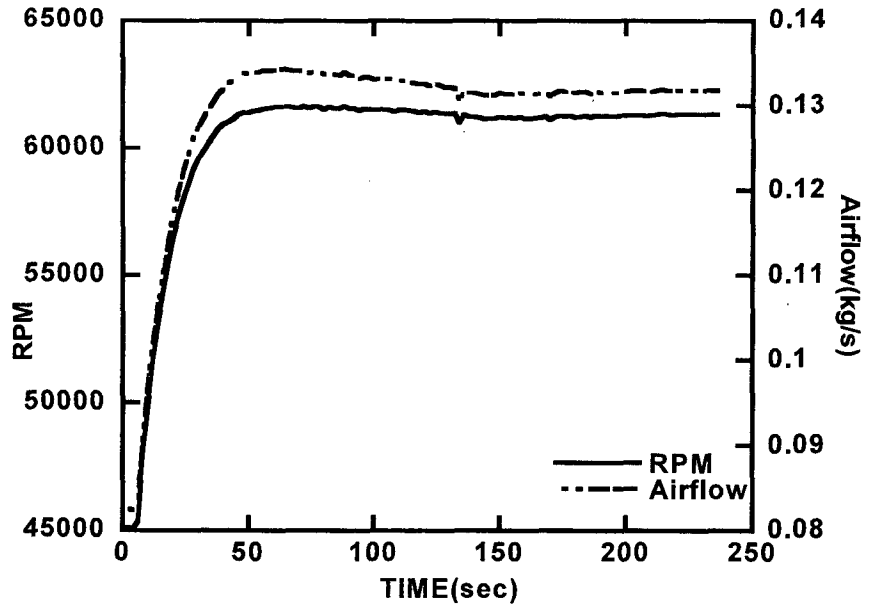


Fig.6.32 RPM and air flow for change from idle to 5kW load

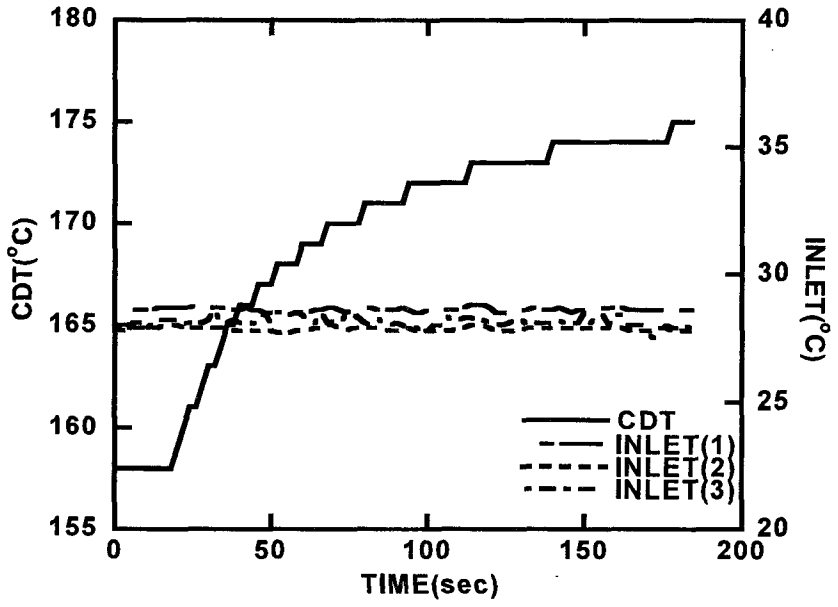


Fig.6.33 Engine inlet temperature and compressor discharge temperature for change from 10kW to 15kW load

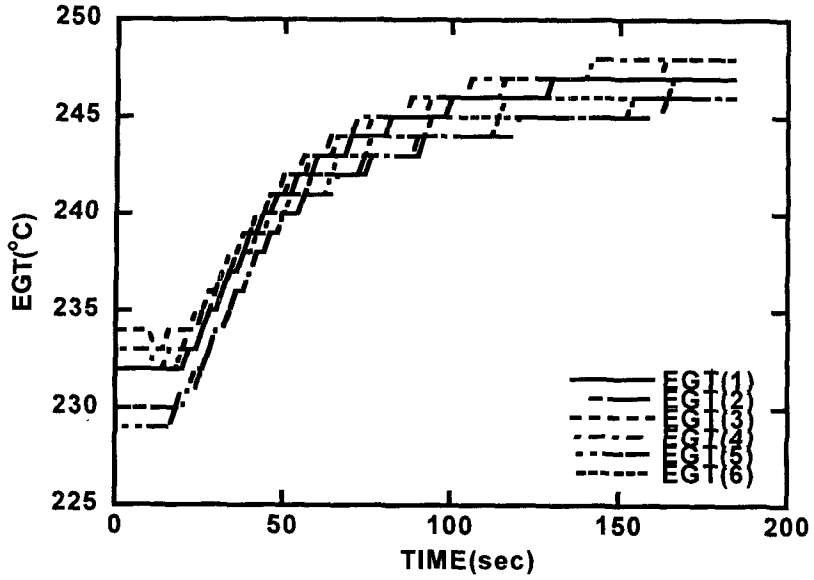


Fig.6.34 Exhaust temperature for change from 10kW to 15kW load

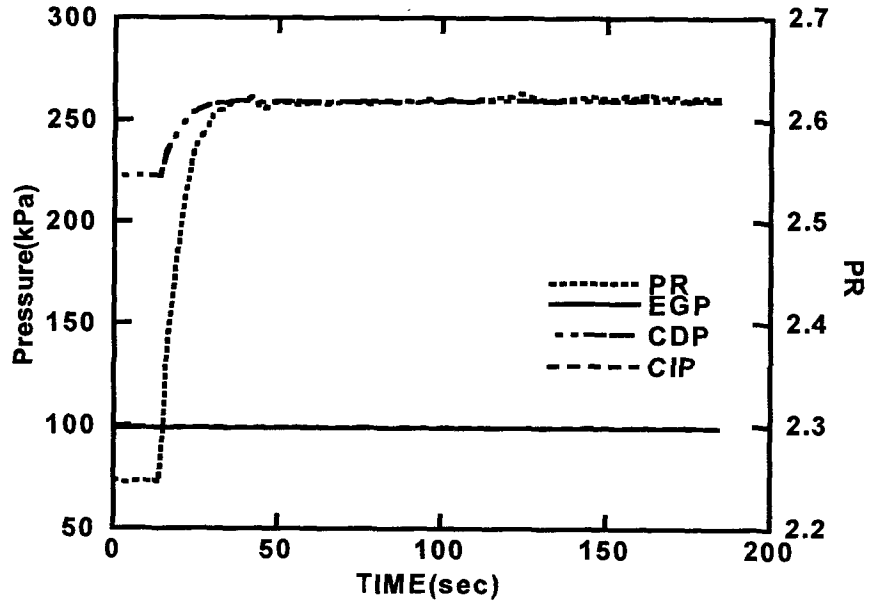


Fig.6.35 Component pressures and compressor pressure ratio for change from 10kW to 15kW load

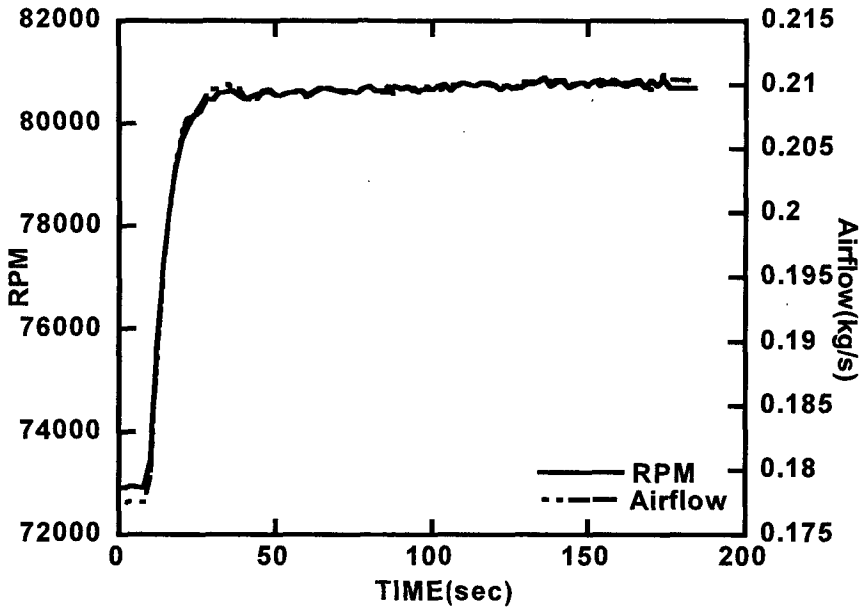


Fig.6.36 RPM and air flow for change from 10kW to 15kW load

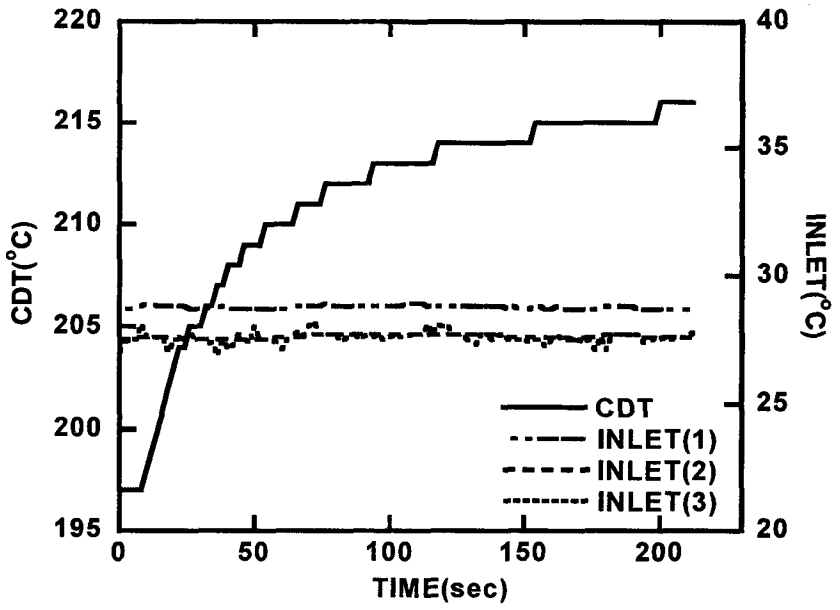


Fig. 6.37 Engine inlet temperature and compressor discharge temperature for change from 20kW to 25kW load

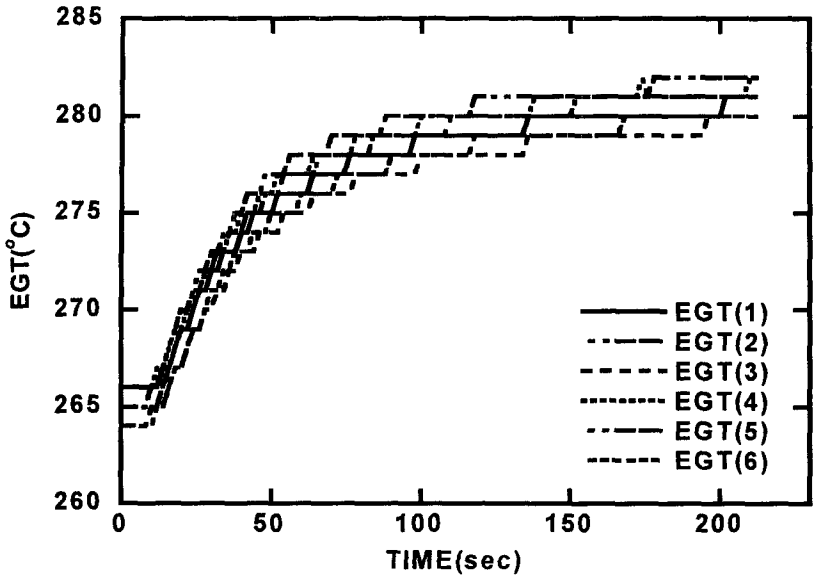


Fig.6.38 Exhaust temperature for change from 20kW to 25kW load

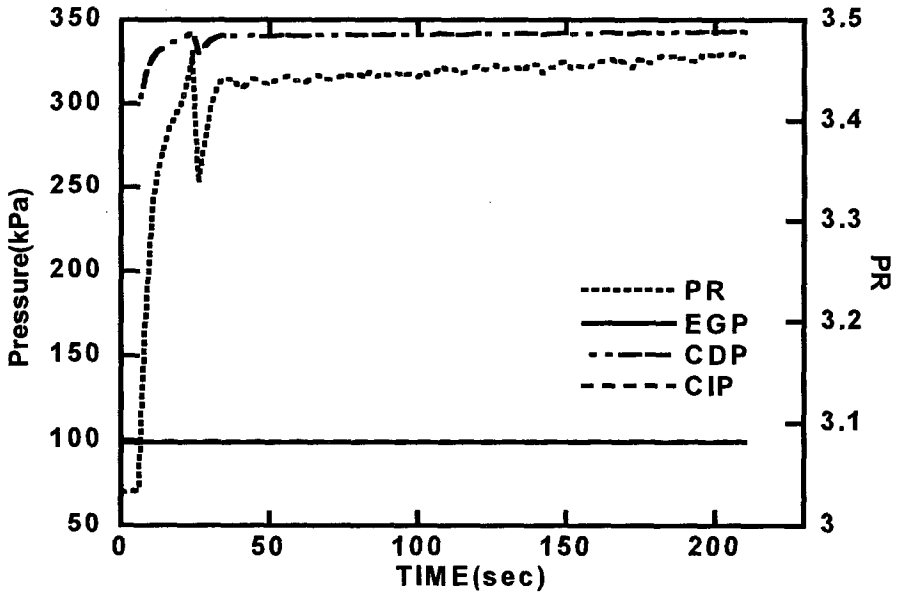


Fig.6.39 Component pressures and compressor pressure ratio for change from 20kW to 25kW load

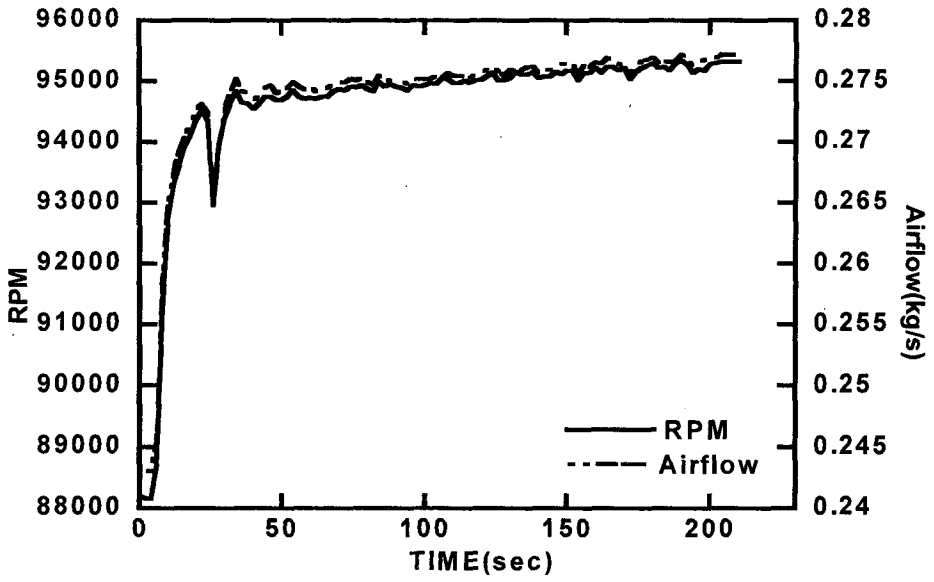


Fig.6.40 RPM and air flow for change from 20kW to 25kW load

다음으로 부하가 감소하는 경우의 비정상상태 운동 특성을 살펴보았다. Fig.6.41~44까지의 데이터는 최대부하조건인 25kW에서 20kW로 감소하는 운전 조건에서의 동특성을 나타내고 있다. 예상할 수 있는 바와 같이 Fig.6.41과 42에서 온도는 부하가 감소함에 따라 점차 감소하고 있으며 압력 및 회전수 변화에 따라 일정한 비율로 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, Fig.6.43, 44에서는 각 지점에서의 압력조건과 압축비, 회전수와 공기 유량이 감소하는 경향을 살펴볼 수 있었는데 부하가 증가할 때 측정한 것처럼 이 구간에서는 약 20초 정도에 각 압력과 회전수 유량등이 정상상태에 근접한다는 사실을 확인할 수 있었다. 그러나 부하가 증가할 때와는 달리 전체적으로 시스템이 비정상상태로 있는 시간이 약 120초 정도로써 매우 짧은 시간 안에 정상상태로 도달하는 것을 살펴 볼 수 있다. 이와 같은 경향은 부하가 15kW에서 10kW로 감소하는 구간, 즉 Fig.6.45~48에서도 거의 유사하게 나타나고 있다. Fig.6.49~52는 5kW 출력조건에서 무 부하상태로 출력이 변화할 때의 엔진의 동특성을 보여주고 있다. 전체적인 변화 경향은 앞에서 살펴본 Fig. 27에서 Fig. 34까지의 그래프와 유사한 형태의 특성을 보여주는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 회전수 및 압력과 압축비 등이 정상상태에 도달하는 시간이 보다 높은 출력범위에서의 도달시간에 비하여 약 두 배정도 긴 시간에 걸쳐 정상상태에 근접하는 것을 살펴볼 수 있다. 이는 출력을 증가시키면서 얻은 경향과 일치한다. 이러한

원인은 저부하 상태에서 운전점이 설계점에서 매우 벗어나 있고, 압력비 유량들이 매우 작기 때문에 시스템의 안전한 운전을 위하여 다소 안정적인 제어(압축기 서지 방지 등)를 하기 때문으로 해석된다.

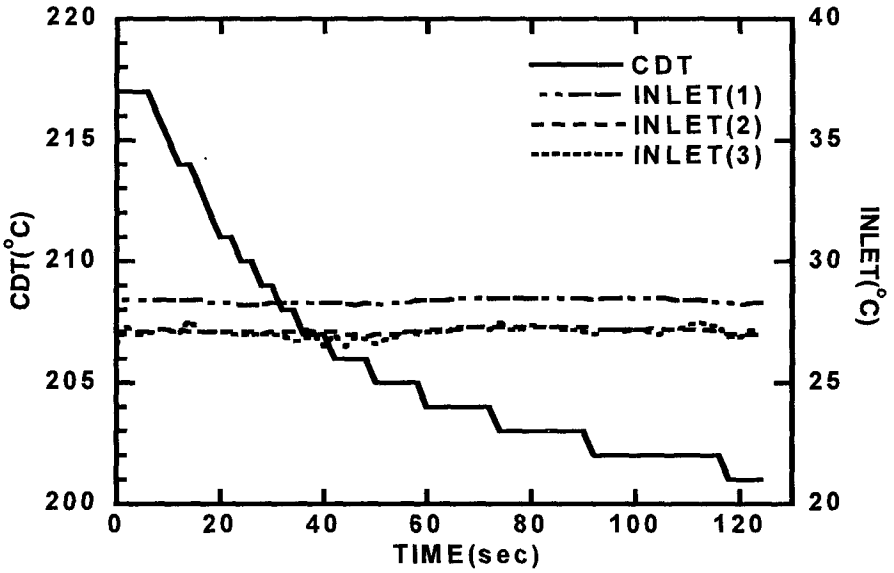


Fig.6.41 Engine inlet temperature and compressor discharge temperature for change from 25kW to 20kW load

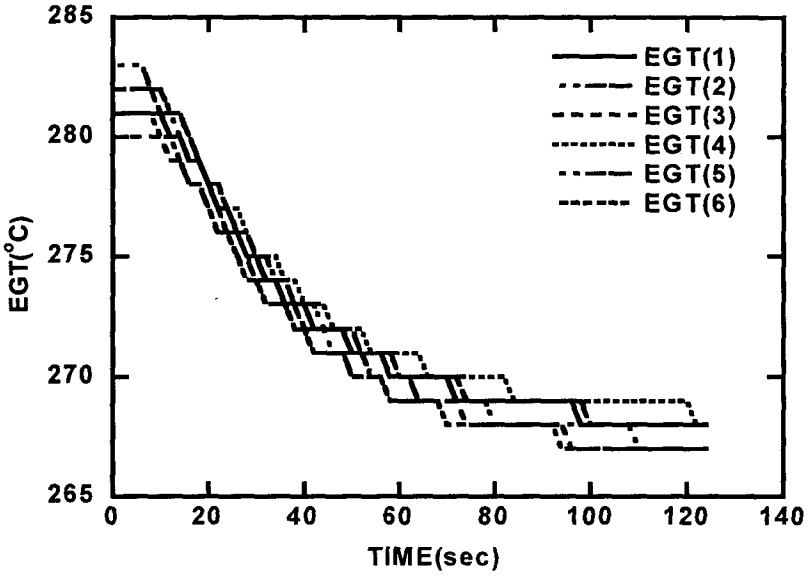


Fig.6.42 Exhaust temperature for change from 25kW to 20kW load

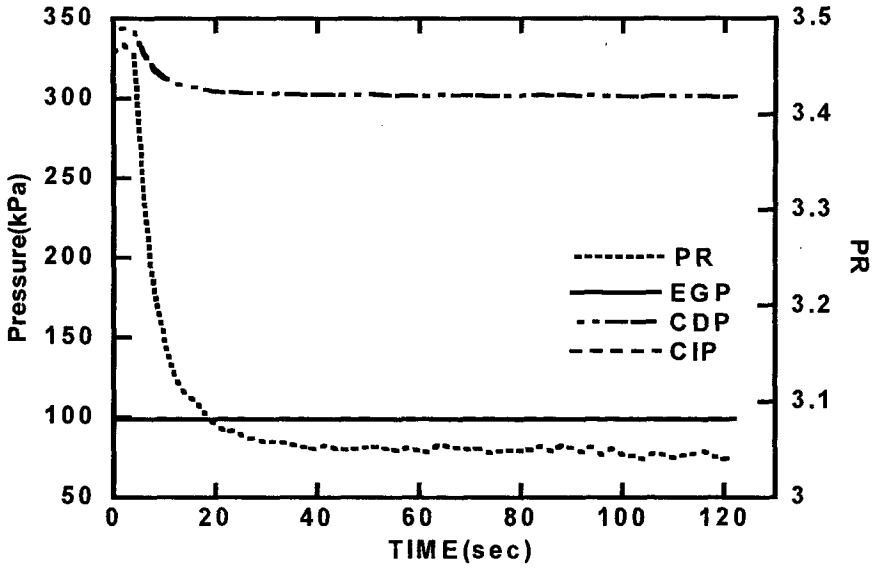


Fig.6.43 Component pressures and compressor pressure ratio for change from 25kW to 20kW load

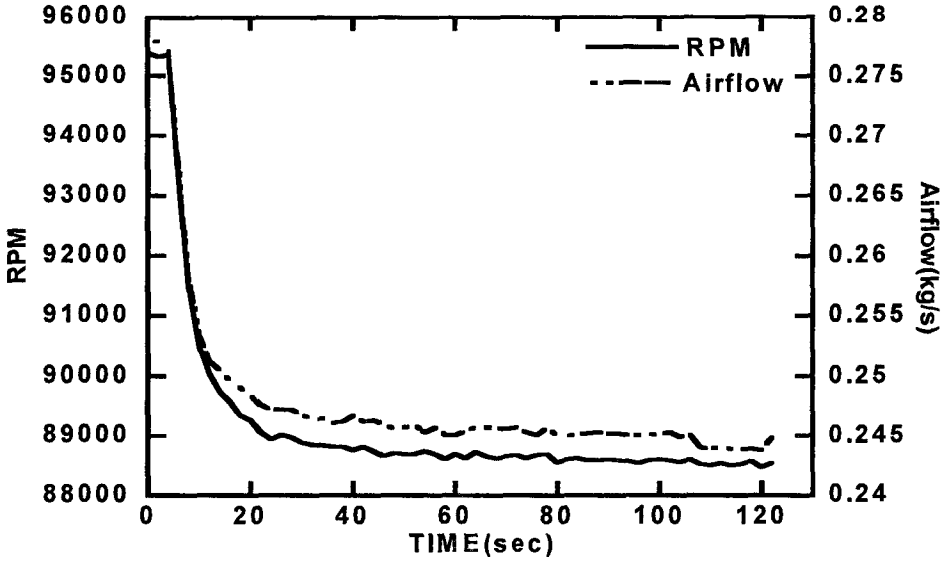


Fig.6.44 PM and air flow for change from 25kW to 20kW load

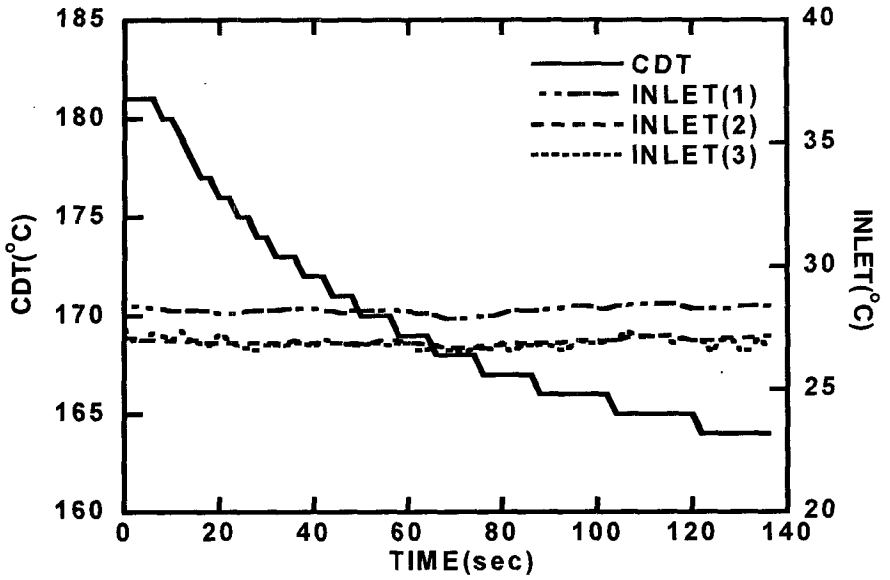


Fig.6.45 Engine inlet temperature and compressor discharge temperature for change from 15kW to 10kW load

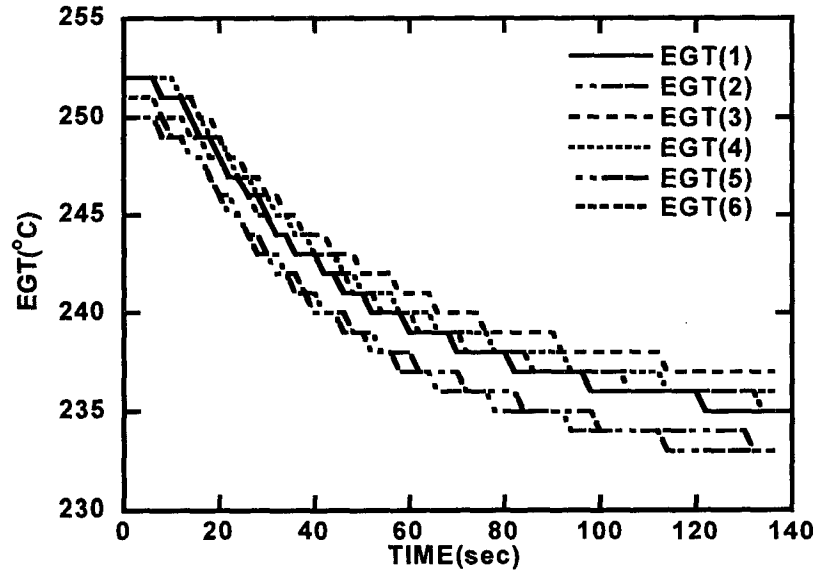


Fig.6.46 Exhaust temperature for change from 15kW to 10kW load

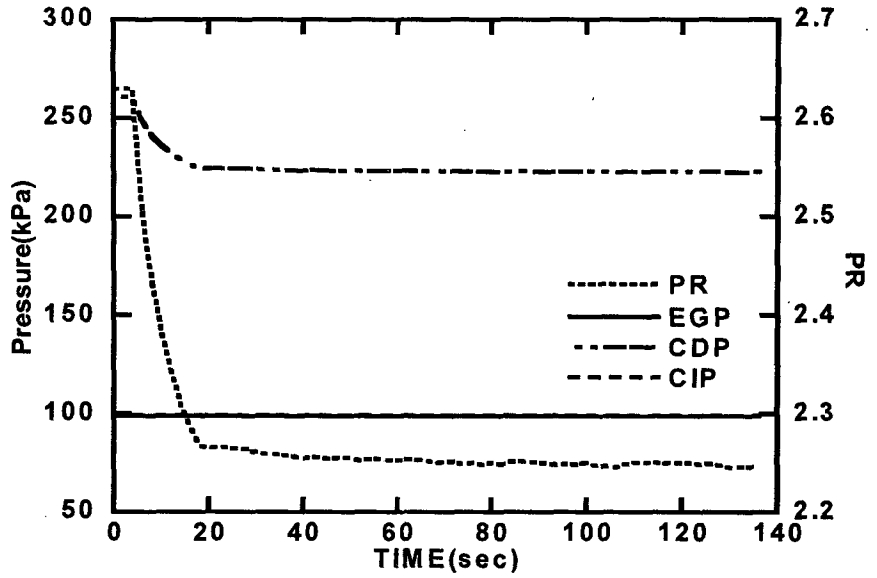


Fig.6.47 Component pressures and compressor pressure ratio for change from 15kW to 10kW load

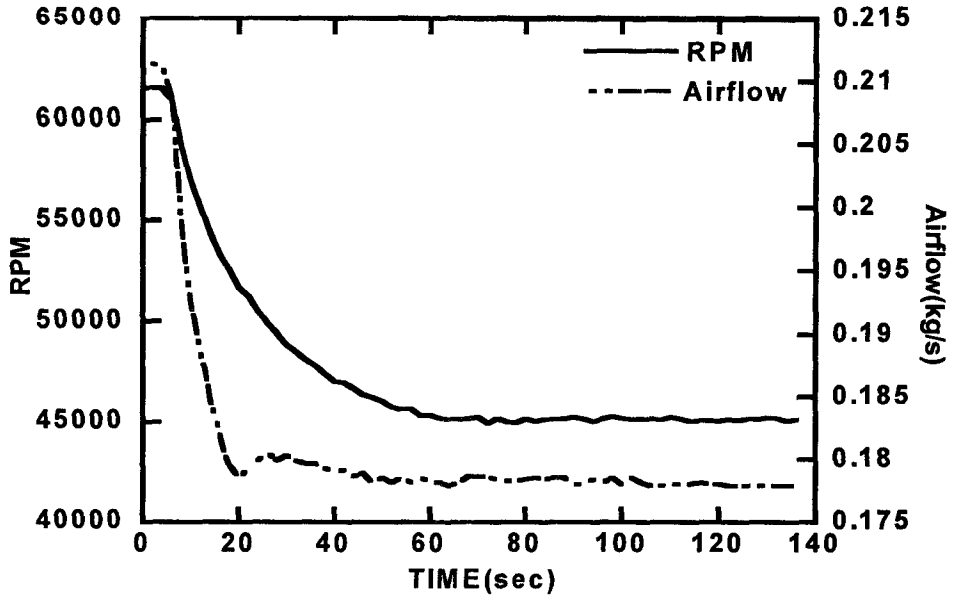


Fig.6.48 RPM and air flow for change from 15kW to 10kW load

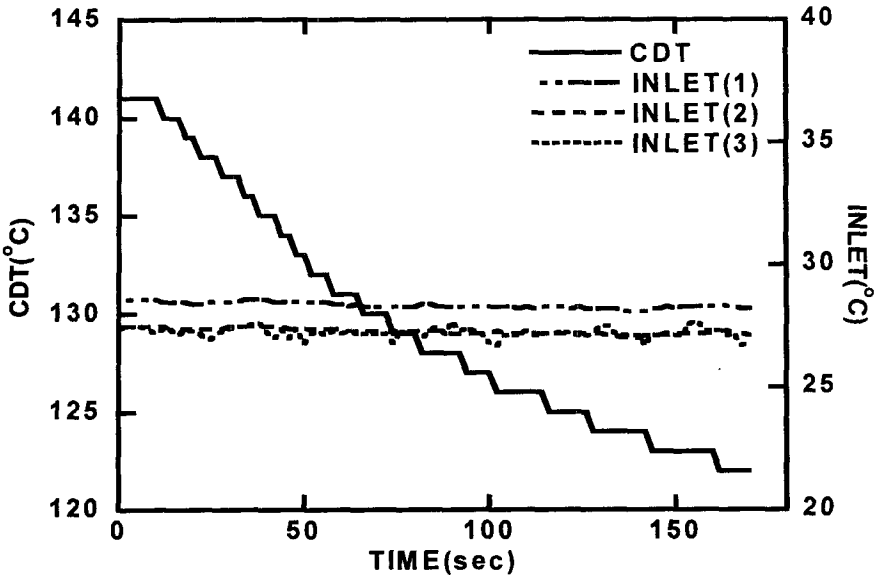


Fig.6.49 Engine inlet temperature and compressor discharge temperature for change from 5kW to 0kW load

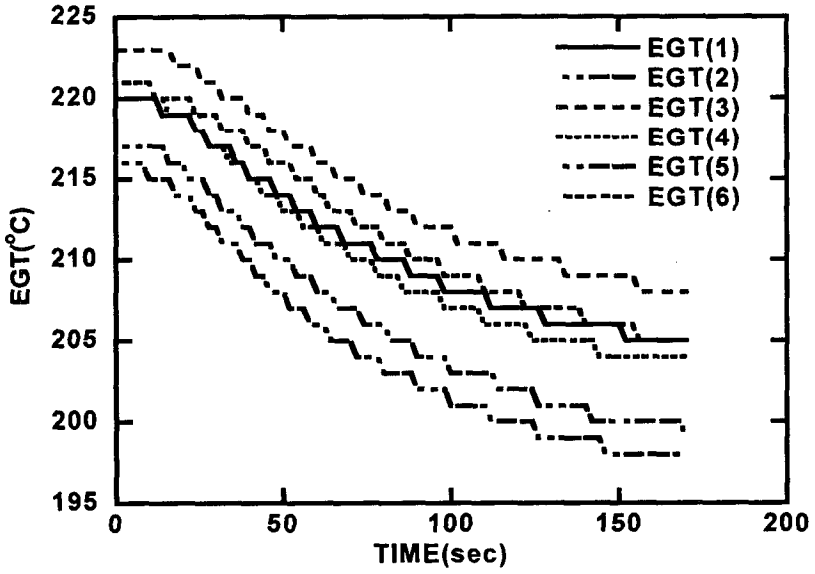


Fig. 6.50 Exhaust temperature for change from 5kW to 0kW load

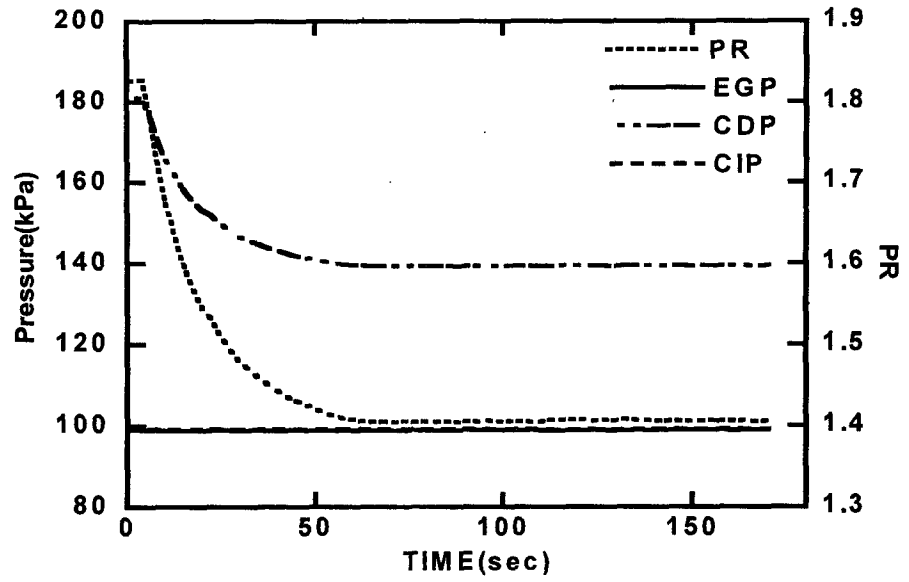


Fig.6.51 Component pressures and compressor pressure ratio for change from 5kW to 0kW load

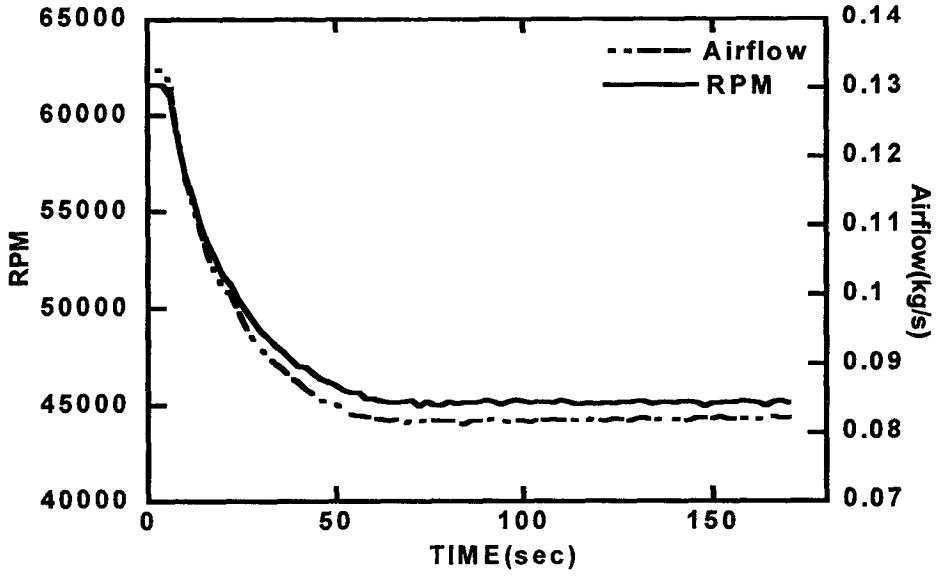


Fig.6.52 RPM and air flow for change from 5kW to 0kW load

제 5 절 결 론

다중 추진 시스템용으로 가스터빈 엔진으로 효율면에서 강점이 있는 재생사이클 가스터빈에 대하여 30kW급 소형 재생형 가스터빈을 대상으로 성능 실험을 수행하였다.

가스터빈 시험 장치를 구축하여 가장 기초적인 성능데이터를 측정하고, 이를 분석하여 자료의 신뢰성 여부를 판단하는데 초점을 맞추었으며, 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 시동 시 각 파라미터들이 약간의 진동을 보이며 변화하긴 하지만, 매우 짧은 시간에 정상상태에 들어가게 됨을 알 수 있었다. 또한 그 진동 폭도 매우 작은 것을 확인할 수 있었다. 마찬가지로 Full Load 상태에서 부하를 감소시키는 경우에도 별다른 진동 없이 각 파라미터가 감소하여 짧은 시간 내에 정상상태에 진입하는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 부분부하 성능 결과는 정성적으로 예측과 유사하며, 더욱 다양한 운전 상태에서의 측정을 통하여 데이터 베이스화가 가능할 것으로 보인다. 기초 실험을 통하여 판단할 때, 본 실험 장치는 가스터빈을 성능설계하거나 운전방법을 계획하는데 필요한 자료로써의 활용도가 매우 높을 것으로 보인다. 실험적 연구를 통하여 궁극적으로 가스터빈 운전 성능 데이터를 수집, 분석하고 구성부 성능 자료 획득 및 설계 자료 도출하여, 운전 해석 프로그램 개발의 검증 자료 도출로 활용 할 수 있을 것으로 기대된다.

소형 재생형 가스터빈 발전시스템을 이용하여 부하에 따른 실험과 분석은 다음과 같이 요약된다.

(1) 부하감소 시 축 회전수가 감소하면서 터빈출구온도가 증가하며, 무부하시가 최대부하 시에 비하여 약 80℃ 이상 높다. 배기가스온도는 출력 감소에 따라 단조롭게 감소하는 것을 확인하였다.

(2) 발전기 출력과 시스템 출력으로부터 시스템 에너지 소모량을 분석하였다. 또한 흡입공기로 냉각되는 발전기에서 입출구 공기 온도를 측정하여 발전기 에너지 손실을 구하였다. 이로부터 신뢰성 높은 발전기 효율 변화를 추산하였으며, 최

대 출력 시 발전기 효율이 약 95%에 이르며 출력이 감소하면 줄어드는 것으로 나타났다.

(3) 발전기 효율 계산에 의하여 가스터빈 축에서의 출력과 열효율을 분리하여 계산해 내었으며, 최대출력 조건에서 축출력(shaft power) 35kW, 열효율 30%로 예상되었다. 발전기 손실과 기타 시스템 내부 손실 및 에너지 소모량을 제외하면 최종 시스템 출력은 축출력보다 7kW 이상 작으며, 발전효율도 6% 포인트 이상 낮아진다.

(4) 측정된 최소한의 성능 파라미터들과 해석으로 구한 성능 파라미터들 간의 매칭을 통하여 엔진 운전상태 (구성부 특성 파라미터들)를 예측할 수 있음을 보였다.

(5) 각 센서 및 CRMS를 이용하여 Capstone C30모델의 비정상상태 운전 특성을 확인하였다. 낮은 부하 조건에서 부하가 증가하거나 감소하는 경우가 높은 부하조건에서 부하가 변화하는 것에 비하여 약 두 배 정도의 시간간격을 가지고 정상상태에 도달하는 것을 확인 할 수 있었으며, 부하가 증가하는 경우보다는 부하가 감소하는 경우에 더욱 빠른 시간 안에 정상상태로 진행하는 것을 확인할 수 있었다.

제 7 장 참고문헌

[2.1] Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C. and Cohen, H., 2001, *Gas Turbine Theory*, 5th ed., Pearson Education Limited, U.K.

[2.2] 강동진, 류제욱, 정평석, 1993, "가스터빈 기관의 탈설계점 해석," 대한기계학회 논문집, 제17권, 제7호, pp. 1851-1863.

[2.3] 김동섭, 노승탁, 1996, "단축 가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집 B, 제20권, 제7호, pp. 2409-2420.

[2.4] Kim, T. S. and Ro S. T., 1997,"The Effect of Gas Turbine Coolant Modulation on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants - Part 1 : Gas Turbines," *Journal of Power and Energy*, Vol. 211, No. 6, pp. 443-451.

[2.5] 김동섭, 노승탁, 1994, "가스터빈 열병합발전 시스템의 설계점 설정 및 부분부하 성능해석," 대한기계학회 논문집, 제18권, 제8호, pp. 2167-2176.

[2.6] Horlock, J. H., 1995, "The Optimum Pressure Ratio for a Combined Cycle Gas Turbine Plant," J. of Power and Energy, Vol. 209, pp. 259-264.

[2.7] Chase, D. L., Tomlinson, L. O., Davidson, T. L., Smith, R. W. and Maslak, C. E., 1997,"GE combined Cycle Product Line and Performance," GER-3574F.

[2.8] A Pequot Publication, 2001, *Gas Turbine World 2000-2001 Handbook.*

[2.9] Brooks, E. J., 1997, "GE Heavy-Duty Gas Turbine Performance Characteristics," GER-3567F.

[2.10]Jansen, M., Schulenberg, T. and Waldinger, D., 1992, "Shop Test Result of the V64.3 Gas Turbine," *Trans. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 114, pp. 676-681.

[2.11]Rowen W. I., and Van Housen, R. L., 1983, "Gas Turbine Airflow Control for Optimum Heat Recovery," *Trans. ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 72-79.

[3.1] 김수용, 오종식, 박무룡, 유일수, 김수원, 2002, G7 고속전철기술개발사업 개발기술 활용화 방안 연구, 건설교통부, 산업자원부, 과학기술부 제출 보고서.

[3.2] Business Journal Inc., 2002, *Turbomachinery International Handbook 2001-2002.*

[3.3] Kurzke, J. 2003, *GasTurb 9 User's Manual.*

[3.4] Kim, T. S., Oh, C. H. and Ro, S. T., 1994, "Comparative Analysis of the Off Design Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems," *Heat Recovery Systems & CHP* (current *Applied Thermal Engineering*), Vol. 14, No. 2, pp. 153-163.

[3.5] Kim, J. H., Kim, T. S., Sohn, J. L. and Ro, S. T., 2002, "Comparative Analysis of Off-design Performance Characteristics of Single and Two Shaft Industrial Gas Turbines," *ASME TURBO EXPO 2002*, Amsterdam, the Netherlands, ASME paper GT-2002-30132.

[3.6] 김동섭, 2002, "배열 이용도를 고려한 가스터빈 발전시스템의 부분부하 성능 비교분석," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 290-297.

[4.1] Rodgers, C., Watts, J., Thoren, D., Nichols, K. and Brent, R.. Microturbines, 2001, In: Borbely A. M., Kreider J. F., editors. Distributed generation, New York, CRC Press, 2001. pp. 119-150.

[4.2] McDonald, C. F., 2000, Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines. Applied Thermal Engineering, Vol. 20. pp. 471-497.

[4.3] Lagerstrm, G. and Xie, M., 2002, High performance & cost effective recuperator for micro-gas turbines, ASME paper GT-2002-30402, ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, the Netherlands, June 3-6.

[4.4] Kang, Y. M. and McKeirnan, R., 2003, Annular recuperator development and performance test for 200kW microturbine, ASME paper GT2003-38522, ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, June 16-19.

[4.5] Kesseli, J., Wolf, T., Nash, J. and Freedman, S., 2003, Micro, industrial, and advanced gas turbines employing recuperators, ASME paper GT2003-38938, ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, June 16-19.

[4.6] Farmer, R., editor. 2003, 4.6-MW recuperated genset is ready for its commercial debut. Gas Turbine World, Vol 33, No. 5, pp. 24-25.

[4.7] Lundberg, W. L., Veyo, S E. and Moeckel, M. D., 2001, A high-effciency SOFC hybrid power system using the mercury 50 ATS gas turbines, ASME paper 2001-GT-0521, ASME Turbo Expo 2001, New Orleans, Louisiana, June 4-7.

[4.8] Arai, M., Sugimoto, T., Imai, K., Miyaji, H., Nakanishi, K. and Hamachi,

Y., 2003, Research and development of gas turbine for next-generation marine propulsion system [super marine gas turbine], IGTC 2003 Tokyo OS-202, International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo, Japan, November 2-7.

[4.9] English, C. R., 2003, The WR-21 intercooled recuperated gas turbine engine integration into future warships. IGTC 2003 Tokyo OS-203, International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo, Japan, November 2-7.

[4.10] Kim, T. S., 2004, Comparative analysis on the part load performance of combined cycle plants considering design performance and power control strategy, Energy, Vol. 29, pp. 71-85.

[4.11] Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C. and Cohen H., 2001, Gas turbine theory. Essex, Pearson Education Ltd, 5th ed.

[4.12] 차봉준, 박종호, 2002, 입구 안내익 영향으로 인한 원심압축기 성능특성 시험 연구, 유체기계저널, 제5권, 제3호, pp. 46~53.

[4.13] Kim, J. H., Kim, T. S., Sohn, J. L. and Ro, S. T., 2003, Comparative analysis of off-design performance characteristics of single and two shaft industrial gas turbines, Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbines Power, Vol. 125, pp. 954-960.

[4.14] Rowen, W. I and Van Housen, R. L., 1983, Gas turbine airflow control for optimum heat recovery, Trans. ASME, J. Eng. for Power, Vol. 105, pp. 72-79.

[4.15] Cox, J. C., Hutchison, D. and Oswald, J. I., 1995, The Westinghouse/Rolls-Royce WR-21 gas turbine variable area power turbine design, ASME paper 95-GT-54, ASME Turbo Expo 1995, Houston, Texas, June 5-8..

[4.16] Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, Introduction to heat transfer, New York, John Wiley & Sons, 3rd ed.

[4.17] McDonald, C. F., 1968, A circumferentially oriented modular gas turbine recuperator, ASME paper 68-GT-50, Gas Turbine Conference & Product Show, Washington DC, March 17-21.

[4.18] McDonald, C. F., 2003, Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 1463-1487.

[4.19] Shinmura, K., 2003, Microturbine research at Honda. Panel presentation at ASME Turbo Expo, June 16-19, Georgia. See also: http://www.eere.energy.gov/de/information/ info_pres_turbo_expo_03.shtml

[4.20] Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact heat exchangers, Florida, Krieger Publishing Company, 3rd ed.

[4.21] Kurzke, J., 2001, Gasturb ver. 9.0. Dachau, Germany.

[4.22] Jansen, M., Schulenberg, T. and Waldinger, D., 1992, Shop test result of the V64.3 gas turbine, Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbines Power, Vol. 114, pp. 676-681.

[4.23] Shinmura, K., Yamaguchi, K., Tsuzuki, S., Kimura, H. and Kato, T. 2003, Research of micro-gas turbine generator, Honda R&D Technical Review, Vol. 15, pp. 7-16.

Capstone Turbine Corporation, http://www.microturbine.com/

[5.11] Mircea Cardu, Malvina Baica, 2002, Gas turbine installations with divided expansion, Energy, Vol. 43, pp. 1747-1756.

[5.12] Paul A. Dellenback, 2002, Improved gas turbine efficiency through alternative regenerator configuration, ASME Turbo Expo, GT-2002-30133.

[5.13] Brian Elmegaard, Bjorn Qvale, 2004, Regenerative gas turbines with divided expansion, ASME Turbo Expo, GT-2004-54225.

[6.1] 오종식, 이헌석, 2003, "분산발전용 75kW급 마이크로터빈의 시제개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 307-313.

[6.2] 김수용, 박무용, 최범석, 안국영, 최상규, 2003, "50kW 마이크로 가스터빈 개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 314-319.

[6.3] 권기훈, 김승우, 이시우, 2003, "분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 320-327.

[6.4] McDonald, C. F., 2000, "Low-cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines," Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 471-497.

[6.5] UTC Power, http://www.utcpower.com/ html/microturbine.shtml

[6.6] 이준희, 김동섭, 2004, "마이크로 가스터빈과 유기매체 랜킨사이클을 결합한 복합시스템의 설계 성능해석," 대한설비학회 동계학술대회 논문집, pp.

131-138.

[6.7] 김동섭, 황성훈, 2004, "마이크로 가스터빈의 탈설계 운전 성능특성," 유체기계 저널, 제7권, 제3호, pp. 39-47.

[6.8] Capstone Turbine Corporation. Capstone microturbine model C330 installation & start-up, Chatsworth, 2001.

[6.9] Capstone Turbine Co., http://www.microturbine.com/Documents/C30.pdf

[6.10] Maghon, H., Kreutzer, A. and Termuehlen, H., 1988, "The V84 Gas Turbine Designed for Reliable Base Load and Peaking Duty," American power conference, Chicago, Ilinois, U.S.A

[6.11] Bettocchi, R. and Spina, P. R., 1999, "Diagnosis of Gas Turbine Operating Conditions by Means of the Inverse Cycle Calculation," ASME paper 99-GT-185.

연방 국가 유일 공사

러시아 교통부 산하 철도 교통 과학기술연구소

승인합니다. (부소장 체르카쉰U.M.) 직인

2006년

과학-기술 보고서

여객 수송 기차의 가스터빈 엔진 및 발전기의 설계

계약서 07/2005

과장, 과학기술 박사, 교수 코쏘프E.E.

실장, 기술석사. 아자렌코 V.A.

모스크바 2006년

시행자의 명부

저자:

1.	과장, 기술과학박사, 교수		코쏘프..
2.	실장, 기술과학 석사.		아자렌코V..
3.	주임 기사		페레츠 V.V.
4.	전임연구원, 기술과학 석사		아니키예프I.P.
5.	주임연구원		코마리트시키..
6.	주임연구원		가브리코프S.G.

참여자:

1. 부실장, 전임연구원 노스코프.M.U.
2. 주임기사 보리쏘바I.V.
3. 연구원 비취코프D.A.
4. 주임연구원 꾸지니초프D.A.
5. 주임연구원 레쓰니코프D.N.
6. B-급 기사. 꾸지니초파I.A.

제 1 장 서 론

본 연구서에서 가스터빈 원동장치를 지역 기차에 응용하는 문제를 검토하였다. 가스터빈 엔진의 패러미터와 발전기의 건설이 주요 문제이다. 발전기의 용량은 경사도 0에서 시속 150킬로미터의 속력을 보장하는 상황에서 결정된다. 터빈의 용량은 실제 시속 150킬로미터보다 낮은 시속 80킬로미터와 경사각도 6에서 결정된다. 가스터빈 원동장치는 현재의 컴프레서와 터빈 가스 원동장치의 수준을 적용하였다. 가장 근접한 것은 3,000 kwt 용량의 터빈이어서, 열회수 시스템의 계산과 선택은 이 용량을 기준으로 수행되었다. 기술과제에 대한 연구 과정에서 터빈 용량의 확실한 선택을 함에 있어 터빈의 흐르는 부분(протолная ласть турбины)은 필요한 용량에 따라 수정되어질 것이다. 주문시 복열실을 갖춘 엔진은 2년에 만들어질 수 있다.

원동장치의 생산이 어려운 부분이다. 1000kwt에 분당 2600회 왕복운동을 하는 원동장치를 만든 경험이 있다. 원칙적으로 발전기에 관련된 모든 문제점들은 해결되었지만, 준비함에 있어 스타터의 첨과 관련된 어려움이 발생할 수도 있다. 2년 동안 원동장치가 준비되고 시험될 수 있다. 준비와 관련된 나머지 문제점들은 없다.

제 2 장 터빈 열차의 개발 개관

서구유럽에서 터빈 열차에 대한 흥미 있는 연구는 프랑스에서 있었다. 이중 객차로 이루어진 디젤 열차의 기반 위에 실험적인 터빈 열차가 만들어졌고, 이 기차의 전동장치는 모터 객차의 동체에 설치된 331kWt 용량의 이중 가스 커빈 엔진 Turmo-111으로 이루어져 있다. 실험이 성공적으로 수행되어 1968년 프랑스 철도에서 ETG와 RTG 시리즈의 4개의 객차로 이루어진 10대의 터빈 기차를 주문하였다. ETG 터빈기차의 주 동력객차는 820kWt 출력의 Turmo-111F 가스터빈 엔진과 유체기계학적 송출기 Voith를 장착하고 있다.

기차들에 2개의 시스템이 결합되었다 (4개의 객차당 330kWt 출력의 동력장치를 가진 가스터빈 견인과 디젤 견인 시스템이 장착되었다). 기차의 출발과 가속은 가스터빈 엔진에 의해 이루어졌다. 다음 단계에 좀 더 나은 형태의 RTG라는 터빈 기차가 만들어졌는데, 이 기차는 디젤을 사용하지 않고 보조엔진으로 제너레이터를 갖춘 터빈엔진을 사용하고 있다는 점이 이전의 ETG와 구별되었다. RTG 터빈기차의 주 동력객차는 ETG와 마찬가지로 가스터빈 엔진과 유체기계학적 송출기 Voith를 장착하고 있다.

프랑스 철도에서의 터빈기차의 실험은 이 기차가 디젤 기차보다 수익성이 좋고 속도 면에서도 시속 120킬로미터 이상이라는 점을 보여주었다. 빠리에서 쉘부르그까지 노선의 최대속도를 시속 120킬로미터에서 150킬로미터로 올리는 것만으로 여객수송을 25% 증가시켰으며, 이 구간의 여객수송에 대한 채산성을 맞게 만들었다. 터빈 기차를 이용한 여객 수송은 왕복표의 동일가격 하에서 기차에 의한 수송보다 가격이 싼 것으로 나타났다. 프랑스 전문가들은 디젤엔진과 비교했을 때 가스터빈엔진 연료의 큰 소비는 추가적인 2등석 및 3등석으로 충분히 보상되는 것으로 생각하고 있다.

1977년 RTG기차 중 하나에 있던 TURMO-IIIF가스터빈 엔진을 1200kWT 출력의 TURMO-XII으로 교체하였다. 새로운 가스터빈 엔진은 46% 더 좋은 출력을 가졌으며, 경제적으로는 19% 저렴하였다. 실험에 의하면, 기차에 두 개의 가스터빈 엔진을 장착하고 그 중 하나를 보조엔진으로 사용할 경우 연료 경제성은 두 역 사이에 22%가 향상되었으며, 정거장에서의 정차와 조차 이동을 고려할 경우 16% 향상되었다. 가스터빈과 디젤 견인 장치간의 차이는 연료지출 감소에 큰 역할

을 하지는 못한다. 그럼에도 불구하고 디젤과 비교했을 때 가스터빈을 이용한 견인은 적은 축의 하중으로 기계적 속도를 증가시킬 수 있도록 해 준다.

60년대에 미국의 "United Aircraft"사와 그 협력사에 의해 Turbotrain라고 하는 터빈기차를 만드는 작업이 시작되었다. 최초의 3량으로 된 기차가 1967년에 만들어졌다. 뉴저지 근처에서의 실험에서 이 기차들은 시속 257킬로미터를 달성했다. 1969년부터 이 기차는 뉴욕과 보스톤 사이에서 시험 운행되었다. 전동장치는 세 개의 항공 가스터빈 엔진으로 이루어졌으며, 바퀴에 대한 감속장치 및 기계적 송출장치에 작동하였다. 가스터빈 엔진의 출력은 335kWt이다. 또한 터빈 앞에서의 최대온도는 850 겉이다. 보조 제너레이터의 원동장치를 위해 가스터빈 엔진이 이용되었다.

1973년 미국의 <암트렉>사는 프랑스의 <ANF>사로부터 "RTG-Turboliner"라고 하는 터빈기차 6대를 구입하여 시카고와 세인트루이스, 시카고와 디트로이트 간을 운행하게 하였다. 1976년에는 뉴욕-렌슬러-나이아가라 폭포 구간에 RTG의 터빈 기차의 요소들과 프랑스 "Turbomeca"사의 가스터빈 엔진을 이용하여 미국의 Rohr사에서 만든 RTbTurboliner라는 터빈기차 7대가 운행을 시작하였다.

캐나다에서 만들어진 7개의 객차로 이루어진 터빈 기차의 전동장치는 미국산과 구별된다. 캐나다 산 기차에는 294kWt 출력의 4개의 가스터빈이 장착되었으며, 보조장비의 교류전기 제너레이터의 원동장치를 위해 1개의 가스터빈이 장착되었는데, 이 교류전기는 보조 장비의 연결을 보장하는 것이다. 모든 가스터빈 엔진은 디젤 연료로 작동한다. 미국과 캐나다 산 터빈 기차는 동일한 것이다. 전동장치는 모터 객차에 위치해 있다.

"Amtrak"사는 여객기차의 속도 향상 프로그램의 일환으로 5개의 객차로 구성된 "RTL-Turbollner" 터빈 기차 7대의 현대화 작업을 수행하고 있다. 첫번째 기차는 Makila Turbines사에서 만든 가스터빈엔진의 현대화 작업이 이루어졌다. 또한 동력장치의 통제 시스템이 완성되었고 새로운 연료 송출 시스템이 적용되었다. 또한 여객석의 장비 구성이 변경되었다. 뉴욕과 알바인 사이 노선에서의 7년간의 터빈기차의 실험적 운행은 좋은 결과를 낳았다. 그러나 미국의 Super Steel사의 공장에서 완성된 가장 최근의 현대화 작업은 100kWt 출력의 "Turbomeca" 라고 하는 새로운 형태의 터빈을 완성시켰다. 또한 "Voith"사의 새로운 견인 송출 시스템

과 미세 통제 시스템도 만들어졌다. 이 프로젝트에 의해 처음으로 현대화된 터빈기차는 같은 노선에서 2003년 4월에 시험운행에 들어갔다. 이와 더불어 전문가들은 앞으로 가스터빈 기차의 출력을 2940kWt (두 개의 장치 이용)까지 향상시킬 수 있으며, 교류전류의 송출을 응용할 수 있고, 모터 객차의 모든 바퀴에 출력을 송출할 수 있다고 여기고 있다. 이는 기차의 속도를 15-20% 향상시킬 뿐 아니라 기차에 추가적인 객차를 더 연결하여 좌석수를 늘릴 수 있도록 해 준다.

현재 외국에서는 여객수송의 속도를 늘리기 위해 다양한 조치를 취하고 있으며, 결과적으로 철도 운송에서 가스터빈엔진에 대한 관심이 증폭되었다. 기차의 운동속도를 시속 200-250킬로미터까지 증가시킴에 있어, 운동기관에 대한 요구사항들이 많이 변했는데, 특히 도로의 상층부와 관련되어 있을 경우에 그러하다. 결정적인 요소로 동력장비의 몸체와 적재량이다.

버밍햄에서 열린 "Railtex-2000" 국제 전시회에서 Bombardier Transportation사는 시속 250킬로미터의 속도를 가진 Jetrain의 모형을 선 보였는데, 이 기차의 엔진은 디젤 연료로 작동하는 것이었다. 운동기관의 기본적인 개념은 고속열차 모터 객차 기획에 있어 "Alstom"사에서 적용한 설계를 따르는 것이었다. 전동장치로 Pratt & Whitney 사의 3750kWt출력에 분당 16,000회의 왕복운동을 하는 가스터빈엔진이 적용되었는데, 이 엔진은 감속장치를 통해 1750kWt출력의 교류전류를 지닌 두 개의 주 견인 제너레이터를 이용한다. 그런데 미국의 철도 전문가들과 "Bombardier"사의 전문가들은 좀 더 높은 회전율을 가진 "Allied Signal"사의 제너레이터를 하나만 장착하는 가능성을 검토하고자 하였다.

"Jetrain" 가스터빈엔진에는 825kWt 출력을 가진 네 개의 동시 견인 엔진이 적용되었다. 전기엔진은 Alstom사에 만든 수냉식의 ONIX 인버터에 의해 충전된다. 장기 출력은 3140kWt이며 작동시 견인력은 220 кH이다. 2002년 10월, 기관차의 설명회가 열렸다. 전문가들은 미국의 최신 열기관차보다 새로운 가스터빈기관차가 속도도 빠르고 차체 중량도 20% 가량 적다는 것을 알게 되었다. 속도는 2배가 빠른 반면 흔들림은 30%가 적었다.

철도 교통에서 가스터빈엔진의 효율을 높이는 방법 중의 하나는 대체 연료를 적용하는 것이다. 가스터빈 엔진은 이상적으로는 액화 또는 압축 천연가스 연료와 메탄올을 사용하는 것이다. 따라서 어떠한 변형 또는 변화 과정도 필요하지 않다. 또한 액화 천연가스가 디젤엔진의 실린더에서처럼 점화되기 위해 일정량의 디

젤연료(15%까지)를 추가해 줄 필요도 없다. 디젤의 연료시스템은 이로 인해 유해한 배가가스의 배출이 증가된다. 미국에서는 370킬로 미터의 고속 구간에서 터빈 기차의 연료 소비에 대한 연구가 수행되었다. 액화천연가스를 이용하는 가스터빈엔진에서 연료소비는 디젤 연료를 사용할 때에 비해 0.61 정도인 것으로 나타났다. 동일한 크기의 연료탱크를 이용해서 주행할 경우에도 0.9정도인 것으로 나타났다.

결과적으로 21세기에 가스터빈이 다시 철도에 등장하고 있다. 지난 세기에 항공 가스터빈엔진의 확장은 비행기 건조에 혁명적인 역할을 한 바 있다. 이보다는 덜 하지만 지상 교통에서, 그리고 부분적으로 철도에서의 가스터빈엔진의 사용이 이제 뿌리를 내리기 시작했다. 지금 새로운 형태의 효율성에 대한 평가에서 제일 중요한 것은 엔진 연료의 경제성과 그것의 적합성이다.

제 3 장 연구내용

제 1 절 가스 터빈 엔진 기차의 사양

1. 가스터빈 엔진의 특징

Table 3.1.1

	파라미터	파라미터의 의미
2.1.1	기차의 구성 Г+П +П +Г (Г-선도칸:П-후방칸)	Г+П+П+П+П+П+П+П +П+Г
2.1.2	철도의 넓이, mm	1440
2.1.3	치수(높이 , 넓이), m	H: 3.694 W: 2.97
2.1.4	총 무게, - 후방칸 무게, t - 선도칸 무게, t	 36.1 66.2 (2 칸)
2.1.5	바퀴 직경, mm	920
2.1.6	추의 하중, kh 기차의 무게, t: - 빈 기차 - 최소 하중 - 최대 하중	181 429 433 476
2.1.7	접촉망의 전류, A (=; ~)	884
2.1.8	접촉망의 전압, V	25000
2.1.9	엔진의 형: 엔진의 수,	비동기형 2
2.1.10	설계 상태에 있는 견인 엔진의 전료 A 설계 상태에 있는 엔진의 전압, V	670 1377
2.1.11	송전의 능률	0.85
2.1.12	엔진의 능률	0.91
2.1.13	설 계 상태 엔진의 rpm	

		15000
2.1.14	엔진의 동력 - 최대	3250
2..15	설계 속도 km/h	150
2.1.16	장기형 속도 km/h	80
2.1.17	기차의 가속 m/s2	0.212
2.1.18	확정 제동 거리, m	1400
2.1.19	확정 엔진의 동력,150 km/h, Kwt	1300
2.1.20	엔진의 확정의 rpm	7500

2. 엔진 요구 사항

Table 3.1.2

2.2.1	외부에서의 장기 출력 (t = 20 O, p = 760 mm. pt.ct.), Kwt	3000*2
2.2.2	능률., 이상 - 정격기준의 30% 적하 - 최대 동력	 0,3 0,375
2.2.3	배기가스, g / (Kwt/h)미만 Nx CO CH	 1.5 1.0 0.08

3. 설비 요구 사항

Table 3.1.3

2.3.1	치수의 허용 변동치, m	2300x2600x9500
2.3.2	부수 장비들의 허용 무게 - 엔진, t. - 발전기, t. - 필터, t. - 제어장치, t. - 재발전기, t. - 컨버터, t.	 0,5 3,5 0,6 0,1 1,5 0,2
2.3.3	연료 비축, t	4.2

2.3.4	연료 탱크량, m3	6000

4. 철도의 특징

Table 3.1.4

2.4.1	역간의 최대한 거리, km	70
2.4.2	최대경사도,	6
2.4.3	최소 곡률 반경 m	400
2.4.4	터널의 수	55
2.4.5	평균 터널 거리, km	0.5
2.4.6	구간 거리, km	5

5. 전동장치 용량의 선택

기차에 요구되는 용량:

$$P_{\max} = I \cdot V,$$

I - 접촉망의 전류, A

V - 접촉망의 전압, B

$P_{\max}$ =884 * 25000 = 22100 kWt:

기차와 견인장치에 부과되는 용량:

$$P = P_{\max} \cdot \eta,$$

η 변압기의 능률

P = 22100 * 0,97 = 21437 kWt

견인장치에 부과되는 용량:

$$P_{тяг} = P - P_{всп},$$

$P_{всп}$ 조명 및 에어컨 용량 kWt:

P_{max} =21437 740 = 20697 kWt:

시속 150 km/h 에서 견인장치에 부과되는 용량:

$$P_{150} = \frac{P_{max}}{(V_{\max}/150)^2},$$

$V_{\max}$ 최대 운동속도, km/h

$$P_{150} = \frac{20697}{(300/150)^2} = \frac{20697}{4} = 5174 \quad \text{Kwt}$$

전동장치의 용량:

$$P_{\Sigma} = P_{150} + P_{всп} = 5174 + 740 = 5914 \text{ kWt}$$

150 km/h 6000 kWt 전동장치의 적정 출력을 상정한다. 이는 시속 150킬로미터에서 기차의 에너지 장치도이다. 견인력은 정격요구사항보다 무척 높은 것으로 나타났으나, 에너지 장치도를 낮추지는 못했다.

결과 데이터 (정량 적재시):

선도칸의 엔진의 축 적하	$q_м$	16,55 t/axis
뒤칸의 엔진의 축 적하	$q_{м0}$	18,5 t/axis
엔진 축이 아닌 부분의 축 적하	q_0	18,5 t/axis
선도칸의 엔진 축의 수	$n_м$	8
뒤칸의 엔진 축의 수	$n_{м0}$	4
엔진 축이 아닌 수	n_0	14
측정 속도	V	80 km/h
측정 경사도	i_p	6
최소 곡률 반경	R	400m
자유 낙하의 가속	g	9,81 m/s2

모터 축의 운동마찰:

$$\omega'_{0M} = 1{,}9 + 0{,}008V + 0{,}00025V^2, \text{ Н/кН;}$$

$$\omega'_{0M} = 1{,}9 + 0{,}008 \cdot 80 + 0{,}00025 \cdot 80^2 = 4{,}14 \text{ Н/кН.}$$

모터 축 이외의 운동 마찰:

$$\omega''_0 = 07 + \frac{8 + 0.16V + 0.0023V^2}{q_0}, \text{ Н/кН}$$

$$\omega''_0 = 0{,}7 + \frac{8 + 0{,}16 \cdot 80 + 0{,}0023 \cdot 80^2}{18{,}5} = 2{,}62 \text{ Н/кН.}$$

경사도로 인한 운동 마찰:

$$\omega_i = i_p, \text{ Н/кН}$$

곡선으로 인한 운동 마찰:

$$\omega_r = \frac{700}{R}, \text{ Н/кН}$$

$$\omega_r = \frac{700}{400} = 1{,}75 \text{ Н/кН.}$$

기차의 운동 마찰:

$$W = \frac{n_м q_м g(\omega'_{0M} + i_p + \omega_r) + n_{м0} q_{м0} g(\omega'_{0M} + i_p + \omega_r) + n_0 q_0 g(\omega''_0 + i_p + \omega_r)}{1000}, \text{ кН}$$

$$W = \frac{8 \cdot 16{,}55 \cdot 9{,}81(4{,}14 + 6 + 1{,}75) + 4 \cdot 18{,}5 \cdot 9{,}81(4{,}14 + 6 + 1{,}75) + 14 \cdot 18{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot (2{,}62 + 6 + 1{,}75)}{1000} =$$

= 50,4 кН.

계산된 높이와 계산된 속도 하에서 기차의 운동 마찰은 견인력과 같은 것으로 받아들인다.:

$F_к = W$, кН.

측정 정접의 동력

$$N_к = \frac{F_к \cdot V}{3{,}6} \text{ , kWt}$$

$$N_к = \frac{50{,}4 \cdot 80}{3{,}6} = 1120 \text{ kWt.}$$

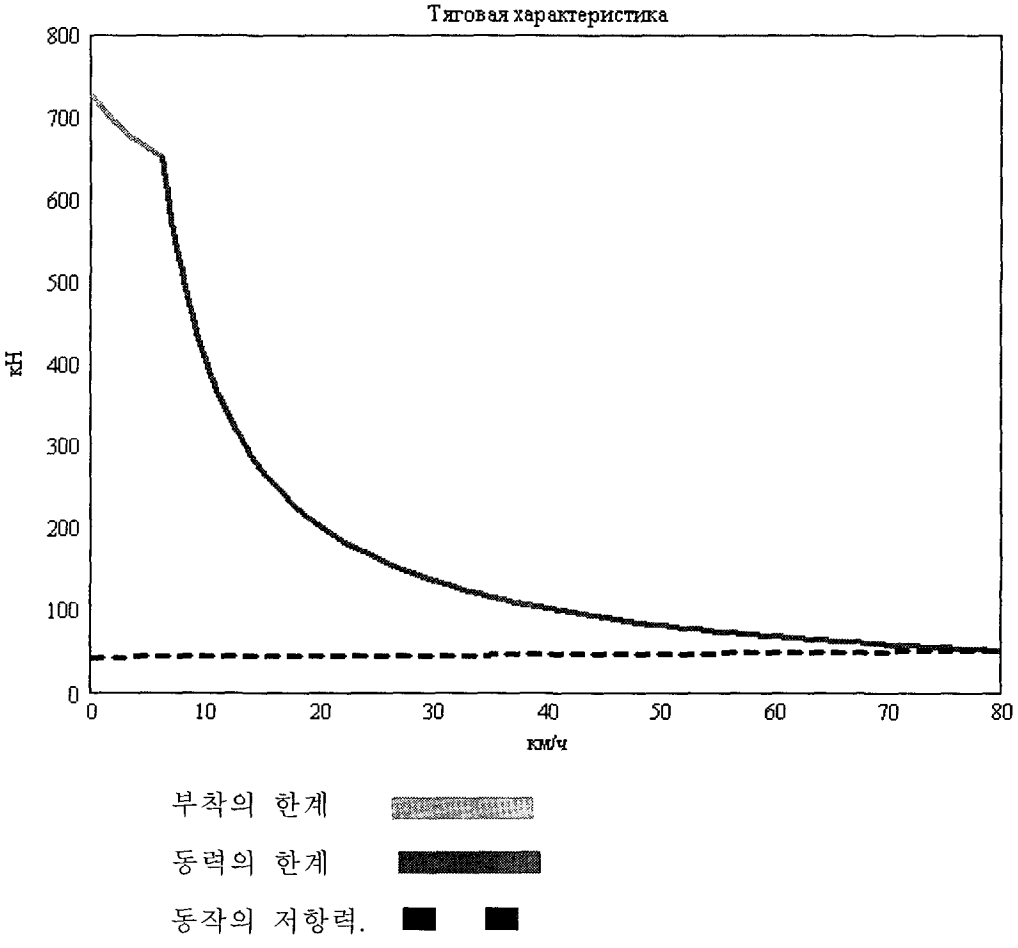


Fig. 3.1.1 견인특징

전동기관의 효율적인 용량:

$$N_e = \frac{N_к}{\eta_{пер}} + N_{всп}, \text{ kWt,}$$

$N_{всп}$ 부수적인 필요(조명, 통풍, 에어컨)에 사용되는 용량

$N_{всп}$ = 740 kWt

$$N_e = \frac{1120}{0,85} + 740 = 2057 \text{ kWt.}$$

계산된 견인 특징은 그림 1에 제시되었다.

결과 데이터 (정량 적재시):

주 객차의 모터 축에 대한 적재량	$q_м$	16,55 t/ось
연결된 객차의 모터 축에 대한 적재량	$q_{м0}$	18,5 t/ось
모터 축에 대한 적재량	q_0	18,5 t/ось
주 객차의 모터 축의 수	$n_м$	8
연결 객차의 모터 축의 수	$n_{м0}$	4
비 모터 축의 수	n_0	14
정격 속도	V	150 km/h
정격 경사도	i_p	0
휘어지는 최소 지름	R	400m
자유낙하 가속도	g	9,81 m/s2

모터 축 운동 마찰:

$$\omega'_{0M} = 1,9 + 0,008V + 0,00025V^2, \text{ Н/кН}$$

$$\omega'_{0M} = 1,9 + 0,008 \cdot 150 + 0,00025 \cdot 150^2 = 8,73 \text{ Н/кН.}$$

비 모터 축 운동 마찰:

$$\omega''_0 = 0,7 + \frac{8 + 0,16V + 0,0023V^2}{q_0}, \text{ Н/кН;}$$

$$\omega''_0 = 0,7 + \frac{8 + 0,16 \cdot 150 + 0,0023 \cdot 150^2}{18,5} = 5,23 \text{ Н/кН.}$$

경사 운동 마찰:

$$\omega_i = i_p, \quad \text{Н/кН};$$

휘어진 운동 마찰:

$$\omega_r = \frac{700}{R}, \quad \text{Н/кН};$$

$$\omega_r = \frac{700}{400} = 1{,}75 \quad \text{Н/кН}.$$

기차 운동 마찰:

$$W = \frac{n_м q_м g(\omega'_{0M} + i_p + \omega_r) + n_{м0} q_{м0} g(\omega'_{0M} + i_p + \omega_r) + n_0 q_0 g(\omega''_0 + i_p + \omega_r)}{1000}, \quad \text{кН};$$

$$W = \frac{8 \cdot 16{,}55 \cdot 9{,}81(8{,}73 + 0 + 1{,}75) + 4 \cdot 18{,}5 \cdot 9{,}81(8{,}73 + 0 + 1{,}75) + 14 \cdot 18{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot (5{,}23 + 0 + 1{,}75)}{1000} =$$

38,93 кН.

정격 용량 및 정격 속도 하에서 기차의 운동 마찰은 절선 견인력과 동일한 것으로 간주한다:

$$F_к = W, \quad \text{кН}.$$

정격 절선 출력:

$$N_к = \frac{F_к \cdot V}{3{,}6}, \quad \text{kWt}$$

$$N_к = \frac{38{,}93 \cdot 150}{3{,}6} = 1622 \text{ kWt}.$$

전동 장치의 효율출력 :

$$N_e = \frac{N_к}{\eta_{пер}} + N_{всп}, \text{ kWt,}$$

где: $N_{всп}$ 부차적 필요(조명, 환기, 에어컨) 에 사용되는 출력 , kWt

$\eta_{пер}$ 송출 능률, %.

$N_{всп}$ = 740 kWt

$\eta_{пер}$ = 0,85.

$$N_e = \frac{1622}{0,85} + 740 = 2650 \text{ kWt.}$$

정격 견인 특징은 그림 2에 제시되었다:

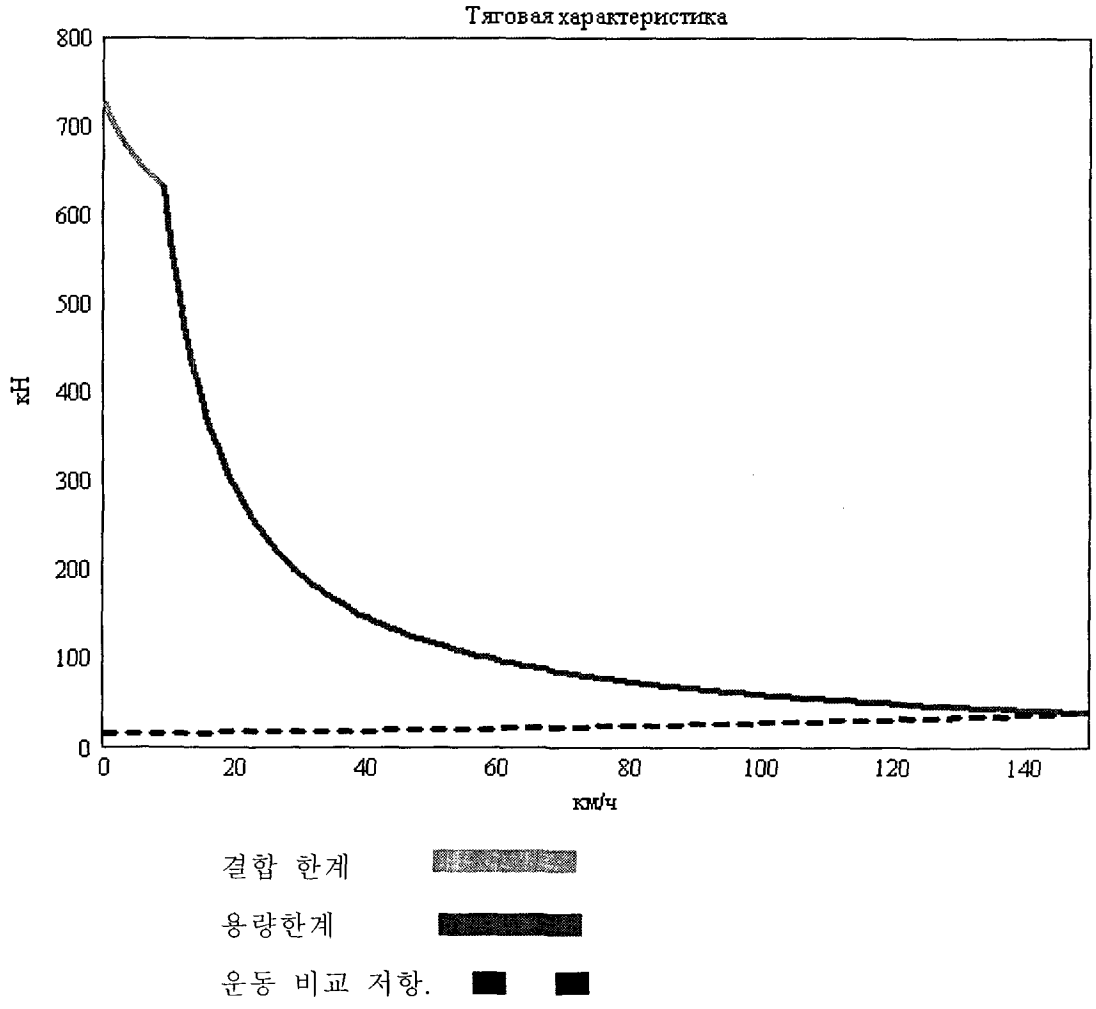


Fig. 3.1.2 정격 견인특징

제 2 절 가스터빈 설비를 위한 기술 요구 사양

1. 적용 항목 명칭 및 분야

전동장치는 가스터빈 엔진과 제너레이터를 갖춘 생산 기차에 (프랑스 고속 열차 TGV를 기준으로 함) 이용하기 위해 연구되었다. 고속 여객수송을 위한 기차는 기본적으로 철도의 전기를 사용하는 부분이 있으나 또 한편으로는 가스터빈 엔진 충전과 같은 비 전기 부문을 이용할 수도 있다.

2. 연구의 기초

러시아 교통부 산하 철도 교통 과학기술 연구소와 대한민국의 KIMM 간의 <여객 열차용 가스터빈 엔진 및 견인 제너레이터의 전동장치에 대한 연구> 계약서

3. 전동장치에 대한 기술적 요구사항

가. 가스터빈 엔진과 엔진의 시스템

○ 전동장치

기관차 에너지의 근원으로서 리제너레이터와 송온기를 갖춘 가스터빈 엔진이 이용된다. 기차는 회전자 회전의 상승을 자동적으로 방지할 수 있는 장치를 가지고 있어야 한다. 연료의 감소 및 분할 시스템은 감소시키는 블록-장비를 적용하여 구성되어야 하며 이를 통해 동력이 떨어질 때 최대출력의 실현 상태에서 터빈 연소실의 입구에 대한 연료 압력을 보장할 수 있어야 한다. 연료 공급 시스템에는 비상 상태 블록과 가스터빈 엔진이 비상 상태에서 절연되는 장치가 설치되어야 한다.

Table 3.2.1 가스터빈 엔진의 기본 파라미터:

- 정격출력, kWt:	2600
- 0,3~1.0 기준에서의 능률, 이상	0,30-0,375
- 회전자의 정격 회전 빈도 rpm	13000
- 최대 외부 소음 수준, 이하	80
- 가스 터빈의 엔진의 무게, 이하ton	5

(1) 출력의 전송

출력의 전송은 견인 연동 제네레이터와 견인정류기, 인버터 등을 포함한다. 견인 전기엔진의 작동은 TGV설계에 따라 실현되어야 한다.

(가) 견인 제너레이터

견인 제너레이터로는 국가 표준화 기준 2582(부록 1 참고)에 부합하는 연동 제너레이터를 사용해야 한다. 제너레이터는 견인 전기엔진 및 변압기를 통한 모든 부수적인 적하 및 기계적 기관을 충전하기 위해 사용되어야 한다. 제너레이터의 냉각은 조합식이며, 스타터는 유동식이고, 회전자는 공기 주입식이다.

견인제너레이터의 기본 파라미터는 다음과 같다.

Table 3.2.2 견인제너레이터의 기본 파라미터

- 정격 용량 (직류시), kWt	3000
- 정격 회전수 , 회전수/분	13000
- 정격 직류 전압,	1280
- КПД, 이상	0,96
- 차체, kg, 이하	3500

견인 제너레이터의 기타 파라미터는 (위상전류 및 위상 전압, 제너레이터의 원료, 냉각시스템 등) 출력전송 과정에서 정확하게 나올 것이다.

○ 변류기

생산되는 기관차는 다음과 같은 사항을 포함해야 한다.:

- 견인제너레이터의 스타트 권선 보급을 위한 정류기
- 통제 및 조명 장치, 그리고 충전 배터리 통을 위한.
- 보조적 부하전류 공급을 위한 인버터.
- 가스터빈 시동 시 스타터에 작용하는 견인제너레이터의 충전을 위한 시동 인버터.

변압기의 파라미터와 기계적 특징들은 기계적 과제에 대한 연구에 의해 정해져야 한다.

(나) 공기정화 시스템

공기공급 시스템은 가스터빈장치에 공기를 공급할 준비를 할 수 있게 해 줄 뿐만 아니라 견인 전기 장치와 반도체 변류기의 냉각도 준비할 수 있어야 한다.

공기 정화 시스템은 기계적 혼합물과 아에로졸로부터 효과적이고 희망적인 공기정화를 보장할 수 있어야 한다.

가스정화기기 및 장치로서 기계 및 필터 원칙에 기반한 건식 공중 진애 청소기가 이용되어야 한다.

공기청정기의 무게는 공기의 정격 소비량의 크기에 비교했을 때의 무게의 비중을 고려했을 때 30 kg/(m3/s)를 초과해서는 안 되며, 부피는 0,06 m3/(m3/s), 주위환경으로부터 공기 흡입 면적은 0.2 m2/(m3/s)를 초과해서는 안 된다.

통과 비율의 크기는 1.5%를 초과해서는 안 된다.

공기청정기의 먼지용적은 한번의 수리 기간 또는 4달에 한번 정도 갈아 쓸 수 있도록 충분해야 한다.

공기관은 열의 기본적인 원천으로서 열역학적으로 가스터빈 통제기관과 분리되어 있어야 한다.

공기정화기의 모든 구성 요소들은 검사와 교체를 위해 쉽게 접근할 수 있어야 한다.

견인 전동차의 냉각시스템은 국가 공인을 받은 것이다.

(다) 가스터빈엔진의 통제 및 견인 송출의 정격화.

통제 및 정격화 시스템은 다음 사항을 보장해야 한다:

- 가스터빈 엔진의 시동 과정 통제
- 엔진 축의 회전빈도의 정격화.
- 견인 제너레이터 점화 전류의 정격화 및 터빈 축의 회전빈도의 정격화의 방법으로 기관사의 통제 위치에 따라 견인력을 정격화.
- 견인 제너레이터 점화 전류의 정격화 및 터빈 축의 회전빈도의 정격화의 방법으로 전기역학적 제동장치력을 정격화

- 가스터빈과 전기 장비에 대한 위험 상황에서의 보호.

(2) 안전 및 생산 위생 요구사항

(가) 가스터빈엔진의 색상과 그 부분들의 외부는 구체적인 가스터빈엔진에 맞는 설계도와 기계적 조건에 따라 결정되어야 한다. 방어 덮개를 가진 공구나 장비의 표면은 색상을 입히지 말아야 한다.

(나) 엔진에 이해 통제되는 기관과 통제 및 측량 장비들은 그 용도를 정의하는 정확한 기술이나 표시를 갖추어야 한다.

통제 기관의 작동 지역에 대한 색상은 이를 조작하는 사람들에게 명확한 의미를 전할 수 있어야 한다.

(다) 목재는 안티피린이 침투할 수 있어야 한다. 메탈관으로 된 케이블은 방화성분으로 처리되어야 한다.

(라) 엔진 서비스를 하는 사람이 접촉할 수도 있는 가스터빈 엔진과 차열판의 표면 온도는 60 를 넘어서는 안 된다.

(마) 회전하는 부품들은 보호용 덮개와 장치를 가지고 있어야 한다.

(바) 엔진은 폭발 방지 장치를 구비해야 한다.

(사) 분해 및 수리 과정에서 50킬로 그램 또는 그 이상 되는 차체의 조립은 환삭으로 차체를 들어올릴 수 있도록 해야 한다.

20에서 50킬로그램 사이의 차체 부품 또는 자체의 조립을 위해서는 이들의 이동이 편리한 장소를 검토해야 한다.

(3) 환경 안전 요구사항.

(가) 환경적 안전을 보장하기 위해 엔진의 배기가스에 들어있는 해로운 혼합물의 내용물은 러시아 기준 50953(첨부 2를 보시오)를 충족시켜야 하며, 철로에 가연성물질이 떨어지지 않도록 해야 한다.

(나)전동장치는 주위환경에 휴온물질이 퍼지는 것을 방지할 수 있어야 한다.

(다) 건조시 운동상태에서의 2/3의 속도, 그리고 전동장치 장착 하에서 정격 출력의 정격 출력 2/3 하에서 외부 소음도는 78 dBa이하이어야 한다.

(라) 냉각 시스템에 적용된 용액은 인간이나 주위 환경에 유독하거나 유해한 물질

을 함유해서는 안 된다.

(4) 신뢰성에 대한 요구사항.

(가) 기관차의 신뢰성 확보를 위한 지표 관련 용어와 그것이 양적 의미가 표 7에 제시되었다.

Table 3.2.3

용어	정의	의미
비 중단성	기관차 작동 시간은 중간 보수까지 103 시간인 기관차 또는 부스터의 설계외의 수리로 인한 결함 때문에 작동이 중단되는 파라미터의 중간치. 이하.	0,04
내구성	전동 장치의 정해진 유효기간. 1000시간 기준. 이상.	60.0
가용기간	통제 시스템의 정해진 유효기간, 년.	16
종합 지표	기계적 이용의 비율, 이상	0,94

(나) 기술 서비스 및 보수는 다음의 기한 이상이어야 한다:

기술 서비스 TO2 - 120 h.,

일상적 보수 (TP) - 6개월,

중간보수 (CP) - 4년.

재정적 보수 (KP) - 16년.

(다) 집합기계 또는 부품의 신뢰 지표와 기계 사용 및 수리에 있어서의 효율낭비 지표는 기계적 조건에 표시되어 있어야 한다.

(라) 신뢰지표들은 실험을 통해 승인되어야 한다.

4. 가스터빈 엔진, 견인 제너레이터, 전기 동력장치의 파라미터

연료 철도 교통에서는 디젤연료가 사용된다. 구성성분은 C-86.5%; H-12.6%; O-0.4%; S- 0.5%; 연료 가연 온도 42Kj/kg. 연료통의 용적은 최소 6 m3(~ 5t)이다.

위치 - 3 mWt 출력의 전동장치는 고속 열차의 두 번째 객차의 앞부분과 마지

막에서 두 번째 객차의 끝에 위치한다.

송온기 - 제너레이터 조작의 편의를 위해 평판으로부터 모아진 블록의 형태로 만들어진다. 평판의 크기는 440 mm로 1810 스텐레스 쇠로 만들어진 0.1 mm 두께의 표준 필름으로부터 프레스로 찍어낼 수 있도록 해 준다.

4 용량 3mWt 수준의 동력장치

가. 동력장치의 수학적 모델.

중앙항공엔진 연구소에 받아들여진 원칙에 입각하여 만들어진 수학적 모델은 생산된 엔진 컴프레서의 대략적인 특징들과 송온기-제너레이터의 특징을 포함할 뿐 아니라, 누전과 같은 전류의 흐름에 대한 사항도 포함하고 있다.

본 연구 단계에서는 국가 표준을 갖춘 일련의 생산 엔진의 고압력 콤프레서의 특징이 선택되었다. 콤프레서의 파라미터는 *~7.5; G 穿~21 kg/s이다. 컴프레서 연구에서의 동력장치의 특징에 대한 보다 정확한 특징의 평가를 위해, 중간 보수회 차의 중간에 있는 자동 컴프레서의 특징과 유사한 정도로 1% 정도가 낮추어졌다. 전동장치의 정격상태로는 계산 결과의 85% 정도에 해당하는 컴프레서의 회전수를 설정하였다. 먼지, 물 및 눈으로부터의 공기 정화기 사이클 필터 및 가는 정화 필터로 이루어진 공기저장실의 압력 상실은 다음과 같은 공식으로 계산될 수 있다.:

$$\sigma = 1 - 0.02 / \lambda^2_{k\,вх\,расч} * \lambda^2_{k\,вх},$$

이 때 $\lambda_{k\,вх}$는 콤프레서로의 인입 속도 계수이다.

콤프레서 디퓨저와 송온기로의 공기 지관에서의 압력 상실은 다음과 같은 공식으로 구할 수 있다:

$$\sigma = 1 - 0.025 / 0.09 * \lambda^2_k \ ,$$

이 때 λ_k는 콤프레서로부터의 공기 배출 속도 계수이다. 공기에 따른 송열기-제너레이터의 전력 손실은 다음과 같은 공식으로 구할 수 있다.:

$$\sigma = 1 - a_b * l_{тепл\,возд} / 0.000625 * \lambda^2_{кан\,возд},$$

이 때 $\lambda_{кан\,возд}$ 는 송열기로 케이블로의 인입 속도 계수이다. a_b 는 $\lambda_{кан\,возд}$ =0.025 일 때의 송열기-제너레이터 공기 케이블의 마찰 계수이다 $l_{теплвозд}$ 는 송열기 공기 케이블의 길이이다. 터빈 구멍으로부터의 냉각 공기가 뒤 가장자리로부터 터빈의 흐름 부분으로 흘러 들어 오고, 연소실은 인입 단계의 일정한 온도 하에서 작동하는 것과 관련하여, 연소실에서의 수력학적 손실을 $\sigma_{kc\min}$ = 0.98 수준으로 만들 수 있는 가능성이 있다.

하이브리드 전동장치를 갖춘 고속 여객 열차에 전동장치를 설치하는 것이 한계가 있다는 점과 관련하여, 터빈은 다음과 같은 조건에서 설계될 수 있다: 기본적인 항공엔진의 터빈 축과 디스크를 유지한다. 터빈의 모든 구멍이 있는 장치와 터빈의 2단계 디스크들은 새롭게 설계한다. 터빈의 정격 상태는 구동장치의 정격상태와 일치한다. 정격 상태에서의 터빈의 작동 수준이 일정하다 터빈의 2단계는 컴프레서의 정격 작동 상태에서 터빈의 필요한 내구성이 보장된 상태에서 가스의 유출 속도를 최소화 하는 상태에서 설계된다. 터빈의 냉각 시스템은 컴프레서 작동이 정격 상태에 있을 때 장비가 장시간 작동하는 상태에서 선택된다. 터빈 디퓨저에서와 촉매를 가진 송열기 제너레이터에서의 가스 압력의 상실은 공기 콤프레서 디뷰저와 송열기-제너레이터에서의 압력의 상실 정도에 따라 결정된다. 전동 장치의 배기 시스템에서의 최대 압력 손실은 1%이다.

나. 동력 원동 장치의 선택.

이상의 기술적 예비 연구의 결과로 송열기-제너레이터의 모듈과 송열기-제너레이터의 예비적인 크기 및 구조가 결정되었다. 송열기-제너레이터 몸체의 소형화를 위해, 송열기로부터의 인입과 배기 시의 속도계수를 균등하게 놓기로 하였다. 모듈의 선형 크기는 모터 객차의 설계와 관련되어 있다. 첫 번째 단계에서 전동장치 선택의 기준으로, 표준적인 대기 상태에서 3 mWt 출력으로 400킬로미터와 1400킬로미터 거리를 가기 위한 동력원동장치와 연료탱크의 최소 크기가 선택되었다. 거리에 따른 기차역의 숫자는 이전에는 알려지지 않았으며, 평가를 위해 기차가 2.5 mWt 출력에 시속 150킬로미터의 속도로 달린다는 가정을 했다. 이를 통해 송열기-제너레이터 모듈의 효율성이 80%, 85%, 92%인 세 가지 유형을 검토했다. 송열기-제너레이터의 요율성이 80% 이하로 내려가는 것은 송열기 자체에 큰 영향을 미치지 못했지만, 연료 소비의 증가와 전동장치 차제의 크기에 영향을 미친다. 전동장치의 송열기 숫자는 4에서 10개로 변화시켰다. 송열기 차체($m_{тепл}$, kg)는 몸체, 송열기 틀의 몸체, 촉매 취구의 몸체, 연소실과 연결되어 있는 관들의 모체를 포함한다. 표준적인 대기 상태에서의 계산된 결과는 표 8에 제시되었다. 비교를 위해 동일한 축의 전동장치 및 연료에 대한 계산 방법이 사용되었다. G_{400}=3160 kg (prototype ~ 4000kg); G1400=8300 kg (prototype ~ 11500 kg). 표를 분석해 보면 모든 장비들은 400킬로미터 이상의 거리를 위한 전동장치 자체의 단순 사이클 가스터빈통제 기관보다 우월하다.

이상의 수치를 통해 볼 때 다음과 같은 점이 명백히 드러난다. 400킬로미터 거리를 가는 하이브리드 전동장치를 갖춘 기차의 경우 80% 효율을 가진 송열기-제너레이터 4개 블록을 가진 전동장치의 기차가 선호되며, 1400킬로미터 거리를 가는 경우 85% 효율을 가진 송열기-제너레이터 6개 블록의 전동장치를 거진 기차가 선호된다. 좀 더 빠르고 좀 더 많은 자동시설을 갖춘 자동 구동 장치를 위해서는, 구동장치 몸체에서 연료의 부분이 늘어나며, 송열기-제너레이터의 효율이 92%인 전동장치가 더 효과적으로 된다.

Table 3.2.4

효율성, %	파라미터	송운기 블록의 수			
		4	6	8	10
92	$m_{тепл}$, kg	710	987	1254	1524
	G, kg/h	737	598.8	578.6	569
	G400, kg	1637	1330	1286	1264
	400킬로미터를 위한 연료관,kg	2847	2817	3040	3288
	G1400, kg	5733	4656	4500	4426
	1400킬로미터를 위한 연료관,kg	6943	6143	6254	6450
85	$m_{тепл}$, kg	493	690	887	1083
	G, kg/h	643.5	612.2	603.4	598.9
	G400, kg	1430	1361	1341	1329
	400킬로미터를 위한 연료관,kg	2423	2551	2728	2912
	G1400, kg	5005	4762	4693	4658
	1400킬로미터를 위한 연료관,kg	5998	5952	6080	6241
80	$m_{тепл}$, kg	448	622	796	970
	G, kg/h	650.1	632.6	627.6	625.4
	G400, kg	1445	1406	1395	1390
	400킬로미터를 위한 연료관, kg	2392	2528	2691	2860
	G1400, kg	5056	4920	4881	4864
	1400킬로미터를 위한 연료관,kg	6004	6042	6177	6334

Fig. 3.2.1은 수평으로 설치된 92% 효율성을 가진 12개 블록(어떤 조건에서는 6개)의 송열기-제너레이터를 갖춘 정격 출력 3 mWt 전동장치를 보여준다. 송열기-제너레이터 블록의 교환과 배기 장치의 관찰은 배기관 근처의 모터 객차 지붕에 위치한 기계적인 구멍을 통해 이루어진다. 기계 제너레이터와 터빈 콤프레서의 교환은 모터실 지붕의 해체 후에 이루어진다. Fig. 3.2.2 는 85% 효율성을 가지며 120mm까지 소형화되어 수평으로 설치된 송열기-제너레이터를 갖춘 정격 출력 3 mWt 전동장치를 장착한 고속 열차의 모터 객차를 보여준다. 송열기-제너레이터 블록의 교환과 배기 장치의 관찰은 배기관 근처의 모터 객차 지붕에 위치한 기계적인 구멍을 통해 이루어진다. 기계 제너레이터와 터빈 콤프레서의 교환은 모터실 지붕의 해체 후에 이루어진다. 모든 모터 객차는 6 m3의 연료탱크를 가지도록 설

계된다.

Fig. 3.2.3 는 80% 효율성을 가지며 1200mm까지 소형화되어 수평으로 설치된 송열기-제너레이터를 갖춘 정격 출력 3 mWt 전동장치를 장착한 고속 열차의 모터 객차를 보여준다. 송열기-제너레이터 블록의 교환과 배기 장치의 관찰은 배기관 근처의 모터 객차 지붕에 위치한 기계적인 구멍을 통해 이루어진다. 기계 제너레이터와 터빈 콤프레서의 교환은 모터실 지붕의 해체 후에 이루어진다. 모든 모터 객차는 6 m3의 연료탱크를 가지도록 설계된다.

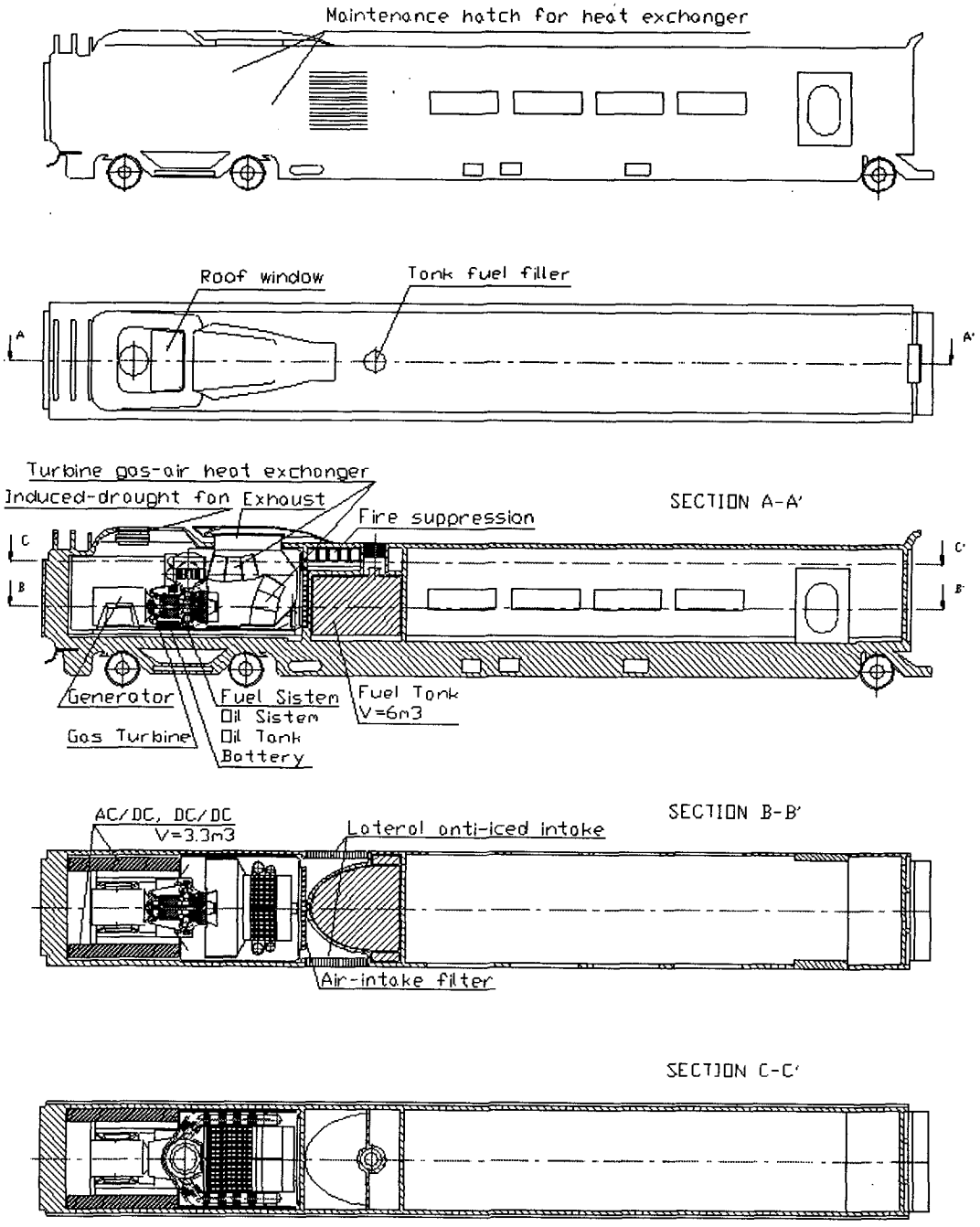


Fig. 3.2.1 고속 열차의 전동 객차의 형태. 92%효율을 가진 송온기-리제너레이터를 갖춘 전동장치

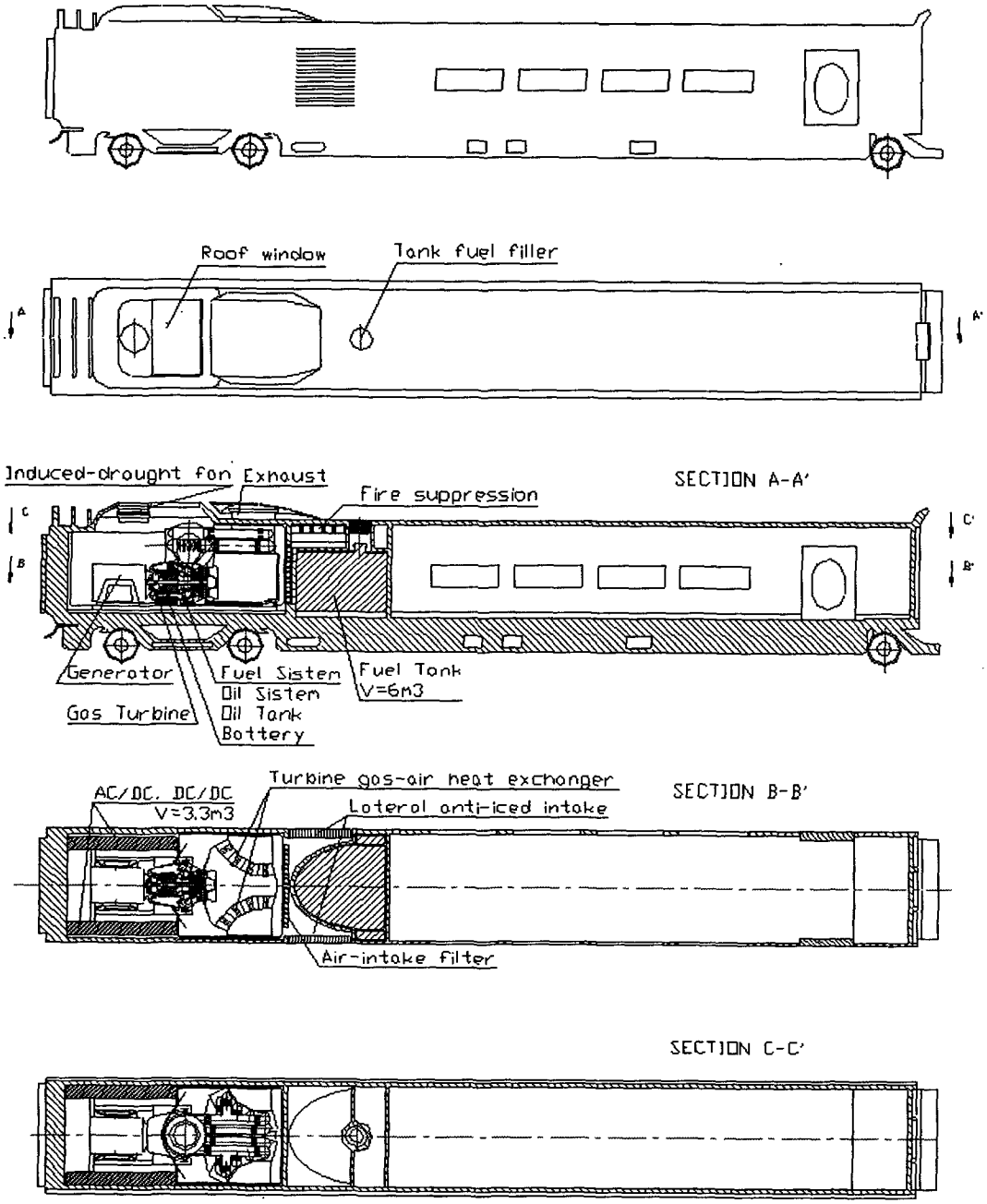


Fig. 3.2.2. 고속열차 모터 객차의 형태. 85%효율을 가진 송온기-리제너레이터를 갖춘 전동장치

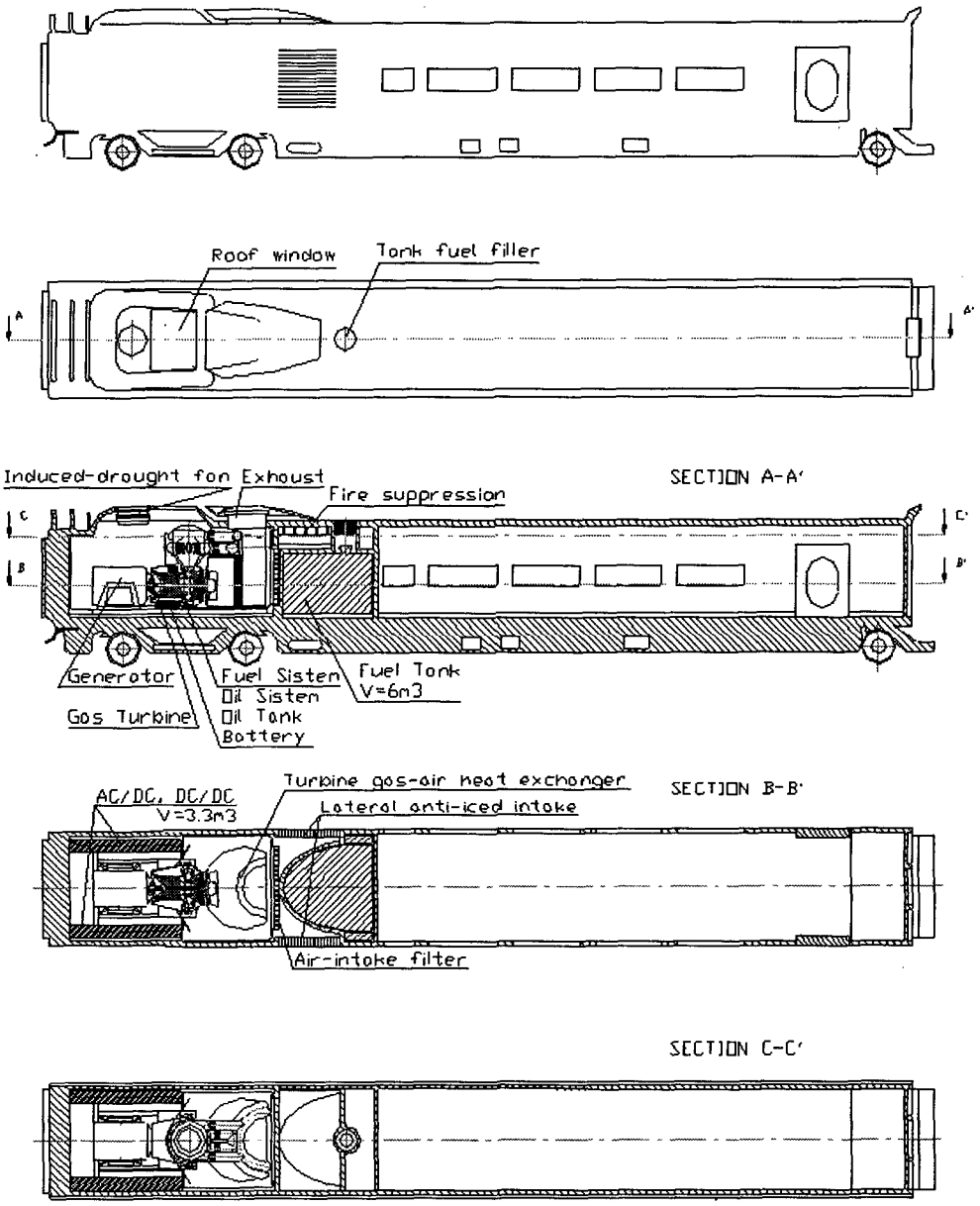


Fig. 3.2.3 고속열차 모터 객차의 형태. 80%효율을 가진 송온기-리제너레이터를 갖춘 전동장치

다. 선택된 전동장치의 기본적인 파라미터와 초크의 특징.

Fig. 3.2.4는 80%효율을 가진 송온기-제너레이트의 설치 형태를 보여준다. 선택된 장치는 150km/hac 속도, T^*_H=40^{0}C 상태에서 400킬로미터와 1400킬로미터 거리를 가는데 소요되는 연료와 전동장치의 최소 차제 파라미터를 가지고 있다. $m_{тепл}$=370kg (설계도에 따름); G_{T3000} =689.3 kg/час G_{T2500} =590.1 kg/час G_{T400}=1574kg $G_{топл+тепл+турбком\ 400}$=2444kg G_{T1400}=5508 kg $G_{топл+тепл+турбком\ 1400}$=6378 kg. Table 3.2.5에 제시된 데이터는 주위 공기 온도 -55^{0}C, 15^{0}C , 40^{0}C 상태에서 기본적인 전동장치 및 몸체의 파라미터이다.

Table 3.2.5

파라미터	용량	T*H, 0C		
		-55	15	40
설비의 파라미터				
용량	kWt	3000	3000	3000
К.п.д. электр.		41.1	37.93	35.77
Gт	kg/h	599.5	650.1	689.3
회전빈도.	rpm	9382	10830	11347
Gв	kg/c	13.17	14.09	14.85
T*выхлопа	К	506	593	630
대기				
T*	К	218.15	288.15	313.15
P*	kg/cm2	1.0332	1.0332	1.0332
컴프레서로의 인입				
T*	К	218.15	288.15	313.15
P*	kg/cm2	1.0275	1.0243	1.0222
컴프레서의 후면				
T*	К	359	480	531
P*	kg/cm2	4.47	4.94	5.27
공기에 따른 송열기-제너레이터 후면				
T*	К	849	862	868
P*	kg/cm2	4.28	4.68	4.97
연료실 후면				
T*	К	1324	1342	1350
P*	kg/cm2	4.22	4.59	4.87
터빈 후면				
T*	К	972	958	953
P*	kg/cm2	1.122	1.128	1.136
가스에 따른 송열기-제너레이터 후면				
T*	К	506	593	630
P*	kg/cm2	1.0437	1.0437	1.0437

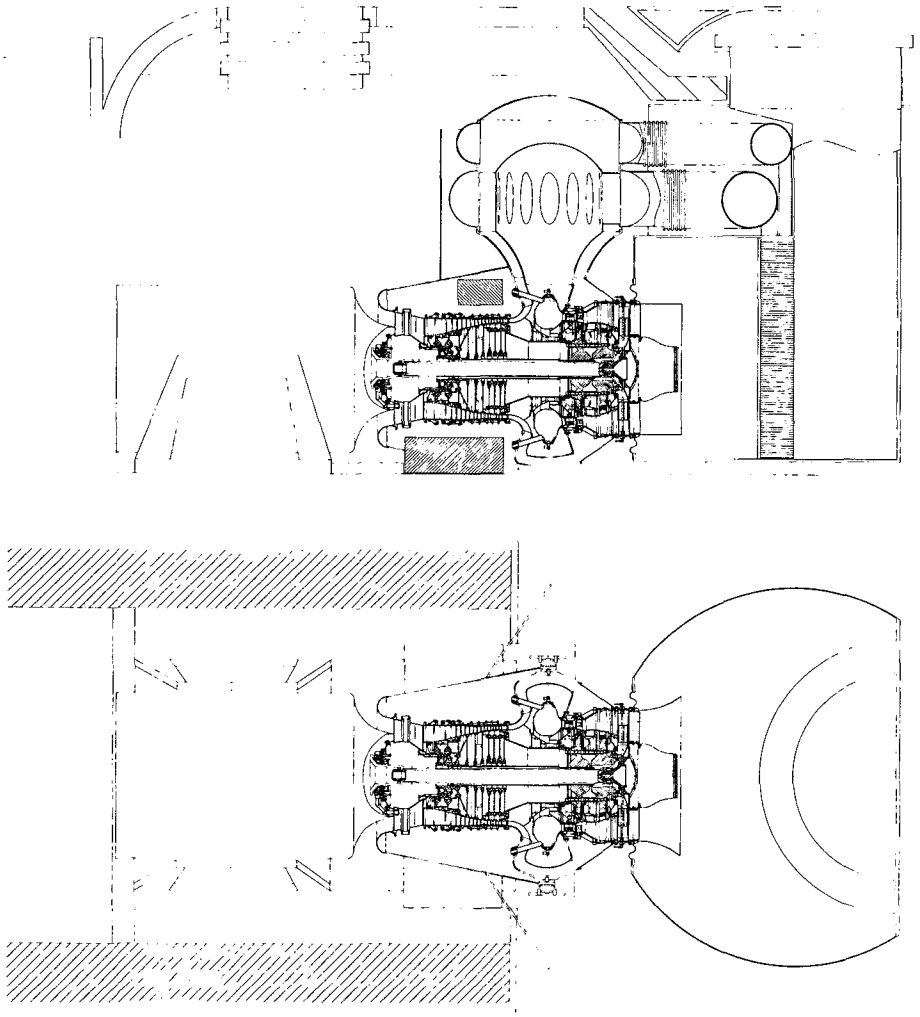


Fig. 3.2.4 고속여객열차의 하이브리드 전동장치에 선택된 가스터빈 설계도

Fig. 3.2.5에서 Fig.3.2.9는 주위 온도가 각각 40°C, 15°C, -55°C일 경우 출력에 따른 가스터빈의 특징을 보여주고 있다.

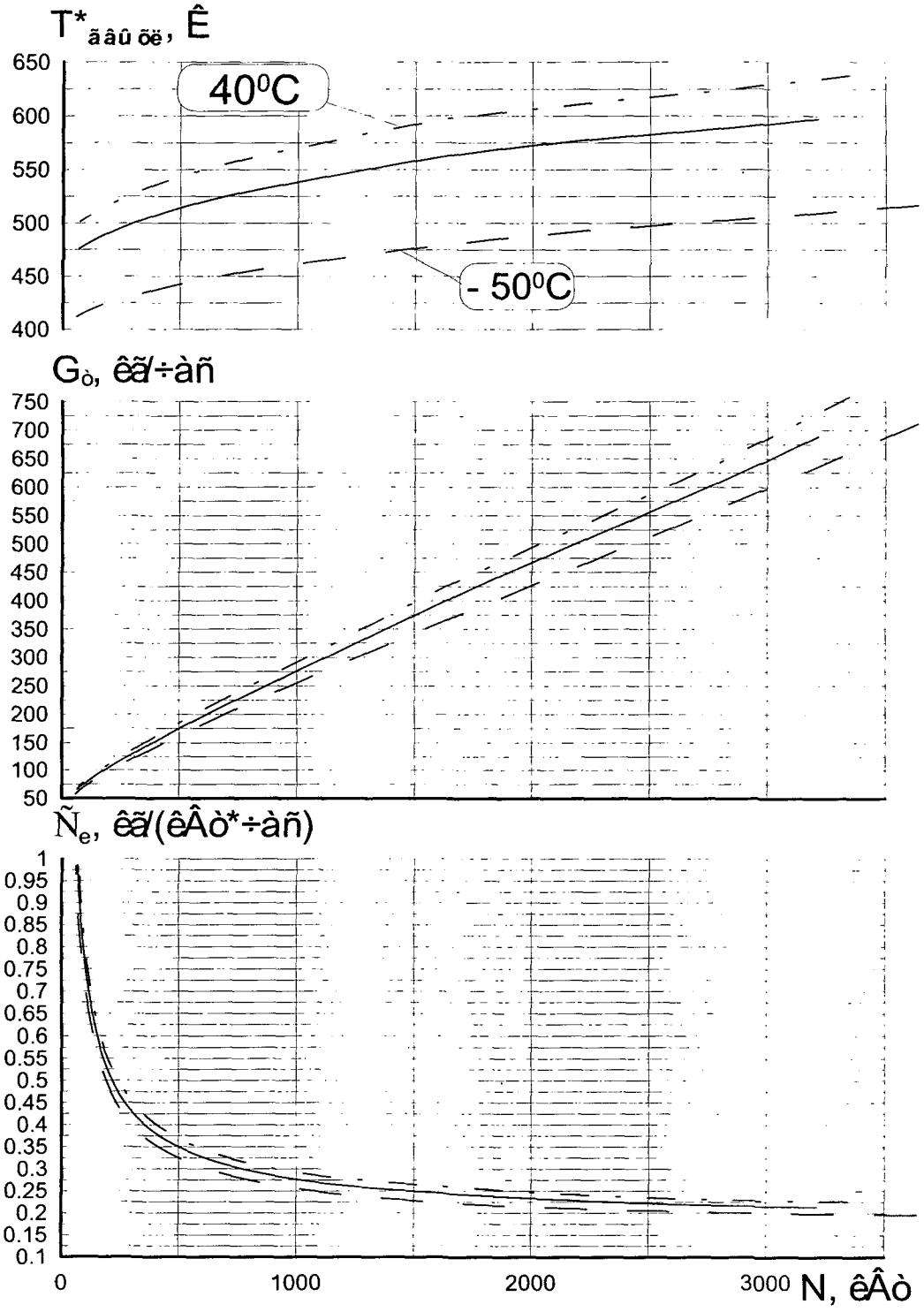


Fig. 3.2.5

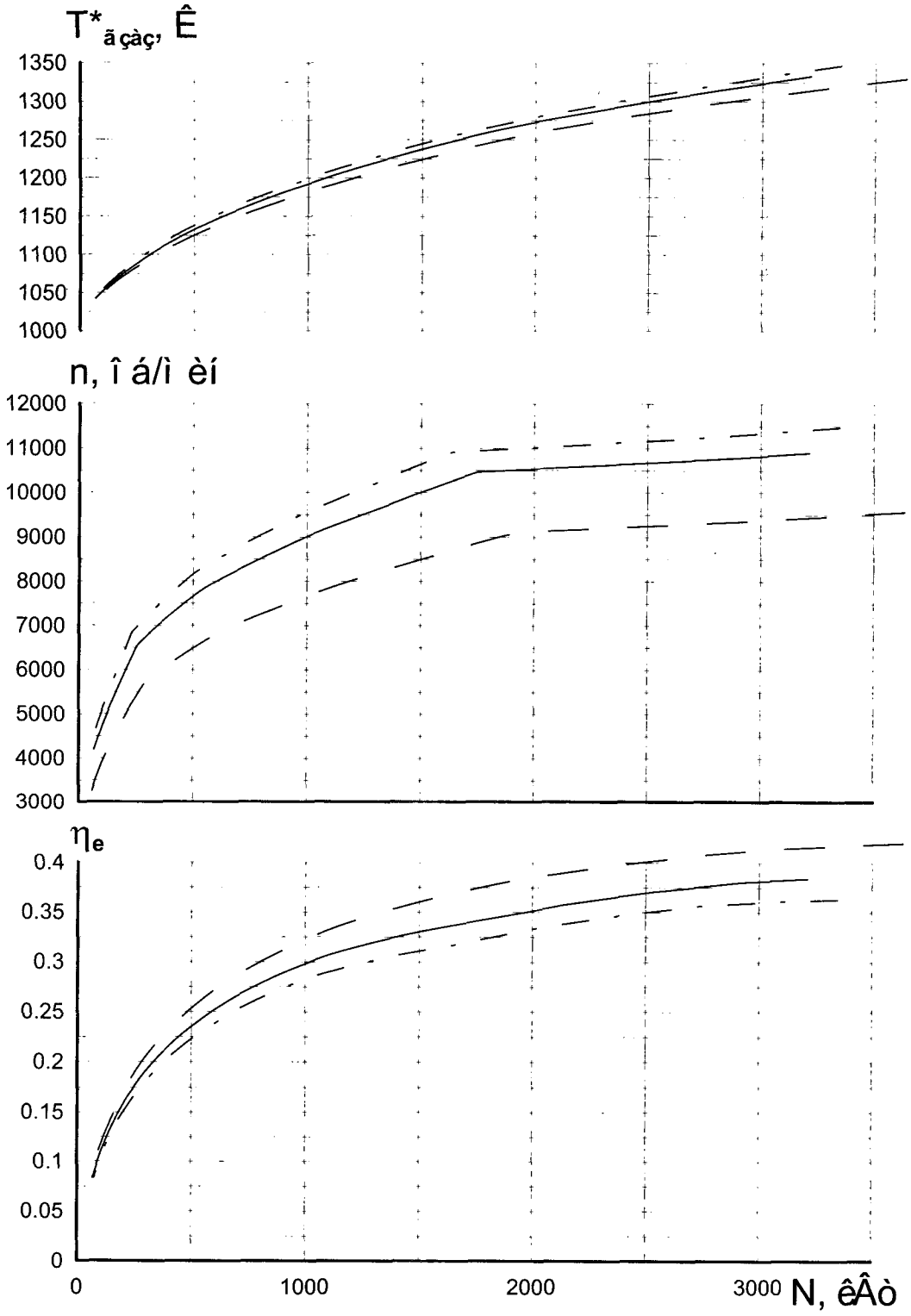

T*ãçàç, Ê
1350
1300
1250
1200
1150
1100
1050
1000
n, î á/ì èí
12000
11000
10000
9000
8000
7000
6000
5000
4000
3000
ηe
0.4
0.35
0.3
0.25
0.2
0.15
0.1
0.05
0
0
1000
2000
3000
N, êÂò

Fig. 3.2.6

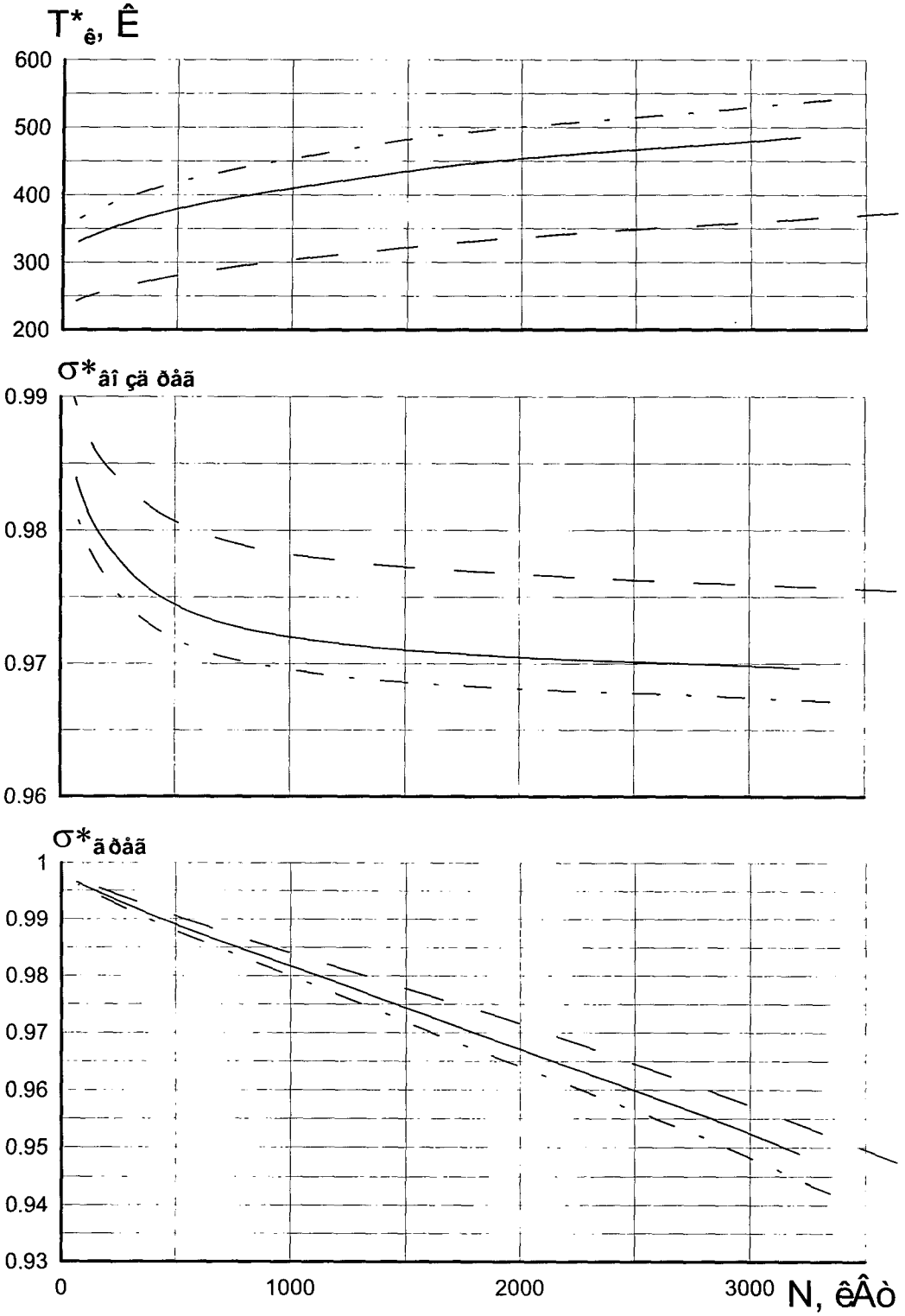

T*ê, Ê
600
500
400
300
200
σ*âî çä ðåã
0.99
0.98
0.97
0.96
σ*ãðåã
1
0.99
0.98
0.97
0.96
0.95
0.94
0.93
0
1000
2000
3000
N, êÂò

Fig. 3.2.7

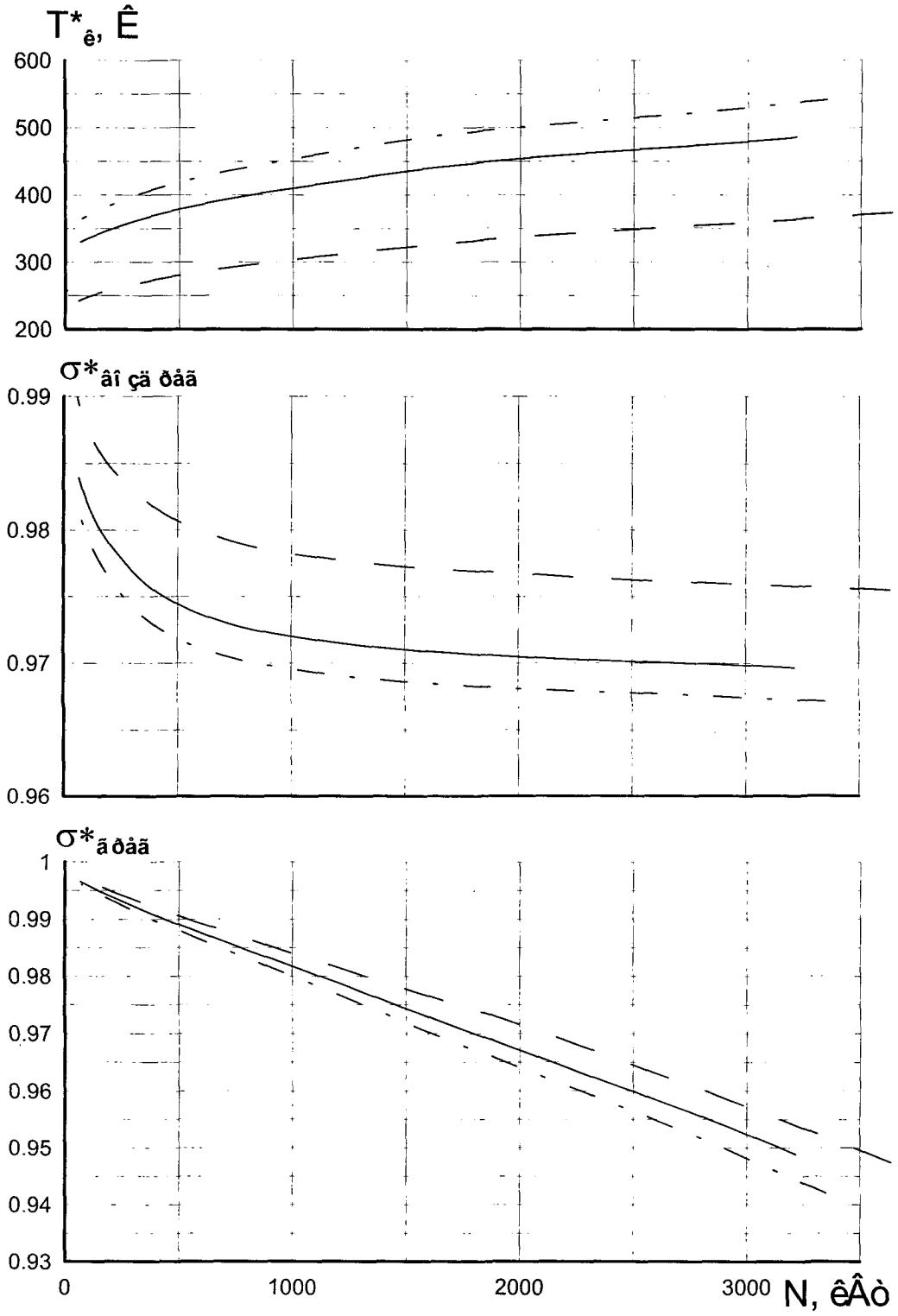

T*ê, Ê
600
500
400
300
200
σ*âî çä ðåã
0.99
0.98
0.97
0.96
σ*ãðåã
1
0.99
0.98
0.97
0.96
0.95
0.94
0.93
0
1000
2000
3000
N, êÂò

Fig. 3.2.8

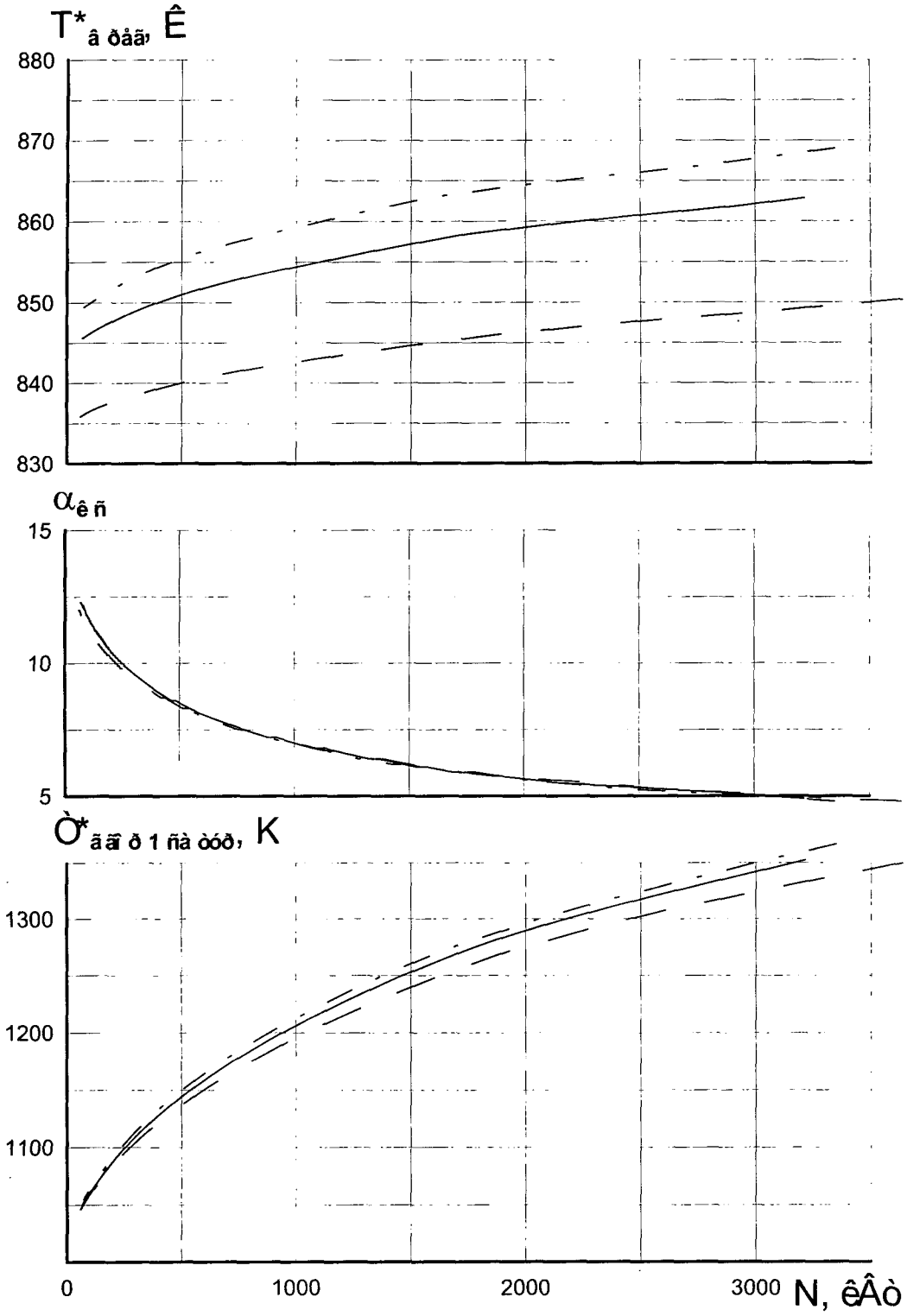

T*â ðåã, Ê
880
870
860
850
840
830
αêñ
15
10
5
Ò*ããî ð 1 ñà òóð, K
1300
1200
1100
0
1000
2000
3000
N, êÂò

Fig. 3.2.9

라. 이용의 안전성

이용의 안전성은 전동장치의 올바른 설계에 달려있다. 전동장치는 나뉘어진 내열성 분벽의 저장실에 위치한다. 전실에는 통제 시스템과 분석 시스템을 갖춘 가스 터빈 장비, 전기 제너레이터, 전기 변류기가 설치된다. 후실에는 시스템이 장착된 연료탱크가 설치된다. 전면부의 무거운 장치들: 터빈 컴프레서 현가장치 프레임, 전기제너레이터, 전기 변류기는 전면에 위치하며 연료탱크에서 분리된다. 연료탱크는 엔진실에 위치하며, 전면 충돌은 연료탱크의 파괴와 이어지는 화재로 인해 전면의 무거운 장치들의 축 이동을 가져올 수 있다. 방재 시스템은 엔진실에 위치한 송신기와 연료탱크 위쪽에 설치된 무활성 가스 용기를 포함한다. 화재가 발생할 경우 무활성 가스는 연료탱크실의 벽을 냉각시키고 엔진실을 채우게 된다. 엔진실의 세정과 냉각은 엔진실 지붕에 위치한 배기 통풍기의 계속적인 작동에 의해 이루어진다. 가스터빈 기관 작동시 엔진실에 사람이 들어가는 것은 원칙적으로 금지되어 있다. 따라서 전동장치의 통제 및 분석 판넬은 엔진실 외부에만 설치될 수 있다..

마. 전동장치의 신뢰성

전동장치의 신뢰성은 장비의 기계적 신뢰성, 유해 환경으로부터의 보호 장비, 전동 장치의 분석 및 통제 시스템의 연속적인 작동, 그리고 시행 지시 사항의 준수에 의해 확보될 수 있다. 터빈 컴프레서의 기술적 신뢰성은 단일 축 전동장치 프레임의 항공 엔진 가스제너레이터 사용으로 확보될 수 있다. 전기 제너레이터의 출력의 소진은 감속기의 사용 없이 터빈 컴프레서 축에서 바로 실현될 수 있다. 대기 중 먼지 및 오염물질로부터 엔진실을 보호하는 일은 두 개의 인입 필터로 할 수 있다: 모터 객차의 측면에 위치한 사이클 정화 필터와 공기저장실과 엔진실의 나머지 부분 사이에 위치한 미세 정화 필터가 그것이다.

바. 전동 기관의 경제성

전동 기관의 경제성은 터빈 배기관에 위치한 송열기-제너레이터를 갖춘 전동장치의 올바른 선택, 이용의 고효율성, 올바른 통제 시스템 (송열기-제너레이터로의 가스의 유입시 모든 분리벽의 온도는 전동장치 작동시 일정하다) 등에 의해 확보될 수 있다. 표준 대기 상태에서 정격 상태의 전동장치의 유효작동계수는 수리기관으로 보내지기 전에 36% 이상이다.

사. 전동장치의 정해진 사용기간

터빈 컴프레서 이음 부분이 마모되는 것을 최소화하고자 하는 회사의 세부적인 설계 및 계획, 대기 먼지로부터 장비의 보호, 통제 시스템의 올바른 선택 등에 의해 보장될 수 있다.

아. 주위에 대한 환경적 영향

장비 작동 시 연소실로 들어가는 고온 공기의 온도를 계속 낮추고 송열기-리제너레이터로 들어가는 비연소 물질을 소진시킴으로써 환경에 대한 영향을 줄일 수 있다. 장치 작동 상태에서 연소실로 들어가는 고온의 공기는 연소실 중심에서의 가스와 공기 혼합물의 온도를 낮추고 연소실 중심에 가스가 남아 있는 시간을 단축하여 NOx 의 형성을 방해한다. 작동 과정을 올바르게 진행하면, 유해 혼합물과 연소실의 고온 공기는 CO를 완전히 연소시킨다. 터빈 인입구에서의 가스의 온도가 900K이상이고, 송열기- 제너레이터 인입구에서의 속도가 낮을 경우, 연소 촉매실은 예외적으로 효율성이 높아 터빈으로부터의 남아 있는 배기 가스 NOx 와 吉를 연소시킴으로써 그 농도를 1 ppm 이하로 낮춘다.

자. 새로 만들어진 전동장치의 소음

전체적인 소음의 수준은 상당히 낮다. 객차 내의 소음의 수준은 연료탱크를 엔진 섹션과 여객 객차 사이에 위치시킴으로써 일정수준으로 유지시킬 수 있다.

차. 이용 기술성

이용의 기술성은 전동장치 통제 및 분석 시스템의 계속적인 작동과 기관차 전면에서 저장소까지의 기본적인 수리의 양이 얼마나 되는지에 따라 결정된다. 이러한 결론은 전동 장치 블록의 상대적으로 작은 차체 크기로 인해 가능하다. 좀 더 큰 자체로는 다음과 같은 것들이 있다 전기제너레이터 3,5t 터빈 컴프레서 500kg. 전기 제너레이터와 터빈 컴프레서의 교환은 지붕을 열어야만 할 수 있고, 송열기-제너레이터 블록의 교환은 측면 승강구 (수평 블록) 또는 천정 승강구 (수직 블록)을 통해 할 수 있다. 전동 장치의 전면 교체는 1.5시간 이하가 걸린다. 기관차의 전면적인 수리는 기차 이용률을 상당 수준 끌어올리며 전동 기관 수리비를

줄이게 해 준다. 기차의 준비 계수는 98-99% 정도이다.

5. 3000 kWt 전기 제너레이터, 분당 13000회 왕복운동

고회전 제너레이터는 전통적인 제너레이터와 구별되는 기술상의 그리고 이용상의 특징을 가지고 있다.

첫째, 고회전 제너레이터 연구는 전기, 전자, 내구성 요소, 냉각 시스템 및 기타 문제들의 복합적 상호 연관성에 대한 고려 하에서 실현될 수 있다.

둘째, 신뢰성, 작동의 자동성, 최소 적하량 소화 및 전자 양립성 등과 같은 고효율 실행성을 담보할 수 있는 제너레이터를 위한 까다로운 요구사항들을 고려할 필요가 있다.

고회전 제너레이터 설계에 있어서의 이 모든 복잡한 요구사항들은 매우 복잡한 다단계의 과정을 거쳐야 하는 과제로서 이 문제들을 해결하기 위해서는 현대적인 수학적 물리학적 모델링 과정이 없이는 불가능하다.

본 제너레이터 유형은 다음과 같은 설계상의 특징을 확보해야 한다는 점을 유념해 두어야 한다:

- 전자적 특성을 잃지 않으면서 그 어떠한 회전수에서도 회전자의 기계적 내구성을 유지한다. 회전수에 따라 회전자 몸체에 큰 기계적 부하가 걸리기 때문에 특별한 재질 및 기계적 사항들이 적용되어야 한다
- 회전자의 회전 시 최소한의 기체역학적 손실. 이는 고회전 제너레이터의 열 상태는 공기에 대한 회전자 통의 마찰에 의해 조건 지워진 기체역학적 손실의 정도에 달려 있기 때문이다
- 회전자에 걸린 높은 전류에 의해 회전자에서의 전자 손실의 적정 수준 유지
- 제너레이터의 작동부품들에 대한 필요한 냉각작용
- 정류 부하 작동 시 배출 압력의 지속성
- 신뢰성의 확대와 시행 능력의 향상을 위해 고회전 제너레이터는 브러시나 contact ring이 없어야 한다. 고회전 제너레이터는 거대한 철마그니트 회전자에로 이러한 요구사항을 만족시킨다.

고회전 제너레이터를 만드는 방법의 하나로 유도자 제너레이터를 사용할 것이 제안되어 진다. 유도자 전기 기계 장치의 설치는 ferrodynamic 원칙에 기반을 두고 있다. 유도자 전기 기계 장치는 보통의 연동 전기 기계와 같은 계속적인 전류에 의해 작동될 수 있으나 교류 전류 권선은 자극 권선에 비해 상대적으로 작용이 적다. 권선 간의 상호 유도 작용의 변화는 권선이 없는 철마그니트 회전자의 회전에 의해 유도자 전기 장치에서 일어난다.
고회전 견인 제너레이터 설비는 Fig. 3.2.10에서 Fig. 3.2.12에 나타나 있다.

고회전운동 제너레이터의 파라미터

정격 용량, kWt	3000;
정격회전수, rpm	13000;
정격 직류전압,	1280;
유효운동계수, %, 이상,	0,968;
회전자의 불활성 순간, kg*m	33,1
차체, kg, 이하,	3500.
냉각시스템	공기 및 용액.

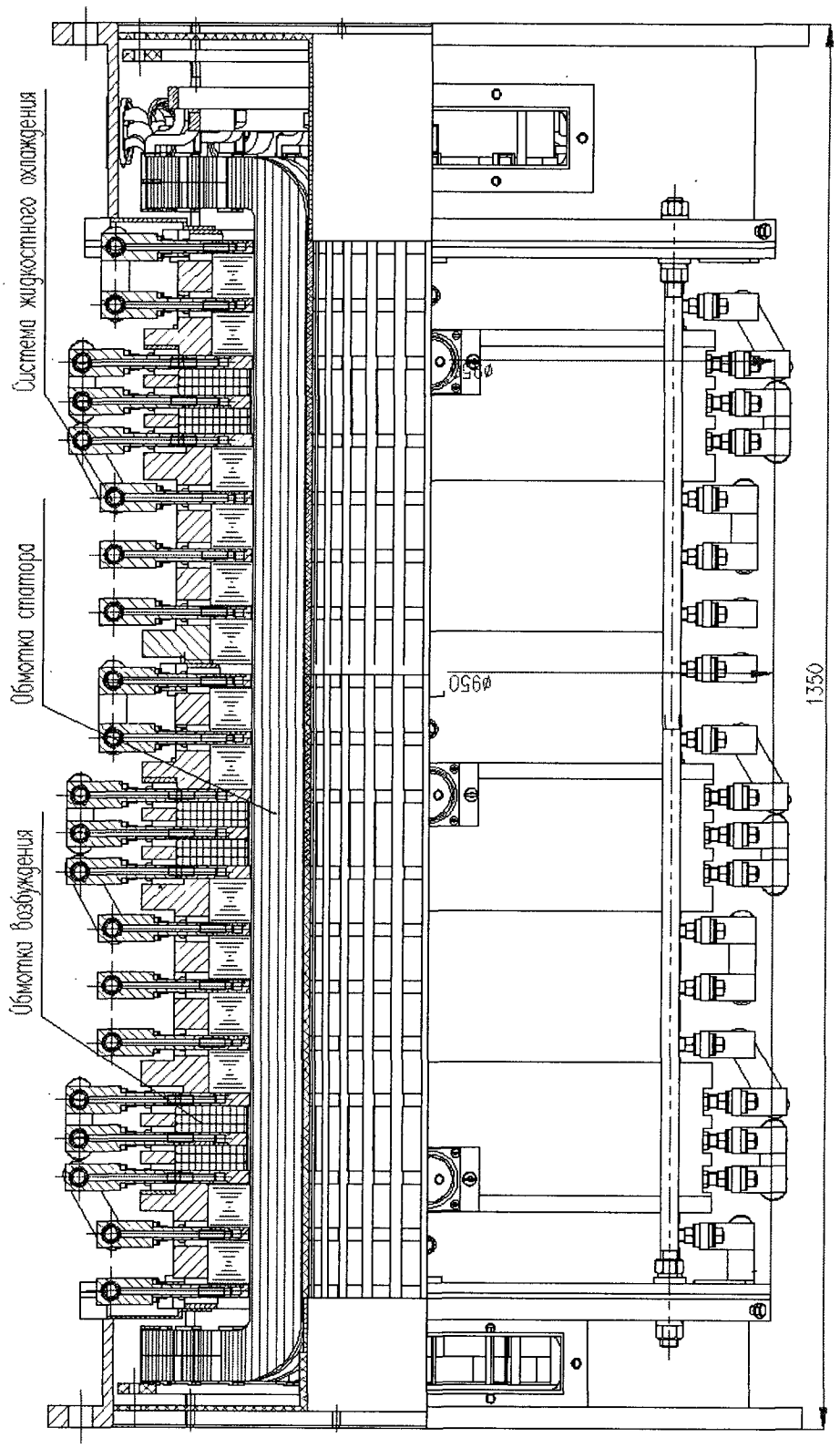


Fig. 3.2.10 제너레이터의 설계도.

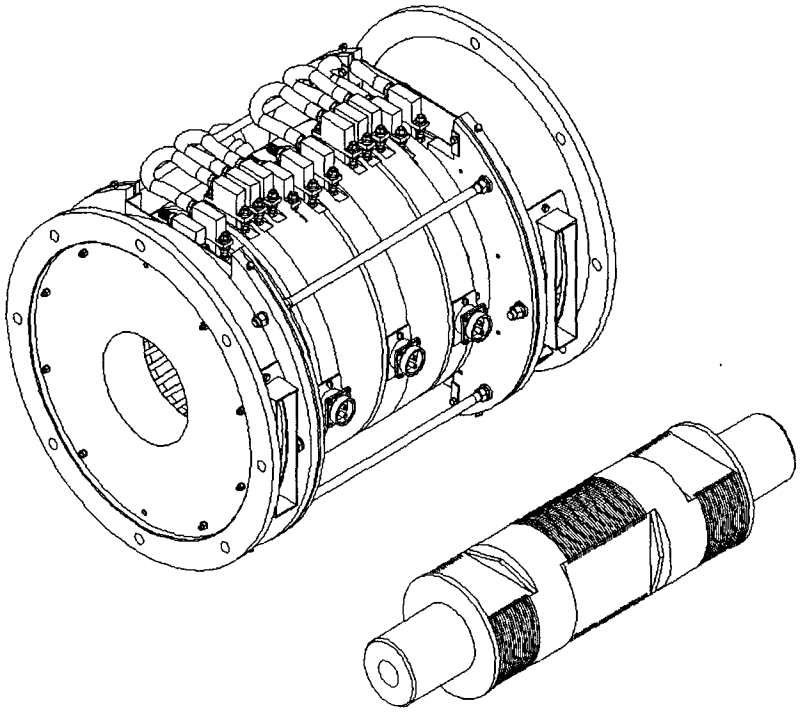


Fig. 3.2.11 견인 제너레이터의 스타터(1)와 회전자(2)의 형태

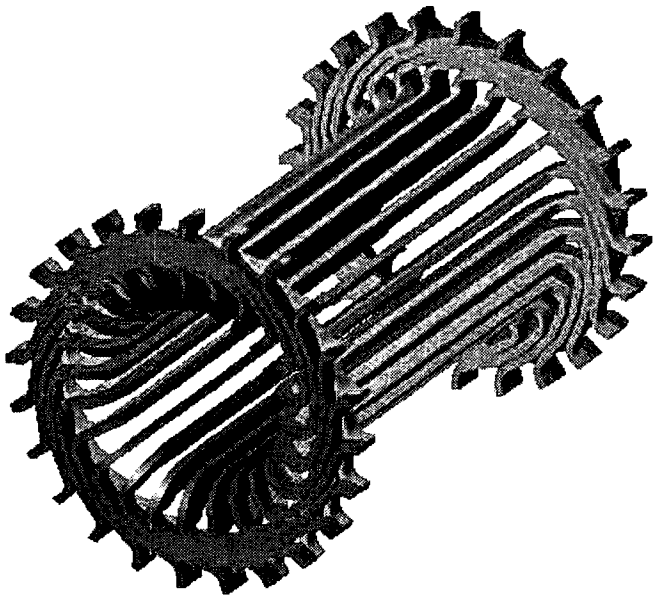


Fig. 3.2.12 견인 제너레이터 권선의 구조도.

6. 전기 동력 장비

터빈 기차는 통제실을 가진 두 개의 주 객차와, 전기 기차의 모터 객차, 그리고 전동장비가 있는 연결 객차를 포함한다. 전동장치에는 3,000kWt 출력의 가스 터빈 엔진, 견인 고속연동 제너레이터, 견인 정류기 및 엔진 인버터가 포함된다. 전동장치는 모터 객차의 전기엔진 충전을 위해 3,000볼트 압력의 전류를 이용한다. 터빈 기차의 견인 전기 엔진으로의 전류는 전류수신기를 통한 접촉관 또는 자체 전동장치로부터 나올 수 있다.

견인 정류기는 통제 또는 비통제식으로 만들어질 수 있다. (Fig. 3.2.13 1 와 1b). 견인 정류기가 비통제 식일 경우 모터 객차가 변경되지 않는다. 견인 정류기가 통제식일 경우, 모터 객차에 시동 레지스터가 장착된다. 이 경우 시동 및 가속시 전기엔진의 압력 조절은 통제 정류기에 의해 이루어지며, 보조 기계 및 연료 장치의 충전은 보조 정류기의 도움으로 이루어진다.

직류 전압이 3,000볼트가 되기 위해서는 견인제너레이터의 위상 전압은 1280 볼트가 되어야 한다. 위상 전압의 크기가 그러한 경우, 시동 인버터 충전기의 압력 선택에 대한 특별한 검토를 할 필요가 있다. 예비적으로 이러한 충전기로서 96볼트의 전압을 가진 표준 열 충전 배터리 (B, 그림. 15 참조)를 사용할 수 있따. 이의 충전은 변압기 Tr과 베터리 통제 정류기로 할 수 있다. 변압기는 견인 연동 제너레이터의 시동 권선에 대한 충전을 우선적으로 하기 위한 것이라는 사실을 명심해야 한다. 정격 전압은 90 120 W이어야 한다. 이 경우 배터리 통제 정류기와 견인 제너레이터 촉발 통제 정류기 (Fig. 3.2.13 참고)는 동일하게 만들 수 있다. 변압기 Tr의 출력은 30-35kWt 정도이다. 제너레이터G의 전류는 400 Hz 정도이기 때문에 이의 궤간계는 그리 대단한 것이 아니다.

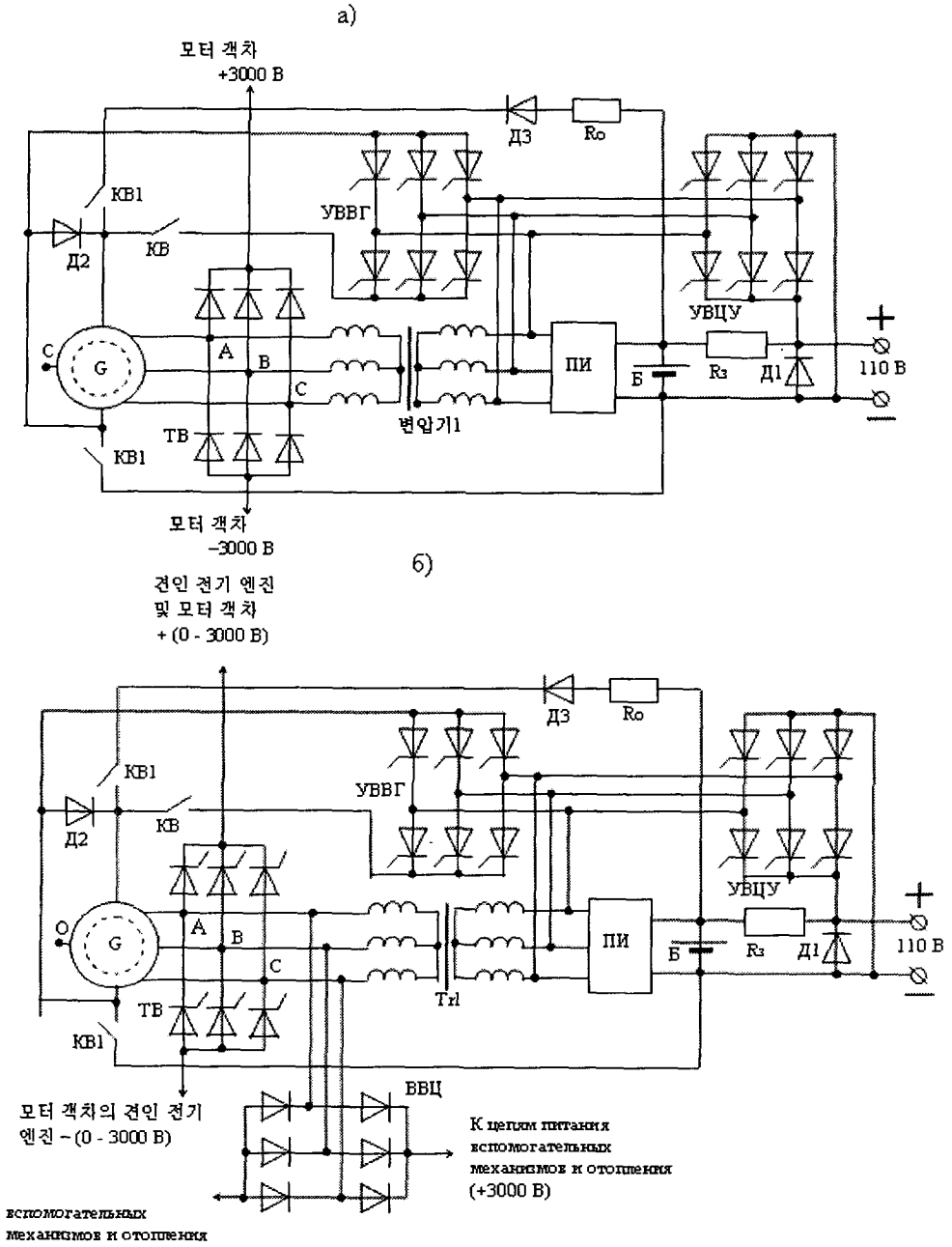


Fig. 3.2.13 비통제(a) 및 통제(b) 견인정류기를 갖춘 전동 기관의 전기 설계도.

Г - 견인제너레이터 ТВ - 견인 정류기 ПИ - 인버터 УВЦУ - 배터리 통제 정류기 УВВГ - 견인제너레이터 촉발 통제 정류기 Б - 충전배터리 R_3 - 약실 레지스터 Д1, Д2 - 역 이극진공관 Тр1 - 변압기 Ro - 전류억제 레지스터 Д3 - 절연 이극진공관 КВ1, КВ - 콘택터 ВВЦ - 보조 정류기.

7. 부수 장비의 선택 및 구성

가. 열 전송 장치

자동통제시스템은 통제, 조절 및 각종 장치 및 보조 시스템의 관 통제 기능, 을 수행하는 전기 디지털 시스템으로 되어 있다. 보조 시스템은 전기 조절기의 신호를 연료 분배를 위한 신호로 바꾸어 주는 수력학적 기계 부분, 관 프레서와 전기 제너레이터의 회전 순간에 사용되는 기계적 부품들, 그리고 전기 통제 시스템의 오작동 시 이를 백업하는 기능을 하는 장치 등을 포함한다.

통제 시스템은 운전, 정지, 재난 시의 정지 등을 포함하여 가스터빈 시스템의 작동을 보증한다. 전기적 자동통제 시스템은 중앙 프로세서, 정보의 수집 채널 및 장치, 그리고 통제 채널 등에 많은 백업 장치들을 가지고 있다.

자동통제 시스템의 장치들:

- 기관차 기관사 실에 위치해 있는 통제, 조절 및 설비 지령실
- 연소실 옆의 엔진실에 위치해 있는 자동통제 조절기
- 엔진실의 공기 압력 및 습도 송화기.
- 엔진에 장착되어 있는 온도 및 압력 계기.
- 연료 탱크 및 연료 시스템 등에 장착되어 있는 화학성분 계기와 온도 및 압력 계기.
- 윤활유 시스템, 분석 기계 및 회전자의 온도 및 압력 계기.
- 수력 시스템 관의 압력 및 온도 계기, 통제 기계의 위치 계기..
- 공기 시스템의 압력 및 온도 계기.
- 기본 연료 탱크에 장착되어 어떠한 작동 환경에서도 연료탱크의 지속적인 수준을 유지시켜주는 송유 펌프.
- 펌프조절기
- 장치 작동에 따른 연소실 별 연료 송출 분배기.
- 전기 제너레이터 회전 조절기.
- 회전자를 위한 윤활유 공급 펌프.
- 수력시스템의 압력 펌프 조절기.

- 작동이 정지되었을 경우 가스터빈 시스템의 통제를 위한 압축 공기 전송 조절기.
- 동결방지장치 통제.
- 윤활유 시스템의 펌프 및 프롬프터 관의 회전수 통제.

Fig. 3.2.14에 열료 장치의 자동 통제 시스템이 제시되어 있다.

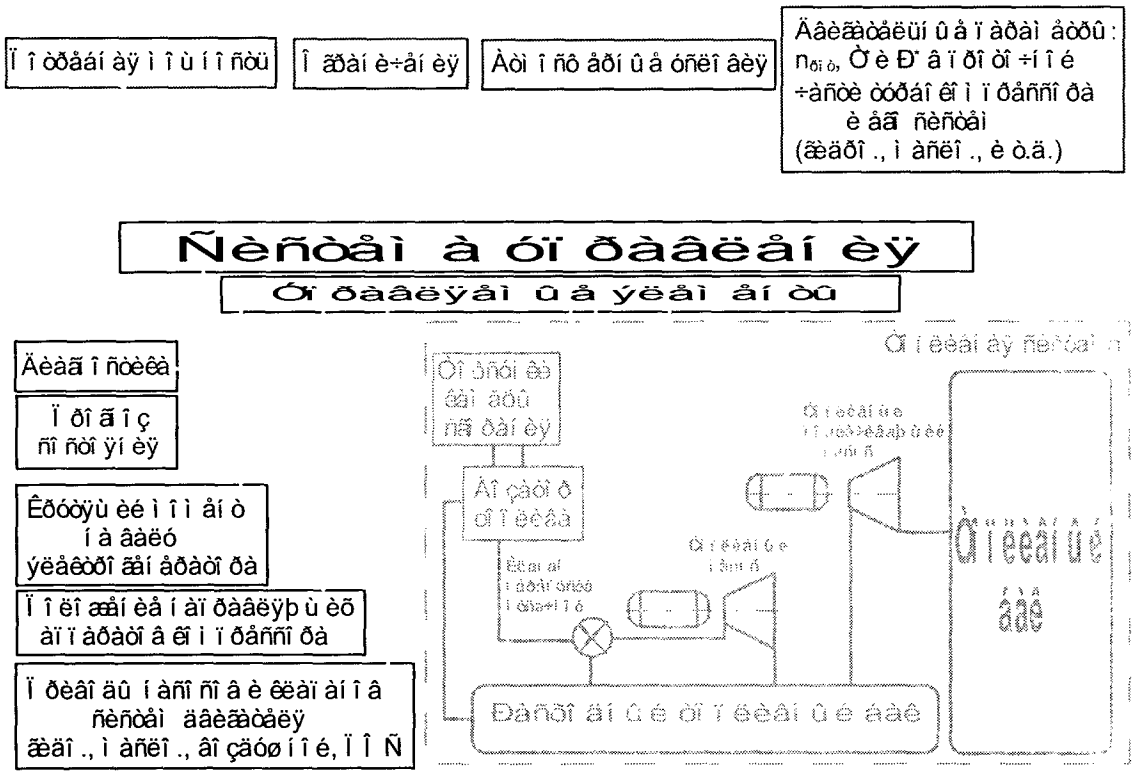


Fig. 3.2.14 가스터빈 장치의 자동통제장치의 구조.

나. 터빈에 들어가는 공기필터의 선택 및 특징

철도 교통 과학기술연구에서 공기정화 장비 및 시스템을 분석하나 결과 새로운 열차에 타력의 멀티주기형 필터를 사용하는 것이 낫겠다는 결과가 나왔다. 멀티주기형 공기 필터는 정화효율성과 내구성과 신뢰성과 잦은 AS가 없기 때문에 모든 첨단 조건을 충족시킨다.

주기필터의 구조 및 사용 사항

멀티형 자기정화 필터의 (Fig. 3.2.15) 주요 부분은 주기 직류 공기정화기이다. 공기정화기에는 공기 소용돌이와 실린더 몸체와 맑은 공기를 출력하기 위한 인입 파이프가 들어 있다. 필터 부품은 어떠한 크기의 몸체에도 맞게 설치될 수 있도록 하나의 보편적인 틀에서 만들어진다. 6개의 쐐기 모양의 날개로 이루어진 공기역학적 원추형 장치는 회전관 입구에서 오염된 공기가 나사 모양으로 빠르게 돌게 만든다. 실린더 몸체를 따라 움직이는 회오리 바람은 원심력을 유발해 먼지를 분리하면서 그들을 통의 벽으로 밀어낸다. 주변으로 밀려나 모인 오염물질들은 몸체의 관 부분의 끝에 있는 틈이 있는 관을 통해 떨어져 나가고 깨끗한 공기 (기본 공기의 90%)는 흡입구를 통해 사용자에게 공급된다. 관의 내부를 통해 운동한 10%의 공기를 함유한 먼지 입자는 벽에 부딪히면서 사이클의 자동 정화기 역할을 한다. 공기의 자정 작용 덕분에 관으로의 유입이 방지되고 필터 트렉터의 불량이 발생되지 않는다.

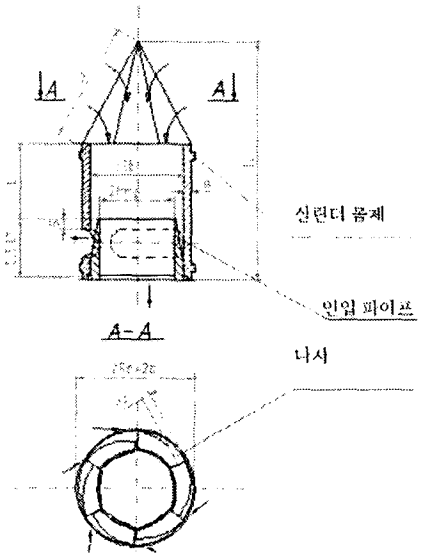


Fig. 3.2.15

회전 부품들은 기능의 약화 없이 수직, 평형, 또는 경사도 설치는 어떠한 설치도 가능하다. 필터 부품들은 연철, 합금 또는 폴리 재질의 주조나 단조에 의해 만들어진다. 부품들은 공기흐름도에 설치된 블록에 조립된다. 블록의 안에는 공기로부터 먼지를 제거할 수 있는 자유공간이 있다. (Fig. 3.2.16)

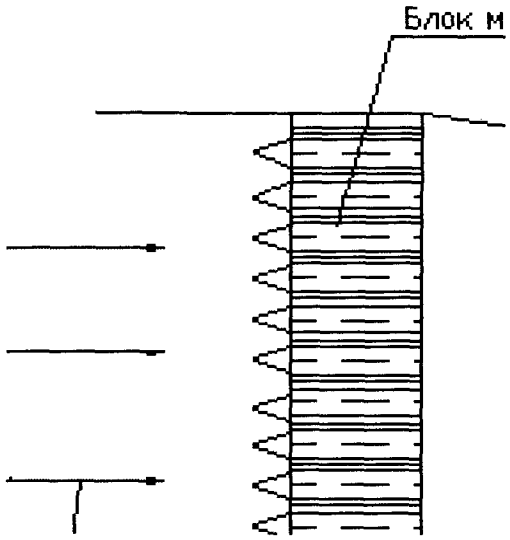


Fig. 3.2.16 통풍흡입구를 가진 멀티 사이클 블록의 구조

2 m3/s의 공기 소비 하에서 필터 블록의 조립구조는 그림 19에 나타나 있다.

전동장치로서 제안된 터빈은 12 m3/s 정도의 공기 소비량을 가지기 때문에 기차에는 3 m3/s 정도의 인입구를 가진 필터가 6개 설치된다. 필터의 위치는 구동장치의 구조에 표시되어 있다. 6개 블록의 필터의 특징은 글미에 나타나 있다. 필터의 총 저항은 1,000 宮 (100 mm. 脣. 鬱)를 초과하지 않는다. 정화 정도는 퍼져 있는 공기의 성분에 따라 달라진다. 15마이크론 이하의 입자 (Fig. 3.2.18)의 경우 87% 정도이고, 15마이크론 이상의 입자 (Fig.3.2.17)의 경우는 95%정도이다.

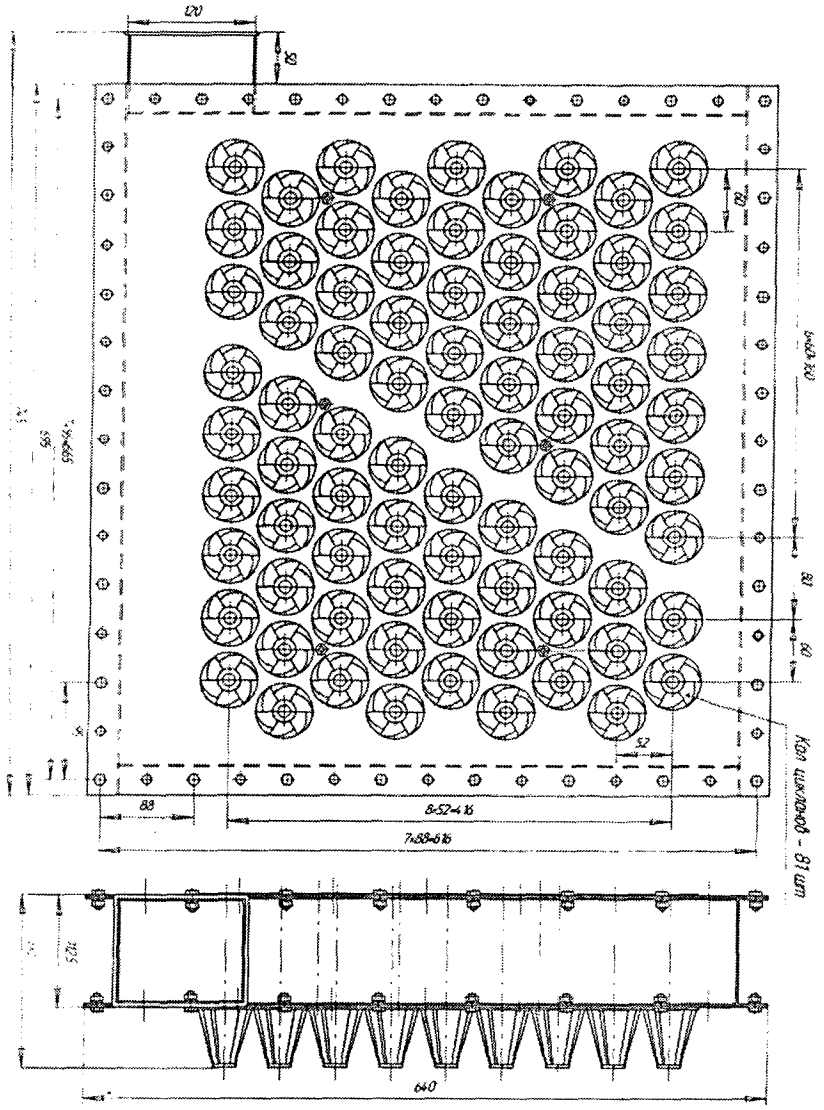


Fig. 3.2.17 2 m3/s 의 공기를 사용할 경우 필터 블록의 조립 구조.

파워 장비로써 제안하는 터빈이 12 m3/s 공기를 사용한다. 그래서 3 m3/s 공동 인입을 가진 필터 6 개를 설치할 예정이다. 필터들의 위치는 파워 장비 구성에서 표시되어 있다. 6 개 구성되어 있는 필터의 특성이 그림에 나와 있다. 필터의 총 저항은 1000 Pa (100 mm) 기껏해야 한다. 솎는 수준이 먼지의 분산매체에 달려 있다. 15 micron 이하 작은 입자의 87% 이루어지며 15 micron 이상 큰 입자의 95% 솎는 수준을 이루어진다. 3000rpm 및 4,0KWt 동력의 엔진을 가진 원심력을 이용하여 먼지를 솎아낸다. 200mm 압력 낙차 및 설계 상태에서는 환기력이 4300 m3/s 정도가 된다. 정동장치를 설비함에 있어 가스터빈 엔진의 높은 신뢰성을 보장하기 위해 98% 정화도를 보장할 수 있는 위한 비직포 고정 필터가 고려된다.

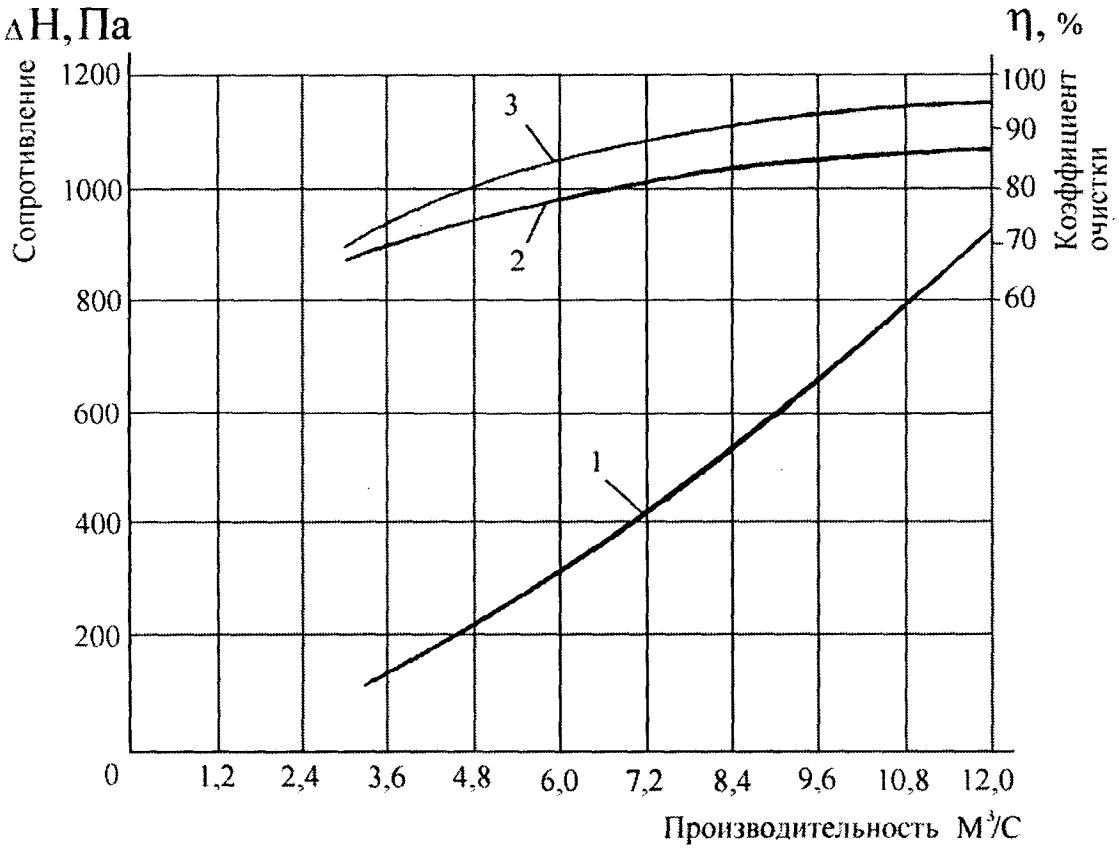


Fig. 3.2.19 가스터빈 장비 공기 필터의 특징

다. 소화 시스템 -101

Ansul A-101 소화 시스템은 가트리지 분말 시스템으로 고정된 분연기 블록

으로 이루어져 있다. 이 시스템은 FMRC 공인 시스템이다. 시스템은 자동 발견과 발동 가능 및 원격 조작 기능을 가진다. 화재를 발견할 경우 A-101 시스템은 수동으로 발동하거나 공기 드라이브를 통해 자동으로 발동한다. 공기 드라이브는 카트리지를 담은 막을 가스로 분사한다. 가스가 압력을 만들어서 탱크에 있는 소화가루를 묽어지게 하고 필요한 압력을 얻으면 디스크가 부숴지면서 분리 호스를 통하여 가루를 송출한다. 상설된 망의 분리 인젝터에서 나온 가루가 불을 진화하게 된다. 자동 감지 시스템은 전기 감지를 포함하는데 여기에는 선형 및 점형 감지가 들어가 있다. 소화 시스템은 움직이는 장비 또는 산업 지역에서 화재로 인한 위험을 방지해 준다. 설비의 외관은 Fig. 3.2.20에 나타나 있다.



Fig. 3.2.20 소화 시스템

8. 동력의 장비의 구성 및 계산, 설치된 장비의 목록

가. 축에 대한 적재량

현재의 설계상 (Fig. 3.2.21) 축에 대한 최대 적재량을 정하기 위한 계산이 이루어졌다. 기술적 요구사항에 따라 최대 적재량은 18.5톤이 넘으면 안 된다.
터빈 기관차의 장비들과 구성품들은 Table 3.2.6에 정리되었다.

Table 3.2.6 터빈 기관차의 장비와 구성품

	명칭	$G_{i,}$	$a_{i,}$	$M_{i,*}$
1	쌍축 이동장치	74480	18,13	1350322,4
2	견인 제너레이터	34300	19,74	677082
3	터빈	4900	18,29	89621
4	리제너레이터	14700	16,84	247548
5	연료탱크	49000	13,8	676200
6	소화장비	2940	14,45	42483
7	1/2 이동장치	18130	0,8	14504
8	공기필터	5880	19,26	113248,8
9	통신장비	980	18,5	18130
10	견인 정류기	2940	18,94	55683,6
11	변환장치	1960	20,06	39317,6
12	승객 장비를 갖춘 객차 부분	183260	6,29	1152705,4
13	전동장치를 갖춘 객차 부분	109760	17,13	1880188,8
14	연료 블록	1470	18,46	27136,2

쌍축 이동장치의 기하학적 중심부에 대한 작용력은 다음 식과 같이 정의된다:

$$F = \frac{\sum G_i \times a_i}{a_{тележки}}$$

$\sum G_i \times a_i$ - 중량 적하의 합계

$a_{тележки}$ -바퀴의 조건축과 기하학적인 중심 간의 거리

F=361392

이 때 한 축에 대한 적재량은 다음과 같이 정해진다:

$$\frac{F}{2\times 9,8} = 17965,97 \text{ kg}$$

즉 한 축에 작용하는 적재량은 허용된 18,5 тс를 넘지 않는 18 тс이다.

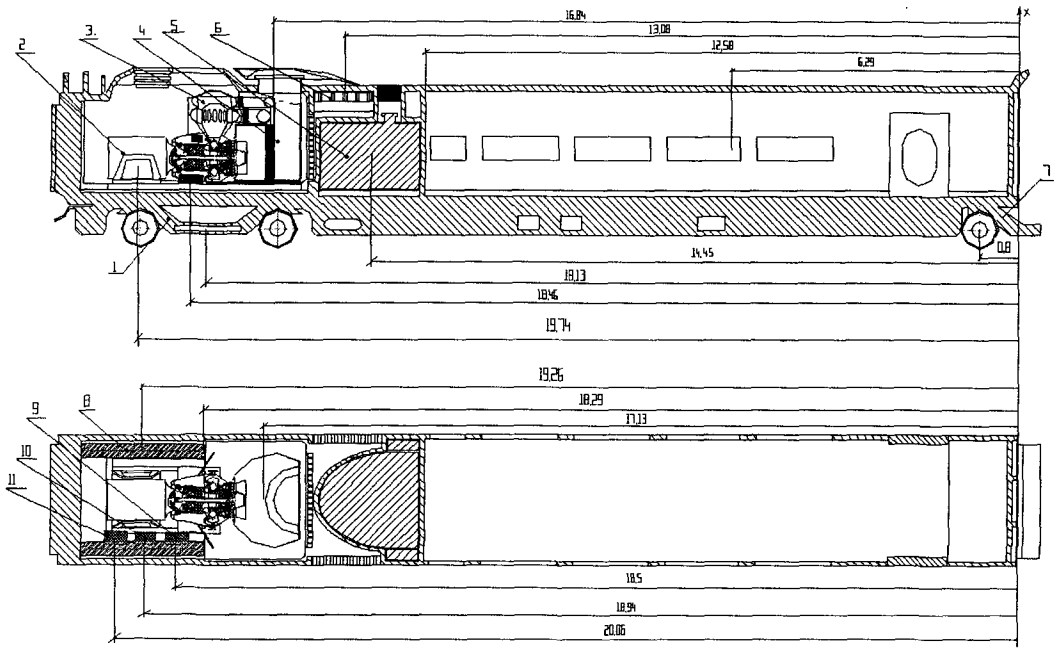


Fig. 3.2.21 1-쌍축 이동장치 2- 견인제너레이터 3-터빈 4-리제너레이터 5-연료탱크 6-소화장비 7-1/2 이동장치 8-공기필터 9-통신장비 10-견인정류기 11-변환장치

Table 3.2.7 설치장비 목록

	명칭	무게, kg
1	바퀴	32070
2	틀	11969
3	충격 및 견인 장비	1086
4	계단 및 난간	297
5	수동 제동장치	121
6	전기엔진을 갖춘 컴프레서 장비 및 장치	965
7	컴프레서 튜브	200
8	용접부품	500
9	차체	2400
10	견인전기엔진의 냉각 통풍기	770
11	기관사실	2955
12	축전기실	1060
13	정전 변류기	500
14	주요 저장 설비 장치	400
15	페인트	250
16	가스터빈	5000
17	견인 제너레이터	1000
18	전기 제동장치	476
19	가스 준비 블록	500
20	터빈 냉각 라디에이터	200
21	연료기계 블록	210
22	소화장비	300
23	축전기실의 전기기계 조립실	2300
24	터빈 제동장치	300
25	음향신호 도관	90
26	기관수 밸브장치 및 도관 장비	170
27	고압전류실	1500
28	가스터빈의 냉각시스템	200
29	장비, 식기 및 기타 용품	145
30	모래 2/3	667

제 4 장 결 론

1. 대한민국의 고속전동열차에 사용될 수 있는 터빈 기차의 원동장치를 구성하는 구성요소들에 대한 연구가 수행되었다. 모든 구성요소들은 러시아 생산자들의 가능성에 대한 고려하에 연구되었다. 가스터빈 엔진, 견인 제너레이터, 용량의 전기적 전달장치, 필터, 소화설비에 대한 기본적인 특징들이 정의되었다.
2. 해당 특징들은 객차에 전동장치를 나누어 설치하고 장비의 설치 구성을 할 수 있도록 해 주었다. 예비적인 데이터에 따르면 축에 대한 적재량은 한도를 넘지 않았다.
3 .가스터빈 엔진과 견인 제너레이터의 기술적 특징들은 기차의 기술적 데이터가 대단히 훌륭하다는 점을 보여준다. 가스터빈을 갖춘 기차의 운동 파라미터 control (КПД)은 32% 미만이 아니어서 디젤 기관차에 비해 성능면에서 뒤지지 않는다.
4. 본 연구에서는 기차의 일부로서 가스터빈 엔진의 여러 조건에서의 통제 문제에 대해서는 검토되지 않았다. 따라서 이 문제는 별도의 특별한 검토가 필요하다.

유한책임회사 «메타코»

승인함:메타코 Ltd. 사장

A.V. 미나코바

과학 탐구 보고서

«터빈 기차의 이중 전동 장치의 통제 시스템»

계약서 No. 21/2007에 기초함

공학 박사, 교수 E.E.꼬쏘프

공학박사 V.A.아자렌코

보로네슈-2007년

저자 목록

저자:

1.	공학 박사, 교수		코쏘프
2.	공학 박사		V. 아자렌코
3.	엔지니어		꼬마리쯔끼
4.	엔지니어		D. N. 레스니꼬프
5.	엔지니어		V. V. 푸르만

참여자:

1. 엔지니어, 엠. 유. 노스꼬프.
2. 공학박사, 이. 뻬. 아니끼예프
3. 공학박사, 데. 아. 비치꼬프.
4. 엔지니어, 데. 아. 꾸즈네쪼프.
5. 엔지니어, 이. 아. 꾸즈네쪼프.
6. 엔지니어, 에. 이. 뻬뜨루쉔꼬.

목차

1.	서론	4
2.	가스터빈 엔진 응용	5
	제 1 절 가스터빈기관차	5
	제 2 절 터빈기차	17
3.	터빈 기차의 기술적 특징	20
	제 1 절 이중 동력 장치 통제 시스템의 구조도	26
	제 2 절 터빈 기차 동력장치 계수 목록 및 파라미터 목록	28
	제 3 절 견인 시 이중 동력 장치의 동작 알고리듬	31

제 1 장 서론

2006년 연구소에서는 고속전철열차에 두 대의 가스터빈 동력기관을 설치하는 프로젝트를 수립하였다. 그 두 대의 가스터빈 동력기관은 전철열차가 비전기공급 구역에 들어갈 때 시속 150km 주행을 보장해야 한다. 본 보고서는 1, 2, 3장에서 가스터빈 발전장치의 기본 특징, 전기동력계통의 도식과 관리 알고리듬 작성시 계산에 포함되는 노선 단면도를 소개하였다.

제 2 장 국내외 연구동향

제 1 절 가스터빈기관차

세계 최초의 가스터빈 기관차는 1939년 스위스 철도를 위해 발주되어 1941년 제작되었다. 이 기관차는 스위스 기관차 공장인 «Winterthur»(차체와 승객 부분)와 «Brown-Boveri»(단일축 기관이 있는 가스터빈 설비와 전기 설비)가 제작하였다. 가스터빈 기관차 No. 1101은 1943년 5월부터 1944년 6월까지 바덴에서 증기기관협회와 전기기술자협회의 스위스 기술자들에 의해 시 험가동되었다. 그리고 나서 본격 가동시험을 위해 스웨덴 철도로 이송하였다. 1950년 말경 가스터빈기관차는 약 28만 km거리를 주행하였다. 기관차의 정기적인 가동 자료를 바탕으로 가스터빈기관차 효율의 하중 의존도를 계산하였다. 예를 들어 명목상의 효율 하중이 48.8%일 때 의존도는 11.1%였다.

가스터빈 기관(Fig. 2.1.1) 은 소모되는 가스의 열 재생기가 있는 단일축 동력기관을 나타내는 것으로, 한 프레임에서 감속장치와 직류 발전기와 결합되어 있다. 프레임은 마찬가지로 연료와 석유 저장소의 기능도 한다. 축의 다단계압축기 C(Fig. 2.1.1)에서 압축된 공기는 열 팽창으로 압축기들이 있는 파이프관 8을 통해 송온기(재생기) D에 들어간다. 여기에서 공기는 소모되는 가스의 열로 데워지고, 두 지류로 나뉘어져 연소실 A로 향한다. 한 지류는 중앙의 나선형 소용돌이 장치(?) 1을 거쳐 열관의 가열지역에 들어가고, 다른 지류는 이 관의 냉각을 위해 그 밖을 지나간다. 연료는 분연기 3을 통해 가열지역으로 보내어진다. 연료의 첫 연소는 전기점화전에서 발생한다.

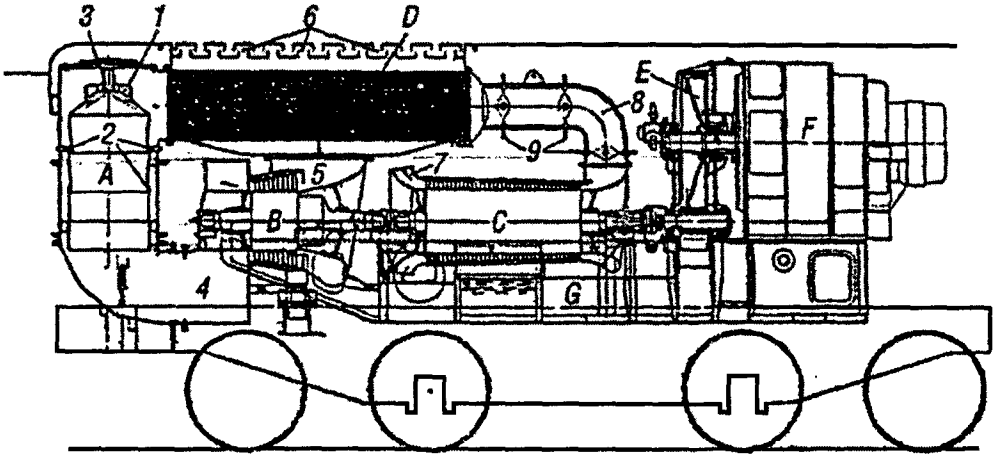


Fig. 2.1.1 1941년 «Brown-Boveri»회사가 제작한
가스터빈 기관차 No. 1101의 가스터빈 기관

A - 연소실, B - 터빈, C - 압축기, D - 공기가열기, E - 감속장치
F - 재생기, G - 프레임,
1 - 나선형 소용돌이 장치(?), 2 - 환상(環狀)구, 3 - 분연기, 4 - 가스를 터빈으로 보내는 지관(支管), 5 - 가스를 공기가열기로 보내는 지관, 6 - 가스배기구, 7 - 공기가 압축기로 들어가는 지관, 8 - 공기가 압축기에서 나가는 지관, 9 - 지관 팽창을 보정하는 요소들

가열로 생긴 산물들과 냉각되는 공기는 지관 4에서 혼합되어 터빈으로 나아간다. 터빈에서 다시 일을 마치고 가열된 가스는 재생기로 들어가 배기용 지관 6을 따라 기관차 지붕에서 밖으로 나간다.

가스터빈 기관은 감속장치 E를 통과하여 주요 가동 재생기와 두 개의 보조 재생기를 회전시킨다. 모두 직류이다. 주요가동 재생기는 «Brown-Boveri»의 용수철 원동장치에 의해 축과 연결된 4개의 직류 가동 기관에 전기를 공급한다. 내열기관차의 통로 부분은 기관차 도식에 따라 제조되어서 4개의 가동축이 경식(硬式) 프레임에 배열되고, 두 개의 차륜은 방향을 조정하는 보조바퀴가 된다.

여기에서 가스터빈 기관의 특징을 지적하고자 한다. 외부공기의 온도가 내려가면 압축기에서의 공기압축을 위한 작업이 줄어들고 기관의 유효 용량이 증가한다. 주위 온도가 섭씨 40℃일 때 가스터빈 기관 용량은 1250 kWt(1700 마력)이 되고, 섭씨 20℃일 때 1618 kWt(2200마력)이 된다. 섭씨 0℃일 때는 2096 kWt(2850마력)이 되고 영하 16℃일 때는 2206 kWt(3000마력) 이 되었다. 가스터빈

기관차에 물이 없기 때문에 그것은 추운 날씨에도 언제나 작동가능하다.

단일축 기관들이 장착된 가스터빈 기관차의 입증된 모델들이 몇몇 나라에서 그다지 많지 않은 수량으로 1961년까지 제작되었으나, 이후 제작이 중단되었다. 이 가스터빈 기관차들의 기본 자료가 Table 2.1.1에 기록되어 있다.

Table 2.1.1

지수	스위스		영국	미국		
	Winterthur, Brown-Boveri		Metropoliten Vickers	General Motors и ALCO		Westinghouse
제조년도	1941	1949	1952	1948-1954	1958- 1961	1948-1949
가스터빈기관차 번호	1101	18000*	18100	50-70	80-…**	…
축의 공식	$1-1_o+2_o+1_o-1$	$1_o-1-1_o+1_o-1-1_o$	3_o-3_o	$2_o-2_o-2_o-2$	$2(3_o-3_o)$	$2_o+2_o-2_o+2_o$
총 무게, tons	92,1	118	132	235	408	232
연결 중량, tons	64,4	80,4	132	235	408	232
가스터빈 기관 용량, kWt	1600	1840	2200	3300	6250	2940
터빈 회전부 회전수, 분당 회전수	5200	5800	7000	6900	4860	8750
전송	기계	전기	기계	전기	전기	전기
최고 속도, 시속	113	145	145	105	105	160

* 본 가스터빈 기관차는 영국 철도를 위해 제작

** 30개의 가스터빈 기관차 제작

1949년 스위스 회사 «Brown-Boveri»는 영국 철도 주문을 받고 두 번째 가스터빈 기관차 No. 18000을 제작하였다. 기본적으로 그것은 가스터빈 기관차 No. 1101과 구조가 유사하였으나, 가스터빈 기관의 몇 가지 매개변수에서 차이가 났다.

1959년 말경 이미 대대적인 수리를 거친, 차량이 부착된 가스터빈 기관차의 주행거리가 57만 km 였다. 이 때 터빈은 9.7천 시간 가동한 상태였다.

1950년 미국 회사인 «Metropolitan-Vickers Electrical Company»는 경험으로 입증된 단일부분 가스터빈 기관차 No. 18100을 조립, 제작하였는데 이것의 직류 송전 용량이 2206 kWt(3500마력) 이었다. 승객수송용 가스터빈 기관차를 경사도(?) 28 o/oo인 지점들이 있는 런던-플리머스 구간을 시속 145km로 운행할 수 있어야 한다는 기술조건이 고려되었다. 발진 시의 가동력은 27.2천, 지속시 가동력은 13.6천, 가스터빈 기관차 축의 최대용량은 2574 kWt(3500마력)이었다. 가스터빈 기관차의 총효율은 15.5%였다.

가스터빈 기관은 발전기들 중 하나에 의해 가동되고, 그 발전기는 축전지에서 에너지를 공급받는다. 기관이 정지할 때 하중은 감소하고, 터빈은 10분간 공전한다. 정지한 이후 자동으로 축회전 장치에 전원이 들어오고, 이 축회전 장치는 축과 미끄러짐 베어링이 바베트 금속의 조종 온도보다 낮아질 때까지 가스터빈 기관차 회전자를 회전시킨다. 그 다음 축회전 장치의 전원이 자동으로 차단되고, 가스터빈 기관은 완전히 정지한다.

지난 1940-1950년대에 가스터빈 기관차들은 «Union Pacific»(미국)의 철도에 광범위하게 적용되었다. «General Motors»와 «AlCO» 두 미국회사들은 1948년에 기관 축의 용량이 3507 kWt(4770마력)인 최초의 단일부분 가스터빈 기관차 No. 50을 제작하였다. 가동을 위해서는 용량3309 kWt(4500마력)이 소비되고 보조 수요를 위해서는 199 kWt(270마력)이 소비되었다. 가스터빈 기관차와 가스터빈 기관의 특징들은 Table 2.1.1에 기록되어 있다. 단일축 가스터빈 기관차는 감소장치를 통해 4개의 가동 직류발전기와 두 개의 교류 보조 발전기를 회전시켰다

견인 발전기(traction generator) 중 하나는 운전 윈딩(starting winding)이 있고 시동 시 가스 터빈 엔진(GTD)이 가스터빈 기관차 뒤쪽에 설치된 보조 디젤 발전기(auxiliary diesel-generator)의 전류를 공급 받는다. 199kW(270 마력) 출력의 디젤은 그 크랭크샤프트(crank shaft)의 회전 속도 2100rpm 시 150kW 출력의 직류 발전기 및 16.5kW 출력의 교류 발전기와 직접 연결된다. 터빈이 정지되어 있을 때 디젤-발전기는 가스터빈 기관차의 모든 보조 장치에 필요한 에너지를 공급했고 작동 시에는 두 개의 견인 엔진에 에너지를 공급했다. 처리된 연료유를 80°까지 데우고 기차 난방을 위해 14kgs/cm2 압력 시 365kg/h 용량의 기관(steam boiler)이 공급되었다.

Fig. 2.1.2에서 최신 시리즈의 가스터빈 기관차의 배치도가 나타나 있다. 이

중 바닥이 있는 탱크는 거의 전체 길이를 차지하고 주요 중유와 디젤유 그리고 물을 위해 섹션으로 나눠져 있다. 주요 프레임은 4개의 2-축 보기차에 기댄다. 가스터빈 기관차는 전기 동력 브레이크가 있다.

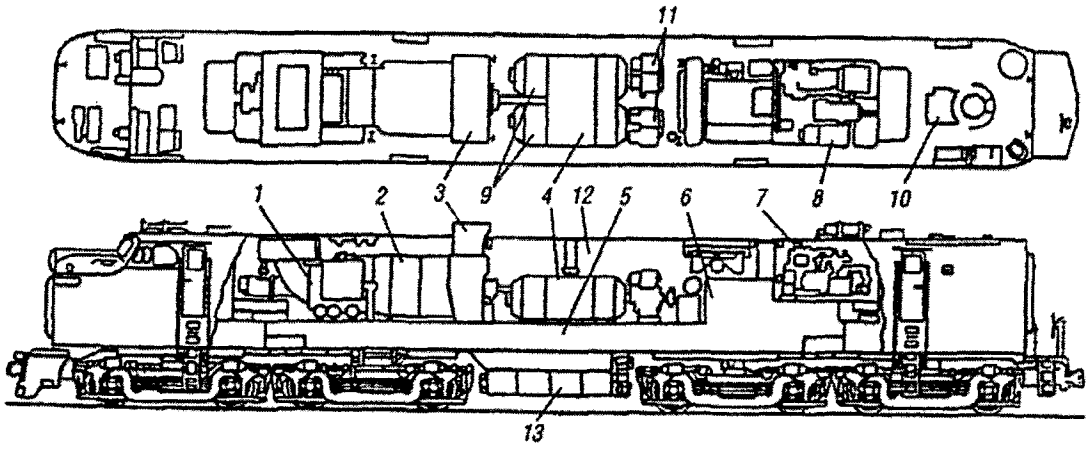


Fig. 2.1.2 "General Electric"사와 "Alco"사산 4500 마력 출력의 제50호 가스터빈 기관차 (1948년):

1 - 압축기(compressor), 2 - 가스 터빈, 3 - 가스 배기, 4 - 기어(gear), 5, 6 - 연료 7 - 보조 디젤-발전기, 8 - 브레이크 압축기, 9 - 견인 발전기(4개), 10 - 기차 난방 보일러, 11 - 교류 발전기, 12 - 저항 브레이크(rheostat brake), 13 - 축전지 (accumulator battery)

실험결과는 «유니온 퍼시픽»철도를 만족시켰고, 이 회사는 가스터빈 기관차 No50을 25대 주문하였다. 1952년에는 <GM>사와 <ALCO>사가 처음으로 10대의 가스터빈 기관차를 만들었고 1954년 말까지 15대를 더 만들었다. 이 모든 기차들은 오흐덴-오마하 (1593킬로미터), 샤이엔-캔사스 시티 (1200킬로미터) 간의 노선에서 운행되었는데, 이 노선은 길이 험하고 날씨 환경도 좋지 않은 곳이었다.

3550톤 무게 기차의 구역 내의 평균 운행 속도는 54.7km/h 도달했다 (최대 속도는 104.6km/h). 각 가스터빈 기관차의 월 평균 운행은 15.6 천 킬로미터였다 (그 당시의 최대 속도는 17.8 천 킬로미터였음). 그때 구역 내에 사용하던 디젤 기관차의 운행은 8.1 천 킬로미터였고 그 평균 속도는 40km/h를 넘지 않았다.

8년 동안 GTD가 있는 기관차가 안정하고 신뢰성 있게 작동하면서 1.5 백만 시간을 연속으로 운전된 후 "General Electric"사와 "Alco"사가 "유니온 퍼시픽"

철도의 주문에 의하여 새로운 출력이 더 높은 - 6250kW(8500 마력)의 직류 전력 변속 가스 터빈 기관차를 만들었다. 계약서에 따라서 그런 종류의 기관차 30대를 공급해야 했다.

가스터빈 기관차는 두 섹션(섹션 A와 B)이 있고 중유 8.6 천 리터 용량의 급수차(tender)가 있으며 (Fig. 2.1.3), 급수차 제외의 총 무게는 370 톤이다. 출발하면서 그것은 마찰계수(coefficient of friction) 0.25에 견인력(traction effort) 92 톤-력(ton-force)를 이루었다. 29km/h 속도에 장기간 견인력은 69.5 톤-력(ton-force)이었다. 섹션 A에서는 기관사실이 있고 보조 장비가 설치되어 있다: 735kW(1000 마력) 출력의 디젤-발전기, 가스 터빈의 디젤과 기름 냉각 시스템, 견인 발전기 냉각 팬 2대, 저항 브레이크(rheostat brake), 연료 탱크, 컨트롤 설비, 브레이크 압축기 2대. 섹션 B에서는 가스터빈 설비, 주요 발전기 자극(excitation)과 터빈 시동의 컨트롤 장치 그룹, 저항 브레이크(rheostat brake), 연료 탱크, 견인 발전기 냉각 팬이 설치되어 있었다.

각 세션의 본체(body)는 2개의 3-축 보기차에 기대고 있었다. 섹션 A와 B는 20개의 전력 케이블, 4개의 제어 케이블, 2개의 냉각수용 호스, GTD 시동을 위한 디젤유 연료관과 브레이크 호스로 연결되어 있었다. 중유의 주요 연료 저장은 급수차에 있었는데 거기에다가 온도 93°C에 보급되었다.

그것은 실외 온도 -40°C에 45시간 동안 유지되었다. 연료는 101.6mm 두께의 절연체 덕분에 데운 상태로 유지되었다. 디젤 시스템과 GTD 기름의 열교환기를 통과하는 물의 온도는 기관식 냉장고로 인하여 낮춰졌다..

6520kW 출력의 최초 가스터빈 기관차는 1958년 8월 "유니온 퍼시픽" 철도에 처음 시운전되었다. 급수차의 높여진 용량이 2914km 길이의 노선에서 연료 보급을 위해 두번만 멈추면서 기차를 운전할 수 있게 하였다. 6520kW 출력의 가스터빈 기관차는 약 1600km 거리의 콘실-블루프스(아이오와주)와 오그덴(유타주) 사이의 구역에서도 운행되었다. 구역은 거친 지면과 (해발 314에서 2466 미터까지다) -40에서 +45°C까지의 연 대기 온도차가 특징이다.

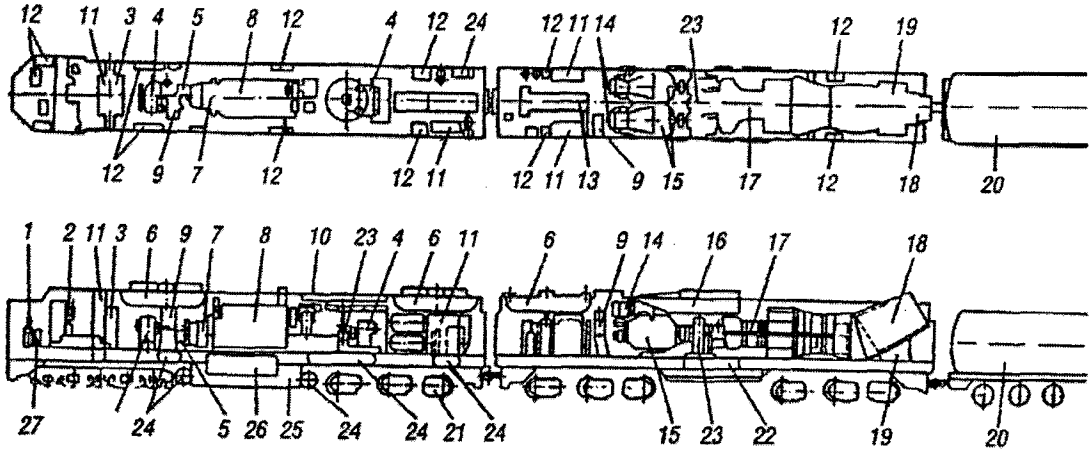


Fig. 2.1.3. "GM"사와 "Alco"사에 의해 만들어진 출력 8500의 2개 섹션으로 된 가스터빈 기관차 (1958년):

1 - 에어 브레이크(air brake), 2 - 기관사실, 3 - 보조 컨트롤, 4 - 압축기
5 - 직류 보조 발전기, 6 - 저항 브레이크(rheostat brake), 7 - 직류 발전기
8 - 보조 디젤-발전기, 9 - 견인 엔진 팬, 10 - 라디에이터, 11 - 운전 제어기
12 - 모래함, 13 - 자극 컨트롤, 14 - 발전기 팬, 15 - 견인 발전기, 16 - 공기 공급,
17 - 가스 터빈, 18 - 터빈 배출, 19 - 동력 공급 시설, 20 - 연료 급수차,
21 - 견인 엔진, 22 - 기름 탱크, 23 - 기어, 24 - 공기실, 25 - 디젤유용 탱크,
26 - 축전지(accumulator battery), 27 - 기관차 제어

집중 사용, 자주 있는 시동 및 정하중(live load)에도 불구하고 가스터빈 기관차는 큰 손상 없이 작동하였다. 즉, 100 천 킬로미터의 운행에 GTD 손상의 5.4 경우가 있었다. 1961년에 화물 열차 운행 속도는 가스터빈 기관차 적용으로 인하여 29.7에서 45.6km/h까지 증가되었다. 6520kW 출력의 가스터빈 기관차의 월 평균 운행은 19-20 천 킬로미터였는데 디젤 기관차보다 두 배나 높았다.

1952년에 프랑스에서 르노 공장은 최초 샤프트 없고 피스톤 가스 발전기가 있는 가스터빈 기관차를 만들었다. Fig. 2.1.4에서는 주요 장비의 배치가 나타나 있다. 가스터빈 기관차의 견인 장치는 샤프트 없는 발전기 1대와 가스 터빈으로 되어 있기 때문에 기관차의 최대 용량은 1000 마력을 넘지 않는다. 가스터빈 기관차가 전력 변속 아니고 기계 변속이 있는 것과 만들어졌다는 것이 특이하다. 기계 변속은 자동차의 변속기와 비슷한데 기관차 보기차에 위치하는 감속 기어에다가 차후 회전을 전달하는 변속 장치와 구동 샤프트이다. 보조 엔진으로써 기관차에 90 마력 출력의 6-실린더 디젤이 설치되어 있다. 그것은 팬, 브레이크 펌프, 시동 압축기,

물 및 기름 펌프, 전기 발전기의 구동 장치이다.

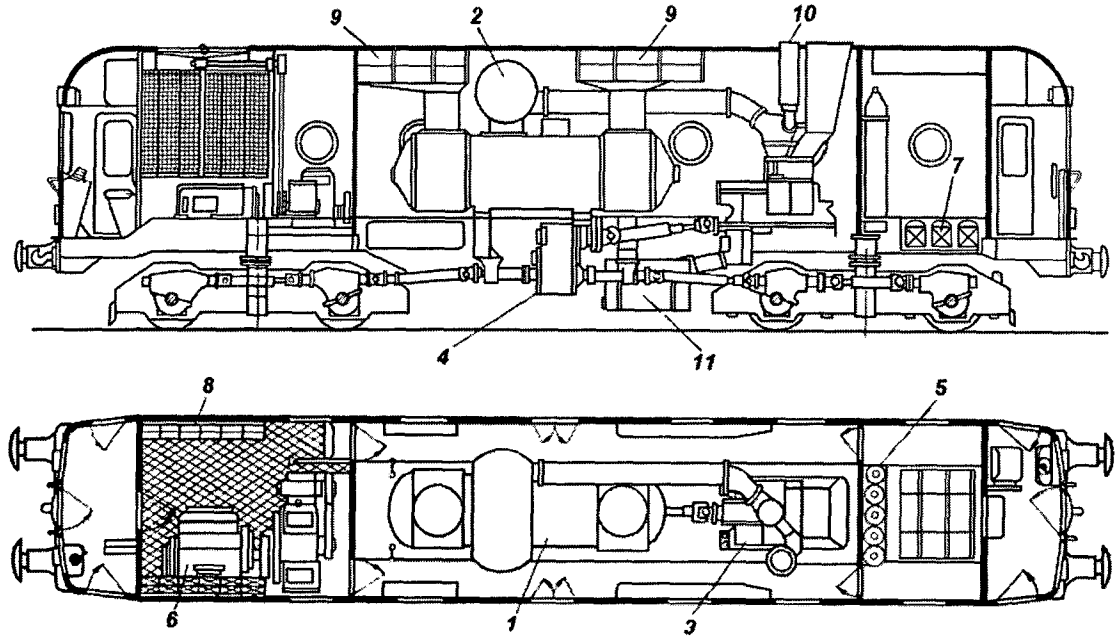


Fig. 2.1.4 르노 가스터빈 기관차에서의 장비 배치:

1 - 가스 발전기, 2 - 공기 받이(receiver), 3 - 가스 터빈, 4 - 주요 변속 장치,
5 - 공기 실린더, 6 - 보조 디젤, 7 - 축열기(accumulator), 8 - 라디에이터,
9 - 공기 필터, 10 - 터빈 외에 가스 배출, 11 - 연료

엔진 시동은 시동 압축기로 채워지는 실린더에서의 압축 공기로 실행된다. 공기는 발전기의 압축 공간으로 공기 필터 통해서 흡수된다 유체 연료는 실린더 표면에 위치하는 6개의 분출구로 인하여 엔진으로 뿌려진다. 엔진 출구에서의 압축 공기와 연소 물질의 혼합물은 500°C 온도를 갖고 있고 차후 6-단계 가스 터빈에서 퍼진다.

실험 결과에 의하여 르노 가스터빈 기관차는 32-33% 효율성을 갖고 있었는데 그것은 디젤 기관차보다도 높다. 그러나 이것은 기관차에서 설치되는 기계 변속의 효율성이 전력 변속보다 상당히 높다는 것도 고려해야 한다.

1954년에 스웨덴 회사인 게타베르켄은 1300 마력 출력의 가스 발전기가 있는 가스터빈 기관차를 만들었다. 그 기관차의 특징은 갈라지는 피스톤이 있는 5-실린더 엔진이 가스 발전기로 사용되는 것인데 압축기는 엔진의 한 쪽에서만 위치한다. 그 외에, 기관차도 기계 변속 장치로 설비되어 있다. 엔진에서 나오는 가스는

500°C 온도에 1000마력 출력의 가스 터빈으로 간다.

1955년에 베.베.쿠이브쉐브명 콜로멘스끼이 디젤 기관차 제조 공장은 G1 명칭의 국내 최초 5147kW(7000마력)의 2-섹션 화물 가스터빈 기관차의 설계와 제작을 하는 것을 지정 받았다. 단기간 내에 여기서 GTD 및 가스터빈 기관차 설계를 위한 특별 설계 부서들이 생겼는데 그 인원은 바우만명 MVTU(모스크바 공업 전문 대학), MEI (모스크바 경제학 대학교), BITM (브랸스끼이 운송 수단 대학교), HPI (하리꼬브 공예 대학교) 및 기타 대학교를 졸업한 젊은 전문가들이었다. 또, 제작 및 실험 구역과 실험실이 만들어졌고 검사 장치(test bench)가 만들어졌다. 2년 동안 공장에서 설계되고 1957년에는 최초 GTD가 만들어졌다.

그때 공장 인원은 베.베.우바로브 교수가 지도한 바우만명 MVTU의 가스터빈학과, TsIAM (중앙 항공기 모터 연구소), 그리고 가스 터빈 엔진 개발을 하는 항공업 회사의 과학자와 전문가들과 밀접히 협력하였다. 심플하고 신뢰성 있는 발전 장치를 만드는 것이 세운 과제였다. 빠지는 가스의 열 재생이 없는 1-샤프트 가스터빈 엔진이 선택되었다. 1957-1958년 동안 실험용 가스터빈 엔진 2대 더 만들어지고 실험되었다.

최초 화물 가스터빈 기관차의 섹션은 1959년 12월에 만들어졌다. 그것 위에 제2호 GDT가 설치되었다. 가스터빈 기관차의 장치 및 장비 배치는 Fig. 2.1.5에 나타나 있다. 본체의 중간 부분 용접 프레임에서는 가스터빈 엔진이 설치되어 있다. 그 축 압축기는 흡수실(suction chamber)의 측면 그물 필터를 통해서 실외 공기를 흡수한다.

GTD의 배기가스는 배기관을 통해서 버려지는데 그것에는 중유 보일러가 위치한다.

가스터빈 엔진은 구동축 2개를 갖고 있는 주요 기어를 회전시킨다. GTD 샤프트의 회전 속도를 낮추는 기어는 1-단계적이다.

바퀴로의 변속은 기관식 직류 전력 변속식이다. 가스터빈 기관차에는 가스터빈 모터 (ГТД)의 시동과 단독 운행 시의 수송을 위해 미리 지정된 보조적인 디젤이 설치된다. 이 디젤은 시동(기동) 발전기를 회전시키고, 제동 컴프레서의 전력 구동을 위해 보조적인 역할을 하며, 아울러 후방 이동장치의 견인 모터의 통풍기를 회전시켜, 가스터빈모터의 휴식 시 가스터빈 기관차의 잔여 전력공급을 확보한다.

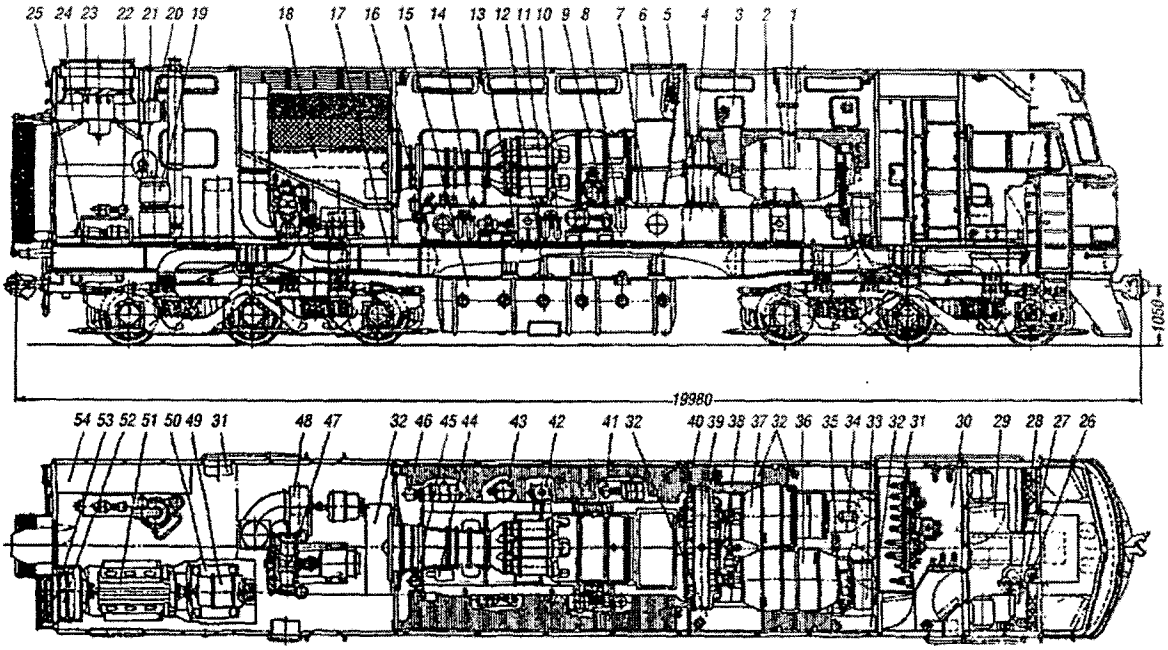


Fig. 2.1.5. 화물용 가스터빈 기관차 G1-01 (1959년) 한 부분에서
집합기계와 설비의 배치

1 - 배출 기관, 2 - 측면 차일(발), 3 - 흡입 공기 필터, 4 - 오일 탱크,
5 - 연료의 가열기, 6 - 배출 접합관, 7 - 가스터빈모터의 프레임, 8, 14 - 연료 필터,
9 - 주 연료 펌프, 10 - 연료 필터, 11 - 가스터빈 모터, 12 - 연료 흡입 설비,
13 - 연료를 퍼 올리는 펌프, 15 - 가스터빈 연료 탱크, 16 - 연료 공급 스위치,
17 - 공기 방열기, 18 - 흡입실, 19 - 보일러, 20 - 디젤 시스템 오일 탱크,
21 - 보일러 통풍기, 22 - 보일러 연료 펌프, 23 - 통풍기, 24 - 가스터빈모터 냉장고
25 - 보일러 순환 펌프, 26 - 디젤 컨트롤러, 27 - 가스터빈모터 컨트롤러,
28 - 기관장의 중앙운전 지령소, 29 - 조정실, 30 - 고압실, 31 - 모래상자, 32 - 배터리
33 - 전방 이동장치 견인 모터의 통풍기, 34 - 동기 발전기, 35 - 속도계용 발전기,
36 - 두 가지 집합기계, 37 - 세 가지 집합기계, 38 - 회전축 설비, 39 - 주 감속 장치,
40 - 주 오일 펌프, 41 - 조절 시스템 필터, 42 - 보조 오일 펌프, 43 - 오일 필터,
44 - 조절 시스템의 주도적인 집합기계, 45 - 조절 시스템 필터, 46 - 조절 시스템 작업 펌프, 47 - 제동 컴프레서, 48 - 후방 이동장치 견인 모터의 환풍기, 49 - 보조 발전기, 50 - 기동 발전기, 51 - 디젤, 52 - 수력 방열기, 53 - 오일 방열기, 54 - 디젤 연료 탱크

가스터빈모터의 시동 후 보조적인 디젤은 정지한다. 보조적인 기계장치의 원동 장치는 직류 전기이다. 가스터빈모터의 발동 시에는 디젤 연료의 사용이 규정된 반면, 공회전의 상황으로 나갈 경우에는 3 % 정도의 유황이 함유된 무거운 연료의 사용으로 전환된다.

1960년대에 공장의 전문가들은 가스터빈모터, 송전설비와 보조 설비의 분기점에 대한 정련 작업을 실행하였다. 중량 2,000톤의 기차와 함께 몇 차례의 시험 왕복을 수행하였다. 1960년 12월부터 1961년 4월까지 러시아 철도 과학연구소의 실험 환상선에서, 제시된 변수들의 기술적인 과제 모두를 보증해주는 가감저항기와 견인력 실험이 실시되었다. 가스터빈 기관차 G1 (Г1)에 대한 전면적인 연구 자료는 물론, 가스터빈모터 No. 1, 2, 3에 대한 시험장에서의 실험 결과들을 이용하여, 1961년에는 차체의 단단함과 고정 강도가 현저하게 상승된 가스터빈모터 No. 4가 설계되고, 제조되었다. 이것은 가스터빈모터 No. 2를 대신하여 가스터빈 기관차 G1에 설치되었다. 무거운 (증류의) 연료 하에서 이것의 사용은 새로운 원동력으로써 발전되었다.

1962년1월 초, 가스터빈 기관차 G1은 5,000 킬로미터의 주행거리를 순조롭게 경유하였으며, 이후 중량 2,200 - 2,800톤의 화물 기관차와 함께 유고-보스또치나야 도로의 꼬체또프까(Кочетовка) 차고를 향한 현장 실험이 시작되었다. 1962년 말경 기차와 함께 한 주행 거리는 20,000 킬로미터를 훨씬 넘었으며, 실험 시의 경유 거리까지 합산하면 총 30,000 킬로미터에 달한다. 실험자들은 가스터빈 기관차의 좋은 현장 자질 과 함께, 하절기 및 동절기의 조건하에서도 원활한 작업이 가능하다는 점을 명시하였다.

철도 운송에 있어서 가스터빈모터의 사용 경험을 신속히 축적하기 위해, 1963년에는 최대윤곽의 크기는 유지하고, 이동장치에는 어떠한 변경도 없이, 시리즈식 내연 기관차 TEP60을 기본으로 하여, 가스터빈 기관차 GP1 (Fig. 2.1.6)을 두 대 더 제조한다는 결정이 내려졌다. 내연 기관차의 다소 빈약한 설비로 인해, 보조적인 집합기계의 전기적인 구동장치를 적재량 294킬로와트(400마력)의 상시 작업 가능한 보조조인 디젤에 의한 기계적인 구동장치로 교체할 필요가 있었다. 한편 추후 이러한 결정의 부정적인 측면이 나타나게 되었다.

1964년 제조된 여객용 가스터빈 기관차GP1-001 와 GP1-002는 화물용 가스터빈 기관차 G1 와 함께 정련 실험을 거친 이후, 다양한 견인 장소에서 현장 실

험을 하기 위해 모스크바 도로의 리고프(Льгов) 차고로 보내졌다. 1962 - 1965년 가스터빈 기관차 G1-01의 실험은 확실한 작업 능력을 보여주었고, 그 중 특히 가스터빈모터의 작업 능력을 잘 증명하였다. 한편 5년간 가스터빈 기관차의 운전 정지와 가스터빈모터의 수리가 발생되었다.

가장 많이 교체된 부품은 연소실의 열관이다. 차고에서 열관의 평균 작업 수명은 1,800 시간으로, 미리 정해진 2,000 시간에 근접한다. 열관의 교체를 위해서는 1 - 2시간이 필요하다. 가스터빈모터의 구조의 단순함, 부품 및 분기점의 가벼움은, 심지어 특별한 설비를 갖추지 않은 차고에서도 쉽게 분해하고, 조사하고, 수리할 수 있도록 해 준다.

가스터빈 기관차의 효율성(КПД, коэффициент полезного дей ствия)은 15%이고, 최대 적재량으로 왕복 시 운송 작업의 계기판에 나타난 연료의 소비는 90킬로그램인데, 이것은 내연 기관차TEZ 보다 2.3 - 2.4배 높은 수치이다. 그러나 사용된 무거운(증류된) 연료는 디젤보다 2배 더 저렴하며, 도포용 오일을 위한 지출은 내연 기관차보다 7 - 10 배 저렴한 것이므로, 결과적으로 연료 및 오일을 위한 총 지출액은 동일한 것이 된다.

실험 과정에서 가스터빈모터의 중요한 현장 자질이 드러났는데, 그것은 바로 신속하게 작업에 투입될 수 있다는 것이다. 가스터빈모터는2 - 3분 만에 바로 작동을 시작할 수 있으며, 심지어 낮은 기온으로 인해 오랫동안 멈춰 서 있은 후에도, 예열의 단계 없이 바로 작동할 수 있다. 모터는 수 차례의 공회전 후 곧장 최대 적재량을 수용할 수 있다. 1973년 꼴로멘스끼 공장이 가스터빈 기관차에 의거한 작업을 중지한 것과 관련해서는, 예비 부품의 결여로 인해 사용이 중지될 수 밖에 없었다. 그 당시 가스터빈 기관차의 전체 주행은 600,000 킬로미터가 넘는다.

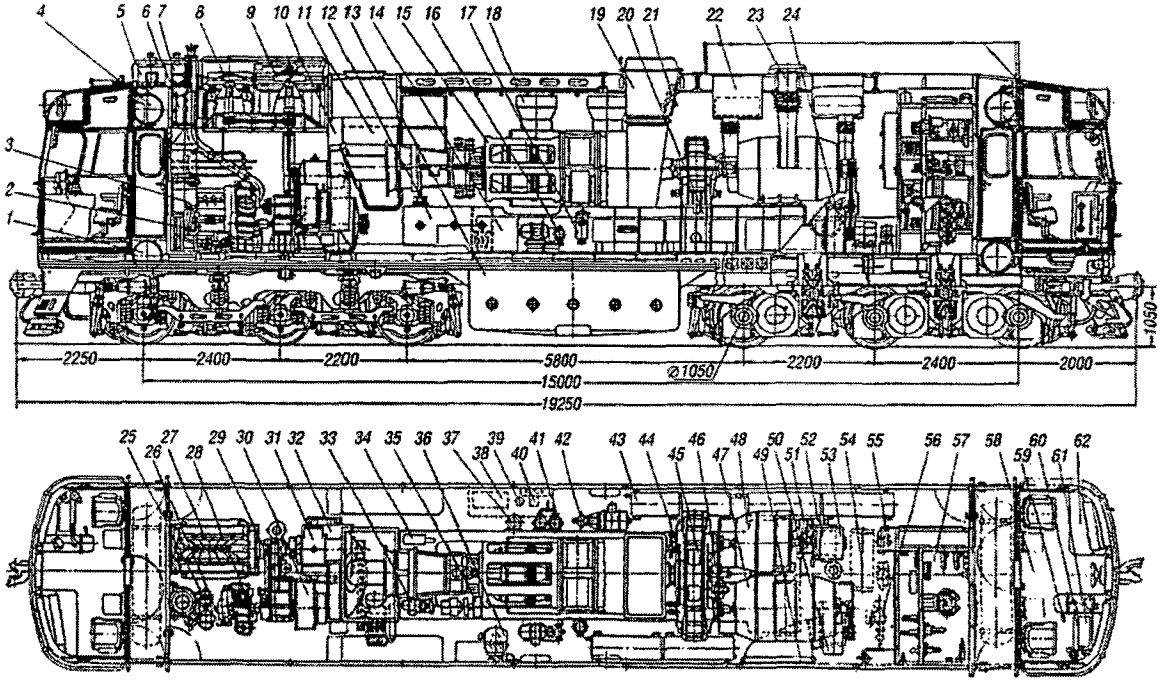


Fig. 2.1.6. 1963년 시리즈식 내연 기관차 TEP60의 창고에서 제조된 적재량 3,500 마력의 여객용 가스터빈 기관차 GP1-01

1 - 주 제동 저장설비, 2 - 보일러 환풍기, 3 - 보일러, 4 - 소화장치의 저장설비, 5 - 물탱크, 6 - 연료 탱크, 7 - 디젤 오일 탱크, 8 - 디젤 환풍기, 9 - 가스터빈모터 환풍기, 10 - 기관, 11 - 흡입실, 12 - 디젤 연료 탱크, 13 - 주 연료 탱크, 14 - 가스터빈모터 프레임, 15 - 가스터빈 모터, 16 - 보조 오일 펌프, 17 - 오일 필터, 18 - 모래상자, 19 - 배출 접합관, 20 - 오일 탱크, 21 - 연료의 가열기, 22 - 발전기 흡입실, 23 - 발전기 배기관, 24 - 보조 제동 저장설비, 25 - 순환 펌프, 26 - 보일러 연료 펌프, 27 - 보조 디젤, 28 - 제동 컴프레서, 29 - 보조 감소 장치, 30 - 후방 이동장치 견인 모터 환풍기, 31 - 보조 발전기, 32 - 기동 발전기, 33 - 펌프, 34- 조절 시스템, 35 - 조절 시스템 작업 펌프, 36 - 보건실, 37-연료 미세 정제 필터, 38-연료 펌프, 39 - 연료 공급 스위치, 40 - 연료 정제 필터, 41 - 연료 중간 필터, 42 - 주 연료 펌프, 43 - 축적 배터리, 44 - 주 오일 펌프, 45 - 주 감소 장치, 46 - 회전축 설비, 47 - 두 가지 기계로 이루어진 발전기, 48 - 단일 기계로 이루어진 발전기, 49 - 공기 필터, 50 - 전방 이동장치 견인 모터의 환풍기, 51 - 속도계용 발전기, 52 - 동기 발전기, 53 - 여자기, 54 - 무선실, 55 - 변류기, 56 - 제동 시스템의 공기 조절장치, 57 - 고압실, 58 - 대기실, 59 - 보조 디젤 컨트롤러, 60-가스터빈 모터 컨트롤러, 61 - 중앙훈련 지령소, 62 - 부기관장 중앙훈련 지령소.

공장에서 제조된 모든 가스터빈 기관차는 동력의 전기적인 전달 장치에서 차륜의 증기로 향하는 외축의 가스터빈모터를 가지고 있었다. 왜냐하면 이러한 모터들은 디젤과 유사하게도 필수적인 견인 특성이 없었기 때문이다. 그러나 자유로운 견인 터빈을 가진 가스터빈모터는 디젤과는 달리 전형적인 견인 모터였다. 이것은 기관차의 최고 견인력이 요구되는 장소로부터 움직이는 시점에서, 최대 회전의 순간으로 발전되었다. 적재량 4,412킬로와트(6,000마력)인 유사한 모터는, 무단 변속 전동 장치를 가진 여객용 가스터빈 기관차를 위하여, 1962년 꼴로멘스끼 내연 기관차 제조 공장에 의해 설계되었다. 필수적인 견인 특성을 확보하기 위해, 기관차를 위한 가스터빈모터의 설계 시, 과장에 가까운 특성을 허용하는 특별한 접근이 필수불가결하였다. 이에 꼴로멘스끼 공장의 전문가들은 기계적인 전동 장치를 가진 여객용 가스터빈 기관차를 위해, 적재량 4,412킬로와트(6,000마력)의 자유로운 견인 터빈을 가진 가스터빈모터를 설계하면서, 마침내 이것을 완성하게 되었다. 일련의 서방 회사들은 가스터빈 기관차를 위해, 모터로부터 움직이는 축으로 향하는 동력의 기계적인 전동 장치의 수용 가능성을 연구하였다. 기계적인 전동 장치를 가진 적재량 265 킬로와트(360마력)의 첫 번째 가스터빈 기관차는 1954년 «보잉»사에 의해 구동 작업을 위해 제조되었다. 기관차에는 적재량 2x135 킬로와트의 자유로운 견인 터빈을 가진 두 대의 가스터빈모터가 장착되었다. 두 대의 모터는 연결된 클러치를 통해 회전 운동을 전체 감속장치에 전달하였고, 그것의 축은 기계적인 전동 장치 «또르끄메찍-602»와 연결되었다.

전동 장치는 결합된 톱니바퀴의 감속 장치, 바퀴, 영원히 맞물리는 바퀴톱니로 구성되어 있다. 전달 관계는 수압 클러치의 도움으로 바뀐다. 두 개의 가스터빈 장치를 가지고 있는 기관차의 동력 설계도의 선택에 있어 중요한 것은, 부분 적재 시에도 작업의 경제성을 높여야 한다는 목적을 항상 염두에 두어야 한다는 것이다. 50 % 또는 그 이하의 적재 시, 가스터빈모터 중 하나의 전원은 꺼둔다. 가스터빈 기관차의 최대 속도는 시속 56 킬로미터이고, 최대 견인력은 초당 6,800 킬로그램이다.

1957 - 1959년 체코의 철도에서 현장 시험을 하기 위해, 쁠리젠 이라는 도시에서 «레닌 공장»(«레닌 학교») (레닌이라는 이름이 붙은 공장이자 대학)에 의해 제조된 적재량 2,353 킬로와트(3,200 마력)의 기계적인 전동 장치를 가진 두 대의 가스터빈 기관차가 투입되었다. 재생된 가스터빈모터의 자유로운 견인 터빈과 2단

계의 기계적인 전동 장치를 가진 양축 동력 설비. 가스터빈 기관차의 현장 실험 결과는 저조한 효율성을 드러내었고, 이로 인해 이것을 사용하는 추후의 작업은 중지되었다.

1965년 독일에서 MTU사의 디젤에 부가된, 적재량 1,838 킬로와트(기차의 난방 보일러 폐쇄로 인해)의 유체역학적인 전동 장치를 가지고 있는 내연 기관차 시리즈 V216.001의 창고에서, 적재량 846 킬로와트의 가스터빈모터 LM 100-8이 설치되었다. 가스터빈모터에서 발생된 회전 운동은 감속장치와 자재 경첩 축을 통해, 전체 유체전동장치와 관련된 부가적인 유체변압기로 전달된다. 시험에 사용된 내연 기관차 V210.001 - V210.008는 독일의 «KHD»사의 허가증 «AVCO-Lecoming» 에 의거하여 제조된 가스터빈 모터 T53L-13가 설치되어 있다.

가스터빈 모터는 디젤의 작업 시에만 견인에 참가할 수 있다. 가스터빈 모터의 출현의 시간은 시동 순간부터 재빠른 공회전의 순간까지 30초이고, 이후 최대 적재량의 수용 시까지 15초이다. 동력 설비의 조절 시스템은 가스터빈 동력은 디젤이 최대 동력을 전달할 때, 오로지 컨트롤러의 15번째 위치 뒤에서만 견인에 참가할 수 있는 방식에 따라 설치되었다.

기관장은 컨트롤러의 핸들을 다음 위치로 옮기면서, 자동적으로 가스터빈 모터를 최대 동력으로 견인에 참가시킨다. 적재량이 감소되면, 컨트롤러의 핸들을 15번째 위치로 옮기고, 가스터빈 모터에 대한 동력은 자동적으로 10 % 정도 감소하며, 10번째 위치까지 (10 번째도 포함하여) 아무런 변화 없이 머무른다. 컨트롤러의 9번째 위치에서 가스터빈 모터는 기차의 견인으로부터 제외되고, 공회전으로 바뀌어진다. 가스터빈 모터를 완전히 제외시키기 위해, 공회전의 상태에서 약 2분간 작업을 수행한다.

현재 외국에서는 승차 행위의 속도를 높이기 위해 다양한 방법들이 적용되고 있으며, 가스터빈 모터를 철도 교통에 이용하는 것에 대한 관심이 현저하게 증대되고 있다. 기차의 이동 속도가 시속 200-250 킬로미터 증가될 시, 특히 현존하고 있는 고가 도로에 익숙하게 된다면, 윤전재료에 대한 요구사항은 현저하게 바뀔 것이며, 에너지 설비의 중량 및 최대윤곽은 결정적인 요소들 중의 하나가 될 것이다.

버밍햄에서 개최된 국제 전시회 "Railtex-2000"에 «Bombardier Transportation»사는 구성 속도가 시속 250 킬로미터인, 가스터빈 기차 "Jetrain"의

모형을 제출했는데, 이것의 모터는 반드시 디젤 연료에서만 작동하도록 만들어져 있다. 급행전차의 기동차의 설계 시, "Alstom"사가 내린 건설적인 결정은 견인하는 차량의 기본적인 개념이 되었다.

동력 설비로서, 적재량 3,750 킬로와트와 분당 16,000 rpm 의 회전 속도를 가진 «Pratt & Whitney»사의 가스터빈 모터가 적용되었는데, 이것은 감속 장치를 통해, 적재량 1,750킬로와트의 중요한 두 대의 견인 교류 발전기를 이끈다. 한편 미국 철도와 "Bombardier"사의 전문가들은 여기에다 "Allied Signal"사의 보다 더 높은 회전 속도를 가지고 있는 발전기 한 대를 설치할 수 있는지 그 가능성을 검토해 보고자 한다.

가스터빈 기관차 "Jetrain"에는 견인적인 감속장치의 기저가 되는 현가장치와 함께 적재량 825 킬로와트의4개의 비동기 견인 모터가 적용된다. 전기모터는 물의 냉각과 함께 «Alstom»사의 변환기 ONIX로부터 전력을 공급받는다. 보조적인 소비를 위한 동력, 약 500킬로와트는 견인 발전기 중의 하나에서 가져온 것이다. 긴 접촉 동력은 3,140 킬로와트이고, 움직일 때의 견인력은 220 킬로뉴턴이다.

2002년 10월, 기관차의 프레젠테이션이 열렸다. 전문가들은 미국의 내연 기관차의 최근 모델들과 비교해 볼 때, 새로운 가스터빈 기관차는 속도는 보다 더 높으면서도 자체 중량은 20 % 낮다는 사실을 언급하였다. 가스터빈 기관차는 2배라는 대단한 속도를 가지고 있으면서도, 유해 가스는 30 % 적게 배출한다.

제 2 절 터빈 기차

1964년 러시아 도로교통부의 중앙과학연구소 전문가들은 독일 디젤 기관차에 근거하여 터빈 기차를 만들었다. 이 기차의 동력 장치는 257kWt 출력의 항공용 이중 가스터빈 엔진과 연동 및 비연동 견인 엔진으로 구성되어 있었다. 터빈 기차 동력장치의 작동 과정을 연구하는 과제가 주어졌는데, 특히 출발 시, 가속 시, 그리고 기타 작동시의 이행과정에 주목하였다.

러시아 도로교통부 중앙과학연구원에서의 실험은 제안된 전동 장치의 실용성과 만족할만한 견인력을 가질 수 있다는 가능성을 확인시켜 주었다. 그러나 터빈 기차의 동력장치를 현대화할 필요가 있다는 결론에 도달하였다. 고회전 견인 전기

차로 이행할 수 있도록 하기 위해 자유로운 터빈을 갖춘 좀 더 출력이 센 가스터빈엔진이 필요했다.

1970년에 6개의 객차를 가진 터빈 기차에 두 개의 비슷한 엔진을 갖춘 모터 객차가 장착되었다. 자유로운 견인 터빈을 갖춘 좀 더 센 출력 (662kWt)의 기차가 만들어졌는데, 2.8 균형 순간 (출발에서 최대 속력을 낼 때까지의 순간 관계)을 달성했다. 특히 축의 최대 회전수가 분당 6,000회에 이르고 교류전류가 200헤르쩬에 이르는 연동 제너레이터가 만들어졌다.

서유럽에서 터빈 기차에 대한 보다 집중적인 연구는 프랑스에서 이루어졌다. 2개의 객차로 이루어진 디젤 열차에 기초하여 331kWt출력의 "Turmo-lll"이라고 불리는 쌍축의 가스터빈 엔진이 모터 객차에 장착된 전동장치를 갖춘 터빈 기차가 만들어졌다. 이 실험은 성공적으로 수행되었고, 1968년 ETG 와RTG 시리즈의 4개의 객차로 이루어진 터빈 기차 10대가 프랑스 철도에서 주문되었다. 터빈기차 ETG의 모터 객차에는 820kWt출력의 «Turmo-IIIF»라는 가스터빈엔진과 «Voith»라고 하는 수력전달장치가 장착되었다.

기차는 (330kWt의 출력의 동력장치를 구비한 디젤 및 가스터빈 4개 객차당) 두 개의 객차가 결합되어 운행되었다. 기차의 출발과 가속은 가스터빈엔진에 의해서만 구현되었다. 그 다음으로 좀 더 나은 성능의 터빈 기차인 RTG계열의 기차가 만들어졌는데, ETG와 차별되는 점은 디젤을 사용하지 않고 교류 전류 제너레이터를 갖춘 가스터빈 엔진만을 보조 엔진으로 사용한다는 것이었다. RTG의 모터 객차는 ETG와 마찬가지로 가스터빈 엔진과 «Voith» 수력전송 장치를 구비하고 있다.

프랑스 철로에서 행해진 터빈 기차의 실험은 시속 120킬로미터 이상일 경우 터빈 기차가 디젤 기차보다 경제성이 높다는 것을 보여주었다. 최대 운행 속도를 시속 120킬로미터에서 160킬로미터로 높힘으로서 파리와 쉐르부르크 간의 터빈 기차 운행은 여객 수송을 25% 증가시켰으며, 이 구간에서의 여객수송에서 이익이 나오게 만들었다. 터빈 기차로의 여객의 동일한 가격의 기차에 의한 수송보다 가격이 싼 것으로 나타났다. 디젤에 비교할 때 가스터빈엔진 연료를 사용할 경우 2-3개의 좌석 객차를 추가할 수 있는 것으로 프랑스의 전문가들은 분석하였다.

1977년 RTG기차 중 하나에 가스터빈엔진 «TURMO-IIIF»를 1200kWt출력의 « TURMO-XII»으로 교체하였다. 새로운 가스터빈엔진은 46% 출력이 더 세고

19% 더 경제적이었다. 실험결과는 두 개의 가스터빈 엔진이 있고 그 중 하나를 시동을 위해서만 사용할 경우, 만약 가속만을 고려한다면 22%, 정거장에서의 정차와 일상적인 점검을 위한 운전까지 고려할 경우 16%의 연료 효율성이 증가된다는 것을 보여주었다. 가스터빈과 디젤 간의 연료 소비량의 감축의 차이는 그리 큰 것이 아니었다. 그럼에도 불구하고, 가스터빈 엔진은 디젤과 비교할 때 엔진 축에 적은 부하를 가하면서 기술적 속도를 증가시킬 수 있었다.

1960년대에 미국의 "United Aircraft"사와 캐나다의 협력사는 «Turbotrain»라고 하는 터빈기차를 만들어냈다. 3개의 객차로 이루어진 최초의 기차 2대가 1967년에 만들어졌다. 뉴저지 근처에서 이루어진 실험에서 이 기차들은 시속 257킬로미터를 달성했다. 이 기차는 1969년에 뉴욕과 보스톤 사이에서 운행되었다. 전동 장치는 3개의 항공용 가스터빈 엔진으로 이루어져 있었고 이 엔진들은 일반 감속장치와 바퀴로의 기계적 전송을 위해 작동하였다. 가스터빈 엔진은 이중 축의 출력이 335kWt였다. 터빈 앞에서의 가스의 최대 온도는 850 °C였으며, 보조적인 필요가 있는 제너레이터를 위해 가스터빈엔진이 사용되었다.

1973년 미국의 «암트랙»사는 프랑스의 «ANF»사로부터 "RTG-Turboliner"라고 하는 터빈 기차 6대를 취득하였는데, 이 기차들은 시카고-세인트루이스와 시카고-디트로이트 노선을 운행했다. 1976년 뉴욕-렌센러-나이아가라 폭포 노선에 «RTbTurboliner»라고 하는 7대의 터빈 기차가 추가적으로 운행되었는데 이 기차는 RTG사 터빈 기차의 제조요소와 "Turbomeca"사 (프랑스)의 가스터빈 엔진 제조요소를 이용하여 미국의 «Rohr»사가 만든 것이었다.

캐나다에서 만들어진 7개 차량으로 된 터빈 기차에 사용된 전동장치는 미국산과 구별된다. 캐나다 산 장치에는 294kWt출력의 가스터빈 엔진이 4개가 있으며, 여기에 보조 장치들의 충전을 할 수 있도록 전기 제너레이터로의 전송을 위해 하나가 더 장착되었다. 모든 가스터빈 엔진은 디젤연료에 의해 구동되었다. 미국산과 캐나다산 터빈 기차의 제조 기술은 동일하다. 전동장치는 모터 객차 아래에 장착되었다.

«암트랙»사는 여객열차 속도 증가 프로그램의 일환으로 5개 차량으로 된 "RTL-Turbollner" 터빈 기차 7대의 현대화 작업을 진행하였다. 우선적으로 «Makila Turbines»사의 «Turbomeca TM-1600»의 가스터빈엔진 유형의 장치에 대한 현대화 작업이 이루어졌다. 또한 전동 통제 시스템과 새로운 연료 전송 시스템

이 사용되었으며, 여객 객차의 장비 구성에 변화를 꾀하였다. 뉴욕과 올바인 노선에서의 이러한 터빈기차의 시운행은 좋은 결과를 낳았다.

이후 미국 «Super Steel»사에 의해 수행된 현대화 작업에 의해 1,000kWt출력에 "Voith"사의 수력전송 시스템을 갖추고 미크로프로세스 통제시스템을 갖춘 "Turbomeca"라고 하는 새로운 터빈 형태가 개발되었다. 이 프로젝트에 의해 현대화된 첫 번째 터빈 기차는 2003년 4월에 같은 노선에 투입되었다. 이와 함께 전문가들은 계속해서 터빈기차의 가스터빈엔진 출력을 2940kWt까지 올리고 교류전류의 전기 전송을 응용하며 모터객차의 모든 바퀴에 출력을 전달 할 수 있는 시스템을 고려하고 있다. 이를 실현할 경우 기차 속도를 15-20%정도 증가시킬 수 있을 것이다.

철도 교통에서 가스터빈엔진의 작동효율성을 증가시키는 방법 중의 하나는 선택적인 연료를 적용하는 것이다. 가스터빈엔진은 이상적으로는 천연 액화가스 또는 압축가스와 더불어 메탄올을 사용하는 것이다. 이 경우 별도의 변화 작용이 필요 없으며, 혼합물이 발화하기 위해 디젤 연료(15%까지)를 디젤 실린더에 추가할 필요도 없다. 그러나 이 경우 유해 물질이 증가해 디젤 연료시스템에 영향을 미친다. 미국에서는 370킬로미터의 고속 노선에서 터빈기차의 연료 소비에 대한 연구가 진행된 바 있다. 이 실험결과 천연액화가스를 가스터빈엔진에 사용할 경우 디젤 연료를 사용할 경우보다 0.61 정도의 비용이 나오는 것으로 밝혀졌다. 장기리 주행의 경우 동일한 크기의 연료탱크를 사용할 경우 0.9정도의 비용이 들었다.

이제 21세기에 가스터빈 기차가 다시 철로에 등장했다. 외국에서는 터빈기차와 고속 가스터빈 기차에 항공 엔진을 적용하고 있다.

이제 가스터빈 기관차와 가스터빈 엔진을 사용하는 것은 원칙이 되었다. 러시아의 일련의 특화된 기업들은 가스터빈 기관차를 위한 특별한 가스터빈엔진을 연구하고 모델을 만들고 제품을 생산할 준비가 되어 있다.

제 3 장 연구내용

제 1 절 터빈 기차의 기계적 특징.

1. 가스터빈 엔진 작동을 위한 기차의 특징

Table 3.1.1

	파라미터	파라미터의 의미
3.1.1.1	Г + П + П ··· + Г 성분 공식(Г-전면, П-연결면)	Г+ П+ П+ П+ П+ П+ П+ П+ П+ Г
3.1.1.2	궤도의 두께 mm	1440
3.1.1.3	최대윤관의 크기 (높이 H, 넓이 W), m	H: 3.694 W: 2.97
3.1.1.4	전체 몸체, - 연결된 객차의 무게, t - 선두 객차의 무게, t	 36.1 66.2 (2개의 객차)
3.1.1.5	바퀴의 지름, mm	920
3.1.1.6	축에 대한 부하, кН 기차 몸체, t: - 비어 있을 경우 - 최소 적재량의 경우 - 최대 적재량의 경우	181 429 433 476
3.1.1.7	접촉망에서의 전류의 세기, A(=; ~)	884
3.1.1.8	접촉망에서의 전압, V	25000
3.1.1.9	견인엔진의 유형: 견인 엔진의 수	비 연동 4+2
3.1.1.10	프로젝트 견인 엔진의 전류, A: 프로젝트 견인 엔진의 전압, V	670 1377
3.1.1.11	전기 송신의 유효작동 계수	0.85
3.1.1.12	견인엔진의 유효작동 계수	0.91
3.1.1.13	설계상 견인 엔진의 회전 수, 회전수/분	15000
3.1.1.14	견인엔진의 출력, kWt, 최대출력	3250
3.1.1.15	설계 속도 km/h	150
3.1.1.16	장거리 속도 km/h	80
3.1.1.17	기차의 가속도, м/с^2	0.212
3.1.1.18	감속 길이, m.	1400

3.1.1.19	시속 150킬로미터에서 견인엔진의 출력, kWt.	1300
3.1.1.20	견인엔진의 회전수, 회전수/분	7500

2. 동력장치의 요구사항

Table 3.1.2

3.1.2.1	외부 환경에서의 장기 출력 (t = 20 °C, p = 760 mm. рт.ст.), kWt	3000*2
3.1.2.2	유효작동계수., 이상 - 정격의 50% 부하 시 - 최대 출력 시	 0,3 0,375
3.1.2.3	사용 가스의 분출, g / (кВтч), 이하 Nox CO CH	 1.5 1.0 0.08
3.1.2.4	거리 L에서의 소음 정도, 이하, Db	80
3.1.2.5	제너레이터 끝에서의 진동 정도, 이하	0.04 mm
3.1.2.6	기대 작용, 이상: - 수직 가속, m/s^2 - 수평 가속, m/s^2 - 역 가속, m/s^2	 9 5 5
3.1.2.7	연료 (가스, 디젤, 케로신)	케로신
3.1.2.8	출력 변화 속도, kWt/c, 이상	150
3.1.2.9	resource (유용기간), hour - 첫번째 기계 점검까지 - 비용 수리까지 - 폐기될 때까지	 5000 30000 90000
3.1.2.10	제너레이터 포함 총 무게는 ~ 이하. Kg.	5000

3. 장치 요구사항

Table 3.1.3

3.1.3.1	허용 면적 오차, 이하 (높이 H, 폭 B, 길이 L), m	2300x2600x9500

3.1.3.2	보조 장치의 허용 무게: - 엔진, т. - 제너레이터, т. - 필터, т. - 통제시스템, т. - 리제너레이터, т. - 인버터, т.	 0,5 3,5 0,6 0,1 1,5 0,2
3.1.3.3	연료량, т	4.2
3.1.3.4	연료통의 용적, $м^3$	6000

4. 도로 면의 특징

Table 3.1.4

3.1.4.1	역 간의 최대 거리, km	70
3.1.4.2	최대경사도, ‰	6
3.1.4.3	곡면의 최소 지름, m	400
3.1.4.4	터널의 수	55
3.1.4.5	터널의 평균 길이, km	0.5
3.1.4.6	구간 길이, km	5

5 가스터빈 전동장치 통제시스템에 들어가는 터빈 기차의 전기 전동 장치 및 보조 장치 목록.

터빈 기차는 기관실이 있는 두 개의 주 객차와 전동차의 모터 객차, 그리고 전동장치가 있는 연결객차를 포함한다. 전동장치에는3,000kWt출력의 가스터빈 엔진, 고속 연동 견인 제너레이터, 견인 정류기 및 인버터로 이루어져 있다. 전동장치는 모터 객차의 견인 엔진 충전을 위해 3000볼트 전압의 계속적인 전류를 만들어 낸다.

견인 정류기는 비통제형 또는 통제형으로 작동한다 (Fig. 3.1.1의 1a와 1b).

견인 정류기가 비 통제형일 경우 모터 객차의 구조에 아무런 변화도 일어나지 않는다. 만약 견인 정류기가 통제형일 경우 모터 객차에 시동 레지스터 블록이 있다. 이 경우 시동과 가속 시 견인 전기 엔진의 전류의 조절은 상기 통제 정류기에 의해 이루어지며, 보조 메커니즘과 점화 장치의 충전은 또 다른 정류기에 의해 행해진다.

정류된 전압이3000볼트를 유지하기 위해 견인 제너레이터의 위상 전압은 1280볼트가 되어야 한다. 위상 전압이 이럴 경우, 점화 인버터를 위한 전압원 선택을 위해 특별한 검토를 할 필요가 있다. 이러한 충전원으로서 96볼트 전압의 표준 충전 배터리 (Fig. 3.1.1참조)가 이용된다. 이 장치의 충전은 변압기 Tr과 통제 정류기에 의해 이루어진다.

변압기는 견인 연동 제너레이터 Г 의 권선에 대한 충전을 확보할 필요성이 최우선적이라는 사실을 명심해야 한다. 이것의 정격 전압은 90-120볼트이어야 한다. 이 경우 УВЦУ와 УВВГ (Fig. 3.1.1 참고)의 기능은 동일하다.

변압기 Tp 의 출력은 30-35 kWt이다. 제너레이터의 전류 frequency는 400Hz이고 이 장치의 용적과 무게는 그리 중요하지 않다.

자동통제 시스템은 전반적인 역할을 하는 디지털 전자 시스템으로 이루어져 있다. 통제 시스템은 모든 진단 환경에서 작동여부를 확인시켜 주며, 점화, 장치의 소등, 위급상황에서의 장치 소멸, 위급상황에서의 기차의 정지 등과 같은 모든 상황에서 장치의 작동여부를 확인시켜 준다. 전자 통제 시스템은 중앙 프로세서, 정보 케이블과 정보 수집 장치, 통제 케이블의 백업을 가지고 있고 이의 기능을 대행하기도 한다.

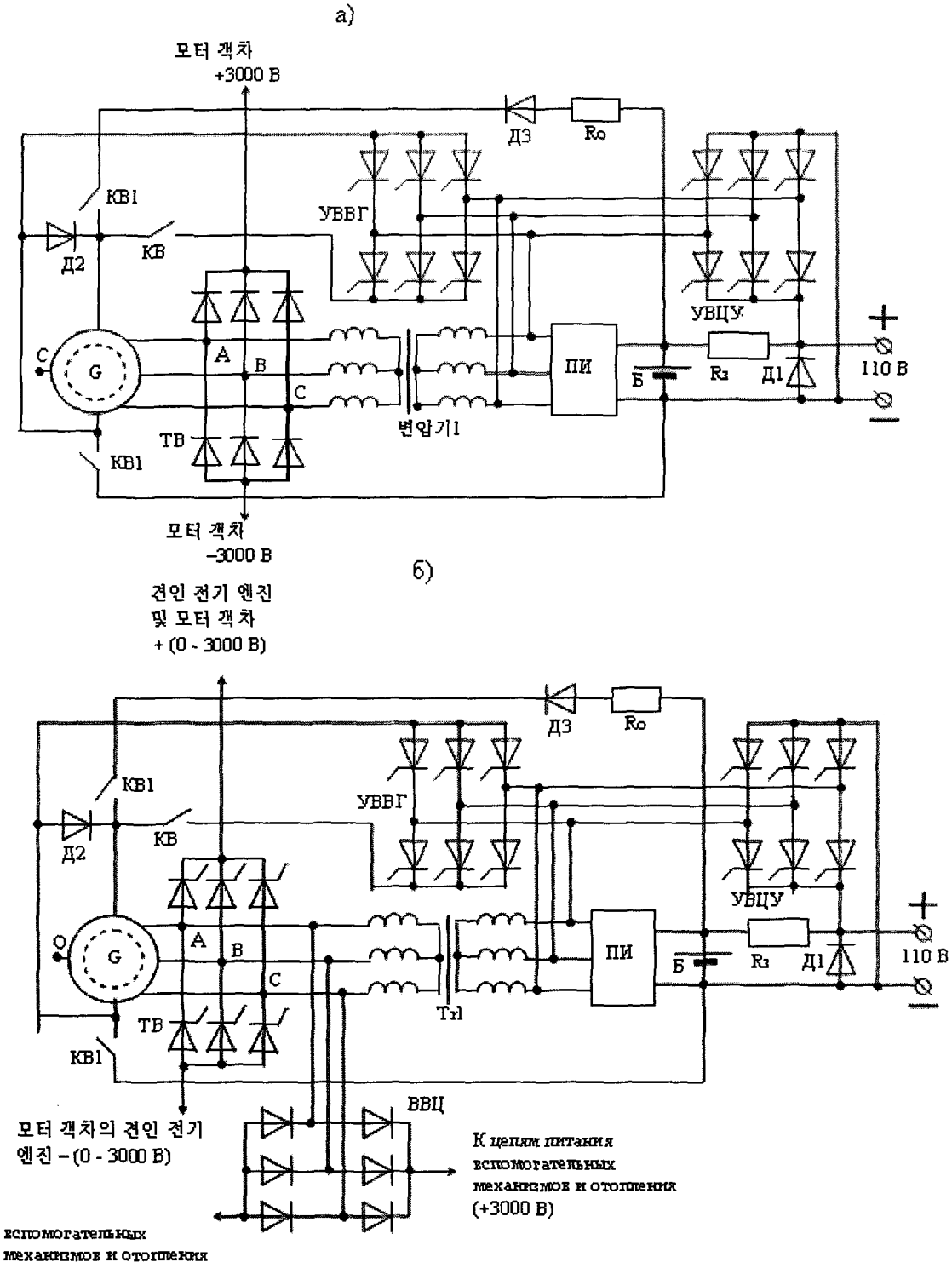


Fig. 3.1.1 비통제(a) 및 통제(b) 견인정류기를 갖춘 전동 기관의 전기 설계도.

Г - 견인제너레이터, ТВ - 견인 정류기, ПИ - 인버터, УВЦУ - 배터리 통제 정류기, УВВГ - 견인제너레이터 촉발 통제 정류기, Б - 충전배터리, Rз - 약실 레지스터, Д1, Д2 - 역 이극진공관, Тр1 - 변압기, Ro - 전류억제 레지스터, Д3 - 절연 이극진공관, КВ1, КВ - 콘택터, ВВЦ - 보조 정류기

자동통제시스템은 통제, 조절 및 각종 장치 및 보조 시스템의 관 통제 기능, 을 수행하는 전기 디지털 시스템으로 되어 있다. 보조 시스템은 전기 조절기의 신호를 연료 분배를 위한 신호로 바꾸어 주는 수력학적 기계 부분, 관 프레서와 전기 제너레이터의 회전 순간에 사용되는 기계적 부품들, 그리고 전기 통제 시스템의 오작동 시 이를 백업하는 기능을 하는 장치 등을 포함한다.

통제 시스템은 운전, 정지, 재난 시의 정지 등을 포함하여 가스터빈 시스템의 작동을 보증한다. 전기적 자동통제 시스템은 중앙 프로세서, 정보의 수집 채널 및 장치, 그리고 통제 채널 등에 많은 백업 장치들을 가지고 있다.

자동통제 시스템의 장치들:

1. 기관차 기관사 실에 위치해 있는 통제, 조절 및 설비 지령실
2. 연소실 옆의 엔진실에 위치해 있는 자동통제 조절기
3. 엔진실의 공기 압력 및 습도 송화기..
4. 엔진에 장착되어 있는 온도 및 압력 계기..
5. 연료 탱크 및 연료 시스템 등에 장착되어 있는 화학성분 계기와 온도 및 압력 계기.
6. 윤활유 시스템, 분석 기계 및 회전자의 온도 및 압력 계기.
7. 수력 시스템 관의 압력 및 온도 계기, 통제 기계의 위치 계기..
8. 공기 시스템의 압력 및 온도 계기.
9. 기본 연료 탱크에 장착되어 어떠한 작동 환경에서도 연료탱크의 지속적인 수준을 유지시켜주는 송유 펌프.
10. 펌프조절기
11. 장치 작동에 따른 연소실 별 연료 송출 분배기.
12. 전기 제너레이터 회전 조절기.
13. 회전자를 위한 윤활유 공급 펌프.
14. 수력시스템의 압력 펌프 조절기.
15. 작동이 정지되었을 경우 가스터빈 시스템의 통제를 위한 압축 공기 전송 조절기.
16. 동결방지장치 통제.
17. 윤활유 시스템의 펌프 및 프롬프터 관의 회전수 통제.

제 2 절 이중 동력장치 시스템의 구조도

이중 동력장치 시스템의 구조도는 Fig. 3.2.1에 제시되어 있다. 두 개의 동일한 시스템이 가스터빈 엔진실에 장착되어 있다. 기차 운행 시 운행 방향이나 기관사의 지시 방향에 따라 전축 시스템이 선택된다. 두 번째 시스템은 후축이 된다. 전축 시스템은 기차의 앞 부분에 위치한 시스템이 된다.

모든 시스템은 측정 케이블을 통해 대기 환경, 동력장치의 작동 계수, 및 기차 몸체의 상태 등에 대한 정보를 받는다. 통제시스템의 기억 장치 속에는 파라미터의 한계 규정 방법, 계수의 증가 및 감소 방법이 저장되어 있다. 이러한 한계들은 각각의 동력 장치에 자동적으로 선택되며, 선택된 통제 장치에 서로 구속됨이 없이 작동한다. 또한 시스템들은 주어진 계수와 한계 계수를 비교하여 장치의 현재 상태를 독립적으로 평가한다. 계수가 정해진 수치 이상으로 벗어날 경우, 이 사항이 통보되거나 통제 행위의 수정이 일어나게 된다. 통제 시스템은 전동장치 작동 계수 시간의 변화 분석을 수행하는 전면의 진단 블록으로 구성되어 있다. 주어진 작동 계수 변화가 나타날 경우, 블록은 스테이션 시스템에 있는 진단을 해야 한다는 필요성에 대한 신호를 보낸다. 개별적인 진단 파라미터가 명백하게 증가할 경우 재난 신호가 발생하며, 이에 따라 통제시스템은 통제 기능을 수행한다.

모든 통제 시스템은 주어진 통제 기능을 독립적으로 수행한다. 가장 간단한 통제 기능은 동일한 파라미터를 가지고 작동하는 것이다. 그러나 동력장치의 주어진 작동 파라미터가 서로 다른 경우도 가능하다. 이 경우 전축의 통제 시스템은 주어진 알고리듬에 따라 후축에 파라미터를 전달하는데, 이 파라미터는 전축의 작동과 구별되는 후축의 작동을 규정한다. 본 연구는 경제성에 대한 고려와 함께 각각의 기차 운행에 따른 통제 알고리듬을 정의하고자 하였다.

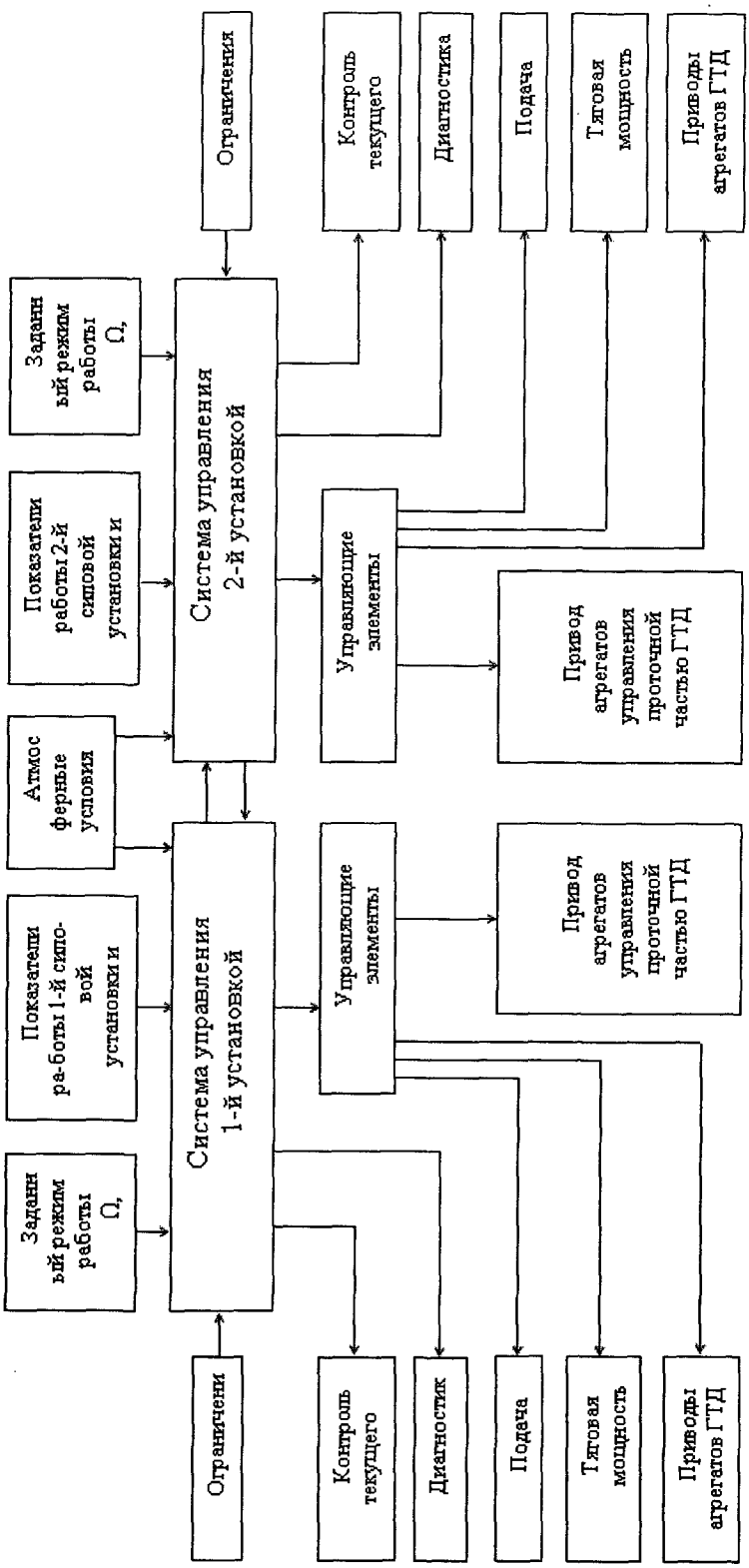


Fig. 3.2.1 이중 동력장치 시스템의 구조도

제 3 절 터빈 기차 동력 장치 작동 지수 목록과 파라미터

동력장치 작동 지수 목록

Table 3.3.1.

No. п/п	표시	지수 및 크기의 이름	측정 경계
1	h	축의 회전 빈도, 1/l (회전수/min)	100-300 (6000-18000)
2	Pтг	견인제너레이터 출력, кWт	
3	Iф	견인제너레이터의 위상전류, A	
4	Uф	견인제너레이터의 위상 전압, V	
5	Iв	견인제너레이터의 기동전류, A	
6	Iз	배터리 충전 전류	
7	Rc	전동장치 구동회로 절연 마찰, MOM	
8	Rб	가스터빈실 전면 회로의 절연마찰	
9	Pн	표면 공기압력, кПа	
10	Pвх	컴프레서 입구의 공기압력, кПа	
11	Pк	컴프레서 공기압력, МПа	
12	Pкс	연소실의 공기압력, МПа	
13	Pp	터빈을 지난 후의 가스의 압력, КПа	
14	Pr	리제너레이터를 지난 후의 가스의 압력, КПа	
15	Pт	연료보급장치 시스템 입구 연료의 압력, МПа	
16	Pф	필터를 지난 후의 연료의 압력, МПа	
17	Pткс	분연기 앞에서의 연료 압력, МПа	
18	Pмф	필터 앞에서의 윤활유의 압력, МПа	
19	Pм	베어링 앞에서의 윤활유의 압력, МПа	
20	Pтеп	견인 제너레이터 시스템 입구에서의 휴온물질의 압력, МПа	
21	Tн	외부 공기 온도, К	
22	Tк	컴프레서를 지난 후의 공기의 온도, К	
23	Tвр	리제너레이터를 지난 후의 공기의 온도, К	
24	Tкс	연소실 배출구에서의 가스의 온도, К	
25	Tp	터빈에서 나온 가스의 온도, К	
26	Tr	리제너레이터에서 나온 가스의 온도, К	
27	hи	연료 공급 조절 침의 위치, %	
28	W	회전자 진동수:	

	W1 W2 W3 W4	- 첫째 베어링 부분, гц - 둘째 베어링 부분, гц - 견인 제너레이터 회전자의 첫째 베어링 부분, гц - 견인 제너레이터 회전자의 둘째 베어링 부분, гц	
29	B	회전자 진동 출력 : - 첫째 베어링 작동 시, Дб - 둘째 베어링 작동 시, Дб - 제너레이터의 첫 번째 베어링 작동시, Дб - 제너레이터의 두 번째 베어링 작동시, Дб	

전동 장치의 진단 파라미터 목록

Table 3.3.2.

№ п/п	표시	이름	측정 경계
1	$\Delta P_{ф}$	공기 필터에 따른 압력 낙차, КПа	
2	$\Delta P_{рф}$	필터에 따른 연료 압력 낙차, КПа	
3	$\Delta P_{мд}$	엔진에 따른 윤활유 압력의 낙차, МПа	
4	$\Delta T_{кс}$	정격 출력에서 연소실에서의 온도 변화, К, приведенное	
5	$\Delta T_{в.рег}$	정격 출력에서 리제너레이터에서의 공기 온도 낙차 변화, К, приведенное	
6	$\Delta P_{в.рег}$	리제너레이터에서의 공기 압력 낙차 변화, КПа, приведенное	
7	$\Delta P_{г.рег}$	리제너레이터에서 가스 압력의 낙차 변화, КПа, приведенное	
8	ΔW	회전자 정격 회전수에서의 진동수 변화, 헤르쯔, 축에 따름 :	
9	ΔB	축에 대한 진동 출력 변화, Db.	

제 4 절 이중 동력장치의 작동 알고리듬

이중 동력 장치의 작동 알고리듬으로 다음과 같은 사항들이 받아들여졌다:

- 전기 기차의 중앙 통제 시스템은 동력장치를 통해 한계 속도에 대한 계산이 담긴 작동 속도에 대한 정보를 통제 시스템에 보낸다.
- 중앙 통제 시스템은 전축동력장치 통제 시스템에 실제 속도 신호와 기차의 허용된 실제 가속도 신호를 보낸다.(dV/dt).

동력장치의 통제를 위해 3가지 유형이 검토되었다.:

1. 동력 장치가 언제나 같은 출력으로 평행하게 작동한다. 이 경우 전축의 통제 시스템은 (길의 경사도를 고려하지 않고) 전동장치의 필요한 출력을 계산하여 터빈 회전자의 회전 속도를 규정하며, 회전자의 가속, 잉여 공기의 계수 a, 또는 연소실의 가스의 온도, 기차의 가속 한도(dV/dt), 바퀴와 레일 간의 접촉에 따른 한계 등을 기준으로 현재의 출력 PΣi 을 주어진 출력 PΣi 로 전환시킨다. 기차가 동작하는 과정에서 기차의 실제 가속, 법에 의해 정해진 속도와 현재의 속도 간의 차이 등에 따라 전동장치의 주어진 출력과 속도는 전동장치 전축의 통제 시스템에 의해 끊임없이 수정된다. 운행하는 동안 동력학적 에너지를 회전자가 최대한 이용할 수 있도록 하기 위해 가스터빈 장치의 속도는 수정될 수 있다.
2. 동력장치가 연속적으로 작동한다. 처음에는 전축의 동력장치에 부하가 걸린다. 한계 중의 하나에 도달하면 (최대 출력, 바퀴와 레일의 연결에 따른 출력의 한계, 연소실의 온도), 두 번째 가스터빈 장치가 연결되어 견인력이나 출력을 이용하여 전축에 대한 견인 에너지를 추가시킨다. 이러한 통제 시스템의 기본적인 아이디어는 터빈의 전축 전동장치가 항상 정격 출력에서 작동하고 후축 전동장치는 운동속도의 통제기능을 담당하면서 이러한 출력을 보강한다는 것이다.
3. 두 개의 장치가 함께 작동하는 것은 사용되는 규정 속도 및 실제 속도의 범위에 따라 다양한 알고리듬으로 실현된다. 제로에서 한계 수치까지의 낮은 속도 범위에서 연결에 따른 한계가 주어질 경우, 동력장치에 의한 통제는 평행하게

실현된다.(p.1) 속도 범위가 예를 들어 한계 수치에서 설계상 70%까지일 경우, 전동장치에 의한 통제는 순차적으로 이루어 진다(p.2). 설계상 70% 이상의 속도일 경우에는 다시 평행한 통제가 이루어진다.

Fig. 3.4.1과 3.4.2에는 상기한 알고리듬 이용시의 동력장치의 작동 특징들이 그래픽으로 제시되었다. Fig. 3.4.1에서는 전동장치를 평행으로 사용할 때의 견인 특징들과 최대 출력에서 부분적인 적재시의 기차의 유효동작 계수가 제시되었다. ABC는 정격 출력에서 두 개의 동력 장치가 작동시 외적인 견인 특징이다. AB는 연결된 바퀴 둘레에 가해지는 견인력의 실현 가능성과 관련된 제한된 견인 특징을 보여준다. AB라인에 따른 작동 시, 그리고 ABC라인의 아래에서의 작동 시, 부분적인 작동이 이용될 수 있다. 이 경우 기차의 유효작동 계수는 Fig. 3.4.2에 제시된 기울어진 선에 따라 가스터빈 장치의 부하 저하와 함께 내려가게 된다. 이중 전동장치의 평균 유효작동 계수 평가를 위해 이전에 주어진 길을 통과함에 있어서의 작동 계수가 아래에 계산되었다.

Fig. 3.4.3에는 연속 부하의 경우 기차의 가능한 견인 작용이 제시되었다. 모든 동력장치는 2개 뿐만 아니라 4개의 견인 엔진에 의해 작동할 수 있다고 제안되었다. 그러나 기차가 가속하는 동안 전축은 시속 30킬로미터가 될 때까지 6개의 견인 엔진을 이용할 수 있다.

Fig. 3.4.3의 DE라인은 6개의 견인 엔진 작동시 연결에 따른 한계를 보여준다. AB와 A1B1라인은 4개와 2개의 견인 엔진 연결에 따른 한계를 보여준다. FG라인은 8개의 견인 엔진 연결에 따른 한계를 보여준다. GBC와 EB1C는 2개와 한 개의 동력장치가 각각 사용될 경우의 외적 견인 특징을 보여준다.

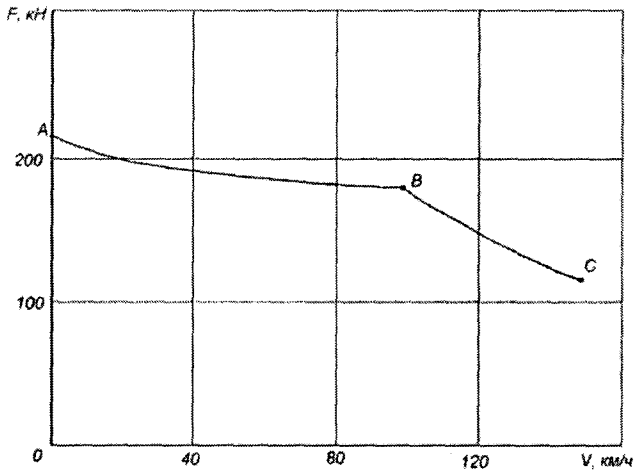
ДEB1C1 면에는 전축 동력장치에 걸리는 부하의 부분적 특징들이 보여지며, EFGCC1B1 에는 후축의 부분적 특징들이 보여진다. 알고리듬의 핵심은 전축에 100%의 부하를 걸고 (EB1C1라인), 후축에 점차적으로 부하를 보내면서 정해진 운동 속도를 유지하는 것이다.

Fig. 3.4.4 (1)와 Table 3.4.1에서는 외적 특징(ДEFGBC선)에 따른 적재 시 운동 속도에 대한 기차 유효작동계수의 의존도가 나타나 있다. 또한 (Fig. 3.4.4) 전동장치의 평행 부하 시 외부견인의 속도에 따른 기차의 유효작동계수 의존도가 Fig. 3.4.4의 2에 나타나 있다. 이 그림은 부분적 부하에 따른 다양한 양상을 보여

주지 못하며, 단지 부하과정에서의 질적 차이만을 보여줄 뿐이다. 부분적인 부하의 경우 유효작동 계수는 Fig. 3.4.4에 보여진 것과 다른 의미를 가질 수 있다.

우리는 여기서 통제의 세 번째 알고리듬은 검토하지 않았다. 세 번째 알고리듬은 첫 번째와 두 번째 알고리듬의 중간 정도이다..

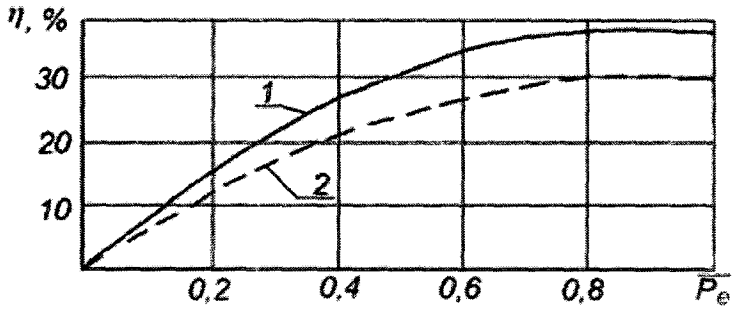
통제 알고리듬의 경제적 특징에 대한 보다 정확한 평가는 기술된 알고리듬의 이용 시 아래와 같이 제시될 수 있다.



AB - 연결되었을 때 작동 속도에 따른 견인 절선력

BC - 최대 출력 하에서 (두 개의 동력 장치의 평행 운동) 작동 속도에 따른 견인 절선력

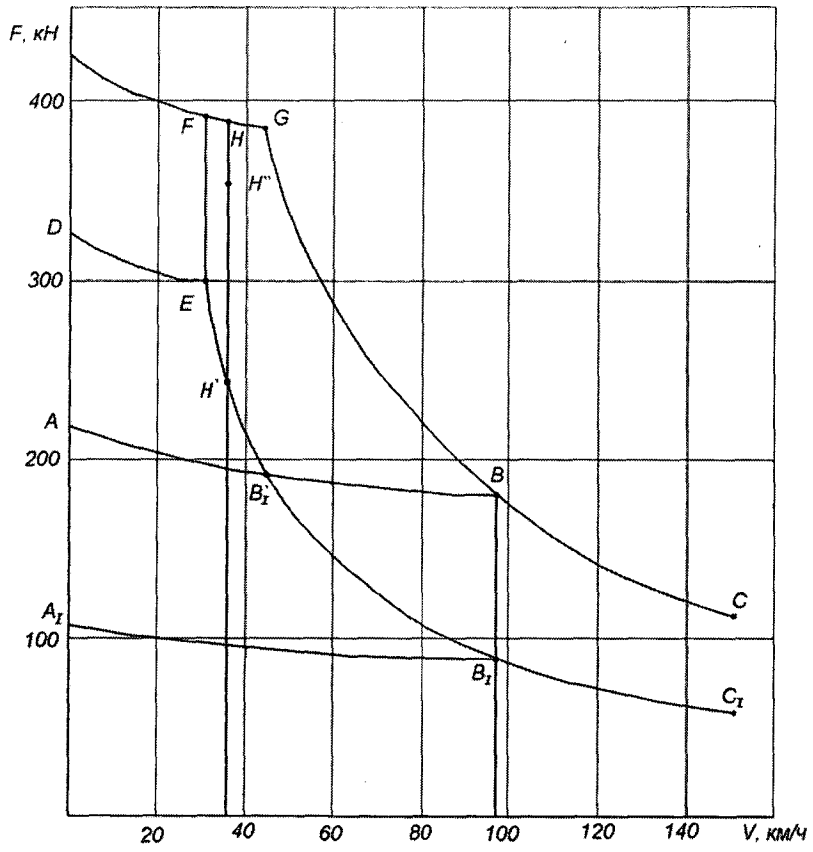
Fig. 3.4.1 동력 장치의 평행적 이용 시 터빈 기차의 견인 특징



1 - 효율 출력에 따른 동력장치의 유효작동계수

2 - 효율 출력에 따른 터빈 기차의 유효작동계수

Fig. 3.4.2 동력 장치의 평행적 이용 시 유효작동계수



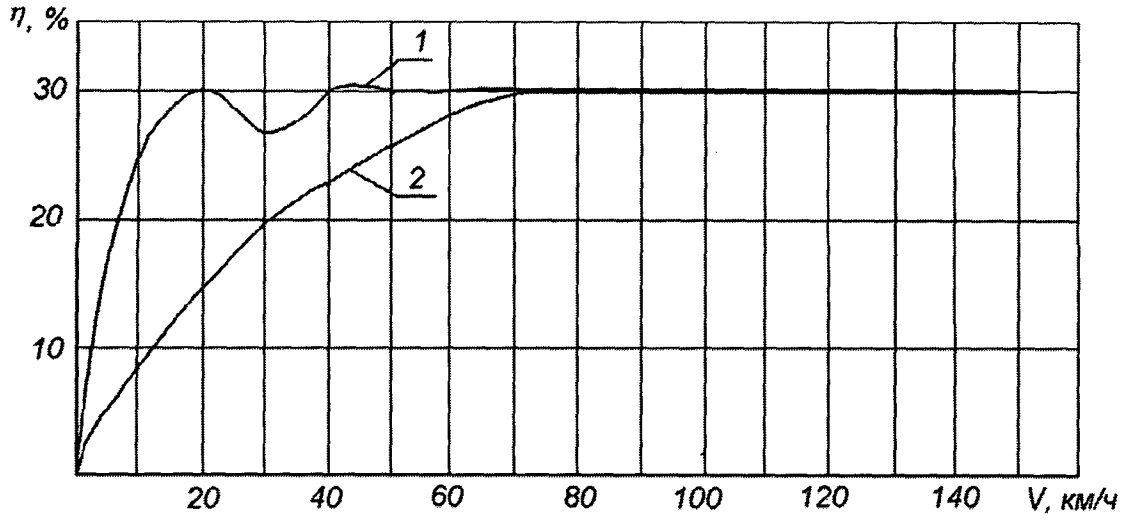
AI, BI, CI - 두 개의 견인 엔진 작동 시 한 동력 장치의 외부 견인 특징
A, B'I, CI - 네 개의 견인 엔진 작동 시 한 동력 장치의 외부 견인 특징
D, E, B'I - 여섯 개의 견인 엔진 작동 시 한 동력 장치의 외부 견인 특징
F, G, B, C - 두 개의 엔진 작동 시 외부 견인 특징

Fig. 3.4.3 동력 장치의 연속 작동 시 기차의 견인 특징

Table 3.4.1.

«연속 이용» (외적 특징)시 동력 장치의 출력 및 유효작동 계수

No. п/п	동력 장치	지수	속도 km/h								
			10	20	30	40	50	60	80	100	120
1	전축	출력, кWт	835	1660	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
		유효작동계수К. п.д., %	25	38	38	38	38	38	38	38	38
2	후축	출력, кWт	0	0	940	2380	3000	3000	3000	3000	3000
		유효작동계수К. п.д., %			24	38,5	38	38	38	38	38
3	통합	출력, кWт	835	1660	3940		6000	6000	60000	6000	6000
		유효작동계수К. п.д., %	25	38	33,4	38,2	38	38	38	38	38



1 - 동력장치의 연속 부하 시 속도에 따른 터빈 기차의 유효작동계수.

2 - 동력장치의 평행 부하 시 속도에 따른 터빈 기차의 유효작동계수

Fig. 3.4.4 외부 특징에 따른 작동 시 기차의 유효작동계수의 변화

한국형 다중추진시스템 기술 개발

다중추진시스템 소음 저감 기술 개발

(위탁과제)

위탁연구기관명 : 한국과학기술원

연구책임자 : 김 양 한

참여연구원 : 전 종 훈

장 지 호

박 진 영

이 승 하

이 찬 희

서 대 훈

주 강 현

요 약 문

Ⅰ. 제 목

다중추진 시스템 소음 저감 기술 개발

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 필요성

가. 연구개발의 목적 : 객차의 실내 정숙 공간의 확보 및 기대 소음치 달성

나. 연구개발의 필요성 :

- 객차의 실내 소음 저감은 쾌적한 실내 환경 확보를 위하여 필수적.
- 승차감은 객차의 진동과 소음에 의하여 결정되는데 진동에 비해 소음은 전달 경로가 다양하고 작은 에너지로도 소음을 발생시킬 수 있어서 독립적인 연구 개발이 필요.
- 소음 저감 설계 관련 정보는 지극히 제한적으로 알려져 있고 대다수의 경우에 소음원에 따라 그 설계가 이루어져야 하는 등 일반적으로 적용할 수 있는 기술을 확보하기가 어려움.

Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

가. 실내 소음저감을 위한 흡음재 배치 방법론

나. 실질적인 소음 저감 대책에 대한 설계기준 마련

다. 가스터빈엔진 배기계의 소음저감을 위한 소음기(silencer)의 설계

라. 동력객차 내부의 부착할 차음재에 대한 고찰.

Ⅳ. 연구개발결과

가. 선형 음향이론을 통한 음장의 정식화

나. 낮은 모드 밀도를 갖는 실내 공간에서의 효율적인 소음 제어를 위한 흡음재 배치 방법론 개발

다. 경계조건의 변경을 통한 실질적인 소음 저감 대책에 대한 설계기준 마련

라. 약 40dB의 투과손실을 주는 소음기 설계 및 실험을 통한 검증

마. 경계 요소법 상용 코드인 SYSNOISE를 이용한 동력 객차 내부 소음 해석 및 외부 방사 소음 예측

바. 실험을 통한 설계 기준에 부합하는 차음재의 종류, 두께, 배치 구조의 결정

V. 연구개발결과의 활용계획

가. 객차 실내의 정숙함을 위한 소음 제어 기술로의 활용 기대

나. 가스 터빈의 소음기 설계

다. 동력객차 벽의 차음재 선정

목 차

제 1 장 연구개발과제의 개요.....7
제 1 절 연구개발의 목적 및 필요성.....7
제 2 절 연구개발의 범위.....7

제 2 장 국내외 기술개발 현황.....9
제 1 절 실내 정숙 공간 설계의 국내외 기술개발 현황.....9
제 2 절 소음기의 국내외 기술개발 현황.....12
제 3 절 내부 음장 해석의 국내외 기술개발 현황.....13
제 4 절 차음재의 국내외 기술개발 현황.....15

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과.....16
제 1 절 실내 정숙 공간 설계.....16
1. 개요.....16
2. 임의의 임피던스를 경계 조건으로 가지는1차원 공동.....18
가. 그린 함수를 이용한 엄밀해.....18
나. 키르히호프-헬름홀쯔 적분 방정식을 이용한 엄밀해.....21
다. 모드조합을 이용한 해.....22
3. 각 경계의 전체적인 변경을 통한 음장의 변화.....24
4. 경계 조건의 일부 변경을 통한 음장의 변화.....25
5. 직사각 공동을 통한 기본적인 물리적 의미 고찰.....29
가. 흡음재의 위치에 따른 제어 효과.....30
나. 모달 어드미턴스와 어드미턴스지도.....32
6. 차실 내부 음장 제어를 통한 동력 객차 실내,외 소음 제어 가능성 고찰.....35
가. 경계요소법을 통한 일반적인 형상의 공동에 대한 고유치 해석.....35
나. 직사각 공동에 대한 적용 및 검증.....38
다. 자동차 실내에 대한 경계요소법에 기초한 고유치 해석법의 적용 및 어디미턴스 지도.....38
라. 어드미턴스 지도에 근거한 정숙 공간에서의 소음제어 가능성.....39
7. 요약 및 결론.....41

제 2 절 실질적인 소음 저감 대책에 대한 설계 기준..... 66
1. 개요.....66
2. 가스터빈 엔진 배기구 소음 저감을 위한 소음기 설계 기준.....66
가. 소음기 설계의 기본 및 물리적 의미.....67
나. 평균 유동(mean flow)과 각 요소의 영향을 고려한 소음기 설계.....69
다. 결론 및 향후 연구를 위한 제안.....91
3. 동력 객차 내부 음장 해석 및 방사 소음 저감을 위한 차체의 삽입손실 제안
.....91
가. 동력 객차의 내부 음장 해석.....93
4. 외부 방사 소음의 전파.....99
가. 가스 터빈 엔진 배기구에 의한 소음.....101
나. 벽면을 통해 방사하는 소음.....101
다. 총 방사 소음.....102
제 3 절 가스터빈 엔진 배기구의 소음기 설계 103
1. 문제정의.....103
2. 이론적 배경.....105
가. 소음기의 설계.....105
나. 설계변수.....106
다. 소음기 요소의 전달행렬.....109
3. 소음기 제안 모델.....117
4. 모의실험 결과 및 비교.....119
5. 결론 및 향후 연구를 위한 제안.....125
제 4 절 가스터빈 엔진 배기구의 축소 모형 성능 실험.....127
1. 실험 목적.....127
2. 문제 정의.....127
3. 예비 실험.....127
가. 단순 확장관.....128
나. 이론적 해석.....128
다. 실험 장치.....130
라. 실험 과정.....131
마. 신호 처리.....131
바. 실험 결과.....131

4. 본 실험.....132
가. 소음기 모델.....132
나. 모의 실험 해석.....133
다. 실험 장치.....135
라. 실험 과정.....137
마. 신호 처리.....138
바. 실험 결과 및 분석.....138
제 5 절 동력 객차 벽에 부가될 차음재 선정.....143
1. 문제정의.....143
2. 이론적 배경.....145
가. 확산 음장 이론.....145
나. 경계 요소법.....146
3. SYSNOISE를 이용한 벽면에서의 음압 분포 계산.....147
가. 경계요소법을 이용한 저주파수 대역 해석(Ⅰ).....147
나. 경계요소법을 이용한 저주파수 대역 해석(Ⅱ).....168
다. 확산 음장 이론을 이용한 고주파수 대역 해석.....182
4. 차음재 선정과 성능 실험.....182
가. 실험 목적.....182
나. 문제 정의.....183
다. 이론적 해석.....183
라. 실험에 사용될 차음재 선정.....190
마. 실험 장치.....194
바. 실험 과정.....197
사. 실험 결과 및 분석.....199

제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도.....202

제 5 장 연구개발결과의 활용계획.....204
제 1 절 추가 연구의 필요성.....204
제 2 절 타 연구에의 응용.....205

제 6 장 참고문헌.....206

제 1 장 연구개발과제의 개요

제 1 절 연구개발의 목적 및 필요성

객차의 실내 소음 저감은 쾌적한 실내 환경 확보를 위하여 필수적이다. 고속 전철의 경우 특히 고속의 열차가 가져다주는 신속한 여객의 수송과 더불어 필수적으로 쾌적한 승차감에 대한 기대값이 일반 객차에 비하여 더욱 높다. 승차감은 주로 객차의 진동과 소음에 의하여 결정되는데 진동에 의한 영향은 주로 현가 장치 등의 적절한 설계에 의하여 이루어질 수 있는 반면 소음은 전달 경로가 다양하고 진동에 의한 승차감의 경우보다 훨씬 작은 에너지로도 소음을 발생시킬 수 있어서 독립적인 연구 개발이 필요하다. 이러한 소음 저감 설계 관련 정보는 지극히 제한적으로 알려져 있고 특히 많은 경우에 소음원에 따라 그 설계가 이루어져야 하는 등 일반적으로 적용할 수 있는 기술을 확보하기가 어렵다. 따라서 소음 저감을 위한 독립적인 연구 개발이 필요하다고 하겠다.

제 2 절 연구개발의 범위

본 연구는 먼저 이론적인 접근을 통한 객차의 실내 소음 제어를 위한 흡음재 배치 방법론을 확립하여, 직관적인 방법을 통해서도 소기의 성과를 얻을 수 있는 방안을 마련한다. 또한, 실제 문제에서 발생할 수 있는 불확실성에 대한 해석도 수행함으로써 현장 적응력이 유연한 소음 제어 방법론을 정립하였다. 그 다음으로 가스터빈 엔진에서 발생되는 배기 가스의 방출에 따른 소음을 감소시키는 방안이 연구되었다. 선형 음향 이론을 이용하여 소음기(silencer)의 설계 기준을 제시하고, 물리적 의미를 살펴본다. 또한, 동력 객차 내부 음장 해석을 통해 객차의 표면을 통한 방사 소음의 크기를 예측하여 외부 방사 소음이 65dB이하가 될 수 있는 동력 객차 차체의 전달 손실(transmission loss)의 최저값을 제시한다.

동력 객차 표면으로부터의 방사 소음이 65dB 이하가 될 수 있도록 하는 소음 저감 기술 개발을 위해 동력 객차 내부의 가스 터빈 엔진에서 발생하는 배기가스에 의한 소음을 감소시키기 위한 소음기(silencer)를 설계한다. 또한 동력 객차 내부의 음장 해석을 통해 내부 소음 레벨을 예측하고, 연구 목적을 달성하기 위해

필요한 전달 손실을 계산하여 차음재 선정 기준을 마련하였다. 그리하여 선행연구에 제안되었던 소음기를 축소 모형으로 실제 제작, 실험하여 성능을 평가하였고, 동력 객차 내부의 가스 터빈 엔진 표면에서 발생하는 소음에 의한 내부 음장을 해석한다. 소음기 설계 및 성능 실험 후, 마지막으로 방사소음 규정을 만족시키는 차음재의 종류 및 두께, 구조를 결정하고 실험을 통하여 검증한다.

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 1 절 실내 정숙 공간 설계의 국내외 기술개발 현황

흡음재의 배치를 통한 실내 소음 제어와 관련한 연구는 개념적으로는 1930년대 말부터 연구되어져 왔다. 그러나, 실제 상황에 적용할 수 있는 물리적 의미를 정확히 이해하지 못했기 때문에, 수치적인 접근이 최근에 연구되고 있다. 한국과학기술원의 소음제어연구실은 1999년부터 국가 지정 연구실로서 지정되어 관련 연구를 꾸준히 진행하여 왔다. 특히 실내 정숙 공간을 만드는 문제를 정량화하고 관련 이론을 정립하여오고 있다.

내부 음장 제어를 위한 음향학적 시도는 W. C. Sabine [1]에 의한 잔향 시간의 정의와 그에 대한 물리적 의미의 발견으로부터 출발하여 현대 건축 음향학, 기하 음향학 분야로 발전하게 되었다. W. C. Sabine으로부터 시작된 이와 같은 연구는, 이후에 주어진 공간에서 경계에서의 흡음률과 잔향 시간(reverberation time)의 관계를 규명하고자 하는 노력이 많았다. W. C. Sabine의 이론은 흡음재의 적용 면적과 잔향 시간이 역비례 관계에 있다는 것이 그 핵심이다. John S. Parkinson [2]은 흡음재의 규칙적 배열이 그와 동일한 같은 면적의 흡음재의 흡음률보다 더 좋다는 것을 보인 첫 번째 연구이며, 경계 조건의 배열 조건과 음장 사이의 관계를 설명하였다. 이는 W. C. Sabine의 이론에서 흡음재의 적용 면적만을 강조한 것에서 벗어나, 흡음재의 배치와 음장 사이의 관계를 고찰했다는 점에서 의미가 있다고 볼 수 있다. C. A. Andree [3]는 W. C. Sabine의 산술 평균 흡음률이 실제 흡음재의 위치를 무시해 버리는 오류가 있음을 지적하고, 음파의 진행 방향과 반사를 고려한 여러 가지 평균 흡음률 공식을 제안하였다. 그러나, 이 이론은 평면파에 대한 고찰만을 시도하였으므로, 모드 밀도가 높고 음장이 확산 음장(diffuse sound field)에서는 무의미다는 사실을 간과한 것으로 실제 건축 음향학에서 사용되지는 못 하였다. John R. Pellam [4]은 실험을 통해, 길이가 길고 폭이 좁은 흡음재 세편(strip)의 폭(width)을 변화시키면서 흡음률을 측정하였으며, 이를 통해 흡음재 세편의 폭이 감소할수록 측정 흡음률이 증가한다는 John S. Parkinson [2]의 연구 결과와 유사한 결론을 얻었다. 이후에 L. G. Ramer [5], Alfred Levitas and Melvin Lax [6], Richard K. Cook [7], T. D. Northwood, M. T. Geisaru, and M. A. Medcof [8]의

연구도 유사한 결과를 보인다. 이들은 해석적인 분석을 통해 흡음재 조각(patch)이나 세편 (strip)의 크기가 작아질수록 흡음률이 증가함을 보였다. E. D. Daniel [9]은 측정 흡음률의 이상적인 증가 현상을 고려하기 위해 흡음재의 면적 뿐 아니라 모서리 (edge)를 함께 고려한 수식을 유도하고 실험을 통해 이를 검증하였다. A. de Brujin [10,11] 과D. Takahashi [12]는 요철을 갖는 평면 (uneven surface)위에 주기적으로 배치된 흡음재 세편의 흡음률 증가 현상을 해석적으로 평가하기 위한 연구를 수행하였다. 이들은 이 현상들을 회절 현상과 연관지어 설명하였다. 이러한 연구들은 콘서트 홀 음향학이라는 실용적인 분야로 발전하였고, 소리의 주파수 별 분석보다는 시간에 따른 변화에 중점을 둔 연구들이었다 [13,14].

1939년 5월 15일 미국 뉴욕시의 펜실베니아 호텔에서는 제 10차 미국 음향 학회 주최로 '흡음률의 측정과 흡음재의 적용 (The measurement of absorption coefficients and the application of acoustical absorbents)'이라는 주제를 가지고 회의가 열리고 있었다[15]. 좌장 (chairman)인F. V. Hunt가 '흡음률 (Absorption coefficient problem)'이라는 제목으로 토론을 시작한 것에서 알 수 있듯이, 이 미팅에서는 흡음재의 여러 물성치 중에 흡음률의 계측에 관련된 토의와 그 흡음재의 적용에 대한 토론이 진행되었다. 이 시기는 관련 분야의 교과서적인 서적들이 나오기 이전 시기로써, 정립되지 않은 여러 이론 및 방법에 대한 활발한 토론이 있었음을 기록을 통해 엿볼 수 있다. 이 시기에는 음장의 주파수별 특성보다는 시간 영역에서의 변화에 더 많은 관심을 가지고 있었기 때문에, 음장의 주파수 특성을 관찰하고자 하는 노력의 시작이라고 볼 수 있다. 특히, Phillip M. Morse [16]와 Richard H. Bolt [17]는 저 주파수에서의 경계 조건 변경에 의한 음장의 수식화를 시도하였고, 이론해를 구할 수 있는 몇 가지 예를 들어 물리적인 설명을 시도하였다. 이후로 Richard H. Bolt [18]는 실험적 분석을 통해서 공동의 모양이 바뀌는 경우에 음장 변화를 관찰하였다. 이와 비슷한 시기에 Dah-You Maa [19], Richard H. Bolt [20], Herman Feshbach [21,22]은 섭동 이론(perturbation theory)을 이용하여, 경계에서의 음향 특성이 불균일 (non-uniform)할 때의 음장 해석 이론을 개발하였다. 특히, Richard H. Bolt [18]는 실험을 통해서 이론의 검증도 시도하였다. 그러나, 이 시기에는섭동 이론을 통한 음장 해석이 계산 상의 어려움으로 인해 특수한 예를 제외하고는 이론에만 그치는 한계에 부딪쳤다. Philip M. Morse and Richard H. Bolt [23]은 그 당시의 약 십 수년간의 연구결과를 집대성하여, 'Sound

Waves in Rooms'라는 실내 음향학의 교과서적인 내용의 연구물을 발표하지만, 경계 조건의 일부 변경에 대한 음장의 변화에 대한 물리적인 확실한 답을 얻진 못하였다.

1940년대 중반을 이후로 이와 같은 연구들은 실제 계산 상의 난점으로 인해 더 이상 발전되지 못하였다. 그러던 중 경계 요소법(boundary element method, BEM)이라는 수치 해석 기법이 음향학 분야에 소개되면서부터, 임의의 경계 조건을 가지는 공동에 대한 음향 해석이 다시 활기를 띠기 시작했다. 흡음재를 이용한 음장의 정상 상태 제어와 관련된 기존의 연구 [24~28]들을 살펴 보면, 정숙 공간의음장을 유한 요소법 (finite element method, FEM)이나 경계 요소법 (BEM) 등의 수치적인 방법을 사용하여 해석하고 가격 함수의 미분을 통해 계산된 구배 (gradient) 방향을 찾고 이를 이용하여 흡음재 배치를 최적화 하는 방법을 사용하고 있다. 여기서, 흡음재 배치란 특정 임피던스 값을 갖는 흡음재의 형상과 설치 분포를 결정하는 것을 의미하며, 흡음재 배치의 최적화란 정숙 공간의 음향 위치 에너지가 최소가 되도록 공간 내부의 흡음재 배치를 설계하는 것을 의미한다. 그러나, 이들 기존의 연구들은 미리 흡음재가 부착될 위치의 후보를 결정하고 나서 해를 얻기 때문에, 흡음재의 후보 위치가 정해진 상태에서의 최적해를 의미한다. 즉, 흡음재의 후보 위치가 제한조건으로 고려된 것이다. 한편, 흡음재의 임피던스를 찾는 방법에서도 물리적인고려없이 선택됨으로써 물리적으로 의미있는 해를 찾지 못하였다. 실례로, Bernhard와 Takeo [24] 의 연구와 Yang과 Tseng 그리고 Ling[25]의 연구 논문들을 살펴 보면, 음장의 최적화를 위한 임피던스 값으로 허수값만을 갖는 임피던스가 결정되는 적용 예들을 제시하고 있다. 박주배 [28, 29]는 2차원 음장에서 하나의 면에 흡음재를 일정한 배치 주기를 가지고 경계 조건이 바뀔 때, 흡음재의 배치 주기가 파장의 1/4일 때 가장 효과적임을 보였다. 그리고, 3차원 공동에서의 경계 조건을 변경시키는 한 방법으로써 흡음재 배치 벡터와 흡음재 종류 벡터를 정의하고 경계 요소법과 유전자 알고리즘 (genetic algorithm)을 적용하여, 계산 시간을 단축시키면서 흡음재 배치 최적화 문제의 전역 최적해 (global optimal solution)를 구하는 방법을 제안하였다.

본 연구에서는 이러한 수치적인 해에 물리적 의미를 찾아, 보다 의미있는 경계 조건 변경 방법을 제안하고자 한다. 한편, 여러 가지 불확실성 개념을 도입하여, 음장의 불확실성 및 경계 조건의 불확실성이 있는 상황에 대한 물리적인 고찰을 통

하여 이론의 실용성을 확장하고자 한다.

제 2 절 소음기의 국내외 기술개발 현황

18세기 산업혁명을 지나고 자동차의 발명을 거치면서 엔진의 배기소음에 대한 관심이 높아지면서 배기소음 저감을 위한 소음기의 해석과 설계에 대한 본격적인 연구가 1920년대 초반부터 시작되었다. 최근에는 국가별로도 환경 규제들이 강화되고 있는 실정이다. 따라서 배기소음 저감을 위한 소음기(silencer)의 기술개발은 절실하다고 할 수 있다.

인간의 배기소음저감에 대한 호기심을 지나서 소음기에 대한 본격적인 연구는 20세기 초반부터 시작되었다. 특히 소음기인 머플러(muffler)에 대한 연구가 많이 있었으며 이결과 현재 자동차나 그 밖의 엔진의 배기소음 저감에 많이 사용되고 있다. 이러한 연구들이 진행되어 오면서 많은 이론들이 발전되었었다.

기본적으로 소음기는 일종의 음향필터라고 할 수 있으며 연구의 시작은 면적의 부정합을 통해서 발생하게 되는 소음저감 효과를 이용한 단순 확장관(simple expansion chamber)으로부터 출발한다. 단순 확장관의 필터 효과에 대해서는 19세기 후반부터 많은 연구가 진행되어 왔다. 초창기에는 소음기의 음향특성을 Lumped Parameter System 또는 등가 회로로 해석하려는 데에 노력이 집중되었다. 또한 단순 확장관에서 응용된 침투된 확장 공명기(extended tube resonator)에 대한 연구들도 진행되었다. 단순 확장관에 부가적으로 첨부되는 구조나 혹은 그와는 다른 새로운 형태의 소음기에 대한 연구는 1970년대 후반에 들어 많은 진전이 있었다. 다공질 재료를 이용한 소음기의 소음저감 특성에 대한 연구가 그 예라 할 수 있다. 이를 통해 이전의 연구들에서 고려되지 않았던 유체의 유동에 의한 특성들이 반영되기 시작하였다. 1978년 Joseph W. Sullivan 등은 다공질 재료를 이용한 소음기의 설계에 대한 이론과 실제 적용에 대한 논문을 발표한 바 있으며 M. L. Munjal 등은 이러한 소음기들의 특성과 해석에 대한 연구에 있어 많은 공헌한 바가 있다[50-52]. 특히 평균유동은 음파의 전달에 영향을 미칠 뿐 아니라 소음기 내부에서 난류 소음의 원인이 되기도 한다. 그러나 난류 소음을 예측하는 것은 소음기와 같은 복잡한 형상에 대해서는 매우 어려운 일이며 몇 가지 실험적

인 공식들에 의존하고 있다.

소음기의 설계에 관련된 연구는 여러 가지가 있을 수 있겠지만 그 중 가장 간단하고 이해하기 쉬운 소음기 설계방법으로는 전달행렬방법(transfer function method)을 언급할 수 있다[44]. 이 방법은 J. Y. Chung 등에 의해서 제안되었으며, 소음기의 구성 성분들의 각각의 전달특성을 행렬로 표현하고 그 행렬들을 곱해줌으로써 복잡한 구조에 대한 쉬운 해석의 방법을 제시한다. 이 방법은 소음기의 음향 특성을 전달행렬로 정확하게 표현할 수 있다면 매우 유용한 방법이 될 수 있다 하겠다. 하지만 이러한 방법도 완벽한 것은 아니다. 이러한 해석 방법에 의해 저주파 음향 특성은 상당히 정확한 예측이 가능했으나 고차 모드가 나타나기 시작하는 주파수 이상에서는 보다 정밀한 해석 방법이 필요하기 때문이다.

단순 확장관에 내부 요소들이 포함된 소음기 내의 음파전달에 관한 수학적인 해석은 여러 저자에 의해 시도 되었으며 실험과 잘 일치되는 결과를 보이기는 하였지만 그러한 수학적인 모델들이 간단한 형상 외에는 적용하기 어려운 점이 있었다. 수치적인 해석 면에서도 Cheng-I James Young 등은 유한요소법을 사용하여 전달손실(Transmission Loss)를 예측하는 방법을 발표하였으나 일반적인 소음기에 적용하기 위해서는 3차원 요소를 사용해야 하며 따라서 요소의 수가 많아야만 정밀한 결과를 얻을 수 있다는 단점이 있었다.[49] 그러나 이러한 문제들이 최근의 지속적인 연구들에 의해 극복되고 있다. 또한 최근에 고차모드들 까지도 고려된 소음기에 대한 해석연구들이 많이 발표되고 있다.

하지만 대부분의 기계시스템이 만들어내는 소음의 주파수가 그렇게 높지 않음을 감안한다면 경우에 따라서는 전달행렬방법이 유용하게 쓰일 수 있다는 것을 알 수 있다.

제 3 절 내부 음장 해석의 국내외 기술개발 현황

내부 음장 해석를 위한 음향학적 시도는 W. C. Sabine [1]에 의한 잔향 시간의 정의와 그에 대한 물리적 의미의 발견으로부터 출발하여 현대 건축 음향학, 기하 음향학 분야로 발전하게 되었다. W. C. Sabine으로부터 시작된 이와 같은 연구는, 이후에 주어진 공간에서 경계에서의 흡음률과 잔향 시간(reverberation time)의

관계를 규명하고자 하는 노력이 많았다. W. C. Sabine의 이론은 흡음재의 적용 면적과 잔향 시간이 역비례 관계에 있다는 것이 그 핵심이었다. John S. Parkinson [2]은 흡음재의 규칙적 배열이 그와 동일한 같은 면적의 흡음재의 흡음률보다 더 좋다는 것을 보인 첫 번째 연구이며, 경계 조건의 배열 조건과 음장 사이의 관계를 설명하였다. 이는 W. C. Sabine의 이론에서 흡음재의 적용 면적만을 강조한 것에서 벗어나, 흡음재의 배치와 음장 사이의 관계를 고찰했다는 점에서 의미가 있다고 볼 수 있다. C. A. Andree [3]는 W. C. Sabine의 산술 평균 흡음률이 실제 흡음재의 위치를 무시해 버리는 오류가 있음을 지적하고, 음파의 진행 방향과 반사를 고려한 여러 가지 평균 흡음률 공식을 제안하였다. 그러나, 이 이론은 평면파에 대한 고찰만을 시도하였으므로, 모드 밀도가 높고 음장이 확산 음장(diffuse sound field)에서는 무의미다는 사실을 간과한 것으로 실제 건축 음향학에서 사용되지는 못 하였다.

그 이후 Phillip M. Morse [16]와 Richard H. Bolt [17]는 저 주파수에서의 경계 조건 변경에 의한 음장의 수식화를 시도하였고, 이론해를 구할 수 있는 몇 가지 예를 들어 물리적인 설명을 시도하였다. 이후로 Richard H. Bolt [18]는 실험적 분석을 통해서 공동의 모양이 바뀌는 경우에 음장 변화를 관찰하였다. 이와 비슷한 시기에 Dah-You Maa [19], Richard H. Bolt [20], Herman Feshbach [21,22]은 섭동 이론(perturbation theory)을 이용하여, 경계에서의 음향 특성이 불균일(non-uniform)할 때의 음장 해석 이론을 개발하였다. 특히, Richard H. Bolt [18]는 실험을 통해서 이론의 검증도 시도하였다. 그러나, 이 시기에는섭동 이론을 통한 음장 해석이 계산 상의 어려움으로 인해 특수한 예를 제외하고는 이론에만 그치는 한계에 부딪쳤다. Philip M. Morse and Richard H. Bolt [23]은 그 당시의 약 십 수년간의 연구결과를 집대성하여, 'Sound Waves in Rooms'라는 실내 음향학의 교과서적인 내용의 연구물을 발표하지만, 경계 조건의 일부 변경에 대한 음장의 변화에 대한 물리적인 확실한 답을 얻진 못하였다.

1940년대 중반을 이후로 이와 같은 연구들은 실제 계산상의 난점으로 인해 더 이상 발전되지 못하였다. 그러던 중 경계 요소법(boundary element method, BEM)이라는 수치 해석 기법이 음향학 분야에 소개되면서부터, 임의의 경계 조건을 가지는 공동에 대한 음향 해석이 다시 활기를 띠기 시작했다. 흡음재를 이용한

음장의 정상 상태 제어와 관련된 기존의 연구 [24~28]들을 살펴 보면, 정숙 공간의 음장을 유한 요소법 (finite element method, FEM)이나 경계 요소법 (BEM) 등의 수치적인 방법을 사용하여 해석하고 가격 함수의 미분을 통해 계산된 구배 (gradient) 방향을 찾고 이를 이용하여 흡음재 배치를 최적화 하는 방법을 사용하고 있다.

제 4 절 차음재의 국내외 기술개발 현황

차음판은 공기소음 전파를 방지하는 대표적인 방음재로서 도로, 건축물 및 교통수단 등에서 광범위하게 사용되고 있다. 차음판의 성능 예측에 관한 연구는 1950년대 London[53]에 의해서 해석 모델이 제시된 이후 수많은 연구가 수행되어 왔으며 해석 방법으로는 파동방정식을 이용한 고전적인 방법과 이 방법에 근거를 두고 다중판의 해석을 편리하게 하기 위한 전달행렬법 등이 있다. 차음판의 성능을 높이기 위한 효과적인 방법으로서 이중 혹은 다중판을 이용한 구조물들이 있고 이러한 구조물들의 차음성능을 이론적으로 규명하여 예측하는 연구가 계속 진행되고 있다[54].

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

제 1 절 실내 정숙 공간 설계 이론

1. 개요

음장을 표현하는 방법은 관심있는 물리량과 음장이 생성되고 있는 상황에 따라서 달라질 수 있다. 음장이 시간에 대해서는 조화적 (harmonic)인 특성을 가지고 있는 경우에 공간적인 분포를 좀 더 자세하게 살펴보고자 하는 목적에는 모드 중첩 (modal summation) 방법이 효과적이다. 보다 더 엄밀하게는 공동의 크기가 관심 주파수에서의 파장과 비슷한 크기라서 공동 내부에 형성되는 음장이 낮은 모드 밀도 (low modal density)를 가질 때에는 각 고유 함수별 기여도를 선형적으로 더해서 살펴보는 모드 중첩 방법이 유리하다. 이 방법은 형성된 음장의 공간 분포를 자세하게 살펴봄으로써, 관심있는 음향 물리량에 가장 큰 영향을 주는 성분이 무엇인지를 관찰하는데 효과적이다.

본 연구의 목적 중의 하나는 낮은 모드 밀도 하에서의 흡음재를 이용한 소음 제어 방법론을 개발하는 것이다. 여기서의 흡음재란 원래의 벽면을 형성하고 있는 재료 대신에 새롭게 부착되는 재료를 통칭해서 부르는 것으로 한다. 이런 흡음재에는 대표적으로 유리 섬유 (glass fiber), 폴리우레탄 폼 (polyurethane foam), 석면 (rock wool) 등이 될 수도 있으나, 합판(veneer board)이나 타일(tile) 같은 재료가 될 수도 있다. 즉, 어떤 재료이든 간에 원래의 음장을 제어하기 위해 사용될 수 있는 모든 재료를 본 논문에서는 흡음재라고 부르기로 약속한다.

본 연구의 출발은 경계 조건과 음장과의 관계를 탐구하고자 하는 이유에서 시작되었다. 기본적인 물리적 사실은 바로 "내부 음장은 반드시 경계 조건을 만족하도록 형성"될 것이라는 것에서 출발한다. 이간단한 물리적 사실은 경계 조건의 변경을 통해서 내부 음장을 제어할 수 있음을 가장 명확하게 말해준다. 모드 밀도가 높지 않고, 주파수 영역에서 모드 분리 (modal separation)가 뚜렷한 상황 하에서는 모드 중첩 방법이 효과적인 해석 방법임을 언급한 바 있다. 모드 중첩 방법은 음장을 구성하는 기본적인 요소, 즉 고유 함수들의 조합을 이용하는 것이다. 공명 주파수에서는 특정 고유 함수가 음장 전체를 지배적으로 대표하는 상황이 발생하며, 그

때의 고유 함수를 공명 모드 (resonant mode)라고 부른다. 이런 고유 함수들은 모두 주어진 경계 조건들을 만족함은 물론이다. 이는 경계 조건의 변경을 통해 음장을 구성하는 고유 함수들의 변화를 유도하여, 전체 음장을 변화시킬 수 있음을 시사한다.

경계 조건의 변경은 모드 형태의 변화를 요구한다. 경계 조건의 표현은 관심 물리량의 경계에서의 값으로 정의 (Dirichlet boundary condition)할 수도 있고, 그 물리량의 경계에서의 공간상의 변화율로 정의 (Neumann boundary condition)하기도 하며, 이둘의 조합으로 나타내기도 한다. 음향학에서는 경계 조건을 비음향 임피던스 (specific acoustic impedance) 혹은 비 음향 어드미턴스 (specific acoustic admittance)를 사용하여 정의하는 방법이 널리 사용되고 있다. 이는 음향학에서 다루는 물리량을 편리하게 다루기 위해 생각된 자연스러운 결과이다. 왜냐하면, 음향학에서의 기본적인 물리량으로 음압 (acoustic pressure)을 사용하게 되면, 그 음압의 공간상의 변화율은 오일러 방정식 (Euler's equation)을 통해서 음향 입자 속도 (acoustic particle velocity)와 관계 지어질 수 있기 때문이다. 만약 비 음향 임피던스를 사용하여 경계 조건을 표현해 보면,

$$\frac{p}{\nabla p \cdot \vec{n}} = \frac{-i}{k\rho c} Z \tag{1}$$

와 같은데, 여기서 p는 음압이며, k는 파수 (wave number), $\vec{n}$ 경계의 바깥 방향을향하는 수직 벡터(normal vector), ρc는 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance), Z는 비 음향 임피던스이다. 만약, $Z \to 0$이면 경계가 대기 중으로 열려있는 상황을 표현하고, $Z \to \infty$이면 경계가 완전한 강벽(rigid wall)으로 막혀있음을 표현한다. 물리적으로는 음압보다는 음향 입자 속도가 매우 큰 상황을 $Z \to 0$일 때 표현하며, 음압은 큰 값을 가질 수 있지만 음향 입자 속도는 생길 수 없는 상황을 $Z \to \infty$으로 표현한다. 식 (1)을 비 음향 어드미턴스 A를 사용하여 다시 표현해보면,

$$\frac{\nabla p \cdot \vec{n}}{p} = ik\rho cA \tag{2}$$

와 같고, 물리적인 의미는 동일하게 적용되고, 편리에 따라 두 표현 방법 중에 하나로 선택되어질 수 있다. 여기서, '비'라는 수식어는 면적에 대해 정규화

(normalization)되었음을 의미하며, 실제로는 '면적 대비 음향 임피던스', '면적 대비 음향 어드미턴스'의 준말이라 생각할 수 있다. 앞으로는, 편의상 임피던스 혹은 어드미턴스로 줄여서 부르기로 한다 [30].

이 장에서는 임의의 임피던스를 경계 조건으로 가지는 1차원 공동에 대한 음장 해석에서부터 시작하여, 3차원 공동에 대한 해석까지 확대하여 살펴본다. 이 경우에는각각의 경계면은 서로 다른 임피던스를 가질 수 있지만, 각 경계면상의 임피던스는 동일한 상황이라 할 수 있다. 이에 대한 고찰을 3.2절과 3.3절에서 설명하고, 3.4절에서는 3차원 공동이 임의의 위치에 임의의 임피던스를 가지는 경우에 대한 음장 해석을 시도한다. 각각의 경계면은 물론이고 각 경계면 상의 임피던스 역시도 다른 값을 가질 수 있는 일반적인 문제의 정식화라고 생각할 수 있다.

2. 임의의 임피던스를 경계 조건으로 가지는 1차원 공동

가. 그린 함수를 이용한 엄밀해

그림. 1은 1차원 공동 (예를 들면, 덕트 시스템)의 단순화된 그림이다. 1차원 공동이라 함은 다른 두 방향(y 혹은 z축 방향)으로의 첫 번째 모드가 발생하기 이전의 주파수 영역에서 관심 영역 내의 한쪽 방향으로의 음향 모드에만 관심을 가진다는 것을 의미한다. 관심 방향을 x방향이라고 하고, $x=\xi$에서 단극 음원에 의한 가진이 있다고 생각하면 식 (3)과 같은 지배 방정식(혹은, 파동 방정식)이 성립한다.

$$\nabla^2 g(x|\xi)+k^2 g(x|\xi)=-\delta(x-\xi) \tag{3}$$

식 (3)에서 $g(x|\xi)$는 $x=\xi$에서의 점음원(point source) 가진(excitation)에 의한 공간 내의 임의의 x지점에서의 음압을 표현하는 그린 함수 (Green's function)이다. $\delta(x-\xi)$는 디락 델타 함수 (Dirac delta function)이며, k는 파수 (wave number)를 나타낸다. 우변의 가진항에는 3차원인 경우에 해의 간략화를 위해 공간에서의 고체각(solid angle)을 곱해서 나타내기도 한다. 식 (3)과 같이 표현되는 지배 방정식의 해 (solution)는 다양한 표현에 의해 나타낼 수 있지만, 경계 조건에 의해 일의적으로 결정되게 된다. 음향학에서는 음압 (acoustic pressure)과 음향 입

자 속도 (acoustic particle velocity)의 비를 임피던스 (impedance)라는 물리량으로 정의하여 널리 사용되기 때문에, 경계 조건 역시도 임피던스를 사용하여 정의하는 것은 여러모로 편리하다. 일반적인 경계 조건을 표현하기 위해 임피던스 Z를 도입하여 표현하면

$$\nabla g_1 \cdot \hat{n} = ik\frac{\rho c}{Z_0} g_1, \quad x = 0 \tag{4a}$$

$$\nabla g_2 \cdot \hat{n} = ik\frac{\rho c}{Z_L} g_2, \quad x = L \tag{4b}$$

와 같이 나타낼 수 있다. 식 (4)에서 그린 함수 g의 아래 첨자는 음원 위치 $x=\xi$를 기준으로 하여 좌, 우에서의 그린 함수를 각각 나타낸다(그림. 1 참고). i는 허수 단위(imaginary unit, $\sqrt{-1}$), ρ는 공기의 밀도(density), c는 공기에서의 음속(speed of sound)을 나타낸다. 표면에 수직인 벡터 $\hat{n}$의 방향은 관심 있는 영역의 바깥쪽을 향하고 있다고 정의한다. 임피던스 Z의 아래 첨자 0과 L은 각각 $x=0$과 $x=L$에서의 임피던스임을 구분하기 위해 사용된다. 식 (3)의 일반해(general solution)는

$$g_1 = A\cos kx + B\sin kx \tag{5a}$$

$$g_2 = C\cos kx + D\sin kx \tag{5b}$$

와 같이 시도할 수 있다. 식 (5)에서의 4개의 계수 A,B,C,D는 2개의 경계 조건식 (4)와 아래와같은 $x=\xi$에서 그린 함수의 연속 조건

$$g_1|_\xi = g_2|_\xi \tag{6a}$$

$$\left.\frac{\partial g_2}{\partial x}\right|_{\xi^+} - \left.\frac{\partial g_1}{\partial x}\right|_{\xi^-} = -1 \tag{6b}$$

를 이용하여 일의적으로 결정할 수 있다. 식 (6a)는 $x=\xi$에서 함수값의 연속성을 나타내고, 식 (6b)는 식 (3)의 디락 델타 함수(Dirac delta function)의 특성에 의한 기울기의 불연속성을 표현한다. ξ^+와 ξ^-는 각각 $x=\xi$의 오른쪽과 왼쪽에서 근접함을 의미한다. 식 (1), (4), (6)으로부터 임의의 임피던스를 경계 조건으로 가지는

1차원 공동의 내부 음장의 일반해의 계수 A,B,C,D 는 아래와 같이 구해진다.

$$A=-ia_0\frac{\cos k\xi+\left(\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL}\right)\sin k\xi}{k\left(a_0-\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL}\right)},\quad B=\frac{\cos k\xi+\left(\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL}\right)\sin k\xi}{k\left(a_0-\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL}\right)}$$

$$C=\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL}\frac{\cos k\xi+a_0\sin k\xi}{k(a_0-\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL})},\quad D=\frac{\cos k\xi+a_0\sin k\xi}{k(a_0-\frac{ia_L+\tan kL}{1-ia_L\tan kL})} \tag{7}$$

여기서, $a_0=\frac{\rho c}{Z_0}$, $a_L=\frac{\rho c}{Z_L}$ 로써 $x=0$ 및 $x=L$ 에서 공기의 특성 임피던스로 정규화된 어드미턴스를 나타낸다. 각 계수들은 식 (3)의 각 항이 음장 형성에 참여하는 정도를 나타내는 값으로 이해할 수 있다. 만약, $a_0\to 0$ 이고, $a_L\to 0$ 인 강체벽 경계 조건하에서는

$$A=0,\qquad B=-\frac{\cos k\xi+\tan kL\sin k\xi}{k\tan kL}$$

$$C=\frac{\cos k\xi}{k},\quad D=\frac{\cos k\xi}{-k\tan kL} \tag{8}$$

와 같아진다. 식 (8)로부터 알 수 있듯이,

$$\tan kL=0 \tag{9}$$

이 되는 경우에 식 (5)는 최대값을 가지게 되는데, 그 경우의 파수는

$$k=\frac{n\pi}{L},\quad n=1,2,3,\Lambda \tag{10}$$

인 상황임을 알 수 있고, 이 주파수가 강체벽 경계 조건을 가지는 1차원공동의 공명 주파수이다. 이와는 반대로, $a_0\to\infty$ 이고, $a_L\to\infty$ 인 대기 중으로 열려 있는 경계를 나타낼 때에는

$$A=\frac{-i\cos k\xi}{k}-\frac{\sin k\xi}{k\tan kL},\quad B=0$$

$$C=-\frac{-i\sin k\xi}{k\tan kL},\qquad D=\frac{-i\sin k\xi}{k} \tag{11}$$

와 같이 된다. 이 때도, 식 (9)고 같은 상황에서 계수들이 최대값을 가짐을 알 수 있고, 식 (10)과 같은 공명 주파수를 가진다. 그러나, 음장 내부를 지배하는 정재파

의 모양이 식 (10)에 의한 것과 식 (11)에 의한 것이 완전히 다름에 주의해야 한다.

나. 키르히호프-헬름홀쯔 적분 방정식을 이용한 엄밀해

가.에서는 가진 위치를 중심으로 좌, 우 영역을 나누어서 각 영역에서의 경계 조건이 만족되도록 해를 구하는 방법을 설명하였다. 이 방법은 1차원 공동에 대해서만 구할 수 있는 특수한 경우에 대한 해이며, 공동의 차원이 증가하게 되면 적용할 수 없는 단점이 있다. 이를 극복하는 한 방법으로 적분 방정식이 제안될 수 있다. 공동 내부에 음원이 존재하는 경우의 1차원 키르히호프- 헬름홀쯔 적분 방정식은

$$p(x)=\int f(\xi)G(x|\xi)d\xi+\left[G(x|x_s)\frac{\partial p(x_s)}{\partial n}-p(x_s)\frac{\partial G(x|x_s)}{\partial n}\right]_{x_s=0}^{x_s=l} \tag{12}$$

과 같이 나타낼 수 있다. 여기서, $f(\xi)$는 $x=\xi$인 지점에서 가진되는 음원 강도(source strength)를 나타내고, G는 관심 공간에서의 그린 함수를 나타낸다. 키르히호프-헬름홀쯔 적분방정식은 그 유도과정에서 피적분항에 있는 그린 함수 $G(x|\xi)$에 제한이 없기 때문에, 관찰하고 싶은 물리적인 의미에 따라서 자유롭게 선택할 수 있다. 여기서는, 경계 조건의 존재로 인한 영향을 살펴보는 것이 목적이므로, 자유 음장 그린 함수(free field green's function)를 사용하기로 한다. 1차원에서의 자유 음장 그린 함수와 그의 경계에서의 미분

$$G(x|\xi)=\frac{i}{2k}e^{ik|x-\xi|},\quad \frac{\partial G(x|\xi)}{\partial n}=\begin{cases}-\frac{1}{2}e^{ikx}\Big|_{x=0}\\ -\frac{1}{2}e^{ik(L-x)}\Big|_{x=L}\end{cases} \tag{13}$$

를 사용해 보기로 한다. 식 (13)와 경계 조건 식 (4)를 식 (12)에 대입하고 정리하면,

$$p(x)=-\frac{i}{2k}e^{ik|x-\xi|}+\frac{(1-a_0)P_0}{2}e^{ikx}+\frac{(1-a_L)P_L}{2}e^{ik(L-x)} \tag{14}$$

가 된다. 식 (14)을 각 항 별로 나누어 살펴보면, 음원 $x=\xi$로부터 측정 지점 x까지 자유 음장과 같이 직접 전파하는 성분

$$p_{free\ field}(x) = -\frac{i}{2k} e^{ik|x-\xi|} \tag{15a}$$

와 경계가 존재함으로 인해서 발생된 반사파의 영향을 나타내는

$$p_{wall}(x) = \frac{(1-a_0)P_0}{2} e^{ikx} + \frac{(1-a_L)P_L}{2} e^{ik(L-x)} \tag{15b}$$

의 합으로 표현되어 있음을 알 수 있다. 이는 식(12)에서 그린 함수를 자유 음장 그린 함수 (free space green's function)를 사용함으로써 얻어지는 결과이다. 식 (14)에서 아직 미지수로 남아있는 경계에서의 음압 P_0와 P_L는 각각 $x=\xi$와 $x=L$에서의 식 (14)를 이용하면, 경계 조건을 포함한 식 (16)와 같이 나타내어 진다.

$$P_0 = \frac{-\frac{i}{2k}\left(e^{ik\xi} + \frac{(1-a_L)e^{ik(2L-\xi)}}{1+a_L}\right)}{\frac{1+a_0}{2} - \frac{(1-a_L)(1-a_0)}{2(1+a_L)} e^{ik(2L)}} \tag{16a}$$

$$P_L = -\frac{ie^{ik(L-\xi)}}{k(1+a_L)} + \frac{1-a_0}{1+a_L} e^{ikL} \times P_0 \tag{16b}$$

P_0와 P_L은 각각 $x=0$인 지점과 $x=L$인 지점에서의 음압을 나타낸다. 만약, a_0나 a_L이 1이 되면 임의의 위치에서의 음압은 오직 음원에 의한 영향만이 존재하게 된다. 즉, 경계에서의 임피던스 부정합 (impedance mismatch)이 생기지 않아반사파의 영향이 없는 물리적 상황을 말한다. 한편, a_0와 a_L이 0이 되면 경계에서의 임피던스가 무한대인강체 벽 경계 조건이된다. 따라서, P_0와 P_L이 $k = n\pi / L$ (n=0,1,2,)일 때 최대값을 가지게 되며, 이 파수에서 공명 (resonance)이 발생함을 확인할 수 있다. 식 (14)과 식 (16)는 경계 요소법(boundary element method) 기본 개념을1차원 공동에 적용한 결과라고 볼 수 있다.

다. 모드 조합을 이용한 해

가.에서는 그린 함수를 이용한 엄밀해를, 나.에서는 키르히호프-헬름홀쯔 적분방정식을 이용한 해에 대해서 살펴보았다. 그러나, 가.절에서와 같은 형태의 해는 1차

원 공동에서만 구할 수 있기 때문에, 3차원 공동에 대해서 확장해서 적용하기 위해서 모드 조합을 이용한 해를 살펴보기로 한다*. 그린 함수를 이용한 방법에서는 가진 위치를 기준으로 두 개의 영역을 나누어 각 영역에서의 해를 구했지만, 모드 조합을 이용한 방법에서는 전체 영역에서의 음압이 각각의 고유 함수 (eigenfunction)의 선형 조합으로 나타내어진다 (그림. 2). 이러한 해석 방법은 낮은 모드 밀도를 가지는 음장의 해석에서 공동의 차원에 구애받지 않고 음장의 공간적 변화를 고유함수별로 관찰하며 살펴볼 수 있다는 장점도 함께 가지고 있다.

모드 조합을 이용한 음장 해석은 경계 조건을 만족하는 복소 고유치 (complex eigenvalue)를 구하는 것으로부터 출발한다. 이는 경계 조건으로부터 유도되는 특성 방정식 (characteristic equation)의 해를 구하는 것이라 할 수 있다. 1차원 공동 내부 음장을 모드 합을 이용해 표현해 보면

$$p = \sum_{n=0}^{\infty} \left(A_n \sin k_n x + B_n \cos k_n x \right) \tag{17}$$

과 같다. 식 (17)에서 A_n과 B_n은 각 고유 함수별 기여도를 나타내는 모드 계수 (modal coefficient)이며, k_n은 특성 방정식 (characteristic equation)을 만족하는 복소 고유치 (complex eigenvalue)이다. 식 (17)을 경계 조건인 식 (1)에 대입하여 정리하면 식 (18)와 같은 특성 방정식을 얻을 수 있다.

$$\left(k^2 a_0 a_L + k_n^2 \right) \tan k_n L = i\left(a_0 + a_L \right) k k_n, \quad n = 0,1,2,\Lambda \tag{18}$$

여기서, $a_0 = \dfrac{\rho c}{Z_0}$, $a_L = \dfrac{\rho c}{Z_L}$ 로써 $x = 0$ 및 $x = L$에서 공기의 특성 임피던스로 정규화된 어드미턴스를 나타낸다. 만약, $a_0 \to 0$이고, $a_L \to 0$이면,

$$\tan k_n L = 0, \quad n = 1,2,3,\Lambda \tag{19}$$

와 같이 되어, 강체벽 (rigid wall) 경계 조건에서의 특성 방정식과 같아짐을 확인할 수 있고, $k_n = n\pi / L$ (n=1,2,3,)일 때 공명 (resonance)이 발생함을 알 수 있다. 식 (18)은 임의의 임피던스 경계 조건을 가지는 공동의 내부 음장을 형성하는 각각의 고유 함수의 공간 상의 분포를 나타내는데 결정적인 역할을 하는 복소 고유치 k_n을 결정하는 식이다. 식 (18)를 통해서 결정된 k_n을 식 (17)에 대입하고, 전체 영

역에 대한 적분을 수행하면서 고유 함수간의 직교 성질 (orthogonal property)을 이용하면 A_n과 B_n을 구할 수 있다. 식 (18)의 해를 구하기 위해서는 일반적으로 뉴튼 방법 (Newton's method)을 사용할 수 있다. 그러나, k_n이 복소수이고, $\tan ix = i\tanh x$ (x는 실수)임을 생각하면, 특정 지점에서 반복되는 계산만을 수행하는 오류를 범할 가능성이 있다. 따라서, 함수의 기울기를 사용하지 않으면서, 대수 방정식의 해를 구할 수 있는 뮐러 방법 (Mller's method)을 이용하면 복소 고유치를 안정적으로 계산할 수 있다 [31].

3. 각 경계의 전체적인 변경을 통한 음장의 변화

다.에서 다룬 이론을 3차원으로 확장하여 생각해보자. 이 경우는 6개의 경계가각기 다른 임피던스를 가질 수는 있지만, 동일한 경계면 상에서는 임피던스가 동일할 때를 말한다. 분리 좌표계 (separable coordinate systems)에서는 각 방향이 서로 독립적이므로, 각각의 좌표축에 대한 해를 조합함으로써 좌표계에 대한 해를 얻을 수 있다 [33]. 3차원 공동에 대한 일반해는 지배 방정식의 변수 분리로부터 구해질 수 있다. 이는 분리 좌표계 (separable coordinate)에서 표현되는 해석적으로 표현 가능한 어떤 종류의 공동에 대해서도 같은 방법으로 해를 구할 수 있다는 이론적 배경에 근거를 두고 있다. $\vec{x}=\vec{\xi}$에서 음원 강도 (source strength) 1인 단극 음원 가진이 있는 경우, 직사각 공동의 내부 음장은 경계 조건에 관계없이

$$p(\vec{r}) = \sum_{m,n,p} \frac{\psi(k_{mnp},\vec{r})\psi(k_{mnp},\vec{\xi})}{V\Lambda_{mnp}(k_{mnp}^2 - k^2)} \tag{20}$$

과 같이 나타낼 수 있고, 여기서, ψ는 공동 내부의 고유 함수

$$\begin{aligned}\psi(k_{mnp},\vec{r}) = (A_m \sin k_m x + B_m \cos k_m x)(A_n \sin k_n y + B_n \cos k_n y) \\ \times (A_p \sin k_p z + B_p \cos k_p z)\end{aligned} \tag{21}$$

를 나타낸다. $\vec{r}$은 공간 내의 한 점, $\vec{\xi}$는 가진 위치를 나타낸다. 아래 첨자 m,n,p는 각각 x,y,z 방향으로의 모드 번호 (mode number or modal index)를 나타낸다. Λ_{mnp}는 정규화 계수 (normalized factor)로서

$$\Lambda_{mnp} = \frac{1}{\varepsilon_m \varepsilon_n \varepsilon_p} \tag{22}$$

로 표현되며, $j=0$일 때 $\varepsilon_j = 1$, $j \geq 1$ 일 때 $\varepsilon_j = 2$인 관계가 성립한다. 일반해 식 (21)에서 파수(wave number) $k_j (j = m,n,p)$는 경계 조건으로부터 유도되는 식 (23)로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\left(k^2 a_{d0} a_{dL} + k_j^2\right) \tan k_j L_d = i\left(a_{d0} + a_{dl}\right) k k_j, \quad d = x,y,z \\ &a_{d0} = \frac{\rho c}{Z_{d0}}, \quad a_{dL} = \frac{\rho c}{Z_{dL}}, \quad j = m,n,p, m,n,p = 0,1,2,\Lambda \end{aligned} \tag{23}$$

식 (23)에서 경계 조건을 만족하는 파수는 복소수 (complex number)이다. 주파수에 따라서도 변화하게 됨으로써 고유 함수 (eigenfunction)와 고유치 (eigenvalue)는 주파수의 함수가 됨은 자명하다. 이는 음압 자유 경계 조건(pressure free boundary condition)이나 강체 경계 조건(rigid boundary condition)에서의 고유 모드와 고유치가 주파수와 무관한 것과는 다른, 일반적인 경계 조건을 가지는 경우에서의 특성이라고 할 수 있다. 식 (21)에서 계수 A_j, B_j $(j = m,n,p)$는 $x = \xi$에서의 그린 함수의 연속 조건과 고유 함수간의 직교 성질 (orthogonality)을 통해서 구할 수 있다. 1차원 공동이든 3차원 공동이든 각 경계면(1차원의 경우는 2개, 3차원의 경우는 6개의경계)에서의 임피던스 값이 일정한 경우는 경계 조건을 만족하는 고유 함수를 사용해서 해를 구할 수 있으며, 이는 경계 조건이 어떤 값을 가지더라도 일의적으로 결정할 수 있다.

4. 경계 조건의일부 변경을 통한 음장의 변화 [16~23,32,33]

고유 함수의 조합을 통한 음장 해석 방법에서는 고유치를 구하는 것이 무엇보다 중요하다. 이 고유치는 음장의 공명주파수에서의 파수를 나타낸다고 볼 수 있다. 공동 내부의 경계 조건의 특성이 각 경계면에서 일정한 경우는 경계 조건을 만족하는 고유치를 특성 방정식(characteristic equation)으로부터 고유치를 구할 수 있고, 그로부터 고유 함수까지도 구할 수 있다. 이에 비해 경계의 일부가 다른 임피던스로 대치되었을 경우에는 같은 방법으로는 해를 구할 수 없다. 왜냐하면, 하나의 경계면 상에서 여러 값의 임피던스를 가지기 때문에 식 (14)와 같은 대수 방정

식을 얻을 수 없다. 한 경계면 내에서의 일부가 다른 임피던스 값을 가지게 되면, 경계에서의 특성을 경계 적분식의 형태로 나타낼 수 있다. 이는 임의의 위치에 임의의 크기를 가지는 흡음재를 부착했을 경우의 공동 내부 음향 특성을 예측할 수 있는 이론적인 근거를 제시한다.

그림. 3은 경계의 일부가 다른 임피던스를 가지는 공동의 개념적 예시이다. 경계에서의 임피던스의 비균일성(non-uniformity)은 균일한 특성을 가지는 공동에서의 고유 모드와 고유치에 경계 조건 변경의 영향을 가감함으로써 계산될 수 있다. 이는 앞서 언급했듯이, 적분 방정식을 이용하여 정량화할 수 있다. 수학적 표현의 단순함을 위해서 경계가 모두 강체인것으로부터 시작하여, 임의의 위치에 임의의 크기로 흡음재가 부착되어 경계가 비균일해질 때 고유 함수와 고유치가 어떻게 변해가는지를 살펴본다. 혼동을 피하기 위하여 강체 경계 조건인 공동과 그렇지 않은 공동에서의 음향 특성 표기를 표. 1과 같이 정의하고 따르기로 한다.

비균일한 경계로 이루어진 공동 내부 음장은 키르히호프-헬름홀쯔 적분 방정식(Kirchhoff-Helmholtz Integral Equation)으로부터 얻어진다.

$$p(\vec{r}) = \int_S \left(G(\vec{r} \mid \vec{r}_s) \frac{\partial p(\vec{r}_s)}{\partial n} - p(\vec{r}_s) \frac{\partial G(\vec{r} \mid \vec{r}_s)}{\partial n} \right) dS \tag{24}$$

식 (24)에서 p는 공동 내부 음압, G는 그린 함수를 나타낸다. S는 적분을 수행할 경계의 면적을 나타내며, $\frac{\partial}{\partial n}$는 경계에 수직한 방향으로의 미분을 나타낸다. $\vec{r}$은 공동 내부의 한 점(field point)을 나타내고, $\vec{r}_s$는 경계면상의 한 점(surface point)을 나타낸다. 키르히호프-헬름홀쯔 적분 방정식은 경계에서의 음압과 속도가 주어진 경우, 어떠한 그린함수 G를 사용하더라도 공간 내의 음압 p를 구할 수 있음을 의미한다. 이는 디락 델타 함수(Dirac delta function) 형태의 가진에 의한 음압의 크기를 나타내는 그린 함수 G를 물리적 의미의 선호도에 따라 사용자가 선택하여 결정할 수 있음을 말하고 있다. 예를 들어, G를 모드 조합(modal summation)의 형태로 표현하여 비강체 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장을 살펴본다면, 각 모드별로 강체 경계 조건의 공동 내부 음장과 비교할 수 있다는 것이다. 본 논문에서는 이러한 사실을 근거로 하여, 강체 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장을 모드합의 형태로 표현하고, 이를 이용하여 비강체 경계 조건에서의 내부

음장 변화를 수학적으로 표현한다.

모든 경계가 강체인 공동의 지배 방정식과 경계 조건은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\nabla^2\phi_{mnp} + k_{mnp}^2\phi_{mnp} = 0 \text{ within } \Omega \tag{25}$$

$$\nabla\phi_{mnp} = 0 \text{ on } S \tag{26}$$

Ω과 S는 각각 공동 내부와 경계를 나타낸다. k_{mnp}는 고유치 (eigenvalue)를 나타내고, ϕ_{mnp}는 고유 함수(eigenfunction)를 나타낸다. 고유 함수 ϕ_{mnp}는 직교 성질 (orthogonal property)을 만족하여 .

$$\int_V \phi_{mnp}^2 dV = V\Lambda_{mnp} \tag{27}$$

같이 표현할 수 있다. V는 전체 공간의 부피를 나타내며, 식 (22)에 나타낸 것과 같이 Λ_{mnp}는 정규화 계수(normalized factor)이다. 강체벽 경계 조건을 만족하는 공동의 단극 음원(monopole source) 가진에 의한 강제 응답(forced response)은 식 (28)의 해(solution) 라고 볼 수 있다.

$$\nabla^2 G_K(\vec{r}|\vec{\xi}) + K_{MNP}^2 G_K(\vec{r}|\vec{\xi}) = -\delta(\vec{r} - \vec{\xi}) \tag{28}$$

$\vec{\xi}$는 음원의 위치를 나타낸다. 여기서, K_{MNP}는 비균일한 경계 조건을 가지는 공동의 고유치(eigenvalue)이다. $G_K(\vec{r}|\vec{\xi})$는 식 (25)과 (26)에서 사용된 고유 함수와 고유치를 이용하여

$$G_K(\vec{r}|\vec{\xi}) = \sum_{m,n,p} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r})\phi_{mnp}(\vec{\xi})}{V\Lambda_{mnp}(k_{mnp}^2 - K_{MNP}^2)} \tag{29}$$

와 같이 나타낼 수 있다. 아래 첨자 K는 식 (29)가 주파수 $K_{MNP}c/2\pi$ 에서의 응답임을 의미한다. 식 (24)의 피적분식(integrand)의 두 번째 항은 그린 함수를 식 (29)를 사용함으로써 사라지게 된다. 왜냐하면, $\nabla G_K(\vec{r}_s|\vec{\xi}) = 0$이기 때문이다. 식 (24)과 식 (29)를 이용하면, 경계 조건이 일부 변경된 직사각 공동에서의 음장 변화를 표현할 수 있으며.

$$\psi_{MNP}(\vec{r}) = \phi_{MNP}(\vec{r}) + ik \sum_{\substack{m,n,p \\ \neq M,N,P}} \left[\int_{S_\beta} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r}_s)\beta(\vec{r}_s)\psi_{MNP}(\vec{r}_s)}{V\Lambda_{mnp}(k_{mnp}^2 - K_{MNP}^2)} dS_\beta \right] \phi_{mnp}(\vec{r}) \tag{30}$$

와 같이 정리된다. 식 (30)에서 $\beta(\vec{r}_s) = \frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s)}$ 는 어드미턴스로서, 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance)를 경계에서의 임피던스 $Z(\vec{r}_s)$ 로 나눈 값이며, 경계의 모든 위치에서 임의의 값을 가질 수 있다. S_β 는 어드미턴스가 0 (강체벽의 경우) 에서 $\beta(\vec{r}_s) = \frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s)}$ 로 변경된 경계의 면적을 의미한다. 식 (30)을 좀 더 간결하게 표현하면,

$$\psi_{MNP}(\vec{r}) = \phi_{MNP}(\vec{r}) + ik \iint_{S_\beta} G_{MNP}(\vec{r} \mid \vec{r}_s)\beta(\vec{r}_s)\psi_{MNP}(\vec{r}_s) dS_\beta \tag{31a}$$

$$G_{MNP}(\vec{r} \mid \vec{r}_s) = \sum_{\substack{m,n,p \\ \neq M,N,P}} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r})\phi_{mnp}(\vec{r}_s)}{V\Lambda_{mnp}(k_{mnp}^2 - K_{MNP}^2)} \tag{31b}$$

와 같은데, $G_{MNP}(\vec{r} \mid \vec{r}_s)$ 는 M,N,P 번째 고유 함수를 제외한 다른 고유 함수들의 합을 나타내는 값이다. 식 (31)은 경계 조건의 일부 변경을 통해서직사각 공동의 M,N,P 번째 고유 함수의 변화량을 경계 면적 적분의 형태로 표현하였음을 알 수 있다. 만약, $\beta(\vec{r}_s) = \frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s)} \to 0$ 이면, $\psi_{MNP} \to \phi_{MNP}$ 가된다. 그러나, 변화된 고유 함수 $\psi_{MNP}(\vec{r})$ 를 구하기 위해서는 필연적으로 경계에서의 $\psi_{MNP}(\vec{r}_s)$ 를 사전 정보로 알고 있어야 하는 모순에 빠지게 된다. 이는 적분 방정식을 이용하여 표현한 음장이 완전한 형태의 해가 아니라, 지배 방정식과 경계 조건을 모두 포함하는 또 다른 형태의 방정식임을 의미한다. 경계에서의 변화된 고유 함수의 값 $\psi_{MNP}(\vec{r}_s)$ 가 $\phi_{MNP}(\vec{r}_s)$ 의 상수배라고 가정하자. 이는 경계 조건의 변경이원래의 경계 조건에 비해 크지 않다는 가정에서 출발한다. 본 연구는낮은 모드 밀도를가지는 공동에 대한 해석에 관심이 있고, 대부분의 흡음재가 저주파수에서는 작은 크기의 어드미턴스를 가진다는 데에서 이 가정은 타당하다. 따라서, 경계에서의 변화된 고유 함수의값

$\psi_{MNP}(\vec{r}_s)$은 비례 상수 A_{MNP}을 도입하여 식(32)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\psi_{MNP}(\vec{r}_s) = A_{MNP}\phi_{MNP}(\vec{r}_s) \tag{32}$$

여기서, A_{MNP}는 식 (32)을 식 (31)에 대입하고, 양변에 변분 (variational calculation)을 취하여 정리하면,

$$A_{MNP} = \left(1 - ik\frac{\int_{S_\beta}\phi_{MNP}\beta dS_\beta \int_{S_\beta} G_{MNP}\beta\phi_{MNP}dS_\beta}{\int_{S_\beta}\phi_{MNP}\beta\phi_{MNP}dS_\beta}\right)^{-1} \tag{33}$$

와 같이 구할 수 있다. 여기서, 각 고유 함수별로 식 (33)를 계산하여 식 (31)의 적분항을 계산한다는 것은, 변경된 고유 함수 $\psi_{MNP}(\vec{r})$를 구하는데 있어서 M,N,P번째 강체 고유 함수 $\phi_{MNP}(\vec{r})$를 지배적인(dominant) 항으로 두고, 나머지 $\phi_{mnp}(\vec{r})$ $(mnp \neq MNP)$의 공간에서의 크기와 위상을 A_{MNP}만큼씩 곱해주고, 그 값을 경계 조건의 변경에 의한 것으로 생각한다. 식 (32)와 (33)를 이용하여, 변경된 고유 함수와 고유치를 아래와 같이 표현 할 수 있다.

$$\psi_{MNP}(\vec{r}) = \phi_{MNP}(\vec{r}) + ikA_{MNP}\iint_{S_\beta} G_{MNP}(\vec{r}\,|\,\vec{r}_s)\beta(\vec{r}_s)\phi_{MNP}(\vec{r}_s)dS_\beta \tag{34}$$

$$K_{MNP} = \sqrt{k_{MNP}^2 - \frac{ikA_{MNP}}{V\Lambda_{MNP}}\int_{S_\beta}\phi_{MNP}^2(\vec{r}_s)\beta(\vec{r}_s)dS_\beta} \tag{35}$$

식 (34)와 (35)는 경계 조건의 일부 변경을 통해서변화된 공동 내부음장을 나타내는 고유 함수와 고유치를 표현하고 있다. 이는 경계 조건의 변화로부터 발생된 내부 공명 주파수와 모드 함수의 변화량을 정량화한 것이라 볼수 있다. 그러나, 변경된 고유치와 고유 함수를 계산할 때에는 식 (33)와 (35)를 서로 연립하여 풀어야하는 난점이 있음에 주의해야 한다. 본 연구에서는 A_{MNP}의 초기값을1로 정의하고, 식 (35)와 식 (34)를 수렴할 때까지 반복(iteration) 계산하는 방법을 사용하였다. 이와 같이 경계 조건의 일부 변경을 통한, 음장을 구성하는 고유치와 고유 함수를 구했다면, 식 (16)과 같은 방법으로 강제 응답(forced response)을 구함으로써 음장의 공간 분포를 알 수 있다.

5. 직사각 공동을 통한 기본적인 물리적 의미 고찰

음장을 제어하기 위한 경계 조건 변경의 기본적인 물리적 현상을 설명하기 위한 예제로 직사각 공동에서의 음장이 다루어진다. 직사각 공동은 분리 좌표계에서 해석적으로 표현 가능한 형상 중의 하나로 선택되었다. 직사각 공동에서는 고유 함수가 잘 알려진 바대로 삼각 함수의 형태로 나타낼 수 있다. 4.에서 다루어진 이론에 대한 기본적인 물리적 현상을 살펴보는 데에 적합한 예제라고 할 수 있다. 5.에서는 음향학적으로 작은-모드 밀도가 낮은- 공동의 전산기 모의 실험을 통해서 흡음재의 위치 및 임피던스에 따른 제어 효과에 대해서 살펴본다. 해석 대상이 되는 직사각 공동은 그림. 4와 같다. 해석 대상의 음장은 약 100Hz 당 1개 정도의 공명이 발생하는 낮은 모드 밀도를 가지는 공동이다. 그림. 4의 (a)는 공동의 크기를 나타내며, (b)는 그의 경계 요소를 나타낸다. 해석은 모드 밀도가 낮은 영역에서의 영향을 살펴보기 위한 것이기 때문에, 정확도를 위하여 약 500Hz 근방의 주파수에서 한 파장당 최소한 6개의 요소가 포함될 수 있도록 하였다. 흡음재가 부착될 위치들은 그림. 4의 (c)에 나타낸 것처럼 관심 주파수 내의 공명 주파수 중에 가장 짧은 파장을 가질 때의 1/4이 되도록 최소 영역을 정의하여 흡음재가 각각 부착될 위치로 정의하였다. 그림. 4의 (c)에서 동일한 색의 사각형 면적이 경계 조건이 바뀌어질 최소의 위치이다. 가. 에서는 4. 에서 살펴본 이론에 근거해서 흡음재의 위치에 따른 제어 효과에 대한 물리적 의미를 살펴본다. 나. 에서는 가. 에서 살펴본 내용을 근거로 하여, 경계 조건 변경 위치를 나타내는 어드미턴스 지도를 제안한다. 어드미턴스 지도는 "주어진 흡음재를 어디에 적용할 때 가장 효과적인가?" 라는 물음에 대한 답을 찾아갈 수 있는 지도라 할 수 있다. 즉, 경계 조건 변경에 대한 설계도라고 볼 수 있다.

가. 흡음재의 위치에 따른 제어 효과

해석에 사용된 공동은 z 방향으로의 길이가 다른 두 방향 (x,y)에 대해 상대적으로 작기 때문에, 2차원 음장으로도 모사할 수 있다. 해석은 낮은 모드 밀도로 생각할 수 있는 주파수 영역까지 가능하며, 가. 에서는 기본적인 원리의 설명에 그

목적이 있기 때문에 많은 고유 모드가 나타나기 이전 주파수 영역까지를 해석하였다. 그림. 5는 500Hz까지의 주파수 응답 함수를 나타낸다. 가진 위치는 공동 내부에 형성되는 정재파(standing wave)의 노드(node)를 피할 수 있는 위치 중의 한 점으로서 $0.01, 0.01, 0.01\,(m)$ 이다. 응답의 측정 위치는 공동 내부에 형성되는 공명 주파수에서 노드인 지점을 피할 수 있는 위치 중의 한 점 $0.7, 0.5, 0(m)$ 이다. 식 (3)으로 표현된 단위 체적 속도 (unit volume velocity)의 음향 가진 (acoustic excitation)에 의한 해는 공간 내의 복소 음압 분포로 생각할 수 있다. 따라서, 그림. 5의 세로축을 음압 레벨 (sound pressure level, SPL(dB))이라 하였다. 그림. 5를 통해서 알 수 있듯이, 총 4개의 공명 주파수가 있음을 확인할 수 있으며, 반-공명 주파수는 측정점에서의 정재파의 노드 점으로 이해할 수 있다. 214Hz에서는 (1,0,0)모드로써 x 방향으로 반파장에 해당하는 정재파가 형성될 때이며, 286Hz에서는 (0,1,0)모드로써 y 방향으로 반파장에 해당하는 정재파가 형성될 때이다. 이 이후의 공명 주파수는 이 기본 공명 주파수의 정수배 혹은 그의 조합으로 나타나는 것으로 이해할 수 있다.

그림. 6~그림. 8은 흡음재를 1~19 위치에 이동시켜 부착하였을 때의 측정 점에서의 음압 레벨의 변화를 그린 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 특정 공명 주파수에서의 음압 레벨을 제어하기 위한 흡음재의 위치에는 일정한 규칙성이 있음을 발견할 수 있다. 이를 좀 더 자세히 살펴보면, 각 공명 주파수에서의 공간 분포 중에 음압이 높은 위치에 흡음재가 부착될 경우에 효율적인 제어가 가능함을 알 수 있다. 왜냐하면, 흡음재의 부착을 통한 경계 조건의 변화가 음압의 공간 미분값이 크면 클수록 많이 나타난다(식 (20) 참고). 음압의 공간 미분값은 음압과 임피던스의 비로 나타낼 수 있기 때문에(식 (1)참고), 결국은 음압이 큰 부분에 흡음재를 부착할 때 그 효과가 크게 나타나게 된다. 이를 물리적인 관점에서 살펴보면, 음장을 효과적으로 가진할 수 있는 위치가 음장내의 음향 에너지 소산에도 효과적임을 말한다. 이런 물리적 의미는 상반 원리 (reciprocity principle)와도 동일하다. 즉, 에너지의 입력을 효과적으로 할 수 있는 위치가 에너지의 소산도 효과적으로 할 수 있는 위치라는 것으로 이해할 수 있다.

그림. 6에서 음압 레벨이 높게 나타나는 부분에서의 흡음재 위치는 그림. 4의 (c)에서 214Hz에서 2, 3, 6, 7, 10, 11번 위치, 286Hz에서는 5, 6, 7, 8번 위치,

357Hz에서는 6, 7번 위치임을 알 수 있다. 이 위치들은 모두 해당 주파수에서의 음장의 공간 분포 중 노드 (node)와 인접한 영역에 해당하는 부분이다. 즉, 음장의 내부 에너지를 흡수하기에 적절하지 못한 위치라고 물리적으로 이해할 수 있다. 여기서 흥미로운 사실은 네 번째 공명 주파수 429Hz에서의 음압 레벨 변화이다. 그림. 6으로부터 알 수 있듯이, 모든 위치(그림. 4(c)의 1~12)에서 거의 비슷한 음압 레벨을 보이고 있는데, 이는 흡음재가 바뀌는 위치에서의 음압의 절대값의 분포가 각각의 면적 1~12에서 동일하기 때문이다.

그림. 7과 그림. 8는그림. 6에서와는 달리 공동의 모서리 부분에 흡음재를 부착할 때의 제어 효과를 살펴보기 위한 것이다. 그림. 7에서 214Hz와 357Hz를 제어하는 관점에서 보았을 경우에 14, 15번 위치가좋지 않은 위치임을 알 수 있는데, 이 위치 역시도 해당 주파수에서의 음장 분포에서 노드 (node)와 인접한 곳임을 알 수 있다. 그러나, 286Hz에서는 13~16번 위치 모두 음압이 높은 부분이므로 같은 음압 레벨을 보이는 것을 확인할 수 잇다. 즉, y방향으로 축 모드 (axial mode)가 발생하는 공명 주파수의 제어에 13~16번 위치가 좋다고 볼 수 잇다. 그림. 8은 그림. 7의 경우와는 반대로 x방향으로 축 모드(axial mode)가 발생하는 공명 주파수의 제어에 17~19번 위치가 효과적임을 확인할 수 있다.

이러한 사실을 근거로 추론해 볼 때, 각 축(axis)에 평행한 방향으로 음압 변화를 보이는 경우 (axial mode, 예를 들면 (1,0,0)모드, (0,1,0)모드)에는 그 축에 수직한 방향의 모서리 (edge)에 해당하는 위치에 흡음재가 부착될 때 가장 효과적인 제어 성능을 기대할 수 있음을 알 수 있다. 그리고, 각 면에 평행한 방향으로 음압 변화를 보이는 경우 (tangential mode, 예를 들면 (1,1,0)모드)는 각 방향으로의 구석 (corner)에 해당하는 위치가 효과적인 소음 제어를 위한 위치임을 알 수 있다. 따라서, 여러 모드를 동시에 제어하는 관점에서 보았을 때는 공통적인 변경 위치가 있을 수 있음을 상상할 수 있는데, 그 위치가 바로 공동의 '구석'일 것임을 예상할 수 있다. 이로부터 경계 조건의 변경 위치는 각 고유 함수의 크기가 큰 부분이 될 것임을 유추할 수 있다. 그림. 9는 같은 양의 흡음재가 공동의 구석과 중앙, 그리고 모서리에 위치할 때의 응답의 크기를 나타낸다. 앞에서 설명한 바와 같이 전체 주파수 영역에 있어서 공동의 구석이 효과적인 경계 조건 변경 위치임을 나타낸다.

나. 모달 어드미턴스 (Modal admittance)와 어드미턴스지도 (Admittance map)

가. 에서는 식 (30)과 (31)을 모의 실험을 통해 물리적인 상황과 연결지어 설명하였다. 경계 조건 변경은 고유 함수와 고유값의 변화를 발생시키는데, 그 정량적인 값은 식 (30)과 식 (31)에 나타나 있다. 이를 다시 써 보면

$$\psi_{MNP}(\vec{x}) = \varphi_{MNP}(\vec{x}) + ikA_{MNP} \sum_{mnp \neq MNP} \frac{\varphi_{mnp}(\vec{x})}{V\Lambda_n (k_{mnp} - K_{MNP})} I_{mnp}^{S_\beta} \tag{36}$$

$$K_{MNP} = \sqrt{k_{MNP}^2 - \frac{ikA_{MNP}}{V\Lambda_{MNP}} I_{MNP}^{S_\beta}} \tag{37}$$

와 같다. 여기서,

$$I_{mnp}^{S_\beta} = \int_{S_\beta} \varphi_{mnp}(\vec{x}_s)\beta(\vec{x}_s)\varphi_{MNP}(\vec{x}_s) dS_\beta \tag{38}$$

$$I_{MNP}^{S_\beta} = \int_{S_\beta} \varphi_{MNP}^2(\vec{x}_s)\beta(\vec{x}_s) dS_\beta \tag{39}$$

이다. 식 (38)과 (39)는 식 (3-1)과 (3-2)로 나타내어진 고유 함수와 고유값의 변화량을 나타내는 항 중에 면적 적분에 관련된 항만을 따로 표현한 것이다. 이들은 각 고유 함수와 경계에서의 어드미턴스 $\beta(\vec{x}_s)$의 곱을 적분하는 것으로 모달 어드미턴스 (modal admittance)라 부르고, 경계 조건의 변경을 통한 영향을 대표적으로 정량화한 것으로 이해할 수 있다. 본 연구는 모드 밀도가 낮은 상황에서의 소음 제어가 목적이다. 따라서, 저 주파수에서의 낮은 흡음 특성을 이용한 소음 제어의 한 예가 될 것이다. 흡음 특성이 낮다는 것은 어드미턴스가 상대적으로 낮다는 것이다. 따라서, 변경되는 면적이 전체 면적의 일부이고, 서로 다른 두 고유 함수 ($\varphi_{mnp}, \varphi_{MNP}$) 간의 공간적 위상 변화를 고려한다면 식 (38)보다 식 (39)의 크기가 더 클 것임을 예상할 수 있다. 또한, 식 (39)는 고유값을 나타내는 식(37)의 변화를 나타내며, 고유값의 변화는 식 (16)의 분모의 변화를 나타낸다. 따라서, 크기가 1인 값으로 고유 함수가 정규화 (normalization)된다는 사실을 통해 살펴볼 때, 고유값의 변화는 전체 응답 변화를 지배한다고 볼 수 있다. 따라서, 식 (39)를 극대화하는 방향으로 경계 조건 변경 위치를 찾을 수 있다. 경계 조건의 변경 위치에서 어드미턴스가 일정하다는 가정을 할 때 어드미턴스로 정규화된 무차원 모달 어드미턴스 (non-dimensional modal admittance)를

$$I_{MNP}^{S_\beta} / \beta(\vec{x}_s) = \int_{S_\beta} \varphi_{MNP}^2(\vec{x}_s) dS_\beta \tag{40}$$

와 같이 정의할 수 있다. 따라서, 주어진 공명 주파수에서의 고유 함수 $\varphi_{MNP}(\vec{x}_s)$가 주어졌을 때, 면적의 증가에 대한 식 (40)의 증가량을 살펴봄으로써 효과적인 경계 조건 변경 면적을 정의하였으며, 그 면적에 해당하는 영역을 어드미턴스 지도 (admittance map) 라 정의하였다.

만약, 1차원 공동을 예로 들어, 고유 함수가 $\psi = \cos\frac{\pi}{L}x$과 같은 경우에 어드미턴스 지도를 결정하는 방법을 생각해보자(그림. 10). 공동의 양쪽 경계 끝부터 시작하여 x지점까지 어드미턴스 $\beta(\vec{x}_s)$가 부착되어진다고 생각할 경우, 무차원 모달 어드미턴스는

$$\begin{aligned} y &= \int_0^x \psi^2 dx + \int_{L-x}^{L} \psi^2 dx \\ &= x + \frac{L}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{L}x \end{aligned} \tag{41}$$

과 같다. 식 (41)의 x에 따른 변화률은

$$\frac{dy}{dx} = 1 + \cos\frac{2\pi}{L}x \tag{42}$$

과 같다. 식 (42)은 x의 증가에 따른 무차원 모달 어드미턴스 y의 증가를 나타내는데, 그림. 11의 (a)에서 볼 수 있듯이, 평균 증가률이 1이며, 0과 2사이의 값을 가진다. 이 때, 평균 증가률보다 큰 영역만을 선택하여 무차원 모달 어드미턴스 y를 살펴보면 최대값의 약 80%를 넘는 값을 가지게 된다. 즉, 흡음재 부착 총 길이는 $L/2$ $(x = L/4)$인데 비해, 무차원 모달 어드미턴스는 최대값 대비 0.8의 값을 가지게 되는 것이다. 이를 통해 고유 함수와의 관계를 살펴보면, 고유 함수의 크기가 0.707 ($\psi = \cos\frac{\pi}{4}$)보다 큰 면적이 됨을 알 수 있다.

그림. 12는 그림. 4에 보여진 직사각 공동에 대한 어드미턴스 지도를 각 고유 함수에 대해서 그린 그림이며, 이를 경계 조건의 효과적인 변경 위치라고 제안한다. 그림. 13은 그림. 12에 보여진 어드미턴스 지도를 합친 것으로 오른쪽 색막대 (color bar)에 해당하는 숫자는 어드미턴스 지도가 겹치는 정도를 나타내며, 이것을

통해서도 쉽게 알 수 있듯이, 구석이 가장 효과적인 위치임을 알 수 있다.

6. 차실 내부 음장 제어를 통한 동력 객차 실내,외 소음 제어 가능성 고찰

5. 에서의 결과로부터, 모달 어드미턴스가 큰 위치를 찾기 위해서는 공동 내부 음장을 구성하는 고유 함수를 찾는 것이 무엇보다 중요함을 알았다. 분리 좌표계 (separable coordinate)에서 해석적으로 표현 가능한 공동에 대해서는 고유 함수를 삼각 함수 (trigonometric function)나 베셀 함수 (Bessel function) 등의 형태로 나타내는 것이 가능하다. 그러나, 자동차나 동력 객차와 같이 일반적인 형상을 가지는 공동의 고유 함수는 해석적인 방법을 통해 찾기가 어렵다. 따라서, 수치적인 연산을 통해서 공동 내부 음장을 구성하는 고유 함수를 찾아내는 방법이 대안이 될 수 있다. 이 목적에 경계 요소법 (boundary element method)은 임의의 형상에 대해서 유연하게 적용될 수 있다. 본 장에서는 경계 요소법을 이용하여 공동 내부 음장의 고유 함수의 수치 계산을 시도한다. 그로부터, 경계 조건 변경 위치에 대한 어드미턴스 지도 (admittance map)를 제안한다. 어드미턴스 지도란 해당 주파수에서의 고유 함수를 가장 효과적으로 제어할 수 있는 경계 조건 변경 위치를 의미한다. 본 논문에서는 제안된 어드미턴스 지도에 근거한 경계 조건 변경으로부터 정숙 공간 (quiet zone)에서의 음향 위치 에너지 밀도 (acoustic potential energy density)를 대표 물리량으로 삼아 어드미턴스 지도에 대한 유용성을 밝힌다.

가. 경계 요소법을 통한 일반적인 형상의 공동에 대한 고유치 해석

기본적으로는 키르히호프-헬름홀쯔 적분 방정식 (Kirchhoff-Helmholtz integral equation)의 수치 해석법이 경계 요소법 boundary element method)이라 말할 수 있다. 이 적분 방정식은 임의 지점의 음압을 경계에서의 음압과 속도로 표현한다. 공간내의 임의의 한 점 r에서의 음압 $p(r)$은 키르히호프-헬름홀쯔 적분 방정식을 이용하여 공간을 둘러싼 벽면의 음압 $p(r_s)$와 음압 구배 $\frac{\partial p(r_s)}{\partial n}$의 함수로 표현할 수 있다.

$$c(\vec{r})p(\vec{r}) = \int_S \left(G(\vec{r}\,|\,\vec{r}_s)\frac{\partial p(\vec{r}_s)}{\partial n} - p(\vec{r}_s)\frac{\partial G(\vec{r}\,|\,\vec{r}_s)}{\partial n} \right) dS \tag{43}$$

여기서, $G(\vec{r}\,|\,\vec{r}_s')$은 3차원 공간에서의 그린 함수 $\frac{e^{-ik|\vec{r}-\vec{r}_s|}}{4\pi|\vec{r}-\vec{r}_s|}$이며, $\frac{\partial}{\partial n}$은 공동에 수직한 바깥 방향으로의 공간 미분을 뜻한다. k는 파수이며, $c(\vec{r})$은 고체각 (solid angle)으로서,

$$c(\vec{r}) = \begin{cases} 4\pi & \vec{r} \in V, \vec{r} \notin S \\ 4\pi + \int_S \frac{\partial}{\partial n}\left(\frac{1}{R}\right) dS & \vec{r} \in V, \vec{r} \in S \\ 0 & \vec{r} \notin V, \vec{r} \notin S \end{cases} \tag{44}$$

와 같이 나타낼 수 있다. 그림. 14는 식 (43)의 각 항을 표기한 그림이다.

경계 요소법은 식 (43)을 공간상에서 이산화 (discretization)하여 수치 적분을 수행하여 음장을 계산하는 방법으로 볼 수 있다. 공간을 둘러싼 경계면을 유한한 개수의 요소 (element)로 나누어 행렬 연산을 수행한다. 이 때, 요소내의 값을 일정한 상수로 가정하는 것이 가장 간단한 방법이지만, 정확도의 증가를 위해 선형 혹은 고차 곡선으로 모델하여 사용하기도 한다. 본 논문에서는 정확도를 위해 2차 삼각 요소 (quadratic triangular element)를 사용하고, 2차 형태 함수 (shape function)을 이용하였다[41, 42].

경계 요소법의 핵심은 경계에서의 음압 $p(\vec{r}_s)$과 음압 구배 $\frac{\partial p(\vec{r}_s)}{\partial n}$를 계산하는 것이다. 제안하는 어드미턴스 지도 역시도 경계에서의 음압 정보를 이용하여 결정되는 것이므로, 경계에서의 음압을 구해내는 것이 무엇보다 중요하다. 식 (43)을 경계에서의 값으로 이산화하여 다시 표현해보면,

$$D_s \vec{p}_s = M_s \frac{\partial \vec{p}_s}{\partial n} \tag{45}$$

와 같다. 여기서, 음압 벡터 $\vec{p}_s$는 요소의 개수가 N이라면 $N \times 1$ 벡터이며, 행렬 D_s와 M_s는 각 요소에서의 음압과 음압 구배가 다른 요소들의 그것들과 이루는 관계를 나타내는 행렬이며,

$$D_s = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \Lambda & d_{1N} \\ d_{21} & d_{22} & \Lambda & d_{2N} \\ \mathrm{M} & \mathrm{M} & \mathrm{O} & \mathrm{M} \\ d_{N1} & d_{N2} & \Lambda & d_{NN} \end{bmatrix} \quad d_{mn} = \delta_{mn} c(\vec{r}_s^{\,m}) + \frac{\partial G(\vec{r}_s^{\,m} \mid \vec{r}_s^{\,n})}{\partial n} \tag{46a}$$

$$M_s = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \Lambda & m_{1N} \\ m_{21} & m_{22} & \Lambda & m_{2N} \\ \mathrm{M} & \mathrm{M} & \mathrm{O} & \mathrm{M} \\ m_{N1} & m_{N2} & \Lambda & m_{NN} \end{bmatrix} \quad m_{\ln} = G(\vec{r}_s^{\,l} \mid \vec{r}_s^{\,n}) \tag{46b}$$

와 같이 구성된다. D_s와 M_s는 공동의 기하학적 형상과 경계 조건의 함수이다. 만약, 공동의 경계가 강체와 같아서 $\frac{\partial \vec{p}_s}{\partial n} = 0$과 같다면,

$$D_s \vec{p}_s = 0 \tag{47}$$

과 같이 표현할 수 있다. 이 식은 경계 요소법을 이용한 고유 함수 탐색의 근간이 되는 식으로써, 특이치 분리 (singular value decomposition)을 통해 그 특성을 살펴볼 수 있다. 우선, 행렬 D_s를 특이치 분리하여 특정 파수 k에 대한 특성을 살펴보자. 좌 특이 벡터 (left singular vector) 대각 성분으로 가지는 행렬을 Σ, 우 특이 벡터 (right singular vector)로 구성된 행렬을 V라 하면,

$$D_s = U \Sigma V^H \tag{48}$$

와 같이 표현가능하다. 여기서, 위첨자 H는 허미시언 (Hermitian)을 나타내며, 복소 전치 (complex conjugate)를 의미한다. 식 (48)의 양변에 우 특이 행렬 V의 역행렬을 곱해서 정리하면,

$$D_s V = U \Sigma \tag{49}$$

와 같은데, 특이 행렬이 유니터리 (unitary) 행렬이므로, $V^H = V^{-1}$임이 이용되었다. 식 (4-7)를 각각의 벡터들의 요소로 나누어 표현하면 식 (50)과 같이 된다.

$$D_s v_j = \sigma_j u_j \tag{50}$$

아래 첨자 j는 1부터 N까지의 자연수이다. 만약, 특정 파수 k_e혹은 주파수 ω_e에서 $\sigma_N = 0$이 되어,

$$D v_N = 0 \tag{51}$$

이 되는 상황을 생각해 보자. 이 경우는 식 (47)의 비-자명해 (non-trivial solution)를 구한 것과 같다. 즉, 고유치 k_e에 대한 경계에서의 음압 분포로 v_N을 구한 것이 된다. 바꾸어 말하면, 공동 내부 음압이 어느 특정 고유 함수에 의해 절대적인 지배를 받는 공명 주파수에서는 행렬 D_s가 특이한 (singular) 성질을 가지게 되는데, 이 경우의 공간상의 음압 분포는 행렬 D_s의 우 특이 행렬의 마지막 열 (column)로 간주할 수 있고, 이를 가장 큰 값에 대해서 정규화하게 되면 임의의 형상을 가진 공동에 대한 고유 함수를 구함 수 있음을 의미한다. 따라서, 주파수 혹은 파수 영역에서 행렬 D_s를 특이치 분해해 가면서, 최소 특이치가 0이 되는 경우의 우 특이 행렬의 마지막 N번째 열 (column)을 고유 함수로 생각할 수 있는 것이다 [43].

나. 직사각 공동에 대한 적용 및 검증

경계 요소법을 이용한 고유 함수를 구하는 방법의 검증을 위해서 직사각 공동에 대한 예제와 비교하였다. 그림. 15는 비교 대상 직사각 공동과 그의 경계 요소를 나타낸다. 3장의 예제와의 비교를 위해 동일한 크기를 갖는 공동을 대상으로 하였으며, 500Hz까지 한 파장당 최소한 6개의 요소가 들어갈 수 있도록 하기 위해 각 노드간 거리는 $0..08m$로 하였다. 그림. 16은 경계 요소법을 이용하여, 주파수의 단계적 증가에 따른 행렬 D_s의 최소 특이치를 그린 것이다. 주파수 단계적 증가에 따라서 정확히 0이 되지 않는 주파수가 있을 수도 있지만, 국부 최소가 되는 지점에서의 파수(wave number)를 고유치라고 판단하였다. 표 3.2는 경계 요소법에 근거한 고유치 탐색 방법을 이용하여 계산된 공명 주파수에서의 파수와 직사각 공동에 대한 공명 주파수에서의 이론적 파수를 비교한 것이다. 표. 2의 오차부분을 통해서 알 수 있듯이, 주파수의 이산 증가분만큼의 오차가 생기는 것을 제외하고는 정확한 탐색이 이루어짐을 알 수 있다. 그림. 17~그림. 20의 (a)는 각 공명 주파수에서 경계에서의 음압의 상대적인 크기를 나타낸 것이다. 이는 가장 큰 음압을 기준으로 하여 정규화하였기 때문에 고유 함수를 경계에서 나타낸 것이라 볼 수 있다. 그림. 17~그림. 20의 (b)와 (c)는 (a)에서 $y=-0.3m, z=0.05m$인 x방향으로의 모서리와 $x=-0.4m, z=0.05m$인 y방향으로의 모서리에서의 고유 함수 값을

이론해와 비교하여 그린 것이다. 그림. 17~그림. 20에서 확인할 수 있듯이, 경계 요소법에 근거한 고유치 및 고유 함수의 탐색이 정확히 잘 이루어지고 있음을 알 수 있다.

다. 자동차 실내에 대한 경계 요소법에 기초한 고유치 해석법의 적용 및 어드미턴스 지도

나. 에서는 경계 요소법에 근거한 고유치 및 고유 함수의 탐색 방법에 대해서 직사각 공동을 예로 들어 그 정확성을 확인하였다. 다음으로는 실제적인 응용성을 위해 자동차 실내에 대한 적용을 예제로 삼는다. 자동차 실내에 대한 모델은 H사의 E모델의 승용차를 대상으로 하였으며, 그림. 21은 해석 대상 자동차의 외관과 실내 경계 해석 모델이다. 약 500Hz까지 한 파장당 최소한 6개의 요소가 들어갈 수 있도록 노드 간의 거리를 $0.2m$ 정도로 하였다. 그림. 22는 그림. 21에 주어진 모델의 경계가 모두 강체(rigid)라고 생각하고 계산된 최소 특이치를 주파수 영역에서 나타낸 것이다. 500Hz 까지의 모드 밀도(modal density)는 10Hz당 1개정도의 고유치가 존재하는 모드 분리(modal separation)가 비교적 큰 주파수 영역이라고 볼 수 있다. 그림. 23은 공명 주파수에서의 고유 함수의 크기를 대상물의 경계에서 나타낸 그림이다. 본문에서는 300Hz까지의 고유 함수에 대해서만 그림. 23에 도시하였다. 물리적으로도 예견할 수 있듯이, 고체각(solid angle, 그림. 26(a) 참고)이 작은 대부분의 영역에서 고유함수의 큰 값이 나타남을 알 수 있다. 그림. 24는 5. 나. 에서 제안된 어드미턴스 지도를 결정하는 기준에 따라 자동차 실내 모델에 대한 어드미턴스 지도를 도시한 것이다. 그림. 24의 각 그림의 상단에 있는 'normalized modal admittance'는 5. 나. 에서의 무차원 모달 어드미턴스(non-dimensional modal admittance)와 같은 의미로 사용되었다. 그림. 25는 각각의 어드미턴스 지도에서 결정된 면적의 전체 면적에 대한 백분율을 나타낸 것이다. 어드미턴스 지도 2, 14, 31번은 y 방향으로 축(axial) 방향 정현파(cosine wave)가 생기는 것이므로 많은 면적이 어드미턴스 지도에서 결정된 것처럼 보여진다. 어드미턴스 지도 그림. 24 역시도 그림. 26(a)에 나타낸 고체각이 작은 영역과 높은 상관 관계가 있음을 알 수 있다. 이는 그림. 4.26의 (a)와 (b)를 비교해 봄으로써 쉽게 관찰할 수 있다.

라. 어드미턴스 지도에 근거한 정숙 공간에서의 소음 제어 가능성

다. 에서는 경계 요소법에 근거한 고유치 해석을 통해서 자동차 실내 모델에 대한 공명 주파수 및 고유 함수를 계산하고, 그로부터 어드미턴스 지도를 각 고유 함수에 따라 결정하여 도시하였다. 라. 에서는 다. 에서 결정된 어드미턴스 지도에 근거해서 자동차 실내 공간 중에 승객의 위치라고 생각될 수 있는 공간을 정숙 공간(quiet zone)이라 설정하여, 그 공간내의 음향 위치 에너지 밀도(acoustic potential energy density)의 변화를 살펴봄으로써 경계 조건 변경 방안을 살펴보기로 한다.

그림. 27은 정숙 공간의 위치를 나타낸다. 자동차 실내에 탑승하는 승객의 일상적인 청취 위치라고 생각할 수 있는 공간을 정숙 공간으로 삼았다. 그림. 28~그림. 29는 어드미턴스 지도에 따른 정숙 공간 내에서의 음향 위치 에너지 밀도의 변화량을 나타낸 것이다. 그림. 28은 첫 번째 공명 주파수 62Hz에서 각각의 어드미턴스 지도에 따른 음향 위치 에너지 밀도를 비교하였다. 그림. 28에서 (a)는 어드미턴스 지도들의 공통된 면적의 백분율을 1번 어드미턴스 지도를 기준으로 하여 유사도(similarity)를 그린 것이다. 예를 들어 설명해보면, 1번 어드미턴스 지도는 100%의 유사도를 갖고, 2번 어드미턴스 지도는 약 60% 정도의 유사도를 보인다. 이는 1번과 2번 어드미턴스 지도 사이에 공통된 면적인 1번 어드미턴스 지도를 기준으로 보았을 때, 60%정도의 면적을 공유한다는 것을 뜻한다. 그림. 28에서 (b)는 62Hz의 소음 성분에 대해서 정숙 공간에서의 음향 위치 에너지 밀도를 각각의 어드미턴스 지도에 대해서 비교하여 그린 것이다. (a)와 비교해서 살펴보면, 어드미턴스 지도의 유사도가 높을수록 해당 주파수 성분의 제어에 효과적임을 알 수 있다. 여기서, 흥미로운 사실은 같은 임피던스를 가지는 제어 재료를 더 많이 부착하는 2번 어드미턴스 지도는 1번 어드미턴스 지도보다 덜 효과적임을 알 수 있다. (a)와 (b)의 내용을 보다 쉽게 파악하기 위해서 어드미턴스 지도의 유사도와 음향 위치 에너지 밀도의 관계를 (c)에 나타내었다. 어드미턴스 지도의 유사도가 증가할수록 제어 효과가 증가하는 것을 알수 있으며, 비슷한 수준(level)의 음향 위치 에너지 밀도를 보이는 2번, 14번, 31번 어드미턴스 지도는 그림. 25를 참고하여 보았을 때, 훨씬 많은 영역에 제어 재료를 부착한 경우임을 알 수 있다. 이를 통해 유추해 볼 때, 특정 주파수의 효율적인 제어를 위해서는 제어 재료의 절대적인 양보다는 효과적인 위치를 선정하여 경계 조건을 변경하는 것이 효과적임을 알 수 있다. 그림. 29는 4

번 어드미턴스 지도를 기준으로 하여 132Hz 소음 성분을 제어할 때의 음향 위치 에너지 밀도를 비교하여 나타낸 것이다. 그래프의 경향과 물리적인 의미는 그림. 29의 경우와 유사하다. 1번과 2번 어드미턴스 지도가 3번 어드미턴스 지도를 완전히 포함하는 것이기 때문에, 해당 주파수에서의 제어 효과가 거의 동일함을 알 수 있다. 그러나, 1번과 2번 어드미턴스 지도는 3번 어드미턴스 지도보다 많은 면적에 대해서 제어 재료가 적용되는 것이기 때문에 4번 어드미턴스 지도에 비해서 보다 낮은 음향 위치 에너지 밀도를 보여준다.

7. 요약 및 결론

경계 요소법에 기초한 공명 주파수 및 고유 함수의 탐색법은 직사각 공동을 예로 들어, 이 방법에 대한 검증을 하였다. 고유치에 대해서는 표.2에 정리된 것과 같이 매우 낮은 오차를 보이고 있으나, 이 작은 오차도 주파수 탐색 간격에 의한 것이기 때문에 매우 신뢰성 있는 방법임을 나타내고 있다. 고유 함수의 탐색에 있어서는 이론해와의 비교를 하여 살펴본 결과, 경계 면상에서의 크기의 변화가 그림. 17~그림. 20에 보여진 바대로 잘 일치하였다. 이를 통해서, 자동차 실내 모델을 대상으로 어드미턴스 지도를 탐색하였고, 각각의 고유 함수에 대한 어드미턴스 지도가 서로 다른 공명 주파수에서의 음향 위치 에너지 밀도를 제어하는 데 있어서 얼마나 효과적인지를 비교하여 보았다. 각기 다른 공명 주파수의 제어를 위해서는 그 주파수에 맞는 어드미턴스 지도가 있음을 몇 가지 예제를 통해 보였다. 예제를 종합하여 살펴보면, 어드미턴스 지도가 고체각(solid angle)이 낮은 영역을 항상 포함하는 것으로 이해할 수 있다. 따라서 어드미턴스 지도를 종합하여 살펴본 결과 역시도, 고체각의 분포와 높은 상관 관계가 알 수 있었다.

고속 철도 동력 객차(그림. 30 참고)와 같이 해석적이지 않은 공동(cavity)에 대해서도 앞서 설명한 내용을 그대로 적용할 수 있을 것이다. 그림. 31을 통해서도 알 수 있듯이, 많은 음향 에너지는 저주파수에 집중되어 있고, 저주파수의 소음을 제어하는 문제를 생각할 때에는 낮은 모드 밀도의 음장을 제어하는 것임을 상기할 때는 본 연구 내용의 적용이 효과적일 것이다. 일반적으로 동일 주파수에서 공동 내부 음장의 모드 밀도보다 구조물의 모드 밀도가 훨씬 높다는 사실을 상기하면, 내부 음장은 객차의 벽면을 통해 전달되어 밖으로 방사된다고 생각할 수 있다. 이

경우, 실내 음장 전체를 하나의 음원으로 생각할 때, 흡음재의 적절한 배치를 통한 실내 소음의 제어는 객차 외부에서 관찰했을 경우에 음원의 강도를 제어하는 효과를 나타낸다고 생각할 수 있다. 따라서, 객차의 벽면 재료를 바꾸기 힘든 현실적인 상황을 생각하였을 경우에는 동력객차 실내에 흡음재를 부착하여 소음을 제어하는 방법이 효과적일 것이다.

표. 1 Notations of acoustical property in a cavity with rigid or non-rigid boundary conditions

	Rigid wall	Non-rigid wall
Eigenfunction	ϕ_{mnp}	ψ_{mnp}
Eigenvalue	k_{mnp}	K_{mnp}
Governing equation	$\nabla^2\phi_{mnp} + k_{mnp}^2\phi_{mnp} = -\delta(\vec{r} - \vec{\xi})$	$\nabla^2\psi_{mnp} + K_{mnp}^2\psi_{mnp} = -\delta(\vec{r} - \vec{\xi})$
Boundary condition	$\nabla\phi_{mnp} = 0$	$\nabla\psi_{mnp} = ik\left(\frac{\rho c}{Z}\right)\psi_{mnp}$
Forced response	$p(\vec{r}) = \sum_{m,n,p} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r})\phi_{mnp}(\vec{\xi})}{V\Lambda_{mnp}(k_{mnp}^2 - k^2)}$	$p(\vec{r}) = \sum_{m,n,p} \frac{\psi_{mnp}(\omega,\vec{r})\psi_{mnp}(\omega,\vec{\xi})}{V\Lambda_{mnp}(K_{mnp}^2 - k^2)}$

표. 2 Comparison of resonance frequencies by theory and BEM-based searching

Mode (n_x, n_y, n_z)	**Exact solution (Hz)**	**BEM based solution (Hz)**	**Error (%)**
1 **(1,0,0)**	214.375	214	0.175
2 **(0,1,0)**	285.833	286	0.058
3 **(1,1,0)**	357.292	358	0.198
4 **(2,0,0)**	428.750	430	0.291

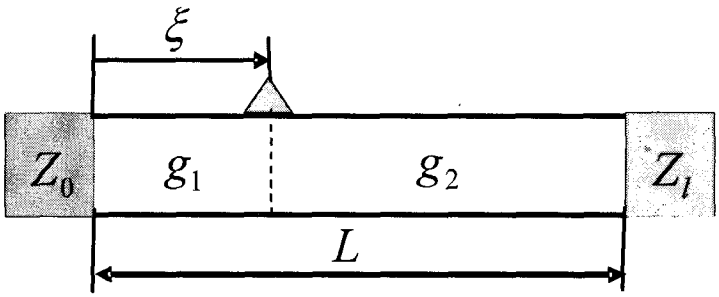


그림. 1 An example of 1-D cavity with impedance boundary condition and length L. g is green's function, ξ is source position

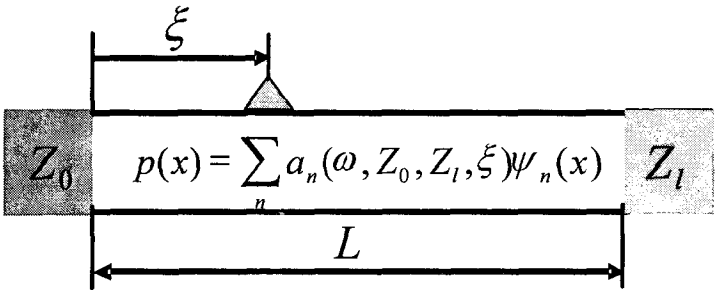
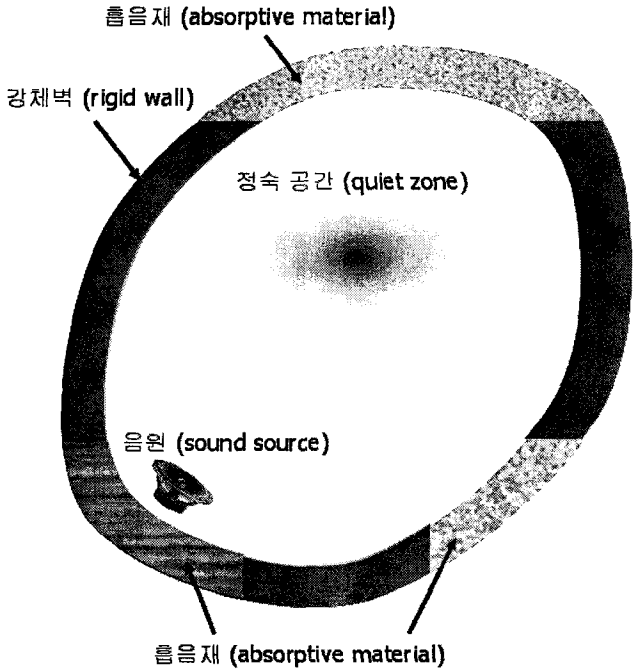
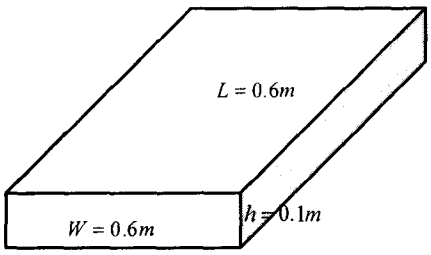


그림. 2 An example of 1-D cavity with impedance boundary condition and

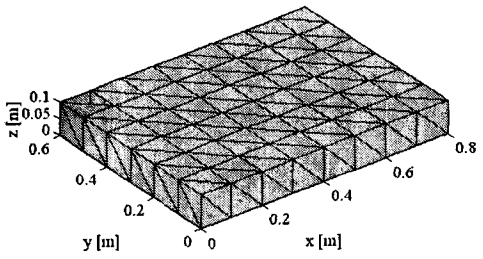


length L. p is forced response due to point source at $x=\xi$.

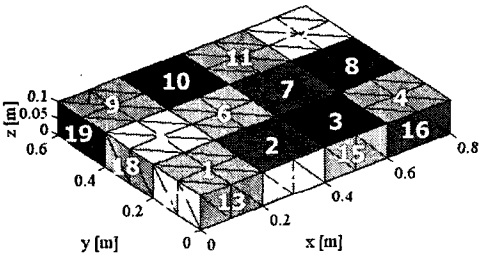
그림. 3 An example of 3-D cavity with arbitrary boundary condition and quiet zone



(a) An example of a rectangular cavity



(b) Boundary element model of (a)



(c) Control material position

그림. 4 (a) an example of a rectangular cavity($0.8\times 0.6\times 0.1$ (m)), (b) boundary element model of (a), (c) control material position

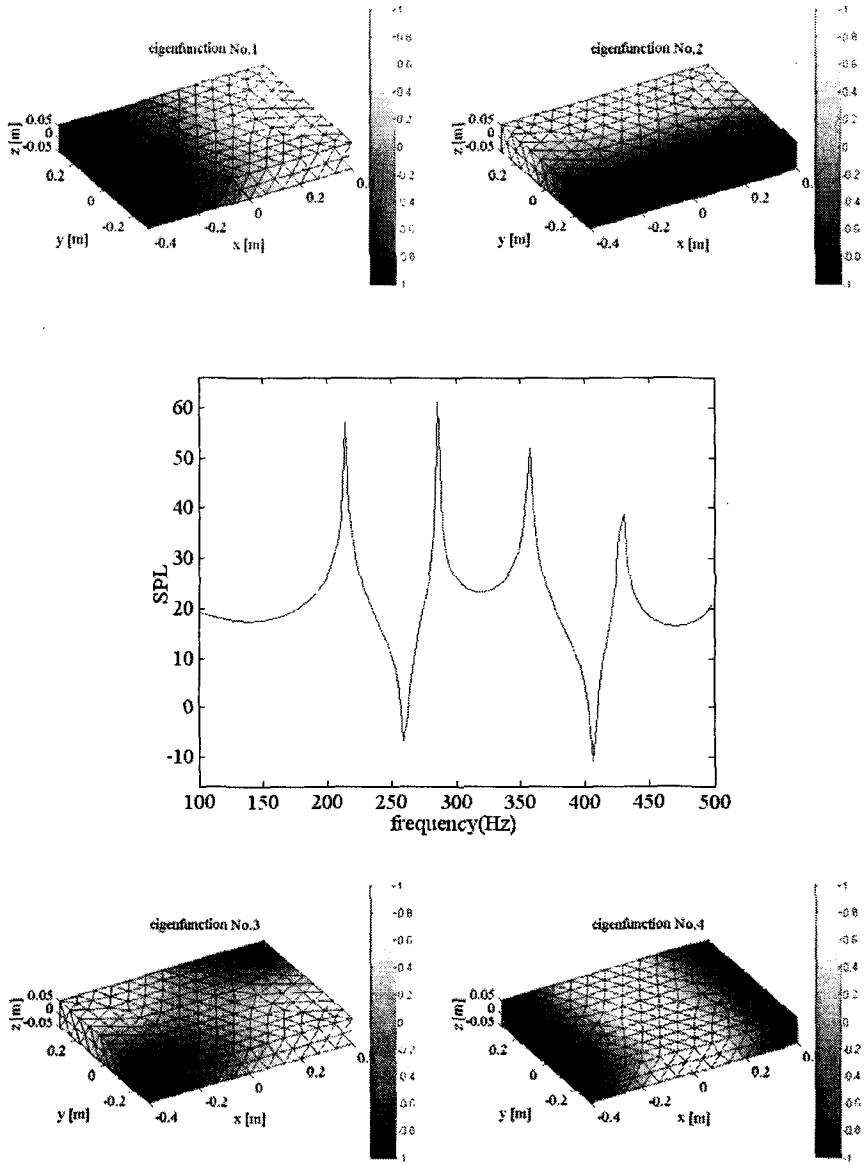


그림. 5 Acoustic response at $0.7, 0.5, 0(m)$ due to volume velocity source at $0.01, 0.01, 0.01\,(m)$. 214Hz: (1, 0, 0) mode, 286Hz: (0, 1, 0) mode, 357Hz: (1, 1, 0) mode, 429Hz: (2, 0, 0) mode. The unit of color bar is non-dimension by normalization with respect to maximum value..

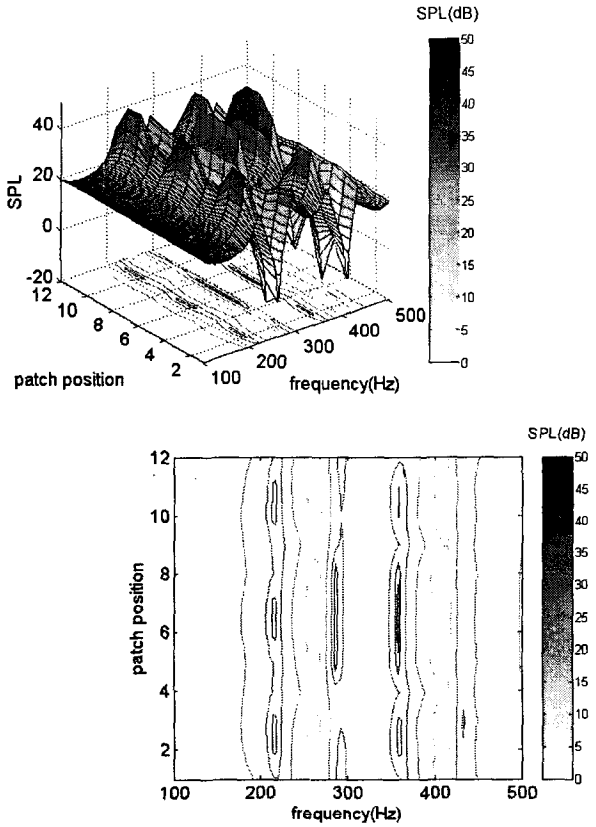
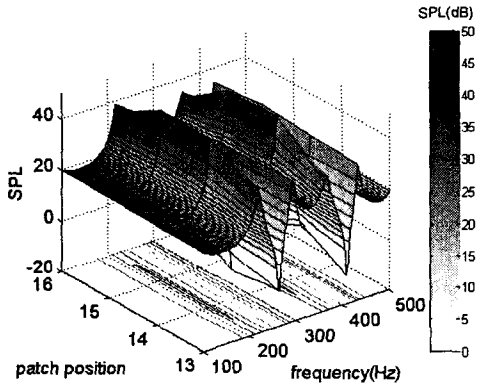


그림. 6 Sound pressure level at $0.7, 0.5, 0(m)$ with respect to control material position(1-12) and frequency



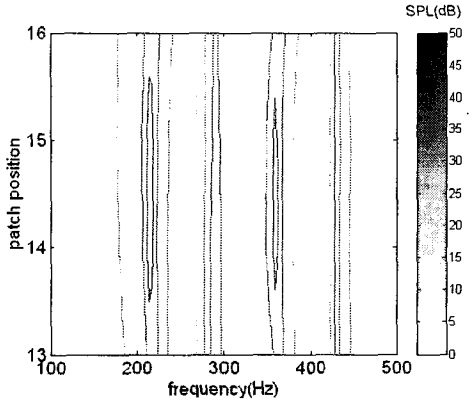


그림. 7 Sound pressure level at $0.7, 0.5, 0(m)$ with respect to control material position (13~16) and frequency

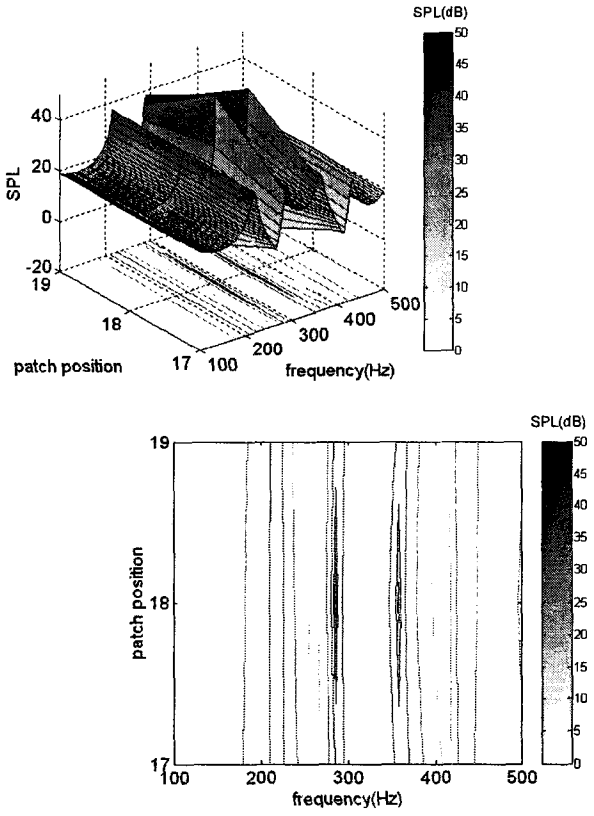


그림. 8 Sound pressure level at $0.7, 0.5, 0(m)$ with respect to control material position(17~18) and frequency

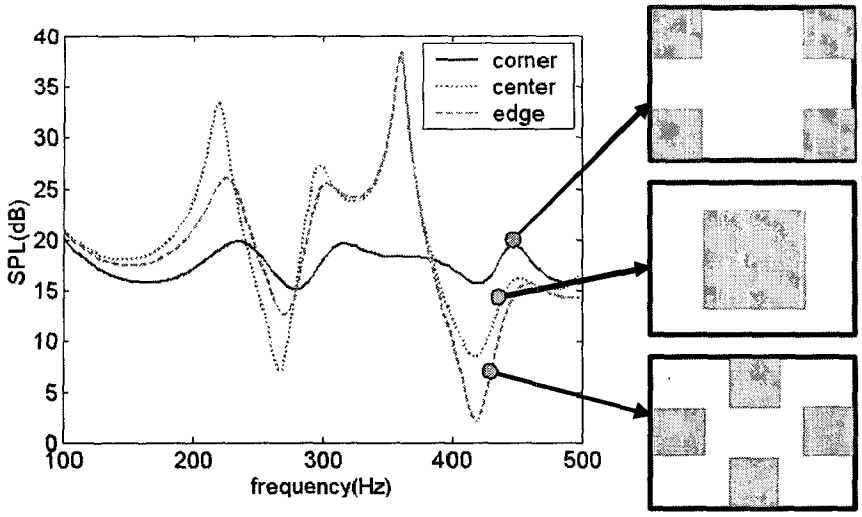


그림. 9 Sound pressure level with respect to frequency and 3 control material arrangements. Shaded box represent absorptive material with impedance $Z=3-3i$. Cavity size is same with one as shown in 그림. 4(a). The size of each patch is also same as described in 그림. 4(c).

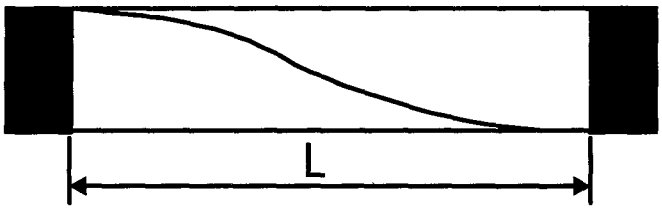
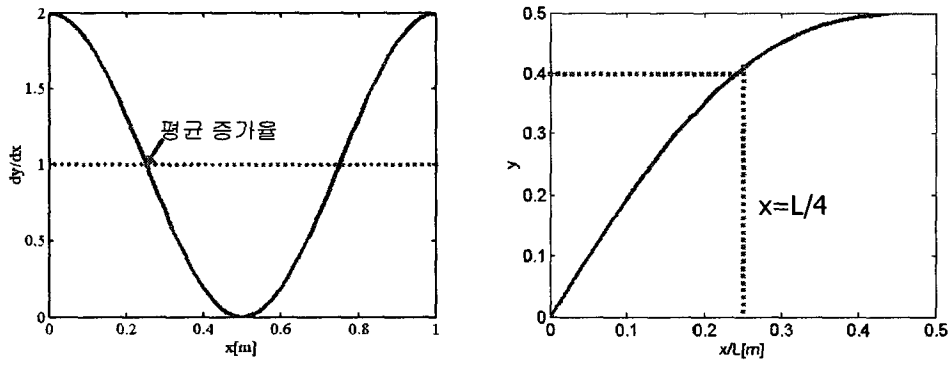


그림. 10 An example of 1-D cavity and its first acoustic mode



(a) (b)

그림. 11 (a) the rate of change of non-dimensional modal admittance with respect to x (b) non-dimensional modal admittance

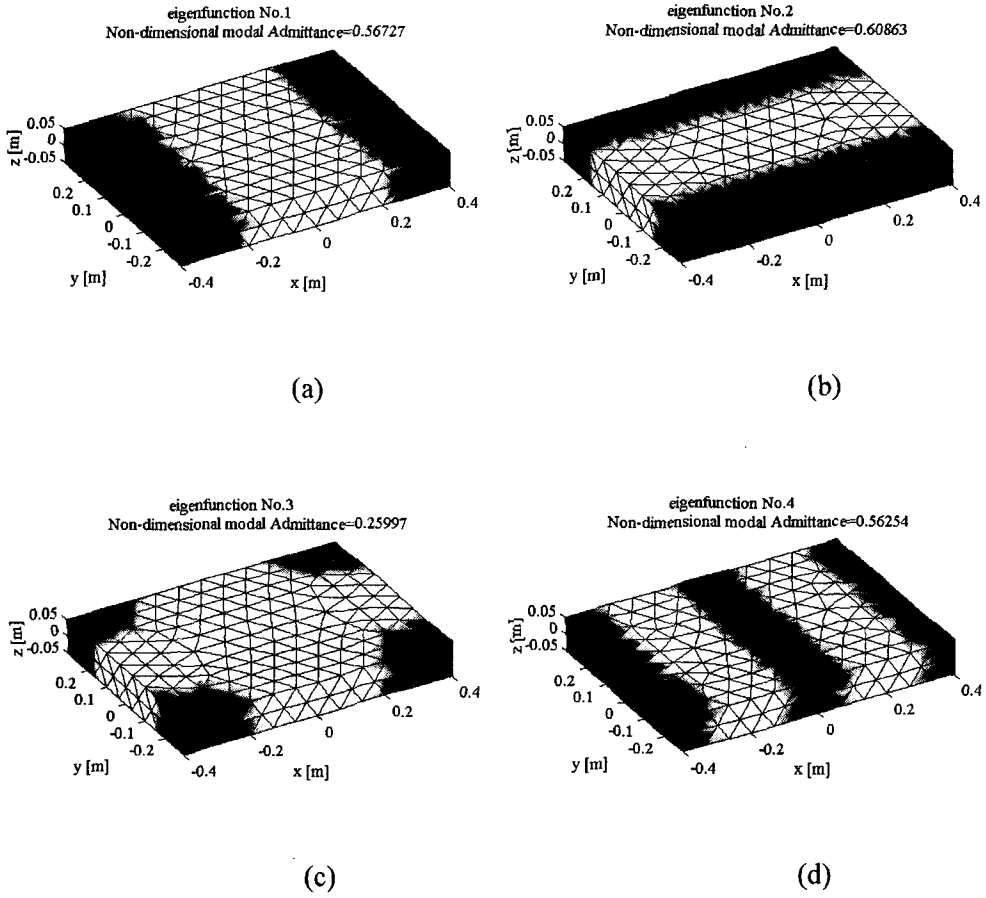


그림. 12 Admittance maps of 4 eigenfunction. (a) map for (1, 0, 0) mode, (b) map for (0, 1, 0) mode, (c) map for (1, 1, 0) mode, (d) map for (2, 0, 0) mode. Black area represents the position where absorptive material is attached, that is where boundary condition will be changed for effective noise control at each resonant frequency..

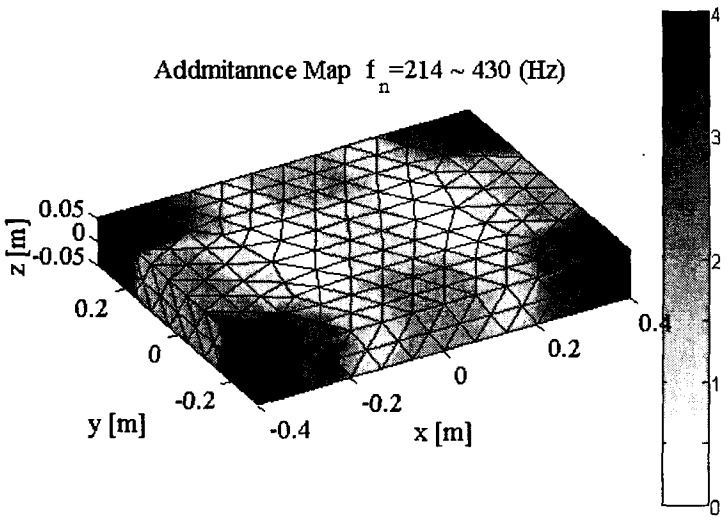


그림. 13 Total admittance map in the frequency range of interest. The color bar in right side means number of the common position of each admittance map. For example, '4' on color bar means that area is where 4 admittance maps are overlapped. As shown in this figure, we can find the 'corner' is good position for effective noise control.

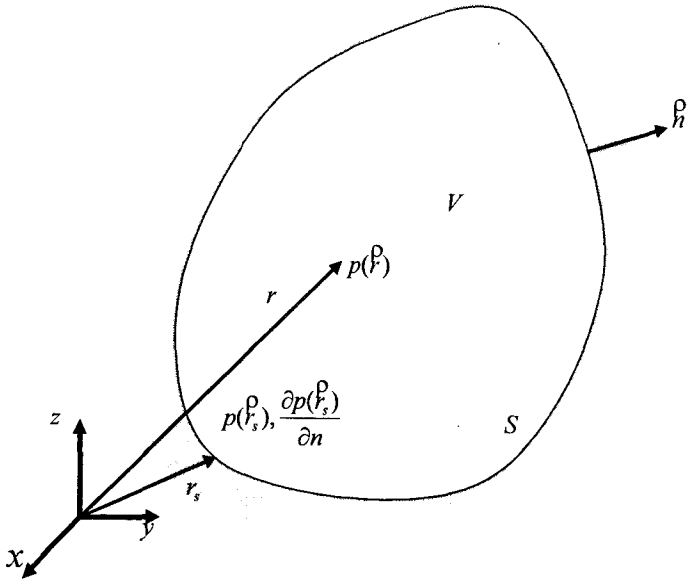
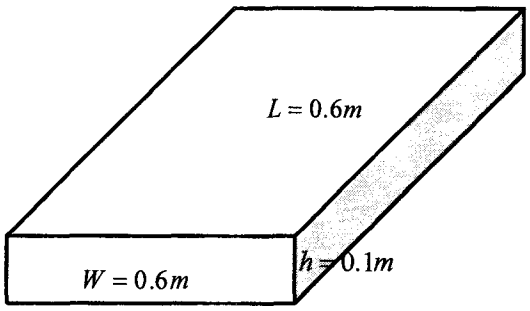
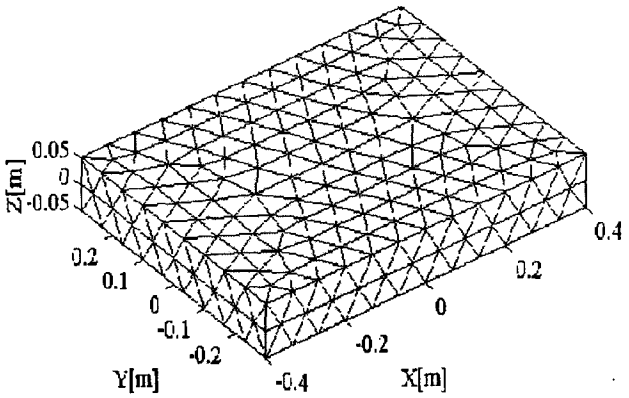


그림. 14 The definition of geometric conditions and acoustic variables. The vectors $p(\hat{r}_s)$ and $\frac{\partial p(\hat{r}_s)}{\partial n}$ denote surface pressure and normal gradient of $p(\hat{r}_s)$. $p(\hat{r})$ denotes field pressure. The vector $\hat{h}$ indicates the normal direction to a surface



(a) An example of rectangular cavity



(b) Its boundary element

그림. 15 An example of a rectangular cavity and its boundary elements

Cavity size: $0.8\times 0.6\times 0.1$ (m), element size: 0.1 (m), 656 elements, 1314 nodes

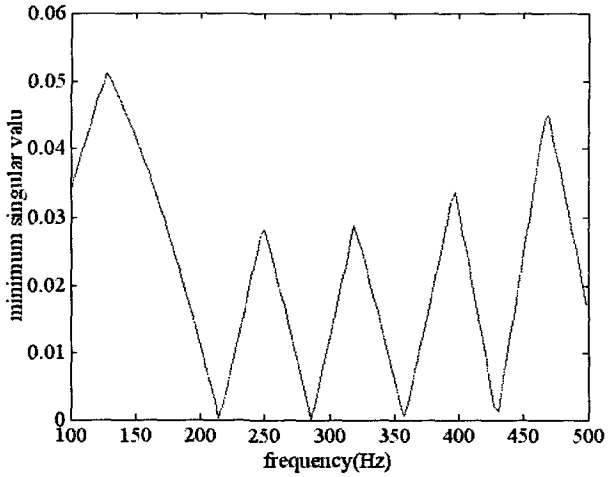
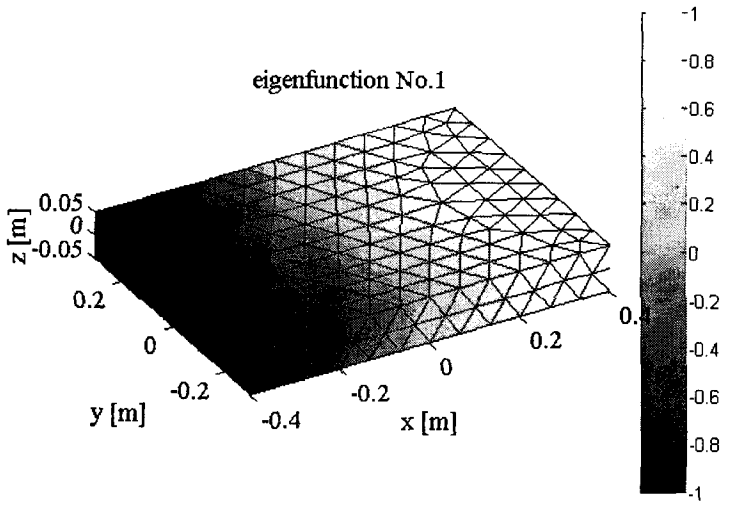
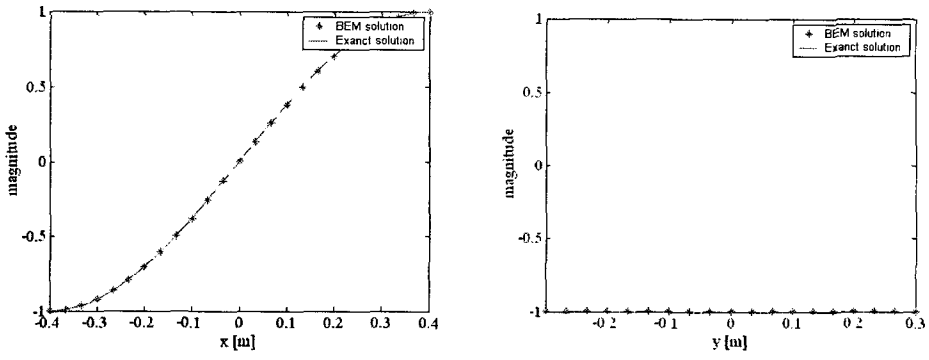


그림. 16 Minimum singular value in the case of rectangular cavity as shown in 그림. 4.2. When a frequency is a resonance frequency, there is local minimum singular value. Local minimum is occurred at 214Hz, 286Hz, 358Hz, and 430Hz.



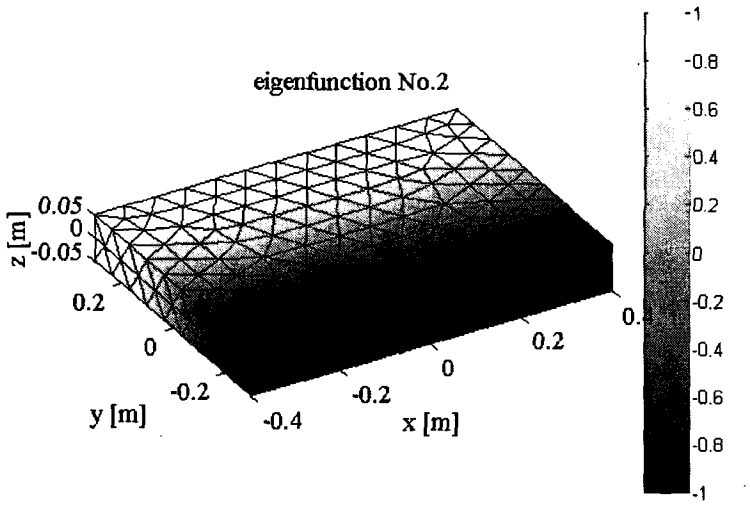
(a)



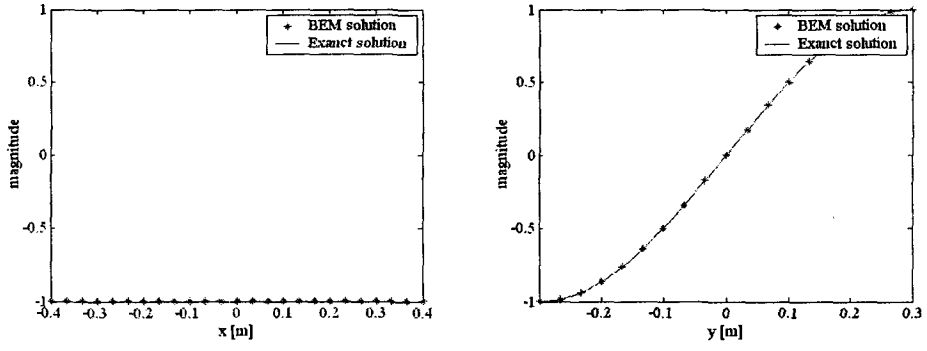
(b) (c)

그림. 17 (a)1st Eigenfunction(100 acoustic mode)on wall of a rectangular cavity.

2 graphs (b) and (c) in bottom represent pressure amplitude on the line located in $y=-0.3m, z=0.05m$ and $x=-0.4m, z=0.05m$, respectively. * is BEM solution and solid line is exact solution.



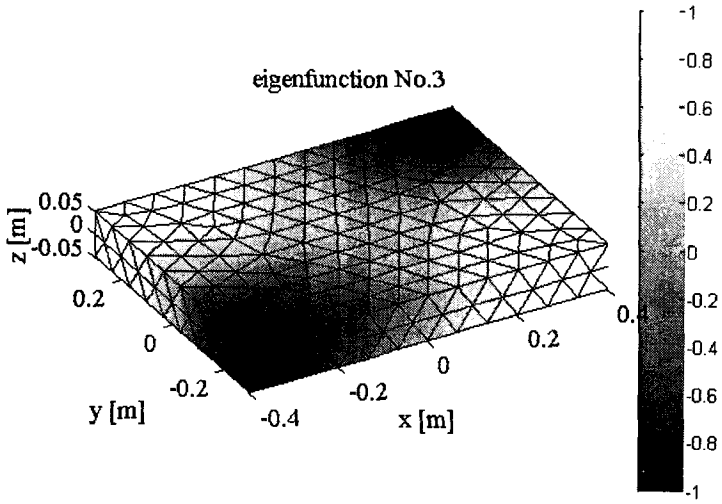
(a)



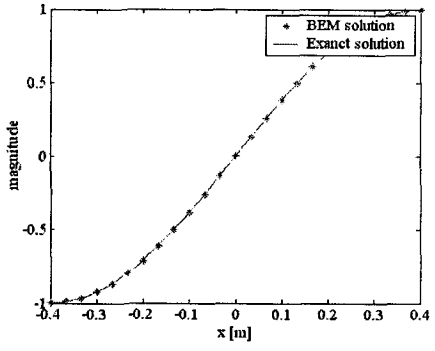
(b) (c)

그림. 18 (a) 2nd Eigenfunction (010 acoustic mode) on wall of a rectangular cavity.

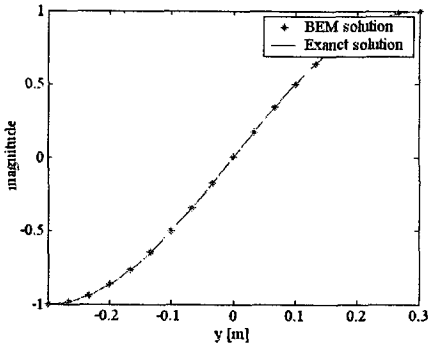
2 graphs (b) and (c) in bottom represent pressure amplitude on the line located in $y=-0.3m, z=0.05m$ and $x=-0.4m, z=0.05m$, respectively. * is BEM solution and solid line is exact solution.



(a)



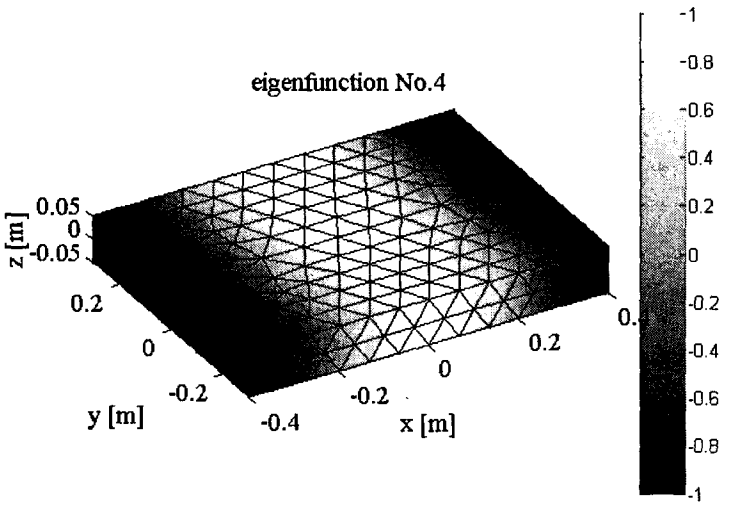
(b)



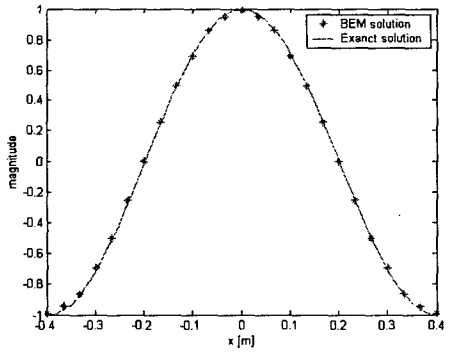
(c)

그림. 19 (a) 3rd Eigenfunction(110 acoustic mode) on wall of a rectangular cavity.

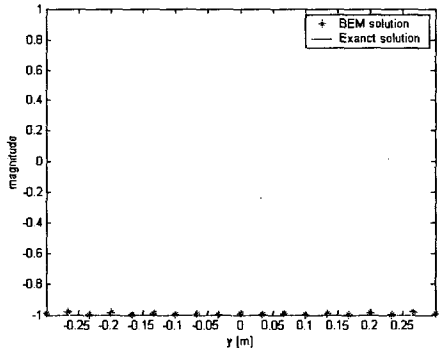
2 graphs (b) and (c) in bottom represent pressure amplitude on the line located in $y=-0.3m, z=0.05m$ and $x=-0.4m, z=0.05m$, respectively. * is BEM solution and solid line is exact solution.



(a)



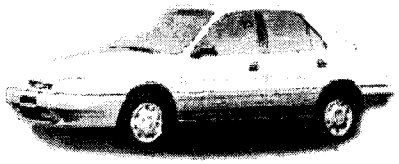
(b)



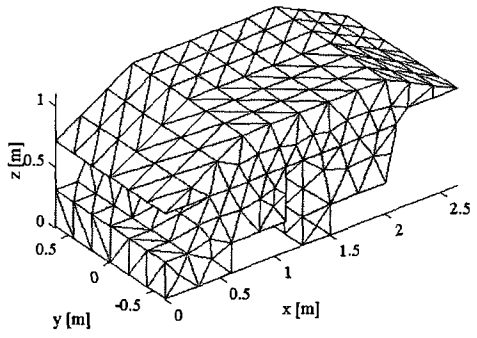
(c)

그림. 20 (a) 4thEigenfunction(200 acoustic mode) on wall of a rectangular cavity.

2 graphs (b) and (c) in bottom represent pressure amplitude on the line located in $y=-0.3m, z=0.05m$ and $x=-0.4m, z=0.05m$, respectively. * is BEM solution and solid line is exact solution.



(a) A car model ('E'model of 'H' motor company)



(b) Boundary element model of above car cabin

626 triangular quadratic elements, 1254 nodes

그림. 21 A car model and its boundary element model

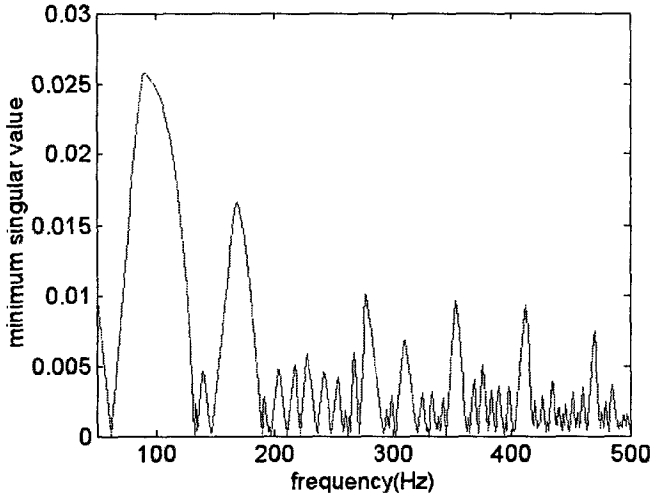


그림. 22 Minimum singular value in the case of a car cabin. When a frequency is a resonance frequency, there is local minimum singular value.

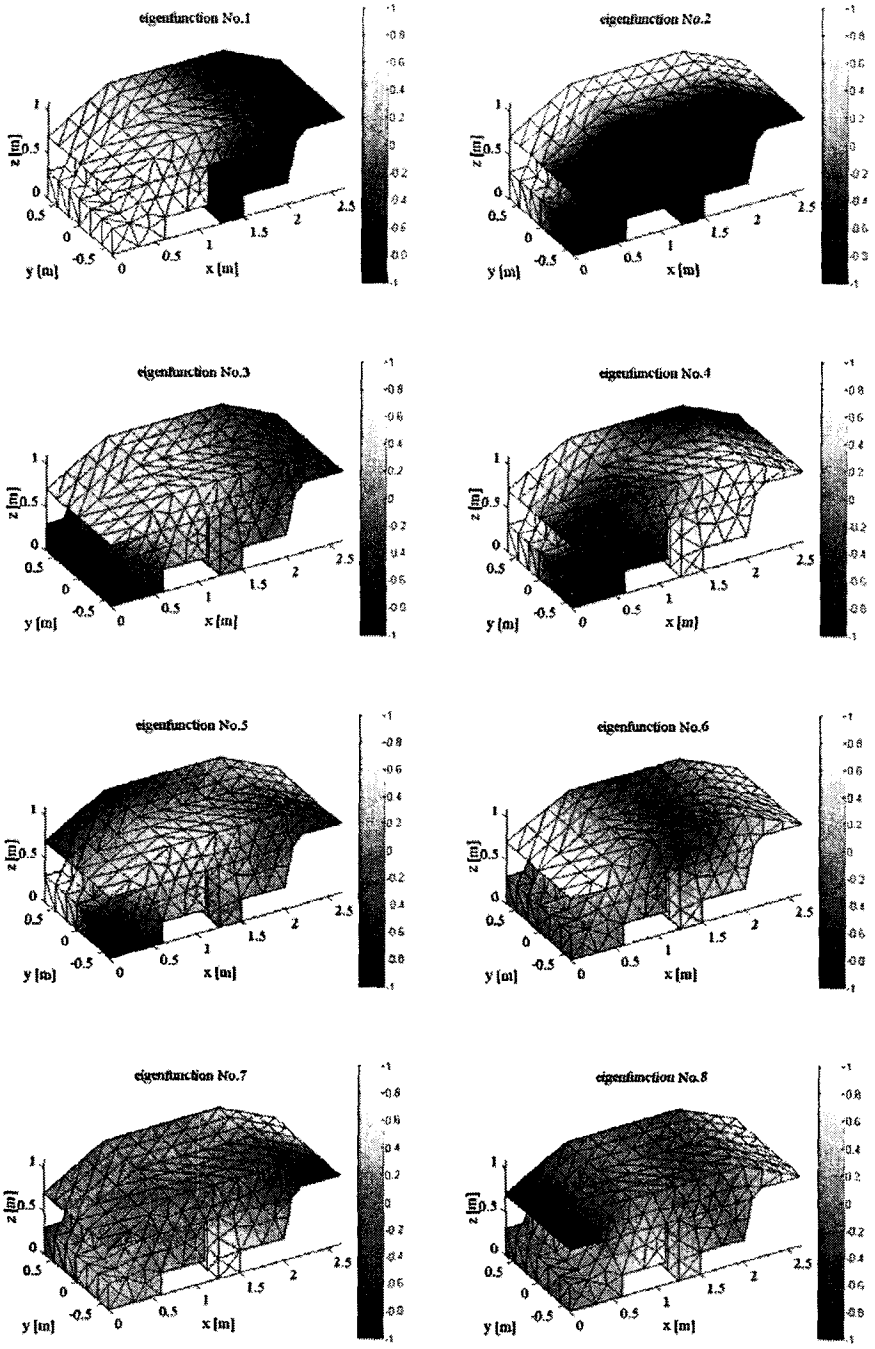


그림. 23 (continued)

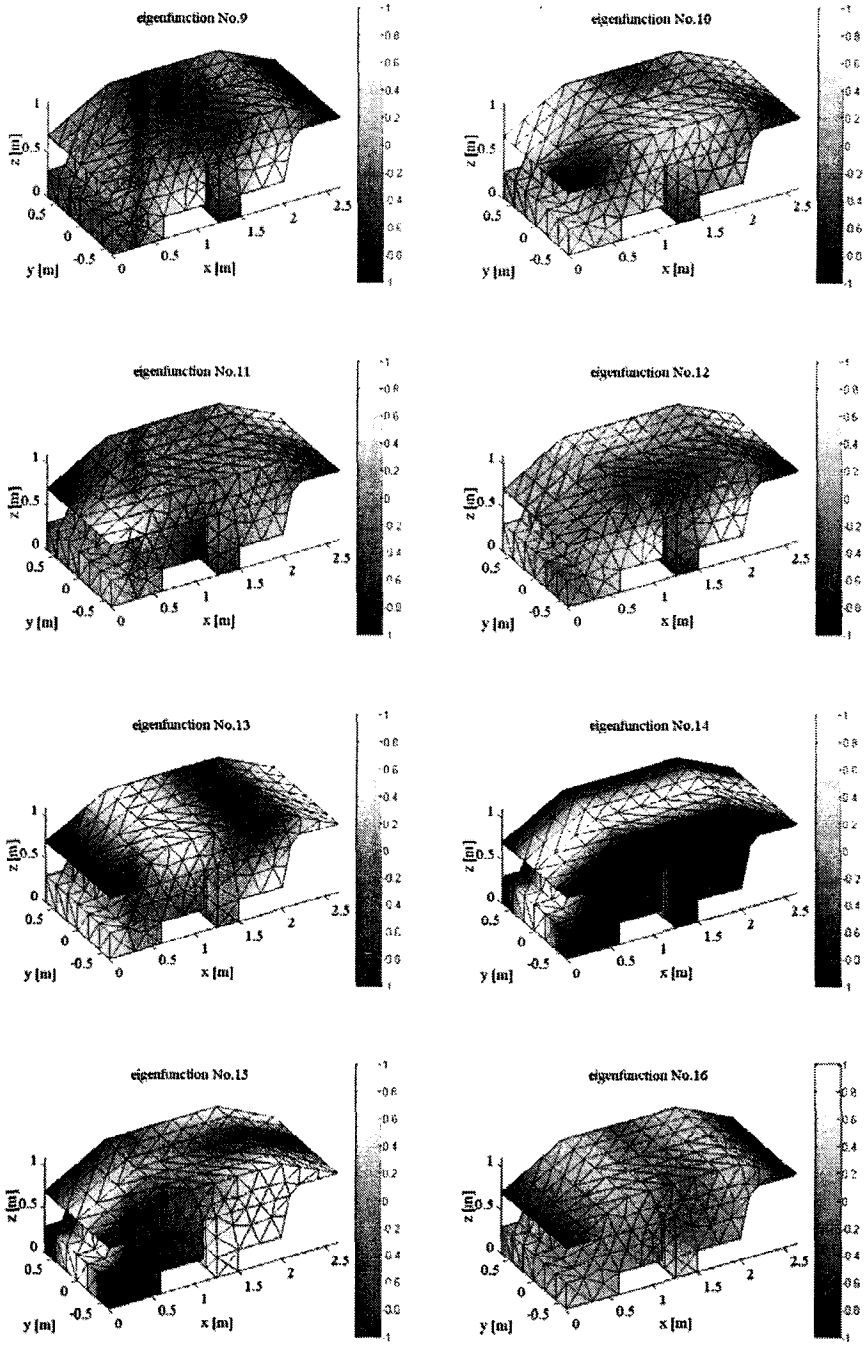


그림. 23 Eigenfunctions associated with the eigenvalues in the case of a car cabin model

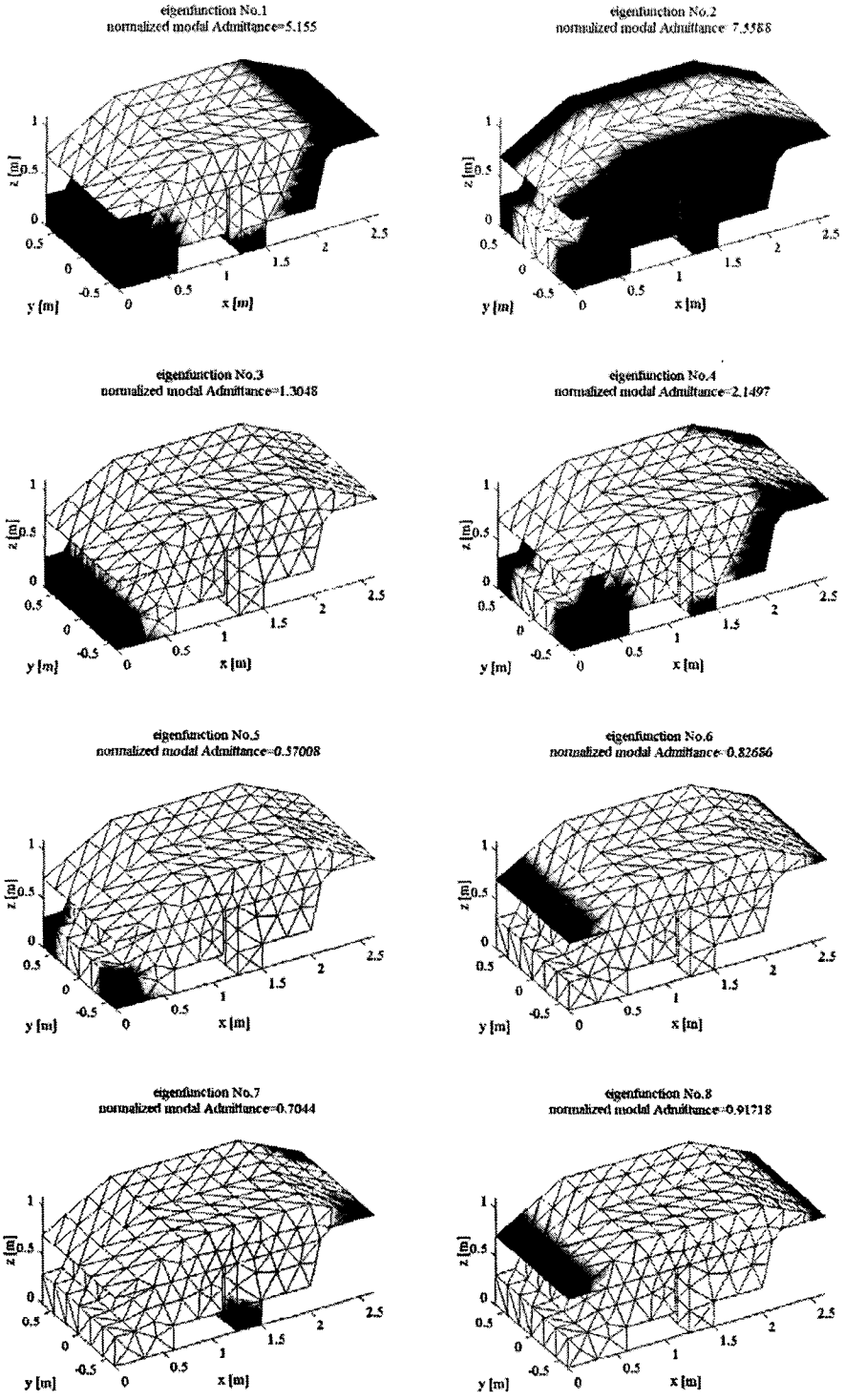


그림. 4.24 (continued)

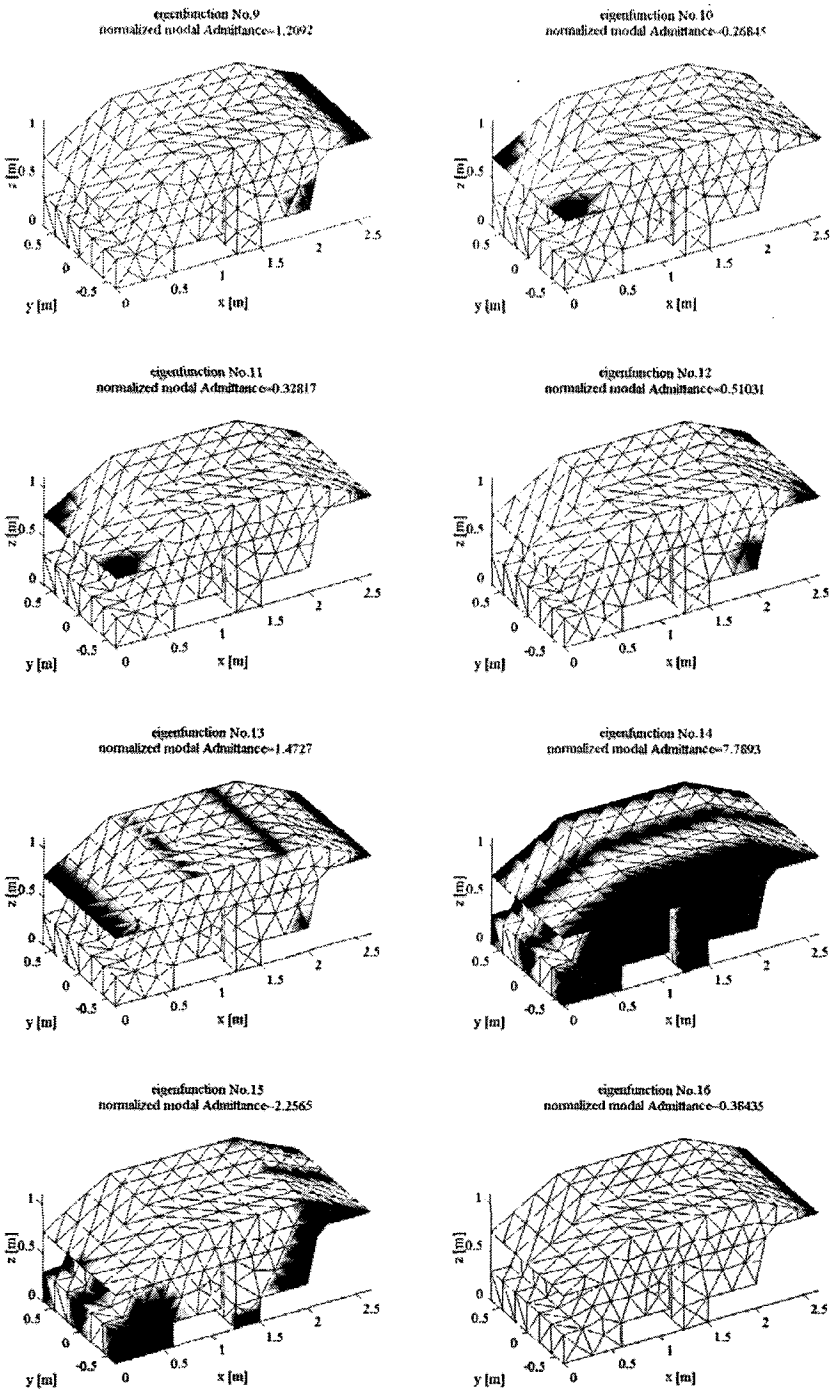


그림. 24 Admittance map associated with eigenfunctions. Black area represents good position to attach absorptive materials for effective noise control. Normalized modal admittance means modal admittance divided by admittance

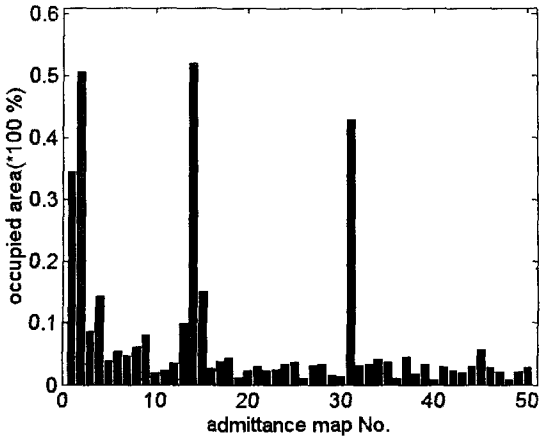
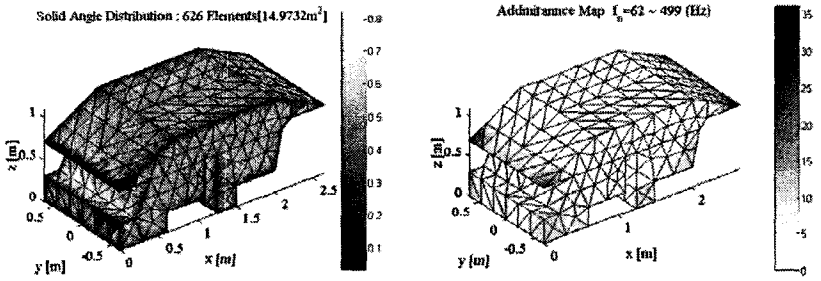
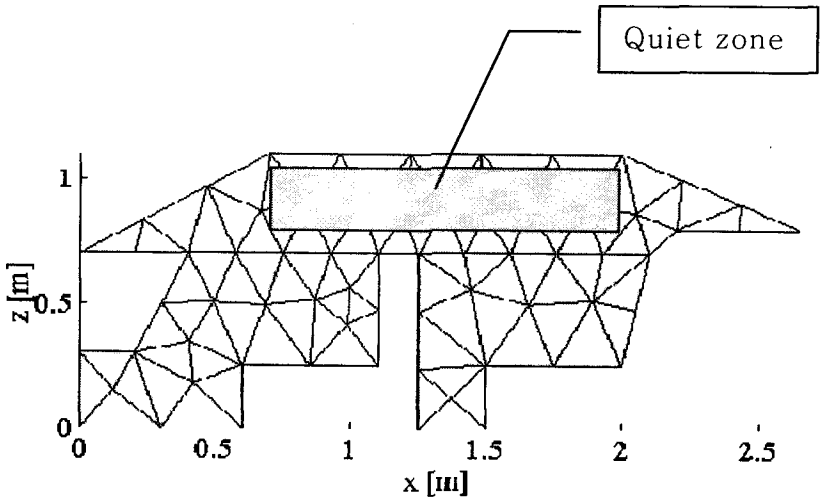


그림. 25 Occupied area of each admittance map. Total surface area is $14.9732 m^2$.



(a) Solid angle distribution (b) Total admittance map

그림. 26 (a) Solid angle distribution. This can be a measure to quantify where corner is. (b) Total admittance map which means summation of admittance map. The color bar means duplicity of admittance map; for example, '30' in color bar means that the position belongs to 30 admittance maps independently.



Quiet zone
$0.7m \leq x \leq 2.0m$
$-0.55m \leq y \leq 0.55m$
$0.75m \leq z \leq 1.0m$

그림. 27 Quiet zone volume around the passenger's head.

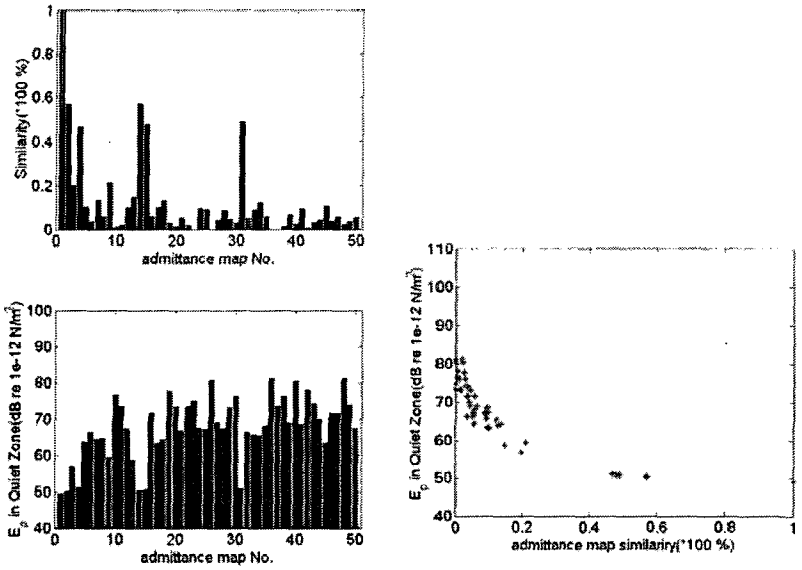


그림.28 Admittance maps vs. acoustic potential energies at 62Hz

Admittance maps are compared with admittance map No. 1 as shown in 그림. 24

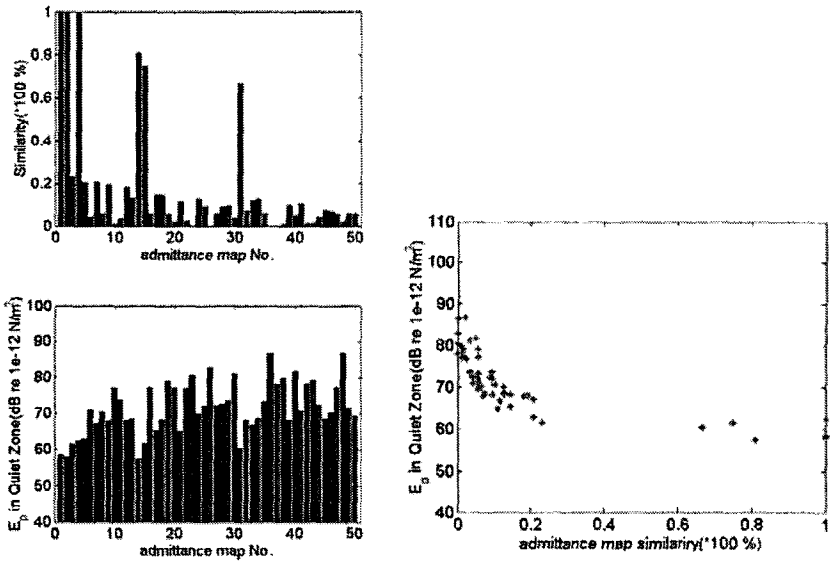


그림. 29 Admittance maps vs. acoustic potential energies at 146Hz

Admittance maps are compared with admittance map No. 4 as shown in 그림. 24

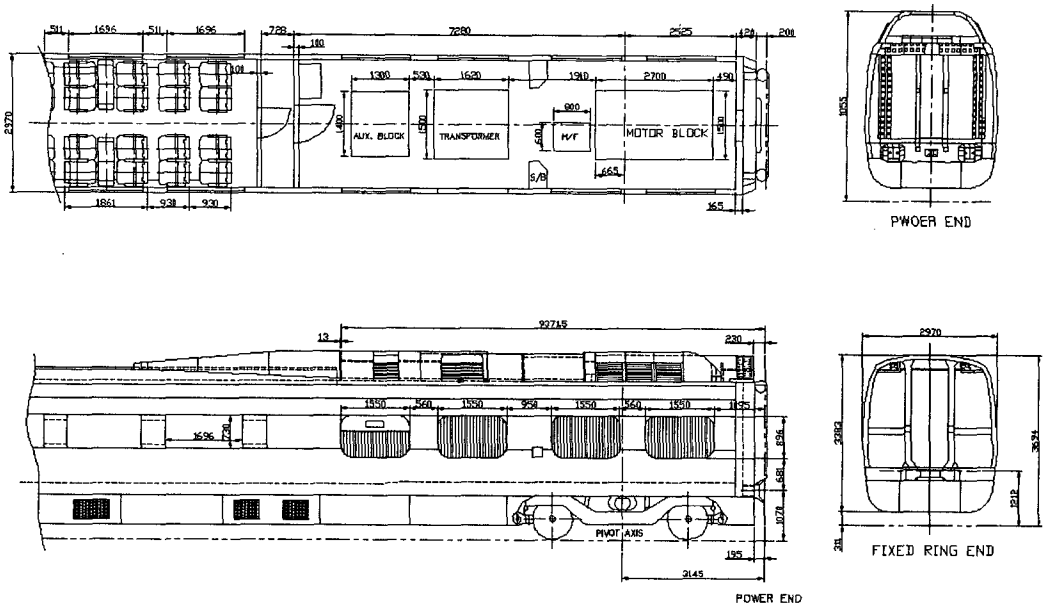


그림. 30 TM! car cabin model.

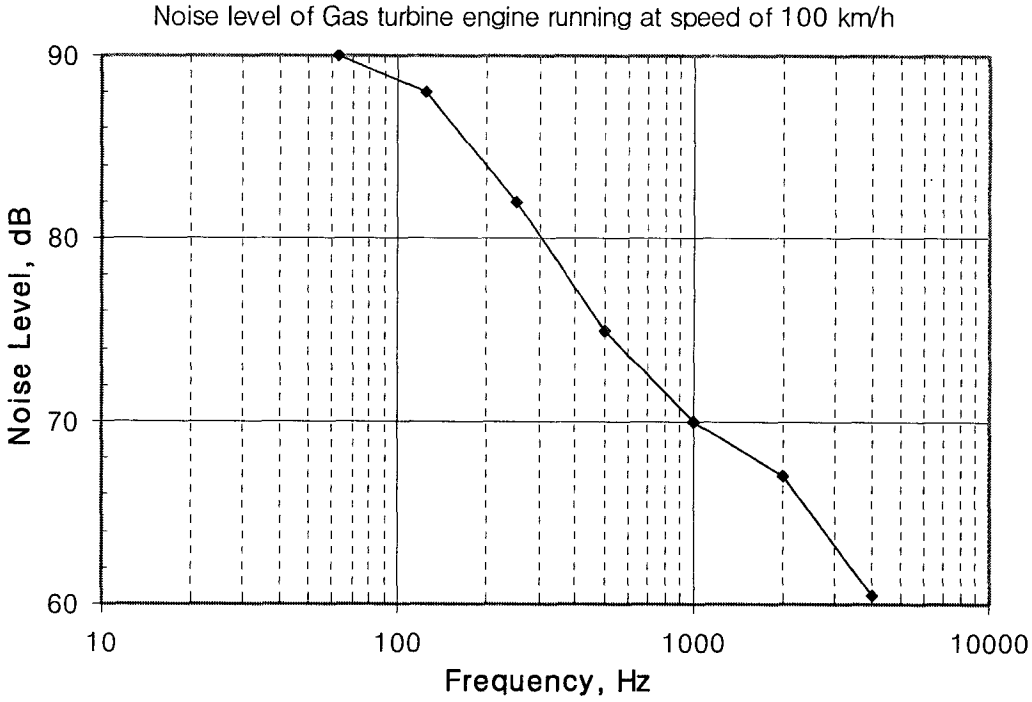


그림. 31 Noise level og gas turbine engine running at speed of 100kn/h

제 2 절 실질적인 소음 저감 대책에 대한 설계 기준

1. 개요

한국형고속철도는 큰 동력을 필요하며, 이 동력원으로는 가스 터빈 엔진이 이용된다. 가스 터빈 엔진의 배기구를 통해서는 발생되는 소음은 소음기(silencer)를 통해서 감쇠시키게 된다. 2.에서는 소음기의 설계 기준 마련을 위한 기본적인 물리적 의미의 설명과 함께 각 소음기 요소의 추가 및 변경에 따른 효과를 알아본다. 한편, 3.에서는 가스 터빈 엔진의 방사음(radiated sound)으로 인한 동력 객차 내부 음장을 해석하고, 외부 방사 소음 기준(약 70dB)을 만족하기 위한 차체의 전달 손실(transmission loss)를 제안한다. 내부 음장 계산을 위해서는 상용 BEM(boundary element method) 코드(code)를 이용하였다.

2. 가스 터빈 엔진 배기구 소음 저감을 위한 소음기 설계 기준

가스 터빈 엔진 배기구는 입력단 직경이 0.7m, 소음기 최대 직경 1m, 길이 1.5m 정도의 외관을 가지고 있으며, 설계 기준은 이러한 기준을 따르되 적절한 전달 손실(trasmission loss, TL)를 얻기 위해 설계 변경안을 제안한다. 평균 유속(mean flow rate)은 12.6kg/s이며, 배기 가스의 온도는 약 600도(섭씨)이다. 배기 가스는 여러 물질의 혼합물로 음속(speed of sound)이 측정되지는 않았기 때문에 같은 온도의 공기의 음속을 따른다는 가정을 한다. 이러한 가정은 현실성이 없어 보일지 모르나, 파동의 공간 상의 전파와 관련있는 파수(wave number)의 변화는 마하수(Mach number, 평균유속/음속)의 제곱에 비례하기 때문에 낮은 마하수에서는 오차가 낮을 것임을 유추할 수 있다. 직경이 1m정도되는 직관을 통해서는 공기의 음속을 사용한 마하수가 약 0.1~0.2정도 되기 때문에, 파수의 변화는 약 1%~4%정도 변한다고 볼 수 있다. 배기구 소음이 입력단에서 약 110dB정도 발생한다고 할 때, 약 40dB정도의 전달 손실을 확보할 수 있으면 방사소음은 70dB이하가 될 것이다. 물론, 배기구의 주파수 성분이 소음기 내부 설계를 위해 매우 중요하나, 본 연구에서는 그 가능성을 설명하는 것을 목적으로 한다.

가. 소음기 설계의 기본 및 물리적 의미

본 내용은 머플러의 완성된 단계에서의 설계라기보다는 음향학적 관점에서의 물리적 현상 및 설계의 기본 지침으로 이용할 수 있는 것들만을 다루기로 한다. 왜냐하면, 다양한 요소들을 가진 머플러의 설계는 성능 계산과 그의 검증에 많은 시간을 요하는 작업이기 때문이다. 그러나, 기본적인 물리적 현상의 이해와 그를 통한 설계의 가이드 라인(guide line)을 정하는 데는 몇 가지 선형 요소들의 조합으로 가능하다. 한편, 고차모드의 고려는 해석에 있어서 또 다른 어려운 문제이기 때문에 평면파 전파 이하주파수를 다루기로 한다.

평면파 전파 상한 주파수는 그림. 32에서 S2 면 상에서의 첫 번째 음향 모드가 발생하기 이전 주파수로 결정된다. 직경이 D이고, 파동 전파 속도(음속)를 c라고 하면

$$f < \frac{\pi c}{1.84D}(1-M^2)^{1/2} \tag{52}$$

와 같이 구할 수 있다. 여기서, M은 Mach number 이다. Mach number는 배기 가스의 온도와 밀도, 덕트의 단면적이 주어지면 mean flow velocity를 구할 수 있으며, 0.7m인 단면에서의 Mach number를 구해보면 아래와 같다.

$$M_1 = \frac{\dot{m}}{\rho S_1 c}, \quad M_2 = \frac{\dot{m}}{\rho S_2 c} \tag{53}$$

식 (53)로부터 S1의 면적을 가지는 부분과, S2의 면적(직경 1m)을 가지는 부분의 Mach number를 구해보면 M1=0.1188, M2=0.0582이다. 유동에 의한 음향 전파에는 식 (52)에서 알 수 있듯이 $(1-M^2)$ 정도의 order of magnitude로 평가되므로, Mach number 0.1정도는 큰 영향이없다고도 볼 수 있겠다. 예를 들면, 파동의 공간 전파와 관련 있는 wave number($k=\frac{\omega}{c}$)의 변화에 1%의 변화가 있다.

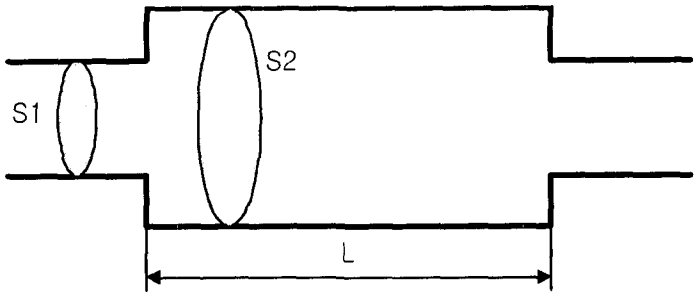


그림. 32 단순 확장관의 예

만약, 섭씨 600도에서 파동의 전파 속도가 691m/s (공기의 경우 c=331+0.6*$\sqrt{T}$, T는 섭씨)라면, 식 (52)로부터 평면파 전파 주파수 영역은 1173Hz까지가 된다. 참고로 평면파 전파 이하 주파수의 결정은 직경이 가장 큰 지점의 식 (52)에 의해 계산된 주파수로 한정된다. 따라서, 머플러 성능 해석은 상한 주파수 1.2kHz까지 보기로 한다.

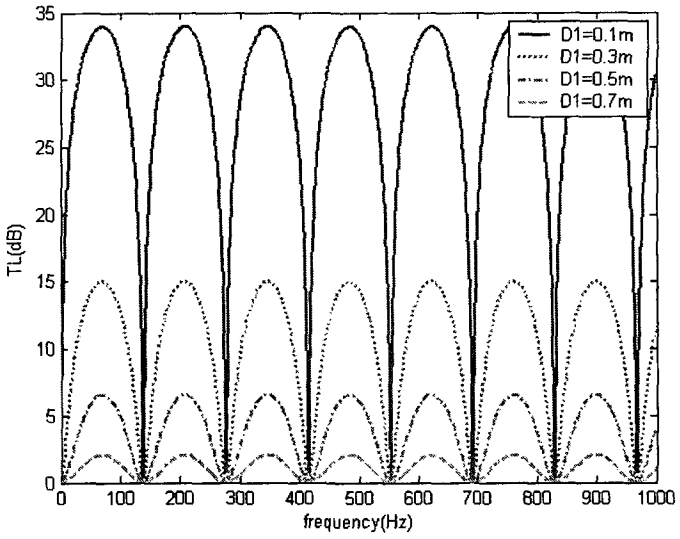


그림. 33 단순 확장관의 입출구 직경에 따른 TL의 변화 (M = 0)
(D1은 입구와 출구 직경, D2는 그림 32에서 면적 S2를 이루는 직경이다.)

그림. 33은 그림. 32에 보이는 단순 확장관의 TL(Transmission Loss)를 나타낸다. 면적 S2는 고정 시킨 채, 면적 S1을 변화시켜가며 TL의 변화를 본 것이다. 단순 확장관의 경우는 길이 L에 따라 최대 TL이 나타나는 주파수가결정되게 되는데,

$$f = \frac{(2n+1)c}{4L}, n = 0,1,2,3... \quad (54)$$

과 같은 조건이 만족될 때 최대의 TL이 생긴다. 즉, 입, 출구에서 경계 조건을 만족하기 힘든 파동 성분들이 전파되지 못하는 것으로 이해할 수 있으며, 그 때에 TL은 최대값을 가진다. 단순 확장관의 TL는 이론적으로

$$TL = 10 * \log_{10}\left[1+\frac{1}{4}\left(\frac{S1}{S2}-\frac{S2}{S1}\right)^2 \sin^2\left(\frac{\omega L}{c}\right)\right] \quad (55)$$

와 같이 구할 수 있으며, 면적비가 가장 중요한 설계 변수임을 알 수 있다. 그림 33에서 각각의 면적 비(S2/S1)는 100, 11.11, 4, 2.04가 된다. 만약, 입구 단면의 직경이 0.7m라면 면적 비(S2/S1)가 0.5에 근접하여, 급격한 impedance mismatch를 일으키는 데는 비효율적이므로 TL이 낮게 나옴을 알 수 있다. 따라서, 배압(back pressure)를 최대한 줄이면서 입구 면적을 줄일 수 있는 방안을 강구하는 것이 필요할 것이며, horn 혹은 cone 타입의 덕트를 입구 쪽에 설치하는 것이 면적 비를 키울 수 있는 하나의 설계 방안이 될 수도 있겠다.

나. 평균 유동(mean flow)과 각 요소의 영향을 고려한 소음기 설계

전술된 내용에서는 이상적인 상태에서 단순확장 관에서 일어나는 현상에 대해서 고찰해보았다. 하지만 실제 시스템에서는 유동이 존재하고 만족시켜야 하는 제한조건들도 있기 때문에 좀더 현실적인 접근을 하고자 한다. 따라서 이하 유동이 존재하는 경우에 대해 생각해보기로 한다. 음향학적으로 설득력 있는 분석을 위해서는 M2<0.1 의 조건이 만족되어야 하기 때문에 관의 직경의 최소값을 0.5m(M=0.23)까지로 한정한다.

우선 유동이 있을 경우의 단순 확장관에서 발생하는 현상을 살펴보도록 하자. 일반적으로 유동이 있는 경우 머플러의 선형 해석에는 전달행렬해석(Transfer matrix method)이 주로 사용되며, Appendix에 각 요소의 전달 행렬이 나와 있다. 따라서 이하 모든 현상에 대한 결과는 전달행렬해석 방법을 이용한 것이다.

그림. 34는 머플러에 유동이 있을 경우 입출구 면적에 따른 TL의 변화를 보여주

고 있다. 그림. 33의 그림과는 달리 TL이 모두 0보다 큰 값을 갖는 것을 확인할 수 있다. 이것은 유동이 있을 경우 TL의 전체적인 레벨이 상승함을 의미한다. 그러나 유동이 빨라질수록 TL이 한없이 증가한다는 것을 의미하는 것은 아니다. Mach number가 매우 작은범위일 경우 성립되는 현상이라고 생각할 수 있을 것이다. 여기서 역시 앞에서 전술한 단순 확장관에서의 현상들을 관찰할 수 있다. 즉, 그림. 33에서 보듯이 면적비가 확보될수록 TL값은 증가하고, 식(54)에서 구해진 주파수에서가장 큰 TL값을 갖는 것을 확인할 수 있다.

이번에는 단순 확장관의 길이의 변화에 따라 어떤 현상이 나타나는지 확인해보자. 아래의 그림. 35는 그림. 32에서의 S1과 S2를 고정시키고, 길이 L만을 변화시킨 결과이다. 유동조건은 그림. 34에서의 것과 동일하다.

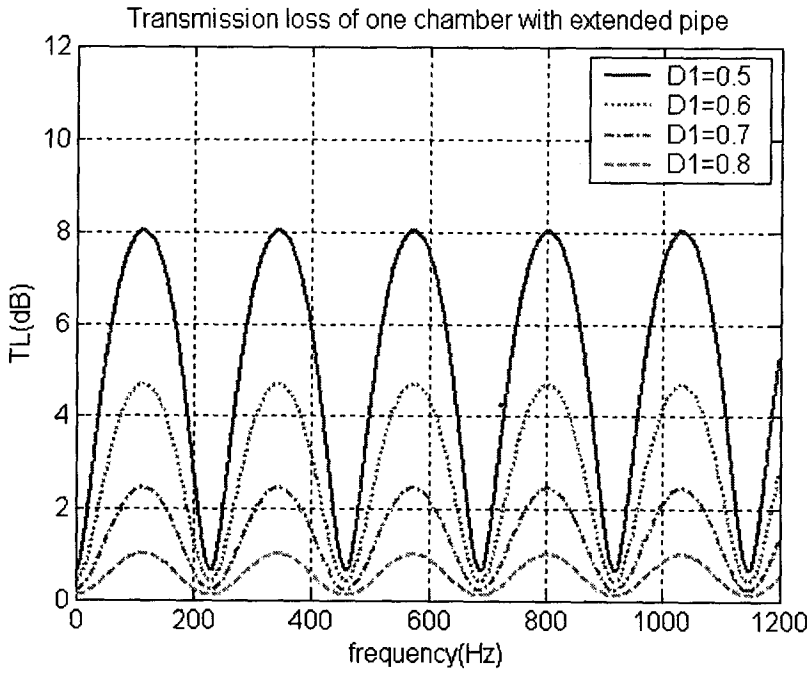


그림. 34 유동이 있는 경우 입출구 직경에 따른 TL의 변화(mean flow rate = 12.6kg/s)

(D1은 입구와 출구 직경, D2는 그림. 32에서 면적 S2를 이루는 직경이다. L = 1.5m)

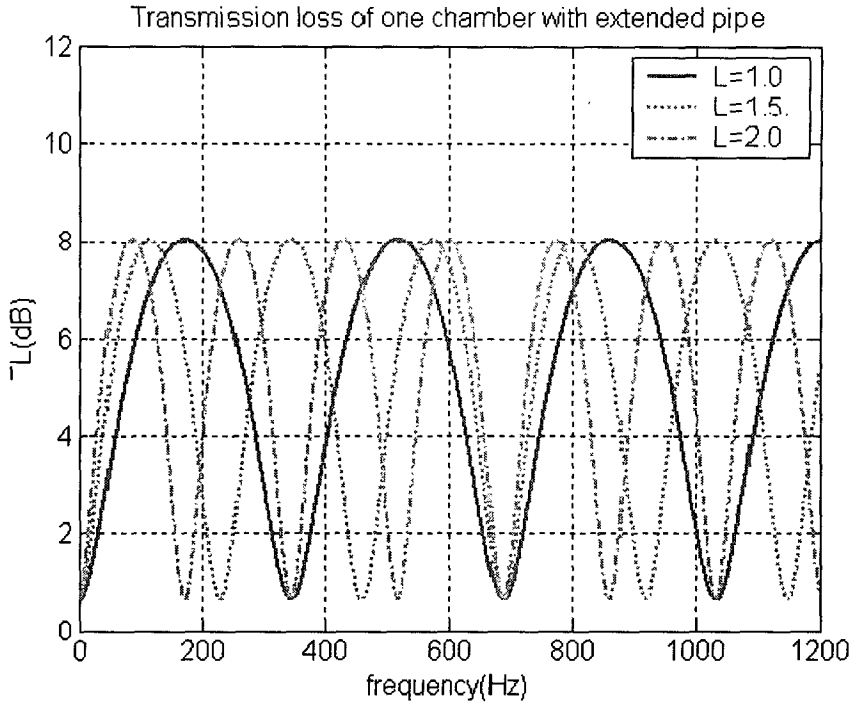


그림. 35 단순 확장관의 길이에 따른 TL의 변화(입출구 직경 0.5m)

그림. 35에서 보면 길이가 길어질수록 TL의 변화폭이 작아지고 있음을 확인할 수 있다. 변화폭이 머플러 길이가 길어짐에 따라 줄어드는 이유는 식 (54)에서 보듯이 최대가 되는 주파수 간격이 줄어들기 때문인데, 이러한 현상을 잘 파악하고 단순 확장관의 길이를 적절히 조절한다면 특정 관심주파수 영역의 소음을 제어하는데 유용할 것으로 생각된다.

이번에는 한 단계 더 나아가서 침투된 단순 확장관에 대해서 생각해보도록 한다. 그림. 34에 보이는 머플러 모델은 단순 확장관에 직관이 일부 침투된 머플러의 형태를 보여주고 있다. 이 머플러의 기본 성능은 그림. 32에 보이는 직관과 유사하지만, 침투 길이 L1과 L2에 따라 특정주파수에서 높은 TL을 얻을 수 있는 장점이 있다. 따라서, L1과 L2의 길이에 따른 튜닝 주파수를 설계 변수로 생각할 수있고, 파장의 1/4이 되도록 길이를 정하면 해당 주파수에서 높은 TL을 얻을 수 있다. TL의 정량적인 값은 면적비 S3/S2와 관계가 있으며, 면적비가 크면 클수록 높은 TL을 얻을 수 있다. 이는 단순 확장관에서의 TL의 변화와 동일하다고 이해할 수 있다. 그러나, S3/S1의 비가 전체적인 TL을 지배하는 가운데, 특정 주파수에서 L1과 L2로 인해 높은 TL이 나타남으로 S1과 S2는 서로 상보적인 관계에 있다고 볼

수 있다. 다시 말해서, S3/S2가 커지게 되면 S3/S1은 작아지게 됨으로, 소음원의 특성에 따라 설계 변수를 적절히 결정해야 함을 주지해야 한다.

그림. 37은 입구 직경에 따른 투과 손실의 변화를 보여주고 있다. L1=L2=0.5m로 두고 모의실험을 수행한 결과이기 때문에, 4*(0.5m)의 파장을 갖는 주파수 성분 345.5Hz 성분의 투과 손실이 매우 큼을 알 수 있다.

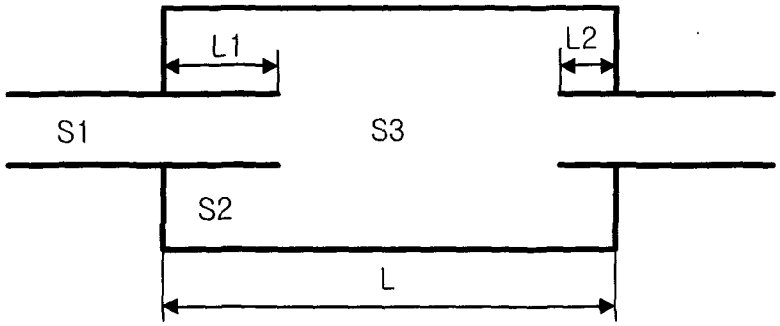


그림. 36 직관이 침투된 단순 확장관

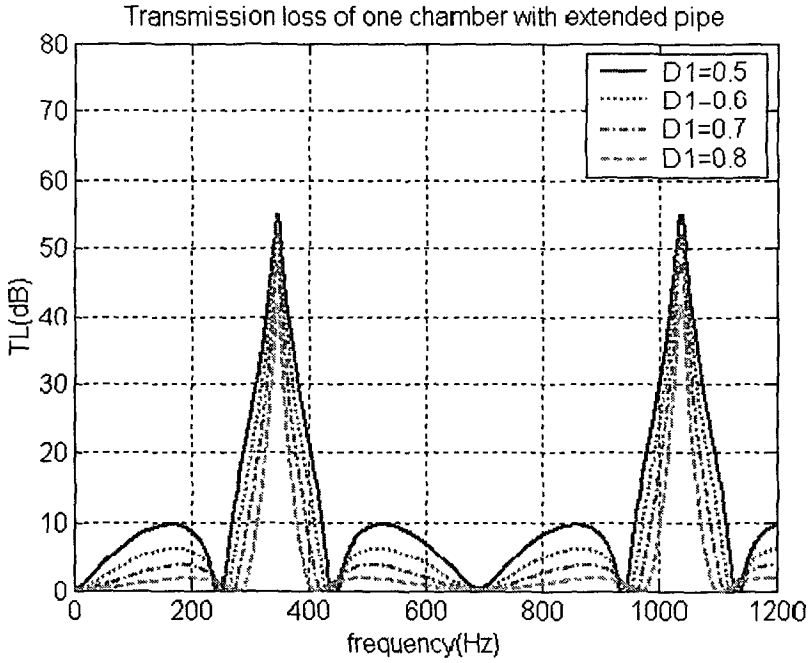


그림.37 입구 직경의 변화에 따른 투과 손실의 변화 (L1=L2=0.5m)

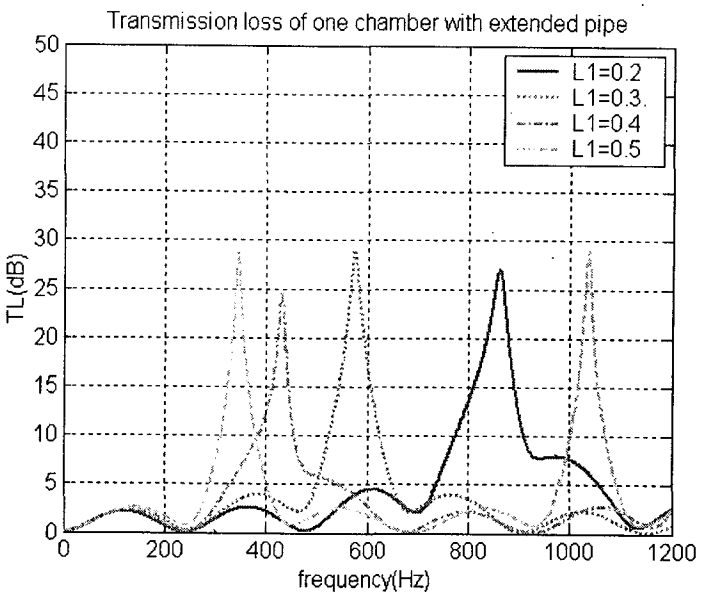


그림. 38 침투 길이(L1)에 따른 주파수의 변화

(L2=0, S3/S1=2.04, S3/S2=1.96, D1=0.7m, D3=1m)

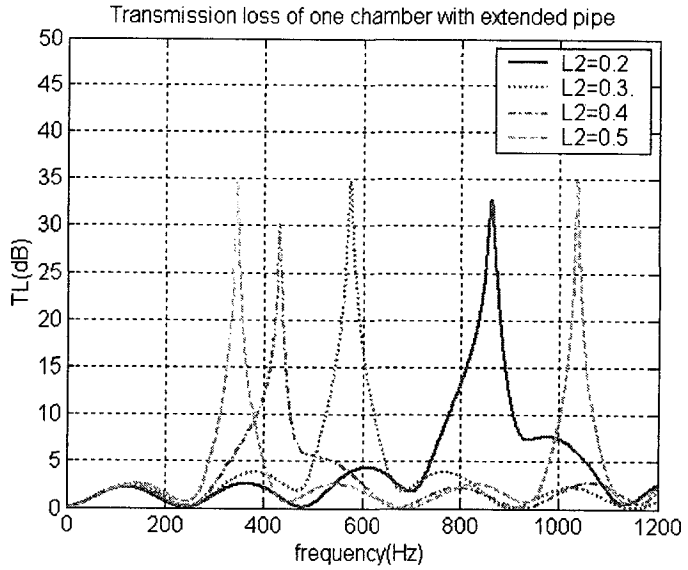


그림. 39 침투 길이(L2)에 따른 주파수의 변화

(L1=0, S3/S1=2.04, S3/S2=1.96, D1=0.7m, D3=1m)

그림. 38은 입구 직경 0.7m, 머플러 직경 1m, L2=0인 경우, 침투 길이 L1의 변화

에 따른 튜닝 주파수의 변화를 나타낸 것이다. 모두 L1의 4배에 해당하는 파장과 일치하는 주파수에서 높은 투과 손실을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그림. 38에서 보면 침투길이 L1 이 0.2인 경우는 TL이 최대가 되는 주파수 근처에서 비교적 넓은 주파수 영역에서 TL의 상승을 이끌고 있음을 볼 수 있고, 침투길이 L1이 0.5인 경우는 TL이 최대가 되는 주파수 영역이 두 개가 생긴 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 상황에 따라서 각각 다른 결과를 말해주겠지만 일반적으로 시스템의 운전 조건이나 관심주파수 영역에 따라서 잘 이용하면 설계에 많은 도움을 줄 수 있을 것이라 생각한다.

그림. 39는 그림. 38과 같은 조건에서 downstream의 침투관의 길이(L2)만을 증가시켰을 경우인데 이 경우에도 L2의 4배에 해당하는 파장과 일치하는 주파수에서 높은 투과 손실을 얻을 수 있음을알 수 있다. 또한 그림. 38과 그림. 39를 비교해보면 서로 같은 주파수에서 TL의 최대값을 나타내지만 상대적으로 그림. 39의 것들이 전체적으로 약 7dB 더 높은 레벨을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 이로 미루어 보아 같은 주파수 대역의 TL을 높이기 위해서는 upstream의 침투관보다 downstream의 침투관이 같은 길이일 경우 더 효과적이라고 할 수 있겠다. 그렇다면 이번에는 upstream의 침투관과 downstream의 침투관의 길이가 동일한 길이로 동시에 변할 경우에 대해서 살펴보도록 하자.

그림. 40은 침투관의 길이가 각각 동일하게 증가할 경우에 대해서 잘 나타내주고 있다. 그.림 40을 살펴보면 TL의 peak값이 upstream의 침투관만 있을 경우와 downstream의 침투관만 있을 경우를 합한 값과 동일하게 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 이것은 관심 주파수 영역에서 TL값을 최대로 하기 위해서는 침투관이 양쪽에 모두 있는 경우가 유리하다는 것을 의미한다고 할 수 있겠다. 하지만 그림. 40은 upstream과 downstream의 침투관의 길이가 같은 경우만을 나타내고 있기 때문에 아직 몇 가지 검증을 통해서 두 침투관의 길이관계를 확인할 필요가 있음을 주지해야 할 것이다. 그림. 41과 42는 그러한 의문에 대한 해답을 제시하고 있다.

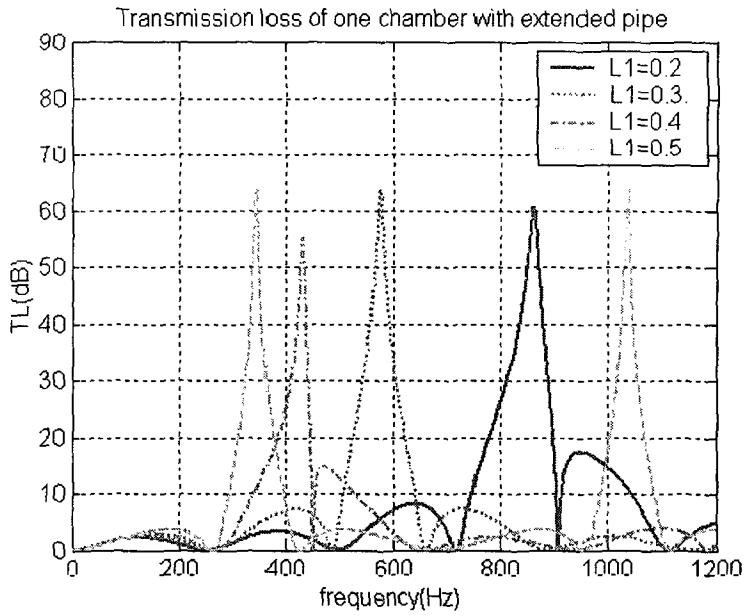


그림. 40 침투 길이(L1 & L2)에 따른 주파수의 변화

(L1=L2, S3/S1=2.04,S3/S2=1.96, D1=0.7m, D3=1m)

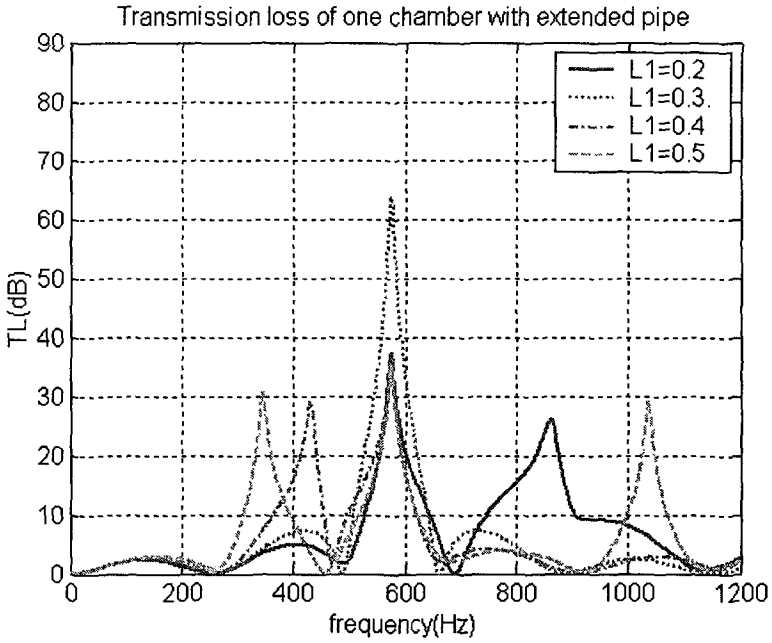


그림. 41 침투 길이(L1)에 따른 주파수의 변화

(L2=0.3, S3/S1=2.04, S3/S2=1.96, D1=0.7m, D3=1m)

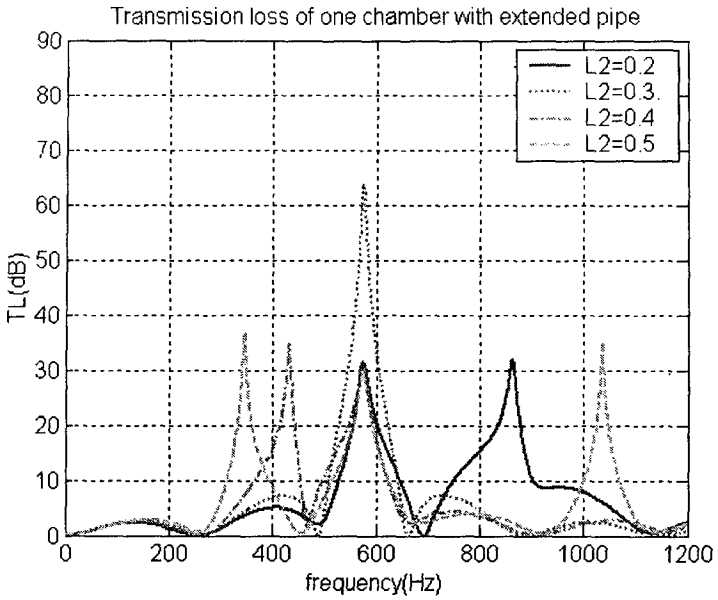


그림. 42 침투 길이(L2)에 따른 주파수의 변화

(L1=0.3, S3/S1=2.04, S3/S2=1.96, D1=0.7m, D3=1m)

그림. 41과 42를 살펴보면 흥미로운 사실을 발견할 수 있다. 그것은 고정된 downstream의 길이와 변하는 upstream의 침투관의 길이와의 어떤 상관관계가 있다는 것이다. 그림. 41~44을 잘 살펴보면 L1의 길이가 L2와 다를 경우 각각 L1과 L2에 4배가 되는 파장에 해당하는 주파수 범위의 TL을 올릴 수 있다는 것이다.

전술한 모의실험 결과들을 통해서 생각을 해보면 결국 넓은 주파수 대역에서의 Transmission loss을 증가시키기 위해서는 여러 개의 침투된 단순 확장관을 이용하면 가능하다는 것을 유추할 수 있을 것이다. 따라서 지금부터는 실제로적용될 시스템에 대해서 한번 생각해보도록 하겠다. 하지만 여러 개의 침투된 단순 확장관 내부에서는 한 개일 경우와는 달리 지금까지의 현상을 통한 예상이 다르게 나타날 가능성도 있다. 물론 앞에서 언급된 TL이 최대가 되는 주파수는 침투관의 길이에 따라 정해진다는 원리는 적용이 될 것이다. 하지만 그림. 43의 L3 이나 L7의 길이에 따라서 또 다른 현상들이 나타날 수 있고 복잡한 현상들이 조합된 형태로 나타날 것이기 때문이다. 따라서 단순한 개념만이 시스템의 특성을 말해준다고 하기는 어렵다. 이에 본 문서에서는 개념적인 이해 아래에서 침투된 확장관이 3개일 경우의 특성에 대해 고찰해 본 후 이을 통해 나온 결과들을 토대로 설계가이드 라인을 제시하고자 한다. 그렇기 위해 우선 침투된 단순 확장관이 두 개가 맞붙은 경우에

대해서 생각해보기로 한다. 시스템의 형상은 아래 그림. 43에서 보는 바와 같다.

그림. 43의 머플러 시스템은 네 개의 침투관의 길이를 변화시킴으로써 4개의 주파수 밴드를 제어할 수 있는 장점이 있다. 먼저 단순한 경우부터 알아보기 위해 그림. 43의 L3 와 L7의 길이를 0.1m로 고정시키고 각각의 침투관의 길이를 동일하게 동시에 변화시키면서 현상을 관찰해보면 그림. 44, 45와 같다.

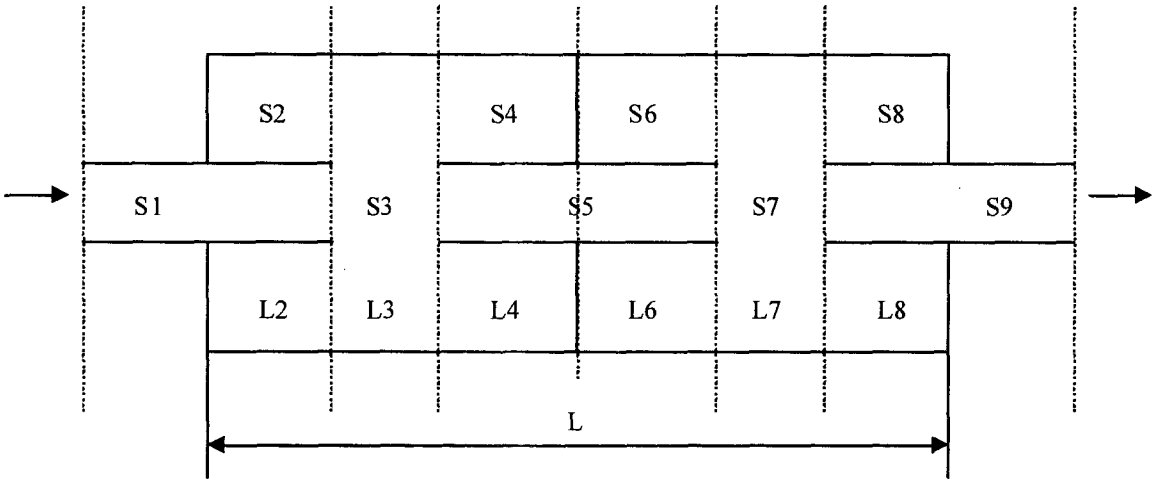


그림. 43 두 개의 침투된 확장관이 결합된 머플러 시스템

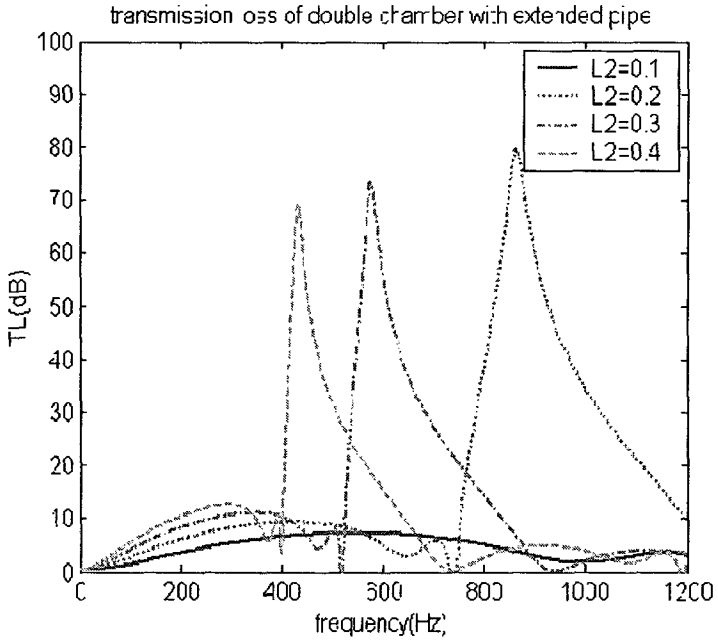


그림. 44 침투 길이(L2, L4, L6, L8)에 따른 주파수의 변화

(L1= L4= L6= L8, D1=D5=D9 =0.6m, D3=D7=1m)

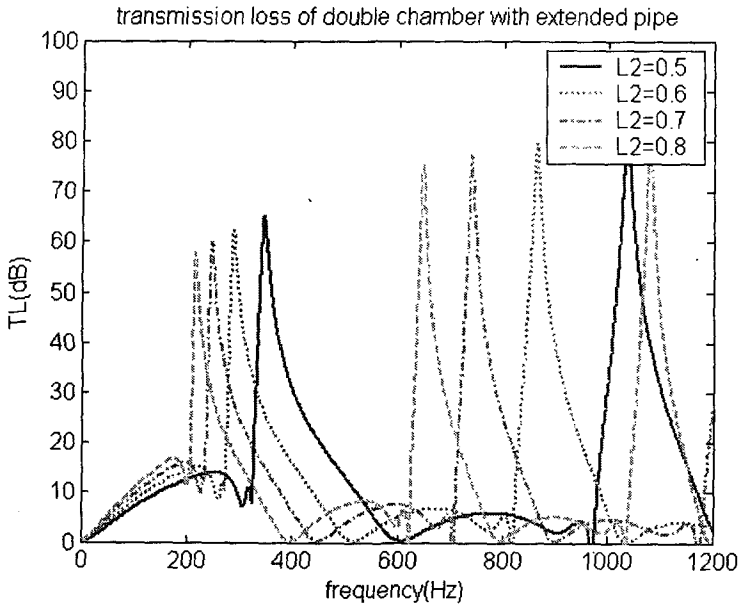


그림. 45 침투 길이(L2, L4, L6, L8)에 따른 주파수의 변화

(L1= L4= L6= L8, D1=D5=D9 =0.6m, D3=D7=1m)

그림. 44와 45를 비교해보면 침투관의 길이가 동시에 변할 때 길이가 긴 경우보다 짧은 경우가 훨씬 더 넓은 주파수 밴드 영역에서 TL값을 높게 이끌고 있음을 확인할 수 있다. 이를 통해서 침투관의 길이를 늘리는 것만이 효율적이다라고 말할 수 없음을 알 수 있다. 또한 앞에서 언급된 내용들에 비추어 볼 때 침투관의 길이가 길어질수록 저 주파수 대역의 소음저감에 효과가 나타나고 있음을 다시 확인할 수 있다. 그렇다면 이번에는 그림. 43의 L3과 L7의 길이에 따라서 어떤 현상이 나타나는지 확인해보도록 하겠다. 여기서

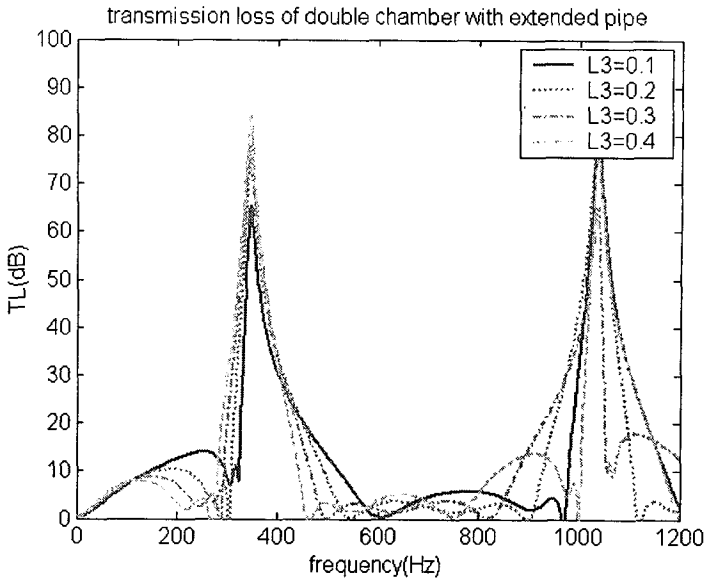


그림. 46 침투 길이(L3, L7)에 따른 주파수의 변화

(L1= L4= L6= L8=0.5m, D1=D5=D9 =0.6m, D3=D7)

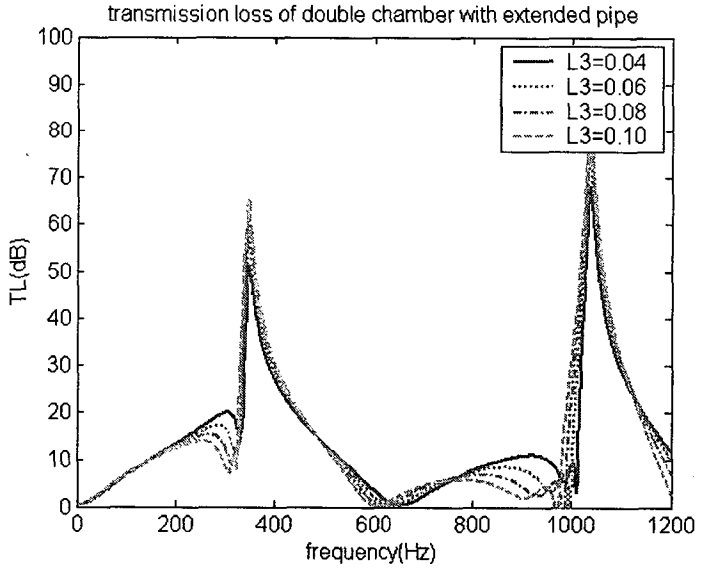


그림. 47 침투 길이(L3, L7)에 따른 주파수의 변화

(L1= L4= L6= L8=0.5m, D1=D5=D9 =0.6m, D3=D7=1.0m, L3=L7)

동시에 변하게 되는 침투관의 길이를 0.5m일 경우에 대해서 모의 실험을 수행하였다.

그림. 46은 그림. 43의 D3과 D7을 비교적 크게 변화시키면서 관찰한 것이고 그

림. 47은 상대적으로 작은 변화를 주면서 관찰한 결과이다. 위의 두 그림에서 공통적으로 나타나는 점을 관찰해보면 D3과 D7의 길이가 동시에 길어질수록 TL의 peak 근처에서의 레벨차이가 크게 나타나고 있다는 것을 관찰 할 수 있다. 또한 그림. 46에서 보듯이 길이가 비교적 길고 변화폭이 클수록 주파수 별로 복잡한 TL의 경향이 나타나고 있음도 확인할 수 있다. 이를 통해서 볼 때, 물론 상황에 따라서 달라질 수 있겠지만 제어의 용이성 측면에서 가능하면 L3와 L7의 길이는 적절히 작게 설정하는 것이 좋을 것으로 생각된다.

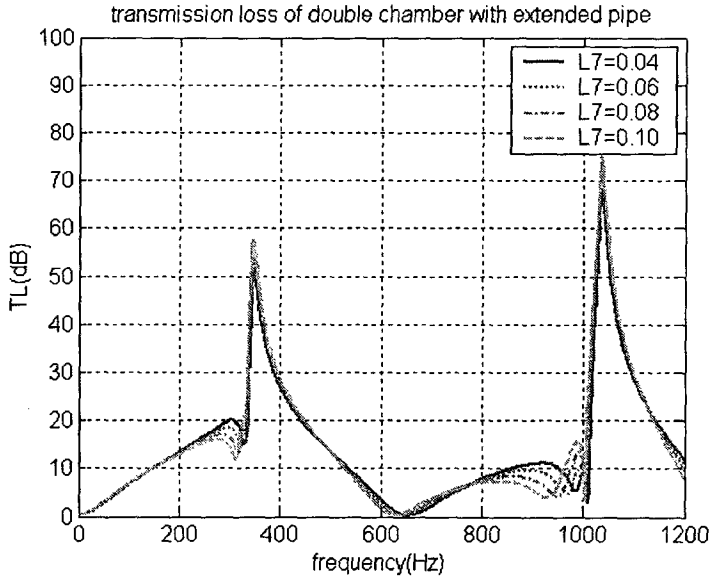


그림. 48 침투 길이(L3)에 따른 주파수의 변화

(L1= L4= L6= L8=0.5m, D1=D5=D9 =0.6m, D3=D7=1.0m, L7=0.04m)

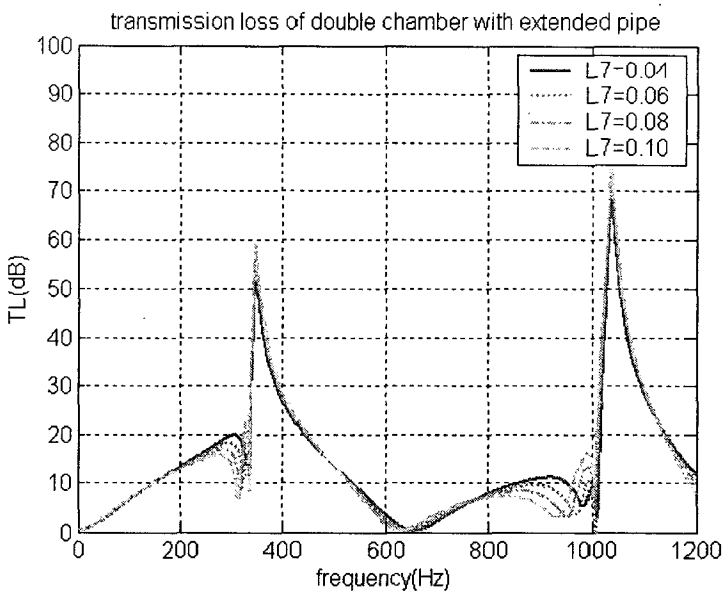


그림. 49 침투 길이(L7)에 따른 주파수의 변화

(L1= L4= L6= L8=0.5m, D1=D5=D9 =0.6m, D3=D7=1.0m, L3=0.04m)

이러한 현상관찰 속에서 이번에는 L3과 L7의 길이를 각각 변화시킬 경우 어떤현상이 나타나는지에 대해서도 확인해 보도록 한다.

그림. 48과 49는 한쪽의 길이를 고정시키고 각각의 경우에 대해서 길이를 변화시켜가면서 관찰한 결과를 보여주고 있다. 여기서 경향은 거의 비슷하지만 저주파 쪽에서의 TL의 peak 근처에서의 TL값의 변화가 그림. 48의 경우가 약간 더 크게 나옴을 확인할 수있다. 하지만 여기서 peak 근처에서의 TL값의 변화가 그림. 48의 경우가 약간 더 크게 나온다는 것은 그림. 47에서 나타나는 것과는 약간 다르다. 그 이유는 peak value의 변화는 그렇게 크게 나타나지 않고 peak value 근처에서 급격히 TL값이 떨어지는 값이 작아지기 때문이다. 그림. 47의 경우와 함께 비교해 보면 그림. 47의 경우가 그림. 45, 46의 결과보다 효과적임을 확인할 수있다.

앞의 확인된 결과들을 토대로 설계목적에 맞게 좀더 나아가서 생각해 본다면, L3과L7의 길이를 동일하게 0.04m로, 침투관의 길이를 전부 0.3m로, 그림. 43의D1, D5, D9를 0.6m로, D3, D7을 1.0m로 고정시킨 경우를 기준으로 해서 여러 가지 설계변수들을 바꾸어 가면서 최적 설계점을 찾아 나가는 방법을 선택하는 것이 좋을 것이라 생각된다. 이렇게 될경우 우선 해야 할 것은 침투관 길이의 배열과 각각의 길이의 선정이다. 여기서 약간의 힌트를 얻을 수 있다면침투관의 길이가 얼마 정도

될 때 효과적인 제어가 될지에 대해 예측 가능하다. 전술한 바에 의하면 침투관의 길이의 4배에 해당하는 파장의 주파수가 에서 TL값이 최대가 되는 지점이 나타난다.

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{4L} \tag{56}$$

$$L = \frac{c}{4f} \tag{57}$$

그림. 50은 앞에서 언급된 설계 기준점에서의 TL의 변화를 보여주고 있다. 여기서 식 (56), (57)을 통해서 우리는 그림. 50에서 TL이 낮은 주파수 대역을 침투관의 길이를 하나씩 바꾸어 가며 변화를 관찰할 것이다. 먼저 TL을 높여야 할 구간을 550Hz, 1050Hz 근방으로 정하고 침투관의 길이를 변화시키면서 살펴보도록 하겠다. 식 (57)에 의해 구해진 침투관의 길이는 각각 0.31, 0.16m이다. 이제 L4와 L6의 길이를 바꾸어 보도록 하겠다.

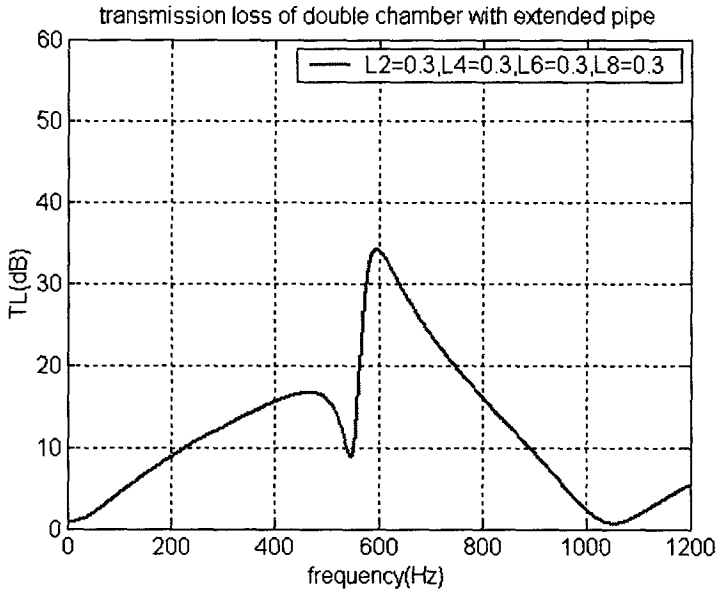


그림. 50 설계 기준점에서의 Transmission Loss (mean flow velocity 12.6kg/s)

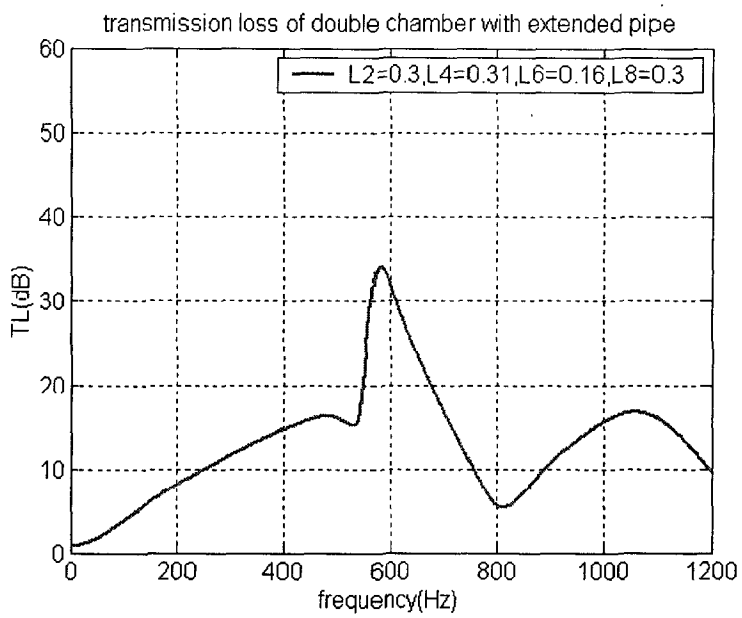


그림. 51 침투관의 길이를 바꾸었을 경우 TL

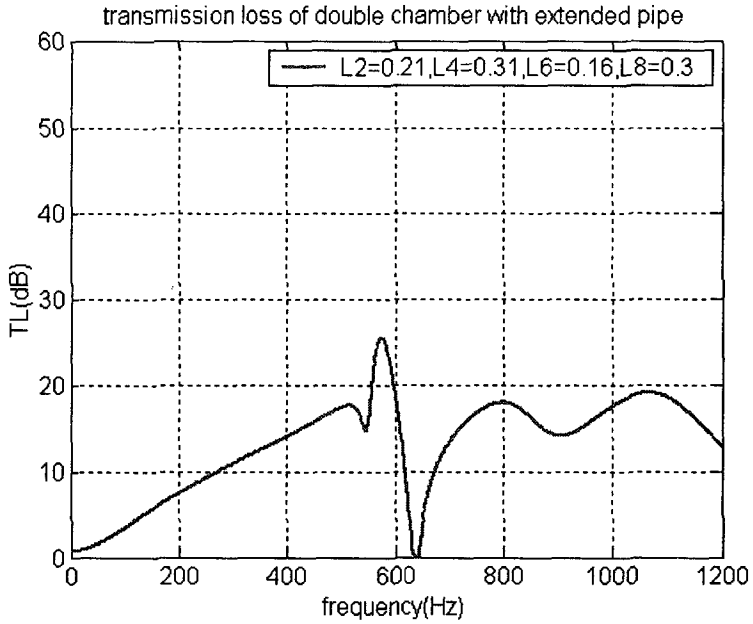


그림. 52 침투관 길이 L2를 변화시켰을 때의 TL

그림. 51은 앞에서 구해진 침투관의 길이를 바꾸어서 개선된 결과를 나타내주고 있다. 앞서 침투된 단순 확장관에서 언급된 침투관의 길이의 4배에 해당하는 파장

을 갖는 주파수에서 TL이 높게 나타났던 것을 생각해본다면 예상된 결과라 하겠다. 하지만 813Hz 근처에서와 저주파 영역에서 여전히 10dB 이하의 TL이 나타나고 있기 때문에 개선이 더 필요하다. 우선 813Hz 근처의 레벨의 개선을 위해서 그 주파수에 관한 침투관의 길이를 L2로 정하면 0.21m가 되고 결과는 아래 그림. 52과 같다.

그림. 52를 그림. 51과 비교해보면 제어하기를 원하는 주파수 대역은 제어가 되는 반면 다른 부분에서 갑작스런 TL 감소구간이 발생하게 됨을 확인할 수 있을 것이다. 이것은 각각의 침투관 길이에 해당하는 특성이 각기 다르기 때문이다. 앞서 그림. 44과 45를 보아도 알 수 있듯이 침투관의 길이가 짧을수록 비교적 넓은 주파수영역에서 TL값의 증가를 이끌고 있음을 확인해 본다면 쉽게 이해가 갈 것이다. 그렇기 때문에 침투관 사이의 상호작용에 의해 발생된 Deep이라 할 수 있겠다. 이러한 경우는 침투관의 길이에 따른 특성을 정확하게 파악하기 쉽지 않기 때문에 이제는 침투관의 길이들을 바꾸어가면서 적절한 지점을 찾은 방법이 훨씬 효과적이라 할 수 있을 것이다.

그림. 54~56은 각각 침투길이를 변화시키면서 최적 설계점이 어디인지를 Trial & Error로 찾은 결과이다. 그림. 54에서 그림. 56으로 갈수록 시스템의 소음저감 효과는 나아지고 있음을 확인할 수 있다. 하지만 그림. 56에서도 볼 수 있듯이 600Hz 근처의 두 개의 deep이 존재하게 된다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해서는 어떤 변화가 필요할 것이다. 그림. 57은 그림. 43의 시스템에서 D5의 크기를 줄이면서 면적 비를 확보했을 때 나타난 결과를 보여주고 있다.

그림. 56은 D5를 0.5m로 하고 나머지는 0.7m로 한 상태이고, 그림. 57은 D5=D9=0.5m로 했을 때의 결과를 보여주고 있다. 그림에서도 볼 수 있듯이 내부 직경을 줄일 경우 더 높은 TL값을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 하지만 그림. 58은 지금까지의 결과와는 약간 다른 결과를 우리에게 보여준다. 620Hz 근처에서 deep이 생기기 때문인데 이것은 앞에서 언급한 설계변수의 복잡성에 의해 야기된 결과라 하겠다. 이 시점에서 잠정적으로 그림. 59에서처럼 D1은 0.7m로 유지하고, 나머지 D5(=D7)을 0.5m로 정하는 것이 좋을 것이라는 어느 정도의 설계점을 확인할 수 있을 것이다. 하지만 아직 L3와 L7의 길이에 대한 고려가 되어있지 않은 상태이다. 따라서 그 길이들 또한 고려해 주어야 한다.

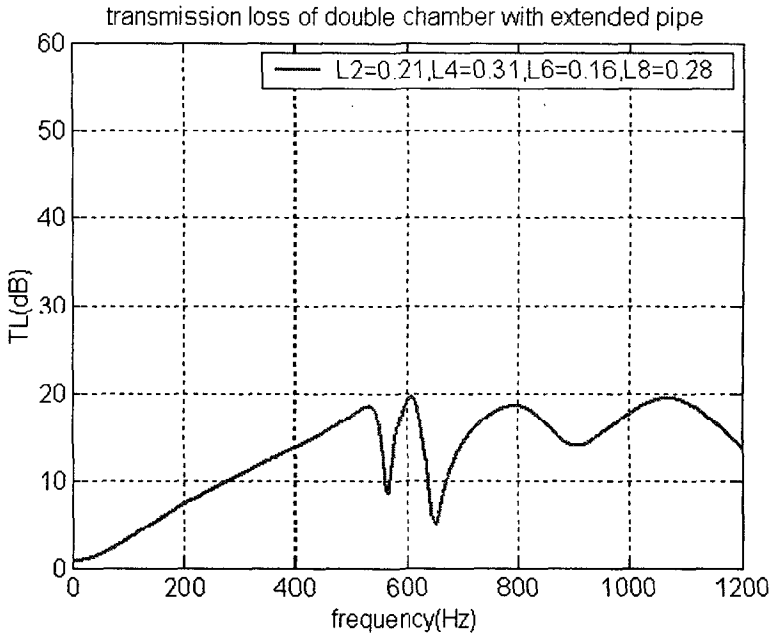


그림. 53 그림. 52에서 L8의 길이를 변형시킨 경우의 TL

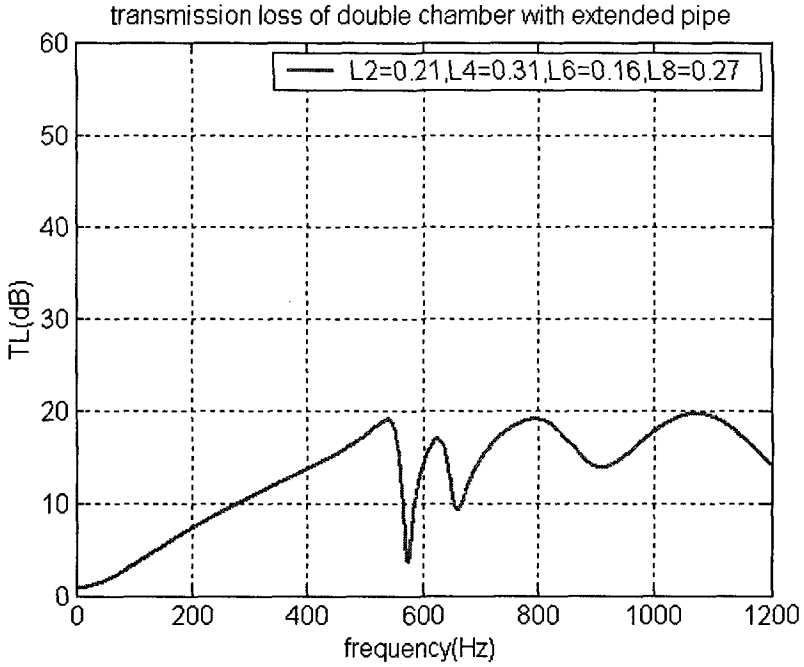


그림. 54 그림. 53에서 L8의 길이를 변형시킨 경우의 TL

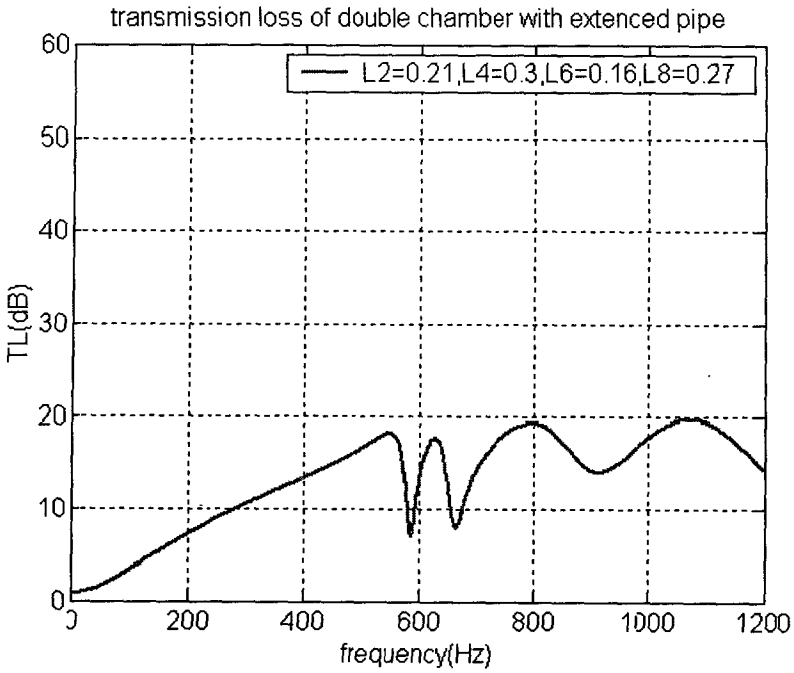


그림. 55 그림. 54에서 L4의 길이를 변형시킨 경우의 TL

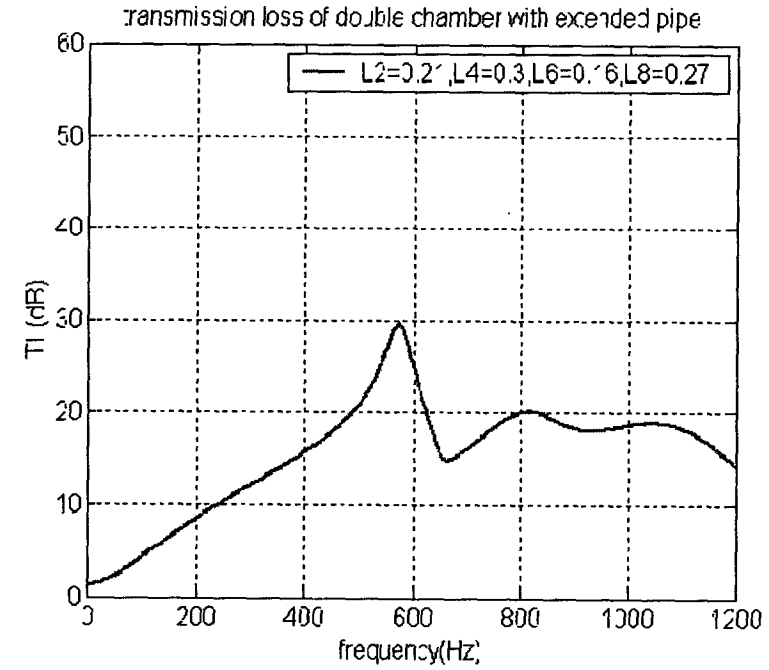


그림. 56. 그림 24에서 D5를 0.5m로 했을 경우의 TL

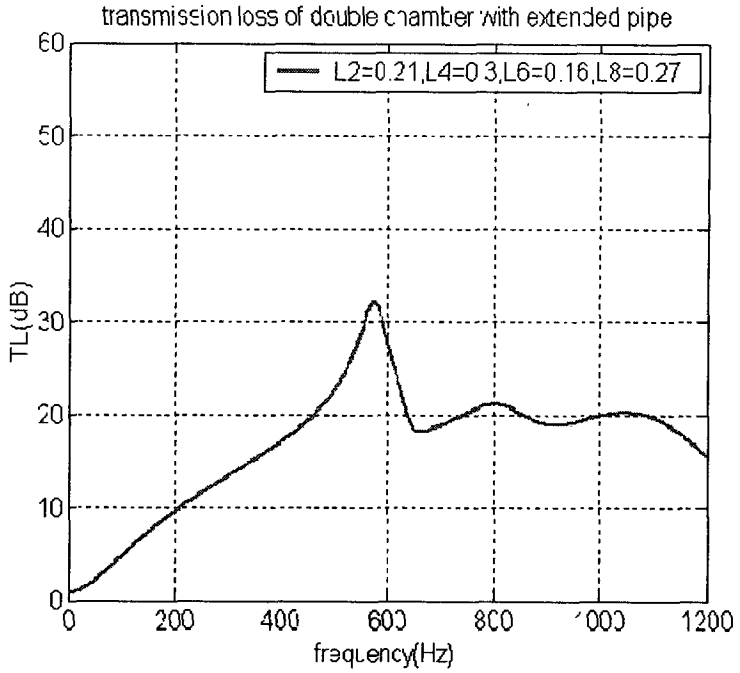


그림. 57. 그림. 56에서 D9까지 0.5m로 했을 경우의 TL

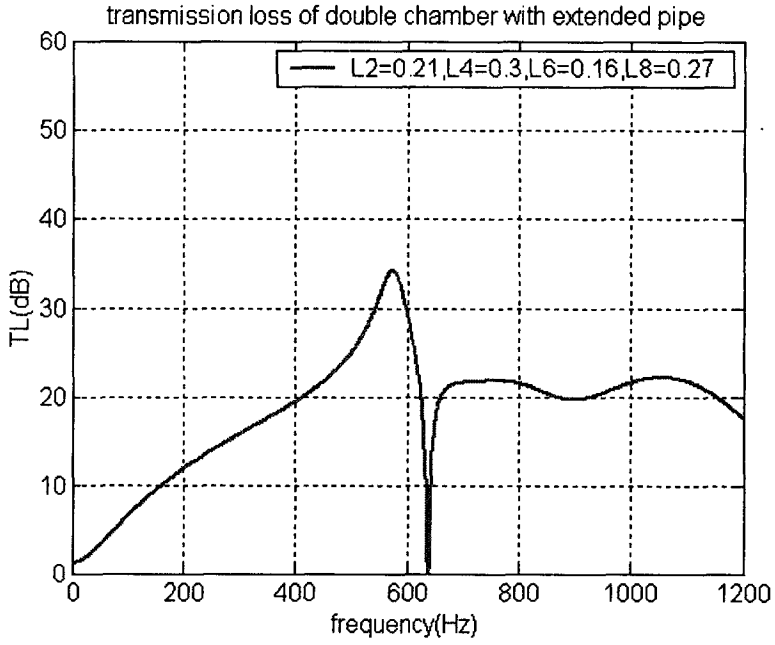


그림. 58. 그림. 57에서 D1까지 0.5m로 했을 경우의 TL

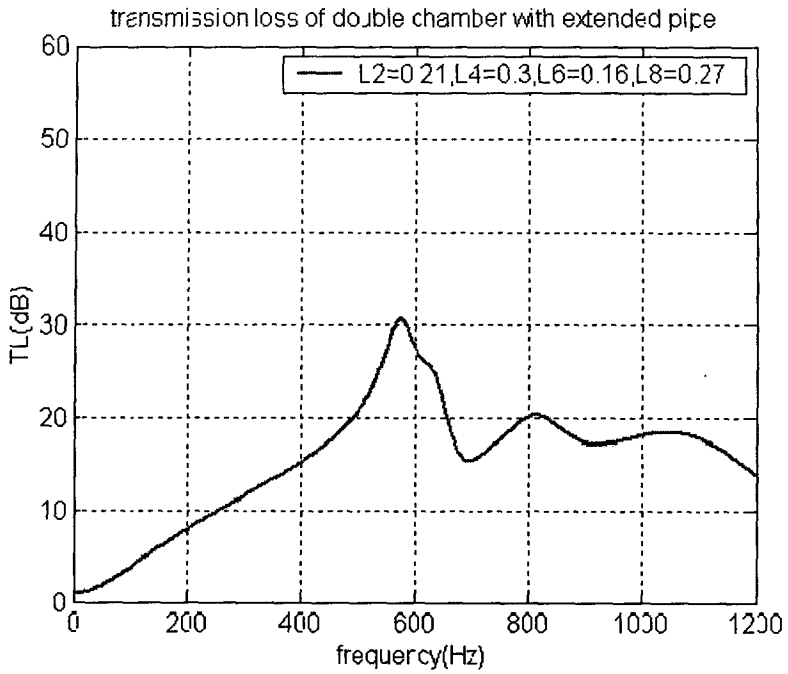


그림. 59, D1=0.7m, D5=D9=0.5m 일 경우의 TL

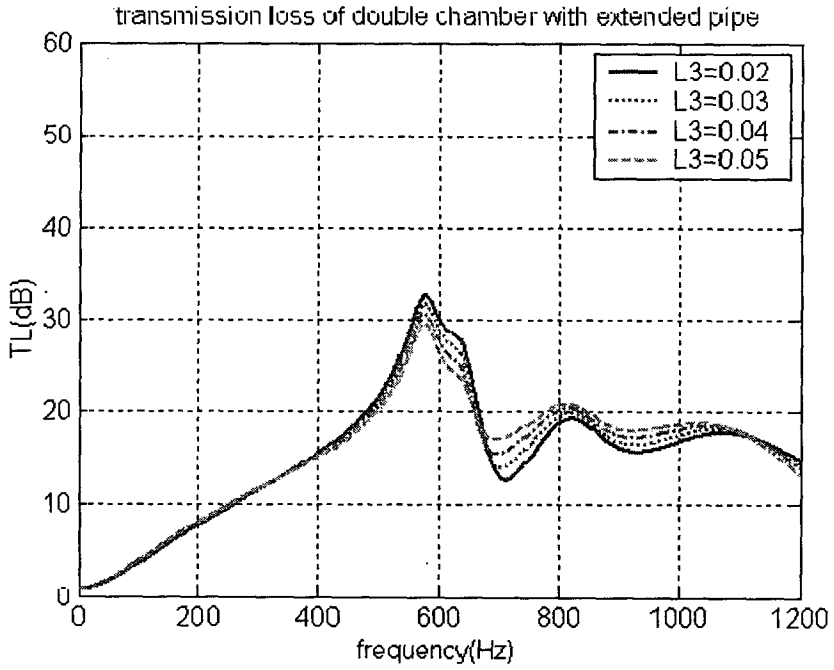


그림. 60 그림. 59의 조건에서 L3(=L7) 변화

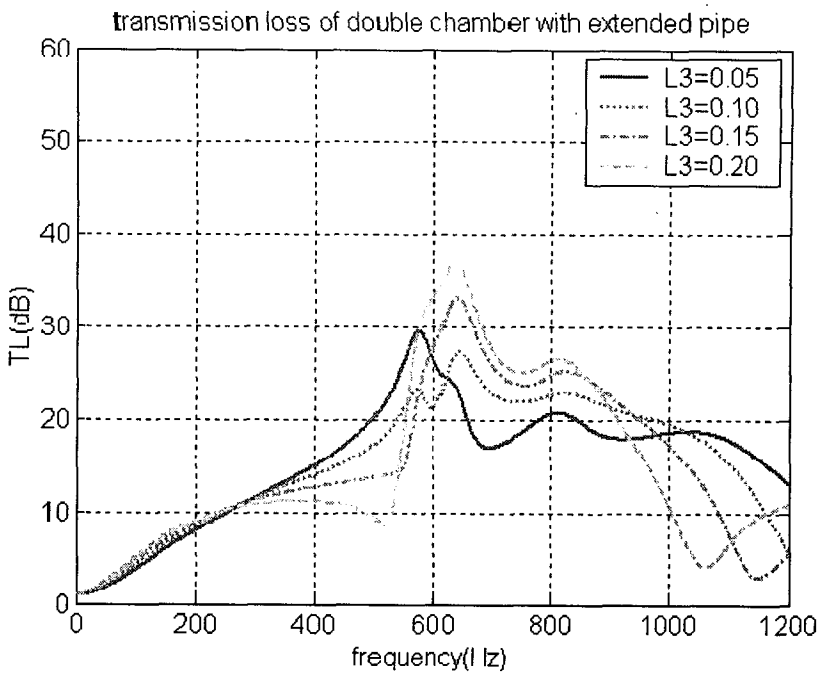


그림. 61 그림. 59의 조건에서 L3(=L7) 변화

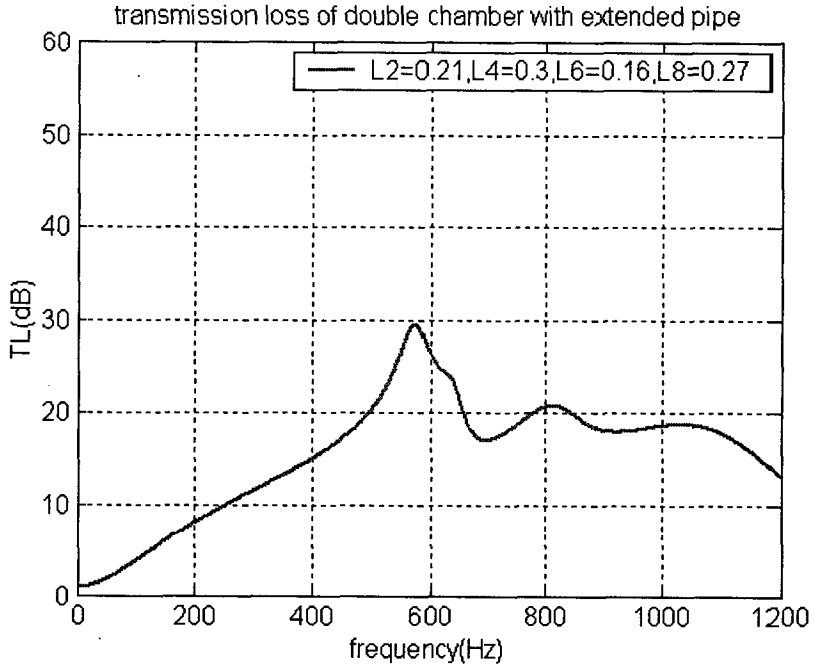


그림. 62. 최종 선정된 최적 설계 점에서의 TL

(D1=0.7, D5=D9=0.5, L3=L7 =0.05m, L = 1.04m)

그림. 60과 61은 L3(=L7)을 변화시키면서 관찰했을 때 나타나는 결과를 보여주고 있다. 위의 그림들에서 가장 좋은 설계점을 찾을 수 있는데 경우에 따라서는 다를 수 있겠지만 가장 변화폭이 작고, 넓은 범위를 만족하는 길이는 L3가 0.05m일 때임을 쉽게 알 수 있다. 따라서 이 시점에서 주어진 조건에서 최적 조건을 갖는 설계점을 정할 수 있다.

그림. 62는 최종으로 선정된 최적 설계점에서의 TL의 주파수 별 변화를 나타내주고 있다. 하지만 여전히 저주파 영역에서의 제어는 어려운 문제로 남아있고 Transmission Loss가 전체적으로 40dB 기준을 맞추고 있지 못함을 알 수 있다. 여기서 몇 가지 설계변수가 충돌하게 된다. 지금까지 해석에 사용되었던 조건들은 앞에서 언급된 M2<0.1 (M: Mach number)조건을 만족하는 경우였다. 현재 주어진 조건(12.6kg/s)에서는 관의 직경이 0.5m 이하로 작을 경우 음향학적 해석의 설득력 있는 구간을 넘어서게 되고, 또 한편으로 입구의 면적이 0.7m로 제한되어 있는 이러한 상황에서는 음향학적 관점에서 볼 때 주파수전 영역에서의 TL 40dB 확보는 사실상 어려울 것으로 보인다.

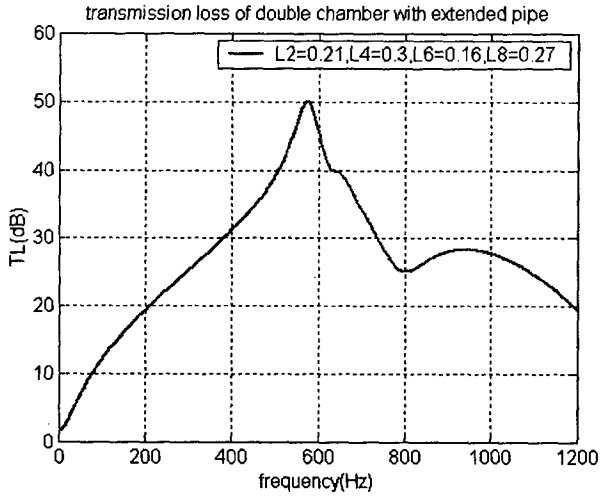


그림. 63. 면적비가 조금 더 확보될 경우의 TL
(그림. 62의 조건에서 D1=D5=D9= 0.4m일 경우)

그림. 63은 내부의 모든 직관의 면적을 0.4m로 했을 때의 결과이다. 전적으로 설득력 있는 결과라고 볼 수는 없지만 어느 정도의 근접한 경향은 확인할 수 있을 것이다. 위 그림을 보아도 알 수 있듯이결국 전체적인 TL레벨의 상승을 위해서는

면적 비의 확보가 중요함을 알 수 있다. 또한 현재의 설계점에서의 머플러의 길이는 1.04m가 되는데 남은 0.46m에 저주파 소음을 저감시킬 수 있는 또 다른 segments를추가하면 좀더 큰 소음저감 효과를 얻을 수 있을 것이라 생각된다.
지금까지 언급된 설계점을 찾아가는 방법에 대해 요약하면 아래와 같다.

1) 전체적으로 침투관의 길이를 동일하게 변화시키면서 적절한 침투관의 길이를 정한다.

2) 그 정해진 상황에서 TL값의 개선이 필요한 주파수 부근을 제어할 수 있는 침투관의 길이를 정해서 대체한다.

3) 침투관의 길이를 조금씩 바꾸어 가면서 적절한 침투관의 길이를 정한다.

4) 설계조건에 맞는 범위에서 침투관의 직경을 변화시키며 적절한 직경을 정한다.

5) 침투관을 제외한 나머지 머플러의 길이에 대한 Parameter study를 수행한 후 적절한 길이를 정한다.

6) 앞에서 수행된 모든 과정을 종합해서 최적 설계점을 찾는다.

그러나 주의해야 할 사항은 앞에서 언급된 과정들에 의한 설계점 외에 또 다른 설계점이 있을 수 있다는 생각은 언제든지 가능하다. 설계변수가 워낙 많고 각각의 변화에 따른 특성 또한 다르기 때문에 단지 지금까지 언급된 것은 한 예에 불과할 수도 있다는 것을 주지할 필요가 있다.

다. 결론 및 향후 연구를 위한 제안

전술한 바와 같이 높은 TL을 확보하기 위해서는 면적의 불연속 면에서 면적비가 극대화 될 수 있도록 설계하는 것이 첫 번째이다. 그러나, 여러 여건상 그렇지 못할 경우는 그림 5와 같이 공명기 내부에서 면적의 변화와 침투관을 이용하여 여러 제어 대상 주파수에서 높은 TL을 갖도록 설계할 수 있겠다.

본 문서에서는 one chamber with extended pipe 형태의 머플러의 여러 가지 현상들을 고찰해보고, double chamber with extended pipe 를 통해 어느 정도 설계조건에 접근하는 설계점을 찾아보았다. 물론 설계변수가 많아지는 어려움이 있기는 하겠지만, 향후 설계 조건에 따라서 여러 segment로 나누어진 multi chamber 형태

와 침투관 등에 천공(perforation)등이 함께 존재하는 머플러를 해석해 본다면, 보다 현실성 있는 설계 기준이 제시될 수 있을 것이다.

3. 동력 객차 내부 음장 해석 및 방사 소음 저감을 위한 차체의 삽입손실 제안

본 연구는 그림. 64에 나타난 것과 같이 가스 터빈 엔진의 표면 방사 소음으로 인한 동력 객차 실내의 음장 분포를 주파수별로 살펴보고, 벽면에서의 소음 정도를 해석하여 그로부터 차체의 차음 특성을 제안하기로 한다. 외부 방사 소음을 65dB 정도라고 보았을 경우에 대한 차음 특성을 제안한다. 동력 객차의 외형 치수는 그림. 65에 보는 것과 같다. 그림. 66은 동력 객차에서의 가스 터빈 엔진이 있는 공간과 객실의 외형 치수를 나타낸다. 본 연구에서는 동력 객차 실내 음장을 해석하고, 계산된 소음이 객차 실내로 전파될 때의 차음 특성을 살펴본다.

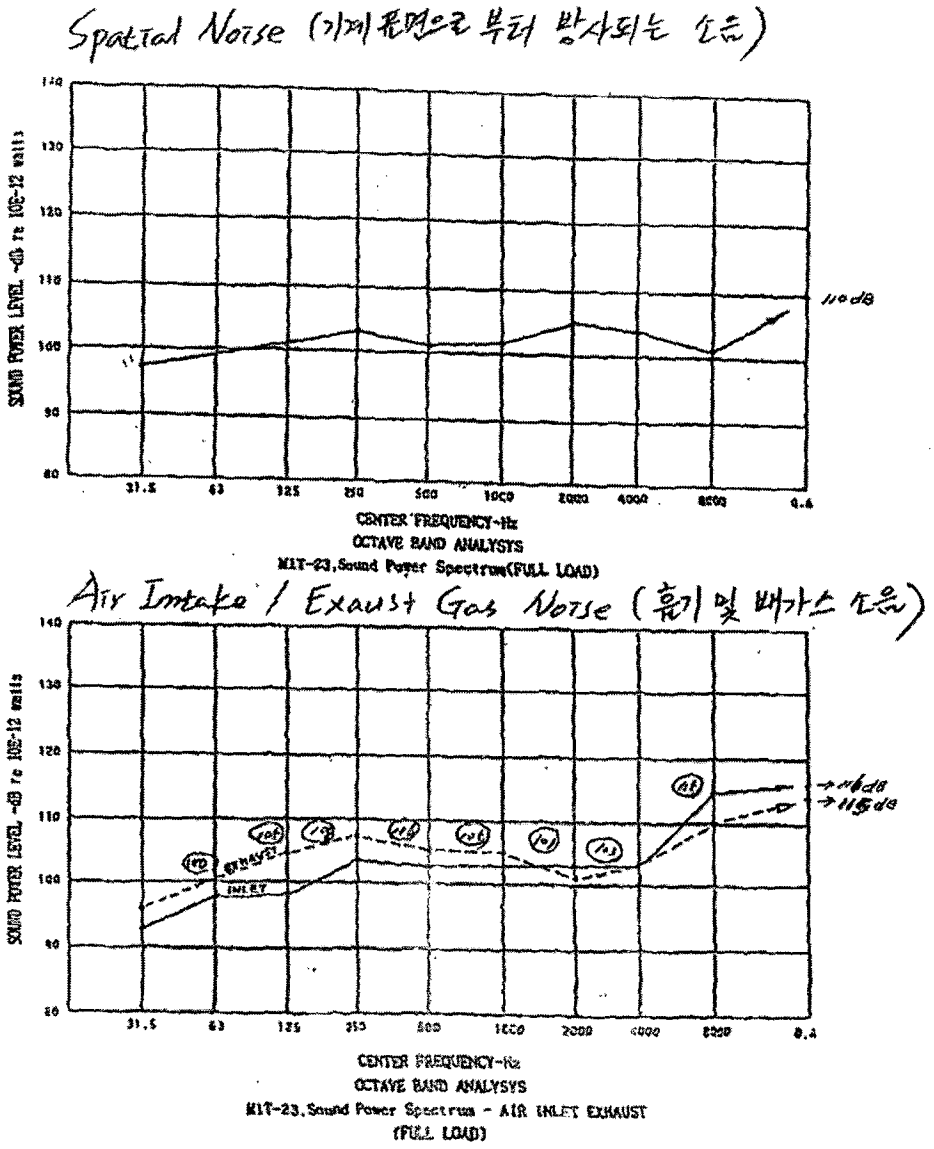


그림. 64. 가스 터빈 엔진 표면에서의 소음의 1/1 옥타브 밴드 스펙트럼과 흡,배기계 소음 스펙트럼

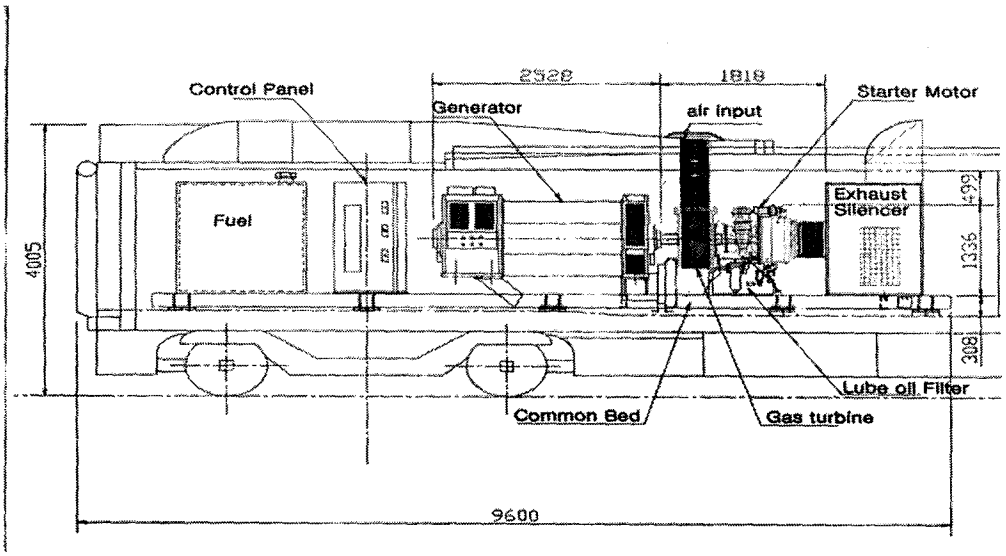


그림. 65. 동력 객차의 외형 치수와 가스터빈의 위치

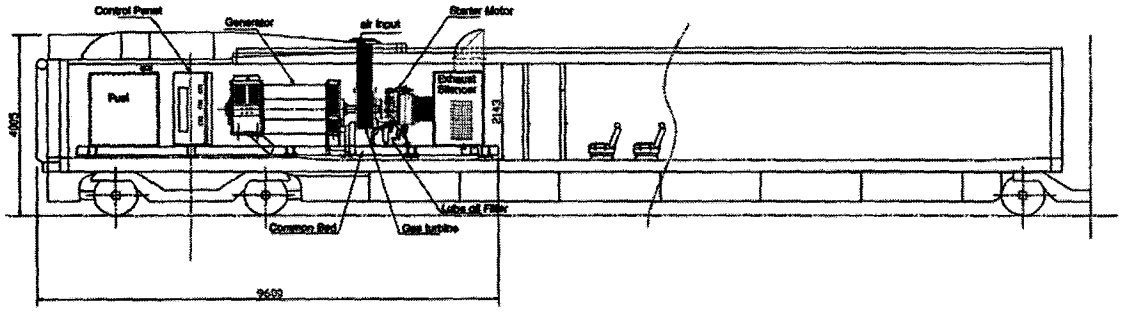


그림. 66. 동력 객차의 가스 터빈 엔진의 위치와 객실

가. 동력 객차의 내부 음장 해석

내부 음장의 해석은 모드 밀도(modal density)가 낮은 영역과 높은 영역을 나누어서 해석하기로 한다. 모드 밀도가 낮은 영역은 각 모드별 분리가 분명하여 음장의 분포도 잘 볼 수 있는 반면에 모드 밀도가 높은 영역은 공명 주파수들의 분간이 어렵기 때문에 일반적으로는 확산 음장(diffuse field)이라는 가정을 통해 음장을 계산하게 된다. 하지만, 확산 음장의 음압 레벨은 잔향 시간(T60)등의 정보가 주어지지 않고서는 계산할 수 없기 때문에, 1kHz까지의 음장 계산을 통해 차음재의 특성을 유추하여 제안하기로 한다.

그림. 67은 동력 객차를 직사각 공동이라 가정하여, 주파수에 따른 모드 개수를 그린 것이다. 이 경우 모드 개수는

$$N = \frac{4\pi f^3 V}{3c^3} + \frac{\pi f^2 A}{4c^2} + \frac{fL}{8c}$$

와 같이 표현되는데, 여기서 f는 주파수, V는 부피, A는 표면적, L은 모서리들의 길이이며, c는 음속이다. 식을 통해서도 알 수 있듯이, 주파수의 세제곱에 비례하며 모드 개수가 증가하기 때문에 1kHz의 주파수까지 모드 개수는 10000개 이상의 발생하기 때문에, 모드별로 음장을 계산하는 것은 의미없다고도 볼 수 있다. 다만, 100Hz까지의 주파수 영역에서는 약 20개의 모드가 존재하여, 모드간 주파수 분리가 평균적으로 볼 때, 5Hz 정도로써 음장의 공간적 분포 관찰이 가능하다. 100Hz~200Hz까지의 주파수 영역에서는 100개의 또 다른 모드가 발생하기 때문에 평균적으로 모드간 주파수 분리는 1Hz 간격이므로 경계 요소법(BEM)의 계산 시간을 고려하였을 때 현실적이지 않은 해석이라 볼 수 있다.

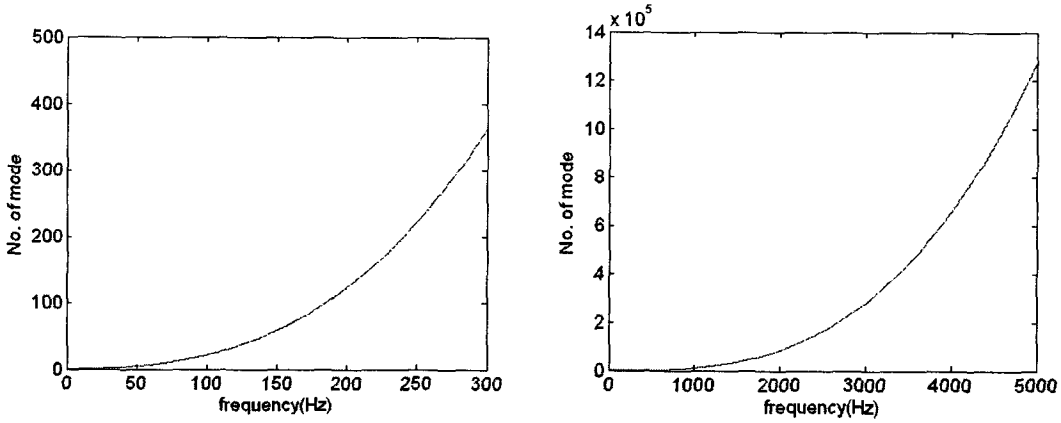


그림. 67. 주파수의 증가에 따른 모드 개수(좌: 0~300Hz, 우:0~5kHz)

그림. 68은 해석에 사용된 동력 객차의 경계 요소 모델이다. 경계 요소는 ANSYS에서 생성하였으며, 내부 음장 계산은 SYSNOISE를 사용하였다. 100Hz이상의 주파수 영역에서는 모드 밀도가 높아서 개별적인 모드의 형상을 보기 어렵기 때문에 요소의 크기는 0.3m로 하였다. 한 파장당 4개의 요소가 포함된다고 생각하면, 해석상한 주파수는 300Hz정도가 된다. 요소의 개수는 2948개이고, 노드수는 6028이다. 그림. 69은 가스 터빈 엔진의 위치와 크기를 나타내며, SYSNOISE에서의 가진 위치이기도 하다. AMD 애슬론 1.83GHz CPU, RAM 1M의 PC에서 하나의 주파수

계산에 약 34분 정도의 시간이 소요된다. 따라서, 과도한 모드 밀도의 증가로 인해 초기 3개의 모드 형상에 대해서만 그림을 첨부하며, 그림. 70이 그것이다. 그림. 70을 통해서 알 수 있듯이 대체적인 벽면에서의 음압 크기는 100dB~110dB정도임을 알 수 있다.

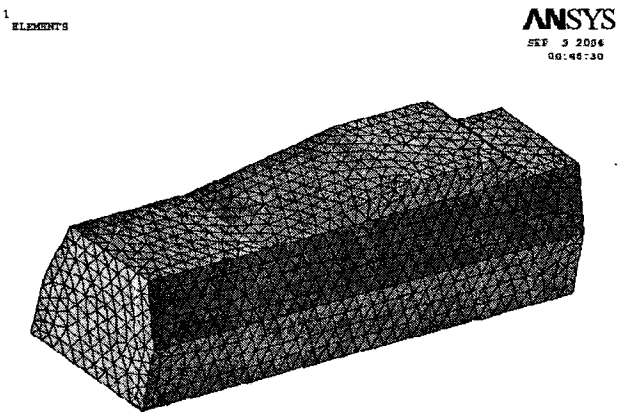


그림. 68. 동력 객차의 경계 요소 모델(요소 크기:0.3m, 요소 개수:2948, 노드개수: 6028)

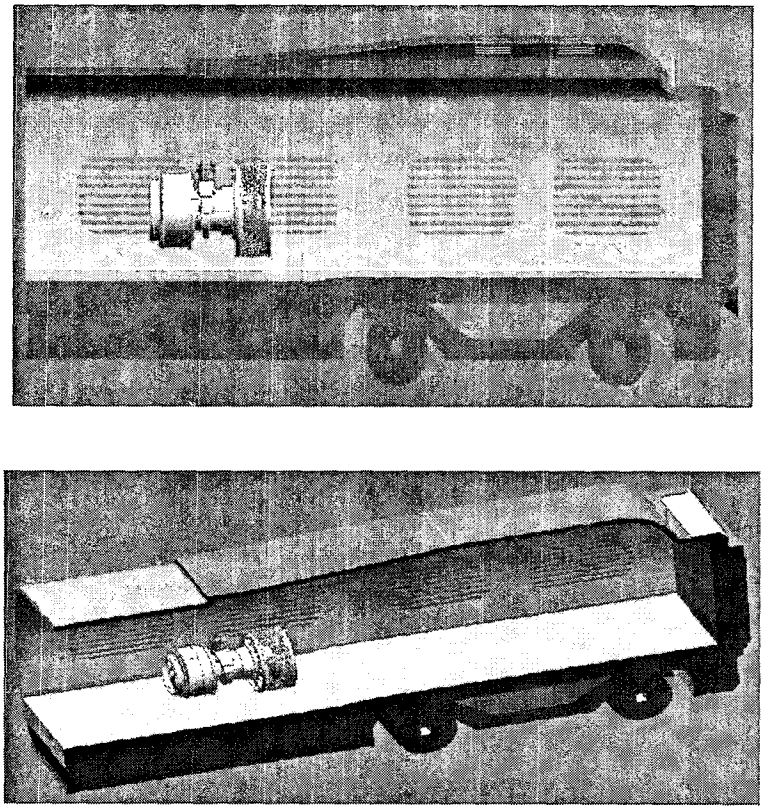
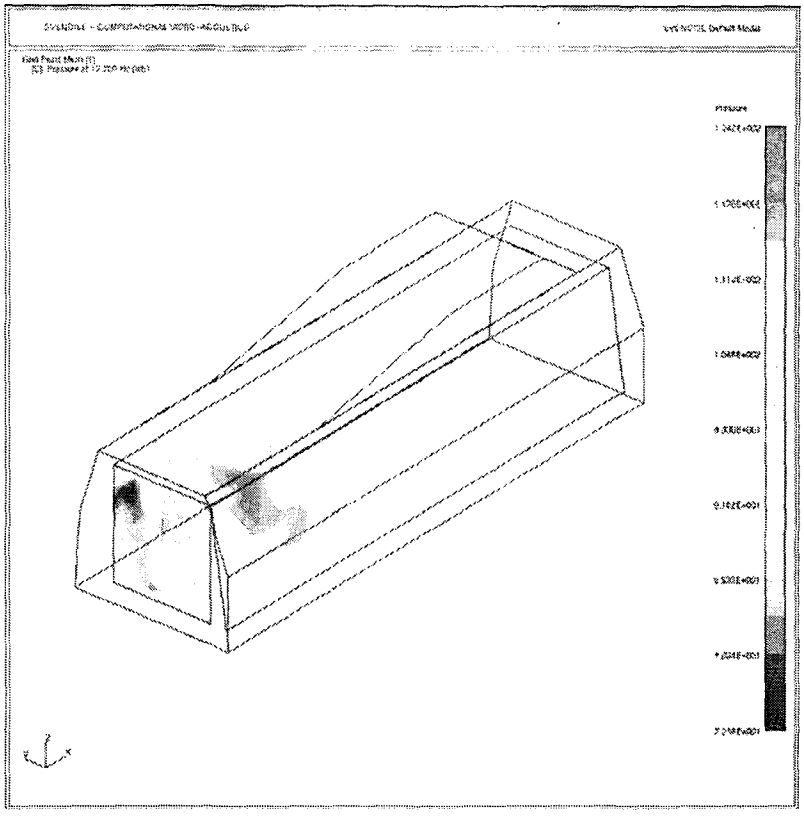


그림. 69. 가스 터빈 엔진의 형상과 위치



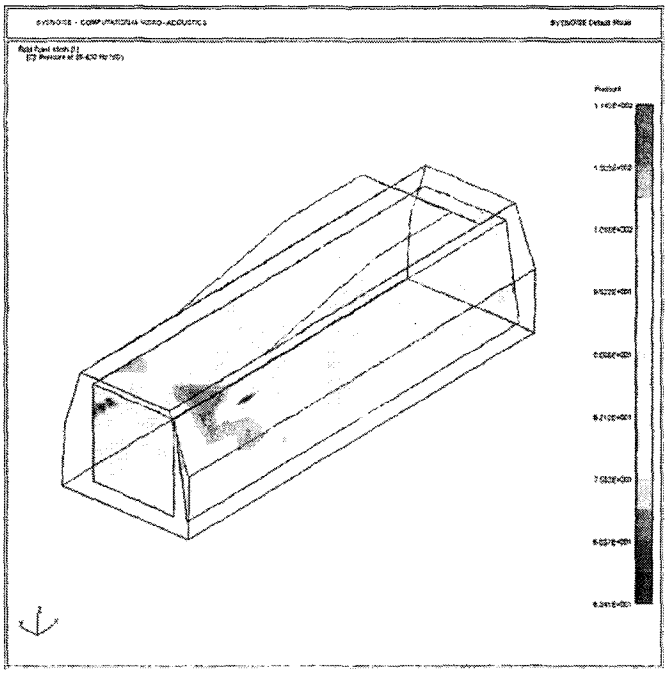


그림. 70. 음장의 공간 분포
(1번째 공명 주파수:17.7Hz, 2번째 공명 주파수: 35.4Hz, 3번째 공명 주파수: 53.1Hz)

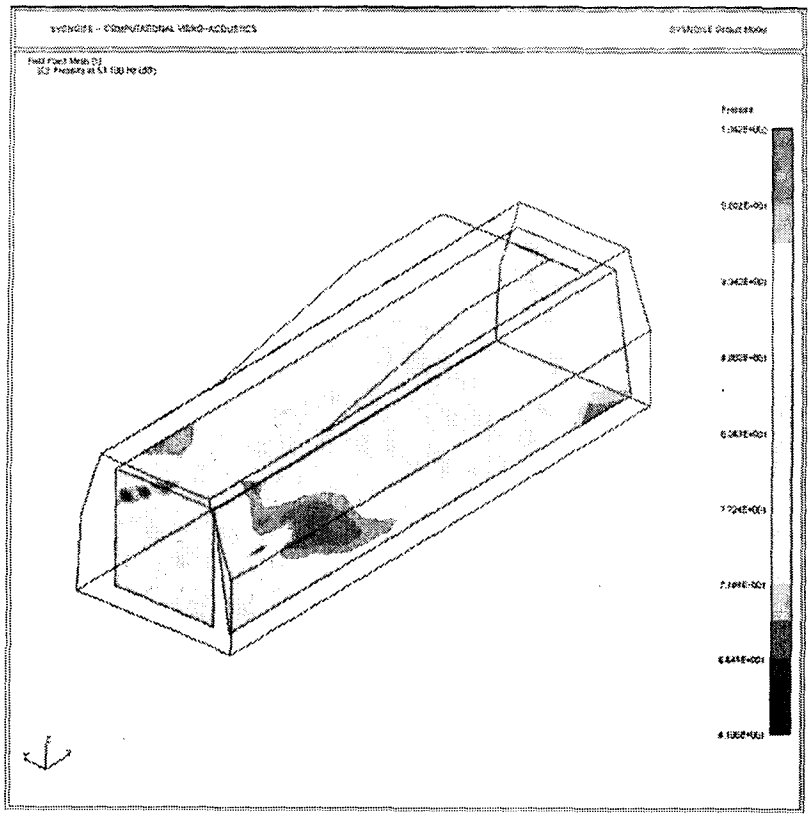


그림. 70. (계속)

4. 외부 방사 소음의 전파

본 절에서는 배기계의 소음기를 통과한 70dB 정도의 소음과 차체를 통과한 가스터빈 엔진의 소음이 거리에 따라 얼마나 감쇠하는지를 설명한다. 그림. 71은 점음원의 공간상의 전파 특성을 나타낸다. 점음원이라 함은 관심 주파수의 파장보다 음원의 크기가 작은 경우이거나, 음원으로부터의 거리가 멀어지면 소음의 전파 특성이 공간상의 한 점에서 발생되는 것과 같다는 것이다. 이런 경우에는 그림. 71에 나타난 것과 같이 거리에 따라 음압 레벨은 6dB씩 감소하게 된다. 왜냐하면, 방사 파워는 일정한데 방사되는 면적은 거리의 제곱에 비례하며 증가하기 때문이다. 따라서, 소음기 출구 등의 음원에서 70dB정도의 소리가 1m 위치에서 측정되었다면, 2m 위치에서는 64dB, 4m 위치에서는 58dB로 감쇠하는 특성이 있음을 말한다.

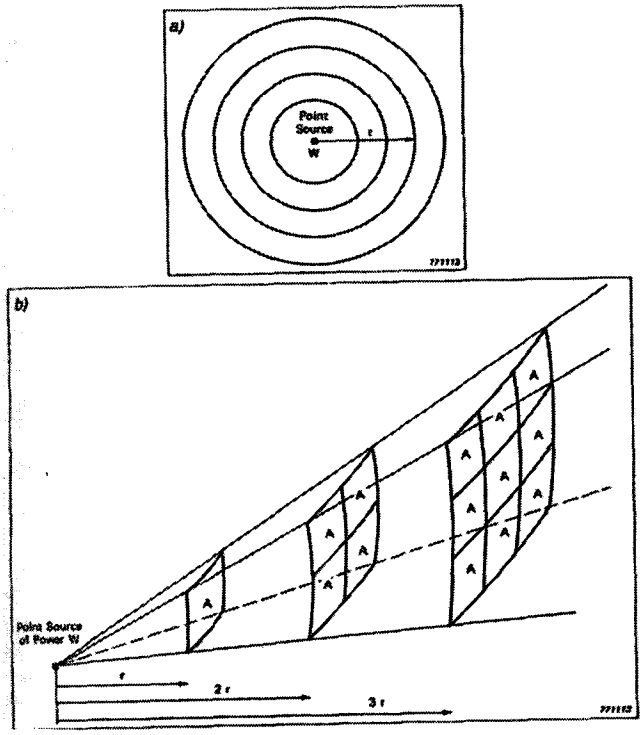


그림. 71. 점음원(point source)으로부터의 구면파(spherical wave)의 전파 특성(a)과 거리에 따른 감쇠 특성 [47]

만약, 차체에서의 소음 방사와 같이 하나의 선(line) 형태의 소음원이라고 가정한다면, 그림. 72에 보이는 것과 같은 방사특성을 갖는다. 이런 경우에는 그림에서 보는 바와 같이 거

리가 2배 증가할 때 전파 면적도 2배가 증가하는 상황이므로, 3dB/doubing distance의 특성을 갖게 된다. 따라서, 차체의 표면 1m에서 70dB의 음압 레벨이 측정되었다면, 2m지점에서는 67dB, 4m지점에서는 64dB로 감쇠된다고 볼 수 있다.

그림. 73 은 위의 내용을 정리한 것으로 점음원은 거리에 따라 6dB가 감소함을, 선음원은 3dB가 감소함을 설명하고 있다. 객차로의 소음의 전달은 외부의 소음이 다시 차체의 전달손실을 거쳐 전달되므로 크게 문제되지 않을 것이라 사료된다.

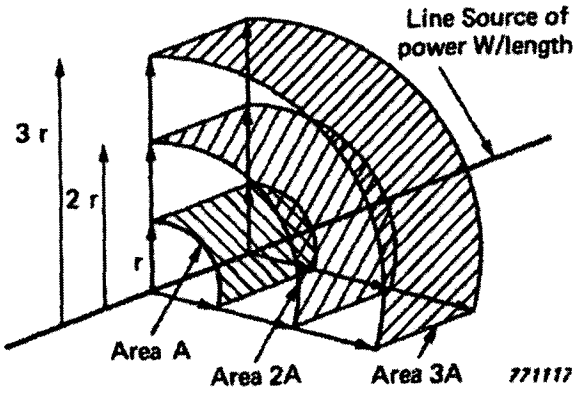


그림. 72. 선음원(line source)으로부터의 방사 특성 [47]

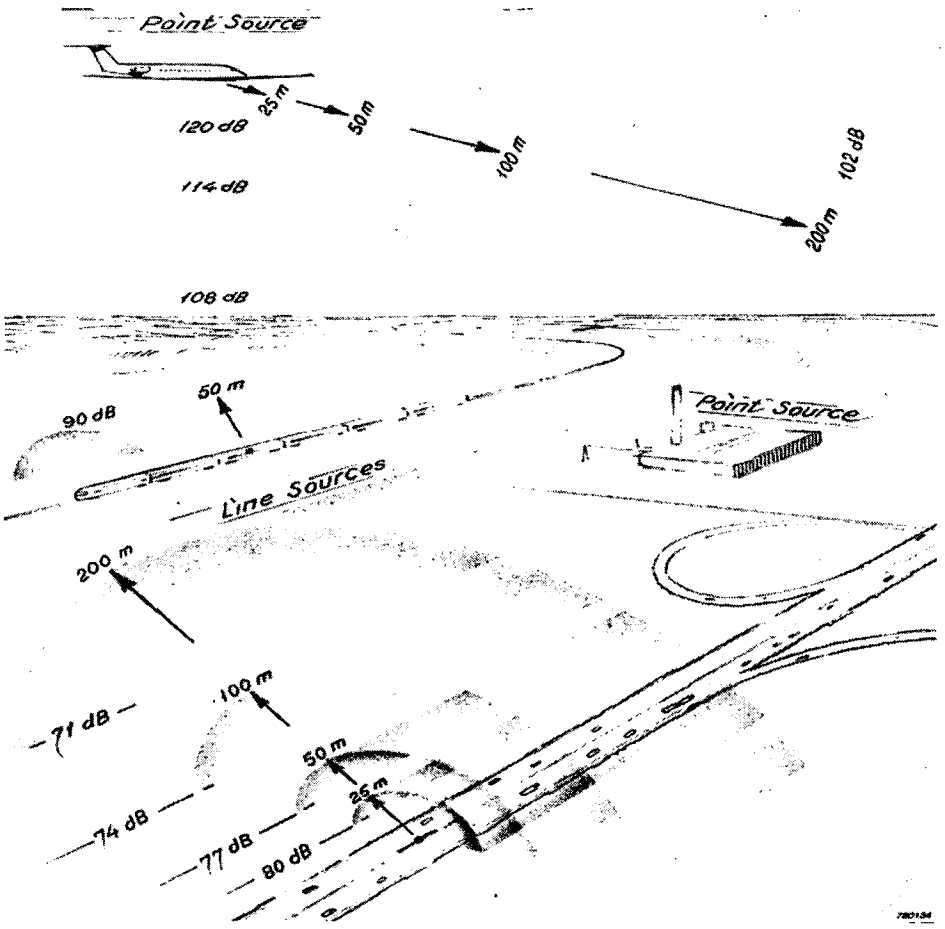


그림. 73. 점음원(point source) 및 선음원(line source)으로부터의 거리에 따른 소음 감쇠 특성

가. 가스 터빈 엔진 배기구에 의한 소음

가스 터빈 엔진 배기구에 의한 소음은 배기구 한 곳에서부터 방사되는 소음이므로 점음원으로 생각할 수 있고, 이 경우 거리가 두 배가 될 때 6dB가 감소한다. 가스 터빈 엔진 배기구의 약 110dB의 소음을 소음기를 거쳐서 약 40dB 감쇠시켰으므로, 동력 객차 벽면에서 1m 정도 떨어진 외부에서의 소음 레벨은 70dB 이하일 것이며, 2m 정도 떨어진 곳에서는 그보다 6dB가 더 감소한 64dB 이하라고 예측할 수 있다.

나. 벽면을 통해 방사하는 소음

벽면을 통해 방사하는 소음은 벽면 전체에서 방사되는 소음이므로 선음원으로

생각할 수 있고, 이 경우 거리가 두 배가 될 때 3dB가 감소한다. 벽면 가까이의 100dB의 소음이 차음재와 벽면을 통과하면서 40dB가 감쇠한 60dB의 레벨이 될 것이며, 1m 떨어진 지점에서는 60dB 이하의 레벨이 될 것이다. 따라서 2m 떨어진 지점에서는 그보다 3dB 떨어진 57dB 이하의 레벨이 될 것으로 예측할 수 있다.

다. 총 방사 소음

총 방사 소음은 위에서 언급한 두 가지 소음의 합으로 나타난다. 동력 객차 벽면에서 약 2m 정도 떨어진 지점에서, 소음기를 통과한 가스 터빈 배기구 소음에 의한 음압레벨이 약 64dB 이하, 벽면을 통과한 소음에 의한 음압레벨이 약 57dB 이하이므로, 두 음압 레벨의 합은 약 64.8dB 이하가 될 것이다. 따라서 최종적으로 외부 소음 기준을 만족시킬 수 있다.

제 3 절 가스 터빈 엔진 배기구의 소음기 설계

1. 문제 정의

가스 터빈 엔진의 배기구에서의 소음 레벨은 그림. 74과 같다. 그리고 배기구에서의 평균 유속(mean flow rate)은 12.8kg/s이며, 배기가스의 온도는 약 600℃이다. 배기관 입력단 직경은 0.7m, 소음기 최대 직경은 1m 정도이며, 소음기는 배기관 내부에 설치되며, 배기관은 위로 굽어져서 동력 객차의 상부로 배기가스가 배출되도록 되어 있다.

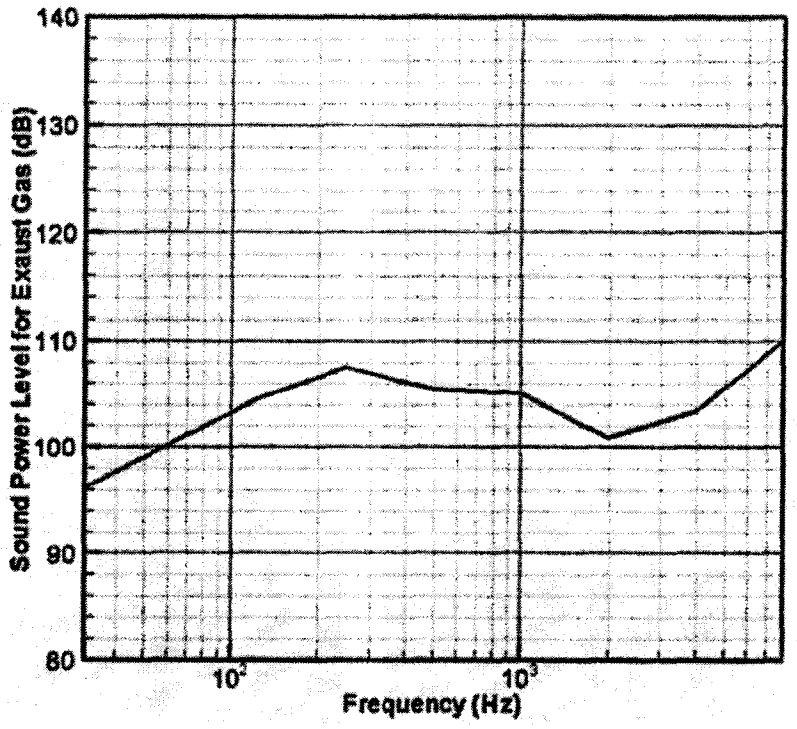


그림. 74 가스터빈 엔진의 배기구에서의 소음레벨

소음기는 단순 확장관, 침투관 및 다양한 형태의 공명기 등의 요소를 결합하여 설계하게 된다. 이 때 소음기의 성능을 결정하는 가장 중요한 요소 중의 하나는 직경이 급격히 변하는 면에서의 면적비인데, 본 문제에서는 소음기 최대 직경이 1m 정도로써 면적비가 0.5 정도밖에 확보되지 않는다.

배기가스는 여러 물질의 혼합물로 음속(speed of sound)은 같은 온도의 공기의 음속

을 따른다고 가정할 수 있다. 배기가스의 음속이 공기의 음속에 비해 매우 낮지 않는 이상, 이 가정은 유효하다. 파동의 공간상의 전파와 관련있는 파수(wave number)의 변화는 $(1-M^2)$의 역수에 비례하기 때문에 낮은 마하수에서는 오차가 낮을 것임을 유추할 수 있고, 직경이 1m정도 되는 직관을 통해서는 공기의 음속을 사용한 마하수가 약 0.1~0.2정도 되기 때문에, 파수의 변화는 약 1%~4%정도 변한다고 볼 수 있다. 따라서 유동에 의한 영향은 크지 않을 것임을 유추할 수 있다. (M : Mach number, 평균유속/음속)

한편, 투과손실, 혹은 소음기 설계를 위한 해석을 할 때 고차모드 고려에 대한 필요성 여부는 평면파 전파 상한 주파수를 파악하면 알 수 있다. 평면파 전파 상한 주파수는 첫 번째 음향 모드가 발생하기 이전 주파수로 결정된다. 원형 덕트의 경우 직경이 D이고, 파동 전파 속도(음속)를 c라고 하면

$$f < \frac{\pi c}{1.84D}(1-M^2)^{1/2} \tag{58}$$

와 같이 구할 수 있다. 여기서, M은 Mach number이다. Mach number는 배기 가스의 온도와 밀도, 덕트의 단면적이 주어지면 mean flow velocity를 구할 수 있으며, 0.7m인 단면에서의 Mach number를 구해보면 아래와 같다.

$$M_1 = \frac{\dot{m}/\rho S_1}{c},\ M_2 = \frac{\dot{m}/\rho S_2}{c} \tag{59}$$

식 (59)로부터 S1의 면적을 가지는 부분과, S2의 면적(직경 1m)을 가지는 부분의 Mach number를 구해보면 M1=0.1203, M2=0.0590이다. 유동에 의한 음향 전파에는 식 (58)에서 알 수 있듯이 $(1-M^2)$ 정도의 order of magnitude로 평가되므로, Mach number 0.1정도는 큰 영향이 없다. 예를 들면, 파동의 공간 전파와 관련 있는 파수에 1%의 변화가 있다. 만약, 600℃에서 파동의 전파 속도가 691m/s (공기의 경우 $c \approx 331 + 0.6T$, T는 섭씨온도)라면, 식 (58)로부터 평면파 전파 주파수 영역은 1177Hz까지가 된다. 참고로 평면파 전파 이하 주파수의 결정은 직경이 가장 큰 지점의

식 (58)에 의해 계산된 주파수로 한정된다. 따라서, 머플러 성능 해석은 상한 주파수 1.2kHz까지 보기로 한다.

2. 이론적 배경

가. 소음기의 설계

소음기의 기본 목적은 엔진으로부터 배출되는 배기소음의 감소에 있다. 삶의 질 향상으로 인한 소음의 환경규제 강화 등으로 보다 효과적인 배기소음 감소는 점증적으로 중요한 연구대상이 되고 있다.

일반적으로 소음기는 반사형(Reactive Type)과 소산형(Resistive Type)이 있는데 전자는 여러 형태의 확장관과 튜브(tube)를 이용하여 소리의 감쇠(attenuation)가 최대가 되도록 하는 경우이고 후자의 경우는 감쇠가 에너지 소산(energy dissipation)을 통하여 얻어지는 방법이다. 실제로 사용되는 소음기는 이 두가지 경우의 조합된 형태가 대부분이다.

소음기를 설계할 경우의 전술한 바와 같이 소리의 최대 감쇠가 기본 목적임에는 재론의 여지가 없으나 소음기의 존재로 인한 배압(back pressure)의 정도 또한 적절히 하여야 하는 설계 목적이 있다. 즉 배기가스를 완전히 막아버릴 경우를 생각해보면, 소리는 방사되는 성분 밖에 존재하지 않아 효과적인 소음저감을 얻을 수 있으나 대단히 높은 배압이 작용하게 되어 엔진은 정지할 수 밖에 없게 된다. 따라서 설계의 목적은 다음 두 가지로 요약된다.

- 배압의 최소화(Min. Back Pressure)
- 넓은 주파수 범위에 대한 투과손실의 최대화
(Max. Transmission Loss in Broad Range of Frequency)

이러한 상반되는 설계목적을 달성하기 위해서는 허용배압을 만족시켜 줄 수 있는 설계 알고리즘(Design Algorithm)이 필요하다는 것은 주지의 사실이나 현재까지 만족할 만한 혹은 실용적인 방법이 없는 상태이다. 그 주된 이유는 이러한 알고리즘의 확립을 위하여 필수적인 이론의 뒷받침과 적확한 실험 자료의 뒷받침의 미흡하기 때문이다.

소음기의 설계의 단계를 기본설계, 상세설계 및 제작도면의 작성과 성능측정의 단계로 나누어 생각하면, 기본설계의 단계에서는 전술한 배압의 허용치 내에서 가능한 소음기의 구조 등이 기본이론과 실험에 기초하여 결정되어야 한다. 즉 소음기의 길이 및 직경, 입구 및 출구관의 직경 등이 음향학적 관점에서 결정될 것이다. 상세설계의 단계에서는 재료의 부식 및 내성 등을 고려한 재료의 선정 및 연결부위 설계, 기본설계에서 예상된 주파수 대역별 음의 감쇠를 부분적으로 수정하기 휘한 다공질 물질(porous material)의 사용여부, 확장관의 부분수정 등이 이루어진다. 따라서 설계의 순차적인 관점에서 볼 때 기본설계 과정이 가장 중요한 출발점이며 소음기의 기본 골격을 형성하는 단계로서 가장 중요하다. 물론 훌륭한 기본설계를 위해서는 기본이론과 실험에 근거한 설계법과 기준치가 필수임을 재론할 여지가 없을 것이다.

나. 설계변수

(1) 투과 손실(Transmission Loss)

투과 손실은 소음기만의 소음감소특성을 나타내는 인자로서 소음기 양단이 무반사(anechoic termination) 조건인 경우에 소음기 양단에서 측정한 음압비로 정의된다. 따라서 소음기에 대한 연구는 주로 투과손실의 이론적 해석법을 개발하는 것을 중심으로 이루어져왔다. 투과손실의 이론적 계산은 확장관과 입,출구관의 면적비가 큰 경우, 입,출구관의 공기흐름을 질량으로 생각하는 방법인 집중질량모델(lumped parameter model)을 이용하여 계산된다. 예를 들어, 소음기 양단의 압력 및 속도를 P^0, U^0 및 P^1, U^1이라 정의하고 임피던스를 각각 Z^0, Z^1이라 하면

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ U_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} \tag{60}$$

와 같은 관계식을 쓸 수 있고, 이 때 T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}를 사단정수(four-pole parameter)라 한다. 그러면 TL은

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{11} + T_{12} Z_0 + T_{21}/Z_1 + T_{22}}{2} \right| \tag{61}$$

와 같다.

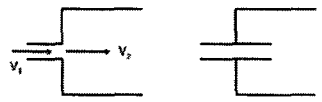
(2) 배압(Back Pressure)

배압은 엔진 배기에 역방향으로 걸리는 압력으로 대부분의 유동의 흐름에 의해 나타나는 것이다. 따라서 유동의 속도나 배기량과 단면 형상과의 관계에 의해 실험적으로 얻은 경험식을 사용하여 배압을 계산할 수 있다.

예를 들면, 평균 유동의 흐름에 의한 배기계의 동적수두(dynamic head)는

$$H = \frac{1}{2}\rho_0 U^2 = \gamma \frac{p_0}{2} M^2 = 0.7\, M^2 \text{ bars} \qquad (62)$$

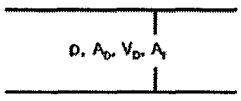
로 정의된다. 여기서 ρ_0 는 밀도, p_0 는 압력, γ 는 비중, M 은 마하수를 의미한다. 이러한 유동의 존재로 인해 생기는 배압은 소음기의 요소 형상에 따라 다음과 같은 관계를 갖는다(그림. 75).



$$\Delta P = 387.58 \frac{1}{T} \frac{(V_1 - V_2)^{1.989}}{2}$$

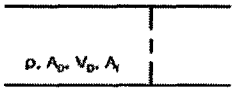


$$\Delta P = 352.989 \frac{1}{T} \frac{V_2^2}{2}$$

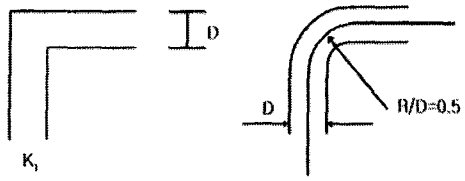


$$\Delta P = 352.989 \frac{1}{T} \frac{1}{C_d^2} \left[\left(\frac{A_D}{A_f} \right)^2 - 1 \right] \frac{V_D^2}{2}$$

$$C_d = 0.6 \sim 0.7$$



$$\Delta P = 352.985 \frac{1}{T} \frac{1}{C_d^2} \left[\left(\frac{A_D}{A_f} \right)^2 - 1 \right] \frac{V_D^2}{2}$$

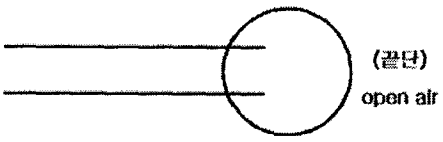


$$\Delta P = 352.985 \frac{1}{T} K \frac{V^2}{2}$$

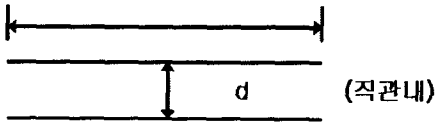
$K_1 = 1.3$ } down stream의 지름의
$K_2 = 1$ } 20배가 넘는 직관

$K_1 = 2.6 \sim 4$ down stream의 지름의
$K_2 = 2 \sim 3$ } 20배가 안 되는 경우

그림. 75 소음기 형상과 배압과의 관계



$$\Delta P = 352.989 \frac{1}{T}(0.4)\frac{V^2}{2}$$



$$\Delta P = 352.989 \frac{1}{T} F \frac{1}{d} \frac{V^2}{2}$$

$$= 0.0072 + 0.612/(\mathrm{Re}^{0.35})$$

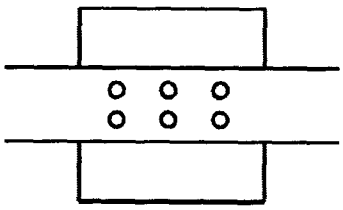
F: Froude's friction factor

$$\mathrm{Re} = \frac{Ud\rho_0}{\mu}$$

μ: dynamic viscosity

18.53 E-6 Ns / m² at 300 K

26.82 E-6 Ns / m² at 500 K



$$\Delta P = 352.989 \frac{1}{T} \frac{1}{C_e^2} \left[\left(\frac{A_D}{A_f} \right)^2 - 1 \right] \frac{V_D^2}{2}$$

$$\Delta P = 352.985 \frac{1}{T} gh$$

$$h = (2-2.5)\frac{V^2}{2_g} (A_{op} > A_{cs})$$

$$h = \left\{ (2-2.5) + 2\left[(1-n)^2 + \frac{1-n}{2} \right] \right\} \frac{V^2}{2_g} (A_{op} < A_{cs})$$

Where A_{op} : open area of the perforated section

A_{cs} : cross sectional area

$$n = \frac{A_{op}}{A_{cs}}$$

그림. 76 소음기 형상과 배압과의 관계

배기계가 복잡한 경우는 그림. 75의 각각의 경우의 조합으로 유추할 수 있다. 예를 들면 단순확장관의 경우는 그림. 77와 같다.

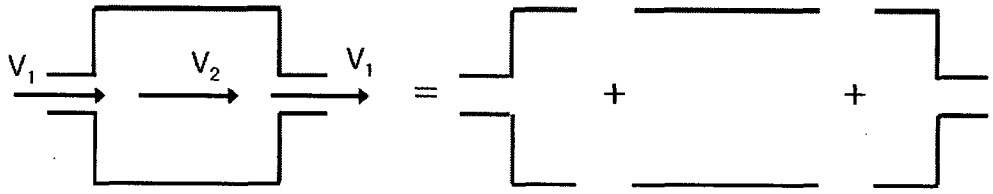


그림. 77 배압의 계산 예

따라서 단순 확장관으로 인한 입,출력관의 압력차이는

$$\triangle p = 387.58 \frac{1}{T} \frac{(V_1 - V_2)^{1.989}}{2} + 352.985 \frac{1}{T} f \frac{1}{d} \frac{V_2^2}{2} + 352.985 \frac{1}{T} \frac{V_1^2}{2} \quad (63)$$

와 같이 계산된다.

다. 소음기 요소의 전달 행렬

일반적으로 유동이 있는 경우 머플러의 선형 해석에는 전달행렬해석(Transfer matrix method)이 주로 사용된다. 전달 행렬 방법은 각 선형 음향관의 전달 행렬을 곱하여 주고, 행렬의 각 요소를 아래 식에 대입함으로써 TL을 얻는 방법이다. (Zn : Acoustic Impedance)

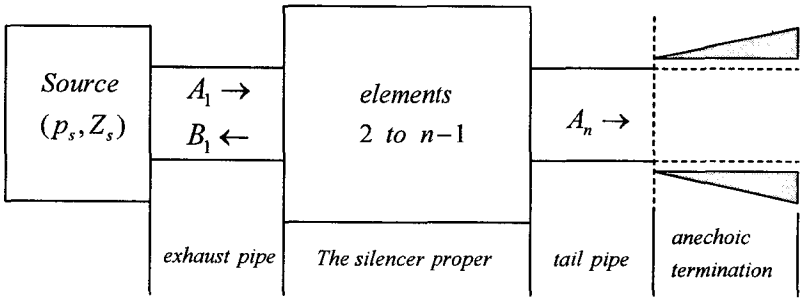


그림. 78 투과손실(Transmission Loss) 측정

$$TL = 20\log_{10}\left[\left(\frac{Z_n}{Z_1}\right)^{1/2}\frac{(1+M_1)}{2(1+M_n)}\left|T_{11}+T_{12}/Z_n+T_{21}Z_1+T_{22}Z_1/Z_n\right|\right] \quad (64)$$

TL은 그림. 78과 같은 방법으로 측정할 수 있다.

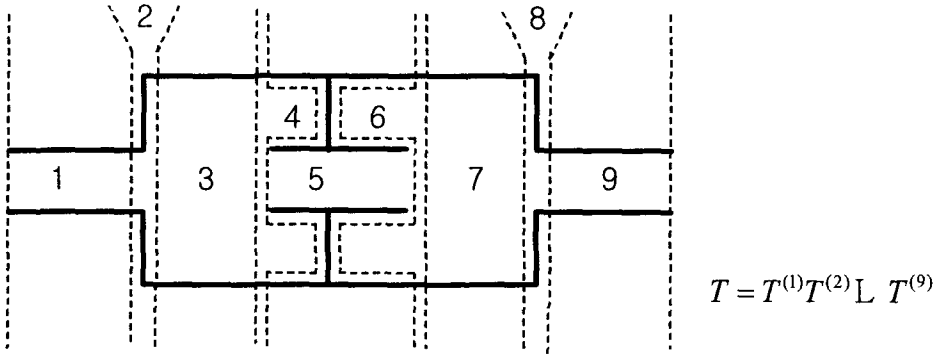


그림. 79 복합 요소를 개별적인 기본 요소로 나누어 계산하는 전달 행렬방법의 도시

(1) 직관(lined duct)

직관에서의 전달행렬은 아래의 식과 같이 구할 수 있다. 식의 유도과정은 그림. 80을 통해서 생각해보면 어렵지 않게 알 수 있고, 투과손실을 계산하여 보면 이론상으로는 소음기 성능에서 기여도가 없고 단지 연결요소로만 사용됨도 또한 알 수 있다.

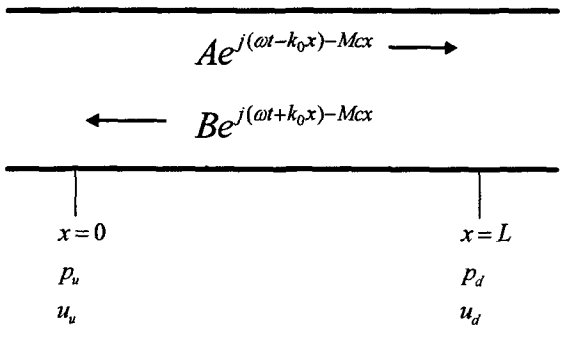


그림. 80 직관의 음장 전파

$$\begin{bmatrix} p \\ u \end{bmatrix}_u = e^{-jMk_cL} \begin{bmatrix} \cos k_cL & jZ\sin k_cL \\ (j/Z)\sin k_cL & \cos k_cL \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ u \end{bmatrix}_d \quad (65)$$

$$k_c = \frac{k_0}{1-M^2}, \quad k_0 = \frac{\omega}{c}$$

Z : characteristic acoustic impedance

k_c : convective wavenumber

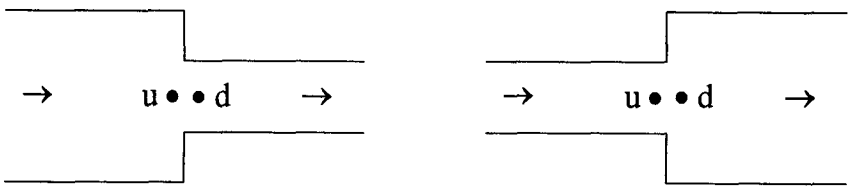
M : Mach number

L : uniform tube length

(2) 단순 확장관(Simple Expansion Chamber)

단순 확장관의 구조는 그림. 81과 같이 두개의 요소의 조합을 이루어진다. M<0.2인 유속을 고려한 전달행렬은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{bmatrix} p_u \\ u_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{K_d M_d^2}{1-M_d^2} & K_d M_d Z_d \\ \frac{(\kappa-1)K_d M_d^3}{(1-M_d^2)Z_d} & 1 - \frac{(\kappa-1)K_d M_d^2}{1-M_d^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_d \\ u_d \end{bmatrix} \quad (66)$$



(a) Sudden contraction (b) Sudden expansion

그림. 81 단순 확장관의 요소

여기서 κ 는 adiabatic exponent이고, K_d 는 K-factor로써 평균유량이 있는 비압축성 유체의 정체압력(stagnation pressure)의 강하를 동적수두(dynamic head)로 표

현한 것이라 할 수 있고, 그림. 81의 두 경우에 대한 K-factor는 다음과 같이 주어진다.

$$K_d = \begin{cases} (1 - S_d / S_u)/2 & \text{for extended outlet} \\ (S_d / S_u - 1)^2 & \text{for extended inlet} \end{cases} \tag{67}$$

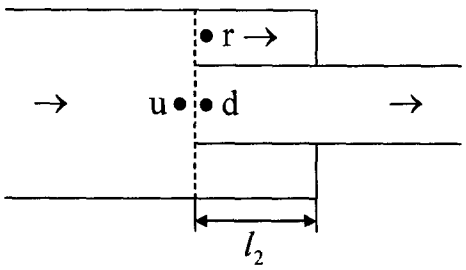
만약 여기서 유량의 영향을 무시할 수 있다면 전달행렬은 다음과 같이 간단한 형태로 바꿀 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_u \\ u_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_d Z_d \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_d \\ u_d \end{bmatrix} \tag{68}$$

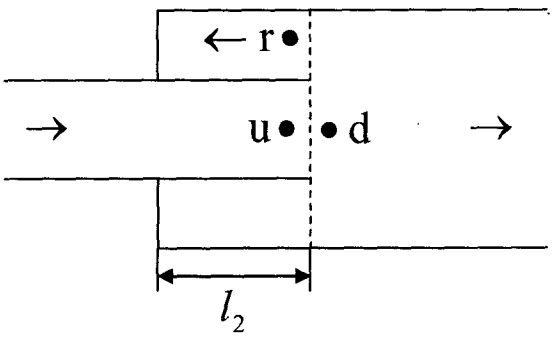
(3) 침투관을 가지는 공명기(Extended tube resonator)

마하수(M)가 1보다 매우 작아서 M2을 무시할 수 있다고 할 때 전달 행렬은 다음과 같이 간단하게 표현될 수 있다.

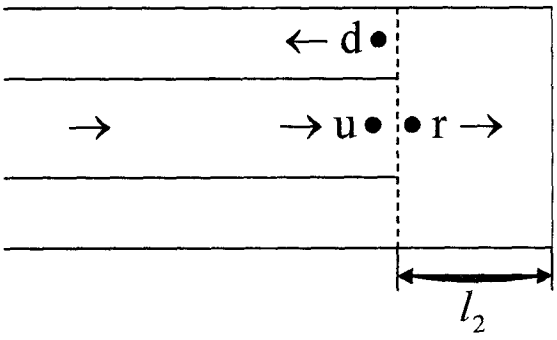
$$\begin{bmatrix} p \\ u \end{bmatrix}_u = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_d Z_d \\ \dfrac{C_r S_r}{C_r S_r Z_r + S_u M_u Z_u} & \dfrac{C_r S_r Z_r - M_d Z_d (C_d S_d + K_d S_u)}{C_r S_r Z_r + S_u M_u Z_u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ u \end{bmatrix}_d \tag{69}$$



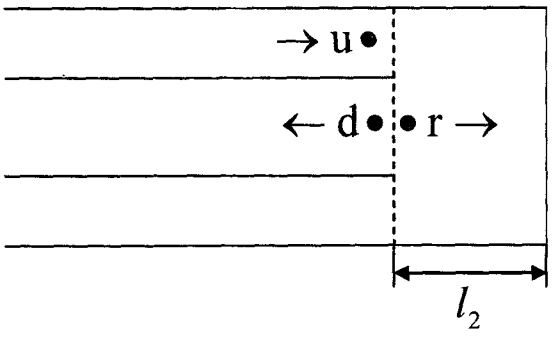
(a) Extended outlet



(b) Extended inlet



(c) Reversal expansion



(d) Reversal contraction

그림. 82 침투관을 가지는 공명기의 종류

$$Z = \frac{\rho c}{S} \tag{70}$$

Z : characteristic acoustic impedance

M : Mach number

$$Z_r = -j \frac{\rho c}{|S_d - S_u|} \cot(k_0 l_2) \tag{71}$$

$$K_d = \begin{cases} (1 - S_d / S_u)/2 & \text{for extended outlet} \\ (S_d / S_u - 1)^2 & \text{for extended inlet} \\ (S_d / S_u)^2 & \text{for reveral expension} \\ 0.5 & \text{for reveral contraction} \end{cases} \tag{72}$$

$$S_u + C_d S_d + C_r S_r = 0$$

$$\begin{cases} C_d = -1; C_r = -1 & \text{for extended outlet} \\ C_d = -1; C_r = +1 & \text{for extended inlet} \\ C_d = +1; C_r = -1 & \text{for reveral expension} \\ C_d = +1; C_r = -1 & \text{for reveral contraction} \end{cases} \tag{73}$$

침투관을 가지는 공명기의 종류로는 크게 네 가지로 분류할 수 있다. 단순 확장관에 침투된 관이 있는 경우의 두 가지와 유체의 이동방향이 서로 반대가 되는 경우의 두 가지가 그 예가 되겠다. 이 전달행렬은 전술된 바 있는 단순 확장관의 전달행렬이 포함된 개념이라 생각할 수 있다. 침투관의 길이를 0으로 정하면 식 (68)과 동일한 결과를 얻을 수 있다.

(4) Two-duct perforated elements

Two-duct perforated elements에는 여러 가지가 있을 수 있지만, 본 보고서에는 비교적 많이 사용되는 Concentric-tube Resonator, Cross-flow Expansion Element 그리고 Cross-flow Contraction Element에 대한 전달행렬을 소개하도록 한다.

Concentric-tube Resonator는 그림. 83과 같은 형상을 갖는다.

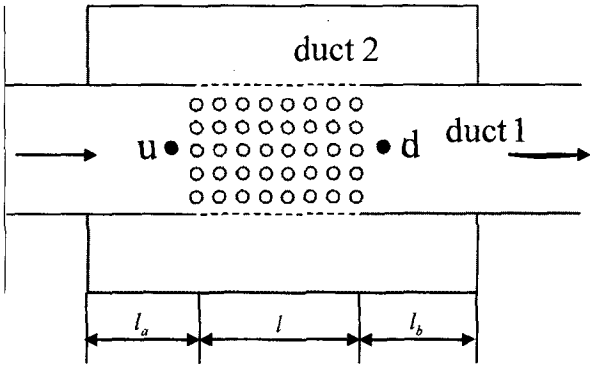


그림. 83 Concentric-tube Resonator

그리고 전달행렬은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ Z_1 u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2(l) \\ Z_2 u_2(l) \end{bmatrix} \tag{74}$$

$$T_a = T_{11} + A_1 A_2 \quad ; \quad T_b = T_{13} + B_1 A_2$$
$$T_c = T_{31} + A_1 B_2 \quad ; \quad T_d = T_{33} + B_1 B_2$$
$$A_1 = (X_1 T_{21} - T_{41})/F_1 \quad ; \quad B_1 = (X_1 T_{23} - T_{43})/F_1$$
$$A_2 = T_{12} + X_2 T_{14} \quad ; \quad B_2 = T_{32} + X_2 T_{34}$$
$$F_1 = T_{42} + X_2 T_{44} - X_1 (T_{22} + X_2 T_{24})$$
$$X_1 = -j \tan(k_0 l_a) \quad ; \quad X_2 = +j \tan(k_0 l_b)$$

Cross-flow Expansion Element의 형상은 그림. 84 와 같다.

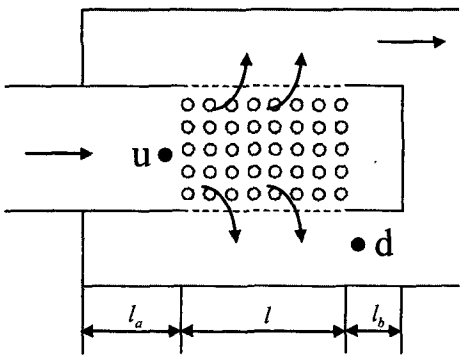


그림. 84 Cross-flow Expansion Element

Cross-flow Expansion Element의 전달행렬은 식 (75)과 같이 정의된다.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ Z_1 u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2(l) \\ Z_2 u_2(l) \end{bmatrix} \tag{75}$$

$$T_a = T_{12} + A_1 A_2 \quad ; \quad T_b = T_{14} + B_1 A_2$$
$$T_c = T_{32} + A_1 B_2 \quad ; \quad T_d = T_{34} + B_1 B_2$$
$$A_1 = (X_1 T_{22} - T_{42}) / F_1 \quad ; \quad B_1 = (X_1 T_{24} - T_{44}) / F_1$$
$$A_2 = T_{11} + X_2 T_{13} \quad ; \quad B_2 = T_{31} + X_2 T_{33}$$
$$F_1 = T_{41} + X_2 T_{43} - X_1 (T_{21} + X_2 T_{23})$$
$$X_1 = -j \tan(k_0 l_a) \quad ; \quad X_2 = +j \tan(k_0 l_b)$$

마지막으로 식 (76)는 Cross-flow Contraction Element에 대한 전달행렬을 나타내주고 있다.

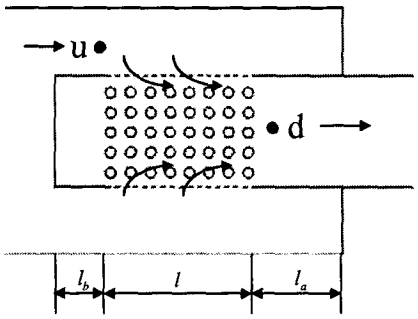


그림. 85 Cross-flow Contraction Element

$$\begin{bmatrix} p_2(0) \\ Z_2 u_2(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ Z_1 u_1(l) \end{bmatrix} \tag{76}$$

$$T_a = T_{21} + A_1 A_2 \quad ; \quad T_b = T_{23} + B_1 A_2$$
$$T_c = T_{41} + A_1 B_2 \quad ; \quad T_d = T_{43} + B_1 B_2$$
$$A_1 = (X_1 T_{11} - T_{31}) / F_1 \quad ; \quad B_1 = (X_1 T_{13} - T_{33}) / F_1$$
$$A_2 = T_{22} + X_2 T_{24} \quad ; \quad B_2 = T_{42} + X_2 T_{44}$$
$$F_1 = T_{32} + X_2 T_{34} - X_1 (T_{12} + X_2 T_{14})$$
$$X_1 = -j \tan(k_0 l_b) \quad ; \quad X_2 = +j \tan(k_0 l_a)$$

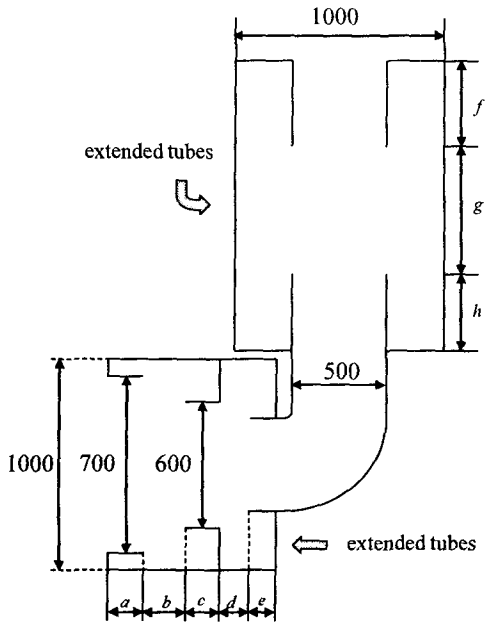
지금까지 몇 개의 주요한 소음기 요소의 전달행렬과 형태에 대하여 살펴보았다. 소음기 요소의 종류는 경우에 따라서 많은 다양성을 지니기 때문에 모든 요소들에 대한 내용을 기술하기는 매우 어렵다. 따라서 본 보고서에서는 가장 기본이 되는 요소들을 선정하여 그 특성들을 요약한 것이다. 더 자세한 내용은 본 보고서에 언급된 참고문헌을 참고하면 될 것이다.

3. 소음기 제안 모델

전술된 바와 같이 소음기의 설계에 있어서 가장 큰 변수가 되는 것은 배압(back pressure)과 투과계수(transmission loss)이다. 그러나 목적에 맞는 설계방법이 각각의 경우들에 대해서 정해진 것이 지금까지는 없는 실정이다. 따라서 기본 설계에서 허용된 배압의 범위에서 소음기의 음향학적인 설질을 이용하여 원하는 주파수 범위에 대한 충분한 투과손실을 가질 수 있는 설계가 필요할 것이다. 그리고 추후에 기본설계에서 예상된 주파수 대역별 음의 감쇠를 부분적으로 수정하기 휘한 다공질 물질(porous material)의 사용여부, 확장관의 부분수정 등이 이루어져야 할 것이다.

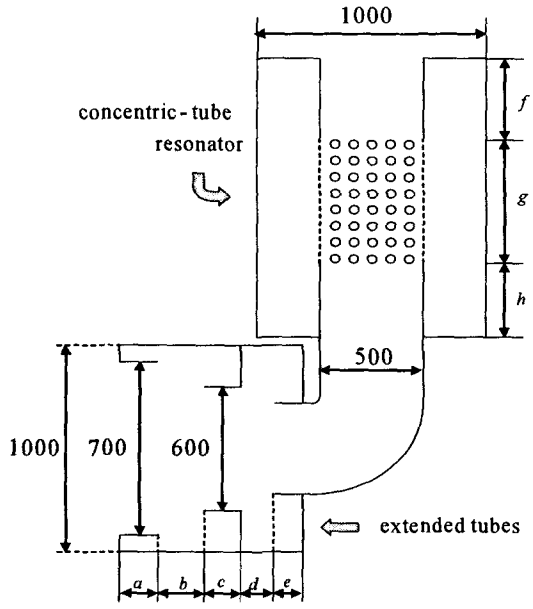
그러나 현재 허용배압에 대한 정보가 없는 상황이기 때문에 본 보고서에서는 투과손실에 더욱 초점을 맞춰서 소음기 모델을 제안하고자 한다. 아울러 설계된 모델에 대한 개략적인 배압을 비교하도록 한다.

본 보고서에서 제안된 소음기 모델들은 다음과 같다.



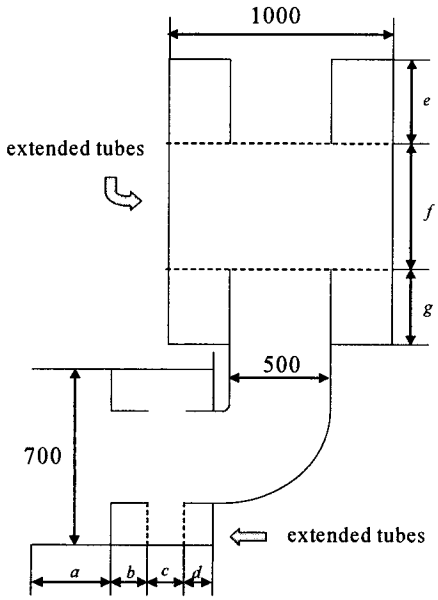
$a=0.1, b=0.2, c=0.1, d=0.1, e=0.1, f=0.4, g=0.2, h=0.3(m)$

그림. 86 제안된 모델 1



$a=0.1, b=0.2, c=0.1, d=0.1, e=0.1, f=0.4, g=0.2, h=0.3(m)$

그림. 87 제안된 모델 2

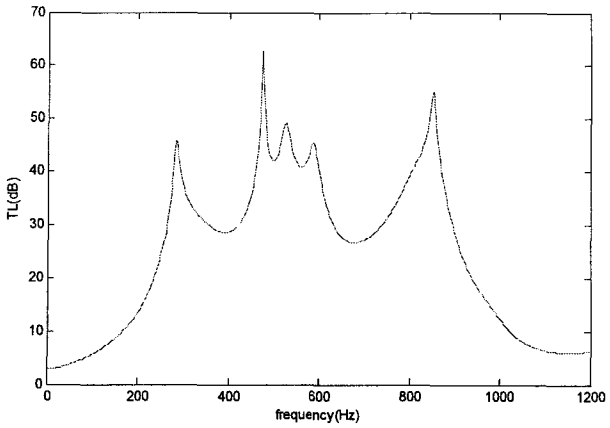


$a=0.2, b=0.1, c=0.2, d=0.1, e=0.3, f=0.25, g=0.4(m)$

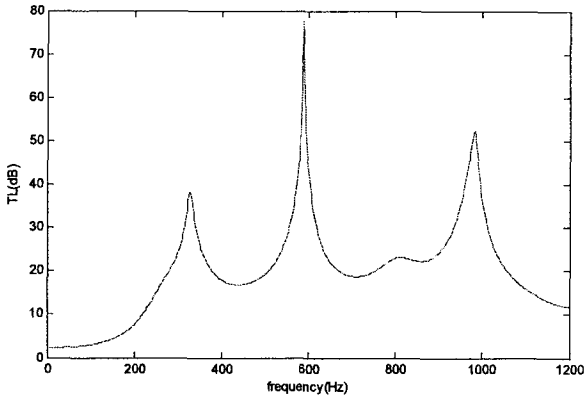
그림. 88 제안된 모델 3

4. 모의실험 결과 및 비교

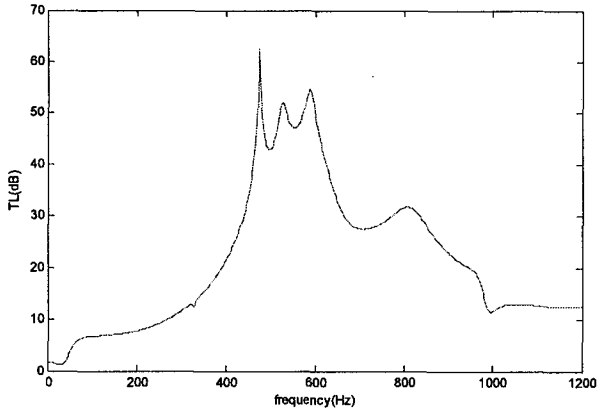
소음기를 설계하기 위하여 침투 확장관을 주로 사용하였다. 그 이유는 다른 설계요소들보다 특성이 우수하고 해석에 대한 가이드 라인이 비교적 잘 알려져 있기 때문이다. 투과손실의 가장 많은 부분이 면적비에 의해 결정되지만 침투확장관의 길이나 침투관의 길이가 주파수 튜닝에 있어 중요한 변수가 된다. 면적비가 확실하게 확보되지 않은 현재의 상황을 고려하여 제안된 소음기 모델들은 모두 각각의 경우에 대한 침투관 길이들의 최적해들 중의 하나로 제안되었다. 사실 정확한 의미에서의 유일한 최적해의 존재유무 자체를 논하는 것은 이 경우에 있어서 그다지 적절하지 못하다 할 수 있다. 따라서 경우에 따라서는 현재 제시된 방법보다 더 좋은 설계사양이 있을 수 있다. 제안된 모델들의 투과손실은 다음과 같다.



(a) Model 1의 TL



(b) Model 2의 TL



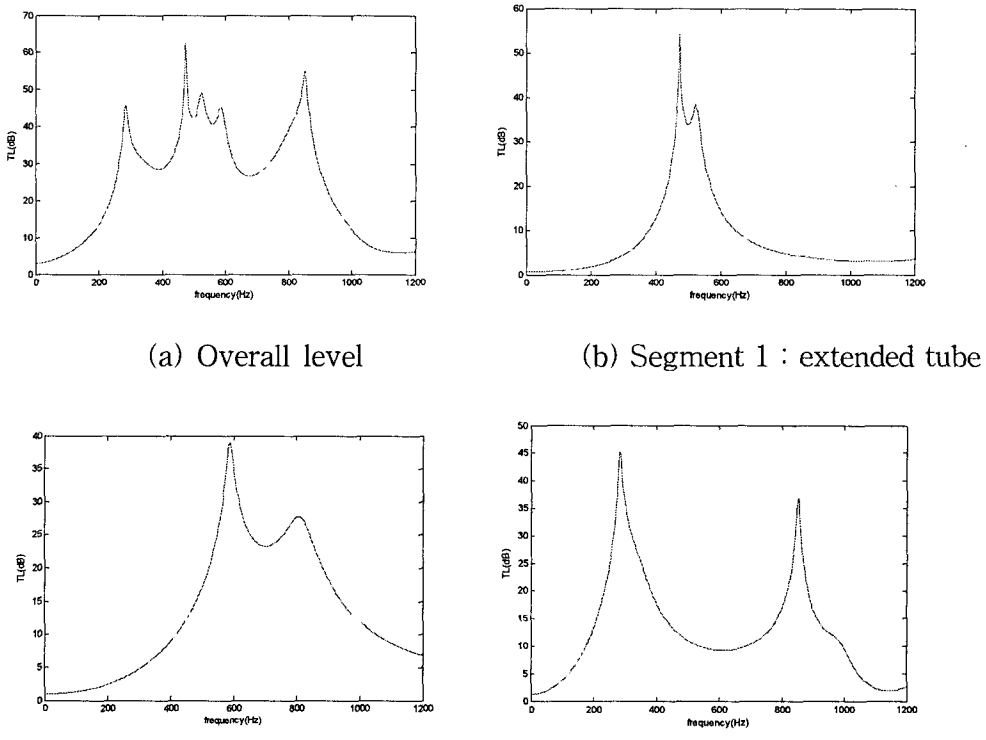
(c) Model 3의 TL

그림. 89 모의 실험 결과

그림들을 통해서 알 수 있듯이 비교적 넓은 범위에서 높은 TL을 확보할 수 있는 경우는 Model 1이 됨을 알 수 있다. Model 1과 Model 2의 차이점은 소음기 마지막 단의 요소가 침투관이 있는 확장관이냐 아니면 Concentric-tube Resonator 이냐이다. 이 결과는 실제로 확장관의 효과가 다른 다공질 재료를 사용한 요소를 사용하는 것에 비해 더 유리함을 말해주고 있다.

Model 3의 경우는 Model 1의 경우에서 소음기의 첫 단의 요소를 제거한 경우라고 할 수 있다. 이 경우는 확장관의 개수가 더 넓은 주파수 대역의 투과손실을 확보하는데 중요한 변수일 것이라는 것을 암시해주고 있다.

Model 1의 각 요소별 투과손실을 계산해 보면 그림. 90과 같다.



(a) Overall level (b) Segment 1 : extended tube

(c) Segment 2 : extended tube (d) Segment 3 : extended tube

그림. 90 각 요소별 투과손실

그림. 90 에서 보면 각 요소별로 각각 높은 투과손실을 갖는 주파수 영역이 다

르게 나타남을 알 수 있다. 즉 이러한 소음기의 각 요소들이 전체적으로 Model 1과 같은 결과를 만들어 내는 것이다. 따라서 이를 통해서 더 넓은 주파수 영역에서의 높은 투과손실을 확보하기 위해서는 더 많은 확장관 요소의 개수의 확보와 침투관의 길이조절이 필수적이라 하겠다. 전술된 바 있듯이 높은 투과손실을 나타내는 주파수대역은 기본적으로 확장관의 길이에 영향을 받는다. 그리고 침투관의 길이의 정도가 동일한 주파수대역내의 최고값(peak)의 개수를 좌우한다고 할 수 있다. 현재의 기하학적인 제약조건을 고려한다면 Model 1의 경우가 가장 적절할 것이라 생각된다. 그 이유는 저주파대역의 투과손실 증가를 위해서는 길이가 긴 확장관의 요소가 필수적이기 때문이다. 저주파 영역의 소음저감이 주요 목적이 된다면 이러한 요소의 선택은 필수적이라 하겠다.

참고로 본 연구의 모의 실험해석에서 굽은 관 요소에 대해서는 해석을 수행하지 않았다. 만약 굽은 관의 음향학적 전파 현상과 감쇠를 고려한다면, 물론 주파수대역별로 다르게 나타나겠지만, 전체적으로 투과손실은 좀더 커질 것으로 예상된다.

다음으로 비교해보아야 할 것들은 또한 배압이다. 배압에 대한 계산은 그림. 75, 그림. 76, 그리고 그림. 77에 언급한 바 있다. 배압에 대한 계산은 위해 각 모델별로 요소들을 분리해서 계산할 수 있다. 다음은 제안된 모델들을 요소별로 분리한 그림과 계산과정이다.

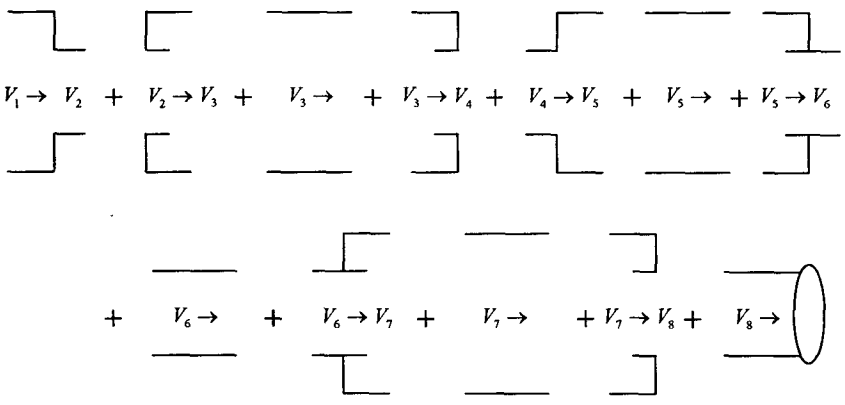


그림. 91 모델 1에 대한 배압계산을 위한 요소별 분리

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{N} \Delta P_i$$

$$= 352.989\frac{1}{T}\frac{V_2^2}{2} + 387.58\frac{1}{T}\frac{(V_2 - V_3)^{1.989}}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_1}\frac{V_3^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}\frac{V_4^2}{2}$$

$$+ 387.58\frac{1}{T}\frac{(V_4 - V_5)^{1.989}}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_1}\frac{V_5^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}\frac{V_6^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_2}\frac{V_6^2}{2}$$

$$+ 352.985\frac{1}{T}KV_6^2 + 387.58\frac{1}{T}\frac{(V_6 - V_7)^{1.989}}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_1}\frac{V_7^2}{2} + 52.989\frac{1}{T}\frac{V_8^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}(0.4)\frac{V_8^2}{2}$$

$$\approx 74.77 \text{ kPa} \tag{77}$$

여기서 소음기를 지나는 유동의 온도의 변화가 없다고 가정하고 F : Froude's friction factor도 모두 동일하다고 가정한다. 그리고 각 지점에서의 유속은 면적에만 관계가 있다고 가정한다.

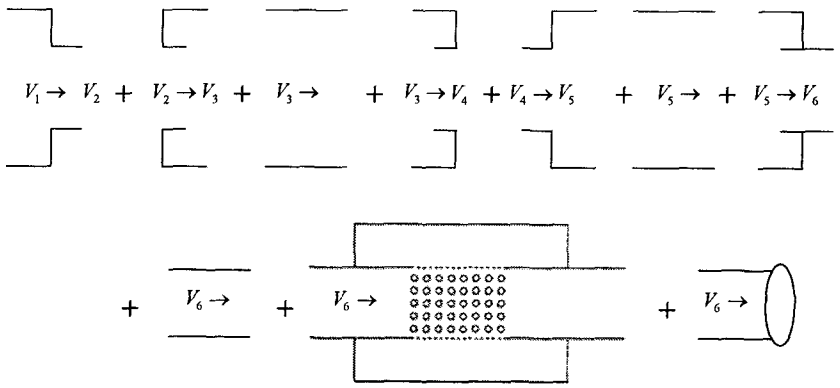


그림. 92 모델 2에 대한 배압계산을 위한 요소별 분리

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{N} \Delta P_i$$

$$= 352.989\frac{1}{T}\frac{V_2^2}{2} + 387.58\frac{1}{T}\frac{(V_2 - V_3)^{1.989}}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_1}\frac{V_3^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}\frac{V_4^2}{2}$$

$$+ 387.58\frac{1}{T}\frac{(V_4 - V_5)^{1.989}}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_1}\frac{V_5^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}\frac{V_6^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}F\frac{1}{d_2}\frac{V_6^2}{2}$$

$$+ 352.985\frac{1}{T}KV_6^2 + 352.989\frac{1}{T}\frac{1}{C_d^2}\left[\left(\frac{A_D}{A_f}\right)^2 - 1\right]\frac{V_6^2}{2} + 352.989\frac{1}{T}(0.4)\frac{V_6^2}{2}$$

$$\approx 74.75 \text{ kPa} \tag{78}$$

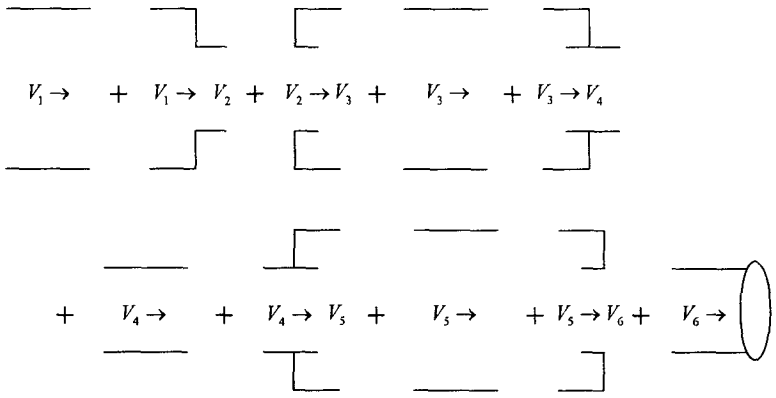


그림. 93 모델 3에 대한 배압계산을 위한 요소별 분리

$$
\begin{aligned}
\Delta P &= \sum_{i=1}^{N} \Delta P_i \\
&= 352.989 \frac{1}{T} F \frac{1}{d_1} \frac{V_1^2}{2} + 352.989 \frac{1}{T} \frac{V_2^2}{2} + 387.58 \frac{1}{T} \frac{(V_2 - V_3)^{1.989}}{2} + 352.989 \frac{1}{T} F \frac{1}{d_1} \frac{V_3^2}{2} + 352.989 \frac{1}{T} \frac{V_4^2}{2} \\
&\quad + 352.985 \frac{1}{T} K V_4^2 + 352.989 \frac{1}{T} F \frac{1}{d_2} \frac{V_4^2}{2} + 387.58 \frac{1}{T} \frac{(V_4 - V_5)^{1.989}}{2} + 352.989 \frac{1}{T} F \frac{1}{d_3} \frac{V_5^2}{2} + 352.989 \frac{1}{T} \frac{V_6^2}{2} \\
&\quad + 352.989 \frac{1}{T} (0.4) \frac{V_6^2}{2} \\
&\approx 74.03 \text{ kPa}
\end{aligned}
\tag{79}
$$

식 (77), (78), (79)의 결과는 세가지 제안된 모델들의 배압을 대략적으로 구한 것이다. 물론 경우에 따라서 서로 다른 값들이 나타나겠지만 이 경우 가장 극한의 값들을 취해서 하였기 때문에 어느 정도는 그 배압의 크기를 비교할 수 있다. 여기서 $F = \frac{V}{\sqrt{gL}}$, $C_d = 0.6 \sim 0.7$ 의 값을 갖는다. 식(78)은 $C_d = 0.7$ 로 두고 계산한 결과이다. 이 결과 값들을 비교하면 모델 1은 74.77kPa, 모델 2는 74.75kPa, 모델 3은 74.03kPa이다. 따라서 모델 1이 모델 2에 비해서 투과손실도 크고 배압도 역시 큼을 알 수 있다. 한편 모델 3은 모델 1에 비해 투과손실 면에

서의 성능은 떨어지지만 배압 측면에서는 우수함을 알 수 있다. 이를 통해서 소음기의 요소 중에서 침투관을 갖는 확장관의 개수가 줄어들면 배압이 작아짐을 알 수 있고, 또한 다공질의 공명기 요소보다는 침투관을 갖는 확장관의 경우가 배압이 작다는 것을 확인할 수 있다. 그러나 이 결과들은 어디까지나 많은 가정들이 포함되어 있기 때문에 완벽하게 정확하다고 말할 수은 없다. 앞서 언급된 바 있지만 소음기를 지나는 유량에 대한 온도변화에 대한 고려나 실질적으로 압축성 유체를 비압축성 유체처럼 가정(유속은 단면적에만 영향을 받음)하고 계산을 수행하였기 때문에 실질적인 실험에서는 경우에 따라서는 큰 오차를 유발할 수도 있다. 그러나 이러한 결과들은 실험적으로 얻어진 식이고 또한 물리적으로도 어느 정도 타당한 결론을 우리에게 주기 때문에 제안된 소음기들의 성능비교와 소음기의 특성은 믿을 수 있는 결과라 할 수 있을 것이다.

5. 결론 및 향후 연구를 위한 제안

목적에 맞는 소음기의 설계를 위하여 완벽하게 정해진 방법은 없다. 단지 기본적인 설계단계에서 높은 투과손실을 얻기 위한 주파수 대역의 선정이 필요하고 또한 투과손실의 레벨이 정해지면 필요한 확장관의 개수와 그 길이들을 선정하고 그 밖의 여러 가지 요인들(예: 기하학적인 제약조건)을 고려해서 적절하게 원하는 최적 지점을 찾아나가야 한다.

하지만 이러한 소음기 설계의 일련의 과정은 어디까지나 적용의 한계점이 있고, 특히 고차모드들을 고려한 해석에 있어서는 매우 취약한 문제점이 있다. 또한 유량에 대한 영향과 소음기를 통과하면서 발생되는 온도의 변화들을 자세하게 알 수 없기 때문에 복잡한 형상을 갖는 소음기에서 나타나는 현상을 정확하게 예측한다는 것은 현실적으로 불가능한 실정이다. 단지 초기 단계에서의 설계 가이드라인을 확보할 수 있는 정도이다. 결국 이러한 문제는 각각의 경우에 대한 시행착오와 실험결과들에 의존할 수 밖에 없다. 현재까지의 이루어졌던 소음기에 대한 연구들이 대부분 이런 설계 가이드를 제공하는 방향으로 진행되어 왔다. 결국 좀 더 실질적인 연구를 위해서는 좀더 구체적인 정보들에 대한 연구들이 필요할 것이다. 예를 들면, 소음기에 사용되는 재료, 유동의 유체역학적 특징, 소음기 내부

에서의 배기구로부터의 연소가스온도의 변화, 투과손실을 특별하게 줄여야 하는 영역 등이 될 것이다. 물론 이러한 자세한 정보들을 알게 된다 해도 정확한 결과를 얻기 위해서는 실험적인 방법의 적용이 필수적임은 부정할 수 없는 사실이다. 더 정확한 소음저감효과 대한 예측을 위한 연구의 정확도를 높이기 위해서는 소음기의 각 요소들 별로 주파수별 투과손실 특성, 배압 그리고 그 밖의 변수들(온도, 유속 등)에 의한 영향에 대한 구체적인 연구가 앞으로 더 진행되어야 할 것으로 생각된다.

제 4 절 가스 터빈 엔진 배기구의 소음기 축소 모형 성능 실험

1. 실험 목적

이번 실험에서는 소음기 설계단계에서 제안한 모델의 투과손실을 실제로 실험으로 측정하여 보았다. 제안한 모델의 투과손실을 모의실험 해석으로 계산하여 제시한 바 있으나, 이 결과는 어디까지나 이론적인 것이며 굽은 관을 고려하지 않았기 때문에 실제와 차이가 날 수 있기 때문이다.

2. 문제 정의

실제 모델의 직경이 1m에 달하여 투과손실 측정을 위한 무반사 끝단 등의 장치를 제작하기에는 어려움이 따르므로 1/10의 축소모형을 제작하여 실험하였다. 투과손실은 이론적으로 관의 단면적 비와 kL(k: 파수, L: 길이)에 관계하므로 축소모형으로 실험할 경우, kL의 값만 유지시켜 주면 된다. 단면적 비는 변하지 않기 때문이다. 축소모형의 길이 L이 1/10이 되므로 k가 10배가 되는 주파수를 고려해야 하는데, 실제의 소음기와는 달리 본 실험은 상온에서 수행되므로 주파수 범위도 그에 따라 변화해야 한다. 즉, 실제의 소음기에서의 주파수를 f_1, 음속을 c_1이라고 하고 축소모델에서의 주파수를 f_2, 음속을 c_2라고 한다면,

$$\frac{2\pi f_1}{c_1} \times 10 = \frac{2\pi f_2}{c_2}, \; f_2 = 4.96 f_1 \tag{80}$$

으로 나타나게 된다. 즉 상한 주파수는 1.1kHz였으나, 축소 모형의 상한 주파수는 5.456kHz가 된다.

3. 예비 실험

이론적으로 잘 알려진 단순 확장관에 대해 투과손실을 측정하는 실험을 수행하였다. 실험을 통하여 구한 결과와 이론적으로 구한 결과를 비교함으로써 측정 방법의 타당성을 알아보도록 한다.

가. 단순 확장관

실험에 사용한 단순 확장관은 아래 그림과 같이 단면적이 원이고 확장관의 길이를 조정할 수 있도록 되어 있고 재질은 아크릴이다. 각 부분의 길이는 다음과 같다.

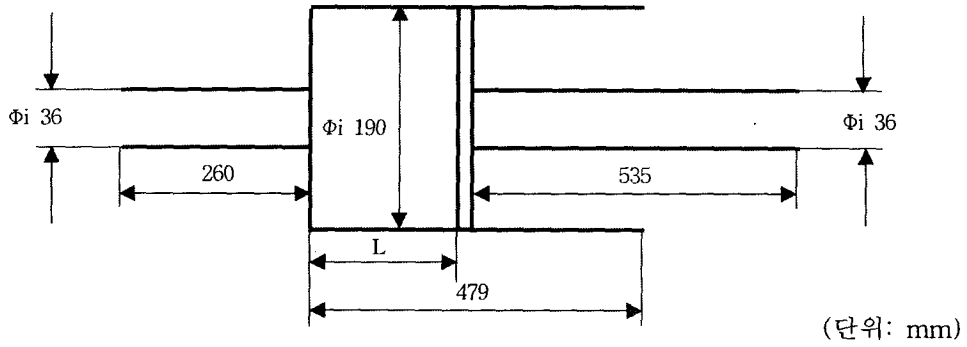


그림. 94 단순 확장관

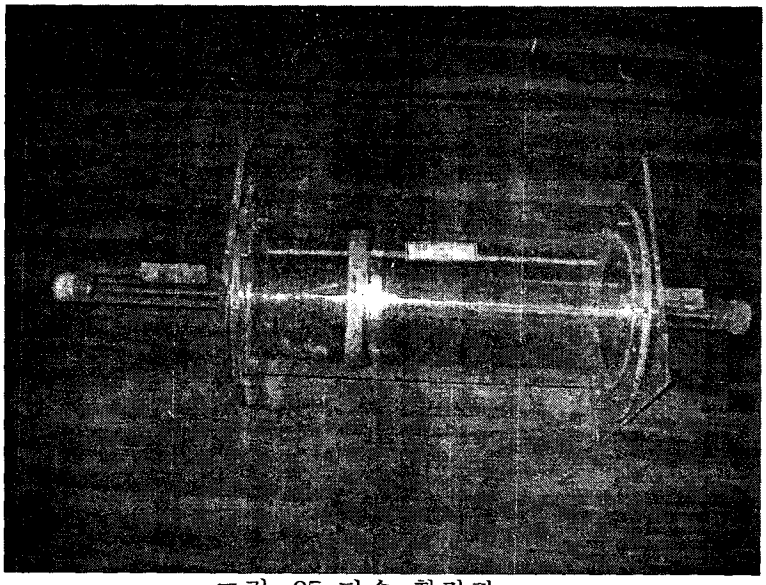


그림. 95 단순 확장관

나. 이론적 해석

단순 확장관에 대해 입력단의 입사파 성분을 An, 반사파 성분 Bn이라 하고, 출력단의 투과파의 성분를 A1이라 하면,

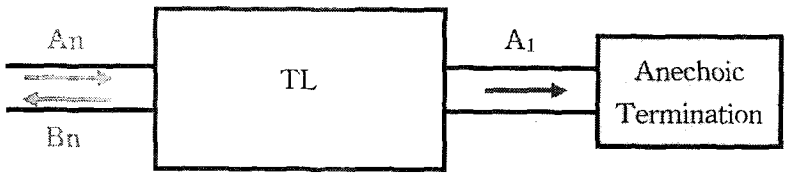


그림. 96 단순 확장관

투과손실은 아래 식과 같이 입력단과 출력단에서의 입사파와 반사파의 분리를 이용하여 계산할 수 있다.

$$TL = 10\log\left|\frac{A_n}{A_1}\right| \tag{81}$$

위의 투과손실에 대한 식은 평면파에 대해서만 성립하므로 관심 주파수 대역은 입사파를 평면파로 가정할 수 있는 영역에 대하여 설정하였다. 또한 신호처리는 두 개의 마이크로폰을 이용하여 입사파와 반사파를 분리하는 전달함수 방법 (Transfer-function method , ISO 10534-2)을 이용하였다.

이를 고려하면 주파수 대역에 대한 조건식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$0.1c/(2s) < f < 0.8c/(2s) \tag{82}$$

$$f < f_c = 0.84c/(\pi d) \tag{83}$$

여기서, c=343m/s, s : 마이크로폰 간격(50mm), d : 입, 출력관의 내경(36mm)이며, 위 두 조건을 고려하여 관심 주파수 대역은 350Hz < f < 1kHz로 정하였다.

그리고 실제 관심 주파수 대역에서 단순 확장관의 이론적인 투과손실 곡선을 관찰하기 위해 투과손실이 최대와 최소가 되는 주파수를 결정하는 다음 식을 이용하여 단순확장관의 수평길이 L을 길이가 300mm와 400mm인 두 가지 경우에 대하여 예비실험을 수행하였다.

$$f_{TL,\max} = \frac{2n+1}{4L}c, \quad f_{TL,\min} = \frac{2n}{4L}c \quad (n=0, 1, 2, ...) \tag{84}$$

위 식을 이용하여 단순 확장관의 이론적인 투과손실의 최대, 최소 지점을 계산해 보면, L=300mm인 경우 투과손실이 최대인 경우는 f=285.83, 857.5Hz에서 나타나며,

최소인 경우는 f=0, 571.67, 1143.32Hz에서 나타난다. 또한 L=400mm인 경우 투과손실이 최대인 경우는 f=214.375, 643.125, 1071.875Hz에서 나타나며, 최소인 경우는 f=0, 428.75, 857.5Hz에서 나타난다.

	min	max	min	max	min
L=0.3	0 Hz	285.83 Hz	571.67 Hz	857.5 Hz	1143.32 Hz
L=0.4	0 Hz	214.38 Hz	428.75 Hz	643.13 Hz	857.5 Hz

표. 3 투과손실이 최대/최소인 주파수(이론값)

다. 실험 장치

입력단에서는 랜덤 잡음 발생기를 이용하여 신호를 발생시키고 오디오 앰프를 통해 증폭시켜서 혼 드라이버로 소음을 발생하였다. 확장관 끝은 무반사 끝단(anechoic termination)과 연결하여 반사파가 없도록 하였고 입력단 쪽과 출력단 쪽에 각각 마이크로폰을 두 개씩 설치하였다. 마이크로폰의 신호는 전치 증폭기(pre-amplifier)와 전원 공급기(power supply)를 거쳐 주파수 분석기(spectrum analyzer)에서 분석하였다.

(1) Microphones : B&K 4130, 1/2'' condenser microphone 4EA (sensitivity 10mV/Pa, dynamic range 13.5~ 142dB, frequency range 20Hz~20kHz ±1dB)

(2) Pre_amplifier : B&K 2642, 4EA (frequency response 20Hz~20kHz ±1dB, input impedance 1GΩ||3pF)

(3) Mic. calibrator : B&K calibration 1khz(94dB) 1EA

(4) Power supply : B&K Nexus 2690 A0S4 1EA

(5) Function generator : Random noise generator (RION SF-06) 1EA

(6) Audio Amplifier : Anam A77 2Ch, 70W 1EA

(7) Speaker : Horn driver (Sammi NSU-50N, sensitivity 115dB SPL at 1.5 kHz) 1EA

(8) Spectrum Analyzer : HP3566A

라. 실험 과정

(1) 실험 환경(온도, 습도) : 기온 31℃, 습도 70%

(2) 관심 주파수 대역 : 350Hz < f < 1kHz

마. 신호처리

선택한 관심 주파수 대역에 대한 해석을 위한 시간신호 취득(time signal capture)시 샘플링 주파수는 8192Hz로 하였으며, 오버랩(overlap)은 50%로 하여 평균을 수행하였다. 또한 창문함수(window function)은 Hanning 창문함수를 사용하였다. 총 신호취득 시간 길이는 40 초, 평균횟수(average)는 15회로 하여 샘플 레코드 시간(T)는 5초로 하였다. 주파수의 분해능(frequency resolution)인 df는 샘플 레코드 시간의 역수로 결정되며, 이번 실험의 경우 0.2Hz의 분해능으로 신호처리를 하였다.

바. 실험 결과

서로 다른 길이 L=300mm, L=400mm인 경우에 대하여 각각 3번씩 실험을 수행하였으며 이에 대한 투과손실(TL)곡선은 아래와 같다.

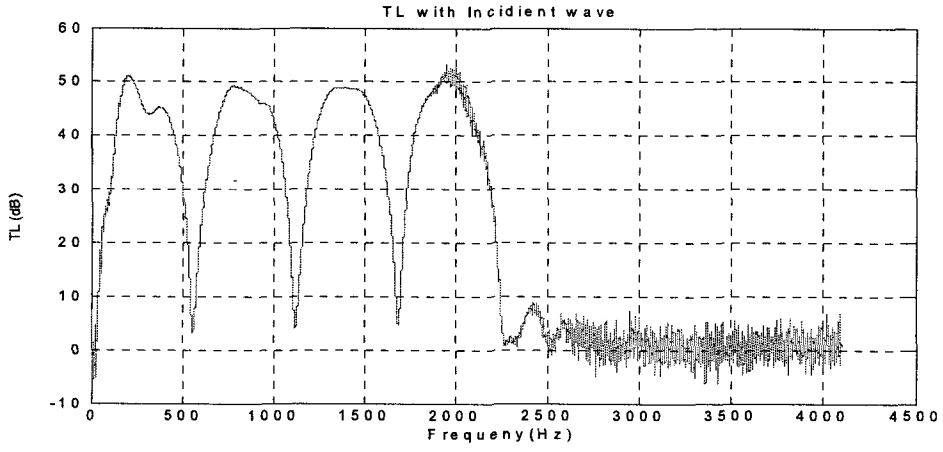


그림. 97 L=300mm인 단순확장관의 투과손실

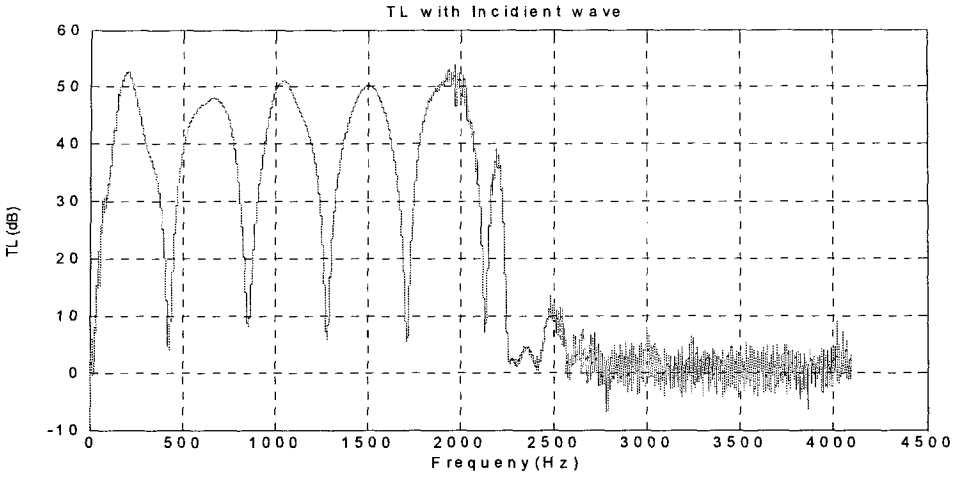


그림. 98 L=400mm인 단순확장관의 투과손실

위 두 그래프에서 알 수 있듯이 소음기 모델실험에 대한 예비실험으로 수행한 단순확장관의 실험결과는 이론적으로 해석한 결과와 매우 유사한 경향을 보임을 확인할 수 있었다. (이론적인 해석결과 : L= 300 mm인 경우 투과손실이 최대인 경우는 f=285.83, 857.5Hz, 최소인 경우는 f=0, 571.67, 1143.32Hz, L=400mm인 경우 투과손실이 최대인 경우는 f = 214.375, 643.125, 1071.875Hz, 최소인 경우는 f=0, 428.75, 857.5Hz)

4. 본 실험

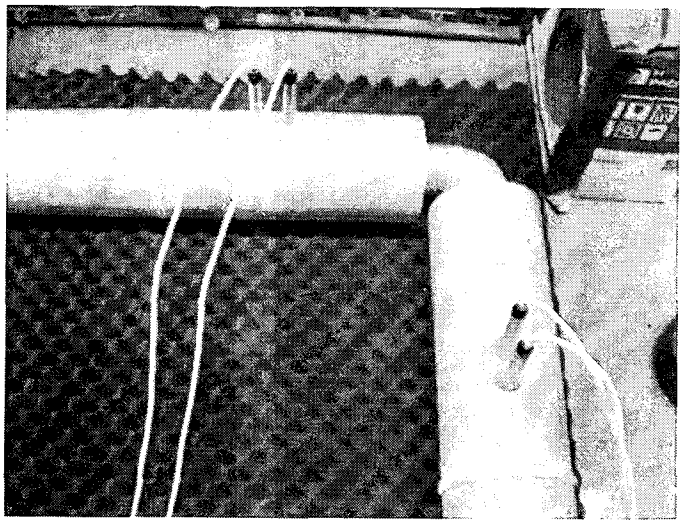
가. 소음기 모델

3절에서 나타낸 세 가지 소음기 모델을 1/10로 축소하여 모형을 제작하였다. 재질로는 PVC 파이프와 아크릴을 사용하였다.

그림. 99 제안한 소음기 모델의 축소 모형

나. 모의 실험 해석

축소 모형에 대한 모의 실험을 수행한 결과는 다음과 같다.



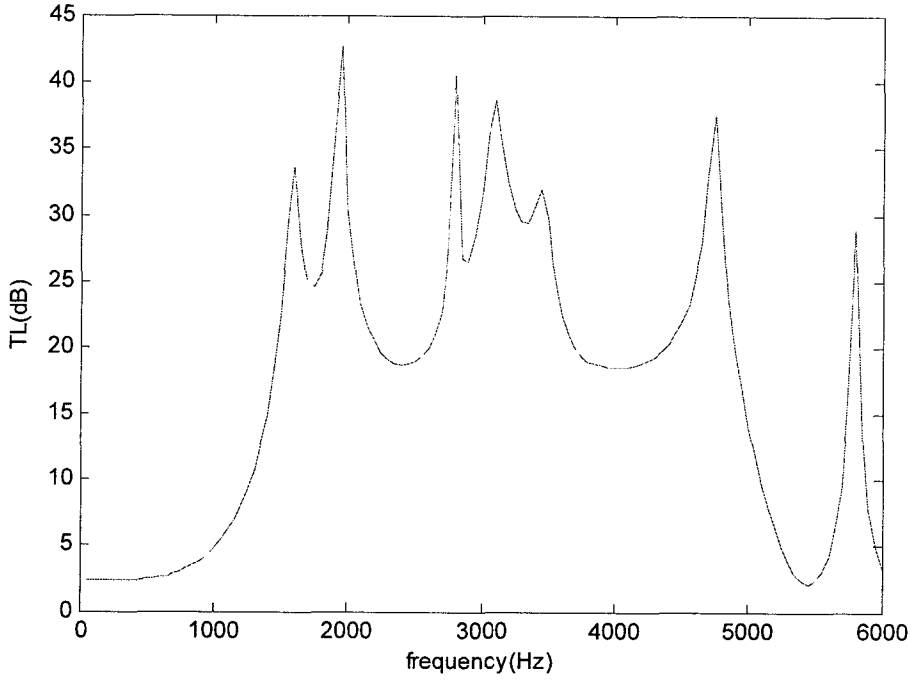


그림. 100 축소 모델 1의 투과손실

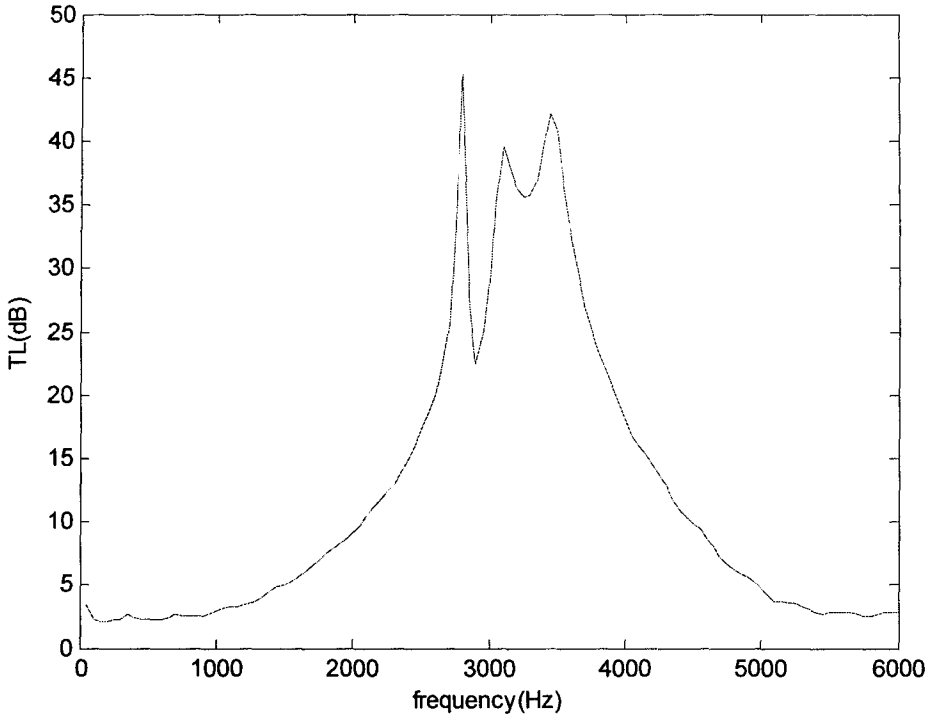


그림. 101 축소 모델 2의 투과손실

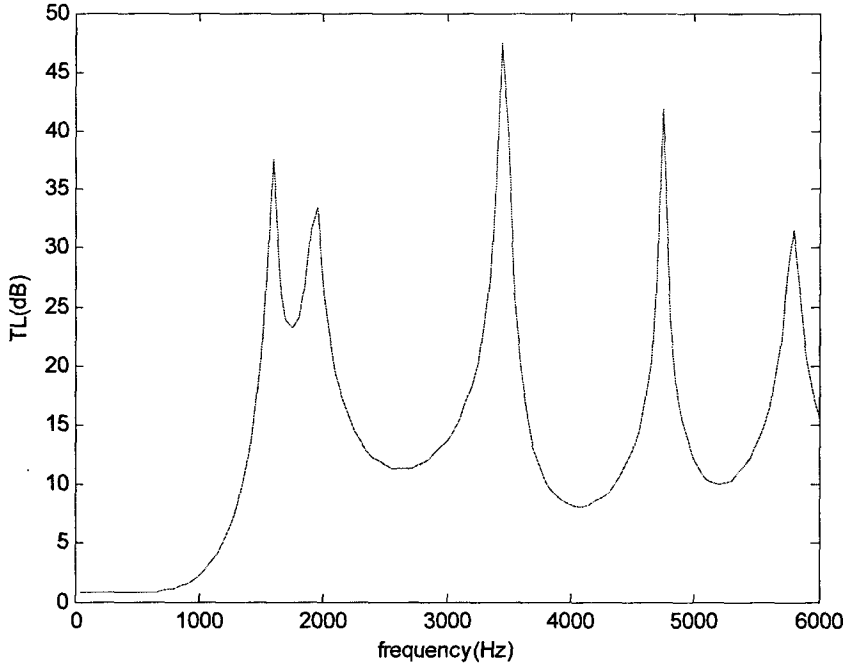


그림. 102 축소 모델 3의 투과 손실

축소되지 않은 원래 모델의 투과 손실과 비교했을 때, 그래프의 개형은 유사하나 투과 손실의 크기와 주파수 등이 달라짐을 알 수 있다. 이것은 축소모델에서는 온도를 상온으로 가정하였고 유동이 존재하지 않는다고 가정하였기 때문이다. 축소모델의 실험 결과는 본 모의 실험 결과와 유사할 것이라고 추측할 수 있다.

다. 실험 장치

예비실험에서 수행한 것과 마찬가지로 입력단에서는 랜덤 잡음 발생기를 이용하여 신호를 발생시키고 오디오 앰프를 통해 증폭시켜서 혼 드라이버로 소음을 발생하였다. 확장관 끝은 무반사 끝단(anechoic termination)과 연결하여 반사파가 없도록 하였고 입력단 쪽과 출력단 쪽에 각각 마이크로폰을 두 개씩 설치하였다. 마이크로폰의 신호는 전치 증폭기(pre- amplifier)와 전원 공급기(power supply)를 거쳐 주파수 분석기(spectrum analyzer)에서 분석하였다.

(1) Microphones : B&K 4130, 1/2'' condenser microphone 4EA (sensitivity 10mV/Pa, dynamic range 13.5~ 142dB, frequency range 20Hz~20kHz ±1dB)

(2) Pre_amplifier : B&K 2642, 4EA (frequency response 20Hz~20kHz ±1dB, input impedance 1GΩ||3pF)

(3) Mic. calibrator : B&K calibration 1khz(94dB) 1EA

(4) Power supply : B&K Nexus 2690 A0S4 1EA

(5) Function generator : Random noise generator (RION SF-06) 1EA

(6) Audio Amplifier : Anam A77 2Ch, 70W 1EA

(7) Speaker : Horn driver (sammi NSU-50N, sensitivity 115dB SPL at 1.5 kHz) 1EA

(8) Spectrum Analyzer : HP3566A

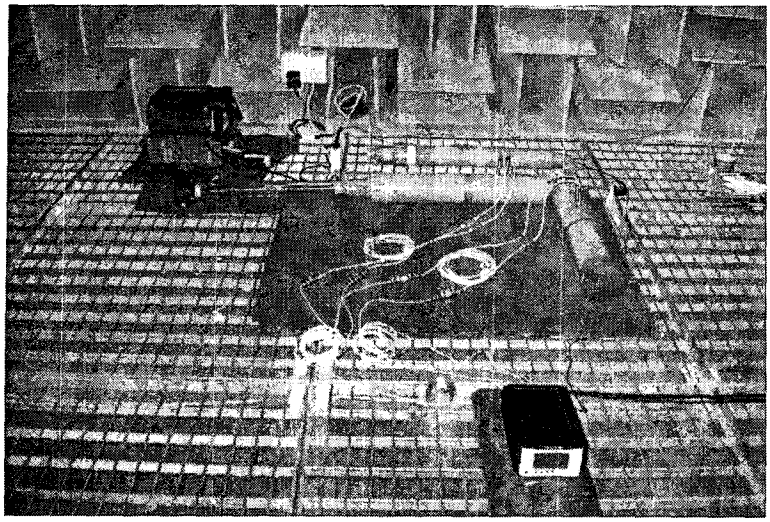


그림. 103 소음기 모델 설치

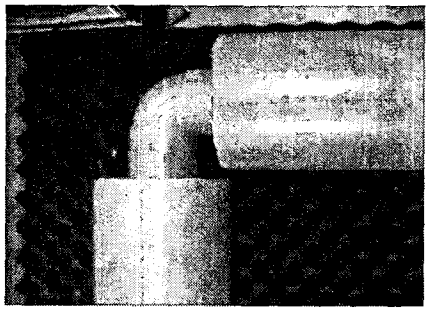


그림. 104 소음기 곡관(90°) 부분

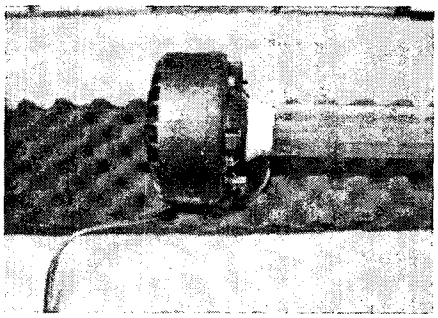


그림. 105 Horn driver speaker

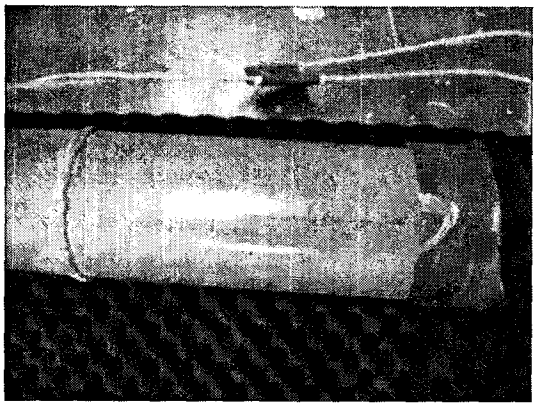


그림. 106 무반사 끝단 부분

라. 실험 과정

(1) 실험 환경(온도, 습도) : 기온 33℃, 습도 68%

(2) 관심 주파수 대역

실험으로 투과 손실을 측정할 수 있는 주파수 대역은 덕트의 지름과 마이크로폰의 간격에 의해 정해진다. 먼저 원통형 덕트의 경우 지름에 의해 상한 주파수가 다음과 같이 정해지게 된다.

$$f_u \cdot d < 0.5c \tag{85}$$

본 실험에서 지름이 가장 클 경우는 d=0.1이므로 상한 주파수는,

$$f_u < 1754Hz \tag{86}$$

로 정해진다. 한편, 마이크로폰 사이의 간격에 의해 상한 주파수는 다음과 같이 정해진다.

$$f_u \cdot s < 0.45c \tag{87}$$

본 실험에서 마이크로폰의 간격은 s=0.03이므로 상한 주파수는,

$$f_u < 5262Hz \tag{88}$$

가 된다. 또한, 마이크로폰 간격이 파장의 5%보다 커야 한다는 조건에 의해 하한 주파수가 다음과 같이 정해진다.

$$f_d > \frac{0.05}{0.03} \cdot 350.8 = 584.67Hz \tag{89}$$

위의 식들에 의해 최종적으로 실험으로 측정 가능한 주파수 대역은 다음과 같이 정해진다.

$$584.67Hz < \quad f \quad < 1754Hz \tag{90}$$

이 범위는 당초에 계획했던 주파수 범위인 0~5.456kHz보다 크게 좁은 것이다. 하한 주파수 아래의 범위는 마이크로폰의 간격과 스피커의 가진 주파수 한계 등 실험적인 한계에 의해 실험적으로 측정할 수 없고, 상한 주파수 이상은 평면파로 진행하지 않는 주파수 성분들로써 다른 방법의 투과손실 측정 방법

이 필요하다고 하겠다.

마. 신호 처리

선택한 관심 주파수 대역에 대한 해석을 위한 시간신호 취득(time signal capture)시 샘플링 주파수는 16384Hz로 하였고, 오버랩(overlap)은 50%로 하여 평균(average)을 수행하였다. 또한 창문함수(window function)은 Hanning 창문 함수를 사용하였다.

총 신호취득 시간 길이는 40 초, 평균횟수(average)는 15회로 하여 샘플 레코드 시간(T)는 5초로 하였다. 따라서 주파수의 분해능(frequency resolution)인 df는 0.2Hz로 정해진다.

바. 실험 결과 및 분석

(1) 모델 1

입력단 쪽의 마이크로폰을 Mic. 1, Mic. 2, 출력단 쪽의 마이크로폰을 Mic. 3, Mic. 4라고 할 때, Mic.1에 대한 나머지 마이크로폰의 coherence는 다음과 같이 구해진다.

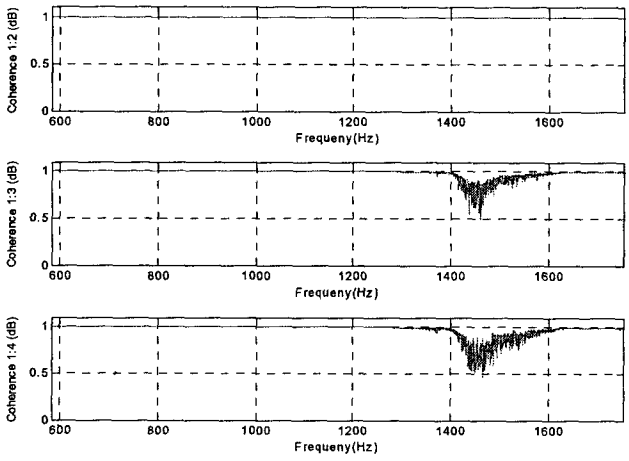


그림. 107 Coherence (model 1)

Mic.3, 4의 1400Hz 근방을 제외하고 측정이 잘 이루어졌음을 알 수 있다. 머

플러를 거친 이후 1400Hz 근방에서의 음향 파워는 매우 작아서 가진이 잘 되지 않았고 그에 따라 신호 대 잡음비가 커졌다. 이에 따른 투과 손실은 다음과 같이 구해진다.

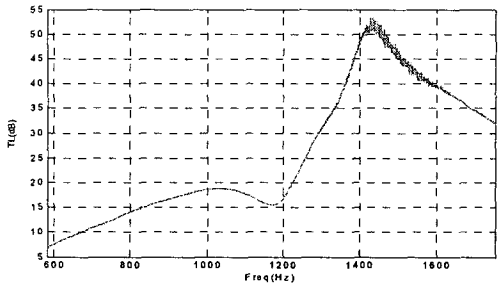


그림. 108 투과손실 (Model 1)

약 1435Hz에서 53dB의 가장 큰 투과 손실이 나타난다. 이 값은 실제 모델에서 282.9Hz 정도에 해당하는 값이다. 이는 축소모델에 대한 모의실험 결과인 그림. 100의 그림보다 실제모델에 대한 모의실험 결과인 그림. 89 (a) 와 더 가까운 결과이다. 그러나 모의실험의 결과는 곡관을 고려하지 않았기 때문에 본 결과에 대해 결론지어 말할 수는 없다.

(2) 모델 2

모델 2에서의 마이크로폰 신호 간의 coherence는 다음과 같다.

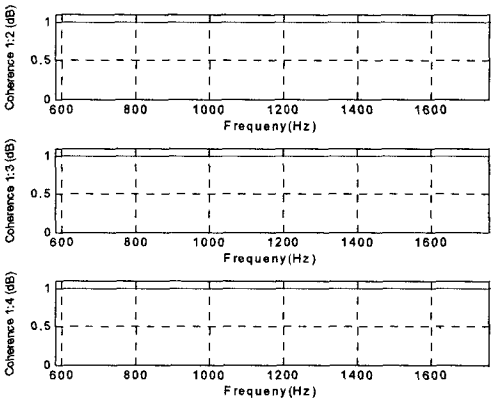


그림. 109 coherence (model 2)

모든 관심 주파수 대역에서 coherence 값이 1로 측정되었다. 이 때 투과 손실 값은 다음과 같다.

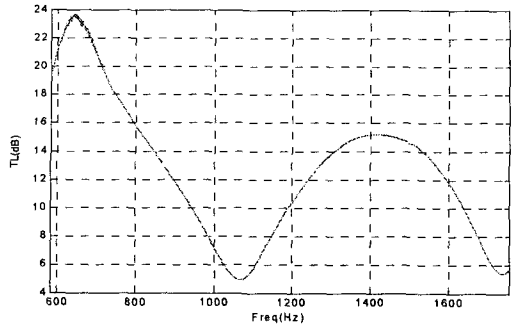


그림. 110 투과손실 (model 2)

그림. 89(c) 와 그림. 101에서 예측한 것에 비해 투과 손실은 좀 더 크게 나타나며, 그래프의 형태는 상당히 다르게 나타난다. 역시 곡관의 영향을 생각해 볼 수 있을 것이며, 또한 소음기 마지막 단의 요소로, 침투관이 있는 확장관 대신 사용한 다공질 재료의 구멍 크기과 간격, 개수를 같게 유지할 수 없었다는 점도 원인이 될 수 있다. 소음 저감의 입장에 있어서는, 예측값보다 큰 투과손실 값이 측정되었으므로 더 유리하다.

(3) 모델 3

모델 3의 경우, 투과 손실과 마이크로폰 간의 coherence는 다음과 같이 측정된다.

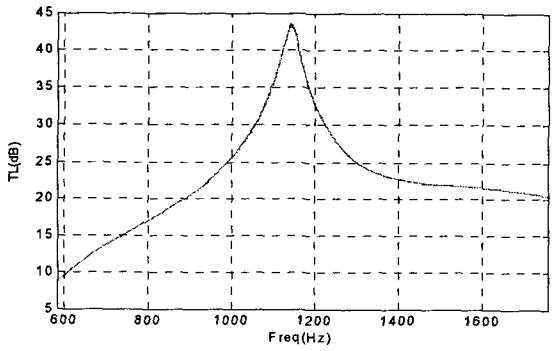


그림. 111 투과손실 (model 3)

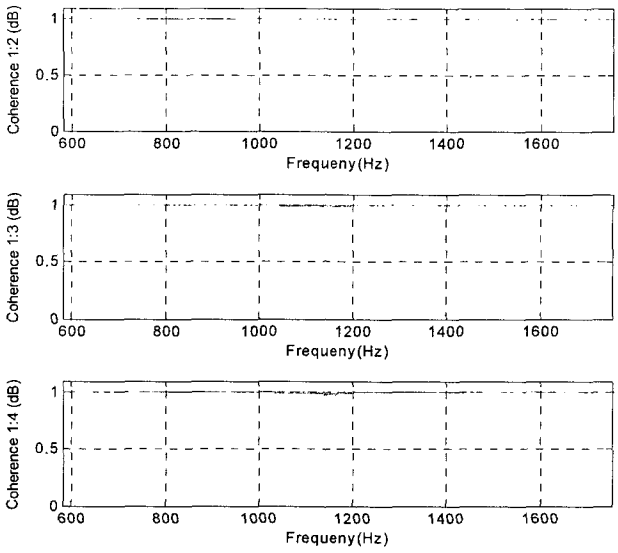


그림. 112 coherence (model 3)

Coherence는 모든 주파수 영역에서 거의 1에 가까운 값이 나오고, 1138Hz 정도에서 투과손실이 43dB로서 최대값을 갖는다. 이 피크 주파수는 실제 모델의 224.3Hz 정도에 해당하는 값이다. 그림. 89(b), 그림. 102와 비교했을 때, 약간 차이를 보이나 투과손실의 크기는 조금 더 크다. 따라서 마찬가지로 소음저감의 입장에서는 더 유리하다고 할 수 있겠다.

세 가지 모델의 결과로부터 종합하여 봤을 때, 비록 주파수 영역이 좁은 영역에서의 결과이긴 하지만, 투과 손실 값은 예측한 값보다 비슷하거나 더 높게 나온다는 것을 관찰할 수 있었다. 그러나 투과 손실이 최대가 되는 주파수나 그래프의 형태 등이 예측한 것과는 차이를 보이므로, 더 신뢰성 있는 결과를 위해서는 곡관 부분을 고려하고 마이크로폰의 상호 간섭 없이 간격을 줄이는 방법을 모색해야 하며 평면파 가정을 벗어나는 고주파 영역의 투과손실을 측정하도록 해야 한다.

제 5 절 동력 객차 벽에 부가될 차음재 선정

1. 문제 정의

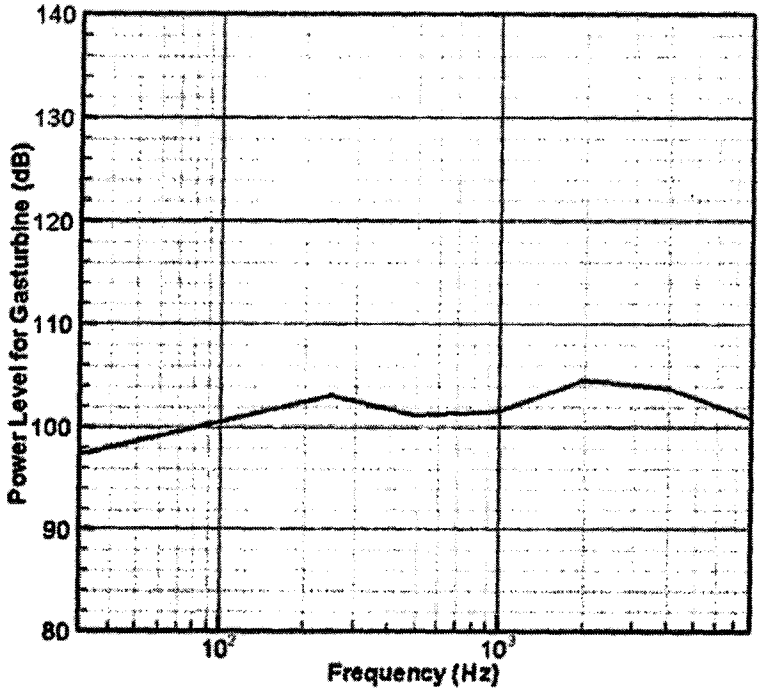


그림. 113 가스 터빈 엔진 소음의 파워레벨

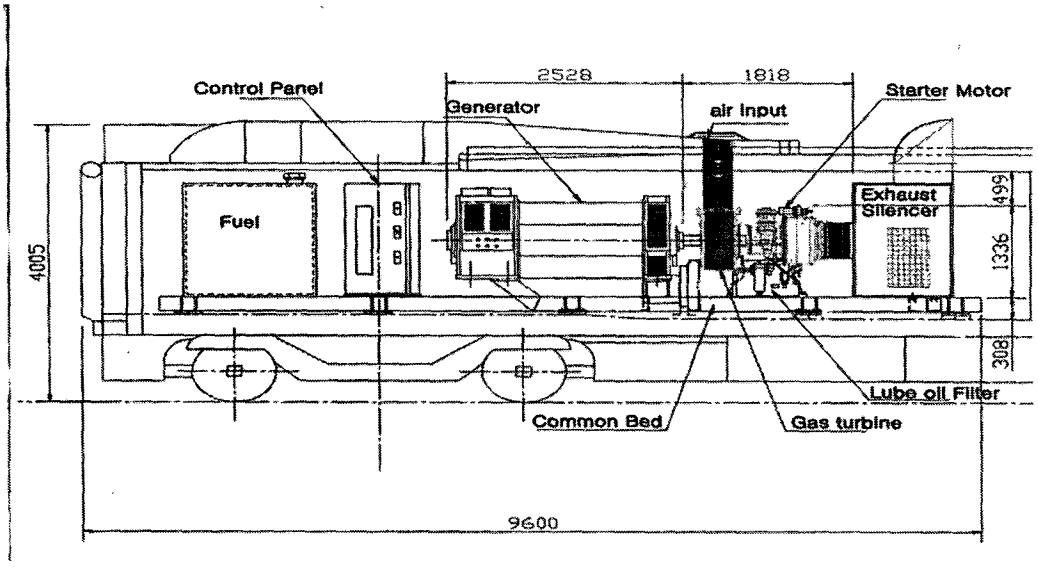


그림. 114 동력 객차의 외형 치수

가스 터빈 엔진의 표면 방사 소음과 동력객차의 외형치수은 각각 그림.113, 114와 같다. 이로 인한 소음은 동력객차 내의 내부 흡음 특성과 부피에 따라 분포하게 되는데, 각 주파수 별로 분포하는 형태가 달라진다. 즉 저주파수 대역에서는 모드 밀도(modal density)가 낮고, 고주파수 대역에서는 모드 밀도가 높다. 모드 모드 밀도가 낮은 영역은 각 모드별 분리가 분명하여 음장의 분포도 잘 볼 수 있는 반면에 모드 밀도가 높은 영역은 공명 주파수들의 분간이 어렵기 때문에 일반적으로는 확산 음장(diffuse field)이라는 가정을 통해 음장을 계산하게 된다.

동력객차를 직사각 공동이라고 가정했을 경우, 주파수에 따른 모드 개수는,

$$N = \frac{4\pi f^3 V}{3c^3} + \frac{\pi f^2 A}{4c^2} + \frac{fL}{8c} \tag{91}$$

와 같이 표현되고, 여기서 f는 주파수, V는 부피, A는 표면적, L은 모서리들의 길이이며, c는 음속이다.

식을 통해서도 알 수 있듯이, 100Hz까지의 주파수 영역에서는 약 20개의 모드가 존재하여, 모드간 주파수 분리가 평균적으로 볼 때, 5Hz 정도로써 음장의 공간적 분포 관찰이 가능하다. 100Hz~200Hz까지의 주파수 영역에서는 100개의 또 다른 모드가 발생하기 때문에 평균적으로 모드간 주파수 분리는 1Hz 간격이므로 경계 요소법(BEM)의 계산 시간을 고려하였을 때 현실적이지 않은 해석이라 볼 수 있다.

한편 1kHz의 주파수까지 모드 개수는 10000개 이상의 발생하기 때문에, 모드별로 음장을 계산하는 것은 의미없다고도 볼 수 있다. 즉 전술한 대로 모드 밀도가 높아서 공명 주파수들의 분간이 어려운 경우에 해당한다. 따라서 1kHz 이상의 주파수에서의 동력객차 내부의 음장은 확산 음장이라고 가정할 수 있다. 그러나 확산 음장의 음압 레벨은 잔향시간 등의 정보가 주어지지 않고서는 계산할 수 없기 때문에 본 연구에서는 잔향시간을 가정하여 내부 음장을 유추해 보자.

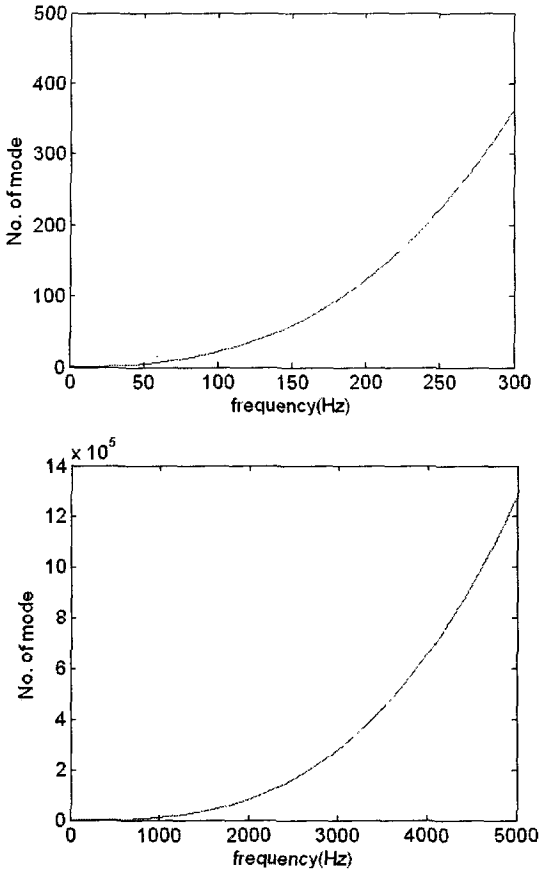


그림. 115 주파수의 증가에 따른 모드 개수

2. 이론적 배경

가. 확산 음장 이론

방 안의 음장을 예측하기 위하여 현재까지 가장 잘 알려진 이론적 모델은 확산 음장 이론(diffuse-field theory)이다. 확산 음장 이론은 그 단순성 때문에 널리 적용되고 있다. 단, 확산 음장 이론은 몇 가지 제한적인 가정을 갖고 있다. 어떤 음장을 확산 음장으로 가정할 수 있기 위해서는 다음과 같은 특성을 만족시켜야 한다.

(1) 음장의 모든 위치에서, 음 에너지는 모든 방향에서 같은 세기로 입사한다.

(2) 음장의 세기는, 청취자의 위치에 따라 변하지 않는다.

확산 음장의 모델에는 여러 가지가 있지만 그 중 가장 쉽게 적용할 수 있는 것은 새빈(Sabine)의 이론이다. 새빈의 이론은 하나의 점 음원에 대해 적용가능한 다음의 식으로 표현된다.

$$L_p(r) = L_w + 10log_{10}\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad \text{(dB)} \tag{92}$$

$$T_{60} = \frac{55.3\,V}{cR} \quad \text{(s)} \tag{93}$$

여기서, L_p는 점음원으로부터 r만큼 떨어진 지점에서의 음압 레벨(SPL)이고, L_w는 음원의 파워레벨(PWL), Q는 방향계수(directivity factor), R은 방 상수(room constant), T_{60}은 잔향시간(reverberation time), c는 음속이며 V는 방의 부피이다. 방향계수는 총 파워가 동일한 구형음원 혹은 전방향성 음원이 방사하는 인텐시티에 대한, 특정 방향 θ에서의 인텐시티의 비로써 총 파워가 동일한 구형음원일 경우에는 1, 하나의 반사면에 의해 반구형의 음파가 방사될 때는 2가 된다. 방 상수는 그 방의 흡음률과 관계된다.

나. 경계 요소법[55]

경계 요소법(BEM; Boundary Element Method)은 유한 요소법(FEM; Finite Element Method)와 함께 널리 쓰이는 수치 해석 기법이다. 음향학에서의 경계요소법은 임의지점의 음압을 경계에서의 음압과 속도로 표현하는 기법으로써, 키르히호프-헬름홀쯔 적분방정식의 수치적 표현이라 말할 수 있다. 경계 요소법에는 직접 경계요소법(direct BEM)과 간접 경계요소법(indirect BEM)가 있다.

직접 경계요소법에서는 관심 있는 각각의 주파수에 대해서

$$[A(\omega)]\{p\} = [B(\omega)]\{v_n\} \tag{94}$$

를 만족시키는 행렬을 구해야 한다. 여기서 $\{p\}$는 경계에서의 음압, $\{v_n\}$은 경계에

서의 수직방향 속도를 뜻한다. 이 값들로부터 경계 내 음장의 임의의 지점 P에서의 음압은,

$$P_P=\{a\}^t\{p\}+\{b\}^t\{v_n\} \tag{95}$$

과 같다.

3. SYSNOISE를 이용한 벽면에서의 음압 분포 계산

가. 경계요소법을 이용한 저주파수 대역 해석(Ⅰ)

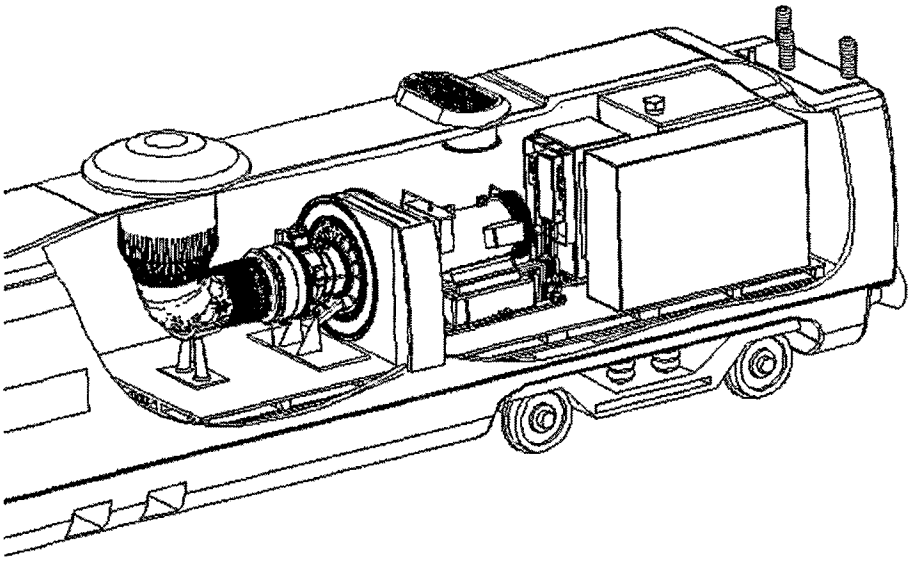
2절에서 동력 객차의 외형만을 경계 요소 모델로써 사용한 바 있다. 이번절에서는 내부 구조물 중 비교적 큰 부피를 차지하여 음장에 영향을 줄 것으로 보이는 fuel tank, control panel, AC/DC-DC/AC converter를 추가하여 해석하였다. 경계요소는 전년도와 마찬가지로 ANSYS에서 생성하였으며 요소의 크기는 0.7m과 0.3m로 하였다. 요소의 크기가 0.7m일 때 요소의 개수는 956개, 노드 수는 2091개였으며, 요소의 크기가 0.3m일 때 요소의 개수는 4046개, 노드 수는 8489개였다. 저주파수 대역에서는 0.7m의 요소를 사용하였고 고주파수 대역에서는 0.3m의 요소를 사용하였다.

요소를 형성한 이후의 BEM 해석은 SYSNOISE에서 수행하였다. 주파수 범위는 요소의 크기가 0.7m일 때 20-100Hz와 요소의 크기가 0.3m일 때 100Hz-150Hz로 하였다. 한 파장당 4개의 요소가 포함된다고 생각하면, 요소의 크기가 0.7m일 때 해석 상한 주파수는 120Hz정도가 되고, 요소의 크기가 0.3m일 때 해석 상한 주파수는 280Hz정도 되므로 요소 크기에 대해 타당한 주파수이다. 1kHz까지를 구하기 위해서는 더 작은 요소가 필요하기 때문에 요소와 노드의 개수가 많아지며, 모드간의 주파수 간격도 좁아지므로 경계요소법의 계산시간을 고려했을 때 현실적이지 않다.

경계조건은 강체조건으로써 벽에서의 입자 속도가 0이라고 가정하였다. 보다

정밀한 해석을 위해서 필요한 경계에서의 정보들이 없기 때문이다. 마찬가지의 이유로 가스 터빈의 위치에 20-100Hz일 때 100dB(0.01W)의 파워를 갖는 점음원, 100-150Hz일 때 110dB의 파워를 갖는 점음원이 있고 그 점음원으로부터 구형 음파(spherical wave)가 방사된다고 가정하였다. 그림. 1131에서 보듯, 100Hz를 지나면서 가스 터빈의 엔진 소음의 파워레벨이 100dB를 넘어서기 때문에 100-150Hz에서는 110dB의 소음원을 가정하였다.

실제의 가스터빈은 점음원이 아니라 표면의 진동으로 인해 음파를 방사하는 음원이며, 가스터빈 이외에 덕트, 모터 등 다른 장치도 소음원이 될 수 있다. 그러나 구형 음파를 방사하는 점음원으로 등가시킬 수 있는 이유는, 이 경우에 방사 효율이 최대값을 가지므로 본 연구에서의 해석 결과 구해지는 음압 분포는 실제보다 더 클 것이라고 예측할 수 있기 때문이다. 즉, 본 연구의 가정은 음압 크기가 가장 커지는 가능성을 고려한 안전한 가정이라고 하겠다.



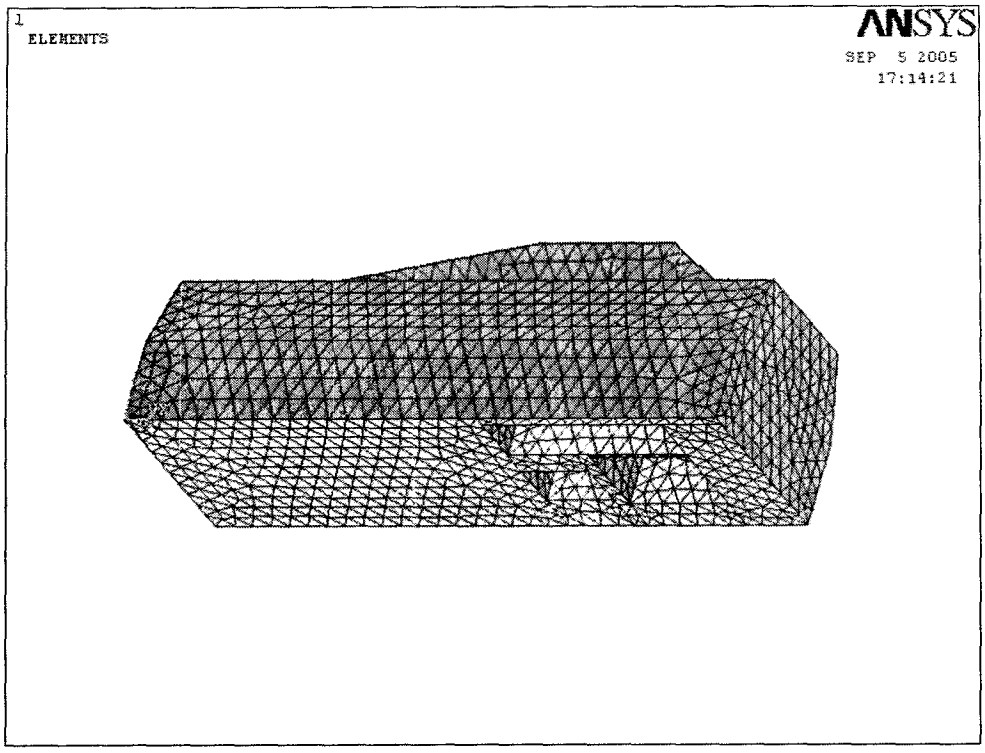


그림. 116 도면상의 동력객차와 해석을 위한 경계요소(ANSYS)

모드가 걸리는 주파수를 구하기 위해 동력 객차 내부 지점들 중에 꼭지점과 가까운 지점에서의 주파수 응답 함수(Frequency Response Function)을 구하였다.

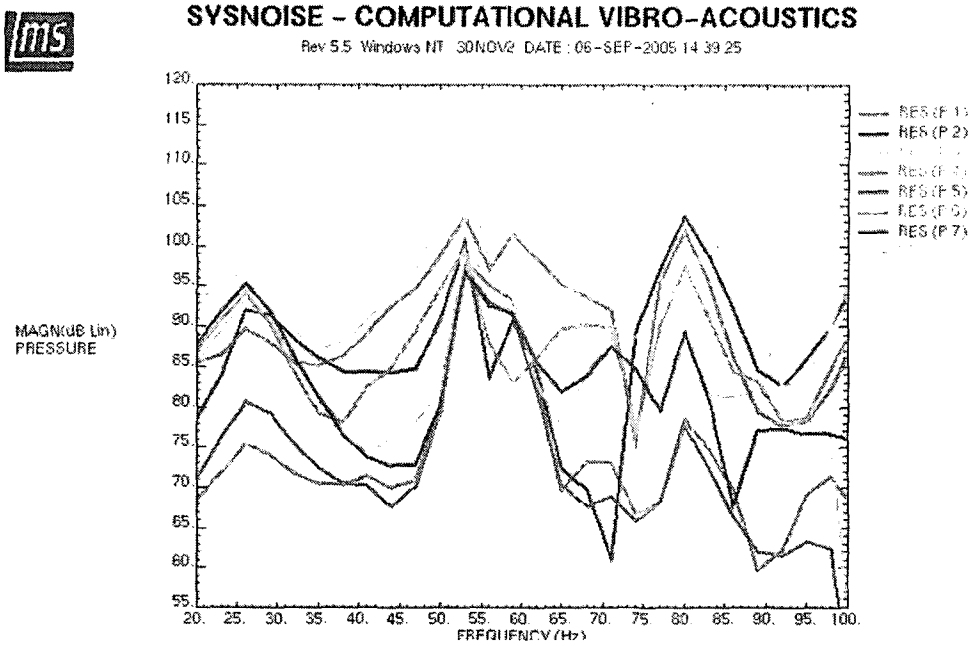


그림. 117 주파수 응답 함수(20-100Hz)

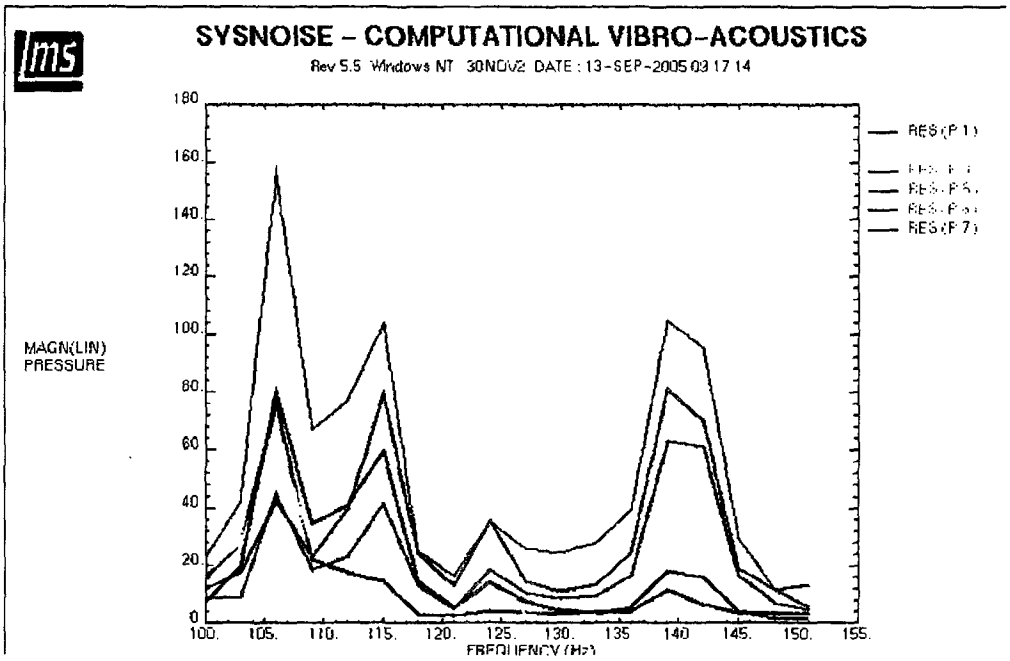


그림. 118 주파수 응답 함수(100-150Hz)

주파수 응답 함수를 살펴보면, 각 지점에서의 피크가 일치하는 주파수를 찾을 수 있고, 이 주파수를 모드의 주파수로 생각할 수 있다. 즉 20-100Hz에서 첫 번째 모드가 걸리는 주파수는 26Hz, 두 번째 모드가 걸리는 주파수는 53Hz, 세 번째 모드의 주파수는 80Hz인 것이다. 여기서 20Hz 아래의 모드는 가청 주파수 영역 아

래이므로 무시한다. 100-150Hz에서는 106Hz, 115Hz, 124Hz, 139Hz, 142Hz를 모드가 걸리는 주파수라고 할 수 있다.

따라서 26, 53, 80Hz과 106, 115, 124, 139, 142Hz에서 각 벽면에서의 음압 분포를 구하여 보았다. 각 벽면의 방향은 다음 그림과 같다.

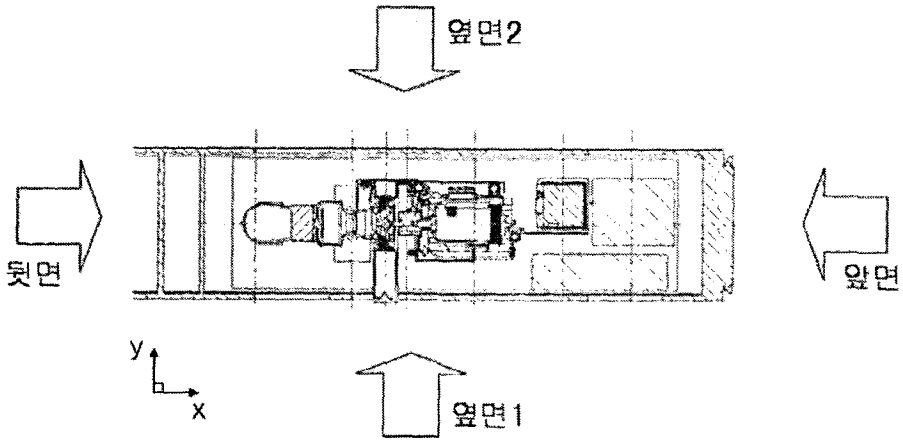


그림. 119 각 면의 방향

(1) 옆면 1

그림에서 알 수 있듯이 20-100Hz일 때는 전체적으로 90-100dB 정도의 크기를 가지며 위치에 따라 높게는 120dB까지의 음압분포를 보인다. control box, fuel tank, converter 등 내부 구조물이 있는 부분의 음압이 상대적으로 더 작게 나타난다. 특히 26Hz의 경우에는 내부 구조물이 있는 부분에서의 음압이 매우 작은데, 이것은 AC/DC-DC/AC converter과 벽면과의 거리가 매우 가깝기 때문으로 보인다.

100-150Hz일 때는 전체적으로는 110-120dB의 음압분포를 보인다. 이것은 음원의 크기를 실제보다 훨씬 높게 가정했기 때문이다. 그리고 20-100Hz일 때와 마찬가지로 내부 구조물이 있는 부분의 음압이 상대적으로 더 작게 나타난다.

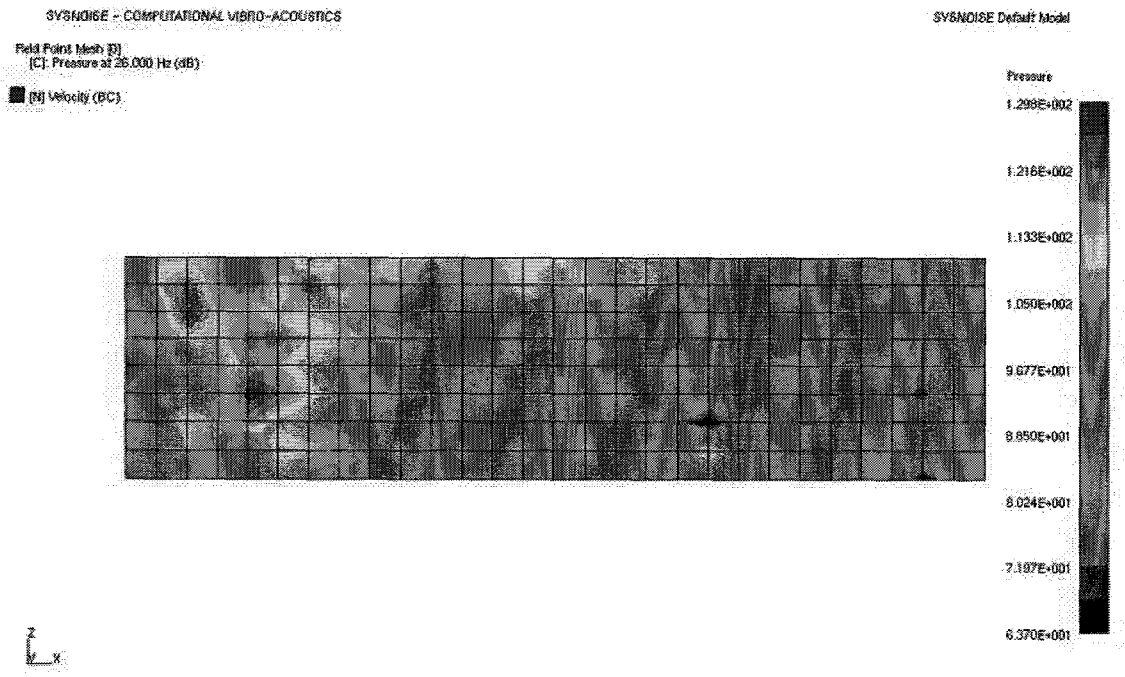


그림. 120 옆면 1에서의 음압분포(26Hz)

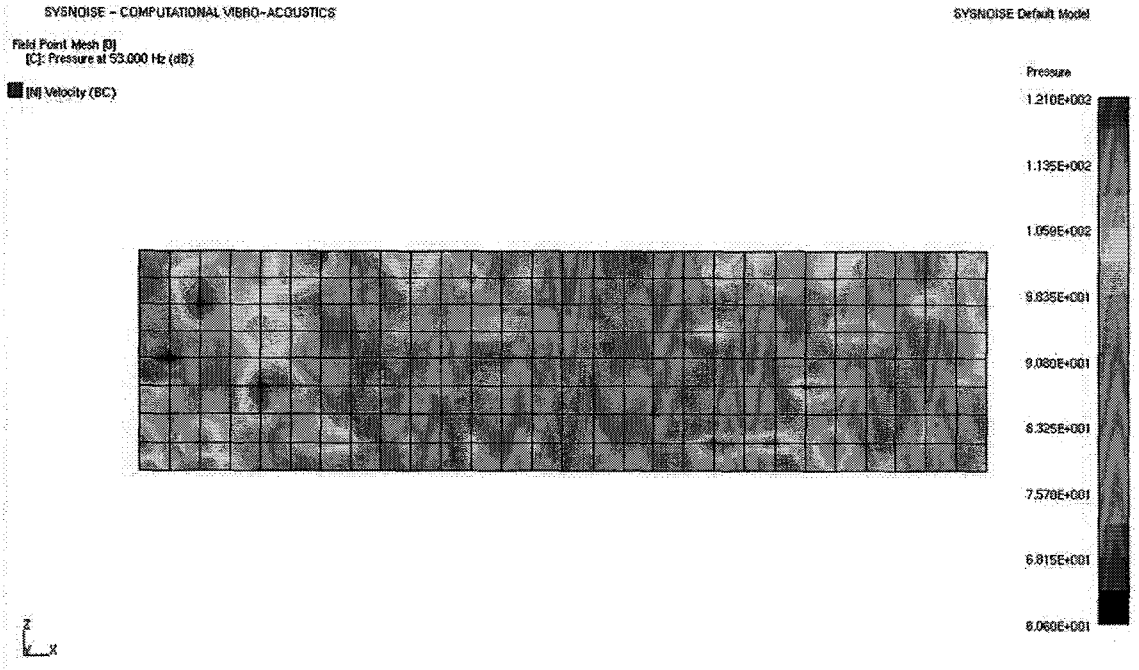


그림. 121 옆면 1에서의 음압분포(53Hz)

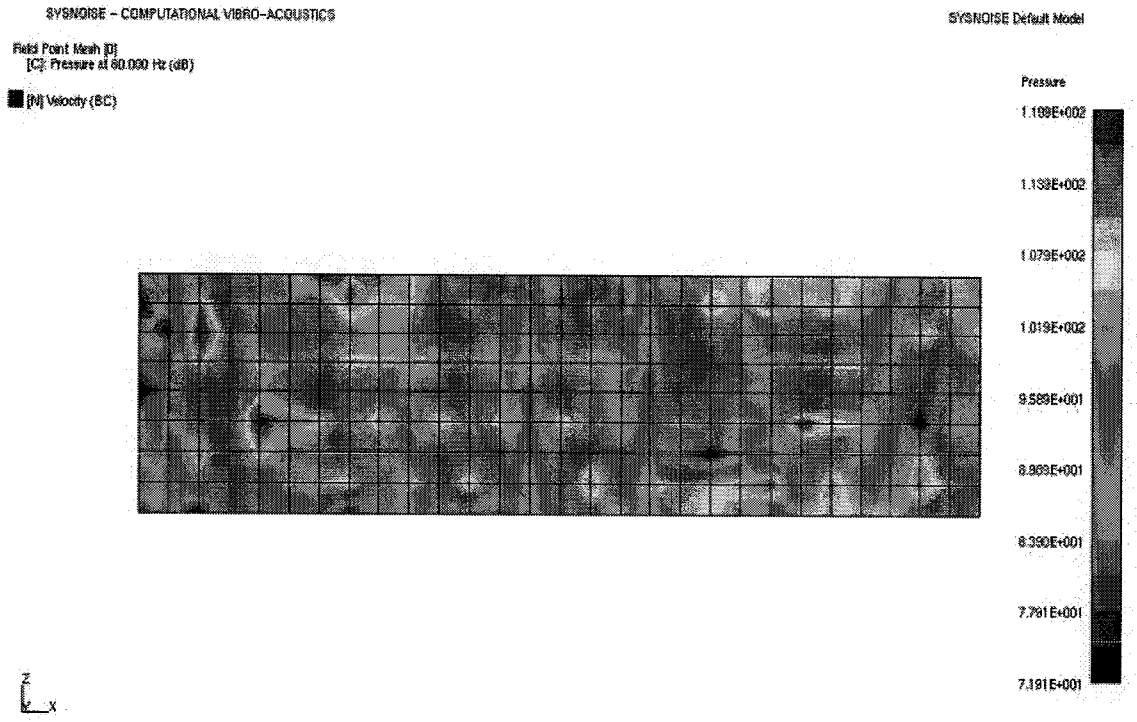


그림. 122 옆면 1에서의 음압분포(80Hz)

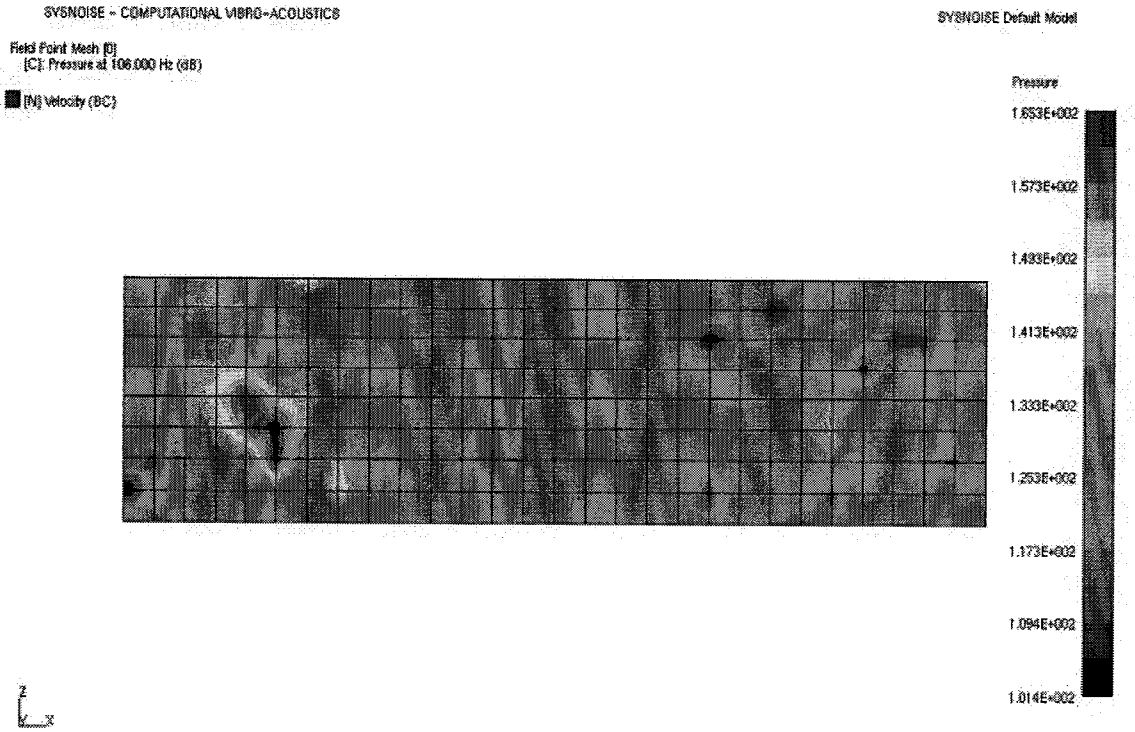


그림. 123 옆면 1에서의 음압분포 (106Hz)

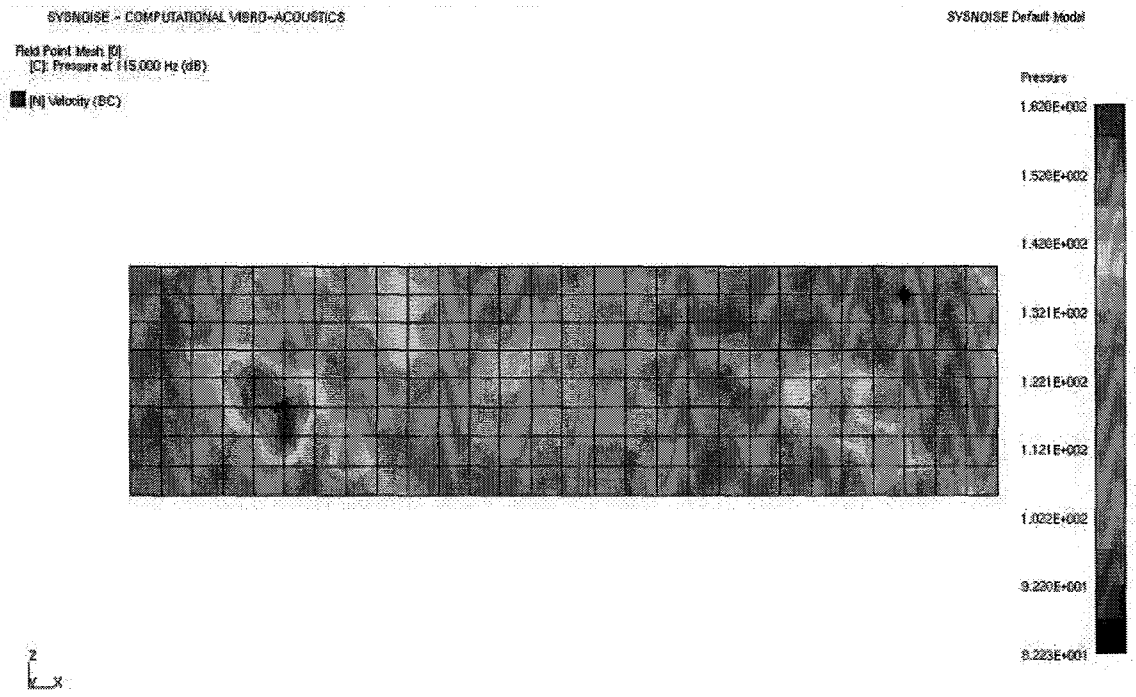


그림. 124 옆면 1에서의 음압분포 (115Hz)

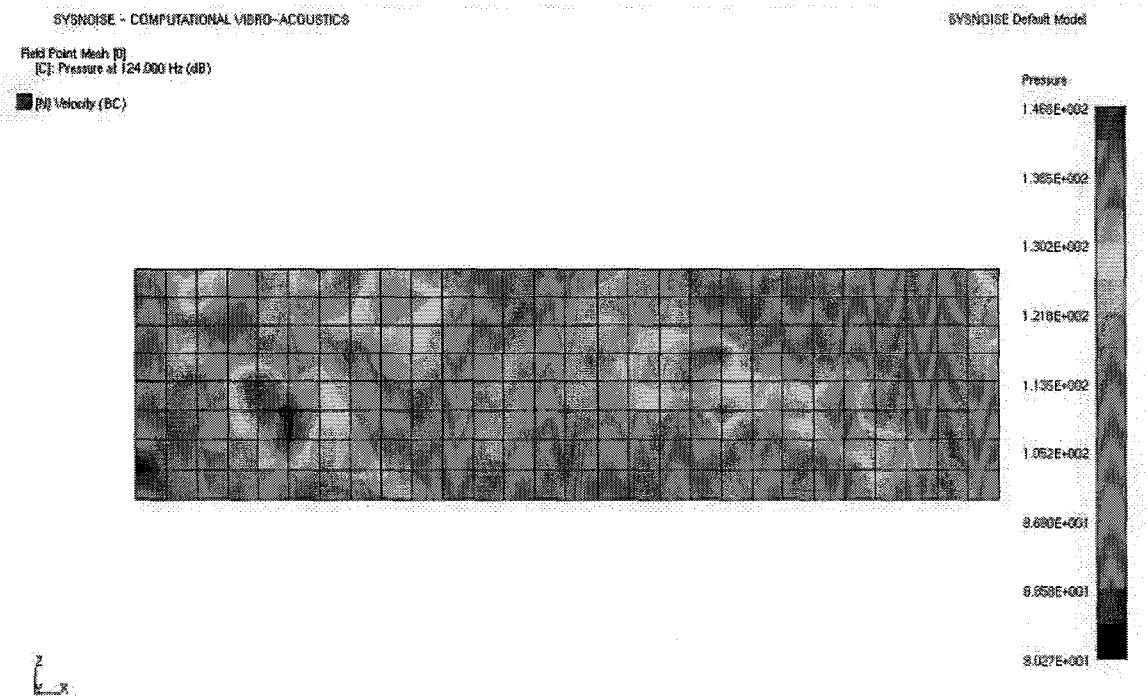


그림. 125 옆면 1에서의 음압분포 (124Hz)

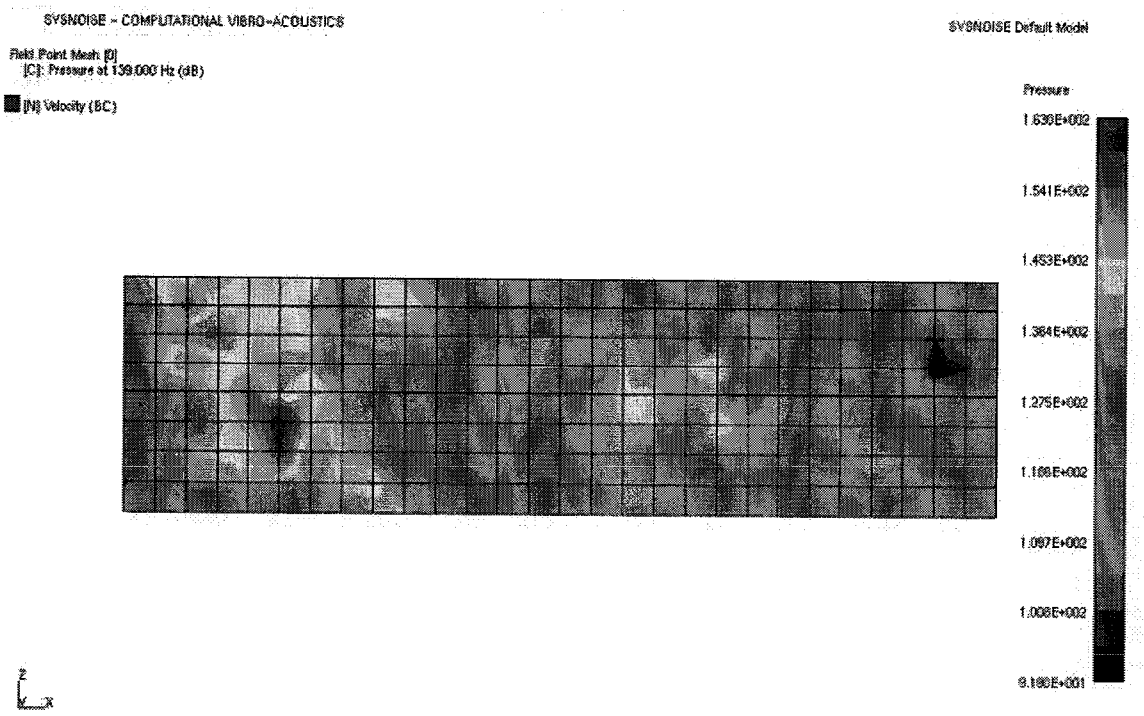


그림. 126 옆면 1에서의 음압분포 (139Hz)

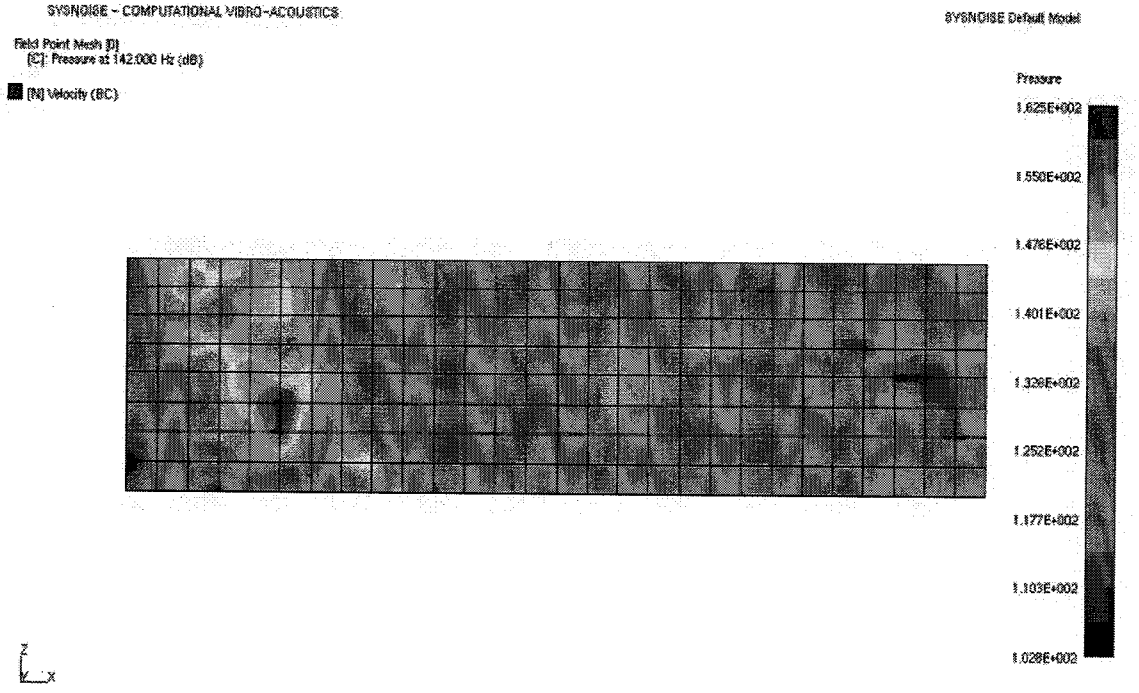


그림. 127 옆면 1에서의 음압분포 (142Hz)

(2) 옆면 2

옆면 1과 마찬가지로 20-100Hz일 때는 전체적으로 90~100dB의 분포를 보이며 부분적으로 120dB까지 이르기도 한다. 100-150Hz일 때는 전체적으로 120-130dB의 분포를 보인다. 이 값 역시 음원의 레벨을 높게 가정했기 때문이다. 대부분의 경우에는 옆면 1과 마찬가지로 내부 구조물이 없는 부분의 음압이 크지만 53Hz와 80Hz의 경우에는 오히려 그 반대로 나타났다. 내부 구조물이 없는 부분에 대해 차음재를 더욱 보강해야 할 것이다.

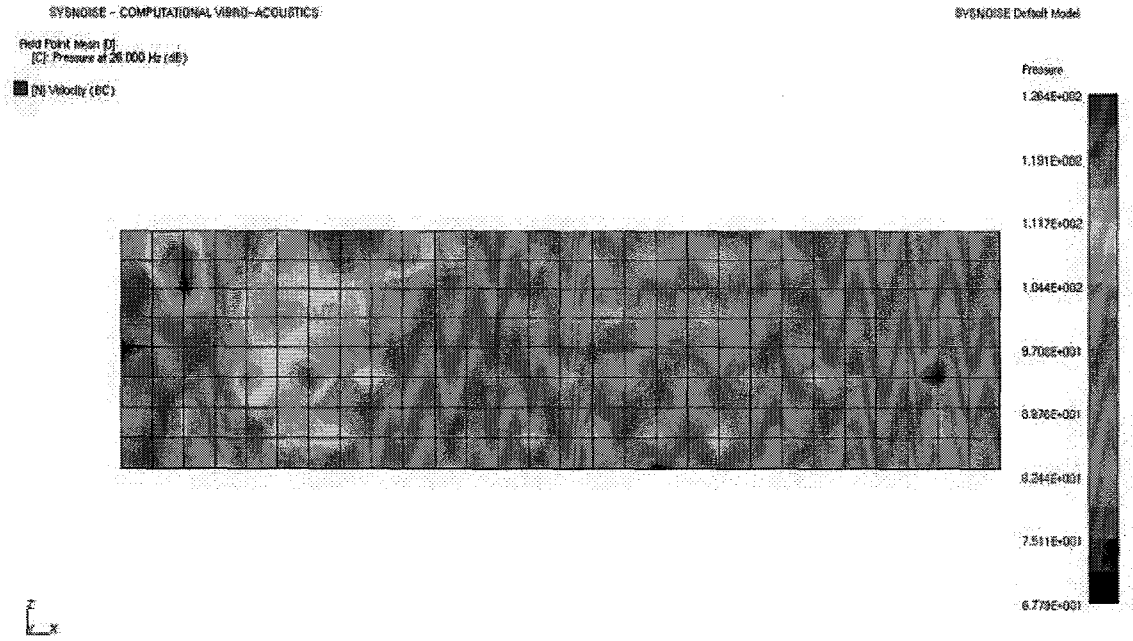


그림. 128 옆면 2에서의 음압분포(26Hz)

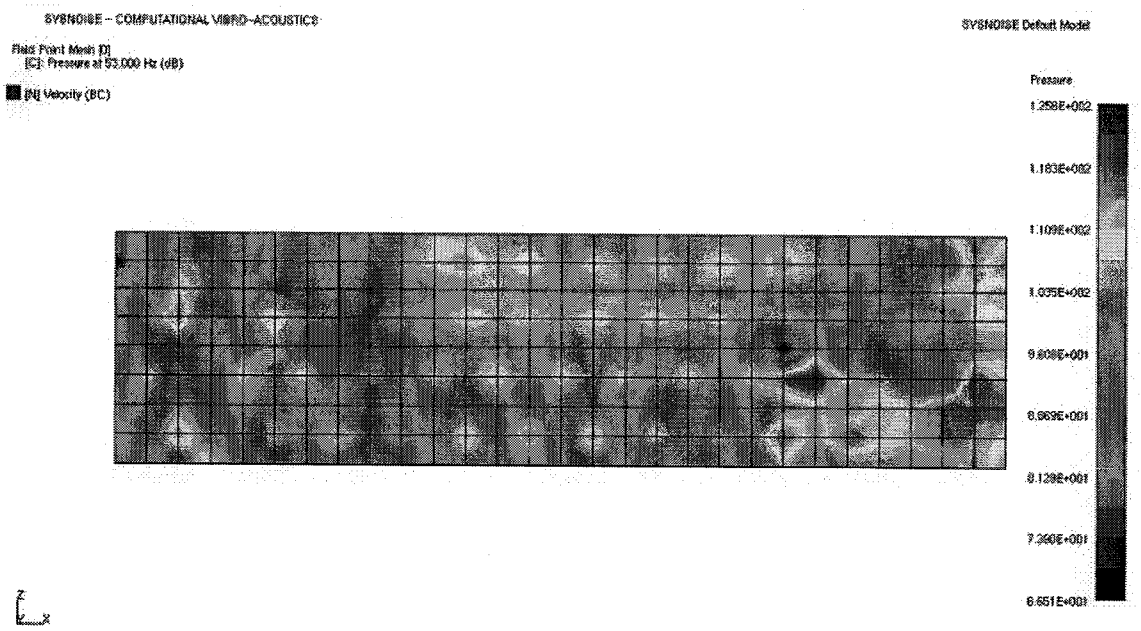


그림. 129 옆면 2에서의 음압분포(53Hz)

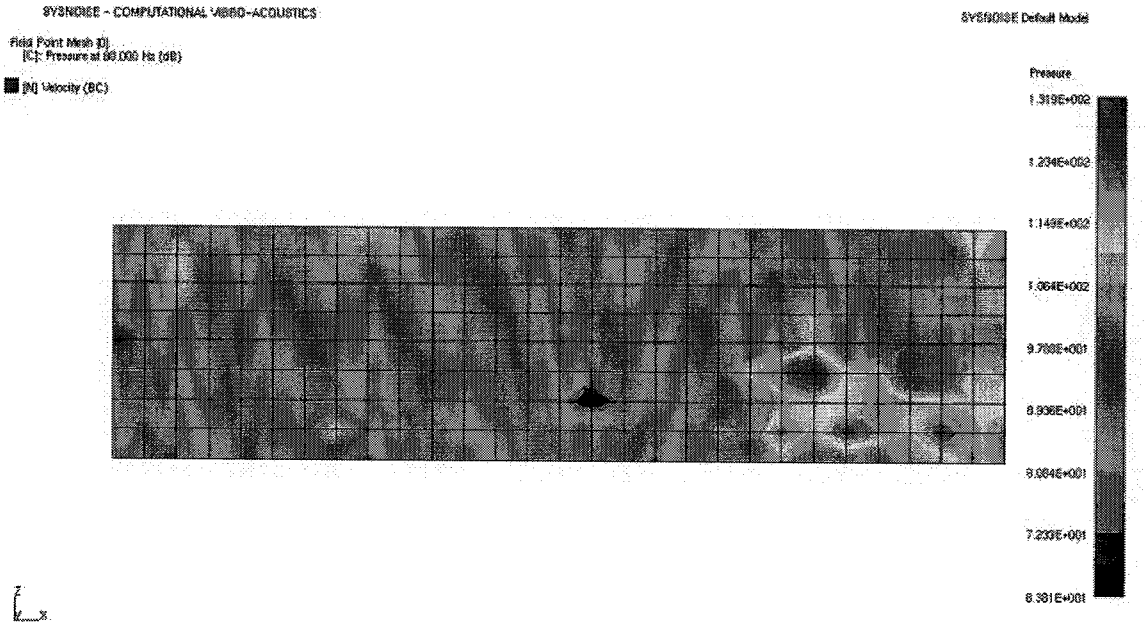


그림. 130 옆면 2에서의 음압분포(80Hz)

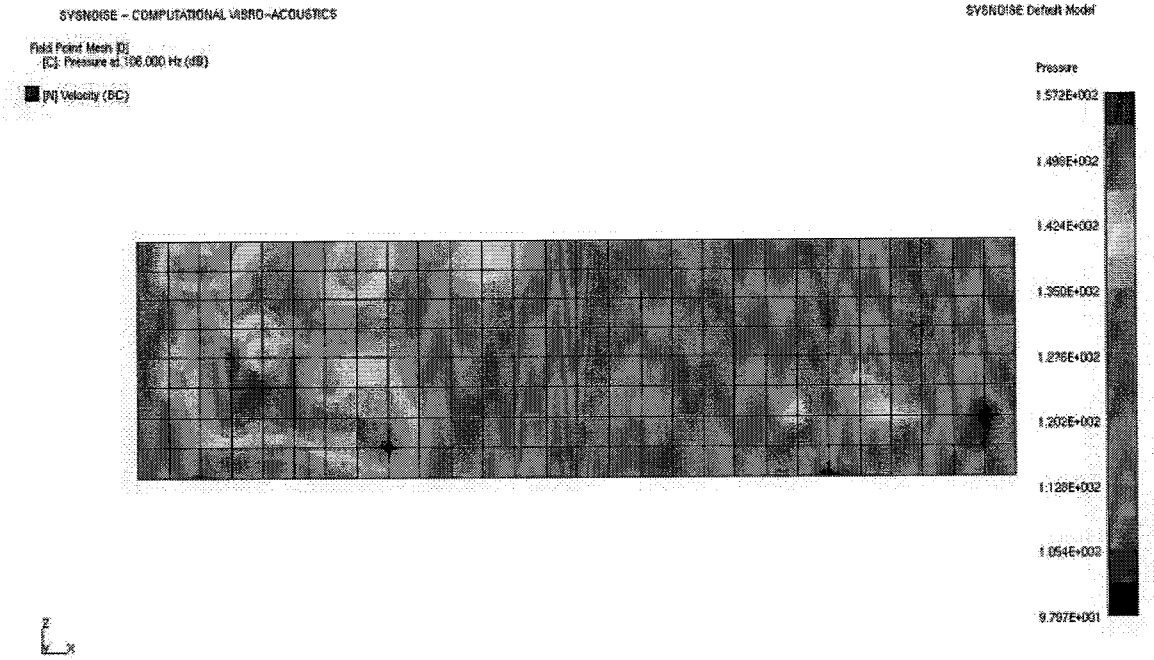


그림. 131 옆면 2에서의 음압분포 (106Hz)

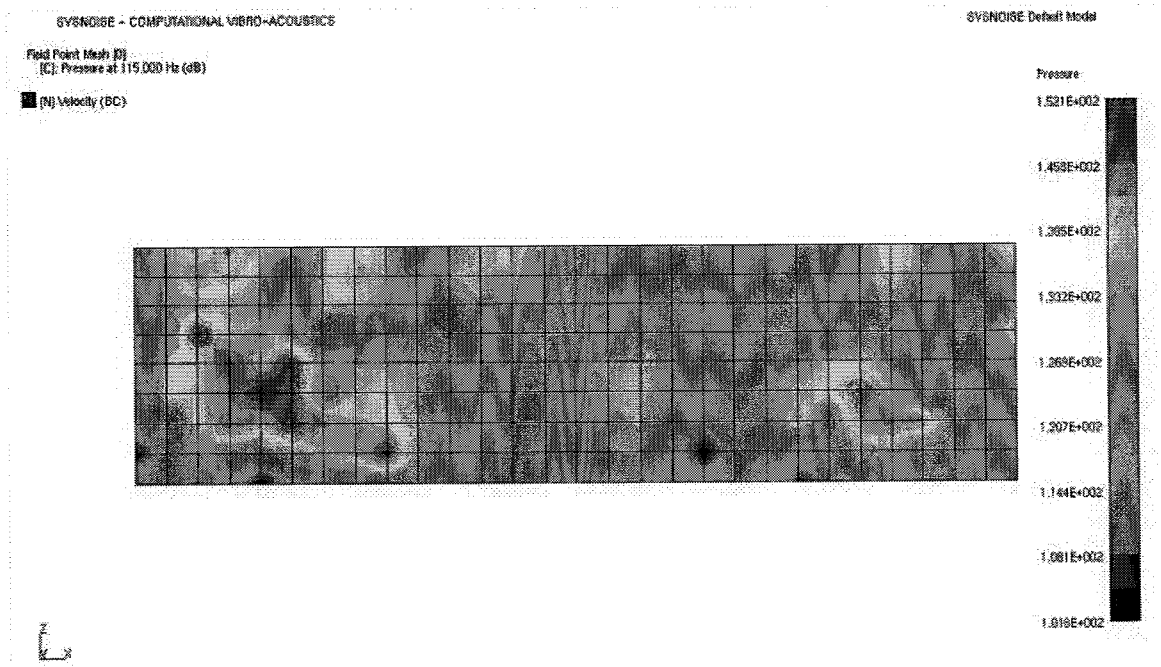


그림. 132 옆면 2에서의 음압분포 (115Hz)



그림. 133 옆면 2에서의 음압분포 (124Hz)

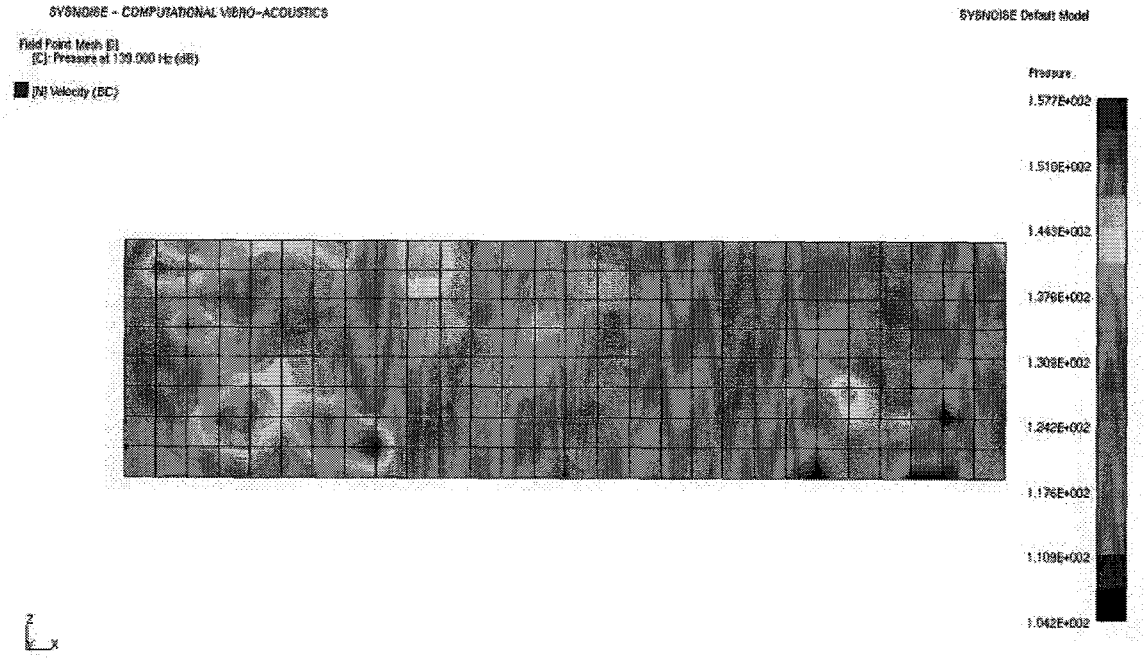


그림. 134 옆면 2에서의 음압분포 (139Hz)

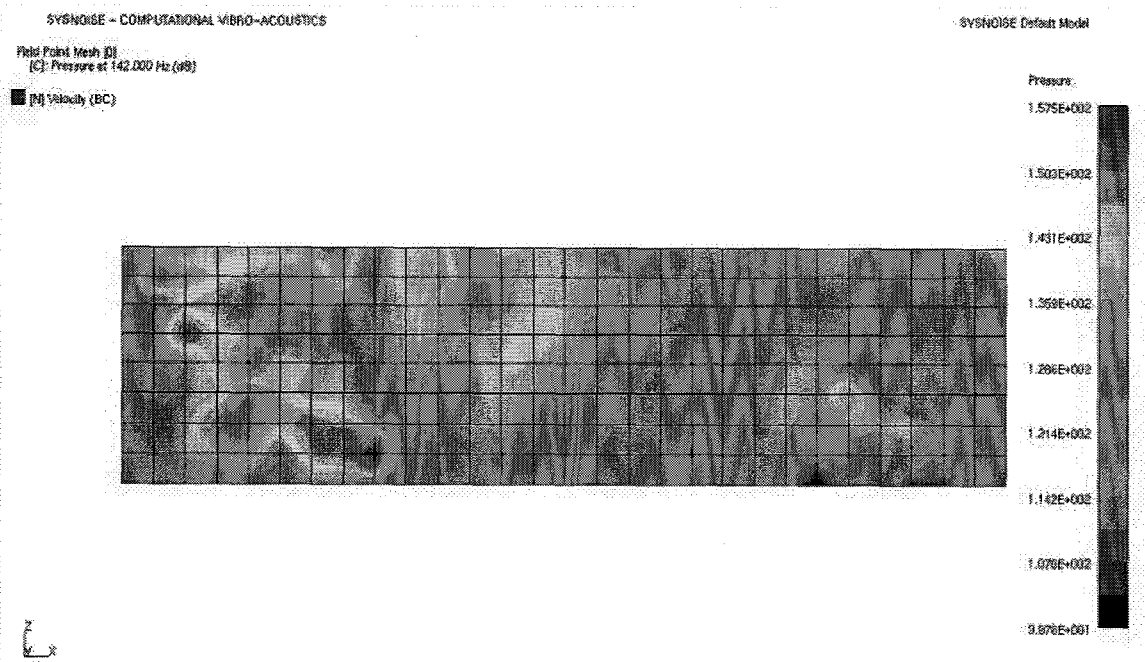


그림. 135 옆면 2에서의 음압분포 (142Hz)

(3) 앞면

마찬가지로 20-100Hz에서 전체적으로는 90-100dB 정도의 음압 분포를 갖는다. 26, 53, 80Hz에 걸쳐서 좌측 아래에 음압분포가 높게 나타난다. 이 부분은 AC/DC-DC/AC converter와 fuel tank의 사이에 해당하는 지점이다. 100-150Hz에서는 전체적으로 110-120dB 정도의 음압 분포를 갖는다. 또한 좌측 아래 부분의 AC/DC-DC/AC converter와 fuel tank의 사이에 해당하는 지점에서 음압이 크게 나타난다.

한편, 앞면의 경우에는 벽면 외에 추가적인 구조물이 존재하므로 차음 효과가 더 클 것이다. 따라서 앞면을 통한 방사 소음은 고려하지 않아도 된다.

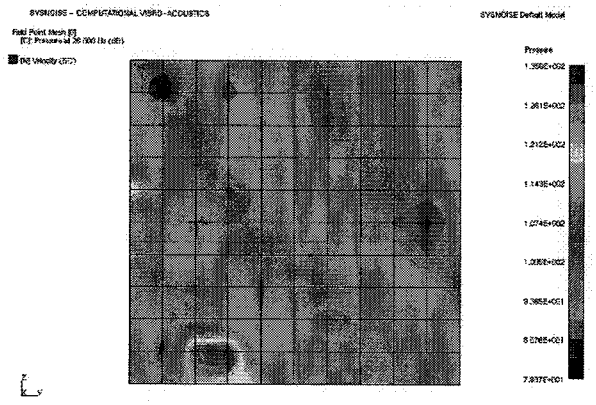


그림. 136 앞면에서의 음압분포(26Hz)

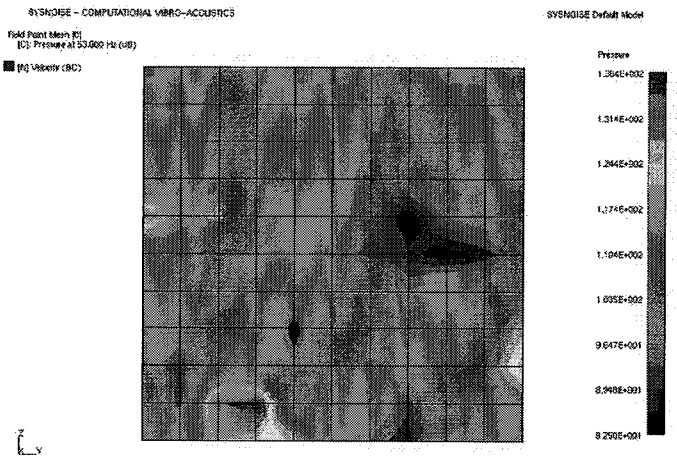


그림. 137 앞면에서의 음압분포(53Hz)

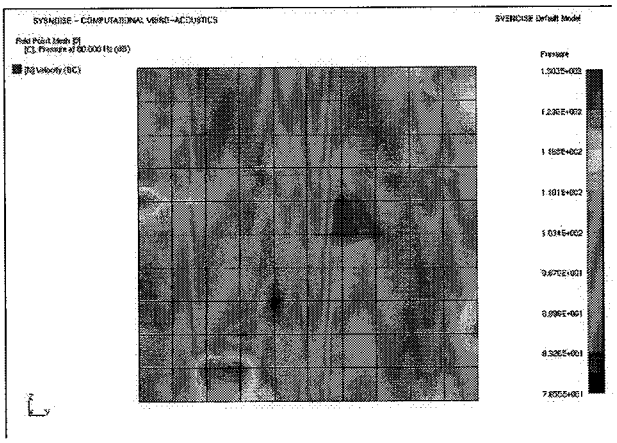


그림. 138 앞면에서의 음압분포(80Hz)

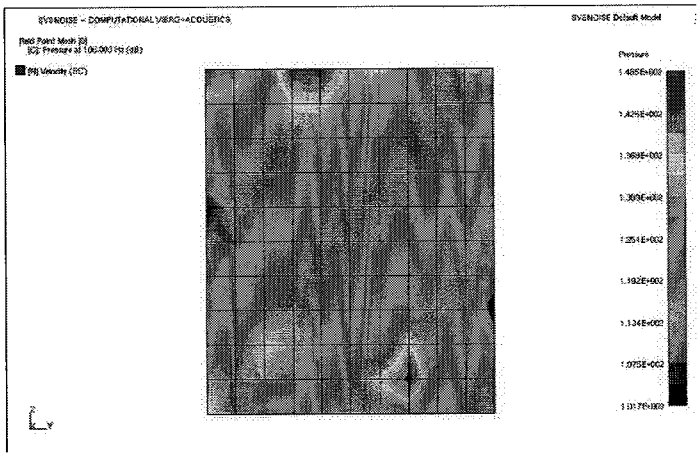


그림. 139 앞면에서의 음압분포(106Hz)

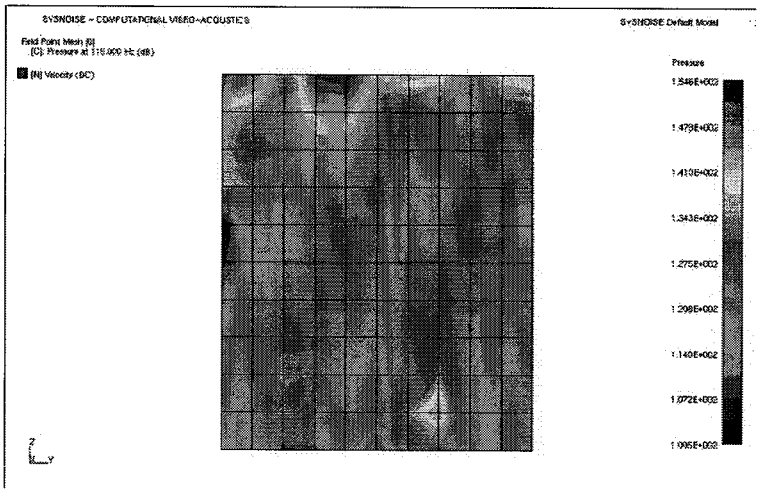


그림. 140 앞면에서의 음압분포(115Hz)

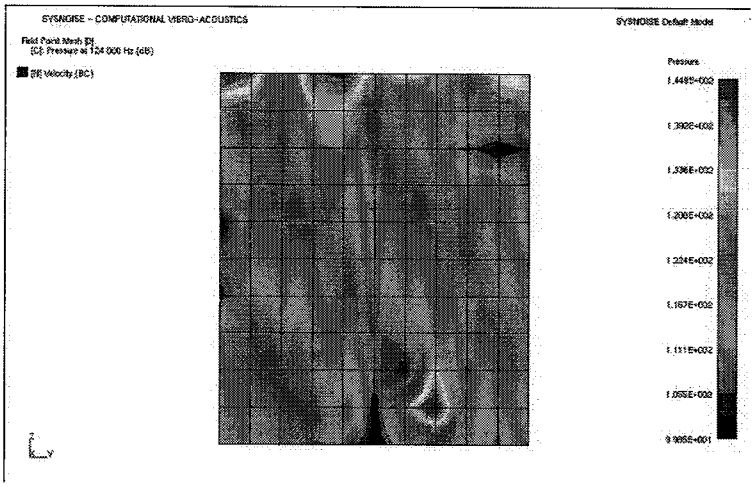


그림. 141 앞면에서의 음압분포(124Hz)

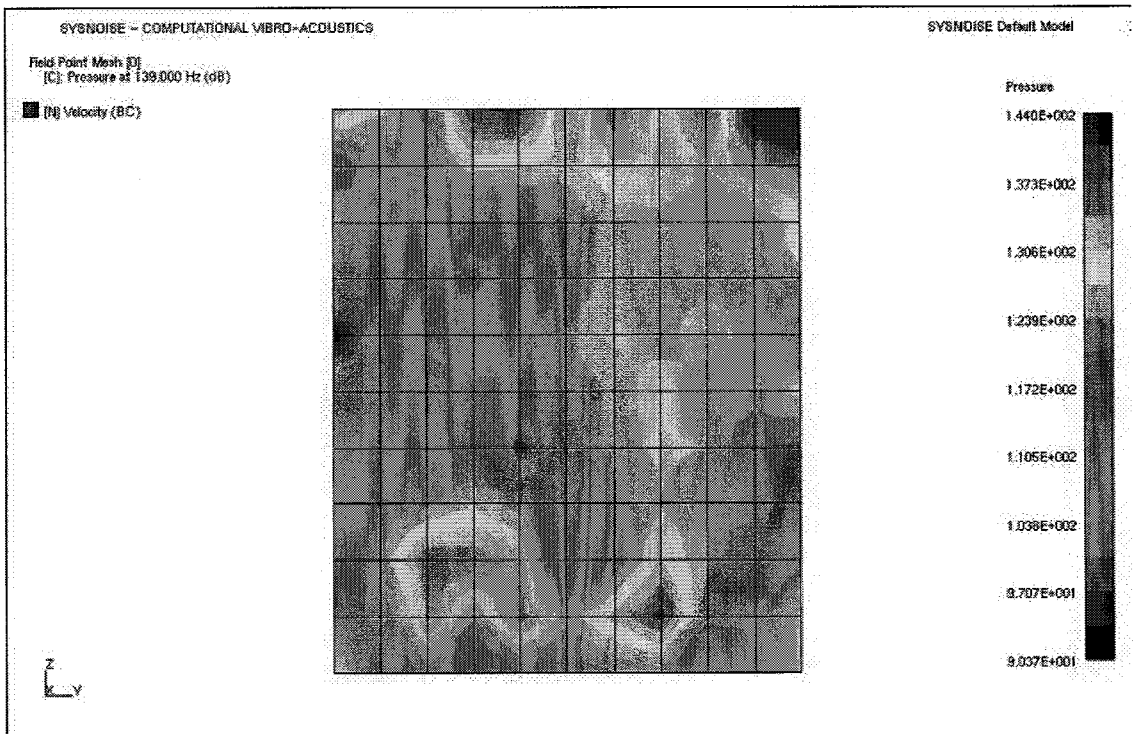


그림. 142 앞면에서의 음압분포(139Hz)

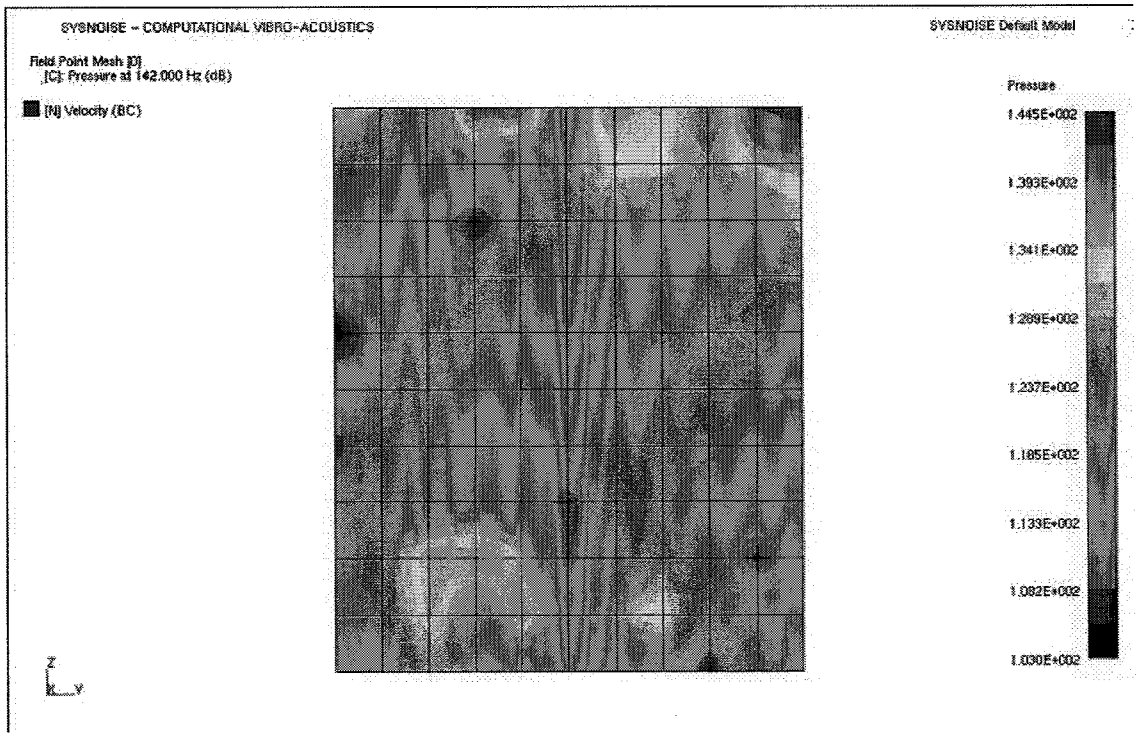


그림. 143 앞면에서의 음압분포(142Hz)

(4) 뒷면

마찬가지로 20-100Hz에서 전체적으로는 90-100dB 정도의 음압 분포를 갖고, 100-150Hz에서는 전체적으로 110-120dB의 레벨을 갖는다. 고주파로 갈수록 음원이 위치한 중앙부분의 음압이 크게 나타난다.

한편 뒷면에서는 객실까지 이르기 전에 벽면을 두 개 통과해야 한다. 따라서 투과 손실이 두 배가 되며 뒷면을 통한 음압 방사는 고려하지 않아도 된다.

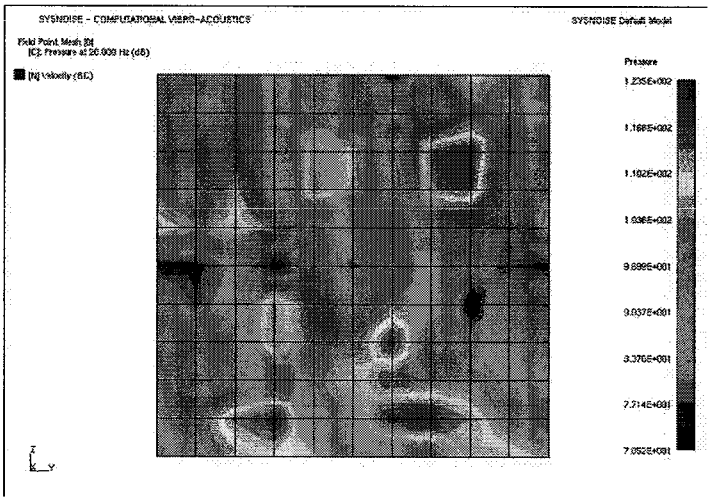


그림. 144 뒷면에서의 음압분포(26Hz)

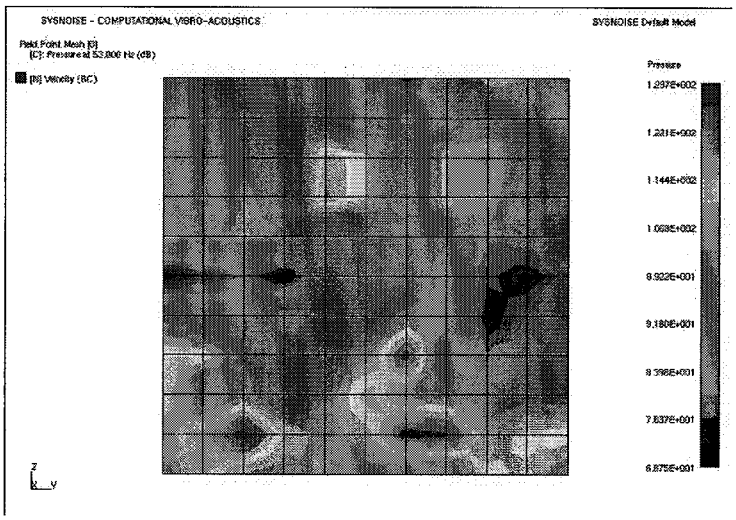


그림. 145 뒷면에서의 음압분포(53Hz)

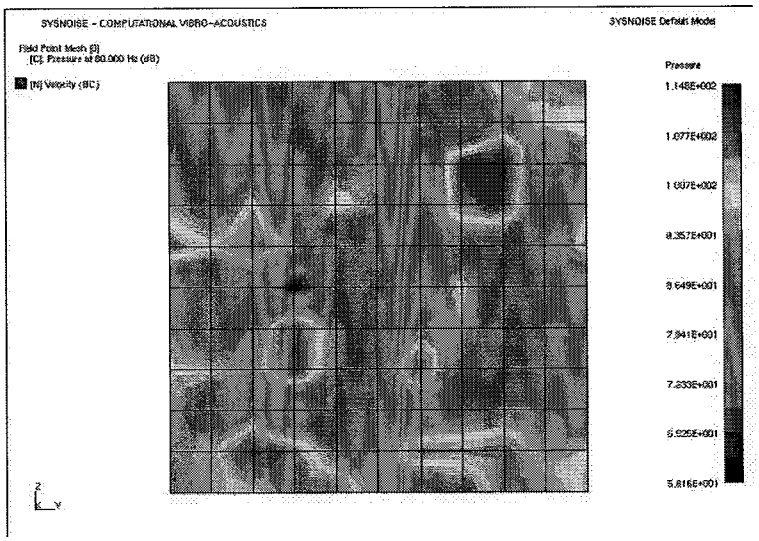


그림. 146 뒷면에서의 음압분포(80Hz)

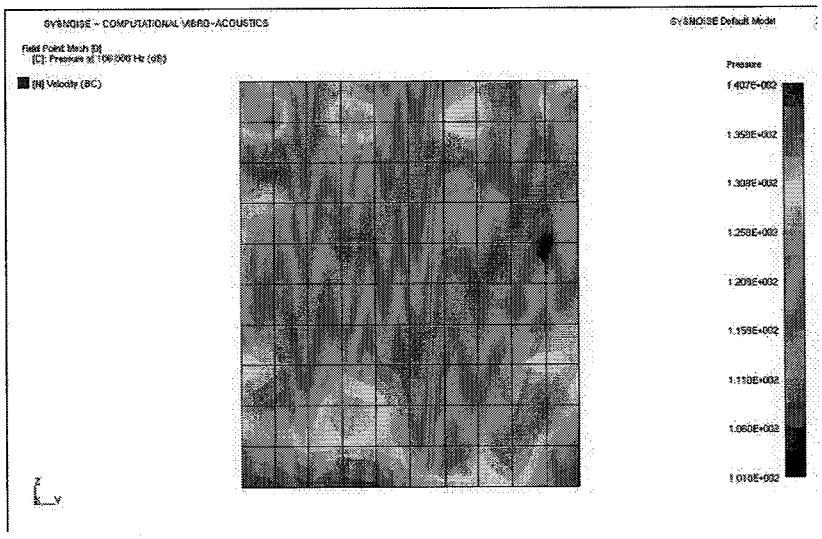


그림. 147 뒷면에서의 음압분포(106Hz)

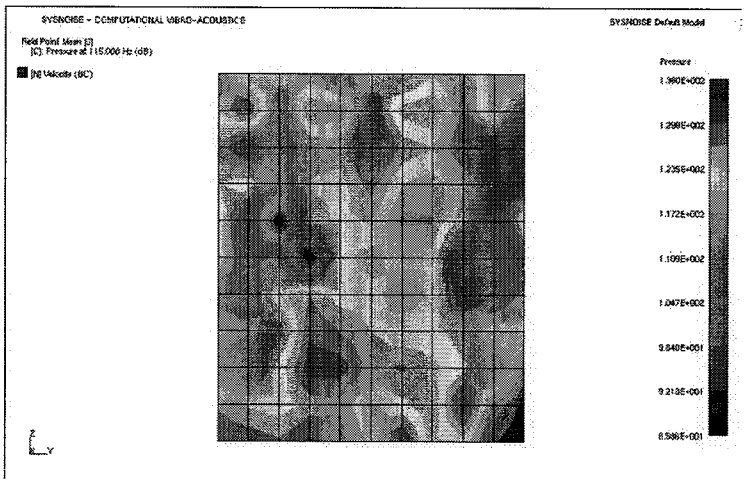


그림. 148 뒷면에서의 음압분포(115Hz)

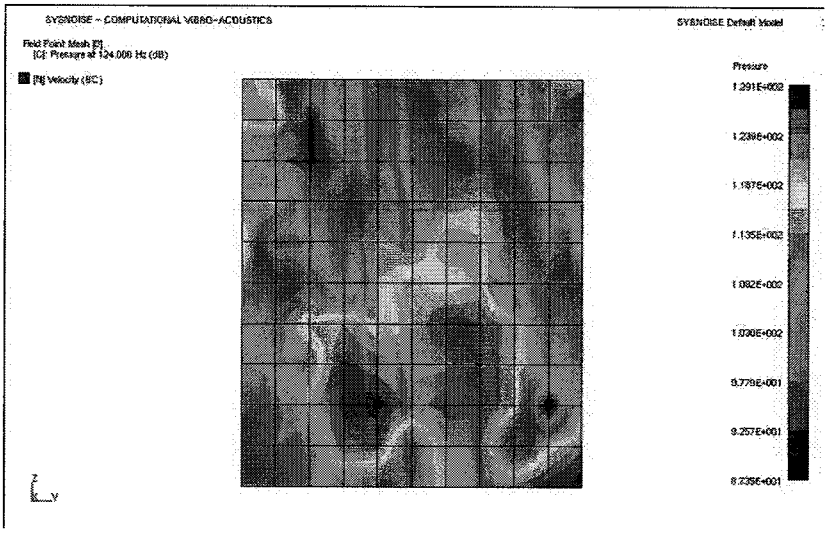


그림. 149 뒷면에서의 음압분포(124Hz)

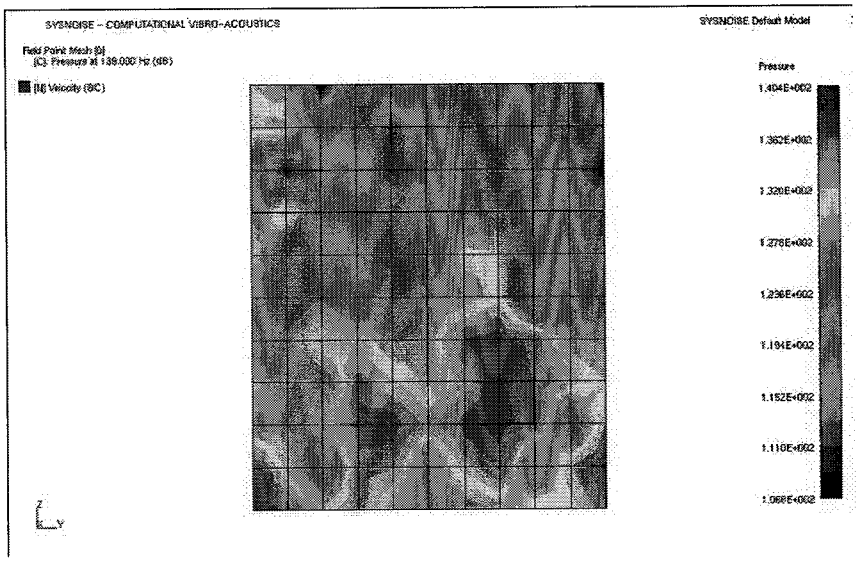


그림. 150 뒷면에서의 음압분포(139Hz)

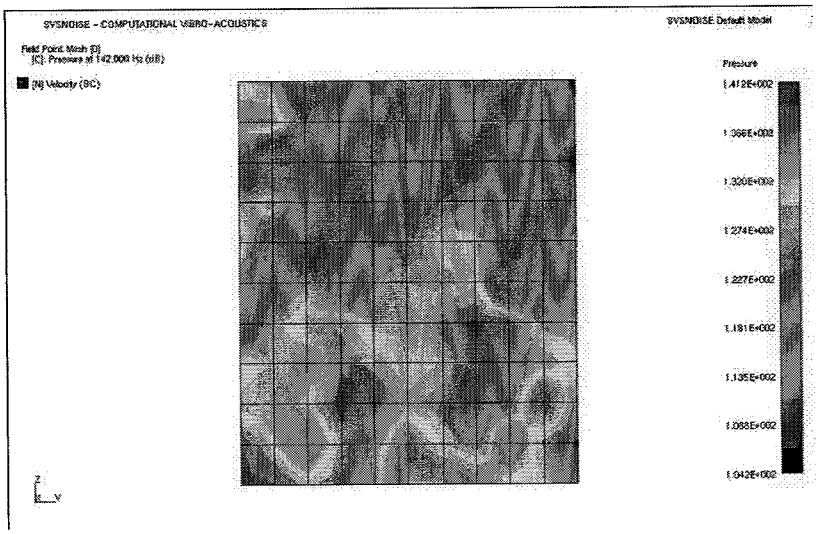


그림. 151 뒷면에서의 음압분포(142Hz)

나. 경계요소법을 이용한 저주파수 대역 해석 (Ⅱ)

이번에는 100-200Hz에서 해석을 수행하였다. 또한 벽면의 음압 분포의 최대, 최소값을 제시함으로써 입사음장의 음압의 범위를 예측할 수 있게 하였다. 동력객차 모델의 요소 크기는 0.3m로 하였다. 이 때 요소의 개수는 4046개였고 노드 수는 8489개였다.

음원의 세기는 0.01W로 가정하였으며, 측정면은 동력객차의 외형치수를 기준으로 외벽에서 약 0.05m 떨어진 면으로 설정하여 음압레벨을 구하였다. 관심 주파수범위는 100Hz~200Hz로써 파장이 1.5m 이상이므로 0.05m 떨어진 면과 벽면의 음압분포는 크게 다르지 않다고 할 수 있다. 동력객차의 모델은 상용소프트웨어인 Ansys를 사용하여 형성시켰고, SYSNOISE를 이용하여 그 모델에 대해 경계요소법을 이용하여 음압을 계산하였다.

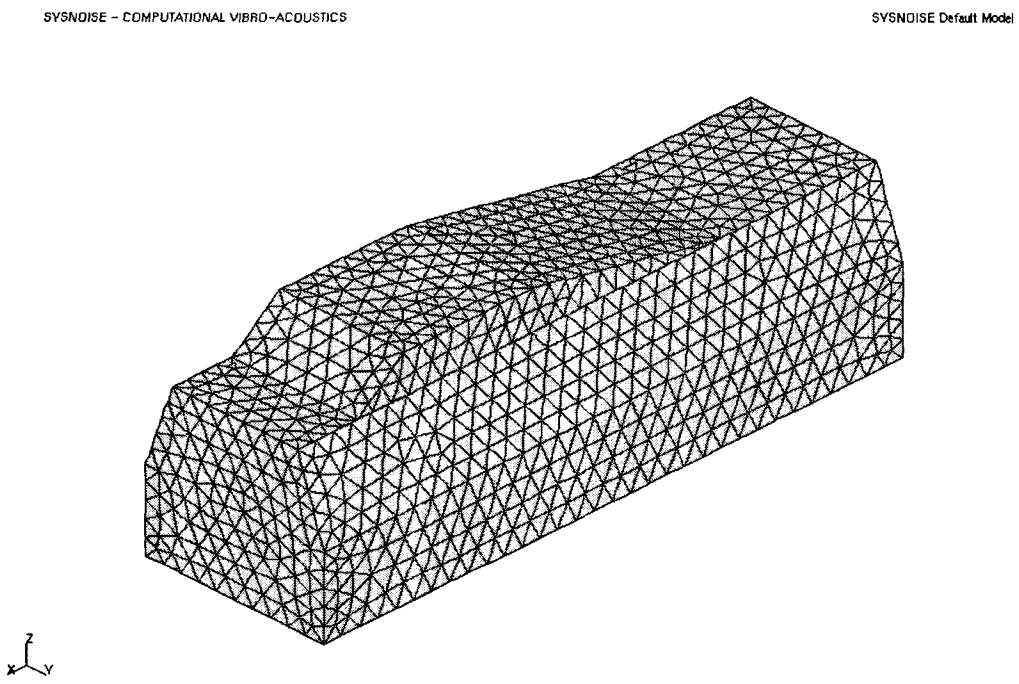


그림. 152 BEM해석을 위한 동력객차 모델링(외형)

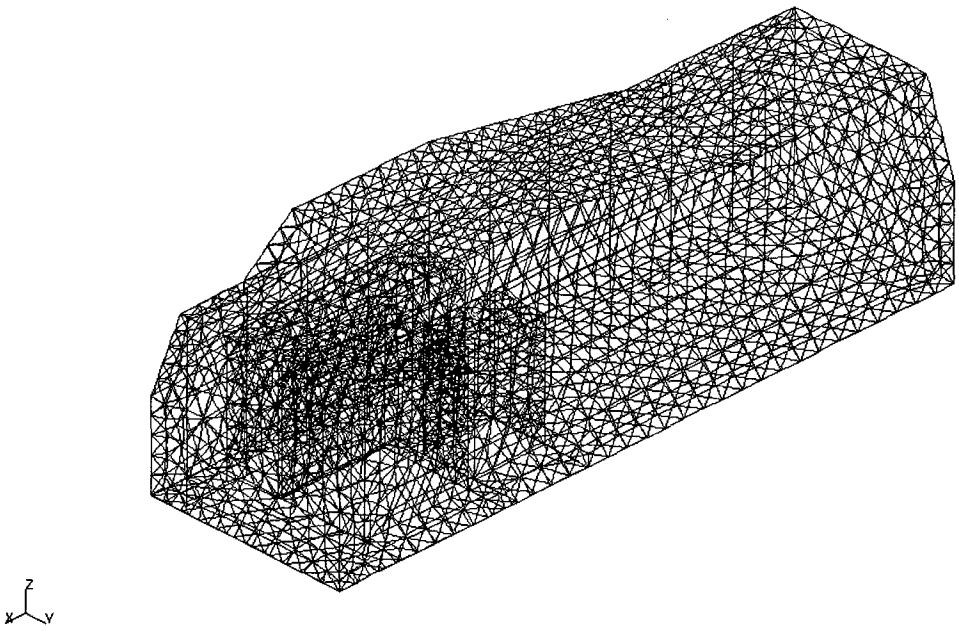


그림. 153 BEM해석을 위한 동력객차 Mesh 모델링

100-200Hz 범위에서의 주파수 응답 함수는 그림. 152, 153 와 같다. 5Hz 간격으로 구한 주파수 응답함수에서 130, 145, 165, 175, 190Hz에서 피크값을 나타내고 있다. 따라서 이 주파수 값들에서의 음압 분포를 구해본다.

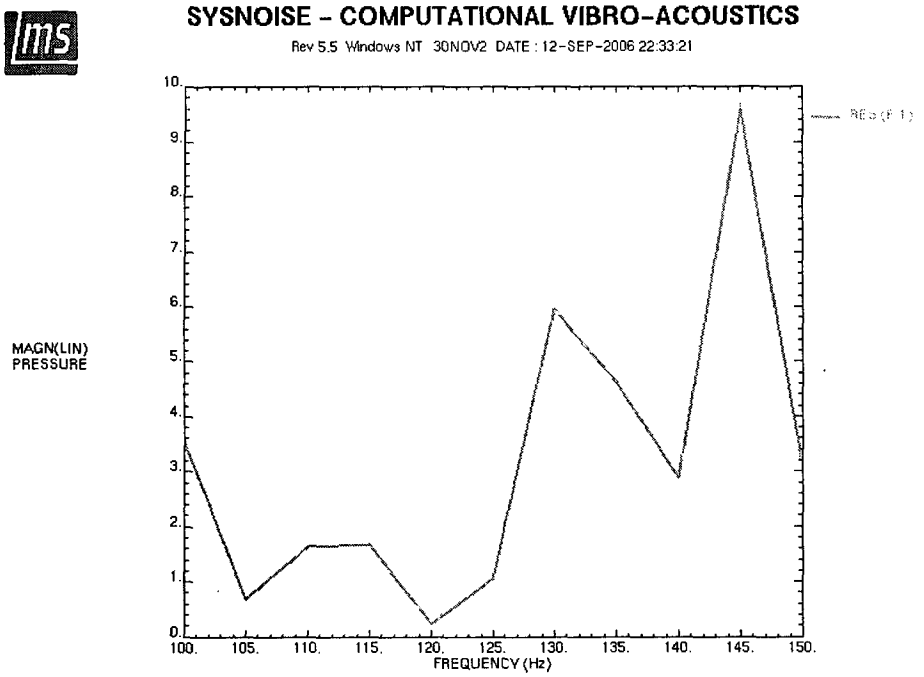


그림. 154 주파수 응답함수(100-150Hz)

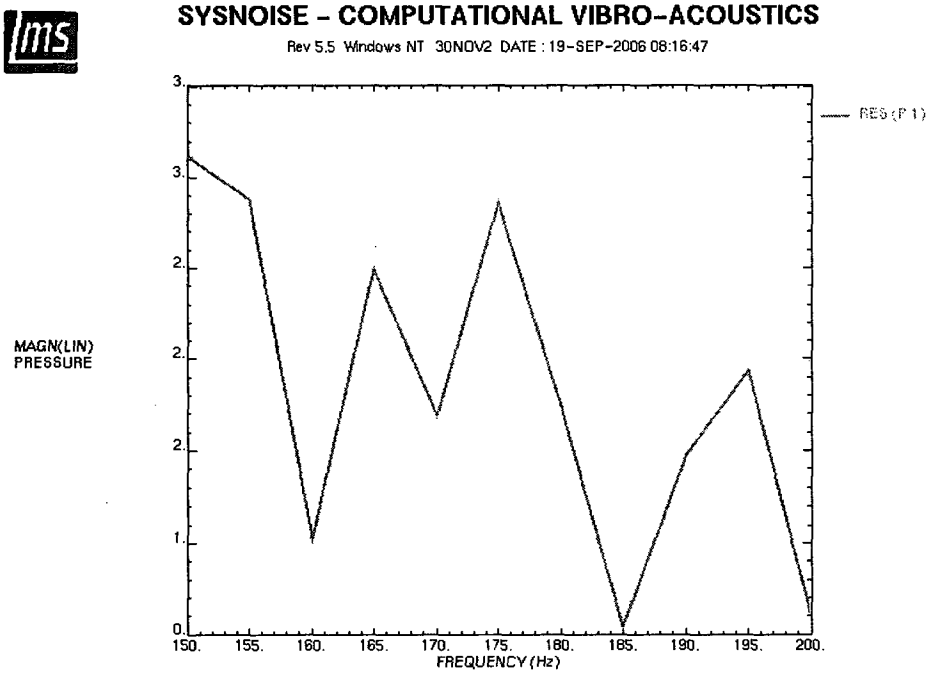
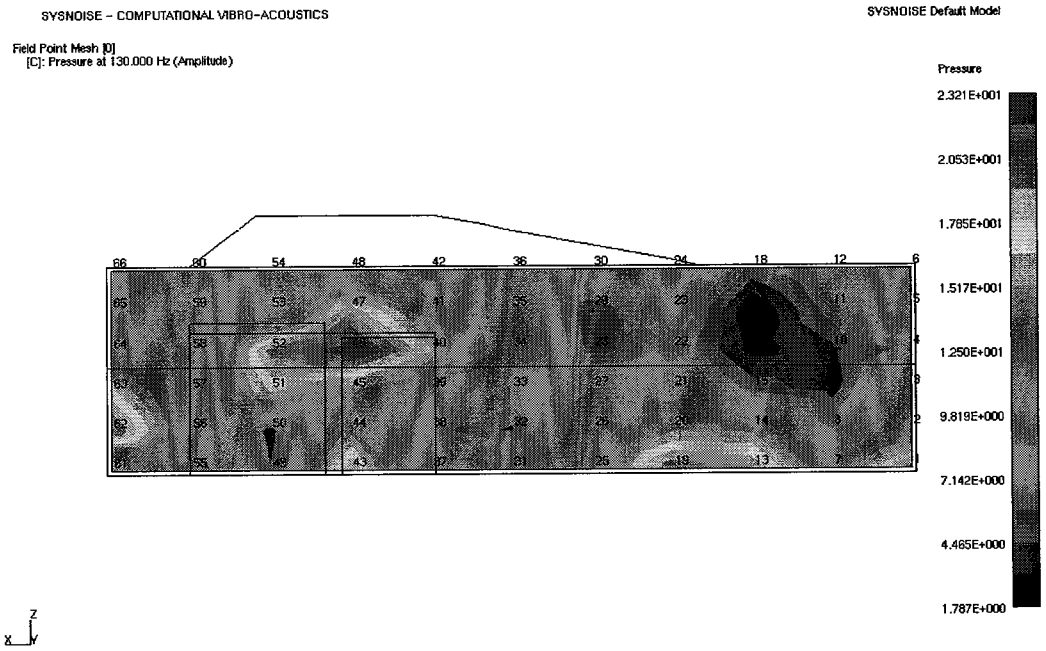


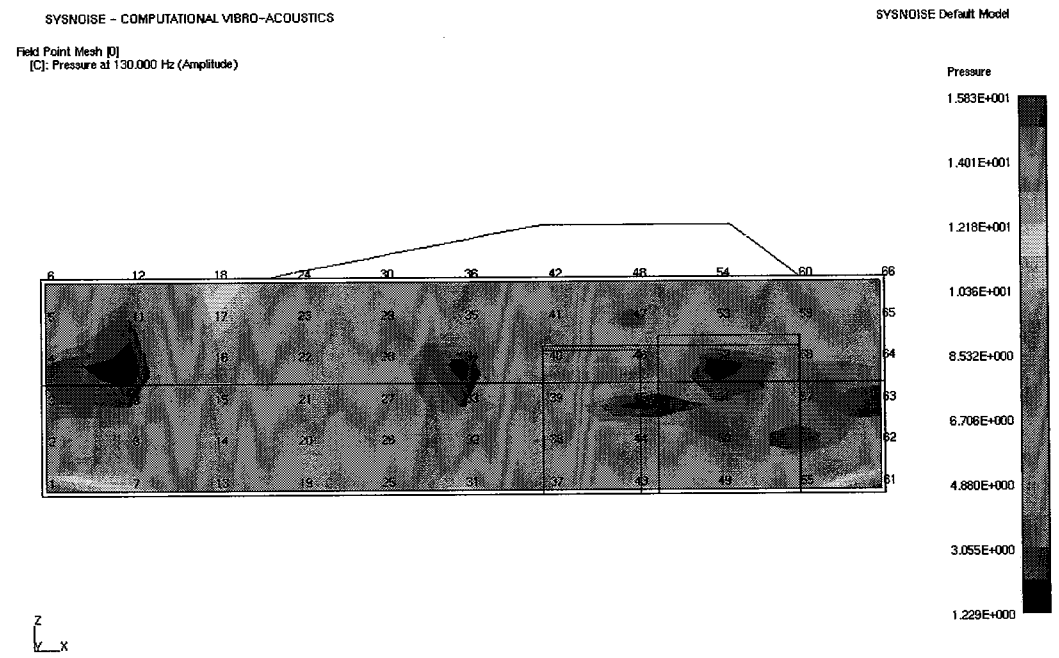
그림. 155 주파수 응답함수(150-200Hz)

130Hz

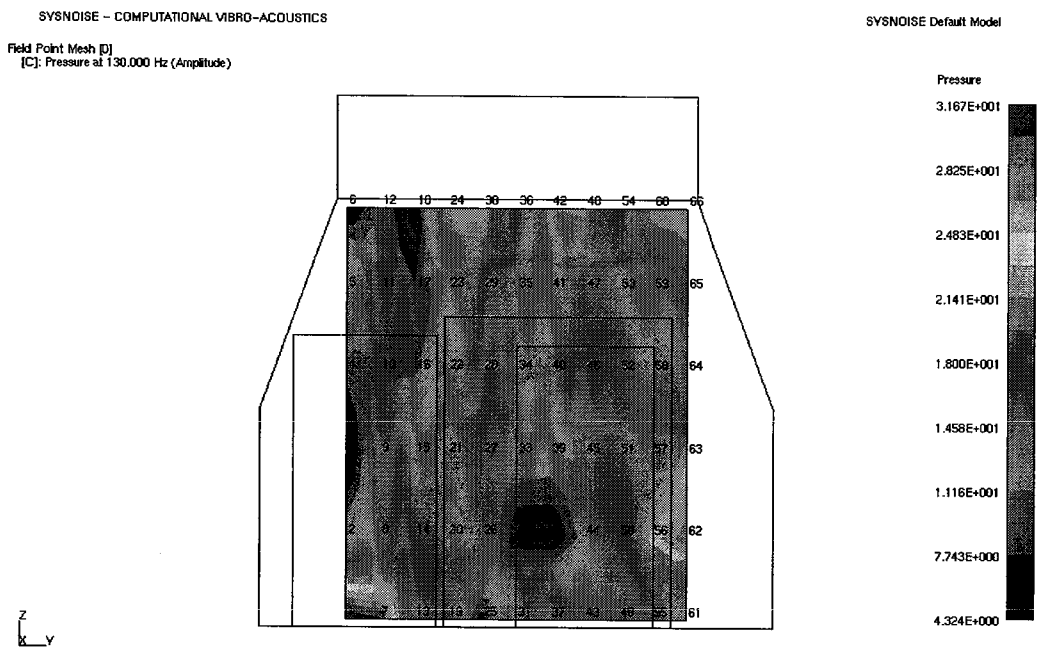
옆면(좌)



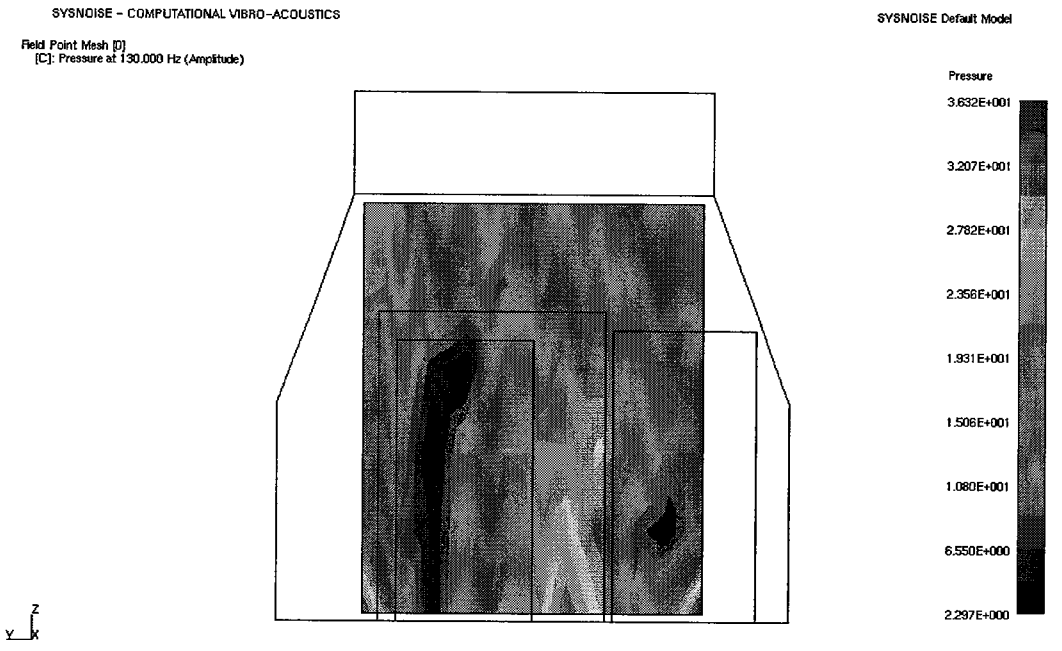
옆면(우)



정면

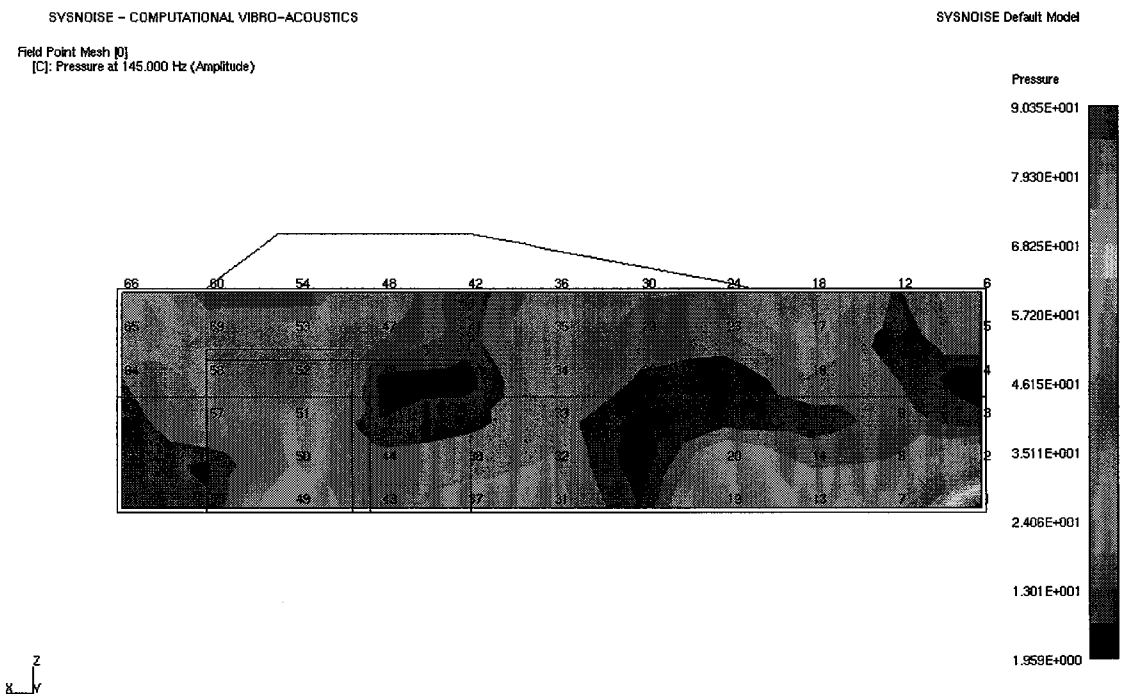

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 130.000 Hz (Amplitude)
SYSNOISE Default Model
Pressure
3.167E+001
2.825E+001
2.483E+001
2.141E+001
1.800E+001
1.458E+001
1.116E+001
7.743E+000
4.324E+000
Z
X
Y

뒷면

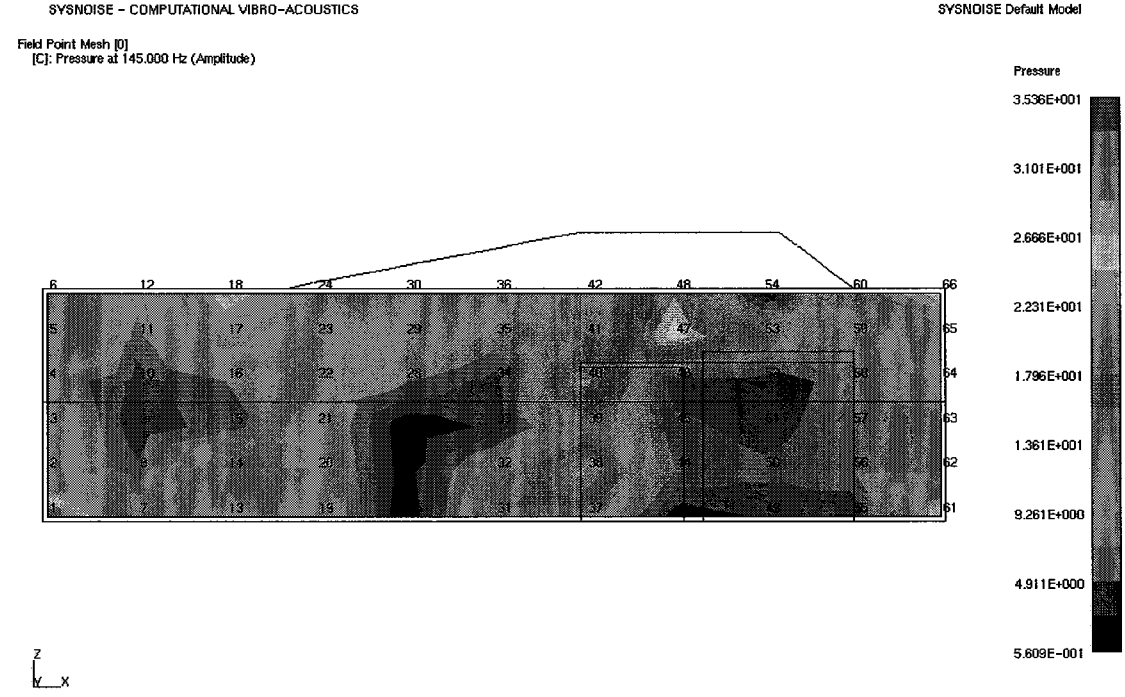

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 130.000 Hz (Amplitude)
SYSNOISE Default Model
Pressure
3.632E+001
3.207E+001
2.782E+001
2.356E+001
1.931E+001
1.506E+001
1.080E+001
6.550E+000
2.297E+000
Z
Y
X

145Hz

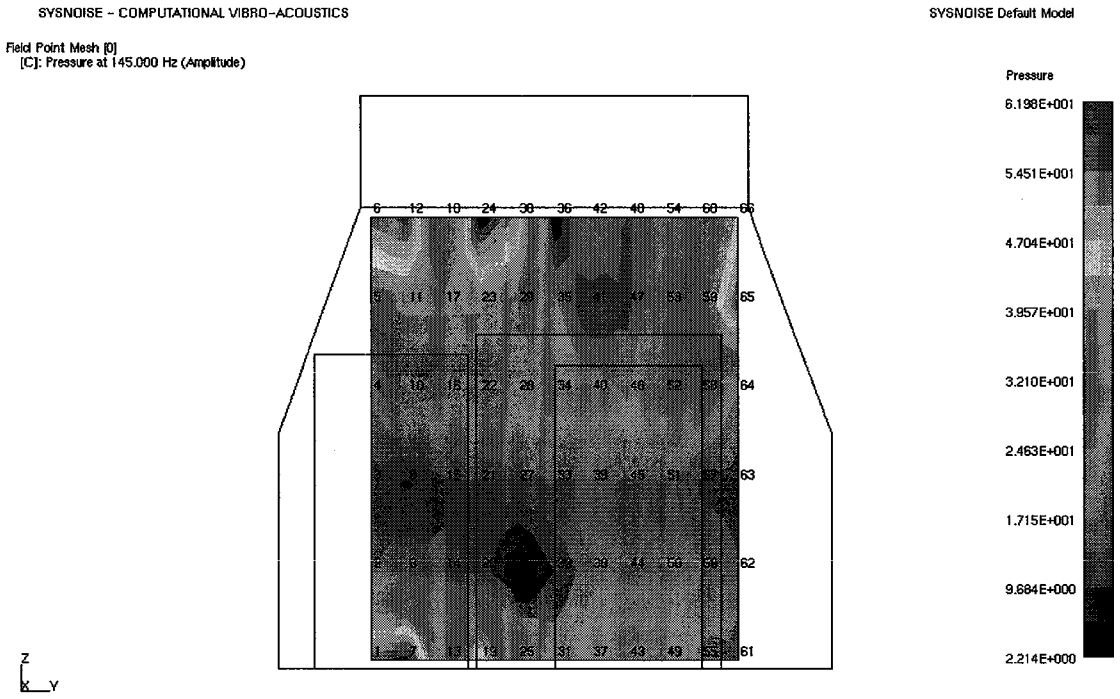
옆면(좌)



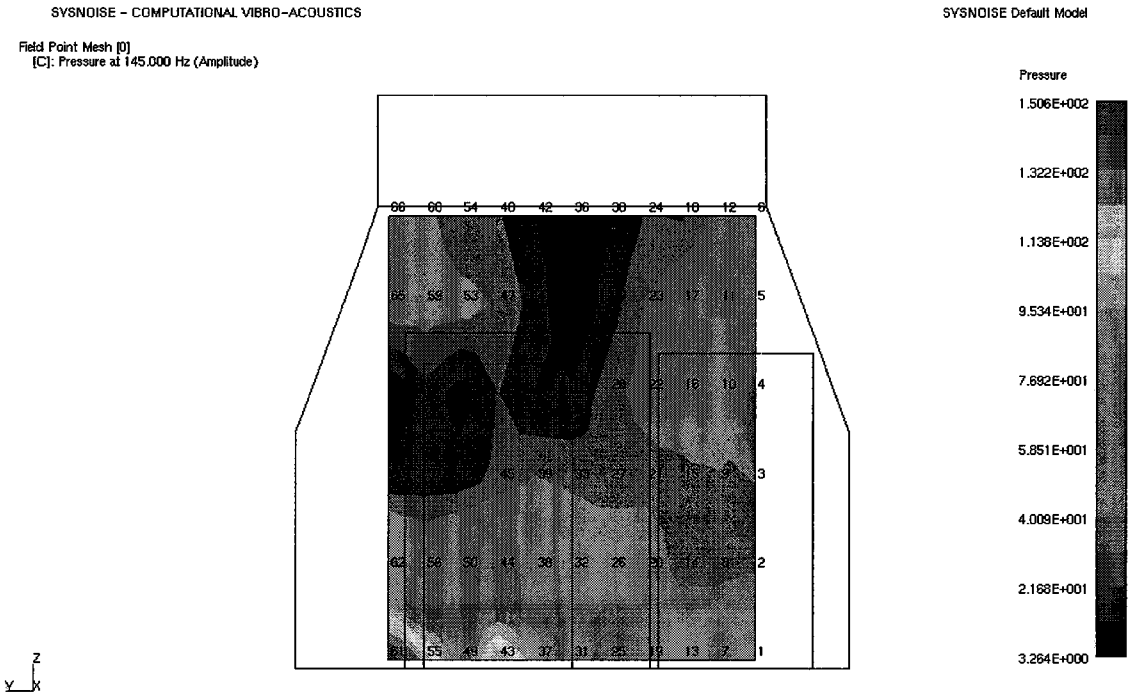
옆면(우)



정면

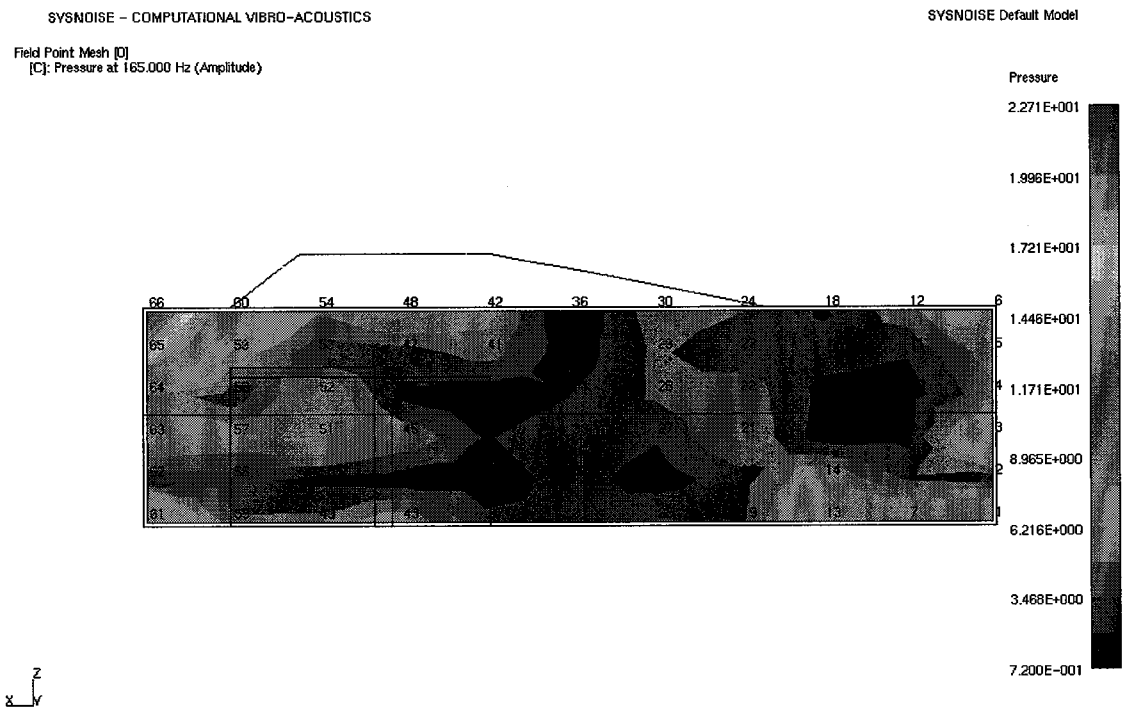

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
SYSNOISE Default Model
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 145.000 Hz (Amplitude)
Pressure
6.198E+001
5.451E+001
4.704E+001
3.957E+001
3.210E+001
2.463E+001
1.715E+001
9.684E+000
2.214E+000
Z
X
Y

뒷면

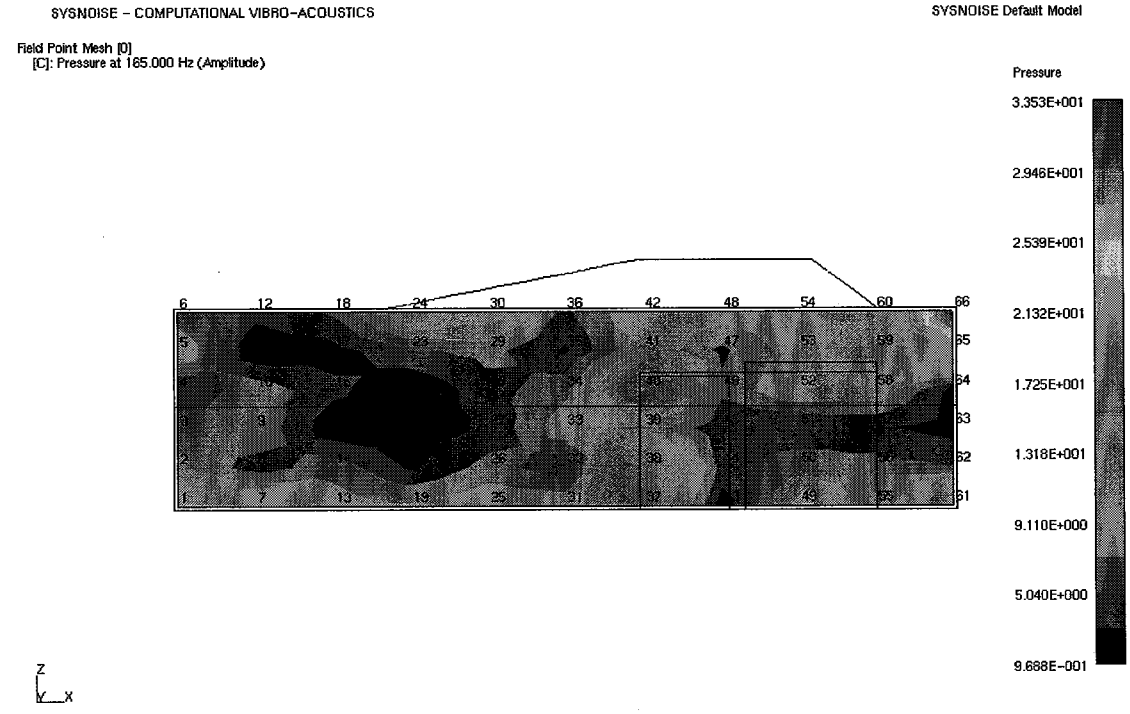

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
SYSNOISE Default Model
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 145.000 Hz (Amplitude)
Pressure
1.506E+002
1.322E+002
1.138E+002
9.534E+001
7.692E+001
5.851E+001
4.009E+001
2.168E+001
3.264E+000
Z
Y
X

165Hz

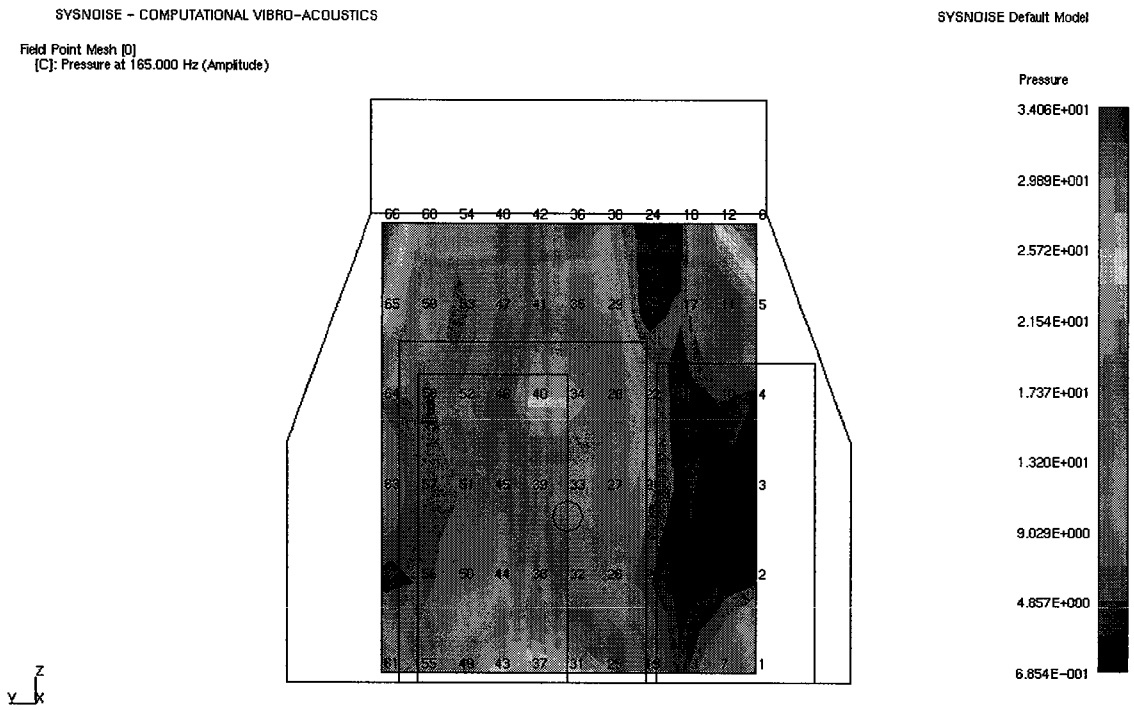
옆면(좌)



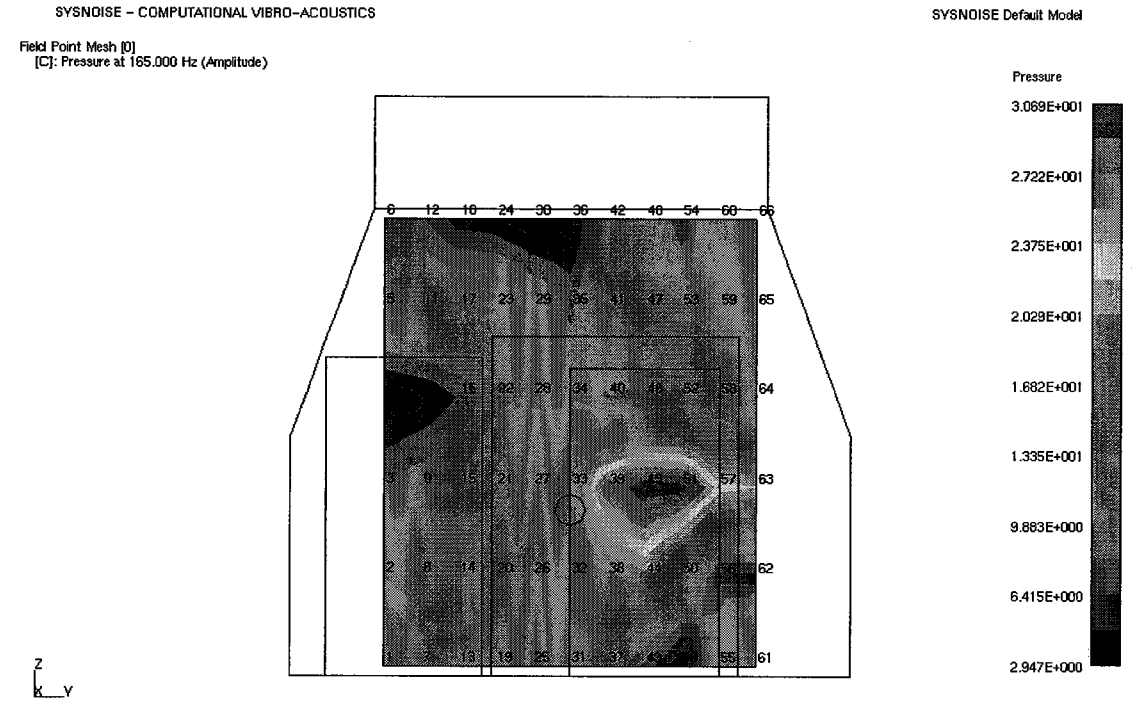
옆면(우)



정면

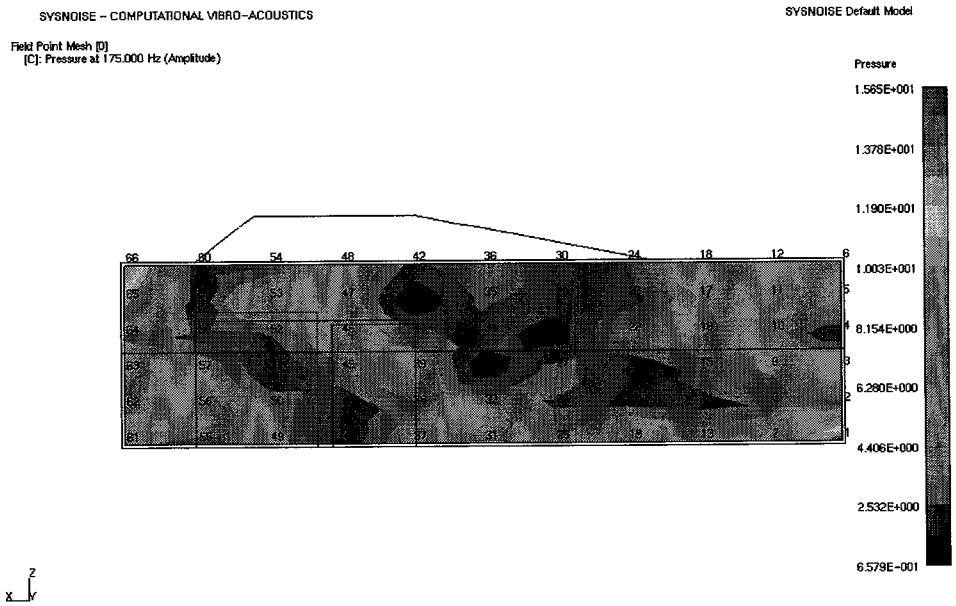

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
SYSNOISE Default Model
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 165.000 Hz (Amplitude)
Pressure
3.406E+001
2.989E+001
2.572E+001
2.154E+001
1.737E+001
1.320E+001
9.029E+000
4.857E+000
6.854E-001
Z
Y
X

뒷면

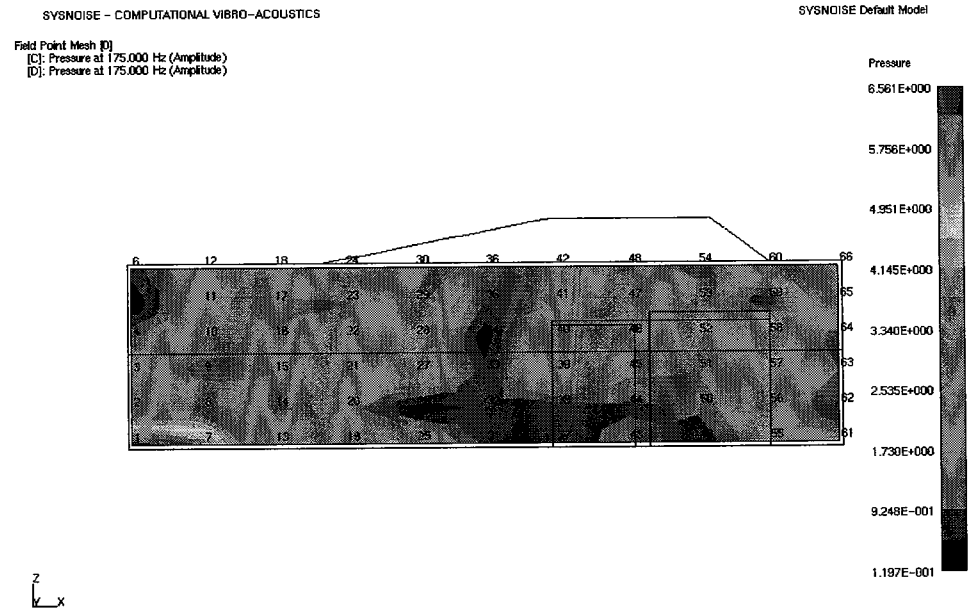

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
SYSNOISE Default Model
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 165.000 Hz (Amplitude)
Pressure
3.069E+001
2.722E+001
2.375E+001
2.029E+001
1.682E+001
1.335E+001
9.883E+000
6.415E+000
2.947E+000
Z
X
Y

175Hz

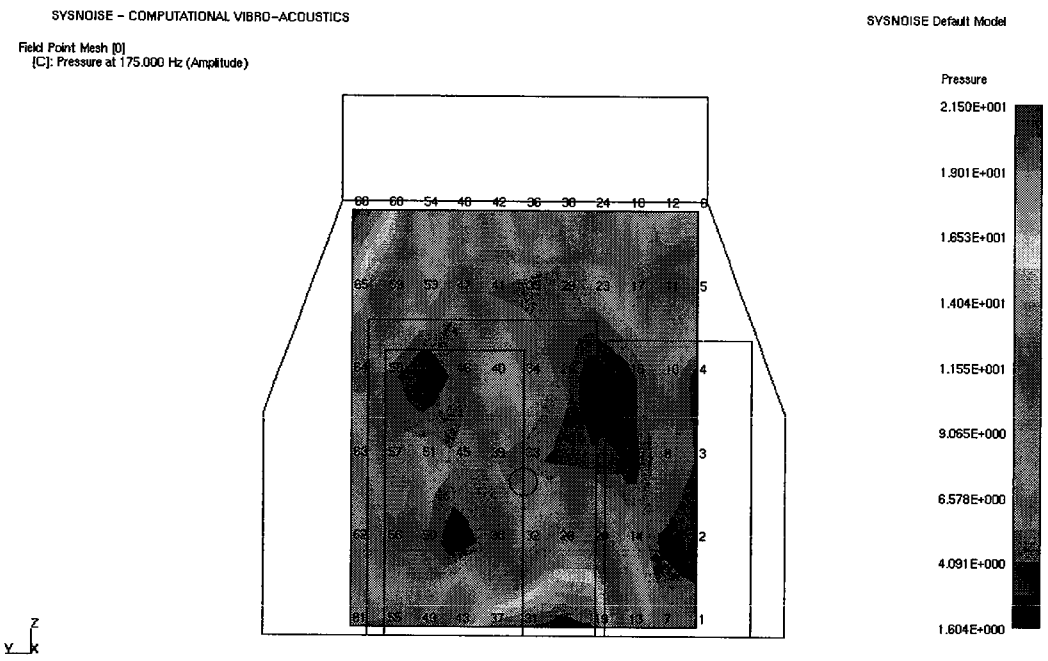
옆면(좌)



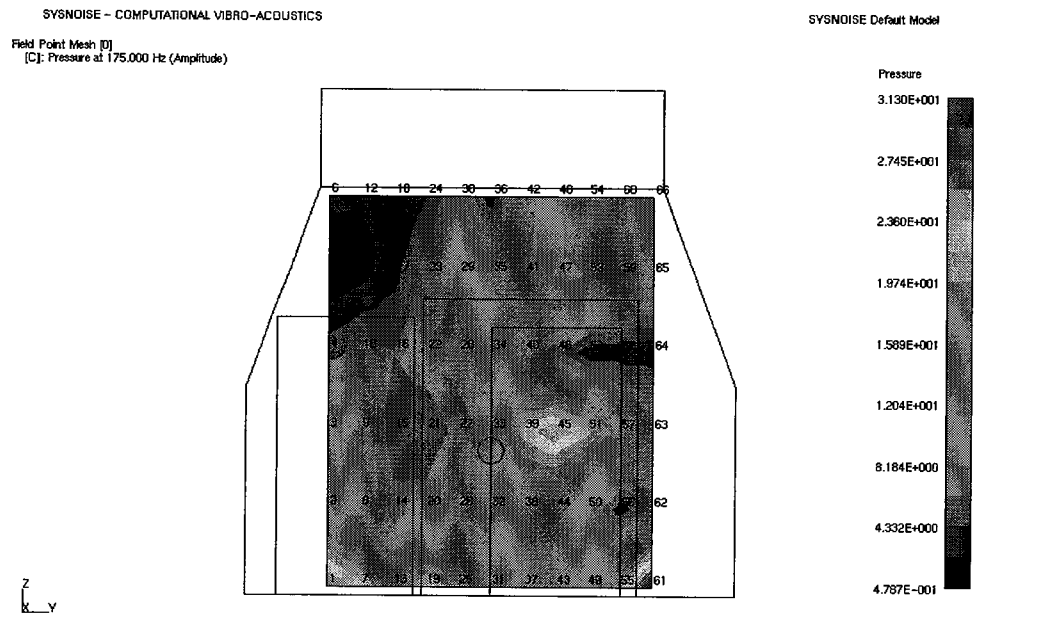
옆면(우)



정면

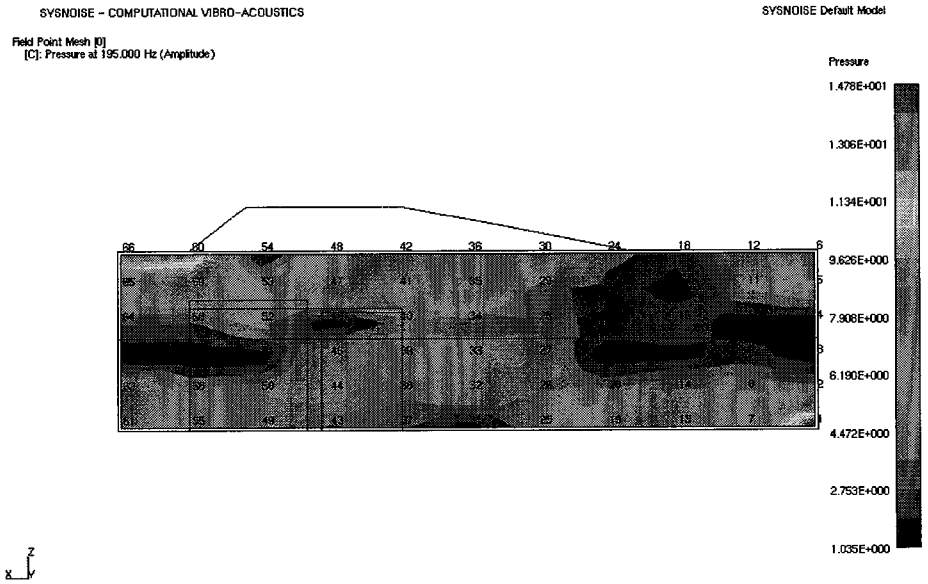

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 175.000 Hz (Amplitude)
SYSNOISE Default Model
Pressure
2.150E+001
1.901E+001
1.653E+001
1.404E+001
1.155E+001
9.065E+000
6.578E+000
4.091E+000
1.604E+000
Z
Y
X

뒷면

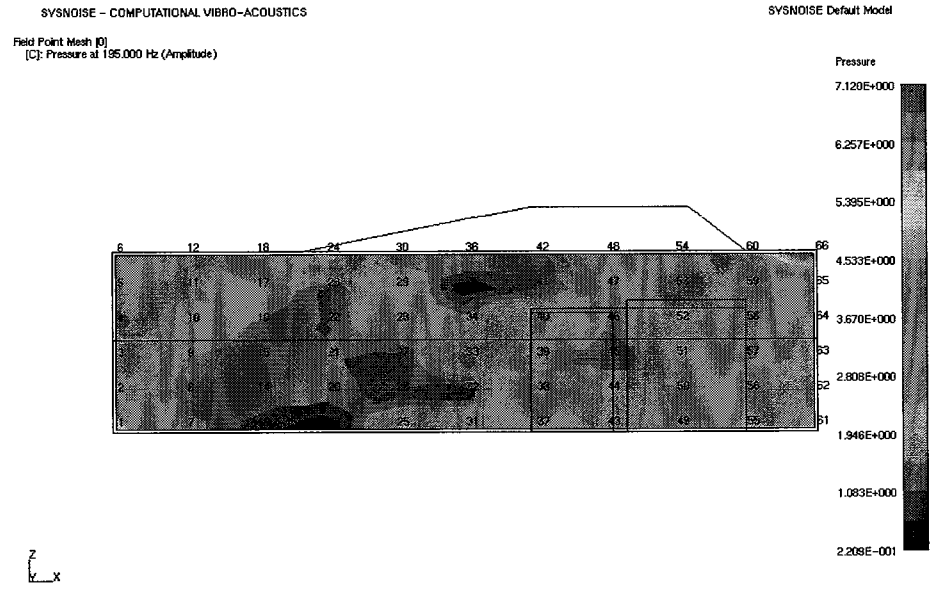

SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 175.000 Hz (Amplitude)
SYSNOISE Default Model
Pressure
3.130E+001
2.745E+001
2.360E+001
1.974E+001
1.589E+001
1.204E+001
8.184E+000
4.332E+000
4.787E-001
Z
X
Y

195Hz

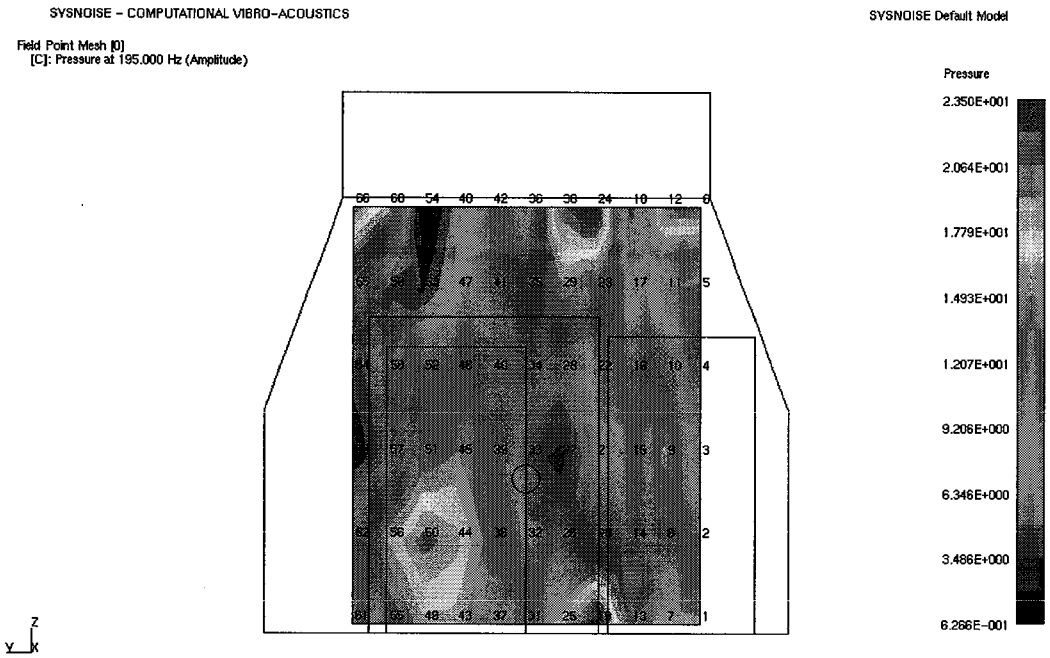
옆면(좌)



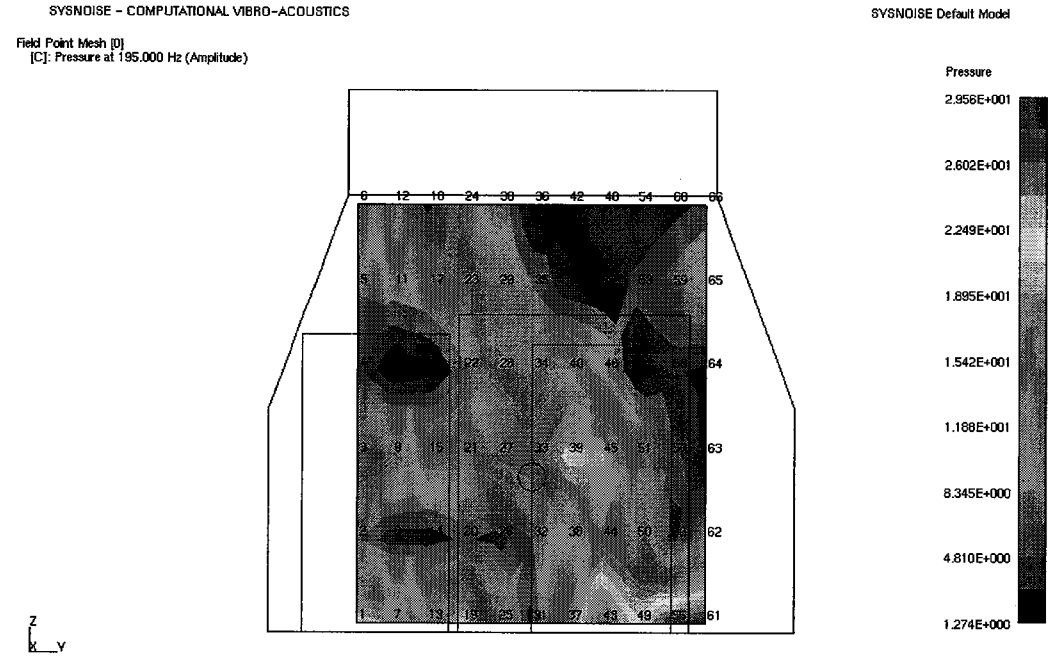
옆면(우)



정면


SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
SYSNOISE Default Model
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 195.000 Hz (Amplitude)
Pressure
2.350E+001
2.064E+001
1.779E+001
1.493E+001
1.207E+001
9.206E+000
6.346E+000
3.486E+000
6.266E-001
Z
Y
X

뒷면


SYSNOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
SYSNOISE Default Model
Field Point Mesh [0]
[C]: Pressure at 195.000 Hz (Amplitude)
Pressure
2.956E+001
2.602E+001
2.249E+001
1.895E+001
1.542E+001
1.188E+001
8.345E+000
4.810E+000
1.274E+000
Z
X
Y

분석 결과 각 벽면의 최대/최소 음압레벨의 범위는 아래의 표와 같다. 여기서 구한 음압 레벨은 벽면에서의 입사파와 반사파를 모두 포함한 음압 값이므로 입사파만의 음압 레벨은 이보다 더 적을 것이다.

(단 위 : SPL[dB])

벽 면		각 벽면의 최대/최소 음압레벨 범위	
		130Hz	145Hz
옆 면(좌)	최대(Max)	118.28dB	130.09dB
	최소(Min)	96.01dB	96.81dB
옆 면(우)	최대(Max)	114.96dB	121.94dB
	최소(Min)	92.76dB	85.95dB
정 면	최대(Max)	120.98dB	126.81dB
	최소(Min)	103.69dB	97.87dB
뒷 면	최대(Max)	122.17dB	134.52dB
	최소(Min)	98.19dB	101.25dB

표 4. 각 벽면에 대한 음압레벨(주파수 범위 100Hz~150Hz)

벽 면		각 벽면의 최대/최소 음압레벨 범위		
		165Hz	175Hz	195Hz
옆 면(좌)	최대(Max)	118.09dB	114.86dB	114.36dB
	최소(Min)	88.12dB	87.33dB	91.27dB
옆 면(우)	최대(Max)	121.48dB	107.31dB	108.02dB
	최소(Min)	90.69dB	72.53dB	77.85dB
정 면	최대(Max)	121.61dB	117.62dB	118.39dB
	최소(Min)	87.69dB	95.07dB	86.51dB
뒷 면	최대(Max)	120.71dB	120.88dB	120.38dB
	최소(Min)	100.36dB	84.57dB	93.07dB

표 5. 각 벽면에 대한 음압레벨(주파수 범위 150Hz~200Hz)

각 벽면에 대한 음압레벨의 범위를 설계기준으로 하여 실제 동력객차의 엔진 방사소음 저감을 위한 효과적인 차음재 선정과 최적 배치에 대해 기본을 제공한

다.

다. 확산 음장 이론을 이용한 고주파수 대역 해석

1kHz 이상의 주파수에서는 모드 밀도가 과도하게 증가하기 때문에 확산 음장에 근접하였다고 가정하여 위에서 언급한 새빈의 식을 이용하여 벽면에서의 음압을 계산한다. 고주파수 대역에서도 마찬가지로 소음원을 하나의 점음원으로 등가시켜 생각한다. 음원의 파워레벨은 100dB이고, 방향 계수는 1이다. 단, 방 상수(room constant)는 흡음률 정보가 주어지지 않았으므로 구할 수가 없다. 따라서 방 상수 R을 잔향시간에 대한 식으로 바꾸어,

$$L_p(r) = L_w + 10log_{10}\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{T_{60} \cdot 4c}{55.3\,V}\right) \tag{96}$$

로 생각해볼 수 있다. 동력 객차 내부를 단순화시켜서 부피 V를 65.6㎥로 놓고, 음속 c는 공기 중에서 상온일 때의 값 340㎧를 사용하였다.

옆의 벽면에서는 음원까지의 거리가 1.485m이므로 잔향시간이 1초일 때 96.12dB, 잔향시간이 0.5초일 때 93.49dB 정도가 된다. 동력객차의 부피를 고려해 볼 때, 벽면의 흡음특성이 일반적인 경우와 크게 다르지 않은 이상 잔향시간은 일반적으로 0.5초에서 1초 사이가 되기 때문에 벽면에서의 음압은 96,12dB와 93.49dB 사이의 값을 가질 것이라고 예측할 수 있다. 마찬가지로 생각했을 때, 동력객차의 앞면에서는 92.90-95.82dB, 뒷면(객실과 가까운 면)에서는 92.78-95.76dB 정도의 음압 분포를 가질 것이라고 예측된다.

4. 차음재 선정과 성능 실험

가. 실험 목적

건물부재의 공기 전달음 차단성능 실험법(ISO 140-3, KS F 2808)을 이용하여

랜덤입사파에 대한 차음재의 차음성능(Transmission Loss,TL)을 구한 뒤, 엔진음 방사로부터 동력객차벽면에 부착할 차음재의 종류와 두께를 선정한다. 이 때, 관심 영역 주파수 30 ~ 8000(Hz)에서 10dB 이상의 차음성능 요구된다.

나. 문제 정의

대구 지하철 화재 참사가 시사하듯이, 기차 (여기에선 동력객차)의 내부 벽면의 재료는 난연성, 무독성 등 그것의 심사 기준이 엄격해야 한다. 일반적으로 차음재의 차음성능은 면밀도 $[Kg/m^2]$가 커질수록 질량법칙(mass law)에 의해 면밀도가 2배 커질수록 차음성능은 6dB 만큼 증가한다. 또 한가지 여기서 문제되는 점은 이렇게 면밀도를 증가시켜서 높음 면밀도의 재료를 사용하게 되면 차체의 중량이 증가되어 차량의 연비 및 효율성을 저하시킨다. 이런 상충된 문제점을 가지고 어떤 재료를 얼마만큼의 두께에서 어느 정도의 차음성능을 발휘할 수 있는지를 이번 실험에서 알아보고자 한다.

기차 차량의 차음재로서 요구되는 성질은 다음과 같다.

1) 차음성능이 탁월하며, 고체전달음에 대한 제진 성능이 우수해야 한다.
2) 내수성 및 내후성이 우수해야 한다.
3) Stiffness (강성) 의 조절이 용이해야 한다.
4) 기계적 특성이 우수해야 한다.
5) 자기소화성을 가져 화재에 대한 안정성이 우수해야 한다.
6) 두께 조절이 용이해야 한다.
7) 다른 소재와의 복합화가 용이해야 한다.
8) 가공성이 우수해야 한다.
9) 작업이 용이하고 시공기간을 길어서는 안된다.
10) 철판, 플라스틱판, 합판 등 판상의 소재와 접착력이 우수하고 진동 및 소음을 줄여 주는 역할을 해야한다.

다. 이론적 해석

여러 가지 재질로 구성된 시편에 대해 음향학적 투과손실 및 반사계수를 살펴보고, 동력 객차로부터의 방사 소음을 줄이기 위한 상용 차음재의 특성을 정리한다.

(1) 차음재의 투과손실

과도한 수준의 소음이 발생하는 소음원으로부터 방사되는 음압을 차단하기 위하여 소음원을 차음재로 둘러쌈으로써 외부로 소음이 전달되지 않도록 하는 것이 일반적이다. 이는 동력 객차의 경우에는 가스 터빈 엔진으로부터의 방사음을 차단하는 차체라고 볼 수 있을 것이다. 그림. 156 은 균일한 재료(homogeneous material)로 구성된 차음재의 일반적인 차음특성을 나타내고 있으며 주파수에 따라 강성조절대역(stiffness controlled region), 질량조절대역(mass controlled region), 일치효과에 의한 조절대역(coincidence controlled region)으로 구분할 수 있다.[46]

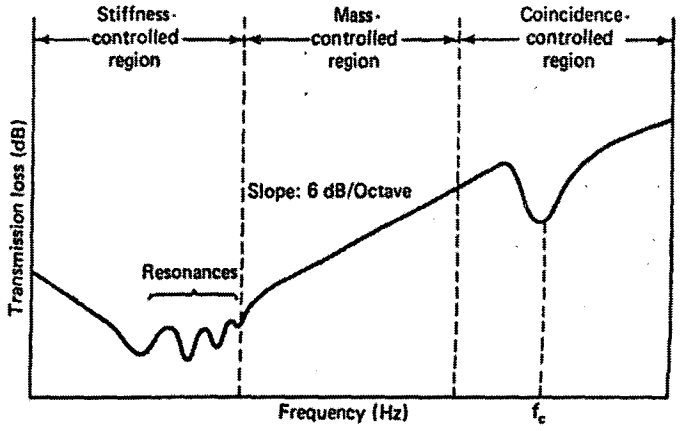


그림. 156 차음재의 투과손실특성 [46]

강성조절대역은 차음재에 입사되는 음파의 파장이 차음재의 크기 (dimension)보다 크거나 그 크기가 비슷한 주파수대역이며 이때의 투과손실은 차음재의 강성과 차음재가 설치된 경계조건에 따라 달라지게된다. 이러한 영역에서 차음재의 강성이 클수록 투과 손실은 커지며 이론적으로 수직입사한 경우에 주파수가 2배가 되면 6dB만큼 감소하는 경향을 보인다.[46] 강성조절영역에서 주파수가 증가하면 투과손

실이 차음재의 여러 공진주파수에 따라 달라지게 되며 이때의 투과손실은 주로 차음재의 감쇠(damping)정도에 따라 영향을 받게 된다. 질량조절대역은 입사되는 음파의 파장과 굽힘 진동의 파장이 차음재의 크기에 비해 상대적으로 매우 작은 주파수대역으로 차음재의 굽힘 진동 모드밀도가 높으며 차음재가 자유롭게 굽힘진동을 할 수 있는 주파수대역이다. 이러한 주파수대역에서의 투과손실은 주로 차음재의 관성(inertia)에 의해 영향을 받으며 주파수나 단위질량이 2배로 증가함에 따라 투과손실이 6dB씩 증가한다.

일치효과에 의한 조절대역은 입사되는 음파의 파장 성분 중 차음재와 평행한 방향으로 진행하는 파장성분이 차음재 굽힘 진동의 파장과 같아져서 음파의 투과가 잘되는 주파수대역을 말하며 이러한 영역에서의 차음특성은 떨어지게 된다.

일반적으로 차음을 위해 사용되는 차음재는 매우 큰 크기를 가지고 있으며 이경우 강성조절대역은 차음재의 크기가 커질수로 저주파 대역으로 이동하며 사람의 귀가 민감하게 반응하지 않는 매우 낮은 저주파 대역이 된다. 또한 강성조절대역의 특성은 차음재가 설치된 경계조건의 영향을 받으므로 차음재의 차음성능을 대표하는 특성이라고 볼수가 없다. 따라서 여기서는 질량조절대역과 일치효과에 의한 조절대역에 대해서 설명하기로 한다.

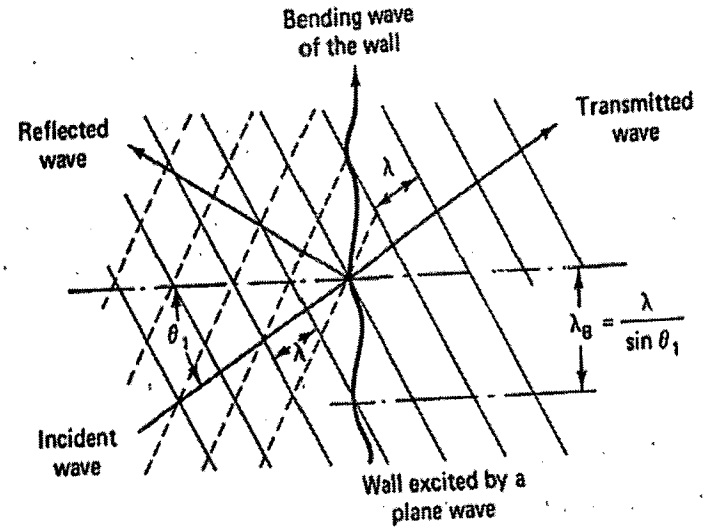


그림. 157 평면파가 무한크기를 가진 차음재에 입사할때의 일치효과 [46]

시편에 입사된 음향 파워에 대해 시편을 투과한 음향 파워의 비를 투과 계수 (transmission coefficient)라 하며 다음과 같이 정의된다.[46]

$$\tau = \frac{\text{transmitted acoustic power}}{\text{incident acoustic power}}$$

(97)

이때 투과손실은 다음과 같이 정의되며 차음재의 차음성능을 나타내는 척도로써 투과손실이 클수록 차음재의 차음특성이 좋은 것을 의미한다.

$$TL = 10\log_{10}(\frac{1}{\tau}) \quad [dB]$$

(98)

무한크기를 갖는 차음재에θ의 각도로 입사하는 평면파에 대한 투과 계수는 다음과 같다.[46]

$$\tau = \frac{1}{\left|1 + \frac{D\left(k^4 \sin^4\theta - k_B^4\right)}{j\omega} \frac{\cos\theta}{2\rho_0 c_0}\right|^2}$$

(99)

ρ_0 : 공기의 밀도 (1.21kg/m3, 상온 20도)

c_0: 음속 (343m/s, 상온 20도)

f : 입사되는 음파의 주파수(frequency), $\omega = 2\pi f$

λ:음파의 파장(wave length, (m))

λ_B:시편에 발생하는 굽힘파의 파장 (m)

$k = \frac{2\pi}{\lambda}$: 음파의 파수(acoustic wave number)

$k_B = \frac{2\pi}{\lambda_B}$: 굽힘파의 파수(bending wave number)

$D = \frac{E}{1-\nu^2}\frac{h^3}{12}$:시편의 굽힘강성(bending stiffness, (N m))

E :시편의 영계수(Young's modulus, (Pa))

ν :시편의 프아송비(poisson's ratio)

h :시편의 두께 (m)

θ 의 각도로 입사하는 평면파에 대한 차음재의 투과 손실은 다음과 같다.

$$TL = 20\log_{10}\left|1+\frac{D\left(k^4\sin^4\theta - k_B^4\right)}{j\omega}\frac{\cos\theta}{2\rho_0 c_0}\right| \text{ dB}$$

(100)

굽힘파의 파장 λ_B는 아래 식과 같이 표현할 수 있으며 차음재의 굽힘강성이 증가할수록 커지며 단위면적당 질량, 주파수의 증가에 따라 크기가 감소한다.

$$\lambda_B = \frac{1}{2\pi}\sqrt[4]{\frac{D}{\rho_s f^2}} \qquad \rho_s: \text{ 차음재의 단위 면적당 질량}$$

(101)

입사되는 음파의 파장 λ 와 굽힘파의 파장λ_B가 같아지는 주파수를 임계 주파수 (critical frequency) f_c라 하며

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho_s}{D}}$$

(102)

와 같이 표현된다.

임계주파수는 차음재의 굽힘강성과 단위면적당질량의 비에 의해 결정 되며 임계주파수이하에서는 λ가 λ_B 보다 크며 임계주파수이상에서는 λ_B가 λ보다 크게 된

다.

임계주파수이하 $\lambda >> \lambda_B$인 영역에서는 $k^2 \sin^2\theta << k_B^2$ 를 만족하므로 투과 손실은 다음식과 같이 간략화하여 표현할 수 있다.

$$TL = 10\log_{10}\left[1+\left(\frac{\omega\rho_s\cos\theta}{2\rho_0 c_0}\right)^2\right] \text{ dB} \qquad (f << f_c)$$

(103)

이를 질량법칙(mass law)이라고 하고 윗 식이 성립하는 주파수대역을 질량조절대역(mass controlled region)이라고 한다. 이러한 주파수대역에서는 ρ_s와 f 에 의해 투과손실이 결정되며 주파수나 단위면적당 질량이 2배로 증가함에 따라 투과손실이 6dB씩 증가하게 된다.

한편, 임계 주파수 이상의 영역을 일치효과에 의한 조절대역(coincidence controlled region)이라고 하고 이 영역에서는 투과 손실은

$$TL = 20\log_{10}\left|1+\frac{D\left(k^2\sin^2\theta - k_B^2\right)}{j\omega}\frac{\cos\theta}{2\rho_0 c_0}\right|$$

(104)

와 같이 표현된다. 이 경우에 아래 식을 만족하면 일치효과(coincidence effect)가 일어나게 되며 이에 해당하는 주파수에서는 차음특성이 떨어지게 된다(그림 A8참고).

$$k\sin\theta = k_B$$

(105)

즉, 임계 주파수 이상에서 윗 식을 만족하는 입사각도에 대해서는 입사하는 음파가 시편에 대해 아무런 저항을 받지 않고 잘 투과됨을 알 수 있으며, 이는 시편의 입

장에서 본 음파의 파장($\frac{\lambda}{\sin\theta}$)이 굽힘 진동의 파장 λ_B와 같은 경우에 해당한다. 참고로 수직 입사($\theta = 0°$)인 경우에는 일치효과에 의한 조절대역이 없게 되며 질량법칙이 임계주파수이상에서도 성립하게 된다.

표. 6~8 은 일반적으로 사용되는 차음재의 특성을 정리한 것이다[46].

Transmission loss of general building materials

Material	TRANSMISSION LOSS (dB)					
	125 Hz	*250 Hz*	*500 Hz*	*1000 Hz*	*2000 Hz*	*4000 Hz*
Brick, 4 in.	30	36	37	37	37	43
Cinder block, 7⅝ in., hollow	33	33	33	39	45	51
Concrete block, 6 in., lightweight, painted	38	36	40	45	50	56
Curtains, lead vinyl, 1½ lb/ft²	22	23	25	31	35	42
Door, hardwood, 2⅜ in.	26	33	40	43	48	51
Fiber tile, filled mineral, ⅝ in.	30	32	39	43	53	60
Glass plate, ¼ in.	25	29	33	36	26	35
Glass, laminated, ½ in.	23	31	38	40	47	52
Panels, perforated metal with mineral fiber insulator, 4 in. thick	28	34	40	48	56	62
Plywood, ¼ in., 0.7 lb/ft²	17	15	20	24	28	27
Plywood, ¾ in., 2 lb/ft²	24	22	27	28	25	27
Steel, 18 gauge, 2 lb/ft²	15	19	31	32	35	48
Steel, 16 gauge, 2.5 lb/ft²	21	30	34	37	40	47
Sheet metal laminate, 2 lb/ft², visiolastic core	15	25	28	32	39	42

표. 6 일반적인 건축물에 사용되는 차음재의 1/1 옥타브 밴드별 차음 특성(dB)

Typical noise reduction for certain common walls

	Octave Band (Hz)					
	125	*250*	*500*	*1000*	*2000*	*4000*
2 in. × 4 in. stud wall with 0.5-in. gypsum board both sides, 6 lb/ft²	22	30	35	40	41	40
2 in. × 4 in. staggered stud wall with 0.5-in. gypsum board both sides, 7 lb/ft²	36	37	40	47	52	45
Metal channel stud wall, 0.5-in. gypsum board both sides, 5 lb/ft²	25	30	38	47	48	44
0.5-in. plywood, one side of 2 in. × 4 in. studs, 2 lb/ft²	10	15	17	19	20	26

표. 7. 일반적인 건축물에 사용되는 차음재의 1/1 옥타브 밴드별 차음 특성(dB)

라. 실험에 사용될 차음재 선정

이상의 결과, 저주파수 대역에서 벽면에서의 음압은 대체로 약 90-100dB이지만 특정 주파수에 대해 부분적으로 약 120dB의 높은 음압을 보였고, 고주파수 대역에서 벽면에서의 음압은 93-96dB를 갖는다고 예측하였다. 따라서 차음재의 선정과 관련해서는 그 중 더 큰 값으로서 벽면에서의 음압을 100dB로 생각하는 것이 안전할 것이며 부분적으로 차음재를 보강하는 것이 효율적일 것이다.

Transmission loss of general building materials

Material	TRANSMISSION LOSS (dB)					
	125 Hz	*250 Hz*	*500 Hz*	*1000 Hz*	*2000 Hz*	*4000 Hz*
Brick, 4 in.	30	36	37	37	37	43
Cinder block, 7⅝ in., hollow	33	33	33	39	45	51
Concrete block, 6 in., lightweight, painted	38	36	40	45	50	56
Curtains, lead vinyl, 1½ lb/ft²	22	23	25	31	35	42
Door, hardwood, 2⅛ in.	26	33	40	43	48	51
Fiber tile, filled mineral, ⅝ in.	30	32	39	43	53	60
Glass plate, ¼ in.	25	29	33	36	26	35
Glass, laminated, ½ in.	23	31	38	40	47	52
Panels, perforated metal with mineral fiber insulator, 4 in. thick	28	34	40	48	56	62
Plywood, ¼ in., 0.7 lb/ft²	17	15	20	24	28	27
Plywood, ¾ in., 2 lb/ft²	24	22	27	28	25	27
Steel, 18 gauge, 2 lb/ft²	15	19	31	32	35	48
Steel, 16 gauge, 2.5 lb/ft²	21	30	34	37	40	47
Sheet metal laminate, 2 lb/ft², visiolastic core	15	25	28	32	39	42

표. 8 일반적인 건축 재료의 투과 손실

차음재를 선정하기 이전에, 이미 동력객차 벽면에 의해 발생하는 투과 손실이 있을 수 있다. 벽면의 두께는 100mm이고 재질에 대한 정보는 주어지지 않았지만, 중량과 넓이를 고려해 보았을 때, 약 4lb/ft2이라는 계산이 나온다. 따라서 표 3.3.1에서 steel, 18 gauge가 두 개 겹쳐있다고 생각했을 때, 투과손실은 그 두 배 정도가 될 것이다. 따라서 250Hz 이상의 주파수 대역에서는 38dB 이상의 투과손실이 확보되므로 추가의 차음재가 필요하지 않다는 결론을 얻을 수 있다. 하지만 125Hz에 대해서는 30dB로써 충분하지 못하며, 125Hz 대역에서의 투과손실을 더 확보할 수 있도록 하는 차음재를 추가해야 한다. 즉, 125Hz 대역을 기준으로 약 10dB의 투과손실을 갖는 차음재를 선정하여야 할 것으로 보인다. 125Hz 대역에 대해 총 40dB의 투과손실을 가져야 100dB의 내부 음압 레벨이 외부에서 60dB 정도로 감쇠할 것이며, 이럴 경우 다른 주파수 대역과 소음기에 의한 소음을 모두 합하였을 때 65dB의 기준을 만족할 것이기 때문이다.

실제 차음재를 선택함에 있어서는 상용 차음재에 대한 정보를 토대로 하여야 할 것이다. 그에 대한 기준으로써 표 3.3.1의 plywood를 생각해볼 수 있겠다. 1/4

inch의 두께를 갖고 면적에 대해 0.7 lb/ft2의 질량을 가질 때 125Hz 밴드에서의 투과 손실이 17dB이므로, 10dB 이상이어야 하는 본 기준을 충분히 만족한다. 즉, 단위를 환산하여 계산하면, 6.35mm의 두께를 갖고 34.2kg/m2의 단위 면적 당 질량을 갖고, 이 때 옆면에 모두 차음재를 추가한다고 생각하면 3536.3kg의 질량이 더 추가된다. 실제로 본 연구에서 요구하는 투과 손실은 125Hz 대역에서 10dB이므로 3.74mm의 두께에 2080kg의 질량이 더 추가되어야 할 것이다. 이외의 다른 재료를 사용하게 된다면, 단위 면적당 질량이 클 경우 두께를 더 얇게 할 수 있을 것이고 단위 면적 당 질량이 작을 경우 두께를 더 두껍게 해야 할 것이다.

이러한 결과를 종합해 볼때 기차의 외벽면은 철을 포함한 합금이라고 생각할 수 있으므로 가장 외벽의 철판에다 내벽의 차음재를 붙이는 형상으로 모델링 할 수 있겠다. 일반적으로 철도 차량 및 특장차량에 시중에 많이 쓰이는 두가지 차음재를 가지고 성능실험을 해보겠다. 아래의 표. 9 는 두가지 상용 차음재의 특성을 정리 한 것이다.

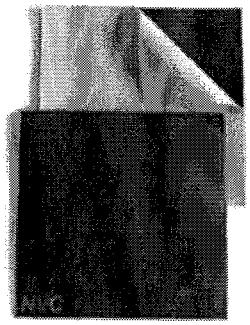
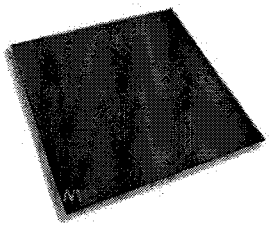
차음시트 품명	규 격	특 징	용 도
PDS 차음재 (Plastic Damping Sheet) 	$1.5T$, $2T$, $3T$, $4T$ $\times$ 1000 $\times$ 1000	PDS 차음재는 물리적 특성과 내후성이 우수한 경질의 화학수지와 제진 성능 및 차음성능이 우수한 연질의 화학수지를 복합시키고 기능성 충전제 및 가소제, 안정제 등의 첨가제를 배합하여 제진 및 차음성능이 뛰어나게 만들어 충격 흡수성, 내수성, 내후성이 우수한 수지계열의 Damping 재이다. 음원을 차단하여 소음과 진동을 동시에 감소시키기 위함 (철판, FRP, HPM, MPAL 등의 고체전달음과 공기전달음, 투과소음을 흡수, 차단하는 자기 접착용 PAD) 가공성이 우수하고 현장 작업시 작업이 용이.	건설, 건축용 차음재, 실내 방음 인테리어, 기계실, 장비(모터,콤프레샤),전자장비, 광학기기, 자동차, 기타 등.
ADS 차음재 (Asphalt Damping Sheet) 	$2T$ $\times$ 1000 $\times$ 1000	ADS 차음재는 펄프 재질을 아스팔트에 합침시켜서 만든 제품으로써 철판, 플라스틱, 합판 등의 판상재료에 부착되어 이들에 전달되는 진동을 효과적으로 제어하여 고체전달음을 줄여주는 제진제로써 소음 차단 효과가 뛰어나 차음재로 널리 사용되고 있음. 음원을 차단하여 소음과 진동을 동시에 감소시키기 위함 (철판, FRP, HPM, MPAL 등의 고체전달음과 공기전달음, 투과소음을 흡수, 차단하는 자기 접착용 PAD)	철도차량 외 기타 특수사양

표. 9 상용으로 많이 쓰이는 N사의 차음시트 특성

마. 실험장치

일반적으로 차음재의 성능은 차음손실(sound transmission loss)로써 표시되며 이의 계측 방법은 ISO[1]. ASTM[2]. KS[3] 등 국내외 관련 규격에 의하여 규정되어 있다. 이러한 규격들은 공통적으로 2개의 잔향실을 이용하며 시편의 면적은 $10m^2$ 이상이 되도록 규정하고 있다. 하지만 차음성능을 실험함에 있어 가장 큰 현실적 어려움은 큰 면적의 시편에 따른 비용과 인력의 투입이다.

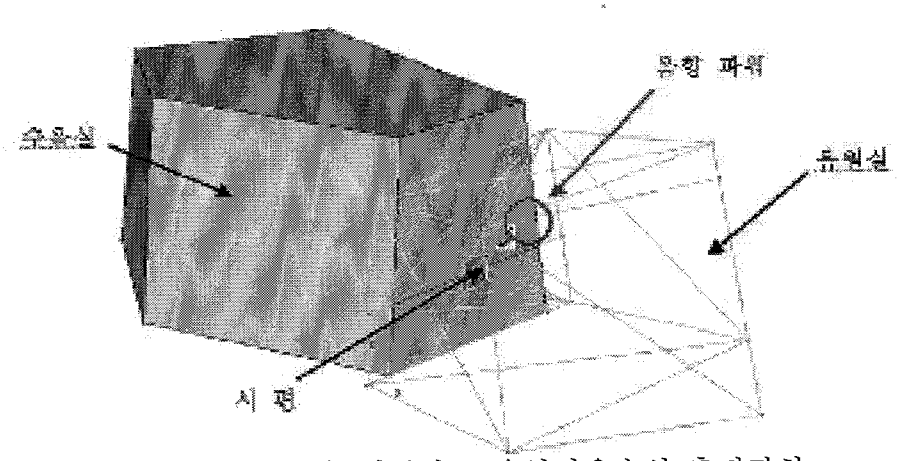


그림.158 ISO [140-3] 을 만족하는 음향차음손실 측정장치.

이러한 어려움을 해결하기 위하여 소형 간이 잔향실에서 상대적으로 작은 면적의 시편k을 이용하여 차음성능을 계측하려는 일련의 시도들이 있었다.[56] 따라서 본실험은 한국기계연구원(KIMM)의 음향팀의 지원을 받아 간이 차음시험장치에서 이루어 졌다.

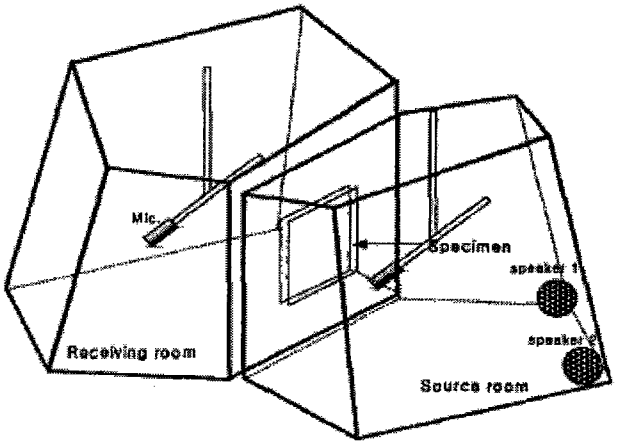
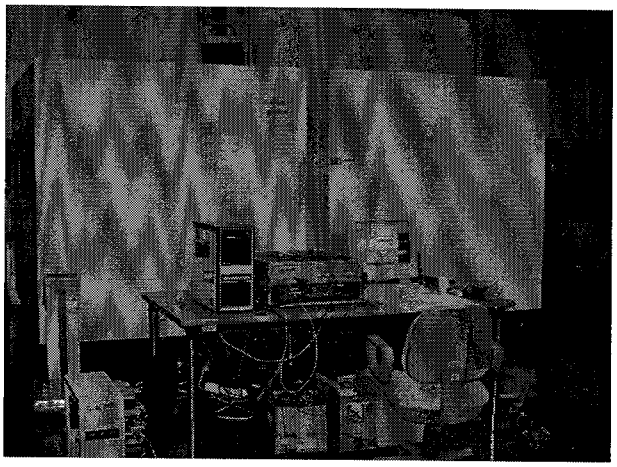


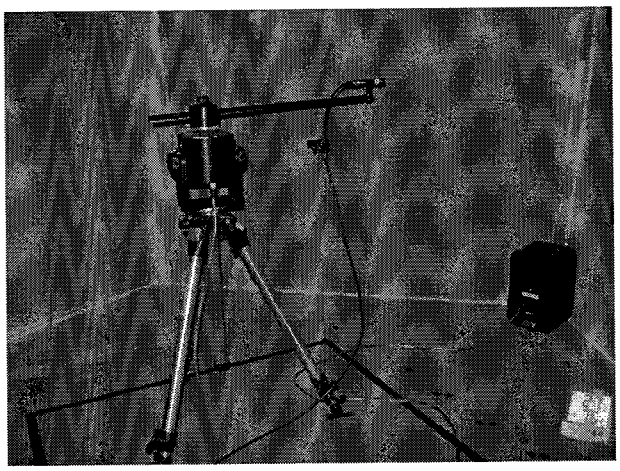
그림.159 간이 차음시험장치의 개략도 (한국기계연구원 KIMM 음향그룹 제공)



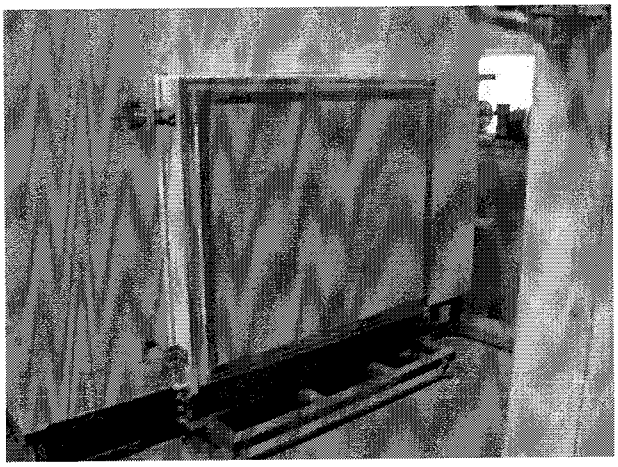
(a) 간이 차음시험장치 (이하 한국기계연구원 음향그룹)



(b) Source room



(c) Receiving room



(d) 시편 설치 장면

그림.160 간이 차음시험장치 (한국기계연구원 KIMM 음향그룹 제공)

	Source room	Receiving room
inner area	$11.913m^2$	$13.085m^2$
volume	$2.808m^3$	$3.252m^3$

표. 10 간이 차음시험장치의 Specification

종류	수량	용도
미니챔버(기계연구원)	1대	TL 측정용
차음시트	15장	시편
Random Signal Generator	1대	음원용
HP 35670	1대	time data 획득
오실로스코프	1대	시그널 확인용
BNC cable	20개	연결용
Calibrator	1대	보정용
T잭	20개	연결용
Digital Multimeter	1대	전압,전류 확인용
차음시트 절단용 칼	1개	
무초산 실리콘	2통	고정및 마감재용
실로콘 건	1개	
NI DAQ module	1대	time data 획득
노트북	1대	
플로피 디스켓	20장	레코딩
청테이프	5개	

표. 11 실험장치 및 준비물

바. 실험 과정

(1) 아래와 같이 차음재 시편을 준비한다.

① 철판 (0.6T)

② PDS 차음재(화학수지 Plastic like) 2T, 4T

③ ADS 차음재(펄프+아스팔트) 2T

※이때 시편의 크기는 (1200×1000)으로 하되, 실링 마감은 실리콘 처리 (무초산 실리콘)

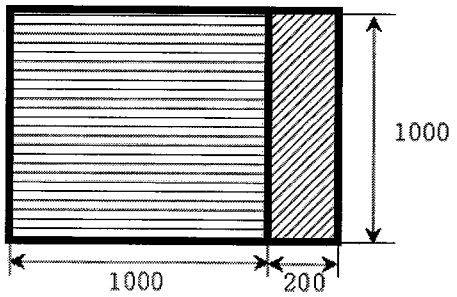


그림.161 실험시편 제작 모형도 (단위: mm)

(2) 챔버의 두 영역 (음원실, 수음실)의 각 마이크로폰으로부터 T잭을 연결하여, HP35670A(signal analyzer) 에 연결한 후 데이터 획득의 준비를 마친다.

(3) 준비해둔 시편을 마운트에 맞게 절단한 후, 나사못을 이용하여 고정한 후 실리콘을 이용하여 실링처리 한다..

(4) Calibrator 장착후 마이크로폰을 보정한다.

(5) Background noise를 측정하여 충분한 S/N ratio를 확보한다.

(6) Random Signal Generator를 이용하여 음원(White noise)를 송출하여 송신부와 수신부 의 음압을 측정한다.

(※ 이때 마이크로폰은 360도 회전하면서 6 포인트 음압을 측정하여 평균값을 취한다.)

(7) 각각의 시편에 (3)~(6)과정을 반복한다.

(8) 신호처리를 거쳐 각각의 경우 STL (Sound Transmission Loss)를 구한다. 이때, STL은 식.(106)을 사용하여 구한다.

$$STL = L_{p1} - L_{p2} + 10\log(S/A) \quad (106)$$

where,

L_{p1}, L_{p2} : 각각 소음원실과 수음원실의 공간평균음압레벨 ($dB\ ref\ 20\ micro\ Pa$)

S : 시편면적 $= 1.2 \times 1 (m^2)$

A : 수음실의 등가흡음면적 (m^2)
$= 0.16\,V / T_{60}$ (V: 수음실의 용적 (m^2), T_{60}: 잔향시간(sec))

사. 실험 결과 및 분석

(1) 단판재료의 차음성능 비교.

시편명	면밀도 $[kg/m^2]$
철(0.6T)	6.08
PDS(2T)	3.42
ADS(2T)	2.35

표. 12 측정에 사용된 각 시편(단판)의 면밀도

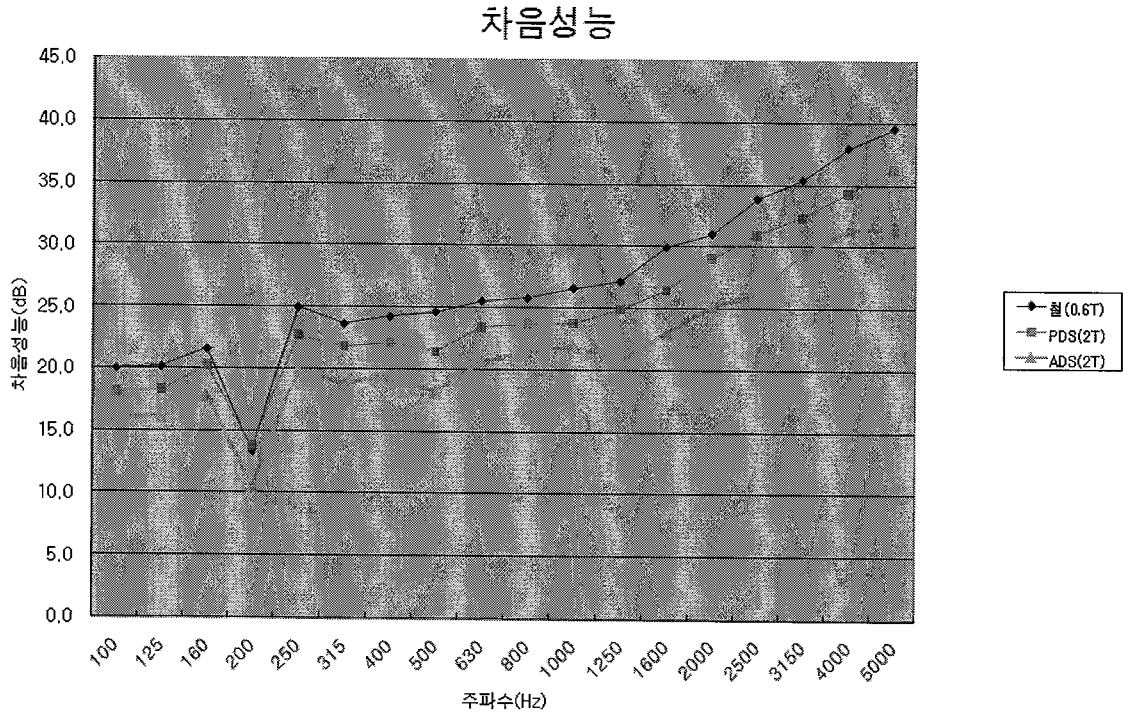


그림.162 단판의 경우의 음향 투과손실(STL)

3가지 단판 재료모두 질량법칙(mass law)을 따르는 것을 확인할 수 있었으며,

PDS가 ADS 보다 면밀도가 크기 때문에 (같은두께, 2T의 경우) 차음성능이 더욱 크다는 것을 알 수 있다.

(2) 철판에 PDS 부착시 차음성능.

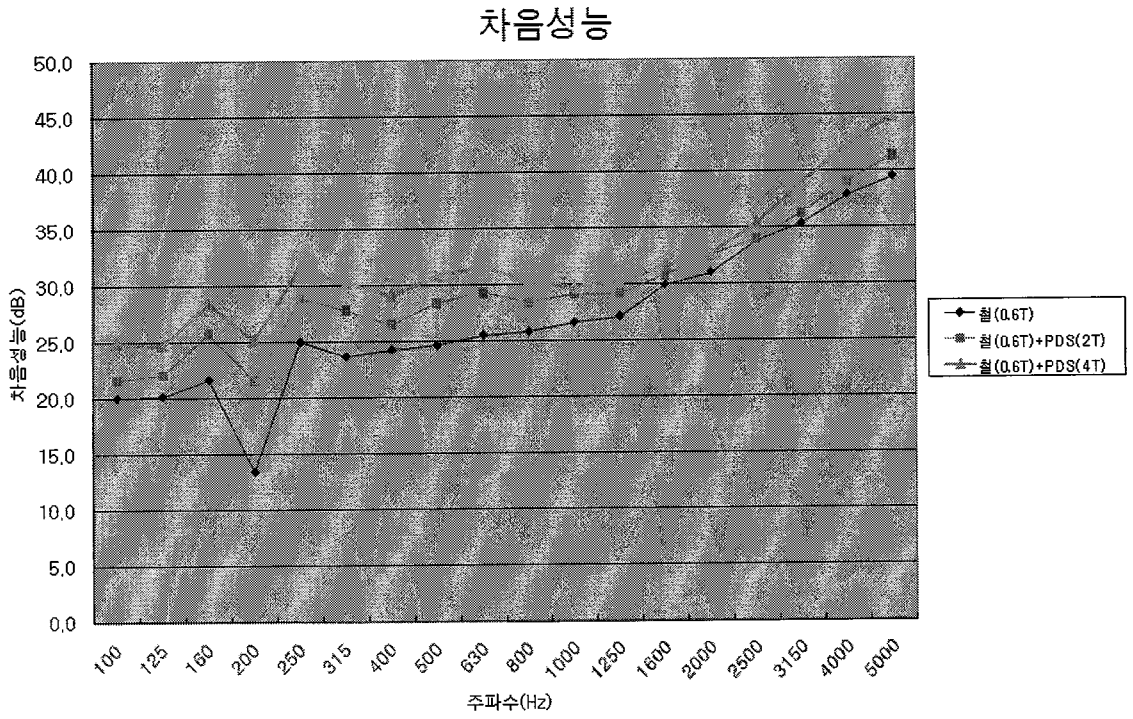


그림.163 철판 차음시트 부착후의 이중판, 2T 와 4T(PDS)의 경우의 음향 투과손실(STL) 비교.

차체의 외벽이 경량벽체(철 0.6T)로 이루어졌기 때문에 차음시트를 붙였을 때 면밀도의 증가, 차음재의 감쇄능력 향상으로 차음성능이 커지는 것을 알 수가 있다. PDS 차음재 4T 부착시 2T보다 차음성능이 높게 나오는 것은, 면밀도 증가에 의한 질량법칙(mass law) 으로 설명될 수 있다.

(3) 철판에 부착시의 ADS와 PDS 차음성능 비교.

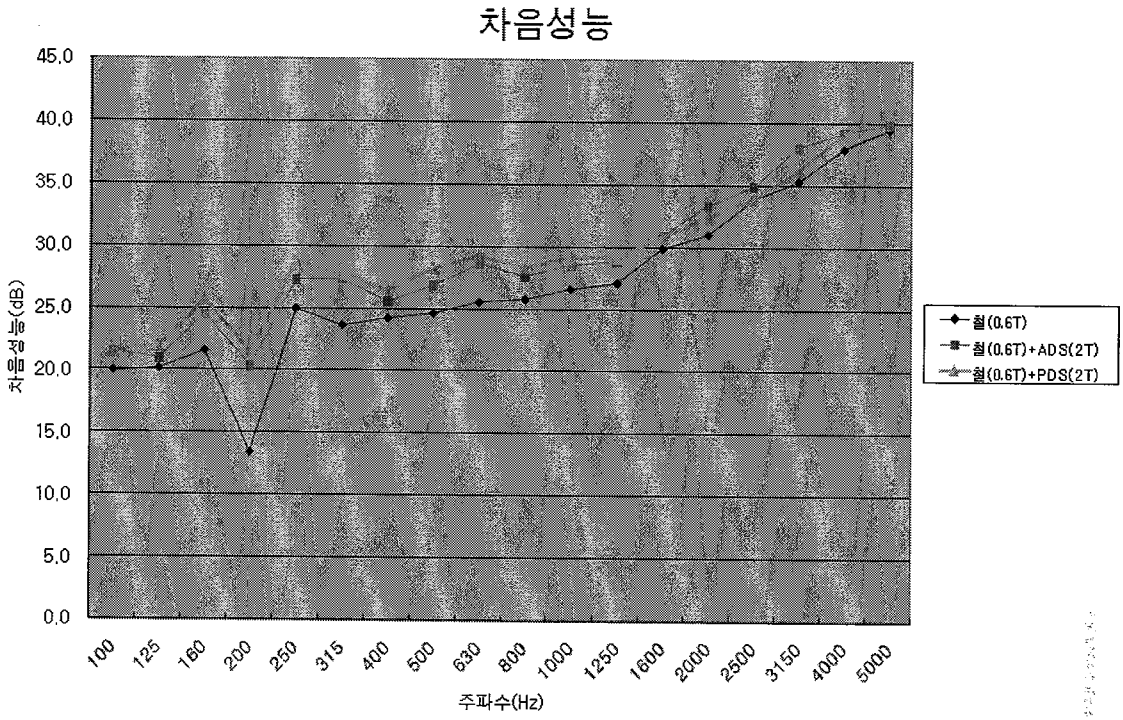


그림.164 철판으로 이루어진 단판과 차음시트 부착후의 이중판의 경우의 ADS, PDS 차음재의 음향 투과손실(STL) 비교.

ADS와 PDS의 면밀도를 비교해볼 때(같은 두께), ADS 차음시트가 PDS 차음시트에 비해서 면밀도 대비 차음성능이 좋다고 할 수 있다. (1)의 실험결과와 마찬가지로 이중판의 경우에서도 PDS의 면밀도가 ADS의 면밀도보다 크기 때문에 차음성능이 좋게 나타남을 알 수 있다. 하지만 이 것은 기존시편인 철의 면밀도에 따라서나 혹은 철이 아닌 이외의 시편에 따라서 달라질 수 있는 결과이므로 일반적으로 결론을 내리기는 어렵다.

제 4 장 목표 달성도 및 관련분야에의 기여도

3장의 1절에서는 실내 정숙 공간 형성을 위한 경계 조건 변경 방법에 대한 기본 이론을 확립하는데 있다. 임의의 공동(cavity)에 대한 음장 기술 방법을 정립하여, 음장 제어 효과를 모달 어드미턴스라는 물리량으로 이해할 수 있음을 보였다. 이로부터, 다양한 경계 조건 변경에 대한 제어 효과를 평가할 수 있으며, 객차와 같이 실내 공간이 비해석적인 경우에도 동일하게 적용 가능하다.

2절에서는 가스 터빈 엔진의 배기계 소음을 제어하기 위한 반사형 소음기의 설계 기준을 제시하였다. 110dB정도의 입구측 소음을 출구측에서는 70dB이하로 감쇠시키기 위해 40dB이상의 전달 손실(transmission loss)을 확보해야 한다. 이를 위해, 여러 섹션으로 나누어진 침투관을 이용한 단순 확장관의 응용을 통해 설계 기준을 마련하였다. 결국은 입구측 소음의 주파수별 특성을 정확히 알아야만 제어 주파수를 정확히 설정하여 보다 현실적인 설계가 이루어질 것이다. 또한 가스 터빈 엔진 표면으로부터 방사하는 소음에 의한 내부 음장 분포를 내부 형상을 단순화하여 예측하였다. 동력 객차의 내부 음장의 해석은 객차 내부 공간이 커서 낮은 주파수에서도 모드 밀도가 높아 100Hz이하의 3개의 모드만을 계산하였다. 예를 들어 1kHz까지 모드는 10000개 이상이 발생하기 때문에 내부 음장은 확산적인 특징(diffuse field)을 가지게 됨으로써, 모드별 음장의 공간 분포를 보는 것은 의미없다고 볼 수 있다. 공간의 크기와 소음원의 방사 파워를 사전 정보로 가지고 있는 경우에는 벽면의 흡음 특성 혹은 잔향 특성(T60 등)을 측정 혹은 가정한다면, 벽면에서의 음압을 해석할 수 있다. 해석의 결과로 볼 때, 벽면에서의 음압 레벨은 100dB~110dB정도의 크기를 가지므로 차음재의 최소 전달 손실은 40dB이상을 확보하여야 함을 알 수 있다. 한편, 동력 객차의 가스 터빈 엔진이 있는 공간과 연결되어 있는 객실에서의 음압의 유추를 위해서는 벽면의 흡음 특성 혹은 잔향 특성(T60 등)이 미리 사전 정보로 있어야만 가능하다. 그러나 차음재의 차음 특성이 40dB이상만 확보된다면, 객실 내부의 최대 음압은 60dB이하가 되기 때문에 설계 기준을 만족한다고 판단할 수 있다. 앞에서 전술한 바와 같이 점음원 및 선음원의 방사 특성에 따라 거리에 따라 6dB 및 3dB씩 감쇠되는 것을 감안할 때 40dB의 전달 손실만 확보된다면 외부 소음에 대한 기준은 만족할 수 있다고 생각된다. 이와 함께 1절의 연구 결과를 함께 이용한다면, 가스 터빈 엔진이 있는 공간 내부의 음향 강도(source strength)를 줄이는 것이 될 것이며,

보다 나은 저소음화 설계를 할 수 있을 것이다.

1, 2 절의 연구 결과를 토대로 3절에서는 실제 소음기를 설계하였으며 4절에서는 3절에서 제시한 3가지 소음기 모델에 대한 모형을 제작하여 실제 성능특성을 검증하였다. 그리고 5절에서는 조금 더 복잡한 내부 형상에 대한 내부 음장 분포를 구하였고 그에 따라 차음재를 선정하였다. 그 결과 외부 소음 기준인 65dB를 만족시킬 수 있음을 보였다.

다소 정보가 부족한 상황에서의 해석이지만, 음원을 방사효율이 가장 좋은 구형 음파를 방사하는 점음원으로 가정하였고, 내부 벽면을 강체라고 가정하였으며 90-100dB로 보이는 벽면에서의 음압을 100dB로 계산하였고 1m 떨어진 지점까지의 음압 감쇠를 고려하지 않는 등 여러 번의 안전한 가정을 거쳤다. 가스 터빈 이외의 소음원을 고려하지 않은 점, 벽면에 있는 통풍구를 고려하지 않은 점은 약간 문제가 될 수 있겠으나 그 영향이 상대적으로 미미하여 종합적으로 봤을 때 목표를 무난히 달성할 수 있을 것으로 보인다.

고속 철도의 승차감과 낮은 외부 소음에의 기대감은 다른 철도에 비해 크다고 할 수 있겠다. 본 연구의 결과는 외부 소음 기준을 만족시킴으로써 이러한 기대감을 충족시키는 데에 기여할 수 있을 것으로 보인다.

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

제 1 절 추가 연구의 필요성

3장 1절의 연구결과는 최근까지 연구된 흡음재 최적 배치 방법에 대한 연구는 직관적인 방법에 비해 최적의 해에 가까운 결과를 얻을 수 있는 방법이지만, 파장에 비해 크기가 매우 큰 실내 공간에서는 계산 시간 등의 문제에 의해 적용하기 어렵다는 문제점을 갖고 있다. 이러한 문제점들을 극복하기 위해서는 어느 정도 직관적인 방법에 의해 대략적인 흡음재 배치를 결정하고, 정확한 배치는 본 연구실의 연구 결과를 이용하는 방향으로 나아가야 할 것이다. 이는 단순히 산술적인 두 방법의 결합에 의해 이루어지는 것은 아니다. 직관적인 방법에서는 현재의 단순한 방법보다 더 나아가서 파장, 공간의 크기, 경계 조건, 정숙 공간 사이의 통계적인 관계를 파악하는 작업이 필요하다. 흡음재 배치에서는 직관적인 방법에 의해 제안된 대략의 테두리 안에서 최적의 해를 구하는 방법을 개발하는 방향으로 나아가야 가능하리라고 생각된다.

다음절에서는 실질적인 적용성에 중점을 두어 가스 터빈 엔진의 배기계 소음을 감쇠시키고, 동력 객차 음장을 해석함으로써 차체의 차음특성을 제안하는 데에 사용될 수 있다. 두 경우 모두 전달 손실 40dB이상을 확보할 수 있도록 설계가 되어야 한다. 특히, 차체의 설계는 고주파수에서의 차음 특성이 질량 법칙에 따라 40dB를 일반적으로 쉽게 획득할 수 있는 반면, 저주파에서도 높은 차음 특성을 가질 수 있도록 설계하는 것이 중요할 것이라 판단된다. 이를 위해서는 향후 연구가 더 진행되어야 할 것이라 생각된다.

소음기의 설계에 있어서 기본설계를 마쳤다고 할 수 있다. 상세 설계에서의 단계에서는 재료의 부식 및 내성 등을 고려한 재료의 선정, 기본설계에서 예상된 주파수 대역별 음의 감쇠를 부분적으로 수정하기 휘한 다공질 물질(porous material)의 사용 여부, 확장관의 부분수정 등이 이루어 져야 할 것이다. 차음재의 선정에서는 앞에서 구한 투과손실 요구값에 따라 재질과 두께, 부착 위치 등을 구체적으로 정할 필요가 있다.

또한 가스 터빈의 소음 특성과 요구되는 배압 조건 등의 정보가 더 주어진다면, 추

가 연구를 통해 보다 더 정확한 결과를 얻을 수 있을 것이다. 또한 본 연구에서 제안한 소음 저감 방법을 실제로 적용했을 때의 결과에 따라 그 방법을 부분적으로 수정할 필요가 있을 것이다. 마지막으로 본 연구에서는 소음원과 경계 조건에 대한 구체적이고 정확한 정보 없이 연구를 수행하였으므로 더 정확한 결과를 위해서는 충분한 정보를 토대로 추가 연구를 할 필요가 있을 것이다. 또한 본 연구에서 제안한 소음 저감 방법을 실제로 적용했을 때의 결과에 따라 그 방법을 부분적으로 수정할 필요가 있을 것이다.

제 2 절 타연구에의 응용

본 연구에서는 가스 터빈 엔진의 배기구의 소음을 저감하기 위한 소음기를 설계하였으며, 가스 터빈 엔진 표면으로부터 방사하는 소음에 의해 형성되는 내부 음장을 상용 프로그램을 이용하여 해석하였다. 이상의 결과는 비단 가스 터빈에만 해당하는 내용이 아니기 때문에 어떠한 엔진의 배기구에도 적용될 수 있을 것이며, 어떤 소음원이 존재하는 내부 음장을 해석하는 데에도 활용될 수 있다.

참고문헌

1. W. C. Sabine, Collected Papers on Acoustics, Paper No. 1, "Reverberation," Dover Publications, 1927.

2. John S. Parkinson, "Area and Pattern Effects in the Measurement of Sound Absorption," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 2, pp. 112~122, 1930.

3. C. A. Andree, "The Effect of Position on the Absorptive Material for the Case of a Cubical Room," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 3, pp. 535~551, 1932.

4. John R. Pellam, "Sound Diffraction and Absorption by Strip of Absorbing Material," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 11, pp. 396~400, 1940.

5. L. G. Ramer, "The Absorption of Strips, Effects of Width and Location," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 12, pp. 323~326, 1941.

6. Alfred Levitas and Melvin Lax, "Scattering and Absorption by an Acoustic Strip,"J. Acoust. Soc. Am., Vol. 23, pp. 316~322, 1951.

7. Richard K. Cook, "Absorption of Sound by Patches of Absorbent Materials," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 29, pp. 324~329, 1957.

8. T. D. Northwood, M. T. Geisaru, and M. A. Medcof, "Absorption of Sound by a Strip of Absorptive Material in a Diffuse Sound Field," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 31, pp. 595-599, 1959.

9. E. D. Daniel, "On the Dependence of Absorption Coefficients upon the Area of the Absorbent Material," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 35, pp. 571-573, 1963.

10. A. de Bruijin, "The Sound Absorption of an Absorbing Periodically Uneven Surfaces," Acustica, Vol. 18, pp. 123-131, 1967.

11. A. de Bruijin, "Anomalous Effects in the Sound Absorption of Periodically Uneven Surfaces," Acustica, Vol. 24, pp. 75-84, 1971.

12. D. Takahashi, "Excess Sound Absorption Due to Periodically Arranged Absorptive Materials,"J. Acoust. Soc. Am., Vol. 86, pp. 2215-2222, 1989.

13. Leo. L. Beranek, "Concert Hall Acoutics-1922," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 92, pp. 1~40, 1992.

14. Leo L. Beranek and Takayuki Hidaka, "Sound Absorption in Concert Halls by Seats, Occupied, and by the Hall's Interior Surfaces," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 104, pp. 3169~3177.

15. Tenth Anniversary Meeting of the Acoustical Society of America, "The Measurement of Absorption Coefficients and the Application of Acoustical Absorbents," J. Acoust.Soc. Am., Vol. 11, pp. 37~106, 1939.

16. Phillip M. Morse, "Some Aspect of the Theory of Room Acoustic," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 11, pp. 56~66, 1939.

17. Richard H. Bolt, "Normal Modes of Vibration in Room Acoustics: Angular Distribution Theory," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 11, pp. 74~79, 1939.

18. Richard H. Bolt, "Normal Modes of Vibration in Room Acoustics: Experimental Investigations in Nonrectangular Enclosures," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 11, pp. 184~197, 1939.

19. Dah-You Maa, "Non-Uniform Acoustical Boundaries in Rectangular Rooms," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 12, pp.39~52, 1940.

20. Richard H. Bolt, "Perturbation of Sound Waves in Irregular Rooms," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 13, pp. 65~73, 1942.

21. Herman Feshbach, "On the Perturbation of Boundary Conditions," Physical Review, Vol. 65, No. 11, pp. 307~318, 1944.

22. Herman Feshbach, "The Effect of Non-Uniform Wall Distributions of Absorbing Material on The Acoustics of Rooms," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 18, pp. 472~487, 1946.

23. Philip M. Morse and Richard H. Bolt, "Sound Waves in Rooms,"Review of Modern Physics, Vol. 16, No. 2, pp. 69~150, 1944.

24. R. J. Bernhard and S. Takeo, "A Finite Element Procedure for Design of Cavity

Acoustical Treatments, "J. Acoust. Soc. Am. Vol. 83, pp. 2224-2230, 1988.

25. T. C. Yang, C. H. Tseng, and S. F. Ling, "A Boundary-Element-Based Optimization Technique for Design of Enclosure Acoustical Treatments" J. Acoust. Soc. Am. Vol. 98, pp. 302-312, 1995.

26. Linda P. Franzoni and Earl H. Dowell, "On the Accuracy of Modal Analysis in Reverberant Acoustical Systems with Damping," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 97, pp. 687~690, 1995.

27. Linda P. Franzoni and Danielle S. Labrozzi, "A Study of Damping Effects on Spatioal Distributionand Level of Reverberant Sound in a Rectangular Acoustic Cavity," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 106, pp. 802~815, 1999.

28. 박주배, 실내 정숙 공간 형성을 위한 흡음재 배치 방법론, 한국과학기술원 박사학위 논문, 2003.

29. Joo-Bae park, Karl Grosh and Yang-Hann Kim, "A Dimensionless Analysis to Investigate the Effect of a Periodic Absorptive Strip Arrangement on an Interior Sound Field," summated to J. Acoust. Soc. Am., 2003

30. Allan D. Pierce, Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, McGraw-Hill, 1981.

31. Douglas Faires and Richard L. Burden, Numerical Methods, International Thomson Publishing Company, 1996.

32. Phillip M. Morse and K. Uno Ingard, Theoretical Acoustics, Chap. 9, McGraw-Hill, 1968.

33. Phillip M. Morse and Herman Feshbach, Methods of theoretical physics, Chap. 9, McGraw-Hill, 1953.

34. P. A. Nelson and S. J. Elliott, "Active Control of Sound," Academic Press, 1992.

35. 김양한, 강성우, "음향 에너지, 파워, 인텐시티의 능동 소음 제어 방법론," 제 44권, 10호, pp. 40~46, 전기학회지, 1995.

36. S.-W. Kang and Y.-H. Kim, "Causally Constrained Active Sound Power

Control in an Enclosed Space," J. of Sound and Vibration, Vol. 204, No. 5, pp. 807-822, 1997.

37. 강성우, 음향 파워와 인텐시티에 기초한 능동 소음 제어, 한국과학기술원 박사학위 논문, 1996.

38. Y.-H. Kim and S.-M. Kim, "Solution of Coupled Acoustic Problems: A Partially Opened Cavity Coupled with a Membrane and a Semi-Infinite Exterior Field," J. of Sound and Vibration, Vol. 254, No. 2, pp. 231-244, 2002.

39. 김시문, 부분적으로 개방된 공동의 구조/음향 연성에 관한 연구, 한국과학기술원 박사학위 논문, 2001.

40. Gilbert Strang, Linear Algebra and Its Applications, Chap. 6, Harcourt Brace & Company, 1988.

41. R. D. Ciskowski and C. A. Brebbia, Boundary Element Methods in Acoustics, Computational Mechanics Publications and Elsevier Applied Science, 1991.

42. A. F. Seybert, B. Soenarko, F. J. Rizzo, and D. J. Shippy, "An Advanced Computational Method for Radiation and Scattering of Acoustic Waves in Three Dimensions," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 77, No. 2, pp. 362~368, 1985.

43. Mingsian R. Bai, "Study of Acoustic Resonance in Enclosure Using Eigenanalysis Based on Boundary Element Methods,"J. Acoust. Soc. Am., Vol. 91, No. 5, pp. 2529~2538, 1992.

44. M. L. Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley and Sons, 1987.

45. L. L. Beranek, Noise and Vibration control Engineering, John Wiley and Sons, 1992.

46. J. D. Irwin and E. R. Graf, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, 1979.

47. J. R. Hassall, K. Zaveri, and M. Phil, Acoustic Noise Measurement, 'B&K, 1988.

48. M. L. Munjal et al., "Aeroacoustic Analysis of Perforated Muffler Components," J. Sound Vib., Vol. 114(2), pp. 173-188, 1987.

49. Cheng-I James Young, Malcolm J. Crocker, "Prediction of transmission loss in mufflers by the finite-element method," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 57(1), pp. 144-148, 1974.

50. Joseph W. Sullivan, Malcolm J Crocker, "Analysis of Concentric-tube Resonators Having Unpartitioned Cavity," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 64(1), pp. 207-215, 1978.

51. Joseph W. Sullivan, "A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. I. Theory," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 66(3), pp. 772-778, 1979.

52 Joseph W. Sullivan, "A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. II. Applications," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 66(3), pp. 779-788, 1979.

53. Albert London, "Transmission of Reverberant Sound through Double Walls," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 22(2), 1950

54. 강현주, 김현실, 김재승, 김상렬, "이중판의 차음손실," 한국소음진동공학회 1997년 춘계학술대회 논문집, pp. 473-480

55. LMS SYSNOISE Rev. 5.5 Users Manual

56. 이해성, 전오성, 강현주, 김봉기, "간이 차음시험장치 개발", 한국소음진동공학회 2003년 추계학술대회 논문집, pp. 892-897

연구결과 활용계획서

개발사업명	한국형 다중 추진 시스템 개발		
연구개발과제명	다중추진 시스템 소음 저감 기술 개발		
주관연구기관	한국기계연구원	주관연구책임자	
총연구기간	2002년. 10월. 24일. ~ 2007 년. 10월. 23일. (60개월)		
총 연구비 (단위 : 천원)	정부출연금	민간부담금	합계
	180.000	0	180,000
기술분야	외부 방사 소음 저감 기술		
참여기업			
위탁연구기관	한국과학기술원		

연구결과활용 (해당항목에(∨) 표시)	1. 기업화 ( )	2. 기술이전( )	3. 후속연구추진( )	4.타사업에 활용( )
	5. 선행 및 기초연구(∨)	6. 기타목적활용 (교육,연구)( )	7. 활용중단 (미활용)( )	8. 기타( )

고속철도기술개발사업운영지침 제26조(연구개발결과의 보고) 제3항에 의거 연구결과 활용계획서를 제출합니다.

첨부 : 1. 연구결과 활용계획서 1부.

2. 기술요약서 1부

2007 년 9 월 20 일

주관연구책임자 : 김 양 한 (인)

주관연구기관장 : 서 남 표 (직인)

한국철도기술연구원장 귀하

[첨부1]

연구결과 활용계획서

1. 연구목표 및 내용

소음기 설계 기준 마련 및 객차 외부 방사 소음 저감 방안 제시

(1) 투과 손실 40dB이상의 성능을 가지는 소음기 설계 기준 마련

(2) 동력 객차의 내부 소음 해석과 외부 방사 소음의 감소 방안 제시

2. 연구수행결과 현황(연구종료시점까지)

가. 특허(실용신안) 등 자료목록

발명명칭	특허공고번호 출원(등록)번호	공고일자 출원(등록)일자	발명자 (출원인)	출원국	비고

나. 프로그램 등록목록

프로그램 명칭	등록번호	등록일자	개발자	비고

다. 노하우 내역

라. 발생품 및 시작품 내역

마. 논문게재 및 발표 실적

○논문게재 실적(필요시 별지사용)

학술지 명칭	제목	게재연월일	호	발 행 기 관	국 명	SCI게재 여부
		년 월 일				
계: 건수						

○학술회의 발표 실적(필요시 별지사용)

학술회의 명칭	제목	게재연월일	호	발 행 기 관	국 명
		년 월 일			
계: 건수					

3. 연구성과

실내 소음저감을 위한 흡음재에 대한 배치 방법론에 대한 연구를 시작으로 실질적인 소음 저감 대책에 대한 설계기준을 마련하였으며, 그 기준에 따라서 가스 터빈의 배기구로부터 발생하는 소음을 저감시키기 위한 소음기를 설계하였고, 제안한 3가지 모델을 축소 모형으로 제작하여 실제 성능 특성을 검증하였다. 또한 가스 터빈의 표면으로부터 방사되는 소음에 의한 동력 객차 내부 음장을 상용 코드인 SYSNOISE를 사용하여 해석하여 각 벽면의 방사소음 음압범위를 제시하였다. 그리고 그 결과에 따라 필요한 상용차음재를 제안하고 투과손실측정 실험하고 그 결과에 대해 고찰하였다.

4. 기술이전 및 연구결과 활용계획

가. 당해연도 활용계획

본 연구 결과는 실제 가스터빈 객차의 실내 정숙공간의 확보 및 기대 소음치 달성에 기본이 될 것이다..

나. 활용방법

먼저 실내 소음저감을 위한 흡음재 배치 방법론에 따라 실제 차량에 흡음재 배치에 있어 가이드 역할을 할 수 있으며, 본 연구에서 제안되었던 실질적인 소음 저감 대책에 대한 설계기준을 바탕으로 설계단계에서 제안한 소음기 모델의 축소모델을 제작, 실험하였다. 그에 따른 투과 손실과 배압을 고려하여 시제품 제작에 활용될 것이며 본 연구에서 제안한 차음재의 투과 손실 기준에 객차 내부 음장을 해석하였으며 이 해석은 실제 차량제작시 차음재 설치에 활용된다.

다. 차년도 이후 활용계획(6하 원칙에 따라 구체적으로 작성)

더 정확하고 구체적인 소음 정보에 근거하여 본 연구 결과를 보충할 필요가 있으며 실제 적용했을 때의 차이점에 따라 본 연구 결과를 수정해야 할 것이다.

5. 기대효과

이상의 결과는 비단 가스 터빈에만 해당하는 내용이 아니기 때문에 어떠한 엔진의 배기구에도 적용될 수 있을 것이며, 어떤 소음원이 존재하는 내부 음장을 해석하는 데에도 활용될 수 있다.

6. 문제점 및 건의사항

[첨부2]

기술 요약서

■ 기술의 명칭

외부 방사 소음 저감 기술

■연구개발 과제현황

과제번호	T1021200000802A020000411			
개발사업명	한국형 다중 추진 시스템 개발			
연구개발과제명	다중추진 시스템 소음 저감 기술 개발			
주관연구기관	기계연구원		기관유형	
참여기업				
총연구기간	5년 (2002/10/24 ~ 2007/10/23)			
당해연도 연구기간	2006/10/24 ~ 2007/10/23			
총연구비	정부(180,000)천원 민간(0)천원 합계(180,000)천원			
당해연도 연구비	정부(20,000)천원 민간(0)천원 합계(20,000)천원			
주관 연구책임자	성명	김 양 한	주민번호	
	근무기관 부서	한국과학기술원 기계공학과	E-mail	yanghannkim@kaist.ac.kr
	직위/직급	교 수	전화번호	042-869-3065
실무연락책임자	성명	장 지 호	소속/부서	기계공학과
	직위/직급	박사과정	E-mail	vacuum0@kaist.ac.kr
	전화번호	042-869-3065	FAX	042-869-8220
	주소	(305-701) 대전 유성구 구성동 373-1 한국과학기술원 기계공학과 4114호		

■기술의 주요내용

[기술의 개요]

본 연구는 먼저 이론적인 접근을 통한 객차의 실내 소음 제어를 위한 흡음재 배치 방법론을 확립하여, 직관적인 방법을 통해서도 소기의 성과를 얻을 수 있는 방안을 마련한다. 또한, 실제 문제에서 발생할 수 있는 불확실성에 대한 해석도 수행함으로써 현장 적응력이 유연한 소음 제어 방법론을 정립하였다. 그 다음으로 가스터빈 엔진에서 발생되는 배기 가스의 방출에 따른 소음을 감소시키는 방안이 연구되었다. 선형 음향 이론을 이용하여 소음기(silencer)의 설계 기준을 제시하고, 물리적 의미를 살펴본다. 또한, 동력 객차 내부 음장 해석을 통해 객차의 표면을 통한 방사 소음의 크기를 예측하여 외부 방사 소음이 65dB이하가 될 수 있는 동력 객차 차체의 전달 손실(transmission loss)의 최저값을 제시한다.

동력 객차 표면으로부터의 방사 소음이 65dB 이하가 될 수 있도록 하는 소음 저감 기술 개발을 위해 동력 객차 내부의 가스 터빈 엔진에서 발생하는 배기 가스에 의한 소음을 감소시키기 위한 소음기(silencer)를 설계한다. 또한 동력 객차 내부의 음장 해석을 통해 내부 소음 레벨을 예측하고, 연구 목적을 달성하기 위해 필요한 전달 손실을 계산하여 차음재 선정 기준을 마련하였다. 그리하여 선행연구에 제안되었던 소음기를 축소 모형으로 실제 제작, 실험하여 성능을 평가하였고, 동력 객차 내부의 가스 터빈 엔진 표면에서 발생하는 소음에 의한 내부 음장을 해석한다. 소음기 설계 및 성능 실험 후, 마지막으로 방사소음 규정을 만족시키는 차음재의 종류 및 두께, 구조를 결정하고 실험을 통하여 검증한다.

<기술적 특징>

(1) 원하는 주파수 대역에서 원하는 레벨의 투과 손실을 갖는 소음기를 설계할 수 있음.

(2) 경계 요소법을 이용하여 어떤 공간의 내부 음장을 예측할 수 있음

[용도 · 이용분야]

(1) 각종 엔진의 배기구 소음 저감

(2) 고속 철도 외부 방사 소음 저감

(3) 공간의 내부 음장 예측

■ 기술의 분류

[기술분야] (1개만 선택(∨로 표시)하여 주십시오)

☐ 정보산업 ☐ 기계설비 ☐ 소재 ☐ 정밀화학·공정 ☐ 생명과학
☐ 원자력 ☐ 자원 ☐ 에너지 ☐ 항공·우주 ☐ 해양
☐ 교통 ☐ 보건·의료 ∨☐ 환경 ☐ 기초·원천 ☐ 기타

[기술의 활용유형] (1개만 선택(∨로 표시)하여 주십시오)

☐ 신제품개발 ☐ 신공정개발 ∨☐ 기존제품개선 ☐ 기존공정개선
☐ 기 타 ( )

[기술의 용도] (복수 선택(∨로 표시)가능합니다)

☐ 기계설비 ☐ 부품소자 ☐ 원료재료 ☐ 소프트웨어
☐ 가공처리기술 ☐ 자동화기술 ☐ 불량률 감소 등 현장애로기술
∨☐ 제품설계기술 ☐ 공정설계기술 ☐ 기 타 ( )

■ 산업재산권 보유현황(기술과 관련한)

권리유형	명 칭	국가명	출원단계	일자	등록번호

* '권리유형'란에는 특허, 실용신안, 의장, 컴퓨터프로그램 등을 선택하여 기재
* '출원단계'란에는 출원, 공개, 등록 등을 선택하여 기재

■ 기술이전 조건

이전형태	□ 유상 □무상	최저기술료	천원
이전방식	□ 소유권이전 □ 전용실시권 □ 통상실시권 □ 협의결정 □ 기타( )		
이전 소요기간	년 개월	실용화예상시기	년도
기술이전시 선행요건			

* 기술이전시 선행요건 : 기술이전을 위한 사전준비사항(필수 설비 및 장비, 전문가 확보 등)을 기술

* 실용화예상시기 : 기술을 활용한 대표적인 제품이 최초로 생산이 시작되는 시기를 기재

■ 기술의 개발단계 및 수준

[기술의 완성도] (1개만 선택(∨로 표시)하여 주십시오)

	① 기초, 탐색연구단계 : 특정용도를 위해 필요한 신 지식을 얻거나 기술적 가능성을 탐색하는 단계
∨	② 응용연구단계 : 기술적 가능성의 실증, 잠재적 실용화 가능성의 입증 등 실험실적 확인 단계
	③ 개발연구단계 : Prototype의 제작, Pilot Plant Test 등을 행하는 단계
	④ 기업화 준비단계 : 기업화에 필요한 양산화 기술 및 주변 기술까지도 확보하는 단계
	⑤ 상품화 완료단계

[기술의 수명주기] (1개만 선택(∨로 표시)하여 주십시오)

	① 기술개념 정립기 : 기술의 잠재적 가능성만 있는 단계
∨	② 기술실험기 : 기술개발에 성공했으나 아직 실용성, 경제성 등이 확실치 않은 단계
	③ 기술적용 시작기: 최초의 기술개발국에서만 활용되고 있는 단계
	④ 기술적용 성장기: 기술개발국 및 일부 선진국에서 활용되고 있는단계
	⑤ 기술적용 성숙기: 선진국사이에서 활발한 기술이전이 일어나며, 기술의 표준화가 되어가는 단계
	⑥ 기술적용 쇠퇴기: 선진국에서 개도국으로 기술이전이 활발하게 일어나고, 선진국에서는 기술의 가치가 저하되나, 개도국에서는 아직 시장의 가치가 높은 기술

[기술발전 과정상의 기술수준] (1개만 선택(∨로 표시)하여 주십시오)

	① 외국기술의 모방단계 : 이미 외국에서 개발된 기술의 복제, reverse Eng.
	② 외국기술의 소화·흡수단계 : 국내시장구조나 특성에 적합하게 적응시킴
∨	③ 외국기술의 개선·개량단계 : 성능이나 기능을 개선시킴
	④ 신기술의 혁신·발명단계 : 국내 최초로 개발

■ 본 기술과 관련하여 추가로 확보되었거나 개발중인 기술(해당되는 경우에만 기재)

기술명	
개발단계	□ 연구개발 계획 □ 연구개발 중 □ 연구개발 완료
기술개요	

[기술을 도출한 과제현황]

개발사업명				
연구개발과제명				
주관연구기관			기관유형	
참여기관(기업)				
총연구기간				
총연구비	합계 : ( )백만원 - 정부 : ( )백만원 민간 : ( )백만원			
주관연구책임자	소속		성명	
	전화번호		E-mail	
연구개발 주요내용				

편집순서 10

주 의

1. 이 보고서는 건설교통부에서 시행한 고속철도기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 건설교통부에서 시행한 고속철도기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.

주 의 사 항

1. 본 보고서는 건설교통부가 출연하고 한국건설교통기술평가원에서 위탁시행한 건설기술연구개발사업의 최종(중간) 연구보고서입니다.
2. 본 보고서의 내용을 발표할 때에는 반드시 건설교통부가 출연하고 한국건설교통기술평가원에서 위탁시행 한 건설기술연구개발사업임을 밝혀야 합니다.
3. 국가보안 차원에서 필요하다고 인정되는 내용은 대외적으로 발표 및 공개하여서는 아니됩니다.

본 보고서와 관련하여 문의를 원하시는 분은 아래의 문의처로 연락을 주시기 바랍니다.

■ 문의처 : 한국건설교통기술평가원 TEL 031)381-6311
한국기계연구원(주관연구기관) TEL 042)868-7745

R&D /

고속철도기술개발사업, II-4과제, 한국형 다중추진시스템 기술 개발, 연구보고서

■ 발행일 / 2007.10.31.
■ 발행처 / 한국기계연구원
대전광역시 유성구 장동 171
TEL : 042-861-7401(대)
■ 인쇄처 / 협신사(대전유성구 어은동 107)
TEL : 042-861-7787(대)